

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE CUENCA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de Titulación previo a la obtención
del título de Ingeniero Mecánico.

Proyecto técnico:

Análisis computacional-experimental del comportamiento térmico de un furgón frigorífico, construido por la empresa “Carrocerías Faicán”, para el transporte de alimentos.

Autores:

Juan José Aguirre Rivera.

Carlos Esteban Buenaño Merino.

Tutor:

Ing. Paul Bolívar Torres Jara. M.Sc.

CUENCA – ECUADOR

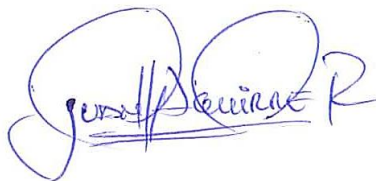
2018

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR

Nosotros: Juan José Aguirre Rivera con C.I.: 1104966880 y Carlos Esteban Buenaño Merino con C.I.: 1900482165, manifestamos nuestra voluntad y cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del trabajo de titulación: **“ANÁLISIS COMPUTACIONAL-EXPERIMENTAL DEL COMPORTAMIENTO TÉRMICO DE UN FURGÓN FRIGORÍFICO, CONSTRUIDO POR LA EMPRESA “CARROCERÍAS FAICÁN”, PARA EL TRANSPORTE DE ALIMENTOS”**, mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero Mecánico, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en nuestra condición de autores nos reservamos los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribo este documento en el momento que hago entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, febrero del 2018.



Juan José Aguirre Rivera
C.I.: 1104966880

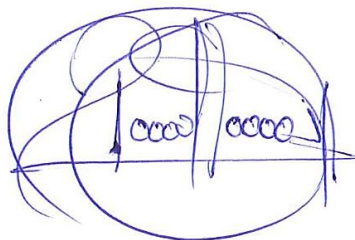


Carlos Esteban Buenaño Merino
C.I.: 1900482165

CERTIFICACIÓN

Yo, Paul Bolívar Torres Jara, declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación **“ANÁLISIS COMPUTACIONAL-EXPERIMENTAL DEL COMPORTAMIENTO TÉRMICO DE UN FURGÓN FRIGORÍFICO, CONSTRUIDO POR LA EMPRESA “CARROCERÍAS FAICÁN”, PARA EL TRANSPORTE DE ALIMENTOS”**, realizado por los estudiantes Juan José Aguirre Rivera y Carlos Esteban Buenaño Merino, proyecto técnico que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, febrero del 2018.




Ing. Paul Bolívar Torres Jara. M.Sc.
C.I.: 0102776036

DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD

Nosotros: Juan José Aguirre Rivera con C.I.: 1104966880 y Carlos Esteban Buenaño Merino con C.I.: 1900482165, autores del trabajo de titulación: **“ANÁLISIS COMPUTACIONAL-EXPERIMENTAL DEL COMPORTAMIENTO TÉRMICO DE UN FURGÓN FRIGORÍFICO, CONSTRUIDO POR LA EMPRESA “CARROCERÍAS FAICÁN”, PARA EL TRANSPORTE DE ALIMENTOS”**, certificamos que el total contenido del proyecto técnico es de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Cuenca, febrero del 2018.



Juan José Aguirre Rivera
C.I.: 1104966880



Carlos Esteban Buenaño Merino
C.I.: 1900482165

DEDICATORIA

Dedico el presente trabajo de titulación a mi madre Zoila Rivera Sánchez, que, con su amor, sus consejos y su apoyo fundamental, he logrado alcanzar mis metas.

A mis hermanos Viviana y Daniel Aguirre Rivera, por darme su buen ejemplo, su protección y compañía.

A mi novia María del Cisne Villamagua Mendieta por sus palabras de aliento, y por ser una bendición en mi vida.

Lo dedicado a mi familia, a mis amigos y a todas aquellas personas que siempre estuvieron presentes y que de alguna manera son partícipes de este logro.

Para el más grande de todos: Dios.

Juan José.

DEDICATORIA

Quiero dedicar este proyecto a mi madre Rosita y a mi padre Gabriel, porque ellos han sido la razón de mi vida, por sus consejos, su amor y su apoyo incondicional durante todo este proceso.

A toda mi familia que es lo mejor y lo más valioso que Dios me ha dado, y a las personas que me apoyaron desde el inicio de mi carrera Shirley, Jonathan, Tito, Fernando, Christian, Diego, María del Cisne y María Fernanda que más que mis amigos son una verdadera familia. Y dedicar de manera muy especial a mi compañero de tesis Juan José y a mi novia Gabriela por la paciencia y apoyo mostrados siempre.

Carlos.

AGRADECIMIENTOS

Agradecemos primeramente a Dios por ayudarnos a ser mejores profesionales en el ámbito que tanto nos apasiona, a la Universidad Politécnica Salesiana por una increíble experiencia académica y de manera especial agradecemos al Ing. Paul Bolívar Torres Jara y al PhD. Efrén Vázquez Silva por sus conocimientos, consejos, experiencia y su ayuda desinteresada en la realización de este trabajo de titulación.

RESUMEN

En el presente proyecto técnico se realiza un análisis del comportamiento térmico de un furgón frigorífico para el transporte de alimentos, con la finalidad de predecir la distribución de temperatura en el interior del furgón. Se propone una metodología para poder analizar la temperatura interna en cuatro puntos críticos en el interior del furgón frigorífico, donde la recirculación del aire debe ser efectiva para mantener una homogeneidad de temperatura. Mediante comparativas entre datos experimentales obtenidos con sensores de temperatura DS18B20 y datos numéricos obtenidos a través del módulo CFX de Ansys Workbench, se valida la metodología usada al tener un error promedio de 0.43°C dentro del dominio de estudio.

Palabras clave: Transporte refrigerado, furgón frigorífico, distribución de temperatura, dinámica de fluidos computacionales.

ABSTRACT

In the present technical project an analysis of the thermal behavior of a refrigerated van is carried out for the transport of food, in order to predict the distribution of temperature inside the van. A methodology is proposed to be able to analyze the internal temperature in four critical points inside the refrigerated van, where the recirculation of the air must be effective to maintain a homogeneity of temperature. Through comparisons between experimental data obtained with temperature sensors DS18B20 and numerical data obtained through the CFX module of Ansys Workbench, the methodology used is validated by having an average error of 0.43 ° C within the study domain.

Keywords: *Refrigerated transport, refrigerated van, temperature distribution, computational fluid dynamics.*

Índice General

1.	Introducción	1
2.	Problema.....	2
2.1.	Antecedentes	2
2.2.	Importancia y alcance	2
2.3.	Delimitación.....	3
3.	Objetivos	3
3.1.	Objetivo general.....	3
3.2.	Objetivos específicos	3
4.	Marco teórico referencial	4
4.1.	Refrigeradores.....	4
4.2.	Procesos reversibles e irreversibles	5
4.3.	El ciclo de Carnot.....	5
4.3.1.	Ciclo invertido de Carnot	5
4.3.2.	El ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.....	6
4.3.3.	El ciclo real de refrigeración por compresión de vapor.....	7
4.4.	Transferencia de calor.....	8
4.4.1.	Conducción.....	8
4.4.2.	Convección.....	9
4.4.3.	Radiación.....	10
4.4.4.	Concepto de resistencia térmica para una pared plana.....	11
4.4.5.	Concepto de resistencia térmica para una pared compuesta.....	13
4.4.6.	Mecanismos simultáneos de transferencia de calor.....	14
4.5.	Números adimensionales	15
4.5.1.	Número de Reynolds	15
4.5.2.	Número de Nusselt	15
4.5.3.	Número de Prandtl.....	16
4.6.	Cadena de frío	16
4.7.	Transporte refrigerado	17
4.7.1.	Transporte terrestre.....	17
4.7.2.	Normas para el transporte de alimentos en Ecuador.	17
4.8.	Dinámica de fluidos computacional CFD.....	19
4.8.1.	Aplicaciones de CFD en el transporte refrigerado.	21
4.8.2.	ANSYS CFX.	21
5.	Marco metodológico.....	22
5.1.	Tipo de Investigación.....	22

5.2.	Características del elemento de análisis.....	22
5.2.1.	Materiales de construcción.....	24
5.3.	Toma de datos experimentales.....	25
5.3.1.	Instrumentos de medición.....	26
5.3.1.1.	Pirómetro FLUKE 568.....	26
5.3.1.2.	Anemómetro Lutron LM-8000.....	26
5.3.1.3.	Sensor de temperatura DS18B20.....	26
5.3.2.	Selección de puntos de medición de temperatura.....	28
5.3.3.	Configuración del hardware.....	29
5.3.4.	Interfaz Matlab-Arduino.....	29
5.3.5.	Condiciones meteorológicas.....	29
5.3.6.	Datos obtenidos.....	30
5.4.	Proceso de cálculo.....	33
5.4.1.	Cálculo del coeficiente convectivo externo (<i>he</i>).....	34
5.4.2.	Cálculo del coeficiente convectivo interno (<i>hi</i>).....	36
5.4.3.	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por radiación.....	37
5.4.4.	Cálculo de resistencias térmicas en paredes compuestas.....	38
5.4.5.	Cálculo de transferencia de calor total.....	40
5.4.6.	Cálculo de temperaturas en distintos puntos de la estructura.....	41
5.5.	Simulación computacional.....	42
5.5.1.	Geometría.....	42
5.5.2.	Mallado.....	44
5.5.3.	Pre-procesador (<i>Set Up</i>).....	44
5.5.3.1.	Dominio predeterminado (<i>Default domain</i>).....	45
5.5.3.2.	Condiciones de frontera (<i>Boundary conditions</i>).....	46
5.5.3.3.	Ingreso de la función de entrada.....	47
5.5.4.	Solucionador (<i>Solver</i>).....	48
5.5.5.	Resultados de simulación.....	48
6.	Resultados.....	50
6.1.	Validación del comportamiento del sistema.....	50
7.	Conclusiones.....	53
8.	Recomendaciones.....	54
9.	Referencias bibliográficas.....	55
10.	Anexos.....	57

Índice de gráficos

Figura 1. Componentes básicos de un sistema de refrigeración y sus condiciones de operación características.....	4
Figura 2. Diagrama P-V de un ciclo de Carnot.	5
Figura 3. Diagrama P-V de un ciclo invertido de Carnot	6
Figura 4. Esquema y diagrama T-s para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.	6
Figura 5. Esquema y diagrama T-s para el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor.	7
Figura 6. Conducción de calor a través de una pared plana de espesor Δx y área A	8
Figura 7. Analogía entre los conceptos de resistencia térmica y eléctrica.	12
Figura 8. Red de resistencias térmicas para la transferencia de calor en una pared plana de dos capas.	13
Figura 9. Red de resistencias térmicas para dos capas paralelas.	14
Figura 10. Mecanismos simultáneos de transferencia de calor.	14
Figura 11. Pasos de la cadena de frío	16
Figura 12. Furgón frigorífico para el estudio.	23
Figura 13. Entrega de aire y retorno sobre la misma superficie.	23
Figura 14. Distribución: (1) evaporador, (2) condensador modelo, (3) panel de control, (4) compresor.	24
Figura 15. Esquema del proceso de medición.	25
Figura 16. Pirómetro Fluke 568.....	26
Figura 17. Anemómetro LM-8000.	26
Figura 18. Conexión del sensor DS18B20.	27
Figura 19. Sensores DS18B20 usados en la recolección de datos de temperatura.....	27
Figura 20. Puntos de análisis de refrigeración.....	28
Figura 21. Datos experimentales obtenidos mediante la interfaz Matlab-Arduino.....	29
Figura 22. Comportamiento 1 de temperatura en el interior del furgón frigorífico..	31
Figura 23. Comportamiento 2 de temperatura en el interior del furgón frigorífico....	33
Figura 24. Comportamiento 3 de temperatura en el interior del furgón frigorífico....	32
Figura 25. Esquema del proceso de cálculo.	33
Figura 26. Estructura de aislamiento.	38
Figura 27. Análisis de resistencia en paralelo.	34
Figura 28. Esquema del proceso de simulación.	42
Figura 29. Geometría del dominio computacional.	42
Figura 30. Mallado 3D del dominio computacional.....	44
Figura 31. Ajuste exponencial de datos experimentales.....	47
Figura 32. Contornos de temperatura del plano ubicado en $X=-0.8m$ con tiempos de $t=60 [s]$, $t=1200[s]$, $t=2400 [s]$, $t=3600 [s]$, $t=4800 [s]$, $t=6000 [s]$, $t=7200 [s]$	49
Figura 33. Líneas de movimiento del aire en el interior del dominio computacional ...	49
Figura 34. Comparativa de datos de temperatura [$^{\circ}C$] en la entrada.....	51
Figura 35. Comparativa de datos de temperatura [$^{\circ}C$] en la salida.....	51
Figura 36. Comparativa de datos de temperatura [$^{\circ}C$] en el piso.....	52
Figura 37. Comparativa de datos de temperatura [$^{\circ}C$] en la compuerta	52

Índice de tablas

Tabla 1. Conductividades térmicas de algunos materiales a temperatura ambiente	9
Tabla 2. Valores típicos del coeficiente de transferencia por calor por convección	9
Tabla 3. Emisividades de algunos materiales a 300 K.	10
Tabla 4. Tipos de transporte más comunes.....	17
Tabla 5. Dimensiones internas del furgón frigorífico.....	23
Tabla 6. Características de los materiales de construcción	24
Tabla 7. Características de los materiales que constituyen cada pared del furgón.....	25
Tabla 8. Metraje de sensores	28
Tabla 9. Coordenadas de los puntos de análisis.	28
Tabla 10. Datos meteorológicos del 19 de octubre del 2017.....	30
Tabla 11. Datos experimentales 1 de temperatura [°C].....	30
Tabla 12. Datos experimentales 2 de temperatura [°C].....	31
Tabla 13. Datos experimentales 3 de temperatura [°C].....	32
Tabla 14. Condiciones iniciales del aire analizado al exterior del furgón.....	34
Tabla 15. Condiciones iniciales del aire analizado al interior del furgón	36
Tabla 16. Condiciones de análisis para resistividad térmica	37
Tabla 17. Características de los materiales de construcción	39
Tabla 18. Características del dominio computacional.	43
Tabla 19. Condiciones iniciales para el tipo de análisis.	44
Tabla 20. Configuración Básica	45
Tabla 21. Configuración del fluido de entrada	45
Tabla 22. Condiciones de inicialización globales	45
Tabla 23. Configuraciones de contorno.....	46
Tabla 24. Expresiones de entrada.	47
Tabla 25. Configuración <i>Solver</i>	48
Tabla 26. Errores absolutos de temperatura [°C] en los diferentes puntos de análisis...	50

NOMENCLATURA

Símbolo	Descripción	Unidad
L_i	Espesor de lámina	m
L_c	Longitud característica	m
h_n	Coefficiente convectivo	$\frac{W}{m^2 \cdot k}$
R_n	Resistencia Térmica	$\frac{^\circ C}{W}$
U_∞	Velocidad del viento promedio	m/s
ρ	Densidad	$\frac{kg}{m^3}$
μ	Viscosidad dinámica	$\frac{kg}{m \cdot s}$
ν	Viscosidad cinemática	$\frac{m^2}{s}$
C_p	Calor específico	$\frac{kJ}{kg \cdot K}$
Pr	Prandtl	Adimensional
Nu_m	Nusselt	Adimensional
Re_L	Reynolds	Adimensional
ϵ	Emisividad	Adimensional
h_e	Coefficiente convectivo exterior	$\frac{W}{m^2 \cdot k}$
h_i	Coefficiente convectivo interior	$\frac{W}{m^2 \cdot k}$
h_{rad}	Coef. de transferencia de calor por radiación	$\frac{W}{m^2 \cdot k}$
K_n	Conductividad térmica	$\frac{W}{m \cdot K}$
A	Área	m^2
$T_{\infty 1}$	Temperatura externa media	$^\circ C$
$T_{\infty 2}$	Temperatura interna media	$^\circ C$
T_s	Temperatura Superficial	$^\circ C$
T_{alr}	Temperatura interna de los alrededores	$^\circ C$
σ	Constante de Stefan Bolzman	$\frac{W}{m^2 \cdot k^4}$
Q	Transferencia de calor	W

1. Introducción

Una de las principales áreas de aplicación de la termodinámica es la refrigeración, que hace referencia a la transferencia de calor de una región de temperatura inferior hacia una de temperatura superior a través de dispositivos especiales llamados refrigeradores [1,2]. Los refrigeradores son dispositivos cíclicos, y el ciclo de refrigeración que se utiliza con más frecuencia es por compresión de vapor [1]. La refrigeración, la seguridad alimentaria y el desperdicio de alimentos están íntimamente relacionados. Los alimentos perecederos deben mantenerse refrigerados o congelados a lo largo de toda la cadena de suministro. Los pasos de refrigeración que se aplican para mantener los alimentos en el rango de temperatura deseado se denomina cadena de frío. La producción de alimentos, pre-enfriamiento, transporte, almacenamiento y distribución de productos, y la refrigeración doméstica, son los principales pasos dentro de la cadena de frío [3].

El transporte terrestre con vehículos refrigerados es el modo más común de transporte de alimentos, y representa un eslabón importante en la cadena de frío [3, 9]. El propósito de un sistema de transporte refrigerado es mantener una temperatura uniforme en toda la carga, es esencial para preservar la calidad, seguridad y la vida útil de los alimentos perecederos. Dentro del espacio refrigerado, el nivel de temperatura y la homogeneidad de esta se rige directamente por los patrones de flujo de aire [4, 5, 17].

Los sistemas de transporte pueden considerarse simplemente almacenes frigoríficos refrigerados móviles y comparten la mayoría de los mismos procesos y mecanismos que ocurren en las instalaciones estáticas. Por lo tanto, algunos de los enfoques de modelado aplicados para las cámaras frigoríficas pueden considerarse relevantes para los sistemas de transporte, requiriéndose pocos cambios para el modelo mencionado. Estos sistemas atraviesan una amplia gama de condiciones climáticas, radiación solar, transferencia de calor entre el aire exterior y las paredes del recipiente de transporte, son particularmente importantes, una condición extrema es la infiltración de aire desde el ambiente hacia la cavidad del vehículo [5].

Existen dos métodos fundamentales para diseñar y analizar sistemas de ingeniería relacionados con el flujo de fluidos: experimentación y cálculo. El primero conlleva por lo general a la construcción de modelos, mientras que el segundo implica resolver ecuaciones ya sea de manera analítica o computacional. La dinámica de fluidos computacional (CFD) se emplea para obtener detalles acerca del campo de flujo, como los esfuerzos de corte, velocidad, perfiles de presión y líneas de corriente [6], además, los datos experimentales se emplean con frecuencia para validar soluciones del CFD al comparar sus resultados a través de cantidades globales determinadas de manera computacional [4, 6, 11]. CFD se ha utilizado para investigar la optimización de la distribución de aire en vehículos refrigerados con el fin de disminuir la variación de temperatura dentro del espacio de carga [5].

Se plantea a continuación un análisis computacional-experimental de un furgón frigorífico para transporte de alimentos, en el cual se recolecta información de temperaturas utilizando sensores encapsulados DS18B20, con la finalidad de ser comparados con los datos de simulación usando software “ANSYS 16.0 Workbench”, en el módulo CFX, para predecir la distribución de temperatura interna.

2. Problema

2.1. Antecedentes

Estudios recientes han demostrado un nivel significativo de variabilidad en la distribución espacial de la temperatura de algunos sistemas de refrigeración de alimentos, con un flujo de aire no uniforme implicando como una de las principales causas de esta variabilidad. Para los productos sensibles esta variabilidad de la temperatura puede tener implicaciones significativas de calidad en los alimentos [5]. El sistema de distribución de aire debe proporcionar suficientes flujos de aire para absorber la energía de las fuentes de calor, como paredes, puertas y, a menudo, el producto mismo para evitar aumentos de temperatura inaceptables [4]. CFD se ha utilizado para investigar la optimización de la distribución de aire en vehículos refrigerados con el fin de disminuir la variación de temperatura dentro del espacio de carga [5]. El modelado numérico ofrece una alternativa económica a los experimentos físicos, aunque es imperativo que la confiabilidad del modelo se establezca a través de la validación contra datos experimentales [5]. Como lo es para nuestro caso de estudio como una herramienta valiosa en la predicción de flujos de aire y de temperaturas [4].

En todo el mundo, existe alrededor de 4 millones de vehículos refrigerados para carretera, de los cuales aproximadamente el 30% son remolques, 30% camiones grandes y 40% camiones pequeños y furgonetas. Se pronostica que para 2030, el transporte mundial de mercancías por carretera habrá crecido un 2,5% anual [15]. Los vehículos refrigerados usualmente están hechos de paneles aislantes, con una estructura de acero para proporcionar rigidez y resistencia, el espesor del aislamiento varía de 50 a 150 mm [16] y desde una perspectiva aerodinámica, la característica principal de la configuración de un furgón refrigerado es la presencia de secciones de entrada y salida de flujo de aire en la misma superficie ubicada en la parte delantera del vehículo [4, 16].

El transporte de alimentos tiene como objetivo principal, que los productos transportados lleguen desde las distintas zonas de producción en las condiciones adecuadas de calidad y cantidad exigidas por los consumidores. El concepto de que el transporte solo es un medio que facilita la movilización está cambiando debido a las exigencias de calidad y control.

2.2. Importancia y alcance

Carrocerías Faicán actualmente no cuenta con un análisis computacional del proceso de refrigeración de sus furgones frigoríficos destinados al transporte de alimentos; razón por la cual es necesario aportar con una metodología que permita comparar datos computacionales y experimentales, esto, con la finalidad de predecir los patrones de flujo de aire y la distribución de temperatura al interior del furgón.

Las mediciones en diferentes puntos claves en el interior del furgón nos ayudan a determinar si la estructura de aislamiento del furgón es la adecuada para el transporte de alimentos; mientras que los datos obtenidos computacionalmente nos permiten verificar si el equipo de refrigeración usado al interior del furgón es el indicado de acuerdo con la capacidad de carga que este posea.

Los nuevos métodos de trabajo, que implementan el uso de software y dispositivos de medición, minimizan el tiempo y los recursos con el objetivo principal de optimizar los procesos de construcción. De aquí nace la importancia de la simulación del comportamiento térmico del furgón frigorífico y las futuras modificaciones a su diseño que se podrán realizar gracias a este estudio.

2.3. Delimitación

El presente proyecto se delimita en el análisis computacional y su validación con la comparación ante datos obtenidos mediante experimentación en el camión frigorífico de la empresa “Carrocerías Faicán”. El financiamiento del proyecto es por parte de sus autores y la autorización a utilizar el camión refrigerado es por parte de la empresa en mención.

3. Objetivos

3.1. Objetivo general

- Analizar computacionalmente y experimentalmente el comportamiento térmico de un furgón frigorífico construido por la empresa “Carrocerías Faicán”, destinado para el transporte de alimentos.

3.2. Objetivos específicos

- Obtener las condiciones iniciales del funcionamiento del furgón frigorífico.
- Adquirir datos experimentales de temperatura en diferentes puntos internos del furgón a distintos horarios.
- Analizar el comportamiento térmico del sistema mediante el uso del software Ansys Workbench.
- Validar la simulación del comportamiento del sistema.

4. Marco teórico referencial

4.1. Refrigeradores

Un refrigerador es una máquina térmica, cíclica, que convierte el calor en trabajo, utilizando algunos dispositivos especiales, y es posible caracterizarla de la siguiente forma:

1. Recibe calor de una fuente de temperatura alta.
2. Convierte parte de este calor en trabajo.
3. Rechaza el calor de desecho hacia un sumidero de calor de baja temperatura.
4. Opera en un ciclo.

El ciclo de refrigeración por compresión de vapor se utiliza con mayor frecuencia, en este ciclo intervienen cuatro componentes principales: un compresor, un condensador, una válvula de expansión y un evaporador [1].

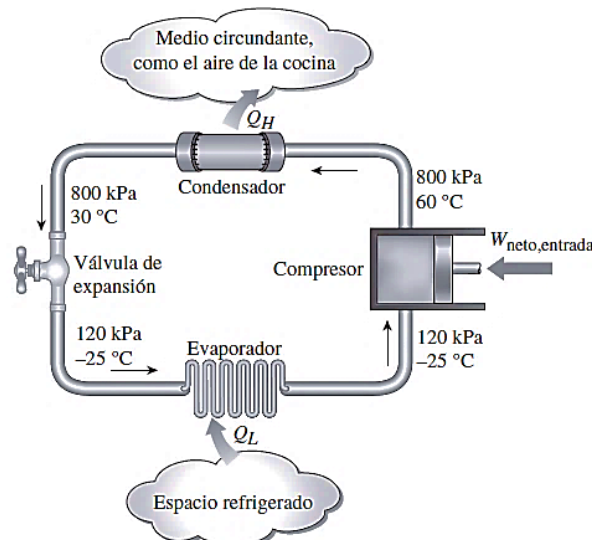


Figura 1. Componentes básicos de un sistema de refrigeración y sus condiciones de operación características [1].

En el esquema de la figura 1 se representa a Q_L como la magnitud del calor eliminado del espacio refrigerado a temperatura T_L , Q_H es la magnitud de calor rechazado hacia el medio caliente a temperatura T_H y $W_{neto,entrada}$ es la entrada de trabajo neto al refrigerador. Recalcando que Q_L y Q_H son magnitudes, por lo tanto, son cantidades positivas [1].

El refrigerante entra al compresor como vapor y se comprime hasta la presión del condensador, posteriormente sale del compresor a una temperatura relativamente alta y se enfría y condensa a medida que fluye por los serpentines del condensador rechazando calor al medio circundante. Después entra al tubo capilar donde su presión y temperatura caen en forma drástica debido al efecto de estrangulamiento. Luego, el refrigerante a temperatura baja entra al evaporador, donde se evapora absorbiendo calor del espacio refrigerado. El ciclo se completa cuando el refrigerante sale del evaporador y vuelve a entrar al compresor [1].

4.2. Procesos reversibles e irreversibles

Un proceso reversible se define como un proceso que se puede invertir, es decir, tanto el sistema como los alrededores vuelven a sus estados iniciales una vez finalizado el proceso inverso. Esto es posible si el intercambio de calor y trabajo netos entre el sistema y los alrededores es cero para proceso combinado. Los procesos que no son reversibles se denominan irreversibles [1].

Las irreversibilidades son los factores que causan que un proceso sea irreversible, como la fricción, la expansión libre, el mezclado de dos fluidos, la transferencia de calor a través de una diferencia de temperatura finita, la resistencia eléctrica. La presencia de cualquiera de estos efectos hace que un proceso sea irreversible [1].

4.3. El ciclo de Carnot

La eficiencia de un ciclo se puede maximizar mediante procesos reversibles, pero en la práctica no es posible lograr ciclos reversibles porque no se puede eliminar las irreversibilidades relacionadas con cada proceso. Es probable que sea el ciclo reversible más conocido sea el ciclo de Carnot, cuyo ciclo se compone de cuatro procesos reversibles, dos isotérmicos y dos adiabáticos, y que es posible llevar a cabo en un sistema cerrado o de flujo estacionario. Los cuatro procesos reversibles que conforman el ciclo de Carnot son los siguientes: [1].

Proceso 1-2. Expansión isotérmica reversible ($T_H = \text{constante}$).

Proceso 2-3. Expansión adiabática reversible (*Temperatura disminuye de T_H a T_L*).

Proceso 3-4. Compresión isotérmica reversible ($T_L = \text{constante}$).

Proceso 4-1. Compresión adiabática reversible (*Temperatura sube de T_L a T_H*).

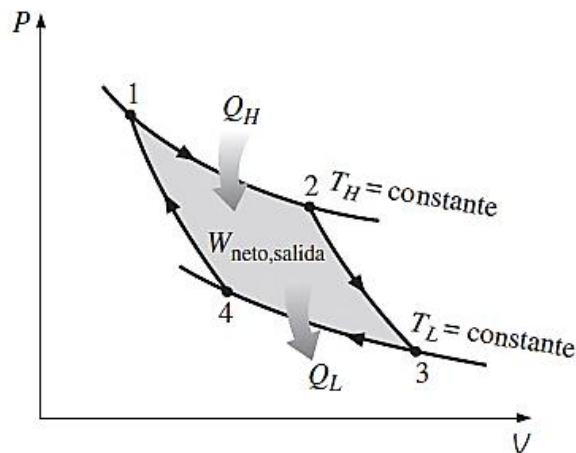


Figura 2. Diagrama P-V de un ciclo de Carnot [1].

4.3.1. Ciclo invertido de Carnot

El ciclo de Carnot es un ciclo totalmente reversible, por lo tanto, todos los procesos que abarca se pueden invertir, cuyo caso se convierte en el ciclo de refrigeración de Carnot. El diagrama Presión-Volumen del ciclo de Carnot invertido es el mismo que corresponde al ciclo de Carnot, excepto que se invirtieren las direcciones de los procesos como se observa en la figura 3 [1].

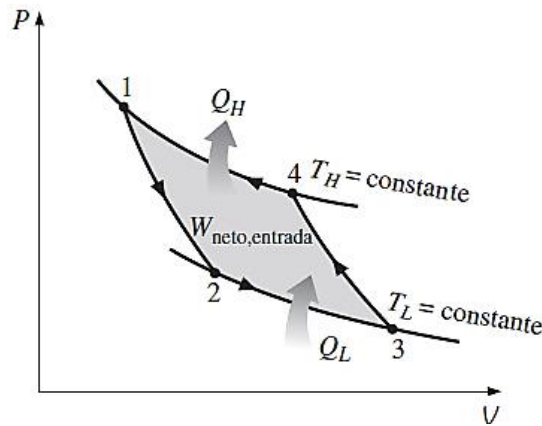


Figura 3. Diagrama P-V de un ciclo invertido de Carnot [1].

4.3.2. El ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.

Las dificultades que presenta el ciclo invertido de Carnot para mantener condiciones isotérmicas durante los procesos de absorción y rechazo de calor pueden ser eliminadas al evaporar el refrigerante por completo antes de que se comprima, y al sustituir la turbina con un dispositivo de estrangulamiento, tal como una válvula de expansión. El ciclo que resulta se denomina ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, se compone de cuatro procesos y se muestra de manera esquemática y en un diagrama T-s en la figura 4.

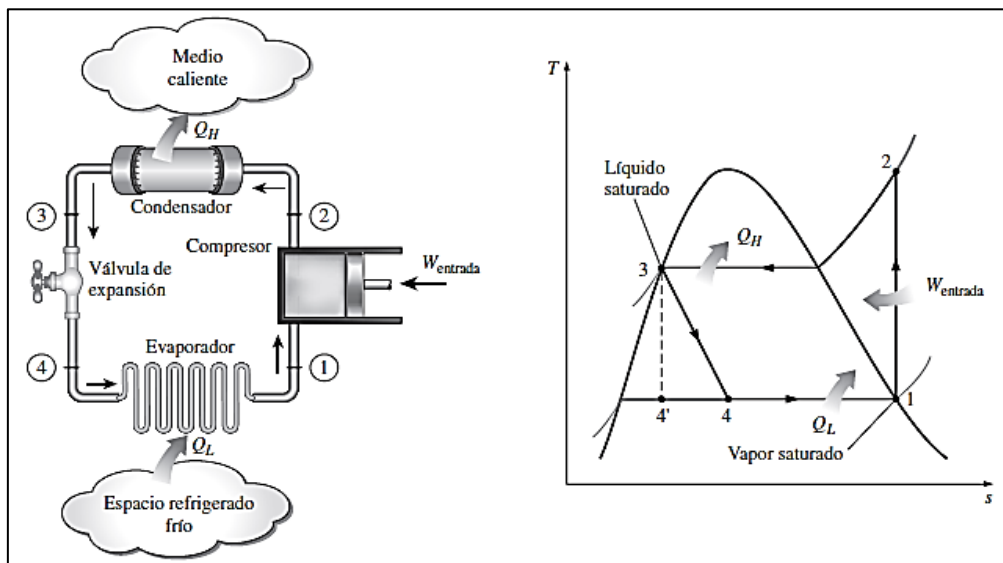


Figura 4. Esquema y diagrama T-s para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor [1].

1-2. Compresión isentrópica en un compresor. - El refrigerante entra al compresor en el estado 1 como vapor saturado y se comprime isentrópicamente hasta la presión del condensador. La temperatura del refrigerante aumenta durante el proceso de compresión isentrópica, hasta un valor bastante superior al de la temperatura del medio circundante.

2-3. Rechazo de calor a presión constante en un condensador. - Después el refrigerante entra en el condensador como vapor sobrecalentado en el estado 2 y sale como líquido saturado en el estado 3, como resultado del rechazo de calor hacia los alrededores. La temperatura del refrigerante en este estado se mantendrá por encima de la temperatura de los alrededores.

3-4. Estrangulamiento en dispositivo de expansión. - El refrigerante líquido saturado en el estado 3 se estrangula hasta la presión del evaporador al pasarlo por una válvula de expansión o por un tubo capilar. La temperatura del refrigerante desciende por debajo de la temperatura del espacio refrigerado durante este proceso. El refrigerante entra al evaporador en el estado 4 como un vapor húmedo de baja calidad, y se evapora por completo absorbiendo calor del espacio refrigerado.

4-1. Absorción de calor a presión constante en un evaporador. - El refrigerante sale del evaporador como vapor saturado y vuelve a entrar al compresor, completando el ciclo [1].

4.3.3. El ciclo real de refrigeración por compresión de vapor.

Un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor difiere de uno ideal, debido a las irreversibilidades que ocurren en varios componentes; las más comunes son la fricción del fluido debido a caídas de presión y la transferencia de calor hacia los alrededores. En la figura 5 podemos observar el diagrama T-s de un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor [1].

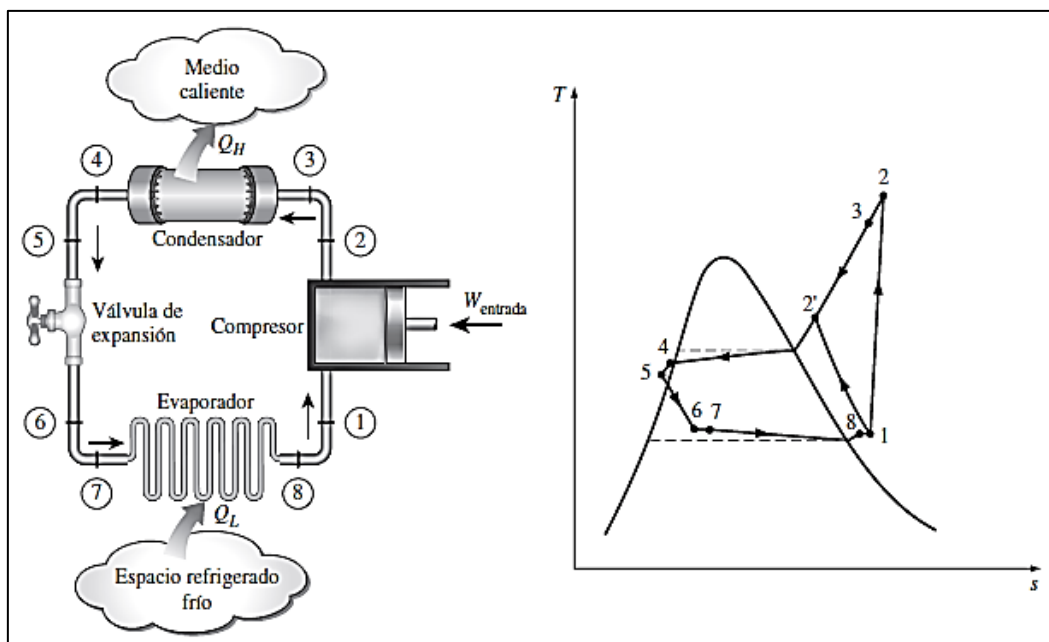


Figura 5. Esquema y diagrama T-s para el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor [1].

Comparando con el ciclo ideal donde el refrigerante sale del evaporador y entra al compresor como vapor saturado. Es algo que, en la práctica, no es posible controlar el estado en el que se encuentra el refrigerante con tanta precisión. Otro problema es que la línea que conecta al evaporador con el compresor suele ser muy larga, por lo tanto, la caída de presión ocasionada por la fricción del fluido y la transferencia de calor de los alrededores al refrigerante pueden ser muy significativas.

4.4. Transferencia de calor

La transferencia de calor es la energía de tránsito de un sistema a otro como resultado de la diferencia de temperatura. Es la ciencia que estudia la determinación de las razones de transferencia de calor, debido a que la termodinámica se interesa en la cantidad de transferencia de calor a medida que un sistema pasa por un proceso, de un estado de equilibrio a otro, y no indica en cuanto tiempo transcurrirá. Siempre que exista una diferencia de temperaturas en un cuerpo o entre cuerpos, debe ocurrir una transferencia de calor. No puede haber transferencia neta de calor entre dos medios que están a la misma temperatura [2,7].

El calor se puede transferir de tres formas: *conducción*, *convección* y *radiación*. Todos los modos de transferencia de calor requieren la existencia de una diferencia de temperatura y todos ellos ocurren del medio que posee la temperatura más elevada hacia uno de temperatura más baja [2,7].

4.4.1. Conducción.

La conducción se considera como la transferencia de energía de las partículas más energéticas a las menos energéticas de una sustancia debido a las interacciones entre las mismas [7]. La rapidez de la conducción de calor a través de un medio depende de la configuración geométrica de éste, su espesor y el material de que está hecho, así como la diferencia de temperatura a través de él [2]. Se define que la razón de la conducción de calor a través de una pared plana es proporcional a la diferencia de temperatura a través de ésta y al área de transferencia de calor, pero es inversamente proporcional al espesor de la pared, como se muestra en la ecuación 1.

$$\dot{Q}_{cond} = k A \frac{T_1 - T_2}{\Delta x} = -kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (W) \quad (1)$$

k : Constante de conductividad térmica ($W/m \cdot K$).

T_1 : Temperatura en la superficie externa ($^{\circ}C$).

T_2 : Temperatura en la superficie interna ($^{\circ}C$).

Δ_x : Espesor (m).

A : Área (m^2).

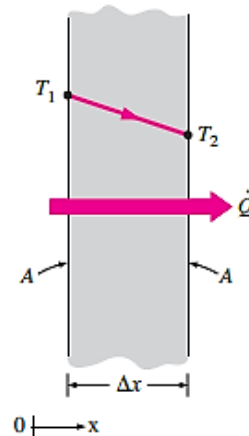


Figura 6. Conducción de calor a través de una pared plana de espesor Δx y área A [2].

La constante de conductividad térmica k , se expresa como una medida de la capacidad de un material para conducir calor. La conductividad térmica de un material se puede definir como la razón de transferencia de calor a través de un espesor unitario del material por unidad de área por unidad de diferencia de temperatura. Un valor elevado para la conductividad térmica indica que el material es un buen conductor del calor y un valor bajo indica que es un mal conductor o que es un aislante. En la tabla 1 podemos observar ejemplos de conductividades térmicas.

Tabla 1. Conductividades térmicas de algunos materiales a temperatura ambiente [2].

Material	$k, W/m \cdot ^\circ C$
Aluminio	137
Lámina galvanizada	16.7
Hierro	80.2
Acero inoxidable	15.6
Agua	0.607
Fibra de vidrio	0.043
Aire	0.026
Poliuretano	0.026

4.4.2. Convección.

La convección es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacente que está en movimiento y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos. Entre más rápido es el movimiento en un fluido, mayor es la transferencia de calor por convección. La transferencia de calor por convección se clasifica de acuerdo con la naturaleza del flujo [2].

Hablamos de convección forzada si el fluido es forzado a fluir sobre la superficie mediante medios externos como un ventilador. La convección es natural si el movimiento del fluido es causado por fuerzas de empuje que son inducidas por las diferencias de densidad debidas a la variación de temperatura en ese fluido. Sin importar la naturaleza particular del proceso de transferencia de calor por convección, el modelo apropiado se describe en la ecuación 2. [2,7].

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (W) \quad (2)$$

h : Coeficiente de transferencia de calor por convección en $(W/m^2 \cdot ^\circ C)$

A_s : Área superficial (m^2)

T_s : Temperatura en la superficie $(^\circ C)$

T_∞ : Temperatura del fluido alejado de la superficie $(^\circ C)$

h no es una propiedad del fluido, es un parámetro que se determina en forma experimental y cuyo valor depende de todas las variables que influyen sobre la convección: la configuración geométrica de la superficie, la densidad, viscosidad y velocidad del fluido, así como sus propiedades térmicas [2]. En la tabla 2, se dan valores típicos de **h** .

Tabla 2. Valores típicos del coeficiente de transferencia por calor por convección [2].

Tipo de convección	$h, W/m^2 \cdot ^\circ C$
Convección natural de gases	2 – 5
Convección natural de líquidos	10 – 1000
Convección forzada de gases	25 – 250
Convección forzada de líquidos	50 – 20000
Ebullición y condensación	2500 – 100000

4.4.3. Radiación.

La radiación es la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas (o fotones) como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas. La transferencia de calor por radiación no requiere la presencia de un medio interventor, puesto que es la transferencia por radiación es la más rápida y no sufre atenuación en un vacío. Es un fenómeno volumétrico y todos los sólidos, líquidos y gases emiten, absorben o transmiten radiación en diversos grados [2].

La razón máxima de la radiación que se puede emitir desde una superficie a una temperatura termodinámica T_s , es expresada por la ley de Stefan-Boltzmann como:

$$\dot{Q}_{emitida, \text{ máx}} = \sigma A_s T_s^4 \quad (W) \quad (3)$$

σ : Constante de Stefan – Boltzmann = $5.67 \times 10^{-8} \text{ (W/m}^2 \cdot \text{K}^4\text{)}$.

A_s : Área superficial (m^2).

T_s : Temperatura superficial ($^{\circ}\text{K}$).

La superficie idealizada que emite radiación a esta razón máxima se llama cuerpo negro y la radiación emitida por las superficies reales es menor que la emitida por un cuerpo negro a la misma temperatura y se expresa como:

$$\dot{Q}_{emitida} = \epsilon \sigma A_s T_s^4 \quad (W) \quad (4)$$

La emisividad ϵ de la superficie, cuyo valor está en el intervalo $0 \leq \epsilon \leq 1$, es una medida de cuán próxima está una superficie de ser un cuerpo negro, para el cual $\epsilon = 1$. En la tabla 3 se dan las emisividades de algunas superficies [2].

Tabla 3. Emisividades de algunos materiales a 300 K [2].

Material	Emisividad (ϵ)
Hoja de aluminio	0.07
Oro pulido	0.03
Plata pulida	0.02
Latón galvanizado	0.05
Acero inoxidable pulido	0.17
Pintura negra	0.98
Pintura blanca	0.90
Agua	0.96

Cuando una superficie de emisividad ϵ y área superficial A_s , a una temperatura termodinámica T_s , está por completo encerrada por una superficie mucho más grande, a una temperatura termodinámica $T_{alrededor}$, y separada por un gas (como el aire) que no interfiere con la radiación [2], la razón neta de la transferencia de calor por radiación entre estas dos superficies se da por:

$$\dot{Q}_{radiación} = \epsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_{alr}^4) \quad (W) \quad (5)$$

La transferencia de calor por radiación a una superficie, o desde ésta, rodeada por un gas como el aire, ocurre paralela a la conducción entre esa superficie y el gas. Por lo tanto, la transferencia total de calor se determina al sumar las contribuciones de los dos mecanismos de transferencia. De este modo se define un coeficiente combinado de transferencia de calor, $h_{combinado}$, que incluye los efectos de convección y radiación. Entonces, la razón total de transferencia de calor hacia una superficie, o desde ésta, por convección y radiación se expresa como: [2].

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} = h_{conv} A_s (T_s - T_{alr}) + \varepsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_{alred}^4)$$

$$\dot{Q}_{total} = h_{combinado} A_s (T_s - T_{alr}) \quad (W) \quad (6)$$

$$h_{combinado} = h_{conv} + h_{rad}$$

La radiación suele ser significativa con relación a la conducción o a la convección natural, pero despreciable con relación a la convección forzada. Por lo tanto, en las aplicaciones de convección forzada se suele descartar la radiación, en especial cuando las superficies que intervienen tienen emisividades bajas y temperaturas de bajas a moderadas [2]. El coeficiente de transferencia de calor por radiación se expresa en la ecuación 7.

$$h_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_s - T_{alr}) \cdot (T_s^2 + T_{alr}^2) \quad (7)$$

ε : emisividad.

σ : Constante de Stefan – Boltzman = $5.6704 \times 10^{-8} (W/m^2 \cdot k^4)$.

T_s : Temperatura Superficial ($^{\circ}C$).

T_{alr} : Temperatura interna de los alrededores ($^{\circ}C$).

4.4.4. Concepto de resistencia térmica para una pared plana.

Para la conducción unidimensional en una pared plana, la temperatura es una función sólo de la coordenada x , y el calor se transfiere exclusivamente en esta dirección (figura 6), la ecuación 1 se puede reacomodar para tener:

$$\dot{Q}_{cond, pared} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{pared}} \quad (W) \quad (8)$$

donde:

$$R_{cond} = \frac{L}{k \cdot A} \quad (^{\circ}C/W) \quad (9)$$

L : Espesor de pared (mm).

k : Conductividad térmica ($W/m \cdot ^{\circ}C$).

A_s : Area analizada (m^2).

Ahora considerando la transferencia de calor por convección de una superficie sólida A_s y una temperatura T_s hacia un fluido cuya temperatura en un punto suficientemente lejos de la superficie T_{∞} , con un coeficiente de transferencia de calor h , representada en la ecuación 2, se puede reacomodar para obtener:

$$\dot{Q}_{conv} = \frac{T_s - T_\infty}{R_{conv}} \quad (W) \quad (10)$$

donde:

$$R_{conv} = \frac{1}{h A_s} \quad (^\circ C/W) \quad (11)$$

R_{conv} : Resistencia convectiva ($^\circ C/W$).

h : coeficiente convectivo ($W/m \cdot ^\circ C$).

A_s : Area analizada (m^2).

La razón de transferencia de calor por radiación entre una superficie de emisividad ϵ y área A_s , que está a una temperatura T_s , y las superficies circundantes a alguna temperatura promedio T_{alr} , la ecuación 5, se puede expresar como:

$$\dot{Q}_{radiación} = \frac{T_s - T_{alr}}{R_{rad}} \quad (W) \quad (12)$$

donde:

$$R_{rad} = \frac{1}{h_{rad} \cdot A} \quad (^\circ C/W) \quad (13)$$

R_{rad} : Resistencia por radiacion ($^\circ C/W$).

h_{rad} : coeficiente radiacion ($W/m \cdot ^\circ C$).

A_s : Area analizada (m^2).

La resistencia térmica de un medio depende de la configuración geométrica y de las propiedades térmicas del medio. La ecuación dada para la transferencia de calor es análoga a la relación para el flujo de corriente eléctrica I , expresada como:

$$I = \frac{V_1 - V_2}{R_e}$$

Donde R_e es la resistencia eléctrica y $V_1 - V_2$ es la caída de voltaje a lo largo de la resistencia. Por lo tanto, la razón de la transferencia de calor a través de una capa corresponde a la corriente eléctrica, la resistencia térmica a la resistencia eléctrica y la diferencia de temperatura a la caída de voltaje en la capa, como se observa en la figura 7. [2].

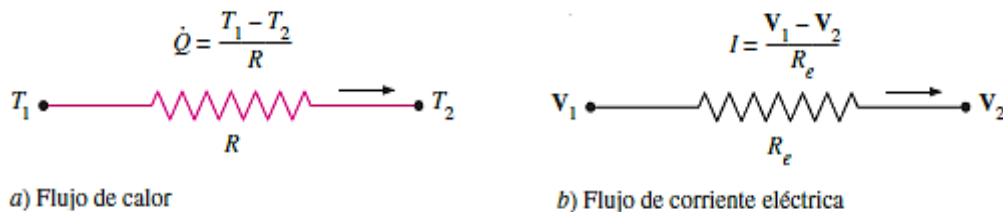


Figura 7. Analogía entre los conceptos de resistencia térmica y eléctrica [2].

4.4.5. Concepto de resistencia térmica para una pared compuesta.

Los circuitos térmicos también sirven para sistemas más complejos, como las paredes compuestas. Estas paredes incluyen un número de resistencias térmicas en serie y en paralelo debido a las capas de diferentes materiales [7]. Se puede usar el concepto de resistencia térmica con el fin de determinar la razón de la transferencia de calor estacionaria a través de paredes compuestas. La resistencia a la conducción de cada pared es L/kA conectada en serie y aplicando la analogía eléctrica. Es decir, al dividir la diferencia de temperatura que existe entre las dos superficies a las temperaturas conocidas entre la resistencia térmica total que presentan ambas, como se representa en la ecuación 14 [2].

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{total}} \quad (14)$$

En la figura 8, se observa la red de resistencias térmicas, las mismas están en serie y, por lo tanto, la resistencia térmica total es simplemente la suma aritmética de cada una de las resistencias térmicas que se encuentran en la trayectoria de la transferencia de calor [2,7].

$$R_{Total} = R_1 + R_2 + R_3 + R_n \quad (15)$$

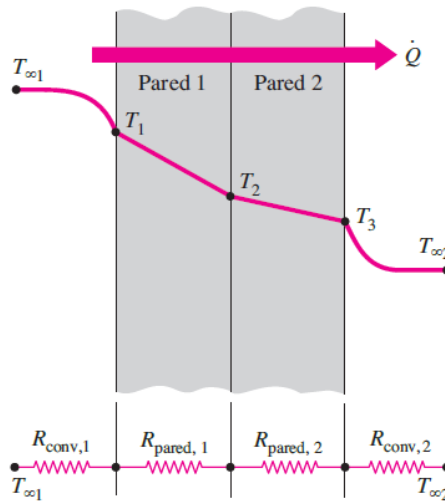


Figura 8. Red de resistencias térmicas para la transferencia de calor en una pared plana de dos capas [2].

Las paredes compuestas también se caracterizan por configuraciones que comprenden capas en paralelo o configuraciones combinadas serie-paralelo. Se puede usar el concepto de resistencia térmica o analogía eléctrica, para resolver problemas de transferencia de calor, aun cuando ese tipo de problemas con frecuencia son bidimensionales, se puede considerar aproximaciones suponiendo la transferencia de calor unidimensional de calor y utilizando la red de resistencias térmicas [2, 7].

Se utiliza la analogía eléctrica (ecuación 14):

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{total}}$$

y se obtiene:

$$\frac{1}{R_{total}} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$$

$$R_{total} = \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2} \quad (16)$$

En la figura 9, se considera una pared compuesta, la cual consta de dos capas paralelas, donde la resistencia total de calor es la suma de las transferencias a través de cada capa.

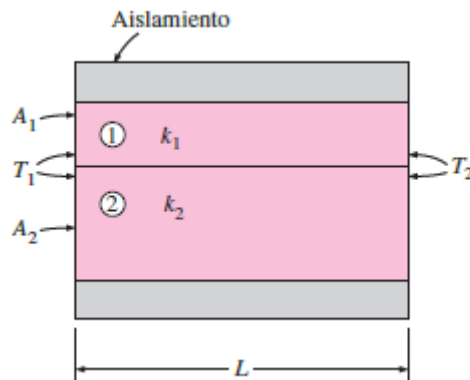


Figura 9. Red de resistencias térmicas para dos capas paralelas [2].

4.4.6. Mecanismos simultáneos de transferencia de calor.

Existen tres mecanismos de transferencia de calor, pero no pueden existir los tres tipos de transferencia de calor simultáneamente en un medio. Aun cuando se tiene tres mecanismos de transferencia de calor, en un medio sólo se puede comprender dos de ellos simultáneamente, un sólido puede comprender conducción y radiación, pero no convección.

La transferencia de calor es por conducción y, posiblemente por radiación en un flujo estático y por convección y radiación en un fluido que fluye. Por último, la transferencia de calor a través del vacío sólo se produce radiación, ya que la conducción o convección requieren de un medio material [2], como se muestra en la figura 10.

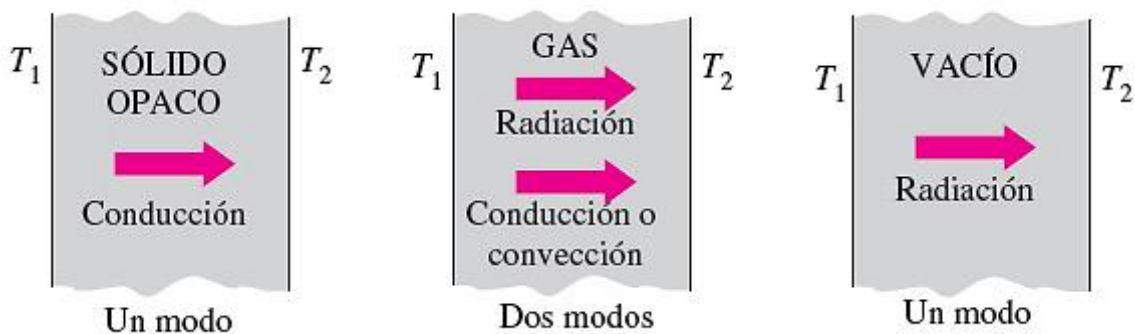


Figura 10. Mecanismos simultáneos de transferencia de calor [2].

4.5. Números adimensionales

La transferencia de calor por convección depende con intensidad de las propiedades viscosidad dinámica μ , conductividad térmica k , densidad ρ y calor específico Cp del fluido, así como de la velocidad del fluido V . También depende de la configuración de la superficie sólida, además del tipo de flujo del fluido (laminar o turbulento). Por lo tanto, se espera que las relaciones de la transferencia de calor por convección sean un tanto complejas debido a su dependencia de tantas variables [2].

4.5.1. Número de Reynolds

La transición de flujo laminar a turbulento depende de la configuración geométrica de la superficie, de la aspereza superficial, de la velocidad de flujo, de la temperatura de la superficie y del tipo de fluido, entre otras cosas. Reynolds descubrió que el régimen de flujo depende principalmente de la razón de las fuerzas de inercia a las fuerzas viscosas en el fluido, en el cual el número de Reynolds es adimensional y se expresa para el flujo externo como [2].

$$\text{Re} = \frac{\rho U_{\infty} L_c}{\mu} = \frac{U_{\infty} \cdot L_c}{\nu} \quad (17)$$

U_{∞} : Velocidad corriente superior.

L_c : Longitud característica (m).

$\nu = \mu/\rho$: Viscosidad cinemática del fluido (m^2/s).

4.5.2. Número de Nusselt

En los estudios sobre convección, es práctica común quitar las dimensiones a las ecuaciones que rigen y combinar las variables, las cuales se agrupan en números adimensionales, con el fin de reducir el número de variables totales. También es práctica común quitar las dimensiones del coeficiente de transferencia de calor h con el número Nusselt [2], que se define como:

$$Nu_m = \frac{h \cdot L_c}{k} \quad (18)$$

h : Coeficiente de transferencia de calor por convección en ($W/m^2 \cdot ^\circ C$).

L_c : Longitud característica (m).

k : Conductividad térmica del fluido.

Entre mayor sea el número de Nusselt, más eficaz es la convección. Un número de Nusselt de $Nu = 1$ para una capa de fluido representa transferencia de calor a través de ésta por conducción pura [2], para el caso de flujo turbulento se tiene la ecuación 18:

$$Nu_m = \left[0.037 \cdot Re_L^{\frac{4}{5}} - 871 \right] \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (19)$$

Re_L : Número de Reynolds.

Pr : Número de Prandtl.

4.5.3. Número de Prandtl

El método para describir el espesor relativo de las capas límite de velocidad y térmica es por medio del parámetro número de Prandtl adimensional, el cual a su vez es la relación matemática entre la difusividad molecular de la cantidad de movimiento y la difusividad molecular de calor [2].

Los valores del número de Prandtl se obtienen con mayor facilidad mediante la relación de tablas diseñadas para condiciones precisas de sustancias, como pueden ser aire o gases en general, como se indica en la tabla del anexo A.5.

4.6. Cadena de frío

La cadena de frío es responsable de la preservación y el transporte de alimentos perecederos en el rango de temperatura adecuado para ralentizar los procesos de descomposición biológica y entregar alimentos seguros y de alta calidad a los consumidores [5].

La cadena de frío generalmente comienza después de la cosecha de frutas y verduras frescas y justo después del procesamiento de frutas y verduras procesadas, carne y productos lácteos, cuando el alimento se pre-enfría para llevar su temperatura a específica del alimento, para luego ser transportada y almacenada en un punto de distribución y termina cuando el consumidor coloca el alimento en un refrigerador doméstico [3]. En la figura 11 se observan los pasos de la cadena de frío.



Figura 11. Pasos de la cadena de frío. Fuente: Autores.

La duración total de la cadena de frío depende en gran medida del producto específico y del mercado objetivo, existen algunas cadenas de frío que duran unas pocas horas y otras que duran varios meses o incluso años, especialmente para productos alimenticios congelados. Sin embargo, cada paso en la cadena de frío tiene un impacto significativo en la calidad final de los alimentos, y los abusos de temperatura que exceden el nivel de tolerancia alimentaria pueden ocurrir en cualquier punto, lo que lleva al desperdicio de alimentos o a problemas de seguridad [3].

4.7. Transporte refrigerado

El propósito de un sistema de transporte refrigerado es mantener una temperatura uniforme en toda la carga, siendo esencial para preservar la calidad, seguridad y la vida útil de los alimentos perecederos [4, 5]. Se debe tener en cuenta que todos los tipos de transporte deben cumplir con las siguientes consideraciones:

- Mantenimiento de temperatura óptima.
- Buen estado higiénico del transporte.
- Condiciones salubres, no existencia de contaminantes.
- Hermeticidad de la cámara que conserve constante la temperatura.
- Materiales de revestimiento óptimos.

Las formas de medio de transporte más comunes con sus respectivas ventajas y desventajas se observan en la tabla 4.

Tabla 4. Tipos de transporte más comunes. **Fuente:** Autores.

Tipos de transporte	Ventajas	Desventajas
Aéreo	<ul style="list-style-type: none">– Rapidez de entrega.– Llega a mercados poco accesibles.	<ul style="list-style-type: none">– Limitaciones de dimensión de carga.– No es económico.
Marítimo	<ul style="list-style-type: none">– Menor coste y mayor capacidad de carga.– Económico al mover grandes volúmenes de mercaderías.	<ul style="list-style-type: none">– Limitaciones de rutas.– Demora de transporte.– Equipos de manipulación especiales.
Terrestre	<ul style="list-style-type: none">– Muy accesible, lleva cualquier tipo de producto.– Transporte rápido y económico.	<ul style="list-style-type: none">– Estructura rígida.– No está sujeta a itinerarios.

4.7.1. Transporte terrestre.

El transporte terrestre con vehículos refrigerados es el modo más común de transporte de alimentos, y representa un eslabón importante en la cadena de frío [3,9]. Los vehículos refrigerados usualmente están hechos de paneles aislantes tipo sándwich, con una estructura de acero para proporcionar rigidez y resistencia. El espesor del aislamiento varía de 50 a 150 mm, pueden variar desde camiones de largo recorrido o unidades de remolque y, por el contrario, el transporte a corta distancia se refiere al uso de vehículos refrigerados más pequeños como furgonetas refrigeradas o vehículos de compartimiento múltiple [16].

4.7.2. Normas para el transporte de alimentos en Ecuador.

El organismo encargado del control de transporte de alimentos procesados en el país es la Agencia Nacional de Regulación, Control y Vigilancia Sanitaria (ARCSA), permiso que deberá ser renovado anualmente. ARCSA estableció en 2016, a través de su

resolución N° 67, la normativa técnica sanitaria para alimentos procesados, en la que consta en sus artículos 129.- Medio de transporte y en el artículo 160.- El transporte de alimentos y materias primas [19], se establece que:

- a. Los alimentos y materias primas deben ser transportados manteniendo, las condiciones higiénico - sanitarias y de temperatura establecidas para garantizar la conservación de la calidad del producto;
- b. Los vehículos destinados al transporte de alimentos y materias primas serán adecuados a la naturaleza del alimento y construidos con materiales apropiados y de tal forma que protejan al alimento de contaminación y efecto del clima;
- c. Para los alimentos que por su naturaleza requieren conservarse en refrigeración o congelación, los medios de transporte deben poseer esta condición;
- d. El área del vehículo que almacena y transporta alimentos debe ser de material de fácil limpieza, y deberá evitar contaminaciones o alteraciones del alimento.
- e. No se permite transportar alimentos junto con sustancias consideradas tóxicas, peligrosas o que por sus características puedan significar un riesgo de contaminación físico, químico o biológico o de alteración de los alimentos;
- f. La empresa y distribuidor deben revisar los vehículos antes de cargar los alimentos con el fin de asegurar que se encuentren en buenas condiciones sanitarias.

Por otra parte, el Instituto Ecuatoriano de Normalización (INEN), a través de su norma técnica ecuatoriana NTE INEN 2917, Servicios de Restauración. Requisitos de transporte, establece los requisitos para el transporte de productos alimenticios y alimentarios entre establecimientos dedicados a la actividad de restauración en cualquiera de sus modalidades. Esta norma es aplicable al servicio de transporte tanto si el proveedor de dicho servicio es interno, como si se trata de un proveedor externo [20], la cual tiene como requisitos asociados al vehículo de transporte:

- Los vehículos destinados al transporte a temperatura controlada, pueden ser furgonetas, cisternas, remolques, semirremolques y otros vehículos análogos.
- Debe figurar, la fecha de expiración de la validez del certificado expedido para el vehículo (mes y año).
- Los vehículos deben estar equipados con un dispositivo apropiado de medida de la temperatura interior de la caja. El visor de lectura del dispositivo debe ir montado en un lugar fácilmente visible. Cualquiera que sea el sistema de acondicionamiento de la mercancía, el registro debe poder funcionar de forma ininterrumpida e independiente de cualquier fuente de energía de las instalaciones del vehículo, desde el inicio de la carga hasta la entrega. Los datos de temperatura del transporte generados por el registrador de temperatura tienen consideración de registro de calidad.

4.8. Dinámica de fluidos computacional CFD.

CFD es la solución numérica para las ecuaciones de gobierno del movimiento del fluido, es decir, la ecuación de continuidad, las ecuaciones de Navier-Stokes, la conservación de la energía. La solución numérica implica un proceso iterativo que hace referencia a la memoria y el consumo de recurso computacional para la PC. Por esta razón, el CFD se ha utilizado ampliamente solo en los últimos años [4].

Dentro de la simulación, en concreto en el campo de la dinámica de fluidos computacional, la predicción de casos es tan complicada debido a que no puede ser resuelta analíticamente, es donde la simulación aporta más beneficios y su uso está más que justificado [15]. El proceso de una simulación de CFD se puede dividir en tres fases: pre-procesamiento, resolución y post-procesamiento.

- **Preprocesamiento:**

La elección del dominio que representa el objeto bajo investigación es crucial para obtener resultados de simulación confiables. Una vez definido, el dominio computacional se crea una "malla", donde el dominio se subdivide en muchos elementos para el cálculo, donde las dimensiones de los elementos deben ser muy pequeñas cuando se requiera una solución precisa. A medida que las dimensiones de los elementos disminuyen, el tiempo de cálculo y los requisitos de memoria aumentan [4, 6]. Las condiciones de contorno o frontera juegan un papel clave en la representación matemática de los fenómenos reales, se especifican en cada lado del dominio computacional y su elección es crucial, ya que una elección inoportuna puede conducir a resultados engañosos [4]. Se especifica el tipo de fluido (agua, aire, aceite), junto con las propiedades del fluido (temperatura, densidad, etc.) [6].

- **Resolución:**

Las ecuaciones de gobierno mencionadas anteriormente son ecuaciones diferenciales parciales sin una solución analítica general. Por lo tanto, deben discretizarse y resolverse numéricamente para obtener una aproximación del valor de cada variable en puntos específicos del dominio [4]. Este proceso es necesariamente iterativo y requiere la solución de una gran cantidad de ecuaciones en cada paso. Los cálculos continúan hasta que se logra una precisión especificada, generalmente cuantificada mediante la evaluación de los residuos en el cálculo del saldo de una o más propiedades. En este punto, se dice que la solución converge [4, 6]. Las simulaciones dinámicas o de estado estacionario; la elección depende de los fenómenos a investigar. Se necesitan simulaciones dinámicas cuando se está investigando la evolución de un fenómeno a lo largo del tiempo. Las simulaciones dinámicas generalmente toman mucho más tiempo, ya que la convergencia debe alcanzarse en cada paso de tiempo [4].

- **Post-procesamiento:**

Los resultados habituales del post-procesamiento para la visualización son mapas de temperatura y velocidad, gráficos vectoriales del campo de velocidad, gráficos de otras variables escalares y animaciones. El post-procesador también puede dar información sobre el valor instantáneo de todas las variables en ciertas posiciones en el dominio, y puede realizar balances y cálculos numéricos [4].

- **El modelo matemático**

El modelo de turbulencia de dos ecuaciones usa los modelos de viscosidad eddy κ - ε y κ - ω , que asumen una turbulencia isotrópica. El modelo κ - ε , originalmente desarrollado para situaciones que involucran grandes números de Reynolds, se usa para determinar el flujo en la región del núcleo turbulento. El modelo κ - ω de dos ecuaciones se desarrolló esencialmente para tratar el flujo de pared cercana (es decir, bajo número de Reynolds). Una modificación interesante al modelo estándar κ - ω , llamado modelo de transporte de esfuerzo de corte (*Shear Stress Transport*) κ - ω , fue propuesta por Menter (1994) para predecir las condiciones del aire interior [18].

El aire dentro del espacio refrigerado se considera un fluido incompresible con propiedades constantes, también se considera como un fluido newtoniano, donde la transferencia de calor dentro del contenedor se rige por conducción y convección. El efecto de la radiación en el exterior se desprecia. Las siguientes ecuaciones del modelo SST fueron desarrolladas por el solucionador Fluent (Ansys Inc. 2009) [18].

Ecuación de continuidad:

Esta ecuación se cumple con independencia de la naturaleza del fluido o de las fuerzas que actúan sobre el mismo. Esto implica que a lo largo de todo un fluido la masa no se destruye ni se genera en ningún punto. Matemáticamente esta ley de conservación se expresa, en su forma diferencial, de la siguiente manera: [6, 11, 18].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (20)$$

ρ : densidad (kg/m^3)

t : tiempo (s)

\vec{v} : vector de velocidad del fluido en un punto (x, y, z) (m/s)

Ecuación de momento:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial \rho}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = \frac{\partial \rho}{\partial x_j} \left[-p \delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + \rho g_i \quad (21)$$

Donde $u, x, \rho, t, \mu, y p$ son la tasa de flujo de aire, dirección, densidad, tiempo, viscosidad dinámica y presión del fluido respectivamente. El factor g es la aceleración debida a la gravedad [18].

Conservación de la energía:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} (\rho_f E_f) + (1 - \varepsilon) \rho_f E_p + \nabla \cdot (\vec{v} (\rho_f E_f + p)) = \nabla \cdot [k_{ef} \nabla T - (\Sigma h_i \vec{j}_i)] + S_e \quad (22)$$

$$k_{ef} = \varepsilon k_s + (1 - \varepsilon) k_f \quad (23)$$

Donde E_f es la energía del fluido por unidad de masa expresada en J / kg ; E_p es la energía del producto por unidad de masa en J / kg ; ρ_f es la densidad del fluido en kg / m^3 ; k_{ef} es la conductividad térmica efectiva del medio poroso en $W / (m \cdot K)$; T es la temperatura en K ; h_i es la entalpia por unidad de masa de la especie i en J / kg ; J_j es el flujo de difusión direccional en $kg / (m^2 \cdot s)$; S_e es el término fuente de densidad de entalpía en W / m^3 ; k_f es la conductividad térmica en fase fluida; y k_s es la conductividad térmica sólida-media y la entalpía se expresa como S_e [18].

4.8.1. Aplicaciones de CFD en el transporte refrigerado.

CFD se ha utilizado para investigar la optimización de la distribución de aire en vehículos refrigerados con el fin de disminuir la variación de temperatura dentro del espacio de carga. Durante el transporte, el almacenamiento y la exhibición de productos perecederos. Las temperaturas uniformes en todo el sistema son esenciales para preservar la calidad, la seguridad y la vida útil del producto. Siendo la convección el modo primario de transferencia de calor, el sistema de distribución de aire debe proporcionar suficientes flujos de aire para absorber la energía de las fuentes de calor, como paredes, puertas y, a menudo, el producto mismo para evitar aumentos de temperatura inaceptables [5].

La solución de problemas de distribución de aire es extremadamente compleja, en parte debido a la influencia de factores operativos tales como las prácticas de carga y las propiedades del producto. Muchos autores han demostrado que el uso de un paquete CFD para el modelado numérico es una herramienta prometedora y valiosa para la predicción de flujos de aire y temperaturas [4]. El modelado numérico ofrece una alternativa económica a los experimentos físicos, aunque es imperativo que la confiabilidad del modelo se establezca a través de la validación contra datos experimentales [5].

4.8.2. ANSYS CFX.

CFX fue asumido en 2003 por ANSYS Inc. y ahora se denomina ANSYS CFX. Existen numerosos tipos diferentes de paquetes de software que se pueden usar para resolver varios tipos de problemas de flujo. También hay una gran cantidad de modelos físicos completamente funcionales actualizados, que incluyen flujo multifásico, medios porosos, transferencia de calor, combustión y modelos de radiación. Los modelos de turbulencia avanzada también son una característica de ANSYS CFX y contiene un modelo predictivo de transición de flujo laminar a turbulento [11].

El paquete de software CFX ha sido ampliamente utilizado en el área de procesamiento de alimentos. Se ha estudiado el coeficiente de transferencia de calor superficial local en el proceso de alimentos térmicos con CFX. Además, se investigaron el proceso de enfriamiento por aire usando diferentes modelos de turbulencia mediante la aplicación del software CFX [12].

5. Marco metodológico

5.1. Tipo de Investigación.

Se define una estrategia de investigación, con la finalidad de llegar a realizar el análisis computacional-experimental del comportamiento térmico del furgón frigorífico. El diseño, la recolección de datos, la manera de obtenerlos, el muestreo y otros componentes del proceso de investigación son distintos estudios exploratorios, descriptivos, correlacionales y explicativos. En la práctica cualquier estudio puede incluir más de una de estas cuatro clases de investigación [21].

Fase 1.- Investigación exploratoria.

Se debe realizar un análisis exploratorio, con el fin de familiarizarse con instrumentos de medición apropiados, para garantizar así resultados correctos y la prestación que ofrece el software, a través del ingreso de datos, los cuales serán obtenidos mediante medición de temperatura en un tiempo determinado.

Fase 2.- Investigación descriptiva.

El propósito de esta fase es la recopilación de datos del fenómeno a investigar, describir situaciones y eventos que ocurren. Es decir, cómo es y se manifiesta determinado fenómeno [21].

Fase 3.- Metodología cuasi-experimental.

La investigación cuasi-experimental utiliza una metodología cuantitativa, en la cual, mediante la manipulación de variables, se llevan a cabo el análisis de situaciones reales, para desarrollar o usar un instrumento con el fin de medir la(s) variable(s) dependiente(s).

Fase 4.- Investigación correlacional.

Este tipo de investigación tiene como propósito medir el grado de relación que exista entre dos o más conceptos o variables, que se pretende ver si están o no relacionadas en los mismos sujetos y después se analiza la correlación [21].

5.2. Características del elemento de análisis.

El estudio del comportamiento térmico corresponde a un furgón frigorífico, destinado al transporte de alimentos construido por la empresa “Carrocerías Faicán”, ubicada en la parroquia Paccha, barrio Unión y Progreso dedicada a la construcción e instalación de sistemas de chasis y carrocerías para buses, furgones estándar y térmicos, pailas, tanqueros, motobombas, ambulancias, etc.

Procedemos a analizar un camión mediano de la marca Chevrolet, modelo NLR55E, con capacidad de carga de 2.8 T, en el cual se encuentra montado el furgón con un sistema de refrigeración, como se indica en la figura 12, y sus dimensiones interiores se representan en la tabla 5.

Tabla 5. Dimensiones internas del furgón frigorífico. **Fuente:** Autores.

Dimensión	Medida	Unidad
Altura	1.57	m
Ancho	1.6	m
Profundidad	3.02	m



Figura 12. Furgón frigorífico para el estudio. **Fuente:** Autores.

El equipo de refrigeración utilizado en el presente caso corresponde a un equipo “THERMAL T-1400” producido por la empresa “THERMAL MASTER”. Los equipos de refrigeración utilizados desde una perspectiva aerodinámica, la característica clave de los equipos de transporte es la colocación de la entrega de aire y el retorno sobre la misma superficie como se observa en la figura 13. Esta configuración es casi universalmente utilizada, puesto que es práctico colocar todo el equipo de refrigeración en un extremo de la unidad de transporte [4].



Figura 13. Entrega de aire y retorno sobre la misma superficie [25].

Se utiliza un sistema de refrigeración “Split” donde el condensador se encuentra en la parte exterior y el evaporador está en la parte interior, y se encuentran interconectados con tubos de cobre para el intercambio de aire. Las series T-1400 son unidades de refrigeración para camiones pequeños, medianos y furgonetas. En el anexo A.4. se

encuentran las características principales, así como las dimensiones de los equipos. Los equipos funcionan con el motor del camión a través del compresor, como se observa en la figura 14:

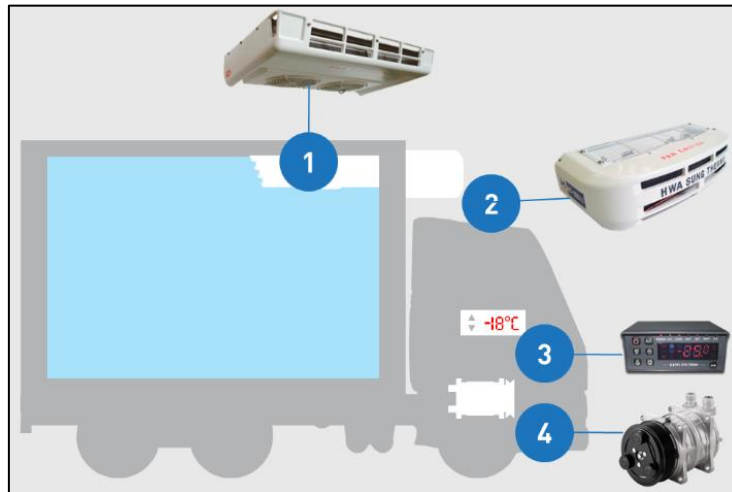


Figura 14. Distribución: (1) evaporador, (2) condensador modelo, (3) panel de control, (4) compresor [22].

5.2.1. Materiales de construcción.

La estructura de la pared del furgón analizado está conformada de paneles aislantes tipo sándwich, con una estructura de acero para proporcionar rigidez y resistencia. El espesor del panel es de 51.7 mm. El aislamiento más utilizado la espuma de poliuretano expandido (PU) y es el elemento central del panel. Las láminas exterior e interior son una plancha de galvanizado y una lámina de acero inoxidable de grado alimenticio respectivamente. La lámina exterior tiene tres capas de pintura, dos de ellas son pinturas de fondo automotriz y una capa de pintura reflectiva color blanco. Las características principales de cada material se encuentran en la tabla 6.

Tabla 6. Características de los materiales de construcción. **Fuente:** Autores.

Material	Características
Pintura Sintética Automotriz ES-170 (Blanca)	<ul style="list-style-type: none"> – Excelente resistencia a la luz ultra violeta. – Bajo índice de emisividad térmica. – Elimina en gran porcentaje la incidencia de la radiación solar.
Lámina de acero galvanizado	<ul style="list-style-type: none"> – Lámina exterior de la estructura. – Gran resistencia a golpes y raspaduras. – Económico.
Lámina de espuma de poliuretano	<ul style="list-style-type: none"> – Lámina intermedia de la estructura. – Baja capacidad de conductividad térmica.
Lámina de acero inoxidable AISI 304	<ul style="list-style-type: none"> – Lámina interior de la estructura. – Resiste al efecto corrosivo del medio ambiente, vapor, agua y ácidos, así como de soluciones alcalinas.

La tabla 7 representa la característica de los materiales con los cuales están formados cada pared del furgón.

Tabla 7. Características de los materiales que constituyen cada pared del furgón. **Fuente:** Autores.

Tipo de pared	Elementos constructivos	Espesor
- Piso.	- Lámina de acero galvanizado.	1 mm
	- Lámina de espuma de Poliuretano.	50 mm
	- Lámina de acero inoxidable AISI 304.	0.7 mm
- Paredes laterales.	- Pintura: Sintético Automotriz ES-170.	0.1 mm
- Pared frontal.	- Lámina de acero galvanizado.	1 mm
- Pared posterior.	- Lámina de espuma de Poliuretano.	50 mm
- Techo.	- Lámina de acero inoxidable AISI 304.	0.7 mm

5.3. Toma de datos experimentales.

La confiabilidad y precisión de modelos matemáticos o de simulaciones que requieren grandes recursos computacionales, se verifican a través de datos experimentales. Lograr obtener datos experimentales en muchos casos es costoso, además de necesitar de grandes periodos de tiempo para el análisis. El esquema del proceso de medición utilizado se observa en la figura 15.

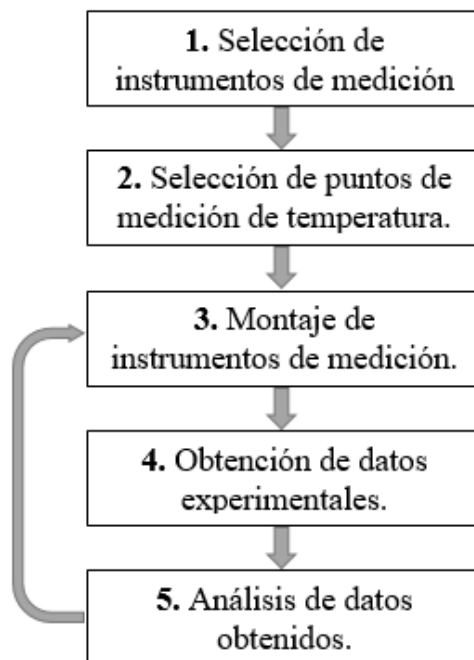


Figura 15. Esquema del proceso de medición. **Fuente:** Autores.

5.3.1. Instrumentos de medición.

5.3.1.1. Pirómetro FLUKE 568

Es un termómetro dos en uno, toma medidas por infrarrojos con puntero laser y mediante contacto o directas mediante una termocupla tipo K. Sus características principales son: su rango de medición va -40°C a 800°C , genera medidas fiables en gran variedad de superficies, función de emisividad ajustable debido a que posee una tabla de materiales incorporada [26]. Utilizamos el pirómetro para obtener las temperaturas interiores y exteriores en diferentes puntos de las paredes del furgón.



Figura 16. Pirómetro Fluke 568 [26].

5.3.1.2. Anemómetro Lutron LM-8000.

Es un instrumento que mide la velocidad del aire, temperatura y humedad ambiente, proporcionando una gran precisión a una velocidad alta y baja de aire. Utilizamos el anemómetro digital LUTRON modelo LM-8000, para medir la velocidad de flujo promedio a lo largo del evaporador.



Figura 17. Anemómetro LM-8000 [27].

5.3.1.3. Sensor de temperatura DS18B20

El termómetro digital DS18B20 provee mediciones de temperatura en grados Celsius en formato digital, mediante el bus de comunicación “1-Wire”, de modo que solo necesita un cable o línea de datos del microcontrolador. Tiene un rango de -55°C a $+125^{\circ}\text{C}$, con una precisión de $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ sobre el rango de -10°C a $+85^{\circ}\text{C}$ [23].

- VDD: es la tensión de alimentación, desde 3V a 5.5V para su correcto funcionamiento.
- DQ: es el pin de datos donde se reciben todos los datos en el protocolo 1-Wire. Esta línea requiere colocar una resistencia Pull-Up de 4.7K.
- GND: es la toma a tierra.

La recolección de datos se realizó a través de sensores de temperatura encapsulados DS18B20, en cuatro puntos ubicados en el interior del furgón frigorífico. Estos sensores se encuentran conectados a un microcontrolador, en nuestro caso hemos usado un Arduino Uno, como se representa en la figura 18.

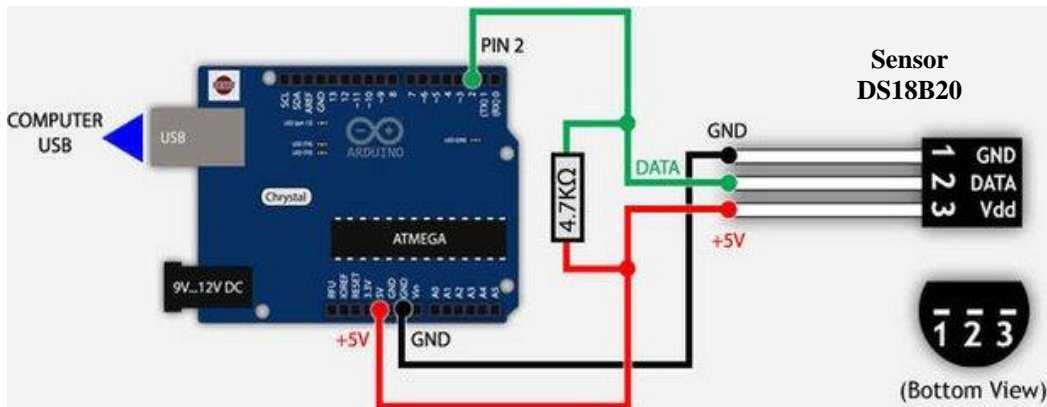


Figura 18. Conexión del sensor DS18B20 [24].

Debido a que cada sensor contiene un número de serie de silicio único, pueden existir múltiples DS18B20, en un mismo bus de un cable de datos, esto permite ubicar muchos sensores de temperatura en lugares diferentes. Las aplicaciones en la que esta característica es útil incluyen controles ambientales, detección de temperatura dentro de edificios, equipos o maquinaria, y monitoreo y control de procesos [23], observamos en la figura 19, la conexión de 4 sensores a un *Protoboard*.



Figura 19. Sensores DS18B20 usados en la recolección de datos de temperatura. **Fuente:** Autores.

La tabla 8 especifica las características de cada sensor con su respectivo punto de análisis, debemos tener en cuenta que la longitud de los cables ya que de esta depende su resistencia, teniendo en cuenta que necesitan de 3 a 5.5 V para su correcto funcionamiento en la transmisión de datos.

Tabla 8. Metraje de sensores. **Fuente:** Autores.

Sensor	(m)
1. Entrada	3.8
2. Salida	4
3. Piso	2.6
4. Compuerta	2

5.3.2. Selección de puntos de medición de temperatura.

El equipo de refrigeración se controla por medio del panel de control, donde se ajusta la temperatura indicada de transporte según el alimento a transportar, para este caso se ha establecido una temperatura de seteo de 0°C, y los datos se registraron en intervalos de tiempo de 4.5 segundos, luego de activar el equipo de refrigeración, la adquisición de datos concluyó una vez que la estructura interna del furgón alcanza la temperatura fijada. En la tabla 9 podemos observar las coordenadas en las que se colocaron cada sensor, los puntos de análisis críticos representan en la figura 20.

Tabla 9. Coordenadas de los puntos de análisis. **Fuente:** Autores.

Puntos	X (m)	Y (m)	Z (m)
1. Entrada	-0.8	1.51	-0.74
2. Salida	-1	1.41	-0.26
3. Piso	-0.8	0.05	-1.5
4. Compuerta	-0.8	0.78	-3

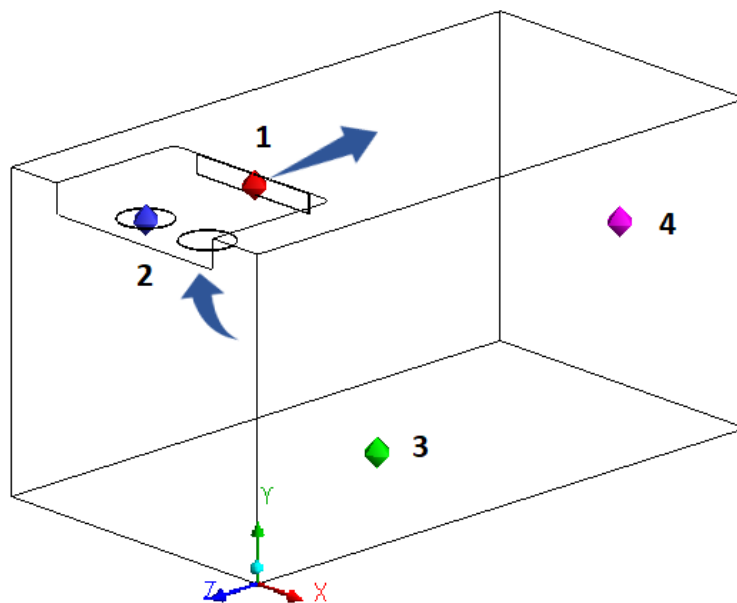


Figura 20. Puntos de análisis de refrigeración. **Fuente:** Autores.

5.3.3. Configuración del hardware.

Al emplear un sensor DS18B20 para medir temperatura se debe conectar a un microprocesador, en nuestro caso hemos utilizado un Arduino Uno. Es necesario descargar las librerías “One Wire” y “Dallas Temperature”, en estas librerías se encuentran las funciones necesarias para obtener las mediciones del sensor [24]. El código completo o programación en Arduino para los cuatro sensores utilizados en este caso, se presenta en el anexo A.2.

5.3.4. Interfaz Matlab-Arduino.

Matlab es una herramienta que nos ayuda con el análisis de datos y contiene una gran variedad de aplicaciones, para el cálculo numérico y las visualizaciones. Por consiguiente, hemos realizado una interfaz simple, que se encarga de leer con Arduino los datos de temperatura de los sensores, a través del puerto serial, hacia Matlab, con una doble función, la primera de mostrar los valores obtenidos mediante una gráfica (ver figura 21), y la segunda, para poder guardar los datos en una hoja de Excel. Se ha logrado esta interfaz al crear una función llamada “Matlab_Arduino” con la cual podemos obtener un número de muestras deseadas. Esta programación se encuentra en el anexo A.2.

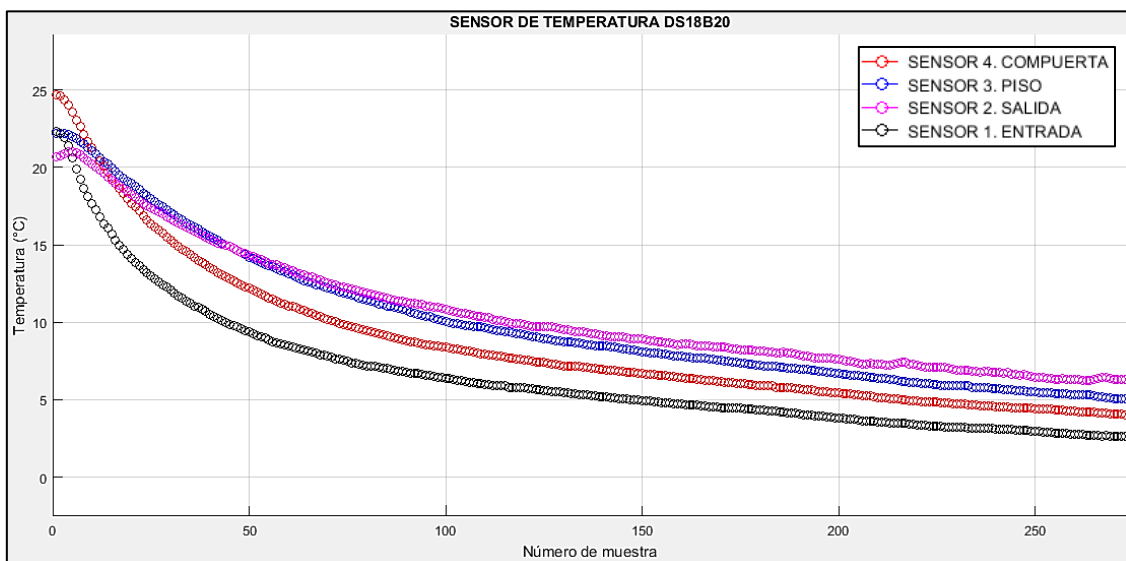


Figura 21. Datos experimentales obtenidos mediante la interfaz Matlab-Arduino. Fuente: Autores.

5.3.5. Condiciones meteorológicas.

El furgón frigorífico de transporte de alimentos analizado atraviesa una amplia gama de condiciones climáticas de la ciudad de Cuenca, como la velocidad del viento, la temperatura ambiente, humedad relativa y el índice de radiación solar del día a día. Motivo por el cual hemos obtenido las condiciones meteorológicas del cantón en

mención a través del convenio de la Universidad Politécnica Salesiana y el Instituto de Eficiencia Energética y Energías Renovables INER [28]. La adquisición de datos se realizó el día 19 de octubre del 2017, la tabla 10 proporciona la información obtenida.

Tabla 10. Datos meteorológicos del 19 de octubre del 2017 [28].

Definición	Cantidad	Unidades
Velocidad del viento promedio	2.24	<i>m/s</i>
Temperatura ambiente	15.7	<i>°C</i>
Humedad ambiente	60%	<i>Hr</i>
Radiación solar global	394.3	<i>W/m²</i>

5.3.6. Datos obtenidos.

Como resultado de la toma de datos experimentales tenemos las tablas 11, 12 y 13 siendo la mejor toma de datos la del día 19 de octubre del 2017, ya que presenta menores errores de medición.

Tabla 11. Datos experimentales 1 de temperatura [*°C*]. **Fuente:** Autores.

DATOS EXPERIMENTALES DE TEMEPERATURA DEL 03/10/2017				
Tiempo [s]	Entrada [<i>°C</i>]	Salida [<i>°C</i>]	Piso [<i>°C</i>]	Compuerta [<i>°C</i>]
0	22,50	21,00	22,50	25,00
180	9,43	14,43	13,74	13,24
360	6,99	11,99	11,24	10,37
540	5,33	10,33	9,56	8,65
720	4,23	9,06	8,25	7,31
900	2,32	7,89	7,01	6,13
1080	1,31	6,91	5,91	5,13
1260	0,44	6,06	5,13	4,31
1440	-0,43	5,30	4,42	3,56
1620	-1,06	4,63	3,81	2,88
1800	-1,44	4,13	3,31	2,39
1980	-1,88	3,63	2,88	2,00
2160	-2,13	3,25	2,50	1,56
2340	-2,38	2,94	2,13	1,25
2520	-2,50	2,62	1,81	0,99
2700	-2,56	2,38	1,58	0,81
2880	-2,88	2,13	1,37	0,56
3060	-3,38	1,88	1,11	0,26
3240	-3,38	1,75	0,91	0,19
3420	-3,69	1,63	0,75	0,12

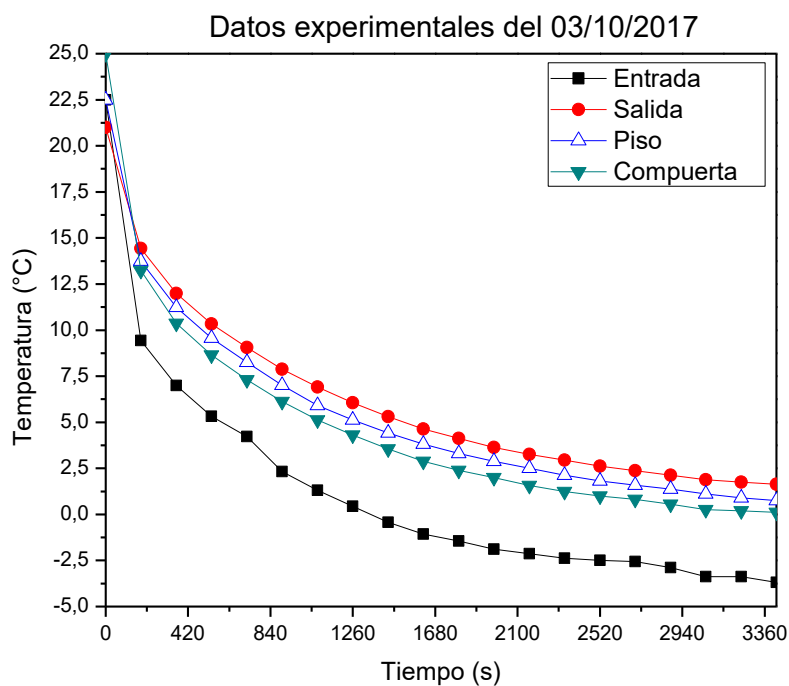


Figura 22. Comportamiento 1 de temperatura en el interior del furgón frigorífico. **Fuente:** Autores.

Tabla 12. Datos experimentales 2 de temperatura [°C]. **Fuente:** Autores.

DATOS EXPERIMENTALES DE TEMPERATURA DEL 10/10/2017				
Tiempo [s]	Entrada [°C]	Salida [°C]	Piso [°C]	Compuerta [°C]
0	22,50	21,00	22,50	25,00
180	11,74	16,47	16,80	14,94
360	8,22	13,10	12,75	10,78
540	6,56	11,05	10,38	8,56
720	5,50	9,69	8,88	7,31
900	4,75	8,58	7,81	6,46
1080	4,03	7,85	6,94	5,66
1260	3,36	7,06	6,06	4,88
1440	2,88	6,38	5,44	4,38
1620	2,38	6,00	4,83	3,83
1800	1,88	5,53	4,31	3,38
1980	1,50	5,13	3,88	2,99
2160	1,12	4,56	3,50	2,63
2340	0,88	4,40	3,19	2,33
2520	0,63	4,03	2,88	2,13
2700	0,37	3,88	2,63	1,81
2880	0,25	3,63	2,44	1,75
3060	0,19	3,46	2,38	1,69
3240	0,00	3,31	2,25	1,56
3420	0,00	3,31	2,13	1,44

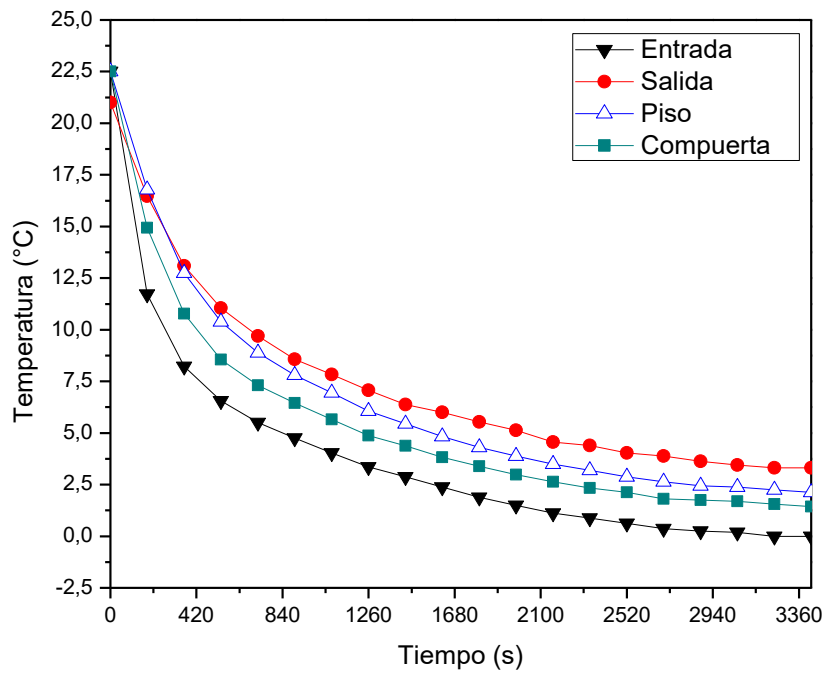


Figura 23. Comportamiento 2 de temperatura en el interior del furgón frigorífico. Fuente: Autores.

Tabla 13. Datos experimentales 3 de temperatura [°C]. Fuente: Autores.

DATOS EXPERIMENTALES DE TEMPERATURA DEL 19/10/2017				
Tiempo [s]	Entrada [°C]	Salida [°C]	Piso [°C]	Compuerta [°C]
0	22,50	21,00	22,50	25,00
180	11,74	16,47	16,80	14,94
360	8,22	13,10	12,75	10,78
540	6,56	11,05	10,38	8,56
720	5,50	9,69	8,88	7,31
900	4,75	8,58	7,81	6,46
1080	4,03	7,85	6,94	5,66
1260	3,36	7,06	6,06	4,88
1440	2,88	6,38	5,44	4,38
1620	2,38	6,00	4,83	3,83
1800	1,88	5,53	4,31	3,38
1980	1,50	5,13	3,88	2,99
2160	1,12	4,56	3,50	2,63
2340	0,88	4,40	3,19	2,33
2520	0,63	4,03	2,88	2,13
2700	0,37	3,88	2,63	1,81
2880	0,25	3,63	2,44	1,75
3060	0,19	3,46	2,38	1,69
3240	0,00	3,31	2,25	1,56
3420	0,00	3,31	2,13	1,44

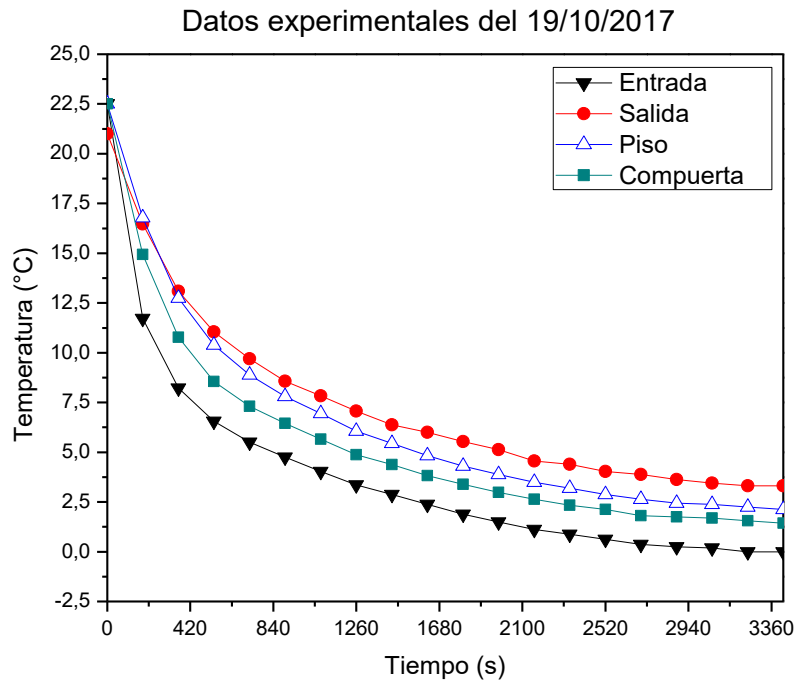


Figura 24. Comportamiento 3 de temperatura en el interior del furgón frigorífico. **Fuente:** Autores.

5.4. Proceso de cálculo.

Un método fundamental para diseñar y analizar sistemas de ingeniería relacionado con el flujo de fluidos es el cálculo. Por consecuencia se ha realizado el marco metodológico con el objetivo de plantear los procesos y conceptos de cálculo, necesarios para interpretar los fenómenos que ocurren sobre las paredes del furgón frigorífico analizado. El esquema de la figura 25, representa el proceso del cálculo.

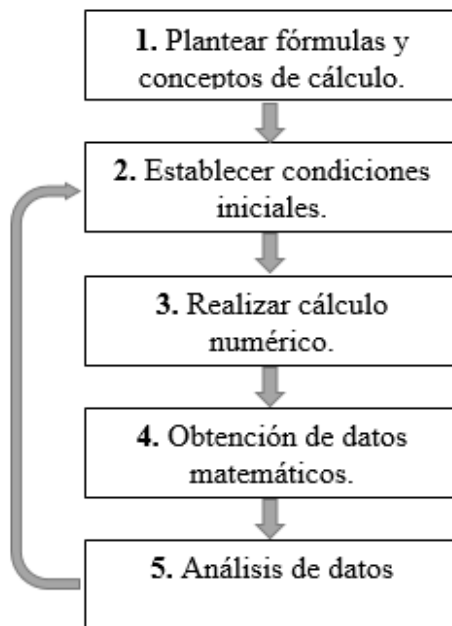


Figura 25. Esquema del proceso de cálculo. **Fuente:** Autores.

La finalidad de realizar el análisis numérico es determinar si la transferencia de calor en las paredes afecta o no, a la temperatura interna de refrigeración y su homogeneidad.

La estructura de aislamiento del furgón frigorífico de estudio se observa en la figura 26.

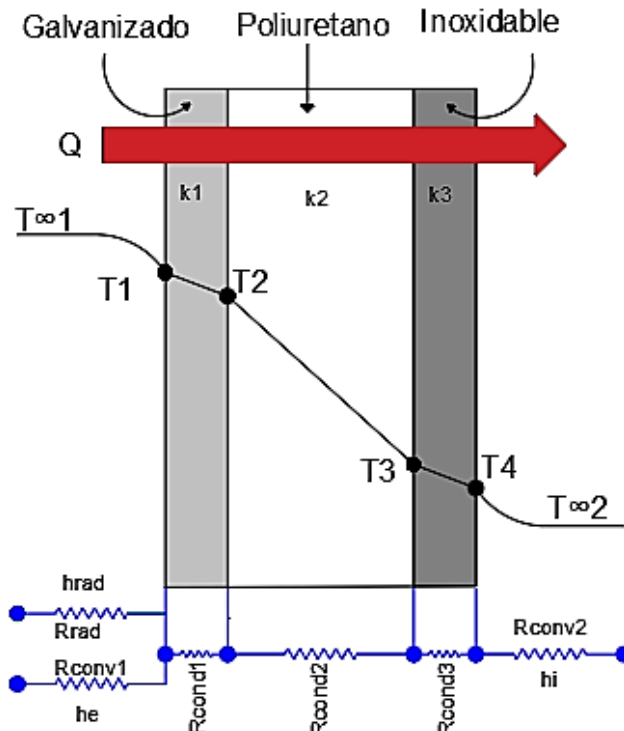


Figura 26. Estructura de aislamiento. Fuente: Autores.

5.4.1. Cálculo del coeficiente convectivo externo (h_e)

Se debe determinar el coeficiente convectivo externo del aire para el cual el vehículo se somete por acción de los flujos de viento ubicados alrededor del furgón causados por acción natural o forzada dependiendo del movimiento del vehículo, cuyo análisis para este caso será realizado de forma estacionaria.

Datos de aire analizado:

Tabla 14. Condiciones iniciales del aire analizado al exterior del furgón. Fuente: Autores.

Definición	Simbología	Cantidad	Unidades
Velocidad del viento promedio	U_∞	2.24	m/s
Temperatura ambiente	T_{media}	15.7	$^\circ C$
Calor específico	C_p	1.004548	m^2/s
Número de Prandtl	Pr	1.2122	-
Conductividad térmica	k	0.024	$W/m \cdot K$
Densidad	ρ	1.222	kg/m^3
Viscosidad dinámica	μ	$1.788 \cdot 10^{-5}$	$kg/m \cdot s$
Viscosidad cinemática	ν	$1.4713 \cdot 10^{-5}$	m^2/s

Los datos fueron obtenidos el 19 de octubre del 2017, en la ciudad de Cuenca y analizados a temperatura ambiente de la fecha indicada; los datos fueron obtenidos mediante la aplicación de tablas como se indican en el anexo A.5.

El primer análisis es el cálculo del número del Reynolds, el cual permite verificar si se trata de un flujo laminar o turbulento, para los cuales existen diferentes ecuaciones, dependiendo de su comportamiento, donde tenemos:

$$Re_L = \frac{U_\infty \cdot L_c}{\nu}$$

$$Re_L = \frac{2.24 \frac{m}{s} \cdot 3.12 m}{1.4713 \cdot 10^{-5} \frac{m^2}{s}}$$

$Re_L = 475008$ (Flujo turbulento) //

Realizado el cálculo, el tipo de flujo es turbulento al cual está sometida la estructura externa del furgón, como siguiente paso se procede a calcular el valor del número de Nusselt para flujo turbulento, este factor nos indica el aumento de transmisión de calor desde la superficie por la cual el fluido discurre:

$$Nu_m = \left[0.037 \cdot Re_L^{\frac{4}{5}} - 871 \right] \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu_m = \left[0.037 \cdot (475008)^{\frac{4}{5}} - 871 \right] \cdot (1.2122)^{\frac{1}{3}}$$

$Nu_m = 443.51$ //

Usamos la ecuación 18, para poder calcular el coeficiente de convección externo generado por acción del viento cuando el camión se encuentra en reposo:

$$Nu_m = \frac{h_e \cdot L_c}{k}$$

$$h_e = \frac{Nu_m \cdot k}{L_c}$$

$$h_e = \frac{443.51 \cdot 0.024}{3.12 m}$$

$h_e = 3.41 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ //

5.4.2. Cálculo del coeficiente convectivo interno (h_i)

A diferencia del coeficiente convectivo externo, el interno se realiza de manera forzada debido al equipo de refrigeración, ubicado en la parte interna del furgón. A su vez los datos referentes para realizar el cálculo del coeficiente convectivo se obtuvieron también por el uso de las tablas del anexo A.5.

Datos de aire analizado:

Tabla 15. Condiciones iniciales del aire analizado al interior del furgón. **Fuente:** Autores.

Definición	Simbología	Cantidad	Unidades
Velocidad del viento promedio	U_∞	4.2	m/s
Temperatura ambiente	T_{media}	0	$^\circ C$
Calor específico	C_p	1.00398	m^2/s
Número de Prandtl	Pr	0.9979	-
Conductividad térmica	k	0.024	$W/m \cdot K$
Densidad	ρ	1.292	kg/m^3
Viscosidad dinámica	μ	$1.72 * 10^{-5}$	$kg/m \cdot s$
Viscosidad cinemática	ν	$1.33 * 10^{-5}$	m^2/s

Se realiza el mismo procedimiento para el cálculo del coeficiente convectivo interno, puesto que en el análisis del número de Reynolds se determina que el flujo que circula en la parte interna del furgón a causa del flujo de aire del evaporador.

$$Re_L = \frac{U_\infty \cdot L_c}{\nu}$$

$$Re_L = \frac{4.2 \frac{m}{s} \cdot 3.12 m}{1.33 * 10^{-5} \frac{m^2}{s}}$$

$$Re_L = 985263.2 \text{ (Flujo turbulento) //}$$

De igual forma encontramos el número de Nusselt para flujo turbulento:

$$Nu_m = \left[0.037 \cdot Re_L^{\frac{4}{5}} - 871 \right] \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu_m = \left[0.037 \cdot (985263.2)^{\frac{4}{5}} - 871 \right] \cdot (0.9979)^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu_m = 1434.973 //$$

Una vez obtenidos los valores del número de Nusselt y el número de Reynolds se procede a encontrar el valor preciso del coeficiente convectivo que para este caso es interno:

$$Nu_m = \frac{h_i \cdot L_c}{k}$$

$$h_i = \frac{Nu_m \cdot k}{L_c}$$

$$h_i = \frac{1434.97 \cdot 0.02236}{3.12 \text{ m}}$$

$$h_i = 10.28 \frac{W}{m^2 \cdot k} //$$

5.4.3. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por radiación.

Una superficie expuesta al aire circundante comprende convección y radiación de manera simultánea, y la transferencia de calor total en la superficie se determina al sumar (o restar si tienen direcciones opuestas) las componentes de radiación y convección [2].

El coeficiente de transferencia de calor por radiación permite expresar la radiación de manera análoga a la convección, en términos de una diferencia de temperatura. Por tal motivo el coeficiente de transferencia de calor por radiación depende de la intensidad de la temperatura en tanto que el coeficiente convectivo no depende de ella [2].

Datos para el cálculo:

Tabla 16. Condiciones de análisis para resistividad térmica. Fuente: Autores.

Definición	Simbología	Cantidad	Unidades
Temperatura externa media	$T_{\infty 1}$	15.7	$^{\circ}\text{C}$
Temperatura interna media	$T_{\infty 2}$	0	$^{\circ}\text{C}$
Coeficiente convectivo externo	h_e	3.41	$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{k}$
Coeficiente convectivo interno	h_i	10.28	$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{k}$
Emisividad pintura blanca	ε	0.9	-
Constante de Stefan-Boltzmann	σ	$5.67 \cdot 10^{-8}$	$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{k}^4$
Temperatura superficial (techo ext.)	T_s	31.5	$^{\circ}\text{C}$
Temperatura alrededores (techo int.)	T_{alr}	22	$^{\circ}\text{C}$

Para la estimación más precisa se utilizó la ecuación 7, en la cual se analizan valores como emisividad del material incidente y la constante de Stephan Boltzmann:

$$h_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_s + T_{alr}) \cdot (T_s^2 + T_{alr}^2)$$

$$h_{rad} = 0.9 \cdot 5.67 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4} \cdot (304.5K + 295K) \cdot ((304.5K)^2 + (295K)^2)$$

$$h_{rad} = 5.5 \frac{W}{m^2 \cdot K} //$$

5.4.4. Cálculo de resistencias térmicas en paredes compuestas.

Como se puede observar en la figura 27, el mismo flujo de calor cruza por todas las capas de la pared, siendo el mismo en todas las capas. Debemos tener en cuenta, si una superficie está separada de los alrededores por un gas en particular, el intercambio de radiación entre la superficie y sus alrededores es importante, donde las resistencias de radiación y convección superficiales actúan en paralelo y si $T_\infty \approx T_{alr}$ se combinan para obtener una sola resistencia combinada o efectiva de la superficie [7].

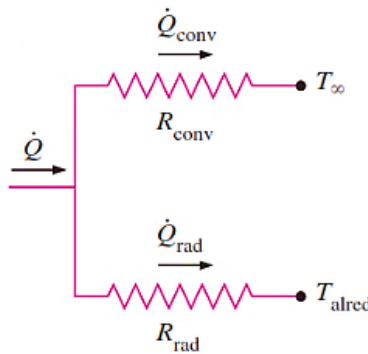


Figura 27. Análisis de resistencia en paralelo [2].

Entonces el cálculo de la resistencia de radiación se obtiene mediante:

$$R_{rad} = \frac{1}{h_{rad} \cdot A}$$

$$R_{rad} = \frac{1}{5.5 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \cdot 4.832 m^2}$$

$$R_{rad} = 0.0377 (^\circ C/W) //$$

Donde la resistencia convectiva representa los valores de oposición al paso de calor que se generan a lo largo de la pared, teniendo:

$$R_{conv1} = \frac{1}{h_e \cdot A}$$

$$R_{conv1} = \frac{1}{3.41 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \cdot 4.832 m^2}$$

$$R_{con1} = 0.0608 (^\circ C/W) //$$

Como las resistencias de radiación y convección superficiales actúan en paralelo, obtenemos una resistencia combinada, la misma que se expresa mediante la ecuación 16:

$$R_{comb} = \frac{R_{conv1} \cdot R_{rad}}{R_{conv1} + R_{rad}}$$

$$R_{comb} = \frac{0.0608 \text{ (}^\circ\text{C/W)} \cdot 0.0377 \text{ (}^\circ\text{C/W)}}{0.0608 \text{ (}^\circ\text{C/W)} + 0.0377 \text{ (}^\circ\text{C/W)}}$$

$$R_{comb} = 0.023271 \text{ (}^\circ\text{C/W)} //$$

Una vez calculada la resistencia combinada generada al exterior del furgón, se procedió a calcular las resistencias conductivas producidas en cada uno de los materiales que conforman la estructura de aislamiento; es decir la resistencia generada a causa de la lámina de acero galvanizado, de poliuretano y de acero inoxidable.

Datos de materiales de construcción:

Tabla 17. Características de los materiales de construcción. Fuente: Autores

Materiales de construcción	Simbología	k (W/m · K)
Lámina de acero galvanizado.	K_1	47
Lámina de espuma de Poliuretano.	k_2	0.026
Lámina de acero inoxidable AISI 304.	k_3	16.3

$$R_{cond1} = \frac{L1}{k_1 \cdot A}$$

$$R_{cond1} = \frac{0.001 \text{ m}}{47 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}} \cdot 4.823 \text{ m}^2}$$

$$R_{cond1} = 4 \cdot 10^{-6} \text{ (}^\circ\text{C/W)} //$$

$$R_{cond2} = \frac{L2}{k_2 \cdot A}$$

$$R_{cond2} = \frac{0.05 \text{ m}}{0.026 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}} \cdot 4.823 \text{ m}^2}$$

$$R_{cond2} = 0.3987 \text{ (}^\circ\text{C/W)} //$$

$$R_{cond3} = \frac{L3}{k_3 \cdot A}$$

$$R_{cond3} = \frac{0.0007 \text{ m}}{16.3 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}} \cdot 4.823 \text{ m}^2}$$

$$R_{cond3} = 8.9 \cdot 10^{-6} \text{ (}^\circ\text{C/W)} //$$

La resistencia convectiva 2, analiza el efecto producido en la parte interna del furgón a causa del flujo de aire que circula producida por acción del evaporador:

$$R_{conv2} = \frac{1}{h_i \cdot A}$$

$$R_{conv2} = \frac{1}{10.28 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \cdot 4.823 \text{ m}^2}$$

$$R_{conv2} = 0.02032 \text{ (}^\circ\text{C/W)} //$$

La resistencia total, se calcula con la sumatoria aritmética de todas las resistencias calculadas, que inciden sobre el comportamiento térmico del furgón frigorífico:

$$R_{Total} = R_{comb} + R_{cond1} + R_{cond2} + R_{cond3} + R_{conv2}$$

$$R_{Total} = 0.023271 \frac{^\circ\text{C}}{\text{W}} + 4 \cdot 10^{-6} \frac{^\circ\text{C}}{\text{W}} + 0.3987 \frac{^\circ\text{C}}{\text{W}} + 8.9 \cdot 10^{-6} \frac{^\circ\text{C}}{\text{W}} + 0.02032 \frac{^\circ\text{C}}{\text{W}}$$

$$R_{Total} = 0.4423 \text{ (}^\circ\text{C/W)} //$$

5.4.5. Cálculo de transferencia de calor total.

Para esta se considera únicamente la temperatura general al exterior del equipo y la temperatura media al interior del furgón, esto con el fin de determinar la pérdida de calor total que se genera a lo largo de los componentes de aislamiento y control:

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{total}}$$

$$\dot{Q} = \frac{15.7 \text{ }^\circ\text{C} - 0^\circ\text{C}}{0.4423 \text{ (}^\circ\text{C/W)}}$$

$$\dot{Q} = 35.5 \text{ W} //$$

Como se observa en el anexo A.4, el equipo de refrigeración utilizado, funcionando con refrigerante R-134A, necesita una potencia nominal de funcionamiento de $P = 2965 \text{ W}$, para mantener el furgón a 0°C ; esto nos indica que al existir una transferencia de calor de $\dot{Q} = 35.5 \text{ W}$, esta no afecta de manera considerable al rendimiento del furgón, puesto que el calor transferido desde el exterior solo representa el 1.2% del total de energía necesaria por el equipo para mantener la estabilidad térmica interna.

5.4.6. Cálculo de temperaturas en distintos puntos de la estructura.

Cuando se ha determinado la pérdida de calor general o total a lo largo de la estructura analizada, se tiene que tener en cuenta el principio de conducción de calor a través de capas múltiples, la cual nos indica que la pérdida de calor \dot{Q} es la misma a lo largo de toda la estructura, debido a que este valor se vuelve constante para el análisis realizado y gracias a ello se puede determinar la temperatura precisa en cada una de las distintas capas de material:

Punto 1 (T_1)

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_1}{R_{comb}}$$

$$35.5 \text{ W} = \frac{15.7 - T_1}{0.023271 (\text{°C/W})}$$

$$T_1 = 14.853 \text{ °C} //$$

Punto 2 (T_2)

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_2}{R_{comb} + R_{cond1}}$$

$$35.5 \text{ W} = \frac{15.7 - T_2}{0.023271 (\text{°C/W}) + 4 \cdot 10^{-6} (\text{°C/W})}$$

$$T_2 = 14.825 \text{ °C} //$$

Punto 3 (T_3)

$$\dot{Q} = \frac{T_3 - T_{\infty 2}}{R_{cond3} + R_{conv2}}$$

$$35.5 \text{ W} = \frac{T_3 - 0 \text{ °C}}{8.9 \cdot 10^{-6} (\text{°C/W}) + 0.02032 (\text{°C/W})}$$

$$T_3 = 0.7316 \text{ °C} //$$

Punto 4 (T_4)

$$\dot{Q} = \frac{T_4 - T_{\infty 2}}{R_{conv2}}$$

$$35.5 \text{ W} = \frac{T_4 - 0 \text{ °C}}{0.02032 (\text{°C/W})}$$

$$T_4 = 0.72 \text{ °C} //$$

5.5. Simulación computacional.

La dinámica de fluidos computacional (CFD) es una herramienta de simulación aplicada para modelar situaciones de flujo de fluidos para la predicción de transferencia de calor, masa y momento, y un diseño óptimo en procesos industriales. CFD se ha aplicado en la industria de procesamiento de alimentos, en donde se ha producido un rápido desarrollo en los últimos años. La computadora realiza los cálculos dictados por el software CFD y el analista inspecciona e interpreta sus resultados [12]. Se deben realizar los procedimientos mostrados en el esquema de la figura 28, con la finalidad de realizar una simulación de CFD.

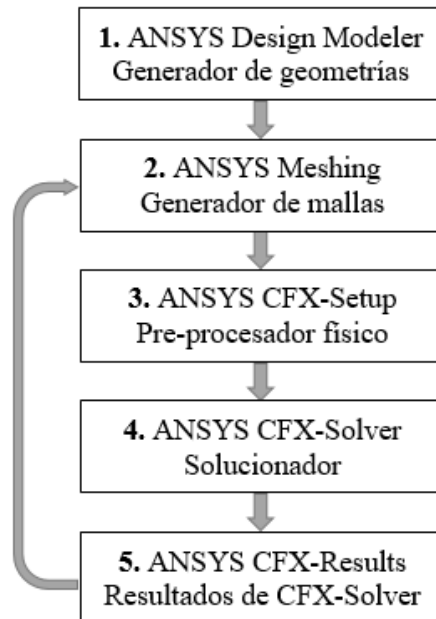


Figura 28. Esquema del proceso de simulación. Fuente: Autores.

5.5.1. Geometría.

La geometría del furgón frigorífico considerado en el presente estudio tiene dimensiones interiores 1.6 m de ancho \times 1.7 m de largo \times 3.02 m de profundidad. Para el diseño se usó el software Autodesk Inventor 2017, y fue exportado al módulo CFX de ANSYS Workbench 16.0 en formato “.igs”.

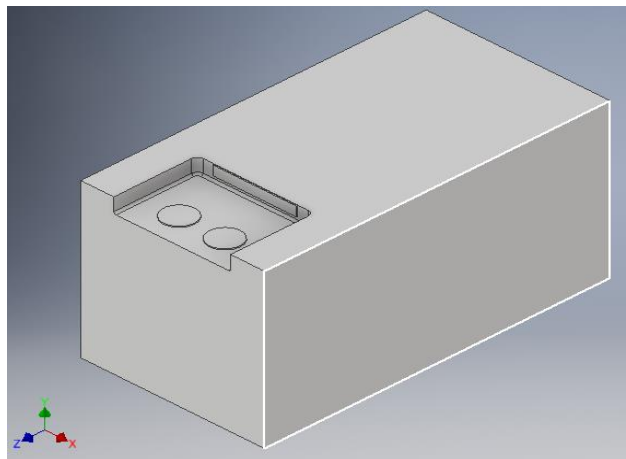
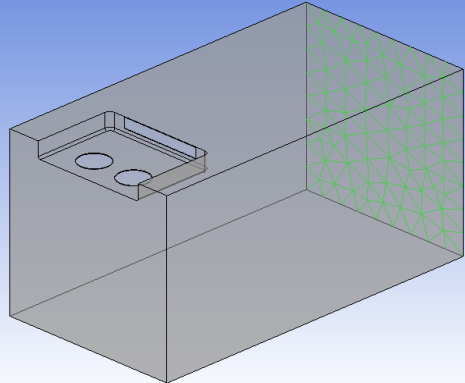
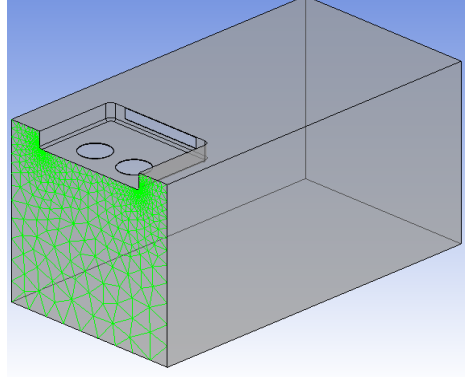
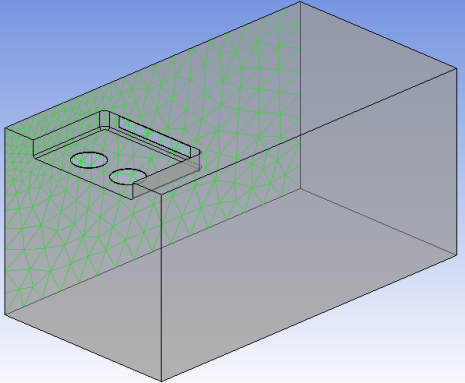
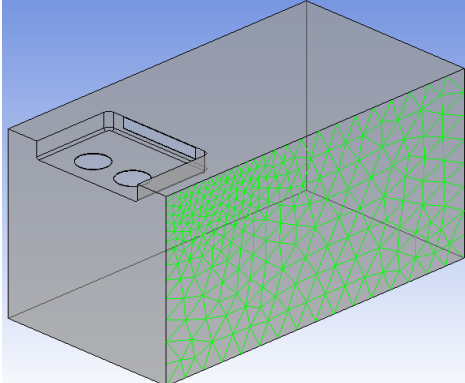
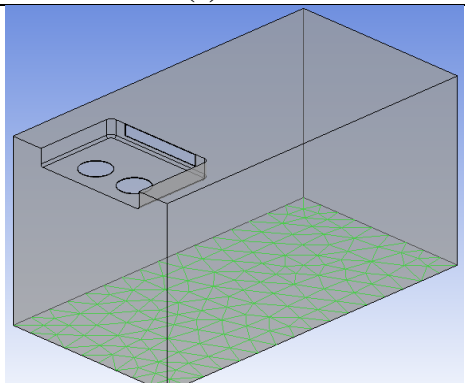
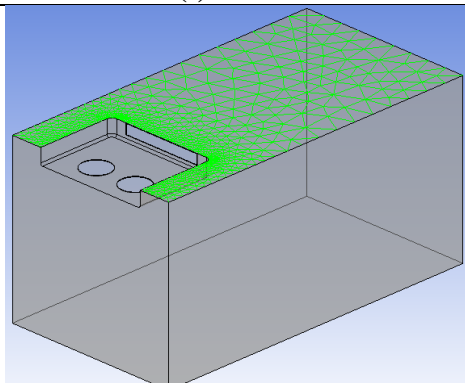
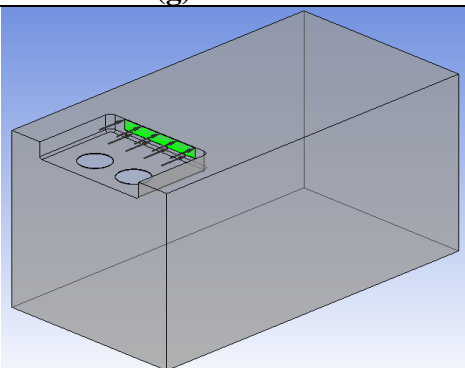
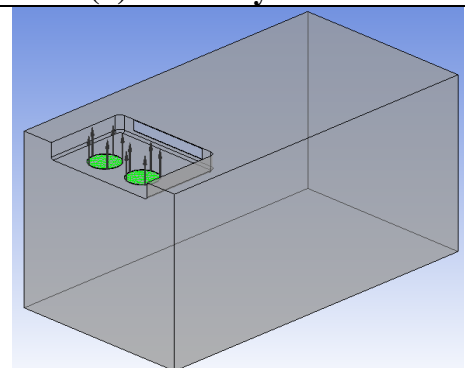


Figura 29. Geometría del dominio computacional. Fuente: Autores.

Nombramos las paredes del furgón frigorífico, con la finalidad de establecer las condiciones iniciales de cada una, como se observa en la tabla 18.

Tabla 18. Características del dominio computacional. **Fuente:** Autores.

<p align="center">(a) Compuerta</p> 	<p align="center">(b) Pared Frontal</p> 
<p align="center">(c) Pared izquierda</p> 	<p align="center">(d) Pared derecha</p> 
<p align="center">(e) Piso</p> 	<p align="center">(f) Techo</p> 
<p align="center">(g) Entrada</p> 	<p align="center">(h) Salida 1 y Salida 2</p> 

5.5.2. Mallado.

La malla creada para el presente estudio se representa en la figura 30, el elemento de análisis se encuentra mallado con elementos triangulares, la cantidad total de elementos es de 222463 con 40542 nodos. Para lograr un buen nivel de precisión, se debe asegurar que la malla se refine apropiadamente en las áreas de interés y en las regiones donde se producen gradientes en el campo de flujo [11].

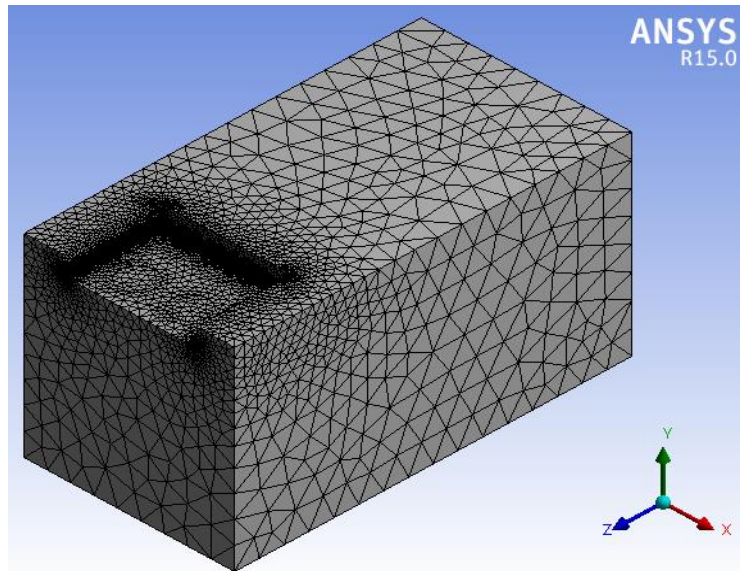


Figura 30. Mallado 3D del dominio computacional. Fuente: Autores.

5.5.3. Pre-procesador (*Set Up*).

Un paso de tiempo óptimo puede considerarse como una compensación entre la eficiencia computacional, la precisión temporal y la estabilidad del esquema numérico empleado [11]. Se realiza un análisis en régimen transitorio, puesto que, se intenta obtener resultados de cambio de temperatura en un periodo de tiempo determinado.

Tabla 19. Condiciones iniciales para el tipo de análisis. Fuente: Autores.

<i>Analysis Type</i>	
<i>Option</i>	<i>Transient</i>
<i>Total Time</i>	<i>57 [min]</i>
<i>Timesteps</i>	<i>1 [min]</i>
<i>Initial Time</i>	
<i>Option</i>	<i>Automatic with Value</i>
<i>Timesteps</i>	<i>0 [s]</i>

El tiempo para la simulación fue de 57 minutos, en este periodo la temperatura interna del furgón llega a estabilizarse a 0°C, que representa el valor de seteo. A su vez se toman intervalos de tiempo de muestreo cada minuto, debido al recurso computacional generado a causa del procesamiento de la cantidad de datos, iniciando el análisis desde un tiempo de 0 segundos.

5.5.3.1. Dominio predeterminado (*Default domain*).

El dominio predeterminado, nos permite establecer condiciones y configuraciones referentes, a las características del fluido y condiciones de borde que permiten entender el comportamiento del fluido dentro del sistema. En nuestro caso utilizamos Aire como gas ideal, sus características como la densidad, viscosidad, etc., se encuentran cargadas por definición en el software.

Tabla 20. Configuración Básica. **Fuente:** Autores.

<i>Basic Settings</i>	
<i>Material</i>	<i>Air Ideal Gas</i>
<i>Morphology</i>	
<i>Option</i>	<i>Continuous Fluid</i>
<i>Pressure</i>	
<i>Reference Press.</i>	<i>1 [atm]</i>

Se usó un modelo de transporte de esfuerzo de corte (SST). El modelo κ - ϵ , originalmente desarrollado para situaciones que involucran grandes números de Reynolds, se usa para determinar el flujo en la región del núcleo turbulento. El modelo κ - ω de dos ecuaciones se desarrolló esencialmente para tratar el flujo de pared cercana (es decir, bajo número de Reynolds) [18].

Tabla 21. Configuración del fluido de entrada. **Fuente:** Autores.

<i>Fluid Models</i>	
<i>Heat Transfer</i>	
<i>Option</i>	<i>Total Energy</i>
<i>Turbulence</i>	
<i>Option</i>	<i>Shear Stress Transport</i>
<i>Wall Function</i>	<i>Automatic</i>

Se prefijó una condición de presión uniforme en el interior del furgón frigorífico de 0 Pa, y una temperatura ambiente de 22.5°C. Las opciones de inicialización global se aplican sobre todos los campos dentro de la simulación, sin embargo, la inicialización de cada dominio tendrá prioridad sobre la inicialización global.

Tabla 22. Condiciones de inicialización globales. **Fuente:** Autores.

<i>Initialization</i>	
<input checked="" type="checkbox"/> <i>Domain Initialization</i>	
<i>Initial Conditions</i>	
<i>Velocity Type</i>	<i>Cartesian</i>
<i>Cartesian Velocity Components</i>	
<i>u</i>	<i>0 [m s⁻¹]</i>
<i>v</i>	<i>0 [m s⁻¹]</i>
<i>w</i>	<i>0 [m s⁻¹]</i>
<i>Temperature</i>	<i>22.5 [C]</i>

5.5.3.2. Condiciones de frontera (*Boundary conditions*)

En el caso actual las condiciones de frontera consisten en una entrada de flujo, salida de flujo y paredes, donde se ingresan las condiciones, para cada uno de los componentes. En la tabla 23 se muestran los datos para cada configuración de los componentes del sistema.

Tabla 23. Configuraciones de contorno. **Fuente:** Autores.

Compuerta		Pared Derecha	
<i>Boundary type</i>	Wall	<i>Boundary type</i>	Wall
<i>Boundary Details</i>		<i>Boundary Details</i>	
<i>Option</i>	No Slip Wall	<i>Option</i>	No Slip Wall
<i>Wall Roughness</i>		<i>Wall Roughness</i>	
<i>Option</i>	Smooth Wall	<i>Option</i>	Smooth Wall
<i>Heat Transfer</i>		<i>Heat Transfer</i>	
<i>Option</i>	Heat Transfer Coefficient	<i>Option</i>	Heat Transfer Coefficient
<i>Heat Trans. C</i>	3.41 [W m ⁻² K ⁻¹]	<i>Heat Trans. C</i>	3.41 [W m ⁻² K ⁻¹]
<i>Outside Temp.</i>	22.2 [C]	<i>Outside Temp.</i>	21.6 [C]
Pared Izquierda		Pared Frontal	
<i>Boundary type</i>	Wall	<i>Boundary type</i>	Wall
<i>Boundary Details</i>		<i>Boundary Details</i>	
<i>Option</i>	No Slip Wall	<i>Option</i>	No Slip Wall
<i>Wall Roughness</i>		<i>Wall Roughness</i>	
<i>Option</i>	Smooth Wall	<i>Option</i>	Smooth Wall
<i>Heat Transfer</i>		<i>Heat Transfer</i>	
<i>Option</i>	Heat Transfer Coefficient	<i>Option</i>	Heat Transfer Coefficient
<i>Heat Trans. C</i>	3.41 [W m ⁻² K ⁻¹]	<i>Heat Trans. C</i>	3.41 [W m ⁻² K ⁻¹]
<i>Outside Temp.</i>	23.3 [C]	<i>Outside Temp.</i>	30 [C]
Piso		Techo	
<i>Boundary type</i>	Wall	<i>Boundary type</i>	Wall
<i>Boundary Details</i>		<i>Boundary Details</i>	
<i>Option</i>	No Slip Wall	<i>Option</i>	No Slip Wall
<i>Wall Roughness</i>		<i>Wall Roughness</i>	
<i>Option</i>	Smooth Wall	<i>Option</i>	Smooth Wall
<i>Heat Transfer</i>		<i>Heat Transfer</i>	
<i>Option</i>	Heat Transfer Coefficient	<i>Option</i>	Heat Transfer Coefficient
<i>Heat Trans. C</i>	3.41 [W m ⁻² K ⁻¹]	<i>Heat Trans. C</i>	3.41 [W m ⁻² K ⁻¹]
<i>Outside Temp.</i>	23 [C]	<i>Outside Temp.</i>	31.5 [C]
Entrada		Salida 1 y Salida 2	
<i>Boundary Details</i>		<i>Boundary Details</i>	
<i>Flow Regime</i>		<i>Flow Regime</i>	
<i>Option</i>	Subsonic	<i>Option</i>	Subsonic
<i>Option</i>	Normal Speed	<i>Option</i>	Average Static Pressure
<i>Normal Speed</i>	4.2 [m s ⁻¹]	<i>Relative Press.</i>	0 [Pa]
<i>Heat Transfer</i>		<i>Pres. Prof. Blend</i>	0 [Pa]
<i>Option</i>	Static Temperature	<i>Pressure Averaging</i>	
<i>Static Temp.</i>	Temp [C]	<i>Option</i>	Average Over Whole Outlet

5.5.3.3. Ingreso de la función de entrada

Dado que la temperatura del furgón no es constante, esta debe ser ingresada al software de simulación como una función de entrada de temperatura en función del tiempo, la cual es adquirida mediante un ajuste exponencial de los datos experimentales, obteniendo así una función matemática, la cual predice el comportamiento de distribución de temperatura al interior de furgón frigorífico; el residuo de la función matemática en comparación a los datos experimentales es de R. Square: 0.9961.

$$T(t) = 11.95 \cdot \exp(-0.001058 \cdot t) + 11.58 \cdot \exp(-0.01036 \cdot t) \quad (24)$$

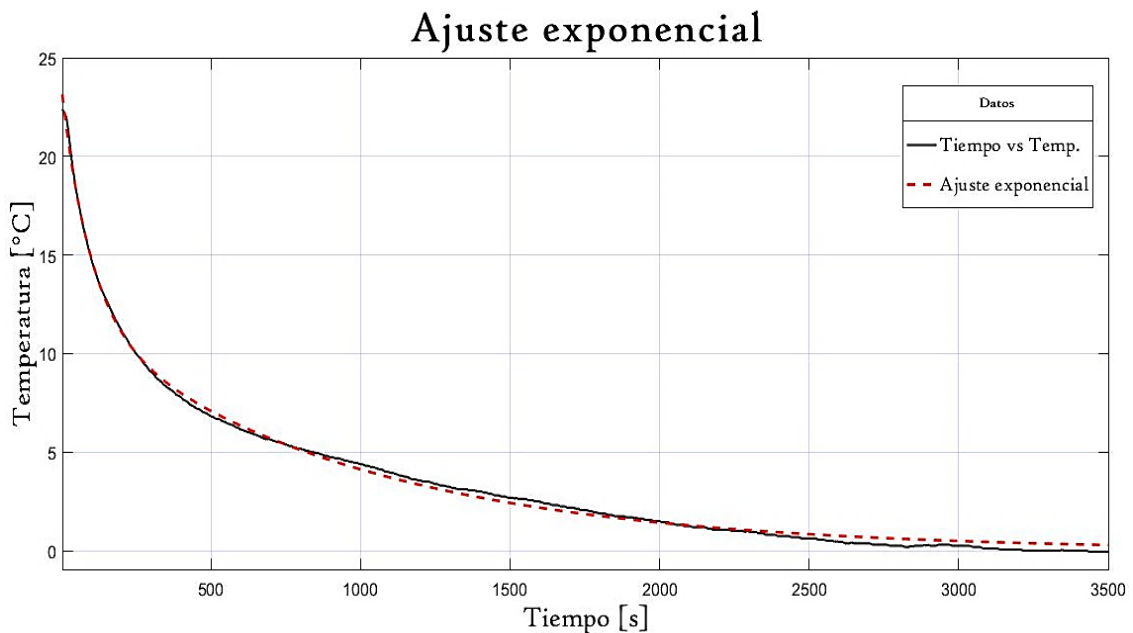


Figura 31. Ajuste exponencial de datos experimentales. **Fuente:** Autores.

La función debe ser ingresada como expresiones mediante variables las cuales almacenan el valor de los datos reales (ver tabla 24), esto con el fin de ser interpretada de manera correcta por el software.

Tabla 24. Expresiones de entrada. **Fuente:** Autores.

<i>Expressions</i>	
<i>Temp</i>	<i>t1+t2</i>
<i>a</i>	<i>11.95</i>
<i>b</i>	<i>-0.001063[s^-1] *t</i>
<i>c</i>	<i>11.58</i>
<i>d</i>	<i>-0.01041[s^-1] *t</i>
<i>t1</i>	<i>a*exp(b)</i>
<i>t2</i>	<i>c*exp(d)</i>

5.5.4. Solucionador (*Solver*).

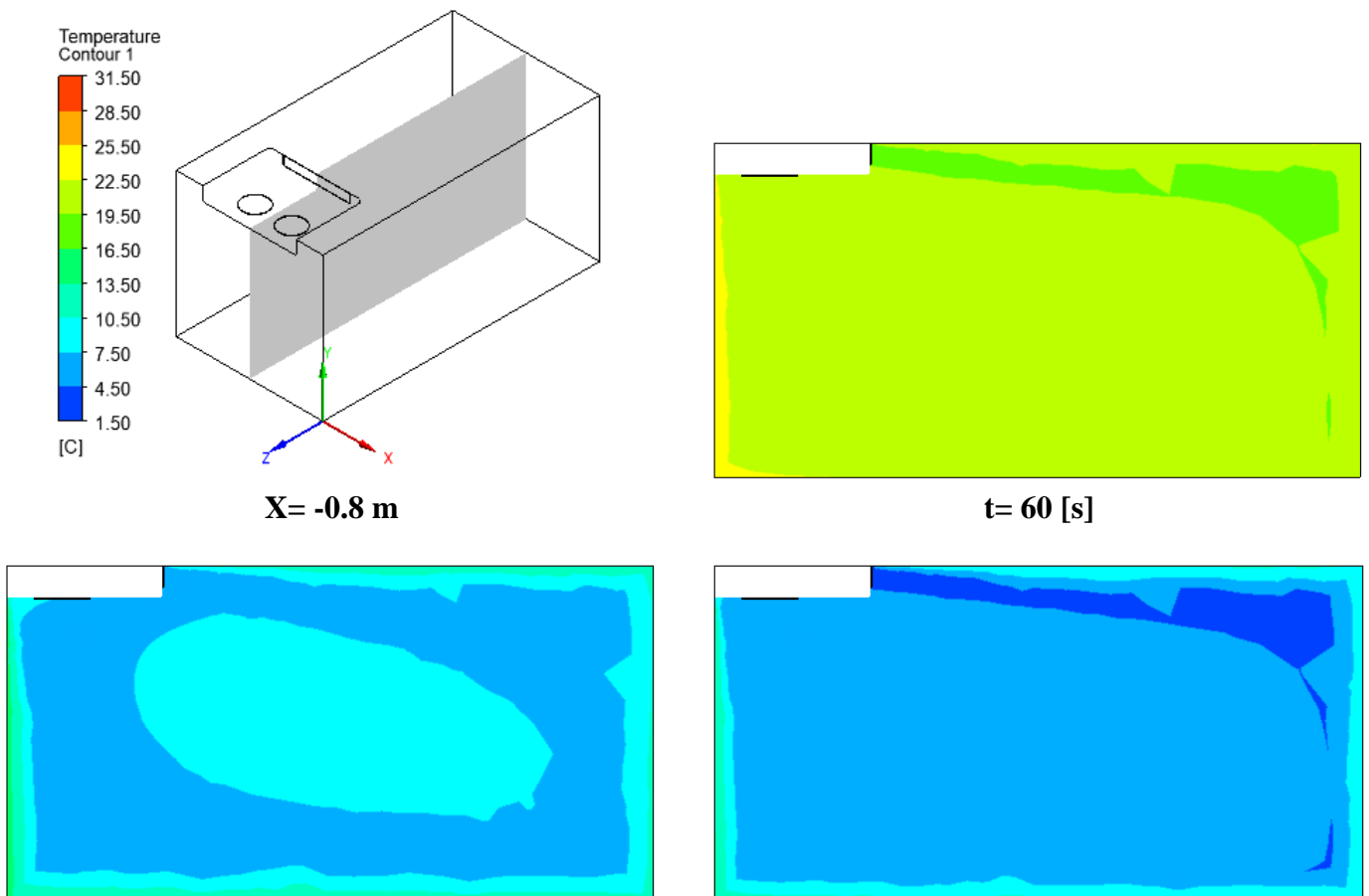
El sistema informático empleado en las simulaciones fue Intel Core i7-2670 QM de 2.2 GHz con una memoria RAM de 8 GB DDR3. Para el caso de estudio se utilizó la configuración de la tabla 25, la cual depende del número de particiones (núcleos) del procesador utilizado.

Tabla 25. Configuración *Solver*. Fuente: Autores.

<i>Run Definition</i>	
Type of Run	Full
<i>Parallel Environment</i>	
Run Mode	Platform MPI Local Parallel
Host Name	Partitions
PC	2

5.5.5. Resultados de simulación.

La figura 32 muestra los cambios en el contorno de temperatura pronosticado a largo del tiempo, en el plano *YZ* con una ubicación en el eje $X = -0.8\text{ m}$ medido desde el punto de origen. Se utilizó leyendas de color para la representación de la temperatura. Se puede observar que la temperatura más fría circula cerca de las paredes, techo y piso.



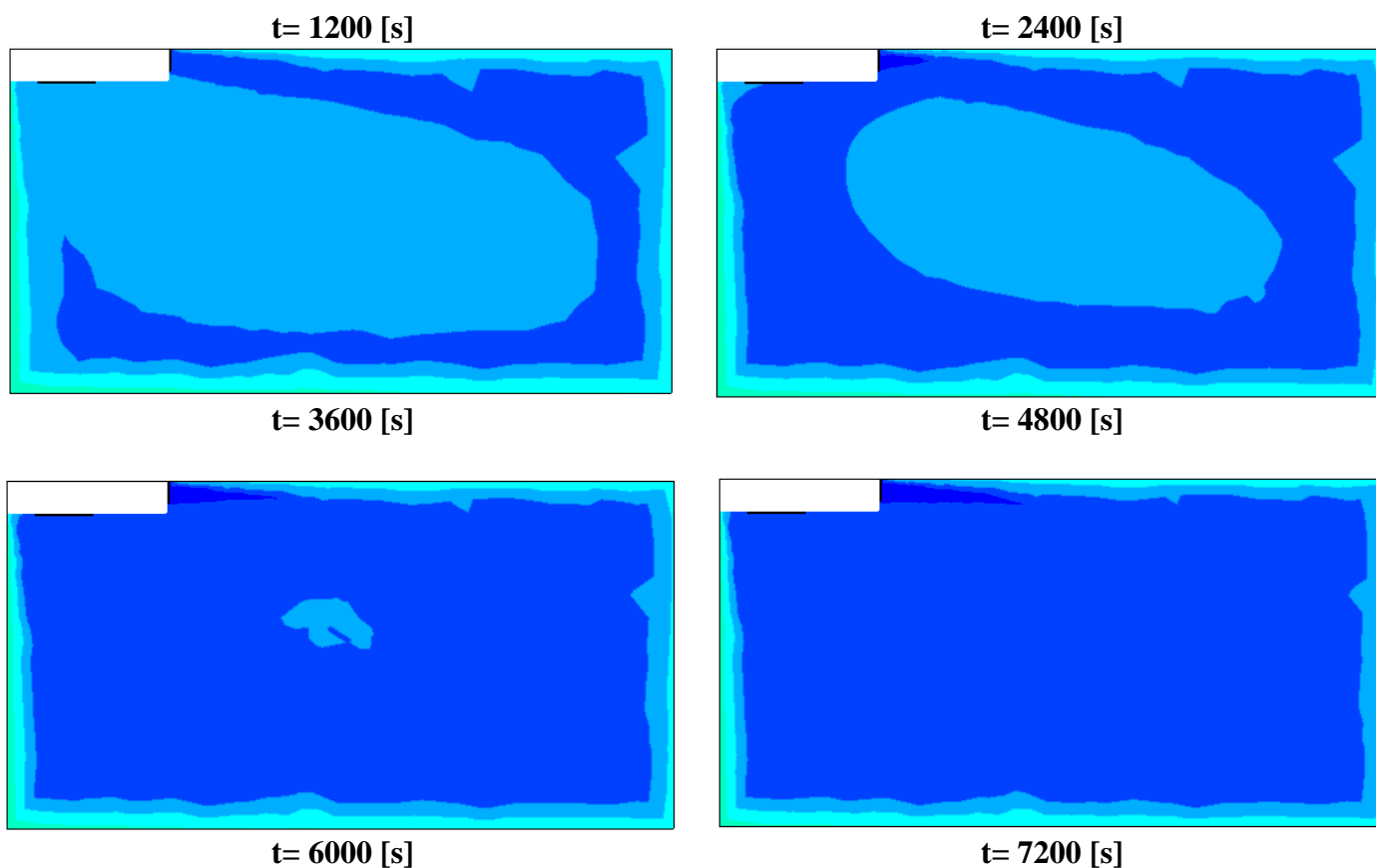


Figura 32. Contornos de temperatura del plano ubicado en $X=-0.8m$ con tiempos de $t=60 [s]$, $t=1200[s]$, $t=2400 [s]$, $t=3600 [s]$, $t=4800 [s]$, $t=6000 [s]$, $t=7200 [s]$. **Fuente:** Autores.

La figura 33, representa la velocidad de las líneas de flujo, en la cual se puede observar la recirculación de flujo en el interior del furgón, donde se genera un incremento en la velocidad de salida, esto a causa de la acción del ventilador del equipo de refrigeración.

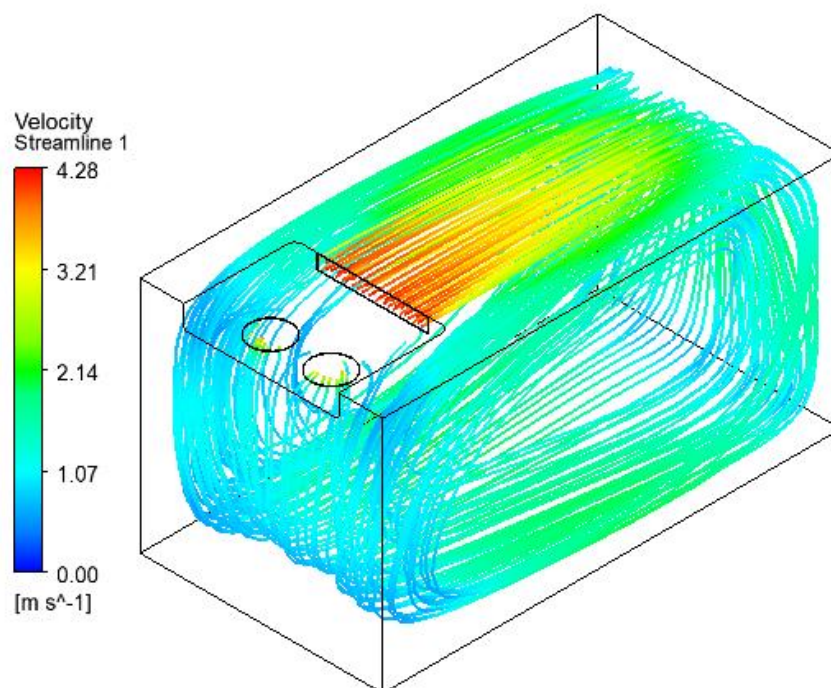


Figura 33. Líneas de movimiento del aire en el interior del dominio computacional. **Fuente:** Autores.

6. Resultados

6.1. Validación del comportamiento del sistema.

Con el objetivo de validar el modelo de análisis de la temperatura interna del furgón frigorífico, se han realizado comparaciones entre resultados experimentales y computacionales, a través de gráficas y cálculo del error absoluto, el cual describe la máxima desviación de temperatura entre los dos resultados. Debemos tener en consideración que toda medida experimental tiene una estimación de error, para nuestro caso se usaron sensores de temperatura DBS18B20 cuya precisión es de $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$.

$$e_{abs} = Medida_{experimental} - Medida_{simulada} \quad (25)$$

El uso del módulo CFX de ANSYS para modelar la distribución de temperatura se evalúa en este estudio, además se estableció un modelo de CFD para calcular la temperatura del aire. La simulación fue validada por medio de comparativa de temperaturas del aire con errores absolutos máximos de 0.38°C en la entrada, 2.21°C en la salida, 3.11°C en el piso y 1.8°C en la compuerta como se muestra en la tabla 26.

Tabla 26. Errores absolutos de temperatura [$^{\circ}\text{C}$] en los diferentes puntos de análisis. **Fuente:** Autores.

ERROR ABSOLUTO DE LOS DATOS DE TEMPERATURA [$^{\circ}\text{C}$]				
Tiempo [s]	Entrada [$^{\circ}\text{C}$]	Salida [$^{\circ}\text{C}$]	Piso [$^{\circ}\text{C}$]	Compuerta [$^{\circ}\text{C}$]
0	0,00	0,00	-1,50	0,00
180	1,80	3,11	2,14	0,09
360	0,93	2,37	2,21	-0,20
540	0,29	1,54	1,61	-0,21
720	0,18	1,16	1,33	-0,06
900	0,25	0,98	0,86	0,16
1080	0,21	0,85	1,06	0,24
1260	0,05	0,58	0,71	0,23
1440	0,07	0,45	0,57	0,29
1620	-0,06	0,26	0,64	0,24
1800	-0,15	0,08	0,53	0,12
1980	-0,26	-0,08	0,50	0,04
2160	-0,38	-0,21	0,17	-0,08
2340	-0,48	-0,34	0,07	-0,11
2520	-0,52	-0,48	-0,25	-0,19
2700	-0,70	-0,60	-0,17	-0,31
2880	-0,65	-0,69	-0,20	-0,31
3060	-0,62	-0,65	-0,53	-0,27
3240	-0,67	-0,71	-0,49	-0,38
3420	-0,73	-0,77	-0,60	-0,32
PROMEDIO	0,07	0,34	0,43	0,05

Los puntos internos en los cuales se realizó el análisis y la comparación entre los datos se observan en las gráficas 34, 35, 36 y 37 todos los datos computacionales presentan una tendencia similar a su curva experimental.

1. ENTRADA

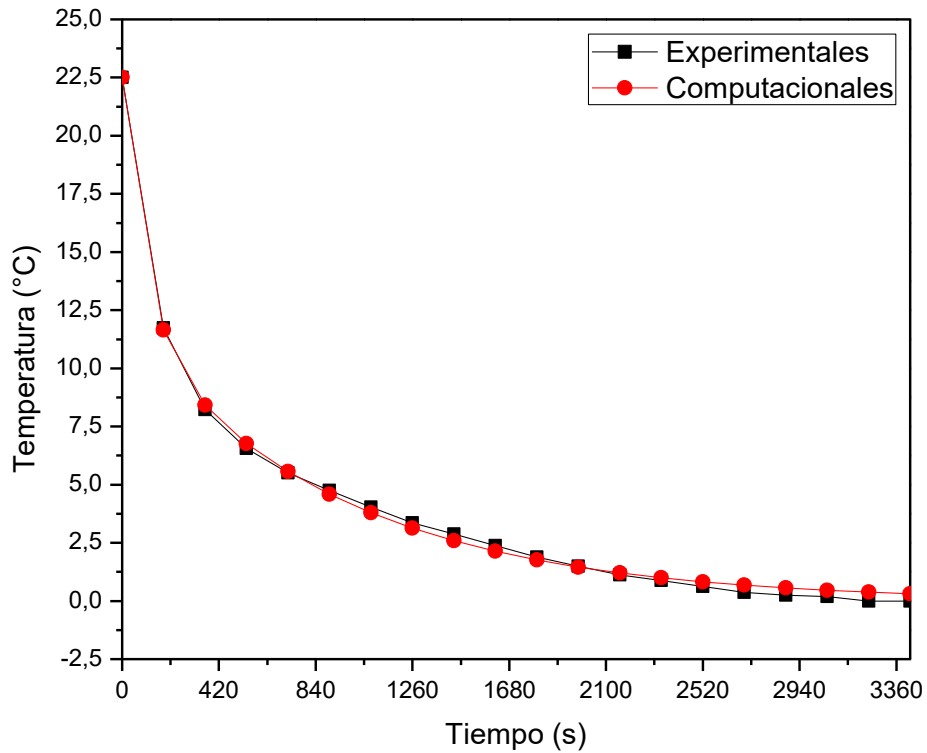


Figura 34. Comparativa de datos de temperatura [°C] en la entrada. Fuente: Autores.

2. SALIDA

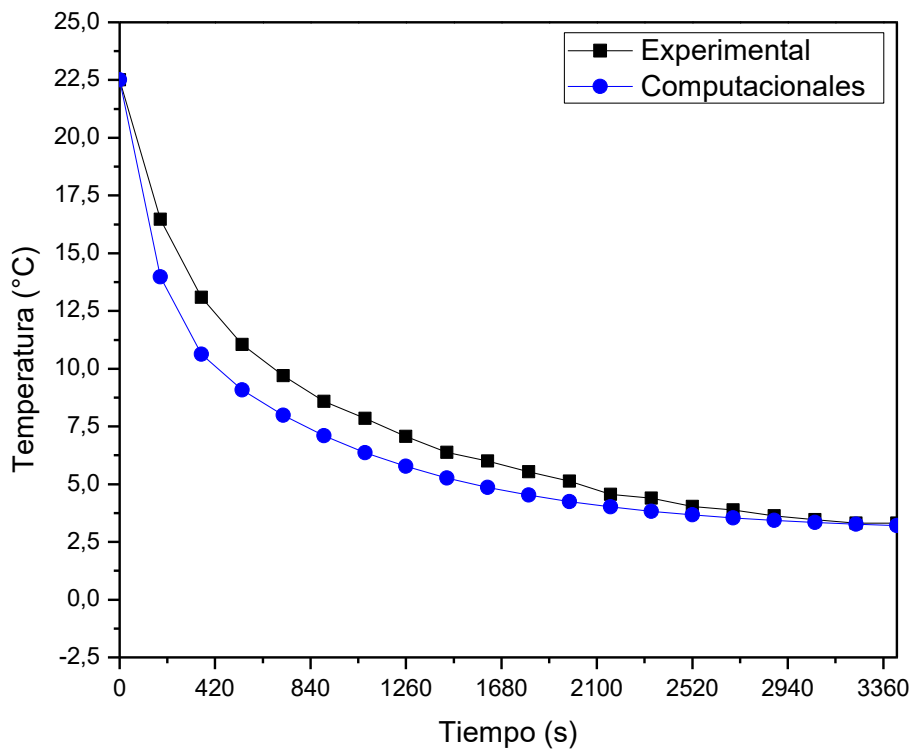


Figura 35. Comparativa de datos de temperatura [°C] en la salida. Fuente: Autores.

3. PISO

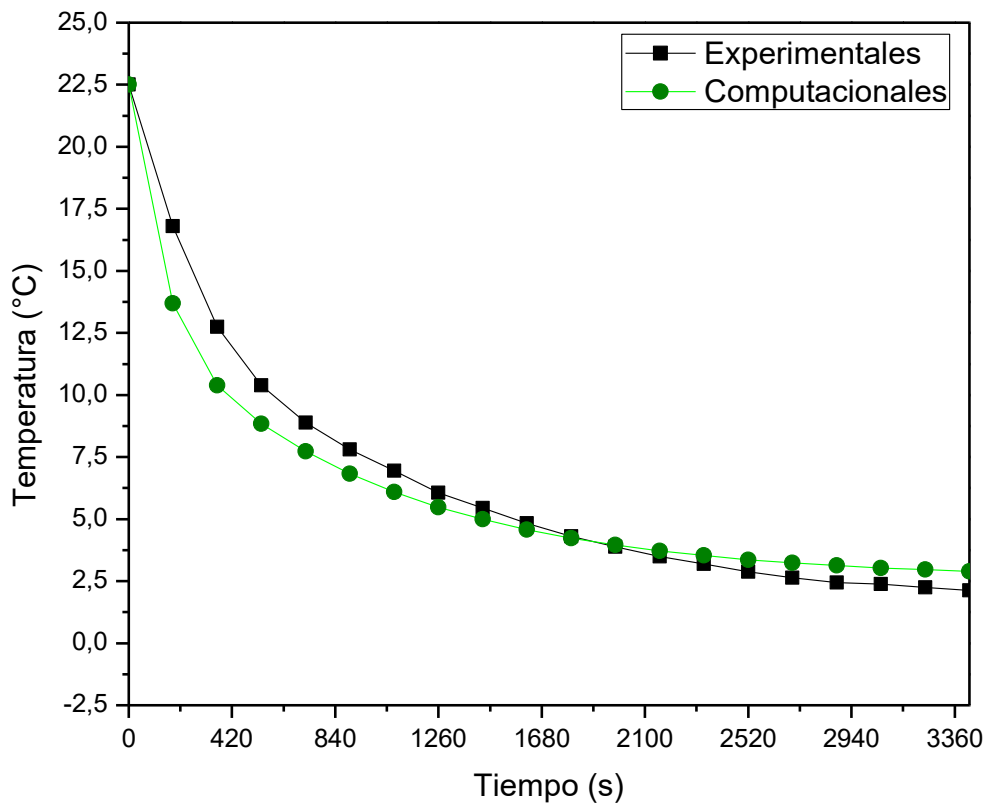


Figura 36. Comparativa de datos de temperatura [°C] en el piso. Fuente: Autores.

4. COMPUERTA

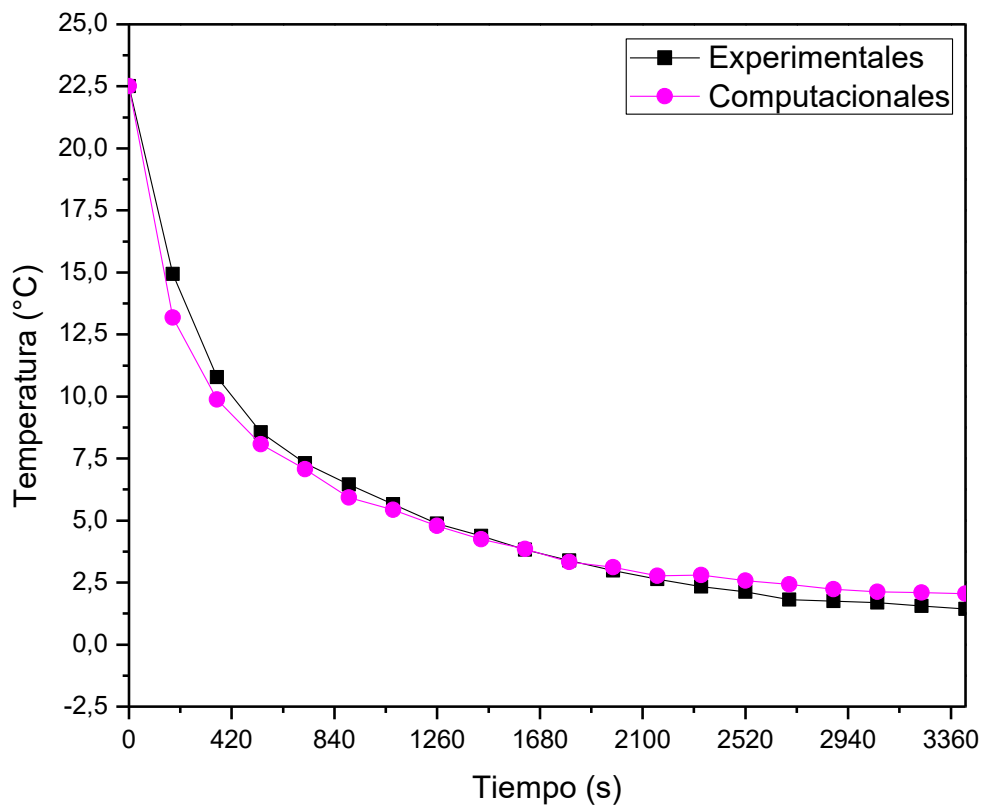


Figura 37. Comparativa de datos de temperatura [°C] en la compuerta. Fuente: Autores.

7. Conclusiones

Se ha realizado el estudio de la distribución de temperatura dentro de un furgón frigorífico construido por “Carrocerías Faicán”; mediante simulaciones numéricas usando el software ANSYS CFX, donde la metodología utilizada proporciona una buena coincidencia entre la simulación y las mediciones experimentales dentro del dominio de estudio.

Este trabajo establece un análisis tridimensional utilizando un modelo de cálculo de transporte de esfuerzo de corte (*Shear Stress Transport*) de CFD adecuado para simular la distribución de temperatura dentro del furgón frigorífico, a través del cual se pudo predecir la distribución de temperatura y velocidad de flujo a lo largo del tiempo, donde el valor del error absoluto o variación de temperatura máxima es de 3.11°C durante los primeros 540 segundos de haber comenzado el proceso de refrigeración; la variación máxima durante los primeros 1260 segundos es de 1.61°C y durante la etapa de estabilización a la temperatura de seteo (0°C), la variación máxima de temperatura es de 0.71°C .

El valor de 0.71°C coincide con la temperatura final calculada (T_4) de transferencia de calor a través de las paredes, cuando incide en ella una cantidad de calor de $\dot{Q} = 35\text{ W}$, cantidad que se estableció en el proceso de cálculo de transferencia de calor total, a través de una pared compuesta de diferentes materiales, los mismos que conforman la estructura de aislamiento del furgón de estudio.

Los puntos de análisis donde se recolectó la información son puntos críticos donde la circulación de aire debe ser efectiva para mantener la homogeneidad de la temperatura, y según la correlación de datos simulados y experimentales tenemos que:

- Los resultados obtenidos en la entrada representan el ingreso de aire al furgón, donde la temperatura varía en función del tiempo y esta se ajustó a una función exponencial, razón por la cual la variación promedio de temperatura es la más baja siendo esta de 0.05°C .
- Dentro de los resultados obtenidos en la salida de aire del sistema, se observa que la distribución de temperatura tiene un comportamiento similar a la tendencia de la curva experimental, con una variación promedio de temperatura de 0.43°C .
- En el análisis del piso del furgón se observa una variación promedio de temperatura de 0.34°C . Se presenta mayor variación de datos en la parte inicial de la refrigeración, la cual se ajusta después de un corto periodo de tiempo.
- Los resultados obtenidos en la compuerta del furgón muestran una variación promedio de temperatura de 0.07°C , siendo esta ideal únicamente para la condición analizada con la compuerta cerrada.

Las temperaturas promedio con mayor variación son: el piso y la salida; debido a factores externos como el motor y el tubo de escape, aumentando la temperatura exterior en las paredes mencionadas, motivo por el cual la temperatura no permanece constante a lo largo del tiempo de análisis.

Siendo estas diferencias de temperatura aceptables, dentro de los primeros 3420 segundos (57 min) de realizar el análisis, pasado este tiempo comienza el proceso de estabilización a la temperatura de seteo (0°C), donde la configuración del controlador PID comienza a actuar de forma ON/OFF, con la finalidad de mantener una temperatura uniforme en el espacio refrigerado. Razón por la cual el análisis se realizó durante este periodo de tiempo.

El sensor de temperatura encapsulado DS18B20, presenta un funcionamiento e instalación sencilla para la recopilación de datos, y al estar conectado a un microprocesador (Arduino Uno) permitió el almacenamiento de datos en tiempo real. La longitud del cable influye en la transmisión de datos hacia el microprocesador, por tal motivo una mayor longitud de cable presenta error en transmisión y recopilación de datos durante la medición. Además, las mediciones experimentales están sujetas por la imprecisión inherente al proceso de medida.

Aplicar el uso de simulaciones numéricas para predecir la distribución de temperatura y flujo de aire de vehículos refrigerados para el transporte de alimentos ofrece una mejor comprensión del funcionamiento y comportamiento térmico del sistema, reduciendo la cantidad de experimentación y empirismo asociado al proceso de diseño y las mejoras que se puedan realizar gracias a este estudio. El análisis de predicciones numéricas, se pueden desarrollar para evaluar la influencia de la homogeneidad de distribución de temperatura dentro de la región de conservación de productos, ya que estos factores están directamente relacionados con la seguridad alimentaria y el consumo de energía.

8. Recomendaciones

El siguiente paso de esta investigación es la predicción de la distribución de temperatura incluyendo cargas térmicas dentro de la cámara frigorífica, por lo cual se recomienda simular la distribución de temperatura dentro de la cámara de almacenamiento con diferentes tipos productos perecederos, para validar de manera eficiente el modelo de CFD y la metodología usada para el proceso de simulación.

Los sensores de temperatura DS18B20 tienen un cable de 1 metro de longitud, se necesita agregar cable para la adquisición de datos en los puntos especificados, por tal motivo se recomienda usar un cable estero (cable para audio o micrófono), para evitar pérdidas de información y mejorar la precisión en la toma de datos experimentales.

Podemos sugerir el uso de un microprocesador Raspberry Pi, ya que posee una mayor capacidad de procesamiento para la adquisición de datos experimentales, el cual podría mejorar la incertidumbre generada al realizar mediciones.

Se recomienda el uso de una cámara termográfica para obtener datos de temperatura más precisos en las paredes, con la finalidad de facilitar el proceso de medición de temperatura, tener una perspectiva más amplia de las temperaturas en las paredes del furgón y permitir obtener un registro fotográfico.

9. Referencias bibliográficas

- [1] Yunes. A. Cengel, Michael. A. Boles, *Termodinámica*, 7 Ed. Mc Graw Hill, 2013.
- [2] Y. A. Cengel, Afshin J. Ghanja, *Transferencia de calor y masa, fundamentos y aplicaciones*, 4 Ed. Mc Graw Hill, 2011.
- [3] S. Mercier, S. Villeneuve, M. Mondor and I. Uysal. *Time–Temperature Management Along the Food Cold Chain: A Review of Recent Developments*, Comprehensive Reviews in Food Science and Food Safety, Volume 16, Issue 4, 2017.
- [4] N.J. Smale, J. Moureh, G. Cortella. *A review of numerical models of air flow in refrigerated food applications*, International Journal of Refrigeration, Volume 29, Issue 6, 2006. Pages 911-930.
- [5] S.J. James, C. James, J.A. Evans, *Modelling of food transportation systems - a review*, International Journal of Refrigeration, Volume 29, Issue 6, 2006. Pages 947-957.
- [6] Y. A. Cengel, John M. Cimbala, *Mecánica de fluidos, fundamentos y aplicaciones*, Vol. 1, Mc Graw Hill, 2006.
- [7] F. P. Incropera and D. P. DeWitt, *Fundamentos de transferencia de calor*, 4 ed. Pearson Educación, 1999.
- [8] Yuta Umeno, Duong Van Hunj, F. Tanaka, D. Hamanaka. T. Uchino, *The use of CFD to simulate temperature distribution in refrigerated containers*, Engineering in Agriculture, Environment and Food, Volume 8, Issue 4, 2015, Pages 257-263.
- [9] Alexandre Oury, Patrick Namy, Mohammed Youbi-Idrisi, *Aero-Thermal Simulation of a refrigerated truck under open and closed-door cycles*. COMSOL, 2015.
- [10] S. A. Tassu, G. De-Lille, Y.T. Ge, *Food transport refrigeration – Approaches to reduce energy consumption and environmental impacts of road transport*, Applied Thermal Engineering, Volume 29, Issues 8-9, 2009, Pages 1467-1477.
- [11] Tomas Norton, Da-Wen Sun, *Computational fluid dynamics (CFD) – an effective and efficient design and analysis tool for the food industry*, Trends in Food Science and Technology, Volume 17, Issue 11, 2006, Pages 600-620.
- [12] Bin xia, Da-Wen Sun, *Applications of computational fluid dynamics (CFD) in food industry: A review*. Computers and Electronics in Agriculture, Volume 34, Issues 3-4, 2002, Pages 5-24.
- [13] N. Zertal-Ménia, J. Moureh, D. Flick, *Simplified modelling of air flows in refrigerated vehicles*, International Journal of Refrigeration, Volume 25, Issue 5, August 2002, Pages 660-672.

- [14] Pedro Dinis Gaspar, L.C. Carrilho, R.A. Pitarma, *Detailed CFD modelling of open refrigerated display*, Modelling and Simulation Engineering, Vol. 2012, Article ID 973601, 17 Pages, 2012.
- [15] P. Glouannec, B. Michel, G. Delamerre, Y. Grohens, *Experimental and numerical study of heat transfer across insulation wall of a refrigerated integral panel van*, Applied Thermal Engineering. Elsevier, 2014, 73, pp.196-204.
- [16] David Tanner, *Refrigerated transport*, Reference Module in Food Science, Elsevier, 2016.
- [17] J. Moureh, D. Flick, *Airflow pattern and temperature distribution in a typical refrigerated truck configuration loaded with pallets*, International Journal of Refrigeration, Volume 27, Issue 5, 2004, Pages 464-474.
- [18] Jia-Wei Han, Chun-Jiang Zhao, Xin-Ting Yang, *Computational fluid dynamics simulation to determinate combined mode to conserve energy in refrigerated vehicles*. Journal of Food Process Engineering, Volume 39, Issue 2, 2015.
- [19] Normativa técnica sanitaria para alimentos procesados, [Online]. Disponible en: <http://www.controlsanitario.gob.ec/wp-content/uploads/downloads/2016/12/Resolucio%CC%81n-ARCSA-DE-067-2015-GGG-Normativa-unificada-de-Alimentos-1.pdf> [Accedido el: 18/10/2017].
- [20] Norma técnica ecuatoriana 2917. Servicios de restauración. Requisitos de transporte. [Online]. Disponible en: http://www.normalizacion.gob.ec/wp-content/uploads/downloads/2014/02/nte_inen_2917.pdf [Accedido el: 18/10/2017].
- [21] R. H. Sampieri, *Metodología de la investigación*. Mac Graw-Hill/Interamericana, 2006.
- [22] Equipos de refrigeración acoplados, [Online]. Disponible en: <http://www.z1.com.pe/refrigeracion-para-camiones-peru/equipos-de-refrigeracion-acoplados/>, [Accedido el: 15/08/2017].
- [23] Ficha de datos del sensor de temperatura DS18B20 [Online]. Disponible en: <https://datasheets.maximintegrated.com/en/ds/DS18B20.pdf> , [Accedido el: 08/09/2017].
- [24] DS18B20 sensor de temperatura con Arduino [Online]. Disponible en: <https://programarfacil.com/blog/arduino-blog/ds18b20-sensor-temperatura-arduino/>, [Accedido el: 08/09/2017].
- [25] THERMAL MASTER, catálogo de productos [Online]. Disponible en: http://www.thermalmaster.co.kr/?page_id=191, [Accedido el: 20/09/2017].
- [26] FLUKE, termómetros por infrarrojo y de contacto 568 y 566 [Online]. Disponible en: <http://www.fluke.com/fluke/eces/termometros/fluke-568-2-566-2.htm?pid=56090> , [Accedido el: 20/09/2017].

- [27] REED Instruments, manual del anemómetro LM-8000 [Online]. Disponible en: <http://www.reedinstruments.com/pdfs/cache/www.reedinstruments.com/lm-8000/manual/lm-8000-manual.pdf> , [Accedido el: 20/09/2017].
- [28] Información meteorológica del cantón Cuenca [Online]. Disponible en: <http://redenti.ups.edu.ec:8086/iner/> , [Accedido el: 19/10/2017].

10. Anexos

A.1. Programación en Arduino.

```
//AUTORES: JUAN JOSE AGUIRRE RIVERA, CARLOS ESTEBAN BUENAÑO MERINO.
//FECHA: 20/11/2017

//PROGRAMA PARA 4 SENSORES DE TEMPERATURA DS18B20

//1.INCLUIMOS LAS LIBRERÍAS A UTILIZAR.

#include <OneWire.h>           //Se importan la librería OneWire.
#include <DallasTemperature.h> //Se importan la librería DallasTemperature.

//2.DEFINIMOS EL PIN "DATA" PARA EL SENSOR.

#define Pin 2                  //Se declara el pin 2 donde se conectará el bus 1-wire.

const int pinDatosDQ = 2;     //Declaramos una constante para indicar el número de pin,
                               //donde se conectarán los sensores en paralelo.

OneWire oneWireObjeto(pinDatosDQ); //Se establece el pin declarado como bus para la comunicación OneWire.
DallasTemperature sensorDS18B20(oneWireObjeto); //Se llama a la librería DallasTemperature.

//3.PROGRAMACIÓN PARA LA RECOLECCIÓN DE DATOS.

void setup() {                // Recolecta la información.

  Serial.begin(9600);         //Velocidad de transmisión de datos en bps.
  sensorDS18B20.begin();     //Se inicia la comunicación en serie.
}

void loop() {                 // Contiene el programa que se ejecutará cíclicamente.

  sensorDS18B20.requestTemperatures();

  //Serial.print("Temperatura sensor 1: ");
  Serial.println(sensorDS18B20.getTempCByIndex(0)); //Se lee e imprime la temperatura del sensor 1
  //Serial.print("Temperatura sensor 2: ");
  Serial.println(sensorDS18B20.getTempCByIndex(1)); //Se lee e imprime la temperatura del sensor 2
  //Serial.print("Temperatura sensor 3: ");
  Serial.println(sensorDS18B20.getTempCByIndex(2)); //Se lee e imprime la temperatura del sensor 3
  //Serial.print("Temperatura sensor 4: ");
  Serial.println(sensorDS18B20.getTempCByIndex(3)); //Se lee e imprime la temperatura del sensor 4

  delay(4500);                // Intervalo de tiempo en el que toma los datos: cada 4.5 segundos.
}
```

A.2. Programación MATLAB.

```
1  function Matlab_Arduino(numero_muestras)
2  -   close all;
3  -   clc;
4
5     %AUTORES: JUAN JOSE AGUIRRE RIVERA - CARLOS ESTEBAN BUENAÑO MERINO
6     %FECHA: 20/11/2017
7
8     %1. Creo vectores para guardar los datos obtenidos por los sensores.
9
10 -   w=[ ]; %Vector w donde se guardarán los datos del sensor 1
11 -   x=[ ]; %Vector x donde se guardarán los datos del sensor 2
12 -   y=[ ]; %Vector w donde se guardarán los datos del sensor 3
13 -   z=[ ]; %Vector x donde se guardarán los datos del sensor 4
14
15     %2. Inicializo el puerto serial donde encuentra conectado el Arduino UNO,
16     % en este caso el 'COM5' y configuro la velocidad de transmisión 9600bps.
17
18 -   delete(instrfind({'Port'},{'COM5'}));
19 -   puerto_serial=serial('COM5');
20 -   puerto_serial.BaudRate=9600;
21 -   warning('off','MATLAB:serial:fscanf:unsuccessfulRead');
22
23     %Abro el puerto serial.
24 -   fopen(puerto_serial);
25
26     %Declaro un contador del número de muestras ya tomadas.
27 -   contador_muestras=1;
28
29     %3. Creo una ventana para la gráfica.
30 -   figure('Name','Serial communication: Matlab+Arduino. Datos Experimentales')
31 -   title('SENSOR DE TEMPERATURA DS18B20');
32 -   xlabel('Número de muestra');
33 -   ylabel('Temperatura (°C)');
34 -   grid on;
35 -   hold on;
```



```

36
37 %4. Creo un Bucle while para que tome y dibuje los datos que deseamos.
38 - while contador_muestras<=numero_muestras
39 -     ylim([-10 30]); %Limite Y para la gráfica.
40 -     xlim([contador_muestras-10 contador_muestras+10]); %Limite X.
41 -     w=fscanf(puerto_serial,'%f'); %Toma el dato del sensor.
42 -     x=fscanf(puerto_serial,'%f');
43 -     y=fscanf(puerto_serial,'%f');
44 -     z=fscanf(puerto_serial,'%f');
45 -     w(contador_muestras)=w(1); %Toma un dato+1 nuevo del sensor.
46 -     x(contador_muestras)=x(1);
47 -     y(contador_muestras)=y(1);
48 -     z(contador_muestras)=z(1);
49 -     plot(contador_muestras,w(1),'r--o'); %Dibuja el dato del sensor.
50 -     plot(contador_muestras,x(1),'b--o');
51 -     plot(contador_muestras,y(1),'m--o');
52 -     plot(contador_muestras,z(1),'k--o');
53 -     drawnow
54
55 %5. Creamos una matriz de datos.
56
57 - A=[w' x' y' z']; %%Aumentar variables en caso de más sensores.
58 - C(contador_muestras,:)=A(1,1),A(1,2),A(1,3),A(1,4)];
59
60 - contador_muestras=contador_muestras+1; %Toma un nuevo dato de cada sensor.
61
62 - xlswrite('DATOS_1',C); %Guarda la matriz C en un archivo EXCEL.
63 - end
64
65 %6. Cierro la conexión con el puerto serial y elimino las variables.
66 - fclose(puerto_serial);
67 - delete(puerto_serial);
68
69 - hold on
70 - end

```

A.3. Sensor de temperatura DS18B20.

DS18B20

Programmable Resolution 1-Wire Digital Thermometer

General Description

The DS18B20 digital thermometer provides 9-bit to 12-bit Celsius temperature measurements and has an alarm function with nonvolatile user-programmable upper and lower trigger points. The DS18B20 communicates over a 1-Wire bus that by definition requires only one data line (and ground) for communication with a central microprocessor. In addition, the DS18B20 can derive power directly from the data line ("parasite power"), eliminating the need for an external power supply.

Each DS18B20 has a unique 64-bit serial code, which allows multiple DS18B20s to function on the same 1-Wire bus. Thus, it is simple to use one microprocessor to control many DS18B20s distributed over a large area. Applications that can benefit from this feature include HVAC environmental controls, temperature monitoring systems inside buildings, equipment, or machinery, and process monitoring and control systems.

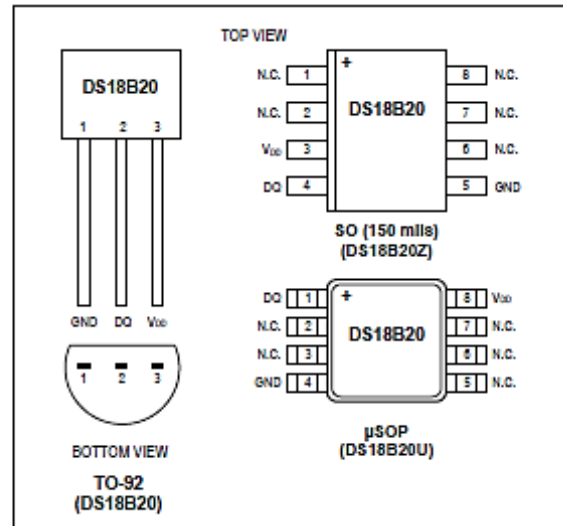
Applications

- Thermostatic Controls
- Industrial Systems
- Consumer Products
- Thermometers
- Thermally Sensitive Systems

Benefits and Features

- Unique 1-Wire® Interface Requires Only One Port Pin for Communication
- Reduce Component Count with Integrated Temperature Sensor and EEPROM
 - Measures Temperatures from -55°C to +125°C (-67°F to +257°F)
 - ±0.5°C Accuracy from -10°C to +85°C
 - Programmable Resolution from 9 Bits to 12 Bits
 - No External Components Required
- Parasitic Power Mode Requires Only 2 Pins for Operation (DQ and GND)
- Simplifies Distributed Temperature-Sensing Applications with Multidrop Capability
 - Each Device Has a Unique 64-Bit Serial Code Stored in On-Board ROM
- Flexible User-Definable Nonvolatile (NV) Alarm Settings with Alarm Search Command Identifies Devices with Temperatures Outside Programmed Limits
- Available in 8-Pin SO (150 mils), 8-Pin μ SOP, and 3-Pin TO-92 Packages

Pin Configurations



Ordering Information appears at end of data sheet.

1-Wire is a registered trademark of Maxim Integrated Products, Inc.

A.4. Catálogo de equipos de refrigeración Thermal Master T-1400.



DIRECT DRIVE UNITS

T-1400 / T-1400R / T-1400SE

***T-1400 Refrigeration Capacity at 30°C ambient/2400RPM**
(Return air to evaporator)

Road operation	(R134A)	(R404A)
0°C	2965W	3330W
-20°C		1840W
Refrigerant charge	1.5kg	1.5kg

Defrost: Automatic hot gas defrost

T-1400H : Heating system: option
T-1400SE : Stand by unit built-in condenser: Option

*** High heating capacity**
in a reverse cycle, the condenser fully exchanges functions with the evaporator.
This is done by reversing the refrigerant flow using "4-way valves".

T-1400/T-1400R/T-1400SE are truck engine powered units for small & medium trucks and various vans.
Exceptional cooling performance on the road
Fast pull-down

Model	Condensers
T-1400	Standard nose-mounting condenser
T-1400R	Roof mounting condenser
T-1400SE	Stand by unit built-in condenser

Condenser (coils: copper tubes & Aluminum fins)
Slim evaporator (coils: copper tubes & Aluminum fins)
Control: micro process control (Easy & error-free operation)
Durable and reliable / user friendly / manual & automatic defrost / hour meters to record operation time
Compressor: TM15(displacement: 146cc / 6 cylinders)

T-1400 Condenser

T-1400R (Roof mounting condenser)

T-1400SE (stand by built-in condenser)





*Weight : 23kg



*Weight : 20kg





*WEIGHT : 25kg



*WEIGHT : 20kg





*WEIGHT : 107kg



*WEIGHT : 20kg




A.5. Propiedades del aire como Gas ideal [2]

TABLA A-15							
Propiedades del aire a la presión de 1 atm							
Temp., $T, ^\circ\text{C}$	Densidad, $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico, $c_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$	Conductividad térmica, $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Difusividad térmica, $\alpha, \text{m}^2/\text{s}^2$	Viscosidad dinámica, $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidad cinemática, $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-5}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1 002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1 004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1 005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1 006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1 006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1 006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1 006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1 007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1 007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1 007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1 007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1 007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1 007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1 007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1 007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1 007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1 007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1 008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1 008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1 009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1 011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1 013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1 016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1 019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1 023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1 033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1 044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1 056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1 069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1 081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1 093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1 115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1 135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1 153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1 169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1 000	0.2772	1 184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1 500	0.1990	1 234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478