

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



**ESTUDIO ENERGÉTICO DE UN CONGELADOR ESTÁTICO POR AIRE
FORZADO DE CABALLA CON CAPACIDAD DE 10 TONELADAS POR BATCH**

Tesis para obtener el título profesional de Ingeniero Mecánico

AUTOR:

Cristhian Renato Rodríguez Layseca

ASESOR:

Fernando Octavio Jiménez Ugarte

Lima, Mayo, 2024

Informe de Similitud

Yo, FERNANDO OCTAVIO JIMÉNEZ UGARTE, docente de la Facultad de CIENCIAS E INGENIERÍA de la Pontificia Universidad Católica del Perú, asesor de la tesis titulada **ESTUDIO ENERGÉTICO DE UN CONGELADOR ESTÁTICO POR AIRE FORZADO DE CABALLA CON CAPACIDAD DE 10 TONELADAS POR BATCH**, del autor CRISTHIAN RENATO RODRIGUEZ LAYSECA, dejo constancia de lo siguiente:

- El mencionado documento tiene un índice de puntuación de similitud de 15%. Así lo consigna el reporte de similitud emitido por el software *Turnitin* el 23/05/2024.
- He revisado con detalle dicho reporte y la Tesis o Trabajo de Suficiencia Profesional, y no se advierte indicios de plagio.
- Las citas a otros autores y sus respectivas referencias cumplen con las pautas académicas.

Lima, 23 de mayo del 2024

Apellidos y nombres del asesor: JIMÉNEZ UGARTE, FERNANDO OCTAVIO	
DNI: 08734404	Firma 
ORCID: 0000-0003-0540-9481	



RESUMEN

La pesca es una de las principales actividades realizadas en el Perú, teniendo en diferentes zonas el desarrollo de proyectos de comercialización del pescado. Por ende, el proceso de conservación requiere del congelamiento del pescado para mantener su calidad en un estado inicial o cercano al que se capturó.

El objetivo de la presente tesis es el análisis energético de la operatividad de una cámara de congelamiento con capacidad de 10 toneladas de caballa, además se simuló el tiempo de congelamiento de caballa para plantear las dimensiones de la estructura del túnel, se propuso equipos para el ciclo de refrigeración por compresión de vapor y se evaluó la eficiencia energética de los equipos de refrigeración en términos de COP y efectividad. Para la simulación térmica del tiempo de congelamiento se utilizó el software Solidworks Flow Simulation y para su cálculo analítico se utilizó las ecuaciones teórico-empírico y las recomendaciones del libro "ASHRAE Handbook Refrigeration".

Así mismo, se incluyó el planteamiento de estructuras que eran requeridas en la cámara de congelamiento, planos de distribución de equipos y un presupuesto referencial del túnel de congelamiento.

Como resultados se obtuvo un túnel de congelamiento con una capacidad energética total de 150 kW y una temperatura interna promedio de -30°C aproximadamente. El tiempo requerido para alcanzar una temperatura igual o menor a -18°C en el centro del producto fue igual a 9 horas.

Finalmente, el ciclo con mayor COP (2,542) y efectividad (60%) estuvo compuesto por 01 evaporador, 01 condensador, 01 regenerador, 01 depósito separador de fases y una compresión en 02 etapas, logrando plantear un túnel de congelamiento de dimensiones iguales a 9,5m x 7,5m x 3,5m (largo, ancho y altura) para su estructura.

AGRADECIMIENTO

Quiero agradecer infinitamente a Dios, a mis queridos padres Carlos y Olga, quienes me acompañaron a lo largo de mi vida académica. Por su amor incondicional y sus sabios consejos. Sin su apoyo, este logro no hubiera sido posible.

Agradezco a mi asesor Fernando Jiménez, por su invaluable orientación y apoyo. Sus conocimientos y experiencia, fueron fundamentales para el desarrollo de mi tesis.



ÍNDICE DE CONTENIDO

ÍNDICE DE TABLAS	vii
ÍNDICE DE ILUSTRACIONES	ix
LISTA DE SÍMBOLOS	xi
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO 1.....	3
CARACTERÍSTICAS DEL PROYECTO Y ESTADO DE LA TECNOLOGÍA DE CONGELAMIENTO DE CABALLA	3
1.1. Descripción de la materia prima.....	3
1.1.1. Generalidades del pescado congelado	3
1.1.2. Clasificación de la caballa	4
1.1.3. Curvas de Congelamiento de la Caballa	5
1.1.4. Características del producto a congelar	6
1.2. Túnel de congelamiento por aire forzado	9
1.2.1. Distribución interna del túnel	9
1.2.2. Proceso de congelamiento de la caballa	12
1.3. Consideraciones para el dimensionamiento del túnel de congelamiento	13
1.3.1. Ubicación del equipo y dimensiones	13
1.3.2. Material Aislante	14
1.3.3. Tiempo de congelamiento	14
1.3.4. Racks de almacenamiento	14
1.3.5. Deflectores de aire	15
1.4. Equipos principales.....	16
1.4.1. Compresor	16
1.4.2. Condensador	17
1.4.3. Válvula de expansión	17

1.4.4.	Evaporador	18
CAPÍTULO 2.....		19
ANÁLISIS ENERGÉTICO Y DETERMINACIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN .		19
2.1.	Sistema térmico.....	19
2.1.1.	Propiedades térmicas del producto a congelar.....	20
2.1.2.	Tiempo de congelamiento	26
2.1.3.	Carga térmica preliminar	32
2.1.4.	Componentes principales internos del túnel.....	39
2.1.5.	Coeficiente de convección y carga térmica total.....	43
2.1.6.	Propiedades del refrigerante	50
2.1.7.	Ciclos de Refrigeración por compresión de vapor	51
2.1.8.	Selección del ciclo de refrigeración	60
2.1.9.	Componentes principales externos del túnel.....	67
2.1.10.	Análisis por elementos finitos.....	72
2.2.	Diseño del sistema estructural	78
2.2.1.	Estructura Deflectora	79
2.2.2.	Rack porta bandejas	80
2.2.3.	Sistema de Ventilación.....	81
2.2.4.	Deflectores laterales y falso techo.....	83
2.2.5.	Panel Aislante	84
CAPÍTULO 3.....		85
PRESUPUESTO DEL CONGELADOR.....		85
3.1.	Componentes principales	85
3.1.1.	Serpentín evaporador	85
3.1.2.	Condensador	86

3.1.3.	Compresor de primera etapa	86
3.1.4.	Compresor de segunda etapa.....	87
3.1.5.	Depósito separador de fases	87
3.1.6.	Intercambiador de calor de regeneración	88
3.2.	Componentes secundarios.....	89
3.2.1.	Rack porta bandejas	89
3.2.2.	Ventiladores.....	89
3.2.3.	Soporte de ventilador.....	90
3.2.4.	Estructura de sistema de ventilación.....	90
3.2.5.	Estructura deflectora de aire	91
3.2.6.	Deflectores laterales	91
3.2.7.	Panel Aislante.....	92
3.3.	Costo total aproximado del túnel de congelamiento	92
CONCLUSIONES	93
BIBLIOGRAFÍA	94
ANEXOS	98

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1.	Composición promedio de la parte comestible de la caballa en el Perú	8
Tabla 1.2.	Variación estacional en composición porcentual promedio de la caballa de India .	9
Tabla 1.3.	Composición promedio de la parte comestible de la caballa de India	9
Tabla 1.4.	Propiedades térmicas del poliuretano expandido	14
Tabla 2.1.	Constantes Geométricas	32
Tabla 2.2.	Carga Equivalente por Persona en función de la temperatura ambiente	37
Tabla 2.3.	Parámetros de selección del evaporador en el sistema de refrigeración	41
Tabla 2.4.	Parámetros de funcionamiento de los motores de ventilación	43
Tabla 2.5.	Propiedades termodinámicas del aire a presión atmosférica	46
Tabla 2.6.	Propiedades termofísicas de estados en ciclo de refrigeración con regenerador	53
Tabla 2.7.	Valores de variables termofísicas del ciclo de refrigeración con compresión en 02 etapas y 01 depósito separador de fases	56
Tabla 2.8.	Valores de variables termofísicas del ciclo de refrigeración con compresión en 02 etapas, 01 depósito separador de fases y 01 regenerador	59
Tabla 2.9.	Valores del COP y efectividad en el ciclo para cada valor de temperatura calculado en el estado 1'	63
Tabla 2.10.	Valores del COP, trabajo y calor en el ciclo de refrigeración con 01 depósito separador y compresión en 02 etapas	64
Tabla 2.11.	Valores del COP y efectividad en el ciclo para cada valor de temperatura calculado en el estado 1'	65
Tabla 2.12.	Parámetros de selección del condensador del ciclo de refrigeración	68
Tabla 2.13.	Parámetros de selección del compresor (baja presión) del ciclo de refrigeración	69
Tabla 2.14.	Parámetros de selección del compresor (alta presión) del ciclo de refrigeración	69
Tabla 2.15.	Parámetros de selección del depósito separador de fases	71
Tabla 2.16.	Parámetros de selección de intercambiador de placas	72
Tabla 2.17.	Datos de entrada del producto (caballa) y bandeja de acero inoxidable	73
Tabla 2.18.	Datos de entrada del aire y paredes del túnel de congelamiento	75
Tabla 2.19.	Distribución de temperatura en la superficie y el centro térmico de una bandeja a 0, 1, 4 y 8 horas de iniciar el proceso de congelamiento	76
Tabla 2.20.	Dimensiones y propiedades de la estructura deflectora de aire	80
Tabla 2.21.	Dimensiones y propiedades físicas del rack porta bandejas	81
Tabla 2.22.	Características y propiedades físicas de la estructura del sistema de ventilación	82
Tabla 2.23.	Características y propiedades físicas del acople de ventilador	83

Tabla 2.24.	Dimensiones de paneles aislantes a utilizar en el túnel de congelamiento	84
Tabla 3.1.	Especificaciones técnicas del serpentín evaporador marca Guntner	85
Tabla 3.2.	Especificaciones técnicas del condensador marca Guntner	86
Tabla 3.3.	Especificaciones técnicas del compresor de 1era etapa marca Frascold	86
Tabla 3.4.	Especificaciones técnicas del compresor de 2da etapa marca Frascold	87
Tabla 3.5.	Costo de depósito separador de fases	88
Tabla 3.6.	Especificaciones técnicas del intercambiador de calor de regeneración	88
Tabla 3.7.	Costo del intercambiador de calor de regeneración	88
Tabla 3.8.	Costo total de racks porta bandejas	89
Tabla 3.9.	Costo total de ventiladores	89
Tabla 3.10.	Costo total de soportes de los ventiladores	90
Tabla 3.11.	Costo de estructura soporte de ventilación	90
Tabla 3.12.	Costo de estructura deflectora de aire	91
Tabla 3.13.	Costo de deflectores laterales	91
Tabla 3.14.	Costo de panel termoaislante en paredes y techo	92
Tabla 3.15.	Resumen de costos específicos y total del túnel de congelamiento	92

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Figura 1.1.	Daños observados en el exterior de caja de cartón que contiene pescados	4
Figura 1.2.	Caballa (<i>Scomber Japonicus</i>)	4
Figura 1.3.	Curva de congelamiento en el centro térmico de un alimento sólido	5
Figura 1.4.	Gráfica de Temperatura vs Tiempo de caballa congelada por aire forzado	5
Figura 1.5.	Gráfica de relación longitud-peso de la caballa en el mar del Perú	6
Figura 1.6.	Gráfica comparativa de Longitud-Peso de las caballas del Perú y de la India	7
Figura 1.7.	Vista de planta del túnel de congelamiento estático por aire forzado.....	10
Figura 1.8.	Sección interna del túnel de congelamiento estático por aire forzado.....	10
Figura 1.9.	Distribución interna del aire en el túnel de congelamiento por aire forzado	11
Figura 1.10.	Bandeja para almacenar caballa en el túnel de congelamiento	12
Figura 1.11.	Simulación de enfriamiento de bandeja con caballa.....	12
Figura 1.12.	Simulación del proceso de enfriamiento de bandeja con caballa	13
Figura 1.13.	Distribución de túnel de congelamiento en sala de procesos.....	13
Figura 1.14.	Rack porta bandejas de caballa	15
Figura 1.15.	Sección interna de un túnel de congelamiento con deflectores guía	15
Figura 1.16.	Diagrama P-h de un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor	16
Figura 1.17.	(a) Compresor de pistón, (b) Proceso de compresión en diagrama P vs h	16
Figura 1.18.	(a) Condensador de aire, (b) Descenso de temperatura en diagrama P vs h	17
Figura 1.19.	(a) Válvula de expansión, (b) Descenso de presión en diagrama P vs h	18
Figura 1.20.	(a) Evaporador de expansión, b) Ganancia de calor en diagrama P vs h	18
Figura 2.1.	(a) Arreglo de bandejas por nivel, (b) Esquema simplificado de una bandeja	27
Figura 2.2.	Gráfica de Calor por Persona vs Temperatura Ambiental	38
Figura 2.3.	Ubicación de evaporativos en túnel de congelamiento (Vista de planta)	40
Figura 2.4.	Sistema de ventiladores en el túnel de congelado	42
Figura 2.5.	Flujo del aire dentro del túnel de congelamiento	44
Figura 2.6.	Flujo del aire sobre las bandejas que contienen filetes de caballa.....	44
Figura 2.7.	Gráfica del coeficiente de convección del aire bajo un régimen mixto sobre una placa plana horizontal	47
Figura 2.8.	Gráfica de presión vs entalpía del refrigerante R404 A	51
Figura 2.9.	Esquema del sistema de refrigeración con regenerador	52
Figura 2.10.	Gráfica de estados en diagrama P vs h en el ciclo con regenerador	54
Figura 2.11.	Esquema del sistema de refrigeración con compresión en 02 etapas y 01 depósito separador de fases	55

Figura 2.12. Gráfica de estados en diagrama P vs h utilizando compresión en 02 etapas y 01 depósito separador de fases.....	57
Figura 2.13. Esquema del sistema de refrigeración con compresión en 02 etapas, 01 depósito separador de fases y 01 regenerador.....	58
Figura 2.14. Gráfica de estados en diagrama P vs h utilizando compresión en 02 etapas, 01 depósito separador de fases y 01 regenerador.....	60
Figura 2.15. Gráfica de COP vs N° series para los 03 ciclos de refrigeración.....	66
Figura 2.16. Gráfica de Efectividad vs N° Iteraciones para 02 ciclos de refrigeración.....	67
Figura 2.17. Distribución de temperaturas en el intercambiador de calor.....	72
Figura 2.18. (a) Gráfica de calor específico, (b) Gráfica de conductividad térmica por simular	74
Figura 2.19. Representación gráfica del dominio computacional para el volumen de control..	74
Figura 2.20. Simulación de flujo de aire sobre bandeja metálica con caballa.....	75
Figura 2.21. Estado final de la simulación térmica.....	77
Figura 2.22. Gráfica de temperatura promedio en la superficie del producto vs Tiempo.....	77
Figura 2.23. Gráfica de temperatura máxima en el centro del producto vs Tiempo.....	78
Figura 2.24. Distribución de estructuras diseñadas en el túnel de congelamiento.....	79
Figura 2.25. a) Vista isométrica y (b) Trayectoria idealizada del aire.....	79
Figura 2.26. Estructura porta ventiladores.....	81
Figura 2.27. Base soporte de ventiladores.....	82
Figura 2.28. Distribución de deflectores laterales en túne de congelamiento.....	83
Figura 2.29. Zona superior e inferior del túnel de congelamiento.....	84

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área de transferencia de calor del túnel de congelamiento [m^2]
c_a	Calor específico de la caballa a una temperatura específica [$kJ/kg^\circ C$]
c_i	Calor específico de cada uno de los constituyentes del producto [$kJ/kg^\circ C$]
c_u	Calor específico por encima del punto de congelamiento [$kJ/kg^\circ C$]
ϵ	Porosidad en productos granulados [%]
h_i	Coefficiente de convección interna de la pared [$kW/m^2^\circ C$]
h_o	Coefficiente de convección externa de la pared [$kW/m^2^\circ C$]
h_{sf}	Calor latente de fusión de la caballa [kJ/kg]
H	Entalpía de la caballa a una temperatura específica [kJ/kg]
H_f	Entalpía de la caballa a la temperatura de inicio del congelamiento [kJ/kg]
H_e	Entalpía de la caballa a la temperatura de entrada al túnel [kJ/kg]
H_c	Entalpía de la caballa a la temperatura final de congelamiento [kJ/kg]
k	Conductividad térmica de la caballa [W/mK]
k_i	Conductividad térmica de los constituyentes [W/mK]
k_p	Conductividad Térmica de la pared aislante [$kW/m^\circ C$]
L	Longitud de la caballa [cm]
L_c	Longitud promedio de la caballa [cm]
L_o	Calor latente de fusión del agua [kJ/kg]
m	Masa del producto [kg]
m_c	Masa promedio de la caballa [g]
n	Tiempo de congelamiento de la caballa hasta la temperatura final de congelamiento [h]
p	Peso de la caballa [g]
ρ	Densidad del producto [kg/m^3]
ρ_i	Densidad de los constituyentes [kg/m^3]
Q_D	Calor requerido para el des escarche de los serpentines [kW]
Q_M	Calor disipado por los motores de los evaporadores [kW]
Q_P	Carga térmica de la caballa [kW]
Q_{Pe}	Calor generado por una persona [W]

Q_t	Flujo de calor a través de las paredes y techo [kW]
Q_1	Calor de enfriamiento por encima del punto de congelamiento [kJ]
Q_2	Calor de congelamiento [kJ]
Q_3	Calor de enfriamiento por debajo del punto de congelamiento [kJ]
t	Temperatura de la caballa posterior durante el congelamiento [°C]
t_c	Temperatura final de congelamiento del producto [°C]
t_e	Temperatura de entrada de la caballa al túnel de congelamiento [°C]
t_f	Temperatura de inicio de congelamiento [°C]
ΔT	Diferencia de temperatura entre el ambiente interno y el externo [°C]
U	Coeficiente Global de Transferencia de Calor [kW/m ² °C]
x	Espesor de la pared aislante [m]
x_b	Fracción másica ligada al contenido de agua durante el congelamiento [%]
x_{hielo}	Fracción másica de hielo [%]
x_i	Fracción másica de los constituyentes [%]
x_i^v	Fracción volumétrica de los constituyentes [%]
x_s	Fracción másica de la parte sólida de la caballa [%]
x_{wo}	Fracción másica de agua de la caballa antes de ser congelada [%]

INTRODUCCIÓN

La pesca para consumo humano es una de las actividades principales que se desarrolla en el Perú. Recientemente en la ciudad de Huacho surgió un proyecto basado en la construcción de una planta de procesamiento de caballa para una mediana empresa, para su inicio, fue necesario presentar un estimado de inversión; sin embargo, el tiempo para realizar este presupuesto que incluya un análisis detallado del sistema de refrigeración era muy corto.

La adquisición de un sistema de refrigeración sofisticado significó una gran demanda económica para la empresa, y teniendo en consideración la producción de pescado congelado, posiblemente no justifique su compra; sin embargo, para cubrir la demanda de producción y las exigencias económicas, se optó por realizar el análisis energético del túnel de congelamiento estático de caballa por aire forzado.

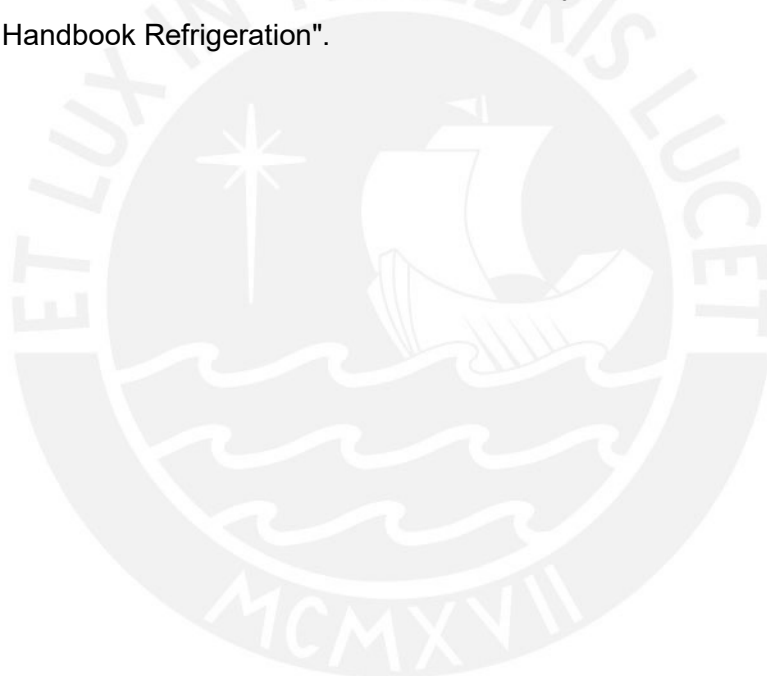
Se incrementaría la competitividad en la selección de los equipos del sistema de refrigeración, pues como se mencionó anteriormente, por motivos de tiempo e inversión económica, no se suele desarrollar con detalle una memoria de cálculo para el análisis energético de este tipo de túneles y la adecuada selección de los equipos que lo componen.

Para que las operaciones de congelamiento por aire forzado sean económicas, los equipos de refrigeración debieron ajustarse a las necesidades de la aplicación y para cumplir esto se requirió estimación del tiempo de congelamiento del producto, así como sus correspondientes cargas de refrigeración (ASHRAE, 2018, pág. 1).

Por otro lado, se aportó en criterio respecto al análisis y dimensionamiento del túnel de congelamiento por aire forzado para la industria pesquera. De esta manera se obtuvo el sistema que funcione de la mejor manera posible; es decir el más eficiente, económico y con mayor tiempo de vida.

El presente trabajo tiene como objetivo el análisis energético del túnel de congelamiento estático por aire forzado para congelar lotes de 10 toneladas de caballa en un tiempo no mayor a 10 horas para su posterior uso industrial.

En el desarrollo de la tesis se simuló el tiempo de congelamiento de caballa para plantear las dimensiones de la estructura del túnel, se propuso equipos para el ciclo de refrigeración por compresión de vapor y evaluó la eficiencia energética de los equipos de refrigeración en términos de COP y efectividad. Para la simulación térmica del tiempo de congelamiento se utilizó el software Solidworks Flow Simulation y para su cálculo analítico se utilizó las ecuaciones teórico-empírico y las recomendaciones del libro "ASHRAE Handbook Refrigeration".



CAPÍTULO 1

CARACTERÍSTICAS DEL PROYECTO Y ESTADO DE LA TECNOLOGÍA DE CONGELAMIENTO DE CABALLA

En el presente capítulo se realizará una breve descripción de la materia prima haciendo énfasis en sus características y curvas de congelamiento típicas. Se explicará el funcionamiento del túnel de congelamiento y las consideraciones que se debe tener para para su dimensionamiento (materiales, tiempo de congelamiento, estructuras internas, etc.). Por último, se describirán y clasificarán los equipos principales de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

1.1. Descripción de la materia prima

La materia prima es el pescado conocido como caballa. Con base en datos estadísticos se explicarán sus características (peso, longitud y composición) y clasificación. Se presentarán las curvas características del congelamiento por aire forzado de caballa con el objetivo de compararlas con los cálculos y simulaciones del capítulo 2.

1.1.1. Generalidades del pescado congelado

La necesidad de congelar el pescado surge del deseo de mantener su calidad en un estado igual o cercano al que se encontró en el momento en el que fue capturado; es decir, antes del proceso de congelamiento. Los factores que pueden afectar la calidad del pescado congelado son los siguientes: la calidad del pescado cuando fue capturado, la manera en que se manipuló antes del congelamiento y cómo se efectuó el proceso de congelamiento, almacenamiento y su posterior distribución. (Garthwaite, 1986).



Figura 1.1. Daños observados en el exterior de caja de cartón que contiene pescados
Fuente: (P&I, 2018)

Si no se mantienen los alimentos en condiciones óptimas para su posterior consumo, se da la formación y crecimiento de bacterias. Los principales factores del crecimiento de estos microorganismos son las características del producto (composición, inhibidores y microorganismos presentes) y las condiciones ambientales en que se encuentra (temperatura, humedad relativa) o el movimiento del aire (Cengel & Ghajar, 2015). Por otro lado, al congelar el pescado inicia la cristalización del contenido de agua y se inhibe el crecimiento de los microorganismos presentes (ASHRAE, 2018).

1.1.2. Clasificación de la caballa

Este pescado pertenece a la familia Scombridae. Científicamente se le conoce como *Scomber Scombrus* (Kleeberg & Nieto, 2001). Dependiendo de su ubicación en el océano, existen diversos tipos de caballas como, por ejemplo:

- *Pacific mackerel*: este tipo de caballa habita una gran parte del océano pacífico. En el litoral peruano, se encuentra distribuido desde la ciudad de Manta, Ecuador hasta Valparaíso, Chile. En la figura 1.2, se encuentra una de las especies de la caballa del océano pacífico, el *Scomber Japonicus* (Kleeberg & Nieto, 2001).



Figura 1.2. Caballa (*Scomber Japonicus*)
[Fuente: La Industria Pesquera en el Perú, 2001]

- *Indian Mackerel*: caballa que habita el océano Pacífico e Índico occidental. Científicamente se le conoce como *Rastrelliger Kanagurta*

Posteriormente, de comprobarse una similitud en cuanto a tamaño, peso y composición de la caballa del litoral del Perú y de la India, se podría usar la curva de congelamiento de la caballa de la India como método de comprobación en los resultados del análisis térmico de la caballa peruana.

1.1.4. Características del producto a congelar

Como se mencionó antes, la curva de congelamiento depende del proceso de congelamiento, pero también del tamaño y la composición, es por esta razón que se mostrará esta información como complemento de las curvas de congelamiento. En un estudio realizado por (Sánchez & Lam, 1970) se propuso cuantificar el peso y longitud promedio entre 10 a 50 ejemplares de caballa, en todos los casos, la longitud se midió desde el hocico hasta la aleta caudal.

En la figura 1.5 (Sánchez & Lam, 1970), se puede visualizar la curva de relación peso - longitud de la caballa registrada en el mar del Perú.

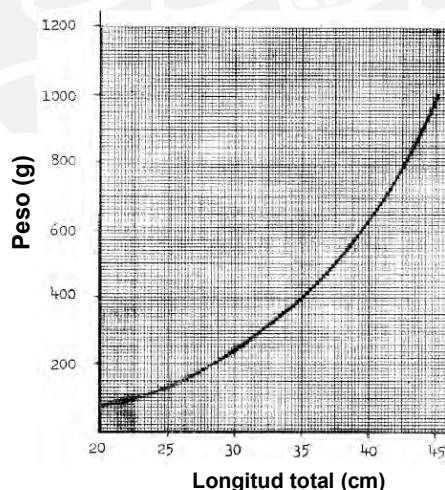


Figura 1.5. Gráfica de relación longitud-peso de la caballa en el mar del Perú
Fuente: (Sánchez & Lam, 1970)

Sin embargo, también se puede obtener una gráfica de peso-longitud similar al de la figura 1.5 mediante la ecuación 1.1 (Kleeberg & Nieto, 2001), ecuación empírica obtenida del registro de datos de las caballas capturadas en la ciudad de Chimbote en el norte del Perú.

$$P(L) = 0,00116 \times L^{3,65} \quad (1.1)$$

Por otro lado, la ecuación 1.2 (Amin S, y otros, 2014), ecuación empírica obtenida de los resultados de caballas en el litoral marítimo de la India refleja la relación peso – longitud.

$$P(L) = 0,0006 \times L^{3,215} \quad (1.2)$$

A continuación, se grafican las ecuaciones 1.1 y 1.2 en gráfica de la figura 1.6 para visualizar la tendencia que tienen una respecto a la otra.

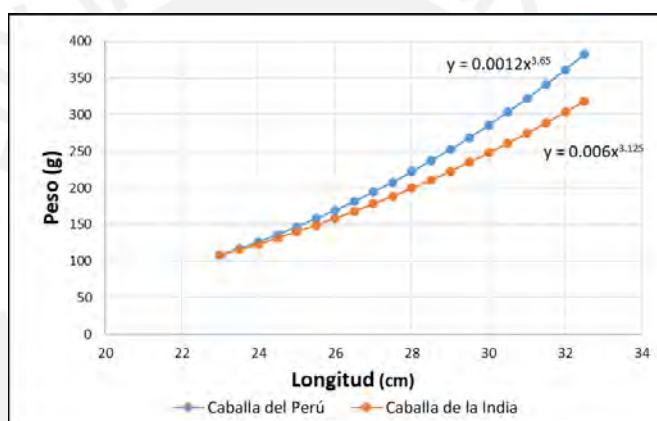


Figura 1.6. Gráfica comparativa de Longitud-Peso de las caballas del Perú y de la India

De las gráficas en la figura 1.6 se puede observar una diferencia tanto en peso como en longitud que va aumentando proporcionalmente. Sin embargo, para el análisis térmico se tomará como referencia bandejas metálicas con suficiente caballa equivalente a 10kg de peso, esta cantidad de caballa por bandeja será requerida de acuerdo a la capacidad del túnel de congelamiento (10 toneladas) la cual se explicará en el segundo capítulo.

Para dimensionar las bandejas se tomarán como referencia la geometría de los ejemplares de caballa con mayor peso (g) encontrados en Chimbote, que de acuerdo a las caballas capturadas en mar peruano, estas oscilan entre 23,5cm y 34cm de longitud con un peso observado de 113 a 368g (Kleeberg & Nieto, 2001). Se toma como referencia el ejemplar más pesado porque será aquel que ocupe más volumen en la bandeja, la cual deberá ser capaz de almacenar cualquier caballa encontrada.

Reemplazando el valor de 368g en la ecuación 1.1 se obtiene la longitud de la caballa a considerar para el dimensionamiento de la bandeja.

$$P(L_c) = 368 \text{ g}$$

$$L_c = 32 \text{ cm}$$

Con estos datos se calcula que cada bandeja debe tener 49 ejemplares de caballa. Para mayor información sobre este análisis revisar el anexo 1: "Dimensionamiento de bandeja para caballa".

El peso de la caballa de la India de acuerdo a la longitud resulta ser menor que su ejemplar del Perú, ésta diferencia posiblemente afecte los cálculos y genere un porcentaje de error; sin embargo, para efectos de simplificación del cálculo, se despreciará. Por otro lado, en la tabla 1.1 se tiene la composición promedio de la parte comestible de la caballa en el Perú (Sánchez & Lam, 1970).

Tabla 1.1. *Composición promedio de la parte comestible de la caballa en el Perú*

Componente	X masa (%)
Agua	74,1
Grasa (1.4-6.4)	3,2
Proteínas	20,5
Sales Minerales	1,5

Fuente: (Sánchez & Lam, 1970)

En el caso de la caballa de la India se tiene la composición promedio de los peces obtenidos en cada mes del año en la tabla 1.2. (Nisa & Asadullah, 2010).

Tabla 1.2. Variación estacional en composición porcentual promedio de la caballa de India

	Agua (%)	Proteínas (%)	Grasas (%)	Minerales (%)
Enero	73,31 ± 2,4	17,55 ± 0,33	3,00 ± 0,05	1,09 ± 0,02
Febrero	73,10 ± 3,05	18,02 ± 0,35	6,80 ± 0,11	1,12 ± 0,02
Marzo	73,56 ± 2,88	18,19 ± 0,28	5,40 ± 0,51	1,35 ± 0,04
Abril	74,22 ± 2,29	19,70 ± 0,40	3,50 ± 0,32	1,33 ± 0,03
Mayo	74,41 ± 2,17	20,0 ± 0,85	3,00 ± 0,09	1,28 ± 0,04
Junio	74,36 ± 3,01	20,09 ± 0,93	3,00 ± 0,11	1,24 ± 0,01
Julio	74,12 ± 2,16	19,81 ± 0,34	3,50 ± 0,08	1,22 ± 0,02
Agosto	73,01 ± 2,55	19,49 ± 0,38	5,00 ± 0,30	1,30 ± 0,02
Setiembre	73,07 ± 2,36	19,84 ± 0,29	4,50 ± 0,27	1,34 ± 0,01
Octubre	73,20 ± 2,84	18,11 ± 0,36	6,50 ± 0,40	1,15 ± 0,03
Noviembre	72,32 ± 2,28	18,09 ± 0,41	7,50 ± 0,48	1,04 ± 0,04
Diciembre	70,11 ± 3,05	16,65 ± 0,91	12,00 ± 0,96	0,89 ± 0,01

Fuente: (Nisa & Asadullah, 2010)

A partir de la tabla 1.2 se calcula la composición promedio mostrada en la tabla 1.3 para la caballa de India.

Tabla 1.3. Composición promedio de la parte comestible de la caballa de India

Componente	X masa (%)
Agua Líquida	73,23%
Proteínas	18,80%
Grasas	5,30%
Carbohidrato	0,00%
Fibra	0,00%
Ceniza	1,20%

Fuente: (Nisa & Asadullah, 2010)

1.2. Túnel de congelamiento por aire forzado

Los túneles de congelamiento por aire forzado se usan generalmente cuando el producto tiene forma irregular, o se desea congelar al mismo tiempo productos de diversos tamaños. Por lo general la velocidad del aire promedio suele variar de 2,5 a 7,5 m/s, siendo 6 m/s el valor más utilizado en la industria del congelamiento de pescado (ASHRAE, 2018).

1.2.1. Distribución interna del túnel

En la figura 1.7 y 1.8 se muestra una vista de planta y una sección interna del túnel de congelamiento respectivamente a partir de la cual se explicarán sus partes y posteriormente el principio de funcionamiento.

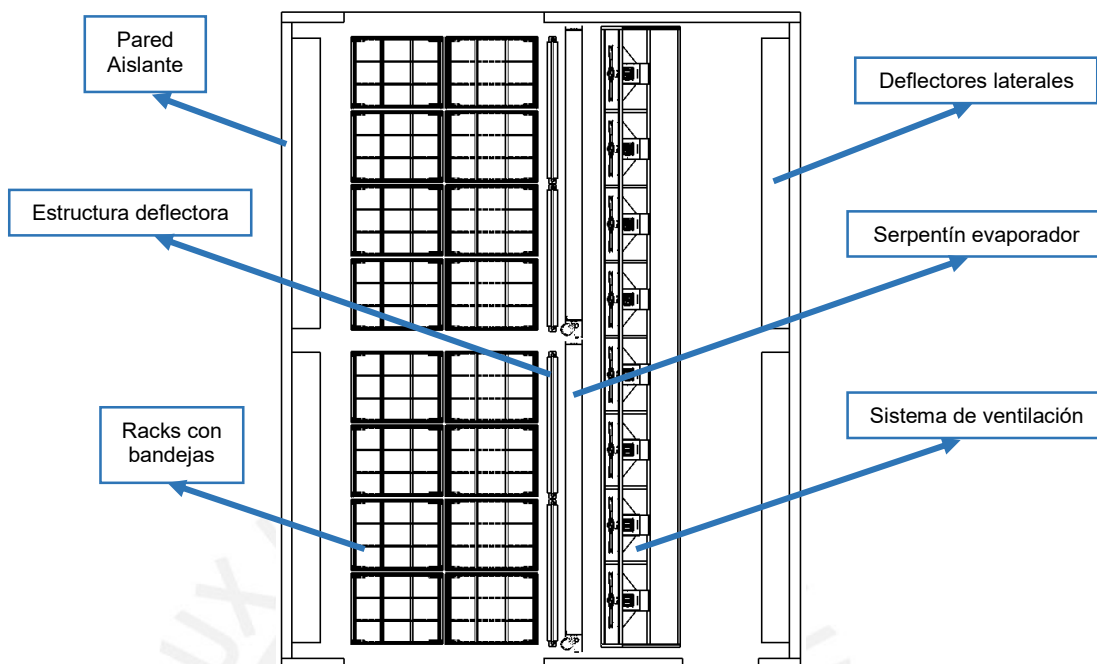


Figura 1.7. Vista de planta del túnel de congelamiento estático por aire forzado

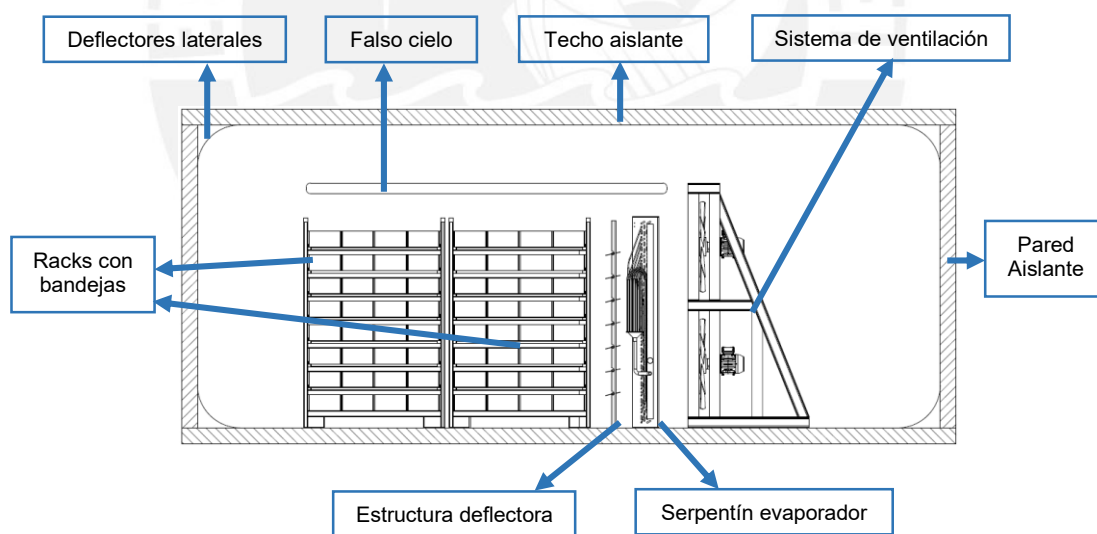


Figura 1.8. Sección interna del túnel de congelamiento estático por aire forzado

1. Techo y paredes aisladas: están compuestas por material aislante para mantener la temperatura interna del túnel de congelamiento
2. Deflectores laterales: Se colocan en las esquinas laterales del túnel de congelamiento para favorecer el flujo de aire en su interior
3. Racks porta bandejas: estructura cuya función es la de almacenar el producto a congelar durante el proceso

4. Serpentín evaporador: equipo cuya función es enfriar el aire que pasa a través de él. Este equipo trabajará en conjunto con otros componentes del sistema de refrigeración (compresor, condensador, intercambiador de calor intermedio), los cuales no estarán dentro del túnel de congelamiento, pero se mencionan para tenerlos cuenta en el siguiente capítulo donde se seleccionarán
5. Estructura deflectora: estructura cuya función es la de direccionar el aire proveniente del serpentín evaporador hacia las bandejas de caballa
6. Sistema de ventilación: equipo cuya función es aumentar el caudal de aire hacia los serpentines evaporadores y lograr una mejor transferencia de calor en los racks con materia prima
7. Falso techo: estructura cuya función es canalizar el flujo de aire desde los serpentines evaporadores hacia los racks con materia prima

Por otro lado, en la figura 1.8 se puede ver el esquema del flujo de aire idealizado al interior del túnel de congelamiento, donde las tonalidades azul y naranja representan el aire frío y caliente respectivamente.

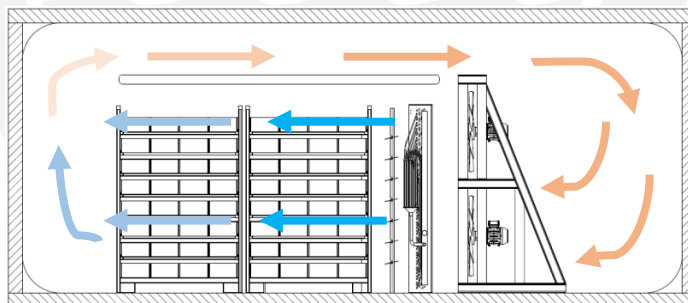


Figura 1.9. Distribución interna del aire en el túnel de congelamiento por aire forzado

Primero el aire frío será impulsado desde el sistema de ventilación hacia los serpentines evaporadores, los cuales disminuirán la temperatura del aire hasta el valor requerido. Posteriormente el aire viajará sobre las bandejas de caballa, se calentará y subirá hacia la parte superior del túnel y se desplazará sobre el falso techo hacia los ventiladores para volverse a enfriar.

1.2.2. Proceso de congelamiento de la caballa

El objetivo del túnel congelamiento por aire forzado es disminuir la temperatura de la caballa mediante el paso del aire por éste. Para almacenar la caballa dentro del túnel de congelamiento se utilizarán bandejas metálicas como las que se muestran en la imagen 1.9. Cada bandeja deberá contener 10 kg de caballa (parte comestible) o su equivalente a 49 pescados.

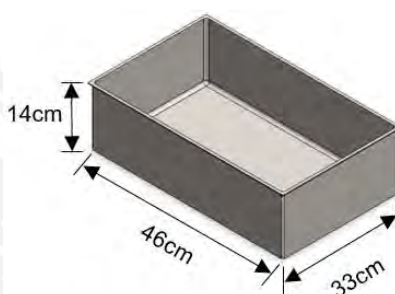


Figura 1.10. Bandeja para almacenar caballa en el túnel de congelamiento

Para efectos de simulación se asumirá analizará a cada bandeja como un bloque de caballa. Como se puede observar en la figura 1.9 el centro del producto será el punto más difícil de congelar.

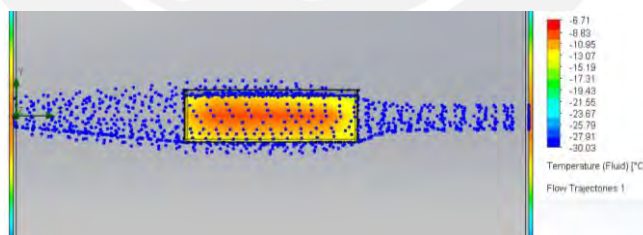


Figura 1.11. Simulación de enfriamiento de bandeja con caballa

Es por esta razón que en el capítulo 2 se calculará y simulará el congelamiento de una bandeja por aire forzado, dando como resultado la disminución de temperatura tanto en la superficie como en el centro de la bandeja con caballa como se muestra en la figura 1.12.

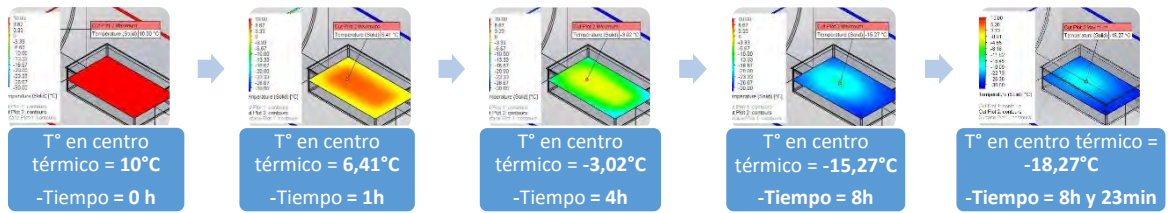


Figura 1.12. Simulación del proceso de enfriamiento de bandeja con caballa

1.3. Consideraciones para el dimensionamiento del túnel de congelamiento

1.3.1. Ubicación del equipo y dimensiones

En la industria pesquera, el túnel de congelamiento está ubicado en una sala de procesamiento de pescado (empaquete y envasado). Específicamente en una zona intermedia que permita el paso de la zona de envasado al empaque como se puede observar en la figura 1.11.

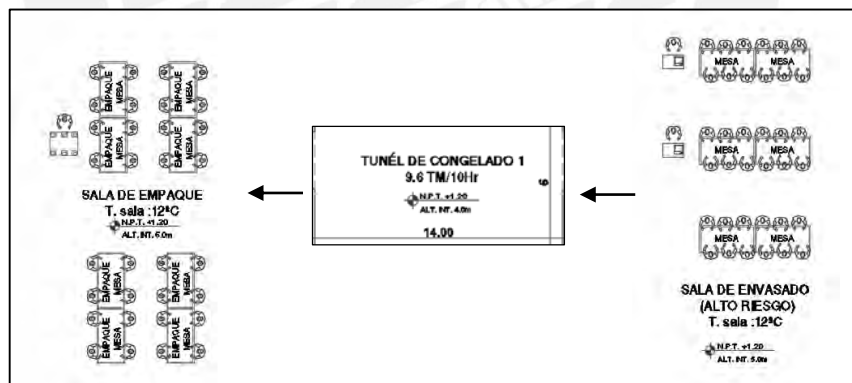


Figura 1.13. Distribución de túnel de congelamiento en sala de procesos

Para los túneles de congelamiento por aire forzado sus dimensiones suelen ser de 7,5m² hasta 70m² en cuanto a área y de 2,4m hasta 3m de altura (ASHRAE, 2018, págs. 3-4). Se tomará como referencia estos datos; sin embargo, las dimensiones finales del túnel de congelamiento dependerán de los equipos a instalarse dentro del túnel.

1.3.2. Material Aislante

Como parte de los requerimientos de aislamiento térmico del túnel de congelamiento se consideró las paredes y techo de termo paneles con un núcleo de poliuretano, es por esto que en la tabla 1.4 (Shawyer & Medina, 2003) se adjunta las propiedades térmicas de este tipo de paneles termoaislantes.

Tabla 1.4. *Propiedades térmicas del poliuretano expandido*

Propiedad	Valor
Densidad (kg/m ³)	40
Conductividad térmica (W/m°C)	0,023

Fuente: (Shawyer & Medina, 2003)

1.3.3. Tiempo de congelamiento

Para el cálculo del tiempo de congelación se tomará en cuenta la masa y propiedades térmicas de caballa a congelar, también las propiedades y geometría de la bandeja que almacenará la caballa en el túnel de congelamiento y las temperaturas inicial y final de la caballa en su centro térmico. En el capítulo 2, se utilizarán modelos matemáticos con fundamentos teórico-empírico expuestos en el capítulo 20: "Cooling and Freezing Time of Foods" de libro ASHRAE Handbook Refrigeration (2018) para el cálculo del tiempo de congelamiento de las bandejas de caballa.

1.3.4. Racks de almacenamiento

Debido a que se está procesando alimentos dentro del túnel de congelamiento, el material del cual estarán fabricados los racks serán de acero inoxidable AISI 304, para evitar su corrosión. En la figura 1.14 se muestra la estructura del rack con sus dimensiones y número de niveles disponibles para colocar bandejas de pescado; esta información se calculará en el capítulo 2 a partir de la cantidad de pescado a congelar.

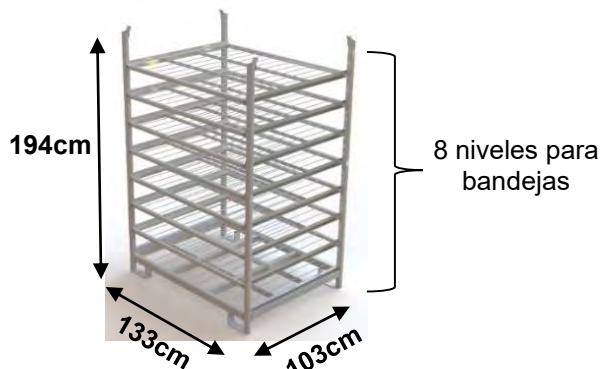


Figura 1.14. Rack porta bandejas de caballa

Por otro lado, el diseño de los racks porta bandejas no involucra un análisis térmico significativo para el túnel de congelado, estos solo se estimarán de acuerdo a las limitaciones geométricas del túnel y la cantidad de producto a congelar.

1.3.5. Deflectores de aire

La función principal de estos elementos es direccionar el flujo de aire. Para túneles de congelado con enfriamiento por aire forzado se suele colocar deflectores al ingreso del aire hacia los racks donde se encuentra el producto a congelar, también en las esquinas de las cámaras, así como se puede observar en la figura 1.15 (Garthwaite, 1986, pág. 20).

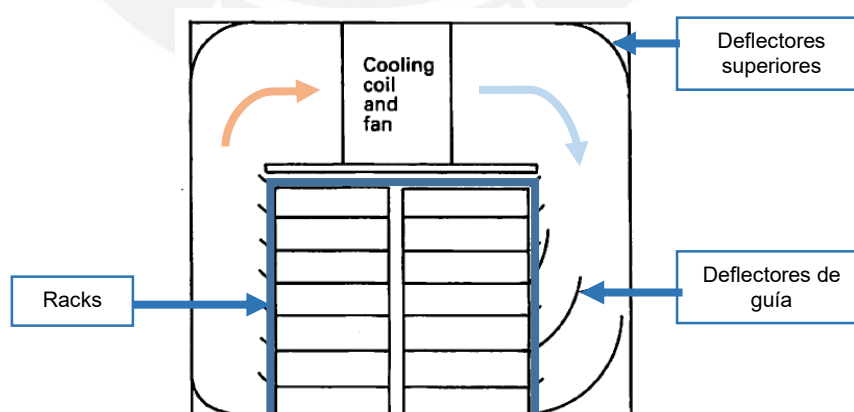


Figura 1.15. Sección interna de un túnel de congelamiento con deflectores guía
Fuente: (Garthwaite, 1986, pág. 20)

1.4. Equipos principales

A continuación, se presentan los equipos básicos de un sistema de refrigeración por compresión de vapor. En la figura 1.16 (Cengel & Boles, 2015, pág. 614) se muestra el diagrama presión vs entalpía de un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor a partir del cual se explicará la función que tiene cada equipo durante el proceso de refrigeración.

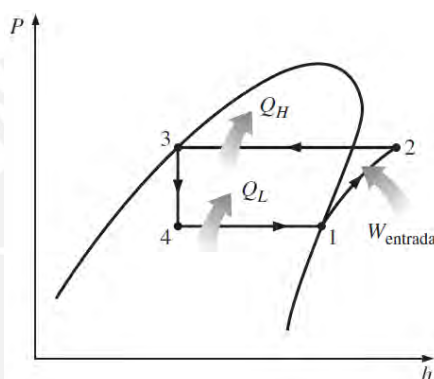


Figura 1.16. Diagrama P-h de un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor
Fuente: (Cengel & Boles, "Capítulo 11: Ciclos de refrigeración", 2015)

1.4.1. Compresor

Este equipo es el encargado de elevar la presión del refrigerante con el objetivo de que pueda ingresar adecuadamente al equipo posterior (condensador). Otra de sus funciones es regular la circulación del gas refrigerante a fin de que se dé un flujo continuo en el condensador y en el sistema de refrigeración. En la figura 1.17 (a) se puede observar un compresor de tipo pistón (Solís, 2018).

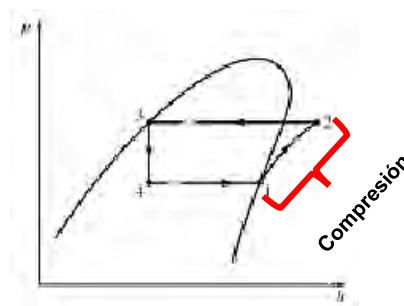


Figura 1.17. (a) Compresor de pistón, (b) Proceso de compresión en diagrama P vs h
Fuente: (Solís, 2018)

En la figura 1.17 (b) se señala en el diagrama P vs h el proceso en donde interviene el compresor en un sistema de refrigeración por compresión de vapor. El compresor actúa elevando la presión del refrigerante desde el estado 1 (vapor saturado) al 2 (vapor sobrecalentado) de forma isentrópica.

1.4.2. Condensador

En este equipo el refrigerante disminuye su temperatura pasando de estado gaseoso a líquido para ser utilizado nuevamente en el ciclo de refrigeración (Blog SIMEC, 2014). En la figura 1.18 (a) se muestra un condensador enfriado por aire.



Figura 1.18. (a) Condensador de aire, (b) Descenso de temperatura en diagrama P vs h
Fuente: (Blog SIMEC, 2014)

En el diagrama ideal de la figura 1.18 (b), se señala en el diagrama P vs h el proceso en donde interviene el condensador en un sistema de refrigeración por compresión de vapor. En el condensador, la temperatura del refrigerante disminuye desde el estado 2 (vapor sobrecalentado) al 3 (líquido saturado).

1.4.3. Válvula de expansión

Este elemento se encarga de controlar el flujo de líquido refrigerante que ingresa al evaporador en función de la cantidad de calor que reside en el gas sobrecalentado saliendo del evaporador hacia el compresor, de esta manera se iguala el flujo de refrigerante entrante con el saliente. (ASHRAE, 2018). En la figura 1.19 (a) se muestra una válvula de expansión de la marca Danfoss.

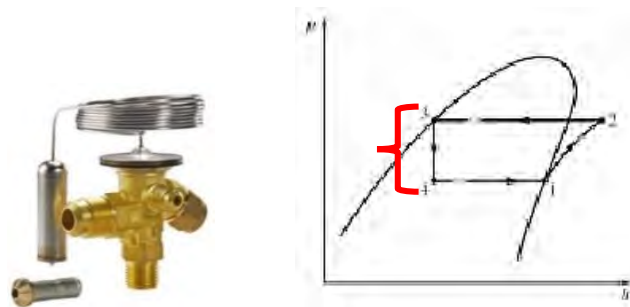


Figura 1.19. (a) Válvula de expansión, (b) Descenso de presión en diagrama P vs h
[Fuente: Catálogo de la empresa Danfoss, 2020]

En el diagrama ideal de la figura 1.19 (b), se señala en el diagrama P vs h el proceso en donde interviene la válvula de expansión en un sistema de refrigeración por compresión de vapor. En la válvula de expansión, la presión del refrigerante disminuye desde el estado 3 (líquido saturado) al 4 (vapor húmedo).

1.4.4. Evaporador

En este equipo, el refrigerante absorbe el calor del ambiente a refrigerar, posterior a esto ingresa al compresor para su recirculación por el sistema de refrigeración. En la figura 1.20 (a) se muestra un evaporador de expansión seca comúnmente usado en los ciclos de refrigeración (Blog SIMEC, 2014).



Figura 1.20. (a) Evaporador de expansión, (b) Ganancia de calor en diagrama P vs h
[Fuente: Blog Simec, 2014]

En el diagrama ideal de la figura 1.20 (b), se señala en el diagrama P vs h el proceso en donde interviene el evaporador en un sistema de refrigeración por compresión de vapor. En el evaporador, la temperatura del refrigerante aumenta desde el estado 4 (vapor húmedo) al 1 (vapor saturado).

CAPÍTULO 2

ANÁLISIS ENERGÉTICO Y DETERMINACIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

En el presente capítulo se establecerán los parámetros relevantes para el cálculo térmico del producto a congelar en el túnel. A partir de la carga térmica se determinará el ciclo de refrigeración adecuado para la posterior selección de equipos del sistema de refrigeración.

También se mostrarán las características y distribución de las estructuras requeridas para el congelamiento de la caballa dentro del túnel de congelamiento.

2.1. Sistema térmico

En esta sección del capítulo 2, se detallarán los requerimientos para ejecutar el cálculo térmico en el túnel de congelado estático de acuerdo al manual de refrigeración de Ashrae Handbook Refrigeration (2018). Se incluyen los siguientes puntos: la definición de las propiedades térmicas de la caballa, las cargas térmicas involucradas en el sistema, la simulación por elementos finitos del proceso de congelamiento y por último la selección de los equipos de refrigeración necesarios para el funcionamiento del túnel de congelamiento.

2.1.1. Propiedades térmicas del producto a congelar

Cualquier producto que sea comestible o se ingiera en el organismo como bebida, posee propiedades térmicas, las cuales varían de acuerdo a su composición y temperatura en la que se encuentren (ASHRAE, 2018).

En este caso, el producto que se va a analizar es la caballa, la cual pasará por una serie de temperaturas en un determinado tiempo, comenzando con la temperatura a la que ingresa a la cámara y finalizando con la temperatura final de congelado. Por lo general, los alimentos se encuentran constituidos esencialmente por agua, proteínas, grasa, carbohidratos, fibra y cenizas (ASHRAE, 2018).

Para determinar las propiedades térmicas de la caballa, se han desarrollado modelos matemáticos basados en estudios teóricos-empíricos en función de la temperatura a la que se encuentren en el rango de -40 °C hasta 150 °C; así mismo se han propuesto modelos para determinar las propiedades térmicas del porcentaje de agua y hielo en función de su temperatura (ASHRAE, 2018, pág. 2).

2.1.1.1. Porcentaje de Hielo en la Caballa

En el interior del producto coexisten agua y solutos, los cuales por debajo del punto de congelamiento variarán en porcentaje, conforme el agua se congela, se da inicio a la cristalización, aumentando la concentración molar de los solutos y disminuyendo la temperatura de inicio de congelamiento (ASHRAE, 2018).

Inmediatamente después del punto de inicio de congelamiento, se debe determinar el porcentaje de agua que se ha cristalizado, y que está en función de la temperatura. Para esto se utilizará la ecuación empírica 2.1 propuesta por Tchigeov (1979), (ASHRAE, 2018).

$$x_{hielo} = \frac{1,105 \times x_{wo}}{1 + \frac{0,7138}{Ln(t_f - t_c + 1)}} \quad (2.1)$$

Donde:

- x_{hielo} : fracción de hielo [%]
- x_{wo} : contenido de agua del producto antes de ser congelado [%]
- t_f : temperatura inicial de congelamiento del producto [°C]
- t_c : temperatura final de congelamiento del producto [°C]

A continuación, se presenta el resultado parcial de la ecuación 2.1 a la temperatura deseada de congelamiento (-18°C) en el centro térmico; sin embargo, en el anexo 2 (Cálculo de propiedades térmicas de la caballa en función de su temperatura) se puede observar el procedimiento de su cálculo a detalle.

$$x_{hielo} = 65,35 \%$$

2.1.1.2. Densidad

Esta es otra de las propiedades de la caballa que varía en función de la porosidad del producto y de la fracción másica y densidad de sus componentes (ASHRAE, 2018). Mediante la ecuación 2.2 se calculará la densidad de la caballa antes y después del proceso de congelamiento.

$$\rho = \frac{(1 - \epsilon)}{\sum \frac{x_i}{\rho_i}} \quad (2.2)$$

Donde:

- ρ : Densidad del producto [kg/m³]
- ϵ : Porosidad en productos granulados [%]
- x_i : Fracción másica de los constituyentes [%]
- ρ_i : Densidad de los constituyentes [kg/m³]

A continuación, se presenta el resultado parcial de la ecuación 2.2 para los rangos de temperatura antes y después del punto de congelamiento; sin embargo, en el anexo 2 (Cálculo de propiedades térmicas de la caballa en función de su temperatura) se puede observar el procedimiento de su cálculo a detalle.

- **Densidad antes del punto de congelamiento:**

$$\rho = 1064,93 \text{ kg/m}^3$$

- **Densidad después del punto de congelamiento:**

$$\rho = 1007,75 \text{ kg/m}^3$$

2.1.1.3. Calor específico

Es la energía requerida para alterar la temperatura del producto en 1 grado; por lo que, en lo posterior, este valor será necesario para calcular la energía requerida para disminuir la temperatura del producto hasta el punto de congelamiento deseado. Debido a que esta propiedad varía en función de la temperatura, será necesario calcularlo tanto previamente al inicio del congelamiento como en el estado final del proceso.

Antes del punto de inicio del congelamiento, se usará la ecuación 2.3:

$$c_u = \sum c_i \times x_i \quad (2.3)$$

A continuación, se presenta el resultado parcial de la ecuación 2.3; sin embargo, en el anexo 2 (Cálculo de propiedades térmicas de la caballa en función de su temperatura) se puede observar el procedimiento de su cálculo a detalle.

$$c_u = 3,55 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

Durante el proceso de congelamiento, a una temperatura específica, el calor específico se determinará con la siguiente expresión:

$$c_a = 1,55 + 1,26 \times x_s - \frac{(x_{wo} - x_b) \times L_o \times t_f}{t^2} \quad (2.4)$$

Donde:

- c_u : Calor específico por encima del punto de congelamiento [kJ/kg*K]
- c_i : Calor específico de cada uno de los constituyentes del producto [kJ/kg*K]
- x_i : Fracción másica de los constituyentes [%]
- c_a : Calor específico de la caballa a una temperatura específica después del durante el congelamiento [kJ/kg*K]
- x_s : Fracción másica de la parte sólida de la caballa [%]
- x_{wo} : Fracción másica de agua de la caballa antes de ser congelada [%]
- x_b : Fracción másica ligada al contenido de agua durante el congelamiento [%]
- L_o : Calor latente de fusión del agua [kJ/kg]
- t_f : Temperatura de inicio de congelamiento de la caballa [°C]
- t : Temperatura de la caballa posterior durante el congelamiento [°C]

A continuación, se presenta el resultado parcial de la ecuación 2.4; sin embargo, en el anexo 2 (Cálculo de propiedades térmicas de la caballa en función de su temperatura) se puede observar el procedimiento de su cálculo a detalle.

$$c_a = 2,42 \frac{kJ}{kg} \times K$$

2.1.1.4. Entalpía

La diferencia de entalpía será utilizada más adelante para estimar la cantidad de energía en forma de calor que deberá ceder la caballa al medio refrigerante. Como se explicó anteriormente, para alcanzar la temperatura deseada, la caballa deberá pasar por el proceso de enfriamiento y posteriormente el de congelamiento.

Así como las propiedades anteriores, la entalpía está en función de la temperatura y el calor específico del producto. Es por esto que se calculará los valores de entalpía antes del proceso de congelamiento y en el punto final de congelamiento.

Para el rango de temperaturas previas al punto de inicio de congelamiento, se utilizará la ecuación 2.5 (ASHRAE, 2018):

$$H = H_f + (t - t_f) \times (4,19 - 2,30 \times x_s - 0,628 \times x_s^3) \quad (2.5)$$

Donde:

H : Entalpía de la caballa a una temperatura específica [kJ/kg]

H_f : Entalpía de la caballa a la temperatura de inicio del congelamiento [kJ/kg]

t : Temperatura de la caballa [°C]

t_f : Temperatura de inicio de congelamiento [°C]

x_s : Fracción másica de la parte sólida de la caballa [%]

Así mismo, el rango de aplicación de la ecuación 2.5 abarca los siguientes límites de temperatura en la caballa:

$$-2,2 \text{ } ^\circ\text{C} < t \leq 10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Se calculará el valor de la entalpía a la temperatura de entrada al túnel de congelamiento ($t = t_e = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$), pues este valor será requerido en lo restante del capítulo.

Como se puede observar en la ecuación 2.5, es requisito conocer el valor de la entalpía al inicio del proceso de congelamiento. Para conocer su valor, se utilizará la ecuación 2.6 (ASHRAE, 2018), la cual aplica para valores de temperatura iguales o menores al punto de inicio de congelamiento o inferiores.

$$H = (t - t_r) \times (1,55 + 1,26 \times x_s - \frac{(x_{wo} - x_b) \times L_o \times t_f}{t_r \times t_c}) \quad (2.6)$$

Donde:

t : Temperatura de la caballa [°C]

t_r : Temperatura de referencia de congelamiento de la caballa [°C]

x_{wo} : Fracción másica de agua de la caballa antes de ser congelada [%]

x_b : Fracción másica ligada al contenido de agua durante el congelamiento [%]

L_o : Calor latente de fusión del agua [kJ/kg]

Así mismo, el rango de aplicación de la ecuación 2.6 abarca los siguientes límites de temperatura en la caballa:

$$-40\text{ }^{\circ}\text{C} < t \leq -2,2\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Durante el proceso de congelamiento se calculará el valor de la entalpía al inicio del congelamiento ($t = t_f = -2,2\text{ }^{\circ}\text{C}$) y al final del congelamiento ($t = t_c = -18\text{ }^{\circ}\text{C}$).

A continuación, se presentan los resultados parciales de las entalpías a la entrada del túnel de congelamiento ($H = H_e$), al inicio del congelamiento ($H = H_f$), al final del congelamiento ($H = H_c$); sin embargo, en el anexo 2 (Cálculo de propiedades térmicas de la caballa en función de su temperatura) se puede observar el procedimiento de su cálculo a detalle.

$$H_e = 322,39\text{ kJ/kg}$$

$$H_f = 278,68\text{ kJ/kg}$$

$$H_c = 56,06\text{ kJ/kg}$$

2.1.1.5. Conductividad Térmica

La conductividad térmica de los alimentos depende de factores como, por ejemplo: la composición, la estructura y temperatura (ASHRAE, 2018). Debido a que la sección de transferencia de calor es paralela al flujo de calor, se usará la ecuación 2.7 (ASHRAE, 2018) para calcular la conductividad térmica:

$$k = \sum x_i^v \times k_i \quad (2.7)$$

Donde:

k : Conductividad térmica de la caballa [W/mK]

x_i^v : Fracción volumétrica de los constituyentes [%]

k_i : Conductividad térmica de los constituyentes [W/mK]

Esta propiedad se calculará solo en el rango del proceso de congelamiento, puesto que se utilizará más adelante para futuros cálculos.

La fracción volumétrica de cada constituyente se puede calcular con la ecuación 2.8 (ASHRAE, 2018):

$$x_i^v = \frac{x_i / \rho_i}{\sum (x_i / \rho_i)} \quad (2.8)$$

Donde:

x_i : Fracción másica de cada uno de los constituyentes [%]

ρ_i : Densidad de cada uno de los constituyentes [%]

A continuación, se presentan el resultado parcial de la ecuación 2.7; sin embargo, en el anexo 2 (Cálculo de propiedades térmicas de la caballa en función de su temperatura) se puede observar el procedimiento de su cálculo a detalle.

$$k = 2,03 \text{ W/m K}$$

2.1.2. Tiempo de congelamiento

Para ejecutar las posteriores ecuaciones, es necesario definir los siguientes datos de entrada: dimensiones externas de la caballa en bandeja, temperatura de ingreso al túnel de congelamiento y final de congelamiento. En la figura 2.1 (a) se puede observar el arreglo de bandejas por cada nivel en un rack, y para efectos de simplificación de

cálculo, se analizará cada bandeja con pescado como un bloque sólido de caballa con dimensiones de largo (l), ancho (a) y alto (h) como se puede observar en la figura 2.1 (b), serán necesarias como datos de entrada en el cálculo del tiempo de congelamiento.

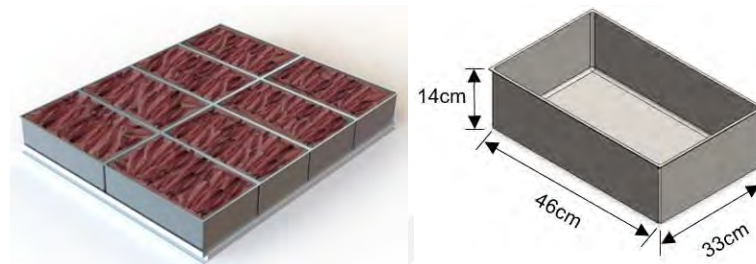


Figura 2.1. (a) Arreglo de bandejas por nivel, (b) Esquema simplificado de una bandeja

De acuerdo a lo revisado en el capítulo 1, se considerarán bandejas metálicas de acero inoxidable (por estar en contacto con alimento) de las siguientes dimensiones: 46cm (largo), 33cm (ancho) y 14cm (alto), las cuales almacenarán 10kg de caballa (aproximadamente 49 ejemplares de caballa). Para mayor información sobre este análisis revisar el anexo 1: “Dimensionamiento de bandeja para caballa”.

Como se pudo observar en el esquema simplificado de una bandeja con pescado en la figura 2.1 (b), su geometría se asemeja a la de un paralelepípedo. Es por esta razón que en adelante, cada bandeja de pescado se analizará térmicamente como una placa de cierto espesor (h), cuyo análisis inicia con el tiempo de congelamiento para una placa de longitud infinita.

- **Tiempo de congelamiento para placas de longitud infinita:**

Para el cálculo de este objeto teórico, se propone usar la ecuación 2.9 para hallar el tiempo de congelamiento de una plancha infinita, y posteriormente multiplicarse por un factor de forma (ASHRAE, 2018).

$$\theta_{p_inf} = \frac{\Delta H_{18}}{\Delta T} \times \left(\frac{P \times D}{h} + \frac{R \times D^2}{k_s} \right) \quad (2.9)$$

Donde:

θ_{p_inf} : Tiempo de congelamiento para una plancha infinita [h]

ΔH_{18} : Diferencia de entalpía volumétrica entre el punto de inicio del congelamiento y una temperatura de -18°C [kJ/m^3]

ΔT : Promedio ponderado de temperaturas [K]

P : Factor P de forma geométrica []

D : Dimensión característica del producto [m]

h : Coeficiente convectivo de transferencia de calor [$\text{kW}/\text{m}^2\cdot\text{K}$]

R : Factor R de forma geométrica []

k_s : Conductividad térmica de la parte congelada del producto [$\text{kW}/\text{m}\cdot\text{K}$]

A su vez, existen modelos matemáticos para determinar el promedio ponderado de la diferencia de temperaturas (ΔT), los factores de geometría (P y R) y la diferencia de entalpía volumétrica (ΔH_{18}), los cuales se necesitarán para hallar el tiempo de congelamiento para una placa infinita. A continuación, para cada ecuación se mostrará su resultado con el objetivo de tener un valor referencial en cada paso del cálculo; sin embargo, en el anexo 3 (cálculo del tiempo de congelamiento) se puede observar el procedimiento con mayor detalle.

- **Promedio ponderado de la diferencia de temperaturas:**

$$\Delta T = (t_f - t_m) + \frac{(t_e - t_f)^2 \times \frac{C_1}{2} - (t_f - t_m)^2 \times \frac{C_s}{2}}{\Delta H_{18}} \quad (2.10)$$

Donde:

ΔT : Promedio ponderado de temperaturas [K]

t_f : Temperatura de inicio de congelamiento [K]

t_m : Temperatura del medio de enfriamiento [K]

t_e : Temperatura de entrada de la caballa al túnel de congelamiento [K]

C_1 : Calor específico volumétrico de la fase no congelada [$\text{kJ}/\text{m}^3\cdot\text{K}$]

C_s : Calor específico volumétrico de la fase congelada [$\text{kJ}/\text{m}^3\cdot\text{K}$]

ΔH_{18} : Diferencia de entalpía volumétrica entre el punto de inicio del congelamiento y a una temperatura de -18°C [kJ/m^3]

$$\Delta T = 32,72 \text{ K}$$

➤ Factores P y R de forma geométrica:

$$P = 0,7306 - 1,083 \times Pk + Ste \times \left(15,40 \times U - 15,43 + 0,001329 \times \frac{Ste}{Bi} \right) \quad (2.11)$$

$$R = 0,2079 - 0,2656 \times U \times Ste \quad (2.12)$$

$$U = \frac{\Delta T}{t_f - t_m} \quad (2.13)$$

Donde:

P : Factor P de forma geométrica []

R : Factor R de forma geométrica []

Pk : Número de Planck [h]

Ste : Número de Stephan []

Bi : Número de Biot []

ΔT : Promedio ponderado de temperaturas [K]

$$P = 0,538$$

$$R = 0,134$$

$$U = 0,998$$

Así mismo, las se requiere el cálculo de las siguientes variables para estimar los factores P y R, los cuales se detallan en el anexo 3 (cálculo de tiempo de congelamiento) se puede observar el procedimiento con mayor detalle.

$$Bi = \frac{h \times D}{k_s} \quad (2.14)$$

Donde:

Bi : Número de Biot []

h : Coeficiente convectivo de transferencia de calor [$\text{kW/m}^2\cdot\text{K}$]

D : Dimensión característica [m]

k_s : Conductividad térmica de la parte congelada del producto [$\text{kW/m}\cdot\text{K}$]

$$Pk = \frac{C_1 \times (t_e - t_f)}{\Delta H} \quad (2.15)$$

Donde:

Pk : Número de Planck []

C_1 : Calor específico volumétrico de la fase no congelada [$\text{kJ/m}^3\cdot\text{K}$]

t_e : Temperatura de entrada del producto al túnel de congelado [K]

t_f : Temperatura de inicio de congelamiento del producto [K]

ΔH : Entalpía volumétrica entre las temperaturas de inicio de congelamiento y final del producto [kJ/m^3]

$$Ste = \frac{C_s \times (t_f - t_m)}{\Delta H} \quad (2.16)$$

Donde:

Ste : Número de Stefan []

C_s : Calor específico volumétrico de la fase congelada [$\text{kJ/m}^3\cdot\text{K}$]

t_f : Temperatura de inicio de congelamiento del producto [K]

t_m : Temperatura promedio del medio de enfriamiento [K]

ΔH : Entalpía volumétrica entre las temperaturas de inicio de congelamiento y final del producto [kJ/m^3]

A continuación, se presentan los resultados parciales de la ecuación 2.9; sin embargo, en el anexo 3 (cálculo de tiempo de congelamiento) se puede observar el procedimiento con mayor detalle.

$$\theta_{p_inf} = 10,58 h$$

- **Factor de corrección geométrica**

Debido a que el procedimiento anterior se cumple para planchas de longitud infinita, es necesario aplicar un factor de corrección geométrico de transferencia de calor. En este caso se aplicará para un elemento de forma irregular (bloque compacto) y para hallar su valor se utilizará la ecuación 2.17 (ASHRAE, 2018).

$$\theta_{brick} = \frac{\theta_{p_inf}}{E} \quad (2.17)$$

Donde:

θ_{brick} : Tiempo de congelamiento para un bloque rectangular [h]

θ_{p_inf} : Tiempo de congelamiento para una plancha de longitud infinita [h]

E : Factor de corrección geométrica de transferencia de calor []

Así mismo, para estimar el factor de corrección geométrico, se dispone de las ecuaciones teórico-empíricas 2.18, 2.19, 2.20 y 2.21 (ASHRAE, 2018) .

$$E = G_1 + G_2 \times E_1 + G_3 \times E_2 \quad (2.18)$$

$$E_1 = X \times (2,32/\beta_1^{1,77}) \times \frac{1}{\beta_1} + [1 - X \times (2,32/\beta_1^{1,77})] \times \frac{0,73}{\beta_1^{2,50}} \quad (2.19)$$

$$E_2 = X \times (2,32/\beta_2^{1,77}) \times \frac{1}{\beta_2} + [1 - X \times (2,32/\beta_2^{1,77})] \times \frac{0,50}{\beta_2^{3,69}} \quad (2.20)$$

$$X = \phi / (Bi^{1,34} + \phi) \quad (2.21)$$

Donde:

E : Factor de transferencia de calor equivalente

β_1 : Ratio entre la segunda dimensión más pequeña a la más pequeña

β_2 : Ratio entre la dimensión más grande a la más pequeña

Bi : Número de Biot Savat

Cabe resaltar la importancia de las variables G_1 , G_2 y G_3 , pues son constantes geométricas específicas para utilizar en caso de que la geometría irregular de análisis pertenezca a una esfera, bloque rectangular u otro caso, éstos se mostrarán en la tabla 2.1 (ASHRAE, 2018).

Tabla 2.1. Constantes Geométricas

Tipo de Forma	G_1	G_2	G_3
Plancha Infinita	1	0	0
Cilindro Infinito	2	0	0
Esfera	3	0	0
Cilindro Finito (D>H)	1	2	0
Cilindro Finito (H>D)	2	0	1
Varillar Infinita	1	1	0
Bloque Rectangular	1	1	1
Geometría Irregular (2 Dimensiones)	1	1	0
Geometría Irregular (3 Dimensiones)	1	1	1

Fuente: (ASHRAE, 2018)

A continuación, se mostrará el resultado final de la ecuación 2.17; sin embargo, en el anexo 3 (cálculo de tiempo de congelamiento) se puede observar con mayor detalle el procedimiento de cálculo.

$$\theta_{brick} = 9 h$$

2.1.3. Carga térmica preliminar

Para el cálculo de las diversas cargas que interactúan en el túnel de congelamiento, se utilizará las recomendaciones y modelos matemáticos presentados en el manual de ASHRAE-Refrigeration-Chapter 24: Refrigerated Facility Loads (ASHRAE, 2018).

La carga térmica total y preliminar del túnel de congelamiento se puede calcular con las ecuaciones 2.22 y 2.23 respectivamente (ASHRAE, 2018).

$$Q_T = Q_t + Q_p + Q_i + Q_{if} + Q_l \quad (2.22)$$

$$Q_{pre} = Q_t + Q_p + Q_i + Q_{if} \quad (2.23)$$

Donde:

Q_T : Carga térmica total en el túnel de congelamiento [kW]

Q_{pre} : Carga térmica preliminar en el túnel de congelamiento [kW]

Q_t : Carga térmica por transmisión [kW]

Q_p : Carga térmica del producto [kW]

Q_i : Carga térmica interna en el túnel de congelamiento [kW]

Q_{if} : Carga térmica de infiltración [kW]

Q_r : Carga térmica relativa a los equipos [kW]

En lo que sigue de esta sección se detallará cada una de las cargas presentes en el ambiente y las consideraciones necesarias para el análisis térmico.

- **Carga por transmisión**

Es la carga que se transmitirá por las paredes y techo del túnel de congelamiento (espacio a refrigerar). Se calculará con la ecuación 2.24 (ASHRAE, 2018):

$$Q_t = U \times A \times \Delta T \quad (2.24)$$

Donde:

U : Coeficiente Global de Transferencia de Calor [$W/m^2 K$]

A : Área de transferencia de calor del túnel de congelamiento [m^2]

ΔT : Diferencia de temperaturas entre el espacio interno y el ambiente externo [K]

A su vez, el coeficiente global de transmisión se obtiene utilizando la ecuación 2.25 (ASHRAE, 2018).

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{x}{k_p} + \frac{1}{h_o}} \quad (2.25)$$

Donde:

- h_i : Coeficiente de convección interna de la pared [W/m² K]
- x : Espesor de la pared aislante [m]
- k_p : Conductividad Térmica de la pared aislante [W/m K]
- h_o : Coeficiente de convección externa de la pared [kW/m²*K]

A continuación, se presentan el resultado parcial de las ecuaciones 2.24 y 2.25; sin embargo, en el anexo 4 (cálculo de carga térmica preliminar) se puede observar el procedimiento de su cálculo a detalle.

$$U = 0,196 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

$$Q_t = 1,92 \text{ kW}$$

$$A_t = 261,5 \text{ m}^2$$

- **Carga del producto**

Calor que se debe extraer del producto para alcanzar su temperatura deseada. La cantidad de pescado a congelar será aproximadamente 10 toneladas, las cuales estarán repartidas en bandejas metálicas como se vio en la figura 2.1.

Este tipo de calor es conformado por los siguientes flujos de energía, dependiendo de la zona de trabajo en la que se encuentre la caballa: calor de enfriamiento por encima del punto de congelamiento (Q_1), calor de congelamiento (Q_2) y calor de enfriamiento por debajo del punto de congelamiento (Q_3), y está relacionada con el tiempo de congelamiento del producto (ASHRAE, 2018). De esta manera, el calor del producto se calculará utilizando la ecuación 2.26.

$$Q_p = \frac{Q_1 + Q_2 + Q_3}{3600 \times n} \quad (2.26)$$

Donde:

- Q_1 : Calor de enfriamiento por encima del punto de congelamiento [kJ]

- Q_2 : Calor de congelamiento [kJ]
 Q_3 : Calor de enfriamiento por debajo del punto de congelamiento [kJ]
 n : Tiempo de congelamiento de la caballa hasta la temperatura final de congelamiento [h]

- i. Calor de enfriamiento por encima del punto de congelamiento (Q_1): calor que se debe extraer del producto, disminuyendo su temperatura desde el punto de ingreso al túnel hasta una temperatura que sea igual o ligeramente mayor que el punto de inicio de congelamiento (ASHRAE, 2018). Su valor se puede calcular con la ecuación 2.27.

$$Q_1 = m \times c_u \times (t_e - t_f) \quad (2.27)$$

Donde:

- m : Masa del producto [kg]
 c_u : Calor específico por encima del punto de congelamiento [kJ/kg°C]
 t_e : Temperatura de entrada de la caballa al túnel de congelamiento [°C]
 t_f : Temperatura inicial de congelamiento del producto [°C]
 t_c : Temperatura final de congelamiento del producto [°C]

- ii. Calor de congelamiento (Q_2): calor que se debe extraer de la caballa para que el líquido existente en el cuerpo de la caballa puede pasar de estado líquido a sólido (ASHRAE, 2018). Su valor se puede calcular con la ecuación 2.28.

$$Q_2 = m \times h_{sf} \quad (2.28)$$

Donde:

- m : Masa del producto [kg]
 h_{sf} : Calor latente de fusión de la caballa [kJ/kg]

- iii. Calor de enfriamiento por debajo del punto de congelamiento (Q_3): calor que se debe extraer del producto, disminuyendo su temperatura desde el punto de inicio

del congelamiento hasta la temperatura final de congelado deseada para su almacenamiento (ASHRAE, 2018). Su valor se puede calcular con la ecuación 2.29.

$$Q_3 = m \times c_a \times (t_f - t_c) \quad (2.29)$$

Donde:

m : Masa del producto [kg]

c_a : Calor específico de la caballa a una temperatura específica después del congelamiento [kg/kg*K]

t_f : Temperatura inicial de congelamiento del producto [K]

t_c : Temperatura final de congelamiento del producto [K]

A continuación, se presentan el resultado parcial de las ecuaciones 2.26, 2.27, 2.28 y 2.29; sin embargo, en el anexo 5 (cálculo de carga térmica en el túnel de congelamiento) se puede observar el procedimiento de su cálculo a detalle.

$$Q_1 = 4,331 \times 10^5 \text{ kJ}$$

$$Q_2 = 2,473 \times 10^6 \text{ kJ}$$

$$Q_3 = 5,704 \times 10^5 \text{ kJ}$$

$$Q_p = 107,3 \text{ kW}$$

- **Carga Interna**

Se puede definir como carga interna aquel calor cuyo origen sea ajeno al producto a congelar y que se encuentre en el interior del túnel de congelado. En este grupo se encuentran las cargas provenientes de los siguientes elementos: equipos eléctricos de transporte (por ejemplo: los montacargas, apiladores), equipos de procesamiento, personas que entran al túnel de congelado, racks de distribución, luminaria, etc (ASHRAE, 2018).

Para calcular su valor se utilizará la ecuación 2.30 (ASHRAE, 2018).

$$Q_i = Q_e + Q_{Pe} \quad (2.30)$$

- i. Calor de estructuras (Q_e): energía disipada por los racks y bandejas metálicas que portan la caballa a congelar. Su valor se calculará con la ecuación 2.31.

$$Q_e = \sum m_n \times c_n \times \Delta t \quad (2.31)$$

Donde:

m_n : Masa del racks y bandejas [kg]

c_n : Coeficiente de transmisión de calor de racks y bandejas metálicos [kJ/(kg K)]

Δt : Diferencia de temperatura entre el punto inicial y el punto final de congelamiento [K]

- ii. Calor de las personas: energía emitida por las personas puede variar dependiendo de la temperatura del ambiente en el que se encuentra, la actividad que está realizando o su tamaño; es por esto que en la tabla 2.2 (ASHRAE, 2018), se tiene información experimental sobre el calor desprendido por una persona en función de la temperatura del ambiente en el que se encuentra:

Tabla 2.2. Carga Equivalente por Persona en función de la temperatura ambiente

Temperatura del espacio refrigerado (°C)	Calor Equivalente por persona (W)
10	210
5	240
0	270
-5	300
-10	330
-15	360
-20	390

Fuente: (ASHRAE, 2018)

A continuación, se graficará los datos y se obtendrá la curva cuya ecuación se utilizará para extrapolar el calor generado por una persona que se encuentra en el túnel de congelamiento a $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$.

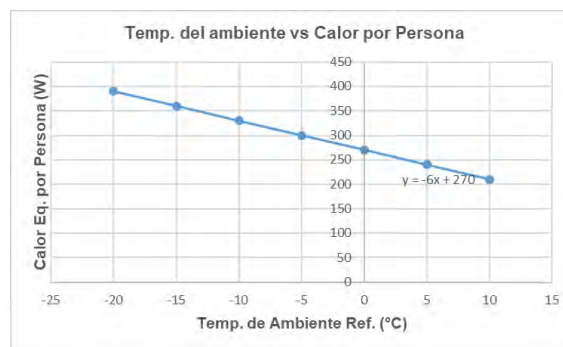


Figura 2.2. Gráfica de Calor por Persona vs Temperatura Ambiental

De la gráfica mostrada en la figura 2.2, se halla la ecuación 2.32 que describe la tendencia del calor generado por una persona:

$$Q_{Pe} = 270 - 6 \times t_c \quad (2.32)$$

Donde:

Q_{Pe} : Calor generado por una persona [W]

t_c : Temperatura final de congelamiento del producto [$^{\circ}\text{C}$]

A continuación, se presenta el resultado parcial de las ecuaciones 2.30, 2.31 y 2.32; sin embargo, en el anexo 5 "Cálculo de carga térmica en el túnel de congelamiento" se puede observar el procedimiento de su cálculo a detalle.

$$Q_e = 6,73 \text{ kW}$$

$$Q_{Pe} = 0,90 \text{ kW}$$

$$Q_i = 7,63 \text{ kW}$$

- **Carga por Infiltración**

De acuerdo al diseño preliminar del túnel de congelamiento estático como se pudo observar en la figura 1.11, existirán dos puertas (ingreso y salida). Cabe resaltar que estas puertas permanecerán cerradas durante el proceso de congelamiento, y serán abiertas únicamente cuando se ingresen los racks con las bandejas llenas de pescado o cuando el producto alcance la temperatura de congelamiento deseada y sea necesario retirar el producto. Por lo mencionado anteriormente, el aire caliente que se pueda filtrar en la cámara será mínimo y por lo tanto se podrá despreciar para efectos de simplificación del cálculo.

- **Carga relativa a los equipos**

Este tipo de carga está relacionada con aquellos equipos, que mientras están en funcionamiento en el interior del túnel de congelamiento disipan energía en forma de calor, y por lo tanto, intervienen en la refrigeración del producto (ASHRAE, 2018). En esta sección del capítulo, este tipo de carga no se tomará en cuenta para el cálculo de la carga térmica preliminar, ya que todavía no se conocen los equipos que se van a incorporar en el túnel de congelamiento.

Por lo tanto, reemplazando los valores de las cargas implicadas en la ecuación 2.22, se obtiene el valor de la carga térmica preliminar igual a 128,5 kW, para mayor detalle del cálculo se puede revisar el anexo 4 “Cálculo de carga térmica preliminar”.

$$Q_{pre} = 128,5 \text{ kW}$$

2.1.4. Componentes principales internos del túnel

Los componentes principales que estarán ubicados al interior del túnel de congelamiento son: evaporador y el sistema de ventilación. Para la selección de estos equipos, se siguió las recomendaciones del libro ASHRAE Refrigeration Handbook en el capítulo 5 “Component and Balancing in Refrigeration Systems”.

Para la selección de éstos equipos se tomará en cuenta las siguientes consideraciones:

- La temperatura interna del túnel de congelado deberá ser igual o menor a -30°C
- El túnel se encontrará en un ambiente cuya temperatura interna promedio es -10°C

2.1.4.1. Evaporador

Debido a que el producto debe permanecer en un recinto cerrado y aislado térmicamente para disminuir su temperatura y mantenerse en el punto final de congelado, no se permitirá ni el ingreso ni la salida de aire del túnel de congelado y el tipo de evaporador a utilizar será por convección forzada. La dirección del aire debe ser tal que éste se dirija a donde pueda haber una ganancia de calor, de manera que pueda enfriar el ambiente y principalmente el producto; así mismo, no deben ser ubicados al frente de puertas o aperturas que puedan generar el ingreso de aire ajeno al del túnel de congelamiento (ASHRAE, 2018).

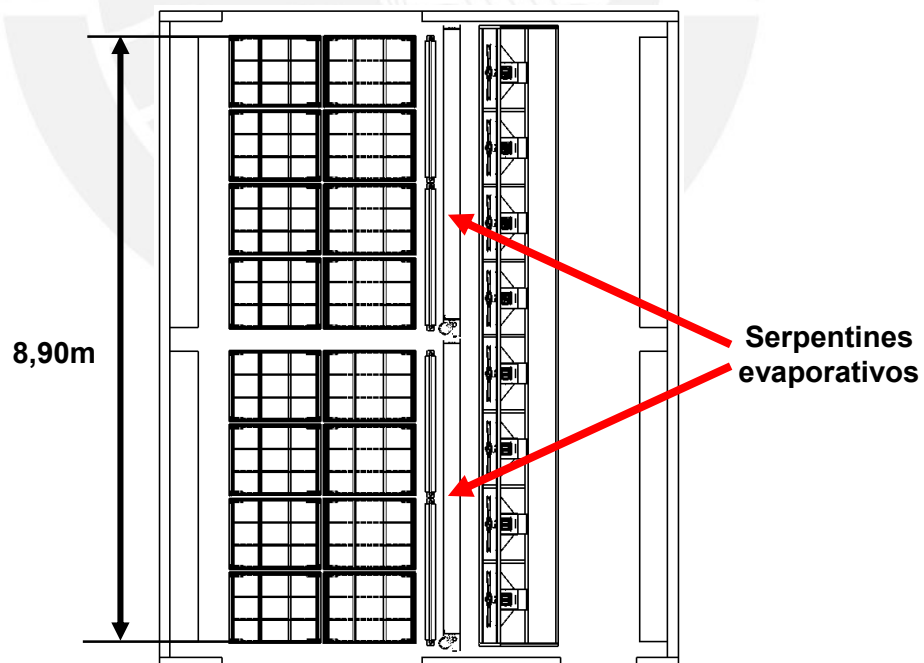


Figura 2.3. Ubicación de evaporativos en túnel de congelamiento (Vista de planta)

Debido a la longitud del grupo de racks presentes ($L=8,9\text{m}$) en el túnel de congelado como se muestra en la figura 2.3, se usará dos serpentines evaporativos, cada uno con la misma capacidad frigorífica pero igual a la mitad de la capacidad total requerida.

Por otro lado, debido a que todavía no se ha considerado la carga de los motores de ventilación, se considerarán evaporadores con más capacidad que la carga térmica preliminar. Por recomendación del

En la tabla 2.3 se observan los parámetros con los que se cotizará cada uno de los 02 evaporadores que se ubicarán dentro del túnel de congelamiento.

Tabla 2.3. *Parámetros de selección del evaporador en el sistema de refrigeración*

Parámetros del Evaporador	
Tipo de Refrigerante	R404-A
Capacidad de refrigeración	75 kW
Temperatura de evaporación	-37°C
Temperatura de condensación	35°C
Presión de trabajo del refrigerante	150.13 kPa
Temperatura interna requerida del túnel	-30°C
Frecuencia	60 Hz
Voltaje	380V

Existen otras características como, por ejemplo: longitud aleteada (mm) y altura aleteada (mm), que ayudan a definir la geometría del evaporador y por consiguiente la geometría interna del túnel de congelamiento. Con los parámetros mencionados se cotizaron 2 evaporadores con la empresa Günter (Grupo Güntner, 2020), para mayor información sobre los equipos cotizados revisar su ficha técnica adjunta en el anexo 9 “Fichas técnicas de equipos del sistema de refrigeración”.

El valor del caudal proveniente de cada uno de los evaporadores ($95000\text{ m}^3/\text{h}$) obtenido de su ficha técnica, será requerido a posterior para el cálculo del coeficiente convectivo del aire en el túnel de congelamiento.

- **Sistema de ventilación**

Este sistema se encargará de incrementar el flujo de aire que ingresa a los serpentines evaporativos, y como resultado, se incrementará el coeficiente convectivo del aire que viaja desde los serpentines hacia las bandejas que contienen los filetes de caballa, aumentando la transferencia de calor en el producto.

Tomando en cuenta la altura y longitud de los racks porta bandejas, así como de los serpentines, se propone colocar 2 niveles de ventiladores sobre la estructura diseñada como se muestra en la figura 2.4.

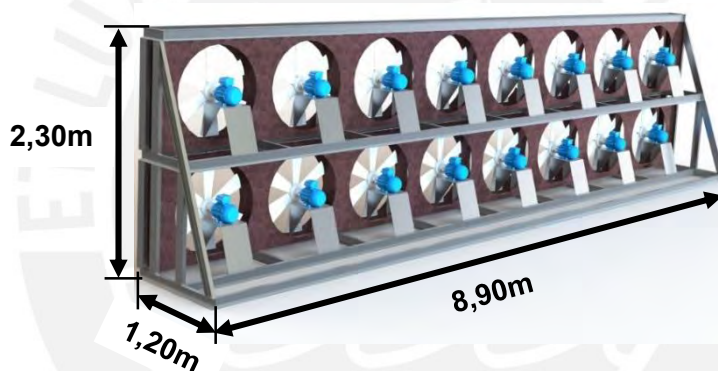


Figura 2.4. Sistema de ventiladores en el túnel de congelado

El objetivo de la estructura diseñada como se muestra en la figura 2.4 es posicionar los ventiladores en un punto que garantice que el flujo de aire tenga la apropiada dirección hacia el producto, de esta manera se obtendría una transferencia de calor más eficiente en los filetes de caballas.

Para alcanzar estos requerimientos se cotizó con proveedores el suministro de los ventiladores y motores de acuerdo a las exigencias de caudal por los evaporadores en su ficha técnica.

En la tabla 2.4, se adjunta las especificaciones técnicas de cada motor acoplado a cada ventilador; sin embargo, en el anexo 9 "Fichas técnicas de equipos del sistema de refrigeración", se detalla más información.

Tabla 2.4. Parámetros de funcionamiento de los motores de ventilación

Característica	Valor
Potencia	3.6 kW (4.9 HP)
# polos	4
Eficiencia (%)	89.5
Frecuencia	60 Hz
Velocidad de Rotación	1720 rpm
Corriente nominal	6.89-6.59 A
Tensión nominal	440-460 V
Corriente de arranque	47.5 - 45.5 A
Ia/In (p.u)	6,9
Corriente en vacío	3.49 - 3.34 A
Par nominal	20 N*m



Con los valores de potencia (3,6 kW) y eficiencia (89,5%) de los motores, luego se podrá calcular el calor disipado por estos. Esta carga térmica se sumará a la carga térmica preliminar y se podrá hallar el valor de la carga térmica total.

2.1.5. Coeficiente de convección y carga térmica total

2.1.5.1. Cálculo del coeficiente de convección

Anteriormente se asumió un valor inicial del coeficiente de convección del aire igual a $25 \text{ W/m}^2\text{K}$ sobre las bandejas que contienen caballa con el objetivo de estimar un valor aproximado de la carga térmica y del tiempo de congelamiento del producto; sin embargo, con los datos técnicos de los serpentines evaporadores, ventiladores y condensadores, se calculará un valor más cercano al coeficiente de convección del aire en el túnel de congelamiento.

Como se observa en la figura 2.5, el flujo del aire de los ventiladores tendrá esa dirección y sentido, por lo que el área efectiva de paso será equivalente al largo y alto del grupo de racks a lo largo del túnel de congelamiento.

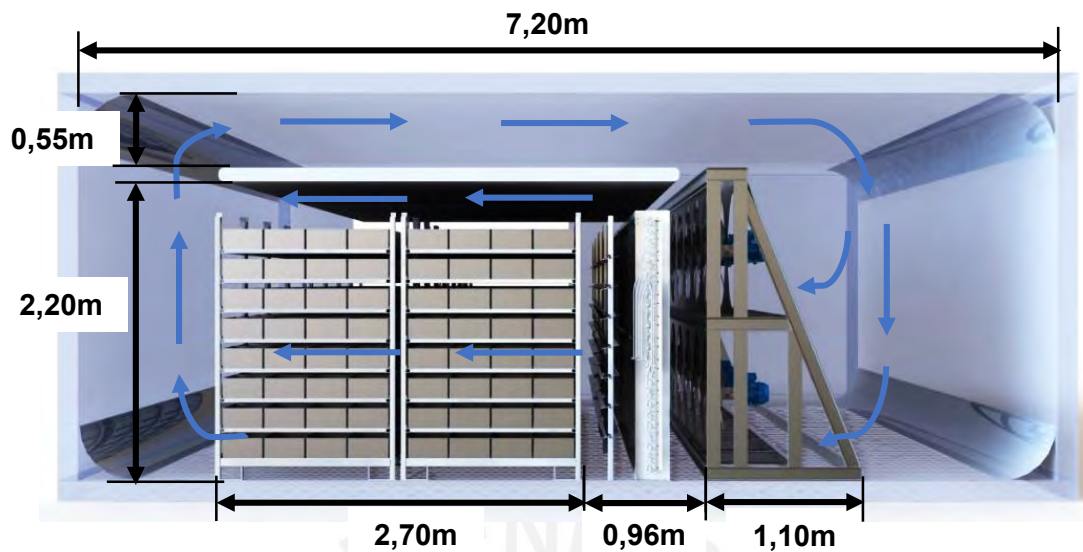


Figura 2.5. Flujo del aire dentro del túnel de congelamiento

El aire iniciará su recorrido en la salida de los ventiladores por efecto giratorio de sus aspas, posteriormente el aire se enfriará a su paso por el serpentín evaporador. Luego, será direccionado hacia los racks que contienen las bandejas llenas de caballa; en este proceso al aire circulará tanto por arriba como por debajo de cada nivel de los racks, generando una transferencia de calor entre el aire forzado y las bandejas como se puede observar en la figura 2.6.

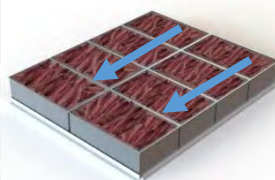


Figura 2.6. Flujo del aire sobre las bandejas que contienen filetes de caballa

Con los valores del flujo volumétrico requerido por los serpentines evaporadores y el área de paso efectiva, se calculará el valor del coeficiente convectivo del aire que rodea las bandejas. Debido a que el aire adquirirá una velocidad considerable y requerida para una efectiva transferencia de calor entre la caballa y el aire, podría asumirse que el aire actúa como un flujo turbulento; sin embargo, se calculará su velocidad y el coeficiente convectivo debido a que es necesario conocer las características de su movimiento para determinar si se encuentra bajo régimen laminar o turbulento.

Las propiedades del aire se calcularán a una temperatura promedio entre el aire del sistema evaporativo y la temperatura inicial de la caballa al ingresar al túnel de congelamiento. A este resultado también se le conoce como temperatura de película y se calcula con la ecuación 2.33.

$$T_{prom} = \frac{T_e + T_{SE}}{2} \quad (2.33)$$

Donde:

T_{prom} : Temperatura promedio del aire de congelamiento [°C]

T_e : Temperatura de entrada del producto al túnel de congelamiento [°C]

T_{SE} : Temperatura del aire del sistema evaporativo [°C]

A partir de esta temperatura promedio se calculará las propiedades del aire, y se determinará si se comporta como un flujo turbulento, pues es necesario conocer esta característica para emplear posteriormente ecuaciones de transferencia de calor para este tipo de flujo. Para determinar las propiedades del aire a la temperatura promedio de trabajo, se tomará en cuenta las siguientes suposiciones:

- El fluido trabaja bajo régimen permanente
- La presión de trabajo es constante
- El flujo de aire es incompresible y uniforme

Un valor característico del tipo de flujo es el número de Reynold, el cual se calculará con la ecuación 2.34.

$$Re = \frac{\rho_a \times v \times L}{\mu} \quad (2.34)$$

Donde:

Re : Número de Reynolds []

ρ_a : Densidad del aire a la temperatura promedio de trabajo [kg/m³]

v : Velocidad promedio a su paso por los racks porta bandejas [m/s]

L : Longitud de paso del aire a la temperatura promedio de trabajo [m]

μ : Viscosidad dinámica del aire a la temperatura promedio de trabajo [Pa*s]

De la tabla 2.5 (Cengel & Ghajar, 2011), se pueden obtener los valores de las propiedades termodinámicas del aire a la temperatura de trabajo promedio mediante el método de interpolación lineal.

Tabla 2.5. Propiedades termodinámicas del aire a presión atmosférica

Temp T, °C	Density ρ kg/m ³	Specific Heat C_p , J/kg*K	Thermal Conductivity k , W/m*K	Dynamic Viscosity μ , kg/m*s	Prandtl Number Pr
-30	1.451	1004	0.02134	1.579*10 ⁻⁵	0.7425
-20	1.34	1005	0.02211	1.630*10 ⁻⁵	0.7408
-10	1.341	1006	0.02288	1.680*10 ⁻⁵	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	1.729*10 ⁻⁵	0.7362
10	1.246	1006	0.02439	1.778*10 ⁻⁵	0.7336
20	1.204	1007	0.02514	1.825*10 ⁻⁵	0.7309
30	1.164	1007	0.02588	1.872*10 ⁻⁵	0.7289

Fuente: (Cengel & Ghajar, 2011)

A su vez, con los valores obtenidos anteriormente, se procede a calcular el valor del número de Prandtl con la ecuación 2.35, el cual se utilizará posteriormente para calcular el número de Nusselt cuyo resultado está en función del coeficiente convectivo (variable que se desea calcular).

$$Pr = \frac{\mu \times C_p}{k} \quad (2.35)$$

Donde:

Pr : Número de Prandtl []

μ : Viscosidad dinámica del aire a la temperatura promedio de trabajo [kg/m*s]

C_p : Calor específico del aire a la temperatura promedio de trabajo [J/kg*K]

k : Conductividad térmica del aire a la temperatura promedio de trabajo [W/m*K]

Debido a que el tramo de aire por analizar es suficientemente largo como para generar turbulencias, y no necesariamente se podría ignorar la presencia de un régimen laminar.

En la figura 2.7 (Cengel & Ghajar, 2015) se muestra un esquema gráfico de la presencia de un flujo laminar y turbulento sobre una placa plana horizontal.

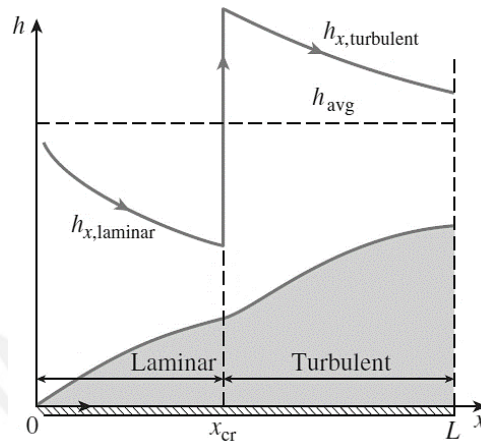


Figura 2.7. Gráfica del coeficiente de convección del aire bajo un régimen mixto sobre una placa plana horizontal
Fuente: (Cengel & Ghajar, 2015)

Para este caso, el coeficiente de convección a calcular se obtendrá mediante la integración por partes de sus valores tanto en el régimen laminar como el turbulento, de esta manera se podrá hallar un valor promedio entre los dos regímenes mediante la ecuación 2.36 (Cengel & Ghajar, 2015).

$$h = \frac{1}{L} \times \left(\int_0^{x_{cr}} h_{x,laminar} dx + \int_{x_{cr}}^L h_{x,turbulento} dx \right) \quad (2.36)$$

Donde:

h : Coeficiente de convección promedio [$W/m^2 \cdot K$]

L : Longitud de análisis del aire sobre las bandejas de caballa [m]

x_{cr} : Posición del aire para un número de Reynolds crítico [m]

k : Conductividad térmica del aire a la temperatura promedio de trabajo [$W/m \cdot K$]

Con los números adimensionales anteriormente calculados en el anexo 4, se halla el valor del número de Nusselt promedio sobre una superficie plana de longitud L con la ecuación 2.45 (Cengel & Ghajar, 2015), y se concluye que sí se puede utilizar esta ecuación, pues los valores de Reynolds y Prandtl pertenecen a los rangos establecidos.

$$Nu = (0,037 \times Re_L^{0,8} - 871) \times Pr^{1/3} \quad (2.37)$$

Donde:

Nu : Número de Nusselt promedio []

Re_L : Número de Reynolds []

Pr : Número de Prandtl []

La ecuación 2.37 es válida para los siguientes rangos de los valores Re y Pr (Cengel & Ghajar, 2015):

$$0,6 \leq Pr \leq 60 \quad (2.38)$$

$$5 \times 10^5 \leq Re_L \leq 10^7 \quad (2.39)$$

Finalmente se calcula el valor del coeficiente de convección promedio con la ecuación 2.40 (Cengel & Ghajar, 2015):

$$Nu = \frac{h \times L}{k} \quad (2.40)$$

Donde:

Nu : Número de Nusselt promedio []

h : Coeficiente de convección promedio [W/m²*K]

L : Longitud de superficie plana [m]

k : Conductividad térmica del aire a la temperatura promedio de trabajo [W/m*K]

De la ecuación 2.48 se obtiene el resultado del coeficiente convectivo real, el cual es muy similar al que se asumió anteriormente (25 W/m²*K).

$$h = 26,37 \frac{W}{m^2 \times K}$$

2.1.5.2. Cálculo de la carga térmica total

De la sección 2.1.3 se tiene el valor de la carga térmica preliminar:

$$Q_{pre} = 128,5 \text{ kW}$$

Con los valores del nuevo coeficiente de convección ($h = 26,37 \text{ W/m}^2\text{K}$) y el tiempo de congelamiento (9 horas), y agregando la carga térmica relativa a los equipos en el interior del túnel de congelamiento a la carga preliminar, se calcula la carga térmica del total.

- **Carga relativa a los equipos**

En este tipo de carga se encuentran el calor disipado por los motores eléctricos del sistema de ventilación.

$$Q_r = Q_m$$

- Carga térmica disipada por los motores eléctricos de los ventiladores: se puede calcular con las ecuaciones 2.41 y 2.42 (ASHRAE, 2017)

$$q_{em} = (P/E_M) \times F_{UM} \times F_{LM} \quad (2.41)$$

$$Q_m = q_{em} \times n_m \quad (2.42)$$

Donde:

q_{em} : calor disipado por un motor en operación [kW]

P : potencia nominal del motor [kW]

E_M : eficiencia del motor [%]

F_{UM} : factor de uso del motor [%]

F_{LM} : factor de carga del motor [%]

n_m : número de motores []

Q_m : calor disipado por los motores en el túnel de congelamiento [kW]

A continuación, se presenta el resultado parcial de la ecuación 2.42; sin embargo, en el anexo 5 (cálculo del coeficiente convectivo y carga térmica total) se puede observar el procedimiento de su cálculo a detalle.

$$n_m = 16$$

$$Q_r = Q_m = 21,7 \text{ kW}$$

Por lo tanto, reemplazando los valores de las cargas implicadas en la ecuación 2.22, se obtiene el valor de la carga térmica total igual a 150 kW, para mayor detalle del cálculo se puede revisar el anexo 5 “Cálculo del coeficiente convectivo y carga térmica total”.

$$Q_T = Q_{pre} + Q_r$$

$$Q_T = 150 \text{ kW}$$

El valor de la carga térmica total del túnel de congelamiento será requerido luego para el análisis energético de los ciclos de refrigeración por compresión de vapor y la selección de componentes principales del sistema de refrigeración: evaporador y condensador.

2.1.6. Propiedades del refrigerante

Las propiedades termofísicas del refrigerante R404A de interés para el análisis energético en los ciclos de refrigeración son las siguientes: presión (MPa), temperatura (°C), volumen específico (m³/kg), entalpía (kJ/kg) y entropía (kJ/kg*K); estos datos se obtendrán de las tablas de propiedades termofísicas de refrigerantes en el capítulo 30 “Propiedades termofísicas de refrigerantes” del libro (ASHRAE, 2017, pág. 33) y de las tablas propiedades del refrigerante R404A publicado por la empresa (Chemours Company, 2019, págs. 4-23)

En la figura 2.8 (ASHRAE, 2017, pág. 30.32) se muestra la gráfica de presión vs entalpía del refrigerante R404-A con el objetivo de ser utilizada posteriormente en cálculos térmicos del sistema de refrigeración.

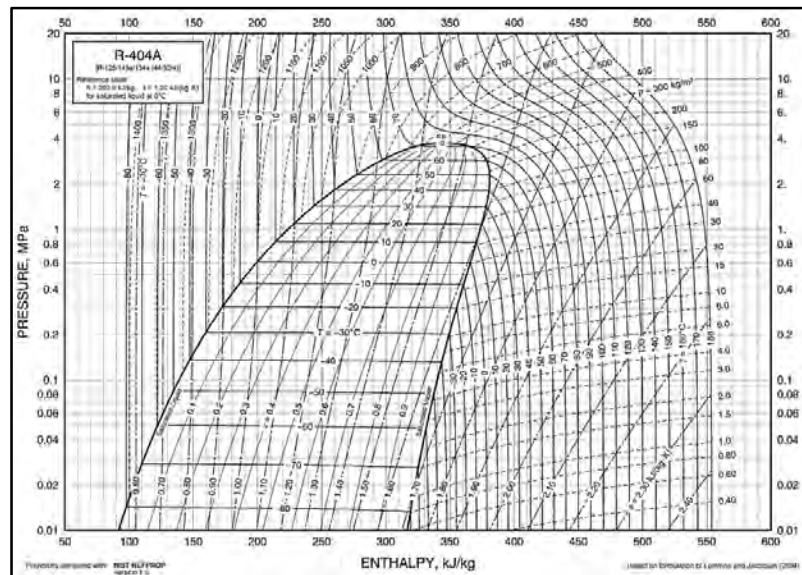


Figura 2.8. Gráfica de presión vs entalpía del refrigerante R404 A
Fuente: (ASHRAE, 2017, pág. 30.32)

2.1.7. Ciclos de Refrigeración por compresión de vapor

Debido a que se desea implementar un sistema de refrigeración por compresión de vapor, se procede a seleccionar el ciclo de refrigeración óptimo para el funcionamiento del túnel de congelamiento, determinar los puntos de operación de los equipos que conforman el ciclo seleccionado utilizando el refrigerante R-404A y hallar el COP optimizado.

Debido a que el sistema de refrigeración está comprendido por dos ciclos de refrigeración, se procede a analizar por separado cada uno como un sistema individual.

$$Q_{total} = 150 \text{ kW}$$

$$Q_{ref} = \frac{Q_{total}}{2} = 75 \text{ kW}$$

Se sabe que las temperaturas de evaporación y condensación son -37°C y 35°C respectivamente.

Para la selección del ciclo de refrigeración, se analizarán las siguientes opciones con el objetivo de analizar el mayor COP mediante sucesivas iteraciones:

- Ciclo de refrigeración con compresión en 01 etapa y 01 regenerador
- Ciclo de refrigeración con compresión por 02 etapas y 01 depósito separador
- Ciclo de refrigeración con compresión por 02 etapas, 01 depósito separador y 01 regenerador

2.1.7.1. Ciclo de refrigeración con regenerador

Este ciclo de refrigeración se asemeja a un ciclo de refrigeración por compresión de vapor básico, con la diferencia de que incluye un regenerador. Este equipo es un intercambiador de calor intermedio a contraflujo en el cual se dará la transferencia de calor entre dos flujos que tienen un sentido opuesto (Cengel & Boles, 2015). En este caso, la transferencia se dará entre el flujo de refrigerante a la salida del evaporador con el flujo a la salida del condensador.

Entre sus ventajas se puede mencionar que tiene una mayor capacidad de refrigeración de calor en el evaporador que el ciclo básico de refrigeración. Otro aspecto a resaltar es que el refrigerante ingresa totalmente como vapor sobrecalentado al compresor, evitando la posibilidad de que ingrese parcialmente como líquido. En la figura 2.9, se muestra el esquema del ciclo de refrigeración por compresión de vapor incluyendo un regenerador.

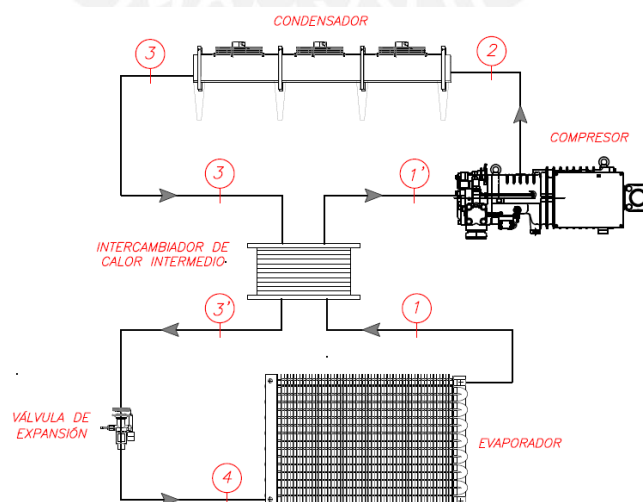


Figura 2.9. Esquema del sistema de refrigeración con regenerador

- **Componentes del sistema de refrigeración con regenerador:**

- Evaporador:** en este equipo se da la transferencia de calor con el ambiente a refrigerar y el refrigerante pasa del estado 4 (vapor húmedo) al estado 1 (vapor saturado)
- Compresor:** en este equipo se da la compresión isoentrópica del refrigerante, pasando del estado 1' (vapor sobrecalentado) al estado 2 (vapor sobrecalentado)
- Condensador:** en este equipo se da la transferencia de calor hacia el ambiente externo y el refrigerante pasa del estado 2 (vapor sobrecalentado) al estado 3 (líquido saturado)
- Válvula de expansión** en este equipo se da el proceso isoentálpico donde se disminuye la presión del estado 3' (líquido subenfriado) al estado 4 (vapor húmedo)
- Regenerador** en este equipo se da la transferencia de calor entre el flujo de refrigerante que va de los estados 1 a 1' y el flujo con dirección de 3 a 3'

Cabe resaltar que para el cálculo de las propiedades de los fluidos a la salida del regenerador se asumirá la temperatura en el estado 1' a partir de una variación de 4°C respecto al estado 1 hasta llegar a -22°C. En la tabla 2.6 se mostrarán los resultados de las propiedades termofísicas para cada estado del ciclo de refrigeración; sin embargo, para mayor detalle sobre el cálculo de las propiedades, revisar el anexo 6: "Cálculo térmico de estados en ciclos de refrigeración".

Tabla 2.6. Propiedades termofísicas de estados en ciclo de refrigeración con regenerador

Estado	T (°C)	P (kPa)	v (m ³ /kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg·K)	Serie
1	-37.00	150,13	0,12634	345,32	1,6333	Constante
1'	-33,00	150,13	0,13003	348,86	1,6492	#1
	-29,00	150,13	0,13251	351,98	1,6621	#2
	-25,00	150,13	0,13498	355,10	1,6748	#3
	-22,00	150,13	0,13678	357,50	1,6844	#4
2	48,25	1619,92	0,01281	398,23	1,6492	#1
	52,06	1619,92	0,01315	402,40	1,6621	#2
	55,88	1619,92	0,01349	406,53	1,6748	#3
	58,79	1619,92	0,01377	409,69	1,6844	#4
3	35,00	1619,92	0,00101	251,98	1,1755	Constante
3'	32,00	1619,92	-	248,44	-	#1
	30,00	1619,92	-	245,32	-	#2
	28,00	1619,92	-	242,20	-	#3
	26,00	1619,92	-	239,80	-	#4
4	-37,00	150,13	-	248,44	-	#1
	-37,00	150,13	-	245,32	-	#2
	-37,00	150,13	-	242,20	-	#3
	-37,00	150,13	-	239,80	-	#4

En la figura 2.10, se muestra la gráfica P vs h (presión vs entalpía) del ciclo de refrigeración sobre las curvas características del refrigerante R-404A (ASHRAE, 2017), resultando en líneas azules la ampliación del ciclo básico de refrigeración utilizando el regenerador.

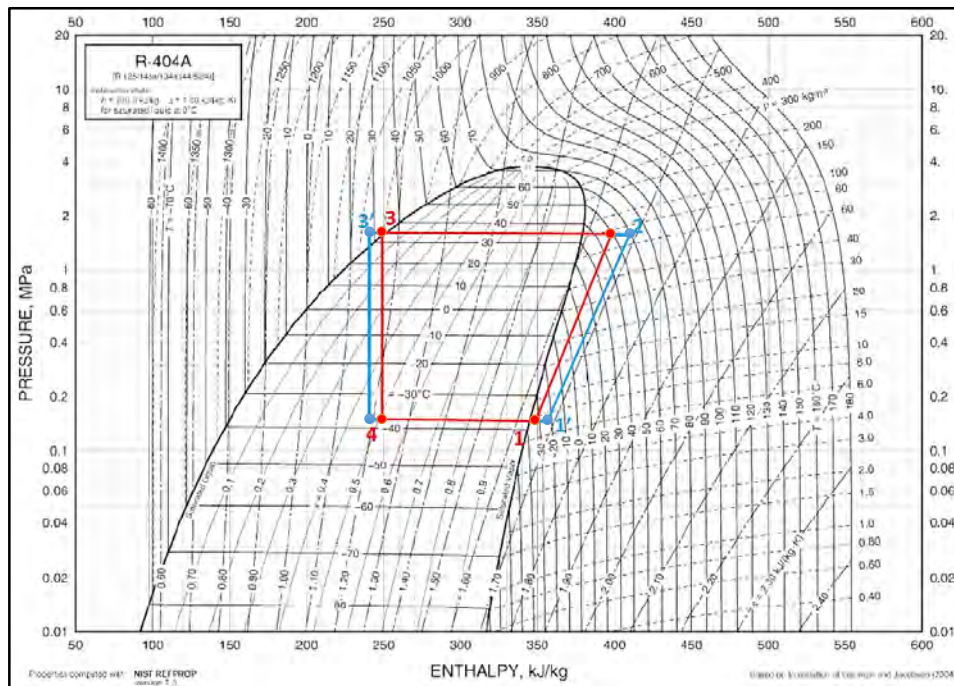


Figura 2.10. Gráfica de estados en diagrama P vs h en el ciclo con regenerador
Fuente: Adaptado de (ASHRAE, 2017)

La gráfica se muestra con el objetivo de observar la tendencia en valores relativos de operación como, por ejemplo: temperaturas de evaporación y condensación, presiones de evaporación y condensación, relación de presiones y entalpías para cada estado en el ciclo de refrigeración.

2.1.7.2. Ciclo de refrigeración con compresión en 02 etapas y depósito separador

Este ciclo de refrigeración comprime el refrigerante en 02 etapas, requiriendo compresores con una menor relación de presiones que el ciclo básico con un intercambiador de calor intermedio. Adicionalmente incluye un depósito separador de fases, en el cual se separarán el vapor y el líquido que intervienen en el ciclo.

Entre sus ventajas se puede mencionar que tiene una mayor capacidad de refrigeración de calor en el evaporador que el ciclo básico de refrigeración. Otro aspecto a resaltar es que se requieren compresores con menor potencia que en el ciclo de refrigeración básico. En la figura 2.11, se muestra el esquema del ciclo de refrigeración por compresión de vapor incluyendo un depósito separador de fases.

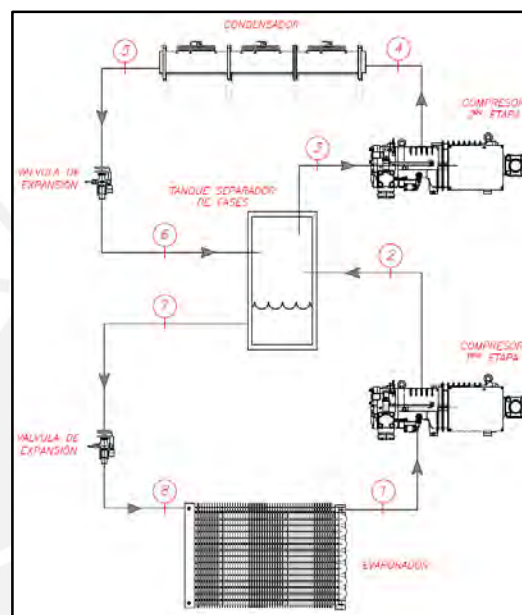


Figura 2.11. Esquema del sistema de refrigeración con compresión en 02 etapas y 01 depósito separador de fases

- **Componentes del sistema de refrigeración con compresión en 02 etapas y 01 depósito separador de fases:**
 - a) **Evaporador:** en este equipo se da la transferencia de calor con el ambiente a refrigerar y el refrigerante pasa del estado 8 (vapor húmedo) al estado 1 (vapor saturado)
 - b) **Compresor 1^{era} etapa:** en este equipo se da la compresión isoentrópica del refrigerante, pasando del estado 1 (vapor saturado) al estado 2 (vapor sobrecalentado).
 - c) **Compresor 2^{da} etapa:** en este equipo se da la compresión isoentrópica del refrigerante, pasando del estado 3 (vapor saturado) al estado 2 (vapor sobrecalentado).

- d) Condensador:** en este equipo se da la transferencia de calor hacia el ambiente externo y el refrigerante pasa del estado 4 (vapor sobrecalentado) al estado 5 (líquido saturado).
- e) Válvula de expansión de alta presión:** en este dispositivo se da el proceso isoentálpico donde se disminuye la presión del estado 5 (líquido saturado) al estado 6 (vapor húmedo).
- f) Válvula de expansión de baja presión:** en este dispositivo se da el proceso isoentálpico donde se disminuye la presión del estado 7 (líquido subenfriado) al estado 8 (vapor húmedo).
- g) Depósito separador de fases:** en este equipo se separa el líquido y el vapor del refrigerante. Ingresan los fluidos de los estados 2 y 6, y salen los fluidos de los estados 3 y 7 de acuerdo al esquema de la figura 2.11.

A continuación, en la tabla 2.7 se mostrarán los resultados de las propiedades termofísicas para cada estado del ciclo de refrigeración; sin embargo, para mayor detalle sobre el cálculo de las propiedades, revisar el anexo 6: “Cálculo térmico de estados en ciclos de refrigeración”.

Tabla 2.7. Valores de variables termofísicas del ciclo de refrigeración con compresión en 02 etapas y 01 depósito separador de fases

	Estado 1	Estado 2	Estado 3	Estado 4	Estado 5	Estado 6	Estado 7	Estado 8
T (°C)	-37	-8,27	-12	38,03	35	-12	-12	-37
P (kPa)	150,13	401,73	401,73	1619,92	1619,9	401,73	409,86	150,13
h (kJ/kg)	345,32	364,56	359,57	387,09	251,98	251,98	183,61	183,61
s (kJ/kg·K)	1,6333	1,6333	1,6140	1,6140	1,1755		0,9393	
v (m³/kg)	0,12634	0,05072	0,04889	0,01181	0,001007		0,000837	

En la figura 2.12, se muestra la gráfica P vs h (presión vs entalpía) del ciclo de refrigeración con compresión en 2 etapas y 1 depósito separador sobre las curvas características del refrigerante R-4044A (ASHRAE, 2017).

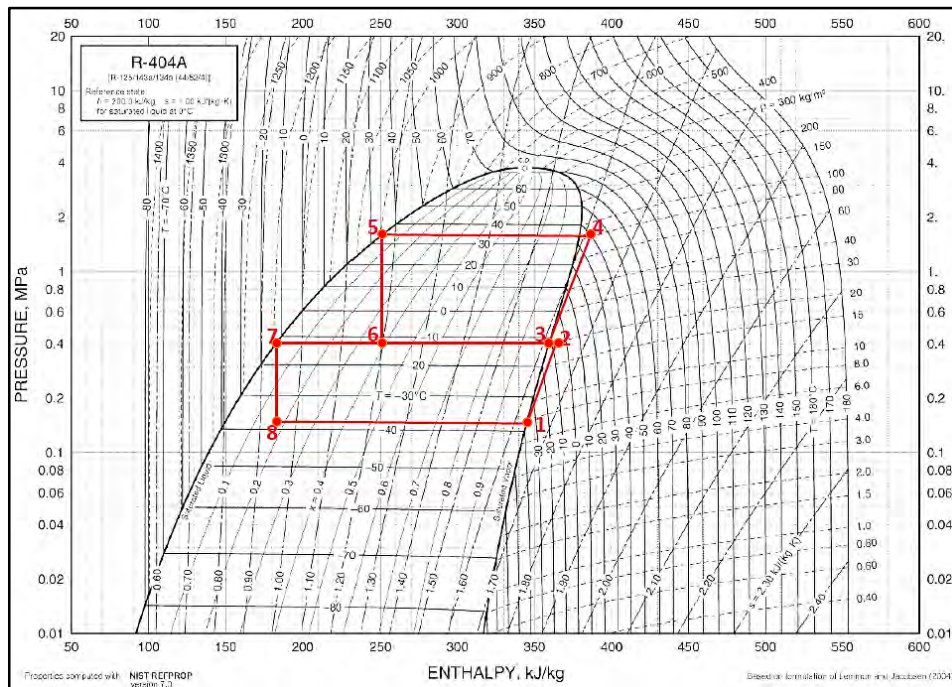


Figura 2.12. Gráfica de estados en diagrama P vs h utilizando compresión en 02 etapas y 01 depósito separador de fases
Fuente: Adaptado de (ASHRAE, 2017)

2.1.7.3. Ciclo de refrigeración con compresión en 02 etapas, 01 depósito separador y 01 regenerador

Este ciclo de refrigeración comprime el refrigerante en 02 etapas, requiriendo compresores con una menor relación de presiones que el ciclo básico con un regenerador o intercambiador de calor intermedio. Adicionalmente incluye un depósito separador de fases, en el cual se separarán el vapor y el líquido que intervienen en el ciclo, y también un intercambiador calor intermedio (en el cual se dará la transferencia de calor entre el flujo de refrigerante a la salida del evaporador con el flujo a la salida del condensador). Entre sus ventajas se puede mencionar que tiene una mayor capacidad de refrigeración de calor en el evaporador que el ciclo de refrigeración con depósito separador de fases.

En la figura 2.13, se muestra el esquema del ciclo de refrigeración por compresión de vapor incluyendo un sistema de compresión en 02 etapas, un depósito separador de fases y un intercambiador de calor intermedio.

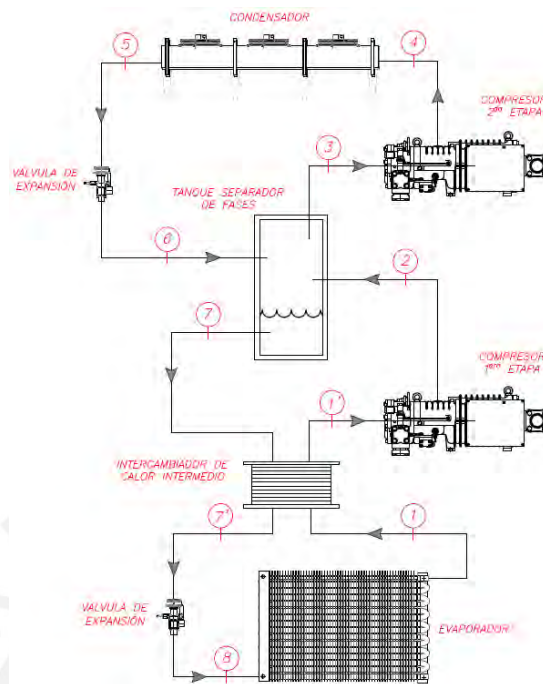


Figura 2.13. Esquema del sistema de refrigeración con compresión en 02 etapas, 01 depósito separador de fases y 01 regenerador

- **Componentes del sistema de refrigeración con compresión en 02 etapas, 01 depósito separador de fases y un regenerador:**
 - a) **Evaporador:** en este equipo se da la transferencia de calor con el ambiente a refrigerar y el refrigerante pasa del estado 8 (vapor húmedo) al estado 1 (vapor saturado)
 - b) **Compresor 1^{era} etapa:** en este equipo se da la compresión isoentrópica del refrigerante, pasando del estado 1' (vapor sobrecalentado) al estado 2 (vapor sobrecalentado).
 - c) **Compresor 2^{da} etapa:** en este equipo se da la compresión isoentrópica del refrigerante, pasando del estado 3 (vapor saturado) al estado 2 (vapor sobrecalentado).
 - d) **Condensador:** en este equipo se da la transferencia de calor hacia el ambiente externo y el refrigerante pasa del estado 4 (vapor sobrecalentado) al estado 5 (líquido saturado).
 - e) **Válvula de expansión de alta presión:** en este dispositivo se da el proceso isoentálpico donde se disminuye la presión del estado 5 (líquido saturado) al estado 6 (vapor húmedo).

- f) **Válvula de expansión de baja presión:** en este dispositivo se da el proceso isoentálpico donde se disminuye la presión del estado 7' (líquido subenfriado) al estado 8 (vapor húmedo).
- g) **Depósito separador de fases:** en este equipo se separa el líquido y el vapor del refrigerante. Ingresan los fluidos de los estados 2 y 6, y salen los fluidos de los estados 3 y 7 de acuerdo al esquema de la figura 2.13.
- h) **Regenerador:** en este equipo se da la transferencia de calor entre el flujo de refrigerante que va de los estados 1 a 1' y el flujo con dirección de 7 a 7'

Cabe resaltar que para el cálculo de las propiedades de los fluidos a la salida del regenerador se asumirá la temperatura en el estado 1' a partir de una variación de 4°C respecto al estado 1 hasta llegar a -22°C (valor máximo posible), en la tabla 2.8 se mostrarán los resultados de las propiedades termofísicas para cada estado del ciclo de refrigeración; sin embargo, para mayor detalle sobre el cálculo de las propiedades, revisar el anexo 6: "Cálculo térmico de estados en ciclos de refrigeración".

Tabla 2.8. Valores de variables termofísicas del ciclo de refrigeración con compresión en 02 etapas, 01 depósito separador de fases y 01 regenerador

Estado	T (°C)	P (kPa)	v (m ³ /kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg*K)	Serie
1	-37,00	150,13	0,12634	345,32	1,6333	Constante
1'	-33,00	150,13	0,13003	348,86	1,6492	#1
	-29,00	150,13	0,13251	351,98	1,6621	#2
	-25,00	150,13	0,13498	355,10	1,6748	#3
	-22,00	150,13	0,13678	357,50	1,6844	#4
2	-3,29	401,73	0,05201	368,84	1,6492	#1
	0,77	401,73	0,05304	372,34	1,6621	#2
	4,82	401,73	0,05402	375,82	1,6748	#3
	7,90	401,73	0,05481	378,52	1,6844	#4
3	-12,00	401,73	0,04889	359,57	1,6140	Constante
4	38,04	1619,92	0,011809	387,10	1,6140	Constante
5	35,00	1619,92	0,001007	251,98	1,1755	Constante
6	-12,00	401,73		251,98		Constante
7	-12,00	409,86	0,000837	183,61	0,9393	Constante
7'	-15,00	409,86		180,07		#1
	-17,50	409,86		176,95		#2
	-19,50	409,86		173,82		#3
	-21,00	409,86		171,43		#4
8	-37,00	150,13		180,07		#1
	-37,00	150,13		176,95		#2
	-37,00	150,13		173,82		#3
	-37,00	150,13		171,43		#4

En la figura 2.14, se muestra la gráfica P vs h (presión vs entalpía) del ciclo de refrigeración con compresión en 2 etapas, 1 depósito separador y 1 regenerador sobre las curvas características del refrigerante R-404A (ASHRAE, 2017), resultando en líneas azules la ampliación del ciclo de refrigeración utilizando el regenerador.

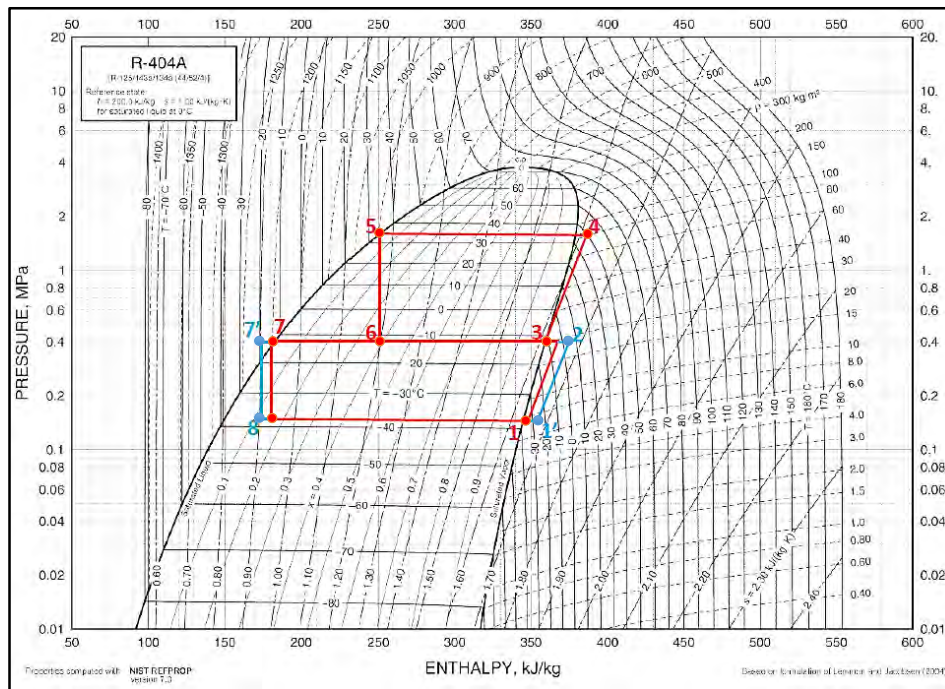


Figura 2.14. Gráfica de estados en diagrama P vs h utilizando compresión en 02 etapas, 01 depósito separador de fases y 01 regenerador
Fuente: Adaptado de (ASHRAE, 2017)

2.1.8. Selección del ciclo de refrigeración

2.1.8.1. Cálculo del COP y efectividad en los 03 ciclos de refrigeración

Para cualquier ciclo de refrigeración, el COP se calcula con la ecuación 2.43. (Cengel & Boles, 2015).

$$COP = \frac{Q_L}{W_{neto}} \quad (2.43)$$

Donde:

COP : Coeficiente de desempeño del ciclo de refrigeración

Q_L : Calor extraído del espacio a refrigerar [kW]

W_{neto} : Trabajo requerido neto en el ciclo de refrigeración [kW]

Para el análisis de un regenerador en un ciclo de refrigeración, se mencionará el uso de este equipo en un ciclo de potencia de gas, conocido también como ciclo Joule Brayton con regeneración pues el uso será el mismo, pero con diferente aplicación. La efectividad de un regenerador se calcula con la ecuación 2.44 (Cengel & Boles, 2015).

$$\epsilon = \frac{q_{regen,real}}{q_{regen,m\acute{a}x}} \quad (2.44)$$

Donde:

ϵ : Efectividad del regenerador [%]

$q_{regen,real}$: Calor de regeneración real [kJ/kg]

$q_{regen,m\acute{a}x}$: Calor de regeneración máximo [kJ/kg]

A continuación, se mostrará el procedimiento de cálculo del COP y efectividad para cada ciclo de refrigeración.

- **Ciclo de refrigeración con regenerador**

En este ciclo, el COP se calcula a partir de la ecuación 2.43; sin embargo, luego de factorizar algunas variables, se llega a la ecuación 2.45. A continuación, se presenta el procedimiento de cálculo.

$$\begin{aligned} COP &= \frac{Q_L}{W_{neto}} \\ COP &= \frac{\dot{m} \times (h_2 - h_{1'})}{\dot{m} \times (h_1 - h_4)} \\ COP &= \frac{(h_2 - h_{1'})}{(h_1 - h_4)} \end{aligned} \quad (2.45)$$

Donde:

COP : Coeficiente de desempeño del ciclo de refrigeración

h_2 : Entalpía en el estado 2 (después del compresor) [kJ/kg]

$h_{1'}$: Entalpía en el estado 1 (antes del compresor) [kJ/kg]

h_1 : Entalpía en el estado 1 (después del evaporador) [kJ/kg]

h_4 : Entalpía en el estado 1 (antes del evaporador) [kJ/kg]

Adicionalmente, la efectividad (ϵ) en el regenerador se calculará a partir de la ecuación 2.44; sin embargo, luego de reemplazar las variables de calor de regeneración por las entalpías en los estados del ciclo de refrigeración, se obtiene la ecuación 2.46.

$$\begin{aligned}\epsilon &= \frac{q_{regen,real}}{q_{regen,m\acute{a}x}} \\ \epsilon &= \frac{\dot{m} \times (h_{1'} - h_1)}{\dot{m} \times (h_{31'} - h_1)} \\ \epsilon &= \frac{(h_{1'} - h_1)}{(h_{31'} - h_1)}\end{aligned}\quad (2.46)$$

Donde:

ϵ : Efectividad del regenerador [%]

$h_{1'}$: Entalpía en el estado 1' (después del regenerador) [kJ/kg]

h_1 : Entalpía en el estado 1 (antes del regenerador) [kJ/kg]

$h_{31'}$: Entalpía a la presión del estado 1' y la temperatura del estado 3 (temperatura máxima involucrada en el regenerador) [kJ/kg]

Para mayor detalle del cálculo del COP y efectividad de un ciclo de refrigeración con regeneración, revisar el anexo 6: "Cálculo térmico de estados en ciclos de refrigeración".

En la tabla 2.9 se muestran los valores del COP y efectividad para este ciclo de refrigeración.

Tabla 2.9. Valores del COP y efectividad en el ciclo para cada valor de temperatura calculado en el estado 1'

E (h71")	w (kJ/kg)	q (kJ/kg)	COP	Serie
6%	49.37	96.87	1.962	#1
11%	50.42	99.99	1.983	#2
16%	51.44	103.12	2.005	#3
20%	52.20	105.52	2.022	#4

- **Ciclo de refrigeración con 01 depósito separador y compresión en 02 etapas**

En este ciclo, el COP se calcula a partir de la ecuación 2.43; sin embargo, luego de factorizar algunas variables, se llega a la ecuación 2.47. A continuación, se presenta el procedimiento de cálculo.

$$\begin{aligned}
 COP &= \frac{Q_L}{W_{neto}} \\
 COP &= \frac{Q_L}{W_{comp,1} + W_{comp,2}} \\
 COP &= \frac{\dot{m}_1 \times (\dot{h}_1 - h_8)}{\dot{m}_1 \times (h_2 - h_1) + \dot{m}_3 \times (h_4 - h_3)} \quad (2.47)
 \end{aligned}$$

Donde:

COP : Coeficiente de desempeño del ciclo de refrigeración

\dot{m}_1 : flujo másico de refrigerante que ingresa al compresor de la 1era etapa [kg/s]

\dot{m}_3 : flujo másico de refrigerante que ingresa al compresor de la 2da etapa [kg/s]

h_1 : Entalpía en el estado 1 (antes del compresor de la 1era etapa) [kJ/kg]

h_2 : Entalpía en el estado 1 (después del compresor de la 2da etapa) [kJ/kg]

h_3 : Entalpía en el estado 1 (antes del compresor de la 2da etapa) [kJ/kg]

h_4 : Entalpía en el estado 1 (después del compresor de la 2da etapa) [kJ/kg]

h_8 : Entalpía en el estado 1 (antes del evaporador) [kJ/kg]

Para mayor detalle del cálculo del COP de un ciclo de refrigeración con 01 depósito separador y compresión en 02 etapas, revisar el anexo 6: "Cálculo térmico de estados en ciclos de refrigeración". En este ciclo de refrigeración, no se analizará la efectividad

porque el ciclo no incluye un regenerador en su circuito. En la tabla 2.10 se muestra el valor del COP, trabajo y calor para este ciclo de refrigeración.

Tabla 2.10. Valores del COP, trabajo y calor en el ciclo de refrigeración con 01 depósito separador y compresión en 02 etapas

m1 (kg/s)	m3 (kg/s)	Serie	W (kW)	Q (kW)	COP
0,464	0,780	#1	30,39	75,00	2,468

- **Ciclo de refrigeración con 01 depósito separador, compresión en 02 etapas y 01 regenerador**

En este ciclo, el COP se calcula a partir de la ecuación 2.43; sin embargo, luego de factorizar algunas variables, se llega a la ecuación 2.48. A continuación, se presenta el procedimiento de cálculo.

$$COP = \frac{Q_L}{W_{neto}}$$

$$COP = \frac{Q_L}{W_{comp,1} + W_{comp,2}}$$

$$COP = \frac{\dot{m}_1 \times (h_1 - h_8)}{\dot{m}_1 \times (h_2 - h_{1'}) + \dot{m}_3 \times (h_4 - h_3)} \quad (2.48)$$

Donde:

COP : Coeficiente de desempeño del ciclo de refrigeración

\dot{m}_1 : flujo másico de refrigerante que ingresa al compresor de la 1era etapa [kg/s]

\dot{m}_3 : flujo másico de refrigerante que ingresa al compresor de la 2da etapa [kg/s]

h_1 : Entalpía en el estado 1 (después del evaporador) [kJ/kg]

$h_{1'}$: Entalpía en el estado 1 (antes del compresor de la 1era etapa) [kJ/kg]

h_2 : Entalpía en el estado 1 (después del compresor de la 1era etapa) [kJ/kg]

h_3 : Entalpía en el estado 1 (antes del compresor de la 2da etapa) [kJ/kg]

h_4 : Entalpía en el estado 1 (después del compresor de la 2da etapa) [kJ/kg]

h_8 : Entalpía en el estado 1 (antes del evaporador) [kJ/kg]

Adicionalmente, la efectividad (ϵ) del regenerador se calculará a partir de la ecuación 2.44; sin embargo, luego de reemplazar las variables de calor de regeneración por las entalpías en los estados del ciclo de refrigeración, se obtiene la ecuación 2.49.

$$\begin{aligned}\epsilon &= \frac{q_{regen,real}}{q_{regen,m\acute{a}x}} \\ \epsilon &= \frac{\dot{m} \times (h_{1'} - h_1)}{\dot{m} \times (h_{31'} - h_1)} \\ \epsilon &= \frac{(h_{1'} - h_1)}{(h_{71'} - h_1)}\end{aligned}\quad (2.49)$$

Donde:

ϵ : Efectividad del regenerador [%]

$h_{1'}$: Entalpía en el estado 1' (después del regenerador) [kJ/kg]

h_1 : Entalpía en el estado 1 (antes del regenerador) [kJ/kg]

$h_{71'}$: Entalpía a la presión del estado 1' y la temperatura del estado 7 (temperatura máxima involucrada en el regenerador) [kJ/kg]

Para mayor detalle del cálculo del COP y efectividad de un ciclo de refrigeración con 01 depósito separador, compresión en 02 etapas y 01 regenerador, revisar el anexo 6: "Cálculo térmico de estados en ciclos de refrigeración". En la tabla 2.11 se muestran los valores del COP y efectividad para este ciclo de refrigeración.

Tabla 2.11. Valores del COP y efectividad en el ciclo para cada valor de temperatura calculado en el estado 1'

E (h _{71'})	w (kJ/kg)	q (kJ/kg)	COP
17%	47,51	165,251	2,453
33%	47,89	168,371	2,485
48%	48,25	171,492	2,518
60%	48,55	173,891	2,542

2.1.8.2. Análisis comparativo del COP y efectividad en los 03 ciclos de refrigeración

El objetivo de calcular los COP y efectividades de los ciclos de refrigeración es evaluar el valor óptimo de ambas variables y seleccionar el ciclo de refrigeración que mejor se desempeñará. En las figuras 2.15 y 2.16, se puede observar gráficamente los valores del COP y efectividad respectivamente para cada serie de los 3 ciclos de refrigeración anteriormente vistos en que se calculó el valor de temperatura en el estado 1':

- **COP (opción 1):** COP del ciclo de refrigeración con 01 regenerador
- **COP (opción 2):** COP del ciclo de refrigeración con compresión en 02 etapas y 01 depósito separador de fases
- **COP (opción 3):** COP del ciclo de refrigeración con compresión en 02 etapas, 01 depósito separador de fases y 01 regenerador

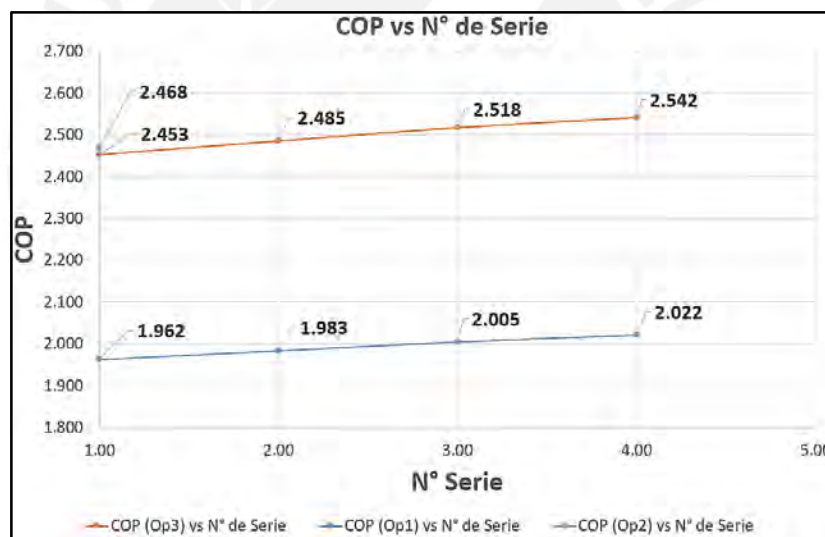


Figura 2.15. Gráfica de COP vs N° series para los 03 ciclos de refrigeración
Fuente: Propia

Como se puede ver en el gráfico de la figura 2.15, el uso de un depósito separador de fases eleva el COP en los ciclos 02 y 03.

A pesar de que incluyen 02 compresores, el separador de fases aumenta la diferencia de entalpías en el evaporador, incrementando la capacidad de refrigeración. Otro aspecto que eleva aún más el COP en el ciclo 03 de refrigeración es el uso de un regenerador (en la opción 02 no se utilizó un regenerador), pues para cada serie de valores de temperatura asumidos en el estado 1' el COP aumenta.

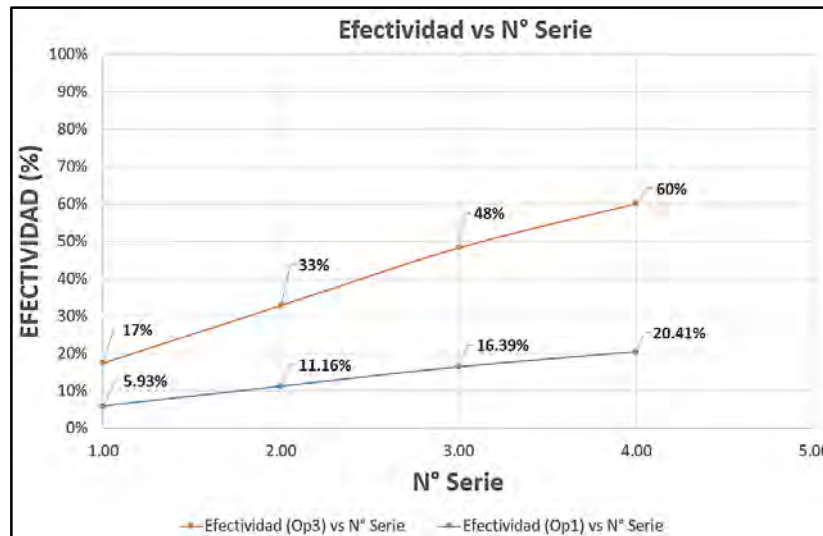


Figura 2.16. Gráfica de Efectividad vs N° Iteraciones para 02 ciclos de refrigeración
Fuente: Propia

En el gráfico de la figura 2.16 se puede observar que el ciclo de la opción 03 alcanza mayores valores de efectividad en cada serie que el ciclo de la opción 01; así mismo la pendiente de la opción 03 es más elevada que la opción 01, esto se debe a que la temperatura en el fluido que está en contraflujo del ciclo 03 en el regenerador está más cerca a la del fluido que se desea calentar que en la opción 01. Por ende, el ciclo de la opción 03 será el seleccionado debido a sus valores de COP y efectividad iguales a 2,542 y 60% respectivamente, los cuales son mayores a los de las opciones 01 y 02.

En la siguiente sección del capítulo 02, se seleccionarán los equipos externos al túnel de congelamiento que componen el ciclo seleccionado.

2.1.9. Componentes principales externos del túnel

Debido a que se utilizará el sistema de refrigeración por compresión de vapor de la opción 03, los componentes principales externos al túnel son los siguientes: condensador, compresores de la 1era y 2da etapa, depósito separador y regenerador. Para la selección de estos equipos, se siguió las recomendaciones del libro ASHRAE Refrigeration Handbook en el capítulo 5 "Component and Balancing in Refrigeration Systems".

2.1.9.1. Condensador

Al igual que en el caso de los evaporadores, se utilizará 2 condensadores. Estos equipos estarán ubicados en un área externa al túnel de congelado, pues al tratarse de un intercambiador de calor con el aire del ambiente, no puede estar en un recinto cerrado. Para la adecuada selección del equipo, es imprescindible saber el tipo de refrigerante a utilizar y sus propiedades de operación, los cuales se muestran en la tabla 2.12.

Tabla 2.12. *Parámetros de selección del condensador del ciclo de refrigeración*

Parámetros del Condensador	
Tipo de Refrigerante	R404-A
Capacidad de refrigeración	125 kW
Temperatura de condensación	35°C
Temperatura del aire ambiente	30°C
Presión de trabajo del refrigerante	1619,92 kPa
Frecuencia	60 Hz
Voltaje	380V

Con los parámetros mencionados se cotizaron 2 condensadores con la empresa Günter (Grupo Güntner, 2020) , para mayor información sobre los equipos cotizados revisar su ficha técnica adjunta en el anexo 9 “Fichas técnicas y cotizaciones de equipos del sistema de refrigeración”

2.1.9.2. Compresores

Debido a que el proceso requiere compresores de alta y baja presión, y el sistema requiere 02 ciclos de refrigeración con compresión en 02 etapas, se cotizarán 02 compresores de baja presión y 02 compresores de alta presión. Estos equipos, al igual que el condensador, estarán ubicados en un área externa al túnel de congelamiento y ambos se encargarán de elevar la presión del refrigerante. Para la adecuada selección del equipo, es imprescindible saber el tipo de refrigerante a utilizar y los parámetros en sus propiedades termodinámicas como, en las tablas 2.13 y 2.14 se muestran los parámetros con los que se cotizarán los compresores de baja y alta presión respectivamente.

Tabla 2.13. *Parámetros de selección del compresor (baja presión) del ciclo de refrigeración*

Parámetros del Compresor (1era etapa)	
Tipo de Refrigerante	R404-A
Temperatura de presión baja	-22°C
Temperatura de presión intermedia	7,90°C
Presión baja	150,13 kPa
Presión intermedia	401,73 kPa
Temperatura Ambiente	30°C
Frecuencia	60 Hz
Voltaje	380V

Tabla 2.14. *Parámetros de selección del compresor (alta presión) del ciclo de refrigeración*

Parámetros del Compresor (2da etapa)	
Tipo de Refrigerante	R404-A
Temperatura de presión intermedia	-12°C
Temperatura de presión alta	38°C
Presión intermedia	401,73 kPa
Presión alta	1619,92 kPa
Temperatura Ambiente	30°C
Frecuencia	60 Hz
Voltaje	380V

Con los parámetros mencionados se seleccionaron los equipos utilizando el software de la empresa Frascold (Frascold SPA, 2023), la cual también se encarga de proveer compresores para sistemas de refrigeración, para mayor información sobre los equipos cotizados revisar su ficha técnica adjunta en el anexo 9 “Fichas técnicas y cotizaciones de equipos del sistema de refrigeración”.

2.1.9.3. Depósito separador de fases

Para el material, diseño e inspección del depósito separador se tomará en cuenta los requerimientos y recomendaciones del código ASME para calderas y recipientes a presión (ASME, 2019), las cuales se presentarán a continuación:

El material a utilizar sujeto a esfuerzos por presión deberá cumplir con las especificaciones de material brindadas en las tablas de propiedades de la sección II, sub parte 1. Aquellos materiales cuya zona no estará sometida a presión, no requerirán

cumplir con las especificaciones en las tablas de la sección II, sub parte 1; sin embargo, de unirse a la estructura mediante soldadura, deberá ser de buena calidad (ASME, 2019, págs. 7-8).

Para la consideración del diseño se deberán tomar en cuenta las siguientes subsecciones del código ASME para calderas y recipientes a presión (ASME, 2019, págs. 13-60):

- UG-16 – Información general
- UG-20 – Temperatura de diseño
- UG-21 – Presión de diseño
- UG-22 – Cargas
- UG-23 – Valores máximos de tensión admisibles
- UG-25 – Corrosión
- UG-27 – Espesor de carcasas bajo presión interna
- UG-32 – Cabezales formados y secciones, presión en zonas cóncavas

Dentro de las consideraciones de inspección y pruebas, se deberán tomar en cuenta las siguientes subsecciones del código ASME para calderas y recipientes a presión (ASME, 2019, págs. 73-84):

- UG-90 – Información general
- UG-98 – Presión máxima de trabajo
- UG-99 – Prueba hidrostática estándar
- UG-100 – Prueba neumática
- UG-103 – Ensayos no destructivos

En la tabla 2.15 se observan las características con las que se cotizará el depósito separador de fases, de acuerdo a las características del lugar donde se instalará el equipo y tomando en cuenta las recomendaciones anteriormente vistas en el código ASME “Boilers and Pressure Vessel Code, Section VIII: Rules for Construction of Pressure Vessels”.

Tabla 2.15. Parámetros de selección del depósito separador de fases

Características del Depósito Separador	
Material de paredes	AISI 304
Diámetro	1.5m
Altura	2m
Espesor de paredes	3/16"
Tipo de Refrigerante	R404-A
Presión de trabajo	401.73 kPa
Temperatura intern de trabajo	-12°C

Con los parámetros mencionados se cotizará la fabricación de 2 tanques separadores de fases, para mayor información sobre los equipos cotizados revisar sus especificaciones técnicas adjuntas en el anexo 8 “Fichas técnicas y cotizaciones de equipos del sistema de refrigeración”.

Al encontrarse los fluidos dentro del depósito separador a una temperatura igual a -12°C, se requerirá aislar el tanque para evitar que se formen condensaciones externas al recipiente. En el anexo 10 “Planos” se adjunta el plano esquemático de dimensiones externas y flujos que ingresarán al depósito separador.

2.1.9.4. Intercambiador de calor o regenerador

Los intercambiadores de calor tipo placas no requieren mucho espacio para su instalación, por lo que son ideales para espacios reducidos. Además, su mantenimiento es relativamente fácil (en caso de incrustaciones) en cuanto a desmontaje y limpieza (T-Solucion, 2020). Tomando en cuenta las recomendaciones anteriormente mencionadas, se cotizará un intercambiador de calor tipo placas que servirá como regenerador en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

Para graficar las temperaturas de ingreso y salida en el intercambiador de placas, se mostrarán en la figura 2.17 con el objetivo de que sea útil para cotizar con proveedores de intercambiadores de calor.

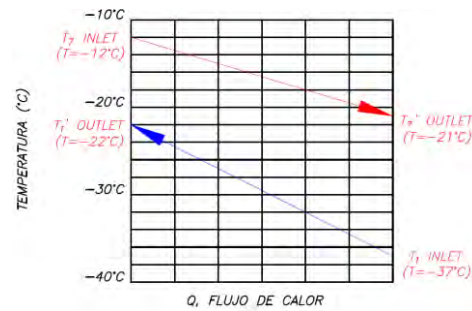


Figura 2.17. Distribución de temperaturas en el intercambiador de calor
Fuente: Propia

En la tabla 2.16 se mostrará las variables con las que se cotizará el intercambiador de calor.

Tabla 2.16. Parámetros de selección de intercambiador de placas

Parámetros del Intercambiador de calor	
Tipo de intercambiador de calor	Placas
Tipo de Refrigerante	R404-A
Temperatura de ingreso - Fluido 1	-12°C
Temperatura de salida - Fluido 1	-21°C
Temperatura de ingreso - Fluido 2	-37°C
Temperatura de salida - Fluido 2	-22°C
Presión de trabajo del fluido 1	409,86 kPa
Presión de trabajo del fluido 2	150,13 kPa

2.1.10. Análisis por elementos finitos

Como parte del análisis energético del túnel de congelamiento, se va a analizar el comportamiento de una bandeja de caballa ante el efecto del aire forzado utilizando el software Solidworks Flow Simulation. Entre los objetivos de la simulación se encuentran los siguientes puntos:

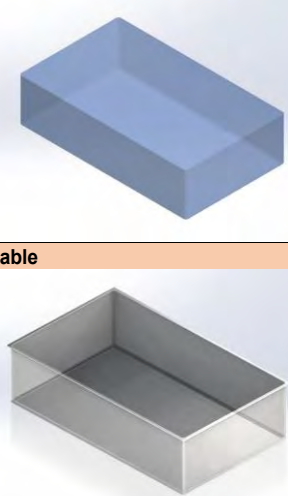
- Registrar el tiempo de congelamiento hasta la temperatura deseada en el centro térmico
- Comparar el tiempo de congelamiento simulado con el calculado mediante el análisis matemático
- Observar la velocidad en el descenso de temperatura tanto en la superficie como en el centro térmico y compararla con los resultados de las investigaciones mencionadas en el capítulo 1

- Analizar el desfase de temperaturas entre la superficie y el centro de la caballa

Durante la primera parte de la simulación, se definen los materiales sólidos participantes en la simulación térmica en la tabla 2.17 (un bloque de caballa y una bandeja de acero inoxidable), con sus propiedades termofísicas.

Tabla 2.17. Datos de entrada del producto (caballa) y bandeja de acero inoxidable

Caballa	
Condiciones Iniciales	
Temperatura Inicial (°C)	10
Presión inicial (atm)	1
Propiedades del material	
Comportamiento	Isotrópico
Densidad (kg/m ³)	1065
Calor Específico (kJ/kg)	Tabla
Conductividad térmica (W/mK)	Tabla
Temperatura de Fusión (°C)	-2.2
Acero Inoxidable	
Condiciones Iniciales	
Temperatura Inicial (°C)	10
Presión inicial (atm)	1
Propiedades del material	
Comportamiento	Isotrópico
Densidad (kg/m ³)	8100
Calor Específico (kJ/kg)	Tabla
Conductividad térmica (W/mK)	Tabla
Temperatura de Fusión (°C)	1400



Los valores del calor específico y la conductividad térmica variarán en función de la temperatura de acuerdo a las ecuaciones mostradas en el anexo 2: Cálculo de propiedades térmicas de la caballa en función de su temperatura. Al tabular los valores de cada variable en función de la temperatura darán como resultado las gráficas correspondientes para cada variable en las figuras 2.18 (a) y (b).

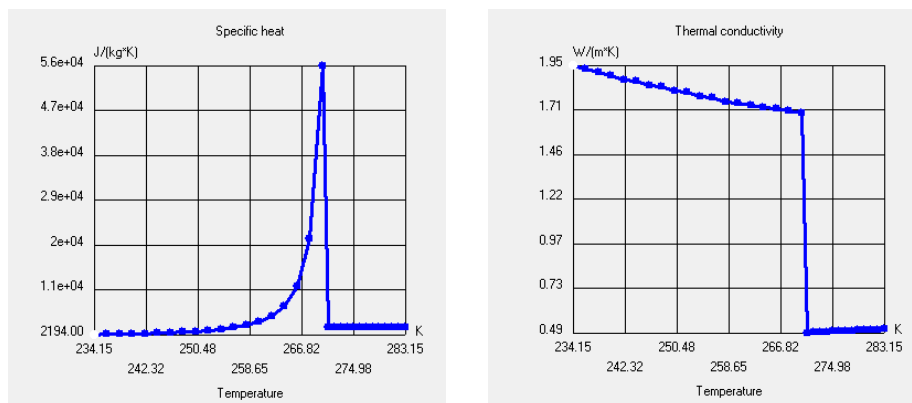


Figura 2.18. (a) Gráfica de calor específico, (b) Gráfica de conductividad térmica por simular

Estos valores se introducirán en la tabla del calor específico y la conductividad térmica en la simulación por elementos finitos. En la figura 2.19 se muestra gráficamente los límites del volumen de control utilizando el software Solidworks Flow Simulation, en el cual se limita al espacio que ocupa una bandeja con caballa y al flujo de aire simulado a su alrededor. Este espacio se limita a un volumen de 1.5m de largo (eje x), 1m de alto (eje y) y 1m de ancho (eje z), a su vez está centrado con el centro de gravedad con la bandeja de caballa.

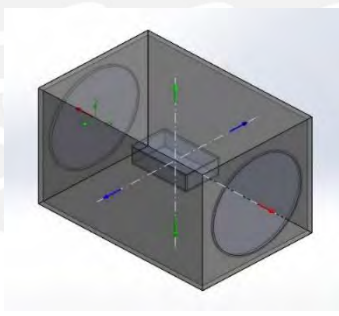
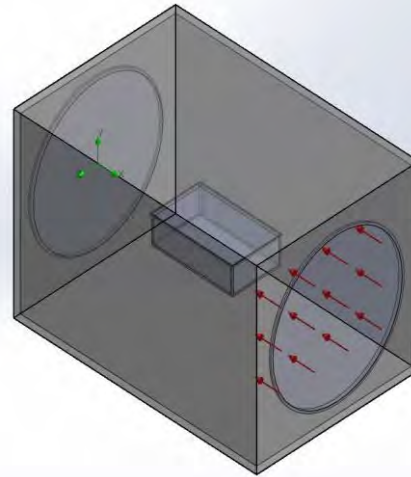


Figura 2.19. Representación gráfica del dominio computacional para el volumen de control

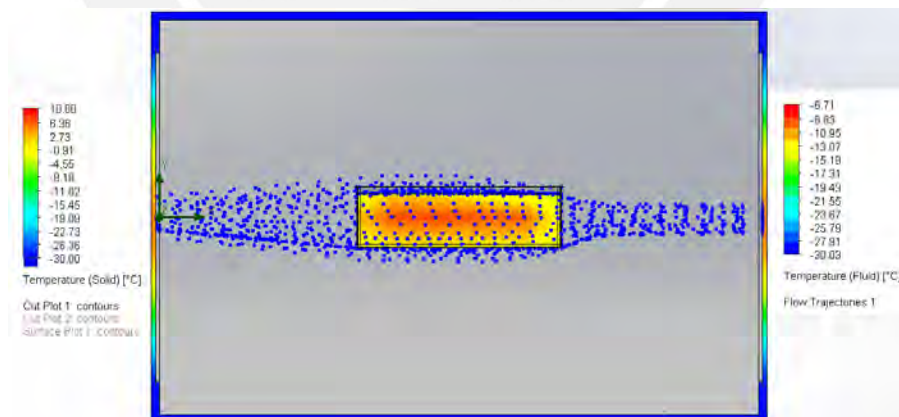
Así mismo, se definen las condiciones de frontera (velocidad de entrada y presión de salida), el fluido de trabajo (aire forzado) con sus propiedades previamente definidas y las condiciones de trabajo en las que se encuentra en la tabla 2.18.

Tabla 2.18. Datos de entrada del aire y paredes del túnel de congelamiento

Pared del Túnel de Congelamiento		Cámara de Congelamiento
Condiciones Iniciales		
Temperatura Inicial (°C)	25	
Presión inicial (atm)	1	
Propiedades del material		
Comportamiento	Adiabático	
Aire		
Condiciones Iniciales		
Temperatura Inicial (°C)	25	
Presión inicial (atm)	1	
Humedad Relativa (atm)	No considerada	
Velocidad Inicial (m/s)	0	
Propiedades del material		
Densidad (kg/m ³)	Valores Tabulados	
Calor Específico (kJ/kg)	Valores Tabulados	
Conductividad térmica (W/mK)	Valores Tabulados	
Masa Molecular (W/mK)	0.029	
Condiciones de Trabajo		
Régimen de Trabajo	Laminar y Turbulento	
Temperatura de Ingreso (°C)	-30	
Velocidad de Ingreso (m/s)	10	



Una vez introducidos los datos de entrada en el software Solidworks Flow Simulation y se comienza con la simulación, el aire ingresa a una temperatura igual -30°C en el volumen de control, en la figura 2.20 se puede observar en una vista de corte el flujo de aire sobre una bandeja con caballa.

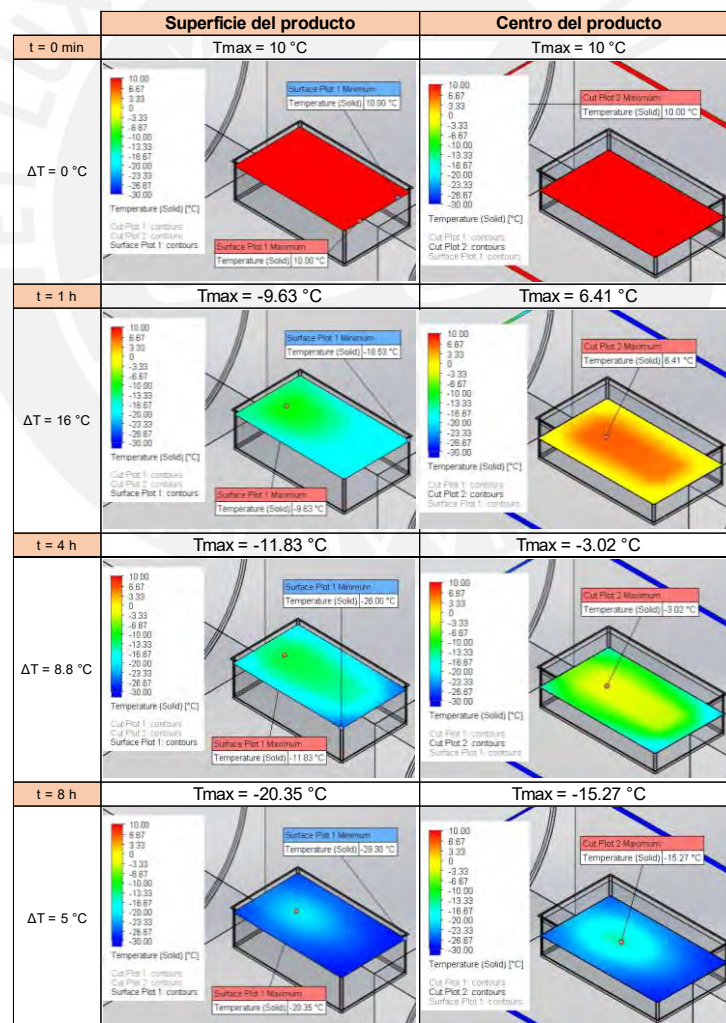
**Figura 2.20.** Simulación de flujo de aire sobre bandeja metálica con caballa

Conforme pasa el tiempo de la simulación se registró los resultados de las variables que era de nuestro interés conocer como, por ejemplo: temperatura de la caballa en la superficie y en su centro térmico. En la tabla 2.19 se puede observar la distribución de temperaturas en el paralelepípedo sólido esquematizado como la caballa, del lado

izquierdo se encuentra la distribución mencionada en la superficie de la caballa y del lado derecho, a una altura igual a la mitad del paralelepípedo.

Cabe resaltar que en esta tabla solo se mostrará 4 momentos en el en el intervalo del tiempo de congelamiento (a 0, 1, 4 y 8 horas de haber iniciado el proceso de congelamiento) requerido para alcanzar una temperatura igual a $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ en el centro térmico; sin embargo, en el anexo 7 “Resultados progresivos de la simulación térmica, se puede observar un mayor registro de las distribuciones de temperaturas”

Tabla 2.19. Distribución de temperatura en la superficie y el centro térmico de una bandeja a 0, 1, 4 y 8 horas de iniciar el proceso de congelamiento



Después de 8 horas y 23 minutos de haber iniciado la simulación, se logra ver en la figura 2.21 que el centro térmico alcanza una temperatura máxima de $-18.27\text{ }^{\circ}\text{C}$ y la superficie de la caballa alcanza una temperatura igual a $-22.19\text{ }^{\circ}\text{C}$.

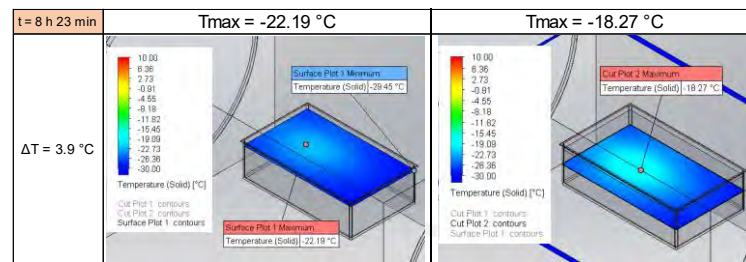


Figura 2.21. Estado final de la simulación térmica

Así mismo, se muestran las gráficas de temperatura promedio y máxima vs tiempo de un bloque de caballa en su superficie externa superior, en las figuras 2.22 y 2.23 respectivamente.

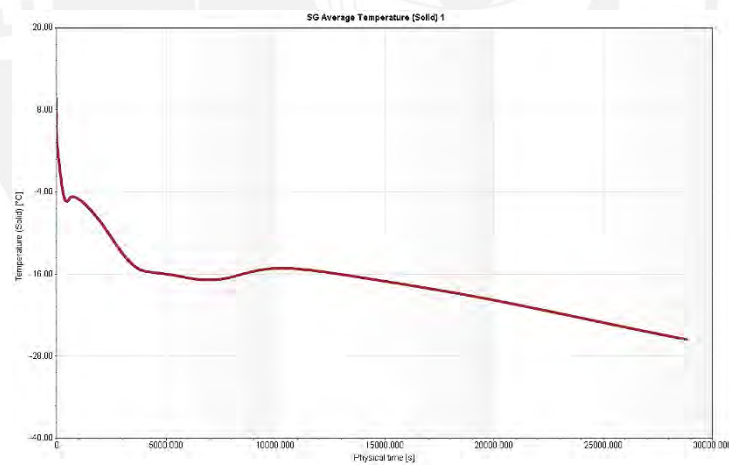


Figura 2.22. Gráfica de temperatura promedio en la superficie del producto vs Tiempo

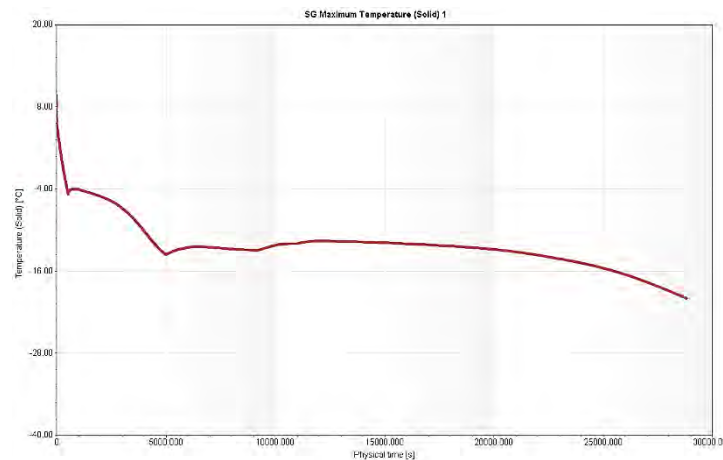


Figura 2.23. Gráfica de temperatura máxima en el centro del producto vs Tiempo

Las gráficas 2.22 y 2.23 muestran que a una temperatura de aire igual a $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$, el pescado se enfría más rápido durante los primeros 80 min y esto se debe a las gráficas de las propiedades termofísicas (calor específico y densidad), las cuales adquieren un mayor valor y por lo tanto habrá una mayor transferencia de calor entre la superficie.

Por otro lado, si se compara el tiempo requerido para alcanzar la temperatura final de congelamiento en los resultados de la simulación por elementos finitos (8 horas y 23 minutos) y el método analítico propuesto en el manual de refrigeración de ASHRAE (9 horas), se observa un error relativo igual a 6.85%.

2.2. Diseño del sistema estructural

Además del análisis térmico, se ve por conveniente realizar el diseño del conjunto de estructuras involucradas en el proceso de congelamiento de caballa, puesto que ayudan a entender el impacto que pueden tener tanto en el aspecto térmico como económico del túnel de congelamiento.

Las estructuras diseñadas para el túnel de congelamiento por aire forzado son las siguientes: 2 estructuras deflectoras, 16 racks porta bandejas, 1 sistema de ventilación, 8 deflectores laterales y el falso cielo las cuales se pueden observar en la figura 2.24.



Figura 2.24. Distribución de estructuras diseñadas en el túnel de congelamiento
Fuente: Propia

Por otro lado, se realizarán las simulaciones por elementos finitos de las siguientes estructuras: racks, base de ventiladores y la estructura del sistema de ventilación con el objetivo de comprobar su resistencia estructural tomando en cuenta el tipo de material, las cargas involucradas, las uniones y sujeciones entre perfiles que conforman cada estructura. Los resultados de las simulaciones se mostrarán en el anexo 8 “Simulación de estructuras diseñadas para túnel de congelamiento”.

2.2.1. Estructura Deflectora

La siguiente estructura funciona como un método de direccionamiento del aire que proviene del serpentín evaporador hacia el área transversal entre cada fila de bandejas. Tal como se observa en la figura 2.25, esta estructura consiste en una serie de ejes con planchas soldadas que, fijadas en una posición ideal, puedan direccionar el aire hacia cada espacio libre que hay entre cada fila de los racks que portan bandejas.



Figura 2.25. a) Vista isométrica y (b) Trayectoria idealizada del aire
Fuente: Propia

Debido a la basta longitud del túnel de congelamiento, se propone incorporar dos estructuras deflectoras a lo largo del túnel de congelamiento con el propósito de direccionar la mayor cantidad de aire proveniente de los evaporadores hacia los racks. Así mismo, las dimensiones y propiedades de esta estructura se pueden observar en la tabla 2.20. Esta información será requerida en caso se desee realizar un análisis estructural de la estructura deflectora.

Estructura deflectora de aire	
Características	
Ancho (mm)	160
Largo (mm)	2180
Alto (mm)	2000
Masa (kg)	65.85
Volumen (cm ³)	8335
Propiedades físicas	
Tipo (AISI)	304
Densidad (kg/m ³)	7900
Módulo de elasticidad (N/mm ²)	193000
Resistencia a la tracción (N/mm ²)	520
Límites de fluencia (N/mm ²)	210
Calor específico a 20°C (J/kg*K)	500
Conductividad térmica a 100°C (W/m*K)	16

Tabla 2.20. Dimensiones y propiedades de la estructura deflectora de aire

2.2.2. Rack porta bandejas

Esta estructura estará destinada únicamente a soportar las bandejas de pescado, las cuales serán 64 bandejas por cada rack, debido a esto, el efecto de mayor relevancia será el de su propio peso y el de las bandejas.

Por otro lado, para alcanzar la capacidad deseada por batch se necesitará por lo menos 16 racks. Así mismo, en la tabla 2.21 se puede observar las dimensiones y propiedades físicas de cada rack, los valores de las propiedades mecánicas fueron obtenidas de las tablas técnicas de la empresa Irestal Group S.A (Irestal Group S.A, 2012).

Tabla 2.21. Dimensiones y propiedades físicas del rack porta bandejas

Rack porta bandejas	
Dimensiones y peso	
Largo (m)	1.33
Ancho (m)	1.03
Alto (m)	1.94
Masa (kg)	195.76
Propiedades físicas	
Tipo (AISI)	304
Densidad (kg/m ³)	7900
Módulo de elasticidad (N/mm ²)	193000
Resistencia a la tracción (N/mm ²)	520
Límites de fluencia (N/mm ²)	210
Calor específico a 20°C (J/kg*K)	500
Conductividad térmica a 100°C (W/m*K)	16

Fuente: (Irestal Group S.A, 2012)

2.2.3. Sistema de Ventilación

Este sistema se encarga de recibir el aire caliente que circula en el interior del túnel de congelamiento y proporcionarle energía a través del movimiento rotatorio de los álabes de cada ventilador. Este sistema consiste en los siguientes subsistemas: los ventiladores industriales, la estructura porta ventiladores y la estructura de acople de ventiladores. Debido a que se debe garantizar los parámetros de salubridad en el interior de túnel de congelamiento, éstos elementos se fabricarán de acero inoxidable AISI 304, material que difícilmente se oxida.

- **Estructura porta ventiladores**

Esta estructura se encarga de ubicar los ventiladores en una posición adecuada para impulsar el movimiento del aire hacia los serpentines. Debido a que los motores serán ubicados en dos niveles, se propone una estructura como la que se observa en la figura 2.26.



Figura 2.26. Estructura porta ventiladores

Así mismo, en la tabla 2.22 se puede observar las dimensiones y propiedades físicas del sistema de ventilación, los valores de las propiedades mecánicas fueron obtenidas de las tablas técnicas de la empresa Irestal Group S.A (Irestal Group S.A, 2012).

Tabla 2.22. Características y propiedades físicas de la estructura del sistema de ventilación

Estructura porta ventiladores	
Características	
Ancho (mm)	1140
Largo (mm)	8980
Alto (mm)	2305
Masa (kg)	711
Volumen (cm ³)	91113
Propiedades físicas	
Tipo (AISI)	304
Densidad (kg/m ³)	7900
Módulo de elasticidad (N/mm ²)	193000
Resistencia a la tracción (N/mm ²)	520
Límites de fluencia (N/mm ²)	210
Calor específico a 20°C (J/kg*K)	500
Conductividad térmica a 100°C (W/m*K)	16

- **Estructura de acople de ventilador**

Así mismo, para unir los ventiladores y sus respectivos motores a la estructura, se diseñó una base para el motor con la finalidad de proporcionarle estabilidad y resistencia durante su operación, tal como se observa en la figura 2.27.



Figura 2.27. Base soporte de ventiladores

Así mismo, en la tabla 2.23 se puede observar las dimensiones y propiedades físicas de cada base de ventilador, los valores de las propiedades mecánicas fueron obtenidas de las tablas técnicas de la empresa Irestal Group S.A (Irestal Group S.A, 2012).

Tabla 2.23. Características y propiedades físicas del acople de ventilador

Acople de ventilador	
Características	
Masa (kg)	9.63
Volumen (cm ³)	1219.04
Propiedades físicas	
Tipo (AISI)	304
Densidad (kg/m ³)	7900
Módulo de elasticidad (N/mm ²)	193000
Resistencia a la tracción (N/mm ²)	520
Límites de fluencia (N/mm ²)	210
Calor específico a 20°C (J/kg*K)	500
Conductividad térmica a 100°C (W/m*K)	16

Fuente: (Irestal Group S.A, 2012)

2.2.4. Deflectores laterales y falso techo

Los deflectores laterales tienen la función de promover una circulación de aire continua al interior del túnel de congelamiento. Se fabricará de acero inoxidable 304, con una geometría de un cuarto de circunferencia (radio = 400mm) y se instalará en el túnel de congelamiento como se observa en la figura 2.28.



Figura 2.28. Distribución de deflectores laterales en túne de congelamiento

- **Falso Techo**

Al igual que los deflectores, el falso techo tiene el objetivo de contribuir a la recirculación del aire y será ubicado sobre los racks a una altura suficiente para dividir el túnel de congelamiento en la zona superior e inferior como se muestra en la figura 2.29.



Figura 2.29. Zona superior e inferior del túnel de congelamiento

Esta estructura se deberá anclar de la estructura superior del túnel de congelamiento mediante agujeros pasantes tanto en la parte superior como a los costados son para restringir su movimiento.

2.2.5. Panel Aislante

Este elemento se utilizará como aislante térmico de la cámara en las paredes y techos. De acuerdo a la geometría del túnel de congelamiento, se obtienen las dimensiones de las planchas de panel aislante que se necesitarán para cubrir el volumen del túnel de congelamiento, las cuales se muestran en la tabla 2.24.

Tabla 2.24. Dimensiones de paneles aislantes a utilizar en el túnel de congelamiento

Ubicación	Largo (m)	Alto (m)	Ancho (m)
Pared lateral izquierda	9.5	3	-
Pared lateral derecha	9.5	3	-
Pared frontal izquierda	7.5	3	-
Pared frontal derecha	7.5	3	-
Techo	9.5	-	7.5

Tanto para las paredes y techo se utilizarán paneles de poliuretano (PUR) con un espesor de 120 mm, en el capítulo 3 se mostrarán sus especificaciones técnicas.

CAPÍTULO 3

PRESUPUESTO DEL CONGELADOR

En este capítulo se tiene como objetivo presentar el presupuesto preliminar del túnel de congelamiento, el cual comprende el costo de los elementos principales y secundarios del sistema de refrigeración, acompañados de un breve resumen sobre sus especificaciones técnicas.

3.1. Componentes principales

En este grupo se encuentran los equipos que forman parte del ciclo básico de refrigeración por compresión de vapor.

3.1.1. Serpentin evaporador

Tabla 3.1. Especificaciones técnicas del serpentín evaporador marca Guntner

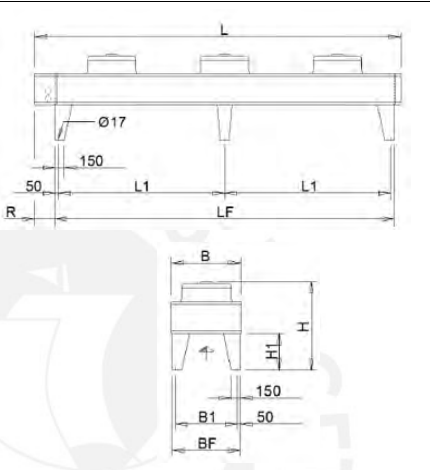
Tipo	Convección Forzada	
Fabricante	GUNTNER	
Modelo	N/5/40/12.0/4000/ARS/ / 035040 (FT14)	
Cantidad	2	
Refrigerante	R-404A	
Temperatura de Evaporación	-37 °C	
Temperatura de Condensación	35 °C	
Capacidad Frigorífica	75 kW	
Flujo de aire de salida	95000 m ³ / h	
Descongelamiento	Eléctrico (10 kW)	
Tubos del intercambiador / Colector de Aspiración	Cobre	
Aletas	Aluminio	
Bastidor	Acero Galvanizado	
Dimensiones		
Longitud del bastidor (L)	4100 mm	
Altura del bastidor (H)	2100 mm	
Profundidad del Bastidor (T)	350 mm	
Longitud Aleteada (BL)	4000 mm	
Altura Aleteada (BH)	2000 mm	

Fuente: Adaptado de (Grupo Güntner, 2020)

El costo final de los 02 evaporadores equipo fue de \$ 24,434.00 (sin IGV), no incluye accesorios de control a su ingreso y salida.

3.1.2. Condensador

Tabla 3.2. Especificaciones técnicas del condensador marca Guntner

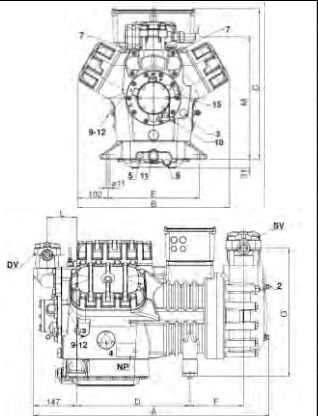
Tipo	Condensador de Aire	
Fabricante	GUNTNER	
Modelo	GVH 090.5C/3-NL.M	
Cantidad	2	
Refrigerante	R-404A	
Temperatura del aire	30 °C	
Temperatura de Condensación	35 °C	
Capacidad	125 kW	
Flujo de aire	93450 m³ / h	
Tubos del intercambiador	Cobre	
Aletas	Aluminio	
Caja	Acero Galvanizado	
Motor-Electroventilador AC	460V / 7.3A / 4700W	
Cantidad de Ventiladores	3	
Diámetro del Ventilador	900 mm	
Dimensiones		
Longitud total (L)	6070 mm	
Altura total (H)	1500 mm	
Ancho total (B)	1516 mm	

Fuente: Adaptado de (Grupo Guntner, 2020)

El costo final de 02 condensadores fue de \$ 19,076.00 (sin IGV), no incluye accesorios de control a su ingreso y salida.

3.1.3. Compresor de primera etapa

Tabla 3.3. Especificaciones técnicas del compresor de 1era etapa marca Frascold

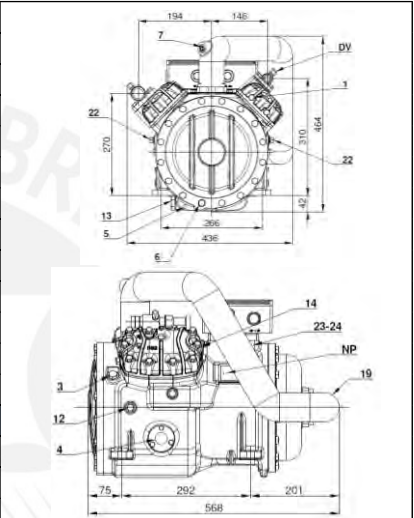
Tipo	Pistones Semiherméticos	
Fabricante	Frascold	
Modelo	Z50-185Y	
Cantidad	2	
Refrigerante	R-404A	
Temperatura de Evaporación	-37 °C	
Temperatura de Condensación	20 °C	
Capacidad Frigorífica	63.52 kW	
Potencia de Entrada	22.35 kW	
Motor-Electroventilador AC	380V / 3 / 60	
Frecuencia de Operación	60 Hz	
Presión de Evaporación	151.76 kPa	
Presión de Condensación	1088.61 kPa	
Dimensiones		
Longitud del compresor	794 mm	
Ancho del compresor	509 mm	
Altura del compresor	536 mm	

Fuente: Adaptado de (Frascold SPA, 2023)

El costo final de 02 compresores de la primera etapa fue de \$ 6,000.00 (sin IGV), no incluye accesorios de control a su ingreso y salida y repuestos.

3.1.4. Compresor de segunda etapa

Tabla 3.4. Especificaciones técnicas del compresor de 2da etapa marca Frascold

Tipo	Pistones Semiherméticos	
Fabricante	Frascold	
Modelo	V20-84Y	
Cantidad	2	
Refrigerante	R-404A	
Temperatura de Evaporación	-12 °C	
Temperatura de Condensación	35 °C	
Capacidad Frigorífica	80 kW	
Potencia de Entrada	20.3 kW	
Motor-Electroventilador AC	380V / 3 / 60	
Frecuencia de Operación	60 Hz	
Presión de Evaporación	394.7 kPa	
Presión de Condensación	1615.96 kPa	
Dimensiones		
Longitud del compresor	672 mm	
Ancho del compresor	460 mm	
Profundidad del Bastidor (T)	463 mm	

Fuente: Adaptado de (Frascold SPA, 2023)

El costo final de 02 compresores de la segunda etapa fue de \$ 5,300.00 (sin IGV), no incluye accesorios de control a su ingreso y salida y repuestos.

3.1.5. Depósito separador de fases

El costo final de este equipo no incluye accesorios de control a su ingreso y salida, tampoco incluye suministro de repuestos o insumos mecánicos o eléctricos para su instalación.

Tabla 3.5. Costo de depósito separador de fases

ITEM	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	P. UNIT	TOTAL
1	2.00	Depósito separador de fases Material: AISI 304 Presión de trabajo: 402 kPa Garantía: 1 año Incluye: ensayos de tinte penetrante y pruebas hidrostáticas de acuerdo al código ASME No incluye: sistema de bombeo ni repuestos de mantenimiento	\$ 9,000.00	\$ 18,000.00
SUB TOTAL				\$ 18,000.00
18% IGV				\$ 3,240.00
TOTAL				\$ 21,240.00

3.1.6. Intercambiador de calor de regeneración

Tabla 3.6. Especificaciones técnicas del intercambiador de calor de regeneración

Tipo de intercambiador	Placas	
Fabricante	SHANDONG QINGLEI CO	
Modelo	JYM10A-30-1.6	
Cantidad	2	
Material	AISI 304	
Refrigerante	R-404A	
Temperatura de diseño	-40°C - 180°C	
Presión de trabajo máxima	0.6 - 2.5 MPa	
Dimensiones		
Longitud del compresor	A pedido de cliente	
Ancho del compresor	A pedido de cliente	
Profundidad del Bastidor (T)	A pedido de cliente	

Fuente: Adaptado de (Shandong Qinglei Environmental Co, 2023)

El costo final de este equipo no incluye accesorios de control a su ingreso y salida, tampoco incluye suministro de repuestos o insumos mecánicos o eléctricos para su instalación.

Tabla 3.7. Costo del intercambiador de calor de regeneración

ITEM	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	P. UNIT	TOTAL
1	2.00	Intercambiador de calor tipo placas Modelo: JYM10A-30-1.6 Material: AISI 304 Garantía: 1 año No incluye: sistema de bombeo, repuestos de mantenimiento	\$ 1,000.00	\$ 2,000.00
SUB TOTAL				\$ 2,000.00
18% IGV				\$ 360.00
TOTAL				\$ 2,360.00

3.2. Componentes secundarios

En este grupo se encuentran los equipos y estructuras diseñadas que promueven la refrigeración en el interior del túnel de congelamiento, pero que no forman parte del ciclo básico de refrigeración por compresión de vapor. Dichas estructuras se cotizaron con proveedores locales.

3.2.1. Rack porta bandejas

En la tabla 3.8 se muestra los requerimientos para la fabricación y materiales de los racks. Los procesos de manufactura (corte, taladrado, y soldadura) se incluyen en el presupuesto.

Tabla 3.8. Costo total de racks porta bandejas

ITEM	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	P. UNIT	TOTAL
1	16.00	MATERIALES	\$ 2,250.00	\$ 36,000.00
		PERFILES TIPO C 1 x 1x 3/8 - ACERO INOXIDABLE CALIDAD 304		
		TUBOS CUADRADOS DE 2 1/2" x 2 1/2" x 5mm - ACERO INOXIDABLE CALIDAD 304		
		CUÑAS DE IZAJE DE PLATINA 3/8 x 2" - ACERO INOXIDABLE CALIDAD 304		
		PROCESOS DE MANUFACTURA		
		SOLDADURA MIG DE ACUERDO A NORMAS		
		CORTE DE TUBOS Y PERFILES		
		SUB TOTAL		\$ 36,000.00
		18% IGV		\$ 6,480.00
		TOTAL		\$ 42,480.00

3.2.2. Ventiladores

En la tabla 3.9 se muestra el precio unitario de cada ventilador industrial, este incluye el conjunto de álabes del ventilador, el acople entre ejes y el motor eléctrico.

Tabla 3.9. Costo total de ventiladores

ITEM	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	P. UNIT	TOTAL
1	16.00	Ventilador Axial Multi Wing, Motor de Alta Eficiencia IE2, Clase F	\$ 480.00	\$ 7,680.00
		SUB TOTAL		\$ 7,680.00
		18% IGV		\$ 1,382.40
		TOTAL		\$ 9,062.40

3.2.3. Soporte de ventilador

En la tabla 3.10 se muestra los elementos que se requerirán para la fabricación de los soportes de los ventiladores. Los procesos de manufactura (corte, taladrado y soldadura) están incluidos en el presupuesto.

Tabla 3.10. Costo total de soportes de los ventiladores

ITEM	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	P. UNIT	TOTAL	
1	16.00	MATERIALES	\$ 230.00	\$ 3,680.00	
		PLANCHA 3mm - ACERO INOXIDABLE CALIDAD 304			
		PERNOS M10 y M16 - ACERO INOXIDABLE CALIDAD 304			
		ALEROS de 4x500mm con inclinación de 60° - ACERO INOXIDABLE CALIDAD 304			
		PROCESOS DE MANUFACTURA			
		AGUJEROS ROSCADOS M10 y M16			
		CORTE DE PLANCHA de 3mm de espesor			
		SUB TOTAL			\$ 3,680.00
		18% IGV			\$ 662.40
		TOTAL			\$ 4,342.40

3.2.4. Estructura de sistema de ventilación

En la tabla 3.11 se muestra los elementos que se requerirán para la fabricación de la estructura soporte del sistema de ventilación como, por ejemplo: perfiles tipo C y elementos de pernería, así como los procesos de manufactura (corte, taladrado y soldadura) que se incluyen en el presupuesto.

Tabla 3.11. Costo de estructura soporte de ventilación

ITEM	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	P. UNIT	TOTAL
1	1.00	MATERIALES	\$ 3,975.61	\$ 3,975.61
		PLANCHA 3/16 x 2300 x 8900 - ACERO INOXIDABLE CALIDAD 304		
		PERFIL TIPO C (4" x 5" x 5mm) - ACERO INOXIDABLE CALIDAD 304		
		PERFIL TIPO C (4" x 5" x 2) - ACERO INOXIDABLE CALIDAD 304		
		PERFIL TIPO C (4" x 5" x 3/8) - ACERO INOXIDABLE CALIDAD 304		
		PERFIL TIPO C (4" x 5" x 1/2") - ACERO INOXIDABLE CALIDAD 304		
		PERNOS M8		
		PROCESOS DE MANUFACTURA		
		AGUJEROS φ900 mm EQUIDISTANTES		
		SOLDADURA MIG DE ACUERDO A NORMAS		
		AGUJEROS ROSCADOS M8		
		CORTE DE PLANCHA de 3mm de espesor		
		SUB TOTAL		
18% IGV	\$ 715.61			
TOTAL	\$ 4,691.22			

3.2.5. Estructura deflectora de aire

En la tabla 3.12 se muestra los elementos que se requerirán para la fabricación de las dos estructuras deflectoras de aire. Así mismo, se incluyen los procesos de fabricación.

Tabla 3.12. Costo de estructura deflectora de aire

ITEM	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	P. UNIT	TOTAL
1	2.00	MATERIALES		
		COLUMNA CUADRADA 1 1/2" x 3/16 - ACERO INOXIDABLE CALIDAD 304		
		EJES SOPORTE 1"x 3/16 - ACERO INOXIDABLE CALIDAD 304		
		PLANCHA 3/16 x 4000 - ACERO INOXIDABLE CALIDAD 304		
		PLANCHA BASE CUADRADA 100 x 100 x 3/16 - ACERO INOXIDABLE CALIDAD 304		
		PERNOS y TUERCAS DE FIJACIÓN M16 - ACERO INOXIDABLE CALIDAD 304	\$ 766.00	\$ 1,532.00
		PROCESOS DE MANUFACTURA		
		AGUJEROS ROSCADOS M16		
		CORTE DE UNIÓN CIRCULAR EN COLUMNA CUADRADA		
		CORTE DE PLANCHA de 3/16" DE ESPESOR		
		SOLDADURA DE PLANCHA 3/16" CON EJES DE SOPORTE		
		SUB TOTAL		\$ 1,532.00
		18% IGV		\$ 275.76
TOTAL		\$ 1,807.76		

3.2.6. Deflectores laterales

En la tabla 3.13 se muestra los elementos y procedimientos de manufactura que se requerirán para la fabricación de los deflectores laterales. Los procesos de manufactura (corte y soldadura) se incluyen en el presupuesto.

Tabla 3.13. Costo de deflectores laterales

ITEM	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	P. UNIT	TOTAL
1	8.00	PLANCHA DOBLADA 3/16 x R400 x 4500 - ACERO INOXIDABLE CALIDAD 304	\$ 270.00	\$ 2,160.00
SUB TOTAL				\$ 2,160.00
18% IGV				\$ 388.80
TOTAL				\$ 2,548.80

3.2.7. Panel Aislante

De acuerdo al área en m² que representan las paredes y el techo del túnel de congelamiento, se cotizó la cantidad de paneles de poli estireno requeridos. Cada panel aislante será de medidas en ancho útil y espesor igual a 1180 mm x 120 mm de acuerdo al catálogo de la empresa Calaminon Estructuras Industriales EGA S.A.

Tabla 3.14. Costo de panel termoaislante en paredes y techo

ITEM	CANTIDAD (m ²)	DESCRIPCIÓN	P. UNIT	TOTAL
1	132.40	PANEL TAP-1180 PUR 120mm_GALV POL-ANTIBAC BLANCO BHP 0.50 (PARED)	\$ 33.46	\$ 4,430.42
2	84.40	PANEL TAP-1180 PUR 120mm_GALV POL-ANTIBAC BLANCO BHP 0.50 (TECHO)	\$ 33.46	\$ 2,824.31
SUB TOTAL				\$ 7,254.73
18% IGv				\$ 1,305.85
TOTAL				\$ 8,560.59

3.3. Costo total aproximado del túnel de congelamiento

Los costos de paneles aislantes, racks porta bandejas, deflectores de aire, los soportes del sistema de ventilación y elementos secundarios (bandejas y deflectores superiores) se obtuvo tomando en cuenta los planos de ensamble y despiece de cada ítem. En la tabla 3.15, se puede observar un resumen del detalle de los costos involucrados y el valor total del túnel de congelamiento igual a \$ 182 382,75.

Tabla 3.15. Resumen de costos específicos y total del túnel de congelamiento

Item	Descripción	Costo
1	Costo de Equipos Principales	\$ 69,510.40
2	Costo de Elementos Secundarios	\$ 62,282.34
3	Costo referencial de mano de obra	\$ 19,768.91
4	Costo de Ingeniería	\$ 3,000.00
	Costo total del proyecto (sin IGv)	\$ 154,561.65
	IGv	\$ 27,821.10
	Costo total del proyecto (sin IGv)	\$ 182,382.75

CONCLUSIONES

Para finalizar el presente trabajo de tesis, se explicará a continuación las conclusiones de los resultados obtenidos.

1. Al finalizar el presente trabajo de tesis, se obtuvo como resultado las características energéticas y dimensionales del túnel de congelamiento estático de caballa con capacidad de congelamiento igual a 10 Ton de caballa en un intervalo de 9 horas; las dimensiones del túnel son 9,5m x 7,5m x 3,5m (largo, ancho y altura).
2. La capacidad de congelamiento del túnel es de 150 kW. Así mismo, la carga requerida para congelar el producto hasta -18°C abarca el 78,7% del calor total requerido por el túnel de congelamiento; el porcentaje restante de carga térmica comprende la energía desprendida por las bandejas, racks y motores de los ventiladores.
3. Después de calcularse el tiempo de congelamiento (para una bandeja de caballa) mediante el método analítico, se obtuvo un resultado igual a 9 horas; sin embargo, al realizarse la simulación por elementos finitos se obtuvo un resultado igual a 8 horas y 23 minutos, generando un error relativo igual a 6,85%. Así mismo, se puede evidenciar que el centro térmico de la bandeja de pescado demorará más en congelarse que la superficie inferior o superior.
4. Luego de evaluarse las 03 opciones de ciclos de refrigeración por compresión de vapor, el ciclo seleccionado es aquel que está compuesto por un evaporador (con capacidad de refrigeración igual a 75kW), un condensador de aire (temperatura de condensación igual a 35°C), un sistema de compresión en 02 etapas (baja presión igual a 150 kPa y alta presión igual a 1620 kPa), un regenerador (intercambiador de calor de tipo placas con una temperatura mínima de trabajo igual a -40°C) y un depósito separador de fases (presión y temperatura de trabajo iguales a 410 kPa y -12°C respectivamente). Para la carga térmica requerida, se necesitará de 02 ciclos de refrigeración funcionando en paralelo.
5. El ciclo de refrigeración seleccionado tuvo una efectividad y COP de 60% y 2,542 respectivamente utilizando el refrigerante R404a.
6. El costo referencial del túnel de congelamiento es de \$ 182 382,75 el cual comprende el suministro de los equipos principales, secundarios, paneles aislantes, fabricación de estructuras y accesorios metálicos. En las paredes y techo del túnel se consideró termo paneles con núcleo aislante de poliuretano con una conductividad térmica igual a $0,024 \text{ W/m}^{\circ}\text{K}$ y 120mm de espesor.

BIBLIOGRAFÍA

- Amin S, M. N., Mohd Azim, M. K., Fatinah, S. N., A., A., Rahman, M. A., & Jalal, K. C. (Febrero de 2014). "Population Parameters of *Rastrelliger kanagurta* (Cuvier, 1816) in the Marudu Bay, Sabah, Malaysia". *Iranian Journal of Fisheries Sciences*, 262-263.
- ASHRAE. (2017). "Chapter 18: Nonresidential cooling and heating load calculations". En *Ashrae Fundamentals Handbook* (págs. 6-7). Atlanta, USA.
- ASHRAE. (2017). "Chapter 29: Refrigerants". En *Ashrae Handbook Fundamentals* (págs. 29.1-29.11). Atlanta, USA.
- ASHRAE. (2017). "Chapter 30: Thermophysical Properties of Refrigerants". En *Ashrae Fundamentals Handbook* (págs. 30.1-30.33). Atlanta, USA.
- ASHRAE. (2018). "Chapter 11: Refrigerant Control Devices". En *Ashrae Handbook Refrigeration* (págs. 11.1-11.33). Atlanta, USA.
- ASHRAE. (2018). "Chapter 14: Forced-Circulation Air Coolers". En *Ashrae Handbook Refrigeration* (págs. 1-6). Atlanta, USA.
- ASHRAE. (2018). "Chapter 16: Food service and general commercial refrigeration equipment". En *Ashrae Handbook Refrigeration* (págs. 3-4). Atlanta, USA.
- ASHRAE. (2018). "Chapter 19: Thermal Properties of Foods". En *Ashrae Handbook Refrigeration* (págs. 19.1-19.28). Atlanta, USA.
- ASHRAE. (2018). "Chapter 20: Cooling and freezing Time of Foods". En *Ashrae Handbook Refrigeration* (págs. 20.1-20.14). Atlanta, USA.
- ASHRAE. (2018). "Chapter 20: Cooling and freezing times of foods". En *Ashrae Handbook Refrigeration*. Atlanta, USA.
- ASHRAE. (2018). "Chapter 23: Refrigerated-Facility Design". En *Ashrae Handbook Refrigeration* (págs. 23.1-23.16). Atlanta, USA.

- ASHRAE. (2018). "Chapter 24: Refrigerated-Facility Loads". En *Ashrae Handbook Refrigeration* (págs. 24.1-24.10). Atlanta, USA.
- ASHRAE. (2018). "Chapter 32: Fishery Products". En *Ashrae Handbook Refrigeration* (págs. 32.1-32.9). Atlanta, USA.
- ASME. (2019). "General Requirements for all Methods of Construction and all Materials". En *ASME BPVC Section VIII-Rules for Construction of Pressure Vessels* (Vol. 1, págs. 7-77). Nueva York, USA.
- Blog SIMEC. (2014). "*Condensadores y clasificación*". Recuperado el 6 de Agosto de 2021, de Blog SIMEC: <http://www.blog.simec.biz/condensadores-y-clasificacion/>
- Blog SIMEC. (2014). "*Evaporadores*". Recuperado el 18 de Agosto de 2021, de Blog SIMEC: <http://www.blog.simec.biz/evaporadores/>
- Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2015). "Capítulo 11: Ciclos de refrigeración". En Y. Cengel, & M. Boles, *Termodinámica* (Octava ed., págs. 610-611). México: McGraw Hill Education.
- Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2015). "Capítulo 11: Ciclos de refrigeración". En C. Yunus, & M. Boles, *Termodinámica* (Octava ed., pág. 614). México: McGraw Hill Education.
- Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2015). "Capítulo 9: Ciclos de potencia de gas". En Y. A. Cengel, & M. A. Boles, *Termodinámica* (págs. 516-517). México: McGraw Hill Education.
- Cengel, Y., & Ghajar, A. (2011). "Table A-15: Properties of Air". En *Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications* (págs. 884-885). Nueva York, USA: McGraw-Hill Education.
- Cengel, Y., & Ghajar, A. (2015). "Chapter 17: Refrigeration and Freezing of Foods". En *Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications* (5ta ed., págs. 17.1-17.43). New York, USA: McGraw-Hill Education.

- Cengel, Y., & Ghajar, A. (2015). "Chapter 7: External Forced Convection". En *Heat and Mass Transfer-Fundamentals and Applications* (págs. 428-438). Nueva York, USA: McGraw-Hill Education.
- Chemours Company. (2019). "*Refrigerant (R-404A) Thermodynamic Properties*". Recuperado el 6 de Junio de 2022, de <https://www.freon.com/en/-/media/files/freon/freon-404a--thermodynamic-properties-si.pdf?rev=77b635148012443791253ef7edba1e69>
- Frascold SPA. (2023). Frascold Selection Software 3 [programa informático]. *Versión 1.17*.
- Garthwaite, T. (1986). "Segment One-Basics of Freezing Fish". En *The Frozen Fish Chain*. Escocia.
- Garthwaite, T. (1986). "Segment Two: Freezers". En *The Frozen Fish Chain* (pág. 20). Escocia.
- Grupo Güntner. (2020). *Informe de proyecto N° 090773*. Apodaca. Recuperado el 04 de Junio de 2021
- Intercal S.A. (2020). *Ficha técnica ventiladores Línea EBM y VIN*. Lima. Recuperado el 3 de Junio de 2020
- Irestal Group S.A. (2012). "Tabla de características técnicas del acero inoxidable". *Tablas técnicas del acero inoxidable*, 1-4. Recuperado el 26 de Junio de 2022
- Kleeberg, F., & Nieto, M. (2001). "Características principales de las especies en estudio". En *La Industria Pesquera en el Perú* (págs. 20-23). Lima, Perú.
- Lakshimsha, I., Ravshankar, C., Ninan, G., Mohan, C., & Gopal, T. (2008). "Effect of Freezing Time on the Quality of Indian Mackerel (*Rastrelliger Kanagurta*) during Frozen Storage". *Journal of Food Science*, volumen 73, 346-347. doi:10.1111/j.1750-3841.2008.00876.x
- Massini, R. (2014). "Refrigeración, Congelación y Cadena de Frío". *Ponencia presentada en Seminario Informativo sobre Cadena de Frío en la Industria Agroalimentaria*, (págs. 39-40). Caracas.

- Nisa, K., & Asadullah, K. (2010). "Seasonal variation in chemical composition of the Indian Mackerel (*Rastrelliger kanagurta*) from Karachi Coast". *Iranian Journal of Fisheries Sciences*, 70.
- P&I, C. (2018). "Chapter 38: Frozen Fish". En *Carefully to carry* (págs. 363-380). Livingston, Escocia: Witherby Publishing Group Ltd.
- Sánchez, J., & Lam, R. (1970). *Informe N° 33: Algunas Características Físicas y Químicas de las Principales Especies para Consumo Humano y sus Rendimientos en Productos Pesqueros, en el Perú*. Instituto del Mar del Perú, Callao.
- Shandong Qinglei Environmental Co. (2023). *Placa de acero inoxidable 304*. Recuperado el 25 de Mayo de 2023, de Alibaba: <https://spanish.alibaba.com/p-detail/Water-1600341174782.html?spm=a2700.galleryofferlist.0.0.638d1a82CqDQKY&s=p>
- Shawyer, M., & Medina, A. (2003). "Chapter 5: Thermal Insulation materials, , technical characteristics and selection criteria". *The use of ice on small fishing vessels*. Recuperado el 6 de Julio de 2021, de <https://www.fao.org/3/y5013e/y5013e08.htm>
- Solís, L. (2018). "*Guía básica: Principales componentes y accesorios en la refrigeración industrial*". Recuperado el 8 de Mayo de 2021, de Froztec: <https://blog.froztec.com/guia-basica-principales-componentes-y-accesorios-en-la-refrigeracion-industrial>
- T-Solucion. (2020). "*Funcionamiento del Intercambiador de calor a placas*". Recuperado el 31 de Mayo de 2023, de T-Solucion: <https://t-solucion.com/funcionamiento-del-intercambiador-de-calor-a-placas/>

ANEXOS

ANEXO 1. Dimensionamiento de bandeja para caballa

ANEXO 2. Cálculo de propiedades térmicas de la caballa en función de su temperatura

ANEXO 3. Cálculo del tiempo de congelamiento

ANEXO 4. Cálculo de carga térmica preliminar

ANEXO 5. Cálculo del coeficiente convectivo y carga térmica total

ANEXO 6. Cálculo térmico de estados en ciclos de refrigeración

ANEXO 7. Resultados progresivos de la simulación térmica

ANEXO 8. Simulación de estructuras diseñadas para túnel de congelamiento

ANEXO 9. Ficha técnica de equipos del sistema de refrigeración

ANEXO 10. Planos