

# **ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO**

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y  
MECÁNICA**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS  
PARA UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN  
DE VAPOR DE 1HP DE CAPACIDAD, USANDO REFRIGERANTE  
R404A PARA PROCESO DE CARGA, DESCARGA,  
RECUPERACIÓN DE REFRIGERANTE DEL SISTEMA Y  
SIMULACIÓN DE FALLAS PARA EL LABORATORIO DE  
CONVERSIÓN DE ENERGÍA DEL D.E.C.E.M.**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO  
MECÁNICO**

**Desarrollado por:**

**JEFFERSON JAVIER MERO BUCHELI**

**CARLOS DAVID ZAMBRANO IBARRA**

**DIRECTOR: Ing. Oswaldo Mariño**

**CODIRECTOR: Ing. Roberto Gutiérrez**

**Sangolquí, Julio 2012**

## **CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO**

**El proyecto “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR DE 1HP DE CAPACIDAD, USANDO REFRIGERANTE R404A PARA PROCESO DE CARGA, DESCARGA, RECUPERACIÓN DE REFRIGERANTE DEL SISTEMA Y SIMULACIÓN DE FALLAS PARA EL LABORATORIO DE CONVERSIÓN DE ENERGÍA DEL D.E.C.E.M.” fue realizado en su totalidad por JEFFERSON JAVIER MERO BUCHELI y CARLOS DAVID ZAMBRANO IBARRA, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero Mecánico.**

---

**Ing. Oswaldo Mariño**

**DIRECTOR**

---

**Ing. Roberto Gutiérrez**

**CODIRECTOR**

**Sangolquí, Julio 2012**

## **LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR DE 1HP DE CAPACIDAD, USANDO REFRIGERANTE R404A PARA PROCESO DE CARGA, DESCARGA, RECUPERACIÓN DE REFRIGERANTE DEL SISTEMA Y SIMULACIÓN DE FALLAS PARA EL LABORATORIO DE CONVERSIÓN DE ENERGÍA DEL D.E.C.E.M.”**

**ELABORADO POR:**

---

**JEFFERSON J. MERO BUCHELI**

---

**CARLOS D. ZAMBRANO IBARRA**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

---

**Ing. Xavier Sánchez**  
**DIRECTOR DE LA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**Sangolquí, Julio 2012**

## **DEDICATORIA**

A mi querida madre, pilar fundamental en mi vida, quien a más de darme su apoyo incondicional, ha confiado plenamente en mi, me ha dado fuerzas para culminar esta etapa de mi vida, iluminándome con sus consejos y su ejemplo de perseverancia

**Jefferson Javier Mero Bucheli**

A mis padres, complemento esencial en mi vida, que con su ejemplo de trabajo, tenacidad y por fomentar en mi el deseo de superación, han podido guiarme para así lograr las metas propuestas y anhelar el triunfo en la vida

**Carlos David Zambrano Ibarra**

## AGRADECIMIENTOS

A Dios por ser ese ser maravilloso que nos ha colmado de sus bendiciones guiándonos siempre por el camino del bien para lograr nuestros objetivos en la vida.

A nuestros padres por todo su amor, apoyo incondicional, sacrificios, consejos, entrega los cuales con su ejemplo nos han convertido en lo que somos ahora.

Al Laboratorio de Conversión de Energía del DECEM por haber cedido parte de sus equipos los cuales han sido fundamentales en nuestro proyecto y haber prestado sus instalaciones para su montaje.

Al Ing. Ernesto Soria quien desde un inicio mostró interés en este proyecto y siempre nos brindó su colaboración incondicional, siendo nuestro primer director.

Al Ing. Oswaldo Mariño por su contribución a este trabajo, por su tiempo y sus conocimientos.

A los ingenieros, Roberto Gutiérrez, Ángelo Villavicencio y Roberto Buenaño porque siempre estuvieron dispuestos a brindarnos su incondicional ayuda, sus enseñanzas y su valiosa amistad.

Al Ing. Enrique Zambrano quien con paciencia y su experiencia hizo posible la materialización de este proyecto.

A la familia Zambrano Ibarra por el apoyo absoluto brindado a nosotros cuando más lo necesitábamos.

A nuestros amigos Juan, César, Luis y Roddy quienes han estado desde el inicio de nuestra formación universitaria, por todos los momentos compartidos en las aulas.

# ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO .....	i
LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO .....	ii
DEDICATORIA.....	iii
AGRADECIMIENTOS .....	iv
ÍNDICE DE CONTENIDOS .....	v
INDICE DE TABLAS.....	xi
ÍNDICE DE FIGURAS .....	xiii
RESUMEN .....	xvi
ABSTRACT .....	xvii
NOMENCLATURA .....	xviii
CAPITULO 1: GENERALIDADES .....	1
1.1 INTRODUCCIÓN .....	1
1.2 ANTECEDENTES .....	1
1.3 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.....	2
1.4 OBJETIVOS.....	3
1.4.1 OBJETIVO GENERAL .....	3
1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS .....	3
1.5 JUSTIFICACION E IMPORTANCIA .....	3
1.6 ALCANCE .....	5
CAPITULO 2: MARCO TEÓRICO .....	6
2.1 INTRODUCCIÓN A LA REFRIGERACIÓN.....	6
2.1.1 REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN.....	6
2.1.2 CICLO DE CARNOT INVERSO.....	6
2.1.3 CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR .....	8
2.1.3.1 CICLO IDEAL DE REFRIGERACIÓN .....	8
2.1.3.1.1 DIAGRAMA PRESIÓN ENTALPÍA.....	8
2.1.3.2 CICLO REAL DE REFRIGERACIÓN .....	10
2.1.3.2.1 DIAGRAMA PRESIÓN ENTALPIA.....	10
2.1.4 RELACIÓN ENTRE LA PRESIÓN Y LA TEMPERATURA .....	11
2.1.5 CALOR SENSIBLE Y CALOR LATENTE .....	12
2.2 COMPONENTES DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN .....	12
2.2.1 FUNCIONES DE LOS ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN.....	13
2.2.2 SISTEMAS COMPLEMENTARIOS.....	14
2.2.2.1 SISTEMA DE DESHIELO .....	14
2.2.2.2 DESHIDRATADOR.....	15

2.2.2.3	INDICADOR DE HUMEDAD Y LÍQUIDO .....	16
2.3	REFRIGERANTES.....	16
2.3.1	PROPIEDADES IDEALES LOS REFRIGERANTES .....	17
2.3.2	CLASIFICACIÓN DE LOS REFRIGERANTES.....	18
2.3.3	PROPIEDADES CRÍTICAS DE LOS REFRIGERANTES.....	18
2.3.4	PUNTO DE EBULLICIÓN DE UN REFRIGERANTE.....	19
2.3.5	REFRIGERANTE R404A .....	20
2.3.5.1	VENTAJAS Y DESVENTAJAS DEL REFRIGERANTE R404A ....	23
2.3.5.2	DIAGRAMA PRESIÓN ENTALPIA DEL REFRIGERANTE R404A..	23
2.4	OPERACIONES EN LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN.....	23
2.4.1	VACIO DEL SISTEMA .....	23
2.4.2	PROCEDIMIENTO PARA DETECTAR FUGAS DE GASES REFRIGERANTES.....	24
2.4.3	PROCESO DE CARGA Y DESCARGA DE REFRIGERANTE.....	25
2.4.3.1	PROCESO DE CARGA DE GAS REFRIGERANTE.....	26
2.4.3.2	DETERMINACIÓN DE LA CARGA CORRECTA DE REFRIGERANTE.....	27
2.4.3.2.1	PESO DE LA CARGA.....	27
2.4.3.2.2	USO DEL VISOR DE LÍQUIDO.....	28
2.4.3.2.3	CONSUMO DE CORRIENTE EN EL COMPRESOR.....	28
2.4.3.2.4	TABLAS PROPORCIONADAS POR LOS FABRICANTES DE EQUIPOS 29	
2.4.3.3	CARGA POR BAJA PRESIÓN (GASES PUROS O AZEOTRÓPICOS).....	29
2.4.3.4	CARGA POR ALTA PRESIÓN.....	30
2.4.3.5	PROCESO DE DESCARGA DE GAS REFRIGERANTE .....	30
2.4.3.6	RECUPERACIÓN Y RECICLADO DE REFRIGERANTES .....	31
2.4.3.6.1	RECUPERACIÓN DE FASE GASEOSA.....	31
2.4.3.6.2	RECUPERACIÓN EN FASE LÍQUIDA.....	32
CAPITULO 3:	DISEÑO.....	33
3.1	REQUERIMIENTOS DEL PROYECTO.....	33
3.1.1	UNIDAD CONDENSADORA .....	34
3.2	CARGA TÉRMICA .....	36
3.2.1	CARACTERÍSTICAS DE LA CARGA TERMICA .....	36
3.3	REQUERIMIENTOS PARA LAS CARGAS DE ENFRIAMIENTO.....	37
3.4	CÁLCULO DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO.....	37
3.4.1	CARGA TÉRMICA POR LA ESTRUCTURA.....	38

3.4.1.1	VARIABLES DE DISEÑO .....	39
3.4.1.2	DIMENSIONES DE LA UNIDAD DE CONGELAMIENTO .....	39
3.4.2	CARGA TÉRMICA POR CAMBIO DE AIRE .....	43
3.4.2.1	VARIABLES DE DISEÑO .....	44
3.4.3	CARGA TÉRMICA POR PRODUCTO.....	46
3.4.3.1	VARIABLES DE DISEÑO .....	46
3.4.3.2	CALOR SENSIBLE .....	47
3.4.3.3	CALOR LATENTE DE FUSIÓN .....	47
3.4.3.4	CALOR SENSIBLE DE FUSION.....	48
3.4.4	CARGAS VARIAS .....	48
3.4.5	CARGA TOTAL DE LA UNIDAD DE CONGELAMIENTO.....	49
3.5	CONDENSACIÓN EN LA CÁMARA DE CONGELAMIENTO.....	49
3.5.1	RIESGO DE CONDENSACIONES.....	50
3.6	CÁLCULO DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN.....	58
3.6.1	DETERMINACIÓN DE LA TEMPERATURA DE EVAPORACIÓN.....	58
3.6.2	DETERMINACIÓN DE LA TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN.....	59
3.6.3	TRAZADO DEL CICLO TEÓRICO DE REFRIGERACIÓN .....	60
3.6.4	RELACIÓN DE COMPRESIÓN.....	61
3.6.5	SELECCIÓN DEL CICLO TERMODINÁMICO.....	61
3.6.6	CÁLCULO DE LOS PARÁMETROS DEL CICLO TEÓRICO DE REFRIGERACIÓN .....	66
3.6.6.1	POTENCIA FRIGORÍFICA.....	66
3.6.6.2	CAUDAL MÁSSICO TOTAL DE REFRIGERANTE .....	66
3.6.6.3	CAUDAL VOLUMÉTRICO DE REFRIGERANTE EN EL COMPRESOR .....	67
3.6.6.4	RAZÓN DE COMPRESIÓN .....	68
3.6.6.5	POTENCIA DEL COMPRESOR .....	68
3.6.6.5.1	RENDIMIENTO MECÁNICO .....	68
3.6.6.5.2	RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO .....	68
3.6.6.5.3	RENDIMIENTO TOTAL DEL COMPRESOR.....	69
3.6.6.6	POTENCIA CALORÍFICA EVACUADA EN EL CONDENSADOR.....	70
3.6.6.7	CAUDAL VOLUMÉTRICO DE REFRIGERANTE ENTRANDO EN LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN.....	70
3.6.6.8	COEFICIENTE DE RENDIMIENTO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.....	70
3.7	DISEÑO MECÁNICO.....	71
3.7.1	ESQUEMA DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.....	71

3.7.2	SELECCIÓN DE EQUIPOS Y COMPONENTES.....	73
3.7.2.1	EQUIPOS DONADOS POR EL LABORATORIO DE ENERGÍAS NO CONVENCIONALES DE LA ESPE.....	73
3.7.2.2	PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO.....	73
3.7.3	SELECCIÓN DEL EVAPORADOR.....	73
3.7.3.1	DATOS DE LOS VENTILADORES.....	74
3.7.4	DISPOSITIVO DE CONTROL DE FLUJO.....	74
3.7.4.1	VÁLVULA DE EXPANSIÓN.....	75
3.7.4.1.1	PRINCIPIOS DE SOBRECALENTAMIENTO DE VÁLVULA DE EXPANSION.....	76
3.7.5	SELECCIÓN DE LAS TUBERÍAS.....	78
3.7.5.1	TUBERÍA DE DESCARGA (LÍQUIDO).....	78
3.7.5.2	TUBERÍA DE SUCCIÓN.....	79
3.7.6	DISPOSITIVOS ADJUNTOS.....	81
3.7.6.1	FILTRO SECADOR.....	81
3.7.7	DISPOSITIVOS DE INSTRUMENTACIÓN, CONTROL Y ADQUISICIÓN DE DATOS.....	81
3.7.7.1	TERMÓMETRO.....	81
3.7.7.2	PRESOSTATOS.....	82
3.7.7.3	TRANSDUCTORES DE PRESIÓN.....	82
3.7.7.4	CONVERTIDOR DE DATOS.....	83
3.7.8	DISPOSITIVOS DE CONTROL ELÉCTRICO.....	83
3.7.8.1	VÁLVULA SOLENOIDE.....	83
3.7.9	SELECCIÓN DE DISPOSITIVOS ELÉCTRICOS.....	85
3.7.9.1	BOTONERA METÁLICA SOBREPUESTA "CAMSCO".....	85
3.7.9.2	BREAKERS PARA RIEL "CAMSCO".....	86
3.7.9.3	CONTACTOR MAGNÉTICO "CAMSCO".....	86
3.7.9.4	RELAY "CAMSCO".....	87
3.7.9.5	SELECTORES "CAMSCO".....	87
3.7.9.6	LUCES PILOTO"CAMSCO".....	88
CAPÍTULO 4: CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE.....		89
4.1	PROCESOS DE CONSTRUCCIÓN.....	89
4.1.1	ESTRUCTURA METÁLICA Y TABLERO.....	89
4.1.2	CÁMARA DE REFRIGERACIÓN.....	93
4.2	UBICACIÓN DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA.....	94
4.2.1	EQUIPOS.....	94
4.2.1.1	UNIDAD CONDENSADORA.....	94

4.2.1.1.1	SOPORTES ANTIVIBRACIÓN DE LA UNIDAD CONDENSADORA .....	95
4.2.1.2	BOMBA PARA VACÍO .....	96
4.2.1.3	RECUPERADOR DE GAS REFRIGERANTE .....	96
4.2.1.4	EVAPORADOR.....	97
4.2.2	INSTALACIÓN DE ACCESORIOS .....	98
4.2.2.1	CAÑERÍAS DE COBRE .....	98
4.2.2.2	VÁLVULAS DE PASO.....	99
4.2.2.3	FILTRO SECADOR .....	100
4.2.2.4	VISOR DE LÍQUIDO .....	100
4.2.2.5	VÁLVULA SOLENOIDE .....	101
4.2.2.6	VÁLVULA DE EXPANSIÓN TERMOSTÁTICA .....	101
4.2.2.7	RESISTENCIAS.....	102
4.2.2.8	AISLAMIENTO TÉRMICO .....	103
4.3	INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN Y ADQUISICIÓN DE DATOS .....	103
4.3.1	PRESOSTATO PCT-400Ri plus Y TERMÓMETRO TI – 33Ri <i>plus</i> .....	103
4.3.2	TRANSDUCTOR DE PRESIÓN SB-69 .....	104
4.3.3	SONDA DE TEMPERATURA.....	105
4.3.4	CONVERTIDOR DE DATOS CONV-32.....	106
4.4	DISPOSITIVOS ELÉCTRICOS .....	106
4.4.1	INSTALACIÓN ELÉCTRICA.....	107
4.5	PUESTA A PUNTO DEL SISTEMA .....	107
4.5.1	DETECCIÓN DE FUGAS .....	107
4.5.2	PROCESO DEL VACÍO DEL SISTEMA .....	108
4.5.3	CARGA DE REFRIGERANTE .....	110
CAPITULO 5: PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO Y TOMA DE DATOS.....		111
5.1	PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO .....	111
5.1.1	FLUJO DE AIRE.....	111
5.1.2	SOBRECARGA CON REFRIGERANTE.....	112
5.2	CALIBRACIÓN DE PRESOSTATOS .....	112
5.3	ARRANQUES POR HORA .....	113
5.4	CALIBRACIÓN DE LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN MEDIANTE EL SOBRECALENTAMIENTO.....	113
5.5	PUESTA EN MARCHA .....	114
5.6	TOMA DE DATOS .....	115
5.6.1	COMPORTAMIENTO DEL SISTEMA CON CARGAS.....	115

5.6.1.1	CARGAS ASCENDENTES .....	115
5.6.1.2	CARGAS DESCENDENTES.....	117
5.6.2	GRAFICOS DE COMPORTAMIENTO .....	119
5.6.2.1	CARGAS ASCENDENTES .....	119
5.6.2.2	CARGAS DESCENDENTES.....	121
5.6.3	CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA.....	124
5.6.4	ANÁLISIS DE RESULTADOS .....	124
5.7	SIMULACIÓN DE FALLAS .....	125
5.7.1	FALLA EN EL EVAPORADOR .....	125
5.7.1.1	GRÁFICOS DE COMPORTAMIENTO .....	129
5.7.1.2	CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA .....	131
5.7.1.3	ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	132
5.7.2	FALLA EN EL CONDENSADOR .....	132
5.7.2.1	GRAFICOS DE COMPORTAMIENTO .....	134
5.7.2.2	CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA .....	137
5.7.2.3	ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	138
5.7.3	FALLA EN LA VÁLVULA SOLENOIDE.....	138
5.7.3.1	GRÁFICOS DE COMPORTAMIENTO .....	140
5.7.3.2	CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA .....	143
5.7.3.3	ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	143
5.7.4	FALLA POR FILTRO MAL DIMENSIONADO .....	144
5.7.4.1	GRÁFICOS DE FUNCIONAMIENTO .....	145
5.7.4.2	CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA .....	148
5.7.4.3	ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	148
5.8	RESULTADOS GENERALES.....	149
CAPITULO 6:	ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO .....	150
6.1	ANÁLISIS ECONÓMICO .....	150
6.1.1	COSTOS DIRECTOS.....	150
6.1.1.1	EQUIPOS Y MATERIALES.....	150
6.1.1.2	MANO DE OBRA DIRECTA.....	154
6.1.2	COSTOS INDIRECTOS .....	155
6.1.3	COSTO TOTAL .....	156
6.2	ANÁLISIS FINANCIERO.....	157
6.2.1	FINANCIAMIENTO.....	157
CAPÍTULO 7:	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....	159
BIBLIOGRAFÍA	.....	161

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1. Propiedades críticas de algunos refrigerantes .....	19
Tabla 2.2 Punto de ebullición de algunos refrigerantes .....	20
Tabla 2.3 Diferencias entre R404A y R502 .....	21
Tabla 2.4 Especificaciones técnicas del refrigerante R404A .....	22
Tabla 3.1 Conductividad térmica de materiales usados en paredes de almacenes fríos (Tomado de: Dossat, 1963).....	43
Tabla 3.2 Cambios de aire promedio por 24h para cuartos de almacenaje sobre los 0°C debido a abertura de puertas e infiltración (Tomado de: Dossat, 1963).....	45
Tabla 3.3 Cambios de aire promedio por 24h para cuartos de almacenaje bajo los 0°C debido a abertura de puertas e infiltración (Tomado de: Dossat, 1963).....	45
Tabla 3.4 BTU por pie cúbico de aire eliminado en enfriamiento para condiciones de almacenaje sobre 0°C (Tomado de: Dossat, 1963) .....	45
Tabla 3.5 BTU por pie cúbico de aire eliminado en enfriamiento para condiciones de almacenaje bajo 0°C (Tomado de: Dossat, 1963) .....	46
Tabla 3.6 Carga total de la unidad de congelamiento.....	49
Tabla 3.7 Datos de la variación de temperatura en el espesor del aislante a diferente temperatura interna. ....	53
Tabla 3.8 Valores de espesores donde se presenta condensación en el aislante. ....	54
Tabla 3.9 Datos de la variación de temperatura en el espesor de la puerta de vidrio ..	59
Tabla 3.10 Valores de espesores donde se presenta condensación en la puerta de vidrio .....	60
Tabla 3.11 Valores del ciclo termodinámico .....	59
Tabla 3.12 Características de refrigerante R404A.....	60
Tabla 3.13 Valores del ciclo termodinámico.....	66
Tabla 3.14 Características de válvula de expansión marca Danfoss 068Z3403 .....	75
Tabla 3.15 Diámetro de la línea de líquido para refrigerante R404A (Tomado de: Danfoss, 2010).....	79
Tabla 3.16 Diámetro de la línea de succión para refrigerante R404A (Tomado de: Danfoss, 2010).....	80
Tabla 3.17 Filtros secadores utilizados.....	81
Tabla 3.18 Descripción de la válvula solenoide .....	84
Tabla 3.19 Características de bobina de válvula solenoide .....	85
Tabla 5.1 Rangos de presiones de trabajo de unidad condensadora .....	113
Tabla 5.2 Carga ascendente al 25% .....	115
Tabla 5.3 Carga ascendente al 50% .....	116
Tabla 5.4 Carga ascendente al 75% .....	116
Tabla 5.5 Carga ascendente al 100%.....	116
Tabla 5.6 Carga descendente al 75%.....	117
Tabla 5.7 Carga descendente al 50%.....	117
Tabla 5.8 Carga descendente al 25%.....	118
Tabla 5.9 Carga descendente al 0% .....	118
Tabla 5.10 Condiciones de funcionamiento del sistema al 100% con cargas ascendentes.....	124
Tabla 5.11 Carga al 25% del evaporador 1 .....	126

Tabla 5.12 Carga al 25% del evaporador 1 y 2.....	126
Tabla 5.13 Carga al 50% del evaporador 1 .....	126
Tabla 5.14 Carga al 50% del evaporador 1 y 2.....	127
Tabla 5.15 Carga al 75% del evaporador 1 .....	127
Tabla 5.16 Carga al 75% del evaporador 1 y 2.....	128
Tabla 5.17 Carga al 100% del evaporador 1 .....	128
Tabla 5.18 Carga al 100% del evaporador 1 y 2.....	128
Tabla 5.19 Condiciones de funcionamiento del sistema al 100%, falla en el evaporador .....	131
Tabla 5.20 Carga 25%, falla en el condensador .....	132
Tabla 5.21 Carga 50%, falla en el condensador .....	133
Tabla 5.22 Carga 75%, falla en el condensador .....	133
Tabla 5.23 Carga 100%, falla en el condensador .....	134
Tabla 5.24 Condiciones de funcionamiento del sistema al 100%, falla en el condensador .....	137
Tabla 5.25 Carga al 25%, falla en la válvula solenoide.....	138
Tabla 5.26 Carga al 50%, falla en la válvula solenoide.....	138
Tabla 5.27 Carga al 75%, falla en la válvula solenoide.....	139
Tabla 5.28 Carga al 100%, falla en la válvula solenoide.....	139
Tabla 5.29 Condiciones de funcionamiento del sistema al 100%, falla en la válvula solenoide.....	143
Tabla 5.30 Carga al 25%, falla por filtro sub-dimensionado.....	144
Tabla 5.31 Carga al 50%, falla por filtro sub-dimensionado.....	144
Tabla 5.32 Carga al 75%, falla por filtro sub-dimensionado.....	144
Tabla 5.33 Carga al 100%, falla por filtro sub-dimensionado.....	145
Tabla 5.34 Condiciones de funcionamiento del sistema al 100%, falla por filtro sub-dimensionado.....	148
Tabla 5.35 Resultados generales de fallas .....	149
Tabla 6.1 Costos de equipos.....	150
Tabla 6.2 Costo de cámara de congelación .....	151
Tabla 6.3 Costos de los accesorios de adquisición de datos.....	151
Tabla 6.4 Costos del sistema eléctrico .....	152
Tabla 6.5 Costos de los accesorios de refrigeración .....	153
Tabla 6.6 Costos de herramientas.....	153
Tabla 6.7 Costos de los materiales consumibles.....	154
Tabla 6.8 Costos de mano de obra directa.....	155
Tabla 6.9 Costo de Diseño .....	155
Tabla 6.10 Costos directos.....	155
Tabla 6.11 Misceláneos .....	156
Tabla 6.12 Costos de asesoramiento .....	156
Tabla 6.13 Costos indirectos .....	156
Tabla 6.14 Costo total .....	156
Tabla 6.15 Financiamiento .....	157

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Banco de pruebas comercializado por Didatec Technologie.....	4
Figura 1.2 Banco de pruebas comercializado por Didatec Technologie.....	5
Figura 2.1 a) Ciclo de Carnot inverso. b) Diagrama T vs. S de Carnot. (Tomado de: Cengel & Boles, 2001) .....	7
Figura 2.2 Diagrama Presión Entalpía.....	8
Figura 2.3 Diagrama real P-h .....	10
Figura 2.4 Componentes del sistema de refrigeración.....	13
Figura 2.5 Filtros deshidratadores .....	15
Figura 2.6 Parte interna de un filtro deshidratador.....	15
Figura 2.7 Visor de líquido.....	16
Figura 2.8 Gráfica presión-temperatura comparando R404A con R502 .....	22
Figura 2.9 Bomba de vacío .....	24
Figura 2.10 Fuga en una unión roscada detectada por la formación de burbujas.....	25
Figura 2.11 Manómetro para carga, descarga y recuperación de refrigerante.....	27
Figura 2.12 Burbujas en el visor de líquido.....	28
Figura 2.13 Medición del consumo de corriente del compresor.....	29
Figura 3.1 Unidad condensadora utilizada .....	34
Figura 3.2 Características de la unidad condensadora .....	35
Figura 3.3 Dimensiones de la cámara de congelamiento .....	40
Figura 3.4 Gradiente de temperatura de la cámara de congelamiento según sus materiales .....	50
Figura 3.5 Diagrama Psicrométrico del aire (a 20°C y 50% de humedad, Temperatura de rocío a 9°C o 23.8°F).....	51
Figura 3.6 Condensación en todo el espesor del aislamiento a diferente temperatura interna .....	52
Figura 3.7 Gráfico de Espesor – Temperatura interna.....	54
Figura 3.8 Condensación en todo el espesor de la puerta de vidrio a diferente temperatura interna.....	55
Figura 3.9 Gráfico de Espesor vs temperatura interna de la puerta de vidrio.....	57
Figura 3.10 Diagrama del ciclo de refrigeración de una sola etapa .....	62
Figura 3.11 Ciclo termodinámico de un sistema de refrigeración directo de una sola etapa.....	62
Figura 3.12 Ciclo termodinámico real del sistema de refrigeración de una sola etapa.....	65
Figura 3.13 Relación de compresión vs Eficiencia volumétrica .....	69
Figura 3.14 Sistema de refrigeración y sus componentes .....	72
Figura 3.15 Dimensiones de válvula de expansión marca Danfoss 068Z3403 .....	76
Figura 3.16 Toma de temperaturas para determinar el sobrecalentamiento.....	77
Figura 3.17 Regulación de la válvula de expansión.....	77
Figura 3.18 Termómetro utilizado para la adquisición de datos.....	82
Figura 3.19 Presostatos utilizados para la adquisición de datos.....	82
Figura 3.20 Sensor utilizado para la adquisición de datos.....	83
Figura 3.21 Convertidor de datos de los instrumentos.....	83
Figura 3.22 Esquema de válvula solenoide .....	84
Figura 3.23 Bobina de válvula solenoide .....	85
Figura 3.24 Especificaciones de la botonera metálica sobrepuesta CAMSCO .....	85

Figura 3.25 Especificaciones de los breakers para riel CAMSCO .....	86
Figura 3.26 Especificaciones del contactor magnético CAMSCO.....	86
Figura 3.27Especificaciones del relay CAMSCO.....	87
Figura 3.29 Especificaciones de los selectores CAMSCO.....	88
Figura 4.1 Perfiles metálicos para bastidor.....	89
Figura 4.2 Unión de esqueleto con soportes .....	90
Figura 4.3 Soldadura del esqueleto del tablero .....	90
Figura 4.4 Corte de plancha metálica.....	91
Figura 4.5 Tablero con soportes montados .....	91
Figura 4.6. Unión de la mesa de apoyo con el bastidor .....	92
Figura 4.7. Pintura de la estructura .....	92
Figura 4.8 Elaboración de la cámara de congelamiento .....	93
Figura 4.9. Unidad condensadora CAJ9510Z MHR.....	95
Figura 4.10 Ubicación de la unidad condensadora en la mesa de apoyo. Vista superior .....	95
Figura 4.11. Ubicación de la bomba de vacío en la mesa de apoyo .....	96
Figura 4.12. Ubicación de la bomba para vacío en la mesa de apoyo. Vista superior .	96
Figura 4.13. Ubicación del recuperador de refrigerante en la mesa de apoyo. Vista superior.....	97
Figura 4.14. Evaporadores y ventiladores del sistema .....	98
Figura 4.15 Uniones soldadas y roscadas usadas en el sistema.....	99
Figura 4.16 Válvula de paso usada en el sistema de refrigeración .....	99
Figura 4.17 Filtro secador.....	100
Figura 4.18. Visor del líquido.....	100
Figura 4.19 Válvula solenoide .....	101
Figura 4.20 Válvula de expansión termostática .....	102
Figura 4.21 Resistencias eléctricas.....	102
Figura 4.22. Ubicación del aislamiento térmico .....	103
Figura 4.23 Dimensiones de corte para montaje de displays de presostatos y termómetro.....	103
Figura 4.24 Montaje final de presostatos y termómetro .....	104
Figura 4.25 Display de presostato .....	104
Figura 4.26 Transductor de presión.....	105
Figura 4.27 Sonda de temperatura.....	105
Figura 4.28 Convertidor de datos .....	106
Figura 4.29 Ubicación de los dispositivos eléctricos .....	107
Figura 4.30 Conexión con fugas.....	108
Figura 4.31 Tanque de Nitrógeno usado para presurizar el sistema.....	109
Figura 4.32 Conexiones para realizar vacío al sistema .....	109
Figura 4.33 Conexiones para realizar vacío al sistema .....	110
Figura 5.1 Alta presión con cargas ascendentes .....	119
Figura 5.2 Baja presión con cargas ascendentes .....	119
Figura 5.3 Temperatura de la cámara con cargas ascendentes .....	120
Figura 5.4 Temperatura de condensación con cargas ascendentes.....	120
Figura 5.5 Temperatura de evaporación con cargas ascendentes .....	121
Figura 5.6 Alta presión con cargas descendentes .....	121
Figura 5.7 Baja presión con cargas descendentes .....	122
Figura 5.8 Temperatura de la cámara con cargas descendentes .....	122

Figura 5.9 Temperatura de condensación con cargas descendentes .....	123
Figura 5.10 Temperatura de condensación con cargas descendentes .....	123
Figura 5.11 Alta presión, falla en el evaporador .....	129
Figura 5.12 Baja presión, falla en el evaporador .....	129
Figura 5.13 Temperatura de la cámara, falla en el evaporador .....	130
Figura 5.14 Temperatura de condensación, falla en el evaporador .....	130
Figura 5.15 Temperatura de evaporación, falla en el evaporador.....	131
Figura 5.16 Alta presión, falla en el condensador .....	134
Figura 5.17 Baja presión, falla en el condensador .....	135
Figura 5.18 Temperatura de la cámara, falla en el condensador .....	135
Figura 5.19 Temperatura de condensación, falla en el condensador.....	136
Figura 5.20 Temperatura de evaporación, falla en el condensador .....	136
Figura 5.21 Alta presión, falla en la válvula solenoide .....	140
Figura 5.22 Baja presión, falla en válvula solenoide .....	140
Figura 5.23 Temperatura de la cámara, falla de la válvula solenoide .....	141
Figura 5.24 Temperatura de condensación, falla en la válvula solenoide .....	141
Figura 5.25 Temperatura de evaporación, falla en la válvula solenoide.....	142
Figura 5.26 Alta presión, falla por filtro sub-dimensionado .....	145
Figura 5.27 Baja presión, falla por filtro sub-dimensionado .....	146
Figura 5.28 Temperatura de la cámara, falla por filtro sub-dimensionado .....	146
Figura 5.29 Temperatura de condensación, falla por filtro sub-dimensionado .....	147
Figura 5.30 Temperatura de evaporación, falla por filtro sub-dimensionado.....	147

## RESUMEN

Un banco de pruebas de refrigeración, como instrumento de aprendizaje para los estudiantes del Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica, permite tener un primer contacto con equipos y sistemas de refrigeración, es por eso que decidimos diseñar y construir este banco de pruebas.

La observación es una forma fácil de asimilar los conocimientos por lo que al manipular y estar en contacto con este banco de pruebas el estudiante será capaz de entender visual y físicamente lo que sucede en un sistema de refrigeración cuando funciona correctamente y cuando las condiciones de trabajo son alteradas intencionalmente provocando fallas que afectan su normal funcionamiento en un ambiente controlado, además será posible identificar los cambios de estado o comportamiento que tiene el refrigerante y calcular de algunas de las variables para su operación.

Una de las características sobresalientes de este equipo es que permite enviar datos a un computador porque el desarrollo de los actuales instrumentos de medición no está limitado a aparatos manuales, la tecnología hace factible el procesamiento de datos de una manera más rápida y eficiente y con ayuda de la electrónica es posible visualizar e interpretar los datos obtenidos de presión y temperatura.

El desarrollo del presente proyecto de grado está dividido en 4 fases principales iniciando con el diseño térmico y mecánico. El siguiente paso es la construcción y montaje de los componentes, instrumentos y equipos que componen el banco de pruebas. Acto seguido, se realizarán las pruebas de funcionamiento para finalmente proceder con la toma de datos y con el análisis de los mismos.

## **ABSTRACT**

A cooling test system, like a teaching instrument for students of Mechanical and Energy Department, allows making contact with equipment and cooling systems; as a result, we decided to design and construct this test system.

Observation is an easy way for assimilating knowledge. When a student uses and is into contact with this test system, he will be able of understanding what happens in a cooling system while it is working correctly, and if its work conditions are deliberately changed. These changes will cause faults that affect the normal work of the cooling test system in a controlled environment. Also, it will be possible to identify changes in the physical states of the coolant that is used and to calculate some variables for cooling test system operation.

One of the most outstanding qualities of this system is that it makes it possible to send data to a computer because the development of the current measuring instruments is not limited to manual devices. Technology helps to process data in a fast and efficient way, and electronics aids to visualize and interpret the pressure and temperature data that are obtained.

The development of this project is divided into four principal steps; the first one is the thermal and mechanical design. Next step is the construction and assembly of components, instruments and devices that take a part into the cooling test system. Finally, work tests are taken, and data are collected and analyzed.

## NOMENCLATURA

$T$	Temperatura
$S$	Entropía
$T_L$	Baja Temperatura
$T_H$	Alta temperatura
$H$	Entalpia
$P$	Presión
$Q$	Carga térmica
$Q_e$	Carga térmica por estructura
$Q_p$	Carga térmica por producto
$Q_o$	Carga térmica por equipo
$Q_c$	Carga por cambio de aire
$Q_v$	Cargas térmicas varias
$Q_t$	Carga térmica total
$U$	Coeficiente global de transferencia de calor
$A$	Superficie de transferencia de calor
$\Delta T$	Diferencial de temperatura
$\frac{1}{h_i}$	Coeficiente de convección de pared interior
$e_x$	Espesor de la pared
$K_x$	Coeficiente de conductividad térmica
$\frac{1}{h_o}$	Coeficiente de convección de pared exterior
$C$	Conductancia térmica
$K$	Conductividad térmica
$x$	Espesor de material en pulgadas
$R$	Resistencia que posee cada material
$Hr$	Humedad relativa
$V_i$	Volumen interior de la cámara
$F_v$	Factor de cambio de aire en un promedio de 24 hr, el cual está en función del volumen del espacio refrigerado
$F_h$	Factor por cambios de aire, el cual está en función de la temperatura de entrada del aire a la cámara y de su humedad relativa
$q$	Carga térmica por producto

$q_1$	Carga por producto antes del punto de congelación
$q_2$	Carga del producto al fundirse el hielo
$q_3$	Calor sensible de fusión
$m$	masa del producto
$C_p$	Calor específico
$h_{fg}$	diferencia de entalpías de saturación
$t_r$	Temperatura de rocío
$T_i$	Temperatura interna
$T_{evap}$	Temperatura de evaporación
$T_R$	Temperatura del espacio refrigerado
$D_T$	Diferencia de temperatura entre el evaporador y espacio refrigerado
$T_{cond}$	Temperatura de condensación
$T_m$	Temperatura del medio ambiente
$P_{evap}$	Presión de evaporación
$P_{cond}$	Presión de condensación
$RC$	Relación de compresión
$Q_f$	Potencia frigorífica
$\dot{m}$	Caudal másico
$V_c$	Caudal volumétrico
$\gamma$	Razón de compresión
$\eta_m$	Rendimiento mecánico del compresor
$\eta_v$	Rendimiento volumétrico del compresor
$\eta_T$	Rendimiento total del compresor
$W_c$	Potencia del compresor
$Q_c$	Potencia calorífica evacuada en el condensador
$\dot{V}$	Caudal volumétrico de refrigerante entrando en la válvula de expansión
$COP$	Coeficiente de rendimiento del sistema de refrigeración

# **CAPITULO 1: GENERALIDADES**

## **1.1 INTRODUCCIÓN**

Desde el punto de vista de sus aplicaciones, la refrigeración reviste un gran interés dentro de la evolución industrial que nos ayuda a mejorar nuestro estilo de la vida. Los avances realizados en refrigeración durante estos últimos años son el resultado de adelantos que en conjunto han realizado técnicos, ingenieros, científicos y otros, que han fusionado sus experiencias y conocimientos. La refrigeración tiene un extenso campo de aplicación, en lo que respecta a la conservación de alimentos, productos farmacéuticos y materias para la industria en sistemas de acondicionamiento de aire y calefacción, etc.

Considerando la importancia que tiene en el área de refrigeración y el ciclo de compresión de vapor, se plantea el diseño de un banco de pruebas para realizar ensayos de laboratorio y simulación de fallas, con el fin de mostrar a los estudiantes a través de experiencias prácticas la composición de un sistema de refrigeración con su respectivo comportamiento al ser sometido a determinadas condiciones, lo cual facilitará la identificación de sus principales componentes y con algunos refuerzos teóricos, el cálculo de algunas variables de operación para distintas condiciones de funcionamiento, comprendiendo el estudio de un fenómeno físico o de un efecto, analizando sus características o corroborar la teoría. Logrando así obtener personas calificadas que puedan satisfacer las necesidades de reparación y selección de equipos para mantenerlas operativas.

## **1.2 ANTECEDENTES**

La carrera de Ingeniería Mecánica desde sus inicios ha contribuido con profesionales multifuncionales preparados para afrontar retos en el ámbito laboral, lo cual ha contribuido decisivamente al prestigio de la Escuela

Politécnica del Ejército (ESPE) que cuenta con laboratorios de gran importancia para el desarrollo del aprendizaje e investigación de los estudiantes.

Al tener la carrera de Ingeniería Mecánica diferentes áreas y siendo una de ellas, LA REFRIGERACION, son pocos los ingenieros mecánicos que se especializan en esta rama. En la actualidad los campos de aplicación que existen dentro de la refrigeración son muy amplios, por lo cual hay una oferta aceptable para la aplicación laboral en esta rama de la Ingeniería Mecánica.

Para ser competitivos en el mercado laboral, el profesional debe estar preparado para enfrentar posibles fallas en los sistemas en los cuales está trabajando, para así con criterio poder actuar de la mejor manera y solucionar los problemas que se presenten. De igual forma es necesario que aparte de los conceptos y teoría, el estudiante pueda manipular y experimentar con los procesos de refrigeración.

Las fases del proyecto estarán compuestas por: análisis, diseño, construcción, pruebas de funcionamiento, prácticas de laboratorio, manual de usuario, conclusiones y recomendaciones sobre futuros proyectos que pueden ser realizados.

### **1.3 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA**

El Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica, a través del Laboratorio del Conversión de Energía, con el fin de mostrar a sus estudiantes a través de experiencias prácticas la composición de un sistema de refrigeración, lo cual facilitará la identificación de sus principales componentes, la simulación de fallas que puedan existir en el sistema, con algunos refuerzos teóricos, se podrá afrontar la problemática inherente de las instalaciones frigoríficas industriales.

Se da la necesidad de contar con un equipo didáctico de un sistema de refrigeración por compresión de vapor con la finalidad de simular fallas y para procesos de carga y descarga, permitiendo así generar un análisis integral de

cada fenómeno que se presente en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

## **1.4 OBJETIVOS**

### **1.4.1 OBJETIVO GENERAL**

Diseñar y construir un banco de pruebas para un sistema de refrigeración por compresión de vapor con un compresor de 1hp de capacidad, usando refrigerante R404A para ensayos de laboratorio y simulación de fallas.

### **1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Analizar los principios básicos de los sistemas de refrigeración.
- Realizar el diseño térmico y mecánico del sistema de refrigeración por compresión de vapor.
- Construir el banco de pruebas en base a los diseños realizados.
- Analizar los resultados obtenidos en las pruebas.
- Desarrollar un manual de utilización del equipo.
- Realizar las guías de prácticas de los ensayos que se realizan en el equipo estableciendo procedimientos, datos teóricos y prácticos que deben ser obtenidos.

## **1.5 JUSTIFICACION E IMPORTANCIA**

Con la finalidad de contribuir en el desarrollo tecnológico del Laboratorio de Conversión de Energía del DECEM, nace la oportunidad de colaborar con la ESPE a través de nuestro proyecto, el cual se basa en un equipo didáctico de un sistema de refrigeración por compresión de vapor completamente equipado para realizar prácticas de carga, descarga y recuperación de refrigerante que es uno de los requerimientos del laboratorio ya que no cuenta con equipos para realizar estas prácticas en la cátedra de Refrigeración.

El banco de pruebas permite estudiar el concepto base de la refrigeración y se dirige a la enseñanza de los mecanismos frigoríficos. El equipo que se va a construir, permitirá al estudiante complementar su aprendizaje, con el cual podrá analizar con criterio las fallas que se presentan en las unidades de refrigeración las cuales se van a provocar intencionalmente, para de esta forma dar soluciones pertinentes y saber cómo actuar mediante el análisis de los cambios producidos en el sistema. Además, se busca promover la habilidad en la manipulación de los componentes de los sistemas de refrigeración, para así asegurarse de que la próxima generación de ingenieros sea capaz de contribuir a los cambios fundamentales en la industria de la refrigeración

El Banco de Pruebas que se construirá estará basado en los modelos didácticos como los mostrados en las figuras 1.1 y 1.2, cuyo costo aproximado en el mercado internacional es de 9,500 dólares americanos, incluidos costos de envío; mientras que el Banco de Pruebas que se proyecta diseñar y construir tiene un costo aproximado de 4,800 dólares americanos.



Figura 1.1 Banco de pruebas comercializado por Didatec Technologie.



Figura 1.2 Banco de pruebas comercializado por Didatec Technologie

## 1.6 ALCANCE

Disponer en el Laboratorio de Conversión de Energías de un Banco de pruebas que permita realizar permanentemente prácticas del proceso de carga, descarga y recuperación de refrigerante R404A y además ocasionar intencionalmente fallas sobre el sistema, con lo cual se va a permitir obtener los conocimientos necesarios y las acciones a realizar para corregir cuando se presente las comunes fallas en los sistemas de refrigeración por compresión de vapor.

## **CAPITULO 2: MARCO TEÓRICO**

### **2.1 INTRODUCCIÓN A LA REFRIGERACIÓN**

Una de las principales áreas de aplicación de la termodinámica es la refrigeración, que es la transferencia de calor de una región de alta temperatura hacia una región de baja temperatura. Los ciclos en los que operan con mayor frecuencia, se denominan ciclos de refrigeración por compresión de vapor, donde el refrigerante se evapora y condensa alternadamente, para luego comprimirse en la fase de vapor.

#### **2.1.1 REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN**

La refrigeración por compresión consiste en forzar mecánicamente la circulación de un fluido en un circuito cerrado creando zonas de alta y baja presión con el propósito de que el fluido absorba calor en un lugar y lo disipe en el otro.

En la naturaleza, el calor fluye en la dirección de la temperatura decreciente, de un medio de alta temperatura a un medio de baja temperatura sin requerir de ningún dispositivo. Sin embargo el proceso inverso, requiere de dispositivos especiales llamados refrigeradores o máquinas frigoríficas

#### **2.1.2 CICLO DE CARNOT INVERSO**

Para estudiar el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, es necesario tener presente el ciclo de Carnot inverso debido a su utilización como ciclo de referencia ya que se lo considera como un ciclo perfecto y eficiente de refrigeración por compresión de vapor que opera entre dos temperaturas.

El ciclo de Carnot es totalmente reversible, permitiendo que los cuatro procesos que comprenden el ciclo puedan invertirse.

Aunque en la práctica no es utilizado por razones que más adelante se expondrán, sirve de referencia para evaluar el desempeño de un dispositivo real que trabaje bajo las mismas condiciones de temperatura.

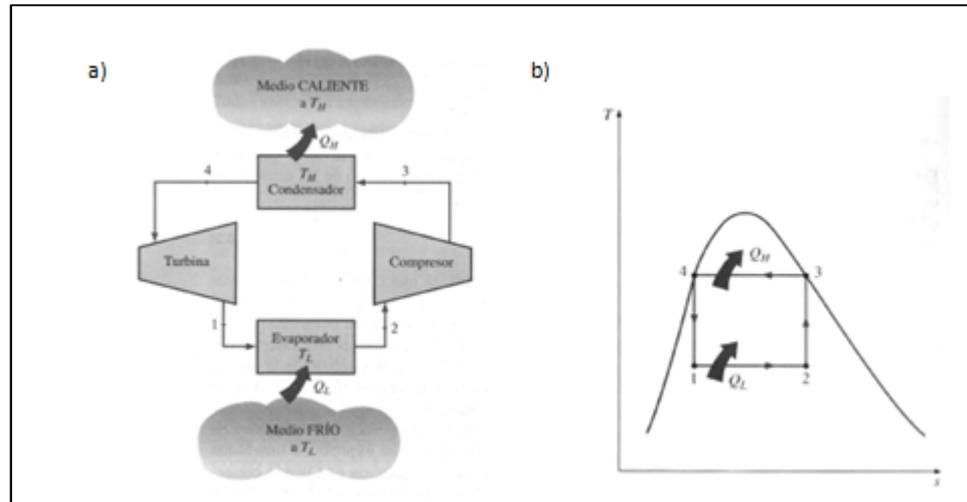


Figura 2.1 a) Ciclo de Carnot inverso. b) Diagrama T vs. S de Carnot. (Tomado de: Cengel & Boles, 2001)

Considere un ciclo de Carnot invertido ejecutado dentro de la campana de saturación de un refrigerante, como el que se muestra en la figura 2.1 a) y b).

- 1-2** Se transfiere (absorción) calor reversiblemente desde la región fría  $T_L$ , de forma isoterma donde el refrigerante experimenta cambios de fase.
- 2-3** Se comprime el refrigerante isoentrópicamente, hasta que alcanza la temperatura máxima  $T_H$ .
- 3-4** Se transfiere calor reversiblemente a la región caliente a  $T_H$ , de forma isoterma, donde el refrigerante experimenta cambios de fase (vapor a líquido).
- 4-1** Se expande el refrigerante isoentrópicamente hasta, alcanzar la temperatura mínima  $T_L$ .

Los inconvenientes de un ciclo de Carnot como modelo de dispositivo práctico radican en los procesos de compresión y expansión. En general debe evitarse comprimir una mezcla húmeda por el daño de las presencias de

pequeñas gotas líquidas puedan causar al compresor. Las modificaciones para evitar este tipo de problemas relacionados al ciclo de Carnot conducen en la práctica al ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

## 2.1.3 CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

### 2.1.3.1 CICLO IDEAL DE REFRIGERACIÓN

El principio de este sistema de refrigeración consiste en el enfriamiento por evaporación de un líquido refrigerante. Éste se mantiene en condiciones de presión tales que su evaporación ocurre a temperaturas menores que las del ambiente a enfriar. El fluido usado como refrigerante, que se encuentra en la fase vapor, vuelve a la fase líquida expulsando calor, con lo que se completa el ciclo. Para que el gas al condensarse entregue calor al medio ambiente, la temperatura a la cual ocurre este proceso debe ser superior a la del ambiente y obviamente muy superior a la del líquido que está evaporando. Esta mayor temperatura de condensación se consigue aumentando la presión del gas.

#### 2.1.3.1.1 DIAGRAMA PRESIÓN ENTALPÍA

Para comprender el proceso de refrigeración ideal, nos basamos en el diagrama Presión-Entalpía (P-H) mostrado en la Figura 2.2.

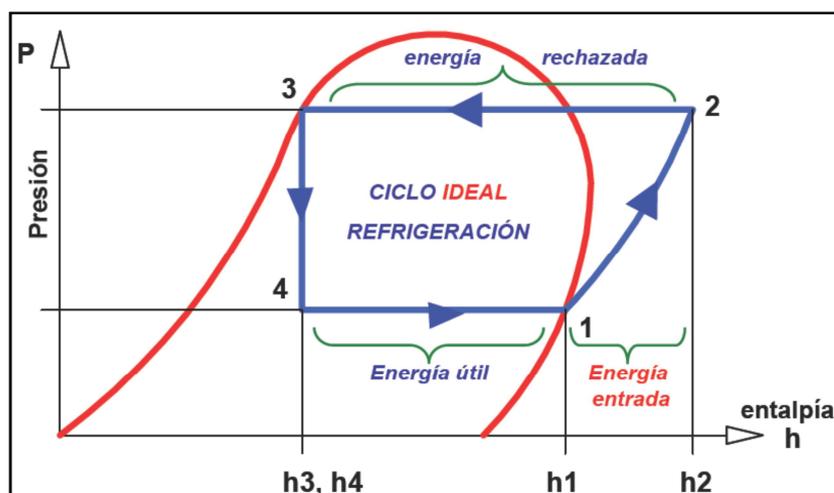


Figura 2.2 Diagrama Presión Entalpía

### ***El proceso de compresión (proceso de 1-2)***

El compresor cumple con dos funciones principales, en primer lugar, succiona el refrigerante vaporizado (línea de succión), reduciendo la presión en el evaporador hasta un punto en el que puede mantenerse la temperatura de evaporación deseada. Segundo, el compresor comprime ese refrigerante vaporizado, descargándole a una presión lo suficientemente alta (línea de descarga) para que la temperatura de saturación sea mayor que la temperatura del ambiente a refrigerar, de modo que se produzca la condensación fácilmente.

### ***El proceso de condensación (proceso de 2-3)***

El condensador que es un intercambiador de calor, en donde el calor, absorbido por el refrigerante en el proceso de compresión, es cedido al medio de condensación (aire). A medida que el calor es cedido por el vapor de alta temperatura y presión, desciende su temperatura hasta el punto de saturación, condensándose el vapor y convirtiéndose en líquido.

### ***El proceso de expansión (proceso de 3-4)***

Esto se produce en la válvula de expansión, cuya misión es disminuir la presión y dosificar la cantidad de fluido refrigerante que debe ingresar al evaporador a entalpia constante hasta el punto 4.

### ***El proceso de evaporación (proceso de 4 -1)***

La función que realiza el evaporador es extraer el calor del medio refrigerado por medio de la evaporación del refrigerante. El evaporador recibe refrigerante a baja presión y baja temperatura y lo entrega a baja presión y alta temperatura.

## 2.1.3.2 CICLO REAL DE REFRIGERACIÓN

### 2.1.3.2.1 DIAGRAMA PRESIÓN ENTALPIA

En el ciclo de refrigeración real por compresión de vapor, la variación principal ocurre en el compresor. Las variaciones de temperatura debido a posibles recalentamientos, sub-enfriamiento del refrigerante y caídas de presión en los diferentes elementos componentes de la instalación. Este ciclo se lo representa en la figura 2.3

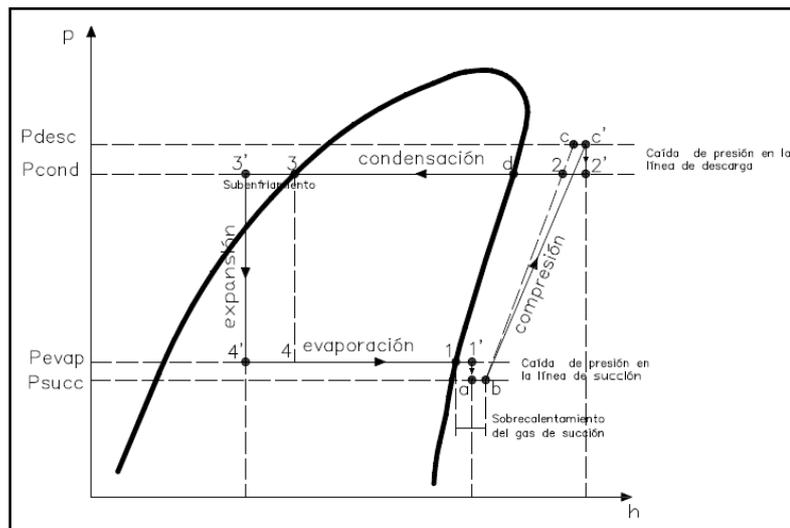


Figura 2.3 Diagrama real P-h

- (1-1') Recalentamiento del refrigerante sea en el evaporador y/o en la tubería de aspiración
- (a-b) Aumento de temperatura del refrigerante cuando entra en contacto con la superficie de la cámara de compresión
- (1'-a) Caída de presión en la válvula de aspiración o línea de succión.
- (b-c') El vapor es comprimido hasta una presión considerablemente mayor que la presión de condensación, para forzar la salida de vapor a través de la válvula de descarga.
- (c'-2') Caída de presión en la línea de descarga
- (3-3') Zona de sub. Enfriamiento
- (4-4') Refrigerante a menor temperatura y mayor concentración de refrigerante líquido, aumentando el valor del efecto refrigerante.

## 2.1.4 RELACIÓN ENTRE LA PRESIÓN Y LA TEMPERATURA

El gas puede cambiar de condición de diferentes maneras y hay ciertas leyes fundamentales que regulan las relaciones entre la presión y temperatura. Cuando se aumenta la temperatura debido a un suministro de energía, la presión absoluta se aumentará en proporción directa al aumento de la temperatura absoluta. Si el gas es enfriado, la presión absoluta del gas disminuirá en proporción directa a la disminución de la temperatura absoluta

Durante todo el ciclo de refrigeración la presión y temperatura guardan una estrecha relación, según se expone a continuación:

- La válvula de expansión regula el flujo a través del evaporador para mantener el sobrecalentamiento constante. La reducción de presión en el refrigerante líquido provoca que éste hierva o se vaporice, hasta que el refrigerante alcanza la temperatura de saturación, correspondiente a la de su presión.
- Conforme la temperatura del gas que sale del evaporador varía, el bulbo de la válvula de expansión registra variación y actúa para modular la alimentación a través de la válvula de expansión, y así adaptarse a las nuevas necesidades.
- El compresor toma el vapor a baja presión procedente del evaporador y lo comprime aumentando, tanto su presión, como su temperatura. El vapor caliente, al alcanzar una alta presión, es bombeado fuera del compresor a través de la válvula de descarga hacia el condensador. Conforme pasa a través de éste, el gas a alta presión es enfriado por algún medio externo.
- Conforme el vapor del refrigerante alcanza la temperatura de saturación, correspondiente a la alta presión del condensador, el vapor se condensa y fluye al receptor como líquido, repitiéndose nuevamente el ciclo.

### **2.1.5 CALOR SENSIBLE Y CALOR LATENTE**

La energía térmica transferida o que proviene de una sustancia puede provocar un cambio en la fase de la sustancia así como un cambio de temperatura. A la energía térmica que cause o produzca un cambio en la temperatura de la sustancia se llama calor sensible, mientras que a la energía térmica que cause o produzca un cambio en la fase de la sustancia se llama calor latente.

Al producirse un aumento en la temperatura, casi todos los materiales experimentan dos cambios en su estado. Primero, estos pasan de la fase sólida a la fase líquida y después al seguir aumentando la temperatura al líquido hasta un valor tal que no pueda existir como líquido, el líquido pasará a ser vapor. Cuando ocurre un cambio entre las fases sólida y líquida, en cualquier dirección, al calor latente involucrado se lo conoce como calor latente de fusión. Cuando ocurre un cambio entre las fases de líquido y vapor, en cualquier dirección, el calor latente involucrado se llama calor latente de vaporización

## **2.2 COMPONENTES DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN**

Los principales elementos de un sistema de refrigeración común se pueden verificar en la Figura 2.4. Se hace una diferencia entre el lado de alta presión y el de baja presión.

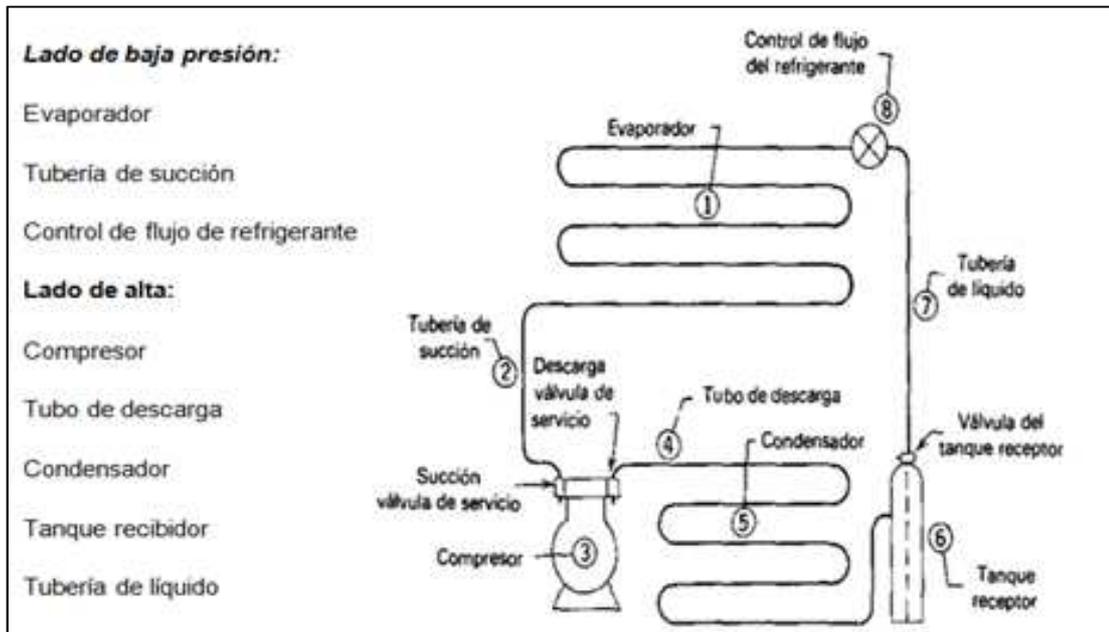


Figura 2.4 Componentes del sistema de refrigeración

## 2.2.1 FUNCIONES DE LOS ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

**EVAPORADOR:** superficie de transferencia de calor a través de la cual se absorbe el calor del espacio refrigerado (el refrigerante se vaporiza).

**TUBERÍA DE SUCCIÓN:** transporta el vapor hacia el compresor. Su función es la extraer el calor del medio refrigerado por medio de la evaporación del refrigerante. El evaporador recibe refrigerante a baja presión y baja temperatura y lo entrega a baja presión y alta temperatura.

**COMPRESOR:** saca el vapor del evaporador para mantener la presión deseada de vaporización  $\approx$  temperatura deseada. Eleva la temperatura por sobre la temperatura del medio condensante (realmente elevando la presión).

**LÍNEA DE LÍQUIDO:** conocida también como línea de descarga, comunica el compresor con el condensador.

**CONDENSADOR:** su función es la de realizar el intercambio de calor en el refrigerante, lo cual permite su cambio de estado gaseoso a líquido. El condensador libera el calor que retira del refrigerante a través del medio

condensante. El condensador recibe refrigerante a alta presión-alta temperatura y lo entrega a alta presión-baja temperatura.

RECIBIDOR: almacena el líquido condensado, de manera que este se pueda suministrar continuamente, conforme a la necesidad del evaporador.

VÁLVULAS DE SERVICIO: aíslan los diversos elementos durante las operaciones de mantenimiento.

ELEMENTO DE EXPANSIÓN: su función es la de realizar la expansión del refrigerante, disminuyendo la presión al refrigerante lo que luego le permite su cambio de estado líquido a gaseoso. El elemento de expansión recibe refrigerante a alta presión y baja temperatura y lo entrega a baja presión y baja temperatura.

## **2.2.2 SISTEMAS COMPLEMENTARIOS**

Estos sistemas ayudan a un mejor desempeño de los sistemas de refrigeración, los mismos que se detallan a continuación.

### **2.2.2.1 SISTEMA DE DESHIELO**

El vapor de agua que se halla en el aire que atraviesa el evaporador, cuya temperatura es inferior a la de la cámara, se deposita en forma de escarcha sobre las paredes del evaporador si está por debajo de los cero grados. Además de las aperturas de puerta, con las consiguientes entradas de aire caliente y húmedo, cristalizan el hielo lo que impide el paso de aire, ya que al convertirse en un medio menos conductor, dificulta la normal transmisión térmica. Por ello, es necesario realizar periódicamente el descarchado de los evaporadores. Para descarchar el hielo formado a la temperatura que se encuentra en los evaporadores de una cámara es preciso valerse de aportaciones de calor suplementarias para fundirlo. Uno de los métodos más usados es con la ayuda de elementos de calefacción eléctrica.

### 2.2.2.2 DESHIDRATADOR

La humedad es uno de los enemigos básicos de un sistema de refrigeración y el nivel de humedad debe ser mantenido al mínimo con el fin de evitar alteraciones en el funcionamiento del sistema o el deterioro del compresor. Los deshidratadores (Figura 2.5) o secadores, tal como se denominan comúnmente por cumplir su función, está provisto de una malla a la entrada en forma cilíndrica y otra malla a la salida en forma circular como se puede observar en la figura 2.6. Están constituidos por una envoltura rellena con un secante o agente de secado provista de un filtro en cada extremo.



Figura 2.5 Filtros deshidratadores

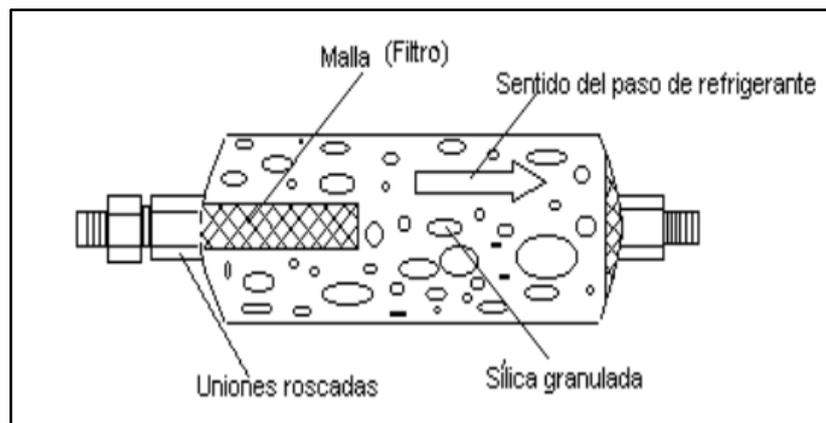


Figura 2.6 Parte interna de un filtro deshidratador

### 2.2.2.3 INDICADOR DE HUMEDAD Y LÍQUIDO

Un indicador de líquido (Figura 2.7) permite al operario observar el flujo del refrigerante en el sistema. Las burbujas o espuma en el indicador de líquido muestran una escasez de refrigerante o una restricción en la línea de líquido factores que afectan el funcionamiento del sistema. Los indicadores de líquido se utilizan ampliamente como medios para determinar si el sistema está adecuadamente cargado cuando se añade refrigerante.

Los indicadores de humedad han sido incorporados a los de líquidos. El indicador de humedad proporciona una señal de aviso para el empleado de servicio, en caso que la humedad haya penetrado el sistema de refrigeración, indicando que el filtro deshidratador debe ser remplazado.



Figura 2.7 Visor de líquido

## 2.3 REFRIGERANTES

Los refrigerantes son los fluidos de transporte que conducen la energía calorífica desde el nivel a baja temperatura (evaporador) al nivel a alta temperatura (condensador), donde pueden ceder su calor. Los atributos que deben considerarse en los sistemas de compresión de vapor son:

- El punto de ebullición normal.
- El punto de condensación normal.

Ambos deben encontrarse a temperaturas y presiones manejables y seguras para reducir los riesgos de entrada de aire al sistema.

### **2.3.1 PROPIEDADES IDEALES LOS REFRIGERANTES**

Un buen refrigerante tiene ciertas propiedades que mejoran su rendimiento, estas deben ser:

- Baja temperatura de ebullición: un punto de ebullición por debajo de la temperatura ambiente, a presión atmosférica (en el evaporador).
- Alto calor latente de vaporización: cuando mayor sea el calor latente de vaporización, mayor será el calor absorbido por kilogramo de refrigerante en circulación.
- Fácil detección y localización de pérdida: las pérdidas producen la disminución del refrigerante y la contaminación del sistema.
- Inocuo para los aceites lubricantes: la acción del refrigerante en los aceites lubricantes no debe alterar la acción de lubricación.
- Bajo punto de congelación: la temperatura de congelación tiene que estar muy por debajo de cualquier temperatura a la cual pueda operar el evaporador.
- No inflamable
- No tóxico
- Químicamente estable: no debe generar reacciones químicas con las sustancias o materiales dentro del sistema.
- Alta temperatura crítica: un vapor que se condense a temperatura mayor que su valor crítico, sin importar cuan elevada sea la presión. La mayoría de los refrigerantes poseen temperatura críticas superiores a los 93°C.
- No corrosivo: para asegurar que en la construcción del sistema puedan usarse materiales comunes y la larga vida de todos los componentes.
- Moderadas presiones de trabajo: las elevadas presiones de condensación (mayor a 350 – 400psi) requieren un equipo especialmente diseñado. La operación en vacío (menor a 0psi) introduce la posibilidad de penetración de aire al sistema.

- Moderado volumen específico de vapor: para reducir al mínimo el tamaño del compresor.
- Bajo costo: a fin de mantener el precio del equipo dentro de lo razonable y asegurar el servicio adecuado cuando sea necesario.

### **2.3.2 CLASIFICACIÓN DE LOS REFRIGERANTES**

Los refrigerantes se clasifican en:

Compuestos Puros: sustancias formadas por un solo tipo de moléculas o componente. Las fugas del refrigerante no alteran su composición. Ejemplo: R12, R134A.

Mezclas: pueden contener dos o más refrigerantes y pueden ser zeotrópicas o azeotrópicas.

- Mezclas Azeotrópicas: refrigerante formado por dos o más tipos de moléculas o componentes y tiene la misma composición en la fase líquida o en la fase gaseosa. Las fugas no alteran su composición, como por ejemplo: R500, R502.
- Mezcla Zeotrópicas: refrigerante formado por dos o más tipos de moléculas o componentes y tiene diferente composición en la fase líquida que en la gaseosa. Las fugas si alteran su composición, como en el caso de: R401A, R401B, R404A, R409A.

### **2.3.3 PROPIEDADES CRÍTICAS DE LOS REFRIGERANTES**

Los refrigerantes normalmente tienen temperaturas críticas por encima de 90 C, pero hemos seleccionado algunos en la siguiente tabla (R404A, R410A y el R744) cuyas temperaturas críticas están por debajo de ese valor.

Tabla 2.1. Propiedades críticas de algunos refrigerantes

Refrigerante	Presión crítica [bar]	Temperatura crítica [°C]
R22	49,9	96,7
R134a	40,6	101,1
R404A	37,3	72,0
R410A	49,0	71,4
R600a	36,4	134,7
R717 (amoníaco)	113,3	132,3
R744 (anhídrido carbónico)	73,8	31,0

### 2.3.4 PUNTO DE EBULLICIÓN DE UN REFRIGERANTE

Cuando se calienta un líquido, alcanza eventualmente una temperatura en la cual la presión del vapor es lo bastante alta para dar lugar a la formación de burbujas dentro del cuerpo del líquido. Esta temperatura se llama punto de ebullición. Una vez que el líquido comience a hervir, la temperatura permanece constante hasta que todo el líquido se ha convertido a gas.

El punto de ebullición de un refrigerante a la temperatura ambiente es fundamental a la hora escoger el equipo requerido y el tipo de servicio en el cual será utilizado. Para una correcta selección, se presentan en la tabla 2.2 los puntos de ebullición de algunos refrigerantes.

Tabla 2.2 Punto de ebullición de algunos refrigerantes

Refrigerante	Punto de ebullición	Nombres
R 718	+100 °C	Agua
R 600a	-11.7 °C	Iso-Butano
R 717	-33.3 °C	Amoniaco
R 290	-42.1 °C	Propano
R 11	+23.8 °C	CFC
R 12	-29.8 °C	CFC
R 13	-81.4 °C	CFC
R 22	-40.8 °C	H- CFC
R 500	-33.5 °C	CFC
R 502	-45.4 °C	CFC
R 134a	-26.1 °C	Libre Cl, sustituye R 12
R 125	-48.6 °C	Libre Cl, sustituye R 502
R 32	-51.8 °C	Libre Cl
R 404A	-45.8 / -46.6 °C	Libre Cl, sustituye R22/R502
R 407C	-36.7 / -43.8 °C	Libre Cl, sustituye R 22 en AC
R 410A	-51.5 / -51.6 °C	Libre Cl, nuevo para AC
R 507	-47.1 °C	Libre Cl, sustituye R22/R502

### 2.3.5 REFRIGERANTE R404A

El R404A es una mezcla ternaria compuesta por R125, R143A y R134A. Sus características termodinámicas lo constituyen como el sustituto ideal del R502 para el sector de la refrigeración en nuevas instalaciones para bajas y medias temperaturas.

El R404A se caracteriza por su notable estabilidad química y de un bajo deslizamiento de temperatura, de 0.5°C.

Su principal aplicación son las instalaciones nuevas para bajas y medias temperaturas.

También existe la posibilidad de reconvertir una instalación de R502 a R404A (Tabla 2.3), eliminando el 95% del aceite mineral o alquibenceno original, por un aceite poliéster. Es necesario cambiar el filtro secador y la válvula de expansión por una de R404A, y sobredimensionar el condensador. Se muestra en la figura 2.8 el comportamiento de presión - temperatura

El R404A es una mezcla de refrigerantes a base de HFC, los cuales no son compatibles con los lubricantes tradicionales como aceites minerales que trabajaban con R502. El único lubricante idóneo para utilizar con el R404A es el aceite poliéster. Las especificaciones técnicas de este refrigerante se detallan en la tabla 2.4.

Tabla 2.3 Diferencias entre R404A y R502

<b>PROPIEDADES</b>	<b>UNIDADES</b>	<b>R 502</b>	<b>R 404A</b>
<b>Componentes</b>	-	R 22, R 115	R 125, R 134a, R 134a
<b>Composición</b>	%masa	48,8 - 51,2	44 - 4 - 52
<b>Masa molecular</b>	g/mol	111,6	97,6
<b>Temperatura de ebullición</b> (a 1,013 bar)	°C	-45,4	-46,4
<b>Deslizamiento de temperatura de ebullición</b> (a 1,013 bar)	K	0	0,9
<b>Densidad del líquido</b> (a 25 °C)	Kg/dm <sup>3</sup>	1,217	1,04
<b>Densidad del vapor saturado</b> (a 1,013 bar)	Kg/m <sup>3</sup>	6,322	5,41
<b>Temperatura crítica</b>	°C	82,1	72
<b>Presión crítica</b>	bar	40,7	37,2
<b>Calor latente de vaporación</b>	kJ/kg	172,5	200
<b>Calor específico a 25°C líquido</b> (a 1,013 bar)	kJ/(kg.°K)	1,25	1,64
<b>Calor específico a 25°C vapor</b> (a 1,013 bar)	kJ/(kg.°K)	0,70	0,88
<b>Inflamabilidad en el aire</b>	%volumen	ninguna	ninguna
<b>ODP</b>	-	0,34	0

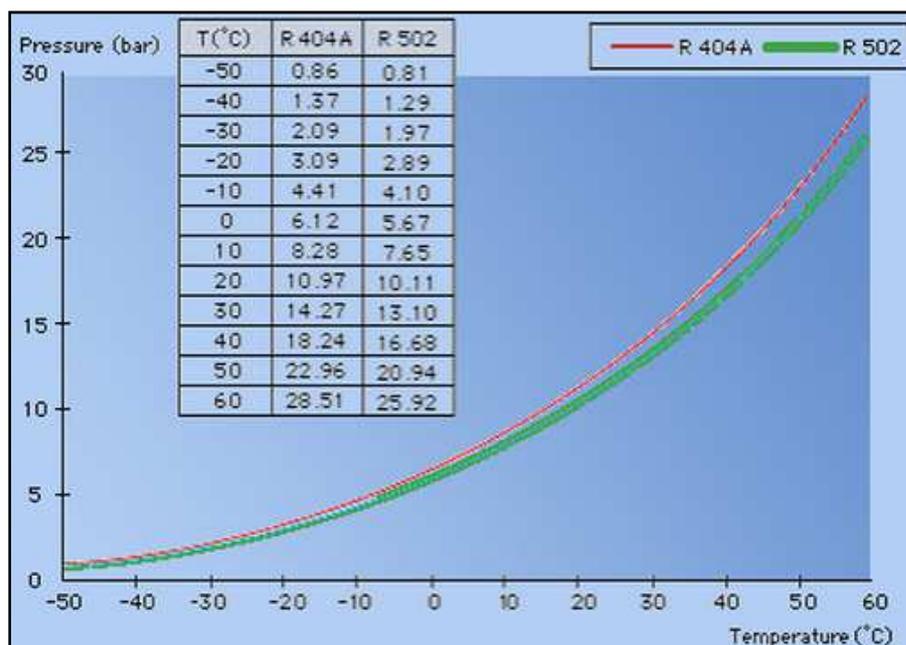


Figura 2.8 Gráfica presión-temperatura comparando R404A con R502

Tabla 2.4 Especificaciones técnicas del refrigerante R404A

Especificaciones técnicas		<b>R-404A</b>
Descripción química		Pentafluoroetano/ 1,1,1-Trifluoroetano/ 1,1,1-Tetrafluoroetano
Fórmula química		$\text{CHF}_2\text{-CF}_3/\text{CH}_3\text{-CF}_3/\text{CF}_3\text{-CH}_2\text{F}$
Peso molecular	Kg/kmol	97,60
Punto de ebullición a 1.013 bar	°C	-46,4/45,7
Punto burbuja/Punto rocío		
Temperatura crítica	°C	72,07
Presión crítica	bar	37,32
Densidad crítica	Kg/m <sup>3</sup>	485
Volumen crítico	m <sup>3</sup> /Kg	2,06 x 10 <sup>-3</sup>
Densidad del líquido a 25°C	Kg/m <sup>3</sup>	1.045
Densidad del vapor saturado a 25°C	Kg/m <sup>3</sup>	64,033
Calor de vaporización a 25°C	kJ/kg	143,68
Calor específico a 25°C (líquido)	kJ/kgK	1,64
Calor específico a 25°C y 1.013 bar (vapor)	kJ/kgK	1,03

### **2.3.5.1 VENTAJAS Y DESVENTAJAS DEL REFRIGERANTE R404A**

#### ***VENTAJAS***

- Es recomendado para sistemas de temperatura media y baja.
- Es un sustituto muy parecido al R502 y R507.

#### ***DESVENTAJAS***

- No se mezcla bien con los aceites minerales o alquilbencenos por lo cual se tienen que sustituir (95% mínimo) por aceite polyester que es más caro.
- Tiene un deslizamiento de temperatura mínimo de 0.5 C

### **2.3.5.2 DIAGRAMA PRESIÓN ENTALPIA DEL REFRIGERANTE R404A**

Cada refrigerante tiene su propio gráfico de presión - entalpía. En el anexo 1, se presenta en forma esquemática un diagrama de ese tipo. Allí la presión se encuentra en el eje y, en escala logarítmica; en el eje horizontal se dibuja la entalpía por kilogramo del refrigerante. Las líneas horizontales de la gráfica son de presión constante (isóbaras) y las verticales son entonces de entalpía constante (isoentálpicas).

## **2.4 OPERACIONES EN LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN**

Parte del proceso de refrigeración, es poner a punto el sistema, para esto es necesario realizar procedimientos previos a la utilización. De igual forma se pueden realizar procesos posteriores de mantenimiento o reparación.

### **2.4.1 VACIO DEL SISTEMA**

Durante la reparación o instalación de un sistema de refrigeración, la tubería, los accesorios y componentes han sido expuestos al ambiente, conteniendo humedad, la que debe ser eliminada haciéndole vacío al sistema,

para evitar que ésta perjudique el funcionamiento del equipo, ocasionando la formación de óxidos o reacciones con el aceite o con el refrigerante. Para esto se utiliza una bomba de vacío (Figura 2.9).

Al hacer vacío en un sistema de refrigeración, la humedad contenida en él se evapora, a temperaturas muy por debajo de la temperatura ambiente. Entonces el agua se evapora y sale a través de la bomba de vacío, en forma de vapor de agua. El vacío además de eliminar la humedad del sistema, tiene también la función de eliminar gases no condensables, que son elementos que entran en la tubería del sistema durante su instalación.



Figura 2.9 Bomba de vacío

#### **2.4.2 PROCEDIMIENTO PARA DETECTAR FUGAS DE GASES REFRIGERANTES**

Uno de los principales problemas que se presentan en los sistemas de refrigeración son las fugas del refrigerante. Si se presentan en el lado de alta presión, ocasionan la pérdida de refrigerante de manera que llega el momento que el sistema falla. Si las fugas se encuentran en el lado de baja presión del sistema, el escape de refrigerante es mas lento pero también llega el momento en que el sistema va a fallar y si este defecto no se corrige a tiempo es posible que llegue a entrar aire al sistema y con él la humedad

produciendo consecuencias graves hasta el punto de ocasionar daños en el compresor.

La prueba de fugas es un paso importante y debe realizarse con mucho cuidado. Desde el momento de hacer vacío se está realizando la primera prueba de fugas, si el aire no puede evacuarse completamente es porque existe una fuga. El aumento de vacío depende de la magnitud de ésta. Si se ha logrado el vacío requerido pero éste no se mantiene indica que aun existe una fuga.

Para localizar una fuga, el método más sencillo es cargar el sistema con nitrógeno tanto en el lado de alta como en el de baja presión. Con una mezcla de agua con jabón y ayuda de un pincel, se recorren las partes sospechosas hasta localizar la fuga y corregirla. En la parte donde se encuentren fugas se podrá visualizar la formación de burbujas (Figura 2.10). Para corregir la falla se procede a ajustar alguna unión que presento fuga, soldando un poro que se pudo haber hecho accidentalmente.



Figura 2.10 Fuga en una unión roscada detectada por la formación de burbujas.

### **2.4.3 PROCESO DE CARGA Y DESCARGA DE REFRIGERANTE**

El funcionamiento adecuado de un sistema de refrigeración depende de una carga correcta de refrigerante. Un sistema con baja carga de refrigerante

vaciará el evaporador, resultando en presiones de vapor de succión muy bajas, pérdidas de capacidad y un posible sobrecalentamiento del compresor. Una sobrecarga de refrigerante ocasiona altas presiones de descarga, inundación del condensador y posibles daños al compresor.

#### **2.4.3.1 PROCESO DE CARGA DE GAS REFRIGERANTE**

En grandes sistemas instalados en el campo, la carga en fase líquida es la más recomendable. La técnica consiste en cargar el refrigerante en forma líquida directamente al tanque de almacenaje, es requisito indispensable que el sistema esté en vacío, lo que genera una migración efectiva de refrigerante del cilindro hacia el tanque receptor. La carga en fase de vapor es normalmente empleada en sistemas pequeños, hasta de aproximadamente 5 toneladas de refrigeración. Hay que notar que la carga en fase líquida se hace con el sistema apagado y la carga en fase de vapor, se hace con el equipo funcionando.

Para realizar una correcta carga de refrigerante en primer lugar y como elemento principal necesitamos de un manifold, el cual consta de dos válvulas, una para baja presión y otra para alta presión; uno de los dos manómetros, el de color azul, indicará la presión en baja, mientras que el otro, de color rojo, indicará la presión en alta. Los manómetros incorporan varias escalas en relación presión-temperatura de los gases con características similares que van a ser usados (R134A, R404A, R502). En el caso del manómetro de baja también incorpora varias escalas de temperatura para los gases antes citados.

El manómetro consta de tres acoples en rosca SAE ¼ para gases R404A. En estas tres roscas se conectarán mangueras que unirán por un lado la parte de baja presión del equipo frigorífico al manómetro de baja (azul), por otro la parte de alta presión del equipo frigorífico al manómetro de alta (rojo) y una manguera conectada a la rosca central que se utilizara como manguera de servicio que será de color amarillo, en esta manguera de color amarillo se conectara la botella de gas refrigerante. Además, se incorpora también un cristal donde se puede visualizar el paso del fluido refrigerante (Figura 2.11)



Figura 2.11 Manómetro para carga, descarga y recuperación de refrigerante

En segundo lugar, se realizará el purgado de mangueras. Se conecta la manguera amarilla a la botella de refrigerante la cual estará cerrada. Se conecta la manguera de baja presión (azul) al sistema de refrigeración y se abre la botella. Cuando las mangueras están llenas de gas se purga el aire de las mismas. Realizaremos la misma operación para la manguera de alta presión (roja). La carga se podrá efectuar por la línea de alta y la línea de baja presión.

### **2.4.3.2 DETERMINACIÓN DE LA CARGA CORRECTA DE REFRIGERANTE**

Es primordial que el sistema cuente con la carga correcta de refrigerante, lo que se determina considerando los siguientes aspectos:

#### **2.4.3.2.1 PESO DE LA CARGA**

El procedimiento más seguro de carga de refrigerante se realiza pesando el cilindro, antes y después de la carga. Esto requiere conocer la cantidad de refrigerante que necesita el equipo, de acuerdo al diseño del fabricante.

#### **2.4.3.2.2. USO DEL VISOR DE LÍQUIDO**

Una carga de refrigerante líquido es esencial para el control de la válvula de expansión. El sistema puede ser considerado con una carga adecuada cuando el visor de líquido deje de presentar burbujas (Figura 2.12) y sólo se observe un flujo claro y tranquilo.



Figura 2.12 Burbujas en el visor de líquido

#### **2.4.3.2.3 CONSUMO DE CORRIENTE EN EL COMPRESOR**

Otra de las formas para determinar la carga correcta de refrigerante es mediante el consumo de corriente del compresor. Ya que entre mayor sea el consumo, tiene mayor demanda de refrigerante. Para medir el consumo se coloca una pinza amperimétrica en la línea de suministro de corriente al compresor (Figura 2.13). Este rango debe mantenerse bajo el rango máximo de consumo especificado por el fabricante.



Figura 2.13 Medición del consumo de corriente del compresor

#### **2.4.3.2.4 TABLAS PROPORCIONADAS POR LOS FABRICANTES DE EQUIPOS**

Estas tablas generalmente se encuentran en las placas para mantenimiento o reparación. La longitud de las tuberías para interconectar componentes como el evaporador y la unidad condensadora, depende de las de montaje, por lo que el sistema puede requerir diferentes cantidades de refrigerante para una misma capacidad. Estas correcciones de carga vienen estampadas en las tablas proporcionadas por los fabricantes.

#### **2.4.3.3 CARGA POR BAJA PRESIÓN (GASES PUROS O AZEOTRÓPICOS)**

Para cargar refrigerante por el lado de baja presión, se conecta la manguera amarilla a la botella de gas refrigerante, se purga y se satura de gas el sistema, una vez que se equilibran las presiones se arranca el equipo frigorífico y se abre la válvula de baja presión de manera que el propio sistema va introduciendo el gas en el equipo. Se podrá calentar la botella para que aumente la temperatura y a su vez la presión y así conseguiremos introducir gas más rápidamente.

Este método es el más utilizado ya que se puede ir midiendo el recalentamiento y sub-enfriamiento que ofrece el circuito frigorífico y se puede

ajustar sin necesidad de conocer el peso final de refrigerante, otro de los indicativos que nos ayudará a saber si la carga es la adecuada será la intensidad de consumo del compresor que tiene que ser menor al indicado por el fabricante.

#### **2.4.3.4 CARGA POR ALTA PRESIÓN**

Se conecta la manguera amarilla a la botella de gas refrigerante, en caso de que no lleve toma de líquido colocaremos boca abajo la botella para asegurarnos que el refrigerante entrará en forma de líquido, esta operación se realizará con el equipo parado ya que si no fuera así la presión que habría en el circuito impediría la carga. Este sistema se utiliza en escasas ocasiones y solo si se dispone de una báscula y calculamos el peso introducido comparándolo con el peso de carga de refrigerante que aparece en la placa de características de los equipos.

Inicialmente con el sistema parado se podrá introducir refrigerante líquido por la línea de alta si se dispone de una toma entre la válvula de expansión o capilar y el condensador. Cuando se pone en marcha el compresor, la presión en la línea de líquidos aumenta y dificulta el paso de refrigerante desde la botella al circuito.

#### **2.4.3.5 PROCESO DE DESCARGA DE GAS REFRIGERANTE**

Esta operación se realiza para poder acceder al desmontaje de diversos componentes del circuito ya sea para efectuar operaciones de mantenimiento, como la sustitución del filtro deshidratador por ejemplo, o bien para la inspección y reparación de cualquier elemento de la zona de líquido y baja presión que queda aislada, extrayendo el refrigerante del circuito frigorífico y acumulándolo en un recipiente si existe.

### **2.4.3.6 RECUPERACIÓN Y RECICLADO DE REFRIGERANTES**

Cuando la operación deficiente de un sistema de refrigeración indica que el refrigerante puede tener un mal desempeño, éste debe ser procesado para retirar contaminantes. Este proceso se puede hacer con una recuperadora-recicladora.

La recuperación es un proceso que consiste en reducir los contaminantes que se encuentran en los refrigerantes usados mediante la separación del aceite, la eliminación de las sustancias no condensables y la utilización de filtros secadores que reducen la humedad, la acidez y las partículas.

Por otro lado, el reciclado consiste en remover el refrigerante de un sistema en cualquier condición que se encuentre, y almacenarlo en un recipiente externo, sin que sea necesario hacerle pruebas o procesarlo de cualquier manera.

Actualmente, es muy común utilizar máquinas recuperadoras de refrigerante, que optimizan este proceso. Existen cuatro formas de recuperar el gas refrigerante:

- Recuperar el refrigerante en fase líquida
- Recuperar el refrigerante en fase gaseosa.
- Recuperar líquido y vapor, sin separar el aceite del refrigerante (éste se va al cilindro recuperador tal cual se saca del sistema).
- Recuperar líquido y vapor, separando el aceite del refrigerante.

#### **2.4.3.6.1 RECUPERACIÓN DE FASE GASEOSA**

Este procedimiento, por lo general es el más lento ya que el flujo de gas refrigerante es menor en fase gaseosa.

Se debe tener presente que las mangueras de conexión entre la máquina recuperadora, el sistema de refrigeración y el tanque recuperador

deben tener la mínima longitud posible, con la finalidad de contribuir a aumentar el rendimiento del proceso.

El refrigerante, en fase de vapor, es normalmente aspirado por la succión de la máquina recuperadora y, una vez condensado, es enviado al tanque recuperador.

Se debe conectar un manifold, conectarlo a las válvulas de servicio tanto del lado de alta como de baja presión para así extraer el refrigerante abriendo la línea de gas.

#### **2.4.3.6.2 RECUPERACIÓN EN FASE LÍQUIDA**

Debido a que los compresores recíprocos sólo pueden trabajar con refrigerante en fase gaseosa, es necesario evaporar todo y extraerlo del sistema antes de que llegue al compresor. Para evaporar el refrigerante que se encuentre en fase líquida en el sistema, es necesario agregarle calor, lo cual debe hacerse mediante prácticas seguras.

## **CAPITULO 3: DISEÑO**

### **3.1 REQUERIMIENTOS DEL PROYECTO**

El presente proyecto, permitirá al estudiante familiarizarse con los sistemas de refrigeración y realizar prácticas con las cuales podrá entender y asimilar lo que ocurre cuando se producen fallas en el sistema, orientándose a los de tipo industrial, con base en los domésticos.

La construcción de este banco de pruebas sugiere criterios de cálculo y diseño de instalaciones de ambientes refrigerados reales, debido a que su funcionamiento va a ser en condiciones extremas de actividad prolongada para obtener resultados más reales.

Para la construcción se dispone de una unidad condensadora, lo que implica una alternativa económica ya que se usa en instalaciones industriales pequeñas, dicha unidad incluye un condensador, un compresor de 1hp y un tanque recibidor de  $18,3\text{cm}^3$  de capacidad.

Se dispone de dos evaporadores para capacidad de 1/3 de hp cuya fuente de transferencia de calor es el aire y se realiza por convección forzada por medio de dos ventiladores de 10 W cada uno. Debido a que la unidad condensadora es de características industriales, el uso de dos evaporadores, aprovecha al máximo su capacidad además del uso de una válvula de expansión termostática, filtros secadores y una válvula solenoide.

El equipo cuenta con instrumentos tradicionales para la medición de presión y temperatura, tanto en la línea de alta como la de baja presión, además estos datos van a ser ratificados por medio de sensores, cuyos datos van a ser reflejados en una interfaz digital y de esta forma captar variaciones mínimas y con mayor apreciación en el rendimiento del banco de pruebas.

### 3.1.1 UNIDAD CONDENSADORA

Esta unidad condensadora es utilizada en instalaciones industriales pequeñas y ya que fue proporcionada por el laboratorio de Energías Convencionales, resulta una alternativa viable y económica para el desarrollo del proyecto. Esta unidad cuenta con un compresor, condensador y receptor de líquidos como se muestra en la figura 3.1.



Figura 3.1 Unidad condensadora utilizada

La unidad condensadora presenta las siguientes características como se muestra en la figura 3.2

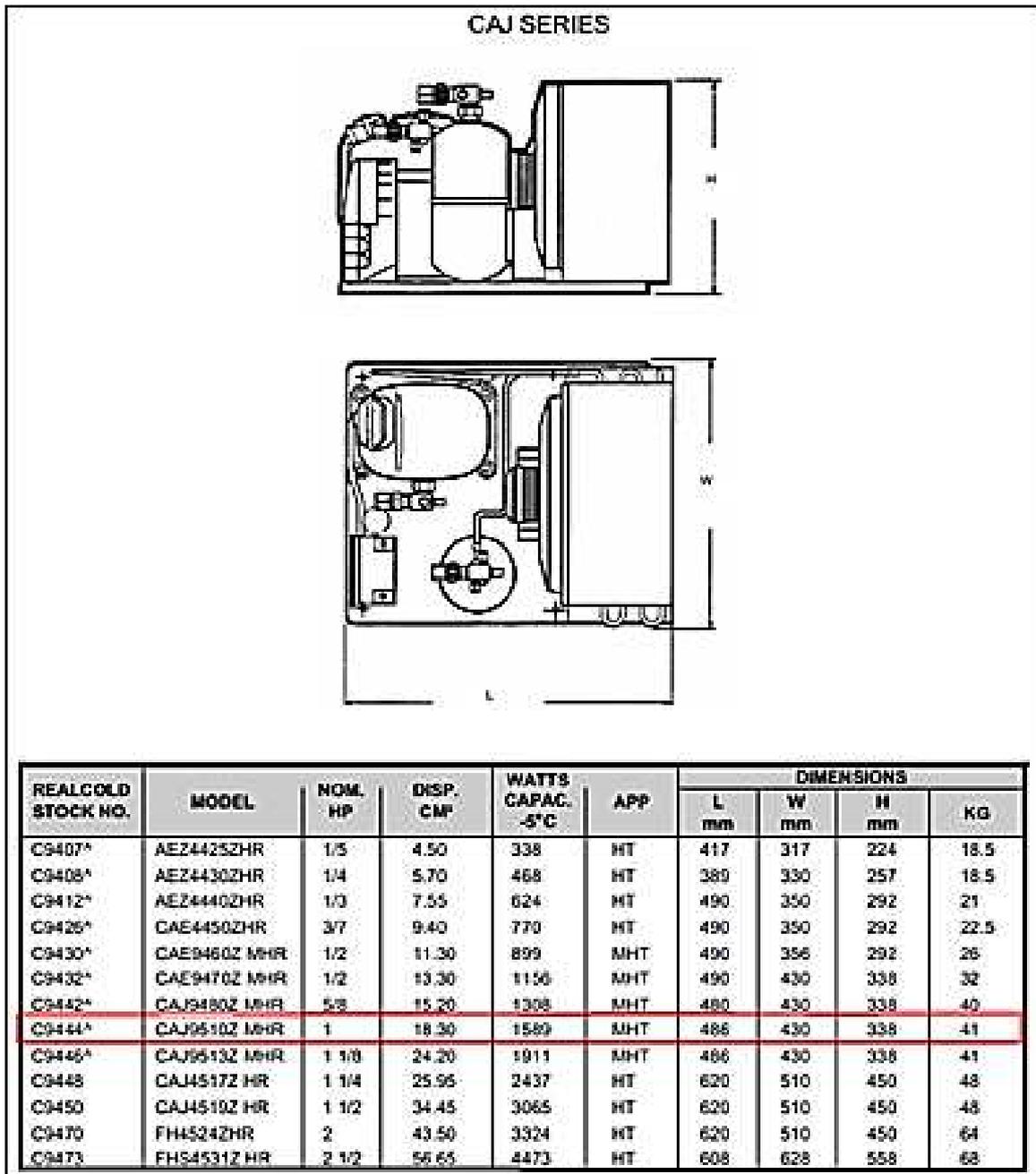


Figura 3.2 Características de la unidad condensadora

Para iniciar con los cálculos pertinentes para el dimensionamiento se toma como referencia la capacidad frigorífica de la unidad condensadora que es de 1.589 KW.

La aplicación es esta unidad condensadora se clasifica con respecto al uso y temperatura de evaporación. En este caso el modelo CAJ9510Z MHR se lo clasifica como un sistema de mediana y alta temperatura con una temperatura de evaporación de entre -15 y -25°C.

Para más detalles de la unidad condensadora, ver el Anexo A.

## **3.2 CARGA TÉRMICA**

Es la velocidad a la cual debe ser eliminado el calor de un espacio o material refrigerado a fin de mantener condiciones deseadas de temperatura. También es conocida como carga de enfriamiento.

El cálculo de la carga térmica de una cámara de refrigeración, tiene por objetivo, establecer la cantidad de calor que es necesario extraer de la misma en un tiempo determinado para crear y mantener en su interior la temperatura y humedad relativa requeridas.

### **3.2.1 CARACTERÍSTICAS DE LA CARGA TERMICA**

En las aplicaciones de refrigeración, la carga de enfriamiento del equipo de refrigeración es la suma de las ganancias de calor provenientes de diferentes fuentes:

- Calor transmitido por conducción a través de paredes aisladas.
- Calor que debe ser eliminado del aire caliente que llega al espacio a través de puertas que se abren o se cierran.
- Calor que tiene que ser eliminado del producto refrigerado para reducir la temperatura del producto a la temperatura de almacenamiento.
- Calor cedido al ambiente y por motores, alumbrado y otros equipos que producen calor y que operan en dicho espacio.

Según la American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers (ASHRAE), para el cálculo de cargas térmicas en unidades de refrigeración, son considerados los siguientes factores:

- Carga térmica por la estructura
- Carga térmica por el producto a refrigerar

- Carga térmica por infiltraciones de aire
- Carga térmica por equipos

### 3.3 REQUERIMIENTOS PARA LAS CARGAS DE ENFRIAMIENTO

Para realizar el proyecto, es necesario partir de ciertas condiciones, las cuales nos permitirán dimensionar correctamente los elementos del sistema.

Para partir con los cálculos del diseño térmico, se necesita una carga de tres litros de agua para congelar a una temperatura final de -10°C.

Normalmente la capacidad del equipo de refrigeración se expresa en BTU/h. En refrigeración industrial, la carga de enfriamiento se calcula para períodos de 24h o se expresa en BTU/24h por lo tanto:

$$\text{Capacidad de equipo requerida en } \frac{\text{BTU}}{\text{h}} = \frac{\text{Carga de enfriamiento total } \left[ \frac{\text{BTU}}{24\text{H}} \right]}{\text{Tiempo deseado de funcionamiento [h]}}$$

Una de las necesidades básicas es descargar el evaporador en intervalos de tiempo expresos ya que cuando la temperatura del serpentín de enfriamiento es menor a la temperatura de congelamiento del agua, la humedad condensada del aire se congela y se adhiere a la superficie del serpentín, lo que origina que se acumule escarcha. La acumulación de escarcha en el serpentín reduce la capacidad del mismo ya que lo aísla. De esta forma se toma de 16 a 20 horas de operación del equipo que es una condición real y equivalente a 24 h de enfriamiento.

### 3.4 CÁLCULO DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO

Para simplificar los cálculos de esta carga, se divide en un determinado número de partes de acuerdo a las fuentes de calor que suministran la carga. La suma de estas cargas, será la carga de enfriamiento total del equipo.

En la refrigeración industrial, la carga total de enfriamiento se divide en las siguientes cuatro cargas separadas.

### 3.4.1 CARGA TÉRMICA POR LA ESTRUCTURA

El valor de la carga térmica por estructura, es la medición del calor que fluye a través de las paredes, piso, techo y puerta. Es el calor que está pasando del exterior al interior debido a que la temperatura exterior es mayor a la interior. Esta carga está relacionada directamente con la estructura, material, diferencia de temperatura, radiación solar y tipo de aislamiento.

La cantidad de calor transmitida en una unidad de tiempo a través de las paredes del espacio refrigerado se lo puede obtener mediante la siguiente ecuación:

$$Q_e = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (3.1)$$

Donde:

$Q_e$ : Carga térmica por estructura [W]

$U$ : Coeficiente global de transferencia de calor [ $W/m^2K$ ]

$A$ : Superficie de transferencia de calor [ $m^2$ ]

$\Delta T$ : Diferencia de temperatura entre el exterior e interior de la cámara.

Los coeficientes totales de transmisión o factores ( $U$ ) ya han sido calculados para varios tipos de materiales. Cuando una pared está constituida de varias capas de diferentes materiales, la resistencia térmica total de la pared es la suma de las resistencias de los diferentes materiales de que está constituida la pared y está dada mediante la siguiente ecuación:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{e_x}{K_x} + \frac{1}{h_o}} \quad (3.2)$$

Donde:

$\frac{1}{h_i}$  : Coeficiente de convección de pared interior

$e_x$  : Espesor de la pared.

$K_x$  : Coeficiente de conductividad térmica.

$\frac{1}{h_o}$  : Coeficiente de convección de pared exterior

### 3.4.1.1 VARIABLES DE DISEÑO

Las variables consideradas en el cálculo de las cargas térmicas en la cámara de congelamiento son:

- Temperatura de congelamiento: -10°C
- Temperatura exterior: 25°C
- Tipo de aislamiento: Poliuretano expandido
- Tipo de material de la cámara: Madera/Aislante/Metal

Espesores de los materiales, conductancia y conductividad térmica fueron tomados de la tabla 3.1

$$\text{Madera: } \frac{3}{4} \text{ in} C = 1.07 \frac{BTU}{h.ft^2.F}$$

$$\text{Poliuretano: } 0.45 \text{ in} k = 0.17 \frac{BTU.in}{h.ft^2}$$

$$\text{Metal: } \frac{3}{8} \text{ in } k = 3 \frac{BTU.in}{h.ft^2}$$

### 3.4.1.2 DIMENSIONES DE LA UNIDAD DE CONGELAMIENTO

Las dimensiones de la unidad de congelamiento se especifican en la figura 3.3:

- Ancho: 0.680 [m]
- Alto: 0.400[m]
- Profundidad: 0.440 [m]
- Espesor: 0.040 [m]

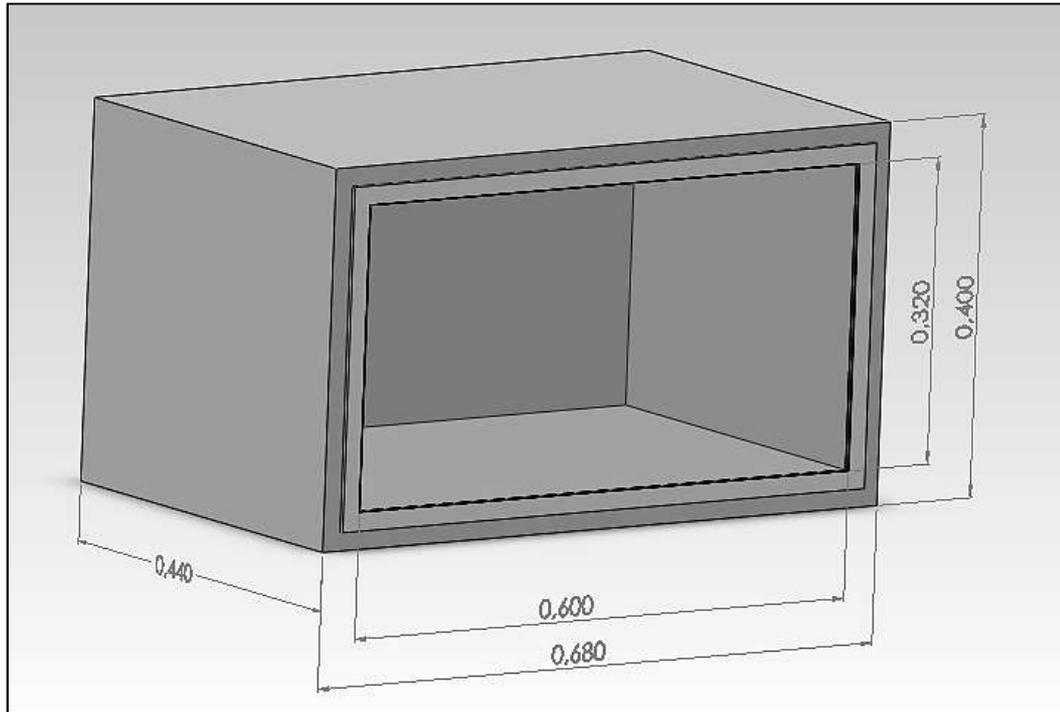


Figura 3.3 Dimensiones de la cámara de congelamiento

Para cualquier material homogéneo y espesor de material se puede obtener el valor de la conductancia térmica mediante la ecuación:

$$C = \frac{k}{x} \quad (3.3)$$

Donde:

x: espesor del material en pulgadas

Debido a que la razón de transmisión de calor a través de materiales no homogéneos, como es el caso de este banco de pruebas, es variable en las diferentes partes del material, debe obtenerse experimentalmente el factor C para materiales no homogéneos.

La resistencia que ofrecen estos materiales al flujo de calor es inversamente proporcional a la habilidad del material a la transmisión de calor. Por lo tanto, la resistencia térmica de un material puede expresarse como el recíproco de su conductividad o conductancia. De acuerdo a las variables de diseño en 3.4.1.1 obtenemos las resistencias de los materiales utilizados.

$$\text{Madera: } \frac{3}{4} \text{ in} \quad R = 0.9345 \frac{h.ft^2.F}{BTU}$$

$$\text{Poliuretano: } 0.45 \text{ in} \quad R = 5.88 \frac{h.ft^2}{BTU.in}$$

$$\text{Metal: } \frac{3}{8} \text{ in} \quad R = 0.33 \frac{h.ft^2}{BTU.in}$$

De acuerdo a la ecuación 3.2 calculamos el coeficiente total de transmisión de calor. Hacemos las conversiones necesarias de unidades a pulgadas.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{4} + \frac{1}{1.07} + \frac{0.45}{0.17} + \frac{3/8}{3} + \frac{1}{1.65}}$$

$$U = 0.22 \frac{BTU}{h.ft^2.F}$$

$$U = 1.24 \frac{W}{m^2.K}$$

De la ecuación 3.1 obtenemos:

$$Q_1 = 1.24 \frac{W}{m^2.K} \times 1.22 m^2 \times 35 K$$

$$Q_1 = 52.95 W$$

Para el cálculo de la puerta hay que tomar en cuenta que se usó otro material, vidrio de dos líneas en la parte interna y de tres líneas en la parte externa, separados por un espacio mínimo; esto con la finalidad de evitar que el vidrio exterior se empañe mientras el sistema se encuentre en funcionamiento. El dato de conductancia térmica de ambos tipos de vidrio, fue tomado de la tabla 3.1

$$\text{Vidrio de dos líneas} \quad C = 0,46 \frac{BTU}{h.ft^2.F}$$

$$\text{Vidrio de tres líneas} \quad C = 0,29 \frac{BTU}{h.ft^2.F}$$

Se calcula el coeficiente de transferencia de calor mediante la ecuación 3.2

$$U_p = \frac{1}{\frac{1}{4} + \frac{1}{0.46} + \frac{1}{0.29} + \frac{1}{1.65}}$$

$$U_p = 0.154 \frac{BTU}{h \cdot ft^2 \cdot F}$$

$$U_p = 0.876 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

De la ecuación 3.1 obtenemos:

$$Q_2 = 0.876 \frac{W}{m^2 \cdot K} \times 0.19 m^2 \times 35 K$$

$$Q_2 = 5.83 W$$

La cantidad total de calor transmitido será igual a:

$$Q_e = Q_1 + Q_2$$

$$Q_e = 58.77 W$$

Tabla 3.1 Conductividad térmica de materiales usados en paredes de almacenes fríos (Tomado de: Dossat, 1963)

Material	Descripción	Conductividad térmica (k)	Conductancia térmica (C)
Mampostería	Ladrillo, común	5,00	
	Ladrillo, de fachada	9,00	
	Concreto, mortero o mezcla	5,00	
	Concreto, agregado de arena	12,00	
	Bloque de concreto		
	Agregado de arena 4 plg		1,40
	Agregado de arena 8 plg		0,90
	Agregado de arena 12 plg		0,78
	Agregado de escoria 4 plg		0,90
	Agregado de escoria 8 plg		0,58
	Agregado de escoria 12 plg		0,53
	Yeso de estucar 1/2 plg		3,12
	Barro bloque hueco 4 plg		0,90
Barro bloque hueco 6 plg		0,66	
Barro bloque hueco 8 plg		0,54	
Madera	Arce, roble, maderas duras similares		1,10
	Abeto, pino, maderas suaves similares.		0,80
	Madera contrachapada 1/2 plg		1,60
	Madera contrachapada 3/4 plg		1,07
Techado	Techado con rollos de asfalto	6,50	0,15
	Techado armado 3/8 plg	3,00	0,33
	Bloque o roys de fibra, material o de vidrio	0,27	
Materiales de aislamiento	Tabla o placa		
	Vidrio celular	0,40	
	Placa de corcho	0,30	
	Fibra de vidrio	0,25	
	Poliestireno expandido	0,20	
	Poliuretano expandido	0,17	
	Relleno		
	Papel prensado o pulpa de madera	0,27	
	Aserrín o virutas	0,45	
	Lana mineral (roca vidrio escoria)	0,27	
	Corteza de pino	0,26	
Fibra de madera (madera suave)	0,30		
Conductancia en la superficie (coeficiente de convección)	Aire tranquilo		1,65
	Aire en movimiento (7,5 m/h)		4,00
	Aire en movimiento (15 m/h)		6,00
Vidrio	Una hoja		1,13
	Dos hojas		0,46
	Tres hojas		0,29
	Cuatro hojas		0,21

### 3.4.2 CARGA TÉRMICA POR CAMBIO DE AIRE

Al abrirse la puerta del espacio refrigerado, el aire del exterior que por lo regular está más caliente, entra a dicho espacio para remplazar al aire frío, esto constituye una pérdida en el espacio refrigerado.

La ganancia de calor en el espacio refrigerado como resultado de los cambios de aire, depende sobre todo de la frecuencia y tiempo que las puertas quedan abiertas. Debido a que los factores que determinan los cambios de aire son difíciles de predecir, excepto en algunos casos donde se conoce con exactitud el aire introducido al espacio para fines de ventilación, es común en la práctica estimar la cantidad de cambios de aire en base a la experiencia obtenida con equipos de similares características.

La carga térmica por cambio de aire está dada por la siguiente ecuación:

$$Q_c = V_i \times F_v \times F_h \quad (3.4)$$

Donde:

$Q_c$ : Carga por cambio de aire

$V_i$ : Volumen interior de la cámara

$F_v$ : Factor de cambio de aire en un promedio de 24 h, el cual está en función del volumen del espacio refrigerado

$F_h$ : Factor por cambios de aire, el cual está en función de la temperatura de entrada del aire a la cámara y de su humedad relativa

### 3.4.2.1 VARIABLES DE DISEÑO

Volumen interno de la cámara: 2.98 ft<sup>3</sup>

Humedad relativa del aire exterior: 60%

Temperatura del espacio refrigerado: -10°C

En las tablas 3.2 y 3.3 se da una lista del número aproximado de cambios de aire por 24 horas para enfriadores de diferente tamaño:

Tabla 3.2 Cambios de aire promedio por 24h para cuartos de almacenaje sobre los 0°C debido a abertura de puertas e infiltración (Tomado de: Dossat, 1963)

Volumen pies cúbicos	Cambios de aire por 24h	Volumen pies cúbicos	Cambios de aire por 24h	Volumen pies cúbicos	Cambios de aire por 24h	Volumen pies cúbicos	Cambios de aire por 24h
250	38,0	1000	17,5	6000	6,5	30000	2,7
300	34,5	1500	14,0	8000	5,5	40000	2,3
400	29,5	2000	12,0	10000	4,9	50000	2,0
500	26,0	3000	9,5	15000	3,9	75000	1,6
600	23,0	4000	8,2	20000	3,5	100000	1,4
800	20,0	5000	7,2	25000	3,0		

Tabla 3.3 Cambios de aire promedio por 24h para cuartos de almacenaje bajo los 0°C debido a abertura de puertas e infiltración (Tomado de: Dossat, 1963)

Volumen pies cúbicos	Cambios de aire por 24h	Volumen pies cúbicos	Cambios de aire por 24h	Volumen pies cúbicos	Cambios de aire por 24h	Volumen pies cúbicos	Cambios de aire por 24h
250	29,0	1000	13,5	5000	5,6	25000	2,3
300	26,2	1500	11,0	6000	5,0	30000	2,1
400	22,5	2000	9,3	8000	4,3	40000	1,8
500	20,0	2500	8,1	10000	3,8	50000	1,6
600	18,0	3000	7,4	15000	3,0	75000	1,3
800	15,3	4000	6,3	20000	2,6	100000	1,1

En las tablas 3.4 y 3.5 se da una lista del factor por cambio de aire:

Tabla 3.4 BTU por pie cúbico de aire eliminado en enfriamiento para condiciones de almacenaje sobre 0°C (Tomado de: Dossat, 1963)

Temperatura aire de entrada °F											
Temp. cuarto almacén °F	85				90			95		100	
	Humedad relativa del aire %										
	50	60	70	50	60	70	50	60	50	60	
65	0,65	0,85	1,12	0,93	1,17	1,44	1,24	1,54	1,58	1,95	
60	0,85	1,03	1,26	1,13	1,37	1,64	1,44	1,74	1,78	2,15	
55	1,12	1,34	1,57	1,41	1,66	1,93	1,72	2,01	2,06	2,44	
50	1,32	1,54	1,78	1,62	1,87	2,15	1,93	2,22	2,28	2,65	
45	1,50	1,73	1,97	1,80	2,06	2,34	2,12	2,42	2,47	2,85	
40	1,69	1,92	2,16	2,00	2,26	2,54	2,31	2,62	2,67	3,06	
35	1,86	2,09	2,34	2,17	2,43	2,72	2,49	2,79	2,85	3,24	
30	2,00	2,24	2,49	2,26	2,53	2,82	2,64	2,94	2,95	3,35	

Tabla 3.5 BTU por pie cúbico de aire eliminado en enfriamiento para condiciones de almacenaje bajo 0°C (Tomado de: Dossat, 1963)

Temp. cuarto almacén °F	Temperatura aire de entrada °F									
	40		50		80		90		100	
	Humedad relativa del aire de entrada %									
	70	80	70	80	50	60	50	60	50	60
30	0,24	0,29	0,58	0,66	1,69	1,87	2,26	2,53	2,95	3,35
25	0,41	0,45	0,75	0,83	1,86	2,05	2,44	2,71	3,14	3,54
20	0,56	0,61	0,91	0,99	2,04	2,22	2,62	2,90	3,33	3,73
15	0,71	0,75	1,06	1,14	2,20	2,39	2,80	3,07	3,51	3,92
10	0,85	0,89	1,19	1,27	2,38	2,52	2,93	3,20	3,64	4,04
5	0,98	1,03	1,34	1,42	2,51	2,71	3,12	3,40	3,84	4,27
0	1,12	1,17	1,48	1,56	2,68	2,86	3,28	3,56	4,01	4,43
-5	1,23	1,28	1,59	1,67	2,79	2,98	3,41	3,69	4,15	4,57
-10	1,35	1,41	1,73	1,81	2,93	3,13	3,56	3,85	4,31	4,74
-15	1,50	1,53	1,85	1,93	3,05	3,25	3,67	3,96	4,42	4,86
-20	1,63	1,68	2,01	2,09	3,24	3,44	3,88	4,18	4,66	5,10
-25	1,77	1,80	2,12	2,12	3,38	3,56	4,00	4,30	4,78	5,21
-30	1,90	1,95	2,29	2,38	3,55	3,76	4,21	4,51	5,00	5,44

Si se toma en cuenta que la cámara de congelación va a permanecer la mayor parte del tiempo cerrada y que los valores encontrados en tablas no están destinados a espacios tan pequeños de volumen de espacio refrigerado, la carga térmica por cambio de aire es despreciable.

### 3.4.3 CARGA TÉRMICA POR PRODUCTO

Una vez que se ingresa algún producto al espacio refrigerado, este generalmente tiene una temperatura mayor a la que tiene el espacio refrigerado, por lo tanto, el producto cederá calor al espacio hasta que este se enfría a la temperatura que tiene el espacio y luego hasta el nivel deseado.

#### 3.4.3.1 VARIABLES DE DISEÑO

Volumen de agua:	0,003m <sup>3</sup>
Temperatura inicial:	30°C
Temperatura final:	-10°C
Densidad agua:	1000 kg/m <sup>3</sup>
Calor específico del hielo:	2090 J/kg.K

Calor específico del agua: 4189 J/kg.K  
Calor de fusión del hielo:  $334 \times 10^3$  J/kg

### 3.4.3.2 CALOR SENSIBLE

$$q = m \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (3.5)$$

Donde;

q: Carga térmica por producto, [W]  
m: masa del producto, [kg]  
Cp: calor específico del producto, [J/kg K]  
 $\Delta T$ : variación de temperatura

Mediante la ecuación 3.5, se obtiene el calor que se debe retirar para llevar el agua desde la temperatura inicial hasta los 0°C;

$$q_1 = 3 \text{ kg} \times 4189 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} \times (303 - 273)\text{K}$$

$$q_1 = 377.01 \text{ KJ}$$

$$q_1 = 104.73 \text{ W}$$

$q_1$ : es la carga por producto antes del punto de congelación

### 3.4.3.3 CALOR LATENTE DE FUSIÓN

$$q = m \cdot h_{fg} \quad (3.6)$$

Donde:

q: carga térmica por producto, [W]  
m: masa del producto, [kg]  
 $h_{fg}$ : diferencia de entalpías de saturación

Aplicando la ecuación 3.6:

$$q_2 = 3 \text{ kg} \times 334000 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$q_2 = 1002 \text{ KJ}$$

$$q_2 = 278.33 W$$

$q_2$ : es la carga del producto al fundirse el hielo

#### 3.4.3.4 CALOR SENSIBLE DE FUSION

Mediante la ecuación 3.5, se determina el calor que se debe retirar para llevar el agua desde 0°C hasta -10°C:

$$q_3 = 3 \text{ kg} \times 2090 \frac{J}{\text{kg K}} \times (273 - 263)K$$

$$q_3 = 62,70KJ$$

$$q_3 = 17.41 W$$

Calor total por producto:

$$Q_p = q_1 + q_2 + q_3$$

$$Q_p = 104.73 W + 278.33 W + 17.41 W$$

$$Q_p = 400,47 W$$

#### 3.4.4 CARGAS VARIAS

Este tipo de cargas toman en cuenta las distintas fuentes de calor del medio circundante en donde se encuentra instalado el sistema de refrigeración. Las fuentes que producen esta carga, son las personas que trabajan en el espacio refrigerado, luminarias, equipos eléctricos, etc.

Estas cargas son obtenidas por alumbrado, motores y ventiladores dentro del espacio refrigerado.

Dentro de la cámara se ubicaron 4 resistencias utilizadas para simular cargas dentro del espacio refrigerado. Las resistencias son de 280 W cada una

$$Q_v = 1120 W$$

### 3.4.5 CARGA TOTAL DE LA UNIDAD DE CONGELAMIENTO

La carga total de congelamiento en un periodo de 24h es la suma de las ganancias de calor tal como se indica en la siguiente tabla:

Tabla 3.6 Carga total de la unidad de congelamiento

<b>Carga Total de la Unidad de Congelamiento</b>			
Carga por Estructura	$Q_e =$	58.77	W
Carga por Producto	$Q_p =$	400.47	W
Carga por Equipo	$Q_o =$	0	W
Carga por Cambio de Aire	$Q_c =$	0	W
Cargas varias	$Q_v =$	1120	W
<b>Carga Total</b>	<b><math>Q_t =</math></b>	<b>1579.24</b>	<b>W</b>

En este caso la unidad condensadora cedida por el laboratorio tiene una capacidad frigorífica de 1589 W, tomando en cuenta que al provocarse fallas en el sistema de refrigeración, el sistema va a estar expuesto a trabajar a su máxima capacidad, por lo tanto queda justificado el uso de la misma.

### 3.5 CONDENSACIÓN EN LA CÁMARA DE CONGELAMIENTO

Algunos materiales aislantes son permeables al vapor de agua, en este caso, el poliuretano expandido y la madera tiene una permeabilidad media, mientras que el metal tiene permeabilidad baja o nula, lo que causa que el vapor de agua pase a través del aislamiento hacia el lado frío donde se tiene menor presión de vapor. Durante el viaje del vapor de agua, en algún punto del aislamiento, la temperatura del vapor bajará hasta la temperatura de saturación correspondiente a su presión, lo que provocará que el vapor de agua se condense dentro del aislamiento y eventualmente este quedará anegado de agua.

En la figura 3.4 se muestra el gradiente de temperatura a través de la pared de aislamiento. La caída de temperatura (diferencia) a través de cada una de las partes componentes de la pared es proporcional a la resistencia térmica ofrecida por dicha parte componente y que la caída total de temperaturas (diferencial) a través de la pared, es la suma de las caídas

parciales de temperatura que se tienen a través de las diferentes componentes de la pared

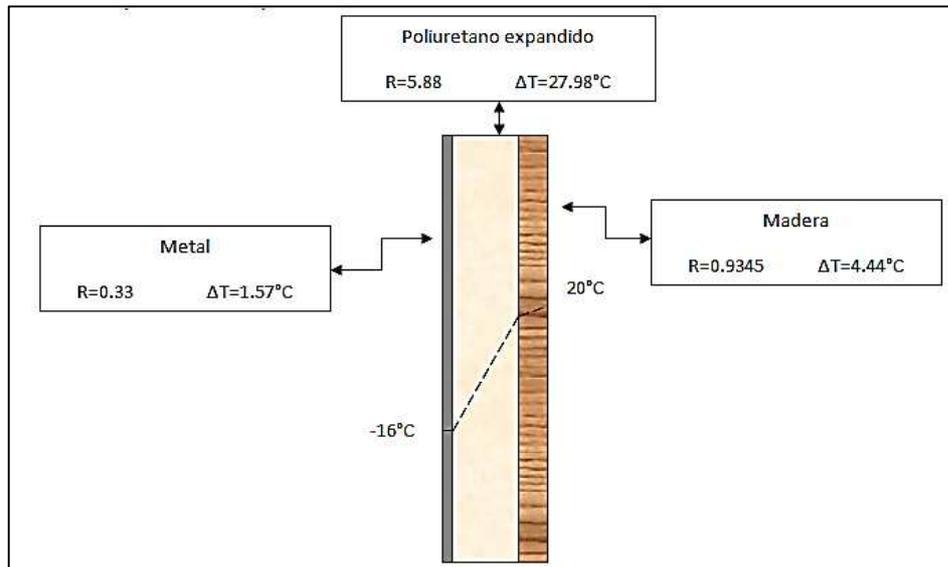


Figura 3.4 Gradiente de temperatura de la cámara de congelamiento según sus materiales

### 3.5.1 RIESGO DE CONDENSACIONES

Si una masa de aire con temperatura y humedad relativa (Hr) dadas tiende a enfriarse, se producirán condensaciones si se alcanza la “temperatura de rocío” (tr), en la cual la Hr es 100%.

Este hecho es importante cuando la temperatura interior de los equipos o de las instalaciones es inferior a la ambiental. El aire exterior próximo a las superficies disminuye su temperatura, aumentando la Hr, con el riesgo de condensaciones.

En general, si el elemento separador es metálico o de otro material buen conductor del calor, el riesgo de condensaciones es alto, aún con bajas diferencias de temperatura en los ambientes exterior e interior, considerando ambientes de alta Hr.

Por lo tanto si tenemos una temperatura del aire al exterior de 20°C con 50% de Hr y la temperatura del aire en la cámara es de -14°C, el Diagrama Psicrométrico del Aire nos indica que el tr está por los 9°C.

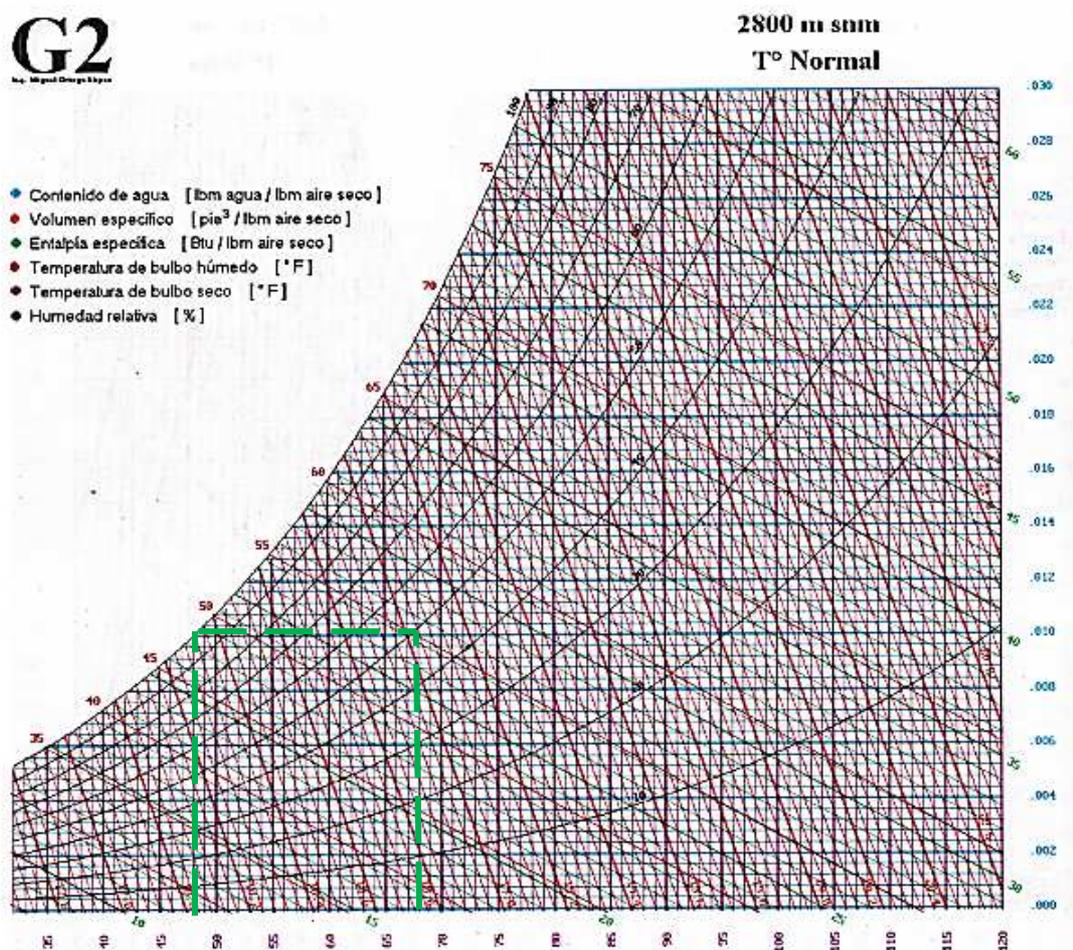


Figura 3.5 Diagrama Psicrométrico del aire (a 20°C y 50% de humedad, Temperatura de rocío a 9°C o 48.2°F)

Con ayuda del diagrama es fácil evidenciar que a esa temperatura ambiental y con esa humedad relativa, a los 9°C (48.2°F) comenzará la condensación y de acuerdo a la figura 3.6 podemos darnos cuenta que la condensación en la cámara comienza en la parte interna del poliuretano expandido.

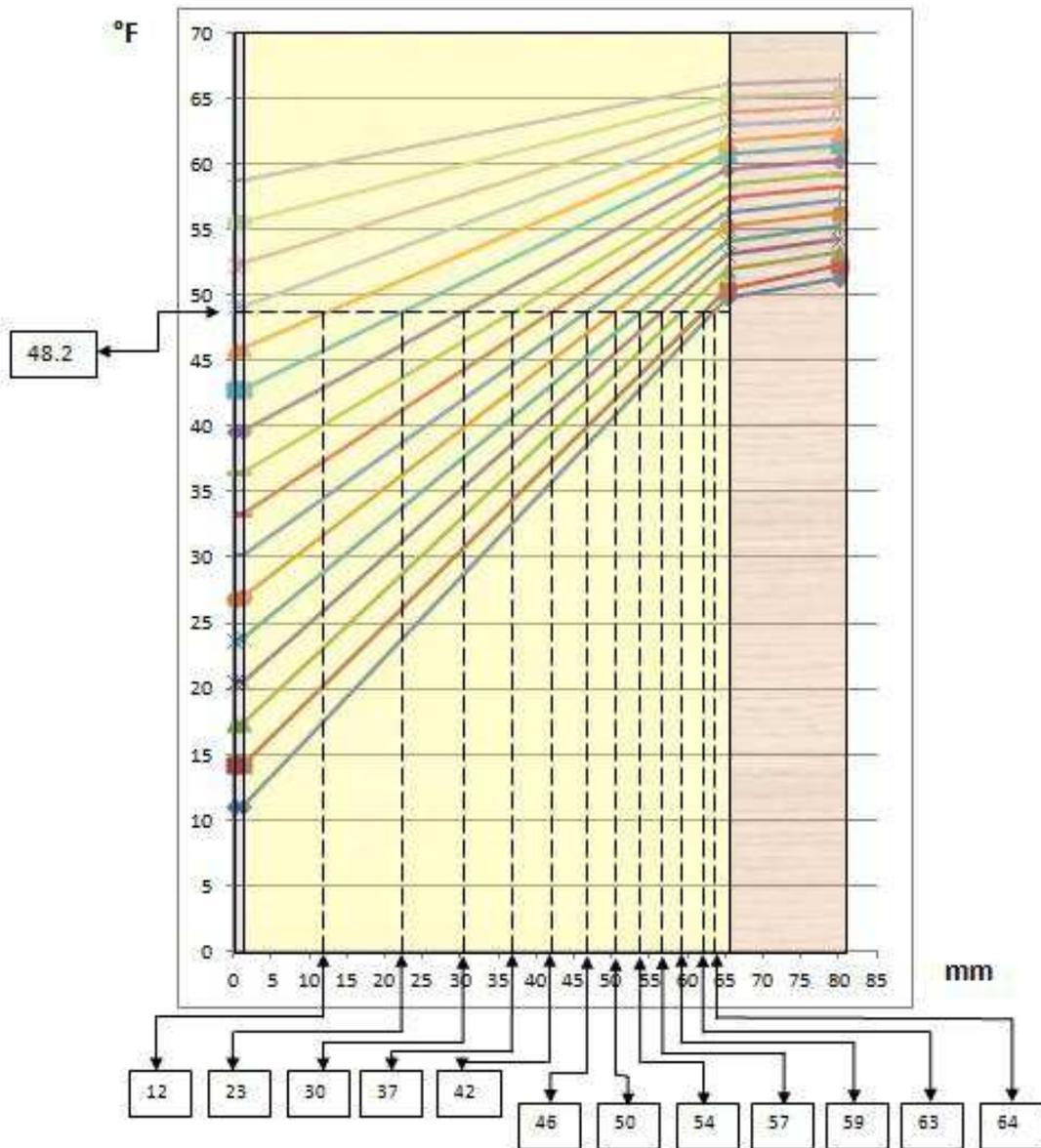


Figura 3.6 Condensación en todo el espesor del aislamiento a diferente temperatura interna

Tabla 3.7 Datos de la variación de temperatura en el espesor del aislante a diferente temperatura interna.

	ti=3,2	ti=6,8	ti=10,4	ti=14	ti=17,6	ti=21,2	ti=24,8	ti=28,4	ti=32	ti=35,6	ti=39,2	ti=42,8	ti=46,4	ti=50	ti=53,6	ti=57,2
<b>ESPESOR mm</b>	<b>t °F</b>															
0	11,03	14,21	17,38	20,56	23,74	26,92	30,1	33,28	36,45	39,63	42,81	45,99	49,17	52,34	55,52	58,7
1,1	11,07	14,24	17,42	20,59	23,77	26,95	30,12	33,3	36,47	39,65	42,83	46	49,18	52,36	55,53	58,71
65,1	49,75	50,48	51,93	53,02	54,11	55,21	56,3	57,39	58,48	59,57	60,66	61,75	62,85	63,94	65,03	66,12
80	51,21	52,22	53,24	54,25	55,26	56,27	57,29	58,3	59,31	60,32	61,34	62,35	63,36	64,37	65,39	66,4

Teniendo como referencia los 9°C (48.2°F), se traza una línea donde se intercepta con cada uno de los gráficos que representa la variación de temperatura en el aislamiento con diferentes temperatura interna (ti), la cual indicará en que punto del aislante térmico posiblemente exista condensación.

Tabla 3.8 Valores de espesores donde se presenta condensación en el aislante.

ti (°F)	3,2	6,8	10,4	14	17,6	21,2	24,8	28,4	32	35,6	39,2	42,8
ESPESOR (mm)	12	23	30	37	42	46	50	54	57	59	63	64

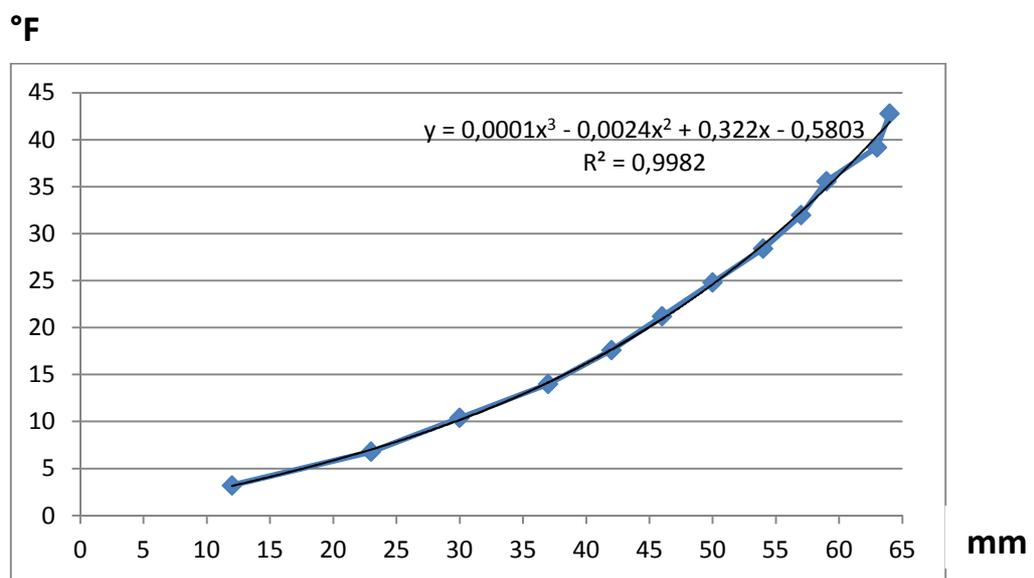


Figura 3.7 Gráfico de Espesor – Temperatura interna

Aplicando una regresión lineal podemos determinar la ecuación  $y = 0,0001x^3 - 0,0024x^2 + 0,322x - 0,5803$  la cual representa el comportamiento del espesor con respecto a las diferente temperaturas internas de la cámara. Por lo tanto, con este análisis se determina la condensación en todo el espesor del poliuretano debido a las bajas temperaturas que puede alcanzar el equipo y que el ambiente a climatizar es pequeño.

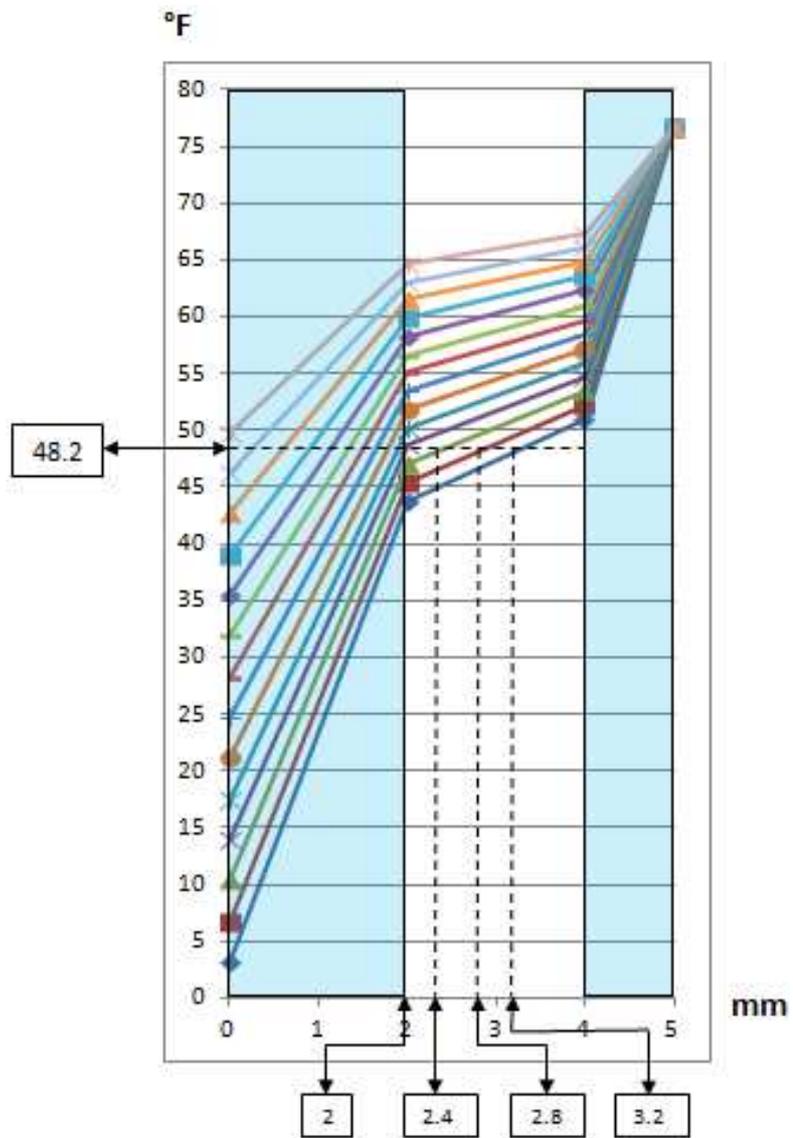


Figura 3.8 Condensación en todo el espesor de la puerta de vidrio a diferente temperatura interna

Tabla 3.9 Datos de la variación de temperatura en el espesor de la puerta de vidrio

	ti=2,93	ti=6,53	ti=10,13	ti=13,73	ti=17,33	ti=20,93	ti=24,53	ti=28,13	ti=31,73	ti=35,33	ti=38,93	ti=42,53	ti=46,13	ti=49,73
<b>ESPESOR mm</b>	<b>t °F</b>													
0	3,2	6,78	10,38	13,96	17,55	21,13	24,73	28,31	31,89	35,47	39,07	42,66	46,24	49,82
2	43,83	45,43	47,03	48,63	50,25	51,85	53,46	55,06	56,66	58,26	59,88	61,48	63,09	64,69
4	50,97	52,23	53,49	54,75	56,01	57,25	58,51	59,77	61,03	62,28	63,54	64,8	66,06	67,32
5	76,64	76,66	76,66	76,66	76,66	76,68	76,68	76,68	76,68	76,68	76,69	76,69	76,69	76,69

Con la referencia anterior volvemos a trazar una línea donde se interceptan con cada uno de los gráficos que representan las distintas variaciones de temperatura interna indicando nuevamente la posible condensación en el vidrio.

Tabla 3.10 Valores de espesores donde se presenta condensación en la puerta de vidrio

ti (°F)	2,93	6,53	10,13	13,73
<b>ESPESOR</b> mm	2	2,4	2,8	3,2

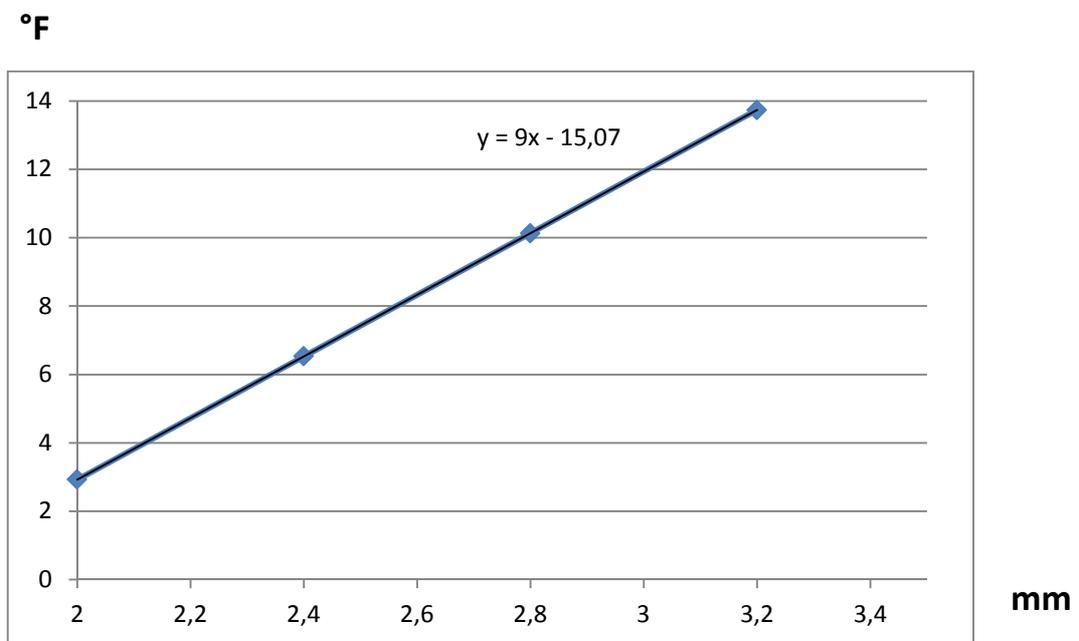


Figura 3.9 Gráfico de Espesor – Temperatura interna de la puerta de vidrio

Se determina la ecuación  $Y = 9x - 15.07$  que representa el comportamiento del espesor y separación del vidrio con respecto a las diferentes temperaturas internas de la cámara de congelación. Por lo tanto con el grafico obtenido en el análisis nos indica que la condensación podría suceder entre en el espacio que existe entre el vidrio de tres líneas y el de una

línea, pero en este caso en ese espacio no hay movimiento de aire por lo cual la transferencia de calor es mínima.

Este equipo se diseñó como un prototipo de prueba que va a ser sometido a temperaturas bajas de una manera momentánea más no constante.

### 3.6 CÁLCULO DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN

La unidad condensadora utiliza refrigerante R404A por lo que el ciclo de refrigeración se basa en este refrigerante.

#### 3.6.1 DETERMINACIÓN DE LA TEMPERATURA DE EVAPORACIÓN

Para determinar la temperatura de evaporación del refrigerante se debe tener en cuenta los siguientes parámetros:

- Temperatura de la cámara
- La humedad relativa deseada en el espacio refrigerado
- Diferencia de temperatura entre el evaporador y el espacio refrigerado
- El tipo de evaporador que se va a utilizar

Se utiliza la siguiente ecuación para determinar la temperatura de evaporación:

$$T_{evap} = T_R - D_T \quad (3.7)$$

Donde

$T_{evap}$ : Temperatura de evaporación.

$T_R$ : Temperatura del espacio refrigerado.

$D_T$ : Diferencia de temperatura entre el evaporador y espacio refrigerado.

La humedad relativa deseada en el espacio refrigerado es del 90%, entonces  $D_T$  según la tabla 3.11 es de 10°F ya que se utilizan evaporadores con convección forzada.

Tabla 3.11 Diferencia de temperatura entre el evaporador y el espacio refrigerado

DT		
Humedad Relativa	Convección Natural	Convección Forzada
%	°F	°F
95 - 91	12 - 14	8 - 10
90 - 86	14 - 16	10 - 12
85 - 81	16 - 18	12 - 14
80 - 76	18 - 20	14 - 16
75 - 70	20 - 22	16 - 18

Calculamos la temperatura de evaporación mediante la ecuación 3.7

$$T_{evap} = 14^{\circ}\text{F} - 10^{\circ}\text{F}$$

$$T_{evap} = 4^{\circ}\text{F} [-15.56^{\circ}\text{C}]$$

$$T_{evap} = T_1$$

### 3.6.2 DETERMINACIÓN DE LA TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN

Para determinar la temperatura de condensación se considera el tipo de condensador que se va a emplear, en este caso la unidad condensadora es enfriada por aire forzado por un ventilador impulsado por un motor eléctrico.

En la práctica, se adopta una diferencia de temperatura de 10°C a 15°C, entre la temperatura promedio del aire y la temperatura de condensación del refrigerante cuando se trata de condensadores enfriados por aire.

$$T_{cond} = T_m + \Delta T \quad (3.8)$$

Donde

$T_{cond}$ : Temperatura de condensación.

$T_m$ : Temperatura del medio ambiente.

$\Delta T$ : Incremento de temperatura.

Mediante la ecuación 3.8 calculamos la temperatura de condensación

$$T_{cond} = 25^{\circ}\text{C} + 10^{\circ}\text{C}$$

$$T_{cond} = 35^{\circ}\text{C}$$

$$T_{cond} = T_2$$

### 3.6.3 TRAZADO DEL CICLO TEÓRICO DE REFRIGERACIÓN

Obtenemos las temperaturas de evaporación y de condensación del sistema mediante la tabla 3.12

$$P_{evap} = 3.55 \text{ Bar (0.35 MPa)}$$

$$P_{cond} = 16.16 \text{ Bar (1.62 MPa)}$$

Tabla 3.12 Características de refrigerante R404A

TEMP. (°C)	PRESION ABSOLUTA (bar)		DENSIDAD (Kg/m <sup>3</sup> )		ENTALPIA (kJ/Kg)		ENTROPIA (kJ/Kg.K)	
	BURBUJA	ROCIO	BURBUJA	ROCIO	BURBUJA	ROCIO	BURBUJA	ROCIO
-50	0.85	0.82	1319.99	4.49	135.68	337.63	0.8120	1.7191
-45	1.09	1.05	1304.99	5.64	141.64	340.80	0.8384	1.7131
-40	1.36	1.32	1289.70	7.01	147.68	343.95	0.8644	1.7079
-35	1.70	1.65	1274.09	8.62	153.79	347.07	0.8902	1.7034
-30	2.09	2.04	1258.12	10.52	159.97	350.15	0.9158	1.6993
-25	2.55	2.49	1241.76	12.73	166.24	353.18	0.9412	1.6958
-20	3.08	3.01	1224.97	15.30	172.60	356.16	0.9664	1.6926
-15	3.70	3.62	1207.70	18.25	179.04	359.07	0.9914	1.6898
-10	4.40	4.32	1189.90	21.66	185.57	361.90	1.0162	1.6873
-5	5.20	5.11	1171.52	25.55	192.20	364.65	1.0409	1.6849
0	6.11	6.01	1152.51	30.00	198.92	367.31	1.0655	1.6827
5	7.13	7.03	1132.78	35.07	205.76	369.86	1.0899	1.6806
10	8.28	8.16	1112.27	40.38	212.70	372.28	1.1143	1.6765
15	9.55	9.43	1090.89	47.38	219.77	374.57	1.1387	1.6743
20	10.97	10.84	1068.53	54.82	226.97	376.71	1.1630	1.6720
25	12.54	12.40	1045.08	63.28	234.32	378.68	1.1873	1.6695
30	14.25	14.12	1020.38	72.89	241.82	380.47	1.2117	1.6667
35	16.16	16.01	994.26	83.86	249.50	382.03	1.2362	1.6636
40	18.23	18.08	966.50	96.39	257.39	383.35	1.2609	1.6611
45	20.49	20.34	936.81	110.80	265.51	384.38	1.2859	1.6595
50	22.95	22.80	904.81	127.46	273.91	385.08	1.3113	1.6556

### 3.6.4 RELACIÓN DE COMPRESIÓN

La más alta razón de compresión del sistema está dada por la relación entre la presión de condensación y la presión de evaporación de la cámara a menor temperatura, es decir:

$$RC = \frac{P_{cond}}{P_{evap}} = \frac{16.16}{3.55}$$

$$RC = 5$$

### 3.6.5 SELECCIÓN DEL CICLO TERMODINÁMICO

Una vez obtenidos los valores de las temperaturas, presiones de condensación, evaporación y además la razón de compresión, se puede seleccionar el ciclo termodinámico, de acuerdo al tipo de sistema a utilizar.

Ya que la diferencia de temperaturas entre la condensación y la evaporación no es mayor de 70°C y a que la razón de compresión es menor a 10, se debe utilizar un sistema de una sola etapa como se muestra en la figura 3.10. El compresor estará conectado a los dos evaporadores en un mismo sistema. Utilizaremos el diagrama Presión – Entalpía del refrigerante a utilizar R404A, cuya presión está en unidades MPa, y la entalpía está en unidades KJ/kg. La temperatura de condensación es de 35°C y la temperatura de evaporación es de -15.56°C.

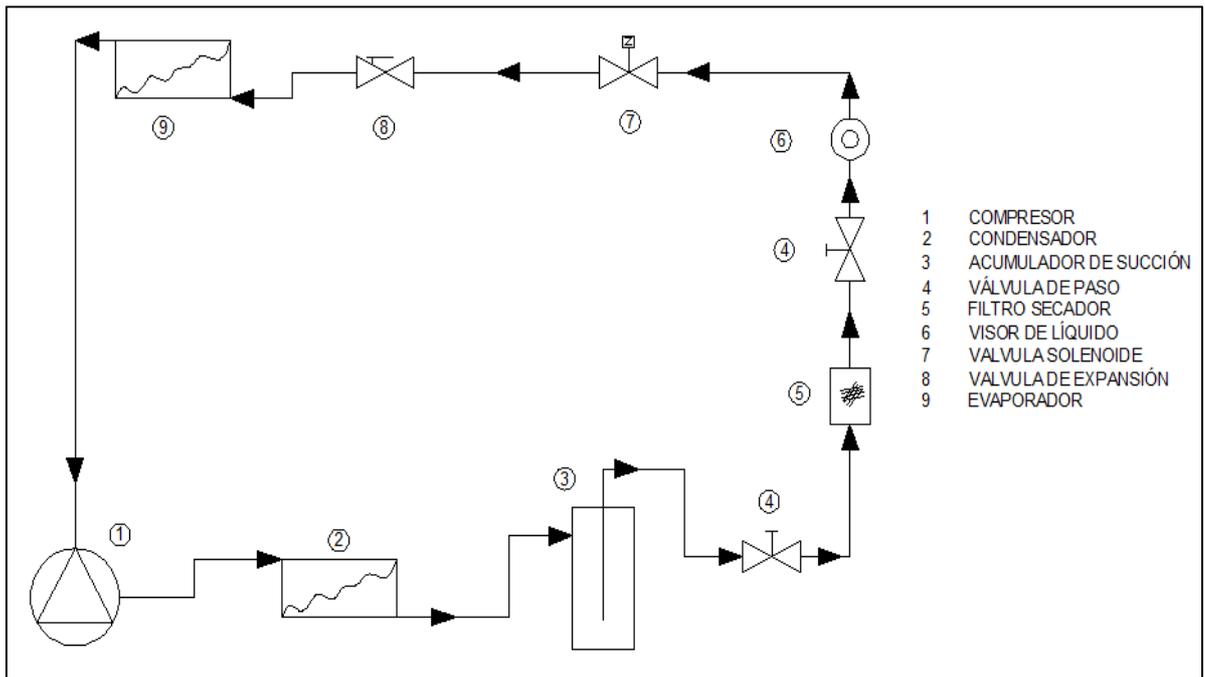


Figura 3.10 Diagrama del ciclo de refrigeración de una sola etapa

Una vez seleccionado el ciclo termodinámico se deben calcular los valores de presión, temperatura y entalpía de los principales puntos de análisis como se indica en la figura 3.11.

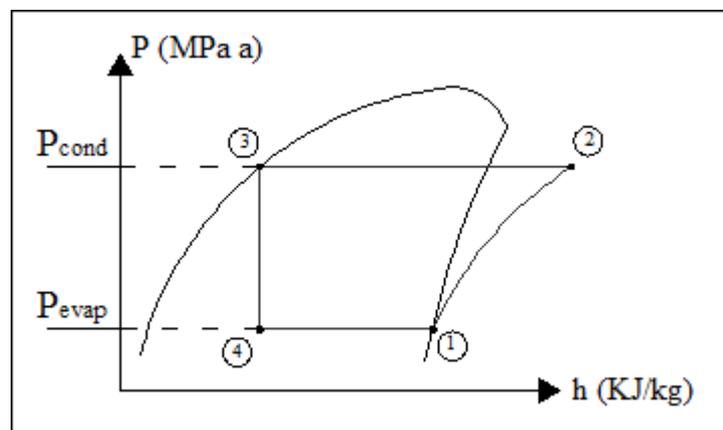


Figura 3.11 Ciclo termodinámico de un sistema de refrigeración directo de una sola etapa

1-2: Compresión a entropía constante.

2-3: Condensación a presión constante ( $P_{COND}$ ).

3-4: Expansión a entalpía constante.

#### 4-1: Evaporación a presión constante ( $P_{EVAP}$ ).

En el diagrama presión-entalpía, para el refrigerante R404A, el ciclo empieza en el punto 1, considerando que en la entrada del compresor el vapor se encuentra como vapor saturado cuyas propiedades son las siguientes:

$$P_1 = P_{evap}$$

$$T_1 = T_{evap}$$

$$h_1 = 358.74 \text{ KJ/kg}$$

En el punto 1 inicia el ciclo, aquí se comprime isoentrópicamente el refrigerante, por lo que siguiendo la línea correspondiente a la entropía intersecamos con la temperatura de condensación y se determina el punto 2 que en este caso se encuentra como vapor recalentado cuyas propiedades son las siguientes:

$$P_2 = P_{cond}$$

$$T_2 = 35^\circ\text{C}$$

$$h_2 = 390 \text{ KJ/kg}$$

Luego de ser comprimido el refrigerante, pasa por el condensador a presión constante, donde pierde su calor latente de evaporación y cambia su fase de estado gaseoso a líquido y sale como líquido saturado; siguiendo la línea de presión del condensador y la temperatura de condensación se interseca y se determina el punto 3 cuyas propiedades son las siguientes:

$$T_3 = T_{cond}$$

$$P_3 = P_{cond}$$

$$h_3 = 249.50 \text{ KJ/kg}$$

Al salir del punto 3, el refrigerante sale como líquido saturado se realiza un proceso de expansión, la presión desciende a entalpía constante, hasta alcanzar la condición de mezcla entre líquido-vapor a la entrada del evaporador en el punto de estado 4, cuyas propiedades son las siguientes:

$$T_4 = T_{evap}$$

$$P_4 = P_{evap}$$

$$h_3 = h_4$$

$$h_4 = 249.50 \text{ KJ/kg}$$

El ciclo termodinámico real, se lo representa en la figura 3.12

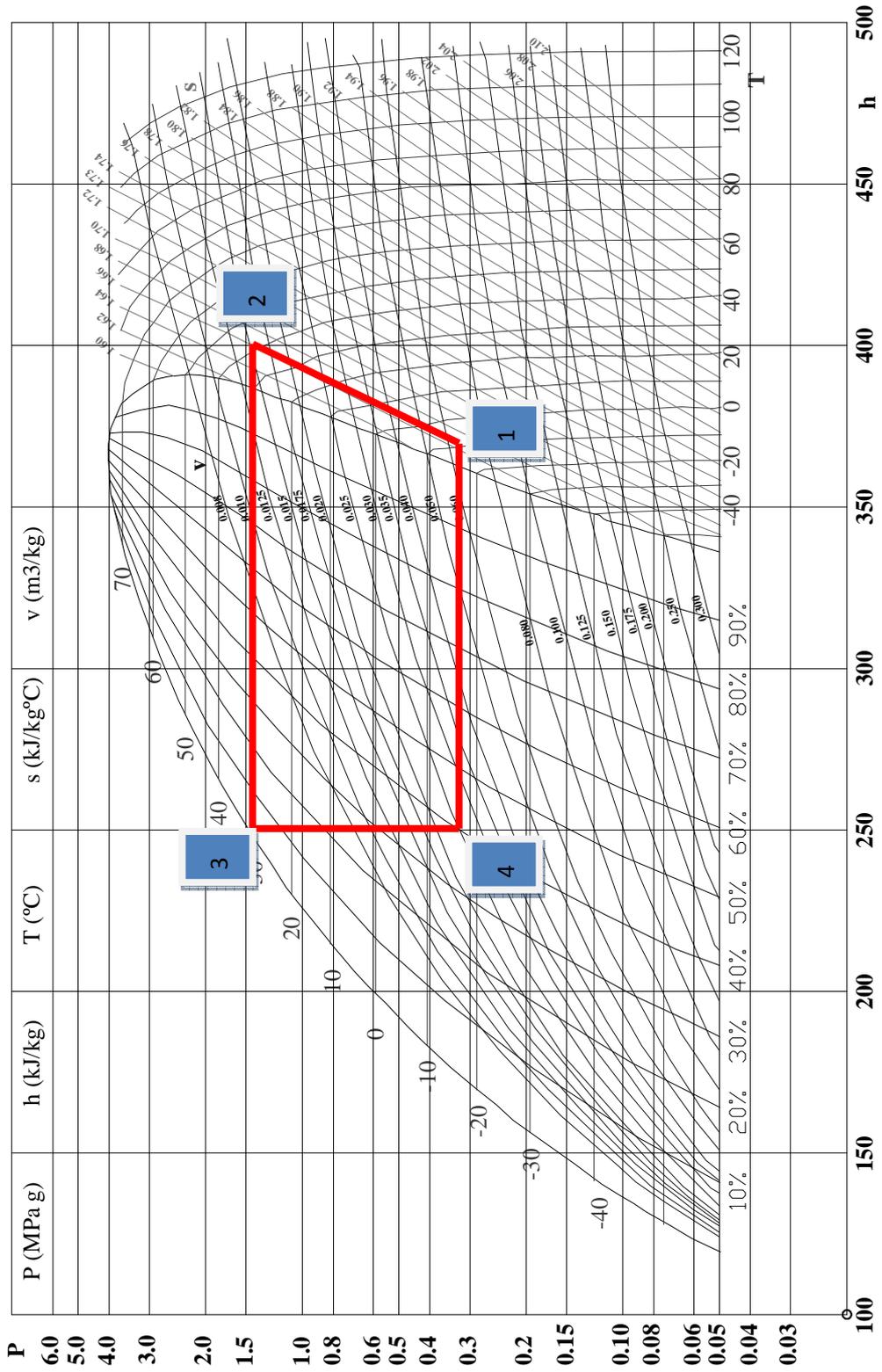


Figura 3.12 Ciclo termodinámico real del sistema de refrigeración de una sola etapa.

Del Diagrama P-h para el R404A obtenemos las propiedades de los puntos de análisis del ciclo termodinámico:

Tabla 3.13 Valores del ciclo termodinámico

Punto	P (MPa)	T (°C)	h (KJ/kg)
1	0.35	-15.56	358.74
2	1.62	40	390
3	1.62	35	249.50
4	0.35	-15.56	249.50

$$v_1 = 0.060 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$v_3 = 0.008 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$v_1$  y  $v_3$  son los volúmenes específicos

### 3.6.6 CÁLCULO DE LOS PARÁMETROS DEL CICLO TEÓRICO DE REFRIGERACIÓN

Para realizar los cálculos pertinentes a los parámetros del ciclo teórico de refrigeración, tomamos en cuenta los siguientes parámetros:

#### 3.6.6.1 POTENCIA FRIGORÍFICA

La potencia frigorífica ( $Q_f$ ) está dada por la carga de enfriamiento total del banco de pruebas

$$Q_f = Q_t$$

$$Q_f = 1579.24 \text{ W}$$

$$Q_f = 0.45 \text{ TR}$$

#### 3.6.6.2 CAUDAL MÁSICO TOTAL DE REFRIGERANTE

Constituye el caudal de refrigerante que habrá de pasar por los evaporadores para originar la potencia frigorífica esperada. Está dado por el cociente de la potencia frigorífica dividido para la diferencia de entalpías entre

la salida y la entrada de cada uno de los evaporadores, como lo indica la siguiente ecuación:

$$\dot{m} = \frac{Q_f}{h_1 - h_4} \quad (3.9)$$

Donde

$Q_f$ : Potencia frigorífica

$h_1$ : Entalpía a la salida del evaporador

$h_4$ : Entalpía a la entrada del evaporador

Se calcula el caudal másico mediante la ecuación 3.9

$$\dot{m} = \frac{5685.26 \text{ KJ/h}}{358.74 \text{ KJ/kg} - 249.5 \text{ KJ/kg}}$$

$$\dot{m} = 52.04 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

### 3.6.6.3 CAUDAL VOLUMÉTRICO DE REFRIGERANTE EN EL COMPRESOR

El caudal volumétrico del refrigerante en el compresor está dado por la siguiente ecuación:

$$V_c = \dot{m} \cdot v_1 \quad (3.10)$$

Donde:

$\dot{m}$ : Caudal másico

$v_1$ : Volumen específico a la entrada del compresor

Se calcula es el caudal volumétrico mediante la ecuación 3.10

$$V_c = 52.04 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \times 0.060 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$V_c = 3.24 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

### 3.6.6.4 RAZÓN DE COMPRESIÓN

Es la relación que existe entre la presión de condensación y la presión de evaporación de la cámara de congelación, como lo expresa la siguiente ecuación:

$$\gamma = \frac{P_{cond}}{P_{evap}} \quad (3.11)$$

Donde:

$P_{cond}$  = presión a la temperatura de condensación

$P_{evap}$  = presión a la temperatura de evaporación

$\gamma$  = razón de compresión.

De esta manera se encuentra el valor de la relación de compresión del sistema:

$$\gamma = \frac{1.62}{0.35}$$

$$\gamma = 4.63$$

### 3.6.6.5 POTENCIA DEL COMPRESOR

Uno de los parámetros importantes a estimar es la potencia consumida por el compresor, que representa el principal consumo energético de la instalación.

#### 3.6.6.5.1 RENDIMIENTO MECÁNICO

Este valor es considerado entre el 80% y el 90% para compresores herméticos. Se toma el valor mínimo de rendimiento:

$$\eta_m = 0.80$$

#### 3.6.6.5.2 RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO

Está dado por  $\eta_v$  y no tiene un valor constante para ningún compresor ya que cambian con las condiciones de operación de cada uno. La eficiencia

volumétrica es principalmente función de la relación de compresión. La Figura 3.13 muestra la relación entre la relación de compresión y la eficiencia volumétrica del compresor en un compresor de pistón.

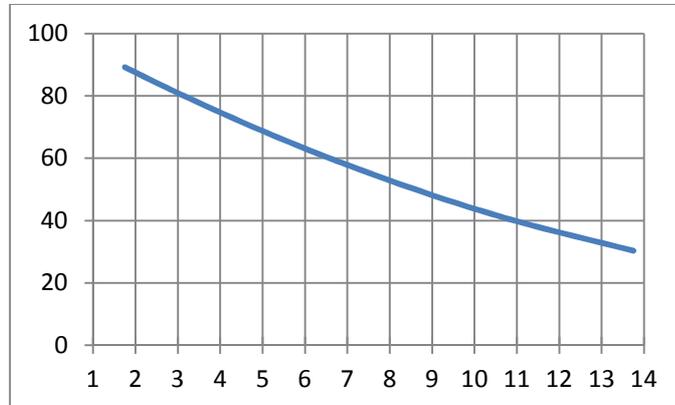


Figura 3.13 Relación de compresión vs Eficiencia volumétrica

Por lo tanto consideramos que la eficiencia volumétrica es de  $\eta_v = 0.72$

### 3.6.6.5.3 RENDIMIENTO TOTAL DEL COMPRESOR

Está dado por  $\eta_T$ , puede calcularse mediante la expresión:

$$\eta_T = \eta_m \cdot \eta_v \quad (3.12)$$

Se reemplaza los valores en la ecuación 3.12:

$$\eta_T = 0.80 \times 0.72$$

$$\eta_T = \mathbf{0.58}$$

La potencia del compresor está dada por:

$$W_c = \frac{\dot{m}(h_2 - h_1)}{\eta_T} \quad (3.13)$$

$$W_c = \frac{52.04 \text{ kg/h} \left( 390 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}} - 358.74 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}} \right)}{0.58}$$

$$W_c = 2804.78 \frac{\text{KJ}}{\text{h}}$$

$$W_c = 779.10 \text{ W}$$

$$W_c = 0.22 \text{ TR}$$

$$W_c = 1.04 \text{ HP}$$

Con este valor verificamos que nuestro compresor de 1HP satisface las necesidades del sistema.

### 3.6.6.6 POTENCIA CALORÍFICA EVACUADA EN EL CONDENSADOR

Está dada por el producto del caudal másico multiplicado por la diferencia de entalpías a la entrada y salida del condensador.

$$Q_c = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (3.14)$$
$$Q_c = 52.04 \frac{kg}{h} \left( 390 \frac{KJ}{kg} - 249.5 \frac{KJ}{kg} \right)$$
$$Q_c = 7311.62 \frac{KJ}{h}$$
$$Q_c = 2031 W$$

### 3.6.6.7 CAUDAL VOLUMÉTRICO DE REFRIGERANTE ENTRANDO EN LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN

Está dada por el producto del caudal másico multiplicado por el volumen específico a la entrada de la válvula de expansión.

$$\dot{V} = \dot{m} \cdot v_3 \quad (3.15)$$
$$\dot{V} = 52.04 \frac{kg}{h} \times 0.008 \frac{m^3}{kg}$$
$$\dot{V} = 0.42 \frac{m^3}{h}$$

### 3.6.6.8 COEFICIENTE DE RENDIMIENTO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

El ciclo de refrigeración puede ser analizado en términos de su eficiencia energética a través del coeficiente de performance COP. Está dado por el cociente entre la capacidad frigorífica obtenida (calor absorbido) y la energía suministrada al compresor. Para el ciclo teórico saturado simple se describe como:

$$COP = \frac{\text{Efecto refrigerante}}{\text{Trabajo compresor}}$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_c} \quad (3.17)$$

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

$$COP = \frac{358.74 \frac{KJ}{kg} - 249.5 \frac{KJ}{kg}}{390 \frac{KJ}{kg} - 358.74 \frac{KJ}{kg}}$$

$$COP = 3.49$$

### 3.7 DISEÑO MECÁNICO

Para realizar el diseño mecánico del presente proyecto, se tomaron en cuenta la selección de los principales elementos de los sistemas de refrigeración, adaptándolos a las necesidades de nuestro proyecto.

#### 3.7.1 ESQUEMA DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

El sistema de refrigeración con sus componentes se lo indica en la figura 3.14.

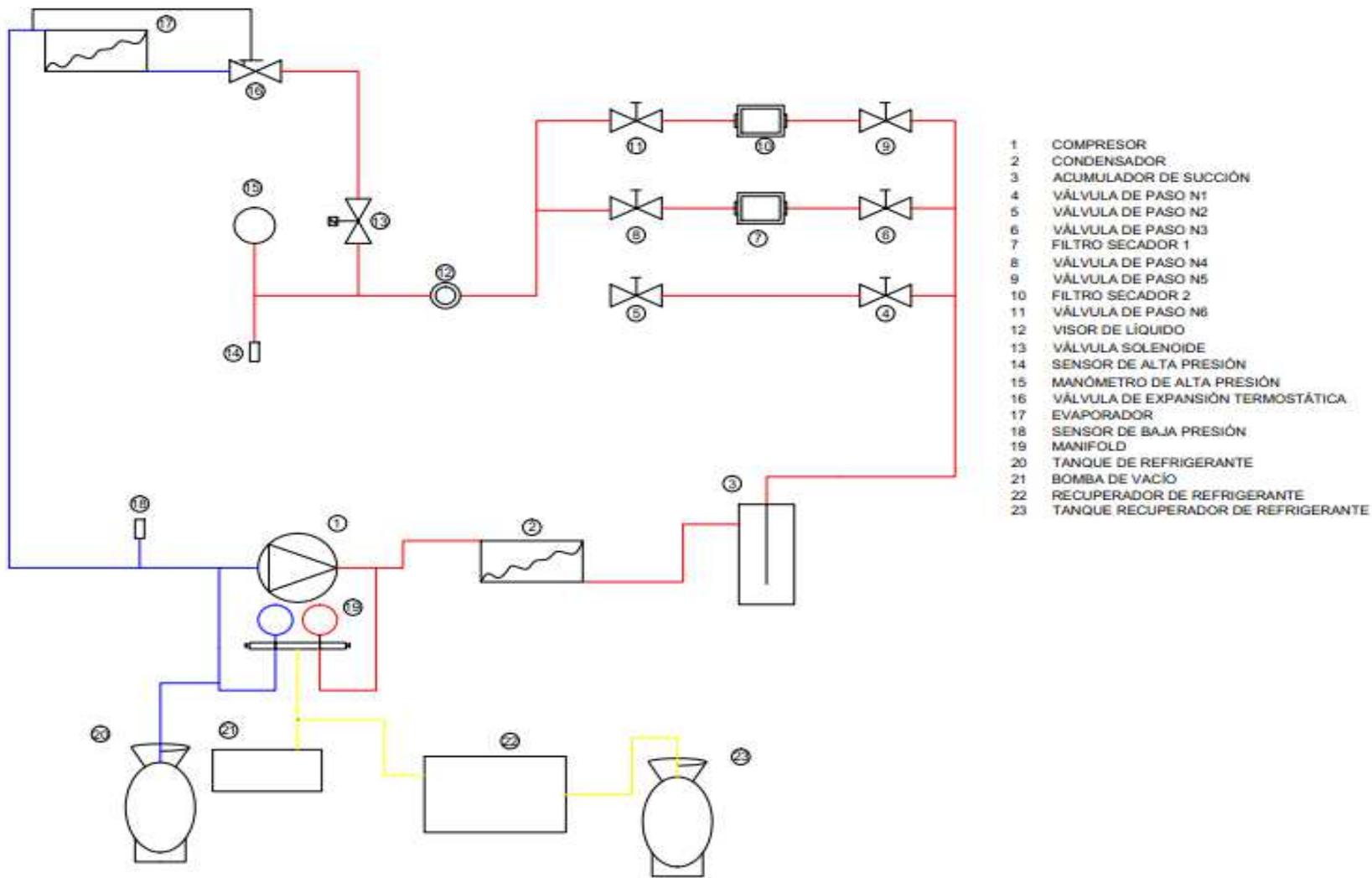


Figura 3.14 Sistema de refrigeración y sus componentes

### **3.7.2 SELECCIÓN DE EQUIPOS Y COMPONENTES**

Dentro de los equipos de refrigeración que vamos a utilizar, se tienen aquellos que son proporcionados por el laboratorio y los complementarios financiados por los autores de este documento.

#### **3.7.2.1 EQUIPOS DONADOS POR EL LABORATORIO DE ENERGÍAS NO CONVENCIONALES DE LA ESPE**

Dentro de los equipos de refrigeración que proporciona el laboratorio se encuentran los siguientes:

- Unidad condensadora L'UNITE SEALED CAJ9510Z
- Recuperador de refrigerante THE PROPLUS 160-60
- Bomba de vacío QUALITY QVP 500

Las características de cada uno serán anexadas al presente documento con sus respectivos catálogos

#### **3.7.2.2 PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO**

Para seleccionar adecuadamente los componentes restantes del sistema de refrigeración, es necesario determinar los parámetros bajo los cuales van a estar funcionando, dichos parámetros son los siguientes:

Refrigerante	R404A
Temperatura de la cámara	-10°C

### **3.7.3 SELECCIÓN DEL EVAPORADOR**

El evaporador seleccionado para esta cámara posee las siguientes especificaciones:

Marca	THERMO-COIL
Modelo	CT-00092
Refrigerante	R404A
Capacidad	500 W (@ -20°C)
Nro. de unidades	2
Defrost	Resistencia eléctrica
Número de aletas	8 por pulgada

### **3.7.3.1 DATOS DE LOS VENTILADORES**

Marca	Everwell
Modelo	FM1-10-1
Voltaje	110
Frecuencia	50/60 Hz
Nro ventiladores	2
Motor	1/3 HP

#### **Dimensiones.**

Altura 0.215 m

Ancho 0.125 m

Largo 0.300 m

### **3.7.4 DISPOSITIVO DE CONTROL DE FLUJO**

El dispositivo de control de flujo es un componente clave en sistemas de refrigeración que tiene la capacidad de generar la caída de presión necesaria entre el condensador y el evaporador en el sistema.

### 3.7.4.1 VÁLVULA DE EXPANSIÓN

La selección de la válvula de expansión la realizaremos basándonos en las capacidades de los evaporadores, del tipo de refrigerante y del sobrecalentamiento de la válvula de expansión.

La elección de la válvula de expansión se la hace tomando en cuenta la capacidad frigorífica de la cámara de congelación. En este caso dentro de la cámara tenemos una carga máxima de 1579.24 W con lo cual se elige una válvula de expansión marca Danfoss modelo 068Z3403 con un cuerpo de válvula en ángulo, entrada de 3/8 de pulgada, salida de 1/2 de pulgada, longitud de tubo capilar 1.5 m y máxima presión de trabajo 34.0 Bar. Se detallan las características específicas en la tabla 3.14 y sus dimensiones en la figura 3.15.

Tabla 3.14 Características de válvula de expansión marca Danfoss 068Z3403

Características	Valor
Tipo	TES 2
Peso	0.305 [kg]
Homologación	GOST AN30
Material del cuerpo	BRONZE
Long. tubo capilar	5,0 ft
Long. tubo capilar [in]	59,0 in
Longitud tubo capilar [mm]	1.500 mm
Tipo conexión (I/O/E)	Roscar/Roscar/Roscar
Dirección	Paso en ángulo
EAN number	5702422114116
Tipo conex. igualación	Roscar
Tipo conex. entrada	Roscar
Tamaño entrada [in]	3/8 IN
Máx. presión de trabajo [bar]	34,0 bar
Máx. pres. trabajo	500 psig
Tipo conex. salida	Roscar
Outlet/Equalization size [in]	1/2 in x 1/4 in
Formato pack	Multi pack
Product description	Thermostatic Expans. Valve
Cantidad por pack	20 PC
Refrigerante(s)	R404A
Refrigerante(s)	R507
Recalentamiento estático (SS)	5,0
Static Superheat (SS) [°F]	9,00 °F
Rango de temperatura [°C]	-40 - 10 °C
Rango de temperatura [°F]	-40 - 50 °F

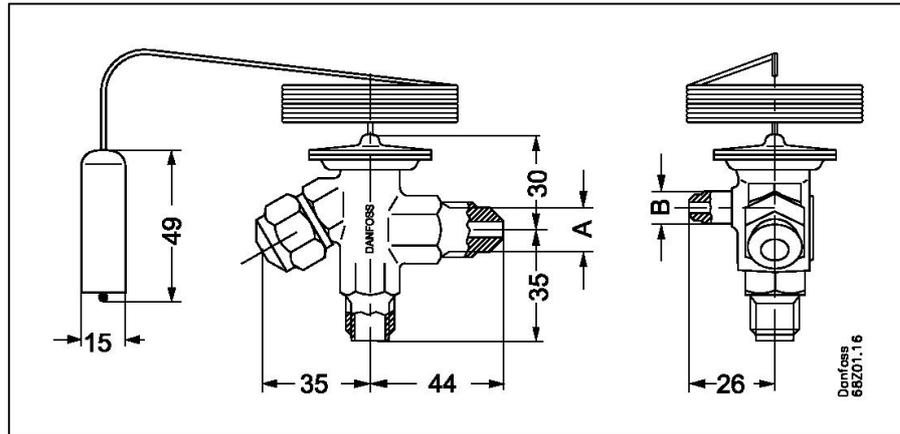


Figura 3.15 Dimensiones de válvula de expansión marca Danfoss 068Z3403

### 3.7.4.1.1 PRINCIPIOS DE SOBRECALENTAMIENTO DE VÁLVULA DE EXPANSION

En una operación ideal de un sistema de refrigeración el evaporador debe estar lleno de líquido en un 75%, dado que así se aprovecha al máximo la superficie del evaporador para la extracción del calor latente ya que recorre la mayor parte en forma líquida y una mínima parte la recorre en forma de vapor extrayendo el calor sensible. Entonces para que al compresor entre solo vapor, el refrigerante debe estar lo suficientemente sobrecalentado (por arriba de la temperatura de ebullición) para garantizar la succión de gas refrigerante y no refrigerante líquido.

Por lo tanto el sobrecalentamiento es el calor agregado al vapor después de la vaporización en la válvula de expansión y se lo determina con una diferencia de temperatura del refrigerante a la entrada y salida del evaporador (figura 3.16), su rango debe estar entre 5°C a 15°C.

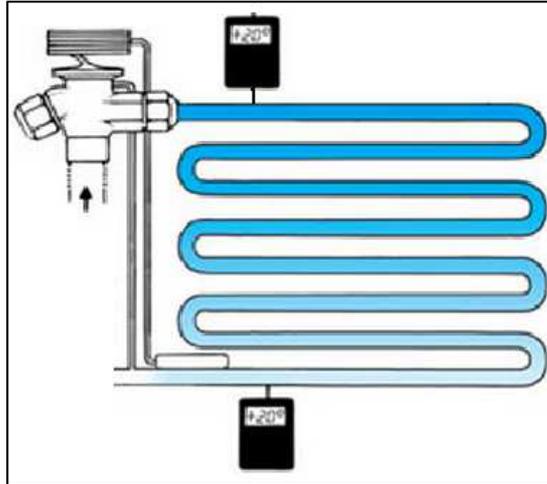


Figura 3.16 Toma de temperaturas para determinar el sobrecalentamiento

Un sobrecalentamiento bajo indica que el refrigerante no absorbió suficiente calor en el evaporador para evaporarlo o que el evaporador está ocupado en su mayoría de refrigerante en forma líquida y si el sobrecalentamiento es excesivo, este indica que el refrigerante ha extraído más calor de lo normal o que el evaporador está ocupado en su mayoría de gas refrigerante. El sobrecalentamiento puede ser regulado mediante la manipulación de la válvula de expansión, esto sería abriendo o cerrando el paso (Figura 3.1)

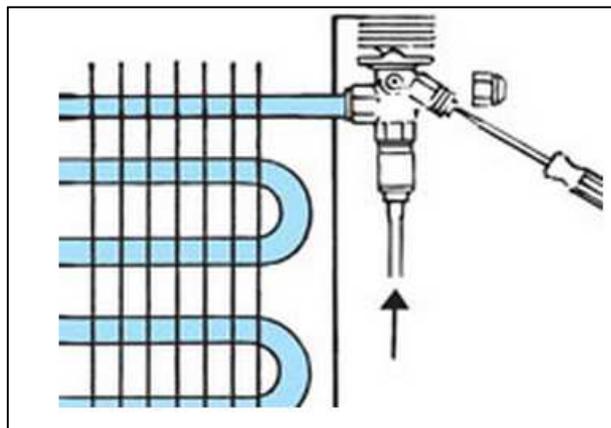


Figura 3.17 Regulación de la válvula de expansión

### **3.7.5 SELECCIÓN DE LAS TUBERÍAS**

Un dimensionamiento correcto de la tubería es un factor importante en el diseño de una instalación. La selección incorrecta, particularmente de la succión, puede conducir a un mal funcionamiento del compresor. Si la velocidad es demasiado alta la caída de presión dentro del sistema será demasiado alta lo que afecta al rendimiento global del sistema.

Para la selección de las cañerías que se utilizará en nuestro banco de pruebas es necesario analizar los tramos críticos, los cuales son:

- Tubería de gas caliente ubicada entre el compresor y el condensador.
- Tubería de líquido ubicada entre la salida del condensador y la válvula de expansión.
- Tubería de succión o aspiración ubicada entre el evaporador y el compresor.

Las velocidades del refrigerante recomendadas para el dimensionamiento de estas tuberías son:

- Tubería de gas caliente: 15 a 25m/s
- Tubería de líquido: 0.5 a 1.25m/s
- Tubería de succión: 8 a 15m/s

#### **3.7.5.1 TUBERÍA DE DESCARGA (LÍQUIDO)**

El diseño de estas tuberías debe ser cuidadosamente seleccionado ya que la posibilidad de que llegue refrigerante líquido al compresor debe ser nula.

Para seleccionar el diámetro de la tubería necesaria para el sistema de refrigeración, nos basamos en la tabla 3.15.

Tabla 3.15 Diámetro de la línea de líquido para refrigerante R404A (Tomado de: Danfoss, 2010)

DIAMETRO DE LA LINEA DE LIQUIDO R404A							
CAPACIDAD FRIGORÍFICA			Longitud equivalente				
Btu/h	Kcal/h	W	8 m	15 m	23 m	30 m	45 m
1000	252	293	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8
3000	756	879	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8
4000	1008	1172	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8
6000	1512	1758	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8
9000	2268	2637	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8
12000	3024	3516	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8
15000	3780	4395	3/8	3/8	3/8	3/8	1/2
18000	4536	5274	3/8	3/8	3/8	1/2	1/2
24000	6048	7032	3/8	3/8	1/2	1/2	1/2
30000	7560	8790	3/8	1/2	1/2	1/2	1/2
36000	9072	10548	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2
42000	10584	12306	1/2	1/2	1/2	1/2	5/8
48000	12096	14064	1/2	1/2	1/2	5/8	5/8
54000	13608	15822	1/2	1/2	1/2	5/8	5/8
60000	15120	17580	1/2	1/2	5/8	5/8	5/8
66000	16632	19338	1/2	1/2	5/8	5/8	5/8
72000	18144	21096	1/2	5/8	5/8	5/8	5/8
78000	19656	22854	5/8	5/8	5/8	5/8	5/8
84000	21168	24612	5/8	5/8	5/8	5/8	7/8
90000	22680	26370	5/8	5/8	5/8	7/8	7/8
120000	30240	35160	5/8	5/8	7/8	7/8	7/8
150000	37800	43950	5/8	7/8	7/8	7/8	7/8
180000	45360	52740	7/8	7/8	7/8	7/8	1 1/8
210000	52920	61530	7/8	7/8	7/8	1 1/8	1 1/8
240000	60480	70320	7/8	7/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8

Por lo tanto se toma una tubería de 3/8".

### 3.7.5.2 TUBERÍA DE SUCCIÓN

La principal preocupación es limitar la caída de presión de manera que no se produzca una evaporación parcial del refrigerante antes de llegar a la válvula de expansión.

Para seleccionar el diámetro de la tubería necesaria para el sistema de refrigeración, nos basamos en la tabla 3.16:

Tabla 3.16 Diámetro de la línea de succión para refrigerante R404A (Tomado de: Danfoss, 2010)

DIAMETRO DE LA LINEA DE SUCCIÓN R404A							
CAPACIDAD FRIGORÍFICA			LONGITUD EQUIVALENTE				
Btu/h	Kcal/h	W	8 m	15 m	23 m	30 m	45 m
1000	252	293	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8
3000	756	879	3/8	3/8	5/8	5/8	5/8
4000	1008	1172	5/8	7/8	7/8	7/8	7/8
6000	1512	1758	5/8	7/8	7/8	7/8	7/8
9000	2268	2637	7/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8
12000	3024	3516	7/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1 3/8
15000	3780	4395	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1 3/8	1 3/8
18000	4536	5274	1 1/8	1 1/8	1 3/8	1 3/8	1 3/8
24000	6048	7032	1 1/8	1 1/8	1 3/8	1 3/8	1 5/8
30000	7560	8790	1 1/8	1 3/8	1 3/8	1 3/8	1 5/8
36000	9072	10548	1 1/8	1 3/8	1 3/8	1 5/8	1 5/8
42000	10584	12306	1 1/8	1 3/8	1 3/8	1 5/8	1 5/8
48000	12096	14064	1 1/8	1 3/8	1 5/8	1 5/8	1 5/8
54000	13608	15822	1 3/8	1 3/8	1 5/8	1 5/8	1 5/8
60000	15120	17580	1 3/8	1 3/8	1 5/8	1 5/8	2 1/8
66000	16632	19338	1 3/8	1 5/8	1 5/8	1 5/8	2 1/8
72000	18144	21096	1 3/8	1 5/8	2 1/8	2 1/8	2 1/8
78000	19656	22854	1 5/8	2 1/8	2 1/8	2 1/8	2 1/8
84000	21168	24612	1 5/8	2 1/8	2 1/8	2 1/8	2 5/8
90000	22680	26370	2 1/8	2 1/8	2 1/8	2 5/8	2 5/8
120000	30240	35160	2 1/8	2 1/8	2 5/8	2 5/8	2 5/8
150000	37800	43950	2 1/8	2 5/8	2 5/8	2 5/8	3 1/8
180000	45360	52740	2 1/8	2 5/8	2 5/8	2 5/8	3 1/8
210000	52920	61530	2 5/8	2 5/8	3 1/8	3 1/8	3 5/8
240000	60480	70320	2 5/8	2 5/8	3 1/8	3 1/8	3 5/8

Por lo tanto se toma una tubería de 5/8".

### 3.7.6 DISPOSITIVOS ADJUNTOS

Estos dispositivos son aquellos que se utilizan para un correcto funcionamiento del sistema, ya sea por seguridad o prevención, entre ellos tenemos:

#### 3.7.6.1 FILTRO SECADOR

Se utilizaron dos filtros secadores. Uno para un funcionamiento normal y otro sub-dimensionado.

Estos filtros tienen las siguientes características, como se indica en la tabla 3.17:

Tabla 3.17 Filtros secadores utilizados

PART No.	MAXIMUM LIQUID FLOW CAPACITY (TONS)							
	WORKING PRESSURE	R134a	R12	R22	R410	R407C	R404A R507	R502
SK-052	600	2.1	1.7	2.2	2.2	2.2	1.5	1.5
SK-052S	600	3.6	3.0	4.0	4.0	4.0	2.6	2.6
SK-053	600	4.6	3.8	5.0	5.0	5.0	3.3	3.3
SK-053S	600	6.7	5.5	7.3	7.3	7.3	4.8	4.7
SK-082	600	2.1	1.7	2.2	2.2	2.2	1.5	1.5
SK-082S	600	3.6	3.0	4.0	4.0	4.0	2.6	2.6
SK-083	600	5.5	4.5	5.9	5.9	5.9	4.0	3.9
SK-083S	600	7.4	6.1	8.1	8.1	8.1	5.4	5.3

### 3.7.7 DISPOSITIVOS DE INSTRUMENTACIÓN, CONTROL Y ADQUISICIÓN DE DATOS

Para la adquisición de datos se van a utilizar instrumentos de la marca Full Gauge

#### 3.7.7.1 TERMÓMETRO

Termómetro con hasta tres sensores que presenta el cálculo de la temperatura diferencial y promedio entre los sensores. Posee comunicación serial para conexión con computadora.

Dimensiones: 71x28x71mm. El termostato utilizado se lo indica en la figura 3.18.



Figura 3.18 Termómetro utilizado para la adquisición de datos

### 3.7.7.2 PRESOSTATOS

Para sistemas de refrigeración, posee 5 salidas para control, siendo 4 digitales y 1 analógica (0-10Vdc) para control proporcional vía inversor de frecuencia. Además de esto, posee una salida digital auxiliar (contacto NC) la cual puede ser usada para señalar la presión fuera del rango de trabajo (sub o sobrepresión) o sensor inoperante.

Opera en rangos independientes de presión, de 0 a 100 psi (succión) o de 0 a 500 psi (descarga). Dimensiones: 71x28x71mm. Este termostato se lo indica en la figura 3.19.



Figura 3.19 Presostatos utilizados para la adquisición de datos

### 3.7.7.3 TRANSDUCTORES DE PRESIÓN

Producido en acero inoxidable, tiene grado de protección. Con alta estabilidad y precisión, opera entre  $-40$  y  $100$  °C para fajas de presión de 0 a 100 psi o de 0 a 500 psi. Su conexión es  $\frac{1}{4}$ " SAE macho y posee señal de

salida en tensión de 0.5 a 4.5 V.CC y en corriente de 4 a 20mA. El transductor SB69 se lo representa en la figura 3.20.



Figura 3.20 Sensor utilizado para la adquisición de datos

#### 3.7.7.4 CONVERTIDOR DE DATOS

La Interface CONV 32de Full Gauge permite que los controladores Full Gauge con comunicación serial sean conectados a una PC que posea un puerto de comunicación USB, se lo representa en la figura 3.21.

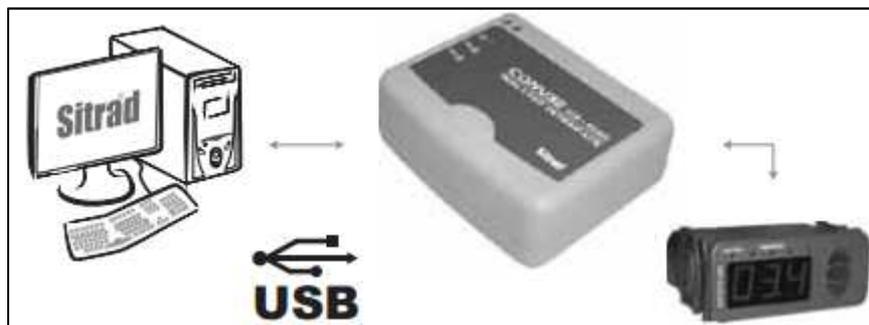


Figura 3.21 Convertidor de datos de los instrumentos

### 3.7.8 DISPOSITIVOS DE CONTROL ELÉCTRICO

#### 3.7.8.1 VÁLVULA SOLENOIDE

En la mayoría de las aplicaciones de refrigeración es necesario abrir o detener el flujo en un circuito de refrigerante, para poder controlar automáticamente el flujo de fluidos en el sistema. Para este propósito, se utiliza

una válvula solenoide operada eléctricamente. Su función básica es la misma que una válvula de paso operada manualmente pero, siendo accionada eléctricamente, puede ser controlada convenientemente por interruptores eléctricos simples. Esta válvula tiene que ser colocada antes de la válvula de expansión.

Para la selección de la válvula es necesario definir el tipo de refrigerante y el diámetro de la tubería. De esta forma seleccionamos la siguiente válvula solenoide indicando sus características en la tabla 3.18:

Tabla 3.18 Descripción de la válvula solenoide

<b>Marca:</b>	Emerson
<b>Modelo:</b>	200 RB
<b>Diámetro de tubería:</b>	3/8"
<b>Nro. de unidades:</b>	1
<b>Número de vías</b>	2
<b>Tipo</b>	NC
<b>Accionamiento</b>	Piloto tipo pistón

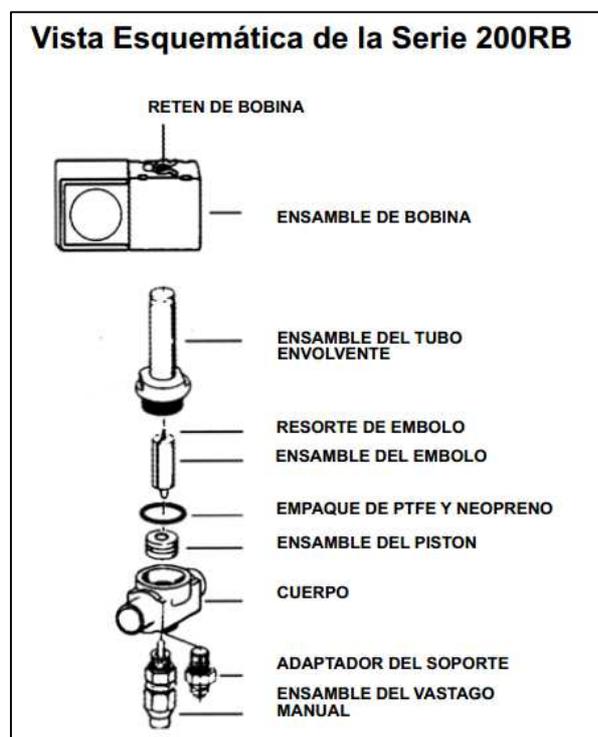


Figura 3.22 Esquema de válvula solenoide

Esta válvula se la adquiere con una bobina por separado la cual se detalla a continuación:

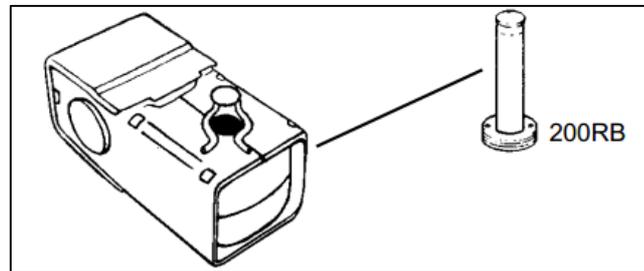


Figura 3.23 Bobina de válvula solenoide

Tabla 3.19 Características de bobina de válvula solenoide

Modelo	Opciones de voltaje	Largo de cable	
5578-AMG-33606	120-240V / 50-60 Hz.	6" (15 cm)	CAJA DE CONEXIONES
5499-AMG-25861	24V DC		
5580-AMC-25872	24V / 50-60 Hz.	18" (45 cm)	1/2" TUBO CONDUIT -18A
5579-AMC-33291	12V DC		

### 3.7.9 SELECCIÓN DE DISPOSITIVOS ELÉCTRICOS

Para un correcto funcionamiento del sistema eléctrico, se realizaron las siguientes adquisiciones de instrumentos.

#### 3.7.9.1 BOTONERA METÁLICA SOBREPUESTA “CAMSCO”

##### ESPECIFICACIONES

	N° DE POLOS	3
	TIPO	On / off
	AMPERAJE	15 Amp
	KW	2.2

Figura 3.24 Especificaciones de la botonera metálica sobrepuesta CAMSCO

### 3.7.9.2 BREAKERS PARA RIEL “CAMSCO”

#### ESPECIFICACIONES

	<table border="1"><tr><td>N° DE POLOS</td><td>2</td></tr><tr><td>AMPERAJE</td><td>16 Amp</td></tr><tr><td>VOLTAJE</td><td>415 V</td></tr><tr><td>CAPACIDAD DE INTERRUPCIÓN</td><td>6 KA (415 V)</td></tr></table>	N° DE POLOS	2	AMPERAJE	16 Amp	VOLTAJE	415 V	CAPACIDAD DE INTERRUPCIÓN	6 KA (415 V)
N° DE POLOS	2								
AMPERAJE	16 Amp								
VOLTAJE	415 V								
CAPACIDAD DE INTERRUPCIÓN	6 KA (415 V)								
	<table border="1"><tr><td>N° DE POLOS</td><td>3</td></tr><tr><td>AMPERAJE</td><td>20 Amp</td></tr><tr><td>VOLTAJE</td><td>415 V</td></tr><tr><td>CAPACIDAD DE INTERRUPCIÓN</td><td>6 KA (415 V)</td></tr></table>	N° DE POLOS	3	AMPERAJE	20 Amp	VOLTAJE	415 V	CAPACIDAD DE INTERRUPCIÓN	6 KA (415 V)
N° DE POLOS	3								
AMPERAJE	20 Amp								
VOLTAJE	415 V								
CAPACIDAD DE INTERRUPCIÓN	6 KA (415 V)								

Figura 3.25 Especificaciones de los breakers para riel CAMSCO

### 3.7.9.3 CONTACTOR MAGNÉTICO “CAMSCO”

#### ESPECIFICACIONES

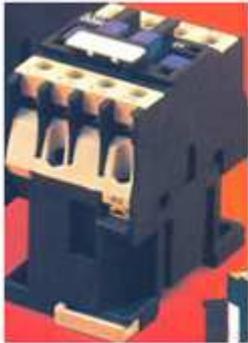
	<table border="1"><tr><td>N° DE FASES</td><td>3</td></tr><tr><td>AMPERAJE</td><td>18 Amp</td></tr><tr><td>VOLTAJE</td><td>220 V</td></tr><tr><td>VOLTAJE DE LA BOBINA</td><td>110 v</td></tr><tr><td>HP</td><td>3</td></tr><tr><td>KW</td><td>2.2</td></tr></table>	N° DE FASES	3	AMPERAJE	18 Amp	VOLTAJE	220 V	VOLTAJE DE LA BOBINA	110 v	HP	3	KW	2.2
N° DE FASES	3												
AMPERAJE	18 Amp												
VOLTAJE	220 V												
VOLTAJE DE LA BOBINA	110 v												
HP	3												
KW	2.2												

Figura 3.26 Especificaciones del contactor magnético CAMSCO

### 3.7.9.4 RELAY “CAMSCO”

#### ESPECIFICACIONES

	FORMULARIO DE CONTACTO	4A 4B
	CAPACIDAD DE CONTACTO	10 Amp
	VOLTAJE DE LA BOBINA	110 V

Figura 3.27 Especificaciones del relay CAMSCO

### 3.7.9.5 SELECTORES “CAMSCO”

#### ESPECIFICACIONES

	N° DE POSICIONES	2
	CONFIGURACIÓN DE CONTACTO	1 N/O
	N° DE POSICIONES	2
	CONFIGURACIÓN DE CONTACTO	1 N/O + 1 N/C

Figura 3.28 Especificaciones de los selectores CAMSCO

### 3.7.9.6 LUCES PILOTO “CAMSCO”

#### ESPECIFICACIONES

	<b>COLOR</b>	Verde
	<b>VOLTAJE</b>	On / off
	<b>FRECUENCIA</b>	50 / 60 Hz
	<b>COLOR</b>	Roja
	<b>VOLTAJE</b>	On / off
	<b>FRECUENCIA</b>	50 / 60 Hz
	<b>COLOR</b>	Azul
	<b>VOLTAJE</b>	On / off
	<b>FRECUENCIA</b>	50 / 60 Hz

Figura 3.29 Especificaciones de las luces piloto CAMSCO

## CAPÍTULO 4: CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE

### 4.1 PROCESOS DE CONSTRUCCIÓN

Una vez se estableció el diseño mediante los cálculos en el diseño térmico, mecánico y eléctrico, se procedió a realizar el proceso de construcción y montaje de la estructura como también de los componentes del banco de simulación de fallas. Con este fin, se decidió realizar un diseño que se adapte a las necesidades de ubicación y accesibilidad de todos los instrumentos necesarios para un buen funcionamiento del sistema. Los planos del bastidor se pueden visualizar en el Anexo F, los planos 1, 2, 3, 4 y 5 y los materiales utilizados se pueden verificar en el capítulo 6.

Para el proceso de construcción del bastidor que consta de la estructura metálica y del tablero, se siguen los pasos que se describen a continuación.

#### 4.1.1 ESTRUCTURA METÁLICA Y TABLERO

1. Se cortaron tanto el tubo rectangular como las correas en G para luego formar y soldar el soporte de la estructura como se indica en la figura 4.1

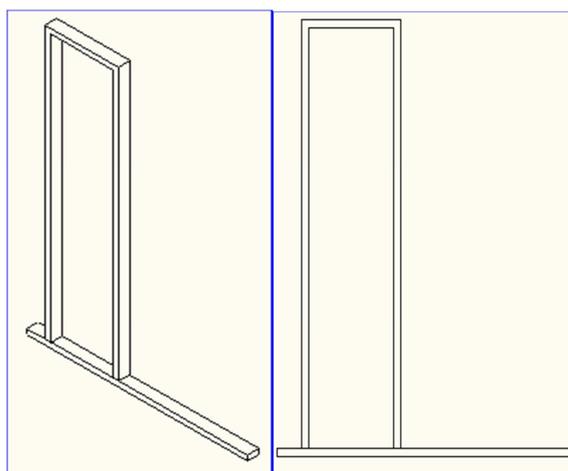


Figura 4.1 Perfiles metálicos para bastidor

2. Se cortaron las planchas metálicas a su medida y mediante el uso del pegamento SIKAFLEX 250 se cubrió todo el soporte de la estructura como se indica en la figura. 4.2.

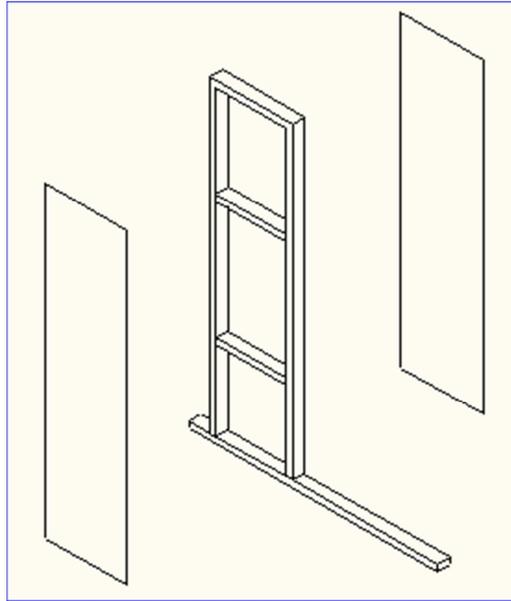


Figura 4.2 Unión de esqueleto con soportes

3. Se cortaron los ángulos con las medidas requeridas para formar el esqueleto del tablero y luego se soldó como se indica en la figura 4.3.

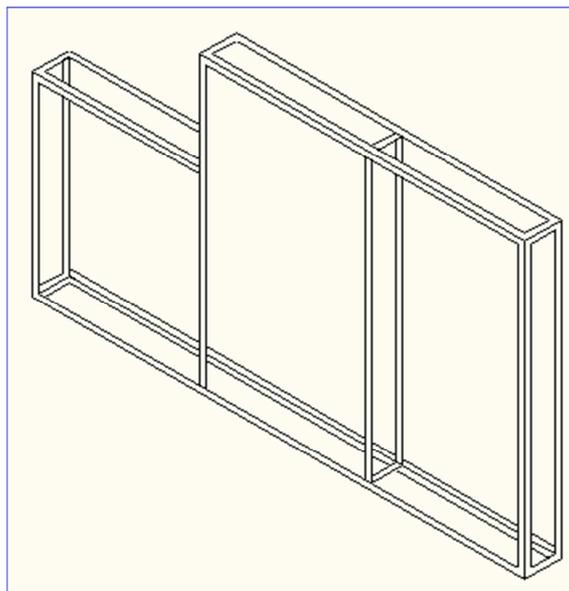


Figura 4.3 Soldadura del esqueleto del tablero

4. Se procedió a cortar la plancha, se la dobló formando así una estructura firme como se indica en la figura 4.4.

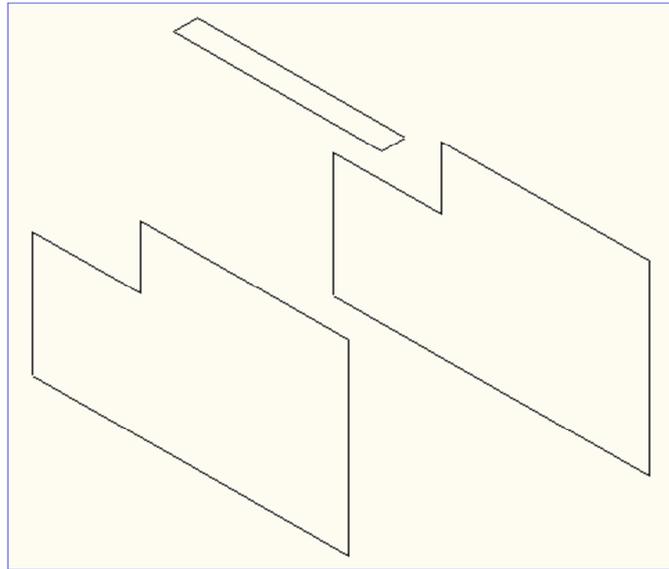


Figura 4.4 Corte de plancha metálica

5. Con el pegamento SIKAFLEX 250 se pegaron las planchas metálicas ya cortadas, cubriendo todo el esqueleto y formando así el tablero, como se ilustra en la siguiente figura.

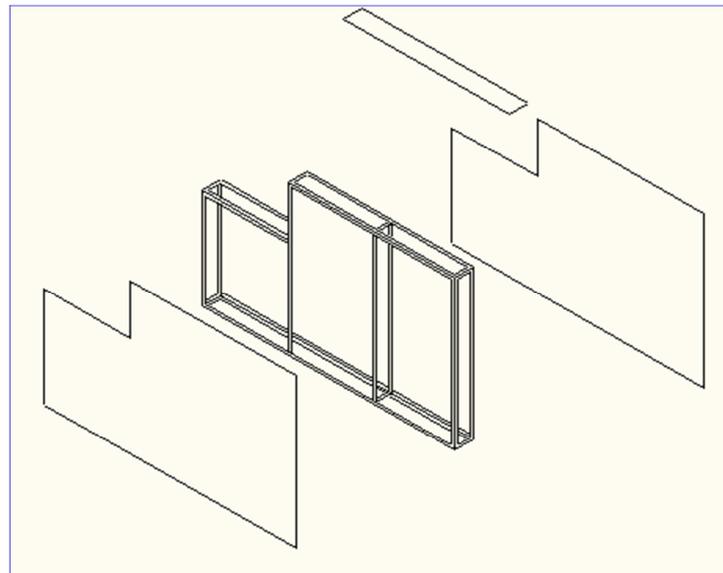


Figura 4.5 Tablero con soportes montados

6. Se colocaron pernos tanto el tablero con el soporte y la mesa de apoyo. Esto se indica en la figura 4.6.

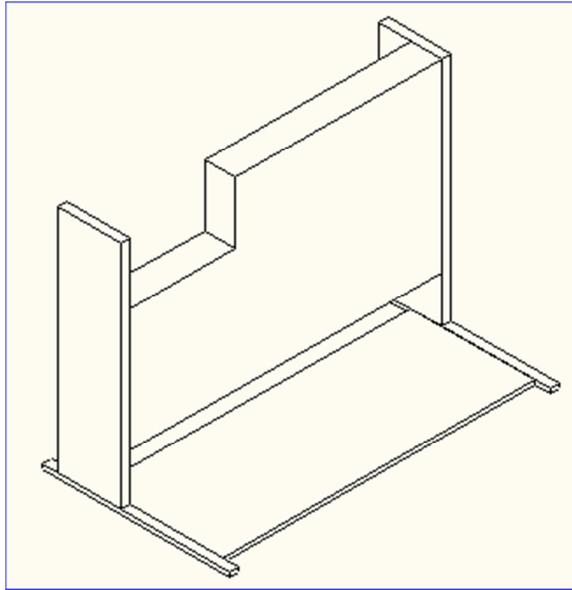


Figura 4.6. Unión de la mesa de apoyo con el bastidor

7. Para finalizar, se procedió a pintar los soportes, tablero y mesa de apoyo como se indica en la figura 4.7.

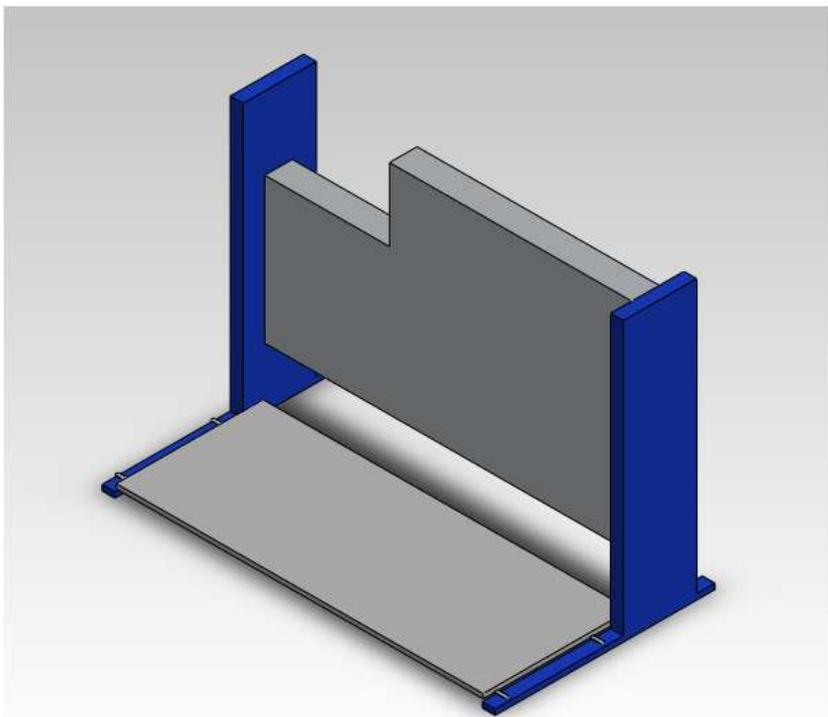


Figura 4.7. Pintura de la estructura

Para ver fotos de construcción, dirigirse al Anexo G

#### 4.1.2 CÁMARA DE REFRIGERACIÓN

Para la construcción y montaje de la cámara de refrigeración se siguieron los siguientes pasos:

1. Se cortó la plancha metálica, se soldó y se formaron las paredes internas de la unidad de acuerdo a las medidas.
2. Se cortó la plancha de MDF, se atornilló para unir las partes cortadas y se formaron las paredes externas de la unidad.
3. Se colocó el aislante térmico en medio de las dos paredes mediante la mezcla de los dos componentes para producir el poliuretano expandido (rígido).
4. Se le dio un fondo y se procedió a pintar.
5. Se colocó la tapa de la unidad de congelamiento con el respectivo sello hermético y un pivote para su adecuada apertura.

Los procesos de elaboración de la cámara se lo indican en la figura 4.8.



Figura 4.8 Elaboración de la cámara de congelamiento

Las medidas de la cámara fueron definidas en la figura 3.3.

## **4.2 UBICACIÓN DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA**

Cuando la estructura fue armada y ubicada, se trazó un circuito previo en el tablero tomando en cuenta el gráfico realizado en la figura 3.12 en el cual se presentan los accesorios y el trazado de las líneas de las cañerías teniendo en cuenta las buenas prácticas de refrigeración. De esta manera se procedió a la ubicación de cada uno de los elementos constitutivos del sistema de refrigeración.

### **4.2.1 EQUIPOS**

Para la ubicación y montaje de los equipos se deben tomar en cuenta los siguientes factores.

#### **4.2.1.1 UNIDAD CONDENSADORA**

- Se deben establecer las dimensiones tales para que la circulación del flujo de aire no se encuentre restringido y evitar la recirculación.
- El trazado y montaje de las cañerías.
- Establecer dimensiones adecuadas para realizar trabajos de mantenimiento.
- Antes de instalar el compresor o unidad condensadora, se debe comprobar que el sistema de refrigeración esté limpio y seco.

La unidad condensadora CAJ9510Z MHR la misma que se utilizó se muestra en la figura 4.9.



Figura 4.9. Unidad condensadora CAJ9510Z MHR

#### 4.2.1.1.1 SOPORTES ANTIVIBRACIÓN DE LA UNIDAD CONDENSADORA

Los soportes anti-vibración sirven para reducir la transmisión de vibraciones desde el compresor al chasis. Se colocaron cuatro soportes de goma entre la unidad condensadora y el bastidor. Los agujeros para los soportes de goma estaban ya ubicados en la unidad condensadora. La ubicación de la unidad condensadora en la mesa de apoyo se muestra en la figura 4.10

Para evitar un ajuste excesivo, los valores de torque recomendados son los siguientes:

- 8 mm (tornillos = 8 a 13 Nm (80 a 130 Kg cm))

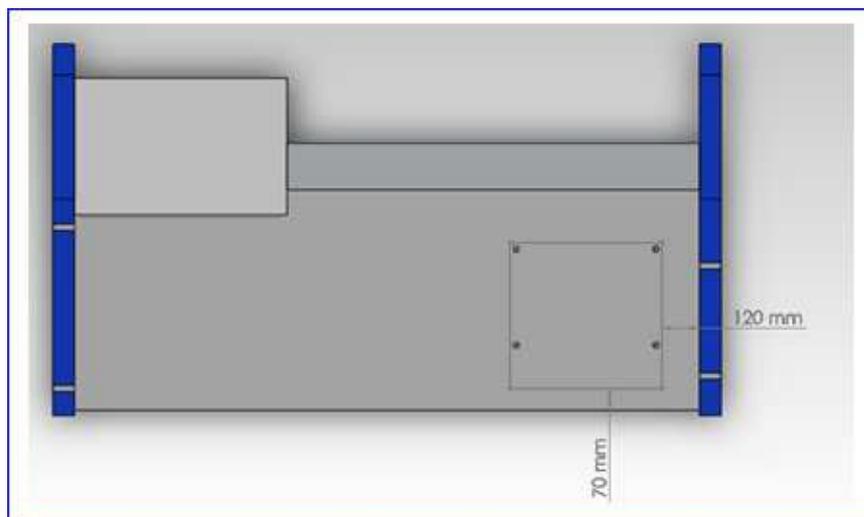


Figura 4.10 Ubicación de la unidad condensadora en la mesa de apoyo. Vista superior

#### 4.2.1.2 BOMBA PARA VACÍO

Para la ubicación de la bomba de vacío, se tomó en cuenta que esta debe mantenerse cerca de la unidad condensadora ya que ahí es donde se realiza el proceso de vacío del sistema como se indica en la figura 4.11 y 4.12.



Figura 4.11. Ubicación de la bomba de vacío en la mesa de apoyo

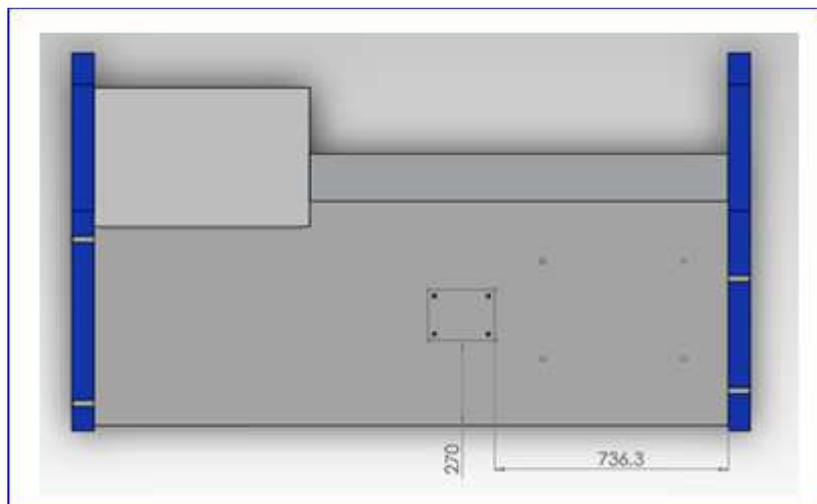


Figura 4.12. Ubicación de la bomba para vacío en la mesa de apoyo. Vista superior

#### 4.2.1.3 RECUPERADOR DE GAS REFRIGERANTE

Para la ubicación del recuperador de gas, se consideraron las siguientes recomendaciones:

- Establecer el espacio adecuado para el montaje de las cañerías y conexiones del sensor del tanque.
- Establecer la mejor ubicación para poder observar los manómetros del equipo.
- El cilindro del recuperador no debe ser fijado a la mesa de apoyo ya que este debe tener la facilidad de transportarse.

La ubicación del recuperador de refrigerante en la mesa de apoyo se lo indica en la figura 4.13.

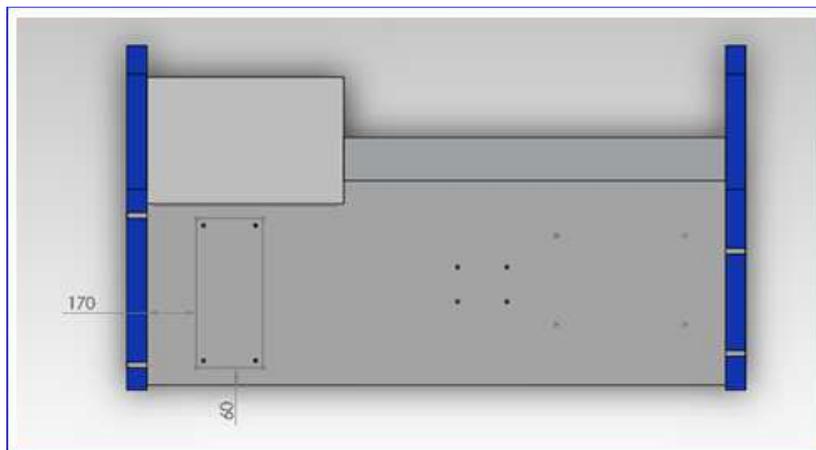


Figura 4.13. Ubicación del recuperador de refrigerante en la mesa de apoyo.  
Vista superior

#### 4.2.1.4 EVAPORADOR

Para la ubicación y adquisición de los evaporadores se tomaron en cuenta los siguientes aspectos:

- Dimensiones de la cámara o el ambiente a enfriar.
- Establecimiento de la ubicación de los accesorios.
- Establecimiento del trayecto de las cañerías.
- Se instalaron dos ventiladores para disipar el aire frío, de tal manera que cubra todo el espacio a enfriar

Las características de los evaporadores y ventiladores se los especificaron en el apartado 3.6.3. Estos se los representa en la figura 4.14.



Figura 4.14. Evaporadores y ventiladores del sistema

## 4.2.2 INSTALACIÓN DE ACCESORIOS

Los accesorios son parte indispensable para un buen funcionamiento del banco de pruebas, la instalación de los accesorios empleados se describe a continuación.

### 4.2.2.1 CAÑERÍAS DE COBRE

En el campo de la refrigeración, el funcionamiento del equipo depende de la atención cuidadosa a los detalles. La tubería que lleva el refrigerante a los diversos componentes se considera como una parte vital del sistema por lo tanto su instalación debe ser realizada con mucho cuidado y precaución para evitar humedad y fugas posteriores con el sistema presurizado. Se deben tomar en cuenta los diámetros de tuberías calculados en el apartado 3.7.5.

Para una correcta instalación se debe tomar en cuenta los siguientes aspectos:

- Realizar cortes con herramientas específicas y eliminar rebabas
- Abocardados para uniones roscadas
- El doblado debe realizarse de tal manera que en el mismo no se encuentren obstrucciones de tubería
- Llevar a cabo operaciones de corte y doblado cuidadosamente con el fin de evitar que el polvo y las virutas puedan contaminar el sistema.

- No se debe utilizar una sierra para cortar la tubería y emplear una herramienta de doblado del diámetro correcto para evitar daños a la tubería.
- Soldar uniones manteniendo las correctas prácticas de solda oxiacetilénica. Para sistemas de refrigeración industriales se recomiendan las conexiones soldadas en vez de las roscadas para evitar fugas. Estas diferencias se pueden apreciar en la figura 4.15.



Figura 4.15 Uniones soldadas y roscadas usadas en el sistema

#### 4.2.2.2 VÁLVULAS DE PASO

Para la instalación de las válvulas de paso (Figura 4.16) se deben tomar en cuenta los siguientes aspectos:

- Respetar el sentido de flujo del fluido
- La medida de la válvula depende de los requerimientos del circuito de refrigeración



Figura 4.16 Válvula de paso usada en el sistema de refrigeración

### 4.2.2.3 FILTRO SECADOR

Para la instalación del filtro secador (Figura 4.17) se deben tomar en cuenta los siguientes aspectos:

- Respetar el sentido de flujo del fluido
- Se ubican antes de la válvula solenoide



Figura 4.17 Filtro secador

### 4.2.2.4 VISOR DE LÍQUIDO

Para la instalación del visor de líquido (Figura 4.18) se deben tomar en cuenta los siguientes aspectos:

- Respetar el sentido de flujo del fluido
- Se debe colocar en la línea de alta presión, antes de la válvula solenoide



Figura 4.18. Visor del líquido

#### 4.2.2.5 VÁLVULA SOLENOIDE

Para la instalación de la válvula solenoide (Figura 4.19) se deben tomar en cuenta los siguientes aspectos:

- Respetar el sentido de flujo del fluido
- Identificar el voltaje que utiliza la bobina
- Se ubica antes de la válvula de expansión



Figura 4.19 Válvula solenoide

#### 4.2.2.6 VÁLVULA DE EXPANSIÓN TERMOSTÁTICA

Para la instalación de la válvula de expansión termostática (Figura 4.20) se deben tomar en cuenta los siguientes aspectos:

- La distancia entre la válvula de expansión y el evaporador debe ser la más cercana posible
- Debe colocarse el orificio
- El bulbo se sujeta con una abrazadera a la cañería de succión lo más cerca posible al evaporador
- El bulbo debe estar sujeto en la parte superior de la cañería, nunca en las parte inferior
- Evitar que el bulbo esté en contacto con flujos de aire



Figura 4.20 Válvula de expansión termostática

#### 4.2.2.7 RESISTENCIAS

Se ubicaron cuatro resistencias en la parte posterior del evaporador y dos en la parte baja, con el fin de realizar deshielo y administrar cargas al sistema. Cada resistencia tiene una potencia de 280W. Estas resistencias son secas (Figura 4.21).



Figura 4.21 Resistencias eléctricas

#### 4.2.2.8 AISLAMIENTO TÉRMICO

Para evitar el condensado en la línea de succión, se debe aislar la tubería de baja presión. Para esto se utilizó un polímero impermeable. También es propenso a condensar a la salida de la válvula de expansión. El aislante térmico se lo representa en la figura 4.22.



Figura 4.22. Ubicación del aislamiento térmico

### 4.3 INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN Y ADQUISICIÓN DE DATOS

#### 4.3.1 PRESOSTATO PCT-400Ri plus Y TERMÓMETRO TI – 33Ri plus

Para la ubicación del display de los presostatos y termómetro (Figura 4.24), se realizó una perforación en el tablero de control. Las medidas para perforación se indican en la figura 4.23. Se deben considerar medidas de acuerdo a la posición en el panel. La ubicación final se indica en la figura 4.24.

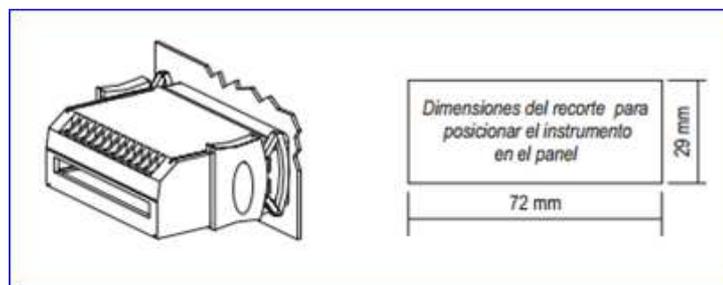


Figura 4.23 Dimensiones de corte para montaje de displays de presostatos y termómetro



Figura 4.24 Montaje final de presostatos y termómetro



Figura 4.25 Display de presostato

### 4.3.2 TRANSDUCTOR DE PRESIÓN SB-69

Para el montaje de los transductores de presión (Figura 4.26) deben tomarse en cuenta los siguientes aspectos:

- Se debe identificar la mejor ubicación para montar los transductores, en este caso, tanto el sensor de alta presión como el de baja presión fueron ubicados en lugares estratégicos donde son fácilmente accesibles para cualquier eventualidad de cambio.
- Los cables de sensores y de señales de computadora pueden estar juntos, sin embargo no en la misma conducción por donde pasan alimentación eléctrica y activación de cargas.

El sensor de 0 – 500psi se conecta al presostato de alta presión. De igual manera el presostato 0 – 100psi se conecta al presostato de baja presión.



Figura 4.26 Transductor de presión

### 4.3.3 SONDA DE TEMPERATURA

Para el montaje de la sonda de temperatura (Figura 4.27) se estimaron los puntos de control en el sistema (temperatura de evaporación, temperatura de condensación, temperatura del ambiente refrigerado). Para la temperatura de evaporación, se ubicó una sonda a la salida del evaporador; para la temperatura de condensación, se ubicó una sonda a la salida del condensador y para el ambiente a refrigerar, una sonda dentro de la cámara.



Figura 4.27 Sonda de temperatura

#### **4.3.4 CONVERTIDOR DE DATOS CONV-32**

Para el montaje del convertidor de datos (Figura 4.28), se deben considerar medidas para la ubicación, de acuerdo a la extensión de los cables de adquisición de datos proveniente de los diferentes presostatos y termómetro.



Figura 4.28 Convertidor de datos

Para ver las conexiones de los transductores, sondas, presostatos y convertidor de datos, dirigirse al Anexo B.

#### **4.4 DISPOSITIVOS ELÉCTRICOS**

Para la ubicación y montaje de los dispositivos eléctricos (Figura 4.29), de acuerdo a los requerimientos del sistema, se realizó la debida distribución y con la ayuda de herramientas de corte se perforó el panel fijando así luces pilotos, selectores y pulsadores. Los contactores y relés se ubicaron en rieles cumpliendo con las normas eléctricas establecidas para estos dispositivos.



Figura 4.29 Ubicación de los dispositivos eléctricos

#### **4.4.1 INSTALACIÓN ELÉCTRICA**

La instalación eléctrica del sistema, se realizó manteniendo el orden en el cableado, cumpliendo con las normas de seguridad y protección para los dispositivos (Ver Anexo D).

#### **4.5 PUESTA A PUNTO DEL SISTEMA**

Antes de arrancar el sistema es necesario realizar pruebas de fugas, vacío del sistema y carga del refrigerante.

##### **4.5.1 DETECCIÓN DE FUGAS**

Una vez instalado el sistema, se procedió a realizar pruebas de fugas en las uniones roscadas y soldadas. El procedimiento se detalló en el apartado 2.4.2. El sistema se presurizó con Nitrógeno hasta 250 Psi tanto en el lado de alta como en el de baja. Y mediante una solución de agua jabonosa, se procedió a detectar las posibles fugas y corregirlas. En la figura 4.30 se muestra una conexión con fugas.



Figura 4.30 Conexión con fugas

#### **4.5.2 PROCESO DEL VACÍO DEL SISTEMA**

Una vez que el sistema se encuentre hermético, se procedió a realizar un vacío general del sistema. La información sobre este procedimiento se detalló en el apartado 2.4.1.

Para realizar el vacío particular en este sistema, previamente se presurizó el banco hasta 250 Psi con nitrógeno seco (Figura 4.31). Se lo despresurizó y seguidamente se abrieron las válvulas de servicio para realizar el vacío por alta y por baja simultáneamente. La evacuación de ambos lados ayuda a reducir la cantidad de tiempo necesario para tener un vacío adecuado. Se conectaron las mangueras correspondientes al manifold y la manguera de servicio a la bomba como se detalla en la figura 4.32. Se enciende la bomba para vacío y durante 30 min realizamos el correspondiente vaciado.

Se presurizó el sistema nuevamente realizando el mismo proceso, con el objetivo de remover impurezas que se encuentren en el sistema hasta realizar vacío de nuevo. Se realizó una tercera presurización, pero esta vez con una mezcla 75% Nitrógeno y 25% refrigerante para hacer un barrido de impurezas y

eliminar casi por completo los excesos de suciedad. Se volvió a realizar el correspondiente vacío durante 30 min. De esta forma el sistema quedó listo para realizar la respectiva carga de refrigerante.



Figura 4.31 Tanque de Nitrógeno usado para presurizar el sistema

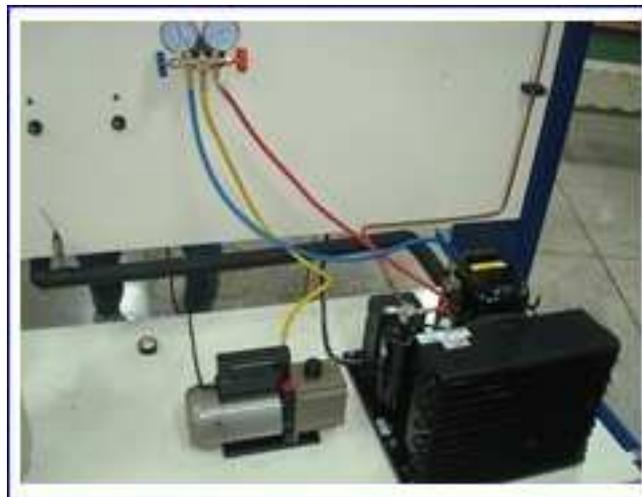


Figura 4.32 Conexiones para realizar vacío al sistema

El compresor no debe ser utilizado para crear el vacío. Nunca encienda un compresor cuando se esté realizando vacío al sistema.

### 4.5.3 CARGA DE REFRIGERANTE

Una vez corregidas las fallas y realizado vacío al sistema, se procedió a cargar el refrigerante de la siguiente manera:

1. Se conectó la manguera amarilla al cilindro de refrigerante.
2. Sin apretar la manguera se liberó un poco de refrigerante con el fin de purgar la manguera.
3. Se apretó la manguera en la válvula de servicio del cilindro de refrigerante, y soltó un poco del mismo.
4. Se abrió el la llave del manifold del lado de baja y se dejó que se igualen las presiones.
5. Se procedió a encender el sistema para que el compresor succione refrigerante.

La determinación de la carga correcta de refrigerante, se trató en el apartado 2.4.3.2. Las conexiones de mangueras se pueden visualizar en la figura 4.33.



Figura 4.33 Conexiones para realizar vacío al sistema

El sistema sólo se debe cargar con el refrigerante correspondiente indicado en la placa de identificación del compresor.

## **CAPITULO 5: PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO Y TOMA DE DATOS**

### **5.1 PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO**

Una vez que el sistema estuvo cargado correctamente y que no existían fugas de refrigerante, se procedió a realizar las pruebas de funcionamiento del sistema para verificar que todos los elementos constitutivos del sistema estén funcionando correctamente, que las presiones y temperaturas de trabajo estén bajo los parámetros correctos para un óptimo funcionamiento del sistema. Para realizar esto deben tenerse en cuenta los aspectos citados a continuación

#### **5.1.1 FLUJO DE AIRE**

Aparte del enfriamiento del compresor, el flujo de aire de condensación se utilizó para asegurar el intercambio de calor eficiente en el condensador y, por lo tanto, afecta directamente a la temperatura de condensación.

Es importante proporcionar un buen suministro de aire al condensador por lo que este aire debe ser lo más frío posible. Hay que tener en cuenta los siguientes puntos con respecto al flujo de aire:

- Asegurarse que la unidad condensadora no está cubierta con suciedad. Esto es de vital importancia para mantener el flujo libre del aire de entrada y salida del condensador y para mantener los dos flujos separados.
- Retirar cualquier obstáculo a la circulación de aire. El posicionamiento de la unidad es muy importante. Se debe evitar la recirculación del aire que ya enfrió el condensador. Si esto sucede, puede llevar a que el aire que pasa por el condensador sea varios grados (a veces hasta 10 °C) más caliente, lo cual reduce la eficiencia de refrigeración y pueden activar los dispositivos de seguridad, así como la reducción de la vida útil del el compresor.

### **5.1.2 SOBRECARGA CON REFRIGERANTE**

Cuando un sistema ha sido dramáticamente cargado de refrigerante, éste puede, en casos muy raros, provocar la ruptura de la carcasa del compresor.

La inmersión del motor, el pistón y el cilindro en el refrigerante tendrá un efecto hidráulico, es decir que bloquea el rotor del compresor.

Al cargar el sistema de refrigeración con el refrigerante del cilindro de carga nunca debe dejarse conectado al sistema, incluso si la válvula del cilindro o la válvula del colector están cerradas. Cualquier fuga de cualquiera de estas válvulas causará la sobrecarga del sistema

### **5.2 CALIBRACIÓN DE PRESOSTATOS**

El fabricante Tecumseh Europa certifica que las unidades de condensación de la serie CAJ se ponen a prueba a las presiones siguientes:

- Baja presión: 22 Bar
- Alta presión de 28 Bar.

Los rangos para calibración del presostato tanto como alta y baja presión según la unidad condensadora se indican en la siguiente tabla:

Tabla 5.1 Rangos de presiones de trabajo de unidad condensadora

MAP / R-404A

Tipos	Dimensiones grupos [mm]	Peso neto grupos [kg]	Dimensiones entrada salida (ø) frigorífica		Caudal de aire del condensador [m³/h]	Potencia acústica [dBA]	Presostato	
			Aspiración [in - mm]	Línea líquido [in - mm]			AP [bar]	BP [bar]
CAE9450ZMHR CAR	650x500x460	34	3/8 - 9,5	1/4 - 6,3	980	66	30,7 - 25	1,5 - 3
CAE9460ZMHR CAR	650x500x460	34	3/8 - 9,5	1/4 - 6,3	980	66	30,7 - 25	1,5 - 3
CAE9470ZMHR CAR	650x500x460	35	3/8 - 9,5	1/4 - 6,3	1130	69	30,7 - 25	1,5 - 3
CAI/TAJ9480ZMHR CAR	650x500x460	45	1/2 - 12,7	3/8 - 9,5	1130	69	30,7 - 25	1,5 - 3
CAI/TAJ9510ZMHR CAR	650x500x460	48	5/8 - 15,8	3/8 - 9,5	980	69	30,7 - 25	1,5 - 3
CAJ/TAJ9513ZMHR CAR	650x500x460	51	5/8 - 15,8	3/8 - 9,5	980	68	30,7 - 25	1,5 - 3
CAJ/TAJ4517ZHR CAR	830x700x570	61	5/8 - 15,8	3/8 - 9,5	2200	75	29,7 - 25,7	2,7 - 4,2
CAJ/TAJ4519ZHR CAR	830x700x570	61	5/8 - 15,8	3/8 - 9,5	2250	75	29,7 - 25,7	2,7 - 4,2
FH/TFH4522ZHR CAR	830x700x570	68	5/8 - 15,8	3/8 - 9,5	2250	75	29,7 - 25,7	2,7 - 4,2
FH/TFH4524ZHR CAR	830x700x570	69	5/8 - 15,8	3/8 - 9,5	2480	76	29,7 - 25,7	2,7 - 4,2

Para mayor seguridad y un mejor funcionamiento del sistema, se deben calibrar las presiones tanto de alta como de baja en los siguientes valores:

Alta presión 250Psi

Baja presión: 25Psi

### 5.3 ARRANQUES POR HORA

El sistema de refrigeración debe estar diseñado de modo que el compresor no es puesto en marcha más de 10 a 12 veces por hora. Para esto la calibración de los presostatos es de vital importancia porque permiten trabajar en los rangos establecidos.

Una aplicación normal tiene usualmente de 7 a 8 arranques por hora. La utilización de la válvula de expansión permite que en un cierto tiempo las presiones tiendan a igualarse y que se igualen totalmente durante el apagado total del sistema.

### 5.4 CALIBRACIÓN DE LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN MEDIANTE EL SOBRECALENTAMIENTO

El sistema se debe arrancar con todas las resistencias encendidas o carga máxima. Para el cálculo del sobrecalentamiento, se restó la temperatura que se encuentra en la entrada del evaporador y a la salida de la misma,

exactamente donde se encuentra ubicado el bulbo de la válvula de expansión, para lo cual debemos llegar a la temperatura deseada en la cámara, que en este caso es de  $-10^{\circ}\text{C}$ . Si al final del evaporador tenemos una temperatura de  $-5.4^{\circ}\text{C}$  y en el bulbo es de  $-6.3^{\circ}\text{C}$ , el sobrecalentamiento es:

$$\begin{aligned}\text{Sobrecalentamiento} &= (-6.3) - (-5.4) \\ &= -0.9^{\circ}\text{C}\end{aligned}$$

Este valor permite determinar que se tiene un sobrecalentamiento muy bajo y que a pesar que se estrangula hasta el límite la válvula de expansión no se pudo corregir. Esto se debe a que se tiene un evaporador y el medio a enfriar sub-dimensionado, el cual fue aplicado porque se puede evidenciar de manera instantánea cualquier tipo de reacción o cambio en el sistema al momento que se simulan las fallas.

## 5.5 PUESTA EN MARCHA

Para poner en marcha el sistema de refrigeración se deben seguir los pasos del manual de operación que se detallan en el Anexo H. Una vez arrancado el sistema, se deben tomar en cuenta los siguientes aspectos:

- Es recomendable arrancar el sistema con carga, para esto se recomienda cargar el sistema al 50% encendiendo 2 resistencias. Las presiones de alta y de baja deben estabilizarse.
- Comprobar que no hay ruido anormal y que la parte inferior de la carcasa del compresor tenga una temperatura adecuada.
- Si en la parte superior del compresor se observa condensado, significa que el refrigerante líquido está retornando al compresor, para corregir esto es necesario ajustar la carga de refrigerante o aumentar el recalentamiento de la válvula de expansión.

## 5.6 TOMA DE DATOS

Cada simulación de fallas va a realizarse con diferentes cargas: 25, 50, 75 y 100% encendiendo una resistencia a la vez.

### 5.6.1 COMPORTAMIENTO DEL SISTEMA CON CARGAS

Se realizaron pruebas con cargas secuenciales en forma ascendente y descendente para de esta manera poner la carga óptima al sistema obteniendo los siguientes resultados:

#### 5.6.1.1 CARGAS ASCENDENTES

Hora de inicio	9:06
Hora de finalización	9:11
Temperatura ambiente	14.9
Carga	25%

Tabla 5.2 Carga ascendente al 25%

Fecha	Hora	Presión alta	Presión baja	Temperatura de cámara (t1)	Temperatura de condensación (t2)	Temperatura de evaporación (t3)	Diferencial de temperatura (t2-t3)	Temperatura media (t2,t3)
13/04/2012	9:06:04	190	32	-14,6	25	-8	33	8,5
13/04/2012	9:07:04	189	31	-15,5	24,8	-8,9	33,7	7,9
13/04/2012	9:08:04	188	30	-15,5	24,8	-9,5	34,3	7,6
13/04/2012	9:09:05	188	30	-15,2	24,8	-10	34,8	7,4
13/04/2012	9:10:05	188	29	-15,4	24,7	-10,8	35,5	6,9

Hora de inicio	9:11
Hora de finalización	9:15
Temperatura ambiente	14.9
Carga	50%

Tabla 5.3 Carga ascendente al 50%

Fecha	Hora	Presión alta	Presión baja	Temperatura de cámara (t1)	Temperatura de condensación (t2)	Temperatura de evaporación (t3)	Diferencial de temperatura (t2-t3)	Temperatura media (t2,t3)
13/04/2012	9:11:05	188	28	-15,8	24,6	-11,4	36	6,6
13/04/2012	9:12:05	188	28	-16	24,6	-11,6	36,2	6,5
13/04/2012	9:13:06	189	28	-16	24,6	-11,6	36,2	6,5
13/04/2012	9:14:06	189	28	-16	24,8	-11,5	36,3	6,6
13/04/2012	9:15:06	188	28	-15,8	24,7	-11,7	36,4	6,5

Hora de inicio 9:16

Hora de finalización 9:20

Temperatura ambiente 14.9

Carga 50%

Tabla 5.4 Carga ascendente al 75%

Fecha	Hora	Presión alta	Presión baja	Temperatura de cámara (t1)	Temperatura de condensación (t2)	Temperatura de evaporación (t3)	Diferencial de temperatura (t2-t3)	Temperatura media (t2,t3)
13/04/2012	9:16:06	189	28	-15,8	24,7	-11,5	36,2	6,6
13/04/2012	9:17:07	189	28	-15,7	24,7	-11,5	36,2	6,6
13/04/2012	9:18:07	189	28	-15,7	24,8	-11,6	36,4	6,6
13/04/2012	9:19:07	190	28	-15,7	24,9	-11,6	36,5	6,6
13/04/2012	9:20:07	188	28	-15,7	24,7	-11,6	36,3	6,5

Hora de inicio 9:21

Hora de finalización 9:26

Temperatura ambiente 15

Carga 100%

Tabla 5.5 Carga ascendente al 100%

Fecha	Hora	Presión alta	Presión baja	Temperatura de cámara (t1)	Temperatura de condensación (t2)	Temperatura de evaporación (t3)	Diferencial de temperatura (t2-t3)	Temperatura media (t2,t3)
13/04/2012	9:21:08	188	28	-15,7	24,7	-11,6	36,3	6,5
13/04/2012	9:22:08	190	29	-15,5	24,7	-11,5	36,2	6,6
13/04/2012	9:23:08	190	29	-15,2	24,7	-11,1	35,8	6,8
13/04/2012	9:24:08	192	29	-15	25	-10,9	35,9	7
13/04/2012	9:25:09	192	30	-14,9	25,1	-10,6	35,7	7,2

### 5.6.1.2 CARGAS DESCENDENTES

Hora de inicio	11:55
Hora de finalización	12:00
Temperatura ambiente	16.3
Carga	75%

Tabla 5.6 Carga descendente al 75%

Fecha	Hora	Presión alta	Presión baja	Temperatura de cámara (t1)	Temperatura de condensación (t2)	Temperatura de evaporación (t3)	Diferencial de temperatura (t2-t3)	Temperatura media (t2,t3)
13/04/2012	11:55:42	200	29	-15,2	26,2	-10,9	37,1	7,6
13/04/2012	11:56:42	198	28	-14,8	26,4	-11,8	38,2	7,3
13/04/2012	11:57:43	196	27	-14,8	26,3	-12,5	38,8	6,9
13/04/2012	11:58:43	194	27	-15	26	-12,9	38,9	6,5
13/04/2012	11:59:43	197	26	-15,3	26	-13	39	6,5

Hora de inicio	12:00
Hora de finalización	12:05
Temperatura ambiente	16.4
Carga	50%

Tabla 5.7 Carga descendente al 50%

Fecha	Hora	Presión alta	Presión baja	Temperatura de cámara (t1)	Temperatura de condensación (t2)	Temperatura de evaporación (t3)	Diferencial de temperatura (t2-t3)	Temperatura media (t2,t3)
13/04/2012	12:00:43	196	26	-15,7	25,9	-13,5	39,4	6,2
13/04/2012	12:01:44	194	26	-16	25,9	-13,6	39,5	6,1
13/04/2012	12:02:44	197	26	-16	26	-13,7	39,7	6,1
13/04/2012	12:03:44	188	32	-16,2	26	-14,3	40,3	5,8
13/04/2012	12:04:44	187	38	-14,1	25,8	-14,2	40	5,8

Hora de inicio	12:05
Hora de finalización	12:10
Temperatura ambiente	16.5
Carga	25%

Tabla 5.8 Carga descendente al 25%

Fecha	Hora	Presión alta	Presión baja	Temperatura de cámara (t1)	Temperatura de condensación (t2)	Temperatura de evaporación (t3)	Diferencial de temperatura (t2-t3)	Temperatura media (t2,t3)
13/04/2012	12:05:45	184	44	-11,1	25,6	-12,7	38,3	6,4
13/04/2012	12:06:45	203	32	-7,1	26,4	-8,9	35,3	8,7
13/04/2012	12:07:45	203	29	-10,5	27,1	-11,3	38,4	7,9
13/04/2012	12:08:45	199	27	-13,2	26,7	-13	39,7	6,8
13/04/2012	12:09:45	198	26	-15	26,5	-14,1	40,6	6,2

Hora de inicio 12:10

Hora de finalización 12:15

Temperatura ambiente 16.4

Carga 0%

Tabla 5.9 Carga descendente al 0%

Fecha	Hora	Presión alta	Presión baja	Temperatura de cámara (t1)	Temperatura de condensación (t2)	Temperatura de evaporación (t3)	Diferencial de temperatura (t2-t3)	Temperatura media (t2,t3)
13/04/2012	12:10:46	188	33	-14,6	26,2	-14,8	41	5,7
13/04/2012	12:11:46	186	36	-12,6	25,7	-14,2	40	5,8
13/04/2012	12:12:46	184	38	-11,1	25,4	-13,1	38,5	6,1
13/04/2012	12:13:46	182	39	-9,9	25,1	-12,2	37,3	6,4
13/04/2012	12:14:47	180	41	-8,9	24,7	-11,1	35,8	6,8

## 5.6.2 GRAFICOS DE COMPORTAMIENTO

### 5.6.2.1 CARGAS ASCENDENTES

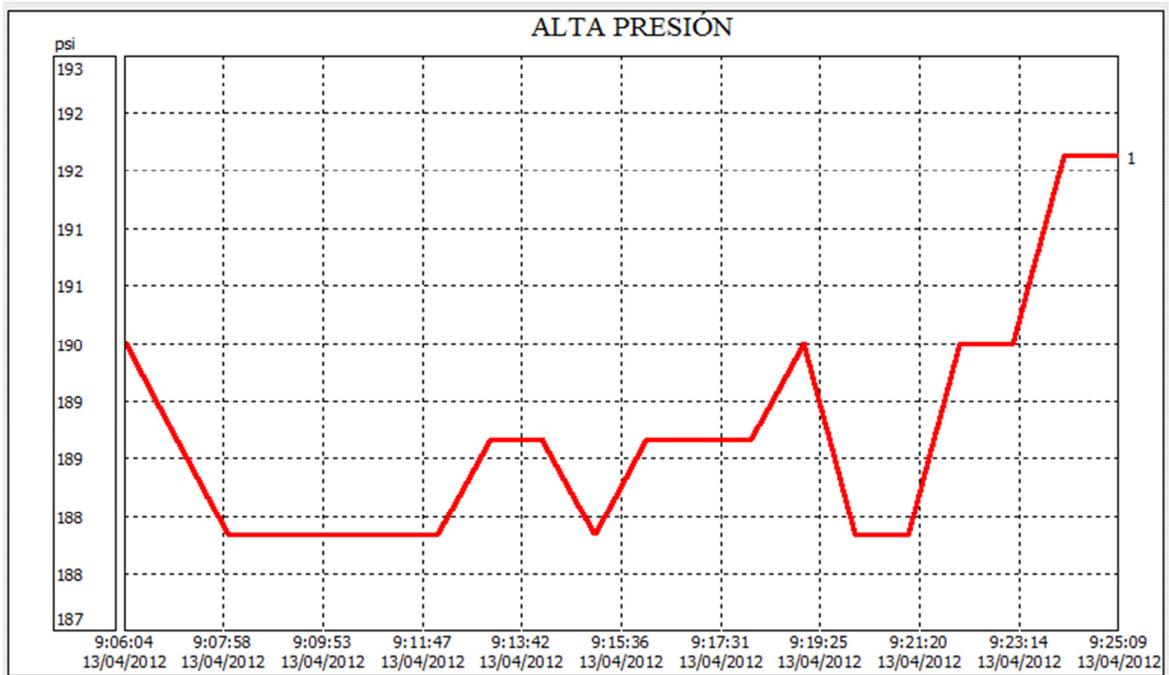


Figura 5.1 Alta presión con cargas ascendentes

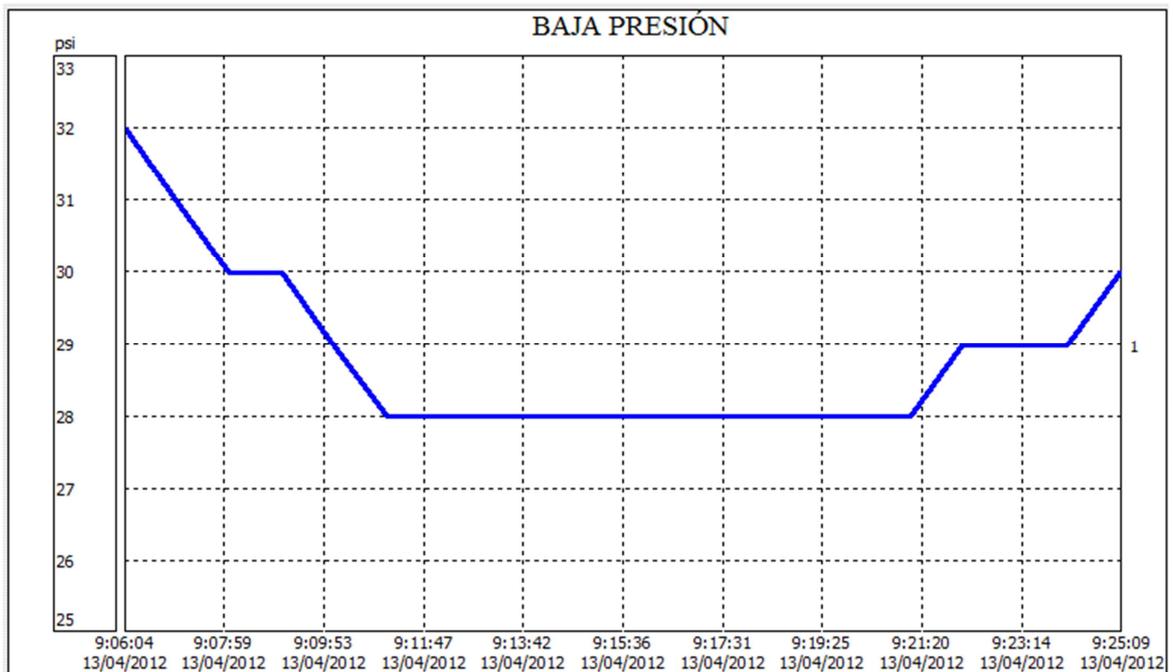


Figura 5.2 Baja presión con cargas ascendentes

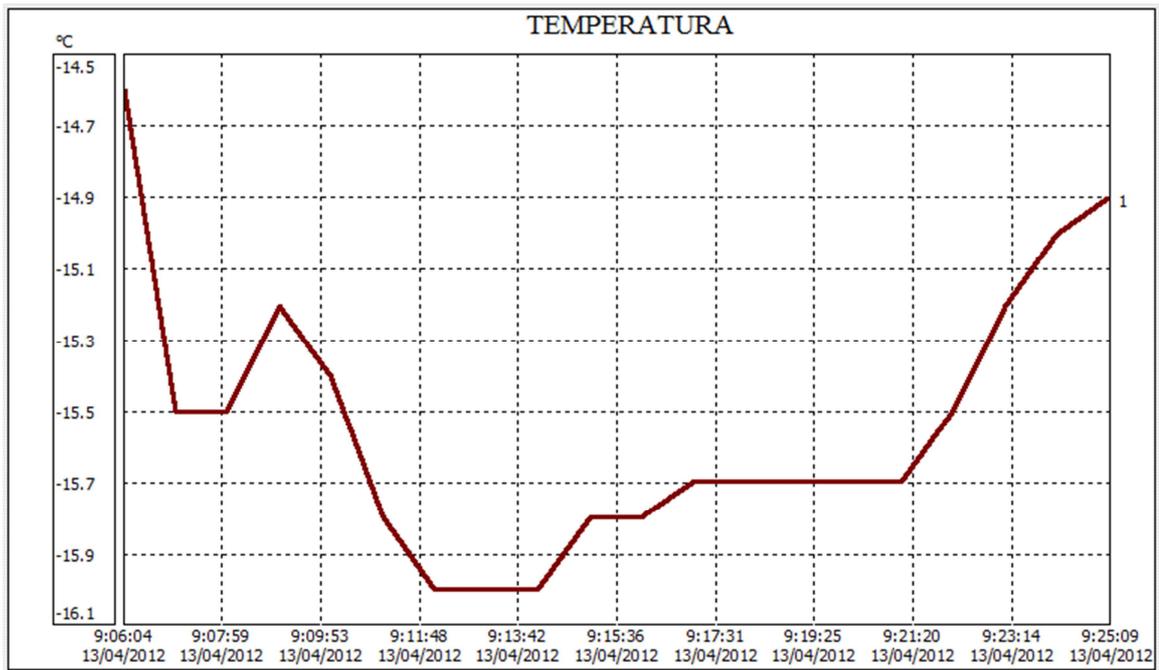


Figura 5.3 Temperatura de la cámara con cargas ascendentes

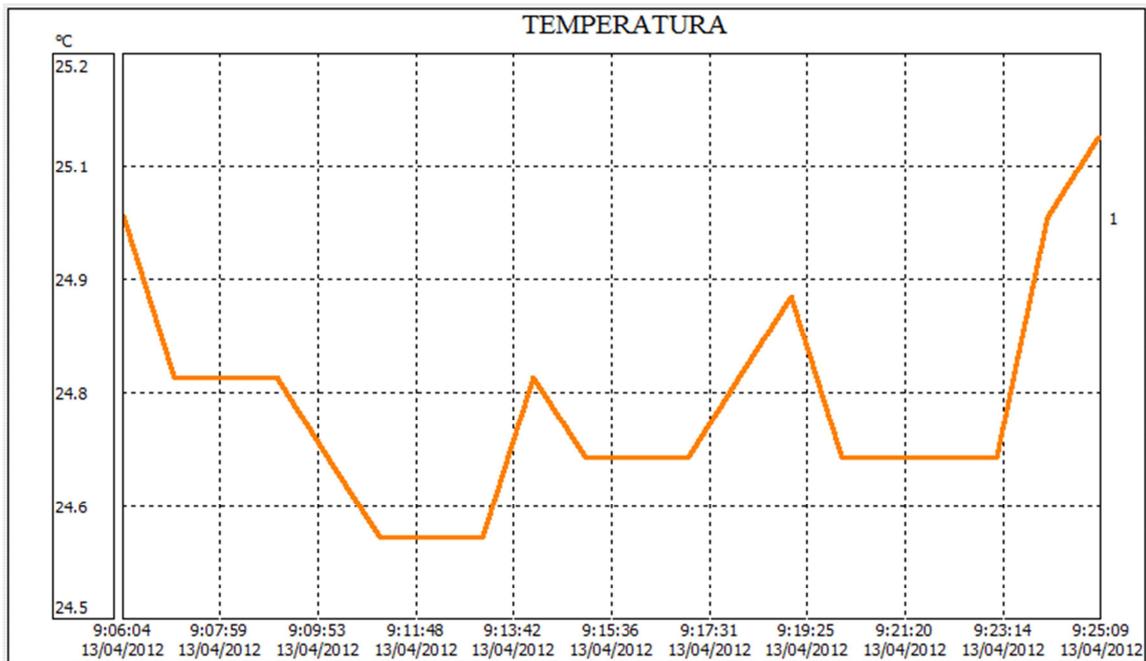


Figura 5.4 Temperatura de condensación con cargas ascendentes

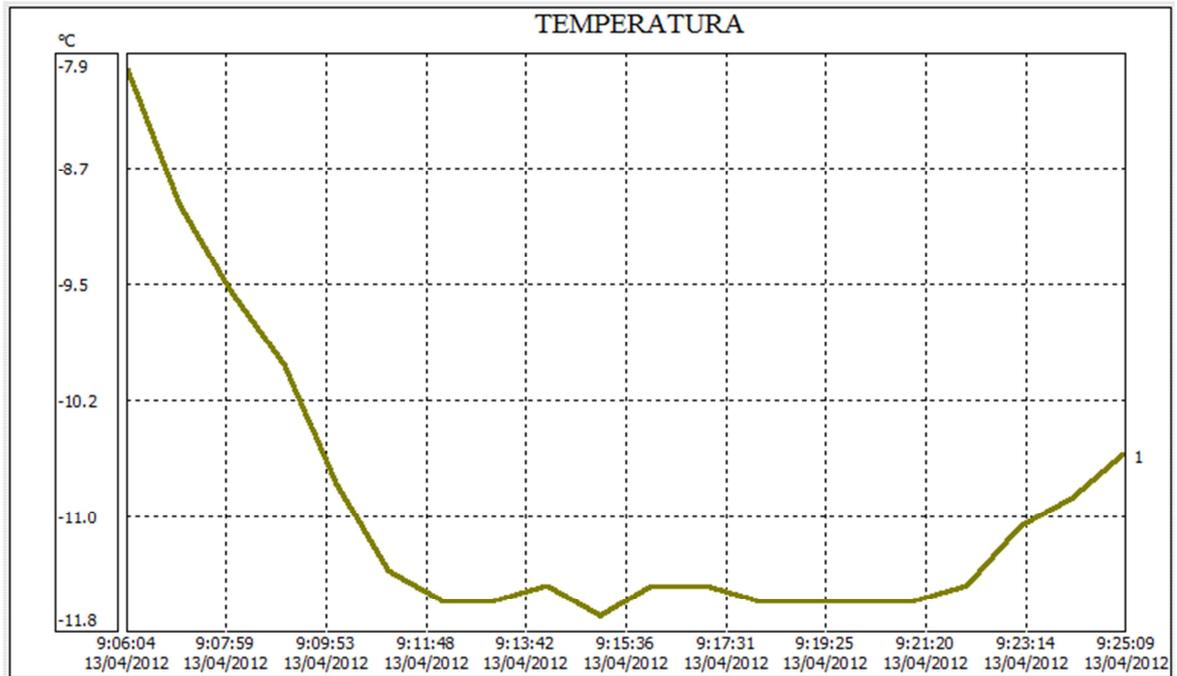


Figura 5.5 Temperatura de evaporación con cargas ascendentes

### 5.6.2.2 CARGAS DESCENDENTES

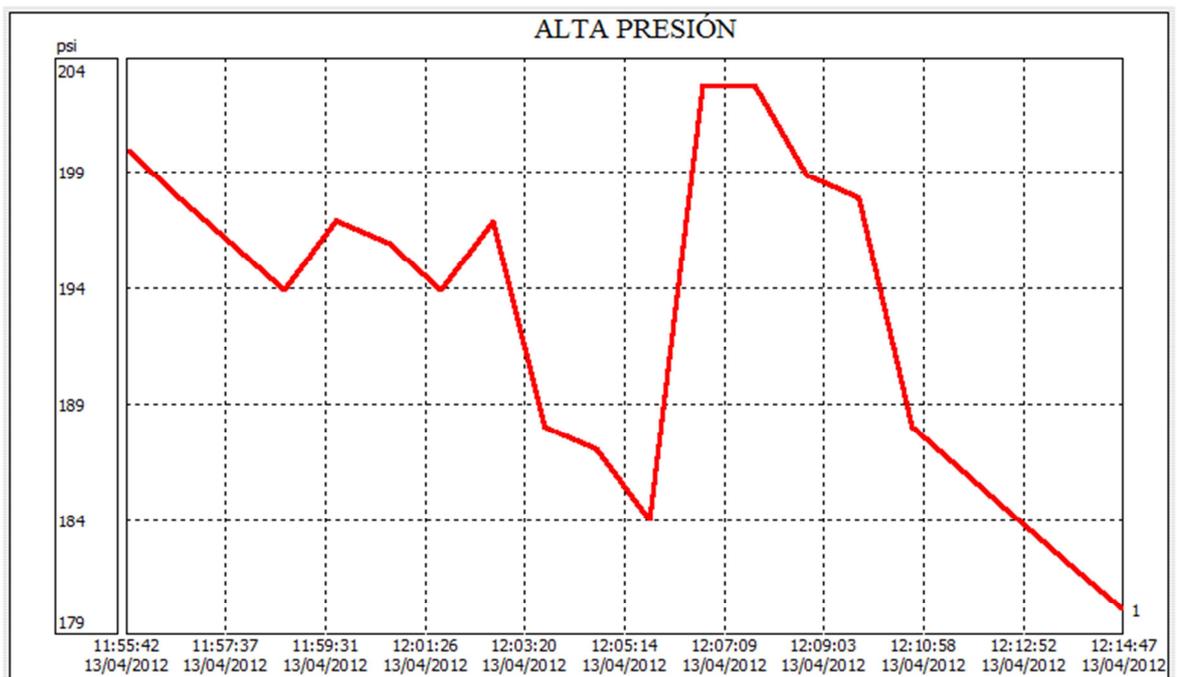


Figura 5.6 Alta presión con cargas descendentes

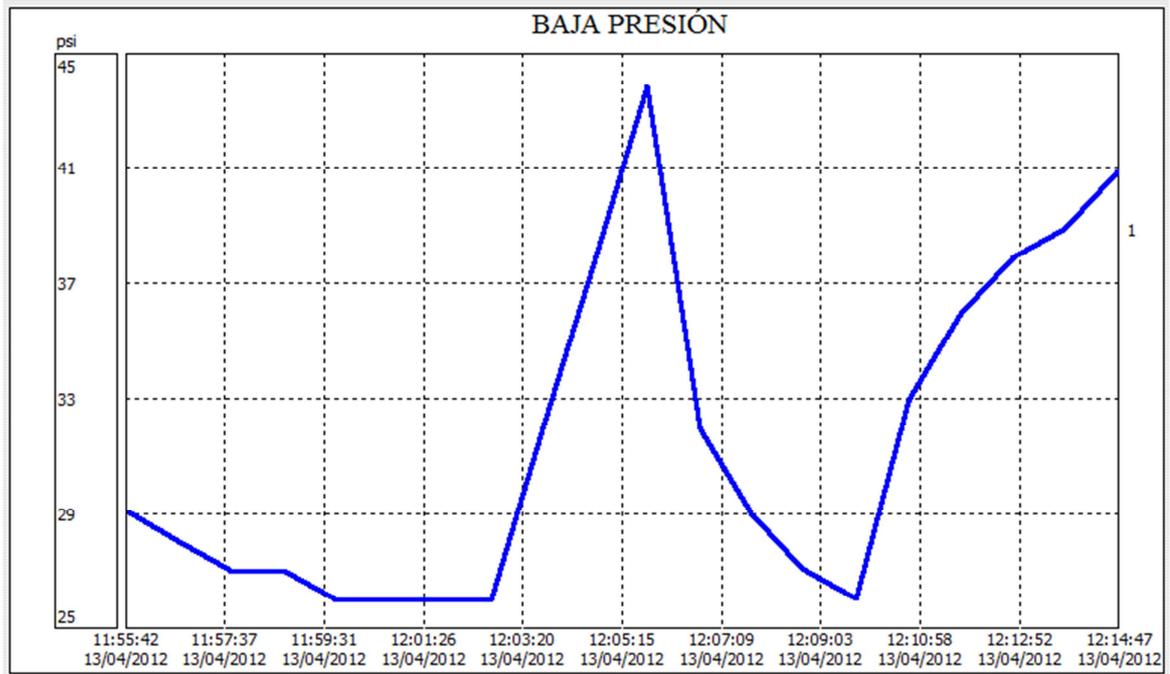


Figura 5.7 Baja presión con cargas descendentes

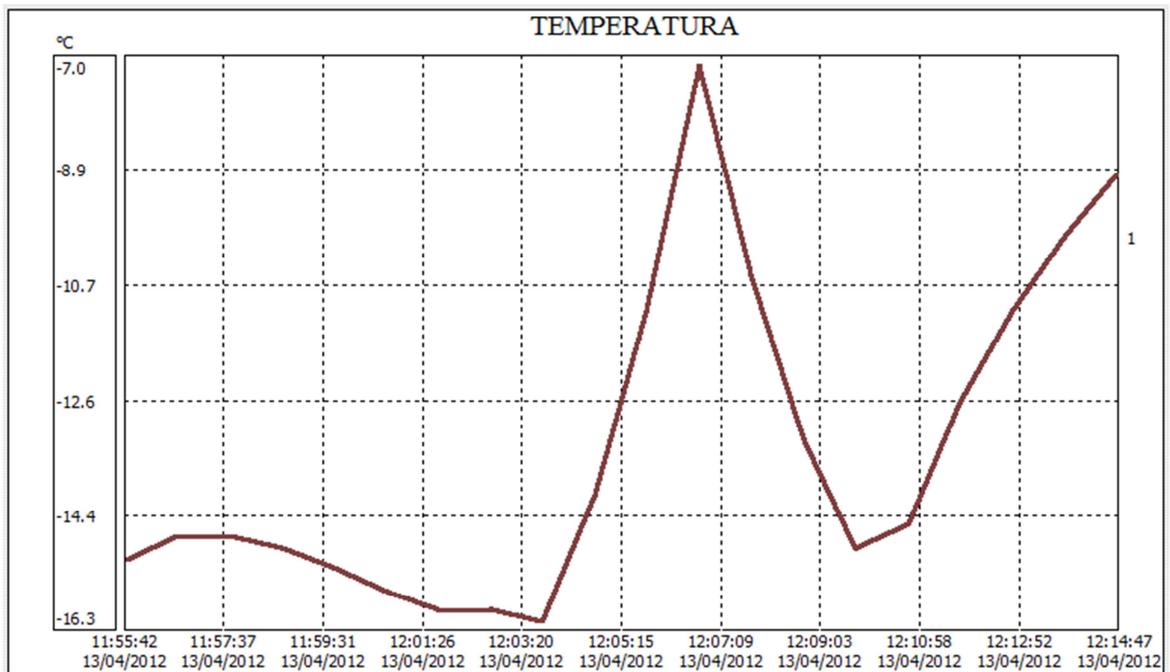


Figura 5.8 Temperatura de la cámara con cargas descendentes

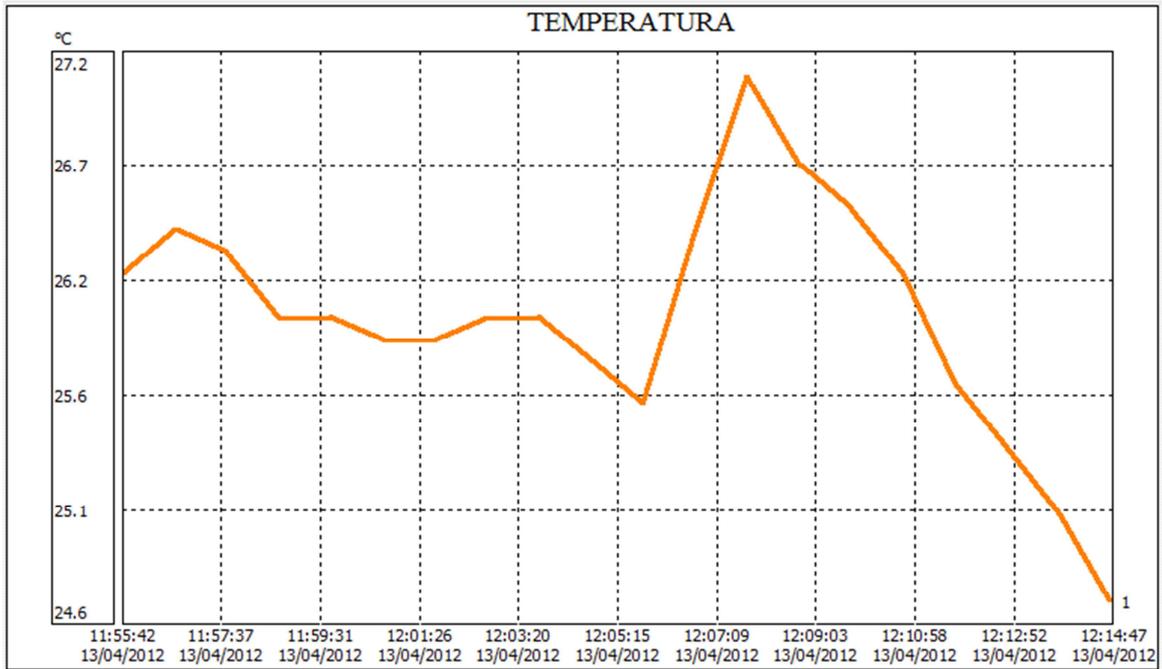


Figura 5.9 Temperatura de condensación con cargas descendentes

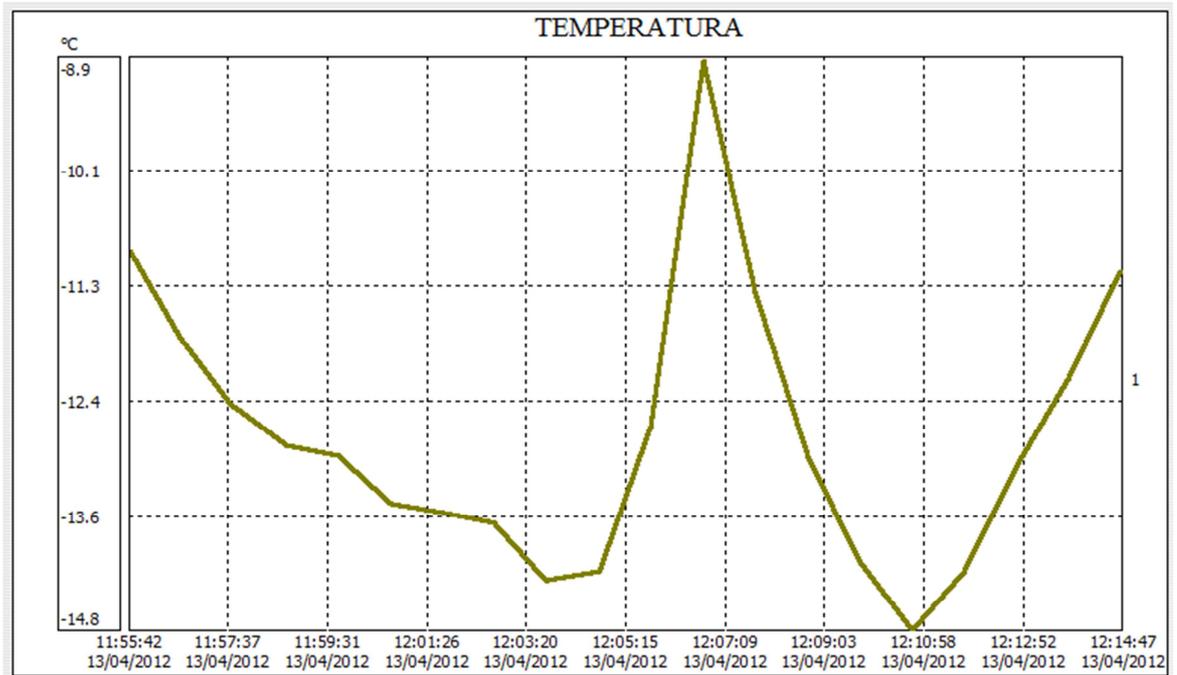


Figura 5.10 Temperatura de condensación con cargas descendentes

### 5.6.3 CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA

Para poder realizar los cálculos del sistema, este fue sometido a la máxima carga.

Tabla 5.10 Condiciones de funcionamiento del sistema al 100% con cargas ascendentes

Fecha	Hora	Presión alta [Psi]	Presión baja [Psi]	Temperatura de condensación [°C]	Temperatura de evaporación [°C]	Presión de condensación [Bar]	Presión de evaporación [Bar]
13/04/2012	9:21:08	188	28	24,7	-11,6	12,31	4,10
13/04/2012	9:22:08	190	29	24,7	-11,5	12,31	4,11
13/04/2012	9:23:08	190	29	24,7	-11,1	12,31	4,17
13/04/2012	9:24:08	192	29	25	-10,9	12,40	4,19
13/04/2012	9:25:09	192	30	25,1	-10,6	12,41	4,24

Relación de compresión	h1 [KJ/Kg]	h2 [KJ/Kg]	h3 [KJ/Kg]	h4 [KJ/Kg]	v1 [m³/Kg]	v3 [m³/Kg]	Qf [KJ/hr]	m' [Kg/hr]
3,00	360,99	378,56	240	240	0,05	0,00095	3669,26	30,33
2,99	361,05	378,56	240	240	0,05	0,00095	3669,26	30,31
2,95	361,28	378,56	240	240	0,05	0,00095	3669,26	30,26
2,96	361,39	378,68	241	241	0,05	0,00095	3669,26	30,48
2,93	361,56	378,72	241	241	0,05	0,00095	3669,26	30,44

Vc [m³/Kg]	nm %	nv %	nt %	Pc [KJ/Hr]	Qc [KJ/Hr]	V' [m³/Hr]	COP
1,52	0,8	0,81	0,65	817,45	1167,23	0,03	6,89
1,52	0,8	0,82	0,65	813,70	1166,68	0,03	6,91
1,51	0,8	0,82	0,65	798,84	1164,50	0,03	7,02
1,52	0,8	0,82	0,65	805,18	1165,62	0,03	6,96
1,52	0,8	0,82	0,66	795,89	1164,27	0,03	7,03

### 5.6.4 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Estas pruebas permiten evidenciar las variaciones de presiones que existen en el sistema tanto en la línea de alta como en la de baja presión que responden a las cargas aplicadas. Por lo tanto, se cumple que entre mayor temperatura mayor presión, pero esta variación es muy pequeña, debido a que el ambiente a congelar está sub-dimensionado y el calor agregado por las resistencias es rápidamente absorbido, lo cual también se refleja en la temperatura de la cámara, de condensación y de evaporación.

También se pudo notar que se tuvo un Coeficiente de Rendimiento (siglas en inglés COP) muy elevado, ya que es posible absorber todo el calor agregado con un mínimo consumo de energía.

## **5.7 SIMULACIÓN DE FALLAS**

El banco de pruebas además de mostrar el funcionamiento normal del sistema de refrigeración mediante la manipulación eléctrica o mecánica de sus componentes, permite simular las fallas más comunes en los sistemas de refrigeración.

Cada falla fue provocada con el sistema sometido a diferentes cargas mediante las resistencias instaladas. Cada resistencia equivale al 25% de la carga total.

### **5.7.1 FALLA EN EL EVAPORADOR**

El buen funcionamiento del evaporador es fundamental para todo el sistema, ya que este enfría el espacio refrigerado, para que esto sea posible, se necesita un correcto funcionamiento de los ventiladores.

Para provocar fallas tanto en el evaporador 1 y evaporador 2 se realizó el apagado de sus ventiladores respectivamente.

Para el evaporador 1 se tiene:

Hora de inicio	12:19
Hora de finalización	12:24
Temperatura ambiente	16,4
Carga	25%

Tabla 5.11 Carga al 25% del evaporador 1

Fecha	Hora	Presión alta	Presión baja	Temperatura de cámara (t1)	Temperatura de condensación (t2)	Temperatura de evaporación (t3)	Diferencial de temperatura (t2-t3)	Temperatura media (t2,t3)
13/04/2012	12:19:48	194	26	-11,9	26	-11,9	37,9	7
13/04/2012	12:20:48	185	31	-12,7	25,7	-13,5	39,2	6,1
13/04/2012	12:21:48	183	35	-10,8	25,3	-14	39,3	5,6
13/04/2012	12:22:48	181	37	-8,7	24,8	-13,1	37,9	5,8
13/04/2012	12:23:49	180	39	-6,3	24,7	-11,7	36,4	6,5

Para los evaporadores 1 y 2 se tiene:

Hora de inicio 12:27  
 Hora de finalización 12:32  
 Temperatura ambiente 16.0  
 Carga 25%

Tabla 5.12 Carga al 25% del evaporador 1 y 2

Hora	Presión alta	Presión baja	Temperatura de cámara (t1)	Temperatura de condensación (t2)	Temperatura de evaporación (t3)	Diferencial de temperatura (t2-t3)	Temperatura media (t2,t3)
12:27:50	196	27	3,8	26	-9,3	35,3	8,3
12:28:50	186	32	3,9	25,9	-12,1	38	6,9
12:29:50	184	37	4,6	25,5	-11,8	37,3	6,8
12:30:51	182	40	5,3	25,1	-10	35,1	7,5
12:31:51	180	43	6,5	24,8	-7,9	32,7	8,4

Para el evaporador 1 se tiene:

Hora de inicio 12:34  
 Hora de finalización 12:39  
 Temperatura ambiente 16,1  
 Carga 50%

Tabla 5.13 Carga al 50% del evaporador 1

Fecha	Hora	Presión alta	Presión baja	Temperatura de cámara (t1)	Temperatura de condensación (t2)	Temperatura de evaporación (t3)	Diferencial de temperatura (t2-t3)	Temperatura media (t2,t3)
13/04/2012	12:34:52	202	30	-4,5	26,9	-9,1	36	8,9
13/04/2012	12:35:52	198	28	-7,9	26,6	-10,2	36,8	8,2
13/04/2012	12:36:52	197	27	-9,5	26,3	-11,4	37,7	7,4
13/04/2012	12:37:52	195	26	-10,6	26,1	-12,2	38,3	6,9
13/04/2012	12:38:52	186	36	-9,7	25,6	-13,6	39,2	6

Para los evaporadores 1 y 2 se tiene:

Hora de inicio 12:41  
 Hora de finalización 12:46  
 Temperatura ambiente 16,4  
 Carga 50%

Tabla 5.14 Carga al 50% del evaporador 1 y 2

Fecha	Hora	Presión alta	Presión baja	Temperatura de cámara (t1)	Temperatura de condensación (t2)	Temperatura de evaporación (t3)	Diferencial de temperatura (t2-t3)	Temperatura media (t2,t3)
13/04/2012	12:41:53	206	34	1,5	26,8	-4,7	31,5	11
13/04/2012	12:42:53	201	28	2,3	26,8	-9,3	36,1	8,7
13/04/2012	12:43:54	188	33	2,9	26,2	-11,9	38,1	7,1
13/04/2012	12:44:54	185	41	4,1	25,8	-10,9	36,7	7,4
13/04/2012	12:45:54	184	34	5,8	25,7	-8,6	34,3	8,5

Para el evaporador 1 se tiene:

Hora de inicio 13:03  
 Hora de finalización 13:09  
 Temperatura ambiente 16,4  
 Carga 75%

Tabla 5.15 Carga al 75% del evaporador 1

Fecha	Hora	Presión alta	Presión baja	Temperatura de cámara (t1)	Temperatura de condensación (t2)	Temperatura de evaporación (t3)	Diferencial de temperatura (t2-t3)	Temperatura media (t2,t3)
13/04/2012	13:03:59	227	49	7,7	31,1	4,1	27	17,6
13/04/2012	13:04:59	215	40	2,6	29,8	-1	30,8	14,4
13/04/2012	13:05:59	208	35	-0,3	28,6	-3,4	32	12,6
13/04/2012	13:06:59	204	31	-2,5	27,7	-7,6	35,3	10
13/04/2012	13:08:00	202	29	-4,2	27,2	-9,4	36,6	8,9

Para los evaporadores 1 y 2 se tiene:

Hora de inicio 13:09  
 Hora de finalización 13:15  
 Temperatura ambiente 16.5  
 Carga 75%

Tabla 5.16 Carga al 75% del evaporador 1 y 2

Fecha	Hora	Presión alta	Presión baja	Temperatura de cámara (t1)	Temperatura de condensación (t2)	Temperatura de evaporación (t3)	Diferencial de temperatura (t2-t3)	Temperatura media (t2,t3)
13/04/2012	13:09:00	199	27	-5,5	26,9	-10,5	37,4	8,2
13/04/2012	13:11:35	188	43	-3,6	25,9	-11,6	37,5	7,1
13/04/2012	13:12:35	185	34	-2	25,8	-10,2	36	7,8
13/04/2012	13:13:36	183	36	0,5	25,4	-8,3	33,7	8,5
13/04/2012	13:14:36	182	39	3,2	25	-5,2	30,2	9,9

Para el evaporador 1 se tiene:

Hora de inicio	13:26
Hora de finalización	13:31
Temperatura ambiente	16,3
Carga	100%

Tabla 5.17 Carga al 100% del evaporador 1

Fecha	Hora	Presión alta	Presión baja	Temperatura de cámara (t1)	Temperatura de condensación (t2)	Temperatura de evaporación (t3)	Diferencial de temperatura (t2-t3)	Temperatura media (t2,t3)
13/04/2012	13:26:39	209	35	-5,9	27,9	-5,9	33,8	11
13/04/2012	13:27:39	203	31	-5,8	27,3	-8,3	35,7	9,5
13/04/2012	13:28:39	203	31	-6,1	27,1	-8,6	35,7	9,2
13/04/2012	13:29:40	202	32	-6,4	26,8	-7,3	34,1	9,7
13/04/2012	13:30:40	201	31	-6,6	26,7	-8,2	34,9	9,2

Para los evaporadores 1 y 2:

Hora de inicio	13:31
Hora de finalización	13:36
Temperatura ambiente	16,2
Carga	100%

Tabla 5.18 Carga al 100% del evaporador 1 y 2

Fecha	Hora	Presión alta	Presión baja	Temperatura de cámara (t1)	Temperatura de condensación (t2)	Temperatura de evaporación (t3)	Diferencial de temperatura (t2-t3)	Temperatura media (t2,t3)
13/04/2012	13:31:40	200	28	-6,4	26,7	-9,4	36,1	8,6
13/04/2012	13:32:40	188	34	-4,7	26	-11,9	37,9	7
13/04/2012	13:33:41	185	42	-2	25,6	-7	32,6	9,3
13/04/2012	13:34:41	200	35	1,4	25,8	-0,5	26,2	12,6
13/04/2012	13:35:41	203	31	3,2	26,9	-3	29,9	11,9

### 5.7.1.1 GRÁFICOS DE COMPORTAMIENTO

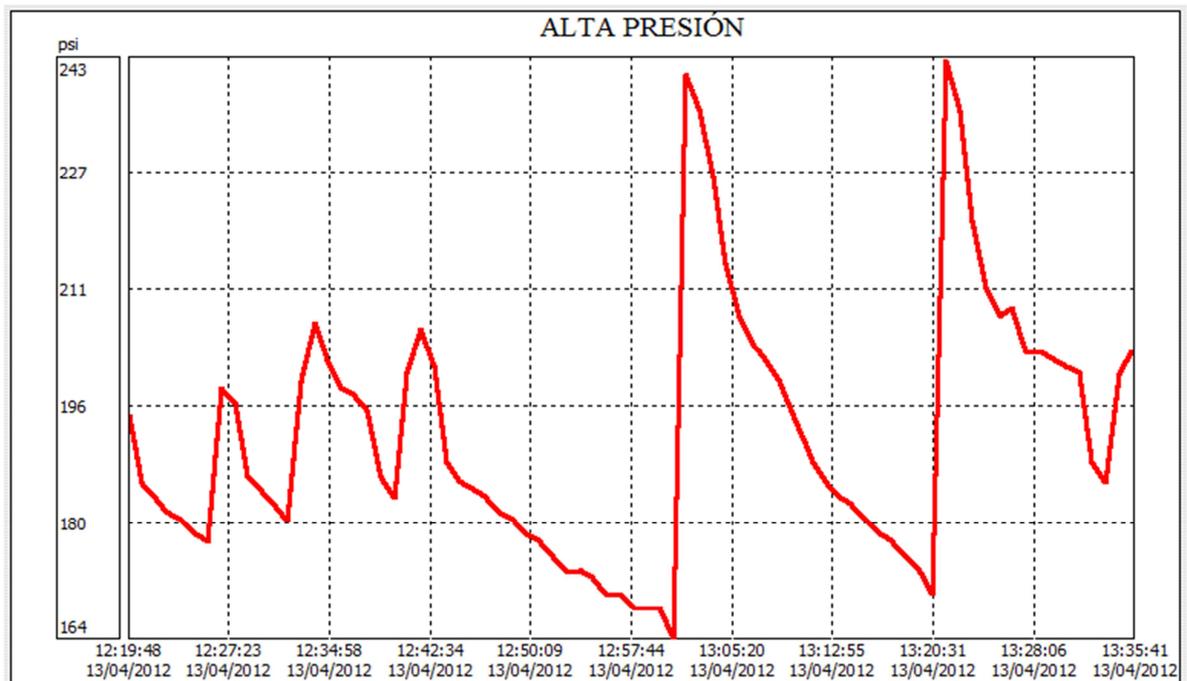


Figura 5.11 Alta presión, falla en el evaporador

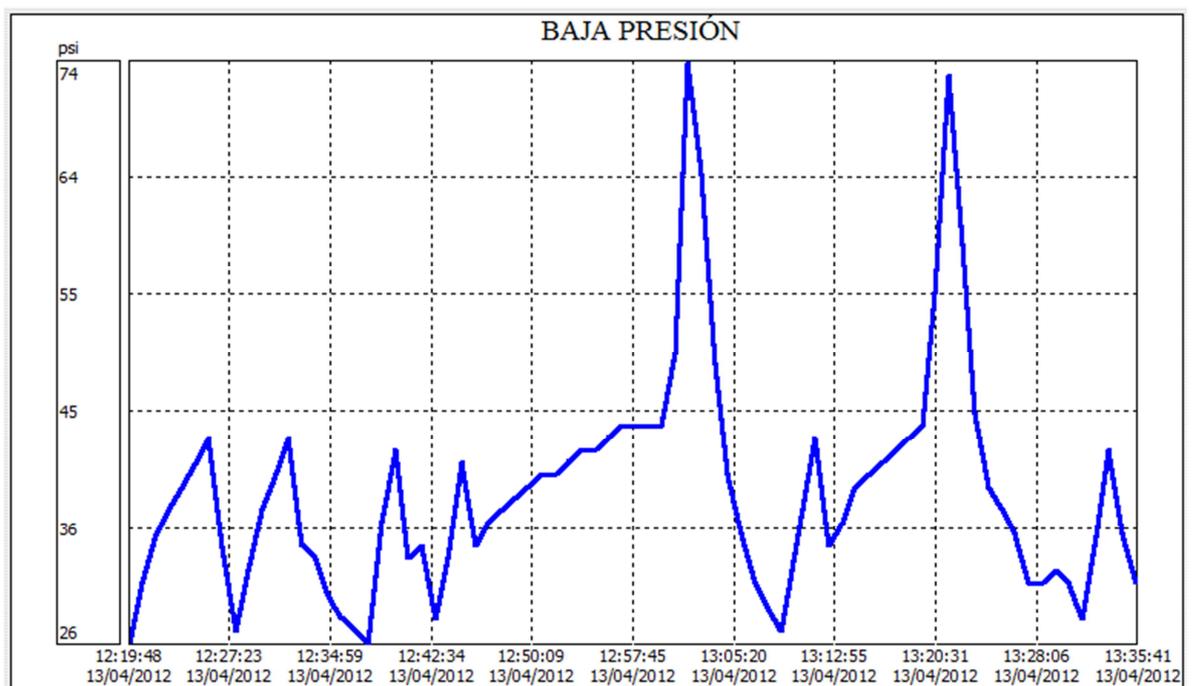


Figura 5.12 Baja presión, falla en el evaporador

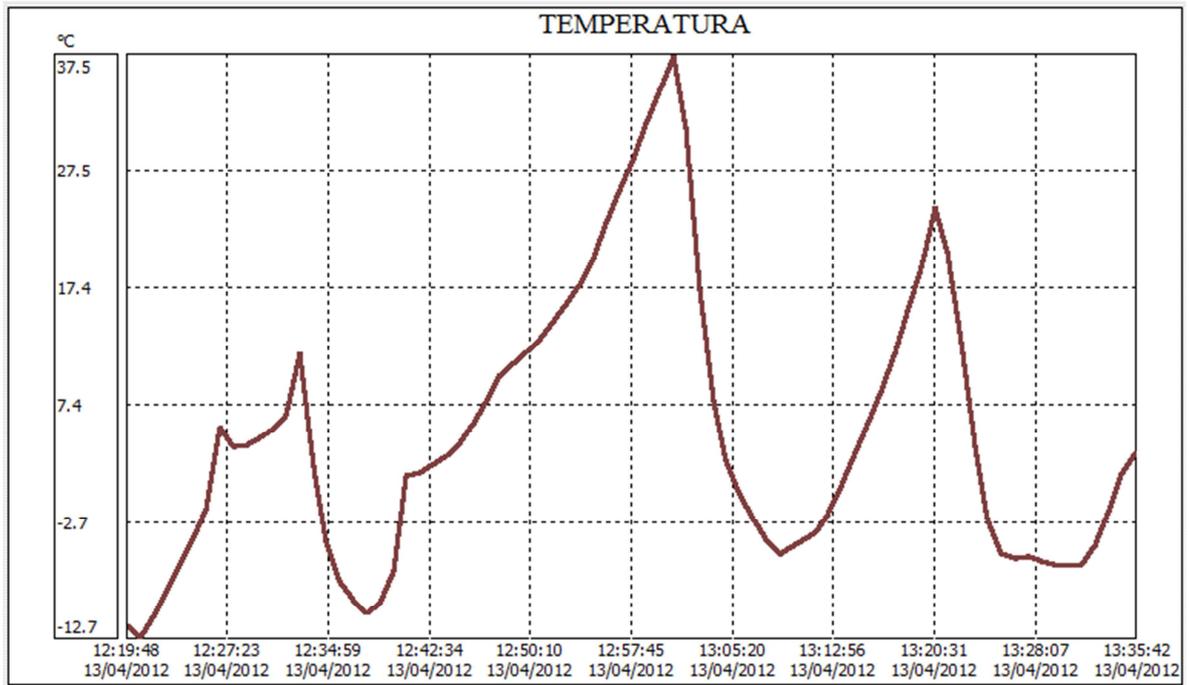


Figura 5.13 Temperatura de la cámara, falla en el evaporador

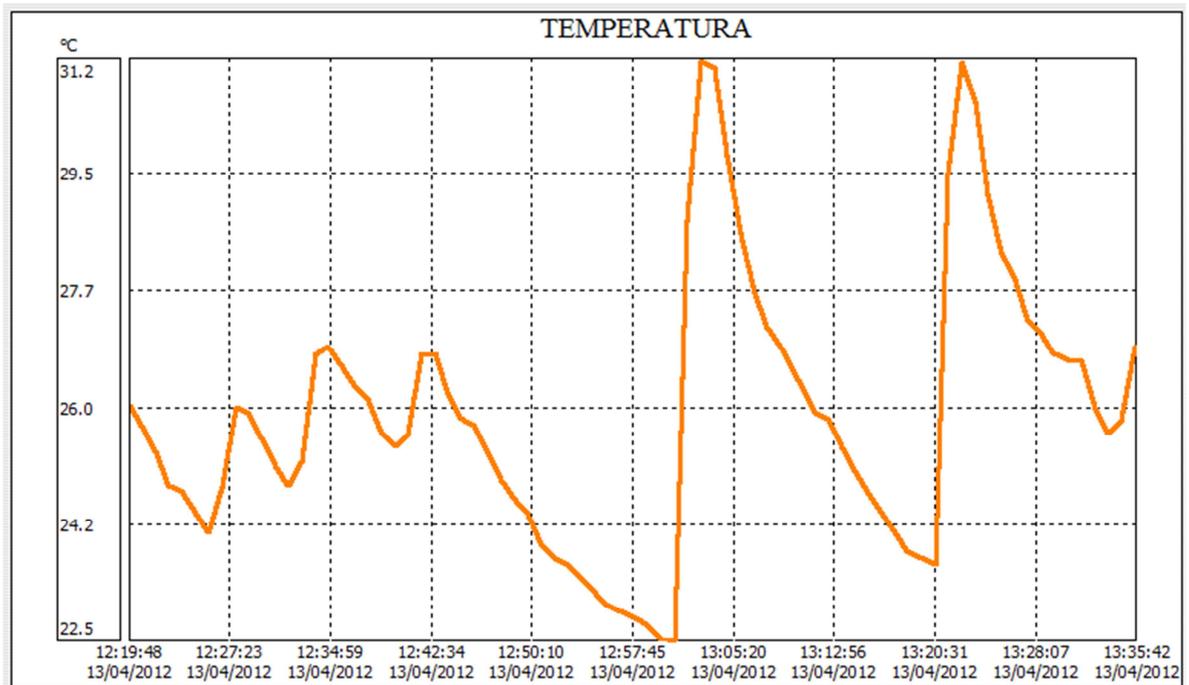


Figura 5.14 Temperatura de condensación, falla en el evaporador

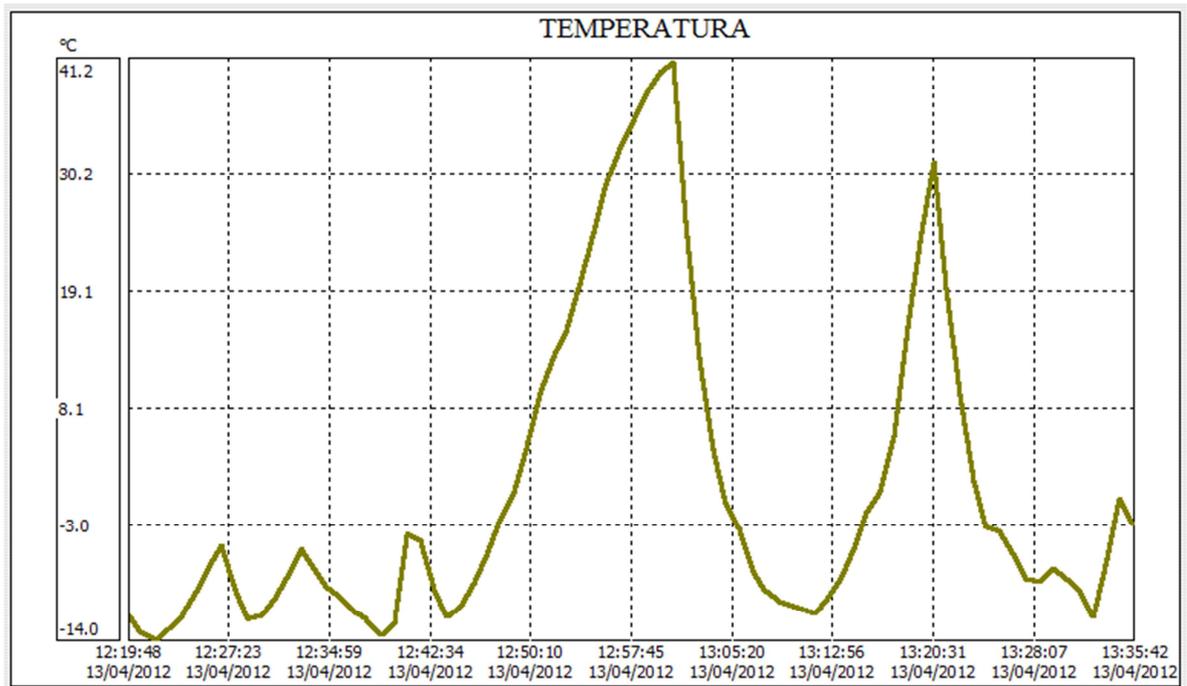


Figura 5.15 Temperatura de evaporación, falla en el evaporador

### 5.7.1.2 CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA

Tabla 5.19 Condiciones de funcionamiento del sistema al 100%, falla en el evaporador

Fecha	Hora	Presión alta [Psi]	Presión baja [Psi]	Temperatura de condensación [°C]	Temperatura de evaporación [°C]	Presión de condensación [Bar]	Presión de evaporación [Bar]
13/04/2012	13:31:40	200	28	26,7	-9,4	12,98	4,41
13/04/2012	13:32:40	188	34	26	-11,9	12,74	4,05
13/04/2012	13:33:41	185	42	25,6	-7	12,61	4,79
13/04/2012	13:34:41	200	35	25,8	-0,5	12,68	5,92
13/04/2012	13:35:41	203	31	26,9	-3	13,05	5,47

Relación de compresión	h1 [KJ/Kg]	h2 [KJ/Kg]	h3 [KJ/Kg]	h4 [KJ/Kg]	v1 [m³/Kg]	v3 [m³/Kg]	Qf [KJ/hr]	m' [Kg/hr]
2,94126441	362,23	379,29	235	235	0,05	0,001	3669,26	28,84
3,14356191	360,82	379,04	235	235	0,05	0,001	3669,26	29,16
2,62962036	363,55	378,89	234	234	0,05	0,001	3669,26	28,32
2,14108108	367,04	378,97	234	234	0,05	0,001	3669,26	27,58
2,38639854	365,71	379,36	235	235	0,05	0,001	3669,26	28,07

Vc [m³/Kg]	nm %	nv %	nt %	Pc [KJ/Hr]	Qc [KJ/Hr]	V' [m³/Hr]	COP
1,44198066	0,8	0,82	0,66	750,68	1155,90	0,03	7,46
1,4581402	0,8	0,80	0,64	825,25	1166,82	0,03	6,91
1,41615747	0,8	0,84	0,67	645,23	1139,97	0,03	8,44
1,37896636	0,8	0,88	0,70	467,60	1110,57	0,03	11,16
1,40354667	0,8	0,86	0,69	556,65	1125,65	0,03	9,58

### 5.7.1.3 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Al apagar un ventilador del evaporador se pudo evidenciar que el sistema falla rápidamente por baja presión ya que en la línea de succión la presión baja, debido a que disminuye el flujo de aire al apagar un ventilador y se elimina el flujo de aire cuando se apagan los dos ventiladores del evaporador.

Por lo tanto la transferencia de calor entre las cañerías se reduce y la temperatura baja, al igual que la temperatura del refrigerante, lo cual conlleva a que la presión baje y como método de protección el presostato desconecta el compresor.

### 5.7.2 FALLA EN EL CONDENSADOR

Para simular una falla del condensador, es necesario manipular el ventilador del mismo para que en un momento indicado, este se apague y así se produzca la falla.

Hora de inicio	12:55:45
Hora de finalización	12:56:45
Temperatura ambiente	15,5
Carga	25%

Tabla 5.20 Carga 25%, falla en el condensador

Fecha	Hora	Presión alta	Presión baja	Temperatura de cámara (t1)	Temperatura de condensación (t2)	Temperatura de evaporación (t3)	Diferencial de temperatura (t2-t3)	Temperatura media (t2,t3)
14/04/2012	12:55:49	191	27	-10,6	25,8	-13	38,8	6,4
14/04/2012	12:55:54	190	27	-10,8	25,7	-13,2	38,9	6,2
14/04/2012	12:55:59	190	27	-11,2	25,7	-13,4	39,1	6,1
14/04/2012	12:56:04	192	27	-11,3	25,7	-13,5	39,2	6,1
14/04/2012	12:56:09	202	27	-11,5	25,7	-13,6	39,3	6
14/04/2012	12:56:15	212	28	-11,9	25,7	-13,7	39,4	6
14/04/2012	12:56:20	223	28	-12	26,1	-14	40,1	6
14/04/2012	12:56:25	235	29	-12,3	26,6	-14	40,6	6,3
14/04/2012	12:56:30	246	29	-12,4	27,3	-14	41,2	6,6
14/04/2012	12:56:35	246	31	-12,4	28	-14,1	42	6,9
14/04/2012	12:56:40	243	32	-12,7	28,7	-14,1	42,7	7,2

Hora de inicio 13:03:45  
 Hora de finalización 13:04:45  
 Temperatura ambiente 15,5  
 Carga 50%

Tabla 5.21 Carga 50%, falla en el condensador

Fecha	Hora	Presión alta	Presión baja	Temperatura de cámara (t1)	Temperatura de condensación (t2)	Temperatura de evaporación (t3)	Diferencial de temperatura (t2-t3)	Temperatura media (t2,t3)
14/04/2012	13:03:49	209	41	7,3	28,6	0,1	28,5	14,3
14/04/2012	13:03:54	208	41	6,5	28,5	-0,1	28,7	14,2
14/04/2012	13:04:00	208	41	5,9	28,5	-0,4	28,9	14
14/04/2012	13:04:05	212	41	5,3	28,4	-0,6	29	13,9
14/04/2012	13:04:10	222	42	4,7	28,4	-0,8	29,2	13,8
14/04/2012	13:04:15	237	43	3,9	28,5	-1	29,5	13,7
14/04/2012	13:04:20	249	48	3,3	28,9	-1,3	30,2	13,8
14/04/2012	13:04:26	245	51	2,9	29,5	-1,7	31,2	13,9
14/04/2012	13:04:31	242	52	2,5	30,2	-2,2	32,3	13,9
14/04/2012	13:04:36	241	53	2,4	30,6	-2,5	33,1	14
14/04/2012	13:04:41	239	54	2,4	31	-2,7	33,6	14,1

Hora de inicio 13:13:45  
 Hora de finalización 13:14:45  
 Temperatura ambiente 15  
 Carga 75%

Tabla 5.22 Carga 75%, falla en el condensador

Fecha	Hora	Presión alta	Presión baja	Temperatura de cámara (t1)	Temperatura de condensación (t2)	Temperatura de evaporación (t3)	Diferencial de temperatura (t2-t3)	Temperatura media (t2,t3)
14/04/2012	13:13:49	209	40	2,2	29	-2,6	31,6	13,2
14/04/2012	13:13:54	209	40	1,7	28,9	-2,9	31,8	13
14/04/2012	13:13:59	208	40	1,4	28,8	-3,1	31,9	12,8
14/04/2012	13:14:04	211	40	0,9	28,7	-3,4	32,1	12,6
14/04/2012	13:14:09	221	40	0,6	28,7	-3,8	32,5	12,4
14/04/2012	13:14:14	236	42	0,3	28,7	-4,1	32,8	12,3
14/04/2012	13:14:20	250	45	-0,1	29,1	-4,4	33,5	12,3
14/04/2012	13:14:25	245	48	-0,4	29,7	-4,5	34,1	12,5
14/04/2012	13:14:30	242	49	-0,6	30,3	-4,7	34,9	12,7
14/04/2012	13:14:35	241	51	-0,6	30,7	-4,9	35,6	12,9
14/04/2012	13:14:40	239	52	-0,6	31	-4,9	35,9	13

Hora de inicio 13:21:45  
 Hora de finalización 13:22:45  
 Temperatura ambiente 15,5  
 Carga 100%

Tabla 5.23 Carga 100%, falla en el condensador

Fecha	Hora	Presión alta	Presión baja	Temperatura de cámara (t1)	Temperatura de condensación (t2)	Temperatura de evaporación (t3)	Diferencial de temperatura (t2-t3)	Temperatura media (t2,t3)
14/04/2012	13:21:49	237	72	21,9	32,1	20,8	11,3	26,4
14/04/2012	13:21:54	236	72	21,4	32,2	20	12,2	26,1
14/04/2012	13:22:00	236	71	20,8	32,3	19,2	13,1	25,7
14/04/2012	13:22:05	241	71	20,3	32,3	18,4	13,9	25,3
14/04/2012	13:22:10	252	79	19,7	32,4	17,6	14,8	25
14/04/2012	13:22:15	250	83	19,1	32,6	16,9	15,7	24,7
14/04/2012	13:22:20	249	86	18,8	32,9	16,5	16,4	24,7
14/04/2012	13:22:25	247	88	18,7	33,1	16,2	16,9	24,6
14/04/2012	13:22:31	246	90	18,7	33,2	16,1	17,1	24,6
14/04/2012	13:22:36	245	91	18,7	33,4	16	17,4	24,7
14/04/2012	13:22:41	243	92	18,7	33,4	15,8	17,6	24,6

### 5.7.2.1 GRAFICOS DE COMPORTAMIENTO

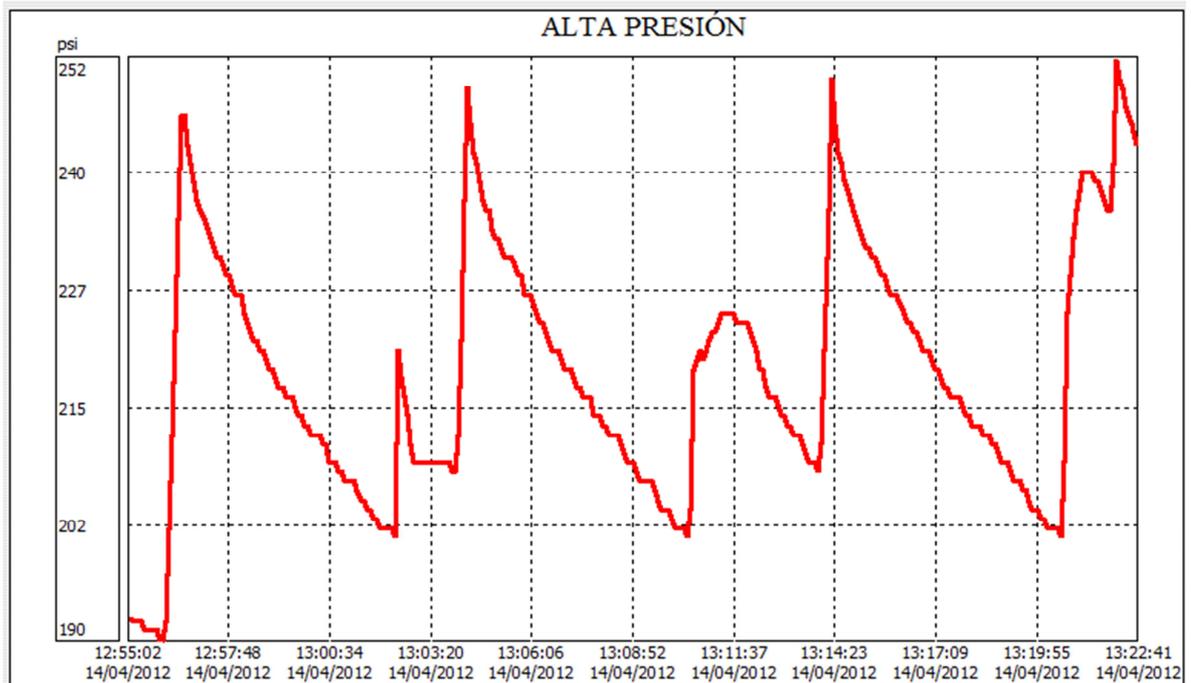


Figura 5.16 Alta presión, falla en el condensador

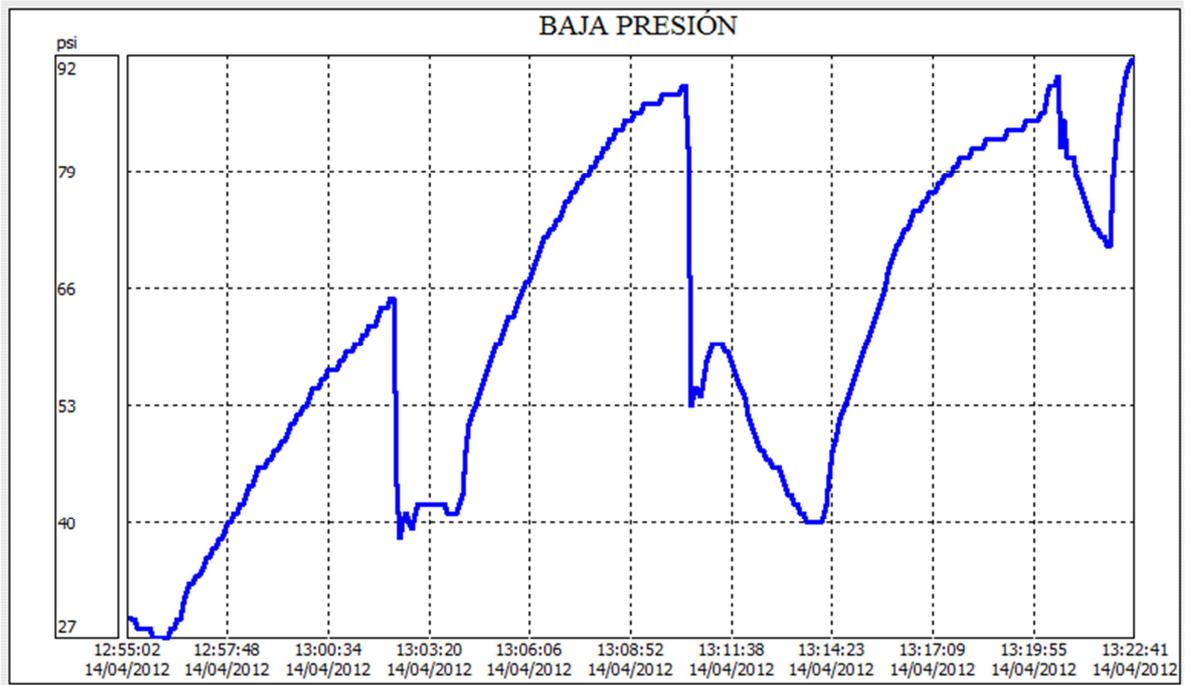


Figura 5.17 Baja presión, falla en el condensador

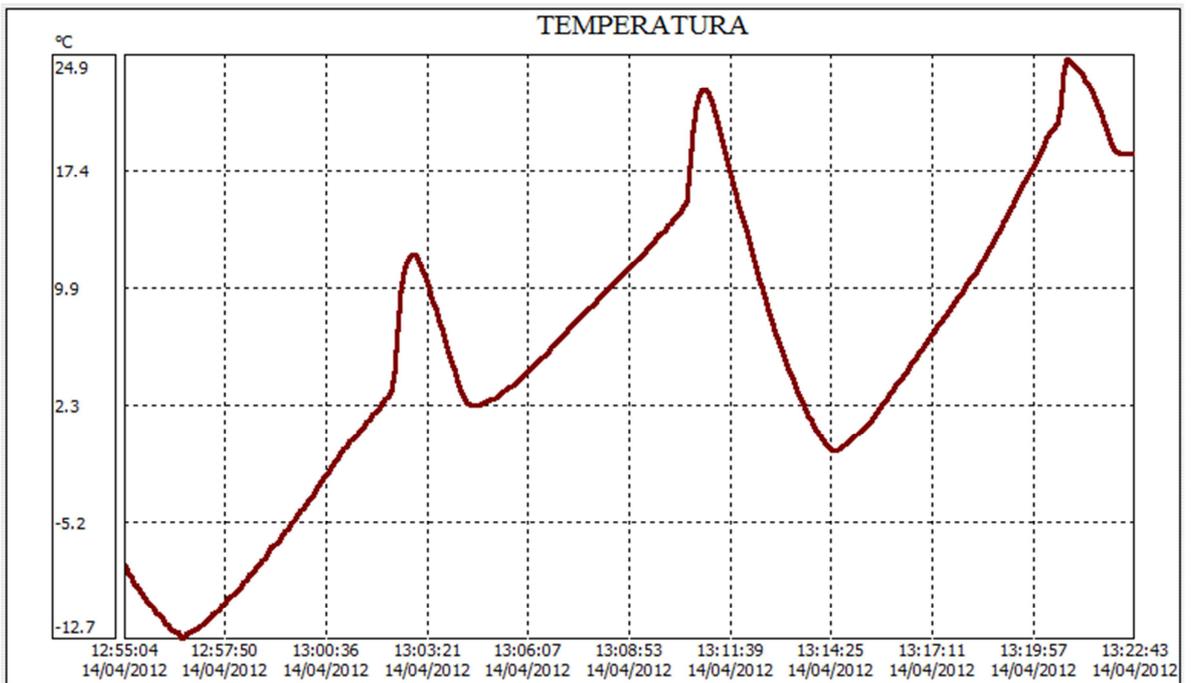


Figura 5.18 Temperatura de la cámara, falla en el condensador

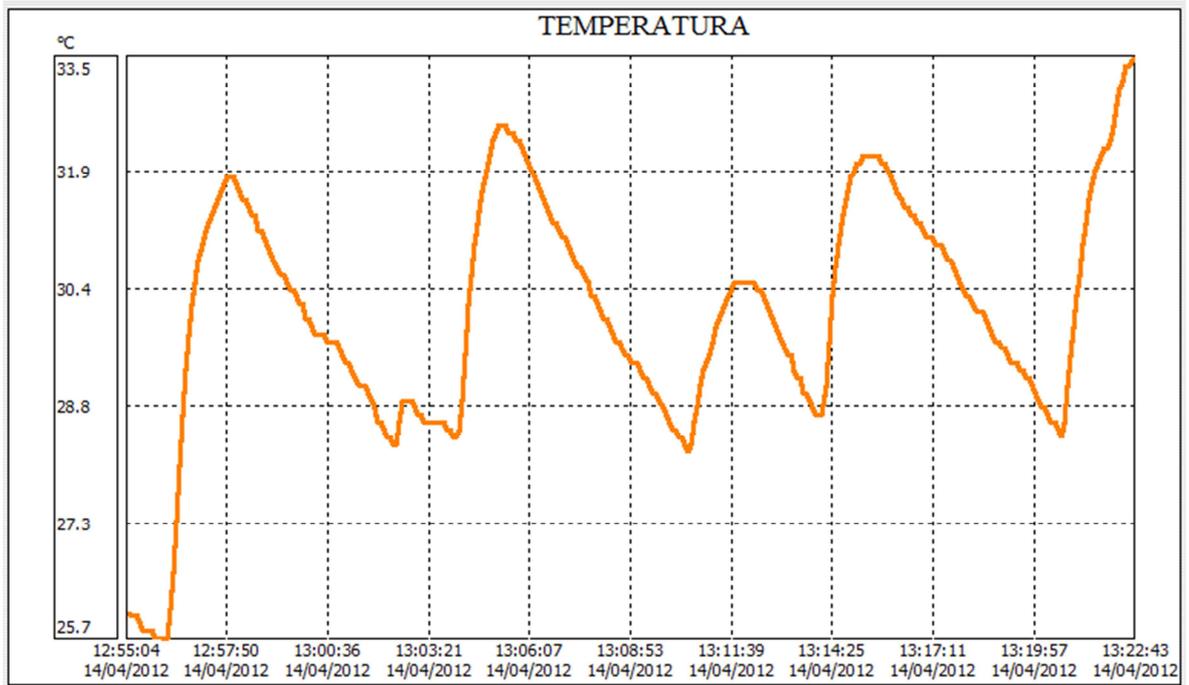


Figura 5.19 Temperatura de condensación, falla en el condensador

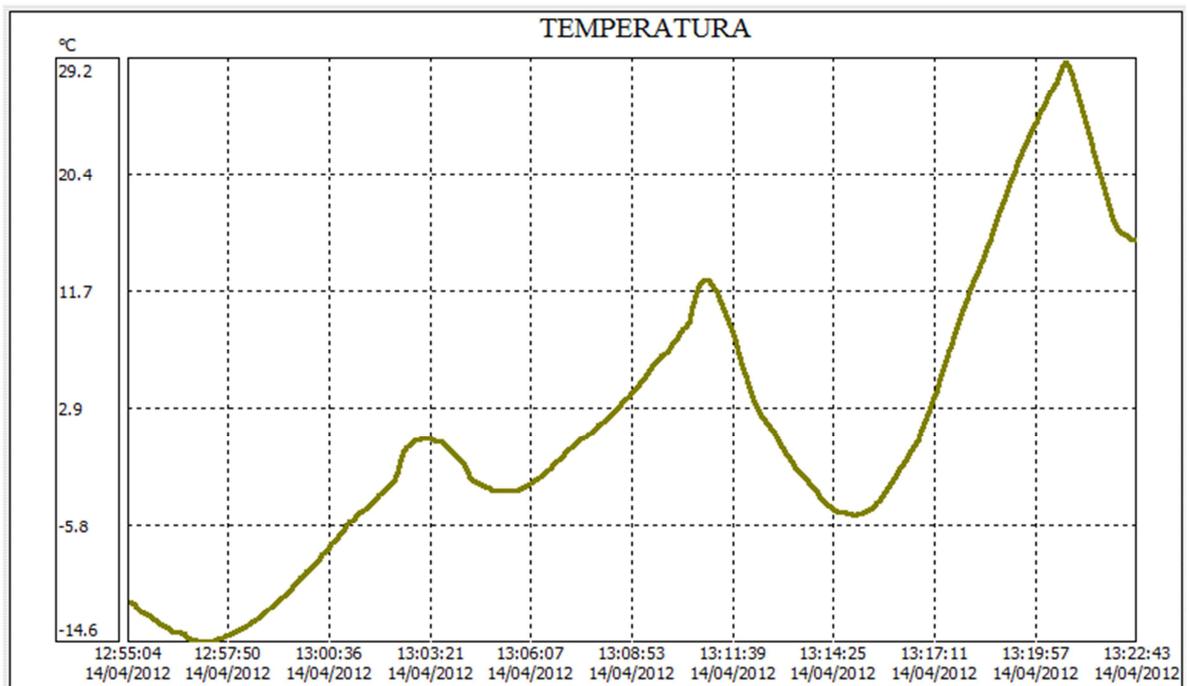


Figura 5.20 Temperatura de evaporación, falla en el condensador

## 5.7.2.2 CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA

Tabla 5.24 Condiciones de funcionamiento del sistema al 100%, falla en el condensador

Fecha	Hora	Presión alta [Psi]	Presión baja [Psi]	Temperatura de condensación [°C]	Temperatura de evaporación [°C]	Presión de condensación [Bar]	Presión de evaporación [Bar]
14/04/2012	13:21:49	237	72	32,1	20,8	14,91	10,09
14/04/2012	13:21:54	236	72	32,2	20	14,95	10,84
14/04/2012	13:22:00	236	71	32,3	19,2	14,99	10,61
14/04/2012	13:22:05	241	71	32,3	18,4	14,99	10,39
14/04/2012	13:22:10	252	79	32,4	17,6	15,03	10,16
14/04/2012	13:22:15	250	83	32,6	16,9	15,10	9,97
14/04/2012	13:22:20	249	86	32,9	16,5	15,22	9,85
14/04/2012	13:22:25	247	88	33,1	16,2	15,29	9,77
14/04/2012	13:22:31	246	90	33,2	16,1	15,33	9,74
14/04/2012	13:22:36	245	91	33,4	16	15,41	9,71
14/04/2012	13:22:41	243	92	33,4	15,8	15,41	9,66

Relación de compresión	h1 [KJ/Kg]	h2 [KJ/Kg]	h3 [KJ/Kg]	h4 [KJ/Kg]	v1 [m³/Kg]	v3 [m³/Kg]	Qf [KJ/hr]	m' [Kg/hr]
0,68	377,03	381,13	247	247	0,02	0,00105	3669,26	28,22
0,73	376,71	381,16	247	247	0,02	0,00105	3669,26	28,29
0,71	376,37	381,19	247	247	0,02	0,00105	3669,26	28,36
0,69	376,03	381,19	248	248	0,02	0,00105	3669,26	28,66
0,68	375,68	381,22	248	248	0,02	0,00105	3669,26	28,74
0,66	375,38	381,28	248	248	0,02	0,00105	3669,26	28,80
0,65	375,21	381,37	249	249	0,02	0,00105	3669,26	29,07
0,64	375,08	381,44	249	249	0,02	0,00105	3669,26	29,10
0,64	375,04	381,47	249	249	0,02	0,00105	3669,26	29,11
0,63	375,00	381,53	250	250	0,02	0,00105	3669,26	29,35
0,63	374,91	381,53	250	250	0,02	0,00105	3669,26	29,37

Vc [m³/Kg]	nm %	nv %	nt %	Pc [KJ/Hr]	Qc [KJ/Hr]	V' [m³/Hr]	COP
0,56	0,8	1,00	0,80	144,65	1051,38	0,03	31,71
0,57	0,8	1,00	0,80	157,92	1054,18	0,03	29,17
0,57	0,8	1,00	0,80	171,41	1057,22	0,03	26,84
0,57	0,8	1,00	0,80	185,24	1060,34	0,03	24,80
0,57	0,8	1,00	0,80	198,89	1063,43	0,03	23,06
0,58	0,8	1,00	0,80	212,08	1066,43	0,03	21,60
0,58	0,8	1,00	0,80	223,42	1069,01	0,03	20,48
0,58	0,8	1,00	0,80	230,53	1070,63	0,03	19,83
0,58	0,8	1,00	0,80	233,08	1071,22	0,03	19,61
0,59	0,8	1,00	0,80	238,77	1072,51	0,03	19,13
0,59	0,8	1,00	0,80	241,98	1073,24	0,03	18,87

### 5.7.2.3 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Al fallar el ventilador del condensador la presión en la línea de descarga aumenta, debido a que el gas no se puede condensar por la falta de transferencia de calor y como consecuencia la temperatura aumenta en el condensador. También se pudo notar que la presión en la línea de succión aumenta porque no se tiene la suficiente cantidad de refrigerante en condición líquida en el evaporador para extraer el calor de la cámara cada vez que se le aumenta la carga térmica, por lo tanto el poco refrigerante líquido que pasa se evapora rápidamente.

### 5.7.3 FALLA EN LA VÁLVULA SOLENOIDE

Hora de inicio 14:32:45  
 Hora de finalización 14:33:25  
 Temperatura ambiente 15,4  
 Carga 25%

Tabla 5.25 Carga al 25%, falla en la válvula solenoide

Fecha	Hora	Presión alta	Presión baja	Temperatura de cámara (t1)	Temperatura de condensación (t2)	Temperatura de evaporación (t3)	Diferencial de temperatura (t2-t3)	Temperatura media (t2,t3)
13/04/2012	14:32:48	202	36	-2,1	28,1	-3,9	32	12,1
13/04/2012	14:32:54	202	35	-2,6	27,9	-4	31,9	11,9
13/04/2012	14:32:59	202	35	-3	27,8	-4,3	32,1	11,7
13/04/2012	14:33:04	204	35	-3,3	27,7	-4,9	32,6	11,4
13/04/2012	14:33:09	198	27	-3,7	27,6	-5,5	33,1	11
13/04/2012	14:33:14	192	28	-3,8	27,5	-6	33,5	10,7
13/04/2012	14:33:19	192	30	-3,9	27,4	-6,5	33,9	10,4

Hora de inicio 14:37:45  
 Hora de finalización 14:38:25  
 Temperatura ambiente 15,3  
 Carga 50%

Tabla 5.26 Carga al 50%, falla en la válvula solenoide

Fecha	Hora	Presión alta	Presión baja	Temperatura de cámara (t1)	Temperatura de condensación (t2)	Temperatura de evaporación (t3)	Diferencial de temperatura (t2-t3)	Temperatura media (t2,t3)
13/04/2012	14:37:48	206	37	0,3	27,5	-4,7	32,2	11,4
13/04/2012	14:37:53	204	36	-0,1	27,5	-5,1	32,6	11,2
13/04/2012	14:37:59	204	36	-0,6	27,5	-5,4	32,9	11
13/04/2012	14:38:04	207	35	-1	27,4	-5,6	33	10,9
13/04/2012	14:38:09	200	28	-1,5	27,4	-5,8	33,2	10,8
13/04/2012	14:38:14	194	28	-1,8	27,4	-5,8	33,2	10,8
13/04/2012	14:38:19	193	29	-1,8	27,4	-5,9	33,3	10,7

Hora de inicio 14:51:45  
 Hora de finalización 14:52:25  
 Temperatura ambiente 15,1  
 Carga 75%

Tabla 5.27 Carga al 75%, falla en la válvula solenoide

Fecha	Hora	Presión alta	Presión baja	Temperatura de cámara (t1)	Temperatura de condensación (t2)	Temperatura de evaporación (t3)	Diferencial de temperatura (t2-t3)	Temperatura media (t2,t3)
13/04/2012	14:51:47	201	35	-4,5	27,2	-5,3	32,5	10,9
13/04/2012	14:51:52	200	35	-4,7	27,1	-5,5	32,6	10,8
13/04/2012	14:51:57	200	35	-4,9	27,1	-5,9	33	10,6
13/04/2012	14:52:02	202	32	-5,1	27,1	-6,3	33,4	10,4
13/04/2012	14:52:07	203	26	-5,3	27,1	-6,8	33,9	10,1
13/04/2012	14:52:12	192	29	-5,5	27	-7,1	34,1	9,9
13/04/2012	14:52:18	191	30	-5,5	26,9	-7,4	34,3	9,7

Hora de inicio 15:00:45  
 Hora de finalización 15:01:25  
 Temperatura ambiente 15,1  
 Carga 100%

Tabla 5.28 Carga al 100%, falla en la válvula solenoide

Fecha	Hora	Presión alta	Presión baja	Temperatura de cámara (t1)	Temperatura de condensación (t2)	Temperatura de evaporación (t3)	Diferencial de temperatura (t2-t3)	Temperatura media (t2,t3)
13/04/2012	15:00:50	211	42	-1,9	28,7	-1	29,7	13,8
13/04/2012	15:00:55	211	42	-2,2	28,6	-1,1	29,7	13,7
13/04/2012	15:01:00	211	42	-2,3	28,6	-1,1	29,7	13,7
13/04/2012	15:01:05	214	41	-2,6	28,6	-1,2	29,8	13,7
13/04/2012	15:01:10	207	31	-2,7	28,5	-1,3	29,8	13,6
13/04/2012	15:01:15	200	27	-2,9	28,5	-1,3	29,8	13,6
13/04/2012	15:01:21	200	28	-2,9	28,4	-1,4	29,8	13,5

### 5.7.3.1 GRÁFICOS DE COMPORTAMIENTO

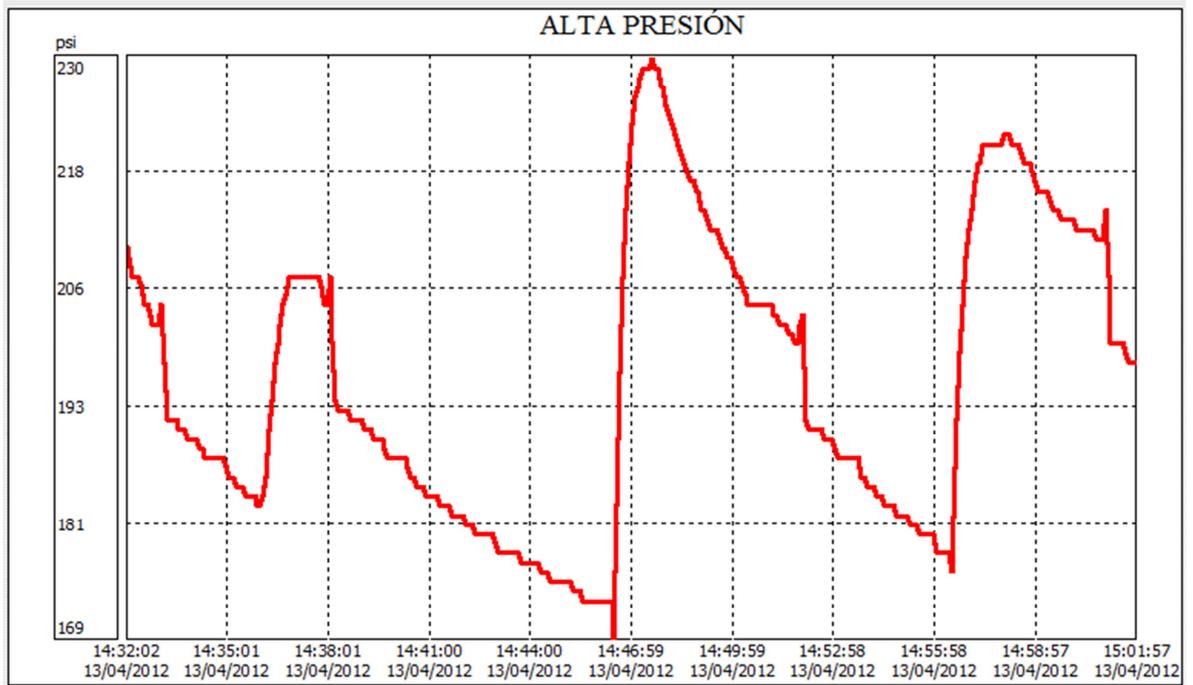


Figura 5.21 Alta presión, falla en la válvula solenoide

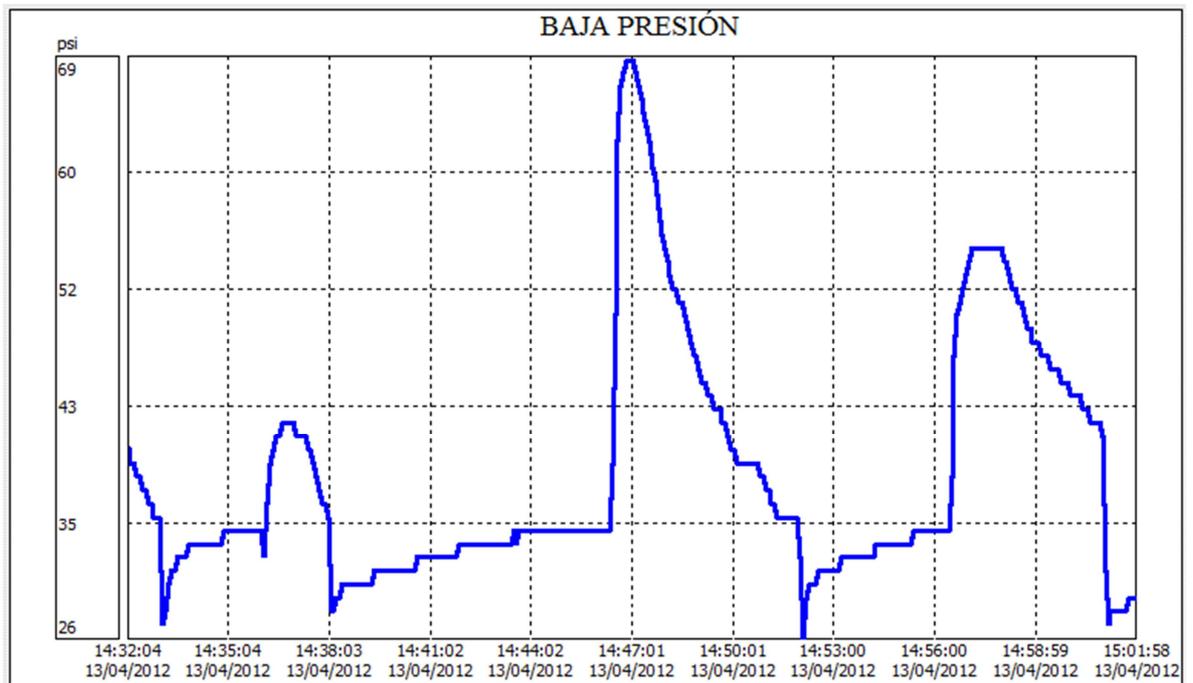


Figura 5.22 Baja presión, falla en válvula solenoide

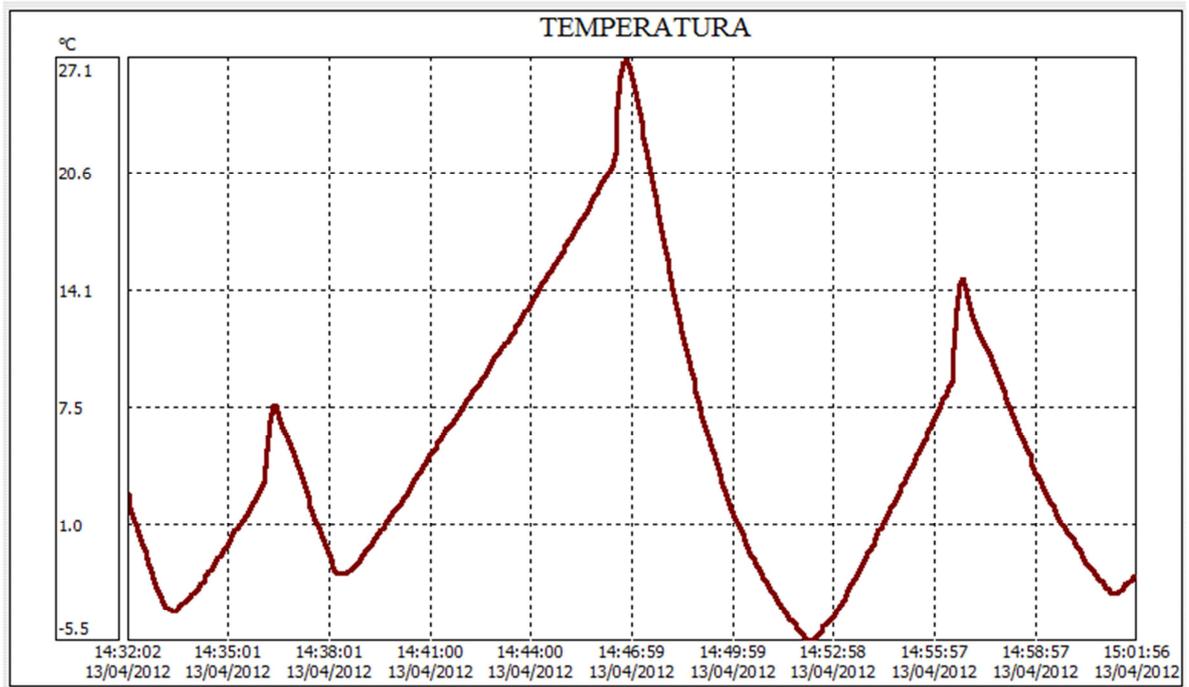


Figura 5.23 Temperatura de la cámara, falla de la válvula solenoide

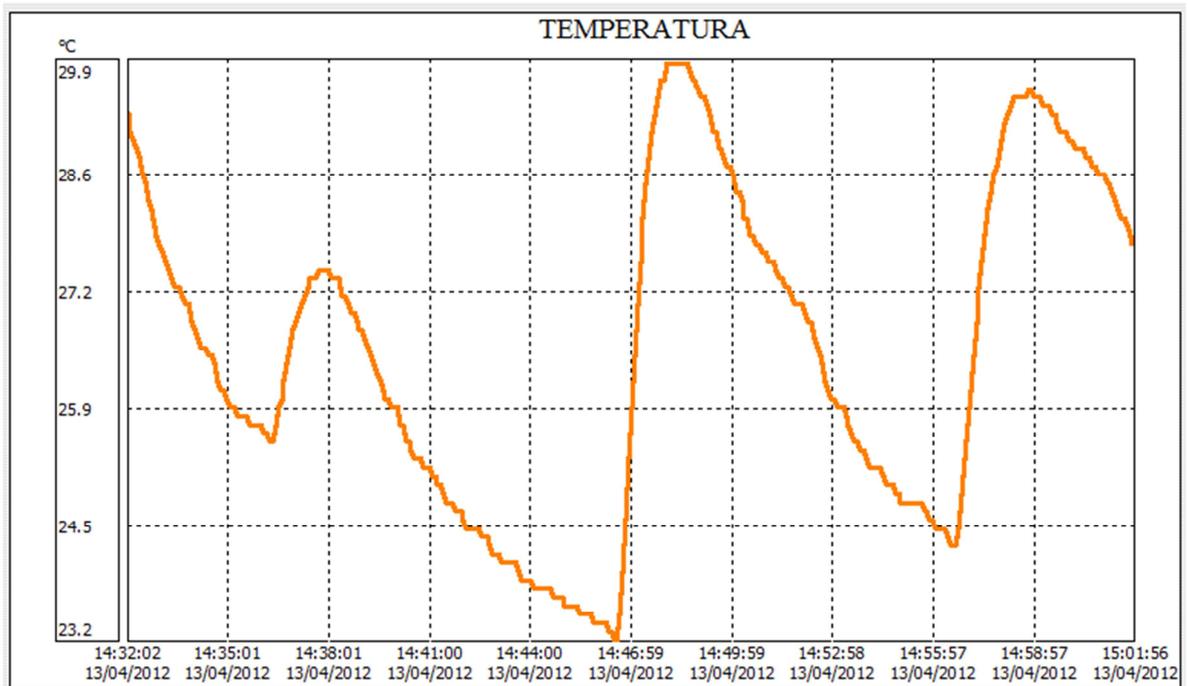


Figura 5.24 Temperatura de condensación, falla en la válvula solenoide

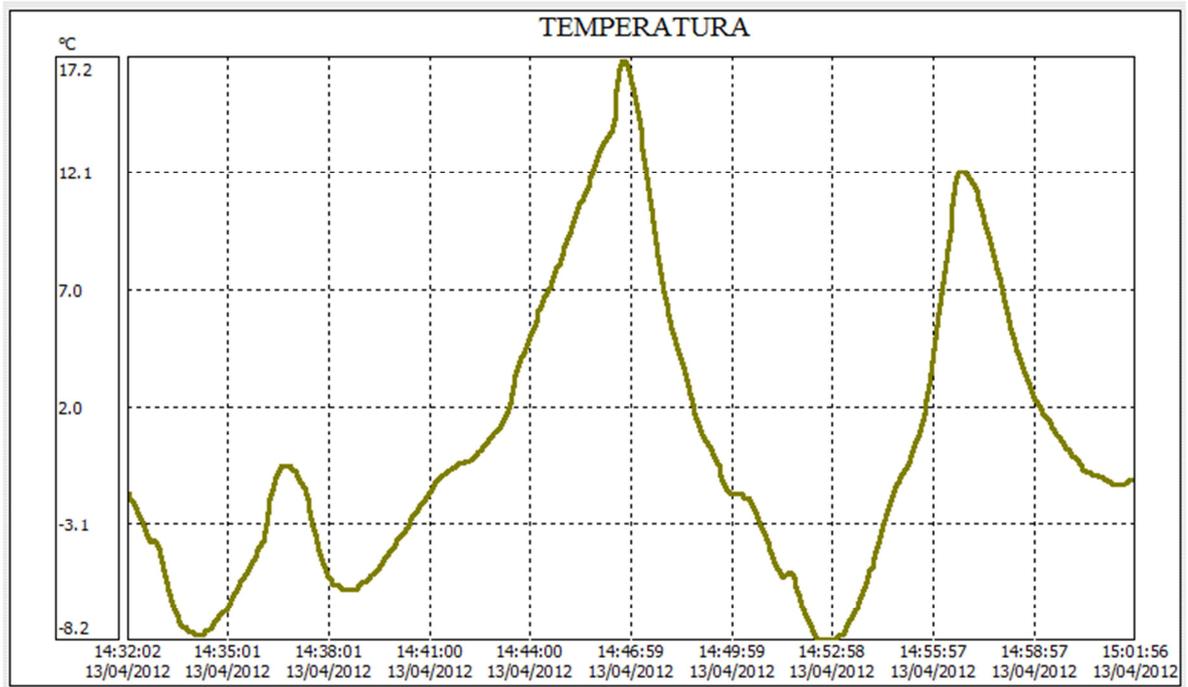


Figura 5.25 Temperatura de evaporación, falla en la válvula solenoide

### 5.7.3.2 CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA

Tabla 5.29 Condiciones de funcionamiento del sistema al 100%, falla en la válvula solenoide

Fecha	Hora	Presión alta [Psi]	Presión baja [Psi]	Temperatura de condensación [°C]	Temperatura de evaporación [°C]	Presión de condensación [Bar]	Presión de evaporación [Bar]
13/04/2012	14:37:48	206	37	27,5	-4,7	13,26	5,16
13/04/2012	14:37:53	204	36	27,5	-5,1	13,26	5,09
13/04/2012	14:37:59	204	36	27,5	-5,4	13,26	5,05
13/04/2012	14:38:04	207	35	27,4	-5,6	13,23	5,02
13/04/2012	14:38:09	200	28	27,4	-5,8	13,23	4,98
13/04/2012	14:38:14	194	28	27,4	-5,8	13,23	4,98
13/04/2012	14:38:19	193	29	27,4	-5,9	13,23	4,97

Relación de compresión	h1 [KJ/Kg]	h2 [KJ/Kg]	h3 [KJ/Kg]	h4 [KJ/Kg]	v1 [m³/Kg]	v3 [m³/Kg]	Qf [KJ/hr]	m' [Kg/hr]
2,57	364,81	379,58	240	240	0,04	0,001025	3669,26	29,40
2,60	364,60	379,58	240	240	0,04	0,001025	3669,26	29,45
2,63	364,43	379,58	240	240	0,04	0,001025	3669,26	29,49
2,64	364,32	379,54	239	239	0,04	0,001025	3669,26	29,28
2,65	364,21	379,54	239	239	0,04	0,001025	3669,26	29,30
2,65	364,21	379,54	239	239	0,04	0,001025	3669,26	29,30
2,66	364,16	379,54	239	239	0,04	0,001025	3669,26	29,32

Vc [m³/Kg]	nm %	nv %	nt %	Pc [KJ/Hr]	Qc [KJ/Hr]	V' [m³/Hr]	COP
1,18	0,8	0,85	0,68	640,95	1139,82	0,03	8,45
1,18	0,8	0,84	0,68	653,41	1141,78	0,03	8,32
1,18	0,8	0,84	0,67	662,93	1143,30	0,03	8,22
1,17	0,8	0,84	0,67	661,98	1143,02	0,03	8,23
1,17	0,8	0,84	0,67	668,33	1144,02	0,03	8,17
1,17	0,8	0,84	0,67	668,33	1144,02	0,03	8,17
1,17	0,8	0,84	0,67	671,52	1144,52	0,03	8,14

### 5.7.3.3 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Al simular la falla en la válvula solenoide la reacción del sistema es inmediata. La presión en la línea de succión comienza a bajar rápidamente porque al momento de fallar la válvula esta bloquea el paso del refrigerante, lo cual genera un vacío en esta línea. También se pudo observar que en la línea de descarga comienza a aumentar la presión por el mismo bloqueo del paso del refrigerante. El presostato desconecta el compresor ya que el sistema falla por baja presión.

## 5.7.4 FALLA POR FILTRO MAL DIMENSIONADO

Hora de inicio 16:23  
 Hora de finalización 16:28  
 Temperatura ambiente 15.0  
 Carga 25%

Tabla 5.30 Carga al 25%, falla por filtro sub-dimensionado

Fecha	Hora	Presión alta	Presión baja	Temperatura de cámara (t1)	Temperatura de condensación (t2)	Temperatura de evaporación (t3)	Diferencial de temperatura (t2-t3)	Temperatura media (t2,t3)
14/04/2012	16:23:56	194	30	-6,3	26,8	-11,9	38,7	7,4
14/04/2012	16:24:57	190	28	-10,8	26,7	-14,3	41	6,2
14/04/2012	16:25:57	188	26	-13,8	26,4	-15,5	41,9	5,4
14/04/2012	16:26:57	178	31	-14,4	26	-16,6	42,6	4,7
14/04/2012	16:27:57	176	35	-12,2	25,5	-15,7	41,2	4,9

Hora de inicio 16:28  
 Hora de finalización 16:33  
 Temperatura ambiente 15.0  
 Carga 50%

Tabla 5.31 Carga al 50%, falla por filtro sub-dimensionado

Fecha	Hora	Presión alta	Presión baja	Temperatura de cámara (t1)	Temperatura de condensación (t2)	Temperatura de evaporación (t3)	Diferencial de temperatura (t2-t3)	Temperatura media (t2,t3)
14/04/2012	16:28:57	174	39	-9,8	25,1	-14,3	39,4	5,4
14/04/2012	16:29:58	172	44	-7,1	24,7	-12,6	37,3	6
14/04/2012	16:30:58	192	32	-2,6	25,9	-9,2	35	8,3
14/04/2012	16:31:58	198	32	-7,5	27	-11,1	38,1	7,9
14/04/2012	16:32:58	194	29	-10,5	27,1	-13	40,1	7

Hora de inicio 16:33  
 Hora de finalización 16:38  
 Temperatura ambiente 15.0  
 Carga 75%

Tabla 5.32 Carga al 75%, falla por filtro sub-dimensionado

Fecha	Hora	Presión alta	Presión baja	Temperatura de cámara (t1)	Temperatura de condensación (t2)	Temperatura de evaporación (t3)	Diferencial de temperatura (t2-t3)	Temperatura media (t2,t3)
14/04/2012	16:33:59	192	28	-12,5	26,9	-13,8	40,7	6,5
14/04/2012	16:34:59	191	27	-13,8	26,7	-14,6	41,3	6
14/04/2012	16:35:59	190	27	-14,7	26,6	-15	41,6	5,8
14/04/2012	16:36:59	189	26	-15,4	26,5	-15,5	42	5,5
14/04/2012	16:38:00	179	30	-16	26,2	-16	42,2	5,1

Hora de inicio 16:38  
 Hora de finalización 16:43  
 Temperatura ambiente 15.0  
 Carga 100%

Tabla 5.33 Carga al 100%, falla por filtro sub-dimensionado

Fecha	Hora	Presión alta	Presión baja	Temperatura de cámara (t1)	Temperatura de condensación (t2)	Temperatura de evaporación (t3)	Diferencial de temperatura (t2-t3)	Temperatura media (t2,t3)
14/04/2012	16:38:00	179	38	-16	26,2	-16	42,2	5,1
14/04/2012	16:39:00	178	27	-14,3	25,7	-15,6	41,3	5
14/04/2012	16:40:00	187	35	-8,9	25,6	-11,8	37,4	6,9
14/04/2012	16:41:00	198	34	-8,2	26,8	-6,7	33,5	10
14/04/2012	16:42:00	202	33	-9,7	27,7	-9,2	36,9	9,2

### 5.7.4.1 GRÁFICOS DE FUNCIONAMIENTO

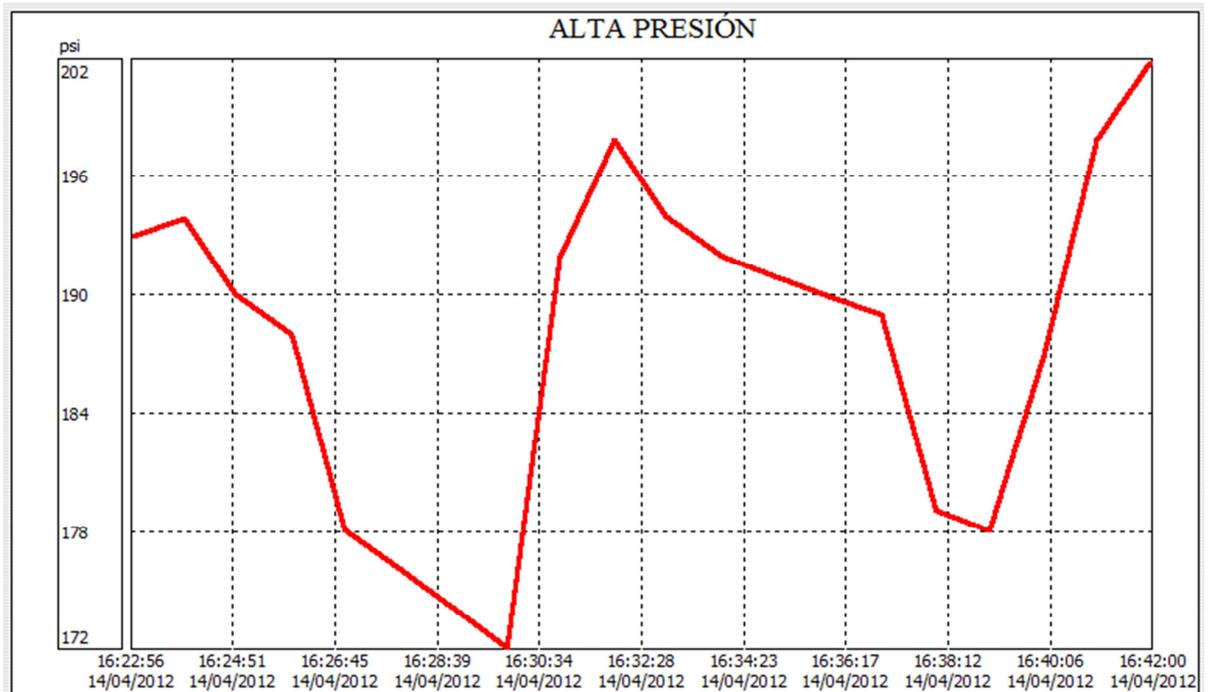


Figura 5.26 Alta presión, falla por filtro sub-dimensionado

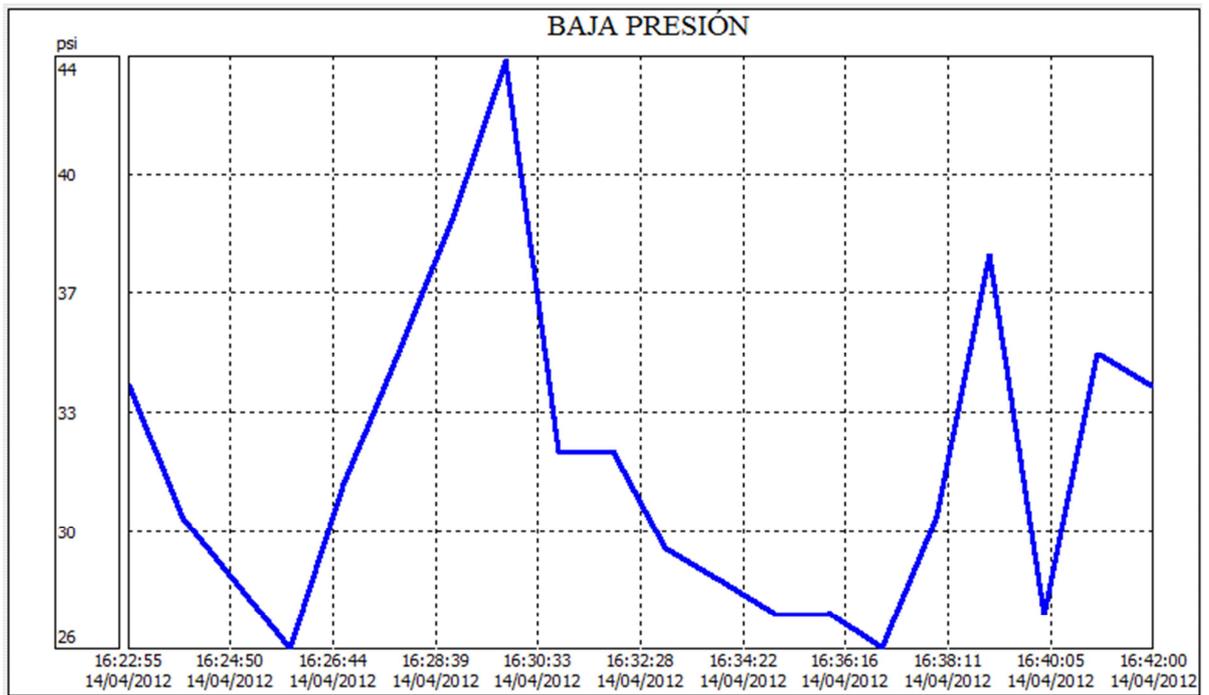


Figura 5.27 Baja presión, falla por filtro sub-dimensionado

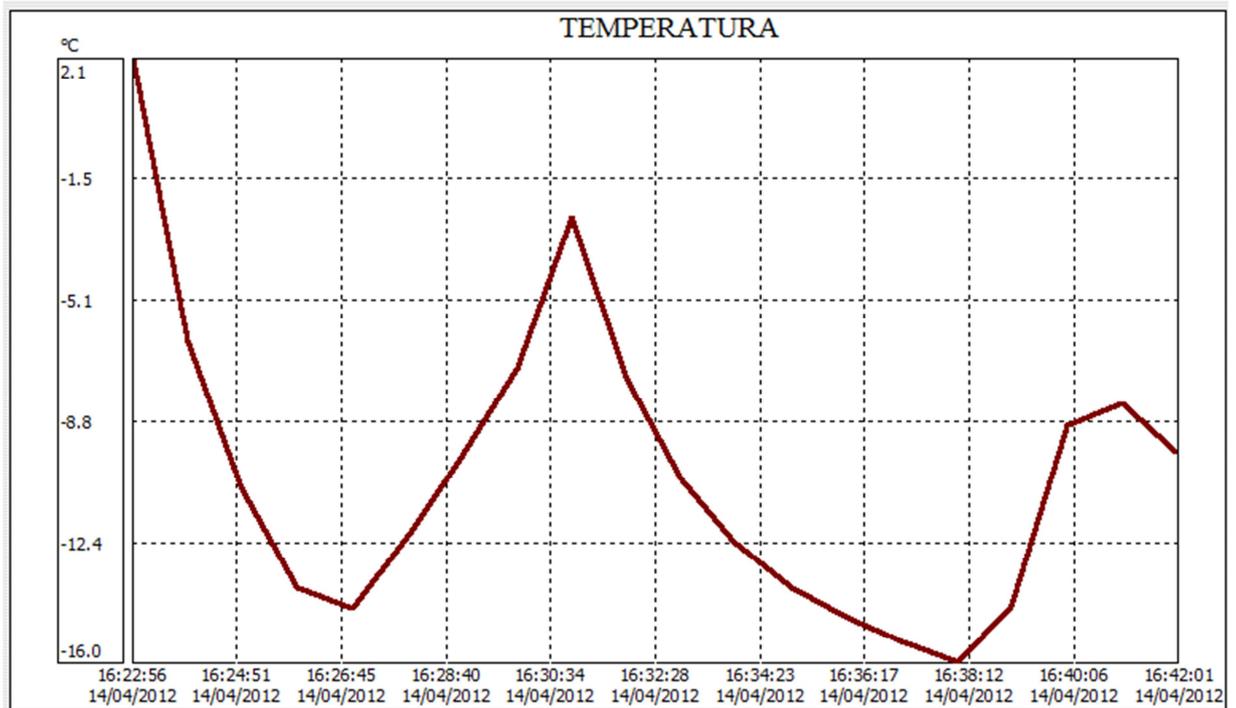


Figura 5.28 Temperatura de la cámara, falla por filtro sub-dimensionado

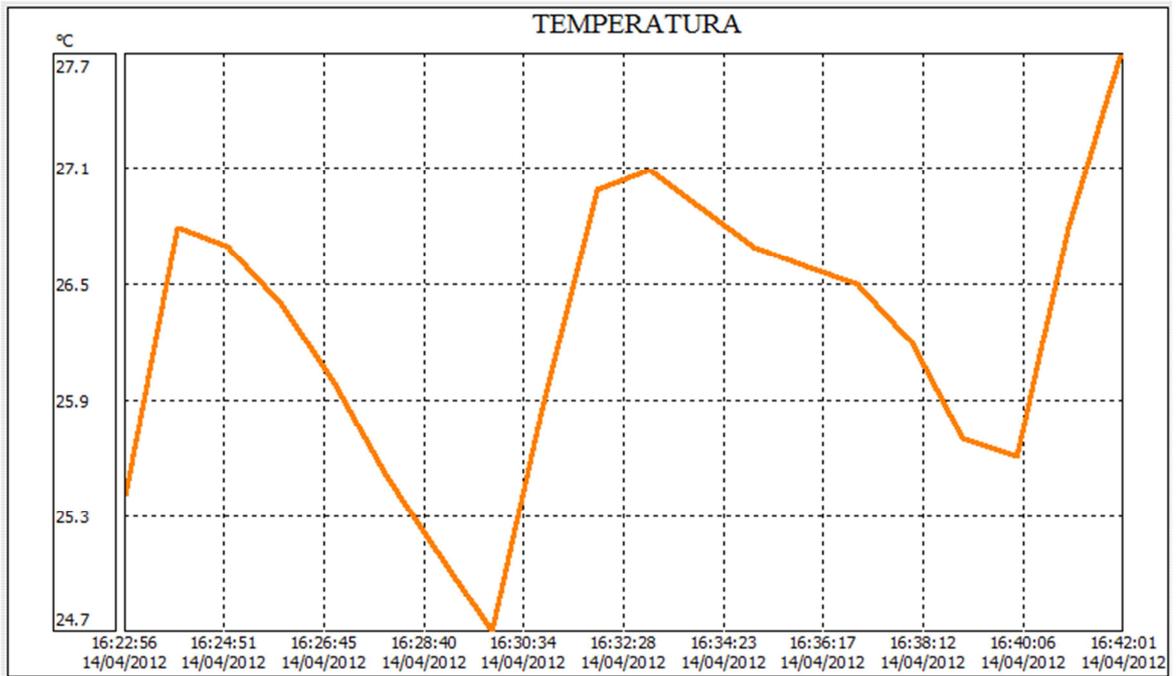


Figura 5.29 Temperatura de condensación, falla por filtro sub-dimensionado

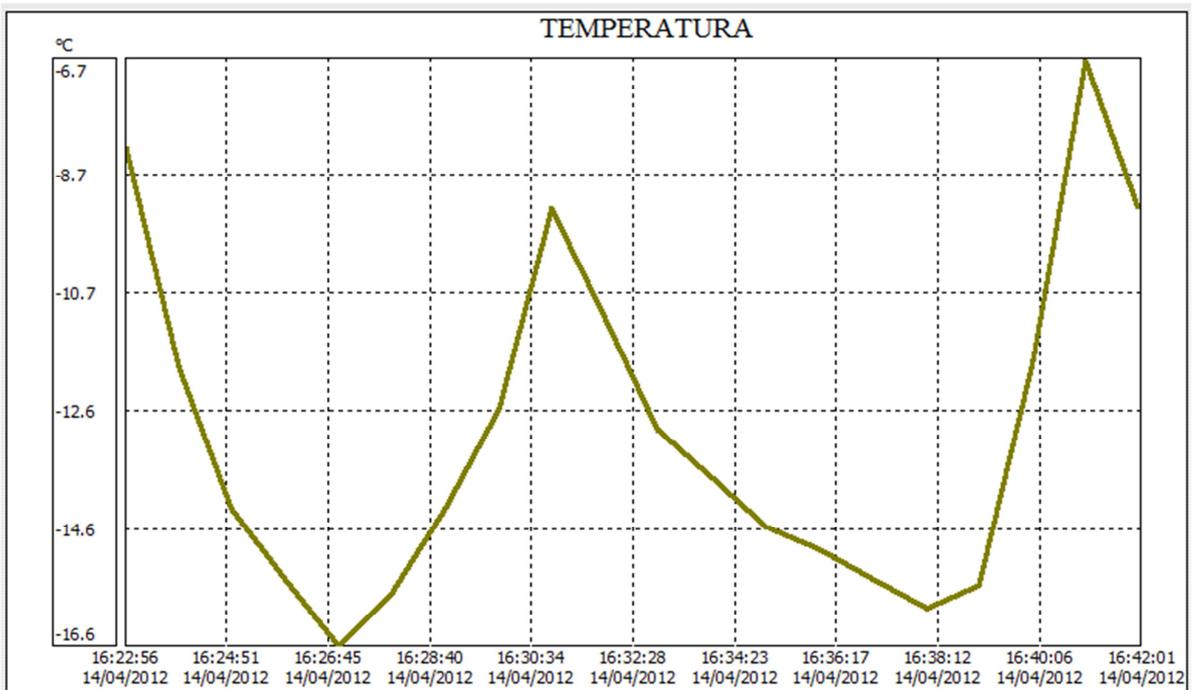


Figura 5.30 Temperatura de evaporación, falla por filtro sub-dimensionado

### 5.7.4.2 CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA

Tabla 5.34 Condiciones de funcionamiento del sistema al 100%, falla por filtro sub-dimensionado

Fecha	Hora	Presión alta [Psi]	Presión baja [Psi]	Temperatura de condensación [°C]	Temperatura de evaporación [°C]	Presión de condensación [Bar]	Presión de evaporación [Bar]
14/04/2012	16:38:00	179	38	26,2	-16	12,81	3,50
14/04/2012	16:39:00	178	27	25,7	-15,6	12,64	3,55
14/04/2012	16:40:00	187	35	25,6	-11,8	12,61	4,07
14/04/2012	16:41:00	198	34	26,8	-6,7	13,02	4,84
14/04/2012	16:42:00	202	33	27,7	-9,2	13,33	4,45

Relación de compresión	h1 [KJ/Kg]	h2 [KJ/Kg]	h3 [KJ/Kg]	h4 [KJ/Kg]	v1 [m³/Kg]	v3 [m³/Kg]	Qf [KJ/hr]	m' [Kg/hr]
3,66	358,49	379,11	238	238	0,06	0,001025	3669,26	30,45
3,56	358,72	378,93	238	238	0,06	0,001025	3669,26	30,39
3,10	360,88	378,89	239	239	0,06	0,001025	3669,26	30,11
2,69	363,72	379,32	240	240	0,06	0,001025	3669,26	29,66
3,00	362,34	379,65	239	239	0,06	0,001025	3669,26	29,75

Vc [m³/Kg]	nm %	nv %	nt %	Pc [KJ/Hr]	Qc [KJ/Hr]	V' [m³/Hr]	COP
1,83	0,8	0,77	0,62	1021,00	1193,68	0,03	5,84
1,82	0,8	0,78	0,62	990,10	1189,87	0,03	5,97
1,81	0,8	0,81	0,65	839,05	1169,88	0,03	6,77
1,78	0,8	0,84	0,67	690,92	1147,84	0,03	7,93
1,78	0,8	0,82	0,65	789,52	1162,26	0,03	7,13

### 5.7.4.3 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Lo que se nota es que la presión en la succión comienza a bajar por la obstrucción al paso del refrigerante, pero al momento que se va aumentando la carga va aumentando la temperatura dentro de la cámara y por lo tanto la presión tiene el mismo comportamiento, teniendo así un sobrecalentamiento del refrigerante muy alto

## 5.8 RESULTADOS GENERALES

Tabla 5.35 Resultados generales de fallas

<b>SINTOMA</b>	<b>FALLA</b>
Presión de descarga alta	Carga excesiva de refrigerante en el sistema Ventilador del condensador defectuoso Válvula solenoide permanentemente obstruida Serpentín del condensador sucio
Presión de descarga baja	Regulación incorrecta de la válvula de expansión Poco refrigerante en el sistema Presión de succión baja
Presión de succión alta	Carga excesiva de refrigerante en el sistema Regulación incorrecta de la válvula de expansión
Presión de succión baja	Ventiladores de evaporador defectuoso Filtro deshidratador mal dimensionado Regulación incorrecta de la válvula de expansión Evaporador sucio o escarchado Poco refrigerante en el sistema Válvula solenoide permanentemente obstruida

## CAPITULO 6: ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO

### 6.1 ANÁLISIS ECONÓMICO

El análisis económico y financiero de un proyecto nos da información real, confiable de los gastos y de la inversión realizada, para así poder determinar la factibilidad del proyecto y la toma decisiones.

Al inicio del proyecto se estableció un presupuesto inicial teórico; pero en el transcurso del proyecto se llegó determinar los costos reales y totales; los cuales detallamos a continuación.

#### 6.1.1 COSTOS DIRECTOS

Los costos directos se derivan de los materiales, mano de obra, herramienta, maquinaria o labores directamente involucradas en la construcción física del proyecto.

A continuación se detalla los costos directos:

##### 6.1.1.1 EQUIPOS Y MATERIALES

Tabla 6.1 Costos de equipos

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
UNIDAD CONDENSADORA Modelo: CAJ9510Z MHR Marca: L' UNITE HERMETIQUE	1	850,00	850,00
BOMBA PARA VACIO Modelo: QPV 500 Marca: QUALITY	1	250,3	750
RECUPERADOR DE REFRIGERANTE Modelo: 160-60 Marca: The Pro Plus	1	525,45	525,45
		<b>TOTAL</b>	<b>2125,45</b>

Tabla 6.2 Costo de cámara de congelación

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
Evaporadores Termo Coil	1	95,20	95,20
Motores de blower	1	28,00	28,00
MDF de 15 mm	1	18,51	18,51
Tornillos 6 x 15/8	1	0,46	0,46
Marcos para puerta	1	5,00	5,00
Pivot	1	6,72	6,72
Manija plástica	1	0,45	0,45
Puerta de aluminio y vidrio	1	25,00	25,00
<b>TOTAL</b>			<b>179,34</b>

Tabla 6.3 Costos de los accesorios de adquisición de datos

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
Termómetro diferencial de 3 sondas TI-33 RiPlus (Full Gauge)	1	66,08	66,08
Sonda de sensor de temperatura SB-19 (Full Gauge)	1	7,84	7,84
Controlador de presión PCT 400Ri Plus Succión (Full Gauge)	1	128,8	128,8
Controlador de presión PCT 400Ri Plus Descarga (Full Gauge)	1	128,8	128,8
Sensor transductor de presión SB68 (Full Gauge)	2	145,6	291,2
Convertidor de datos CONV 32 (Full Gauge)	1	76,16	76,16
Sonda de sensor de temperatura SB-19 (Full Gauge)	2	7,56	15,12
<b>TOTAL</b>			<b>714</b>

Tabla 6.4 Costos del sistema eléctrico

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
Cable concéntrico 3x12	3	3,83	11,49
Cable Surperflex 4x12 AWG 1Kv C/M CA	3	4,85	14,56
Cable Flexible # 16	15	0,89	13,38
Cable Flexible # 18	15	0,53	7,94
Cable flexible # 12	5	2,97	14,84
Luz piloto	11	2,14	23,53
Selectores	10	2,39	23,90
Adhesivos plásticos pequeños	2	0,93	1,86
Bloque de pulsador	1	4,85	4,85
Bornera plástica 6A 18 AWG	5	0,52	2,58
Bornera plástica 15A 14 AWG	1	1,53	1,53
Cinta ordenadora	1	5,51	5,51
Bornera para Relay 8 Pin Plano PTF-08AE	7	1,76	12,29
Relay 110v AC 08 PNL Plano 10 Amp Camsco	7	3,53	24,71
Cable multipar	5	0,28	1,40
Breaker para riel CSC 3P 20 Amp	1	11,68	11,68
Toma de 3 polos 50A 220V	1	6,08	6,08
Enchufe trifásico 50 Amp. 250V	1	5,92	5,92
Cable Electrónico	2	0,50	1,00
Prensa Estopa PG29 18-25MM	1	1,90	1,90
Resistencia de 280 W	4	6,71	26,84
Botonera on/off 15 Amp.	1	5,13	5,13
Breaker 16 Amp.	1	7,88	7,88
Contactador de 18 Amp.	1	10,77	10,77
Interruptor iluminado	3	0,41	1,22
Riel de acero	1	3,19	3,19
Terminal hembra de alta temperatura	1	4,77	4,77
		<b>TOTAL</b>	<b>250,76</b>

Tabla 6.5 Costos de los accesorios de refrigeración

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
Tubo flexible de 3/8"	13	3,76	48,87
Tubo flexible de 1/4"	3	2,96	8,87
Tubo flexible 1/2"	3	5,83	17,48
Tubo flexible de 5/8	8	5,26	42,11
Válvula de paso de 3/8"	5	9,04	45,18
Válvula de expansión y orificio	1	81,57	81,57
Filtro secador de 3/8"	1	5,59	5,59
Filtro secador de 1/4"	1	6,85	6,85
Tuercas de bronce de 3/8"	35	0,65	22,75
Tuercas de bronce de 1/4"	6	0,75	4,51
Válvula solenoide con bobina 110	1	68,00	68,00
Tee 3/8	4	4,92	19,66
Conector macho 3/8 x 3/8	8	2,63	21,04
Codos 5/8	4	1,41	5,65
Codos ½	4	1,34	5,37
Codos 3/8	1	0,78	0,78
Manifold R404a dual con visor	1	35,47	35,47
Válvulas de carga y accesorios	5	2,56	12,80
Manómetro de alta QG R404A	2	4,70	9,40
Manómetro de baja QG R404A	1	4,70	4,70
Acople de 1/4 a 1/8	3	2,66	7,97
Tapón de ¼	1	0,60	0,60
Unión de 5/8 soldable	2	0,50	1,00
Aislante para cañería 5/8	2	3,03	6,05
Mangueras para R404A	1	7,26	7,26
		<b>TOTAL</b>	<b>489,53</b>

Tabla 6.6 Costos de herramientas

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
Lima plana	1	5,6	5,60
Broca de 1/8	1	0,6384	0,64
Broca de 5/32	1	1,0416	1,04
Broca de titanio HSS SAE ¼	1	1,24544	1,25
Pistola para silicón	1	1,0976	1,10
Mandril para sierra de copa	1	7,6608	7,6608
Sierra de copa	1	9,6768	9,6768
		<b>TOTAL</b>	<b>26,96</b>

Tabla 6.7 Costos de los materiales consumibles

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
Diluyente	2	5,26	10,52
Fondo de cromato	1	10,58	10,58
Pegante	1	22,40	22,40
Electrodo E 60-11	3	1,50	4,49
Arco de sierra	1	3,19	3,19
Pintura azul	2	3,80	7,59
Pintura beige	2	4,62	9,24
Pintura blanca	2	4,79	9,57
Pintura negra	1	2,99	2,99
Pegamento	1	1,29	1,29
Lija de agua #240	1	0,39	0,39
Poliuretano expandido en spray	1	5,90	5,90
Solución de poliuretano expandido	2	6,90	13,80
Silicón transparente	1	3,58	3,58
Cinta auto fundente	1	4,19	4,19
Refrigerante R404a	4	16,25	65,00
Barra de estaño 100%	2	6,00	12,00
Cinta masquin	1	1,15	1,15
Sello hermético	1	11,76	11,76
Exposimil 60 seg. EPOXICA	1	6,62	6,62
Cinta Adesiva Foantape 1/8"x 2"x30'	1	3,88	3,88
Pegamento Sikaflex	2	11,68	23,37
Varillas para soldar 0% de plata	3	1,09	3,27
Pinceles	2	1,45	2,90
Amarras plásticas	2	1,50	3,00
		<b>TOTAL</b>	<b>242,68</b>

#### 6.1.1.2 MANO DE OBRA DIRECTA

Es la fuerza laboral que se encuentra en contacto directo con la fabricación del proyecto. Esta ha sido responsable del grueso manejo del trabajo por horas y es el costo más importante de controlar y medir.

A continuación se detalla la mano de obra directa:

Tabla 6.8 Costos de mano de obra directa

DESCRIPCIÓN	HORAS	VALOR/HORA	VALOR TOTAL
Construcción de estructura	30	6,00	180,00
Servicio de dobléz	1	2,69	2,69
Servicio de pintura	25	6,00	150,00
<b>TOTAL</b>			<b>332,69</b>

Tabla 6.9 Costo de Diseño

DESCRIPCIÓN	VALOR TOTAL
Jefferson Javier Mero Bucheli	600,00
Carlos David Zambrano Ibarra	600,00
<b>TOTAL</b>	<b>1200,00</b>

Tabla 6.10 Costos directos

DESCRIPCIÓN	VALOR TOTAL
Construcción de cámara	179,34
Consumibles	242,68
Mano de obra directa	332,69
Accesorios de refrigeración	489,53
Herramientas	26,96
Sistema eléctrico	250,76
Adquisición de datos	714,00
Diseño	1200,00
Equipos	2125,45
<b>TOTAL</b>	<b>5561,41</b>

## 6.1.2 COSTOS INDIRECTOS

Los costos indirectos corresponden a los gastos generales necesarios para la ejecución de los trabajos no incluidos en los costos directos y comprende entre otros: los gastos de administración, organización, supervisión, construcción de instalaciones generales necesarias para realizar conceptos de trabajo, el transporte, imprevistos y, en su caso, prestaciones laborales.

A continuación se detalla los costos indirectos:

Tabla 6.11 Misceláneos

DESCRIPCIÓN	VALOR TOTAL
Suministros de oficina	20,00
Combustible y transporte	215,00
Materiales varios	50,00
Bibliografía	10,00
Internet	40,00
Impresiones	80,00
<b>TOTAL</b>	<b>415,00</b>

Tabla 6.12 Costos de asesoramiento

DESCRIPCIÓN	VALOR TOTAL
Ing. Enrique Zambrano	250
<b>TOTAL</b>	<b>250,00</b>

Tabla 6.13 Costos indirectos

DESCRIPCIÓN	VALOR TOTAL
Asesoramiento	250,00
Misceláneos	415,00
<b>TOTAL</b>	<b>665,00</b>

### 6.1.3 COSTO TOTAL

El costo total del proyecto resulta de la suma de los costos directos e indirectos.

A continuación se detalla el costo total:

Tabla 6.14 Costo total

DESCRIPCIÓN	VALOR TOTAL
Costos directos	5561,41
Costos indirectos	665,00
<b>TOTAL USD</b>	<b>6226,41</b>

## 6.2 ANÁLISIS FINANCIERO

El análisis financiero es una técnica que permite definir los beneficios y pérdidas de un proyecto, su objetivo principal es obtener resultados que apoyen la toma de decisiones.

Por lo tanto el análisis financiero se basó en un presupuesto inicial, el cual fue modificado en el transcurso del proyecto por las diferentes circunstancias que se fueron presentando.

### 6.2.1 FINANCIAMIENTO

Al tratarse de un banco de simulación de fallas, proceso de carga, descarga y recuperación de refrigerante y como es un requerimiento para el Laboratorio de Conversión de Energía, se logró obtener por parte de la ESPE la unidad condensadora, el recuperador de refrigerante, una bomba para vacío y además el uso de las instalaciones del laboratorio para la construcción del proyecto.

Por tal motivo detallamos el financiamiento en la siguiente tabla:

Tabla 6.15 Financiamiento

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
COSTO TOTAL	1	6226,41	6226,41
UNIDAD CONDENSADORA			
Modelo: CAJ9510Z MHR	1	850,00	-850,00
Marca: L' UNITE HERMETIQUE			
BOMBA PARA VACIO			
Modelo: QPV 500	1	250,3	-250,3
Marca: QUALITY			
RECUPERADOR DE REFRIGERANTE			
Modelo: 160-60	1	525,45	-525,45
Marca: The Pro Plus			
		<b>TOTAL</b>	<b>4600,66</b>

La cantidad de \$ 4600.66 fue financiada por los responsables del proyecto, en este caso Jefferson Mero y Carlos Zambrano en un 50% cada uno.

## **CAPÍTULO 7: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

### **7.1 CONCLUSIONES**

- Se cumple con el objetivo general de este proyecto, al diseñar y construir un banco para ensayos de laboratorio y simulación de fallas.
- Se demostró experimentalmente los principios básicos de refrigeración así como sus componentes y comportamiento a distintas condiciones de funcionamiento
- Se pudo determinar el ciclo termodinámico del sistema a las distintas condiciones de funcionamiento tomando como referencia un ciclo ideal de un sistema de refrigeración por compresión de vapor.
- Se construyó el banco de pruebas de operación segura, con nuevas tendencias tecnológicas acordes a las necesidades actuales mediante toma de datos de forma confiable y con instrumentos de mayor precisión, con referencia a los convencionales usados en refrigeración.
- Se define 5 prácticas a realizarse con sus respectivas guías de laboratorio que comprenden manipulación de instrumentos y fallas del sistema a diferentes condiciones de funcionamiento.
- De acuerdo a las prácticas obtenidas, que van a ser realizadas por el estudiante, este podrá identificar mediante el comportamiento del equipo, que tipo de falla está ocurriendo en el sistema y como proceder en ese tipo de problemas.
- Se desarrolló un manual de operación, el cual tendrá indicaciones de arranque, procedimientos, manipulación, mantenimiento y apagado del sistema.

## **7.2 RECOMENDACIONES**

- Antes de operar el banco de pruebas, revisar completamente el manual de usuario
- Revisar el diagrama eléctrico para solucionar cualquier inconveniente con el banco de pruebas
- No modificar los parámetros establecidos en cada uno de los instrumentos de adquisición de datos ya que esto podría ocasionar daños irreversibles al equipo
- Cuando se realice el apagado total del equipo, simular la falla de la válvula solenoide antes de desconectar a la acometida eléctrica

## BIBLIOGRAFÍA

Cengel & Boles. (2001). Termodinámica. México: Mac Graw Hill.

Coloma, L. (2011). Manual de Capacitación: Buenas Prácticas en Sistemas de Refrigeración. INACAP. Extraído el 3 de mayo del 2011, de <http://es.scribd.com/doc/18358827/manual-de-refrigeracion>

Danfoss. (2010). Compresores y Controles para Refrigeración Comercial. Extraído el 29 de abril del 2011, de <http://es.scribd.com/doc/62223651/DANFOSS2010>

Dossat, R. (1963). Principios de refrigeración. México: Compañía Editorial Continental. S.A.

Erazo, F. (1997) Manual Práctico de Refrigeración Doméstica. Servicio Nacional de Aprendizaje Sena. Extraído el 29 de abril del 2011, de [http://www.portaldoeletrodomestico.com.br/es/cursos/heladeras/Curso\\_Refrigeracion\\_Domiciliaria.pdf](http://www.portaldoeletrodomestico.com.br/es/cursos/heladeras/Curso_Refrigeracion_Domiciliaria.pdf)

INTECAP. (2004). Mantenimiento de Sistemas de Refrigeración Industrial. Guatemala: Instituto Técnico de Capacitación y Productividad

Puebla, J. (2009). Manual de Buenas Prácticas en Refrigeración. Venezuela: FONDOIN

Quadri, N. (2001). Sistemas de Aire Acondicionado. Argentina: Alsina

Stoecker, W. (1958). Refrigeración y Acondicionamiento de Aire. Estados Unidos: Mac Graw Hill.

Whitman, W. & Johnson, W. (2000). Tecnología de la Refrigeración y Aire Acondicionado Fundamentos I. Editorial Paraninfo.