



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA ESCUELA DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

“IMPLEMENTACIÓN DE UN PROTOTIPO-SISTEMA PARA TRANSPORTE DE PRODUCTO CONGELADO, REFRIGERADO A BASE DE PLACAS EUTÉCTICAS RECARGABLES”

ORTIZ CEVALLOS NICOLÁS ALFONSO

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO INDUSTRIAL

**RIOBAMBA – ECUADOR
2015**

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

2014-07-31

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

ORTIZ CEVALLOS NICOLÁS ALFONSO

Titulada:

“IMPLEMENTACIÓN DE UN PROTOTIPO-SISTEMA PARA TRANSPORTE DE PRODUCTO CONGELADO, REFRIGERADO A BASE DE PLACAS EUTÉCTICAS RECARGABLES”

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el título de:

INGENIERO INDUSTRIAL

Ing. Marco Santillán Gallegos
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Carlos Santillán M.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Jesús Brito C.
ASESOR DE TESIS

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: ORTIZ CEVALLOS NICOLÁS ALFONSO

TÍTULO DE LA TESIS: “IMPLEMENTACIÓN DE UN PROTOTIPO-SISTEMA PARA TRANSPORTE DE PRODUCTO CONGELADO, REFRIGERADO A BASE DE PLACAS EUTÉCTICAS RECARGABLES”

Fecha de Examinación: 2015-08-21

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Marco Santillán Gallegos PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Carlos Santillán M. DIRECTOR DE TESIS			
Ing. Jesús Brito C. ASESOR			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. Marco Santillán Gallegos
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado que presento, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la empresa Cora Refrigeración Cía. Ltda. En tal virtud, los fundamentos teóricos-científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad del autor. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Nicolás Alfonso Ortiz Cevallos

DEDICATORIA

El desarrollo de esta tesis de grado se la dedico a mi hijo Martín Aquiles, la mayor bendición y razón fundamental de mi esfuerzo cotidiano.

A mi abuelo Aquiles Ortiz (+) por su apoyo y aliento en las dificultades, y por su grata compañía en circunstancias favorables, a mis padres y hermanos que me han dado un respaldo incondicional y permanente.

A los buenos profesores que impartieron su conocimiento con disciplina y esfuerzo, con el objetivo fundamental de formar excelentes profesionales.

Nicolás Alfonso Ortiz Cevallos

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por la vida, y las oportunidades que me ha brindado, permitiéndome llegar al final de este camino con salud y entusiasmo.

A la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo por haberme acogido y entregarme una herramienta fundamental en mi vida, mi profesión.

A la escuela de Ingeniería Industrial, que la llevo muy dentro de mi corazón.

Y a mis buenos amigos, compañeros de carrera, en la vida laboral serán mis colegas.

Nicolás Alfonso Ortiz Cevallos

CONTENIDO

Pág.

1.	INTRODUCCIÓN	
1.1	Antecedentes	1
1.2	Justificación.....	1
1.3	Objetivos	3
2.	MARCO TEÓRICO	
2.1	Termodinámica de refrigeración, estado actual del arte.....	5
2.1.1	<i>Energía y potencia térmica.</i>	5
2.1.2	<i>Energía en forma de calor.</i>	5
2.1.3	<i>Potencia frigorífica.</i>	5
2.1.4	<i>Eficiencia energética o rendimiento.</i>	6
2.1.5	<i>Primera ley de la termodinámica.</i>	6
2.1.6	<i>Entalpía.</i>	7
2.1.7	<i>Calor sensible y calor latente.</i>	7
2.1.8	<i>Calor específico.</i>	8
2.2	Comportamiento termodinámico de una sustancia	8
2.2.1	<i>Condiciones macroscópicas de un gas ideal.</i>	8
2.2.2	<i>Fusión y solidificación.</i>	9
2.2.3	<i>Vaporización y condensación.</i>	9
2.2.4	<i>Estado saturado.</i>	9
2.2.5	<i>Líquido subenfriado.</i>	10
2.2.6	<i>Vapor sobrecalentado.</i>	10
2.2.7	<i>Diagrama temperatura-entalpía del agua.</i>	10
2.3	Refrigeración mecánica	10
2.3.1	<i>Capacidad del sistema de refrigeración mecánica.</i>	11
2.3.2	<i>Segunda ley de la termodinámica.</i>	11
2.3.3	<i>Máquina frigorífica.</i>	13
2.3.4	<i>Primera ley de la termodinámica aplicada a la máquina frigorífica.</i>	14
2.3.5	<i>Eficiencia de un sistema frigorífico.</i>	14
2.4	Termodinámica aplicada a la refrigeración	15
2.4.1	<i>Comportamiento del vapor refrigerante en correspondencia con la presión y temperatura.</i>	15
2.4.2	<i>Vaporización y equilibrio térmico de un refrigerante.</i>	15
2.4.3	<i>Regulación de la temperatura de vaporización por medio de la presión.</i>	16
2.4.4	<i>Conservación de refrigerante líquido en el evaporador.</i>	17
2.4.5	<i>Ciclo completo de refrigeración.</i>	17
2.4.6	<i>Descripción de las componentes de un sistema de refrigeración básico.</i>	18
2.5	Diagrama entálpico de los refrigerantes.....	19
2.5.1	<i>Presión-Entalpía.</i>	19
2.6	Ciclo teórico de refrigeración	21
2.6.1	<i>Comportamiento del refrigerante en un sistema de refrigeración.</i>	21
2.7	Cálculo de la capacidad frigorífica requerida	22
2.7.1	<i>Valores enfocados al producto:</i>	22
2.7.2	<i>Valoración enfocada al montaje:</i>	23
2.7.3	<i>Calor que ingresa al sistema aislado por conductividad.</i>	24
2.7.4	<i>Calor introducido por el ingreso del producto.</i>	26
2.7.5	<i>Aportes de calor debidos a la actividad química y/o fisiológica</i>	28
2.7.6	<i>Ingreso de calor por renovación de aire.</i>	30

2.7.7	<i>Ingreso de calor debido al trabajo realizado por los motores, ventilación e iluminación.</i>	32
2.7.8	<i>Ingreso de calor por aporte corporal humano.</i>	34
2.7.9	<i>Otras formas de ingreso de calor y seguridad para el cálculo de la aportación final.</i>	35
2.7.10	<i>Aportación total de calor.</i>	35
2.7.11	<i>Potencia térmica del equipo.</i>	35
2.7.11.1	<i>Cálculo de la potencia frigorífica en congelación.</i>	36
2.7.11.2	<i>Disipación del calor extraído por el condensador al medio externo.</i>	36
2.8	<i>Refrigerantes</i>	37
2.8.1	<i>Fluido frigorígeno.</i>	37
2.8.2	<i>Tipo de frigorígenos.</i>	37
2.8.3	<i>Propiedades generales que deben cumplir los fluidos frigorígenos.</i>	37
2.8.4	<i>Refrigerante R-404 A.</i>	39
2.8.5	<i>Aplicaciones.</i>	40
2.9	<i>Aislamiento térmico</i>	40
2.9.1	<i>Barrera anti vapor.</i>	41
3.	CÁLCULO Y DISEÑO DEL PROTOTIPO SISTEMA PARA TRANSPORTE DE PRODUCTO CONGELADO	
3.1	<i>Establecimiento de las funciones inherentes y las características técnicas</i>	42
3.1.1	<i>Los resultados arrojados por el estudio de mercado fueron los siguientes.</i>	42
3.1.2	<i>Problemas en sistemas basados en el movimiento del cigüeñal del motor.</i>	43
3.1.3	<i>Problemas en sistemas de congelación por convección natural.</i>	44
3.1.4	<i>Establecimiento del requerimiento.</i>	45
3.2	<i>Determinación y descripción de cada uno de los períodos del prototipo-sistema</i>	46
3.2.1	<i>Período de carga de la placa eutéctica.</i>	46
3.2.2	<i>Período de introducción del producto congelado.</i>	46
3.2.3	<i>Período de distribución del producto congelado.</i>	47
4.	CÁLCULO DE LA POTENCIA FRIGORÍFICA	
4.1	<i>Aislamiento térmico para la caja térmica.</i>	48
4.2	<i>Cálculo de la carga térmica con producto congelado.</i>	49
4.2.1	<i>Calor ingresado por conducción a través de piso, techo o paredes.</i>	49
4.2.2	<i>Calor ingresado considerando la superficie total.</i>	49
4.2.3	<i>Calor introducido por las mercancías.</i>	51
4.2.4	<i>Aportes de calor realizados por la actividad química y/o fisiológica</i>	52
4.2.5	<i>Aportaciones de calor producidas por la renovación del aire</i>	52
4.2.6	<i>Aportaciones procedentes de los motores, ventilación e iluminación.</i>	54
4.2.7	<i>Aportaciones originadas por la entrada de personal.</i>	54
4.2.8	<i>Aportaciones diversas y coeficiente de seguridad.</i>	54
4.2.9	<i>Aportaciones totales.</i>	55
4.3	<i>Período de carga de la placa eutéctica</i>	55
4.3.1	<i>Solución eutéctica.</i>	55
4.3.2	<i>Cantidad de energía acumulada en la placa eutéctica.</i>	56
4.3.3	<i>Potencia frigorífica requerida para la placa eutéctica.</i>	56
4.4	<i>Capacidad frigorífica proyectada en el condensador</i>	57
4.5	<i>Cálculo de la capacidad frigorífica necesaria en la unidad condensadora fija</i>	57
4.5.1	<i>Punto final de condensación.</i>	57
4.5.2	<i>Proceso de expansión.</i>	58
4.5.3	<i>Proceso de vaporización.</i>	58
4.5.4	<i>Balance energético del evaporador.</i>	58
4.5.5	<i>Caudal másico del refrigerante.</i>	59
4.5.6	<i>Producción frigorífica volumétrica.</i>	59

4.5.7	<i>Caudal volumétrico desplazado por el compresor.</i>	59
4.5.8	<i>Proceso de compresión.</i>	60
4.5.9	<i>Proceso de condensación.</i>	60
4.5.10	<i>Características requeridas en el compresor.</i>	61
4.5.11	<i>Conexión eléctrica del sistema.</i>	61
4.6	Partes del prototipo y de la unidad condensadora	62
4.6.1	<i>Caja térmica ensamblada.</i>	62
4.6.2	<i>Despiece de la caja térmica.</i>	62
4.6.3	<i>Despiece de la puerta y accesorios.</i>	63
4.6.4	<i>Accesorios.</i>	64
5.	PROCEDIMIENTO PARA LA CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO SISTEMA	
5.1	Aislamiento y armado de la caja térmica	69
5.2	Perforación de la caja térmica	70
5.3	Preparación de la placa eutéctica	70
5.4	Recorte de la placa eutéctica	70
5.5	Soldadura de la placa eutéctica con suelda MIG	71
5.6	Colocación de válvulas de servicio	72
5.7	Prueba de presión con Nitrógeno gaseoso	72
5.8	Colocación de válvula Rotalock en el compresor	73
5.9	Instalación de válvula rotalock en acumulador de líquido	73
5.10	Colocación de compresor, acumulador de líquido y condensador	73
5.11	Ensamblaje de base, motor y aspa de sistema de ventilación	74
5.12	Suelda de válvula rotalock	75
5.13	Colocación de visor de líquido al acumulador de líquido y ventilador	75
5.14	Soldadura de tubería de aspiración del compresor al sistema	75
5.15	Ensamble de tubería de cobre y tuerca de bronce	76
5.16	Conexión de codo de cobre a visor de líquido	76
5.17	Instalación de válvula unidireccional	77
5.18	Suelda de tubería de cobre	77
5.19	Preparación de aceite ecológico e introducción del mismo al compresor	77
5.20	Colocación del filtro secador	78
5.21	Colocación de tubería y tuerca de bronce a filtro secador	79
5.22	Instalación de válvula solenoide	79
5.23	Instalación de válvula unidireccional a válvula solenoide	79
5.24	Introducción de líquido eutéctico en placa	80
5.25	Esmerilado de escoria	81
5.26	Preparación de soporte de la placa eutéctica	81
5.27	Remache de acoples rápidos a mangueras de alta y baja presión	82
5.28	Conexión de válvula de expansión a tubería de alta de placa eutéctica	83
5.29	Prueba de presión a placa eutéctica con válvula de expansión	84
5.30	Conexión de válvula KVL a compresor	85
5.31	Montaje de placa eutéctica a caja térmica	85
5.32	Instalación de mangueras de alta y baja presión a unidad condensadora	87
5.33	Colocación del sistema eléctrico	87
5.34	Colocación de presóstatos, visor de temperatura caja eléctrica	88
5.35	Pintado de placa eutéctica en caja térmica	88
5.36	Colocación de bobina solenoide a 110V	89
5.37	Ensamblado de acoples rápidos al sistema	89
5.38	Vacío	90
5.39	Colocación sobre sistema móvil y carga del refrigerante	90
5.40	Implementación del prototipo sistema en un vehículo de prueba	90
5.41	Colocación de producto congelado	91
5.42	Distribución del producto congelado	91
5.43	Resultados	92

6.	ANÁLISIS DE COSTOS	
6.1	Recursos	93
6.1.1	<i>Humanos</i>	93
6.1.2	<i>Financieros</i>	93
6.2	Costos	93
7.	OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO PREVENTIVO	
7.1	Mediciones y monitoreo.....	98
7.2	Encendido y funcionamiento del prototipo sistema	98
7.3	Condición de operación	99
7.4	Prácticas de aplicación	99
7.5	Programación de los períodos de mantenimiento	100
7.5.1	<i>Mantenimiento semanal</i>	100
7.5.2	<i>Mantenimiento semestral</i>	100
7.5.3	<i>Procedimiento para la realización de un mantenimiento correctivo</i>	101
8.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	
8.1	Conclusiones	102
8.2	Recomendaciones	103

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

LISTA DE TABLAS

1	Magnitudes físicas	5
2	Dimensiones de recipientes y masas.....	27
3	Calor específico de algunos productos	28
4	Aportaciones de calor por tipo de producto en kJ/día	29
5	Aperturas de puertas recomendadas conforme al volumen	31
6	Tabla comparativa de aislamientos térmicos	48
7	Resultados al finalizar la etapa de condensación	57
8	Resultados del proceso de refrigeración durante la expansión del refrigerante	58
9	Resultados correspondientes a la finalización de la vaporización del refrigerante	58
10	Resultados de la compresión del refrigerante en el sistema	60
11	Resultados del cambio de entalpía durante el cambio de fase cuando el refrigerante comienza el proceso de condensación	60
12	Condiciones requeridas para el funcionamiento del sistema frigorífico	61
13	Características requeridas en el compresor.....	61
14	Resumen de resultados, tras realizar la distribución de producto congelado.	92
15	Costos unitarios y totales de equipos, materiales y accesorios.....	93
16	Costos directos e indirectos.....	97
17	Check list para el mantenimiento del prototipo-sistema	99

LISTA DE FIGURAS

1	Transferencia de calor de un medio a otro.....	5
2	Variación de energía en relación con el calor y el trabajo en un sistema	7
3	Variación de la presión, temperatura y volumen de un gas ideal de masa m confinado a un cilindro.....	9
4	Cambio de estado del agua a presión atmosférica	10
5	Compresor y turbina	12
6	Máquina frigorífica	13
7	Máquina frigorífica	13
8	Máquina frigorífica	14
9	Vaporización de un refrigerante 134A a presión atmosférica	15
10	Vapor refrigerante a una presión mayor a la atmosférica.....	16
11	Vapor refrigerante a menor presión que la presión atmosférica.....	16
12	Refrigerante líquido en el evaporador	17
13	Refrigerante vapor y líquido en el serpentín del evaporador	17
14	Refrigerante vapor y líquido en el serpentín del evaporador y condensador ..	18
15	Condiciones del refrigerante en un ciclo de compresión y expansión	19
16	Regiones del diagrama Presión-Entalpía.....	20
17	Representación de las condiciones del refrigerante en el diagrama Presión-Entalpía	21
18	Distribución de sistemas adiabáticos	23
19	Transferencia de calor por conductividad, por diferencial térmico entre el exterior e interior del recinto frigorífico.....	24
20	Dimensión exterior para cálculo de transferencia de calor por conducción por las paredes.....	25
21	Aportaciones de calor por trabajo de motores.....	32
22	Aportación de calor por iluminación	33
23	Superficie exterior de la caja térmica	50
24	Diagrama temperatura-entalpía específica de la solución eutéctica facilitada por el fabricante.....	55
25	Diagrama para análisis de las condiciones del refrigerante en cada una de sus etapas por el sistema.....	58
26	Diagrama eléctrico del sistema	61
27	Prototipo-sistema.....	62
28	Despiece	62
29	Despiece de la puerta.....	63
30	Diseño de la placa eutéctica	64
31	Componentes de la placa eutéctica	64
32	Compresor hermético CAJ2464Z.....	64
33	Bobina solenoide marca Danfoss a 110V, y válvula marca Danfoss acoplada y accionada por la bobina.....	65
34	Válvula unidireccional, marca Danfoss	65
35	Motor ventilador a 110V, aspa de 8", marca ELCO.....	65
36	Válvula de servicio de alta presión 3/8", marca Danfoss.....	65
37	Acumulador de líquido	66
38	Visor de líquido.....	66

39	Filtro secador.....	66
40	Aceite ecológico	66
41	Válvula de expansión, con orificio Nro. 2, regulación externa, para refrigerante R404a, marca Danfoss	67
42	Acople de alta presión	67
43	Acople de baja presión	67
44	Válvula de servicio de 5/8" (KVL).....	67
45	Protector eléctrico del sistema.....	68
46	Armado del aislamiento	69
47	Recubrimiento y acabado de aislamiento exterior.....	69
48	Perforación del sistema	70
49	Armado de la placa metálica importada.....	70
50	Recorte de la placa eutéctica con una moladora con disco de corte.....	71
51	Reducción de material de la placa y recorte de tubería	71
52	Reducción de material de la placa y recorte de tubería	71
53	Soldadura de las válvulas de servicio con la tubería de la entrada y salida de la placa.....	72
54	Sellado con varilla de plata al 15%	72
55	Revisión de fuga con refrigerante a alta presión.....	72
56	Válvula Rotalock colocado para aspiración de refrigerante hacia el compresor	73
57	Válvula Rotalock colocada en secuencia con el acumulador de líquido.....	73
58	Montaje sobre base de compresor, condensador y tubería	74
59	Sistema anti vibración.....	74
60	Ensamblado de base, motor y aspa.....	74
61	Suelda de válvula rotalock al acople.....	75
62	Ensamblado de visor de líquido al acumulador de refrigerante líquido y al ventilador del condensador.....	75
63	Soldadura de tubería de aspiración del refrigerante	75
64	Tubería de cobre con tuerca de bronce	76
65	Tuerca y tubería de cobre.....	76
66	Visor de líquido conectado en secuencia con la tubería	76
67	Soldadura de la válvula unidireccional al sistema	77
68	Soldadura de tubería de cobre	77
69	Medida de la cantidad de aceite a introducir al sistema	77
70	Aceite introducido al sistema frigorífico.....	78
71	Introducción de filtro a tubería	78
72	Soldadura de tubería de cobre con boca de filtro.....	78
73	Tubería con tuerca de broce soldada a boca de salida de filtro secador.....	79
74	Conexión de válvula solenoide al sistema	79
75	Ajuste de válvula solenoide	79
76	Medida de líquido eutéctico	80
77	Ingreso de líquido eutéctico a la placa.....	80
78	Segunda cantidad de líquido eutéctico ingresado al sistema.....	80
79	Sellado de placa eutéctica.....	80
80	Esmerilado de escoria tras soldadura.....	81
81	Soldadura de soporte de sujeción de la placa eutéctica	81
82	Pintado de soporte de sujeción de la placa eutéctica.....	81

83	Remache de acople rápido a manguera	82
84	Juego de acople rápido tras suelda	82
85	Acople con junta a manguera	82
86	Acople rápido de alta presión con juego completo.....	82
87	Acople rápido de baja presión con juego completo.....	83
88	Tuerca de bronce con tubería a entrada de placa eutéctica.....	83
89	Conexión roscada de válvula de expansión.....	83
90	Soldadura de tubería de cobre a salida de placa eutéctica.....	84
91	Conexión de tubería a entrada de válvula de expansión.....	84
92	Soldadura de válvulas de servicio al sistema.....	84
93	Prueba de presión en el sistema de tubería de la placa eutéctica	84
94	Conexión de válvula KVL al sistema.....	85
95	Control de temperatura en la soldadura de la válvula KVL	85
96	Montaje de la placa eutéctica a la caja térmica.....	85
97	Tubería atravesando la placa eutéctica	86
98	Suelda de codo de cobre para continuar secuencia de tubería.....	86
99	Ajuste de válvulas con agujas.....	86
100	Colocación de abrazaderas a la manguera con la tubería de cobre.....	87
101	Cierre del circuito frigorífico con válvula KVL con acoples a manguera de baja presión	87
102	Conexión del sistema eléctrico	87
103	Conexión de presóstatos de baja y alta presión, controlador de temperatura y caja eléctrica	88
104	Caja térmica pintada tras montaje de placa eutéctica.....	88
105	Conexión de la bobina solenoide	89
106	Conexión del sistema de acoples rápidos a mangueras de presión.....	89
107	Conexión de sistema de carga frigorífica.....	89
108	Vacío en el sistema	90
109	Carga de refrigerante y funcionamiento de unidad condensadora móvil	90
110	Montaje de la caja térmica en el vehículo de prueba	90
111	Montaje y ajuste de caja térmica al cajón	91
112	Producto congelado listo para ser distribuido	91
113	Distribución de producto congelado.....	91

SIMBOLOGÍA

kWh	Kilovatio hora	J
V	Voltaje	V
Q	Calor	J
q	Calor por unidad de masa	J/Kg
C _V	Costo variable	USD/unidad
C _T	Costo total	USD
C _F	Costo fijo	USD
Q _F	Calor del depósito frío	J
Q _C	Calor del depósito caliente	J

LISTA DE ABREVIACIONES

KVL	Válvula de servicio para aspiración del compresor
CÍA	Compañía
LTDA	Limitada
COMEX	Comité de comercio exterior
TF	Depósito frío
TC	Depósito caliente
CFC	Clorofluorcarburos
HCFC	Hidroclorofluorocaburos
HCF	Hidrofluorcarburos
PFC	Perfluorcarburos
HC	Hidrocarburos
ODP	Medida de afección a la capa de ozono
GWP	Medida de contribución al efecto invernadero
PAG	Polialquilenglicol
POE	Ésteres Poliólicos
MIG	Soldadura a gas y arco metálico

LISTA DE ANEXOS

- A Catálogo del compresor

RESUMEN

En la presente investigación se desarrolló un prototipo-sistema para transportar producto congelado, refrigerado a base de placas con solución eutéctica cuyo punto de congelación se establecería en $-33\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Se empezó realizando un cálculo de potencia frigorífica con relación al aislamiento térmico seleccionado, las condiciones medioambientales, la carga térmica, las aperturas de puertas, el calor proporcionado por el ser humano y el volumen. Asimismo se realizó el diseño del prototipo sistema considerando factores energéticos, logísticos y frigoríficos con la finalidad de que el producto sea comercialmente competitivo, con el respaldo de información suministrada por un estudio de mercado realizado previamente por la empresa auspiciante.

Con la finalidad de determinar la potencia frigorífica requerida se establecieron tres períodos de funcionamiento del prototipo sistema, el período de carga de la placa eutéctica es la base para la obtención de la potencia frigorífica requerida, mientras el período de introducción del producto congelado y el período de distribución de producto congelado entregarán la cantidad de calor que ingresaría al sistema y que sería almacenado por la placa eutéctica. El único período en el que se expulsaría calor al medio condensante sería en el período de carga de la placa eutéctica y este valor sería de 9100,85 kJ.

El aislamiento seleccionado fue el poli isocianurato, con doble barrera antivapor de 100 mm de espesor con un coeficiente de conductividad térmica de $0,026\text{ W}/^{\circ}\text{C}\cdot\text{m}$, la potencia frigorífica durante el período de carga fue de 590 W.

Se documentó el procedimiento de fabricación del sistema con la finalidad de que pueda ser replicado en serie y se estableció un plan de mantenimiento semanal y mensual. El costo del proyecto fue de 6679,20 USD.

ABSTRACT

In this research a prototype-system is developed to transport frozen product refrigerated based on plates with eutectic solution, where the freezing point, would be established at $-33\text{ }^{\circ}\text{C}$.

It began, performing a calculation of cooling power with respect to thermal insulation selected, environmental conditions, the thermal load, door openings, the heat provided by humans and volume. Also it took place, the design of the prototype system considering, energy, logistics and refrigerators factors in order to make the product commercially competitive, supported by information provided by market research previously conducted by the sponsoring company.

In order to determine the required cooling capacity three periods of operation of the prototype system were established, the charging period of the eutectic plate would be the basis for obtaining the required cooling capacity, while the period of introduction of the frozen product and distribution period, of frozen product would deliver the amount of heat would enter into the system and would be stored by the eutectic plate. The only period in which the condensing heat medium would be ejected in the charging period of the eutectic plate and this value would be 9100.85 kJ .

The selected insulation was poly-isocyanurate, dual vapor barrier, of 100 mm thickness with thermal conductivity coefficient of $0.026\text{ W}/^{\circ}\text{C}\cdot\text{m}$, the cooling capacity during the charge was 590 W .

It was documented, the manufacturing process system, in order that can be replicated in series and a plan weekly and monthly maintenance was established. The project cost was 6679.20 USD .

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

Desde marzo de 2015, por las restricciones a las importaciones impuesto por el pleno del comité de comercio exterior (COMEX) del gobierno del Ecuador, la empresa CORA REFRIGERACIÓN CÍA LTDA., dedicada desde hace 25 años a la importación de equipos, materiales, accesorios y repuestos de refrigeración creó el departamento de investigación y desarrollo para diseñar, calcular e implementar productos cuya importación se restringió y desde un punto de vista logístico la fabricación es viable realizarla en el país. Por medio de éste departamento se respaldan económica y logísticamente proyectos que solucionen problemas tecnológicos en el campo de la refrigeración, que sean innovadores y que su reproducción a gran escala sea viable y rentable. (Resolución No. 011-2015, 2015)

En el Ecuador el desarrollo de nuevas tecnologías en sistemas para transporte de producto congelado más eficientes en términos energéticos ha sido innecesario debido a que la utilización de combustibles subsidiados como fuente de energía representa para el consumidor un costo más bajo frente a otras fuentes de energía. En el futuro las políticas económicas y energéticas del Ecuador se focalizarán en el consumo del diésel y la gasolina con el fin de eliminar parcialmente el subsidio existente (se subsidiará un máximo de 300 galones de gasolina al año por vehículo), al mismo tiempo que la matriz productiva se enfoca en proyectar a la electricidad como la mayor fuente de energía del país, tras la construcción de nueve hidroeléctricas el gobierno prevé disminuir el costo del kWh, lo que representa una oportunidad para el presente proyecto. (ANDES, 2013)

1.2 Justificación

Actualmente en el Ecuador, la mayor parte de vehículos diseñados para la distribución de producto congelado emplean sistemas de congelación cuyo funcionamiento se basa en la transmisión de movimiento desde el cigüeñal al compresor por medio de bandas y poleas. Estos sistemas de transporte de producto congelado funcionan únicamente cuando el vehículo se encuentra encendido, así que para que el producto se mantenga congelado el vehículo no podrá apagarse aunque no tenga necesidad de circular, y esto

puede durar largos períodos de tiempo generándose así un mayor consumo de combustible y contaminación.

Una segunda desventaja tiene relación directa con el estado en el movimiento del vehículo. Estos sistemas están diseñados para que el aire ingrese al condensador y enfríe el refrigerante mientras el vehículo se encuentra en movimiento, de modo que mientras mayor sea la velocidad de desplazamiento del vehículo, mayor será el flujo de aire que enfriará el refrigerante en el condensador pero si el vehículo se encuentra estático no recibiría este importante flujo de aire en el condensador.

Existe un riesgo latente al distribuir producto congelado con estos sistemas, ya que dependen directamente del sistema mecánico y eléctrico del vehículo, de modo que al presentarse una falla mecánica o eléctrica que impida el normal funcionamiento del sistema de refrigeración, el producto podría afectarse si la reparación en el vehículo no fuese inmediata.

Un segundo grupo de vehículos diseñados para transporte de producto congelado utilizan cámaras aisladas y refrigeradas con placas eutécticas, a diferencia del sistema de movimiento transmitido desde el cigüeñal del motor donde la refrigeración se da por ventilación forzada, en este sistema la congelación se produce por convección. Sin embargo, estos sistemas tienen la desventaja de llevar en la carrocería una unidad condensadora de gran volumen y peso, diseñada para funcionar con una alimentación eléctrica trifásica a 220 V, por tanto el sistema funcionaría únicamente cuando el vehículo se encuentre estático en un lugar donde exista el suministro de energía necesario.

El trajín diario, propio de los vehículos dedicados al transporte de producto congelado, hacen que se genere problemas constantes en los sistemas de transporte que los vehículos llevan consigo, sumando el riesgo que corre el sistema ante una colisión.

Por los puntos anteriormente citados, es necesario que las empresas que se dedican al negocio de la refrigeración innoven presentando al mercado soluciones prácticas y rentables para solucionar estos problemas, más aún cuando las políticas económicas y energéticas actuales en el país se proyectan a retirar los subsidios que el diésel y la gasolina han tenido desde hace décadas. Razón por la cual se vuelve imperante la necesidad de encontrar sistemas alternativos para el transporte de productos congelados, que cumplan con una serie de requerimientos inherentes.

Países donde el costo del combustible no justifica el uso de los sistemas de refrigeración dependientes del movimiento del cigüeñal se ha desarrollado diferentes tecnologías. El prototipo sistema a realizar en la presente tesis, presentará ventajas como:

- Sistema de enfriamiento por convección natural, utilizando placas eutécticas.
- Unidad condensadora monofásica a 110 V, para recarga frigorífica de la placa eutéctica.
- El sistema de refrigeración tendrá autonomía con respecto al sistema motriz del vehículo.
- Menor desgaste y mayor vida útil para el vehículo.
- Menor consumo de combustible.
- Más seguridad en la conservación del producto congelado.
- Menor contaminación.
- Sistema adiabático aislado, sin puentes térmicos, con recubrimiento en fibra de vidrio.
- Menor peso (menos desgaste de camión, más carga).
- Mayor higiene.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo General

Implementar un prototipo-sistema para transporte de producto congelado, refrigerado a base de placas eutécticas recargables.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Determinar los procesos que mantendrá el prototipo sistema durante su funcionamiento cotidiano, y describir cada uno de ellos.

- Encontrar el mejor aislamiento para el prototipo-sistema, enfatizándose en el menor coeficiente de conductividad térmica, siempre y cuando cumpla con las características técnicas y las requeridas en el mercado.
- Realizar un estudio para determinar la carga térmica que el sistema mantendrá en la distribución de producto congelado.
- Determinar la potencia frigorífica requerida para la carga frigorífica de la placa eutéctica, conforme al tiempo contemplado para dicha carga.
- Detallar el procedimiento de fabricación.
- Realizar el diseño del prototipo-sistema así como la descripción de cada una de las partes que formará parte del prototipo sistema.
- Elaborar un programa de mantenimiento preventivo que ayudará a alargar la vida útil del prototipo-sistema.
- Realizar un análisis de costos.
- Implementar el prototipo sistema en un vehículo de prueba y comprobar que los resultados obtenidos guarden relación con el estudio frigorífico realizado anteriormente.

CAPÍTULO II

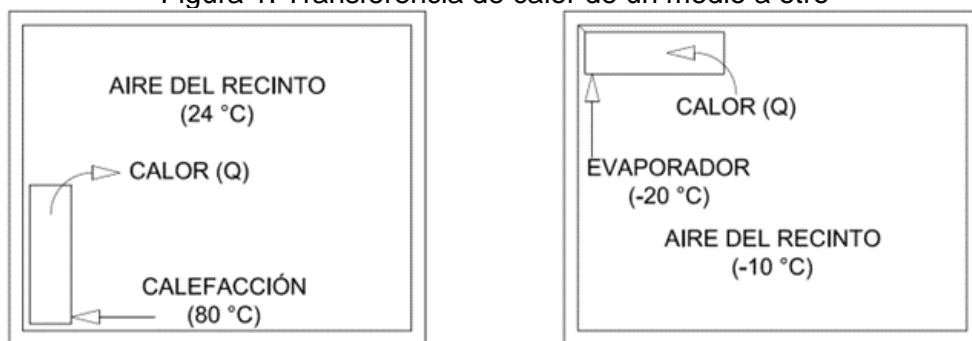
2. MARCO TEÓRICO

2.1 Termodinámica de refrigeración, estado actual del arte

2.1.1 Energía y potencia térmica. La energía se refiere a la potencialidad teórica de un sistema para realizar trabajo, esto no quiere decir que el trabajo llegue a realizarse ni que sea de manera efectiva. Sólo se refiere a un posible trabajo. (FAUGHN, 2006)

2.1.2 Energía en forma de calor. Siendo el calor una forma de energía, ésta se transfiere desde un cuerpo o sustancia de mayor temperatura a un cuerpo o sustancia de menor temperatura, y esta transferencia termina cuando se alcanza el equilibrio térmico. El calor se reconoce con la letra Q, y el calor por unidad de masa, con q.

Figura 1. Transferencia de calor de un medio a otro



Fuente: Serway & Faughn, 2001, Física Termodinámica

2.1.3 Potencia frigorífica. La velocidad con la que el calor se transfiere de cuerpos calientes a fríos se denomina rapidez de transferencia de calor, y se mide como el calor por unidad de tiempo: (SIERRA, 2012)

$$POTENCIA\ TERMICA = \frac{CALOR}{TIEMPO} \quad (1)$$

Tabla 1. Magnitudes físicas

Magnitud	Sistema	Unidad	Símbolo
Potencia térmica	Internacional	Vatio	W
Calor	Internacional	Joule	J
Tiempo	Internacional	Segundo	s

Fuente: González Sierra, 2012, Refrigeración Industrial Montaje y mantenimiento de instalaciones

2.1.4 Eficiencia energética o rendimiento. Por medio del rendimiento energético de una máquina se puede conocer la cantidad de energía aprovechada por una máquina para realizar trabajo útil. El rendimiento energético es un porcentaje que se obtiene por medio de la expresión.

$$\eta = \frac{\text{producción}}{\text{consumo}} = \frac{\text{potencia útil}}{\text{potencia consumida}} \quad (2)$$

Donde:

η = eficiencia energética

P_u = potencia útil

P_c = potencia consumida

P_p = potencia perdida

$$\eta = \frac{P_u}{P_c} = 1 - \frac{P_p}{P_c}; \quad (3)$$

$$P_u = P_c - P_p \quad (4)$$

2.1.5 Primera ley de la termodinámica. El principio de la conservación de la energía dice que si un sistema disminuye una cierta cantidad de energía, en otro sistema aparece el incremento de esa misma cantidad de energía. (GORIBAR, 2009)

Este cambio en la energía se expresa por medio de la ecuación:

$$E_{ent} - E_{sal} = \Delta E_{sistema} \quad (5)$$

Donde:

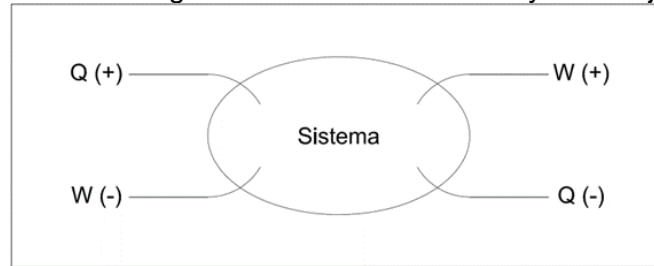
$\Delta E_{sistema}$ = diferencia de la energía de un sistema

E_{ent} = ingreso de energía a un sistema

E_{sal} = salida de energía a un sistema

Por tanto, si el valor es positivo, el sistema ha tenido un incremento en su cantidad de energía, y si el valor es negativo, el sistema ha tenido una disminución de energía. Este principio tiene mucha importancia en el campo de la refrigeración pues la energía en forma de calor absorbida por el evaporador, será expulsada por el condensador.

Figura 2. Variación de energía en relación con el calor y el trabajo en un sistema



Fuente: Hernández Goribar, 2009, Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración

$$Q - W = \Delta E_{sistema} \quad (6)$$

Donde:

Q = calor

W = trabajo

$\Delta E_{sistema}$ = diferencia de la energía de un sistema

2.1.6 Entalpía. La entalpía es un término físico que se utiliza para describir la suma de la energía interna de un cuerpo más la presión exterior por su volumen. (RUÍZ, 2011)

$$H = U + (p \cdot V) \quad (7)$$

Donde:

H = Entalpía

U = Energía interna

P = Presión

V = Volumen

2.1.7 Calor sensible y calor latente. El calor sensible se define como el cambio de entalpía en una sustancia provocado por una variación en la temperatura, la cual puede darse por una adición o una eliminación de calor a la sustancia. (CRIOLLO, 1997)

$$Q_s = m \cdot \Delta h_s = m \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (8)$$

El calor latente se define como el cambio de entalpía en una sustancia debido a un cambio de fase, la cual suscita por una adición o una eliminación de calor, sin variación en la temperatura de la sustancia, únicamente su vaporización o fusión.

$$Q_l = m \cdot \Delta h_l \quad (9)$$

Donde:

Q = calor añadido o cedido por la sustancia

m = masa [kg]

Δh = cambio de la entalpía por cada unidad de masa [kJ/kg]

c_p = calor específico [kJ/(kg·K)]

ΔT = cambio de la temperatura [K]

El calor total entregado o recibido por la sustancia equivale a la sumatoria del calor sensible y el calor latente entregado o recibido durante todo el proceso.

$$Q_t = Q_s + Q_l = m \cdot \Delta h_{total} \quad (10)$$

2.1.8 Calor específico. El calor específico es una característica inherente de cada sustancia, que se define como la cantidad de calor que requiere una sustancia determinada para elevar su temperatura en un grado por unidad de masa.

$$C_p = \frac{Q}{m} \cdot \Delta T \quad (11)$$

Donde:

c_p = calor específico de la sustancia ([kJ·K]/kg)

Q = calor agregado o eliminado.

ΔT = variación en la temperatura [K]

m = masa [kg]

2.2 Comportamiento termodinámico de una sustancia

2.2.1 Condiciones macroscópicas de un gas ideal. Un gas ideal de masa m (valor constante), confinado a un cilindro de un volumen V, una presión P y una temperatura T (las últimas tres magnitudes son variables) cambia sus condiciones a medida que cambian las variables señaladas. Existen tres leyes que rigen al gas ideal:

- Ley de Boyle. Cuando la temperatura del gas permanece constante, la presión interna es inversamente proporcional al volumen.

- Ley de Gay Lussac. Cuando la presión se mantiene constante, el volumen es directamente proporcional a la temperatura.
- Ley de Charles. Cuando permanece constante el volumen, la presión es directamente proporcional a la temperatura.

Figura 3. Variación de la presión, temperatura y volumen de un gas ideal de masa m confinado a un cilindro



Fuente: Hernández Goribar, 2009, Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración

- *Mezcla de gases o Ley de Dalton.* Este principio establece que la presión total de los gases confinados es la sumatoria de cada uno.

$$P_{total} = P_1 + P_2 + P_3 + \dots P_n \quad (12)$$

2.2.2 Fusión y solidificación. La fusión y la solidificación son procesos suscitados en todas las sustancias específicamente debidos a la aportación o eliminación de calor, que dan como resultado un cambio de fase sólido ↔ líquido. Son inherentes para cada sustancia en condiciones de presión y temperatura específicas.

2.2.3 Vaporización y condensación. La vaporización y la condensación son procesos suscitados en todas las sustancias específicamente debidos a la aportación o eliminación de calor, que dan como resultado un cambio de fase líquido ↔ vapor. Son inherentes para cada sustancia en condiciones de presión y temperatura específicas.

2.2.4 Estado saturado. Se define como estado saturado a la condición de temperatura y presión a la cual hierve una determinada sustancia en estado líquido y

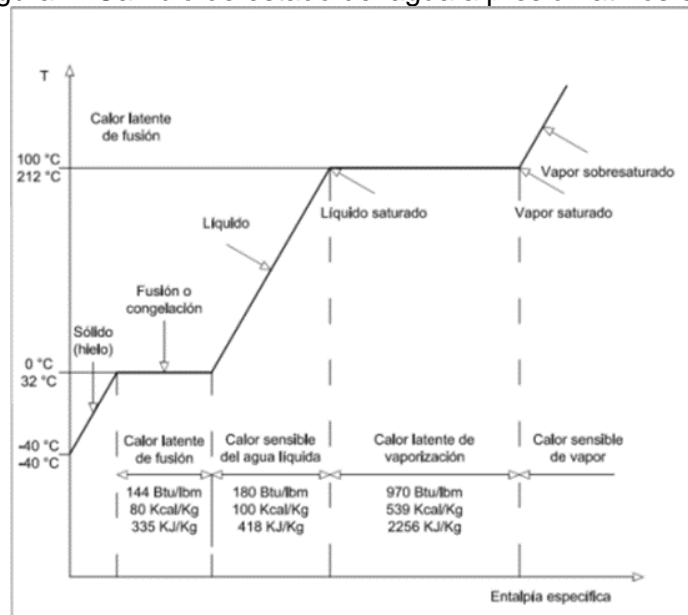
como punto de ebullición se entiende a la temperatura y presión de saturación.

2.2.5 Líquido subenfriado. Cualquier sustancia que se encuentre con una temperatura por debajo del estado saturado se puede considerar líquido subenfriado. Esta es una condición que adquieren los refrigerantes una vez que han expulsado el calor al medio condensante.

2.2.6 Vapor sobrecalentado. Cuando una sustancia se encuentra en estado de vapor, por encima de la temperatura de estado saturado, se dice que su estado es de vapor sobrecalentado, este término se suele utilizar cuando el refrigerante ha finalizado la etapa de vaporización habiendo absorbido el calor del recinto refrigerado.

2.2.7 Diagrama temperatura-entalpía del agua.

Figura 4. Cambio de estado del agua a presión atmosférica



Fuente: González Sierra, 2012, Refrigeración Industrial Montaje y mantenimiento de instalaciones

2.3 Refrigeración mecánica

En los procesos de refrigeración, la sustancia utilizada para la absorción del calor se llama refrigerante, en el evaporador el refrigerante deberá estar a una menor temperatura que el medio a refrigerar, en esta parte del proceso de refrigeración el refrigerante podrá absorber el calor como calor latente (mientras absorbe calor no varía la temperatura del refrigerante, únicamente cambia su fase) o como calor sensible (mientras absorbe calor sólo varía la temperatura del refrigerante). (SIERRA, 2012)

2.3.1 Capacidad del sistema de refrigeración mecánica. En un sistema de refrigeración mecánico, la capacidad se define en función de la rapidez con la cual elimina el calor del medio a refrigerar.

El refrigerante no se vaporiza por completo en el evaporador, es decir el efecto refrigerante es menor que el calor latente en el proceso de vaporización.

Es importante señalar que la capacidad frigorífica de un sistema de refrigeración está dado por factores tales como:

- La cantidad de refrigerante en masa por unidad de tiempo (kg/s), en el sistema Internacional.
- La variación de la entalpía en energía por masa (kJ/kg), en el sistema Internacional.

Estos dos factores nos permiten obtener la potencia frigorífica requerida por el compresor, en kW. Este valor es de mucha importancia, ya que, si el compresor designado realiza la aspiración del refrigerante con menor caudal másico al requerido, se generaría un aumento en la presión de vaporización y aumentaría la temperatura de saturación del refrigerante. Por otro lado, si el compresor aspira el refrigerante con mayor caudal másico al requerido, disminuye la presión de vaporización, generando temperaturas menores a las requeridas (afectaciones al producto) y un desperdicio de la energía.

La condición óptima en la designación de un compresor es tal que el desplazamiento del volumen del vapor generado en el evaporador mantenga constante la presión necesaria para el normal proceso de evaporación del refrigerante. (BALBOA, 2012)

2.3.2 Segunda ley de la termodinámica. La Entropía (S), es una función de estado que guarda relación con el grado de desorden de un sistema. La entropía es de utilidad ya que permite conocer la calidad de la energía y la reversibilidad o no de los procesos.

Es decir, la primera ley de la termodinámica señala el trabajo que puede realizar una cantidad de calor, sin embargo con la segunda ley se puede encontrar que no todo el calor puede convertirse en trabajo, o que el calor pueda pasar de un cuerpo de menor temperatura a otro cuerpo de mayor temperatura. Por tanto cualquier proceso deberá satisfacer tanto la primera como la segunda ley de la termodinámica.

La entropía es una cantidad de la energía presente en un sistema que no puede utilizarse, es decir no puede producir trabajo ni puede transferirse como calor. Y esta energía agregada al sistema se define como energía (calor) sobre temperatura (en grados Kelvin).

$$\Delta S = Q/T \text{ (J/K)} \quad (13)$$

Únicamente en sistemas reversibles (que cada estado entre el estado inicial y final se encuentra en estado de equilibrio, y se puede invertir y/o regresar al estado inicial) se puede considerar una igualdad en la entropía, pero en procesos irreversibles (reales) esta expresión siempre será una desigualdad.

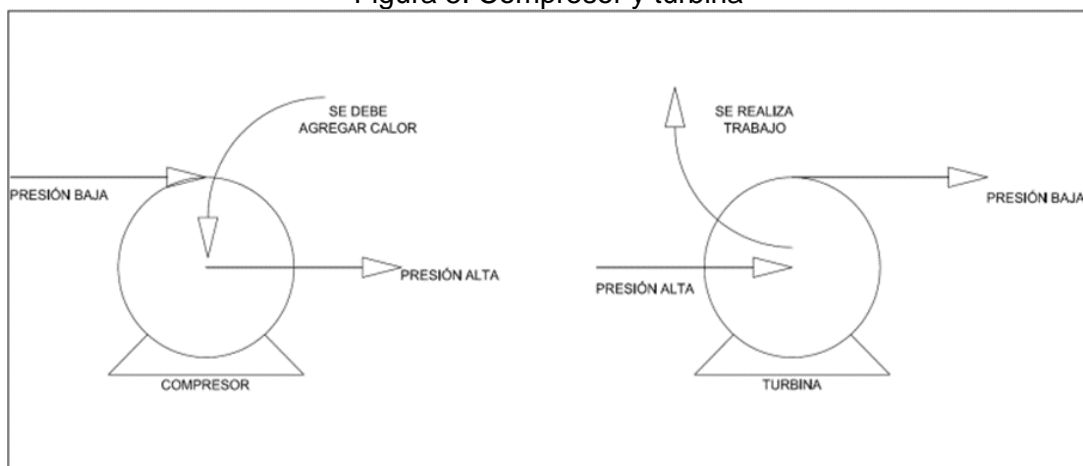
Un proceso de compresión de refrigerante realiza trabajo. Puede considerarse un proceso isentrópico, donde la entropía permanece constante, es decir no existe una variación en la entropía, la compresión de refrigerante se acerca a lo que se conoce como un proceso isentrópico. Puesto que no se agrega ni se expulsa calor, también es un proceso adiabático.

$$Q_{rev} = 0 \rightarrow \Delta S = 0 \rightarrow S = cte \quad (14)$$

Se considera a un proceso isentrópico como un proceso ideal, el cual se acerca a este mientras se logre el mínimo trabajo posible. Mientras exista trabajo aumentará la entropía por lo tanto el objetivo será reducirla al mínimo. (CAO, 2011)

Este estudio es de gran utilidad en el diseño de compresores y bombas.

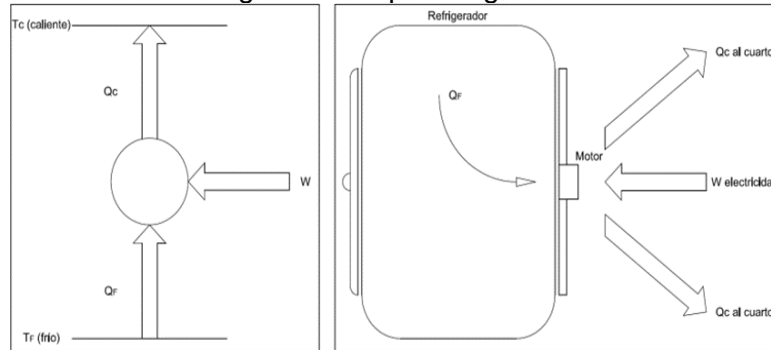
Figura 5. Compresor y turbina



Fuente: Hernández Goribar, 2009, Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración

2.3.3 Máquina frigorífica. Una máquina térmica inversa puede considerarse a una máquina frigorífica o a una bomba de calor. Este tipo de máquinas operan de modo cíclico. (FRANCO, 2006)

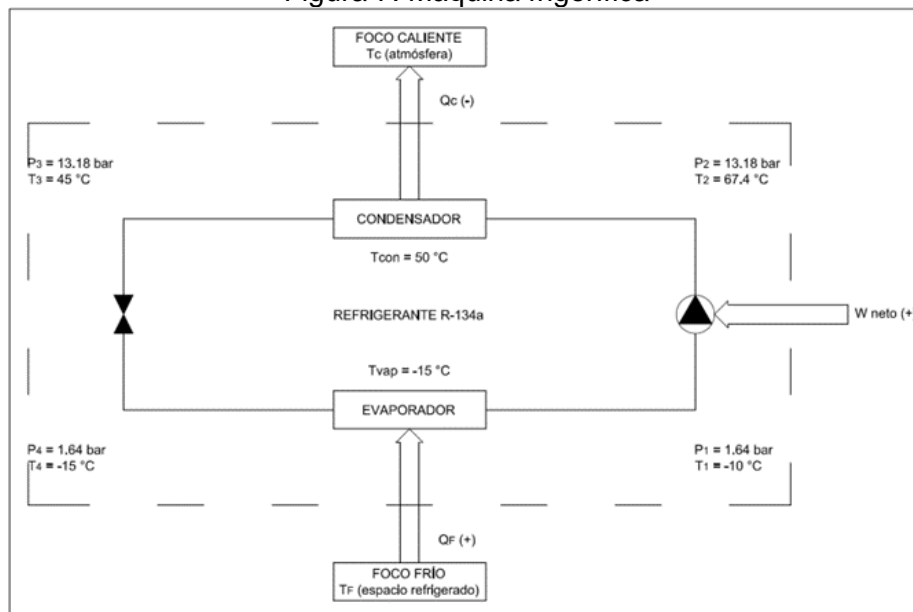
Figura 6. Máquina frigorífica



Fuente: Franco Lijó Juan Manuel, 2006, Manual de Refrigeración

En la máquina frigorífica el calor es transportado por medio del fluido refrigerante, el cual por medio de cuatro procesos expulsa el calor desde el foco frío hacia el foco caliente. Primero el gas refrigerante es comprimido, llevando consigo el calor del foco frío y el adquirido en el compresor por el hecho de haberlo comprimido. El segundo proceso consiste en expulsar el calor al medio condensante, denominándose condensación debido a que en este proceso el fluido refrigerante pasa de estado gaseoso a estado líquido a presión constante. El tercer proceso corresponde a la expansión, en el cual existe una caída de presión con respecto al proceso de condensación. Por último el proceso de vaporización consiste en absorber el calor del foco frío.

Figura 7. Máquina frigorífica



Fuente: Franco Lijó Juan Manuel, 2006, Manual de Refrigeración

2.3.4 Primera ley de la termodinámica aplicada a la máquina frigorífica. La primera ley de la termodinámica aplicada a la máquina frigorífica se expresa como sigue:

$$\Sigma Q_{ciclo} - \Sigma W_{ciclo} = 0 \rightarrow (-Q_c) + (+Q_f) - (-W_{neto}) = 0 \quad (15)$$

$$-Q_c + Q_f + W_{neto} = 0 \rightarrow W_{neto} = Q_c - Q_f \quad (16)$$

Donde:

ΣQ_{ciclo} = calor total del ciclo

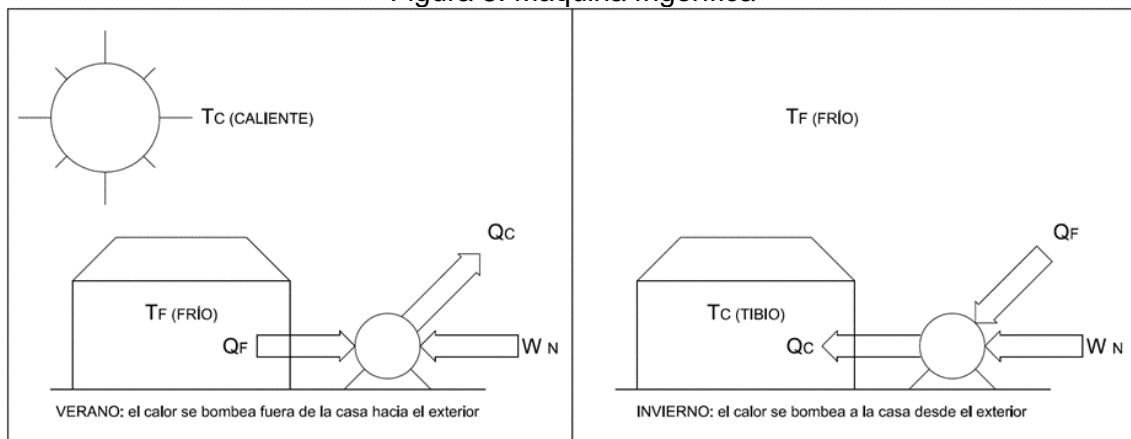
ΣW_{ciclo} = trabajo total realizado

Q_c = calor expulsado al medio condensante

Q_f = calor absorbido en el foco frío

2.3.5 Eficiencia de un sistema frigorífico. La eficiencia para máquinas térmicas inversas se procede de dos maneras distintas. Para los sistemas que expulsan calor (refrigeradores) es necesario conocer la cantidad de calor eliminado por unidad de trabajo realizado. Para los sistemas que incorporan calor (calentadores) es necesario conocer cuánto calor es incorporado por unidad de trabajo realizado.

Figura 8. Máquina frigorífica



Fuente: Hernández Goribar, 2009, Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración

La eficiencia de un sistema de refrigeración, denominado EER por sus siglas en inglés (Energy Efficiency Ratio), se define mediante la expresión:

$$EER = \frac{Q_f}{W_{neto}} = \frac{Q_f}{Q_c - Q_f} \quad (17)$$

2.4 Termodinámica aplicada a la refrigeración (SIERRA, 2012)

2.4.1 Comportamiento del vapor refrigerante en correspondencia con la presión y temperatura de saturación. La presión y temperatura de saturación de un gas refrigerante tiene relación entre sí bajo dos situaciones:

- Cuando el refrigerante se encuentre en un cambio de fase.
- Cuando el refrigerante se encuentre sin transferencia de calor.

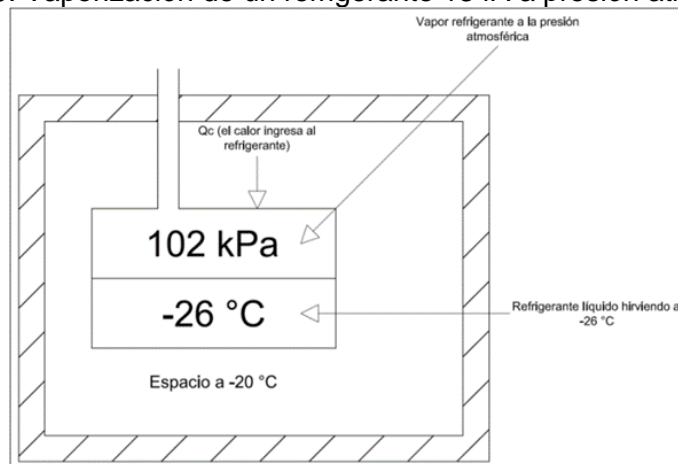
La temperatura y la presión del refrigerante contenido en un cilindro se estabilizarán una vez que se llegue a un equilibrio térmico con el medio circundante. Es decir el refrigerante, que se encuentra como una mezcla de líquido y vapor, absorberá el calor necesario del medio externo y tendrá una variación en las condiciones antes mencionadas, según el cambio de temperatura ambiente.

Por tanto si existiese una variación en la temperatura externa, la presión y la temperatura del refrigerante variarán conforme se logre un equilibrio térmico.

2.4.2 Vaporización y equilibrio térmico de un refrigerante. Supóngase que una masa de refrigerante R-134a se encuentra en un medio adiabático a $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ a presión atmosférica (102 kPa), a esta presión el refrigerante R-134a tiene una temperatura de saturación equivalente a $-26\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Debido a que el medio circundante se encuentra a una temperatura mayor que el refrigerante por las condiciones expuestas en el párrafo anterior.

Figura 9. Vaporización de un refrigerante 134A a presión atmosférica

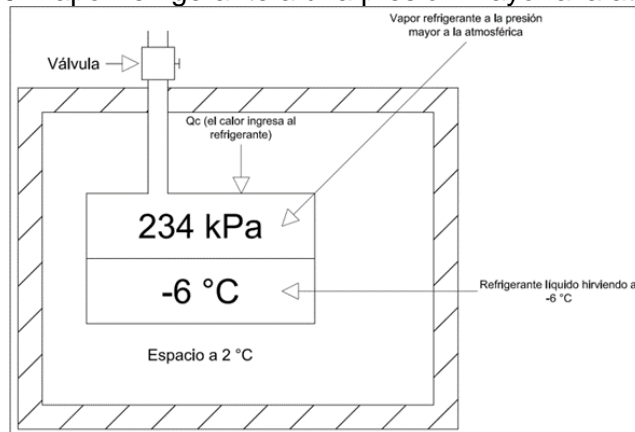


Fuente: González Sierra, 2012, Refrigeración Industrial Montaje y mantenimiento de instalaciones

El refrigerante absorberá el calor del medio adiabático, sin embargo esta transferencia de calor terminará hasta la completa vaporización del refrigerante. Esta es una descripción del proceso de vaporación.

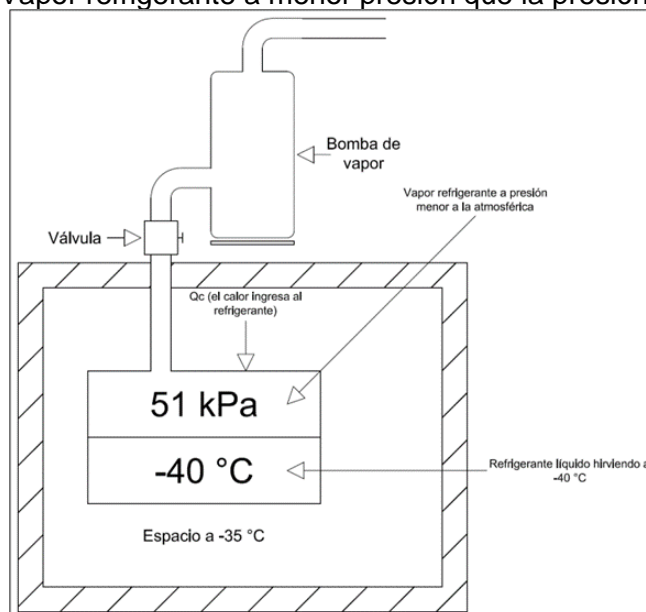
2.4.3 Regulación de la temperatura de vaporización por medio de la presión. Con la finalidad de aumentar la temperatura de saturación del refrigerante, será necesario aumentar la presión del refrigerante, en la sección anterior la presión del refrigerante se encontraba a presión atmosférica. Para lograr este cometido es necesario instalar una válvula que nos ayude también a controlar que la presión no aumente más allá del rango necesario.

Figura 10. Vapor refrigerante a una presión mayor a la atmosférica



Fuente: González Sierra, 2012, Refrigeración Industrial Montaje y mantenimiento de instalaciones

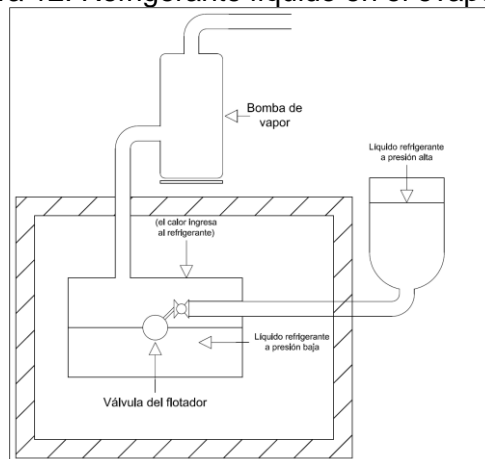
Figura 11. Vapor refrigerante a menor presión que la presión atmosférica



Fuente: González Sierra, 2012, Refrigeración Industrial Montaje y mantenimiento de instalaciones

2.4.4 Conservación de refrigerante líquido en el evaporador. Para el efecto es necesario un acumulador de líquido, cuya función primordial será la de suministrar a la válvula de expansión de refrigerante líquido a presión de condensación. Se considerará antes del detalle más complejo del sistema, que existe una válvula de flotador, cuyo fin será el de activar la salida del refrigerante desde el acumulador de líquido, asimismo la presión del evaporador.

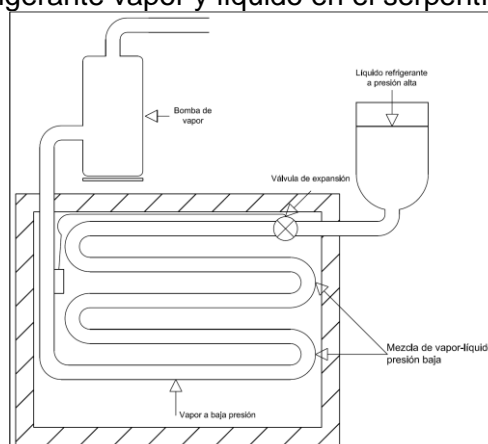
Figura 12. Refrigerante líquido en el evaporador



Fuente: González Sierra, 2012, Refrigeración Industrial Montaje y mantenimiento de instalaciones

En un sistema real, el dispositivo que controla el flujo del refrigerante líquido hacia el evaporador es la válvula de expansión.

Figura 13. Refrigerante vapor y líquido en el serpentín del evaporador



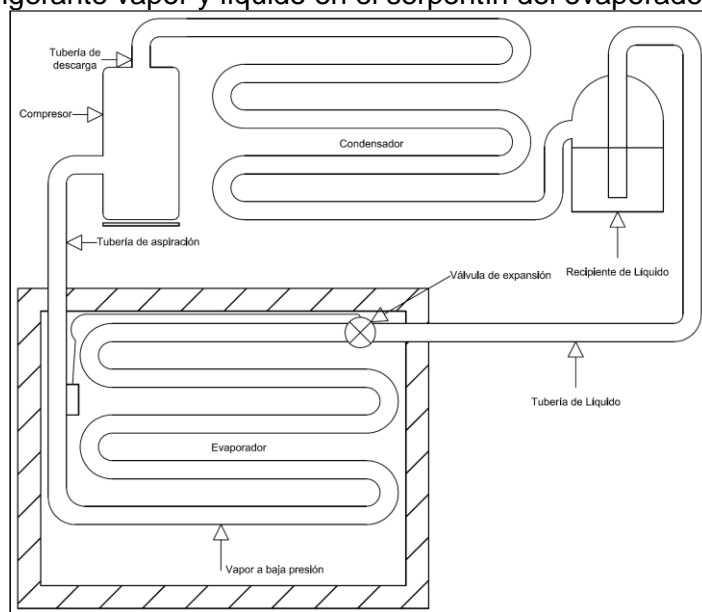
Fuente: González Sierra, 2012, Refrigeración Industrial Montaje y mantenimiento de instalaciones

2.4.5 Ciclo completo de refrigeración. Con la finalidad de completar la descripción del ciclo de refrigeración con la función de cada una de sus partes, es necesario describir al condensador. Se considera que la función del condensador es la de expulsar el calor

absorbido en el evaporador al medio condensante, el cual puede ser aire o agua. Debido a que el calor sólo puede ser transferido de un cuerpo de mayor temperatura a uno de menor temperatura, el gas debe ser comprimido, para aumentar su presión y por tanto su temperatura, para la expulsión del calor.

Se denomina al condensador así, porque en esta etapa el refrigerante cambiará su estado de gas a líquido, tomando en cuenta que la presión será tal que el refrigerante tendrá una temperatura de saturación conforme a la presión establecida. Se dice que la temperatura es constante mientras el refrigerante se encuentre en su cambio de fase.

Figura 14. Refrigerante vapor y líquido en el serpentín del evaporador y condensador



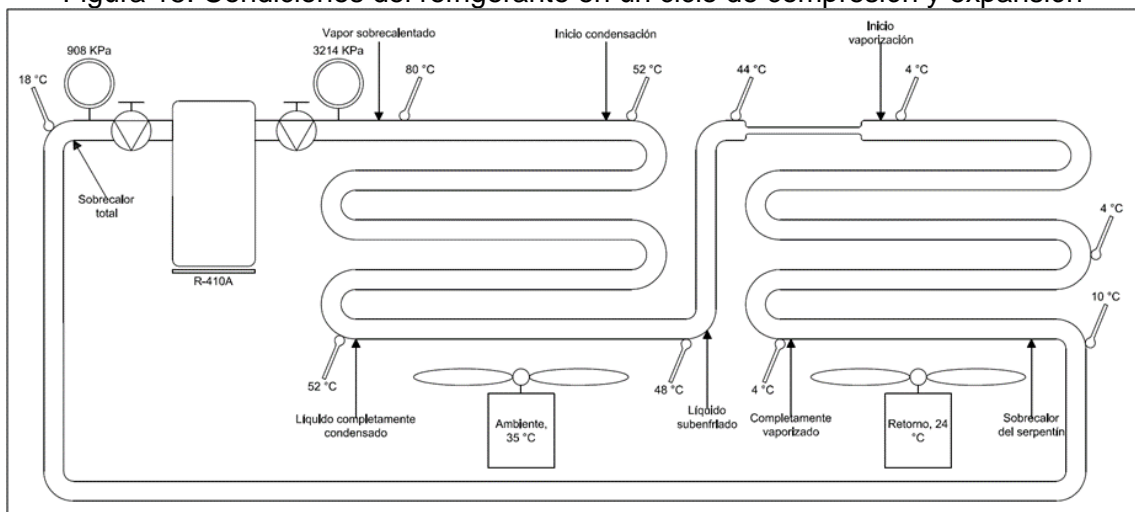
Fuente: González Sierra, 2012, Refrigeración Industrial Montaje y mantenimiento de instalaciones

2.4.6 Descripción de las componentes de un sistema de refrigeración básico.

- **Evaporador:** Es un intercambiador de calor, su temperatura estará por debajo a la temperatura del recinto a refrigerar o congelar. Absorberá calor.
- **Tubería de aspiración:** Se considera a esta tubería de succión, a la que se encuentra en la parte final del evaporador y el principio del compresor. El refrigerante en la tubería se considera sobrecalentado, será conducido a baja presión.
- **Compresor:** La finalidad del compresor es el de aspirar el gas del refrigerante a baja presión, realizar trabajo sobre el gas, comprimirlo y expulsarlo a alta presión.

- *Tubería de descarga:* Es la tubería que se encuentra al final del compresor hasta el inicio del condensador. Transporta el refrigerante a una alta presión y una alta temperatura.
- *Condensador:* Es un intercambiador de calor, cuya temperatura es mayor que la del medio condensante, arroja la temperatura absorbida en el evaporador. En este elemento se da un cambio de fase del fluido refrigerante a alta presión.
- *Acumulador de líquido:* En este dispositivo el refrigerante se almacena de forma líquida para que pueda ser empleado por la válvula de expansión.
- *Tubería de líquido:* Esta tubería lleva el refrigerante desde el recipiente de líquido hasta la válvula de expansión, a baja presión.
- *Válvula de expansión:* Produce una caída de presión en el refrigerante, con la finalidad que descienda la temperatura de saturación en el evaporador.

Figura 15. Condiciones del refrigerante en un ciclo de compresión y expansión



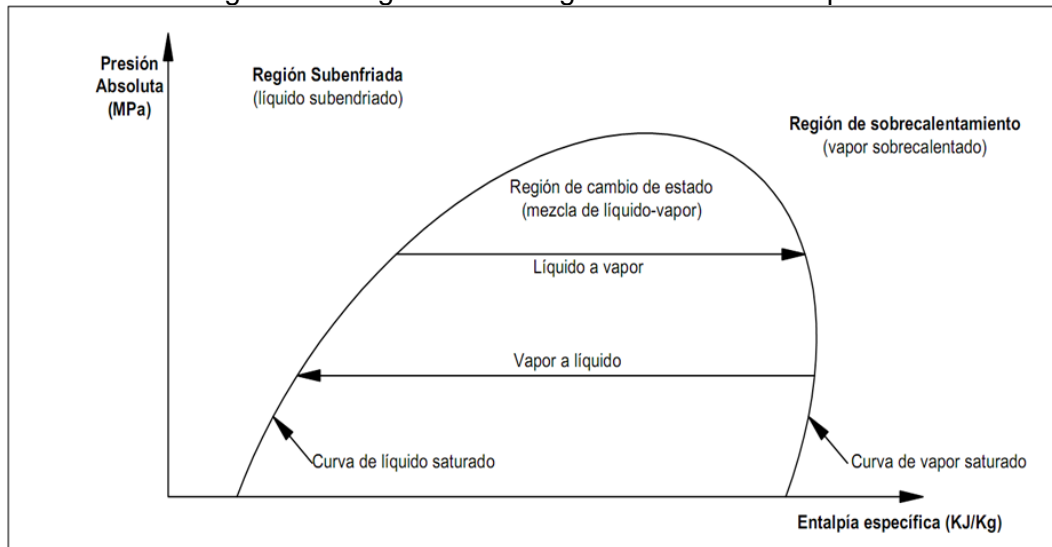
Fuente: González Sierra, 2012, Refrigeración Industrial Montaje y mantenimiento de instalaciones

2.5 Diagrama entálpico de los refrigerantes

2.5.1 Presión-Entalpía. El comportamiento de un refrigerante ante condiciones de presión se pueden determinar en el diagrama entálpico, es decir, se puede determinar la entalpía, la temperatura de saturación del refrigerante, entropía, volumen específico, porcentaje de vapor en el cambio de fase líquido-vapor, entre otros parámetros importantes. La región que se encuentra a la izquierda de la región del cambio de

estado, representa al refrigerante en estado líquido, se le reconoce como líquido subenfriado. El área que se encuentra en la parte derecha de la región del cambio de estado, representa al refrigerante en estado de vapor, se le reconoce como vapor sobrecalentado. La región comprendida entre la región subenfriada y la región de sobrecalentamiento, se denomina región de cambio de fase o estado, o campana de saturación. En esta región el refrigerante se encuentra en estado líquido y gaseoso.

Figura 16. Regiones del diagrama Presión-Entalpía



Fuente: Balboa Joan, 2012, Manual de Instalaciones Frigoríficas

El cambio de fase líquido a vapor se da de izquierda a derecha, asimismo el cambio de estado de vapor a líquido se da de derecha a izquierda. Con el fin de definir los porcentajes de vapor que en estos cambios puede tener el refrigerante, se utilizan unas líneas denominadas "título" o "calidad". Estas líneas van desde la parte superior de la campana de saturación hasta la parte inferior del gráfico, y son casi paralelas a la curva de líquido saturado.

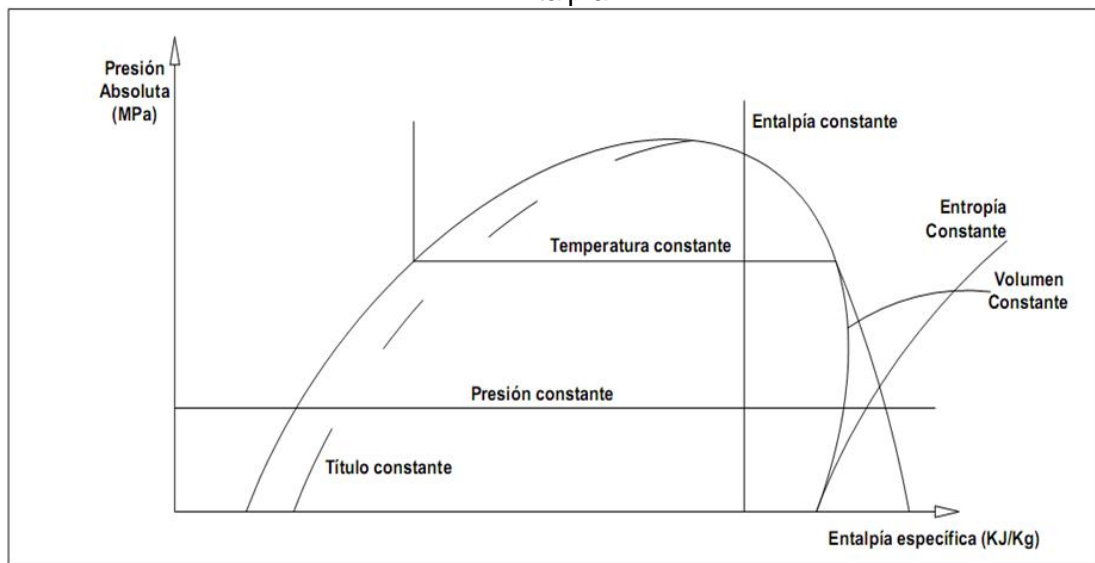
En el diagrama las líneas horizontales indican la presión, la cual se mide en una escala logarítmica y las líneas verticales corresponden a la entalpía constante, y se mide en escala decimal.

La temperatura se representa en el diagrama según el área donde se encuentre, en la región de líquido subenfriado son casi paralelas a las de entalpía. En la campana de saturación, por el cambio de fase que se produce la temperatura es paralela a la presión. Y finalmente en la de vapor sobrecalentado la línea de temperatura baja hacia la parte inferior del gráfico. La entropía constante se representa por medio de líneas que parten en forma de reflejo a las líneas de vapor saturado, se encuentra en la región de vapor

sobrecalentado. El volumen específico se representa de forma casi horizontal cruzando la región de vapor sobrecalentado.

Puesto que el diagrama entálpico utiliza como referencia 1 kg de refrigerante, el volumen se define como el volumen específico en volumen por masa [m^3/kg], la entalpía se mide en calor por masa [kJ/kg] y la entropía se mide en calor por masa temperatura [$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$].

Figura 17. Representación de las condiciones del refrigerante en el diagrama Presión-Entalpía



Fuente: Balboa Joan, 2012, Manual de Instalaciones Frigoríficas

2.6 Ciclo teórico de refrigeración

2.6.1 *Comportamiento del refrigerante en un sistema de refrigeración.* Considerando que en un ciclo saturado simple de refrigeración es un ciclo teórico dónde:

- El gas refrigerante luego de pasar por el proceso de evaporación, llega al compresor como vapor saturado con la presión establecida para la vaporización, con la temperatura reducida.
- El refrigerante, cuando termina el proceso de condensación, llega a la válvula de expansión como líquido saturado a la presión establecida para este proceso.
- El ciclo de refrigeración saturado simple, o ciclo teórico, se utiliza para encontrar la eficiencia relativa de un ciclo de refrigeración real, es decir este ciclo de refrigeración saturado es ideal, dónde se tienen las siguientes suposiciones:

- Los vapores de la aspiración se encuentran saturados, es decir se encuentra 100% gas.
- La compresión se realiza sin intercambio de calor.
- En el condensador se produce el cambio de fase.
- No existen pérdidas de carga en las tuberías.

2.7 Cálculo de la capacidad frigorífica requerida

En el diseño de sistemas de congelación, es necesario conocer la capacidad requerida para la conservación del producto congelado, es decir, conocer la carga térmica, lo cual corresponde a la cantidad de calor que se debe extraer del recinto frigorífico con la finalidad de mantener las condiciones de temperatura establecidas, requisito intrínseco para la conservación de las propiedades organolépticas del producto congelado.

2.7.1 Valores enfocados al producto:

- *Especificaciones del producto a almacenar:* En la actualidad existen Reglamentaciones Técnico Sanitarias que son emitidas por los gobiernos u organizaciones de certificación, con la finalidad de que los consumidores puedan recibir un producto agroalimentario de calidad. Por este motivo, es conveniente especificar el tipo de producto a almacenar, por ejemplo, la institución de que reglamenta las condiciones técnico sanitario de Alimentos y Productos Alimentarios en España establece algunos condicionamientos para la óptima conservación de productos, una de ellas es que, “no deben almacenarse simultáneamente en la misma cámara frigorífica: materias primas y productos elaborados por transformación de aquellas; ni productos de origen animal con productos de origen vegetal, salvo que estén envasados.”
- *Almacenamiento:* En cuanto al almacenamiento es importante señalar, que las condiciones de humedad, temperatura, renovación de aire, u otras, a las que debe conservarse el producto también deben ser consideradas en el diseño de los sistemas de refrigeración, y estas guardan relación directa con las condiciones de aislamiento y hermeticidad, sobre todo tomando en cuenta la diferenciación cuando se trata de congelación o refrigeración.

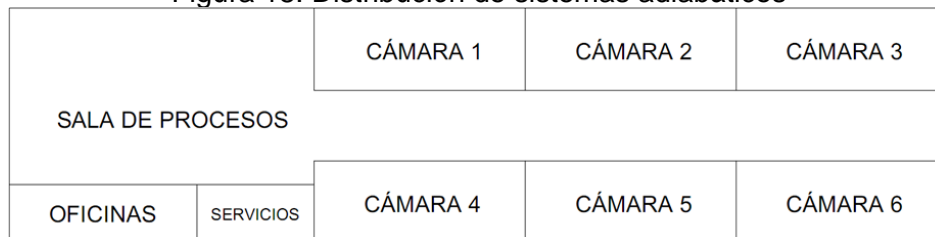
- *Rotación del producto:* Deben considerarse factores de logística, los cuales indican la rotación que tendrá el producto, estos datos son facilitados por el cliente.

2.7.2 Valoración enfocada al montaje:

- *Ubicación del proyecto:* El conocimiento sobre la localización del proyecto permite establecer las condiciones meteorológicas, requisito importante para el cálculo de la carga térmica, estos datos son la temperatura exterior, la altura de la zona, la densidad del aire del lugar, entre otros. Del mismo modo, con base en esos resultados se puede conocer la temperatura media de ingreso del producto, si este no hubiera sido refrigerado previamente.

Existen otros parámetros a tomar en cuenta, estos guardan relación con la construcción de otras instalaciones frigoríficas adjuntas a dónde se realiza el montaje, estas condiciones permiten establecer condicionamientos en el cálculo de la carga térmica.

Figura 18. Distribución de sistemas adiabáticos



Fuente: Amigo Pablo, 2006, Tecnología del frío y frigoconservación de alimentos

- Las características de construcción previas, estas tienen que ver con los materiales utilizados en la construcción, el tipo de aislamiento, en el caso de existir, y si no se tuviere aislamiento, será imperante el establecimiento del tipo y el espesor del mismo.
- Tamaño del recinto frigorífico, el tamaño se establece en función de dos factores, el primero está relacionado con la cantidad máxima que se prevé almacenar, aquí podemos considerar la densidad de la carga, y la carga máxima a almacenar, y el segundo guarda relación con la disponibilidad del área de montaje. Es pues un cálculo común utilizar la forma geométrica del recinto para el cálculo del volumen resultante.
- Cálculo de la carga térmica en el recinto frigorífico: El término “carga térmica”, significa la cantidad de calor que se debe extraer del sistema para mantener al

producto a la temperatura requerida. Se considera que el ingreso de calor al sistema puede darse por los siguientes factores:

2.7.3 Calor que ingresa al sistema aislado por conductividad. El diferencial térmico existente entre el exterior e interior del recinto produce que exista un intercambio de calor conductividad, y esto se puede calcular por medio de la expresión:

$$P_1 = k \cdot S \cdot \Delta T \cdot 24 \cdot 3,6 \quad (18)$$

Donde:

P_1 = potencia térmica, en [kJ/día]

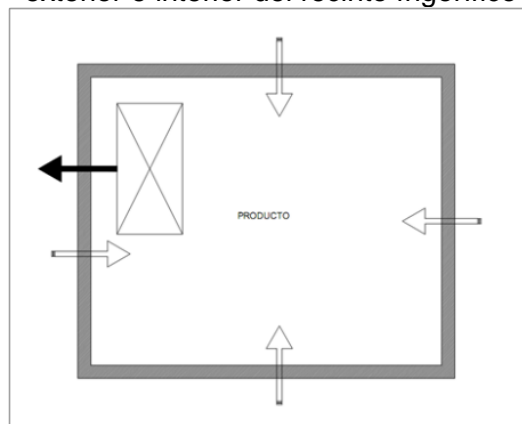
K = coeficiente global de transmisión de calor, en [W/(m²·K)]

S = superficie de la cámara, en m².

$\Delta T = t_e - t_i$ = diferencia de temperaturas, exterior e interior, en [°C]

Los valores que deben ser considerados conforme a la ecuación anterior, pueden definirse según la siguiente expresión:

Figura 19. Transferencia de calor por conductividad, por diferencial térmico entre el exterior e interior del recinto frigorífico



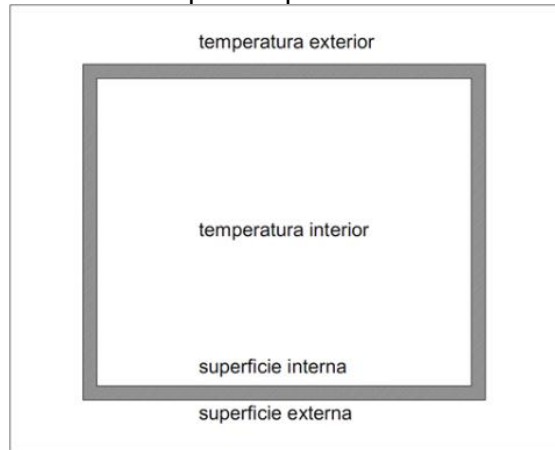
Fuente: Amigo Pablo, 2006, Tecnología del frío y frigoconservación de alimentos

Suele despreciarse el cálculo de transferencia de calor en el cerramiento, debido que la resistencia térmica es muy baja. Sin embargo, en el caso de realizarlo, es necesario separar los cálculos independientemente de los distintos materiales que lo conforman.

Para el cálculo de la transferencia de calor por conductividad es necesario considerar que el área S a considerar es distinta en cuanto a la cara exterior e interior, y esta diferencia se acrecienta a medida que el espesor aumenta.

Sin embargo, por cuestiones de seguridad puede tomarse la cara exterior, pues el área es mayor.

Figura 20. Dimensión exterior para cálculo de transferencia de calor por conducción por las paredes



Fuente: Amigo Pablo, 2006, Tecnología del frío y frigoconservación de alimentos

Un cálculo común para la determinación de la superficie S , en cerramientos con varias capas se puede resolver con la siguiente ecuación:

$$S = \frac{S_e + S_i}{2} \quad (20)$$

Donde:

S = Superficie nominal

S_e = Superficie exterior

S_i = Superficie interior

Por lo que se refiere al factor:

$$\Delta T = t_e - t_i \quad (21)$$

La temperatura interior t_i , se la obtiene por la experiencia facilitada por los procedimientos en la frigoconservación de un producto específico, sin embargo para la determinación de la temperatura exterior t_e , debe utilizarse un criterio más cauteloso, debido a que una falla en el cálculo de esta variable generaría un sobredimensionamiento de los equipos o caso contrario equipos que no satisfagan la potencia requerida. Los boletines meteorológicos nos facilitan datos sobre la temperatura ambiente de los últimos años, en ella podemos encontrar los picos

registrados, utilizar los valores más altos o más bajos no pueden ser de mucha utilidad, debido a que son condiciones extremas, que no se presentan con cotidianeidad.

Podría considerarse que al tomarse temperaturas de los meses más cálidos se da una mayor seguridad en la selección de los equipos, sin embargo, estos valores continúan siendo extremos. Por la experiencia, se ha determinado una fórmula con el fin de encontrar una temperatura promedio para la temperatura exterior.

$$t_p = 0,6 Q_{max} + 0,4 Q_{medidas} \quad (22)$$

Con la ayuda de este valor se podrá considerar el aislamiento que se necesita, debido a que los aislamientos son considerados a partir del diferencial térmico.

Donde:

t_{max} = a la temperatura máxima media registrada en un período considerado.

t_{media} = a la temperatura media registrada en un período considerado.

2.7.4 *Calor introducido por el ingreso del producto.* En la congelación y el mantenimiento del producto congelado, deben considerarse que la temperatura a la que ingresa un producto y el tipo de envase de dicho producto, son fundamentales al momento de calcular el calor que dicho producto aporta al sistema.

$$P_2 = M \cdot c \cdot (t_e - t_i) \quad (23)$$

Donde:

P_2 = energía térmica aportada, en [kJ/día]

M = masa de mercancía que entra, expresada en [kg/día] (fruta más envases).

c = calor específico, en [kJ/(kg·K)]

t_e = temperatura de entrada, en [°C]

t_i = temperatura de régimen de la cámara, en [°C]

Para realizar el cálculo es necesario considerar la cantidad de producto que ingresa al sistema cada jornada. Con la finalidad de establecer la cantidad de calor que aporta el producto que ingresa. Es conveniente que el producto antes de su ingreso haya pasado por un proceso de prerrefrigeración, sin embargo, si este proceso no es posible, se debe

realizar el cálculo con la temperatura de ingreso del producto. De la misma manera se debe realizar un cálculo correspondiente a la cantidad de producto en masa que ingresa al sistema frío y es necesario además realizar un cálculo sobre todo cuando la frigoconservación se enfoca a productos agrícolas, cuya fluctuación depende de factores fortuitos.

Para el cálculo de la masa a ingresar al sistema que se diseña, se define por la siguiente expresión:

$$m_1 = \frac{(1 - d) \cdot C}{R} \quad (24)$$

Donde:

m_1 = masa de mercancía que accede a la instalación diariamente, en [kg]

C = cosecha esperada en [kg]

d = tanto de 1 por destríos

R = duración de la recolección, en jornadas

Si el caso fuese que en el recinto frigorífico se almacenaran varios productos agrícolas, se deberá tomar en cuenta que la cantidad de producto será la suma de todo lo que ingrese.

Como se había mencionado, también debe considerarse la masa del envase que ingresa. En la presente tabla se revisa la masa de algunos tipos de envase.

Tabla 2. Dimensiones de recipientes y masas

Envases	Masa [g]
Bandejas de cartón de 600 x 400 mm ² para cestillas de fresas	477
Bandejas de plástico de 500 x 300 mm ²	317
Bandeja de madera de 500 x 300 mm ²	446
Bandeja de madera de 500 x 300 mm ² con cabezales de cartón para fruta a granel	574
Caja de campo de plástica de 600 x 400 mm ²	2121

Fuente: Amigo Pablo, 2006, Tecnología del frío y frigoconservación de alimentos

Puede considerarse a la masa del envase como un porcentaje del producto refrigerado o congelado a introducir, que generalmente oscila entre el 15% y el 20%. Sin embargo lo ideal es realizar la sumatoria del producto y del envase.

$$M = m_1 + m_2 \quad (25)$$

Donde:

M = masa de la mercancía envasada que entra en la cámara.

m_1 = masa de producto, en [kg]

m_2 = masa de los envases que la contienen, en [kg]

Tabla 3. Calor específico de algunos productos

Producto	Calor específico [kJ/(kg·k)]
Albaricoques	3,68
Brócoli	3,68
Ciruelas	3,68
Coliflores	3,85
Espárragos	3,89
Fresas	3,85
Limonos	3,85
Lechugas	4,01
Manzanas	3,85
Naranjas	3,76
Peras	3,76
Plátanos	3,34
Tomates	3,97
Uvas	3,59

Fuente: Tomado de S.A. Andersen-Automatic Refrigeration.- Ed. Maclaren & Sons

Para calcular el factor:

En resumen, la ecuación correspondiente al cálculo del aporte de calor por el producto y los envases a almacenar.

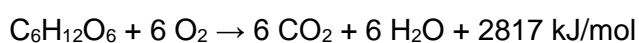
$$P_2 = (m_1 \cdot c_1 + m_2 \cdot c_2)(t_e - t_i) \quad (26)$$

2.7.5 Aportes de calor debidos a la actividad química y/o fisiológica de los productos a almacenar. Los productos procedentes de cosechas agrícolas, aunque han sido separados de la tierra (en el caso de las flores), o de la planta madre (en el caso de frutas), siguen realizando sus actividades vitales fundamentales, cómo es la respiración y la transpiración. Estas actividades vitales fundamentales se denominan actividades fisiológicas que aportan calor al recinto refrigerado por sus reacciones exotérmicas y

endotérmicas. En el caso del almacenaje de productos procesados como es el caso de los productos agroindustriales, como pueden ser productos lácteos, vinos o cárnicos, existen casos exotérmicas, por lo tanto aportan calor al recinto frigorífico.

En el caso de frutas y hortalizas, debido a la presencia de oxígeno se genera la respiración aerobia, derivando la en la oxidación de los hidratos de carbono, transformándolos en agua y dióxido de carbono, con la liberación de energía, sin embargo en un proceso más complejo existe la formación de ATP.

La reacción conocida se expresa como sigue:



Por determinación experimental, se ha cuantificado la cantidad aproximada de la aportación de calor al recinto frigorífico. Las cuales son descritas en la siguiente tabla, conforme a la temperatura. Con una medición de la cantidad de calor en producto día.

Tabla 4. Aportaciones de calor por tipo de producto en kJ/día

Producto	0 °C	10 °C	20 °C
Fresas	3100 – 4500	12 500 – 24 000	-
Limonos	2400 – 4200	13 600 – 17 400	-
Manzanas y peras	700 – 1700	2000 – 5500	-
Melocotones	1000 – 1600	4000	-
Naranjas	700	3000 – 3500	4000 – 7000
Plátanos	-	5500 – 10 000	-
Sandías	-	1900	-
Uvas	350 – 700	2000 – 2200	-
Coles	1000 – 3500	3100 – 7500	-
Coliflores	2000 – 5400	9400 – 12 000	26 000 – 35 000
Guisantes (con vaina)	7700 – 12 000	17 000 – 23 000	49 000 – 55 000
Judías verdes	4900 – 6000	14 000 – 18 000	34 000 – 50 000
Tomates	1200 – 1500	2700 - 3900	-

Fuente: FAO/IIF

Se puede notar que el calor aportado por las actividades fisiológicas llega a duplicarse por un aumento de 10 °C en la temperatura, incluso a decuplicarse en el caso de 20 °C, por cada tonelada de producto almacenado. Cuando el producto almacenado es congelado no produce calor por reacción química. Este aporte de calor por actividades fisiológicas se puede determinar por medio de la expresión siguiente:

$$P_3 = m_1 \cdot q_r \quad (27)$$

Donde:

P_3 = Potencia frigorífica por acción fisiológica.

m_1 = Masa de la fruta almacenada.

q_r = calor aportado por masa día, dependiendo de la especie y la temperatura.

El calor de respiración se expresa en calor por masa día, y en la tabla anteriormente detallada la masa se expresa en tonelada, por ese mismo motivo, la masa de la fruta almacenada debe expresarse en tonelada.

2.7.6 Ingreso de calor por renovación de aire. Resultado de las actividades fisiológicas realizadas por el producto almacenado es necesario renovar el aire del sistema de forma periódica debido a que las concentraciones de etileno fomentan la maduración del producto almacenado.

El calor agregado por este factor viene determinado por la fórmula:

$$P_4 = V \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta T \cdot N \quad (28)$$

Donde:

P_4 = calor introducido, en [kJ/día]

V = volumen de la cámara vacía, en [m³]

ρ = densidad del aire, en [kg/m³]

c = calor específico del aire, en [kJ/(kg·K)]

ΔT = diferencia de temperaturas entre la del aire exterior y el de la cámara

N = número de renovaciones diarias

Se pueden utilizar también los diagramas psicrométricos del aire, con el fin de encontrar la diferencia de entalpía conforme a la diferencia de presiones entre el interior y el exterior del recinto frigorífico.

Utilizando la diferencia de entalpías se puede utilizar la expresión:

$$P_4 = V \cdot \rho \cdot (h_2 - h_1) \cdot N \quad (29)$$

Donde:

h_1 y h_2 son las entalpías del aire interior y exterior, medidas en kJ/kg.

La renovación de aire es un proceso recomendado para el producto que se encuentre realizando actividad fisiológica o en transformación. Es un proceso común en el transporte de producto refrigerado. La cantidad de aire que debe ser renovado y viene dado por factores tales como el tipo de producto, el volumen de la cámara, entre otros. Sin embargo, suele considerarse que el cálculo para la renovación de aire es un cálculo muy complicado por las condiciones o variables distintas que no se puede estandarizar.

Sin embargo, utilizando una expresión cuya descripción ha sido fruto de la experiencia, se ha denominado como fórmula de Backström.

$$n = 70/\sqrt{V} \quad (30)$$

Donde:

n = número de renovaciones que se producen en 24 horas

V = volumen de la cámara vacía, en $[m^3]$

En la literatura especializada, se puede encontrar la siguiente tabla, que con base en la experiencia se ha determinado un promedio de aperturas diarias de acuerdo al volumen.

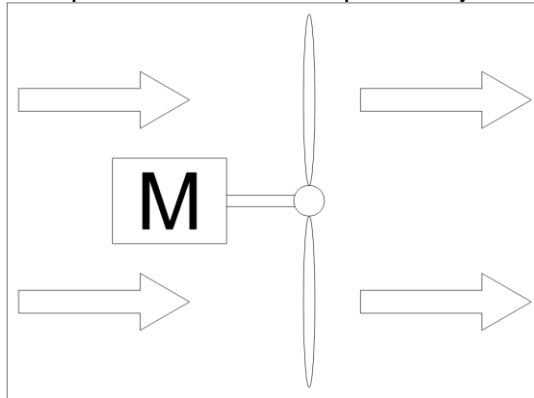
Tabla 5. Aperturas de puertas recomendadas conforme al volumen

Volumen cámara [m³]	Número de renovaciones diarias
17	2
23	2,7
28	3,5
42	5
57	7.2
140	12
280	14
570	18
850	20
1400	23
2100	44

Fuente: S.A. Andersen

2.7.7 *Ingreso de calor debido al trabajo realizado por los motores, sistemas de ventilación e iluminación instalados en el interior del recinto frigorífico. Con el objetivo de lograr que el calor sea transferido del producto al aire, y del aire al evaporador, es necesario instalar un sistema de ventilación que produzca el desplazamiento del aire.*

Figura 21. Aportaciones de calor por trabajo de motores



Fuente: Amigo Pablo, 2006, Tecnología del frío y frigoconservación de alimentos

La energía requerida para realizar el trabajo de las aspas es transferida por medio de un eje, cuyo movimiento es producido por un motor que transforma la energía eléctrica en trabajo. La energía eléctrica suministrada se transforma en gran medida a calor, debido al rozamiento de las aspas con las moléculas del aire, otra parte de esa energía se transforma en calor por el calentamiento de los bobinados del motor. La cantidad de calor disipado por un motor es un dato facilitado por el fabricante, con base en la potencia del mismo, considerándose como una pérdida en la eficiencia del motor. De modo que, la cantidad de calor entregado por el funcionamiento del motor se puede encontrar con base en la potencia del motor y el tiempo de funcionamiento.

Despreciando el calor aportado por el rozamiento de las aspas con las moléculas de aire, se puede determinar la cantidad de calor por medio de la potencia de calor entregado al recinto frigorífico, dato facilitado por el fabricante del motor, por medio de la expresión.

$$P_5 = 3600 \cdot P \cdot t \quad (31)$$

Donde:

P_5 Ingreso de calor por motores.

P = potencia de los motores, en kW.

t = tiempo de funcionamiento, en h/día.

La instalación de la iluminación dentro de un recinto frigorífico es necesario con la finalidad que el personal pueda realizar trabajos en su interior, incluso para realizar chequeos de mantenimiento u otros trabajos, sin embargo, es importante que el encendido se produzca al ingresar e inmediatamente su apagado se realice cuando el personal se retire, con la finalidad que el ingreso de calor por este motivo se reduzca al mismo. Es de suponer que toda la energía eléctrica utilizada en iluminación se transforma en calor, una parte de la energía se ocupa en calentar la lámpara y otra parte en energía luminosa, la cual al chocar con los objetos se transforma en calor. Por tanto, la expresión sería equivalente a la sumatoria de la potencia de todas las bombillas, sintetizadas en la siguiente expresión:

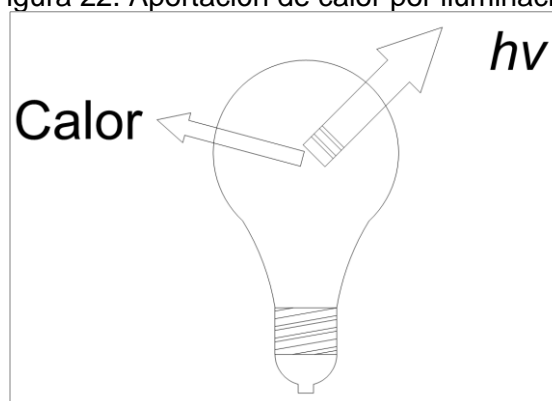
$$P' = \sum p_j \quad (32)$$

En el caso de utilizar tubos fluorescentes, se debe tomar en cuenta que éstos son instalados con una reactancia que incrementa el consumo en un 25% más sobre la potencia nominal facilitada por el fabricante, de modo que la ecuación, si es que todas las lámparas fuesen fluorescentes equivaldría a:

$$P' = 1,25 \sum p_j \quad (33)$$

Un dato difícil de evaluar, es el del tiempo que la iluminación permanece encendida. Sobre todo cuando los tiempos de uso son fluctuantes.

Figura 22. Aportación de calor por iluminación



Fuente: Amigo Pablo, 2006, Tecnología del frío y frigoconservación de alimentos

Si el caso fuese el de una jornada de trabajo, contemplado en 8 horas, el cálculo se lo realizaría con la expresión:

$$q_5 = 3600 \cdot P' \cdot t' \quad (34)$$

Donde:

P' = potencia instalada, en [kW]

t' = tiempo de encendido, en [h/día]

En resumen, las aportaciones generales por este apartado las podemos sintetizar en la expresión:

$$P_5 = 3600 (P \cdot t + P' \cdot t') \quad (35)$$

Donde:

P_5 = energía aportada, en [kJ/día]

P = suma de las potencias instaladas de los motores, en [kW]

P' = suma de las potencias de las luminarias, en [kW]

t = tiempo de funcionamiento, en [horas/día]

t' = tiempo de encendido, en [horas/día]

2.7.8 Ingreso de calor por aporte corporal humano. El calor corporal humano se convierte en aporte de energía que se materializa como calor sensible y calor latente.

El calor sensible se aporta debido a que el cuerpo humano se encuentra a mayor temperatura que el recinto refrigerado, es decir a 36.5 °C. El calor latente se materializa debido a la respiración y la transpiración corporal, que al liberar agua aporta calor.

Tomando como referencia un promedio de 70 kg de masa corporal para los individuos que trabajan en una instalación frigorífica, se considera que el metabolismo basal aporta 313 kJ/h, y con una actividad física leve se incrementa hasta 627 kJ/hora; la expresión para determinar el ingreso de este calor se puede calcular por la siguiente expresión:

$$P_6 = n \cdot t \cdot q_p \quad (36)$$

Donde:

n = número de operarios que trabajan en el interior del recinto

t = tiempo de permanencia de dichos operarios en el interior de la cámara, en [h/día]

q_p = calor personal medio estimado [627 kJ/h]

2.7.9 *Otras formas de ingreso de calor y seguridad para el cálculo de la aportación final.* Puede considerarse que a pesar del detalle expuesto sobre las formas que ingresa el calor al recinto frigorífico también se pueden considerar las siguientes:

- Ingreso de calor por resistencias eléctricas para el descharche en el evaporador.
- La radiación térmica emitida por los cerramientos y equipos instalados en el interior de la cámara.
- El calor aportado por los montacargas, en el caso de existir.
- El calor desprendido otros motores, en el caso de existir, cómo el de estanterías móviles u otros.
- Las entalpías de condensación y solidificación del agua sobre el evaporador.

Con la finalidad de garantizar seguridad en el cálculo de aportación de calor, se debe asignar un coeficiente de seguridad al cálculo, pues no se detallan otras aportaciones de calor como las detalladas en el epígrafe anterior.

De modo que a la primera aportación de calor detallada, se le debe adicionar un 20%. Quedando la expresión:

$$P_7 = 0,20 \cdot P_1 \quad (37)$$

2.7.10 *Aportación total de calor.* La denominación PT representa la cantidad total de calor aportada en un día, esta cantidad se calcula sumando las siete formas de aportación de calor detalladas anteriormente.

$$PT = \sum_1^7 P_i \quad (38)$$

Esta es la cantidad de calor que debe extraer en un recinto frigorífico en un día.

2.7.11 *Potencia térmica del equipo.* Un problema usual que se presenta para la transmisión de calor desde el evaporador al recinto frigorífico es la congelación que impide que exista un contacto entre el serpentín y el aire, incluso llega a obstaculizar el movimiento de las aletas. Para evitar este problema se procede a realizar un

desescarche periódico, donde debe existir una para en la función del equipo. Esta apreciación es útil para determinar el tiempo de funcionamiento del equipo.

$$P = P_T/t \cdot 3600 \quad (39)$$

Donde:

P = potencia frigorífica del equipo, expresada en [kW]

t = tiempo diario de funcionamiento, expresado en horas (entre 16 y 20)

2.7.11.1 Cálculo de la potencia frigorífica en congelación. Cuando el producto ingresa para ser congelado en el recinto frigorífico, se realiza un cálculo de la potencia frigorífica.

$$P = c_1 \cdot (t_p - t_c) + r_p + c_2 \cdot (t_c - t_f) \quad (40)$$

Donde:

c_1 = calor específico del producto antes de la congelación.

t_p = temperatura del mismo al inicio del proceso.

t_c = temperatura de congelación.

r_p = entalpía de congelación.

c_2 = calor específico del congelado.

t_f = temperatura final del congelado.

2.7.11.2 Disipación del calor extraído por el condensador al medio externo. El calor es expulsado hacia el medio condensante o ambiente exterior, por medio de ventilación forzada, el calor expulsado por el condensado se mide mediante la siguiente expresión:

$$P = C \cdot c \cdot \Delta T \quad (41)$$

Donde:

P = Calor expulsado por segundo

C = caudal volumétrico de aire desplazado

c = calor específico del aire

ΔT = diferencia de temperatura, de entrada del aire al condensador y temperatura salida del mismo (se debe considerar una temperatura estandarizada en cámara y constante).

2.8 Refrigerantes

2.8.1 *Fluido frigorígeno.* Es un fluido cuyo fin es la transmisión de calor, absorbiéndolo desde un foco frío a baja temperatura y presión del fluido, cediéndolo a un foco caliente a temperatura y presión más elevadas en el fluido. En este proceso existen cambios de estado en el fluido.

2.8.2 *Tipo de frigorígenos.*

- Compuestos inorgánicos: amoníaco, CO₂
- Compuestos orgánicos: clorofluorocarburos, hidroclorofluorocarburos, hidrofluorocarburos, perfluorocarburos, hidrocarburo.

2.8.3 *Propiedades generales que deben cumplir los fluidos frigorígenos.*

- Factor de seguridad industrial: el nivel de inocuidad para el ser humano puede considerarse como la propiedad más importante exigible a una sustancia a utilizar como frigorígeno. Esta inocuidad debe estar presente bajo dos propiedades, el primero tiene que ver directamente con la incombustibilidad, ya sea en su estado puro o cuando la sustancia forma mezclas con el aire, y su atoxicidad al aparato digestivo respiratorio o por vía cutánea.
- Contaminación al medio ambiente: La consideración sobre el efecto que el frigorígeno puede realizar sobre la capa de ozono y su contribución al efecto invernadero es un aspecto muy importante a considerar, hay que evitar los refrigerantes que lleven átomos de cloro en su composición química.
- Propiedades refrigerantes: Una sustancia frigorígena, además de las condiciones anteriormente citadas, debe reunir propiedades físicas y químicas que permitan su uso técnico. Del mismo modo, debe asegurarse de su presencia en el mercado y su accesibilidad en el precio.
- Las características termodinámicas más importantes a considerar son:
- En las coordenadas de presión-temperatura, es decir del punto crítico. Se recomienda que la temperatura del punto crítico no sea muy baja. Es decir cuando

la temperatura de condensación se aproxima a la crítica disminuye la potencia frigorífica.

- La temperatura de congelación del refrigerante debe ser muy baja a presión atmosférica.
- En cuanto a la temperatura de ebullición en relación con la presión: la temperatura de ebullición debe alcanzar un menor valor a la que pretendemos obtener en el recinto frigorífico sin embargo, debe considerarse que la presión necesaria para alcanzarla no debe ser inferior a la presión atmosférica, ya que se presentarían problemas de estanqueidad, por el ingreso de aire en la instalación.
- La Entalpía de vaporización debe tener un valor alto.
- El calor específico del vapor debe ser lo más bajo posible.
- El volumen específico del vapor debe ser lo más bajo posible.
- Debe tener una baja relación de compresión.
- La presión de condensación no debe ser muy elevada.
- El calor específico del líquido debe ser bajo, pues los refrigerantes cuyo calor específico es alto no tienen una eficiencia energética muy alta.

Como requisito secundario se puede detallar:

- Estabilidad química.
- Que no produzcan reacciones químicas con los materiales que formen parte del sistema.
- Deben ser miscibles con los compuestos lubricantes y revisar que la reacción no conlleve a la aparición de compuestos corrosivos que puedan deteriorar la instalación. La estabilidad química y térmica de los aceites debe quedar garantizada; de esta forma el aceite cumplirá su misión, reduciendo el rozamiento entre las piezas de la máquina. Los productos tradicionales han sido los

lubricantes minerales, pero la aparición de los nuevos fluidos HFC's ha exigido la investigación y puesta en el mercado de nuevos lubricantes, como los polialquilenglicol (PAG), los ésteres poliólicos (POE) y los éteres polivinílicos. Es conveniente que los frigorígenos sean capaces de disolver pequeñas cantidades de agua. La producción de pequeños fallos en la estanqueidad del circuito permitirá su acceso, en forma de vapor, junto con el aire. Una vez incorporada al interior del circuito se congelará, causando disfunciones en los componentes del equipo.

- Finalmente, es menester que presente propiedades aceptables en cuanto a la transferencia de calor sensible.

2.8.4 Refrigerante R-404 A. Al presente refrigerante se lo considera como una mezcla ternaria, formada por tres compuestos, del cual: 44% es de refrigerante R-125 (pentafluoretano), 4% es de refrigerante R-134A y 52% es de refrigerante R-143A

Se comporta como una mezcla "aproximadamente" azeotrópica, sin embargo no lo es totalmente; por ello se le incluye en la serie 400 de las mezclas zeotrópicas. Se considera como un frigorígeno moderno, que ha sustituido a algunos refrigerantes presentes en el mercado, cuya presencia en el mercado es reciente.

Sus características son las siguientes:

- El refrigerante R-404 A está incluido en el grupo de refrigerantes de alta seguridad, se considera inocuo a la concentración del 5% en volumen, incluso durante más de una hora de permanencia en dicha atmósfera. Si la concentración sube hasta el 10%, empieza a ser peligroso a partir de 30 minutos. Clasificado como A1/A1.
- No contiene cloro en su molécula y, por consiguiente, no contribuye al agotamiento de la capa de ozono, ODP=0. Su contribución al efecto invernadero GWP=0,94.

Propiedades termodinámicas:

- Temperatura crítica = 72,10 °C (a la presión de 37,30 bar).
- Temperatura de ebullición a 1 bar = -46.69 °C, apropiado para bajas temperaturas.

- Entalpía de vaporización a $-20\text{ °C} = 181,53\text{ [kJ/kg]}$
- Calor específico del líquido a $25\text{ °C} = 1,53\text{ [kJ/(kg·K)]}$
- Calor específico del vapor a 25 °C y $1\text{ bar} = 0,88\text{ [kJ/(kg·K)]}$
- Masa molecular = $97,6\text{ [kg/kmol]}$

Para la buena lubricación de los compresores que operan con este refrigerante se requiere de la utilización de aceites sintéticos, tipo poliéster.

2.8.5 Aplicaciones. Se puede considerar que la aplicación más importante del refrigerante R-404A corresponde a que puede reemplazar al refrigerante R-502. Si se usa para cámaras de congelación y, en general, para aplicaciones en las que se requieren temperaturas medias y bajas; esto comprende un abanico muy amplio, que puede ir desde -40 °C hasta temperaturas positivas. Los fabricantes recomiendan un rango de utilización coincidente con el mencionado para el R-507 (de -40 °C a -10 °C).

2.9 Aislamiento térmico

El aislamiento de un recinto frigorífico ayuda a reducir el aporte de calor adquirido a través de pisos, paredes, techos y puertas; esta transferencia de calor es debido al diferencial de temperatura con la parte exterior. La finalidad fundamental del aislamiento es aproximar al sistema a un recinto adiabático ideal para mantener las condiciones frigoríficas del foco frío con las condiciones requeridas para el producto congelado, asimismo optimizar el consumo de energía del sistema, el cual tendrá un mejor rendimiento cuanto menor sea la transmisión de calor. La importancia del aislamiento es mayor cuanto menor es la temperatura interior. En este caso es muy importante, además, disponer de una adecuada protección contra la entrada de vapor de agua en el recinto. Los avances científicos en la búsqueda de mejores sistemas frigoríficos han ido a la par con la investigación de materiales con mejores condiciones aislantes y con una mejor tecnología de montaje. En la actualidad, el material más utilizado es el panel integral, el cual está constituido por dos láminas metálicas cuya condición permiten una facilidad en su armado debido al machihembrado con el que viene constituido, el material aislante se encuentra entre las dos láminas, y su capacidad de aislamiento se puede considerar por el tipo de material y el espesor de éste, por este motivo, este tipo de aislamiento ha recibido el nombre de panel tipo “sándwich”.

Los problemas que pueden suscitar cuando se no se ha realizado una correcta selección del material aislante son los siguientes:

- Condensaciones por falta de una barrera anti vapor, o por una falla en su colocación.
- Levantamiento del suelo por una congelación del piso.
- Aparición de minerales o estalactitas en los techos.

Trizado en las paredes debido a grandes dimensiones o a una falta de fijación de la carga o por una subestimación de la carga en el cálculo estructural.

2.9.1 Barrera anti vapor. El vapor de agua puede penetrar cualquier material, algunos ofrecen mayor resistencia que otros, esto se debe a su estructura molecular. La presencia de vapor de agua en cualquier material genera una posible destrucción del mismo, en el caso de los metales, se considera que a partir de 0,1 mm de espesor, existe una resistencia tan elevada que la transferencia de vapores o gases es inexistente. La transmisión del vapor de agua a través de una estructura es probable, bajo condiciones externas e internas de presiones parciales de vapor, debido a:

- Similar temperatura y diferente humedad relativa entre el interior y el exterior.
- Misma humedad relativa pero diferente temperatura entre lo interno y lo externo.
- Diferente temperatura y diferente humedad relativa entre la parte interna y externa.

En un recinto frigorífico donde la parte interior se encuentra a menor temperatura y con menor humedad relativa con respecto a la parte exterior, hay una presencia de vapor de agua por difusión. Con la finalidad de evitar este fenómeno físico es necesario que se instale una barrera anti vapor en el foco caliente del recinto frigorífico, cuyas condiciones deben cumplir los siguientes requisitos:

- Impermeabilidad.
- Continua, es decir sin espacios descubiertos.

Propiedades anticorrosivas, que permitan una conservar sus propiedades en el tiempo.

CAPÍTULO III

3. CÁLCULO Y DISEÑO DEL PROTOTIPO SISTEMA PARA TRANSPORTE DE PRODUCTO CONGELADO

3.1 Establecimiento de las funciones inherentes y las características técnicas requeridas en el prototipo-sistema

La presente tesis de grado se puede considerar como una solución a una problemática evaluada en un estudio de mercado realizado por la empresa Cora Refrigeración Cía. Ltda., en el que fueron consultados los departamentos de mantenimiento y operaciones de una diversidad de empresas ecuatorianas dedicadas a la distribución de producto congelado y cuyos productos no pueden perder la cadena de frío, es importante señalar que se presentó una mayor atención a las fábricas de helados, pues las temperaturas de distribución de sus productos son considerablemente inferiores a las temperaturas que se proyectarían en otro tipo de productos. Por éste motivo se ha prestado un mayor interés a este tipo de producto, por tanto, los cálculos serán realizados con datos referentes a helados.

En concordancia con lo anteriormente expuesto y considerando que el estudio de mercado fue realizado en la serranía ecuatoriana, se realizarán los cálculos con los datos meteorológicos de ésta región del Ecuador.

3.1.1 *Los resultados arrojados por el estudio de mercado fueron los siguientes.*

- Todas las empresas introducen el producto congelado, a una diferente temperatura, la cual depende del tipo de producto a mantener congelado, en una oscilación de $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $-28\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- El promedio de tiempo que dura la distribución del producto congelado fue de 6 horas, considerando que la distribución se la realiza en camiones cuya capacidad de carga es superior a las dos toneladas.
- El número de aperturas de puertas considerado por las empresas fue de 50, aunque en un caso real supervisado por la empresa Framec Truck se encontró que la apertura de puertas en una distribución de producto congelado era de 150.

- El tiempo que se mantiene la puerta abierta por apertura fue de un máximo de un minuto.

3.1.2 *Problemas en sistemas basados en el movimiento del cigüeñal del motor.*

Sobre los sistemas de congelación basados en el movimiento del cigüeñal del motor por medio de bandas y poleas, la mayor cantidad de empresas consultadas en el estudio de mercado realizado coinciden en que:

- Respecto al mantenimiento de los sistemas:

Se presentan problemas, primero, por una diferencia sustancial entre los diseños de los sistemas de las diferentes marcas presentes en el mercado ecuatoriano; por otro lado este oficio (el de frigorista de transporte de producto refrigerado) requiere de una alta capacitación técnica, la cual las empresas distribuidoras e instaladoras de los equipos no la ofrecen y lo guardan con recelo, con la finalidad de poder facturar un mantenimiento preventivo periódico y/o mantenimientos correctivos.

- En cuanto a la contaminación ambiental:

El vehículo no puede apagarse aunque no tenga necesidad de circular, pues el sistema de transporte de producto congelado funciona únicamente mientras esté encendido el motor.

- Riesgo de pérdida del producto por fallas mecánicas o eléctricas del vehículo.

Es un riesgo que el sistema dependiera directamente del sistema mecánico o eléctrico del vehículo para mantener el sistema en funcionamiento.

- En cuanto a la eficiencia energética

El diseño de los sistemas de transporte de producto congelado está hecho para que el aire ingrese al condensador y extraiga el calor del refrigerante cuando el vehículo se encuentre en movimiento. Sin embargo, los sistemas en distribución no son muy eficientes porque en la distribución del producto congelado el vehículo permanece estático un 40% del tiempo que dura su distribución.

- Confort en la cabina.

Por cuestiones de espacio en el sistema mecánico del vehículo y de tracción para el motor es necesario retirar el compresor del aire acondicionado.

3.1.3 *Problemas en sistemas de congelación por convección natural.*

Sobre los sistemas de congelación con placas eutécticas que existen en el país, las empresas consideran lo siguiente:

- Peso de la unidad condensadora.

Las empresas han considerado que el peso de la unidad condensadora es excesivo y genera un problema porque limita la capacidad de carga del camión.

- Aislamiento térmico en las carrocerías:

Existe una observación por parte de las empresas en cuanto al aislamiento térmico realizado por quienes brindan el servicio de aislamiento térmico, ya que los sistemas presentan gran cantidad de puentes térmicos.

- Mantenimiento de la unidad condensadora

En ambos sistemas, cuando se realiza el mantenimiento de la unidad condensadora, el vehículo necesariamente dejará de trabajar, es decir de distribuir producto congelado.

- Riesgos de llevar la unidad condensadora en la parte lateral inferior:

Puesto que en estos sistemas la unidad condensadora se encuentra en la parte lateral inferior, existe un riesgo latente que la unidad condensadora pueda recibir choques.

- Exposición de la unidad condensadora.

En estos sistemas, la unidad condensadora se encuentra sometida a vibraciones permanentes que depende directamente del tipo de carretero y maniobras realizadas por el chofer, y aunque en estos sistemas los compresores son semiherméticos, estas

vibraciones afectan directamente a la unidad condensadora, derivando en costos muy altos para el cliente, llegando incluso al reemplazo del compresor y de partes importantes de la unidad condensadora.

- Fuente trifásica a 220 V

Aunque en el sector industrial es común encontrar esta tensión, no así en el sector doméstico, y muchos distribuidores de producto congelado no disponen de electricidad trifásica.

- Ventilación forzada

La ventilación forzada produce deshumidificación en el producto congelado.

3.1.4 *Establecimiento del requerimiento.* Es necesario desarrollar un sistema para transporte de producto congelado, que cumpla las siguientes características:

- Sistema de enfriamiento por convección natural, utilizando placas eutécticas.
- Unidad condensadora monofásica a 110 V, para recarga frigorífica de la placa eutéctica.
- El sistema de refrigeración tendrá autonomía con respecto al sistema motriz del vehículo.
- Menor desgaste y mayor vida útil para el vehículo.
- Menor consumo de combustible.
- Más seguridad en la conservación del producto congelado.
- Menor contaminación.
- Sistema adiabático aislado, sin puentes térmicos, con recubrimiento en fibra de vidrio.
- Menor peso (menos desgaste de camión, más carga).

- Mayor higiene.

3.2 Determinación y descripción de cada uno de los períodos del prototipo-sistema

Al ser éste un prototipo sistema, resulta necesario describir la funcionalidad para la cual se proyecta. De modo que, antes de entrar en materia de cálculos frigoríficos, diseño y costos, será importante determinar los ciclos que el prototipo sistema mantendrá durante su tiempo de funcionamiento para poder realizar así los cálculos correspondientes.

3.2.1 *Período de carga de la placa eutéctica.* Se define como período de carga de la placa eutéctica, el ciclo en el cual el frigorífero de la placa eutéctica tiene un cambio en su calor sensible, calor latente y calor sensible de fusión.

Se puede definir este período como el único en el cual el sistema adiabático (caja térmica) expulsa el calor hacia el exterior por medio de un sistema frigorífico.

Una vez que el proceso de congelación concluye, los acoples rápidos son cerrados y de ésta manera la caja térmica es separada de la unidad condensadora, para que de este modo pueda ser llenada de producto congelado.

Se recomienda que éste período sea realizado en horas de la noche, pues el diferencial de temperatura es menor que en horas del día, así se puede lograr una mayor eficiencia energética, teniendo en cuenta que todas las empresas determinaron que la distribución de sus productos congelados los realizan en horas de la mañana. Más adelante se establecerá el tiempo recomendado para éste período, sin embargo, se debe tomar en cuenta que el tiempo puede variar conforme a la temperatura con la que el sistema adiabático llegue, o la capacidad de la unidad condensadora.

3.2.2 *Período de introducción del producto congelado.* En congelación de productos alimenticios, cada vez se encuentra que los procedimientos son más minuciosos a fin de lograr parámetros técnicos que permitan conservar las características organolépticas originales, una vez que el producto fuere descongelado. Para ello, se utilizan técnicas y métodos de congelación que involucran parámetros de potencias térmicas, temperaturas e incluso en determinados procesos, presión. Y una vez que el producto se encuentre congelado, éste debe mantener la cadena de frío, para lo cual se

establecen condiciones de transporte para producto congelado. De modo que, ningún sistema de transporte de producto congelado se ha diseñado para congelar el producto, sino sólo para cumplir las exigencias de los procedimientos, es decir para mantener la cadena de frío de determinado producto ya congelado.

Por este motivo, el presente sistema está diseñado sólo para mantener la cadena de frío del producto congelado.

En este período, la caja térmica estará con una temperatura más baja que la del producto a ingresar, incluso se podrían realizar los cálculos pertinentes, a razón que una vez que el producto congelado ingresase el equilibrio térmico alcanzado cumpla los estándares térmicos requeridos para el producto. Se debe capacitar al personal para que en este período exista un orden en el almacenamiento del producto congelado, de modo que se eviten pérdidas innecesarias de tiempo por desorden en la distribución.

Este proceso generalmente se lo realiza en las primeras horas de la mañana.

3.2.3 *Período de distribución del producto congelado.* En este período, suscita el mayor ingreso de calor al sistema adiabático, por el diferencial de temperatura con el medio exterior, el cual se produce por conducción a través de las paredes, techo y piso de la caja térmica y por radiación, pues generalmente la exposición de la parte exterior de la caja térmica es directa a los rayos solares. Asimismo un importante ingreso de calor se da por convección, en cada apertura de puerta, así que, la capacitación al personal encargado de la distribución del producto congelado servirá para que las puertas se abran el menor número de veces y duren el menor tiempo posible.

CAPÍTULO IV

4. CÁLCULO DE LA POTENCIA FRIGORÍFICA

Como se vio en el marco teórico se podrá determinar la carga térmica por medio de un cálculo cuyo procedimiento permitirá encontrar la potencia frigorífica necesaria para el equipo que mantendrá el producto congelado, para éste caso, se hará el cálculo con helados, pues se considera un producto cuyo transporte se realiza en temperaturas que oscilan entre -28 °C y -33 °C , pudiendo programar al sistema en calor sensible inicialmente en -36 °C . El cálculo de potencia frigorífica se lo realizará con base en las dimensiones, aislamiento seleccionado, condiciones ambientales y de la carga.

4.1 Aislamiento térmico para la caja térmica

El aislamiento térmico deberá estar acorde con las condiciones básicas del proyecto, en la siguiente tabla se desglosa una terna de posibles aislamientos y sus características.

Tabla 6. Tabla comparativa de aislamientos térmicos

Características	Poliestireno	Poliuretano	Poliisocianurato
Densidad	20 Kg/m ³	40 Kg/m ³	40 Kg/m ³
Diferencial térmico máximo recomendado	20 °C	60 °C	100 °C
Temperatura de degradación	N/A	600 °C	600 °C
Temperatura máxima de exposición continua	N/A	110 °C	150 °C a 160 °C
Temperatura máxima de exposición temporal	N/A	140 °C	180 °C
Estabilidad dimensional	N/A	(-29 °C a 90 °C)	(-40 °C a 120 °C)
Conductividad térmica	0,0364 W/m·k	0,025 W/m·k	0,026 W/m·k

Fuente: Instapanel Cintac

Debido a que, se manejará una temperatura máxima de -36 °C y una temperatura media de -33 °C , se ha escogido al poli isocianurato como aislamiento térmico, pues es el único que cumple el requisito de estabilidad dimensional requerido.

El espesor designado, será de 10 cm, debido a que en transporte de producto congelado, esta es la medida comercialmente aceptada, en un estudio de mercado realizado anteriormente se determinó que los distribuidores de producto congelado no aceptarían un aislamiento superior a 10 cm por considerarlo reductor de espacio.

4.2 Cálculo de la carga térmica con producto congelado

Como se vio en el marco teórico se podrá determinar la carga térmica por medio de un cálculo cuyo procedimiento permitirá encontrar la potencia frigorífica necesaria para el equipo que mantendrá el producto congelado, para éste caso, se hará el cálculo con helados, pues se considera un producto cuyo transporte se realiza en temperaturas que oscilan entre $-28\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $-33\text{ }^{\circ}\text{C}$, pudiendo programar al sistema en calor sensible inicialmente en $-36\text{ }^{\circ}\text{C}$.

4.2.1 *Calor ingresado por conducción a través de piso, techo o paredes.* La existencia de un diferencial de temperatura entre el interior y el exterior de la caja térmica, produce que exista un flujo de calor desde el recinto de mayor temperatura (exterior) al de menor temperatura (interior), dicho flujo de calor que ingresa a la caja térmica se lo calculará por medio de la ecuación (18).

Como se estableció anteriormente, el aislamiento y el aislamiento térmico escogido para el presente sistema ha sido el poli isocianurato, por lo que la constante de conductividad térmica del presente aislamiento es un dato facilitado por la empresa proveedora del aislamiento, cuyo valor se lo puede encontrar por medio de la expresión:

$$k = K/e$$

El espesor designado para el aislamiento de la caja térmica es de 10 cm, y la constante de conductividad entregado por el fabricante es de $0,026\text{ [W/(m}\cdot^{\circ}\text{C)]}$.

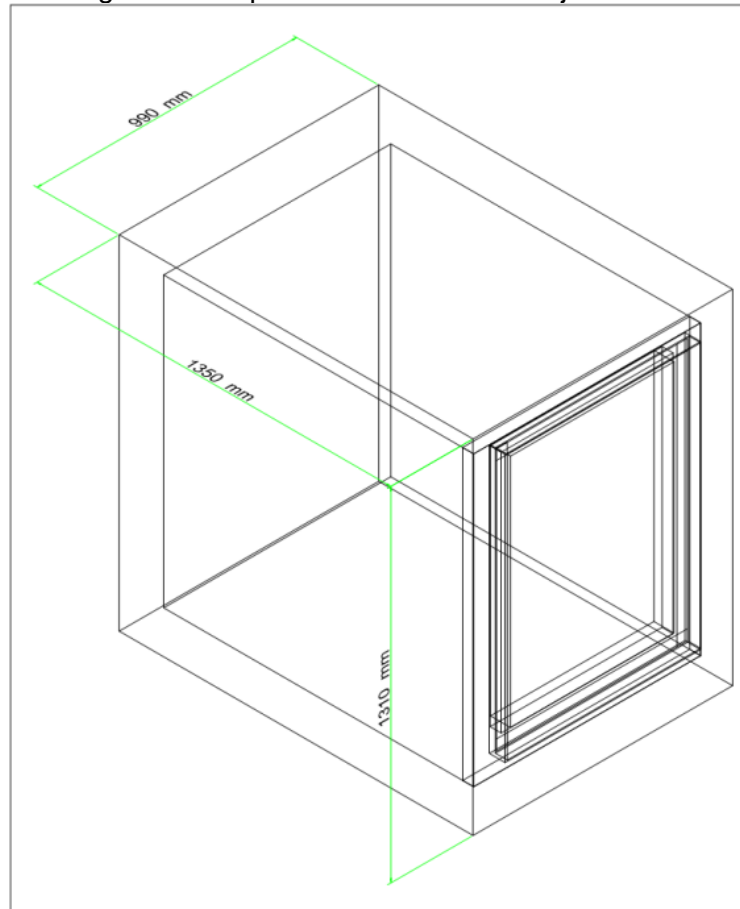
El coeficiente global de transmisión de calor es:

$$k = \frac{0,026 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot^{\circ}\text{C}}}{0,10 \text{ m}} = 0,26 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \cdot ^{\circ}\text{C}$$

4.2.2 *Calor ingresado considerando la superficie total.* Para realizar el cálculo de transferencia de calor por conducción se debe considerar que las condiciones meteorológicas están definidas para la serranía ecuatoriana.

La temperatura promedio de las ciudades andinas del Ecuador para cálculos de potencia frigorífica fluctúa en un promedio de $25\text{ }^{\circ}\text{C}$. Este valor se considera constante en el transcurso del tiempo que dura la distribución del producto congelado.

Figura 23. Superficie exterior de la caja térmica



Fuente: Autor

Área de paredes = [(Perímetro x Altura)]

$$A_{\text{paredes}} = [(0,99 \text{ m} + 1,35 \text{ m})2]1,31 \text{ m}]$$

$$A_{\text{paredes}} = 6,13 \text{ m}^2$$

Área de techo y piso = [(Ancho x Largo)2]

$$A_{\text{techo y piso}} = [(0,99 \text{ m} \times 1,35 \text{ m})2]$$

$$A_{\text{techo y piso}} = 2,67 \text{ m}^2$$

Superficie = Área de paredes + Área de techo y piso

$$S = 6,13 \text{ m}^2 + 2,67 \text{ m}^2$$

$$S = 8,80 \text{ m}^2$$

El diferencial de temperatura está dado por:

$$\Delta T = t_e - t_i$$

$$\Delta T = 25\text{ }^\circ\text{C} - (-33\text{ }^\circ\text{C})$$

$$\Delta T = 58\text{ }^\circ\text{C}$$

Reemplazando los valores anteriores en la ecuación (18), se obtiene:

$$P_1 = 0,26 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \cdot 8,8 m^2 \cdot 58\text{ }^\circ\text{C} \cdot 24 \cdot 3,6$$

$$P_1 = 11\,465,63 \frac{kJ}{día}$$

Debido a que la distribución de producto congelado está proyectada para 3 horas, la cantidad de calor que ingresaría al sistema será igual a:

$$Q_1 = 11\,465,63 \frac{kJ}{día} \cdot 0,125\text{ día}$$

$$Q_1 = 1433,20\text{ kJ}$$

4.2.3 Calor introducido por las mercancías. El producto congelado ingresa a la caja térmica, con una temperatura inicial, la cámara posee una temperatura menor que la temperatura del producto ingresado, dado que existiría una transferencia de calor por convección hacia la placa, este flujo dura hasta alcanzar el equilibrio térmico, este calor entregado por el producto, se lo podrá calcular por medio de la ecuación (23).

Como se puede encontrar por medio de tablas, el calor específico de los helados es de 1,88 [KJ/(Kg·°C)], la temperatura de entrada es de -28 °C y la temperatura del sistema es de -33 °C. Por otro lado, la masa del producto lo podemos definir por medio de la densidad de la carga en función del volumen, recomendada para helados, la cual es de 180 Kg/m³, por tanto con ayuda de las medidas internas podemos encontrar el volumen interno:

$$\text{Volumen interno} = 0,79\text{ m} \times 1,15\text{ m} \times 1,11\text{ m} = 1,01\text{ m}^3$$

$$m = \rho * V$$

Masa de la mercancía = $180 \text{ kg/m}^3 \times 1,01 \text{ m}^3 = 181,52 \text{ kg}$

Remplazando los valores anteriormente obtenidos en la ecuación (23), se obtiene,

$$P_2 = M \cdot c \cdot (t_e - t_i)$$

$$P_2 = 181,52 \text{ kg} \cdot 1,88 \frac{\text{kJ}}{^\circ\text{C}} \cdot 5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_2 = 1706,23 \frac{\text{kJ}}{\text{día}}$$

Debido a que en la distribución de producto congelado la masa congelada ingresa una sola vez, es decir, no existen recargas de producto congelado en el trayecto, se puede considerar que este es el único aporte de calor que entregaría el producto al sistema.

Por otra parte, se suele considerar que los envases también aportan calor, sin embargo los envases para helados son hechos de cartón, cuya masa es despreciable.

$$Q_2 = 1706,23 \text{ kJ}$$

4.2.4 *Aportes de calor realizados por la actividad química y/o fisiológica de los productos almacenados.* Se debe tomar en cuenta que los productos congelados no realizan actividad química y tampoco fisiológica, por tanto no aplicaría realizarse el presente cálculo.

4.2.5 *Aportaciones de calor producidas como consecuencia de la renovación del aire de la cámara.* En transporte de producto congelado deben realizarse un sinnúmero de aperturas de puertas durante el tiempo que dure la distribución, en cada apertura existirá un ingreso de calor al sistema, el cual se podrá reducir significativamente mientras éstas aperturas sean de menor duración y en menor número, al ser éste un prototipo sistema, consideraremos el número de aperturas en menor cantidad y duración de tiempo por ser de menor volumen. Para determinar el número de aperturas y duración de las mismas para el presente prototipo sistema se tomará como referencia las dimensiones de la carrocería de mayor uso en el Ecuador para transporte de producto congelado,

asimismo, se debe determinar la cantidad de aperturas de puertas que habrían en el prototipo-sistema, sobre todo considerando las cantidades más extremas, las dimensiones promedio de una carrocería aislada de 2 toneladas son:

Ancho: 1900 mm

Largo: 2900 mm

Alto: 1300 mm

Volumen interno: 7,16 m³

Número de apertura de puertas máxima: 150

Por tanto, siendo el prototipo sistema de un volumen interno de 1,01 m³, el número de apertura de puertas se lo encontrará por medio de la expresión:

$$\text{Número de Apertura de puertas} = \frac{150 \cdot 1,01 \text{ m}^3}{7,16 \text{ m}^3}$$

$$\text{Número de Apertura de puertas} = 21,16 \approx 22$$

La potencia aportada por esta renovación se la encontrará por medio de la ecuación (28):

Como se indicó anteriormente, los datos han sido tomados en relación con las condiciones propias de la serranía ecuatoriana, pues como se indicó anteriormente el enfoque comercial del producto se direccionará para esta parte del país, con referencia a una altura de 2500 msnm, dónde, tanto la densidad, como el calor específico del aire son condiciones consideradas como estandarizadas para el cálculo de potencia frigorífica.

$$\rho = 0,9643 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$C_{\text{aire}} = 1012 \text{ [J/(kg}\cdot\text{°C)]}$$

Reemplazando estos valores en la ecuación (28), se obtiene:

$$Q_4 = 1,01 \text{ m}^3 \cdot 0,9643 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 1,012 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{°C} \cdot 58 \text{ °C} \cdot 22 \text{ veces}$$

$$Q_4 = 1257,66 \text{ kJ}$$

4.2.6 *Aportaciones procedentes de los motores, ventiladores e iluminación, instalados en el interior de la cámara.* Puesto que en el presente sistema la transferencia de calor se da por convección, no existe ventilación forzada, ni iluminación, por tanto el presente cálculo no aplica.

4.2.7 *Aportaciones originadas por la entrada de personal.* El ingreso del personal a la caja térmica supone un aporte de calor, sin embargo, al ser ésta caja térmica un prototipo sistema, por su dimensión sólo podría ingresar un 50% de la masa corporal del individuo.

Por éste motivo se considerarán datos generales para ser reemplazados en la fórmula (36).

Por consideraciones biológicas se conoce que la temperatura corporal del ser humano es de 36.5 °C. Por otra parte, los mecanismos de la respiración y transpiración liberan agua, lo que da lugar a una aportación de calor latente.

Partiendo del dato generalizado que indica que el metabolismo basal de una persona de 70 kg de peso y corpulencia media es de unos 313 kJ/h, y tomando en cuenta que sólo ingresaría hasta la mitad del cuerpo de la persona, podemos reemplazar estos datos en la fórmula anteriormente citada, obteniéndose:

$$Q_6 = 1 \cdot 0,05 \text{ horas/día} \cdot 313 \text{ kJ/h}$$

$$Q_6 = 15,65 \text{ kJ}$$

4.2.8 *Aportaciones diversas y coeficiente de seguridad.* La transferencia de calor a la caja térmica puede ingresar de otros modos, como por ejemplo por las entalpías de condensación y solidificación del agua sobre el evaporador.

Y aunque en este sistema no existe otra forma de transferencia de calor hacia la caja térmica, se recomienda aplicarle un factor de seguridad al calor que pueda existir por conducción, en este caso por el diseño del sistema, el mismo será del 10 %. El valor se lo puede obtener por medio de la ecuación (37).

$$Q_7 = 0,10 \cdot Q_1$$

$$Q_7 = 0,10 \cdot 11\,465,63 \text{ kJ/día}$$

$$Q_7 = 1146,56 \text{ kJ/día}$$

4.2.9 Aportaciones totales. La aportación de calor total se denominará Q_T equivalente a la suma de todos los ingresos de calor anteriormente calculados. Este valor se lo puede encontrar por medio de la ecuación (38).

$$Q_T = \sum_1^7 P_i$$

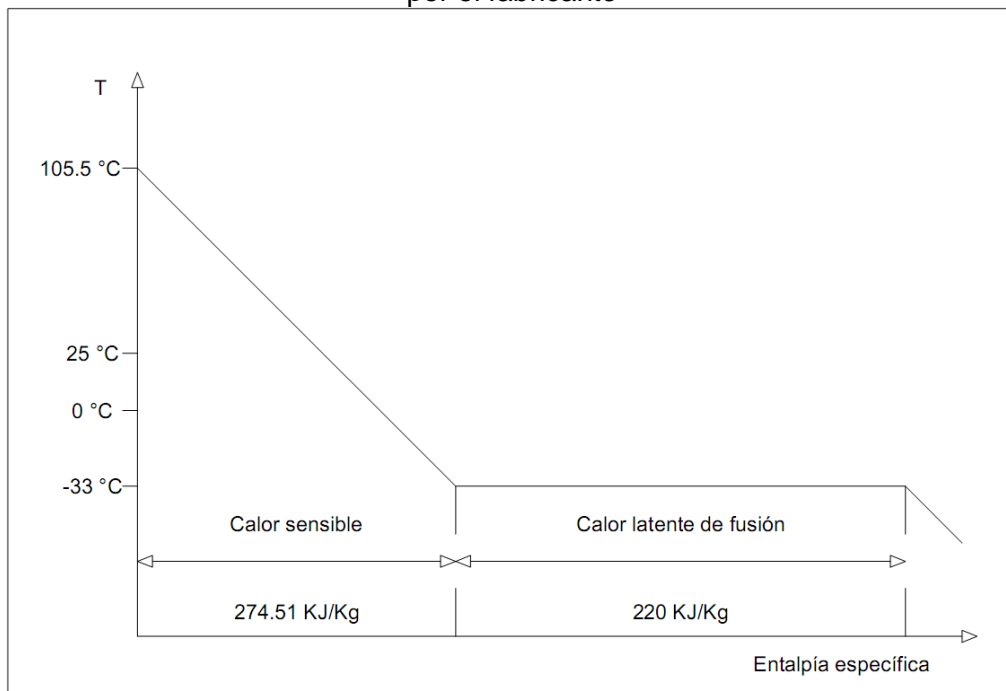
$$Q_T = 4556,06 \text{ kJ}$$

4.3 Período de carga de la placa eutéctica

4.3.1 Solución eutéctica. La solución eutéctica o salmuera, es un frigorífero que permanece en estanqueidad dentro de la placa eutéctica, cuyo calor es expulsado hacia el exterior por conducción por medio del refrigerante que pasa por las tuberías.

El calor que ingresa a la caja térmica, se transfiere al aire, el cual, por convección, transfiere el calor a la placa eutéctica, la cual entrega el calor al frigorífero.

Figura 24. Diagrama temperatura-entalpía específica de la solución eutéctica facilitada por el fabricante



Fuente: Autor

4.3.2 Cantidad de energía acumulada en la placa eutéctica. La cantidad de energía que almacenará la placa eutéctica, se da en función de la cantidad de líquido eutéctico contenido, el cual comienza a estudiarse a partir de 25 °C, pues esa es la temperatura ambiente considerada.

El calor sensible del líquido eutéctico será:

$$c_{\text{líquido eutéctico}} = \frac{274,51 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{138,5 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$c_{\text{líquido eutéctico}} = 1,982 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Calor sensible desde 25 °C a -33 °C en 27 kg de solución eutéctica:

$$Q_{\text{calor sensible}} = 1,982 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{ } ^\circ\text{C}} \cdot 27 \text{ kg} \cdot 58 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q_{\text{calor sensible}} = 3103,85 \text{ kJ}$$

Una vez que el líquido eutéctico alcanza la temperatura de -33 °C de calor latente, la cantidad de calor a expulsar para alcanzar la condición de sustancia eutéctica en vendría dado por la expresión:

$$Q_{\text{calor latente}} = 220 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot 27 \text{ kg}$$

$$Q_{\text{calor latente}} = 5940 \text{ kJ}$$

4.3.3 Potencia frigorífica requerida para la placa eutéctica: La potencia frigorífica para la carga de la placa eutéctica es:

$$P_f = \frac{Q}{t}$$

$$Q = Q_{\text{calor sensible}} + Q_{\text{calor latente}}$$

$$Q = 3103,85 \text{ kJ} + 5940 \text{ kJ}$$

$$Q = 9043,85 \text{ kJ}$$

$$t = 8 \frac{1}{2} \text{ horas de carga}$$

$$P_f = \frac{9043,85 \text{ kJ}}{30\,761,28 \text{ s}}$$

$$P_f = 294 \text{ W}$$

4.4 Capacidad frigorífica proyectada en el condensador

$$P = C \cdot c \cdot \Delta T$$

$$P = 0,0972 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 1307 \frac{\text{J}}{\text{m}^3} \cdot ^\circ\text{C} \cdot 5 ^\circ\text{C}$$

$$P = 635,20 \text{ W}$$

4.5 Cálculo de la capacidad frigorífica necesaria en la unidad condensadora fija

La placa eutéctica una vez que ha terminado su período de carga se convierte en un acumulador de calor, para que la placa se congele es necesario determinar las características de la unidad condensadora, con base en la potencia frigorífica requerida por el sistema durante el período de funcionamiento. La capacidad frigorífica del compresor debe considerarse en función del tiempo en el que la unidad condensadora esté en funcionamiento.

En el presente sistema, el refrigerante utilizado es el R404A, con ayuda del diagrama entálpico facilitado por el fabricante, podremos describir el comportamiento del refrigerante y el comportamiento de la energía en forma de calor en cada uno de los procesos.

El período de carga del prototipo-sistema tendrá cuatro fases de funcionamiento, una vez conectado el sistema, compresión, condensación, expansión y evaporización.

4.5.1 Punto final de condensación. Al finalizar la condensación del refrigerante se obtienen los siguientes resultados:

Tabla 7. Resultados al finalizar la etapa de condensación

$P_3 = 23,08 \text{ bar}$	$T_3 = 50 ^\circ\text{C}$	$h_3 = 280 \text{ kJ/kg}$	$S_3 = 1,25 \text{ kJ/[kg}\cdot^\circ\text{C]}$	$V_3 = 0,00112372 \text{ m}^3/\text{kg}$
---------------------------	---------------------------	---------------------------	---	--

Fuente: Autor

4.5.2 *Proceso de expansión.* En la expansión del refrigerante la entalpía permanece constante, con los siguientes resultados:

Tabla 8. Resultados del proceso de refrigeración durante la expansión del refrigerante

$P_4 = 1,37 \text{ bar}$	$T_4 = -40 \text{ }^\circ\text{C}$	$h_4 = 280 \text{ kJ/kg}$	$S_4 = 1,37 \text{ kJ/[kg}\cdot\text{ }^\circ\text{C]}$	$V_4 = 0,098193797 \text{ m}^3/\text{kg}$
--------------------------	------------------------------------	---------------------------	---	---

Fuente: Autor

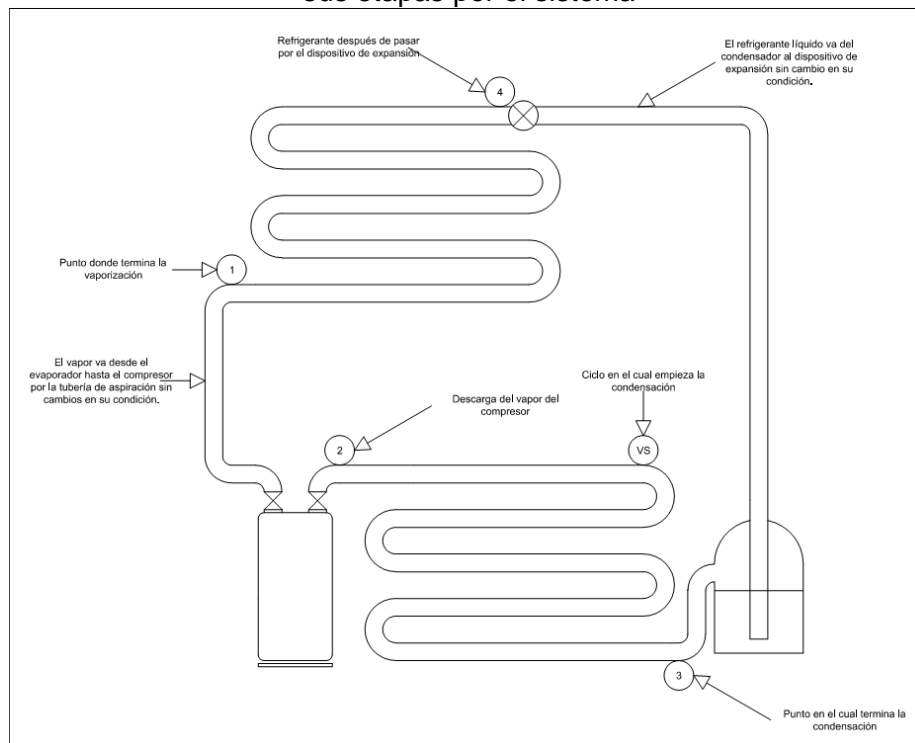
4.5.3 *Proceso de vaporización.* Al terminar la vaporización se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla 9. Resultados correspondientes a la finalización de la vaporización del refrigerante

$P_1 = 1,37 \text{ bar}$	$T_1 = -40 \text{ }^\circ\text{C}$	$h_1 = 340 \text{ kJ/kg}$	$S_1 = 1,64 \text{ kJ/[kg}\cdot\text{ }^\circ\text{C]}$	$V_1 = 0,14334861 \text{ m}^3/\text{kg}$
--------------------------	------------------------------------	---------------------------	---	--

Fuente: Autor

Figura 25. Diagrama para análisis de las condiciones del refrigerante en cada una de sus etapas por el sistema



Fuente: Autor

4.5.4 *Balance energético del evaporador.* La cantidad de calor absorbido por el refrigerante es la diferencia de la entalpía entre el proceso de condensación y el proceso de evaporación.

Donde q_e es el efecto refrigerante o producción frigorífica másica (kJ/kg)

$$q_e = 340 \text{ kJ/kg} - 280 \text{ kJ/kg}$$

$$q_e = 60 \text{ kJ/kg}$$

4.5.5 Caudal másico del refrigerante. El caudal másico \dot{m} del refrigerante, en kg/s es:

$$\dot{m} = P_e/q_e$$

Para el ciclo de referencia, tenemos un caudal másico para una potencia frigorífica de 294,90 W equivalente a:

$$\dot{m} = \frac{0,294 \text{ kW}}{60 \text{ kJ/kg}}$$

$$\dot{m} = 0,0049 \text{ kg/s}$$

4.5.6 Producción frigorífica volumétrica. La capacidad frigorífica másica deberá ser dividida para el volumen específico v_1 , cuando el refrigerante se ha vaporizado por completo será:

$$q_v = \frac{q_e}{v_1}$$

$$q_v = \frac{60 \text{ kJ/}^\circ\text{C}}{0,14334861 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

$$q_v = 418,56 \text{ kJ/m}^3$$

4.5.7 Caudal volumétrico desplazado por el compresor. La cantidad de refrigerante (en volumen) desplazado por el compresor será igual al caudal másico por el calor específico en el punto final de vaporización del refrigerante.

$$V_d = \dot{m} \cdot v_1$$

$$V_d = 0,0049 \text{ kg/s} \cdot 0,14334861 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$V_d = 0,000702408 \text{ m}^3/\text{s}$$

4.5.8 *Proceso de compresión.* Posterior al proceso de compresión se obtienen los siguientes resultados:

Tabla 10. Resultados de la compresión del refrigerante en el sistema

$P_2 = 23,08 \text{ bar}$	$T_2 = 55,4 \text{ °C}$	$h_2 = 400 \text{ kJ/kg}$	$S_2 = 1,63 \text{ kJ/[kg·°C]}$	$V_2 = 0,0095 \text{ m}^3/\text{kg}$
---------------------------	-------------------------	---------------------------	---------------------------------	--------------------------------------

Fuente: Autor

Balance energético del compresor, a partir del trabajo isentrópico w_i :

$$w_i = h_2 - h_1$$

$$w_i = 400 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 340 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$w_i = 60 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Potencia isentrópica P_i :

$$P_i = \dot{m} \cdot w_i$$

$$P_i = \dot{m} \cdot w_i$$

$$P_i = 0,0049 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 60 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$P_i = 0,294 \text{ kW}$$

4.5.9 *Proceso de condensación.*

Tabla 11. Resultados del cambio de entalpía durante el cambio de fase cuando el refrigerante comienza el proceso de condensación

$P_{vs} = 23,08 \text{ bar}$	$T_{vs} = 50 \text{ °C}$	$h_{vs} = 397 \text{ kJ/kg}$	$S_{vs} = 1,64 \text{ kJ/[kg·°C]}$	$V_{vs} = 0,0098 \text{ m}^3/\text{kg}$
------------------------------	--------------------------	------------------------------	------------------------------------	---

Fuente: Autor

Balance energético del condensador:

$$P_{condnsador} = \dot{m} \cdot q_c$$

$$P_{condensador} = 0,0049 \text{ kg/s} \cdot 120 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$P_{condensador} = 0.590 \text{ kW}$$

4.5.10 Características requeridas en el compresor.

Tabla 12. Condiciones requeridas para el funcionamiento del sistema frigorífico

CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO FRIGORÍFICO				
POTENCIA ELÉCTRICA	CAPACIDAD FRIGORÍFICA	TEMPERATURA DE EVAPORIZACIÓN	TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN	TEMPERATURA AMBIENTE
759 W	590 W	(-40 °C)	50 °C	25 °C

Fuente: Autor

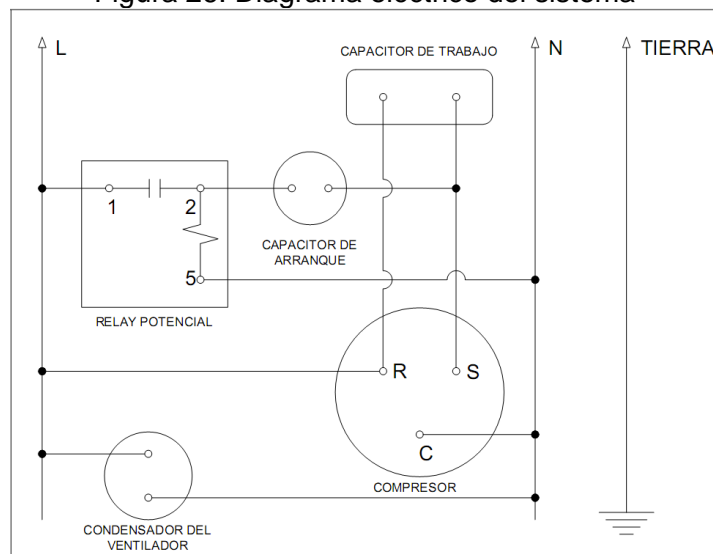
Tabla 13. Características requeridas en el compresor

COMPRESOR SELECCIONADO						
MARCA	TIPO	REFRIGERANTE	VOLTAJE	FRECUENCIA	APLICACIÓN	MODELO
Tecumseh	Alternativo	R-404A	115 V	60 Hz	Baja temperatura	CAJ2464Z

Fuente: Autor

4.5.11 Conexión eléctrica del sistema.

Figura 26. Diagrama eléctrico del sistema

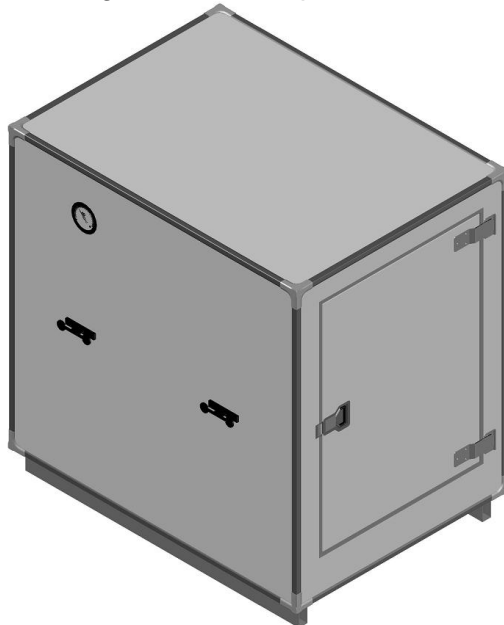


Fuente: Autor

4.6 Partes del prototipo y de la unidad condensadora

4.6.1 Caja térmica ensamblada.

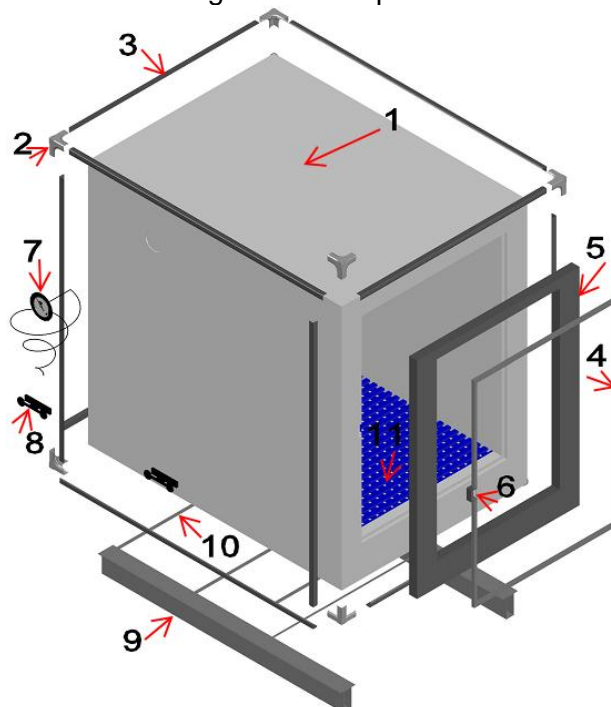
Figura 27. Prototipo-sistema



Fuente: Autor

4.6.2 Despiece de la caja térmica.

Figura 28. Despiece



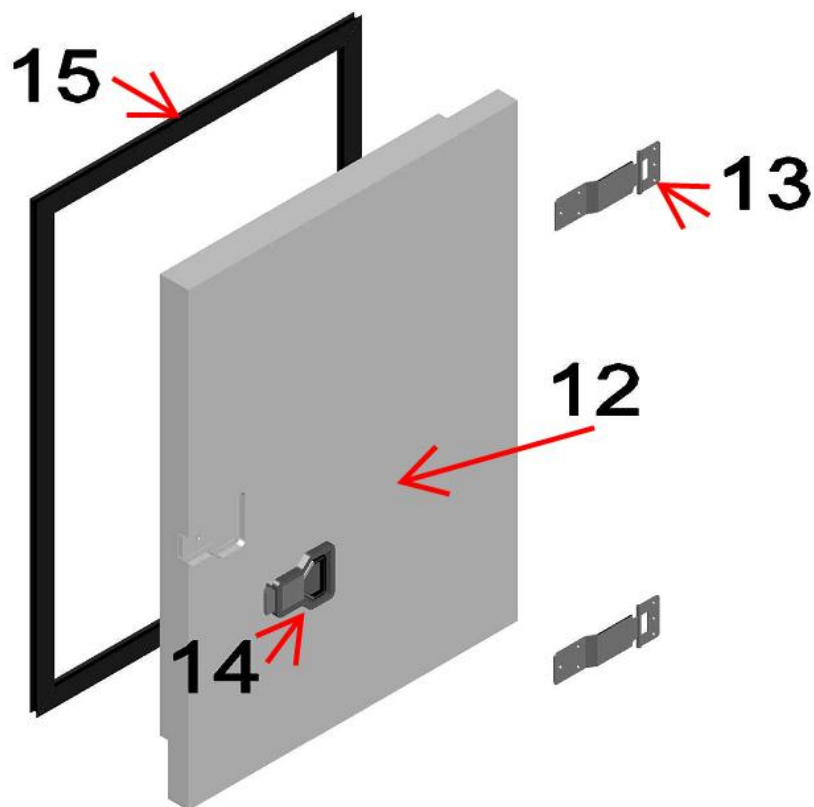
Fuente: Autor

Componentes:

- 1 Caja aislada
- 2 Esquineros marca Framec
- 3 Perfil protector PVC Roy1110 1 ½ x 1 ½
- 4 Perfil metálico portacierre
- 5 Perfil aislante anti puente térmico
- 6 Tope cierre
- 7 Termómetro
- 8 Protectores laterales
- 9 Soportes
- 10 Travesaños
- 11 Parrilla plástica

4.6.3 Despiece de la puerta y accesorios.

Figura 29. Despiece de la puerta



Fuente: Autor

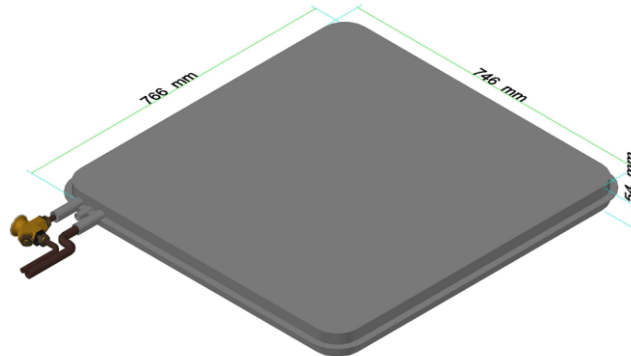
Componentes:

- 12 Puerta
- 13 Bisagras de congelación
- 14 Cierre
- 15 Empaque para puerta de congelación

4.6.4 Accesorios.

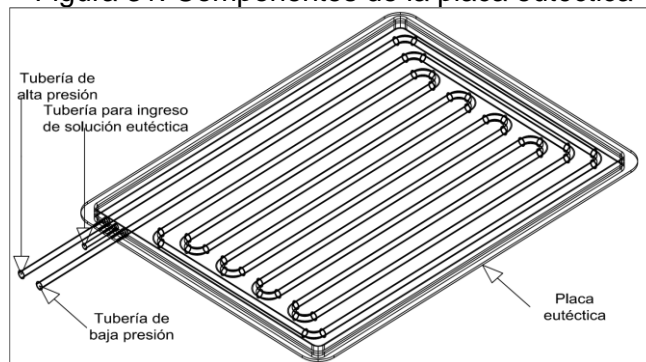
- Placa Eutética

Figura 30. Diseño de la placa eutética



Fuente: Autor

Figura 31. Componentes de la placa eutética



Fuente: Autor

- Compresor

Figura 32. Compresor hermético CAJ2464Z



Fuente: Tecumseh

- Bobina y válvula solenoide

Figura 33. Bobina solenoide marca Danfoss a 110V, y válvula marca Danfoss acoplada y accionada por la bobina



Fuente: Autor

- Válvula unidireccional

Figura 34. Válvula unidireccional, marca Danfoss



Fuente: Autor

- Aspa, motor y soporte

Figura 35. Motor ventilador a 110V, aspa de 8", marca ELCO



Fuente: Autor

- Válvula rotalock

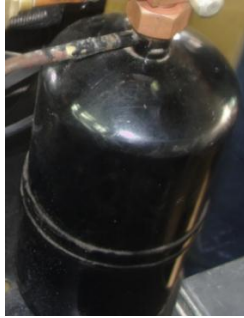
Figura 36. Válvula de servicio de alta presión 3/8", marca Danfoss



Fuente: Autor

- Acumulador de líquido

Figura 37. Acumulador de líquido



Autor: Fuente

- Visor de líquido

Figura 38. Visor de líquido



Fuente: Autor

- Visor de líquido

Figura 39. Filtro secador



Fuente: Autor

- Aceite ecológico

Figura 40. Aceite ecológico



Fuente: Autor

- Válvula de expansión

Figura 41. Válvula de expansión, con orificio Nro. 2, regulación externa, para refrigerante R404a, marca Danfoss



Fuente: Autor

- Acople rápido para alta presión

Figura 42. Acople de alta presión



Fuente: Autor

- Acople rápido de baja presión

Figura 43. Acople de baja presión



Fuente: Autor

- Válvula KVL

Figura 44. Válvula de servicio de 5/8" (KVL)



Fuente: Autor

- Breaker 1 polo, 16 Amperios

Figura 45. Protector eléctrico del sistema



Fuente: Autor

CAPÍTULO V

5. PROCEDIMIENTO PARA LA CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO SISTEMA

5.1 Aislamiento y armado de la caja térmica

- Armado de la estructura
- Aislamiento de la caja térmica
- Colocación de la puerta con sus accesorios
- Colocación de los perfiles y esquineros
- Colocación de termómetros
- Colocación de protecciones

Figura 46. Armado del aislamiento



Fuente: Autor

Figura 47. Recubrimiento y acabado de aislamiento exterior



Fuente: Autor

5.2 Perforación de la caja térmica para conexión de la placa eutéctica con la unidad condensadora

Se realiza la perforación en la caja térmica con la finalidad de atravesar la tubería de alta presión y de baja presión.

Figura 48. Perforación del sistema



Fuente: Autor

5.3 Preparación de la placa eutéctica

La placa eutéctica una vez importada se encuentra en una medida inútil para la colocación de la misma en la caja térmica, por el largo en el que se encuentra.

Figura 49. Armado de la placa metálica importada



Fuente: Autor

5.4 Recorte de la placa eutéctica

Con el fin de obtener la medida justa para su colocación, se procede a recortar la placa eutéctica.

Figura 50. Recorte de la placa eutéctica con una moladora con disco de corte



Fuente: Autor

Figura 51. Reducción de material de la placa y recorte de tubería



Fuente: Autor

5.5 Soldadura de la placa eutéctica con suelda MIG

Una vez recortada la placa, se realiza la soldadura de la misma, tanto en la tubería como en el metal exterior.

Figura 52. Reducción de material de la placa y recorte de tubería



Fuente: Autor

5.6 Colocación de válvulas de servicio

Se procede a realizar la colocación de las válvulas de servicio, con la finalidad de realizar la prueba de presurización y comprobar tanto resistencia a altas presiones como posibles fugas de presión.

Figura 53. Soldadura de las válvulas de servicio con la tubería de la entrada y salida de la placa



Fuente: Autor

Figura 54. Sellado con varilla de plata al 15%



Fuente: Autor

5.7 Prueba de presión con Nitrógeno gaseoso

La prueba de presión se lo realizó con alta presión, debido a que en la placa eutéctica el fluido refrigerante circulará a baja presión.

Figura 55. Revisión de fuga con refrigerante a alta presión



Fuente: Autor

5.8 Colocación de válvula Rotalock en el compresor

Se realiza la colocación de la válvula rotalock de baja presión. Es decir para la succión del refrigerante gaseoso en el compresor.

Figura 56. Válvula Rotalock colocado para aspiración de refrigerante hacia el compresor



Fuente: Autor

5.9 Instalación de válvula rotalock en acumulador de líquido

Se realiza el ajuste de la válvula rotalock de alta presión. Es decir para la regulación del refrigerante en alta presión.

Figura 57. Válvula Rotalock colocada en secuencia con el acumulador de líquido



Fuente: Autor

5.10 Colocación de compresor, acumulador de líquido y condensador en la base condensadora

En el proceso de colocación del compresor, el condensador y el acumulador de líquido sobre la base condensadora, hay que tener en cuenta que el compresor estará sometido a vibraciones, por lo que es necesario minimizar al máximo la vibración, de la misma manera hay que sujetar bien estos componentes.

Figura 58. Montaje sobre base de compresor, condensador y tubería



Fuente: Autor

Figura 59. Sistema anti vibración



Fuente: Autor

5.11 Ensamblaje de base, motor y aspa de sistema de ventilación del condensador

Debido a que el caudal de aire a extraer es constante, la instalación estará 6 horas en funcionamiento continuo, hay que tener en cuenta que la sujeción tanto de las aspas como del soporte a la base condensadora estén ajustadas con la presión recomendada.

Figura 60. Ensamblado de base, motor y aspa



Fuente: Autor

5.12 Suelda de válvula rotalock

La válvula rotalock se suelda a la tubería por medio de suelda oxiacetilénica.

Figura 61. Suelda de válvula rotalock al acople



Fuente: Autor

5.13 Colocación de visor de líquido al acumulador de líquido y ventilador de condensador

Se procede a colocar tanto el sistema de ventilación del condensador, como el visor de líquido seguidamente de la válvula rotalock.

Figura 62. Ensamblado de visor de líquido al acumulador de refrigerante líquido y al ventilador del condensador



Fuente: Autor

5.14 Soldadura de tubería de aspiración del compresor al sistema

Se procede a soldar la tubería de cobre con el acceso de aspiración del refrigerante al compresor, esto se realiza con suelda oxiacetilénica.

Figura 63. Soldadura de tubería de aspiración del refrigerante



Fuente: Autor

5.15 Ensamble de tubería de cobre y tuerca de bronce

Se realiza el proceso de corte de las tuberías de cobre, tanto de alta presión como de baja presión. Posteriormente se realiza la abertura de la parte final de la tubería cortada para que pueda colocarse la tuerca de bronce.

Figura 64. Tubería de cobre con tuerca de bronce



Fuente: Autor

Figura 65. Tuerca y tubería de cobre



Fuente: Autor

5.16 Conexión de codo de cobre a visor de líquido

En la secuencia deberá colocarse codos de cobre, en este caso seguidamente del visor de líquido.

Figura 66. Visor de líquido conectado en secuencia con la tubería



Fuente: Autor

5.17 Instalación de válvula unidireccional

La válvula unidireccional o válvula check se la deberá colocar en la instalación con suelda oxiacetilénica con la finalidad que no exista retorno de líquido.

Figura 67. Soldadura de la válvula unidireccional al sistema



Fuente: Autor

5.18 Suelda de tubería de cobre

La suelda de cobre se la realizará con suelda oxiacetilénica y con varilla de cobre al 15%.

Figura 68. Soldadura de tubería de cobre



Fuente: Autor

5.19 Preparación de aceite ecológico e introducción del mismo al compresor

El aceite ecológico deberá introducirse al compresor, de tal manera que cumpla con la dosificación recomendada, en este caso 250 mL.

Figura 69. Medida de la cantidad de aceite a introducir al sistema



Fuente: Autor

Figura 70. Aceite introducido al sistema frigorífico



Fuente: Autor

5.20 Colocación del filtro secador

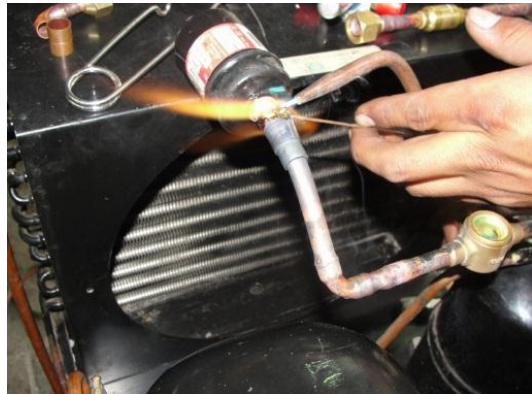
La colocación del filtro secador se lo realiza en dos pasos, primero introduciéndolo en la tubería y ajustándolo, y segundo soldándolo con suelda oxiacetilénica y varilla de plata al 15 %.

Figura 71. Introducción de filtro a tubería



Fuente: Autor

Figura 72. Soldadura de tubería de cobre con boca de filtro



Fuente: Autor

5.21 Colocación de tubería y tuerca de bronce a filtro secador

Se realiza la instalación de la tubería de cobre inmediatamente en secuencia con el filtro secador, con suelda oxiacetilénica y varilla de plata al 15 %.

Figura 73. Tubería con tuerca de bronce soldada a boca de salida de filtro secador



Fuente: Autor

5.22 Instalación de válvula solenoide

La válvula solenoide debe ir en secuencia posterior al filtro secador, la tuerca de bronce al final de la tubería de cobre y antes de la válvula solenoide servirá para que se pueda realizar un ajuste con la llave.

Figura 74. Conexión de válvula solenoide al sistema



Fuente: Autor

5.23 Instalación de válvula unidireccional a válvula solenoide

La válvula solenoide se ajusta con la llave sujetando el tubo de construcción.

Figura 75. Ajuste de válvula solenoide



Fuente: Autor

5.24 Introducción de líquido eutéctico en placa

Para la introducción del líquido eutéctico a la placa, deberá realizarse una abertura a la placa, y una vez que se introduzcan los 27 litros de la solución, deberá sellarse la placa con el material de la placa y con suelda MIG.

Figura 76. Medida de líquido eutéctico



Fuente: Autor

Figura 77. Ingreso de líquido eutéctico a la placa



Fuente: Autor

Figura 78. Segunda cantidad de líquido eutéctico ingresado al sistema



Fuente: Autor

Figura 79. Sellado de placa eutéctica



Fuente: Autor

5.25 Esmerilado de escoria

Se procede a esmerilar la placa eutéctica tras la suelda de sellado MIG.

Figura 80. Esmerilado de escoria tras soldadura



Fuente: Autor

5.26 Preparación de soporte de la placa eutéctica

El soporte de la placa eutéctica se suelda a la medida de la placa eutéctica, tomando en cuenta que la estructura de sujeción de la placa eutéctica debe estar acorde con las medidas de los agujeros de la placa eutéctica.

Figura 81. Soldadura de soporte de sujeción de la placa eutéctica



Fuente: Autor

Figura 82. Pintado de soporte de sujeción de la placa eutéctica



Fuente: Autor

5.27 Remache de acoples rápidos a mangueras de alta y baja presión

Para la colocación de los acoples rápidos se debe primero remachar los acoples rápidos a las mangueras de alta presión y de baja presión.

Figura 83. Remache de acople rápido a manguera



Fuente: Autor

Figura 84. Juego de acople rápido tras suelda



Fuente: Autor

Figura 85. Acople con junta a manguera



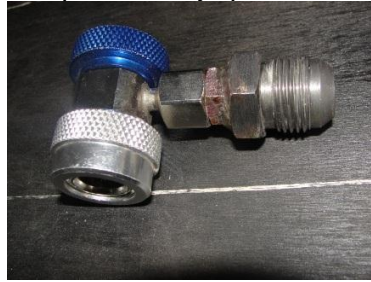
Fuente: Autor

Figura 86. Acople rápido de alta presión con juego completo



Fuente: Autor

Figura 87. Acople rápido de baja presión con juego completo



Fuente: Autor

5.28 Conexión de válvula de expansión a tubería de alta de placa eutéctica

Se debe soldar la tubería de cobre con la tuerca de bronce a la tubería de alta presión y baja presión de la placa eutéctica.

Se debe ajustar la tuerca de bronce a la válvula de expansión.

Se debe ajustar la tubería de cobre a la tubería de introducción de refrigerante líquido de la válvula de expansión.

Se debe realizar una suelda de válvulas de servicio a las tuberías de alta presión y de baja presión, con la finalidad de realizar una prueba de presión con nitrógeno gaseoso.

Figura 88. Tuerca de bronce con tubería a entrada de placa eutéctica



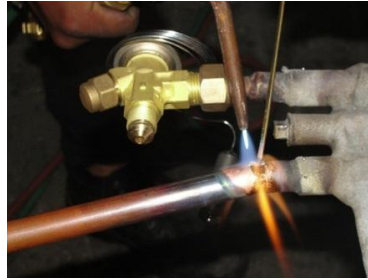
Fuente: Autor

Figura 89. Conexión roscada de válvula de expansión



Fuente: Autor

Figura 90. Soldadura de tubería de cobre a salida de placa eutéctica



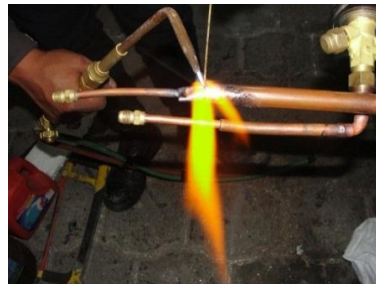
Fuente: Autor

Figura 91. Conexión de tubería a entrada de válvula de expansión



Fuente: Autor

Figura 92. Soldadura de válvulas de servicio al sistema



Fuente: Autor

5.29 Prueba de presión a placa eutéctica con válvula de expansión

Se debe realizar una prueba de presión con a fin de revisar posibles fugas en las tuberías y conexiones a la válvula de expansión.

Figura 93. Prueba de presión en el sistema de tubería de la placa eutéctica



Fuente: Autor

5.30 Conexión de válvula KVL a compresor

La válvula de expansión debe soldarse al compresor, junto con la válvula rotalock, en la suelda oxiacetilénica deberá refrescarse a la válvula KVL con un wype húmedo, para que el calor de fusión no afecte las partes internas de la válvula.

Figura 94. Conexión de válvula KVL al sistema



Fuente: Autor

Figura 95. Control de temperatura en la soldadura de la válvula KVL



Fuente: Autor

5.31 Montaje de placa eutéctica a caja térmica

La colocación de la placa eutéctica deberá realizarse con la estructura puesta, una vez colocada la placa eutéctica en la caja se procederá a ajustarse la estructura a los agujeros de la caja térmica.

Figura 96. Montaje de la placa eutéctica a la caja térmica



Fuente: Autor

La tubería de cobre se la deberá atravesarse a la placa eutéctica a través del agujero realizado a la placa eutéctica.

Figura 97. Tubería atravesando la placa eutéctica



Fuente: Autor

Se procederá a retirar las válvulas de servicio y se realizará la suelda del codo de cobre a la tubería que permanece fuera de la placa eutéctica.

Figura 98. Suelda de codo de cobre para continuar secuencia de tubería



Fuente: Autor

Colocación de las agujas en las válvulas para el paso de refrigerante con los acoples rápidos.

Figura 99. Ajuste de válvulas con agujas

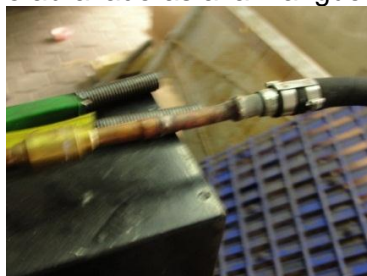


Fuente: Autor

5.32 Instalación de mangueras de alta y baja presión a unidad condensadora

Las mangueras de alta presión deberá colocarse en secuencia y posterior al flujo de refrigerante de la válvula unidireccional.

Figura 100. Colocación de abrazaderas a la manguera con la tubería de cobre



Fuente: Autor

La manguera de baja presión deberá colocarse en secuencia, antes de la válvula KVL para cerrar el sistema.

Figura 101. Cierre del circuito frigorífico con válvula KVL con acoples a manguera de baja presión



Fuente: Autor

5.33 Colocación del sistema eléctrico

Se procederá a la colocación de los capacitores de arranque y de trabajo, relay potencial y capacitores de ventilador.

Figura 102. Conexión del sistema eléctrico



Fuente: Autor

5.34 Colocación de los presóstatos de alta presión y baja presión, del visor de temperatura y de la caja eléctrica

La colocación de los presóstatos se lo realiza atornillando los mismos a la unidad condensadora, asimismo conectando los mismos al sistema eléctrico y al flujo de refrigerante.

Figura 103. Conexión de presóstatos de baja y alta presión, controlador de temperatura y caja eléctrica



Fuente: Autor

5.35 Pintado de placa eutéctica en caja térmica

Una vez colocada la placa eutéctica en la caja térmica, se procede a pintar la placa eutéctica.

Figura 104. Caja térmica pintada tras montaje de placa eutéctica



Fuente: Autor

5.36 Colocación de bobina solenoide a 110V

La bobina solenoide deberá colocarse sobre el tubo de construcción.

Figura 105. Conexión de la bobina solenoide



Fuente: Autor

5.37 Ensamblado de acoples rápidos al sistema

Colocación de los acoples rápidos a las mangueras de alta y baja presión del sistema, y aislamiento de la salida de cobre en la caja térmica.

Figura 106. Conexión del sistema de acoples rápidos a mangueras de presión



Fuente: Autor

Figura 107. Conexión de sistema de carga frigorífica



Fuente: Autor

5.38 Vacío

Se realiza el vacío del sistema con una bomba de vacío.

Figura 108. Vacío en el sistema

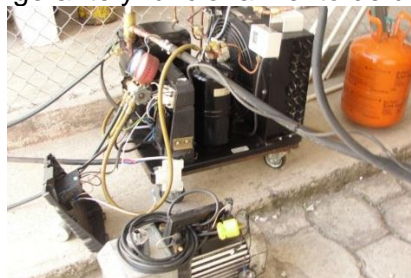


Fuente: Autor

5.39 Colocación sobre sistema móvil y carga del refrigerante

La unidad condensadora es colocada sobre una base móvil.

Figura 109. Carga de refrigerante y funcionamiento de unidad condensadora móvil



Fuente: Autor

5.40 Implementación del prototipo sistema en un vehículo de prueba

Se realizó el montaje del prototipo sistema en el vehículo de prueba con la placa eutéctica totalmente congelada:

Figura 110. Montaje de la caja térmica en el vehículo de prueba



Fuente: Autor

Figura 111. Montaje y ajuste de caja térmica al cajón



Fuente: Autor

5.41 Colocación de producto congelado

Se introduce producto congelado a $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ a la caja térmica.

Figura 112. Producto congelado listo para ser distribuido



Fuente: Autor

5.42 Distribución del producto congelado

Se distribuyó el producto congelado.

Figura 113. Distribución de producto congelado



Fuente: Autor

5.43 Resultados

Los resultados obtenidos se los puede revisar en la siguiente tabla. Cumpliéndose todos los parámetros necesarios para la distribución.

Tabla 14. Resumen de resultados, tras realizar la distribución de producto congelado.

RESULTADOS DE LA DISTRIBUCIÓN DEL PRODUCTO CONGELADO	
Número de apertura de puertas	50
Temperatura inicial de recorrido	(-36 °C)
Temperatura final de recorrido	(-33 °C)
Duración del recorrido	3 horas

Fuente: Autor

CAPÍTULO VI

6. ANÁLISIS DE COSTOS

Para determinar el costo total del presente proyecto es necesario detallar el costo de la inversión realizada en el mismo. La finalidad de conocer al detalle cada uno de los valores generados en el proyecto generará la oportunidad de disminuirlos cuando el proyecto sea replicado a gran escala, y con ello junto con la disminución del tiempo de fabricación se logrará disminuir el precio de comercialización.

6.1 Recursos

6.1.1 *Humanos*

- Autor de tesis: Nicolás Alfonso Ortiz Cevallos
- Director de tesis: Ing. Carlos Santillán Mariño
- Asesor de tesis: Ing. Jesús Brito Carvajal
- Docentes y personal administrativo que laboran en la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo

6.1.2 *Financieros*

- Cora Refrigeración Cía. Ltda.

6.2 Costos

Tabla 15. Costos unitarios y totales de equipos, materiales y accesorios

ADQUISICIÓN DE EQUIPOS, MATERIALES Y ACCESORIOS			
Cantidad	Descripción	Valor Unitario (USD)	Valor Total (USD)
1,00	Compresor marca Tecumseh, modelo CAJ2464Z, de 1,5 HP.	550,00	550,00
1,00	Condensador Danfoss, para transferencia de calor por ventilación forzada, con acople de ventilador	320,00	320,00

1,00	Aspa de aluminio de 12 "	15,00	15,00
1,00	Motor de 110 V, 85 W, marca Smen	24,00	24,00
1,00	Acumulador de líquido marca Tecumseh	54,00	54,00
1,00	Base de unidad condensadora	62,00	62,00
1,00	Filtro secador modelo DML03258	12,00	12,00
1,00	Visor de líquido, marca Danfoss	42,00	42,00
1,00	Válvula Rotalock para alta presión, marca Danfoss	38,00	38,00
1,00	Válvula reguladora de presión, marca Sporlan, de 5/8	82,00	82,00
0,40	Metros lineales de tubería de cobre 5/8" Rígida	1,20	0,48
3,00	Metros lineales de tubería de cobre 1/2"	3,90	11,70
2,00	Metros lineales de tubería de cobre 1/4"	1,66	3,32
2,20	Metros lineales de tubería de cobre 3/8"	5,78	12,72
3,00	Metros lineales de manguera aislada para baja presión, de 3/8", marca Ghilbli S 08, para refrigerante R404-A	10,35	31,05
5,00	Metros lineales de manguera aislada para baja presión, de 5/8", marca Ghilbli S10 , para refrigerante R404-A	11,33	56,65
1,00	Capacitor marca Ducati, de trabajo, de 45 uF, 400 V.	21,30	21,30
1,00	Capacitor marca Ducati, de arranque, de 315 uF, 160 V.	17,20	17,20
1,00	Relé potencial RVA 6AMKL	12,59	12,59
1,00	Relay, marca Electrica, de 35 Amperios.	27,00	27,00
2,00	Adaptador toma corriente	0,69	1,38
1,00	Pulsador eléctrico	5,07	5,07
1,00	Interruptor ON/OFF	24,34	24,34
1,00	Breaker, marca Schneider, de 16 Amperios, 1 polo.	15,00	15,00
2,00	Tobera porta corriente gas	5,51	11,02
1,00	Presóstato de alta, marca Danfoss	9,97	9,97
1,00	Presóstato de baja, marca Danfoss	17,76	17,76
1,00	Controlador de temperatura Full Gauge, MT512Ri PLUS, con termostato y conexión con Sitrad	170,00	170,00
1,00	Caja para controlador de temperatura	16,71	16,71
2,00	Válvulas de Servicio	3,20	6,40
4,00	Garruchas para transporte de hasta 80 Kg c/u	18,00	72,00
1,00	Tubo cuadrado de acero negro 1 1/2" x 1 1/2" x 3mm	15,00	15,00
1,00	Válvula solenoide 3/8", marca Danfoss	58,00	58,00
1,00	Bobina solenoide a 110 V.	47,00	47,00

1,00	Válvula de expansión, R-404A con ecualizador externo	48,55	48,55
1,00	Orificio para válvula de expansión No. 2	15,85	15,85
8,00	Unidades de poliuretano en Spray	5,43	43,44
11,22	Metros cuadrados de planchas de poliisocianurato de 10cm de espesor, con doble barrera antivapor, marca R-max, en 4 unidades (1,22m x 2,30m H)	36,00	404,06
1,00	Lija de agua 80	3,01	3,01
1,00	Kilo de Grapas	2,95	2,95
1,00	Catalizador de masilla plástica	4,59	4,59
1,00	Pintura tarro mediano	13,58	13,58
1,00	Perfil PVC ROY, para marco 1201	31,73	31,73
15,00	Sierra para arco	1,09	16,35
45,00	Remaches 1/8 x (1/2)	0,01	0,45
10,00	Remaches 3/16 x (1/2)	0,02	0,20
2,00	Perno de 4 x 20 galvanizado	0,10	0,20
2,00	Cemento de contacto marca Africano 1/24 (160)	1,20	2,40
1,00	Piedra chispero	0,23	0,23
11,00	Discos de corte 4 1/2" x 1/8" x 7/8" Acodado pequeño	1,74	19,14
1,00	Disco de desvaste 4 1/2" x 3/16" x 7/8"	1,19	1,19
1,00	Tuerca M10 Galvanizada	0,21	0,21
10,00	Tuerca 3/8 acero RG	0,04	0,40
10,00	Abrazaderas EMT 1/2" x 3/4" x 1"	0,20	2,00
10,00	Arandelas de presión M10 galvanizadas	0,01	0,10
4,00	Pernos de 4" x 10" Galvanizado	0,10	0,40
20,00	Pernos M6 x 30 x 1 Acero RG	0,16	3,20
10,00	Perno 6 x 35mm	0,22	2,20
50,00	Arandela plana 1/4" galvanizada	0,01	0,50
25,00	Arandela de presión 1/4" galvanizada	0,02	0,50
10,00	Remaches 1/4" x 3/4"	0,06	0,60
2,00	Broca de 5mm de hierro	3,79	7,58
2,00	Tuerca de 5/16 galvanizada	0,02	0,04
25,00	Litros de Resina poliester	3,75	93,75
1,00	Meck peróxido Kg (900 cc)	3,36	3,36
10,00	Litros de tñer	1,37	13,70
1,00	Broca de 16mm de hierro	1,03	1,03
90,00	Wypes	0,06	5,40
2,00	Bisagras puerta lateral, marca Framec, para congelación	44,78	89,56
1,00	Cierre puerta lateral, marca Framec para congelación, con llaves.	167,13	167,13
16,00	Unidades Sikaflex-221, color blanco	8,17	130,72

5,00	Broca de 1/8 hierro	0,56	2,80
8,00	Broca de 3/16 hierro	0,72	5,76
4,00	Cuchilla estilete	0,24	0,96
2,00	Duratrípex	53,41	106,82
2,00	Tableros marino, natural de 18mm de espesor	9,48	18,96
2,00	Brocas 10mm para hierro	1,53	3,06
2,00	Ángulo PVC ROY 1110 de 1 1/2" x 1 1/2"	13,15	26,30
1,00	Oring No 12 para acoples	0,35	0,35
1,00	Base excéntrica	1,10	1,10
2,00	Puntas destornilladores	3,51	7,02
1,20	Litros de cobalto 12%	11,76	14,11
10,00	Perno 5/16" x 2 1/2 galvanizado	0,18	1,80
1,00	Disco de desvaste 7" x 1/4" x 7/6"	1,90	1,90
1,00	Plancha de aluminio liso 1,22m x 2,30m x 1mm de espesor	115,00	115,00
10,00	Pernos 12 x 30 x 1,75	0,23	2,30
6,00	Arandela plana 1/2" galvanizada	0,02	0,12
6,00	Arandela presión 1/2" galvanizada	0,06	0,36
1,00	Base soporte Hino 2	1,00	1,00
2,00	Broca 1/4" Hierro	1,77	3,54
1,00	Ángulo de aluminio 1 1/2" x 1 1/2" x 2mm de espesor en 6,40m de longitud	16,16	16,16
1,00	Broca 4,9mm de hierro	1,14	1,14
4,00	Masking	0,98	3,92
1,00	Pincel plano	0,25	0,25
1,00	Broca 5/16" de hierro	2,47	2,47
3,00	Sierra para caladora	0,93	2,79
1,00	Lámina perforada de hierro 1x10xAx2m	45,00	45,00
2,00	Pega super Bonder Brujita	3,58	7,16
1,00	Termómetro digital 30mm OC/DF	16,04	16,04
4,00	Metros lineales de empaque Burlet G-509	4,65	18,60
2,00	Pernos 5/16" x 3"	0,25	0,50
24,00	Tirafondos 1/4" x 2"	0,13	3,12
5,00	Tirafondos 5/16" x 1"	0,02	0,10
30,00	Tornillo negro de 1 1/2"	0,01	0,30
1,00	Cable soldar aluminio 0,9mm	27,78	27,78
8,00	Angular esquinero, marca Framec	8,06	64,48
17,00	Tuerca 3/16" galvanizada	0,06	1,02
1,00	Plancha de aluminio antideslizante de 1,50mm	55,92	55,92
8,00	Arandela plana 5/16" galvanizada	0,01	0,08
2,00	Magtiko	2,85	5,70
1,00	Aceite ecológico	18,61	18,61
2,00	Desengrasante tipo industrial, WD-40	3,25	6,50
1,00	Acople rápido de alta presión, marca Danfoss	72,00	72,00

1,00	Acople rápido de baja presión, marca Danfoss	68,00	68,00
2,00	Codo de cobre 5/8"	0,68	1,36
4,00	Codo de cobre 5/8" a 90°	1,02	4,08
13,00	Libras de refrigerante R404 A	3,48	45,24
1,00	Varilla de plata 0%	0,48	0,48
4,00	Varilla de plata 15%	4,93	19,72
1,00	Tuerca 1/2" de bronce	1,05	1,05
4,00	Tuerca 1/4" de bronce	0,51	2,04
3,00	Tuerca 3/8" de bronce	1,31	3,93
2,00	Unión de cobre 1/2"	0,47	0,94
2,00	Abrazadera Fasseta Fiss	5,63	11,26
2,00	Abrazadera Fiss Raccorrido	3,62	7,24
1,00	Placa Eutéctica	210,00	210,00
27,00	Litros de solución eutéctica	9,00	243,00
Total			4294,20

Fuente: Autor

Tabla 16. Costos directos e indirectos

COSTO TOTAL (USD)	
COSTO DIRECTO	
Adquisición de Equipos, Materiales y Accesorios	4294,20
Mano de Obra	750,00
Alimentación, pasajes e imprevistos	600,00
Otros gastos	150,00
COSTO INDIRECTO	
Útiles de oficina	175,00
Consultas bibliográficas	100,00
Internet	360,00
Impresiones	150,00
Empastados	100,00
Total	6679,20

Fuente: Autor

CAPÍTULO VII

7. OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO PREVENTIVO

Con la finalidad de alargar la vida útil del prototipo-sistema se debe desarrollar un manual de operación y mantenimiento, en la cual se deberá controlar las condiciones y parámetros recomendados de funcionamiento.

7.1 Mediciones y monitoreo

- Potencia eléctrica del compresor: 759 W
- Potencia frigorífica del compresor: 590 W
- Voltaje: 115 V
- Frecuencia: 60 Hz
- Amperaje de funcionamiento: 8.1 Amperios
- Presión de alta: 23.08 bar
- Temperatura de condensación: 50 °C
- Entalpía después de la condensación: 280 KJ/Kg
- Presión de baja: 1.37 bar
- Temperatura de evaporación: -40 °C
- Entalpía después de la evaporación: 340 KJ/Kg

7.2 Encendido y funcionamiento del prototipo sistema

- Encendido: Presionar botón ON
- Apagado: Presionar botón OFF

7.3 Condición de operación

Introducción del producto congelado: Realizarlo preferentemente en las primeras horas del día.

7.4 Prácticas de aplicación

Tabla 17. Check list para el mantenimiento del prototipo-sistema

Ítem	Actividades	Criterios para el mantenimiento
Compresor	Limpieza de carrocería	Con agua o presión de aire
Compresor	Verificación de daños y pintura	Verificar golpes que afecten su funcionamiento y pintura opcional
Compresor	Verificación de ruidos y vibraciones	Aspas dobladas o rotas, moto ventiladores defectuosos o mal empotrados
Compresor	Limpieza de serpentín	Con agua o productos químicos si es necesario
Compresor	Verificar presión de succión (psi)	Con juego de manómetros de acuerdo al tipo de refrigerante
Compresor	Verificar presión de descarga (psi)	Con juego de manómetros de acuerdo al tipo de refrigerante
Compresor	Verificar funcionamiento de resistencia de cárter	Con óhmetro
Compresor	Verificar bornes y conexiones	Recalentamiento o falso contacto
Compresor	Verificar corriente (con amperímetro)	8,1 amperios
Compresor	Verificación de tensión (voltímetro)	115 v
Sistema de lubricación	Verificar nivel de aceite	1/4 a 3/4
Evaporador	Limpieza placa eutéctica	Con agua o productos químicos
Evaporador	Verificar funcionamiento de válvula solenoide	Accionamiento
Evaporador	Verificación de válvula de expansión	Verificar Tuercas o tuberías rotas, sujeción y buen contacto de bulbo
Tablero eléctrico	Verificación de contactos de fuerzas de contactores	Limpieza con limpia contactos y verificar estado
Tablero eléctrico	Regulación de relés térmicos	De acuerdo al consumo de corriente del motor
Tablero eléctrico	Verificación general del tablero	Reajuste de terminales, cambio de cables recalentados
Puertas	Verificación de empaque	Selle
Puertas	Verificación bisagras y mecanismos	Engrasado, desgaste, y funcionamiento
Puertas	Verificar cerradura	Engrasado, desgaste, y funcionamiento
Puertas	Verificar empaque de puerta	Desgaste, selle y roturas

Puertas	Verificar resistencia de puerta	Funcionamiento
Compartimento frigorífico	Verificación de paneles	Puentes térmicos, roses, picaduras
Compartimento frigorífico	Verificar válvulas de alivio	Verificar posible obstrucción del sistema de despresurización
Termostato	Calibración de temperatura	Con termómetro patrón
Termostato	Verificación de parámetros	Con hojas técnicas

Fuente: Autor

7.5 Programación de los períodos de mantenimiento para el óptimo funcionamiento del prototipo-sistema

7.5.1 *Mantenimiento semanal:* Se recomienda realizar un mantenimiento preventivo cada semana donde se realice:

- Una limpieza completa del polvo adherido principalmente en el condensador, debido a que el polvo es una de las razones por las que disminuye la conductividad térmica del sistema en la expulsión del calor.
- Una revisión de la alta presión del sistema con un manómetro de alta presión.
- Una revisión de la baja presión del sistema con un manómetro de baja presión.
- Una revisión del voltaje con un voltímetro.
- Una revisión del amperaje con un amperímetro.
- Una revisión de la temperatura en alta presión con un termómetro.
- Una revisión de la temperatura en baja presión con un termómetro.

7.5.2 *Mantenimiento semestral:* Se recomienda realizar un mantenimiento preventivo cada seis meses donde se realice:

- Calibración del presóstato de alta.
- Calibración del presóstato de baja.

- Recarga de refrigerante en el caso de requerirlo.
- Revisión del aceite del sistema.
- Revisión del filtro secador.
- Revisión de válvulas.

7.5.3 *Procedimiento para la realización de un mantenimiento correctivo:* Para el mantenimiento correctivo del sistema se debe seguir el siguiente procedimiento:

En el caso de caídas de presión en el sistema, tanto en alta presión como en baja presión:

- Extraer el refrigerante, colocarlo en un recipiente que pueda sellarse y facilitarle al proveedor del mismo para su proceso de eliminación.
- Realizar una prueba de presurización, con el sistema conectado, es decir con el sistema conectado entre el condensador y el evaporador.
- En el caso que la presión no se encuentre constante en alta, se debe revisar fugas en todo el sistema, y corregirlas.
- Realizar una nueva prueba hasta conseguir superar el error.
- Realizar vacío al sistema con una bomba de vacío.
- Cargar nuevamente de refrigerante el sistema, por baja presión, en estado gaseoso con el compresor encendido.

CAPÍTULO VIII

8. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

8.1 Conclusiones

Conforme al requerimiento del mercado, el sistema mantendrá tres períodos de funcionamiento, período de carga de la placa eutéctica, período de introducción del producto congelado y período de distribución del producto congelado.

- Período de carga de la placa eutéctica.

En el período de carga, el calor sensible y el calor latente del frigorífico variará, el proceso dura 8.5 horas, la cantidad de calor a eliminar en la placa eutéctica será de 3103,85 kJ en calor sensible y de 5940 kJ en calor latente y por renovación de aire será de 57 kJ.

- Período de introducción del producto congelado.

El período de introducción de producto congelado, empieza una vez que finaliza el período de carga, se lo realizará en horas de la madrugada, este período durará un tiempo despreciable, sin embargo es importante señalar que en este ciclo existirá una importante cantidad de ingreso de calor, producto del diferencial térmico entre la mercancía y el sistema adiabático.

En el caso del producto proyectado (helados), la cantidad de calor introducido con el producto será de 1706,23 kJ

- Período de distribución del producto congelado.

En este período suscita la mayor cantidad de ingreso de calor al sistema adiabático, la duración de este período es de 3 horas, la cantidad de calor a ingresar en este período equivale a 2849,83 kJ

El aislamiento seleccionado es de poliisocianurato, con doble barrera antivapor, en 10 cm de espesor, con un coeficiente de conductividad de 0,026 [W/(°C·m)]; en la

distribución de producto congelado existirá una carga térmica que la placa eutéctica acumulará en todo el recorrido de distribución equivalente a 4556,06 kJ.

La potencia frigorífica requerida para el sistema durante el período de carga será de 590 W.

Se realizó el procedimiento de fabricación detallado en el capítulo V, el diseño del prototipo-sistema, así como la descripción de cada una de sus partes se encuentra detallado en el capítulo III, el programa de mantenimiento preventivo se debe realizar cada semana y cada semestre.

El costo del proyecto del sistema fue de USD 6.679,20.

Tras realizar la distribución del producto congelado, se ha demostrado que el sistema no aumentará la temperatura de $-33\text{ }^{\circ}\text{C}$, tras 3 horas de distribución con 50 aperturas de puertas.

8.2 Recomendaciones

- Se recomienda que en cada una de las mediciones a realizar se realice con instrumentos calibrados, ya que una de las principales fallas que se encuentra es una falla en la designación de los parámetros.
- Se recomienda que los mantenimientos preventivos sean programados y realizados periódicamente, con el fin de alargar la vida útil del sistema.
- El sistema se encuentra diseñado únicamente para transportar producto congelado, por lo que no se recomienda realizar congelación de producto dentro del prototipo.
- Se recomienda que la recarga del refrigerante se lo realice por baja presión, con el sistema encendido, en estado gaseoso del refrigerante.

BIBLIOGRAFIA

RESOLUCIÓN NO. 011-2015. *El pleno del comité de comercio exterior*, Registro Oficial: 11 de marzo de 2015.

En 2015 se focalizará subsidio de gasolina en Ecuador, Andes, Quito, 03 Agosto, 2013, A1.

SERWAY & FAUGHN. 2001. *Física Termodinámica*. México : Cámara Nacional de la Industria Editorial Mexicana, 2006.

GONZÁLEZ SIERRA. 2012. *Ingeniería de Control Moderna*. México : Pearson, 2012.

HERNÁNDEZ GORIBAR. 2009. *Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración*, México DF: Limusa S.A, 2009.

BALBOA JOAN. 2012. *Manual de Instalaciones Frigoríficas*, Madrid: Cano Pina, S.L.- Ediciones Ceysa, 2012.

AMIGO PABLO, 2006. *Tecnología del frío y frigoconservación de alimentos*, Madrid: A. Madrid Vicente, Ediciones, 2006.

DIDION D, 2000. *HCFCs y sus aplicaciones como frigoríferos*. Madrid: I.F. 2/2000, 2000.

FRANCO LIJÓ JUAN MANUEL, 2006, *Manual de Refrigeración*, Barcelona: Reverté, 2006.

CAO EDUARDO, 2011, *Transferencia de Calor en Ingeniería de Procesos*, Buenos Aires: Nueva Librería, 2011.

ROMO & CRIOLLO, 1997, *Tratado de Termodinámica Química*, Quito: Ediespe, 1997.

L.A. FACORRO RUIZ, 2011, *Curso de Termodinámica*, Buenos Aires: Nueva Librería, 2011.

CENGEL & CIMBALA, 2010, *Mecánica de Fluidos Fundamentos y Aplicaciones*, México: Programas Educativos S.A. de C.V., 2012.

ANEXOS

ANEXO A
Catálogo del compresor

Modelo: CAJ2464Z

Descripción del producto

Tipo:

Recíproco

Aplicación:

Baja temperatura

Refrigerante:

R-404A

Voltaje/Frecuencia:

110V/ 1~ /60Hz

Versión:

N/A

Especificaciones del producto

Performance

Condición	Voltaje/frec.	Capacidad de Refrigeración			P. Eléctrica	Eficiencia			EVA P TEM P	CON D TEM P	AMBIEN T TEMP	RETUR N GAS	LIQUI D TEM P
		Btu/h	kcal/h	W		W	Btu/Wh	kcal/Wh					
EN12900	220V ~ 60HZ	2481	625	727	971	2.56	64	.75	-35°C (-31°F)	40°C (104°F)	32°C (90°F)	-25°C (-13°F)	40°C (104°F)

General

Rango de temperatura de evaporización: -40°C to -12.2°C (-40°F to 10°F)

Torque del motor: High
Start Torque (HST)

Refrigeración del compresor: Por ventilación forzada

Mechanical

Masa: 24 Kg
Cilindraje (cc): 34.45
Tipo de aceite: Polyester
Viscosidad: 32
Carga de aceite: 250 gramos

Información frigorífica

Evap Temp (°C)		Condensing Temperature (°C)			
		30	40	50	60
-40	Watts (Capacity)	850	656	461	268
	Watts (Power)	830	804	747	658

	Amps	4.14	4.05	3.80	3.40
-35	Watts (Capacity)	1170	936	700	465
	Watts (Power)	966	971	944	885
	Amps	4.72	4.76	4.65	4.39
-30	Watts (Capacity)	1560	1270	981	692
	Watts (Power)	1110	1140	1140	1120
	Amps	5.33	5.51	5.54	5.41
-25	Watts (Capacity)	2030	1670	1310	957
	Watts (Power)	1250	1320	1350	1350
	Amps	5.97	6.29	6.46	6.47
-23.3	Watts (Capacity)	2200	1820	1440	1060
	Watts (Power)	1300	1380	1420	1430
	Amps	6.20	6.56	6.78	6.83
-20	Watts (Capacity)	2580	2140	1700	1270
	Watts (Power)	1400	1490	1560	1590
	Amps	6.64	7.11	7.41	7.56
-15	Watts (Capacity)	3220	2690	2160	1630
	Watts (Power)	1550	1680	1770	1830
	Amps	7.35	7.95	8.39	8.68
-10	Watts (Capacity)	3960	3320	2690	2050
	Watts (Power)	1710	1860	1990	2080
	Amps	8.10	8.83	9.41	9.83

COEFFICIENTS	CAPACITY	POWER	CURRENT	MASS FLOW
C1	8.408921E+03	1.191281E+03	5.703803E+00	
C2	2.876035E+02	1.492039E+01	8.211321E-02	
C3	-8.709431E+01	3.270313E+01	1.559040E-01	
C4	3.228698E+00	7.661068E-02	6.577270E-04	
C5	-2.767574E+00	6.051942E-01	2.755177E-03	
C6	-3.889990E-02	-1.581072E-01	-7.819960E-04	
C7	1.032880E-02	0.000000E+00	0.000000E+00	
C8	-2.582172E-02	0.000000E+00	0.000000E+00	
C9	6.181070E-05	0.000000E+00	0.000000E+00	
C10	3.218660E-04	0.000000E+00	0.000000E+00	