

Universidad Católica de Santa María

Facultad de Ciencias e Ingenierías Físicas y Formales

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica Eléctrica y Mecatrónica



“ANÁLISIS EXPERIMENTAL DEL DESEMPEÑO DE COMPRESORES DE REFRIGERACIÓN”

Tesis presentada por los Bachilleres:

Dongo Arrayan, Hector Hernán

Perez Olivera, Jose Carlos Daniel

para optar el Título Profesional de:

Ingeniero Mecánico Electricista

Asesor:

Dr. Valdez Loaiza, Juan Carlos

Arequipa – Perú

2020

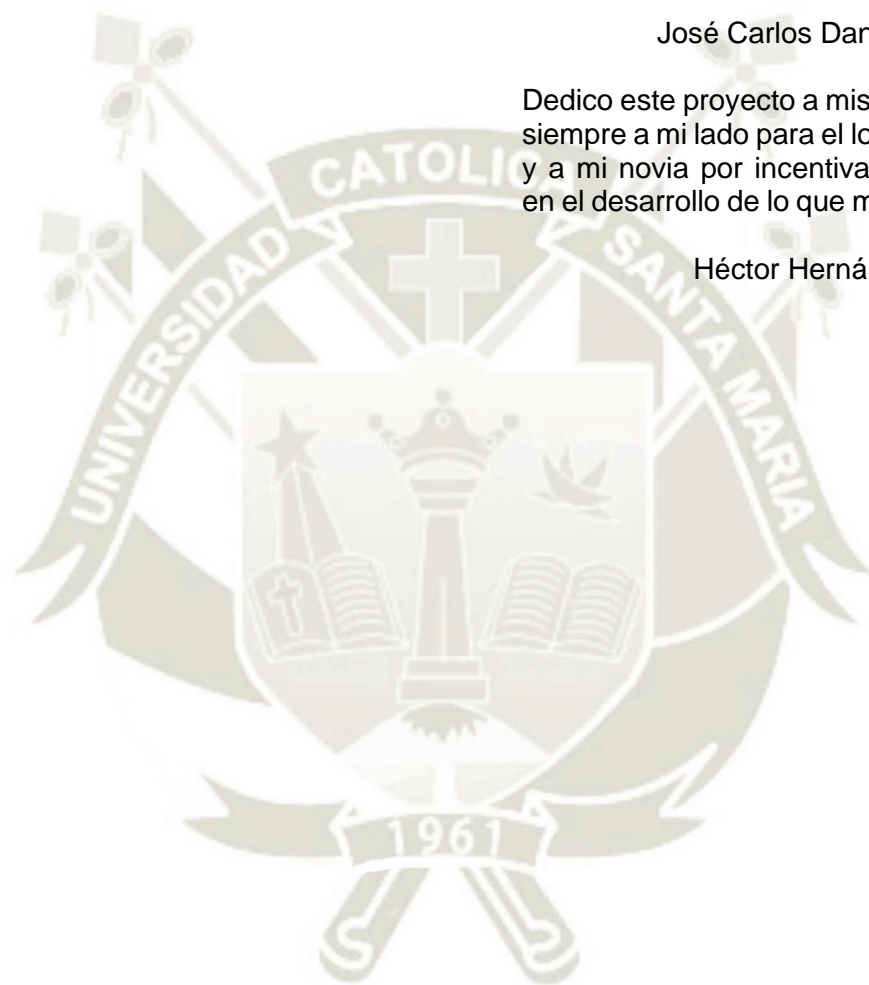
DEDICATORIA

Dedico este proyecto a mi esposa e hija por toda su comprensión y apoyo durante el tiempo de su realización, a mis padres por su dedicación y esfuerzo para el logro de esta meta y a mis abuelos por siempre creer en mí y por incentivar mi pasión por esta carrera.

José Carlos Daniel Pérez Olivera

Dedico este proyecto a mis padres por estar siempre a mi lado para el logro de esta meta y a mi novia por incentivar y apoyarme en el desarrollo de lo que más me apasiona.

Héctor Hernán Dongo Arrayán



AGRADECIMIENTOS

Nos es grato manifestar nuestro más sincero agradecimiento a la Universidad Católica de Santa María, a la Facultad de Ciencias e Ingenierías Físicas y Formales, a la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica Eléctrica y Mecatrónica y en especial a los docentes de la carrera por todo el apoyo brindado durante los años de estudio para concretizar nuestra formación académica.

Asimismo, agradecemos al Dr. Juan Carlos Valdez Loaiza, nuestro asesor y orientador, por todo su tiempo, interés, dedicación y colaboración durante la ejecución de este proyecto con quien compartimos nuestra visión, desarrollo y concretización de este concepto.



RESUMEN

El desempeño de los equipos de refrigeración cada vez es más importante en las industrias y edificaciones (Ministerio del Ambiente del Perú, 2016), considerando que en la actualidad las condiciones que brinda el medio ambiente son mucho más complicadas debido al cambio climático (Cordero Díaz, 2012; Ministerio del Ambiente del Perú, 2016), generando a razón de esto una mayor demanda de energía por el uso de equipos de mayores magnitudes. En este proyecto, se evaluó mediante un análisis experimental del desempeño de los compresores de refrigeración alternativos en un circuito de refrigeración por compresión de vapor básico, pruebas que fueron ejecutadas en un banco fabricado especialmente para la presente tesis.

El análisis fue realizado empleando una metodología en base a las prescripciones de la norma (ISO 917:1996, 1996) referente a los compresores de refrigeración; y como resultado de la ejecución de estas pruebas reales en un sistema de refrigeración por compresión a vapor, se obtuvo una evaluación del performance de un compresor, así como también de su capacidad, eficiencia, potencia y rendimiento, y como estos son afectados por otros parámetros tales como: flujo másico de refrigerante, flujo volumétrico de refrigerante, volumen específico del vapor, caídas de presión entre otros para una determinada concentración de fluido base.

Palabras Clave: Refrigeración industrial, refrigeración doméstica, compresores, refrigerante, compresores recíprocos, compresores alternativos, Carnot.

ABSTRACT

The performance of refrigeration equipment is increasingly important in industries and buildings (Ministry of Environment of Peru, 2016), considering that currently the conditions offered by the environment are much more complicated due to climate change (Cordero Díaz , 2012; Ministry of Environment of Peru, 2016), generating a greater demand for energy due to the use of larger equipment. In this project, it was evaluated by means of an experimental analysis of the performance of the alternative refrigeration compressors in a basic steam compression refrigeration circuit, tests that were executed in a bank specially manufactured for this thesis.

The analysis was performed using a methodology based on the requirements of the standard (ISO 917: 1996, 1996) concerning refrigeration compressors; and as a result of the execution of these real tests in a steam compression cooling system, an evaluation of the performance of a compressor was obtained, as well as its capacity, efficiency, power and performance, and how these are affected by others Parameters such as: mass flow of refrigerant, volumetric flow of refrigerant, specific volume of steam, pressure drops among others for a certain concentration of base fluid.

Keywords: Industrial refrigeration, domestic refrigeration, compressors, refrigerant, reciprocating compressors, alternative compressors, Carnot.

INTRODUCCIÓN

La refrigeración es uno de los procesos más utilizados en el mundo a nivel industrial, residencial y comercial (Moreno-García, Ramírez-Matheus, & Ortiz-Ramírez, 2016), siendo esta esencial para garantizar el bienestar de nuestra sociedad. Como ejemplo de esta tecnología podemos mencionar los sistemas de aire acondicionado, transporte refrigerado, refrigeración para la conservación de productos perecederos, procesos industriales, entre otros; por lo tanto, después de las consideraciones anteriores podemos comprender que la refrigeración se ha extendido a todas las áreas de nuestras vidas.

De acuerdo a lo mencionado por el Instituto Internacional de Refrigeración en el 2007, el consumo de energía eléctrica del sector de refrigeración, incluido aire acondicionado, representó el 15% de la energía eléctrica total producida en el mundo (Cabello Lopez, Llopis Domenech, Sanchez García-Vacas, Torrella Alcaraz, & Patiño Pérez, 2013); además, en algunas aplicaciones, como supermercados, refrigeración y HVAC, representan alrededor del 50% del consumo de energía eléctrica (Tassou, Ge, Hadawey, & Marriott, 2011). Es por esta razón que en la actualidad se vienen buscando estrategias que ayuden a optimizar y disminuir el consumo de energía (Moreno-García et al., 2016).

Enfocándonos en este mercado, de todos los componentes y equipos que forman parte de los procesos de refrigeración, son los compresores los que cumplen un papel fundamental en la eficiencia y rendimiento del proceso, en donde su desempeño es determinado por varios parámetros termodinámicos como son las pérdidas de calor con el ambiente, flujo másico del fluido refrigerante, potencia consumida, presiones de entrada y salida del compresor, entre otros (Leandro de Axevedo, 2007).

Hoy en día, se construyen nuevos compresores racionales, aplicados principalmente en refrigeradores domésticos, que proporcionan reducciones del consumo de energía de aproximadamente entre un 12% y 21% con respecto a los ya existentes; además, deben presentar un equilibrio óptimo en tres apartados claramente diferenciados: medio ambiente, rendimiento y seguridad (Montero Sarmiento & Arencibia Ávila, 2012).

En la presente tesis, se abordará el análisis experimental del desempeño de los compresores de refrigeración, con un ciclo termodinámico genérico que es posible encontrar en muchas aplicaciones industriales; y como estos compresores son afectos a los parámetros de funcionamiento de los sistemas de refrigeración.

Dentro de las dificultades encontradas para el desarrollo de esta tesis se puede describir que no se contaba con un banco de pruebas para la comprobación de este análisis; debido a esto, y con el fin de tener un mayor acercamiento a este estudio, se contempló, desarrolló y ejecutó la construcción de este banco equipándolo con diversos instrumentos mecánicos y eléctricos que permitan realizar de manera didáctica un análisis visual y comprobar los cálculos teóricos realizados.



Índice

DEDICATORIA.....	i
AGRADECIMIENTOS	ii
RESUMEN	iii
ABSTRACT	iv
INTRODUCCIÓN	v
ÍNDICE DE TABLAS	xi
ÍNDICE DE FIGURAS	xii
NOMENCLATURA	xv
CAPITULO I	1
1. MARCO METODOLÓGICO.....	1
1.1. Descripción del Problema.....	1
1.1.1. Definición del Problema.....	1
1.2. Hipótesis.....	2
1.3. Objetivos.....	2
1.3.1. Objetivo General.....	2
1.3.2. Objetivos Específicos.....	2
1.4. Alcances.....	3
1.5. Justificación.....	3
1.6. Estado del Arte.....	4
CAPITULO II	7
2. MARCO TEÓRICO	7
2.1. Dispositivos Cíclicos y máquinas térmicas.....	7
2.2. Ciclo de compresión a vapor.....	8
2.2.1. Ciclo de Carnot.....	8
2.2.2. Coeficiente de rendimiento (COP).....	10
2.2.3. Ciclo de refrigeración estándar.....	13
2.2.4. Proceso de compresión.....	14
2.2.5. Proceso de condensación.....	15
2.2.6. Proceso de expansión.....	16
2.2.7. Proceso de vaporización.....	17
2.2.8. Ciclo real de compresión a vapor.....	17
2.2.9. Sobrecalentamiento.....	19
2.2.10. Subenfriamiento.....	20

2.3. Compresores de refrigeración.	20
2.3.1. Compresores alternativos.....	21
2.3.2. Ciclo de compresión.....	22
2.3.3. Tipos de compresores alternativos según su estructura.	24
2.3.4. Compresores herméticos.	24
2.3.5. Especificaciones constructivas de un compresor hermético.	25
2.4. Capacidad de compresores de refrigeración a pistón.....	27
2.5. Factores implicados en el rendimiento volumétrico real.	28
2.6. Factores que influyen en el rendimiento o performance.	32
2.6.1. Eficiencia Volumétrica.	32
2.6.2. Eficiencia isoentrópica.....	34
2.6.3. Potencia de compresión ideal.	35
2.6.4. Potencia de entrada al compresor.....	35
2.6.5. Coeficiente de rendimiento.....	36
2.6.6. Capacidad de refrigeración.	36
2.6.7. Circulación de aceite en el sistema de refrigeración.	36
2.6.8. Capacidad teórica de refrigeración por capacidad real de refrigeración. 36	
CAPITULO III	38
3. ANÁLISIS Y METODOLOGÍA DE ENSAYOS DE COMPRESORES	38
3.1. Prueba de compresores de refrigerante de acuerdo a norma ISO 917.	38
3.2. Parámetros de rendimiento.....	38
3.3. Procedimiento general.....	39
3.3.1. Método de determinación de capacidad de refrigeración y eficiencia volumétrica y circulación de aceite.....	39
3.4. Procedimiento general.....	39
3.5. Periodo de prueba de acuerdo a ISO 917:1996	40
3.6. Condiciones básicas para pruebas y desviaciones de acuerdo a ISO 917:1996.....	41
3.7. Métodos de prueba de acuerdo a ISO 917:1996	42
3.7.1. Método A.....	43
3.7.2. Método B.....	44
3.7.3. Método C.....	44
3.7.4. Método D1 y D2.	44

3.7.5. Método F.....	45
3.7.6. Método G.....	45
3.7.7. Método J.....	45
3.7.8. Método K.....	46
3.8. Comentarios Generales sobre la norma.....	46
3.9. Curvas de desempeño de compresores frigoríficos.....	47
CAPITULO IV.....	49
4. EQUIPO EXPERIMENTAL.....	49
4.1. Descripción.....	49
4.2. Diseño del banco de pruebas.....	49
4.3. Componentes de banco de pruebas.....	54
4.3.1. Compresor.....	54
4.3.2. Intercambiador de calor.....	55
4.3.3. Condensador- Serpentin de enfriamiento.....	58
4.3.4. Bomba de recirculación de agua.....	59
4.3.5. Tanque de almacenamiento térmico.....	60
4.3.6. Tubo capilar.....	61
4.3.7. Manómetro.....	62
4.3.8. Controlador e indicador de temperatura.....	63
4.3.9. Refrigerante 134A.....	64
4.4. Balances de energía.....	65
4.4.1. Introducción.....	65
4.4.2. Balance energético en el condensador - Método G.....	66
4.4.3. Balance energético en el evaporador - Método G.....	67
4.5. Metodología de ensayos.....	69
CAPITULO V.....	70
5. RESULTADOS EXPERIMENTALES.....	70
5.1. Pruebas realizadas.....	70
5.2. Resultados obtenidos.....	70
5.3. Parámetros de desempeño.....	77
5.4. Pruebas adicionales complementarias en banco de refrigeración.....	80
5.4.1. Simulación de falla de compresor durante operación.....	80
5.4.2. Disminución de temperatura de tanque de simulación de carga térmica.....	83

5.4.3. Otras pruebas.....	86
CONCLUSIONES.....	87
RECOMENDACIONES	88
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	89
ANEXOS	95
ANEXO A Valoración técnico- económica para fabricación de Banco de Pruebas para Análisis de Compresores	96
A.1 Compra de equipos y componentes principales para banco.	96
A.2 Coste de materiales, fabricación y puesta en operación de banco.....	96
A.3 Coste total.	97
ANEXO B Fichas técnicas de equipos	98
B.1 Ficha Técnica del compresor.....	98
B.2 Ficha técnica de bombas de agua.....	99
B.3 Ficha técnica de radiador	101
B.4 Ficha técnica de sensor de temperatura.....	103
ANEXO C Planos de banco de pruebas.....	104
ANEXO D Fichas para ejecución de pruebas de laboratorio.....	105

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Exponente politrópico.	34
Tabla 2: Métodos de pruebas y sus combinaciones.....	43
Tabla 3: Características de compresor.....	55
Tabla 4: Características de intercambiadores de calor.	57
Tabla 5: Características de Serpentin de enfriamiento.	58
Tabla 6: Características de bomba de agua.....	60
Tabla 7: Características de tanque de almacenamiento térmico y componentes. 61	
Tabla 8: Características de tubo capilar.....	62
Tabla 9: Características de controlador e indicador de temperatura	63
Tabla 10: Información a contemplar al inicio de pruebas.	70
Tabla 11: Resultados obtenidos en los ensayos 1 al 5.	71
Tabla 12: Resultados obtenidos en los ensayos 6 al 10.	73
Tabla 13: Resultado de ensayos 1 al 5 obtenidos por el método G.	77
Tabla 14: Resultado de ensayos 6 al 10 obtenidos por el método G.	77
Tabla 15: Información a contemplar al inicio de pruebas.	80
Tabla 16: Resultados obtenidos en los ensayos 1 al 5.	81
Tabla 17: Resultados obtenidos en los ensayos 6 al 10.	82
Tabla 18: Información a contemplar al inicio de pruebas.	83
Tabla 19: Resultados obtenidos en los ensayos 1 al 5.	84
Tabla 20: Resultados obtenidos en los ensayos 6 al 10.	85

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Numero de Publicaciones de “Reciprocating Compressors”.....	6
Figura 2: Numero de Publicaciones en revistas de “Reciprocating Compressors”.	6
Figura 3: Diagrama del sistema de una máquina térmica.	7
Figura 4: Componentes del ciclo de Carnot: 01 Compresor, 02 intercambiadores de calor y 01 motor.....	9
Figura 5: Diagrama de Temperatura entropía para ciclo de Carnot.	10
Figura 6: Área debajo de la curva que representa la cantidad de calor transferido.	11
Figura 7: Determinación de áreas para el ciclo de Carnót en diagrama de temperatura-entropía.....	12
Figura 8: Ciclo estándar de refrigeración vapor compresión (a) diagrama temperatura-entropía y (b) diagrama presión-entropía.....	13
Figura 9: Diagrama de flujo del ciclo de compresión a vapor.....	14
Figura 10: Gráfico de presión-entalpía para un ciclo real comparándolo con un ciclo estándar.	18
Figura 11: Esquema de ciclo frigorífico con intercambiador de calor intermedio..	19
Figura 12: Clasificación de los compresores de acuerdo a su principio de funcionamiento.....	20
Figura 13: Capacidad y aplicaciones de diferentes tipos de compresores.	21
Figura 14: Principio de funcionamiento de los compresores alternativos.	22
Figura 15: Fases del proceso de compresión.....	23
Figura 16: Diagrama P-V de compresor alternativo de simple efecto:.....	23
Figura 17: Diagrama Presión-Posición de émbolo de compresor alternativo de simple efecto.	24
Figura 18:Compresor hermético vista de exterior.....	25
Figura 19:Compresor hermético vista de componentes interiores.	25
Figura 20: Vista seccionada de compresor alternativo hermético.	27
Figura 21: Ciclo de trabajo teórico de un compresor ideal, sin pérdidas, con espacio muerto nulo y con un gas perfecto.	28
Figura 22: Luz del espacio muerto en cilindro.	29
Figura 23: Diagrama de compresor alternativo ideal.....	30

Figura 24: Curvas de desempeño de un compresor hermético y curvas de rechazo de calor de un condensador.....	48
Figura 25: Esquema de fabricación de módulo para análisis de compresores. ...	50
Figura 26: Isométrico de tuberías y mangueras de banco de pruebas.....	51
Figura 27: Esquema actual de instalación de equipos en banco, medidas en centímetros.....	53
Figura 28: Compresor hermético Tecumseh AE440Y-GS1A (a) Vista lateral y (b) Placa de compresor.	55
Figura 29: Ilustración de modo de operación de los intercambiadores de calor de tubo doble.....	56
Figura 30: Intercambiador de calor (a) Vista superior y (b) Placa de intercambiador.	57
Figura 31: Radiador Atsuki (a) Vista posterior y (b) Vista delantera.....	59
Figura 32: Bomba de agua (a) Vista superior y (b) Placa de bomba.....	60
Figura 33: Tanque de almacenamiento térmico (a) Serpentín y (b) Tanque culminado.....	61
Figura 34: Tubo capilar con filtro	62
Figura 35: Ejemplos de manómetros de baja y alta presión marca CPS	62
Figura 36: Controlador de temperatura (a) Vista superior y (b) Placa de controlador.	64
Figura 37: Balón de refrigerante 134a.....	65
Figura 38: Esquema del balance de energía sobre el condensador.	66
Figura 39: Esquema del balance de energía sobre el evaporador.....	68
Figura 40: Diagrama de Mollier de Presión-Entalpía para ensayo 1.	73
Figura 41: Diagrama de Mollier de Presión-Entalpía para ensayo 2.	74
Figura 42: Diagrama de Mollier de Presión-Entalpía para ensayo 3.	74
Figura 43: Diagrama de Mollier de Presión-Entalpía para ensayo 4.	74
Figura 44: Diagrama de Mollier de Presión-Entalpía para ensayo 5.	75
Figura 45: Diagrama de Mollier de Presión-Entalpía para ensayo 6.	75
Figura 46: Diagrama de Mollier de Presión-Entalpía para ensayo 7.	75
Figura 47: Diagrama de Mollier de Presión-Entalpía para ensayo 8.	76
Figura 48: Diagrama de Mollier de Presión-Entalpía para ensayo 9.	76
Figura 49: Diagrama de Mollier de Presión-Entalpía para ensayo 10.	76

Figura 50: Potencia consumida por el compresor vs.temperatura de condensación.
..... 78

Figura 51: Capacidad de refrigeración vs. Temperatura de condensación. 78

Figura 52: Potencia consumida por el compresor vs. temperatura de evaporación.
..... 79

Figura 53: Coeficiente de performance COP vs. temperatura de evaporación. ... 79



NOMENCLATURA

Símbolo	Descripción	Unidad
A	Área	[m ²]
\dot{Q}_{ev}	Flujo másico	[kW]
C_p	Calor específico	[kJ/kg-k]
Q_{neto}	Calor neto	[kJ/kg]
L	Carrera del cilindro	[mm]
COP	Coefficiente de Performance	[-]
U	Coefficiente de transferencia de calor total	[kW/m ² -K]
\dot{V}_p	Desplazamiento del pistón	[m]
V_{comp}	Desplazamiento volumétrico del compresor	[m ³ /s]
D	Diámetro	[m]
n	Eficiencia	[%]
h	Entalpía	[kJ/kg]
S	Entropía específica	[kJ/kg-K]
\dot{q}	Flujo de calor	[kW/m ²]
\dot{m}	Flujo másico	[kg/s]
P	Presión	[kPa]
W	Potencia	[kW]
\dot{E}	Potencia eléctrica	[kW]
Q _f	Potencia frigorífica	[kW]
P _c	Potencia absorbida por el compresor	[kW]
C _r	Relación de espacio muerto	[-]
ϵ_c	Relación de compresión	[-]
r	rotación	[rps]
W	Trabajo	[kJ/kg]
T	Temperatura	[°C]
U	Velocidad	[m/s]
V	Volumen específico	[m ³ /kg]

Símbolos Griegos

Símbolo	Descripción	Unidad
ΔP	Caída de presión	[-]
ΔT	Caída de temperatura	[-]
μ	Viscosidad dinámica	[kg/m-s]
ρ	Densidad	[kg/m ³]

Subíndices

Símbolo	Descripción
<i>cd</i>	Condensador
<i>cp</i>	Compresor
<i>e</i>	Equivalente
<i>efect</i>	Efectivo
<i>ent</i>	Entrada
<i>ev</i>	Evaporador
<i>iso</i>	Isoentrópico
<i>l</i>	Líquido
<i>P</i>	Pistón
<i>sal</i>	Salida
<i>sat</i>	Saturación
<i>sc</i>	Subenfriamiento
<i>ref</i>	Refrigerante
<i>t</i>	Teórico
<i>tp</i>	Zona bifásica
<i>v</i>	Vapor

CAPITULO I

1. MARCO METODOLÓGICO

1.1. Descripción del Problema.

1.1.1. Definición del Problema.

De acuerdo con los autores Lima Joffily, 2007; Monserrath, Carlos, Orozco Cantos, & Jácome Domínguez (2018), históricamente sabemos que el avance de los sistemas de refrigeración ha influenciado en la evolución de la industria al implementarse como una variable a otras energías de mayor costo; generando grandes desafíos para el desarrollo de mejoras, tanto en la eficiencia como en el ciclo de compresión a vapor, con el fin de minimizar los costos de consumo de energía eléctrica.

Nuestro planteamiento parte de la termodinámica, con el análisis de los “Ciclos de refrigeración”, en especial el ciclo por compresión a vapor por ser el más usado (Çengel & Boles, 2011); es por esta razón que buscamos realizar un estudio acerca del comportamiento de la capacidad frigorífica de los compresores herméticos en diferentes regímenes de funcionamiento y el correcto funcionamiento del equipo en su conjunto.

Para la concretización de este estudio, se identificó que el laboratorio de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica Eléctrica y Mecatrónica no contaba con un banco de pruebas que permita a los estudiantes entender y realizar prácticas o ensayos enfocados a un análisis más profundo de los compresores; y considerando que los procesos experimentales son pasos fundamentales para lograr compatibilizar la enseñanza teórica con los procedimientos prácticos de una determinada materia, se generó la necesidad de crear un banco de pruebas (módulo didáctico), que con su empleo nos permita realizar dicho estudio y así poder determinar en función de un análisis exergético que tan eficientes pueden ser los compresores de este tipo.

Finalmente, este trabajo pretende ofrecer un estímulo a los alumnos en la búsqueda de ganancia de conocimiento práctico en el área de la refrigeración.

1.2. Hipótesis.

Nuestra hipótesis respecto al banco de pruebas se basa en que con el análisis experimental del desempeño de compresores de refrigeración se obtendrán las relaciones y las variaciones entre los diferentes parámetros de funcionamiento.

1.3. Objetivos.

1.3.1. Objetivo General.

Analizar y fundamentar, haciendo uso de las metodologías experimentales, los parámetros y el desempeño de los compresores durante la operación de un banco de pruebas de un sistema de refrigeración didáctico real.

1.3.2. Objetivos Específicos.

- Sistematizar la información de la temática para tener conocimientos claros, concisos y confiables del fenómeno.
- Implementar y suministrar un equipo experimental optimizado para demostrar el proceso de refrigeración en el Laboratorio de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica Eléctrica y Mecatrónica.
- Analizar el compresor mediante la comparación de los resultados experimentales obtenidos, teóricos y dados por el fabricante.
- Comparar resultados de estudios similares, tanto experimentales como numéricos.
- Elaborar guías que permitan el desarrollo de prácticas de los procesos de para los estudiantes de la carrera.
- Socializar los resultados de la investigación a lo interno y externo de la carrera.
- Desarrollar un proyecto en beneficio del laboratorio y de los estudiantes en el ámbito de la ingeniería.

1.4. Alcances.

Abarca la fabricación y suministro de un banco de pruebas de un sistema de refrigeración por compresión de vapor y posteriormente el análisis del desempeño de los compresores durante su trabajo en un circuito de refrigeración real.

1.5. Justificación.

Desde que Jacob Perkins en 1834 patentó la base fundamental de los sistemas de producción de frío por compresión de vapor, y que han llegado a nuestros días con mejoras en su realización, estos sistemas han sido y seguirán formando parte fundamental de nuestras vidas. De esta forma, el sistema de compresión de vapor es el método más extendido a nivel mundial para la producción de frío, utilizándose en gran parte de aplicaciones de refrigeración doméstica, comercial, industrial y climatización (Cuevas & Fonseca, 2016).

Según Belman en su Tesis, cada vez se está dando mayor importancia en operar y mantener de forma óptima las instalaciones de compresión de vapor para adaptar el funcionamiento de la instalación a las condiciones de operación más idóneas, adaptándose adecuadamente en cada instante a la demanda térmica, evitando el funcionamiento anómalo o con degradaciones que conlleven a un mayor consumo energético; asimismo, ante la inminente necesidad de mejorar los diseños y operación de los sistemas de producción de frío, es necesario contar con sistemas más eficientes, induciendo esto a disponer de modelos que caractericen de una forma aproximada el comportamiento real de la instalación (Cuevas & Fonseca, 2016).

Un acercamiento eficaz para mejorar también la eficacia del ciclo de refrigeración es conocer el comportamiento de la capacidad frigorífica y eficiencia de los compresores (Arencibia & Tricio, 2014).

En este propósito, mediante el siguiente trabajo de investigación se desea incentivar el interés de los alumnos por el análisis termodinámico de la capacidad frigorífica, eficiencia y otros factores influyentes para el desempeño de los compresores, implementar una mejora en la asimilación de los fundamentos teóricos que tengan relación con estos sistemas, identificar las diferentes problemáticas existentes y analizar múltiples planteamientos de soluciones en aplicación de la teoría que satisfagan las necesidades prioritarias para un mejor desempeño y ahorro energético.

1.6. Estado del Arte.

El consumo de energía para los sistemas de refrigeración es un tema muy comentado y estudiado alrededor del mundo. Los autores Ellis (2009) de la International Energy Agency y Arencibia & Tricio Arencibia & Tricio (2014), concuerdan que obedeciendo a la zona geográfica considerada entre el 5% y el 29% del uso final de la energía eléctrica es empleada para el funcionamiento de refrigeradores y congeladores. Ante la situación planteada, el autor Radermacher Radermacher & Kim (1996), menciona que una de las estrategias recomendadas para la disminución de dicho consumo es el perfeccionamiento y la optimización de los refrigeradores domésticos.

En relación con este último, se desprende que uno de los actores principales de estos estudios es el compresor recíprocante, también llamado hermético y de la misma manera alternativo; para ilustrar esto, mostraremos a continuación algunos estudios e investigaciones desarrollados por diferentes autores:

- El autor Alarcón Alarcón Creus (1998) considera que los rendimientos normales de los compresores del tipo alternativos (herméticos) se basan en una temperatura ambiente máxima del aire de 32 °C. El compresor debe estar ventilado a fin de lograr que el aire frío reemplace al aire caliente que despiden el condensador; caso contrario aumentaría la temperatura del local, en consecuencia, la generación de altas presiones y reducción de la capacidad frigorífica del compresor. La temperatura del aire en la zona de condensación y la recirculación del aire caliente es la causa del 50 % de motores quemados en los compresores hermético.

- Los autores Sattar, Saidur y Masjuki en su publicación Sattar, Saidur, & Masjuki (2007) comparan los resultados experimentales del desempeño de un refrigerador utilizando hidrocarburos como refrigerante y HFC - R134a. Para las pruebas se consideraron temperaturas ambientes de 25°C y 28°C; asimismo, el estudio también arrojó que el refrigerador consume mayor energía para todos los refrigerantes con una temperatura ambiente de 28°C.
- Los autores Negrão y Hermes Negrão & Hermes (2011) en su estudio muestran una nueva metodología de diseño para sistemas de refrigeración domésticos considerando el ahorro energético y su coste, demostrando con sus resultados que el refrigerador/congelador se vuelve menos costoso cuando utiliza compresores de alta eficiencia.
- Los autores Gonçalves, Melo y Hermes Gonçalves, Melo, & Hermes, (2009) en su estudio presentan una metodología para la determinación de las pérdidas termodinámicas de sistemas de refrigeración de compresión de vapor, mostrando que el consumo total de energía se incrementa con el aumento de la temperatura ambiente, como consecuencia del aumento de la carga térmica.

Después de las consideraciones anteriores, vemos que la mayoría de las investigaciones se enfocan en la identificación de oportunidades para la mejora de rendimientos, consumos energéticos y optimización de los componentes de un sistema de refrigeración por compresión a vapor (Arencibia & Tricio, 2014).

Año a año, la cantidad de estudios sobre este tipo de compresores ha ido en aumento y esto se puede verificar empleando repositorios de artículos de investigación como Science Direct (“ScienceDirect.com | Science, health and medical journals, full text articles and books.,” 2018). Haciendo uso de esta plataforma y base de datos digital podemos constatar que solo hasta finales del año 2018 se encuentran disponibles 4995 artículos referentes a los compresores recíprocos en los diferentes artículos de revisión, artículos de investigación, libros, congresos, editoriales, entre otros.

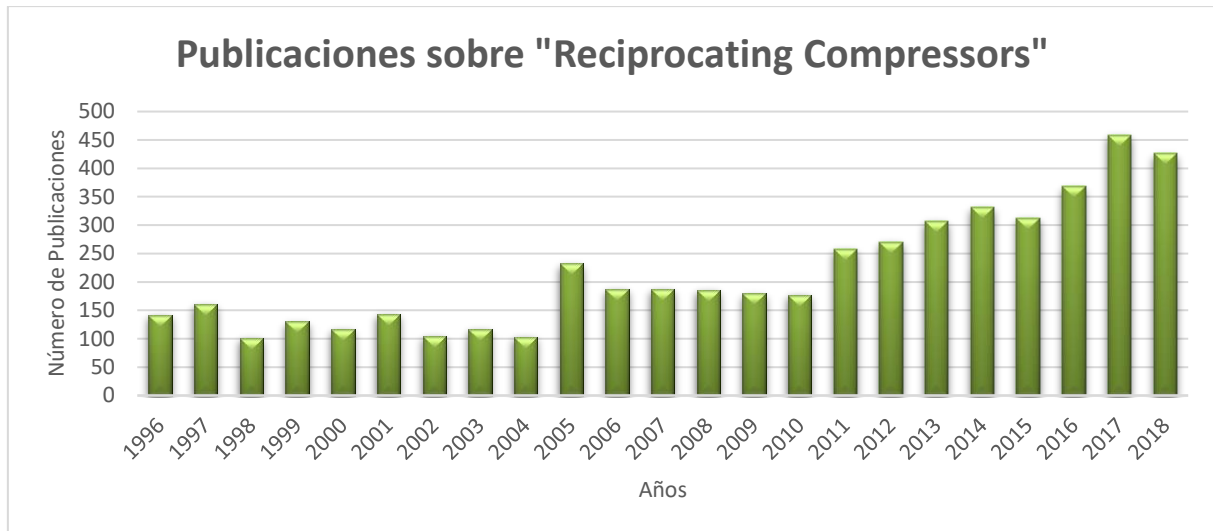


Figura 1: Numero de Publicaciones de "Reciprocating Compressors".

Fuente: "ScienceDirect.com | Science, health and medical journals, full text articles and books.," 2018.

El uso de los compresores reciprocantes ha cobrado mayor importancia conforme el paso de los años, esto lo demuestra en la cantidad de publicaciones en revistas de investigación que hasta el año 2018 han aparecido, como puede observarse en la Figura 2 mostrada a continuación:

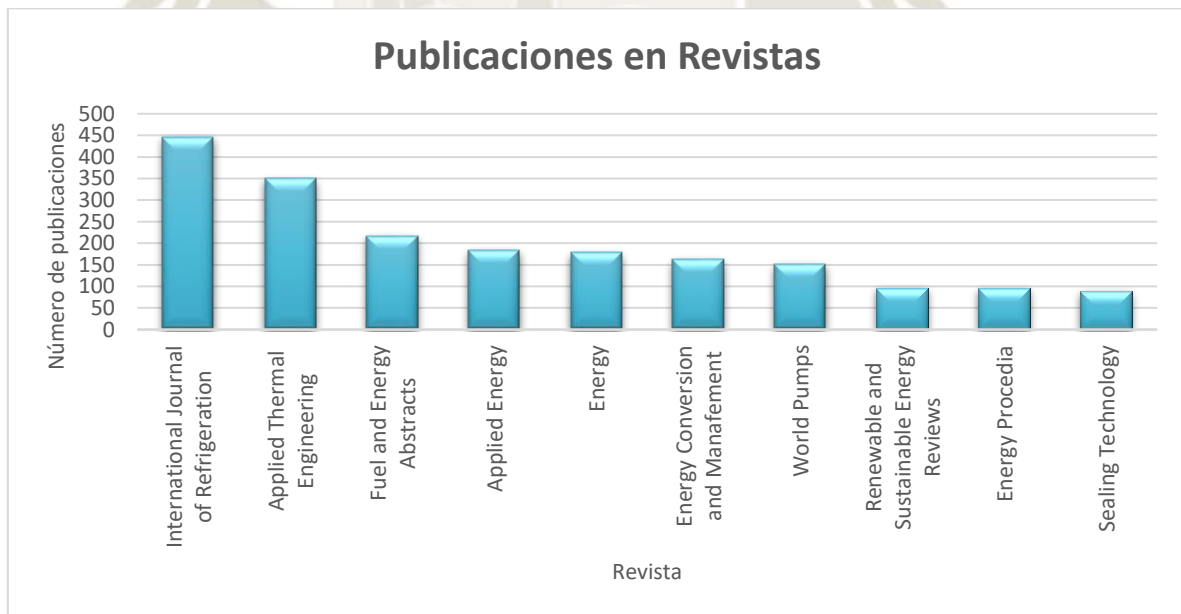


Figura 2: Numero de Publicaciones en revistas de "Reciprocating Compressors".

Fuente: ("ScienceDirect.com | Science, health and medical journals, full text articles and books.," 2018).

CAPITULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1. Dispositivos Cíclicos y máquinas térmicas.

Un dispositivo cíclico se define por un sistema termodinámico que atraviesa un conjunto de procesos y regresa en forma periódica a su estado inicial, como por ejemplo las centrales de energía eléctrica, los acondicionadores de aire, refrigeradores, motores eléctricos, etc.; por otro lado, también existen otros dispositivos que pueden considerarse como cíclicos si se incluye la atmósfera como parte del sistema como son los motores de combustión interna, turbinas a gas, motores de reacción y máquinas de vapor que descargan a la atmósfera (Rolle, 2006).

Así, a determinado dispositivo cíclico que transfiere calor a sus alrededores se le denominará máquina térmica, que viene a ser cualquier aparato que implique calor y trabajo y no necesariamente que haya componentes mecánicos; cuyo funcionamiento general es convertir la energía transferida en trabajo mecánico y desechar el exceso (Rolle, 2006).

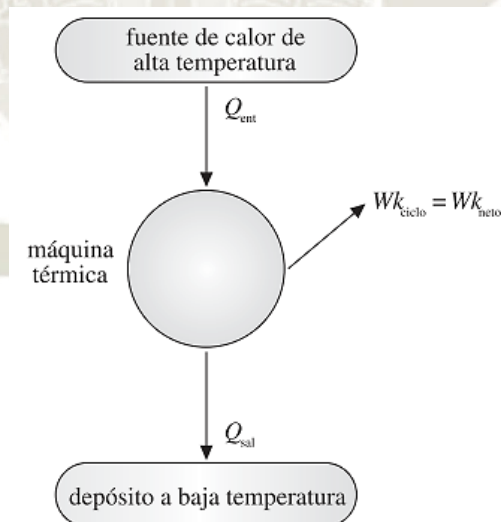


Figura 3: Diagrama del sistema de una máquina térmica.

Fuente: (Rolle, 2006).

En el diagrama mostrado líneas arriba se detalla cómo se desarrolla un proceso para una máquina térmica, del cual podemos definir que el calor Q está formado de al menos dos partes:

$$Q_{neto} = Q_{ent} + Q_{sal} = Wk_{neto} \quad (2.1)$$

Donde:

Q_{neto} Calor neto [kJ/kg].

Q_{ent} Calor entregado [kJ/kg].

Q_{sal} Calor rechazado [kJ/kg].

Wk_{neto} Trabajo neto efectuado por la máquina térmica [kJ/kg].

2.2. Ciclo de compresión a vapor.

2.2.1. Ciclo de Carnot.

Sadi Carnót inventó un método para lograr la refrigeración continua pasando una sustancia de trabajo (refrigerante) a través de 4 procesos especiales, denominándose a la máquina térmica que funcionaría con este ciclo como Máquina de Carnot y al ciclo como Ciclo de Carnot, el cual viene a definirse como un ciclo ideal compuesto por procesos reversibles, dos isotérmicos y dos adiabáticos, que pueden alcanzar una eficiencia máxima mayor que cualquier ciclo real, también es utilizado como referencia, en el que se estima las temperaturas que producen la eficiencia máxima (Rolle, 2006; Wilbert F., 1998).

El esquema y secuencia de operación de los componentes que forman parte de este ciclo de refrigeración es el siguiente:

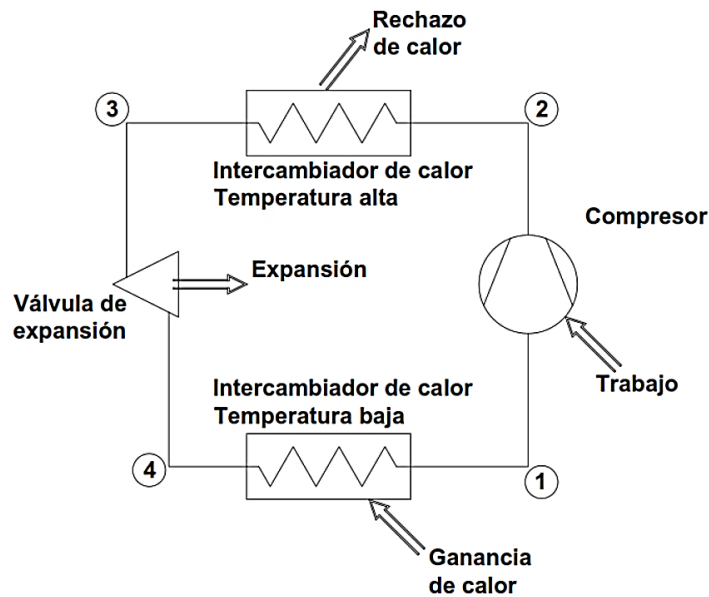


Figura 4: Componentes del ciclo de Carnot: 01 Compresor, 02 intercambiadores de calor y 01 motor.

Fuente: (Wilbert F., 1998).

Durante el ciclo se desarrollan dos tipos de trabajo, uno en el que el fluido realiza el trabajo y otro donde el trabajo se realiza sobre el fluido, siendo la diferencia entre estos el trabajo neto que entrega la máquina térmica. La eficiencia del ciclo de una máquina térmica depende de cómo se ejecuten cada uno de los procesos, pudiendo maximizarse el trabajo neto, por ende la eficiencia del ciclo, mediante procesos que requieran la mínima cantidad de trabajo y entregar lo máximo posible, es decir, mediante procesos reversibles (Çengel & Boles, 2011).

Los autores Santos da costa & De Santos Ataíde refieren que los ciclos reversibles sirven como modelos y como puntos de partida en el desarrollo de ciclos reales, modificándose según su necesidad para análisis. De la figura 5, se logran identificar en orden los cuatro procesos que ocurren en el ciclo de Carnot:

- 1-2 Compresión adiabática, sin fricción ni transferencia de calor (Compresor).
- 2-3 Rechazo isotérmico de calor, el refrigerante mantiene una temperatura constante (Condensador).
- 3-4 Expansión adiabática, sin fricción ni transferencia de calor (Válvula de expansión).

- 4-1 Ganancia de calor a presión constante, el refrigerante mantiene una temperatura constante (Evaporador).

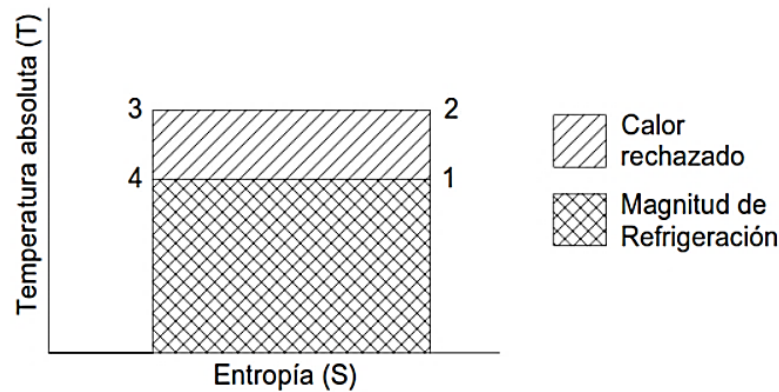


Figura 5: Diagrama de Temperatura entropía para ciclo de Carnot.

Fuente: (Wilbert F., 1998).

De acuerdo con el esquema de temperatura entropía del ciclo de refrigeración de la Figura 5, se observa que este ciclo opera transfiriendo energía de un nivel más bajo de temperatura para el más alto (necesitando para ello de un trabajo externo); concluyendo que la extracción de calor de la fuente de baja temperatura realizada a través del proceso 4-1 es la finalidad del ciclo (efecto útil) (Santos da costa & De Santos Ataíde, 2005).

2.2.2. Coeficiente de rendimiento (COP).

El concepto de coeficiente de rendimiento o como es más conocido, coeficiente de “performance” (COP) de un ciclo de refrigeración a vapor es un parámetro fundamental en el análisis de los sistemas de refrigeración, ya que relaciona la cantidad de energía utilizada entre la cantidad de energía gastada, evaluando la capacidad del ciclo para retirar calor sobre la potencia consumida por el compresor (Medeiros & Barbosa, 2010).

Como señalan Santos da costa & De Santos Ataíde (2005), en el ciclo de compresión a vapor, el coeficiente de performance (COP) se encuentra definido como:

$$COP = \frac{Q_f}{P_C} \quad (2.2)$$

En donde Q_f viene a ser la potencia frigorífica (refrigeración útil) y P_c la potencia absorbida por el compresor (Trabajo líquido)

Los mismos autores consideran que en base a la definición de la entropía expresada en términos del proceso de transferencia de calor se puede determinar el calor intercambiado en un proceso reversible, que viene a ser dado por la siguiente fórmula:

$$q_{rev} = T \cdot dS \quad (2.3)$$

La letra d que precede a "S" indica una cantidad muy pequeña o diferencial como se ilustra en el gráfico de un proceso de transferencia de calor tal como se muestra en las coordenadas de temperatura y entropía de la Figura 6:

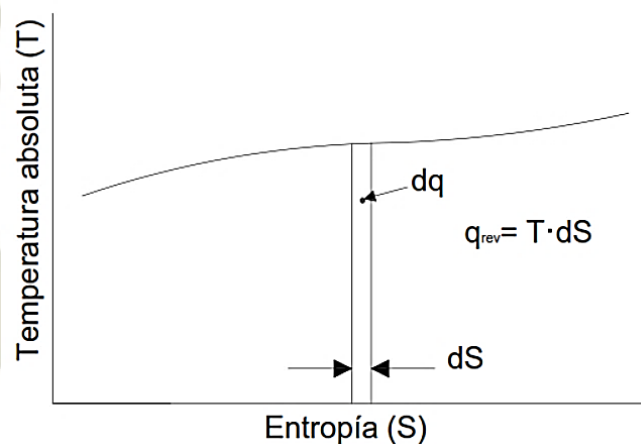


Figura 6: Área debajo de la curva que representa la cantidad de calor transferido.

Fuente: (Wilbert F., 1998).

En la figura 7, el área a-4-1-b-a representa la refrigeración útil, en cuanto al trabajo líquido está asociado al área 1-2-3-4-1. El área b-2-3-a-b representa el calor rechazado por el ciclo. La diferencia entre el calor rechazado y el calor transferido (área b-1-4-a-b) es el calor líquido, que en un proceso cíclico es igual al trabajo líquido (área 1-2-3-4-1) (Santos da costa & De Santos Ataíde, 2005).

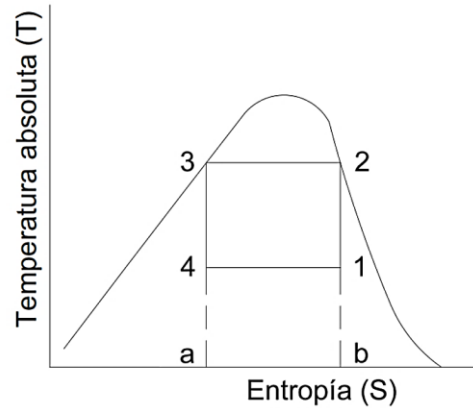


Figura 7: Determinación de áreas para el ciclo de Carnot en diagrama de temperatura-entropía.

Fuente: (Santos da costa & De Santos Ataíde, 2005).

El autor Santos da costa & De Santos Ataíde (2005) define una expresión del coeficiente de rendimiento de ciclo de Carnot de la siguiente forma:

$$COP_{carnot} = \frac{T_L * (s_1 - s_4)}{(T_H - T_L) * (s_1 - s_4)} = \frac{T_L}{T_H - T_L} \quad (2.4)$$

En donde $(s_1 - s_4)$ es la diferencia de entropía entre 1 y 4, y $(T_H - T_L)$ es la temperatura del nivel caliente menos la temperatura del nivel más frío. El coeficiente de rendimiento de un ciclo de Carnot depende de las temperaturas límites, pudiendo variar entre cero $(T_L - T_H)$ e infinito $(T_L \rightarrow 0$ y/o $T_L \rightarrow \infty)$.

Según Medeiros & Barbosa (2010), se debe de tener en cuenta que algunos parámetros pueden influenciar en el desempeño del ciclo de refrigeración, modificando el ciclo a fin de aumentar su eficiencia, siendo estos factores los siguientes:

- Temperatura de evaporación: Su reducción resulta en la disminución del COP.
- Temperatura de condensación: Cuanto mayor sea su valor, menor será el COP.
- Subenfriamiento: Asegura que solo el líquido en el dispositivo de expansión aumenta el intercambio de calor en el evaporador y, en consecuencia, el COP.

- Sobrecalentamiento: Se utiliza para garantizar que el fluido gaseoso ingrese al compresor. Dependiendo del gas instalado, puede aumentar o disminuir el COP.

2.2.3. Ciclo de refrigeración estándar.

Ciclo teórico en el que se considera que el vapor refrigerante deja el evaporador y entra en el compresor como un vapor saturado a la presión y temperatura de vaporización, y el líquido deja el condensador y entra en el control de refrigerante como un líquido saturado a presión y temperatura de condensación; obteniéndose así un ciclo próximo al comportamiento real (Lima Joffily & Lima Mundim, 2004).

Martínez Jimenez (2005), sostiene que las diferencias que presenta este ciclo comparándolo con el ciclo de Carnót son las siguientes:

- Temperaturas de evaporación y condensación no coinciden con las de los focos frío y caliente.
- La expansión no es isoentrópica, sino isoentálpica.
- El proceso de compresión 1-2 mostrado en la Figura 7, ocurre una compresión húmeda porque ocurre por completo en la zona bifásica, en la que coexisten el vapor y el líquido.

Por lo tanto, el ciclo pierde su forma rectangular, aumentando su área interior y consecuentemente el trabajo neto requerido.

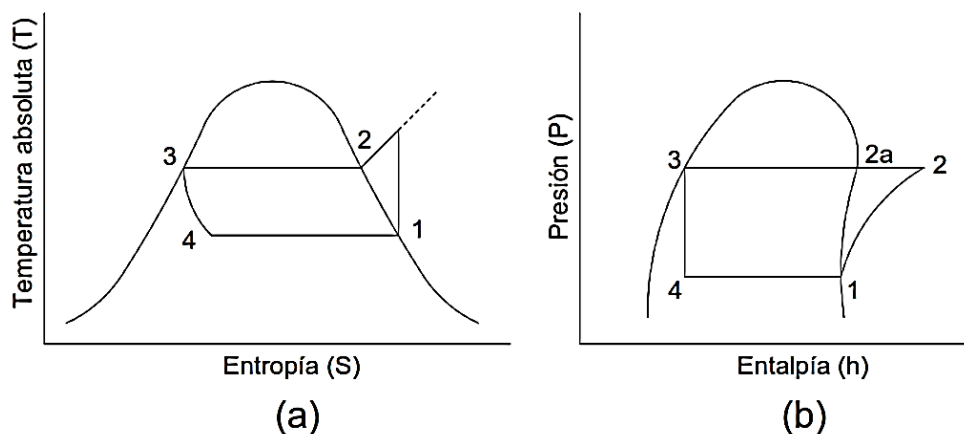


Figura 8: Ciclo estándar de refrigeración vapor compresión (a) diagrama temperatura-entropía y (b) diagrama presión-entropía.

Fuente: (Martínez Jimenez, 2005).

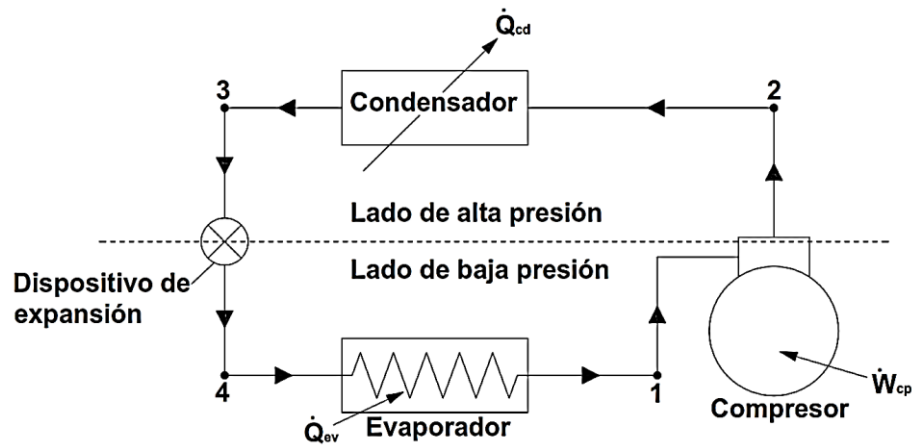


Figura 9: Diagrama de flujo del ciclo de compresión a vapor.

Fuente: (Medeiros & Barbosa, 2010).

Como afirma Martínez Jimenez (2005), en las figuras 8 y 9 se pueden identificar los componentes que integran el ciclo; así mismo, estos componentes se encargan de realizar cada uno de los siguientes procesos:

- 1-2 Compresor: Compresión adiabática reversible desde el estado de vapor saturado hasta la presión de condensación (isoentrópica).
- 2-3 Condensador: Rechazo de calor a presión constante, desde la salida del compresor hasta líquido saturado.
- 3-4 Válvula de expansión: Expansión irreversible a la entalpía constante desde el estado de líquido saturado hasta la presión de evaporación.
- 4-1 Evaporador: Aumento de calor a presión constante, desde la zona bifásica hasta el estado de vapor saturado.

2.2.4. Proceso de compresión.

Citando a Lima Joffily & Lima Mundim (2004), para este proceso el vapor de refrigerante es comprimido y la energía o entalpía del vapor es aumentada de una cantidad exactamente igual al trabajo mecánico realizado sobre el vapor, considerando que el refrigerante no sufre ningún cambio en su estado a lo largo de la línea de admisión del compresor. Esta energía equivalente al trabajo realizado sobre el refrigerante es a veces referida como calor de compresión, que viene a

ser la diferencia de entalpía del refrigerante en los puntos 2 y 1 mostrados en la Figura 8 (b), es decir:

$$\Delta h_{cp} = h_2 - h_1 \quad (2.5)$$

Donde Δh_{cp} viene a ser el trabajo de compresión.

El vapor caliente producto de la absorción de calor durante el proceso de compresión se encuentra en un estado de sobrecalentamiento, en donde su temperatura es mayor que la temperatura de saturación correspondiente a su presión.

2.2.5. Proceso de condensación.

Tal como afirman Lima Joffily & Lima Mundim (2004), antes de que el vapor pueda ser condensado, el sobrecalentamiento producto del proceso de compresión debe ser eliminado, enfriándose hasta llegar a la temperatura de condensación y condensado.

Para ilustrar lo dicho por Lima Joffily & Lima Mundim (2004), referenciamos la figura 8 (b), en donde identificamos lo siguiente:

- El proceso 2-2a ocurre en la parte superior del condensador y hasta cierto punto en la línea de gas caliente, para posteriormente llegar el refrigerante a un estado de vapor saturado a presión y temperatura de condensación en el proceso 2a-3.
- El calor cedido por el refrigerante en el condensador (Δh_{cd}) es la diferencia entre la entalpía del vapor sobrecalentado en el punto 2 y el líquido saturado en el punto 3, luego:

$$\Delta h_{cd} = h_2 - h_3 \quad (2.6)$$

- El calor total rechazado por el refrigerante para el agente de condensación en el condensador debe ser exactamente igual al calor absorbido por el refrigerante en todos los otros puntos del ciclo.

Los mismos autores definen que en un ciclo estándar, la energía del refrigerante aumenta sólo en dos puntos debido a lo siguiente:

- En el evaporador; por el calor absorbido en el evaporador Δh_{ev}

- En el compresor; por la energía equivalente del trabajo mecánico de compresión en el compresor Δh_{cp} .

Es decir, el condensador disipa el calor absorbido en el evaporador más el calor generado en el proceso de compresión, por lo tanto:

$$\Delta h_{cd} = \Delta h_{ev} + \Delta h_{cp} \quad (2.7)$$

Así mismo, se tiene que \dot{m} es el flujo másico del refrigerante circulado para producir la capacidad de refrigeración \dot{Q}_{ev} , en tal sentido se expresa:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\Delta h_{ev}} \quad (2.8)$$

Entonces, cuando \dot{Q}_{cd} es la cantidad total del calor rechazado en el condensador, se tiene:

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_3) \quad (2.9)$$

De la misma manera, \dot{Q}_w es la energía de calor equivalente al trabajo de compresión, entonces:

$$\dot{Q}_w = \dot{m} \cdot (h_2 - h_{2a}) \quad (2.10)$$

Finalmente, el trabajo de compresión es dado por:

$$\dot{W}_{cp} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad (2.11)$$

2.2.6. Proceso de expansión.

Ocurre entre los puntos de estado 3 y 4 de la Figura 8 (b). Tal como afirma Lima Joffily & Lima Mundim (2004), cuando la presión del líquido es reducida de la presión de condensación a la presión de evaporación con el paso del líquido a través una válvula de estrangulamiento, reduciendo su temperatura y transformando el vapor en una porción de líquido. Este proceso es un tipo de estrangulamiento de expansión adiabática, en donde la entalpía del líquido de trabajo no cambia durante

el proceso, considerando que no ocurre ganancia o pérdida de calor a través de la tubería o válvulas y sin rendimiento de trabajo.

Como resultado de la evaporación parcial de un líquido refrigerante durante el proceso 3-4, el refrigerante en el punto 4 es una mezcla líquido-vapor.

2.2.7. Proceso de vaporización.

Proceso desarrollado en el evaporador entre los puntos 4 y 1 de la Figura 8 (b). De acuerdo con el autor Lima Joffily & Lima Mundim (2004), una vez que la vaporización tiene lugar a presión y temperaturas constantes, el proceso viene a ser tanto isotérmico como isobárico. El refrigerante está completamente vaporizado en el punto 1 y es un vapor saturado a presión y temperatura de evaporación.

La entalpía del refrigerante aumenta durante este proceso cuando éste fluye a través del evaporador y absorbe calor, siendo llamado la cantidad de calor absorbido por el refrigerante como efecto de refrigeración, por lo tanto:

$$\Delta h_{ev} = h_1 - h_4 \quad (2.12)$$

2.2.8. Ciclo real de compresión a vapor.

Con base en Ciconkov & Ciconkov (2007), este ciclo presenta algunas diferencias en relación al ciclo estándar, debido a que las máquinas térmicas poseen distintas limitaciones que pueden generar varias pérdidas dando como resultado la disminución su capacidad y un aumento en su potencia de entrada. Dependiendo del tipo de compresor, los siguientes factores pueden tener un efecto en el desenvolvimiento del compresor:

- Re-expansión: El volumen libre localizado en el espacio muerto del compresor provoca una re-expansión del gas remanente durante el ciclo de succión.
- Caída de presión dentro de las unidades del compresor: A través de las líneas de succión, descarga, válvulas, a través del filtro y demás componentes del circuito.

- Aumento de calor al refrigerante: Del proceso de compresión, intercambio de calor dentro del compresor, bomba de lubricante, fricción, motor hermético (si es hermético).
- Fuga interna de gas.
- Desviación de la compresión isoentrópica.

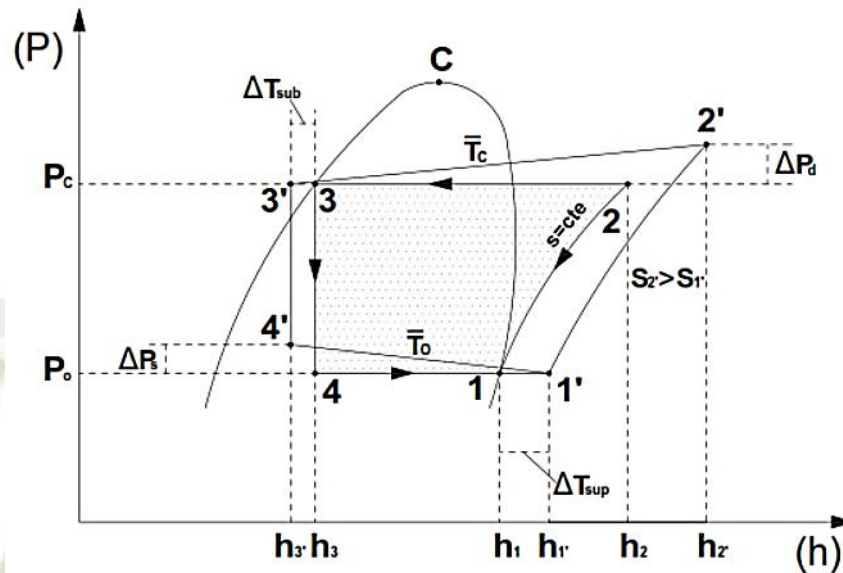


Figura 10: Gráfico de presión-entalpía para un ciclo real comparándolo con un ciclo estándar.

Fuente:(Medeiros & Barbosa, 2010).

Los autores Lima Joffily & Lima Mundim (2004), concuerdan que básicamente ocurren cuatro tipos de modificaciones según se llegan a identificar en la Figura 10:

- Pérdidas de carga en el evaporador y condensador ΔP_d y ΔP_s .
- Subenfriamiento del líquido que deja el condensador ΔT_{sub} .
- Sobrecalentamiento del vapor en la aspiración del compresor ΔT_{sup} .
- Proceso irreversible de compresión.

Para Lima Joffily & Lima Mundim (2004), el ciclo estándar admite que no hay pérdida de carga en el evaporador y en el condensador. En virtud de la fricción, ocurre una pérdida de carga en el ciclo real, resultando en un trabajo de compresión mayor en el ciclo estándar.

El subenfriamiento del líquido que deja el condensador es una práctica generalizada, garantizando que el fluido que entra en la válvula de expansión sea líquido; por su parte el sobrecalentamiento del vapor que

deja el evaporador evita que las gotas de líquido adentrar el compresor. Finalmente, otra diferencia entre los ciclos es el hecho de que la compresión en el ciclo real no es isoentrópica, ocurriendo influencia debido a la fricción y otras pérdidas.

Cabe agregar, que para aprovechar conjuntamente los fenómenos de subenfriamiento y sobrecalentamiento Martínez Jimenez, (2005).considera que se puede disponer de un intercambiador intermedio de doble tubo a contracorriente entre los gases a la salida del evaporador y el líquido a la salida del condensador; para ilustrar esto, en la Figura 11 se muestra el esquema del arreglo contemplado por el autor.

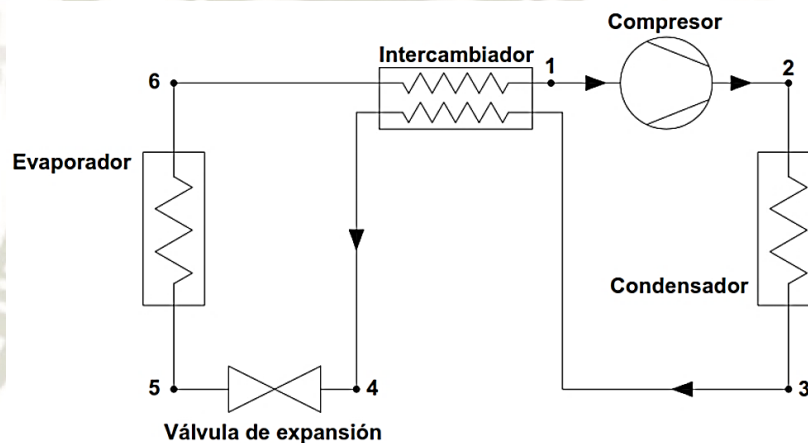


Figura 11: Esquema de ciclo frigorífico con intercambiador de calor intermedio.

Fuente:(Martínez Jimenez, 2005).

A continuación, se detalla de forma más explícita los procesos de sobrecalentamiento y subenfriamiento que fueron mencionados en el ciclo real:

2.2.9. Sobrecalentamiento.

Como afirma Martínez Jimenez (2005), el sobrecalentamiento es utilizado a modo de precaución para evitar posibles golpes de líquido, produciéndose en el tramo final del evaporador o bien en la línea de aspiración del compresor.

Considerando que el volumen específico del vapor sobrecalentado es mayor, entonces el caudal volumétrico que tiene que mover el compresor aumenta; por otro lado, si nos centramos en el diagrama de presión-entalpía de la Figura 10 podemos identificar que las curvas de

compresión isotérmicas disminuyen su pendiente a medida que aumenta la temperatura de entrada al compresor obteniéndose un aumento en la potencia de compresión (P_c) necesaria siendo este sobrecalentamiento un efecto negativo para el COP.

2.2.10. Subenfriamiento.

Al sub enfriarse el refrigerante a la salida del condensador aumenta el efecto refrigerante por unidad de masa de fluido refrigerante, haciendo que el caudal disminuya obteniendo mayor potencia frigorífica (Q_f) así mejorando el rendimiento del ciclo (Martínez Jimenez, 2005).

2.3. Compresores de refrigeración.

En la opinión de De Paz, (2018), los compresores vienen a ser dispositivos mecánicos cuyo fin es el aumento de presión desde un P_1 a P_2 para el desplazamiento de ciertos tipos de fluidos compresibles como son los gases y vapores mediante el intercambio de energía entre la máquina y fluido, convirtiendo la sustancia que pasa a través de el en energía de flujo. Entre los principales tipos de compresores frigoríficos tenemos: alternativo, tornillo, centrífugo y paletas, siendo entre estas opciones el compresor alternativo a pistón el que continúa dominando el mercado, es por eso que el presente trabajo se centra en dicho compresor.

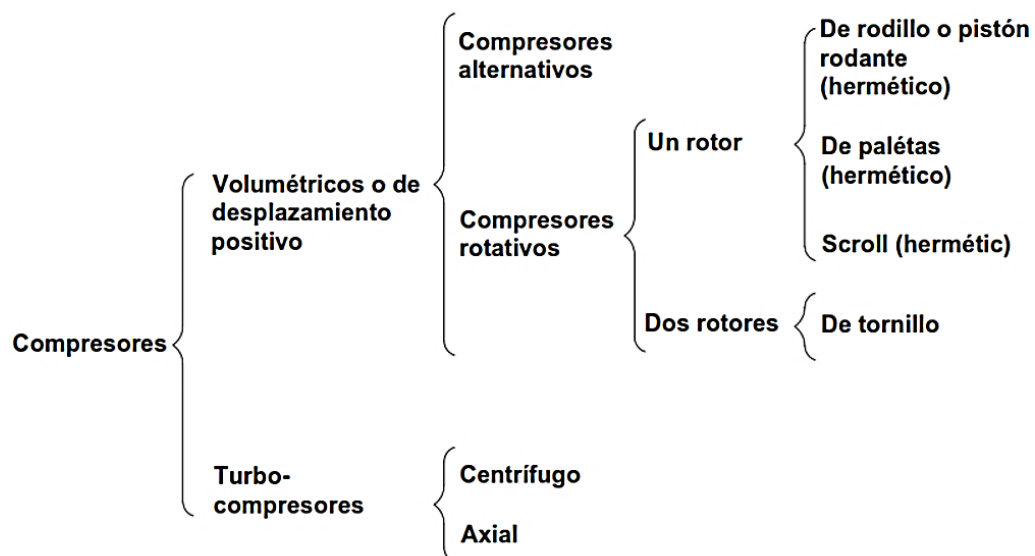


Figura 12: Clasificación de los compresores de acuerdo a su principio de funcionamiento.

Fuente: (De Miranda Santos & Rodríguez, 2010).

Estos diferentes tipos de compresores tienen atributos que los hacen más o menos adecuados para diferentes aplicaciones, como por ejemplo su capacidad, eficiencia, confiabilidad, precio, entre otros; que son factores clave de selección a considerar (Lin & Avelar, 2017). La Figura 13 muestra las comparaciones de capacidad y aplicación entre los diferentes tipos de compresores.

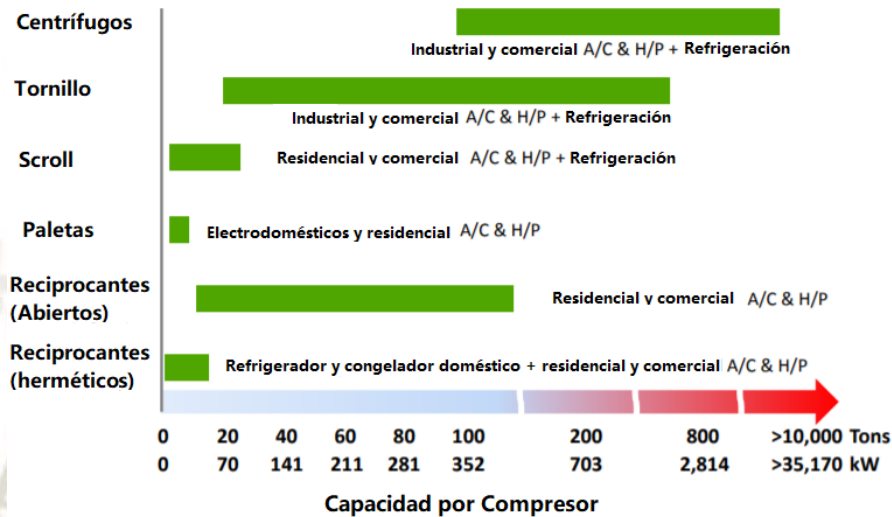


Figura 13: Capacidad y aplicaciones de diferentes tipos de compresores.

Fuente: (Lin & Avelar, 2017).

2.3.1. Compresores alternativos.

Su objetivo principal es incrementar la energía del gas sin alterar su energía interna, aumentando la presión, disminuyendo el volumen y evitando el aumento de temperatura. Este tipo de compresores utilizan un émbolo acoplado a una biela y a un eje excéntrico (cigüeñal) realizando movimientos de forma alternada ya sea succionando o comprimiendo el fluido (De Paz, 2018).

Los autores De Paz, 2018; Fernández Díez, (2010) concuerdan que el accionamiento del compresor es generado por un motor que hace que el cigüeñal gire realizando movimientos entre las dos posiciones extremas de velocidad nula, siendo estas las siguientes:

- Punto muerto superior (P.M.S): Posición donde el émbolo se encuentra más alejado del cigüeñal.

- Punto muerto inferior (P.M.I): Posición donde el émbolo se encuentra más cerca al cigüeñal.

Los compresores alternativos tienen una amplia gama de volúmenes desplazados en un intervalo entre 0 a 1,000 m³/hr, logrando competir con los compresores de paletas, tornillo, entre otros (Fernandez Diez, 2010).

2.3.2. Ciclo de compresión.

Tal como argumenta De Paz, el principio de funcionamiento del ciclo mecánico de compresión de un compresor alternativo se desarrolla en cuatro fases dentro del cilindro, en donde el fluido entra a una cámara cerrada de volumen variable entregando trabajo desde el exterior reduciendo el volumen de la cámara y finalmente extrayendo el gas a una mayor presión.

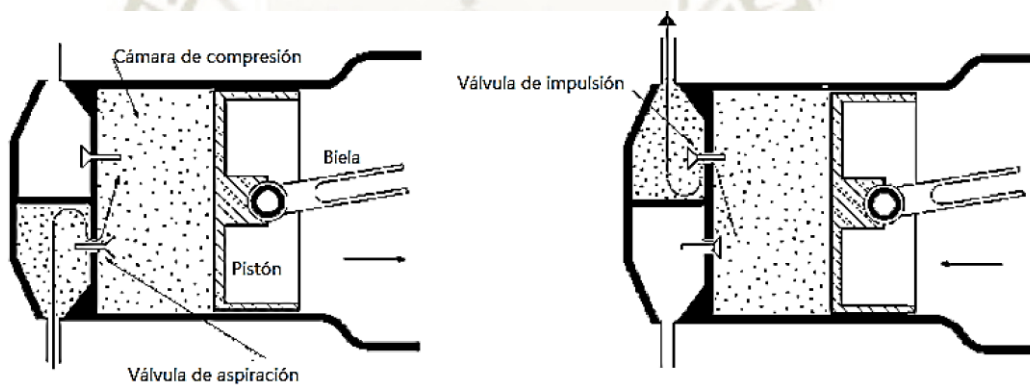


Figura 14: Principio de funcionamiento de los compresores alternativos.

Fuente: (De Paz, 2018).

- Fase 01: El émbolo inicialmente parte del punto muerto superior (P.M.S.) mientras todavía el gas permanece a una presión ligeramente superior a la descarga dentro del cilindro, con esta condición es que parte el émbolo su descenso.
- Fase 02: Continúa el descenso del émbolo provocando que la presión en el interior del cilindro caiga hasta que la tensión del resorte correspondiente cierre la válvula de escape, esto hace que en esta primera parte de la carrera de expansión ambas válvulas están cerradas. Seguidamente, al disminuir más la presión en el interior del cilindro, la válvula de admisión se apertura haciendo que el vapor

sea aspirado por el compresor (proceso isobárico), llegando el émbolo a su punto muerto inferior (P.M.I.)

- c) Fase 3: El émbolo inicia su carrera ascendente desde su punto muerto inferior (P.M.I.), provocando con la presión de este empuje el cierre de la válvula de admisión. Es en esta parte del proceso en donde se inicia la compresión del gas (proceso adiabático) al estar cerradas tanto la válvula de escape como la de admisión.
- d) Fase 4: El émbolo continuo su ascenso, haciendo que la presión generada con el gas dentro del cilindro se incremente hasta llegar a vencer el resorte de la válvula de escape, provocando que el contenido del cilindro sea evacuado hasta el exterior (Proceso isobárico). Finalmente, el émbolo llega a alcanzar su posición P.M.S. finalizando con el proceso de compresión para iniciar un nuevo proceso partiendo desde la fase 01 (De Paz, 2018).

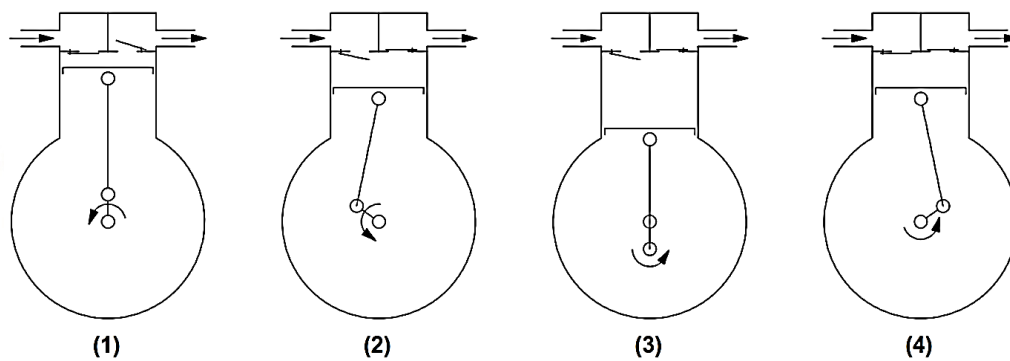


Figura 15: Fases del proceso de compresión.

Fuente: (De Miranda Santos & Rodríguez, 2010).

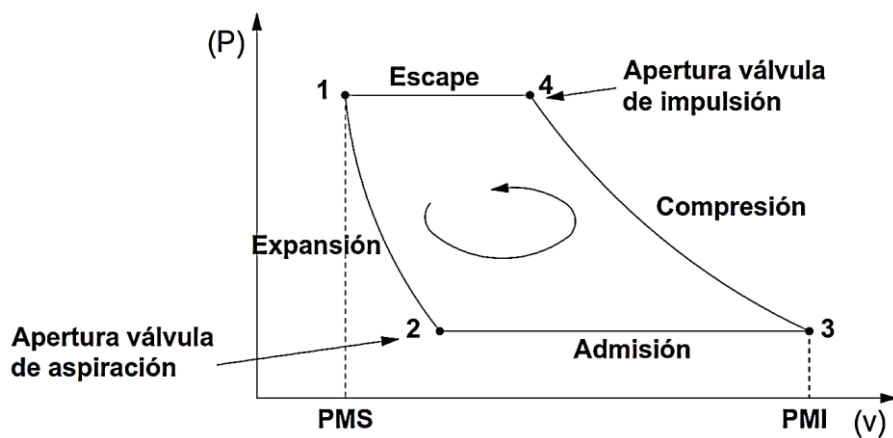


Figura 16: Diagrama P-V de compresor alternativo de simple efecto:.

Fuente: (De Miranda Santos & Rodríguez, 2010).

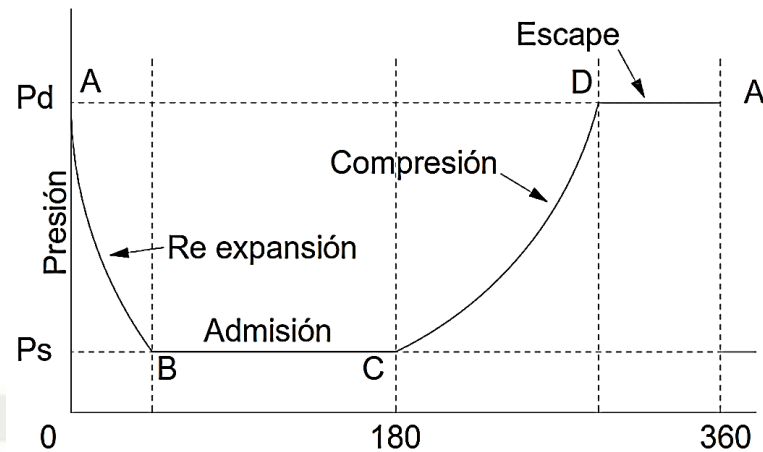


Figura 17: Diagrama Presión-Posición de émbolo de compresor alternativo de simple efecto.

Fuente: (Lima Joffily & Lima Mundim, 2004).

2.3.3. Tipos de compresores alternativos según su estructura.

En la opinión de los autores Padero, 2014; Tiburcio Barrios & Vazquez Pérez, (2011), los compresores alternativos pueden clasificarse según su forma constructiva de la siguiente manera:

- Abiertos: Compresor y motor separados pero conectados mediante un eje cigüeñal o correa.
- Semi- herméticos: Motor y compresor juntos compartiendo un eje común en una misma carcasa accesible desde el exterior.
- Herméticos: Motor y compresor están internamente en una carcasa soldada sin accesibilidad.

Este último tipo de compresor es el que utilizaremos en nuestro banco de pruebas, por lo que incidiremos con mayor detalle sobre el mismo.

2.3.4. Compresores herméticos.

Como señalan Lima Joffily & Lima Mundim, (2004), con el fin de evitar fugas de gas del refrigerante o ingreso de aire externo de tener una presión inferior a la atmosférica es contemplado el uso de este tipo de compresores, alojándose en la misma carcasa con el motor eléctrico y teniendo como únicas conexiones con la carcasa del compresor las conexiones de la línea de succión y de descarga y las terminales eléctricas.

La mejora de las técnicas de aislamiento eléctrico ha logrado que los motores operen en contacto con el refrigerante, en algunos casos el gas refrigerante frío se utiliza en el enfriamiento del motor.



Figura 18: Compresor hermético vista de exterior.

Fuente: (Tecumseh, 2018).

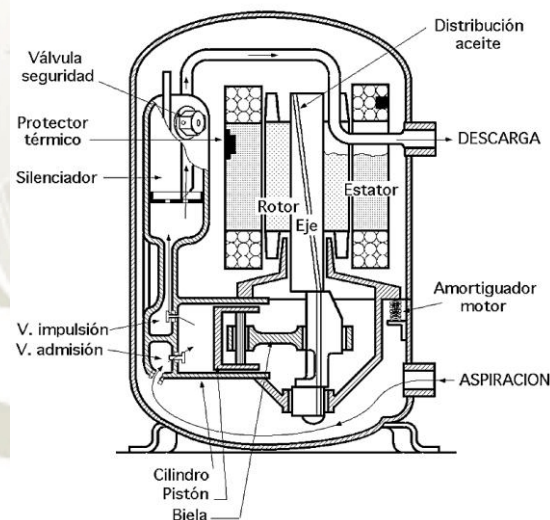


Figura 19: Compresor hermético vista de componentes interiores.

Fuente: (Fernández Díez, 2010).

2.3.5. Especificaciones constructivas de un compresor hermético.

Miranda Santos y Rodríguez De Miranda Santos & Rodríguez, (2010), dan a conocer en su estudio las especificaciones constructivas de un compresor hermético; en ese sentido, las resumiremos a continuación:

- a) Material: Generalmente se encuentra hecho de material de fundición dividiéndose en 2 partes que son el bloque del cilindro y el cárter.

- b) Características constructivas: Las paredes del cilindro van rectificadas y pulidas a espejo con rigurosas tolerancias, o bien van dotadas de camisas cuidadosamente mecanizadas. La parte exterior del cuerpo del compresor está dotada de aletas para facilitar el enfriamiento del bloque de los cilindros.

En el cuerpo del compresor están dispuestos los cojinetes de rozamiento del cigüeñal o excéntrica, las superficies de rozamiento de los cojinetes suelen ir acanaladas para facilitar la lubricación.

Los compresores con cigüeñal en el lado del volante llevan una tapa lateral atornillada donde va alojado el prensaestopa que permite la colocación del cigüeñal, esta tapa no es necesaria en los compresores de excéntrica, detalle éste que permite distinguir a simple vista el tipo de compresor.

Cuando el peso es un factor a tener en cuenta, se acude a cuerpos de aluminio como sucede en los vehículos de transporte de productos congelados o refrigerados.

- c) Características técnicas: El desplazamiento máximo del pistón, igual al doble de la longitud de la manivela, es la carrera, que debe ser algo inferior a la longitud del cilindro, para evitar entre otras cosas que, debido a dilataciones de origen térmico, el pisto pueda golpear contra el plato de válvulas durante la carrera ascendente.

Por otro lado Lima Joffily & Lima Mundim, (2004) afirma que para evitar el choque del pistón con las placas de la válvula, todos los compresores alternativos están diseñados con un pequeño espacio entre la cara superior del pistón y la placa de válvulas, siendo por esto que una cierta cantidad de gas permanecerá en el interior del cilindro entre el pistón y la placa de válvula al final de carrera de extracción

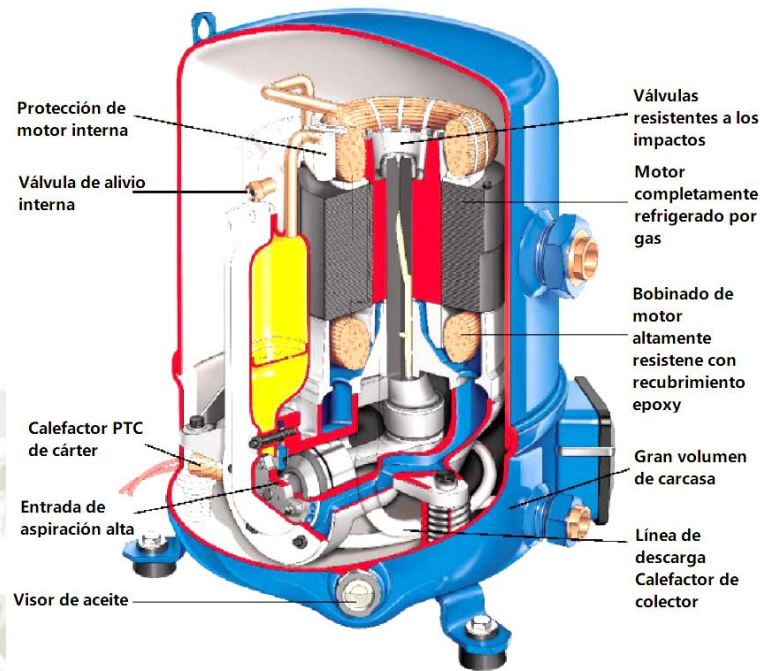


Figura 20: Vista seccionada de compresor alternativo hermético.

Fuente:(De Miranda Santos & Rodríguez, 2010).

2.4. Capacidad de compresores de refrigeración a pistón.

Para los autores Lima Joffily & Lima Mundim, (2004), dos de las más importantes características son la capacidad de refrigeración y su potencia, las cuales son controladas por las condiciones de aspiración y descarga. Partiendo de este punto debemos aclarar que el compresor por sí solo no posee ninguna capacidad de refrigeración, pero sí una capacidad de desplazamiento (caudal) de refrigerante, siendo así, el caudal desplazado en el evaporador por el sistema puede ser entonces convertido de forma útil en potencia frigorífica.

Por su parte Ciconkov & Ciconkov, (2007), considera que la capacidad del compresor a una determinada condición de operación se encuentra en función de flujo másico de gas por unidad de tiempo. Teóricamente, el flujo másico es igual al producto del desplazamiento por unidad de tiempo y la densidad del gas.

$$\dot{m}_t = \rho_t \cdot \dot{V}_t \quad (2.13)$$

De donde obtenemos:

\dot{m}_t Flujo másico teórico del gas comprimido [kg/s].

ρ_t Densidad del gas [kg/m^3].

\dot{V}_t Flujo volumétrico del gas comprimido [m^3/s].

2.5. Factores implicados en el rendimiento volumétrico real.

Para entender mejor el ciclo teórico de trabajo de un compresor ideal usaremos como ejemplo un compresor monofásico de pistón funcionando sin pérdidas y con una perfecta compresión del gas, moviéndose el émbolo de manera hermética dentro del cilindro, e incluso considerando el paso del aire hacia y desde el cilindro sin restricciones ni cambios en su presión (Fernández Díez, 2010).

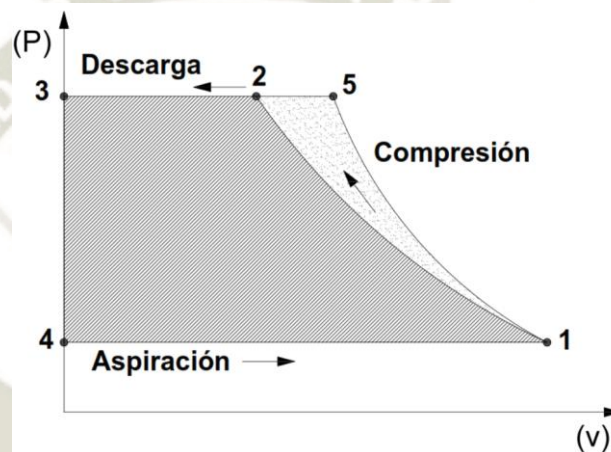


Figura 21: Ciclo de trabajo teórico de un compresor ideal, sin pérdidas, con espacio muerto nulo y con un gas perfecto.

Fuente: (Fernández Díez, 2010).

En este orden de ideas se pueden citar los siguientes factores:

a) El volumen de desplazamiento:

También conocido como tasa de desplazamiento. Santos da Costa y Santos Ataíde Santos da costa & De Santos Ataíde, (2005) lo definen como el volumen total del cilindro desplazado por medio del émbolo en determinado intervalo de tiempo, es decir, es el volumen de la cilindrada de la máquina multiplicado por el número de revoluciones de la misma; siendo expresado de la siguiente manera:

$$\dot{V}_P = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot L \cdot N \cdot n \quad (2.14)$$

De donde obtenemos:

\dot{V}_P Tasa de desplazamiento del compresor [m^3/s].

d Diámetro del cilindro [mm].

L Carrera del cilindro [mm].

n Rotación del eje de la manivela [rps].

N Número de cilindros.

b) Espacio muerto:

También conocido como volumen residual V_0 . Fernández Díez lo define como el espacio libre entre la cara superior del émbolo y el fondo del cilindro que lo aloja; de acuerdo al modelo del compresor se estima este espacio entre 3% a 10% de la carrera. Este volumen residual genera un retraso en la aspiración debido a que el aire almacenado en este espacio se encuentra a una presión P_2 y necesita expandirse hasta una presión P_1 antes de permitir la entrada de aire en el cilindro.

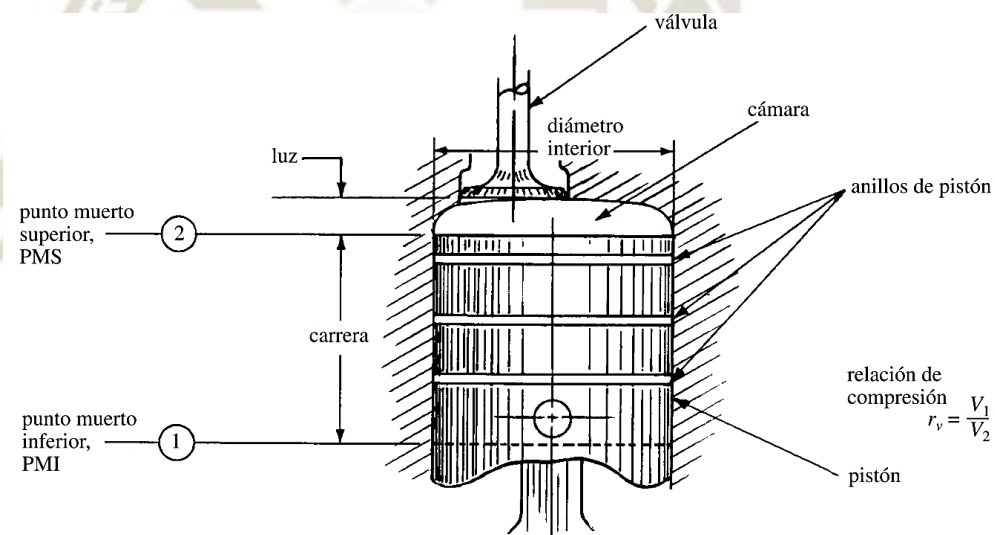


Figura 22: Luz del espacio muerto en cilindro.

Fuente:(Rolle, 2006).

A pesar de esta deficiencia existe también un lado positivo, ya que si disminuye el volumen de aspiración también se ahorra energía, debido a que la expansión produce un efecto motor sobre el pistón; considerando de esta forma que ambos efectos se compensan bajo el punto de vista energético.

Si el compresor no tuviese espacio muerto, el volumen residual entre el punto muerto superior PMS y las válvulas de aspiración y escape sería 0; esta salvedad se hace en virtud de que la compresión del aire no se

puede llevar, por razones físicas, hasta un volumen nulo, existiendo al extremo de la carrera del compresor un espacio muerto, que se corresponde con el menor volumen ocupado por el gas en el proceso de compresión.

La causa principal de la disminución del volumen de vapor efectivamente desplazado por un compresor es el espacio muerto o perjudicial. En el ciclo interno teórico del compresor, mostrado en la Figura 23, al término de la compresión la presión es P_2 ; el vapor comprimido pasa entonces a la línea de escape, recta 2-3, pero en el punto 3, punto muerto superior, queda todavía un volumen V_0 , espacio muerto.

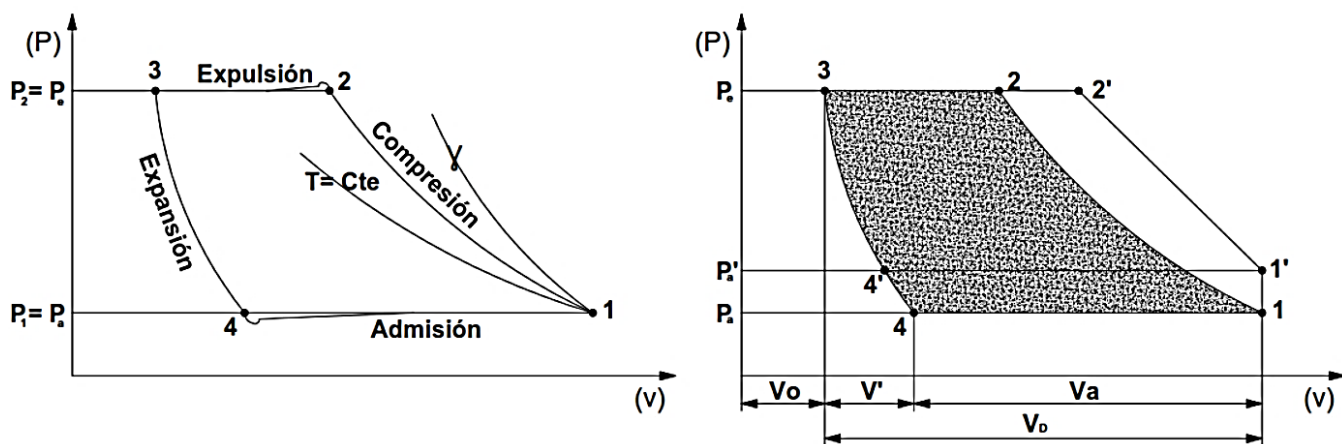


Figura 23: Diagrama de compresor alternativo ideal.

Fuente: (Fernández Díez, 2010).

En la posterior carrera de retroceso (aspiración), este volumen V_0 de gas se expande hasta el punto 4, presión P_a , y es solamente entonces, al ser alcanzada la presión de la aspiración, cuando comienza la admisión de vapor dentro del cilindro (Fernández Díez, 2010).

Si la transformación 3-4 es una politrópica de exponente n se cumple lo siguiente:

$$P_e * V_0^n = P_a * (V_0 + V')$$

$$\frac{V'}{V_0} = \left(\frac{P_e}{P_a}\right)^{\frac{1}{n}} - 1 \quad (2.15)$$

En donde la relación de compresión se encuentra expresada como:

$$\varepsilon_c = \frac{P_e}{P_a} = \frac{\text{Presión absoluta en el escape}}{\text{Presión absoluta en la aspiración}} \quad (2.16)$$

c) Retraso en la apertura de la válvula de admisión:

En la opinión de Fernández Díez, (2010), hasta que la presión dentro del cilindro sea $(P_a - \Delta P_a)$ (para vencer la tensión del resorte de la válvula de admisión) no se abrirá ésta; por lo tanto el vapor al entrar en el cilindro sufrirá una expansión ΔP_a (laminación) a su paso por el orificio de la válvula de admisión. Esto quiere decir que mientras dura la aspiración la presión del vapor dentro del cilindro es menor que la reinante en la línea de aspiración.

La consecuencia de este retraso en la apertura de la válvula de admisión es que el volumen admitido dentro es menor, pues parte de la carrera teórica de admisión del pistón se emplea en expansionar el gas desde P_a hasta, $P_a - \Delta P_a$.

d) Retraso en la apertura de la válvula de escape:

Por idéntico motivo, Fernández Díez, (2010) afirma para que pueda salir el gas en el escape, deberá estar dentro del cilindro a una presión, $P_e + \Delta P_e$, ligeramente superior a la P_e reinante en la línea de escape. En el supuesto de que en el punto muerto superior la presión dentro del espacio muerto no tenga tiempo material de igualarse a la p_e de la línea de escape, el recorrido del pistón en el retroceso para la expansión del gas del espacio muerto, no ya desde p_e hasta, $P_a - \Delta P_a$, sino desde, $P_e + \Delta P_e$, hasta, $P_a - \Delta P$, deberá ser mayor, disminuyendo también por este concepto la carrera útil de admisión del pistón, y por lo tanto el volumen realmente admitido en el cilindro.

A señalar que los efectos debidos a los retrasos de apertura en las dos válvulas no están influenciados por el valor de la relación de compresión.

e) Calentamiento del cilindro:

El autor Fernández Díez, (2010) sostiene que el gas admitido en el cilindro en la carrera de admisión, se calienta al ponerse en contacto con las paredes interiores del cilindro, que están a temperatura más elevada, y también por el hecho de que el gas comprimido no es perfecto, rozamiento, disminuyendo su densidad, o lo que es lo mismo, aumentando su volumen específico.

Por esta razón, al final de la carrera de admisión el peso total de vapor admitido en el punto muerto inferior será menor, o lo que es lo mismo, el volumen aspirado, medido en las condiciones reinantes en la línea de aspiración, será menor que el barrido por el pistón en su carrera útil de admisión. Hay que tener en cuenta que este calentamiento del cilindro es función de la relación de compresión y aumenta al elevarse ésta. La pared del cilindro se calienta por doble motivo: por contacto directo con el gas a alta temperatura y por rozamiento mecánico entre pistón y cilindro.

f) Inestaqueidad de válvulas y segmentos:

Por este concepto, Fernández Díez, (2010) declara que el volumen que realmente llega a impulsar el compresor es todavía menor; la inestaqueidad aumenta igualmente al elevarse la relación de compresión.

2.6. Factores que influyen en el rendimiento o performance.

En la opinión de Ciconkov & Ciconkov, (2007), todos estos factores son difíciles de evaluar de manera individual, sin embargo, es posible agruparlos por categorías para poder medir el rendimiento teórico empleando las siguientes eficiencias:

2.6.1. Eficiencia Volumétrica.

La eficiencia volumétrica efectiva viene a ser la ratio real entre el flujo volumétrico de gas de refrigerante que entra compresor y el flujo volumétrico teórico a razón del desplazamiento del compresor o tasa de desplazamiento del compresor (Ciconkov & Ciconkov, 2007; Santos da costa & De Santos Ataíde, 2005).

$$n_{ve} = \frac{\dot{V}_a}{\dot{V}_p} \quad (2.17)$$

De donde:

n_{ve} Eficiencia volumétrica efectiva [%].

\dot{V}_p Flujo volumétrico a razón del desplazamiento del compresor [m^3/s].

\dot{V}_a Flujo volumétrico de refrigerante que entra en el compresor [m^3/s].

Para poder determinar este último valor, empleamos la siguiente fórmula:

$$\dot{V}_a = v_{asp} \cdot \dot{m}_{ref} \quad (2.18)$$

Donde:

\dot{V}_a Flujo volumétrico de refrigerante que entra en el compresor [m^3/s].

v_{asp} Volumen específico del vapor admitido en el compresor [m^3/kg].

\dot{m}_{ref} Flujo másico del refrigerante [kg/s].

Tal como enfatiza Ciconkov & Ciconkov, (2007), el flujo volumétrico real puede obtenerse calculando la eficiencia volumétrica, haciendo referencia a la correlación de Bikov (1981) que está basada en el producto de los siguientes cuatro parámetros:

$$n_v = n_c \cdot n_p \cdot n_q \cdot n_l \quad (2.19)$$

De donde extraemos:

- Eficiencia volumétrica como función de re expansión (n_c).

$$n_c = 1 - C_r \cdot \left(\left[\frac{P_{cd}}{P_{ev}} \right]^{\frac{1}{n}} - 1 \right) \quad (2.20)$$

Donde:

C_r Espacio muerto.

P_{cd} Presión de condensador.

P_{ev} Presión de evaporador o presión en la succión del compresor.

n Exponente politrópico.

Presión de succión [bar]	\bar{n}
<1.5	$\bar{n} = 1 + 0.50(\bar{\gamma} - 1)$
1.5 ÷ 4.0	$\bar{n} = 1 + 0.62(\bar{\gamma} - 1)$
4.0 ÷ 10.0	$\bar{n} = 1 + 0.75(\bar{\gamma} - 1)$
10.0 ÷ 30.0	$\bar{n} = 1 + 0.88(\bar{\gamma} - 1)$

Tabla 1: Exponente politrópico.

Fuente:(Valdez Loaiza, 2009).

- Eficiencia volumétrica como función de caída de presión entre unidades del compresor (n_p).

$$n_p = 1 - (\delta p_{ev}) \cdot \left(\frac{1+C_r}{n_c} \right) \quad (2.21)$$

Donde:

δp_{ev} Caída de presión en la succión del compresor.

- Eficiencia volumétrica como función de ganancia de calor por el refrigerante (n_q).

$$n_q = \frac{T_{ev}}{T_{cd}} \quad (2.22)$$

o

$$n_q = 1 - 0.025 \cdot \left(\frac{P_{cd}}{P_{ev}} - 1 \right) \quad (2.23)$$

Donde:

Las temperaturas son expresadas en grados Kelvin [°K]

- Eficiencia volumétrica como función de fugas internas de gas.
Varía entre 1.00 y 0.95, para una relación de presiones P_{cd}/P_{ev} entre 3 y 5.

2.6.2. Eficiencia isoentrópica.

Se denomina eficiencia isoentrópica a la razón entre potencia de compresión ideal y la potencia real, también considerada como la medida de pérdidas resultantes de la desviación del ciclo de compresión real con un ciclo de compresión ideal (Lima Joffily & Lima Mundim, 2004).

$$n_{iso} = \frac{\dot{W}_{cp,iso}}{\dot{W}_{cp,real}} \cdot 100 \quad (2.24)$$

Donde:

n_{iso} Eficiencia isoentrópica.

$\dot{W}_{cp,iso}$ Potencia de compresión isoentrópica [kW].

$\dot{W}_{cp,real}$ Potencia real de compresión consumida [kW].

Los principales factores que causan la desviación de un ciclo de compresión real sobre un ciclo de compresión ideal, según Lima Joffily & Lima Mundim, (2004), son los mismos que influencia la eficiencia volumétrica, los cuales son:

- Estrangulamiento.
- El cambio de calor entre el vapor y las paredes del cilindro.
- La fricción del fluido, debido a la turbulencia del vapor en el cilindro y al hecho de que el vapor refrigerante no es un gas ideal.

2.6.3. Potencia de compresión ideal.

De acuerdo con Lima Joffily & Lima Mundim, (2004) y la normativa ISO 917:1996, (1996), se expresa como el producto de la tasa de flujo másico de refrigerante a través del compresor, y la diferencia de entalpía específica del refrigerante entre los puntos de entrada y la salida del compresor.

$$\dot{W}_{cp,iso} = \dot{m}_{ref} \cdot \Delta h_{iso} \quad (2.25)$$

Donde:

$\dot{W}_{cp,iso}$ Potencia de compresión isoentrópica [kW].

\dot{m}_{ref} Caudal másico de refrigerante [kg/s].

Δh_{iso} Trabajo específico de compresión isoentrópica [kJ/kg].

2.6.4. Potencia de entrada al compresor.

Potencia en el eje del compresor para un compresor abierto o potencia en los terminales del motor para un compresor de motor hermético (o compresor de motor semi hermético) junto con la potencia absorbida por

los accesorios necesarios para mantener el funcionamiento del compresor (ISO 917:1996, 1996).

2.6.5. Coeficiente de rendimiento.

Expresado por la razón de la capacidad de refrigeración por la potencia consumida por el compresor (Lima Joffily & Lima Mundim, 2004).

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{Q}_{cp,real}} \quad (2.26)$$

Donde:

\dot{Q}_{ev} Capacidad real de refrigeración [kW].

$\dot{Q}_{cp,real}$ Potencia real de compresión consumida [kW].

2.6.6. Capacidad de refrigeración.

La función del ciclo de compresión a vapor es producir la capacidad de refrigeración (Lima Joffily & Lima Mundim, 2004).

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_{ref} \cdot \Delta h_{ev} \quad (2.27)$$

Donde:

\dot{Q}_{ev} Capacidad de refrigeración [kW].

\dot{m}_{ref} Caudal másico de refrigerante [kg/s].

Δh_{ev} Efecto de refrigeración [kJ/kg].

2.6.7. Circulación de aceite en el sistema de refrigeración.

Relación de la tasa de flujo másico de aceite medida a la tasa de flujo másico de la mezcla circulante de aceite / refrigerante. Cuando se opera con un separador de aceite especificado por el fabricante, las medidas se toman después del separador (ISO 917:1996, 1996).

2.6.8. Capacidad teórica de refrigeración por capacidad real de refrigeración.

Como afirman los autores (Santos da costa & De Santos Ataíde, 2005), la tasa de flujo de masa producida por el compresor es igual a la masa de refrigerante en las condiciones de succión aspirada a través de la tubería de admisión, por unidad de tiempo. Si se considera que el

compresor es 100% eficiente y que el cilindro del compresor se llena completamente con refrigerante de succión a cada curso descendente del pistón, el volumen del vapor aspirado al interior del cilindro y comprimido por unidad de tiempo, será exactamente igual al desplazamiento del pistón.

La capacidad real de refrigeración de un compresor es siempre menor que su capacidad teórica, debido a la compresibilidad del vapor refrigerante y de la holgura mecánica entre el pistón y la placa de la válvula del compresor (espacio muerto); el volumen de vapor de succión que llena el cilindro durante el curso de admisión es siempre menor que el volumen accionado por el pistón (Lima Joffily & Lima Mundim, 2004).

En consecuencia, la capacidad real de refrigeración puede ser determinada de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{ev,real} = \dot{Q}_{ev,teórica} \cdot \frac{n_{ve}}{100} \quad (2.28)$$

Donde:

$\dot{Q}_{ev,real}$ Capacidad real de refrigeración [kW].

$\dot{Q}_{ev,teórica}$ Capacidad Teórica de Refrigeración [kW].

CAPITULO III

3. ANÁLISIS Y METODOLOGÍA DE ENSAYOS DE COMPRESORES

3.1. Prueba de compresores de refrigerante de acuerdo a norma ISO 917.

De acuerdo a la norma ISO 917:1996, (1996), sus prescripciones aplican solamente a los compresores de refrigerante una sola etapa de desplazamiento positivo. Los métodos seleccionados para la prueba se describen para determinar la capacidad de refrigeración, la potencia, la eficiencia isoentrópica y el coeficiente de rendimiento COP.

Estos métodos de prueba proporcionan resultados de precisión suficiente para permitir la consideración de la idoneidad de un compresor de refrigerante para funcionar satisfactoriamente bajo cualquier conjunto de condiciones de prueba básicas requeridas para una instalación de refrigeración dada.

Se llama la atención en particular a una serie de precauciones especiales necesarias para reducir las pérdidas de prueba al mínimo.

Esta norma internacional se aplica solo a las pruebas realizadas en los trabajos del fabricante, o donde esté disponible el equipo necesario para realizar pruebas con la precisión requerida. Los métodos de prueba descritos también pueden usarse como una guía para la prueba de otros tipos de compresores de refrigerante.

3.2. Parámetros de rendimiento.

Desde el punto de vista de la norma ISO 917:1996, (1996), los parámetros utilizados en la evaluación de un compresor son los siguientes:

- Capacidad de refrigeración (\dot{Q}_{ev}).
- Eficiencia volumétrica efectiva (n_{ve}).
- Potencia real de compresión consumida ($\dot{W}_{cp,real}$).
- Eficiencia Isoentrópica (n_{iso}).
- Coeficiente de rendimiento (COP).

3.3. Procedimiento general.

3.3.1. Método de determinación de capacidad de refrigeración y eficiencia volumétrica y circulación de aceite.

La determinación de la capacidad de refrigeración del compresor, según ISO 917:1996, (1996), comprende:

- La evaluación del caudal másico de refrigerante, obtenida por cada método de prueba en que el aparato se inserta externamente al circuito de prueba, entre la descarga y la succión del compresor.
- La determinación a través de tablas reconocidas, de las propiedades termodinámicas del refrigerante, tales como, entalpía específica en el estado de líquido saturado en la condición de la presión de descarga y su entalpía específica en las condiciones de succión del compresor (temperatura y presión).

Durante la prueba, el compresor de refrigerante debe estar provisto de todos los equipos y accesorios auxiliares necesarios para su funcionamiento satisfactorio en el uso normal.

3.4. Procedimiento general.

Basándonos en la normativa ISO 917:1996, (1996), y en orden de asegurar que todos los resultados obtenidos se encuentren dentro de los límites de exactitud requeridos, es esencial observar las siguientes reglas e instrucciones para ser tomadas en cuenta:

- a) Todos los instrumentos y aparatos de medición auxiliares deben estar correctamente ubicados en relación a las tomas de admisión y escape del compresor, además de estar calibrados.
- b) La presión y la temperatura tanto en la toma de succión como en la descarga del compresor se deben medir en el mismo punto que debe ubicarse en un tramo de línea recta de la tubería, en la distancia (o lo más cerca posible) ocho veces diámetro del tubo, antes del punto de admisión y descarga respectivamente, o de la válvula de bloqueo.

El diámetro de la tubería debe ser consistente con el de la brida del compresor durante un largo de al menos dieciséis veces el diámetro de la tubería.

c) Una carga adecuada de refrigerante y aceite debe estar presente en el sistema, no debiendo sobrepasar la mezcla el 1,5% en masa, de lo contrario, un separador de aceite debe colocarse en la descarga con un mecanismo eficiente para que el aceite pueda retornar directamente al sistema de lubricación del compresor. En caso de usar este dispositivo, el lubricante debe retornar a la línea de succión, entre los instrumentos de medición y la entrada del compresor.

Ningún refrigerante deberá de ser adicionado durante la prueba, y ningún aceite deberá de ser adicionado a los cárteres cerrados que comuniquen con el circuito de refrigerante.

Durante la ejecución de toda la prueba, el circuito deberá de contener solo aceite refrigerante y aceite de lubricación en condición de pureza que puedan asegurar la normal operación continua del compresor y la precisión de las mediciones de prueba no se verán afectadas dentro de las tolerancias acordadas.

Nota: La completa eliminación de refrigerante líquido y aceite de lubricación sería algo difícil de alcanzar, pero los errores causados por estos factores en la admisión de compresores pueden ser minimizados hasta el punto de ser despreciados con el uso de:

- Un sobrecalentamiento del refrigerante en la entrada del compresor.
- Proporcione un eficiente separador de aceite en la línea de descarga del compresor.

d) El sistema deberá de ser probado fuera de fugas de refrigerante y aceite. La ausencia de gases no condensables deberá de ser confirmado por los medios apropiados.

e) El sistema deberá de estar protegido contra corrientes de aire anormales.

3.5. Periodo de prueba de acuerdo a ISO 917:1996

a) La prueba especificada se refiere exclusivamente a un compresor de refrigerante que funciona continuamente en condiciones tales que, durante un período específico, las fluctuaciones en todos los factores que pueden afectar los resultados de una prueba permanecen entre los

límites prescritos y no muestran una tendencia definitiva a moverse fuera de estos límites; estas condiciones se denominan condiciones de trabajo estables.

- b) Después de que el compresor haya arrancado, se realizarán ajustes durante una ejecución preliminar hasta que las mediciones requeridas para la prueba estén dentro de los límites de variación permitidos.
- c) Una vez que se hayan alcanzado las confianzas de trabajo estables, los datos se tomarán por cualquiera de los siguientes métodos:
 - Si los datos se encuentran dentro de los límites específicos, la lectura de los periodos de prueba se tomará a intervalos de tiempo iguales que no excedan los 20 minutos durante un período de 1 hora, durante el cual se tomarán al menos cuatro lecturas.
 - Si las temperaturas no se desvían más de $\pm 1K$ de las condiciones de prueba básicas, la velocidad del compresor no más del 1% y para los compresores herméticos, el voltaje y la frecuencia del motor no se desvían más de $\pm 1\%$ durante los periodos de prueba, se tomarán al menos cuatro lecturas de datos con al menos tres minutos de diferencia.
- d) La media aritmética de las lecturas sucesivas para cada medición se tomará como el valor de la medición para la prueba.
- e) Todas las mediciones cuantitativas de temperatura y presión deben efectuarse al principio y al final de cada intervalo de tiempo para comprobar la uniformidad de operación, tomando como promedio el valor entre la primera y la última medición del período de prueba (ISO 917:1996, 1996).

3.6. Condiciones básicas para pruebas y desviaciones de acuerdo a ISO 917:1996.

Las condiciones básicas de prueba, bajo las cuales se especifican para un compresor de refrigerante son las siguientes:

- a) La presión absoluta en los puntos de medición en la tubería de succión y descarga del compresor.
- b) La temperatura de succión en el punto de medición en la tubería de succión del compresor.

c) La velocidad de rotación del compresor.

Las lecturas de presión no deben desviarse en más de $\pm 1\%$ de las condiciones de prueba básicas durante todo el período de prueba.

La velocidad no se desviará en más de $\pm 1\%$ de las condiciones de prueba básicas en todos los períodos de prueba; para compresores de motor herméticos, el bloqueo debe estar dentro de $\pm 3\%$ y la frecuencia dentro de $\pm 1\%$ de los valores de la placa de identificación durante todo el período de prueba (ISO 917:1996, 1996).

3.7. Métodos de prueba de acuerdo a ISO 917:1996

Todas las pruebas deben comprender dos métodos, una prueba 'X' y una 'Y', que deben realizarse simultáneamente.

La prueba 'Y' debe ser, siempre que sea posible, un tipo diferente de la prueba 'X', por lo que su resultado será independiente con respecto al de la otra prueba; según la norma ISO 917, los patrones de rendimiento aplicados a los compresores se pueden clasificar como:

- a) Calorímetro (cámara hermetizada para generación de calor) en el evaporador:
 - Calorímetro utilizando fluido secundario, método A.
 - Utilización de un sistema del tipo "inundado" del lado del refrigerante, método B.
 - Calorímetro utilizando un sistema "en seco" del lado del refrigerante, método C.
- b) Medida directa:
 - Medidor de flujo colocado en el lado del refrigerante en fase vapor, método D1.
 - Medidor de flujo colocado en el lado del refrigerante en fase líquida, método F.
 - Condensación del vapor de refrigerante que circula a alta presión, método D2.
- c) Calorímetro en el condensador:
 - Condensador enfriado al agua, método G.
- d) Otros métodos:

- Enfriamiento por vapor de refrigerante, método J;
- Calorímetro instalado en la línea de descarga, método K.

Para verificar el rendimiento de un compresor de refrigeración, se deben realizar dos pruebas distintas de las anteriores. Se puede elegir como primera prueba (prueba X), uno de los siguientes métodos: A, B, C, D1, D2, F, G o K. Para la segunda prueba (prueba Y), se puede elegir otro método (preferentemente tipo diferente), como recomendado en la siguiente tabla (ISO 917:1996, 1996).

Método para pruebas X	Método para pruebas Y	
	Permitido	Recomendado
A	D1, D2, F, G, K	F, G, K
B	D1, D2, F, G, K	F, G, K
C	D1, D2, F, G, K	F, G, K
D1	A, B, C, D2, F, G, J, K	F, G, J, K
D2	A, B, C, D1, F, J	F, J
F	A, B, C, D1, D2, J, K	D1, D2, J, K
G	A, B, C, D1, F, J	D1, J
K	A, B, C, D1, F, J	D1, J

Tabla 2: Métodos de pruebas y sus combinaciones.

Fuente:(ISO 917:1996, 1996).

3.7.1. Método A.

Se utiliza como calorímetro un depósito que contiene un fluido volátil (fluido secundario) inmerso en un calentador eléctrico. El evaporador (serpentín) se suspende arriba del depósito (aislado térmicamente para evitar que las pérdidas de calor no superen en 5% la potencia frigorífica del compresor). El caudal de refrigerante se controla a través de la válvula de expansión (puede ser manual o de presión constante).

La presión de succión se debe ajustar a través de la válvula de expansión y la temperatura del vapor de refrigerante que entra en el compresor debe ser variada a través del calor cedido al fluido secundario por el calentador eléctrico. El ajuste de la presión de descarga debe ser hecho variando las condiciones de condensación (temperatura y caudal del refrigerante) o por intermedio de dispositivo de control de presión en la línea de descarga. El caudal se obtiene a través del calor cedido por el calentador y por la diferencia de entalpía en la entrada y salida del calorímetro (ISO 917:1996, 1996).

3.7.2. Método B.

En este caso el evaporador no posee serpentín y el refrigerante del sistema se calienta directamente (no hay fluido secundario). El fluido puede ser calentado directamente a través de resistencia eléctrica; Este calor asociado con las entalpías de entrada y salida del calorímetro nos proporciona el caudal del sistema(ISO 917:1996, 1996).

3.7.3. Método C.

Este sistema de calorímetro en seco, consiste en dos serpentines contenidos en un vaso de presión (calorímetro), en uno de ellos pasará el refrigerante del sistema en prueba y en la otra pasará otro fluido secundario calentado para evaporar el refrigerante. Un sistema de resistencia eléctrica puede usarse en lugar del fluido secundario. El caudal se obtiene a través del calor suministrado al calorímetro, de las pérdidas al ambiente y de las entalpías de entrada y salida del calorímetro(ISO 917:1996, 1996).

3.7.4. Método D1 y D2.

El medidor de flujo de refrigerante en la fase gaseosa se coloca en la línea de succión (método D1) o en la de descarga (método D2). El medidor se instala en un circuito cerrado que consiste en un compresor, un dispositivo de reducción de presión del nivel de descarga para el nivel de succión, un aparato de reducción del exceso de vapor sobrecalentado y un medio de retorno para el vapor hacia el compresor.

La forma de remover el calor generado por la compresión consiste en explotar el refrigerante en la fase gaseosa (alta presión), licuándolo en un condensador y re evaporarlo en un intercambiador de calor con fluido sobrecalentado. El flujo que pasa por el medidor debe ser homogéneo y completamente libre de burbujas de líquido.

Cuando ocurren pulsaciones en el flujo, se debe insertar un vaso para absorber estos flujos y eliminar estas muñecas en el medidor. Como se mide el flujo de vapor, cualquier cantidad de aceite puede representar imprecisión en la medición, por lo que este método se restringe a

circuitos donde el contenido de aceite se limita al 1,5% de la masa total (aceite más refrigerante) (ISO 917:1996, 1996).

3.7.5. Método F.

Al igual que en D1 y D2, se utiliza un medidor de flujo; pero éste se coloca en la línea de líquido, entre el depósito de líquido y la válvula de expansión.

Se debe proveer un sub-enfriador para garantizar la ausencia de burbujas de vapor y también visores deben estar presentes para que esta condición pueda ser visualizada. Se debe colocar un "by-pass" en el medidor de flujo, de modo que la resistencia de la válvula de expansión y del circuito sea la misma del medidor.

Iniciar la operación del sistema con el by-pass del medidor abierto. Después de la entrada en régimen, cerrarlo y comprobar si el líquido deja el dispositivo medidor con un subenfriamiento de al menos 3°C. La proporción de aceite en el refrigerante debe determinarse (ISO 917:1996, 1996).

3.7.6. Método G.

El calorímetro engloba el condensador, donde éste es enfriado por agua. El sistema de enfriamiento debe mantener el refrigerante a una temperatura constante no inferior a 15 °C por encima de la del ambiente, pero tan cerca como sea posible de la temperatura de saturación correspondiente.

El caudal de refrigerante se obtiene a través del calor cedido al agua de enfriamiento, de las pérdidas al ambiente y de las entalpías en la entrada y en la salida del condensador. La capacidad de refrigeración se obtiene a través del caudal calculado y de las entalpías en la entrada y salida del evaporador (ISO 917:1996, 1996).

3.7.7. Método J.

El caudal total de refrigerante se determina condensando parte del vapor descargado por el compresor y luego re evapora a baja presión en un evaporador para que vapor pueda ser succionado en el compresor.

Este evaporador consiste en un vaso de presión, donde refrigerante líquido es inyectado y re evaporado a través de la porción de refrigerante descargado por el compresor y que no pasó por el condensador. Este debe asegurarse de que no salgan burbujas de líquido para la entrada del compresor y el refrigerante debe estar sobrecalentado hasta por lo menos 8°C (ISO 917:1996, 1996).

3.7.8. Método K.

El calorímetro engloba un intercambiador de calor ubicado en la descarga, en el que el fluido está en fase gaseosa. Este posee dos serpentines donde uno contiene refrigerante y el otro fluido secundario con la función de enfriar (o calentar) el refrigerante. Para evitar posibilidad de condensación en el calorímetro, la temperatura del intercambiador debe ser un poco superior a la temperatura de condensación del fluido.

La presión de succión debe ajustarse a través de la válvula de expansión, ubicada entre la descarga del compresor y la entrada del enfriador. La presión de condensación debe ajustarse a través de la válvula ubicada entre la descarga y el condensador, y también a través de cambio en el caudal y temperatura del agua que eleva el condensador (ISO 917:1996, 1996).

3.8. Comentarios Generales sobre la norma.

Partiendo desde la posición de Santos da costa & De Santos Ataíde, (2005), se analizan los métodos para ejecución de pruebas contemplados en la normativa ISO 917:1996 como se puede ver a continuación:

- Se descarta el uso del método A, ya que no se cuenta con un calorímetro implementado en el sistema.
- El método B calentamiento directo del fluido refrigerante por medio de un calentador eléctrico en el evaporador (calorímetro con sistema inundado) fue descartado, pues el evaporador disponible en el módulo de tubo doble coaxial helicoidal. El método C fue descartado por el mismo motivo del método B.

- Los métodos D1 y D2 (medición de flujo directo) fueron descartados debido a la dificultad de obtener refrigerante totalmente vaporizado en la línea de succión del compresor, y la de la dificultad de mantener la cantidad de aceite en el 1,5% de la masa total del sistema.
- El método F (medición de flujo directo) podría aplicarse con la instalación de un medidor de flujo, de un visor de líquido en la línea de líquido del sistema entre el depósito de líquido y la válvula de expansión. Sólo es posible porque la máquina (Chiller) tolera un subenfriamiento de hasta 10 ° C (valor recomendado por el fabricante).
- En el método G el calorímetro engloba el condensador enfriado al agua (fluido secundario), éste puede ser aplicado pues el condensador es del tipo tubo doble coaxial helicoidal y las pérdidas de calor para el ambiente son pequeñas debido a su aislado térmico. El caudal de refrigerante se obtiene a través del calor cedido al agua de enfriamiento y de las entalpías en la entrada y en la salida del condensador. La capacidad de refrigeración se obtiene a través del caudal calculado y de las entalpías en la entrada y salida del evaporador.

3.9. Curvas de desempeño de compresores frigoríficos.

Normalmente los fabricantes de compresores presentan tablas y gráficos conteniendo curvas de desempeño del compresor. En la Figura 24, se observa un ejemplo de gráfico conteniendo curvas de capacidad de refrigeración y potencial de compresión en función a las temperaturas de evaporación y condensación.

Analizando el gráfico se ve claramente que, con un aumento de temperatura de condensación, la capacidad de refrigeración disminuye y la potencia de compresión aumenta. Además de eso, con un aumento de temperatura de evaporación aumenta la capacidad de refrigeración y la potencia de compresión.

En el mismo gráfico también se puede observar el calor rechazado por un condensador en función a la temperatura de evaporación y de condensación, de donde podemos determinar que con el aumento de temperatura de

evaporación y de condensado aumenta el calor rechazado por el condensador (Lima Joffily & Lima Mundim, 2004).

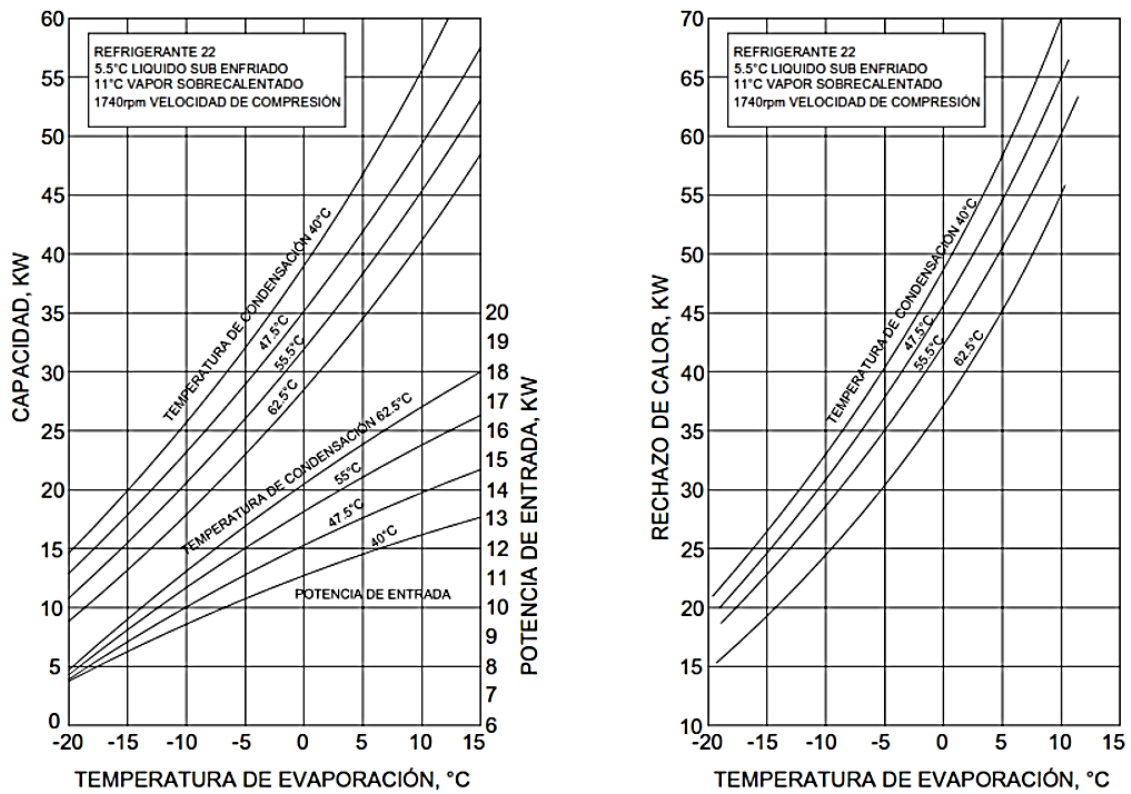


Figura 24: Curvas de desempeño de un compresor hermético y curvas de rechazo de calor de un condensador.

Fuente: (Lima Joffily & Lima Mundim, 2004).

CAPITULO IV

4. EQUIPO EXPERIMENTAL

4.1. Descripción.

Las unidades de refrigeración son equipos de refrigeración líquida, es decir, producen agua refrigerada y se encuentran diseñados para funcionar en sistemas centrales medianos y grandes, como centros comerciales, hoteles, hospitales, supermercados, industrias y sus procesos industriales (Lima Joffily & Lima Mundim, 2004).

A fin de ejecutar las pruebas correspondientes para el desarrollo de esta tesis se fabricó un banco de pruebas especialmente diseñado para el análisis de compresores. Citando al autor Leandro de Axevedo, (2007), en este banco de trabajo, en principio, se probarán los compresores que usan el refrigerante pequeño R134a, es decir, los compresores que tienen un consumo de energía eléctrica de hasta 1500 W.

Los componentes básicos a considerarse en banco de trabajo son:

- Compresor hermético.
- Intercambiadores de calor de cobre y acero.
- Bombas de agua.
- Dispositivo de expansión.
- Cámara o tanque de generación de calor.

4.2. Diseño del banco de pruebas.

El esquema principal para la instalación de los equipos fue desarrollado en base a las referencias tomadas por los autores Azevedo & Joffily, (2006); Santos da costa & De Santos Ataíde, (2005), definiéndose según el siguiente esquema mostrado a continuación:

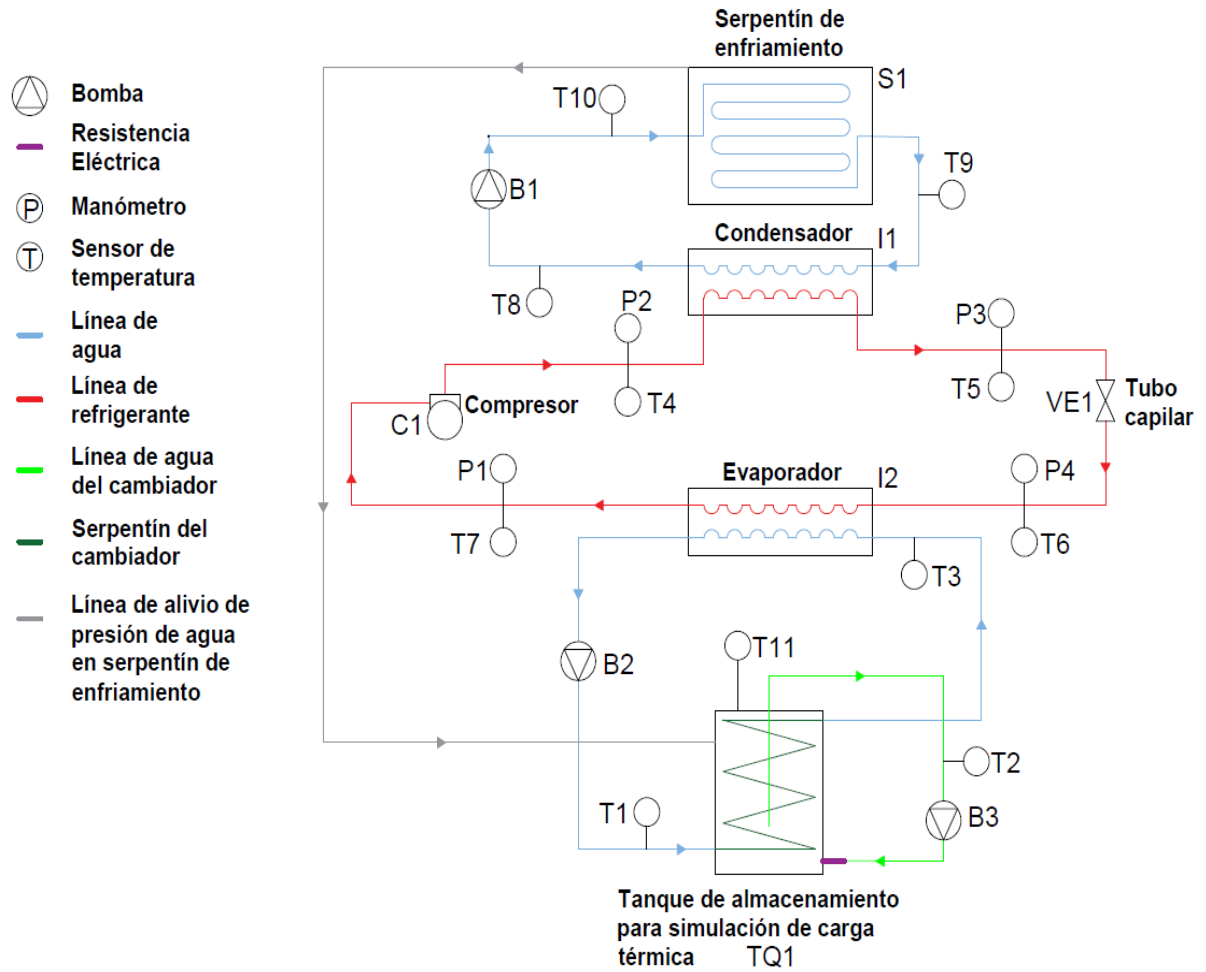


Figura 25: Esquema de fabricación de módulo para análisis de compresores.

Fuente: (Santos da costa & De Santos Ataíde, 2005).

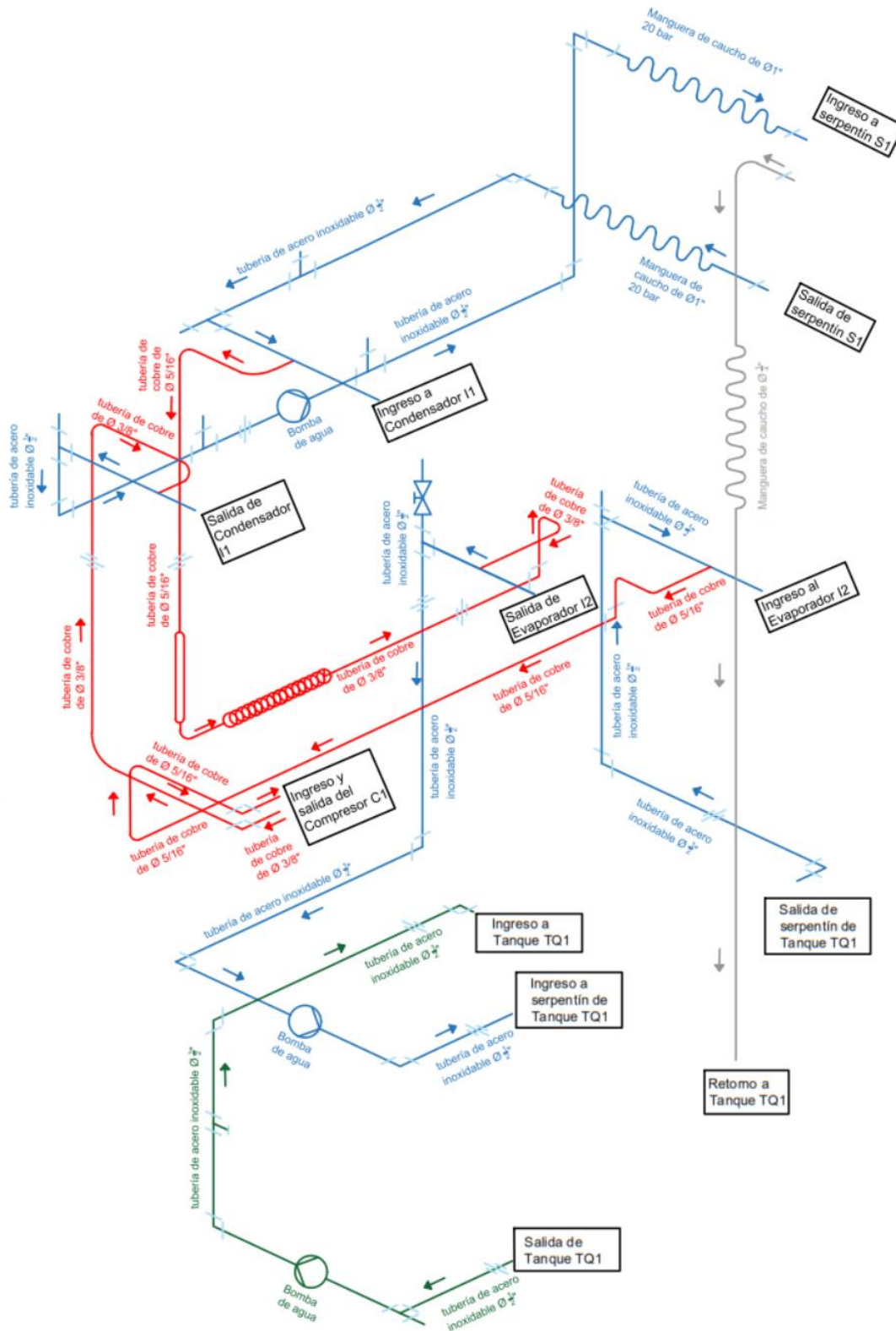


Figura 26: Isométrico de tuberías y mangueras de banco de pruebas.

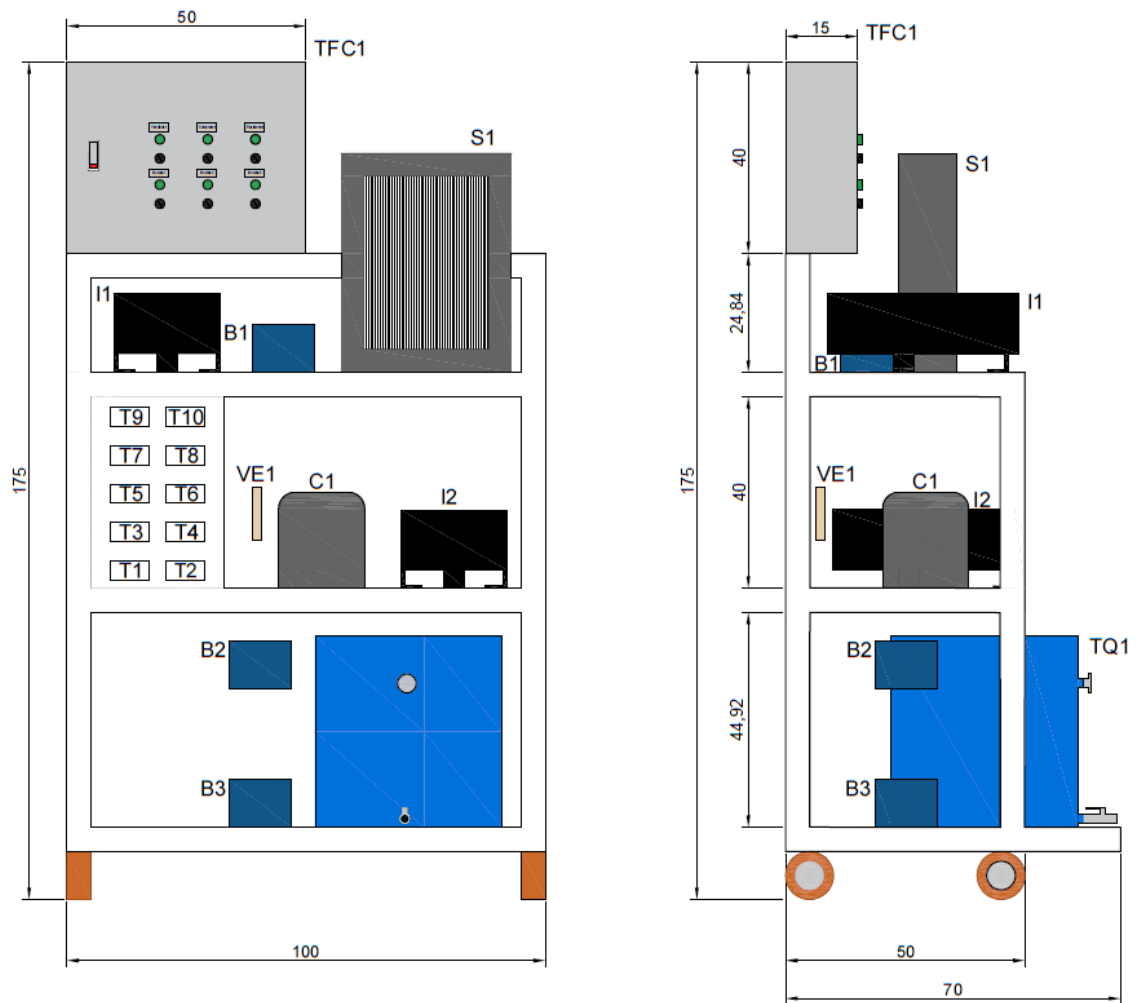
Fuente: Elaboración propia

Seis selectores realizan controles específicos en el banco, asignados para cumplir las siguientes funciones:

- Un selector se encarga del encendido y apagado del sistema de compresor.
- Un selector se encarga del encendido y apagado del sistema de control de generación de calor en el tanque de agua.
- Un selector se encarga del encendido y apagado de la ventilación del serpentín de la línea de agua.
- Tres selectores se encargan del encendido y apagado de las 3 bombas.

El concepto para la instalación de los equipos y medidas del módulo fue desarrollado durante su fabricación, estableciéndose de la siguiente manera:





B1	Bomba de agua 1	S1	Serpentín de enfriamiento
B2	Bomba de agua 2	T1 @ T10	Displays de sensores de temperatura
B3	Bomba de agua 3	TFC1	Tablero de fuerza y control
C1	Compresor recíprocante	TQ1	Tanque de agua con serpentín
I1	Intercambiador de calor 1-Condensador	VE1	Tubo capilar
I2	Intercambiador de calor 2-Evaporador		

Figura 27: Esquema actual de instalación de equipos en banco, medidas en centímetros.

Fuente: Elaboración propia

4.3. Componentes de banco de pruebas.

Consideradas las sugerencias dadas por los técnicos de los diferentes proveedores de equipos para sistemas de refrigeración y aire acondicionado visto en Arequipa y Lima, se seleccionaron los siguientes componentes para nuestro sistema:

4.3.1. Compresor.

La ganancia de presión es promovida por un compresor recíprocante del tipo estándar con una toma de presión y temperatura en su entrada y salida. La temperatura se mide mediante un sensor colocado en la tubería por la cual pasa el refrigerante, mientras que la presión se mide mediante un manómetro analógico conectado a la tubería por la cual pasa el refrigerante, midiéndose por estas tomas tanto la alta como la baja presión (Lima Joffily & Lima Mundim, 2004).

El compresor utilizado cuenta con las siguientes características:

Descripción	Capacidad
Marca	Tecumseh
Modelo	AE4440Y-GS1A
Procedencia	Brasil
Número de serie	51 j1615 31 042713
Potencia	3/8HP
Voltaje de prueba y frecuencia	220V- 60Hz
Rango de voltaje	180-242 V
Torque de motor	Torque de inicio alto (HST)
Refrigeración de compresor	Ventilador
Peso	11 kg
Desplazamiento	10.33 cc
Tipo de aceite	Polyester
Viscosidad (cSt)	32
Carga de aceite (cc)	387
Capacidad de refrigeración	4350 Btu/hr 1096 kcal/hr

	1275W
Potencia de entrada	533 W
Eficiencia	8.16 Btu/Wh 2.06 kcal/Wh 1275 W/W
Temperatura de evaporación	7.2°C
Rango de temperatura de evaporación	-15°C a 15°C
Condición	54°C
Temperatura ambiente	35°C
Temperatura de retorno de gas	35°C
Temperatura líquida	46°C

Tabla 3: Características de compresor.

Fuente:(Tecumseh, 2019).



Figura 28: Compresor hermético Tecumseh AE440Y-GS1A (a) Vista lateral y (b) Placa de compresor.

Fuente: Elaboración propia

4.3.2. Intercambiador de calor.

Para el banco no haremos uso del condensador y evaporador tradicional; siendo estos reemplazados por 2 unidades de intercambiadores de calor de tubo doble coaxiales helicoidales, que, según lo argumentado por el autor Lima Joffily, (2007), tienen como función principal el rechazar el calor del refrigerante al agua que se usa como fluido secundario.

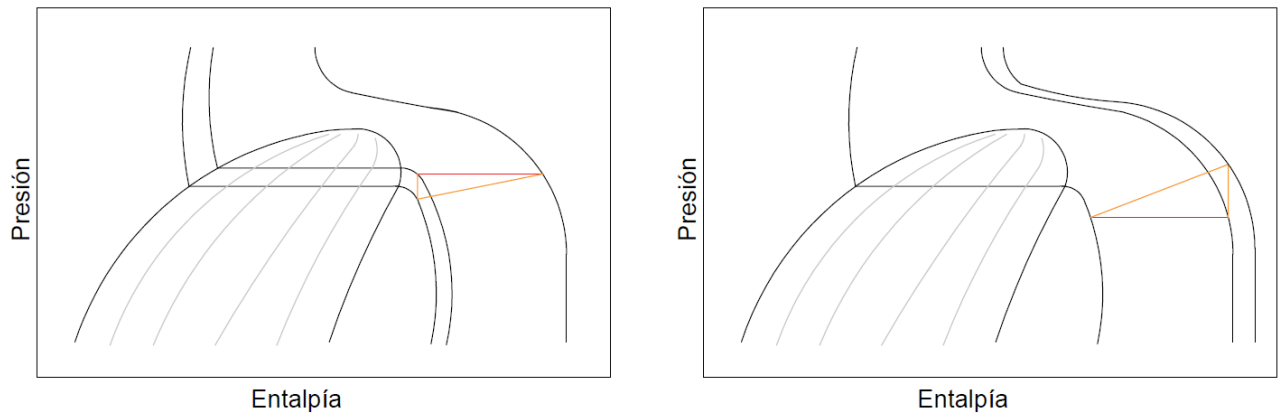


Figura 29: Ilustración de modo de operación de los intercambiadores de calor de tubo doble

Fuente: (Lima Joffily, 2007)

Según Lima Joffily, (2007), en el intercambiador, el refrigerante fluye en una dirección a través del tubo exterior y el fluido secundario fluye en la dirección opuesta a través del tubo interior y deben de ser dimensionados estos intercambiadores para una situación extrema, considerando el mayor flujo de masa para el compresor más grande.

En el diseño y selección de los dos intercambiadores de calor de tubo doble se tomó en cuenta la información proporcionada por el autor Lima Joffily, (2007) en su estudio, así como también la información proporcionada por el fabricante como los diámetros de los tubos interior y exterior del intercambiado, flujo de fluido secundario. A esta información se agregó el flujo másico de refrigerante, que es un valor informado por los catálogos del fabricante del compresor, las temperaturas de evaporación y condensación a las que funciona el compresor para proporcionar este flujo másico, así como el grado de sobrecalentamiento del refrigerante en la succión del compresor.

Las ecuaciones utilizadas para obtener el valor de longitud de cada intercambiador se dan en el Anexo I.

Las características principales de los dos intercambiadores se muestran a continuación:

Descripción	Capacidad
Marca	Shijilong
Modelo	SJL1.5P286254
Procedencia	Guangdong- China
Tipo	Trombón
Capacidad	1.5HP
Presión máxima de trabajo	40 bar (580 psi)
Refrigerante	134A
Características Condensador	
Temperatura de salida de agua	35 °C
Temperatura de ingreso de agua	30 °C
Temperatura de evaporación	2 °C
Temperatura de condensación	40 °C
Temperatura de subenfriamiento	4 K
Temperatura de sobrecalentamiento	30 K
Características Evaporador	
Temperatura de salida de agua	7 °C
Temperatura de ingreso de agua	12 °C
Temperatura de evaporación	2 °C
Temperatura de condensación	40 °C
Temperatura de subenfriamiento	4 K
Temperatura de sobrecalentamiento	2 K

Tabla 4: Características de intercambiadores de calor.

Fuente:(Vrcoolertech Refrigeration Co., 2019)



Figura 30: Intercambiador de calor (a) Vista superior y (b) Placa de intercambiador.

Fuente: Elaboración propia

4.3.3. Condensador- Serpentín de enfriamiento.

Para el módulo fue utilizado un radiador de motor tico en vez del serpentín tradicional, el cual, según Qqenta Churata, (2017), es el encargado de disipar el calor del líquido que circula por el circuito de agua; compuesto por múltiples paquetes aletados (mallas de tubos delgados y aletas) de alta eficiencia fabricados con aletas de aluminio de perfil especial, y protegido por una carcasa de acero con acabado de pintura epóxica resistente a la corrosión y a los impactos.

Como componente complementario del radiador tenemos el ventilador, que dicho en palabras del autor Qqenta Churata, (2017), es el encargado de impulsar el aire a gran velocidad hacia el radiador para enfriar a éste, absorbiendo el aire de la atmósfera y haciéndolo pasar por el núcleo del radiador. De igual forma el mismo autor sostiene que la capacidad del ventilador depende del número de aspas, el diámetro total y la velocidad y el paso de las aspas.

Sus características principales son:

Descripción	Capacidad
Marca	Atsuki
Modelo	Daewoo Tico P014773
Procedencia	Japón
Tipo	Serpentín
Número de tubos	18 x 2
Capacidad	3 lt
Espacio entre aletas	2mm
Material de aletas	Aluminio
Material de tubería	Acero inoxidable
Diámetro de tubería	5/16"
Material de carcasa	Plástico
Material de carcasa adicional	Plancha de acero A36
Medidas (Solo de panel de aluminio)	325mm x 333mm

Tabla 5: Características de Serpentín de enfriamiento.

Fuente: (Daewoo Motor. 1992)

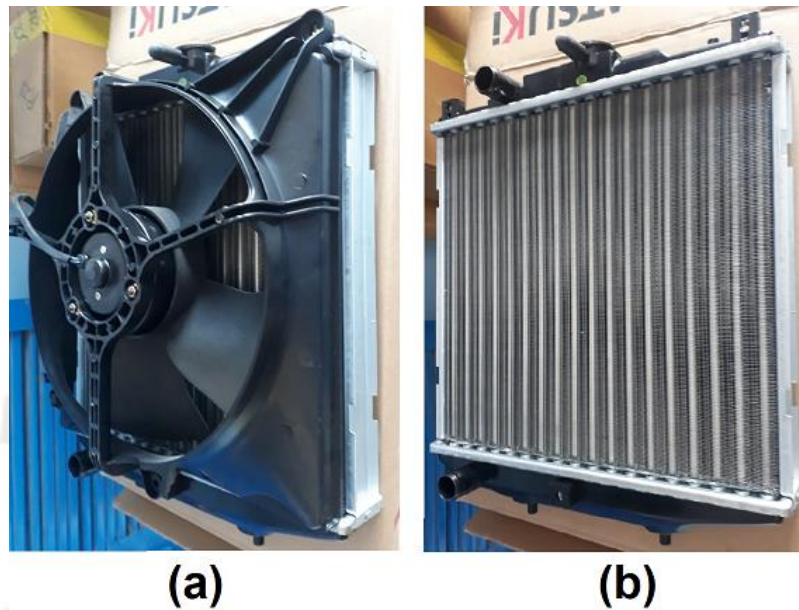


Figura 31: Radiador Atsuki (a) Vista posterior y (b) Vista delantera.

Fuente: Elaboración propia

4.3.4. Bomba de recirculación de agua.

Impulsor de latón con protector térmico incorporado, eje rotor montado en rodamientos y sello mecánico grafito cerámico (Humboldt pumps, 2019).

Descripción	Capacidad
Marca	Humboldt
Procedencia	USA
Material	Cuerpo de hierro fundido
Tipo	Equipo hidroneumático
Modelo	LRP25-60K/130
Medidas	13 x 11 x 7cm
Tensión nominal y frecuencia	220V 60Hz
Presión de trabajo máximo	10 bar
Temperatura	Hasta 80°C
Funcionamiento C	3Uf
Niveles de potencia	3
Resistencia máxima al calor	3
Potencia de entrada en velocidad 1	96 W
Potencia de entrada en velocidad 2	63 W

Potencia de entrada en velocidad 3	39 W
Intensidad en velocidad 1	0.45 A
Intensidad en velocidad 2	0.29 A
Intensidad en velocidad 3	0.18 A

Tabla 6: Características de bomba de agua.

Fuente: (Humboldt pumps, 2019).

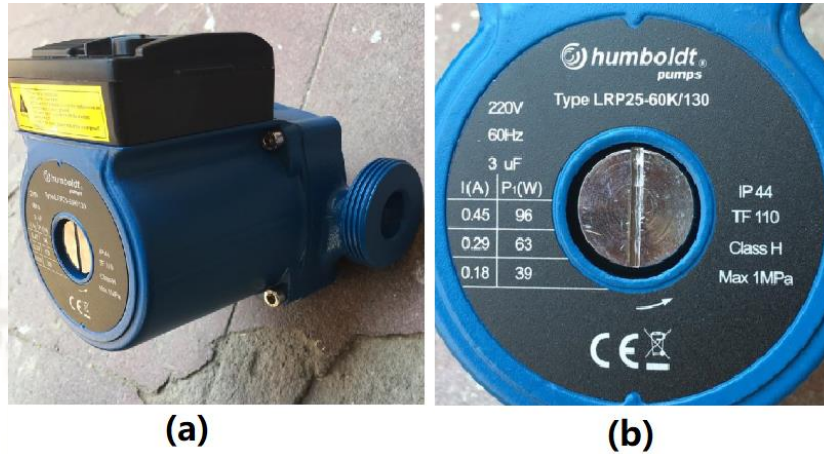


Figura 32: Bomba de agua (a) Vista superior y (b) Placa de bomba.

Fuente: Elaboración propia

4.3.5. Tanque de almacenamiento térmico.

Para la simulación de una carga térmica en el banco se utilizará un tanque de almacenamiento térmico, que en su interior almacenará un serpentín de cobre que estará unido a la línea del evaporador y con ello el agua helada proveniente del circuito de evaporación intercambiará calor con el agua caliente que se desvía del circuito de agua de condensación que circulará libremente dentro del tanque.

Las características del tanque y sus componentes son las siguientes:

Descripción	Capacidad
Material de tanque	Acero A36
Acabado	Pintura epóxica
Diámetro del tanque	39 cm
Altura del tanque	40 cm
Capacidad del tanque	48 lt
Espesor de plancha de tanque	2mm
Válvula de purga	1 unidad de ½"

Material de serpentín	Cobre
Diámetro y longitud de serpentín	5/8" x 12m
Resistencia eléctrica	Si
Material de resistencia eléctrica	Cobre
Capacidad de resistencia eléctrica	2000 Watts
Termómetro	0 a 200°C

Tabla 7: Características de tanque de almacenamiento térmico y componentes.

Fuente: Elaboración propia



Figura 33: Tanque de almacenamiento térmico (a) Serpentin y (b) Tanque culminado.

Fuente: Elaboración propia

4.3.6. Tubo capilar.

Para el autor Jara Galdeman, (2018), viene a ser un dispositivo de cobre de tamaño nominal que varía entre 0.6 y 2.0mm de diámetro y 1 a 6m de longitud dependiendo de la capacidad del sistema de refrigeración, y se aplican normalmente como dispositivo de expansión en sistemas de refrigeración instalándose entre la salida del condensador y la entrada del evaporador mismo que por su diámetro relativamente pequeño provoca una reducción de la presión.

Las características del tubo capilar seleccionado son las siguientes:

Descripción	Capacidad
Marca	Innerco
Procedencia	China
Material	Cobre
Tipo	Tubo capilar con filtro

Diámetro del capilar	0.042 plg
Longitud del capilar	3 m
Filtro	20 gramos

Tabla 8: Características de tubo capilar.

Fuente: (INNERCO, 2012).



Figura 34: Tubo capilar con filtro

Fuente: (INNERCO, 2012).

4.3.7. Manómetro.

Generalmente existen dos tipos de manómetros: manómetros de alta presión graduados generalmente de 0 a 500 PSI para determinar presiones de condensación y manómetros de baja graduados generalmente 0 a 300 PSI para presiones de succión.



Figura 35: Ejemplos de manómetros de baja y alta presión marca CPS

Fuente: (Totaline, 2019).

4.3.8. Controlador e indicador de temperatura.

Controlador e indicador digital para calefacción o refrigeración con deshielo natural por parada del compresor (Full gauge controlers, 2019).

Descripción	Capacidad
Marca	Full gauge Controlers
Modelo	MT-512E 2HP
Procedencia	Brasil
Alimentación	115 o 230Vac $\pm 10\%$ (60Hz)
Temperatura de control	-50°C a 105°C
Temperatura de operación	0 a 50 °C
Humedad de operación	10 a 90% HR sin condensación
Resolución	0.1°C (-10 a 100°C) y 1°C en lo restante de la faja
Corriente máxima de carga	16A para cargas tipo resistivas y 12 ^a para cargas tipo inductivas
Potencia máxima de carga	2 HP
Grado de protección	IP65 Frontal
Dimensiones	76 x 34 x 77mm
Marca	Full gauge Controlers
Modelo	MT-512E 2HP
Procedencia	Brasil
Alimentación	115 o 230Vac $\pm 10\%$ (60Hz)
Temperatura de control	-50°C a 105°C
Temperatura de operación	0 a 50 °C

Tabla 9: Características de controlador e indicador de temperatura

Fuente: (Full gauge Controlers, 2019).



Figura 36: Controlador de temperatura (a) Vista superior y (b) Placa de controlador.

Fuente: Elaboración propia

4.3.9. Refrigerante 134A.

Para nuestro sistema utilizaremos el refrigerante 134, un refrigerante HFC puro que sustituye al R-12. De acuerdo con la American society of heating refrigerating and air conditioning engineers, (2017), este refrigerante permite trabajar a presiones más bajas que el resto de HFC y es un producto muy eficiente energéticamente para temperaturas positivas y medias.

Sus características principales son:

- No daña la capa de ozono.
- Pueden rellenarse los equipos en caso de fuga.
- Alcanzan una capacidad frigorífica ligeramente inferior al R-12.
- Muy eficiente energéticamente, aunque precisa de un compresor mayor respecto otros refrigerantes HFC.
- Potencial de calentamiento atmosférico PCA (GWP) = 1430
- Punto ebullición a 1,013 bar (°C): -26,1
- Deslizamiento de temperatura ó glide (°C): 0
- Densidad vapor saturado a -26,1°C (kg/m3): 5,28
- N° ONU: 3159
- Clasificación seguridad: A1. Baja toxicidad y no inflamable.
- Compatible con aceites sintéticos POE.



Figura 37: Balón de refrigerante 134a.

Fuente: Elaboración propia

4.4. Balances de energía.

4.4.1. Introducción.

De acuerdo con Santos da costa & De Santos Ataíde, (2005), la primera ley de la termodinámica puede ser aplicada por medio de un balance de energía en un determinado volumen de control, tal y como se puede demostrar con las siguiente fórmulas:

$$\sum_{i=1}^n \dot{Q} + \sum_{i=1}^n \dot{m}_1 \left(h_1 + \frac{V_1^2}{2} + Z_1 + g \right) + \sum_{i=1}^n \dot{W} = \frac{dE}{dt} + \sum_{i=1}^n \dot{m}_2 \left(h_2 + \frac{V_2^2}{2} + Z_2 + g \right) \quad (4.1)$$

$$\sum \dot{Q}_{vc} + \sum \dot{m} \cdot h_e = \sum \dot{m} \cdot h_s + \sum \dot{W}_{vc} \quad (4.2)$$

$$h_{inicial} + q = h_{final} + w \quad (4.3)$$

De igual forma, los mismos autores argumentan que el balance de energía correspondiente a la ecuación (4.1) fue realizado considerando los volúmenes de control como son el condensador o evaporador o el calorímetro con el compresor y el separador de aceite en su interior.

De acuerdo a lo indicado en la norma ISO 917:1996, (1996) y según se mencionó en el capítulo 3, para las pruebas se utilizó 1 método para evaluar el flujo másico del refrigerante, el cual se detalla a continuación:

- Método G, que según Santos da costa & De Santos Ataíde, (2005), evalúa el flujo de masa del refrigerante, haciendo un balance de energía en el condensador.

4.4.2. Balance energético en el condensador - Método G

En la figura mostrada a continuación se observa el volumen de control (v.c.) considerado para el condensador. Para el balance de energía se contemplaron las siguientes hipótesis para obtener la entalpía real a la salida del condensador, además de realizarse un cálculo para obtener el flujo másico del refrigerante por ser un requisito exigido por el método G según ISO 917:1996 (Santos da costa & De Santos Ataíde, 2005).

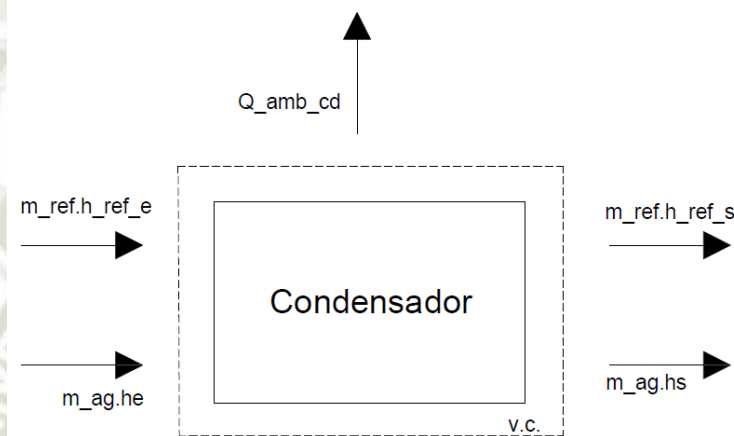


Figura 38: Esquema del balance de energía sobre el condensador.

Fuente: (Santos da costa & De Santos Ataíde, 2005).

Hipótesis:

- Se desprecian las variaciones de energía cinética y potencial.
- Se desprecia la variación de energía interna ($\frac{dU}{dt} = 0$), régimen permanente.

De esta manera la ecuación (4.1) se establecería de la siguiente forma:

$$\dot{m}_{ag,cd} \cdot c_{pag} \cdot (T_{ag,s,cd} - T_{ag,e,cd}) + \dot{Q}_{amb,cd} = \dot{m}_{ref} \cdot (-h_{ref,s,cd} + h_{ref,e,cd}) \quad (4.4)$$

Mediante el balance de energía en el volumen de control, es posible obtener el flujo másico de refrigerante por el método G:

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{m}_{ag,cd} \cdot c_{pag} \cdot (T_{ag,s,cd} - T_{ag,e,cd}) + \dot{Q}_{amb,cd}}{(h_{ref,e,cd} - h_{ref,s,cd})} \quad (4.5)$$

De donde las temperaturas de entrada y salida de agua son tomadas directamente en el módulo de pruebas en los sensores. Las otras condiciones se encontraron de la siguiente manera:

$$\dot{m}_{ag,cd} = \dot{V}_{ag,cd} \cdot \bar{\rho}_{ag,cd} \quad (4.6)$$

Donde:

$\dot{V}_{ag,cd}$ Flujo volumétrico de agua

$\bar{\rho}_{ag,cd}$ Densidad de agua promedio dada por:

$$\bar{\rho}_{ag,cd} = \frac{\rho_{ag,e} + \rho_{ag,s}}{2} \quad (4.7)$$

Siendo obtenidos $\rho_{ag,e}$ y $\rho_{ag,s}$, por las temperaturas de entrada y salida del agua respectivamente.

$$\bar{c}_{p,ag,cd} = \frac{c_{p,ag,s,cd} + c_{p,ag,e,cd}}{2} \quad (4.8)$$

El término $\dot{Q}_{amb,cd}$, viene a ser la tasa de calor perdida por la superficie del condensador al medio ambiente, obtenida siguiendo las siguientes consideraciones:

- La temperatura de superficie del condensador fue considerada constante y calculada por:

$$T_{sup} = \frac{T_{ref,e,cd} + T_{ref,s,cd}}{2} \quad (4.9)$$

El calor perdido para el ambiente por el condensador se obtuvo por:

$$\dot{Q}_{amb} = U \cdot A_{cd} \cdot (T_{amb} - T_{sup}) \quad (4.10)$$

Donde U es dado por la correlación para convección natural en el cilindro horizontal:

$$U = 1.32 \cdot \left(\frac{\Delta T}{d}\right)^{0.25} \quad (4.11)$$

4.4.3. Balance energético en el evaporador - Método G

En la figura siguiente se observa el volumen de control (v.c.) considerado para el evaporador. El balance energético se realizó considerando las hipótesis mostradas a continuación (Santos da costa & De Santos Ataíde, 2005).

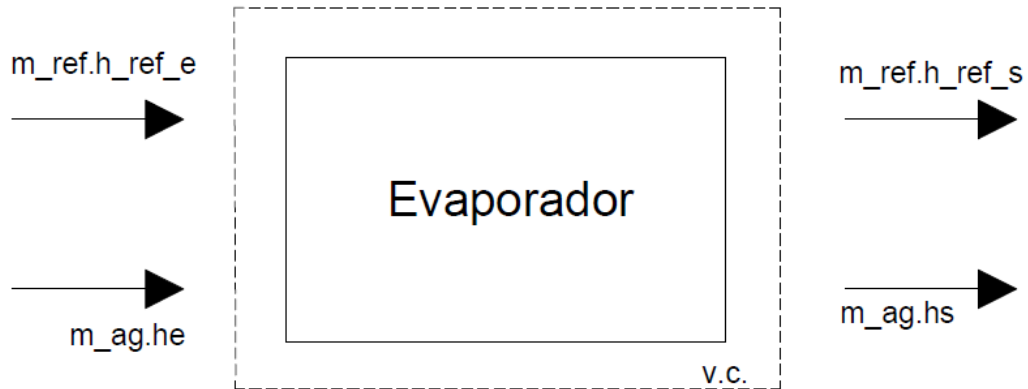


Figura 39: Esquema del balance de energía sobre el evaporador.

Fuente: (Santos da costa & De Santos Ataíde, 2005).

- Se desprecian las pérdidas de calor para el ambiente.
- Se desprecian las variaciones de energía cinética y potencial.
- Se desprecia la variación de energía interna ($\frac{dU}{dt} = 0$), régimen permanente.

De esta manera la ecuación (4.1) se establecería de la siguiente forma:

$$\dot{m}_{ag,ev} \cdot c_{p_{ag}} \cdot (T_{ag,s,ev} - T_{ag,e,ev}) = -\dot{m}_{ref} \cdot (h_{ref,s,ev} - h_{ref,e,ev}) \quad (4.12)$$

De donde, las temperaturas de entrada y salida del agua son medidas directamente, y las demás son calculadas a continuación:

$$\dot{m}_{ag,ev} = \dot{V}_{ag,ev} \cdot \bar{\rho}_{ag,ev} \quad (4.13)$$

Donde:

$\dot{V}_{ag,ev}$ Flujo volumétrico de agua.

$\bar{\rho}_{ag,ev}$ Densidad de agua.

$$\bar{\rho}_{ag,ev} = \frac{\rho_{ag,e} + \rho_{ag,s}}{2} \quad (4.14)$$

Donde $\rho_{ag,e}$ y $\rho_{ag,s}$ obtenido por las temperaturas de entrada y salida de agua respectivamente.

$$\bar{c}_{p_{ag,ev}} = \frac{c_{p_{ag,s,ev}} + c_{p_{ag,e,ev}}}{2} \quad (4.15)$$

Donde $h_{ref,s,ev} = h_1$ (entalpía en la succión del compresor).

4.5. Metodología de ensayos

Previo al inicio de las pruebas, se realizó el purgado en los sistemas de agua fría y de condensación para prevenir la existencia y permanencia de burbujas de aire en las tuberías y verificar el nivel de agua en el tanque de alimentación.

Posteriormente para la ejecución de las pruebas en el banco, se preestablecieron las condiciones de operación en base a la tabla de rendimiento del compresor proporcionada por el fabricante (Tecumseh, 2008), que define la región de operación del compresor entre 30 y 65 ° C para la temperatura de condensación y -15 a 15 ° C. ° C para la temperatura de evaporación (Santos da costa & De Santos Ataíde, 2005).



CAPITULO V

5. RESULTADOS EXPERIMENTALES

5.1. Pruebas realizadas.

Para el desarrollo de las pruebas se ejecutaron 10 ensayos por cada tipo de prueba sumando un total de 20 horas aproximadamente, habiéndose establecido como intervalo entre mediciones de ensayos de 3 minutos.

5.2. Resultados obtenidos.

Con referencia a lo anterior, se presentarán las tablas con los datos registrados y gráficos que representan la condición establecida durante las pruebas realizadas. Los valores presentados son aquellos considerados cuando el régimen observado por el ciclo se mantuvo estable.

Temperatura ambiente	19°C
Hora de inicio	10:30am
Temperatura inicial de agua en tanque	16°C
Tiempo transcurrido hasta alcanzar 44°C en tanque TQ1	40 min
Tiempo contemplado entre cada ensayo	3 min

Tabla 10: Información a contemplar al inicio de pruebas.

Fuente: Elaboración propia

Equipos	Ensayo 1	Ensayo 2	Ensayo 3	Ensayo 4	Ensayo 5
Sensor de temperatura T1 (°C)	20.6	20.5	22.0	24.9	26.6
Sensor de temperatura T2 (°C)	44.4	43.7	43.6	43.3	43.1
Sensor de temperatura T3 (°C)	37.2	39.7	40.5	40.6	40.3
Sensor de temperatura T4 (°C)	25.6	28.2	29.9	30.8	31.6
Sensor de temperatura T5 (°C)	23.1	23.2	23.7	24.1	24.3

Sensor de temperatura T6 (°C)	-1.9		-4.6		-3.6		-3.7		-3.9	
Sensor de temperatura T7 (°C)	24.6		26.3		27.2		27.5		27.7	
Sensor de temperatura T8 (°C)	22.5		23.1		23.5		24.0		24.3	
Sensor de temperatura T9 (°C)	22.5		23.0		23.4		24.0		24.2	
Sensor de temperatura T10 (°C)	22.6		23.2		23.5		24.1		24.3	
Termómetro T11 (°C)	44.0		44.0		44.0		43.0		43.0	
Manómetro P1 (psi) (MPa)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Manómetro P2 (psi) (MPa)	90	0.62	90	0.62	90	0.62	90	0.62	90	0.62
Manómetro P3 (psi) (MPa)	85	0.59	85	0.59	85	0.59	85	0.59	85	0.59
Manómetro P4 (psi) (MPa)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Wcp (KW)	13.46		15.41		14.53		12.39		12.39	
Vag,ev (m ³ /h)	3.00		3.00		3.00		3.00		3.00	
Vag,cd (m ³ /h)	3.00		3.00		3.00		3.00		3.00	
Vag,fan (m ³ /h)	12.00		12.00		12.00		12.00		12.00	

Tabla 11: Resultados obtenidos en los ensayos 1 al 5.

Fuente: Elaboración propia

Equipos	Ensayo 6		Ensayo 7		Ensayo 8		Ensayo 9		Ensayo 10	
Sensor de temperatura T1 (°C)	28.4		29.2		29.5		29.5		29.6	
Sensor de temperatura T2 (°C)	42.9		42.3		42.4		43.1		44.5	
Sensor de temperatura T3 (°C)	39.8		39.1		38.4		38.2		38.4	
Sensor de temperatura T4 (°C)	33.8		33.9		32.2		34.8		35.3	
Sensor de temperatura T5 (°C)	24.5		24.4		24.4		24.7		24.8	
Sensor de temperatura T6 (°C)	-4.4		-3.9		-3.1		-4.1		-4.6	
Sensor de temperatura T7 (°C)	28.2		27.7		27.1		27.7		28.0	
Sensor de temperatura T8 (°C)	24.7		24.7		24.7		24.7		24.9	
Sensor de temperatura T9 (°C)	24.6		24.6		24.6		24.7		24.8	
Sensor de temperatura T10 (°C)	24.7		24.7		24.7		24.8		25.0	
Termómetro T11 (°C)	44.0		42.0		43.0		44.0		46.0	
Manómetro P1 (psi) (MPa)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Manómetro P2 (psi) (MPa)	90	0.62	90	0.62	90	0.62	90	0.62	90	0.62

Manómetro P3 (psi) (MPa)	90	0.62	90	0.62	90	0.62	90	0.62	92	0.63
Manómetro P4 (psi) (MPa)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Wcp (KW)	9.00		7.81		7.02		6.87		6.94	
Vag,ev (m ³ /h)	3.00		3.00		3.00		3.00		3.00	
Vag,cd (m ³ /h)	3.00		3.00		3.00		3.00		3.00	
Vag,fan (m ³ /h)	12.00		12.00		12.00		12.00		12.00	

Tabla 12: Resultados obtenidos en los ensayos 6 al 10.

Fuente: Elaboración propia

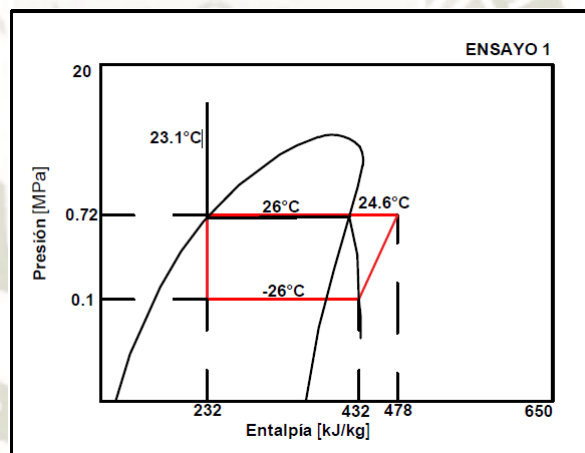


Figura 40: Diagrama de Mollier de Presión-Entalpía para ensayo 1.

Fuente: Elaboración propia en base a Mollier, 2020

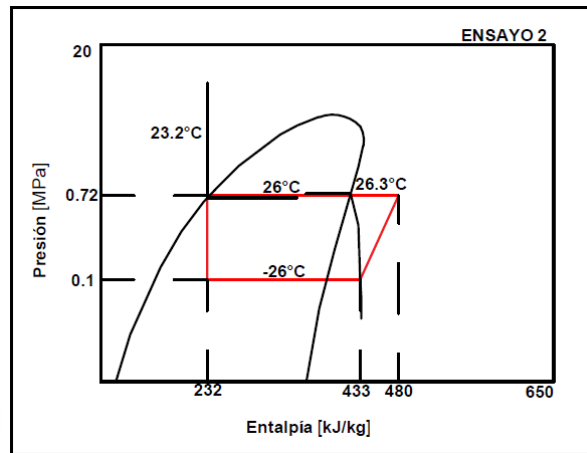


Figura 41: Diagrama de Mollier de Presión-Entalpía para ensayo 2.

Fuente: Elaboración propia en base a Mollier, 2020

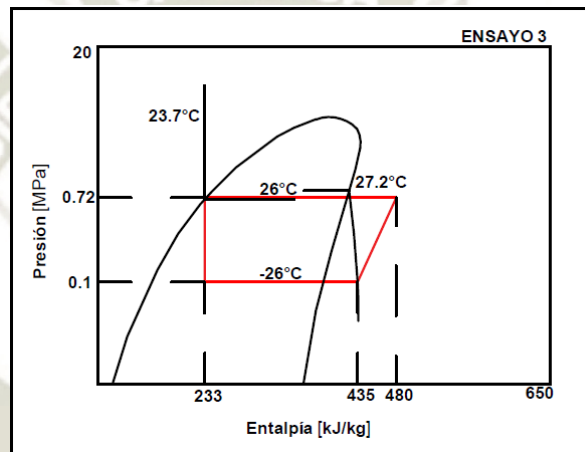


Figura 42: Diagrama de Mollier de Presión-Entalpía para ensayo 3.

Fuente: Elaboración propia en base a Mollier, 2020

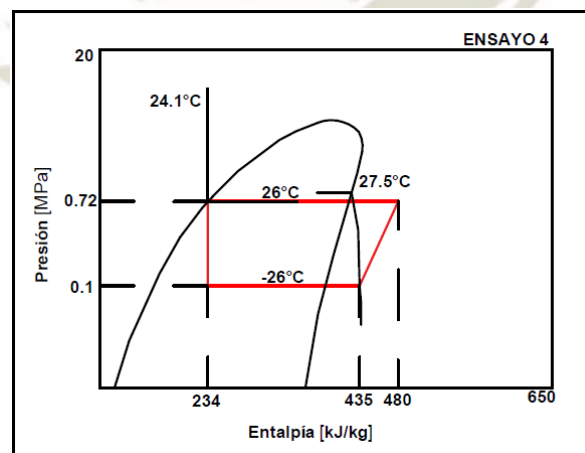


Figura 43: Diagrama de Mollier de Presión-Entalpía para ensayo 4.

Fuente: Elaboración propia en base a Mollier, 2020

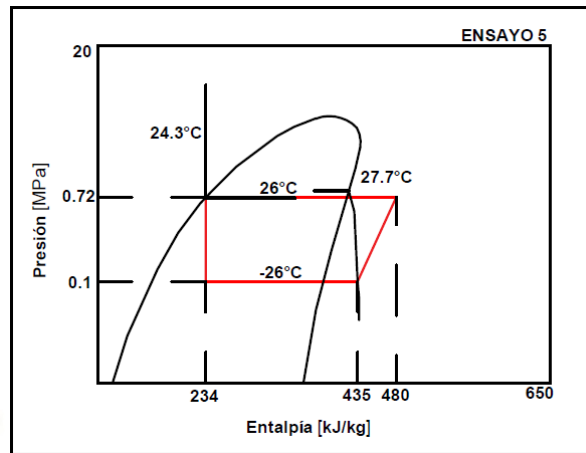


Figura 44: Diagrama de Mollier de Presión-Entalpía para ensayo 5.

Fuente: Elaboración propia en base a Mollier, 2020

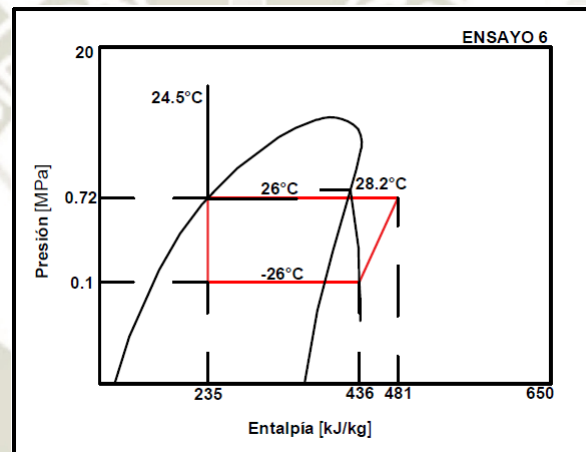


Figura 45: Diagrama de Mollier de Presión-Entalpía para ensayo 6.

Fuente: Elaboración propia en base a Mollier, 2020

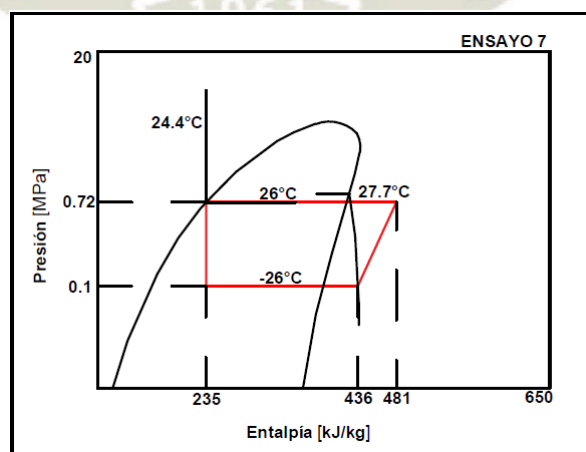


Figura 46: Diagrama de Mollier de Presión-Entalpía para ensayo 7.

Fuente: Elaboración propia en base a Mollier, 2020

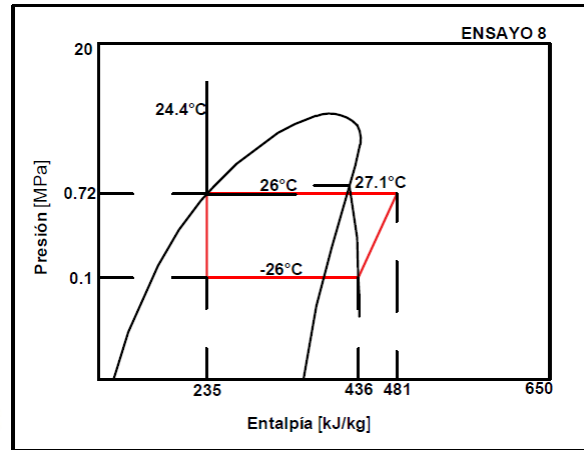


Figura 47: Diagrama de Mollier de Presión-Entalpía para ensayo 8.

Fuente: Elaboración propia en base a Mollier, 2020

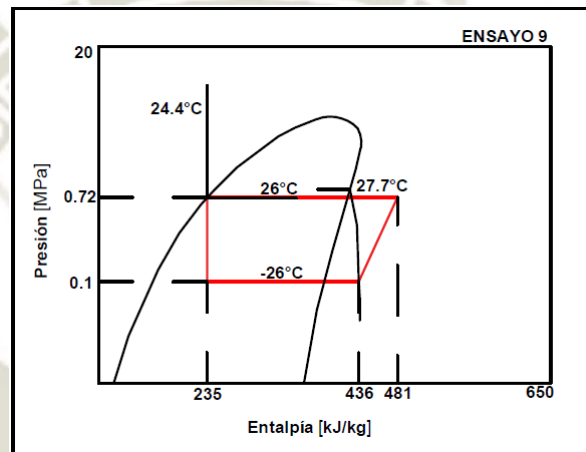


Figura 48: Diagrama de Mollier de Presión-Entalpía para ensayo 9.

Fuente: Elaboración propia en base a Mollier, 2020

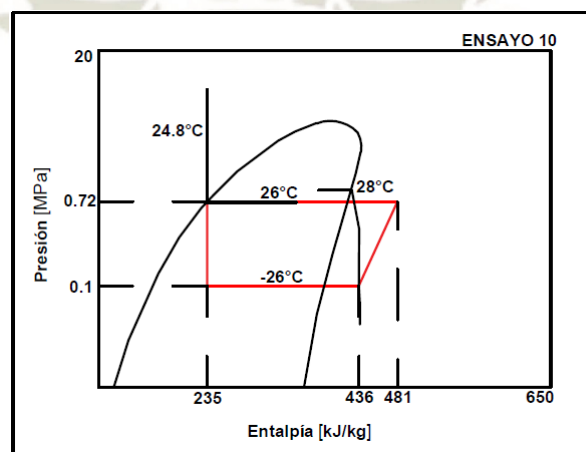


Figura 49: Diagrama de Mollier de Presión-Entalpía para ensayo 10.

Fuente: Elaboración propia en base a Mollier, 2020

Seguidamente, se presentan los valores de cada parámetro registrado en base al tipo de prueba G ISO 917:1996, 1996; Santos da costa & De Santos Ataíde, (2005), en donde se realizó el balance calorimétrico considerando el volumen de control como condensador.

Tipo	Ensayo 1	Ensayo 2	Ensayo 3	Ensayo 4	Ensayo 5
W_cp (kW)	13.46	15.41	14.53	12.39	10.81
Q_ev (kW)	58.52	67.68	65.21	55.34	48.29
COP	4.35	4.39	4.49	4.47	4.47
m_ref (kg/s)	0.29	0.34	0.32	0.28	0.24
Presión de evaporador (MPa)	0	0	0	0	0

Tabla 13: Resultado de ensayos 1 al 5 obtenidos por el método G.

Fuente: Elaboración propia

Tipo	Ensayo 6	Ensayo 7	Ensayo 8	Ensayo 9	Ensayo 10
W_cp (kW)	9.00	7.81	7.02	6.87	6.94
Q_ev (kW)	40.19	34.90	31.37	30.67	31.02
COP	4.47	4.47	4.47	4.47	4.47
m_ref (kg/s)	0.20	0.17	0.16	0.15	0.15
Presión de evaporador (MPa)	0	0	0	0	0

Tabla 14: Resultado de ensayos 6 al 10 obtenidos por el método G.

Fuente: Elaboración propia

5.3. Parámetros de desempeño

A continuación, se presentan los gráficos correspondientes a los parámetros de rendimiento que forman parte del análisis del compresor.

El trabajo de compresión realizado por el compresor recíprocante disminuye conforme se eleva la temperatura de condensación. Teniendo en consideración la ecuación (4.2), determinamos que con el aumento del flujo de refrigerante se obtiene un aumento en la potencia consumida por el compresor (Santos da costa & De Santos Ataíde, 2005).

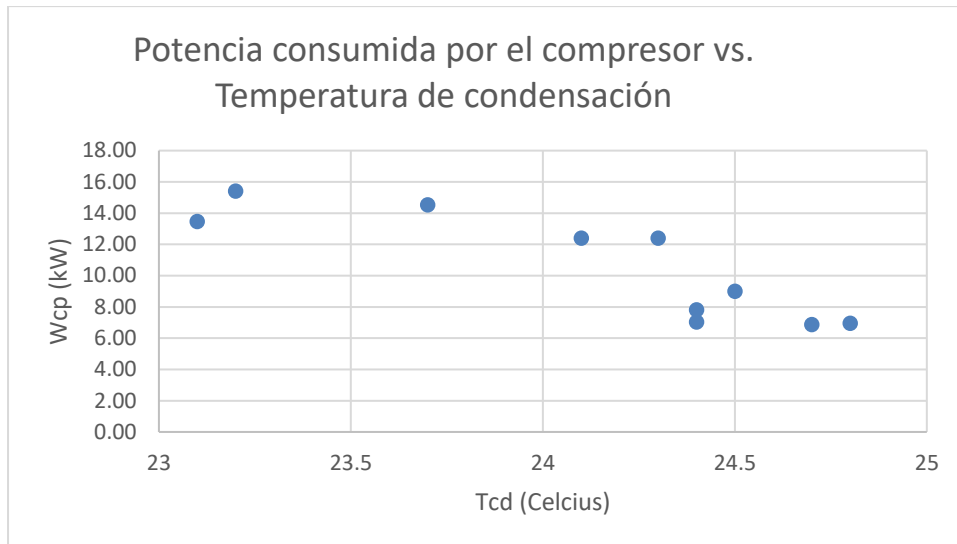


Figura 50: Potencia consumida por el compresor vs.temperatura de condensación.

Fuente: Elaboración propia

La capacidad de enfriamiento para la misma temperatura de evaporación disminuye al aumentar la temperatura de condensación.

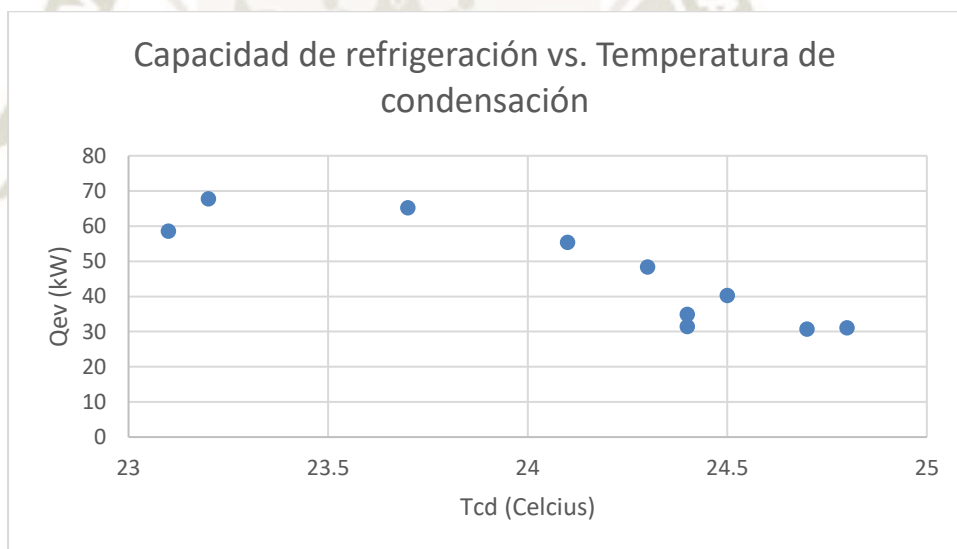


Figura 51: Capacidad de refrigeración vs. Temperatura de condensación.

Fuente: Elaboración propia

Al adquirir mayores temperaturas de evaporación se produjo una disminución de potencia consumida por el compresor, debido al empleo del tubo capilar en el sistema cuyo flujo se mantiene constante durante su operación; caso contrario ocurriría con el uso de una válvula de expansión, que provocaría un aumento de potencia consumida por el compresor a mayores temperaturas de evaporación, a razón de que permitiría un flujo de masa más alto. De igual forma, recordando la ecuación (4.2), se entiende

que la potencia consumida por el compresor aumenta al aumentar el flujo de masa.

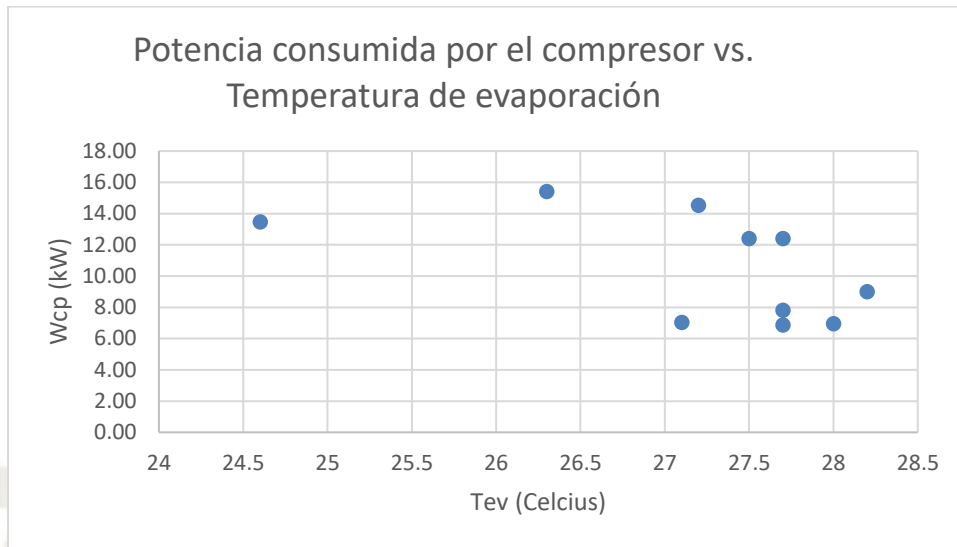


Figura 52: Potencia consumida por el compresor vs. temperatura de evaporación.

Fuente: Elaboración propia

Al aumentar la temperatura de evaporación, aumenta el COP, ya que a medida que incrementa la temperatura de evaporación, la presión y la temperatura de la succión del compresor también lo hacen, haciendo que la entalpía de entrada se eleve al igual que la capacidad de enfriamiento que lo hace de una forma más significativa que el aumento de potencia consumida por el compresor.

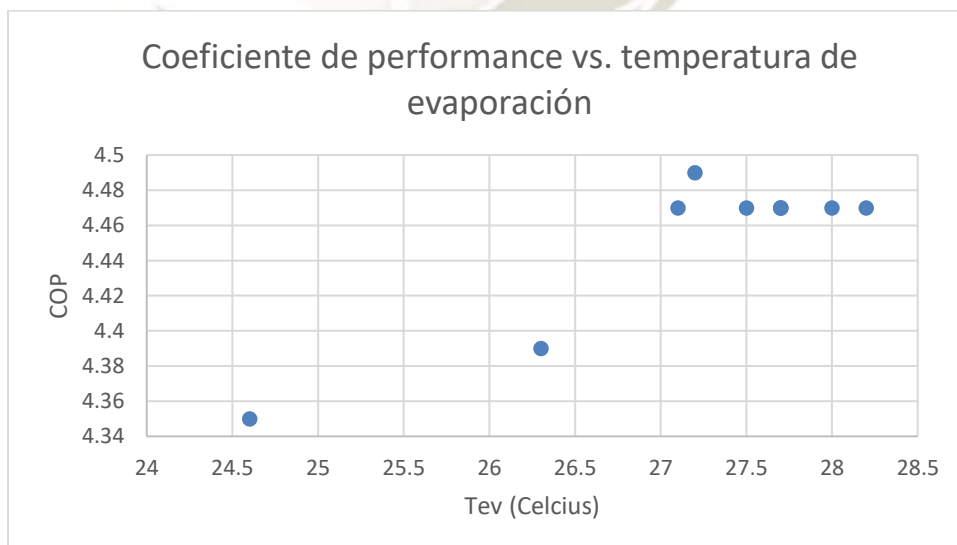


Figura 53: Coeficiente de performance COP vs. temperatura de evaporación.

Fuente: Elaboración propia

5.4. Pruebas adicionales complementarias en banco de refrigeración.

Una vez ejecutadas las pruebas de la normativa ISO 917:1996, que se encuentran dentro de nuestro alcance, es posible generar una nueva variedad de diferentes pruebas en el banco a modo de familiarizarse con la operación y funcionamiento de los equipos; es por esta razón que a continuación se detallaran algunas de las pruebas ejecutadas, además de incorporar los valores tomados durante su desarrollo.

5.4.1. Simulación de falla de compresor durante operación.

Para esta prueba se encendieron todos los circuitos de módulo hasta alcanzar la condición de trabajo estable del banco. Al llegar a este punto se continuó con el apagado del compresor, funcionando solamente la línea de agua caliente del evaporador con el tanque de simulación de carga térmica (manteniendo temperatura de 44°C de manera constante) y la línea de agua fría del condensador con el serpentín de enfriamiento, dejando estanco el circuito del compresor con refrigerante. El objetivo de esta prueba es ver como se desempeña el circuito trabajando en estas condiciones de falla.

A continuación, se muestran los valores tomados durante la ejecución de esta prueba:

Temperatura ambiente	22°C
Temperatura de agua en tanque TQ1	44°C
Tiempo contemplado entre cada ensayo	3 min

Tabla 15: Información a contemplar al inicio de pruebas.

Fuente: Elaboración propia

Equipos	Ensayo 1		Ensayo 2		Ensayo 3		Ensayo 4		Ensayo 5	
Sensor de temperatura T1 (°C)	30.2		30.3		30.5		30.7		31.1	
Sensor de temperatura T2 (°C)	45.4		45.1		44.8		44.5		44.1	
Sensor de temperatura T3 (°C)	40.2		40.9		40.9		40.5		39.9	
Sensor de temperatura T4 (°C)	33.6		29		27.1		26.8		26.7	
Sensor de temperatura T5 (°C)	24.6		24.7		24.8		25.1		25.3	
Sensor de temperatura T6 (°C)	9.8		20.8		23.1		23.3		23.6	
Sensor de temperatura T7 (°C)	28.1		27.4		27.1		27.2		27.3	
Sensor de temperatura T8 (°C)	25.1		24.9		24.9		25		25.3	
Sensor de temperatura T9 (°C)	25		24.7		24.7		25		25.2	
Sensor de temperatura T10 (°C)	25		24.8		24.8		25		25.3	
Termómetro T11 (°C)	46		46		45		44		44	
Manómetro P1 (psi) (MPa)	70	0.48	90	0.62	90	0.62	90	0.62	90	0.62
Manómetro P2 (psi) (MPa)	82	0.57	82	0.57	85	0.59	85	0.59	85	0.59
Manómetro P3 (psi) (MPa)	90	0.62	90	0.62	90	0.62	90	0.62	90	0.62
Manómetro P4 (psi) (MPa)	70	0.48	85	0.59	85	0.59	85	0.59	85	0.59

Tabla 16: Resultados obtenidos en los ensayos 1 al 5.

Fuente: Elaboración propia

Equipos	Ensayo 6		Ensayo 7		Ensayo 8		Ensayo 9		Ensayo 10	
Sensor de temperatura T1 (°C)	31.5		31.5		31.3		32.0		32.7	
Sensor de temperatura T2 (°C)	43.8		44.0		46.8		46.6		46	
Sensor de temperatura T3 (°C)	38.8		38.2		39.7		40.8		41.4	
Sensor de temperatura T4 (°C)	26.7		26.7		26.4		26.5		26.4	
Sensor de temperatura T5 (°C)	25.3		25.4		25.5		25.7		25.7	
Sensor de temperatura T6 (°C)	24.2		24.4		26		26.2		26.1	
Sensor de temperatura T7 (°C)	27.1		27.1		26.8		26.9		26.8	
Sensor de temperatura T8 (°C)	25.4		25.4		25.5		25.6		25.8	
Sensor de temperatura T9 (°C)	25.4		25.4		25.5		25.6		25.8	
Sensor de temperatura T10 (°C)	25.4		25.4		25.6		25.9		25.8	
Termómetro T11 (°C)	46		46		48		48		47	
Manómetro P1 (psi) (MPa)	90	0.62	90	0.62	90	0.62	90	0.62	90	0.62
Manómetro P2 (psi) (MPa)	85	0.59	85	0.59	88	0.61	90	0.62	92	0.63
Manómetro P3 (psi) (MPa)	90	0.62	90	0.62	90	0.62	92	0.63	90	0.62
Manómetro P4 (psi) (MPa)	85	0.59	85	0.59	88	0.61	88	0.61	88	0.61

Tabla 17: Resultados obtenidos en los ensayos 6 al 10.

Fuente: Elaboración propia

En este caso, el sistema al no tener el circuito de refrigerante activo busca igualar sus valores de presión y de temperatura, y a pesar de que el serpentín de enfriamiento con su ventilador se encuentra accionado, no se observa una diferencia grande de temperaturas; siendo posible que se generen ligeros aumentos de presión en las líneas de agua.

5.4.2. Disminución de temperatura de tanque de simulación de carga térmica.

El objetivo principal para esta prueba fue el disminuir la temperatura del tanque de almacenamiento para simulación de carga térmica cuando este ya alcanzó la temperatura de 44 a 46°C. Para cumplir con esto primero se deberá de realizar el encendido normal de todos los circuitos de módulo hasta alcanzar la condición de trabajo estable del banco, principalmente la elevación de la temperatura del tanque de agua a 44°C; alcanzada esta temperatura, la resistencia eléctrica del tanque deberá de desactivarse y el circuito deberá de operar hasta llegar a disminuir la temperatura en el tanque.

A continuación, se muestran los valores tomados durante la ejecución de esta prueba:

Temperatura ambiente	22°C
Hora de inicio	12:15 pm
Tiempo contemplado entre cada ensayo	3 min

Tabla 18: Información a contemplar al inicio de pruebas.

Fuente: Elaboración propia

Equipos	Ensayo 1		Ensayo 2		Ensayo 3		Ensayo 4		Ensayo 5	
	12:15pm		12:18pm		12:23pm		12:30pm		12:55pm	
Sensor de temperatura T1 (°C)	30.5		30.7		31.9		31.8		30.6	
Sensor de temperatura T2 (°C)	43.9		44.2		44.2		43.4		41.2	
Sensor de temperatura T3 (°C)	39.4		39.3		39.7		40.2		38.1	
Sensor de temperatura T4 (°C)	30.2		32.9		33.7		37.2		40.6	
Sensor de temperatura T5 (°C)	26.6		26.8		26.3		26.7		26.8	
Sensor de temperatura T6 (°C)	23.2		12.3		1.3		0.3		-2.4	
Sensor de temperatura T7 (°C)	28.0		28.2		28.4		29.5		29.5	
Sensor de temperatura T8 (°C)	27.4		27.6		26.9		26.7		26.8	
Sensor de temperatura T9 (°C)	27.4		27.5		26.8		26.7		26.8	
Sensor de temperatura T10 (°C)	28.5		28.3		27		26.8		26.9	
Termómetro T11 (°C)	46		46		46		44		41	
Manómetro P1 (psi) (MPa)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Manómetro P2 (psi) (MPa)	100	0.69	100	0.69	95	0.66	95	0.66	95	0.66
Manómetro P3 (psi) (MPa)	100	0.69	100	0.69	100	0.69	100	0.69	100	0.69
Manómetro P4 (psi) (MPa)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Tabla 19: Resultados obtenidos en los ensayos 1 al 5.

Fuente: Elaboración propia

Equipos	Ensayo 6		Ensayo 7		Ensayo 8		Ensayo 9		Ensayo 10	
	12:13pm		01:32pm		02:00pm		02:15pm		-	
Sensor de temperatura T1 (°C)	29.8		28.6		27.8		26.4		-	
Sensor de temperatura T2 (°C)	40.0		38		36.7		35.8		-	
Sensor de temperatura T3 (°C)	37.0		34.7		33.6		33.1		-	
Sensor de temperatura T4 (°C)	43.4		40.2		39.6		39.3		-	
Sensor de temperatura T5 (°C)	26.9		26.3		26.1		25.6		-	
Sensor de temperatura T6 (°C)	-4.2		-4.6		-4.2		-7.9		-	
Sensor de temperatura T7 (°C)	29.4		28.5		28		27.5		-	
Sensor de temperatura T8 (°C)	26.8		26.5		26.7		26.0		-	
Sensor de temperatura T9 (°C)	26.7		26.4		26.6		26.0		-	
Sensor de temperatura T10 (°C)	26.8		26.4		26.7		26.1		-	
Termómetro T11 (°C)	40		37		36		35		-	
Manómetro P1 (psi) (MPa)	0	0	0	0	0	0	0	0	-	-
Manómetro P2 (psi) (MPa)	98	0.68	95	0.66	98	0.68	95	0.65	-	-
Manómetro P3 (psi) (MPa)	98	0.68	100	0.69	100	0.69	100	0.69	-	-
Manómetro P4 (psi) (MPa)	0	0	0	0	0	0	0	0	-	-

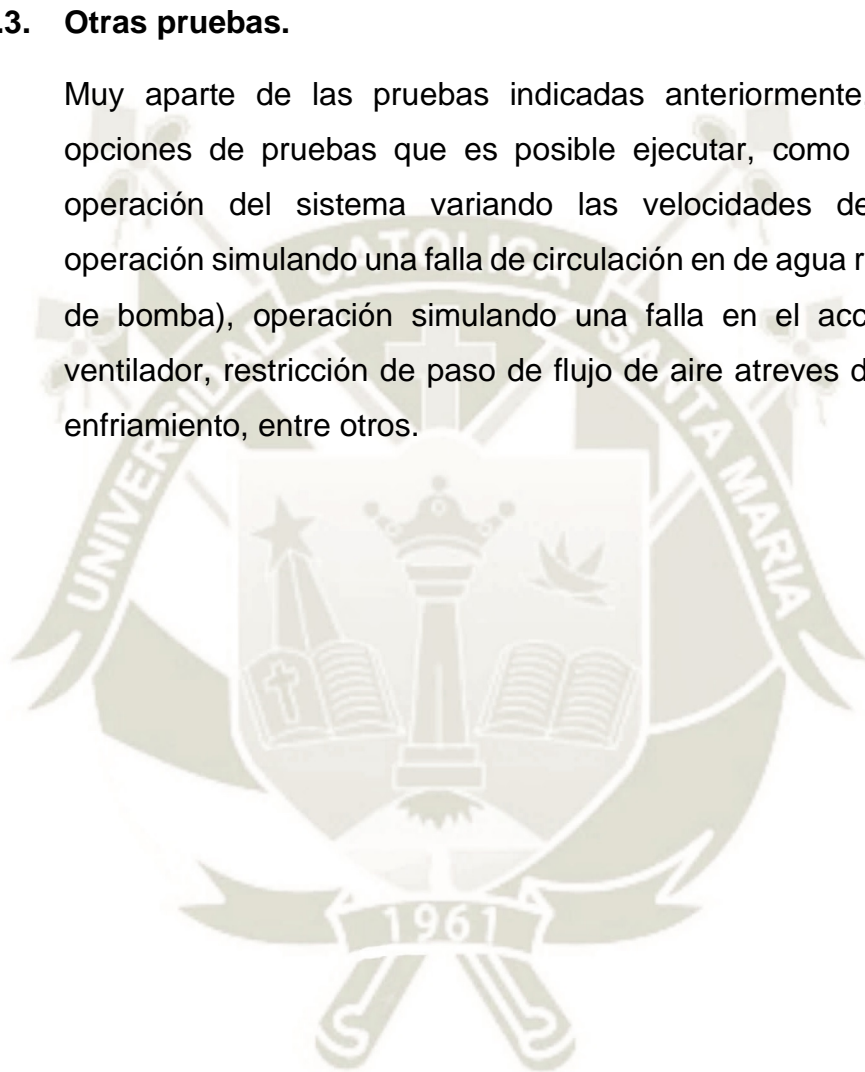
Tabla 20: Resultados obtenidos en los ensayos 6 al 10.

Fuente: Elaboración propia

En un periodo de prueba de 2 horas se comprobó que el sistema logró disminuir la temperatura del agua del tanque para simulación de carga térmica de 46°C a 35°C, haciendo un total de 11 °C, a una ratio de 5.5°C/hr. Para poder disminuir la temperatura del tanque a la temperatura ambiente (22°C) se requeriría al menos 4.4 horas en total.

5.4.3. Otras pruebas.

Muy aparte de las pruebas indicadas anteriormente, existen otras opciones de pruebas que es posible ejecutar, como por ejemplo la operación del sistema variando las velocidades de las bombas, operación simulando una falla de circulación en de agua refrigerada (falla de bomba), operación simulando una falla en el accionamiento del ventilador, restricción de paso de flujo de aire atreves del serpentín de enfriamiento, entre otros.



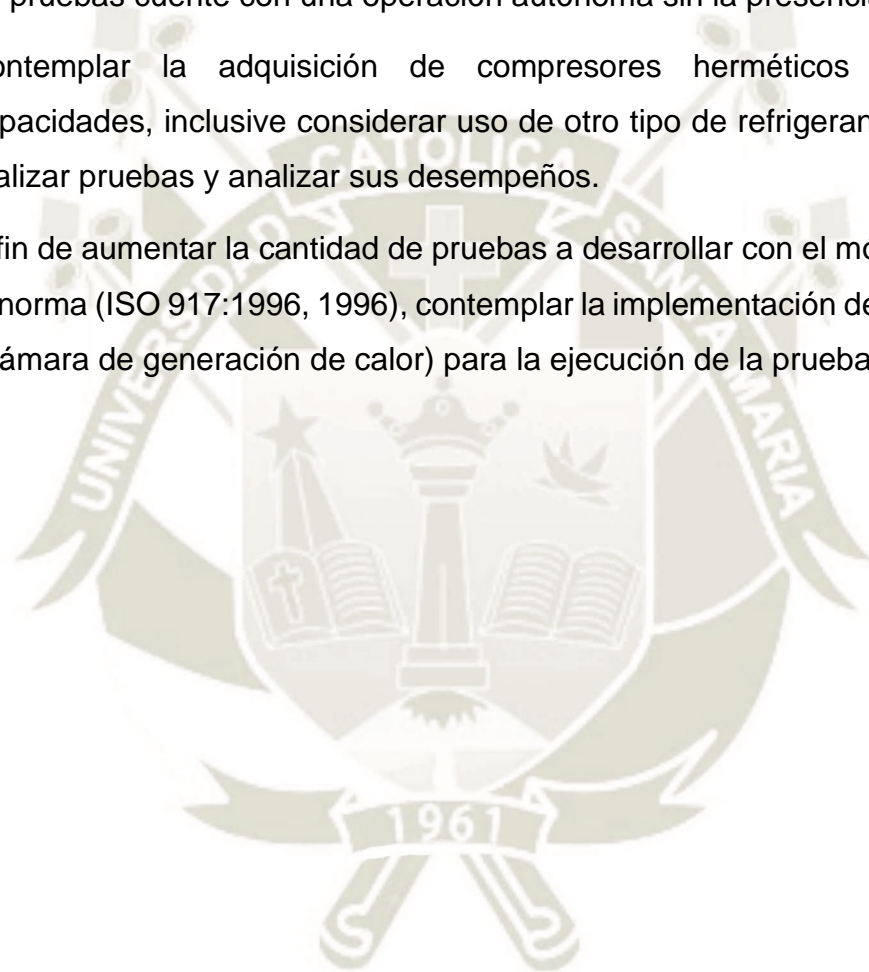
CONCLUSIONES

Después de analizar los resultados obtenidos en la presente tesis, se llegó a las siguientes conclusiones:

- El diseño del banco de pruebas es simple y didáctico, cuenta con los 4 componentes básicos y principales de un sistema de refrigeración en marcas comerciales, además de componentes que facilitan la simulación de una carga térmica y suficientes dispositivos de medición para poder comprender a que se encuentran afectos los equipos durante su operación.
- Con las pruebas realizadas en el banco se ha podido comprobar y comprender las diferencias entre los ciclos de refrigeración existentes, además de que con el empleo de los parámetros obtenidos durante las pruebas hemos comprobado como las temperaturas de condensación y evaporación logran afectar en el rendimiento del compresor. Finalmente, los resultados obtenidos respecto a la capacidad de refrigeración, eficiencia volumétrica, eficiencia isoentrópica, flujo másico y COP fueron satisfactorios y consistentes en relación a la literatura y a los valores suministrados por el fabricante.
- Debido a la versatilidad del banco de pruebas, es posible efectuar diferentes pruebas para el análisis del desempeño del compresor, habiéndose elaborado una ficha con guías prácticas para la ejecución de algunas de ellas.
- Durante las pruebas no se evidencio ningún tipo de fuga de fluidos; pero en el caso de presentarse pérdida de refrigerante, se ha adicionado para el sistema un kit de recarga, como también un tanque de refrigerante R134a que podrá ser utilizado con el banco.
- De esta forma, nos encontramos conformes con la fabricación y modo de operación del banco de pruebas, así como también de los resultados lógicos y confiables obtenidos; estando seguros que servirá de mucho para el aprendizaje de nuestros compañeros.

RECOMENDACIONES

- A posterior, considerar implementar al banco de pruebas un modelo de simulación, sistema de adquisición de datos, de operación simple y con una buena precisión de los resultados para poder precisar la comparación de valores.
- Analizar una posible automatización de los equipos, posibilitando que el banco de pruebas cuente con una operación autónoma sin la presencia del operador.
- Contemplar la adquisición de compresores herméticos de diferentes capacidades, inclusive considerar uso de otro tipo de refrigerante con el fin de realizar pruebas y analizar sus desempeños.
- A fin de aumentar la cantidad de pruebas a desarrollar con el módulo en base a la norma (ISO 917:1996, 1996), contemplar la implementación de un calorímetro (Cámara de generación de calor) para la ejecución de la prueba del Método A.



REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Alarcón Creus, J. (1998). *Tratado práctico de refrigeración automática* (12va edici; B. Editores, Ed.). Retrieved from [https://books.google.com.ec/books?id=Qy0Rlxo1blsC&pg=PA165&dq=que+es+Válvula+de+Expansión.&hl=es-419&sa=X&ved=0ahUKEwiiu_irofXiAhUnx1kKHdkCBdkQ6AEINDAC#v=onepage&q=que es Válvula de Expansión.&f=false](https://books.google.com.ec/books?id=Qy0Rlxo1blsC&pg=PA165&dq=que+es+Válvula+de+Expansión.&hl=es-419&sa=X&ved=0ahUKEwiiu_irofXiAhUnx1kKHdkCBdkQ6AEINDAC#v=onepage&q=que+es+Válvula+de+Expansión.&f=false)
- American society of heating refrigerating and air conditioning engineers. (2017). *2017 Ashrae Handbook Fundamentals* (2017th ed.; A. S. of H. R. and A.-C. E.-ASHRAE, Ed.). Retrieved from <http://www.ashrae>.
- Arencibia, K., & Tricio, V. (2014). Evacuación experimental de compresores herméticos en condiciones de clima tropical: eficiencia y capacidad frigorífica. *Información Tecnológica*, 25(2), 103–110. <https://doi.org/10.4067/S0718-07642014000200012>
- Azevedo, L. De, & Joffily, L. (2006). Avaliação de Desempenho e Simulação de Compressores de Refrigeração por Meio de um Ciclo Superaquecido. 16 *POSMEC- Simposio de Pós Graduação Em Engenharia Mecânica*, 1, 10. Retrieved from <http://web.posfemec.org/posmec/16/PDF/PM16-0114.pdf>
- Cabello Lopez, R., Llopis Domenech, R., Sanchez García-Vacas, D., Torrella Alcaraz, E., & Patiño Pérez, J. (2013). CO2LD: An innovation educational project for High Degree Professional Training in Refrigeration. *Journal of Technology and Science Education*, 3(3), 184–193. <https://doi.org/10.3926/jotse.82>
- Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2011). *Termodinámica* (Séptima ed; M. G. Hill, Ed.). Retrieved from <https://mheducation.com.mx>
- Ciconkov, R., & Ciconkov, V. (2007). Work Characteristics of Reciprocating Compressor for Refrigeration System Developed With Computer. *Proceedings of the International Congress of Refrigeration, International Congress of Refrigeration 2007, Beijing.*, 1, 1–9. Retrieved from www.iifir.org
- Cordero Díaz, G. (2012). El Cambio Climático. *Ciencia y Sociedad*, XXXVII(2), 227–240. Retrieved from <https://www.redalyc.org/articulo.oa?id=87024179004>

- Cuevas, C., & Fonseca, N. (2016). Modelado de un sistema de refrigeración caracterizado en un rango amplio de condiciones de operación. *Ingeniare. Revista Chilena de Ingeniería*, 24(4), 728–739. <https://doi.org/10.4067/S0718-33052016000400016>
- Daewoo Motor. (1992). *Manual de Servicio Daewoo Tico* (p. 343). p. 343. Retrieved from www.daewoo.com
- De Miranda Santos, B., & Rodríguez, C. (2010). *Instalaciones Frigoríficas* (No. 3). Retrieved from https://www.academia.edu/24238183/INSTALACIONES_FRIGORÍFICAS_Centro_Nacional_de_Formación_Marítima_de_Bamio
- De Paz, G. (2018). *Compresores rotativos*. Retrieved from <https://www.ujmd.edu.sv/>
- Ellis, M. (2009). Gadgets and Gigawatts : Policies for Energy Efficient Electronics. In I. E. Agency (Ed.), *Gadgets and Gigawatts: Policies for Energy Efficient Electronics* (IEA Public). <https://doi.org/10.1787/9789264059542-en>
- Fernández Díez, P. (2010). *Compresores* (p. 127). p. 127. Retrieved from <https://web.unican.es/>
- Full gauge controlers. (2019). Controlador e indicador digital para calefacción o refrigeración con deshielo natural por parada del compresor. *Full Gauge Controlers*, p. 4. Retrieved from <https://www.fullgauge.com/es/manual-del-producto-111>
- Full gauge Controlers. (2019). Manual de controlador e indicador digital para calefacción o refrigeración con deshielo natural por parada del compresor. *Manual de Controlador e Indicador Digital Para Calefacción o Refrigeración Con Deshielo Natural Por Parada Del Compresor*, p. 27. Retrieved from <https://www.fullgauge.com/>
- Gonçalves, J. M., Melo, C., & Hermes, C. J. L. (2009). A semi-empirical model for steady-state simulation of household refrigerators. *Applied Thermal Engineering*, 29(8–9), 1622–1630. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.07.021>
- Humboldt pumps. (2019). Manual de instrucciones Bomba Humboldt LRP.

- Humboldt Pumps*, p. 11. Retrieved from www.sodimac.com.pe
- INNERCO. (2012). HVAC Tools, Refrigeration Tools, Refrigeration & Air Conditioning Components. Retrieved December 27, 2019, from HVAC Tools, Refrigeration Tools, Refrigeration & Air Conditioning Components website: http://www.innerco.com/products_detail.asp?id=1126&cataid=159
- ISO 917:1996. (1996). Testing of refrigerant compressors ISO 917. *Testing of Refrigerant Compressors*, Vol. 2, p. 10. Retrieved from <https://www.iso.org/%0A>
- Jara Galdeman, A. E. (2018). *Propuestas de mejora del tubo capilar de un refrigerador doméstico para incrementar la eficiencia energética mediante software especializado* (Universidad Politécnica Salesiana). Retrieved from <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/15740/1/UPS-CT007723.pdf>
- Leandro de Axevedo, L. J. (2007). *Avaliação De Desempenho E Simulação de Compressores De Refrigeração por Meio De Um Ciclo Superaquecido* (Universidade de Brasilia). Retrieved from <https://www.unb.br/>
- Lima Joffily, L. de A. (2007). *Caracterização do desempenho de compressores de refrigeração segundo um ciclo superaquecido de teste* (Universidade de Brasilia). Retrieved from <https://core.ac.uk/download/pdf/33529751.pdf>
- Lima Joffily, L. de A., & Lima Mundim, S. (2004). *Análise Experimental de Desempenho de Compressores de Refrigeração* (Universidade de Brasilia). Retrieved from <https://www.unb.br/>
- Lin, P., & Avelar, V. (2017). The Different Types of Cooling Compressors. *Schneider Electric*, 1, 12. Retrieved from https://download.schneider-electric.com/files?p_enDocType=White+Paper&p_File_Id=8414824780&p_File_Name=WP254R0.pdf&p_Reference=APC_VAVR-AE7T7G_EN
- Martínez Jimenez, I. (2005). Análisis de la Información Técnica en Equipos de Climatización (Universidad de Sevilla). Retrieved from <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/4049/fichero/MEMORIA.pdf>
- Medeiros, P. S. G., & Barbosa, C. R. F. (2010). Análise do coeficiente de performance de um chiller doméstico operando com o r-401a em regime transiente. *holos*, 4, 62. <https://doi.org/10.15628/holos.2009.347>

- Ministerio del Ambiente del Perú. (2016). *El Perú y el Cambio Climático*. Retrieved from <http://www.minam.gob.pe/wp-content/uploads/2016/05/Tercera-Comunicación.pdf>
- Monserath, B. N. S., Carlos, C. V. J., Orozco Cantos, L. S., & Jácome Domínguez, E. Á. (2018). Analisis del funcionamiento de sistemas de refrigeración por compresión y absorción. *Observatorio de La Economía Latinoamericana*, (1696–8352), 20. Retrieved from <https://www.eumed.net/rev/oel/2018/03/sistemas-refrigeracion.html>
- Montero Sarmiento, R., & Arencibia Ávila, K. (2012). Eficiencia energética en equipos de refrigeración. *Ciencias Holguín*, XVIII(2), 1–13. Retrieved from <http://www.redalyc.org/articulo.oa?id=181524305001%0ACómo>
- Moreno-García, F. E., Ramírez-Matheus, J. J., & Ortiz-Ramírez, O. D. (2016). Sistema de supervisión y control para un banco experimental de refrigeración por compresión. *Respuestas*, 21(1), 97. <https://doi.org/10.22463/0122820x.641>
- Negrão, C. O. R., & Hermes, C. J. L. (2011). Energy and cost savings in household refrigerating appliances: A simulation-based design approach. *Applied Energy*, 88(9), 3051–3060. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.03.013>
- Padero, M. (2014). *Montaje y mantenimiento de instalaciones frigoríficas industriales* (Primera ed; Ediciones Paraninfo SA, Ed.). Retrieved from https://books.google.com.pe/books?id=_266AwAAQBAJ&pg=PA14&lpg=PA14&dq=tipos+de+compresores+abierto+hermético+semihermético&source=bl&ots=RXGnQwx9Mq&sig=ACfU3U3fdgj8beK6q-lvLyvWYPg66icJPg&hl=es&sa=X&ved=2ahUKEwj7k7SiuJnIAhVIL6wKHbfSB4Q4KBD0ATACegQICRAB#v=o
- Qquenta Churata, E. J. (2017). *Análisis termodinámico del sistema de refrigeración y efectos en el rendimiento del motor SY1033DFH4 utilizando agua natural y refrigerante Vistony en la empresa Antares Arquitectos S.R.L. en la ciudad de Cusco* (Universidad nacional del altiplano). Retrieved from http://repositorio.unap.edu.pe/bitstream/handle/UNAP/5102/Quenta_Churata_Ever_Jonatan.pdf?sequence=1&isAllowed=y
- Radermacher, R., & Kim, K. (1996). Domestic refrigerators: recent developments.

- International Journal of Refrigeration*, 19(1), 61–69.
[https://doi.org/10.1016/0140-7007\(95\)00069-0](https://doi.org/10.1016/0140-7007(95)00069-0)
- Rolle, K. C. (2006). *Termodinámica* (Sexta edic; Pearson Educación & P. M. Guerrero Rosas, Eds.). Retrieved from <https://www.pearson.com/>
- Santos da costa, M., & De Santos Ataíde, E. J. (2005). *Análise Experimental de Compressores de Refrigeração* (Universidade de Brasilia). Retrieved from <https://www.unb.br/>
- Sattar, M. A., Saidur, R., & Masjuki, H. H. (2007). Butane, isobutane and their mixtures as an alterantives to R-134a in domestic refrigerator. *International Journal of Mechanical and Materials Engineering*, 2(2), 154–160. Retrieved from http://eprints.um.edu.my/6871/1/Butane%2C_isobutane_and_their_mixtures_as_an_alterantives_to_R-134a_in_domestic_refrigerator.pdf
- ScienceDirect.com | Science, health and medical journals, full text articles and books. (2018).
- Tassou, S. A., Ge, Y., Hadawey, A., & Marriott, D. (2011). Energy consumption and conservation in food retailing. *Applied Thermal Engineering*, 31(2–3), 147–156. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.08.023>
- Tecumseh. (2008). Performance Data Sheet. *Energy*, p. 20. Retrieved from www.tecumseh.com
- Tecumseh. (2018). Compresores alternativos. *Productos Tecumseh*, (2), 1. Retrieved from <https://www.tecumseh.com/es/na/products/recipe/tcx415uds1b?fromSearch=1>
- Tecumseh. (2019). *Ficha técnica compresor AE4440Y-GS1A* (p. 2). p. 2. Retrieved from <https://www.tecumseh.com/en/eu/products/recipe/AE4440Y-GS1A?fromsearch=1>
- Tiburcio Barrios, L. F., & Vazquez Pérez, V. H. (2011). *Análisis de daños presentados en compresores recíprocantes para refrigeración* (Universidad Veracruzana). Retrieved from https://www.academia.edu/29703542/_ANÁLISIS_DE_DAÑOS_PRESENTADOS_EN_COMPRESORES_RECIPROCANTES_PARA_REFRIGERACIÓN._

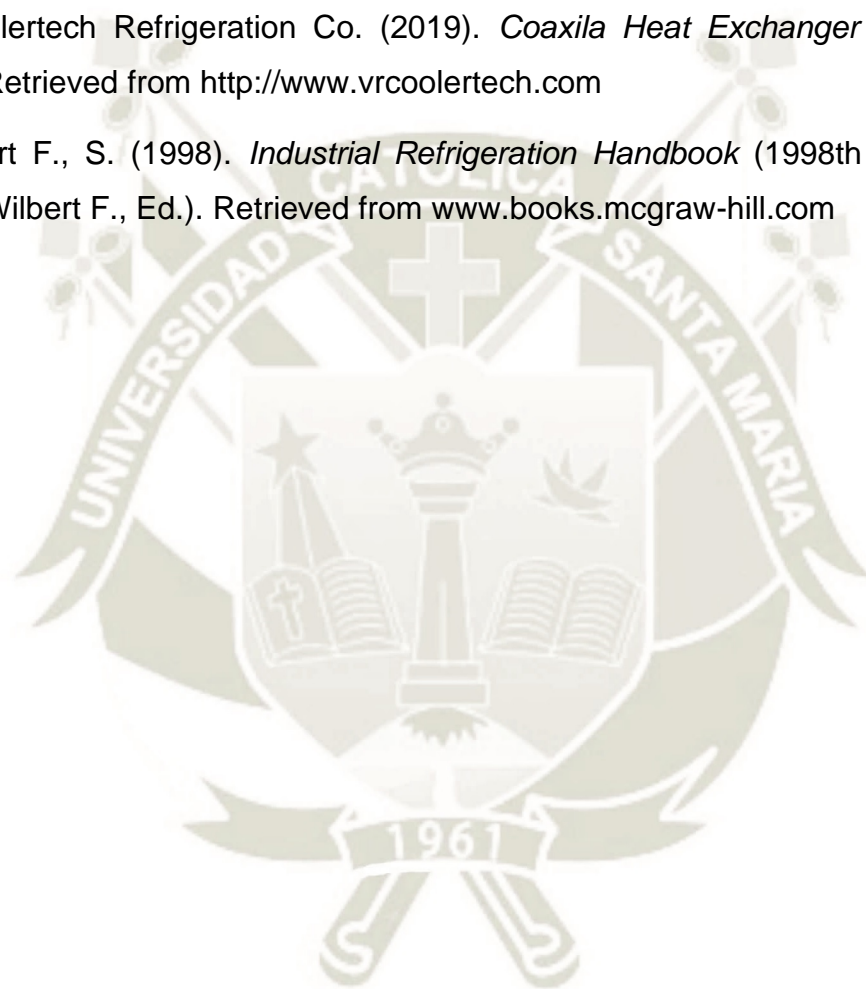
TESINA_PRESENTA_UNIVERSIDAD_VERACRUZANA_FACULTAD_DE_IN
GENIERIA_MECANICA_ELECTRICA

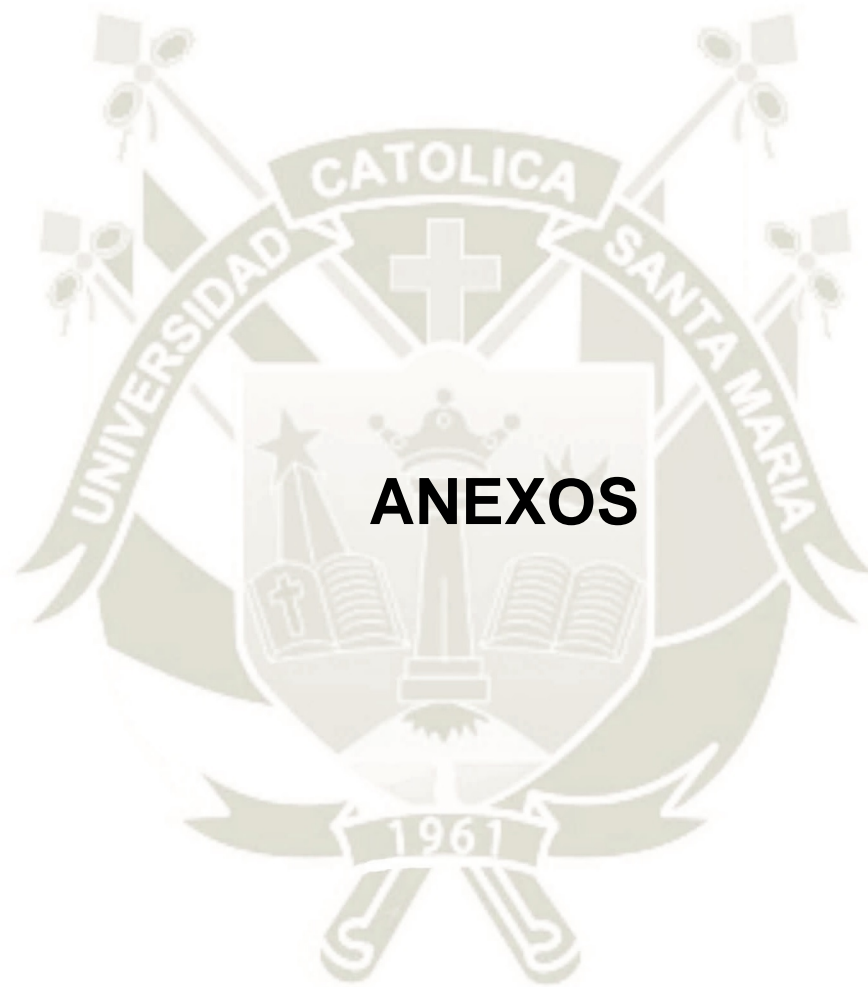
Totaline. (2019). *Herramientas para refrigeración CPS* (p. 21). p. 21. Retrieved from www.totaline.com.ar

Valdez Loaiza, J. C. (2009). Simulação de um Sistema de Refrigeração Operando com Nanofluido como Fluido Secundário. *Thesis*.

Vrcoolertech Refrigeration Co. (2019). *Coaxial Heat Exchanger* (p. 11). p. 11. Retrieved from <http://www.vrcoolertech.com>

Wilbert F., S. (1998). *Industrial Refrigeration Handbook* (1998th ed., Vol. 1; S. Wilbert F., Ed.). Retrieved from www.books.mcgraw-hill.com





ANEXO A

Valoración técnico- económica para fabricación de Banco de Pruebas para Análisis de Compresores

A.1 Compra de equipos y componentes principales para banco.

Descripción	MARCA	CAPACIDAD	UNIDADES	Precio total (Soles)
Intercambiador de Calor	VR Cooler-Shijilong	1.5 HP	2	921.40
Desaduanaje	-	-	1	176.80
Compresor recíprocante	Tecumseh	0.71HP	1	515.25
Radiador	-	-	1	554.60
Bomba de circulación de agua Humboldt	Humboldt	96W / 63W / 39W	3	764.70
Display + sensor de temperatura	Full gauge	-50 a 105°C	11	1,760.00
Botella de refrigerante R134A	-		1	420.00
Kit de manómetros en alta/baja y 2 mangueras para recarga de gas c/ maletín	-	-	1	600.00
TOTAL				5,712.75

Coste de equipos y componentes principales comprados.

A.2 Coste de materiales, fabricación y puesta en operación de banco.

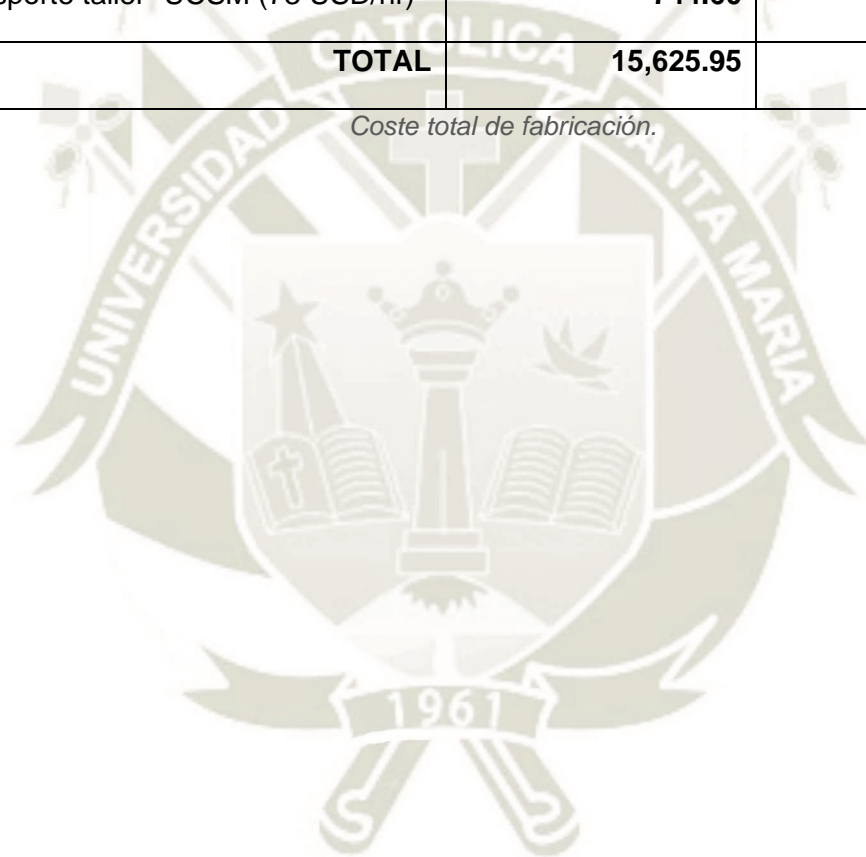
Descripción	Material	Cantidad	Unidad	Precio total (Soles)
Estructura de banco	Marco acero A36	1	Glb.	2,183.00
Tanque intercambiador	Estructura acero A36. Serpentín de cobre de 5/8". Incluye: - Termómetro. - Resistencia eléctrica. - Válvulas de paso.	1	Glb.	1,298.00
Líneas y conexionado hidráulico	Tuberías de cobre y acero	1	Glb	3,528.20
Tablero y conexionado eléctrico	Cableado y tablero de fuerza/control	1	Glb	2,159.40
TOTAL				9,168.60

Coste de materiales y mano de obra.

A.3 Coste total.

Descripción de gastos	Gastos en moneda local (Soles)	Descripción de gastos (Dolares) Tipo de cambio S/. 3.4
Compra de equipos y componentes principales para banco	5,712.75	1,680.22
Costo de materiales, fabricación y puesta en operación de banco	9,168.60	2,696.65
Transporte taller- UCSM (73 USD/hr)	744.60	219.00
TOTAL	15,625.95	4,595.87

Coste total de fabricación.



ANEXO B

Fichas técnicas de equipos

B.1 Ficha Técnica del compresor



Technical Datasheet

11/24/2019

Model: AE4440Y-GS1A

Product Description

Type: Reciprocating Compressors
Application: HBP/CBP - High/Commercial Back Pressure
ProductDescription: R-134a
Voltage/Frequency: 220V ~ 60Hz 220V ~ 50Hz
Version: N/A



Product Specifications

Performance

Condition	Test Voltage	Refrigeration Capacity			Input Power		(E) Efficiency			EVAP TEMP	Condition	AMBIENT TEMP	RETURN GAS	LIQUID TEMP
		(R) Btu/h	(R) kcal/h	(R) W	(I) W	(E) Btu/Wh	(E) kcal/Wh	W/W						
ASHRAE	220V ~ 60Hz	4350	1096	1275	533	8.16	2.06	2.39	7.2°C (45°F)	54°C (130°F)	35°C (95°F)	35°C (95°F)	46°C (115°F)	
ASHRAE	220V ~ 50Hz	3650	920	1070	454	8.04	2.03	2.36	7.2°C (45°F)	54°C (130°F)	35°C (95°F)	35°C (95°F)	46°C (115°F)	

General

Evaporating Temp. Range: -15°C to 15°C (5°F to 59°F)
Motor Torque: High Start Torque (HST)
Compressor Cooling: Fan

Mechanical

Weight: 11
Weight Unit of Measure: KG
Displacement (cc): 10.33
Oil Type: Polyolester
Viscosity (cSt): 32
Oil Charge (cc): 387

Electrical

Voltage Range (50 Hz): 180-242
Voltage Range (60 Hz): 187-242
Locked Rotor Amps (LRA): 16
Rated Load Amps (RLA 50 Hz): 3.08
Rated Load Amps (RLA 60 Hz): 2.99
Max. Continuous Current (MCC in Amps): 4.54
Motor Resistance (Ohm) - Main: 5.527
Motor Resistance (Ohm) - Start: 11.226
MotorType: CSIR

Agency Approval

COC Listed, CE Listed, IRAM Listed, SASO Listed, SGS Listed, cURus Recognized

Ficha técnica compresor 3/8 HP Tecumseh

Fuente: (Tecumseh, 2019).

B.2 Ficha técnica de bombas de agua

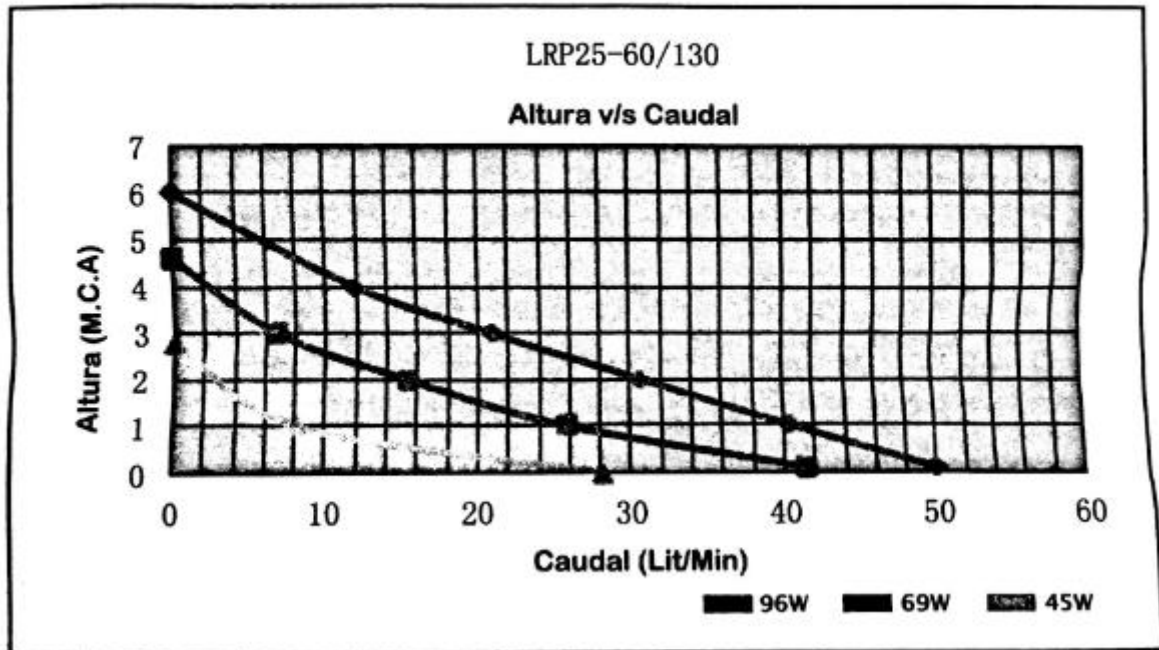
13 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

Marca	Humboldt		
Modelo	LPR25-60/130		
Tipo de bomba	Circulação de água		
Voltagem (V)	220		
Frequência Nominal (Hz)	60		
Corrente de Partida (A)	0,45	0,29	0,18
Potência Máx. (kW)	96	63	39
Potência Máx. (HP)	0,128	0,084	0,052
Velocidade Máxima Permitida (/min)	3200		
Torque de Operação (Nm)	0,1		
Torque de Partida (Nm)	0,097		
Temperatura Ambiente Máxima Permitida (°C)	40		
Temperatura Ambiente Mínima Permitida (°C)	2		
Altura Máxima de Instalação acima do nível do	1000		
Altura Máxima (m)	6	4,6	2,8
Caudal Máximo (l/min)	50	41	28
Grau IP	x4		
Diâmetro entrada / saída (in.)	1 ½		
Peso Neto (kg)	2,6		
Posição de trabalho	Horizontal		
Clasificación térmica ou esquentamento admissível	+2°C ~ +110°C		
Número de fases para máquinas de corrente alternativa	Monofásico		
Eficiência energética a condições nominais de operação (%)	35,71		
Fator de Potência Nominal	0,97		
Data de Fabricação	xx/2016		
Normas de Referência	IEC60335-1 and IEC60335-41		

Ficha técnica bombas Humboldt

Fuente: (Humboldt pumps, 2019).

12 CARACTERÍSTICAS DE RENDIMIENTO



Ficha técnica bombas Humboldt

Fuente: (Humboldt pumps, 2019).

B.3 Ficha técnica de radiador

Tapón de radiador

Tapa del radiador del tipo de válvula está teniendo una y una válvula de presión de vacío. Válvula La presión es la presión sobre el asiento por un resorte calibrado con función de proteger el sistema de refrigeración automática a presión si la presión del sistema aumenta con el $0,9\text{kgf/cm}^2$.

Válvula de vacío se lleva a cabo en su sede por un resorte débil que permite la apertura de la válvula más permitir la igualación de presión en el sistema cuando se crea vacío fluido refrigerante a través del sistema, que de otra puede dañar el radiador. La tapa tiene inscripcionatâ número superficie 9 que significa que la válvula presión se abre $0,9\text{kgf/cm}^2$.

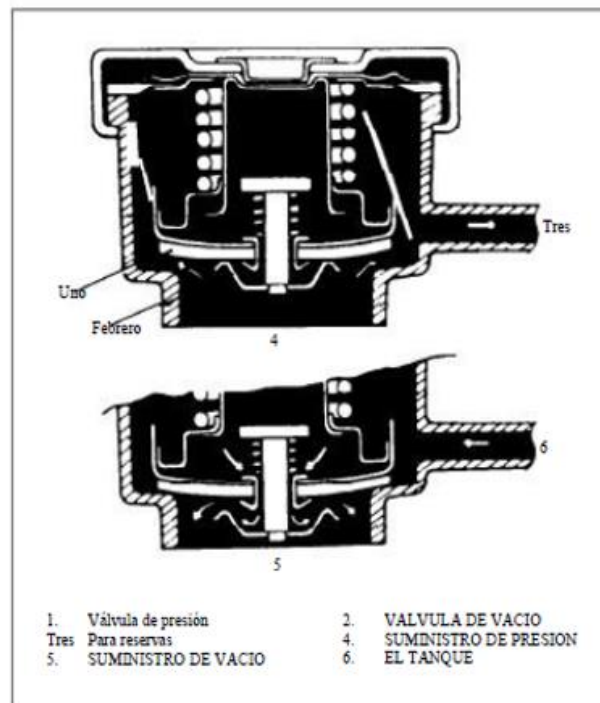


Fig. 6C - 5 TIPO tapa de la válvula RADIADOR

Refrigerante

La recuperación de refrigerante es estándar. El refrigerante en el radiador se expande con el aumento de la temperatura, y el exceso se recoge en el tanque. Cuando sistema se enfría, el refrigerante se dibuja de nuevo en disipador de calor. Relación de mezcla anticongelante depende La temperatura más baja de la zona geográfica.

PRECAUCIÓN

Además del efecto de protección contra las heladas líquida El elemento de refrigeración y un buen anti-corrosión Y un inhibidor del efecto de la formación de espuma. A buen rendimiento refrigerante voluntad mantener su concentración de los valores en la siguiente tabla.

Temperatura líquido de congelación	-14.5 ° C	-25 ° C	-34 ° C
Concentración de anticongelante puro	30%	40%	50%

Ficha técnica de radiador de Daewoo Tico

Fuente: (Daewoo Motor, 1992).

Nivel de refrigerante

Para comprobar, levante el capó y se trata de tanque. No es necesario quitar la tapa el radiador para comprobar el líquido fluido enfriarse.

PRECAUCIÓN
No afloje el tapón de combustible, mientras que refrigerante hierve.

Compruebe el nivel de refrigerante en el depósito cuando el motor está frío. Un nivel normal del líquido será encontrado en partes "FULL" y "LOW" en el tanque. Si el nivel está por debajo de la marca se encuentra "baja" Afloje la tapa del combustible y se llena de líquido apropiado para llevar en el nivel adecuado hito "FULL".

PRECAUCIÓN
• El anticongelante calidad apropiado, extra innecesaria inhibidores o aditivos que pretenden mejorar sistema. Por el contrario, puede perjudicar el buen operación.

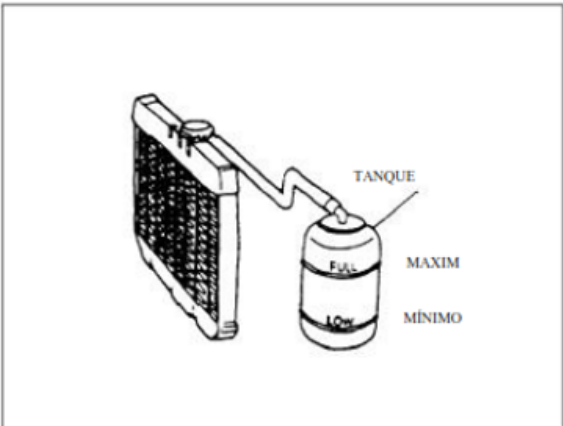


Fig. 6C - 10 Comprobación del nivel de refrigerante ENFRIARSE

La cantidad de refrigerante

Capacidad (L) tanque	Motor, radiador y calentador	3.3
		0.6
	Total	3.9

COOLING SYSTEM

	iltem	Standard	Limit	Remarks
Radiator	Radiator cap available voltage (Kg/cm ²)	0.75-1.05		
	Electronic fan start to operate temp. (°C)	93		
Thermostat	Start to operate temp. (°C)	82		
	Fully open and shut temp. (°C)	95		

Ficha técnica de radiador de Daewoo Tico

Fuente: (Daewoo Motor, 1992).

B.4 Ficha técnica de sensor de temperatura

Full Gauge
CONTROLADOR E INDICADOR DIGITAL PARA
CALEFACCIÓN O REFRIGERACIÓN CON
DESHELO NATURAL POR PARADA DEL COMPRESOR

Ver 1.3

Deshele manual Bloqueo de funciones Apaga las funciones de control Programación en serie Grado de protección

IP 65 (FRONT)

NSF
C US
E251415

MT512E2HP(13-02T)-15381

Tenga este manual en la palma de su mano por la aplicación FG Finder.

1. DESCRIPCIÓN

Con el **MT-512E 2HP** es posible realizar deshielos periódicos por parada del compresor (deshele natural) y forzar deshielos manualmente. Posee un potente relé de 16 A para accionar cargas de hasta 2HP, además de una salida de comando conjugada a un temporizador (timer) para la programación del tiempo de refrigeración y deshele. Otro recurso disponible es la desconexión de las funciones de control, haciendo con que el **MT-512E 2HP** opere solamente como indicador de temperatura. También presenta filtro digital configurable, el cual tiene la finalidad de simular un aumento de masa en el sensor de ambiente, aumentando así su tiempo de respuesta, o sea, hace la respuesta del sensor más lenta (retardo). Y, a través de un sistema inteligente de bloqueo de funciones, impide que personas no autorizadas alteren los parámetros de control.

El **MT-512E 2HP** también puede ser configurado para calefacción.
Producto en conformidad con UL Inc. (Estados Unidos y Canadá) y NSF (Estados Unidos).

2. RECOMENDACIONES DE SEGURIDAD

- Certifique la correcta fijación del controlador;
- Cerciórese que la alimentación eléctrica esté desconectada y que no sea conectada durante la instalación del controlador;
- Lea el presente manual antes de instalar y utilizar el controlador;
- Utilice Equipos de Protección Individual (EPI) adecuados;
- Para aplicación en locales sujetos a salpicaduras de agua, como en exhibidores frigoríficos, instale el vinilo protector que acompaña al controlador;
- Para protección bajo condiciones más críticas, recomendamos la capa Ecase, que suministramos como opcional (vendida separadamente);
- Los procedimientos de instalación deben ser realizados por un técnico capacitado.

3. APLICACIONES

- Mostradores refrigerados
- Cámaras frías
- Buffet de comidas calientes
- Estufas

4. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

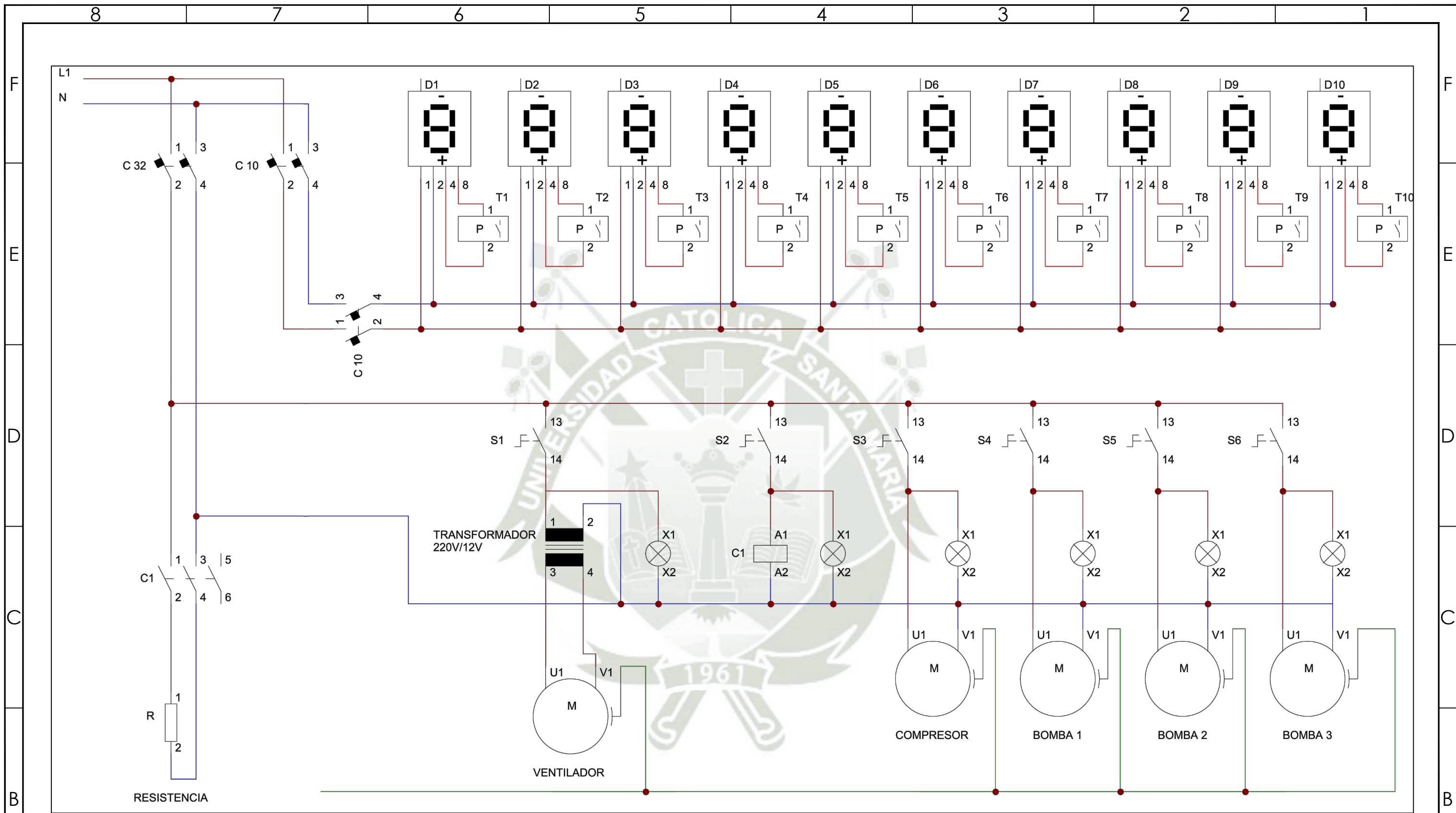
Alimentación	MT-512E 2HP: 115 o 230 Vac $\pm 10\%$ * (50/60 Hz) MT-512EL 2HP: 12 o 24 Vdc o Vac $+10\%$ *
Temperatura de control (°C)	- 50 a 105°C (-58 a 221°F)
Temperatura de operación	0 a 50°C / 32 a 122°F
Humedad de operación	10 a 90% HR (sin condensación)
Resolución	0,1 °C (-10 a 100 °C) y 1°C en lo restante de la faja
Corriente máxima de la carga (A)	16 A para cargas tipo resistivas y 12 A para cargas tipo inductivas
Potencia máxima de la carga (HP)	2HP
Grado de protección	IP 65 (frontal)
Dimensiones (mm)	76 x 34 x 77 mm (Ancho x Alto x Profundidad)
Dimensiones del recorte (mm)	X = 71 \pm 0.5 Y = 29 \pm 0.5 (vide Imagen V)

Ficha técnica de sensor de temperatura Full Gauge

Fuente: (Full gauge controlers, 2019).

ANEXO C
Planos de banco de pruebas





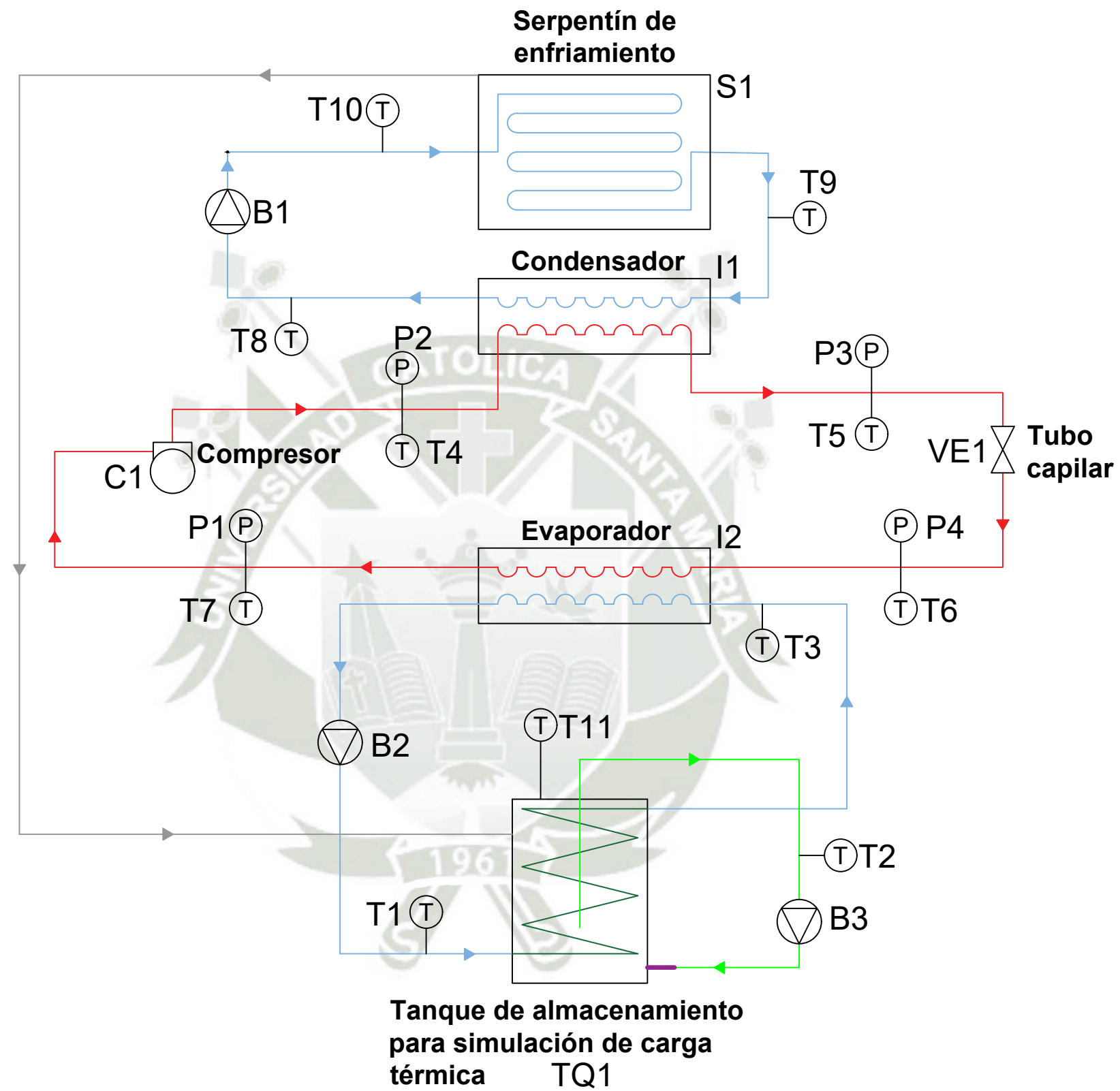
LEYENDA

	Contactor de dos posiciones		Resistencia eléctrica 200 Watts		Transformador 220V/12V		Display de sensor
	Interruptor termomagnético 3polos		Relay		Motor eléctrico monofásico		Sensor de temperatura
	Contactor general 240V		Luz piloto 220V				

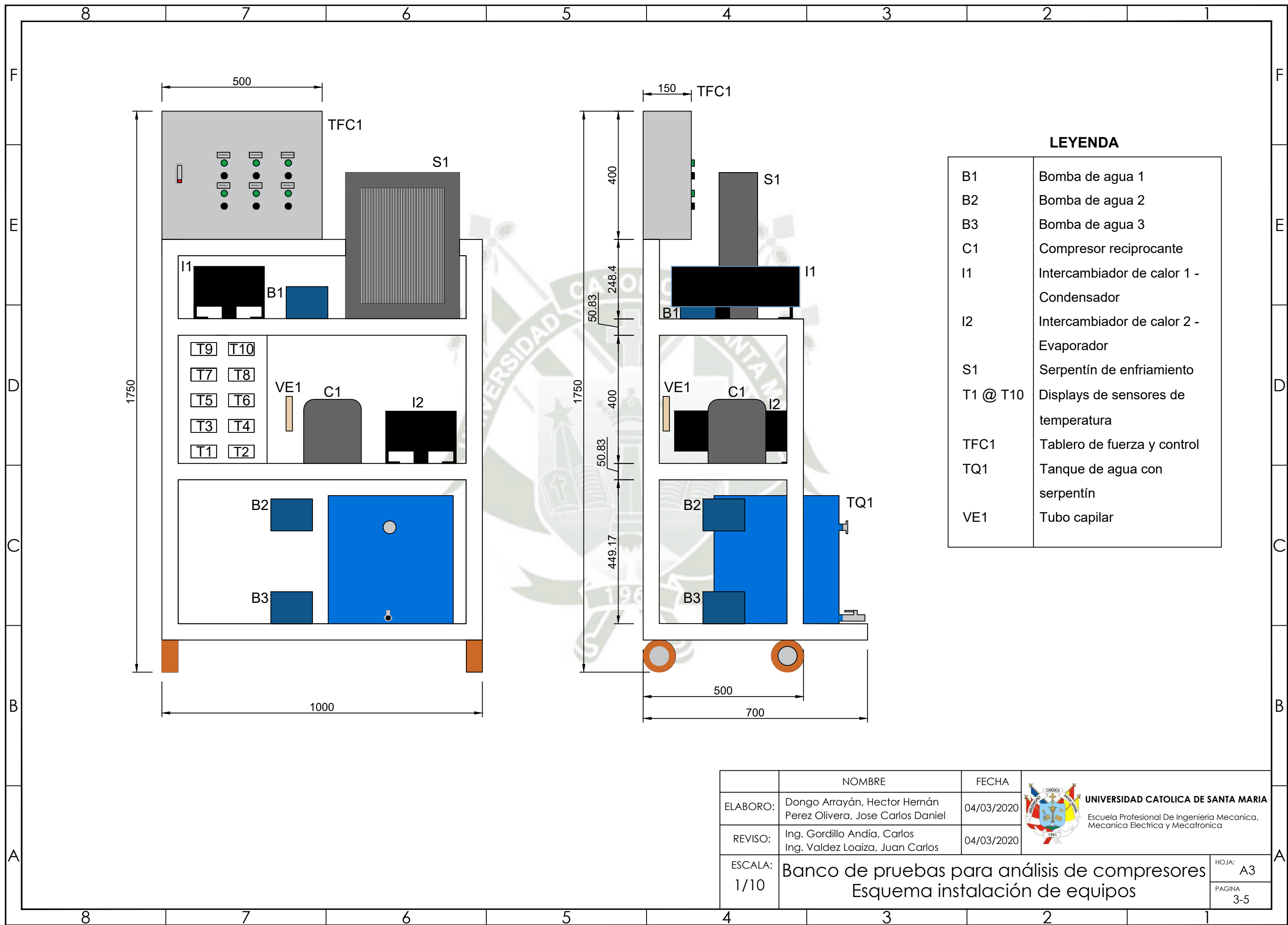
NOTA: Simbología según software CADESIMU de cuerdo a norma DIN.

	NOMBRE	FECHA	UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA Escuela Profesional De Ingeniería Mecánica, Mecánica Eléctrica y Mecatrónica
ELABORO:	Dongo Arrayán, Hector Hernán Pérez Olivera, Jose Carlos Daniel	04/03/2020	
REVISO:	Ing. Gordillo Andía, Carlos Ing. Valdez Loaiza, Juan Carlos	04/03/2020	
ESCALA:	S/E		BANCO DE PRUEBAS PARA ANÁLISIS DE COMPRESORES Diagrama eléctrico fuerza y control
			HOJA: A3 PAGINA 1-5

LEYENDA



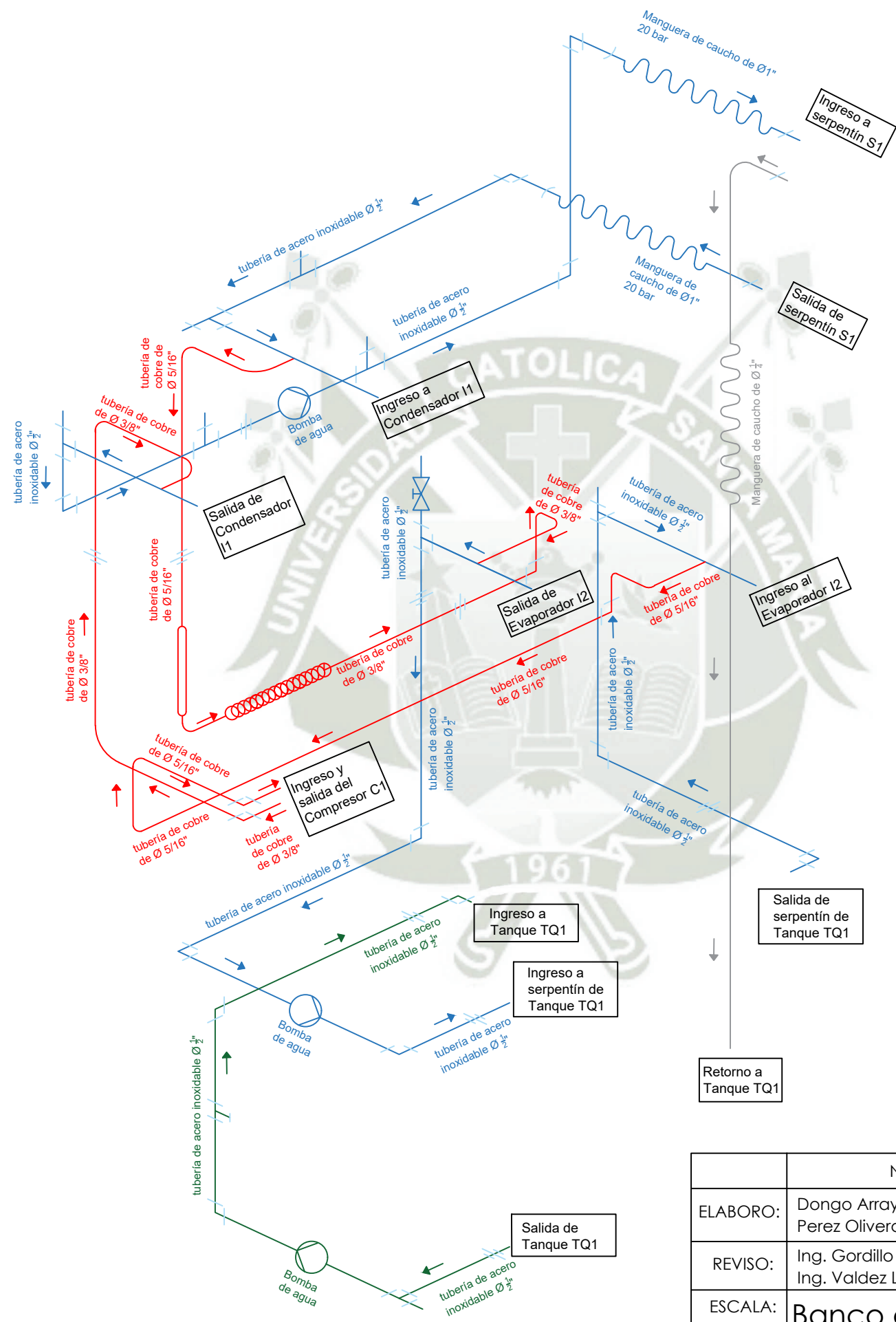
	NOMBRE	FECHA	 UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA Escuela Profesional De Ingeniería Mecánica, Mecánica Eléctrica y Mecatrónica
ELABORO:	Dongo Arrayán, Hector Hernán Perez Olivera, Jose Carlos Daniel	04/03/2020	
REVISO:	Ing. Gordillo Andía, Carlos Ing. Valdez Loaiza, Juan Carlos	04/03/2020	
ESCALA:	Banco de pruebas para análisis de compresores Esquema de conexión de equipos		HOJA: A3 PAGINA: 2-5



LEYENDA

B1	Bomba de agua 1
B2	Bomba de agua 2
B3	Bomba de agua 3
C1	Compresor recíprocante
I1	Intercambiador de calor 1 - Condensador
I2	Intercambiador de calor 2 - Evaporador
S1	Serpentín de enfriamiento
T1 @ T10	Displays de sensores de temperatura
TFC1	Tablero de fuerza y control
TQ1	Tanque de agua con serpentín
VE1	Tubo capilar

	NOMBRE	FECHA	 UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA Escuela Profesional De Ingeniería Mecánica, Mecánica Eléctrica y Mecatrónica
ELABORO:	Dongo Arrayán, Hector Hernán Perez Olivera, Jose Carlos Daniel	04/03/2020	
REVISO:	Ing. Gordillo Andía, Carlos Ing. Valdez Loaiza, Juan Carlos	04/03/2020	
ESCALA:	Banco de pruebas para análisis de compresores Esquema instalación de equipos		HOJA: A3 PAGINA 3-5

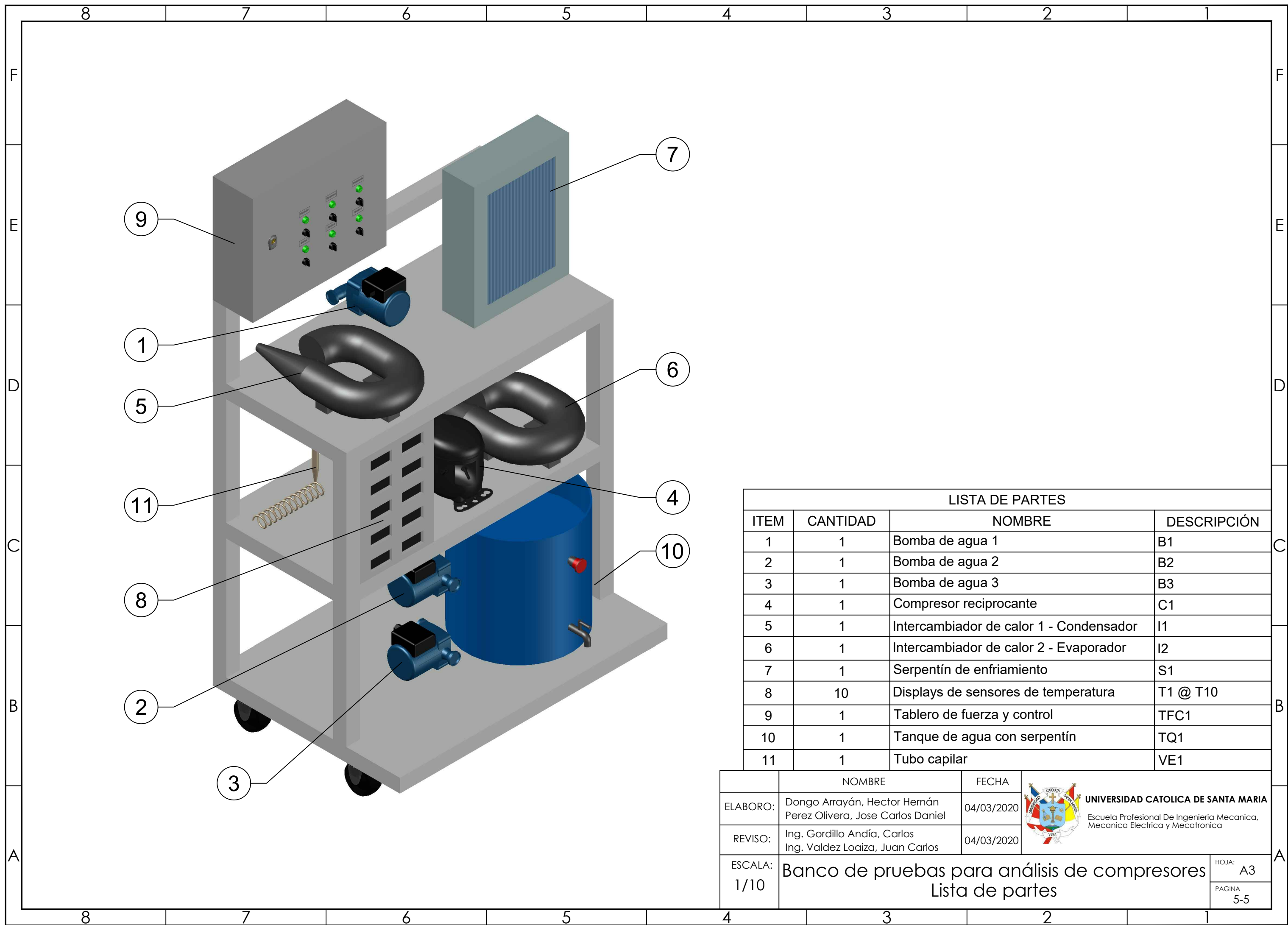


LEYENDA	
SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN
	Tee
	Codo de 90°
	Unión universal
	Válvula de bola
	Bomba de agua
	Tubo capilar
	Espiga
	Tubería flexible
	Tubería

ESPECIFICACIONES PARA FLUIDOS	
Tuberías para agua	: Acero inoxidable Ø1/2"
Mangueras para agua	: Caucho Ø1" 20 bar
Mangueras línea alivio agua	: Caucho Ø1/4"
Tuberías para refrigerante R134a	: Cobre Ø3/8" y-5/16"

	NOMBRE	FECHA	UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA Escuela Profesional De Ingeniería Mecánica, Mecánica Eléctrica y Mecatrónica
ELABORO:	Dongo Arrayán, Hector Hernán Perez Olivera, Jose Carlos Daniel	04/03/2020	
REVISO:	Ing. Gordillo Andía, Carlos Ing. Valdez Loaiza, Juan Carlos	04/03/2020	
ESCALA:	S/E		HOJA: A3 PAGINA: 4-5

**Banco de pruebas para análisis de compresores
Isométrico de tuberías y mangueras**



LISTA DE PARTES			
ITEM	CANTIDAD	NOMBRE	DESCRIPCIÓN
1	1	Bomba de agua 1	B1
2	1	Bomba de agua 2	B2
3	1	Bomba de agua 3	B3
4	1	Compresor recíprocante	C1
5	1	Intercambiador de calor 1 - Condensador	I1
6	1	Intercambiador de calor 2 - Evaporador	I2
7	1	Serpentín de enfriamiento	S1
8	10	Displays de sensores de temperatura	T1 @ T10
9	1	Tablero de fuerza y control	TFC1
10	1	Tanque de agua con serpentín	TQ1
11	1	Tubo capilar	VE1

	NOMBRE	FECHA	 UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA Escuela Profesional De Ingeniería Mecánica, Mecánica Eléctrica y Mecatrónica
ELABORO:	Dongo Arrayán, Hector Hernán Perez Olivera, Jose Carlos Daniel	04/03/2020	
REVISO:	Ing. Gordillo Andía, Carlos Ing. Valdez Loaiza, Juan Carlos	04/03/2020	
ESCALA:	Banco de pruebas para análisis de compresores Lista de partes		HOJA: A3 PAGINA: 5-5

ANEXO D

Fichas para ejecución de pruebas de laboratorio





TRABAJOS PRÁCTICOS

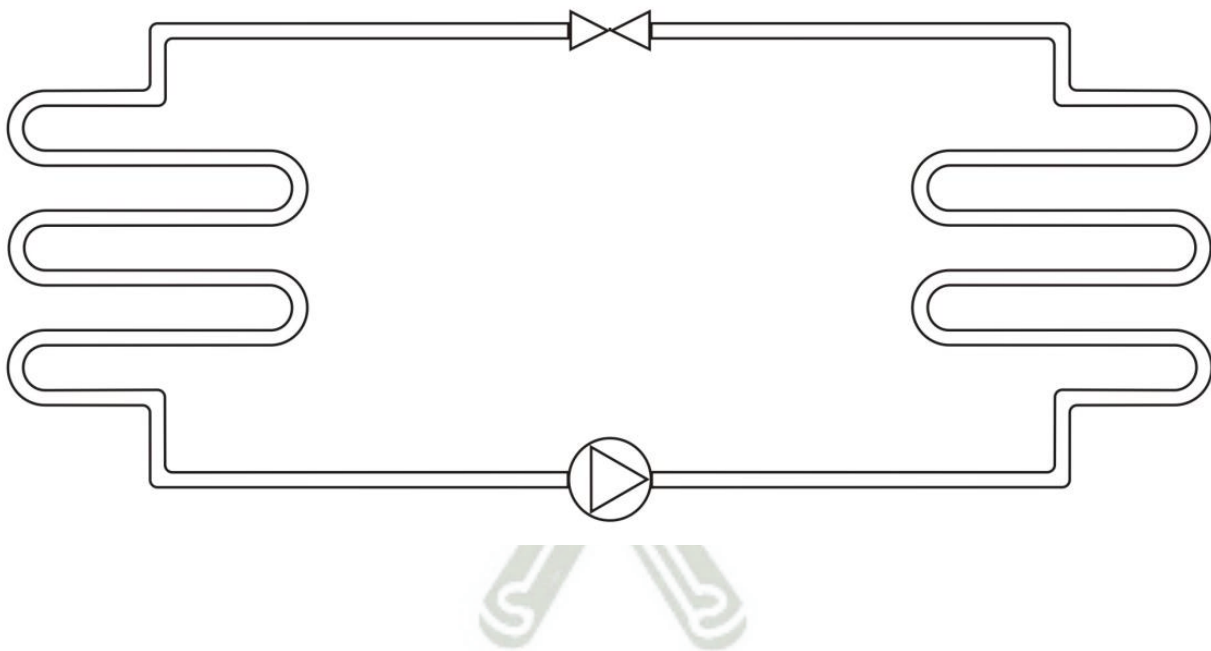


A continuación, se muestran algunos ejemplos sobre la metodología para el desarrollo de los trabajos prácticos:

TRABAJO PRÁCTICO N°1: Ciclo general de Refrigeración estándar.

En el esquema siguiente del ciclo general de refrigeración, que se aplica a todos los equipos del sistema, al igual que al resto de los sistemas de refrigeración, se realizará el siguiente ejercicio:

- Indicar el nombre de cada elemento.
- Describir en forma sintética la función de cada uno.
- Marcar con color azul el circuito de baja presión y con rojo el de alta.
- Indicar en cada tramo el estado físico del refrigerante (por ejemplo, vapor a baja presión).





TRABAJO PRÁCTICO N°2: Modo de operación estándar de banco de pruebas, manteniendo carga térmica constante de 40°C

El objetivo de la presente prueba es verificar el comportamiento de todo el sistema de refrigeración cuando funcionan los equipos en su totalidad.

Para la puesta en operación del banco de pruebas seguir los siguientes pasos:

- Paso 1: Verificar el estado de las válvulas de alta y baja, y de igual forma confirmar la posición abierta de las mismas.
- Paso 2: Verificar que todos los interruptores y selectores se encuentren desconectados; una vez verificado, encender las llaves de fuerza dentro del tablero eléctrico TFC1.
- Paso 3: Verificar que todas las pantallas de los 10 sensores enciendan hasta que se encuentren listos para operar.
- Paso 4: Encender la bomba B3 del sistema de recirculación de agua del tanque de almacenamiento de carga térmica TQ1.
- Paso 5: Encender por un tiempo determinado la resistencia eléctrica el tanque de almacenamiento para simulación de carga térmica TQ1 hasta que el termómetro T11 del tanque alcance una temperatura de 40°C; una vez alcanzada la temperatura, desconectar la resistencia mediante el uso del selector correspondiente.
- Paso 6: Alcanzada la temperatura en TQ1, proceder a encender la bomba B2 del circuito de agua caliente del evaporador I2.
- Paso 7: Encender el compresor C1.
- Paso 8: Encender la bomba B1 del circuito de agua fría del condensador.
- Paso 9: Encender el ventilador del serpentín de enfriamiento S1.
- Paso 10: Verificar que los manómetros marquen las presiones correspondientes a las líneas de alta y baja.

Una vez cumplido el encendido y puesta en operación del banco de pruebas, completar como trabajo práctico la siguiente tabla indicadora del comportamiento:

Equipos	Ensayo 1	Ensayo 2	Ensayo 3	Ensayo 4
Sensor de temperatura T1 (°C)				
Sensor de temperatura T2 (°C)				
Sensor de temperatura T3 (°C)				
Sensor de temperatura T4 (°C)				
Sensor de temperatura T5 (°C)				



BANCO DE PRUEBAS DE COMRESORES

Sensor de temperatura T6 (°C)				
Sensor de temperatura T7 (°C)				
Sensor de temperatura T8 (°C)				
Sensor de temperatura T9 (°C)				
Sensor de temperatura T10 (°C)				
Sensor de temperatura T11 (°C)				
Manómetro P1 (bar)				
Manómetro P2 (bar)				
Manómetro P3 (bar)				
Manómetro P4 (bar)				
Vag,ev (m^3/h)				
Vag,cd (m^3/h)				
Vag,fan (m^3/h)				

Tipo de cálculo	Ensayo 1	Ensayo 2	Ensayo 3	Ensayo 4
W_cp (kW)				
Q_ev (kW)				
COP				
m_ref (kg/s)				
Presión de evaporador (MPa)				



Culminadas las pruebas, seguir los siguientes pasos para el apagado del módulo:

- Primero, desconectar mediante los selectores del panel la resistencia, compresor C1 y ventilador.
- Segundo, desconectar mediante los selectores del panel las 3 bombas.
- Finalmente, abrir tablero y desconectar las llaves termomagnéticas y desenchufar el banco.

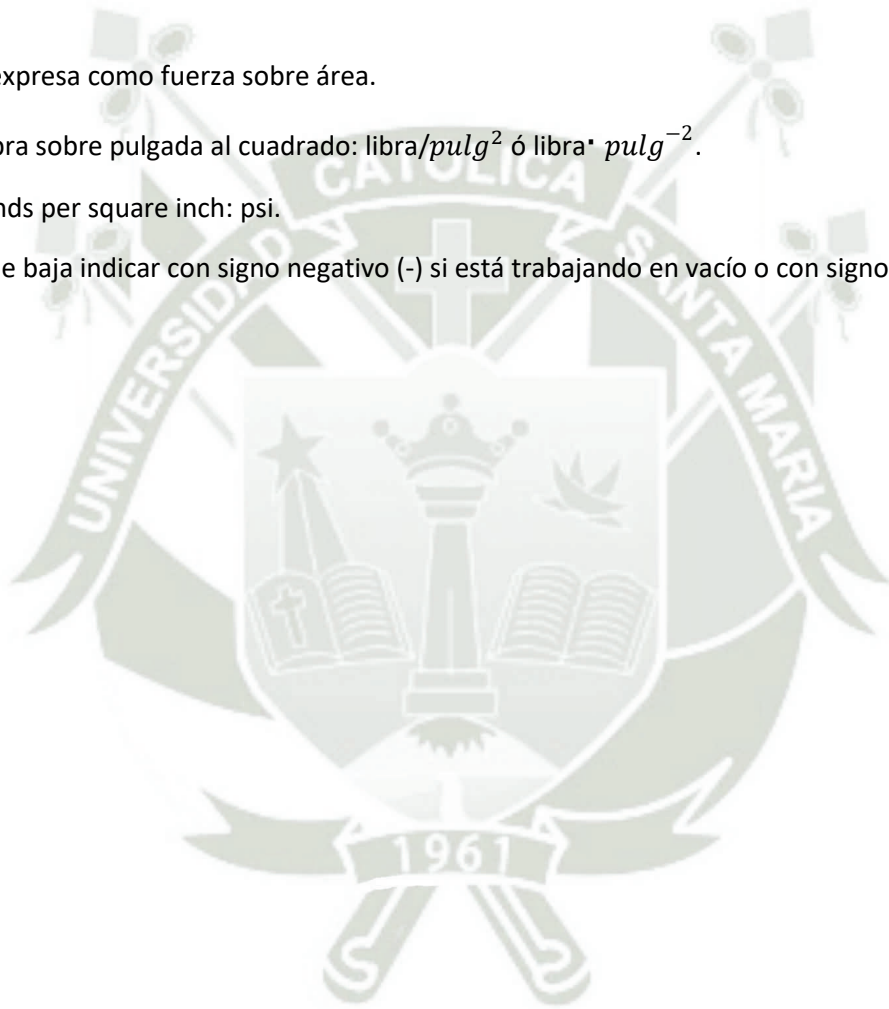
NOTAS:

La presión se expresa como fuerza sobre área.

En español: Libra sobre pulgada al cuadrado: $\text{libra}/\text{pulg}^2$ ó $\text{libra} \cdot \text{pulg}^{-2}$.

En inglés: Pounds per square inch: psi.

En la presión de baja indicar con signo negativo (-) si está trabajando en vacío o con signo positivo (+) con presión.





TRABAJO PRÁCTICO N°3: Modo de operación estándar de banco de pruebas, disminuyendo carga térmica 40°C a temperatura ambiente

El objetivo de la presente prueba es verificar el comportamiento de todo el sistema de refrigeración cuando funcionan los equipos en su totalidad.

Para la puesta en operación del banco de pruebas seguir los siguientes pasos:

- Paso 1: Verificar el estado de las válvulas de alta y baja, y de igual forma confirmar la posición abierta de las mismas.
- Paso 2: Verificar que todos los interruptores y selectores se encuentren desconectados; una vez verificado, encender las llaves de fuerza dentro del tablero eléctrico TFC1.
- Paso 3: Verificar que todas las pantallas de los 10 sensores enciendan hasta que se encuentren listos para operar.
- Paso 4: Encender la bomba B3 del sistema de recirculación de agua del tanque de almacenamiento de carga térmica TQ1.
- Paso 5: Encender por un tiempo determinado la resistencia eléctrica el tanque de almacenamiento para simulación de carga térmica TQ1 hasta que el termómetro T11 del tanque alcance una temperatura de 40°C; una vez alcanzada la temperatura, desconectar la resistencia mediante el uso del selector correspondiente.
- Paso 6: Alcanzada la temperatura en TQ1, proceder a encender la bomba B2 del circuito de agua caliente del evaporador I2.
- Paso 7: Encender el compresor C1.
- Paso 8: Encender la bomba B1 del circuito de agua fría del condensador.
- Paso 9: Encender el ventilador del serpentín de enfriamiento S1.
- Paso 10: Verificar que los manómetros marquen las presiones correspondientes a las líneas de alta y baja.

Una vez cumplido el encendido y puesta en operación del banco de pruebas, completar como trabajo práctico la siguiente tabla indicadora del comportamiento:

Equipos	Ensayo 1	Ensayo 2	Ensayo 3	Ensayo 4
Sensor de temperatura T1 (°C)				
Sensor de temperatura T2 (°C)				
Sensor de temperatura T3 (°C)				
Sensor de temperatura T4 (°C)				
Sensor de temperatura T5 (°C)				



BANCO DE PRUEBAS DE COMRESORES

Sensor de temperatura T6 (°C)				
Sensor de temperatura T7 (°C)				
Sensor de temperatura T8 (°C)				
Sensor de temperatura T9 (°C)				
Sensor de temperatura T10 (°C)				
Sensor de temperatura T11 (°C)				
Manómetro P1 (bar)				
Manómetro P2 (bar)				
Manómetro P3 (bar)				
Manómetro P4 (bar)				
Vag,ev (m^3/h)				
Vag,cd (m^3/h)				
Vag,fan (m^3/h)				

Tipo de cálculo	Ensayo 1	Ensayo 2	Ensayo 3	Ensayo 4
W_cp (kW)				
Q_ev (kW)				
COP				
m_ref (kg/s)				
Presión de evaporador (MPa)				



Culminadas las pruebas, seguir los siguientes pasos para el apagado del módulo:

- Primero, desconectar mediante los selectores del panel la resistencia, compresor C1 y ventilador.
- Segundo, desconectar mediante los selectores del panel las 3 bombas.
- Finalmente, abrir tablero y desconectar las llaves termomagnéticas y desenchufar el banco.

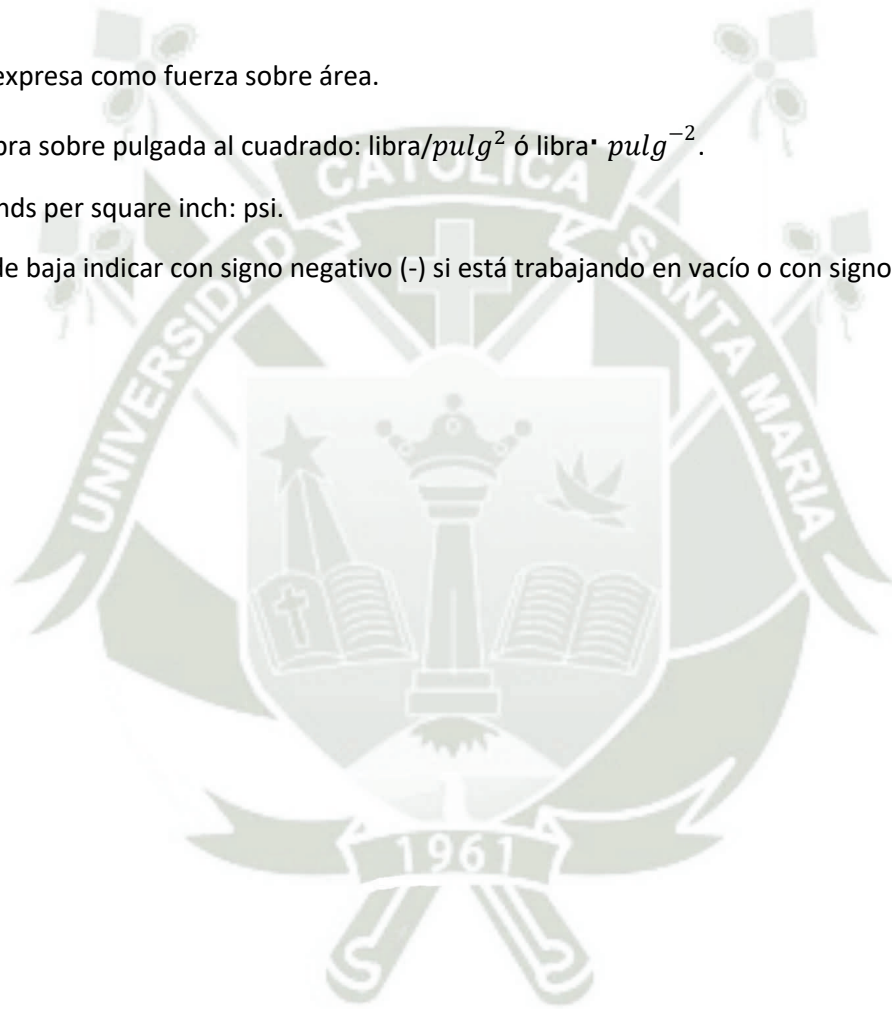
NOTAS:

La presión se expresa como fuerza sobre área.

En español: Libra sobre pulgada al cuadrado: $\text{libra}/\text{pulg}^2$ ó $\text{libra} \cdot \text{pulg}^{-2}$.

En inglés: Pounds per square inch: psi.

En la presión de baja indicar con signo negativo (-) si está trabajando en vacío o con signo positivo (+) con presión.





TRABAJO PRÁCTICO N°4: Modo de operación refrigeración, simulación de falla de motor de compresor.

El objetivo de la presente prueba es verificar el comportamiento del sistema de refrigeración cuando no funciona total o parcialmente el motor compresor.

Para la puesta en operación del banco de pruebas seguir los siguientes pasos:

- Paso 1: Verificar el estado de las válvulas de alta y baja, y de igual forma confirmar la posición abierta de las mismas.
- Paso 2: Verificar que todos los interruptores y selectores se encuentren desconectados; una vez verificado, encender las llaves de fuerza dentro del tablero eléctrico TFC1.
- Paso 3: Verificar que todas las pantallas de los 10 sensores enciendan hasta que se encuentren listos para operar.
- Paso 4: Encender la bomba B3 del sistema de recirculación de agua del tanque de almacenamiento de carga térmica TQ1.
- Paso 5: Encender por 35 minutos la resistencia eléctrica el tanque de almacenamiento para simulación de carga térmica TQ1 hasta que el termómetro T11 del tanque alcance una temperatura de 40°C; una vez alcanzada la temperatura, desconectar la resistencia mediante el uso del selector correspondiente.
- Paso 6: Alcanzada la temperatura en TQ1, proceder a encender la bomba B2 del circuito de agua caliente del evaporador I2.
- Paso 7: Encender el compresor C1.
- Paso 8: Encender la bomba B1 del circuito de agua fría del condensador.
- Paso 9: Encender el ventilador del serpentín de enfriamiento S1.
- Paso 10: Verificar que los manómetros marquen las presiones correspondientes a las líneas de alta y baja.
- Paso 11: Cuando se llegue a una temperatura de trabajo (temperaturas inferiores al del ambiente en ese momento), desconectar el motor compresor llevando el interruptor a su modo desconexión.
- Paso 12: Observar que sucede con las presiones de trabajo y las temperaturas.

Una vez cumplido el procedimiento anterior, completar como trabajo práctico la siguiente tabla indicadora del comportamiento:

Equipos	Ensayo 1	Ensayo 2	Ensayo 3	Ensayo 4
Sensor de temperatura T1 (°C)				
Sensor de temperatura T2 (°C)				
Sensor de temperatura T3 (°C)				



BANCO DE PRUEBAS DE COMPRESORES

Sensor de temperatura T4 (°C)				
Sensor de temperatura T5 (°C)				
Sensor de temperatura T6 (°C)				
Sensor de temperatura T7 (°C)				
Sensor de temperatura T8 (°C)				
Sensor de temperatura T9 (°C)				
Sensor de temperatura T10 (°C)				
Sensor de temperatura T11 (°C)				
Manómetro P1 (bar)				
Manómetro P2 (bar)				
Manómetro P3 (bar)				
Manómetro P4 (bar)				
Vag,ev (m^3/h)				
Vag,cd (m^3/h)				
Vag,fan (m^3/h)				

Tipo de cálculo	Ensayo 1	Ensayo 2	Ensayo 3	Ensayo 4
Q_ev (kW)				
COP				
m_ref (kg/s)				
Presión de evaporador (MPa)				



Culminadas las pruebas, seguir los siguientes pasos para el apagado del módulo:

- Primero, desconectar mediante los selectores del panel la resistencia, compresor C1 y ventilador.
- Segundo, desconectar mediante los selectores del panel las 3 bombas.
- Finalmente, abrir tablero y desconectar las llaves termomagnéticas y desenchufar el banco.

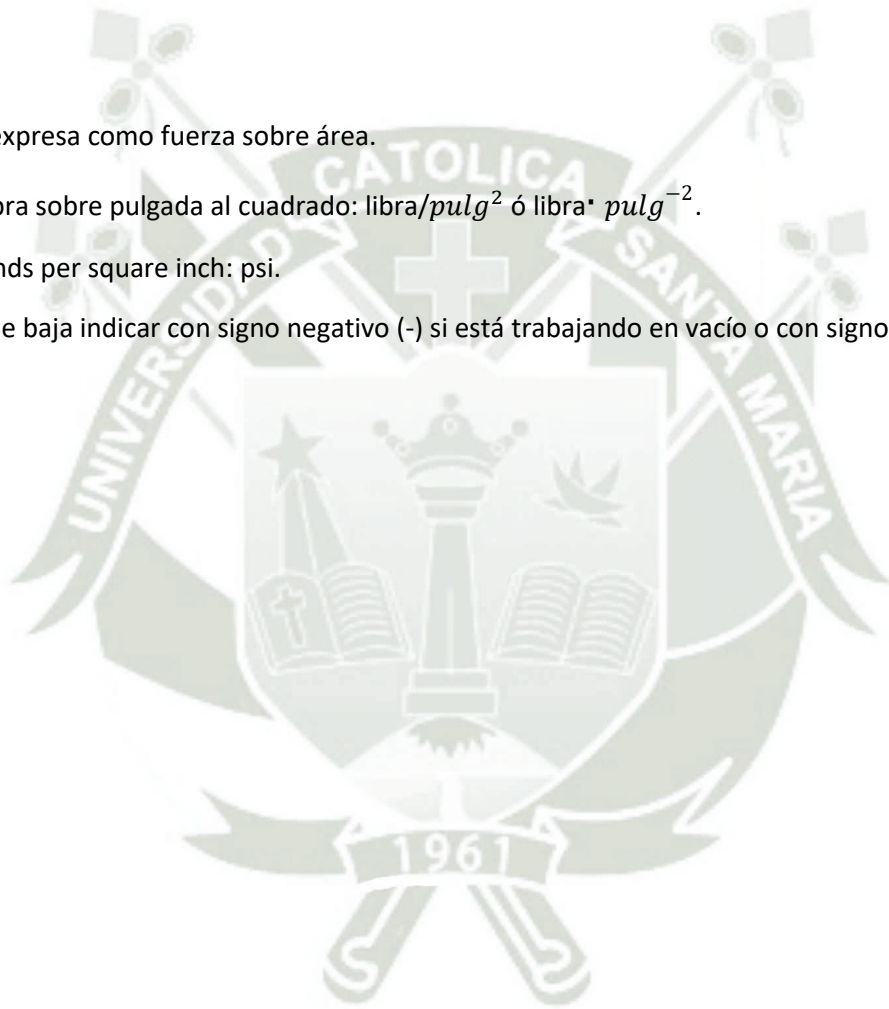
NOTAS:

La presión se expresa como fuerza sobre área.

En español: Libra sobre pulgada al cuadrado: libra/pulg² ó libra · pulg⁻².

En inglés: Pounds per square inch: psi.

En la presión de baja indicar con signo negativo (-) si está trabajando en vacío o con signo positivo (+) con presión.





TRABAJO PRÁCTICO N°5: Modo de operación refrigeración, simulación de falla de motor del ventilador y bomba en el circuito de agua.

El objetivo de la presente prueba es verificar el comportamiento del sistema de refrigeración cuando no funciona total o parcialmente el motor compresor.

Para la puesta en operación del banco de pruebas seguir los siguientes pasos:

- Paso 1: Verificar el estado de las válvulas de alta y baja, y de igual forma confirmar la posición abierta de las mismas.
- Paso 2: Verificar que todos los interruptores y selectores se encuentren desconectados; una vez verificado, encender las llaves de fuerza dentro del tablero eléctrico TFC1.
- Paso 3: Verificar que todas las pantallas de los 10 sensores enciendan hasta que se encuentren listos para operar.
- Paso 4: Encender la bomba B3 del sistema de recirculación de agua del tanque de almacenamiento de carga térmica TQ1.
- Paso 5: Encender por 35 minutos la resistencia eléctrica el tanque de almacenamiento para simulación de carga térmica TQ1 hasta que el termómetro T11 del tanque alcance una temperatura de 40°C; una vez alcanzada la temperatura, desconectar la resistencia mediante el uso del selector correspondiente.
- Paso 6: Alcanzada la temperatura en TQ1, proceder a encender la bomba B2 del circuito de agua caliente del evaporador I2.
- Paso 7: Encender el compresor C1.
- Paso 8: Encender la bomba B1 del circuito de agua fría del condensador.
- Paso 9: Encender el ventilador del serpentín de enfriamiento S1.
- Paso 10: Verificar que los manómetros marquen las presiones correspondientes a las líneas de alta y baja.
- Paso 11: Cuando se llegue a una temperatura de trabajo (temperaturas inferiores al del ambiente en ese momento), desconectar el motor del ventilador del serpentín de enfriamiento S1 y la bomba del circuito de agua fría B1 llevando los interruptores a su modo desconexión.
- Paso 12: Observar que sucede con las presiones de trabajo y las temperaturas.

Una vez cumplido el procedimiento anterior, completar como trabajo práctico la siguiente tabla indicadora del comportamiento:

Equipos	Ensayo 1	Ensayo 2	Ensayo 3	Ensayo 4
Sensor de temperatura T1 (°C)				
Sensor de temperatura T2 (°C)				
Sensor de temperatura T3 (°C)				

**BANCO DE PRUEBAS DE COMRESORES**

Sensor de temperatura T4 (°C)				
Sensor de temperatura T5 (°C)				
Sensor de temperatura T6 (°C)				
Sensor de temperatura T7 (°C)				
Sensor de temperatura T8 (°C)				
Sensor de temperatura T9 (°C)				
Sensor de temperatura T10 (°C)				
Sensor de temperatura T11 (°C)				
Manómetro P1 (bar)				
Manómetro P2 (bar)				
Manómetro P3 (bar)				
Manómetro P4 (bar)				
Vag,ev (m ³ /h)				
Vag,cd (m ³ /h)				
Vag,fan (m ³ /h)				

Tipo de cálculo	Ensayo 1	Ensayo 2	Ensayo 3	Ensayo 4
W_cp (kW)				
Q_ev (kW)				
COP				
m_ref (kg/s)				
Presión de evaporador (MPa)				



Culminadas las pruebas, seguir los siguientes pasos para el apagado del módulo:

- Primero, desconectar mediante los selectores del panel la resistencia, compresor C1 y ventilador.
- Segundo, desconectar mediante los selectores del panel las 3 bombas.
- Finalmente, abrir tablero y desconectar las llaves termomagnéticas y desenchufar el banco.

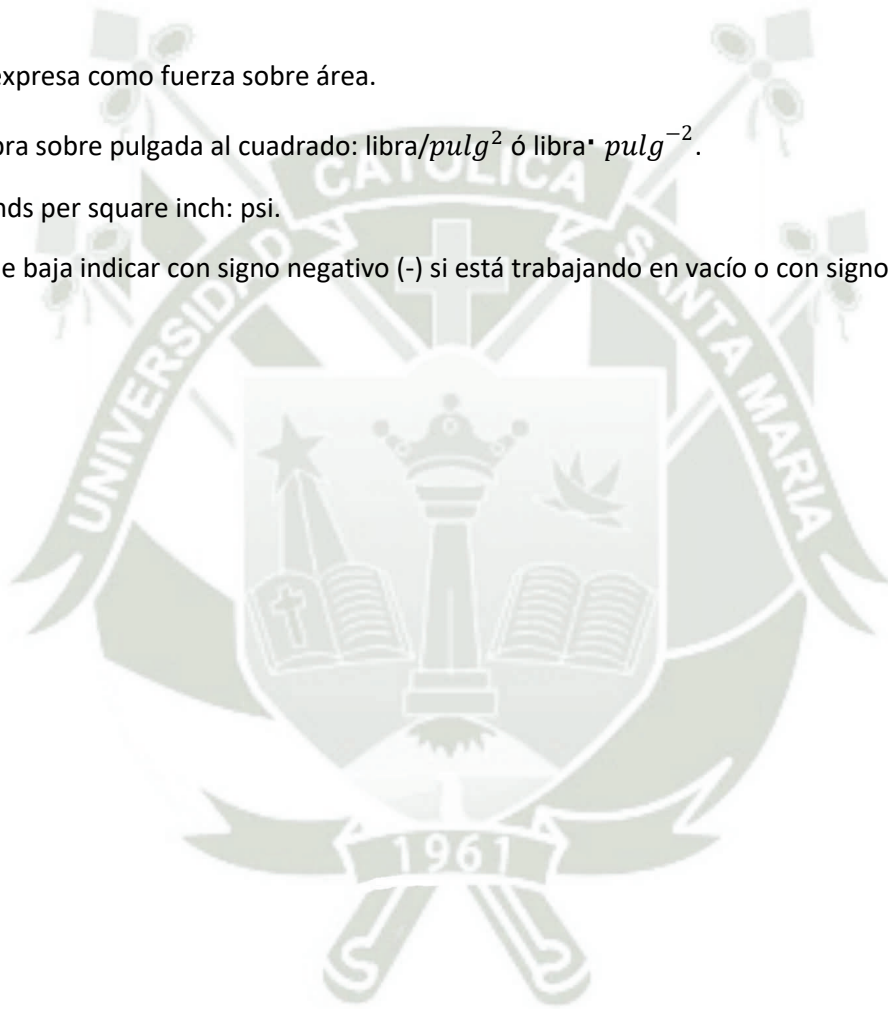
NOTAS:

La presión se expresa como fuerza sobre área.

En español: Libra sobre pulgada al cuadrado: $\text{libra}/\text{pulg}^2$ ó $\text{libra} \cdot \text{pulg}^{-2}$.

En inglés: Pounds per square inch: psi.

En la presión de baja indicar con signo negativo (-) si está trabajando en vacío o con signo positivo (+) con presión.



**TRABAJO PRÁCTICO N°6: Modo de operación refrigeración, simulación de falla de motor del ventilador en el circuito de agua.**

El objetivo de la presente prueba es verificar el comportamiento del sistema de refrigeración cuando no funciona total o parcialmente el motor compresor.

Para la puesta en operación del banco de pruebas seguir los siguientes pasos:

- Paso 1: Verificar el estado de las válvulas de alta y baja, y de igual forma confirmar la posición abierta de las mismas.
- Paso 2: Verificar que todos los interruptores y selectores se encuentren desconectados; una vez verificado, encender las llaves de fuerza dentro del tablero eléctrico TFC1.
- Paso 3: Verificar que todas las pantallas de los 10 sensores enciendan hasta que se encuentren listos para operar.
- Paso 4: Encender la bomba B3 del sistema de recirculación de agua del tanque de almacenamiento de carga térmica TQ1.
- Paso 5: Encender por 35 minutos la resistencia eléctrica el tanque de almacenamiento para simulación de carga térmica TQ1 hasta que el termómetro T11 del tanque alcance una temperatura de 40°C; una vez alcanzada la temperatura, desconectar la resistencia mediante el uso del selector correspondiente.
- Paso 6: Alcanzada la temperatura en TQ1, proceder a encender la bomba B2 del circuito de agua caliente del evaporador I2.
- Paso 7: Encender el compresor C1.
- Paso 8: Encender la bomba B1 del circuito de agua fría del condensador.
- Paso 9: Encender el ventilador del serpentín de enfriamiento S1.
- Paso 10: Verificar que los manómetros marquen las presiones correspondientes a las líneas de alta y baja.
- Paso 11: Cuando se llegue a una temperatura de trabajo (temperaturas inferiores al del ambiente en ese momento), desconectar el motor del ventilador del serpentín de enfriamiento S1 llevando el interruptor a su modo desconexión.
- Paso 12: Observar que sucede con las presiones de trabajo y las temperaturas.

Una vez cumplido el procedimiento anterior, completar como trabajo práctico la siguiente tabla indicadora del comportamiento:

Equipos	Ensayo 1	Ensayo 2	Ensayo 3	Ensayo 4
Sensor de temperatura T1 (°C)				
Sensor de temperatura T2 (°C)				
Sensor de temperatura T3 (°C)				



BANCO DE PRUEBAS DE COMRESORES

Sensor de temperatura T4 (°C)				
Sensor de temperatura T5 (°C)				
Sensor de temperatura T6 (°C)				
Sensor de temperatura T7 (°C)				
Sensor de temperatura T8 (°C)				
Sensor de temperatura T9 (°C)				
Sensor de temperatura T10 (°C)				
Sensor de temperatura T11 (°C)				
Manómetro P1 (bar)				
Manómetro P2 (bar)				
Manómetro P3 (bar)				
Manómetro P4 (bar)				
Vag,ev (m ³ /h)				
Vag,cd (m ³ /h)				
Vag,fan (m ³ /h)				

Tipo de cálculo	Ensayo 1	Ensayo 2	Ensayo 3	Ensayo 4
W_cp (kW)				
Q_ev (kW)				
COP				
m_ref (kg/s)				
Presión de evaporador (MPa)				



Culminadas las pruebas, seguir los siguientes pasos para el apagado del módulo:

- Primero, desconectar mediante los selectores del panel la resistencia, compresor C1 y ventilador.
- Segundo, desconectar mediante los selectores del panel las 3 bombas.
- Finalmente, abrir tablero y desconectar las llaves termomagnéticas y desenchufar el banco.

NOTAS:

La presión se expresa como fuerza sobre área.

En español: Libra sobre pulgada al cuadrado: $\text{libra}/\text{pulg}^2$ ó $\text{libra} \cdot \text{pulg}^{-2}$.

En inglés: Pounds per square inch: psi.

En la presión de baja indicar con signo negativo (-) si está trabajando en vacío o con signo positivo (+) con presión.

