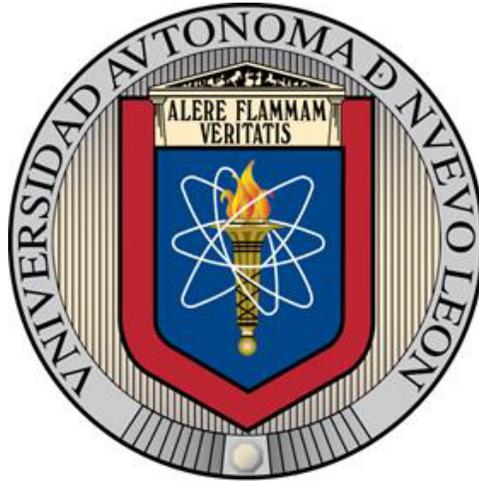


UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA



**MODELADO TRANSITORIO DEL DESEMPEÑO TERMO-ENERGÉTICO
DE UN REFRIGERADOR DOMÉSTICO**

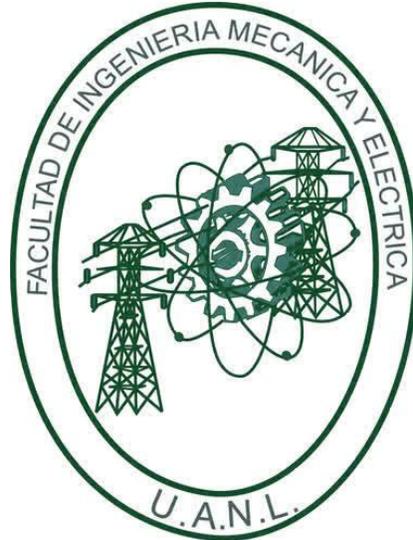
POR

JOSÉ ENRIQUE CAMACHO JIMÉNEZ

**COMO OPCIÓN A OBTENER EL GRADO DE
MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA
CON ORIENTACIÓN EN ENERGÍAS TÉRMICA Y RENOVABLE**

DICIEMBRE, 2016

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



**MODELADO TRANSITORIO DEL DESEMPEÑO TERMO-ENERGÉTICO
DE UN REFRIGERADOR DOMÉSTICO**

POR

JOSÉ ENRIQUE CAMACHO JIMÉNEZ

**COMO OPCIÓN A OBTENER EL GRADO DE
MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA
CON ORIENTACIÓN EN ENERGÍAS TÉRMICA Y RENOVABLE**

**DIRECTOR
DR. SIMÓN MARTÍNEZ MARTÍNEZ
CO-DIRECTOR
DR. FAUSTO A. SÁNCHEZ CRUZ**

DICIEMBRE, 2016

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 «Modelado transitorio del desempeño termo-energético de un refrigerador doméstico.», realizada por el estudiante José Enrique Camacho Jiménez, con número de matrícula 1757852, sea aceptada para su defensa en opción al grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería con Orientación en Energías Térmica y Renovable.

El Comité de Tesis



Dr. Simón Martínez Martínez

Director



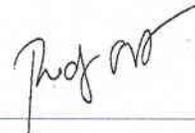
M.C. Miguel García Yera

Revisor



Dr. Fausto A. Sánchez Cruz

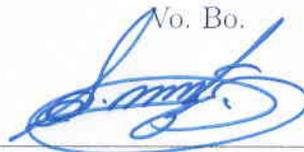
Co-director



Dr. Rodrigo Salgado Ayala

Revisor

No. Bo.



Dr. Simón Martínez Martínez

Subdirección de Estudios de Posgrado

*A mi familia,
especialmente a mis padres, Jose Antonio y Magalis.*

ÍNDICE GENERAL

Agradecimientos	XVI
Nomenclatura	XVIII
1. Introducción	1
1.1. Motivación	1
1.2. Hipótesis	3
1.3. Objetivo principal	3
1.3.1. Objetivos específicos	3
1.4. Metodología	4
2. Antecedentes	8
2.1. Refrigeración doméstica	8
2.2. Principio de operación del sistema de refrigeración	11
2.3. Historia de la refrigeración doméstica	13
2.4. Componentes del sistema de refrigeración	15
2.4.1. Compresor	16

2.4.2.	Intercambiadores de calor	17
2.4.3.	Dispositivo de expansión	20
2.4.4.	Fluidos de trabajo	21
2.5.	Evaluación del desempeño de sistemas térmicos	25
2.5.1.	Modelos análogos	25
2.5.2.	Modelos matemáticos	26
2.5.3.	Modelos físicos	27
2.5.4.	Modelos numéricos	28
3.	Modelado numérico de sistemas térmicos	29
3.1.	Procedimiento de solución	30
3.2.	Desarrollo de un modelo numérico	31
3.3.	Naturaleza de las ecuaciones	31
3.3.1.	Sistema algebraico lineal	32
3.3.2.	Sistema algebraico no lineal	33
3.3.3.	Ecuaciones diferenciales ordinarias	33
3.3.4.	Ecuaciones diferenciales parciales	34
3.4.	Estado del arte del modelado de sistemas de refrigeración	34
4.	Transferencia de calor y masa en refrigeradores	39
4.1.	Cargas térmicas	39
4.2.	Modelado del circuito de refrigeración por compresión de vapor	43

4.2.1. Compresor	44
4.2.2. Condensador	46
4.2.3. Tubo capilar	47
4.2.4. Evaporador	50
4.3. Modelado de compartimentos refrigerados	53
4.3.1. Incorporación de inercia térmica	56
4.4. Consumo de energía	59
4.5. Arquitectura y algoritmo del código numérico	60
4.5.1. Acoplamiento	60
4.5.2. Programación modular	61
4.5.3. Ejecución de la simulación numérica	66
5. Ensayos experimentales	70
5.1. Refrigerador para el estudio	70
5.2. Instalaciones y equipos utilizados	73
5.2.1. Cámara climática	73
5.2.2. Sistema de adquisición de datos	74
5.3. Instrumentación del refrigerador	78
5.4. Metodología de prueba	83
5.4.1. Prueba PULL DOWN	83
5.4.2. Caracterización del control del refrigerador	85

5.5. Cálculo de consumo energético	87
6. Resultados y discusión	89
6.1. Diseño de experimentos numérico	89
6.1.1. Sección I: Resultados del diseño de experimentos numérico . . .	92
6.2. Diseño de experimentos físico	102
6.3. Sección II: Resultados de diseño de experimentos físico	103
6.4. Diseño de experimentos con nuevos ajustes	108
6.5. Sección III: Resultados de diseño de experimentos con implementación de nuevos ajustes.	109
7. Conclusiones y trabajo futuro	116
7.1. Conclusiones	116
7.2. Trabajo futuro	118

ÍNDICE DE FIGURAS

1.1. Diagrama de secuencia de fases realizadas para el desarrollo del proyecto.	5
2.1. Consumo energético residencial [5].	9
2.2. Esquema de componentes principales de un refrigerador doméstico.	12
2.3. Sistema de refrigeración diseñado por Jacob Perkins [7].	14
2.4. Diagrama P - h , ciclo ideal de compresión de vapor.	15
2.5. Clasificación de los compresores.	16
2.6. Compresor hermético recíprocante [11].	17
2.7. Evaporador tipo tubo-aletado.	19
2.8. Condensador tipo tubo y alambre.	20
2.9. Tubo capilar comercial.	21
2.10. Transferencia de calor por conducción a través de una pared multicapa, analogía con un circuito eléctrico.	26
3.1. Representación de entradas y salidas en un sistema físico real por un modelo numérico.	30

4.1. Comparación de las temperaturas promedio de las cavidades de un refrigerador vacío vs el mismo refrigerador con una inercia térmica del 25 % de su capacidad total.	40
4.2. Diagrama esquemático del refrigerador con representación de las cargas térmicas que impactan en el desempeño del mismo.	43
4.3. Diagrama esquemático del modelo del compresor, acompañada del diagrama $P - h$	45
4.4. Diagrama esquemático del condensador, y su respectivo diagrama $P - h$.	46
4.5. Disposición real del dispositivo de expansión.	48
4.6. (a) Diagrama esquemático de la interacción del tubo capilar con la línea de succión. (b) Diagrama $P - h$, los puntos de los estados están identificados de acuerdo al diagrama (a), la flecha segmentada indica la dirección de la transferencia de calor desde el tubo capilar, punto (3), a la línea de succión, punto (1).	49
4.7. Comportamiento de temperatura en las cavidades durante un ciclo de compresor.	59
4.8. Diagrama de bloques de entradas y salidas de cada uno de los modelos.	61
4.9. Diagrama de flujo del algoritmo para la simulación global del refrigerador.	69
5.1. Refrigerador doméstico empleado para el caso de estudio.	72
5.2. Cámara de ambiente controlado utilizada en las pruebas experimentales.	74
5.3. Módulo de adquisición de temperaturas NI 9214.	75
5.4. Sistema de control embebido cRIO 9024.	75

5.5. Transductor de presión, Modelo AKS 32 Marca Danfoss.	76
5.6. Imagen de la interfaz gráfica del programa para la adquisición de presiones.	77
5.7. Módulo de adquisición de voltaje NI 9227 C Series.	78
5.8. Módulo de adquisición de corriente NI 9225 C Series.	78
5.9. Diagrama esquemático de ubicación de la instrumentación empleada.	79
5.10. Refrigerador instrumentado con termopares tipo “T”.	80
5.11. Válvula de servicio y transductor instalado en la succión del compresor.	82
5.12. Válvula de servicio y transductor instalado en la descarga del compresor.	82
5.13. Abatimiento de las temperaturas promedio del aire en el interior de las cavidades (T_{cf} = Temperatura promedio del aire en el compartimento congelador, T_{cr} = Temperatura promedio del aire en el compartimento refrigerador).	84
5.14. Evolución de las presiones de succión y descarga.	85
5.15. Variación de las temperaturas promedio en ambas cavidades bajo el ajuste $MIN - MIN$, $T_A=21.1^{\circ}C$	86
5.16. Variación de las temperaturas promedio en ambas cavidades bajo el ajuste $MED - MED$, $T_A=21.1^{\circ}C$	86
5.17. Variación de las temperaturas promedio en ambas cavidades bajo el ajuste $MAX - MAX$, $T_A=21.1^{\circ}C$	87
6.1. Inercias térmicas ingresadas para cada uno de los escenarios propuestos, incluyendo ensayos experimentales y modelado a través del código numérico.	92

6.2. Comparación entre los factores de inercia térmica, variación temporal de las temperaturas del aire en las cavidades, $T_A = 32.2^{\circ}C$ y Ajuste = MED-MED.	94
6.3. Consumo de energía para diferentes porcentajes de inercia térmica, $T_A = 32.2^{\circ}C$ y Ajuste = MED-MED.	95
6.4. Comparación entre los factores de ajuste del refrigerador, variación temporal de las temperaturas del aire en las cavidades $T_A = 32.2^{\circ}C$ Inercia = 15 %.	96
6.5. Consumo de energía para las diferentes factores de ajustes del termostato, $T_A = 21.1^{\circ}C$ Inercia = 15 %.	97
6.6. Comparativa entre los factores de temperatura ambiente, variación temporal de las temperaturas del aire en las cavidades Ajuste= MED-MED, Inercia = 15 %.	99
6.7. Consumo de energía para los factores de temperatura ambiente, Ajuste= MED-MED, Inercia = 15 %.	100
6.8. Comparativa de los consumos de energía de los 24 escenarios de simulación.	101
6.9. Variación temporal de las temperaturas del aire en los compartimentos refrigerados, Tratamiento 3 : $T_A = 21.1^{\circ}C$ Ajuste= MED-MED, Inercia= 0 %.	104
6.10. Variación temporal del consumo de energía del refrigerador, Tratamiento 3 : $T_A = 21.1^{\circ}C$ Ajuste= MED-MED, Inercia= 0 %.	105
6.11. Variación temporal de las temperaturas del aire en los compartimentos refrigerados, Tratamiento 10 : $T_A = 32.2^{\circ}C$ Ajuste= MED-MED e Inercia = 30 %.	106

6.12. Variación temporal del consumo de energía del refrigerador, Tratamiento 10 : $T_A = 32.2^{\circ}C$ Ajuste= MED-MED e Inercia = 30 %. . . . 107

6.13. Variación temporal de las temperaturas del aire en los compartimentos refrigerados, Tratamiento 1 : $T_A = 21.1^{\circ}C$ Ajuste= MAX-MAX* e Inercia = 30 %. 110

6.14. Variación temporal del consumo de energía del refrigerador, Tratamiento 1 : $T_A = 21.1^{\circ}C$ Ajuste= MAX-MAX* e Inercia = 30 %. . . . 111

6.15. Variación temporal de las temperaturas del aire en los compartimentos refrigerados, Tratamiento 7 : $T_A = 32.2^{\circ}C$ Ajuste= MAX-MAX* e Inercia = 30 %. 112

6.16. Variación temporal del consumo de energía del refrigerador, Tratamiento 7 : $T_A = 32.2^{\circ}C$ Ajuste= MAX-MAX* e Inercia = 30 %. . . . 113

6.17. Comparativa de consumos energéticos entre las simulaciones con ajuste modificado y ajuste original. 115

ÍNDICE DE TABLAS

2.1. Introducción cronológica de los fluidos refrigerantes [12].	23
4.1. Soluciones obtenidas del desarrollo del modelo de la cavidad refrigerador.	55
4.2. Parámetros Ω y β para la cavidad del refrigerador.	55
4.3. Soluciones obtenidas del desarrollo del modelo de la cavidad congelador.	55
4.4. Parámetros Ω y β para la cavidad del congelador	56
4.5. Propiedades termofísicas del hielo y agua.	58
4.6. Fluidos puros y pseudopuros que incluye Coolprop.	65
4.7. Parámetros empíricos obtenidos de estudios desarrollados anterior- mente, [24–26]	66
5.1. Especificaciones técnicas del refrigerador en estudio.	71
5.2. Ubicación de los sensores de temperatura en el circuito de refrigeración.	81
5.3. Características del control del refrigerador.	87
6.1. Diseño de experimentos numérico.	90
6.2. Diseño de experimentos físico.	103

6.3. Diferencias entre los resultados experimentales y simulación.	108
6.4. Diseño de experimentos con implementación de nuevos ajustes.	109
6.5. Consumo de energía para los diferentes tratamientos con implemen- tación de nuevos ajustes.	114

AGRADECIMIENTOS

Primeramente quiero agradecer a mis padres, José Antonio y Magalis por inculcarme excelentes valores y brindarme una familia especial de la que me encuentro plenamente orgulloso, y por su continuo apoyo que a pesar de la distancia siempre fueron un pilar a lo largo de mi trayectoria en esta etapa de mi carrera profesional.

A mis hermanos: Jose Antonio y Joanmaly, les agradezco por estar siempre presentes apoyándome.

A toda mi familia en mi país, en mi amada Venezuela, que sé que a pesar de la distancia siempre me recuerdan y me desean lo mejor, especialmente a mi tía Jaqueline por su constante soporte y sus palabras de aliento en todo momento.

También quisiera realizar un especial agradecimiento a la Familia Carrizales, por adoptarme como otro integrante en su grupo familiar desde el día que llegue a Monterrey (15 de Agosto del 2014), y por todas las vivencias compartidas.

Agradezco a la Familia Casanova Carrizales, Sr. Javier y Sra. Paty por todo su soporte en el inicio y a lo largo del cumplimiento de esta meta profesional.

Quisiera realizar un reconocimiento especial a mi compañera en todos los ámbitos, por su apoyo incondicional en los aspectos personales, laborales y académicos, gracias por todo Jéssica y que sigamos alcanzando metas juntos.

A la empresa Whirlpool y al Dr. Rodrigo Salgado por compartir sus conocimientos y abrirme las puertas para la colaboración en proyectos de gran relevancia.

A la empresa Danfoss por su aportación en el área técnica de este trabajo, específicamente por proporcionar parte de la instrumentación necesaria para desarrollar los ensayos experimentales.

Agradezco al pueblo y al Gobierno de los Estados Unidos Mexicanos, por recibirme como uno más de sus compatriotas, por su hospitalidad y apoyo en este bello país, al Instituto Federal CONACyT por el apoyo económico con número 386763, recibido durante mi estancia en el desarrollo de mis estudios de posgrado; de igual manera agradezco a la Universidad Autónoma de Nuevo León y a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, por permitirme que esta institución fuera mi tercera casa de estudios.

Al cuerpo académico del programa de maestría: Dr Simón Martínez Martínez por su colaboración como director de este proyecto, su plena disposición y apoyo en lo que respecta a mi estancia a través de la maestría, al Dr. Fausto Sánchez por su labor como profesor, coordinador de la maestría y sus valiosas enseñanzas, de igual forma quiero agradecer a los profesores: Dra. Elvira Martínez, M.C. Jaime Armendáriz, M.C. Miguel Yera, Dr. Max Salvador, Dr. Santos Méndez, Dr. Arturo Morales, Dr. Oscar de la Garza por compartir sus valiosos conocimientos que aportaron a mi crecimiento profesional y personal.

Al M.C Hugo Ramírez por todos sus consejos y tutoría proporcionada durante esta etapa.

Al Fis. Andrés Patiño por todos los consejos, enseñanzas, soporte y amistad brindada desde mis inicios en esta maestría.

Quiero agradecer a el grupo de estudios GETR (Grupo de Energías Térmica y Renovable) a cada estudiante, en especial a mis panas: Omar Torres, Asley Bautista, Adolfo Benítez, César Ramirez, Victor Madrid, Carlos Uder, Mario Chapa, Jesús Juarez, Hernán Ramírez, Alberto Arenas, Pablo Gordo, Luis Rua, Alfredo Jiménez.

NOMENCLATURA

Mayúsculas

A	—	Área, [m ²]
C	—	Capacidad térmica, [J/K]
EC	—	Consumo de energía durante un ciclo, [kW]
EP	—	Consumo de energía durante un período de prueba, [kWh]
K	—	Factor de corrección adimensional, [-]
N	—	Frecuencia de giro, [Hz]
P	—	Presión, [Pa]
Q	—	Calor transferido, [W]
\dot{Q}	—	Flujo volumétrico, [m ³ /s]
T	—	Temperatura, [°C]
U	—	Coefficiente global de transferencia de calor, [W/m ² K]
R	—	Resistencia térmica, [K/W]
V	—	Volúmen, [m ³]
W	—	Trabajo, [W]
$MAX - MAX$	—	Ajuste del refrigerador en posición máxima, [°C]
$MED - MED$	—	Ajuste del refrigerador en posición media, [°C]
$MIN - MIN$	—	Ajuste del refrigerador en posición mínima, [°C]

Minúsculas

c_p	—	Calor específico a presión constante, [J/kg K]
h	—	Entalpía, [J/kg]
\dot{m}	—	Flujo másico, [kg/s]
m	—	masa, [kg]
q'''	—	Flujo de calor por unidad de volúmen, [W/m ³]
r	—	Fracción de masa de aire, [-]
t	—	Tiempo, [s]
x	—	Coordenada longitudinal, [m]
y	—	Coordenada transversal, [m]

Letras griegas

α	—	Difusividad térmica, [W/m ² K]
Δ	—	Diferencia.
η	—	Eficiencia, [-]
ρ	—	Densidad, [kg/m ³]
Φ	—	Factor de corrección de la conductancia térmica, [W/K]

Subíndices

1	—	Entrada al compresor.
2	—	Salida del compresor ó entrada al condensador.
3	—	Salida del condensador ó entrada al tubo capilar.
4	—	Salida del tubo capilar ó entrada al evaporador.
5	—	Salida del evaporador.
a	—	Aire.

<i>ant</i>	—	Paso de tiempo anterior.
<i>A</i>	—	Ambiente.
<i>cf</i>	—	Compartimento del congelador.
<i>cr</i>	—	Compartimento del refrigerador.
<i>e</i>	—	Evaporador.
<i>c</i>	—	Condensador.
<i>F</i>	—	Ventilador.
<i>g</i>	—	Global.
<i>ie</i>	—	Entrada al evaporador.
<i>k</i>	—	Compresor.
<i>m</i>	—	Interfase.
<i>oe</i>	—	Salida del evaporador.
<i>r</i>	—	Refrigerante.
<i>TC</i>	—	Tubo capilar.
<i>v</i>	—	Volumétrica.
<i>X</i>	—	Desde <i>cr</i> hasta <i>cf</i> .
<i>h</i>	—	Hielo.
<i>w</i>	—	Agua.

Acrónimos

<i>AIE</i>	—	Agencia Internacional de Energía.
<i>CFD</i>	—	Computational Fluid Dynamics.
<i>COP</i>	—	Coefficient Of Performance.
<i>DAE</i>	—	Differential Algebraic Equation.
<i>HFC</i>	—	Hydrofluorocarbons.
<i>ODE</i>	—	Ordinary Differential Equation.
<i>PDE</i>	—	Partial Differential Equation.
<i>RTD</i>	—	Resistance Temperature Detector.

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

1.1 MOTIVACIÓN

La demanda energética a nivel mundial se ha incrementado de manera drástica en las últimas décadas, principalmente como consecuencia del crecimiento acelerado de la población y por la demanda que hoy en día la sociedad requiere. En respuesta a ésto, las principales entidades gubernamentales de distintos países han decidido buscar posibles soluciones a esta problemática, una de ellas es el uso eficiente de la energía, por lo que los altos líderes han creado y desarrollado estrategias de regularización y control del consumo de energía tanto a nivel industrial como a nivel doméstico. Se cree que la implementación de distintas políticas auspiciadas por todos los países interesados en la toma de conciencia de sus ciudadanos, en cuanto al ahorro energético, aunado al uso de productos de bajo consumo o de alta eficiencia energética, conllevará a la reducción de todos los agentes contaminantes que hoy en día están deteriorando aceleradamente el planeta.

Actualmente, se cuenta con dispositivos que facilitan nuestra vida diaria, así mismo, estos dispositivos demandan un cierto consumo energético, energía que en su mayoría se provee a partir de combustibles fósiles. En lo que se refiere a las cargas energéticas a nivel doméstico, el sistema de refrigeración, en sus dos aplicaciones:

sistemas para el acondicionamiento de aire, y el dispositivo para la conservación de alimentos, refrigerados y congelados, es decir, el refrigerador doméstico, es el electrodoméstico que más consume energía eléctrica dentro del hogar. Sin embargo, según la Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía (CONUEE) en el año 2015, del consumo total de energía eléctrica en una residencia, el 29% es consumido por el refrigerador [1]; siendo así el aparato eléctrico que más energía consume con 575 W-h, esto debido a los estrictos parámetros que deben seguirse para mantener los alimentos dentro de sus compartimentos en buen estado; el refrigerador debe estar encendido las 24 horas, los 365 días del año, por lo que se le considera como una carga que existe de manera constante y lo hace representar un gran porcentaje del consumo total de energía en cualquier vivienda.

Las estadísticas indican que hay aproximadamente 1 billón de refrigeradores domésticos en todo el mundo, y sólo la demanda para el año 2004 fue de 71.44 millones de unidades (incluyendo 11.2 en China, 10.7 en los Estados Unidos, 4.43 en Japón, 3.36 en la India y 3.14 en Brazil). En países en desarrollo, la producción está aumentando de manera constante, la producción total aumentó un 30% en el año 2000 [2]. Es por todo lo anterior que existe un fuerte interés en desarrollar conocimiento y tecnología que conlleven a una disminución en el consumo energético así como a un aumento en la eficiencia energética de dichos electrodomésticos.

Por todo lo antes expuesto es que se propone en este trabajo, desarrollar un código computacional que permita conocer por medio de modelos de transferencia de calor y masa, las temperaturas promedio en el interior de las cavidades refrigeradas, así como el consumo energético del mismo bajo ciertos parámetros de operación, todo esto con el objetivo de seleccionar un modo de operación eficiente del refrigerador, el cual opere bajo un modelo de bajo consumo energético y sin comprometer el buen estado de los alimentos que en éste se almacenan. El modelado numérico representa una excelente opción, ya que con su implementación es posible realizar predicciones aproximadas, con desviaciones del $\pm 10\%$ para el consumo energético y de $\pm 1^\circ C$ para las temperaturas del aire dentro de las cavidades refrigeradas [3], contribuyendo con

ello, al ahorro en tiempo y dinero que conlleva realizar pruebas experimentales.

1.2 HIPÓTESIS

Para conocer el comportamiento termo-energético de un refrigerador se realizan pruebas experimentales, donde se adquieren las magnitudes de las variables más importantes, tales como: temperatura, presión, voltaje y corriente eléctrica, esto con el fin de proponer estrategias para reducir el consumo energético; este tipo de pruebas son de gran utilidad, pero con un alto costo en tiempo y dinero. Se propone desarrollar un código computacional que prediga el comportamiento térmico y determine el consumo energético de un refrigerador bajo diferentes condiciones de operación, esto mediante balances de energía y masa en cada uno de los componentes del ciclo de refrigeración, así como en las cavidades refrigeradas. El modelo proporcionará las magnitudes de las temperaturas promedio en las cavidades en régimen transitorio, además del consumo de energía del refrigerador.

1.3 OBJETIVO PRINCIPAL

Modelar el desempeño termo-energético de un refrigerador doméstico tipo “*top-mount*” en régimen transitorio, el modelo permitirá predecir las temperaturas promedio en las cavidades y el consumo de energía.

1.3.1 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Seleccionar los modelos matemáticos para predecir las condiciones térmicas en las cavidades refrigeradas.
- Resolver de forma acoplada los modelos matemáticos bajo soluciones transito-

rias.

- Evaluar el comportamiento térmico y su relación con el consumo energético del sistema de refrigeración bajo diferentes escenarios de operación a través de un diseño de experimentos. En particular, incorporar inercia térmica en los compartimentos del congelador y refrigerador para evaluar el efecto que ésta tiene sobre el comportamiento del sistema de refrigeración.
- Proponer nuevos modos de operación que promuevan un bajo consumo de energía.
- Validar los resultados obtenidos de los modelos numéricos mediante su comparación con resultados obtenidos experimentalmente.

1.4 METODOLOGÍA

El presente trabajo de tesis se desarrolla en ocho fases, las cuales cuentan con diferentes actividades específicas cada una. En la figura 1.1 se ilustra la secuencia de actividades desarrolladas.

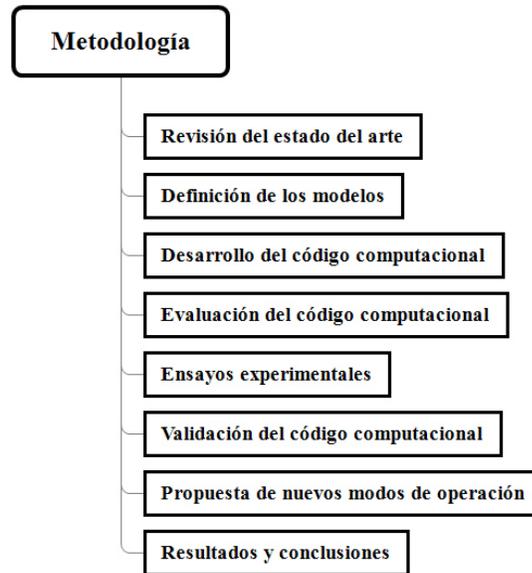


Figura 1.1: Diagrama de secuencia de fases realizadas para el desarrollo del proyecto.

FASE I: Revisión del estado del arte

Se identifican las investigaciones de mayor relevancia para la recopilación de información acerca del estado actual del conocimiento en lo que respecta al modelado de sistemas de refrigeración, específicamente en refrigeradores domésticos, para esta búsqueda se empleó la base de datos disponible en la red de la Universidad Autónoma de Nuevo León, que cuenta con libre acceso en línea a una gran variedad de revistas de investigación, tales como: ScienceDirect, Springer, Wiley, entre otras.

FASE II: Definición de los modelos

Se definen los modelos a los que se les dará solución, en este caso, se desarrolla un modelo que describe la transferencia de calor a través de las cavidades refrigeradas en régimen transitorio; y un modelo en régimen permanente para los elementos que conforman el circuito de refrigeración, a través de la aplicación de balances de masa y energía para cada uno de los componentes del sistema.

FASE III: Desarrollo del código computacional

En esta fase se desarrolla el código computacional, principalmente se integran los modelos definidos en la FASE II en el lenguaje de programación *FORTRAN 95*, el mismo es dividido en diferentes subrutinas y gerenciado por una rutina principal. El código computacional será capaz de predecir las magnitudes de las temperaturas en las cavidades y en el ciclo de refrigeración, así como el consumo de energía bajo ciertas condiciones dadas.

FASE IV: Evaluación del código computacional Se define y realiza un diseño de experimentos que involucra la variación de diversos factores, los resultados de éste arrojarán información crucial para la propuesta de nuevos modos de operación que mantengan las temperaturas de los compartimentos por debajo de las temperaturas críticas requeridas para la conservación de alimentos y que vayan de la mano de un bajo consumo de energía.

FASE V: Ensayos experimentales

En esta etapa se realizan una serie de ensayos experimentales bajo diferentes condiciones de operación a un refrigerador doméstico del tipo “*top-mount*”, los cuales se encuentran plasmados en un diseño de experimentos. El refrigerador es situado dentro de una cámara de ambiente controlado debidamente instrumentado según la norma vigente, y se ejecutan las pruebas con variaciones en la temperatura ambiente, el ajuste de control del refrigerador y la carga térmica en su interior; a partir de estos ensayos se obtienen las magnitudes de presión y temperatura en el circuito de refrigeración, las temperaturas promedio en las cavidades y el consumo de energía del refrigerador.

FASE VI: Validación del código computacional

Se determina la fiabilidad y exactitud del modelo numérico desarrollado, mediante un análisis comparativo entre los resultados obtenidos numéricamente y los resultados arrojados por los ensayos experimentales.

FASE VII: Propuesta de nuevos modos de operación. En esta fase se

realiza la modificación del ajuste del refrigerador, de igual forma se propone un diseño de experimentos donde se evaluará el nuevo ajuste del termostato bajo diferentes escenarios, posteriormente se compararán los resultados con las simulaciones ejecutadas con el ajuste original del refrigerador.

FASE VIII: Resultados y conclusiones

Se realiza una discusión con base en los resultados obtenidos de los diferentes experimentos, y finalmente se plasman las conclusiones más relevantes de la investigación.

CAPÍTULO 2

ANTECEDENTES

2.1 REFRIGERACIÓN DOMÉSTICA

La industria de la refrigeración doméstica en México representa una parte importante de la industria manufacturera, con ventas de 356 millones de dólares en el año 2010 para los equipos de 7 a 11 pies cúbicos y de más de 1350 millones de dólares para los equipos de más de 11 pies cúbicos [4]. Actualmente la industria de la refrigeración enfrenta retos importantes en cuanto a la reducción en el consumo de energía eléctrica, en el año 2011, la Secretaría de Energía (SENER) en conjunto con la Agencia Internacional de Energía (AIE) publicaron un informe en el que se detalla el consumo de energía residencial a nivel nacional, entre las cifras publicadas en este informe se destaca, que en el año 2008, los refrigeradores consumieron un 40.3% de la electricidad total consumida por el área residencial, la iluminación ocupó un 27.2%, 12.5% los televisores y equipos de entretenimiento, 8.7% aires acondicionados y ventiladores, 5.6% las planchas, 3.0% las lavadoras, 1.4% los hornos de microondas, 0.4% los equipo de cómputo, 0.4% las bombas de agua y 0.5% otros electrodomésticos, posicionando así en primer lugar a los refrigeradores como el dispositivo con mayor participación en el consumo total de electricidad a nivel residencial. En la figura 2.1, se muestran gráficamente los indicadores de consumo energético a nivel residencial recabados en el documento *Indicadores de Eficiencia*

Energética en México: 5 Sectores, 5 Retos [5].

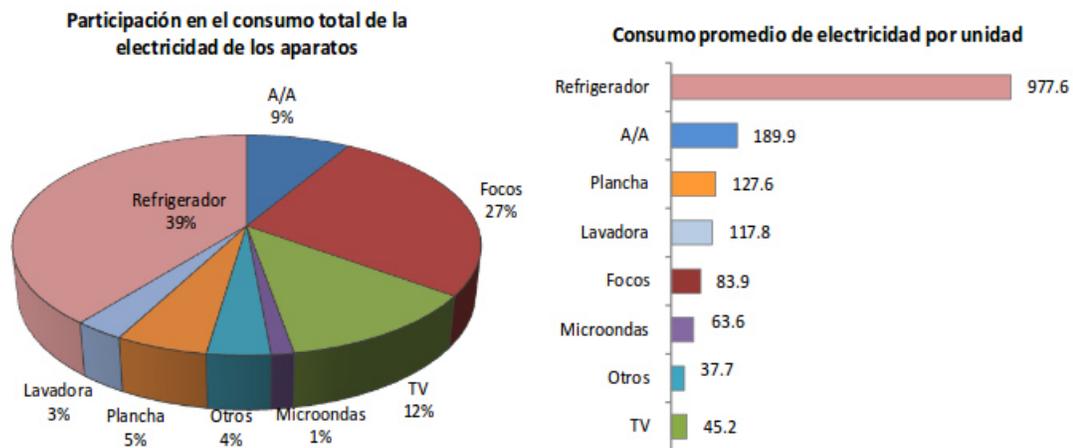


Figura 2.1: Consumo energético residencial [5].

La refrigeración es una rama de la ciencia que involucra el proceso de reducir y mantener la temperatura de un espacio o un producto, más baja que la temperatura del ambiente que los rodea. Específicamente, la función del sistema de refrigeración en un refrigerador doméstico, es disminuir la temperatura del aire que se encuentra en su interior, gracias a una secuencia de cambios de estado que experimenta un fluido refrigerante a través de un circuito en el que se le va forzando alternativamente a comprimirse y expandirse.

Actualmente, se conocen diferentes tipos de sistemas de refrigeración, entre ellos se destacan:

- **Por compresión de vapor**

Los componentes principales de un sistema por compresión de vapor son: compresor, evaporador, condensador y dispositivo de expansión. El principio básico de este tipo de sistemas consiste en comprimir un fluido refrigerante en

estado gaseoso mediante un compresor, posteriormente en el condensador el fluido cede energía al medio ambiente ocurriendo un cambio de fase al disminuir su temperatura; seguidamente el fluido se transporta hacia un dispositivo de expansión en el cual es estrangulado con el fin de disminuir su presión y temperatura; finalmente el refrigerante ingresa al evaporador donde ocurre un intercambio de energía con el medio el cual requiere ser refrigerado.

- **Por absorción**

Este tipo de sistemas se basan físicamente en la capacidad que tienen algunas sustancias, tales como el agua y algunas sales como el Bromuro de Litio, para absorber, en fase líquida, vapores de otras sustancias tales como el Amoníaco y el agua destilada. La diferencia de presiones en este tipo de sistemas se consigue aportando calor a una mezcla del refrigerante y la sustancia absorbidora, los componentes principales de este tipo de sistemas son: generador, absorbedor, evaporador, condensador, bomba y dispositivo de expansión. En el generador donde se aporta calor, el refrigerante se separa del absorbente por ebullición, recorre el circuito de alta presión donde se condensa hasta evaporarse nuevamente en la zona de baja presión, donde se asocia con el absorbente para regresar los dos fluidos en estado líquido al generador, posteriormente el ciclo reinicia.

- **Termo-eléctrica**

La refrigeración termoeléctrica está basada en el efecto Peltier, este efecto ocurre cuando se aplica cierta tensión a un arreglo de elementos semiconductores, lo que ocasiona un gradiente de temperaturas entre dos superficies ubicadas en los extremos de los semiconductores. Al tratarse de un sistema completamente estático, sin partes móviles, y alimentado únicamente por corriente continua, es muy útil en todas aquellas aplicaciones en donde la carga a refrigerar esté en movimiento. Además, a ello se une la ausencia de ruido. A pesar de su costo, constituye en muchos casos, la única solución viable en aplicaciones tales como la refrigeración de equipos electrónicos móviles, refrigeradores clínicos portáti-

les y en general en todos aquellos sistemas que por diversas razones (movilidad, ruido, etc.) no les son de aplicación los sistemas convencionales de compresión y absorción.

2.2 PRINCIPIO DE OPERACIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

El refrigerador doméstico es un dispositivo cuya finalidad consiste en preservar alimentos refrigerados o congelados controlando la temperatura en su interior; está constituido básicamente por: un sistema de refrigeración para la remoción de calor y compartimentos aislados térmicamente. La figura 2.2 muestra un esquema de los componentes principales de un refrigerador doméstico, el tipo de sistema de refrigeración comúnmente utilizados en los refrigeradores domésticos son los de compresión mecánica de vapor.

El proceso de extracción de calor es realizado mediante el acoplamiento de cuatro componentes básicos: compresor, evaporador, condensador y un medio de expansión; estos dispositivos en conjunto con un fluido refrigerante, son capaces de refrigerar cualquier recinto. Básicamente se aprovechan las propiedades termofísicas de un fluido y el uso de los dispositivos acoplados para propiciar un intercambio energético a través del evaporador, entre el fluido refrigerante y el aire interno en la cavidad.

Dentro del ciclo de refrigeración existen dos regiones fácilmente identificables: una zona de alta presión y una zona de baja presión; en principio, el compresor reciprocante succiona el fluido refrigerante como vapor sobrecalentado, éste se encarga de sobrecalentarlo aumentando su presión y temperatura; posteriormente, el fluido entra al condensador (zona de alta presión) en donde ocurre una disminución en su temperatura por acción del intercambio de energía con el medio ambiente. El

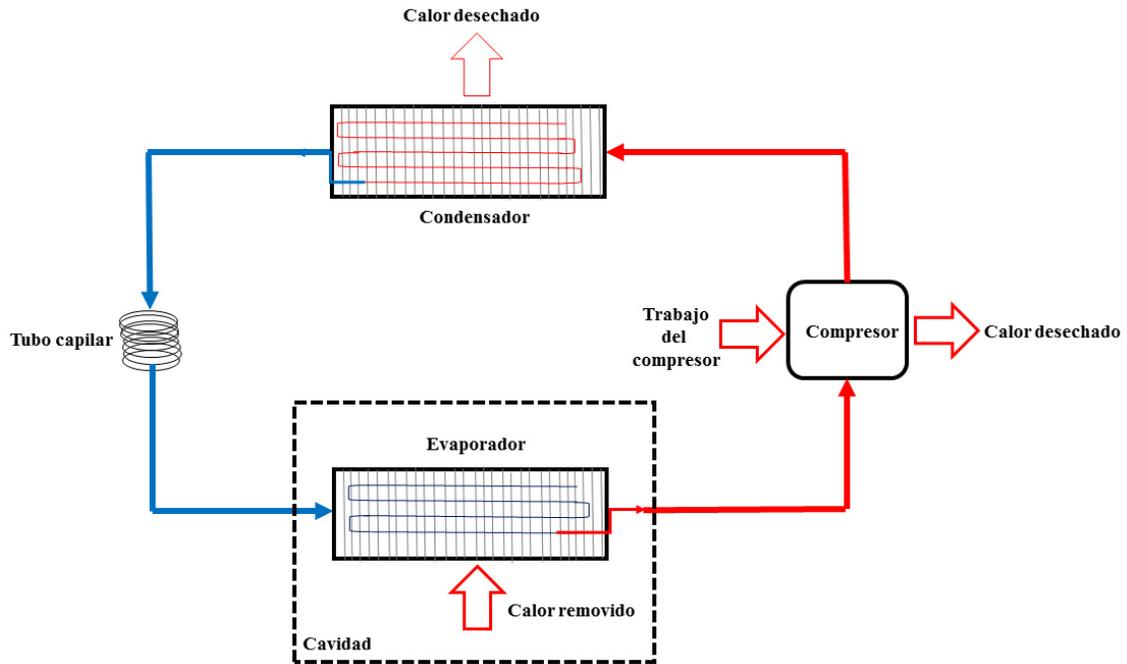


Figura 2.2: Esquema de componentes principales de un refrigerador doméstico.

refrigerante ahora ingresa al medio de expansión como líquido saturado, en donde es estrangulado propiciando una abrupta caída de presión en él; seguidamente, el fluido ingresa al evaporador (zona de baja presión) con las condiciones necesarias para que se promueva la transferencia de calor entre el fluido refrigerante y el aire circundante; a medida que el fluido refrigerante se transporta a lo largo del evaporador, el refrigerante absorbe la energía contenida en la cavidad, lo que propicia un cambio de fase en el fluido refrigerante que pasa de líquido a vapor sobrecalentado. Es de gran importancia que el ingreso del refrigerante en el compresor sea totalmente en forma gaseosa; sucesivamente el ciclo vuelve a comenzar.

La refrigeración por compresión de vapor se obtiene a través de evaporación a bajas temperaturas de un fluido llamado refrigerante, dado que son sustancias puras, la presión tiene una relación directa con la temperatura durante el cambio de fase, la temperatura del medio puede ser controlada a través de la presión de evaporación, que a su vez es controlada por la acción de un compresor.

2.3 HISTORIA DE LA REFRIGERACIÓN DOMÉSTICA

En 1805, el inventor estadounidense Oliver Evans se le ocurre la idea de combinar el principio de evaporación a baja presión y el principio de condensación a alta presión, diseñando así la primera máquina refrigerante. Diez años después, su compatriota, el doctor John Goorrie, un médico de Florida, construyó una máquina para hacer hielo basado en el diseño de Evans, con el propósito de enfriar el aire que estaría destinado para sus pacientes de fiebre amarilla. Años más tarde, Jacob Perkins, residente de Londres, fabricó por primera vez en la historia el hielo artificial, cuando sus empleados le presentaron la primera muestra, él se limitó a decir: “*Verdaderamente está muy frío*”, éste fue un paso importante para la fabricación de los primeros refrigeradores [6].

El primer aparato moderno que utilizó el invento de Perkins, apareció en 1834, era un artefacto voluminoso en forma de armario, en cuyo interior se introducían grandes bloques de hielo. Esas cámaras se aislaban con forro de corcho, y los alimentos se depositaban en compartimentos pequeños, ya que el hielo junto con el material aislante ocupaban casi todo el espacio útil. El ciclo de refrigeración propuesto por Perkins se trataba de un sistema por compresión de vapor, y estaba compuesto por cuatro componentes: dos intercambiadores de calor (evaporador y condensador), un compresor y un medio de expansión, tal y como se muestra en la figura 2.3 [7]. El compresor y el dispositivo de expansión dividían el ciclo de refrigeración en dos regiones: baja presión (evaporación) y alta presión (condensación); el líquido refrigerante a baja presión cambiaba de fase en el evaporador y removía el calor de la cavidad, mientras que en el condensador se rechazaba el calor removido de la cavidad hacia el ambiente externo; el compresor convertía la energía eléctrica en trabajo, y era el responsable de la circulación del fluido refrigerante en el interior del circuito de refrigeración.

Los compresores herméticos y su aplicación en la refrigeración doméstica datan

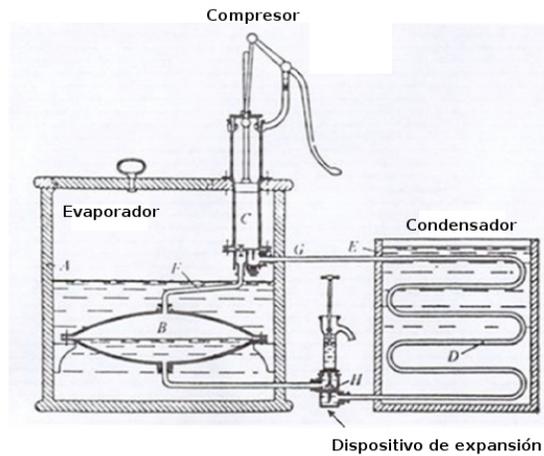


Figura 2.3: Sistema de refrigeración diseñado por Jacob Perkins [7].

de los años 1920, cuando los primeros sistemas sellados fueron comercializados por General Electric [8], mientras que la aplicación de la expansión a través de los tubos capilares se hizo popular en la refrigeración por Thomas Migley a principios de 1930 [9].

El rendimiento del sistema de refrigeración normalmente se evalúa por la relación entre la capacidad de refrigeración y el consumo de energía, denominado coeficiente de desempeño o simplemente *COP* (Coefficient of performance, por sus siglas en inglés). La eficiencia de un sistema de refrigeración se obtiene mediante la comparación del *COP* medido, contra el que se obtendría para un sistema de refrigeración ideal que opera entre las mismas temperaturas, es decir, la temperatura ambiente y la temperatura del aire en el interior del recinto. El ciclo de vapor por compresión es utilizado en refrigeración, éste aprovecha los cambios de fase del fluido de trabajo para extraer energía de un recinto mediante un dispositivo evaporativo y desecharla al ambiente mediante un medio de condensación, este ciclo está conformado por cuatro procesos básicos: compresión, evaporación, condensación y expansión. La figura 2.4 muestra un diagrama presión-entalpía del ciclo de refrigeración por compresión de vapor ideal; el proceso de evaporación del refrigerante es un proceso a presión constante y está representado por una línea horizontal en el diagrama; en el proceso

de compresión, se incrementa la temperatura y entalpía del fluido refrigerante, de manera que a la salida del proceso de compresión el fluido se encuentra en condición de vapor sobrecalentado; el proceso de condensación también ocurre a presión constante como se observa en la línea horizontal superior y, finalmente, la expansión se lleva a cabo bajo un proceso isentrópico.

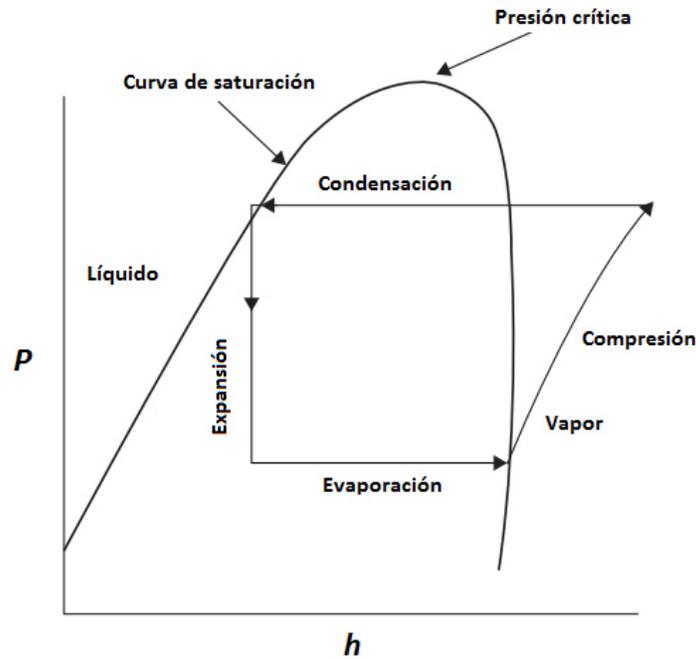


Figura 2.4: Diagrama $P-h$, ciclo ideal de compresión de vapor.

2.4 COMPONENTES DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

El circuito de refrigeración en un sistema frigorífico está conformado por un conjunto de dispositivos, tanto mecánicos como térmicos, los cuales operan en conjunto e interconectados entre sí a fin de generar el fenómeno de la refrigeración. Los cuatro componentes principales de un sistema de refrigeración se describen a detalle en las secciones siguientes.

2.4.1 COMPRESOR

Es un dispositivo que se encarga de comprimir el gas proveniente del evaporador y elevar su presión y temperatura para transportarlo al condensador. Pueden ser divididos en dos grandes grupos, de desplazamiento positivo, los cuales comprimen el gas a baja presión mediante la reducción del volumen que se encuentre ocupando originando el incremento de la presión; y los dinámicos, los cuales aumentan la velocidad del gas a baja presión y posteriormente inducen un decremento de velocidad, originando de esta forma un aumento en la presión del fluido. En la figura 2.5 se muestra la clasificación de los compresores.

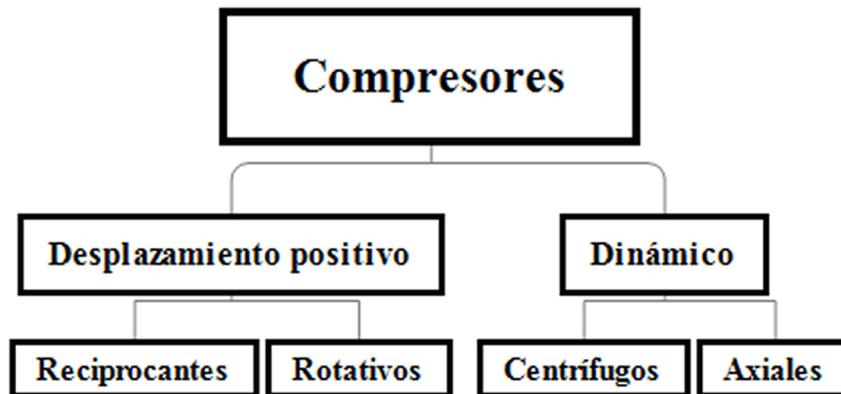


Figura 2.5: Clasificación de los compresores.

En refrigeración doméstica, los compresores con mayor aplicación son los compresores herméticos reciprocantes, a continuación se describe este tipo de compresores.

2.4.1.1 COMPRESOR HERMÉTICO RECIPROCANTE

Este tipo de compresores emplea un pistón que se desplaza de forma alternativa en el interior de un cilindro por la acción de un motor eléctrico. El 50 % de la energía

consumida por el motor eléctrico es utilizado para comprimir el refrigerante, el resto corresponde a pérdida por fricción en las paredes del cilindro, pérdidas eléctricas y pérdidas en forma de calor rechazado al medio ambiente [11]. El flujo de refrigerante en el interior del cilindro es controlado a través de válvulas que abren y cierran dependiendo de las presiones en el interior del cilindro y, de las presiones en las cámaras de succión y descarga; en la figura 2.6 se muestra un compresor hermético recíprocante típico empleado en refrigeradores domésticos.

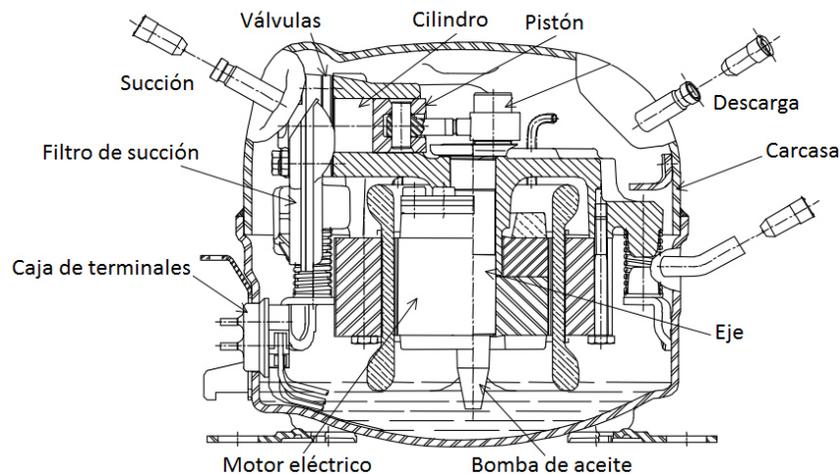


Figura 2.6: Compresor hermético recíprocante [11].

2.4.2 INTERCAMBIADORES DE CALOR

Son dispositivos que facilitan la transferencia de calor de una corriente fluida a otra, pueden ser por contacto directo o indirecto del medio en cuestión, su clasificación varía dependiendo de las distintas configuraciones; actualmente los intercambiadores más utilizados en la industria de refrigeración doméstica son los intercambiadores de tipo tubo-aletado de una sola corriente de flujo forzado, tanto para el evaporador como para el condensador.

2.4.2.1 EVAPORADOR

Es un tipo de intercambiador de calor el cual se encarga de extraer energía de un fluido externo con la interacción del refrigerante que fluye en el interior del dispositivo, su nombre proviene por el cambio de estado que sufre el fluido refrigerante al recibir la energía del fluido externo que es enfriado. Se clasifican en: evaporadores de expansión seca y evaporadores inundados, en el primero, el flujo másico de refrigerante suministrado al evaporador está limitado a la cantidad que pueda evaporarse completamente en su recorrido hasta el extremo final del evaporador, de tal manera que sólo llegue vapor a la entrada de la succión del compresor; por otro lado, el evaporador inundado trabaja con refrigerante líquido, por lo cual se llenan completamente a fin de tener humedecida toda la superficie interior del intercambiador y, en consecuencia, obtener la mayor razón posible de transferencia de calor, éstos son generalmente utilizados en la refrigeración con amoníaco.

Con el fin de incrementar el área de transferencia de calor por convección con el ambiente externo, los intercambiadores de calor poseen superficies extendidas, denominadas comúnmente como aletas, motivo por el cual estos intercambiadores son llamados de tipo tubo aletado. La industria de refrigeración doméstica emplea habitualmente evaporadores de expansión seca de tipo tubo aletado y flujo forzado de aire, donde las superficies extendidas promueven la transferencia de calor entre el aire y el refrigerante; la figura 2.7 muestra un evaporador común de tipo tubo aletado para aplicaciones domésticas.



Figura 2.7: Evaporador tipo tubo-aletado.

2.4.2.2 CONDENSADOR

Es un tipo de intercambiador de calor que se encarga de remover la energía del refrigerante que fluye en su interior hacia otro fluido externo, generalmente aire ambiental con flujo forzado o tiro natural, su nombre proviene por el cambio de estado que sufre el fluido refrigerante en el interior del intercambiador cuando se va removiendo la energía interna del mismo, éste cambia de estado gaseoso a líquido en condiciones ideales. En refrigeración doméstica, el condensador tipo tubo y alambre, el cual se muestra en la figura 2.8, fue el más utilizado a nivel mundial; este condensador está formado por un tubo de metal curvado en forma de serpentín con alambres soldados perpendicularmente en la superficie, y donde la circulación del aire generalmente es por tiro natural. A pesar de que en su época solían ser los más utilizados se han venido reemplazando en las últimas décadas por otro tipo de condensadores como el de tubo-aletado con flujo forzado de aire, muy parecidos al que se muestra en la figura 2.7.



Figura 2.8: Condensador tipo tubo y alambre.

2.4.3 DISPOSITIVO DE EXPANSIÓN

En los ciclos de refrigeración es indispensable tener en cuenta un medio de expansión, el cual mantendrá una diferencia de presión entre los lados de alta y baja presión del sistema, lo que permitirá evaporar el refrigerante bajo las condiciones de baja presión deseadas en el evaporador y, al mismo tiempo, llevar a cabo la condensación en la zona de alta presión que se tiene en el condensador. Existen diferentes dispositivos que pueden realizar esta función, entre ellos están:

- Válvula de expansión manual
- Válvula de expansión automática
- Válvula de expansión termostática
- Tubo capilar

El dispositivo empleado como medio de expansión para refrigeradores domésticos es el tubo capilar y a continuación se describe su funcionamiento:

2.4.3.1 TUBO CAPILAR

La función principal del tubo capilar es la de provocar la caída de presión en el fluido mediante una reducción drástica en la sección de la tubería que conduce el refrigerante, ésto debido a la resistencia por fricción que resulta de su longitud y diámetro pequeño y, por efecto del estrangulamiento resultante de la formación gradual de gas en el tubo a medida que la presión del líquido se reduce hasta un valor menor a la presión de saturación. Para cualquier longitud de tubo y diámetro específicos, la resistencia del tubo es fija o constante, de modo que la razón de flujo de líquido que fluye por el tubo en cualquier instante de tiempo es proporcional al diferencial de presión que se tiene a través de éste. En la figura 2.9 se muestra una imagen de un tubo capilar comercial.



Figura 2.9: Tubo capilar comercial.

2.4.4 FLUIDOS DE TRABAJO

Es una práctica común en la industria de la refrigeración emplear ciclos de refrigeración de vapor, para ello se requiere el uso de fluidos de trabajo, comúnmente

denominados refrigerantes, éstos representan un elemento clave para cualquier sistema por compresión de vapor y juegan un papel fundamental en el diseño, operación y definitivamente en el costo del sistema.

Desde el siglo XVIII un sin número de inventores fueron introduciendo diferentes máquinas térmicas con el fin de refrigerar espacios, y con éstas también la propuesta de diferentes tipos de fluidos de trabajo a lo largo de los años. La tabla 2.1 muestran los diferentes refrigerantes según el orden cronológico de su introducción.

Año	Fluido	Fórmula química
1830	Caoutchoucine	Destilado de goma $CH_3 - CH_2 - O - CH_2 - CH_3$
1840	Éter de metilo (RE170)	$CH_3 - O - CH_3$
1850	Agua/Acido sulfúrico	H_2O/H_2SO_4
1856	Alcohol etílico	$CH_3 - CH_2 - OH$
1859	Amoníaco/Agua	NH_3/H_2O
1866	Chymogene	Éter de petróleo y nafta (hidrocarburos)
	Dióxido de carbono	CO_2
1860	Amoníaco (R717)	$NH_3CH_3(NH_2)$
	Metil de amina (R630)	$CH_3 - CH_2(NH_2)$
	Etil de amina (R631)	
1870	Formato de metilo	$HCOOCH_3$
1875	Dióxido de azufre (R764)	SO_2
1878	Cloruro de metilo (R40)	CH_3CL
1891	Mezclas de ácido de azufre con hidrocarburos	$H_2SO_4, C_4H_{10}, C_5H_{12}$ $(CH_3)_2CH - CH_3$
1900	Bromuro de etilo (R160B1)	CH_3CH_2Br
1912	Tetracloruro de carbono	CCL_4
	Vapor de agua (R718)	H_2O

Año	Fluido	Fórmula química
1920	Isobutano (R600a)	$(CH_3)_2CH - CH_3$
	Propano (R290)	$CH_3 - CH_2 - CH_3$
1923	Gasolina	Hidrocarbonos
	Cloruro de metileno (R30)	CH_2Cl_2
1931	R12	CF_2Cl_2
1932	R11	$CFCl_3$
1960	R22	CF_2ClH
1980	R123	CF_3CCl_2H
	R124	CF_3CFClH
	R125	CF_3CF_2H
1990	R134a	CF_3CFH_2
	R407c	$R32/R125/R134a23/25/52wt. \%$
	R410A	$R32/R12550/50wt. \%$
	R404A	$R125/R143a/R134a44/52/4wt. \%$

Tabla 2.1: Introducción cronológica de los fluidos refrigerantes [12].

2.4.4.1 REQUERIMIENTOS DEL FLUIDO DE TRABAJO

De los fluidos refrigerantes se espera que cumplan con ciertos criterios para la industria y usuarios; sin embargo, con el aumento de las preocupaciones ambientales, el conjunto de características que deben cumplir incrementa. Cada vez se hace más difícil encontrar fluidos que cumplan con la totalidad de los requisitos, satisfacer estos criterios siempre será un compromiso para la industria de los fluidos refrigerantes, las características a cumplir son las siguientes:

- **Inerte, no corrosivos:** Los refrigerantes no deben causar corrosión a ningún elemento del sistema, además de que no deberen reaccionar con ningún otro fluido presente en el sistema (*p.e.* lubricante para las partes móviles en un compresor reciprocante).
- **No tóxico:** Por seguridad en el proceso de manufactura y personal de servicio, el fluido refrigerante no debe ser tóxico.
- **Ambientalmente seguro:** El refrigerante no debe afectar o alterar las condiciones ambientales en ninguna forma.
- **Requerimientos termodinámicos:** El objetivo es que el fluido posea la suficiente capacidad para remover o ceder la energía requerida de acuerdo a las condiciones de diseño de cualquier máquina térmica.

Por lo tanto, los refrigerantes deben ser seguros local y globalmente. Para que un fluido refrigerante sea considerado como seguro localmente, se requiere un fluido no tóxico, no inflamable y que no genere posibles riesgos de explosión, además de no afectar a los elementos con los que se encuentre en contacto.

2.4.4.2 HFC-134A (1,1,1,2 TETRAFLUORETANO)

Un fluido refrigerante ampliamente utilizado para aplicaciones domésticas, en América es el HFC-134a, este tipo de refrigerante no contiene cloro, pero sí hidrógeno, flúor y carbono en su molécula, es por ello que son denominados hidrofluorcarbonos.

El HFC-134a no afecta la capa de ozono y se introdujo para reemplazar el CFC-12. El HFC-134a tiene una temperatura crítica elevada, lo que permite que los sistemas enfriados por aire conserven altos niveles de rendimiento a altas temperaturas de condensación. El HFC-134a se usa ampliamente en numerosas aplicaciones, asegurando así su disponibilidad comercial en todo el mundo. Este fluido de trabajo

es empleado en el sistema de refrigeración del equipo utilizado para esta investigación.

2.5 EVALUACIÓN DEL DESEMPEÑO DE SISTEMAS TÉRMICOS

Existen varias estrategias para la evaluación de sistemas térmicos, y pueden ser denominados modelos, cada de uno de ellos tiene sus propias características y particularidades apropiadas de acuerdo a la circunstancia y aplicación. Existen cuatro tipos de modelos que son de interés en el diseño y optimización de sistemas térmicos, ellos son [13]:

- 1) Modelos análogos
- 2) Modelos matemáticos
- 3) Modelos físicos
- 4) Modelos numéricos

2.5.1 MODELOS ANÁLOGOS

Los modelos análogos están basados en analogías o similitudes entre diferentes fenómenos físicos, y se basan en usar la solución y los resultados de un problema familiar para obtener los resultados de un problema sin resolver y que posee características semejantes. Este tipo de modelos es empleado frecuentemente en transferencia de calor y mecánica de fluidos, un ejemplo básico es el fenómeno de conducción de calor a través de una pared multicapa, la cual puede ser analizada en términos análogos como un circuito eléctrico, con la resistencia térmica representada por la

resistencia eléctrica y el flujo de calor por la corriente eléctrica, tal y como se muestra en la figura 2.10.

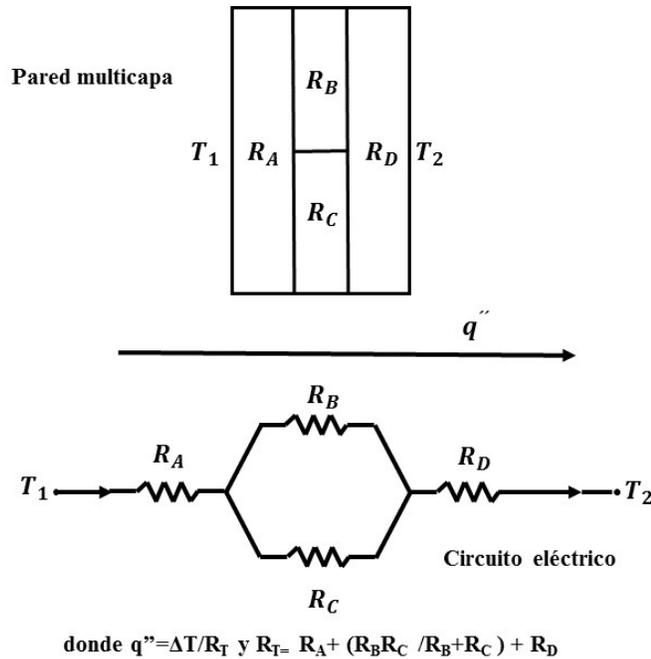


Figura 2.10: Transferencia de calor por conducción a través de una pared multicapa, analogía con un circuito eléctrico.

2.5.2 MODELOS MATEMÁTICOS

Un modelo matemático es aquel que representa el comportamiento y rendimiento de un sistema en términos de ecuaciones matemáticas. Estos modelos son los más importantes en el diseño de sistemas térmicos, ya que proveen una flexibilidad y versatilidad considerable para obtener resultados cuantitativos, y que son necesarios como datos de entrada para un diseño. El modelo matemático forma la base para el modelado y la simulación numérica, de modo que el comportamiento y las características del sistema pueden ser conocidos sin la necesidad de fabricar un prototipo. Las simplificaciones y aproximaciones que conllevan a un modelo matemático tam-

bién indican las variables dominantes en un problema, ésto ayuda en el desarrollo de modelos experimentales eficientes, si es necesario. La formulación y el procedimiento para la optimización se basan generalmente en las características de las ecuaciones de gobierno; el objetivo básico del modelado matemático es obtener las ecuaciones que representen el comportamiento y características de un componente, subsistema, proceso o sistema dado.

2.5.3 MODELOS FÍSICOS

El modelo físico es un arreglo que se asemeja a un sistema de algún caso de estudio y se utiliza generalmente para obtener resultados experimentales sobre el comportamiento del sistema. En transferencia de calor, existe una cantidad importante de datos experimentales acerca de tasas de transferencia de calor de diferentes materiales y fluidos bajo varias condiciones térmicas, éstos pueden ser obtenidos a través del uso de modelos a escala. El estudio experimental de un prototipo de tamaño completo es a menudo imposible o muy caro. Modelos a escala, los cuales son más pequeños que un sistema de tamaño completo, son de especial interés en el diseño.

El modelado físico es de particular importancia en el diseño de sistemas térmicos debido a la complejidad de los procesos de transporte en los sistemas prácticos típicos. En muchos casos, no es posible simplificar el problema adecuadamente a través del modelado matemático y obtener una solución exacta que se aproxime al sistema físico; además, la validez de algunas de las aproximaciones pueden ser cuestionables. Los resultados experimentales son indispensables para comprobar la exactitud y validez, he ahí la necesidad de datos experimentales para conseguir una representación satisfactoria de un sistema.

2.5.4 MODELOS NUMÉRICOS

Los modelos numéricos están basados en el modelo matemático, y permiten obtener resultados cuantitativos sobre el comportamiento del sistema para diferentes condiciones de funcionamiento y sobre los parámetros de diseño, sólo con el uso de una computadora. Sólo los casos muy simples pueden resolverse por procedimientos analíticos, por lo general, se necesitan técnicas numéricas para los sistemas más complejos. El modelado numérico se refiere a la reestructuración y discretización de las ecuaciones de gobierno con el fin de resolverlas a través de una computadora; las ecuaciones que deben resolverse para la resolución de un modelo numérico pueden ser del tipo: algebraicas, diferenciales ordinarias o parciales, integrales, o combinación de todas las mencionadas, ésto va a depender de la naturaleza del proceso o del sistema en estudio.

El modelado numérico engloba la selección del método apropiado de solución, por ejemplo, el método de diferencias finitas o elementos finitos, discretizar las ecuaciones para expresarlas en una forma adecuada para el sistema computacional, la elección de los parámetros numéricos adecuados, tales como, el tamaño de la malla, paso de tiempo, etc., el desarrollo del código numérico, y la obtención de la solución; entradas adicionales, como las propiedades de los materiales, los coeficientes de transferencia de calor, las características de los componentes, entre otros, también forman parte de la información que se introduce en el modelo numérico. La validación de los resultados numéricos se lleva a cabo para asegurar que el esquema numérico produce resultados precisos que aportan una aproximación cercana a el comportamiento del sistema físico real.

CAPÍTULO 3

MODELADO NUMÉRICO DE SISTEMAS TÉRMICOS

La solución numérica de ecuaciones matemáticas que se encuentran comúnmente en las aplicaciones y procesos de ingeniería, se han desarrollado en una variedad de cursos relacionados con el análisis numérico, el objetivo principal del modelado numérico es desarrollar un código computacional que proporcione una representación física y precisa de un sistema real, y que se considere el comportamiento de dicho sistema bajo diferentes condiciones de operación. Como se muestra en la figura 3.1, las entradas en el sistema físico que surgen debido a los cambios en las variables de diseño o en las condiciones de funcionamiento, se dan como correspondientes entradas matemáticas para el modelo numérico; por otro lado, las salidas que surgen como resultado del modelo, indican los resultados esperados del sistema físico real, si un sistema de este tipo es fabricado y probado.

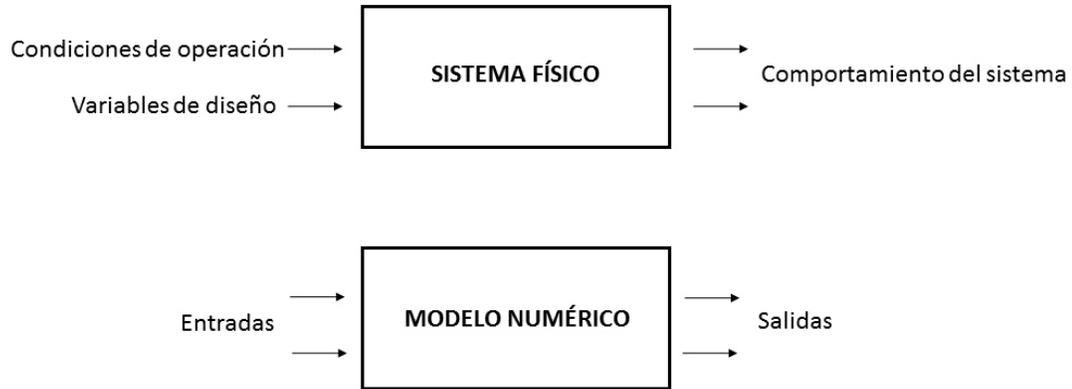


Figura 3.1: Representación de entradas y salidas en un sistema físico real por un modelo numérico.

3.1 PROCEDIMIENTO DE SOLUCIÓN

El modelado numérico comienza con la solución de ecuaciones individuales, los esquemas numéricos para diferentes ecuaciones se ensamblan para producir el procedimiento de solución para el conjunto de ecuaciones que rigen una parte o un sistema dado. Generalmente se siguen ciertos pasos principales para el modelado numérico de un sistema que a continuación se muestran:

- 1) Determinación de la naturaleza y características de cada ecuación a resolver
- 2) Selección del esquema numérico para la solución de cada ecuación
- 3) Ensamblaje de los procedimientos de solución por diferentes ecuaciones acopladas para modelar un componente
- 4) Validación y estimación de la precisión de los modelos numéricos para varios componentes

- 5) Compilación de modelos numéricos de diferentes partes para modelar el sistema completo
- 6) Comprobar la exactitud del modelo del sistema general y su validación

3.2 DESARROLLO DE UN MODELO NUMÉRICO

Los modelos numéricos se desarrollan primero para cada parte, componente o subsistema de un sistema dado, luego de obtener cada uno de los modelos se acoplan para obtener un modelo general, dando como resultado las ecuaciones de gobierno pertinentes que deben resolverse para predecir el comportamiento del sistema; dichas ecuaciones pueden ser algebraicas, diferenciales o integrales y podrían ser lineales o no lineales. Son necesarios distintos procedimientos de solución para diferentes tipos de ecuaciones, todos estos procedimientos están vinculados entre sí para resolver de forma acoplada el sistema de ecuaciones.

Los métodos numéricos disponibles para un problema dado dependen de su naturaleza y del tipo de ecuación involucrada. La implementación en una computadora requiere la selección de un sistema computacional junto con un sistema operativo, un lenguaje de programación adecuado, y los programas de apoyo que serán utilizados. Actualmente en el mercado existe una amplia disponibilidad de hardware y software para la implementación de modelados numéricos asistido por computadora.

3.3 NATURALEZA DE LAS ECUACIONES

El modelado matemático de sistemas térmicos requiere de la solución de una serie de ecuaciones que pueden ser de diferentes tipos, entre las más comunes se encuentran:

- 1) Conjunto de ecuaciones algebraicas lineales

- 2) Conjunto de ecuaciones algebraicas no lineales
- 3) Ecuaciones diferenciales ordinarias
- 4) Ecuaciones diferenciales parciales

3.3.1 SISTEMA ALGEBRAICO LINEAL

La solución de ecuaciones algebraicas lineales de forma simultánea es extremadamente importante en el modelado numérico de sistemas térmicos, debido a que en el procedimiento de solución de sistemas de ecuaciones algebraicas no lineales u ecuaciones diferenciales, generalmente es necesaria la solución de un conjunto de ecuaciones algebraicas lineales. Además, muchas aplicaciones concernientes a circuitos de flujo de fluidos, reacciones químicas, transferencia de calor por conducción, y análisis de datos, son generalmente caracterizados por sistemas lineales. Un sistema de n ecuaciones lineales puede ser escrito en la forma general:

$$\begin{aligned}
 a_{11}x_1 + a_{12}x_2 + \cdots + a_{1n}x_n &= b_1 \\
 a_{21}x_1 + a_{22}x_2 + \cdots + a_{2n}x_n &= b_2 \\
 &\vdots \\
 a_{n1}x_1 + a_{n2}x_2 + \cdots + a_{nn}x_n &= b_n
 \end{aligned}$$

donde a representa los coeficientes de n^2 , la x las n incógnitas y la letra b las constantes n en el lado derecho de las ecuaciones. El sistema puede ser escrito de manera más concisa en forma matricial como:

$$(A)(X) = (B) \tag{3.1}$$

donde (A) es una matriz cuadrada de coeficientes ($n \times n$), (X) es una matriz columna de n incógnitas, y (B) es una matriz columna compuesta por constantes que aparecen en el lado derecho de n ecuaciones. Así, a_{ij} representa un elemento de la matriz (A), x_i es un elemento incógnita en el vector (X) y b_i un elemento del vector (B).

3.3.2 SISTEMA ALGEBRAICO NO LINEAL

El modelado matemático de sistemas térmicos generalmente conduce a la solución de ecuaciones diferenciales y sistemas algebraicos no lineales, esto es porque los mecanismos de transporte son no lineales. La solución de ecuaciones no lineales es mucho más compleja que solucionar ecuaciones lineales. Además, múltiples soluciones pueden ser obtenidas requiriendo entradas adicionales, particularmente de la naturaleza física del problema, para elegir la solución correcta. Excepto por algunos casos especiales, tal como la ecuación cuadrática, no es posible ejecutar la solución directa de las ecuaciones, por ende es necesario emplear métodos iterativos, de hecho, un problema no lineal es generalmente linealizado para obtener un problema lineal, el cual es entonces usado en el proceso de iteración para encontrar la solución. Se debe considerar en primer lugar la solución de una ecuación algebraica lineal y luego extender la estrategia de solución a un sistema de ecuaciones no lineal.

3.3.3 ECUACIONES DIFERENCIALES ORDINARIAS

Este tipo de ecuaciones involucran funciones de una variable independiente y sus derivadas, se encuentran en el modelado de muchos sistemas térmicos, particularmente en el modelado de problemas transitorios. Una ecuación diferencial ordinaria (ODE) puede ser escrita como:

$$\frac{d^n y}{dx^n} = F \left(x, y, \frac{dy}{dx} \cdots \frac{d^{n-1}y}{dx^{n-1}} \right) \quad (3.2)$$

donde x es la variable independiente y $y(x)$ es la variable dependiente. Esta ecuación requiere n condiciones de frontera independientes para su solución. Si se especifican todas estas condiciones en un valor de x , el problema se conoce como un problema de valor inicial; si se dan las condiciones en dos o más valores de x , se conoce como un problema de valor frontera.

3.3.4 ECUACIONES DIFERENCIALES PARCIALES

Una circunstancia muy común en el modelado numérico de sistemas térmicos es aquella donde la temperatura, velocidad, presión, etc., son funciones de la ubicación, y posiblemente, del tiempo. Si la variable dependiente es una función de dos o más variables independientes, las ecuaciones diferenciales que rigen dichos problemas implican derivadas parciales y se conocen como ecuaciones diferenciales parciales (PDEs). Existen dos PDEs que comúnmente surgen en los sistemas térmicos, ellas son:

$$\frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (3.3)$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = q'''(x, y) \quad (3.4)$$

Donde T es la temperatura, x y y son los ejes de coordenadas, t es el tiempo, q''' es el flujo de calor por unidad de volumen, y α es la difusividad térmica del material. Estas ecuaciones son las que comúnmente se encuentran en problemas donde se involucran sistemas térmicos. La primera es una ecuación parabólica, la cual requiere dos condiciones de frontera en x y una condición inicial en el tiempo para su solución, y la segunda es una ecuación elíptica, que requiere condiciones de frontera en todo el dominio para que se plantee de manera correcta.

3.4 ESTADO DEL ARTE DEL MODELADO DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

El uso sistemático de modelos para simular el comportamiento de sistemas de refrigeración tiene su origen probablemente en el trabajo de Stoecker(1971) [14], quien utilizó el método de Newton-Raphson para resolver un conjunto de ecuaciones algebraicas resultantes del modelado de un sistema térmico en régimen permanente.

Los primeros modelos transitorios para sistemas de refrigeración datan de finales de los años 1970, y tratan exclusivamente de bombas de calor y de aires acondicionados, algunos pioneros en esta rama son: Dhar(1978) [15], Chi e Didion(1982) [16], Yasuda et al.(1983) [17], MacArthur (1984) [18], entre otros.

Específicamente en el área del modelado de refrigeradores domésticos, las estrategias generalmente hacen uso de modelos determinísticos, basados en las leyes de conservación de energía, de masa y de cantidad de movimiento, apoyados de correlaciones empíricas. Sin embargo, otros de los modelos utilizados para el modelado de sistemas de refrigeración son: los modelos cuasi-estables, los cuales son empleados cuando la escala de tiempo característica de un determinado componente es mucho menor que los demás; los modelos transitorios, que pueden dividirse según el comportamiento transitorio del sistema de refrigeración en: (a) transitorios próximos al punto de equilibrio, que implican pequeños cambios (p.e. una inestabilidad causada por una renovación de aire por apertura de puerta) y, (b) transitorios largos, en éstos se involucran grandes cambios con respecto al refrigerante (p.e. el apagado del compresor). Para la primera clasificación, la aplicación de un modelo cuasi-estable es justificable; pero para el último, la aplicación de un modelo transitorio es obligatoria. Para el modelado de refrigeradores domésticos, existe una amplia gama de información en la literatura, y puede ser subdividida de la siguiente forma: transitorio, híbrido y estable.

Jansen et al.(1988) [19], emplearon modelos distribuidos para los intercambiadores de calor, pero encontraron que se podían presentar inestabilidades numéricas en las regiones de transición entre las de una fase y flujo bifásico, esto debido a discontinuidades en las correlaciones empíricas empleadas. Chen y Lin (1991) [20], desarrollaron un modelo para un refrigerador de dos puertas con movimiento natural del aire, donde el proceso de compresión está basado en un balance de energía en el interior del cilindro, el tubo capilar es considerado adiabático, utilizaron modelos distribuidos para los intercambiadores de calor, el intercambio energético en la carcasa del compresor fue considerado, y las interacciones entre el aceite y el fluido

refrigerante fueron despreciadas; se compararon los resultados con datos obtenidos experimentalmente, y los resultados fueron satisfactorios. Jakobsen (1995) [21], estudió un refrigerador de una sola puerta con movimiento natural de aire, fueron empleados modelos globales para el aire en el interior de los compartimentos y para los intercambiadores de calor, el proceso de compresión se basó en un modelo isentrópico corregido con correlaciones empíricas y el flujo de masa a través del tubo capilar fue obtenido a través de un modelo adiabático. Xu (1996) [22], analizó un refrigerador de dos puertas con convección natural en los compartimentos refrigerados, los intercambiadores de calor y el tubo capilar fueron modelados a través de ecuaciones de conservación, solucionadas a través del método de volúmenes finitos mediante el algoritmo SIMPLEC, el modelo para el compresor está basado en un proceso de compresión politrópico y considera la presencia del aceite y su interacción con el líquido refrigerante, el modelado para el interior del refrigerador es global, con un punto nodal para cada entorno; realizó un modelo tridimensional para calcular la ganancia de calor a través de las paredes, las ecuaciones algebraicas resultantes se resolvieron sucesivamente para cada componente del sistema hasta la convergencia y, concluyó su investigación con un análisis de exergía para el refrigerador. A pesar de lo avanzado de los modelos, Xu sólo reporta resultados para los primeros minutos después del arranque del compresor, ya que éstos muestran grandes diferencias al compararlos con los datos experimentales; de acuerdo al autor, esto es debido a los mismos problemas de convergencia asociada a la discontinuidad de los parámetros de flujo de transición entre las regiones monofásicas y bifásicas mencionadas por Jansen et al. (1988) [19].

Ploug-Sørense et al. (1997) [23], utilizaron un software comercial SINDA/-FLUINT (desarrollado para aplicaciones aeroespaciales) para simular un refrigerador con movimiento natural de aire, utilizaron modelos distribuidos para los intercambiadores de calor, el tubo capilar fue considerado como no adiabático y el proceso de compresión fue considerado politrópico, el intercambio de calor en el interior de la carcasa del compresor y la presencia de aceite lubricante fueron despreciados; uti-

lizó información experimental para el cálculo de la carga térmica del refrigerador, sin embargo no detallaron la metodología numérica empleada para la ejecución del modelado.

Entre los trabajos más recientes para el modelado de refrigeradores domésticos se destacan los investigadores Hermes y Melo [3, 24–26], quienes poseen una cantidad considerable de publicaciones en el área de ingeniería aplicada a sistemas térmicos, específicamente en refrigeradores y los componentes que lo conforman; a continuación se plasman algunos de sus estudios que son de alto interés para este trabajo de investigación:

Hermes y Melo (2008) [3], realizaron un modelado detallado en estado transitorio de un refrigerador tipo “*top-mount*”, libre de escarcha, con capacidad de 440 litros y validación experimental; el modelado del sistema requiere el desarrollo de submodelos para cada componente del ciclo de refrigeración, el fluido y los flujos de calor son modelos basados en leyes de conservación de energía, masa y cantidad de movimiento, las predicciones numéricas fueron comparadas con las evaluaciones experimentales, reportando resultados razonablemente cercanos entre el trabajo experimental y el modelo numérico, incluyendo los regímenes de encendido y cicleo del compresor; es importante resaltar que la solución del modelo matemático requiere de un alto costo computacional. Gonçalves, Hermes y Melo (2009) [24] desarrollaron un modelo semi-empírico para simular en estado estable un refrigerador con capacidad de 430 litros tipo *top-mount* con compresor recíprocante hermético, condensador de convección natural y evaporador tubo-aletado de convección forzada, los modelos fueron escritos en un formato modular utilizando una rutina específica para cada componente del circuito de refrigeración, e implementado a la plataforma EES (Engineering Equation Solver), el conjunto de entradas y salidas de cada sub-modelo fueron: las características geométricas de cada componente, la presión, la entalpía, el flujo másico y las temperaturas internas y externas del aire. En ese mismo año (2009), Hermes, Melo, Knabben y Gonçalves [25], también publicaron una investigación donde presentaron un modelo simplificado para evaluar el comportamiento

energético, específicamente el consumo de energía eléctrica de un refrigerador tipo *top-mount* con capacidad de 600 litros, el mismo fue comparado con trabajos experimentales para validar el modelo, la metodología empleada por ellos muestra similar exactitud que la de sus trabajos anteriores, en los que usaron códigos sofisticados para la simulación dinámica del fenómeno, pero en esta investigación con un menor costo computacional, por último realizaron un análisis de sensibilidad considerando el número de filas de tubos del condensador y el número de aletas en el evaporador.

Posteriormente Borges et al.(2011) [26], en la cual también colaboran Hermes y Melo, desarrollaron un modelo transitorio para un refrigerador con capacidad de 110 litros en el compartimento congelador y 330 litros en el compartimento refrigerador, la metodología del modelado sigue el enfoque cuasi-estable, donde el circuito de refrigeración se modeló en estado estable y los compartimentos refrigerados en estado transitorio, la solución de las ecuaciones que comprenden los modelos son resueltas mediante el método Newton-Raphson, el código fue implementado usando las plataformas EES y REFPROP 7.0.

CAPÍTULO 4

TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA EN REFRIGERADORES

4.1 CARGAS TÉRMICAS

Es conocido que la principal función de un refrigerador doméstico es retardar los procesos químicos y biológicos de los alimentos, su deterioro y la pérdida de calidad, conservándolos bajo temperaturas en las cuales se evite el crecimiento de microorganismos patógenos; por lo que es indispensable mantener los compartimentos refrigerados a una temperatura adecuada, que se logra garantizando la eficiencia del ciclo de refrigeración, sin embargo, existen diversos factores que afectan directamente en el comportamiento del sistema de refrigeración y por ende en las temperaturas dentro de las cavidades refrigeradas; entre los factores que ejercen cambios en la distribución de temperaturas en las cavidades se encuentran:

- Temperatura ambiental
- Renovaciones de aire por apertura de puertas
- Alimentos u otros elementos alojados en las cavidades del refrigerador
- Cargas asociadas a los componentes del sistema de refrigeración

Es importante señalar que los alimentos alojados en el refrigerador, considerando una situación de estado permanente (alimentos que se encuentren por más de 24 horas alojados en el refrigerador), se comportan como acumuladores térmicos que funcionan como amortiguadores en el momento que el compresor recíprocante se encuentra fuera de operación por acción del termostato, es decir; si se compara entre un refrigerador con alimentos en su interior y uno sin ningún alimento en sus cavidades, bajo condiciones de operación y temperatura ambiente idénticas, se aprecia que en el caso del refrigerador vacío, la temperatura promedio en sus cavidades tiende a aumentar de forma más acelerada en comparación al refrigerador con alimentos en su interior. Este comportamiento se evidencia de manera gráfica en la figura 4.1, donde se presentan los resultados de una prueba experimental realizada en un refrigerador tipo *bottom mount* en trabajos anteriores; las líneas rojas pertenecen a las temperaturas promedio del refrigerador vacío y las líneas azules al mismo refrigerador pero con una inercia térmica en su interior (botellas de agua) del 25 % de su capacidad total, la gráfica describe perfectamente cómo la carga térmica contribuye al amortiguamiento del incremento en las temperaturas del aire en las cavidades.

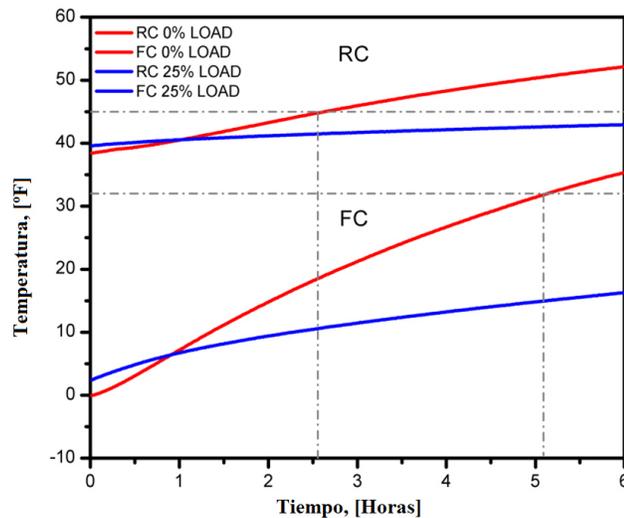


Figura 4.1: Comparación de las temperaturas promedio de las cavidades de un refrigerador vacío vs el mismo refrigerador con una inercia térmica del 25 % de su capacidad total.

Los distintos mecanismos de transferencia de energía y masa presentes en un refrigerador, y que afectan el desempeño térmico del mismo son:

- Convección de calor y masa entre el aire y las superficies externas del refrigerador
- Conducción de calor a través del aislante del compartimento refrigerador
- Conducción de calor a través del aislante del compartimento congelador
- Convección de calor y masa entre el aire y las superficies internas del refrigerador
- Conducción de calor a través de la separación existente entre las cavidades (*mullion*)¹
- Convección de calor entre la superficie del compresor y ambiente
- Convección de calor entre la superficie del condensador y ambiente
- Convección de calor entre la superficie del evaporador y aire en el compartimento congelador
- Conducción de calor entre el tubo capilar y la línea de succión del compresor
- Convección de calor entre la superficie del ventilador y aire en el compartimento congelador

En la figura 4.2 se muestran los diferentes componentes que conforman el sistema de refrigeración, y se ilustra de manera gráfica las diferentes cargas externas e internas que determinan el comportamiento térmico del objeto en estudio; el ciclo comienza en el punto número uno (**1**), éste obedece a la línea de succión del compresor recíprocante, en el cual el fluido refrigerante se encuentra como vapor

¹Término utilizado por las empresas que fabrican refrigeradores para identificar el elemento que divide el compartimento refrigerador del compartimento congelador.

sobrecalentado, luego en el proceso de compresión se eleva la presión y temperatura del fluido refrigerante que lo conduce hasta el punto número dos **(2)**, posteriormente entra en el condensador, en él se lleva a cabo la condensación del fluido refrigerante, disminuye la temperatura del mismo, ya que parte de la energía contenida en el fluido es disipada por acción de este intercambiador de calor por convección natural, en el punto tres **(3)** el fluido abandona el condensador e ingresa al tubo capilar como líquido saturado, vale la pena acotar que este dispositivo de expansión funge también como intercambiador de calor con la línea de succión, y con el objeto de proveer mayor claridad de la ubicación del dispositivo de expansión se ilustra en la figura 4.5 la disposición real del tubo capilar unido a la succión del compresor; ocasionando que en el tubo capilar, el fluido refrigerante se expanda por la reducción de sección de la tubería y la longitud del tubo capilar, conllevando a una caída de presión en el fluido refrigerante, en el punto cuatro **(4)**, ingresa al evaporador como mezcla con baja calidad, donde el fluido adquiere energía proveniente del aire circundante en la cavidad y, finalmente, el punto número cinco **(5)** obedece a la salida del evaporador. El rectángulo segmentado que se aprecia en la figura hace referencia al intercambio energético que existe entre el tubo capilar y la línea de succión del compresor, donde el fluido refrigerante que proviene del evaporador como vapor saturado, adquiere la energía que aporta el tubo capilar con el objeto de garantizar que en la entrada al compresor no ingrese fluido refrigerante en estado líquido que pudiesen ocasionar daños al compresor, de esta forma el ciclo se completa e inicia nuevamente.

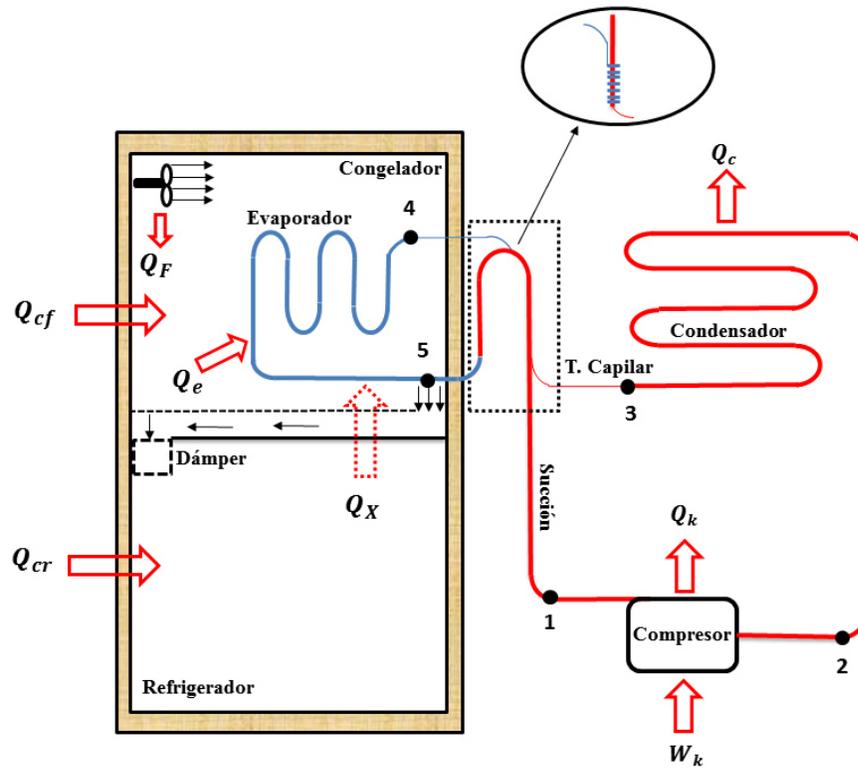


Figura 4.2: Diagrama esquemático del refrigerador con representación de las cargas térmicas que impactan en el desempeño del mismo.

4.2 MODELADO DEL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

Para el modelado del circuito de refrigeración del sistema, se realizan balances de energía y masa en cada componente, además se toman en cuenta las siguientes premisas:

- El modelado del circuito de refrigeración se desarrolla en estado permanente

- De los balances se obtienen ecuaciones algebraicas que se pueden resolver por métodos iterativos
- Para el modelado se incluyeron parámetros empíricos procedentes de trabajos de investigación incluidos en el estado del arte
- Se suponen condiciones iniciales en cada punto del ciclo de refrigeración considerando al circuito en plena operación

A continuación se describen las ecuaciones que se utilizaron para modelar el circuito de refrigeración, adicionalmente se realiza una representación esquemática de cada uno de los componentes señalando los balances de energía en cada uno de ellos.

4.2.1 COMPRESOR

Se realizó el balance de energía para obtener las ecuaciones que se introdujeron en el código para el modelado del compresor, la figura 4.3 muestra un diagrama esquemático que señala los distintos parámetros que definen el comportamiento del compresor, adicionalmente se muestra un diagrama $P-h$ con el objeto de identificar los cambios que le ocurren al fluido refrigerante en el proceso de compresión. En los puntos (1) y (2), se denota el aumento de presión y entalpía del fluido refrigerante desde el punto (1) hasta el punto (2), debido al proceso de compresión efectuado por el compresor reciprocante.

Para conocer el flujo másico de refrigerante asociado a este sistema de refrigeración, se emplea la ecuación 4.1, la cual está en función de la eficiencia volumétrica del compresor (η_v), el volumen del compresor (V_k , [m³]), la velocidad del compresor (N , [Hz]) y la densidad del fluido refrigerante (ρ_1 , [Kg/m³]).

$$\dot{m}_r = \eta_v V_k N \rho_1 \quad (4.1)$$

Para el cálculo del trabajo ejercido por el compresor reciprocante se plantea la ecuación 4.2, donde h_2 y h_1 , [kJ/K] representan la entalpía del fluido refrigerante en

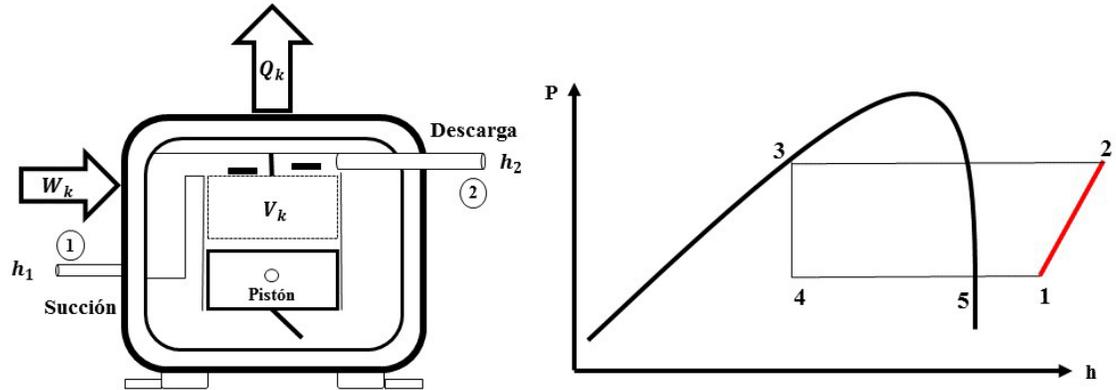


Figura 4.3: Diagrama esquemático del modelo del compresor, acompañada del diagrama $P - h$.

la descarga y la succión respectivamente, mientras que η_g es la eficiencia global del compresor.

$$W_k = \frac{\dot{m}_r(h_2 - h_1)}{\eta_g} \quad (4.2)$$

Con respecto al intercambio de calor del compresor con los alrededores, se asume que la temperatura de descarga del fluido refrigerante es igual a la temperatura de la carcasa del mismo, de modo que la ecuación 4.4 se utiliza para calcular el calor rechazado al ambiente, donde UA_k es la conductancia térmica del compresor (obtenida de datos empíricos), T_2 es la temperatura del refrigerante en la descarga del compresor y T_A es la temperatura ambiente.

$$T_2 \approx T_{carcasa} \quad (4.3)$$

$$Q_k = UA_k(T_2 - T_A) \quad (4.4)$$

Para conocer la entalpía del fluido refrigerante a la salida del compresor, considerando la interacción energética con el medio ambiente, se emplea la ecuación 4.5,

la cual es derivada de un balance de energía aplicado al compresor, en donde h_1 es la entalpía del refrigerante en la succión, W_k es el trabajo efectuado por el compresor, Q_k es el calor rechazado al ambiente por el compresor y \dot{m}_r es el flujo másico de refrigerante.

$$h_2 = h_1 + \frac{(W_k - Q_k)}{\dot{m}_r} \tag{4.5}$$

4.2.2 CONDENSADOR

En la figura 4.4 se presenta un esquema del condensador y un diagrama $P - h$, en el cual se remarca la reducción de la entalpía del refrigerante desde el punto (2) hasta el punto (3), el cual se da por efecto de la remoción de calor en el fluido debido a la transferencia de calor por convección, en este caso, convección natural, cabe destacar que al igual que en el diagrama $P - h$ en el modelo desarrollado no se contemplan caídas de presión en los intercambiadores de calor.

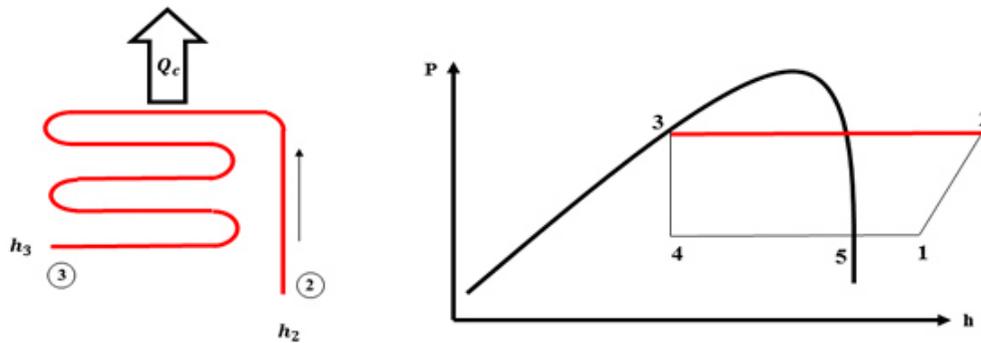


Figura 4.4: Diagrama esquemático del condensador, y su respectivo diagrama $P - h$.

Para determinar la cantidad de energía que el condensador disipa al medio ambiente se emplea la ecuación 4.6, donde UA_c , [W/K] es la conductancia térmica

del condensador (coeficiente empírico), T_c es la temperatura de condensación y T_A es la temperatura del medio ambiente.

$$Q_c = UA_c(T_c - T_A) \quad (4.6)$$

4.2.3 TUBO CAPILAR

El refrigerador del caso de estudio posee un tubo capilar que también funge como un intercambiador de calor gracias a la especial disposición con la que se encuentra alojado dispuesto en el sistema, la función principal de este dispositivo es estrangular el fluido refrigerante llevándolo desde la presión de condensación (alta presión) hasta la presión de evaporación (baja presión); algunos fabricantes disminuyen la sección de la tubería a la salida del condensador y les proporcionan una mayor longitud, esto con el fin de reducir la presión del fluido refrigerante, y a su vez disminuir su temperatura. El tubo capilar se encuentra formando un espiral alrededor de la línea de succión del compresor, tal y como se aprecia en la figura 4.5, es por ello, que este dispositivo se comporta como un intercambiador de calor, en donde se le aporta energía al fluido refrigerante en la succión del compresor, garantizando así, el estado gaseoso del fluido refrigerante que ingresa al compresor.



Figura 4.5: Disposición real del dispositivo de expansión.

La figura 4.6 muestra un diagrama esquemático en el que se representa la interacción del tubo capilar con la línea de succión del compresor, así como también el diagrama $P-h$ con los diferentes cambios de estado a los que se encuentra sometido el líquido refrigerante en esta parte del ciclo de refrigeración.

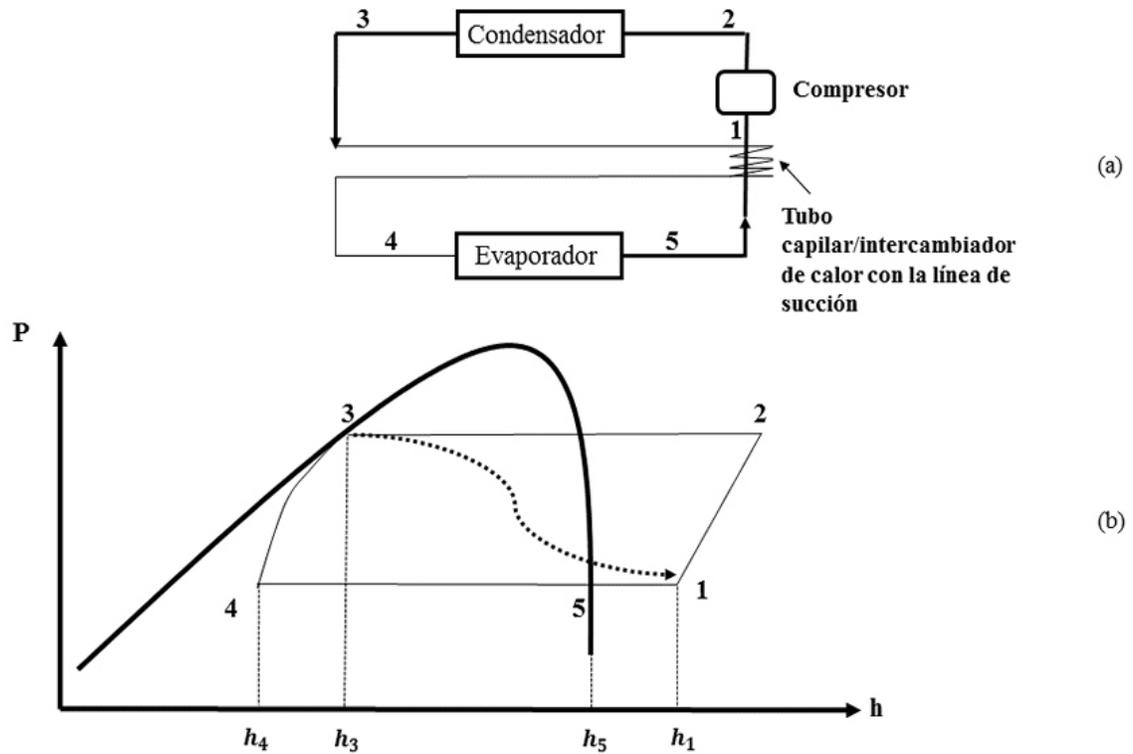


Figura 4.6: (a) Diagrama esquemático de la interacción del tubo capilar con la línea de succión. (b) Diagrama $P - h$, los puntos de los estados están identificados de acuerdo al diagrama (a), la flecha segmentada indica la dirección de la transferencia de calor desde el tubo capilar, punto (3), a la línea de succión, punto (1).

Se hace un balance de energía en el tubo capilar que involucra el intercambio de calor entre el medio de expansión y la línea de succión del compresor, y éste es representado mediante la ecuación 4.7.

$$h_3 - h_4 = h_1 - h_5 \quad (4.7)$$

donde h_3 es la entalpía específica de entrada al capilar, h_4 es la magnitud de la entalpía del fluido refrigerante en la entrada al evaporador, h_1 es la magnitud de la entalpía específica a la entrada del compresor y h_5 es la entalpía en la salida del

evaporador.

4.2.4 EVAPORADOR

Es posible conocer la entalpía del refrigerante en la entrada del evaporador a través del balance de energía presentado en la ecuación 4.7, el resultado es una ecuación en función de entalpías, donde h_3 es la entalpía específica de entrada al tubo capilar, h_5 es la entalpía específica en la salida del evaporador y h_1 es la entalpía específica en la succión del compresor.

$$h_4 = h_3 + h_5 - h_1 \quad (4.8)$$

Para determinar la capacidad frigorífica del evaporador, es decir la capacidad de remoción de calor de las cavidades, se realiza la solución de la ecuación 4.9, donde $m_a = \dot{Q}\rho_a$, y representa el flujo másico del aire impulsado por el ventilador ubicado en la cavidad del congelador, \dot{Q} es el flujo volumétrico que entrega el ventilador y ρ_a es la densidad del aire, c_p es el calor específico a presión constante del aire, T_{ie} es la temperatura de entrada al evaporador. El segundo multiplicando que se aprecia en la parte derecha representa la eficiencia del intercambiador de calor, tomado del método de eficiencia-NTU [10], en donde UA_e es la conductancia térmica del evaporador.

$$Q_e = m_a c_{p_a} (T_{ie} - T_e) [1 - e^{(-UA_e/m_a c_{p_a})}] \quad (4.9)$$

La temperatura del aire en la entrada al evaporador es calculada a través de la ecuación 4.10, la cual involucra un coeficiente empírico r que expresa la fracción de masa de aire que circunda en el compartimento del congelador, y el resto de la fracción de masa es el destinado para que ocurra la remoción de energía en el compartimento refrigerador.

$$T_{ie} = (1 - r)T_{cr} + (rT_{cf}) \quad (4.10)$$

T_{cr} es la temperatura en el compartimento refrigerador, T_{cf} es la temperatura en el compartimento congelador y r como se mencionó anteriormente, es el coeficiente que expresa la fracción de masa de aire que se entrega al congelador, el mismo es calculado a través de la ecuación 4.11, y está en función de la temperatura ambiental.

$$r = 0.894 - 0.00181T_A \quad (4.11)$$

Para calcular la temperatura del aire en la salida del evaporador se emplea la ecuación 4.12.

$$T_{oe} = T_{ie} - \frac{(Q_e)}{m_a c_{pa}} \quad (4.12)$$

donde T_{ie} es la temperatura del aire a la entrada al evaporador, Q_e es la capacidad frigorífica del evaporador, m_a es el flujo másico de aire y c_{pa} es el calor específico del aire que se calculan a través de la librería *CoolProp*.

Luego de aplicar el balance de energía para cada uno de los componentes del sistema de refrigeración, se generan una serie de ecuaciones que conllevan a la formación de un sistema de ecuaciones no lineales, esta serie de ecuaciones deben ser resueltas de manera simultánea, y para lograrlo se selecciona el método de Newton-Raphson, el cual es un método iterativo que permite aproximar las soluciones de las ecuaciones del tipo $f_x = 0$; a continuación se explica de manera más detallada la base de éste método.

4.2.4.1 MÉTODO DE NEWTON-RAPHSON

Si se supone que $f \in C^1$ y en un punto x_k de un proceso iterativo tendente a resolver $f(x) = 0$ se aproxima la función mediante el modelo, $M_k(X_k)$, que define el desarrollo en serie de Taylor alrededor de ese punto, truncándolo a partir de los términos de segundo orden, se tiene que:

$$M_k(x_k) = f(x_k) + J(x_k)(x - x_k) \quad (4.13)$$

donde $J(x_k)$ es la matriz Jacobiana del sistema en x_k :

$$J(x_k) = \left[\begin{array}{ccc} \frac{\partial f_1(x)}{\partial x_1} & \cdots & \frac{\partial f_1(x)}{\partial x_n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial f_n(x)}{\partial x_1} & \cdots & \frac{\partial f_n(x)}{\partial x_n} \end{array} \right]_{x=x_k}$$

Si se utiliza esa aproximación lineal de la función y se resuelve el sistema de ecuaciones lineales que define

$$f(x_k) + J(x_k)(x - x_k) = 0 \quad (4.14)$$

su solución

$$x = x_k - J(x_k)^{-1}f(x_k) \quad (4.15)$$

determinará un nuevo punto del proceso iterativo.

La relación de recurrencia del método de Newton-Raphson para sistemas de ecuaciones no lineales es:

$$x_{k+1} = x_k - J(x_k)^{-1}f(x_k) \quad (4.16)$$

El paso de Newton es $x_{k+1} - x_k$: una aproximación de $x^* - x_k$.

En el método de Newton-Raphson para sistemas de ecuaciones no lineales cada ecuación, $f_i: \mathfrak{R}^n \rightarrow \mathfrak{R}$, se reemplaza o aproxima por el hiperplano tangente en x_k a la curva que define esa f_i . La solución del sistema de ecuaciones lineales de la expresión 4.16 determina el punto de intersección de todos los hiperplanos resultantes.

El algoritmo Newton-Raphson para resolver sistemas de ecuaciones no lineales es el siguiente:

Paso 0: Definir un $x_o \in \mathfrak{R}^n$; hacer $k = 1$ y $x_k \leftarrow x_o$.

Paso 1: Determinar la solución de $J(x_k)(x_{k+1} - x_k) = -f(x_k)$.

Paso 2: Si $\|f(x_{k+1})\|_2 < Tol$, el problema está resuelto. Si no, hacer $k = k + 1$, $x_k = x_{k+1}$ e ir al paso 1.

El paso 1 de este algoritmo comporta la resolución de un sistema de ecuaciones lineales $n \times n$.

4.3 MODELADO DE COMPARTIMENTOS REFRIGERADOS

En esta sección se presentan los modelos empleados para la solución de las cavidades refrigeradas, tanto para el compartimento refrigerador como para el congelador, con ellos se obtiene la temperatura promedio en ambas cavidades del refrigerador; para el modelado de los compartimentos refrigerados y el desarrollo de ambos modelos se tomaron en cuenta las siguientes premisas:

- El modelado se plantea bajo régimen transitorio
- Se supone transferencia de calor unidimensional
- Se desprecia la resistencia de transferencia de calor entre el aire y las paredes, de esta forma se considera que las temperaturas de las superficies internas y externas son iguales a las del aire circundante a ellas
- Se supone conducción de calor únicamente a través del aislante

Es importante resaltar que en estudios realizados anteriormente en los que se realizaron análisis de escala de las resistencias térmicas involucradas en un fenómeno de características similares, se determinó que la resistencia térmica de la capa de aislante PU ² es 10 veces la de los ambientes, externo e interno, 100 veces el revestimiento interno (plástico) y 10^5 veces más grande que el revestimiento externo [11], es por ello, que en el modelo sólo se considera el aislante como la única resistencia térmica que afecta a la conducción de calor a través de las paredes del refrigerador.

²También conocido como espuma de poliuretano, es un polímero termoestable ampliamente empleado como aislante térmico en la industria.

A continuación se describe el modelo empleado para la cavidad refrigerada, el cual es una ecuación diferencial ordinaria (4.17) que tiene una solución analítica, si se considera que los parámetros empíricos no varían con respecto al tiempo. La solución de la ecuación 4.17, dá como resultado la evolución en el tiempo de la temperatura en el compartimento refrigerador.

$$C_{cr} \frac{\partial T_{cr}}{\partial t} = (UA_{cr} + \Phi_{cr})(T_A - T_{cr}) - UA_m(T_{cr} - T_{cf}) + m_{cr}c_p(T_{oe} - T_{cr}) + \sum W_{cr} \quad (4.17)$$

donde C_{cr} es la capacidad térmica equivalente del refrigerador, UA_{cr} es la conductancia térmica de la cavidad refrigerada, Φ_{cr} es un factor de corrección para las conductancias térmicas, ya que los coeficientes empíricos fueron calculados bajo régimen permanente, T_A es la temperatura ambiente, T_{cr} es la temperatura del aire en la cavidad refrigerada, UA_m es la conductancia térmica de la interfase que separa la cavidad refrigerada y la cavidad del congelador, T_{cf} es la temperatura del aire en el congelador, m_{cr} es el flujo másico del aire en el refrigerador, T_{oe} es la temperatura del aire a la salida del evaporador y $\sum W_{cr}$ es la generación de calor asociadas a cargas internas. De igual modo en la ecuación 4.18, se presenta el modelo para el compartimento congelador, donde, la diferencia radica en el intercambio de calor entre las cavidades, la transferencia de calor ocurre de un foco de temperatura alta a un foco de temperatura inferior, y es por ello que se aprecia un signo positivo en la ecuación asociada al intercambio de energía entre las cavidades, denotando que absorbe la energía proveniente del compartimento del refrigerador.

$$C_{cf} \frac{\partial T_{cf}}{\partial t} = (UA_{cf} + \Phi_{cf})(T_A - T_{cf}) + UA_m(T_{cr} - T_{cf}) + m_{cf}c_p(T_{oe} - T_{cf}) + \sum W_{cf} \quad (4.18)$$

Debido a que se contemplan dos escenarios en el desarrollo del código computacional, se deben resolver cuatro ecuaciones diferenciales, dos para el compartimento refrigerador y dos para el compartimento congelador, en el primer escenario, se incluye la capacidad de remoción de calor del evaporador, y es denominado *encendido*; en el segundo escenario se excluye la remoción de calor, y es denominado *apagado*.

Ellos se ejecutan alternadamente en el código computacional de acuerdo a las temperaturas establecidas como ajustes del control.

La tabla 4.1 muestra las soluciones de las ecuaciones diferenciales empleadas para el modelado del compartimento refrigerador bajo los dos escenarios, los términos Ω y β que aparecen en la solución se definen en la tabla 4.2.

Escenario	Refrigerador
<i>encendido</i>	$T_{cr} = \frac{\beta}{\Omega} - [\frac{\beta}{\Omega} - T_{crant}]e^{(-\Omega\Delta t)}$
<i>apagado</i>	$T_{cr} = \frac{\beta}{\Omega} - [\frac{\beta}{\Omega} - T_{crant}]e^{(-\Omega\Delta t)}$

Tabla 4.1: Soluciones obtenidas del desarrollo del modelo de la cavidad refrigerador.

Parámetro	Encendido	Apagado
β	$UA_{cr}T_A + UA_mT_{cf} + (1 - r)m_a c p_a T_{oe}$	$(UA_{cr} + \Phi_{cr})T_A + UA_mT_{cf}$
Ω	$UA_{cr} + UA_m + (1 - r)m_a c p_a$	$UA_{cr} + UA_m + \Phi_{cr}$

Tabla 4.2: Parámetros Ω y β para la cavidad del refrigerador.

De igual forma se presentan las soluciones para la cavidad del congelador en las tablas 4.3 y 4.4.

Escenario	Congelador
<i>encendido</i>	$T_{cf} = \frac{\beta}{\Omega} - [\frac{\beta}{\Omega} - T_{cfant}]e^{(-\Omega\Delta t)}$
<i>apagado</i>	$T_{cf} = \frac{\beta}{\Omega} - [\frac{\beta}{\Omega} - T_{cfant}]e^{(-\Omega\Delta t)}$

Tabla 4.3: Soluciones obtenidas del desarrollo del modelo de la cavidad congelador.

Parámetro	Encendido	Apagado
β	$UA_{cf}T_A + UA_mT_{cr} + rm_a cp_a T_{oe} + \sum W_{cf}$	$(UA_{cf} + \Phi_{cf})T_A + UA_mT_{cr}$
Ω	$UA_{cf} + UA_m + rm_a cp_a$	$UA_{cf} + UA_m + \Phi_{cf}$

Tabla 4.4: Parámetros Ω y β para la cavidad del congelador .

4.3.1 INCORPORACIÓN DE INERCIA TÉRMICA

Para obtener un escenario amplio y evaluar el refrigerador bajo diferentes condiciones de operación, se plantea la incorporación de cierta inercia térmica en el interior de las cavidades, esto para conocer el efecto que ejerce sobre el desempeño del mismo en condiciones estables; en este apartado se muestra en cuáles ecuaciones del modelo se adicionan los términos para denotar las capacidades térmicas asociadas a la inercia térmica. Para este estudio de investigación se seleccionó agua para representar la inercia térmica, esto por ser un fluido ampliamente utilizado para simular las condiciones térmicas de los alimentos, y además por su facilidad de manejo para ser replicada posteriormente en los ensayos experimentales.

4.3.1.1 CONGELADOR

La capacidad térmica del hielo se calcula mediante la ecuación 4.19, ya que será incorporado en el compartimento congelador y los rangos de operación oscilan entre $-13^\circ C$ y $-27^\circ C$, muy por debajo del punto de congelación del agua.

$$C_h = cp_h m_h \quad (4.19)$$

donde C_h es la capacidad térmica del hielo en J/K, cp_h es el calor específico del hielo,

y m_h [Kg], es la masa de hielo incorporada.

Cabe destacar que el calor específico y la densidad del hielo fueron consideradas constantes, ya que sus magnitudes no varían más del 5 % dentro de las temperaturas de operación en el que se encuentra el mismo, dicha información fue obtenida de acuerdo a las correlaciones de Fukusako [32]. Las magnitudes del calor específico y la densidad del hielo son calculadas por las ecuaciones 4.20 y 4.21, respectivamente.

$$c_h = 0.185 + 0.689 \times 10^{-2} \times T \quad (kJ \cdot kg \cdot K^{-1}) \quad (4.20)$$

$$\rho_h = 917(1 - 1.17 \times 10^{-4} \times T) \quad (kg \cdot m^3) \quad (4.21)$$

La capacidad térmica del hielo es incluida en las ecuaciones 4.17 y 4.18, dando como resultado dos nuevas ecuaciones en las que se contempla la incorporación de la inercia térmica en el compartimento congelador. La ecuación 4.22 muestra el modelo empleado para el cálculo de la evolución de las temperatura promedio del aire en el congelador bajo la condición *encendido*. En el término de la izquierda se aprecia la variación temporal de la energía en la cavidad congelador y en color más oscuro se aprecia la capacidad térmica del hielo. De igual forma, la ecuación 4.23 representa el modelo con la adición de carga térmica en el congelador, pero en este caso bajo el escenario *apagado*, el cual es fácilmente identificable ya que en éste no se incluye la capacidad de remoción de calor del evaporador, ni la generación de calor ocasionada por la acción del ventilador.

$$(C_{cf} + \mathbf{cp}_h \mathbf{m}_h) \frac{\partial T_{cf}}{\partial t} = (UA_{cf} + \Phi_{cf})(T_A - T_{cf}) + UA_m(T_{cr} - T_{cf}) + m_{cf}c_p(T_{oe} - T_{cf}) + \sum W_{cf} \quad (4.22)$$

$$(C_{cf} + \mathbf{cp}_h \mathbf{m}_h) \frac{\partial T_{cf}}{\partial t} = (UA_{cf} + \Phi_{cf})(T_A - T_{cf}) + UA_m(T_{cr} - T_{cf}) \quad (4.23)$$

4.3.1.2 REFRIGERADOR

En los mismos lineamientos, se incorporan las capacidades térmicas del agua en los modelos para el cálculo de las temperaturas del aire contenido en la cavidad refrigerada; para este caso la carga térmica asociada es el agua, debido a los rangos de temperaturas de operación que se manejan en dicha cavidad, estas temperaturas oscilan entre 1 y 5 °C. Se consideran las propiedades termofísicas del agua líquida como constantes. En las ecuaciones 4.24 y 4.25 se aprecia la incorporación de las capacidades térmicas del agua en los modelos bajo ambos regímenes: *encendido* y *apagado*, respectivamente.

$$(C_{cr} + \mathbf{cp}_w \mathbf{m}_w) \frac{\partial T_{cr}}{\partial t} = (UA_{cr} + \Phi_{cr})(T_A - T_{cr}) - UA_m(T_{cr} - T_{cf}) + m_{cr}c_p(T_{oe} - T_{cr}) + \sum W_{cr} \tag{4.24}$$

$$(C_{cr} + \mathbf{cp}_w \mathbf{m}_w) \frac{\partial T_{cr}}{\partial t} = (UA_{cr} + \Phi_{cr})(T_A - T_{cr}) - UA_m(T_{cr} - T_{cf}) \tag{4.25}$$

La tabla 4.5 muestra las propiedades termofísicas del hielo y el agua líquida empleadas para la incorporación de la carga térmica en el código computacional.

Propiedad	Magnitud	Unidades
Calor específico del hielo	1950	$J/kg \cdot K$
Densidad del hielo	915	kg/m^3
Calor específico del agua	4200	$J/kg \cdot K$
Densidad del agua	1000	kg/m^3

Tabla 4.5: Propiedades termofísicas del hielo y agua.

4.4 CONSUMO DE ENERGÍA

El cálculo del consumo de energía del refrigerador se realiza integrando el consumo global de energía durante un ciclo de compresor. La figura 4.7 muestra un diagrama representativo del comportamiento de la temperatura en una de las cavidades del refrigerador durante un ciclo del compresor.

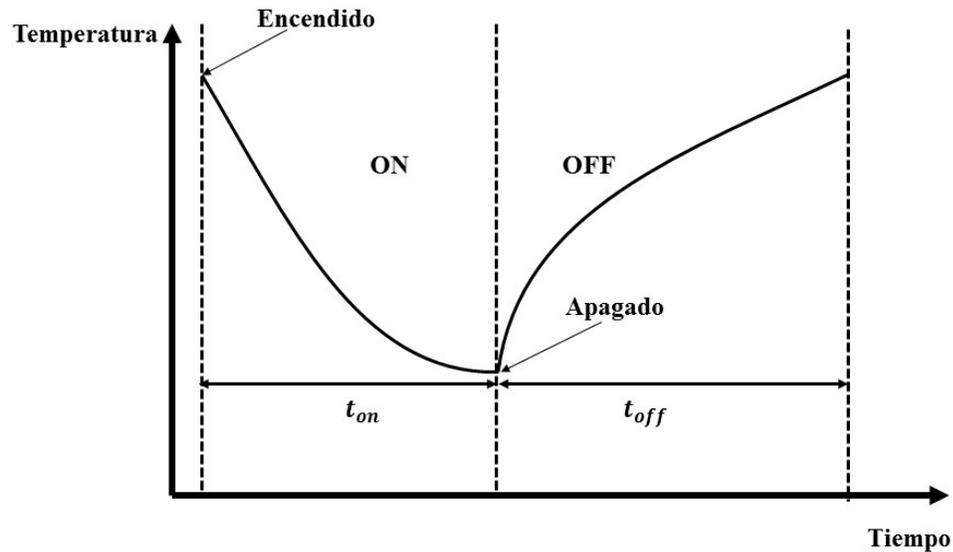


Figura 4.7: Comportamiento de temperatura en las cavidades durante un ciclo de compresor.

El diagrama comprende el tiempo de encendido del compresor, que no es más que el tiempo que tarda en descender la temperatura de la cavidad hasta llegar a una temperatura mínima, que dependerá de la temperatura de corte programada en el refrigerador, además, el diagrama también incluye el apagado del compresor, en el que se observa el incremento de temperatura en la cavidad hasta que alcanza el límite de temperatura máximo programado, posterior a esto, el compresor enciende nuevamente dando comienzo a un nuevo ciclo. El cálculo del consumo de energía del sistema es realizado a través de la ecuación 4.26.

$$CE = \frac{t_{on}}{t_{on} + t_{off}} \int_0^{t_{on}+t_{off}} W_k + W_F \cdot dt \quad (4.26)$$

donde t_{on} y t_{off} son la duración de encendido y apagado del sistema respectivamente, W_k es el trabajo requerido por el compresor y W_F es el trabajo requerido por el ventilador.

4.5 ARQUITECTURA Y ALGORITMO DEL CÓDIGO NUMÉRICO

En esta sección se describe el lenguaje de programación empleado, así como también la metodología llevada a cabo para la ejecución del código computacional, se realiza la descripción de las herramientas de apoyo utilizadas para el modelado, específicamente, la herramienta *CoolProp*, esencial para el cálculo de las propiedades termodinámicas.

4.5.1 ACOPLAMIENTO

La figura 4.8 muestra las variables tanto de entrada, como de salida necesarias para cada modelo descrito anteriormente; además, la figura también muestra la forma en que se encuentran acoplados todos los modelos para la simulación global del refrigerador. El modelo de compresor es responsable de calcular el flujo másico del refrigerante, la entalpía específica del refrigerante en la descarga del compresor, el trabajo realizado por el compresor y el calor intercambiado por el mismo hacia el ambiente. El modelo del condensador calcula el calor removido por el mismo y la entalpía específica de entrada al tubo capilar. El modelo para el tubo capilar/intercambiador de calor calcula la cantidad de energía que se adiciona al refrigerante en la línea de succión y la entalpía específica en la salida del evaporador. El modelo

del evaporador se encarga de calcular la cantidad de energía que es removida del interior de las cavidades, y a su vez calcula la temperatura del aire de salida del evaporador. Por último, en el modelo de las cavidades se calculan para cada paso de tiempo las temperaturas del aire, tanto para el compartimento refrigerador como para el compartimento del congelador.

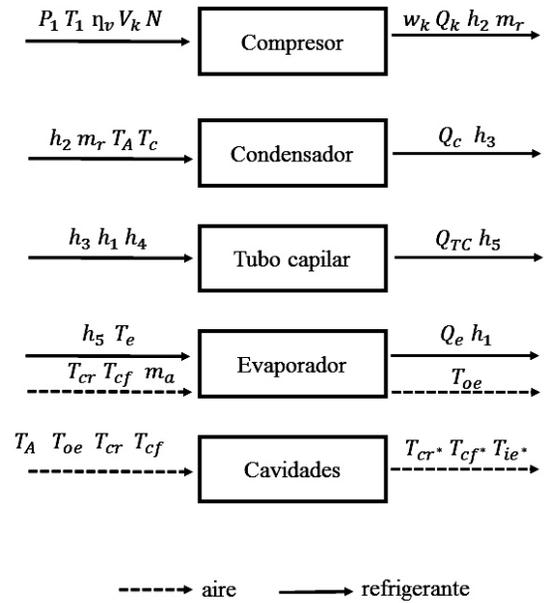


Figura 4.8: Diagrama de bloques de entradas y salidas de cada uno de los modelos.

4.5.2 PROGRAMACIÓN MODULAR

El código emplea una programación modular, donde se divide el programa principal en varias subrutinas y módulos que deben ser capaces de ser independientes y autosuficientes, se diseñan para llevar un procedimiento específico y bien definido. La programación modular cuenta con diversas ventajas. El uso de subrutinas independientes hace que la lógica sea más fácil de seguir y entender. Además, el mantenimiento y modificación de las subrutinas es más sencillo debido a que se faci-

lita la incorporación de nuevas subrutinas o modificaciones en un esquema coherente y organizado. Para la elaboración del código computacional se optó por utilizar el lenguaje de programación *FORTRAN 95*.

4.5.2.1 *FORTRAN 95*

Uno de los lenguajes por excelencia más utilizados para aplicaciones científicas y de ingeniería, es FORTRAN 95 (contracción del inglés, **F**ormula **T**ranslating System), éste es un lenguaje de programación de alto nivel de propósito general, que está especialmente adaptado al cálculo numérico y a la computación científica. Fortran, fue desarrollado originalmente por IBM para el equipo IBM 704 en 1957, sin embargo, ha estado en uso continuo por más de medio siglo en áreas de cómputo intensivo tales como la predicción numérica del tiempo, análisis de elementos finitos, dinámica de fluidos computacional, física computacional y química computacional, es uno de los lenguajes más populares en el área de computación de alto rendimiento y, es el lenguaje usado para programas que evalúan el desempeño y el ranking de los supercomputadores más rápidos del mundo. Entre las características y ventajas principales que posee FORTRAN 95 se pueden encontrar en [30] [31]:

- Es un lenguaje simple, de fácil comprensión
- Permite dividir el código por módulos especializados, cada uno dedicado a tareas específicas, lo que permite tener una estructura bien definida y fácil de seguir y de modificar según las necesidades del caso de estudio
- Es adecuado para una amplia variedad de problemas
- Fue diseñado específicamente para trabajar con expresiones matemáticas y matrices
- Existen un sin número de librerías probadas y eficientes que son compatibles con este lenguaje de programación

- Sus compiladores poseen más de 50 años de experiencia en la optimización del tiempo de cálculo de los do-loops
- Posee portabilidad, es decir, posee la capacidad que tiene un software de funcionar en distintas plataformas (diferentes ordenadores con hardware y/o sistemas operativos variados), o bien, la capacidad para producir datos transportables a otro software que realiza el mismo trabajo pero que ha sido producido por un fabricante distinto
- Se ha demostrado su precisión y confiabilidad

El código computacional desarrollado debe poseer las características mencionadas a continuación:

- **Sencillez:** Debe ser fácil de comprender para cualquier usuario
- **Rapidez:** La simulación empleada para la solución debe ejecutarse en un tiempo razonable para poder justificar su propio uso
- **Confiabilidad:** Debe proporcionar resultados aproximados al modelo físico para asegurar la toma de decisiones correctas asociadas a modificaciones del refrigerador en estudio
- **Versatilidad:** El código debe funcionar para diversos tipos de refrigeradores de características similares, sin realizar modificaciones considerables

Adicionalmente, cabe destacar que, para el cálculo de las propiedades de transporte y termodinámicas, tanto del fluido refrigerante como las del aire dentro de las cavidades, se emplea una librería llamada *CoolProp*.

4.5.2.2 *CoolProp*

Coolprop es una librería de propiedades termofísicas de código abierto, está escrita en lenguaje C++ compatibles para una gran cantidad de lenguajes de programación, entre ellos: Python, Modelica, Octave, C #, VB, MathCAD, Java, Android, MATLAB, además de interfaces de alto nivel como: Labview, EES, Microsoft Excel, LibreOffice, Javascript, PHP, FORTRAN, Maple, Mathematica, Scilab, Delphi & Lazarus, Julia. Es posible ser empleado en sistemas operativos, tanto de 32 bits como de 64 bits, tales como: Windows, Linux, OSX, Raspberry PI, VxWorks Compact Rio, entre otras. [27].

Esta librería incluye actualmente 122 fluidos puros, mostrados en la tabla 4.6, y pseudopuros, más de 500 combinaciones de mezclas de fluidos, así como también las propiedades de 40 fluidos incompresibles y aire húmedo. Esta biblioteca es de libre acceso, por lo que se destaca cada vez más su amplia aplicación en una gran variedad de campos técnicos.

Coolprop fue acoplada con el código computacional desarrollado a través de un módulo llamado *CPINTERFACE* y la función *PropsSI*, esas subrutinas son las empleadas para el cálculo asociado a las propiedades del aire y del fluido refrigerante en estudio.

1-Buteno	Isobutano	R113	R32
Acetona	Isobuteno	R114	R365MFC
Aire	Isohexano	R115	R40
Amoníaco	Isopentano	R116	R404A
Argón	Criptón	R12	R407C
Benzeno	MD2M	R123	R41
Dióxido de carbono	MD3M	R1233zd(E)	R410A
Monóxido de carbono	MD4M	R1234yf	R507A
Sulfuro de carbonilo	MDM	R1234ze(E)	RC318
Ciclohexano	MM	R1234ze(Z)	SES36
Ciclopropano	Metáno	R124	Dióxido de sulfuro
Ciclopentano	Metanol	R125	Hexafloruro de azufre
D4/D5/D6	Linoleato de metilo	R13	Tolueno
Deuterio	Metil linolenato	R134a	Agua
Dicloroetano	Oleato de metilo	R13I1	Xenón
Eter dietílico	Palmitato de metilo	R14	Cis-2-buteno
Carbonato de dimetilo	Metil estearato	R141b	m-Xieno
Eter dimetílico	Neón	R142b	n-Butano
Etano	Neopentano	R143a	n-Decano
Etanol	Nitrógeno	R152A	n-Dodecano
Benzeno etílico	Óxido nitroso	R161	n-Heptano
Etileno	Novoc649	R21	n-Hexano
Óxido de etileno	Ortodeuterio	R218	n-Nonano
Flúor	Orto hidrógeno	R22	n-Octano
HFE143m	Oxígeno	R227EA	n-Pentano
Agua pesada	Paradeuterio	R23	n-Propano
Helio	Parahidrógeno	R236EA	n-Undecano
Hidrógeno	Propileno	R236FA	o-Xileno
Cloruro de hidrógeno	Propino	R245ca	p-Xileno
Sulfuro de hidrógeno	R11	R245fa	Trans-2-Buteno

Tabla 4.6: Fluidos puros y pseudopuros que incluye Coolprop.

Debido al tiempo que conlleva el realizar las pruebas experimentales, se tomaron de trabajos anteriores los siguientes parámetros empíricos: conductancias térmicas de los diferentes componentes como: evaporador, condensador, compartimento refrigerado y congelador, así como las capacidades térmicas asociadas a la envolvente del refrigerador; asimismo se tomó con base a estudios experimentales la fracción de masa de aire que circunda en el congelador y la cavidad refrigerada. Dichos parámetros se muestran en la tabla 4.7.

Parámetro	Magnitud	Unidades
UA_{cf}	0.635	W/K
UA_{cr}	1.932	W/K
UA_c	$8.51 + (0.120 \cdot T_A)$	W/K
UA_e	$12.0 + (0.266 \cdot T_A)$	W/K
UA_m	0.2	W/K
UA_k	1.336	W/K
ϕ_{cf}	$-0.013W/K$	W/K
ϕ_{cr}	-0.545	W/K
E_{tc}	$0.572 + (0.00434 \cdot T_A)$	-
C_{cr}	6.25×10^4	J/K
C_{cf}	1.971×10^4	J/K
r	$0.938 - (0.00181 \cdot T_A)$	-

Tabla 4.7: Parámetros empíricos obtenidos de estudios desarrollados anteriormente, [24–26] .

4.5.3 EJECUCIÓN DE LA SIMULACIÓN NUMÉRICA

El programa principal administra las subrutinas con los datos de entrada, las subrutinas para el modelado de las cavidades y las subrutinas para el circuito de refrigeración. A continuación se describe la ejecución de la simulación computacional a través de los siguientes pasos:

- Inicia la simulación ejecutando la subrutina que contiene los parámetros de entrada. Los parámetros iniciales que debe introducir el usuario son: temperatura ambiente, temperatura en el compartimento congelador, temperatura en el compartimento refrigerador, temperaturas máxima y mínima que simulan el termostato del refrigerador y el tiempo total de simulación.
- Se ejecuta la subrutina que calcula los parámetros iniciales para la solución del circuito; dentro de esa subrutina se ejecutan los módulos *CPINTERFACE* y *PropsSI* para el cálculo asociado a las propiedades de los fluidos.
- Pasa al *loop* donde se solucionan las subrutinas asociadas a las cavidades y el circuito de refrigeración, inicia con la subrutina *Delta_t*, la cual hace avanzar en el tiempo la simulación.
- Dentro del programa se ejecuta una condición, que compara la temperatura en la cavidad con la temperatura máxima permitida dentro de la cavidad congelador.
- Dependiendo de la temperatura en el congelador, se ejecutará la subrutina *cavidad_{OFF}* o *cavidad_{ON}*, las cuales calculan las temperaturas en las cavidades para cada paso de tiempo.
- Si la temperatura del congelador está por encima de la temperatura máxima fijada, el código llama a la subrutina *circuito* y, posteriormente llama a la subrutina *cavidad_{ON}*, la cual se encarga de calcular las temperaturas en las cavidades.
- Si la temperatura en el congelador está por debajo del valor fijado como temperatura mínima, el código llama a la subrutina *cavidad_{OFF}*, donde se calculan las temperaturas de las dos cavidades bajo el régimen *apagado*.
- Se ejecuta el *loop* anterior hasta que se cumpla el tiempo máximo de simulación ingresado por el usuario.

La figura 4.9 muestra el diagrama de flujo que ilustra las secuencia de operaciones que se ejecutan para la simulación global del refrigerador.

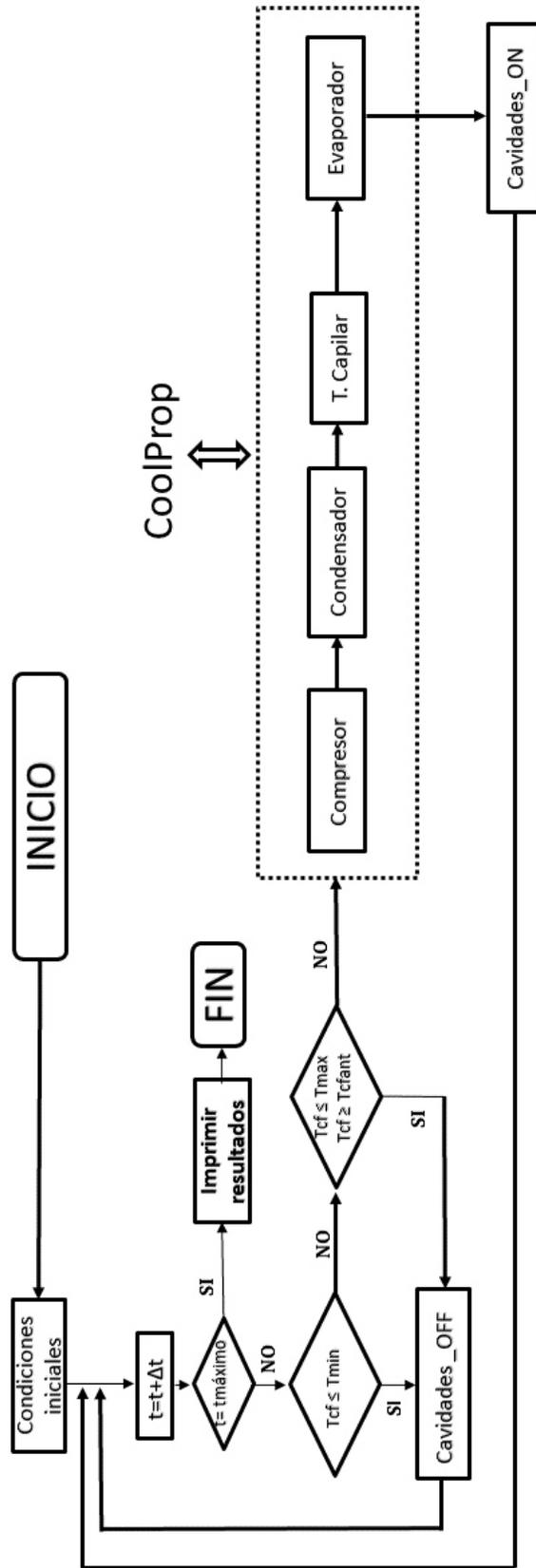


Figura 4.9: Diagrama de flujo del algoritmo para la simulación global del refrigerador.

CAPÍTULO 5

ENSAYOS EXPERIMENTALES

En este capítulo se realiza una descripción general del refrigerador en estudio, se describen las especificaciones técnicas de cada componente involucrado en su sistema de refrigeración, y adicionalmente en este apartado también se muestra la metodología llevada a cabo para el desarrollo de la fase experimental, la cual está compuesta por una serie de pruebas experimentales que involucran la adquisición de magnitudes de diferentes variables como por ejemplo: temperatura, presión, voltaje y corriente.

5.1 REFRIGERADOR PARA EL ESTUDIO

El equipo seleccionado para llevar a cabo la presente investigación, el cual se muestra en la figura 5.1, es un refrigerador que pertenece a la firma Whirlpool modelo WRT111SFD, con capacidad de 190 litros en el compartimento refrigerador y 75 litros para el congelador, el sistema de refrigeración esta compuesto por un compresor hermético reciprocante marca Embraco modelo EM3D60HLT, un condensador de tipo tubo y alambre de convección natural y evaporador de tipo tubo-aletado con movimiento de aire forzado, por último, un tubo capilar que se encuentra adosado a la línea de succión. También posee un filtro secador ubicado en la salida del condensador, como fluido de trabajo el ciclo de refrigeración emplea refrigerante HFC-134a

y aceite lubricante para los componentes móviles del compresor tipo ISO-10, otras características del refrigerador son presentadas en la tabla 5.1.

Especificaciones técnicas	
Volumen del congelador	75 litros
Volumen del refrigerador	190 litros
Voltaje	115-127 V
Frecuencia	60 Hz
Número de puertas	2
Refrigerante	R-134a (81 gr)
Sistema de deshielo	Automático

Tabla 5.1: Especificaciones técnicas del refrigerador en estudio.



Figura 5.1: Refrigerador doméstico empleado para el caso de estudio.

Para validar el modelado del refrigerador desarrollado en este trabajo de tesis, es necesaria la realización de diversas pruebas experimentales que arrojen un panorama global del comportamiento real del refrigerador modelo WRT111SFD, con

la finalidad de obtener una línea base comparable con los resultados obtenidos del código computacional. El análisis comparativo entre los resultados obtenidos por el modelo numérico y los resultados de la caracterización experimental es la forma correcta de evaluar la precisión de las predicciones arrojadas por el código.

5.2 INSTALACIONES Y EQUIPOS UTILIZADOS

En esta sección se citan los detalles de las instalaciones, equipos, sistemas de adquisición de datos y el tipo de sensores utilizados para la ejecución de los ensayos experimentales.

5.2.1 CÁMARA CLIMÁTICA

La evaluación experimental se realizó con el refrigerador ubicado dentro de una cámara climática, que permite tener el control de la temperatura en su interior para la realización de ensayos; esta cámara está situada en el Laboratorio de Ambiente Controlado del LIITE (Laboratorios de Investigación e Innovación en Tecnología Energética), ubicados en la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, perteneciente a la Universidad Autónoma de Nuevo León. La cámara de clima controlado es un recinto de 4 m de ancho, 3.5 m de profundidad y 3 m de altura; en su interior es posible controlar la temperatura en un rango desde -30°C hasta 40°C . Tiene la capacidad de adquirir y registrar señales de hasta 96 termopares, 4 canales de RTD¹ para la medición de la temperatura interna de la cámara, 4 canales para medir corriente alterna y 4 canales para medir voltaje. La figura 5.2 muestra la vista externa de la cámara climática utilizada en la experimentación.

¹*Resistance Temperature Detector, por sus siglas en inglés.*



Figura 5.2: Cámara de ambiente controlado utilizada en las pruebas experimentales.

5.2.2 SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

5.2.2.1 MEDICIÓN DE TEMPERATURA

Para el monitoreo de temperaturas la cámara climática dispone de 96 puertos para la conexión de termopares, éstos se encuentran distribuidos en 4 estaciones de adquisición, con 24 puertos por cada estación, lo cual permite albergar cuatro refrigeradores de forma simultánea y realizarles pruebas sin inconvenientes. La adquisición de datos es realizada a través del hardware NI 9214 y un sistema embebido Compact RIO 9024, con respecto al software, se emplea la plataforma LabVIEW, los mismos creados por la firma National Instruments. En las figuras 5.3 y 5.4 se muestra el módulo de adquisición de temperatura y el sistema de control empleado, respectivamente.



Figura 5.3: Módulo de adquisición de temperaturas NI 9214.



Figura 5.4: Sistema de control embebido cRIO 9024.

Se utilizaron termopares tipo “T” como dispositivos de medición, los cuales tienen una incertidumbre de medida de $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$, éstos son instalados con la finalidad de determinar la temperatura del aire en el interior de las cavidades, y las temperaturas en algunos puntos del circuito de refrigeración, la ubicación de éstos se detallan en la sección *Instrumentación del refrigerador*.

5.2.2.2 MEDICIÓN DE PRESIÓN

Debido a la ausencia de una plataforma para mediciones de presiones en las estaciones de prueba dentro de la cámara climática, fue necesario su acondicionamiento con la incorporación de un módulo NI 9201 y transductores de presión marca

Danfoss, los cuales poseen un rango de operación de 0-200 y 0-500 Psig para las presiones de baja y alta, respectivamente. En la figura 5.5 se muestra el transductor de presión utilizado, el mismo debe contar con una alimentación de 9-30 VDC y su señal de salida varía de 1 a 5 VDC, esta señal es recibida por el módulo NI 9201 y tratada posteriormente en un código creado en la plataforma LabVIEW, para convertir la señal de salida del transductor a presión según el rango de operación, en la figura 5.6 se muestra la interfaz gráfica del programa creado para la adquisición en tiempo real de las presiones de trabajo del sistema de refrigeración.



Figura 5.5: Transductor de presión, Modelo AKS 32 Marca Danfoss.

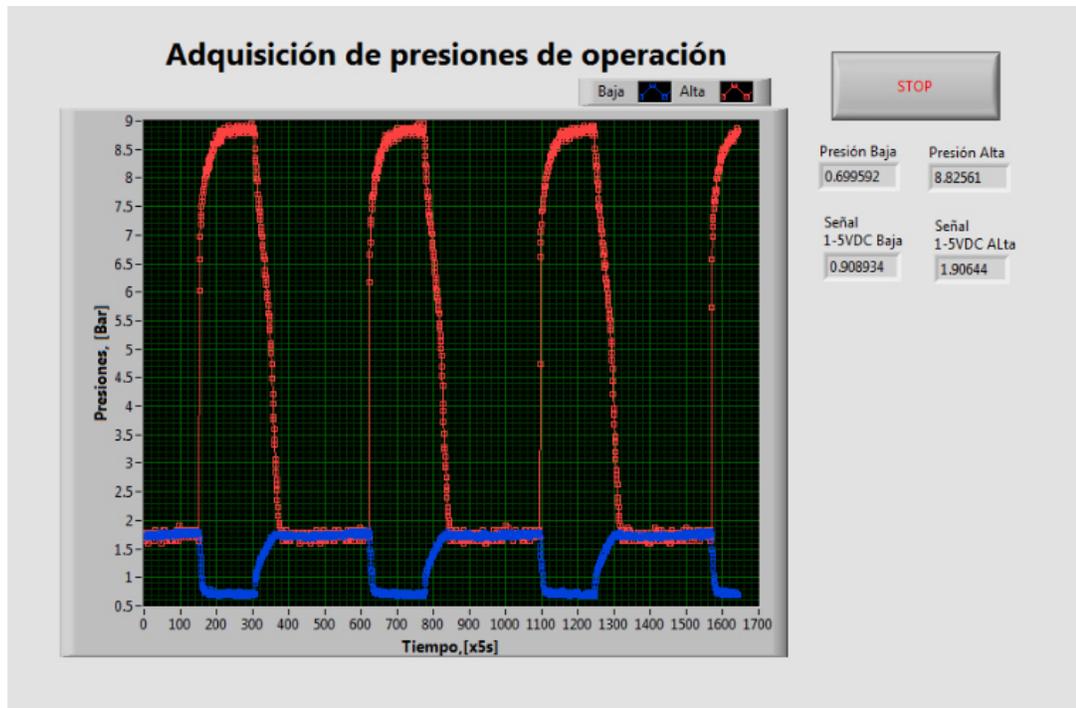


Figura 5.6: Imagen de la interfaz gráfica del programa para la adquisición de presiones.

5.2.2.3 MEDICIONES ELÉCTRICAS

Para evaluar el consumo energético del refrigerador, es necesario conocer las magnitudes del voltaje y corriente; éstas fueron adquiridas en tiempo real a través de los módulos NI 9227 y NI 9225, en el sistema embebido CompactRIO. En las figuras 5.7 y 5.8 se muestran imágenes de referencia de los módulos utilizados para la adquisición de estas variables eléctricas.



Figura 5.7: Módulo de adquisición de voltaje NI 9227 C Series.

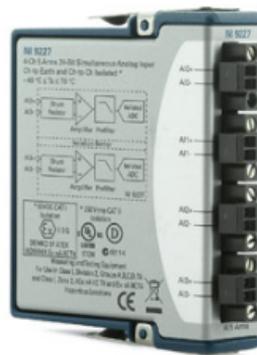


Figura 5.8: Módulo de adquisición de corriente NI 9225 C Series.

5.3 INSTRUMENTACIÓN DEL REFRIGERADOR

La figura 5.9 muestra un diagrama esquemático de la instrumentación del refrigerador en estudio, con la finalidad de describir en esta sección la distribución de los termopares y de los transductores de presión dentro del refrigerador y en el sistema de refrigeración.

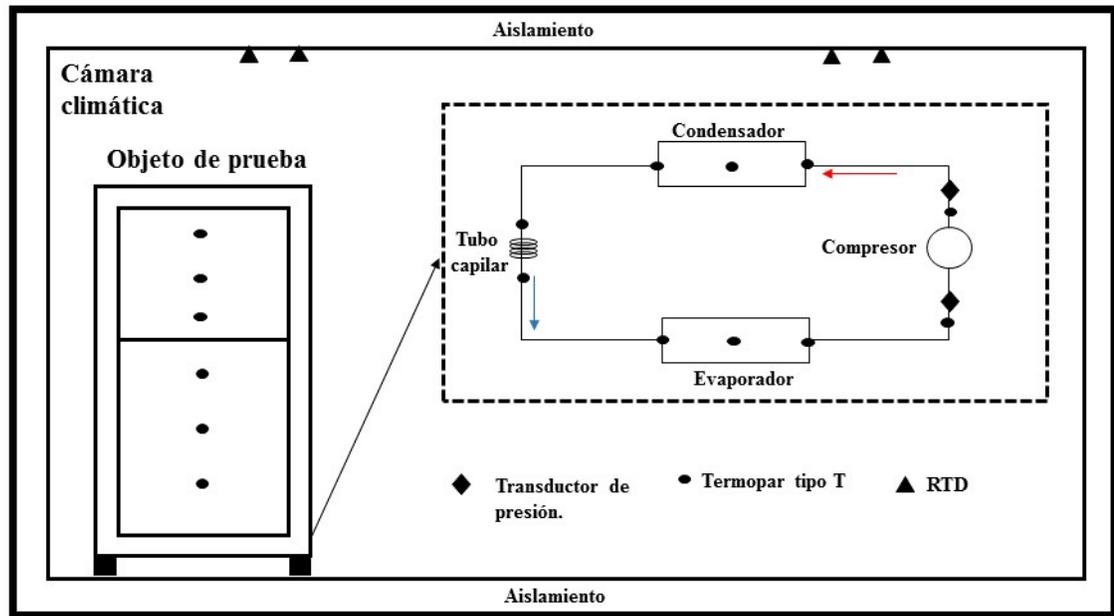


Figura 5.9: Diagrama esquemático de ubicación de la instrumentación empleada.

La instrumentación de las cavidades refrigeradas se realizó de acuerdo a la NORMA OFICIAL MEXICANA NOM-015-ENER-2012 [28], la cual indica que en este tipo de refrigeradores domésticos deben colocarse tres termopares tipo “T” en el interior del compartimento del refrigerador, y tres más en el compartimento congelador, tal y como se muestra en la figura 5.10. Cada termopar instalado debe estar unido a una masa metálica, puede ser de bronce o cobre, con la finalidad de evitar tener grandes cambios en las mediciones de temperatura, éstas deben tener dimensiones de diámetro y altura de 2.9 cm y 0.6 cm, respectivamente.



Figura 5.10: Refrigerador instrumentado con termopares tipo “T”.

La instrumentación del sistema de refrigeración comprende mediciones de temperaturas y presiones a lo largo del circuito, para las mediciones de temperatura se utilizaron 10 termopares tipo “T”, colocados en la superficie de las tuberías y distribuido según la tabla 5.2.

Termopar	Ubicación
T-1	Entrada del compresor
T-2	Salida del compresor
T-3	Entrada del condensador
T-4	Centro del condensador
T-5	Salida del condensador
T-6	Entrada del tubo capilar
T-7	Salida del tubo capilar
T-8	Entrada del evaporador
T-9	Centro del evaporador
T-10	Salida del evaporador

Tabla 5.2: Ubicación de los sensores de temperatura en el circuito de refrigeración.

Por otro lado, para las mediciones de presión fue necesaria la intervención del circuito de refrigeración mediante la instalación de dos válvulas perforadoras en las líneas de succión y descarga, gracias a ello fue posible realizar la conexión de los transductores. En las figuras 5.11 y 5.12 se muestran las válvulas de servicio y transductores instalados en el sistema.



Figura 5.11: Válvula de servicio y transductor instalado en la succión del compresor.



Figura 5.12: Válvula de servicio y transductor instalado en la descarga del compresor.

5.4 METODOLOGÍA DE PRUEBA

En esta sección se describe las diferentes pruebas experimentales realizadas al refrigerador en estudio, con el objeto de caracterizar su comportamiento y obtener bases para comparar con el código desarrollado en este proyecto.

5.4.1 PRUEBA PULL DOWN

Para realizar una caracterización del refrigerador y conocer el comportamiento del mismo, se procedió a ejecutar la prueba PULL DOWN estandarizada por la empresa Whirlpool, la misma consiste en disponer el objeto de prueba en una cámara de ambiente controlado de acuerdo a la NORMA OFICIAL MEXICANA NOM-015-ENER-2012 [28], fijar la temperatura de la misma a 43.3°C , abrir las puertas de los compartimentos del refrigerador y mantenerlo desconectado de la red eléctrica, se monitorean las temperaturas en los compartimentos por medio de los sensores instalados según la norma, y se espera a que las temperaturas dentro de las cavidades alcancen los 43.3°C , posteriormente se cierran las puertas y se energiza el refrigerador, se documenta el abatimiento de temperatura y el comportamiento del refrigerador por cinco horas. Cabe destacar que esta prueba es también de utilidad para descartar posibles inestabilidades de los sistemas de refrigeración o problemas de fábrica con alguno de los componentes. Se observa en la figura 5.13, el comportamiento de las temperaturas promedio para el refrigerador y el congelador, se destaca que el sistema de refrigeración le toma 226 minutos para abatir la temperatura desde 43.3°C hasta -10°C en el congelador, y hasta 6°C en el refrigerador.

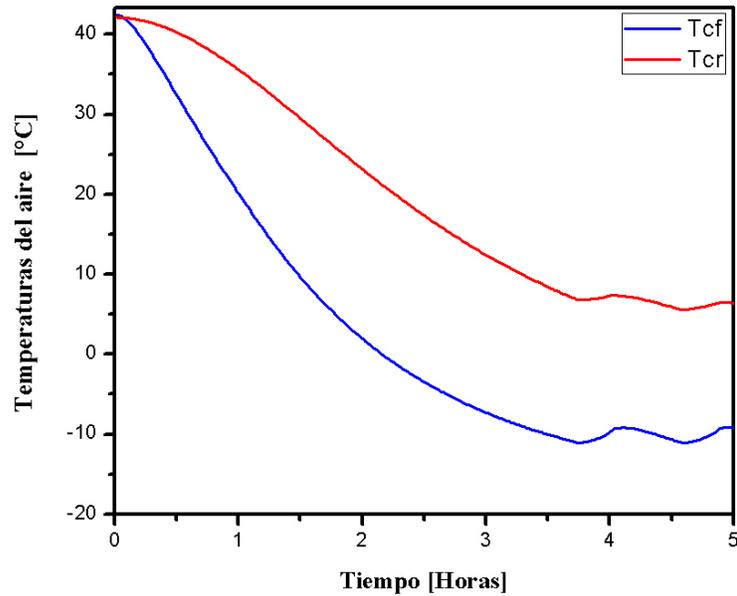


Figura 5.13: Abatimiento de las temperaturas promedio del aire en el interior de las cavidades (T_{cf} = Temperatura promedio del aire en el compartimento congelador, T_{cr} = Temperatura promedio del aire en el compartimento refrigerador).

En lo que respecta a las presiones de operación, en la figura 5.14 es posible observar la evolución de las presiones de alta y de baja en las 5 horas de duración de la prueba PULL DOWN, al inicio de la prueba cuando el refrigerador permanece desenergizado las lecturas de ambas presiones permanecen en un valor de 4.47 bar, seguidamente pocos segundos después de encender el compresor recíprocante, la presión de succión decrece hasta 0.7 bar y la presión de descarga aumenta hasta 11.7 bar, sin embargo al transcurrir el tiempo se observa un incremento en la presión de descarga hasta un valor máximo de 15.93 bar, en la primera hora de operación del sistema, este comportamiento en la presión de condensación, es atribuido a la cantidad de energía que debe ser retirada por el fluido de trabajo en las primeras horas de operación del sistema al ejecutar la prueba PULL DOWN.

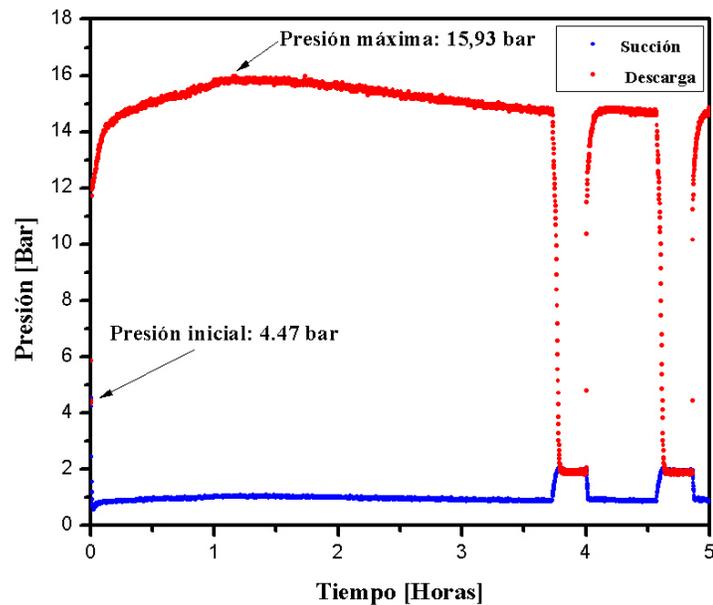


Figura 5.14: Evolución de las presiones de succión y descarga.

5.4.2 CARACTERIZACIÓN DEL CONTROL DEL REFRIGERADOR

Con el objeto de conocer las características del control del refrigerador, es decir, las temperaturas a las cuales se encuentra programado el encendido y el apagado del compresor, se llevaron a cabo ensayos experimentales en donde se caracterizaron tres ajustes, ellos fueron: *MIN – MIN*, *MED – MED* y *MAX – MAX*, cada prueba tiene una duración de seis horas, las cuales inician una vez que el refrigerador se encuentra en estado estable y con temperatura ambiente controlada de $21.1\text{ }^{\circ}\text{C}$. De los resultados arrojados por las pruebas, se calculan las temperaturas promedio del aire en cada una de las cavidades para cada ajuste caracterizado y se muestran en las figuras 5.15, 5.16 y 5.17, respectivamente.

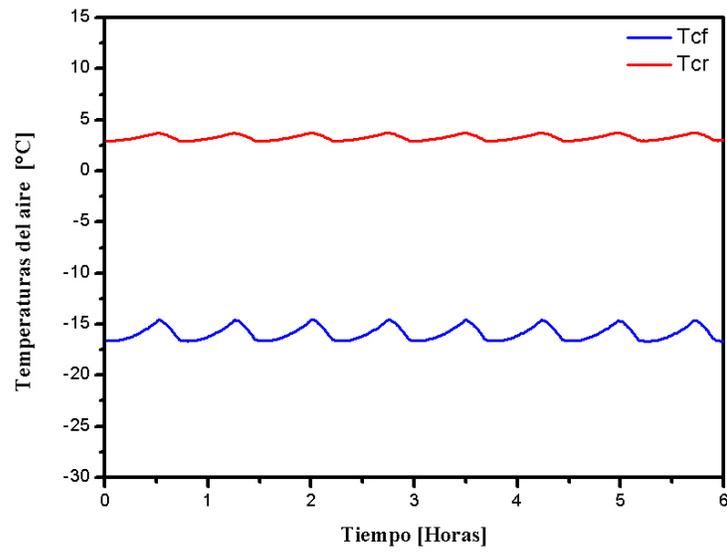


Figura 5.15: Variación de las temperaturas promedio en ambas cavidades bajo el ajuste $MIN - MIN$, $T_A=21.1^\circ C$.

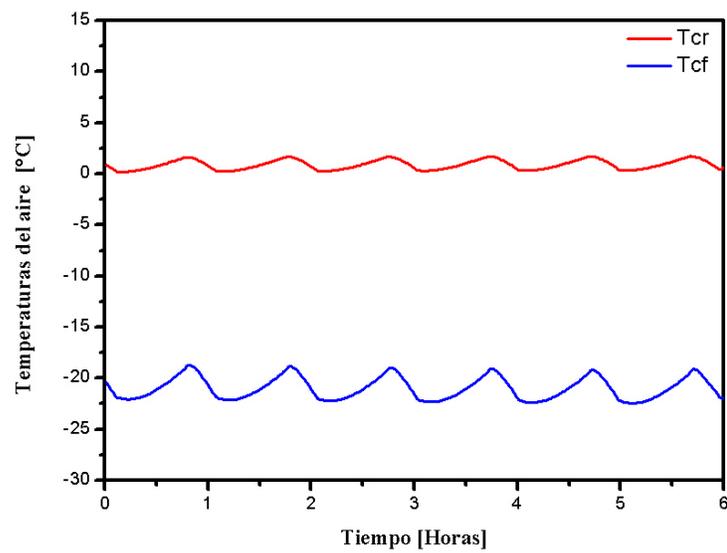


Figura 5.16: Variación de las temperaturas promedio en ambas cavidades bajo el ajuste $MED - MED$, $T_A=21.1^\circ C$.

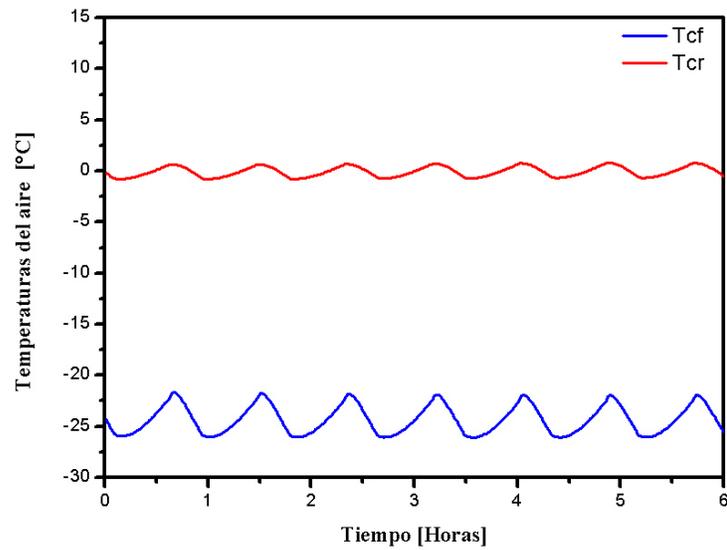


Figura 5.17: Variación de las temperaturas promedio en ambas cavidades bajo el ajuste $MAX - MAX$, $T_A=21.1^\circ C$.

Ajuste (Ref-Cong)	Temperatura promedio refrigerador [$^\circ C$]	Temperatura promedio congelador [$^\circ C$]	Consumo energético [kWh/día]
MIN-MIN	3.2	-15.6	0.52
MED-MED	1.01	-20.6	0.65
MAX-MAX	0.11	-23.85	0.93

Tabla 5.3: Características del control del refrigerador.

5.5 CÁLCULO DE CONSUMO ENERGÉTICO

A partir de la adquisición de las magnitudes de voltaje y corriente explicada en las secciones anteriores, se obtiene el consumo de energía del refrigerador bajo los diferentes escenarios de prueba, este cálculo es realizado como lo establece la

NORMA OFICIAL MEXICANA NOM-015-ENER-2012 [28] en su inciso 9.15.1 para aparatos con deshielo automático. La ecuación que permite el cálculo del consumo de energía por parte del aparato es la que se muestra a continuación:

$$EC = \frac{(EP \times 1440 \times K)}{t} \quad (5.1)$$

Donde:

EC= Consumo de energía durante un ciclo, en kWh/día

EP= Consumo de energía durante el período de prueba, en kWh

1440= Factor de conversión para ajustar el tiempo de prueba a un período de 24 horas

K= Factor de corrección adimensional (0.70 para congeladores horizontales, 0.85 para congeladores verticales, 1.00 para refrigeradores electrodomésticos)

t= Tiempo total de la prueba en minutos

CAPÍTULO 6

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En este capítulo se plasman las predicciones arrojadas por el código computacional, se divide en tres secciones: en la primera se presentan los resultados del código computacional basado en el diseño de experimentos bajo diferentes condiciones de operación, en la segunda sección se desarrolla la comparación de los resultados obtenidos del modelo numérico respecto a los resultados logrados en los ensayos, y, la tercera sección contempla un nuevo diseño de experimentos, en el cual se plantean diferentes pruebas con el código computacional mediante la incorporación de nuevos ajustes propuestos, esto con la finalidad de promover la disminución del consumo de energía del refrigerador.

6.1 DISEÑO DE EXPERIMENTOS NUMÉRICO

La ejecución de un diseño de experimentos es esencial para la evaluación de los diferentes factores que afectan a un fenómeno, al realizarlo, el mismo proporciona evidencias objetivas que permiten responder a las interrogantes planteadas, y de esta forma se aclaran los aspectos inciertos de un proceso, se resuelven problemas o se logran mejoras a un proceso o producto, por ello se decide emplear en este proyecto de investigación, una matriz de diseño que permita evaluar sistemáticamente la influencia de diversos factores en el desempeño del refrigerador.

Dicha matriz se muestra en la tabla 6.1, la misma está conformada por tres factores controlables:

Tratamiento	T_A	Ajuste	Carga térmica
1	21.1 °C	MAX-MAX	0 %
2	21.1 °C	MAX-MAX	5 %
3	21.1 °C	MAX-MAX	15 %
4	21.1 °C	MAX-MAX	30 %
5	21.1 °C	MED-MED	0 %
6	21.1 °C	MED-MED	5 %
7	21.1 °C	MED-MED	15 %
8	21.1 °C	MED-MED	30 %
9	21.1 °C	MIN-MIN	0 %
10	21.1 °C	MIN-MIN	5 %
11	21.1 °C	MIN-MIN	15 %
12	21.1 °C	MIN-MIN	30 %
13	32.2 °C	MAX-MAX	0 %
14	32.2 °C	MAX-MAX	5 %
15	32.2 °C	MAX-MAX	15 %
16	32.2 °C	MAX-MAX	30 %
17	32.2 °C	MED-MED	0 %
18	32.2 °C	MED-MED	5 %
19	32.2 °C	MED-MED	15 %
20	32.2 °C	MED-MED	30 %
21	32.2 °C	MIN-MIN	0 %
22	32.2 °C	MIN-MIN	5 %
23	32.2 °C	MIN-MIN	15 %
24	32.2 °C	MIN-MIN	30 %

Tabla 6.1: Diseño de experimentos numérico.

- **Temperatura ambiente:** El desempeño de un refrigerador se ve fuertemente afectado por la temperatura a la cual se encuentra expuesto, especialmente en su consumo energético; es por ello, que la temperatura ambiente es uno de los factores principales a evaluar, por consiguiente, en este trabajo de tesis se seleccionaron dos temperaturas ambientales; $21.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $32.2\text{ }^{\circ}\text{C}$. Estas magnitudes fueron propuestas por ser las temperaturas comúnmente empleadas para la ejecución de ensayos experimentales de consumo energético para refrigeradores electrodomésticos por parte de la empresa manufacturera del equipo en estudio.
- **Ajuste del refrigerador:** El consumo energético del equipo también depende de los requerimientos térmicos dentro de las cavidades que demande el usuario, los cuales pueden ser controlados mediante el ajuste del termostato; para este caso de estudio se seleccionaron tres diferentes tipos de ajustes: *MAX – MAX*, *MED – MED* y *MIN – MIN*. Cabe resaltar que se realizó la caracterización experimental de estos tres ajustes anteriormente, con la finalidad de determinar las temperaturas promedio del aire en las cavidades, así como también las temperaturas máximas y mínimas de corte programadas para este modelo de refrigerador.
- **Inercia térmica:** Otro factor importante considerado fue la inercia térmica, debido a que ésta es capaz de amortiguar el aumento acelerado de las temperaturas dentro de las cavidades en el momento que el compresor se encuentra fuera de operación, por lo que es relevante evaluar el efecto que ejerce sobre el desempeño termo-energético del refrigerador. Se consideraron cuatro diferentes escenarios para la carga térmica, ellos son: 0 %, 5 %, 15 % y 30 %; donde el porcentaje está basado en la capacidad total que puede albergarse en las cavidades del refrigerador, tal y como se muestra en la figura 6.1.

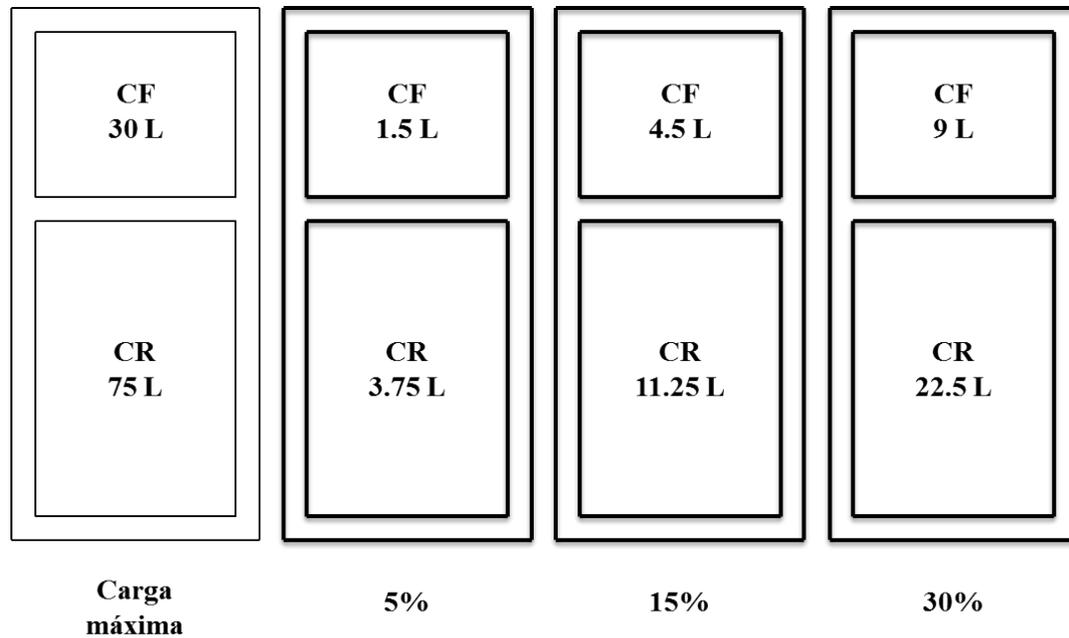


Figura 6.1: Inercias térmicas ingresadas para cada uno de los escenarios propuestos, incluyendo ensayos experimentales y modelado a través del código numérico.

6.1.1 SECCIÓN I: RESULTADOS DEL DISEÑO DE EXPERIMENTOS NUMÉRICO

En esta sección se presentan las predicciones arrojadas por el código computacional, a continuación se muestra la evaluación por cada factor de algunos de los tratamientos planteados en la matriz de diseño ilustrada en la tabla 6.1.

6.1.1.1 FACTOR: INERCIA TÉRMICA

La figura 6.2 muestra la comparación entre los factores de inercia térmica 0%, 5%, 15% y 30%, además se incluyen en la misma gráfica las cuatro simulaciones bajo las siguientes condiciones: $T_A = 32.2^{\circ}C$ y Ajuste = MED-MED. Los resultados muestran como la incorporación de cierta inercia térmica ayuda a retardar el encendido del sistema de refrigeración, en primera instancia

se observan las líneas en color negro y azul que corresponden a un 30% y 15%, respectivamente, se aprecia que la línea negra posee un retraso en comparación con la línea azul en el área inferior de la gráfica, la cual corresponde a la cavidad congelador, en la simulación con 30% de inercia térmica el tiempo que permanece apagado el sistema de refrigeración es de 3.27 minutos y la simulación con 15% reporta un tiempo de apagado del sistema de refrigeración de 3.20 minutos. En el caso de las simulaciones con 0% y 5% se nota en el caso de la línea roja perteneciente a la prueba con inercia del 5% al igual que en el caso de la línea negra posee un retraso, quiere decir que al comparar las simulaciones entre ellas, los resultados arrojan que la prueba con mayor inercia térmica experimentan mayor autonomía, disminuyendo de esta forma el consumo de energía durante el tiempo de duración de la simulación. La autonomía registrada para las pruebas con 5% y 0% fueron de 3.17 minutos y 3.14 minutos respectivamente.

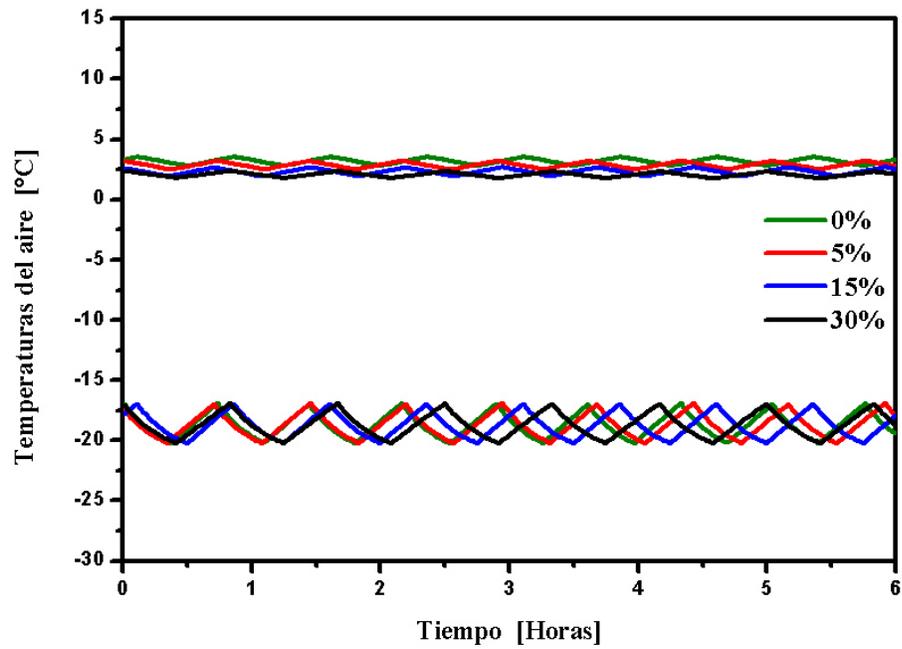


Figura 6.2: Comparación entre los factores de inercia térmica, variación temporal de las temperaturas del aire en las cavidades, $T_A = 32.2^\circ C$ y Ajuste = MED-MED.

En la figura 6.3 se reporta el consumo de energía de las cuatro simulaciones realizadas para cada una de las inercias térmicas con las mismas condiciones de operación.

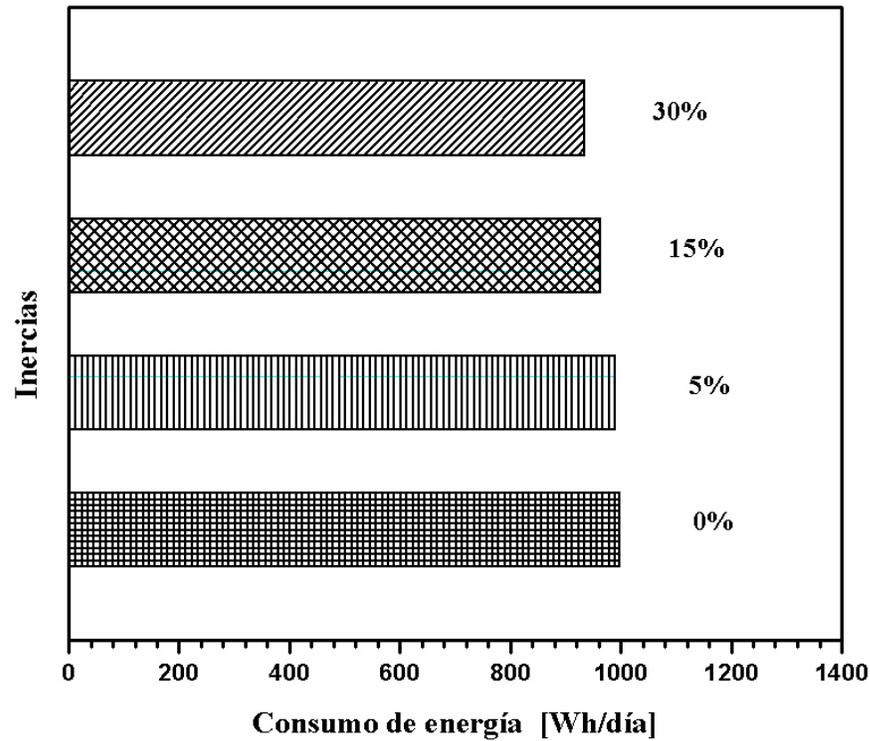


Figura 6.3: Consumo de energía para diferentes porcentajes de inercia térmica, $T_A = 32.2^{\circ}C$ y Ajuste = MED-MED.

Para la simulación sin inercia térmica 0% se tiene un consumo energético de 997.37 W h/día, la simulación con un 5% de inercia reporta un consumo de 989.73 W h/día, en el caso de la simulación con un 15% de inercia se registra un consumo energético de 962.89 W h/día, y por último, para la simulación con un 30% de inercia térmica se tiene un consumo de 933.82 W h/día. Entre las pruebas de 0% y 30% de inercia térmica, se reporta una diferencia de 6.37% en el consumo de energía.

6.1.1.2 FACTOR: AJUSTE DEL TERMOSTATO

En este apartado se muestra la comparación entre los ajustes del control: MAX-MAX, MED-MED y MIN-MIN de igual forma se evalúa la variación temporal de las temperaturas del aire en las cavidades y el consumo de energía para cada uno de los escenarios. La figura 6.4 muestra la variación temporal de las temperaturas en las cavidades bajo los tres ajustes propuestos, con una $T_A = 32.2^{\circ}C$ y una inercia de 15 %.

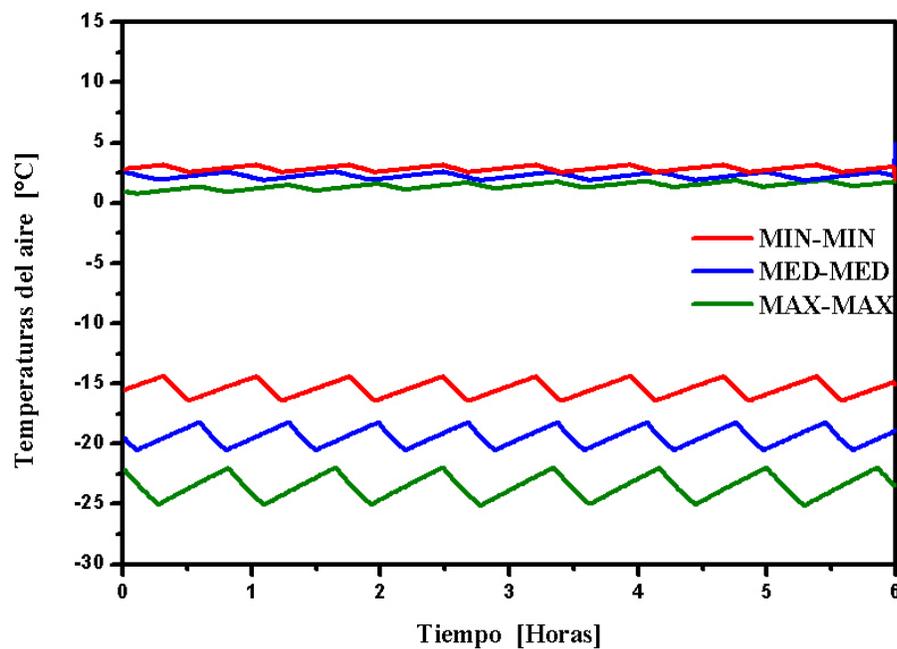


Figura 6.4: Comparación entre los factores de ajuste del refrigerador, variación temporal de las temperaturas del aire en las cavidades $T_A = 32.2^{\circ}C$ Inercia = 15 %.

Se aprecia que en el ajuste correspondiente a la posición MAX-MAX el sistema de refrigeración se mantiene por mayor tiempo encendido, debido a que la diferencia de temperaturas entre el ambiente y la temperatura del aire requerida dentro de la cavidad es mayor en comparación con los ajustes MED-MED y

MIN-MIN. De los resultados obtenidos de la comparación de los diferentes ajustes se tiene que para ajuste MAX-MAX la duración de encendido del sistema durante las seis horas fue de 2 horas y 10 minutos para el ajuste MED-MED y MIN-MIN fue de 1 hora y 43 minutos y 1 hora con 36 minutos respectivamente.

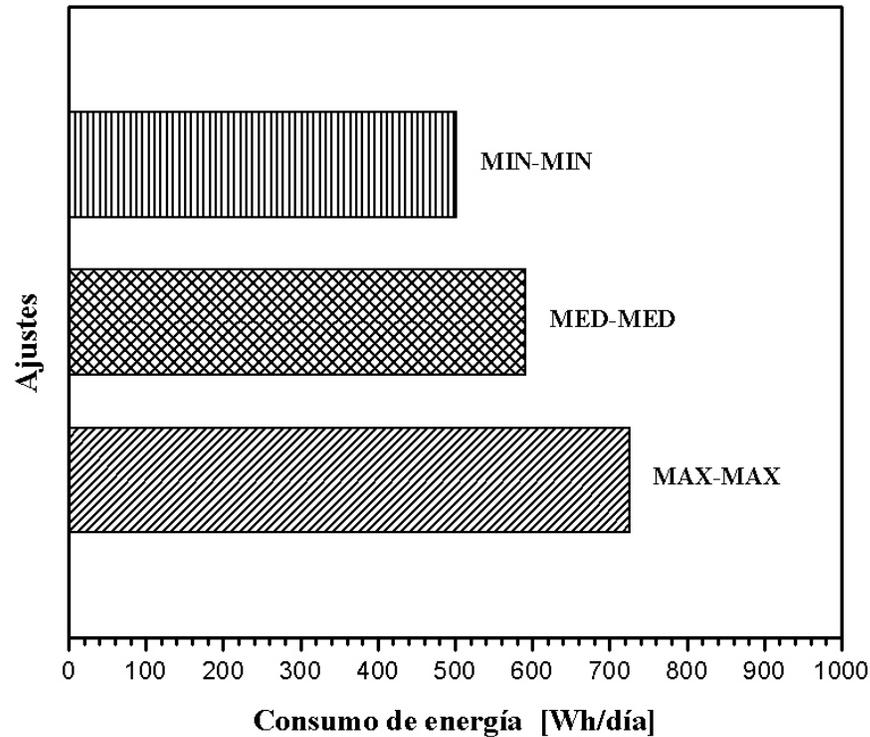


Figura 6.5: Consumo de energía para las diferentes factores de ajustes del termostato, $T_A = 21.1^\circ C$ Inercia = 15 %.

En la figura 6.5 se muestra el consumo de energía para cada uno de los ajustes, a una $T_A = 21.1^\circ C$ e Inercia = 15 %. El escenario que presenta mayor consumo de energía es el del ajuste MAX-MAX con 725.368 W h/día, posteriormente el ajuste MED-MED y por último del MIN-MIN, los ajustes MED-MED y MIN-MIN representan un 18,72 % y 30,87 % de ahorro de energía al compararlo con

el ajuste MAX-MAX.

6.1.1.3 FACTOR: TEMPERATURA AMBIENTE

En esta sección se realiza una comparación entre las dos temperaturas ambiente propuestas $21.1^{\circ}C$ y $32.2^{\circ}C$, con un ajuste = MED-MED, e Inercia= 15 %. Se reporta el comportamiento termo-energético del refrigerador, específicamente el comportamiento de las temperaturas en las cavidades y el consumo de energía del sistema durante la simulación. En la figura 6.6 se muestra la comparación de la variación temporal de la temperatura del aire en las cavidades bajo las dos temperaturas ambiente propuestas. Se destaca que el tiempo de autonomía con temperatura ambiente de $21.1^{\circ}C$ fue de 3 horas con 18 minutos, mientras que para la prueba con temperatura ambiente de $32.2^{\circ}C$ fue de 2 horas con 54 minutos.

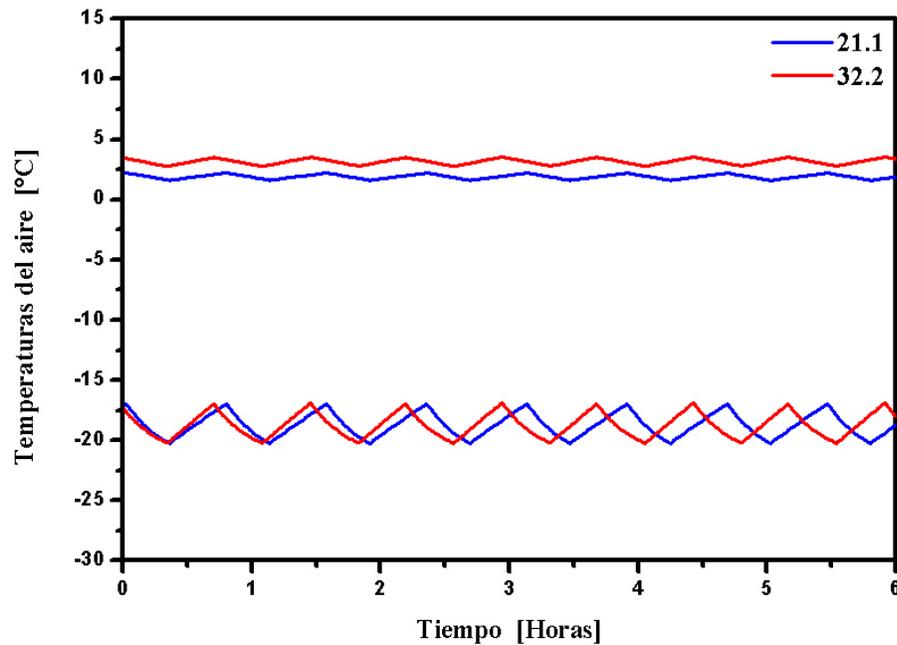


Figura 6.6: Comparativa entre los factores de temperatura ambiente, variación temporal de las temperaturas del aire en las cavidades Ajuste= MED-MED, Inercia = 15 %.

En la figura 6.7 se muestra el consumo de energía para los dos escenarios de temperatura ambiente, se aprecia como impacta considerablemente el efecto de la temperatura ambiente sobre el consumo de energía del refrigerador, en la simulación con temperatura ambiente de 21.1°C se reporta mayor tiempo de autonomía, es decir, el sistema de refrigeración estuvo apagado por más tiempo en comparación con la simulación con temperatura ambiente de 32.2°C , cuando existe mayor gradiente de temperatura entre los compartimentos y la temperatura exterior, el calor transferido a través de las paredes del refrigerador también incrementa, es por ello que para mantener la temperatura deseada en los compartimentos, el compresor se mantiene por mayor tiempo encendido cuando la temperatura ambiente es más alta ya, que el evaporador debe retirar

mayor cantidad de energía de las cavidades. EL consumo energético de la prueba con temperatura ambiente de 21.1°C fue 30,44% menor que la simulación con temperatura ambiente de 32.2°C .

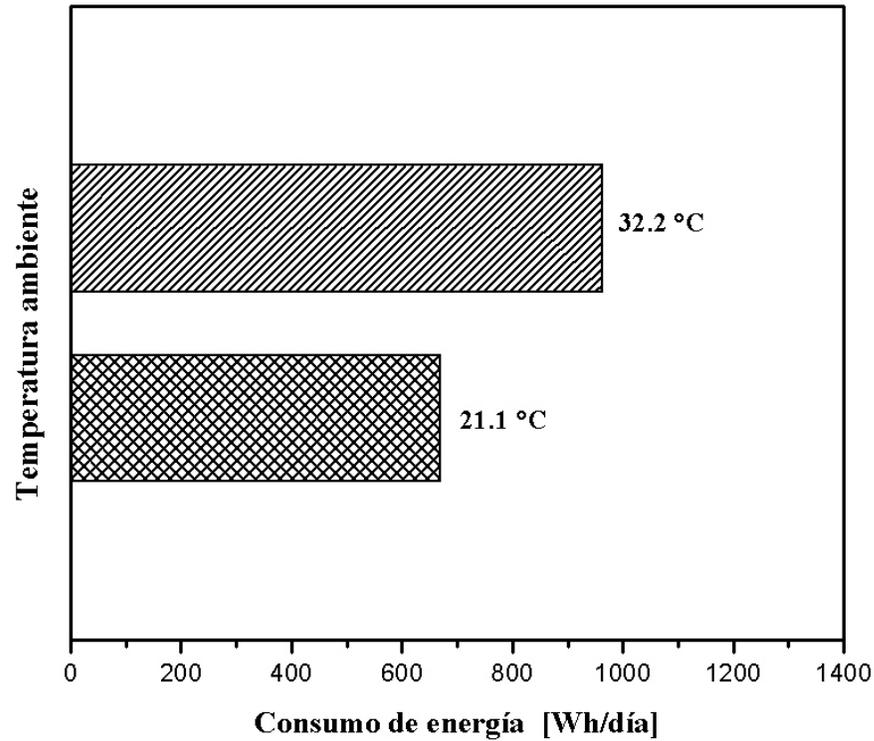


Figura 6.7: Consumo de energía para los factores de temperatura ambiente, Ajuste= MED-MED, Inercia = 15%.

Para culminar la sección correspondientes a las diferentes simulaciones numéricas realizadas se muestra en la figura 6.8 las predicciones del consumo de energía para cada uno de los tratamientos planteados en la matriz de diseño, en la figura se ilustra en forma de barras el consumo para las 24 simulaciones ejecutadas.

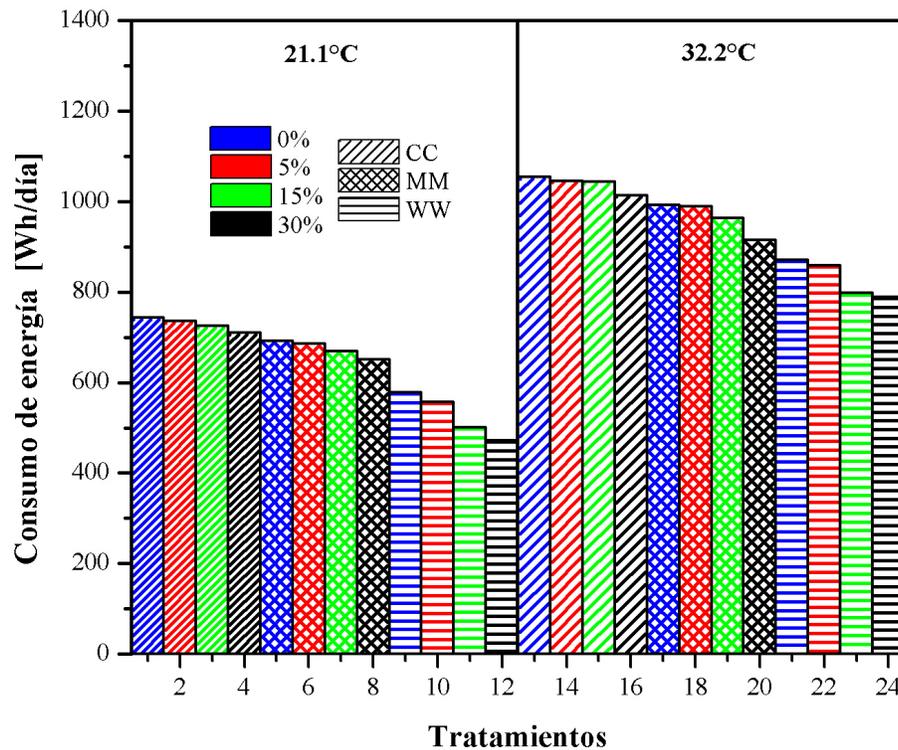


Figura 6.8: Comparativa de los consumos de energía de los 24 escenarios de simulación.

En la figura 6.8 se hace notar la fuerte influencia que ejerce la temperatura ambiente en el consumo de energía del refrigerador, en el área izquierda de la gráfica de barras se aprecian las primeras doce simulaciones con una temperatura ambiente de 21.1°C , las doce del lado derecho obedecen a las simulaciones con una temperatura ambiente de 32.2°C . Es importante destacar que el escenario que reportó mayor consumo de energía fue el tratamiento 13: $T_A = 32.2^{\circ}\text{C}$ Inercia = 0% y Ajuste = MAX-MAX con 1054.25 W h/día y el escenario con menor consumo energético fue el tratamiento 12: $T_A = 21.1^{\circ}\text{C}$ Inercia = 30% y Ajuste = MIN-MIN con 472.28 W h/día.

6.2 DISEÑO DE EXPERIMENTOS FÍSICO

En esta sección se define un arreglo de experimentos que se llevan a cabo al modelo físico, con el fin de comparar el comportamiento termo-energético del refrigerador, con las predicciones proporcionadas por el código computacional, en la tabla 6.2 se muestra la matriz de diseño que rige esta fase del proyecto.

Con el objeto de comparar los resultados obtenidos del modelado a través del código computacional, se plantea la ejecución de una serie de ensayos experimentales, ver tabla 6.2, la variables involucradas en el diseño son: la temperatura ambiente, el ajuste del control del refrigerador y cierta inercia térmica. Para el caso de la inercia térmica se emplearon botellas de plástico tipo PET¹ con capacidad de 1 L llenas en su totalidad de agua, las mismas son incorporadas en los compartimentos, y se llevan a cabo las pruebas una vez que el refrigerador se encuentre en estado estable.

¹Por sus siglas en inglés, Polyethylene terephthalate, es un polímero termoplástico ampliamente utilizado en la fabricación de envases para bebidas.

Tratamiento	T_A	Ajuste	Inercia térmica
1	21.1 °C	MAX-MAX	0 %
2	21.1 °C	MAX-MAX	30 %
3	21.1 °C	MED-MED	0 %
4	21.1 °C	MED-MED	30 %
5	21.1 °C	MIN-MIN	0 %
6	21.1 °C	MIN-MIN	30 %
7	32.2 °C	MAX-MAX	0 %
8	32.2 °C	MAX-MAX	30 %
9	32.2 °C	MED-MED	0 %
10	32.2 °C	MED-MED	30 %
11	32.2 °C	MIN-MIN	0 %
12	32.2 °C	MIN-MIN	30 %

Tabla 6.2: Diseño de experimentos físico.

6.3 SECCIÓN II: RESULTADOS DE DISEÑO DE EXPERIMENTOS FÍSICO

En este apartado se muestran los resultados de los ensayos experimentales, de igual forma se presentan los resultados que arroja el código computacional esto con el fin de realizar la comparación y validación del modelo empleado para simular el comportamiento termo-energético del refrigerador en estudio. Se presentan la variación temporal de las temperaturas del aire en las cavidades y del consumo de energía del sistema. A continuación se presentan los resultados completos de dos de los tratamientos planteados en el diseño de experimentos, posteriormente se presentan en una tabla los resultados de todos los tratamientos.

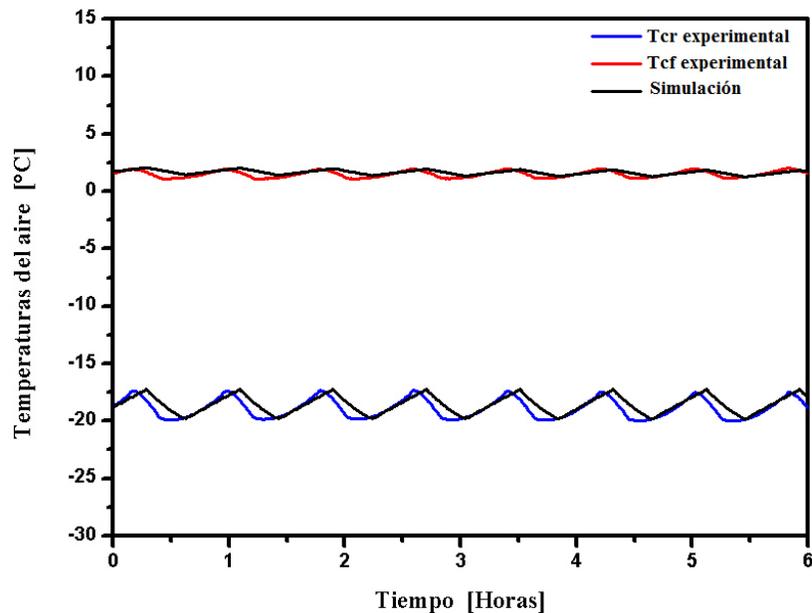


Figura 6.9: Variación temporal de las temperaturas del aire en los compartimentos refrigerados, Tratamiento 3 : $T_A = 21.1^\circ C$ Ajuste= MED-MED, Inercia= 0 %.

En la figura 6.9 se muestra la variación temporal de las temperaturas del aire en las cavidades correspondientes a el tratamiento 3, $T_A = 21.1^\circ C$ Ajuste= MAX-MAX e Inercia = 0 %, la líneas color negro obedecen a las predicciones arrojadas por el código computacional, se ilustra el comportamiento del sistema a lo largo de seis horas con siete ciclos de compresor, adicionalmente se evidencia que las predicciones que proporciona el modelo son muy cercanas al comportamiento del ensayo experimental, para el caso del compartimento refrigerador se reportan diferencias de $\pm 0.5^\circ C$ y para el compartimento congelador se registra una diferencia máxima en la predicción de $\pm 1.1^\circ C$. En la figura 6.10 se muestra la variación temporal del consumo de energía para el ensayo experimental e igualmente se compara con los resultados arrojados por el código computacional.

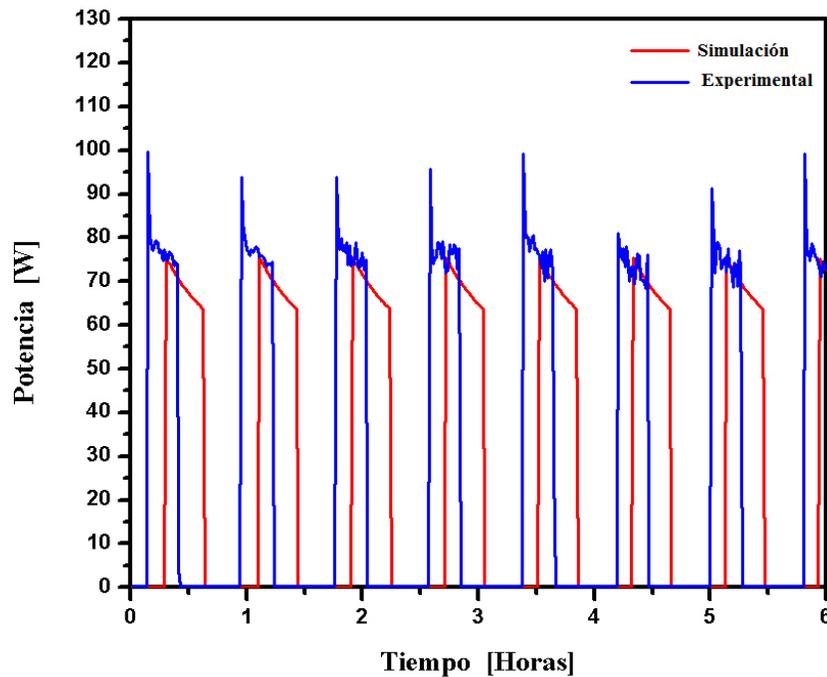


Figura 6.10: Variación temporal del consumo de energía del refrigerador, Tratamiento 3 : $T_A = 21.1^\circ C$ Ajuste= MED-MED, Inercia= 0 %.

Se obtiene el consumo de energía para el ensayo experimental y el código computacional al compararlos se encuentra una diferencia de 4.29 %.

También se muestra en la figura 6.11 la variación temporal de las temperaturas del aire en las cavidades correspondientes al tratamiento 10, $T_A = 32.2^\circ C$ Ajuste= MED-MED e Inercia = 30 %, en este caso se incorpora inercia térmica en las cavidades del refrigerador, se aprecia que el modelo es capaz de proporcionar predicciones cercanas a los ensayos experimentales, en lo que respecta a las temperaturas del aire en las cavidades, para el compartimento refrigerador se obtienen diferencias máximas de $\pm 0.89^\circ C$ y para el compartimento congelador de $\pm 0.83^\circ C$

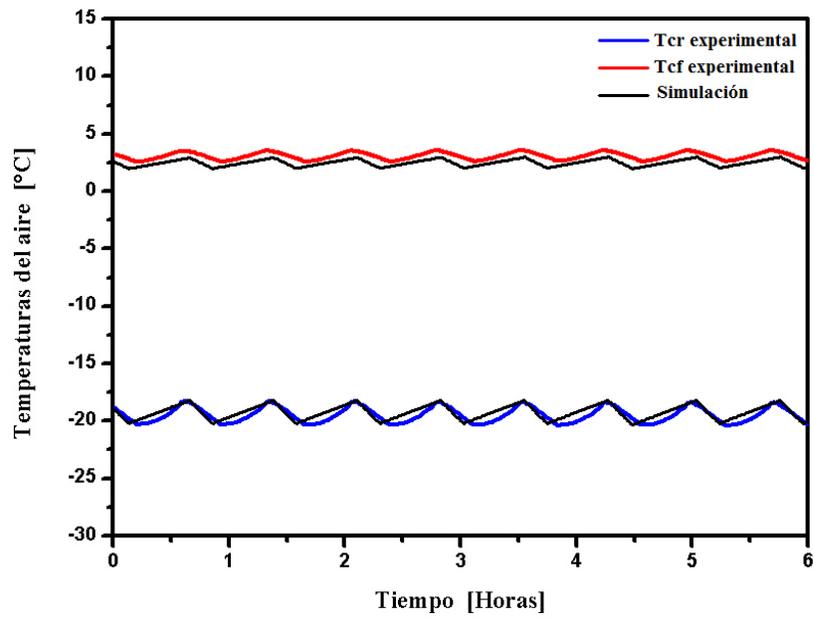


Figura 6.11: Variación temporal de las temperaturas del aire en los compartimentos refrigerados, Tratamiento 10 : $T_A = 32.2^{\circ}C$ Ajuste= MED-MED e Inercia = 30 %.

De igual forma se muestra en la figura 6.12 que la variación temporal del consumo de energía para el ensayo experimental y de igual forma se compara con los resultados arrojados por el código computacional.

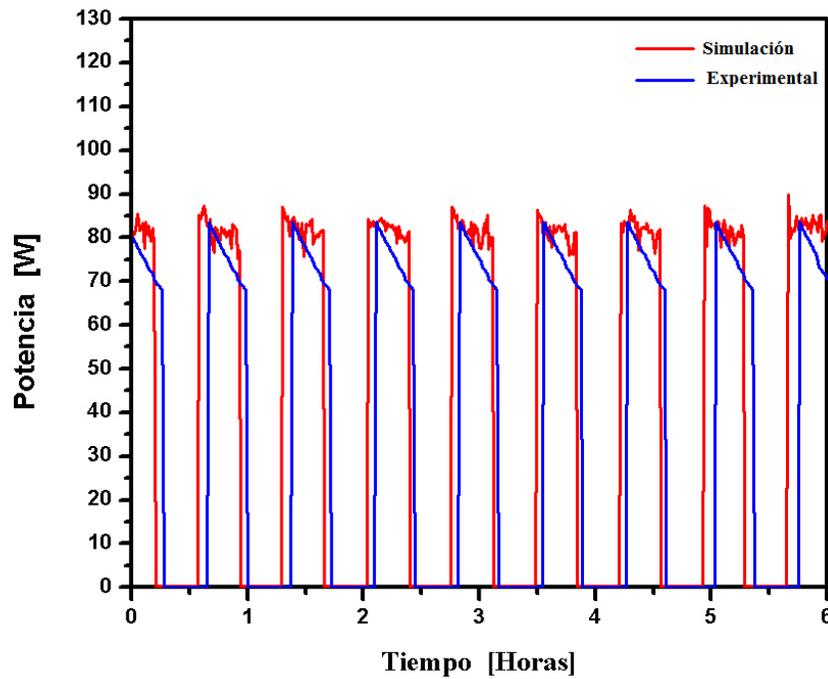


Figura 6.12: Variación temporal del consumo de energía del refrigerador, Tratamiento 10 : $T_A = 32.2^\circ C$ Ajuste= MED-MED e Inercia = 30 %.

Se obtiene el consumo de energía para el ensayo experimental y el código computacional al compararlos se encuentra una diferencia de 8.50 %.

Se ejecutan los diferentes ensayos experimentales y a su vez las simulaciones bajo las mismas condiciones planteadas según los tratamientos de la matriz de diseño, se realiza una comparación de los resultados y se muestran en la tabla 6.3, en ella se reportan las diferencias de las predicciones arrojadas por el modelo contra los ensayos experimentales realizados.

Tratamiento	$T_{cr}, [^{\circ}C]$	$T_{cf}, [^{\circ}C]$	Consumo de energía, [%]
1	0.99	1.14	4.31
2	0.93	1.17	7.56
3	0.73	1.03	4.40
4	0.53	1.15	4.63
5	0.34	1.22	-2.93
6	1.13	1.16	-4.72
7	1.09	1.12	-9.93
8	0.57	0.98	-6,40
9	1.24	0.84	-3,86
10	0.89	0.83	-8.50
11	0.68	1.18	-6.92
12	0.59	0.42	-7.23

Tabla 6.3: Diferencias entre los resultados experimentales y simulación.

De los resultados obtenidos de la comparación entre el código computacional y los ensayos se destaca que para las temperaturas del aire en las cavidades se reporta una diferencia máxima de $\pm 1.22^{\circ}C$, para el consumo energético se reportan una diferencia porcentual máxima de 9.93% entre el modelo y el ensayo.

6.4 DISEÑO DE EXPERIMENTOS CON NUEVOS AJUSTES

Para satisfacer el objetivo que respecta a las estrategias que promuevan un menor consumo energético, se propone la modificación de los ajustes del control del refrigerador, aumentando $1.5^{\circ}C$ la temperatura de operación del compartimento congelador para cada uno de los ajustes. De acuerdo a ensayos realizados

por R. Saidur et al [29], por cada grado de reducción en la temperatura del congelador, el consumo de energía incrementa un 7.8 %.

Se presenta otra matriz de diseño en la tabla 6.4, donde se incluyen los ajustes modificados, la evaluación de cada uno de los escenarios proporcionará el tratamiento que promueve un menor consumo de energía.

Tratamiento	T_A	Ajuste	Carga térmica
1	21.1 °C	MAX-MAX*	30 %
2	21.1 °C	MAX-MAX*	5 %
3	21.1 °C	MED-MED*	30 %
4	21.1 °C	MED-MED*	5 %
5	21.1 °C	MIN-MIN*	30 %
6	21.1 °C	MIN-MIN*	5 %
7	32.2 °C	MAX-MAX*	30 %
8	32.2 °C	MAX-MAX*	5 %
9	32.2 °C	MED-MED*	30 %
10	32.2 °C	MED-MED*	5 %
11	32.2 °C	MIN-MIN*	30 %
12	32.2 °C	MIN-MIN*	5 %

Tabla 6.4: Diseño de experimentos con implementación de nuevos ajustes.

6.5 SECCIÓN III: RESULTADOS DE DISEÑO DE EXPERIMENTOS CON IMPLEMENTACIÓN DE NUEVOS AJUSTES.

En esta sección se presentan los resultados pertenecientes a las pruebas con la implementación de los nuevos ajustes propuestos como se ilustra en la matriz de diseño planteada en la tabla 6.4.

En la figura 6.13 se muestra la variación temporal de las temperaturas del aire en las cavidades para el tratamiento 1, correspondiente a $T_A = 21.1^\circ\text{C}$ Ajuste= MAX-MAX* e Inercia = 30 %, se tiene con el nuevo ajuste de termostato una cantidad de ciclos menor que su prueba homóloga con ajuste original, esto se debe al incremento de 1.5°C de la temperatura máxima de encendido del sistema. De igual forma se ilustra en la figura 6.14 la evolución temporal del consumo de energía para el tratamiento 1.

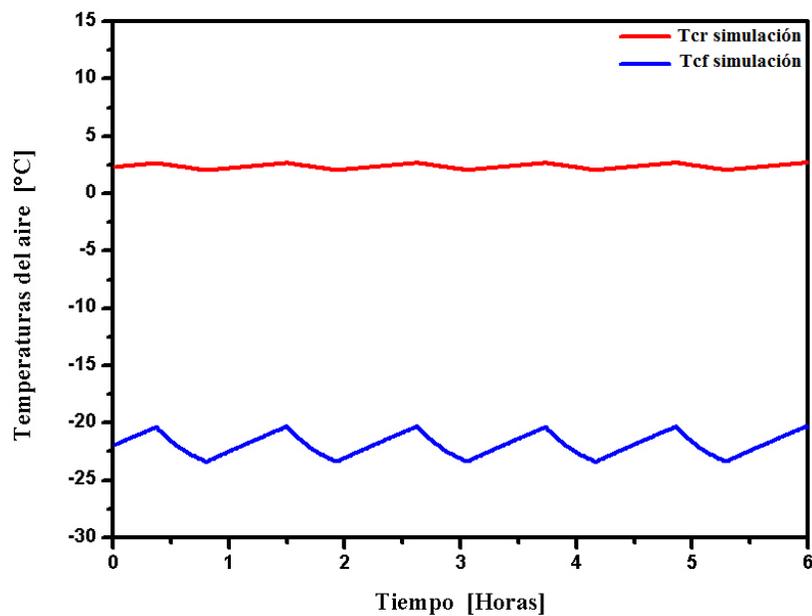


Figura 6.13: Variación temporal de las temperaturas del aire en los compartimentos refrigerados, Tratamiento 1 : $T_A = 21.1^\circ\text{C}$ Ajuste= MAX-MAX* e Inercia = 30 %.

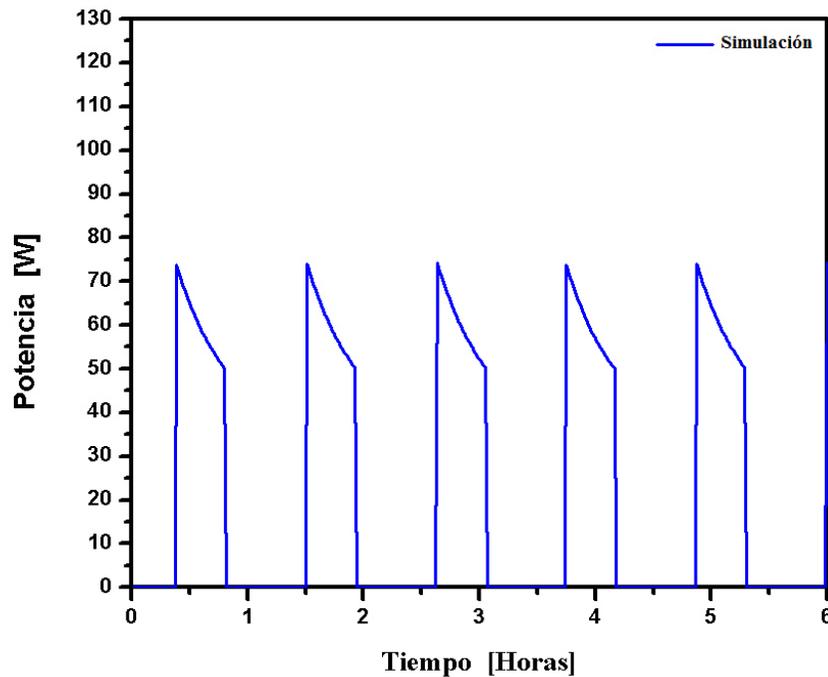


Figura 6.14: Variación temporal del consumo de energía del refrigerador, Tratamiento 1 : $T_A = 21.1^{\circ}C$ Ajuste= MAX-MAX* e Inercia = 30 %.

Se reporta un consumo energético de 521.16 W h/día bajo el tratamiento 1 : $T_A = 21.1^{\circ}C$ Ajuste= MAX-MAX* e Inercia = 30 %, presenta un ahorro de 26.57 % al compararlo con su prueba homóloga con ajuste de termostato original.

En la figura 6.15 se muestra la variación temporal de las temperaturas del aire dentro de las cavidades para el tratamiento 7: $T_A = 32.2^{\circ}C$ Ajuste= MAX-MAX* e Inercia = 30 %, al comparar con la prueba de ajuste de termostato original se tiene que con el ajuste modificado presenta dos ciclos menos, se atribuye a el incremento de la temperatura de corte del termostato, por consiguiente la duración del compresor apagado aumenta, esto se ve reflejado directamente en el consumo global de energía del refrigerador durante la ejecución de la simulación.

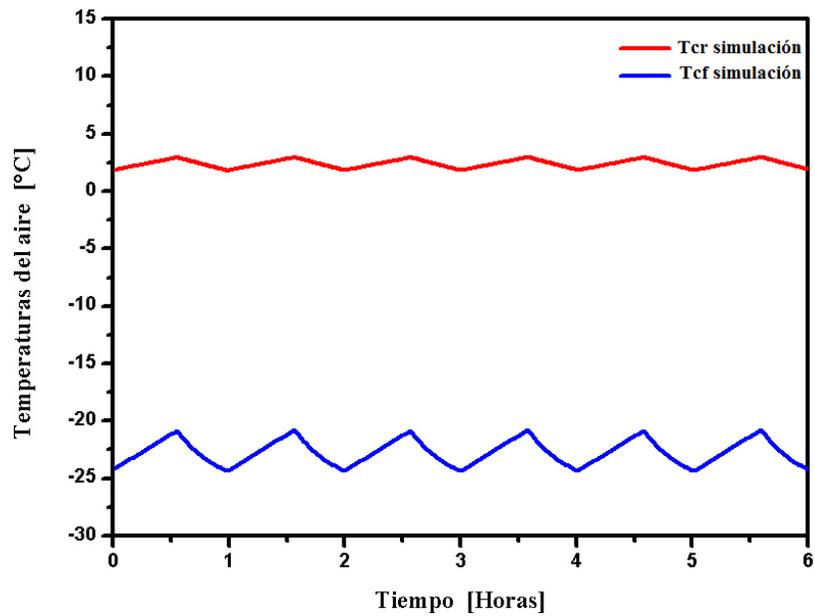


Figura 6.15: Variación temporal de las temperaturas del aire en los compartimentos refrigerados, Tratamiento 7 : $T_A = 32.2^{\circ}C$ Ajuste= MAX-MAX* e Inercia = 30 %.

En la figura 6.16 se ilustra la variación temporal del consumo de energía del refrigerador bajo el tratamiento 7 : $T_A = 32.2^{\circ}C$ Ajuste= MAX-MAX* e Inercia = 30 %, el mismo reporta un consumo de energía de 779.88 W h/día esto representa una reducción del consumo de energía del 24.50 % al compararla con la prueba con el ajuste original del termostato.

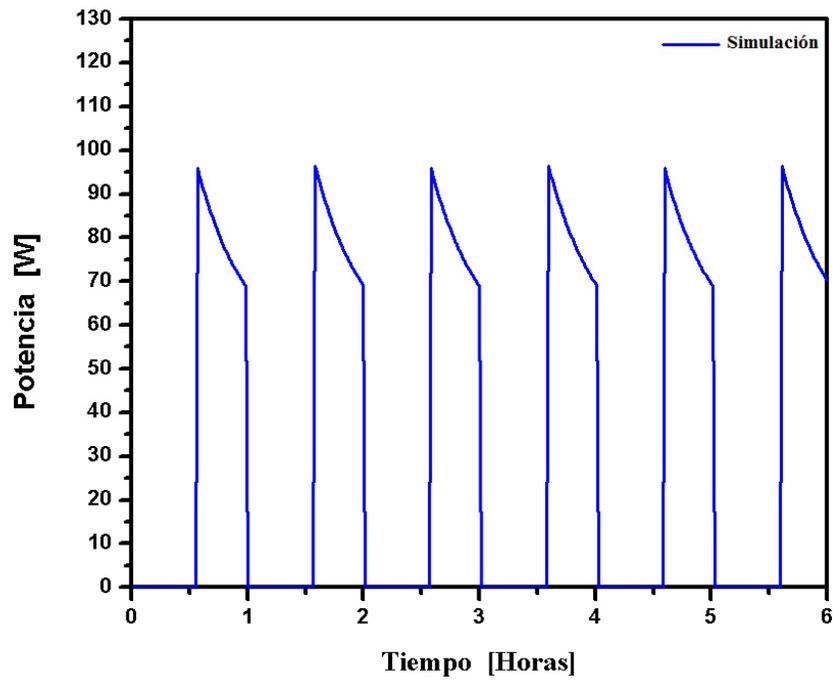


Figura 6.16: Variación temporal del consumo de energía del refrigerador, Tratamiento 7 : $T_A = 32.2^{\circ}C$ Ajuste= MAX-MAX* e Inercia = 30 %.

Se ejecutan la simulaciones restantes de la matriz de diseño para el ajuste modificado, los resultados se muestran en la tabla 6.5, la tabla muestra el consumo de energía para cada una de las simulaciones realizadas.

Tratamiento	T_A	Ajuste	Carga térmica	Consumo de energía [W h/día]
1	21.1 °C	MAX-MAX*	30 %	521.16
2	21.1 °C	MAX-MAX*	5 %	545.2
3	21.1 °C	MED-MED*	30 %	445.56
4	21.1 °C	MED-MED*	5 %	468.92
5	21.1 °C	MIN-MIN*	30 %	408.52
6	21.1 °C	MIN-MIN*	5 %	429.96
7	32.2 °C	MAX-MAX*	30 %	779.88
8	32.2 °C	MAX-MAX*	5 %	822.44
9	32.2 °C	MED-MED*	30 %	677.16
10	32.2 °C	MED-MED*	5 %	715.8
11	32.2 °C	MIN-MIN*	30 %	609.92
12	32.2 °C	MIN-MIN*	5 %	628.76

Tabla 6.5: Consumo de energía para los diferentes tratamientos con implementación de nuevos ajustes.

Se presenta en la figura 6.17 la comparación entre los consumos de energía para las simulaciones con ajuste original y modificado, las barras con rombos obedecen a las pruebas con ajuste de termostato original, y las barras sin textura a las simulaciones con el ajuste de termostato modificado, es evidente que existe una disminución del consumo energético al modificar el ajuste del refrigerador, se encuentra una disminución promedio en el consumo de 25.48 %.

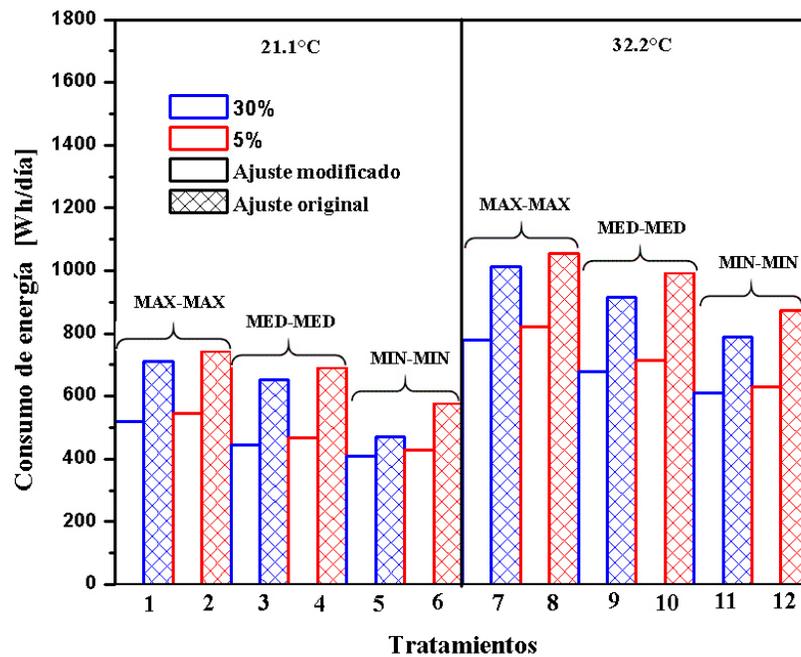


Figura 6.17: Comparativa de consumos energéticos entre las simulaciones con ajuste modificado y ajuste original.

Se obtiene el escenario que presenta menor consumo de energía es el tratamiento 5: $T_A = 21.1^\circ C$, Ajuste= MIN-MIN* e Inercia = 30 % con 408.52 W h/día, en cuanto al escenario que presenta un mayor consumo de energía fue el tratamiento 8 : $T_A = 32.2^\circ C$, Ajuste= MAX-MAX e Inercia = 5 % con 1050.88 W h/día.

CAPÍTULO 7

CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO

7.1 CONCLUSIONES

Con la selección apropiada de los modelos matemáticos definidos en literatura para análisis térmico, se desarrolló un código computacional capaz de modelar los componentes del sistema de refrigeración de un refrigerador con capacidad de 12 pies cúbicos, se logró acoplar los modelos de cada uno de los componentes y compartimentos para obtener una solución transitoria de las temperaturas del aire dentro de las cavidades.

Por medio de balance de energía y masa se obtienen los modelos para cada uno de los componentes y para las cavidades refrigeradas donde se contemplan las cargas térmicas que influyen en el desempeño termo-energético de el refrigerador.

Se realizaron ensayos experimentales al refrigerador en estudio, bajo condiciones ambientes controladas, se adquieren las magnitudes de temperaturas en las cavidades, consumo de energía, presión de succión y descarga del compresor, estos último de gran relevancia para introducirlos como condiciones iniciales del código computacional.

Se realizaron diferentes simulaciones bajo diferentes parámetros de operación, incluyendo temperatura ambiente, inercia térmica y ajuste del termostato, se

concluye lo siguiente:

Se ejecutaron simulaciones bajo tres ajustes: MAX-MAX, MED-MED, MIN-MIN, se observa que al variar las posiciones de los ajustes hasta donde exista un mayor diferencia de temperaturas en este caso el ajuste MAX-MAX corresponde al escenario con mayor gradiente de temperatura entre el ambiente y las temperaturas requeridas en las cavidades, por ende el sistema de refrigeración permanecerá mayor tiempo encendido para abatir las cargas térmicas y mantener las temperaturas deseadas en los compartimentos, por cada $1^{\circ}C$ de reducción en la cavidad, el consumo de energía incrementa un 3 %.

En cuanto a las inercias térmicas, se emplearon cuatro factores: 0 %, 5 %, 15 %, 30 % de la capacidad total de las cavidades, se observó que la incorporación de inercia térmica, en este caso, botellas con capacidad de 1 litro rellenas de agua, promueven el retraso de encendido del sistema de refrigeración por el aumento de la capacidad térmica, éstas actúan como acumuladores térmicos amortiguando así el incremento de las temperaturas del aire cuando el sistema se encuentra bajo régimen apagado. Este fenómeno se ve reflejado en el consumo de energía para cada uno de los factores, se obtiene que para cada 5 % de aumento de inercia en las cavidades el consumo de energía disminuye 1.1 %.

La temperatura ambiente es un factor que afecta fuertemente en el consumo de energía del refrigerador, el gradiente de temperaturas entre el medio ambiente y las cavidades ejerce un fuerte impacto en el desempeño termo-energético del refrigerador, mientras mayor sea el diferencial de temperaturas la transferencia de calor a través de la envolvente del refrigerador incrementa, y por ende se ve afectada las temperaturas del aire dentro de las cavidades, esto conlleva a alargar el régimen de encendido del sistema de refrigeración para mantener la condiciones térmicas deseadas, según los resultados obtenidos se reporta que al comparar la prueba bajo las dos temperaturas ambiente propuestas, la prueba con temperatura ambiente = $32.2^{\circ}C$ reporta un consumo de energía mayor en un 32.50 %.

Además, se comparó las predicciones arrojadas por el código computacional y los ensayos experimentales en los cuales se encontraron desviaciones de menos del 10 % para el consumo de energía del refrigerador, y para las temperaturas del aire en las cavidades una diferencia máxima de $\pm 1.22^{\circ}C$. Se presentó un código computacional que proporciona predicciones aproximadas del desempeño termo-energético de un refrigerador, además se evaluó el equipo bajo diferentes condiciones de operación y por último se determinó cuál de los escenarios promueve una disminución en el consumo energético, esto proporciona información valiosa al momento de proponer estrategias que coadyuven al cumplimiento de la normatividad en materia de ahorro y eficiencia energética en este caso para la industria de la refrigeración.

7.2 TRABAJO FUTURO

Se pueden orientar varias actividades con las que se puedan fortalecer y mejorar el trabajo realizado en la presente investigación:

En primera instancia se recomienda obtener los diferentes coeficientes globales de transferencia de calor para cada uno de los componentes del sistema y cavidades ya que para este caso de estudio se emplearon coeficientes obtenidos de una investigación previa que realizó un estudio a un refrigerador similar al utilizado en el presente proyecto de grado.

Se recomienda que se incluya en el modelo los eventos de renovaciones de aire por apertura de puertas, así como también, un modelo para la predicción de formación de escarcha en el evaporador, ya que resulta un fenómeno muy común en estas aplicaciones y que afectan directamente en la transferencia de calor del evaporador y por ende en el desempeño termo-energético del equipo.

Es recomendable incluir una interfaz gráfica amigable para el usuario final, sería de gran utilidad para incluir las condiciones iniciales para la simulación, es este caso las temperaturas iniciales en las cavidades, temperatura ambiente

y duración de la simulación, aunado con un tratamiento de los datos de salidas de modo gráfico y tabular, facilitaría en gran medida el análisis del refrigerador a evaluar.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] **Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía**, [http://www.conuee.gob.mx/wb/.](http://www.conuee.gob.mx/wb/), 2015.
- [2] **Billiard, F.**, *Refrigerating equipment, energy efficiency and refrigerants*, Bull. International Institute of Refrigeration, 85, 12, 2005.
- [3] **Hermes, C.J.L., Melo C.**, *A first principles simulation model for the start-up and cycling transients of household refrigerators*, International Journal of Refrigeration 2008, 31, pp. 1341-57.
- [4] **INEGI** *Encuesta mensual de industria manufacturera*, Noviembre 2012
- [5] **SENER** *Indicadores de eficiencia energética en México: 5 sectores, 5 retos*, Secretaría de Energía en colaboración con la Agencia Internacional de la Energía, México 2011.
- [6] **Bath, G.D.**, *Jacob Perkins: His Inventions, His times, His Contemporaries*, Philadelphia, PA: The Historical Society of Pennsylvania, pp. 64-65, Wisconsin, 1943.
- [7] **Gosney, W.C.**, *Principles of refrigeration*, Cambridge University Press, Cambridge, UK., 1982
- [8] **Holladay, W.L.**, *The General Electric monitor top refrigerator*, ASHRAE Journal, pp. 49-55, Septiembre, 1994.
- [9] **Nagengast, B.**, *Historie of Sealed refrigeration system*, ASHRAE Journal, pp. S37-S48, January 1996.
- [10] **Incropera, F.P., DeWitt, D.P.**, *Fundamentals of heat and mass transfer*, John Wiley Sons, New York, NY, USA, pp. 658-664, 1990.

-
- [11] **Hermes, C.J.L.**, *A first-principles methodology for the transient simulation of household refrigerators*, Ph.D. Thesis, Federal University of Santa Catarina, Florianópolis-SC, 106p, Brazil, 2006, (in Portuguese).
- [12] **Radermacher, R., Hwang, Y.**, *Vapor Compression Heat Pumps with Refrigerant Mixtures*, Taylor & Francis Group, United States of America, 2005, ISBN 0-8493-3489-6.
- [13] **Jaluria, Y.**, *Design and optimization of thermal systems*, McGraw-Hill Series Mechanical Engineering, United States of America, 1998, ISBN 0-07-032388-7.
- [14] **Stoecker, W.F.**, *A generalized program for steady-state system simulation*, ASHRAE Transactions, Vol. 77, Part 1, pp. 140-148, 1971.
- [15] **Dhar, M.**, *Transient analysis of refrigeration systems*, Ph.D. thesis Purdue University, West Lafayette, IN, USA, 1978.
- [16] **Chi, J., Didion, D.**, *A simulation model of the transient performance of a heat pump*, International Journal of Refrigeration, Vol. 5, No. 3, pp. 176-184, 1982.
- [17] **Yasuda, H., Touber, S., Machielsen, C.H.M.**, *Simulation model of a vapor compression refrigeration system*, ASHRAE Transactions, Vol. 89, Part 2, pp. 408-425, 1983.
- [18] **MacArthur, J.W.**, *Transient heat pump behaviour: a theoretical investigation*, International Journal of Refrigeration, Vol. 7, No. 2, pp. 123-132, 1984.
- [19] **Jansen, M.J.P., Kuijpers, L.J.M., de Wit, J.A.**, *Theoretical and experimental investigation of a dynamic model for small refrigerating systems*, IIR/IIF Meeting at Purdue, pp. 245-255, West Lafayette, IN, USA, 1988.
- [20] **Chen, Z.J., Lin, W.H.**, *Dynamic simulation and optimal matching of a small scale refrigeration system*, International Journal of Refrigeration, Vol. 14, pp. 329-335, November, 1991.

- [21] **Jakobsen, A.**, *Energy optimisation of refrigeration systems: the domestic refrigerator - a case study*, Ph.D. Thesis, Technical University of Denmark, Lyngby, Denmark, 1995.
- [22] **Xu, X.**, *Modelisation Dynamique d' un Système Frigorifique Domestique á Compression de Vapeur*, These de doctoral, Centre d'Energétique, Ecole des Mines de Paris, Paris, France, 1996.
- [23] **Ploug-Sørense, L., Fredsted, J.P., Wilatzen, M.**, *Improvements in the modelling and simulation of refrigeration systems: aerospace tools applied to a domestic refrigerator*, Journal of HVAC&R Reserch, Vol. 3, No. 4, pp. 387-403, 1997.
- [24] **Gonçalves J., Hermes, C.J.L., Melo C.**, *A semi-empirical model for steady-state simulation of household refrigerators*, Applied Thermal Engineering, 29 (2009), pp. 1622–1630.
- [25] **Hermes, C.J.L., Melo, C., Knabben, F.T., Gonçalves, J.M.**, *Prediction of the energy consumption of household refrigerators and freezers via steady-state simulation*, Applied Energy 86 (2009), pp. 1311-1319.
- [26] **Borges N., Gonçalves J., Hermes, C.J.L., Melo C.**, *Transient simulation of household refrigerators: A semi-empirical quasi-steady approach*, Applied Energy, 88 (2011), pp. 748–754.
- [27] **Bell, I. H., Wronski, J., Quoilin, S., Lemort, V.**, *Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library Coolprop*, Insutrial & Engineering Chemistry Research, Vol. 53 (2014), pp. 2498-2508. www.coolprop.org.
- [28] **NOM-015-ENER-2012-Secretaria de Energía**, *Eficiencia energética de refrigeradores y congeladores electrodomésticos. Límites, métodos de prueba y etiquetado*, Febrero 16, México, 2012.
- [29] **R. Saidur, H.H. Masjuki, I.A. Choudhury.**, *Role of ambient temperature, door opening, thermostat setting position and their combined effect*

on refrigerator-freezer energy consumption, Energy Conversion and Management 43 (2002) pp. 850.

- [30] **Chivers, I., Sleightholme, J.**, *Introduction to Programming with Fortran*, Springer, Segunda Edición, 2012, ISBN 978-0-85729-232-2 e-ISBN 978-0-85729-233-9.
- [31] **Chapman, S.J.**, *Fortran 90/95 for scientist and engineers*, Mc-Graw Hill, Segunda Edición, 2004, ISBN 0-07-282575-8.
- [32] **Fukusako, S.**, *Thermophysical Properties of Ice, Snow, and Sea Ice*, Int J Thermophys (1990), pp. 355-357
- [33] **Hundy, G.F., Trott, A.R., Welch, T.C.**, *Refrigeration and Air Conditioning*, Fourth Edition, Butterworth-Heinemann, UK, USA, 2008, ISBN 978-0-7506-8519-1.
- [34] **Dossat, R.J.**, *Principios de Refrigeración*, Compañía Editorial Continental, S.A. de C.V., México, 1980, ISBN 968-26-0201-7.
- [35] **Jensen, J.M.**, *Dynamic Modeling of Thermo-Fluid Systems, with focus on evaporators for refrigeration*, Ph.D. Thesis, Technical University of Denmark, Department of Mechanical Engineering, 71p, Denmark, 2003.