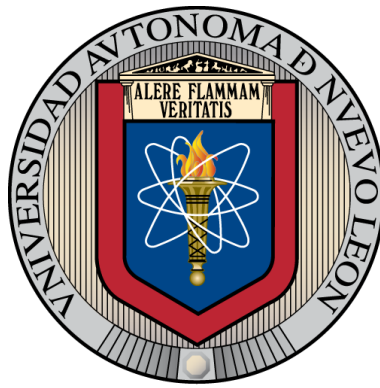


Universidad Autónoma de Nuevo León

Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica

Subdirección de Estudios de Posgrado



**Desarrollo de un sistema de refrigeración doméstica compacto
y de bajo consumo energético**

Autor: Ing. René Gerardo Mondragón González

Asesor: Dr. Simón Martínez Martínez

Co-Asesor: Dr. Fausto A. Sánchez Cruz

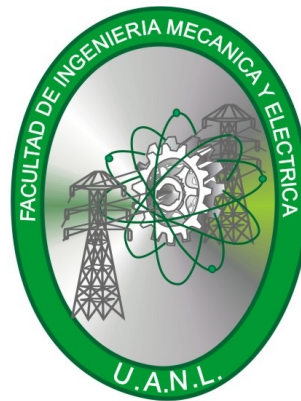
En opción al grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería
con Orientación en Energías Térmica y Renovable

Junio de 2015

Universidad Autónoma de Nuevo León

Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica

Subdirección de Estudios de Posgrado



**Desarrollo de un sistema de refrigeración doméstica compacto
y de bajo consumo energético**

Autor: Ing. René Gerardo Mondragón González

Asesor: Dr. Simón Martínez Martínez

Co-Asesor: Dr. Fausto A. Sánchez Cruz

En opción al grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería
con Orientación en Energías Térmica y Renovable

Junio de 2015

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 **“Desarrollo de un sistema de refrigeración doméstica compacto y bajo consumo energético”** realizada por el alumno René Gerardo Mondragón González con número de matrícula 1236878, sea aceptada para su defensa como opción al grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería con Orientación en Energías Térmica y Renovables.

El Comité de Tesis



Dr. Simón Martínez Martínez
Asesor



Dr. Fausto Alejandro Sánchez Cruz
Co-Asesor



Dr. Oscar Alejandro De la Garza de León
Revisor



M.C. Juan Agustín Arroyo Caballero
Revisor



Dr. Simón Martínez Martínez
Subdirección de Estudios de Posgrado

San Nicolás de los Garza, N.L. a 28 de Mayo de 2015.

A mi madre por su incondicional apoyo.

A mi compañera de vida y a mi futura razón de vida, Rebeca.

AGRADECIMIENTOS

Al culminar este trabajo de tesis quiero agradecer de forma muy especial a mi familia por todo el apoyo brindado en el transcurso de este periodo de mi vida académica. A mi mamá por todos sus consejos, a mi novia Neftaly, por todas las adversidades que nos tocó superar juntos en esta etapa.

Al Dr. Rodrigo Salgado Ayala por todo su apoyo en la realización de este trabajo de tesis que surge como parte de un proyecto a su cargo, en la compañía Whirlpool de México. Al M.C. Agustín Arroyo Caballero por la confianza brindada al equipo de trabajo de la Universidad Autónoma de Nuevo León.

A mis profesores, en especial al Dr. Simón Martínez también, mi director de tesis, por la confianza brindada desde un inicio, al Dr. Fausto Sánchez por su asesoría y consejos constantes.

Al Dr. Santos Méndez por todo el apoyo profesional y personal dentro y fuera de las aulas, por sus consejos y asesoría técnica en los proyectos del laboratorio.

A la Dra. Elvira Martínez por sus enseñanzas, al Dr. Arturo Morales por sus sabias indicaciones y asesoría. Al M.C. Miguel García Yera por sus enseñanzas dentro y fuera de las aulas de clase.

Al M.C. Hugo Ramírez por todo el apoyo para la realización de este trabajo y muchos otros que se realizaron en el laboratorio, por sus enseñanzas y apoyo en esos viernes musicales después de las 6 pm y la clásica comida de los domingos cuando nos tocaba trabajar ese día.

A todos mis compañeros en especial a mis compadres Carlos Uder y Ricardo Delgado, a Rosario Rodríguez, Carlos Sánchez, Yonathan Loredo, Adrián Martín y Andrés Patiño. A David Solís por amenizar las tardes de trabajo en el laboratorio con sus canciones.

También aprovecho para agradecer la compañía de Víctor Madrid, Mario Chapa, Afolfo Benítez, César Ramírez y Luis Valdés por la inauguración del primer becatón oficial.

A mis nuevos compañeros en este programa, Jesús Juárez (Chuy), Mayra Mendoza, Janin García, Valery Garza, Mirna Martínez, Milton Mendoza, José Enrique Camacho, Jessica Casanova, Omar Torres, Ashley Bautista, Gabriela García, Pablo Gómez, Hernán Ramírez y Alberto Arenas.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACyT), por brindarme una beca de manutención. Número de becario 302799.

Resumen

En este trabajo se presenta el estudio que conduce al diseño y construcción de un refrigerador doméstico de bajo consumo energético. El análisis comprende el cálculo de la carga térmica teniendo en cuenta una capacidad de 7 pies cúbicos y que no incluirá congelador. En consecuencia, las temperaturas en la cavidad oscilarán los 3 °C. Se realizó un estudio numérico empleando el software ANSYS Fluent para conocer la factibilidad del diseño propuesto, con base a los cálculos efectuados y la distribución de los componentes del sistema de refrigeración de forma compacta en la parte superior del gabinete. La cantidad de energía a remover en el interior del refrigerador es de aproximadamente 45 W. Se realizó la construcción y caracterización de dos intercambiadores de calor, evaporador de placa fría y condensador de placa caliente, ambos trabajando en convección natural.

Los dispositivos caracterizados forman parte de un refrigerador doméstico de bajo consumo energético y bajo costo. Se evaluaron a diferentes condiciones de temperatura ambiental y diferente temperatura promedio de fluido de refrigerante, éste último, circulando en fase líquida a través del intercambiador. Los resultados obtenidos muestran una remoción de calor que va desde 20 W hasta 160 W, dependiendo de las condiciones de flujo y temperatura ambiental.

El sistema de enfriamiento del prototipo armado, que emplea los intercambiadores de calor diseñados y probados, incluye un compresor empleado típicamente en dispositivos

enfriadores de líquidos de 52 W de potencia. Para evaluar el sistema de refrigeración se utilizó como medio de expansión del refrigerante una válvula electrónica, la cual permite probar distintas presiones en el evaporador.

Se realizaron pruebas experimentales en el prototipo final. En estas pruebas se obtuvieron resultados favorables con la adecuada carga de gas refrigerante (60 g) y una apertura de la válvula de expansión entre 10 y 20 %, obteniendo temperaturas en la cavidad refrigerada alrededor de los 11.5 °C. En trabajos futuros se planea obtener temperaturas en el evaporador inferiores a los 5 °C, incrementando la carga de refrigerante en el sistema y eligiendo adecuadamente la presión en el evaporador.

Índice general

Resumen	II
1. Introducción	1
1.1. Motivación	1
1.2. Antecedentes	3
1.2.1. Sistemas de refrigeración doméstica.	5
1.3. Hipótesis	10
1.4. Objetivos	11
1.4.1. Objetivo General	11
1.4.2. Objetivos Particulares	11
2. Metodología para el diseño del sistema de refrigeración	12
2.1. Desarrollo del sistema de enfriamiento.	12
2.1.1. Diseño Conceptual	12
2.1.2. Restricciones para el Diseño.	14
2.1.3. Evaluación y solución a las restricciones.	17
2.1.4. Definición de la Capacidad de Refrigeración.	19
2.2. Modelado computacional del sistema de enfriamiento.	30
2.2.1. Marco Teórico	30

2.2.2. Solución Numérica	38
3. Resultados del Modelado Computacional	41
3.1. Propuestas preliminares. Convección Natural	41
3.1.1. Propuesta 1. Placa inclinada.	42
3.1.2. Propuesta 2. Dos placas inclinadas con descenso en los costados .	48
3.1.3. Propuesta 3. Dos placas inclinadas con descenso por el centro de la cavidad.	52
3.1.4. Análisis en 3 dimensiones para la propuesta con inclinación de 15 °.	62
3.2. Propuesta Preliminar con Convección Forzada.	63
3.2.1. Propuesta impulsada con un ventilador. Generación de cantidad de movimiento en la cavidad	63
3.3. Propuesta Final con Convección Natural	67
4. Creación de un prototipo funcional	73
4.1. Introducción	73
4.2. Desempeño energético del sistema de refrigeración de un dispensador de líquidos	75
4.3. Caracterización del desempeño térmico del prototipo preliminar.	83
4.4. Propuesta del uso de intercambiadores de calor de placa plana	87
4.4.1. Antecedentes en intercambiadores de calor	87
4.4.2. Metodología del trabajo experimental	91
4.4.3. Desarrollo de las pruebas físicas	98
4.4.4. Resultados de las pruebas físicas	102

4.4.5. Observaciones sobre el uso de intercambiadores de calor de placa plana	110
4.5. Caracterización del prototipo final	111
4.5.1. Pruebas finales al prototipo del refrigerador modular	116
4.6. Discusión de los resultados de la evaluación del prototipo final	123
5. Conclusiones y trabajos futuros	125
5.1. Trabajos futuros.	126

Índice de figuras

1.1. Tata Nano, con Ratán Tata, presidente de la compañía Tata Motors.	2
1.2. Refrigerador doméstico de 7 pies cúbicos.	4
1.3. Refrigerador Modular de Franco Moretti.	6
1.4. Ensamblaje del refrigerador modular.	7
1.5. Circuito de enfriamiento del refrigerador modular de Bauman.	8
1.6. Refrigerador Modular de Erich Hell.	9
1.7. Instrumentación del experimento.	10
2.1. Refrigerador Danby, evaporador colocado en la parte trasera del refrigerador.	19
2.2. Esquema del sistema de resistencias térmicas, indicando las resistencias debidas a los mecanismos de transferencia de calor. R_{conv1} es la resistencia térmica por convección exterior, R_{cond} la resistencia térmica por conducción en la pared, R_{conv2} es la resistencia térmica por convección interior. Circuito térmico equivalente.	21
3.1. Esquema del dominio computacional solucionado para la propuesta 1. . .	42
3.2. a) Malla utilizada en el estudio 2D de la primera propuesta. b) Detalle de la malla cerca del sumidero de calor	44

3.3. a) Resultados del estudio 2D de la Propuesta 1, cuando se considera que la temperatura del sumidero de calor es $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$, y $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ en las superficies interiores de la cavidad. a) Distribución de temperatura. b) Distribución de la magnitud de la velocidad. c) Distribución de la función de corriente	45
3.4. a) Resultados del estudio 2D de la Propuesta 1, cuando se considera que la temperatura del sumidero de calor es $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$, y $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ en las superficies interiores de la cavidad. a) Distribución de temperatura. b) Vectores de velocidad	47
3.5. Esquema del modelo computacional solucionado para la propuesta 2. . . .	49
3.6. a) Malla utilizada en el estudio 2D de la segunda propuesta. b) Detalle de la malla cerca del sumidero de calor	50
3.7. a) Resultados del estudio 2D de la Propuesta 2, cuando se considera que la temperatura del sumidero de calor es -7°C , y 5.5°C en las superficies interiores de la cavidad. a) Distribución de temperatura. b) Distribución de la magnitud de la velocidad. c) Distribución de la función de corriente	51
3.8. a) Esquema del dominio de cómputo para el estudio 2D de la propuesta 3	53
3.9. a) Malla utilizada en el estudio 2D de la tercera propuesta con una inclinación del sumidero de calor de 5° . b) Detalle de la malla cerca del sumidero de calor	54
3.10. a) Resultados del estudio 2D de la Propuesta 3 con las placas frías inclinadas 5° , cuando se considera que la temperatura del sumidero de calor es -7°C , y 5.5°C en las superficies interiores de la cavidad. a) Distribución de temperatura. b) Distribución de la magnitud de la velocidad. c) Distribución de la función de corriente	55

3.11. a) Malla utilizada en el estudio 2D de la tercera propuesta con una inclinación del sumidero de calor de 10° . b) Detalle de la malla cerca del sumidero de calor	57
3.12. a) Resultados del estudio 2D de la Propuesta 3, con las placas frías inclinadas 10°C , cuando se considera que la temperatura del sumidero de calor es -7°C , y 6°C en las superficies interiores de la cavidad. a) Distribución de temperatura. b) Distribución de la magnitud de la velocidad. c) Distribución de la función de corriente	58
3.13. a) Malla utilizada en el estudio 2D de la tercera propuesta con una inclinación del sumidero de calor de 15° . b) Detalle de la malla cerca del sumidero de calor	59
3.14. a) Resultados del estudio 2D de la Propuesta 3, con las placas frías inclinadas 15° , cuando se considera que la temperatura del sumidero de calor es -7°C , y 5.5°C en las superficies interiores de la cavidad. a) Distribución de temperatura. b) Distribución de la magnitud de la velocidad. c) Distribución de la función de corriente	60
3.15. a) Resultados del estudio 2D de la Propuesta 3, cuando se considera que la temperatura del sumidero de calor es -7°C , y 6°C en las superficies interiores de la cavidad. a) Distribución de temperatura. b) Vectores de velocidad	61
3.16. malla	62
3.17. Distribución de temperatura y vectores de velocidad	63
3.18. Discretización con ventilador	64
3.19. Zoom de la región discretizada con ventilador	65

3.20. Resultados cuando la fuente de cantidad de movimiento es de 300 N/m^3	66
3.21. Resultados cuando la fuente de cantidad de movimiento es de 400 N/m^3	66
3.22. Resultados cuando la fuente de cantidad de movimiento es de 500 N/m^3	67
3.23. Sección de la estructura del refrigerador que emplea convección natural.	68
3.24. Distribución de los componentes del circuito de refrigeración.	69
3.25. Discretización del dominio para la simulación 3D del nuevo diseño.	70
3.26. Distribución de temperatura.	70
3.27. Vectores de velocidad.	71
3.28. Distribución de temperatura y vectores de velocidad en la cavidad.	71
3.29. Vista isométrica de la Distribución de temperatura.	72
4.1. Dispensador de agua típico.	74
4.2. Dispensador de líquidos marca Whirlpool.	75
4.3. Gráfica de la distribución de temperatura en el circuito del dispensador de líquidos, obtenida a través de los sensores de temperatura.	77
4.4. Consumo de corriente en el dispensador.	78
4.5. Consumo de potencia en el dispensador.	78
4.6. Gráfica de los termopares durante la prueba.	79
4.7. Gráfica del consumo de potencia sin encender la resistencia.	79
4.8. Cuadro de propiedades por fase en el sistema de refrigeración.	81
4.9. Diagrama presión-entalpía del ciclo termodinámico de refrigeración prop- uesto.	82
4.10. Diagrama temperatura-entropía del ciclo termodinámico del sistema de refrigeración propuesto.	82

4.11. Componentes del circuito de refrigeración del dispensador en la estructura para el refrigerador.	84
4.12. Prototipo preliminar del refrigerador.	84
4.13. Instrumentación del prototipo preliminar	85
4.14. Gráfica de las temperaturas registradas en la prueba al prototipo preliminar.	86
4.15. Diagrama esquemático.	89
4.16. Condensador fabricado en cobre.	93
4.17. Evaporador fabricado en cobre.	94
4.18. Diagrama esquemático de la instalación experimental.	96
4.19. Instalación experimental utilizada en la caracterización de los intercambiadores de calor.	97
4.20. Cámara de ambiente controlado, en LIITE-FIME, Universidad Autónoma de Nuevo León	98
4.21. Transferencia de calor en función de la temperatura ambiente. Caso sin aislamiento y temperatura promedio de superficie de 45 °C en el condensador, $\dot{m} = 7.9$ g/s.	102
4.22. Transferencia de calor en función de la temperatura ambiente. Caso sin aislamiento y temperatura promedio de superficie de 55 °C en el condensador, $\dot{m} = 7.9$ g/s.	103
4.23. Transferencia de calor en función de la temperatura ambiente. Caso con aislamiento en la superficie interna y una temperatura promedio de superficie de 45 °C en el condensador, $\dot{m} = 7.9$ g/s.	104

4.24. Transferencia de calor en función de la temperatura ambiente. Caso con aislamiento en la superficie interna y una temperatura promedio de superficie de 55 °C en el condensador, $\dot{m} = 7.9$ g/s.	105
4.25. Número de Nusselt como función del número de Grashof en el condensador no aislado	106
4.26. Número de Nusselt como función del número de Grashof en el condensador con una superficie aislada.	106
4.27. Gráfico de la transferencia de calor en función de la temperatura ambiente en el evaporador. Para el caso sin aislamiento y una temperatura promedio de superficie de -5 °C en el evaporador, $\dot{m} = 6.2$ g/s.	107
4.28. Transferencia de calor en función de la temperatura ambiente. Caso con aislamiento en la superficie interna y temperatura promedio de superficie de -5 °C en el evaporador, $\dot{m} = 6.2$ g/s.	108
4.29. Relación entre los número de Nusselt y Grashof en el evaporador no aislado.	108
4.30. Relación entre los números de Nusselt y Grashof en el evaporador con una superficie aislada	109
4.31. Transductores de presión instalados en las líneas de alta y baja presión del sistema de refrigeración.	112
4.32. Instrumentación del prototipo de prueba.	112
4.33. Tarjeta de control para el compresor.	113
4.34. Fuente de precisión de voltaje de corriente directa.	114
4.35. Válvula de expansión electrónica.	115

4.36. Controlador Kelvin II utilizado para medir la presión en la succión del compresor.	115
4.37. Transductor de presión Sporlan Parker.	116
4.38. Sistema de refrigeración auto contenido en el prototipo.	117
4.39. Gráficas del consumo instantáneo de energía eléctrica, plataforma LabVIEW	118
4.40. Vista aérea del sistema de refrigeración auto contenido en el prototipo . . .	118
4.41. Vista interior del prototipo del refrigerador modular	119
4.42. Gráfica de la distribución de temperaturas al utilizar la válvula de expansión electrónica SER-AA.	120
4.43. Gráfica de la distribución de la temperatura en el circuito de refrigeración que demuestra falla en su operación	121
4.44. Temperaturas medidas en el sistema de refrigeración a diferentes porcentajes de apertura de la EEV	121

Índice de cuadros

2.1. PROPIEDADES DEL AMBIENTE EN EL REFRIGERADOR	25
2.2. CONDICIONES DE FRONTERA	39
2.3. Propiedades del aire	40
4.1. Distribución de los sensores de temperatura.	76
4.2. Distribución de los sensores de temperatura en la prueba al prototipo. . .	86
4.3. Características técnicas del condensador.	94
4.4. Características técnicas del evaporador.	95
4.5. Condiciones de operación en el condensador.	98
4.6. Condiciones de operación en el evaporador.	99
4.7. Distribución de los sensores de temperatura en el prototipo final	120
4.8. Características de las pruebas finales	122

Capítulo 1

Introducción

1.1. Motivación

En los últimos años, la tecnología energética ha tomado un lugar muy importante en las salas de discusión de las grandes compañías en el mundo, así como en los diversos sectores de la sociedad. Esto se debe al creciente consumo de combustibles fósiles. Tal problema nos lleva a analizar las razones del desabasto de recursos y las posibles soluciones a esta problemática. Entre ellas está el uso eficiente de la energía, en todas sus formas conocidas, desde los hidrocarburos usados diariamente hasta las nuevas tecnologías en energía renovable, además del uso de productos de bajo consumo o de alta eficiencia energética. Uno de los electrodomésticos que más consume energía en el hogar es el refrigerador. El refrigerador es quizá el aparato que más se usa en el hogar, ya que se encuentra conectado y en operación casi todo el tiempo. Esto lo hace representar un gran porcentaje del consumo total de energía en cualquier vivienda.

Para una compañía fabricante de refrigeradores resulta sumamente atractiva crear un producto que cumpla con la necesidad básica de conservar alimentos, y que al mismo



Figura 1.1: Tata Nano, con Ratán Tata, presidente de la compañía Tata Motors.

tiempo resulte el más económico de su tipo. Considerando el costo de fabricación, el precio de venta al consumidor y el ahorro energético de la unidad.

Esta idea también ha sido aplicada en la industria automotriz. En el año 2009 en la India se creó el auto más económico del mundo. Un automóvil que cumple con los requerimientos esenciales para la circulación igual que cualquier otro auto. El automóvil es el **Tata Nano**, mostrado en la Figura 1.1. El objetivo de la compañía automotriz fue proveer un automóvil accesible para toda la población de la India, la cual se trasladaba comúnmente en grupos de 3 personas (promedio) en vehículos de dos ruedas (motocicletas). Cuando el objetivo se alcanzó, los industriales estaban convencidos que un automóvil no podía ser tan barato, y aseguraron que sería in *rickshaw* pero de cuatro ruedas. A lo que la prensa y el propio presidente de la compañía (Ratan Tata) respondieron, no es un coche con cortinillas de plástico o sin techo, es un coche de verdad. Su precio, un *lakh* de rupias indias (100,000 rupias), aproximadamente 2,000 dólares americanos. El auto se diseñó en Italia y fue dirigido por Ratan Tata. Algunas de las características que conducen a su bajo

precio son:

- No existen elementos de confort
- Gran parte de las partes y accesorios en el interior son de material plástico
- Las uniones en el chasis son remachadas en lugar de soldadas
- Bajo precio de la mano de obra india

Características del motor:

- 2 cilindros en línea
- 663 centímetros cúbicos
- 33 caballos de fuerza
- Par de 48 N-m a 2500 rpm
- Velocidad máxima 110 km/h
- Consumo de combustible +23 km/L

1.2. Antecedentes

Actualmente en el mercado podemos encontrar una amplia variedad de modelos de refrigeradores domésticos, los vemos en diversas presentaciones, tamaños, con o sin congelador, con controles automáticos, etc. La figura 1.2 muestra una imagen de un gabinete refrigerador de aproximadamente siete pies cúbicos, motivo de nuestra investigación. Todos los modelos ofrecen un servicio en particular, que es el de mantener nuestros alimentos

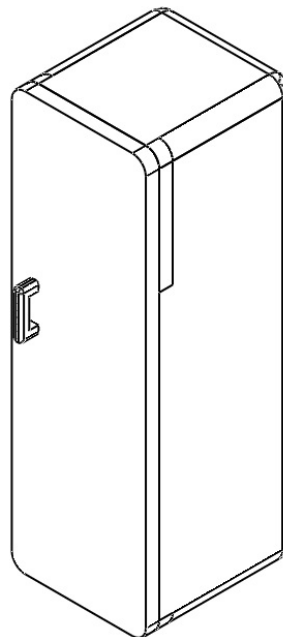


Figura 1.2: Refrigerador doméstico de 7 pies cúbicos.

en buen estado durante un determinado tiempo, conservándolos a baja temperatura para prolongar su caducidad. Los factores principales para la elección de este electrodoméstico, indispensable hoy en día, son generalmente las siguientes:

- Número de personas en la vivienda. Este dato proporciona una idea de la cantidad de alimento a almacenar. Seleccionamos la capacidad en pies cúbicos más adecuada.
- Las dimensiones del refrigerador, sus características; si será de dos puertas o solo una, con o sin congelador, etc.
- Costo del refrigerador.
- Consumo energético.

El refrigerador a desarrollar en este proyecto está dirigido a un tipo de familia en particular, compuesta en promedio de tres personas, con un requerimiento de espacio en el

refrigerador no mayor a 7 pies cúbicos. Nos enfocaremos particularmente a la reducción del consumo energético del mismo, proponiendo algunos arreglos en los componentes del circuito de refrigeración tratando de no afectar formas geométricas, estéticas y la misma capacidad de almacenamiento.

Se realizó una revisión exhaustiva de las características tecnológicas de los modelos de refrigeración más avanzados, además del estudio de patentes relacionadas con este desarrollo. Un resumen de la información encontrada se presenta a continuación:

1.2.1. Sistemas de refrigeración doméstica.

Harold P. Harle [1] desarrolló un equipo de refrigeración de aplicación doméstica en el cual, de modo simple, se puede conducir aire mediante conductos al congelador y al refrigerador. El aire proviene del circuito de refrigeración colocado en la parte inferior. Este refrigerador incluye un compartimiento para el congelador y un compartimiento para el refrigerador y emplea dos intercambiadores compactos. El diseño permite, posicionar los flujos de aire hacia el refrigerador o el congelador, o ambos al congelador. Incluye ventilador en el condensador y en el evaporador. Por su parte Frank A. Schumacher [2] diseñó un refrigerador, con un sistema de orientación del flujo de aire, hacia el compartimiento del refrigerador y el congelador. Tiene compartimientos separados, éstos son enfriados por el aire que circula a través del evaporador. Los compartimientos se mantienen a diferentes temperaturas. Agostino A. Rastelli [3] desarrolló un refrigerador que puede ser usado en múltiples instalaciones. El sistema de refrigeración es intercambiable con otros refrigeradores. El servicio y mantenimiento del refrigerador se facilita por el arreglo de sus componentes. Su aplicación es comercial y monta ventiladores en el evaporador y condensador. Otra contribución la realizó Franco Moretti et al. [4] al desarrollar un refri-

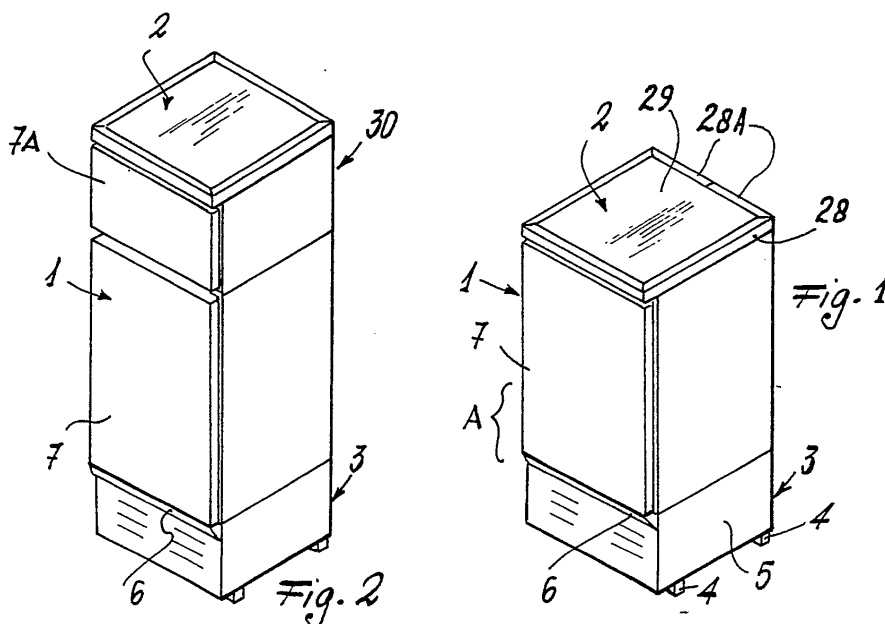


Figura 1.3: Refrigerador Modular de Franco Moretti.

erador desmontable, con un gabinete conectado a un circuito de refrigeración, en el que un condensador, un evaporador y un motor-compresor están distribuidos en la parte inferior de la unidad. En la parte inferior se coloca un ventilador para la circulación de aire del evaporador al compartimento del refrigerador. Para conducir el aire, la unidad está provista con conductos. Con el fin de cumplir con el requerimiento del usuario respecto a la capacidad de refrigeración, la unidad puede ser extendida con al menos, otra unidad conectada de manera desmontable. El extremo superior del refrigerador corresponde a la parte donde se interconecta el gabinete extra, después de remover su tapa correspondiente. De esa forma se obtiene una construcción modular, Figura 1.3 y 1.4.

Jeffrey E. Bauman et al. [5] por su parte diseñó un refrigerador el cual incluye todos los componentes del circuito de refrigeración: motor-compresor, unidad condensadora y evaporador, en la misma unidad, cubiertos con una tapa, donde la succión y la descarga del flujo de aire están cubiertas. El evaporador y el condensador se colocan en lados op-

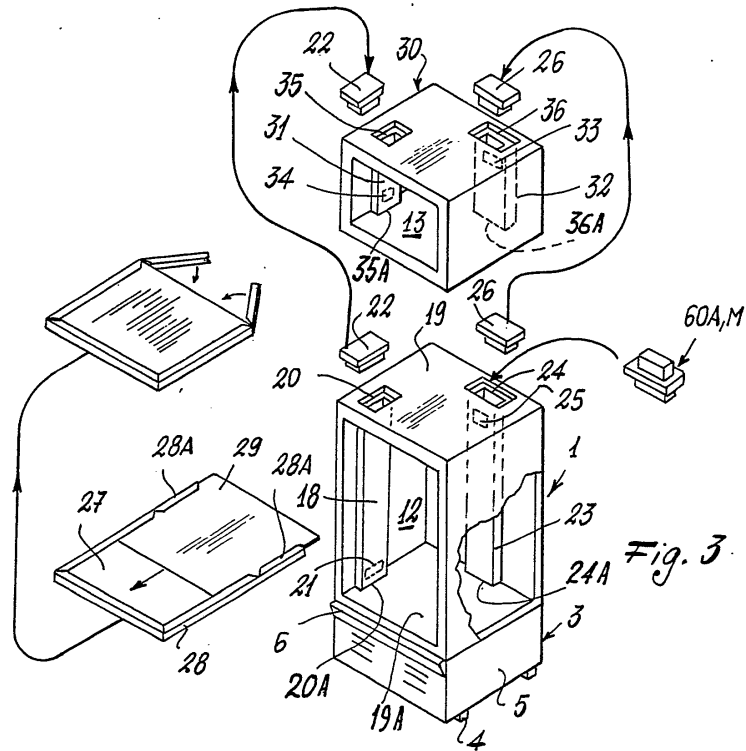


Figura 1.4: Ensamblaje del refrigerador modular.

uestos. En la base se incluye un mecanismo para asegurar la cubierta a la base. El circuito está colocado en la parte superior del gabinete e incluye un ventilador en el condensador y dos para el evaporador, Figura 1.5.

En 2006 Jony Zangari et al. [6] inventó una unidad de refrigeración modular, usada para formar un compartimiento de refrigeración, con paredes divididas y montadas en un soporte, un condensador montado en dicho soporte en un lado de la división de la pared y un dispositivo evaporador montado al lado opuesto de la división de la pared. Por su parte Silvano Fumagalli [7] patentó un aparato refrigerador modular, este es descrito como un dispositivo de enfriamiento provisto con un circuito de refrigeración del tipo libre de escarcha y al menos un contenedor externo, térmicamente aislado de dicho sistema de refrigeración y capaz de contener comida para ser refrigerada. La unidad comprende puertos de

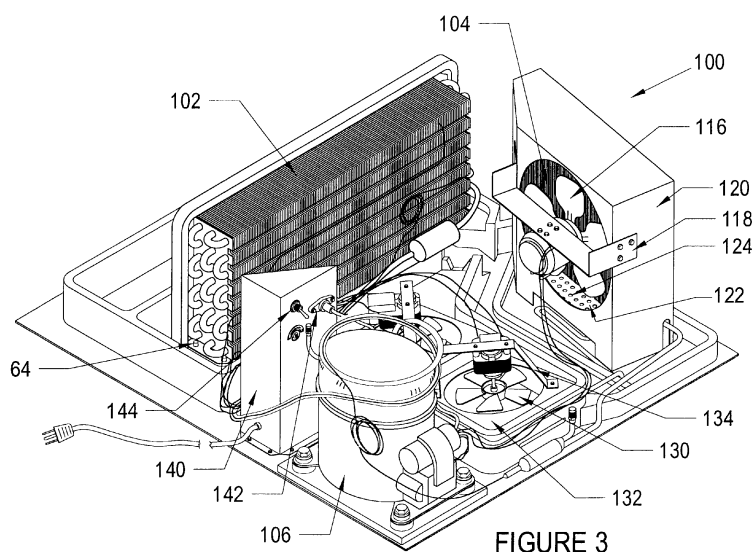
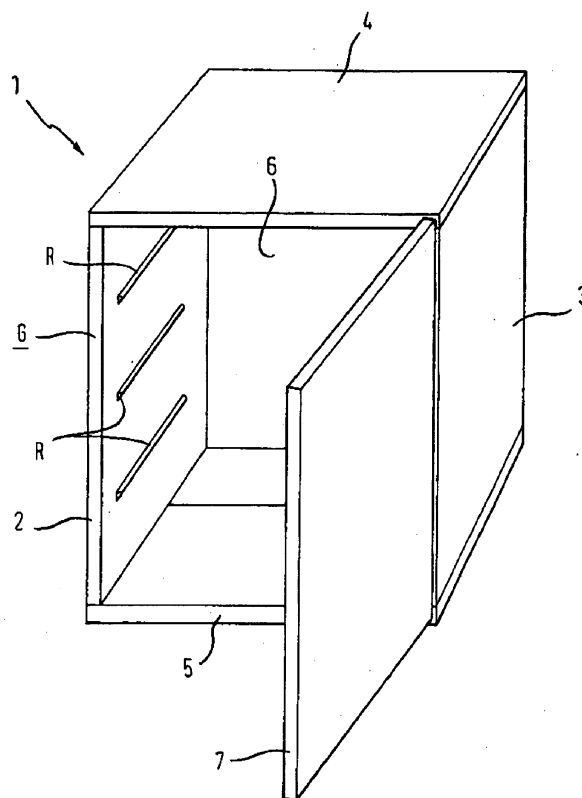


Figura 1.5: Circuito de enfriamiento del refrigerador modular de Bauman.

entrada y salida de aire, que son orificios de aspiración e inyección de aire para refrigerar la cavidad. El aparato incluye medios de conexión entre las aberturas mencionadas en el sistema y al menos un puerto en los contenedores.

Por otro lado, Ilan Cohen et al. [8] diseñó un sistema de refrigeración de ensamblaje modular. El compresor y evaporador extendidos verticalmente con respecto a la placa, y un aislamiento que separa el ensamblaje del condensador al evaporador. Además de Eric Hell et al. [9], quien desarrolló un refrigerador modular, el cual comprende un primer elemento plano aislado térmicamente, un segundo elemento plano aislado térmicamente y otro elemento plano aislado, conectados juntos y que pueden ser posteriormente separados, formando un recinto para refrigeración cuando quede ensamblado, Figura 1.6. Un circuito de refrigeración con un evaporador, un condensador y un compresor, una línea eléctrica principal, puesta en el primer elemento plano; una línea eléctrica secundaria, puesta en el segundo elemento plano aislado, y un contacto eléctrico, por medio del que ambas líneas pueden estar conectadas.

Fig. 1

**Figura 1.6:** Refrigerador Modular de Erich Hell.

El flujo másico es un factor determinante al referirnos a la capacidad de refrigeración. Existe información en la literatura sobre estudios experimentales donde se varía la carga de refrigerante en un sistema de refrigeración, así como la variación de flujo másico que atraviesa un circuito. De Rossi et al. [29] demostraron que al incluir un intercambiador de calor de una área de transferencia de calor grande, requiere alta carga de refrigerante también, para mantener un rendimiento dentro de estándares. El estudio lo realizaron en un refrigerador doméstico que utiliza HC como gas refrigerante, instrumentado con RTDs y un medidor de flujo volumétrico. Observaron que con la carga mínima de 80 g, el evaporador es ocupado en su totalidad por vapor saturado, en esta condición la capacidad de

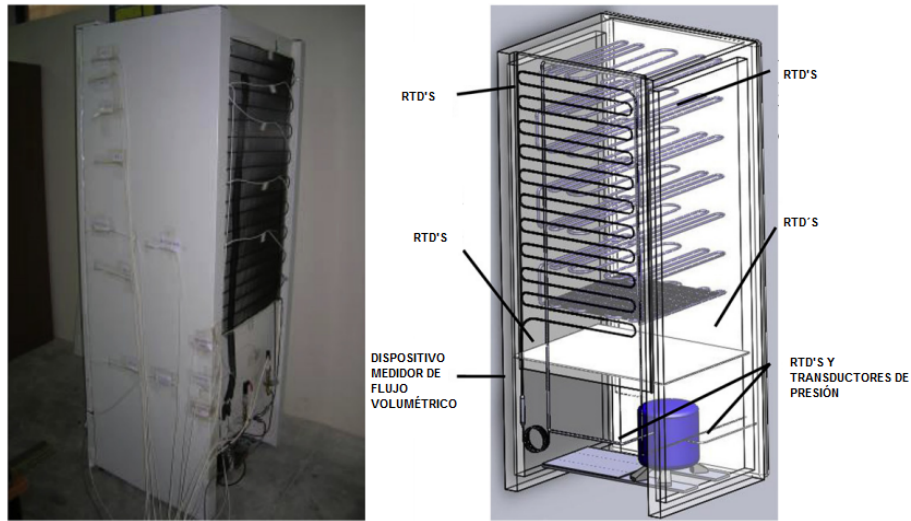


Figura 1.7: Instrumentación del experimento.

enfriamiento es máxima. Con una carga máxima de 160 g, el flujo másico se incrementa, de igual manera la presión en el condensador ocasionando un incremento en el consumo de energía eléctrica.

Por otro lado, Björk y Palm [30], variaron la carga térmica en un sistema de refrigeración doméstico, y observaron que al incrementarla, la distribución de masa presentaba un incremento en la parte de alta presión, en el condensador y en el compresor. En el lado de baja presión, el evaporador disminuía la cantidad de masa lo que ocasionaba un incremento en la temperatura del evaporador y el aire dentro del gabinete.

1.3. Hipótesis

El consumo de energía en un refrigerador doméstico, está relacionado con la capacidad del compresor, las resistencias eléctricas, el tipo y espesor del aislamiento, el uso de ventiladores, entre otros factores. Para el refrigerador que se pretende desarrollar, la temperatura objetivo en la cavidad del refrigerador no se utilizará espacio para congelación de

alimentos, por lo que resulta oportuno montar un compresor de baja capacidad, similar a los usados para los dispensadores de agua fría.

Por otro lado, es factible evitar el uso de ventilador en el evaporador trabajando en el tipo, la posición y la geometría del intercambiador de calor de tal forma que se pueda aprovechar la diferencia de densidades del aire frío alrededor del evaporador y el aire caliente de la cavidad, promoviendo así la transferencia de calor por convección natural, lo que conducirá a la reducción del consumo energético en el aparato.

1.4. Objetivos

1.4.1. Objetivo General

Desarrollar un refrigerador modular de bajo consumo energético que pueda prescindir de los componentes que consumen potencia como ventiladores, además de reducción en la energía destinada al deshielo.

1.4.2. Objetivos Particulares

Diseñar una metodología para el desarrollo de un refrigerador original, cumpliendo con la característica de la modularidad. Tendrá que ser de fácil ensamble y muy seguro. También utilizará el mecanismo de transferencia de calor por convección natural, para cumplir con la restricción de no usar ventilador en la cavidad, usar un compresor de baja capacidad de enfriamiento, además de que el evaporador operará a temperaturas más altas a las que típicamente se utilizan en la refrigeración doméstica, para reducir el consumo energético.

Capítulo 2

Metodología para el diseño del sistema de refrigeración

2.1. Desarrollo del sistema de enfriamiento.

2.1.1. Diseño Conceptual

Como parte de este trabajo de investigación es necesario crear un refrigerador doméstico innovador que el usuario final sea capaz de ensamblar y poner en funcionamiento de forma sencilla, rápida y segura. Además, que sea de bajo consumo energético y ocupe poco espacio. En seguida mostraremos parte de las ventajas y desventajas para los usuarios de contar con un refrigerador modular. Lo dividiremos en dos tipos:

1. Realizando conexiones mecánicas y eléctricas (tubería, componentes eléctricos, etc.).
2. Sin realizar conexiones mecánicas y eléctricas.

TIPO 1

Ventajas

- Menor tiempo de entrega, esto se debe a que el mismo usuario puede trasladar el refrigerador a su hogar el día de la compra (generalmente este tiempo es de 3 a 5 días hábiles, dependiendo la tienda donde se adquiera).
- El usuario conocerá todas y cada una de las partes a armar, esto le ayudará a identificar la pieza o refacción en caso de ocurrir algún daño en la misma, para solicitar su reparación o la garantía de la unidad.
- En este tipo de refrigerador, se requiere menos trabajo de producción, lo que se traduce en un precio más bajo a los usuarios finales.

Desventajas

- Riesgo al realizar conexiones incorrectas en los componentes mecánicos y eléctricos, pudiendo ocasionarle daños a los componentes del refrigerador.
- En caso de un manejo inapropiado existe la posibilidad de causar una mala estrategia de unión, ocasionando la oportunidad fugas en el sistema de refrigeración.
- El usuario requerirá de tiempo considerable, para el armado de la unidad. El no contar con habilidades mecánicas, pudiera obligar al usuario a contratar los servicios de al menos un técnico para realizar las conexiones críticas (tubería, eléctricas), representando un costo adicional.

TIPO 2

Ventajas

- Menor tiempo de entrega, esto porque el mismo usuario lo puede llevar a su hogar el día de la compra.
- Menor tiempo de armado en comparación con el de tipo 1.
- Poca y muy básica herramienta a utilizar durante el armado.
- Armado fácil.
- Ahorro, al no contratar servicios técnicos adicionales.

Desventajas

- Riesgo de daño al usuario y a las partes del refrigerador al realizar el ensamble.
- El usuario deberá contar con conocimiento del uso de herramienta mecánica básica.
- Al estar ya armado el circuito de refrigeración, el costo de producción será más elevado causando aumento en el precio para el consumidor, comparado con el de tipo 1.

En el presente trabajo se considera diseñar en base al refrigerador modular tipo 2. Con esto cuidamos la integridad de los consumidores al evitar que ellos realicen algún tipo de conexión física en el aparato.

2.1.2. Restricciones para el Diseño.

Se consideran las siguientes restricciones:

- El refrigerador debe tener una capacidad de 7 pies cúbicos.
- El refrigerador no tendrá congelador.
- El refrigerador debe ser de bajo consumo energético y debemos evitar el uso de ventiladores.
- El refrigerador debe poder ser armado en el domicilio del usuario por él mismo sin apoyo técnico especializado.
- El costo del refrigerador debe ser bajo, para atender las necesidades del mercado con menor poder adquisitivo.

Para cumplir con cada una de las restricciones es necesario poner en práctica las siguientes estrategias específicas:

- **Capacidad de siete pies cúbicos.** Esta restricción es la que definirá el volumen de la cavidad, y atendiendo a los diseños típicos para esta capacidad, se establecen las siguientes dimensiones de la cavidad del refrigerador: ancho de 20 cm, altura de 90 cm y profundidad de 60 cm.
- **Refrigerador sin congelador.** Esta restricción da oportunidad a utilizar compresores de baja capacidad. Compresores similares a los que usualmente se emplean en dispensadores de agua domésticos. El ciclo de refrigeración de estos enfriadores es tal que la temperatura en el evaporador se encuentra aproximadamente en $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$, temperatura que es muy superior a los $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ que se tienen en el evaporador de los ciclos de refrigeración para modelos comerciales provistos con congelador. Un aspecto importante de revisar es que con el uso de los compresores de baja capacidad

se pueda remover la carga térmica del refrigerador de 7 pies cúbicos cuando el sumidero de calor está en aproximadamente $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$, además de que se espera una menor cantidad de escarcha y un menor consumo de energía para removerla.

- **Refrigerador de bajo consumo energético.** Esta restricción conduce a la necesidad de aprovechar al máximo la posibilidad de que la transferencia de calor se lleve a cabo por convección natural, tanto en el evaporador como en el condensador. Surge entonces el reto de diseñar estrategias para promover los flujos de aire por convección libre a través del manejo de las geometrías y posición de sumidero de calor dentro de la cavidad del refrigerador.
- **Refrigerador de fácil ensamblaje.** Esta restricción conduce a diseñar un modelo que no comprometa la seguridad del usuario y tampoco la integridad del equipo de refrigeración. El refrigerador se entregará al usuario en módulos de tal forma que se pueda armar por el propio usuario sin la necesidad de herramientas especiales y que contenga el menor número de partes posible, evitando en lo posible el uso de partes pequeñas o delicadas.
- **Refrigerador de bajo costo.** Esta situación conduce a la búsqueda de un diseño de refrigerador que emplee, en la medida de lo posible, partes y subsistemas disponibles comercialmente por proveedores típicos. Se evitará emplear partes que se tengan que manufacturar de manera particular para este modelo de refrigerador, en cambio se preferirá el uso de piezas de línea.

2.1.3. Evaluación y solución a las restricciones.

Existen dos restricciones que están ligadas entre sí y que deben ser atendidas de forma consistente, a saber, se utilizará convección natural para evitar el uso de ventiladores y minimizar el consumo de energía, además no se contará con congelador. Estas dos restricciones definen las siguientes características del refrigerador:

- El sumidero de calor dentro de la cavidad se considera a -7°C .
- La convección natural dentro de la cavidad del refrigerador debe ser capaz de transferir toda la carga térmica hacia el sumidero de calor.

Está bien documentado el hecho de que para mejorar la transferencia de calor por convección natural la posición óptima de la superficie que actúa como sumidero de calor es en la dirección vertical, paralela a la aceleración de la gravedad. Lo anterior se debe a que la fuerza de gravedad es la causante del movimiento del fluido en la convección natural. Existen modelos comerciales de otras compañías que utilizan la convección natural dentro de la cavidad. La Figura 2.1 muestra un modelo en el que la pared vertical del fondo del refrigerador actúa como sumidero de calor, esa pared representa el evaporador del ciclo de refrigeración. La desventaja que tiene este modelo es que la pared del fondo del refrigerador condensa la humedad del aire, por lo que la pared se encuentra húmeda permanentemente y esto puede resultar incómodo para el usuario.

Una idea que surge para resolver el asunto del contacto del usuario con la humedad resultado de la condensación, y aprovechar la gran ventaja de tener una placa vertical como sumidero de calor consiste en colocar una malla que evite el acceso a la placa fría por parte del usuario, pero que sí permita el libre flujo de aire para que éste pueda ser enfriado. Esta idea es en principio interesante de desarrollar pero surge un inconveniente

que se contrapone con la restricción de fácil ensamblado. En efecto, si se buscara tener el evaporador del refrigerador en contacto físico con una de las paredes verticales sería necesario complicar el ensamblaje del sistema de refrigeración. Se requeriría que: i) en el proceso de manufactura se dejara el sistema de refrigeración conectado al evaporador (que forma parte de la pared vertical del refrigerador), o ii): que en el domicilio del usuario se realizara la conexión del evaporador al sistema de refrigeración de manera definitiva. La primera situación resultaría complicada para el embalaje ya que se requeriría mucho volumen para su almacenamiento, además, se pondría en riesgo la integridad del equipo. En la segunda situación se requeriría posiblemente la intervención de un técnico especializado para llevar a cabo la conexión del sistema de refrigeración.

La propuesta que se desarrolla en este documento utiliza convección natural dentro de la cavidad para tomar ventaja de la inclinación de la superficie que actuará como sumidero de calor, haciendo las adaptaciones pertinentes para evitar que el usuario tenga contacto con la humedad generada por la condensación, además de evitar complicaciones en el ensamblado.

Se buscará que todo el sistema de refrigeración se encuentre ubicado dentro de un módulo de refrigeración auto contenido de tal forma que no sea necesario llevar a cabo conexión alguna por parte del usuario. Como se pretende el uso de convección natural, se propone colocar el módulo de refrigeración en la parte superior del refrigerador de tal forma que el evaporador del sistema de refrigeración quede ubicado en la parte superior del refrigerador.

Existen varias maneras de colocar el evaporador del sistema de refrigeración. La forma de colocar el evaporador debe ser la más conveniente de tal suerte que favorezca flujos de aire por convección natural dentro de toda la cavidad, permita la remoción de toda la carga



Figura 2.1: Refrigerador Danby, evaporador colocado en la parte trasera del refrigerador.

térmica, además de que el usuario no experimente problemas con la humedad debido a la condensación.

La propuesta más simple consiste en colocar el evaporador en contacto físico con una placa inclinada para promover que el aire se encuentre sobre la placa se enfríe y deslice sobre la superficie generando una corriente de aire descendente. La superficie inferior de la placa estaría aislada térmicamente para promover la aparición de un flujo circulatorio dentro de la cavidad del refrigerador.

2.1.4. Definición de la Capacidad de Refrigeración.

Generalidades.

Para el desarrollo de este proyecto se analizó la carga térmica del refrigerador, tomando en cuenta tres factores principales:

1. Carga por transferencia de calor a través de las paredes de la cavidad.
2. Carga térmica para abatir la temperatura de los alimentos contenidos dentro del

refrigerador.

3. Carga térmica por renovación de aire debida a la apertura de puerta del refrigerador.

Cálculo de carga térmica por transferencia de calor en paredes.

Para el análisis de transferencia de calor entre el ambiente y el refrigerador, se consideran las dimensiones internas típicas de un refrigerador doméstico de 7 pies cúbicos, es decir:

- Altura de 108 cm
- Ancho de 40 cm
- Profundidad de 46 cm

Para el cálculo se considera que la temperatura del interior del refrigerador es de 3 °C, y 25 °C para el ambiente exterior.

Para realizar el cálculo de la carga térmica en el refrigerador debido a la transferencia de calor se utilizó el concepto de resistencias térmicas equivalentes que operan en condiciones de estado estable.

La transferencia de calor por conducción q_{cond} y por convección q_{conv} , se definen de la siguiente manera:

$$q_{cond} = -k \frac{dT}{dx} \quad (2.1)$$

$$q_{conv} = hA(T_s - T_f) \quad (2.2)$$

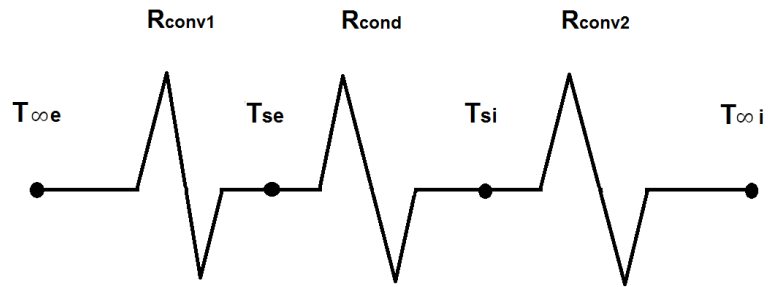


Figura 2.2: Esquema del sistema de resistencias térmicas, indicando las resistencias debidas a los mecanismos de transferencia de calor. R_{conv1} es la resistencia térmica por convección exterior, R_{cond} la resistencia térmica por conducción en la pared, R_{conv2} es la resistencia térmica por convección interior. Circuito térmico equivalente.

donde k es la conductividad térmica del material, h es el coeficiente de transferencia de calor por convección, $\frac{dT}{dx}$ es el gradiente de temperatura en la dirección de x , T_s es la temperatura de la superficie y T_f es la temperatura del fluido.

En la Figura 2.2 se muestra el esquema de resistencia térmica total o equivalente correspondiente a cada uno de los mecanismos de transferencia de calor a través de las paredes del refrigerador.

Las ecuaciones para el cálculo de resistencias térmicas por conducción y por convección son:

$$R_{conv1} = \frac{1}{h_{ext}A_{ext}} \quad (2.3)$$

$$R_{cond} = \frac{L}{kA_{ext}} \quad (2.4)$$

$$R_{conv2} = \frac{1}{h_{int}A_{int}} \quad (2.5)$$

$$R_{Tot} = \Sigma R_{cond} + \Sigma R_{conv} \quad (2.6)$$

donde h_{ext} es el coeficiente de transferencia de calor por convección en el exterior, h_{int} es el coeficiente de transferencia de calor por convección en el interior, A_{ext} es el área de transferencia de calor en el exterior del refrigerador, A_{int} es el área de transferencia de calor en el interior del refrigerador, L es el espesor de la pared.

El calor total transferido a través del sistema de resistencia equivalente es:

$$q = UA(T_{\infty e} - T_{\infty i}) \quad (2.7)$$

donde U es el coeficiente global de transferencia de calor. Adicionalmente, este coeficiente está relacionado con la resistencia térmica equivalente total, R_{Tot} , de la siguiente forma:

$$UA = \frac{1}{R_{Tot}} \quad (2.8)$$

donde la ecuación para determinar la resistencia térmica total, se expresa como:

$$R_{Tot} = \frac{1}{h_{ext}A_{ext}} + \frac{L}{kA_{ext}} + \frac{1}{A_{int}} \quad (2.9)$$

El coeficiente de transferencia de calor por convección depende de la viscosidad dinámica μ , la conductividad térmica k , la densidad ρ , el calor específico c_p , así como de la velocidad del flujo.

Con la ecuación del calor transferido,

$$q''_{conv} = q''_{cond} = -k_{fluido} \left(\frac{dT}{dy} \right)_{y=0} \quad (2.10)$$

donde $(dT/dy)_{y=0}$ es el gradiente de temperatura en la superficie, la ecuación nos queda:

$$h = -k_{fluido} \left(\frac{dT}{dy} \right)_{y=0} \frac{1}{T_s - T_\infty} \quad (2.11)$$

donde k_{fluido} es la conductividad térmica del fluido.

Para el diseño que se persigue se pretende un enfriamiento dentro de la cavidad del refrigerador mediante convección natural. Para ello es importante entender las correlaciones para conocer el número de Nusselt, el cual es el valor adimensional de la transferencia de calor por convección. Entre mayor sea este número, más eficaz es el transporte convectivo de calor. El número de Nusselt se define como:

$$Nu_L = \frac{hL}{k} \quad (2.12)$$

El número de Nusselt, en fenómenos de convección natural es función del número de Grashof y del número de Prandtl. El número de Grashof, Gr_L , se define como:

$$Gr_L = \frac{g\beta\Delta TL^3}{\nu^2} \quad (2.13)$$

donde g es la aceleración de la gravedad, β el coeficiente de expansión térmica, ΔT la

diferencia de temperatura, L la longitud característica y ν la viscosidad cinemática promedio. El número de Prandtl es un número adimensional que relaciona la viscosidad con la difusividad térmica, para nuestro caso de estudio que corresponde al aire interior del refrigerador, varía muy poco.

Una ecuación ampliamente empleada para determinar el número de Nusselt para el caso de una convección natural desde una placa vertical es la siguiente:

$$\overline{Nu}_L = \frac{4}{3} \left(\frac{Gr_L}{4} \right)^{1/4} g(Pr) \quad (2.14)$$

donde $g(Pr)$, representa el gradiente de temperatura adimensional en función del número de Prandtl, mismo que se calcula de la siguiente manera:

$$g(Pr) = \frac{0.75Pr^{1/2}}{0.609 + 1.221Pr^{1/2} + 1.238Pr^{1/4}} \quad (2.15)$$

siempre que $Pr = 0.7$, que corresponde al aire.

Con el análisis precedente, es posible la obtención de los coeficientes de transferencia de calor promedio en las distintas superficies verticales definidas por las paredes del refrigerador. Este análisis se aplica a las paredes internas y las paredes externas para cuantificar, como una primera aproximación, el valor de los coeficientes h sobre las superficies del interior y exterior del refrigerador. Estos valores de h , son entonces empleados para calcular el valor de las resistencias térmicas, de tal forma que es posible estimar el calor transferido en este proceso.

Tabla 2.1: PROPIEDADES DEL AMBIENTE EN EL REFRIGERADOR

Propiedad	Exterior	Interior
Humedad	60 %	90 %
Temperatura	32 °C	3 °C

Carga por renovación de aire.

Para realizar el análisis de carga térmica por renovación de aire en el refrigerador, es necesario determinar la cantidad de energía a remover después de cada apertura de la puerta del refrigerador, para mantener el aire interior a las condiciones de humedad y temperatura requerida. El análisis consiste en calcular la masa y densidad del aire en el interior mediante la ecuación de estado de gas ideal.

$$PV = mRT \quad (2.16)$$

donde P es la presión absoluta, V es el volumen de la cavidad, m la masa del aire en el interior, R es constante particular del aire como gas ideal, y T la temperatura absoluta. Con la ecuación de estado obtenemos la densidad de la siguiente forma:

$$\rho = \frac{P}{RT} \quad (2.17)$$

También podemos obtener propiedades como: entalpía, humedad absoluta, volumen específico, entre otras, conociendo algunas condiciones psicrométricas del aire en el interior de la cavidad refrigerada, mismas que se muestran en la tabla 2.1.

Para este análisis se tomaron en cuenta, diez renovaciones de aire por día. Para este

análisis se realizaron cálculos considerando una mezcla adiabática de dos tipos de aire (interior y exterior). Se usó la aplicación PsychTool para obtener los siguientes valores en las dos condiciones mencionadas: humedad absoluta (ω), volumen específico (v), entalpía (h).

Al abrir la puerta del refrigerador se renueva el aire del interior, se considera que el aire tiene condiciones de 90 % HR de humedad relativa y 3 °C, 25 % de aire a condiciones de 60 % HR y 25 °C. La masa interior se obtiene con el volumen específico de aire y el volumen ocupado en el refrigerador, mediante la ecuación:

$$v_i = \frac{V_i}{m_i} \quad (2.18)$$

donde v_i es el volumen específico del aire en el interior del refrigerador V_i es el 75 % del volumen interior del refrigerador, m_i es la masa de aire en el volumen V_i , a condiciones de 90 % de HR y 3 °C.

La masa del exterior la determinamos con la siguiente ecuación:

$$m_e = \frac{V_e}{v_e} \quad (2.19)$$

donde v_e es el volumen específico del aire en el ambiente exterior, V_e es el volumen que ocupa el aire proveniente del exterior, m_e es la masa en el volumen V_e , a condiciones de 60 % HR y 25 °C.

Con el siguiente balance de masa y energía para el mezclado de dos flujos de aire, calculamos las condiciones del resultado de la mezcla de estos dos volúmenes de aire.

$$\frac{m_i}{m_e} = \frac{h_i - h_m}{h_m - h_e} = \frac{\omega_i - \omega_m}{\omega_m - \omega_e} \quad (2.20)$$

donde h_i es la entalpía del aire en el interior, h_e es la entalpía del aire en el exterior, h_m es la entalpía del aire de la mezcla, ω_i es la humedad absoluta en el interior, ω_e la humedad absoluta en el exterior, ω_m la humedad absoluta de la mezcla.

Al obtener las condiciones de humedad absoluta y entalpía de la mezcla, podemos conocer propiedades como temperatura, humedad relativa y volumen específico. El calor sensible y el calor latente, serán la energía necesaria para llevar las condiciones de la mezcla, a las condiciones de humedad y temperatura deseadas al interior del refrigerador. i.e. 90 % y 3 °C. Las cantidades correspondientes a dichos calores se estiman con las siguientes ecuaciones:

$$Q_L = h_e - h_m \quad (2.21)$$

y

$$Q_s = h_m - h_i \quad (2.22)$$

En este caso el calor está dado por:

$$Q_{Tot} = Q_L - Q_s \quad (2.23)$$

donde Q_L es el calor latente, Q_s calor sensible, Q_{tot} calor total.

Para la determinación de la potencia requerida en este proceso usaremos la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{Tot} = \dot{m}(Q_L + Q_s) \quad (2.24)$$

donde \dot{m} es el flujo másico del aire que corresponde al aire renovado. Para el cálculo de flujo de masa del aire, utilizamos los datos de renovaciones de aire mencionados anteriormente, i.e. cinco renovaciones por día. La mezcla será la masa de nuestro proceso de mezclado adiabático, a las condiciones de h_m y m . Utilizamos el valor de volumen específico obtenido en la carta psicrométrica, de los valores de mezcla y despejamos de la siguiente ecuación:

$$m_m = \frac{V_r}{v_m} \quad (2.25)$$

donde m_m es la masa de la mezcla, V_r es el volumen interior del refrigerador, v_m es el volumen específico de la mezcla. Con la masa obtenida y conociendo el número de renovaciones en determinado tiempo, podemos calcular un flujo másico.

$$\dot{m} = \frac{m_m N_r}{86,400} \quad (2.26)$$

La ecuación 2.23 queda de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{Tot} = \dot{m}(Q_L - Q_s)(1,000) \text{ W} \quad (2.27)$$

o bien, expresada en unidades del sistema británico:

$$\dot{Q}_{Tot} = \dot{m}(Q_L + Q_s)(3,412.14) \text{ Btu/h} \quad (2.28)$$

Carga térmica por productos al interior del refrigerador.

Para calcular la carga térmica de los productos dentro del refrigerador, nos apoyaremos en las pruebas que realiza la Procuraduría Federal del Consumidor [10], esto con la finalidad de tomar como base, la cantidad y tipo de productos que generalmente almacenan los consumidores mexicanos, en un refrigerador de 7 pies cúbicos. Por medio de la literatura obtenemos los valores de calor específico de los diferentes tipos de alimentos, tales como: carnes, lácteos, frutas, vegetales, etc., y utilizamos la siguiente ecuación para determinar la cantidad de energía a remover, para llevarlos de cierta temperatura ambiente a una temperatura de conservación aproximada de 3 °C.

$$Q = mc(T_f - T_i) \quad (2.29)$$

donde m la masa del producto, c el calor específico, T_f la temperatura final deseada; en este caso se considera de 3 °C, T_i la temperatura inicial, T_i se considera de 32 °, y Q es la energía retirada al sistema, que es igual al decremento de energía en los productos.

Es importante considerar las temperaturas de conservación de los alimentos publicada en la tabla de prueba a refrigeradores domésticos en la revista del consumidor. Tomando como base que la operación del compresor es de aproximadamente 15 minutos en cada hora, obtenemos lo siguiente: en un periodo de 24 horas, el compresor estará en operación 300 minutos (5 horas) y en descanso 1140 minutos (19 horas). De acuerdo a esto nuestro

periodo de operación del compresor será de 5 horas (18,000 segundos). La potencia requerida para llevar a cabo el proceso de enfriamiento en los alimentos estará definida por, la cantidad de energía a remover entre el tiempo de operación del compresor.

$$\dot{Q} = \frac{q}{t} \quad (2.30)$$

2.2. Modelado computacional del sistema de enfriamiento.

2.2.1. Marco Teórico

Para modelar el flujo de convección natural dentro del refrigerador se emplean las siguientes ecuaciones de conservación:

- Conservación de Masa
- Conservación de la cantidad de Movimiento (Momentum)
- Conservación de la energía

La ecuación que resulta de aplicar la ley de la conservación de masa a un fluido se conoce Ecuación de Continuidad. La conservación de la cantidad de movimiento (o momentum) no es otra cosa sino la segunda Ley de Newton, cuando ésta se aplica a un fluido, y es una ecuación vectorial. La ecuación de la energía es la Primera Ley de la Termodinámica, y la ecuación resultante para fluidos se conoce como Ecuación de la Energía. Adicionalmente a estas ecuaciones basadas en leyes universales, es necesario establecer relaciones entre las propiedades del fluido de tal forma que sea posible cerrar el sistema de

ecuaciones. Un ejemplo de estas relaciones son las ecuaciones de estado, mismas que relacionan a las variables termodinámicas denominadas presión p , densidad ρ y temperatura T .

Ecuación de la Conservación de la Masa.

La ley de la conservación de la masa aplicada a un fluido que pasa a través de un volumen de control de tamaño infinitesimal que se mueve con velocidad \vec{V} conduce a la siguiente ecuación:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (2.31)$$

donde ρ es la densidad del fluido y \vec{V} es el vector de la velocidad del flujo. El primer término en esta ecuación representa la razón de incremento de la densidad en el volumen de control y el segundo término representa la razón neta de flujo de masa que atraviesa la superficie de control (superficie que rodea el volumen de control) por unidad de volumen.

Es conveniente utilizar la derivada sustancial definida como:

$$\frac{D}{Dt} \equiv \frac{\partial}{\partial t} + \vec{V} \cdot \nabla \quad (2.32)$$

de tal forma que la ecuación de continuidad se puede escribir como:

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho(\nabla \cdot \vec{V}) = 0 \quad (2.33)$$

En coordenadas cartesianas donde u, v, w representan las componentes de la velocidad

en las direcciones x , y , z , respectivamente, la ecuación de continuidad es:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = 0 \quad (2.34)$$

Para flujo de aire, a condiciones estándar de temperatura y presión, con velocidad menor a 100 m/s, el número de Mach resulta $Ma < 0.3$, y en tal caso es posible suponer que la densidad es constante por lo que matemáticamente:

$$\frac{D\rho}{Dt} = 0 \quad (2.35)$$

lo que se conoce como flujo incompresible, y en tal caso la ecuación de conservación de masa es

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (2.36)$$

y en coordenadas cartesianas:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (2.37)$$

Conservación de la Cantidad de Movimiento

La segunda Ley de Newton aplicada a un elemento de fluido que se mueve con velocidad \vec{V} y que ocupa un volumen de control fijo de tamaño infinitesimal conduce a la siguiente ecuación vectorial:

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho \vec{f} + \nabla \cdot \Pi_{ij} \quad (2.38)$$

El primer término del lado derecho corresponde a las fuerzas de cuerpo por unidad de volumen. Las fuerzas de cuerpo actúan a distancia y se aplican en toda la masa del fluido. La fuerza de cuerpo más común es la fuerza gravitacional. En este último caso la fuerza por unidad de masa \vec{f} igual a la aceleración de la gravedad \vec{g} , es decir:

$$\rho \vec{f} = \rho \vec{g} \quad (2.39)$$

adicionalmente, el segundo término del lado derecho de la ecuación de la cantidad de movimiento representa las fuerzas de superficie por unidad de volumen. Estas fuerzas se aplican como esfuerzos externos sobre la superficie del elemento de fluido. Los esfuerzos constan de esfuerzos normales y esfuerzos cortantes y se encuentran representados por las componentes del tensor de esfuerzo Π_{ij} . El tensor de esfuerzo se separa comúnmente de la siguiente forma:

$$\Pi_{ij} = -p\delta_{ij} + \tau_{ij} \quad (2.40)$$

donde τ_{ij} representa el tensor de esfuerzo viscoso y está dado por

$$\tau_{ij} = \mu \left[\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right] \quad i, j, k = 1, 2, 3 \quad (2.41)$$

Entonces la ecuaciones de conservación de cantidad de movimiento en forma subindicial, conocidas como ecuaciones de Navier-Stokes, son:

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho \vec{g} - \nabla p + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right] \quad i, j, k = 1, 2, 3 \quad (2.42)$$

Para un sistema cartesiano de coordenadas las ecuaciones de Navier-Stokes pueden ser acomodadas de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} \rho \frac{Du}{Dt} &= \rho f_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{2}{3} \mu \left(2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] \\ \rho \frac{Dv}{Dt} &= \rho f_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{2}{3} \mu \left(2 \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] \\ \rho \frac{Dw}{Dt} &= \rho f_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{2}{3} \mu \left(2 \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right] \end{aligned} \quad (2.43)$$

Las ecuaciones de Navier-Stokes pueden ser reescritas en forma de Ley Conservativa como:

$$\frac{\partial \rho u}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u^2 + p - \tau_{xx}) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho uv - \tau_{xy}) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho uw - \tau_{xz}) = \rho f_x \quad (2.44)$$

$$\frac{\partial \rho v}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho uv - \tau_{xy}) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v^2 + p - \tau_{yy}) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho vw - \tau_{yz}) = \rho f_y \quad (2.45)$$

$$\frac{\partial \rho w}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho uw - \tau_{xz}) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho vw - \tau_{yz}) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w^2 + p - \tau_{zz}) = \rho f_z \quad (2.46)$$

donde las componentes del tensor de esfuerzos viscosos τ_{ij} están dados por:

$$\tau_{xx} = \frac{2}{3}\mu \left(2\frac{\partial u}{\partial x} - \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{\partial w}{\partial z} \right) \quad (2.47)$$

$$\tau_{yy} = \frac{2}{3}\mu \left(2\frac{\partial v}{\partial y} - \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{\partial w}{\partial z} \right) \quad (2.48)$$

$$\tau_{zz} = \frac{2}{3}\mu \left(2\frac{\partial w}{\partial z} - \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{\partial v}{\partial y} \right) \quad (2.49)$$

$$\tau_{xy} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) = \tau_{yx} \quad (2.50)$$

$$\tau_{xz} = \mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) = \tau_{zx} \quad (2.51)$$

$$\tau_{yz} = \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) = \tau_{zy} \quad (2.52)$$

en caso de que se trate de flujo incompresible con coeficiente de viscosidad constante, la ecuación de conservación de cantidad de movimiento se reduce a un modelo vectorial menos complicado:

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho \vec{f} - \nabla p + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (2.53)$$

Es importante recalcar que la ecuación 2.53 corresponde al caso de viscosidad con-

stante, por lo que podría resultar en un modelo inadecuado para flujos cuya viscosidad sea altamente dependiente de la temperatura. Por otra parte, la viscosidad de los gases es moderadamente dependiente de la temperatura, por lo que este modelo resultará en una buena aproximación para flujo incompresible de gases.

Ecuación de la Energía

La primera ley de la termodinámica aplicada a un elemento de fluido de tamaño infinitesimal que se mueve con velocidad \vec{V} conduce a la ecuación de la energía:

$$\frac{\partial E_t}{\partial t} + \nabla \cdot E_t \vec{V} = \frac{\partial Q}{\partial t} - \nabla \cdot \vec{q} + \rho \vec{f} \cdot \vec{V} + \nabla \cdot (\Pi_{ij} \cdot \vec{V}) \quad (2.54)$$

donde E_t es la energía total por unidad de volumen dada como:

$$E_t = \rho \left(u + \frac{V^2}{2} + \vec{g}z \right) \quad (2.55)$$

y u es la energía interna por unidad de masa. El primer término de la izquierda representa la razón de incremento de E_t dentro del volumen de control, mientras el segundo término representa la pérdida neta de energía por convección a través de la superficie de control. El primer término del lado derecho es la razón de producción de calor por agentes externos y el segundo término ($\nabla \cdot \vec{q}$) es la razón de calor perdido por conducción a través de la superficie de control. Se puede suponer que se cumple la ley de Fourier de tal forma que:

$$\vec{q} = -k\nabla T \quad (2.56)$$

donde k es la conductividad térmica y T la temperatura. El tercer término del lado derecho corresponde al trabajo hecho sobre el volumen de control por parte de las fuerzas de cuerpo, mientras el cuarto término cuantifica el trabajo hecho sobre el sistema por parte de las fuerzas de superficie. Queda claro que la ecuación de la energía es consistente con la primera ley de la termodinámica, i.e. el incremento de energía en el sistema es igual al calor adicionado al sistema sumando al trabajo hecho sobre el sistema.

Es práctica común reescribir la ecuación de la energía de tal forma que se aprecia la existencia de un término conocido como *función de disipación* Φ , misma que físicamente representa la razón a la cual parte de la energía mecánica se emplea en el proceso de deformación del fluido y se convierte en calor debido a la viscosidad. La ecuación de la energía interna e queda de la siguiente forma:

$$\rho \frac{De}{Dt} + p(\nabla \cdot \vec{V}) = \frac{\partial Q}{\partial t} - \nabla \cdot \vec{q} + \Phi \quad (2.57)$$

Utilizando la definición de entalpía

$$h = e + \frac{p}{\rho} \quad (2.58)$$

y la ecuación de continuidad, la ecuación de la energía queda de la siguiente manera:

$$\rho \frac{Dh}{Dt} = \frac{Dp}{Dt} + \frac{\partial Q}{\partial t} - \nabla \cdot \vec{q} + \Phi \quad (2.59)$$

donde para un sistema cartesiano la función de disipación es:

$$\Phi = \mu \left[2 \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] \quad (2.60)$$

En caso de que el flujo sea incompresible y considerando que el coeficiente sea constante, la ecuación de la energía se reduce a:

$$\rho \frac{De}{Dt} = \frac{\partial Q}{\partial t} + k \nabla^2 T + \Phi \quad (2.61)$$

2.2.2. Solución Numérica

Para estudiar la efectividad de las distintas opciones se realizó un análisis mediante Dinámica de Fluidos Computacional (CFD, por sus siglas en inglés). Los primeros análisis se realizaron en modelos bidimensionales, además, se considera al aire como un fluido newtoniano y se utiliza la aproximación de Boussinesq para modelar el movimiento del aire debido a convección natural. Posteriormente, el modelo que muestre las mejores prestaciones se simulará en tres dimensiones para evaluar con detalle el potencial de dicha opción. Para modelar el flujo dentro de la cavidad es necesaria la solución simultánea de las ecuaciones de continuidad 2.37, cantidad de movimiento 2.53, y energía 2.61. Para lograr la solución del problema de forma numérica es necesario discretizar el dominio definido por la región interna del refrigerador.

Se utilizó el código comercial ANSYS MESH para la discretización del dominio de interés. Un aspecto que se consideró para la definición de la malla es que, debido a que se trata de flujos por convección natural, los gradientes térmicos más intensos se localizan

Cuadro 2.2: CONDICIONES DE FRONTERA

Frontera	Condición hidrodinámica	Condición térmica
Paredes interiores	$u = v = 0$	$T = 5^\circ \text{C}$
Superficie sup. de placa	$u = v = 0$	$T = -7^\circ \text{C}$
Superficie inf. de placa	$u = v = 0$	$\partial T / \partial n = 0$

cerca de las paredes, se puede esperar entonces que el núcleo del refrigerador sea una zona de baja velocidad y con gradientes térmicos poco intensos. La situación antes descrita define la estrategia adecuada para llevar a cabo la discretización del dominio de cómputo. Se requiere que la discretización del dominio sea fina cerca de las paredes, mientras que en el resto de la cavidad es posible utilizar una discretización más espaciada.

Condiciones de frontera

Las condiciones de frontera utilizadas para la solución del problema se muestran en la tabla 2.2.

Propiedades de los materiales

Para realizar la simulación se consideraron las propiedades del aire a una temperatura promedio entre la superficie fría, es decir la placa que actúa como sumidero de calor y la temperatura de las superficies internas del refrigerador. Se considera el modelo de la aproximación de Boussinesq para considerar la flotación debido a gradientes térmicos y su consecuente gradiente de densidad, además se considera al aire como un fluido newtoniano. Las propiedades se consideran constantes y se muestran en la tabla 2.3.

Como se comentó anteriormente, para modelar la convección natural hay que considerar que la fuerza de cuerpo, $\rho \vec{f}$, en la ecuación de conservación de la cantidad de

Cuadro 2.3: Propiedades del aire

Propiedad	Valor
Densidad, ρ	1.27 kg/m ³
Conductividad térmica, k	0.023 W/m·K
Calor específico, c_p	1.005 kJ/kg·K
Viscosidad dinámica, μ	0.00001729 kg/m·s
Coefficiente de expansión volumétrica, β	0.003690
Aceleración de la gravedad, g	9.8 m/s

movimiento, 2.53, resulta ser igual a la *fuerza de flotación* que surge con los pequeños cambios en la densidad producidos por el calentamiento del fluido. Esta fuerza es igual al cambio de la densidad multiplicado por la aceleración de la gravedad:

$$\rho \vec{f} = \Delta \rho g \quad (2.62)$$

Una forma práctica para tomar en consideración la fuerza de flotación es mediante la *aproximación de Boussinesq*, en la que se supone que el cambio en la densidad debido al calentamiento es igual al producto de la densidad por el coeficiente de expansión térmica β , multiplicado por el cambio local en la temperatura del fluido, es decir:

$$\rho \vec{f} = \Delta \rho g = \rho \beta g (T - T_\infty) \quad (2.63)$$

Capítulo 3

Resultados del Modelado Computacional

3.1. Propuestas preliminares. Convección Natural

A continuación se detallan tres opciones que fueron analizadas para el desarrollo de una propuesta técnicamente viable. La idea general consiste en colocar el evaporador en contacto físico con una placa plana inclinada, como se ilustra en la Figura 3.1. Se persigue promover que el aire que se encuentra sobre la placa se enfríe y deslice sobre la superficie generando una corriente de aire descendente. La superficie inferior de la placa debe estar aislada térmicamente para promover la aparición de un flujo circulatorio dentro de la cavidad del refrigerador. En caso de que la placa inferior no esté aislada térmicamente, ésta enfriaría el aire adyacente lo que generaría flujos intermitentes descendentes bajo la placa, mismos que interferirían con el flujo circulatorio, dando como resultado una disminución en la transferencia de calor.

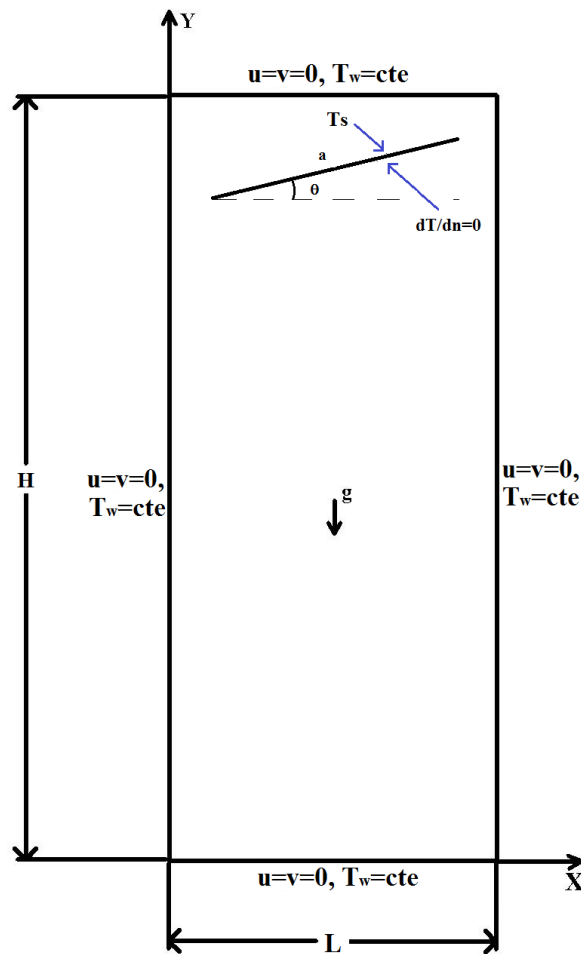


Figura 3.1: Esquema del dominio computacional solucionado para la propuesta 1.

3.1.1. Propuesta 1. Placa inclinada.

Esta propuesta se sustenta en las siguientes consideraciones:

- El flujo al estar en contacto con la placa fría disminuye su temperatura, aumenta su densidad y se genera un movimiento descendente.
- Mientras el flujo viaja cerca de la pared, el fluido se enfría, por lo que se podría esperar que entre mayor sea el trayecto a lo largo de la placa fría, menor será la

temperatura del flujo descendente.

- Entre mayor sea el trayecto del flujo cerca de la pared, mayor será la transferencia de calor hacia el sumidero, lo que mejorará las posibilidades del uso de la convección natural en el diseño.
- La manera más simple de aumentar el trayecto del flujo sobre la superficie fría consiste en utilizar una sola placa fría para aprovechar todo el espacio disponible. Esta opción corresponde al caso en el que se cuenta con la máxima área de transferencia de calor.

En la figura 3.1 se muestra un esquema del modelo bidimensional utilizado para solucionar la transferencia de calor por convección natural en el refrigerador de la propuesta 1. El modelo consiste en cuatro superficies a temperatura constante y mayores a la temperatura superior de la placa que representa el sumidero de calor, esta última igualmente permanece constante. Para la superficie que representa el inferior de la placa inclinada se considera un gradiente térmico igual a cero con respecto al vector normal a la superficie, es decir, la superficie permanece idealmente aislada. En cuanto a las condiciones de frontera para la ecuación de momentum, se considera que las superficies tienen condición de no deslizamiento, es decir, se fijan las componentes de la velocidad del fluido en cero para los nodos frontera. Además, se considera el valor de la magnitud de la aceleración de la gravedad en la dirección negativa de la coordenada y . El modelo tiene dimensiones de L x H .

Para el manejo de la solución computacional se empleó el código de ANSYS FLUENT v.14, mismo que mediante una interfaz gráfica permite la discretización del dominio de interés. La figura 3.2.a ilustra la malla generada para discretizar el dominio para realizar

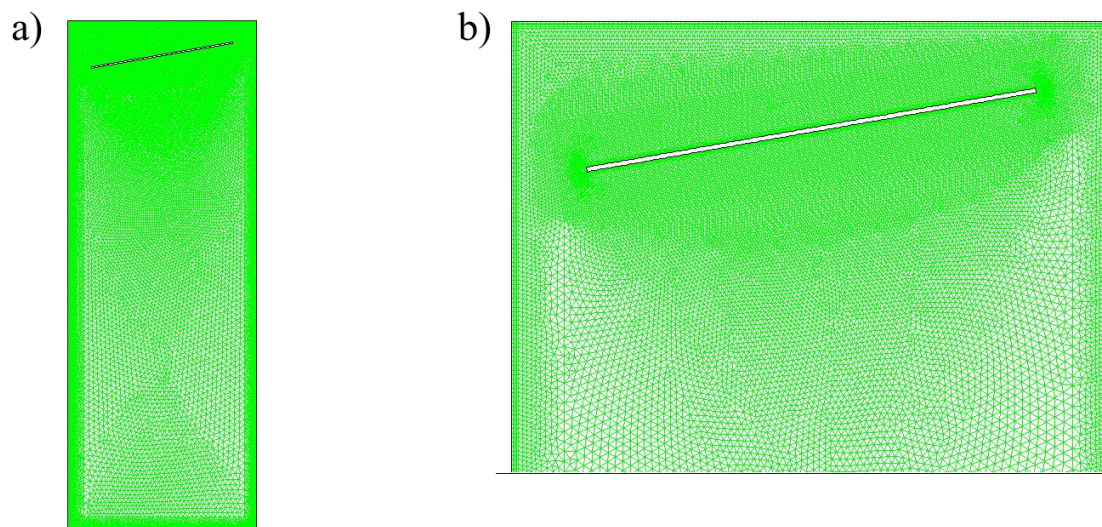


Figura 3.2: a) Malla utilizada en el estudio 2D de la primera propuesta. b) Detalle de la malla cerca del sumidero de calor

un estudio de CFD en dos dimensiones de la propuesta 1. La figura 3.2.b muestra un detalle de la malla cerca de la placa plana inclinada que representa el sumidero de calor. Es posible apreciar que la densidad de malla es muy alta cerca de las paredes y de la placa, esto con la intención de calcular adecuadamente los gradientes térmicos más intensos cerca de las paredes, además, se espera que las zonas de mayor velocidad se presenten cerca de las paredes.

La figura 3.3 muestra los resultados del estudio del flujo de convección natural en dos dimensiones de la primera propuesta. En este caso en particular se supone que la temperatura del sumidero de calor es de $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$, y la temperatura de las paredes internas de $5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Este sumidero físicamente corresponde a una placa plana inclinada 10° que está en contacto directo con el evaporador del sistema de refrigeración. La placa plana se encuentra aislada en su superficie inferior. La imagen de la figura 3.3a., corresponde al campo de la temperatura, muestra que en efecto, la placa enfría al aire y es posible apreciar que la corriente fría desciende por el lado izquierdo con una temperatura de aproximadamente

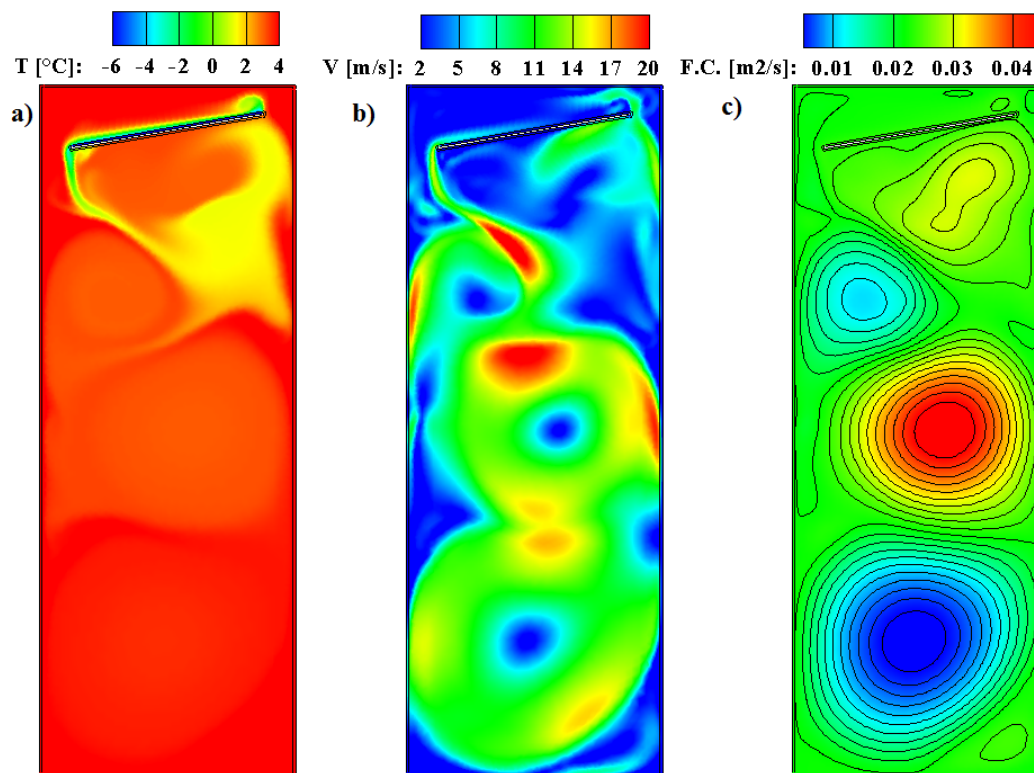


Figura 3.3: a) Resultados del estudio 2D de la Propuesta 1, cuando se considera que la temperatura del sumidero de calor es -7°C , y 5°C en las superficies interiores de la cavidad. a) Distribución de temperatura. b) Distribución de la magnitud de la velocidad. c) Distribución de la función de corriente

-1.6°C . Esta pluma convectiva descendente se traslada hacia el centro de la cavidad e intercambia calor con el núcleo que se encuentra a 3.2°C . Es posible ver que la temperatura media de la cavidad se encuentra en aproximadamente 3.2°C , valor que es adecuado para la conservación de los alimentos, sin embargo, el calor que es posible remover bajo esta propuesta es de aproximadamente 8 W . Adicionalmente, en la parte inferior de la cavidad se pueden identificar zonas de alta temperatura, donde la recirculación natural no es suficientemente intensa.

La imagen de figura 3.3b. muestra la distribución de la magnitud de la velocidad dentro de la cavidad. Es posible ver que la corriente fría descendente de la placa tiene una ve-

locidad de 16 cm/s aproximadamente, además, es posible ver que esta corriente interactúa con dos vórtices que recirculan en la parte superior de la cavidad de tal suerte que en el sitio donde se juntan las corrientes se alcanza la velocidad máxima dentro de la cavidad, misma que tiene un valor de alrededor de 20 cm/s. Es posible identificar dos vórtices que circulan a aproximadamente 13 m/s, uno en la parte media y otro en el fondo de la cavidad. Los vórtices se aprecian claramente en la figura 3.3c., donde se muestra la distribución de corriente dentro de la cavidad, claramente se observa un vórtice que gira contrario a las manecillas del reloj cerca del centro de la cavidad y uno de similar magnitud que gira a favor de las manecillas del reloj en el fondo de la cavidad. Gracias a la función de corriente es fácil apreciar que existen dos vórtices pequeños en la región superior de la cavidad, éstos últimos tienen menor cantidad de movimiento que los que se encuentran en el fondo de la cavidad.

En resumen, la Propuesta 1 genera flujos de recirculación que resultan insuficientes para transportar calor desde la parte inferior de la cavidad. De hecho, es notable que el flujo ascendente hacia la superficie superior se divide en dos corrientes, una de ellas alcanza la superficie fría, sin embargo, la mayor parte del flujo no se desvía y pasa cerca de la parte aislada de la placa fría. El resultado es una baja transferencia de calor hacia el sumidero.

Un aspecto que es importante revisar en esta etapa del diseño es el alcance que tiene la convección natural para transportar calor hacia el sumidero en caso de que la temperatura del exterior incremente o en caso de que el aislamiento térmico de la pared se reduzca de forma deliberada para reducir costos. La figura 3.4 muestra los resultados del estudio del flujo de convección natural en dos dimensiones de la primera propuesta, en la situación particular en que la temperatura del sumidero de calor es de $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$, con $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ de temperatura en las paredes internas.

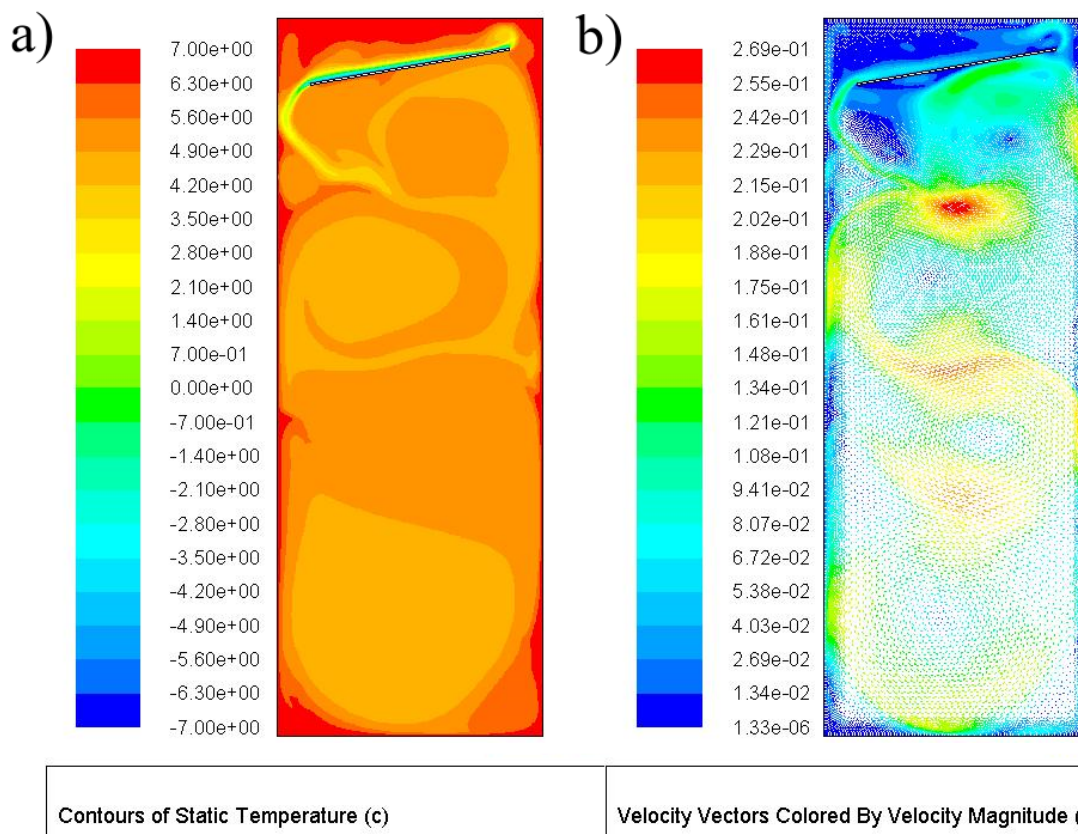


Figura 3.4: a) Resultados del estudio 2D de la Propuesta 1, cuando se considera que la temperatura del sumidero de calor es -7°C , y 7°C en las superficies interiores de la cavidad. a) Distribución de temperatura. b) Vectores de velocidad

En esta situación, el flujo descendente proveniente de la placa fría solamente alcanza una temperatura de 0°C . Nuevamente la corriente la corriente fría principal se mezcla con dos flujos recirculatorios que se presentan en la parte superior de la cavidad. Debido al incremento de la temperatura de las superficies interiores, la temperatura media de la cavidad está por encima de los 4.2°C , condición que resulta poco adecuada para la conservación de alimentos. Adicionalmente, el estudio permite cuantificar que el calor transferido por convección natural al sumidero es de 12 W .

La imagen de la derecha de la figura ilustra la distribución de los vectores de la velocidad. En este caso es posible identificar claramente la existencia de cuatro celdas de

convección con velocidades máximas de 0.25 m/s, una encima de la otra, que recirculan dentro de la cavidad. La interacción entre las celdas es muy pequeña de tal forma que la celda ubicada en la parte inferior circula a muy baja velocidad.

La conclusión para esta condición es que al aumentar la temperatura de las paredes internas, las celdas de convección intensas se presentan solamente en la parte superior de la cavidad, por lo que se reduce la capacidad para transportar calor por convección natural hacia el sumidero. La temperatura resultante dentro de la cavidad aumenta hasta una temperatura que no es conveniente para la conservación de alimentos.

3.1.2. Propuesta 2. Dos placas inclinadas con descenso en los costados

Se estudian otras posibilidades para la colocación de la placa fría cuidando que se genere un movimiento descendente. La idea de esta propuesta está basada en las siguientes consideraciones:

- Se observó en la Propuesta 1 que no es suficiente con tener una corriente fría descendente. Es necesario crear una recirculación natural donde el flujo de mayor temperatura genere una corriente ascendente que alcance la parte superior de la cavidad para producir una remoción eficiente de calor que entra en la cavidad. Una vez que esta corriente es enfriada debe descender.
- Es posible promover una mejor recirculación si se colocan dos placas inclinadas colocadas de forma simétrica respecto a un eje de simetría vertical.
- Se puede esperar que se presenten dos corrientes descendentes cerca de las paredes. Se trata entonces de revisar la posibilidad de que la corriente ascendente de aire de mayor temperatura se lleve a cabo por el centro de la cavidad.

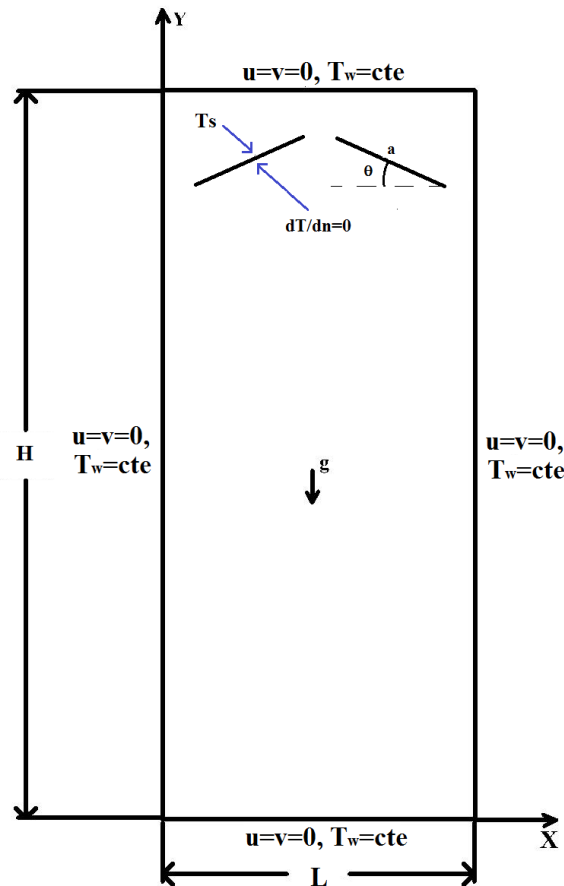


Figura 3.5: Esquema del modelo computacional solucionado para la propuesta 2.

- Se tendrá que revisar la posibilidad de que el flujo generado sea capaz de transportar todo el calor que ingresa al refrigerador hacia sumidero de tal forma que se logre una temperatura adecuada dentro de la cavidad.

En la figura 3.5 se muestra un esquema del modelo bidimensional utilizado para solucionar la transferencia de calor por convección natural en el refrigerador de la propuesta 2. El modelo consiste en cuatro superficies a temperatura constante y mayores a la temperatura superior de las placas inclinadas que representan el sumidero de calor. Para la superficie que representa el inferior de las placas inclinadas se considera un gradiente

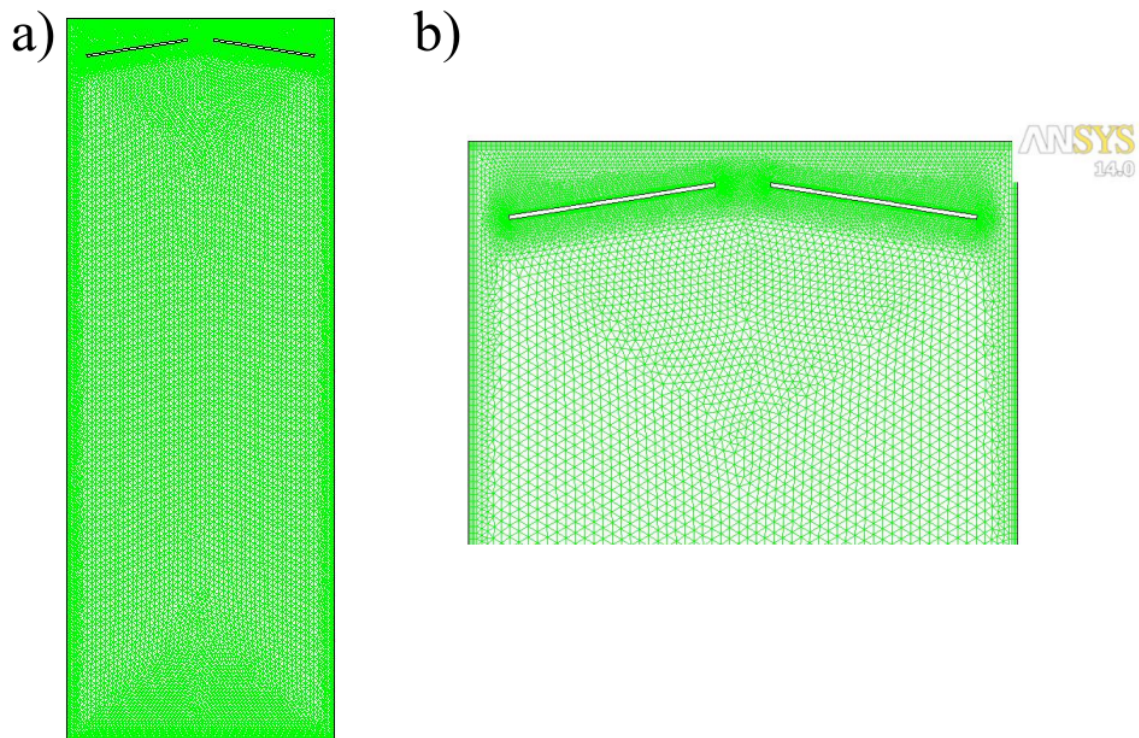


Figura 3.6: a) Malla utilizada en el estudio 2D de la segunda propuesta. b) Detalle de la malla cerca del sumidero de calor

térmico igual a cero con respecto al vector normal a la superficie, es decir, la superficie permanece idealmente aislada. En cuanto a las condiciones de frontera para la ecuación de momentum, se considera que las superficies tienen condición de no deslizamiento, es decir, se fijan las componentes de la velocidad del fluido en cero para los nodos frontera. Además, se considera el valor de la magnitud de la aceleración de la gravedad en la dirección negativa de la coordenada y . El modelo tiene dimensiones de $L \times H$. Por su parte en la figura 3.6.a se ilustra la malla generada para discretizar el dominio para realizar un estudio de CFD en dos dimensiones de la propuesta 2. La figura 3.6.b muestra un detalle de la malla cerca de la placa plana inclinada que representa el sumidero de calor.

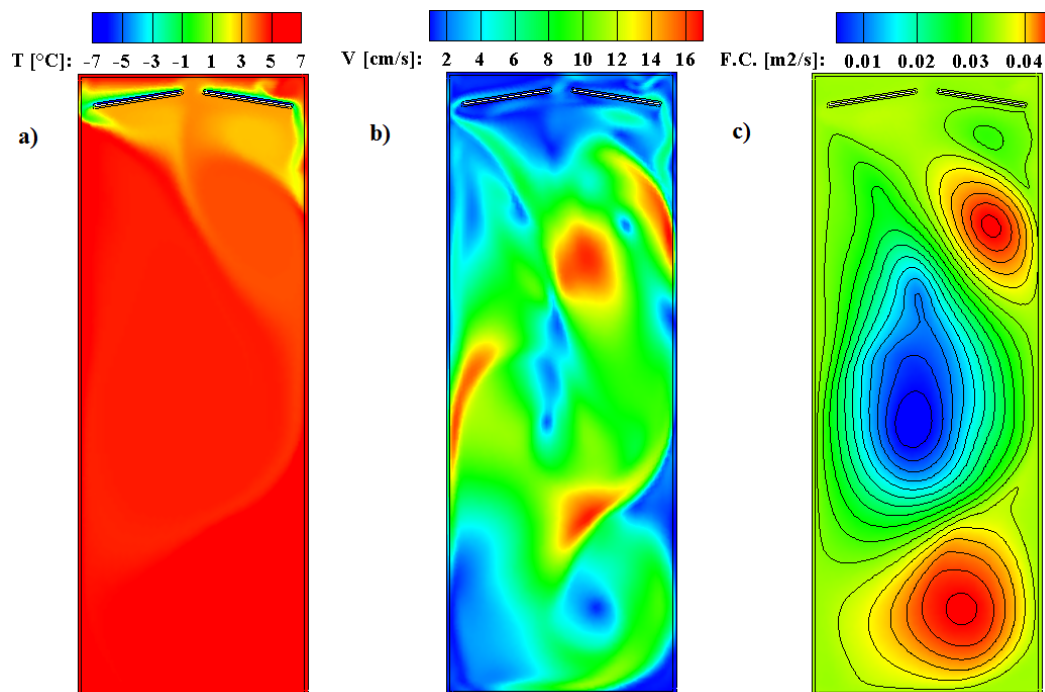


Figura 3.7: a) Resultados del estudio 2D de la Propuesta 2, cuando se considera que la temperatura del sumidero de calor es -7°C , y 5.5°C en las superficies interiores de la cavidad. a) Distribución de temperatura. b) Distribución de la magnitud de la velocidad. c) Distribución de la función de corriente

La figura 3.7 muestra los resultados del estudio en dos dimensiones del flujo de convección natural de la Propuesta 2 cuando el sumidero está a -7°C y las paredes internas se encuentran a 5.5°C . La figura 3.7a. ilustra la distribución de la temperatura donde se observa que se generan dos corrientes frías descendentes con temperaturas de -1.4°C . La figura 3.7a. muestra que no existe simetría en la distribución de la temperatura, esto es resultado del hecho de que esta condición es inestable hidrodinámicamente hablando. El análisis conjunto de la distribución de la temperatura y el campo de velocidades, permite observar que las corrientes frías descendentes chocan de forma directa con corrientes ascendentes que se generan debido a que las paredes verticales son fronteras de alta temperatura (figuras 3.7b. y 3.7c.). Esta situación disminuye la transferencia de calor hacia el sumidero y la temperatura media del refrigerador se incrementa por encima de los 4.2°C .

La conclusión derivada del análisis de la Propuesta 2 es, que la temperatura alta de las paredes promueve flujos ascendentes que bloquean el movimiento de las corrientes frías descendentes. El resultado es una deficiente transferencia de calor hacia el sumidero y un ascenso en la temperatura del refrigerador hasta valores inadecuados para la conservación de alimentos.

3.1.3. Propuesta 3. Dos placas inclinadas con descenso por el centro de la cavidad.

Se continua revisando posibilidades para la colocación de la placa fría cuidando que se genera un movimiento descendente. La idea de esta propuesta está basada en las siguientes consideraciones:

- Se observó en la Propuesta 1 que es necesario crear una recirculación natural donde el flujo de mayor temperatura genere una corriente ascendente para producir una remoción eficiente de calor que entra en la cavidad.
- El posible promover otra opción de recirculación si se colocan dos placas inclinadas colocadas de forma simétrica respecto al eje de simetría vertical.
- Se puede esperar que se presenten dos corrientes descendentes cerca de las superficies de las placas frías, mismas que se unen en el eje de simetría vertical de la cavidad. Esta corriente principal y fría debería descender por el centro de la cavidad. Se revisará la posibilidad de que se generen corrientes ascendentes de aire de mayor temperatura cerca de las paredes verticales del refrigerador.
- Se revisará la capacidad de este opción para transportar por convección natural toda la carga térmica del refrigerador hacia el sumidero.

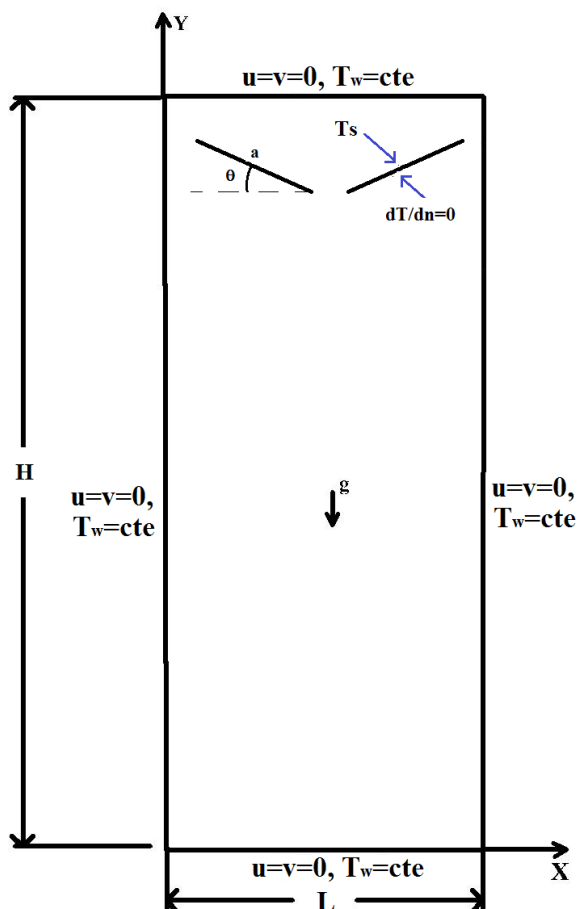


Figura 3.8: a) Esquema del dominio de cómputo para el estudio 2D de la propuesta 3

En la figura 3.8 se muestra un esquema del modelo bidimensional utilizado para solucionar la transferencia de calor por convección natural en el refrigerador de la propuesta 3. El modelo consiste en cuatro superficies a temperatura constante y mayor a la temperatura superior de las placas inclinadas que representan el sumidero de calor. Para la superficie que representa el inferior de las placas inclinadas se considera un gradiente térmico igual a cero con respecto al vector normal a la superficie, es decir, la superficie permanece idealmente aislada. En cuanto a las condiciones de frontera para la ecuación de momentum, se considera que las superficies tienen condición de no deslizamiento, es decir, se fijan

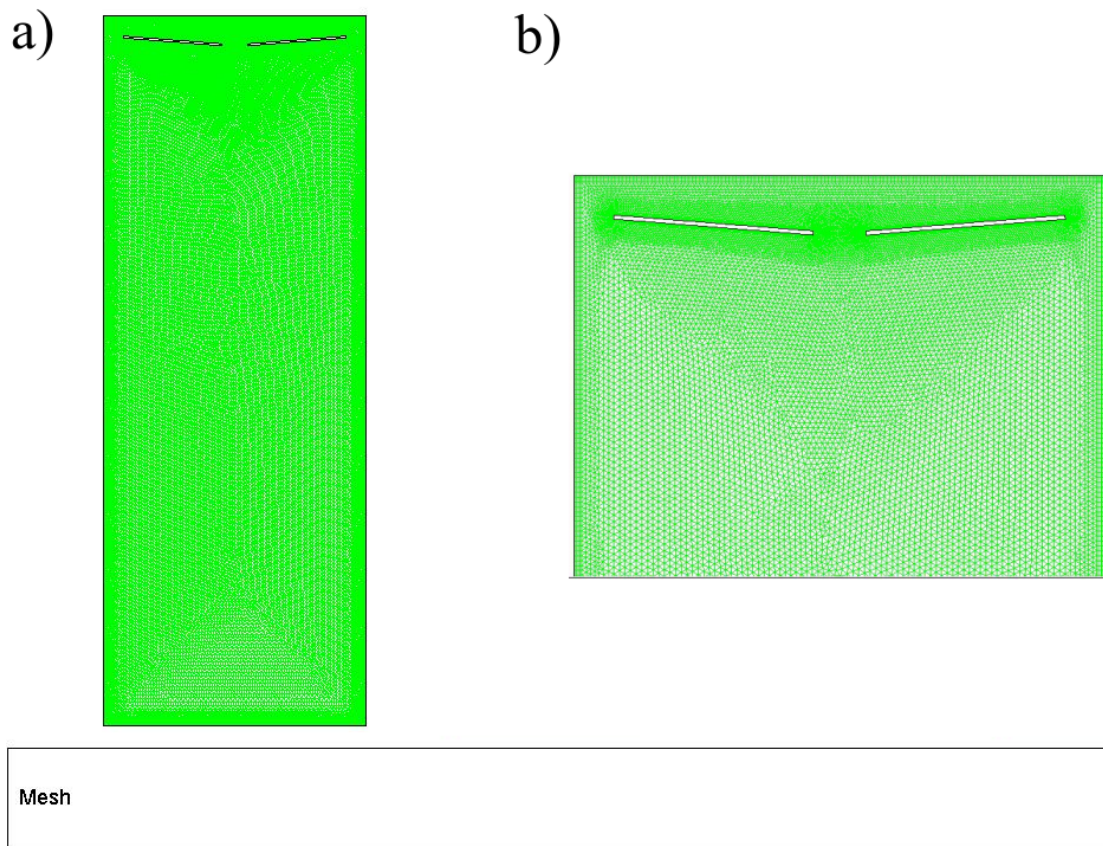


Figura 3.9: a) Malla utilizada en el estudio 2D de la tercera propuesta con una inclinación del sumidero de calor de 5° . b) Detalle de la malla cerca del sumidero de calor

las componentes de la velocidad del fluido en cero para los nodos frontera. Además, se considera el valor de la magnitud de la aceleración de la gravedad en la dirección negativa de la coordenada y . El modelo tiene dimensiones de $L \times H$.

La figura 3.9.a ilustra la malla generada para discretizar el dominio para realizar un estudio de CFD en dos dimensiones de la propuesta 3. La figura 3.9.b muestra un detalle de la malla cerca de la placa plana inclinada que representa el sumidero de calor.

Los resultados de esta Propuesta 3 corroboraron la hipótesis de que es posible generar una recirculación natural dentro de la cavidad del refrigerador de tal forma que el movimiento facilita la transferencia de calor hacia el sumidero, además de promover una

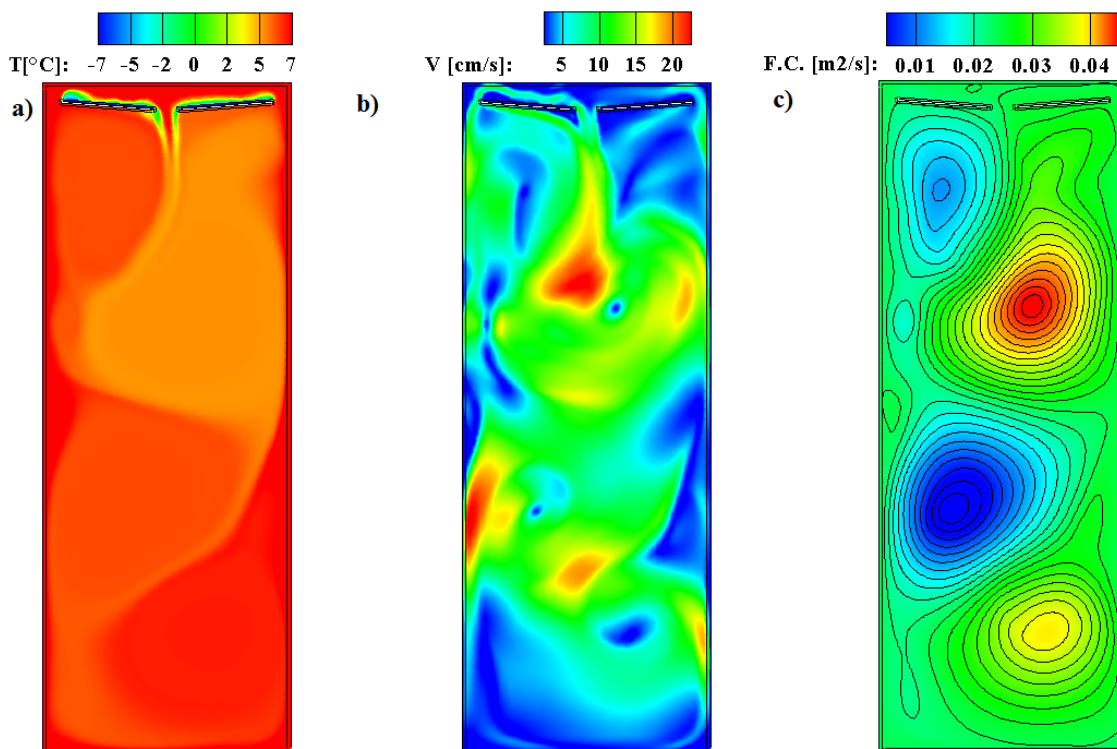


Figura 3.10: a) Resultados del estudio 2D de la Propuesta 3 con las placas frías inclinadas 5° , cuando se considera que la temperatura del sumidero de calor es -7°C , y 5.5°C en las superficies interiores de la cavidad. a) Distribución de temperatura. b) Distribución de la magnitud de la velocidad. c) Distribución de la función de corriente

temperatura adecuada en la mayor parte de la cavidad. Por lo anterior, se decidió llevar a cabo el análisis del efecto que tiene el ángulo de inclinación de las placas sobre la transferencia de calor hacia el sumidero y sobre la distribución de temperatura en la cavidad.

Inclinación 5°

La figura 3.10 muestra los resultados de la Propuesta 3 para el caso en el que la inclinación de las placas frías es de 5° , la temperatura del sumidero es de -7°C y la de las paredes internas de 5.5°C . La imagen 3.10a muestra la distribución de la temperatura. Es posible identificar claramente que se generan dos corrientes con temperaturas de -1.4°C

provenientes de las placas frías, mismas junta y descienden por el centro de la cavidad. Es posible identificar la existencia de capas límite térmicas adyacentes a las paredes verticales de tal forma que el núcleo de la cavidad tiene una temperatura media de 3 °C.

La figura 3.10b muestra la distribución de la magnitud de la velocidad dentro de la cavidad. Es posible notar que la corriente descendente viaja a 20 cm/s aproximadamente, además, existe una evidente interacción entre varias celdas de convección (ver 3.10c). Es importante notar que existe un flujo de recirculación alrededor de la placa fría de la derecha, lo que sin duda favorece el transporte de calor hacia el sumidero.

La conclusión sobre este condición es que la convección térmica es conveniente de tal forma que se generan flujos recirculatorios que promueven el transporte de calor hacia el sumidero permitiendo que la temperatura media de la cavidad sea adecuada para la conservación de alimentos.

Inclinación 10°

La figura 3.11.a ilustra la malla generada para discretizar el dominio para realizar un estudio de CFD en dos dimensiones de la propuesta 3. La figura 3.11.b muestra un detalle de la malla cerca de la placa plana inclinada que representa el sumidero de calor.

La Figura 3.12a muestra los Distribución de temperatura y la Figura 3.12b la distribución de la magnitud de la velocidad para el estudio en 2D, con la placa inclinada 10°. En la figura se aprecia claramente la celda convectiva generada al igual que el sentido de las corrientes de aire formadas por la diferencia de densidades en el aire de la cavidad.

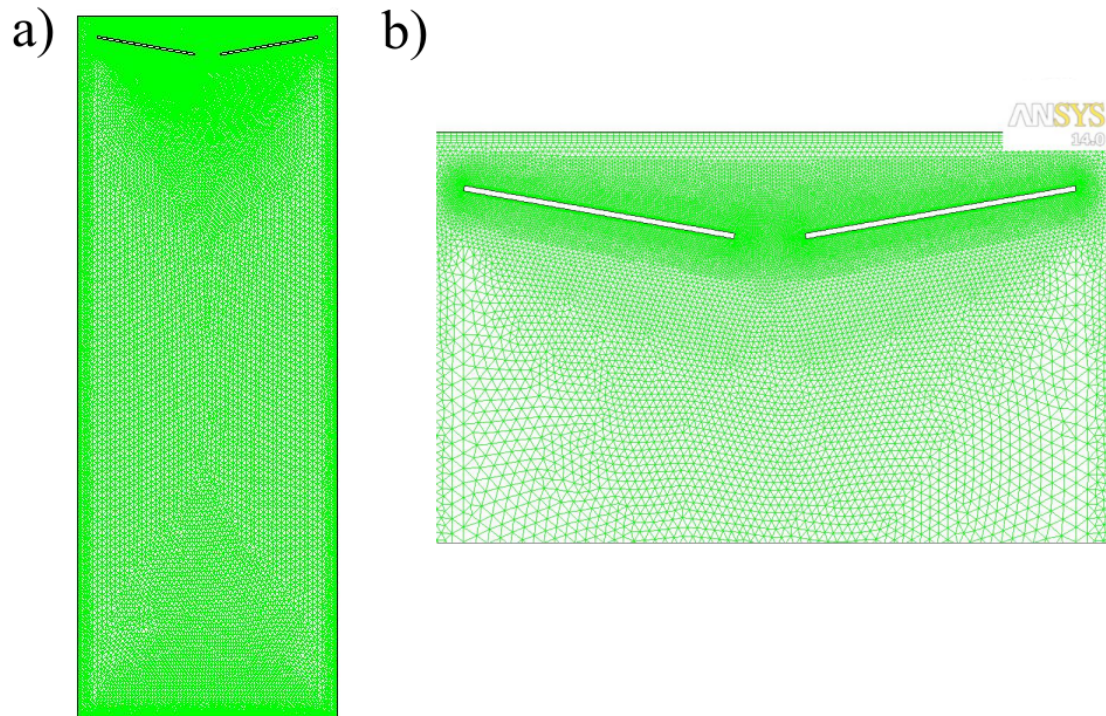


Figura 3.11: a) Malla utilizada en el estudio 2D de la tercera propuesta con una inclinación del sumidero de calor de 10° . b) Detalle de la malla cerca del sumidero de calor

Inclinación 15°

La Figura 3.13.a ilustra la malla generada para discretizar el dominio para realizar un estudio de CFD en dos dimensiones de la propuesta 3. La figura 3.13.b muestra un detalle de la malla cerca de la placa plana inclinada que representa el sumidero de calor.

La Figura 3.14a muestra los Distribución de temperatura y los vectores de velocidad para el estudio en 2D, con la placa inclinada 15° y 5.5°C , en la figura se aprecia la transferencia de calor generada, al igual que el sentido de las corrientes de aire formadas por la diferencia de densidades en el aire de la cavidad.

La Figura 3.15 muestra los Distribución de temperatura y los vectores de velocidad para el estudio en 2D, con la placa inclinada 15° , en la figura se aprecia la transferencia de

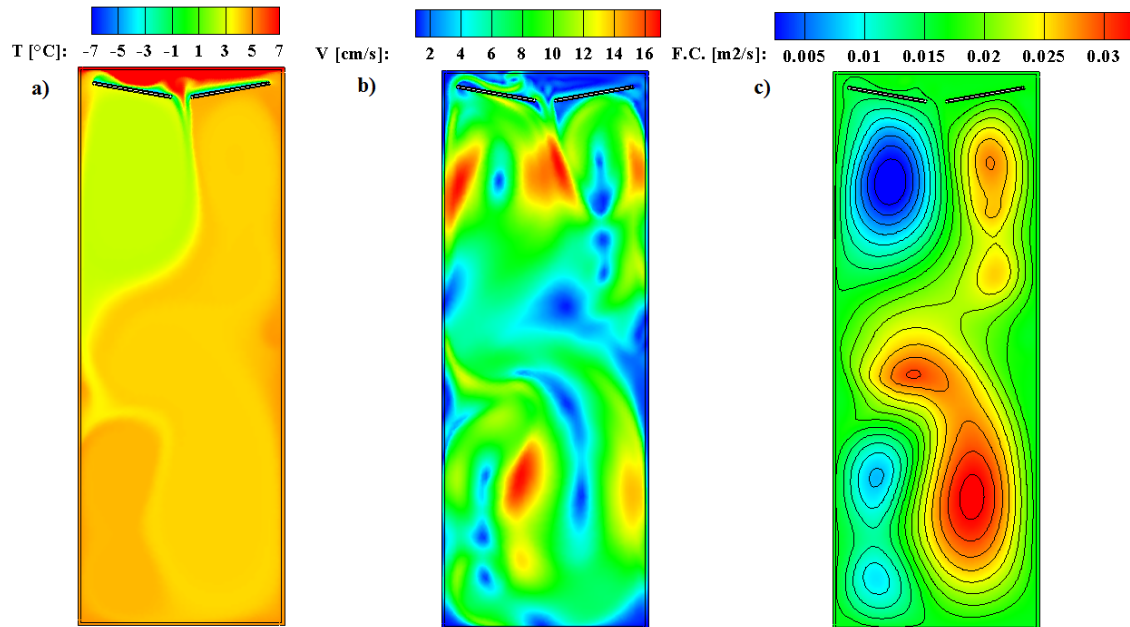


Figura 3.12: a) Resultados del estudio 2D de la Propuesta 3, con las placas frías inclinadas 10°C , cuando se considera que la temperatura del sumidero de calor es -7°C , y 6°C en las superficies interiores de la cavidad. a) Distribución de temperatura. b) Distribución de la magnitud de la velocidad. c) Distribución de la función de corriente

calor, al igual que el sentido de las corrientes de aire formadas por la diferencia de densidades en el aire de la cavidad. Esto cuando la superficie de la pared interna se encuentra a 6°C .

Estudio Analítico. Convección Natural

Es posible estimar de forma analítica la transferencia de calor que ocurre desde las placas inclinadas. Existe una correlación aplicable a placas vertical. El número de Rayleigh es

$$Ra = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha} \quad (3.1)$$

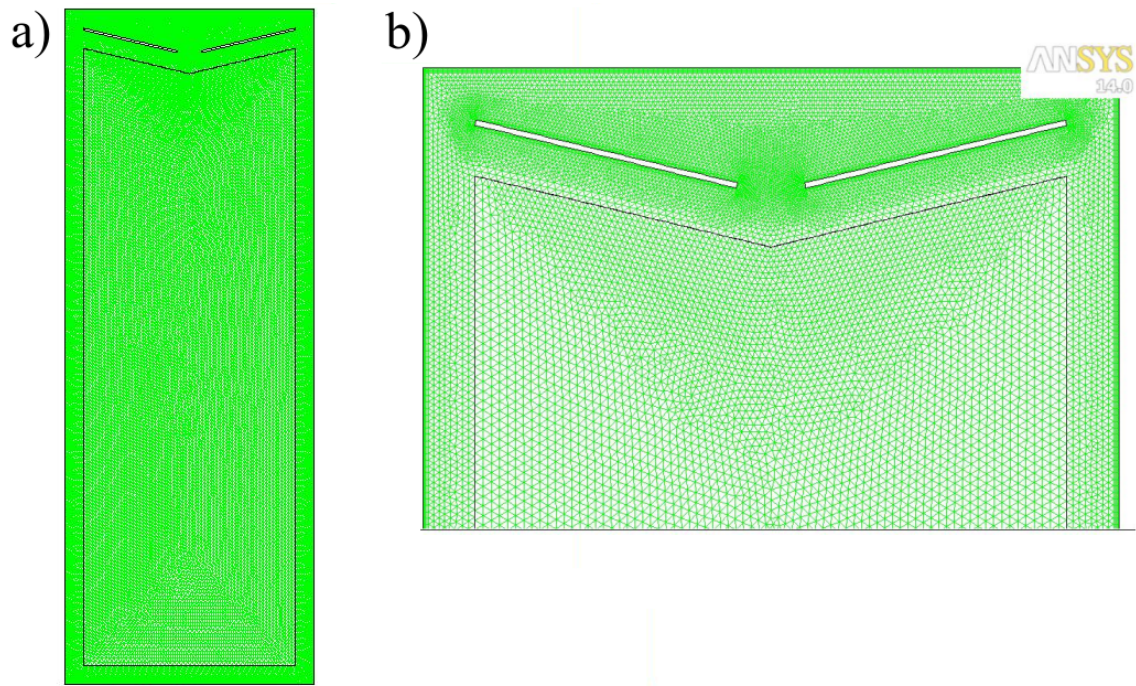


Figura 3.13: a) Malla utilizada en el estudio 2D de la tercera propuesta con una inclinación del sumidero de calor de 15° . b) Detalle de la malla cerca del sumidero de calor

donde g es la aceleración de la gravedad, L es la longitud de la placa, T_s y T_∞ son las temperaturas de la superficie de la placa y la temperatura del fluido, respectivamente, ν es la viscosidad cinemática, y β es el coeficiente de expansión térmica. Para un gas ideal $\beta = T^{-1}$, donde T es la temperatura absoluta de referencia del fluido.

Considerando que las temperaturas de la placa fría y del aire son $T_s = -7^\circ\text{C}$ y $T_\infty = 5^\circ\text{C}$, respectivamente, entonces la temperatura media es $T_m = -1^\circ\text{C} = 272\text{ K}$. Con T_m resulta que $\nu = 13 \times 10^{-6}$ y $\beta = 0.00367$. Para este caso $L = 0.4\text{ m}$, de tal forma que $Ra = 1.07 \times 10^8$.

Para una placa plana vertical expuesta a convección natural la transferencia de calor está dada por el número de Nusselt mediante la correlación empírica de Churchill y Chu

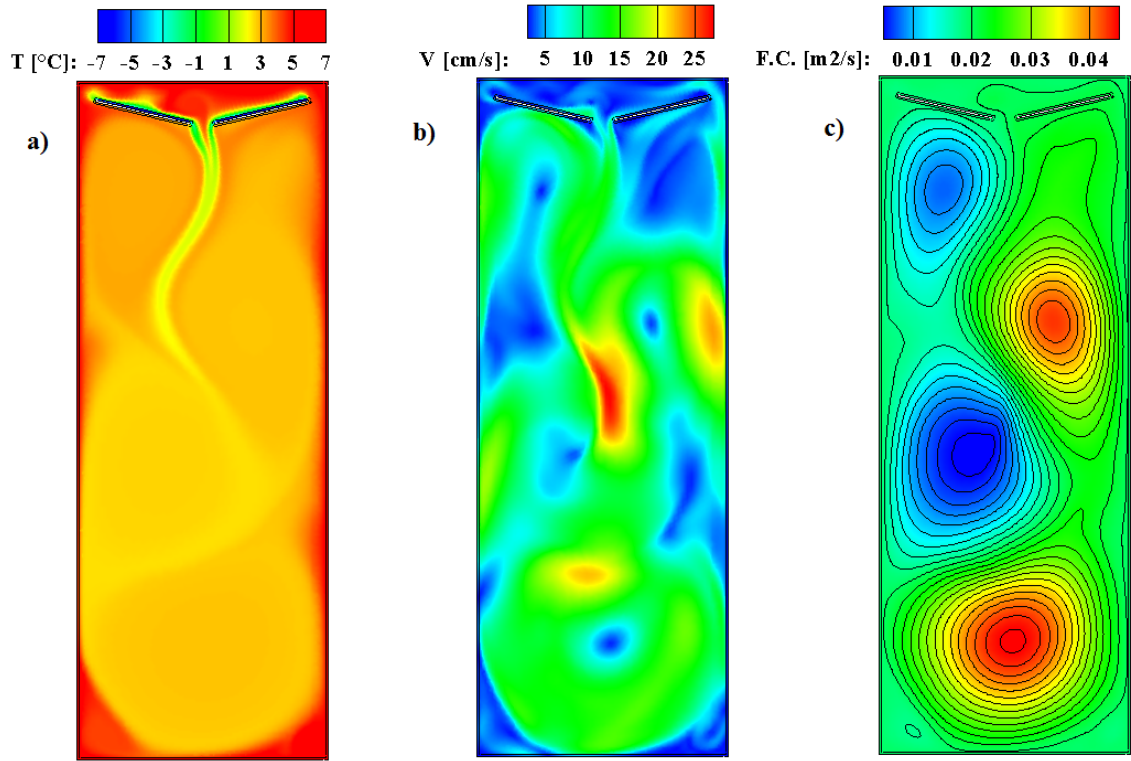


Figura 3.14: a) Resultados del estudio 2D de la Propuesta 3, con las placas frías inclinadas 15° , cuando se considera que la temperatura del sumidero de calor es -7°C , y 5.5°C en las superficies interiores de la cavidad. a) Distribución de temperatura. b) Distribución de la magnitud de la velocidad. c) Distribución de la función de corriente

[28], que se indica a continuación:

$$\overline{Nu} = \left[0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right]^2 \quad (3.2)$$

Para el caso del aire $Pr = 0.7$, entonces:

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{h}L}{k} = 62.2 \quad (3.3)$$

donde h es el coeficiente de convección y k es la conductividad térmica del aire.

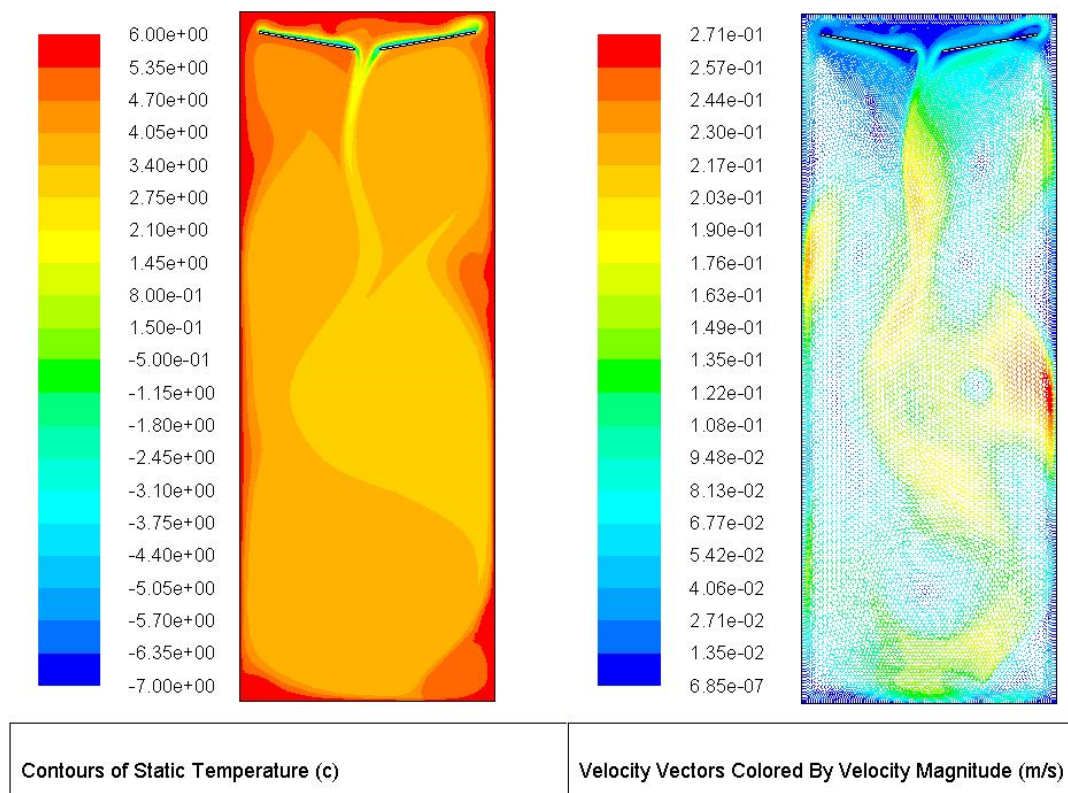


Figura 3.15: a) Resultados del estudio 2D de la Propuesta 3, cuando se considera que la temperatura del sumidero de calor es -7°C , y 6°C en las superficies interiores de la cavidad. a) Distribución de temperatura. b) Vectores de velocidad

Por lo anterior, se tiene que el coeficiente de convección es $h = 3.6 \text{ W/m}^2 \text{ K}$. Finalmente, es posible estimar el calor a transferir desde una placa plana vertical fría a -7°C que tiene sus dos caras expuestas a un ambiente de 5°C , considerando que tiene 40 cm en la dirección vertical y 120 cm en la dirección horizontal:

$$q = Ah(T_s - T_{\infty}) = (0.4)(1.2)(2)(3.6)(12) = 42 \text{ W} \quad (3.4)$$

Por la tanto, si el refrigerador contara con una placa plana vertical a -7°C , expuesta por sus dos caras a aire a 5°C , se podría esperar una transferencia de calor hacia este sumidero de aproximadamente 45 W, cantidad que se estima es la carga térmica del refrigerador de

7 pies cúbicos.

3.1.4. Análisis en 3 dimensiones para la propuesta con inclinación de 15 °.

Análisis CFD de la cavidad del refrigerador modular

Para la simulación computacional en 3D sobre el arreglo de dos placas con 15 ° de inclinación, la geometría discretizada, los Distribución de temperatura y vectores de velocidad se presentan en las Figuras 3.16 y 3.17.

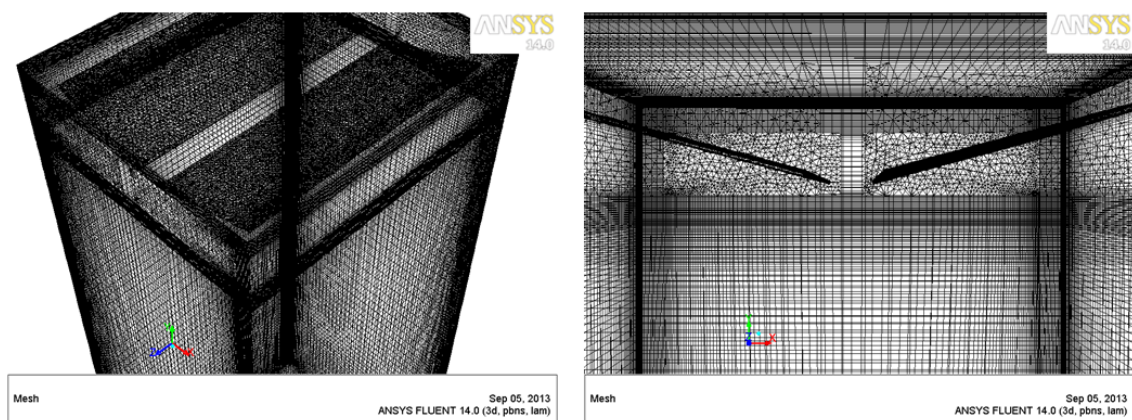


Figura 3.16: malla

Resultados de la simulación en 3D:

Observamos que la capacidad de potencia que remueve este arreglo es de alrededor de 6 W.

En conclusión, se abandona este arreglo por causas de capacidad, en vista de que nuestro objetivo es abatir alrededor de 45 W.

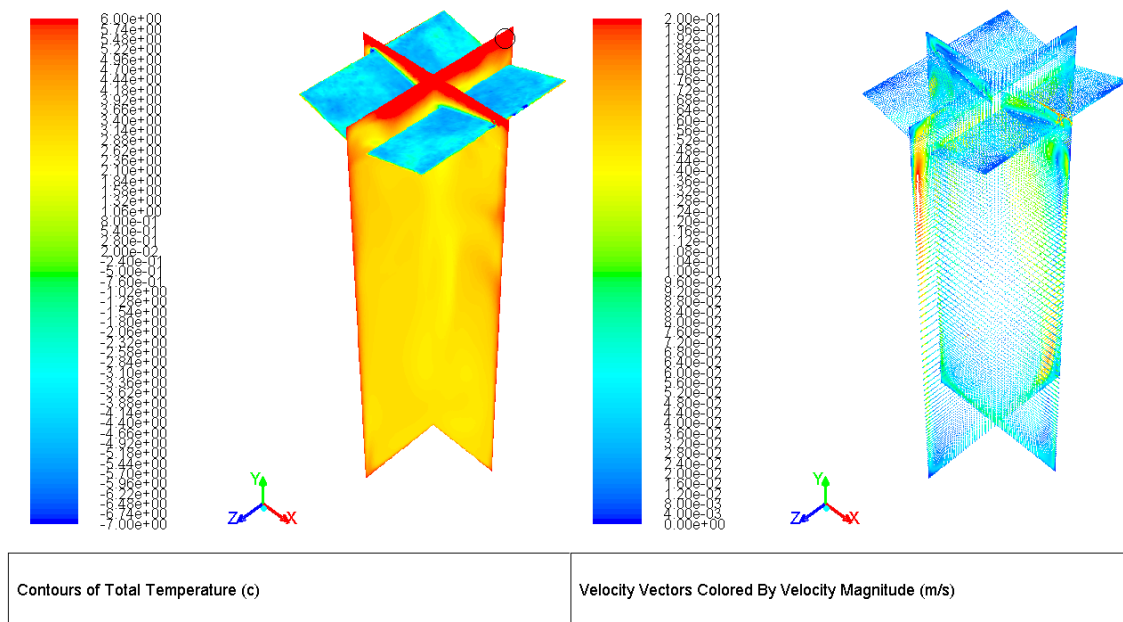


Figura 3.17: Distribución de temperatura y vectores de velocidad

3.2. Propuesta Preliminar con Convección Forzada.

3.2.1. Propuesta impulsada con un ventilador. Generación de cantidad de movimiento en la cavidad

Como una nueva opción se propuso la simulación computacional sobre la propuesta 2, en 2 dimensiones, con placas inclinadas 15° pero considerando el empuje del fluido que realiza un ventilador promoviendo una convección forzada en la cavidad para aumentar la capacidad de remoción de energía térmica. Para simular el efecto del ventilador se empleó la estrategia de definir una región que ocupa exactamente el espacio donde se colocaría el ventilador. En esta zona se define una fuente de cantidad de movimiento que impulsa al fluido que se encuentra en su interior. El aspecto importante es que el impulso que se imprime al fluido sea equivalente al que físicamente se genera debido al incremento

de la presión que produce el ventilador, este incremento oscila los 50 pascales entre la zona de succión y la zona de inyección del ventilador de. Las imágenes de la discretización de la geometría son las mostradas a continuación en las Figuras 3.18 y 3.19.

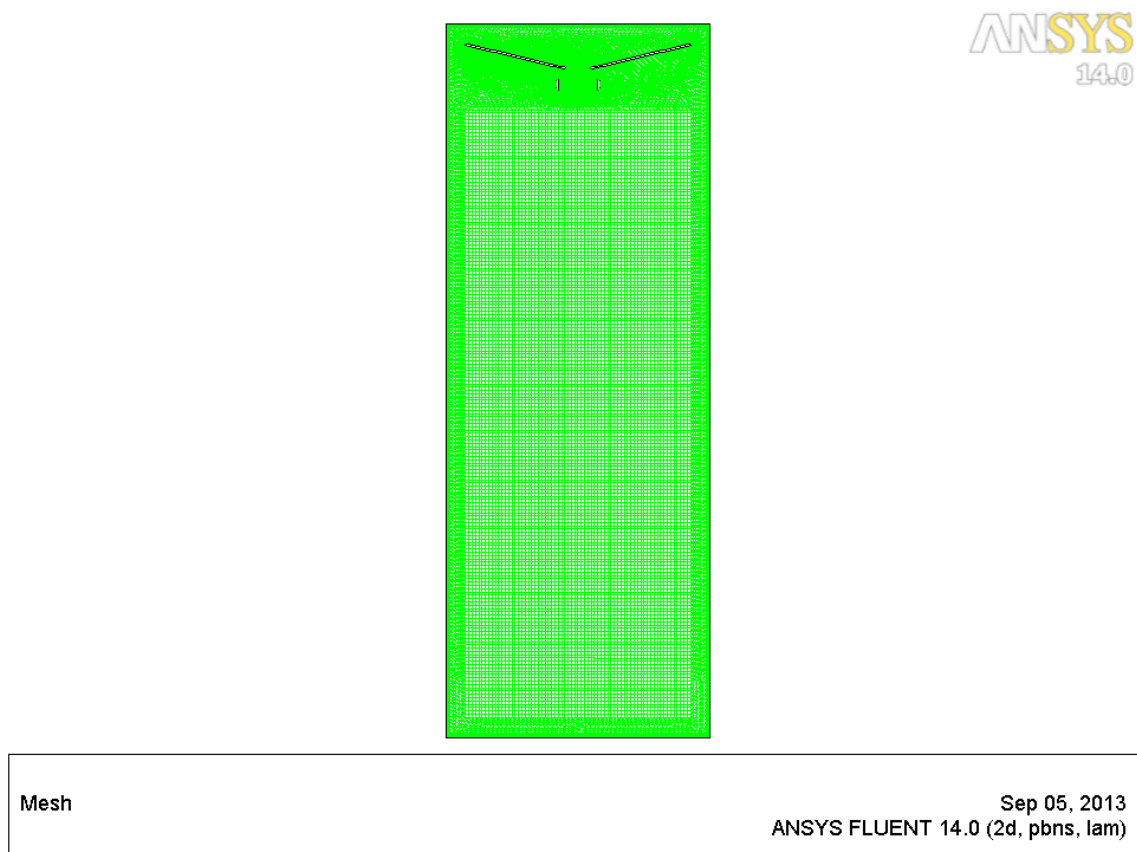


Figura 3.18: Discretización con ventilador

Los resultados obtenidos para esta condición son los siguientes:

Debido a que se incrementa la velocidad del fluido en el centro de la cavidad existe un mayor flujo másico que hace contacto con las placas frías (sumidero de energía), aumentando la capacidad de remoción de carga térmica. Se eligieron tres distintos valores para la fuente de cantidad de movimiento, cuyos resultados se muestran en las figuras 3.20, 3.21 y 3.22.

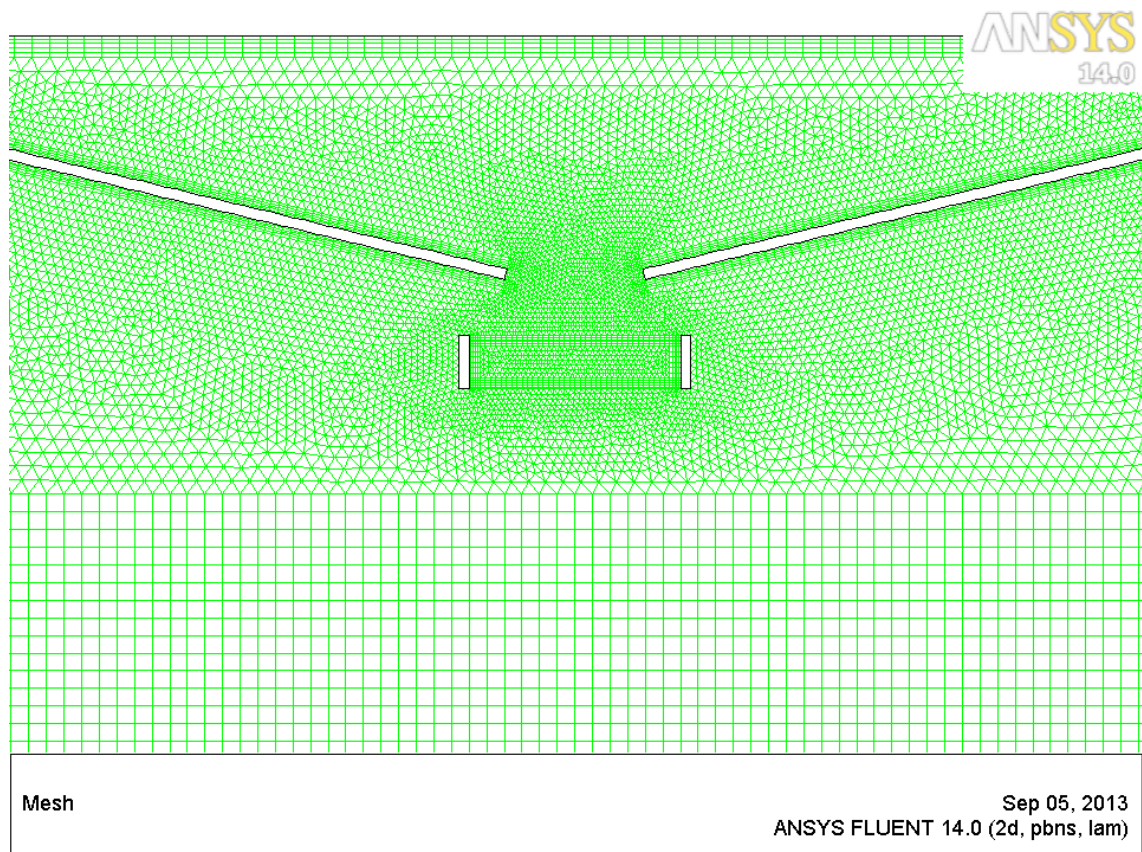


Figura 3.19: Zoom de la región discretizada con ventilador

Las capacidades de remoción de carga térmica, para distintos valores de la fuente de cantidad de movimiento analizados en la simulación, se presentan a continuación.

- Para 300 N/m³.- 41 W
- Para 400 N/m³.- 44 W
- Para 500 N/m³.- 47 W

Como se observa en los resultados, la transferencia de calor se vuelve efectiva para la propuesta del refrigerador modular, salvo el inconveniente consumo de energía por parte

Término fuente de 300 N/m³

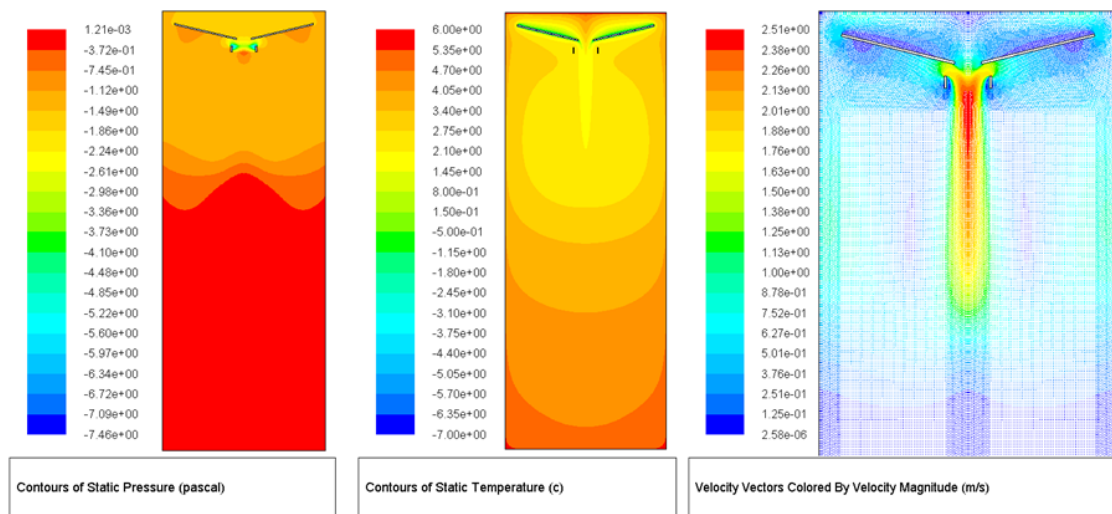


Figura 3.20: Resultados cuando la fuente de cantidad de movimiento es de 300 N/m³.

Término fuente de 400 N/m³

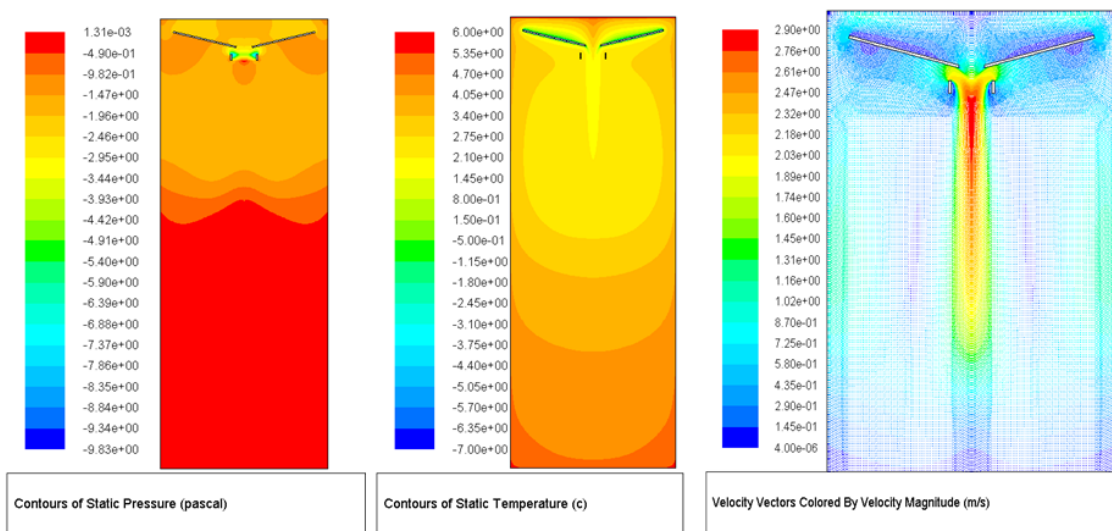


Figura 3.21: Resultados cuando la fuente de cantidad de movimiento es de 400 N/m³.

del ventilador que ronda en poco mas del 10 % del consumo total del sistema de refrigeración. En la primera opción con la generación de cantidad de movimiento de 300 N/m³,

Término fuente de 500 N/m³

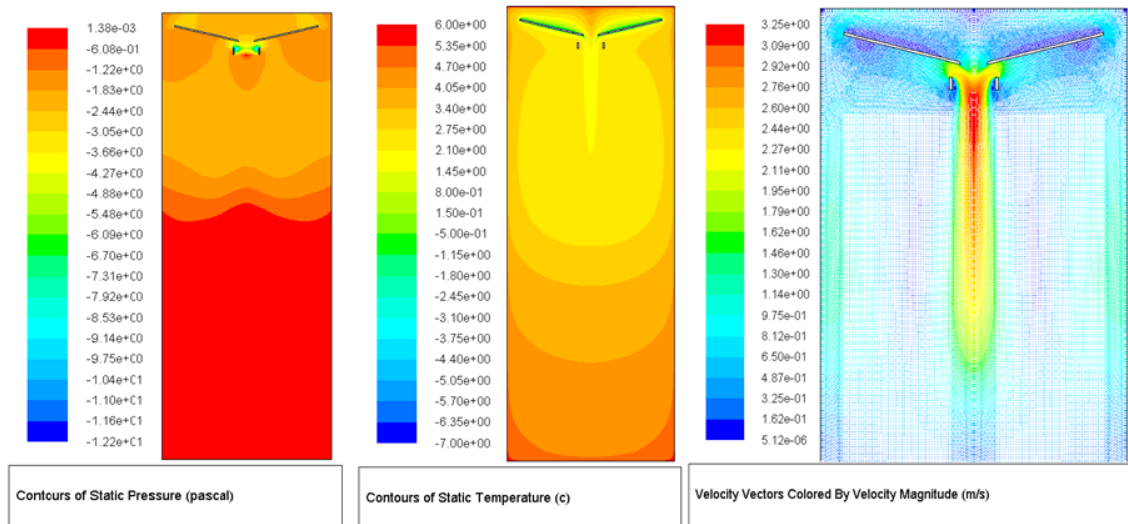


Figura 3.22: Resultados cuando la fuente de cantidad de movimiento es de 500 N/m³.

la diferencia de presión obtenida con el ventilador fue de 47 Pa, con el valor de 400 N/m³ se aprecian 50 Pa y con 500 N/m³ de 54 Pa. El consumo de potencia para cada una de las opciones varía de acuerdo al incremento de la caída de presión pero en los tres se encuentra entre los valores de 10 y 15 % del consumo total del circuito de enfriamiento.

3.3. Propuesta Final con Convección Natural

Simulación computacional en modelo 3D con el sistema de refrigeración compacto en la parte superior del refrigerador

Por motivos relacionados a la necesidad de producir un refrigerador de bajo costo y que sea ensamblable por el propio usuario, la opción de añadir un ventilador para promover la convección forzada, se ve truncada. Por esta razón, nuestra propuesta de diseño queda

finalmente enfocada en el análisis de fenómenos de convección natural. El problema se consiste en cubrir las necesidades de capacidad en el sistema sin perder la línea de que nuestro producto sea de fácil ensamble. En el mercado actual se encuentra un sistema de refrigeración similar, utilizando convección natural, y con capacidad de remoción térmica aproximada a los 100 W. En la Figura 3.23 podemos observar la distribución de la placa fría dentro del refrigerador que utiliza convección natural.

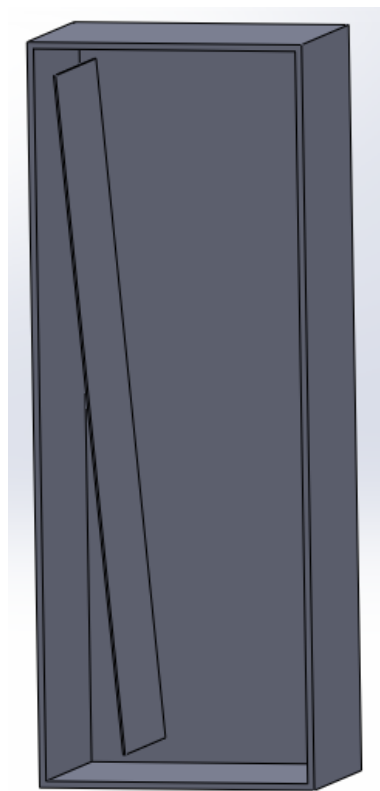


Figura 3.23: Sección de la estructura del refrigerador que emplea convección natural.

En la figura podemos apreciar que el área de transferencia de calor, en este caso la placa fría correspondiente al evaporador (sumidero de energía), es más del doble de aquella considerada en el estudio de las placas inclinadas. Además, en este caso se utiliza una placa plana vertical, aumentando así la velocidad del aire que desliza sobre la misma,

promoviendo una mayor transferencia de calor. Lo anterior resulta en un aumento en la capacidad de enfriamiento en la cavidad.

En la nueva propuesta de diseño del refrigerador armable, la placa fría correspondiente al evaporador, será colocada en la zona superior de la cavidad. De hecho la propuesta considera que todo el sistema de refrigeración se encuentra autocontenido en una caja que se coloca en la parte superior del refrigerador. Otro aspecto particularmente importante es que los intercambiadores de calor operan con convección natural con la ayuda de placas colocadas verticalmente, como se muestra en la Figura 3.24, de una vista superior.

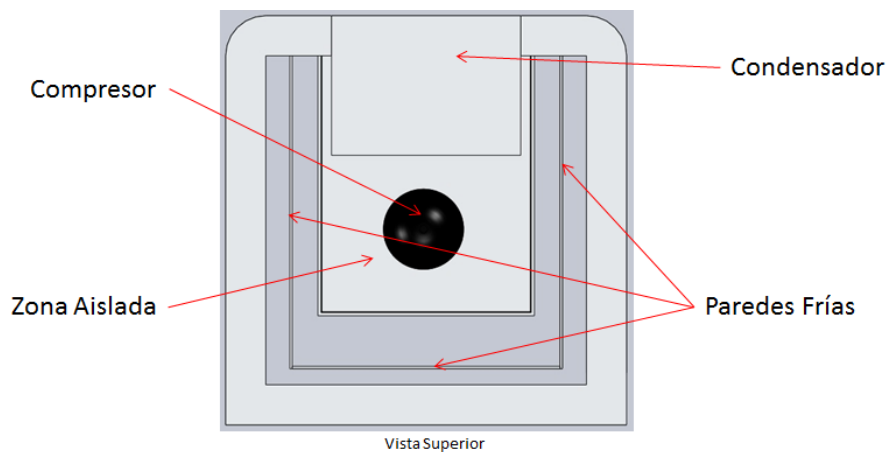


Figura 3.24: Distribución de los componentes del circuito de refrigeración.

La discretización del dominio de estudio analizado, la distribución de la temperatura y los vectores de velocidad, se presentan en las Figuras 3.25, 3.26 y 3.27, respectivamente.

El valor de la carga térmica que se transfiere al sumidero de calor obtenido en la simulación anterior con placa vertical de 28 cm de altura es de aproximadamente 35 W, con una temperatura promedio de 2°C en la cavidad, y corrientes de hasta -2°C aproximadamente. La opción entonces es incrementar el área de transferencia de calor.

Se propone ahora que la altura de la placa sea de 35 cm, para aumentar el área de transferencia del sumidero. Los resultados del estudio computacional se muestran en las

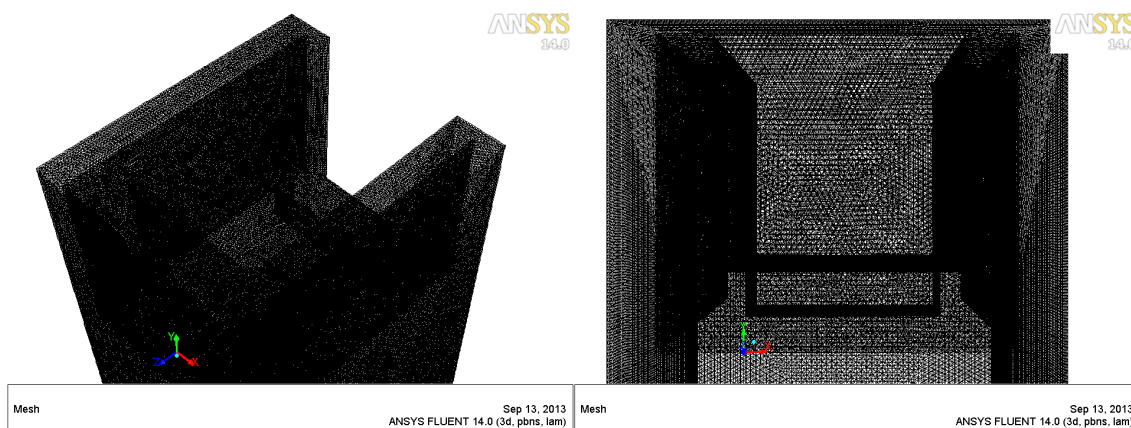


Figura 3.25: Discretización del dominio para la simulación 3D del nuevo diseño.

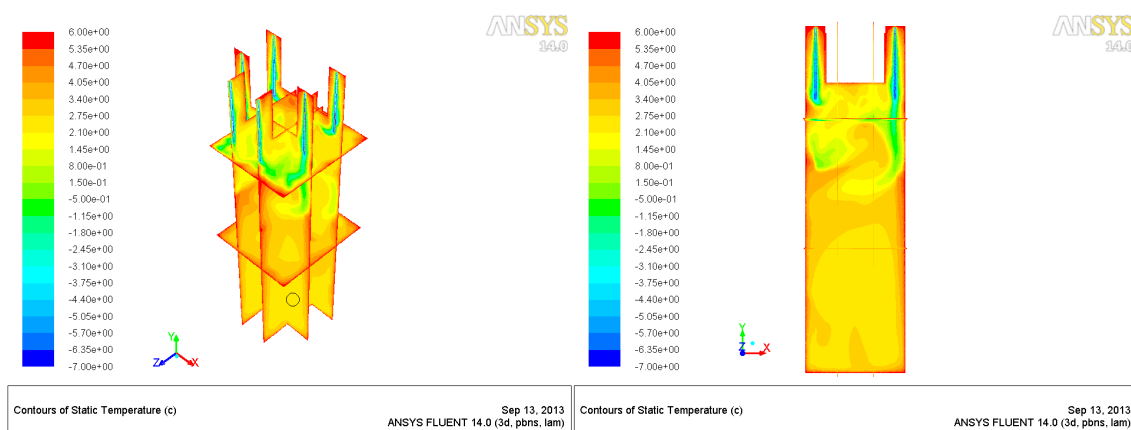


Figura 3.26: Distribución de temperatura.

imágenes de las Figuras 3.28 y 3.29.

Los resultados de la simulación muestran el incremento de potencia transferido al sumidero de calor con placa vertical de 35 cm de altura, siendo poco mayor a los 45 W, con un valor medio de temperatura de 1.5°C en la cavidad, y corrientes de aire entre -3°C y 5.5°C aproximadamente. Propuesta factible y con la que se trabajará para la fabricación del prototipo.

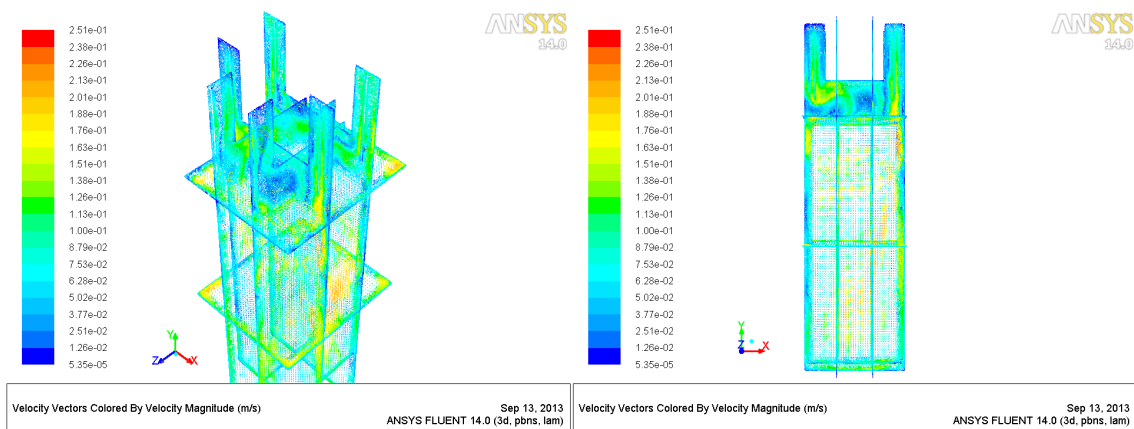


Figura 3.27: Vectores de velocidad.

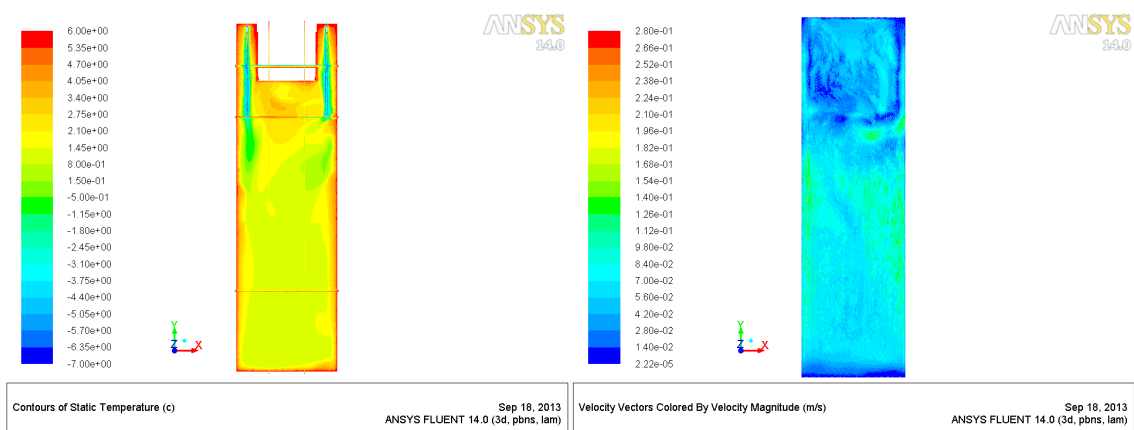


Figura 3.28: Distribución de temperatura y vectores de velocidad en la cavidad.

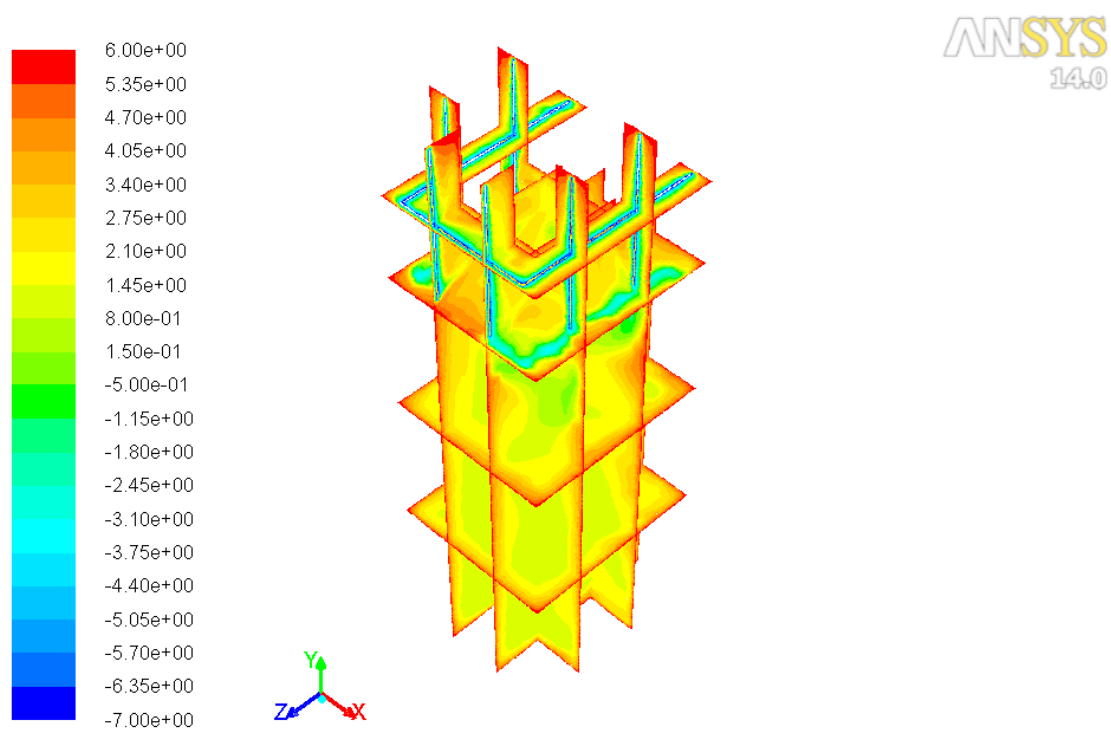


Figura 3.29: Vista isométrica de la Distribución de temperatura.

Capítulo 4

Creación de un prototipo funcional

4.1. Introducción

En general, existen diversos elementos en los sistemas de refrigeración. Los componentes principales del circuito juegan un papel muy importante a la hora de seleccionar un equipo. Se toma en cuenta el tamaño de la carga térmica, el área o recinto a refrigerar o acondicionar, el tipo de carga térmica (alimentos, calor de una máquina, seres vivos, enfriamiento de maquinaria industrial, entre otros). En base a las temperaturas que queremos lograr y de acuerdo a las dimensiones del entorno, podemos elegir la clase de refrigerante a emplear y el tipo de compresión que necesitamos aplicar a dicho refrigerante. Desde sistemas muy pequeños como los frigobares hasta los enormes circuitos de refrigeración de los enfriadores de agua helada (chillers) que utilizan típicamente compresores tipo tornillo y centrífugo, capaces de comprimir grandes cantidades de masa de refrigerante según sea la aplicación.

Para nuestro diseño está bien acotado el tipo de carga térmica y la cantidad de energía a remover. Por tratarse de alimentos, la temperatura que queremos alcanzar es de aprox-

inadaptablemente 3 °C. Debido a esto, es factible determinar un circuito de enfriamiento que se adapte a nuestras necesidades, que sea compacto, que contenga un compresor de baja potencia, que no utilice ventiladores, que la temperatura en el evaporador se encuentre entre los -5 y -7 °C y que no sea difícil de adquirir con algún proveedor de equipo de refrigeración o mejor aún, que los componentes sean comerciales.

La primera opción abordada en este estudio consistió en hacer uso de un circuito de enfriamiento de un dispensador de agua típico, como el que se ilustra en la Figura 4.1. Este modelo en particular no congela el agua, no emplea ventiladores, es compacto y emplea un compresor pequeño de baja potencia.



Figura 4.1: Dispensador de agua típico.

Iniciamos entonces con la caracterización del desempeño térmico y energético de dicho aparato. El objeto fue evaluar si los valores encontrados para este modelo no diferían en mucho con los calculados en las necesidades de nuestro diseño. Para esto se utilizó un dispensador de líquidos de la firma Whirlpool modelo BYZ1106.

La descripción, las condiciones y resultados de las pruebas experimentales se presen-

tan a continuación.

4.2. Desempeño energético del sistema de refrigeración de un dispensador de líquidos

Se realizaron pruebas al dispensador de líquidos, en la cámara climática, ubicada en los LIITE, FIME-UANL, como parte de la caracterización del circuito de refrigeración propuesta para ser adaptado a la plataforma del refrigerador a diseñar. En la Figura 4.2 se presenta el equipo a analizar.



Figura 4.2: Dispensador de líquidos marca Whirlpool.

Para conocer más información acerca de las condiciones de nuestro prototipo, tomare-

mos en cuenta la posibilidad de adaptar a nuestro diseño los accesorios de un dispensador de agua, como primera referencia. Los elementos que sugerimos adaptar al refrigerador modular serían básicamente los componentes del circuito de refrigeración: el compresor, el tubo capilar como elemento de expansión, y los intercambiadores de calor (condensador y evaporador), originales del dispensador de agua.

En seguida se trabajó en caracterizar el comportamiento energético del dispensador de agua, bajo las siguientes condiciones de prueba:

- temperatura ambiente de 26 °C.
- Frecuencia de medición: cada 30 segundos
- Total de mediciones en una hora: 120
- Total de mediciones en la prueba: 245
- Tiempo de la prueba: 2.05 horas

El dispensador se arrancó a los 6 minutos de haber comenzado la medición.

Tabla 4.1: Distribución de los sensores de temperatura.

Sensor	Ubicación
TC 1	Descarga del compresor
TC 2	Centro del condensador
TC 3	Tubo capilar
TC 4	Salida del capilar entrada al evaporador
TC 5	Succión, cerca de la salida del capilar

Las mediciones de la prueba experimental de consumo energético se realizaron en el transcurso de 1.04 horas, teniendo en esta prueba 125 mediciones, una cada 30 segundos.

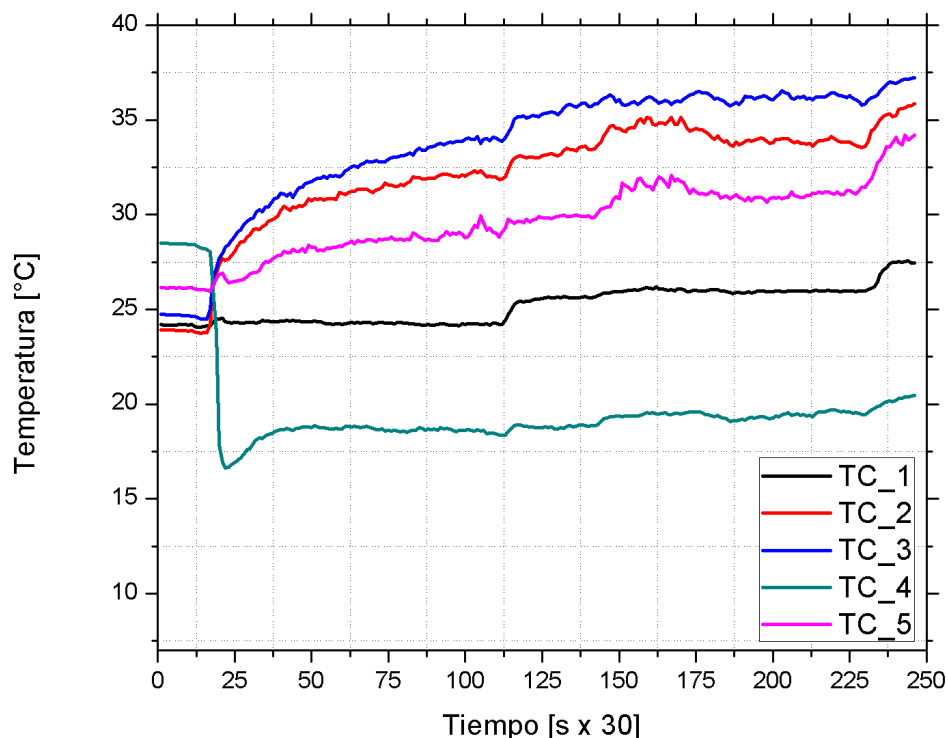


Figura 4.3: Gráfica de la distribución de temperatura en el circuito del dispensador de líquidos, obtenida a través de los sensores de temperatura.

Los resultados correspondientes a la corriente eléctrica demandada y a la potencia eléctrica consumida, se muestran en las figuras 4.4 y 4.5, respectivamente.

El consumo de corriente como podemos apreciar es alto teniendo en cuenta que estamos analizando un enfriador de agua doméstico, valores oscilando los 1.3 A que incrementan hasta 4.75 A nos resultan poco ahorradores. Este incremento se debe a la operación de la resistencia eléctrica para calentar el agua, función que realiza también el dispensador en cuestión. Las potencias observadas con el compresor encendido y la resistencia activada también van de los 75 a los 580 W respectivamente. La acción a tomar en este caso es deshabilitar la resistencia eléctrica para calentar agua, dejando en operación sólo el compresor para el enfriamiento del líquido. se ajusta el termostato de la unidad para las actividades experimentales posteriores.

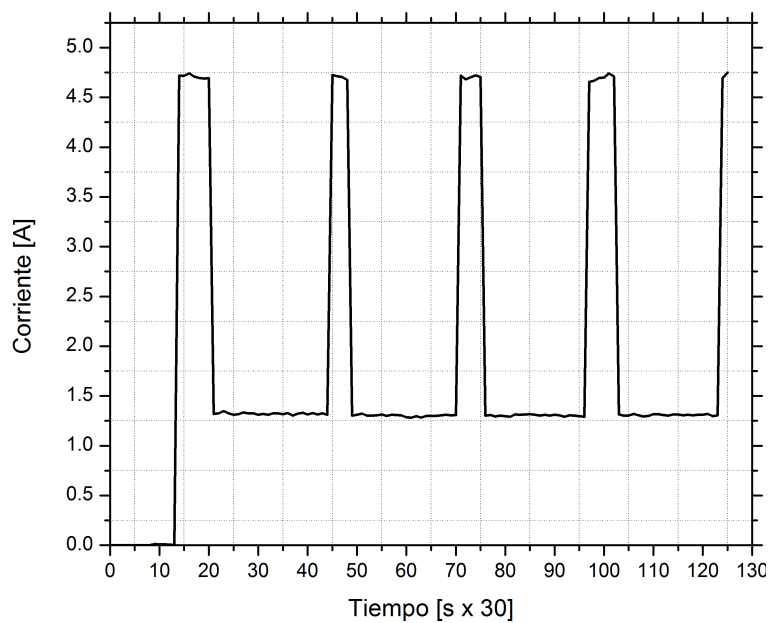


Figura 4.4: Consumo de corriente en el dispensador.

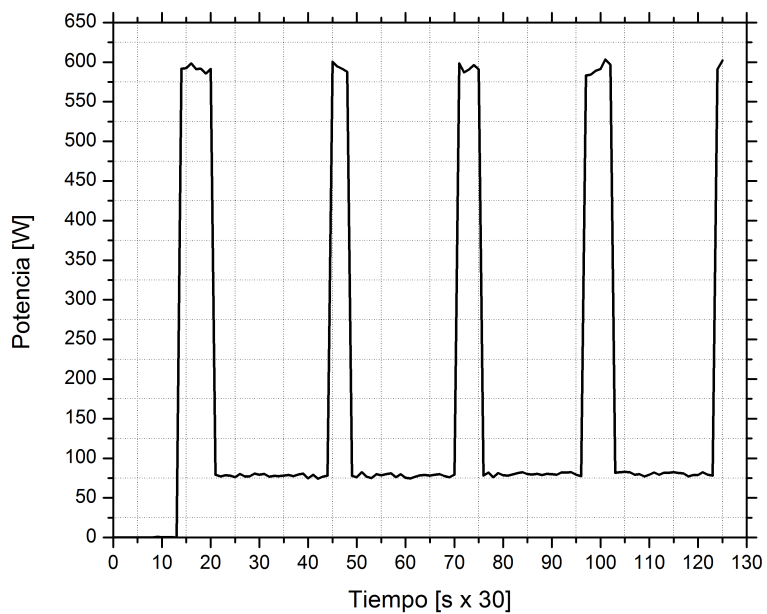


Figura 4.5: Consumo de potencia en el dispensador.

Se realiza una segunda prueba al dispensador de agua, en este caso la temperatura del agua fría queda igual que la prueba anterior, es decir ($6\text{ }^{\circ}\text{C}$), y para el agua caliente la

temperatura se ajusta al mínimo de 50 °C.

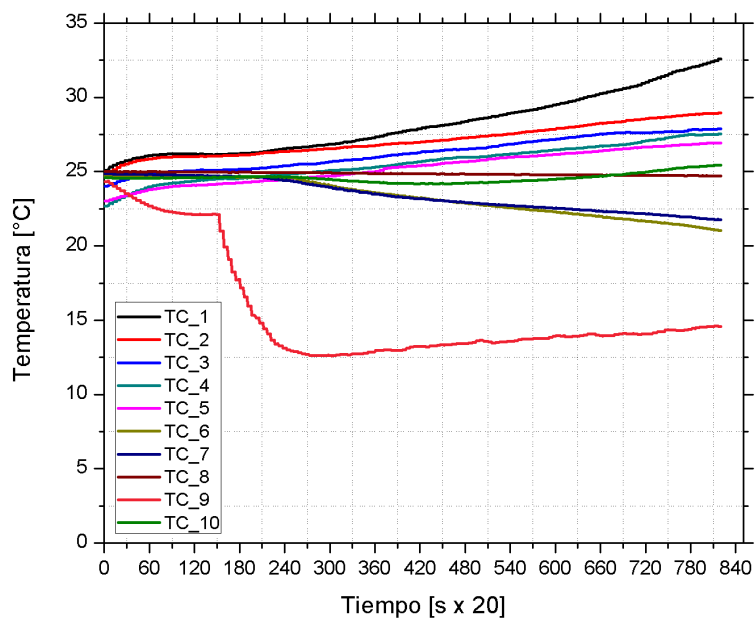


Figura 4.6: Gráfica de los termopares durante la prueba.

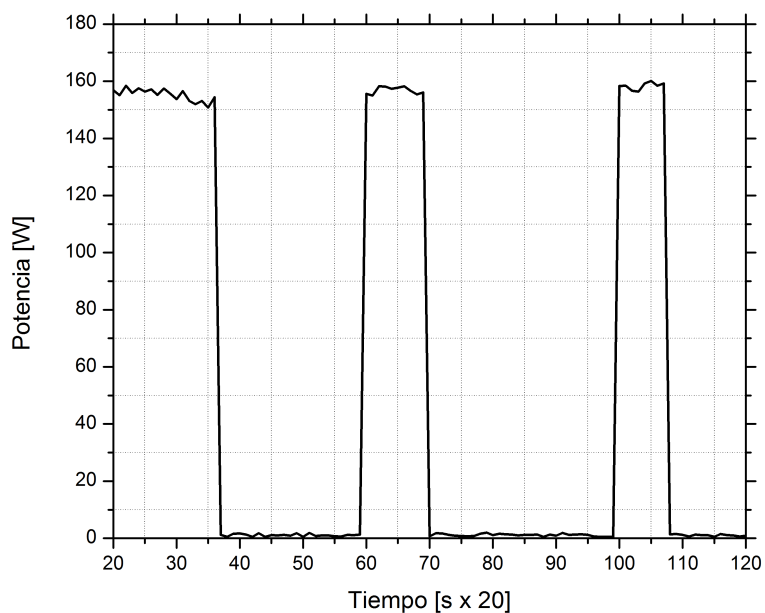


Figura 4.7: Gráfica del consumo de potencia sin encender la resistencia.

En la figura 4.7, observamos una disminución considerable en la potencia del sistema,

esto es debido a que la resistencia eléctrica que calienta el agua, trabaja a baja capacidad, reduciendo la corriente consumida, de 4.5 a 1.2 A. Los datos anteriores se compararán, con los obtenidos en un análisis termodinámico del ciclo de refrigeración basado en las características de un compresor que presumiblemente es capaz de entregar las capacidades necesarias. Se trata del modelo con capacidad de 1/12 hp, modelo EMHHR, de la firma Embraco).

Análisis del circuito de refrigeración

En las figuras 4.9 y 4.10 se muestran las gráficas de presión-entalpía y temperatura-entropía, respectivamente, para el ciclo termodinámico del sistema de refrigeración que cumple con las características correspondientes al compresor Embraco seleccionado, además de las propiedades mostradas en la figura 4.8.

PROPIEDADES			ESTADOS			
			1	2	3	4
PRESION	P	Kpa	224.92	1488	1488	224.92
TEMPERATURA	T	°C	-7.1	61	55	-7
ENTALPÍA	h	kJ/kg	392.94	432.21	279.35	279.35
ENTROPÍA	s	kJ/kg-K	1.726	1.726	1.26058	1.29904
VOLUMEN ESPECIFICO	v	m³/kg	0.088	0.0138	0.0032	N.A.

TRABAJO NETO	W _{neto}	39.27	kJ/kg	FLUJO MASICO	m	
COEFICIENTE DE RENDIMIENTO	COPR	2.8925		1.230697421	gr/s	

Calor Q (BTU/hr)	477
Calor Q (KJ/hr)	503.26

Figura 4.8: Cuadro de propiedades por fase en el sistema de refrigeración.

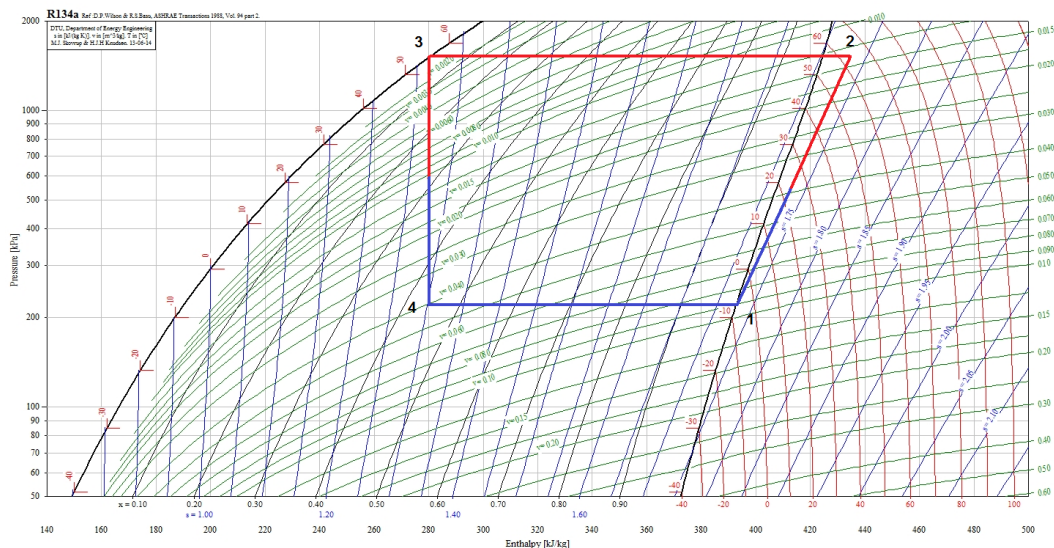


Figura 4.9: Diagrama presión-entalpía del ciclo termodinámico de refrigeración propuesto.

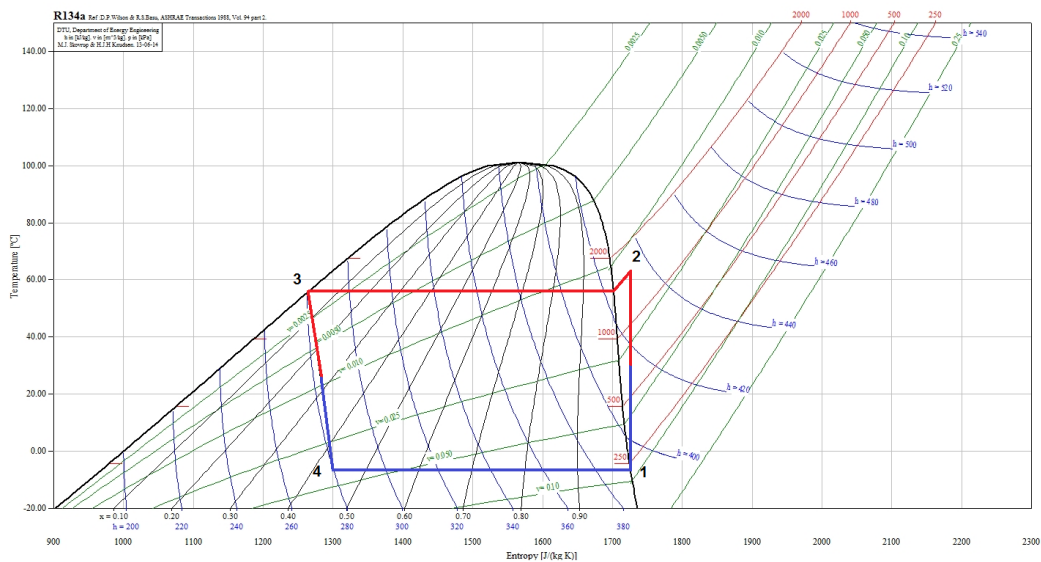


Figura 4.10: Diagrama temperatura-entropía del ciclo termodinámico del sistema de refrigeración propuesto.

4.3. Caracterización del desempeño térmico del prototipo preliminar.

Los componentes del sistema de refrigeración del dispositivo dispensador de líquidos, fueron adaptados a una gabinete con las dimensiones del diseño propuesto. Se tiene una cavidad con un volumen aproximado de 7 pies cúbicos. La cavidad se construya a partir de una estructura de perfiles de aluminio. Las paredes de la cavidad se construyen con placa de Poliestireno extruído comercial Foamular 250 de la firma Owens Corning. La propiedad de conductividad térmica de este material es $0.027 \text{ W/m} \cdot \text{K}$. Por su parte, las propiedades del espumado de poliuretano usado típicamente para construir los gabinetes de los refrigeradores domésticos comerciales tienen una conductividad térmica de $0.018 \text{ W/m} \cdot \text{K}$.

La resistencia térmica equivalente para una pared típica de refrigerador doméstico de espumado de poliuretano es 50 % mayor al correspondiente a la placa de Foamular 250 de dos pulgadas de espesor. Por lo anterior, es posible estimar en primera aproximación que para una diferencia de $20 \text{ }^\circ\text{C}$ entre las temperaturas de las paredes interior y exterior del refrigerador, se tendría una carga térmica 50 % superior debida a la conducción de calor en la envolvente del refrigerador empleando Foamular 250 de dos pulgadas de espesor. Entonces resulta razonable utilizar el Foamular 250 para construir las paredes del la cavidad refrigerada.

Los componentes del sistema de refrigeración fueron montados en la estructura, como lo podemos observar en la figura 4.11, y la estructura cubierta con los paneles de foa-mular con los componentes del sistema se aprecian en la Figura 4.12. De esta forma, se construyó el prototipo preliminar del refrigerador modular.

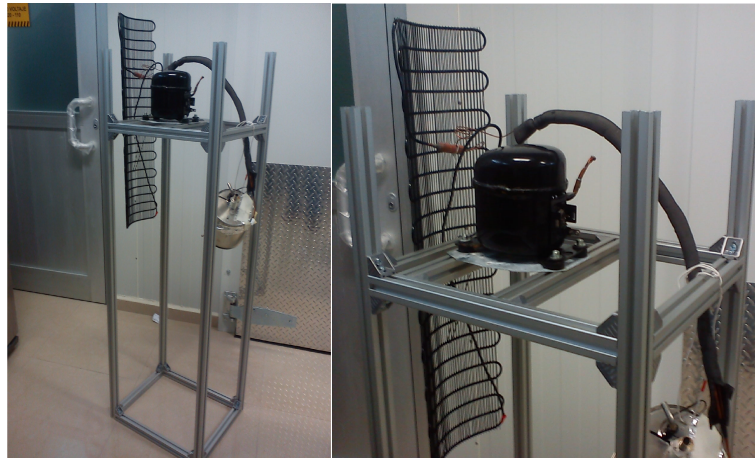


Figura 4.11: Componentes del circuito de refrigeración del dispensador en la estructura para el refrigerador.



Figura 4.12: Prototipo preliminar del refrigerador.

Para llevar a cabo las pruebas físicas del funcionamiento del prototipo, se emplearon termopares tipo T para determinar la temperatura en distintas ubicaciones del circuito de refrigeración, y se colocó un termopar dentro de la cavidad. El compresor se conectó en forma directa a la alimentación de 127 VCA, tal como se hizo en la prueba del dispensador de agua, y se omitió el uso de los elementos del control de temperatura existentes en el dispositivo enfriador. En estas pruebas solo se midió la temperatura registrada por los termopares que estuvieron en contacto físico con la tubería del sistema de refrigeración,

4.13.

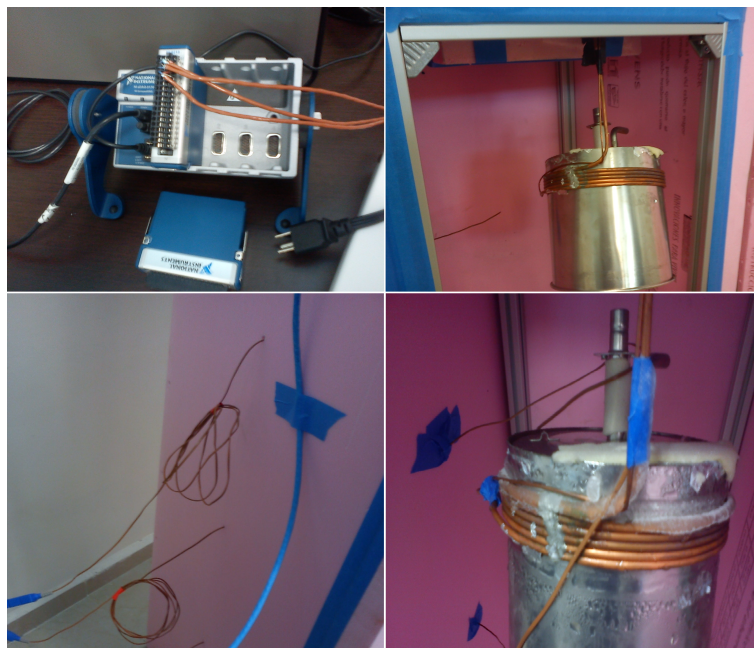


Figura 4.13: Instrumentación del prototipo preliminar

Sistema de refrigeración base

Se realizó la prueba en el prototipo de refrigerador que emplea el circuito de refrigeración base, y se registraron las temperaturas con una frecuencia de medición de 1 segundo. La distribución de termopares empleados en la prueba se muestra en la tabla 4.2.

Los resultados mostraron que es posible conseguir temperaturas inferiores a $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ en el evaporador, sin embargo, con esta condición no es efectiva la transferencia de calor dentro de la cavidad. En la gráfica de la Figura 4.14, podemos ver las temperaturas medidas.

Con esta prueba se mostró que las temperaturas aún cuando son cercanas a las esperadas, no es posible promover la remoción de calor dentro del gabinete, esto debido a que el sistema de refrigeración base, que es el mismo del dispensador de agua, tiene el evaporador enrollado sobre un recipiente de acero inoxidable que constituía el depósito contenedor del agua en el dispensador. Como consecuencia de la geometría y de las propiedades termo

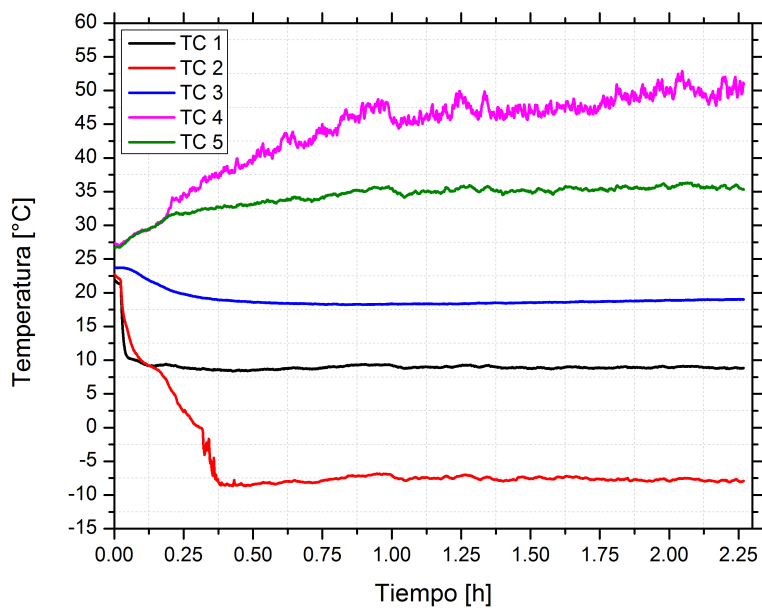


Figura 4.14: Gráfica de las temperaturas registradas en la prueba al prototipo preliminar.

Tabla 4.2: Distribución de los sensores de temperatura en la prueba al prototipo.

Sensor	Ubicación
TC 1	Salida del evaporador
TC 2	Entrada del evaporador
TC 3	Interior del refrigerador
TC 4	Entrada del condensador
TC 5	Salida del condensador

físicas de los materiales, con este arreglo no es posible conseguir la temperatura objetivo de 3 °C en la cavidad.

Entonces se propuso modificar la estructura de los intercambiadores de calor para hacer más efectiva la transferencia de calor.

4.4. Propuesta del uso de intercambiadores de calor de placa plana

4.4.1. Antecedentes en intercambiadores de calor

Debido a que una de las limitantes de diseño es que el refrigerador debe optimizar su desempeño energético, se ha decidido que no se utilizarán ventiladores para incrementar la transferencia de calor durante la operación del dispositivo. Se propone entonces que ambos intercambiadores, evaporador y condensador, serán de tipo placa caliente y placa fría según corresponda, ambos trabajando en convección natural. Este tipo de intercambiadores de calor es relativamente común en sistemas de refrigeración doméstica. Particularmente, en refrigeradores de menos de 18 pies cúbicos es común que el fenómeno de transferencia de calor desde el condensador al ambiente se realice por convección libre. Este mecanismo de transferencia de calor se origina cuando las fuerzas de cuerpo debidas a la gravedad actúan sobre un fluido en el que existen gradientes de densidad. Esto produce fuerzas de flotación, las cuales generan corrientes convectivas [13].

También existen casos en los que el evaporador funciona en convección natural, típicamente, cuando se busca la economía del funcionamiento del refrigerador. Los condensadores de convección natural frecuentemente se construyen de alambre y tubo, o como placa caliente. Existe una amplia literatura acerca del funcionamiento, comportamiento y desempeño térmico de este tipo de intercambiadores de calor. Bansal y Chin [17] exponen los resultados del modelado y la experimentación realizados en un condensador de alambre y tubo. Los experimentos los llevan a cabo en un refrigerador real trabajando a diferentes condiciones de operación. Además, desarrollan un modelo computacional utilizando

la técnica de elemento finito y la aproximación de conductancia variable. Esta información la utilizan para optimizar la capacidad del condensador por unidad de peso, mediante modificaciones en el diámetro del alambre y el tubo, además de la distancia de separación entre ellos.

En la literatura se encuentran también estudios basados en análisis numérico de la transferencia de calor, como el trabajo de Dirkse et al. [27]. La investigación incluye el modelado de intercambiadores de calor en convección natural. Este estudio se enfoca en el ahorro de energía, dando oportunidad a estos intercambiadores para ser usados en una casa ecológica de bajo consumo energético. Por su parte Ameen et al. [18], realizan el análisis numérico de un condensador de tipo alambre y tubo bajo diferentes condiciones de operación en convección natural usando la técnica de elemento finito. Adicionalmente, realizan la validación experimental del desempeño de dos condensadores en refrigeradores domésticos que operan con refrigerante R-134a. Sus experimentos los realizan en una cámara climática en la cual controlan la temperatura ambiental. El análisis numérico y los resultados de los experimentos permiten estimar el número adecuado de tubos para asegurar la completa condensación del vapor de refrigerante bajo condiciones de operación dadas.

Melo y Hermes [19], proponen una correlación adimensional para estimar el coeficiente de transferencia de calor entre las superficies externas y el flujo natural del aire que rodea un condensador de tipo alambre y tubo. Para el desarrollo de la fase experimental construyen una instalación que reproduce las condiciones de operación típicas de dichos intercambiadores de calor, Figura 4.15. La sección de prueba se preparó para que fuera capaz de modificar la posición del condensador en relación a la superficie adyacente. El dispositivo se instaló en una cámara de ambiente controlado. La correlación propuesta

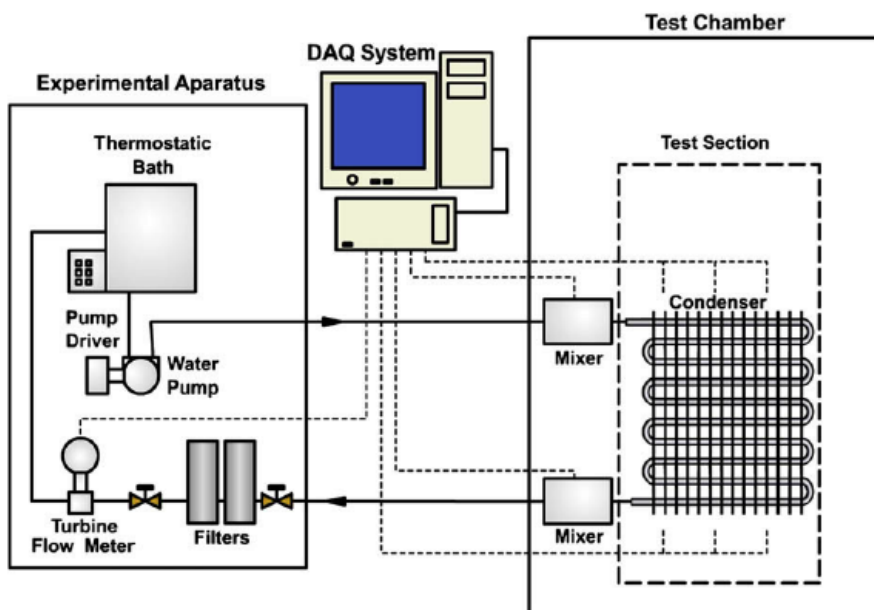


Fig. 3 – Schematic of the test facility (Arsego, 2003).

Figura 4.15: Diagrama esquemático.

predice la transferencia de calor para el 90 % de los datos con un error de $\pm 10\%$.

Respecto a los condensadores de placa caliente, se encuentra en la literatura información como la publicada por Grupta y Gopal, donde presentaron un modelo matemático para condensadores de placa caliente. El modelo predice las características de la transferencia de calor en el condensador para varios diseños y parámetros de operación. Los resultados obtenidos son comparables con experimentos reportados en la literatura. Además, enfatizan que la unión de aluminio utilizada para adherir el tubo a la superficie tiene un papel importante en la transferencia de calor. Por su parte Bansal y Chin [21], presentaron los resultados de un estudio de transferencia de calor en un condensador de pared caliente. Los experimentos se llevaron a cabo en un refrigerador que utiliza refrigerante R-134a en su operación. Además, realizan un modelado computacional para analizar las características de la transferencia de calor en el condensador. El modelo expuesto para la estimación

de la transferencia de calor en el condensador presenta un error del 10 %, el cual puede deberse a que no se consideran las infiltraciones.

Los evaporadores de placa fría sin ventilador se utilizan en refrigeradores cuando se busca reducir el consumo de energía del motor del ventilador, por lo que este tema es de interés para los fabricantes de refrigeradores. En la literatura existen diferentes estudios en los que se evalúa la transferencia de calor en los refrigeradores que emplean este tipo de intercambiadores de calor. Laguerre y Flick [22] analizaron la transferencia de calor por convección natural en un refrigerador doméstico. Proponen un modelo para cuantificar la transferencia de calor por conducción, convección y radiación en un refrigerador típico. Los valores de temperatura promedio y la capacidad de refrigeración concuerdan en buena medida con valores experimentales. Además resuelven un modelo numérico para estimar el tiempo requerido para enfriar los alimentos que se introducen a alta temperatura en el refrigerador. En todos sus modelos consideran un evaporador de tipo placa fría. Laguerre et al. [23] realizaron experimentos en un modelo físico de refrigerador en el cual el enfriamiento sucede mediante convección natural entre una placa fría vertical y las demás paredes, a través de las cuales se presentan pérdidas de calor. En sus experimentos observan una estratificación de la temperatura en la dirección vertical, con la zona fría en la región inferior y la zona superior caliente.

Laguerre et al.[24] estudian la transferencia de calor por convección natural en la cavidad de un refrigerador doméstico. El estudio lo realizaron para tres configuraciones: i) refrigerador vacío, ii) refrigerador equipado con estantería de vidrio y iii) refrigerador con carga de producto. Se aborda el tema con técnicas computacionales y experimentales. Los resultados mostraron que existe una estratificación en la temperatura cuando se utiliza un evaporador de placa vertical fría.

Por otra parte, resulta importante evaluar la variación del consumo de energía en los refrigeradores en función del espesor de aislamiento térmico de las paredes. Yoon et al. [25] reportan un análisis de dicha variación, comparando el coeficiente de rendimiento (COP, por sus siglas en inglés) con el espesor de aislamiento. En estos estudios se encontró que en un refrigerador de un solo compartimiento (refrigerador sin congelador), al incrementar el espesor de 50 a 150 mm, la reducción del consumo de energía se encuentra entre 20 y 30 %. El flujo másico también representa un factor importante en el consumo energético de un refrigerador.

Boeng y Melo [26] presentaron un estudio sobre los efectos de la variación de la carga de refrigerante y la apertura de la válvula de expansión sobre la capacidad de enfriamiento. En el circuito de refrigeración probado, el cual típicamente opera con 47 g de refrigerante, observaron la máxima capacidad de enfriamiento con la válvula abierta al 50 % y una carga de refrigerante de 54 g. Por medio de la experimentación evalúan las potencias requeridas para varias combinaciones de flujo másico y apertura de válvula. Cabe señalar que reemplazan el tubo capilar por una válvula de expansión, que utilizaron para conseguir la variación del flujo de refrigerante. También mencionan que la capacidad de enfriamiento se ve reducida para los siguientes casos: i) un déficit de carga de refrigerante o un exceso en la apertura de la válvula, como consecuencia del sobrecalentamiento del evaporador, y ii) un exceso en la carga de refrigerante o una pequeña restricción en la válvula, como consecuencia de la disminución en la temperatura en la línea de succión.

4.4.2. Metodología del trabajo experimental

En esta etapa de la investigación se trabajó en la caracterización del desempeño de intercambiadores de calor de placa plana colocados de forma vertical, con el objeto de

poder ser empleados en combinación con el sistema de refrigeración del dispensador de agua. Con esto se espera que se incremente la capacidad de refrigeración en el prototipo previamente construido.

En las Figuras 4.16 y 4.17 se muestran el condensador de placa caliente y el evaporador, respectivamente, ambos fabricados en lámina calibre 20 y tubo de cobre. En una aplicación comercial el uso de cobre es probable por el costo de este material; es más común el uso de aluminio para esta aplicación, sin embargo, en este trabajo se utiliza por las facilidades que presenta en su manipulación y adaptación con el sistema de refrigeración base. En la Tabla 4.3 se presentan las principales características del condensador, y en la Tabla 4.4 las características del evaporador.

Los intercambiadores han sido diseñados y construidos para cubrir la necesidad estimada de remoción de calor superior a 50 W cuando se encuentran colocados de forma vertical. Dicha potencia fue propuesta en base a un estudio de cargas térmicas efectuado a un *Refrigerador sin congelador* [11], donde se recomienda una temperatura promedio de 3.3 °C en la cavidad. Para el cálculo de la potencia se realizó una estimación de la carga térmica donde se consideró la transmisión de calor por paredes, la infiltración y renovación de aire, así como la cantidad y tipo de alimentos al interior del refrigerador como reporta la Procuraduría Federal del Consumidor [10]. Para el cálculo de calor en las renovaciones de aire, se tomaron en cuenta 3 °C y 90 % de humedad relativa en el interior del refrigerador y 25 °C con 50 % de humedad relativa en el medio ambiente.

Como principal propósito de estos trabajos experimentales está el comprobar que la capacidad de 50 W es una condición factible de transferencia de calor para los dos intercambiadores propuestos. Se considera que este refrigerador se expondrá a temperaturas de operación alrededor de los 20 °C para temporadas frías y 32 °C en temporadas cálidas.



Figura 4.16: Condensador fabricado en cobre.

das. De acuerdo a la temperatura requerida en el interior del refrigerador y a las condiciones climáticas a las que será expuesto, se realizaron simulaciones numéricas basadas en dinámica de fluidos computacional (CFD, por sus siglas en inglés) en el código computacional comercial ANSYS Fluent [33] para determinar la temperatura del evaporador del sistema de refrigeración. Los resultados obtenidos son adecuados a un valor de $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ en el evaporador, temperatura que es posible obtener con un compresor de baja capacidad y medias presiones que se encuentran fácilmente en el mercado, como el modelo de Embraco antes mencionado.

Instalación experimental

En la Figura 4.18 se muestra un diagrama de la instalación experimental. Se empleó un baño térmico de recirculación, de la firma Polyscience, que se conectó a un intercambiador de calor de placa plana colocado en posición vertical. El intercambiador de calor se construyó ex profeso para verificar que la placa plana en posición vertical es capaz de



Figura 4.17: Evaporador fabricado en cobre.

Tabla 4.3: Características técnicas del condensador.

¿

Material	Características
Diámetro del tubo	4.7625 milímetros
Material	cobre
Longitud	7 metros
Espesor de la placa	0.88 milímetros
Material de la placa	cobre
Fluido de trabajo	agua destilada
Superficie de la placa	0.275 m ²
Unión del tubo y la placa	soldadura a base de estaño

Tabla 4.4: Características técnicas del evaporador.

Material	Características
Diámetro del tubo	4.7625 milímetros
Material	cobre
Longitud	2 metros
Espesor de la placa	0.88 milímetros
Material de la placa	cobre
Superficie de la placa	0.288 m ²
Fluido de trabajo	agua destilada y etilenglicol en proporción 50/50
Unión del tubo y la placa	soldadura a base de estaño

transferir el calor equivalente a la carga térmica del refrigerador por convección natural, cuando la temperatura media de la placa se encuentra a $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ y el ambiente que la rodea se encuentra a $3\text{ }^{\circ}\text{C}$, simulando así su operación dentro de la cavidad del refrigerador. También se cuantificó el calor que la placa puede rechazar cuando su temperatura media es de $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ y el medio que lo rodea se encuentra a $25\text{ }^{\circ}\text{C}$, simulando su operación como condensador. Esta prueba pretende demostrar que las placas planas utilizadas pueden operar como evaporador y condensador de un sistema de refrigeración que opera únicamente con convección natural.

Para lograr las condiciones de temperatura requeridas en el medio que rodea a las placas planas, los intercambiador de calor se colocaron en una cámara de ambiente controlado con capacidad de mantener la temperatura constante con un rango de $\pm 0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$, Figura 4.20. Para determinar el calor transferido en las placas se midió el flujo másico del fluido refrigerante que transita por el circuito hidráulico que enfría las placas, y se midió la diferencia en la temperatura media del refrigerante en la entrada y la salida del intercambiador de

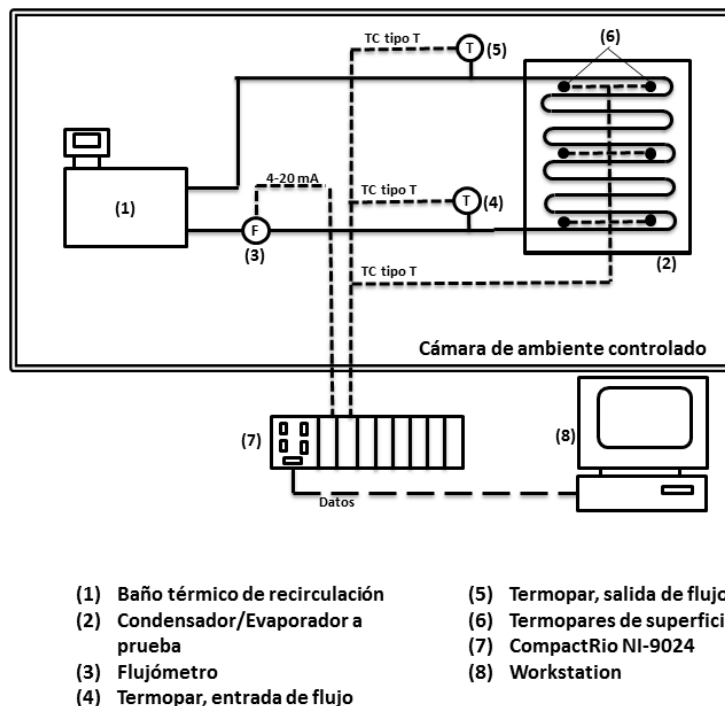


Figura 4.18: Diagrama esquemático de la instalación experimental.

calor. Se instaló un flujómetro de la firma IFM efector que registra el flujo volumétrico mediante una señal de 4-20 mA en comunicación con un sistema CompactRIO de la firma National Instruments.

Se instalaron termopares en la superficie del intercambiador de calor. Se asignó un termopar para registrar la temperatura de entrada del flujo al intercambiador de calor, otro más para registrar la temperatura de salida y 8 termopares más se colocaron para registrar la distribución de temperatura sobre la superficie del intercambiador de calor. Todos los datos fueron interpretados por el CompactRIO y registrados en una *workstation* que utiliza el software de programación LabView v.2012. Por otra parte, se utilizó el sistema de control de la cámara de ambiente controlado para establecer las condiciones del ambiente que rodea a las placas con una variación documentada máxima de ± 0.5 °C.



Figura 4.19: Instalación experimental utilizada en la caracterización de los intercambiadores de calor.

En la Figura 4.19 se observa la instalación en la que se desarrollaron los experimentos. En la instalación, las líneas de fluido que comunican el intercambiador con el baño térmico se mantuvieron aisladas térmicamente con el uso de fibra de vidrio.

Para realizar las pruebas en la placa que opera como condensador se consideraron tres distintas temperaturas para el aire que rodea a la placa $T_{\infty} = 20, 32, 40$ °C; dos temperaturas de la superficie de la placa, $T_s = 45, 55$ °C. Se analizaron dos escenarios posibles: con aislamiento y sin aislamiento en una de las caras de la placa. El objeto de analizar estos dos escenarios es evaluar el comportamiento en la transferencia de calor cuando se reduce el área disponible del intercambiador de placa vertical. En todos los casos se utilizó un flujo constante de refrigerante de 7.9 g/s. Entonces, el número total de pruebas realizadas al condensador fue de doce. Los parámetros de los experimentos se muestran en la Tabla 4.5.

Por otra parte, se consideraron dos distintas temperaturas para el aire que rodea al evaporador, $T_{\infty} = 3, 5$ °C, y se consideró que la temperatura de la placa fue de -5 °C. Los



Figura 4.20: Cámara de ambiente controlado, en LIITE-FIME, Universidad Autónoma de Nuevo León

Tabla 4.5: Condiciones de operación en el condensador.

Variable	Condición
T_{∞} , (°C)	20, 32, 40
T_s , (°C)	45, 55
Flujo másico (g/s)	7.9
Aislamiento	Sin aislamiento, con aislamiento en una superficie

parámetros se muestran en la Tabla 4.6.

4.4.3. Desarrollo de las pruebas físicas

El desarrollo de los experimentos se llevó a cabo en las instalaciones de los Laboratorios de Investigación e Innovación en Tecnología Energética (LIITE), de la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica en la Universidad Autónoma de Nuevo León.

El experimento de los intercambiadores de calor inicia con la instrumentación del dis-

Tabla 4.6: Condiciones de operación en el evaporador.

Variable	Condición
T_{∞} , (°C)	3, 5
T_s , (°C)	-5
Flujo másico (g/s)	6.2
Aislamiento	Sin aislamiento, con aislamiento en una superficie

positivo. El intercambiador es instalado en posición vertical, tal y como se propone que sea en el refrigerador doméstico de bajo consumo. La estructura que sostiene al intercambiador de calor se instala en el interior de la cámara de ambiente controlado, con el objetivo de tener temperatura constante alrededor del intercambiador. El dispositivo es instrumentado con 10 puntos de medición de temperatura mediante termopares tipo T. Para el caso de las pruebas con el intercambiador aislado, se colocó un medidor de caudal y aislamiento de fibra de vidrio tipo R-11, de la firma Owens Corning. La prueba inicia programando la consigna de una temperatura adecuada en el baño térmico para que se alcance en la superficie del intercambiador la temperatura deseada y una consigna de temperatura ambiental en la cámara de ambiente controlado.

Al alcanzarse el estado permanente se toman los datos de temperaturas de entrada y salida del dispositivo, y el flujo volumétrico. Con estos datos calculamos la transferencia de calor en el intercambiador a condiciones controladas, de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$\dot{q} = \dot{m}c_p(T_{sup} - T_{\infty}) \quad (4.1)$$

donde \dot{m} es el flujo másico de fluido de trabajo, c_p representa el calor específico, y tiene el valor de $4182 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$, T_s es la temperatura promedio de la superficie y T_∞ es la temperatura del ambiente que rodea a la placa. El flujo másico se calcula con el flujo volumétrico registrado por el instrumento de medición, y la densidad del fluido:

$$\dot{m} = \rho \dot{V} \quad (4.2)$$

donde ρ se consideró constante e igual a 1000 kg/m^3 .

Con la información anterior es posible calcular la transferencia de calor en función de la diferencia de temperatura entre la placa vertical y el medio que lo rodea. La manera formal de presentar la información obtenida en los experimentos antes descritos es a través de parámetros adimensionales. Está bien documentado que el fenómeno de la transferencia de calor por convección natural desde una placa vertical se puede describir a través de la relación entre el número de Nusselt global y los números de Grashof y Prandtl.

El número de Grashof es un parámetro adimensional que indica la proporción que existe entre las fuerzas de flotación, que se producen debido a los cambios de la densidad de un fluido, y las fuerzas viscosas que restringen el movimiento del fluido. Este número lo calculamos como se muestra a continuación:

$$Gr = \frac{g\beta(T_{sup} - T_\infty)L^3}{\nu^2} \quad (4.3)$$

donde g es la fuerza de gravedad, β es el coeficiente de expansión térmica que proporciona una medida del cambio de la densidad en respuesta a un cambio en la temperatura a presión constante, L es la longitud característica de la placa, que en este caso es la longitud a lo

largo de la dirección de las corrientes convectivas, y ν es la viscosidad cinemática del fluido a la temperatura media entre la superficie de la placa y el ambiente.

Por su parte, el número de Prandtl se define como la proporción entre la difusividad hidrodinámica y la difusividad térmica del fluido, es decir:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (4.4)$$

donde $\alpha = k/\rho c_p$.

El número de Nusselt global es parámetro adimensional que cuantifica la transferencia de calor por convección que ocurre en la superficie:

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad (4.5)$$

donde h es el coeficiente global de transferencia de calor por convección.

Con la información obtenida en las pruebas experimentales se crearon las gráficas que muestran la relación entre los números adimensionales correspondientes a la transferencia de calor por convección, Nu , y la intensidad de la convección natural, Gr . Es importante comentar que se construyeron las gráficas para los casos con aislamiento y sin aislamiento en una de las superficies de las placas, y para ambos intercambiadores de calor.

4.4.4. Resultados de las pruebas físicas

El condensador

En la gráfica de la Figura 4.21, que corresponde a los experimentos bajo condiciones sin aislamiento y con una temperatura promedio de 45 °C en la superficie del condensador, se muestra que el calor rechazado es mayor cuando la temperatura ambiental es menor, esto es, cuando existe una mayor diferencia de temperatura. Con el incremento en la temperatura ambiental el flujo de calor tiende a disminuir, desde 86 W hasta cerca de los 16 W. Las temperaturas promedio de entrada y salida del fluido en el intercambiador de calor fueron 46.5 y 45 °C, respectivamente.

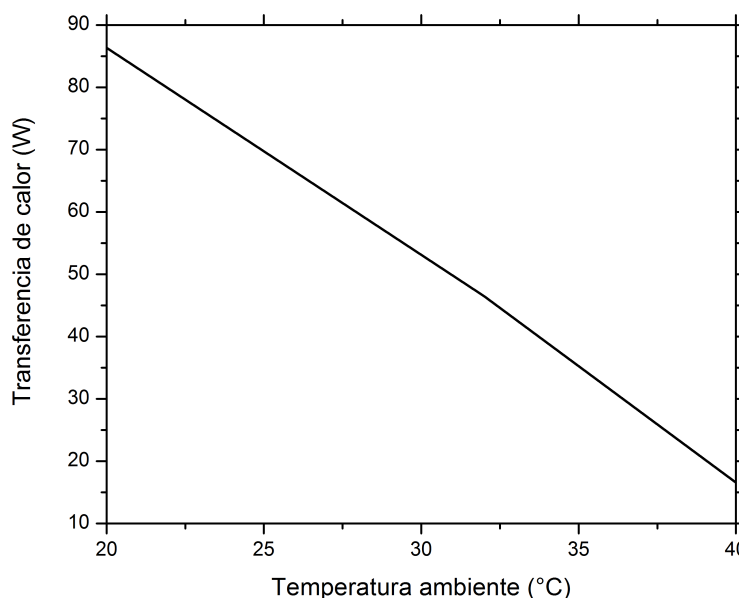


Figura 4.21: Transferencia de calor en función de la temperatura ambiente. Caso sin aislamiento y temperatura promedio de superficie de 45 °C en el condensador, $\dot{m} = 7.9$ g/s.

En la gráfica de la Figura 4.22 se presentan los resultados del experimento sin aislamiento con 55 °C en la superficie del intercambiador. Se muestra que la diferencia en la transferencia de calor es mayor al 60 % entre los casos donde la temperatura ambiental se

encuentra en 20 y 40 °C. En esta prueba las temperatura medias del fluido en la entrada del condensador fue de 56.9 °C, y 53.8 °C en la salida del mismo.

Es importante mencionar que cuando el intercambiador diseñado para emplearse como condensador tiene sus dos superficies libres para transferir calor, la capacidad buscada en el diseño se sobrepasa por mucho, obteniendo valores de hasta 160 W en las condiciones más favorables.

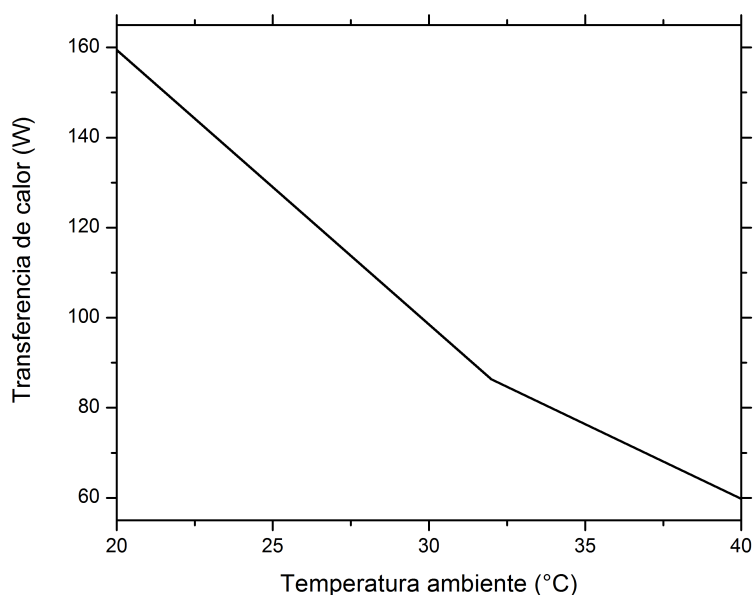


Figura 4.22: Transferencia de calor en función de la temperatura ambiente. Caso sin aislamiento y temperatura promedio de superficie de 55 °C en el condensador, $\dot{m} = 7.9$ g/s.

Para la aplicación que se busca para el condensador es necesario considerar que la superficie interna del condensador está aislada térmicamente, situación más cercana a la condición real de la instalación en el refrigerador doméstico de bajo consumo energético.

Los resultados para el caso sin aislamiento en la superficie interna del condensador y con un promedio de 45 °C en la superficie exterior se muestran en la gráfica de la Figura 4.23. Con el aumento de la temperatura ambiental disminuye la capacidad de transferir calor hasta 36 W en el caso con aislamiento. Para esta prueba las temperaturas promedio

del fluido medidas en la entrada y salida del intercambiador fueron de 46.5 y 45.4 °C, respectivamente.

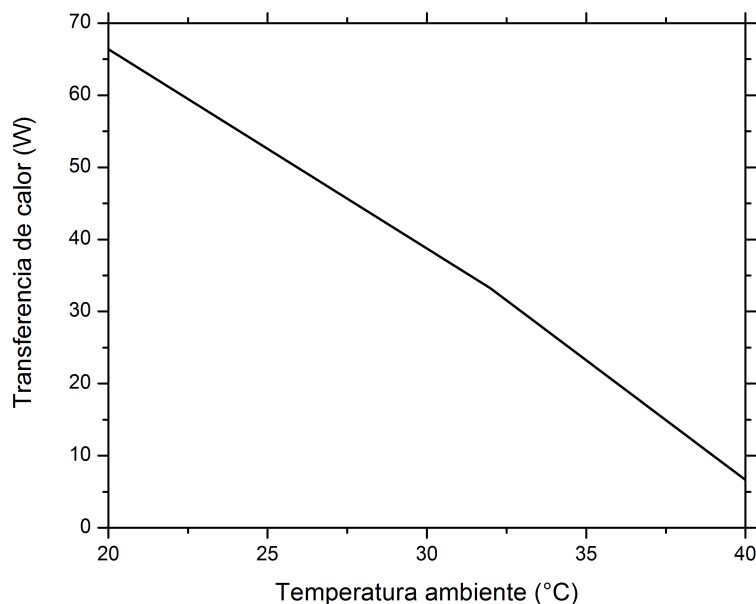


Figura 4.23: Transferencia de calor en función de la temperatura ambiente. Caso con aislamiento en la superficie interna y una temperatura promedio de superficie de 45 °C en el condensador, $\dot{m} = 7.9$ g/s.

Por último, la Figura 4.24 presenta los resultados del experimento con aislamiento y con temperatura promedio de superficie de 55 °C. Las temperaturas promedio de entrada y salida del condensador son 56.8 °C y 55 °C, respectivamente.

Es importante mencionar que incluso en el caso con aislamiento en una de las superficies del condensador, se logran rechazar más de 50 W por la superficie expuesta, potencia necesaria para el buen funcionamiento del refrigerador doméstico propuesto. Sin embargo, para una condición extrema de 40 °C de temperatura ambiental, la capacidad de transferir calor cae considerablemente. Esta situación es atípica para la operación de un refrigerador doméstico dentro de un espacio habitable. Adicionalmente, habría que establecer que para que el diseño propuesto funcione adecuadamente, la temperatura de diseño es de 32 °C, misma que es consistente con la normatividad vigente [11].

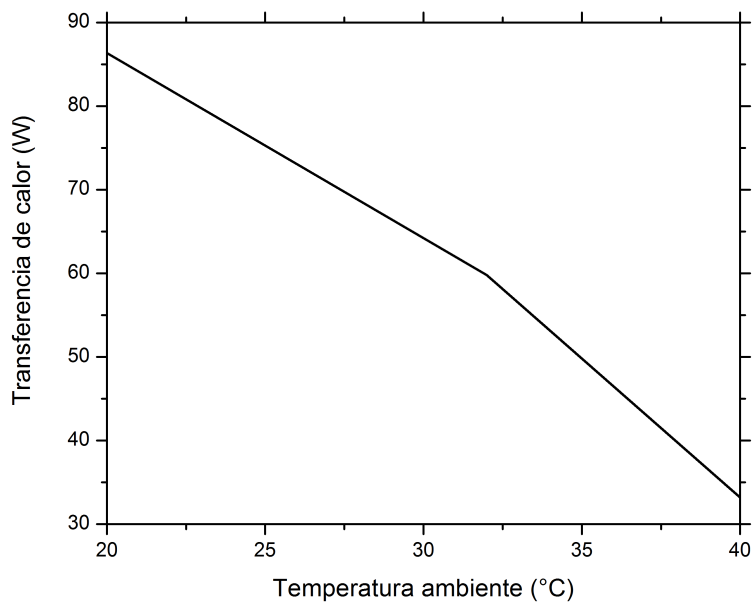


Figura 4.24: Transferencia de calor en función de la temperatura ambiente. Caso con aislamiento en la superficie interna y una temperatura promedio de superficie de 55 °C en el condensador, $\dot{m} = 7.9$ g/s.

Las Figuras 4.25 y 4.26 presentan la tendencia del Número de Nusselt en función del Número de Grashof en el intercambiador que operará como condensador. Para el caso sin aislamiento, el Nusselt aumenta un 40 %, de 136 a 190 cuando el número de Grashof cambia de 2×10^7 y 2.5×10^8 , indicando que la transferencia de calor va en incremento con el aumento del gradiente de temperatura entre la superficie y el ambiente.

El evaporador

Para el caso del evaporador se realizaron cuatro experimentos. Los resultados para el caso sin aislamiento y temperatura promedio de -5 °C en la superficie se muestran en la gráfica de la Figura 4.27. Como podría esperarse, al aumentar la temperatura ambiental se incrementa la transferencia de calor. En el caso del evaporador también se obtiene una transferencia de calor superior a 50 W, lo que asegura el buen funcionamiento del refrigerador doméstico. Las temperaturas promedio medidas en la entrada y salida del

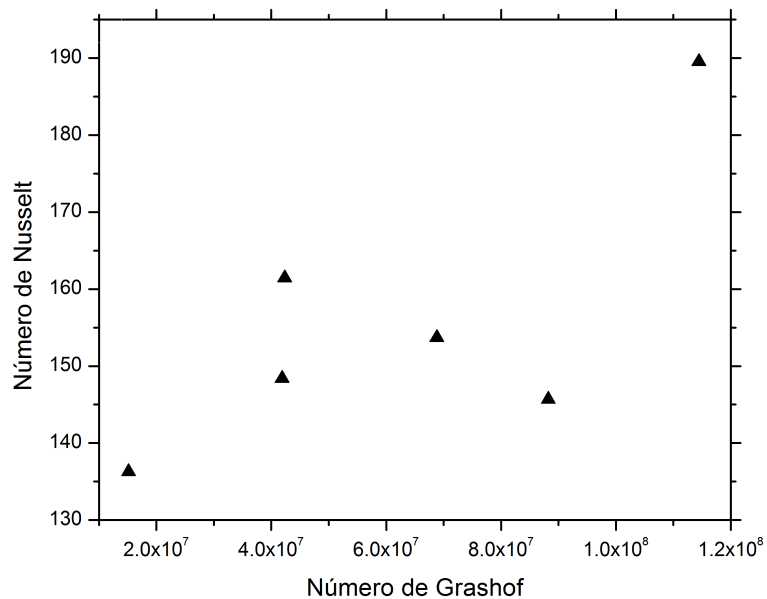


Figura 4.25: Número de Nusselt como función del número de Grashof en el condensador no aislado

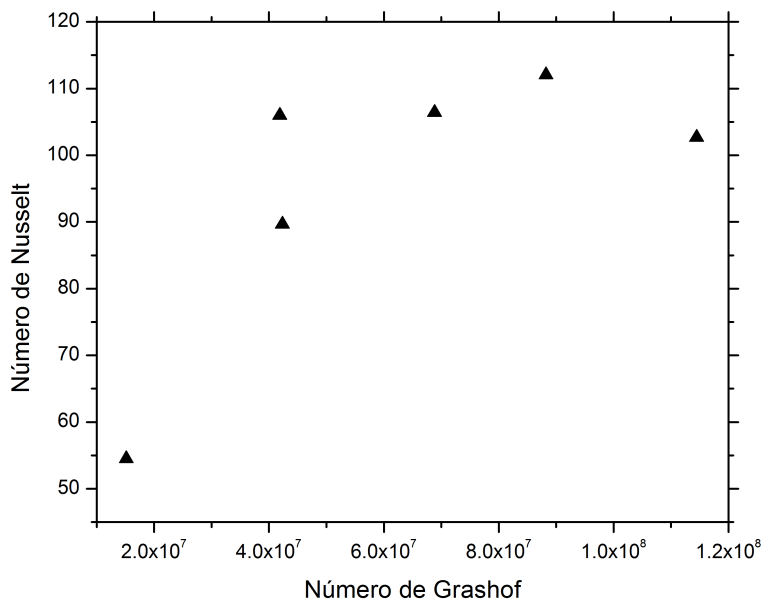


Figura 4.26: Número de Nusselt como función del número de Grashof en el condensador con una superficie aislada.

evaporador fueron $-7.15 \text{ }^\circ\text{C}$ y $-2.8 \text{ }^\circ\text{C}$, respectivamente.

En la Figura 4.28 se muestran los resultados de los experimentos para la condición con

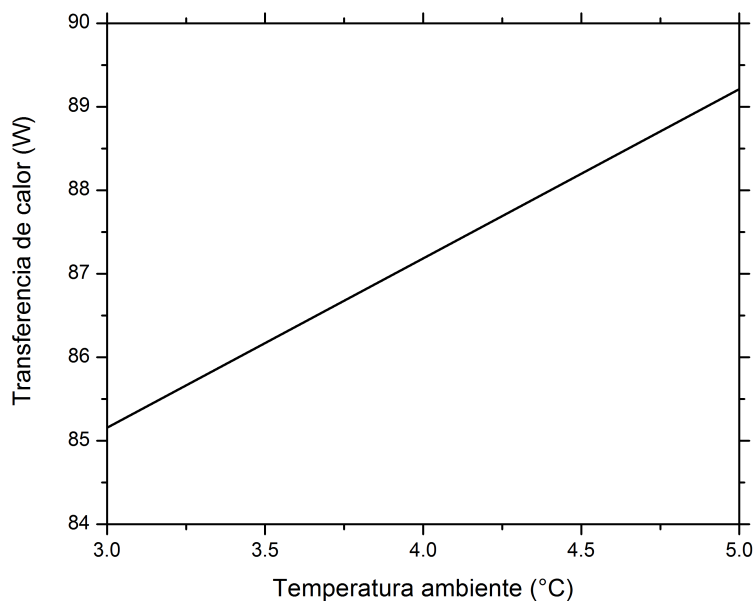


Figura 4.27: Gráfico de la transferencia de calor en función de la temperatura ambiente en el evaporador. Para el caso sin aislamiento y una temperatura promedio de superficie de $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ en el evaporador, $\dot{m} = 6.2\text{ g/s}$.

aislamiento en una superficie y temperatura promedio de $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ en la superficie. Para la condición en la que el ambiente se encuentra a $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ la capacidad de remoción de calor, en el caso sin aislamiento, es 16% mayor en comparación con el caso en el que se tiene aislada una de las superficies. Por otra parte, cuando el ambiente se encuentra a $5\text{ }^{\circ}\text{C}$, la transferencia de calor en el evaporador es casi la misma en ambos casos, sin aislamiento y con una superficie aislada.

En la Figura 4.29 se presenta la dependencia del número de Nusselt con el número de Grashof en el evaporador para el caso sin aislamiento. El Nusselt desciende un poco más del 23% , de 461 a 351 cuando el número de Grashof cambia de 4×10^7 a 6.5×10^7 , indicando que la transferencia de calor va en decremento debido a que los gradientes de temperatura son más pequeños.

Para el caso con aislamiento, que se muestra en la Figura 4.30, ocurre una disminución

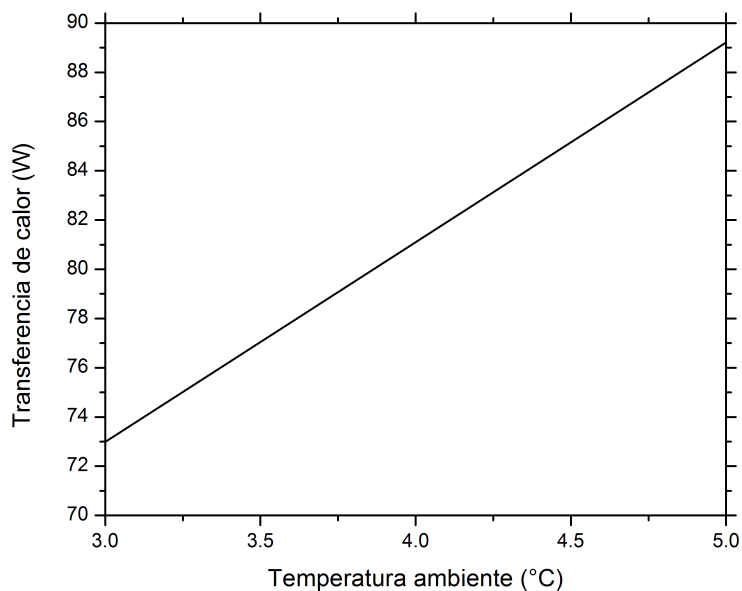


Figura 4.28: Transferencia de calor en función de la temperatura ambiente. Caso con aislamiento en la superficie interna y temperatura promedio de superficie de $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ en el evaporador, $\dot{m} = 6.2\text{ g/s}$.

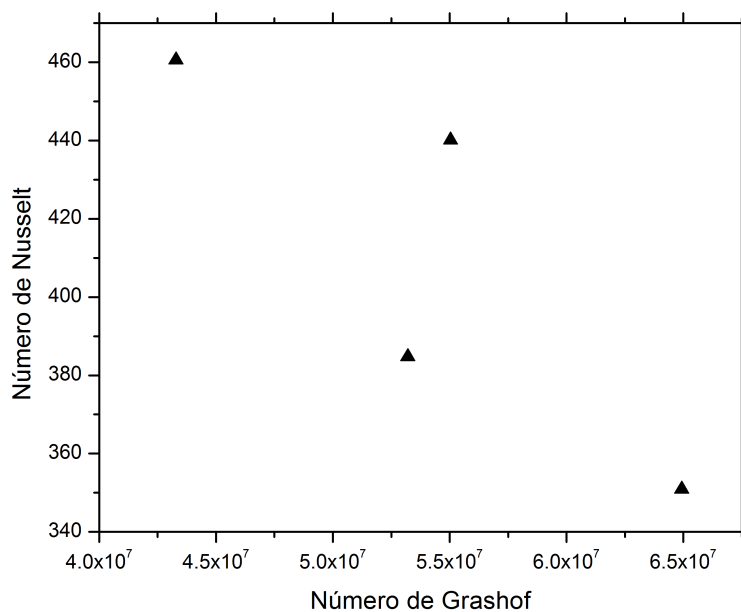


Figura 4.29: Relación entre los número de Nusselt y Grashof en el evaporador no aislado.

en la capacidad de transferir calor. El comportamiento del número de Nusselt en función del Grashof es semejante al caso anterior, pero con valores más bajos en la capacidad de

remoción de calor. Esta vez el número de Nusselt desciende desde 394 hasta 292.

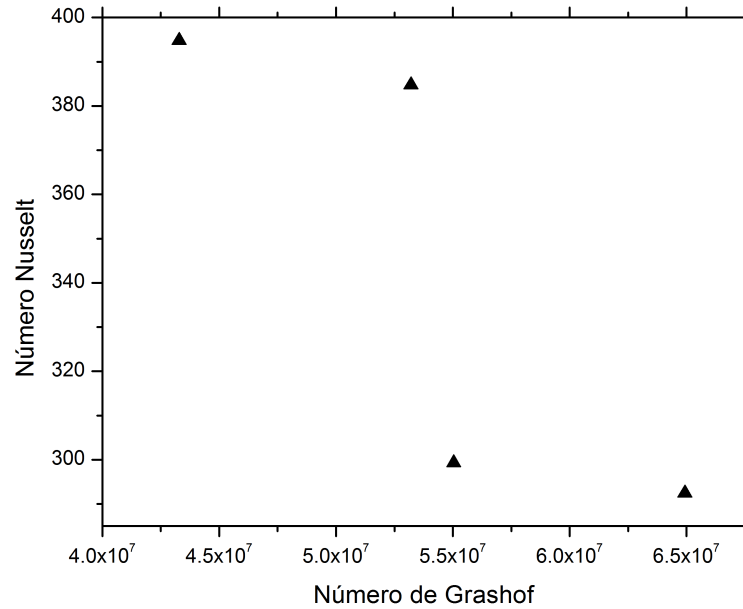


Figura 4.30: Relación entre los números de Nusselt y Grashof en el evaporador con una superficie aislada

4.4.5. Observaciones sobre el uso de intercambiadores de calor de placa plana

A partir de los resultados expuestos en este documento se concluye que es factible emplear los dos intercambiadores de calor que se analizaron, en vista de que tienen la capacidad de transferencia de calor necesaria para mantener en operación al refrigerador doméstico propuesto. El primero de ellos como evaporador y el segundo para rechazar calor hacia el medio ambiente como condensador. Incluso el intercambiador que opera como condensador, con una de sus superficies aislada, cumple con los requerimientos de transferencia de calor.

Adicionalmente, los resultados indican que es factible proponer placas de menor tamaño con el fin de promover el ahorro de material, mano de obra, y en consecuencia los costos de fabricación. La meta de diseñar un refrigerador doméstico de bajo costo y consumo energético, se muestra factible mediante el respaldo basado en las pruebas experimentales de los prototipos de los intercambiadores de calor propuestos.

4.5. Caracterización del prototipo final

Finalmente, es posible probar que el diseño de refrigerador de bajo costo diseñado es técnicamente factible mediante la construcción de un prototipo y la realización de pruebas físicas con las que quede constancia de la funcionalidad del diseño propuesto.

Se procedió entonces a construir un prototipo que emplea la estrategia de transferencia de calor por convección natural en el evaporador y el condensador, misma que ya ha sido probada en estudios independientes que previamente demostró un desempeño satisfactorio.

Se construyó el prototipo con el uso de una estructura de aluminio que soporta al sistema de refrigeración. Para crear la cavidad refrigerada se emplearon paredes de poliestireno extruido Foam 250 Owens Corning. Se emplearon los intercambiadores de calor previamente probados. Para ello se reconstruyó el sistema de refrigeración que originalmente corresponde a un dispensador comercial de agua fría.

Para la experimentación del prototipo, además de colocar termopares tipo T en el interior de la cavidad, se prepararon tomas para la medición de la presión en el circuito del refrigerante. Estas tomas se prepararon con válvulas, como se observa en la Figura 4.31. Adicionalmente, se realizaron adecuaciones a los sistemas eléctrico y de control del circuito de refrigeración.

Para realizar las pruebas físicas del prototipo de refrigerador diseñado se requirió controlar cuidadosamente el encendido y apagado del sistema de refrigeración. Para lograr lo anterior, el arranque y paro del compresor se controló por medio de un relevador, el cual se activa al transcurrir un cierto tiempo, definido previamente, simulando la operación del termostato para el arranque y paro del compresor por temperatura. Para realizar lo anteri-



Figura 4.31: Transductores de presión instalados en las líneas de alta y baja presión del sistema de refrigeración.

or, se diseñó un circuito electrónico con un relevador modelo RAS-1215 SUNHOLD. El relevador se controló por medio de un programa en la plataforma LabVIEW de National Instruments como se muestra en la Figura 4.32.



Figura 4.32: Instrumentación del prototipo de prueba.

Este dispositivo se instaló en una tablilla electrónica habilitada con terminales para

recibir voltaje de una fuente de energía de precisión de 12 VCD, Figura 4.33. La fuente, modelo BK Precision de doble salida de voltaje, Figura 4.34, se utilizó para energizar la bobina del relevador y la tablilla de terminales que permiten energizar la línea para la alimentación del compresor de 127 VCA (F, N y TF).



Figura 4.33: Tarjeta de control para el compresor.

El sistema de refrigeración que se construyó utiliza el compresor que originalmente corresponde a un dispensador de agua; el condensador y evaporador son de nuevo diseño como se comentó anteriormente. Entonces, en principio no se sabe cuál es la caída de presión que se requiere en la etapa de estrangulación del sistema de refrigeración, por lo que no es factible utilizar el tubo capilar original del sistema. En su lugar, se empleó una válvula electrónica (EEV, por sus siglas en inglés), como medio de expansión, Figura 4.35.

Con esta estrategia se pretende probar distintas caídas de presión para encontrar la condición con la que es posible lograr una operación continua y eficiente del sistema de refrigeración. El modelo es SER-AA de la firma Sporlan, para sistemas de enfriamiento.



Figura 4.34: Fuente de precisión de voltaje de corriente directa.

to hasta de 2 toneladas de refrigeración. Dicha válvula opera mediante un motor a pasos (2500 pasos), que controla su apertura de 0 a 100 %, mediante una corriente de 4 a 20 mA. Esta corriente es suministrada mediante una tarjeta electrónica modelo IB 2Q de la firma Sporlan; esta tarjeta se alimenta con 24 VCD proveniente de la segunda salida de la fuente de energía de precisión. Para que la tarjeta entregue de 4 a 20 mA es necesario suministrarle esa misma cantidad de corriente. Por lo anterior, a la tarjeta IB 2Q se le conectan dos cables provenientes de un equipo FieldPoint de National Instruments que obedece al software NI MAX, mismo que configuramos con una salida analógica de corriente de las terminales del FieldPoint. Dicho equipo se energiza con 24 VCD, también suministrada por la fuente de energía de precisión.

Existe un punto en el que medimos la presión en el sistema de refrigeración a través de un transductor de 0 a 5 VCD, modelos PSPT0300SVSP-S para la zona de alta presión, y PSPT0150SVSP-S para la zona de baja presión, ambos de la firma Parker Sporlan. Este instrumento está conectado a un controlador modelo Kelvin II (Sporlan). En la Figura 4.36 podemos observar la tarjeta IB 2Q y el controlador Kelvin II. El Kelvin II se alimenta de



Figura 4.35: Válvula de expansión electrónica.

24 VCD y cuenta con terminales para las entradas análogas del transductor de presión. Se puede ver la estrategia de conexión en la Figura 4.37.



Figura 4.36: Controlador Kelvin II utilizado para medir la presión en la succión del compresor.



Figura 4.37: Transductor de presión Sporlan Parker.

En la Figura 4.40 se muestra la parte superior del prototipo del refrigerador modular, donde se pueden observar el compresor, la válvula de expansión electrónica, el evaporador, el condensador con la superficie interior aislada, además de las válvulas donde se conectan los transductores de presión. En esta imagen se puede ver la cavidad que alberga al sistema de refrigeración, de forma consistente con el diseño analizado numéricamente en la propuesta definitiva.

4.5.1. Pruebas finales al prototipo del refrigerador modular

En las primeras pruebas físicas se utilizó una válvula de expansión, modelo SER-C, que resultó ser inadecuada para provocar la caída de presión necesaria en la expansión del sistema de refrigeración. En los datos obtenidos en pruebas fue posible observar que las temperaturas no eran lo suficientemente bajas para el objetivo planteado, por lo que se decidió colocar una EEV más pequeña.



Figura 4.38: Sistema de refrigeración auto contenido en el prototipo.

Se instaló una válvula de expansión electrónica modelo SER-AA de la firma Parker Sporlan, con la cual se logró un mayor decremento de la temperatura del refrigerante a la entrada del evaporador; alrededor de los -3°C , como se aprecia en la Figura 4.42.

La colocación de los termopares para la realización de las pruebas se muestra en la Tabla 4.7.

En pruebas adicionales a la mostrada en la figura 4.42, las temperaturas resultaron incluso más altas, no se alcanzó la estabilidad y la tendencia era en ascenso de temperatura dentro de la cavidad, como se muestra en la Figura 4.43

Se realizaron pruebas adicionales al prototipo con el uso de la válvula SER-AA, Figura 4.44. Se observan los resultados a diferente porcentaje de apertura de la válvula de expansión. Las características de la prueba se presentan en la Tabla 4.8:

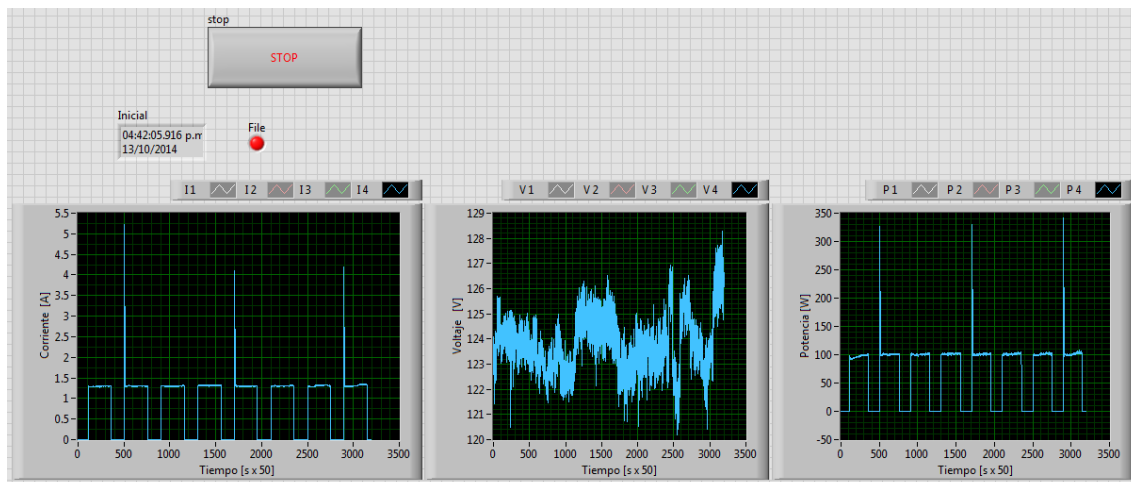


Figura 4.39: Gráficas del consumo instantáneo de energía eléctrica, plataforma LabVIEW

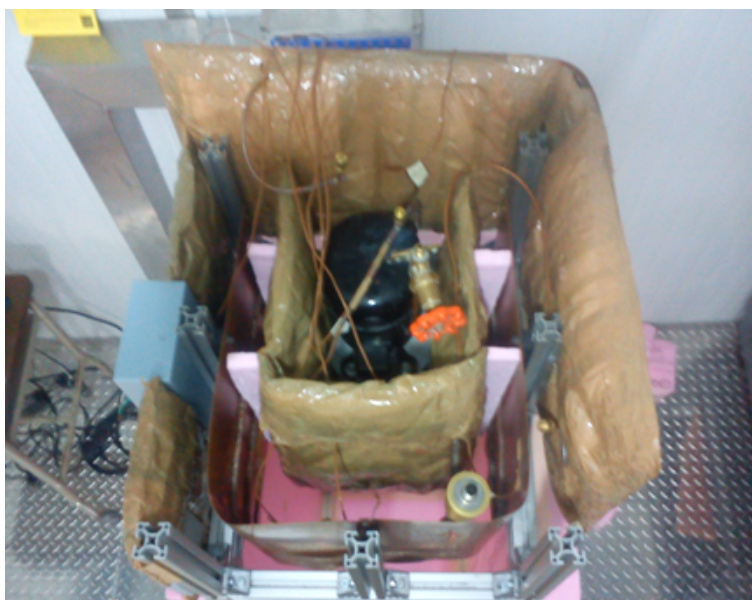


Figura 4.40: Vista aérea del sistema de refrigeración auto contenido en el prototipo



Figura 4.41: Vista interior del prototipo del refrigerador modular

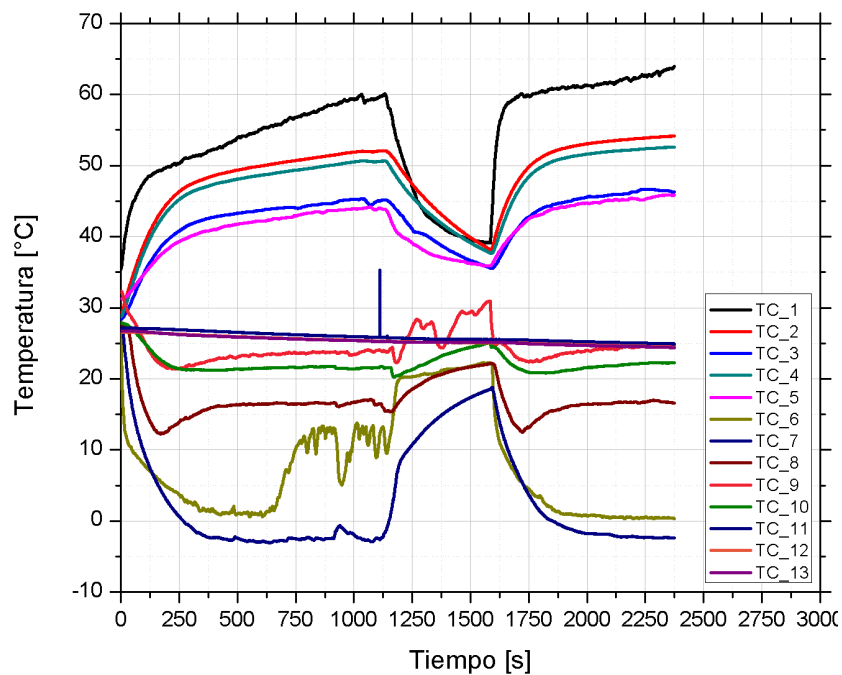


Figura 4.42: Gráfica de la distribución de temperaturas al utilizar la válvula de expansión electrónica SER-AA.

Tabla 4.7: Distribución de los sensores de temperatura en el prototipo final

Sensor	Ubicación
TC 1	Descarga del compresor
TC 2	Entrada del condensador
TC 3	Centro del condensador
TC 4	Salida del condensador
TC 5	Entrada de la válvula de expansión
TC 6	Salida de la válvula de expansión
TC 7	Entrada del evaporador
TC 8	Centro del evaporador
TC 9	Salida del evaporador
TC 10	Succión del compresor
TC 11	Cavidad superior del prototipo
TC 12	Cavidad media del prototipo
TC 13	Cavidad inferior del prototipo

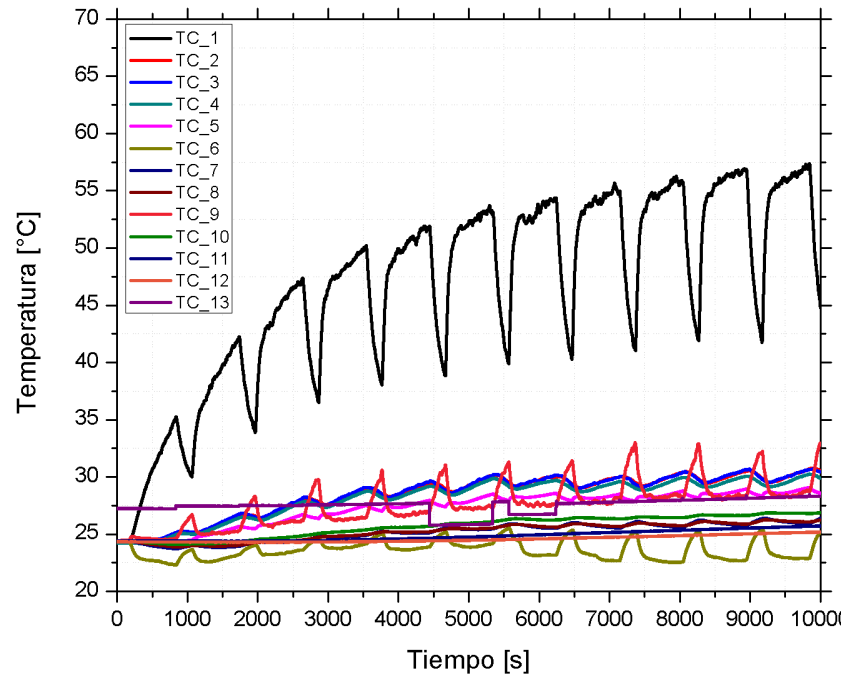


Figura 4.43: Gráfica de la distribución de la temperatura en el circuito de refrigeración que demuestra falla en su operación

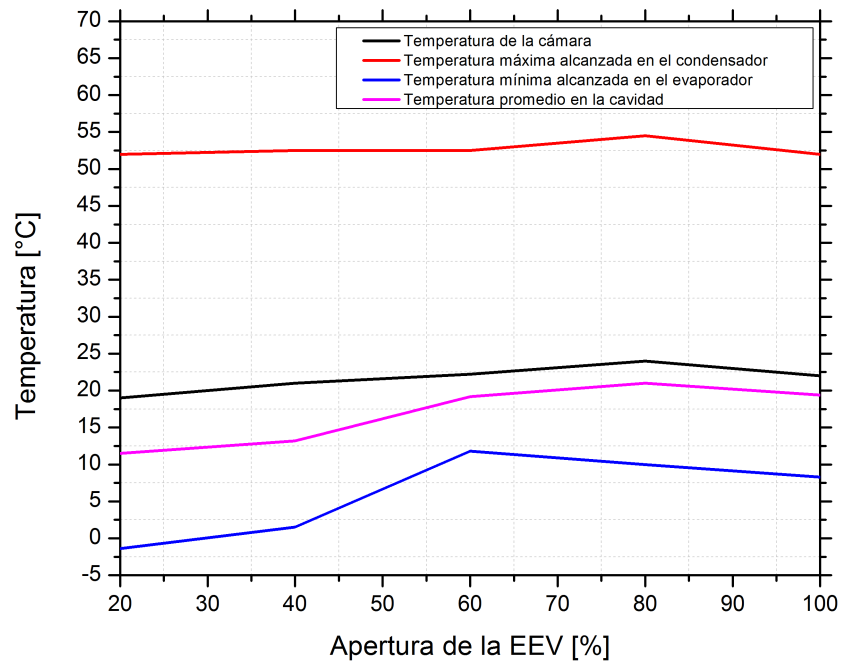


Figura 4.44: Temperaturas medidas en el sistema de refrigeración a diferentes porcentajes de apertura de la EEV

Tabla 4.8: Características de las pruebas finales

CONDICIONES DE LAS PRUEBAS EXPERIMENTALES	
Refrigerante	R-134a
Masa de refrigerante	60 g
Tiempo de las pruebas	2 horas
Relación de trabajo del compresor	40/60
La posición del termostato sería	COLD

4.6. Discusión de los resultados de la evaluación del prototipo final

Para evaluar de forma objetiva el desempeño del refrigerador de bajo consumo energético que se desarrolló en esta investigación es necesario hacer algunas consideraciones. En principio, la carga térmica del refrigerador ya ha quedado establecida en función del tipo de aislamiento térmico, las dimensiones y la temperatura a la que se encuentra la cavidad refrigerada en la refrigeración doméstica.

Por su parte en la operación del sistema de refrigeración ocurre que al restringir en mayor medida el paso del refrigerante a través de la válvula de expansión, la caída de presión será mayor, favoreciendo así la existencia de temperaturas más bajas en la evaporación, sin embargo, esta situación también reduce la cantidad de flujo másico que entra al evaporador con lo que la capacidad de remoción de calor se ve mermada.

Las fluctuaciones en las temperaturas que se observaron en el evaporador se presume que son resultado de los cambios abruptos que ocurren en la apertura de la válvula de expansión electrónica. Hasta el momento no se cuenta con resultados de pruebas experimentales del nuevo sistema de refrigeración utilizando un tubo capilar como medio de expansión. Es muy probable que al utilizar un tubo capilar la cantidad de flujo másico en el sistema de refrigeración dependerá principalmente de la carga de gas refrigerante.

Para la realización de estas pruebas el compresor utilizado no fue recargado con aceite, no obstante que se agregó refrigerante al sistema original. Con esto se altera la transferencia de calor al cambiar la mezcla de aceite y refrigerante. Por otra parte, al no existir temperaturas muy bajas en el evaporador se afecta la viscosidad de la mezcla y cambia el transporte en el sistema, alterando al flujo másico del refrigerante.

En las pruebas experimentales subsecuentes se observó que al restringir aún más el paso de refrigerante a través del medio de expansión, la temperatura disminuye, pero el flujo másico es insuficiente para mantener la tendencia a reducir la temperatura en la cavidad, y en consecuencia la cavidad refrigerada se calienta con el transcurso del tiempo.

Las condiciones de la cámara donde se realizaron las pruebas finales se realizaron a temperaturas entre los 19 y 22 °C, por lo que se espera que los datos tengan una cierta variación, pero no se esperaría una tendencia diferente. Las temperaturas medidas en el condensador fueron menos variantes, encontrándose alrededor de los 53 ± 1 °C. La temperatura más baja que se logró alcanzar dentro de la cavidad fue de 11.5°C, 7 grados superior a la meta establecida.

Se espera que con una carga mayor de refrigerante, la cantidad de calor que puede remover el sistema aumente y se mantenga, llevando así la temperatura interior a la temperatura esperada de 3°C. Esta propuesta se incluye dentro de los trabajos futuros de esta investigación.

Capítulo 5

Conclusiones y trabajos futuros

El diseño principal del sistema de refrigeración compacto, comienza desde el planteamiento de la necesidad de obtener un producto el cual sea innovador, eficiente y ahorrador en cuanto a energía se refiere. El procedimiento del diseño de la capacidad de enfriamiento, y el posterior análisis computacional facilitaron los fundamentos para elegir una estrategia que cumpliera con los requisitos planteados. De ahí, la elección de la geometría, los intercambiadores, y su distribución en todo el producto. La correcta elección de los materiales, accesorios y capacidades permitieron demostrar la factibilidad del modelo propuesto, como quedó manifiesto en los datos arrojados en las pruebas experimentales finales.

Este trabajo expone el diseño de un producto que resulta atractivo de evaluar en aspectos de costo-beneficio, ya que es altamente competente desde los puntos de vista energético y económico. Representa una buena opción para el seguimiento de las nuevas tecnologías y la optimización de materiales, así como la mejora del diseño hacia uno de mayor eficiencia.

5.1. Trabajos futuros.

Basados en los resultados anteriores y el análisis global del proyecto, se propone una serie de actividades futuras que servirán para enriquecer esta investigación:

- Cargar con mayor cantidad de refrigerante al sistema para incrementar la capacidad de refrigeración y llevar a la cavidad a la temperatura esperada de 3 °C.
- Realizar pruebas en el prototipo para determinar la caída de presión adecuada en la expansión para sustituir la válvula actual por un tubo capilar.
- Construcción de otro prototipo, montando el compresor propuesto en el diseño, un tubo capilar como medio de expansión, y reemplazo del cobre por aluminio en los intercambiadores de calor.
- Cambiar las medidas del gabinete del refrigerador con el objeto de tener un centro de gravedad más conveniente.
- Realizar el sellado del ensamble del equipo con alguna resina o material con baja conductividad térmica.
- Incluir las parrillas para los productos haciendo las pruebas más reales, simulando los obstáculos para las corrientes de aire en la cavidad.
- Para favorecer la reducción del costo se recomienda el uso de una chapa o cerradura mecánica para el bloqueo de la puerta, prescindiendo del uso del sello magnético típicamente usado en estos modelos.
- Realizar pruebas basadas en las normas mexicanas vigentes para pruebas de refrigeradores domésticos.

- Realizar un estudio a una configuración alterna, considerando el condensador en la pared trasera del gabinete del refrigerador.

Bibliografía

- [1] **Harold P. Harle**, *Household refrigerator including removable unitary refrigerating system*, **United States Patent Office 3,116,615**, Jan 7, 1964.
- [2] **Frank A. Schumacher**, *Forced air cooled refrigerator*, **United States Patent Office 3,126,717**, Mar 31, 1964.
- [3] **Agostino A. Rastelli**, *Modular refrigeration unit and cabinet systems therewith*, **United States Patent 4,457,140**, Jul 3, 1984.
- [4] **Franco Moretti, Franco Germi y Sergio Beati**, *Modular Refrigerator*, **European Patent Application 89200504.2**, Sep 27, 1989.
- [5] **Jeffrey E. Bauman, Kennard C. Hildreth, Johnie J. Cooper, Michael J. Palladino y J. Thomas Jablonsky**, *Modular Refrigerator Unit*, **United States Patent Application 09/075,659**, Sep 21, 1999.
- [6] **Jony Zangari, Aarón Hernández, Javier Flores, Raúl Gutiérrez y Dennis Dickerson**, *Modular Refrigerator Unit*, **United States Patent Application US 2006/0196208 A1**, Sep 7, 2006.
- [7] **Silvano Fumagalli**, *Modular refrigerator apparatus*, **European Patent Application 06425863.5**, Jul 2, 2008.

-
- [8] **Ilan Cohen, Per Wennerstrom, Xavier Hue y Per Fonser**, *Modular Refrigerator Unit and Process for Assembling a Modular Refrigeration Unit to a Cabinet of a Refrigeration Appliance*, **United States Patent Application Publication US 2009/0000316 A1**, Jan 1, 2009.
- [9] **Eric Hell, Michael Neumann y Jan Gregor Schobert**, *Modular refrigerator*, **United States Patent Application US 2009/0064700 A1**, Mar 12, 2009.
- [10] **Revista del Consumidor No. 279**. *Calidad de Refrigeradores*, **Procuraduría Federal del Consumidor**.
- [11] **NOM-015-ENER-2012-SECRETARÍA DE ENERGÍA**, *Eficiencia energética de refrigeradores y congeladores electrodomésticos. Límites, métodos de prueba y etiquetado*, Feb 16, 2012.
- [12] **G. V. Wylen, R. Sonntag y C. Borgnakke**, *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, John Wiley and Sons, 4th Edition, 1994.
- [13] **F. P. Incropera y D. P. DeWitt**, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John Wiley and Sons, 4th Edition, 1996.
- [14] **Y. A. Cengel**, *Transferencia de Calor y Masa*, Mc Graw Hill, 3er Edición, 2007.
- [15] **Y. A. Cengel y M. A. Boles**, *Termodinámica*, Mc Graw Hill, 6a Edición, 2008.
- [16] **Faye C. McQuiston, Jerald D. Parker y Jeffrey D. Spitler**, *Calefacción, ventilación y aire acondicionado*, Limusa Wiley, 2008.
- [17] **P.K. Bansal y T.C. Chin**, *Modelling and optimization of wire-and-tube condenser*, *Int. J. of Refrigeration*, 26, 2003, pp 601-613.

-
- [18] **Ahmadul Ameen, S.A. Mollik , Khizir Mahmud, G.A. Quadir, K.N. Seetharamu**, *Numerical analysis and experimental investigation into the performance of a wire-on-tube condenser of a retrofitted refrigerator*, Int. J. of Refrigeration, 29, 2006, pp 495-504.
- [19] **Cláudio Melo y Christian J.L. Hermes** *A heat transfer correlation for natural draft wire-and-tube condensers*, Int. J. of Refrigeration, 32, 2009, pp 546-555.
- [20] **J.K. Gupta y M. Ram Gopal**, *Modelling of hot-wall condensers for domestic refrigerators*, Int. J. of Refrigeration, 31, 2008, pp 979-988.
- [21] **P.K. Bansal y T.C. Chin**, *Design and modelling of hot-wall condensers in domestic refrigerators*, Applied Thermal Engineering, 22, 2002, pp 1601-1617.
- [22] **O. Laguerre y D. Flick**, *Heat transfer by natural convection in domestic refrigerators*, J. of Food Engineering, 62, 2004, pp 79-88.
- [23] **O. Laguerre, S. Ben Amara y D. Flick**, *Experimental study of heat transfer by natural convection in a closed cavity: application in a domestic refrigerator.*, J. of Food Engineering, 70, 2005, pp 523-537.
- [24] **O. Laguerre, S. Ben Amara, J. Moureh, D. Flick**, *Numerical simulation of air flow and heat transfer in domestic refrigerator*, J. of Food Engineering, 81, 2007, 144-156.
- [25] **Won Jae Yoon, Kookjeong Seo, Yongchan Kim**, *Development of an optimization strategy for insulation thickness of a domestic refrigerator-freezer*, Int. J. of Refrigeration, 36, 2013, pp 1162-1172.

- [26] **Joel Boeng y Cláudio Melo**, *Mapping the energy consumption of household refrigerators by varying the refrigerant charge and the expansion restriction*, Int. J. of Refrigeration, 41, 2014, pp 37-44.
- [27] **Martijn H. Dirkse, Wilko K. P. van Loon, Tom van der Walle, Sebastian L. Speetjens, Gerard P. A. Bot**, *A computational fluid dynamics model for designing heat exchangers based on natural convection*, Biosystems Engineering, 94, 2006, pp 443-452.
- [28] **Churchill, S. W., and H. H. S. Chu**, *Correlating Equations for laminar and Turbulent Free Convection from a Vertical Plate*, Int. J. Heat Mass Transfer, 18, 1323, 1975.
- [29] **F. De Rossi, A. W. Mauro, G. P. Vanoli**, *Long-period food storage household vertical freezer: refrigerant charge influence on working conditions during steady operation*, Int. J. of Refrigeration, 34, 2006, pp 1305-1314.
- [30] **Erik Björk, Björn Palm**, *Refrigerant mass charge distribution in a domestic refrigerator. Part II: Steady state conditions*, Applied Thermal Engineering, 26, 2006, pp 866-871.
- [31] **Adrián Beján**, *Convection Heat Transfer*, Ed. Wiley, Fourth Edition, 2013.
- [32] **ASHRAE Handbook-Refrigeration**, 2006.
- [33] **ANSYS Fluent 14.0 User's Guide**, November 2011, www.ansys.com