



**"DISEÑO, CONSTRUCCION Y EVALUACION DEL SISTEMA
DE ENFRIAMIENTO FINAL EN EL PROCESO DE
ELABORACION DE CONSERVAS"**

JULIO CANDANOZA CANDANOZA
Ingeniero Químico

HILDA MARÍA GONZÁLEZ YAHIN
Ingeniero Pesquero

ALVARO ESPELETA MAYA
Ingeniero Pesquero

**UNIVERSIDAD DEL MAGDALENA
ESPECIALIZACION EN CIENCIAS Y TECNOLOGIAS DE
ALIMENTOS
SANTA MARTA
1996**

Tes. 1091 I. I. A.
C 216d.

20585

DTA
00004
Es. 1

**"DISEÑO, CONSTRUCCION Y EVALUACION DEL SISTEMA
DE ENFRIAMIENTO FINAL EN EL PROCESO DE
ELABORACION DE CONSERVAS"**

JULIO CANDANOZA CANDANOZA
Ingeniero Químico

HILDA MARÍA GONZÁLEZ YAHIN
Ingeniero Pesquero

ALVARO ESPELETA MAYA
Ingeniero Pesquero

ARMANDO LACERA RUA
M.Sc. Ciencias y Tecnologías de Alimentos
Director

**UNIVERSIDAD DEL MAGDALENA
ESPECIALIZACION EN CIENCIAS Y TECNOLOGIAS DE
ALIMENTOS
SANTA MARTA**

1996



TABLA DE CONTENIDO.

	Pag.
1. EL PROBLEMA	1
1.1 DESCRIPCION	1
1.2 FORMULACIÓN	3
2. OBJETIVOS	4
2.1 OBJETIVO GENERAL	4
2.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS	4
3. JUSTIFICACIÓN	6
4. DELIMITACION	9
4.1 DELIMITACION CONCEPTUAL	9
4.2 DELIMITACION POBLACIONAL Y GEOGRAFICA	10
4.3 DELIMITACION TEMPORAL	10
5. ANTECEDENTES	11
6. MARCO DE REFERENCIA	14
6.1 MARCO TEORICO	14

6.2 MARCO CONCEPTUAL	16
6.3 HIPOTESIS	17
6.4 VARIABLES	18
7. DISEÑO METODOLOGICO	20
7.1 POBLACION Y MUESTRA	21
7.2 INSTRUMENTOS Y TECNICAS DE RECOLECCION DE LA INFORMACION	21
8. RECURSOS	22
8.1 RECURSOS FINANCIEROS	22
8.2 RECURSOS HUMANOS	22
8.3 RECURSOS LOGISTICOS	23
9. RESULTADOS Y DISCUSION DE RESULTADOS	24
9.1 DESCRIPCION DEL MODELO CONSTRUIDO	26
9.1.1 Sistema de refrigeración por compresión de vapor	26
9.1.1.1 Compresor	32
9.1.1.2 Condensador	35
9.1.1.3 Evaporador	36
9.1.1.4 Dispositivo de expansión	37
9.1.1.5 Aparatos anexos al circuito de refrigeración	38
9.1.2 Tanque Banco de hielo	38
9.1.2.1 Dimensiones	40
9.1.2.2 Características de las paredes	41
9.1.3 Tanque de enfriamiento de latas	41
9.1.3.1 Dimensiones del tanque de enfriamiento	42

9.1.3.2 Materiales	43
9.1.4 Sistema de circulación de agua	43
9.1.4.1 Bomba de Inmersión	44
9.1.4.2 Sistemas de tuberías	47
9.2 BALANCE TERMICO DURANTE LA FORMACION DE HIELO	48
9.3 BALANCE TERMICO DURANTE EL ENFRIAMIENTO DE LAS LATAS	58
9.3.1 Balance en el tanque de enfriamiento	58
9.3.1.1 Calor a retirar de las latas	58
9.3.1.2 Calor de pérdidas	61
9.3.1.3 Calor de la bomba de inmersión	63
9.3.1.4 Capacidad de refrigeración del agua circulante	64
9.3.2 Balance Calórico en el banco de hielo durante el enfriamiento de las latas	66
9.4 EVALUACION DE ENFRIAMIENTO DE LAS LATAS	67
9.5 ESTUDIO DE COSTOS	67
10 CONCLUSIONES	71
11 RECOMENDACIONES	73
BIBLIOGRAFIA	75

INDICE DE TABLAS.

	Pag.
Tabla 1. VELOCIDAD DE ENFRIAMIENTO INICIAL DEL AGUA	45
Tabla 2. DETERMINACION DEL LA RATA DE FLUJO DE AGUA	65
Tabla 3. VELOCIDAD DE ENFRIAMIENTO DE LAS LATAS	69

INDICE DE FIGURAS.

	Pag.
Figura 1. Esquema del modelo para enfriamiento de latas	27
Figura 2. Esquema del sistema de refrigeración por compresión de vapor	28
Figura 3. Vista del equipo de refrigeración y el banco de hielo	29
Figura 4. Banco de hielo destapado	30
Figura 5. Tanque de enfriamiento con el sistema de circulación de agua	31
Figura 6. Unidad compresora-condensadora	33
Figura 7. Velocidad de enfriamiento inicial del agua	46
Figura 8. Velocidad de enfriamiento de las latas	70

1. EL PROBLEMA

1.1. DESCRIPCION

El Centro Planta Piloto Pesquera de Taganga, dependencia de la Universidad del Magdalena, a través de los docentes vinculados al Programa Académico de Ingeniería Pesquera, y con la estrecha colaboración de estudiantes de grado del mismo programa, vienen desarrollando desde el año 1980 una serie de trabajos de tesis y de extensión relacionados con la elaboración de **CONSERVAS ENLATADAS DE PESCADO**. Los resultados obtenidos durante el desarrollo de tales trabajos han sido halagadores y han permitido crear una base de conocimientos fundamento de lo que hoy es la Línea de Enlatados en el Centro Planta Piloto Pesquera de Taganga.

Sin embargo, con el transcurrir del tiempo y realizados nuevos ensayos investigativos, se detectó la necesidad de implementar en dicha línea un sistema de enfriamiento final para las latas una vez concluida la operación de esterilización, el cual permitiera optimizar el tiempo empleado en retirar el calor en un periodo lo más corto posible a fin de obtener las grandes ventajas que ofrece el proceso de enfriamiento rápido.

Múltiples factores, entre ellos la velocidad del enfriamiento deseado, influyen en el diseño del sistema para retirar el calor residual a las latas al concluir la operación de esterilización. Las grandes posibilidades de comercialización para dichos productos y la necesidad de acelerar el proceso a fin de volverlo competitivo, hacen necesario la implantación de un sistema de enfriamiento rápido y eficaz de las latas.

La alta competitividad del producto, desde el punto de vista comercial, exige que el proceso tecnológico sea el mejor y, por tanto, el enfriamiento final de las latas juega un papel fundamental en la minimización de las pérdidas por abombamiento y sobrecocción de las latas.

Sin embargo, las dificultades para elaborar un producto comercialmente competitivo, aparecen al involucrar al análisis del problema las variables del tamaño de los equipos y los recursos físicos y económicos disponibles por parte de la Universidad del Magdalena.

Debido al bajo volumen de producción de la línea de CONSERVAS DE PESCADO elaboradas en el Centro Planta Piloto Pesquera de Taganga, éstas se vislumbran como un producto de delicatessen, dirigido a un mercado con alto poder adquisitivo, pero igualmente con alto nivel de exigencias en lo que a calidad se refiere.

Como alternativa para otro tipo de producto, se plantea la posibilidad de aprovechamiento de algunas especies de muy bajo valor comercial y escaso consumo directo, pero cuyo valor alimenticio es similar al de otras especies ícticas de mayor grado de comercialización en la región.

1.2 FORMULACION

Se plantea entonces la necesidad de que con TECNOLOGIA propia los aspirantes al título de Especialistas en Ciencias y Tecnologías de Alimentos, de la Universidad del Magdalena, sean capaces de proveer a la línea de enlatados del Centro Planta Piloto Pesquera de Taganga de un sistema para el enfriamiento final de las latas al menor costo posible, pero con la garantía de una operación eficiente. ¿Será esto posible ?.

2. OBJETIVOS

2.1. OBJETIVO GENERAL

Diseñar, construir y evaluar, técnica y económicamente, el sistema de enfriamiento final para las latas en la línea de conservas del Centro Planta Piloto Pesquera de Taganga, Universidad del Magdalena.

2.2. OBJETIVOS ESPECIFICOS:

1. Determinar las cargas calóricas a retirar durante el proceso de enfriamiento final de las latas.
2. Discriminar las cargas calóricas a retirar en cada uno de los elementos constitutivos del sistema para su estimación individual
3. Establecer las pautas generales para la operación y mantenimiento de los equipos seleccionados.
4. Entregar a los estudiantes del programa académico de Ingeniería Pesquera y de la especialización en Ciencias y Tecnologías de Alimentos de la Universidad del Magdalena, un equipo para la implementación de trabajos prácticos en transferencia de calor.

5. Estimar la incidencia que sobre los costos de producción puedan tener los valores utilizados para la adquisición y operación de los equipos seleccionados.

3. JUSTIFICACION

La esterilización de los productos enlatados elaborados en el Centro Planta Piloto Pesquera de Taganga de la Universidad del Magdalena se realiza en una retorta o autoclave vertical construida en hierro y cuyas dimensiones internas son: diámetro 0.61 m. y altura 0.94 m., su capacidad para proceso es de aproximadamente 480 latas 307x113.

Las operaciones de carga y descarga se realizan con la ayuda de una jaula cilíndrica construida con varillas de hierro y con dimensiones internas: 0.55 m de diámetro y 0.67 m de altura. Su peso vacío es de 33 kilogramos.

Una vez que la jaula se encuentra llena de latas, previamente selladas y llenas de producto, se eleva mediante la acción de un diferencial o puente grúa, se introduce al autoclave que se cierra herméticamente y se procede a realizar el proceso de esterilización. Durante este proceso, en el autoclave cerrado se inyecta vapor de agua a 15 psi(m) para intentar alcanzar la temperatura de proceso: 121.1°C o 250°F.

El producto dentro de las latas se va calentando hasta alcanzar en su centro térmico la temperatura máxima de proceso, cuyo valor es generalmente dos o tres grados centígrados menos que la del autoclave. En este momento se comienza a contabilizar el tiempo letal escogido, se cierra la válvula de

suministro de vapor y se abre el desfogue de vapor y al reducirse la presión interior a cero, se abre el autoclave, se engancha el diferencial a la canasta y se extrae la carga de latas del autoclave, carga esta que se traslada hasta la tina de enfriamiento, en la cual se procede a retirar el calor adicionado hasta que las latas alcancen una temperatura interior entre 37 y 40° C.

El tiempo de enfriamiento deberá ser el más corto posible a fin de lograr el cumplimiento de las siguientes condiciones:

- a. Producir un choque térmico que ayude a la destrucción bacteriana
- b. Evitar la sobrecocción del producto.
- c. Evitar el pardeamiento no enzimático.

En los actuales momentos, la operación de enfriamiento de la línea de procesamiento de enlatados del Centro Planta Piloto Pesquero de Taganga es demorada, ya que el tiempo que transcurre entre el momento de cierre de vapor y la consecución de la temperatura final en el interior de la lata supera los 45 minutos. La operación de enfriamiento se realiza en tinas con hielo y agua en las cuales se depositan las latas procedentes de los autoclaves de esterilización, convirtiéndose esta etapa en un cuello de botella para la línea de enlatados, requiriéndose su mecanización a fin de poder controlarla de una mejor manera, mediante la implementación de un sistema técnico y adecuado.

La justificación académica de la realización del presente trabajo se plasmará directamente en el desarrollo de prácticas académicas de las asignaturas de Mecánica de Fluidos, Transferencia de Masa y Energía, Refrigeración y

Máquinas Térmicas, Operaciones Unitarias y Tecnologías de Procesamiento de Productos Pesqueros, para las cuales el modelo serviría como material de prácticas en aspectos tales como: manejo de fluidos, transferencia de calor, sistemas secundarios de refrigeración, cálculo de intercambiadores de calor y en control de calidad microbiológico y bromatológico.

Debe anotarse que al disminuir el tiempo de proceso total en la línea de enlatados, se podrá pensar en el incremento de la producción con los mismos equipos, lo que redundará en un aumento de los ingresos para el Centro.

4. DELIMITACION

4.1. DELIMITACION CONCEPTUAL

La **esterilización** es un proceso térmico practicado en la elaboración de conservas con un pH superior a 4.0 y consiste en el calentamiento por un tiempo determinado del alimento con el fin de reducir al mínimo las poblaciones de microorganismos presentes en él. Se busca convertir un alimento altamente perecedero (Pescado fresco) en uno estable (Pescado Enlatado). Este tratamiento térmico debe ser interrumpido una vez transcurrido el tiempo previamente calculado para evitar problemas de calidad en la conserva tales como la sobrecocción, por lo que debe efectuarse un **ENFRIAMIENTO** consistente en retirar del alimento el calor almacenado durante la esterilización, lográndose además la destrucción de parte de la población de microorganismos que haya podido sobrevivir a los efectos letales de la temperatura de calentamiento. Al retirar el calor acumulado por el producto se evita la sobrecocción que produce un reblandecimiento y cambios de sabor y color en el producto final.

4.2. DELIMITACION POBLACIONAL Y GEOGRAFICA

La población objeto de estudio la constituyen los sistemas de esterilización y enfriamiento de conservas alimenticias existentes en el área de influencia. De éstos, sólo se pudo detectar uno en el Centro Planta Piloto Pesquera de Taganga, que es utilizado con fines académicos.

Como área geográfica de influencia del proyecto se considera la ciudad de Santa Marta, D.T.C.H.

4.3. DELIMITACION TEMPORAL:

Los autores han presupuestado como tiempo de realización del mismo un período de seis (6) meses contados a partir del mes de Julio de 1996.

5. ANTECEDENTES

El procesamiento térmico de los alimentos enlatados se inicia en el momento en que el Francés Nicolas Appert descubre el método para convertir en DURADERO un alimento PERECEDERO mediante la acción del calor.

El mayor desarrollo de la teoría de la esterilización se presente en este siglo y es así como se conforma una nueva área de la ciencia conocida como la TERMOBACTERIOLOGIA.

Anón, en 1952, expone la metodología para cálculos de procesos de alimentos enlatados.

Dall C.O. y Olson F.C. en 1957 presentan los resultados de sus investigaciones en alimentos enlatados y proponen dos modelos matemáticos para el cálculo del tiempo equivalente de esterilización, el de la fórmula o método de Ball y el de Ball y Olson en donde se tienen en cuenta las dimensiones de la lata.

Patasnik, N. en 1953 desarrolla un procedimiento simplificado para la evaluación de los procesos térmicos de la tecnología de alimentos.

Stumbo, C.R. ha sido uno de los investigadores más importantes en este campo y en 1973 expone su trabajo sobre Termobacteriología en procesamiento de alimentos.

En 1996, Guardiola O., Díaz A. y Lacera A. en la Universidad del Magdalena, aplican tres modelos matemáticos para el cálculo de los tiempos de esterilización. La temperatura del agua de enfriamiento determina el valor de una de las variables que intervienen en el cálculo del valor del tiempo de esterilización. Sus trabajos los realizaron enlatando escabeche de Currachita (*Bairdi ronchus*), Roncador (*Micropogonia furnieri*) y Sable (*Trichiurus lepturus*)

Los descensos de temperatura en productos alimenticios reducen la posibilidad de deterioro, al garantizar una reducción sustancial en la velocidad de reproducción de los microorganismos y en la velocidad de las reacciones bioquímicas que realizan en el interior del mismo.

Desde hace más de 10 años, los estudiantes del programa académico de Ingeniería Pesquera de la Universidad del Magdalena realizan trabajos prácticos en la asignatura Refrigeración y Máquinas Térmicas, relacionados con la aplicación de la refrigeración mecánica a la conservación de productos pesqueros. Los trabajos comprenden desde diseños de cuartos fríos hasta sistemas de enfriamiento directo o indirecto de pescado. Algunos de estos modelos han servido para la realización posterior de prácticas académicas en asignaturas del ciclo profesional de su carrera.

Datos reportados por el Director del Centro Planta Piloto Pesquero de Taganga, Ing. Pedro Eslava E., muestran que el sistema de enfriamiento utilizado para las latas en la producción de conservas de atún es lento.

El proceso de enfriamiento dura entre 60 y 75 minutos, tiempo excesivo ya que permite el desarrollo de sabores indeseables en la conserva y el deterioro de la calidad del producto por sobrecoCCIÓN.

La selección de una temperatura final de 38°C se relaciona con la necesidad de impedir la condensación de agua en la superficie extena de la lata y de mantener una ligera cantidad de calor remanente que permita la evaporación de las gotas de agua no eliminadas durante el secado de las latas.

6. MARCO DE REFERENCIA

6.1 MARCO TEORICO

El pescado es una rica fuente de nutrientes por su variada composición. Contiene un alto porcentaje de agua, proteínas lípidos y pequeñas, pero significativas, cantidades de carbohidratos , minerales y vitaminas. Tales características lo convierten en un manjar para los microorganismos patógenos y no patógenos. Entre los primeros que afectan la calidad del alimento enlatado de mediana acidez se encuentra el *Clostridium botulinum* que debido a su termorresistencia y a su letal toxina se toma como microorganismo de referencia en el procesamiento térmico, aunque para mayor seguridad en su eliminación en los estudios sobre termobacteriología se utilizan microorganismos con mayor resistencia a la acción del calor que éste (*Clostridium perfringes*)

Los recipientes utilizados para el presente trabajo (envases de hojalata 307x113) sellados herméticamente, conteniendo un alimento (Atún desmenuzado con su líquido de gobierno) se apilan irregularmente dentro del autoclave o retorta, para ser sometidas a la acción de vapor directo a alta presión (15 psig ó 29,7 psia) con lo cual se logran temperaturas hasta de 121.1°C ó 250°F.

El vapor circula a través de las latas y al ponerse en contacto con la superficie externa de éstas, que se encuentran a menor temperatura, se establece un flujo neto de calor desde el vapor hacia esas superficies de las latas. Al encontrarse el vapor en estado saturado, cede su calor latente de condensación, produciéndose el cambio de estado de vapor a líquido. El mecanismo de transferencia de calor que predomina es el de CONVECCION por condensación.

La energía calórica recibida por la superficie externa de las latas se transmite por CONDUCCION hasta su superficie interna. Luego por CONVECCION pasa al líquido de cobertura o gobierno y por CONDUCCION a las partes sólidas en contacto directo con la lata. El alimento sólido se va calentado recibiendo la energía por CONDUCCION hasta su punto más frío.

El tratamiento térmico se suspende cuando el punto más frío del alimento contenido en la lata alcanza una temperatura igual o muy cercana a la de proceso en el autoclave por un tiempo previamente determinado. En este momento se considera que el tratamiento térmico ha logrado destruir las esporas y toxinas de microorganismos patógenos (*Clostridium botulinum*).

Debe iniciarse en este momento el proceso de ENFRIAMIENTO, que se logra mediante la suspensión del suministro de vapor, la evacuación del vapor y el condensado residual y colocando las latas en contacto directo con agua fría (Receptor de Calor), produciéndose así un rápido enfriamiento de las latas y su contenido hasta una temperatura promedio de 37 a 40°C.

El agua utilizada para enfriar las latas es recirculada y para tal efecto debe disponerse de algún equipo o sistema capaz de retirarle el calor ganado antes

de proceder a su recirculación. Para este caso se espera disponer de un equipo de refrigeración mecánica por compresión de vapor (Refrigerante Freón 12) cuyo evaporador de tubos lisos se emplea para la producción de una determinada cantidad de hielo que ayudará al enfriamiento de las latas.

6.2 MARCO CONCEPTUAL

Alimento Perecedero: Tipo de alimento que debido a su gran cantidad y calidad de nutrientes, presenta facilidad para ser atacado y descompuesto por la acción de microorganismos patógenos y no patógenos y por enzimas.

Conserva: Alimento envasado herméticamente y sometido a un proceso térmico severo (esterilización) para aumentar significativamente su vida útil.

Esterilización: Proceso térmico severo a que se someten los alimentos con pH medio (>4.5) para eliminar, total o parcialmente, la población de microorganismos patógenos y no patógenos presentes en el alimento.

Esterilización Comercial: Proceso térmico severo a que se someten los alimentos con pH medio (>4.5) para eliminar, total o parcialmente, la población de microorganismos patógenos y no patógenos presentes en el alimento hasta niveles tales que permitan almacenar el alimento por un mínimo de dos años en condiciones ambientales adversas.

Enfriamiento: Proceso térmico mediante el cual se extrae la energía calórica al alimento después de esterilizado con la utilización de un fluido a menor temperatura.

Refrigeración: Mecanismo mediante el cual se transfiere calor de un sitio donde NO se desea a otro sitio donde NO importa cederlo.

Refrigeración por Compresión de vapor: Sistema de refrigeración que aprovecha las características de ciertas sustancias de poder absorber calor por evaporación a baja temperatura y presión y poder cederlo por condensación a alta temperatura y presión.

Evaporación: Cambio de estado de una sustancia del Líquido a vapor mediante la absorción de calor a temperatura constante.

Condensación: Cambio de estado de una sustancia de vapor a líquido mediante la pérdida de calor a temperatura constante.

6.3. HIPOTESIS:

Los docentes del Programa de Ingeniería Pesquera, aspirantes al título de Especialistas en Ciencias y Tecnologías de Alimentos, de la Universidad del Magdalena, con la utilización de TECNOLOGIA propia, son capaces de proveer a la línea de enlatados del Centro Planta Piloto Pesquera de Taganga de un sistema para el enfriamiento final de las latas al menor costo posible, pero con la garantía de una operación eficiente.

6.4. VARIABLES:

Y1 = Sistema de enfriamiento de la línea de enlatados

$$Y1 = f(Y2, Y3, Y4, Y5, Y6)$$

Y2 = Características del tanque de enfriamiento

$$Y2 = f(X1, X2)$$

X1 = Características del aislamiento del tanque

X2 = Dimensiones del tanque

Y3 = Sistema de circulación del agua de enfriamiento

$$Y3 = f(X3, X4)$$

X3 = Capacidad de la bomba

X4 = Distribución de la tubería

Y4 = Carga de enfriamiento útil

$$Y4 = f(X5, X6)$$

X5 = Cantidad de latas

X6 = Temperatura de proceso

Y5 = Características del tanque de acumulación

$$Y5 = f(X7, X8)$$

X7 = Características del aislamiento del tanque

X8 = Dimensiones del tanque

Y6 = Características del equipo de refrigeración

$$Y6 = f(X9, X10, X11, X12)$$

X9 = Potencia del Compresor

X10 = Dimensiones del evaporador

X11 = Características del Dispositivo de expansión

X12 = Dimensiones del Condensador

7. DISEÑO METODOLOGICO

El presente trabajo se realizó por etapas así:

1. Establecer un equilibrio en el flujo de agua que sale y llega al tanque de enfriamiento con destino y proveniente del tanque de acumulación, para lo cual se requiere el diseño y montaje de:
 - a. Líneas de conducción de agua del tanque de acumulación al de enfriamiento y las de retorno
 - b. Selección y montaje de la bomba que garantice el adecuado flujo de agua
 - c. Realización de pruebas de ajuste.

2. Cálculo, selección y montaje del equipo de refrigeración por compresión de vapor, para lo cual se requiere:
 - a. Cálculo de la carga total de refrigeración
 - b. A partir de la carga de refrigeración seleccionar y/o diseñar los componentes principales del ciclo de refrigeración: El EVAPORADOR, el COMPRESOR, el DISPOSITIVO DE EXPANSION y el CONDENSADOR.
 - c. Seleccionar los aparatos y dispositivos anexos al circuito de refrigeración (tuberías, válvulas, conectores, filtros secadores, termostatos, presostatos, etc..) y el refrigerante (cantidad y presiones de trabajo).

- d. Realizar las pruebas de ajustes
3. Acondicionamiento del tanque de enfriamiento, en tal operación se requiere seleccionar el material del tanque y la ubicación de la entrada y salida de latas y agua.
4. Realización de pruebas de funcionamiento a plena carga del equipo para lo cual se requiere poner en operación la línea de enlatado del Centro Planta Piloto Pesquera de Taganga.

7.1 POBLACION Y MUESTRA

El tipo de estudio plantea la necesidad de trabajar sobre el modelo construido. Por tanto éste se constituye en muestra y población del presente trabajo.

7.2 INSTRUMENTOS Y TECNICAS DE RECOLECCION DE LA INFORMACION

Los formatos y formularios empleados para la recolección de información se presentan en el cuerpo del trabajo.

8. RECURSOS

8.1 FINANCIEROS

El presente proyecto se realizará con el aporte por parte de la Universidad del Magdalena de la suma de \$7.467.500.00 representados en la asesoría del Director del trabajo y los equipos de la línea de enlatados actualmente instalados en el Centro Planta Piloto Pesquera de Taganga

También contará el proyecto con la financiación de los autores en un monto de \$9.092.000.00, representados en los equipos y mano obra no disponible en la Universidad.

8.2 HUMANOS

Se contará con la participación del Director del proyecto: M.Sc. Armando Lacera Rúa, docente de tiempo completo de la Universidad del Magdalena y Director Académico del Postgrado.

En calidad de evaluadores de los aspectos técnicos y temáticos el IFA ha designado al Ph.D. Víctor Marquez Zaldúa y al Ph.D. Guillermo Pérez.

En calidad de Asesor metodológico el proyecto tendrá al M.Sc. José A. Camargo.

Dispondrá el proyecto con la colaboración y experiencia de los Ingenieros Pesqueros vinculados al Centro Planta Piloto Pesquera de Taganga en el área de conservas y con la participación de técnicos y operarios del mencionado Centro.

8.3 LOGISTICOS

Para el desarrollo del presente trabajo se tendrá a disposición la infraestructura de procesamiento instalada en el Centro Planta Piloto Pesquero de Taganga, y en especial de los equipos instalados en la línea de enlatados.

Se dispone con una Caldera de Vapor (20 BHP) pirotubular, una Marmita para el calentamiento de los líquidos de gobierno, los autoclaves de cocción (horizontal) y de esterilización (vertical) y con sistema de puente grúa para elevar y bajar la canasta con las latas. También se cuenta con una selladora de latas semiautomática y con el equipo de medición de penetración de calor.

9. RESULTADOS Y DISCUSION DE RESULTADOS

Para la presentación ordenada de los resultados obtenidos durante el desarrollo del proyecto se planteará inicialmente una descripción generalizada de los parámetros utilizados para la selección de los equipos, la construcción de los tanques de enfriamiento y del banco de hielo.

Número total de latas por proceso:	480
Tamaño de las latas:	307 x 113
Diámetro externo de la lata:	8.5 cm
Altura externa de la lata	4.5 cm
Volumen exterior de la lata	0.255 litros
Peso de cada lata vacía	47 gramos
Contenido de cada lata:	
Pescado	122 gramos
Salmuera	65 gramos
Temperatura de entrada de la lata:	121.1°C
Temperatura de salida de la lata:	38.0°C
Temperatura ambiente en patio:	30.0°C
Temperatura ambiente Sala de Proceso:	35.0°C

El proyecto debió asumir el rediseño y aprovechamiento de cierta infraestructura existente en el Centro Planta Piloto Pesquera de Taganga de la Universidad del Magdalena, con lo cual los costos de construcción pudieron volverse accesibles para los autores.

Existían en el Centro Planta Piloto Pesquera de Taganga los siguientes equipos:

- Unidad Condensadora con Compresor semi-hermético marca Copeland Modelo KAA2-0075, con su respectivo condensador de tubos aleteados y enfriado por aire con circulación forzada por la acción de un motoventilador axial.
- Serpentín Evaporador de Tubos lisos para inmersión en agua.
- Válvula de Expansión Termostática de 0.5 Toneladas de Refrigeración para Freón 12.
- Tanque en Fibra de vidrio con dimensiones aproximadas a las necesidades del proyecto.
- Tanque fijo cuyas paredes están aisladas térmicamente con tapa en madera igualmente aislada.
- Bomba de inmersión de 0.5 HP para la recirculación del agua.

9.1 DESCRIPCION DEL MODELO CONSTRUIDO.

En la figura 1, se representa el modelo construido para el desarrollo del presente trabajo. Consta de un **sistema de refrigeración por compresión de vapor** (compresor semi-hermético, condensador enfriado por aire forzado, válvula de expansión termostática con equalizador externo y evaporador de tubos lisos para inmersión en agua), de un tanque de enfriamiento de agua o **banco de hielo**, un **sistema de circulación de agua** con bomba de inmersión y un **tanque de enfriamiento de latas**.

La figura 2 muestra el diagrama esquemático del sistema de refrigeración por compresión de vapor para FREON 12.

La figura 3 muestra la ubicación del banco de hielo con respecto al compresor y el condensador. En la figura 4 el banco de hielo se abrió para observar el tipo de tapa y el tamaño de la apertura de la misma.

En la figura 5 puede apreciarse la tina de enfriamiento con su respectiva bomba de inmersión para recirculación del agua.

9.1.1 SISTEMA DE REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR

Para el desarrollo del presente trabajo se utilizó un ciclo termodinámico de compresión de vapor saturado sin subenfriamiento del líquido. El ciclo opera con una temperatura de evaporación para el Freón 12 de 2.1°F (-16.6°C)

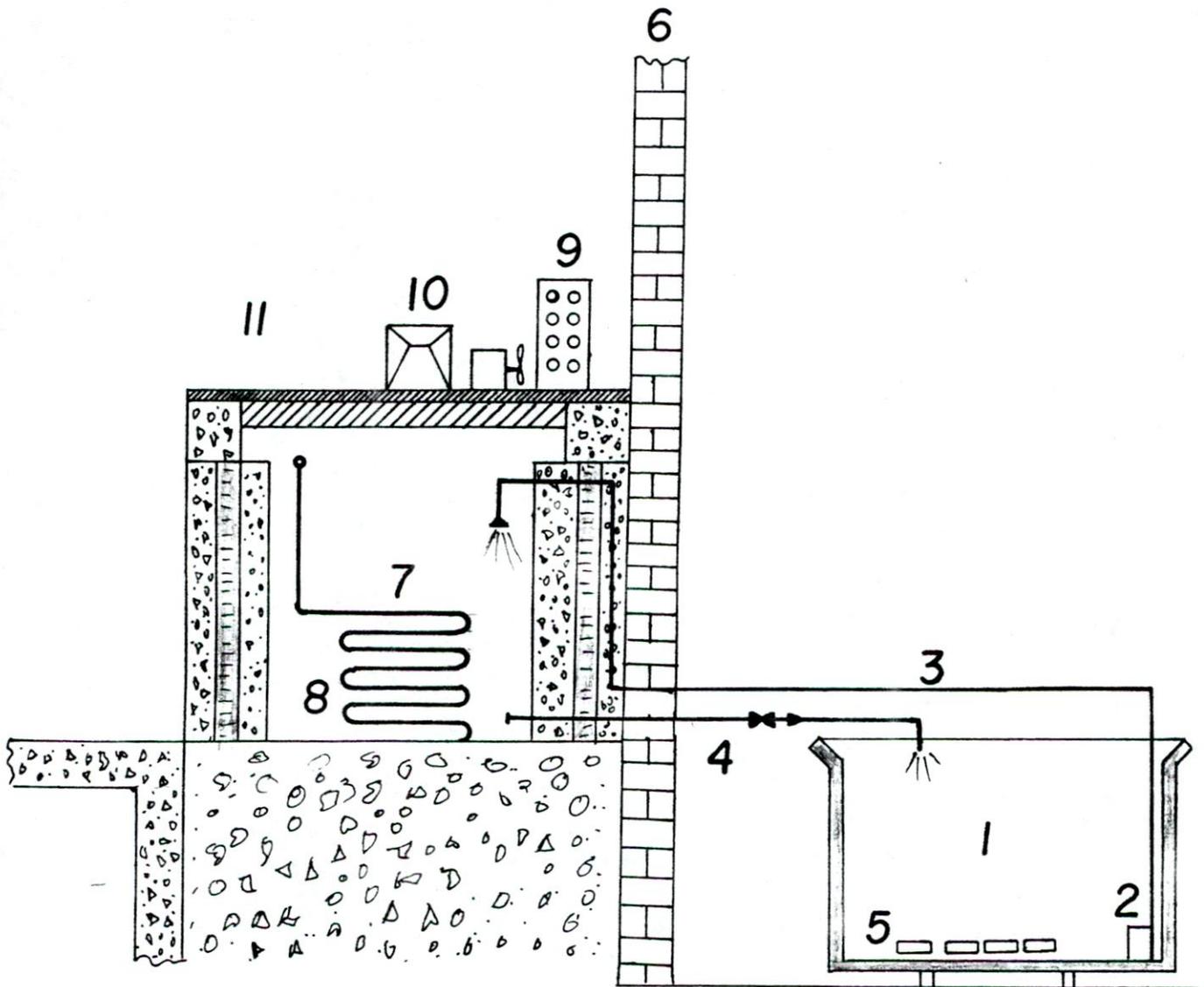


Figura 1. ESQUEMA DEL MODELO PARA ENFRIAMIENTO DE LATAS

- | | |
|-----------------------------|-------------------------------|
| 1. Tanque de Enfriamiento | 2. Bomba de Inmersión |
| 3. Tubería de Retorno | 4. Tubería de entrada de agua |
| 5. Latas 307 x 113 | 6. Muro en ladrillo |
| 7. Banco de Hielo | 8. Serpentín evaporador |
| 9. Condensador | 10. Compresor Semi-hermético |
| 11. Tapa de banco de hielo. | |

Escala: 5cm = 1 m

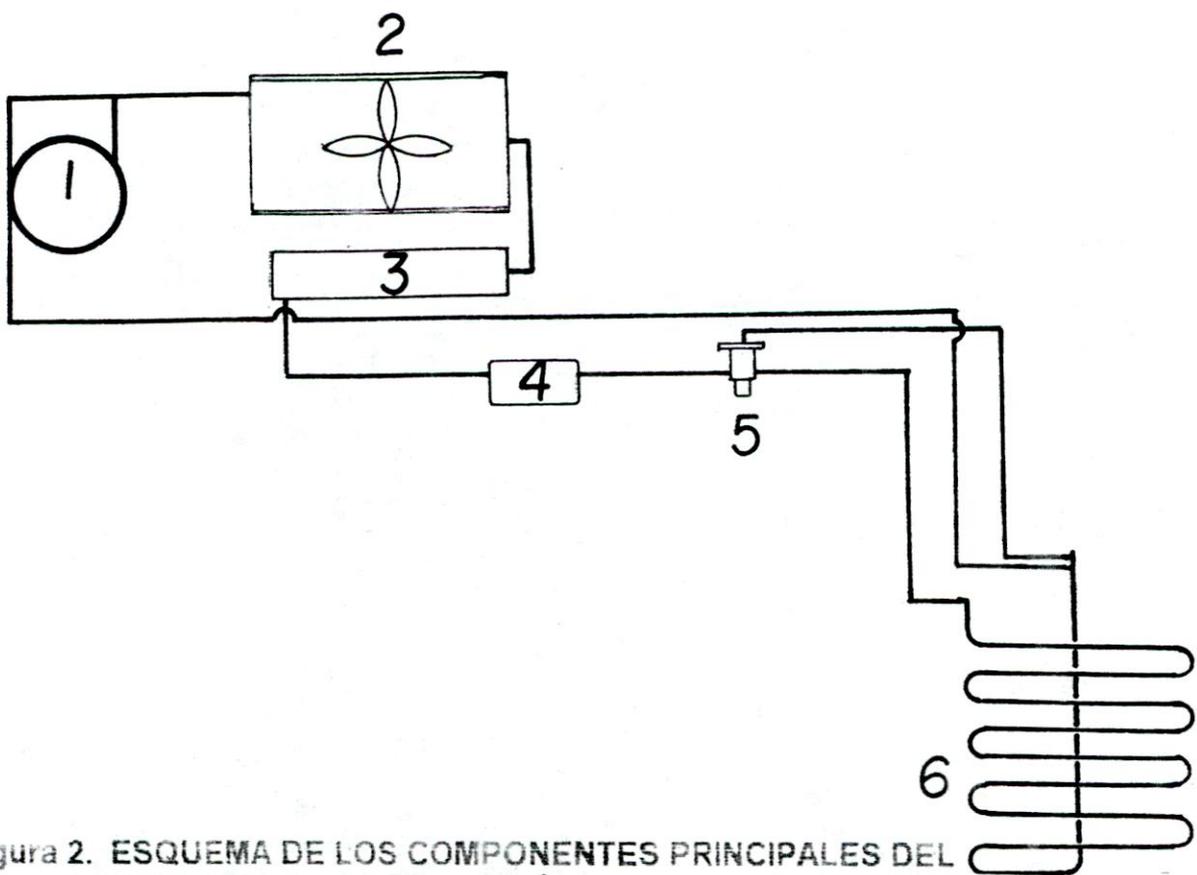


Figura 2. ESQUEMA DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESION DE VAPOR

1. Compresor Semi-hermético de ¼ HP
2. Condensador Multitubular aleteado enfriado por aire forzado
3. Recibidor de líquido
4. Filtro Secador
5. Válvula de Expansión Termostática
6. Serpentín evaporador de inmersión.



Figura 3. Vista del equipo de refrigeración y el banco de hielo.



Figura 4. Banco de hielo destapado.

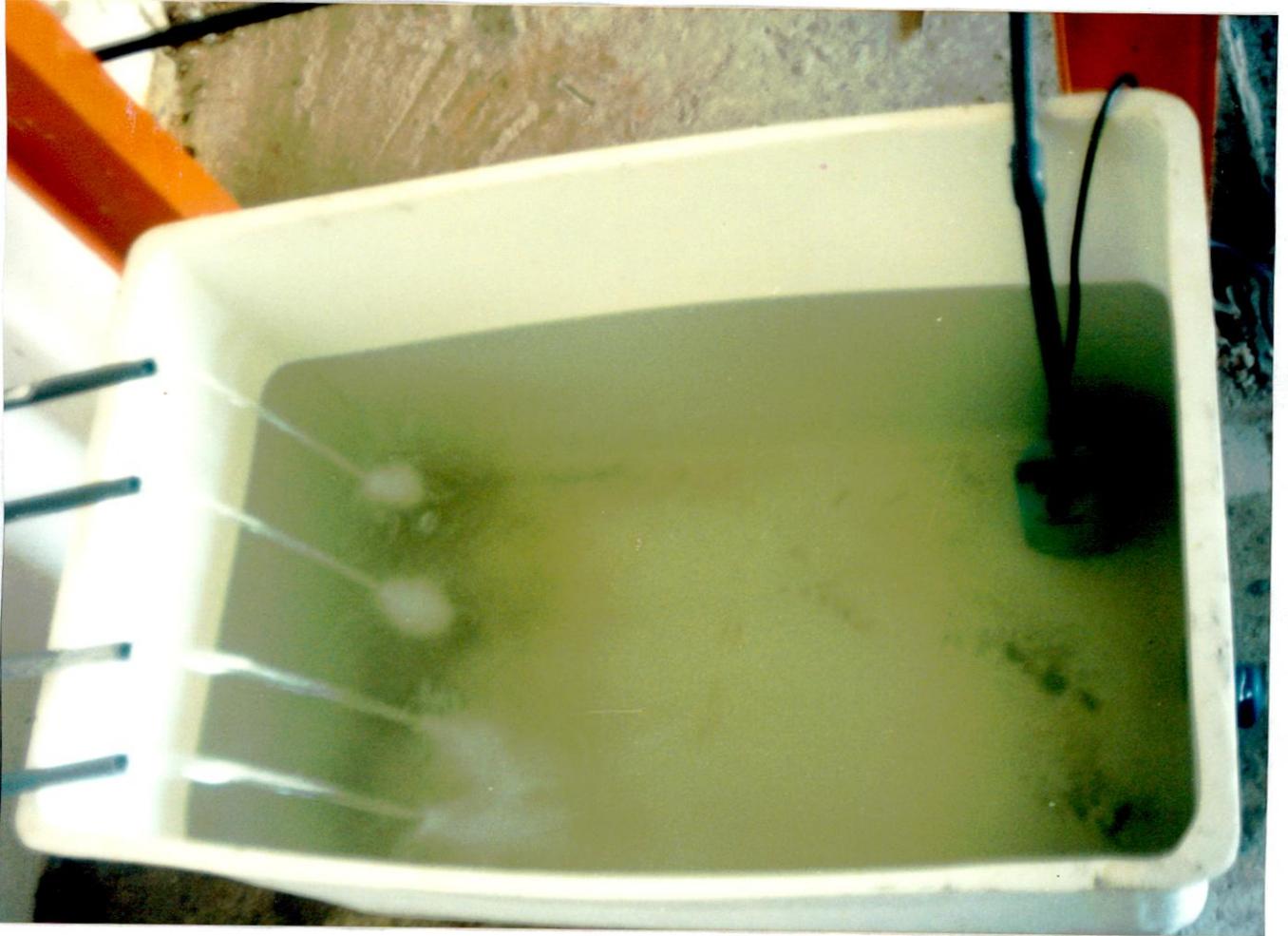


Figura 5. Tanque de enfriamiento con el sistema de circulación de agua.

correspondiente a una presión de 25 psi(a) y una temperatura de condensación de 109.4°F (43°C) que equivalen a una presión de 150 psi(a).

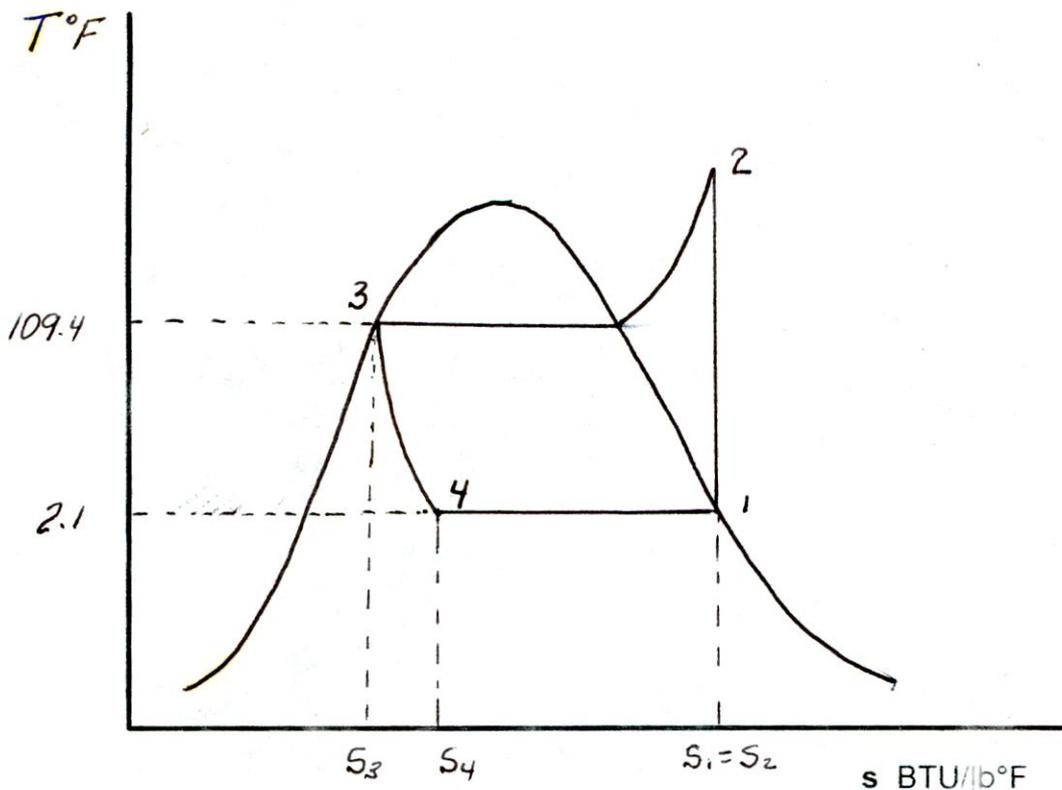


Diagrama Termodinámico del Ciclo de Compresión de vapor del R-12

9.1.1.1 COMPRESOR

Bien llamado el **CORAZÓN** del sistema de refrigeración será el encargado de suministrar la energía necesaria para que el refrigerante circule a través de las tuberías y, sobre todo, para poder elevar la presión y temperatura del gas de succión hasta las condiciones de condensación.

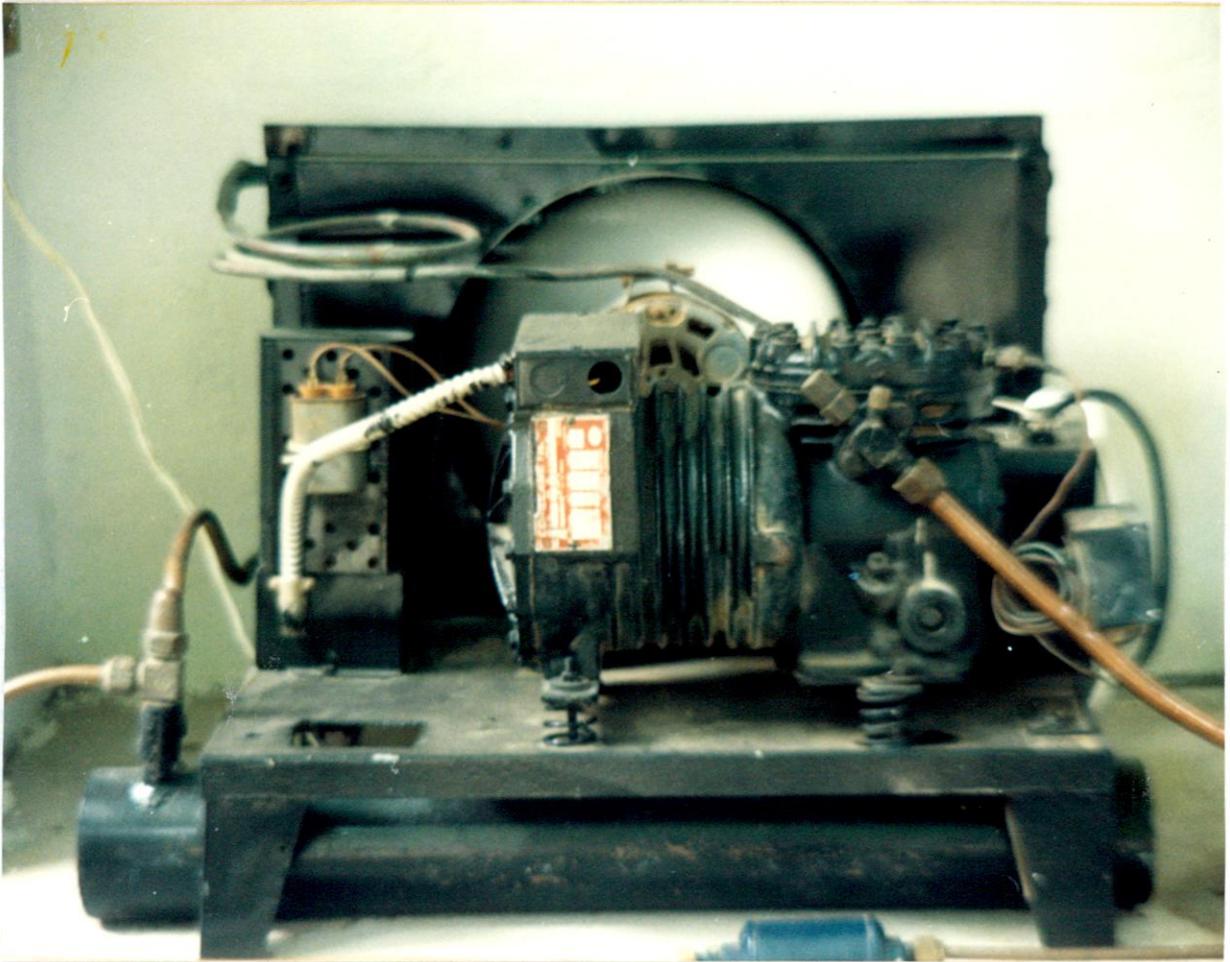


Figura 6. Unidad Compresora - Condensadora.

La figura 6 permite apreciar el montaje del compresor con respecto al condensador y al receptor de líquido.

El compresor es un COPELAMETIC de la casa COPELAND modelo KAA2-0075 cuyas características, según el fabricante, son las siguientes:

Potencia:	0.75 HP ó 0.56 Kw
Voltaje de conexión	208/220 V Monofásico 60 Hz
Volumen Desplazado	7.22 metros cúbicos por hora
Número de Cilindros	2
Diámetro	42.9 mm
Carrera	23.8 mm
Carga de Aceite	0.59 litros
Dimensiones Generales:	
Largo	356 mm
Ancho	203 mm
Alto	273 mm
Tamaño de Válvulas de servicio:	
Succión	5/8 de pulgada (abocinado)
Descarga	3/8 de pulgada (abocinado)
Peso Neto	40 Kg.
Presión de Succión:	25 psi
Presión de Descarga:	150 psi

Capacidad de Refrigeración: 1.211.7 Kcal/h a 2.1°F = 0.40 Toneladas de Refrigeración.

CAPACIDAD DEL COMPRESOR COPELAMATIC KAA2-0075 (Kcal/h)

T. evap °F	2.1	0	-5
Tcond °F			
100	1.265,2	1.240	1.180
109.4	1.211.7		
130	1.094,6	1.040	910

9.1.1.2 CONDENSADOR

Se trata de un condensador multitubular aleteado construido con tubos de cobre de 3/8 de pulgada y aletas en aluminio. Posee un ventilador axial para forzar la circulación del aire con cuatro aspas y un diámetro de 28 cm.

Número de aletas = 285

Dimensiones de aletas = 35.5 cm x 8.0 cm

Número de tubos = 42

Diámetro $\frac{3}{8}$ " → OD = 9.52 mm

Longitud de cada tubo = 57 cm

Area total de aletas = $2 \times 285 \times 0.08\text{m} \times 0.355\text{m} = 16.2 \text{ m}^2$

Area de huecos = $2 \times 42 \times (\pi(0.00952)^2\text{m}^2)/4 \times 285 = 1.7 \text{ m}^2$

Area de transferencia de calor = $(16.2 - 1.7) \text{ m}^2 = 14.5 \text{ m}^2$

Coefficiente Integral de Transferencia de Calor = $U = 22.5 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$

La diferencia media de temperatura se calcula teniendo en cuenta:

$$T_{\text{cond}} = 43.0^\circ\text{C}$$

$$T_{\Delta i} = 30.0^\circ\text{C} \quad \Delta T_1 = 13.0^\circ\text{C}$$

$$T_{\Delta f} = 35.0^\circ\text{C} \quad \Delta T_2 = 8.0^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_m = (13.0^\circ\text{C} - 8.0^\circ\text{C}) / \ln(13.0^\circ\text{C}/8.0^\circ\text{C})$$

$$\Delta T_m = 10.3^\circ\text{C}$$

Por tanto la cantidad de calor a descartar por el condensador será:

$$q_{\text{cond}} = U \cdot A \cdot \Delta T$$

$$= 22.5 \text{ Kcal}/(\text{m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}) \times 14.5 \text{ m}^2 \times 10.3^\circ\text{C} = \mathbf{3.360 \text{ Kcal/h}}$$

9.1.1.3 EVAPORADOR

El equipo dispone de un evaporador de inmersión de tubos lisos para enfriamiento de agua.

El evaporador está construido en tubo de $\frac{1}{2}$ " ($0.04 \text{ m}^2/\text{m}$) así:

10 espiras de 0.41 m de diámetro $\rightarrow L = 12.9 \text{ m}$

10 espiras de 0.34 m de diámetro $\rightarrow \underline{L = 10.7 \text{ m}}$

Longitud total 23.6 m

Area de transferencia de calor : $0.04 \text{ m}^2/\text{m} \times 23.6 = 0.944 \text{ m}^2$.

$U = \text{Coeficiente Integral de Transmisión de Calor} = 70 \text{ Kcal} / \text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$

$$T_{\text{evap}} = -21^\circ\text{F} = -16.6^\circ\text{C}$$

$$T_{\Delta i} = 27^\circ\text{C} \quad \Delta T_1 = 43.6^\circ\text{C}$$

$$T_{\Delta f} = 4^\circ\text{C} \quad \Delta T_2 = 20.6^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_m = (43.6^\circ\text{C} - 20.6^\circ\text{C}) / \ln(43.6^\circ\text{C}/20.6^\circ\text{C})$$

$$\Delta T_m = 30.7^\circ\text{C}$$

Por tanto estará en capacidad de retirar hasta:

$$Q_{\text{evap}} = U \cdot A \cdot \Delta T$$

$$= 70 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C} \cdot 0.944\text{m}^2 \cdot 30.7^\circ\text{C} = \mathbf{2.028.6 \text{ Kcal/h}}$$

Al comparar este valor con la capacidad de refrigeración que posee el equipo y determinada con base en las características del compresor (1.211.7 Kcal/h) se encuentra que es superior por lo que el evaporador podrá, sin dificultad alguna, retirar el calor para el cual está diseñado el equipo

9.1.1.4 DISPOSITIVO DE EXPANSIÓN

Con base en la Presión de Condensación de 150 psi y la de Evaporación de 25 psi se requiere de una caída de presión de 125 psi, con una capacidad de refrigeración de 0.4 Toneladas de refrigeración a 2.1°F con Freón 12.

La válvula que ofrece la capacidad esperada es la TEF 2 N para 0.5 TR.

9.1.1.5 APARATOS ANEXOS AL CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN

El sistema de refrigeración para la optimización de su operación posee los siguientes aparatos anexos:

Filtro Secador de silica gel Ref.. 145

Tanque receptor de líquido

Presóstato de baja

Contactor monofásico a 208/220 V.

9.1.2 TANQUE BANCO DE HIELO

El banco de hielo (figura 7) se encuentra situado en la parte posterior de la sala de proceso, al lado del equipo de refrigeración y empotrado en el piso. Su objetivo es enfriar el agua y convertir parte de ella en hielo. El agua a una temperatura cercana a 0°C se utiliza para el enfriamiento de las latas y el hielo sirve para absorber el calor que trae el agua de retorno, calor que ha sido cedido por las latas calientes.

En su interior se encuentra un serpentín de cobre, situado a 4 centímetros del fondo y con altura de 33 centímetros, que actúa como evaporador del sistema de refrigeración.

Las tuberías de cobre de succión y líquido atraviesan la pared lateral a una altura de 80 centímetros del piso y en la parte interior de la misma se



Figura 7. Banco de hielo.

encuentra un tubo de PVC con tapón roscado que sirve de drenaje del tanque.

En la parte inferior de la otra pared lateral se encuentra la tubería de salida de agua fría.

La tubería del agua de retorno atraviesa la pared posterior del tanque a una altura de 80 centímetros del piso. El tanque se mantiene cerrado con una tapa de madera aislada térmicamente.

9.1.2.1 DIMENSIONES

El tanque banco de hielo, presenta las siguientes dimensiones :

Dimensiones Internas:

Largo : 0.95 metros

Ancho : 0.75 metros

Altura : 0.86 metros

Dimensiones Externas :

Largo : 1.5 metros

Ancho : 1.33 metros

Altura : 1.00 metros

Volumen / cm de altura = 7.125 litros

Espesor total de las paredes = 27 cm

9.1.2.2 CARACTERÍSTICAS DE LAS PAREDES

Las paredes del tanque de hielo presentan una alta resistencia al flujo de calor por su espesor y por la baja conductividad térmica de los materiales de construcción

Las paredes están construidas por una capa de bloques de 11 centímetros de espesor

Conductividad térmica del bloque $K = 0.6 \text{ BTU/h pié}^\circ\text{F}$

Una segunda capa de poliestireno expandido de 5 cm de espesor y de conductividad térmica $K = 0.0252 \text{ Kcal/h m }^\circ\text{C}$

Una tercera capa de bloque de 11 cm de espesor, con igual conductividad térmica.

a tapa está constituida por dos láminas de madera de 1 cm de espesor cada una y en la mitad una lámina de poliestireno expandido de 5 cm de espesor.

9.1.3 TANQUE DE ENFRIAMIENTO DE LATAS

El tanque se encuentra situado en la sala de proceso de enlatados cerca a la pared posterior, a 3 m de la retorta o autoclave vertical con capacidad de 480 latas. Al tanque llega el agua fría proveniente del banco de hielo por cuatro tubos de descarga que se encuentran situados a unos 3 cm del borde superior.

En la parte inferior de una de las paredes, hacia una de las esquinas se encuentra un tubo de drenaje de 1.75 pulgadas de diámetro, con su respectivo tapón roscado. Tanto en la parte interna como en la externa el tanque se encuentra pintado de blanco.

El nivel del agua fría en el tanque para iniciar la recirculación con la bomba de inmersión es de 45 cm, nivel que debe permanecer constante, por lo que las ratas o caudales de entrada y salida de agua deben equilibrarse.

En el momento de terminar la esterilización las latas salen del autoclave y son transportadas en la jaula de hierro por medio del puente grúa ó malacate sostenida en un riel que va del autoclave al tanque de enfriamiento; allí las latas son esparcidas al azar en el lecho de agua fría, teniendo cuidado que todas queden cubiertas de agua, las latas con termopar puesto en su interior van registrando el descenso de temperatura y cuando ésta llegue a 40 °C se cierra la entrada del agua al tanque y se deja prendida la bomba de inmersión hasta cuando el tanque quede vacío en un término de aproximadamente 8 minutos. Mientras tanto se van sacando y secando las latas, para su almacenamiento.

9.1.3.1 DIMENSIONES DEL TANQUE DE ENFRIAMIENTO

El tanque tiene las siguientes dimensiones:

Longitud : 1.00 m
Ancho : 0.60 m
Altura : 0.65 m

Espesor de las paredes : 0.005 m

Volumen /cm altura : 6 litros

9.1.3.2 MATERIALES

El tanque está construido con lámina de fibra de vidrio de 4 mm de espesor

9.1.4 SISTEMA DE CIRCULACION DE AGUA

En el momento en que se inicie la operación de esterilización, debe ponerse a circular el agua fría, del tanque banco de hielo al tanque de enfriamiento de latas, abriendo la válvula de paso que se encuentra en la línea de entrada del agua al tanque de enfriamiento .

A causa de la diferencia de nivel entre los dos tanques, el agua se desplaza debido a la presión hidrostática ejercida en el orificio de salida del banco de hielo.

La cantidad inicial de agua a enfriar es de 500 litros, y el equipo de enfriamiento deberá prenderse con 18 a 20 horas de anticipación al inicio del enfriamiento de latas, para asegurar la formación de 80 kilogramos de hielo y quede agua de reserva, parte irá bombeada al tanque de enfriamiento y parte deberá quedar cubriendo el evaporador.

Cuando se alcance este último nivel aproximadamente 5 cm por encima del serpentín se encenderá la bomba sumergible que se encuentra en el tanque

de enfriamiento de latas y que enviará agua por una tubería de P.V.C. al tanque banco de agua a una rata de flujo de 31.3 litros / minuto.

Se ajustó la apertura de la válvula en la línea de entrada de agua fría al tanque de enfriamiento para que la rata de flujo de agua a este tanque sea igual a la de la bomba de recirculación, para poder mantener constante los niveles de agua, el del tanque de enfriamiento a un nivel que asegure un íntimo contacto entre las latas calientes y el agua fría y en el banco de hielo un nivel que cubra el serpentín.

El agua entra al tanque de enfriamiento a una temperatura promedio de 4.0 °C, se pone en contacto con las latas calientes y absorbe calor, siendo recirculada al banco de hielo a una temperatura más alta, el agua caliente, recirculada por la bomba se pone en contacto con el hielo, el cual absorbe calor latente de fusión y una ligera fracción de calor sensible, bajando la temperatura del agua manteniendo en equilibrio el sistema.

9.1.4.1 BOMBA DE INMERSION

Para efecto de recircular el agua del tanque de enfriamiento al tanque banco de hielo se utilizó una bomba de inmersión con las siguientes características:

Marco : Little Giant

Modelo : 5 m s p

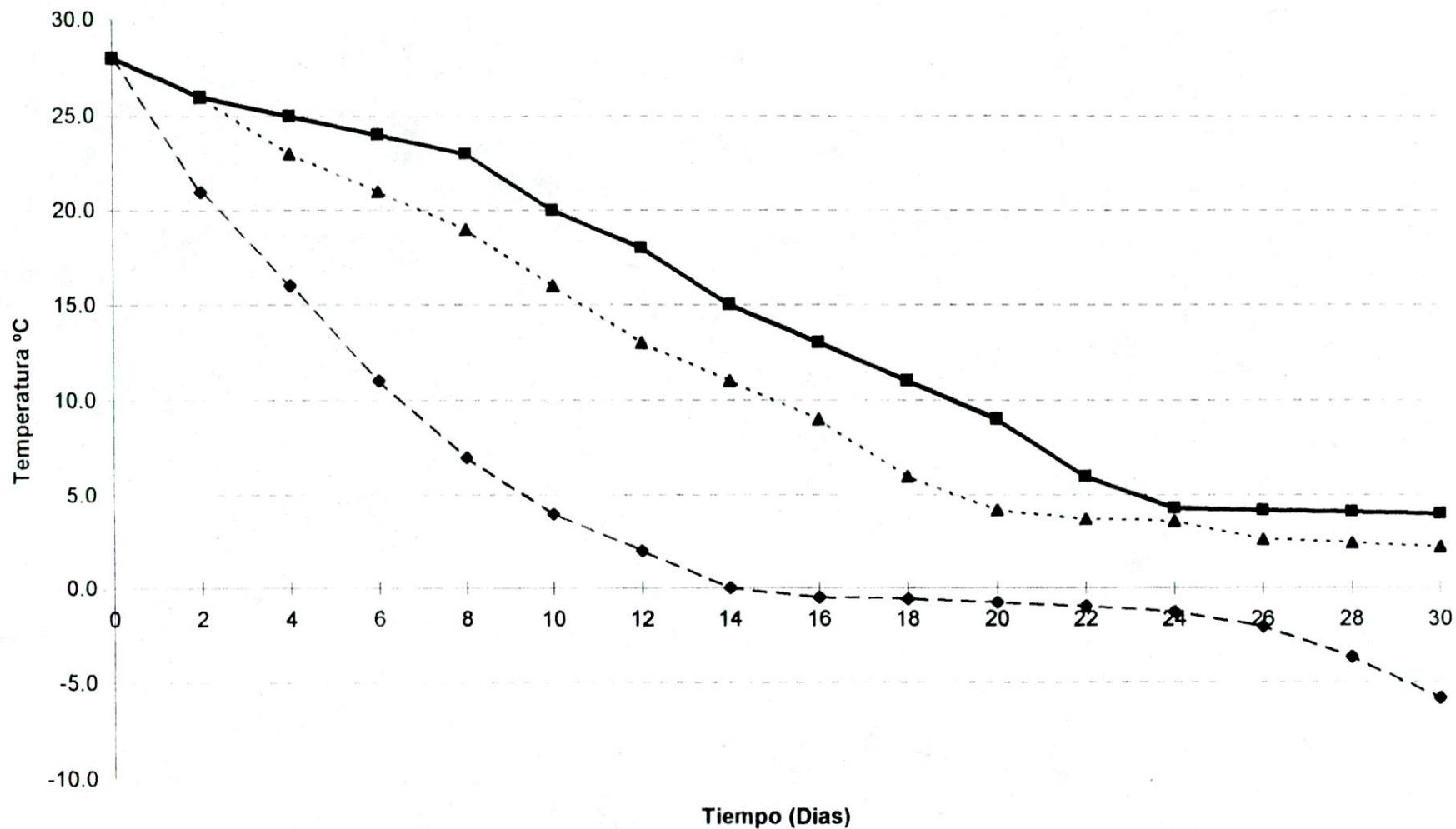
Tabla 1. VELOCIDAD DE ENFRIAMIENTO INICIAL DEL AGUA

Tiempo (horas)	Presión de Evaporación (psig)	Presión de Condensación (psig)	Temperatura del Agua Pto 1 (C)	Temperatura del Agua Pto 2 (C)	Temperatura del Agua Pto 3 (C)
0	10.0	134.0	28.0	28.0	28.0
2	10.3	135.0	21.0	26.0	26.0
4	10.3	135.2	16.0	25.0	23.0
6	10.2	135.1	11.0	24.0	21.0
8	10.4	135.3	7.0	23.0	19.0
10	10.3	135.4	4.0	20.0	16.0
12	10.3	135.3	2.0	18.0	13.0
14	10.4	135.3	0.0	15.0	11.0
16	10.2	135.2	-0.5	13.0	9.0
18	10.5	135.4	-0.6	11.0	6.0
20	10.3	135.3	-0.8	9.0	4.2
22	10.3	135.2	-1.0	6.0	3.7
24	10.4	135.4	-1.3	4.3	3.6
26	10.3	135.3	-2.1	4.2	2.6
28	10.4	134.9	-3.7	4.1	2.4
30	10.3	135.0	-5.8	4.0	2.2

Pto 1= Centro del Evaporador
Pto 3= Salida inferior del tanque

Pto 2= Parte superior

Velocidad de enfriamiento inicial del agua



--◆-- Temperatura del Agua Pto 1 (°C)

—■— Temperatura del Agua Pto 2 (°C)

...▲... Temperatura del Agua Pto 3 (°C)

Fases : 1
 Voltaje : 110 voltios
 Amperaje : 5 amperios
 Frecuencia : 60 Hz
 Potencia : 0.5 H:P
 Protección : térmica a 40 °C

9.1.4.2 SISTEMA DE TUBERIAS

El agua fría circula del tanque banco de hielo por una tubería con las siguientes características:

Material	: P. V. C
Diámetro Interno	: 1.25 pulgada
Longitud	: 1.3 m
Codos 90 °C	: 3
Tees	: 3
Unión	: 1
Reducciones 1.25 a 0.5 pulgada	: 3
Tubos de descarga	: 4
Diámetro de los tubos de descarga	: 0.5 pulgada

El agua recirculada del tanque de enfriamiento al tanque banco de hielo lo hace por una tubería de las siguientes características:

Material : P. V. C
 Diámetro interno: 0.5 pulgada

Longitud : 5.7 m
 Codos : 6
 Uniones : 2

9.2 BALANCE TERMICO DURANTE LA FORMACIÓN DE HIELO

El balance térmico para el banco de hielo se estableció sobre la base del cálculo del tiempo requerido para la formación de la cantidad de hielo y el enfriamiento del agua.

Se planteó el siguiente balance:

$$\begin{aligned} \text{Capacidad de Refrigerante} &= Q_{\text{hielo}} + Q_{\text{agua}} + Q_{\text{paredes}} \\ \text{CR} &= Q_h + Q_a + Q_p \\ \text{CR} - Q_p &= Q_h + Q_a \end{aligned}$$

La capacidad de refrigeración es de 1.211.7 Kcal / h

La cantidad de calor que penetra por las paredes y la tapa Q_p se calcula con base en las siguientes consideraciones:

El área de transferencia de calor es el área interna, desechando la transferencia que pueda ocurrir por las esquinas. El calor que entra por el medio ambiente al agua por las paredes del tanque se expresa por la ecuación:

$$Q_p = U \times A \times \Delta T$$

U = Coeficiente total de transmisión de calor dado en Kcal / h m² °C

A_i = Es el área interna del tanque dada en m^2

ΔT = Diferencial de temperatura entre el área circundante y el agua dada en $^{\circ}C$.

Las dimensiones internas del tanque son :

Longitud	: 0.95 m
Ancho	: 0.75 m
Alto	: 0.86 m
Espesor de la pared	: 0.268 m

Las paredes están construidas por la hilera de bloques y una lámina de poliestireno expandido de 5 cm y otra hilera de bloques.

El calor que pasa a través de las paredes hacia el seno del agua, encuentra una resistencia convectiva entre el aire externo y la superficie externa de las paredes, una segunda resistencia térmica por conducción al atravesar la primera capa de bloques, una tercera resistencia térmica al atravesar la capa de poliestireno; una cuarta resistencia, igual a la segunda, al atravesar la última capa de bloques, y una quinta resistencia térmica por convección de la superficie interna de las paredes al seno del agua, luego:

$$U = \frac{1}{R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5}$$

$$R_1 = \frac{1}{h_o}$$

h_o = coeficiente de transmisión de calor por convección entre el aire externo y la superficie externa de las paredes del tanque dado en Kcal / h m² °C

La temperatura media del aire ambiente circundante al tanque 30°C

Temperatura media de la pared externa del tanque 27°C

Temperatura de la película $T_f = ((30+27)^\circ\text{C} / 2) = 28.5^\circ\text{C}$

$T_f = 28.5^\circ\text{C} = 83^\circ\text{F}$

Se determina el módulo de Grashof a la temperatura de 83 °F

$$Gr = \frac{\rho^2 \times g \times \beta \times (T_s - T_\infty) \times L^3}{\mu^2}$$

ρ = densidad del aire a T_f

g = fuerza gravitacional 4.17 x 10 pie / h²

β = Coeficiente de expansión térmica dado 1/ °F pie³

T_s = Temperatura de la superficie externa de la pared del tanque dada en °F

T_∞ = Temperatura del fluido

L = Longitud determinante del sistema de acuerdo a su posición y condición geométrica

μ = Viscosidad del fluido a la temperatura de película T_q

A temperatura de 83 °F

$$\frac{\rho^2 \times g \times \beta}{\mu^2} = 2.86 \times 10^{-5} \text{ 1/°F pie}^3$$

L = 0.85 m = 2.78 pie

T_s = 80.6 °F

T_∞ = 86.0 °F

DT = 5.4 °F

Luego:

$$Gr = 2.86 \times 10^{-5} \times 5.4 \times (2.78)^3 = 3.3 \times 10^5$$

El módulo de Pr para el aire a 83 °F es de 0.72

$$Gr \times Pr = 3.31 \times 0.72 \times 10^5 = 2.39 \times 10^5$$

En la gráfica $Gr \times Pr$ vs Nu

Correlación de datos de transferencia de calor por convección libre en placas verticales (Principios de Transferencia de Calor. Frank Kreith)

$$Nu = 60$$

$$\frac{h \times L}{K_f} = 60 \quad h_o = \frac{60 \times K_f}{L}$$

$$h_o = \frac{60 \times 0.015 \text{ (B.T.U / h pié } ^\circ\text{F)}}{2.78 \text{ pies}}$$

$$h_o = 0.324 \text{ B.T.U / h pié}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$h_o = 1.58 \text{ Kcal / h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$R_1 = \frac{1}{h_o} = \frac{1}{1.58} = 0.633 \text{ h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C / Kcal}$$

Cálculo de R_2

R_2 es una resistencia térmica para conducción al pasar el calor la primera capa de bloques.

$$R_2 = L_1 / K_1$$

$$L_1 = 0.36 \text{ pies}$$

$$K_1 = 0.600 \text{ B T U / h pié } ^\circ\text{F}$$

$$R_2 = \frac{0.36}{0.6} = \frac{0.6 \text{ h pié}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}{\text{B T U}} = \frac{0.398 \text{ h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}{\text{Kcal}}$$

R_3 es una resistencia térmica por conducción al pasar el calor por la capa de poliestireno expandido.

$$R_3 = L_2 / K_2$$

$$L_2 = 0.05 \text{ metros}$$

$$K_2 = 0.0252 \text{ Kcal / h m } ^\circ\text{C}$$

$$R_3 = 0.05 / 0.0252 = 1.98 \text{ h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C / K cal}$$

La cuarta resistencia térmica (R_4) tiene el mismo valor que la segunda por ser la tercera capa de la pared de iguales características que la primera.

$$R_4 = R_2 = 0.398 \text{ h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C / Kcal}$$

La quinta resistencia térmica (R_5) se da por convección de la superficie interna de la pared al seno del agua.

$$R_5 = 1 / h_i$$

h_i = coeficiente de transferencia de calor por convección en la parte interna del tanque.

Fluido = agua, la cual entra a una temperatura de $27 \text{ } ^\circ\text{C}$ y se enfría hasta $0 \text{ } ^\circ\text{C}$ luego la temperatura media del agua.

$$T_m = (27 + 0) / 2 = 13.5 \text{ } ^\circ\text{C} = 56 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Se determina el módulo de Grashof para agua a $56 \text{ } ^\circ\text{F}$

$$Gr = 1.55 \times 10^9$$

$$Pr \text{ para agua a } 56^\circ F = 8.94$$

$$Gr \times Pr = 1.38 \times 10^{10}$$

En la gráfica $Gr \times Pr$ Vs Nu

$$Nu = 250$$

$$h_i = Nu \times K_f / L$$

$$h_i = 250 \times 0.338 / 2.78 = 30.4 \text{ BTU} / \text{h pié}^2 \text{ }^\circ F$$

$$h_i = 148 \text{ Kcal} / \text{h m}^2 \text{ }^\circ C$$

$$R_5 = 1/148 = 0.0068 \text{ hm}^2 \text{ }^\circ C / \text{kcal}$$

1

$$U = \frac{1}{(0.633 + 0.398 + 1.98 + 0.398 + 0.0068) \text{ h m}^2 \text{ }^\circ C / \text{Kcal}}$$

$$U = 0.293 \text{ Kcal} / \text{h m}^2 \text{ }^\circ C$$

CALOR QUE PASA POR LAS PAREDES

$$Q_p = 0.293 \text{ Kcal} / \text{h m}^2 \text{ }^\circ C \times 2.924 \text{ m} (30 - 0) \text{ }^\circ C$$

$$Q_p = 25.7 \text{ Kcal} / \text{h}$$

CALOR QUE PASA POR LA TAPA

La tapa está construida de una capa de madera de 1 cm, una capa de 5 cm de poliestireno expandido y una tercera capa de 1 cm de madera; luego el coeficiente total de transmisión de calor está dado por:

$$U = \frac{1}{R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5}$$

$$R_1 = 1/h_o$$

Aplicando la misma metodología para determinar h_c por convección libre y acudiendo a la gráfica $\text{Log} (Gr Pr)$ vs $\text{Log} Nu$ (Principios de Transferencia de Calor. Frank Kreith) se obtiene que:

$$h_o = 1.46 \text{ Kcal} / \text{h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$R_1 = 1 / 1.46 = 0.685 \text{ h m}^2 \text{ }^\circ\text{C} / \text{Kcal}$$

$$R_2 = L_1 / K_1$$

$$L_1 = \text{Espesor de la primera capa de madera} = 0.0328 \text{ pié}$$

$$K_1 = \text{Conducción térmica de la madera} = 0.14 \text{ BTU} / \text{h pié }^\circ\text{F}$$

$$R_2 = 0.0328 / 0.14 = 0.23 \text{ h pié}^2 \text{ }^\circ\text{F} / \text{BTU}$$

$$R_2 = 0.046 \text{ h m}^2 \text{ }^\circ\text{C} / \text{Kcal}$$

La tercera resistencia térmica al flujo de calor a través de la tapa se encuentra al pasar el poliestireno

$$R_3 = 0.164 \text{ pie} / 0.0252 \text{ BTU} / \text{pié}^\circ\text{F h} = 6.56 \text{ h pié}^2 \text{ }^\circ\text{F} / \text{BTU}$$

$$R_3 = 1.34 \text{ h m}^2 \text{ }^\circ\text{C} / \text{Kcal}$$

La cuarta resistencia térmica tiene el mismo valor de la segunda ya que es una lámina de la misma madera y el mismo espesor de la primera lámina.

$$R_4 = R_2 = 0.046 \text{ h m}^2 \text{ }^\circ\text{C} / \text{Kcal}$$

La quinta resistencia térmica al flujo de calor hasta la superficie del agua la ofrece el aire interior y aplicando la misma metodología de cálculo de coeficiente de transferencia de calor por convección libre obtenemos:

$$h_i = 1.28 \text{ Kcal} / \text{h m}^2 \text{ }^\circ\text{C} \quad R_5 = 0.781 \text{ h m}^2 \text{ }^\circ\text{C} / \text{Kcal}$$

Luego

$$U = \frac{1 \text{ Kcal}}{(0.685 + 0.046 + 1.34 + 0.046 + 0.781) \text{ h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}}$$

$$U = 2.898 \text{ Kcal} / \text{h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

q_t = rata de calor que entra por la tapa

$$= U \times A \times DT$$

$$A = 1.11 \text{ m} \times 0.92 \text{ m} = 1.02 \text{ m}^2$$

$$q_t = 2.898 \text{ Kcal} / \text{h m}^2 \text{ }^\circ\text{C} \times 1.02 \text{ m}^2 (30 - 0) \text{ }^\circ\text{C}$$

$$= 88.8 \text{ Kcal} / \text{h}$$

CALOR QUE ENTRA POR EL PISO

Medida la temperatura del piso se encuentra un diferencial de temperatura muy pequeño con respecto a la temperatura del agua, luego se asume que el calor que entra por el piso es tan pequeño, que puede despreciarse.

El calor total que entra al tanque de hielo es:

$$q_t = 88.8 + 25.7 = \mathbf{114.5 \text{ Kcal / h}}$$

$$CR - q_p = (1211.7 - 114.5) \text{ Kcal / h} = \mathbf{1.097.2 \text{ Kcal / h}}$$

$$q_a = Q_a / Z \quad \begin{array}{l} Q_a = \text{calor requerido para enfriar el agua: Kcal} \\ Z = \text{tiempo requerido : h} \end{array}$$

$$q_h = Q_h / Z \quad Q_h = \text{calor requerido para enfriar y congelar el agua Kcal}$$

$$q_a + q_h = 1.097.2 \text{ Kcal / h}$$

$$Q_a + Q_h = 1097.2 \text{ Kcal / h}$$

$$Z = (Q_a + Q_h) / 1097.2 \text{ Kcal / h}$$

$$Q_a = M_a \times C_{pa} \times DT_a$$

$$M_a = 417 \text{ Kg.}$$

$$C_{pa} = 1 \text{ Kcal / kg } ^\circ\text{C}$$

$$DT_a = (27 - 4) ^\circ\text{C} = 23 ^\circ\text{C}$$

$$Q_a = 417 \text{ Kg.} \times 1 \text{ Kcal / Kg. } ^\circ\text{C} \times 23 ^\circ\text{C}$$

$$Q_a = 9.591 \text{ Kcal}$$

$$Q_h = M_h \times (C_{ph} \times DT_h + CL)$$

$$M_h = 83 \text{ Kg.}$$

$$C_{ph} = 1 \text{ Kcal / Kg. } ^\circ\text{C}$$

$$DT_h = (27 - 0) ^\circ\text{C} = 27 ^\circ\text{C}$$

$$CL = 80 \text{ Kcal / Kg.}$$

$$Q_h = 83 \text{ Kg.} (1 \text{ Kcal / K } ^\circ\text{C} \times 27 ^\circ\text{C} + 80 \text{ Kcal / Kg.})$$

$$Q_h = 8.881 \text{ Kcal}$$

$$Z = (9.591 + 8.881) \text{ Kcal} / 1097,2 \text{ Kcal} / \text{h}$$

$$Z = 16.84 \text{ horas}$$

$$Z = 16 \text{ horas } 50 \text{ minutos}$$

9.3 BALANCE TERMICO DURANTE EL ENFRIAMIENTO DE LAS LATAS

9.3.1 BALANCE EN EL TANQUE DE ENFRIAMIENTO

Para la realización del balance se calcula la carga total de enfriamiento en todos los aportantes de calor:

$$Q_{\text{latas}} + Q_{\text{perdidas}} + Q_{\text{bomba}}$$

$$Q_l + Q_p + Q_b$$

9.3.1.1 CALOR A RETIRAR DE LAS LATAS

La composición promedio de cada lata es la siguiente

Lata vacía	47 gramos	20.11 %
pescado	122 gramos	52.11 %
liquido de gobierno	65 gramos	27.8 %
Peso neto de cada lata	187 gramos	
Peso bruto de cada lata	234 gramos	

Para el cálculo del Calor Especifico del Pescado se recurre a la composición proximal del atún es :

Humedad	=	60.5 %
Grasa	=	11.8 %
Sólidos no grasos	=	27.2 %

$$C_{\text{patún}} = 0.605 \times C_{\text{pH}_2\text{O}} + 0.118 C_{\text{pg}} + 0.277 C_{\text{p s.n.g.}}$$

$$C_{\text{pH}_2\text{O}} = \text{calor específico del agua} = 1 \text{ Kcal / Kg. } ^\circ\text{C}$$

$$C_{\text{pg}} = \text{calor específico de la grasa} = 0.5 \text{ Kcal / Kg. } ^\circ\text{C}$$

$$C_{\text{p s.n.g.}} = \text{calor específico de sólidos no grasos} = 0.22 \text{ Kcal / Kg. } ^\circ\text{C}$$

$$C_{\text{atún}} = (0.605 \times 1 + 0.118 \times 0.5 + 0.277 \times 0.22) \text{ Kcal / Kg. } ^\circ\text{C}$$

$$C_{\text{atún}} = 0.725 \text{ Kcal / Kg. } ^\circ\text{C}$$

$$C_{\text{platas}} = 0.115 \text{ Kcal / Kg. } ^\circ\text{C}$$

Cp Del Liquido De Gobierno

Se utiliza salmuera al 3 % como liquido de gobierno.

Cp de esta salmuera 0.93 Kcal/ Kg. °C

El calor específico medio de la conserva será

$$C_p = C_{\text{ps}} X_s + C_{\text{pp}} X_p + C_{\text{pl}} X_l$$

C_{ps} = Calor específico salmuera

X_s = fracción de la salmuera en la salmuera

C_{pp} = Calor específico del pescado

X_p = fracción del pescado

C_{pl} = calor específico de la lata

X_l = fracción de la lata

$$C_p = 0.93 \text{ Kcal / kg} ^\circ\text{C} \times (0.278 + 0.725 \times 0.521 + 0.115 \times 0.201) \text{ Kcal / Kg. } ^\circ\text{C}$$

$$C_p = 0.6504 \text{ Kcal /Kg.}^\circ\text{C}$$

La máxima capacidad de la retorta es de 480 latas

$$\text{Peso total de las latas} = 480 \text{ latas} \times 0.234 \text{ kg / lata} = 112.32 \text{ kg}$$

Contenido de Calor de las Latas al entrar al Sistema de Enfriamiento

La temperatura final de esterilización se hace siempre igual a la temperatura de proceso = 121.1°C , luego

$$Q_i = m \times C_p \times DT_f$$

$$Q_i = 112.32 \text{ Kg.} \times 0.6594 \text{ Kcal / Kg.}^\circ\text{C} \times 121.1^\circ\text{C} = 8.969.11 \text{ Kcal}$$

El enfriamiento termina cuando la temperatura dentro de las latas alcance los 38°C .

El contenido de calor de las conservas al finalizar el enfriamiento será:

$$Q_f = 112.32 \text{ Kg.} \times 0.6594 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C} \times 38^\circ\text{C} = 2.818.4 \text{ Kcal}$$

Cantidad de calor cedido al agua de enfriamiento es: $Q_i - Q_f = 6.154.7 \text{ Kcal}$

Se requiere que el enfriamiento debe hacerse en un tiempo de 20 minutos, luego la rata de transferencia de calor de las conservas al agua será:

$$q = \frac{6.154.7 \text{ Kcal} \times 60 \text{ minutos}}{20 \text{ minutos} \times \text{hora}} = 18.464.1 \text{ Kcal/hora}$$

9.3.1.2 CALOR DE PERDIDAS

El tanque de enfriamiento está constituido con lámina de fibra de vidrio de 5 mm de espesor y una conductividad térmica $K = 0.016 \text{ BTU/h pié } ^\circ\text{F}$.

La temperatura media de la sala de proceso donde se encuentra el tanque de enfriamiento es de 35°C y la temperatura media de la superficie externa del tanque es de 30°C , la temperatura media de la superficie interna del tanque es de 16°C , luego el calor que entra al tanque a partir de la superficie externa está dado por fórmula:

$$q_i = \frac{K \times A \times (t_{se} - t_{si})}{L}$$

$$K = 0.016 \text{ BTU/h pié}^\circ\text{F}$$

$$\text{Área} = 28.81 \text{ pié}^2$$

$$L = 0.0164 \text{ pié}$$

$$t_{se} - t_{si} = 34.2 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$Q_k = 0.016 \times 28.81 / 0.016 \times 34.3 = 961.3 \text{ BTU / h}$$

$$Q_k = 255.2 \text{ Kcal / h}$$

El tanque se encuentra destapado y existe una transmisión de calor del aire a la superficie del agua por lo tanto, solo hay una resistencia térmica, convectiva $R = 1. / \text{ho}$

Para calcular el coeficiente de superficie aire-agua asimilaremos la superficie del agua como una placa horizontal, cuya longitud determinante es el largo de 1 metro.

La temperatura media del aire es la sala de proceso es de 35 °C y la del agua es de 15 °C , por tanto la temperatura de la película t_f será:

$$t_f = \frac{35 + 15}{2} = 25^\circ\text{C} = 77^\circ\text{F}$$

Se determina el módulo de Grashof para el aire a 77°F luego:

$$\frac{g \beta \rho}{u^2} = 2.686 \times 10^6 \text{ 1/}^\circ\text{F pié}^3$$

$$DT = 95 - 59 = 36^\circ\text{F}$$

$$L = 3.28 \text{ pié}$$

$$L^3 = 35.29 \text{ pié}^3$$

$$Gr = 2.686 \times 10^6 \times 36 \times 35.29 = 3.41 \times 10^8$$

$$Pr = 0.72$$

$$Gr \times Pr = 2.46 \times 10^8$$

$$\text{Log} (\text{Pr} \times \text{Gr}) = 8.39$$

En la gráfica $\text{Log} (\text{Gr.Pr})$ vs $\text{Log} \text{Nu}$, se busca para placas horizontales el valor de $\text{Log} \text{Nu} = 1.75$, con lo cual $\text{Nu} = 56$

$$h_c = \frac{\text{Nu} \times K_f}{L} = \frac{56 \times 0.0148}{3.28} = 0.25 \text{ BTU} / \text{h} \text{ } ^\circ\text{F} \text{ pié}^2$$

$$h_c = 1.24 \text{ Kcal} / \text{h} \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$q = 1.24 \times 0.6 \times 20 = 14.8 \text{ Kcal} / \text{hora}$$

Por lo tanto el calor total que penetra al tanque de enfriamiento por las paredes será:

$$270 \text{ Kcal} / \text{hora}$$

9.3.1.3 CALOR DE LA BOMBA DE INMERSION

Potencia : $\frac{1}{2}$ HP

Equivalente Calórico : $0.5 \text{ H.P} \times 42.44 \text{ (BTU} / \text{min)} / \text{H P}$

: $21.22 \text{ BTU} / \text{Min.}$

$1273.2 \text{ BTU} / \text{h}$

Q bomba : $320.8 \text{ Kcal} / \text{h}$

La carga total de enfriamiento será:

$$18.461,4 \text{ Kcal / h} + 270 \text{ Kcal / h} + 320,8 \text{ Kcal / h}$$

$$\text{Carga total} = 21.939,4 \text{ Kcal / h}$$

9.3.1.4 CAPACIDAD DE REFRIGERACION DEL AGUA CIRCULANTE

En la tabla 2 se reportan los datos obtenidos durante la determinación experimental la rata de flujo de la bomba de inmersión en las condiciones específicas de instalación del equipo.

El caudal promedio fue de 0.522 litros / segundo ó 31,344 litros/minuto ó 1.880,6 litros / hora.

$$Q_{\text{agua}} = m_{\text{agua}} \times C_{\text{pagua}} \times DT_{\text{agua}}$$

$$m_{\text{agua}} = 1.880,6 \text{ Kg. / h}$$

$$C_{\text{pagua}} = 1 \text{ Kcal / Kg. } ^\circ\text{C}$$

$$DT_{\text{agua}} = (16 - 4) ^\circ\text{C} = 12 ^\circ\text{C}$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{agua}} &= 1880,6 \text{ Kg. / h} \times 1 \text{ Kcal / Kg. } ^\circ\text{C} \times 12 ^\circ\text{C} \\ &= 22.567,2 \text{ Kcal / h} \end{aligned}$$

Se observa claramente que la capacidad de refrigeración del agua es superior a las necesidades de enfriamiento.

Tabla 2. DETERMINACION DE LA RATA DE FLUJO DE AGUA

Tiempo (segundos)	Volumen (litros)	Caudal (litros/segundo)	Caudal (litros/minuto)	Caudal (litros/hora)
18.00	9.430	0.524	31.433	1886.0
11.46	5.975	0.521	31.283	1877.0
16.97	8.850	0.522	31.291	1877.4
21.65	11.475	0.530	31.801	1908.1
13.85	6.952	0.502	30.117	1807.0
19.00	9.595	0.505	30.300	1818.0
14.80	7.665	0.518	31.074	1864.5
33.68	17.350	0.515	30.909	1854.5
24.84	13.010	0.524	31.425	1885.5
9.22	4.950	0.537	32.213	1932.8
10.45	5.450	0.522	31.292	1877.5
21.75	11.540	0.531	31.834	1910.1
32.55	16.850	0.518	31.060	1863.6
5.40	2.950	0.546	32.778	1966.7
VALORES PROMEDIOS		0.522	31.344	1880.6

9.4 EVALUACIÓN DE ENFRIAMIENTO DE LAS LATAS

De acuerdo a la tabla 3, la temperatura mínima del agua que entra al tanque de enfriamiento es de 4 °C y la de retorno es de 5 °C tomadas en el instante en que se inicia el cargue de las latas al tanque; debido al alto diferencial de temperatura existente entre los primeros seis minutos del proceso la velocidad de enfriamiento es alta, alcanzando un promedio de 4.6 °C/min.

La velocidad disminuye a medida que se reduce la temperatura de las latas. Por ser menor el diferencial de temperatura, tanto que al final del proceso la velocidad es aproximadamente de 2,5 °C/min.

Se observa que la temperatura del agua que retorna al banco de hielo, va aumentándose gradualmente, a causa del calor que absorbe de las latas calientes.

De igual manera la temperatura de entrada del agua al tanque de enfriamiento se mantiene casi constante entre 6 y 7 °C debido a que el calor que lleva es tomado por el hielo para su fusión; además de mezclarse con el agua fría que permanece en el banco de hielo.

9.5 ESTUDIO DE COSTOS

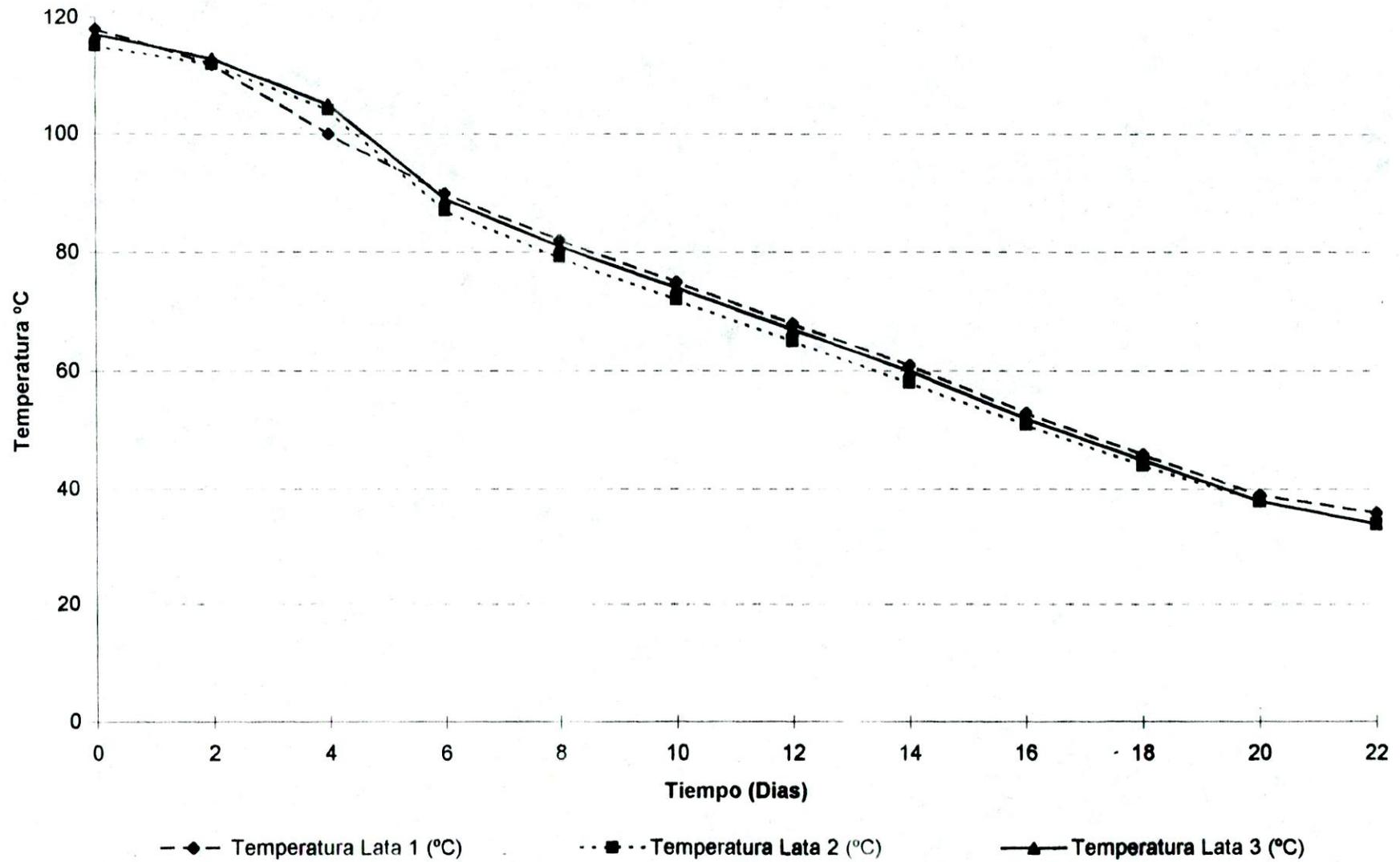
Costo del equipo :

Sistema de refrigeración	\$	2.625.000.00
--------------------------	----	--------------

Tabla 3. VELOCIDAD DE ENFRIAMIENTO DE LAS LATAS

Tiempo (minutos)	Entrada del Agua (C)	Retorno del Agua (C)	Temperatura Lata 1 (C)	Temperatura Lata 2 (C)	Temperatura Lata 3 (C)
0	4	5	118	115	117
2	5	8	112	112	113
4	6	12	100	104	105
6	5	13	90	87	89
8	6	16	82	79	81
10	6	16	75	72	74
12	7	17	68	65	67
14	6	17	61	58	60
16	7	16	53	51	52
18	7	16	46	44	45
20	8	17	39	38	38
22	7	18	36	34	34

Velocidad de enfriamiento de las latas



10. CONCLUSIONES

- La cantidad de calor a retirar de las latas asciende a 18.464.1 Kcal/ hora, lo que en los 20 minutos que dura el proceso de enfriamiento representa un total de 6.154.7 Kcal.
- El tanque de enfriamiento el cual está destapado deja penetrar al sistema 270 Kcal / hora para un total de 90 Kcal.
- La bomba de inmersión utilizada para la recirculación del agua aporta al sistema 320.8 Kcal / hora para un total de 107.0 Kcal.
- El tanque banco de hielo permite a través de sus paredes la entrada de 114.5 Kcal / hora para un total de 38.2 Kcal.
- La carga total de refrigeración durante el enfriamiento es de 6.389.9 Kcal.
- El equipo de refrigeración mecánica tiene una capacidad de refrigeración de 1211.7 Kcal / hora por lo que en los 20 minutos del enfriamiento se retirará 403.9 Kcal.

- El calor restante, es decir, 5.980 Kcal deberá ser absorbido por los 71.25 Kg de hielo previamente formados.
- Para la formación de esta cantidad de hielo el equipo deberá encenderse 18 horas antes de iniciarse el enfriamiento de las latas.
- La incidencia del sistema de enfriamiento en los costos de producción es de 5.13 pesos / lata.

11. RECOMENDACIONES

Los autores una vez analizados los resultados y conclusiones del trabajo recomiendan :

- Disminuir la carga calórica representada en las pérdidas de calor mediante :
 - Mejoramiento del aislamiento de la tapa del banco de hielo
 - Mejoramiento del aislamiento del tanque de enfriamiento
 - Colocación de una tapa aislada térmicamente en el tanque de enfriamiento
- Mejorar el sistema de cargue y descargue de las latas al tanque de enfriamiento.
- Utilizar el sistema de enfriamiento de las latas en el autoclave de prácticas de laboratorio del Centro Planta Piloto Pesquera de Taganga con el fin de optimizar la operación.
- Mejorar el sistema de limpieza e higienización del agua en el banco de hielo para evitar contaminaciones en las latas enfriadas.
- Realizar mantenimientos preventivos en el sistema de refrigeración para evitarles daños graves.

- Dotar al Centro Planta Piloto Pesquero Taganga de la Universidad del Magdalena de varios termómetros digitales que permitan la medición exacta de las respectivas temperaturas con el fin de utilizar el equipo para la realización de prácticas de laboratorio en las asignaturas de Transferencia de Calor, Refrigeración y Operaciones Unitarias.
- Cambiar el refrigerante Freón 12 por uno ecológico como el HFC 134 A (1,1,1,2 - tetrafluoretano) con el fin de contribuir a la conservación de la capa de ozono.

BIBLIOGRAFIA

1. COPELAND CORP. **Manual para Selección de Compresores Copelametic.** USA 1985. 125 pag.
2. DANFOSS Corp. **Automatic Controls and Equipment: Manual for Selection.** Nordborg (Dinamarca). 1970. 125 pag.
3. FLOREZ, Marna et al. **Valor Nutritivo de los Alimentos para CentroAmérica y Panamá.** Guatemala (Guatemala) 1971. 53 pag.
4. HERRMANN, Karl. **Alimentos Congelados, Tecnología y Comercialización.** Zaragoza (España). Acribia. 1976. 284 pag.
5. HERSSOM, A. y E. Hulland. **Conservas Alimenticias. Fundamentos Técnicos Microbiológicos.** Zaragoza (España) Acribia. 1974. 274 pag
6. HOLMAN, J.P. **Transferencia de Calor.** México. Compañía editorial Continental 1982. 422 pag.
7. INPA-CIID-UNIMAGDALENA. **Proyecto Integral de Investigaciones y Desarrollo de la Pesca Artesanal Marítima en el Área de Santa Marta. Informe Técnico Final.** Santa Marta (COLOMBIA) INPA. 1993. 317 pag.

8. INSTITUTO TECNOLÓGICO PESQUERO DEL PERÚ. ITP. **Memorias del X Curso Internacional de Tecnología de Procesamiento de Productos Pesqueros.** Lima (Perú). ITP. 1994
9. JICA. **Tratamiento Térmico de Alimentos Enlatados.** ITP. 1993. 151 pag.
10. KERN, Donald. **Transferencia de Calor.** México. CECSA. 1985. 825 pag
11. KRAC CORP. **Engineering Manual Refrigeration Load Estimating.** USA 1977. 72 pag.
12. MAC ADAMS, William. **Transmisión de Calor.** Ediciones Del Castillo S.A. Madrid. 1964. 556 pag.
13. PERRY, Jhon. **Manual del Ingeniero Químico.** México. UTHEA. 1972. 2v
14. PLANK, Rudolph. **El Empleo del Frío en la Industria de la Alimentación.** España. Reverté. 1979. 575 pag.
15. RAPIN, P.J. **Instalaciones Frigoríficas** Barcelona (España). Marcombo. 1978. 2 v. 678 pag.
16. RAPIN, P.J. **Prontuario del Frío.** Barcelona (España). Editores Técnicos Asociados. 1982. 210 pag.



17. STANBY, Maurice. **Tecnología de la Industria Pesquera**. Zaragoza (España). ACRIBIA. 1967. 443 pag.

18. WARNE, Darian **Manual sobre el Envasado de Pescado en Conserva**. FAO. Roma. 1989. 69 pag.

19. WONG, Luis E. **Guía Práctica de Manipuleo y Conservación de Pescado**. COLOMBIA. Inderena-Inpa. 1990. 20 pag.

20. ZUGARRAMURDY, A. et al. **Economic Engineering Applied to Fishery Industry**. FAO. Roma 1995. 295 pag.