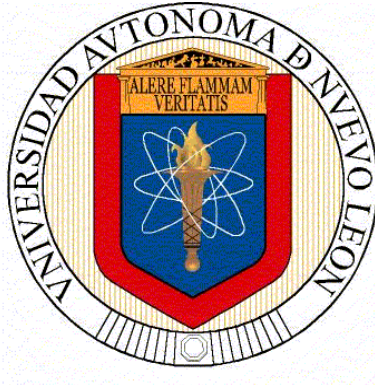


**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA**



TESIS

**EVALUACIÓN DEL EFECTO DE LOS GASES NO
CONDENSABLES EN EL CONSUMO ENERGÉTICO DE
UN REFRIGERADOR COMERCIAL QUE OPERA CON R290**

PRESENTADA POR

RAÚL SANTANA RODRÍGUEZ MORENO

**COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA CON
ORIENTACIÓN EN ENERGÍAS TÉRMICA Y RENOVABLE**

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO



EVALUACIÓN DEL EFECTO DE LOS GASES NO
CONDENSABLES EN EL CONSUMO ENERGÉTICO
DE UN REFRIGERADOR COMERCIAL QUE OPERA
CON R290

POR

RAÚL SANTANA RODRÍGUEZ MORENO

COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA
CON ORIENTACIÓN EN ENERGÍAS TÉRMICA Y RENOVABLE

—

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica
Posgrado

Los miembros del Comité de Evaluación de Tesis recomendamos que la Tesis "Evaluación del efecto de los gases no condensables en el consumo energético de un refrigerador comercial que opera con R290", realizada por el estudiante Raúl Santana Rodríguez Morono, con número de matrícula 1817489, sea aceptada para su defensa como requisito parcial para obtener el grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería con Orientación en Energías Térmica y Renovable.

El Comité de Evaluación de Tesis

Dr. Sinón Martínez Martínez
 Director

Dr. Hugo Guadalupe Ramírez Hernández
 Co-director

Dr. Fausto Alejarado Sánchez Cruz
 Revisor

Dr. Héctor Daniel García Lara
 Revisor

M.C. Adolfo Benitez Molina
 Revisor

Ya Bo.


 Dr. Azael Martínez de la Cruz
 Secretario de Estudios de Posgrado

**SECRETARÍA DE
 ESTUDIOS DE
 POSGRADO**

Institución 190001

Programa 507507

Acta Núm. 4742

Ciudad Universitaria, a 20/08/2026

Revisión 1

Vigente a partir del 14 de Mayo 2026

¡Lo imposible solo cuesta un poco más!

Todo lo puedo en Cristo que me fortalece

Filipenses 4:13

AGRADECIMIENTOS

Deseo expresar mi agradecimiento primeramente a Dios por darme fuerza y salud para seguir preparandome profesionalmente. La gloria y la honra sea para Él.

A mi padre, Sr. Raúl Mario Rodríguez Domínguez por estar presente con su guía y consejos en cualquier decisión y situación de mi vida, siempre enseñandome que con esfuerzo y dedicación se puede lograr hasta lo inimaginable. ¡Mucho de lo que soy es gracias a ti!

A mi madre, Sra. Hilda Moreno Urbano, mujer esforzada y valiente que lo da todo sin esperar nada a cambio, no hay palabras que puedan expresar el agradecimiento que siento por todo el apoyo que me has dado, solo quiero llenar siempre de alegría y felicidad tu corazón. ¡Mucho de lo que soy es gracias a ti!

A mi Esposa, Jessica Natalia García Castillo que con su apoyo incondicional fue pieza clave para seguir adelante en los momentos difíciles, siempre alentandome a dar ese esfuerzo extra, permaneciendo a mi lado hasta cuando no se puede más. Eres una mujer extraordinaria. ¡Te amo!

Agradezco a mis compañeros de generación; Ing. Lilia Lourdes Cabral Machuca, Ing. Jose Carlos Ramos Martínez e Ing. Jaciel López Olivera, por cada momento de apoyo, convivencia y alegría que vivimos juntos, pero sobretodo su gran amistad.

Agradezco a mi asesor de tesis, Dr. Simón Martínez Martínez por la confianza brindada para llevar a cabo este trabajo de investigación, así como cada recomendación y comentario que contribuyó a la finalización exitosa de este proyecto de tesis.

Al Dr. Hugo Guadalupe Ramírez Hernández por estar al tanto de cada aspecto y proceso por el cual pasó este trabajo de investigación, por su gran apoyo, tiempo y sobre todo sus consejos acertados que permitieron concluir de manera satisfactoria esta tesis.

A cada uno de los profesores que estuvieron presentes durante mi formación en los estudios de posgrado: M.C. Guadalupe Evaristo Cedillo Garza (†), Dr. Oscar Alejandro de la Garza de León, Dr. Fausto Alejandro Sánchez Cruz, Dr. Arturo Morales Fuentes, Dr. Daniel de la Rosa Urbalejo, Dr. Hector Daniel García Lara, Dr. Santos Mendez Díaz y M.C. Miguel García Yera.

Al M.C. César Irak Villanueva Garza que fue de gran motivación para animarme a estudiar la maestría, esto cuando tuve la oportunidad de coincidir con el cuando realizaba mi proyecto IME: Térmica y posteriormente el servicio social en los laboratorios de investigación.

A mi querida Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica (FIME) de la Universidad Autónoma de Nuevo León por formarme desde licenciatura y ahora en posgrado, tanto momentos gratos que he vivido aquí.

A la Secretaría de Ciencia, Humanidades, Tecnología e Innovación (SECIHTI) por haber financiado mis estudios de posgrado , con el número de CVU 1239563.

ÍNDICE GENERAL

Agradecimientos	v
Nomenclatura	xvi
Resumen	xviii
1. Introducción	1
1.1. Motivación	2
1.2. Antecedentes	6
1.2.1. Sistemas de Refrigeración	6
1.2.2. Consumo Energético	9
1.2.3. Gases No Condensables	12
1.3. Hipótesis	14
1.4. Objetivos	15
1.4.1. Objetivo general	15
1.4.2. Objetivos específicos	15

2. Marco Teórico	16
2.1. Fundamentos Termodinámicos de la Refrigeración	17
2.1.1. Propiedades termodinámicas	21
2.1.2. Diagrama de Mollier	26
2.2. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor	27
2.2.1. Ciclo Ideal y Real de un Sistema de Refrigeración	29
2.2.2. Componentes de un sistema de refrigeración	31
2.2.3. Procesos de Transferencia de Calor	34
2.3. Gases Refrigerantes	36
2.3.1. Clasificación	36
2.3.2. Norma ASHRAE: Estándar 34	38
2.3.3. Impacto ambiental	41
2.3.4. Acuerdos Internacionales	42
2.4. Consumo de Energía	44
2.4.1. Parámetros eléctricos	44
2.4.2. Factores que influyen en el consumo energético	46
3. Metodología	48
3.1. Metodología General	49
3.2. Planificación del trabajo de investigación	51
3.2.1. Definición de las características de los ensayos a realizar	51

3.3. Instalación experimental	54
3.3.1. Características del sistema de refrigeración	54
3.3.2. Puesta en marcha de la instalación experimental	56
3.3.3. Análisis de la incertidumbre de la medida	62
3.3.4. Proceso de vacío y carga de refrigerante	67
3.4. Análisis de datos	69
3.4.1. Consumo de energía	70
3.4.2. Estimación de la cantidad de gases no condensables	71
4. Resultados	75
4.1. Efectos de la presión de vacío en el desempeño del sistema	76
4.1.1. Consumo de Energía	76
4.1.2. Variables Eléctricas	78
4.1.3. Presión de Succión y Descarga	82
4.2. Temperaturas internas y distribución térmica	87
4.2.1. Impacto en los Intercambiadores de Calor	87
4.2.2. Indicadores de temperatura del ciclo	92
4.2.3. Tiempo de abatimiento	99
4.2.4. Temperaturas de latas por nivel	102
5. Conclusiones	105
5.1. Conclusiones	106

6. Trabajos Futuros	108
----------------------------	------------

ÍNDICE DE FIGURAS

2.1. Representación de un sistema, frontera y alrededores	18
2.2. Procesos termodinámicos	20
2.3. Ciclo termodinámico	20
2.4. Presión absoluta, manométrica y de vacío.	24
2.5. Diagrama de Mollier para el R134a	26
2.6. Representación esquemática del ciclo de refrigeración	27
2.7. Representación de los flujos de calor y trabajo en un ciclo de refrigeración	28
2.8. Diagrama P-h de un Ciclo Ideal y Real de Refrigeración	29
2.9. Componentes internos de un compresor reciprocante	31
2.10. Condensador de tipo tubo y aleta	32
2.11. Tubo capilar	33
2.12. Evaporador de aluminio de tipo tubo y aleta	33
3.1. Metodología General	49
3.2. Parámetros a tratar en los ensayos	51

3.3. Representación gráfica del consumo de energía de un refrigerador . . .	53
3.4. Determinación del volumen refrigerado útil.	54
3.5. Componentes del sistema de refrigeración.	55
3.6. Modelo de la cámara de ambiente controlado.	56
3.7. Enfriador vertical bajo estudio.	57
3.8. Termopar tipo T	58
3.9. Transmisor de presión	59
3.10. Balanza electrónica	59
3.11. Vacuómetro digital	59
3.12. Medidor de energía digital	60
3.13. Hardware cRIO-9039 de NI utilizado en la adquisición de datos . . .	60
3.14. Baño de calibración PP15R-40-AA1B	63
3.15. Calibración de Termopares tipo T	63
3.16. Montaje de transmisores de presión en el equipo de refrigeración . . .	64
3.17. Comparación entre los sensores de presión y juego de manómetros . .	65
3.18. Medición de parámetros eléctricos del equipo de refrigeración	65
3.19. Lectura de voltaje y corriente eléctrica a través del amperímetro de gancho.	66
3.20. Diagrama de conexiones para realizar vacío y carga de refrigerante al sistema.	67
3.21. Conexiones para realizar vacío y carga de refrigerante al sistema. . . .	68

3.22. Estructuras complementarias para el proceso de vacío y carga de refrigerante.	69
4.1. Curvas del consumo de energía del refrigerador comercial.	77
4.2. Curvas de la potencia promedio consumida por el equipo.	79
4.3. Curvas de la corriente promedio consumida por el equipo.	81
4.4. Presión de Descarga.	83
4.5. Presión de Succión.	84
4.6. Temperatura de Condensación.	88
4.7. Temperatura de Evaporación.	90
4.8. Subenfriamiento.	93
4.9. Curvas del comportamiento del Sobrecalentamiento.	96
4.10. Curvas características del Tiempo de Abatimiento.	100
4.11. Comparación de la temperatura final de las latas después del abatimiento para distintos niveles y condiciones de vacío.	103

ÍNDICE DE TABLAS

2.1. Clasificación de Seguridad de Refrigerantes	41
3.1. Matriz experimental	53
3.2. Características de los instrumentos de medición	58
3.3. Estimación de gases no condensables en el sistema	73
3.4. Estimación en masa de GNC con respecto a la masa de R290	74
4.1. Consumo de Energía	78
4.2. Potencia Promedio	80
4.3. Corriente Promedio	82
4.4. Presiones de trabajo a 100 % de Carga Térmica	85
4.5. Presiones de trabajo a 50 % de Carga Térmica	86
4.6. Presiones de trabajo a 25 % de Carga Térmica	86
4.7. Temperatura de Condensación	89
4.8. Temperatura de Evaporación	91
4.9. Subenfriamiento a 100 % de Carga Térmica	94

4.10. Subenfriamiento a 50 % de Carga Térmica	94
4.11. Subenfriamiento a 25 % de Carga Térmica	95
4.12. Sobrecalentamiento a 100 % de Carga Térmica	98
4.13. Sobrecalentamiento a 50 % de Carga Térmica	98
4.14. Sobrecalentamiento a 25 % de Carga Térmica	98

NOMENCLATURA

P	Presión (kPa o micrones)
T	Temperatura (°C o K)
m	Masa (kg)
V	Volumen (m ³)
ρ	Densidad (kg/m ³)
ν	Volumen específico (m ³ /kg)
h	Entalpía específica (kJ/kg)
s	Entropía (J/K)
u	Energía interna (J)
$\dot{m}$	Flujo másico (kg/s)
Q	Calor transferido (W)
$\dot{Q}_{evap}$	Tasa de transferencia de calor en el evaporador (W)
$\dot{Q}_{cond}$	Tasa de transferencia de calor en el condensador (W)
U	Voltaje (V)
W	Potencia eléctrica (W)
I	Corriente eléctrica (A)
E	Consumo de energía (W·h)
n	Número de moles (mol)
R	Constante de los gases ideales (J/mol·K)

Subíndices

<i>atm</i>	Atmosférica
<i>sal</i>	Salida
<i>cond</i>	Condensador
<i>evap</i>	Evaporador
<i>comp</i>	Compresor
<i>ref</i>	Refrigerante
<i>succ</i>	Succión
<i>desc</i>	Descarga
<i>sat</i>	Saturado

Abreviaciones

<i>SC</i>	Subenfriamiento
<i>SH</i>	Sobrecalentamiento

RESUMEN

En este proyecto de investigación se presenta la evaluación del consumo energético de un refrigerador comercial que opera con R290, con la finalidad de observar la repercusión que tiene la presencia de gases no condensables en el sistema de refrigeración cuando no se le hace un proceso de vacío correcto para eliminar toda humedad y aire del equipo previo a la carga de refrigerante.

Se aplicó una metodología para estudiar el comportamiento del equipo de refrigeración en base a la variación de las presiones de vacío, desde los 33 Pa (250 micrones), pasando por 133 Pa (1000 micrones), 266 Pa (2000 micrones) y 400 Pa (3000 micrones). El enfriador vertical fue colocado al interior de una cámara climática la cual nos permitió establecer la temperatura ambiente de 22, 32 y 42 °C. De igual manera, dicho equipo se instrumentó con sensores de presión y temperatura, así como la medición de voltaje y corriente eléctrica para obtener la potencia consumida por un periodo de tiempo.

Las pruebas experimentales consistieron en poner en operación el enfriador vertical bajo su propio control de encendido y apagado en función del aire interno del gabinete, esto se llevo a cabo durante un intervalo de tiempo que permitió alcanzar la temperatura de consigna de la cámara climática.

El consumo de energía del refrigerador por cada hora de operación fue comparado con las presiones de vacío anteriormente descritas.

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

En el presente capítulo se encuentra la motivación que dio inicio al desarrollo de este trabajo de investigación, es importante resaltar la sección de antecedentes que muestra el estado actual del conocimiento a través de revisiones bibliográficas en la literatura, tratando principalmente los sistemas de refrigeración, el consumo energético que estos equipos presentan y estudios donde se ha llevado a cabo la experimentación y análisis de gases no condensables presentes en refrigeradores domésticos y comerciales.

Complementando lo anterior, se muestra el planteamiento general de la tesis a través de una hipótesis a validar, un objetivo general y objetivos específicos, los cuales fueron planteados según el alcance pronosticado de este trabajo de investigación.

1.1 MOTIVACIÓN

Los sistemas de refrigeración realizan la tarea de extraer o remover el calor, produciendo en una sustancia o dentro de un espacio, una temperatura inferior a la del entorno natural. Por lo tanto, cualquier método para disminuir la temperatura ambiente hacia rangos de valores bajos, involucra un proceso de enfriamiento [1]. La refrigeración se utiliza para la conservación de alimentos, acondicionamiento de aire, procesos industriales, empresas farmacéuticas, aparatos electrónicos, entre otros. Se estima que entre el 15 % y 20 % del consumo energético global, proviene de los sistemas de refrigeración y aire acondicionado, esto según lo indicado por el Instituto Internacional de Refrigeración en el año 2019 y se prevé que para el año 2050 esto se duplique, lo cuál es una situación alarmante, por esta razón se deben implementar estrategias para incrementar la eficiencia energética de los equipos.

Asimismo, para que el sistema de refrigeración cumpla su función, es necesario hacer uso de un gas refrigerante, el cual puede absorber y transportar grandes cantidades de calor, cambiando de fase durante el ciclo. Estas mismas sustancias son responsables del 7.8 % de las emisiones de gases de efecto invernadero, las cuales el 37 % son debido a fugas directas al medio ambiente y el otro 63 % es debido a la energía necesaria para tener en operación y producción los equipos de refrigeración [2].

Con la utilización de los refrigerantes clorofluorocarbonos (CFC), en 1974, los científicos Sherwood Rowland, Paul Crutzen y Mario Molina a través de sus investigaciones advirtieron el daño que estaba sufriendo la capa de ozono debido a este tipo de gases emitidos hacia la atmósfera terrestre. Por esta razón, un grupo de naciones tomó la decisión de firmar el protocolo de Montreal, lo cual se llevó a cabo en septiembre de 1987 en Montreal, Canadá, y cuyo principal objetivo es la regulación y reducción de sustancias agotadoras de la capa de ozono.

Debido a esto, se creó la segunda generación de refrigerantes denominados hidroclorofluorocarbonos (HCFC). El más utilizado y que aún hoy en día se puede encontrar en algunos sistemas de refrigeración y equipos de aire acondicionado es el R-22, dentro de su composición química sigue teniendo cloro, un elemento responsable de dañar la capa de ozono, también contiene hidrógeno, que lo hace químicamente menos estable una vez que sube a la atmósfera. No obstante, sigue siendo un gas de efecto invernadero. Por esta razón, se creó el protocolo de Kyoto en Japon en el año 1997, el cual regula las emisiones de gases que contribuyen al calentamiento global.

Sustancias como el R-134a y R404A, que pertenecen a la tercera generación de refrigerantes denominados hidrofluorocarbonos (HFC), eran considerados como refrigerantes ecológicos por no provocar daños en la capa de ozono, sin embargo, la presencia de fluor en su composición provoca que una vez liberados al medio ambiente, se comporten como un gas de efecto invernadero y que contribuyan al calentamiento global, por esta razón, se prevé que desaparezcan para el año 2040. Adicionalmente se tiene la enmienda de Kigali, que entró en vigor el 1 de enero del año 2019, un acuerdo internacional para reducir la utilización, fabricación y producción de hidrofluorocarbonos (HFC) [3].

Hoy en día se utilizan refrigerantes en base a hidrocarburos debido a su nulo daño a la capa de ozono y un potencial de calentamiento global insignificante, aunado a esto, tienen excelentes propiedades termodinámicas que los hacen perfectos para sustituir a los refrigerantes HFC en diferentes aplicaciones. Sin embargo, la única limitante para extender su uso es la alta inflamabilidad que poseen. Entre los hidrocarburos más utilizados actualmente están el R290 (Propano), R600a (Isobutano) y R1270 (Propileno).

El R290 por su rango de operación, se puede encontrar en equipos denominados de media temperatura (0 - 8 °C) y alta temperatura (10 °C o más), dichos rangos hacen referencia a la temperatura de conservación o manipulación de algún producto en específico.

Actualmente se está empleando como refrigerante en pequeños sistemas comerciales y máquinas expendedoras. El propano es una alternativa muy adecuada para usarse como refrigerante, no aumenta la degradación a la capa de ozono, tiene una mínima contribución al calentamiento global y a su vez, aumenta la eficiencia energética de los equipos. Desde el año 2013 se designó como uno de los refrigerantes más utilizados en la India para diversas aplicaciones de aire acondicionado, lo cual ha representado un 23 % menos consumo en equipos puestos en operación en dicho país por sus buenas propiedades termodinámicas. De igual manera, en China desde el año 2011, inició la producción de equipos de acondicionamiento de aire que utilizan propano [4].

Cabe resaltar que este trabajo de investigación apoya y contribuye a los objetivos de desarrollo sostenible de la Organización de las Naciones Unidas (ONU), como lo son:

- Objetivo 2: Poner fin al hambre (Hambre Cero).
- Objetivo 12: Garantizar modalidades de consumo y producción sostenibles (Producción y Consumo Responsables).
- Objetivo 13: Adoptar medidas urgentes para combatir el cambio climático y sus efectos (Acción por el Clima) [5].

Durante la manufactura, mantenimiento o reparación de los equipos de refrigeración, es posible que se realicen procesos de vacío deficientes, lo que provoca residuos de aire atmosférico en la unidad. Como consecuencia de esto, existen gases no condensables (GNC) en el sistema, lo que provoca un flujo de dos fases dentro de las tuberías. Se sabe que esto degrada la capacidad de enfriamiento, se ve afectado el desempeño energético del refrigerador y compromete la vida útil de diferentes elementos del ciclo. Cabe resaltar que artículos relacionados a gases no condensables en sistemas de refrigeración de baja capacidad existen muy pocos en la actualidad.

Dentro de la literatura no se ha encontrado un estudio de estas características

para refrigeradores comerciales que operen con el refrigerante R290, lo que motiva la realización de un análisis experimental para determinar cómo este tipo de gases afectan el comportamiento energético del refrigerador.

1.2 ANTECEDENTES

1.2.1 SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

Los métodos que se han desarrollado para enfriar productos, sustancias y acondicionar el aire ambiente, han ido cambiando y mejorando con el paso del tiempo, hoy en día, muchas personas, tienen a su alcance un refrigerador o un sistema de aire acondicionado. Este tipo de sistemas contribuyen en gran manera al aumento del nivel de vida de las poblaciones de todos los países, y principalmente son de mucho valor para combatir el desabasto de alimentos y el deterioro de los mismos.

Durante miles de años el ser humano ha intentado reducir todas las incomodidades que representa la humedad y el calor excesivos en el ambiente. Hacia el año 1000 AC, los chinos cortaban hielo en invierno, lo guardaban, empacaban y lo vendían en el verano. Aproximadamente por la edad media las personas descubrieron que un proceso de enfriamiento resultaba excelente para conservar bebidas y alimentos, principalmente pescados y carnes. Se sabe que por el año 1626, Francis Bacon trató de preservar un pollo cubriéndolo con nieve [6].

Por esta razón, se necesitaba tener una máquina capaz de realizar un efecto de enfriamiento de manera artificial. Los inicios de la refrigeración convencional comenzaron cuando Oliver Evans en el año 1805 diseñó la primera máquina de enfriamiento y describió la importancia que tenía la compresión de vapor. No fue hasta que Jacob Perkins en 1834 implementó el éter como refrigerante para hacer funcionar una máquina práctica de fabricación de hielo, se le atribuye la primera patente para una máquina de compresión de vapor. Algo similar, en 1851, John Gorrie, médico estadounidense, patentó una máquina capaz de elaborar hielo para enfriar el aire en hospitales [7].

A partir de este momento, a cualquier tipo de refrigeración que consta de forzar mecánicamente la circulación de un fluido refrigerante en un sistema, creando zonas de alta y baja presión con el objetivo de que la sustancia de trabajo absorba calor en una zona y lo disipe en otra, se le llama refrigeración mecánica.

En 1902, Willis Haviland Carrier inventó el primer sistema de aire acondicionado. Esto dió inicio a la tecnología que hasta nuestro tiempo se sigue utilizando para acondicionar el aire en hogares y oficinas. En todo el periodo del siglo XX se desarrollaron significativos avances en la refrigeración, principalmente en los equipos denominados frigoríficos, hoy en día son electrodomésticos muy importantes que se utilizan en todo el mundo [8].

Los principios básicos de la refrigeración tienen como fundamento dos leyes termodinámicas. La primera ley de la termodinámica también conocida como el principio de la conservación de la energía, establece que la energía no puede destruirse, únicamente puede ser transformada. La segunda ley de la termodinámica establece que el calor se mueve del objeto más caliente hacia el más frío, entre mayor es la diferencia de temperatura mayor será la transferencia de calor entre ellos. Para entender de una manera correcta como funciona la refrigeración y sus efectos, es importante entender que los sistemas de refrigeración operan en un ciclo termodinámico que involucra la compresión, expansión, condensación y la evaporación de una sustancia llamada refrigerante [9].

Actualmente podemos clasificar los sistemas de refrigeración acorde a su aplicación de la siguiente manera [10]:

Doméstica

La refrigeración doméstica, se usa principalmente para preservar en buen estado los alimentos. Las bajas temperaturas impiden el crecimiento de bacterias en los mismos, con esto se evita que la comida alcance un estado de descomposición y pueda permanecer almacenada hasta su consumo.

Comercial

La refrigeración comercial abarca equipo para supermercados, refrigeración para restaurantes y diversos tipos de refrigeradores para enfriar bebidas y otros tipos de productos. La refrigeración comercial utiliza dos escalas de temperatura, la primera ligeramente arriba del punto de congelación $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ y se utiliza principalmente para almacenar frutas, verduras, bebidas, productos lácteos, entre otros. También se tienen los almacenes fríos y todos los gabinetes para alimentos congelados, como las carnes y pescados. Estos son ejemplos de aplicaciones a baja temperaturas, entre los -18 a $-26\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Aire acondicionado

Se le considera una aplicación de temperatura alta, aproximadamente se diseñan para que en el evaporador, el refrigerante esté en un rango de temperatura entre los 4 y $5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Es importante resaltar que su principal objetivo es alcanzar un confort térmico dentro de un área a través de diferentes sistemas de control. La temperatura de confort se encuentra en el rango de los 22 a $25\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Industrial

La industria busca satisfacer necesidades para la producción y manufactura de ciertos materiales o procesos, la refrigeración de nueva cuenta toma un papel muy importante para llevar a cabo dichas actividades. Se tienen aplicaciones en el área química para tratamientos donde se necesita bajar la temperatura y así lograr tener reacciones químicas específicas para producir plásticos, pigmentos, entre otros productos. De igual manera se encuentra una utilidad en la generación de energía eléctrica, esto cuando se tienen equipos de combustión interna o turbinas en las cuales se necesita un sistema de enfriamiento específico. Por último, se tiene el enfriamiento de agua por medio de los equipos denominados *chillers*, los cuales pueden ser utilizados para procesos en los que se necesita enfriar moldes de inyección, plástico caliente, moldes de solpado, entre otros.

1.2.2 CONSUMO ENERGÉTICO

A través del paso del tiempo, la tecnología energética ha tomado mucha importancia a la hora de diseñar cualquier equipo que requiere energía eléctrica para funcionar como parte de sus componentes. Esto se debe a la necesidad de reducir el uso de recursos no renovables para la generación de energía. Una de las soluciones más aceptadas alrededor del mundo para esta situación es hacer uso eficiente de la energía, desde los combustibles utilizados, hasta cualquier forma de energía renovable, al igual de tener productos o componentes de alta eficiencia energética y bajo consumo.

Uno de los aparatos que representa la mayor demanda de energía en un hogar o establecimiento es el refrigerador. Esto se debe a su funcionamiento y operación, con sus ciclos de encendido y apagado, representa un uso constante. Es un electrodoméstico que se produce a gran escala con más de 80 millones de unidades producidas alrededor del mundo, de forma que la mayoría de ellos están trabajando de manera continua actualmente, lo que representa un impacto considerable en el consumo de energía eléctrica que requieren estos equipos para funcionar [11].

Por esta razón, para cualquier compañía fabricante de refrigeradores es de fundamental interés tener productos que cumplan con su objetivo de conservar en buen estado alimentos y bebidas, a su vez de tener sistemas eficientes, principalmente en el aspecto de ahorro energético. Con el paso del tiempo se han hecho considerables mejoras en los equipos de refrigeración, que traen como resultado utilizar menos energía, como producto del empleo de compresores más pequeños y de mayor eficiencia, excelentes materiales de aislamiento y mejores sellos para las puertas, lo que evita la filtración de aire como carga térmica del exterior, sin olvidar la considerable adaptación que ha tenido la evolución de los refrigerantes que se han utilizado dependiendo de sus propiedades termodinámicas, aplicación y el impacto ecológico que tienen debido a su composición química, cuando por alguna razón son liberados al ambiente.

Se encuentran diversos estudios que se centran en evaluar el desempeño energético de un sistema de refrigeración, además de diferentes configuraciones experimentales para lograr reducir su consumo, como el trabajo hecho por Shailendra Kasera et al. [12] donde realizó la evaluación del desempeño energético de un refrigerador con velocidad variable que opera con R290, encontrando que el consumo de energía cuando se tiene un compresor con estas características es menor, comparado con los sistemas convencionales, sin embargo, tener un compresor en modo inverter provoca una pequeña disminución en la capacidad de enfriamiento, concluyendo que un equipo de estas características con R290, tiene buenas aplicaciones de refrigeración en temperatura ambiente elevadas.

Por otro lado, Borikar et al. [13] analizaron experimentalmente el consumo energético de un refrigerador doméstico, determinando a través de técnicas estadísticas que la temperatura ambiente y la carga de calor son de vital importancia para definir cuanta energía consume el equipo, y como ésta afecta directamente al coeficiente de desempeño (COP). De la misma forma, Rahman et al. [14] trabajaron en un sistema de refrigeración doméstico incorporando un material de cambio de fase en el evaporador, con esto lograron mejorar la eficiencia y proveer una capacidad de almacenamiento tal que permita tener horas de refrigeración sin necesidad de suministrar energía.

Asimismo, Sabry et al. [15] diseñaron un sistema fotovoltaico que utiliza inversores para proporcionar energía eléctrica a un refrigerador, a comparación de los convencionales, encontraron que la tasa de consumo de energía utilizando inversor aumenta de una manera suave, siendo importante para alargar la vida útil de los componentes eléctricos y mecánicos del sistema, además de obtener resultados favorables de un determinado ahorro de energía utilizando esta tecnología, para llegar a esta conclusión realizaron mediciones de energía diaria del sistema y encontraron que el consumo eléctrico está directamente relacionado a la temperatura ambiente del lugar, las ocasiones en la que la puerta se abre y la configuración de encendido y apagado del compresor dependiendo del fabricante.

Con respecto al impacto que puede tener el refrigerante en el consumo energético, se tiene la investigación realizada por Sánchez et al. [16] donde pusieron a prueba seis diferentes sustancias de trabajo (R152a, R1234yf, R290, R1270, R600a y R744), que se caracterizan por ser de bajo potencial de agotamiento de la capa de ozono, ésto para sustituir el refrigerante R-134a en un enfriador de bebidas. Los resultados demostraron que los refrigerantes en base a hidrocarburos reducen considerablemente el consumo de energía, mientras que el uso del R1234yf lo aumenta. Con esto entendemos que el refrigerante utilizado en cada sistema tendrá alteraciones en sus propiedades termodinámicas, por lo tanto se debe tener una considerable atención a las temperaturas y presiones en el cambio de fase, ya que estas se verán directamente involucradas en el rendimiento del compresor, y por ende, en el desempeño del sistema dependiendo de su aplicación.

Por último tenemos la investigación experimental realizada por Sutthivirode et al. [17] donde instalaron un eyector bifásico en el equipo de refrigeración para mejorar el rendimiento. El dispositivo eyector se encuentra justo a la salida del condensador, suministrando líquido refrigerante con alta presión directamente a un separador de vapor, en el cual se asegura que al compresor se le introduzca puramente vapor y un retorno para abastecer a la válvula de expansión de líquido en su totalidad, con esto lograron aumentar el coeficiente de desempeño en función de la temperatura de enfriamiento, a su vez el eyector de dos fases provoca una disminución en la relación de presión del motocompresor, lo que da por resultado un menor trabajo específico y una reducción en la temperatura de descarga. Esto puede ayudar en aumentar la duración de los componentes mecánicos del sistema, especialmente el compresor y tener una mejor lubricación del mismo. Las condiciones de trabajo de su instalación experimental dio como resultado un mejor rendimiento del sistema utilizando este novedoso complemento.

1.2.3 GASES NO CONDENSABLES

La presencia de gases no condensables en sistemas de refrigeración es un fenómeno muy poco estudiado dentro de la literatura. Estos aparecen principalmente cuando, por alguna razón, se le hace un proceso de vacío deficiente al sistema, en otras ocasiones puede deberse a filtraciones de aire por alguna fuga.

Realizar un vacío consiste en utilizar una bomba de succión capaz de eliminar toda la humedad presente en las tuberías, esto se logra debido a que la presión interna comienza a disminuir, al grado que se cambia el punto de ebullición del agua haciendo que ésta se evapore a temperatura ambiente. De igual manera la bomba tiene como objetivo succionar los gases y vapores para expulsarlos hacia afuera del circuito de refrigeración. Se debe tener precaución y realizar la lectura de vacío a través de un vacuómetro, esto para evitar bajar tanto la presión y cambiar el punto de ebullición del aceite lubricante, provocando que éste comience a evaporarse [3].

Una falla provocada por presencia de gases no condensables en un sistema de refrigeración se refiere a un gas incapaz de condensarse a la temperatura y presión del condensador. Se sabe que esto trae como consecuencia el aumento del trabajo del compresor, reducción de la vida útil del equipo, una disminución de la eficiencia del sistema y por supuesto, un aumento en el consumo de energía. Aunado a esto, la restricción en el tubo capilar debido al taponamiento con pequeñas burbujas hace que se tenga una reducción en el flujo de refrigerante y por consencuncia, una disminución en la capacidad de enfriamiento [18].

Diversos investigadores han puesto su atención en este problema que poco a poco ha tomado mucha importancia por su considerable impacto energético, además de ser una falla que se puede presentar en cualquier servicio de mantenimiento y reparación de los sistemas de refrigeración, principalmente a nivel doméstico, comercial y de aire acondicionado.

A continuación se presentan los trabajos más relevantes sobre este tema. En-

contramos el trabajo realizado por Cecchinatto et al. [19] donde estudiaron experimentalmente los efectos de los gases no condensables en un sistema de refrigeración doméstico inyectándole pequeñas cantidades de nitrógeno, donde concluyeron que este gas perjudica la eficiencia energética, ya que provoca un aumento de la presión de condensación y una disminución en la temperatura de evaporización, esto se debe al taponamiento que existe por las burbujas que se acumulan en el tubo capilar. Examinaron el rendimiento del refrigerador, y encontraron que para pequeñas cantidades de gases no condensables, no se ve tan afectado el desempeño del sistema.

También, Espíndola et al. [20] analizaron como se comportaban los gases no condensables en un refrigerador que trabaja con R600a, inyectándole diferentes cantidades de nitrógeno para contaminar el sistema. Observaron que un alto grado de subenfriamiento y una mayor presión de descarga demostró ser una evidencia del efecto de la no condensación del nitrógeno en la unidad, además de tener oscilaciones intensas de potencia consumida en el compresor.

Se encuentra el estudio de Martínez et al. [21] en el que reportan la presencia de flujo bifásico a la salida del condensador de un refrigerador doméstico de alta eficiencia que trabaja con R600a. Concluyeron que, independientemente de la carga de refrigerante, la orientación del filtro y la posición del tubo capilar, siempre se tendrá una combinación de líquido y vapor. En opinión de los autores, se necesitaría un tubo capilar más restrictivo para evitar la presencia de la no condensación en el sistema.

Tenemos el trabajo de Bardoulet et al. [22] donde observaron que la presencia de vapor en la entrada del tubo capilar podría ser forzado por las coincidencias de las tasas del flujo entre este y el compresor, es decir, como el diámetro del tubo capilar está sobredimensionado con respecto al compresor, la entrada del control de flujo de refrigerante debe contener algo de vapor para aumentar la caída de presión y volverse más restrictivo.

Más reciente Yifeng Hu et al. [23] inyectaron nitrógeno a un sistema que tra-

baja como bomba de calor que opera con R410A, principalmente para desarrollar estrategias de identificación y prevención de fallas en los sistemas de refrigeración, por esta razón desarrollaron una metodología para detectar la presencia de gases no condensables en el sistema, sin embargo, los autores comentan que cuantificar el porcentaje en volumen de gas no condensable, en comparación con el refrigerante, sigue siendo algo poco estudiado si no se conoce la masa inyectada de gas no condensable en el equipo. Sin embargo, la experimentación los llevó a encontrar como resultado que el análisis teórico difiere en la cantidad de gas no condensable debido a la diferencia entre las consideraciones y comportamiento de un gas ideal y un gas real.

1.3 HIPÓTESIS

Los procesos de vacío deficientes previos a la carga de refrigerante promueven la presencia de gases no condensables en los sistemas de refrigeración, lo que provocará a su vez el incremento de consumo energético del refrigerador. En un sistema comercial que opera con R290, se sabe que gases como el nitrógeno y oxígeno, principales componentes del aire, debido a su punto de ebullición tan bajo, son incapaces de cambiar de estado y condensarse. Esto puede provocar cambios en las presiones del evaporador y condensador, por ende deteriorar el desempeño energético y aumentar el consumo eléctrico del equipo. Se espera que su impacto incremente con el aumento de la cantidad de gases no condensables en el sistema.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 OBJETIVO GENERAL

Evaluar el efecto que tiene la presencia de gases no condensables en el consumo energético en un refrigerador comercial que opera con refrigerante R290.

1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Para alcanzar el objetivo del presente trabajo, se definen los siguientes objetivos específicos:

- Instrumentar un refrigerador comercial acorde al estándar mexicano de la NOM-022-ENER/SCFI-2014 para registrar la temperatura del aire interior y el consumo de energía.
- Poner a punto una cámara climática capaz de controlar las condiciones de temperatura acorde a la NOM-022-ENER/SCFI-2014.
- Realizar un diseño de experimentos con el objetivo de evaluar el impacto de los gases no condensables en el consumo energético de un refrigerador comercial bajo diferentes condiciones de temperatura ambiental y de carga térmica.
- Desarrollar una metodología para el cálculo de los gases no condensables residuales de acuerdo con el nivel de vacío logrado previo a la carga de refrigerante.

CAPÍTULO 2

MARCO TEÓRICO

La refrigeración es un área de aplicación muy importante de la ingeniería mecánica, donde es necesario tener bases sólidas de conocimiento en las disciplinas tales como termodinámica, transferencia de calor y la mecánica de fluidos. Esto para comprender como funciona cada aspecto energético del ciclo, la interacción de los mecanismos de transmisión de calor en sus elementos y el comportamiento del fluido refrigerante dentro del circuito de tuberías.

En este capítulo se presenta al lector información necesaria para comprender de una mejor manera el desarrollo y estructura de este trabajo de investigación. Más adelante se presenta una breve reseña de los refrigerantes utilizados en la actualidad, así como su clasificación, impacto ambiental y diferentes acuerdos internacionales. Por último, se incluye una reseña de los indicadores de desempeño energético de un sistema de refrigeración para verificar si un equipo de refrigeración y sus componentes están trabajando de manera adecuada.

2.1 FUNDAMENTOS TERMODINÁMICOS DE LA REFRIGERACIÓN

La *termodinámica* es una de las áreas de la ingeniería y la física que aborda diversos fenómenos de energía y las propiedades que se relacionan con la materia, haciendo énfasis a las leyes de transformación de calor a otras formas de energía, y viceversa. Algunos ejemplos de tales conversiones son el proceso de cambiar calor en trabajo, electricidad en calor, trabajo en energía cinética, entre otros.

Para conocer adecuadamente los sistemas de refrigeración y las propiedades que se ven involucradas en el funcionamiento, es necesario conocer algunos términos que servirán de base para entender de mejor manera este proyecto de investigación. [9, 11]

Sustancia de trabajo

Cuando se habla de máquinas productoras de potencia, en la mayoría de los casos usan un fluido en el cual la energía puede ser almacenada y a la cual se le puede remover. Un *fluido* es cualquier líquido, gas o vapor que tiende a deformarse de manera continua bajo la acción de un esfuerzo cortante sin importar la magnitud del mismo. Ejemplos de algunas sustancias de trabajo son: vapor en una turbina, refrigerante en un compresor, mezcla de aire y gasolina en un motor de combustión interna y agua en una turbina hidráulica.

Fases

En principio, cualquier sustancia puede existir en tres fases fundamentales: fase sólida, líquida y fase gaseosa o de vapor. Bajo una condición específica, pueden coexistir las tres fases; mezclas de dos fases son muy comunes que se presentan en diversas situaciones. Cuando hablamos del cambio de la fase sólida a la líquida le llamamos *fusión*, el cambio en sentido opuesto se le llama *solidificación* o *congelación*.

Cuando se realiza el cambio de fase líquida a gaseosa se le llama *vaporización*, y se dice que el líquido está vaporizado. La transición de vapor a líquido es la *condensación*, y se dice que durante este proceso el vapor se ha condensado. Existen excepciones en las que no todas las sustancias pasan por las tres fases, algunas cambian de forma directa de sólido a gaseosa (o viceversa), llamado *sublimación*.

Sistema

Se puede definir el término *sistema* como cualquier volumen del espacio o cantidad de materia que uno desee estudiar. Esta zona de análisis está delimitada por *fronteras* específicas, las cuales se pueden presentar como imaginarias, ya sean fijas o móviles, y tiene el objetivo de separar al sistema de sus *alrededores* o dicho de otra forma, toda región o masa fuera del sistema. En la Figura 2.1 se puede observar el concepto esquemático de un sistema cualquiera en el universo.

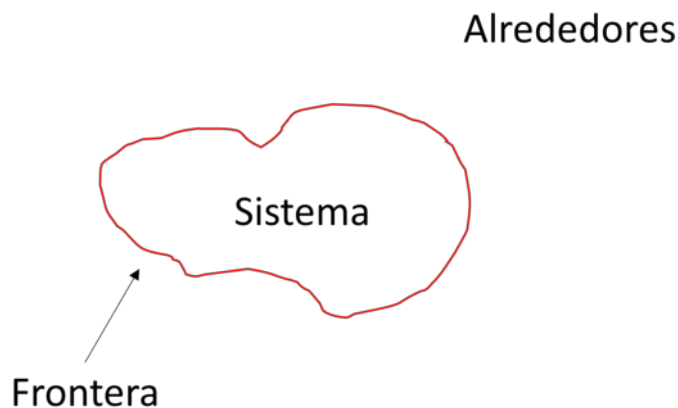


FIGURA 2.1: Representación de un sistema, frontera y alrededores

Realizar este tipo de visualización del objeto a estudiar nos permite analizar las transformaciones de energía que suceden en los límites de las fronteras. De igual manera si se tiene el paso de algún tipo de energía, materia o ambas hacia o desde el sistema.

Propiedades y estado

Para realizar cálculos acerca de los cambios de energía que ha tenido una

sustancia de trabajo o sistema, debemos entender el comportamiento del sistema en base a las características llamadas *propiedades*. Algunas de ellas y las cuales definiremos más adelante incluyen la presión P , temperatura T , densidad ρ , volumen específico v , entre otras. Las propiedades de un sistema pueden cambiar en diferentes posiciones de análisis, de manera que es necesario mencionar el *punto* en que se miden dichas características.

La condición (estado) de una sustancia de trabajo en su forma líquida o gaseosa puede ser definida a través de conocer su presión y temperatura en un punto de análisis dado. Con esto entendemos que todas las otras propiedades termodinámicas tienen ciertos valores particulares para cada punto de estudio. Por ejemplo, si tenemos como objeto de análisis un sistema de calefacción, sabremos que las propiedades termodinámicas, principalmente la temperatura, serán diferentes tanto en el conducto de distribución y de retorno.

Proceso

Si tenemos una o más propiedades que cambian como se mencionó anteriormente, se dice que el sistema ha sufrido un *proceso*, se tuvo un cambio de estado. Los procesos que pasan a menudo en la realidad comprenden cambios en la mayoría de las propiedades, pero para simplificar un poco el estudio, se tienen duplicados ideales en los cuales en ocasiones alguna de las propiedades permanecen constantes. Por ejemplo, si ocurre un cambio durante el cual la presión no cambia, se dice que la sustancia de trabajo experimentó un proceso a *presión constante* (isobárico); si el volumen de una masa permanece constante, el proceso se denomina *proceso a volumen constante* (isocórico). Por último, como parte importante para tener en cuenta, tenemos el *proceso isotérmico*, el cuál hace referencia al no presentar cambios en la temperatura en el sistema. A continuación, en la Figura 2.2 se presenta un esquema con los procesos anteriormente mencionados.

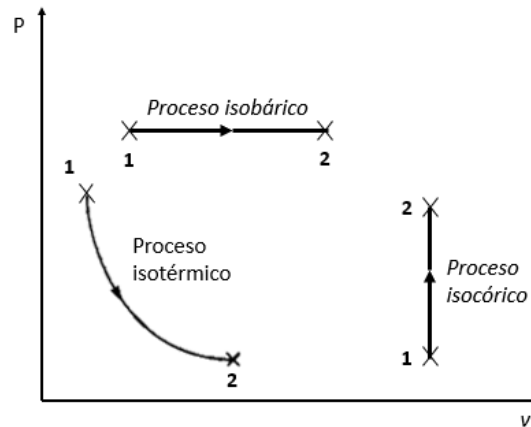


FIGURA 2.2: Procesos termodinámicos

Ciclos

Se dice que cuando cierta masa de fluido pasa por una serie de procesos y posteriormente regresa a su estado inicial, sufre algo denominado *ciclo*. A continuación, se muestra un ejemplo de un ciclo termodinámico en la Figura 2.3, donde el sistema comienza el ciclo en el punto 1, y posteriormente pasa por los demás sitios con diferentes procesos hasta llegar de nueva cuenta a su estado inicial.

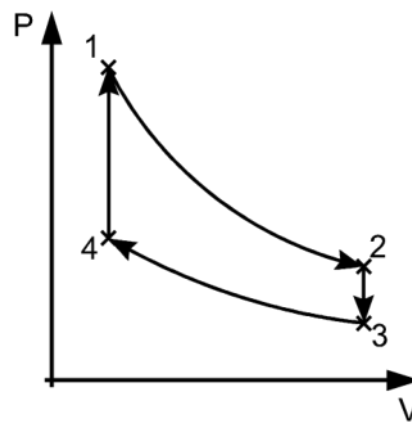


FIGURA 2.3: Ciclo termodinámico

Una vez conocidas estas características por las cuales pasa un sistema que se está analizando, hace falta conocer la definición de ciertas propiedades termodinámicas que se ven involucradas en los ciclos de refrigeración.

2.1.1 PROPIEDADES TERMODINÁMICAS

La *propiedad* de cierta cantidad de materia que ocupa un espacio en el universo, posee características físicas especiales dependiendo del material y estado en el que se encuentre. Dentro de la refrigeración tenemos varias propiedades en los refrigerantes que son importantes tener en cuenta para nuestro estudio, cada una de ellas es fundamental si se quiere analizar energéticamente un sistema de refrigeración. Es importante considerar que para sustancias como los refrigerantes, las propiedades termodinámicas son expresadas a través de tablas para mayor sencillez de interpretación[9, 11].

Masa

Se puede definir la masa (m) de un sistema como la cantidad de materia que contiene un cuerpo sin importar su volumen. En el sistema internacional su unidad fundamental es el kilogramo (kg).

A la par de esta propiedad tenemos el *flujo másico* ($\dot{m}$) que es la cantidad de masa que fluye en un determinado tiempo dentro de un sistema. Su unidad fundamental en el sistema internacional es kg/s.

Densidad y volumen específico.

La densidad ρ de cualquier sustancia es su masa por unidad de volumen, se expresa de manera recurrente en kg/m^3 y se muestra en la Ecuación 1:

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (1)$$

El inverso de la densidad tiene como unidades m^3/kg y se denomina volumen específico (v), se puede representar como se muestra en la Ecuación 2:

$$v = \frac{1}{\rho} = \frac{V}{m} \quad (2)$$

Cabe resaltar que la densidad y el volumen específico de una sustancia puede tener cambios en función de la temperatura y presión a las que están expuestas.

Temperatura

Se puede definir a la temperatura como la medida media de traslación de energía cinética de las moléculas de un cuerpo o sustancia como referencia a su poder de comunicar calor a otros cuerpos. Se tienen diferentes escalas para medir dicha propiedad, para el sistema internacional se utiliza el Kelvin (K), sin embargo para este trabajo de investigación utilizaremos los grados Celsius (°C).

Presión

La fuerza ejercida por unidad de área se le conoce como presión. Es una de las más útiles propiedades termodinámicas, esto se debe a la facilidad con la que se puede tener una medición directa de ella, sin embargo, la medición exacta de cualquier propiedad no es algo sencillo de obtener. Por eso es importante utilizar instrumentos de medición calibrados y en buen estado.

La presión se expresa como unidad patrón en Pa, lo que es equivalente a kg/s^2 . Matemáticamente, la presión se expresa mediante la Ecuación 3:

$$P = \frac{F}{A} \quad (3)$$

Es necesario definir los diferentes tipos de presiones que nos podemos encontrar a la hora de analizar un sistema. Cualquier cuerpo en el universo directa ó indirectamente está sometido a diferentes presiones. A continuación, se describirán cada una de estas presiones con sus características.

Presión atmosférica: Es la fuerza por unidad de área ejercida por el peso de la columna de aire que compone la atmósfera terrestre. Esta presión es consecuencia de la acción gravitacional de la Tierra sobre los gases atmosféricos. Su magnitud disminuye conforme aumenta la altitud respecto al nivel del mar. Bajo condiciones

atmosféricas estándar, la presión atmosférica a nivel del mar tiene un valor aproximado de 101,325 Pa.

Presión manométrica: Es aquella presión que puede presentarse con valores superiores o inferiores con respecto a la presión atmosférica, también suele llamarse presión relativa. Es la que más se utiliza en los sistemas de refrigeración.

Presión absoluta: Se define como la presión medida con referencia al vacío absoluto. A diferencia de la presión manométrica, que se mide con respecto a la presión atmosférica local, la presión absoluta considera la presión total existente en un sistema, también suele llamarse presión real. Se puede expresar mediante la Ecuación 4:

$$P_{abs} = P_{man} + P_{atm} \quad (4)$$

Por último, este tipo de presión no tiene un valor fijo, ya que puede variar de acuerdo a la temperatura y a la altura sobre el nivel de mar en la que nos encontremos.

Presión de vacío: Está presión corresponde a una condición en la que la presión absoluta de un sistema es inferior a la presión atmosférica. En términos de presión manométrica, se representa mediante valores negativos con respecto a la atmósfera de referencia. La presión de vacío puede expresarse en unidades del Sistema Internacional, como pascales (Pa), en aplicaciones de refrigeración es común emplear unidades como milímetros de mercurio y micrones de mercurio. El nivel de vacío alcanzado constituye un parámetro de gran importancia en la presente investigación.

En la Figura 2.4 se muestra como referencia las diferentes presiones anteriormente descritas a través de un esquema.

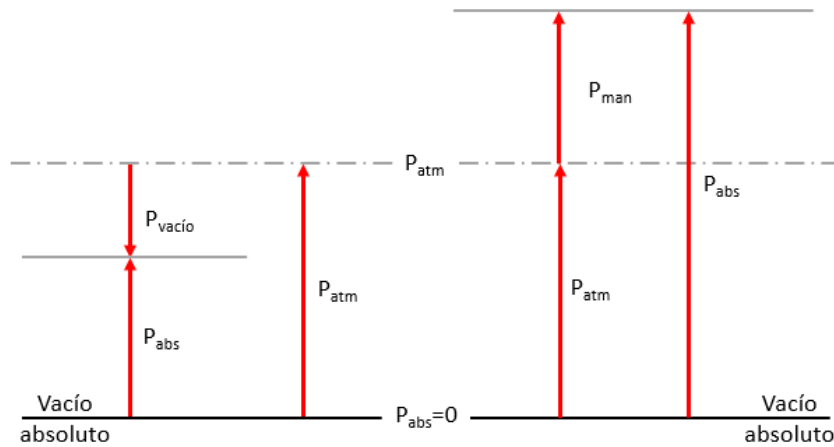


FIGURA 2.4: Presión absoluta, manométrica y de vacío.

Entalpía

La entalpía es una propiedad termodinámica ampliamente utilizada en los análisis relacionados con sistemas de flujo, como los ciclos de refrigeración. Dicha propiedad representa el contenido energético de una sustancia y se define como la suma de la energía interna y el producto de la presión por el volumen específico. La entalpía resulta particularmente útil en el estudio de procesos que involucran transferencia de calor y trabajo de flujo, ya que permite simplificar los balances de energía en sistemas abiertos. La entalpía específica se muestra en la Ecuación 5 y se expresa comúnmente en unidades de J/kg o kJ/kg.

$$h = u + Pv \quad (5)$$

Entropía

Esta propiedad se encuentra ampliamente relacionada a la segunda ley de la termodinámica, la cual permite cuantificar la dirección de los procesos y el grado de irreversibilidad presente en un sistema. Esta propiedad se utiliza para analizar la

transferencia de energía y evaluar la eficiencia de los procesos termodinámicos. La entropía se puede expresar a través de la Ecuación 6

$$\delta s = \frac{\delta Q}{T} \quad (6)$$

Calor latente

Se define como la energía necesaria para lograr el cambio de fase de una sustancia a temperatura y presión constante, puede ser de líquido a gaseoso o viceversa.

Calor sensible

Es la forma de energía térmica la cual una sustancia puede absorber o remover para obtener un cambio de temperatura sin cambiar de fase en el proceso.

Punto de saturación

Cuando una sustancia comienza a cambiar de fase debido a la acción del calor latente sobre ella, se dice que esta en su punto de saturación. En otras palabras, cuando se calienta un líquido a tal grado que comienza a evaporarse o cuando se enfría un gas hasta una temperatura que comienza a condensarse, son ejemplos claros de una sustancia cuando entra a su punto de saturación.

Mezcla o calidad de vapor

Esta propiedad se encuentra cuando, en el proceso de cambio de fase de una sustancia, se necesita saber el porcentaje de masa de vapor que contiene, es decir, la cantidad de líquido y vapor que se tienen en determinado momento del proceso. Suele denotarse con la letra x y su rango de valores se encuentra entre el 0 y 1, los cuales hacen referencia cuando se llega a los valores de los estados de líquido y vapor saturado respectivamente, más adelante se dará un repaso sobre estos conceptos.

La Ecuación 7 muestra como se expresa la fracción de mezcla de una sustancia.

$$x = \frac{m_{vapor}}{m_{total}} = \frac{m_{vapor}}{m_{liquido} + m_{vapor}} \quad (7)$$

2.1.2 DIAGRAMA DE MOLLIER

En el área de la refrigeración, el ciclo de refrigeración es comunmente plasmado en el diagrama de Mollier, esto se debe a que se puede analizar claramente los procesos por los que pasa el sistema y tener un mejor estudio y comprensión de cómo está funcionando el equipo. De la misma manera, es muy importante para conocer el estado en la cuál se encuentra la sustancia de trabajo, en nuestro caso, el refrigerante. Cabe resaltar que existe un diagrama de Mollier para cada refrigerante. En la Figura 2.5 se representa un diagrama de Mollier para el R-134a con sus características [9].

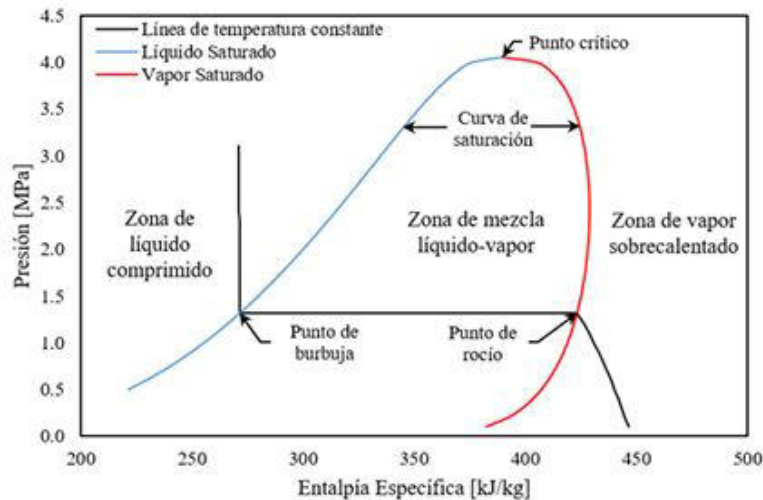


FIGURA 2.5: Diagrama de Mollier para el R134a

El refrigerante cuando se encuentra sobre la zona de líquido comprimido hace referencia a que su temperatura es menor a la temperatura de saturación correspondiente a la presión a la que se encuentra, lo cual así se puede asegurar que el refrigerante se encuentra en estado líquido completamente.

De igual manera, si se encuentra sobre la zona de vapor sobrecalentado indica que la temperatura es mayor a la temperatura de saturación a la presión de trabajo. Por otro lado, dentro de la *campana* se encuentra la zona de líquido-vapor, y es ahí donde se encuentra el cambio de fase, siendo un indicador de la calidad del vapor o cantidad de masa de vapor con respecto a la masa total de la sustancia de trabajo.

Por último, el punto crítico se encuentra en la parte superior de la *campana* y hace referencia a un estado en particular donde no se puede ver una distinción entre vapor y líquido.

2.2 CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

El proceso de enfriamiento ó tambien llamado *refrigeración*, tiene como funcionamiento básico el absorber calor de un espacio por medio de un refrigerante, esto a través del trabajo realizado por un compresor para mover el fluido y expulsar el calor fuera de la zona que se quiere enfriar. A esto se le llama ciclo de refrigeración. El ciclo se muestra en la Figura 2.6. [9]

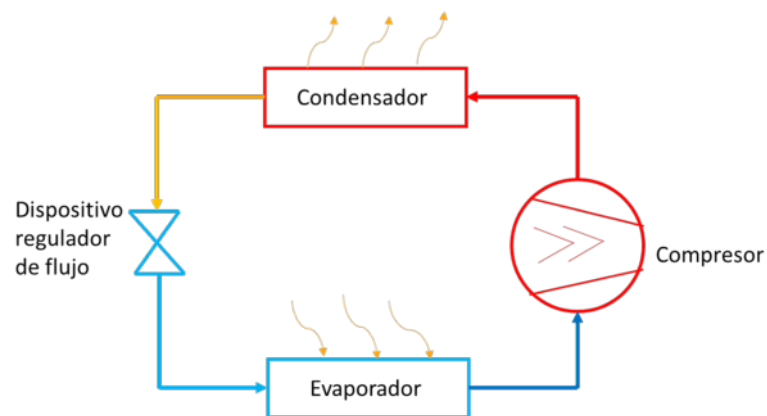


FIGURA 2.6: Representación esquemática del ciclo de refrigeración

Visto de otra manera, el funcionamiento de un refrigerador a través de sus

temperaturas y flujos de calor viene expresado por medio de la Figura 2.7

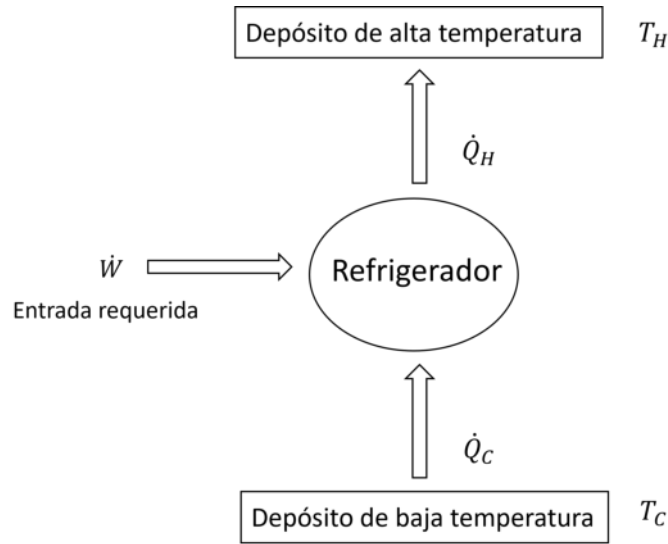


FIGURA 2.7: Representación de los flujos de calor y trabajo en un ciclo de refrigeración

En estas circunstancias, $\dot{Q}_C$ es la representación del calor removido del espacio que se quiere refrigerar a la temperatura T_C . De igual manera $\dot{Q}_H$ indica la magnitud del calor expulsado hacia un espacio caliente a la temperatura T_H . Asimismo, $\dot{W}$ la potencia eléctrica de entrada que se suministra para que el ciclo puede llevarse a cabo. Debemos de tener en cuenta que las temperaturas que maneja el fluido de trabajo y las del depósito deben ser de tal manera que la transmisión de calor ocurra en la dirección adecuada. [9]

Un sistema de refrigeración está formado por diferentes componentes y equipos conectados de manera consecutiva para producir el efecto de enfriamiento. En el mercado actual existen diferentes tipos de sistemas de refrigeración, el más utilizado es el denominado refrigeración por compresión de vapor, el cual fue objeto de estudio de este trabajo de investigación. Está conformado por cuatro procesos termodinámicos: compresión, condesación, expansión y evaporación.

2.2.1 CICLO IDEAL Y REAL DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

A continuación en la Figura 2.8 se muestra un diagrama de P-h de un sistema de refrigeración por compresión de vapor ideal y real. [9]

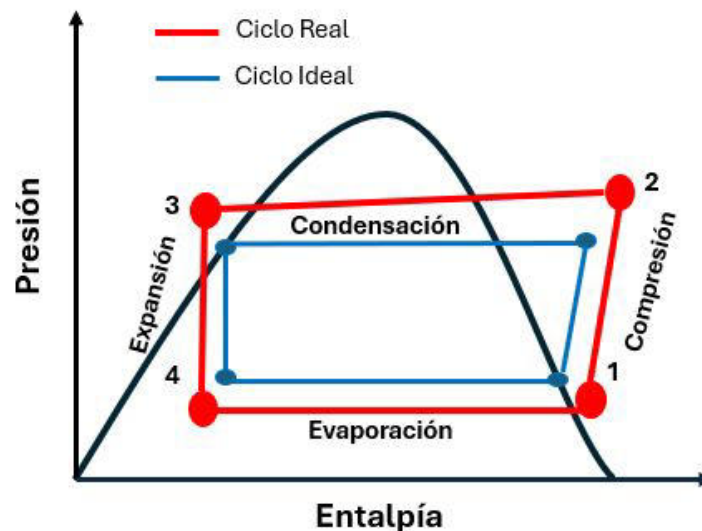


FIGURA 2.8: Diagrama P-h de un Ciclo Ideal y Real de Refrigeración

Se puede observar en el diagrama P-h un ciclo de refrigeración ideal, donde los procesos de condensación y evaporación se llevan a cabo a presión y temperatura constante, además de que el refrigerante al final de estos procesos se encuentra en el estado de saturación hablando de manera teórica para evitar pérdidas durante el ciclo. Sin embargo, a la hora de analizarlo de manera real se puede apreciar que existe una caída de presión tanto en el evaporador y condensador, además de que el refrigerante puede llegar al estado de líquido comprimido y vapor sobrecalentado respectivamente en cada intercambiador de calor, ahí es donde aparecen tales como el subenfriamiento y sobrecalentamiento.

El subenfriamiento es la diferencia de temperatura entre el punto de líquido saturado y la temperatura a la salida del condensador. Como se puede apreciar en el estado 3 de la Figura 2.8, el punto donde acaba la condensación, proceso 2-3 del ciclo

real queda fuera de la curva de saturación, en ese punto en específico se encuentra el subenfriamiento. Por otro lado, en el estado 1 se encuentra el sobrecalentamiento, el cual es la diferencia de temperatura entre el vapor saturado y la temperatura de salida del evaporador.

Estos valores ayudan a entender como se está comportando el ciclo, estas condiciones nos aseguran que está saliendo líquido del condensador y entre vapor en su totalidad al compresor, así evitando un golpe de líquido en el mismo.

Los procesos del ciclo real de refrigeración se describen a continuación:

Compresión 1-2. El refrigerante entra al compresor como vapor sobrecalentado a baja presión y baja temperatura, se comprime disminuyendo su volumen específico y a su vez, aumentando la presión y temperatura. A la salida del compresor el refrigerante se encuentra como vapor sobrecalentado.

Condensación 2-3. El refrigerante llega al condensador como vapor sobrecalentado a alta presión y temperatura y se da el cambio de fase durante el recorrido del refrigerante a través de las tuberías, sin embargo, se tiene una caída de presión de temperatura. El refrigerante sale del condensador como líquido comprimido.

Expansión a entalpía constante 3-4. A la salida del compresor y a la entrada del tubo capilar se tiene líquido comprimido a alta presión y temperatura, sin embargo una vez que entra por el dispositivo regulador de flujo se expande, y la temperatura disminuye como consecuencia de una disminución en la presión de igual manera.

Evaporación 4-1. Entra refrigerante al evaporador como mezcla líquido-vapor, comienza a evaporarse, de nueva cuenta hay una caída de presión y temperatura. El refrigerante regresa al punto inicial como vapor sobrecalentado para entrar al compresor y reiniciar el ciclo.

2.2.2 COMPONENTES DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

A continuación se describen los componentes esenciales para el funcionamiento de un sistema de refrigeración comercial. [1, 9, 10]

- **Compresor:** Es el alma del sistema de refrigeración, se encarga del proceso de compresión del refrigerante, dicho componente realiza un trabajo mecánico transfiriéndole energía a la sustancia de trabajo, dando como resultado un refrigerante a alta presión y temperatura.

El compresor con el que opera el refrigerador comercial se le denomina como recíprocante, su funcionamiento consiste en almacenar el refrigerante en una cámara, disminuye su volumen y por consiguiente aumentando su presión por medio de un mecanismo de biela y pistón tal como se muestra en la Figura 2.9

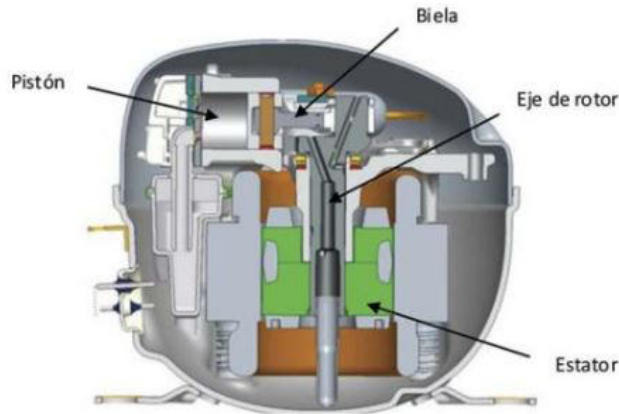


FIGURA 2.9: Componentes internos de un compresor recíprocante

El trabajo realizado por el compresor se puede obtener mediante la Ecuación 8:

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{ref}(h_2 - h_1) \quad (8)$$

- **Línea de descarga:** Es la parte de la tubería que conecta la salida del compresor con la entrada del condensador.

- Condensador: Es el componente que remueve el calor del refrigerante cambiando la fase del mismo a través de las tuberías, desde el vapor sobrecalentado hasta el líquido comprimido. La tasa de transferencia de calor en este intercambiador de calor se expresa mediante la Ecuación 9:

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_{ref}(h_2 - h_3) \quad (9)$$

En la refrigeración comercial y residencial existen diferentes tipos de condensadores, el condensador del refrigerador comercial puesto a prueba en este trabajo de investigación es el denominado de tubos y aletas como el que se muestra en la Figura 2.10



FIGURA 2.10: Condensador de tipo tubo y aleta

- Línea de líquido: Es la parte de la tubería la cual une la salida del condensador y la entrada del dispositivo de expansión, sólo se debe tener refrigerante en estado líquido, ahí se puede medir el subenfriamiento del sistema.
- Dispositivo de expansión: Debido a una disminución en el diámetro de la tubería por donde fluye el refrigerante se obtiene una caída de presión y temperatura considerable. En el refrigerador comercial se tiene un tubo capilar como lo muestra la Figura 2.11
- Evaporador: De la misma manera que el condensador, es un intercambiador de calor donde el refrigerante absorbe el calor de los productos a refrigerar. Durante el flujo del refrigerante se tiene una caída en la temperatura y presión,



FIGURA 2.11: Tubo capilar

lo cual provoca que se tenga un vapor sobrecalentado a baja presión. Un evaporador de tubos y aletas parecido al del refrigerador comercial se muestra en la Figura 2.12

La tasa de transferencia de calor en el evaporador se define mediante la siguiente Ecuación 10:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_{ref}(h_1 - h_4) \quad (10)$$



FIGURA 2.12: Evaporador de aluminio de tipo tubo y aleta

- Línea de succión: Es la parte de la tubería que comunica la salida del evaporador con la entrada del compresor, en esta parte del sistema el refrigerante se encuentra como vapor sobrecalentado a baja presión. En esta zona se puede medir el subenfriamiento del sistema.

2.2.3 PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

En cualquier sistema de refrigeración se ven involucrados mecanismos de transferencia, es importante saber que esta forma de transferencia de energía en forma de calor tiene un papel muy importante en el equipo. [24]

Conducción

La conducción es un mecanismo de transferencia de calor por el cual es necesario el contacto por medio de la superficie de dos objetos o materiales solidos a diferentes temperaturas. Para analizar la conducción de calor se tiene la **ley de Fourier** donde se sabe que el flujo de calor toma una dirección y sentido, de igual manera la conductividad térmica del material toma un papel muy importante para que este fenomeno ocurra en mayor o menor proporción como se aprecia en la Ecuación 11.

$$\dot{Q} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (11)$$

En un refrigerador se puede presentar la conducción de calor a través las puertas y paredes donde el calor que se tiene en el medio ambiente, se transfiere al interior lentamente. Por esta razón se utilizan materiales aislantes en el cuerpo del refrigerador.

En el caso del evaporador se transfiere de los alimentos y del aire interior hacia el refrigerante por contacto con la tubería del intercambiador, además que las aletas benefician a la transferencia de calor.

Convección

La transferencia de energía por convección se presenta cuando se encuentra un fluido en movimiento ya sea un líquido o un gas. Se puede encontrar de dos formas distintas, si el movimiento del fluido se tiene por motivo del efecto de la gravedad,

a su vez de las diferencias de densidades se le conoce como convección natural. En el caso que dicho movimiento se deba por un agente externo, es decir por fuerzas exteriores que no se relacionan con la temperatura, se le llama convección forzada.

La ley de Enfriamiento de Newton muestra como se relaciona la tasa de calor con la diferencia de temperatura entre una superficie y sus alrededores, además de tomar en cuenta el coeficiente de película ó también llamado coeficiente de convección, tal como se muestra en la Ecuación 12:

$$\dot{Q} = hA_s(T_s - T_f) \quad (12)$$

La convección natural en un refrigerador se tiene en el condensador cuando no se cuenta con un ventilador, el aire frío tiende a descender y el aire caliente asciende, de esta manera se crea una corriente natural de aire disipando el calor del intercambiador. Al contrario de este modelo, si se tiene un ventilador interno, el aire es movido de manera controlada para remover el calor del condensador. En el evaporador también se cuenta con un ventilador que distribuye el aire frío al compartimiento de congelación y enfriamiento.

2.3 GASES REFRIGERANTES

El refrigerante es la sustancia de trabajo con la cual funciona cualquier equipo de refrigeración, su principal característica es la capacidad de absorber y remover calor, por ende, tiende a cambiar de fase constantemente durante el ciclo. Su punto de ebullición y entre otras propiedades los hacen útiles como agente transportador de calor para la refrigeración. En principio, cualquier líquido que pueda evaporarse y volver a licuar puede utilizarse como refrigerante.

2.3.1 CLASIFICACIÓN

A través del paso del tiempo y los avances tecnológicos, han ido evolucionando los refrigerantes usados para la industria de la refrigeración y el aire acondicionado. En la actualidad se tienen cinco grupos para clasificar a los refrigerantes en función de su composición química, propiedades y características termodinámicas [3, 4]

- Compuestos inorgánicos
- Halocarbonos
- Hidrocarburos
- Mezclas azeotrópicas
- Mezclas zeotrópicas

Se describirá cada grupo a continuación:

Compuestos inorgánicos

Este tipo de refrigerante fue el primero en utilizarse para trabajar con los sistemas de compresión de vapor, algunos de ellos se siguen utilizando hoy en día,

sin embargo, su campo de uso se ve reducido y sólo se utilizan para aplicaciones en específico. Ejemplo de ellos son el agua, aire, amoníaco, dióxido de carbono, entre otros.

Halocarbonos

Este tipo de refrigerante se caracterizan por tener en su composición química algún elemento halógeno como lo es el cloro, bromo o fluor. Para la refrigeración doméstica y comercial se utilizaron mucho los denominados clorofluorocarbonos (CFC's), compuestos no tóxicos, sin embargo, altamente dañinos para la capa de ozono. Entre ellos se encuentran el R-11 y R-12 los cuales se encuentran fuera de producción y prohibido su uso.

Hidrocarburos

Hoy en día, altamente utilizados para refrigeración doméstica y comercial, en su composición se encuentra el hidrógeno y carbono. La ventaja en utilizar estos refrigerantes se encuentra en el hecho que poseen muy bajos valores de potencial de calentamiento global y con lo que respecta al potencial de agotamiento de la capa de ozono, se encuentran en un valor muy cercano al cero. En este grupo se incluye el R290 (Propano), R600 (Butano), R600a (Isobutano), R1270 (Propileno), entre otros.

Cabe resaltar que dentro de esta categoría se puede encontrar otras familias de refrigerantes los cuales poseen carbono e hidrógeno, sin embargo, incluyen algún elemento de los halógenos.

- **Hidroclorofluorocarbonos (HCFC's):** Estos tienen en su composición cloro y fluor, de igual manera contienen carbono e hidrógeno. Se presentaron como la propuesta para reemplazar a los CFC's, sin embargo, dichos refrigerantes también tienen impactos significativos al agotamiento de la capa de ozono, pero en menor medida. Se tiene pensado que dejen de utilizarse para el año 2030. Ejemplos de ellos se tienen el R-22, R-123 y el R-124.

- Hidrofluorocarbonos (HFC's): Esta familia de refrigerantes se encuentran de igual manera como una propuesta de sustitución de los CFC's y HCFC's, esto debido a que en su composición ya no se encuentra cloro, y por ende el potencial de agotamiento de la capa de ozono se reduce a cero. No obstante, la mayoría de estos refrigerantes aun poseen un alto potencial de calentamiento global, por esta razón se prevee que su salida de la industria de la refrigeración se encuentre para el año 2040. Se tiene por ejemplo el R-134a, R-32, R-23, entre otros.

Mezclas azeotrópicas

Estas sustancias contienen una mezcla de refrigerantes puros, por lo mismo tienen características distintas pero se pueden comportar como un solo refrigerante. Las propiedades termodinámicas de estas mezclas son diferentes de las refrigerantes que los constituyen individualmente. Cuando se tiene un proceso de cambio de fase durante la condensación o evaporación no se ve afectada su temperatura y composición de saturación a presión constante. Dentro de las mezclas azeotrópicas se encuentra el R-500, R-502, R-503 y R-507.

Mezclas zeotrópicas

A diferencia de las mezclas azeotrópicas, estas sustancias contienen múltiples componentes de refrigerantes de diferentes propiedades. Su principal característica se encuentra a la hora de sufrir un cambio de fase a presión constante, estos refrigerantes si cambiarán su temperatura y composición de saturación. Dentro de los refrigerantes de esta familia se encuentra R-404A, R-410A, R-450A y R-448A.

2.3.2 NORMA ASHRAE: ESTÁNDAR 34

En el año 1956, la compañía Du Point ideó y registró una metodología para clasificar numéricamente los refrigerantes. Con él se eliminaba el uso de complica-

dos nombres químicos. La Asociación Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers) publicó el Estándar 34 cuyo nombre es "Designación y Clasificación de Seguridad de Refrigerantes" donde en 1960 adoptaron el método propuesto por la empresa Du Point. [25]

Nombres y Números de Refrigerantes

La designación de cada refrigerante viene ligada al número de átomos de fluor, hidrógeno, carbono y la cantidad de enlaces químicos dobles. Los enlaces químicos consisten en compartir electrones entre dos o más átomos. Cada refrigerante se le denota la letra R al comienzo de su nombre, seguido de ciertas características en su composición química.

- Primer dígito a la derecha = número de átomos de fluor.
- Siguiendo dígito a la izquierda = número de átomos de hidrógeno más 1
- Tercer dígito a la izquierda = número de átomos de carbono menos 1 (no se usa cuando es igual a 0)
- Cuarto dígito a la izquierda = número de enlaces dobles

Si no todos los enlaces de carbono están ocupados por átomos de flúor o de hidrógeno, los restantes van unidos al cloro. Si existen átomos de bromo en lugar de átomos de cloro, se usa el mismo número. Éste seguido por la letra B y el número de átomos de bromo.

En la tabla a continuación se ejemplifica la clasificación de refrigerante en función de su composición química.

Se tiene el ejemplo el R-22 Clorodifluorometano $CHClF_2$

- Número de átomos de $F=2$

- *Número de átomos de H=2*
- *Número de átomos de C=0*

En el caso de las mezclas, si se trata de una composición zeotrópica, queda dentro de la serie 400, posteriormente se puede encontrar las letras A, B y C del lado derecho del número, se usan para diferenciar refrigerantes que tienen los mismos componentes pero en diferente cantidad. Si la mezcla se trata de una azeotrópica, su serie queda en la de 500 y el número posterior es arbitrario, es decir, únicamente se asigna al orden de aparición de la sustancia, al igual para la serie 600. Por último para los compuestos orgánicos se reserva la serie 700.

Seguridad

Cada refrigerante durante su utilización tiene diferentes procedimientos para su correcta manipulación y cuidado del mismo. Es importante resaltar que algunos pueden ser tóxicos y nocivos para los seres humanos y que su manipulación debe realizarse con capacitación y entrenamiento técnico.

La Norma 34 de ASHRAE en la clasificación según el peligro del refrigerante una letra y un número para identificarlo rápidamente. La letra mayúscula hace referencia a la clase de toxicidad que puede presentar la sustancia, y el número al nivel de inflamabilidad.

Para el nivel de inflamabilidad se tienen tres clasificaciones y una subclase las cuales son las siguientes: (1) sin propagación de flama, (2) baja inflamabilidad y (3) alta inflamabilidad. Actualmente se ha incorporado una subclase denominada (2L) y esta es para refrigerantes que se queman muy lentamente. En cuestión de la toxicidad del refrigerante que se puede presentar como baja (A) y alta (B) toxicidad.

A continuación se presenta una tabla con la clasificación de seguridad de los refrigerantes:

Alta Inflamabilidad	A3	B3
Baja Inflamabilidad	A2 A2L*	B2 B2L*
No propaga flama	A1	B1
	Baja Toxicidad	Alta Toxicidad

TABLA 2.1: Clasificación de Seguridad de Refrigerantes

El refrigerante R290 se encuentra en la clasificación A3, lo que significa que es una sustancia con baja toxicidad pero con un alto grado de inflamabilidad, lo que significa que a la hora de trabajar con el, es necesario contar con las medidas de seguridad y prevención necesarias para evitar accidentes.

2.3.3 IMPACTO AMBIENTAL

Como se menciono anteriormente, los primeros gases refrigerantes del tipo Halocarbonos fueron de gran daño para el medio ambiente y la capa de ozono. El descubrimiento de este problema fue debido a las investigaciones realizadas por Frank Sherwood Rowland, Paul Crutzen y el científico mexicano Mario Molina. De no ser por ellos, el ecosistema terrestre en todo el planeta hubiera sufrido un daño irreparable, ya que los refrigerantes CFC's permanecen en la alta atmósfera durante decadas. Por este aporte al mundo, fueron acreedores del premio Nobel de Química en 1995.

[3]

Cada molécula de estos refrigerantes que escapan de algún sistema de refrigeración o aire acondicionado puede destruir una gran cantidad de moléculas de ozono estratosférico, el cual absorbe una gran cantidad de rayos ultravioletas provenientes del sol, los cuales pueden ser los causantes de problemas en la piel, principalmente cáncer, cataratas en los ojos, sistema inmunológico débil y alteraciones en ecosistemas marinos y terrestres.

En la actualidad todos los refrigerantes tienen un valor denominado potencial de agotamiento de ozono (ODP), es un número que hace referencia al impacto que tiene una masa de gas refrigerante en específico, el valor de este indicador siempre es una comparación con el refrigerante R-11, el cual tiene un valor de ODP de 1. Afortunadamente hoy en día la mayoría de refrigerantes utilizados en la industria y en los sectores residencial y comercial tiene un valor de ODP de cero, ó un valor muy cercano al mismo.

Para medir el impacto ecológico de un refrigerante también se tiene el métrico denominado potencial de calentamiento global (GWP), el cual hace referencia a la relación del calentamiento generado por una sustancia en comparación con una masa similar de CO_2 en un lapso de 100 años. En este caso, se tiene que, basándose en el criterio GWP, los refrigerantes naturales en base a hidrocarburos como el Propano (R290) y el Propileno (R1270) son considerados los refrigerantes más amigables con el medio ambiente [4].

2.3.4 ACUERDOS INTERNACIONALES

Como parte del importante impacto que tienen los refrigerantes en el calentamiento global y el agotamiento de la capa de ozono, a lo largo de los años se han llegado a diferentes acuerdos para reducir el uso de sustancias que afectan al medio ambiente. [3, 4]

El 22 de marzo de 1985 llegó el *Convenio de Viena para la Protección de la Capa*

de Ozono, presentó la forma de trabajo para todas las actividades que involucren la protección de la capa de ozono, en principio este acuerdo fue firmado por 21 países, que acordaron investigar, ejecutar medidas de prevención e intercambiar información importante a favor de la prevención de la producción y emisiones de sustancias agotadoras de la capa de ozono.

Un par de años despues, el 16 de septiembre de 1987 se reunieron 46 países en Montreal, Canada, en busca de eliminar la producción y prohibir el uso de cualquier sustancia química que dañe la capa de ozono. Oficialmente se le llamó *Protocolo de Montreal* y entró en vigor el 1° de enero de 1989. Desde ese momento el documento ha pasado por varias revisiones y actualizaciones.

En Japón, el 11 de diciembre de 1997 se aceptó el protocolo de Kioto por parte de la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático, el cual busca reducir las emisiones de gases de efecto invernadero (GEI) que son los principales causantes del calentamiento global, entre esos gases se encuentran los HFC's y los HCFC's. Entró en vigor el 16 de febebrero de 2005 y actualmente más de 100 países están inscritos en esta iniciativa.

Actualmente, como parte del Protocolo de Montreal, el 15 de octubre de 2016 se implementó la Enmienda de Kigali y entró en vigor oficialmente el 1° de enero de 2019, dicha enmienda estipula que se llegue a una reducción masiva en el uso de los HFC's y cualquier otro gas de efecto invernadero que contribuya al calentamiento global.

2.4 CONSUMO DE ENERGÍA

El consumo de energía es un parámetro de vital importancia que se tiene en cualquier sistema de refrigeración, esto tiene impacto tanto en cuestiones económicas, operativas y ambientales.

Para los sistemas de refrigeración el consumo de energía representa uno de los aspectos más relevantes en la evaluación de su funcionamiento y desempeño. Los refrigeradores, al ser equipos diseñados para mantener condiciones de temperaturas y humedad controladas, dependen del trabajo realizado por el compresor y los intercambiadores de calor para lograr que los productos al interior estén expuestos a una temperatura adecuada para su conservación.

En un ciclo de refrigeración por compresión de vapor, el compresor representa el componente responsable del mayor consumo eléctrico, esto debido a su función de incrementar la presión y la temperatura del refrigerante. La potencia requerida por el compresor esta ligada a la relación de compresión, las propiedades del refrigerante y las condiciones de operación. Cualquier modificación en las condiciones de succión o descarga repercute directamente en el consumo de energía [26]

El consumo de energía no depende exclusivamente de la carga térmica interna del sistema, sino también de las condiciones externas. La temperatura ambiente elevada provoca mayores presiones de condensación, lo que contribuirá al incremento del trabajo de compresión. En contraste, las condiciones de operación cercanas al diseño óptimo, permite un mejor aprovechamiento de la energía. [26]

2.4.1 PARÁMETROS ELÉCTRICOS

Para llevar a cabo un análisis del consumo de energía del refrigerador comercial, es necesario conocer las variables involucradas en su cálculo, lo cual constituye una

herramienta fundamental para evaluar el funcionamiento del compresor, el cual es el componente con mayor consumo en el ciclo de refrigeración.

- **Voltaje (U):** Es la diferencia de potencial eléctrico que alimenta al compresor para su funcionamiento. Un voltaje adecuado y estable es de suma importancia para mantener un comportamiento adecuado, debido a que desviaciones significativas en el voltaje de operación del equipo, puede ocasionar sobrecalentamientos y pérdida de eficiencia [27]
- **Corriente (I):** Corresponde al flujo de electrones a través de un material conductor. La unidad de medida para el flujo de carga eléctrica son los amperios y representa la cantidad electrones que pasa por un punto, dentro de un circuito cerrado por unidad de tiempo.

El valor de la corriente está directamente relacionado a la carga de trabajo del compresor, en este caso a la cantidad de refrigerante inyectada al sistema, de igual manera las condiciones de operación provocan mayores consumos de corriente [28]

- **Potencia (P):** La potencia eléctrica hace referencia a la cantidad de energía que un sistema que usa componentes eléctricos puede entregar o consumir en un determinado tiempo. En este caso representa la tasa de consumo de energía que consume el compresor. Se calcula a partir de los parámetros de voltaje, corriente eléctrica y factor de potencia ($\cos \phi$)

En la Ecuación 13 se muestra el cálculo de la potencia eléctrica para sistemas trifásicos:

$$P = (\sqrt{3})(U)(I)(\cos\Phi) \quad (13)$$

En este caso, para los sistemas monofásicos se tiene la Ecuación 14.

$$P = (U)(I)(\cos\Phi) \quad (14)$$

Estos parámetros permiten medir de manera directa el consumo de energía y establecer relaciones directas con las condiciones de operación del ciclo de refrigeración. Por esta razón su monitoreo resulta clave en estudios experimentales enfocados a determinar el impacto de la temperatura ambiente, carga térmica y otros fenómenos relacionados al desempeño del sistema.

2.4.2 FACTORES QUE INFLUYEN EN EL CONSUMO ENERGÉTICO

El consumo de energía en los sistemas de refrigeración depende de una combinación de factores tanto internos o externos que alteran las condiciones de funcionamiento del sistema de refrigeración. Entre los parámetros más determinantes se encuentra la temperatura ambiente, la carga térmica y aire o gases no condensables al interior de las tuberías.

- **Temperatura ambiente:** Un aumento en la temperatura a la cual esta operando el equipo genera un incremento en la presión de condensación, lo que obliga al compresor a realizar un trabajo mayor para mantener al refrigerante en constante movimiento.

Estudios experimentales han confirmado esta tendencia, tal es el caso de Belman et al. [29] donde observaron que al momento de incrementar la temperatura ambiente de 20 °C a 25 °C, en un refrigerador doméstico que opera con R-134A, el consumo de energía total incrementó, esto principalmente observado en el momento del análisis de la potencia consumida por el refrigerador. Otro estudio realizado por Cardoso et al. [30] evaluarón el consumo energético de un refrigerador doméstico en Brasil considerando temperatura ambiente y hábitos de uso, donde un aumento de temperatura ambiente de 20 °C a 35 °C influye en el incremento del consumo de energía hasta un 30 % en el refrigerador.

- **Carga Térmica:** La carga térmica al interior de un equipo de refrigeración se refiere a la cantidad de calor que debe ser extraído del compartimiento interno

para alcanzar y mantener la temperatura deseada en los productos.

El estudio realizado por Belman et al. [31] demostraron que el consumo energético incrementa proporcionalmente con el aumento de carga térmica que impide la libre circulación del aire debido al poco espacio entre los productos almacenados debido a la saturación de los mismos, lo que provoca que el compresor trabaje por un tiempo mayor para alcanzar la temperatura adecuada para los productos refrigerados. Además de esto, hábitos de uso inadecuados, como la apertura de puertas de manera frecuente o deficiencias en el aislamiento del equipo, al igual que la suciedad en los intercambiadores de calor, también incrementan el consumo de energía y el desgaste prematuro de ciertos componentes.

- **Gases no condensables:** La presencia de aire o gases no condensables representa una fuente de problemas para cualquier sistema de refrigeración sin importar su aplicación. Estos gases, al no condensarse como lo haría el refrigerante, deterioran el intercambio térmico principalmente en el condensador, elevan presiones, reducen eficiencia y aumentan el consumo eléctrico.

En el capítulo de investigación *A Study on the Performance of Refrigeration System in the Humidified Air* elaborado por Mingfei et al. [32] se reportó que la presencia de estos gases incrementa la presión de descarga, reducen la transferencia de calor en el condensador y afecta la eficiencia térmica de un sistema de aire acondicionado que trabaja con R410A.

En otro experimento más reciente realizado por Mahdi et al. [33] se examinó un congelador de 145 L con refrigerante R-134a, en el cual se encontraron muestras de altos porcentajes de gases no condensables, los cuales influyeron en el aumento del consumo eléctrico del equipo, además de un decremento en la capacidad de enfriamiento del mismo.

CAPÍTULO 3

METODOLOGÍA

En el siguiente capítulo se expone de manera detallada la metodología para cumplir con los objetivos propuestos y validar la hipótesis de este proyecto de investigación.

Como primer paso se describirá el método experimental para llegar a los resultados esperados de trabajo, se definirán diferentes condiciones y características del equipo evaluado.

Se explicará de forma precisa la instalación experimental, en donde se llevo a cabo la organización e instrumentación del equipo a estudiar y la forma de adquirir los de datos durante las pruebas.

Por último se tiene la descripción para la ejecución de las pruebas, análisis de datos y obtención de resultados.

3.1 METODOLOGÍA GENERAL

Para el desarrollo de este trabajo de investigación se tiene el siguiente esquema que representa la metodología general por medio de la Figura 3.1.

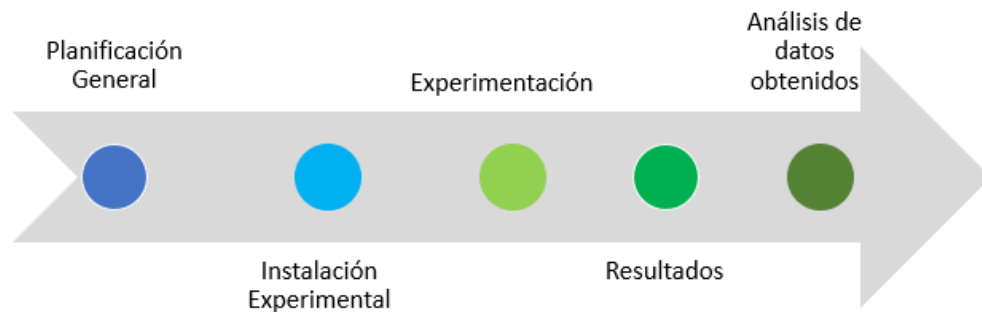


FIGURA 3.1: Metodología General

- Planificación general de la tesis

En este apartado se encuentran definidas las condiciones de las pruebas a realizar para cada presión de vacío que se quiere alcanzar, la carga térmica con la que contará el sistema de refrigeración y las temperaturas del ambiente con las que estará interactuando el equipo durante su funcionamiento; esto da lugar a la matriz experimental.

- Instalación experimental

Se instrumentó un equipo de refrigeración con los aparatos de medición necesarios para conocer datos de diferentes variables de interés, asimismo, fue necesario poner a punto la cámara climática para realizar pruebas a diferentes temperaturas ambiente y carga térmica, condiciones vitales para observar el comportamiento del sistema. Todo esto siguiendo diferentes recomendaciones de la *NOM-022-ENER/SCFI-2014*, la cual tiene como objetivo establecer el consumo de energía eléctrica por litro de volumen refrigerado para aparatos de aplicación comercial. [34]

- Experimentación

Una vez definidos los parámetros de operación de toda nuestra instalación experimental es necesario adaptar un código a través del software LabVIEW que nos permita monitorear los valores de temperatura, presión, voltaje y corriente en tiempo real, lo que nos permitirá analizar el desempeño energético del equipo a través de la potencia consumida por el compresor y las diferentes fluctuaciones en el comportamiento del refrigerante a través de sus presiones y temperaturas de trabajo.

- Resultados

Se analizó y estudió el funcionamiento de nuestro equipo de refrigeración para la obtención de resultados, evaluando las temperaturas en el evaporador y condensador, y a su vez el comportamiento de la presión de succión y descarga del compresor, esto se realizó para cada caso de presión de vacío, carga térmica y temperatura ambiente.

- Análisis de datos obtenidos

Se tienen los resultados del consumo de energía eléctrica del refrigerador, de igual manera y los efectos perjudiciales que se tienen en los componentes de un sistema de refrigeración debido a la presencia de gases no condensables en el mismo, ampliando la discusión y la importancia de realizar un correcto proceso de vacío a cualquier equipo sin importar su tiempo de uso o aplicación.

A continuación se describe de manera completa cada una de las actividades que dieron lugar al cumplimiento de la metodología general descrita en los párrafos anteriores.

3.2 PLANIFICACIÓN DEL TRABAJO DE INVESTIGACIÓN

3.2.1 DEFINICIÓN DE LAS CARACTERÍSTICAS DE LOS ENSAYOS A REALIZAR

Se determinó una cantidad de ensayos que deberán ser ejecutados con cada una de las presiones de vacío propuestas, las cuales entre ellas difieren la carga térmica con la que contará el equipo y la temperatura ambiente en el que este se encuentra, tal como se muestra en la Figura 3.2 en un esquema representativo de las variables a tratar en los ensayos.



FIGURA 3.2: Parámetros a tratar en los ensayos

Las presiones de vacío se seleccionaron en función de la cantidad de gases no condensables que se pueden presentar dependiendo de estos valores de presiones negativas. El valor óptimo de vacío previo a la carga de refrigerante para que el equipo funcione en buenas condiciones se encuentra cuando se alcanzan los 250 micrones, esto debido a recomendaciones por el fabricante y el tipo de aceite lubricante con el que cuenta el sistema.

Con respecto a la temperatura ambiente a la cual será expuesto el equipo de refrigeración se consideró la recomendación hecha por la NOM-022-ENER/SCFI-2014 la cual estipula una temperatura de 32 °C para realizar la prueba del consumo de energía, sin embargo, de la misma forma, se tomaron en cuenta temperaturas que

pudieran presentarse en diferentes épocas del año teniendo como diferencia 10 °C con referencia a lo que establece la NOM-022-ENER/SCFI-2014. Para poder controlar las condiciones de temperatura, el equipo fue ubicado dentro de una cámara de climática que permite tener una estabilidad con estas características que se requieren para la prueba.

Para determinar la carga térmica en el enfriador vertical se tomo en cuenta la recomendación hecha por la NOM-022-ENER/SCFI-2014, la cual dicta utilizar latas de aluminio de 355 ml, estas mismas tienen como contenido agua con un pequeño porcentaje de etilenglicol, esto para evitar la formación de bacterias y moho en el liquido. El equipo puede contener una carga dentro del gabinete de 180 latas de aluminio, esto representa el 100 % de carga térmica.

La prueba realizada en cada ensayo consistió en dejar funcionar el enfriador hasta alcanzar las condiciones de *abatimiento de temperatura*, lo cual es el tiempo necesario para que el equipo de refrigeración enfrie la carga de prueba, hasta que el compresor corte su funcionamiento, para posteriormente dejar trabajando el sistema bajo su propio sistema de control de encendido y apagado, todo esto en función de la temperatura del aire interior.

Si tomamos en cuenta que un ciclo de operación del equipo comienza cuando el compresor se activa y termina un momento antes de que vuelva a encender, como se observa de manera ilustrativa en la Figura 3.3, el tiempo de trabajo del equipo varía entre 8 y 9 horas, hasta que alcanza su estado estable, para posteriormente analizar una cantidad de ciclos suficientes y poder apreciar el efecto de los gases no condensables en el consumo energético del enfriador vertical.

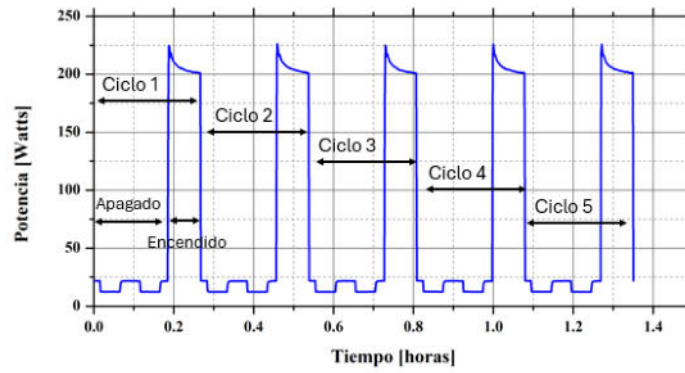


FIGURA 3.3: Representación gráfica del consumo de energía de un refrigerador

La matriz experimental se muestra en la Tabla 3.1, servirá como guía para llevar a cabo cada uno de los ensayos de consumo de energía para el enfriador vertical. En total se tienen 45 pruebas de consumo de energía con las diferentes variaciones de presión de vacío, temperatura ambiente y carga térmica.

TABLA 3.1: Matriz experimental

Presión de vacío	Carga térmica		
	100 %	50 %	25 %
250 micrones	42 °C	42 °C	42 °C
	32 °C	32 °C	32 °C
	22 °C	22 °C	22 °C
500 micrones	42 °C	42 °C	42 °C
	32 °C	32 °C	32 °C
	22 °C	22 °C	22 °C
1000 micrones	42 °C	42 °C	42 °C
	32 °C	32 °C	32 °C
	22 °C	22 °C	22 °C
2000 micrones	42 °C	42 °C	42 °C
	32 °C	32 °C	32 °C
	22 °C	22 °C	22 °C
3000 micrones	42 °C	42 °C	42 °C
	32 °C	32 °C	32 °C
	22 °C	22 °C	22 °C

3.3 INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

3.3.1 CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

El equipo bajo estudio encuentra su campo de aplicación en el área comercial, es un refrigerador denominado enfriador vertical para bebidas de una sola puerta, con circulación forzada de aire. Tiene una capacidad de 173.508 litros y trabaja con 50 gr de propano, mejor conocido como R290.

Para determinar el volumen refrigerado se utilizaron las especificaciones que establece la NOM-022-ENER/SCFI-2014 para enfriadores verticales de vitrina con una sola puerta, y las características geométricas se muestran en la Figura 3.4

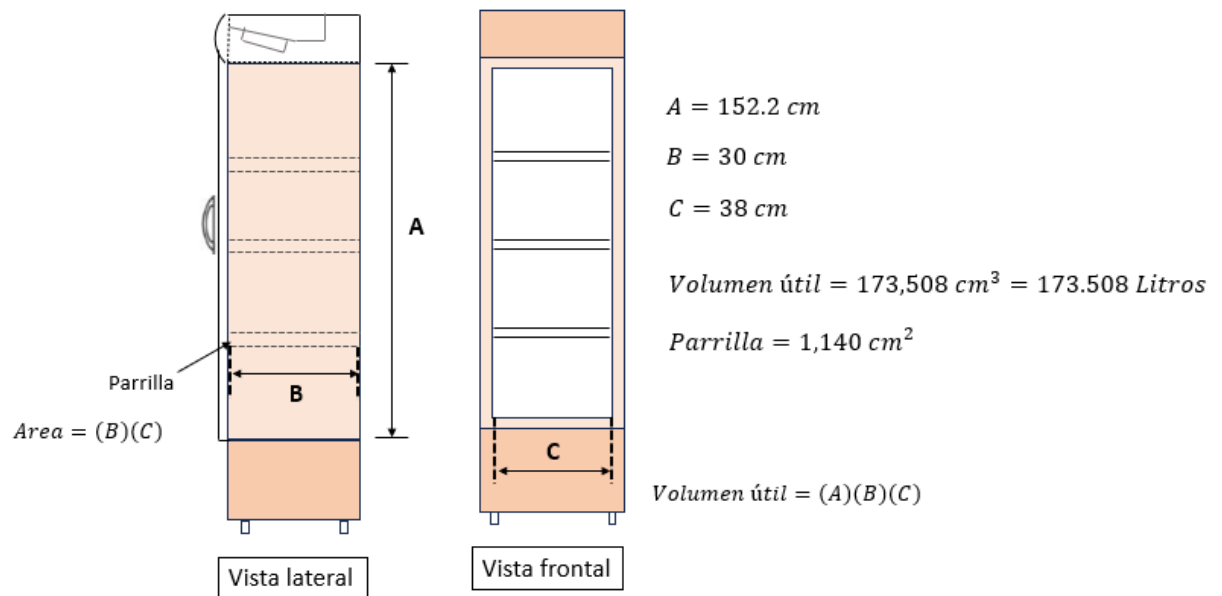


FIGURA 3.4: Determinación del volumen refrigerado útil.

El enfriador vertical cuenta con los componentes básicos que cualquier sistema de refrigeración posee para llevar a cabo su funcionamiento y son los que se muestran en la Figura 3.5

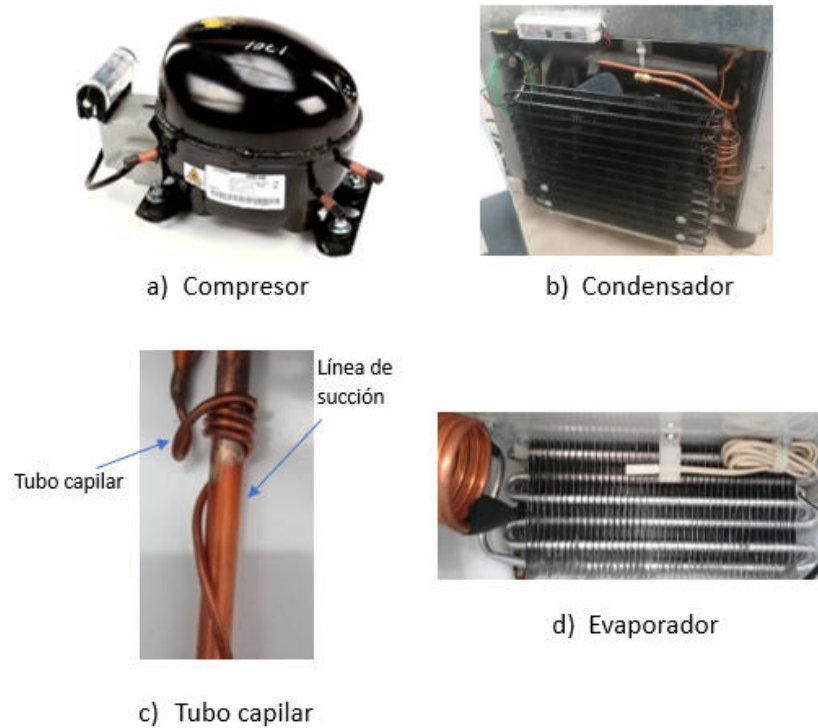


FIGURA 3.5: Componentes del sistema de refrigeración.

Se tiene un compresor recíprocante cuya alimentación de energía eléctrica es monofásica, trabajando a 115 V y una frecuencia de 60 Hz, cuenta con un controlador de encendido y apagado en función de la temperatura del aire del gabinete.

El condensador está fabricado en acero y se le conoce comercialmente como de tubo y aleta con circulación forzada de aire mediante un ventilador, a su vez, el evaporador está hecho en aluminio y también experimenta el fenómeno de convección forzada de aire, se clasifica de igual manera como de tipo tubo y aleta.

El tubo capilar en forma de espiral se encuentra alrededor de la línea de succión del equipo de refrigeración, el cuál está hecho de cobre y a final del mismo cuenta con un filtro deshidratador que su principal función es remover la posible suciedad y humedad que pueda tener la sustancia de trabajo.

3.3.2 PUESTA EN MARCHA DE LA INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

Como parte de la instalación experimental se encuentra la cámara climática ubicada en los Laboratorios de Investigación e Innovación en Tecnología Energética (LIITE), particularmente en el de Ambiente Controlado; en las instalaciones de la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica de la Universidad Autónoma de Nuevo León.

La cámara climática cuenta con un sistema de refrigeración y calefacción que permite tener el acondicionamiento del aire circundante bajo condiciones controladas de humedad y temperatura. Las dimensiones que posee son de 3.3 x 3.8 x 2.85 m, como se muestra en la Figura 3.6.

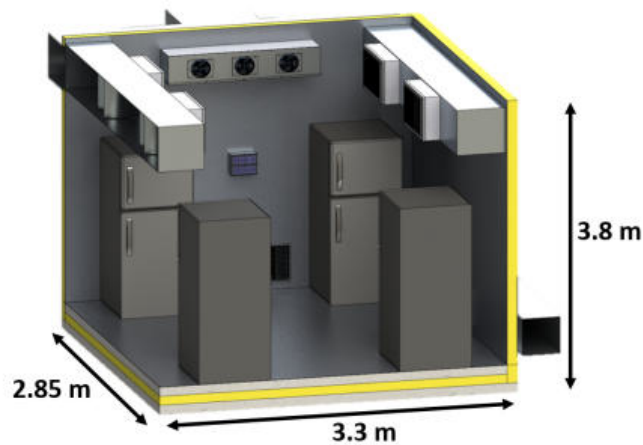


FIGURA 3.6: Modelo de la cámara de ambiente controlado.

En su interior cuenta con alimentación eléctrica de 110 y 220 VAC, a su vez tiene la capacidad de registrar señales de termopares tipo T con un sistema de adquisición de datos.

La cámara climática puede ser utilizada para estudiar diversos fenómenos de transferencia de calor en unidades condensadoras y evaporadoras que requieran condiciones climáticas específicas. A su vez, se realizan evaluaciones a diversos equipos de refrigeración doméstica y comercial en base al cumplimiento de normas vigentes.

El enfriador vertical fue colocado al interior de la cámara climática para ser evaluado a las temperaturas ambiente propuestas. Tiene la instrumentación necesaria para sensar parámetros como temperatura y presión en diferentes puntos de interés que son de relevancia para poder observar el degradamiento que tiene el sistema cuando esta expuesto a gases no condensables.

En la Figura 3.7 (a) se muestra una imagen de la vista frontal del equipo de refrigeración, y de la misma forma, en la Figura 3.7 (b) se muestra un modelo del sistema con su respectivo diagrama de localización de los instrumentos.

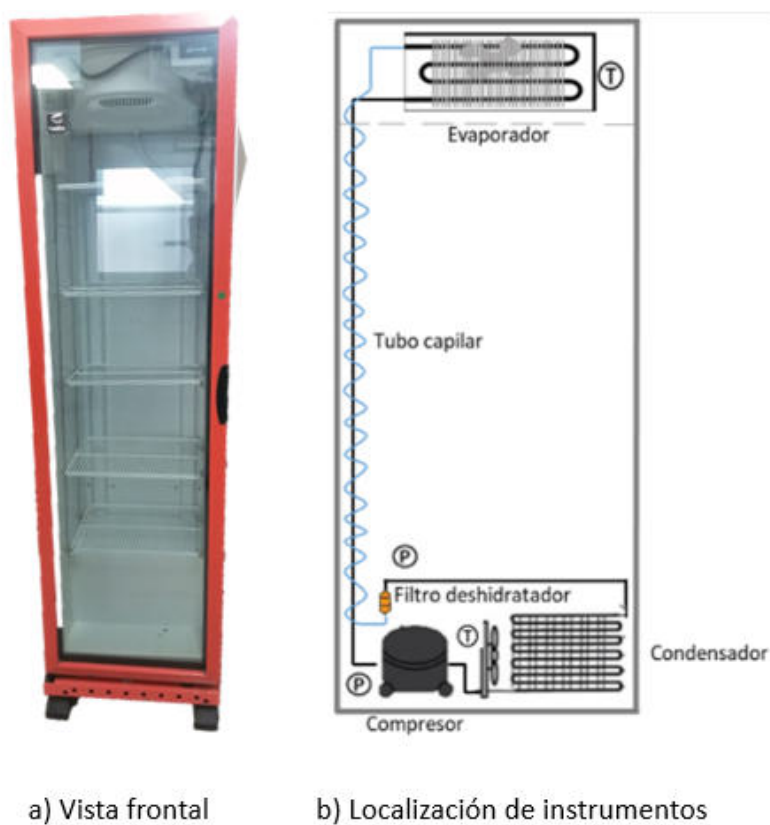


FIGURA 3.7: Enfriador vertical bajo estudio.

A continuación se muestran las características de cada instrumento por medio de la Tabla 3.2.

Instrumentos de medición				
<i>Variable</i>	<i>Modelo</i>	<i>Rango de medida</i>	<i>Precisión</i>	<i>Cantidad</i>
Presión manométrica	Rosemount 2088G3S22A1M5B4Q4	-100 a 5500 kPa	+/- 10 %	2
Presión de vacío	CPS VG200	101,325 a 0.000133 kPa	+/- 10 %	1
Temperatura	Termopar tipo T	-40 a 150 °C	+/- 0.5 °C	50
Masa	OHAUS SPX2201	5 a 3,300 gramos	+/- 0.1 gramos	1

TABLA 3.2: Características de los instrumentos de medición

Los sensores de temperatura fueron instalados a lo largo del condensador y evaporador, además, se utilizaron para medir la temperatura del aire dentro de la cámara y del líquido que contienen las latas como carga térmica. Dichos termopares fueron conectados a un módulo de NI 9214. Se puede ver observar este instrumento de medición en la Figura 3.8

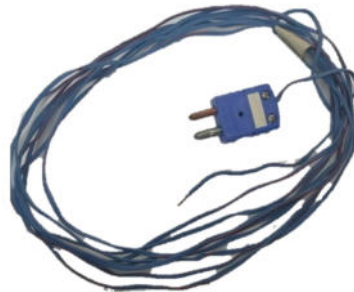


FIGURA 3.8: Termopar tipo T

Los transmisores de presión se colocaron en la línea de succión y descarga del compresor respectivamente, esto para observar el comportamiento específico del condensador y sus fluctuaciones en la presión de baja y alta presión. Este dispositivo de medición funciona a través de interpretar la presión manométrica de un sistema y convertirlo en una señal eléctrica, en este caso, una corriente eléctrica de salida de 4 a 20mA, posteriormente dicha señal es leída e interpretada en un sistema de control. Se puede ver el transmisor de presión utilizado en la Figura 3.9.



FIGURA 3.9: Transmisor de presión

Para controlar la cantidad de masa refrigerante que se le esta inyectando al sistema utilizamos una balanza electrónica, esto se debe a que el equipo de refrigeración opera con una carga de 50 gramos de refrigerante R290. La balanza electrónica se puede ver en la Figura 3.10



FIGURA 3.10: Balanza electrónica

La presión de vacío se monitorea a través del vacuómetro CPS VG200, el cual nos permitirá establecer de manera correcta a que nivel de presión negativa se dejará el equipo previo a la carga de refrigerante. El vacuómetro se puede observar en la siguiente Figura 3.11



FIGURA 3.11: Vacuómetro digital

Como se estudiará el comportamiento y las fluctuaciones que tiene el consumo de energía del enfriador vertical, debido a la presencia de gases no condensables en el sistema, es de vital importancia conocer los parámetros eléctricos que nos permiten observar la potencia consumida por el equipo. Tanto la medición de voltaje y corriente la obtendremos a través del dispositivo PowerLogic PM5500 de Schneider Electric, que este a su vez, nos permite observar en tiempo real la medición de la potencia consumida por el equipo, ver Fig 3.12.



FIGURA 3.12: Medidor de energía digital

Por lo tanto, el sistema de adquisición de datos se compone de un controlador Compact Rio, denominado NI c-RIO 9039, ver Figura 3.13, toda la información recabada se obtiene mediante un programa en LabVIEW 2018 y por medio de un computadora de trabajo DELL modelo 7500.



FIGURA 3.13: Hardware cRIO-9039 de NI utilizado en la adquisición de datos

3.3.2.1 DETERMINACIÓN DE LA CANTIDAD DE ETILENGLICOL POR LATA DE CARGA TÉRMICA

La utilización de etilenglicol fue necesario para conservar en buen estado el agua que se encuentra en las latas, es decir, evitar hongos y moho en el líquido, esto debido al tiempo de prueba que permaneció la sustancia en cada una de las latas.

Para conocer la cantidad de etilenglicol que debía contener cada lata se utilizó un cálculo químico denominado *propiedades coligativas* de las soluciones, su principal característica es el estudio del descenso del punto de congelación o ebullición de una sustancia [35]. El objetivo no es disminuir el punto de congelación del agua en las latas debido a que el sistema de refrigeración no baja más de 2.0 °C, sin embargo, nos ayuda a conocer un aproximado de mililitros de etilenglicol que debe contener cada lata suponiendo que queremos cambiar el punto de congelación del agua a -3 °C.

Se inicia haciendo uso de la Ecuación (15), la cual describe el descenso de la temperatura de congelación de la sustancia, donde (T_f^o) representa la temperatura de congelación de la sustancia en mayor proporción, en este caso, el agua y (T_f) la temperatura que se quiere alcanzar con la mezcla. [35]

$$\Delta T_f = T_f^o - T_f \quad (15)$$

Otra forma de representar (ΔT_f) es por medio del producto de (k_f) , la constante molal del punto de congelación del agua, expresada en °C kg/mol y cuyo valor es 1.86, y la molalidad del etilenglicol (m) . Tal como se muestra en la Ecuación 16.

$$\Delta T_f = (k_f)(m) \quad (16)$$

Se necesita conocer el número de moles (n) del etilenglicol, en este caso se encuentra multiplicando la molalidad del etilenglicol por la masa que representa una

lata de 355 mililitros, ver Ecuación 17.

$$n_{C_2H_6O_2} = (m_{C_2H_6O_2})(kg_{H_2O}) \quad (17)$$

Posteriormente es necesario conocer la masa de etilenglicol a través del producto de su numero de moles ($n_{C_2H_6O_2}$) y su peso molecular ($PM_{C_2H_6O_2}$), como se aprecia en la Ecuación 18.

$$m_{C_2H_6O_2} = (n_{C_2H_6O_2})(PM_{C_2H_6O_2}) \quad (18)$$

Por último, se detemina el volumen de etilenglicol requerido para una lata de 355 mililitros a través de la Ecuación 19.

$$v_{C_2H_6O_2} = \frac{m_{C_2H_6O_2}}{\rho_{C_2H_6O_2}} \quad (19)$$

Realizando el cálculo anterior descrito, ver Apendice A, se encontró que era necesario suministrar 30 mililitros de etilenglicol por lata.

3.3.3 ANÁLISIS DE LA INCERTIDUMBRE DE LA MEDIDA

La incertidumbre de cada instrumento de medición se presenta cuando no se sabe con exactitud el porcentaje de error que trae consigo la variable medida, por lo tanto se realizaron procesos de comparación y calibración en los instrumentos de medición para conocer la desviación estimada del valor real, ya que es de suma importancia asegurar que las mediciones de las diferentes variables sean confiables y no nos presenten un error posteriormente a la hora de realizar los ensayos.

Termopares tipo T

Para conocer la desviación en la medición de la temperatura se utilizó un baño de calibración, también conocido como baño térmico, el cual es capaz de controlar con precisión la temperatura para que ésta permanezca constante, como se muestra en la Figura 3.14.



FIGURA 3.14: Baño de calibración PP15R-40-AA1B

Los termopares fueron colocados al interior del baño térmico, ver Figura 3.15, y se seccionaron en grupos dependiendo de su colocación en el sistema de refrigeración, el rango de calibración se realizó desde los $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Es decir, para los termopares colocados en el evaporador, el rango de calibración fue de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, los que van colocados en el condensador y el medio ambiente fue de $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ y los que están en contacto con la carga térmica fue de $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $10\text{ }^{\circ}\text{C}$.



a) Colocación de termopares para proceso de calibración



b) Calibración de termopares en baño térmico.

FIGURA 3.15: Calibración de Termopares tipo T

Encontrando por medio del software LabVIEW y una hoja de cálculo en excel una diferencia a la temperatura establecida en el baño térmico de $\pm 0.30\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Transmisores de Presión

Los sensores de presión fueron comparados a la hora de apagarse el compresor para observar la medición que arrojan cuando las presiones de succión y descarga se igualan en el sistema, el montaje de los transmisores de presión se puede apreciar en la Figura 3.16.

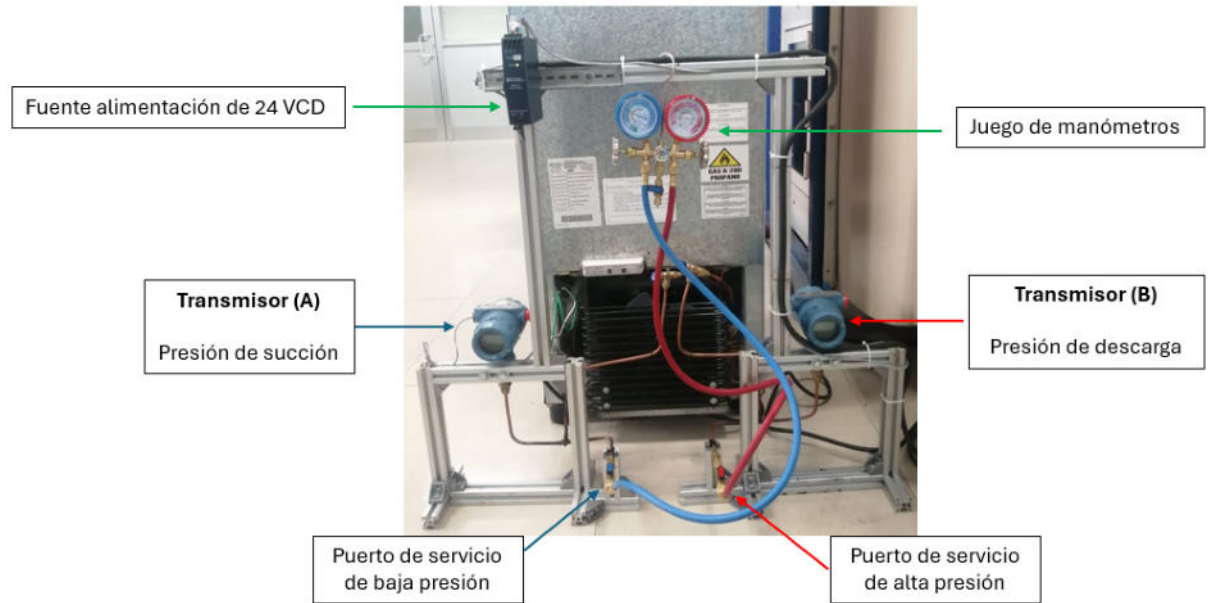


FIGURA 3.16: Montaje de transmisores de presión en el equipo de refrigeración

Con esto observamos que la diferencia entre el transmisor de presión colocado en la línea de succión del compresor y el que se encuentra en la línea de líquido a alta presión, es de aproximadamente 6 kPa (0.87 PSI), donde se aprecia que la presión de succión se encuentra en 430 kPa (62.36 PSI) y la presión de descarga ronda los 436 kPa (63.23 PSI), ver 3.17, a la par de esto, se comparó la presión marcada en el juego manómetros, esto para verificar dichos valores de los transmisores con otra herramienta de medición, arrojando valores muy aproximados entre ellos, los cuales permiten corroborar que la diferencia entre los valores medidos en los sensores de presión es aceptable para el estudio.



FIGURA 3.17: Comparación entre los sensores de presión y juego de manómetros

Medidor de energía

Para la medición de la energía eléctrica, se dejó trabajar al sistema y se analizó el consumo de energía que este tenía antes de que cortara el compresor su funcionamiento, la medición de corriente eléctrica que consume el equipo y el voltaje que se le esta suministrando al mismo, se puede apreciar en la Figura 3.18.



FIGURA 3.18: Medición de parámetros eléctricos del equipo de refrigeración

Para verificar los datos mostrados por el medidor de energía digital, se utilizó un amperímetro de gancho para medir el voltaje directamente desde donde se le esta suministrando la tensión eléctrica al equipo, posteriormente se midió la corriente

eléctrica directamente desde el cable de fase del sistema monofásico, ver Figura 3.19.



FIGURA 3.19: Lectura de voltaje y corriente eléctrica a través del amperímetro de gancho.

A través de la comparación realizada entre el medidor de energía digital y el amperímetro de gancho, se puede estimar una diferencia de voltaje alrededor de 0.1 V y en cuestión de la corriente eléctrica, se puede observar una diferencia aproximada de 0.01 A, dichos valores no comprometen la viabilidad de los resultados obtenidos en los ensayos de consumo de energía.

3.3.4 PROCESO DE VACÍO Y CARGA DE REFRIGERANTE

Para realizar el vacío y carga de refrigerante al sistema, se implementó un arreglo de mangueras y tuberías de cobre que permitiera hacer las actividades anterior mencionadas, solamente abriendo o cerrando valvulas de paso para facilitar el trabajo. Como se muestra en la Figura 3.20.

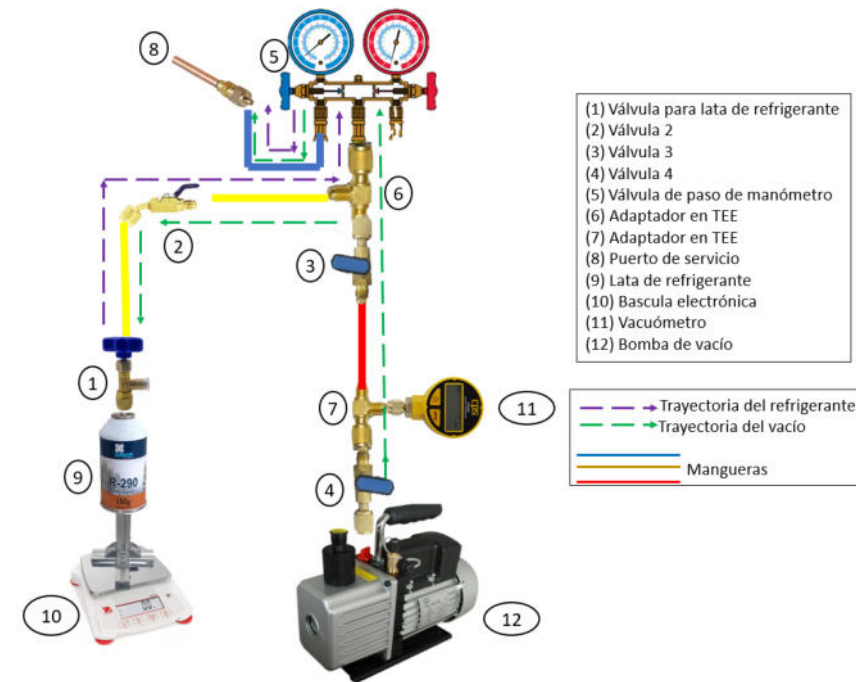


FIGURA 3.20: Diagrama de conexiones para realizar vacío y carga de refrigerante al sistema.

Una vez efectuadas dichas conexiones, se procedió a hacer vacío en las mangueras y tuberías de cobre, la lata de refrigerante permaneció cerrada todo el tiempo a través de la válvula (1) y las válvulas (2), (3), (4) y (5) permanecieron abiertas hasta alcanzar el nivel de vacío necesario con el vacuómetro encendido en todo momento. Al llegar a la presión de vacío de prueba se cierra la válvula (5), (3) y (4), en ese orden, para posteriormente apagar la bomba de vacío, se abre la válvula (1) y a través de la balanza (10), se cuantifica la cantidad de gramos de refrigerante que se le está inyectando al equipo, a través de las válvulas (2) y (5) se regula el paso del refrigerante hasta alcanzar la carga correcta de refrigerante. Una vez concluido este

proceso se cierra la válvula (1) y se deja que la línea de baja presión del compresor succione el refrigerante que haya quedado en las mangueras, por esa razón se deja un margen de 47 gramos de refrigerante para que a la hora de succionar el refrigerante acumulado se complete la carga de 50 gramos $\pm$ 1 gramo.

La conexión física se puede apreciar en la Figura 3.21.

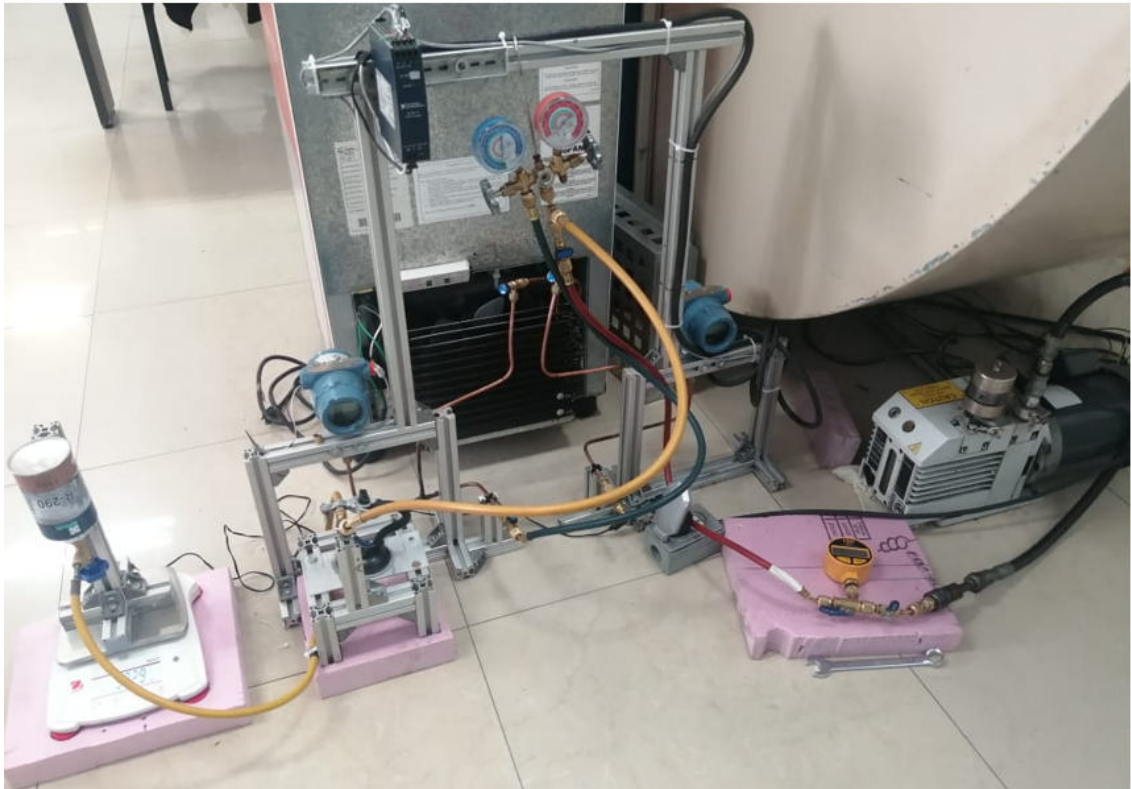


FIGURA 3.21: Conexiones para realizar vacío y carga de refrigerante al sistema.

Durante la instalación se fueron agregando estructuras complementarias para tener una mayor exactitud a la hora de cargar refrigerante, como lo es un soporte para detener la lata de refrigerante y otro para mantener fija una manguera a través de un elemento succionador acoplada a la misma y unirse a otra manguera a través de una conexión niple. Dichas estructuras pueden verse en la Figura 3.22



a) Soporte para lata de refrigerante



b) Soporte para elemento succionador y manguera

FIGURA 3.22: Estructuras complementarias para el proceso de vacío y carga de refrigerante.

3.4 ANALÍISIS DE DATOS

Una vez que se tenga la información de cada ensayo realizado fue necesario implementar un tratamiento de datos, esto con la finalidad de tener un orden en la información recabada, y a su vez, poder analizarla y modificarla de manera sencilla.

Para comenzar con una ronda de ensayos se realiza el abatimiento de temperatura (*Pull-Down*) a 32 °C, esto con la finalidad de conocer el tiempo que requiere el enfriador vertical para alcanzar la temperatura de control del aire dentro del gabinete y enfriar la carga térmica de prueba. Posteriormente, con el equipo en funcionamiento, se modifica la temperatura interna de la cámara climática a 42 °C y

22 °C respectivamente, esperando que el enfriador alcance el estado permanente de funcionamiento.

Es de suma importancia tener identificados los datos, esto se presenta cuando la temperatura promedio en la carga térmica ronda valores entre 2.5 °C hasta 5.0 °C. Se decidió estudiar cinco ciclos de operación previos a la activación del segundo sistema de deshielo y obtener el valor promedio de cada variable mientras el compresor se encuentra encendido.

Con la finalidad de asegurar la confiabilidad la información experimental, para cada condición de ensayo, se analizaron cinco ciclos de operación del sistema de refrigeración. En cada ciclo se registró las variables tales como presiones de succión y descarga, potencia, corriente y temperaturas del equipo. Posteriormente, los valores mostrados en los resultados corresponden al promedio de dichas repeticiones, lo cual permite reducir el número de datos y aumentar su representatividad en el análisis.

Se muestra un ejemplo en la Ecuación 20 donde se tiene consumo de potencia promedio de cinco ciclos de operación, calculado a través del consumo de potencia individual de cada uno de ellos.

$$\bar{W} = \frac{\bar{W}_1 + \bar{W}_2 + \bar{W}_3 + \bar{W}_4 + \bar{W}_5}{5} \quad (20)$$

3.4.1 CONSUMO DE ENERGÍA

Los datos reportados para la presión, temperatura, voltaje y corriente eléctrica se evalúan con un valor promedio mientras el compresor se encuentra en funcionamiento, con un periodo de muestra de datos de 5 segundos. Posteriormente, el valor de los cinco ciclos consecutivos es promediado. Para realizar la comparación cuando se alcanzan diferentes presiones de vacío, la energía eléctrica total se evalúa a partir del promedio de cinco ciclos, multiplicado por el número de ciclos y dividido entre

el tiempo que tardo el sistema en completar dichos ciclos. El consumo de energía promedio se presenta en la Ecuación 21. [36]

$$E = E_{promedio \rightarrow 1 ciclo} \left(\frac{\#Ciclos}{hora} \right) \quad (21)$$

3.4.2 ESTIMACIÓN DE LA CANTIDAD DE GASES NO CONDENSABLES

Como objetivo elemental de este trabajo de investigación es la estimación de la cantidad de gases no condensables en función de la presión de vacío alcanzada previo a la carga de refrigerante.

Realizada una investigación de campo para determinar el volumen interno de cada uno de los componentes del sistema se ha obtenido un volumen interno de $8.35E-5$ en la zona del condensador, 0.00188 m^3 en el evaporador, 0.000174 m^3 en el condensador y 0.000215 m^3 en el resto de la tubería que compone el sistema.

Con los datos anteriores y utilizando la ecuación de estado de gas ideal en dos de sus versiones, se puede corroborar que los valores calculados son correctos. [9]

$$PV = mRT \quad (22)$$

$$PV = nRT \quad (23)$$

A continuación se muestra el paso a seguir para realizar el cálculo de la estimación de los gases no condensables. Es importante tener en consideración los siguientes parámetros de estudio.

El sistema cuenta con un volumen total de 0.0023525 m^3 , la temperatura

a la cuál se hizo el proceso de vacío previo a la carga de refrigerante para cada grupo de ensayos fue de 25 °C ó 298.15 K y la presión atmosférica promedio durante los ensayos fue 95.0975 kPa.

Se reescribe la Ecuación 22 para determinar la masa de gases no condensables de las siguiente manera:

$$P_{vacio}V_{sistema} = m_{aire}R_{aire}T_{normal} \quad (24)$$

Despejando la masa del aire, la ecuación queda de la siguiente manera, donde la $R_{aire} = 0.287 J/grK$;

$$m_{aire} = \frac{P_{vacio}V_{sistema}}{R_{aire}T_{normal}} \quad (25)$$

Para el caso de la Ecuación 23 se reescribe de la siguiente manera;

$$P_{vacio}V_{sistema} = n_{aire}R_{gases}T_{normal} \quad (26)$$

Despejando el número de moles del aire se tiene la siguiente ecuación:

$$n_{aire} = \frac{P_{vacio}V_{sistema}}{R_{gases}T_{normal}} \quad (27)$$

Posteriormente para calcular el volumen que ocupan los gases no condensables en el sistema se tiene la siguiente ecuación, donde la $R_{gases} = 8.314 J/molK$;

$$V_{aire} = \frac{n_{aire}R_{gases}T_{normal}}{P_{atm}} \quad (28)$$

Por último para calcular el porcentaje de volumen de gases no condensables con respecto al volumen del sistema se utilizó la siguiente ecuación;

$$\%Volumen_{GNC} = \left(\frac{V_{aire}}{V_{sistema}} \right) 100 \quad (29)$$

En la Tabla 3.3 se muestran los valores calculados de la masa, moles y volumen del aire que se encuentra dentro de las tuberías previo a la carga de refrigerante, así como el porcentaje de gases no condensables con respecto al volumen del sistema.

TABLA 3.3: Estimación de gases no condensables en el sistema

Presión de vacío [micrones]	Masa de aire (g)	Moles de aire [n]	Volumen de aire [m³]	% GNC respecto al volumen del sistema
250 [33 Pa]	0.00091	0.00003132	0.00000082	0.03
500 [66 Pa]	0.00181	0.00006264	0.00000163	0.07
1000 [133 Pa]	0.00366	0.00012622	0.00000329	0.14
2000 [266 Pa]	0.00731	0.00025244	0.00000658	0.28
3000 [400 Pa]	0.01100	0.00037962	0.00000990	0.42

Estos resultados obtenidos de la estimación de los gases no condensables coincide con lo reportado por Hu et al. [23], quienes encontraron diferencias entre las mediciones experimentales y la cuantificación de los gases no condensables a través de relaciones termodinámicas. Los autores atribuyen estas discrepancias al comportamiento del gas ideal con respecto a la diferencia que implica la condición real de operación, donde las propiedades termodinámicas de la mezcla pueden desviarse de las estimadas mediante modelos simplificados.

Para calcular el porcentaje en masa de gases no condensables con respecto a la masa inyectada de refrigerante, la ecuación es la siguiente;

$$\%masa_{GNC} = \left(\frac{masa_{aire}}{masa_{R290}} \right) 100 \quad (30)$$

La Tabla 3.4 muestra el porcentaje en masa de gases no condensables con respecto a la masa de refrigerante R290, recordando que al sistema se le inyectó 50 gr de refrigerante para cada ronda de ensayos.

Presión de vacío [micrones]	masa de aire (gr)	% GNC respecto a la masa del R290
250 [33 Pa]	0.00091	0.002
500 [66 Pa]	0.00181	0.004
1000 [133 Pa]	0.00366	0.007
2000 [266 Pa]	0.00731	0.015
3000 [400 Pa]	0.01100	0.022

TABLA 3.4: Estimación en masa de GNC con respecto a la masa de R290

Los valores mostrados en la Tabla 3.4 serán los que se tomen como referencia en las gráficas de los resultados obtenidos a través de la experimentación.

CAPÍTULO 4

RESULTADOS

En esta sección se presentan los resultados obtenidos a través de la experimentación realizada en un sistema de refrigeración comercial operado con refrigerante R290. Como se mencionó anteriormente, el objetivo principal de este proyecto de investigación fue evaluar el efecto de los gases no condensables, representados por medio de la presión de vacío previo a la carga de refrigerante, esto para analizar el comportamiento operativo del equipo bajo distintas condiciones de temperatura ambiente y carga térmica al interior del gabinete..

Las variables medidas incluyen presiones de trabajo como succión y descarga del compresor, temperaturas en el evaporador y condensador, temperaturas internas del producto como carga térmica, corriente y voltaje, así como la potencia eléctrica, subenfriamiento, sobrecalentamiento y consumo de energía. Los resultados se estructuraron para reflejar el impacto mostrado en el sistema para cada variable de estudio, como lo es la presión de vacío, temperatura ambiente y carga térmica.

4.1 EFECTOS DE LA PRESIÓN DE VACÍO EN EL DESEMPEÑO DEL SISTEMA

La presión de vacío alcanzada en el sistema de refrigeración es un parámetro de suma importancia y que a su vez, tiene un impacto directo en el desempeño del ciclo. En este apartado se analiza el comportamiento del sistema al variar la presión de vacío en los niveles anterior descritos, lo cual representa diferentes porcentajes de presencia de gases no condensables.

Se presenta a continuación las variables de operación evaluadas en forma de gráficas y tablas comparativas. En cuestión de los gráficos, para cada caso, las temperaturas ambientales (22 °C, 32 °C y 42 °C) son representados mediante colores distintos, de igual manera los tres niveles de carga térmica dentro del enfriador vertical son diferenciadas mediante tipos de línea (continua, punteada y segmentada). Esta manera de representar las gráficas permite observar el efecto combinado de distintas variables sobre el comportamiento del sistema.

4.1.1 CONSUMO DE ENERGÍA

En esta subsección se exponen los valores de consumo energético del refrigerador comercial a partir de las pruebas experimentales. Los datos se muestran en función de la presión de vacío alcanzada previo a la carga de refrigerante, la temperatura ambiente a la que se mantuvo operando el equipo y la carga térmica al interior del gabinete.

En la Figura 4.1 se observan las curvas de consumo de energía para las diferentes presiones de vacío alcanzadas y las temperaturas ambiente. De igual manera se tiene como dato de referencia el porcentaje de gases no condensables con respecto a la masa de R290.

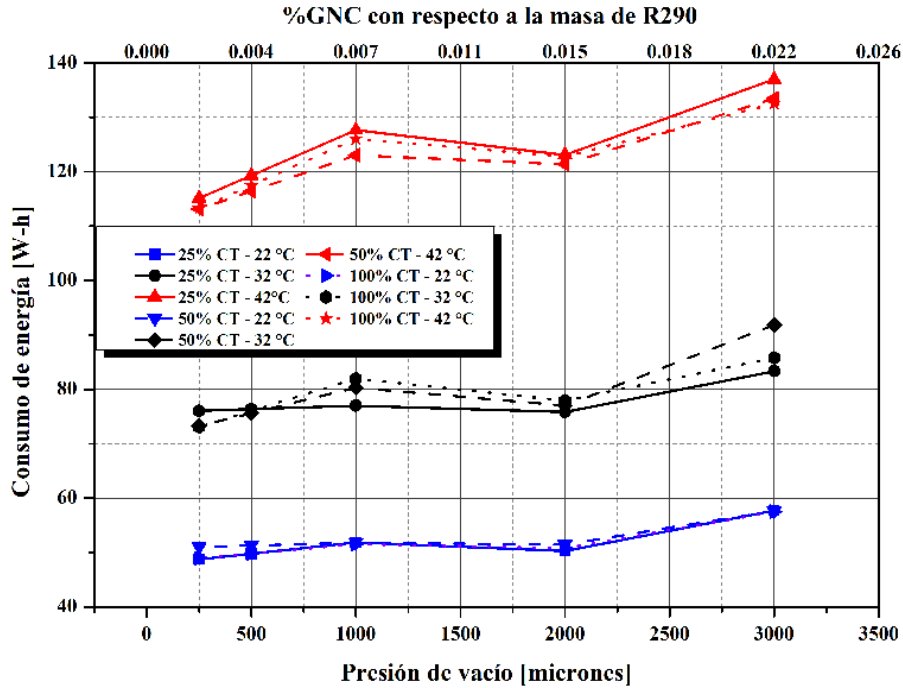


FIGURA 4.1: Curvas del consumo de energía del refrigerador comercial.

Los resultados obtenidos a partir de los ensayos experimentales demuestran que el consumo de energía del equipo varía con respecto de la presión de vacío antes de la carga de refrigerante, así como con la temperatura ambiente. A medida que la presión de vacío aumenta, el consumo de energía también.

Si se analiza la condición de referencia de un muy buen proceso de vacío a 250 micrones, el consumo de energía a 3000 micrones se incrementó un 25.42 % en la situación de 50 % de carga térmica y 32° C de temperatura ambiente, mientras que en la carga completa al interior del gabinete y temperatura ambiente de 42°C el aumento fue de aproximadamente 22 %. Estos valores de incremento muestran el impacto negativo de un mal proceso de vacío y una evidente presencia de gases no condensables en el ciclo de refrigeración.

La temperatura ambiente también afecta al consumo de energía del refrigerador, en general, la condición de mayor temperatura, en este caso, 42°C, se asocia con

un mayor consumo de energía en cualquiera de las condiciones de presión de vacío. No obstante, la variación en la carga térmica tiene un efecto menor en los datos experimentales.

En la Tabla 4.1 se muestra a detalle los valores numéricos obtenidos a partir de los ensayos experimentales del consumo de energía expresado en W-h.

TABLA 4.1: Consumo de Energía

<i>Temperatura ambiente</i>	<i>Carga Térmica</i>								
	25 %			50 %			100 %		
	22 °C	32 °C	42 °C	22 °C	32 °C	42 °C	22 °C	32 °C	42 °C
<i>Presión de vacío [micrones]</i>	<i>Consumo de Energía [W-h]</i>			<i>Consumo de Energía [W-h]</i>			<i>Consumo de Energía [W-h]</i>		
250	48.74	76.04	115.14	51.02	73.24	113.11	48.87	73.08	113.23
500	49.78	76.36	119.31	51.28	75.60	116.42	49.76	76.04	117.50
1000	51.86	76.98	127.65	51.81	80.32	123.02	51.53	81.95	126.05
2000	50.25	75.84	123.09	51.43	77.00	121.38	50.79	77.92	122.80
3000	57.67	83.31	137.03	57.62	91.85	133.50	57.45	85.78	132.54

En resumen, estos resultados experimentales destacan la importancia de realizar un correcto proceso de vacío para minimizar la presencia de gases no condensables, así como la importancia de considerar el entorno de trabajo del equipo, esto debido a que las condiciones ambientales durante la operación repercuten directamente el funcionamiento del sistema de refrigeración. Teniendo en cuenta estas variables, se puede optimizar el consumo energético y mejorar la eficiencia del equipo.

4.1.2 VARIABLES ELÉCTRICAS

Se presentan los valores de potencia y corriente eléctrica promedio registrados durante la operación del equipo de refrigeración en los diferentes ensayos experimentales.

4.1.2.1 POTENCIA PROMEDIO

En la Figura 4.2 se representan las curvas de potencia promedio en función de la presión de vacío alcanzada, temperatura ambiente y carga térmica al interior del gabinete.

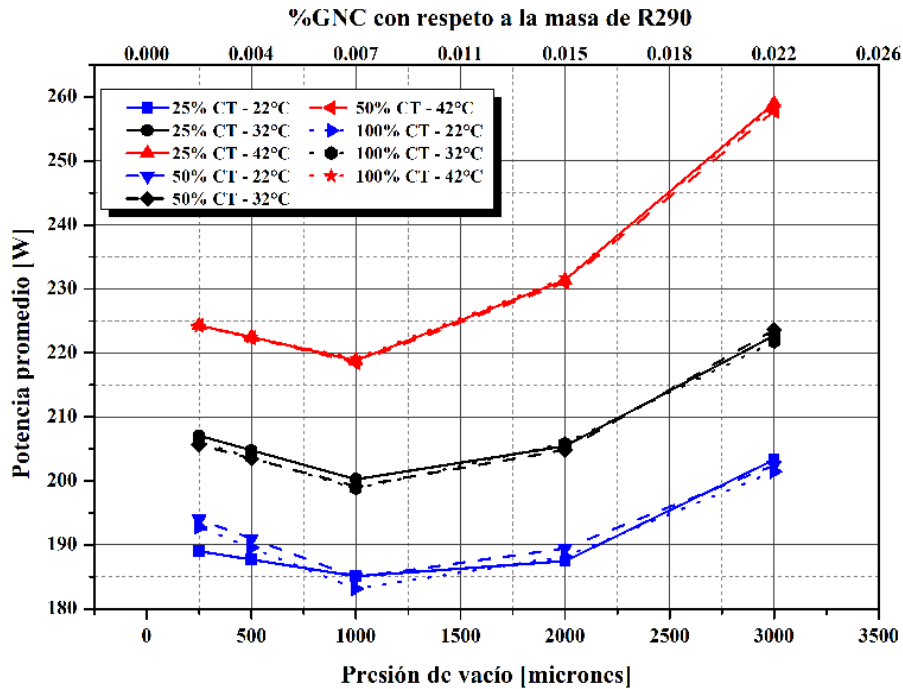


FIGURA 4.2: Curvas de la potencia promedio consumida por el equipo.

El trabajo eléctrico del equipo se vio afectado al pasar de 1000 a 3000 micrones de vacío, ya que la potencia promedio aumentó de 185 W a 203 W cuando el sistema se encuentra a 22 °C de temperatura ambiente y 25 % de carga térmica. Este comportamiento se mantiene constante a lo largo de los diferentes ensayos y combinaciones de carga térmica y temperatura ambiente, mostrando que un peor proceso de vacío aumenta el trabajo eléctrico del compresor.

De igual manera, la potencia promedio se ve afectada por el aumento de la temperatura ambiente a la que está expuesta el equipo de refrigeración. Un ejemplo de ello es la presión de vacío de 3000 micrones y carga térmica del 100 %, cuando se

tiene estas condiciones, la potencia aumenta de 201 W a 258 W al incrementarse la temperatura ambiente de 22 °C a 42 °C, esto representa un aumento del 28.29 % en consumo de potencia promedio del compresor.

El efecto de la carga térmica sobre la potencia promedio es menos evidente comparado con la temperatura ambiente y la presión de vacío, mostrando que en este caso, el comportamiento del sistema está relacionado principalmente con la condición de vacío y la temperatura a la que se encuentra trabajando el equipo.

La Tabla 4.2 muestra la potencia promedio consumida por el sistema en función de las diferentes presiones de vacío, carga térmica y temperatura ambiente.

TABLA 4.2: Potencia Promedio

	<i>Carga Térmica</i>								
	25 %			50 %			100 %		
<i>Temperatura ambiente</i>	22 °C	32 °C	42 °C	22 °C	32 °C	42 °C	22 °C	32 °C	42 °C
<i>Presión de vacío [micrones]</i>	<i>Potencia Promedio [W]</i>			<i>Potencia Promedio [W]</i>			<i>Potencia Promedio [W]</i>		
250	189.016	207.053	224.290	194.008	205.683	224.333	192.771	206.068	224.082
500	187.716	204.783	222.458	190.972	203.506	222.388	189.558	203.646	222.440
1000	185.117	200.243	218.794	184.901	199.151	218.499	183.132	198.802	219.157
2000	187.482	205.452	231.411	189.447	204.821	231.009	188.178	205.859	231.699
3000	203.280	222.702	259.025	202.420	223.616	257.805	201.462	221.726	258.461

Estos resultados demuestran que tener una mejor evacuación de aire y humedad, a la par de una temperatura ambiente de operación normal, son de vital importancia para optimizar el consumo eléctrico y por ende, reducir el impacto del costo energético.

4.1.2.2 CORRIENTE PROMEDIO

Se tiene la Figura 4.3 donde se puede observar como la corriente promedio que consume el equipo.

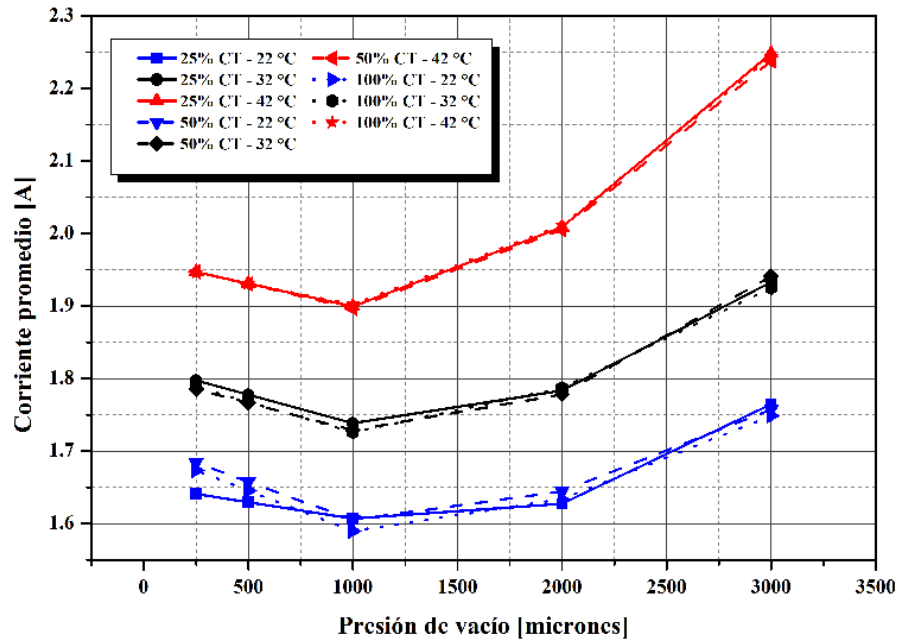


FIGURA 4.3: Curvas de la corriente promedio consumida por el equipo.

La corriente promedio presentó una dependencia de la temperatura ambiente y de la presión de vacío alcanzada durante el proceso de evacuación, mientras que la carga térmica mostró un efecto despreciable.

Por ejemplo, al mantener una presión de vacío de 250 micrones y una carga térmica del 50 % se observó que la corriente promedio aumentó de 1.68 A a 1.95 A al aumentar la temperatura ambiente de 22 °C a 42 °C, lo que representa un incremento del 16 %. Este comportamiento se asocia directamente al aumento en la presión de descarga a temperaturas más altas, esto por ende eleva el trabajo del compresor para bombear refrigerante por el sistema.

Por otro lado, el efecto de los gases no condensables se evidenció al comparar las condiciones de 42 °C y 50 % de carga térmica, para 250 micrones la corriente pasó de 1,95 A a 2.24 A en 3000 micrones, es decir, un incremento del 15 %. Esto ocurre debido a la elevación de la presión de descarga por la presencia de gases no

condensables, lo que reduce la transferencia de calor en el condensador, y a su vez aumentando el esfuerzo del compresor

De la misma forma en la Tabla 4.3 se puede observar la corriente de operación que el equipo presentó debido al cambio en la presión de vacío, carga térmica y temperatura ambiente al que fue expuesto.

TABLA 4.3: Corriente Promedio

	<i>Carga Térmica</i>								
	25 %			50 %			100 %		
<i>Temperatura ambiente</i>	22 °C	32 °C	42 °C	22 °C	32 °C	42 °C	22 °C	32 °C	42 °C
<i>Presión de vacío [micrones]</i>	<i>Corriente Promedio [A]</i>			<i>Corriente Promedio [A]</i>			<i>Corriente Promedio [A]</i>		
250	1.64	1.80	1.95	1.68	1.79	1.95	1.67	1.79	1.95
500	1.63	1.78	1.93	1.66	1.77	1.93	1.65	1.77	1.93
1000	1.61	1.74	1.90	1.61	1.73	1.90	1.59	1.73	1.90
2000	1.63	1.78	2.01	1.64	1.78	2.01	1.63	1.79	2.01
3000	1.76	1.93	2.25	1.76	1.94	2.24	1.75	1.92	2.24

La variación en la carga térmica prácticamente no modificó la corriente de operación. Por ejemplo, a 42 °C y 250 micrones de vacío, el valor de la corriente tanto para 25 % y 100 % de carga térmica se encuentra en 1.95 A. Esto se debe a que el compresor trabaja a velocidad fija, por lo que la carga interna solo afecta el tiempo de operación y no el consumo instantáneo.

4.1.3 PRESIÓN DE SUCCIÓN Y DESCARGA

Las presiones de operación del equipo son sumamente importantes a la hora de observar la presencia de gases no condensables en el sistema. El análisis de estas variables permiten evaluar el comportamiento termodinámico del sistema de refrigeración bajo las distintas condiciones de vacío, temperatura ambiente y carga térmica.

La presión de succión va relacionada con la temperatura de evaporación y por ende, con la capacidad de enfriamiento del sistema, mientras que la presión de descarga representa las condiciones de operación en el condensador. El análisis entre estos valores en función de la presencia de gases no condensables y de las condiciones operativas nos permite obtener información clave para observar el rendimiento y la eficiencia del ciclo.

En la Figura 4.4 se puede observar las curvas que representan la presión de descarga del equipo en función de la presión de vacío, temperatura ambiente y carga térmica.

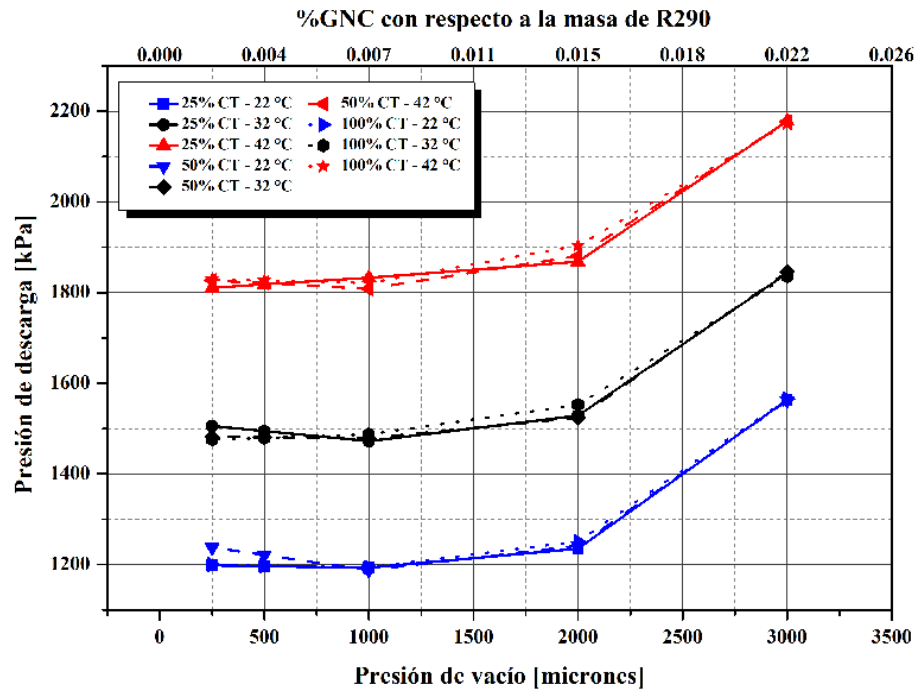


FIGURA 4.4: Presión de Descarga.

Se puede observar el incremento en la presión de descarga, atribuido al espacio ocupado por los gases no condensables en la superficie del condensador, lo que aumenta la resistencia al intercambio de calor, por lo cual para condensar el refrigerante hace falta mayor presión y temperatura en la descarga.

En la Figura 4.5 se muestra las curvas que representan la presión de succión del equipo en función de la presión de vacío, temperatura ambiente y carga térmica.

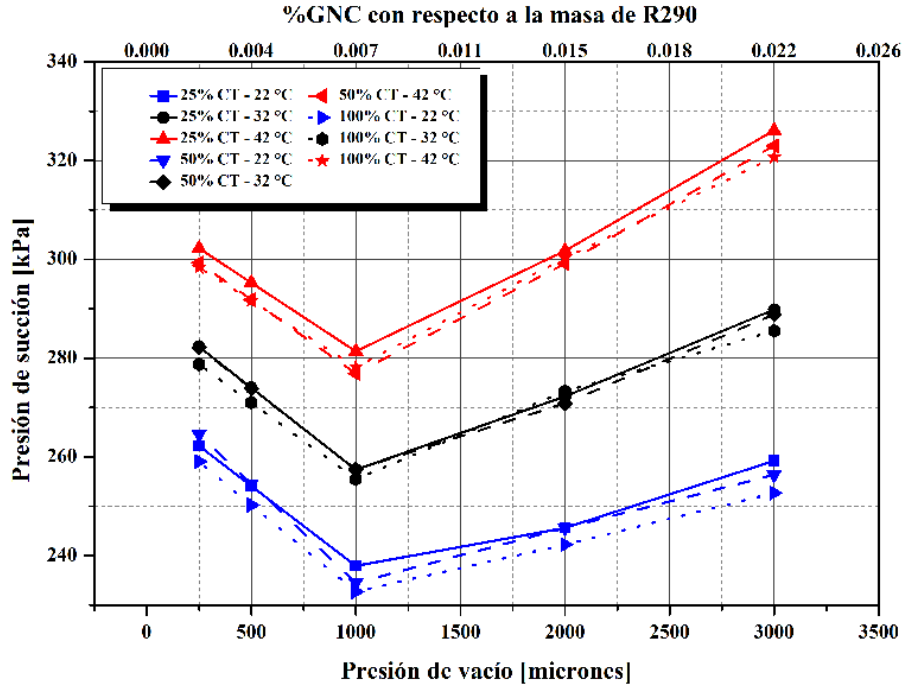


FIGURA 4.5: Presión de Succión.

La irregularidad que se presenta en la presión de succión, principalmente al pasar de 250 a 1000 micrones puede deberse a fluctuaciones del fluido de trabajo y a que los gases no condensables no se distribuyen de forma homogénea.

Estos resultados obtenidos demuestran que, bajo las condiciones de ensayo, la carga térmica tiene un impacto reducido en las presiones de trabajo, especialmente si se compara con los efectos que produce la temperatura ambiente y la presión de vacío alcanzada.

La Tabla 4.4 presenta las presiones de succión y descargas obtenidas de manera experimental para 100 % de carga térmica, distintos niveles de presión de vacío y temperatura ambiente. Se puede observar como la presión de descarga aumenta

de forma considerable cuando el vacío antes de la carga de refrigerante es menos profundo. Comparando la condición de presión de vacío de 250 micrones con la peor condición de vacío de 3000 micrones, la presión de descarga incrementó en aproximadamente 30.5 % a 22 °C, 24.4 % a 32 °C y 18.7 % a 42 °C.

TABLA 4.4: Presiones de trabajo a 100 % de Carga Térmica

	<i>100 % de Carga Térmica</i>					
<i>Temperatura ambiente</i>	22 °C		32 °C		42 °C	
<i>Presión de vacío [micrones]</i>	<i>Psucc [kPa]</i>	<i>Pdesc [kPa]</i>	<i>Psucc [kPa]</i>	<i>Pdesc [kPa]</i>	<i>Psucc [kPa]</i>	<i>Pdesc [kPa]</i>
250	259.039	1199.797	278.739	1475.514	298.334	1829.149
500	250.265	1197.828	270.980	1479.348	291.621	1826.474
1000	232.716	1193.890	255.464	1487.016	278.197	1821.124
2000	242.231	1250.758	273.255	1552.761	300.271	1903.54
3000	252.681	1565.594	285.523	1835.620	320.694	2171.7409

La presión de succión muestran una variación menor y no sigue un patrón en específico, lo que sugiere un comportamiento transitorio o interacción entre la distribución de los gases no condensables. Los resultados muestran que la contaminación en el sistema por causa de los gases no condensables afecta en mayor proporción la presión de descarga, y por ende, el trabajo realizado por el compresor.

La Tabla 4.5 y 4.6 muestran las presiones de operación del equipo de refrigeración cuando es sometido a diferente carga térmica al interior del gabinete.

Para las condiciones de 50 % y 25 % de carga térmica se observó que las presiones de succión y descarga tienen valores muy similares entre sí en todos los niveles de temperatura ambiente y vacío.

TABLA 4.5: Presiones de trabajo a 50 % de Carga Térmica

<i>Temperatura ambiente</i>	<i>50 % de Carga Térmica</i>					
	22 °C		32 °C		42 °C	
<i>Presión de vacío [micrones]</i>	<i>Psucc [kPa]</i>	<i>Pdesc [kPa]</i>	<i>Psucc [kPa]</i>	<i>Pdesc [kPa]</i>	<i>Psucc [kPa]</i>	<i>Pdesc [kPa]</i>
250	264.611	1237.475	282.087	1481.592	299.306	1827.033
500	254.568	1220.822	273.865	1480.715	291.828	1820.810
1000	234.484	1187.514	257.423	1478.963	276.874	1808.366
2000	245.605	1241.417	270.873	1523.683	299.178	1880.788
3000	256.353	1561.046	288.854	1845.897	323.006	2177.254

TABLA 4.6: Presiones de trabajo a 25 % de Carga Térmica

<i>Temperatura ambiente</i>	<i>25 % de Carga Térmica</i>					
	22 °C		32 °C		42 °C	
<i>Presión de vacío [micrones]</i>	<i>Psucc [kPa]</i>	<i>Pdesc [kPa]</i>	<i>Psucc [kPa]</i>	<i>Pdesc [kPa]</i>	<i>Psucc [kPa]</i>	<i>Pdesc [kPa]</i>
250	262.192	1198.323	282.289	1505.414	302.211	1810.680
500	254.093	1196.440	273.993	1494.297	295.259	1818.037
1000	237.896	1192.674	257.402	1472.063	281.355	1832.752
2000	245.599	1235.152	272.229	1528.766	301.741	1868.350
3000	259.199	1563.632	289.826	1842.562	326.132	2177.959

Las presiones de trabajo para 50 % y 25 % de carga térmica se encontró una diferencia menor al 1.3 % en todas las temperaturas analizadas, tanto en la presión de succión como en la presión de descarga. En promedio, las diferencias porcentuales fueron de 0.7 % a 1.1 % en la presión de succión y de 0.6 % a 1.3 % en la presión de descarga, dependiendo la temperatura ambiente. De igual manera, al comparar con la carga térmica del 100 % , las variaciones encontradas permanecen por debajo del 1.5 % en presión de succión y 1.3 % en presión de descarga.

Los resultados obtenidos demuestran que, la carga térmica tiene un impacto reducido en las presiones de trabajo, especialmente si se compara con los efectos que produce la temperatura ambiente y la presión de vacío alcanzada.

4.2 TEMPERATURAS INTERNAS Y DISTRIBUCIÓN TÉRMICA

En la presente sección abordaremos el comportamiento observado experimentalmente en las temperaturas de los intercambiadores de calor. De la misma forma, el subenfriamiento y sobrecalentamiento del refrigerante para las distintas condiciones de prueba en los ensayos. Por último se mostrará la temperatura interna presentada en el líquido de las latas a través de las diferentes presiones de vacío, temperatura ambiente y carga térmica.

4.2.1 IMPACTO EN LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

En los sistemas de refrigeración, la temperatura de condensación y evaporación va directamente relacionada con la presión de trabajo del equipo, dichos parámetros son fundamentales para el desempeño del sistema y la eficiencia del mismo.

La temperatura de condensación refleja la facilidad con la que el refrigerante cede calor al medio ambiente y la temperatura de evaporación está asociada a la presión en el evaporador, en este caso a la salida del evaporador o bien, succión del compresor, y define la capacidad del sistema de absorber calor en el lado de baja presión.

Como parte del análisis es importante resaltar el comportamiento de las temperaturas de condensación y evaporación en función de la presión de vacío alcanzada, así como el impacto generado por la temperatura del aire circundante.

4.2.1.1 TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN

En la Figura 4.6 se puede observar las curvas de comportamiento de la temperatura de condensación debido a los cambios generados por la presión de vacío, temperatura ambiente y carga térmica.

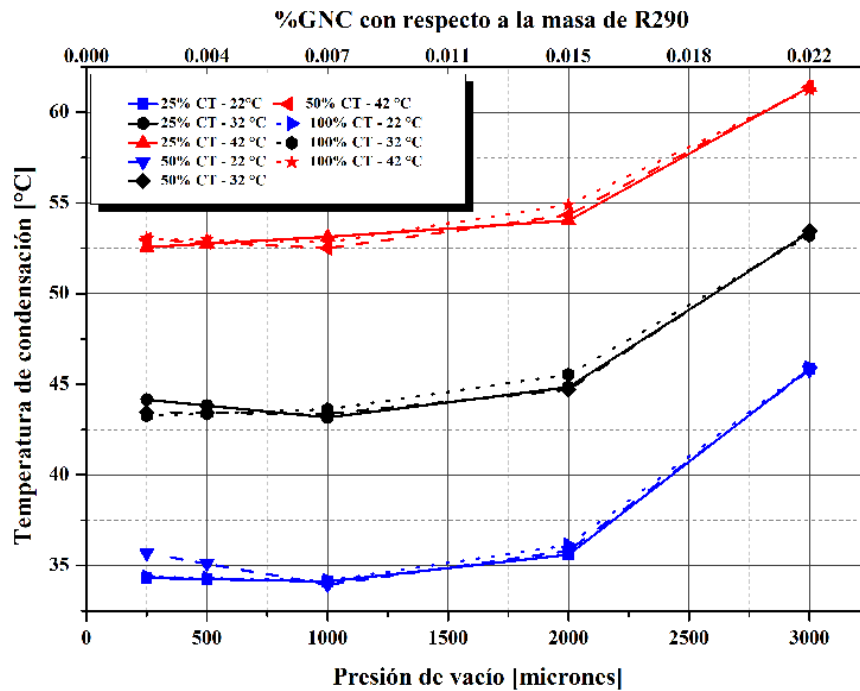


FIGURA 4.6: Temperatura de Condensación.

La carga térmica al interior del gabinete no tiene un impacto a considerar en la temperatura de condensación, ya que las curvas para 25 %, 50 % y 100 % están muy próximas entre sí. Lo que nos indica que la temperatura de condensación se encuentra más relacionada a la temperatura ambiente y a la cantidad de gases no condensables.

En la temperatura de condensación se puede observar un aumento considerable conforme aumenta la presión de descarga, especialmente a partir de los 1000 micrones, donde dicho efecto es más pronunciado siempre a la condición de 42 °C de temperatura ambiente, donde la temperatura de condensación puede superar en más

de 12 °C el valor registrado con un vacío adecuado de 250 micrones. Este comportamiento nos indica un mayor esfuerzo del compresor por rechazar calor, afectando de manera negativa el subenfriamiento y aumentando el consumo energético.

En la Tabla 4.7 se puede observar los datos numéricos del comportamiento de la temperatura de condensación tomada a partir de la presión de descarga y en función de la presión de vacío alcanzada, temperatura ambiente y carga térmica al interior del gabinete.

TABLA 4.7: Temperatura de Condensación

	<i>Carga Térmica</i>								
	25 %			50 %			100 %		
<i>Temperatura ambiente</i>	22 °C	32 °C	42 °C	22 °C	32 °C	42 °C	22 °C	32 °C	42 °C
<i>Presión de vacío [micrones]</i>	<i>Temperatura de Condensación [°C]</i>			<i>Temperatura de Condensación [°C]</i>			<i>Temperatura de Condensación [°C]</i>		
250	34.32	44.15	52.56	35.67	43.44	52.98	34.37	43.26	53.03
500	34.25	43.82	52.74	35.10	43.41	52.82	34.30	43.37	52.96
1000	34.12	43.16	53.12	33.94	43.36	52.50	34.16	43.60	52.82
2000	35.59	44.83	54.02	35.80	44.68	54.34	36.12	45.53	54.90
3000	45.84	53.37	61.39	45.77	53.46	61.37	45.90	53.20	61.25

Debido a la presencia de gases no condensables, a partir de los 1000 micrones de presión de vacío la temperatura de condensación aumenta de forma más notoria para cada uno de los casos de temperatura ambiente y carga térmica en el interior. Sin embargo, el incremento más pronunciado se tiene cuando el equipo opera a 42 °C de temperatura ambiente, alcanzado hasta 61 °C de temperatura de condensación en 3000 micrones de presión de vacío.

La influencia que ejerce la temperatura ambiente a 42 °C demuestra ser la condición donde se encuentran las temperaturas de condensación más altas. A 22 °C ambiente, la condensación inicia entre los 34 y 35 °C y sube de manera moderada, pero llega a 46 °C en el peor caso. La diferencia encontrada entre 22 °C y 42 °C supera los 15 °C en presencia alta de gases no condensables, es decir, a 3000 micrones de presión de vacío.

4.2.1.2 TEMPERATURA DE EVAPORACIÓN

En la Figura 4.7 se muestra la curvas de la temperatura de evaporación tomadas a partir de la presión de succión del equipo, y en función de la presión de vacío alcanzada, temperatura ambiente y carga térmica.

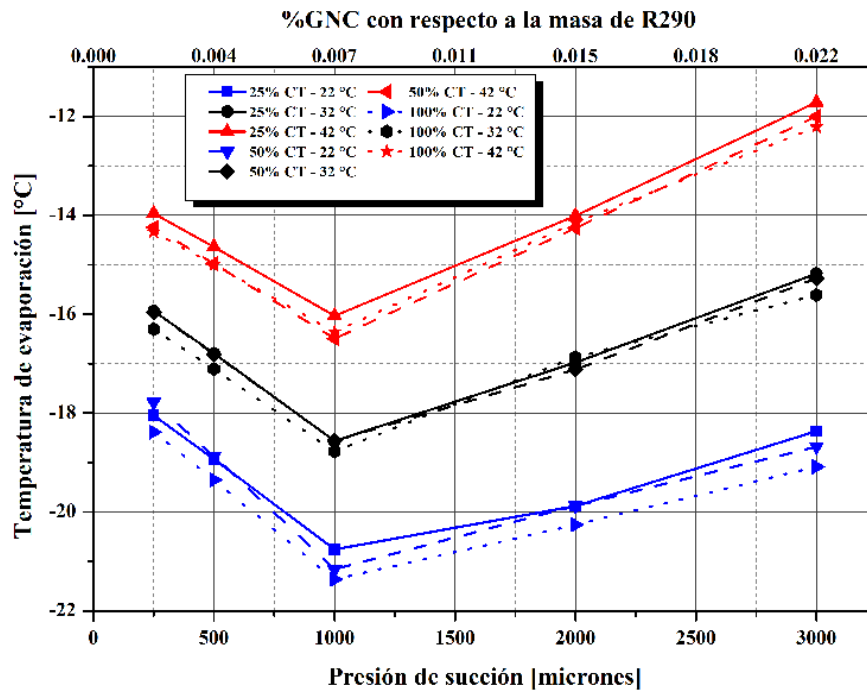


FIGURA 4.7: Temperatura de Evaporación.

Se observa una condición crítica cuando se alcanzan los 1000 micrones de presión de vacío, debido a que las curvas cambian de pendiente y la temperatura aumenta paulatinamente, mostrando ser un impacto significativo de los gases no condensables.

Con 3000 micrones de presión de vacío y 42 °C de temperatura ambiente, la temperatura de evaporación aumenta cerca de 8 °C respecto a la condición óptima de 250 micrones, lo que compromete el sobrecalentamiento y la estabilidad del sistema.

Los resultados obtenidos demuestran que la presencia de gases no condensables

y la temperatura ambiente influyen de manera significativa en las temperaturas de condensación y evaporación del sistema.

De la misma forma se puede apreciar un incremento en la temperatura de evaporación con el aumento de la presencia de gases no condensables, aunque la variación es menos significativa que en la condensación. Esto es capaz de reducir la diferencia de temperatura con la carga térmica y limitar la capacidad de absorción de calor del condensador.

En la Tabla 4.8 se tiene el comportamiento numérico de la temperatura de evaporación tomada a partir de la presión de succión del equipo y en base a la presión de vacío, temperatura ambiente y carga térmica.

TABLA 4.8: Temperatura de Evaporación

	<i>Carga Térmica</i>								
	25 %			50 %			100 %		
	22 °C	32 °C	42 °C	22 °C	32 °C	42 °C	22 °C	32 °C	42 °C
<i>Temperatura ambiente</i>	22 °C	32 °C	42 °C	22 °C	32 °C	42 °C	22 °C	32 °C	42 °C
<i>Presión de vacío [micrones]</i>	<i>Temperatura de Evaporación [°C]</i>			<i>Temperatura de Evaporación [°C]</i>			<i>Temperatura de Evaporación [°C]</i>		
250	-18.04	-15.93	-13.96	-17.78	-15.96	-14.24	-18.38	-16.30	-14.33
500	-18.92	-16.79	-14.64	-18.87	-16.80	-14.97	-19.35	-17.10	-15.00
1000	-20.76	-18.56	-16.03	-21.15	-18.56	-16.49	-21.36	-18.77	-16.35
2000	-19.87	-16.97	-14.00	-19.87	-17.12	-14.25	-20.26	-16.87	-14.14
3000	-18.36	-15.17	-11.71	-18.67	-15.27	-11.99	-19.08	-15.61	-12.21

Como parte del comportamiento de la temperatura de evaporación, a medida que aumenta la presión de succión, debido a un peor vacío, la temperatura de evaporación se incrementa, ocasionando una posible reducción en la capacidad de refrigeración. A 42 °C, la temperatura de evaporación se encuentra en su valores más altos, lo que muestra mayor carga térmica y reducción en la eficiencia del sistema.

Conforme la temperatura ambiente aumente, la temperatura de evaporación también lo hace, lo que indica que el compresor debe trabajar con presiones más altas para seguir manteniendo el ciclo en funcionamiento

4.2.2 INDICADORES DE TEMPERATURA DEL CICLO

Como parte del funcionamiento del ciclo de refrigeración se encuentra el subenfriamiento y sobrecalentamiento del refrigerante. De manera resumida, el subenfriamiento representa el grado de enfriamiento adicional que tiene el líquido refrigerante antes de ingresar al dispositivo medidor de flujo, y el sobrecalentamiento nos indica la cantidad de calor adicional que absorbe el refrigerante en fase gaseosa o vapor antes de llegar al compresor.

El subenfriamiento y sobrecalentamiento son de suma importancia para obtener una estabilidad y buena eficiencia, ya que comportamientos anormales de los mismos pueden representar problemas con la carga de refrigerante, presencia de gases no condensables o un intercambio térmico ineficiente. En este estudio se presentan los resultados obtenidos bajo diferentes niveles de vacío, temperatura ambiente y carga térmica al interior del gabinete, con el propósito de identificar su impacto sobre el comportamiento térmico del sistema.

Estos parámetros nos permiten evaluar el correcto funcionamiento del ciclo de refrigeración y la influencia de los gases no condensables en el rendimiento y operación del equipo

4.2.2.1 SUBENFRIAMIENTO

El subenfriamiento muestra la diferencia entre la temperatura del refrigerante en estado líquido a la salida del condensador y la temperatura de saturación que le corresponde a la presión de descarga.

En la Figura 4.8 se muestran las curvas de comportamiento del subenfriamiento del sistema.

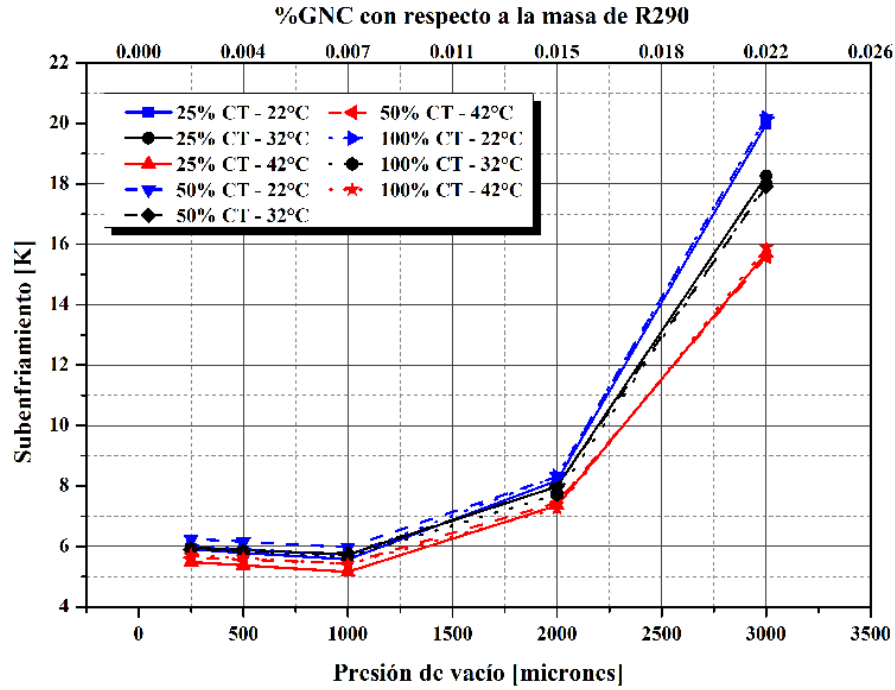


FIGURA 4.8: Subenfriamiento.

El comportamiento del subenfriamiento en las curvas mostró un comportamiento estable cuando el equipo cuenta con 250 y 1000 micrones previos a la carga de vacío, con valores próximos a 5 - 6 K para las tres condiciones de temperaturas ambiente. A partir de 2000 micrones de vacío, se observa un aumento progresivo, resultando en un aumento muy notorio entre 2000 y 3000 micrones, donde la temperatura de subenfriamiento alcanzó valores de 20 K a 22 °C, 18.1 K a 32 °C 15.6 K a 42 °C. Este aumento representa un crecimiento relativo entre 180 y 230 % respecto a los valores de subenfriamiento obtenidos para un vacío ideal de 250 micrones.

El efecto de la temperatura ambiente fue muy notoria, debido a que para un mismo nivel de gases no condensables, el subenfriamiento disminuye a medida que la temperatura ambiente aumenta. Por el contrario, la variación que se tiene en la carga térmica en el interior no demuestra un efecto significativo sobre el subenfriamiento, con diferencias menores a 0.8 K en todo el rango. Este comportamiento se explica debido a que los gases no condensables desplaza el vapor hacia la parte su-

perior del condensador, reduciendo el área efectiva de transferencia de calor para la condensación del refrigerante.

El subenfriamiento aumenta de manera drástica con la presencia de gases no condensables, especialmente en condiciones de baja temperatura. Esto se debe a que, con una menor carga térmica al exterior, el condensador tiene una mayor capacidad de transferencia, lo que facilita una acumulación de calor sensible en el refrigerante líquido, incrementando el subenfriamiento medido. Con temperaturas más altas, el incremento del subenfriamiento sigue elevado, pero el efecto se atenúa por la menor diferencia de temperatura disponible para la transferencia de calor del condensador hacia el ambiente.

En las Tabla 4.9, 4.10 y 4.11 se muestran los valores numéricos del subenfriamiento en función de la presión de vacío alcanzada, temperatura ambiente y carga térmica.

TABLA 4.9: Subenfriamiento a 100 % de Carga Térmica

	100 % Carga Térmica											
Temperatura ambiente	22 °C				32 °C				42 °C			
Presión de vacío [micrones]	Pdesc [kPa]	Tsat [°C]	Tsal Cond [°C]	SC [°C]	Pdesc [kPa]	Tsat [°C]	Tsal Cond [°C]	SC [°C]	Pdesc [kPa]	Tsat [°C]	Tsal Cond [°C]	SC [°C]
250	1199.7977	34.37	28.3518	6.02	1475.5143	43.26	37.3481	5.92	1829.1495	53.03	47.3262	5.71
500	1197.8287	34.30	28.3917	5.91	1479.3483	43.28	37.5524	5.83	1826.4745	52.97	47.3551	5.61
1000	1193.8909	34.17	28.4716	5.70	1487.0163	43.61	37.9441	5.66	1821.1245	52.83	47.4131	5.42
2000	1250.7583	36.12	27.7939	8.33	1552.7611	45.53	37.819	7.72	1903.54	54.91	47.6646	7.25
3000	1565.5945	45.90	25.7105	20.19	1835.6208	53.20	35.2111	17.99	2171.7409	61.25	45.3615	15.89

TABLA 4.10: Subenfriamiento a 50 % de Carga Térmica

	50 % Carga Térmica											
Temperatura ambiente	22 °C				32 °C				42 °C			
Presión de vacío [micrones]	Pdesc [kPa]	Tsat [°C]	Tsal Cond [°C]	SC [°C]	Pdesc [kPa]	Tsat [°C]	Tsal Cond [°C]	SC [°C]	Pdesc [kPa]	Tsat [°C]	Tsal Cond [°C]	SC [°C]
250	1237.4756	35.67	29.4173	6.25	1481.592	43.45	37.551	5.90	1827.0332	52.98	47.3522	5.63
500	1220.822	35.10	28.941	6.16	1480.7157	43.42	37.5693	5.85	1820.8109	52.82	47.2553	5.57
1000	1187.5149	33.94	27.9718	5.97	1478.9633	43.37	37.6	5.77	1808.3665	52.50	47.0617	5.44
2000	1241.4179	35.81	27.4981	8.31	1523.6834	44.69	36.7023	7.99	1880.7887	54.34	46.894	7.45
3000	1561.0461	45.77	25.5961	20.18	1845.8977	53.46	35.5499	17.91	2177.2546	61.37	45.7849	15.59

TABLA 4.11: Subenfriamiento a 25 % de Carga Térmica

<i>Temperatura ambiente</i>	<i>25 % Carga Térmica</i>											
	22 °C				32 °C				42 °C			
<i>Presión de vacío [micrones]</i>	<i>Pdesc [kPa]</i>	<i>Tsat [°C]</i>	<i>Tsal Cond [°C]</i>	<i>SC [°C]</i>	<i>Pdesc [kPa]</i>	<i>Tsat [°C]</i>	<i>Tsal Cond [°C]</i>	<i>SC [°C]</i>	<i>Pdesc [kPa]</i>	<i>Tsat [°C]</i>	<i>Tsal Cond [°C]</i>	<i>SC [°C]</i>
250	1198.3238	34.32	28.421	5.90	1505.4141	44.15	38.1919	5.96	1810.6804	52.56	47.08	5.48
500	1196.4407	34.26	28.4679	5.79	1494.2972	43.82	37.94	5.88	1818.0377	52.75	47.377	5.37
1000	1192.6746	34.12	28.555	5.57	1472.0635	43.16	37.4364	5.72	1832.7524	53.13	47.9713	5.16
2000	1235.1529	35.59	27.4127	8.18	1528.766	44.84	36.8573	7.98	1868.3509	54.03	46.681	7.35
3000	1563.6325	45.85	25.8768	19.97	1842.562	53.38	35.1179	18.26	2177.9599	61.39	45.6845	15.71

Cuando se tienen residuos de gases no condensables debido al mal procedimiento de vacío, la presión de descarga aumenta, incrementando la temperatura de condensación, por ende el refrigerante en estado líquido sale del condensador con más calor sensible. Este efecto aumenta cuando la cantidad de gases no condensables también lo hace, debido a que la temperatura de salida del condensador y la de saturación se amplifica.

Como parte del análisis del subenfriamiento, entre 250 y 1000 micrones, el subenfriamiento disminuye hasta un 5 % sin embargo, a partir de 2000 micrones, el subenfriamiento aumenta en un rango de 27 % a 38 % en comparación con un vacío óptimo de 250 micrones.

Para 3000 micrones el incremento es drásticamente alto, con valores por encima del 200 % para todos los casos, de igual manera el comportamiento del subenfriamiento es muy similar para las tres temperaturas ambiente.

4.2.2.2 SOBRECALENTAMIENTO

El sobrecalentamiento indica la diferencia de la temperatura del refrigerante en la salida del evaporador y la temperatura de saturación correspondiente a la presión de succión. Esto garantiza que no haya líquido en la línea de succión del compresor, protegiéndolo de daños mecánicos.

Se muestra en la Figura 4.9 el comportamiento de las curvas del sobrecalentamiento del sistema.

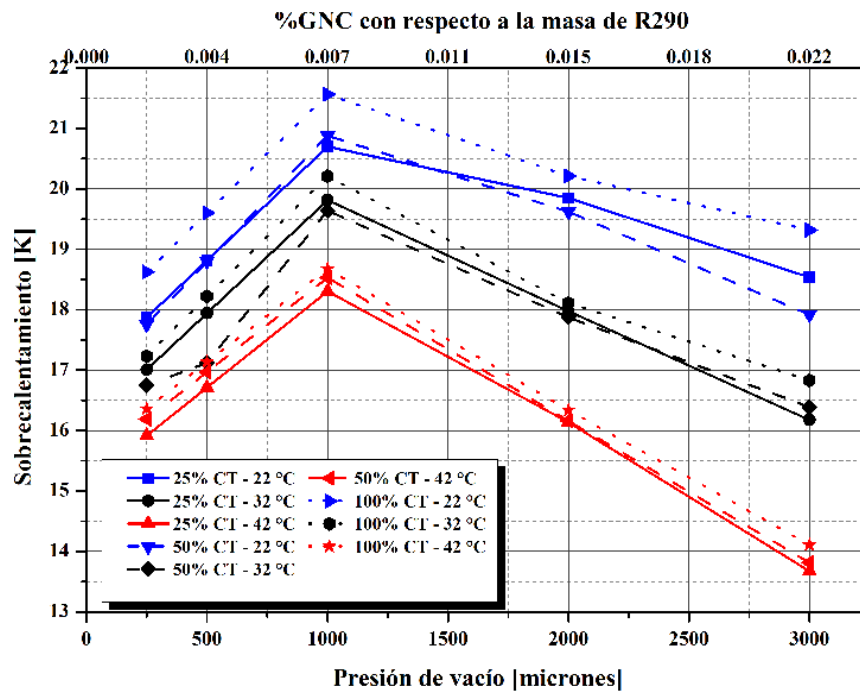


FIGURA 4.9: Curvas del comportamiento del Sobrecalentamiento.

En las curvas del comportamiento se puede observar la variación del sobrecalentamiento en el evaporador en función de la presión de vacío y el contenido de gases no condensables en el sistema, bajo diferentes condiciones de temperatura ambiente y carga térmica en el interior del gabinete.

Se observa que el sobrecalentamiento presenta un comportamiento no lineal,

es decir, aumenta hasta un valor máximo de 1000 micrones, cuando el porcentaje de gases no condensables se encuentra alrededor de 0.007 - 0.011, disminuye conforme aumenta la presión de vacío.

Este comportamiento se mantiene en todas las condiciones evaluadas, lo que indica que los gases no condensables afectan el intercambio térmico en el evaporador a medida que se acumulan.

En cuestión de la temperatura ambiente se aprecia un efecto más significativo, debido que a mayor temperatura ambiente, el sobrecalentamiento es menor. Para condiciones de 22 °C, los valores alcanzan hasta 22 K, mientras que para 32 °C oscilan entre 16 y 20 K, por último para 42 °C, se tiene un descenso a valores de 13 a 18 K. El comportamiento mostrado se asocia al incremento de la presión de condensación en ambientes calidos, que altera la relación de presiones y el flujo másico del refrigerante, reduciendo el sobrecalentamiento.

Para la carga térmica, su efecto es poco relevante comparado con la temperatura ambiente, ya que las tres cargas térmicas durante los ensayos muestran curvas muy cercanas entre sí.

Por último, el efecto de los gases no condensables es evidente, al pasar de 0.000 a 0.022 de fracción másica de gases no condensables, el sobrecalentamiento disminuye en valores aproximados de 18 % a 28 % dependiendo la temperatura ambiente. Esto demuestra que la presencia de gases no condensables limita la capacidad del evaporador para mantener la temperatura adecuada de sobrecalentamiento en el sistema de refrigeración.

Se puede observar como el sobrecalentamiento aumenta desde 250 hasta 1000 micrones, posteriormente disminuye progresivamente hasta los 3000 micrones de vacío. Los gases no condensables empiezan a impactar significativamente a partir de los 1000 micrones.

Los valores de la temperatura ambiente a 42 °C, son menores a comparación de

22 °C, lo que puede indicar que las altas temperaturas reducen el sobrecalentamiento. La influencia de la carga térmica es baja, con diferencias con mayor impacto en ambientes fríos.

Los valores numéricos del sobrecalentamiento del equipo de refrigeración en función de la presión de vacío, temperatura ambiente y carga térmica se muestra en la Tabla 4.12, 4.13 y 4.14

TABLA 4.12: Sobrecalentamiento a 100 % de Carga Térmica

<i>Temperatura ambiente</i>	<i>100 % Carga Térmica</i>											
	22 °C				32 °C				42 °C			
<i>Presión de vacío [micrones]</i>	<i>Psucc [kPa]</i>	<i>Tsat [°C]</i>	<i>Tsal Evap [°C]</i>	<i>SH [°C]</i>	<i>Psucc [kPa]</i>	<i>Tsat [°C]</i>	<i>Tsal Evap [°C]</i>	<i>SH [°C]</i>	<i>Psucc [kPa]</i>	<i>Tsat [°C]</i>	<i>Tsal Evap [°C]</i>	<i>SH [°C]</i>
250	259.0399	-18.3861	0.2371	18.62	278.739	-16.3030	0.9273	17.23	298.334	-14.3386	2.0219	16.36
500	250.2653	-19.3528	0.2393	19.60	270.9808	-17.1097	1.094	18.22	291.6218	-15.0002	2.1208	17.13
1000	232.7161	-21.3662	0.1954	21.56	255.4646	-18.7770	1.4302	20.20	278.1976	-16.3587	2.3188	18.67
2000	242.2314	-20.2607	0.0476	20.30	273.2559	-16.8713	1.2392	18.11	300.271	-14.1497	2.1899	16.33
3000	252.681	-19.0841	0.234	19.31	285.5236	-15.6163	1.2182	16.82	320.6944	-12.2125	1.8964	14.10

TABLA 4.13: Sobrecalentamiento a 50 % de Carga Térmica

<i>Temperatura ambiente</i>	<i>50 % Carga Térmica</i>											
	22 °C				32 °C				42 °C			
<i>Presión de vacío [micrones]</i>	<i>Psucc [kPa]</i>	<i>Tsat [°C]</i>	<i>Tsal Evap [°C]</i>	<i>SH [°C]</i>	<i>Psucc [kPa]</i>	<i>Tsat [°C]</i>	<i>Tsal Evap [°C]</i>	<i>SH [°C]</i>	<i>Psucc [kPa]</i>	<i>Tsat [°C]</i>	<i>Tsal Evap [°C]</i>	<i>SH [°C]</i>
250	264.611	-17.7851	0.0342	17.81	282.087	-15.9601	0.7882	16.74	299.3062	-14.2437	1.9444	16.18
500	254.5689	-18.8755	0.1003	18.79	273.8659	-16.8077	0.8253	17.12	291.8289	-14.9796	1.9745	16.96
1000	234.4847	-21.1581	0.28	21.43	257.4239	-18.5623	1.0771	19.63	276.8744	-16.4953	2.035	18.53
2000	245.6053	-19.8767	0.2562	20.13	270.873	-17.1210	0.7521	17.87	299.1781	-14.2561	1.904	16.16
3000	256.3534	-18.6794	0.762	19.44	288.854	-15.2764	1.1113	16.38	323.0062	-11.9991	1.8177	13.81

TABLA 4.14: Sobrecalentamiento a 25 % de Carga Térmica

<i>Temperatura ambiente</i>	<i>25 % Carga Térmica</i>											
	22 °C				32 °C				42 °C			
<i>Presión de vacío [micrones]</i>	<i>Psucc [kPa]</i>	<i>Tsat [°C]</i>	<i>Tsal Evap [°C]</i>	<i>SH [°C]</i>	<i>Psucc [kPa]</i>	<i>Tsat [°C]</i>	<i>Tsal Evap [°C]</i>	<i>SH [°C]</i>	<i>Psucc [kPa]</i>	<i>Tsat [°C]</i>	<i>Tsal Evap [°C]</i>	<i>SH [°C]</i>
250	262.1923	-18.0449	0.1759	18.22	282.2898	-15.9394	1.0665	17.00	302.2111	-13.9615	1.95	15.91
500	254.0936	-18.9279	0.1499	18.81	273.9939	-16.7943	1.1276	17.94	295.2592	-14.6402	2.0588	16.71
1000	237.8963	-20.7602	0.0618	20.82	257.4023	-18.5646	1.25	19.81	281.3555	-16.0347	2.2691	18.30
2000	245.5998	-19.8773	0.029	19.90	272.2296	-16.9786	0.9972	17.97	301.7415	-14.0070	2.1271	16.13
3000	259.1993	-18.3688	0.168	18.53	289.8267	-15.1791	0.9961	16.17	326.1328	-11.7123	1.9579	13.67

En los tres niveles de carga térmica, el sobrecalentamiento aumentó cuando la presión de vacío pasó de 250 a 1000 micrones de vacío, alcanzando el valor más alto

en torno a este punto, posteriormente disminuyo cuando el vacío llegó a los 3000 micrones.

Las variaciones porcentuales más representativas para la carga térmica del 100 % fue de 15.8 % a 22 °C, 20.1 % a 32 °C y 32.4 % a 42 °C. La carga térmica de 50 % mostró un comportamiento porcentual muy similar de 20.3 % a 22 °C, 19.8 % a 32 °C y 34.2 % a 42 °C. Por último, para la carga térmica de 25 % se tienen valores de 14.3 % a 22 °C, 22.5 % a 32 °C y 33.8 % a 42 °C.

Se puede observar que para la temperatura ambiente de 42 °C, las variaciones alcanzan valores por encima del 33 %, lo que muestra la influencia de la temperatura ambiente sobre el sobrecalentamiento, a la par del efecto de los gases no condensables presentes en función de la presión de vacío.

El sobrecalentamiento tuvo una ligera disminución al reducir la carga térmica, comparando los valores de 100 % de carga térmica se tiene un sobrecalentamiento de 18.52 °C a 32 °C de temperatura ambiente con respecto a 25 % de carga térmica con la cual se obtuvo un valor de sobrecalentamiento de 17.78 °C a la misma temperatura ambiente, mostrando una diferencia de 4.0 %, resultando en valores porcentuales muy similares para las otras temperaturas ambientes a las cuales se hicieron los ensayos.

Las diferencias muestran que la carga térmica no modifica en gran manera el sobrecalentamiento, las tablas mostradas anteriormente muestran valores muy similares entre cargas térmicas, sin embargo los valores de la temperatura ambiente representan el factor más determinante donde se encuentra la mayor parte de la variación del sobrecalentamiento.

4.2.3 TIEMPO DE ABATIMIENTO

Como parte del estudio de esta investigación se encuentra el tiempo de abatimiento del sistema. Se define como el tiempo necesario para que el producto al

interior del refrigerador alcanza una temperatura objetivo a partir de una temperatura inicial.

En la Figura 4.10 se muestran las curvas características del tiempo de abatimiento del equipo de refrigeración.

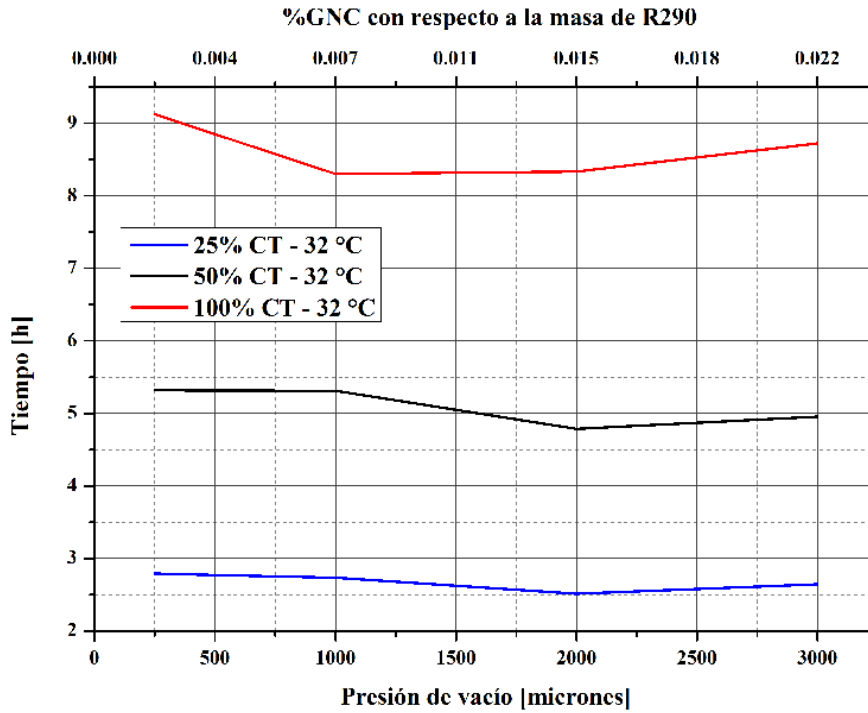


FIGURA 4.10: Curvas características del Tiempo de Abatimiento.

Esta variable es fundamental para observar el desempeño del sistema, ya que muestra la capacidad del equipo para extraer calor de manera uniforme. En el contexto de esta investigación, el tiempo de abatimiento permite estudiar el impacto de los gases no condensables, la carga térmica y la temperatura ambiente y su influencia en el enfriamiento del refrigerador.

El tiempo de abatimiento mostró una variación muy evidente en función de la carga térmica y, en menor medida, la presión de vacío previo a la carga de refrigerante. Por recomendación de la NOM-022-ENER/SCFI-2014 [34] se mantuvo en 32 °C la temperatura ambiente al igual que la carga térmica, para posteriormente

encender el equipo y observar el tiempo necesario para refrigerar la carga al interior.

Como primer punto, la carga térmica al interior tuvo un gran impacto sobre el tiempo de abatimiento. Cuando el sistema contenía el 25 % de carga, es decir, 45 latas, el tiempo promedio necesario para enfriar los productos fue de aproximadamente de 2.7 horas, mientras que para 90 latas o el 50 % de carga térmica, se incrementó a 5.1 horas. Esto representa un aumento del 89 %.

Por último, para el 100 % de carga térmica, lo que son 180 latas al interior, el tiempo alcanzó valores cercanos a las 9 horas, un incremento del 70 % con respecto a la carga intermedia y aproximadamente 3.2 veces más que la carga de 25 %. Esto demuestra que la masa de las latas al interior del gabinete, es un parámetro muy determinante para el tiempo que conlleva abatir la temperatura ambiente de 32 °C, debido a que a mayor cantidad de producto, mayor energía debe extraerse.

En cuestión de la presión de vacío, y por ende, el contenido de gases no condensables, se observó un comportamiento no lineal. El tiempo de abatimiento no obtuvo valores mínimos en las mejores condiciones de vacío, en este caso, 250 micrones, sino que presentó valores más bajos en un rango de presiones de vacío entre 1500 y 2000 micrones, para las tres cargas evaluadas.

Si se toma como ejemplo la carga térmica del 50 %, el tiempo pasó de 5.3 a 4.7 horas, una reducción del 11 %, al aumentar la presión de vacío de 250 a 2000 micrones, posteriormente incrementó a 4.9 horas en 3000 micrones. De forma similar, el comportamiento para la carga térmica de 100 %, el tiempo disminuyó de 9.1 a 8.3 horas, una reducción del 8.8 % en el mismo rango de valores de presión de vacío, posteriormente aumentó hasta 8.7 horas en la condición de mayor presencia de gases no condensables.

Este comportamiento revela que, dentro de las condiciones de prueba evaluadas en los ensayos, la influencia de los gases no condensables sobre el tiempo de abatimiento fue menos notoria e influyente en el refrigerador comercial. La carga térmica domina en mayor medida el comportamiento del tiempo de abatimiento.

4.2.4 TEMPERATURAS DE LATAS POR NIVEL

En los sistemas de refrigeración es de suma importancia que el evaporador tenga un buen rendimiento térmico. En este contexto, la temperatura de las latas constituye un indicador directo del desempeño del sistema, debido a que refleja si el sistema extrae de una manera correcta el calor del interior.

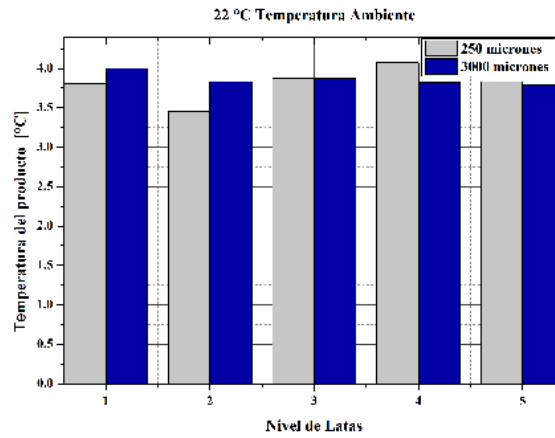
Analizar esta variable permite identificar variaciones en la capacidad de enfriamiento bajo diferentes condiciones en los ensayos, tales como cambios en la presión de vacío, presencia de gases no condensables, temperatura ambiente y carga térmica.

Registrar la temperatura de las latas facilita la correlación con parámetros de funcionamiento del compresor y del ciclo de refrigeración, como presiones, subenfriamiento y sobrecalentamiento, ofreciendo una visión del impacto de las condiciones experimentales en la eficiencia energética y en el enfriamiento de los productos al interior del refrigerador.

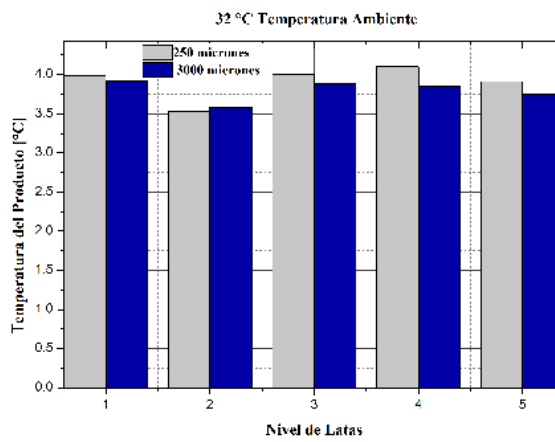
A continuación en la Figura 4.11 se muestra el comportamiento de la temperatura de las latas después del abatimiento a 100 % de carga térmica y a 250 y 3000 micrones de presión de vacío.

Las gráficas mostradas corresponden a la temperatura final de las latas después del tiempo de abatimiento, la cual permite evaluar si los gases no condensables influyen directamente en el producto refrigerado bajo distintas condiciones de operación.

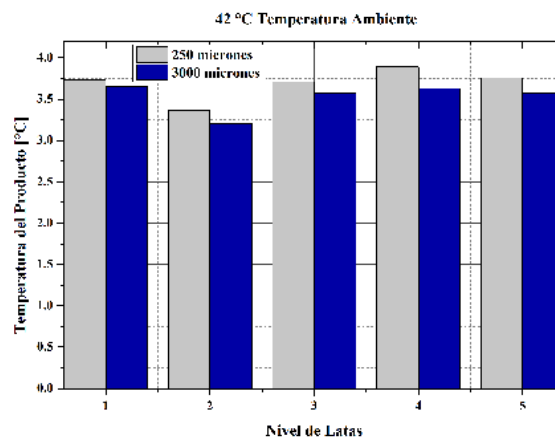
Se observa que la temperatura de las latas se mantiene en un intervalo de valores comprendido entre 3.2 y 4.1 °C, lo cual indica que el sistema es capaz de alcanzar una adecuada condición de operación a pesar de la temperatura ambiente y el nivel de vacío. La diferencia encontrada entre los niveles que componen las charolas del refrigerador comercial no superan los 0.2 °C, lo que refleja una buena distribución térmica atribuibles a la dinámica de la convección forzada del aire al interior del gabinete.



(a) 22 °C



(b) 32 °C



(c) 42 °C

FIGURA 4.11: Comparación de la temperatura final de las latas después del abati-
miento para distintos niveles y condiciones de vacío.

Se aprecia que al comparar las condiciones de 250 y 3000 micrones y 100 % de carga térmica la presencia de gases no condensables genera únicamente variaciones en la temperatura del producto con valores menores a los 0.2 °C. Los gases no condensables afectan el buen funcionamiento del sistema de refrigeración al afectar las presiones y temperaturas de trabajo del equipo, no obstante, esto se ve reflejado directamente en un mayor consumo energético y en una operación menos estable, sin embargo, no representa un impacto a considerar en la temperatura final de las latas.

La temperatura ambiente no ejerce un efecto notorio en las condiciones de temperatura final del producto. A pesar de la temperatura ambiente más alta, el sistema mantiene la temperatura de las latas en un rango aceptable, a pesar de un mayor esfuerzo del compresor. Este comportamiento es muy similar para las cargas térmicas de 50 % y de 25 %, por lo cual se puede entender que los gases no condensables reducen la eficiencia del sistema de refrigeración, pero no necesariamente impiden el objetivo primordial del equipo a la hora de conservar en una temperatura baja los productos almacenandos.

CAPÍTULO 5

CONCLUSIONES

En el presente capítulo se presentan las conclusiones encontradas a través de los resultados obtenidos, los cuales puntualizan la investigación realizada para observar los efectos de los gases no condensables presentes debido a un proceso de vacío deficiente previo a la carga de refrigerante en un sistema de refrigeración comercial

5.1 CONCLUSIONES

El objetivo de este trabajo de investigación consistió en realizar la evaluación del efecto de los gases no condensables en el consumo energético de un refrigerador comercial que opera con R290.

La hipótesis dicta que los procesos de vacío deficientes previos a la carga de refrigerante comprometen el funcionamiento del sistema de refrigeración, principalmente en el consumo de energía eléctrica y en la variación de las presiones y temperaturas de trabajo en el condensador y evaporador, esperando que el efecto incremente con la cantidad de gases no condensables en el equipo dependiendo de la presión de vacío a la que se alcance.

Además, se puso a prueba el equipo bajo condiciones ambientales de 22 °C, 32 °C y 42 °C, y diferente carga térmica en el gabinete.

Después de analizar los resultados obtenidos y la comparación entre las diferentes condiciones de ensayo, se presentan algunas conclusiones que se alistan a continuación:

Influencia de los gases no condensables

El vacío alcanzado previo a la carga de refrigerante tuvo un impacto directo en el funcionamiento del ciclo. Para presión de 250 y 500 micrones, el sistema de refrigeración funcionó de manera uniforme, con variaciones muy mínimas en los parámetros medidos. Sin embargo, a partir de los 1000 micrones de vacío se observaron variaciones en el sobrecalentamiento y presión de succión, lo cual indica presencia de gases no condensables en las tuberías del equipo. Estas condiciones de operación provocaron un aumento hasta del 15 % en el consumo energético respecto a los niveles de vacío más bajos. El efecto a los 3000 micrones de vacío se alcanzaron los mayores consumos de energía y mayores fluctuaciones en la operación del sistema.

Efecto de la temperatura ambiente

La temperatura ambiente con la cual estuvo trabajando el refrigerador comercial resultó ser el factor más determinante en la influencia del desempeño del sistema. Incrementar de 22 °C a 42 °C generó aumentos de hasta un 136 % en el consumo de energía, pasando de 48.74 Wh a 115.14 Wh el equipo operando con 250 micrones de vacío y carga térmica del 25 %. La corriente y potencia promedio mostraron aumentos del 18 % en sus valores de operación. Estos resultados muestran que la condensación es la etapa más sensible del ciclo y que la capacidad del equipo se ve limitada en ambientes más cálidos.

Efecto de la carga térmica

La variación en la carga térmica al interior del gabinete mostró tener un impacto muy reducido en la mayoría de los parámetros. El aumento de carga térmica provocó un abatimiento más lento de las latas, sin embargo, para el consumo energético, temperaturas y presiones de operación permanecieron prácticamente constantes. Para el ensayo de 22 °C y 250 micrones de vacío, el consumo de energía varió menos de un 1 % entre 25 % y 100 % de carga térmica. Este valor demuestra que la carga al interior del refrigerador no representa un cambio significativo frente a los parámetros de funcionamiento.

CAPÍTULO 6

TRABAJOS FUTUROS

Como parte de los resultados obtenidos en el presente trabajo de investigación, se identifican diversas líneas de trabajo que podrían complementar y ampliar el grado de conocimiento sobre el efecto de los gases no condensables en sistemas de refrigeración doméstica y comercial.

Partiendo del primer lugar, se recomienda realizar modelos de experimentación tal que permitan cuantificar directamente la concentración de gases no condensables presentes en el sistema, con el objetivo de comparar dichos valores con las estimaciones teóricas obtenidas. Esto permitirá reducir la incertidumbre asociada a la hipótesis del comportamiento del sistema.

De igual manera, sería de gran interés seguir analizando diferentes niveles de vacío entre intervalos más pequeños para identificar con mayor precisión el punto a partir del cual los gases no condensables comienzan afectar el desempeño del sistema.

Otra línea de investigación consiste en estudiar los efectos de los gases no condensables en sistemas de refrigeración que empleen diferentes refrigerantes, tales como el R600a el cual se está utilizando a gran escala en refrigeradores domésticos, al igual que el R134a que aun lo tienen ciertos sistemas de refrigeración.

Por último se sugiere desarrollar modelos numéricos o simulaciones que incor-

poren el comportamiento de las mezclas refrigerante - gas no condensable. Dichos modelos podrían emplearse para predecir los cambios en temperaturas medidas, presión, consumo energético entre otras características bajo diferentes condiciones de operación.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] T. Kuehn. *Thermal Environmental Engineering*. Pretience Hall, 1998.
- [2] J. L. Dupont, P. Domanski, P. Lebrun, and F. Ziegler. The role of refrigeration in the global economy. Technical report, International Institute of Refrigeration, 2019.
- [3] G. Yáñez. *Buenas Prácticas en Sistemas de Refrigeración y Aire Acondicionado*. Secretaría del Medio Ambiente y Recursos Naturales (SEMARNAT), México, 2006.
- [4] G. Yáñez. *Buenas Prácticas en el Uso de Sustancias Alternativas a los Hidroclorofluorocarbonos*. Secretaría del Medio Ambiente y Recursos Naturales (SEMARNAT), México, 2014.
- [5] Naciones Unidas. Objetivos y metas de desarrollo sostenible, 2020. Consultado en diciembre de 2020.
- [6] Santiago Martínez-Ballester, Laetitia Bardoulet, Alessandro Pisano, and José M. Corberán. Visualization of refrigerant flow at the capillary tube inlet of a high-efficiency household refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, 2017.
- [7] A. I. Fonseca Mendoza. Buenas prácticas para la optimización en los sistemas de refrigeración en tiendas de conveniencia, 2009.

-
- [8] James M. Calm. The next generation of refrigerants – historical review, considerations, and outlook. *International Journal of Refrigeration*, 31:1123–1133, 2008.
- [9] Yunus A. Çengel and Michael A. Boles. *Termodinámica*. McGraw-Hill, 8 edition, 2015.
- [10] J. Havrella. *Fundamentos de Calefacción, Ventilación y Acondicionamiento de Aire*. Limusa, 1 edition, 1983.
- [11] Virgil Moring Faires. *Termodinámica*. Editorial UTHEA, México, 6 edition, 1983.
- [12] Shailendra Kasera, Rajlakshmi Nayak, and Shishir Chandra Bhaduri. Energy performance evaluation of variable speed milk refrigerator using propane (r290). *Journal of King Saud University – Engineering Sciences*, 2022.
- [13] Sanjaykumar A. Borikar, Mahendra M. Gupta, Mashhour A. Alazwari, Praateek D. Malwe, Essam B. Moustafa, Hitesh Panchal, and Ammar Elsheikh. A case study on experimental and statistical analysis of energy consumption of domestic refrigerator. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2021.
- [14] Rezaur Rahman, Md. Arafat Hossain, Shubhra Kanti Das, and Adnan Hasan. Performance improvement of a domestic refrigerator using phase change material (pcm). *Global Journal of Research in Engineering*, 13(A10):17–22, 2013.
- [15] Ahmad H. Sabry and Pin Jern Ker. Improvement on energy consumption of a refrigerator within pv system including battery storage. *Energy Reports*, 2021.
- [16] D. Sánchez, A. Andreu Nácher, D. Calleja-Anta, R. Llopis, and R. Cabello. Energy impact evaluation of different low-gwp alternatives to replace r134a in a beverage cooler. *Energy Conversion and Management*, 2022.
- [17] Kittiwoot Sutthivirode and Tongchana Thongtip. Experimental investigation of a two-phase ejector installed into the refrigeration system for performance enhancement. *Energy Reports*, 2022.

-
- [18] M. F. Noyola Reta, F. A. Sánchez Cruz, H. G. Ramírez Hernández, A. Morales Fuentes, S. Méndez Díaz, S. Martínez Martínez, and R. Salgado Ayala. Evaluación de la presencia de gases no condensables en el consumo de energía de un refrigerador doméstico. In *Sociedad Mexicana de Ingeniería Mecánica*, 2021.
- [19] Luca Cecchinato, Maurizio Dell'Eva, Ezio Fornasieri, Massimo Marcer, Orlando Monego, and Claudio Zilio. The effect of non-condensable gases in domestic appliances. *International Journal of Refrigeration*, 2007.
- [20] Rodolfo S. Espíndola, Fernando T. Knabben, Cláudio Melo, and Christian J. L. Hermes. Performance evaluation of household refrigerators running with r600a contaminated with non-condensable gases. *International Journal of Refrigeration*, 2019.
- [21] Santiago Martínez-Ballester, Laetitia Bardoulet, Alessandro Pisano, and José M. Corberán. Visualization of refrigerant flow at the capillary tube inlet of a high-efficiency household refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, 73:200–208, 2017.
- [22] Laetitia Bardoulet, José M. Corberán, and Santiago Martínez-Ballester. How to achieve full liquid conditions at the capillary tube inlet of a household refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, 2019.
- [23] Yifeng Hu and David P. Yuill. Non-condensable gas in the refrigerant of air-source heat pumps: Interactions between detection features, charge level, and temperature. *International Journal of Refrigeration*, 2023.
- [24] James R. Welty, Charles E. Wicks, Robert E. Wilson, and Gregory L. Rorrer. *Fundamentos de transferencia de momento, calor y masa*. Editorial Limusa, México, 2 edition, 1999.
- [25] Ansi/ashrae standard 34-2019: Designation and safety classification of refrigerants, 2019.

-
- [26] Carlos González Sierra. *Refrigeración industrial*. Editorial Alfaomega, México, 2 edition, 2011.
- [27] Arthur E. Fitzgerald, Charles Kingsley, and Stephen D. Umans. *Máquinas eléctricas*. McGraw-Hill, México, 6 edition, 2003.
- [28] Stephen J. Chapman. *Máquinas eléctricas*. McGraw-Hill, México, 5 edition, 2012.
- [29] Juan Manuel Belman-Flores, María Fernanda Meza Enríquez, Uriel Arredondo-Gutiérrez, Christian Arturo Campos-Vega, Emilio Galván-Rentería, and David Rodríguez-Valderrama. Estudio experimental de los refrigerantes r1234ze(e) y r516a para el reemplazo del r134a en un refrigerador doméstico. *Acta Universitaria Universidad de Guanajuato*, 33, 2023.
- [30] R. B. Cardoso. Influences of the ambient temperature, degradation effect and usage habits over the energy consumption of domestic refrigerators in brazil. *Research, Society and Development (RSD Journal)*, 2022.
- [31] Juan M. Belman-Flores, Diana Pardo-Cely, Miguel A. Gómez-Martínez, Iván Hernández-Pérez, David A. Rodríguez-Valderrama, and Yonathan Heredia-Aricapa. Thermal and energy evaluation of a domestic refrigerator under the influence of the thermal load. *Energies*, 12(3):400, 2019.
- [32] Bin Sun and Mingfei Xu. A study on the performance of refrigeration system in the humidified air. In *Advances in Intelligent and Soft Computing*. 2011.
- [33] L. A. Mahdi, H. M. Ali, M. K. Al-Naame, A. Oodaaabd, W. K. Alani, S. H. Omran, and H. A. Abdul Wahhab. Chest freezer performance with non-condensable gases. *International Journal of Computational Methods and Experimental Measurements*, 11(4):239–243, 2023.
- [34] Norma oficial mexicana nom-022-ener/scfi-2014, eficiencia energética y requisitos de seguridad al usuario para aparatos de refrigeración comercial autocontenidos, 2014. Límites, métodos de prueba y etiquetado.

-
- [35] Kenneth A. Goldsby and Raymond Chang. *Química*. McGraw-Hill Education, 12 edition, 2015.
- [36] Juan Carlos Silva Romero. Evaluación del desempeño de un sistema de refrigeración comercial ligero en la sustitución del refrigerante r134a por r1234yf y r1234ze. Tesis de maestría, Universidad Autónoma de Nuevo León, 2021.

RESUMEN AUTOBIOGRÁFICO

Raúl Santana Rodríguez Moreno

Candidato para obtener el grado de
Maestría en Ciencias de la Ingeniería
con Orientación en Energías Térmica y Renovable

Universidad Autónoma de Nuevo León
Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica

Tesis:

EVALUACIÓN DEL EFECTO DE LOS GASES NO CONDENSABLES EN
EL CONSUMO ENERGÉTICO DE UN REFRIGERADOR COMERCIAL QUE
OPERA CON R290

Mi nombre es Raúl Santana Rodríguez Moreno, nacido en el municipio de San Nicolás de los Garza, Nuevo León, México, el 1 de marzo del año 2000. Mis padres son Raúl Mario Rodríguez Domínguez e Hilda Moreno Urbano, quienes siempre me han brindado todo su apoyo, cariño y amor incondicionalmente. A lo largo de toda mi formación académica no contaba con algo en específico para estudiar profesionalmente. Cuando se es niño es muy sencillo decir: "voy a ser esto." "voy a estudiar lo otro". En mi caso, yo decía que quería ser Médico Cirujano, pero, irónicamente, las agujas no son para nada lo mío. De igual manera, hubo un tiempo en el que mi gran área de interés era la investigación de vida en otros planetas, así como de

objetos voladores no identificados, a lo que se le conoce como Ufología. Estudiar Biología pasó también por mi mente en algún momento; ya acabando mis estudios de secundaria pensé seriamente en estudiar Psicología en un futuro.

Terminé la secundaria con esa idea; sin embargo, al entrar a la Preparatoria 16 de la UANL, comencé a tomarle un gusto muy particular a las matemáticas, especialmente a temas como álgebra, geometría analítica, derivadas e integrales básicas. A partir de ahí, se fue convirtiendo en un gusto descubrir qué tanto se podía aprender sobre todo esto. De la misma forma, la física llamó profundamente mi atención. Tópicos como las leyes de movimiento de Newton, ondas, calor y, por supuesto, electricidad, terminaron de ser el detonante para decantarme definitivamente por el estudio de una ingeniería. Ya al final de la preparatoria recibía por parte de mi papá clases de electricidad y mecánica, ya que era algo de gran interés para mí, y como él siempre se dedicó a trabajar en el área de mantenimiento y conservación, tenía muchas cosas que enseñarme. Hoy en día mi padre está a punto de jubilarse como trabajador del IMSS, siempre inculcándome el valor de la responsabilidad y puntualidad para cumplir con el trabajo, al igual que mi madre, personas sumamente trabajadoras y esforzadas.

Después de todo, finalmente entré a la Facultad de Ingeniería de la UANL un mes de agosto de 2017 para estudiar la carrera de Ingeniero Mecánico Electricista, concluyendo mis estudios de licenciatura satisfactoriamente en el mes de junio del año 2022. La ingeniería térmica siempre fue una rama que me daba tanto gusto estudiar; claro, no era sencillo, pero vaya que disfrutaba conocer más y más de ella.

De hecho, un área de aplicación de la ingeniería térmica a la que mi padre siempre me recomendó prestarle atención era la refrigeración y el aire acondicionado.

Así fue como todo lo que había estudiado de termodinámica, transferencia de calor y mecánica de fluidos lo podía ver aplicable al estudio de los sistemas de refrigeración. Me apasionó tanto que, saliendo de la carrera, opté por seguir preparándome académicamente y estudiar la Maestría en Energía Térmica y Renovable, empezando

en agosto de 2022 y finalizando el plan de estudios en junio de 2024, la cual me ha ayudado tanto en mi vida personal como profesional. A la par de estudiar el posgrado, también terminé una carrera técnica en Educación Continua de la FIME como Técnico en Refrigeración y Calefacción Industrial.

Estoy agradecido con Dios por todo lo bueno que Él ha sido conmigo; nunca tendré cómo pagar cada muestra de gracia y misericordia en mi vida. Hoy en día me encuentro trabajando como Ingeniero de Pruebas en Carrier México, colaborando activamente en proyectos de desarrollo, mejoras de procesos y validación de productos. A su vez, felizmente casado con una mujer increíble, mi novia desde la adolescencia, y ahora mi esposa, Jessica Natalia García Castillo.

Concluir esta maestría no representa el final de una meta, sino el inicio de nuevos retos y oportunidades. Mantengo el deseo de seguir aprendiendo, creciendo profesionalmente y aportando mis conocimientos a la ingeniería, siempre procurando desempeñarme con responsabilidad, integridad y dedicación. Confío en que lo mejor aún está por venir y espero afrontar cada nueva etapa con la misma pasión y entusiasmo que me han acompañado hasta ahora.