

# **ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL**

## **FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA**

### **OPTIMIZACIÓN DE EQUIPOS TÉRMICOS Y TERMODINÁMICOS CON ENFOQUE MECATRÓNICO**

#### **OPTIMIZACIÓN DE UNA CÁMARA FRIGORÍFICA DE 4 TONELADAS DE CAPACIDAD, MEDIANTE UNA ANÁLISIS MECATRÓNICO**

**TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR PRESENTADO COMO  
REQUISITO PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO/A  
EN MECÁNICA**

**CRISTHIAN DAVID ZAPATA CUEVA**

**cristhian.zapata01@epn.edu.ec**

**DIRECTOR: Ph.D. ALVARO GONZALO AGUINAGA BARRAGAN**

**alvaro.aguinaga@epn.edu.ec**

**DMQ, febrero 2022**

## **CERTIFICACIONES**

Yo, CRISTHIAN DAVID ZAPATA CUEVA declaro que el trabajo de integración curricular aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

---

**CRISTHIAN DAVID ZAPATA CUEVA**

Certifico que el presente trabajo de integración curricular fue desarrollado por CRISTHIAN DAVID ZAPATA CUEVA, bajo mi supervisión.

---

**Ph.D. ALVARO AGUINAGA BARRAGAN**  
**DIRECTOR**

## **DECLARACIÓN DE AUTORÍA**

A través de la presente declaración, afirmamos que el trabajo de integración curricular aquí descrito, así como el (los) producto(s) resultante(s) del mismo, son públicos y estarán a disposición de la comunidad a través del repositorio institucional de la Escuela Politécnica Nacional; sin embargo, la titularidad de los derechos patrimoniales nos corresponde a los autores que hemos contribuido en el desarrollo del presente trabajo; observando para el efecto las disposiciones establecidas por el órgano competente en propiedad intelectual, la normativa interna y demás normas.

CRISTHIAN DAVID ZAPATA CUEVA

Ph.D. ÁLVARO AGUINAGA BARRAGAN

## **DEDICATORIA**

El trabajo y la lucha de una madre para ver triunfar a sus hijos es una de las mayores motivaciones que un estudiante podrá tener a lo largo de su vida, razón por la cual dedico este trabajo a mi madre, Patricia, por brindarme su amor y demostrarme con sacrificio que siempre se puede salir adelante a pesar de cualquier circunstancia.

A mi hermana, Margarita, se lo dedico de igual manera por brindarme siempre su apoyo en todo momento, por protegerme y enseñarme sobre cómo afrontar la vida en cada paso que doy, por sus consejos, su amor y su sabiduría a la hora de afrontar cada problema, por darme esa motivación para seguir sacando lo mejor de mí y no conformarme con lo que he conseguido.

A mi hermana, Vanessa, que a pesar de estar lejos nunca ha dejado de preocuparse por mi bienestar, por estar siempre pendiente de nosotros y por brindarnos su apoyo en cada momento difícil, por enseñarme que se puede empezar de cero en un lugar nuevo, pero con determinación se pueden lograr los objetivos que uno se proponga en la vida.

## **AGRADECIMIENTO**

Primero que nada, quiero agradecer a mi madre y hermanas por brindarme su apoyo incondicional en cada momento de mi vida, por saberme inculcar valores de bien y enseñarme a diferenciar lo bueno de lo malo. Agradezco sus enseñanzas y su amor en cada momento, en cada paso que he dado a largo de mi vida, y más aún el apoyo recibido en mi vida universitaria.

A Esteban y Ernesto Herrera, por el cariño brindado, por sus consejos y sobre todo el apoyo en mi primera experiencia laboral, así mismo como la demostración de orgullo por mis logros a lo largo de los años.

A la familia Rodríguez – Camacho, con los cuales hemos compartido buenos y malos momentos desde el colegio, por considerarme parte de su familia y por el cariño que me han sabido brindar, por sus consejos y por compartir conmigo su felicidad al verme crecer.

También quiero agradecer a mis amigos, a aquellos que conocí desde primer semestre y con los que hemos pasado muchas cosas buenas y malas, pero sobre todo nos hemos sabido apoyar en cada momento de nuestras carreras. Así mismo agradezco a esos amigos que lastimosamente partieron antes de este mundo, pero que vivirán siempre en nuestros corazones.

A mi tutor de tesis, Ph.D. Álvaro Aguinaga, por guiarme en este trabajo y poder ayudarme a sacar lo mejor de mí en este proyecto, por su paciencia y preocupación a lo largo de este último semestre.

Por último, un agradecimiento a todas las personas que han formado parte de mi vida y que siempre vieron gran potencial en mí, a Vinicio, Jaime, Don Vicente.

# ÍNDICE DE CONTENIDO

CERTIFICACIONES.....	I
DECLARACIÓN DE AUTORÍA .....	II
DEDICATORIA.....	III
AGRADECIMIENTO.....	IV
ÍNDICE DE CONTENIDO.....	1
ÍNDICE DE FIGURAS .....	3
ÍNDICE DE TABLAS.....	4
ÍNDICE DE ECUACIONES .....	5
RESUMEN.....	6
ABSTRACT.....	7
1 INTRODUCCIÓN .....	8
1.1 Objetivo general.....	8
1.2 Objetivos específicos.....	8
1.3 Alcance .....	8
1.4 Marco Teórico .....	9
1.4.1 Cámaras frigoríficas .....	9
1.4.2 Ciclo de una cámara frigorífica .....	12
1.4.3 Elementos de una cámara frigorífica .....	14
1.4.4 Descharchado.....	17
1.4.5 Refrigerantes .....	17
2 METODOLOGÍA.....	20
2.1 Enfoque metodológico .....	20
2.2 Procedimiento .....	20
2.3 Modelo matemático.....	21
2.3.1 Cargas térmicas.....	21
2.3.2 Análisis energético y exergético.....	26
2.3.3 Modelación en espacio de estado.....	28
3 RESULTADOS Y CONCLUSIONES .....	29

3.1	Características de la cámara frigorífica.....	29
3.2	Características del ciclo de refrigeración .....	30
3.3	Variables en la optimización.....	33
3.4	Análisis de Sensibilidad .....	34
3.4.1	Espesor del aislante .....	35
3.4.2	Tipo de aislante .....	36
3.4.3	Porcentaje de renovación de carga .....	38
3.5	Cámara optimizada.....	42
3.6	Conclusiones.....	44
3.7	Recomendaciones .....	45
4	BIBLIOGRAFÍA .....	47
5	ANEXOS.....	49
	ANEXO I.....	49
	ANEXO II.....	52
	ANEXO III.....	55

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Cámara refrigerante industrial. ....	10
Figura 1.2. Cámara congeladora de vacunas.....	11
Figura 1.3. Abatidor de temperatura. ....	11
Figura 1.4. Túnel de congelación.....	12
Figura 1.5. Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.....	13
Figura 1.6. Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor. ....	14
Figura 1.7. Mezclas de refrigerantes. ....	19
Figura 2.1 Esquema de la metodología. ....	21
Figura 3.1 Distribución de cargas térmicas de la cámara frigorífica. ....	31
Figura 3.2 Diagrama T-s del ciclo de refrigeración.....	32
Figura 3.3 a) Potencia frigorífica en función del aislante. b) Pérdidas de la cámara frigorífica en función del aislante.....	35
Figura 3.4 Respuesta Temporal - Lazo Abierto para la variación de espesores.....	36
Figura 3.5 a) Potencia frigorífica en función del tipo de aislante. b) Pérdidas de la cámara frigorífica en función del tipo de aislante.....	37
Figura 3.6 Respuesta Temporal - Lazo Abierto para varios aislantes. ....	38
Figura 3.7 Potencias en función de la renovación de carga. ....	39
Figura 3.8 Respuesta Temporal - Lazo Abierto para renovación de carga. ....	40
Figura 3.9 Respuesta temporal - Lazo Abierto de cámara optimizada.....	43
Figura 3.10 Respuesta Temporal – Lazo Cerrado de la cámara optimizada. ....	43

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 3.1 Cargas térmicas de la cámara frigorífica. ....	30
Tabla 3.2 Propiedades termodinámicas del ciclo de refrigeración.....	31
Tabla 3.3 Flujos de calor y pérdida de exergía del ciclo de refrigeración.....	32
Tabla 3.4. Variables termodinámicas del ciclo de refrigeración. ....	32
Tabla 3.5 Parámetros a optimizar de la cámara de refrigeración. ....	33
Tabla 3.6. Variables para optimizar. ....	33
Tabla 3.7 Variación del espesor del aislante. ....	35
Tabla 3.8 Variación del tipo de aislante .....	36
Tabla 3.9 Variación de la renovación de carga. ....	38
Tabla 3.10 Variación de tiempo de lazo abierto. ....	41
Tabla 3.11 Parámetros optimizados de la cámara frigorífica. ....	42
Tabla 3.12 Análisis energético y exergético. ....	44
Tabla 3.13 Variables termodinámicas de la cámara optimizada.....	44

## ÍNDICE DE ECUACIONES

Ecuación 2.1. Carga térmica por superficies. ....	21
Ecuación 2.2. Flujo de calor por superficies. ....	22
Ecuación 2.3. Coeficiente global de transferencia de calor. ....	22
Ecuación 2.4. Área de transferencia de calor .....	22
Ecuación 2.5. Carga térmica por renovación de aire. ....	22
Ecuación 2.6. Carga térmica por iluminación. ....	23
Ecuación 2.7. Carga térmica por personas. ....	23
Ecuación 2.8. Carga térmica por productos. ....	24
Ecuación 2.9. Masa diaria por refrigerar. ....	24
Ecuación 2.10. Flujo de calor sensible antes del punto de congelación.....	24
Ecuación 2.11. Flujo de calor latente.....	24
Ecuación 2.12. Flujo de calor sensible después del punto de congelación.....	24
Ecuación 2.13. Carga térmica de ventiladores y resistencias del evaporador. ....	25
Ecuación 2.14. Carga térmica total. ....	25
Ecuación 2.15. Potencia frigorífica.....	25
Ecuación 2.16. Potencia del evaporador. ....	26
Ecuación 2.17. Trabajo del compresor. ....	26
Ecuación 2.18. Destrucción de exergía en el compresor.....	26
Ecuación 2.19. Potencia del condensador.....	27
Ecuación 2.20. Destrucción de exergía en el condensador. ....	27
Ecuación 2.21. Destrucción de exergía en la válvula de expansión.....	27
Ecuación 2.22. Destrucción de exergía en el evaporador.....	27
Ecuación 2.23. Coeficiente de rendimiento del ciclo. ....	28
Ecuación 2.24. Destrucción total de exergía del ciclo. ....	28
Ecuación 2.25. Eficiencia de la Segunda Ley de la Termodinámica. ....	28
Ecuación 2.26. Variación de energía de un sistema. ....	28
Ecuación 2.27. Flujo de energía del sistema.....	29
Ecuación 2.28. Pérdidas del sistema.....	29
Ecuación 2.29. Ecuación de estado del sistema. ....	29

## RESUMEN

En el presente trabajo se analizará una cámara frigorífica con capacidad para refrigerar 4 toneladas de pollo con el fin de poder optimizar los tiempos de respuesta que se tiene en el proceso de enfriamiento inicial del producto y su posterior conservación a una temperatura de  $-2$  [°C].

El trabajo empieza con el cálculo de las cargas térmicas que se tienen en la cámara frigorífica, teniendo en consideración varias referencias bibliográficas e inclusive catálogos de empresas dedicadas a la producción de estas. Mediante esta investigación se pueden determinar la potencia del evaporador en su estado inicial.

Una vez analizado el estado inicial de la cámara se procede a realizar un análisis de sensibilidad, mismo que determinará las variables más críticas del sistema y a su vez presentará las mejores alternativas para poder reducir las pérdidas por transferencia de calor en sus superficies.

El principal problema que se tiene es la lenta respuesta en el proceso de enfriamiento inicial del producto, para esto se escogieron las mejores condiciones para el aislante y a su vez un buen porcentaje de renovación de carga diaria del producto. Obteniendo así una disminución del 60 [%] y 7 [%] en los tiempos de respuesta de lazo cerrado y de lazo abierto respectivamente.

Para obtener estas mejores respuestas temporales se acude al uso de un termostato para el proceso de enfriamiento inicial y a un controlador analógico PID para el caso de la conservación de temperatura en la cámara de refrigeración.

**Palabras clave:** cámara frigorífica, optimización, cargas térmicas, evaporador, aislante, renovación de carga diaria, tiempos de respuesta.

## ABSTRACT

In the present work, a cold room with the capacity to refrigerate 4 tons of chicken will be analysed to be able to optimize the response times that are had in the initial cooling process of the product and its subsequent conservation at a temperature of  $-2$  [° C].

The work begins with the calculation of the thermal loads that are in the cold room, considering several bibliographical references and even catalogues of companies dedicated to the production of these. Through this investigation, the power of the evaporator in its initial state can be determined.

Once the initial state of the chamber has been analysed, a sensitivity analysis is carried out, which will determine the most critical variables of the system and, in turn, present the best alternatives to reduce heat transfer losses on its surfaces.

The main problem is the slow response in the initial cooling process of the product, for this the best conditions were chosen for the insulation and in turn a good percentage of daily load renewal of the product. Thus, obtaining a decrease of 60 [%] and 7 [%] in the closed loop and open loop response times, respectively.

To obtain these best temporary responses, a thermostat is used for the initial cooling process and an analog PID controller for the case of temperature conservation in the refrigeration chamber.

**Keywords:** cold room, optimization, thermal loads, evaporator, insulation, daily load renewal, response times.

# 1 INTRODUCCIÓN

## 1.1 Objetivo general

Optimizar una cámara frigorífica de 4 toneladas de capacidad, mediante un análisis mecatrónico.

## 1.2 Objetivos específicos

1. Articular el estado del arte con información relevante en cámaras frigoríficas industriales.
2. Estructurar el modelo matemático representando en espacio de estado, a fin de tener concordancia con el comportamiento dinámico del sistema.
3. Simular el modelo matemático representa en espacio de estado, aplicando un enfoque mecatrónico-paramétrico.
4. Identificar los parámetros de funcionamiento y condiciones críticas de operación del sistema energético obtenidos por medio de la simulación numérica.
5. Validar la optimización mediante comparación con datos obtenidos de fabricantes de cámaras frigoríficas industriales.

## 1.3 Alcance

En la ejecución del presente proyecto se desarrollarán las siguientes actividades recomendadas para cada uno de los objetivos específicos:

Objetivo específico 1 (OE1): Articular el estado del arte con información relevante en cámaras frigoríficas industriales.

- Actividad (A1.1): Levantamiento de información documental sobre el uso y funcionamiento de cámaras frigoríficas.
- Actividad (A1.2): Análisis del tipo de cámaras frigoríficas y sus componentes.
- Actividad (A1.3): Elaboración del estado del arte con la información recopilada, detallando su uso, funcionamiento, tipos y partes que componen las cámaras frigoríficas.

Objetivo específico 2 (OE2): Estructurar el modelo matemático representando en espacio de estado, a fin de tener concordancia con el comportamiento dinámico del sistema.

- Actividad (A2.1): Determinación de las ecuaciones constitutivas y de los datos necesarios para la modelación.

- Actividad (A2.2): Modelización matemática del sistema de la cámara frigorífica industrial.
- Actividad (A2.3.): Elaboración de un informe correspondiente al modelo matemático obtenido.

Objetivo específico 3 (OE3): Simular el modelo matemático representado en espacio de estado, aplicando un enfoque mecatrónico-paramétrico.

- Actividad (A3.1): Introducción de los parámetros de simulación
- Actividad (A3.2): Simulación del modelo matemático.
- Actividad (A3.3.): Desarrollo de la memoria de la simulación realizada.

Objetivo específico 4 (OE4): Analizar la sensibilidad de la simulación mediante variables paramétricas.

- Actividad (A4.1): Análisis de los resultados obtenidos en la simulación.
- Actividad (A4.2): Desarrollo de un protocolo y análisis de los coeficientes de forma paramétrica.
- Actividad (A4.3): Determinación de valores óptimos de los parámetros para la cámara frigorífica industrial.
- Actividad (A4.4.): Desarrollo de un informe.

Objetivo específico 5 (OE5): Validar la optimización mediante comparación con datos obtenidos de fabricantes de cámaras frigoríficas industriales.

- Actividad (A5.1): Comparación de los datos obtenidos en la simulación con los datos de los fabricantes de cámaras frigoríficas industriales.
- Actividad (A5.2): Elaboración de un informe correspondiente a la validación de la simulación numérica.

## **1.4 Marco Teórico**

### **1.4.1 Cámaras frigoríficas**

Las cámaras frigoríficas son máquinas térmicas que se encargan de refrigerar y/o congelar el producto a refrigerar. De manera sencilla se podría decir que estos ciclos de refrigeración funcionan al extraer el calor del producto en el espacio refrigerado, haciendo que este calor fluya hacia el refrigerante, el mismo que tiene bajo punto de evaporación y condensación permitiendo el cambio de estado de este.

Las cámaras frigoríficas son usadas en diversas áreas de los alimentos, medicinas y distintos procesos de manufactura. Este tipo de máquinas sirven extrayendo el calor de lo que se desea refrigerar mientras que se da ese calor hacia un objeto más frío, para esto se usan refrigerantes, los cuales son muy útiles ya que tienen un bajo punto de evaporación. Para el uso de estos refrigerantes se tiene que realizar un proceso o un también conocido como un ciclo de refrigeración, a lo largo de este ciclo, este refrigerante sufre diversos cambios de estado, entre ellos el cambio de temperatura, presión, etc.

En la actualidad existe diversos tipos de cámaras frigoríficas, entre las que destacan:

- **Cámaras refrigerantes**

Este tipo de cámaras frigoríficas operan en un rango de temperaturas entre 0 y 10 °C aproximadamente son ideales para la conservación de frutas y verduras frescas (Lara, 2018). También son conocidas como cuartos fríos y son utilizadas en diferentes plantas procesadoras y/o almacenadoras de alimentos y productos cárnicos, Asimismo este tipo de cámaras refrigerantes también se las puede ocupar en el campo de la medicina en cierta industria farmacéutica (Refrinar S.R.L., 2019).



Figura 1.1 Cámara refrigerante industrial.

Fuente: (ALITER, 2020)

- **Cámaras congeladoras**

Las cámaras congeladoras también conocidas como cámaras de temperatura negativa son adecuadas para la pre-refrigeración y/o congelación de frutas, verduras y productos cárnicos. Como ya se mencionó, este tipo de cámaras tienen temperaturas inferiores a los 0 °C y sirven para evitar la acumulación o la proliferación de microorganismos en los productos almacenados (Refrinar S.R.L., 2019).

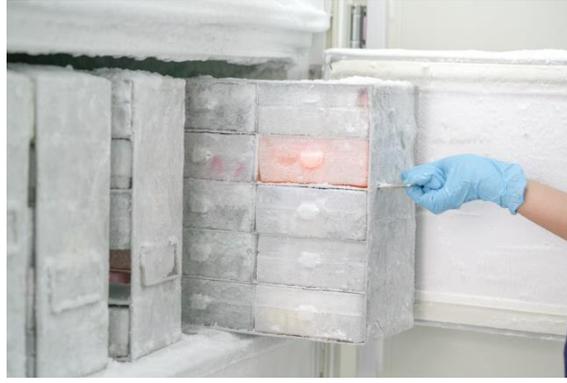


Figura 1.2. Cámara congeladora de vacunas.

Fuente: (Prensa UVM, 2021)

- **Abatidores de temperatura**

Los abatidores de temperatura son utilizados específicamente en el campo de la cocina profesional e industrial, ya que permite reducir la temperatura de los alimentos recién cocinados que están en un rango aproximado entre 80 y 90 °C hasta una temperatura de refrigeración de 3 °C, en un tiempo estimado de menos de 2 horas, esto con el fin de mantener a los alimentos en el estado de consumo óptimo para los clientes (Refrinar S.R.L., 2019).



Figura 1.3. Abatidor de temperatura.

Fuente: (Restauración colectiva, 2013)

- **Túneles de congelación**

Los túneles de congelación ofrecen temperaturas inferiores a -20 °C, esto con el fin de poder congelar de manera eficiente los diferentes productos. Estos túneles funcionan con la circulación de corrientes de aire frío (Refrinar S.R.L., 2019).



Figura 1.4. Túnel de congelación.

Fuente: (SUPERFRIGO, 2018)

## 1.4.2 Ciclo de una cámara frigorífica

La cámara frigorífica tiene un ciclo de refrigeración por compresión de vapor. Para esto se requiere que el calor sea entregado por el refrigerante cuando este cambia de estado a través de los diversos componentes de la cámara frigorífica.

- Compresión
- Condensación
- Evaporación
- Expansión

### 1.4.2.1 Compresión

Funciona gracias a la acción del compresor, ya que el refrigerante entra en estado gaseoso proveniente de la línea de aspiración del evaporador, haciendo que la presión y la temperatura del refrigerante aumente durante este proceso. Pasando así de la zona de baja presión a la zona de alta presión.

### 1.4.2.2 Condensación

El vapor del refrigerante que sale del compresor fluye hacia el condensador, haciendo que éste entregue calor hacia el relativamente frío que se tiene debido a la conversión forzada que realiza el ventilador del condensador. La transferencia de calor que se tiene en este punto hace que se obtenga un nuevo punto de saturación en donde tanto la presión como la temperatura cambia. Es en este proceso que se vuelve a tener al refrigerante en estado líquido, cabe mencionar que se realiza un proceso de subenfriamiento para evitar daños en los siguientes componentes de la Cámara frigorífica.

### 1.4.2.3 Evaporación

El refrigerante en estado líquido se evapora debido a su bajo punto de evaporación, pero lo hace a una temperatura y presión constantes. Aquí es necesario realizar un proceso de sobrecalentamiento en el extremo del evaporador para evitar daños en los componentes de la cámara frigorífica. Es necesario recalcar que a pesar de que aumenta un poco su temperatura en la línea de aspiración y la presión disminuye en pequeña cantidad debido a la fricción en la línea de aspiración, estos cambios no son significativos y no afectan al ciclo de refrigeración.

### 1.4.2.4 Expansión

El refrigerante en estado líquido, en el cual tiene una temperatura y presión elevadas, fluye desde el receptor hacia la zona de control, haciendo que a la salida la presión sea reducida, lo que conlleva a que la temperatura de saturación del refrigerante utilizado, que está próxima entrada en el evaporador, tenga una menor temperatura que la temperatura de trabajo de la cámara frigorífica.

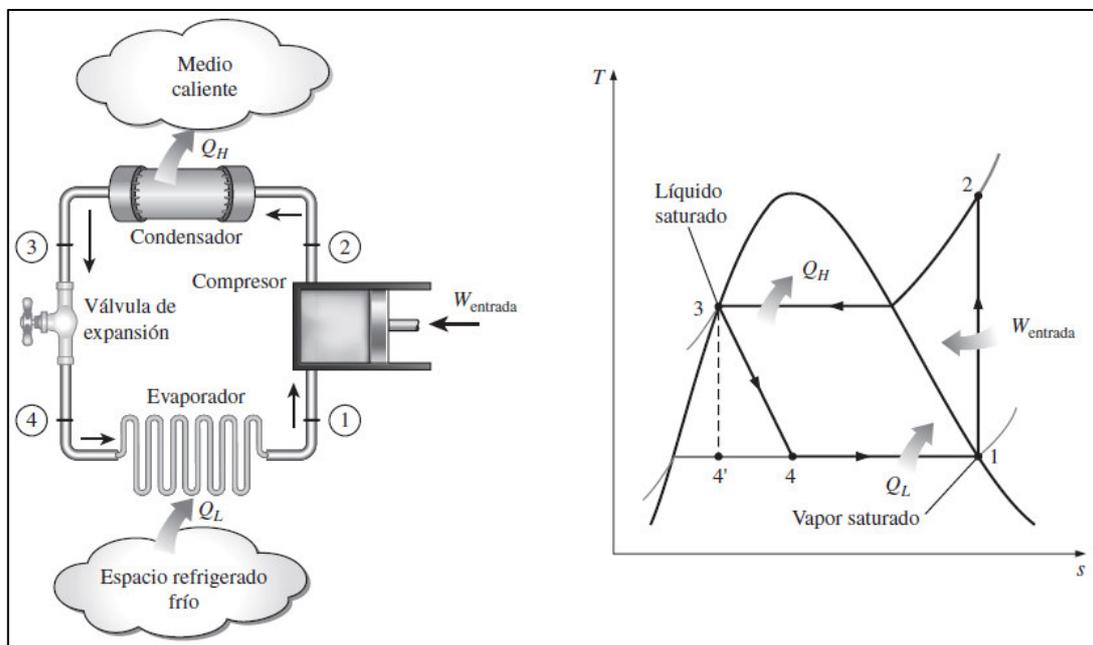


Figura 1.5. Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.

Fuente: (Cengel & Boles, 2012)

Como se puede observar en la Figura 1.5 el ciclo de refrigeración ideal contiene los siguientes procesos:

- 1-2 Compresión isentrópica
- 2-3 Condensación a presión constante
- 3-4 Expansión en el serpentín o estrangulamiento

- 4-1 Evaporación a presión constante

En la realidad este ciclo real de refrigeración tiene diversas pérdidas las mismas que deben ser consideradas para el análisis de estos sistemas. Estos cambios que se dan en el ciclo hacen que se convierta en un ciclo irreversible y se da principalmente por dos causas: fricción del fluido y transferencia de calor con los alrededores. En la entrada al compresor es necesario que se tenga vapor saturado, lo que es complicado de controlar, por eso se sobrecalienta el refrigerante a la salida del evaporador, así mismo este flujo tiene caídas de presión por la fricción con la tubería, todo esto conlleva a que se tenga un aumento en la potencia del compresor. Pasa algo similar a la salida del condensador, ya que se requiere tener líquido saturado, razón por la cual se modifica el ciclo para tener un subenfriamiento antes de que llegue a la válvula de estrangulamiento, además se tiene una pequeña caída de presión en el flujo entre la válvula de estrangulamiento y el evaporador.

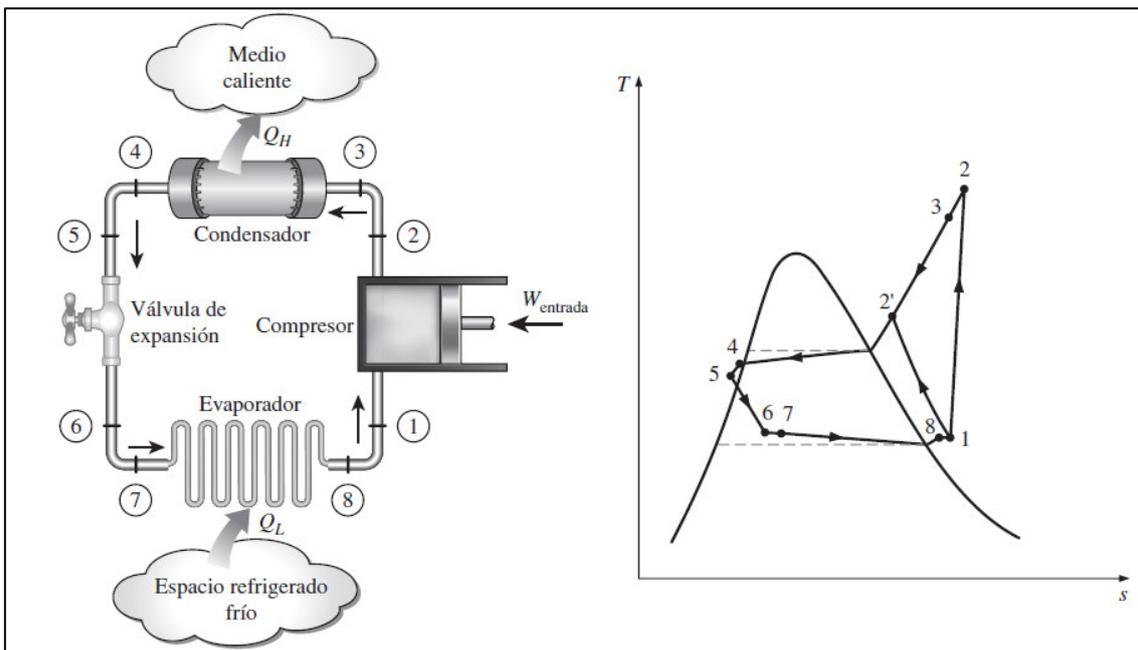


Figura 1.6. Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor.

Fuente: (Cengel & Boles, 2012)

### 1.4.3 Elementos de una cámara frigorífica

En el mercado se tienen diferentes configuraciones de cámaras frigoríficas, y estas configuraciones están basadas en el ciclo de esta y su aplicación directa, para el caso de estudio de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor se tienen los siguientes componentes:

- **Compresor:** este se considera como un elemento activo en un ciclo de refrigeración. Se encarga de reducir la presión en el evaporador y a su vez mantiene la presión dicha cuando desaloja el vapor, aumento la temperatura del sector condensado (López, 2019).
- **Condensador:** se considera como un intercambiador de calor, ya que produce la condensación de los gases que salen del compresor. El condensador debe ser capaz de disipar el calor obtenido en el evaporador y a su vez el trabajo generado por el compresor. la disipación de calor ocurre en 3 etapas. La primera etapa es la etapa de enfriamiento de la temperatura de descarga del compresor hasta una temperatura de condensación. La segunda etapa consiste en realizar el cambio de estado del refrigerante. La tercera fase es también conocida como el proceso de subenfriamiento. Cabe recalcar que la segunda etapa es la más importante de todas, ya que en esta se pretende el cambio de estado del refrigerante (López, 2019).
- **Recibidor:** es un tanque de almacenamiento del refrigerante en estado líquido que sale del evaporador y que, llegado un nivel alto, lo envía hacia el recirculador mediante la válvula de expansión (Garzón, 2013).
- **Válvula de expansión:** Como su nombre lo indica, en esta parte del ciclo el refrigerante sufre el proceso de expansión, lo que conlleva a que pase de una alta a una baja presión requerida en el evaporador. Además, con esta válvula se puede regular el flujo que se dirige al evaporador, una de las más usadas es la válvula de expansión termostática (VET) (López, 2019).
- **Recirculador:** se lo considera como un separador, ya que recibe la mezcla entre gas y líquido del refrigerante proveniente de los evaporadores a su vez con el refrigerante líquido que sale a baja presión de la válvula de expansión. La parte líquida es direccionada hacia los evaporadores, mientras que el gas es absorbido por los compresores (Garzón, 2013).
- **Evaporador:** en algunos casos también es conocido como el intercambiador de calor, es el encargado de permitir el flujo de calor desde el medio a refrigerar hacia el fluido refrigerante ya que este refrigerante debe absorber calor (López, 2019).

- **Válvulas y elementos de control**

Debido a la naturaleza del estudio, también es necesario mencionar los diferentes sistemas de control que se tienen en la cámara frigorífica, entre los cuales destacan:

- **Presostato:** se necesitan 2 presostatos uno para la zona de alta presión y otro para la zona de baja presión. El primero protege a la zona de condensado y está conectado a la salida del compresor. Mientras que el segundo es el encargado de abrir el circuito del motor del compresor.
- **Termostato:** se trata de un sensor que funciona a través de un pequeño diferencial térmico que se da entre la temperatura máxima y mínima que se permite en el interior de la cámara frigorífica, se recomienda ubicarlo en medio de la pared, alejado de puertas y evitando así también el contacto directo con la pared (López, 2019).
- **Filtro secador:** este dispositivo se encarga de absorber la humedad interna en la línea de líquido. Es de vital importancia que en el compresor no entre vapor de agua, ya que puede corroerlo (López, 2019).
- **Válvula de paso:** Son encargadas del control del flujo del refrigerante y a su vez de la presión. Este tipo de válvulas sólo pueden estar o abiertas o cerradas más no algo parcial (Climas Monterrey, 2022).
- **Válvula solenoide para gas y líquido:** Este tipo de válvulas pueden accionarse por efecto de gravedad, presión o por la acción de un resorte. Y esto es abierta o cerrada por el movimiento de un émbolo que se da gracias a la acción magnética de una bobina que se energiza eléctricamente (Climas Monterrey, 2022).
- **Separador de aceite:** Será ubicado a la salida del compresor y lo que hace es separa el aceite del refrigerante por medio de un filtro. Cuando se llega a un alto nivel de aceite se abre una válvula de flotador para que pueda regresar al cárter mediante el vacío (López, 2019).
- **Cheque:** este tipo de válvulas está diseñada para impedir una inversión en la circulación del refrigerante.

- **Visor:** son pequeñas ventanas de cristal que nos permite ver la calidad del refrigerante líquido, en el caso de un mal funcionamiento observaremos burbujas, además de que cuentan con un indicador de humedad que nos permite determinar si el sistema está húmedo o seco.
- **Válvula reguladora de presión:** tienen la función principal de poder establecer y mantener una presión constante en el sistema.

#### 1.4.4 Descharchado

Este proceso es indispensable ya que protege el evaporador. Los objetos que se refrigerarán tienen una cierta humedad y esta se adhiere a las zonas cálidas, lo que produce una capa de hielo en sus alrededores. El proceso de descharchado funciona cuando se apaga el evaporador mientras se hace circular gas a alta temperatura, con esto se absorbe la humedad en el evaporador, después de realizar este proceso, se enciende nuevamente el evaporador (Garzón, 2013).

Para que este proceso de descharchado funcione, se recomienda el uso de tres tipos de válvulas:

- **Válvula solenoide:** es la encargada de permitir el flujo del refrigerante en estado líquido hacia los evaporadores.
- **Válvula paro succión:** son usadas principalmente en las líneas de retorno de humedad en la zona del evaporador.
- **Válvula de gas caliente:** es usada para evitar el golpe de ariete y la desaceleración que se tiene del refrigerante.

#### 1.4.5 Refrigerantes

Los refrigerantes se consideran sustancias que actúan como un medio de refrigeración, ya que tiene puntos de evaporación y condensación especiales. Durante los ciclos de refrigeración al momento de cambiar presiones y temperaturas se puede realizar el cambio de fase del refrigerante absorbiendo o rechazando calor desde o hacia el medio que se desee refrigerar. Como medidas de seguridad se tiene que estos refrigerantes usados en los diferentes ciclos de refrigeración no deben ser corrosivos o tóxicos en caso de fugas, así mismo no deben tener un alto grado de inflamabilidad. Durante los ciclos de refrigeración es necesario considerar que la temperatura de evaporación del refrigerante sea inferior a la temperatura del medio ambiente, mientras que la presión de condensación debe ser elevada un poco con el fin de evitar fugas y tener una temperatura de condensación más baja.

Estos refrigerantes también deben tener la capacidad de poder mezclarse con el aceite. La manera de identificar a los refrigerantes es con la letra R (Refrigerante) seguido de un código numérico. La entidad encargada de estandarizar estos refrigerantes es la ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers) (Indubel, 2018).

#### 1.4.5.1 Tipos de refrigerantes

Los refrigerantes tienen 3 tipos que provienen de los hidrocarburos halogenados, los cuales son (Nieto, 2018):

- **CFC:** son refrigerantes compuestos por Carbono, Flúor y Cloro, se consideran estables lo cual es perjudicial para la capa de ozono. Están prohibidos desde 1995.
- **HCFC:** son refrigerantes compuestos por Hidrógeno, Carbono, Flúor y Cloro, a diferencia de los anteriores no son tan estables ya que contienen átomos de hidrógeno. Están prohibidos desde el año 2015, pero se los puede utilizar bajo ciertas regulaciones y procesos adecuados.
- **HFC:** son refrigerantes compuestos por Hidrógeno, Carbono y Flúor, al no tener cloro en sus moléculas, no tiene potencial destructor de la capa de ozono.

Además de esos en la industria automotriz se tiene los refrigerantes HFO también conocidos como hidrofluoroolefinas, contienen los mismos elementos químicos que los HFC, pero, tienen doble enlace lo que los convierte en compuestos insaturados.

#### 1.4.5.2 Generación de refrigerantes

Con el constante desarrollo de las tecnologías de refrigeración y la preocupante situación climática mundial, se ha ido obteniendo mejores refrigerantes y a su vez reduciendo su potencial de destrucción de la capa de ozono, razón por la cuál en el campo de la refrigeración se habla de diferentes generaciones de refrigerantes (Manzano F. , 2018):

1. **Primera Generación:** fueron los refrigerantes CFC's ya que tenía una química simple para la época, el lado negativo de los mismos era su elevado potencial destructor de la capa de ozono, así como la generación de gases para el efecto invernadero.
2. **Segunda Generación:** fueron los refrigerantes HCFC's que ya tenía una mejora en la química, mientras que sus efectos ambientales eran similares a los de la primera generación.

3. **Tercera Generación:** son los refrigerantes HFC's estos ya tienen un buen desarrollo molecular con lo cual se ha podido reducir su potencial destructor de la capa ozono, pero, no los gases de efecto invernadero.
4. **Cuarta generación:** es la generación actual y se los identifica por los refrigerantes HFO's los cuales ya tienen una química compleja haciendo que no tenga potencial de destrucción de la capa de ozono y gases de efecto invernadero.

### 1.4.5.3 Mezclas

Para el desarrollo de las tecnologías de refrigeración se ha llevado a cabo la mezcla de diferentes refrigerantes con el fin de modificar sus propiedades y ayudar al proceso de refrigeración, a este tipo de mezclas se las puede clasificar en:

- **Mezclas Zeotrópicas:** este tipo de mezclas es entre dos o más refrigerantes que tengan diferente volatilidad. Esta modificación cambia su composición y la temperatura de saturación (Indubel, 2018).
- **Mezclas Azeotrópicas:** al igual que las anteriores mezclas tienen diferentes volatilidades, pero, no cambian su composición ni temperatura de saturación en el evaporador, además se condensan en proceso isobárico (Indubel, 2018).

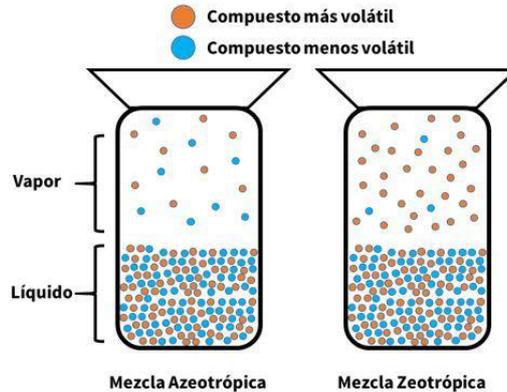


Figura 1.7. Mezclas de refrigerantes.

Fuente: (Manzano F. , 2018)

### 1.4.5.4 Protocolos de acción

Para la protección del medio ambiente se han realizado diferentes reuniones internacionales para reducir la destrucción de la capa de ozono y los gases de efecto invernadero, para esto también se han tomado en cuenta a los refrigerantes, los principales protocolos que se han desarrollado en torno a la refrigeración han sido: Protocolo de Montreal y Protocolo de Kioto. El Protocolo de Montreal se dio en 1989, mismo que ha sido ajustado con diferentes enmiendas y modificado en 4 ocasiones, el

objetivo principal de este es limitar los productos químicos que tienen un alto potencial de destrucción de la capa de ozono (Naciones Unidas, 2016). Mientras que el Protocolo de Kioto a pesar de haberse aprobado en 1997, se implementó en 2005. Este último compromete a los países desarrollados a reducir sus emisiones de gases de efecto invernadero (Naciones Unidas, 2022).

## **2 METODOLOGÍA**

### **2.1 Enfoque metodológico**

La optimización de los diferentes sistemas energéticos son una parte de estudio dentro del campo de la Ingeniería Mecánica, ya que relaciona conocimientos de Termodinámica, Transferencia de Calor con áreas como la Programación y Control Automático. Pero esto es más que simplemente unir las áreas de conocimiento, sino de una correcta interrelación para lograr un correcto funcionamiento de este.

El objetivo del presente proyecto es la optimización de un sistema de cámara frigorífica mediante un enfoque mecatrónico. Para esto es necesario que se tenga en cuenta los parámetros de operación de la cámara y del ciclo de refrigeración en cuestión, realizar un análisis energético y exergético para considerar los puntos críticos del sistema.

### **2.2 Procedimiento**

La recopilación bibliográfica de diferentes autores permite que se desarrolle un análisis previo sobre cámaras frigoríficas, obteniendo así las ecuaciones constitutivas deseadas para el modelo matemático que una vez desarrollado servirá para definir los parámetros de operación de la cámara frigorífica, mismos que serán parte de una simulación. Con los datos obtenidos se debe realizar un análisis de sensibilidad para optimizar el proceso de refrigeración. Con los parámetros optimizados se realiza la validación correspondiente en base a catálogos de empresas dedicadas al diseño, construcción e instalación de cámaras frigoríficas.

En la Figura 2.1 se presenta un esquema gráfico del proceso metodológico que se desarrolló para el presente trabajo.

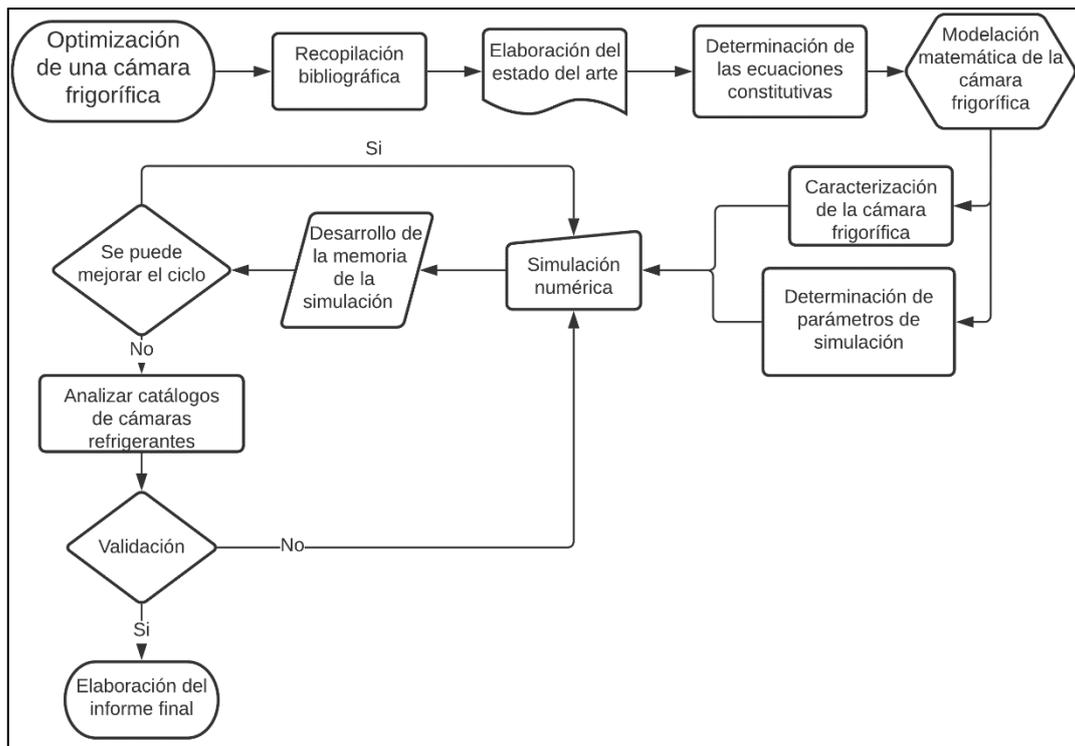


Figura 2.1 Esquema de la metodología.

Fuente: Propia.

## 2.3 Modelo matemático

### 2.3.1 Cargas térmicas

Hay que tener en cuenta el flujo de calor que entra y sale del sistema, ya que determina los diferentes parámetros del ciclo de refrigeración, así como los objetos conservados.

#### 2.3.1.1 Flujo de calor por superficies ( $Q_1$ )

La carga térmica que se da por conducción y convección a través de las superficies de la cámara frigorífica,

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_{paredes} + \dot{Q}_{suelo} + \dot{Q}_{techo} + \dot{Q}_{puerta}$$

**Ecuación 2.1.** Carga térmica por superficies.

Donde:

- $\dot{Q}_1$  Flujo de calor por superficies, [kW]
- $\dot{Q}_{paredes}$  Flujo de calor por las paredes, [kW]
- $\dot{Q}_{suelo}$  Flujo de calor por el suelo, [kW]
- $\dot{Q}_{techo}$  Flujo de calor por el techo, [kW]
- $\dot{Q}_{puerta}$  Flujo de calor por la puerta, [kW]

Para realizar el cálculo del flujo de calor por superficies es necesario tener en cuenta la diferente de temperaturas entre el interior de la cámara frigorífica y el ambiente, además de los coeficientes de transferencia de calor.

$$\dot{Q}_{superficies} = U \cdot A \cdot \Delta T$$

**Ecuación 2.2.** Flujo de calor por superficies.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{ext}} + \frac{e_{ais}}{k_{ais}} + \frac{e_{pared}}{k_{pared}} + \frac{1}{h_{int}}}$$

**Ecuación 2.3.** Coeficiente global de transferencia de calor.

$$A = b \cdot h$$

**Ecuación 2.4.** Área de transferencia de calor

Donde:

$U$	Coeficiente global de transferencia de calor $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$
$A$	Superficie de transferencia de calor, $[m^2]$
$h_{ext}$	Coeficiente de convección exterior, $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$
$h_{int}$	Coeficiente de convección interior, $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$
$k_{ais}$	Conductividad térmica del aislante, $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$
$k_{pared}$	Conductividad térmica del material de la pared, $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$
$e_{ais}$	Espesor del aislante, $[m]$
$e_{pared}$	Espesor de la pared, $[m]$
$b$	Base de la superficie, $[m]$
$h$	Altura de la superficie, $[m]$

### 2.3.1.2 Flujo de calor por renovación de aire ( $Q_2$ )

El ambiente refrigerado debe ser ventilado, en la mayoría de los casos basta con abrir la puerta, pero, si no es suficiente se debería utilizar sistemas de ventilación externos.

$$\dot{Q}_2 = \frac{n \cdot V}{24 \cdot 3600 \cdot v_{int}} \cdot \Delta h$$

**Ecuación 2.5.** Carga térmica por renovación de aire.

Donde:

$\dot{Q}_2$	Flujo de calor por renovación de aire, [kW]
$n$	Número de renovaciones de aire, [-]
$V$	Volumen de la cámara frigorífica, [m <sup>3</sup> ]
$v_{int}$	Volumen específico del aire interior, [ $\frac{m^3}{kg}$ ]
$\Delta h$	Variación de entalpía entre el aire exterior e interior, [ $\frac{kJ}{kg}$ ]

### 2.3.1.3 Flujo de calor por iluminación ( $Q_3$ )

Dentro de la cámara frigorífica es necesario la instalación de iluminación para que los trabajadores puedan realizar las actividades sin problema alguno.

$$\dot{Q}_3 = P_L \cdot f_t \cdot A_{techo}$$

**Ecuación 2.6.** Carga térmica por iluminación.

Donde:

$\dot{Q}_3$	Flujo de calor por iluminación, [kW]
$P_L$	Potencia de iluminación superficial, [ $\frac{W}{m^2}$ ]
$f_t$	Factor de tiempo de uso, [-]
$A_{techo}$	Superficie del techo, [m <sup>2</sup> ]

### 2.3.1.4 Flujo de calor por personas ( $Q_4$ )

Las personas que se encuentran en la cámara frigorífica también desprenden calor que debe ser tomado en cuenta, valores que pueden ser obtenidos de (Ramírez, 1994).

$$\dot{Q}_4 = q_{per} \cdot n_{per} \cdot f_t$$

**Ecuación 2.7.** Carga térmica por personas.

Donde:

$\dot{Q}_4$	Flujo de calor por personas, [kW]
$q_{per}$	Flujo de calor por persona, [kW]
$n_{per}$	Número de personas, [-]

### 2.3.1.5 Flujo de calor por los productos ( $\dot{Q}_5$ )

Aquí se toma en cuenta al producto que será sometido al proceso de refrigeración, también se debe tomar en cuenta el cambio de temperatura del embalaje, para simplificación se considera que el flujo de calor requerido por cuestiones de embalaje es de aproximadamente el 30 % de lo que se requiere en los productos según (Flores, 2012).

$$\dot{Q}_5 = 1.3 \cdot (\dot{Q}_{sr} + \dot{Q}_l + \dot{Q}_{sc})$$

**Ecuación 2.8.** Carga térmica por productos.

$$m = r \cdot m_T$$

**Ecuación 2.9.** Masa diaria por refrigerar.

$$\dot{Q}_{sr} = \frac{m \cdot Cp_{refr} \cdot (T_{en} - T_{cong})}{t_{refr}}$$

**Ecuación 2.10.** Flujo de calor sensible antes del punto de congelación.

$$\dot{Q}_l = \frac{L \cdot m}{t_{refr}}$$

**Ecuación 2.11.** Flujo de calor latente.

$$\dot{Q}_{sc} = \frac{m \cdot Cp_{cong} \cdot (T_{cong} - T_{atm})}{t_{refr}}$$

**Ecuación 2.12.** Flujo de calor sensible después del punto de congelación.

Donde:

$\dot{Q}_5$	Flujo de calor por los productos refrigerados, [kW]
$\dot{Q}_{sr}$	Flujo de calor sensible hasta punto de congelación, [kW]
$\dot{Q}_l$	Flujo de calor latente de congelación, [kW]
$\dot{Q}_{sc}$	Flujo de calor de sensible hasta punto de almacenamiento, [kW]
$r$	Porcentaje de renovación de carga, [-]
$m_T$	Capacidad de carga, [kg]
$t_{refr}$	Tiempo de refrigeración por día, [s]
$m$	Masa de producto de entrada, $\left[\frac{kg}{día}\right]$
$Cp_{refr}$	Calor específico del producto antes de la congelación, $\left[\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}\right]$
$Cp_{cong}$	Calor específico del producto después de la congelación, $\left[\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}\right]$
$L$	Calor latente de congelación del producto, $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$
$T_{en}$	Temperatura de entrada del producto, [ $^\circ C$ ]
$T_{cong}$	Temperatura de congelación del producto, [ $^\circ C$ ]

$T_{atm}$  Temperatura de almacenamiento del producto, [°C]

### 2.3.1.6 Flujo de calor de los ventiladores y resistencias del evaporador ( $\dot{Q}_6$ )

Para esto se recomienda tener un 30% de las cargas previamente calculadas según (Ramírez, 1994).

$$\dot{Q}_6 = 0.30 \cdot (\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 + \dot{Q}_4 + \dot{Q}_5)$$

**Ecuación 2.13.** Carga térmica de ventiladores y resistencias del evaporador.

Donde:

$\dot{Q}_6$  Flujo de calor de los ventiladores y resistencias del evaporador, [kW]

### 2.3.1.7 Carga térmica total ( $\dot{Q}_T$ )

Se suman todos los flujos de calor para obtener la carga térmica total.

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 + \dot{Q}_4 + \dot{Q}_5 + \dot{Q}_6$$

$$\dot{Q}_T = 1.3 \cdot (\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 + \dot{Q}_4 + \dot{Q}_5)$$

**Ecuación 2.14.** Carga térmica total.

Donde:

$\dot{Q}_T$  Carga térmica total, [kW]

A esto se debe aplicar un factor de seguridad del 25%, en el caso de que se tenga problemas o existan pérdidas de energías misceláneas, teniendo así:

$$\dot{P}_F = \dot{Q}_T \cdot 1.25$$

**Ecuación 2.15.** Potencia frigorífica.

Donde:

$\dot{P}_T$  Potencia de refrigeración, [kW]

### 2.3.2 Análisis energético y exergético

Con la carga térmica calculada se procede a calcular el flujo másico del refrigerante con el que se trabajará en la cámara frigorífica, para esto tomamos como referencia el ciclo real de compresión de vapor de la Figura 1.6 y solo los puntos 1, 2', 5 y 7, ya que son los que determinarán el análisis energético y exergético del sistema.

$$\dot{P}_F = \dot{Q}_L = \dot{m}_{ref} \cdot (h_1 - h_7)$$

**Ecuación 2.16.** Potencia del evaporador.

Donde:

$\dot{Q}_L$	Flujo de calor del evaporador, [kW]
$\dot{m}_{ref}$	Flujo másico del refrigerante, $\left[\frac{kg}{s}\right]$
$h_7$	Entalpía de entrada al evaporador, $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$
$h_1$	Entalpía de entrada al compresor, $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$

Una vez calculado el flujo másico se puede realizar el balance energético y exergético en cada componente del ciclo de refrigeración.

#### 2.3.2.1 Compresor

Para poder calcular y seleccionar un compresor se debe establecer su potencia requerida.

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{ref} \cdot (h_2 - h_1)$$

**Ecuación 2.17.** Trabajo del compresor.

$$\dot{X}_{dest,1-2} = \dot{m}_{ref} \cdot T_{amb} \cdot (s_2 - s_1)$$

**Ecuación 2.18.** Destrucción de exergía en el compresor.

Donde:

$\dot{W}_c$	Trabajo del compresor, [kW]
$h_2$	Entalpía de salida del compresor, $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$
$\dot{X}_{dest,1-2}$	Destrucción de exergía en el compresor, [kW]
$T_{amb}$	Temperatura del ambiente, [K]
$s_2$	Entalpía de salida del compresor, $\left[\frac{kJ}{kg \cdot K}\right]$
$s_1$	Entropía de entrada al compresor, $\left[\frac{kJ}{kg \cdot K}\right]$

### 2.3.2.2 Condensador

Para el condensador se tiene que calcular el calor rechazado hacia el medio ambiente.

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_{ref} \cdot (h_2 - h_5)$$

**Ecuación 2.19.** Potencia del condensador.

$$\dot{X}_{dest,2-5} = T_{amb} \cdot \left[ \dot{m}_{ref} \cdot (s_5 - s_2) + \frac{\dot{Q}_H}{T_{amb}} \right]$$

**Ecuación 2.20.** Destrucción de exergía en el condensador.

Donde:

- $\dot{Q}_H$  Flujo de calor rechazado hacia el medio ambiente, [kW]
- $h_5$  Entalpía de salida del condensador,  $\left[ \frac{kJ}{kg} \right]$
- $\dot{X}_{dest,2-5}$  Destrucción de exergía en el condensador, [kW]
- $s_5$  Entalpía de salida del condensador,  $\left[ \frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$

### 2.3.2.3 Válvula de expansión

Para la válvula de expansión se tiene que solo destrucción exergética ya que no hay una variación de entalpía y se considera un proceso adiabático.

$$\dot{X}_{dest,5-6} = \dot{m}_{ref} \cdot T_{amb} \cdot (s_6 - s_5)$$

**Ecuación 2.21.** Destrucción de exergía en la válvula de expansión.

Donde:

- $\dot{X}_{dest,5-6}$  Destrucción de exergía en la válvula de expansión, [kW]
- $s_6$  Entalpía de salida de la válvula de expansión,  $\left[ \frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$

### 2.3.2.4 Evaporador

En el caso del evaporador se tiene que  $\dot{Q}_L$  ya se calculó en la carga térmica, pero es necesario calcular la destrucción exergética.

$$\dot{X}_{dest,6-1} = T_{amb} \cdot \left[ \dot{m}_{ref} \cdot (s_1 - s_6) + \frac{\dot{Q}_L}{T_{alm}} \right]$$

**Ecuación 2.22.** Destrucción de exergía en el evaporador.

Donde:

$\dot{X}_{dest,6-1}$  Destrucción de exergía en el evaporador, [kW]

### 2.3.2.5 Coeficiente de desempeño y eficiencia

Para el análisis de los coeficientes y eficiencias correspondientes se tiene:

$$COP_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_C}$$

**Ecuación 2.23.** Coeficiente de rendimiento del ciclo.

$$\dot{X}_{dest,total} = \dot{X}_{dest,1-2} + \dot{X}_{dest,2-5} + \dot{X}_{dest,5-6} + \dot{X}_{dest,6-1}$$

**Ecuación 2.24.** Destrucción total de exergía del ciclo.

$$\eta_{II,ciclo} = 1 - \frac{\dot{X}_{dest,total}}{\dot{W}_C}$$

**Ecuación 2.25.** Eficiencia de la Segunda Ley de la Termodinámica.

Donde:

$\dot{X}_{dest,total}$  Destrucción total de exergía en el ciclo de refrigeración, [kW]

$COP_R$  Coeficiente de rendimiento del ciclo de refrigeración, [-]

$\eta_{II,ciclo}$  Eficiencia de la Segunda Ley de la Termodinámica, [-]

El coeficiente de rendimiento del ciclo termodinámico ( $COP_R$ ), se puede entender como la relación entre el calor que se puede extraer a partir del trabajo realizado por el compresor.

### 2.3.3 Modelación en espacio de estado

Para poder realizar un modelo matemático es necesario comprender los procesos que se desarrollan en el ciclo real de refrigeración, basándonos en la Primera y Segunda Ley de la Termodinámica respectivamente, las cuales toman en cuenta la energía del sistema.

$$\Delta E = E_{in} - E_{out}$$

$$\Delta E = m_{prod} \cdot C_{p_{prod}} \cdot \Delta T$$

**Ecuación 2.26.** Variación de energía de un sistema.

Donde:

- $\Delta E$  Variación de energía del sistema, [kJ]  
 $E_{in}$  Energía que entra al sistema, [kJ]  
 $E_{out}$  Energía que sale del sistema, [kJ]  
 $m_{prod}$  Masa del producto a refrigerar, [kg]  
 $Cp_{prod}$  Calor específico del producto,  $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$

Realizando la derivación correspondiente a la Ecuación **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**, y operando diversos factores y sustituciones según (Aguinaga, 2021) se tiene:

$$\frac{d(\Delta E)}{dt} = m_{prod} \cdot Cp_{prod} \cdot \frac{d(\Delta T)}{dt}$$

**Ecuación 2.27.** Flujo de energía del sistema.

$$Per = \sum U_i \cdot A_i$$

**Ecuación 2.28.** Pérdidas del sistema.

$$[\Delta \dot{T}] = \left[ -\frac{Per}{m \cdot Cp} \right] \cdot \Delta T + \left[ \frac{1}{m \cdot Cp} \right] \cdot P_F$$

**Ecuación 2.29.** Ecuación de estado del sistema.

Donde:

- $\frac{d(\Delta T)}{dt}$  Razón de cambio de variación de la temperatura en el tiempo,  $\left[\frac{K}{s}\right]$   
 $\Delta T$  Variación de temperatura de la cámara frigorífica, [K] ó [°C]  
 $Perd$  Flujo de pérdidas de la cámara frigorífica,  $\left[\frac{kW}{K}\right]$

Las pérdidas de la cámara de refrigeración son los flujos de calor por las superficies por cada grado de temperatura que se tenga, razón por la cual se multiplican los coeficientes de transmisión global por el área correspondiente.

### 3 RESULTADOS Y CONCLUSIONES

#### 3.1 Características de la cámara frigorífica

Para el presente estudio se establecerán los siguientes datos de entrada:

- Tipo de cámara frigorífica: Cámara congeladora

- Temperatura refrigerada: -2 [°C]
- Refrigerante: R404a
- Tipo de descharge: eléctrico
- Dimensiones: 3.6x4x2.1 [m]
- Dimensiones de la puerta: 1.8x0.8 [m]
- Capacidad de la cámara: 4000 [kg]
- Producto almacenado: Pollo
- Punto de congelación del producto: -2.8 [°C]
- Calor específico del producto: 3.3 [kJ/kg-K]
- Factor de tiempo de uso: 9 [h]
- Tiempo de refrigeración: 20 [h]
- Coeficiente de convección interno: 3.5 [W/m<sup>2</sup>]
- Coeficiente de convección externo: 10 [W/m<sup>2</sup>]

### 3.2 Características del ciclo de refrigeración

El producto almacenado será pollo en estado de refrigeración ya que no llega al punto de congelación. Además, se define de manera preliminar el porcentaje de renovación de mercancía ( $r$ ), la conductividad térmica ( $k_{ais}$ ) y el espesor del aislante ( $e_{ais}$ ), usando las ecuaciones de la sección de Cargas térmicas, se tiene una potencia frigorífica aproximada de  $P_F = 2,651 [kW]$ .

Tabla 3.1 Cargas térmicas de la cámara frigorífica.

TIPO DE CARGAS	VALOR [kW]
Carga por cerramientos	0,315
Carga por renovación de aire	0,013
Carga por iluminación	0,054
Carga por personas	0,106
Carga por productos	1,144
Carga por ventiladores y resistencias en el evaporador	0,489
CARGA TOTAL	2,121
Potencia de Refrigeración aprox.	2,651

Fuente: Propia

Como se puede observar en la Tabla 3.1 la mayor carga térmica que se tiene en la cámara frigorífica es por el producto almacenado, representando un 54 % aproximadamente como se puede ver en la siguiente figura.

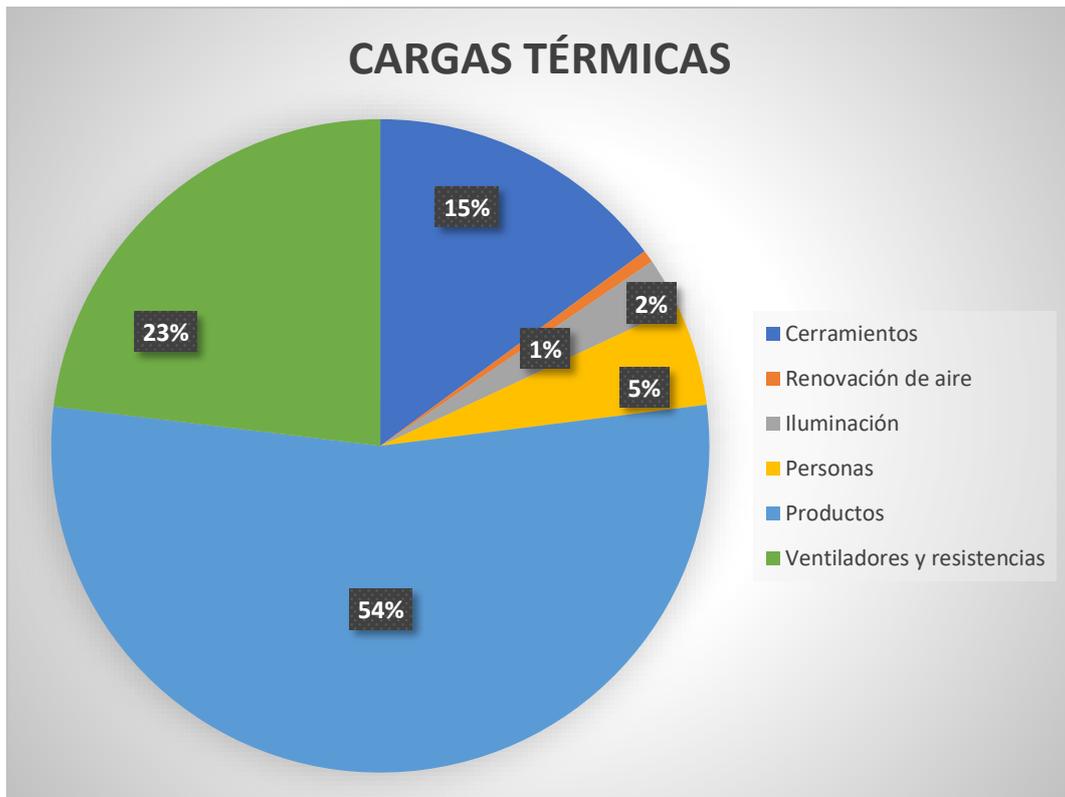


Figura 3.1 Distribución de cargas térmicas de la cámara frigorífica.

Fuente: Propia.

Una vez obtenida la carga térmica de la cámara frigorífica se selecciona un evaporador con la capacidad de  $\dot{Q}_L = 2,86 [kW]$  de forma preliminar, con un  $\Delta T = 8 [^{\circ}C]$ , teniendo así, los siguientes puntos.

Tabla 3.2 Propiedades termodinámicas del ciclo de refrigeración.

Estado	Presión [kPa]	Temperatura [ $^{\circ}C$ ]	Entalpía [ $\frac{kJ}{kg}$ ]	Entropía [ $\frac{kJ}{kg \cdot K}$ ]
1	461,3	-3	366,4	1,629
2	1097	40	396,7	1,670
3	1097	18	225,8	1,090
4	461,3	-8	214,9	1,057

Fuente: Propia

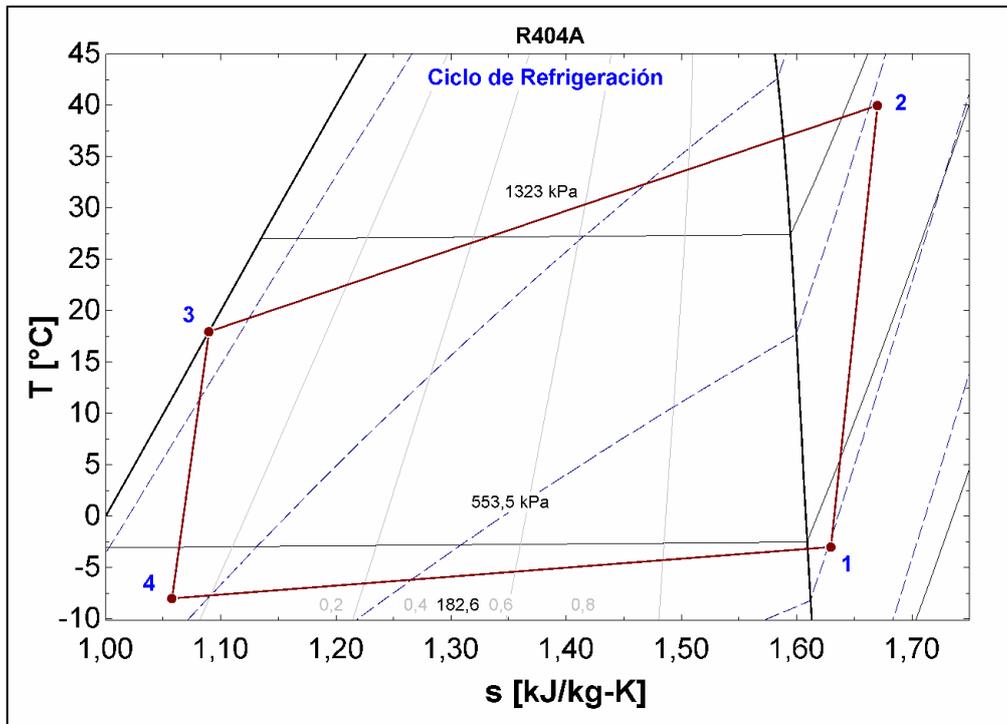


Figura 3.2 Diagrama T-s del ciclo de refrigeración.

Fuente: Propia

Gracias a esto, y con ayuda de la Ecuación 2.16 se obtiene el flujo másico del refrigerante que es de  $\dot{m}_{ref} = 0,0189 \left[ \frac{kg}{s} \right]$ . Obteniendo así la potencia del compresor y el flujo de calor rechazado en el condensador.

Tabla 3.3 Flujos de calor y pérdida de exergía del ciclo de refrigeración.

Elemento	Potencia [kW]	Pérdida de exergía [kW]
Evaporador	2,860	0,0712
Compresor	0,572	0,2252
Condensador	3,226	0,0400

Fuente: Propia

En base a la Tabla 3.3 y con las ecuaciones: Ecuación 2.23, Ecuación 2.24, Ecuación 2.26 se pueden obtener el análisis energético y exergético previo del ciclo de refrigeración.

Tabla 3.4. Variables termodinámicas del ciclo de refrigeración.

$\dot{X}_{dest,total}$	0,3364 [kW]
$COP_R$	5,00 [-]
$\eta_{II,ciclo}$	0,4118 $\approx$ 41,2 [%]

Fuente: Propia.

Con los valores obtenidos en la Tabla 3.4 se puede evidenciar que el ciclo de refrigeración es apropiado ya que se tiene un COP mayor a 1.

Para la correcta refrigeración de los productos se tienen dos procesos, el primer proceso hace referencia a la etapa de enfriamiento desde que el producto entra a esta, y el segundo proceso que se tiene es el proceso de control para mantener la temperatura de refrigeración. A este primer proceso se lo considerará como un proceso de lazo abierto en el cual tenemos una variación de temperatura de  $-12$  [°C], mientras que el segundo proceso será el proceso de control de la cámara, el cual se establecerá con una variación de  $2$  [°C]. Esto quiere decir que la cámara frigorífica tendrá una temperatura mínima de  $-4$  [°C] y una máxima de  $0$  [°C]. Este lazo cerrado permitirá que se controle de mejor manera al compresor de la cámara para poder estar en el rango permitido de temperatura.

En un estado de inicial del análisis a la cámara se consideró que tenía un aislante de Poliuretano expandido ( $k_{ais} = 0,035 \left[ \frac{W}{m \cdot K} \right]$ ) con un espesor de  $100$  [mm] además de una renovación de carga del  $40$  [%]. Bajo estos parámetros se obtienen los siguientes datos a optimizar de la cámara frigorífica.

Tabla 3.5 Parámetros a optimizar de la cámara de refrigeración.

Potencia del evaporador ( $\dot{Q}_L$ )	2,86 [kW]
Pérdidas ( $Per$ )	15,8577 $\left[ \frac{kW}{K} \right]$
Tiempo de respuesta en lazo abierto ( $T_{LA}$ )	6,34 [h]
Kp	51800
Ki	102
Tiempo de respuesta en lazo cerrado ( $T_{LC}$ )	35 [min]

Fuente: Propia

### 3.3 Variables en la optimización

Para el estudio de la cámara frigorífica planteada se ha considerado ciertas variables para su proceso de optimización, dichas variables se pueden observar a continuación.

Tabla 3.6. Variables para optimizar.

Variable	Simbología	Medida
Espesor del aislante	$e_{ais}$	100 [mm]
		125 [mm]

		150 [mm]
		200 [mm]
Tipo de aislante	$k_{ais}$	Poliuretano inyectado $\left(0,025 \left[\frac{W}{m \cdot K}\right]\right)$
		Poliuretano proyectado $\left(0,030 \left[\frac{W}{m \cdot K}\right]\right)$
		Poliuretano expandido $\left(0,035 \left[\frac{W}{m \cdot K}\right]\right)$
		Fibra de vidrio $\left(0,036 \left[\frac{W}{m \cdot K}\right]\right)$
Porcentaje de renovación de carga	$r$	10 [%]
		20 [%]
		30 [%]
		40 [%]

Fuente: Propia.

El aislante es una de las principales variables en la cámara de refrigeración ya que está sujeta a los cambios y/o disponibilidad de las empresas proveedoras en el Ecuador o la importación de estas. Otra de las variables a tomar en cuenta es el porcentaje de renovación de carga diaria. Estas serán tomadas en cuenta para poder analizar los tiempos de respuesta que se tengan en los procesos ya explicados previamente.

### 3.4 Análisis de Sensibilidad

Al variar las condiciones del aislante es claro tener en consideración que se generará un cambio en las pérdidas por las superficies de la cámara frigorífica, en el caso del porcentaje de renovación de carga se evidenciará el cambio en la carga térmica generada por el almacenamiento del producto, estos cambios se verán reflejados en la potencia requerida por el evaporador. Con la potencia del evaporador también se podrá ver que el tiempo de control del primer proceso de enfriamiento de la mercancía cambiará drásticamente, esto se considera como un análisis de lazo abierto, ya que no se logrará estabilizar porque tiende a estabilizarse con una diferencia de temperaturas de aproximadamente  $-200$  [°C] lo cual no se considera para la cámara frigorífica, sino que se tiene una variación de temperatura requerida de  $-12$  [°C], la cual se tiene en cuenta debido a que el producto (pollo) entra a la cámara frigorífica a una temperatura de  $10$  [°C] porque pasa por un proceso de enfriamiento previo, y se refrigerará hasta una temperatura de  $-2$  [°C] evitando así que caiga en el proceso de congelamiento.

Es claro que al aumentar el espesor del aislante se tendrán menos pérdidas de calor por las superficies de la cámara frigorífica. Para el caso de que se varíe el tipo de aislante

se puede evidenciar que es directamente proporcional a su conductividad térmica, ya que a una menor conductividad térmica se tiene menores pérdidas de calor.

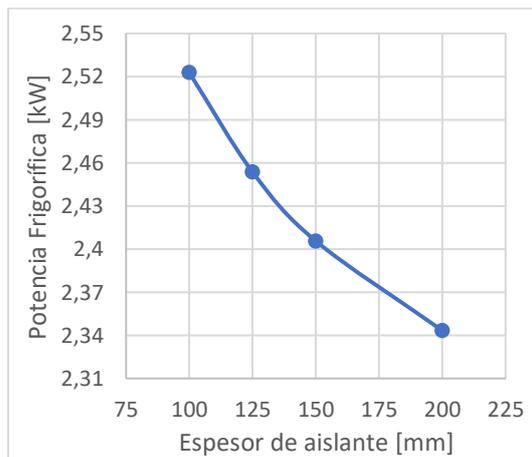
### 3.4.1 Espesor del aislante

A continuación, se presenta la variación del espesor del aislante, pero considerando una renovación de carga del 40 [%] y teniendo un aislante de poliuretano inyectado ( $k_{ais} = 0,025 \left[ \frac{W}{m \cdot K} \right]$ ) como valores fijos.

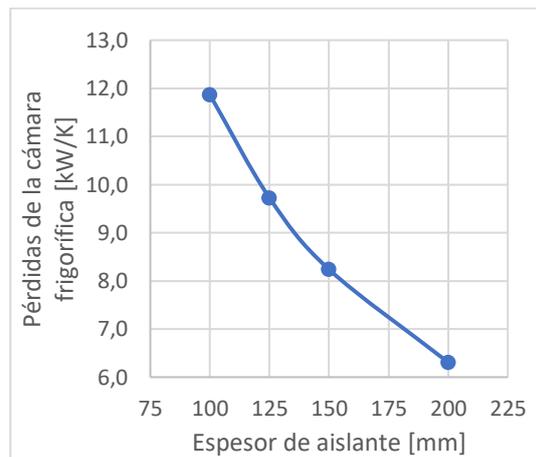
Tabla 3.7 Variación del espesor del aislante.

Espesor del aislante [mm]	Potencia Frigorífica [kW]	Potencia del evaporador [kW]	Trabajo del compresor [kW]	Pérdidas $\left[ \frac{kW}{K} \right]$	Destrucción total de exergía [kW]	Tiempo de lazo abierto [h]
100	2,5227	2,64	0,528	11,8653	0,3106	6,84
125	2,4536	2,64	0,528	9,7236	0,3106	6,79
150	2,4056	2,42	0,484	8,2369	0,2847	7,4
200	2,3433	2,42	0,484	6,308	0,2847	7,36

Fuente: Propia.



a)



b)

Figura 3.3 a) Potencia frigorífica en función del aislante. b) Pérdidas de la cámara frigorífica en función del aislante.

Fuente: Propia.

Como se puede observar en la Figura 3.3 a medida que el espesor del aislante aumenta, la potencia frigorífica y las pérdidas de la cámara frigorífica disminuyen. Esto se debe a que al tener más material aislante el calor que se disipa al medio ambiente es menor, por ende, reduce el calor que se debe disipar en el evaporador.

En la Figura 3.4 se puede evidenciar que a medida que el espesor aumenta, el tiempo de respuesta también disminuye, hay un salto cuando el espesor pasa de 125 [mm] a 150 [mm], pero esto se debe a que la potencia del evaporador seleccionado en esos casos es diferente, lo que conlleva a esa gran diferencia de tiempos.

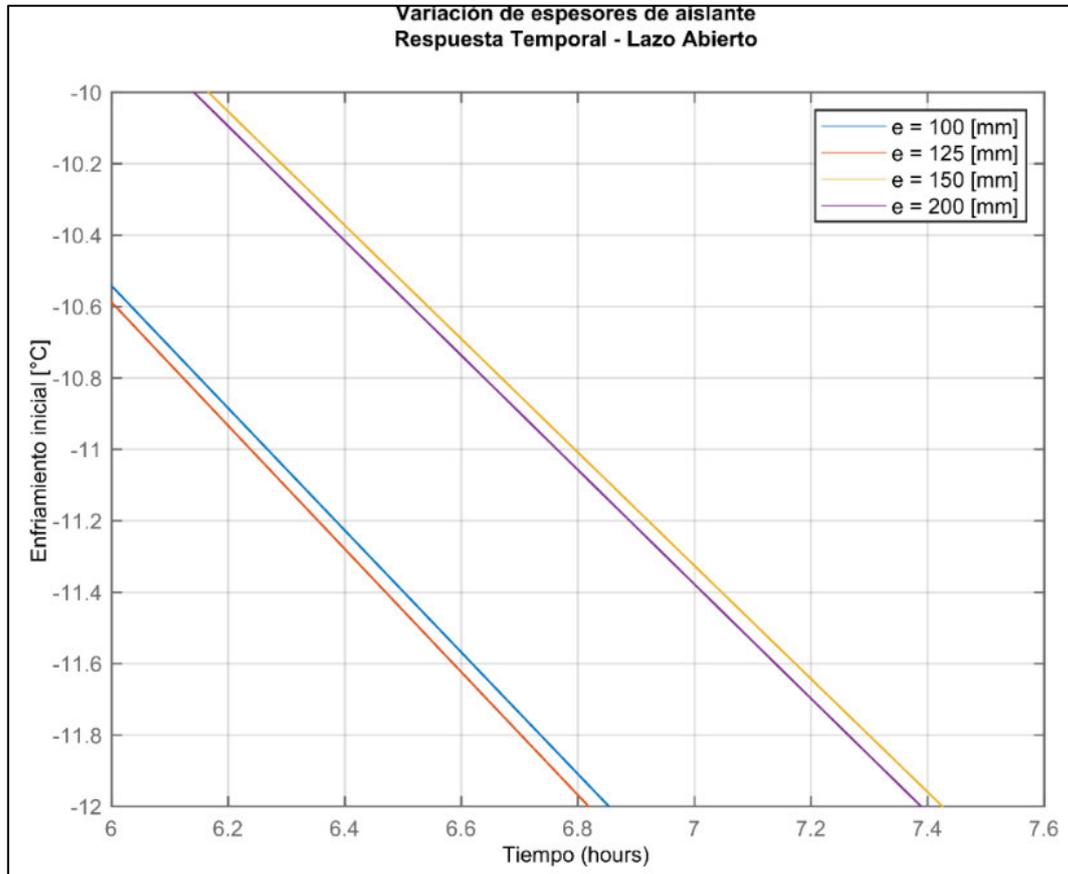


Figura 3.4 Respuesta Temporal - Lazo Abierto para la variación de espesores.

Fuente: Propia.

### 3.4.2 Tipo de aislante

A continuación, se presenta la variación del tipo de aislante, pero considerando una renovación de carga del 40 [%] y teniendo un espesor del aislante de ( $e_{ais} = 200[mm]$ ) como valores fijos.

Tabla 3.8 Variación del tipo de aislante

Conductividad térmica del aislante $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$	Potencia Frigorífica [kW]	Potencia del evaporador [kW]	Trabajo del compresor [kW]	Pérdidas $\left[\frac{kW}{K}\right]$	Destrucción total de exergía [kW]	Tiempo de lazo abierto [h]
0,025	2,3433	2,42	0,484	6,308	0,2847	7,36
0,030	2,3810	2,42	0,484	7,475	0,2847	7,39

0,035	2,4177	2,42	0,484	8,6132	0,2847	7,40
0,036	2,4250	2,64	0,528	8,8374	0,3106	6,78

Fuente: Propia.

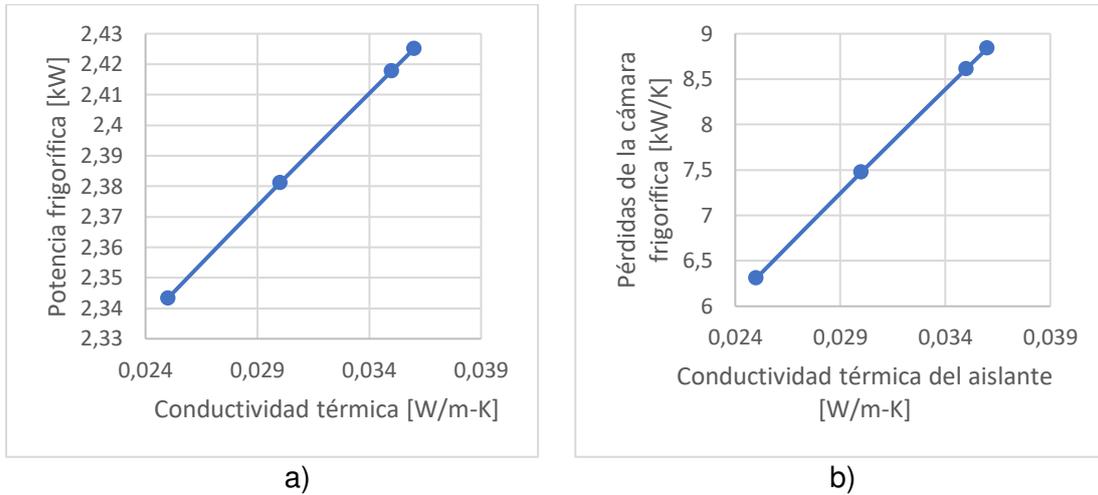


Figura 3.5 a) Potencia frigorífica en función del tipo de aislante. b) Pérdidas de la cámara frigorífica en función del tipo de aislante.

Fuente: Propia.

En la Figura 3.5 se puede observar como a medida que la conductividad térmica del aislante aumenta también aumenta la potencia frigorífica y las pérdidas de la cámara frigorífica. Esto debido a que tener una mejor conductividad térmica se tiene una mayor pérdida de calor por las superficies de la cámara frigorífica. Lo que a su vez exige una mayor potencia requerida en el evaporador para mantener las condiciones deseadas dentro de la cámara frigorífica.

En la Figura 3.6 se puede observar que a medida que la conductividad térmica del aislante aumenta, el tiempo de respuesta en lazo abierto para el proceso de enfriamiento de los productos también se incrementa. A esto también hay que aclarar que la gráfica para el Poliuretano Proyectado y Poliuretano Expandido, se superponen como consecuencia de las aproximaciones que se dan en el programa de simulación. Aunque es clara la diferencia de tiempos entre la Fibra de vidrio y el Poliuretano expandido a pesar de variar en una milésima en su conductividad térmica, no es por acción de su conductividad térmica sino por la potencia del evaporador que se selecciona en cada caso, ya que en los casos anteriores se trabaja con una potencia del evaporador de 2,42 [kW], porque su carga térmica no supera ese valor, en el caso de la fibra de vidrio se tiene una potencia del evaporador de 2,64 [kW], lo que a su vez da un tiempo de respuesta menor.

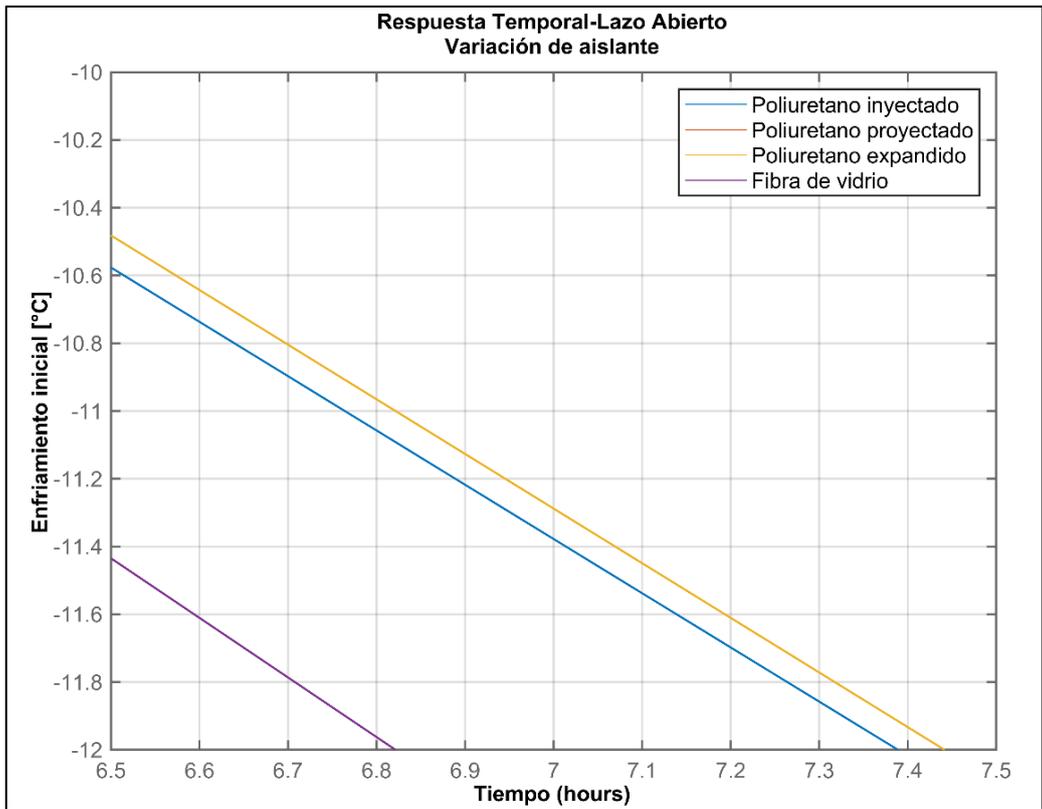


Figura 3.6 Respuesta Temporal - Lazo Abierto para varios aislantes.

Fuente: Propia.

### 3.4.3 Porcentaje de renovación de carga

A continuación, se presenta la variación de renovación de carga, pero considerando un aislante de poliuretano inyectado ( $k_{ais} = 0,025 \left[ \frac{W}{m-K} \right]$ ) y teniendo un espesor del aislante de ( $e_{ais} = 200[mm]$ ) como valores fijos.

Tabla 3.9 Variación de la renovación de carga.

Renovación de carga [%]	Potencia Frigorífica [kW]	Potencia del evaporador [kW]	Trabajo del compresor [kW]	Pérdidas $\left[ \frac{kW}{K} \right]$	Destrucción total de exergía [kW]	Tiempo de lazo abierto [h]
10	0,9491	0,99	0,198	6,308	0,1165	4,61
20	1,4138	1,57	0,314	6,308	0,1847	5,72
30	1,8786	1,94	0,388	6,308	0,2282	6,92
40	2,3433	2,42	0,484	6,308	0,2847	7,36

Fuente: Propia

Como se puede ver en la Tabla 3.9 Variación de la renovación de carga. las pérdidas de la cámara frigorífica no se modifican debido a las condiciones del aislante que son fijas. A su vez podemos observar que la potencia del evaporador aumenta por la potencia frigorífica obtenida.

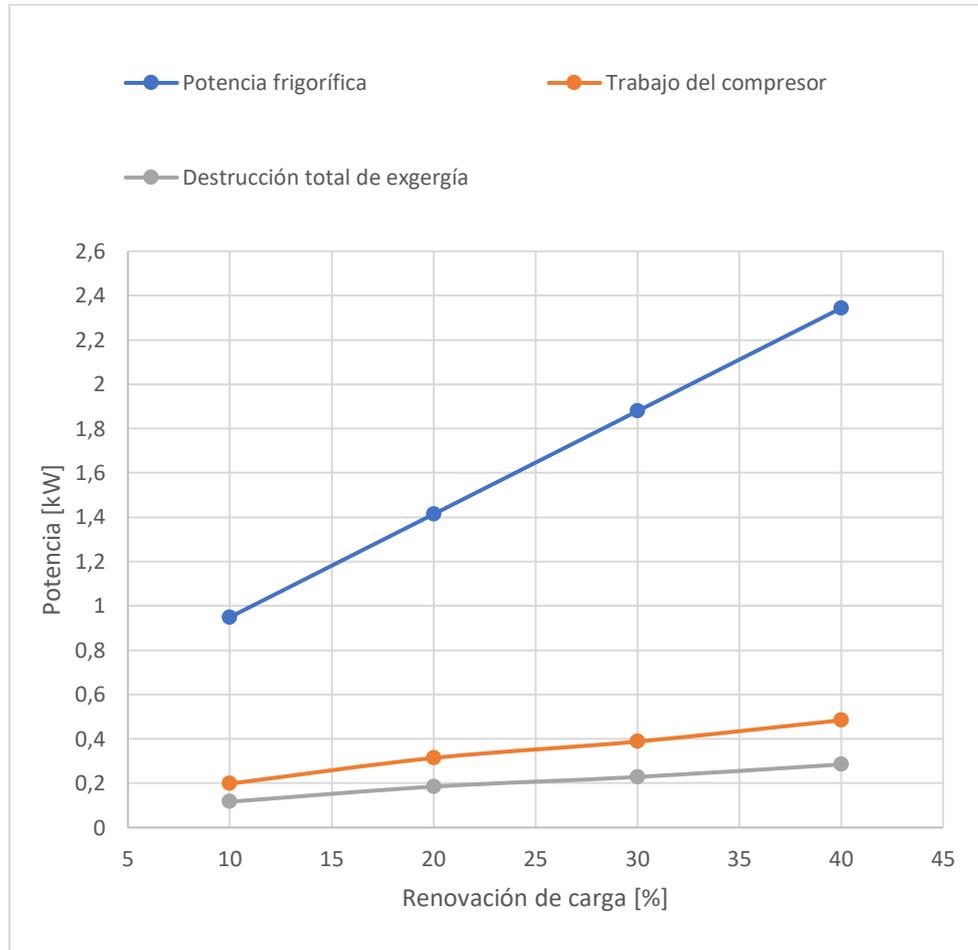


Figura 3.7 Potencias en función de la renovación de carga.

Fuente: Propia

Con el cambio de potencia del evaporador también varía el trabajo del compresor y la destrucción total de la exergía, como se puede observar en la Figura 3.7.

A medida que el porcentaje de renovación de carga diaria aumenta, también hay un incremento de energía que se debe disipar desde el interior de la cámara frigorífica, teniendo esto en consideración, el tiempo de respuesta para el proceso de enfriamiento también se incrementa considerablemente, a pesar de tener una potencia de evaporador diferente y mayor a los casos anteriores.

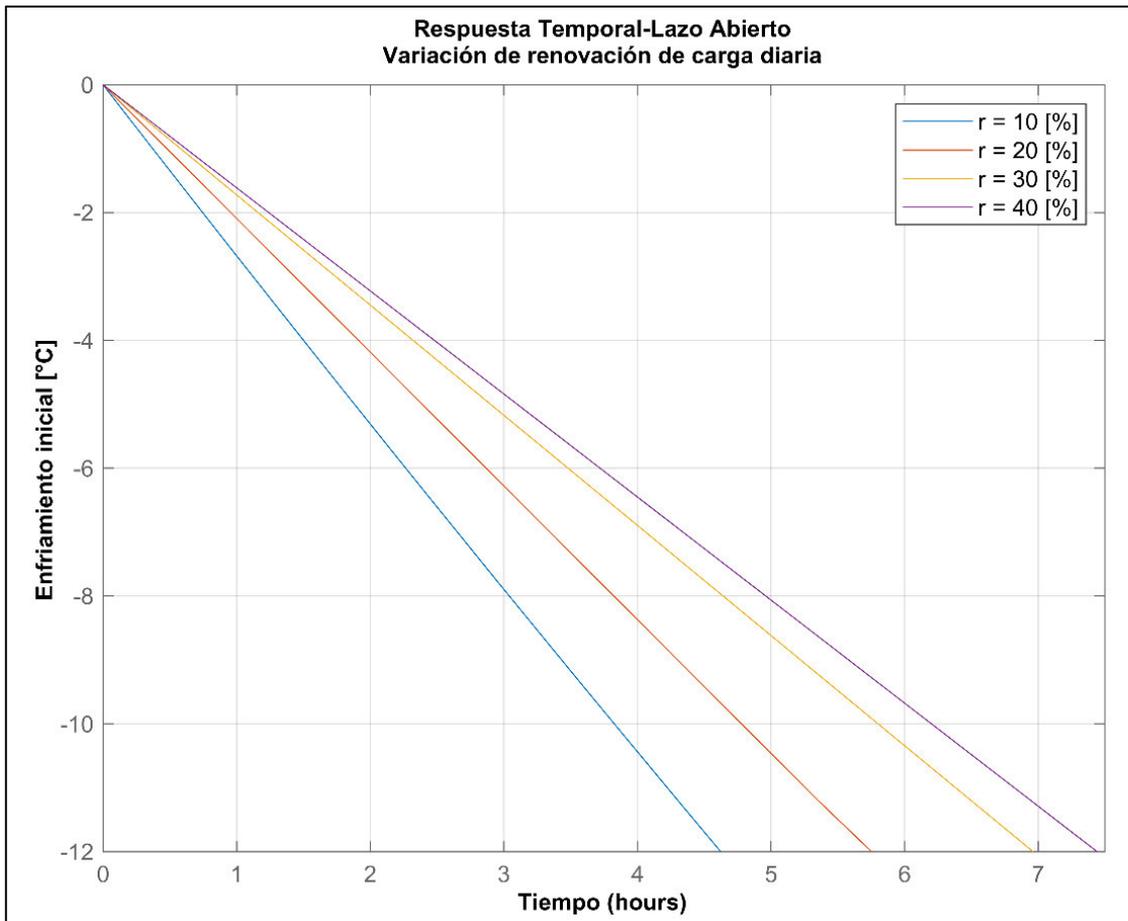


Figura 3.8 Respuesta Temporal - Lazo Abierto para renovación de carga.

Fuente: Propia.

Como se puede ver en este análisis de sensibilidad, el porcentaje de renovación de carga diario ( $r$ ), es el más sensible de todos, ya que tiene una relación directa con el flujo de calor que se debe absorber de los productos refrigerados, como se puede observar en la Figura 3.8, un mayor porcentaje de renovación de carga del producto a refrigerar aumenta considerablemente la potencia del evaporador en cuestión, lo que conlleva a que se tenga un mayor tiempo de respuesta para el proceso de enfriamiento inicial el producto. En los casos de los espesores y tipo de aislante se puede observar que el tiempo de respuesta en el proceso 1 no varía demasiado si se considera una misma potencia.

Teniendo esto en consideración se puede deducir que a un mayor espesor y con una baja conductividad térmica del aislante se tendrán menos pérdidas en la cámara de refrigeración, lo que conlleva a que se tenga un menor tiempo de respuesta para el proceso de refrigeración del producto, mientras que en el caso de tener un mayor factor

de renovación de carga la potencia requerida para poder satisfacer las necesidades de la cámara frigorífica aumenta considerablemente de forma lineal.

Tabla 3.10 Variación de tiempo de lazo abierto.

Variable	Simbología	Medida	Porcentaje de cambio de $T_{LA}$ [%]
Espesor del aislante	$e_{ais}$	100 [mm]	7,89
		125 [mm]	7,10
		150 [mm]	16,72
		200 [mm]	16,09
Tipo de aislante	$k_{ais}$	Poliuretano inyectado (0,025 [ $\frac{W}{m \cdot K}$ ])	16,09
		Poliuretano proyectado (0,030 [ $\frac{W}{m \cdot K}$ ])	16,56
		Poliuretano expandido (0,035 [ $\frac{W}{m \cdot K}$ ])	16,72
		Fibra de vidrio (0,036 [ $\frac{W}{m \cdot K}$ ])	6,94
Porcentaje de renovación de carga	$r$	10 [%]	-27,29
		20 [%]	-9,78
		30 [%]	9,15
		40 [%]	16,09

Fuente: Propia.

En base al análisis paramétrico de la cámara frigorífica, se observa que el tiempo de respuesta para el proceso de refrigeración aumenta en todo, excepto cuando se tiene una baja renovación de carga, esto se debe a que la potencia del evaporador cambia en cada una de las iteraciones, pero de forma general se puede decir que al tener un gran espesor con una baja conductividad térmica del aislante podrá reducir el tiempo de respuesta, mientras que a medida que se tenga un mayor porcentaje de renovación de carga también se incrementa su tiempo de respuesta.

Al seleccionar un espesor que tenga una baja conductividad térmica, se reducen considerablemente las pérdidas por las superficies, mientras que a medida que se incrementa a masa del producto a refrigerar el calor por absorber es mayor, lo que conlleva a que se tenga una mayor demanda energética y así el tiempo de refrigeración se incrementa considerablemente.

### 3.5 Cámara optimizada

Teniendo en consideración las diferentes respuestas al variar las condiciones del aislante y la renovación de carga diaria, se considera que la cámara frigorífica será optimizada si se toma el aislante de Poliuretano Inyectado ( $k_{ais} = 0,025 \left[ \frac{W}{m-K} \right]$ ) con un espesor de 200 [mm] y teniendo una renovación de carga del 35 [%]. Esto disminuirá considerablemente las pérdidas de la cámara frigorífica, y por ende los tiempos de respuesta tanto en lazo abierto como en lazo cerrado.

Tabla 3.11 Parámetros optimizados de la cámara frigorífica.

Parámetro de optimización	Valor	Porcentaje [%]
Potencia del evaporador ( $\dot{Q}_L$ )	2,64 [kW]	8 %
Pérdidas ( $Per$ )	6,308 $\left[ \frac{kW}{K} \right]$	60 %
Tiempo de respuesta en lazo abierto ( $T_{LA}$ )	5,89 [h]	7 %
Kp	113000	118 %
Ki	557	446 %
Tiempo de respuesta en lazo cerrado ( $T_{LC}$ )	14 [min]	60 %

Fuente: Propia

En la Tabla 3.11 se puede observar los valores obtenidos para la cámara frigorífica optimizada, así como el porcentaje de mejora en cada uno de los ítems correspondientes. Con una potencia del evaporador de 2,64 [kW] se puede observar que el tiempo del proceso 1 se redujo a 5,89 [h], lo que conlleva a una mejora del 7 [%] a la cámara inicial estudiada. Así mismo con la selección del aislante y el espesor adecuados las pérdidas se redujeron en un 60 [%], teniendo así un mejor aprovechamiento de la potencia del ciclo de refrigeración.

En la Figura 3.9 se puede ver el tiempo de respuesta para el proceso de enfriamiento inicial, el cual será controlado por un termostato, este elemento de la cámara de refrigeración pondrá en funcionamiento el compresor hasta llegar a la temperatura de refrigeración requerida de -2 [°C].

En la Figura 3.10 se puede observar el tiempo de control para una variación de temperatura de 2 [°C], esto será controlado por un PID analógico, este controlador permitirá regular y mantener la cámara frigorífica a -2 [°C], con la variación de temperatura de control se tiene en cuenta que el rango de temperatura que habrá dentro de la cámara frigorífica a lo largo del día será de -4 [°C] a 0 [°C].

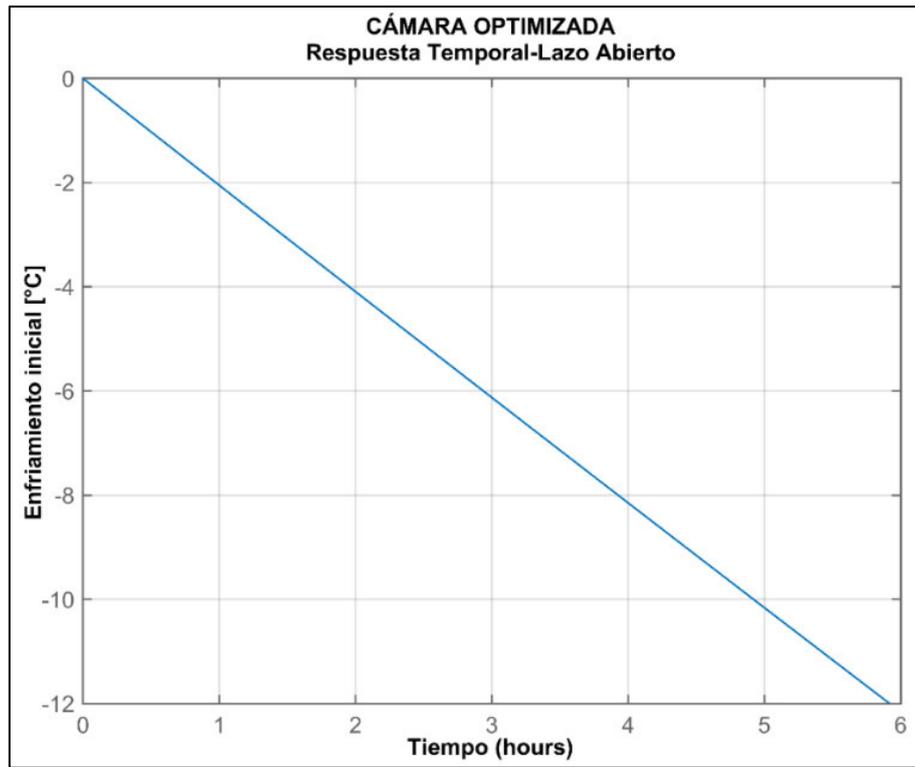


Figura 3.9 Respuesta temporal - Lazo Abierto de cámara optimizada.

Fuente: Propia.

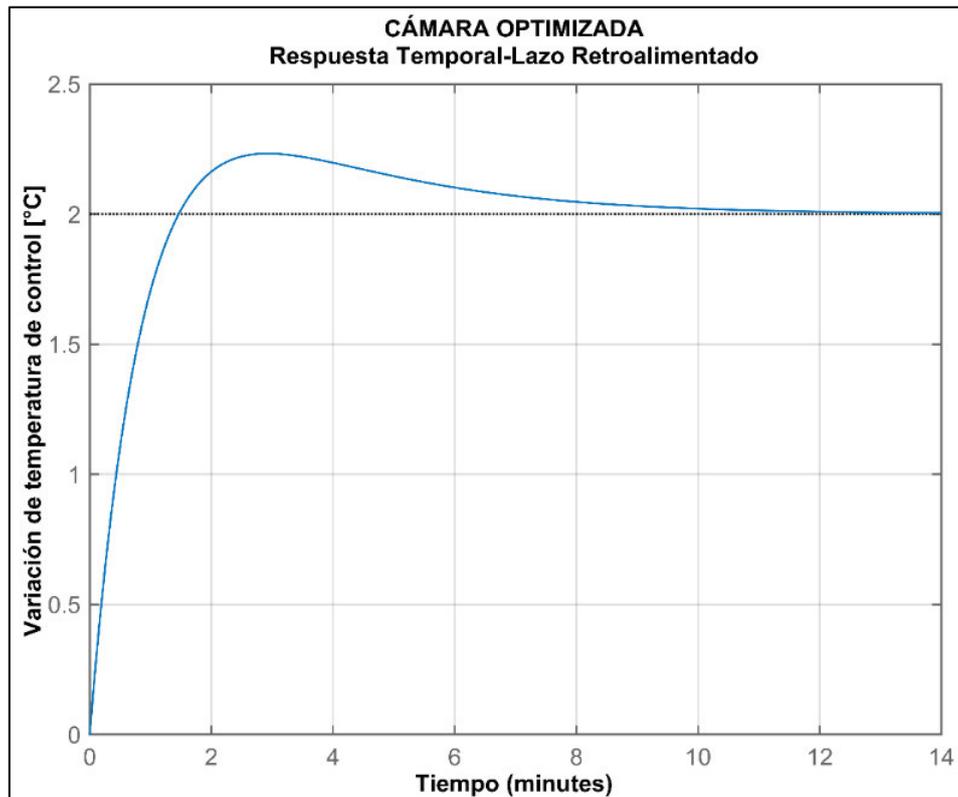


Figura 3.10 Respuesta Temporal – Lazo Cerrado de la cámara optimizada.

Fuente: Propia.

Ahora bien, una vez analizados los tiempos de respuesta en los procesos de enfriamiento inicial y control de temperatura, se realiza el análisis energético y exergético correspondiente de la cámara de refrigeración optimizada.

Tabla 3.12 Análisis energético y exergético.

<b>Elemento</b>	<b>Potencia [kW]</b>	<b>Pérdida de exergía [kW]</b>
Evaporador	2,640	0,0657
Compresor	0,5280	0,2079
Condensador	2,9781	0,0369

Fuente: Propia.

Como se puede observar en la Tabla 3.12 y se contrasta con la Tabla 3.3, hay una clara reducción en la potencia de los elementos de la cámara de refrigeración, además de que existe una reducción en la pérdida de exergía en cada elemento. A su vez en la Tabla 3.13 se puede observar la reducción de la pérdida de exergía, pero a pesar de esto, el COP y la Eficiencia de la Segunda Ley de la Termodinámica, no varían. Esto se debe a que no se hace una optimización del ciclo de refrigeración, sino de la cámara frigorífica, si se quisieran cambiar estos parámetros del ciclo se debería realizar un análisis con diferentes refrigerantes, lo que su vez conlleva a que se tenga otro ciclo termodinámico para la misma cámara de refrigeración, ya que cambian sus propiedades termodinámicas por tratarse de un fluido diferente.

Tabla 3.13 Variables termodinámicas de la cámara optimizada.

$\dot{X}_{dest,total}$	0,3106 [kW]
$COP_R$	5,00 [-]
$\eta_{II,ciclo}$	0,4118 $\approx$ 41,2 [%]

Fuente: Propia.

### 3.6 Conclusiones

La potencia en el evaporador ha disminuido debido a que se tiene una menor renovación de carga diaria, así como también la reducción de las pérdidas por las superficies de la cámara de refrigeración.

El tipo de aislante es clave para los diferentes ciclos termodinámicos, ya sean ciclos de potencia o ciclos refrigeración, este se emplea para reducir las pérdidas por la transferencia de calor a través de las superficies de la máquina térmica o termodinámica hacia el medio ambiente. Al tener una menor conductividad térmica se reducen esta

pérdida de energía hacia el medio ambiente. Además, es necesario considerar el espesor del aislante que se tenga en la máquina térmica o termodinámica.

Al realizar el análisis de sensibilidad de la cámara frigorífica se pudo determinar que al tener un mayor espesor de aislante se reducirían las pérdidas del sistema, lo que a su vez conlleva a que se requiera una menor potencia en el condensador de la cámara de refrigeración.

A su vez, al reducir la conductividad térmica del aislante también se toman en cuenta que la potencia del evaporador es menor, lo que conlleva de igual manera que en el párrafo anterior, a que se tenga una menor pérdida de energía del sistema hacia el medio ambiente.

El porcentaje de renovación de carga de la cámara frigorífica está asociado con el nivel de producción que se tenga previsto por la empresa o dueño de la cámara frigorífica, es así como a medida que se tenga una mayor cantidad de producto también se requerirá una mayor potencia por parte del evaporador como consecuencia de la energía que se debe remover.

El trabajo de optimización de la cámara frigorífica se ve en los tiempos de respuesta para el proceso de enfriamiento inicial y para el proceso de control de la temperatura dentro de la cámara frigorífica, a pesar de esto el ciclo de refrigeración no cambia, por ende, sus medidas de COP y  $\eta_{II,ciclo}$  no varían significativamente con respecto a lo que se tiene inicialmente, puesto que en ningún momento se realiza un cambio del refrigerante.

La optimización de la cámara frigorífica se ha llevado a cabo, como se puede observar en la Tabla 3.11, se tiene una mejora en los tiempos de respuesta del proceso de enfriamiento inicial y del tiempo de control de la cámara frigorífica con un 7 y 60 [%] respectivamente, esto conlleva a que se tenga un menor consumo de energía eléctrica por parte del compresor del ciclo, reduciendo así los costos de consumo energético, además de tener un excelente rendimiento del ciclo, esto se debe a que en base a investigación, el COP de refrigeración normalmente está en un rango de 2 a 3, pero en el presente trabajo se tiene un valor de 5, lo que conlleva que con solo 1 [kW] de consumo en el compresor, se podrá obtener 5 [kW] de refrigeración.

### **3.7 Recomendaciones**

Una vez que se ha optimizado la respuesta temporal en los procesos de enfriamiento y control de la temperatura, también se considera analizar la mejora del ciclo de refrigeración, para esto se recomienda variar el tipo de refrigerante.

Adicionalmente también se puede analizar de forma energética y exergética los diferentes ciclos de refrigeración que se pueden utilizar en este tipo de cámaras frigoríficas, tales como sistemas de refrigeración multietapas e incluso ciclos de refrigeración para gases.

La correcta selección de cada uno de los componentes del ciclo de refrigeración serán claves para la mejora del rendimiento, esto se puede extender en una próxima investigación.

También se puede analizar la huella de carbono del ciclo, haciendo un estudio sobre los diversos refrigerantes que son ideales para el ciclo de refrigeración.

Los controladores analógicos son de gran ayuda, pero con el avance de la tecnología se podría realizar un estudio sobre la implementación de controladores digitales, para ver si existe un menor tiempo de respuesta en el proceso de control de temperatura.

## 4 BIBLIOGRAFÍA

- Aguinaga, Á. (2021). *Control de cámaras frigoríficas*. Quito.
- ALITER. (15 de Julio de 2020). *Instalación de cámaras frigoríficas*. Obtenido de <https://aliteroluciones.es/instalacion-de-camaras-frigorificas/>
- Cengel, Y., & Boles, M. (2012). *Termodinámica* (Séptima ed.). México, D.F.: Mc GrawHill.
- Climas Monterrey. (2022). *¿Qué es una Válvula Solenoide?* Obtenido de <https://www.climasmonterrey.com/que-es-una-valvula-de-solenoide>
- Climas Monterrey. (2022). *¿Qué son las Válvulas de Paso?* Obtenido de <https://www.climasmonterrey.com/que-son-las-valvulas-de-paso>
- Flores, J. (2012). *Diseño, cálculo y evaluación económico de cámara frigorífica*. Biobío: Universidad del Bío-Bío.
- Garzón, J. (2013). *Automatización del sistema de refrigeración de las cámaras de congelación de Eurofish S.A.* Quito: Escuela Politécnica Nacional.
- Indubel. (2018). *Indubel*. Obtenido de REFRIGERANTES: <http://www.indubel.com.ar/pdf/gases/refrigerantes.pdf>
- Lara, F. (2018). *Fibraclim*. Obtenido de Cuáles son los tipos de cámaras frigoríficas y sus utilidades: [https://fibraclim.com/blog/tipos-de-camaras-frigorificas/#Que\\_son\\_las\\_camaras\\_frigorificas](https://fibraclim.com/blog/tipos-de-camaras-frigorificas/#Que_son_las_camaras_frigorificas)
- López, J. (2019). ÍNDICE DE MEMORIA. En J. López, *Diseño de una cámara frigorífica*. Madrid.
- Manzano, F. (1 de Marzo de 2018). *Quimobásicos*. Obtenido de La Evolución de los Refrigerantes: <https://blogquimobasicos.com/2018/03/01/la-evolucion-de-los-refrigerantes/>
- Manzano, F. (13 de Febrero de 2018). *Quimobásicos*. Obtenido de Lo que debes saber sobre las Mezclas de Refrigerantes, el porqué de saber diferenciar entre las Zeotrópicas y las Azeotrópicas: <https://blogquimobasicos.com/2018/02/13/lo-que-debes-saber-sobre-las-mezclas-de-refrigerantes-el-porque-de-saber-diferenciar-entre-las-zeotropicas-y-las-azeotropicas/>
- Naciones Unidas. (2016). *Día Internacional de la Preservación de la Capa de Ozono*. Obtenido de Protocolo de Montreal, para mantenernos frescos nosotros,

nosotras, a nuestros alimentos y nuestras vacunas:  
<https://www.un.org/es/observances/ozone-day>

Naciones Unidas. (2022). *Cambio Climático*. Obtenido de ¿Qué es el Protocolo de Kyoto?: [https://unfccc.int/es/kyoto\\_protocol](https://unfccc.int/es/kyoto_protocol)

Nieto, A. (2018). *MUNDO HVACR*. Obtenido de Los Refrigerantes y sus Propiedades: <https://www.mundohvacr.com.mx/2007/02/los-refrigerantes-y-sus-propiedades/>

Prensa UVM. (15 de Enero de 2021). La UVM pone a disposición de las autoridades 17 ultra-congeladores para almacenar vacunas. *UVM Sala de Prensa*. Obtenido de <https://laureate-comunicacion.com/prensa/la-uvm-pone-a-disposicion-de-las-autoridades-17-ultra-congeladores-para-almacenar-vacunas/#.YdckgvBBzIU>

Ramírez, J. (1994). *Refrigeración*. México D.F.: Ediciones CEAC.

Refrinar S.R.L. (27 de Septiembre de 2019). *Tipos de cámaras frigoríficas*. Obtenido de <https://www.refrinar.com.py/blog/tipos-de-camaras-frigorificas>

Restauración colectiva. (2013). *La importancia de los abatidores de temperatura en una cocina industrial*. Madrid.

SUPERFRIGO. (2018). *Túneles de Congelado*. (Agencia GOAD) Obtenido de <https://www.superfrigo.cl/refrigeracion-industrial/tuneles-de-congelado/>

## 5 ANEXOS

### ANEXO I

Código de la cámara en estado inicial.

```
% MODELACIÓN DE CÁMARA FRIGORÍFICA INICIAL

% Datos de entrada de la cámara frigorífica
clear all
clc
a = 3.6; % Largo [m]
b = 4; % Fondo [m]
c = 2.1 ; % Altura [m]
b_p = 0.8; %Base de la puerta [m]
h_p = 1.8; %Altura de la puerta [m]
T_refr = -2; % Temperatura de conservación [°C]
T_amb = 18; % Temperatura ambiente [°C]
h_int = 271.4; % entalpía interior del aire [kJ/kg]
h_ext = 291.5; % entalpía exterior del aire [kJ/kg]
n_ren = 2; %[renovaciones/día]
P_aire = 71.94; %Presión [kPa]
M_T = 4000; % Carga máxima [kg]

%Carga por cerramientos
A_p1 = a*c-b_p*h_p; %Superficie frontal [m2]
A_t = a*c; %Superficie trasera [m2]
A_puerta = b_p*h_p; %Superficie de la puerta [m2]
A_p2 = b*c; %Superficie lateral [m2]
A_techo = a*b; %Superficie techo [m2]
e_ais = 0.100; % espesor del aislante [m]
k_ais = 0.035; % Conductividad térmica del aislante (Poliuretano expandido)
[W/m*K]
k_lad = 0.8; %[W/m*K]
e_lad = 0.15; %[m]
k_puerta = 17; %[W/m*K]
e_puerta = 0.10; %[m]
h_e = 10; %[W/m2*K]
h_i = 3.5; %[W/m2*K]

%Paredes y techo
U_par = 1/(1/h_e +e_ais/k_ais + e_lad/k_lad + 1/h_i); %Coeficiente global de
transferencia de calor de las paredes[W/m2*K]
Q_par = U_par*(A_p1+2*A_p2+A_t+A_techo)*(T_amb-T_refr);

%Suelo
T_suelo = (T_refr + T_amb)/2;
U_suelo = 1/(1/h_e +e_ais/k_ais + 1/h_i);
Q_suelo = U_suelo*A_techo*(T_suelo-T_refr);

%Puerta
U_puerta = 1/(1/h_e +e_ais/k_ais + e_puerta/k_puerta + 1/h_i); %Coeficiente
global de transferencia de calor de las paredes[W/m2*K]
Q_puerta = U_puerta*A_puerta*(T_amb-T_refr);

%Total
Q_1 = (Q_puerta + Q_suelo + Q_par)/1000 %Calor por cerramientos [kW]
```

```

%% Carga por renovación de aire
v_in = 1.082; %Volumen específico del aire interior [m^3*kg]
V = a*b*c; %Volumen de la cámara [m^3]
Q_2 = n_ren*V*(h_ext - h_int)/(24*3600*v_in) %Calor por renovación de aire
[kW]

%% Carga por iluminación
P_Luz = 10; %Potencia de iluminación superficial [W/m2]
f_t = 9/24; %Factor de tiempo de uso
Q_3 = (P_Luz*f_t*A_techo)/1000 %Calor por iluminación [kW]

%% Carga por personas
q_per = 0.282; %Carga por persona a -2 [°C] en [kW]
n_per = 1; %Número de personas
Q_4 = q_per*n_per*f_t %Calor por personas [kW]

%% Carga de los productos
m_C = 0.4*M_T; %Masa de renovación diaria [kg]
Cp = 3.3; %Calor específico dle pollo [kJ/kg*K]
T_in = 10; %Temperatura de ingreso del pollo [°C]
t_refr = 20*3600; %Tiempo de uso de la cámara frigorífica [s]
Q_5 = 1.3*m_C*Cp*(T_in - T_refr)/t_refr %Calor por productos [kW]

%% CARGA TÉRMICA TOTAL
Q_T = 1.3*(Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5) %Carga térmica diaria [kW]
P_F = 1.25*Q_T % Potencia frigorífica diaria aproximada [kW]
Q_L = 2860; %Potencia frigorífica

%% Modelación en espacio de estado
Per = U_par*(A_p1+2*A_p2+A_t+A_techo) + U_suelo*A_t + U_puerta*A_puerta
%Pérdidas [W/K]
ConsignadeltaT = T_refr - T_in

A = [-Per/(m_C*Cp*1000)];
B = [1/(m_C*Cp*1000)];
C = [1];
D = [0];
SS = ss(A, B, C, D);
GP = tf(SS);
Gp1 = GP(1,1);

% CONTROL EN LAZO ABIERTO (TERMOSTATO)
% Potencia de congelamiento del producto
% DeltaT = -12 [C]
% Tiempo Largo
step(-Q_L*Gp1,27000);
title('Respuesta Temporal-Lazo Abierto')
xlabel('Tiempo')
ylabel('Enfriamiento')
pause

% Lazo Cerrado
[Gc,info]=pidtune(Gp1,'PID',0.01)
H=feedback(Gp1*Gc,1)
DeltaT1= 2 %Delta de control de temperatura
step(DeltaT1*H)
title('Respuesta Temporal-Lazo Retroalimentado')
xlabel('Tiempo')
ylabel('Enfriamiento')

```

```
% Análisis energético y exergético
```

```
h_1 = 366.4; %Entalpía de entrada al compresor [kJ/kg]  
h_2 = 396.7; %Entalpía de entrada al condensador [kJ/kg]  
h_3 = 225.8; %Entalpía de entrada a la válvula de expansión [kJ/kg]  
h_4 = 214.9; %Entalpía de entrada al evaporador [kJ/kg]
```

```
s_1 = 1.629; %Entropía de entrada al compresor [kJ/kg]  
s_2 = 1.670; %Entropía de entrada al condensador [kJ/kg]  
s_3 = 1.090; %Entropía de entrada a la válvula de expansión [kJ/kg]  
s_4 = 1.057; %Entropía de entrada al evaporador [kJ/kg]
```

```
m_ref = Q_L/(1000*(h_1 - h_4)) % flujo másico del refrigerante [kg/s]
```

```
Q_eva = Q_L/1000 % Flujo de calor del evaporador [kW]  
W_com = m_ref*(h_2 - h_1) % Trabajo del compresor [kW]  
Q_cond = m_ref*(h_2 - h_3) % Flujo de calor del condensador [kW]
```

```
COP = Q_eva/W_com
```

```
X_com = m_ref*(T_amb+273)*(s_2 - s_1) %Exergía destruida en el compresor [kW]  
X_cond = (T_amb+273)*(m_ref*(s_3 - s_2)) + Q_cond %Exergía destruida en el  
condensador [kW]  
X_eva = (T_amb+273)*(m_ref*(s_1 - s_4) - Q_eva/(T_refr+273)) %Exergía  
destruida en el evaporador [kW]  
X_total = X_eva + X_cond + X_com %Exergía total destruída [kW]
```

```
n_II = 1 - X_total/W_com %Eficiencia de la Segunda Ley
```

## ANEXO II.

Código de la cámara optimizada.

```
%% MODELACIÓN DE CÁMARA FRIGORÍFICA
%% Datos de entrada de la cámara frigorífica
clear all
clc
a = 3.6; % Largo [m]
b = 4; % Fondo [m]
c = 2.1 ; % Altura [m]
b_p = 0.8; %Base de la puerta [m]
h_p = 1.8; %Altura de la puerta [m]
T_refr = -2; % Temperatura de conservación [°C]
T_amb = 18; % Temperatura ambiente [°C]
h_int = 271.4; % entalpía interior del aire [kJ/kg]
h_ext = 291.5; % entalpía exterior del aire [kJ/kg]
n_ren = 2; %[renovaciones/día]
P_aire = 71.94; %Presión [kPa]
M_T = 4000; % Carga máxima [kg]

%% Carga por cerramientos
A_p1 = a*c-b_p*h_p; %Superficie frontal [m2]
A_t = a*c; %Superficie trasera [m2]
A_puerta = b_p*h_p; %Superficie de la puerta [m2]
A_p2 = b*c; %Superficie lateral [m2]
A_techo = a*b; %Superficie techo [m2]
e_ais = 0.200; % espesor del aislante [m]
k_ais = 0.025; % Conductividad térmica del aislante (Poliuretano inyectado)
[W/m*K]
k_lad = 0.8; %[W/m*K]
e_lad = 0.15; %[m]
k_puerta = 17; %[W/m*K]
e_puerta = 0.10; %[m]
h_e = 10; %[W/m2*K]
h_i = 3.5; %[W/m2*K]

%%Paredes y techo
U_par = 1/(1/h_e +e_ais/k_ais + e_lad/k_lad + 1/h_i); %Coeficiente global de
transferencia de calor de las paredes[W/m2*K]
Q_par = U_par*(A_p1+2*A_p2+A_t+A_techo)*(T_amb-T_refr);

%%Suelo
T_suelo = (T_refr + T_amb)/2;
U_suelo = 1/(1/h_e +e_ais/k_ais + 1/h_i);
Q_suelo = U_suelo*A_techo*(T_suelo-T_refr);

%%Puerta
U_puerta = 1/(1/h_e +e_ais/k_ais + e_puerta/k_puerta + 1/h_i); %Coeficiente
global de transferencia de calor de las paredes[W/m2*K]
Q_puerta = U_puerta*A_puerta*(T_amb-T_refr);

%%Total
Q_1 = (Q_puerta + Q_suelo + Q_par)/1000 %Calor por cerramientos [kW]

%% Carga por renovación de aire
v_in = 1.082; %Volumen específico del aire interior [m^3*kg]
V = a*b*c; %Volumen de la cámara [m^3]
```

```

Q_2 = n_ren*V*(h_ext - h_int)/(24*3600*v_in) %Calor por renovación de aire
[kW]

%% Carga por iluminación
P_Luz = 10; %Potencia de iluminación superficial [W/m2]
f_t = 9/24; %Factor de tiempo de uso
Q_3 = (P_Luz*f_t*A_techo)/1000 %Calor por iluminación [kW]

%% Carga por personas
q_per = 0.282; %Carga por persona a -2 [°C] en [kW]
n_per = 1; %Número de personas
Q_4 = q_per*n_per*f_t %Calor por personas [kW]

%% Carga de los productos
m_C = 0.35*M_T; %Masa de renovación diaria [kg]
Cp = 3.3; %Calor específico dle pollo [kJ/kg*K]
T_in = 10; %Temperatura de ingreso del pollo [°C]
t_refr = 20*3600; %Tiempo de uso de la cámara frigorífica [s]
Q_5 = 1.3*m_C*Cp*(T_in - T_refr)/t_refr %Calor por productos [kW]

%% CARGA TÉRMICA TOTAL
Q_T = 1.3*(Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5) %Carga térmica diaria [kW]
P_F = 1.25*Q_T % Potencia frigorífica diaria aproximada [kW]
Q_L = 2640; %Potencia frigorífica

%% Modelación en espacio de estado
Per = U_par*(A_p1+2*A_p2+A_t+A_techo) + U_suelo*A_t + U_puerta*A_puerta
%Pérdidas [W/K]
ConsignadeltaT = T_refr - T_in

A = [-Per/(m_C*Cp*1000)];
B = [1/(m_C*Cp*1000)];
C = [1];
D = [0];
SS = ss(A, B, C, D);
GP = tf(SS);
Gp1 = GP(1,1);

% CONTROL EN LAZO ABIERTO (TERMOSTATO)
% Potencia de congelamiento del producto
% DeltaT = -12 [C]
% Tiempo Largo
step(-Q_L*Gp1,27000);
title('Respuesta Temporal-Lazo Abierto')
xlabel('Tiempo')
ylabel('Enfriamiento inicial [°C]')
pause;

% Lazo Cerrado
[Gc,info]=pidtune(Gp1,'PID',0.025)
H=feedback(Gp1*Gc,1)
DeltaT1= 2 %Delta de control de temperatura
step(DeltaT1*H)
title('Respuesta Temporal-Lazo Retroalimentado')
xlabel('Tiempo')
ylabel('Variación de temperatura de control [°C]')

%% Análisis energético y exergético

```

```

h_1 = 366.4; %Entalpía de entrada al compresor [kJ/kg]
h_2 = 396.7; %Entalpía de entrada al condensador [kJ/kg]
h_3 = 225.8; %Entalpía de entrada a la válvula de expansión [kJ/kg]
h_4 = 214.9; %Entalpía de entrada al evaporador [kJ/kg]

s_1 = 1.629; %Entropía de entrada al compresor [kJ/kg]
s_2 = 1.670; %Entropía de entrada al condensador [kJ/kg]
s_3 = 1.090; %Entropía de entrada a la válvula de expansión [kJ/kg]
s_4 = 1.057; %Entropía de entrada al evaporador [kJ/kg]

m_ref = Q_L/(1000*(h_1 - h_4)) % flujo másico del refrigerante [kg/s]

Q_eva = Q_L/1000 % Flujo de calor del evaporador [kW]
W_com = m_ref*(h_2 - h_1) % Trabajo del compresor [kW]
Q_cond = m_ref*(h_2 - h_3) % Flujo de calor del condensador [kW]

COP = Q_eva/W_com

X_com = m_ref*(T_amb+273)*(s_2 - s_1) %Exergía destruida en el compresor [kW]
X_cond = (T_amb+273)*(m_ref*(s_3 - s_2)) + Q_cond %Exergía destruida en el
condensador [kW]
X_eva = (T_amb+273)*(m_ref*(s_1 - s_4) - Q_eva/(T_refr+273)) %Exergía
destruida en el evaporador [kW]
X_total = X_eva + X_cond + X_com %Exergía total destruída [kW]

n_II = 1 - X_total/W_com %Eficiencia de la Segunda Ley

```

### ANEXO III.

Código en EES Professional para el cálculo de las propiedades del ciclo termodinámico de la cámara frigorífica.

#### "Datos"

$$T_{\text{amb}} = \text{ConvertTEMP}(C;K;18)$$

$$T_{\text{refr}} = \text{ConvertTEMP}(C;K;-2)$$

$$T[4] = -8 \text{ [C]}$$

$$P[4] = \text{Pressure}(R404A;T=T[4];x=1)$$

$$\text{DELTAT}_{\text{sobre}} = 5 \text{ [C]}$$

$$\text{DELTAT}_{\text{sub}} = 2 \text{ [C]}$$

$$T[1] = T[4] + \text{DELTAT}_{\text{sobre}}$$

$$P[1] = P[4]$$

$$T[2] = 40 \text{ [C]}$$

$$P[2] = \text{Pressure}(R404A;T=20 \text{ [C]};x=0)$$

$$P[3] = P[2]$$

$$T[3] = 18 \text{ [C]}$$

$$P[5] = P[1]$$

$$T[5] = T[1]$$

#### "Solución"

$$h[1] = \text{Enthalpy}(R404A;T=T[1];P=P[1])$$

$$h[2] = \text{Enthalpy}(R404A;T=T[2];P=P[2])$$

$$h[3] = \text{Enthalpy}(R404A;T=T[3];P=P[3])$$

$$h[4] = \text{Enthalpy}(R404A;T=T[4];x=0,15)$$

$$h[5] = h[1]$$

$$s[1] = \text{Entropy}(R404A;T=T[1];P=P[1])$$

$$s[2] = \text{Entropy}(R404A;T=T[2];P=P[2])$$

$$s[3] = \text{Entropy}(R404A;T=T[3];P=P[3])$$

$$s[4] = \text{Entropy}(R404A;T=T[4];x=0,15)$$

$$s[5] = s[1]$$

$$Q_{\text{dot}_L} = 2 \text{ [kW]}$$

$$m_{\text{dot}} = Q_{\text{dot}_L} / (h[1] - h[4])$$

$$W_{\text{dot}} = m_{\text{dot}} * (h[2] - h[1])$$

$$Q_{\text{dot}_H} = m_{\text{dot}} * (h[2] - h[3])$$

$$\text{COP} = Q_{\text{dot}_L} / W_{\text{dot}}$$

$$X_{\text{dot}_C} = m_{\text{dot}} * T_{\text{amb}} * (s[2] - s[1])$$

$$X_{\text{dot}_\text{Con}} = T_{\text{amb}} * (m_{\text{dot}} * (s[3] - s[2]) + Q_{\text{dot}_H} / T_{\text{amb}})$$

$$X_{\text{dot}_\text{Ev}} = T_{\text{amb}} * (m_{\text{dot}} * (s[1] - s[4]) - Q_{\text{dot}_L} / T_{\text{refr}})$$