

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



**DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y PUESTA EN OPERACIÓN DE  
UN CALORÍMETRO DE FLUIDO SECUNDARIO**

**POR**

**CHRISTIAN RAMÍREZ HERNÁNDEZ**

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

**MAYO, 2019**

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN  
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA  
SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO**



**TESIS**

**DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y PUESTA EN OPERACIÓN DE  
UN CALORÍMETRO DE FLUIDO SECUNDARIO**

**POR**

**CHRISTIAN RAMÍREZ HERNÁNDEZ**

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

**MAYO, 2019**

**Universidad Autónoma de Nuevo León**  
**Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica**  
**Subdirección de Estudios de Posgrado**

Los miembros del Comité de Tesis recomendamos que la Tesis «Diseño, construcción y puesta en operación de un calorímetro de fluido secundario.», realizada por el alumno Ing. Christian Ramírez Hernández, con número de matrícula 1887338, 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 Tesis



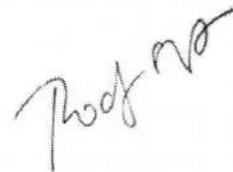
Dr. Fausto Alejandro Sanchez Cruz

Asesor



Dr. Arturo Morales Fuentes

Revisor



Dr. Rodrigo Salgado Ayala

Revisor

Vo. Bo.



Dr. Simón Martínez Martínez

Subdirección de Estudios de Posgrado



---

*“No se mide la grandeza de un hombre por su tamaño físico, sino por sus actos, por el impacto que produce en la historia de la humanidad.”*

- Soichiro Honda

*“Uno de los grandes descubrimientos que un hombre puede hacer, una de sus grandes sorpresas, es encontrar que puede hacer lo que temía que no podía hacer.”*

-Henry Ford.

*“La preocupación por el hombre y su destino deben ser siempre el principal interés de cualquier esfuerzo técnico. Nunca lo olvide entre sus diagramas y ecuaciones.”*

- Albert Einstein

*“No hay secretos para el éxito. Éste se alcanza preparándose, trabajando arduamente y aprendiendo del fracaso.”*

-Colin Powell

# ÍNDICE GENERAL

---

<b>Agradecimientos</b>	<b>xiv</b>
<b>1. Introducción</b>	<b>1</b>
1.1. Resumen . . . . .	1
1.2. Motivación . . . . .	3
1.3. Hipótesis . . . . .	7
1.4. Objetivos . . . . .	7
1.4.1. Objetivo general . . . . .	7
1.4.2. Objetivos particulares . . . . .	7
<b>2. Antecedentes</b>	<b>9</b>
2.1. Ciclo Termodinámico de refrigeración . . . . .	10
2.2. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor . . . . .	12
2.2.1. Condensador . . . . .	12
2.2.2. Evaporador . . . . .	14
2.2.3. Compresor . . . . .	15

---

2.2.4. Válvula de expansión . . . . .	17
2.3. Intercambiadores de calor . . . . .	20
2.4. Refrigerantes . . . . .	24
2.4.1. Historia de la los refrigerantes . . . . .	25
2.5. Calorímetro . . . . .	26
2.6. Marco ambiental . . . . .	29
2.6.1. Capa de ozono . . . . .	29
2.6.2. Efecto invernadero . . . . .	30
2.6.3. Protocolos Ambientales . . . . .	31
2.6.4. Métricas ambientales . . . . .	32
<b>3. Estado del Arte</b>	<b>36</b>
3.1. Instalaciones experimentales . . . . .	36
3.2. Refrigerantes alternativos . . . . .	39
3.3. Estudios de impacto ambiental en sistemas de refrigeración . . . . .	43
<b>4. Metodología</b>	<b>49</b>
4.1. Metodología de prueba . . . . .	49
4.1.1. Método de Calorímetro . . . . .	51
4.1.2. Método de los plenums separados . . . . .	55
4.2. Cámara de ambiente controlado . . . . .	56
4.2.1. Diseño del evaporador (Calorímetro) . . . . .	58

---

4.3. Instrumentación . . . . .	64
4.4. Método aplicado . . . . .	67
4.5. Coeficiente de desempeño (COP) . . . . .	70
4.6. Relación de eficiencia energética (EER) . . . . .	71
4.7. Impacto total de calentamiento equivalente TEWI . . . . .	71
4.8. Sistema de control y adquisición de datos . . . . .	78
4.9. Sistema de control de la cámara de ambiente controlado . . . . .	82
4.10. Sistema de control del baño térmico . . . . .	82
4.11. Diseño de experimentos . . . . .	83
<b>5. Resultados</b>	<b>84</b>
5.0.1. Diseño de evaporador . . . . .	84
5.1. Control de la temperatura de agua . . . . .	87
5.2. Comportamiento de la Temperatura y el $\Delta T$ . . . . .	89
5.3. Transferencia de calor . . . . .	98
<b>6. Conclusiones</b>	<b>112</b>
6.1. Trabajos futuros . . . . .	113
<b>7. Apéndice A</b>	<b>115</b>

# ÍNDICE DE FIGURAS

---

1.1. Consumo de energía a nivel mundial . . . . .	3
1.2. Consumo de energía por sectores [1] . . . . .	4
1.3. Distribución del consumo de electricidad del sector mundial de refrigeración [1] . . . . .	5
1.4. Número de sistemas de refrigeración en funcionamiento en todo el mundo por aplicación . . . . .	6
2.1. Diagrama presión-entalpía del ciclo termodinámico de un sistema de refrigeración . . . . .	11
2.2. Diagrama del ciclo básico de refrigeración por compresión . . . . .	13
2.3. Esquema de un evaporador . . . . .	15
2.4. Diagrama esquemático de un compresor . . . . .	16
2.5. Válvula de expansión . . . . .	18
2.6. Diagrama P-h del ciclo real vs ideal de la máquina frigorífica de compresión de vapor . . . . .	20
2.7. Intercambiadores de Calor . . . . .	22
2.8. Intercambiadores de calor de contacto indirecto . . . . .	23

---

2.9. Intercambiadores de Calor . . . . .	24
2.10. Evolución de los refrigerantes utilizados en la industria de la Refrigeración . . . . .	26
2.11. Calorímetro de refrigerante secundario . . . . .	27
2.12. Calorímetro de fluido secundario . . . . .	28
2.13. Calorímetro de refrigerante primario . . . . .	28
2.14. La capa de ozono . . . . .	29
3.1. Distribución de la carga del refrigerante . . . . .	47
4.1. Diagrama del calorímetro de fluido secundario . . . . .	51
4.2. Diagrama esquemático del Calorímetro . . . . .	53
4.3. Bomba de agua . . . . .	54
4.4. Válvula reguladora de caudal . . . . .	54
4.5. Resistencia eléctrica de inmersión . . . . .	55
4.6. Diagrama de instalación del método de los plenums separados . . . . .	56
4.7. Cámara de ambiente controlado del LIITE de la FIME . . . . .	57
4.8. Diagrama de distancia mínima requerida de instalación . . . . .	58
4.9. Sensor de temperatura tipo RTD PT-1000 . . . . .	64
4.10. Medidor de flujo tipo Coriolis . . . . .	65
4.11. Baño Térmico . . . . .	66
4.12. Sensor de temperatura tipo RTD-PT100 . . . . .	67

4.13. Esquema de instalación experimental . . . . .	68
4.14. Emisión directa e indirecta de las instalaciones de refrigeración . . . . .	72
4.15. Interfaz gráfica del control del sistema de calorímetro . . . . .	78
4.16. Sistema de control embebido cRIO 9030 . . . . .	79
4.17. Módulo de adquisición NI 9203 . . . . .	79
4.18. Módulo de salida analógica de Voltaje NI 9263 . . . . .	80
4.19. Módulo de control NI 9375 y 9923 . . . . .	80
4.20. Módulo de adquisición de datos de temperatura NI-9219 . . . . .	80
4.21. Tarjeta de interface Sporlan IB-G . . . . .	81
4.22. Diagrama de control de calorímetro . . . . .	81
4.23. Evolución de la temperatura interior de la cámara climática. . . . .	82
5.1. Vista transversal del evaporador helicoidal . . . . .	86
5.2. Distribución de temperatura en el plano transversal obtenido mediante la simulación con ANSYS-fluent . . . . .	87
5.3. Comportamiento de Temperatura a la entrada del evaporador (a) $\Delta T=3$ °C $Q=2.76$ L/min, (b) $\Delta T=3$ °C $Q=5.16$ L/min . . . . .	90
5.4. Comportamiento de Temperatura a la entrada del evaporador. (a) $\Delta T=6$ °C $Q=2.76$ L/min, (b) $\Delta T=6$ °C $Q=5.16$ L/min . . . . .	91
5.5. Variación del diferencial de temperatura $\Delta T$ a temperatura ambiente de 25 °C. (a) $Q=2.76$ L/min, (b)5.16 L/min . . . . .	92
5.6. Comportamiento de Temperatura a la entrada del evaporador (a) $\Delta T=3$ °C $Q=2.76$ L/min, (b) $\Delta T=3$ °C $Q=5.16$ L/min . . . . .	93

5.7. Comportamiento de Temperatura a la entrada del evaporador (a) $\Delta T=6$ °C Q=2.76 L/min (b) $\Delta T=6$ °C Q=5.16 L/min . . . . .	94
5.8. La variación de $\Delta T$ para distintos valores de Q cuando la temperatura de la cámara es de 20 °C (a) $\Delta T=3$ °C, (b) $\Delta T=6$ °C . . . . .	95
5.9. Comportamiento de la Temperatura a la entrada del evaporador (a) $\Delta T=3$ °C Q=2.76 L/min, (b) $\Delta T=3$ °C Q=5.16 L/min . . . . .	96
5.10. Comportamiento de la Temperatura a la entrada del evaporador (a) $\Delta T=6$ °C Q=2.76 L/min, (b) $\Delta T=6$ °C Q=5.16 L/min . . . . .	97
5.11. Variación del diferencial de temperatura para Q=2.76 L/min y 5.16 L/min a temperatura ambiente T=14 °C (a) $\Delta T=3$ °C, (b) $\Delta T=6$ °C .	98
5.12. Temperatura y Carga térmica a Q=2.76 L/min. . . . .	100
5.13. Temperatura y Carga térmica a Q=5.16 L/min . . . . .	101
5.14. Temperatura y Carga térmica a Q=2.76 L/min . . . . .	102
5.15. Temperatura y Carga térmica a Q=5.16 L/min . . . . .	103
5.16. Temperatura y Carga térmica a Q=2.76 L/min. . . . .	104
5.17. Temperatura y Carga térmica a Q=5.16 L/min. . . . .	105
5.18. Temperatura y Carga térmica a Q=2.76 L/min . . . . .	106
5.19. Temperatura y Carga térmica a Q=5.16 L/min . . . . .	107
5.20. Temperatura y Carga térmica a Q=2.76 L/min . . . . .	108
5.21. Temperatura y Carga térmica a Q=5.16 L/min . . . . .	109
5.22. Temperatura y Carga térmica a Q=2.76 L/min . . . . .	110
5.23. Temperatura y Carga térmica a Q=5.16 L/min . . . . .	111

---

7.1. Instalación experimental del Calorímetro . . . . .	115
7.2. Tanque Evaporador . . . . .	116
7.3. Tanque de Calentamiento . . . . .	117
7.4. Serpentin del Evaporador . . . . .	118
7.5. Soporte de Calorímetro . . . . .	119

# ÍNDICE DE TABLAS

---

2.1. Valores del potencial de calentamiento global (GWP) relativo al $CO_2$ [2] . . . . .	34
3.1. Resumen de revisión de literatura de instalaciones de prueba . . . . .	37
3.2. Características de los refrigerantes alternativos [3, 4, 5, 6, 7] . . . . .	43
4.1. Métodos de prueba de tasa de flujo másico de refrigerante . . . . .	50
4.2. Constantes para usar con la ecuación (4.16) . . . . .	62
4.3. Instrumentos de medición para el circuito del aire . . . . .	66
4.4. Instrumentos de medición para el circuito del refrigerante . . . . .	66
4.5. Valores de literatura para variables del TEWI . . . . .	75
4.6. Factores de emisión por tipo de combustible FEC [8] . . . . .	77
4.7. Condiciones de temperatura ambiental . . . . .	83
4.8. Condiciones de prueba . . . . .	83
5.1. Parámetros de diseño . . . . .	85
5.2. Diseño de evaporador . . . . .	85

# AGRADECIMIENTOS

---

Quiero agradecer a Dios, por haberme permitido llegar hasta donde me encuentro el día de hoy, confiando en que me permitirá llegar más lejos.

A mi madre Juanita Hernández de la Rosa, por haberme apoyado en todo momento y por alentarme a continuar superándome, por sus consejos y sus enseñanzas, pero sobre todo por su amor incondicional y por su esfuerzo. Sin ella nada de esto sería posible.

A mi hermana Janett Ramírez Hernández por apoyarme y alentarme a ser mejor cada día.

A mi asesor el Dr. Fausto A. Sánchez Cruz por su apoyo, por haberme brindando la confianza y por ser parte fundamental para que yo iniciara esta aventura.

Al Maestro Hugo G. Ramírez Hernández por el apoyo y la confianza que deposito en mi, por sus enseñanzas y su amistad.

Al Dr. Arturo Morales Fuentes, por sus enseñanzas, por confiar y permitirme colaborar en sus proyectos, por su amistad y sus valiosos consejos.

Al Dr. Santos Méndez Díaz, por sus consejos y enseñanzas, por la confianza y su amistad.

A todos los profesores que fueron parte fundamental en mi formación y tuvieron a bien compartirme gran parte de sus conocimientos.

---

A la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica y al Grupo de Energías Térmica y Renovables (GETR) por abrirme las puertas y haberme dado la oportunidad de trabajar en el desarrollo de este trabajo de tesis.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACyT) por haberme otorgado la beca para realizar mis estudios de maestría mediante el No.de apoyo 620464

A la empresa Danfoss y al Ing. Jose Ernesto Ramírez Quezada por el apoyo mediante la donación de material y equipamiento para el desarrollo de éste trabajo de tesis.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACyT) a través del proyecto de ciencia básica No. 221993 y al proyecto de laboratorio Nacional de Investigación en Tecnologías del Frío (LANITEF) mediante el No. de apoyo 293784

## CAPÍTULO 1

# INTRODUCCIÓN

---

## 1.1 RESUMEN

Desde la invención y hasta el día de hoy como los conocemos, los sistemas de refrigeración por compresión de vapor han sido ampliamente utilizados en la industria de la refrigeración, calefacción, ventilación y aire acondicionado, llegando a representar casi el 80 % de ésta. La refrigeración es una técnica que ha ido evolucionando a través de los años conforme al desarrollo de las civilizaciones y como resultado de las necesidades que la misma sociedad requiere satisfacer con el fin de mejorar su calidad de vida.

Debido al alto consumo de energía que estos dispositivos requieren y a la actual crisis energética que se vive en el mundo entero sumados, a los problemas medio ambientales que padece la sociedad actual, derivados del agotamiento de las fuentes y recursos naturales así como al uso de los refrigerantes actuales, tales como: clorofluorocarbonos, hidroclorofluorocarbonos e hidrofluorocarbonos, mismos que contribuyen al deterioro de la capa de ozono, el calentamiento global, además de las emisiones de los gases de efecto invernadero que aumentan día con día.

Por todo lo anterior, es de gran importancia el estudio de los sistemas de refrigeración para identificar áreas de oportunidad y mejorar el desempeño de los

---

mismo, así como reducir su impacto ambiental.

Como resultado, la industria de la refrigeración, ventilación, calefacción y aire acondicionado cada día busca nuevas formas de aumentar el rendimiento, la durabilidad de los equipos y el uso de la energía de forma sustentable, con lo cual contribuyen a reducir el impacto ambiental que genera esta industria.

Para lograr todo lo anterior, es necesarios generar los métodos, procedimientos y los instrumentos de evaluación necesarios para controlar y monitorear los equipos bajo prueba. Por esta razón, el presente trabajo se enfoca en el desarrollo de un sistema de calorímetro de capacidad variable que permita la evaluación del desempeño energético de las unidades condensadoras que se comercializan en México, esto bajo las normas que regulan la comercialización de dichos equipos en el país.

## 1.2 MOTIVACIÓN

Desde el descubrimiento del fuego hasta las nuevas tecnologías del presente, el hombre siempre ha buscado mejorar su calidad de vida. El crecimiento poblacional, el desarrollo industrial, y el avance tecnológico que han tenido la humanidad, lo ha llevado hoy en día a enfrentar grandes problemas que afectan al mundo entero. La gran demanda de energía que existe día con día para satisfacer las necesidades básicas del hombre es una de ellas, lo cual ha obligado a los científicos modernos a buscar nuevas y diversas estrategias que permitan un ahorro de energía en los diversos sectores de la sociedad. De acuerdo con datos de la Agencia Internacional de Energía (IEA) [9] y el portal de Enerdata [10], el consumo de energía a nivel mundial ha aumentado a lo largo de los años, habiendo un consumo de 13,903 Mtoe (Mega toneladas equivalentes, por sus siglas en Inglés) en 2016, comparados con los 13,769 Mtoe consumidos el año anterior (Figura 1.1).



Figura 1.1: Consumo de energía a nivel mundial

El consumo de energía en México no es diferente al del resto del mundo, según datos de la Secretaría de Energía [1], por medio del Sistema de Información Energética, el consumo de energía en México durante el año 2016 fue de 9,140.194 PJ en comparación con el año 2015, donde el consumo de energía fue de 8,528.87 PJ, lo que representa un aumento del 6.69%.

Una de las invenciones del hombre ha sido la refrigeración, la cual ha sido

usada para la conservación de alimentos y medicamentos, el confort térmico de una habitación, entre otras aplicaciones. Los sistemas de refrigeración por compresión de vapor son ampliamente utilizados, representando casi el 80 % de la industria de la refrigeración del mundo, siendo una aplicación que demanda un alto consumo de energía.

En los últimos años, el consumo de energía eléctrica para aplicaciones de refrigeración y aire acondicionado ha aumentado, tanto en países desarrollados como en países en desarrollo. De acuerdo con datos del Instituto Internacional de Refrigeración (IIR) [11], el sector de la refrigeración (incluyendo el aire acondicionado) consume alrededor del 17 % de la electricidad total utilizada en todo el mundo (Figura 1.2). Es importante resaltar la participación de este sector, dado que es una industria en constante crecimiento y se espera crezca aún más en los próximos años debido a (i) el aumento de la demanda de refrigeración en diversos sectores, y (ii) el calentamiento global.

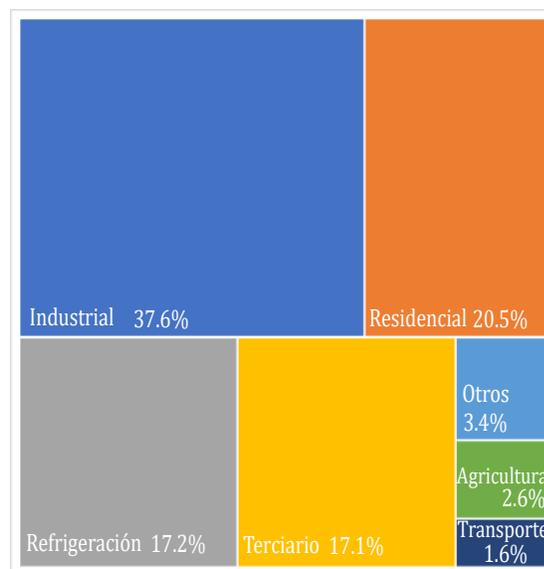


Figura 1.2: Consumo de energía por sectores [1]

Asimismo el IIR reporta que del 17.2 % del consumo de energía total en el mundo por parte de la industria de la refrigeración, el sector residencial aporta el mayor consumo de energía con un 45 %. Mientras el sector industrial consume el

39.6 %, y el sector terciario el 15.4 % de la energía total (Figura 1.3).

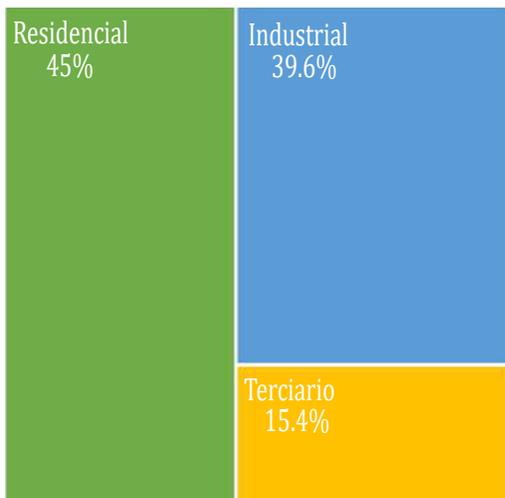


Figura 1.3: Distribución del consumo de electricidad del sector mundial de refrigeración [1]

El sector residencial representa el mayor porcentaje de consumo de energía en el mundo [1]. Esto se debe a las aplicaciones de refrigeración doméstica y de aire acondicionado. Se estima que estos sectores cuentan con 1.5 billones y 600 millones de unidades en operación, respectivamente (Figura 1.4). Por su parte, el sector de refrigeración comercial cuenta con 90 millones de unidades aproximadamente [11]. Por lo anterior la refrigeración comercial representa un campo importante en la investigación para la reducción del consumo de energía.

La Secretaría de Energía estima que tan solo en México la energía consumida durante el año 2016, el sector industrial y residencial cuentan con una participación del 32 % y 14 %, respectivamente, sólo por detrás del sector transporte con un consumo de 47 % de la energía total consumida en México ese año. Por su parte, el Instituto Nacional de Estadística y Geografía (INEGI) [12], mediante una encuesta realizada en 2015, reporta que el refrigerador es el segundo electrodoméstico más usado dentro de la población en México con una participación del 84 %, mientras los sistemas de aire acondicionado ocupan el 14 % de uso entre la población.

Los sistemas de refrigeración han ganado relevancia debido a su alto consumo

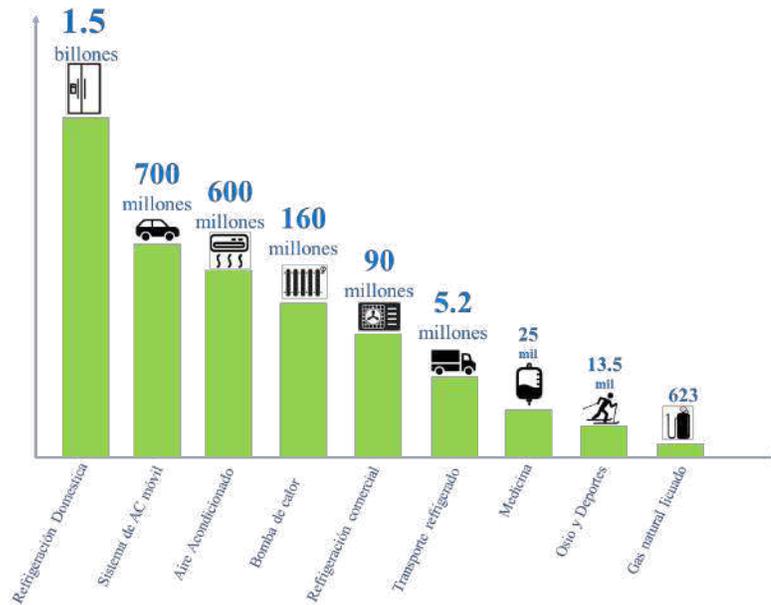


Figura 1.4: Número de sistemas de refrigeración en funcionamiento en todo el mundo por aplicación

de energía eléctrica y al constante crecimiento de la necesidad de refrigeración en diversos sectores, además de que el refrigerante crea problemas medioambientales debido a la alta tasa de fugas de la carga de refrigerantes. Se estima que la industria de la cadena del frío es responsable de aproximadamente el 2.5% de las emisiones globales de gases de efecto invernadero [13]. Alrededor del 20% del impacto del calentamiento global de los sistemas de refrigeración se debe a emisiones directas (fugas) de fluorocarburos (CFC, HCFC, HFC), estos por su alto valor de potencial de calentamiento global (GWP), mientras que el 80% restante se debe a las emisiones indirectas derivadas de la producción de electricidad requerida para la operación, basadas en el uso de combustibles fósiles. Además, se estima que las aplicaciones de refrigeración representan el 40% del consumo de los HFC en sectores de refrigeración y aire acondicionado. En países en desarrollo se calcula que es de 131 millones de toneladas métricas de CO<sub>2</sub> equivalente[6].

## 1.3 HIPÓTESIS

Es posible diseñar un sistemas de calorímetro de capacidad variable que permita controlar, cuantificar y evaluar el consumo de energía por parte de las unidades condensadoras de uso comercial, además de estudiar el desempeño que tienen dichas unidades en las aplicaciones para las que fueron diseñadas a partir de una metodología bien definida y documentada.

## 1.4 OBJETIVOS

### 1.4.1 OBJETIVO GENERAL

Desarrollo de una metodología y de un sistema de calorímetro en conformidad con los estándares nacionales e internacionales, así como en cumplimiento con las capacidades de evaluación de la Norma Oficial Mexicana NOM-012, los cuales permitan la evaluación del desempeño energético de las unidades condensadoras que se comercializan en México.

### 1.4.2 OBJETIVOS PARTICULARES

- Desarrollar una metodología para la evaluación y cumplimiento de las normas y estándares aplicables al desempeño de las unidades condensadoras comercializadas en México
- Desarrollar una metodología de diseño para un calorímetro con base a lo reportado en la literatura y los estándares.
- Diseñar un sistema de calorímetro de capacidad variable para la evaluación de

---

unidades condensadoras.

- Construir un sistema de calorímetro sencillo y de fácil implementación, así como versátil.
- Evaluar el funcionamiento del calorímetro bajo diferentes condiciones de operación.

## CAPÍTULO 2

# ANTECEDENTES

---

La industria de la refrigeración, como la conocemos hoy en día, ha sido el resultado de la satisfacción de las necesidades que la misma sociedad ha demandado con el fin de mejorar su calidad de vida.

La refrigeración se puede definir como la transferencia de calor de una región de baja temperatura hacia una de mayor temperatura [14]. Este fenómeno no ocurre de forma natural, por lo que es necesario utilizar un dispositivo cíclico (refrigerador) y un fluido de trabajo (refrigerante), además, es indispensable delimitar el espacio que se va a refrigerar con aislantes térmicos. Las aplicaciones de la refrigeración son muy numerosas y variadas, la conservación de alimentos y medicamentos, la congelación de productos perecederos, el acondicionamiento ambiental de edificios y el enfriamiento de equipos son algunos ejemplos de la aplicación de los sistemas de refrigeración.

Para lograr el objetivo de mantener espacios refrigerados, se han desarrollado diferentes tipos de sistemas de refrigeración, los cuales son:

- a) *Refrigeración por compresión de vapor*: El refrigerante se condensa y evapora alternadamente para luego comprimirse en fase de vapor.
- b) *Ciclo de refrigeración de gas*: El refrigerante permanece todo el tiempo en fase

gaseosa.

- c) *Refrigeración en cascada*. Utiliza más de un ciclo de refrigeración.
- d) *Refrigeración por absorción*: El refrigerante se disuelve en un líquido antes de ser comprimido
- e) *Refrigeración termoeléctrica*: La refrigeración es producida mediante el paso de la corriente eléctrica a través de dos materiales distintos.

La refrigeración por compresión de vapor tiene más de 100 años de ser aplicada. Es el sistema de refrigeración más usado en la refrigeración doméstica y comercial, y se espera siga siendo utilizada por mucho tiempo más.

## 2.1 CICLO TERMODINÁMICO DE REFRIGERACIÓN

La refrigeración consiste en hacer que la temperatura interior de un recinto descienda por debajo de la temperatura ambiente. Como ningún recinto es perfectamente adiabático para mantener dicha temperatura, es necesario extraer calor de forma continua. Para ello se utiliza un circuito cerrado donde el intercambio de calor se realiza mediante un fluido denominado *Refrigerante*, el cual sufre una serie de cambios termodinámicos los cuales pueden ser representados en un diagrama de presión-entalpía (Figura 2.1).

En el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, el refrigerante entra al compresor en el estado 1 como un vapor saturado y se comprime de forma isentrópica hasta la presión del condensador. La temperatura del refrigerante aumenta durante el proceso de compresión isentrópica hasta un valor mayor a la temperatura del medio circundante. Después, el refrigerante entra en el condensador como un vapor sobre-calentado en el estado 2 y sale como un líquido saturado en el estado 3, como resultado del rechazo de calor hacia los alrededores. La temperatura

en este punto se mantiene por encima de la temperatura de los alrededores. El líquido saturado en el estado 3 se estrangula hasta la presión del evaporador al paso de un dispositivo de expansión, ya sea una válvula de expansión o un tubo capilar. En este punto la temperatura del refrigerante desciende por debajo de la temperatura del espacio refrigerado, el refrigerante entra al evaporador en el estado 4 como un vapor húmedo de baja calidad y se evapora por completo absorbiendo el calor del espacio refrigerado. Pasando este punto el refrigerante sale del evaporador como un vapor saturado y vuelve a entrar al compresor en donde vuelve a iniciar el ciclo [14].

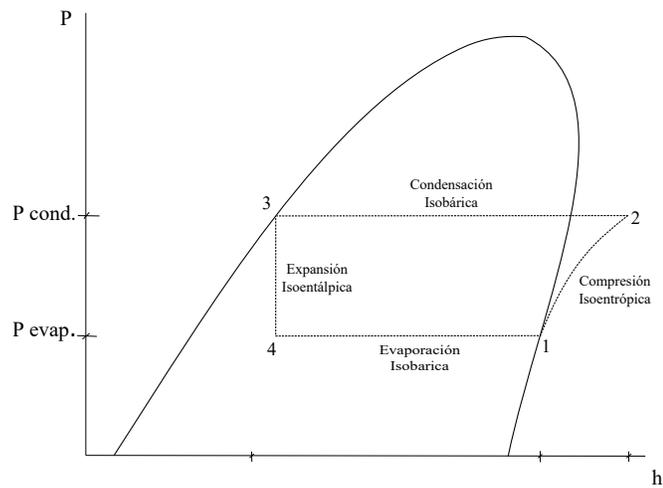


Figura 2.1: Diagrama presión-entalpía del ciclo termodinámico de un sistema de refrigeración

La energía térmica transferida o proveniente de una sustancia puede provocar un cambio de fase de la sustancia así como también un cambio en su temperatura. A la energía que causa un cambio de la temperatura de las sustancias se le denomina calor sensible, por otro lado, la energía que causa un cambio de fase en la sustancia es denominada calor latente [15]. A la cantidad de energía absorbida durante la fusión se llama calor latente de fusión y equivale a la energía liberada en la solidificación o congelación. De manera similar, a la cantidad de energía absorbida durante la vaporización se llama calor latente de vaporización, y es equivalente a la energía liberada durante la condensación.

## 2.2 CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

El ciclo de refrigeración por compresión de vapor es el más utilizado en los sistemas de refrigeración, sistemas de aire acondicionado y bombas de calor. El ciclo está compuesto por cuatro elementos primordiales: un compresor, un condensador, un evaporador y un dispositivo de expansión, como se ilustra en la Figura 2.2. El ciclo de refrigeración por compresión de vapor simple se puede considerar ideal si se consideran dos procesos iso-térmicos (Evaporación y condensación), uno isoentálpico (expansión) y uno isoentrópico (compresión), además de omitir las caídas de presión que experimenta el refrigerante al fluir por las tuberías y por los componentes que conforman el sistemas de refrigeración.

A una determinada presión, la temperatura a la que una sustancia pura cambia de fase se le conoce como temperatura de saturación ( $T_{sat}$ ). Del mismo modo, a una temperatura determinada, la presión a la que una sustancia pura cambia de fase se le denomina presión de saturación ( $P_{sat}$ ). Durante el proceso de cambio de fase la presión y la temperatura son propiedades dependientes, esto significa que a mayor presión mayor la temperatura de saturación y viceversa [14].

### 2.2.1 CONDENSADOR

El condensador es el componente donde se lleva a cabo el proceso de eliminación de calor en un sistema de refrigeración. El proceso de condensación del refrigerante se lleva a cabo entre los puntos (2-3) del diagrama de la Figura 2.1. En el sistema de refrigeración, el condensador es típicamente por un intercambiador de calor de tubos y aletas. El vapor de refrigerante recalentado procedente del compresor fluye a través de los tubos del intercambiador de calor, y a medida que avanza se licúa hasta obtener un líquido saturado a la salida del condensador [16].

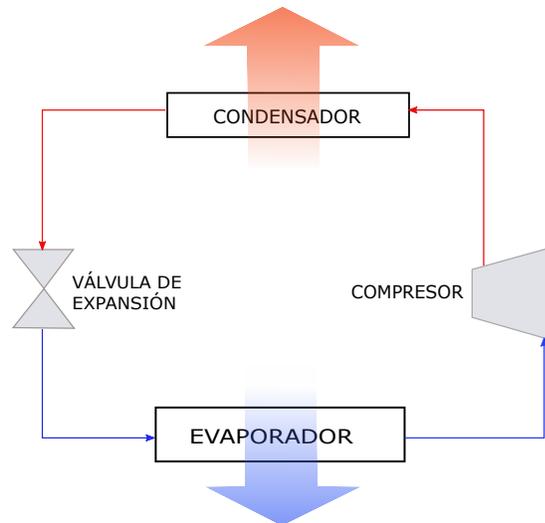


Figura 2.2: Diagrama del ciclo básico de refrigeración por compresión

El proceso de condensación ideal sucede a presión y temperatura constantes y el calor transferido al medio circundante es proporcional al diferencial de entalpías en el inicio y el final de este ciclo.

$$Q_D = h_2 - h_3 \quad (2.1)$$

donde:

$Q_D$  : Calor desechado por el condensador [kJ]

$h_3$  : Entalpía en la salida del condensador [kJ/kg]

$h_2$  : Entalpía en la entrada del condensador [kJ/kg]

Fluidos abundantes como el aire y el agua, son los encargados de llevarse el calor fuera del sistema; estos fluidos clasifican al condensador de la siguiente manera:

- Condensadores enfriados por aire
- Condensadores enfriados por agua

### 2.2.2 EVAPORADOR

El objetivo de un sistema de refrigeración es remover el calor de un espacio, de un líquido o de una sustancia que se desea refrigerar. El evaporador (Figura 2.3) consiste en un intercambiador de calor, donde la carga térmica pasa de la sustancia que se va a enfriar hasta el refrigerante que circula dentro del intercambiador [16], dando lugar al fenómeno de evaporación, lo cual en un líquido puede suceder de dos formas: por evaporación o por ebullición.

La vaporización de un líquido por el proceso de evaporación sucede solo en la superficie libre del líquido y puede ocurrir a cualquier temperatura inferior a la temperatura de saturación [15]. En cambio, el fenómeno de ebullición sólo sucede a la temperatura de saturación. Debido a que la temperatura de saturación es la temperatura a la cual la presión del vapor o la presión del líquido es igual a la presión ejercida sobre el líquido, este tipo de vaporización ocurre en todo el líquido y no solo en la superficie libre, además presenta una agitación considerable y se forman burbujas en todo el líquido [17].

El proceso de vaporización en el ciclo de refrigeración se ha considerado idealmente como isobárico e isotérmico es decir, a presión y temperatura constante. A medida que el refrigerante pasa a través del evaporador este absorbe calor del medio refrigerado, provocando un incremento en la entalpía del fluido.

La cantidad del calor absorbido por el refrigerante en el evaporador (efecto refrigerante) es la diferencia de las entalpías del fluido en la entrada y salida del evaporador, lo cual se puede representar mediante la siguiente ecuación:

$$Q_R = H_4 - H_1 = m(h_4 - h_1); \quad (2.2)$$

donde:

$Q_R$  : Calor removido por el evaporador [kJ]

$m$  : Masa de refrigerante

$h_4$  : Entalpía en la entrada del evaporador [kJ/kg]

$h_1$  : Entalpía en la salida del evaporador [kJ/kg]

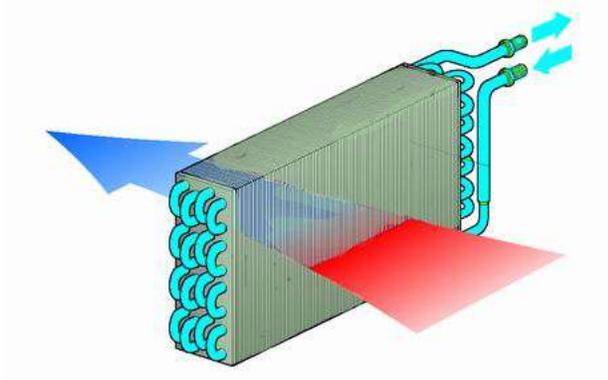


Figura 2.3: Esquema de un evaporador

Existen diferentes formas de clasificar a los evaporadores, una de ellas es por el tipo de circulación:

- Evaporadores de circulación forzada
- Evaporadores de circulación natural

Otras maneras de clasificar a los evaporadores de presentan en secciones posteriores.

### 2.2.3 COMPRESOR

El compresor es el componente más importante del ciclo de refrigeración por compresión de vapor; se podría decir que es el corazón del sistema. El compresor (Figura 2.4) es el elemento encargado de aumentar la presión y desplazar el fluido refrigerante en estado gaseoso. Esto se realiza mediante un intercambio de energía

entre la máquina y el fluido, en el cual el trabajo ejercido por el compresor es transferido al gas refrigerante que pasa en éste convirtiéndola en energía de flujo.

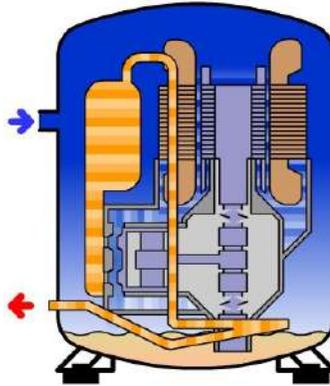


Figura 2.4: Diagrama esquemático de un compresor

En el ciclo de refrigeración por compresión ideal se considera que el refrigerante conserva sus propiedades mientras fluye por la tubería de la succión del evaporador hasta el compresor. Además, se considera que en el compresor el proceso es isoentrópico (sin fricción y adiabático). El refrigerante, al término del proceso de compresión, sale como vapor sobre-calentado y sus propiedades se obtienen de las tablas termodinámicas. Durante la compresión se efectúa un trabajo sobre el refrigerante y se incrementa la energía (entalpía) que es equivalente a la diferencia de las entalpías en la entrada y salida del proceso de compresión [15, 17].

La compresión real de un gas, por lo general se asemeja mucho a la compresión adiabática. Esto se debe a que normalmente es muy rápido y no tiene tiempo de que ocurra el intercambio de calor con el medio [15]. Se llama relación de compresión a la relación entre la presión absoluta de la descarga y la presión absoluta de la succión del compresor.

$$r_p = \frac{P_{out,abs}}{P_{in,abs}} \quad (2.3)$$

donde:

$P_{out}$  - Presión absoluta de descarga del compresor o de alta presión.

$P_{in}$  - Presión absoluta de succión del compresor o presión de baja.

Para determinar el trabajo mecánico efectuado sobre el refrigerante durante la compresión sólo debe determinar la diferencia de las entalpías y multiplicarlas por la equivalencia mecánica de calor ( $J = 778 ft/lb/BTU$ ). El refrigerante absorbe el trabajo del compresor en forma de calor y cambia de un vapor saturado a uno sobre-calentado, por lo que es necesario eliminar el sobre-calentamiento para lograr la temperatura de saturación y obtener un proceso de condensación más eficiente. El trabajo de compresión se puede determinar mediante la siguiente ecuación:

$$w_c = h_1 - h_2 \quad (2.4)$$

$w_C$  - Trabajo del compresor por unidad de masa del refrigerante [kJ/kg].

$h_1$  - Entalpía en la entrada del compresor [kJ/kg].

$h_2$  - Entalpía en la salida del compresor [kJ/kg].

Para los sistemas de refrigeración existe una variedad de compresores que son usados dependiendo de la aplicación y se clasifican como [16]:

- Alternativos
- Rotativos
- Centrífugos

#### 2.2.4 VÁLVULA DE EXPANSIÓN

El último elemento fundamental para el funcionamiento de los sistemas de refrigeración son los dispositivos de expansión (Figura 2.5). Los dispositivos de expansión

tienen dos funciones: la de regular la presión del líquido refrigerante proveniente del condensador, y regular el paso de refrigerante al evaporador [16].

En el ciclo de refrigeración simple se supone que no hay cambio de las propiedades del líquido refrigerante a medida que fluye a través de la tubería del líquido desde el condensador hasta la válvula de expansión; por lo que se considera que el líquido refrigerante tiene las mismas condiciones a la salida del condensador hasta el inicio de la válvula de expansión, al fluir por la tubería de alta presión se descarta la caída de presión y sub-enfriamiento del refrigerante. Al pasar el refrigerante por la válvula de expansión, la presión del refrigerante se ve reducida desde la presión de condensación hasta la presión de evaporación y con ello la temperatura también se ve reducida a la temperatura de evaporación, y de inmediato una fracción del refrigerante cambia de fase de líquido a vapor [17].



Figura 2.5: Válvula de expansión

El proceso de expansión ideal se considera isoentrópico (entropía constante) a medida que el refrigerante queda como una mezcla de líquido y vapor. La entropía cambia durante el proceso de expansión sin la realización de trabajo, por lo tanto la transferencia de calor sucede en el mismo fluido refrigerante.

Como consecuencia de la vaporización parcial del refrigerante, ahora este es una mezcla de líquido y vapor.

Los dispositivos de expansión más comunes son [16]:

- Tubo capilar.
- Válvula de expansión termostática.
- Válvula de flotador.
- Válvula de expansión a presión constante.

Los ciclos de refrigeración en la práctica se alejan de los ciclos ideales o teóricos, debido a que por un lado en el ciclo de la máquina frigorífica la expansión del refrigerante es un proceso no reversible, además, la superficie del condensador y evaporador no pueden ser infinitas, y el compresor no es isentrópico (parte del trabajo lo disipa en forma de calor) como se ve en la Figura 2.6. Además, en la circulación del fluido refrigerante a través de las tuberías se producen pérdidas de carga.

En los procesos reales no se suele tener vapor saturado en la aspiración del compresor, debido a que el valor de esa temperatura no asegura que todo el refrigerante se encuentre en la fase de vapor, por lo que se busca recalentarlo para asegurar una calidad de vapor sea del cien por ciento y de esta forma se evita que llegue refrigerante en estado líquido al compresor, pues de ser así lo dañaría, siendo además el componente más caro de la instalación.

También en el ciclo real es conveniente subenfriar el fluido refrigerante a la salida del condensador para evitar que al inicio del proceso de expansión llegue fluido en fase vapor, ya que esta fracción no se expandirá. Adicionalmente, antes de la entrada del refrigerante al compresor habrá una disminución de la presión consecuencia de la aspiración del compresor. Por tanto, el diagrama de presión-entalpía se aleja de lo visto en el ciclo ideal.

En el ciclo de refrigeración real se presentan pérdidas de calor del gas refrigerante en el compresor, además, la condensación y evaporación no son procesos isobáricos ya que hay caídas de presión debido a la fricción. Se produce el fenómeno de sub-enfriamiento del fluido al llegar a la válvula de expansión, por otro lado, de forma inversa el fluido se sobre-calienta al llegar al compresor, además, existen

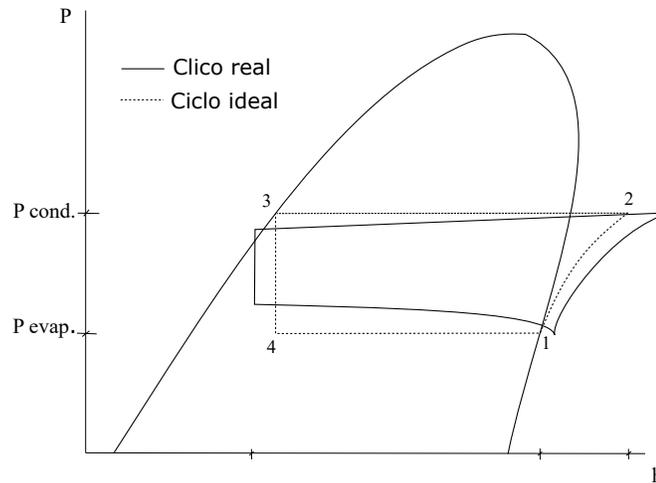


Figura 2.6: Diagrama P-h del ciclo real vs ideal de la máquina frigorífica de compresión de vapor

caídas de presión debido a la fricción que se genera cuando el refrigerante fluye por las tuberías de sistema.

## 2.3 INTERCAMBIADORES DE CALOR

Un intercambiador de calor es un dispositivo que se utiliza para transferir energía térmica (entalpía) entre dos o más fluidos a diferentes temperaturas. En muchos de los intercambiadores de calor, los fluidos están separados por una superficie de intercambio de calor, e idealmente no se mezclan. En los intercambiadores de calor, generalmente no hay calor externo ni interacciones de trabajo [18, 19]. Las aplicaciones típicas implican calentamiento o enfriamiento de una corriente de fluido, además de procesos de evaporación y condensación.

### 2.3.0.1 TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR Y SU CLASIFICACIÓN

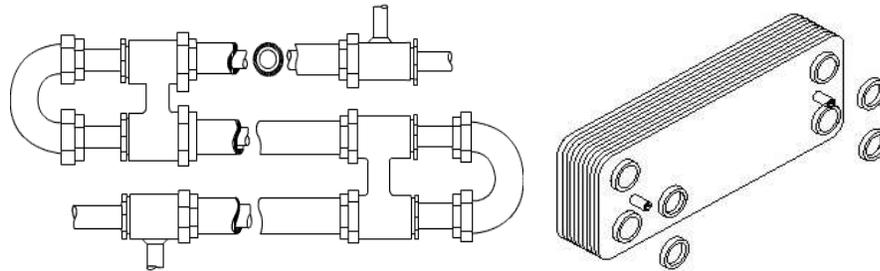
Dada la gran relevancia de los intercambiadores de calor y a sus múltiples aplicaciones en la vida cotidiana, existe una gran clasificación de los mismo tales

como: construcción, proceso de transferencia, arreglo de fluidos, arreglo de pasos, fase de los fluidos del proceso, y mecanismos de transferencia de calor.

### 2.3.0.1 DE ACUERDO CON SU CONSTRUCCIÓN

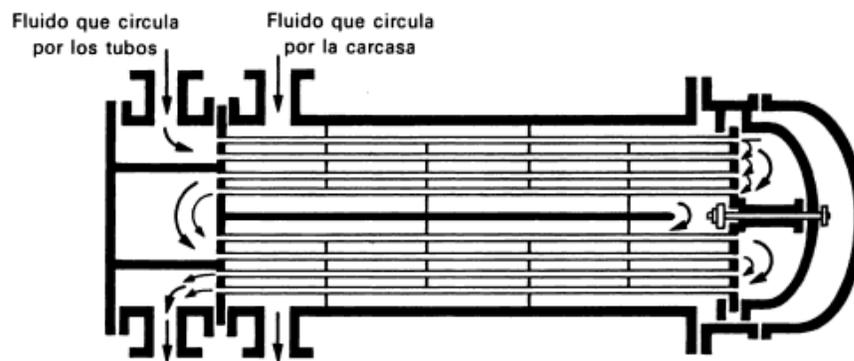
- **Intercambiador de calor de doble tubo:** Es uno de los más simples diseños de intercambiador de calor. Consta de dos tubos concéntricos de diámetros diferentes Figura 2.7 (a). En un intercambiador de calor de este tipo, uno de los fluidos pasa por el tubo más pequeño, en tanto que el otro lo hace por el espacio anular entre los tubos. El intercambiador de calor de doble tubo, también se podría clasificar por el arreglo de los fluidos, debido a que en este tipo de intercambiadores es posible tener dos tipos de disposición del flujo. El flujo paralelo de los dos fluidos, el frío y el caliente, entran al intercambiador por el mismo extremo y se mueven en la misma dirección. Un arreglo de los fluidos en contraflujo, los fluidos entran al intercambiador por los extremos opuestos y fluyen en dirección opuesta.
- **Intercambiador de calor de coraza y tubos:** En los procesos industriales, los intercambiadores de calor de coraza y tubos son los más usados en mayor número, por mucho más que cualquier otro tipo de intercambiador de calor. Más del 90% de los intercambiadores de calor usados en la industria son de coraza y tubos. Este diseño de intercambiador de calor contiene un gran número de tubos empacados en una carcasa con sus ejes paralelos al de éste, Figura 2.7(c). La transferencia de calor toma lugar a medida que uno de los fluidos circula por dentro de los tubos, en tanto el otro fluido se mueve por fuera de estos pasando por la coraza.
- **Intercambiador de calor de placas:** Otro tipo de intercambiador de calor es el de placas y armazón (o sólo placas), Figura 2.7 (b), el cual consta de una serie de placas con pasos corrugados y aplastados para el flujo. Los fluidos de intercambio de calor (frío y caliente) fluyen en pasos alternos, de tal forma que

cada corriente de fluido frío y caliente fluye en pasos alternos, de este modo cada corriente de fluido frío queda rodeado por dos corrientes de fluido caliente, lo que da como resultado una transferencia de calor muy eficaz.



(a) Doble tubo

(b) De Placas



(c) De Coraza y Tubos

Figura 2.7: Intercambiadores de Calor

### 2.3.0.1 DE ACUERDO CON EL PROCESO DE TRANSFERENCIA DE CALOR

- **Intercambiador de calor de contacto directo:** En este tipo de intercambiadores de calor, los dos fluidos entran en contacto directamente uno con el otro y el calor se transfiere por la interacción de las dos corrientes Figura 2.8. Este tipo de intercambiadores se utilizan cuando dos fluidos en contacto son mutuamente insolubles y no reaccionan una con la otra.

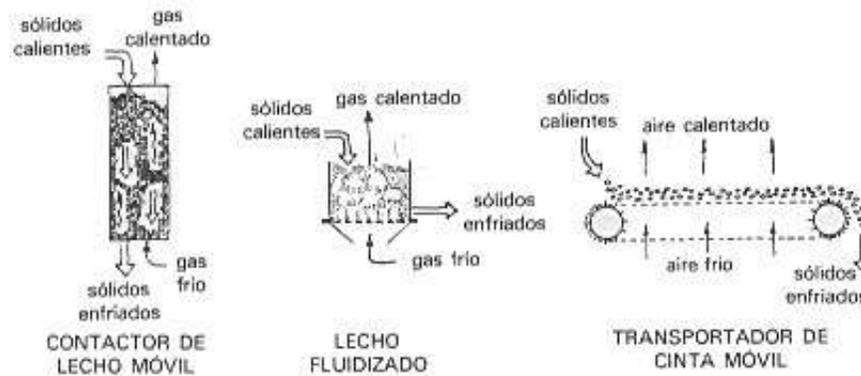


Figura 2.8: Intercambiadores de calor de contacto indirecto

- **Intercambiador de calor de contacto indirecto:** En los intercambiadores de calor de contacto indirecto, las corrientes permanecen separadas y la transferencia de calor se realiza a través de una pared que separa a los fluidos, uno del otro, Figura 2.7.

### 2.3.0.1 DE ACUERDO A LA DISPOSICIÓN DE LOS FLUIDOS

- **Intercambiadores de calor de flujo paralelo:** Se conoce como intercambiador de calor de flujo paralelos Figura 2.9 (a) a los diseños donde los fluidos de transferencia de calor (fluido frío y fluido caliente) entran por el mismo extremo del intercambiador de calor y fluyen en la misma dirección.
- **Intercambiadores de calor de flujo a contracorriente:** En un intercambiador de calor de fluidos en contraflujo o contracorriente Figura 2.9 (b), cada fluido entra por un extremo del intercambiador de calor y fluyen en dirección opuesta uno del otro, lo que permite que el sistema pueda mantener un gradiente casi constante entre ellos a lo largo de la ruta de movimiento.
- **Intercambiador de calor de flujo cruzado:** En el intercambiador de calor de flujo cruzado Figura 2.9 (c) uno de los fluidos se mueve de forma perpendicular al otro fluido, esto es formando un ángulo de  $90^\circ$  uno respecto del otro. Los

intercambiadores de flujo cruzado son comúnmente usados donde uno de los fluidos presenta un cambio de fase.

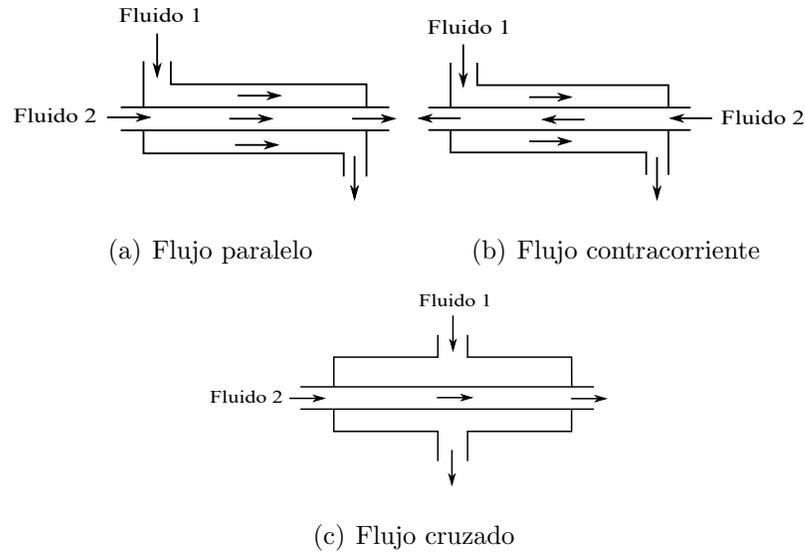


Figura 2.9: Intercambiadores de Calor

## 2.4 REFRIGERANTES

Un refrigerante se define como cualquier cuerpo o sustancia que actúe como un agente de enfriamiento, absorbiendo calor de otros cuerpos o sustancias. Desde el punto de vista de la refrigeración por compresión mecánica, se puede definir el refrigerante como el medio para transportar energía calorífica desde el evaporador, donde absorbe calor a baja temperatura transportando calor hasta el condensador donde lo desprende a mayor temperatura y presión. Los refrigerantes son los fluidos vitales para cualquier sistema de refrigeración por compresión de vapor. Cualquier sustancia que cambie de líquido a vapor y viceversa, puede funcionar como refrigerante, y su aplicación estará en función del rango de presiones y temperaturas a que haga estos cambios.

### 2.4.1 HISTORIA DE LA LOS REFRIGERANTES

Con frecuencia, en la historia se menciona el uso de hielo y nieve naturales para fines de enfriamiento. Los chinos y después los romanos, lo usaban para enfriar sus bebidas. El agua fue el primer refrigerante con una larga historia de uso, continuando hasta nuestra época. Con el paso del tiempo, se han hecho mejoras en cuanto al manejo y almacenamiento, pero aún se utiliza el hielo natural por todo el mundo. El uso histórico y fundamental del hielo ha sido reconocido en una unidad de refrigeración: la tonelada de refrigeración, la cual se define como la cantidad de calor que se requiere para fundir una tonelada de hielo en 24 horas, esto equivaldría a una potencia de desalojar 12000 BTU por hora.

Durante la primera parte del siglo XIX, se desarrollaron máquinas para la compresión de vapor y se probaron muchos fluidos como refrigerantes, entre los que destacaron el amoníaco, bióxido de carbono, bióxido de azufre, cloruro de metilo, y en cierta medida algunos hidrocarburos. A finales del siglo, la refrigeración mecánica estaba finalmente establecida.

Por muchos años (desde 1876), al amoníaco se le han encontrado excelentes propiedades como refrigerante y desde entonces ha sido el refrigerante más utilizado. Aún en la actualidad, ha demostrado ser satisfactorio sobre todo en refrigeración industrial a gran escala.

Durante las décadas posteriores, la atención fue orientada hacia el mejoramiento del diseño mecánico y la operación de los equipos. A principios del siglo XX, se desarrollaron las unidades domésticas, y los refrigerantes usados en ese momento padecían de una o más propiedades de seguridad. Con el tiempo se inició la búsqueda de nuevos refrigerantes, que fueran seguros y estables, que no fueran tóxicos, corrosivos ni inflamables, y que tuvieran las características necesarias para poder usarse en equipos compactos.

La Figura 2.10 muestra la evolución de los refrigerantes desde la invención de

la máquina de compresión mecánica hasta la época actual.



Figura 2.10: Evolución de los refrigerantes utilizados en la industria de la Refrigeración

Hoy en día, debido a la continua evolución de las regulaciones ambientales, así como a la constante búsqueda de la industria por producir compuestos cada vez más sustentables y amigables al medio ambiente, la evolución de los refrigerantes no tiene término.

## 2.5 CALORÍMETRO

Un calorímetro es un aparato térmicamente aislado que contiene un intercambiador de calor que determina el flujo másico de un refrigerante, midiendo la entrada y la salida de calor, que resultará en un cambio de entalpía conocido para el refrigerante. El calorímetro es un equipo utilizado en la industria de la refrigeración con el objetivo de medir la capacidad de enfriamiento de los compresores discretos que se usan en los aires acondicionados de los hogares y automóviles, refrigeradores y otros equipos.

Los calorímetros se clasifican en dos: Calorímetros de evaporador y de condensador, dependiendo de la posición donde esté ubicado. Dentro de los calorímetros de evaporador existen tres sub-clasificaciones de acuerdo al método con el que funcionan.

### 2.5.0 CALORÍMETRO DE REFRIGERANTE SECUNDARIO

Este tipo de calorímetro consiste en una cámara aislada en la que está ubicado el evaporador junto con una resistencia eléctrica que añade calor al sistema. Además, dentro hay un refrigerante que está en contacto con la parte exterior del evaporador y con la resistencia, Figura 2.11.

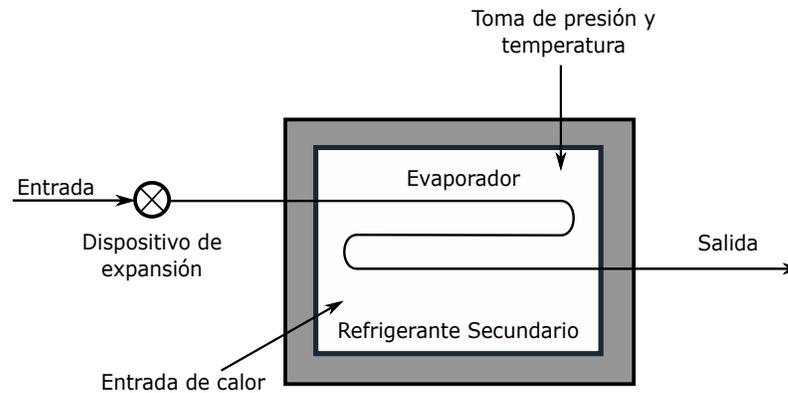


Figura 2.11: Calorímetro de refrigerante secundario

Este sistema está ubicado dentro de un sistema de refrigeración, donde el calorímetro cumple la función de evaporador dentro del sistema.

### 2.5.0 CALORÍMETRO DE FLUIDO SECUNDARIO

El calorímetro de fluido secundario consiste de dos circuitos de fluidos (frío y caliente) independientes, ubicados en una relación de intercambio de calor entre sí, Figura 2.12.

El refrigerante entra al calorímetro como un líquido sub-enfriado y abandona el calorímetro como un vapor sobre-calentado. Un fluido secundario, con propiedades de transporte conocidas fluye por el circuito externo y proporciona la energía requerida para evaporar el refrigerante.

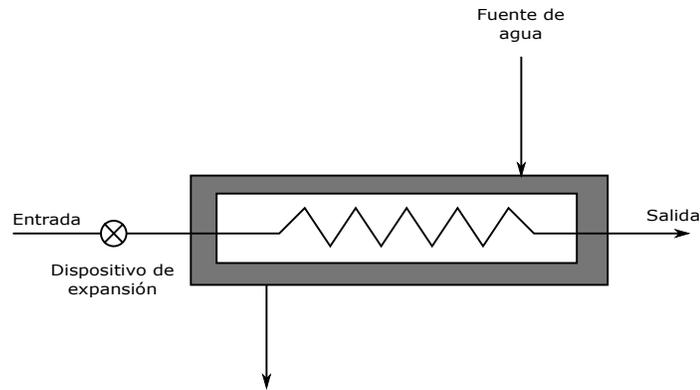


Figura 2.12: Calorímetro de fluido secundario

### 2.5.0 CALORÍMETRO DE REFRIGERANTE PRIMARIO

El calorímetro de refrigerante primario consiste en un dispositivo que cuenta con un arreglo de tubos o recipiente tubular por donde circula el refrigerante o de cualquier otra configuración adecuada para evaporar el flujo de refrigerante, Figura 2.13.

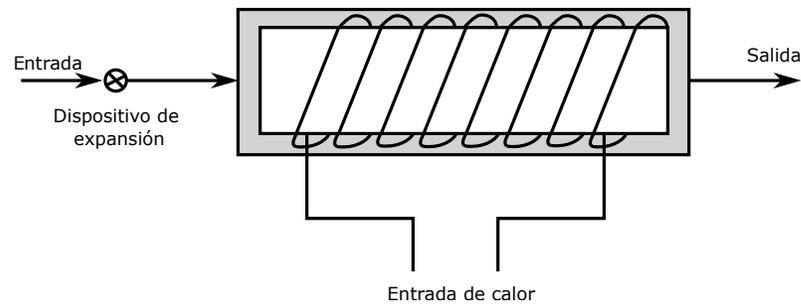


Figura 2.13: Calorímetro de refrigerante primario

El calor de entrada necesario para la evaporación del refrigerante puede ser provista por una resistencia eléctrica en una configuración adecuada.

## 2.6 MARCO AMBIENTAL

El cambio climático generado en el planeta a lo largo de los años, ha propiciado la necesidad y obligado a los científicos a realizar estudios de impacto ambiental en todas las actividades que el ser humano realiza. Por esta razón, en esta sección se presentan los antecedentes para la evaluación del impacto ambiental que resulta debido a la operación de un sistema de refrigeración.

### 2.6.1 CAPA DE OZONO

La vida tal y como la conocemos en la Tierra ha sido protegida durante millones de años por una capa vital en la atmósfera. Esta capa, compuesta de Ozono recibe el nombre de *Capa de Ozono* u *Ozonósfera*, y es la zona de la estratósfera terrestre que contiene una concentración relativamente alta de ozono. Este frágil escudo, en apariencia inmaterial pero muy eficaz, se extiende aproximadamente de los 15 km a los 40 km de altitud de la superficie terrestre, reúne el 90 % de ozono presente en la atmósfera y absorbe del 97 % al 99 % de la radiación ultravioleta de alta frecuencia.

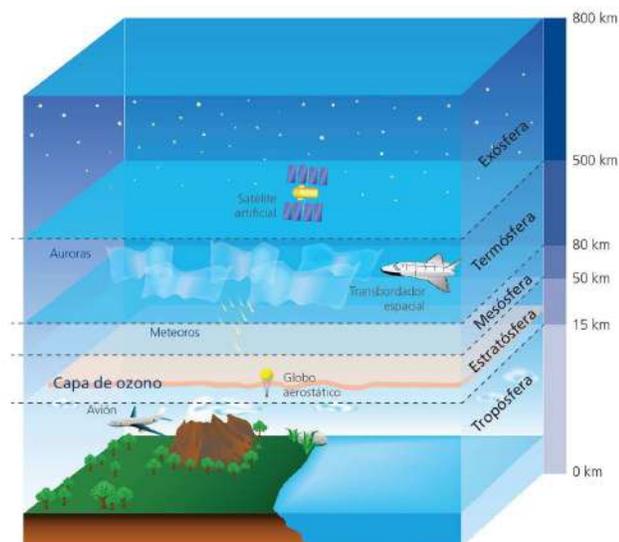


Figura 2.14: La capa de ozono

Este filtro tan delgado es suficiente para bloquear casi todas las dañinas radiaciones ultravioletas del sol. Cuanto menor es la longitud de onda de la luz ultravioleta, más daño puede causar a la vida, pero también es más fácilmente absorbida por la capa de ozono. La radiación ultravioleta de menor longitud, conocida como UV, es letal para todas las formas de vida y es bloqueada casi por completo. La radiación UVA, de mayor longitud, es relativamente inofensiva y pasa casi en su totalidad a través de la capa. Entre ambas está la UVB, menos letal que la UVC, pero peligrosa; la capa de ozono la absorbe en su mayor parte. Cualquier daño a la capa de ozono aumentará la radiación UVB [20].

### 2.6.2 EFECTO INVERNADERO

El sol suministra la energía a todo el sistema planetario del que forma parte la Tierra. Las explosiones solares que ocurren en la superficie del astro emiten una gran cantidad de energía radiante que viaja a través del espacio y llega a la parte externa de nuestra atmósfera, donde ingresa alrededor de la mitad de la energía solar, la cual llega a la superficie terrestre. El resto es reflejado al espacio o es absorbido por los gases que componen la atmósfera. La Tierra absorbe la mayoría de la energía que llega a su superficie y la remite como calor. Las superficies oceánicas y continentales pierden constantemente energía irradiando hacia el espacio exterior.

Los gases constituyentes de la atmósfera, tales como vapor de agua y dióxido de carbono absorben una parte del calor que se eleva y lo retornan a la Tierra. La presencia de estos gases reduce la pérdida efectiva de calor por la superficie terrestre y eleva substancialmente su temperatura. Este proceso es comúnmente conocido como efecto invernadero y los gases que intervienen activamente en él se designan en su conjunto como gases de invernadero. Esta expresión proviene del hecho que dichos gases atrapan parte de la energía infrarroja y reducen el enfriamiento de la Tierra como en un invernadero [20].

### 2.6.3 PROTOCOLOS AMBIENTALES

Los protocolos ambientales surgen a raíz del gran deterioro que a sufrido el planeta Tierra por efecto del desarrollo del hombre. El crecimiento de la población, el constante desarrollo industrial y tecnológico, son algunos de los factores más importantes que han llevado al mismo hombre a buscar medidas para reducir, y en algún momento mitigar el deterioro ocasionado al medio ambiente.

#### 2.6.3.1 PROTOCOLO DE MONTREAL

El protocolo de Montreal es un acuerdo internacional entre agencias gubernamentales que se enfoca en la reducción de la producción y el consumo de sustancias que afectan a la capa de ozono.

La negociación del acuerdo inicio en 1987 y entró en vigor el 1 de Enero de 1989. El *Protocolo de Montreal* es una actualización del convenio de Viena para la protección de la capa de Ozono. El objetivo primordial del protocolo es la eliminación paulatina de las emisiones mundiales de sustancias que han demostrado ser responsables del agotamiento de la capa de ozono, entre ellos se encuentran los halocarbonos, los cuales son compuestos químicos en los que uno o mas átomos de carbono están unidos a uno o más átomos de halógenos (flúor, cloro, bromo o yodo)[21].

#### 2.6.3.2 PROTOCOLO DE KIOTO

El protocolo fue inicialmente adoptado el 11 de diciembre de 1997 en Kioto, Japón, y entró en vigor el 16 de febrero de 2005. Este acuerdo se creó a modo de respuesta por la amenaza que supone el cambio climático y los problemas que las industrias mundiales plantean al medio ambiente. El protocolo de Kioto es una resolución de la convención marco de las naciones unidas sobre cambio climático

(CMNUCC), y más recientemente el acuerdo de París, los cuales tienen por objetivo reducir las emisiones de seis gases de efecto invernadero que causan el calentamiento global: dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ), gas metano ( $\text{CH}_4$ ), y óxido nitroso ( $\text{N}_2\text{O}$ ), y gases fluorados: hidrofluorocarbonos (HFC), perfluorocarbonos (PFC) y hexafluoruro de azufre ( $\text{SF}_6$ ). Hasta noviembre del 2009, eran 187 países los que ratificaban el protocolo, en donde cada país firmante de forma individual, está obligado por el protocolo de Kioto y el acuerdo de París a cumplir con las medidas para reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero. Estos acuerdos toman gran relevancia al ser los únicos mecanismos internacionales para hacer frente al cambio climático y minimizar su impacto [22].

#### 2.6.4 MÉTRICAS AMBIENTALES

Debido a la creciente contribución de los sistemas de refrigeración al cambio climático, ha sido necesario utilizar refrigerantes cada vez más respetuosos con el medio ambiente para mitigar el calentamiento global. Se usan diferentes métricas ambientales para facilitar el proceso de decisión en la selección del refrigerante con bajo potencial de calentamiento global.

La necesidad de controlar las emisiones de gas de efecto invernadero, tal como se establece en el Protocolo de Kioto, requieren una consideración cuidadosa y una evaluación continua de las actividades que consumen energía eléctrica para su operación, tales como los sistemas de refrigeración domésticas, industriales y comerciales.

Existen varias métricas que ayudan a determinar el impacto ambiental de los sistemas de refrigeración, algunas de ellas con una mayor precisión que otras. Las tres métricas ambientales convencionales más usadas son: el potencial de calentamiento global (GWP), el impacto de calentamiento total equivalente (TEWI), y el rendimiento climático del ciclo de vida (LCCP).

#### 2.6.4.1 *Potencial de calentamiento global (GWP)*

El calentamiento global es el problema más severo al que se enfrenta la civilización moderna. El calentamiento global es el aumento de la temperatura del aire promedio en todo el mundo, lo que resulta en la fusión de los casquetes polares y el aumento del nivel del mar.

Es causada por la liberación en la atmósfera de los llamados gases de efecto invernadero, los cuales forman una capa que evita que los rayos solares sean rechazados hacia el espacio exterior, lo que resulta en el retorno del calor hacia la superficie terrestre y mantiene el calor en la atmósfera [23]. El potencial de calentamiento global (GWP) fue usado dentro del protocolo de Kioto en el marco de la convención de las Naciones Unidas sobre el cambio climático como una medida para ponderar el impacto climático de las emisiones de diferentes gases de efecto invernadero [24].

El GWP es una medida relativa de cuánto calor puede ser atrapado por un determinado gas de efecto invernadero, en comparación con un gas de referencia, por lo general dióxido de carbono. El GWP para otros gases puede ser calculado para periodos de 20, 100 o 500 años, siendo 100 años el valor más frecuente.

El GWP es quizá la métrica ambiental más comúnmente usada debido a la simplicidad de su diseño, aplicación y su transparencia en comparación con otras alternativas. Cuanto menor es el GWP, menor es la contribución de una sustancia al calentamiento global [25].

La contribución de los refrigerantes al calentamiento global sólo se da cuando este se libera a la atmósfera. Algunos de los valores de GWP de los refrigerantes más comunes definidos por el Panel Intergubernamental sobre Cambio Climático (IPCC, por sus siglas en inglés) dentro de los Informes de Evaluación (IE), se muestran en la Tabla 2.1.

Valores de GWP para horizonte de tiempo de 100 años			
Nombre común	Formula química	2° informe de evaluación (IE2)	5° informe de evaluación (IE5)
Dióxido de carbono	$CO_2$	1	1
Metano	$CH_4$	21	28
Óxido nitroso	$N_2O$	310	265
CFC-11	$CCl_3F$	3800	4660
CFC-12	$CCl_2F_2$	8100	10200
CFC-13	$CClF_3$	—	13900
CFC-113	$CCl_2FCClF_2$	4800	5820
CFC-114	$CClF_2CClF_2$	—	8590
CFC-115	$CClF_2CF_3$	—	7670
Halon-1301	$CBrF_3$	5400	6290
Halon-1211	$CBrClF_2$	—	1750
Halon-2402	$CBrF_2CBrF_2$	—	1470

Tabla 2.1: Valores del potencial de calentamiento global (GWP) relativo al  $CO_2$  [2]

#### 2.6.4.2 Impacto de calentamiento total equivalente (TEWI)

El TEWI es una medida del impacto del calentamiento global de los equipos, en función de las emisiones totales relacionadas de gases de efecto invernadero durante la operación del equipo, y la eliminación de los fluidos activos al final de su vida útil. El TEWI es una metodología para calcular las emisiones totales relevantes de gases de efecto invernadero para aplicaciones específicas; en este caso la refrigeración y aire acondicionado. Es importante señalar que el mayor impacto, del calentamiento global derivado de los sistemas de refrigeración y la operación de equipos de aire acondicionado, es a través de la generación de electricidad para alimentar el equipo [26].

#### 2.6.4.3 Rendimiento climático del ciclo de vida (LCCP)

El indicador TEWI es más revelador que el GWP, pero no toma en cuenta todas las emisiones indirectas relevantes involucradas en el ciclo de vida del refrigerante, como las emisiones relacionadas con la fabricación y el transporte del sistema y el refrigerante. Por lo tanto, se usan otros indicadores como el rendimiento climático

---

de ciclo de vida (LCCP), el cual tiene en cuenta todos los GWP relacionados con el funcionamiento del sistema de refrigeración, incluido el impacto ambiental de las sustancias emitidas durante el proceso de producción y transporte de refrigerante [25].

## CAPÍTULO 3

# ESTADO DEL ARTE

---

### 3.1 INSTALACIONES EXPERIMENTALES

Con el fin de examinar el estado, la tendencia y el potencial de mejora de los sistemas de evaluación, identificar necesidades de investigación y definir el alcance de la investigación a largo plazo; se llevó a cabo una revisión general en la literatura abierta sobre las facilidades en las instalaciones experimentales que se han desarrollado para la evaluación del desempeño de las unidades condensadoras misma que se presentan en la Tabla 3.1. En base a los resultados de la revisión, se diseña una infraestructura experimental capaz de evaluar el desempeño energético de unidades condensadoras la cual se describe en secciones posteriores.

Tabla 3.1: Resumen de revisión de literatura de instalaciones de prueba

Autor	Año	Módulo	Método	Instrumento	Tipo de estudio	Sistema	Descripción
C. Y. Park, <i>et. al</i> [27]	2002	Microcanal	Calorímetro/Balance de energía en aire/refrigerante	Cámaras separadas/ Túnel de viento	Experimental	AC doméstico	Dos habitaciones independientes una de la otra en una habitación se coloca el condensador en un túnel y en la otra el evaporador de la misma forma.
Cristian C. <i>et. al</i> [28]	2003		Plenums separados/ Calorímetros	Experimental			La instalación de prueba consiste de una habitación dividida en dos, con un sistema de climatización, donde la sección de prueba esta ubicada entre ambas habitaciones.
Rin Y. <i>et. al</i> [29]	2006	Microcanal/ Tubo y aletas	Balance de energía en aire/refrigerante	Cámara individual/Túnel de viento	Experimental	AC doméstico	La instalación consiste de una cámara en la cual se encuentra el condensador, y fuera el evaporador en un túnel de viento cerrado.
C. Y. Park <i>et. al</i> [30]	2008	Microcanal/ Tubo re-dondo	Calorímetro/Balance de energía en aire/refrigerante	Cámaras separadas/ Túnel de viento	Experimental/ Numérico	AC doméstico	Dos habitaciones independientes una de la otra en una habitación se coloca el condensador en un túnel, y en la otra el evaporador de la misma forma.
Li Ling, <i>et. al</i> [31]	2015	Microcanal	Diferencia entalpía en el aire	Cámara climática	Experimental/ Simulación		Consiste de dos cámara con sistemas independientes, en una habitación se coloca el condensador y en la otra el evaporador

Bo Xu, <i>et. al</i> [32]	2016	Microcanal	Diferencia de entalpía	de	Cámara separada/túnel de viento	Experimental/ Numérico	AC doméstico	La instalación de prueba consiste de dos habitaciones con sistema de climatización independientes. En una habitación se coloca el evaporador y en la otra el condensador en calorímetros tipo túnel.
Yang Z. <i>et. al</i> [33]	2016	Microcanal/ Tubo redondo	Diferencia de entalpía/Método de transferencia de calor y masa en el aire	de	—	Experimental/ Numérico	AC doméstico	Consiste en dos cámara ambientales, con un túnel de viento en cada cámara, en una se instala el evaporador y en la otra el condensador
Zhaogang Qi [34]	2016	Microcanal	Calorímetro		Túnel de viento	Experimental	Residencial/ comercial	Consiste en dos cámara ambientales, con un túnel de viento en cada cámara, en una se instala el evaporador y en la otra el condensador
F.I. Gómez <i>et. al</i> [35]	2017	Microcanal/ Tubo y ale- tas	Diferencia de entalpía	de	Cámara/Túnel de viento	—		La instalación consiste de una cámara climática tipo túnel con cuatro sistemas independientes, el circuito de aire con sistema auxiliar de agua, circuito de refrigerante y el circuito de agua caliente.

*AC = Aire acondicionado*

## 3.2 REFRIGERANTES ALTERNATIVOS

El refrigerante es una sustancia o mezcla de sustancias, normalmente un fluido, utilizado en un ciclo de calor que experimenta una transición de fase reversible de un líquido a un gas y viceversa.

Los hidrocarburos halogenados con alto potencial de agotamiento del ozono (ODP) usados como refrigerantes, fueron prohibidos por el protocolo de Montreal (1987) debido a sus efectos perjudiciales sobre la capa de ozono que protege al planeta contra las radiaciones ultravioletas. Los gases de efecto invernadero (GEI) utilizados por los sistemas de refrigeración, aire acondicionado y bombas de calor se encuentran en período de permiso del protocolo de Kyoto (1997). Con el fin de reducir el agotamiento del ozono atmosférico y revertir los efectos del cambio climático. La legislación de la Unión Europea (2014) y el acuerdo de París (2016) hacen hincapié en la eliminación de los refrigerantes sintéticos nocivos [36].

Por esto es importante realizar una revisión del estado actual de las investigaciones sobre el desarrollo de los nuevos refrigerantes, considerados como refrigerantes alternativos para el reemplazo de los halogenados de alto potencial de calentamiento.

Adrian Mota-Babiloni et. al. [5] realizaron un estudio experimental comparativo entre el refrigerante R404A y el R448A como alternativa, debido a que este ofrece una mayor reducción del GWP, además de ser compatible con sistemas de refrigeración diseñados para trabajar originalmente con el refrigerante R404A. Se analizan las dos aplicaciones principales que se usan en los supermercados; la congelación y conservación de alimentos con diferentes condiciones de condensación. Dentro de sus resultados, a pesar de que la capacidad de enfriamiento del R448A es ligeramente inferior a la del R404A, obtuvieron un menor consumo de energía con el uso del R448A y un aumento del COP en comparación con el uso de R404A. También observaron que el R448A presenta un aumento de la eficiencia volumétrica pero una reducción del flujo másico. Con ello concluyen que el refrigerante R448A podría

ser una alternativa eficiente en el ahorro de energía en comparación con el R404A, además de presentar una reducción del 70 % del GWP. En términos de capacidad de enfriamiento, el R448A es un buen reemplazo para aplicaciones de media temperatura (conservación), además de obtener un mayor beneficio por altas temperatura de condensación.

Vedat Oruc et. al. [4] estudian y comparan experimentalmente el refrigerante R404A con los refrigerantes alternativos de bajo GWP como: R442A y R453A. Los fluidos refrigerantes fueron probados en sistemas de refrigeración sin realizar ninguna modificación constitutiva. Los experimentos los realizaron a tres diferentes temperaturas de evaporación (-6, -3 y 0 °C) y a tres diferentes condiciones de condensación (35, 40 y 45 °C). Obtuvieron que el consumo de energía del compresor al trabajar con refrigerante R404A era mayor en comparación con los refrigerantes alternativos evaluados. Además que la capacidad de enfriamiento de los refrigerantes alternativos fue mayor entre 1 y 8 % respecto al R404A, mientras el COP fue superior entre 5 y 12 % para el R442A, y tuvo una mejora sustancial del 10-14 % con el uso de R453A. Con ello concluyen que los refrigerantes alternativos evaluados se podrían usar directamente en sistemas de refrigeración construidos originalmente para operar con R404A, además que la reducción del GWP por parte del R453A y R442A es de 55 % y 52 %, respectivamente.

Ankit Sethi et. al. presentan un estudio en el cual comparan dos refrigerantes alternativos de bajo potencial de calentamiento GWP como reemplazo para el R404A: un refrigerante no inflamable R448A y un refrigerante ligeramente inflamable R455A [37]. Pruebas realizada en un congelador autónomo originalmente diseñado para trabajar con el uso de refrigerante R404A, demostraron que el tiempo de funcionamiento del compresor de R448A y R455A son semejantes al de R404A debido a que su capacidad de enfriamiento son similares. El consumo de energía por parte del compresor evaluado en un periodo de 24 horas fue 9 % más bajo para R448A, y un 6 % más bajo para R455A, en comparación con el R404A. También presentan los resultados obtenidos en el rendimiento de un sistema de refrigeración real instalado

en un supermercado, al reemplazar el refrigerante R404A por el R448A, lo cual resultó en ahorros de energía de entre 9 y 20 % aproximadamente, dependiendo de la temperatura ambiental.

Marco Bortolini et. al. presentan un análisis experimental sobre la re-adaptación de dos sistemas de refrigeración comerciales [38]. Dichos sistemas funcionan a temperatura media (-5, 10)°C y baja (-25,-15) °C, y están diseñados originalmente para funcionar con (HFC) R404A. El objetivo de la investigación es evaluar la eficiencia de la unidad con el uso de R410a y R407f, elegidos como refrigerantes alternativas al R404A. Dichos refrigerantes son compatibles con los sistemas de refrigeración, debido a sus propiedades similares, al no ser inflamables y de fácil acceso. Los datos obtenidos para el sistema de media temperatura con el uso de R407f y R410a permitieron obtener un COP y una capacidad de enfriamiento mayores que la observada con el uso de R404A. Entre los refrigerantes evaluados el R407f tiene una mayor capacidad de enfriamiento, pero menor COP respecto al R410a. Dichos resultados indican que el R410a es una alternativa potencial para el sistema MT, incluso R407f también representa una alternativa adecuada. Con respecto al sistema de baja temperatura, el R410a no se puede usar debido al sobrecalentamiento del compresor. Por el contrario, R407f presenta un COP comparable respecto al R404A, mientras que aumenta un 10 % la capacidad de enfriamiento.

Juan Manuel Mendoza-Miranda et. al. presenta un estudio del rendimiento del evaporador a través de un modelo de evaporador de tubo de carcasa y microfibras, utilizando R450A como reemplazo de los refrigerante R134a, y R448A como refrigerante alternativo al R404A en los sistemas de refrigeración [3]. La comparación se realiza usando resultados obtenidos de un modelo de evaporador en estado estacionario. El modelo fue validado utilizando mediciones experimentales. A través de los experimentos realizados se encontro que el rendimiento del evaporador con el uso de R450A es muy similar al de R134a, aunque solo presenta un 42 % de este en su composición. Por otro lado, el R404A y R448A presentan una gran diferencia para todos los parámetros estudiados, principalmente causados por el efecto de deslizamiento

al ser una mezcla en diferentes proporciones de otros refrigerantes, diferentes HTC y diferencia de entalpías.

Liutauras Vaotkus y Vytautas Dagilis presentan resultados teórico-prácticos de las pruebas realizadas en el reemplazo del refrigerante R404A por el R448A [39]. Se demostró una degradación significativa del rendimiento. A una temperatura ambiental de 25 °C el tiempo del pull-down aumentó un 24 % y el consumo de energía aumentó un 9 %. A través de lo observado en los resultados concluyen que las mezclas de HFC/HFO de bajo GWP son una alternativa relativamente atractiva para los refrigerantes R507A y R404A en los sistemas de refrigeración eutéctica, a pesar de que a través del análisis teórico, los refrigerantes R407F, R407A, R448A y R449A ofrecen una disminución de la capacidad de refrigeración en un rango entre 12 y 16 %, respecto a la capacidad de enfriamiento aportada cuando se trabaja con R404A.

Adrian Mota-Babiloni et. al. presentan una comparación teórica entre seis refrigerantes que se evalúan como alternativas de reemplazo de bajo GWP para R404A usando diferentes configuraciones, incluyendo arquitecturas de sistemas de dos etapas [40]. Los refrigerantes fueron seleccionados por sus características similares al R404A. El R407A y R407f como alternativas a mediano plazo, y como alternativas a largo plazo el L40 y DR-7 (con muy bajo GWP y baja inflamabilidad), N40 y DR-33 (con bajo GWP y sin inflamabilidad). Cubren temperaturas baja y media de evaporación, y dos niveles de temperatura de condensación. Obtuvieron una mejora de la eficiencia energética con todos los reemplazos, en comparación con el R404A, en todas las condiciones estudiadas. Los refrigerantes más eficientes son las alternativas L40 y DR-7 de bajo potencial inflamable y muy bajo GWP. Los incrementos más bajos de COP se obtuvieron con R407f y con R407A, a pesar de ser valores todavía prometedores.

Después del descubrimiento del efecto perjudicial de las emisiones de HFCs sobre la atmósfera, refrigerantes como el R404A se incluyeron como gases de efecto invernadero (GEI) dentro del protocolo de Kioto. Estos refrigerantes se eliminarán

Tabla 3.2: Características de los refrigerantes alternativos [3, 4, 5, 6, 7]

Refrigerante	R404A	R448A	R453A	R442A	R449A	R454C	R455A	R450A
Clasificación ASHRAE	A1	A1	A1	A1	A1	A2L	A2L	A1
Temperatura Glide <sup>a</sup> (K)	0.75	6.27	4.2	4.6		7.8	12.85	0.78
ODP	0	0			0	0	0	0
GWP de 100 años	3943	1390	1765	1888	1282	148	148	547
Temperatura crítica (K)	345.2	356.81	360.9	355.4	357	345.04		379.02
Presión crítica (kPa)	3728.85	4674.93	4530	4760	4662	3728.8		3814
NBP (K)	227.41	233.05			227.2			521.2
Densidad de líquido <sup>b</sup> (kg/ m <sup>3</sup> )	1150.59	1192.39	1232	1209	1198	1136.3	1128.8	1253.28
Densidad de vapor <sup>b</sup> (kg /m <sup>3</sup> )	30.32	22.09	19	22	22.43	20.43	20.98	13.93
Líquido Cp, <sup>b</sup> (kJ/kg K)	1.39	1.42	1.4	1.44	1.417	1.41	1.433	1.32
Vapor Cp, <sup>b</sup> (kJ/kg K)	1	0.98	0.95	0.98	0.976	0.975	0.975	0.89
Cond. Térmica líquido <sup>b</sup> (W/mK)	7.32E-02	9.24E-02	0.095	0.098	0.09183	0.08616	0.08799	0.08309
Cond. Térmica vapor <sup>b</sup> (W/mK)	1.28E-02	1.20E-02	0.012	0.012	0.01203	0.0119	0.01205	0.01157
Viscosidad líquido <sup>b</sup> (Pa/s)	0.000180	0.000188			0.000191	0.000174	0.00017	0.000258
Viscosidad vapor <sup>b</sup> (Pa/s)	0.000011	0.000011			0.000011	0.0000109	0.00001107	0.00001115
Punto de ebullición			-42.2	-46.5		-45.56	-52.02	

<sup>b</sup>Presión de 100 kPa y <sup>a</sup>Temperatura de 0 °C

gradualmente de la mayoría de las aplicaciones de refrigeración comercial debido a su alto potencial de calentamiento global (GWP). Con lo cual, la industria de la refrigeración se encuentra desarrollando nuevos refrigerantes, centrando los esfuerzos por encontrar reemplazos seguros, estables, eficientes en el uso de la energía y respetuosos con el medio ambiente. La Tabla 3.2 muestra algunos de los refrigerantes de bajo GWP que actualmente se estudian, para el reemplazo en sistemas de refrigeración diseñados originalmente para funcionar con R404A.

### 3.3 ESTUDIOS DE IMPACTO AMBIENTAL EN SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

Los sistemas de refrigeración por compresión de vapor se utilizan en casi el 80 % de la industria del mundo para refrigeración, calefacción, ventilación y aire acondicionado [41]. Por lo anterior y por la importancia que tiene los sistemas de refrigeración en la vida cotidiana del ser humano, es importante no solo evaluar los

distintos índices de desempeño energéticos de la máquina, sino también, evaluar el impacto que éstos tienen en el medio ambiente.

En la actualidad, debido a las normas y a los marcos regulatorios establecidos a nivel nacional e internacional respecto al impacto ambiental producido por los sistemas de refrigeración, investigaciones previas se han dado a la tarea de cuantificar el impacto ambiental generado por dichos sistemas.

C.Francis et. al. presentan un estudio en el cual evalúan la fuga de refrigerante en dos principales cadenas de supermercados en el Reino Unido [42]. Analizaron los datos de fuga de 1464 registros de mantenimiento. El análisis categorizó el tipo, la ubicación de cada fuga y el volumen de refrigerante reemplazado durante la reparación. Aproximadamente el 82 % de las fugas registradas fueron de los sistemas de refrigeración R404A, y consistieron principalmente en fallas de tuberías, juntas o un sello / glándula / núcleo con fugas ubicado en el paquete del compresor y la línea de líquido de alta presión.

M. A. Islam et. al. presentan una metodología de evaluación para sistemas de refrigeración en términos de refrigerante, maquinaria y protocolo de operación para minimizar el impacto total de calentamiento equivalente [43]. Realizaron los experimentos en sistemas de refrigeración enfriados por aire para aplicaciones de baja temperatura a  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , y temperatura media de  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ , con temperatura de  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$  en la condensación. Un incremento en el COP reduce el consumo de electricidad resultando en una gran reducción del TEWI en el mismo rango de operación. Para el caso de los sistemas que trabajan con R134a para MT y LT, presentan un valor menor de TEWI y alza en el valor del COP en el rango de operación. Por otro lado, los sistemas que trabajan con el refrigerante R507A, tanto en las aplicaciones de LT y MT, presentan los valores más altos de TEWI junto con las máxima pérdida económica.

Mercello Riva et.el. presentan una metodología para la evaluación de un sistema de refrigeración con aplicaciones en supermercados, mostrando la forma de obtención

de los datos para los diferentes métodos de evaluación ambiental [44]. El LCCP lleva a cabo una evaluación del desempeño climático del ciclo de vida, lo que significa esencialmente contar las emisiones de calentamiento global de una tecnología desde su cuna hasta su tumba. Toda la contribución directa e indirecta del calentamiento global se toma en cuenta desde la producción de los sistemas a su disposición, pasado por su uso. EL LCA es la evaluación del ciclo de vida. Éste extiende el enfoque del LCCP a otros aspectos relevantes que se relacionan con el impacto ambiental de una tecnología. Junto con el impacto en el calentamiento global, también se tiene en cuenta el potencial de eutrofización, el potencial de acidificación, y el potencial de agotamiento de la capa de ozono. El LCA se rige bajo estándares ISO. El LCCA, en cuanto al impacto ambiental, es importante no restringir el análisis de costos de los sistemas simplemente a su precio. El precio solo es un componente del costo total de propiedad. Un enfoque coherente tiene en cuenta todos los costos, desde la fabricación del fluido refrigerante hasta el final de su vida útil y destrucción o almacenamiento, teniendo en cuenta el precio de los sistemas junto con los costos de capital, los costos de energía y los costos de eliminación al final de la vida.

G. Tarlea y M. Vinceriuc presentan un estudio comparativo entre dos tipos de sistemas de refrigeración que trabajan con cinco diferentes refrigerantes [45]. Se determinó el coeficiente de desempeño (COP), la potencia requerida por el compresor del ciclo de refrigeración y el impacto total de calentamiento. Se puede observar que la planta con compresión mecánica en una etapa con el intercambiador de calor interno que usa refrigerantes de transición R407C tiene un coeficiente de rendimiento más alto que con el refrigerante R404A. Por otro lado, para la instalación de compresión mecánica en una etapa, comparando la transición y los fluidos naturales, puede concluirse que los refrigerantes de mayor coeficiente de rendimiento son el  $\text{NH}_3$  y el R600a.

M. Zhang realizaron trabajos de análisis y modelado en varios sistemas de refrigeración de supermercados, evaluando la eficiencia energética, el TEWI, y el costo operativo anual [46]. El trabajo de modelado se realizó utilizando los software

EES y Coolpack, así como el uso de Excel. Con base al modelado aplicado a un grupo representativos de supermercados, los sistemas distribuidos tienen un consumo de energía de 6 a 9% más bajo que el sistema centralizado de referencia. Los sistemas de ciclo secundario / cascada de CO<sub>2</sub> con propano como refrigerante primario tienen un consumo de energía comparable al de los racks con configuración en paralelo que usan refrigerante R404A. Así como los sistemas de refrigeración que usan CO<sub>2</sub> presentan el valor de TEWI más bajo.

L. Vaitkus indica que en las unidades de refrigeración no se pueden evitar las fugas de refrigerante, lo cual representan un impacto nocivo para el medio ambiente [48]. Por lo tanto, recientemente se han vuelto más numerosos los estudios sobre la reducción de la carga de refrigerante. El desafío ambiental es que la minimización de la carga de refrigerante es uno de los objetivos más importantes para las aplicaciones de refrigeración y aire acondicionado (RAC).

Además de los intercambiadores de calor de minicanales, otras opciones para la reducción de carga son: (i) uso de sistema indirecto, (ii) uso de receptor de baja presión en la línea de succión en lugar del receptor común de alta presión en la línea de líquido, (iii) tubo capilar utilizado como dispositivo de expansión, (iv) uso de un compresor con un pequeño volumen interno y una pequeña carga de aceite, (v) el uso de aceites no miscibles. Se observa una degradación significativa del rendimiento cuando la reducción de carga excede el 25% de la carga óptima.

D. leducq et.al. presentan un diseño de un sistema de refrigeración de carga baja basado en la tecnología de microcanales para el condensador, un evaporador compacto y una línea de líquido de diámetro reducido[49]. Junto con los intercambiadores de microcanales, se puede alcanzar una reducción significativa del volumen interno y, en consecuencia, de la carga de refrigerante. La carga de refrigerante depende del volumen interno de cada componente: tuberías, intercambiador de calor, receptores, compresores y diversos accesorios. Los componentes donde el refrigerante es líquido o en estado bifásico contienen mucho más refrigerante que los componen-

tes con vapor solamente. Se puede ver (Figura 3.1) que el refrigerante se encuentra principalmente en los componentes donde se encuentra en estado líquido o bifásico: receptor de líquido, condensador, evaporador y tuberías de líquido. Por lo tanto, el diseño de un sistema de carga baja debe enfocarse en esos componentes críticos.

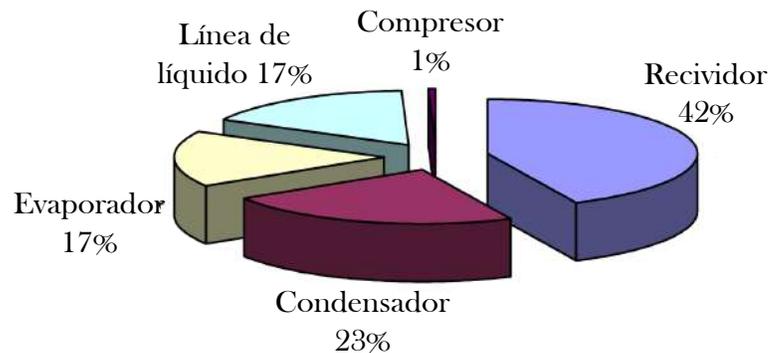


Figura 3.1: Distribución de la carga del refrigerante

Se ha llevado a cabo una caracterización experimental del rendimiento energético del prototipo y de su impacto ambiental y se ha comparado con el sistema de referencia, y en particular la carga de refrigerante, el consumo eléctrico, la capacidad de refrigeración y los criterios de TEWI.

El objetivo principal de este proyecto es reducir drásticamente la carga de refrigerante en un sistema de refrigeración con intercambiadores compactos y reglas de diseño de carga baja, particularmente para la tubería de líquido mientras se preserva el rendimiento energético o incluso se mejora.

Atilla G. Devecioglu y Vedat Oruc presentaron un estudio en el cual evalúan la capacidad de enfriamiento de sistemas de refrigeración [50]. Estudian la forma de mantenerla la capacidad de enfriamiento constante mientras se cambia el refrigerante de los sistemas originalmente diseñados y construidos para trabajar con R-22. Usaron el refrigerante R453A como alternativa de sustitución acoplado un intercambiador de calor en la succión de un sistema de aire acondicionado que trabajaba inicialmente con R22. Los resultados indicaron menores cantidades de TEWI y mejoraron los parámetros energéticos como resultado del uso del R-453A como alternativa al R-22,

con la presencia de un intercambiador de calor líquido de tipo placa en el sistema. Cuando se usó R-453A, el sistema con LSHX demostró una reducción de TEWI aproximadamente en un 8%. Se observó que la presencia de LSHX, así como de refrigerante alternativo de R-453A era preferible debido a un TEWI más bajo.

En lo que concierne al impacto ambiental, realizan un análisis de Impacto de Calentamiento Total Equivalente (TEWI), considerando tanto el potencial de calentamiento global directo como indirecto, presentando datos reales para diferentes regiones (América del Norte, Europa y Asia), y diferentes aplicaciones en refrigeración doméstica y comercial [51]. En las aplicaciones comerciales domésticas y livianas, independientemente de la región del mercado, el efecto indirecto representa la mayor contribución al calentamiento global, que oscila entre el 95% y prácticamente el 100% del total de TEWI. Por esta razón, son mucho más efectivas las iniciativas ambientales relacionadas con las mejoras de eficiencia energética que aquellas enfocadas en la reposición de refrigerantes.

## CAPÍTULO 4

# METODOLOGÍA

---

El estudio y desarrollo de la metodología para la evaluación del desempeño energético de unidades de condensación refrigeradas por aire, tiene como antecedente una revisión bibliográfica del estado del arte. Posteriormente se desarrolla una metodología para la evaluación del comportamiento de las unidades condensadoras así como del consumo de energía que éstas tienen durante su operación. Asimismo, se diseña la instalación apropiada para dicha metodología, con base a las recomendaciones encontradas en la literatura, así como en las normativas aplicables. Posteriormente se realizó la construcción, montaje y calibración de los instrumentos, para finalizar con la aplicación del método de evaluación de colección de datos.

## 4.1 METODOLOGÍA DE PRUEBA

La metodología desarrollada en este trabajo está basada en una estricta revisión bibliográfica en la literatura abierta y en los estándares nacionales e internacionales los cuales se presentaron en el Capítulo 3.

Existen diversos métodos y una variedad de configuraciones de las instalaciones experimentales para la evaluación de intercambiadores de calor, ya sea como condensador o evaporador. Una de las principales normas internacionales aplicables a la

evaluación del desempeño de unidades condensadoras es el estándar ASHRAE 23.1 [52], el cual evalúa el rendimiento termodinámico de las unidades condensadoras que operan a temperaturas sub-críticas de refrigeración. Para determinar el rendimiento termodinámico se pueden aplicar seis diferentes metodologías de evaluación, las cuales consisten en cuatro métodos de calorímetro, y dos más basados en flujómetros. Respecto al método de evaluación general de la unidades bajo prueba, se ha determinado que debe consistir en una prueba primaria, y una segunda prueba posterior de confirmación simultánea e independiente, en el mismo conjunto de condiciones específicas de operación.

Los métodos de prueba se presentan en la Tabla 4.1, el uso de uno u otro método como prueba primaria es determinado por el usuario así como el método de prueba de confirmación. Teniendo en cuenta que la norma permite seleccionar para la prueba primaria y para la de confirmación el mismo método, siempre y cuando se considere que la evaluación de ambas pruebas deben ser simultáneas y completamente independientes.

Tabla 4.1: Métodos de prueba de tasa de flujo másico de refrigerante

<u>Método de prueba</u>
Calorímetro de refrigerante secundario
Calorímetro de fluido secundario
Calorímetro de refrigerante primario
Calorímetro de condensador
Flujometro de refrigerante liquido
<u>Flujometro de refrigerante gaseoso</u>

### 4.1.1 MÉTODO DE CALORÍMETRO

El método de calorímetro mide la capacidad de transferencia térmica por medio de un balance de energía, a través de un aparato con aislamiento térmico que contiene un intercambiador de calor con el cual se determina la tasa de flujo másico de un refrigerante, midiendo la entrada y la salida lo cual resultará en una carga de entalpía conocida para el refrigerante.

Para nuestro caso de estudio, se seleccionó el **método de Calorímetro del fluido secundario**. El mismo consta de un circuito de fluido independiente en donde el refrigerante ingresa al calorímetro como un líquido subenfriado y sale como un vapor sobre-calentado. Un fluido secundario con propiedades de transporte conocidas circula a través del circuito externo y proporciona el calor requerido para evaporar el refrigerante, como se observa en la Figura 4.1. Un dispositivo de control de refrigerante que sirve como una restricción de flujo es incluido en el calorímetro; este dispositivo de control y la línea de refrigerante al calorímetro deberán estar aislados para minimizar el intercambio de calor con el ambiente.

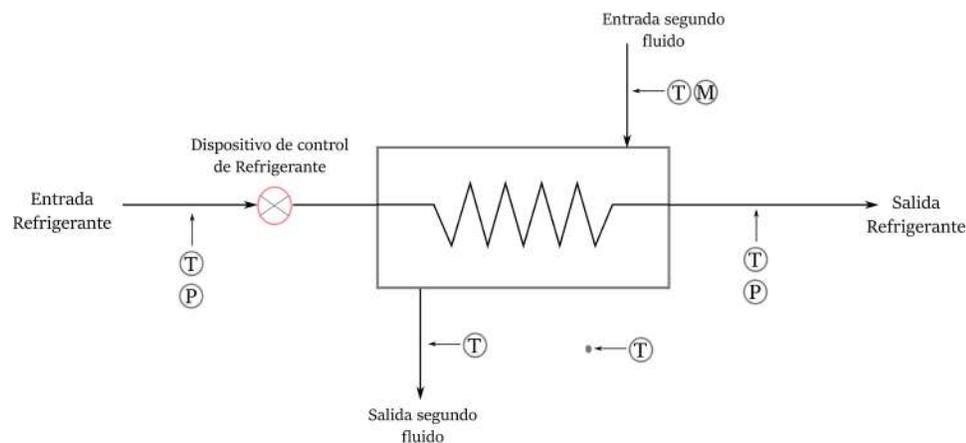


Figura 4.1: Diagrama del calorímetro de fluido secundario

En el circuito de fluido secundario se usa una mezcla al 50 % de agua destilada y etilenglicol como fluido de trabajo. Se toman lecturas de temperatura a la entrada y salida del tanque evaporador, a su vez, se mide el flujo másico de la mezcla que

ingresa al calorímetro. Por otra parte, en el circuito de refrigerante se toman lecturas de temperatura y presión a la entrada del calorímetro justo antes del dispositivo de expansión, y posteriormente se toman lecturas a la salida del calorímetro.

Se hace uso de una mezcla de agua destilada y etilenglicol al 50 % debido a sus propiedades termodinámicas, ya que el etilenglicol al ser mezclado con agua provoca que el punto de congelación del agua descienda por debajo de los 0 °C, lo cual evita la congelación del fluido al entrar en contacto con el serpentín por donde circula el refrigerante, dado que la evaluación de las unidades condensadoras según con la Norma Oficial Mexicana PROV-NOM-012-ENER-2017 [53] se debe realizar a una temperatura de evaporación de -4 °C y una temperatura ambiental de 30 °C.

Mediante lo estipulado en la norma [52], con el objetivo de implementar el método de calorímetro de fluido secundario de forma satisfactoria, fue necesario el diseño y construcción de un dispositivo capaz de cubrir las necesidades de evaluación.

El calorímetro (Figura 4.2) diseñado en el Laboratorio de Ambiente Controlado del LIITE de la FIME-UANL, está conformado por dos componente principales; el primero de ellos es un tanque evaporador, el cual consiste en un tanque de acero que alberga en su interior un intercambiador de calor tipo helicoidal por donde circula el refrigerante proveniente del condensador. Se denomina tanque evaporador precisamente porque cumple con la función del evaporador dentro del sistema de refrigeración. El diseño se asemeja a un intercambiador de calor de tubo y coraza en donde, por el interior del tubo circula el refrigerante y por la coraza circula el fluido secundario el cual funciona como medio de transporte de la carga térmica para lograr el cambio de fase del refrigerante de fase líquida a vapor.

El segundo componente del sistema del calorímetro es el tanque de calentamiento, mismo que consiste en un tanque de acero que cuenta con una resistencia eléctrica en su interior. El conjunto de tanque evaporador y tanque de calentamiento forman el sistema del calorímetro. Ambos tanques están conectados por un circuito de tuberías por donde fluye el líquido de trabajo, el cual es impulsado por una bomba

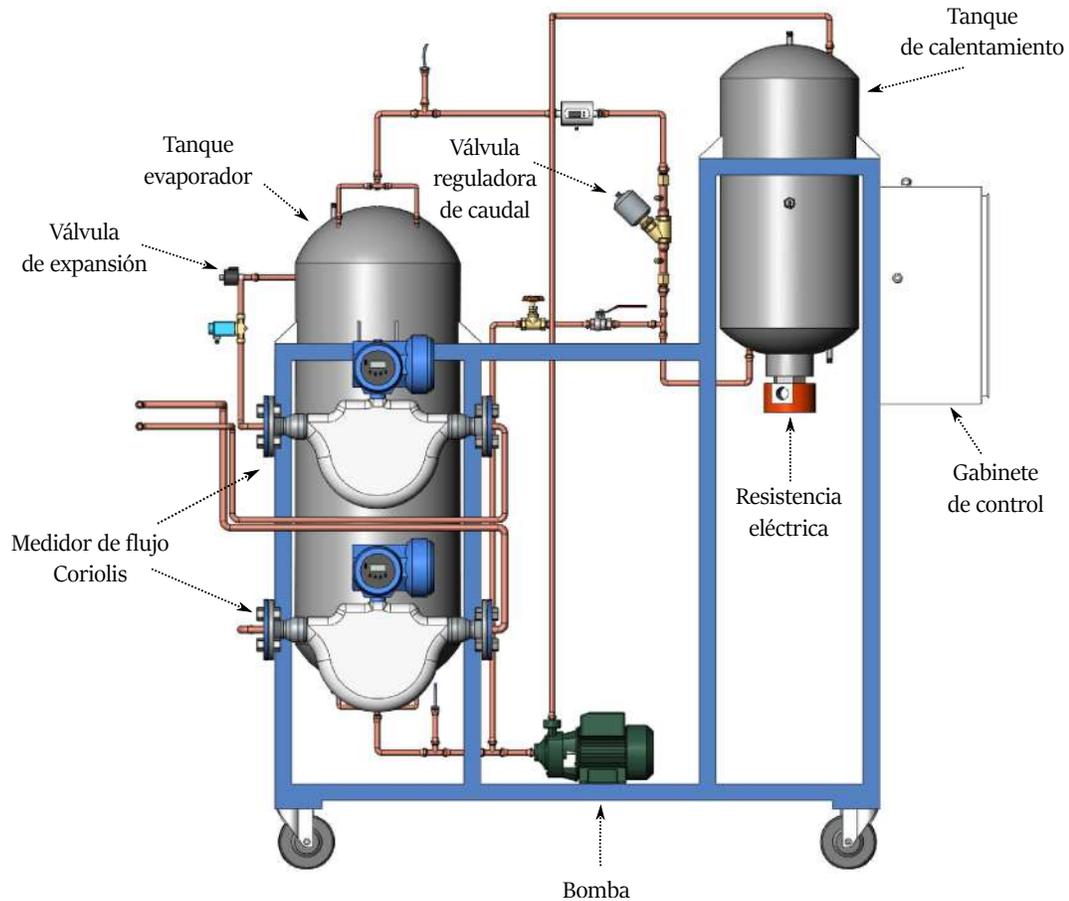


Figura 4.2: Diagrama esquemático del Calorímetro

centrífuga. El fluido de trabajo sale del tanque de calentamiento, donde tiene una ganancia carga térmica por medio de la resistencia eléctrica, y fluye hacia el tanque de evaporación donde la energía térmica suministrada por las resistencia eléctrica es removida y abandona el tanque con una menor temperatura, siendo impulsada nuevamente al tanque de calentamiento para iniciar el ciclo.

Además de los componentes principales (tanque evaporador y tanque de calentamiento), el sistema del calorímetro cuenta con otros componentes en el circuito que inter-conecta ambos tanque, con los cuales se puede medir y controlar el flujo másico del fluido secundario del sistema.

Se usa una bomba de agua de 1/2 HP de la marca Múnich modelo BA-1208

(Figura 4.3). La bomba de agua se ubica en la salida del evaporador de donde impulsa el flujo de agua al tanque de calentamiento, gana energía y fluye nuevamente al evaporador. Para regular el flujo másico que ingresa al evaporador dentro del circuito de fluido secundario se uso una válvula reguladora de caudal Sporlan SFV de 120 a 240 VAC (Figura 4.4) que cuenta con un motor a pasos. Además, el circuito de fluido secundario cuenta con un by-pass entre la línea de líquido a la salida del tanque de calentamiento y la entra de la bomba de agua; esto con la finalidad usar los caudales necesarios y evitar el sobre-esfuerzo de la bomba.



Figura 4.3: Bomba de agua



Figura 4.4: Válvula reguladora de caudal

Para proveer la carga térmica al sistema de refrigeración se usa una resistencia eléctrica de inmersión (Figura 4.5) de la marca Mikai con una capacidad de 8 kW de potencia.



Figura 4.5: Resistencia eléctrica de inmersión

#### 4.1.2 MÉTODO DE LOS PLENUMS SEPARADOS

El método de los plenums separados presentado por Cristian Cuevas y Eric L. Winandy [28], consiste en un recinto con dos espacios separados por una pared, con capacidad de simular controla condiciones medioambientales típicas para la evaluación de sistemas de refrigeración. En este método, la unidad condensadora se coloca en la sección de prueba la cual está ubicada en la pared que divide ambas habitaciones, provocando que existan dos espacios, como se puede ver en la Figura 4.6. La succión de la unidad condensadora queda del lado de la habitación que denominamos “plenum frío” donde la temperatura se mantiene constante a  $30^{\circ}\text{C}$  como lo establece la Norma Mexicana. La velocidad del aire también es controlada para evitar una sobre-alimentación o sub-alimentación a la entrada del condensador. Por otra parte, la descarga del condensador queda en la segunda habitación denominada como “plenum caliente” que tendrá una mayor temperatura debido al calor retirado del condensador.

La ventaja de aplicar el método de los plenums separados para la evaluación de la unidad condensadora permite realizar un balance térmico en el flujo de aire que pasa por la sección del condensador, con lo cual podemos determinar la tasa de transferencia de calor que pasa refrigerante que circula al interior del serpentín y es retirado por el aire.

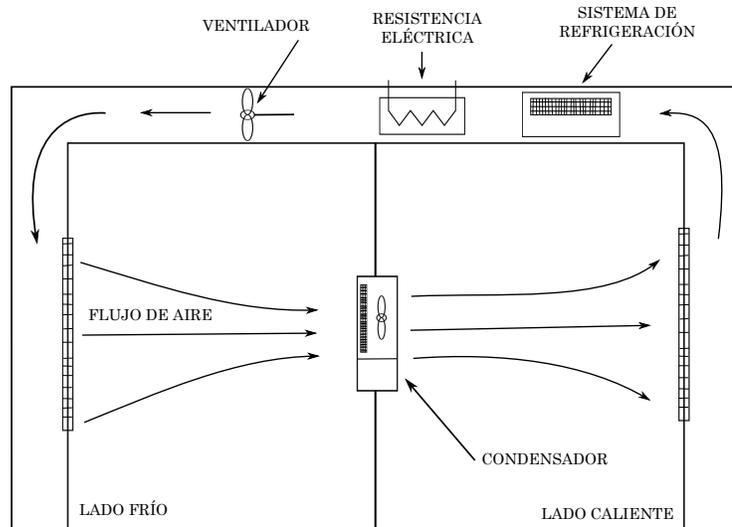


Figura 4.6: Diagrama de instalación del método de los plenums separados

## 4.2 CÁMARA DE AMBIENTE CONTROLADO

La instalación de prueba consiste de una cámara de ambiente controlado la cual se encuentra ubicada en el Laboratorio de Investigación e Innovación en Tecnología Energética (LIITE) de la Universidad Autónoma de Nuevo León. La cámara cuenta con dimensiones de  $3.3 \times 3.8 \times 2.85 \text{ m}^3$  como se observa en la Figura 4.7.

El recinto está preparado con una cimentación acústica y térmica, se incluyen dos puertas con preparación aislante y acústica, además de contar con dos mirillas de doble vidrio. En el interior cuenta con alimentación eléctrica de 110/220 VAC regulado y dos paneles con 48 canales de termopares tipo T. Además cuenta con un sistema completo para el acondicionamiento del aire mediante un sistema de refrigeración, un sistema de calefacción y un sistema de humidificación.

La capacidad del control de temperatura de la cámara se ha estipulado en un rango de 0 a 45 °C, y los rangos de humedad relativa se establecen de 30 a 95 %. El aire del recinto tiene acceso por la parte superior en dos ductos y cuatro rejillas rectificadoras. El retorno del aire se realiza a través de tres accesos por la parte inferior del recinto, los cuales realizan la succión del aire llegando al sistema de

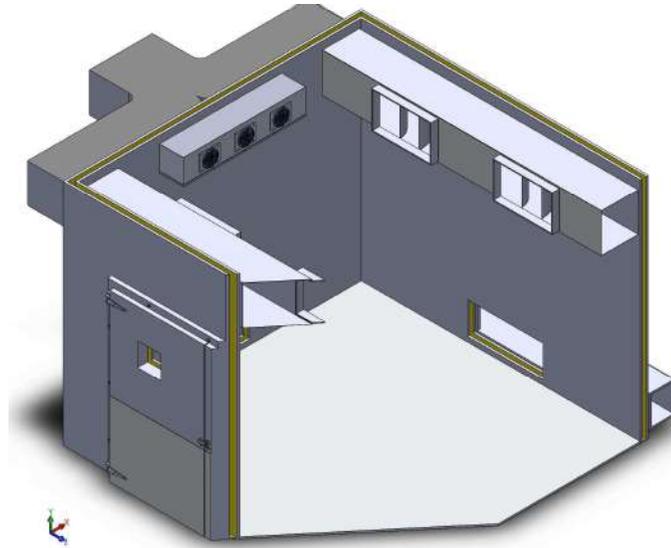


Figura 4.7: Cámara de ambiente controlado del LIITE de la FIME

recirculación de aire y al sistema de refrigeración.

#### 4.2.0.1 UBICACIÓN DE LA UNIDAD CONDENSADORA DE PRUEBA

Dado al espacio disponible con el que cuenta la cámara de evaluación, de acuerdo con AHRI Standard 421 [54], y los manuales de instalación [55, 56] se determinaron los requerimientos mínimos en cuanto al espacio de prueba.

Uno de los puntos importantes que se deben tener en consideración al momento de realizar la evaluación de la unidad condensadora, y que además se considera en los estándares de evaluación, es la distancia mínima requerida a la descarga del aire de la unidad de condensación. Esto quiere decir que del lado de la descarga del flujo de aire no exista ningún tipo de obstáculo ya que la existencia de estos pueden provocar una re-circulación del aire de descarga y retornarlo a la succión, lo que afecta directamente a la eficiencia de la unidad y provoca un error en el estudio de la eficiencia del sistema. La distancia mínima ( $D_{min}$ ) requerida para las unidades de condensación se determinan mediante la Ecuación 4.1 presentada en el estándar AHRI 421 [54], y en la Norma Oficial Mexicana [53].

$$D_{min} = 2\sqrt{A \times B} \quad (4.1)$$

donde A es la distancia a lo largo y B es la distancia a lo alto de la sección por donde pasa el aire sobre el intercambiador de calor que contiene la unidad condensadora. Esta distancia se debe calcular para cada unidad que se desee probar en la instalación experimental, además de que esta medida está dada por la sección de cada ventilador con la que cuenta la unidad de condensación, como se ve en la Figura 4.8.

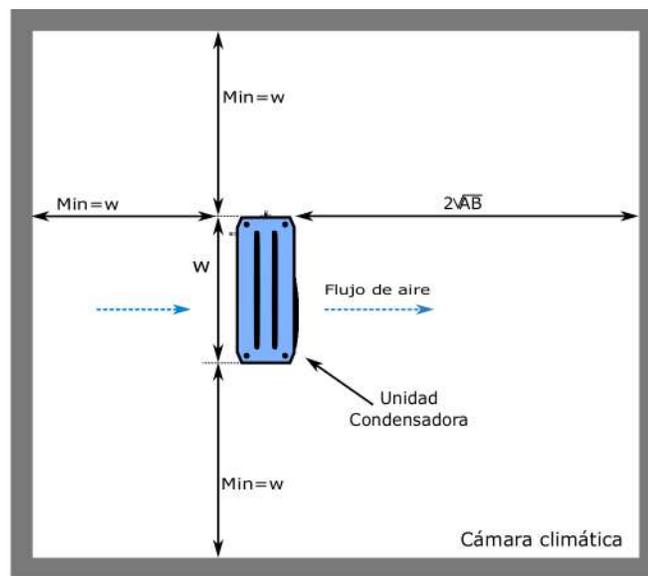


Figura 4.8: Diagrama de distancia mínima requerida de instalación

#### 4.2.1 DISEÑO DEL EVAPORADOR (CALORÍMETRO)

El sistema de refrigeración básico consiste de cuatro componentes principales en los que el evaporador juega un papel importante, ya que por medio del evaporador se logra el retiro de la carga térmica del espacio a ambientar. Por esta razón se ha seleccionado el método de calorímetro de fluido secundario como herramienta para la evaluación de la unidad de condensación: el calorímetro funciona como evaporador para el sistema de refrigeración.

Se optó por el diseño de un evaporador de tipo bobina helicoidal debido a las características que éste presenta, por su dimensión compacta y alto coeficiente de transferencia de calor [57]. Estos intercambiadores de calor son muy útiles cuando se tiene una restricción del espacio.

El diseño del intercambiador de calor de bobina helicoidal se realizó bajo la metodología [58], donde se toma en cuenta la transferencia de calor por conducción y convección (natural y forzada). Se aplicó la ecuación general de diseño ecuación 4.2 y el método de la diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD) [19]. En este caso de estudio la carga térmica  $Q$  está definida por la capacidad de enfriamiento de la unidad condensadora de prueba, de la siguiente forma:

$$Q = UA\Delta T \quad (4.2)$$

donde  $U$  es el coeficiente global de transferencia de calor, el cual se calcula mediante la Ecuación (4.3).

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{\varepsilon}{k} + \frac{1}{h_o} + R_i + R_o \quad (4.3)$$

El  $\Delta T$  es la diferencia de temperatura media logarítmica dada por la ecuación 4.4 para un fluido que cambia de fase.

$$\Delta T = \frac{(T_1 - t_{evp}) - (T_2 - t_{evp})}{Ln \frac{T_1 - t_{evp}}{T_2 - t_{evp}}} \quad (4.4)$$

En este caso  $A$  es el área de transferencia de calor necesario para transferir la carga térmica del recinto a refrigerar. El área se obtiene despejándola de la Ecuación (4.2).

#### 4.2.1.1 Coeficiente de transferencia de calor convectivo interno ( $h_i$ )

Para el diseño se tomó en cuenta el flujo de refrigerante en cambio de fase, tomando en consideración el modelo de dos patrones de flujo [58]; flujo líquido y flujo de niebla como se puede ver en la Ecuación (4.5).

$$h_i = Eh_l + Sh_{nb} \quad (4.5)$$

Para el diseño se tomó un valor aproximado de 0.3 para la calidad del vapor. Éste valor resulta de plasmar el ciclo de refrigeración en la tabla de Mollier para el refrigerante de trabajo a las condiciones de operación. Este valor es necesario para determinar los factores  $E$  y  $S$  de la ecuación anterior.

#### 4.2.1.2 Flujo de líquido ( $h_l$ )

El coeficiente de transferencia de calor convectivo del líquido  $h_l$  se calcula mediante la Ecuación (4.6).

$$h_l = 0.023Re_l^{0.8}Pr_l^{0.4} \left( \frac{k_l}{d_i} \right) \quad (4.6)$$

El número de Reynolds ( $Re_l$ ) está basado en la fracción de flujo de masa líquida:

$$Re_l = \frac{G(1-x)d_i}{\mu_l} \quad (4.7)$$

mientras el Prandtl del líquido es:

$$Pr_l = \frac{\mu_l C_{pl}}{k_l} \quad (4.8)$$

#### 4.2.1.3 Flujo de niebla ( $h_{nb}$ )

El coeficiente de ebullición se obtiene mediante la ecuación 4.9.

$$h_{nb} = 55Pr^{0.12}(-0.4343\ln Pr)^{-0.55} M^{-0.5} q^{0.67} \quad (4.9)$$

El multiplicador de convección de dos fases ( $E$ ) es una función del parámetro de Martinelli y también del flujo de calor a través del número de ebullición [58]:

$$E = 1 + 24000Bo^{1.16} + 1.37 \left( \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.86} \quad (4.10)$$

El número de ebullición se define como:

$$Bo = \frac{q}{Gh_{fg}} \quad (4.11)$$

De esta forma  $Bo$  representa la relación entre el flujo de calor real y el flujo de calor máximo alcanzable mediante la evaporación completa del líquido. El parámetro de Martinelli ( $X_{tt}$ ) se define como:

$$X_{tt} = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \left( \frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.1} \quad (4.12)$$

El factor de supresión de ebullición ( $S$ ) se estima mediante la Ecuación (4.13).

$$S = (1 + 0.00000115E^2 Re_l^{1.17})^{-1} \quad (4.13)$$

#### 4.2.1.4 Coeficiente de transferencia de calor convectivo externo ( $h_o$ )

El coeficiente de transferencia de calor convectivo externo ( $h_o$ ) consiste en el efecto combinado del modo de transferencia de calor por convección libre y forzada, el cual se calcula mediante la ecuación 4.14.

$$h_o = \frac{k_w Nu_c}{D_h} \quad (4.14)$$

donde el número de Nusselt  $Nu_c$  se determina mediante la ecuación (4.15), la cual combina el efecto de convección libre y forzado.

$$Nu_c = (Nu_f^4 \pm Nu_n^4)^{1/4} \quad (4.15)$$

#### 4.2.1.5 Coeficiente de transferencia de calor por convección forzada

El coeficiente de transferencia de calor por convección forzada se calcula mediante la Ecuación (4.16).

$$Nu_f = c Re^m Pr^n \quad (4.16)$$

Donde  $n = 1/3$  y las constantes determinadas experimentalmente,  $c$  y  $m$  están dados en la Tabla (4.2).

Tabla 4.2: Constantes para usar con la ecuación (4.16)

	<b>Re</b>	<b>c</b>	<b>m</b>
	0.4-4	0.989	0.330
[58].	4-40	0.911	0.385
	40-4000	0.683	0.466
	4000-40000	0.193	0.618
	40000-400000	0.0266	0.805

#### 4.2.1.6 Coeficiente de transferencia de calor por convección natural

Se usó la Ecuación 4.17 para determinar el coeficiente de transferencia de calor natural [58].

$$Nu_n = \left\{ 0.6 + \frac{0.387Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (4.17)$$

donde el número de Rayleigh (Ra) se está dado se la siguiente forma:

$$Ra = GrPr \quad (4.18)$$

mientras que el número de Grashof (Gr) se define como:

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)d_o^3}{\nu^2} \quad (4.19)$$

#### 4.2.1.7 DISEÑO GEOMÉTRICO

Después de haber obtenido mediante la metodología anterior el área necesaria para la transferencia de calor, fue necesario realizar el cálculo de los parámetros geométricos mediante la siguiente metodología.

Mediante la Ecuación 4.2 se obtiene el valor del área necesario para la transferencia de calor.

Una vez obtenido el valor del área se determina la longitud mediante la siguiente ecuación:

$$L = \frac{A}{\pi D_o} \quad (4.20)$$

El número de vueltas de la bobina se determino mediante la siguiente Ecuación 4.21.

$$N = \frac{L}{\sqrt{(2 \pi r)^2 + p^2}} \quad (4.21)$$

### 4.3 INSTRUMENTACIÓN

Para la aplicación del método de evaluación desarrollado en este trabajo, se proponen algunos instrumentos de medición en cumplimiento de los límites de incertidumbre permisibles especificados en la Norma [52]. Además de ser calibrados previamente a las prueba.

Para el monitoreo de las condiciones ambientales dentro de la cámara se instalaron cuatro sensores de temperatura RTD y dos sensores de humedad. Para el circuito de refrigeración se deben instalar seis sensores de temperatura tipo RTD PT-1000 (Figura 4.9, los cuales se colocan dentro de los termopozos que fueron diseñados para dicha aplicación. Los sensores de temperatura estarán ubicados a la entrada y salida del condensador, uno a la entrada del dispositivo de expansión y uno más a la salida del evaporador; dos más se deben colocar en la succión y descarga del compresor. De la misma forma, se colocan seis transductores de presión en las mismas posiciones que los sensores de temperatura.



Figura 4.9: Sensor de temperatura tipo RTD PT-1000

En el circuito del calorímetro se deben instalar tres sensores de temperatura, a la entrada y salida del tanque evaporador, y un tercero en el tanque de calentamiento para regular la temperatura y el control de la resistencia eléctrica. También

se debe instalar un medidor de flujo (magnético-inductivo) a la entrada del tanque evaporador.

Se instalan dos medidores de flujo tipo Coriolis como se muestra en la Figura 4.10, el primero se instaló en la línea de líquido antes del dispositivo de expansión, y uno más en la línea vapor de refrigerante antes de la succión del compresor.



Figura 4.10: Medidor de flujo tipo Coriolis

Para el monitoreo del aire que pasa a través del condensador se usaron termopares tipo T previamente calibrados. Se instaló una malla de nueve termopares en la succión del condensador y nueve más en la descarga. Se usó un anemómetro para medir la velocidad del aire en la succión del condensador. También se instaló un transductor de presión diferencial para medir la presión que se genera entre ambas habitaciones y de esta forma garantiza la no subalimentación o sobrealimentación a la succión del condensador.

La lista de instrumentos se dividió en dos grupos. Por un lado los instrumentos que se usaron para la medición de las diferentes variables en el circuito del aire en la Tabla 4.3, como lo son: Temperatura del aire, Humedad relativa, presión, diferencial de presión y la velocidad del aire.

Por otro lado en la Tabla 4.4, se muestra la lista de instrumentos usados, y su rango de incertidumbre, para la lectura de las diferentes variables dentro del circuito de refrigeración.

Tabla 4.3: Instrumentos de medición para el circuito del aire

Circuito del aire				
Variable	Instrumento	Cantidad	Incertidumbre	Modelo
Temperatura	Termopar tipo T	18	$\pm 0.3K$	
Velocidad del aire	Anemómetro	1	10 %	TSI 9545
Humedad Relativa	Sensor de humedad	2	$\pm 1\%$	HX85A
Dif. de Presión	Trasmisorde presión diferencial	2	$\pm 0.54\text{ kPa}$	PX655
Presión	Transductor de presión	2	$\pm 0.1\%$	DM-2001-LCD

Tabla 4.4: Instrumentos de medición para el circuito del refrigerante

Circuito del refrigerante				
Variable	Instrumento	Cantidad	Incertidumbre	Modelo
Presión	Transductor de presión	5	$\pm 1\%$	AKS32
Temperatura	RDT pt 100	5	$\pm 0.15\text{ K}$	TM4101
Flujo másico	Flujómetro Coriolis	2	$\pm 0.03\%$	2400S
Circuito de fluido secundario				
Temperatura	RTD pt1000	3	$\pm 0.15K$	TM4101
Flujo másico	Flujómetro electromagnetico	1	$\pm 0.8\%$	SM6000

Para el caso de los ensayos realizados se simuló la carga de refrigeración utilizando un Baño térmico (Figura 4.11) de la marca PolyScience modelo PP15R-40-AA1B con una capacidad de 1000 W a 20°C.



Figura 4.11: Baño Térmico

También se utilizaron sensores de temperatura tipo RTD-PT100 (Figura 4.12) para los ensayos de evaluación del funcionamiento del calorímetro y de la respuesta del sistema de control.



Figura 4.12: Sensor de temperatura tipo RTD-PT100

## 4.4 MÉTODO APLICADO

La integración del método de calorímetro y el método de los plenums separados da como resultado una instalación más robusta y con una mayor flexibilidad, además que permite tener un mejor control del proceso de evaluación y brinda una mayor seguridad en los resultados.

En la Figura 4.13, se puede ver de forma conjunta la implementación del método de los plenums separados y el método de calorímetro.

### 4.4.0.7 BALANCE DE ENERGÍA EN EL CONDENSADOR

La energía liberada en el condensador se puede calcular de dos maneras; la primera como el calor liberado por el refrigerante y la segunda forma como el calor absorbido por el aire.

Para el primer caso, donde el calor es liberado por el refrigerante en el condensador se puede obtener por medio de la Ecuación (4.22).

$$\dot{Q}_{cond,R} = \dot{m}_R(h_{cond,in} - h_{cond,out}) \quad (4.22)$$

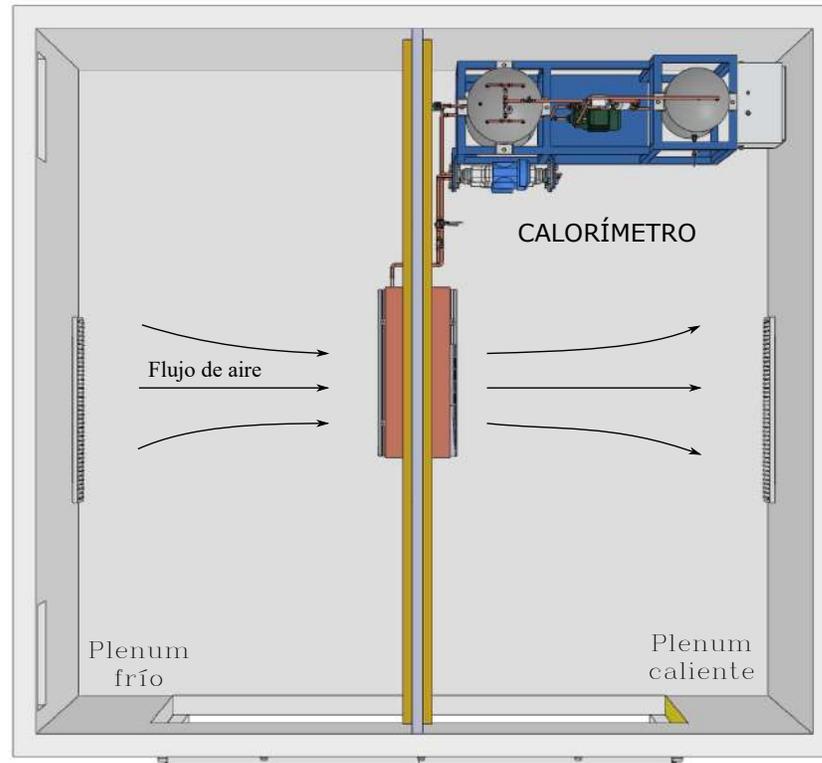


Figura 4.13: Esquema de instalación experimental

Donde,  $\dot{m}_R$  es el flujo másico del refrigerante en la línea de vapor, medido directamente con un medidor de flujo de masa de efecto Coriolis,  $h_{cond,in}$  y  $h_{cond,out}$  son la entalpía de entrada y salida del evaporador, respectivamente, obtenidas de las temperaturas y presiones medidas por los instrumentos RTD y transductores de presión, y calculados por el software COOLPROP.

Por otro lado, el calor absorbido por el aire en el condensador puede ser calculado por medio de la Ecuación (4.23).

$$\dot{Q}_{cond,a} = \dot{V}_a \cdot \rho_a [h_{a,out} - h_{a,in} + W(h_{w,out} - h_{w,in})] \quad (4.23)$$

Donde  $\dot{V}_a$  es la tasa de flujo volumétrico del aire que pasa por el condensador,  $\rho_a$  es la densidad del aire seco a la salida del condensador,  $h_{a,in}$  y  $h_{a,out}$  son la entalpía del aire

seco a la entrada y salida del condensador, respectivamente, medidos directamente por los termopares y se calculan por medio del software COOLPROP a 1 atm,  $W$  es la relación de la humedad del aire y  $h_{w,in}$  y  $h_{w,out}$  son la entalpía del vapor de agua contenida en el aire a la entrada y salida del condensador, respectivamente.

#### 4.4.0.7 BALANCE DE ENERGÍA EN EL EVAPORADOR

Para verificar el sistema de medición, la energía que se libera en el condensador se puede comparar con la suma de la energía demandada por el compresor y la energía absorbida por el evaporador.

La potencia de enfriamiento del evaporador se puede calcular de dos formas, por el lado del refrigerante por medio de la Ecuación (4.24).

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_R(h_{evap,out} - h_{evap,in}) \quad (4.24)$$

Donde  $\dot{m}_R$  es el flujo másico de refrigerante, medido directamente por un medidor de flujo tipo coriolis instalado en el circuito del refrigerante en la línea de líquido,  $h_{evap,in}$  y  $h_{evap,out}$  representan la entalpía del refrigerante a la entrada y salida del evaporador, respectivamente, determinados por el software COOLPROP, obtenidas por la lectura de temperatura y presión medidos con instrumentos RTD y transductores de presión.

El resultado de la potencia de enfriamiento calculada con la Ecuación (4.24), se puede comparar con el cálculo de la potencia frigorífica calculada del lado del fluido secundario mediante la Ecuación (4.25).

$$\dot{Q}_{evap,w} = \dot{V}_w \cdot \rho_w \cdot Cp_w(T_{w,in} - T_{w,out}) \quad (4.25)$$

donde  $T_{w,in}$  y  $T_{w,out}$  son la temperatura de entrada y salida del fluido secundario,

respectivamente, medidos directamente por dos instrumentos RTD,  $\dot{V}_w$  es la tasa de flujo volumétrico medido por un flujometro electromagnético,  $\rho_w$  es la densidad del fluido a la entrada del evaporador, y  $Cp_w$  es el calor específico del fluido secundario.

## 4.5 COEFICIENTE DE DESEMPEÑO (COP)

Una forma de medir la eficiencia de un sistema de refrigeración es mediante el **Coefficiente de desempeño** (COP, coefficient of performance por sus siglas en inglés). El objetivo de un sistema de refrigeración es remover el calor ( $Q_L$ ) de un espacio a refrigerar, y para lograr este objetivo se requiere una entrada de trabajo en el compresor ( $W_{neto}$ ), por lo tanto el COP de un sistema de refrigeración se puede expresar como [14]:

$$COP = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{Q_L}{W_{neto}} \quad (4.26)$$

donde:

$Q_L$  - Calor removido en el evaporador

$W_{neto}$  - Trabajo del compresor y el ventilador

Por conservación de energía para un dispositivo cíclico en estado estacionario, su balance de energía es:

$$W_{neto} = Q_D - Q_L \quad (4.27)$$

$Q_D$  - Calor desechado por el condensador

De esta manera, la Ecuación (4.26) se puede describir de la siguiente manera:

$$COP = \frac{Q_L}{Q_D - Q_L} \quad (4.28)$$

## 4.6 RELACIÓN DE EFICIENCIA ENERGÉTICA (EER)

La relación de eficiencia energética (EER, por sus siglas en inglés), es una medida de la eficiencia energética instantánea, y se define como la relación de la tasa de remoción de calor del espacio enfriado por el equipo de enfriamiento con respecto a la tasa de consumo de electricidad en operación uniforme [14].

$$EER = \frac{\text{Capacidad de enfriamiento}}{\text{Potencia eléctrica consumida}} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{comp}} \quad (4.29)$$

donde  $\dot{W}_{comp}$  es el consumo de energía eléctrica total por parte del compresor y los ventiladores que conforman la unidad condensadora, los cual son medida directamente por un medidor de energía a través de un transformador de corriente instalados en las líneas que alimentan al compresor y a los ventiladores.

Dicho de otra manera, el EER indica cuantos kW térmicos de enfriamiento entregará el equipo por cada kW de energía eléctrica consumido.

Otra forma de determinar el EER, es mediante la ecuación

$$EER = 3.412 \times COP \quad (4.30)$$

## 4.7 IMPACTO TOTAL DE CALENTAMIENTO EQUIVALENTE TEWI

El Impacto total de calentamiento equivalente (TEWI, pos sus siglas en inglés) es un método estandarizado para medir el impacto del calentamiento global de los sistemas nuevos de refrigeración y aire acondicionado estacionarios, en función de las emisiones totales relacionadas de gases de efecto invernadero durante el funcio-

namiento del equipo y la eliminación de los fluidos operativos al final de su vida útil. El TEWI tiene en cuenta tanto las emisiones directas (fugas) como las indirectas producidas a través de la energía consumida en la operación del equipo. El TEWI se mide en unidades de masa en kilogramos de dióxido de carbono equivalente ( $kgCO_{2e}$ )[26].

El TEWI se calcula como la suma de dos partes:

- El refrigerante liberado durante la vida útil del equipo, incluidas las pérdidas no recuperadas en la eliminación final, y
- El impacto de las emisiones de  $CO_2$  de los combustibles fósiles utilizados para generar energía para operar el equipo a lo largo de su vida útil.

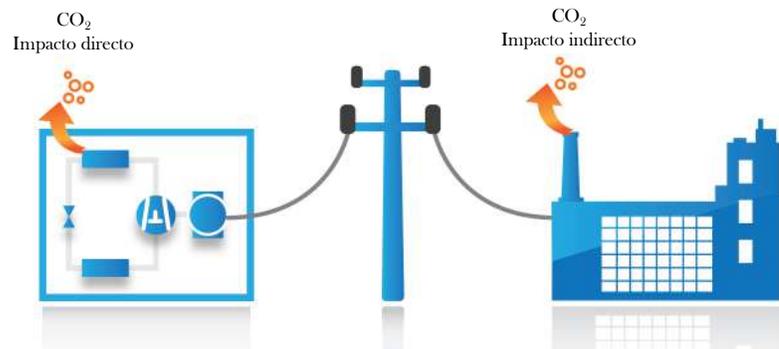


Figura 4.14: Emisión directa e indirecta de las instalaciones de refrigeración

Esta metodología para calcular el impacto de calentamiento total equivalente (TEWI) es para los sistemas estacionarios de refrigeración y aire acondicionado que operan con el principio de compresión de vapor y que funcionan con electricidad conectada a la red, y se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$TEWI = GWP (\text{directa; fugas de refrigerante}) \quad (4.31) \\ + GWP (\text{indirecto; operación})$$

$$TEWI = (GWP \times m \times L_{an} \times n) + (GWP \times m \times (1 - \alpha_r)) + (E_{an} \times \beta \times n) \quad (4.32)$$

donde GWP es el potencial de calentamiento global del refrigerante relativo al CO<sub>2</sub>,  $m$  es la carga de refrigerante dentro del sistema en kg,  $L_{an}$  representa la tasa de fugas en kg,  $n$  es la vida útil del sistema (años),  $\alpha_r$  es el factor de recuperación/reciclaje del gas refrigerante al final de la vida útil del equipo el cual va de 0 a 100%,  $E_{an}$  se define como el consumo de energía por año en kW, y  $\beta$  es el factor de emisión indirecta de kg de CO<sub>2</sub> por kWh.

El **potencial de calentamiento global adaptativo (GWP)** es una medida de la descomposición del refrigerante en la atmósfera y los efectos de degradación del refrigerante. Incluye los productos de reacción atmosférica a partir de la descomposición de los refrigerantes en la atmósfera.

El valor de la **masa**  $m$ , depende de la capacidad del sistema de refrigeración, además, varía conforme a la longitud de las tuberías y al tipo de intercambiador de calor que se use en el evaporador y en el condensador.

Los cuatro tipos principales de emisiones directas de equipos de Calefacción, Ventilación, Aire Acondicionado y Refrigeración (HVAC & R), son:

- Fugas graduales durante el funcionamiento normal del equipo.
- Pérdidas catastróficas durante el funcionamiento normal.
- Pérdidas durante el servicio y mantenimiento de la planta.
- Pérdidas al final de la vida útil de la planta.

El Grupo Intergubernamental de Expertos sobre Cambio Climático (IPCC), recomienda en el manual de las buenas prácticas, el uso de una **tasa de recuperación** ( $\alpha_r$ ) de refrigerante de 70% de la carga original para sistemas con una

carga inicial de refrigerante inferior a 100 kg, y del 95 % para sistemas con una carga superior. Valores similares se presentan en la Tabla (4.5), los cuales son obtenidos de la literatura. La **tasa de fuga** ( $L_{an}$ ) de la Ecuación (4.32), es la suma de las fugas graduales durante el funcionamiento normal, las pérdidas catastróficas amortizadas durante la vida útil del equipo y las pérdidas durante el servicio y mantenimiento expresadas como un porcentaje de la carga inicial anual.

El **tiempo de vida** ( $n$ ), de acuerdo con lo establecido por el IPCC y por estudios previos, para sistemas de refrigeración como: refrigeración doméstica y sistemas de aire acondicionado es de 15 años, y para sistemas de refrigeración de mayor capacidad, como los sistemas para industria o comercial es de 10 años.

El **factor de emisión indirectos**  $\beta$  de electricidad, a veces denominado factor de emisión de  $\text{CO}_2$ , se basa en la intensidad promedio de emisiones contaminantes por la generación total del sector eléctrico para el país, estado o región. Este factor de emisión eléctrico que se emplea para la estimación de emisiones indirectas proveniente del uso de electricidad, el cual varía cada año de acuerdo con la mezcla de combustibles empleados para la generación de la electricidad. Para el caso de México el valor de  $\beta$  se basó en el programa GEI México [67]. De acuerdo con la Ley General de Cambio Climático, el cual establece el instrumento de medición al Registro Nacional de Emisiones (RENE), que permite compilar información necesaria en materia de emisión de Compuestos y Gases de Efecto Invernadero (CyGEI) de los diferentes sectores productivos [68].

El cálculo del factor de emisión promedio del sistema eléctrico nacional se basa en el consumo total de combustible y la generación de electricidad neta entregada a la red.

Tabla 4.5: Valores de literatura para variables del TEWI

Aplicación	Refrigerante	Carga (kg)	GWP	$L_{an}$ (%)	n (años)	$\alpha_r$ (%)	$E_{an}$ (kWh)	$\beta$ (kg CO <sub>2</sub> /kWh)	Tiempo de operación (hora/día)	País
Comercial/Industrial	134a		1300	10 %						
	507A		3985	14 %				0.571	6 horas	Japón [43]
	CO <sub>2</sub>		1	15 %						
Estante	R404A	1133.98	3784	15 %			506044			
Repartido	R404A	589.67	3784	10 %			461987			
Autónomo	R404A	136.07	3784	1 %			561200	0.65		Estados Unidos [46]
Bucle secundario de glicol	R404A	226.79	3784	4 %			586608			
Unidad de bomba de calor de fuente de agua		240					226673			
Unidad de bomba de calor de fuente de agua y caldera de gas		240					246173			
Unidad de gas de combustión directa	R22		1810	2 %	10		96278	56100 kgCO <sub>2</sub> /TJ	10horas/130 días	China [47]
Atornillador de agua por tornillo y caldera de gas		635					262912			
Aire acondicionado	R22 con LSHX	0.92	1810							
	R453A con LSHX	0.85	238							
	R22 sin LSHX	0.8	1810	7 %	10			0.52	4-6 horas/día	Turquía [50]
	R453A sin LSHX	0.78	238							
Bomba de calor aire/agua	R290		3							
	R1270									
	R1234yf		<1	3 %	15			0.165	4910 horas	Suecia [25]
	R152a		138							
Planta de refrigeración por compresión de vapor	R419A									
	R22	2.5	1810	10 %	1			0.59		Italia [59]
Refrigeración Comercial	R422D	2.3	2230							
				10 %	20	85 %			2 año	Estados Unidos [60]
sistemas de refrigeración del transporte de alimentos.	R744		1							
	R410A		1975	2 %	10	90 %		0.65	2000h/año	Japón [61]
	R404A		3784							
sistema de refrigeración de una Tonelada	R22	1.2	1810							
	R290	0.5	3.3							
	R407C	1.1	1624							
	R410A	1.6	1924							
sistema de refrigeración de dos toneladas	R22	2	1810	7 %	15			0.45	12h/día x 6 meses	Iraq [62]
	R290	0.9	3.3							
	R407C	1.9	1624							
	R410A	2.8	1924							

Planta de Refrigeración	R22	16.15	1810						
	R417	18.25	1950	7 %	15		0.45	1000 h/año	Italia [63]
	R422A	21.8	2530						
	R422D	19.1	2230						
Ref, doméstico	R134a	0.1	1300	0.20 %	15	70 %	0.49		México [64]
	R1234yf	0.0922	<1	0.18 %					
Sistema de refrigeración en cascada	R1234yf-R744	1		15 %	10	95 %	0.92		India [65]
Montaje superior		0.11					480		
Lado a lado		0.15		3 %	15		600		
Congelador Horizontal	134a	0.15	1300				540		Norte América [51]
Congelador vertical		0.12					660		
Exhibidor de puesta de vidrio		0.33		5 %	10		2520		
Máquina expendedora		0.4					3600		
Refrigerador pequeño		0.03					180		
Refrigerador combinado	600a	0.06	3	3 %	15		360		Europa [51]
Congelador vertical		0.04					300		
Congelador horizontal	134a	0.12	1300	5 %	10		1200		
Vitrinas	404a	0.5	3784				5760		
Refrigerador compacto	600a	0.025	3	3 %	15		240		Asia [51]
Refrigerador combinado		0.05					300		
Maquina expendedora	134a	0.4	1300	5 %	10		3600		
Planta de enfriamiento	NH3		0						
	CO <sub>2</sub>		1						
	R1234yf	200	<1	10 %	30	90 %	0.8		Italia [66]
	R1234ze		1						
Planta de congelación	CO <sub>2</sub>	3000	1						

El margen operativo promedio es el factor de emisión promedio de todas las plantas, incluyendo las de menor costo de operación y las más utilizadas; generalmente se consideran las hidroeléctricas, geotérmicas, eólicas, nuclear, solar y de biomasa de bajo costo.

El factor de emisión eléctrico se calcula dividiendo las emisiones totales del GEI entre la electricidad neta entregada a la red, mediante la ecuación 4.33:

$$\beta = \frac{Emisiones_{p,i} [tCO_2e]}{Electricidad\ neta_p [MWh]} \quad (4.33)$$

donde se tiene:

$$Emisiones_{p,i} = \sum_{p,i} Consumo\ combustible_{p,i} \times FEC_i \quad (4.34)$$

Las  $Emisiones_{p,i}$  de la Ecuación (4.34), representan la emisiones totales del GEI multiplicado por el consumo de combustible  $i$  de cada planta  $p$  por el factor de emisión de cada combustible ( $FEC_i$ ).

Tabla 4.6: Factores de emisión por tipo de combustible FEC [8]

Combustible	CO <sub>2</sub>	CH <sub>4</sub>	N <sub>2</sub> O
	kg CO <sub>2</sub> /TJ	kg CO <sub>2</sub> /TJ	kg CO <sub>2</sub> /TJ
Carbón	94600	1	1.5
Diésel	74100	3	0.6
Combustóleo	77400	3	0.6
Gas Natural	56100	1	0.1

La electricidad neta entregada a la red, *Electricidad neta*, se define como la energía eléctrica que una planta generadora entrega a la red de transmisión y se calcula como la generación bruta menos la energía utilizada en los usos propios de la central, más las importaciones de electricidad, más los excedentes vendidos a la CFE por los autoabastecedores, lo cual se define mediante la siguiente ecuación:

$$Electricidad\ neta_p = \sum_p Generación\ neta_p + importaciones_p + excedentes_p \quad (4.35)$$

## 4.8 SISTEMA DE CONTROL Y ADQUISICIÓN DE DATOS

En esta sección se lleva a cabo una descripción de los equipos e instrumentos del sistema de control, así como de la adquisición y procesamiento de los datos. Para lo cual se diseñó una interfaz de control en la plataforma de National Instruments (NI) para monitorear y controlar las condiciones experimentales presentadas en la sección anterior. Se identificaron todos los componentes utilizados en la adquisición de señales para la medición de la temperatura y el flujo másico para su posterior procesamiento mediante los códigos desarrollados en la plataforma LabVIEW.

En la Figura 4.15, se muestra la interfaz de usuario desarrollada para el control y monitoreo del sistema de calorímetro. Se puede observar la adquisición de temperatura tanto del agua como del Glicol, así como la lectura de los caudales másicos de ambos fluidos y el cálculo de el diferencial de temperatura entre ambos fluidos.

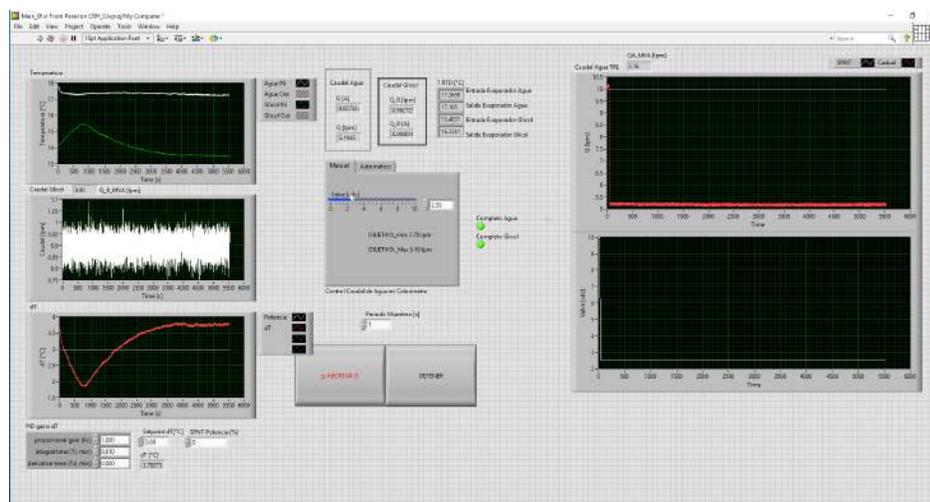


Figura 4.15: Interfaz gráfica del control del sistema de calorímetro

El sistema de control y adquisición de datos se soporta en la plataforma de National Instrumentos (NI), el cual consiste de un controlador embebido (cRIO-9030) como se muestra en la Figura 4.16. Este sistema permite una mejor interfaz humano-máquina local, con lo cual se simplifica el desarrollo de aplicaciones, además de que permite realizar un sin número de aplicaciones para el estudio de éste y otros fenómenos.



Figura 4.16: Sistema de control embebido cRIO 9030

El uso de la plataforma NI agiliza en gran medida el proceso de adquisición de datos de diferentes variables, esto mediante los diferentes módulos intercambiables para las diferentes instrumentos de medición.

Se usa una tarjeta NI 9203, Figura 4.17, para la lectura de las señales de flujo en los dos circuitos del sistema experimental.



Figura 4.17: Módulo de adquisición NI 9203

Para el control de la Válvula reguladora de caudal se usa una Tarjeta NI-9263, Figura 4.18, la cual tiene una señal de salida de  $\pm 10$  V. Para el caso del control de algunos actuadores como relevador de la bomba de agua, el contactor de la resistencia eléctrica, y el relevador de estado sólido (SSR)



Figura 4.18: Módulo de salida analógica de Voltaje NI 9263



Figura 4.19: Módulo de control NI 9375 y 9923

Para la adquisición de las señales de temperatura de los RTD-PT100 se usa una tarjeta NI-9219 de entradas analógicas Serie C, como se ve en la Figura 4.20.



Figura 4.20: Módulo de adquisición de datos de temperatura NI-9219

Para el control de la válvula reguladora de caudal, además de usar la tarjeta NI-9203, se usó una tarjeta Sporlan IB-G Interface (Figura 4.21), para mantener la comunicación entre el actuador y el sistema de control.

Se desarrolló toda la instalación eléctrica y de control para el sistema de calorímetro. La Figura 4.22 muestra el diagrama de control desarrollado con la interfaces de LabVIEW y los módulos intercambiables para diferentes aplicaciones.



Figura 4.21: Tarjeta de interface Sporlan IB-G

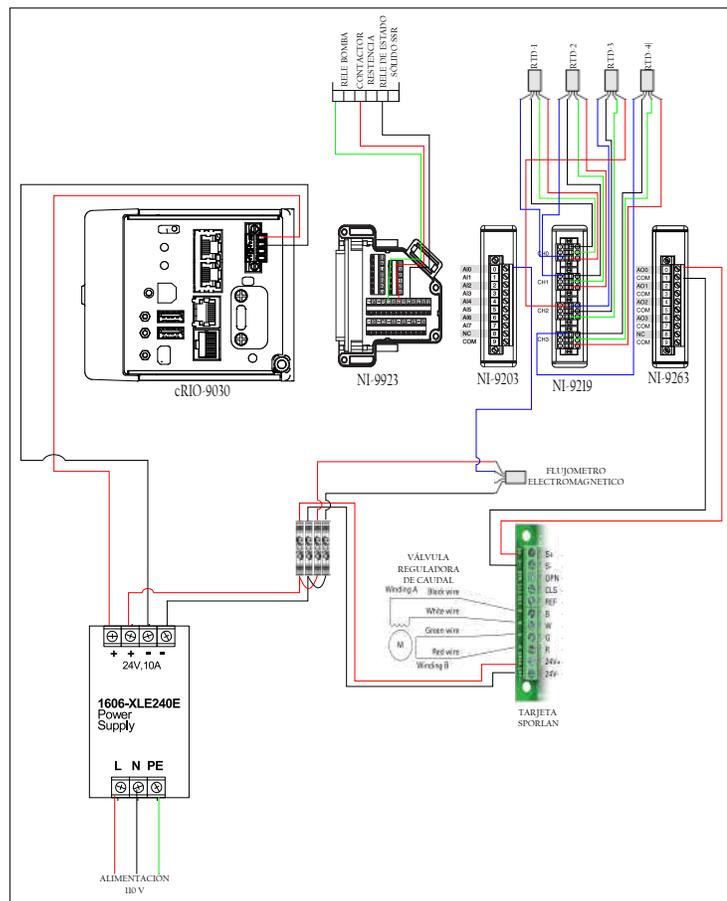


Figura 4.22: Diagrama de control de calorímetro

## 4.9 SISTEMA DE CONTROL DE LA CÁMARA DE AMBIENTE CONTROLADO

La temperatura de la cámara de ambiente controlado fue establecida en distintas condiciones de operación, estableciendo una temperatura interna de 25, 20 y 8 grados Celcius, respectivamente, con una variación menor a 0.2 °C. La Figura 4.23 muestra el desempeño de la cámara en la última prueba realizada a 8 °C. El factor de sobrecalentamiento del sistema de refrigeración se mantuvo en 3 °C.

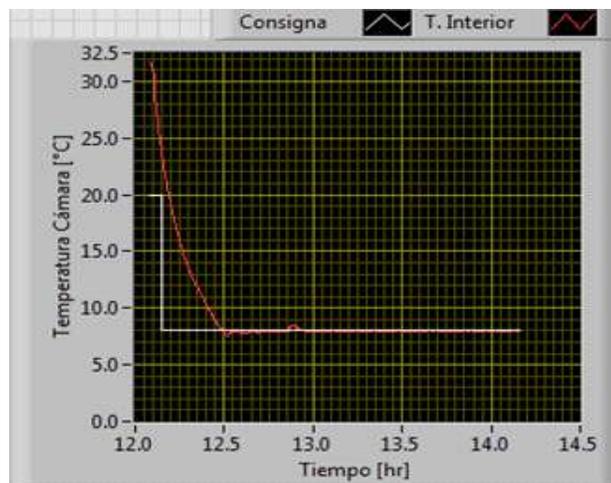


Figura 4.23: Evolución de la temperatura interior de la cámara climática.

## 4.10 SISTEMA DE CONTROL DEL BAÑO TÉRMICO

El baño térmico posee internamente un control de temperatura. Desde el sistema operativo del baño térmico es posible cambiar los parámetros de control, sin embargo éstos no se modificaron respetando la configuración de fábrica. El baño térmico opera con una mezcla de agua y glicol al 50% como fluido de trabajo. La temperatura del fluido de trabajo a la entrada del calorímetro se registró durante todos los ensayos, y se observó una desviación considerablemente grande de hasta 1.5°C respecto a las condiciones registradas por el baño térmico. Esto se debe en

parte a que el baño térmico emplea internamente un termopar tipo T para registrar la temperatura del fluido de trabajo en el estanque de almacenamiento interno en el propio baño. El mismo equipo puede tomar como referencia para el control de temperatura un sensor RTD, por último, el punto de medición de la temperatura a la entrada del calorímetro se encuentra retirado a más de 1 metro de distancia de la salida del baño. Por todas las razones antes mencionadas las temperaturas de control del baño térmico y las registradas a la entrada del calorímetro presentan diferencias de hasta 1.5 °C. Lo anterior no afecta los resultados ya que se reporta el diferencial de temperaturas a la entrada del calorímetro y no la temperatura escalar de las condiciones de entrada de los fluidos de trabajo: mezcla de glicol para el baño térmico y agua para el calorímetro. El caudal de glicol no se controló activamente y se estableció un caudal constante de aproximadamente 1 L/min.

## 4.11 DISEÑO DE EXPERIMENTOS

El diseño de calorímetro se evaluó experimentalmente para analizar el funcionamiento del sistema expuesto a diferentes condiciones ambientales y de operación (Tablas 4.7 y 4.8).

Tabla 4.7: Condiciones de temperatura ambiental

Condiciones de Cámara [°C]	25	20	14
Baño Térmico [°C]	25	25	20

Tabla 4.8: Condiciones de prueba

Q [l/m]	2.76	5.16
$\Delta T$ [°C]	3	6

## CAPÍTULO 5

# RESULTADOS

---

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos del diseño de un calorímetro de flujo secundario, así como de los resultados de los experimentos realizados.

### 5.0.1 DISEÑO DE EVAPORADOR

Con base a la metodología presentada para la evaluación de las unidades condensadoras, la cual consiste en un método de calorímetro de fluido secundario, fue necesario el diseño de un evaporador que cumpliera con las necesidades específicas para nuestro caso de estudio.

Respecto al diseño del intercambiador de calor basado en la metodología presentada anteriormente, la Tabla 5.1 muestra los datos que se tomaron a consideración para el diseño de un evaporador con una capacidad de diseño de 3.5 kW.

Después de realizar el cálculo con los datos mostrados en la Tabla 5.1, se obtuvieron los resultados para el diseño del evaporador de tipo helicoidal. Se determinó el coeficiente global de transferencia de calor mediante la ecuación siguiente, y las condiciones de diseño presentadas.

Con ello se tuvo un valor de  $U$  igual a **165 W/m<sup>2</sup>K**. La Tabla 5.2 muestra los

Tabla 5.1: Parámetros de diseño

Bobina			
Material	Cobre	Diámetro de bobina	0.26 m
Conductividad térmica	385 W/m·k	Tamaño de pich	0.02 m
Carcasa		Tubo	
Diámetro externo	0.36 m	Diámetro externo	0.0127 m
Espesor	0.005 m	Diámetro interno	0.0102 m

resultados obtenidos del diseño del evaporador.

Tabla 5.2: Diseño de evaporador

		Valor	Unidad
Coefficiente Convectivo Interno	$h_i$	788.30	W/m <sup>2</sup> K
Coefficiente Convectivo Externo	$h_o$	775.91	W/m <sup>2</sup> K
Coefficiente Global de Transferencia de Calor	$U$	165.001	W/m <sup>2</sup> k
Área de Transferencia de Calor	$A$	1.502	m <sup>2</sup>
Longitud de Tubería	$L$	37.64	$m$
Número de vueltas	$N$	46	—

Se llevó a cabo el diseño del evaporador en el software SolidWorks, como se muestra en la Figura 5.1, donde se puede observa el cuerpo del evaporador y los distribuidores de fluido en la parte superior e inferior, y en la parte interna se encuentra ubicado el serpentín.

Con el fin de validar el diseño se llevo acabo una simulación en el programa Fluent-ANSYS. La simulación se realizó bajo las condiciones de diseño, donde el fluido caliente es introducido por la parte superior con un diferencial de temperatura de 25 °C y a la salida del flujo una diferencia de 5 °C con respecto a la pared de la bobina, la cual se simuló a una temperatura constante de -15 °C, temperatura de evaporación del sistema de refrigeración bajo el cual fue diseñado. Se considero que la temperatura de la bobina se mantiene constante a -15 °C durante el proceso y se mantiene en estado estacionario. La condiciones del flujo secundario se establecieron



Figura 5.1: Vista transversal del evaporador helicoidal

a una temperatura de entrada de  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$  y una temperatura de salida de  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ . El fluido de trabajo simulado fue una mezcla de agua/glicol al 50% con una densidad de  $1058.73\text{ kg/m}^3$ , viscosidad de  $0.0004\text{ kg/m}\cdot\text{s}$ , una conductividad térmica de  $0.434\text{ W/m}\cdot\text{k}$  y un calor específico de  $3.231\text{ kJ/kg}\cdot\text{k}$ . El flujo másico se programó como una condición de salida, en su lugar se introdujo un valor de la velocidad del fluido de  $0.11\text{ m/s}$ .

En la Figura 5.2, se muestra la distribución de la temperatura en los distribuidores del fluido refrigerante y en la pared de la bobina. Se muestra una distribución uniforme de la temperatura en la pared de la bobina del evaporador. En la parte superior se muestra el distribuidor donde el fluido secundario es introducido a una temperatura mayor a la de la pared de la bobina y en la parte inferior sale con menor energía. Con esto se observa que existe una buena transferencia de calor en el diseño y en las condiciones simuladas las cuales son las condiciones de diseño.

De la simulación realizada se obtuvo que el evaporador diseñado con un área de  $1.5\text{ m}^2$  de transferencia de calor, tiene una capacidad de transferencia de calor de  $4694\text{ W}$ , esto representa un 50% más de la capacidad de diseño. Esto brinda

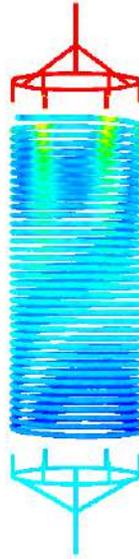


Figura 5.2: Distribución de temperatura en el plano transversal obtenido mediante la simulación con ANSYS-fluent

una seguridad sobre el diseño y el funcionamiento a las condiciones establecidas, y que además, permite evaluar condiciones superior de operación en el sistema de unidad condensadora-calorímetro. También permite evaluar unidades condensadoras de mayor capacidad al jugar con las capacidades de los instrumentos, como lo es la resistencia eléctrica y la potencia de la bomba. Con esto se procedió posteriormente a la construcción del calorímetro.

## 5.1 CONTROL DE LA TEMPERATURA DE AGUA

El calorímetro dispone de un depósito de almacenamiento que integra una resistencia eléctrica. Con ella es posible calentar el agua si es requerido. La resistencia posee un control PWM, que modula la potencia eléctrica de alimentación de la resistencia. El control PWM tiene una resolución de 8 bits con una frecuencia de muestreo de 120Hz, con él es posible controlar rangos de potencia de 0 hasta 63%, cuando el voltaje de alimentación del PWM es de 24 VDC. Pudiera incrementarse

la potencia de alimentación aumentando el voltaje de alimentación hasta 32 VDC. La consigna de potencia la determina una rutina PI que puede enviar la consigna de potencia necesaria para lograr una diferencia de temperatura  $dT$  entre las líneas de entrada de glicol y agua al intercambiador de calor. Debido a que la temperatura del glicol es ajena al control del calorímetro, éste controla la temperatura del agua para mantener un  $\Delta T$  objetivo. En estos ensayos la diferencia de temperaturas de control se estableció en  $3^{\circ}\text{C}$  y  $6^{\circ}\text{C}$ . La temperatura ambiente ejerce una fuerte influencia en el sistema ya que cuando ésta es demasiado elevada no es posible lograr que el sistema controle el  $\Delta T$ . Ello puede ser debido a que el baño térmico tiene baja potencia y no es capaz de abatir la temperatura del refrigerante haciendo muy difícil la reducción de la temperatura. La válvula de control de caudal de agua presenta dificultades para controlar el caudal con aperturas mayores al 40 %, ello puede deberse al diseño de la instalación hidráulica de la bomba, excesiva caída de presión en el sistema o un mal diseño de la potencia de bombeo. El baño térmico simula la operación de un evaporador, sin embargo la potencia es muy reducida, por ello es difícil controlar el  $\Delta T$  cuando la temperatura ambiente está por encima de la temperatura de consigna del baño térmico. La masa de agua parece ser excesiva para la aplicación o existen detalles en el diseño del sistema hidráulico que originan una excesiva pérdida de carga. En los ensayos fue necesario enfriar volúmenes de agua que posteriormente fueron bombeados en el sistema, es decir, se enfriaba el líquido contenido en el intercambiador de calor, luego se encendía la bomba que mezcla el fluido con la masa de agua del tanque de almacenamiento, posteriormente se apagaba la bomba y se continuaba enfriando, así hasta por 3 horas. De este modo pudo abatirse la  $\Delta T$  y mantener constantes las temperaturas durante una hora.

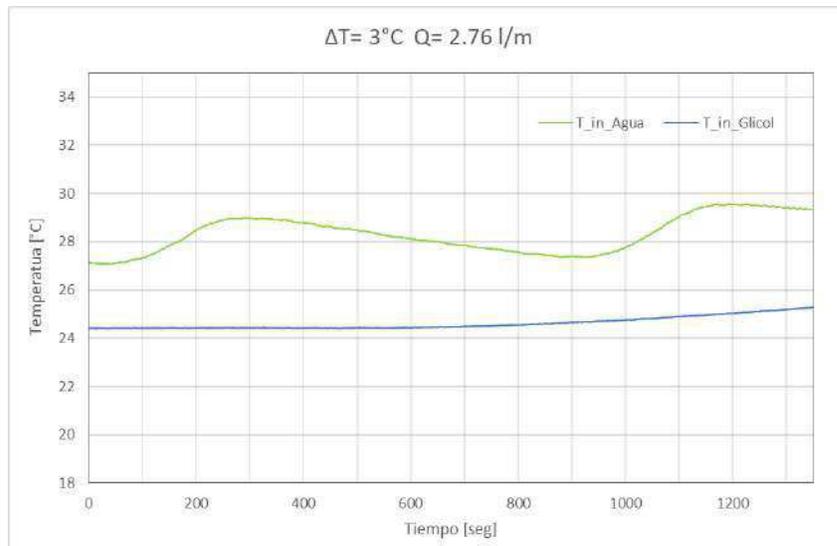
## 5.2 COMPORTAMIENTO DE LA TEMPERATURA Y EL $\Delta T$

Se realizaron 12 ensayos en total. Variando las condiciones de operación de la cámara de ambiente controlado en 3 condiciones de operación 25 °C, 20 y 8 °C. Por otra parte, para el baño térmico se definieron dos condiciones de operación, a 25°C y 14°C. El flujo volumétrico del baño térmico de mantuvo a la máxima capacidad de 1.06 L/min en promedio, con una desviación estándar de 0.045. Se establecieron dos condiciones para la diferencia de temperatura de entrada entre los fluidos de, 3 y 6 °C, con dos condiciones de caudal volumétrico de 2.76 y 5.16 L/min.

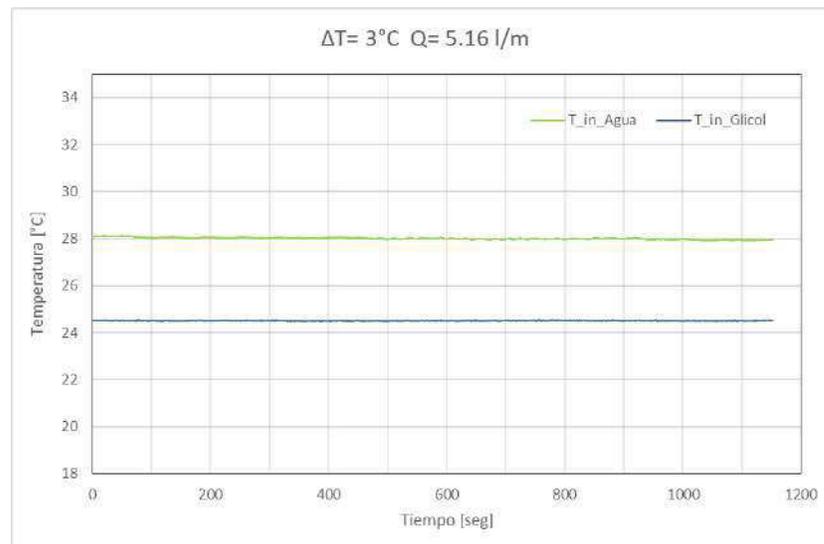
En las Figuras 5.3 y 5.16 se muestran los resultados para las condiciones de prueba de 25 °C de temperatura ambiente dentro de la cámara, y 25 °C en la temperatura de consigna del baño térmico. Se puede ver que para todas las condiciones de prueba la temperatura del agua se mantiene constante y estable. No se aprecia una variación considerable para los dos casos de  $\Delta T$  con el caudal volumétrico.

La Figura 5.5, muestra la variación para las dos condiciones de  $\Delta T$  con los dos casos de caudal volumétrico. Se puede apreciar que para un  $\Delta T=3$  °C, con un caudal de  $q=2.76$  L/min la variación en la temperatura para alcanzar la temperatura objetivo es de 0.52°C, y con un  $q=5.16$  L/min la variación en la temperatura se reduce a 0.19°C con una desviación estándar de 0.03. Caso similar, bajo la condición de  $\Delta T=6$  °C el sistema responde con una mejor estabilidad cuando el flujo másico  $q=5.16$  L/min. La variación entre el  $\Delta T$  experimental y el set point es 0.3 °C en promedio.

Las Figuras 5.6 y 5.7, muestra las variaciones de las temperaturas a la entrada de ambos circuitos hidráulicos, el del calorímetro y el del baño térmico, cuando la temperatura del ambiente en la cámara es de 20 °C, la temperatura proveniente del baño térmico es de 25 °C. En la figura se muestran distintos casos de  $\Delta T$  y  $Q$ .



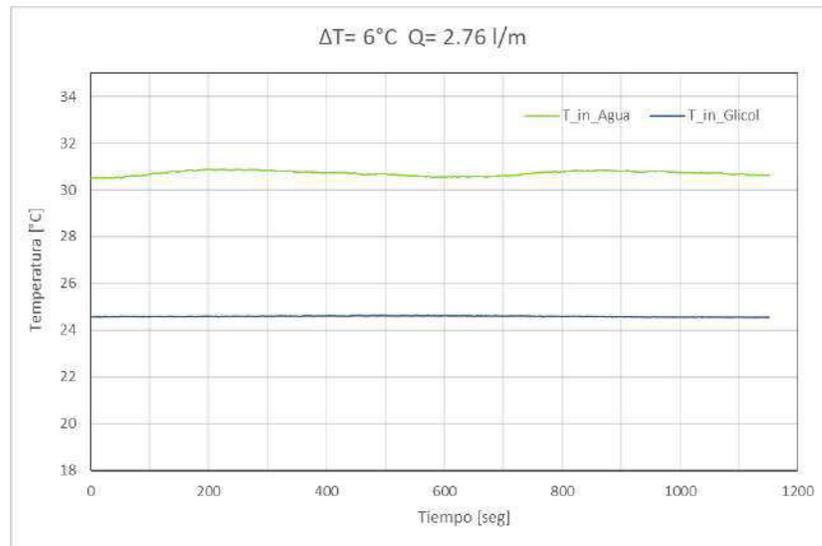
(a)



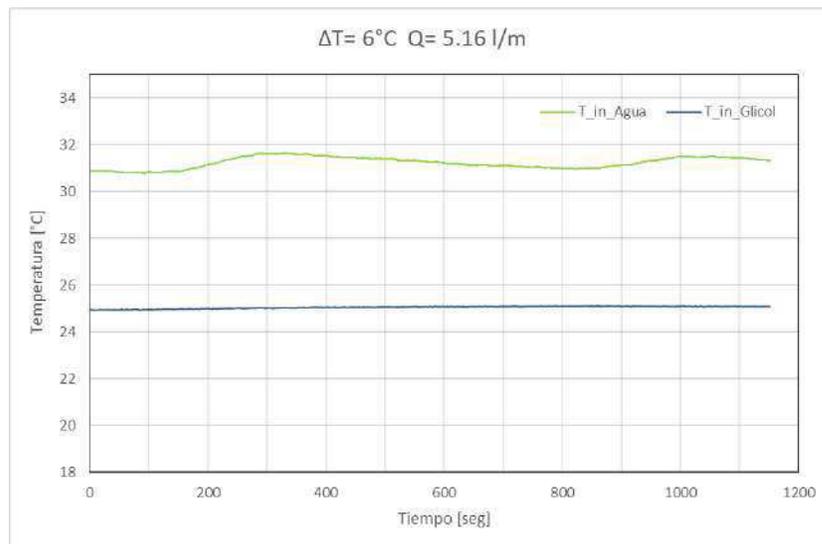
(b)

Figura 5.3: Comportamiento de Temperatura a la entrada del evaporador (a)  $\Delta T = 3^\circ\text{C}$   $Q = 2.76 \text{ L/min}$ , (b)  $\Delta T = 3^\circ\text{C}$   $Q = 5.16 \text{ L/min}$

Se puede observar que para la condición de Cámara a  $20^\circ\text{C}$ , y  $25^\circ\text{C}$  en el baño térmico, la temperatura del flujo de glicol se mantiene constante en las cuatro condiciones de prueba. A diferencia de la temperatura del flujo de agua, se notan pequeñas variaciones en la temperatura, sobre todo en la condición donde se mantiene una diferencia de temperatura de  $3^\circ\text{C}$  y un caudal másico de  $2.76 \text{ L/min}$ . Se puede



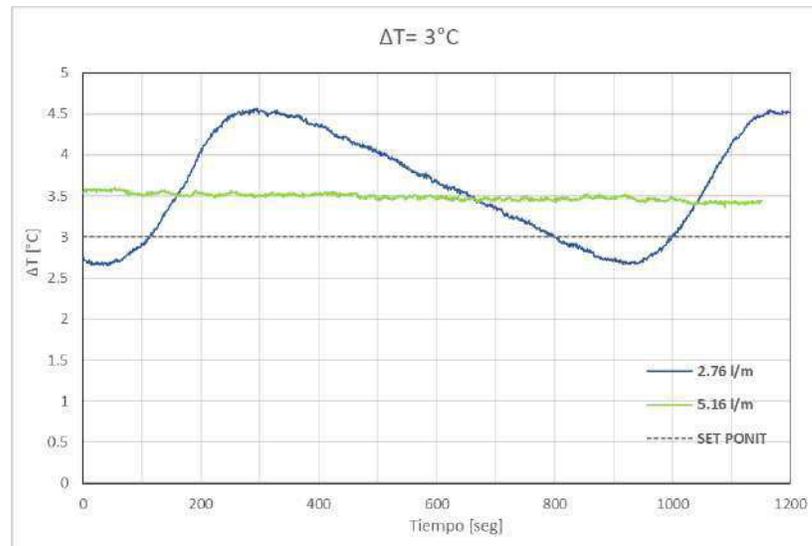
(a)



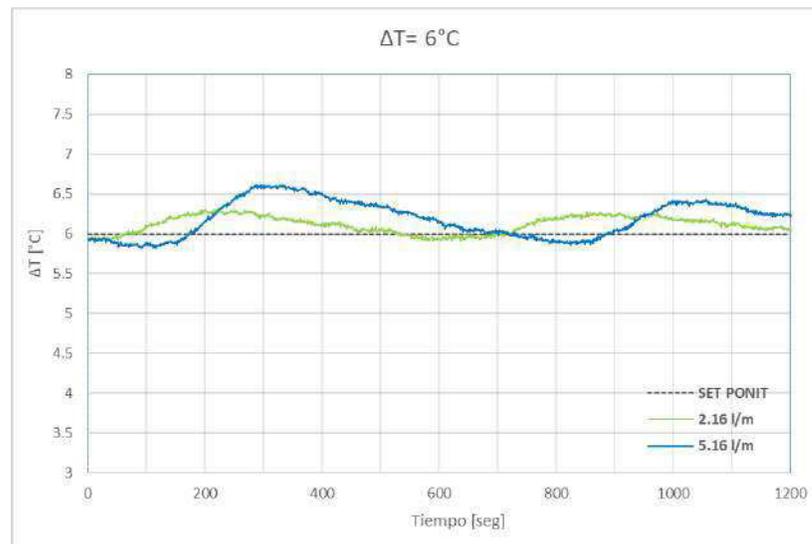
(b)

Figura 5.4: Comportamiento de Temperatura a la entrada del evaporador. (a)  $\Delta T = 6^{\circ}\text{C}$   $Q = 2.76 \text{ L/min}$ , (b)  $\Delta T = 6^{\circ}\text{C}$   $Q = 5.16 \text{ L/min}$

observar que el calorímetro no responde de manera efectiva a estas condiciones de operación, debido a que no logra mantener un equilibrio a un bajo caudal y con una baja diferencia de temperatura. También se puede observar que para las condiciones de  $\Delta T = 6^{\circ}\text{C}$  y  $Q = 5.16 \text{ L/min}$ , existe una mayor variación en la temperatura del agua a la entrada del evaporador, comparado con un caudal  $Q = 2.76 \text{ L/min}$  con el



(a)

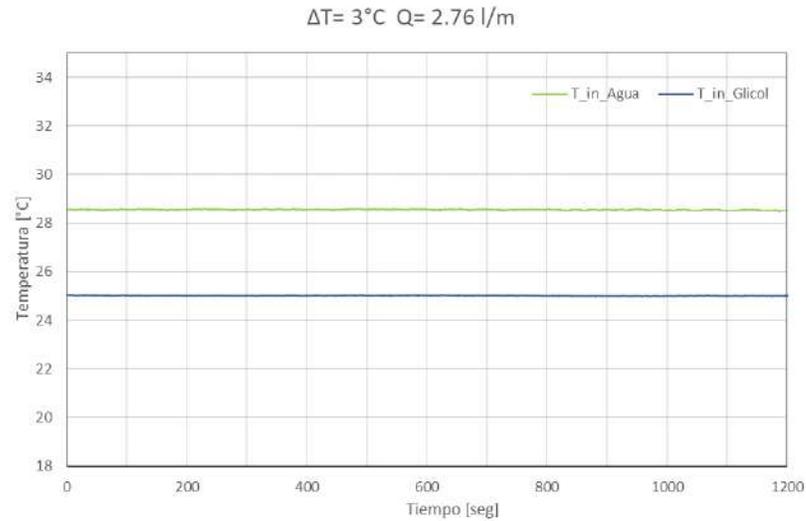


(b)

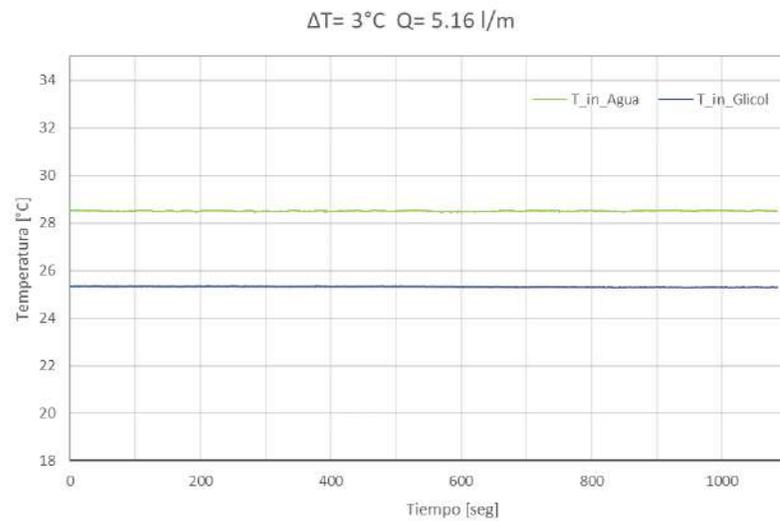
Figura 5.5: Variación del diferencial de temperatura  $\Delta T$  a temperatura ambiente de  $25^{\circ}\text{C}$ . (a)  $Q=2.76\text{ L/min}$ , (b)  $5.16\text{ L/min}$

mismo  $\Delta T$ . Para el resto de las condiciones se puede ver que el sistema de control responde adecuadamente.

Se puede apreciar en las Figura 5.8 las diferencias de temperatura entre ambos fluidos a la entrada del evaporador. Se puede ver que con un  $\Delta T=3^{\circ}\text{C}$  y un caudal  $Q=5.16\text{ L/min}$ , la temperatura de mantiene constante durante el periodo de prueba a



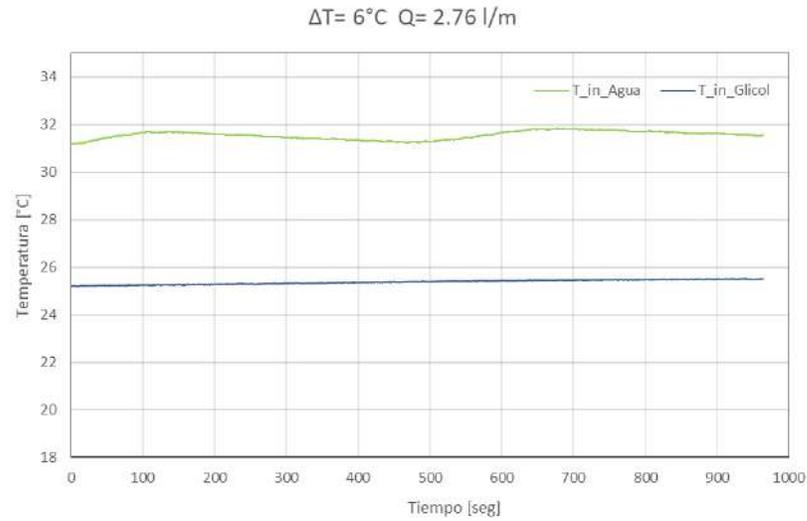
(a)



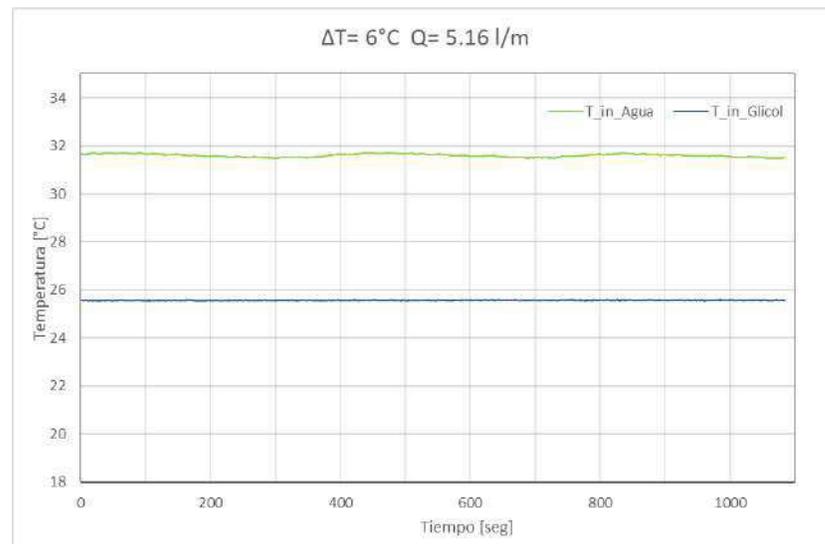
(b)

Figura 5.6: Comportamiento de Temperatura a la entrada del evaporador (a)  $\Delta T = 3^{\circ}\text{C}$   $Q = 2.76 \text{ L/min}$ , (b)  $\Delta T = 3^{\circ}\text{C}$   $Q = 5.16 \text{ L/min}$

diferencia de  $Q = 2.76 \text{ L/min}$  donde se observa una mayor variación en la temperatura. Con una diferencia máxima de  $1.5^{\circ}\text{C}$ , por arriba del set point de  $3^{\circ}\text{C}$ . Para las condiciones de  $\Delta T = 6^{\circ}\text{C}$  se puede ver que la diferencia máxima entre los datos experimentales y el set point es de  $0.6^{\circ}\text{C}$  para un caudal de  $Q = 5.16 \text{ L/min}$  y de  $0.3^{\circ}\text{C}$  para  $Q = 2.76 \text{ L/min}$ .



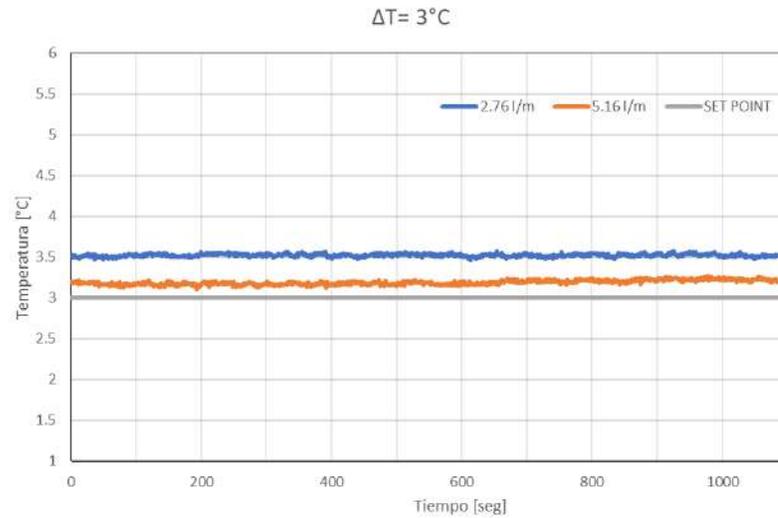
(a)



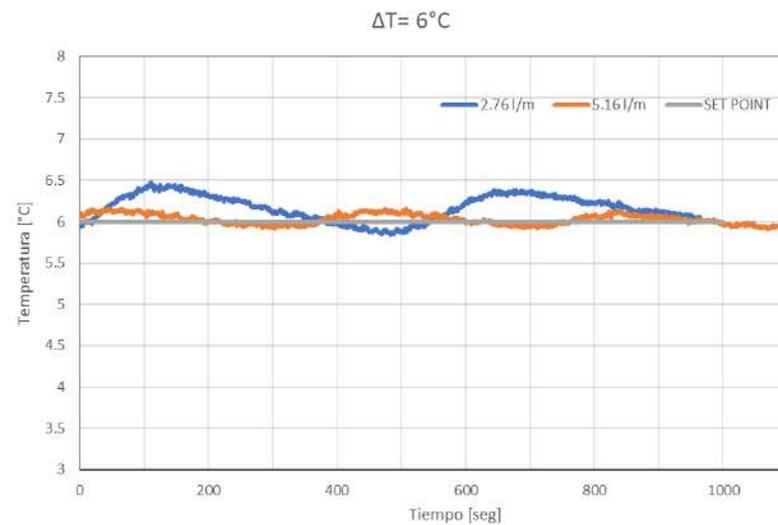
(b)

Figura 5.7: Comportamiento de Temperatura a la entrada del evaporador (a)  $\Delta T = 6^\circ\text{C}$   $Q = 2.76 \text{ L/min}$  (b)  $\Delta T = 6^\circ\text{C}$   $Q = 5.16 \text{ L/min}$

Las Figuras 5.9 y 5.10 muestran la variación de  $\Delta T$  cuando trabaja con condiciones de temperatura ambiente de  $8^\circ\text{C}$  para la cámara, y  $14^\circ\text{C}$  en el baño térmico. Se puede ver que para un  $\Delta T = 3^\circ\text{C}$  la temperatura del agua a la entrada del evaporador se mantiene estable durante todo el periodo de la toma de datos, con temperaturas de  $17.73$  y  $17.27^\circ\text{C}$  para un caudal de  $Q = 2.76$  y  $5.16 \text{ L/min}$ ,



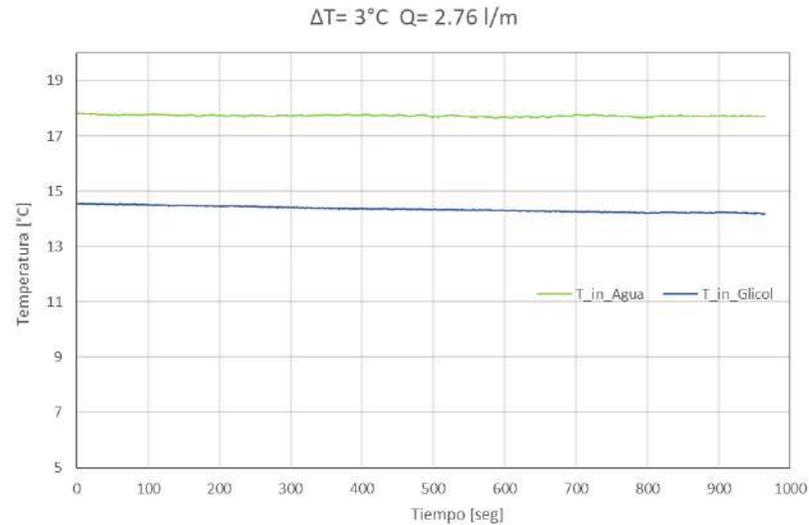
(a)



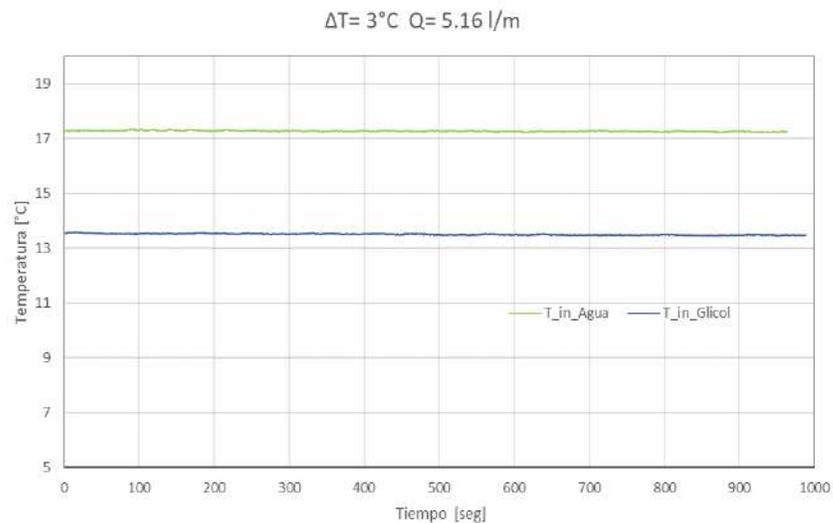
(b)

Figura 5.8: La variación de  $\Delta T$  para distintos valores de  $Q$  cuando la temperatura de la cámara es de  $20^\circ\text{C}$  (a)  $\Delta T = 3^\circ\text{C}$ , (b)  $\Delta T = 6^\circ\text{C}$

con desviaciones estándar de 0.031 y 0.023, respectivamente. Caso contrario pasa para un  $\Delta T = 6^\circ\text{C}$ , en el que se presenta una ligera diferencia en la temperatura de entrada al evaporador con una mayor diferencia en la desviación estándar (0.256 y 0.22), en la temperatura del agua a la entrada el evaporador para los dos casos de flujo volumétrico  $Q = 2.76$  y  $5.16$  L/min, respectivamente.



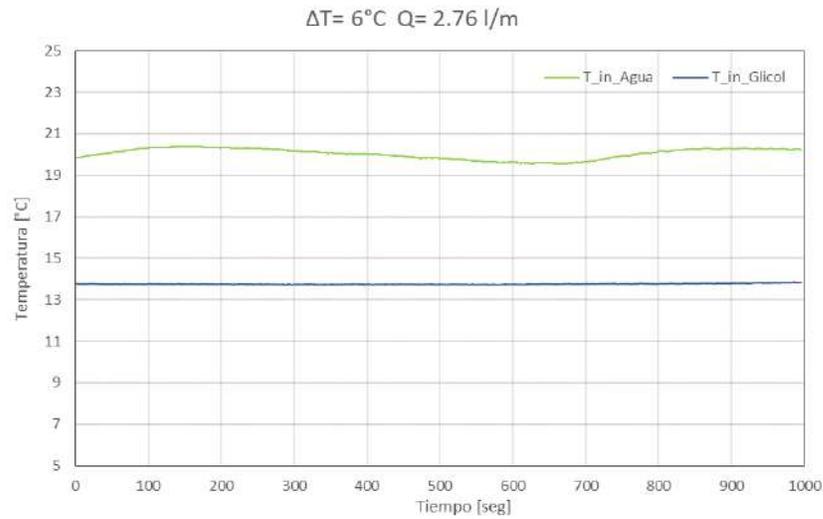
(a)



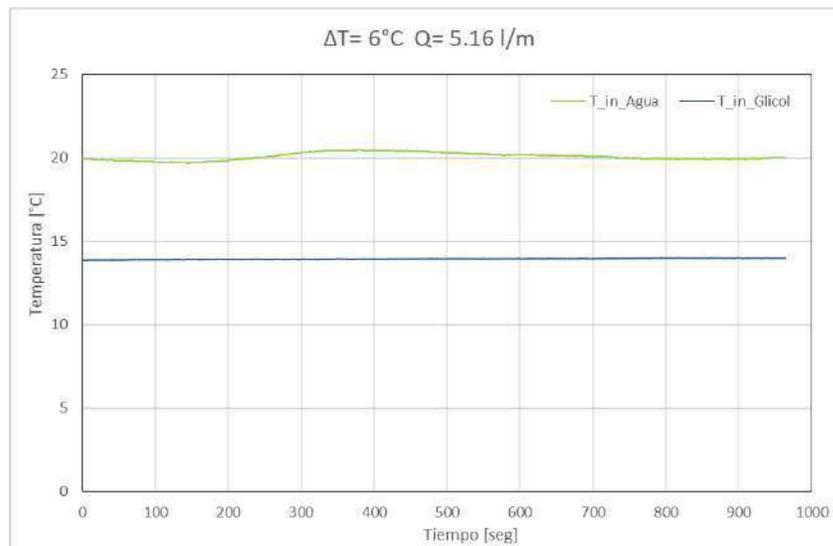
(b)

Figura 5.9: Comportamiento de la Temperatura a la entrada del evaporador (a)  $\Delta T = 3^{\circ}\text{C}$   $Q = 2.76 \text{ L/min}$ , (b)  $\Delta T = 3^{\circ}\text{C}$   $Q = 5.16 \text{ L/min}$

La Figura 5.11 muestra la variación para  $\Delta T = 3, 6^{\circ}\text{C}$ ; para las condiciones de  $8^{\circ}\text{C}$  en cámara,  $14^{\circ}\text{C}$  en el baño térmico y para las dos condiciones de caudal. Se puede ver que para  $\Delta T = 3^{\circ}\text{C}$ , con un caudal de  $Q = 2.76 \text{ L/min}$ . la variación del  $\Delta T$  es menor en comparación con  $Q = 5.16 \text{ L/min}$ . El valor experimental promedio del  $\Delta T$  es  $0.38^{\circ}\text{C}$  por arriba del set point para  $Q = 2.76 \text{ L/min}$ . y de  $0.76^{\circ}\text{C}$  para



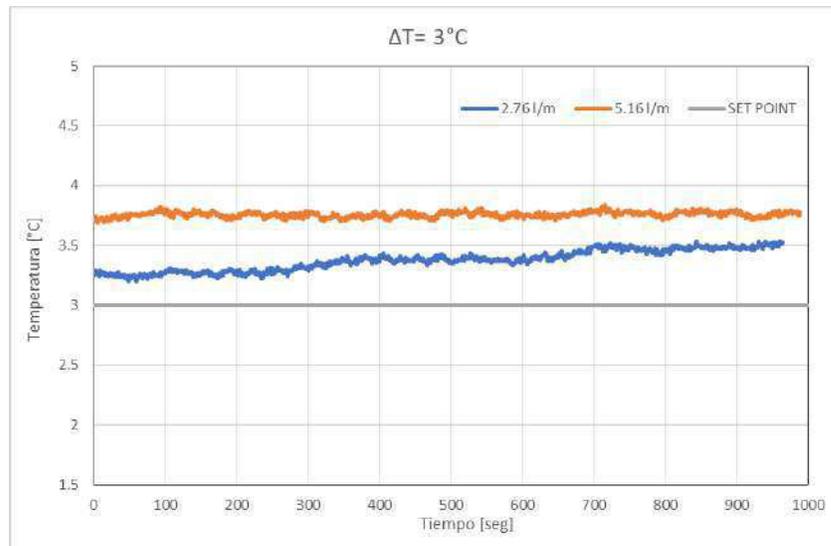
(a)



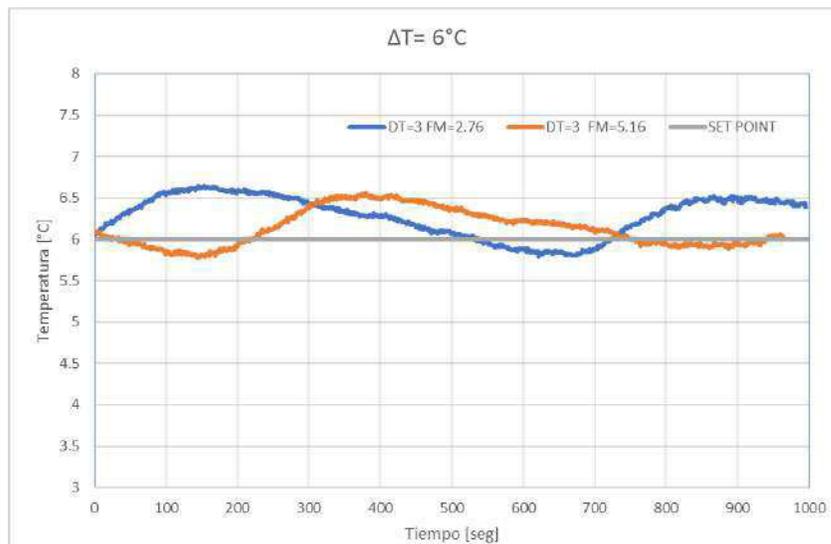
(b)

Figura 5.10: Comportamiento de la Temperatura a la entrada del evaporador (a)  $\Delta T = 6^\circ\text{C}$   $Q = 2.76 \text{ L/min}$ , (b)  $\Delta T = 6^\circ\text{C}$   $Q = 5.16 \text{ L/min}$

$Q = 5.16 \text{ L/min}$ . Para un  $\Delta T = 6^\circ\text{C}$  se observa una situación similar, puesto que para un caudal de  $Q = 2.76 \text{ L/min}$  la variación promedio en el  $\Delta T$  es de  $0.28^\circ\text{C}$ , y para  $Q = 5.16 \text{ L/min}$  la variación es de  $0.14^\circ\text{C}$ , por arriba del  $\Delta T$  de consigna con una desviación estándar de 0.25 y 0.22, respectivamente.



(a)



(b)

Figura 5.11: Variación del diferencial de temperatura para  $Q=2.76$  L/min y 5.16 L/min a temperatura ambiente  $T=14$  °C (a)  $\Delta T=3$  °C, (b)  $\Delta T=6$  °C

### 5.3 TRANSFERENCIA DE CALOR

La carga térmica se calculó mediante la Ecuación (4.2) y se tomaron los valores de calor específico del agua y del glicol como 4.18 y 3.26 kJ/kg·K, respectivamente para cada uno de los casos. El valor del flujo volumétrico se midió directamente

en cada uno de los circuitos hidráulicos del sistema mediante un flujómetro electro-magnético.

Las Figuras 5.12 y 5.13 muestran los resultados obtenidos para las condiciones en las que la temperatura ambiente dentro de la cámara se encuentra a 25 °C y el set point del baño térmico es de 25 °C, con un  $\Delta T = 3$  °C y para cada uno de los caudales volumetricos  $Q = 2.76$  L/min y 5.16 L/min. Se puede observar que con un caudal volumétrico de  $Q = 2.76$  L/min la transferencia de calor es mayor que con  $Q = 5.16$  l/m esto se debe a que el agua a bajas velocidades tiene un mayor tiempo de residencia en el evaporador con los cual absorbe un mayor cantidad de calor proporcionado por el baño térmico. Además, se puede notar que a dichas condiciones la temperatura de entrada y salida de ambos fluidos se mantienen estables y no se ven afectadas por las condiciones ambientales.

Las Figuras 5.14 y 5.15 muestran los casos donde el set point del  $\Delta T$  se ajusta en 6 °C. El sistema se ve afectado por el encendido y apagado de la resistencia eléctrica que se encuentra en el tanque de almacenamiento. Debido a la diferencia en proporciones de volúmenes entre el agua y el glicol se puede observar el fenómeno de inercia térmica. En las Figuras 5.12 y 5.13 se puede apreciar como el sistema trata de mantener el  $\Delta T = 6$  °C a medida que enciende y apaga la resistencia eléctrica. Eso se nota en los cambios que se presentan en la temperatura de entra del agua al evaporador. Se observa que con un  $Q = 5.16$  L/min los periodos de encendido de la resistencia son menores y la transferencia de calor entre ambos fluidos es más estable. Por su parte con  $Q = 2.76$  L/min que debido al menor flujo de agua se ve afectada la tempranera de salida del glicol, la cual mantiene un flujo constante en todas las pruebas.

Las Figuras 5.16 y 5.17 muestran los resultados de transferencia de calor a las condiciones de 20 °C como temperatura ambiental, y 25 °C en el baño térmico para dos  $\Delta T = 3$  y 6 °C y  $Q = 2.76$  y 5.16 L/min. Para un  $\Delta T = 3$  °C con un  $Q = 2.76$  L/min se puede ver en la Figura 5.16, que el sistema de control no logra llegar a estabilizar

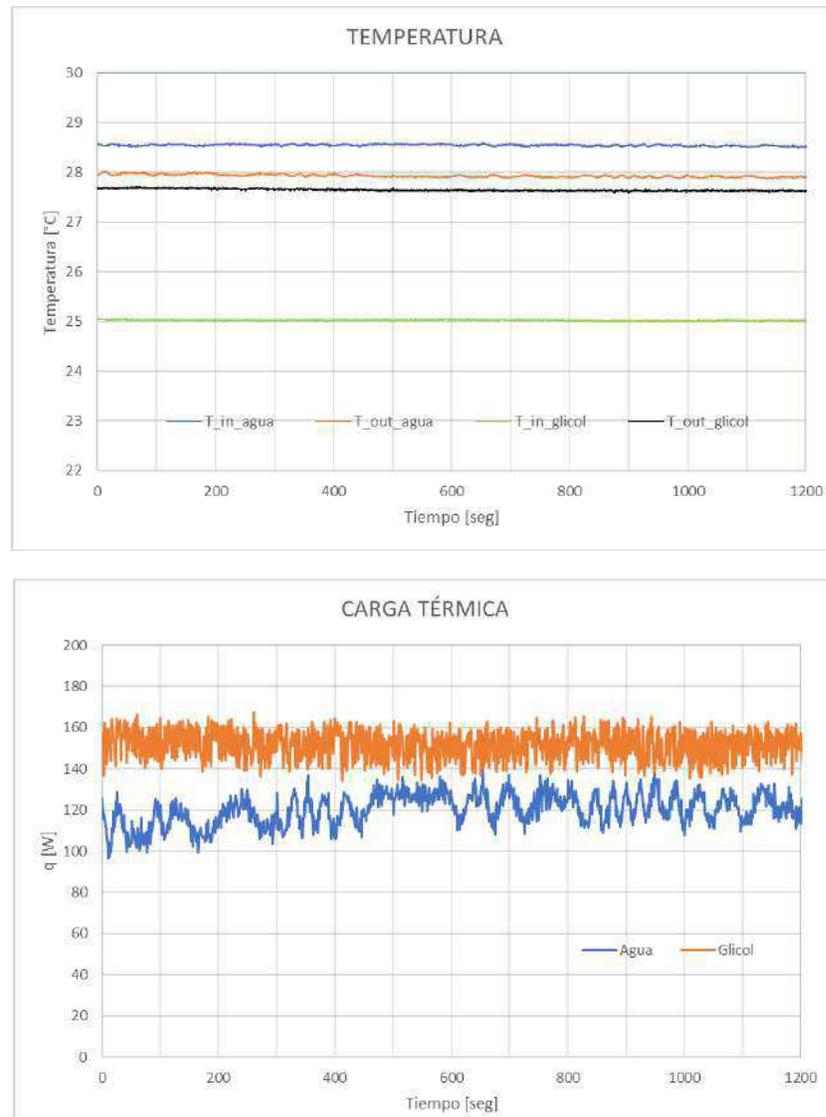


Figura 5.12: Temperatura y Carga térmica a  $Q=2.76$  L/min.

las condiciones de operación establecidas. Y se aprecia como la inercia térmica del agua comienza a calentar el fluido refrigerante (glicol) al grado que después de un periodo de tiempo la temperatura de salida del glicol es mayor que la temperatura de entrada. Esto no se presenta de la misma forma para  $Q=5.16$  L/min donde las temperatura de entrada y de salida de ambos fluidos se mantienen estables, pero el caudal es más alto y no necesariamente se mejora la transferencia de calor, además que se podrían presentar fugas de calor al ambiente por las paredes del tanque evaporador y de las tuberías, esto porque la carga térmica que proporciona el baño

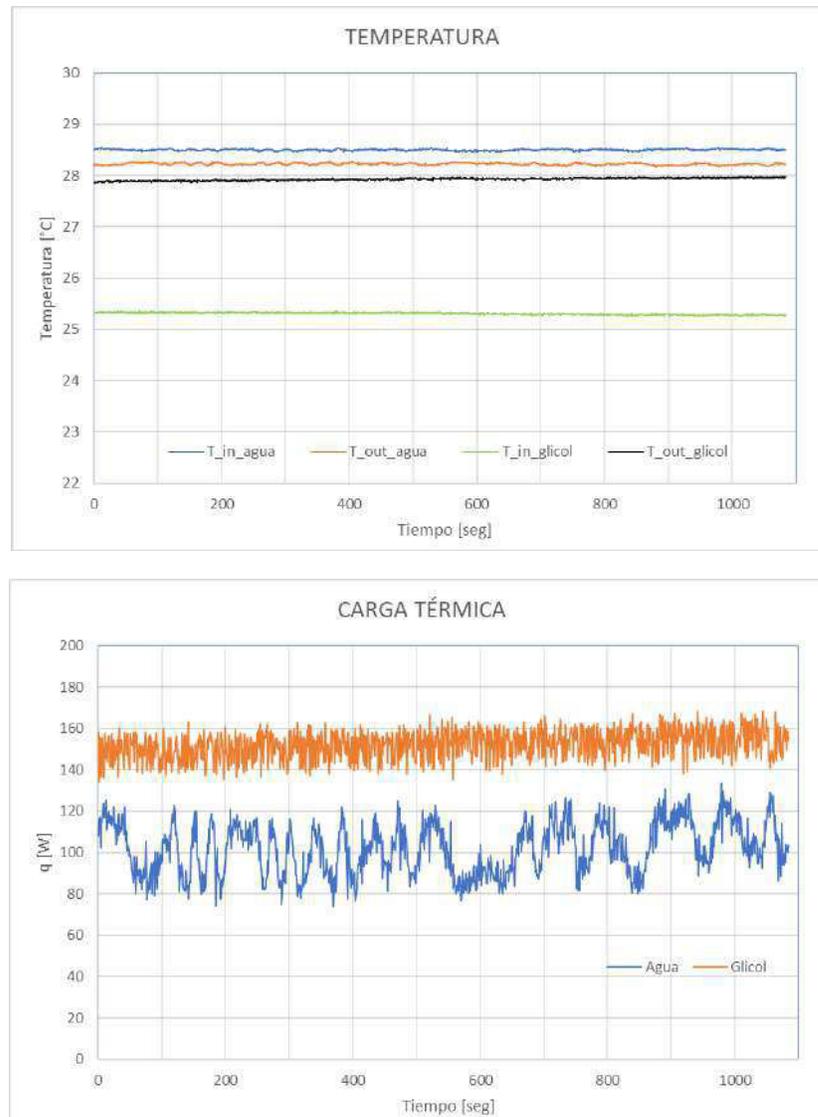


Figura 5.13: Temperatura y Carga térmica a  $Q=5.16$  L/min

térmico no es la misma que gana el agua. Además, se puede ver que la temperatura de entrada del glicol es menor al set point, lo cual indica que tiene una pérdida de energía al ambiente que se encuentra a  $20$  °C.

Para un  $\Delta T=6$  °C, funciona mejor un  $Q=2.76$  L/min, como se ve en la Figura 5.18 y 5.19, ya que las condiciones de operación se mantienen más estables que para un  $Q=5.17$  L/min, tanto en la temperaturas como en la carga térmica.

Las Figuras 5.20 y 5.21 muestran los resultados para las condiciones de  $8$  °C

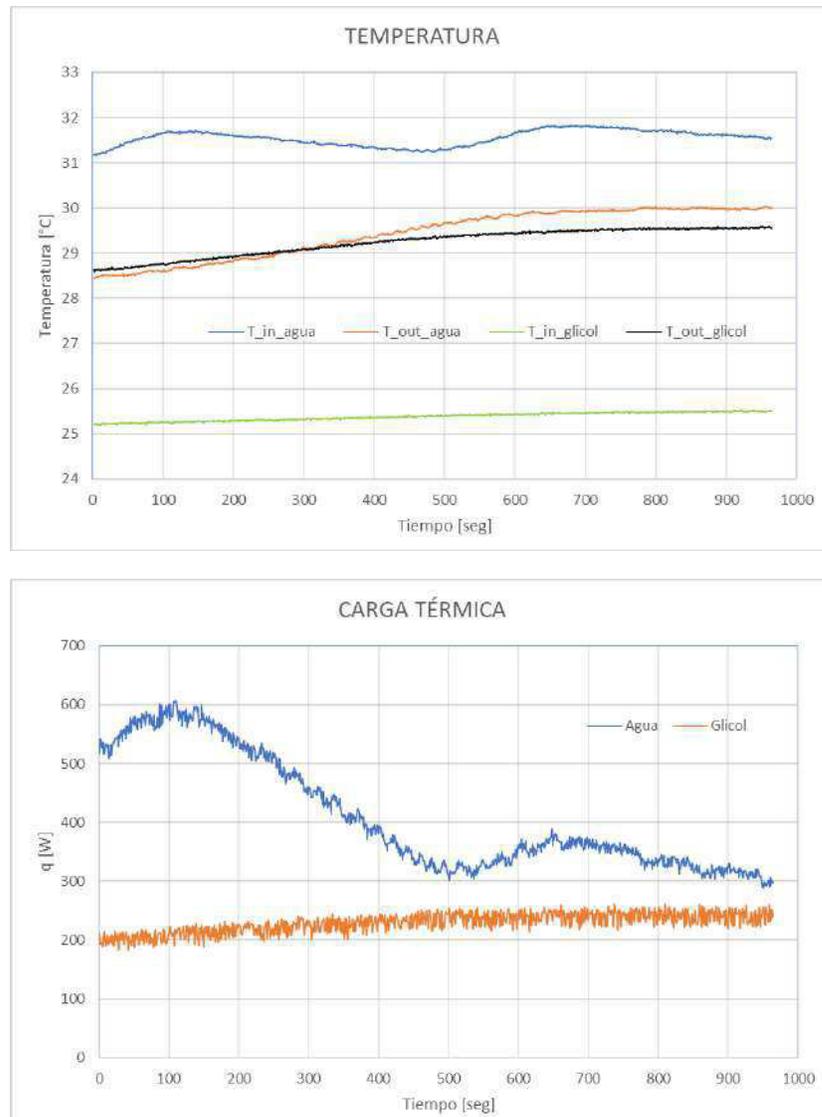
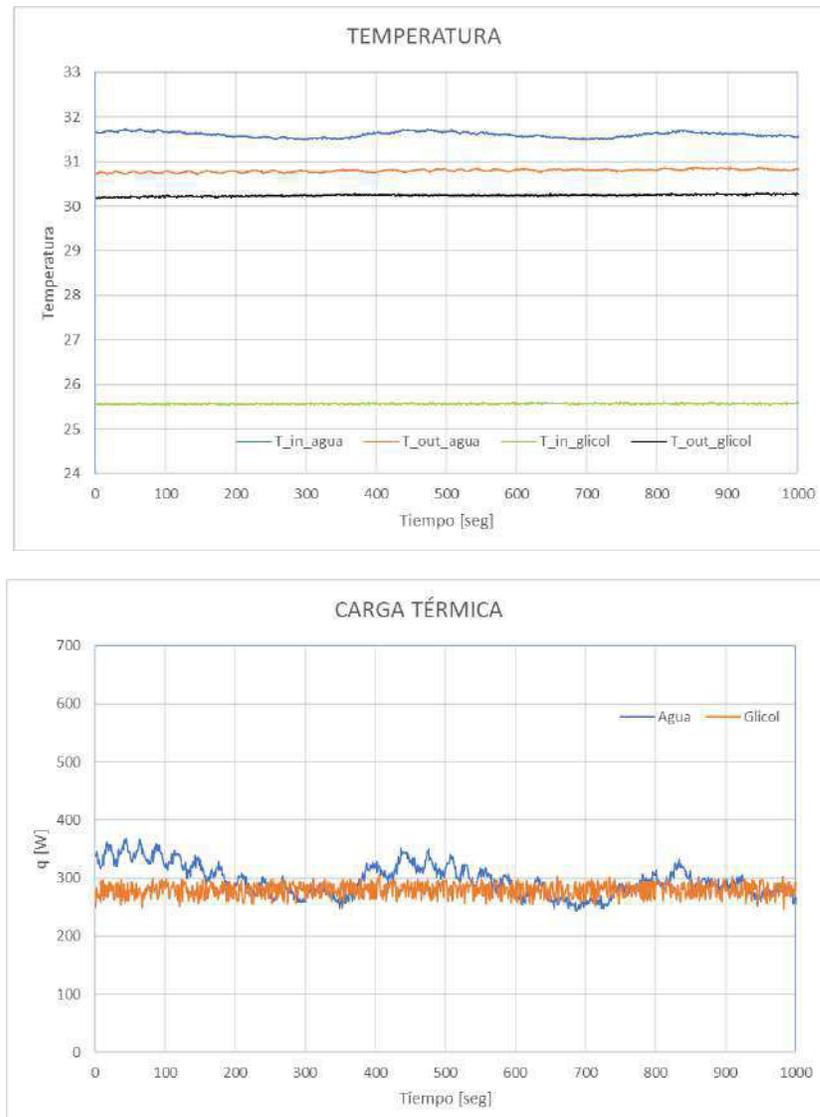


Figura 5.14: Temperatura y Carga térmica a  $Q=2.76$  L/min

como temperatura ambiental y  $14^{\circ}\text{C}$  en el set point del baño térmico. Para  $\Delta T=3^{\circ}\text{C}$  se puede ver que con  $Q=2.76$  L/min, la transferencia de calor se invierte, pues ahora el glicol es el que remueve la energía térmica del agua. Esto se puede ver en la línea ascendente y entre las líneas de temperatura en la entrada y salida del glicol. Para el caso  $\Delta T=3^{\circ}\text{C}$ , con un  $Q=5.16$  L/min se puede apreciar que la temperatura del glicol está por debajo de la temperatura de consigna  $0.5^{\circ}\text{C}$  aproximadamente, esto indica que se ve seriamente afectada por la temperatura ambiente. De la misma manera, se puede ver como la temperatura del agua comienza a descender debido a

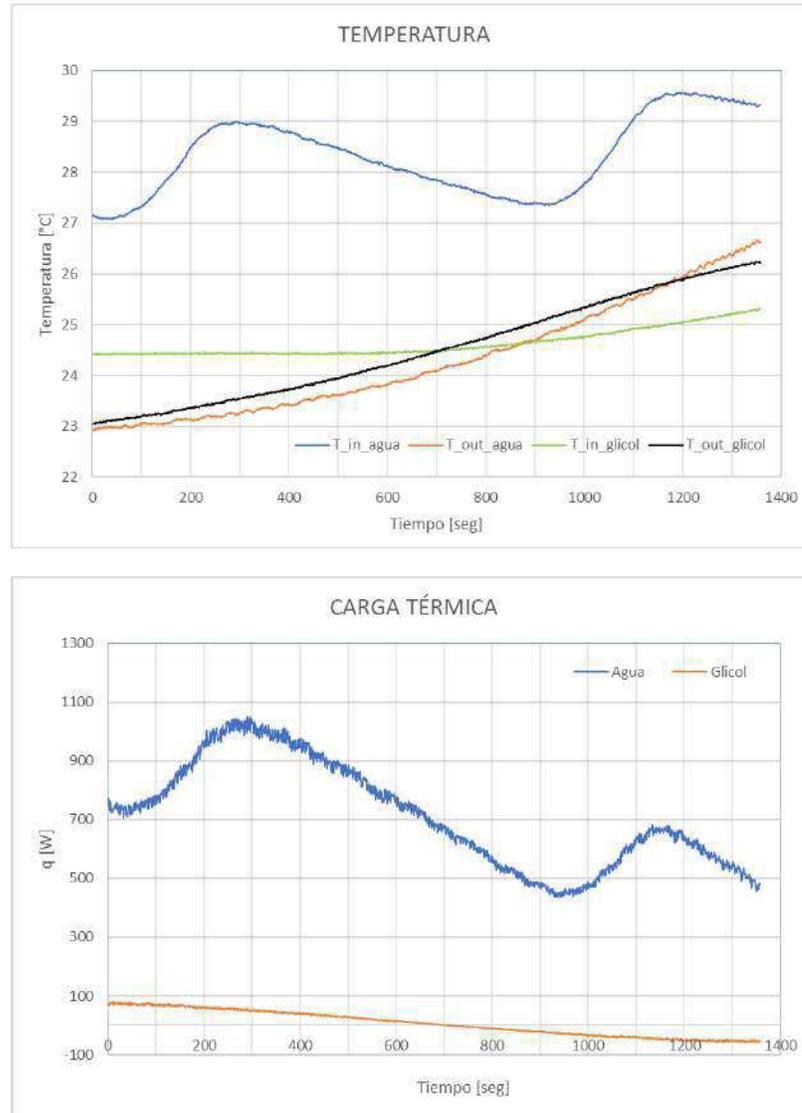


(b) Carga térmica

Figura 5.15: Temperatura y Carga térmica a  $Q=5.16$  L/min

la afectación por la temperatura externa.

Para  $\Delta T=6$  °C y  $Q=2.76$  y  $5.16$  L/min se observa como el sistema de control no logra controlar las condiciones establecidas debido a las pérdidas de energía y a la inercia térmica por el encendido y apagado de las resistencia eléctrica, Figura 5.22 y 5.23. Esto último se pudo notar en el aumento en la temperatura de ambos fluidos, tanto en la entrada como en la salida del evaporador.

Figura 5.16: Temperatura y Carga térmica a  $Q=2.76$  L/min.

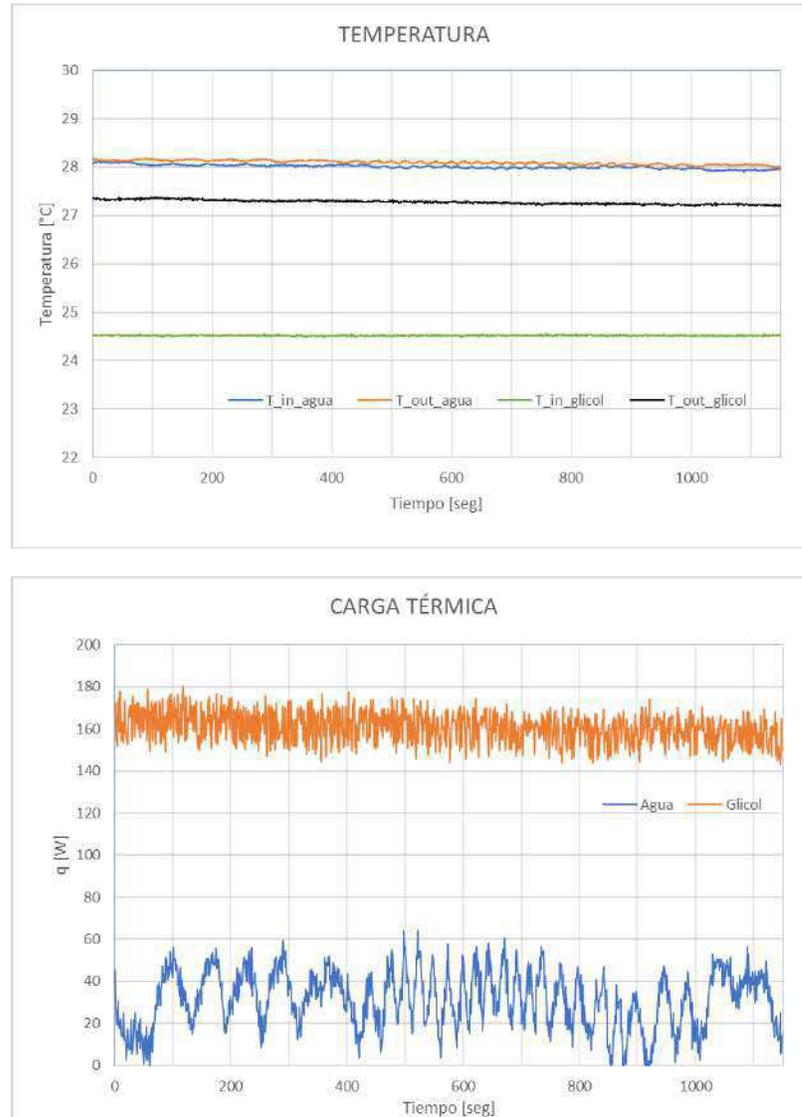
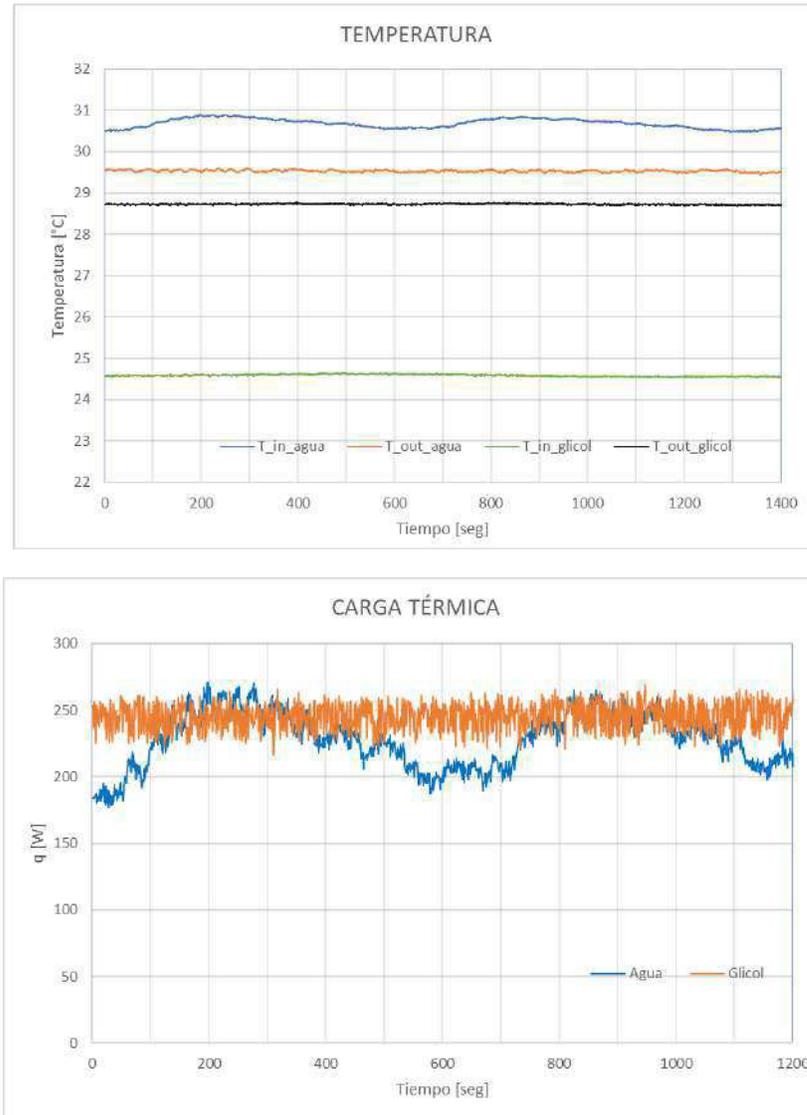
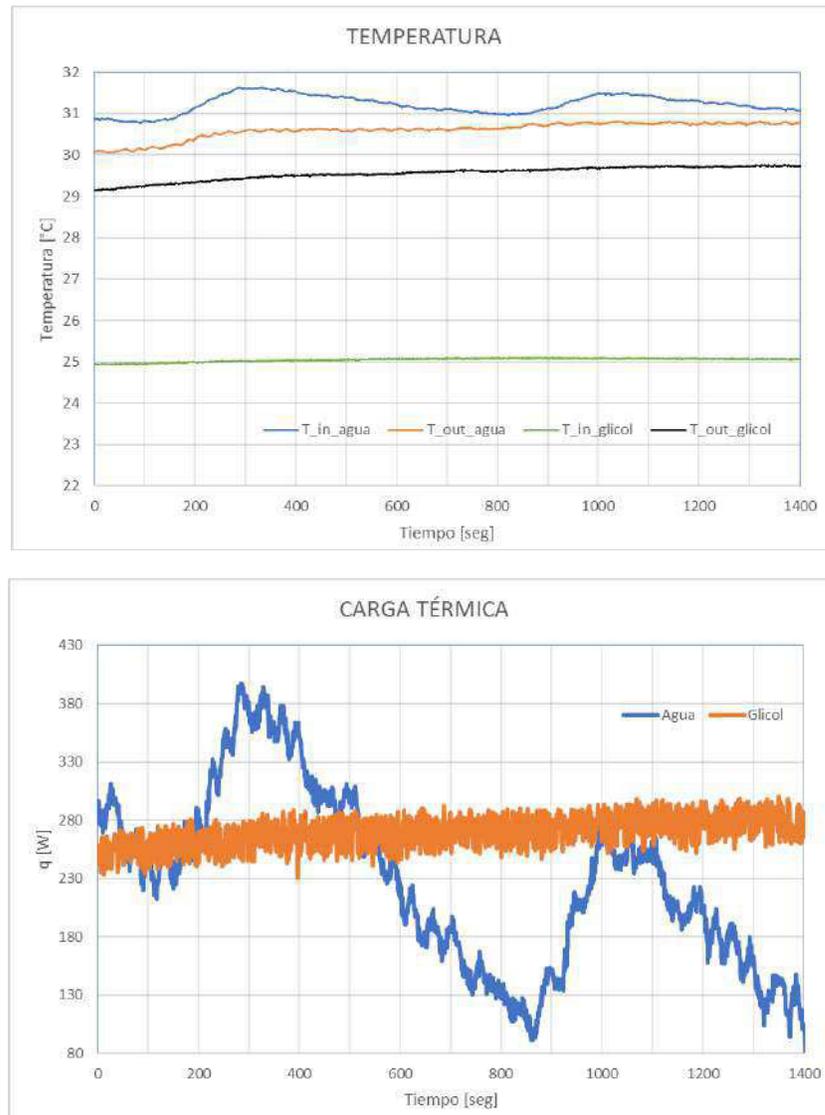
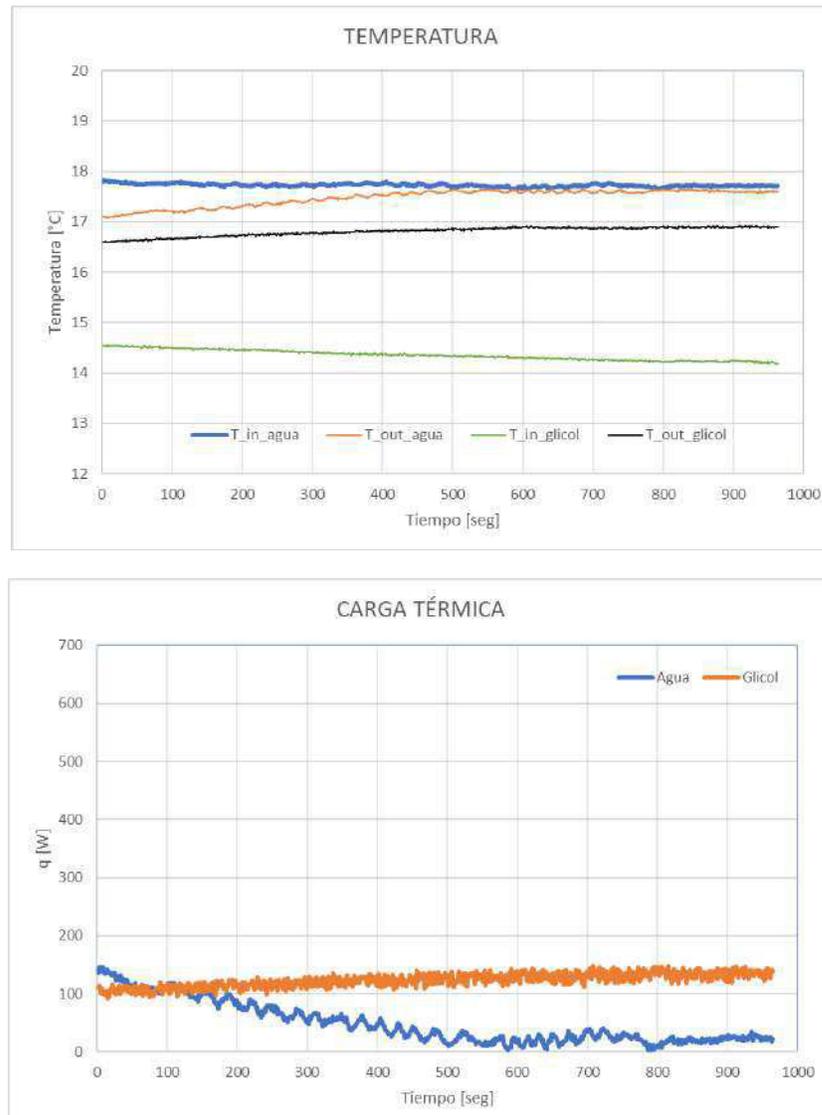
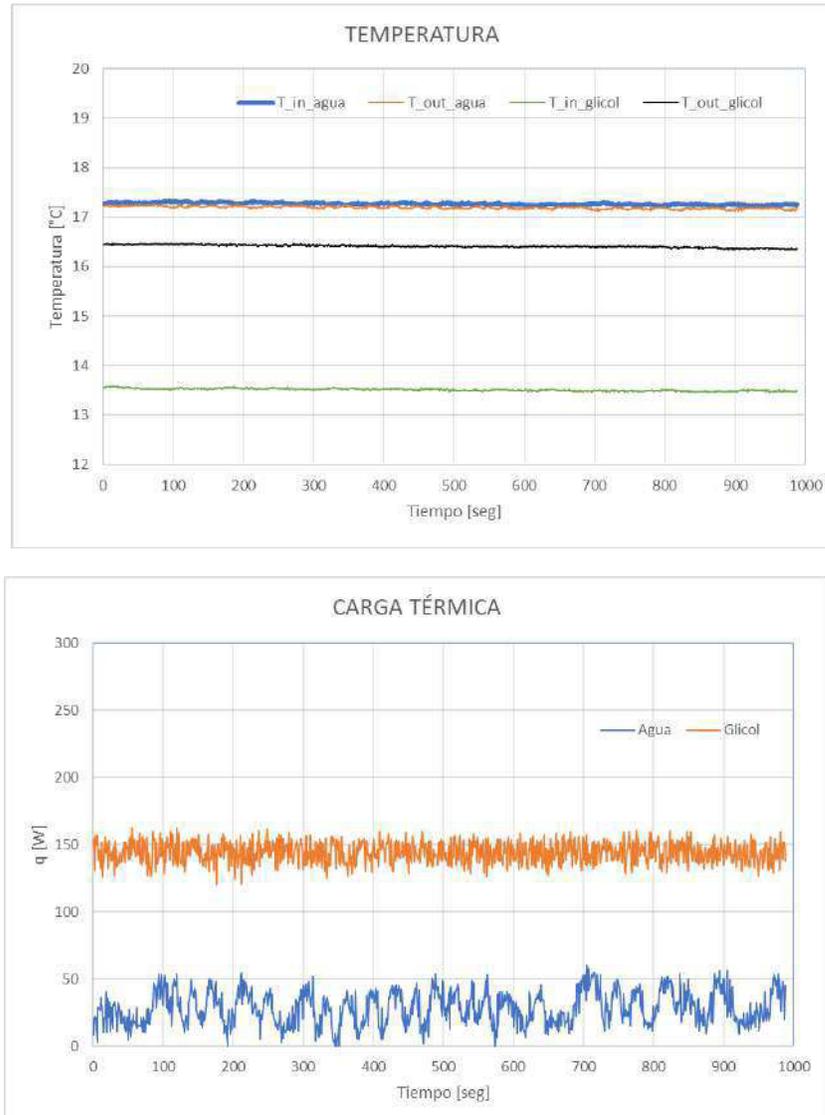


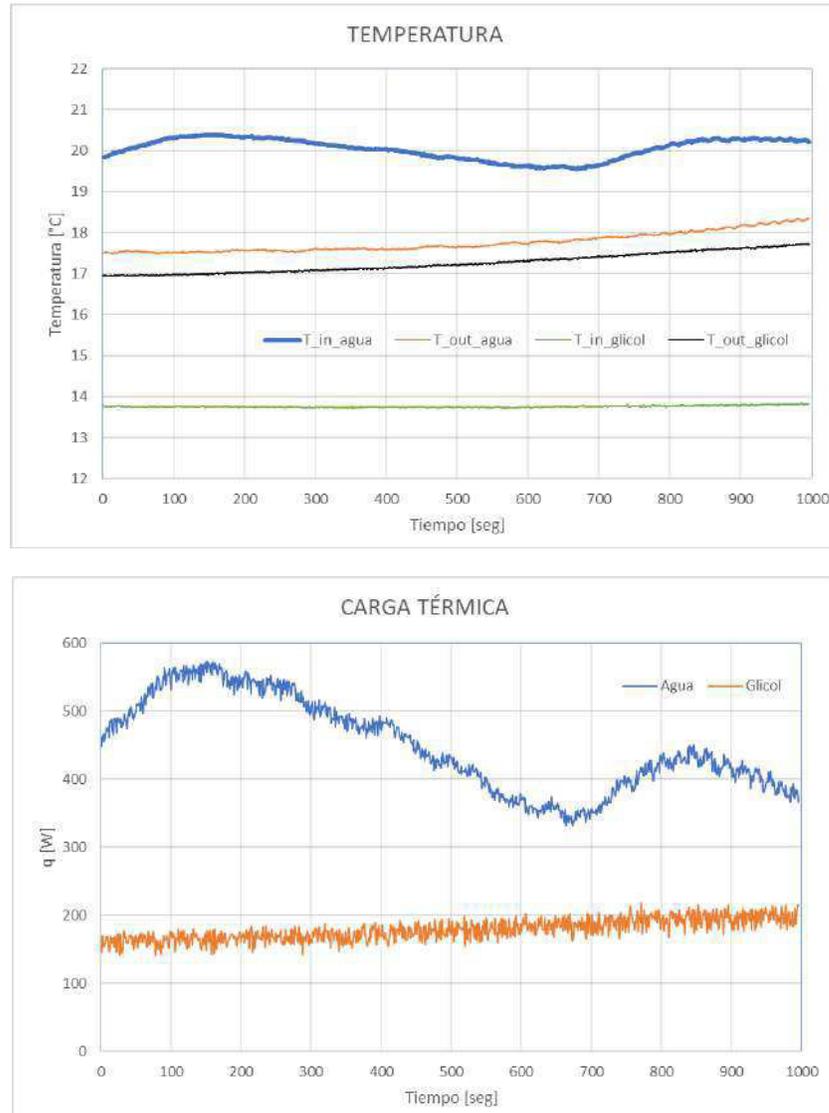
Figura 5.17: Temperatura y Carga térmica a  $Q=5.16$  L/min.

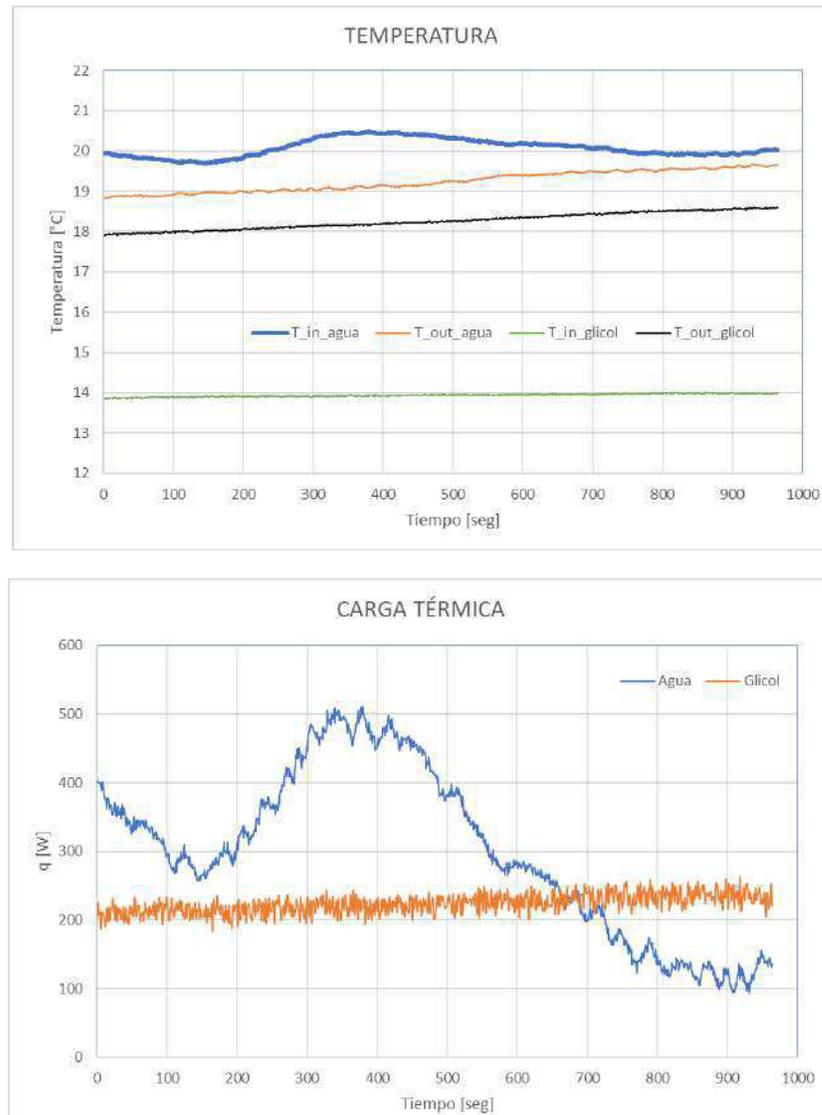
Figura 5.18: Temperatura y Carga térmica a  $Q=2.76$  L/min

Figura 5.19: Temperatura y Carga térmica a  $Q=5.16$  L/min

Figura 5.20: Temperatura y Carga térmica a  $Q=2.76$  L/min

Figura 5.21: Temperatura y Carga térmica a  $Q=5.16$  L/min

Figura 5.22: Temperatura y Carga térmica a  $Q=2.76$  L/min

Figura 5.23: Temperatura y Carga térmica a  $Q=5.16$  L/min

## CAPÍTULO 6

# CONCLUSIONES

---

En base al presente trabajo y como parte del proyecto de “CONSTRUCCIÓN Y PUESTA EN OPERACIÓN DE UN LABORATORIO DE CERTIFICACIÓN DEL DESEMPEÑO ENERGÉTICO DE UNIDADES CONDENSADORAS Y EVAPORADORAS”, se desarrolló y construyó un calorímetro de fluido secundario para unidades condensadoras de media temperatura, el cual fue probado a diferentes condiciones de operación para garantizar un buen diseño y una buena transferencia de calor. Se probaron condiciones de operación con una diferencia de temperatura entre el circuito del calorímetro y el glicol de  $\Delta T = 3$  y  $6$  °C como condiciones límite en el cual pueda haber una transferencia de calor.

En conclusión se presenta el diseño de una Calorímetro de fluido secundario, el cual cuenta con rangos de operación de temperatura de  $-15$  a  $40$  °C, un diferencial de temperatura entre ambos fluidos de  $\Delta T = 3$  °C como mínimo para que exista la transferencia de calor. Los tiempos en el que el sistema alcanza la estabilidad son de  $40$  min. aproximadamente, con tiempos de muestro de  $15$  min. para cada condición evaluada.

Con todo lo anterior, podemos decir que se cumple con los objetivos planteados al inicio de la presente investigación logrando destacar los siguientes puntos:

- Se desarrolló una metodología de evaluación, se realizó la construcción y puesta

en operación de un prototipo experimental para el Laboratorio de Ambiente Controlado de la FIME-UANL. Se crea la posibilidad de brindar apoyo y soluciones eficientes a la industria de la refrigeración en el estado y en todo el país, a través de la realización de trabajos de investigación dentro de la misma área.

- Se logró determinar mediante los ensayos experimentales que el flujo volumétrico es una variable importante dentro del comportamiento del sistema. Por ello, es importante controlar la presión del flujo en los circuitos hidráulicos y trabajar en nuevas estrategias para el sistema de control.
- Otro punto importante que se debe considerar, y se extiende como recomendación es mejorar el aislamiento térmico del sistema, ya que mediante los resultados obtenidos se logra apreciar que la temperatura externa al calorímetro juega un papel importante en el comportamiento de las variables medidas.

## 6.1 TRABAJOS FUTUROS

A partir de los resultados obtenidos de este trabajo de tesis se proponen algunas mejoras en la instalación experimental del calorímetro, con el objetivo de fortalecer y ampliar este trabajo.

Como trabajos futuros del presente trabajo se plantean las siguientes actividades:

- El estudio del desempeño energético de los sistemas de refrigeración mediante la metodología presentada en este trabajo, lo cual permite un mayor control y mayor seguridad de los resultados.
- La instalación experimental está diseñada para probar unidades condensadoras de media temperatura, por lo tanto se propone el estudio del desempeño

energético de unidades más robustas con el uso de refrigerantes alternativos al R-404A, como el R-448A, R449A, entre otros refrigerantes de nueva generación.

- Se plantea el estudio y desarrollo de una metodología para la sustitución del fluido de trabajo en sistemas de refrigeración, diseñados originalmente para trabajar con R-404A, por un refrigerante de nueva generación y de bajo GWP, realizando el menor número de cambios en las unidades actuales y sin afectar su operación.
- Se propone el estudio y desarrollo de sistemas de modelado como modelos polinomiales y de red neuronal con el objetivo de predecir el comportamiento y desempeño de los sistemas de refrigeración.
- Se plantea el estudio de otros refrigerantes a temperaturas de trabajo extremas, y evaluar el desempeño energético de las unidades condensadoras, así como el impacto ambiental durante su operación.
- Se plantea como estudio futuro la caracterización del calorímetro para pruebas en compresores a través del análisis de la primera y la segunda leyes de la termodinámica.
- Se propone el estudio de sistemas de refrigeración de baja temperatura con lo cual es necesario aumentar las capacidades de los sistemas de acondicionamiento de la cámara climática como la instalación de una unidad condensadora de mayor capacidad de enfriamiento.
- Se plantean algunas mejoras al sistema del calorímetro como la instalación de un filtro para la eliminación de partículas sólidas, de esta forma alargar la vida útil de los componentes, así como la instalación de una mirilla para la visualización del fluido, y evitar la formación de burbujas, lo que afectaría directamente a la bomba de agua.

## CAPÍTULO 7

# APÉNDICE A

---



Figura 7.1: Instalación experimental del Calorímetro

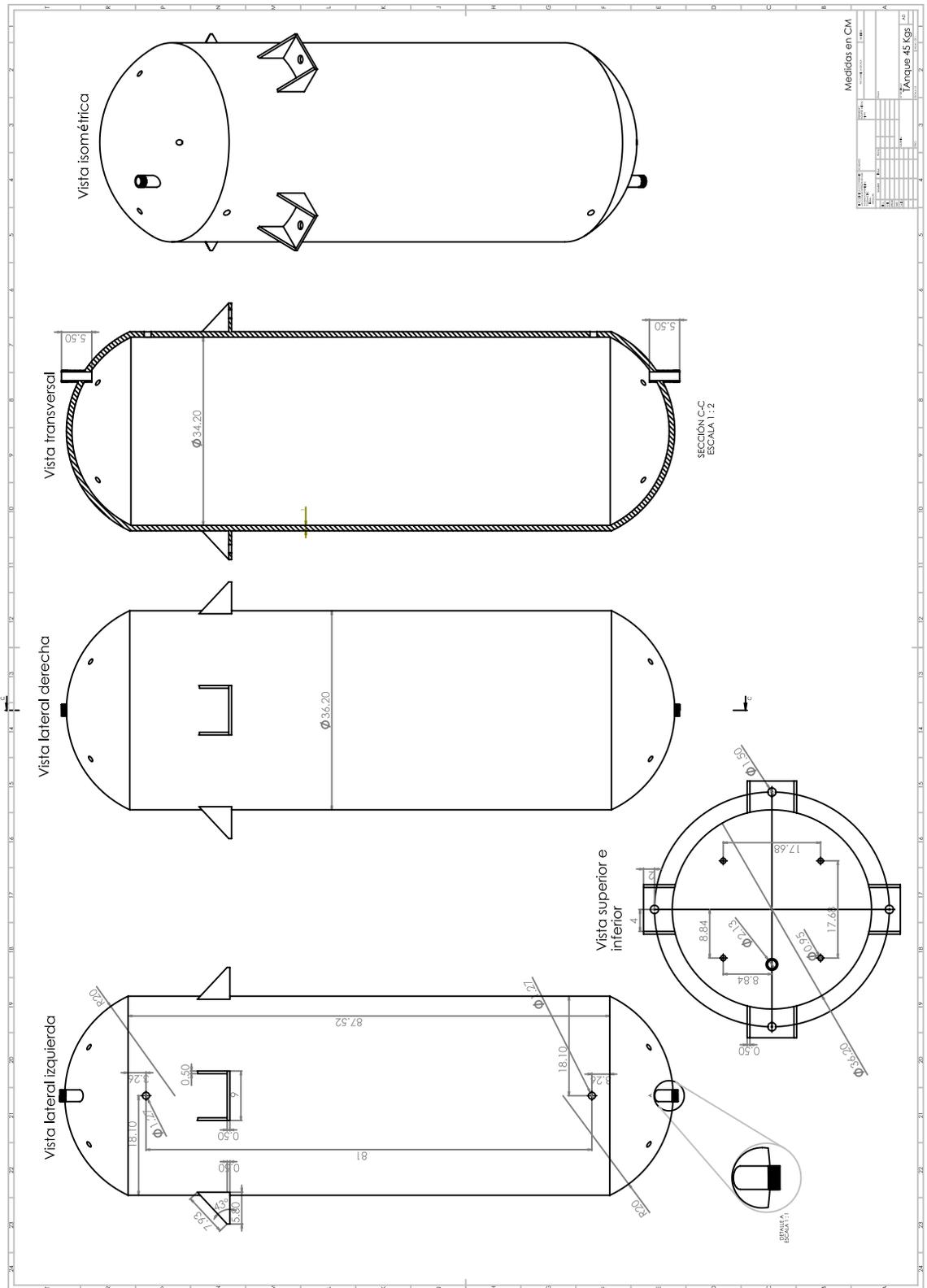
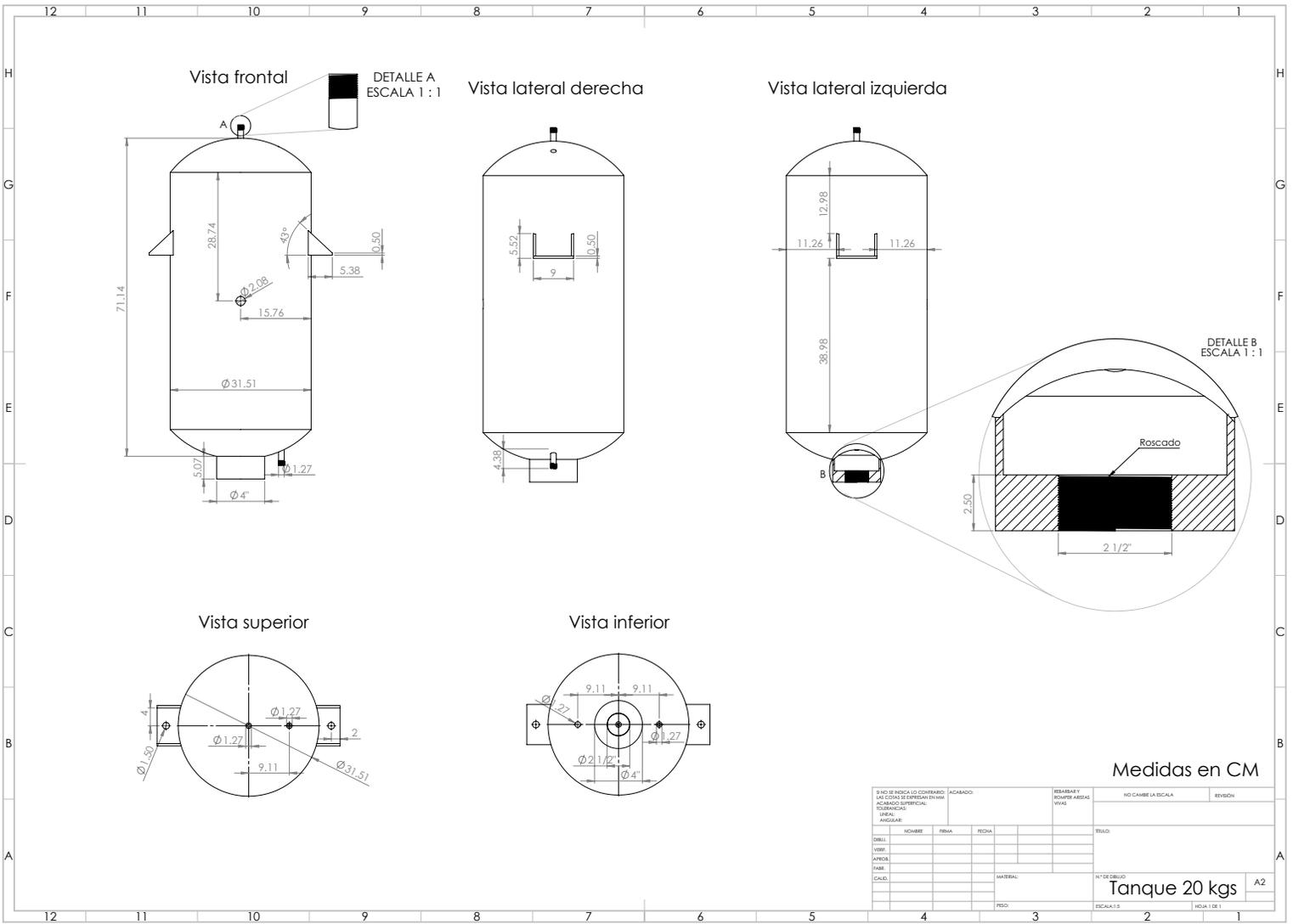


Figura 7.2: Tanque Evaporador

Figura 7.3: Tanque de Calentamiento



Medidas en CM

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE ESPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: ROSCADOS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:	RESERBAS Y ROMPER A BASTA VIVA	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISION
NOMBRE	FINA	FECHA	TRAZO:			
DISEÑO						
VERIF.						
APROB.						
PAIS.						
CAED.						
			MATERIAL:	N° DE CUBILOS		A2
				Tanque 20 kgs		
			ESCALA: 1:5	HOJA 1 DE 1		

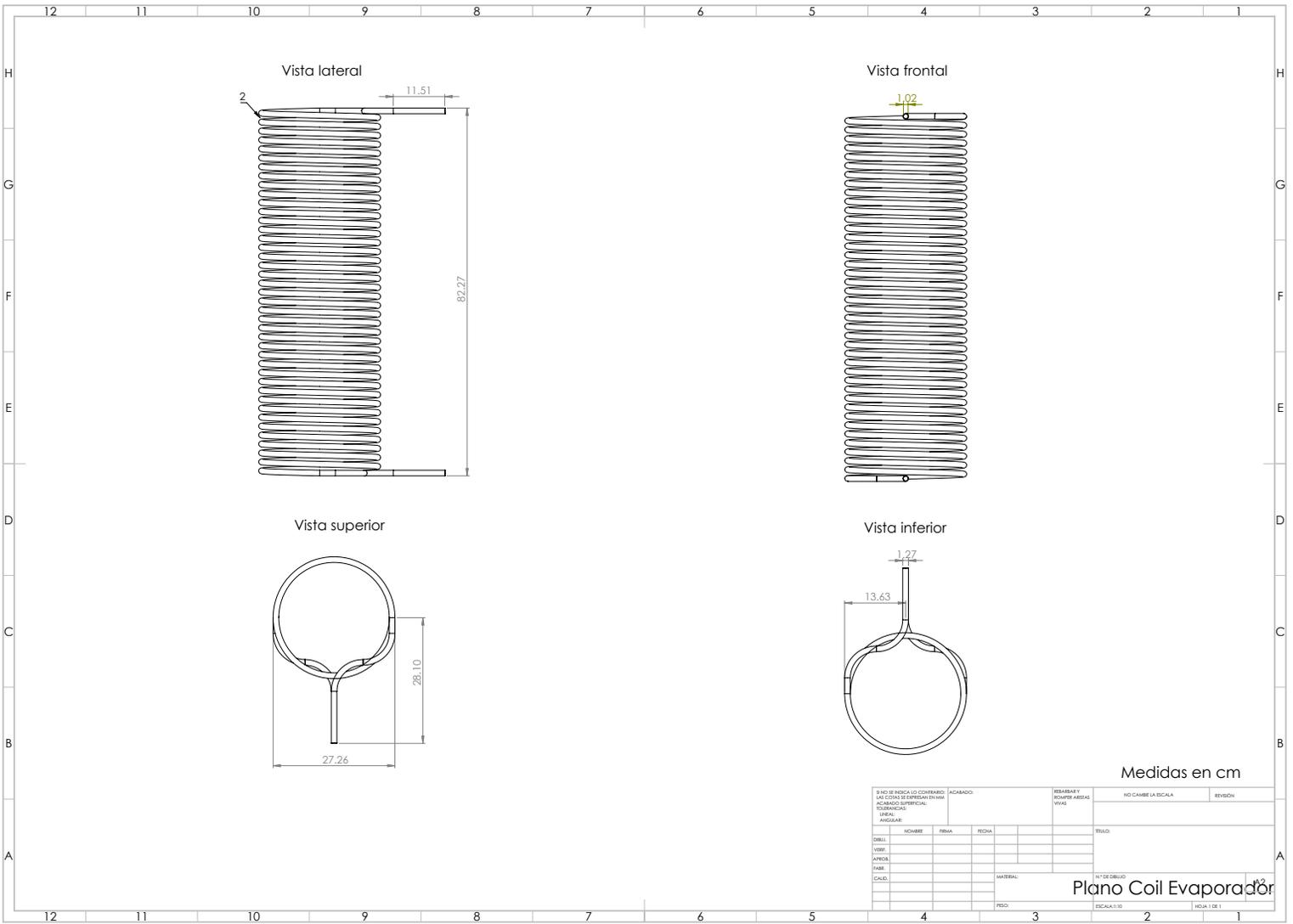


Figura 7.4: Serpentin del Evaporador

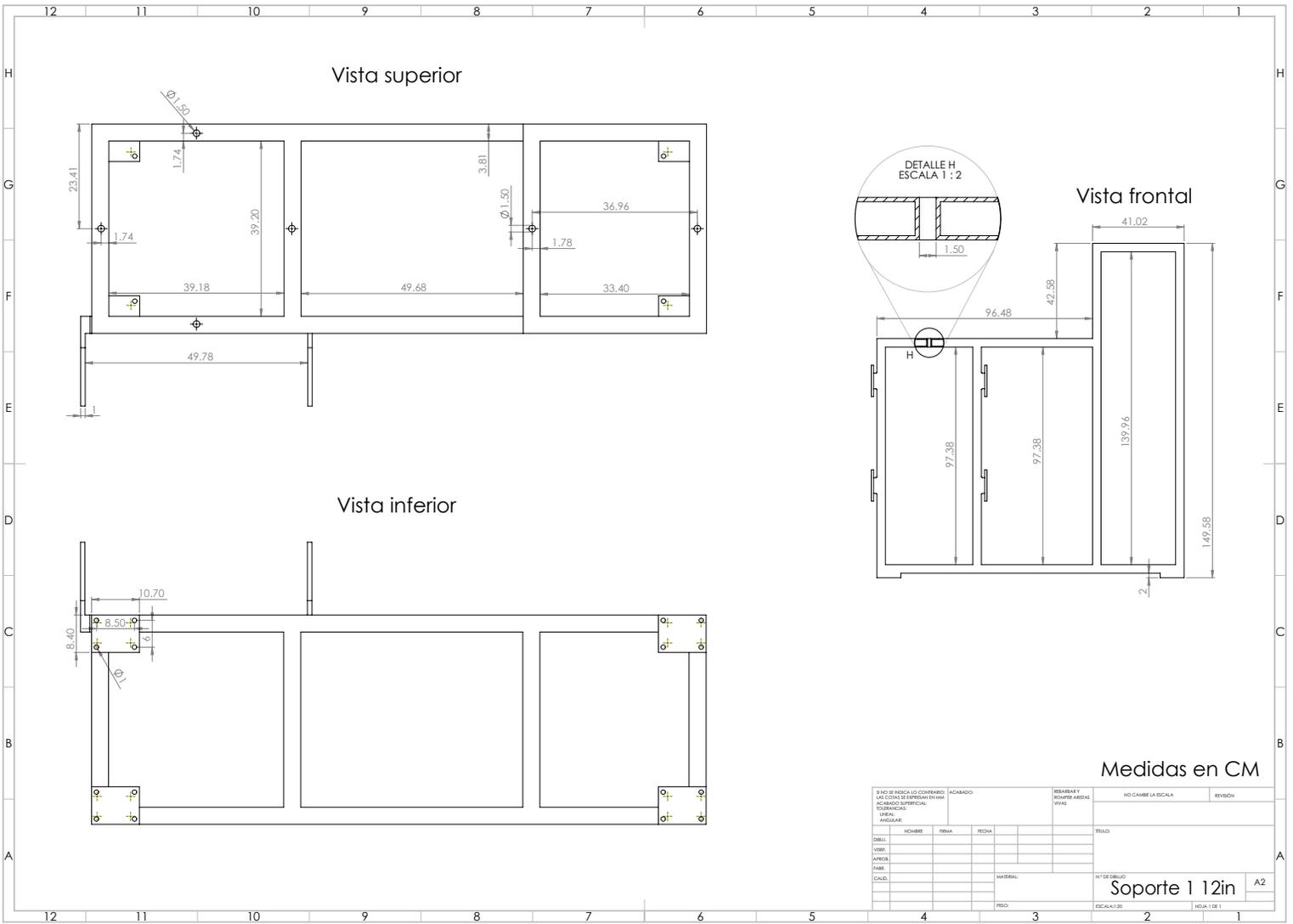


Figura 7.5: Soporte de Calorímetro

# NOMENCLATURA

---

IEA	Agencia Internacional de Energía
CONAVI	Comisión Nacional de Vivienda
INEGI	Instituto Nacional de Estadística y Geografía
COP	Coficiente de desempeño
MCHE	Intercambiadores de calor de micro-canal
GWP	Potencial de calentamiento global
TEWI	Impacto de calentamiento total equivalente
LCCP	Rendimiento climático del ciclo de vida

---

$D_{min}$	Distancia mínima
Q	Carga térmica
U	Coficiente global de transferencia de calor
A	Área
E	Factor de convección de dos fases
S	Factor de supresión de ebullición
G	Velocidad de flujo
$\Delta T$	Diferencial de temperatura media logarítmica
T	Temperatura de fluido refrigerante
t	Temperatura
h	Coficiente de tranferencia de calor convectivo
$h_l$	Coficiente de transferencia de calor del líquido
$h_{nb}$	Coficiente de ebullición
$h_{fg}$	Coficiente de transferencia de calor de vaporización
Re	Número de Reynolds
Pr	Número de Prandtl
k	Coficiente de conducción de calor
d	Diámetro
$X_{tt}$	Parámetro de Martinelli
x	Fracción de vapor
$C_p$	Calor específico
M	Peso molar
Bo	Número de ebullición
Nu	Número de Nusselt
Ra	Número de Rayleigh
Gr	Número de Grashof
g	Gravedad

**Subíndices**

evp	Evaporador
cond	Condensador
1	Entrada
2	Salida
i	interno
o	Externo
l	líquido
c	Combinado
f	Forzado
n	Natural
s	Superficial

**Letras griegas**

$\mu$	Viscosidad
$\rho$	Densidad
$\beta$	Coefficiente de expansión térmica
$\infty$	Temperatura ambiental
$\nu$	Viscosidad cinemática

# BIBLIOGRAFÍA

---

- [1] SENER. Secretaria de energía, 2018. Consultado el 08 de Febrero.
- [2] The intergovernmental panel on climate change. Climate change 2014 - synthesis report. Technical report, The intergovernmental panel on climate change, 2014.
- [3] Joaquin Navarro-Esbri Juan Manuel Mendoza-Miranda, Adrian Mota-Babiloni. Evaluation of r448a and r450a as low-gwp alternatives for r404a and r134a using a micro-fin tube evaporador model. *Applied Thermal Engineering*, 98:330–339, 2016.
- [4] Sertac Ender Vedat Oruc, Atilla G. Devecioglu. Improvement of energy parameters using r442a and r453a in a refrigeration system operating with r404a. *Applied thermal engineering*, 129:243–249, 2018.
- [5] Bernardo Peris Francisco Moles Gumersindo Verdu Adrian Mota-Babiloni, Joaquin Navarro-Esbri. Experimental evaluation of r448a as r404a lower-gwp alternative in refrigeration systems. *Energy conversion and management*, 105:756–762, 2015.
- [6] Jorgen Rogstam Rahmatollah Khodebandeh Pavel Makhnatch, Adrian Mota-Babiloni. Retrofit of lower gwp alternative r449a into an existing r404a indirect supermarket refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 76:184–192, 2017.
- [7] Joaquin Navarro-Esbri Angel Barragan-Cervera Adrian Mota-Babiloni, Jorge Haro-Ortuño. Experimental drop-in replacement of r404a for warm countries

- using the low gwp mixtures r454c and r455a. *International Journal of Refrigeration*, 91:136–145, 2018.
- [8] IPCC. Energy. In *2006 IPCC Guidelines for national greenhouse gas inventories*, volume 2, chapter 2.
- [9] International Energy Agency, 2018. Consultado el 08 de Febrero.
- [10] Enerdata. Total energy consumption, 2018. Consultado el 08 de Febrero.
- [11] International Institute of Refrigeration. *The role of refrigeration in the global economy*, volume 29. Informatory Note on Refrigeration Technologies, 2015.
- [12] INEGI. Instituto nacional de estadística y geografía, 2018. Consultado el 12 de Febrero.
- [13] A.J. Gigiel A.M. Fostera-L. Reinholdt K. Fikiin C. Zilio J.A. Evans, E.C. Hammond. Assessment of methods to reduce the energy consumption of food cold stores. *Applied Thermal Engineering*, 62:697–705, 2014.
- [14] Michael A. Boles Yunes A. Cengel. *Termodinámica*. McGraw Hill, 7 edition, 2011.
- [15] R. J. Dosaat. *Principio de refrigeración*. Continental S.A de C.V., Mexico, D.F., 1ra edition, 1999.
- [16] W. F. Stoecker. *Refrigeración y Acondicionamiento de Aire*. McGraw Hill, 1965.
- [17] Mirna M. Martínez Flores. Desempeño energético debido al uso de estrategias de control en una cámara de clima controlado mediante el índice de desempeño y la eficiencia del sistema de refrigeración. Master's thesis, Universidad Autónoma de Nuevo León, 2016.
- [18] Dusan P. Sekulic Ramesh K. Shah. *Fundamentals of heat exchanger design*. Jhon Wiley and Sons. Inc., 2003.

- 
- [19] A. Pramuanjaroenkij Sadik Kakac, Hongtan L. *Heat Exchangers Selection-Rating and Thermal Design*. Taylor and Francis Group, 3th edition, 2012.
- [20] Juan P.Plazas Monroy. *Los refrigerantes y el medio ambiente*. PhD thesis, Universidad Politécnica de Catalunya, 2012.
- [21] Programa de las Naciones Unidas para el Medio Ambiente. *Protocolo de Montreal relativo a las sustancias que agotan la capa de ozono*. 2000.
- [22] Naciones Unidas. Protocolo de kyoto de la convención marco de las naciones unidas sobre el cambio climático. *Protocolo de Kyoto*, 61702:20, 1998.
- [23] T.C. Welch G.F. Hundy, A.R. Trott. *Refrigeration, air conditioning and heat pumps*, chapter 3, pages 46–48. McGraw-Hill, 2016.
- [24] Kinfe Hailemariam-Nicola Aruber Keith P. Shine, Jan S. Fuglestvedt. Alternatives to the global warming potencial for comparing climate impacts of emissions of greenhouse gases. *Spriger*, 68(3):281–302, 2005.
- [25] Pavel Makhnatch and Rahmatollah Khodabandeh. The role of environmental metrics (GWP, TEWI, LCCP) in the selection of low GWP refrigerant. *Energy Procedia*, 61:2460–2463, 2014.
- [26] The australian institute of refrigeration, air conditioning and heating. *Methods of calculating total equivalent warming impact (TEWI)*, 2012.
- [27] P.S. Hrnjak C.Y. Park. R 410a air conditioning system with microchannel condenser. *International refrigeration and air conditioning conference*, (556), 2002.
- [28] Eric L. Winandy Cristian Cuevas. New approach for performance testing of air cooled condensing units. *Experimental thermal and fluid science*, 27:781–787, 2003.
- [29] Reinhard Radermacher Rebeka Zecirovic Rin Yun, Yunho Hwang. Comparison of performance of a residential air conditioning system using microchannel and

- fin and tube heat exchanger. *International refrigeration and air conditioning conference*, (752), 2006.
- [30] Pega Hrnjak Chang Yong Park. Experimental and numerical study on microchannel and round-tube condensers in a r410a residential air-conditioning system. *International journal of refrigeration*, 31:822–831, 2008.
- [31] Yuebin Yu Yaning Wu-Shuguang Liao Li Ling, Quan Zhang. Study on thermal performance of microchannel separate heat pipe for telecommunication stations: experiment and simulation. *International journal of refrigeration*, (59):198–209, 2015.
- [32] Jiangping Chen Feng Li-Dong Li Xiaoyong Pan Bo Xu, Ying Wang. Investigation of domestic air conditioner with a novel low charge microchannel condenser suitable for hydrocarbon refrigerant. *Measurement*, 90:338–348, 2016.
- [33] Ke Tang Pega Hrnjak Yang Zou, Huize Li. Round tube and microchannel heat exchanger modeling at wet air condition. *International refrigeration and air conditioning conference*, (1774), 2016.
- [34] Zhaogang Qi. Experimental investigation on minichannel parallel flow condenser performance with r22 r410a y r407c. *International journal of refrigeration*, 72:74–80, 2016.
- [35] F. Hidalgo-Mompeán A. López-Belchí F. Illián-Gomez, J.R. García-Cascales. Experimental assessment of the replacement of a conventional fin-and-tube condenser by a minichannel heat exchanger in an air/water chiller for residential air conditioning. *Energy and buildings*, 144:104–116, ●.
- [36] Nasrullah Khan Aun Haider Zahid Saleem-Muhammad S. Saleem Naeem Abas, Ali Raza Kalair. Natural and synthetic refrigerants, global warming: a review. *Renewable and sustainable energy reviews*, 90:557–569, 2018.
- [37] Samuel Yana Motta Ankit Sethi, Gustavo Pottker. Experimental evaluation and field trial of low global warming potencial r404a replacements for comercial

- refrigeración. *Science and technology for the built environment*, 22:1175–1184, 2016.
- [38] Rita Gamberini Alessandro Graziani Fancesco Lolli Alberto Regattieri Marco Bortolini, Mauro Gamberi. Retrofitting of r404a commercial refrigeration systems using r410a and r407f refrigerants. *International journal of refrigeration*, 55:142–152, 2015.
- [39] Vytautas Dagilis Liutauras Vaotkus. Analysis of alternatives to high gwp refrigerants for eutectic refrigerating systems. *International Journal of Refrigeration*, 76:160–169, 2017.
- [40] Angel Barragan Francisco Moles Bernando Peris Adrian Mota-Babiloni, Joaquin Navarro-Esbri. Theoretical comparison of low gwp alternatives for different refrigeration configurations taking r404a as baseline. *International Journal of Refrigeration*, 44:81–90, 2014.
- [41] G. K. A wari V. W. Bhatkar, V. M. Kriplani. Alternative refrigerants in vapour compression refrigeration cycle for sustainable environment: A review of recent research. *International journal environmental science and technology*, 10(4):871–880, 2013.
- [42] G. Davies C.Francis, G. Maidment. An investigation of refrigerant leakage in commercial refrigeration. *International Journal of Refrigeration*, 74:10–19, 2017.
- [43] Md Amirul Islam, K. Srinivasan, Kyaw Thu, and Bidyut Baran Saha. Assessment of total equivalent warming impact (TEWI) of supermarket refrigeration systems. *International Journal of Hydrogen Energy*, 42(43):26973–26983, 2017.
- [44] Christoph Meurer Mercello Riva, Felix Flohr. Lccp vs eco efficiency. *International Refrigeration and air conditioning conference at Purdue*, July 12-20 2006.

- [45] G. Tarlea and M. Vinceriuc. Comparative studies of tewi and cop for different refrigeration systems. *Bull. Transilv. Univ. Brasov BULLET*, 2(51), 2009.
- [46] M. Zhang. Energy analysis of various supermarket refrigeration systems. *International refrigeration and air conditioning conference at purdue*, July 17-20 2006.
- [47] Z. Y. Wang T. Y. Zhang C. R. Liu, H. Q. Wang. Environmental impact evaluation and economy analysis of air conditioning cold and heat source based on tewi index,. *Advanced Materials Research*, 805-806:1551–1557, 2013.
- [48] L. Vaitkus. Low charge transport refrigerator (i). refrigerant charge and strategies of charge reduction. *Mechanika*, 17(6):665–673, 2011.
- [49] H. Macchi Tejada L. Fournaison J. Guilpart D. leducq, H. Roche. Refrigeration system with integrated liquid line and low environmental impact to cite this version. *IIR 1st Workshop on refrigerat charge reduction, cemagref antoni, France*, 2009.
- [50] Vedat Oruc Atilla. G. Devecioglu. The influence of plate-type heat exchanger on energy efficiency and environmental effects of the air-conditioners using r453a as a substitute for r22. *Applied thermal engineering*, 112:1364–1372, 2017.
- [51] R. A. Maciel R. Maykot, G. C. Weber. Using the tewi methodology to evaluate alternative refrigeration technologies. *International refrigeration and air aconditioning conference at purdue*, July 12-15 2004.
- [52] ASHRAE. Methods of testing for rating the performance of positive displacement refrigerant compressors and condensing units that operate at subcritical temperatures of the refrigerant. Technical report, ANSI/ASHRAE Standard 23.1, 2010.
- [53] Proyecto de norma oficial mexicana proy-nom-012-ener-2017- eficiencia energetica de unidades condensadoras y evapoaradoas para refrigeración-limites-métodos de prueba y etiquetado. Technical report, SEGOB, 2017.

- [54] Air-acondicioning, heating and refrigeration institute. *Performance rating of forced-circulation free-delivery unit coolers for refrigeration*, 2016.
- [55] BOHN de México, S.A. de C.V. *Instalación del sistema de refrigeración*, 2008.
- [56] Danfoss. *Guía de aplicaciones*, 2016.
- [57] Tomasz Muszynski Rafal Andrzejczyk. *Performance analyses of helical coil heat exchanger. The effect of external coil surface modification on heat exchanger effectiveness*, volume 37. Archives of thermodynamics, 2016.
- [58] Deyaa M. Mahmood Ali H. Tarrad, Fouad A. Saleh. A thermal assesement for vertical helical immersion coil evaporator in a water chiller. *American Journal of energy and power engineering*, 2(5):62–73, 2015.
- [59] Angelo Maiorino Ciro Aprea. An experimental investigation of the global environmental impact of the r22 retrofit with r422d. *Energy*, 36:1161–1170, 2011.
- [60] V. Sharma O. Abdelaziz B. Fricke R. Radermacher M. Beshr, V. Aute. A comparative study on the environmental impact of supermarket refrigeration systems using low gwp refrigerants. *International journal of refrigerations*, 56:154–164, 2015.
- [61] Shaojia Mo Xiaomin Wu, Shan Hu. Carbon footprint model for evaluting the global warming impact of food transport refrigeration systems. *Journal of cleaner production*, 54:115–124, 2013.
- [62] Qusay R. Al-Amir Khalid A. Joudi. Experimental assessment of residential split type air conditioning sysetems using alternative refrigerante to r22 at hagh ambient temperatures. *Energy conversion and management*, 86:496–506, 2014.
- [63] Giuseppe Panno Vincenzo La Rocca. Experimental performance evaluation of a vapour compression refrigerating plant when replacing r22 with alternative refrigerants. *Applied energy*, 88:2809–2815, 2011.

- 
- [64] C. Gutierrez Perez-Reguera A. Mota-Babiloni J.M. Belman-Flores, A. P. Rodriguez-Munoz. Experimental study of r1234yf as a drop-in replacement for r134a in a domestic refrigerator. *International Journal of refrigeration*, 81:1–11, 2017.
- [65] M. S. Dasgupta Simarpreet Singh. Thermodynamic analysis of a low tewi (r1234yf-r744) cascade system. *Nnational conference on recent trends in mechanical engineering*, 2016.
- [66] Nicola Pagan Lorenzo Pigani, Marco Boscolo. Marine refrigeration plants for passenger ships: Low-gwp refrigerants and strategies to reduce environmental impact. *International journal od refrigeration*, 64:80–92, 2016.
- [67] Programa GEI México. Factor de emisión eléctrico, 2013.
- [68] Secretaria de gobierno. Registro nacional de emisiones, 14 de Mayo de 2018.