

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA
UNIVERSIDAD
CATÓLICA
DEL PERÚ

**SISTEMA DE REFRIGERACIÓN CON CAPACIDAD DE
BODEGA PARA ALMACENAR 300KG DE PESCADO**

Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico, que presenta el bachiller:

RODOLFO SERGIO CÉSPEDES URRUTIA

ASESOR: Enrique Jose Barrantes Peña

Lima, **enero del 2012**

RESUMEN

**SISTEMA DE REFRIGERACIÓN CON CAPACIDAD DE BODEGA PARA
ALMACENAR 300KG DE PESCADO**

La pesca artesanal en la zona de Pucallpa es una actividad fundamental en la economía de los pobladores de esta zona, debido a que proporciona alimento a los pobladores. Los medios en que se movilizan los pescadores artesanales para realizar la labor de pesca artesanal son llamados peke-pekes, los cuales son canoas que usan motores estacionarios de combustión interna.

En cuanto al método de conservación más común y utilizado por los pescadores artesanales son los bloques de hielo transportados en sus peke-pekes. Por último también aplican el salado.

A fin de mejorar la conservación de sus capturas, se propone un sistema de refrigeración compuesto por: una unidad condensadora, refrigerante R-290, un evaporador de tubo liso, tubos de cobre, un filtro, un termostato, una válvula de expansión, una válvula solenoide, un acumulador de succión, un separador de aceite, una cámara constituida por paredes poliestireno expandido y planchas de acero galvanizado, una tina de acero galvanizado, bandejas y un soporte de tubos de acero. Con todo lo anteriormente mencionado el sistema tiene un peso aproximado de 89kg sin carga de pescado, con dimensiones de: 1450mm, 860mm y 1106mm de largo, ancho y alto respectivamente, y que es posible montarlo en un peke-peke promedio de 6 toneladas con la ayuda de cuatro personas. Por otro lado el diseño del sistema está sujeto a modificaciones y puede seguir optimizándose.

El costo del sistema de refrigeración asciende a S. / 12,253.95, el cuál contiene los costos de los componentes del sistema, instalación y diseño.

INDICE DEL CONTENIDO

	Pág.
RESUMEN.....	i
APROBACIÓN DEL TEMA DE TESIS.....	ii
LISTA DE SÍMBOLOS.....	iv
INTRODUCCION.....	1
1. Características del proyecto.....	2
1.1 Lugar de aplicación del proyecto.....	2
1.2 Métodos de conservación del pescado.....	4
1.2.1 Conservación por deshidratación.....	4
1.2.2 Conservación por agentes químicos.....	5
1.2.3 Conservación por congelación.....	6
1.3 Almacenamiento del pescado.....	7
1.4 Refrigeración mecánica y sistemas de refrigeración.....	7
1.5 Equipos de instalaciones frigoríficas.....	8
1.5.1 Equipos fundamentales.....	9
1.5.2 Equipos complementarios.....	15
1.5.3 Equipos de control.....	17
1.6 Materiales aislantes.....	18
1.7 Cargas térmicas.....	18
1.8 Propiedades termofísicas de refrigerantes.....	19
1.9 Propiedades térmicas del pescado.....	19
1.10 Configuración del sistema de refrigeración.....	19
2. Diseño del sistema de enfriamiento.....	23
2.1 Generalidades.....	23
2.2 Determinación de parámetros de operación de la cámara.....	23
2.2.1 Métodos del almac. del pescado fresco y requerimientos.....	24
2.3 Dimensionamiento de la cámara.....	25
2.4 Coeficientes convectivos, global y temperaturas superficiales.....	27
2.4.1 Coeficientes convectivos.....	27
2.4.2 Coeficiente global.....	27
2.4.3 Temperaturas superficiales.....	28
2.5 Propiedades del aire interior y exterior a la cámara.....	28

2.5.1 Presiones parciales.....	28
2.5.2 Entalpías del aire.....	28
2.5.3 Volúmenes específicos.....	29
2.5.4 Temperaturas de rocío.....	29
2.6 Capacidad de pesca diaria.....	29
2.7 Definición de cargas térmicas.....	30
2.7.1 Pérdidas por transmisión.....	30
2.7.2 Pérdidas por enfriamiento y/o congelación.....	30
2.7.3 Necesidades por infiltraciones.....	32
2.7.4 Necesidades por servicio.....	34
2.7.5 Necesidades totales.....	34
2.8 Diseño del evaporador.....	35
2.9 Pérdidas en tuberías y velocidades recomendadas.....	36
2.9.1 Pérdidas en tuberías.....	36
2.9.2 Velocidades recomendadas.....	37
2.10 Dimensionamiento de los componentes.....	38
2.10.1 Dimensiones de la cámara.....	38
2.10.2 Volumen útil y volumen bruto.....	39
2.10.3 Dimensionamiento de la superficie exterior.....	40
2.11 Cálculo de coeficientes convectivos y global.....	41
2.12 Cálculos de temperaturas superficiales.....	42
2.13 Cálculo de las propiedades del aire atmosférico.....	42
2.14 Cálculo de cargas térmicas.....	46
2.15 Cálculo de las propiedades del refrigerante R-290.....	52
2.16 Cálculo para el diseño del evaporador.....	53
2.17 Cálculo de pérdidas en tuberías y velocidades recomendadas.....	55
2.18 Selección de equipos.....	61
2.19 Cálculo del centro de gravedad y soporte del sistema.....	68
2.20 Transmisión de potencia.....	81
2.21 Análisis de estabilidad del peke-peke.....	83
3. Presupuesto del proyecto.....	89
3.1 Costos de los componentes del sistema.....	89
3.2 Costo del diseño del sistema e instalación.....	91
Conclusiones.....	92
Bibliografía.....	93
Planos	
Anexos.....	A1-A34

LISTA DE SÍMBOLOS

A	: Sección de fluido de la tubería (mm ²)
Ac	: Área de contacto (m ²)
Ce	: Calor específico del material de embalaje (kJ/kgK ó kcal/kg°C)
Cp	: Calor específico (kJ/kg K)
CEMO	: Calor específico aproximado de la materia orgánica (kJ/kgK)
CEH	: Calor específico del hielo (kJ/kgK)
Csf	: Constante experimental (superficie-fluido)
CTH	: Carga térmica horaria (kJ/h)
C1	: Calor específico del producto antes de la congelación (kJ/kgK)
C2	: Calor latente de solidificación (congelación) ó de fusión (kJ/kgK)
C3	: Calor específico después de la congelación (kJ/kgK)
D	: Diámetro (mm)
Df	: Factor de flujo a través de la entrada
Dt	: Factor de tiempo de apertura de puertas ó entradas
e	: Espesor (mm)
f	: Factor de fricción de Darcy
F _M	: Factor de densidad
g	: Aceleración normal de la gravedad (9.81 m/s ²)
h	: Entalpía (kJ/kg)
H _i	: Dimensión de tubería vertical (mm)
HR	: Humedad relativa expresada en porcentaje (%)
Δh	: Caída de presión en tramos verticales (Pa)
k	: Conductividad térmica (W/m K)
L _i	: Dimensión de tuberías horizontales (mm)
mR290	: Flujo másico de refrigerante (kg/s)
m _e	: Masa del embalaje (kg)
m _d	: Masa diaria de pescado (kg/día)
n	: Constante experimental y exponente
N _p	: Número de puertas
NT	: Carga total referida a un periodo de 24 horas (kJ/día)
Pr _i	: Número de Prandtl del líquido
p ₀	: Presión atmosférica (Pa)
p	: Presión manométrica (Pa)
ΔP	: Caída de presión manométrica en tramos horizontales (Pa)
Q	: Calor (kJ/día)

Re	: Número de Reynolds
S	: Área de la superficie externa de la cámara (m^2)
T	: Temperatura ($^{\circ}C$)
\dot{V}_f	: Caudal de la línea de líquido (m^3/s)
$V_{cilindrada}$: Caudal (m^3/h)
W	: Peso (kg)
X	: Humedad absoluta
V	: Velocidad del fluido (m/s)
Vb	: Volumen bruto de la cámara (m^3)
Vu	: Volumen útil de la cámara (m^3)
v	: Volumen específico (m^3/kg)
Z	: Coeficiente (0.1-0.5)
α_{ex}	: Coeficiente convectivo del aire exterior (W/m^2K)
α_{in}	: Coeficiente convectivo del aire interior (W/m^2K)
α	: Coeficiente convectivo de ebullición ($kW/m^2 K$)
ρ	: Densidad del fluido ($kg./m^3$)
E	: Efectividad del dispositivo protector de infiltración
Kglobal	: Coeficiente global (W/m^2K)
θ_d	: Período de tiempo diario considerado (horas)
θ_p	: Tiempo de apertura y cierre de una entrada ó puerta (seg. por entrada)
θ_o	: Tiempo de permanencia abierta de una entrada o puerta (minutos)
σ	: Tensión superficial (N/m)
μ_f	: Viscosidad de líquido saturado (Ns/m^2)
μ_g	: Viscosidad de vapor saturado (Ns/m^2)
μ_l	: Viscosidad del líquido (Ns/m^2)
ϵ	: Rugosidad de la tubería de cobre (mm)

INTRODUCCIÓN

El caso de estudio se presenta en la ciudad de Pucallpa, el cuál consiste en que los pescadores artesanales antes de emprender su labor de pesca y poder conservar el pescado, adquieren bloques de hielo elaborados con agua potable, de 35kg de peso por unidad y cuyas dimensiones son: 40cm x 25cm x 15cm, así como también sacos de cáscara de arroz y tela de plástico. Los bloques son utilizados para armar un tipo de caja, usando aproximadamente 40 bloques, luego estos se apilan de manera que forman una caja la cuál tiene como dimensiones 1.5mx1mx1m y es totalmente cubierta con cascarilla de arroz, la cual sirve de aislante, por último esta caja es cubierta con tela de plástico. Cabe mencionar que la labor de pesca artesanal es diaria y tiene una duración entre 4 a 5 días de la semana. La mínima temperatura alcanzable por la faena de pesca en estas condiciones es 0°C, debido a que el hielo tiene su punto de fusión en 0°C, y sólo podrán llegar a esta temperatura los pescados que están cerca de las paredes formadas por la caja, y los demás se tendrán que conservar con otros métodos como por ejemplo: salar el pescado. El presente trabajo consiste en diseñar un sistema de refrigeración con capacidad de bodega para almacenar 300kg de pescado el cual se utilizará al propano como refrigerante ú otras alternativas. En el diseño se aplicará conceptos de ingeniería mecánica como: Transferencia de calor, Termodinámica, Elementos de máquinas; también revisión de normas técnicas peruanas (NTP) de refrigeración, normas ASHRAE, ARI y selección de equipos. Nuestro estudio está fijado a la labor de pesca artesanal, es decir a mantener las mejores condiciones de conservación de las capturas, mediante un sistema de refrigeración a bordo.

CAPÍTULO 1

CARACTERÍSTICAS DEL PROYECTO

1.1 Lugar de ubicación del proyecto

El proyecto se ubicará en la ciudad de Pucallpa y se aplicará a los peke-pekes los cuales son fundamentales para la pesca artesanal y otras actividades. Por lo tanto a continuación se realizará una breve descripción de la zona geográfica de Pucallpa y de los peke-pekes en las inmediaciones de la ciudad de Pucallpa.

Pucallpa

La ciudad de Pucallpa perteneciente al departamento de Ucayali está ubicada el centro oriente del Perú, está en plena selva amazónica a 154 m.s.n.m. El clima de Pucallpa es tropical cálido todo el año. La temperatura máxima promedio es de 35°C, su Humedad relativa promedio es 85% presentando velocidad de vientos 1.4m/s en promedio. En su territorio crecen numerosos árboles de maderas útiles para la industria maderera del país como: caoba, cedro, ishipingo y tornillo. Pucallpa es considerada en el Perú como el centro maderero más importante con industrias de aserradero y laminado de madera. Para ilustrar el departamento de Ucayali y la ciudad Pucallpa, podemos observar la figura 1.1.

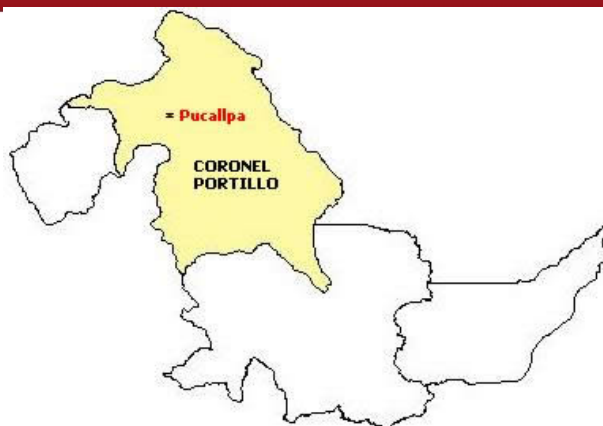


Figura 1.1 Ciudad Pucallpa ubicada en el departamento de Ucayali

Peke-peke

Un Peke-peke es una canoa ó balsa con motor estacionario, esta canoa es elaborada con madera llamada lagarto por los pucallpeños, su nombre técnico es Lagarto Caspi y su nombre científico es *Calophyllum brasiliense* Camb.; se encuentra distribuido en la región de la Amazonía y Norte de Sudamérica, Centro-América, Mexico e Indias occidentales, en el Perú se encuentra en Loreto (Yurimaguas, Iquitos, Pucallpa), el Lagarto se emplea en construcción de puentes durmientes, pisos, carpintería, encofrados, chapas decorativas; y es una de las mejores maderas para la fabricación de canoas y botes planos [AROSTEGUI, 1975-1976]. Las piezas elaboradas con esta madera para el ensamble de estas canoas se unen con clavos y brea, usando esta última para hermetizar la canoa. Las dimensiones de estas canoas son variables con respecto al tonelaje soportado, los cuales varían desde 5 hasta 50 toneladas siendo el más común un peke-peke de 6 toneladas el cuál presenta las siguientes dimensiones: Manga:=1.5m, eslora:=7.5m, calado:=0.8m, puntal:=0.25m. Los motores de estas canoas usan como combustible GLP (gas licuado de petróleo), Diesel y Gasolina; los peke-peke son usados para desplazarse por el río Ucayali, y los usuarios de estos peke-peke son personas dedicadas a viajes pequeños de excursión, pesca artesanal como se puede observar la figura 1.2, transporte de fruta como se muestra en la figura 1.3, cruzar el río, transporte de troncos de maderas, etc.



Figura 1.2 Peke-peke usado para pesca artesanal



Figura 1.3 Peke-peke usado para transporte de frutas

1.2 Métodos de conservación del pescado

Existen diversos métodos para conservar alimentos de los cuales sólo se describirán los métodos más comunes de conservación del pescado los cuales son:

- Conservación por deshidratación
- Conservación por agentes químicos
- Conservación por congelación

1.2.1 Conservación por deshidratación

Es el proceso más antiguo de preparación del pescado es la desecación. Los pescados que no son consumidos de modo inmediato se secaban al aire con el fin

de hacer provisiones. Para la desecación es importante que el contenido natural en agua de la carne de pescado descienda rápidamente por debajo del mínimo necesario para el desarrollo bacteriano (25%), de modo que las bacterias no puedan ejercer así una notable actividad descomposición de las capturas. Se distinguen fundamentalmente dos tipos de pescado seco: El pescado seco propiamente dicho y el pescado salado seco.

Pescado seco

Se prepara sobre todo en Noruega. Los peces decapitados, eviscerados y lavados, unidos a pares por la raíz caudal se cuelgan en barras para que se sequen. La duración del secado depende mucho del clima y alcanza en general de 2 a 3 meses. Un buen pescado seco debe tener la carne blanca, buen olor y buen sabor.

Pescado salado-seco

Se prepara según un procedimiento combinado de salazón y desecación. Se extrae al pescado la cabeza, las vísceras y la mayor parte de la espina central. Las mitades dorsales que permanecen unidas entre sí se levantan separadamente, y en esta forma, húmedas ó secas, se salan. La salazón se consigue de 3 a 4 semanas de tratamiento con sal, al cabo queda listo para la desecación. Los pescados salados se lavan y cepillan antes de disponerlos sobre una base rocosa. Durante la desecación, que dura varias semanas, tienen que invertirse de posición con frecuencia. Un buen pescado salado-seco debe tener la carne blanca y olor agradable. El contenido en sal será de un 18 a 20% y el de agua alrededor del 35%. Se producen pescados salados-secos y pescados secos-salados en agua.

1.2.2 Conservación por agentes químicos

Pescado Ahumado

El ahumado junto con la salazón y desecación es uno de los procedimientos de conservación más antiguos. La acción conservadora del ahumado se basa en la extracción de una parte del agua de la carne del pescado (acción térmica), así como la penetración en la misma de partículas de humo, que hacen resistente el producto y le dan sabor. Antes del ahumado el pescado tiene que someterse a una

salazón más o menos fuerte. La misión de esta salazón logra: Dar sabor, deshidratar y dar consistencia a la carne.

Pescado Salado

Uno de los procedimientos más antiguos de conservación de alimentos es la salazón, que consiste en elevar el contenido salino artificialmente. El método de la conservación por salazón se usa tanto para pescados magros como grasos. Su modo de acción se basa en salida de agua (por ósmosis) de la carne de pescado, a cuyo efecto penetra en ella la sal. La albúmina del pescado se coagula al absorber mayores cantidades de sal, pierde su aspecto vítreo y desarrolla sustancias aromáticas especiales por medio de enzimas propias y bacterianas. Con ello el pescado se hace comestible y conservable. La salazón no asegura en modo alguno contra la descomposición, pues existen, microorganismos resistentes concentraciones salinas relativamente altas. La salazón se emplea como procedimiento exclusivo de conservación (pescado salado) y también como un paso previo en la elaboración de escabeches, anchoas y ahumados. Por el porcentaje de sal que pueda tener un pescado, se distinguen tres tipos de salazón: Suave < 20% de sal en el agua de los tejidos, media 20-23%, fuerte 24% ó más. Por el tipo de material para el curado, se tiene dos clases de salazón: Salazón en seco y salazón por salmuera. La salazón en seco se realiza cubriendo con sal el pescado abierto y dejando eliminar la salmuera que se forma. Generalmente después de permanecer cierto período en sal, el producto es desecado. La salazón en seco es adecuada en el caso del pescado blanco, pero no puede aplicarse al pescado graso.

El curado con salmuera, en el que el pescado se conserva en barriles herméticamente cerrados con una fuerte salmuera formada al disolver la sal en los líquidos tisulares. Se usa en el caso del pescado graso.

1.2.3 Conservación por congelación

Pescado congelado

Para mantener al máximo las cualidades del producto fresco, el mejor procedimiento es el de la congelación. Para obtener un artículo congelado de calidad es necesario trabajar con una materia prima inmejorable y en óptimas

condiciones higiénicas. Los pescados utilizados para congelar a bajas temperaturas deberían estar vivos, ó al menos llegar a los procesos de elaboración lo más rápidamente posible después de su captura, y cumplir los siguientes requisitos: ojos saltones; branquias rojas, sin olores; accesorios sin mucílago; cuerpo sólido; color natural del pez, sin indicios de decoloración.

1.3 Almacenamiento del pescado

Para obtener un buen almacenamiento del pescado no debemos olvidar que normalmente existe una diferencia entre la temperatura del espacio refrigerado y de los serpentines ó tubería de enfriamiento, los que por estar más fríos, traen como consecuencia una disminución en la presión del vapor de aire del recinto, en comparación a la presión del vapor del pescado, que contiene aproximadamente 80% de agua. Debido a esta diferencia de presiones tiene lugar una migración de humedad desde el pescado hacia el aire circundante, hasta establecer un equilibrio. Si la evaporización es muy excesiva, puede resultar una quemadura por congelación ó freezing burn, por lo que se aconseja que los túneles de congelación y almacenamiento sean diseñados para mantener humedades relativas de 90% y aún mayores, si esto fuera posible [ESEP, 1984, p.39-40]. Por otro lado [ASHRAE, 2002, 18.4] dice: La vida máxima de almacenamiento del pescado varía con las especies. En general, pescados de agua dulce congelados en cajas y almacenados en habitaciones refrigeradas pudieron estar contenidos por sólo 7 días y las cámaras de almacenamiento de pescado fresco pudieron ser mantenidas en 2°C y con una humedad relativa por encima del 90%.

1.4 Refrigeración mecánica y sistemas de refrigeración

Para el sistema de refrigeración se describirá el método mecánico más utilizado para la conservación de alimentos en general que es la refrigeración mecánica y algunas variantes en cuanto a la configuración de sistemas de refrigeración.

Refrigeración mecánica

Se denominan así a todos los procesos de enfriamiento en los que la producción del frío se logra mediante el empleo de máquinas que consumen energía, puede ser eléctrica ó de otro tipo.

Sistemas de refrigeración

Los sistemas de refrigeración pueden ser: directos e indirectos

Sistema directo: sistema de refrigeración sin circuitos auxiliares, estando el evaporador del circuito primario directamente en contacto con el medio a enfriar o acondicionar.

Sistema indirecto cerrado: sistema de refrigeración con un solo circuito auxiliar, cuya materia no entra en contacto con el medio a enfriar o acondicionar.

Sistema indirecto abierto: sistema de refrigeración con un solo circuito auxiliar, cuya materia entra en contacto con el medio a enfriar o acondicionar.

Sistema doble indirecto cerrado: sistema de refrigeración con dos circuitos auxiliares en serie, tal que la materia circulada en el circuito final no entra en contacto con el medio a enfriar o acondicionar.

Sistema doble indirecto abierto: sistema de refrigeración con dos circuitos auxiliares en serie, tal que la materia circulada en el circuito final entra en contacto con el medio a enfriar o acondicionar.

Sistema indirecto cerrado ventilado: análogo al sistema indirecto cerrado, pero en el que el tanque del circuito principal está a la presión atmosférica.

Sistema indirecto abierto ventilado: similar al indirecto abierto, pero el evaporador está situado en un tanque abierto o comunicado con la atmósfera.

1.5 Equipos de instalaciones frigoríficas

Para el diseño del sistema de enfriamiento se mostrará una clasificación general de los posibles equipos que se utilizarán para este diseño; esta clasificación está formada por: equipos fundamentales, equipos complementarios y equipos de control.

Equipos fundamentales:

- Compresor
- Evaporador
- Condensador
- Válvula de expansión

Equipos complementarios:

Alta: Separador de aceite, Recipiente de líquido refrigerante ó frigorígeno,
Deshidratador, Visor, Filtro, Purgador.

Baja: Intercambiador de calor, Válvula de retención, Separador de líquido,
Bombas de fluido

Equipos de control

Presostatos: De alta, De baja, Diferencial

Termostatos: De lámina bimetálica, De sonda, Eléctricos

Manómetros: De alta, De baja

Válvulas: Solenoide, Retención

1.5.1 Equipos fundamentales

A. Compresor: es un dispositivo usado para elevar la presión del refrigerante ó frigorígeno en estado de vapor de la zona de baja presión a la zona de alta presión. Existen diferentes tipos de compresores y a continuación se enuncian los más relevantes en cuanto a sistemas de refrigeración.

Alternativos: Refrigerados por aire

Refrigerados por agua

Monocilíndricos

Policilíndricos

Verticales

Horizontales

Otros: En L, V, W, VV.

De una etapa ó varias etapas

Abiertos, Semi-herméticos, Herméticos

Rotativos: De Paletas

De pistón rotativo u oscilante

Scroll

De tornillo

Lobular

Centrífugos

En cuanto a la clasificación de compresores mostrada anteriormente se enfatizará el estudio y análisis de los compresores alternativos en sus variantes: abiertos, semi-abiertos y herméticos, pero también cabe mencionar que los compresores alternativos no son capaces de soportar el golpe de líquido y son ruidosos en comparación a los otros compresores.

A.1 Abiertos

Ventajas: pueden ser accionados por cualquier tipo de motor ya sea por motores eléctricos ó de combustión interna, la transmisión del motor al compresor se da mediante poleas y fajas, engranajes; en cuanto al mantenimiento son flexibles si por ejemplo el motor presenta averías ó problemas, puede ser reemplazado sin que se pierda la estanqueidad del sistema frigorífico.

Desventajas: posibles pérdidas de aceite y refrigerante (ó frigorígeno) debido a que parte de la dimensión del eje está en el exterior de la carcasa como se muestra en la figura 1.4, presenta defectos de alineación en cuanto a los ejes del motor y compresor.

Aplicaciones: son compresores muy utilizados en instalaciones que usan amoníaco y en instalaciones que requieren de grandes potencias.



Figura 1.4 Compresor abierto [DANFOSS]

A.2 Semi-herméticos

Ventajas: se caracterizan porque tanto el motor como el compresor están alojados en un mismo recinto dividido en dos partes separadas por una pared y como consecuencia la transmisión de potencia entre compresor y motor es directa como se muestra en la figura 1.5; son más herméticos que los compresores abiertos debido a que el eje ya no está fuera de la carcasa, el acoplamiento directo reduce pérdidas de potencia.

Desventajas: enfriamiento, esto se debe a que tanto el compresor como el motor están dentro de una misma carcasa herméticamente cerrada, por lo tanto el calor generado por estos componentes es más difícil de evacuar que en los compresores abiertos.

Aplicaciones: existen modelos enfriados por aire (el motor está dotado de un ventilador) y enfriados por el mismo refrigerante (ó frigorígeno), en este modelo se hace circular el gas por el motor antes de pasar al compresor.



Figura 1.5 Compresor semi-hermético [EMERSON]

A.3 Herméticos

Se caracterizan porque tanto el motor como el compresor están alojados en un mismo recinto el cuál está formado por dos piezas soldadas y no está dividido como en el caso de los Semi-herméticos como se muestra en la figura 1.6. La transmisión de potencia entre compresor y motor es directa como en los compresores Semi-herméticos.

Ventajas: el acoplamiento directo motor-compresor reduce pérdidas de potencia, la estanqueidad queda totalmente asegurada por la hermeticidad, ocupan menos espacio.

Desventajas: no se tiene acceso al equipo debido a la hermeticidad del equipo ya que está formado por dos piezas soldadas. El devanado del motor está inmerso en una atmósfera formada por el fluido y el aceite, por lo tanto el conductor debe estar protegido para soportar las corrosiones químicas debido al contacto con dichos fluidos.

Aplicaciones: fabricación de electrodomésticos de línea blanca, muebles de venta de productos refrigerados y congelados.



Figura 1.6 Compresor hermético [EMERSON]

B. Evaporador

Intercambiador de calor en el cual, después de la expansión, el líquido refrigerante es vaporizado por absorción del calor del medio a ser refrigerado.

Evaporadores de tubos: De tubos lisos
De tubo con aletas
Multitubulares

Evaporadores de placas: Simples
Semisoldadas
Soldadas

Los evaporadores más adecuados para el sistema de refrigeración son los evaporadores de tubos lisos y de tubos con aletas.

B.1 Evaporadores de tubos lisos

Elaborados de un tubo desnudo ó liso de cobre o de acero inoxidable, son los más sencillos y más antiguos, están destinados al enfriamiento de líquidos, en los que trabajan por inmersión. Por la forma que se produce la vaporización se tienen los de expansión seca y los de tipo inundado.

Los de expansión seca el refrigerante (ó frigorígeno) inicia su cambio de fase al pasar la válvula de expansión y continúa a medida que pasa al serpentín.

Los de tipo inundado, el serpentín está lleno permanentemente de líquido ó líquido y vapor (mezcla saturada), requieren de un depósito acumulador al que está soldado dicho serpentín. Estos evaporadores (tipo inundado) ocupan mucho espacio y no permiten el retorno del aceite.

sus aletas dificultando la transferencia de calor. Para su selección se debe tener en cuenta:

El bajo consumo energético de los motores que mueven los ventiladores.

El nivel sonoro producido.

Las vibraciones ocasionadas

Los motores deben tener protección térmica, que evite los sobrecalentamientos y auto lubricación.

Unidades condensadoras

La Norma UNE-EN 13215/2001 define la unidad condensadora como la combinación de uno ó varios compresores, condensadores o recipientes líquidos y los accesorios comúnmente suministrados. Estas unidades condensadoras pueden ser enfriadas por agua ó por aire como se observa en la figura 1.7



Figura 1.7 Unidades condensadoras [DANFOSS]

Ventajas:

Estas unidades son ensambladas en fábrica, tienen mayor garantía de calidad.

La estanqueidad es más fiable.

Los fabricantes suelen facilitar catálogo, documentación suficiente, manuales de montaje, uso y reparación.

Cuando la instalación va estar a la intemperie se suministran montadas dentro de una coraza.

Las unidades enfriadas por aire son las más difundidas.

1.5.2. Equipos complementarios

Filtro secador (ó filtro deshidratador)

Es un dispositivo que contiene material desecante y material filtrante, para remover la humedad y otros contaminantes de un sistema de refrigeración. Con el tiempo el funcionamiento normal del sistema de refrigeración, va acumulando contaminantes en el refrigerante (ó frigorígeno), estos pueden ser: sólidos (limaduras metálicas producidas durante el montaje ó producto del desgaste de las piezas) y líquidos (ácidos, aguas, ceras). Los ácidos se producen por descomposición del aceite en presencia de la humedad a temperaturas elevadas y son muy corrosivos. Debido a fallas de hermeticidad en el sistema de refrigeración ingresa aire del exterior y por lo tanto ingresa agua al condensarse el vapor de agua contenido en el aire. La condensación del aire produce la hidratación del refrigerante, el agua que no se mezcla con el refrigerante (ó frigorígeno) puede producir granos de hielo, los cuales son perjudiciales ya que produce obstrucciones en la válvula de expansión, la humedad contribuye a descomposición de los lubricantes, también se producen óxidos y sales que son perjudiciales para el compresor. En conclusión los más afectados por los contaminantes son: el compresor, válvula de expansión y tubo capilar. Los más usados son los de sílica gel, alúmina activada y tamices moleculares. La figura 1.8 muestra los diferentes tipos de filtros que se usan en refrigeración



Figura 1.8 Tipos de filtros [EMERSON]

Visor de Líquido (ó llamado también indicador de líquido y humedad)

Permite detectar el estado de refrigerante, mostrando las condiciones del refrigerante en la línea de líquido con el propósito de alertar contra la humedad y gasificación del refrigerante (ó frigorígeno) y se instala antes de la válvula de expansión. Si se observa la presencia de burbujas en el líquido debemos deducir que hay presencia de incondensables, que se traduce en un defecto del refrigerante en el circuito. Otras causas son: falta de refrigerante, filtro obstruido, línea de líquido muy larga, falta de sub-enfriamiento del refrigerante. El visor lleva impreso un indicador que consiste en una corona circular pintados de verde y amarillo como se muestra en la figura 1.9, el cambio de color nos avisará de la hidratación del refrigerante (ó frigorígeno). El color verde indica que no hay humedad excesiva, y el color amarillo nos indica que el contenido de humedad del refrigerante que ya superó el límite admisible.



Figura 1.9 Visor de líquido [EMERSON]

Separador de aceite

Su función principal es de separar el aceite lubricante del gas refrigerante (ó frigorígeno) y regresarlo al carter del compresor antes que llegue a otros componentes del sistema. Debe montarse de manera segura, firme y en posición vertical, generalmente se instala en la línea de descarga, entre el compresor y condensador. El separador de aceite funciona con mayor eficiencia cuando el gas de descarga está altamente sobrecalentado. Un separador de aceite se puede apreciar como lo muestra la figura 1.10

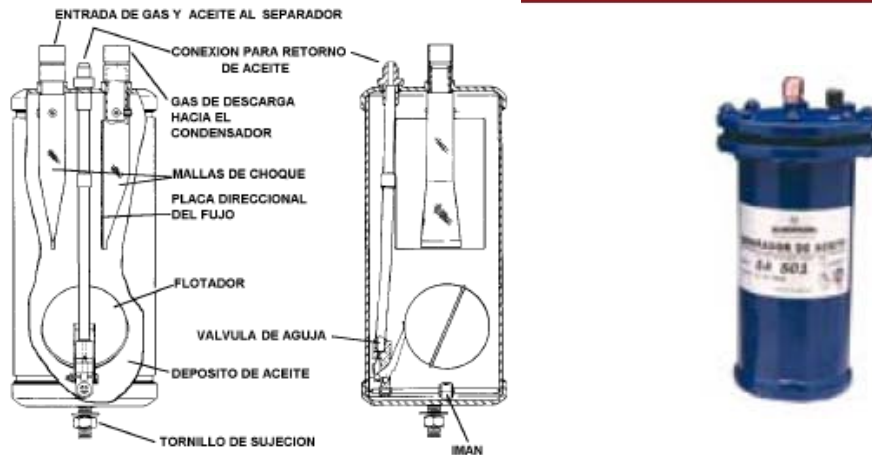


Figura 1.10 Separador de aceite [EMERSON]

1.5.3. Equipos de control

Válvulas de expansión

Dispositivos que permiten y regula el paso del refrigerante líquido desde un estado de presión más alto a otro más bajo.

- Salva la diferencia de presión existente entre ambas partes del circuito (zonas de baja y alta).
- Regula el caudal del refrigerante (ó frigorígeno) líquido.
- Evita que el refrigerante (ó frigorígeno) líquido llegue al compresor.

Las válvulas de expansión son de varios tipos: termostáticas, presostáticas, electrónicas, de flotador, capilares.

Válvulas solenoide

Su función básica es la de una válvula de paso operada manualmente, siendo accionada eléctricamente. Se instalan en una tubería para cerrar el paso del fluido, es frecuente encontrarlas en la tubería de líquido, pero también pueden instalarse en la tubería de aspiración ó en la tubería de compresión. Pueden ser accionadas por interruptores termostáticos, de flotador, de baja presión, de alta presión, por reloj ó cualquier otro dispositivo que abra y cierre el circuito eléctrico. La más usada es la de interruptor termostático. Las válvulas termostáticas pueden ser:

Por su aplicación: de acción directa ó operada por piloto

Por su construcción: normalmente cerrada, normalmente abiertas, de acción múltiple

Por su forma: de 2 vías, de 3 vías, de 4 vías.

Acumulador de succión

Es un recipiente para entrapar temporalmente la mezcla de refrigerante líquido y aceite, les permite retornar al compresor en forma segura para que no se dañe. Su función es proteger al compresor de los daños que ocasionan el refrigerante líquido ó el aceite en exceso cuando retornan repentinamente. Pueden ser de dos tipos: de tubo en “U” y de tubo vertical como se observa en la figura 1.11

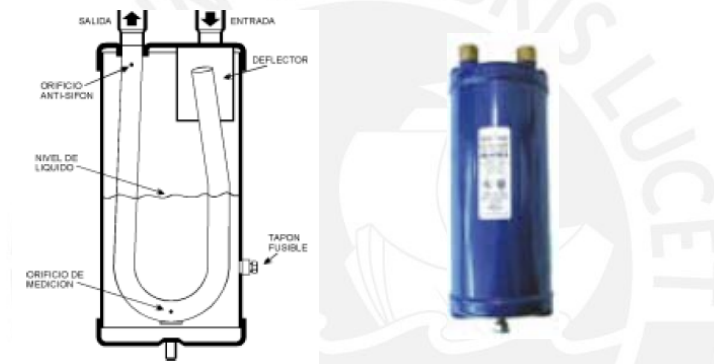


Figura 1.11 Acumulador de succión [EMERSON]

1.6 Materiales aislantes

Los materiales aislantes que son utilizados en la industria frigorífica, tienen por objetivos fundamentales el mantenimiento de la temperatura adecuada en el interior de los recintos ó tuberías aisladas y obtener un ahorro energético con espesor económico y óptimo. Los aislantes más usados en cámaras frigoríficas son: corcho, poliestireno expandido y espuma de poliuretano.

1.7 Cargas térmicas

Las cargas térmicas que estarán presentes y como consecuencia se analizarán en el diseño del sistema de refrigeración son:

Necesidad por enfriamiento y congelamiento del producto
Necesidad por infiltraciones de aire desde el exterior al espacio refrigerado
Necesidad debido a cargas térmicas adicionales (calor desprendido por ventiladores personas, iluminación y servicios)
Necesidades totales referidas a un periodo de 24 horas
Pérdidas por transmisión de calor a través de las paredes del espacio refrigerado
Pérdidas por enfriamiento y/o congelación
Pérdidas por convección-radiación
Pérdidas por condensación de la humedad exterior

1.8 Propiedades termofísicas de refrigerantes

Las propiedades termofísicas de los refrigerantes las encontramos en la fuente [ASHRAE, 2001,20] y también se analizarán variantes como los siguientes frigorígenos: R290 (propano), R600 (butano) y R22.

1.9 Propiedades termofísicas del pescado

Estas propiedades se encuentran en diversas fuentes como en [ASHRAE, 2002, 8.4], anexo A1 y otras, además son de bastante importancia debido a que están relacionadas con las cargas térmicas para el diseño del sistema de refrigeración.

1.10 Configuración del sistema de refrigeración

De lo descrito en los puntos anteriores se propone la siguiente configuración:

- Compresor hermético/ Unidad condensadora
- Refrigerante R290
- Evaporador de tubo liso
- Tubos de cobre
- Filtro
- Control de temperatura (Termostato)
- Válvula de expansión termostática
- Válvula solenoide
- Acumulador de succión
- Separador de aceite

-Poliestireno expandido (Tecnopor) y acero galvanizado

A continuación se exponen las razones de selección de los elementos de la configuración propuesta anteriormente:

Unidad Condensadora:

El sistema de enfriamiento utilizará una unidad condensadora debido a que esta posee un compresor hermético el cuál es más pequeño, más compacto, más libre de vibración y su motor es continuamente enfriado y lubricado en contraste con los compresores abiertos. Además las unidades condensadoras refrigeradas por aire son las más que tienen mayor difusión su uso es más asequible y cómodo.

Refrigerante R-290:

El sistema de enfriamiento utilizará al propano (R290) como refrigerante debido a que su ODP (potencial de agotamiento de la capa de ozono) es nulo y el GWP (potencial de calentamiento global ó potencial del efecto invernadero) es insignificante. Es un refrigerante de clasificación A3 como lo muestra la fuente [ASHRAE ,2001,19.7,19.10] y anexos A2, A3; lo que significa que no es tóxico pero es altamente inflamable, para esto el sistema de enfriamiento deberá ser hermético evitando de que no se presente una mezcla inflamable la cual es producida por los hidrocarburos en presencia del aire y esta a su vez requiere de una fuente de ignición, si no está presente esta fuente de ignición no se encenderá esa mezcla inflamable. Por otro lado el nivel de presión y temperatura crítica del R290 son muy similares al del R22 y tiene aproximadamente un 90% de capacidad volumétrica del R22, por las razones anteriormente mencionadas la capacidad de refrigeración del R290 está en promedio en un 10% por debajo de la del R22. Para la selección de equipos se tendrá en cuenta esta baja de potencia refrigerante y en general se pueden usar la misma dimensión de tubos tanto para R290 como para R22.

Evaporador de tubo liso:

El sistema de enfriamiento estará constituido por un evaporador de tubo liso, debido a que los evaporadores del tipo tubo liso dan servicio satisfactorio para una gran variedad de aplicaciones trabajando en cualquier rango de temperatura, por otro

lado estos evaporadores se fabrican en gran número de: tamaños, formas y diseños; y es muy común que sean fabricados a la medida según cada caso específico. Además la acumulación de escarcha no afecta la capacidad de este tipo de evaporadores en la magnitud que afecta a los evaporadores aleteados.

Tubos de cobre:

El sistema de enfriamiento utilizará tubos de cobre debido a que la mayoría de las tuberías en refrigeración son fabricadas con este material. Los tubos de cobre están disponibles en tipos: K, L, M y otros como se muestra en [ASHRAE, 2000, 41.4] y anexo A4. El tubo de tipo L es el más común en refrigeración, y se utiliza principalmente en refrigeración doméstica y comercial, además es flexible y se dobla fácilmente. La tubería de cobre tiene la ventaja de ser más resistente a la corrosión y de fácil manufactura e instalación.

Filtro:

El sistema de enfriamiento utilizará un filtro para que la acumulación material extraño como: sólidos (limaduras metálicas producidas durante el montaje ó producto del desgaste de las piezas) y líquidos (ácidos, aguas, ceras), no vaya a causar una excesiva caída de presión.

Termostato:

El sistema de enfriamiento requiere de un método de control para operar satisfactoriamente, existen tantos métodos de control para operar sistemas de refrigeración como ingenieros para diseñarlos, por lo tanto se elige el método simple que es con termostato de pare y arranque. Cuando el termostato pide enfriamiento y cierra los contactos, el circuito de control se completa a través de la bobina del contactor. Cuando la bobina del contactor se energiza, cierra los contactos y completa el circuito de potencia al motor.

Válvula de expansión termostática:

El sistema de enfriamiento requiere de esta válvula debido a que esta regula el caudal de refrigerante en función de las variaciones de temperatura que se producen a la salida del evaporador.

Válvula solenoide:

El sistema de enfriamiento utilizará esta válvula debido a que en la mayoría de aplicaciones de refrigeración es necesario abrir ó detener el flujo en un circuito de refrigerante, por otro lado su aplicación más común en refrigeración es la de prevención de inundación del compresor.

Acumulador de succión:

Este equipo es importante para el sistema de enfriamiento debido a que su función principal es evitar que el refrigerante líquido retorne al compresor y lo dañe, ya que es un recipiente para entrapar la mezcla de refrigerante líquido y aceite; el refrigerante líquido se evapora en esta trampa y llega como gas al compresor.

Separador de aceite:

Este equipo se consideró dentro de la configuración del sistema de enfriamiento por que su función es asegurar el correcto retorno de aceite al compresor, de esta manera se lubrican los cojinetes, bielas y otras partes móviles del compresor.

Poliestireno expandido y acero galvanizado:

En la actualidad los paneles prefabricados marcan diferencia; el material prefabricado más utilizado para la construcción de cámaras frigoríficas como aislante es el poliestireno expandido. Este aislante suele estar recubierto por dos chapas de acero que pueden ser galvanizadas ó lacadas.

CAPÍTULO 2

DISEÑO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

2.1 Generalidades

En el presente capítulo se exponen las definiciones y consideraciones convenientes para el diseño del sistema de enfriamiento el cual se puede dividir en cinco pasos, iniciándolo con el desarrollo de definiciones de condiciones apropiadas para el almacenamiento de pescado, propiedades del pescado, cargas térmicas, pérdidas en tuberías y velocidades del refrigerante recomendadas; como segundo paso están los cálculos de propiedades del aire tanto interior y exterior, propiedades del refrigerante, cargas térmicas, pérdidas en tuberías, todos estos cálculos son como consecuencia de las necesidades solicitadas por el sistema de enfriamiento y son necesarios para el siguiente paso que es seleccionar todos los equipos que requiere la configuración del sistema de enfriamiento, una vez concluidos los tres pasos anteriormente mencionados se obtiene la geometría completa y definida que será motivo de análisis para diseñar el soporte del sistema de refrigeración y por último plantear alternativas de la transmisión de potencia al sistema de enfriamiento.

2.2 Determinación de parámetros de operación de la cámara

Para la determinación de las condiciones a las que funcionará la cámara se definirán parámetros como: El método de almacenamiento del pescado fresco y los requerimientos ó condiciones del almacenamiento en el interior de la cámara.

2.2.1 Método del almacenamiento del pescado fresco y Requerimientos

Método de almacenamiento: [UL, 1990, p.35-37] menciona que el almacenamiento del pescado fresco en cajas es muy conveniente si se realiza adecuadamente, los pescados son colocados en cajas de variados diseños junto a lechos de hielo picado. El hielo picado proporciona también bolsas de aire que evitan el desarrollo de bacterias anaerobias responsables de olores malolientes que se impregnan en la carne. Existe una tendencia creciente al uso de cajas de aluminio y de plástico endurecido con aberturas de drenaje para el agua de fusión. Por último el almacenado del pescado fresco en cajas facilita el manipuleo, así como la limpieza centralizada y su almacenamiento en espacios menores y de mayor orden.

[FAO - DT 436, 2005, p.42-45] menciona que en muchas partes del mundo, los pescadores prefieren el hielo en bloques porque dura más y ocupa menos espacio en la bodega de pescado. Sin embargo, para utilizar eficazmente el hielo en bloques para el almacenamiento de pescado, y aprovechar al máximo su capacidad de enfriamiento, debe machacarse o triturarse primero en trozos pequeños. Para que su contacto con el pescado sea adecuado, el hielo debe estar partido en trozos suficientemente pequeños como se muestra en la figura 2.1 y anexo A6. Una forma mucho más eficaz de machacar el hielo en bloques es utilizar una trituradora mecánica que puede reducirlo a trozos de 1 cm × 1 cm ó más pequeños.



Figura 2.1 Hielo y pescado almacenado en cajas [FAO - DT 436, 2005, p.44]

Por las razones anteriormente descritas por las fuentes [UL, 1990, p.35-37] y [FAO - DT 436, 2005, p.42-45] se define el método de almacenamiento del pescado fresco mediante el uso de cajas y hielo picado.

Requerimientos del almacenamiento en el interior de la cámara:

Para definir los requerimientos de almacenaje del pescado fresco en el interior de la cámara encontramos que:

La fuente [UL, 1990, p.36] menciona que debido a las sales presentes, la temperatura del pescado fresco almacenado en cajas puede ser de -0.5°C ó incluso ligeramente menor, siempre que el pescado contacte sólo con el hielo y no con otros peces.

Por otro lado la fuente [FAO - DT 436, 2005, p.2] indica ventajas e inconvenientes que puede usarse como guía para decidir si el enfriamiento ([FAO - DT 436, 2005, p.3] en esta publicación menciona que el enfriamiento es el proceso de refrigeración del pescado ó productos pesqueros hasta una temperatura próxima a la fusión del hielo) ó la congelación es la opción más idónea, esto se muestra en la tabla 2.1 y anexo A6. Por último la fuente [ASHRAE, 2002,10.9] y anexo A5 muestra las condiciones de almacenamientos recomendados.

Tabla 2.1 Ventajas e inconvenientes del enfriamiento y congelación
 [FAO - DT 436, 2005, p.2]

Enfriamiento	Congelamiento
Almacenamiento a corto plazo (hasta un máximo de un mes para algunas especies, sólo unos pocos días para otras)	Almacenamiento a largo plazo (un año o más para algunas especies)
Temperatura de almacenamiento: 0°C	Temperatura de almacenamiento muy inferior a cero, por ejemplo: -30°C
Relativamente barato	Relativamente cara
El producto es muy similar al pescado fresco	Si se realiza de forma incorrecta, puede afectar negativamente a la calidad
Tecnología relativamente sencilla	Tecnología relativamente compleja
No se necesitan conocimientos avanzados	Se necesitan conocimientos avanzados
Refrigeración portátil	Operaciones generalmente fijas

Por lo tanto el sistema de enfriamiento que se diseñará, presenta las siguientes condiciones de operación: Temperatura interior en la cámara -0.5°C , humedad relativa de 95% y el tiempo de almacenaje es para 18 días.

2.3 Dimensionamiento de la cámara

El dimensionamiento de la cámara se realizará con los datos del tamaño promedio del pescado, en nuestro caso se está considerando el Boquichico, cuya longitud

promedio es de 25cm, pero también es importante considerar las dimensiones del peke-peke, ya que estas limitan las dimensiones de la cámara. Las dimensiones del peke-peke que en nuestro caso se está considerando son las dimensiones del peke-peke de 6 toneladas las que se mencionaron en el capítulo I, página 3 las cuales son: Manga:=1.5m, eslora:=7.5m, calado:=0.80m, puntal:=0.25m; como se muestra en la figura 2.2.

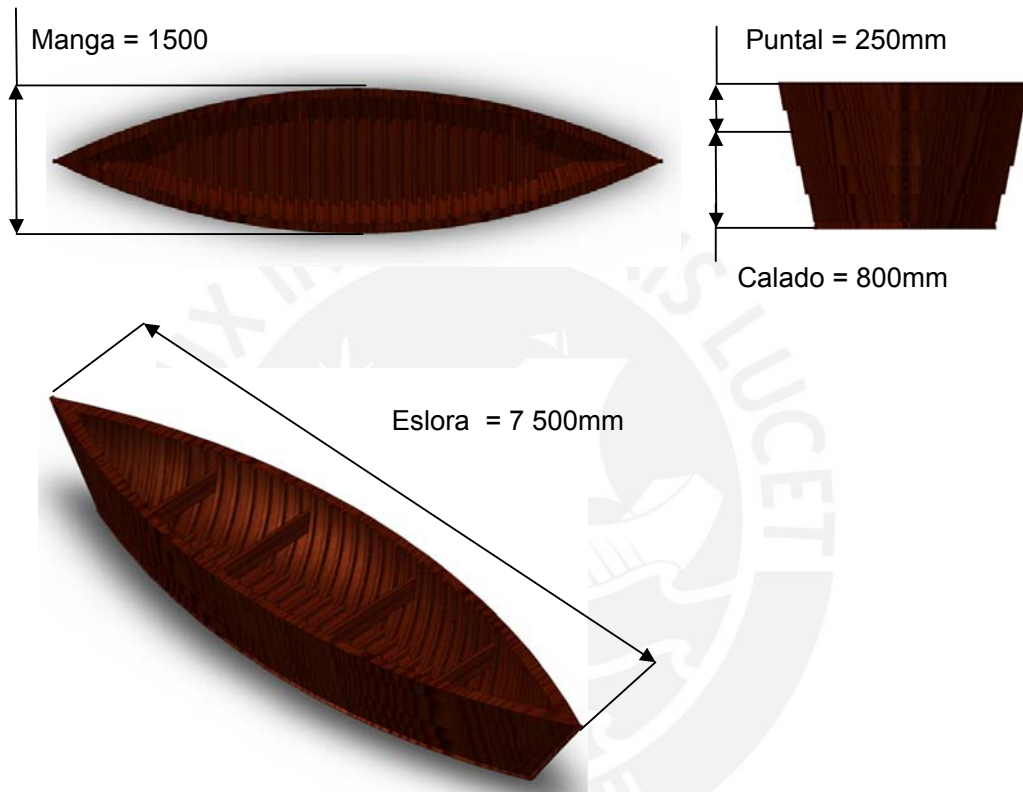


Figura 2.2 Dimensiones de un peke-peke de 6toneladas

Por último para obtener el volumen útil de la cámara se utilizará la datos de densidad útil recomendados por [ASHRAE, 2002, 18.9] y mostrados en el anexo A7, para el volumen bruto se utilizará la ecuación 2.1 [AMIGO, 2000, p292]

$$V_b := V_u + 0.9V_u \quad [2.1]$$

2.4 Coeficientes convectivos, global y temperaturas superficiales

En la determinación de estos coeficientes se ha creído conveniente considerar el método encontrado en [MELGAREJO, 2005] a continuación se muestran los métodos y las ecuaciones para el cálculo de estos.

2.4.1 Coeficientes convectivos

Los coeficientes convectivos del aire exterior e interior a la cámara se calcularán con los valores de la tabla 2.2 y la ecuación empírica 2.2 [MELGAREJO, 2005, p.88], propuesta por: Pinazo (1993), Torella y Palau (1988), para estimar el valor de los coeficientes superficiales de transmisión, a través del cálculo de los coeficientes de convección, utilizan la fórmula de Jurgens, para el caso de superficies planas

Tabla 2.2 Parámetros para el cálculo del coeficiente convectivo del aire

Estado de la superficie	v<5m/s			v>5m/s		
	a	b	n	a	b	n
Pulida	4.83	3.30	1	0	6.17	0.78
Rugosa	5.32	3.70	1	0	6.54	0.78

$$\alpha := a + b \times (V^n) (\text{kcal/hm}^2\text{°C}) \quad [2.2]$$

2.4.2 Coeficiente global

El coeficiente global se calculará con al ecuación 2.3 [MELGAREJO, 2005, p.88]

$$K_{\text{global}} := \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{in}}} + \sum \frac{e}{x} + \frac{1}{\alpha_{\text{ex}}}} \quad [2.3]$$

Donde: $\sum \frac{e}{x}$ es la sumatoria de la relación espesor “e” y conductividad “x” de los materiales de la cámara

2.4.3 Temperaturas superficiales

Para el cálculo de la temperatura superficial exterior "Ts_ex" y la temperatura superficial interior "Ts_in" de la cámara se utilizarán las ecuaciones 2.4 y 2.5

$$T_{s_ex} := T_{pucallpa} - \frac{K_{global}(T_{pucallpa} - T_{cam})}{\alpha_{ex}} \quad [2.4]$$

$$T_{s_in} := T_{cam} + \frac{K_{global}(T_{pucallpa} - T_{cam})}{\alpha_{in}} \quad [2.5]$$

2.5 Propiedades del aire interior y exterior a la cámara

El objetivo principal de hallar estas propiedades es conocer la temperatura de rocío, la cual depende otras propiedades como: presión parcial, entalpía del aire, humedad absoluta y otras; se calcularán tanto para el aire exterior a la cámara como para el aire interior a la cámara.

2.5.1 Presiones parciales

Para el cálculo de las presiones parciales se utilizará la ecuación 2.6, [MELGAREJO, 2005, p.100]

$$p_{vs} := 10^{\left(\frac{7.5t_e}{237.3 + t_e} + 2.7858\right)} \quad (\text{Pa}) \quad [2.6]$$

Donde te es la temperatura seca en °C

2.5.2 Entalpías del aire

Para el cálculo de las entalpías del aire se utilizará las ecuaciones 2.7, 2.8 y 2.9 [MELGAREJO, 2005, p.101]:

$$X_s := 0.622 \frac{p_{vs}}{p_0 - p_{vs}} \quad [2.7]$$

$$X := X_s \times HR \quad [2.8]$$

$$h := t_e + X(2501 + 1.93t_e) \quad (\text{kJ/kg de aire seco}) \quad [2.9]$$

Donde t_e es la temperatura seca en $^{\circ}\text{C}$, X es la humedad absoluta del aire en kg agua/ kg de aire seco que depende de la humedad absoluta de saturación X_s y P es la presión atmosférica.

2.5.3 Volúmenes específicos

Para el cálculo de los volúmenes específicos del aire se utilizará la ecuación 2.10 [MELGAREJO, 2005, p.103]:

$$v := \frac{(t_e + 273.15)(287 + X461)}{p_0} \text{ (m}^3\text{/kg de aire seco)} \quad [2.10]$$

Donde: t_e es la temperatura seca en $^{\circ}\text{C}$, X es la humedad absoluta del aire en kg agua/ kg de aire seco y $p_0 := 10^5 \text{ Pa}$ es la presión atmosférica.

2.5.4 Temperaturas de rocío

Para el cálculo de las temperaturas de rocío del aire se utilizará las ecuaciones 2.11 y 2.12 [MELGAREJO, 2005, p.103]:

$$p'_{vs} := \frac{Xp_0}{0.622 + X} \text{ (Pa)} \quad [2.11]$$

$$T_r := \frac{237.3(\log_{10} p'_{vs} - 2.7858)}{7.5 - (\log_{10} p'_{vs} - 2.7858)} \text{ (}^{\circ}\text{C)} \quad [2.12]$$

Donde: X es la humedad absoluta del aire en kg agua/ kg de aire seco, p_0 es la presión atmosférica, p'_{vs} es la presión de vapor de saturación en Pa y T_r es la temperatura de rocío en $^{\circ}\text{C}$.

2.6 Capacidad de pesca diaria

La capacidad del sistema de enfriamiento es de 300kg de pescado, debido a que es la máxima cantidad que pueden obtener los pescadores en su labor de pesca artesanal diaria y tiene duración de 4 a 5 días como máximo a la semana.

2.7. Definición de cargas térmicas

Para el diseño de la cámara de refrigeración, el análisis y cálculo de las cargas térmicas se realizará según el método encontrado en [MELGAREJO, 2005] en su totalidad debido a su simplicidad y algunas cargas que están definidas en [ASHRAE, 2002].

2.7.1 Pérdidas por transmisión: Q1

El calor transmitido (flujo de calor) a través de una superficie de espesor “e”, en régimen estacionario, y a cuyos lados existen temperaturas t_e y t_i (exterior e interior, $t_e > t_i$) esta dado por la ecuación 2.13 [MELGAREJO, 2005, p.321].

$$Q := KS\Delta t \quad [2.13]$$

Donde:

Q es calor total que atraviesa la pared por unidad de tiempo, en W (kcal/h)

K es el coeficiente global de transmisión de calor, función de los materiales utilizados en la pared, en W/m^2K (kcal/h m^2 °C)

S es la superficie de la pared, en m^2

Δt es la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior, en K(°C)

Una vez fijado el valor de Q, podemos calcular las pérdidas por transmisión Q1, mediante la ecuación 2.14 [MELGAREJO, 2005, p.324].

$$Q1 := Q \times 24 \times 3.6 \text{ (kJ/día)} \quad [2.14]$$

2.7.2 Pérdidas por enfriamiento y/o congelación: Q2

En el cálculo de estas pérdidas, se tendrán en cuenta algunos aspectos, que deberán ser fijados por el proyectista en función del producto o técnica a utilizar (refrigeración o congelación), entre los que destacan:

Plazo en que debe ser enfriado el producto

Masa de producto a enfriar

Necesidad o no de congelación del producto.

Teniendo en cuenta los aspectos citados, el cálculo de las pérdidas por enfriamiento y/o congelación Q2, se obtiene mediante la ecuación 2.15 [MELGAREJO, 2005, p.331].

$$Q2 := Q21 + Q22 + Q23 \quad [2.15]$$

Donde:

Q21 son las necesidades por enfriamiento del producto. Cuando existe congelación Q21 son las necesidades de enfriamiento del producto hasta la temperatura de congelación

Q22 son las necesidades por congelación. Cuando no existe congelación; Q22:=0

Q23 son las necesidades por enfriamiento del producto tras la congelación hasta la temperatura de régimen.

El calor específico del producto antes de la congelación: C1, en caso de que el producto no se encuentre, el valor de C1 puede calcularse con la ecuación 2.16 [MELGAREJO, 2005, p.331], si se conoce su contenido en agua en porcentaje, de la siguiente manera

$$C1 := \frac{a1 + CEMOb1}{100} \quad (\text{kJ/kgK}) \quad \text{ó} \quad (\text{kcal/kg}^\circ\text{C}) \quad [2.16]$$

Donde:

a1 es el contenido de agua en el género, en % (porcentaje)

b1 es el contenido de materia sólida, en % (porcentaje)

En unidades térmicas tradicionales CEMO:= 0.4 kcal/kg°C

En el S.I CEMO:=1.675 kJ/kgK

El calor latente de solidificación (congelación) ó de fusión: C2, cuando existe congelación del producto. En caso de no encontrarse puede calcularse, mediante la ecuación 2.17 [MELGAREJO, 2005, p.332].

$$C2 := \frac{CLSAa1}{100} \quad (\text{kJ/kg}) \quad \text{ó} \quad (\text{kcal/kg}^\circ\text{C}) \quad [2.17]$$

Donde:

Calor latente de solidificación del agua (CLSA):

En unidades térmicas tradicionales CLSA:= 80 kcal/kg°C

En el S.I CLSA:=334.9 kJ/kgK

El calor específico después de la congelación: C3, cuando se trata de cámaras ó túneles de congelación y de cámaras de conservación de congelados. En caso de no encontrarse puede calcularse con la ecuación 2.18 [MELGAREJO, 2005, p.332]:

$$C3 := \frac{CEHa1 + CEMOb1}{100} \text{ (kJ/kgK) ó (kcal/kg}^\circ\text{C)} \quad [2.18]$$

Donde:

Calor específico del hielo (CEH):

En unidades térmicas tradicionales CEH:= 0.5 kcal/kg°C

En el SI CEH:= 2.09kJ/kg

Calor específico aproximado de la materia orgánica (CEMO)

En unidades térmicas tradicionales CEMO:= 0.4 kcal/kg°C

En el S.I CEMO:=1.675 kJ/kgK

a1 es el contenido de agua en el género, en % (porcentaje)

b1 es el contenido de materia sólida, en % (porcentaje)

En caso de que el producto esté embalado, será necesario añadir a las frigorías (kilocalorías) calculadas en Q2, las necesarias para el enfriamiento del embalaje, calculadas con la ecuación 2.19 [MELGAREJO, 2005, p.333]:

$$Qe := CeMe(tee - tq) \quad [2.19]$$

Donde:

Ce es calor específico del material de embalaje en kJ/kgK ó en kcal/kg°C

Me es la masa del embalaje en kg

tee es la temperatura de entrada del embalaje en °C

tq es la temperatura al final de enfriamiento en °C

La diferencia de temperatura (tee-tq) tiene el mismo valor, con independencia de que se expresa en °C ó en K

2.7.3 Necesidades por infiltraciones: Q4

El calor de infiltración se calculará con las ecuaciones 2.20, 2.21, 2.22 y 2.23 [ASHRAE, 2002, 12.3, 12.4].

$$\dot{Q}_I := \dot{Q}_D T D_F (1-E) \quad [2.20]$$

Donde:

\dot{Q}_I := Carga térmica media para un período de 24 horas, kW

\dot{Q} := Carga térmica (sensible y latente) para el flujo de aire plenamente establecido (kW)

D_t := Factor tiempo de apertura de la entrada

D_F := Factor de flujo a través de la entrada

E := Efectividad del dispositivo protector de infiltración

$$D_t := \frac{P_p \theta_p + 60 \theta_o}{3600 \theta_d} \quad [2.21]$$

Donde:

D_t := Factor de tiempo de apertura de puertas ó entradas

P_p := Número de pasajes, puertas ó entradas de aire

θ_p := Tiempo de apertura y cierre de una entrada ó puerta, segundos por entrada

θ_o := Tiempo de permanencia abierta de una entrada o puerta, minutos

θ_d := Período de tiempo diario considerado, horas

Gosney y Olama (1975) desarrollaron el siguiente intercambio de aire plenamente establecido en la ecuación de flujo 2.21, la cual depende de la ecuación 2.22 como se observa en el anexo A8.

$$\dot{Q} := 0.221 A (h_i - h_R) \rho_R \left(1 - \frac{\rho_i}{\rho_R} \right)^{0.5} (gH)^{0.5} F_M \quad [2.22]$$

$$F_M := \left(\frac{2}{1 + \left(\frac{\rho_R}{\rho_i} \right)^{1/3}} \right)^{1.5} \quad [2.23]$$

Donde:

\dot{Q} := Carga de refrigeración sensible y latente, (W)

A := Sección del flujo, m²

h_i := Entalpía del aire que se infiltra al espacio refrigerado, kJ/kg

h_R := Entalpía del aire en el espacio refrigerado, kJ/kg

ρ_i := Densidad del aire que se infiltra, kg/m³

ρ_R := Densidad del aire en el espacio refrigerado, kg/m³

g := Aceleración normal de la gravedad 9.81 m/s²

H := Altura de la entrada, m

F_M := Factor de densidad

2.7.4 Necesidades por servicio: Q8

Se incluyen bajo este apartado una serie de pérdidas diversas, de difícil cálculo hasta tanto no se realice la elección de los equipos que componen la instalación de las mismas, obteniendo un resultado aceptable al utilizar para su cálculo la ecuación 2.24 [MELGAREJO, 2005, p.357]:

$$Q8 := Z (Q1 + Q2) \quad [2.24]$$

Donde:

Q1 son las pérdidas por transmisión (kJ/día) ó (kcal/día)

Q2 son las necesidades por enfriamiento y/o congelación, (kJ/día) ó (kcal/día)

Z es un coeficiente (0.1-0.15)

Es decir, tomamos como Q8 un 10-15% de (Q1+Q2), de esta manera estimamos:

Pérdidas por convección-radiación, Q81

Pérdidas por condensación de la humedad exterior, Q82

Carga térmica debida al desescarche, Q84

Otras cargas térmicas, Q86

2.7.5 Necesidades totales (carga térmica total): NT

Las necesidades totales se obtienen como suma de los diferentes conceptos enunciados y serán calculadas con las ecuación 2.25 [MELGAREJO, 2005, p.361].

$$NT := Q1 + Q2 + Q4 + Q8 \quad [2.25]$$

Estas necesidades totales, NT están referidas a un periodo de 24 horas, por lo que debemos fijar el número de horas de funcionamiento del compresor o compresores (NH), con objeto de calcular la carga térmica horaria (CTH) la cuál se calculará con la ecuación 2.26 [MELGAREJO, 2005, p.349].

$$CTH := \frac{NT}{NH} \quad [2.26]$$

El número de horas de funcionamiento NH, adoptado en proyecto, suele ser en el caso de instalaciones comerciales de unas 14-16 horas/día, mientras que en el caso de máquinas industriales suele adoptarse un valor de 18-20 horas/día.

2.8. Diseño del evaporador

En el diseño del evaporador se utilizará la ecuación 2.27 que es la correlación que se usa con mayor amplitud para la transferencia de calor en el régimen de ebullición nucleada fue propuesta por Rohsenow [CENGEL, 2004, p.522],[ROHSENOW,1985] y la selección del tamaño de la tubería del evaporador se realizará con respecto a la carga térmica [ASHRAE, 2002, 2.3], como se observa en el anexo A9.

$$Q_{nucleada} := \mu_l h_{fg} \left[\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{1/2} \left[\frac{C_p(T_s - T_{sat})}{C_{sf} h_{fg} Pr_l^n} \right]^3 \quad [2.27]$$

$Q_{nucleada}$:= Flux (W/m^2)

μ_l := Viscosidad del líquido (Ns/m^2)

h_{fg} := Entalpía de vaporización (J/Kg)

g := Aceleración de la gravedad

ρ_l := Densidad del líquido (kg/m^3)

ρ_v := Densidad del vapor (kg/m^3)

σ := Tensión superficial de la interfase líquido-vapor (N/m)

C_p := Calor específico del líquido (J/kg)

T_s := Temperatura superficial del calentador ($^{\circ}C$)

T_{sat} := Temperatura de saturación ($^{\circ}C$)

C_{sf} := Constante experimental (superficie-fluido)

Pr_l := Número de Prandtl del líquido

n := Constante experimental que depende del fluido

Usando la ecuación de propuesta por Rohsenow [CENGEL, 2004, p. 522], calculamos el Flux con la ecuación 2.28.

$$\text{Flux} := \mu_f h_{fg} \left[\frac{g(\rho_f - \rho_g)}{\sigma} \right]^{1/2} \left[\frac{C_{pr}(T_w - T_s)}{C_{sf} h_{fg} Pr_l^n} \right]^3 \quad [2.28]$$

2.9 Pérdidas en tuberías y velocidades recomendadas

2.9.1 Pérdidas en tuberías

Es importante mencionar que la caída de presión en las líneas de refrigerante provoca una reducción en la eficiencia del sistema. El diámetro correcto de estas líneas debe basarse en la minimización de costos y maximización de la eficiencia.

Las pérdidas por caída de presión que enfrentará el refrigerante en su recorrido por toda la instalación, se calcularán con las ecuaciones de Darcy - Weisbach mostradas en [ASHRAE, 2001,35] y anexo A10, escritas en las ecuaciones 2.29 (para líneas horizontales) y 2.30 (para líneas verticales); las cuales son dependientes del coeficiente de rozamiento de Darcy "f" el cuál se calcula con las ecuaciones 2.31 ó 2.32 [CENGEL, 2004, p. 433] dependiendo del régimen del fluido; para esto es necesario conocer previamente las variables necesarias como son: flujo másico del refrigerante el cual depende de la cilindrada del compresor y volumen específico del refrigerante en estado de vapor saturado; caudal del refrigerante el cual depende de la densidad y flujo másico del refrigerante; la velocidad del refrigerante que depende del área transversal de la tuberías y el caudal del refrigerante; el diámetro de la tubería que asociado con la velocidad ,viscosidad y densidad del refrigerante permite hallar el número de Reynolds mediante la ecuación 2.33 [ASHRAE ,2001, 2.3] y por último la rugosidad de la superficie de la tubería si el análisis lo requiere.

2.9.2 Velocidades recomendadas

En cuanto a velocidades recomendadas se exponen dos fuentes las cuales son: [ASHRAE, 2002, 2.1], [ARI, 1994, p. 238] siendo la primera la más actualizada y por lo tanto las velocidades calculadas serán contrastadas con esta.

En la fuente [ASHRAE, 2002, 2.1] encontramos que: la economía, la caída de presión, el ruido, y el arrastre de aceite establecen velocidades de diseño factibles en líneas refrigerantes como se muestra en el anexo A11 y tabla 2.3. En aplicaciones de refrigeración industrial ó comerciales, donde el equipo puede funcionar casi continuamente, deberían ser diseñados con velocidades bajas de refrigerantes para que el funcionamiento de compresor sea más eficiente y disminuya los gastos del equipo. Las líneas de líquido del condensador al receptor deberán tener diámetros para 0.5 m/s o menos, para asegurar el flujo de gravedad positivo sin incurrir en la reserva de flujo líquido. Las líneas de líquido del receptor al evaporador deberán tener diámetros para mantener velocidades debajo de 1.5 m/s, así reduciendo al mínimo o previniendo el golpe de ariete de líquido cuando se operan las válvulas solenoides u otras válvulas eléctricas.

Tabla 2.3 Velocidades recomendadas en la línea de gas

Línea de succión	4.5 a 20 m/s
Línea de descarga	10 a 18 m/s

En la fuente [ARI, 1994, p. 238] se recomienda que al dimensionar y arreglar las líneas de gas caliente se seleccione la tubería con un diámetro suficientemente pequeño que produzca la velocidad necesaria a través de la línea para llevar el aceite al condensador. De otro lado el diámetro debe ser suficientemente grande para evitar la caída de presión excesivamente alta.

-En líneas horizontales la velocidad del gas debe ser al menos 750 pies/min (3.81 m/s) para mantener el movimiento del aceite en la dirección del flujo.

-En líneas verticales se requiere una velocidad al menos de 1500pies/min (7.62 m/s)

Demasiada velocidad puede causar ruido objetable, vibración y caída de presión. Para la mayoría de trabajos de refrigeración y aire acondicionado la velocidad no debe exceder los 3000 pies/min (15.24m/s)

$$\Delta P := f \frac{L}{D} \frac{\rho V_m^2}{2} \quad [2.29]$$

$$\Delta h := \frac{\Delta P}{\rho g} := f \frac{L}{D} \frac{V_m^2}{2g} \quad [2.30]$$

Donde:

ΔP := Caída de presión (Pa)

Δh := Pérdida de energía (m)

$$f := \frac{64}{Re} \quad \text{Régimen Laminar} \quad [2.31]$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} := -1.8 \log \left(\frac{6.9}{Re} + \frac{\varepsilon/D}{3.7} \right)^{1.11} \quad \text{Régimen turbulento} \quad [2.32]$$

Donde:

Re := Número de Reynolds

ε := Rugosidad de la tubería

f := Factor de fricción de Darcy

$$Re := \frac{VL}{\nu} := \frac{\rho VD}{\mu} \quad [2.33]$$

Donde:

L := Longitud característica

V := Velocidad del fluido (m/s)

ν := Viscosidad cinemática del fluido ($\nu := \frac{\mu}{\rho}$)

ρ := Densidad del fluido (kg/m^3)

D := Diámetro de la tubería (m)

μ := Viscosidad del fluido (Pa.s)

2.10 Dimensionamiento de los componentes

2.10.1 Dimensiones de la cámara

Para el determinar las dimensiones de la cámara se requiere hallar en primera instancia los volúmenes útil y bruto, por los datos mencionados del peke-peke en el capítulo 1, página 3 y mostrado en la figura 2.2, se obtienen las siguientes

restricciones que se muestran a continuación en la figura 2.3, siendo "Alto" la última dimensión a definir.

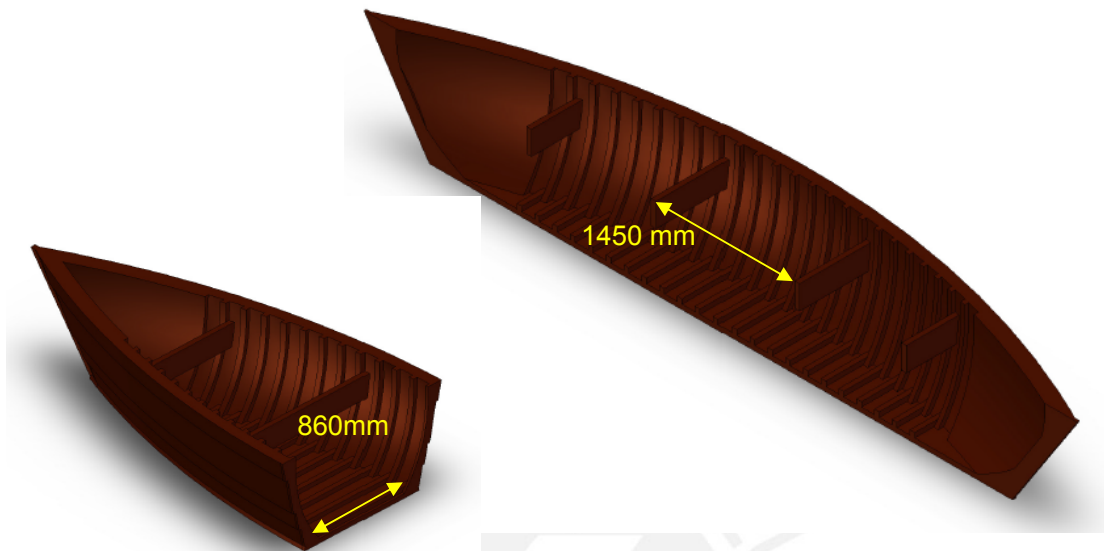


Figura 2.3 Dimensiones de restricción

Longitud "Largo" := 1.45m Alto "Alto"
 Ancho "Ancho" := 0.86m

2.10.2 Volumen útil y volumen bruto (V_u y V_b)

Para el cálculo del volumen útil será necesario usar un dato de densidad útil encontrado en la fuente [ASHRAE, 2002, 18.9], anexo A7 y la masa diaria M_d .

$$\rho_u := 560 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad M_d := 300 \text{kg/día}$$

$$V_u := \frac{M_d}{\rho_u}$$

$$V_u := 0.536 \text{m}^3$$

Reemplazando el volumen útil en la ecuación 2.1 obtenemos el volumen bruto

$$\therefore V_b := 1.018 \text{m}^3$$

Por lo tanto con el volumen bruto conocido se puede conocer la variable "Alto", la cuál se obtiene dividiendo al volumen bruto entre el producto de las variables "Largo" menos la dimensión más pequeña de la unidad condensadora "Du" y "Ancho". A continuación se muestra en la figura 2.4 la dimensión "Du" (puede ser asumida y comprobada después de seleccionar correctamente la unidad condensadora).

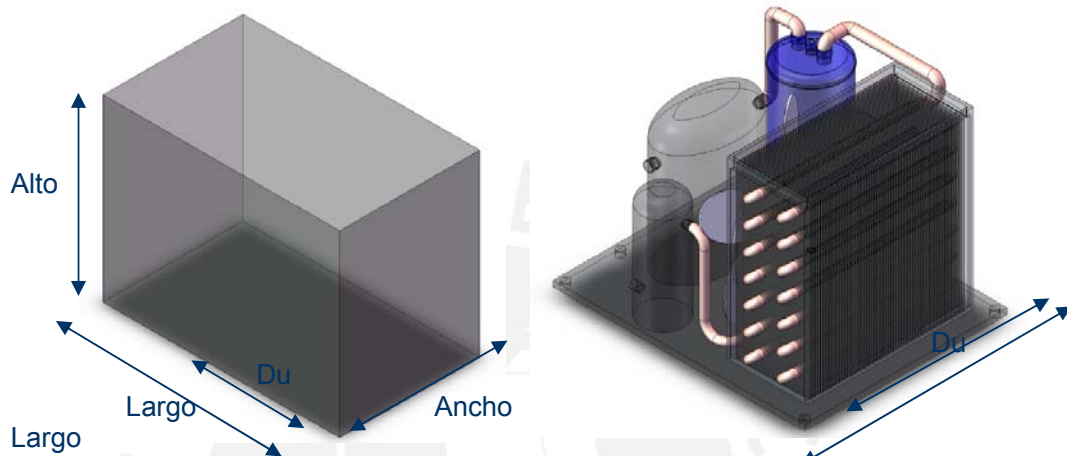


Figura 2.4 Dimensión Du de la unidad condensadora

"Largo" := 1.45m "Du" := 0.380m y "Ancho" := 0.86m

$$\text{"Alto"} := \frac{V_b}{(\text{Largo} - \text{Du}) \times \text{Ancho}} \quad \therefore \text{"Alto"} := 1.106\text{m}$$

2.10.3 Dimensionamiento de la superficie exterior

El resultado de este dimensionamiento es importante debido a que se usará en el cálculo de la carga térmica Q1. El área de análisis "S" (superficie externa), se calcula mediante la ecuación mostrada a continuación, la cuál depende las dimensiones obtenidas anteriormente y mostradas en la figura 2.4.

$$S := \text{Largo} \times \text{Ancho} + 2 \times \text{Alto} \times (\text{Largo} + \text{Ancho})$$

$$S := 6.357\text{m}^2$$

2.11 Cálculo de coeficientes convectivos y global

2.11.1 Cálculo del coeficiente del aire externo α_{ex}

Usando la ecuación 2.2 y los valores de la tabla 2.2 para $v < 5\text{ m/s}$ y con superficie pulida obtenemos:

Velocidad de viento $V_{pucallpa} := 1.4\text{ m/s}$

$a := 4.83$, $b := 3.30$, $n := 1$

$$\alpha_{ex} := 4.83 + 3.30 \times (1.4^1) \text{ Kcal/hm}^2\text{°C} := 9.45 \text{ Kcal/hm}^2\text{°C} := 10.99 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$\therefore \alpha_{ex} := 10.99 \text{ W/m}^2\text{K}$$

2.11.2 Cálculo del coeficiente del aire interno α_{in}

Usando la ecuación 2.2 y los valores de la tabla 2.2 para $v < 5\text{ m/s}$ y con superficie pulida obtenemos:

$a := 4.83$, $b := 3.30$, $n := 1$

$$\alpha_{in} := 4.83 + 3.30 \times (0^1) \text{ Kcal/hm}^2\text{°C} := 4.83 \text{ Kcal/hm}^2\text{°C} := 5.617 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$\therefore \alpha_{in} := 5.617 \text{ W/m}^2\text{K}$$

2.11.3 Cálculo del coeficiente global K_{global}

Espesor del galvanizado $e_g := 0.35\text{ mm}$

Espesor del tecnopor $e_t := 75\text{ mm}$

Conductividad del galvanizado $k_{gl} := 14.16\text{ W/mK}$

Conductividad del tecnopor $k_t := 0.037\text{ W/mK}$

Reemplazando e_g , e_t y k_t en: $\sum \frac{e}{x}$

$$\sum \frac{e}{x} := \frac{2 \times 3.5 \times 10^{-4} \text{ m}}{14.9 \text{ W/mK}} + \frac{0.075 \text{ m}}{0.037 \text{ W/mK}}$$

$$\sum \frac{e}{x} := 2.027 \text{ m}^2\text{K/W}$$

Reemplazando $\sum \frac{e}{x}$, α_{in} y α_{ex} en la ecuación 2.3:

$$K_{global} := \frac{1}{\frac{1}{5.617 \text{ W/m}^2 \text{ K}} + 2.027 \text{ m}^2 \text{ K/W} + \frac{1}{10.99 \text{ W/m}^2 \text{ K}}}$$

$$K_{global} := 0.436 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

2.12 Cálculo de temperaturas superficiales

Reemplazando $T_{pucallpa} := 35^\circ\text{C}$, $T_{cam} := -0.5^\circ\text{C}$, en las ecuaciones 2.5 y 2.6

$$T_{s_ex} := 33.593^\circ\text{C}$$

$$T_{s_in} := 2.252^\circ\text{C}$$

2.13 Cálculo de propiedades del aire atmosférico

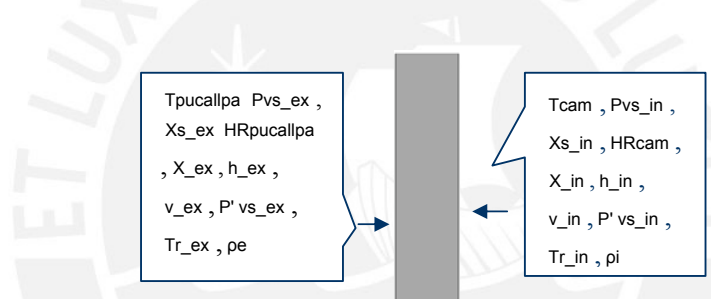


Figura 2.5 Propiedades del aire exterior e interior

2.13.1 Presión parcial de saturación del aire exterior P_{vs_ex}

Reemplazando $T_{pucallpa} := 35^\circ\text{C}$ en la ecuación 2.6:

$$p_{vs_ex} := 10^{\left(\frac{7.5 T_{pucallpa}}{237.3 + T_{pucallpa}} + 2.7858\right)}$$

$$p_{vs_ex} := 5.621 \times 10^3 \text{ Pa}$$

2.13.2 Humedad de saturación y absoluta del aire exterior X_{s_ex} , X_{ex}

Reemplazando $p_{vs_ex} := 5.621 \times 10^3 \text{ Pa}$ y $p_0 := 10^5 \text{ Pa}$ en la ecuación 2.7

$$X_{s_ex} := 0.622 \frac{p_{vs_ex}}{p_0 - p_{vs_ex}}$$

$$X_{s_ex} := 0.0374$$

Reemplazando X_{s_ex} y $HR_{pucallpa}$ en la ecuación 2.8

$$X_{ex} := HR_{pucallpa} \times X_{s_ex}$$

$$X_{ex} := 0.03149$$

2.13.3 Entalpía del aire exterior h_{ex}

Reemplazando $T_{pucallpa} := 35^\circ\text{C}$ y $X_{ex} := 0.03149$ en la ecuación 2.9

$$h_{ex} := T_{pucallpa} + X_{ex}(2501 + 1.93T_{pucallpa})$$

$$h_{ex} := 115.878 \text{ kJ/kg aire seco}$$

2.13.5 Volumen específico del aire exterior v_{ex}

Reemplazando $T_{pucallpa} := 35^\circ\text{C}$, $X_{ex} := 0.03149$ y $p_0 := 10^5 \text{ Pa}$ en la ecuación

2.10

$$v_{ex} := \frac{(T_{pucallpa} + 273.15)(287 + X_{ex} \times 461)}{p_0}$$

$$v_{ex} := 0.929 \text{ m}^3/\text{kg de aire seco}$$

2.13.6 Temperatura de rocío exterior del aire exterior Tr_{ex}

Reemplazando X_{ex} y $P := 10^5 \text{ Pa}$ en la ecuación 2.11

$$P'vs_{ex} := \frac{X_{ex} \times P}{0.622 + X_{ex}}$$

$$P'vs_{ex} := 4.818 \times 10^3 \text{ Pa}$$

Reemplazando $P'vs_{ex}$ en la ecuación 2.12

$$Tr_{ex} := \frac{237.3(\log_{10} P'vs_{ex} - 2.7858)}{7.5 - (\log_{10} P'vs_{ex} - 2.7858)}$$

$$Tr_{ex} := 32.241^\circ\text{C}$$

2.13.7 Densidad del aire exterior ρ_e

$$\rho_e := \left(\frac{1 + X_{ex}}{v_{ex}} \right)$$

$$\rho_e := 1.11 \text{ kg/m}^3$$

2.13.8 Presión parcial de saturación del aire interior P_{vs_in}

Reemplazando $T_{cam} := -0.5^\circ\text{C}$ en la ecuación 2.6:

$$p_{vs_in} := 10^{\left(\frac{7.5 T_{cam}}{237.3 + T_{cam}} + 2.7858 \right)}$$

$$p_{vs_in} := 602.509 \text{ Pa}$$

2.13.9 Humedad de saturación y absoluta del aire interior X_{s_in}, X_{in}

Reemplazando $p_{vs_in} := 5.621 \times 10^3 \text{ Pa}$ y $p_0 := 10^5 \text{ Pa}$ en la ecuación 2.7

$$X_{s_in} := 0.622 \frac{P_{vs_in}}{P - P_{vs_in}}$$

$$X_{s_in} := 3.7703 \times 10^{-3}$$

Reemplazando X_{s_in} y HR_{cam} en la ecuación 2.8

$$X_{in} := HR_{cam} \times X_{s_in}$$

$$X_{in} := 3.58181 \times 10^{-3}$$

2.13.10 Entalpía del aire interior h_{in}

$$h_{in} := T_{cam} + X_{in}(2501 + 1.93T_{cam})$$

$$h_{in} := 78.721 \text{ kJ/kg aire seco}$$

2.13.11 Volumen específico del aire interior v_{in}

$$v_{in} := \frac{(T_{cam} + 273.15)(287 + X_{in} \times 461)}{p_0}$$

$$v_{in} := 0.787 \text{ m}^3/\text{kg de aire seco}$$

2.13.12 Temperatura de rocío interior Tr_{in}

Reemplazando X_{in} y $p_0 := 10^5 \text{ Pa}$ en la ecuación 2.11

$$p'vs_{in} := \frac{X_{in} \times p_0}{0.622 + X_{in}}$$

$$p'vs_{in} := 572.556 \text{ Pa}$$

Reemplazando $p'vs_{in}$ en la ecuación 2.12

$$Tr_{in} := \frac{237.3(\log_{10} p'vs_{in} - 2.7858)}{7.5 - (\log_{10} p'vs_{in} - 2.7858)}$$

$$Tr_{in} := -0.882^\circ\text{C}$$

2.13.13 Densidad del aire interior ρ_i

$$\rho_i := \left(\frac{1 + X_{in}}{v_{in}} \right)$$

$$\rho_i := 1.275 \text{ kg/m}^3$$

A continuación se muestra la tabla 2.4 en la cuál se muestran todos los resultados obtenidos para las propiedades del aire externo e interno a la cámara.

Tabla 2.4 Resultados obtenidos para el aire externo e interno

Prop. Ext.	Aire externo	Prop. Int.	Aire interno
Tpucallpa	35°C	Tcam	-0.5°C
pvs_ex	$5.621 \times 10^3 \text{ Pa}$	pvs_in	602.509Pa
ρ_0	10^5 Pa	ρ_0	10^5 Pa
Xs_ex	0.0374	Xs_in	3.7703×10^{-3}
HRpucallpa	85	HRcam	95
X_ex	0.0374	X_in	3.58181×10^{-3}
h_ex	115.878kJ/kg aire seco	h_in	78.721kJ/kg aire seco
v_ex	$0.929 \text{ m}^3/\text{kg de aire seco}$	v_in	$0.787 \text{ m}^3/\text{kg de aire seco}$
p'vs_ex	$4.818 \times 10^3 \text{ Pa}$	p'vs_in	572.556Pa
Tr_ex	32.241°C	Tr_in	-0.882°C
ρ_e	1.11 kg/m^3	ρ_i	1.275 kg/m^3

2.14 Cálculo de cargas térmicas

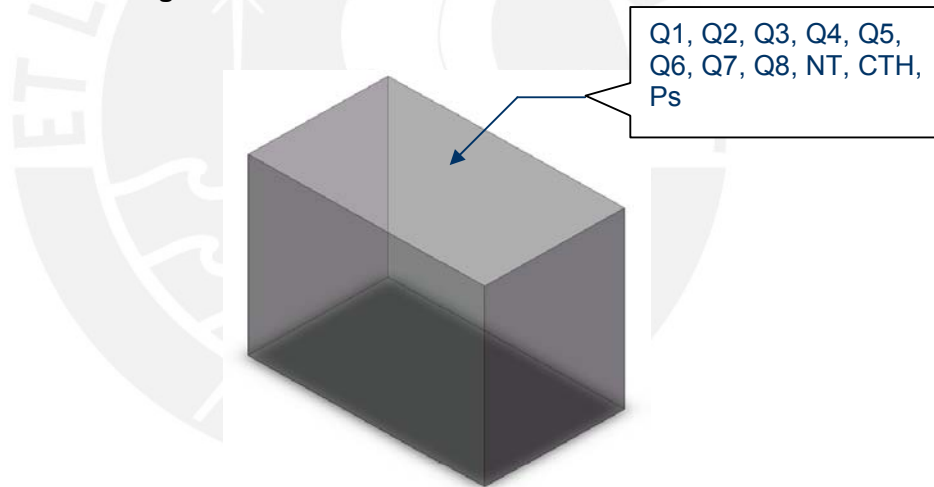


Figura 2.6 Cargas térmicas

2.14.1 Cálculo de la necesidad Q1

Reemplazando Kglobal := $0.436 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, Tpucallpa, Tcam y S en la ecuación 2.13

Se obtienen: $\Delta T := \text{Tpucallpa} - \text{Tcam} := 40^\circ\text{C}$ y $Q := 87.417 \text{ W}$

Reemplazando ΔT y Q en la ecuación 2.14

$Q1 := 8.492 \text{ kJ/día}$

2.14.2 Cálculo de la necesidad Q2

La ecuación 2.15 está conformada por tres términos Q21, Q22 y Q23 en nuestro caso la temperatura de la cámara no es más baja que la temperatura de congelación del pescado por lo tanto se calculará sólo el primer término y los otros dos términos serán nulos.

Cálculo del primer término Q21

$$Q21 := M_d \times C1 \times (T_{\text{pescado}} - T_{\text{cam}})$$

Reemplazando masa diaria de pescado $M_d := 300 \text{ kg/día}$, temperatura de ingreso del pescado a la cámara $T_{\text{pescado}} := 20^\circ\text{C}$, T_{cam} y el calor específico antes de la solidificación $C1 := 3.68 \text{ kJ/kgK}$ calculamos el primer término

$$Q21 := 2.263 \times 10^3 \text{ kJ/día}$$

Cálculo del segundo término Q22

$$Q22 := M_d C2$$

$$Q22 := 0 \text{ kJ/día}$$

Cálculo del tercer término Q23

$$Q23 := M_d \times C3 \times (T_{\text{cong}} - T_{\text{cam}})$$

$$Q23 := 0 \text{ kJ/día}$$

Reemplazando los calores Q21, Q22 y Q23 en la ecuación 2.15 obtenemos Q2

$$Q2 := Q21 + Q22 + Q23$$

$$Q2 := 2.263 \times 10^5 \text{ kJ/día}$$

2.14.3 Cálculo de la necesidad Q4 (“Infiltración”)

Para el cálculo la necesidad de infiltración se usarán las ecuaciones 2.21, 2.22, 2.23 y 2.24.

Factor de tiempo D_t

P_p : El proyecto consta de 2 puertas como se observa en la figura 2.5 $\therefore P_p := 2$

θ_p : En [ASHRAE, 2002,12.5] y anexo A12 enuncia que el tiempo típico θ_p para puertas de cámaras que se abren convencionalmente está en el rango de 15 a 25 segundos por entrada $\therefore \theta_p := 25$.

D_f : En [ASHRAE, 2002,12.5] y anexo A12 enuncia que se puede establecer el factor de flujo $D_f := 1.1$ en operaciones cíclicas de apertura y cierre de puertas con diferencia de temperatura menores que 11°C ; y un valor de 0.8 con diferencia de temperaturas mayores. Cabe mencionar que la diferencia de temperaturas está referida a ambiente externo e interior de la cámara.

$\therefore D_f := 0.8$.

θ_o y θ_d : En [ASHRAE, 2002,12.4-12.5] y anexo A12 enuncia que el tiempo que permanece abierta una entrada θ_o y el tiempo diario considerado para la evaluación θ_d debe ser proporcionado por el diseñador $\therefore \theta_o := 15$ y $\therefore \theta_d := 5$.

Reemplazando los siguientes valores $P_p, D_f, \theta_p, \theta_o$ y θ_d en la ecuación 2.22 obtenemos el valor de D_t

$$D_t := \frac{2 \times 25 + 60 \times 15}{3600 \times 5}$$

$\therefore D_t := 0.053$

Factor de forma F_M

Las densidades del aire que se infiltra y del aire del espacio refrigerado son tomadas de la tabla 2.4, en la cual se muestra el resultado del cálculo de las densidades del aire interior (espacio refrigerado " ρ_R ") y del aire exterior (aire que se infiltra " ρ_i ").

Densidades

$$\therefore \rho_I := \left(\frac{1 + X_{ex}}{v_{ex}} \right) \text{ y } \therefore \rho_R := \left(\frac{1 + X_{in}}{v_{in}} \right)$$

$$\rho_I := 1.11 \text{ kg/m}^3, \rho_R := 1.27 \text{ kg/m}^3$$

Reemplazando los valores de: $\rho_I := 1.11 \text{ kg/m}^3$ y $\rho_R := 1.27 \text{ kg/m}^3$ en la ecuación 2.24

$$F_M := \left[\frac{2}{1 + \left(\frac{1.27}{1.1} \right)^{1/3}} \right]^{1.5}$$

$$\therefore F_M := 0.966$$

Carga térmica (sensible y latente) \dot{Q}

Las entalpías y densidades del aire que se infiltra y del aire del espacio refrigerado son tomadas de la tabla 2.4, en la cual se muestra el resultado del cálculo de las entalpías del aire interior (espacio refrigerado "h_R"), aire exterior (aire que se infiltra "h_I"), densidad del aire interior (espacio refrigerado "ρ_R") y densidad del aire exterior (aire que se infiltra "ρ_I").

Entalpías $\therefore h_I := h_{ex}$ y $\therefore h_R := h_{in}$

$$h_I := 115.878 \text{ kJ/kg aire seco}, h_R := 78.721 \text{ kJ/kg aire seco}$$

Densidades $\therefore \rho_I := \left(\frac{1 + X_{ex}}{v_{ex}} \right)$ y $\therefore \rho_R := \left(\frac{1 + X_{in}}{v_{in}} \right)$

$$\rho_I := 1.11 \text{ kg/m}^3, \rho_R := 1.27 \text{ kg/m}^3$$

A continuación con las dimensiones interiores mostradas en la figura 2.6 se procede a realizar el análisis de cantidad de puertas N_p el cuál se muestra en la tabla 2.5

Tabla 2.5 Análisis de número de puertas

N_p	Dt	\dot{Q} (W)	$\dot{Q}_l := \dot{Q} D_T D_F (1-E)$ (kJ/día)	$N_p \times \dot{Q}_l$
1	0.051	7175	3823	3823
2	0.053	2532	1386	2776
2'	0.053	3588	1963	3926
4	0.056	1268	730.65	2922.6
6	0.059	690.44	471.58	2829.5

Del análisis se obtiene menor pérdida con la geometría de las puertas mostrada en la figura 2.6

Geometría de puertas:

$$A := (0.708\text{m}) \times (0.5 \times 0.918\text{m}) \quad H := 0.5 \times 0.918\text{m}$$

$$\therefore A := 0.324\text{m}^2$$

$$\therefore H := 0.458\text{m}$$

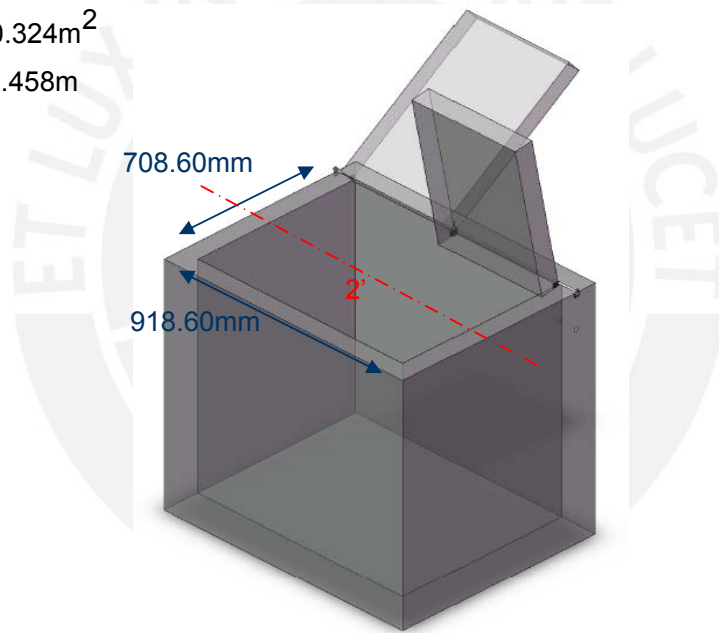


Figura 2.6 Dimensiones para las puertas

Reemplazando los valores de: A , H , h_l , h_R , $\rho_l := 1.11\text{kg/m}^3$, $\rho_R := 1.27\text{kg/m}^3$ en la ecuación 2.23

$$\dot{Q} := 0.221 \times 0.1633 \times (115.878 - 78.721) 1.27 \left(1 - \frac{1.1}{1.27}\right)^{0.5} (9.81 \times 0.46)^{0.5} \times 0.966$$

$$\dot{Q} := 2.532 \times 10^3 \text{ W}$$

Efectividad

La fuente [ASHRAE, 2002,12.5] dice que dependiendo del nivel de circulación y mantenimiento de la puerta ó del dispositivo de protección de la entrada (cortinas de tiras), la efectividad "E" puede caer rápidamente a valores 0.8 para cámaras de congelación y cerca de 0.85 para otras cámaras en general. $\therefore E := 0.85$

Reemplazando los valores de: E, Dt, Df y \dot{Q} en la ecuación 2.21 obtenemos la necesidad de infiltración

$$Q4 := 2.532 \times 10^3 \times 0.053 \times 0.8 \times (1 - 0.85)$$

$$Q4 := 1.386 \times 10^3 \text{ kJ/día}$$

2.14.4 Calor Q8 (Necesidades por servicio)

Considerando el valor de $Z := 0.15$ y reemplazando los valores de Q1, Q2 en la ecuación 2.24 obtenemos:

$$Q8 := Z (Q1 + Q2)$$

$$Q8 := 3.396 \times 10^3 \text{ kJ/día}$$

2.14.5 Necesidades totales (Cargas térmicas totales)

Reemplazando los valores anteriormente calculados en la ecuación 2.25 obtenemos las necesidades totales

$$NT := Q1 + Q2 + Q4 + Q8$$

$$NT := 2.742 \times 10^4 \text{ kJ/día}$$

2.14.6 Carga térmica horaria CTH

Reemplazando NT y $NH := 14 \text{ hr/día}$ en la ecuación 2.26 obtenemos:

$$CTH := \frac{NT}{NH}$$

$$CTH := 1.959 \times 10^3 \text{ kJ/hr } \text{ ó } 467.834 \text{ kcal/hr } \text{ ó } 0.155 \text{ TR } \text{ ó } 1.857 \times 10^3 \text{ Btu/hr}$$

Para seleccionar la unidad condensadora que opera con R22 el valor de CTH obtenido debe ser dividido entre 0.9, debido a que la capacidad del R290 es 90% de la capacidad del R22, además para la selección se deben incluir también los datos de la temperatura del R290 en el evaporador "Te" y la temperatura del ambiente "Ta"

$$Ps := \frac{CTH}{0.9} \quad \therefore Ps := 2.063 \times 10^3 \text{ Btu/hr}$$

$$Te := T_{cam} - 10^\circ\text{C} \quad \therefore Te := -10.5^\circ\text{C} := 13.1^\circ\text{F}$$

$$Ta := T_{pucallpa} + 5^\circ\text{C} \quad \therefore Ta := 40^\circ\text{C} := 104^\circ\text{F}$$

Con estos parámetros hallados (Ps, Te y Ta) podemos ingresar al catálogo de Emerson climate mostrado en el anexo A14 y seleccionar la unidad condensadora para el proyecto. Adicionalmente con el valor de "Ps" se puede también seleccionar la tubería del evaporador.

2.15 Cálculo de las propiedades del refrigerante R290

Los cálculos de las propiedades termofísicas a la temperatura solicitada del refrigerante se realizan con las propiedades termofísicas del R290 las cuales son extraídas de [ASHRAE, 2001,20.41] y se muestra en el anexo A13. Los resultados de estas propiedades se muestran en la tabla 2.6.

$$\text{Temperatura del refrigerante "Tx"} \quad Tx := T_{cam} - 10^\circ\text{C} \quad \therefore Tx := -10.5^\circ\text{C} := 13.1^\circ\text{F}$$

Tabla 2.6 Cálculo de propiedades termofísicas del R-290

Prop. R-290	T1:= 10°F	T2:=15°F	Interpolación	Tx
h_f (kJ/kg)	65.082	71.857	$h_f := hf1 + (Tx - T1) \left(\frac{hf2-hf1}{T2-T1} \right)$	69.283
h_g (kJ/kg)	456.413	459.601	$h_g := hg1 + (Tx - T1) \left(\frac{hg2-hg1}{T2-T1} \right)$	458.389
C_{p_f} (kJ/kg K)	2.421	2.44	$C_{p_f} := C_{p_f1} + (Tx - T1) \left(\frac{C_{p_f2}-C_{p_f1}}{T2-T1} \right)$	2.433
C_{p_g} (kJ/kg K)	1.669	1.692	$C_{p_g} := C_{p_g1} + (Tx - T1) \left(\frac{C_{p_g2}-C_{p_g1}}{T2-T1} \right)$	1.683
μ_f (Ns/m ²)	1.43×10^{-4}	1.389×10^{-4}	$\mu_f := \mu_f1 + (Tx - T1) \left(\frac{\mu_f2-\mu_f1}{T2-T1} \right)$	1.405×10^{-4}
μ_g (Ns/m ²)	7.11×10^{-6}	7.193×10^{-6}	$\mu_g := \mu_g1 + (Tx - T1) \left(\frac{\mu_g2-\mu_g1}{T2-T1} \right)$	7.161×10^{-6}
k_f (W/m K)	0.113	0.111	$k_f := k_f1 + (Tx - T1) \left(\frac{k_f2-k_f1}{T2-T1} \right)$	0.112
k_g (W/m K)	0.01444	0.01472	$k_g := k_g1 + (Tx - T1) \left(\frac{k_g2-k_g1}{T2-T1} \right)$	0.01461
ρ_f (kg/m ³)	545.108	541.424	$\rho_f := \rho_f1 + (Tx - T1) \left(\frac{\rho_f2-\rho_f1}{T2-T1} \right)$	542.824
v_g (m ³ /kg)	0.141	0.129	$v_g := v_g1 + (Tx - T1) \left(\frac{v_g2-v_g1}{T2-T1} \right)$	0.133
σ (N/m)	0.01174	0.01137	$\sigma_g := \sigma_g1 + (Tx - T1) \left(\frac{\sigma_g2-\sigma_g1}{T2-T1} \right)$	0.01151

2.16 Cálculos para el diseño del evaporador

El cálculo de las dimensiones de la tubería del evaporador se realizará con la ecuación 2.34, la cual requiere las variables de longitud "Lt", geometría de la tubería que la encontramos en [ASHRAE, 2000,41.4], anexo A4 y propiedades del refrigerante R290 halladas en la tabla 2.6, cabe mencionar que este cálculo es iterativo y se empieza asumiendo la longitud y geometría de la tubería del evaporador. A continuación se muestra el resultado final de las iteraciones con lo cual se define las dimensiones completas del evaporador.

Longitud final del evaporador "Lt"

$L_t := 40.2\text{m}$

La tubería del evaporador es de 1/2" tipo L sus dimensiones son tomadas de la fuente [ASHRAE, 2000,41.4], anexo A4 y depende del $Q_{\text{ebullición}}$ el cual se compara con los datos de la fuente [ASHRAE, 2002,2.3] y anexo A9

Diámetro exterior "De_g": 15.88mm

Diámetro interior "D_g": 13.84mm

Espesor: 1.02mm

Sección de fluido "A_g": 151mm²

2.16.1 Cálculo del Flux y coeficiente convectivo del R-290

Para este cálculo se usan la ecuación 2.28 y las propiedades de la tabla 2.6

Flux

Viscosidad del líquido: $\mu_L := \mu_f \quad \therefore \mu_L := 1.405 \times 10^{-4} \text{Ns/m}^2$

Entalpía de vaporización: $h_{fg} := h_g - h_f \quad \therefore h_{fg} := 389.106 \text{kJ/kg}$

Aceleración de la gravedad: $g := 9.81 \text{m/s}^2$

Densidad del líquido: $\rho_l := \rho_f \quad \therefore \rho_l := 542.824 \text{kg/m}^3$

Densidad del vapor: $\rho_v := \rho_g \quad \therefore \rho_v := 0.113 \text{kg/m}^3$

Tensión superficial: $\therefore \sigma := 0.01151 \text{N/m}$

Calor específico del líquido: $C_p := C_{p_f} \quad \therefore C_p := 2.433 \text{kJ/kg}$

Temperatura de saturación "Tsat" $T_{sat} := T_x \quad \therefore T_x := -10.5^\circ\text{C}$

Temperatura de superficie "Ts" $T_s := T_w \quad \therefore T_w := -9.985^\circ\text{C} (14.027^\circ\text{F})$

Número de Prandtl "Pr" $Pr_l := Pr_f \quad Pr_f := \mu_f \times C_{p_f} / k_f \quad \therefore Pr_l := 3.058$

Constante experimental (superficie-fluido): $C_{sf} := 0.0025$ [CENGEL, 2004]

Constante experimental (fluido) $n := 1.7$ Para fluidos diferentes del agua [ROHSENOW, 1985, 12-31]

Reemplazando los valores anteriores en la ecuación 2.28

$$\text{Flux} := 1.405 \times 10^{-4} \times 389.106 \left[\frac{9.81(542.824 - 0.113)}{0.01151} \right]^{1/2} \left[\frac{2.433(-9.985 + 10.5)}{0.0025 \times 389.106 \times 3.058^{1.7}} \right]^3$$

Flux := 263.904W/m²

2.16.2 Coeficiente convectivo de ebullición

Para el cálculo del coeficiente convectivo de ebullición se utilizan los valores de los parámetros siguientes: Flux, área de contacto "Ac", temperatura de superficie "Ts" y de saturación "Tsat"

Temperatura de saturación "Tsat" $T_{sat} := T_x \quad \therefore T_x := -10.5^\circ\text{C}$

Temperatura de superficie "Ts" $T_s := T_w \therefore T_w := -9.985^\circ\text{C} (14.027^\circ\text{F})$

$A_c := \pi \times L_t \times D_g \therefore A_c := 1.197 \text{ m}^2$

$\text{Flux} := 263.904 \text{ W/m}^2$

$\alpha := \frac{\text{Flux}}{(T_w - T_s)}$

$\alpha := 0.515 \text{ kW/m}^2\text{K}$

2.16.3 Transmisión de Calor por ebullición $Q_{\text{ebullición}}$

El cálculo del valor del calor de ebullición se obtiene con los valores del flux y el área de contacto "Ac", el cuál se muestra a continuación. Cabe mencionar que para el proceso iterativo de cálculo del evaporador; el valor de " $Q_{\text{ebullición}}$ " se debe comparar con el valor de la carga térmica obtenida "CTH"

$Q_{\text{ebullición}} := A_c \times \text{Flux}$

$Q_{\text{ebullición}} := 1.806 \times 10^3 \text{ Btu/hr}$ $\text{CTH} := 1.809 \times 10^3 \text{ Btu/hr}$

2.17 Cálculo de pérdidas en tuberías y velocidades recomendadas

2.17.1 Cálculo de la masa del refrigerante R290 " \dot{m}_{R290} "

Debido a que se conoce la cilindrada del compresor y el volumen específico del vapor saturado del R290 de la tabla 2.6, entonces se conoce también el flujo másico mediante el cociente de los dos factores anteriormente mencionados.

$V_{\text{cilindrada}} := 2.52 \text{ m}^3/\text{h}$ y $v_g := 0.133 \text{ m}^3/\text{kg}$ (tabla 2.6)

$\dot{m}_{\text{R290}} := \frac{V_{\text{cilindrada}}}{v_g} \therefore \dot{m}_{\text{R290}} := 5.257 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$

2.17.2 Cálculo de la velocidad y número de Reynolds en la línea de succión

Velocidad de vapor saturado "V_g"

$$V_g := \frac{\dot{V}_{\text{cilindrada}}}{A_g} \quad \therefore V_g := 4.636 \text{ m/s (Cumple con los valores de la tabla 2.3)}$$

Número de Reynolds para el vapor saturado "Re_g"

Reemplazando el valor de "V_g"; ρ_g, μ_g de la tabla 2.6 y D_g en la ecuación 2.33

$$Re_g := \frac{\rho_g V_g D_g}{\mu_g} \quad \therefore Re_g := 6.728 \times 10^4$$

2.17.3 Cálculo de la velocidad y número de Reynolds en la línea de líquido

Velocidad de líquido saturado "V_f"

Para calcular la velocidad de líquido saturado en la línea de líquido debemos hallar primero el caudal de líquido saturado con el flujo másico del R290 y la densidad de líquido saturado del R290 que nos proporciona la tabla 2.6, por último con el valor del caudal y la geometría de la tubería de la línea de líquido obtenemos la velocidad del R290 en la línea de líquido

$$m_{R290} := 5.257 \times 10^{-3} \text{ kg/s} \quad \text{y} \quad \rho_f := 542.824 \text{ kg/m}^3 \text{ (tabla 2.5)}$$

$$V_f := \frac{m_{R290}}{\rho_f} \quad \therefore V_f := 9.684 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$$

Por lo tanto ya se puede conocer la velocidad con que sale el líquido saturado del condensador "V_f", pero es necesario también conocer la geometría de la tubería, la cual es una tubería de un 1/4" tipo L, [ASHRAE, 2000,41.4] y anexo A4

Diámetro exterior "D_e": 9.53mm

Diámetro interior "D_i": 8mm

Espesor: 0.76mm

Sección de fluido "A_f": 50mm²

$$V_f := \frac{\dot{V}_f}{A_f} \quad \therefore V_f := 0.165 \text{ m/s}$$

Número de Reynolds para el líquido saturado "Re_f"

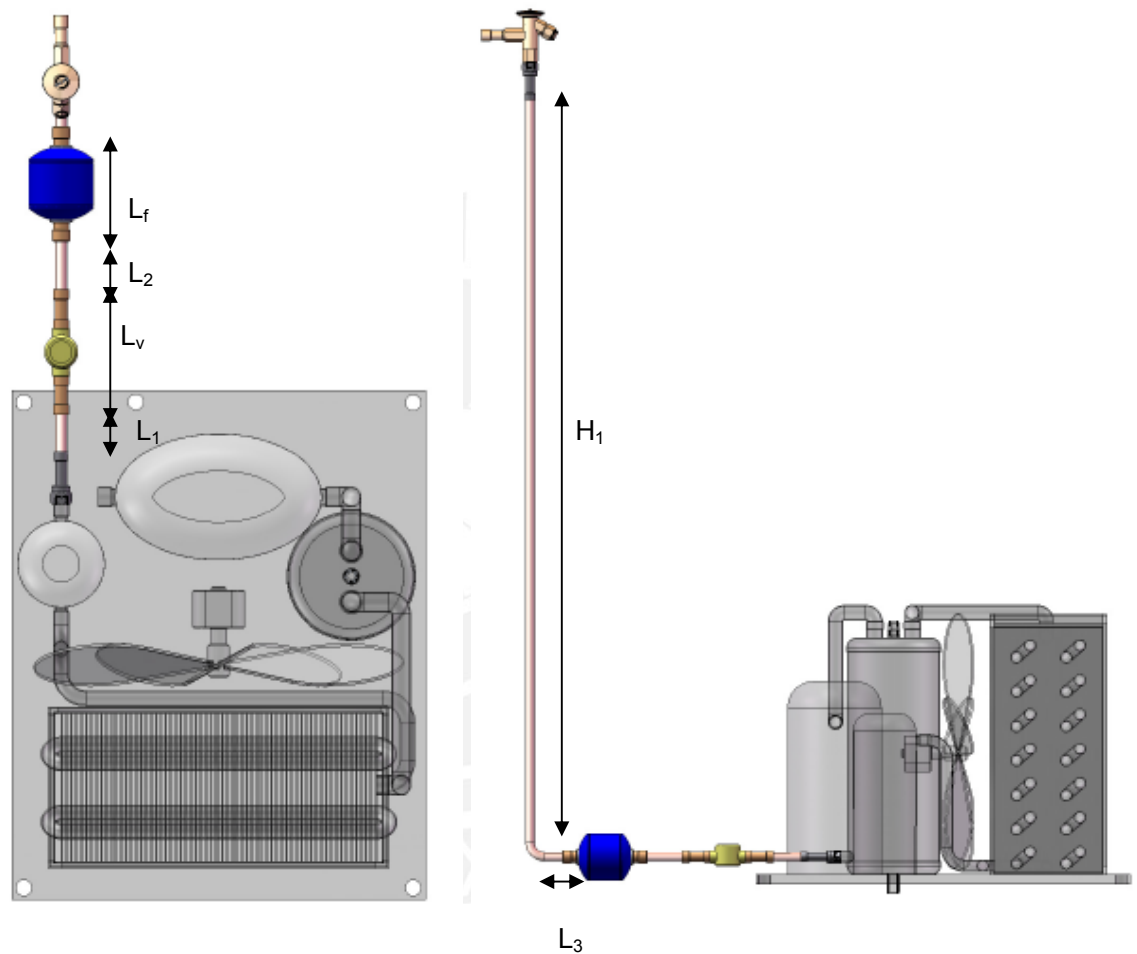
Reemplazando el valor de "V_f"; ρ_f, μ_f de la tabla 2.6 y D_f en la ecuación 2.33

$$Re_f := \frac{\rho_f V_f D_f}{\mu_f} \quad \therefore Re_f := 5.988 \times 10^3$$



2.17.4 Cálculo de Caídas de Presión

Los cálculos para obtener las pérdidas en las líneas de líquido y de succión se muestran en las tablas 2.7, 2.8, 2.9 y 2.10 en las cuales se usan las ecuaciones 2.35, 2.36, 2.37, 2.38 y 2.39, adicionalmente debemos observar las figuras 2.7 y 2.8 que se muestran a continuación para ilustrar estos cálculos

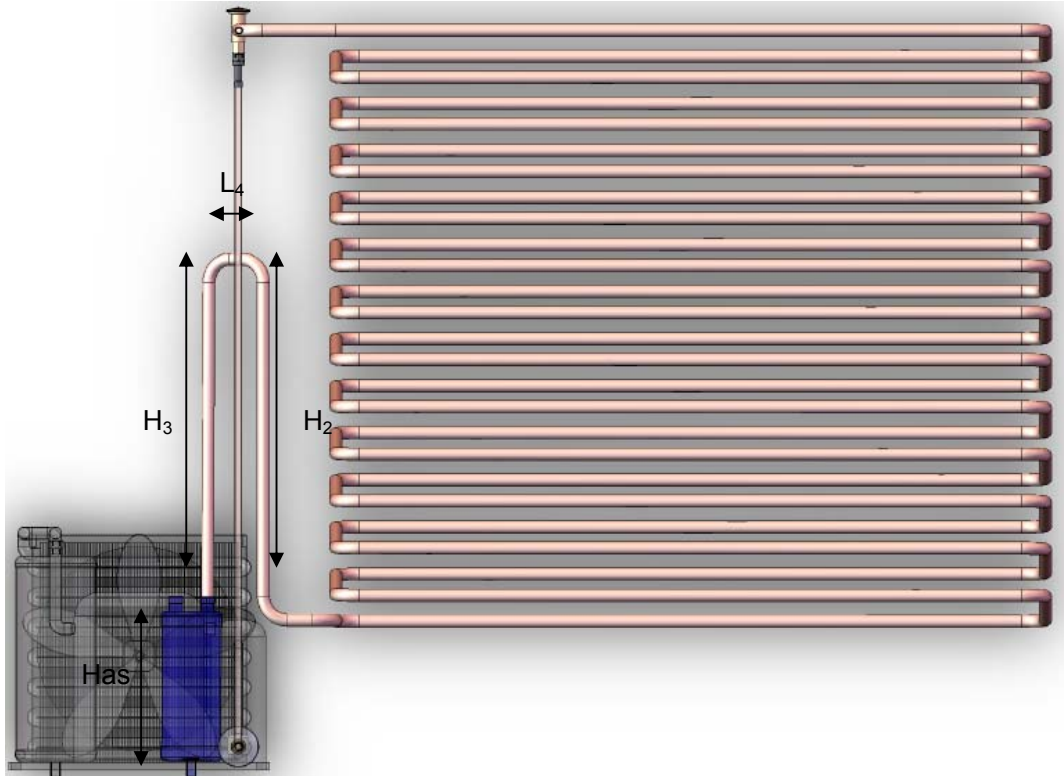


Línea de líquido (radios de 16mm)

Longitudes: L_1 , L_2 , L_3 , L_f (longitud del filtro) L_v (longitud del visor)

Alturas: H_1

Figura 2.7 Línea de Líquido



Línea de succión (radios de 30mm)

Longitudes: L_4 y Alturas: H_2 , H_3 , H_{as} (acumulador de succión)

Figura 2.8 Evaporador y Línea de succión

Tabla 2.7 Longitudes, diámetros y cálculo de los números de Reynolds

Longitudes (Línea de líq.)	L_i (mm)	$\Phi_{i_{tubería}}$ (pulg)	$\Phi_{i_{interior}}$ (mm)	$Re_f := \frac{\rho_f V_f D_f}{\mu_f}$
L_1	30	1/4	8	5.988×10^3
L_f	93	1/4	8	5.988×10^3
L_2	39	1/4	8	5.988×10^3
L_v	101	1/4	8	5.988×10^3
L_3	20	1/4	8	5.988×10^3
Evaporador	40200	1/2	13.84	6.728×10^4
Longitudes (Línea de su.)	L_i (mm)	$\Phi_{i_{tubería}}$ (pulg)	$\Phi_{i_{interior}}$ (mm)	$Re_s := \frac{\rho_g V_s D_s}{\mu_g}$
L_4	1500	1/2	13.84	6.728×10^4

Tabla 2.8 Cálculo de factores de Darcy y caídas de presión de tuberías longitudinales

ϵ (mm)	L_i/D_i	ϵ_i/D_i	$\frac{1}{\sqrt{f}} := -1.8 \log \left(\frac{6.9}{Re} + \frac{\epsilon/D}{3.7} \right)^{1.11}$	V_m (m/s)	$\Delta P := f \frac{L}{D} \frac{\rho V_m^2}{2}$ (bar)
0.0015	3.75	1.875×10^{-4}	0.03035	0.194	1.15869×10^{-5}
0.0015	11.625	1.875×10^{-4}	0.03035	0.194	3.59193×10^{-5}
0.0015	4.875	1.875×10^{-4}	0.03035	0.194	1.506×10^{-5}
0.0015	12.625	1.875×10^{-4}	0.03035	0.194	3.901×10^{-5}
0.0015	2.5	1.875×10^{-4}	0.03035	0.194	7.725×10^{-6}
			$\frac{1}{\sqrt{f}} := -1.8 \log \left(\frac{6.9}{Re} + \frac{\epsilon/D}{3.7} \right)^{1.11}$		
Evaporador	2.905×10^3	1.084×10^{-4}	0.018828	4.636	0.043
0.0015	1.0838	1.084×10^{-4}	0.018828	4.636	9.707×10^{-6}

Tabla 2.9 Cálculo de caídas de presión de tuberías verticales

H	(mm)	$\Delta P := \rho g \Delta H$ (bar)
H_1	$824.70 + 2\pi \times 30/2$	0.045
H_2	400	2.946×10^{-4}
H_3	400	2.946×10^{-4}
Has	2×210	3.093×10^{-4}

Tabla 2.10 Resultados de las caídas de presión

L	ΔP (bar)	H	$\Delta P := \rho g \Delta H$ (bar)
L_1	1.15869×10^{-5}	H_1	0.045
L_f	3.59193×10^{-5}	H_2	4.126×10^{-4}
L_2	1.506×10^{-5}	H_3	4.71×10^{-4}
L_v	3.901×10^{-5}	Has	2.666×10^{-4}
L_3	7.725×10^{-6}	–	ΔP (bar)
L_4	9.707×10^{-6}	Evaporador	0.043

2.18 Selección de equipos

2.18.1 Selección de la unidad condensadora

La unidad condensadora fue previamente seleccionada en las páginas 51 y 52 debido a que se requería la carga del sistema de refrigeración para poder dimensionar el evaporador, cabe enfatizar que para seleccionar la unidad condensadora se requiere la potencia de selección "Ps", la temperatura del evaporador "Te" y la temperatura del ambiente "Ta"

$$Ps := \frac{CTH}{0.9} \quad \therefore Ps := 2.068 \times 10^3 \text{ Btu/hr}$$

$$Te := T_{cam} - 10^\circ\text{C} \quad \therefore Te := -10.5^\circ\text{C} := 13.1^\circ\text{F}$$

$$Ta := T_{pucallpa} + 5^\circ\text{C} \quad \therefore Ta := 40^\circ\text{C} := 104^\circ\text{F}$$

Con estos parámetros hallados (Ps, Te y Ta) podemos ingresar al catálogo de Emerson climate mostrado en el anexo A14 y seleccionar la unidad condensadora para el proyecto como se muestra en la figura 2.9

Capacity Data						110°F Ambient							
High / Medium Temperature Models	Appl.	Refrig.	H.P.	Compressor Model	Capacity (Btu/hr) at 110°F Ambient - Evaporator Temperature (°F)								
					0	+10	+15	+20	+25	+30	+35	+40	+45
MMFH-0022	HT	R-22	1/5	ARB21C3	1050	1170	1300	1440	1590	1740	1890		
MCFH-0027	HT	R-22	1/4	ARE36C3	1540	1750	1970	2180	2410				
MCFH-0036	HT	R-22	1/3	ARE43C3	1880	2120	2370	2640	2930	3230	3550		
MCFH-0049	HT	R-22	1/2	ARE59C3	2690	3020	3370	3750	4150	4550			
MCFH-0056	HT	R-22	1/2	ART69C1	2960	3320	3710	4130	4610	5140	5730		
F3AH-A078	HT	R-22	3/4	RS47C2	3540	4100	4660	5270	5870	6520	7200	7890	
F3AH-A100	HT	R-22	1	RRG4-0100	4230	4870	5520	6210	6900	7650			
F3AM-A105	MT	R-22	1	RS70C1	3050	4940	5830	6720	7670				
F3AD-B151	HT	R-22	1-1/2	CR18KQ	5400	6470	7620	8850	10200	11500			
F3AD-B201	HT	R-22	2	CR24KQ	7780	9270	10800	12500	14300	16100	18100		
F3AD-B225	HT	R-22	2-1/4	CR28KQ	8970	10500	12200	14000	15900	17900			
F3AD-B301	HT	R-22	3	CR37KQ	13100	15400	17800	20200	22700	25300	28000		
F3AD-B325	HT	R-22	3-1/4	CR41KQ	14800	17200	19600	22000	24600	27200			
F3AD-B401	HT	R-22	4	CR53KQ	21100	24400	27800	31400	35200	39200	43300	47500	
F3AD-A501	HT	R-22	5	CRN5-0500	24900	28900	33000	37100	41400	45800	50500	55200	

Figura 2.9 Unidad condensadora Emerson climate MCFH-0049

2.18.3 Selección de tuberías

En la selección de la tuberías se requiere los siguientes parámetros: Potencia de selección "Ps", la temperatura del evaporador "Te" y la temperatura de condensación "Tc" debido a que seleccionamos una tubería para R22 que si puede ser empleada para el R290 como se mencionó anteriormente en la página 20 del capítulo I, por último también usamos los valores y ecuaciones mostradas en [ASHRAE, 2002,2.3] y anexo A9. Cabe mencionar que las tuberías fueron seleccionadas previamente.

Tubería del evaporador y línea de succión

Seleccionando una tubería de 1/2" de la tabla mostrada en el anexo A9 y reemplazando los valores de: Lt, L4, H2, H3, Ps y Q_{Te} que es la capacidad a la temperatura de evaporación en la ecuación mostrada en el mismo anexo se obtiene el valor Δt como se muestra a continuación

$$\Delta t := 0.04 \times (L_t + L_4 + H_2 + H_3) \times \left(\frac{P_s}{Q_{Te} \times 1} \right)^{0.88}$$

$$\Delta t := 0.04 \times 41.025 \times \left(\frac{0.589 \text{ kW}}{1.086 \text{ kW} \times 1} \right)^{0.88} \quad \therefore \Delta t := 0.9803 \text{ K}$$

Con el valor de Δt obtenido comparamos con la recomendación enunciada en [ASHRAE, 2002,2.5] la cual nos dice que para dimensionar la línea de succión el valor de Δt no debe ser más grande que 1K .

Tubería de la línea de líquido

Seleccionando una tubería de 1/4" que no se muestra en el anexo A9 , para este caso la capacidad para la línea de líquido Q_f debe ser extrapolada y con los valores de L₁, L₂, L₃, L_f, L_v, H₁ y Ps reemplazamos en ecuación mostrada en el anexo A9 se obtiene el valor Δt como se muestra a continuación

$$\Delta t := 0.02 \times (L_1 + L_2 + L_3 + L_v + L_f + H_1) \times \left(\frac{P_s}{Q_f \times 1} \right)^{0.88}$$

$$\Delta t := 0.02 \times (1.207) \times \left(\frac{P_s}{Q_f \times 1} \right)^{0.88} \quad \therefore \Delta t := 6.633 \times 10^{-3} \text{K}$$

Con el valor de Δt obtenido para la línea de líquido al comparar con la recomendación enunciada en [ASHRAE, 2002,2.3] la cual nos dice que para dimensionar la línea de líquido el valor del Δt para la línea de líquido no debe ser más grande que el rango entre 0.5K a 1K, en nuestro caso, nuestro proyecto no es una instalación grande, pero si cumple el requisito de no superar el máximo valor del rango permitido.

2.18.4 Selección de la válvula termostática o de termo-expansión

En la selección de la válvula termostática se utilizarán los siguientes parámetros: Carga térmica de selección y sub-enfriamiento. Por otro lado las presiones del evaporador y condensador y las caídas de presión de: Visor de humedad, filtro y la línea de líquido las cuales serán tomadas de la tabla 2.10, nos sirven para hallar la caída de presión total de la válvula termostática " ΔP_{VTE} ".

Carga de selección y sub-enfriamiento

Con la carga de selección " P_s " hallada en la página 61 y un sub-enfriamiento de 10K ingresamos al catálogo de Danfoss, como se muestra en el anexo A15, en el cual el factor de corrección para un subenfriamiento de 10K es 1.07

$$P_s := 0.589 \text{kW} (2.011 \times 10^3 \text{Btu/hr})$$

$$Q_s := P_s / 1.07 \quad \therefore Q_s := 0.550 \text{kW}$$

Caída de presión total " ΔP_{VTE} "

$$\text{Presión en el evaporador "P}_e\text{"} \quad \therefore P_e := 3.397 \text{bar} (49.267 \text{psi})$$

$$\text{Presión en el condensador "P}_c\text{"} \quad \therefore P_c := 17.786 \text{bar} (257.965 \text{psi})$$

$$\text{Caída de presión en el visor "}\Delta P_v\text{"} \quad \therefore \Delta P_v := 3.901 \times 10^{-5} \text{bar}$$

$$\text{Caída de presión en el filtro "}\Delta P_{\text{filtro}}\text{"} \quad \therefore \Delta P_{\text{filtro}} := 3.59193 \times 10^{-5} \text{bar}$$

$$\text{Caída de presión en la línea de líquido "}\Delta P_{\text{Línea de líquido}}\text{"}$$

$$\Delta P_{\text{Línea de líquido}} := \Delta \Delta P_1 + \Delta P_{L2} + \Delta P_{L3} + \Delta P_{H1}$$

$$\Delta P_{\text{Línea de líquido}} := 1.49588 \times 10^{-5} \text{ bar} + 1.506 \times 10^{-5} \text{ bar} + 7.725 \times 10^{-6} \text{ bar} + 0.045 \text{ bar}$$

$$\therefore \Delta P_{\text{Línea de líquido}} := 0.045 \text{ bar}$$

$$\Delta P_{\text{VTE}} := (P_c - P_e) - (\Delta P_{\text{visor}} + \Delta P_{\text{filtro}} + \Delta P_{\text{Línea de líquido}}) \quad \therefore \Delta P_{\text{VTE}} := 14.344 \text{ bar}$$

Para seleccionar la válvula para R22 el valor de " ΔP_{VTE} " debe ser dividido entre 0.9, por tanto se obtiene aproximadamente $\therefore \Delta P_{\text{VTE}} / 0.9 := 15.94 \text{ bar}$. La válvula seleccionada es la TEX2-0.15 mostrada en el anexo A15 y figura 2.10:

Tipo de válvula	Nº do orificio	Queda de pressão através da válvula Δp bar							
		2	4	6	8	10	12	14	16
Temperatura de evaporação -10°C									
TX2/TEX 2-0.15	0X	0.37	0.47	0.53	0.57	0.60	0.63	0.64	0.64
TX2/TEX 2-0.3	00	0.79	0.96	1.1	1.2	1.2	1.3	1.3	1.3
TX2/TEX 2-0.7	01	1.6	2.0	2.3	2.5	2.6	2.7	2.8	2.8
TX2/TEX 2-1.0	02	2.2	2.9	3.3	3.6	3.8	4.0	4.1	4.1
TX2/TEX 2-1.5	03	3.9	5.1	5.9	6.4	6.8	7.1	7.3	7.3
TX2/TEX 2-2.3	04	5.8	7.6	8.7	9.5	10.1	10.5	10.8	10.9
TX2/TEX 2-3.0	05	7.4	9.6	11.0	12.0	12.8	13.3	13.6	13.8
TX2/TEX 2-4.5	06	9.1	11.8	13.5	14.7	15.6	16.2	16.6	16.8

Figura 2.10 Válvula termostática TEX 2-0.15

2.18.5 Selección de la válvula solenoide

En la selección de la válvula solenoide se utilizarán los siguientes parámetros: Potencia de selección " P_s " y la temperatura de condensación " T_c ", con estos dos valores encontramos el factor de corrección mostrado en anexo A16 y tabla 2.11 con el cual se corrige el valor de " P_s ", obteniendo una válvula solenoide EVR2 mostrada en el mismo anexo A16 y tabla 2.13. Esta válvula se instalará en la línea de líquido.

Tabla 2.11 Características de Válvula solenoide EVR2

Tipo	Capacidade nominal para linha de líquido de pressão na válvula Δp bar				
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5
EVR 2	2.6	3.7	4.6	5.3	5.9
EVR 3	4.5	6.3	7.7	8.9	9.9

Fator de correção pela temperatura do líquido

t_f °C	-10	0	10	15	20	25	30	35	40	45	50
R-22	0.76	0.82	0.88	0.92	0.96	1.0	1.05	1.10	1.16	1.22	1.30

2.18.6 Selección del visor de humedad

Se selecciona un visor de humedad SGN6s como se muestra en le anexo A17 y tabla 2.12; estará instalado en la línea de líquido.

Tabla 2.12 Características del Visor de humedad SGN6s

Tipo	Versão	Conexão polegada	Nº de Código
SGN 6s		1/4 x 1/4	014-0181
SGN 10s	Solda ODF X ODF	3/8 x 3/8	014-0182
SGN 12s		1/2 x 1/2	014-0183
SGN 16s		5/8 x 5/8	014-0184
SGN 19s		3/4 x 3/4	014-0185
SGN 22s		7/8 x 7/8	014-0186

2.18.7 Selección del filtro

Se selecciona un filtro DN 032s del catálogo Danfoss como se muestra en el anexo A18 y tabla 2.13, que estará instalado en la línea de líquido.

Tabla 2.13 Características del Filtro DN 032s

DN

Drying and liquid capacity

Type	Drying capacity in kg refrigerant ¹⁾								Liquid capacity in kW ²⁾			
	R 22		R 134a		R 404A		R 407C		R 22	R 134a	R 404A	R 407C
	24°C	52°C	24°C	52°C	24°C	52°C	24°C	52°C				
DN 032	5.0	4.5	5.5	5.0	8.5	4.5	5.0	4.0	7.0	6.5	4.5	7.0
DN 032-5	5.0	4.5	5.5	5.0	8.5	4.5	5.0	4.0	11.5	9.5	7.0	11.5
DN 033	5.0	4.5	5.5	5.0	8.5	4.5	5.0	4.0	19.0	17.0	12.5	19.0

2.18.8 Selección del acumulador de succión

En la selección del acumulador de succión se utilizarán los siguientes parámetros: Potencia de selección "Ps" y la temperatura del evaporador "Te" , con sus valores se selecciona un acumulador de succión 2825-AS-375-4 del catálogo Emerson climate mostrado en el anexo A19 y tabla 2.14.

Tabla 2.14 Características del Acumulador de succión 2825-AS-37-4

MODELO	CONEX	R-22				
		-40°C -40°F	-29°C -20°F	-18°C 0°F	-7°C +20°F	+5°C +40°F
*2825-AS-375-4 (1)	1/2"	0.4	0.6	0.9	1.4	2.0
*2826-AS-394-5	5/8"	0.8	0.8	1.4	2.1	3.0
*2827-AS-3115-5 (1)	5/8"	0.5	0.8	1.4	2.1	3.0

2.18.9 Separador de aceite

En la selección del separador de aceite se utilizará el valor de la potencia de selección "Ps", por lo tanto se selecciona un acumulador de succión 297 SAS-1 del catálogo Emerson climate mostrado en el anexo A20 y tabla 2.15.

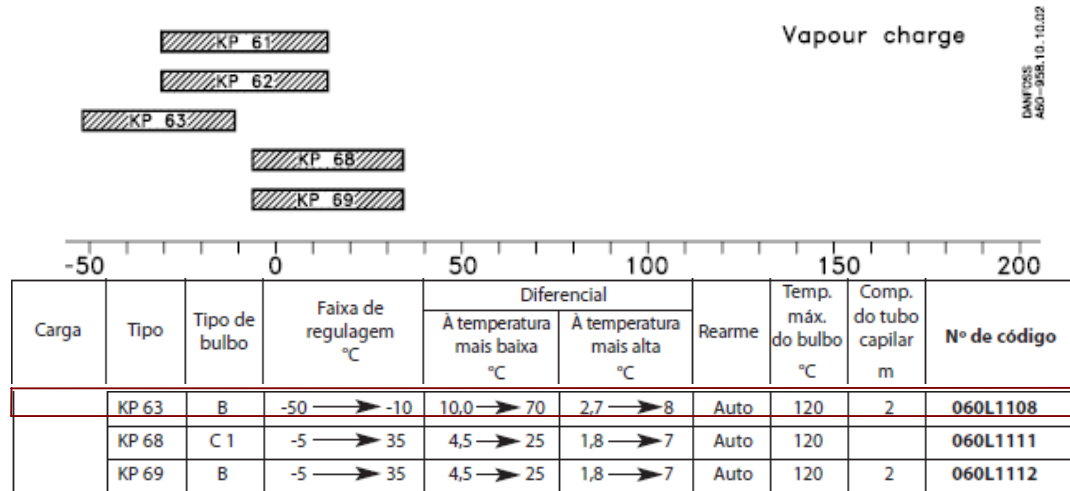
Tabla 2.15 Características del Separador de aceite 297 SAS-1

Código	Modelo	Conex. Soldar	Capacidades en toneladas de refrigeración Temperatura de evaporación (nominal)								Descarga Máxima CFM	Pre-carga de aceite cm ³ (oz)
			+4°C (+40°F)				-40°C (-40°F)					
			R-12	R-134a	R-22	R-404A R-507	R-12	R-134a	R-22	R-404A R-507		
TIPO SELLADO												
297	SAS-1	1/2"	1.5	1.72	2	2	1	1.06	1.5	1.5	1.5	
298	SAS-2	5/8"	4	4.58	5.5	5.5	3	3.18	4.5	4	4	
299	SAS-3	7/8"	5.5	6.3	8	8.5	4.5	4.77	7	6.5	6.5	500(17)

2.18.10 Selección del termostato

Como se mencionó en la página 21 del capítulo 1, sabemos que existen varios métodos de control para operar sistemas de refrigeración, el método más simple es con termostato de pare y arranque. Se selecciona un termostato KP68 mostrado en el anexo A21 y tabla 2.16.

Tabla 2.16 Características del Termostato KP68



2.19 Cálculo del centro de gravedad y soporte del sistema

Para el cálculo del centro de gravedad del sistema será necesario hallar primero los pesos de todos los componentes del sistema de enfriamiento, luego se hallarán los centros de gravedad respectivos a todos los componentes del sistema. Por último con los valores de las variables anteriormente mencionadas se puede encontrar el centro de gravedad. En la figura 2.11 se muestra la configuración del sistema de enfriamiento, la cual es el resultado de los cálculos y equipos seleccionados anteriormente.

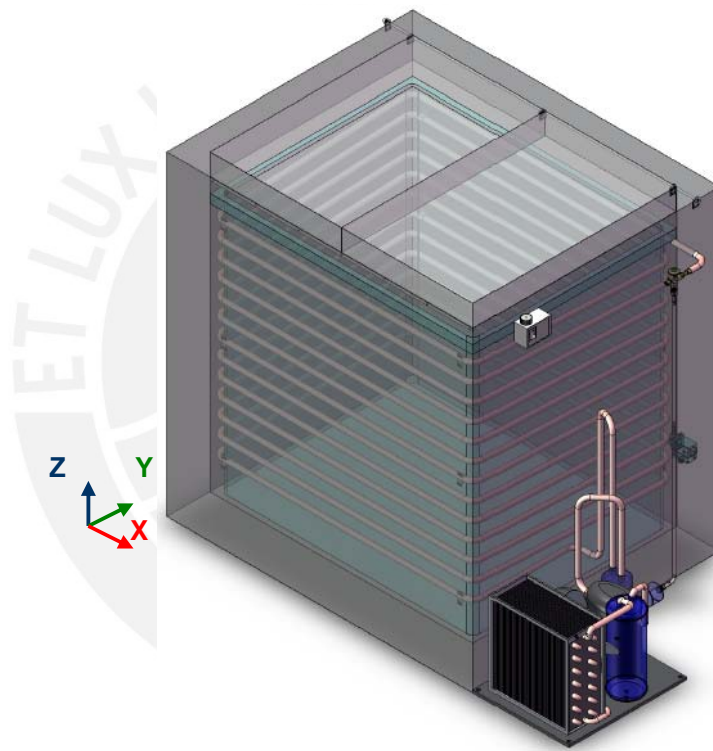


Figura 2.11 Configuración del sistema de enfriamiento

Cámara

La cámara está constituida por: Paneles de chapa acero galvanizado y poliestireno, por tanto su cálculo del peso depende de la geometría de los componentes anteriormente mencionados como se muestran en la figura 2.12.

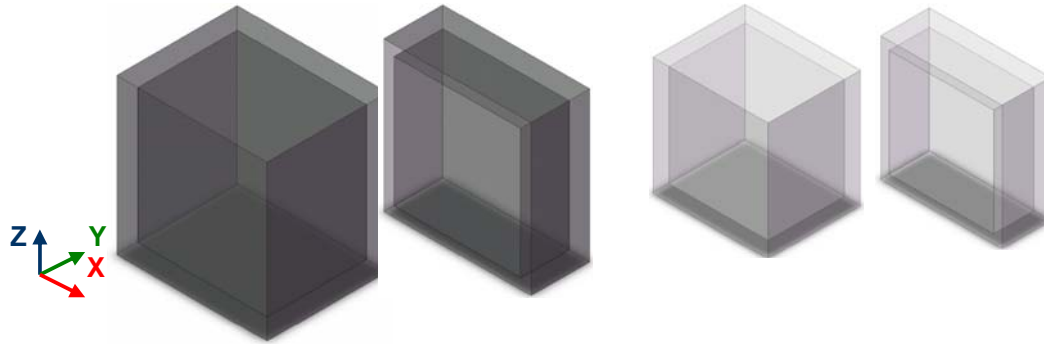


Figura 2.12 Materiales de la cámara (Acero galvanizado y Poliestireno)

El peso total de la cámara se obtiene como se muestra en las tablas 2.17 y 2.18.

Tabla 2.17 Materiales de la cámara (dimensiones y volúmenes)

Materiales	Dimensiones (mm)			V(m ³)	V _{Total}
	X	Y	Z		
Poliestireno(tecpor)				V	V _{Exterior} - V _{Interior}
Exterior	1069.3	859.3	1105.3	1.016	0.393
Interior	919.30	709.3	955.3	0.623	
Acero Galvanizado	X	Y	Z	V	
Exterior 1	1070	860	1106	1.018	0.002
Interior 1	1069.3	859.3	1105.30	1.016	
Exterior 2	919.3	709.3	955.3	0.623	0.001
Interior 2	918.6	708.6	954.6	0.622	

Tabla 2.18 Cálculo de Pesos y peso total de cámara

Materiales	W := ρ × V _{Total} (kg)
Poliestireno(Tecpor)	7.854
Acero Galvanizado 1	10.28
Acero Galvanizado 2	7.304
Peso total de la cámara	25.438

Evaporador con carga de R290

El peso del evaporador se calculará con los siguientes parámetros: Lt , Ag , ρg , λs .

Donde los valores de los tres primeros términos son conocidos y el valor del último término lo obtenemos del anexo A4.

$$\lambda_s := 0.424 \text{ kg/m}$$

$$W_e := \lambda_s \times L_t + \rho_g \times A_g \times L_t \quad \therefore W_e := 17.09 \text{ kg}$$

Tubería de succión con carga de R290

Para el cálculo del peso se usarán los parámetros: H_2 , H_3 , L_4 , R_s y λ_s

$$R_s := 30 \text{ mm (Radio de la tubería de succión)}$$

$$W_s := \lambda_s \times (H_2 + H_3 + L_4 + 2\pi \times R_s / 2) \quad \therefore W_s := 17.09 \text{ kg}$$

Tubería de líquido con carga de R290

Para el cálculo del peso se usarán los parámetros: H_1 , L_1 , L_3 , L_4 , R_L y λ_L , el valor de este último lo obtenemos del anexo A4.

$$\lambda_L := 0.188 \text{ kg/m} \quad R_L := 30 \text{ mm (Radio de la tubería de líquido)}$$

$$W_L := \lambda_L \times (H_1 + L_1 + L_3 + L_4 + 2\pi \times R_L / 4) \quad \therefore W_L := 0.202 \text{ kg}$$

Tina de acero galvanizado

Para el cálculo del peso de la tina, será necesario evaluar las dimensiones de su geometría, como se muestra en la tabla 2.19 y figura 2.13.

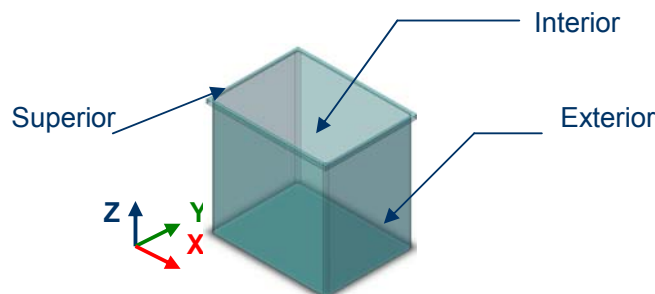


Figura 2.13 Tina de acero galvanizado

Tabla 2.19 Tina de acero galvanizado (dimensiones y volúmenes)

Materiales	Dimensiones (mm)			R(mm)	A(m ²)	V(m ³)	W := ρ × V _{Total}
Acero Galvanizado	X	Y	Z	Ri	$A := X \times Y - (\pi \times Ri^2 / 4)$	$V := A \times Z$	$\rho \times (V_{\text{Exterior}} - V_{\text{Interior}})$
Exterior	886.24	672.14	904	22.06	0.595	1.016	9.285
Interior	885.54	671.44	903.65	21.71	0.594	0.623	
	X	Y	Z		$A := (X_e \times Y_i - A_e - A_i)$	$V := A \times Z$	$\rho \times V$
Superior	918.60	708.60	30		0.001078	3.235×10^{-5}	0.254
Peso total de la tina de acero galvanizado							9.285

El peso total de todo el sistema se muestra en la tabla 2.20

Tabla 2.20 Peso de los componentes y peso total

Componentes	W _i	Peso(kg)
Cámara(Caja térmica)	W _c	25.438
Tina de acero galvanizado	W _t	9.722
Unidad condensadora	W _{uc}	24.494
Filtro	W _f	0.2
Visor	W _v	0.1
Válvula solenoide	W _{vs}	0.5
Válvula termostática	W _{vte}	0.3
Acumulador de succión	W _{as}	0.9
Separador de aceite	W _{sa}	1
Termostato	W _{te}	0.4
Evaporador +carga de R290	W _e	17.09
Tubería de liquido+carga de R290	W _L	0.202
Tubería de succión+carga de R290	W _s	0.367
Peso total del sistema	W _{SR} := ΣW _i	80.712

2.19.1 Cálculo del centro de gravedad del sistema de enfriamiento

En este cálculo se utilizarán los valores de la tabla 2.20 y las coordenadas de los centros de gravedad de los equipos, las cuales están relacionadas con respecto a un sistema de coordenadas mostrado en la figura 2.14

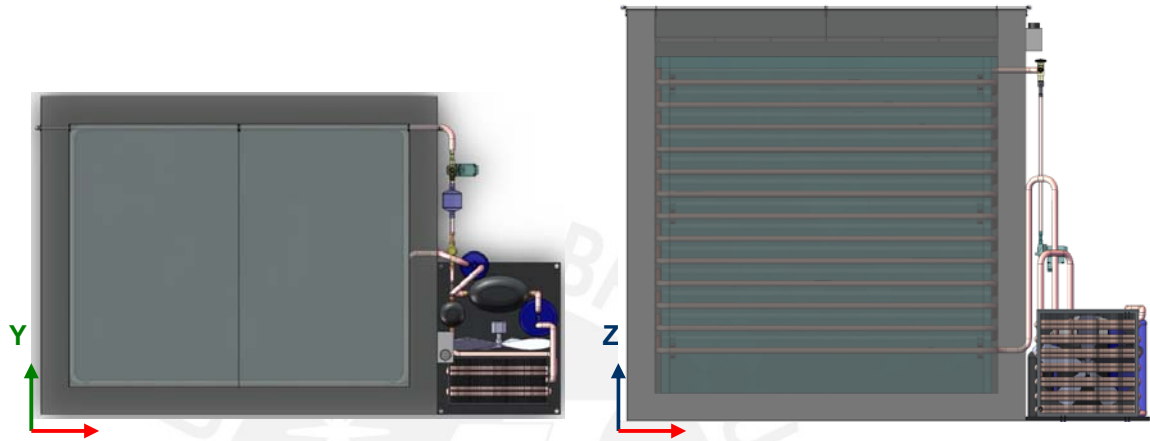


Figura 2.14 Sistema de coordenadas XYZ de referencia

Para el cálculo del centro de gravedad será necesario agrupar componentes como se muestra a continuación

Centro de gravedad de la línea de líquido (tubería y equipos)

La línea de líquido está constituida por: La tubería de líquido, visor, filtro, válvula solenoide y válvula termostática. Por lo tanto su centro de gravedad se hallará con las siguientes ecuaciones

Tubería de líquido

$$W_L := \lambda_L \times (H_2 + L_1 + L_3 + L_4 + 2\pi \times R_L / 4)$$

$$\Sigma W_i X_{iL} := (\lambda_L + \rho_f \times A_f) \times (H_1 \times X_{H1} + L_1 \times X_{L1} + L_3 \times X_{L3} + L_4 \times X_{L4})$$

$$X_L := \Sigma W_i X_i / W_L \quad Y_L := \Sigma W_i Y_i / W_L \quad Z_L := \Sigma W_i Z_i / W_L$$

Línea de líquido (tubería de líquido con los equipos) $W_L, W_f, W_v, W_{VS}, W_{VTE}$

$$\Sigma W_i X_{iLq} := (W_L \times X_L + W_f \times X_f + W_v \times X_{VS} + W_{VTE} \times X_{VTE})$$

$$W_{Lq} := W_L + W_f + W_v + W_{VS} + W_{VTE}$$

$$X_{Lq} := \frac{\Sigma W_i X_{iLq}}{W_{Lq}} \quad Y_{Lq} := \frac{\Sigma W_i Y_{iLq}}{W_{Lq}} \quad Z_{Lq} := \frac{\Sigma W_i Z_{iLq}}{W_{Lq}}$$

Centro de gravedad de la línea de succión (tubería y equipos)

La línea de succión está compuesta por la tubería de succión y el acumulador de succión

Tubería de succión

$$W_s := \lambda_s \times (H_2 + H_3 + L_4 + \frac{2\pi \times R_s}{2})$$

$$\Sigma W_i X_{iS} := (\lambda_s + \rho_g \times A_g) \times (H_2 \times X_{H_2} + L_4 \times X_{L_4} + H_3 \times X_{H_3})$$

$$X_s := \frac{\Sigma W_i X_{iS}}{W_s} \quad Y_s := \frac{\Sigma W_i Y_{iS}}{W_s} \quad Z_s := \frac{\Sigma W_i Z_{iS}}{W_s}$$

Línea de succión

$$\Sigma W_i X_{iLs} := (W_s \times X_s + W_{as} \times X_{as})$$

$$W_{Ls} := W_s + W_{as}$$

$$X_{Ls} := \frac{\Sigma W_i X_{iLs}}{W_{Ls}} \quad Y_{Ls} := \frac{\Sigma W_i Y_{iLs}}{W_{Ls}} \quad Z_{Ls} := \frac{\Sigma W_i Z_{iLs}}{W_{Ls}}$$

Centro de gravedad del sistema de enfriamiento sin bandejas y sin carga

Los centros de gravedad de todos los componentes del sistema de enfriamiento respecto a los ejes coordenados mostrados en la figura 2.14 se muestran en la tabla 2.21. Con los valores de la tabla 2.21 y tabla 2.20, se puede encontrar el centro de gravedad del sistema de enfriamiento, mediante las siguientes ecuaciones:

Tabla 2.21 Coordenadas X, Y, Z de los componentes

Elementos	X _{ig} (mm)	Y _{ig} (mm)	Z _{ig} (mm)
Cámara	535	430	553
Tina de acero galvanizado	535	430	395.1
Unidad condensadora.	1236	205.74	149.86
Filtro	1110	578.06	30
Visor	1110	442.98	30
Válvula solenoide	1110	660.56	455.85
Válvula termostática	1110	660.56	840.70
Acumulador de succión	1161	435.15	1116.12
Separador de aceite	1318	248	283
Evaporador	760.53	602.28	740.5
Termostato	1092	122	830.5
Línea de succión	1148	435.15	208.89
Línea de líquido	1110	628.694	380.339

$W_{SR} := \sum W_i$, Peso total del sistema sin carga (pescado), sin bandejas y sin soporte

$\sum W_i X_i$, $\sum W_i Y_i$ y $\sum W_i Z_i$ Productos totales de pesos y coordenadas X, Y, Z.

$$X_{SR} := \frac{\sum W_i X_{ig}}{W_{SR}} \quad \therefore X_{SR} := 846.547 \text{ mm}$$

$$Y_{SR} := \frac{\sum W_i Y_{ig}}{W_{SR}} \quad \therefore Y_{SR} := 397.927 \text{ mm}$$

$$Z_{SR} := \frac{\sum W_i Z_{ig}}{W_{SR}} \quad \therefore Z_{SR} := 441.186 \text{ mm}$$

2.19.2 Diseño de las bandejas

Para las dimensiones de las bandejas se usará un peso de 7.5kg de pescado por bandeja, el valor de la densidad útil " ρ_u " mostrado en [ASHRAE, 2002, 18.9], anexo A7, dimensiones interiores de la tina de galvanizado de la tabla 2.19 para el largo L_b y ancho A_b de las bandejas, espesor del material e_m y su densidad ρ_m . Los valores de las variables descritas anteriormente se muestran a continuación:

$$\rho_u := 560 \text{ kg/m}^3 \text{ y } \rho_m := 520 \text{ kg/m}^3, e_m := 3.18 \text{ mm (1/8 pulg)}$$

Con el volumen útil de la bandeja y las dimensiones del ancho y largo de la tina de galvanizado divididas entre 2 La dimensión de la altura de la bandeja se calculará como se muestra a continuación:

$$V_{ub} := 7.5\text{kg}/\rho_u, \therefore V_{ub} := 0.013\text{m}^3$$

$$Z := V_{ub}/442\text{mm} \times 335\text{mm} \therefore Z := 90\text{mm}$$

El peso y otras dimensiones para la bandeja se calcularán como se muestra en la tabla 2.22

Tabla 2.22 Dimensiones y peso de una bandeja

Materiales	Dimensiones(mm)			$V(\text{m}^3)$	$W(\text{kg})$
Madera	X	Y	Z	$V := X \times Y \times Z$	$W := \rho_m \times V_{\text{Total}}$
Exterior	442	335	90	0.013	6.964
	$X - 2 \times e_m$	$Y - 2 \times e_m$	$Z - 1 \times e_m$		
Interior	435.65	328.65	86.825	0.012	6.498
Peso total de una bandeja				$W_b := \rho_m \times (V_{\text{Exterior}} - V_{\text{Interior}})$	0.467

Con el peso total del pescado $W_p := 300\text{kg}$ y el peso de pescado por bandeja $W_{pb} := 7.5\text{kg}$, se conocen la cantidad total de bandejas N_b , como se muestra a continuación:

$$N_b := W_p/W_{pb} \therefore N_b := 40$$

Por lo tanto ya se puede conocer el peso total de las bandejas W_{Tb}

$$W_{Tb} := N_b \times W_b \therefore W_{Tb} := 18.68\text{kg}$$

2.19.3 Diseño del soporte

El soporte permitirá levantar el sistema de enfriamiento sin carga de pescado, para que este se pueda ser montado en el peke-peke, estará constituido por tubos estructurales de sección rectangular ASTM A513 de 1"x2", los cuales se unirán por soldadura TIG debido al espesor de los tubos. Por otro lado anteriormente se calculó el centro de gravedad del sistema de enfriamiento, por lo tanto ya se conoce el lugar donde se aplicará el peso del sistema de enfriamiento; y las coordenadas X e Y donde se aplicará el peso total del pescado y de las bandejas estan referidas con respecto al plano medio del soporte. En la figura 2.15 se muestra las secciones más críticas y la ubicación de las fuerzas para el análisis de cargas, esfuerzos y el espesor del cordón de soldadura.

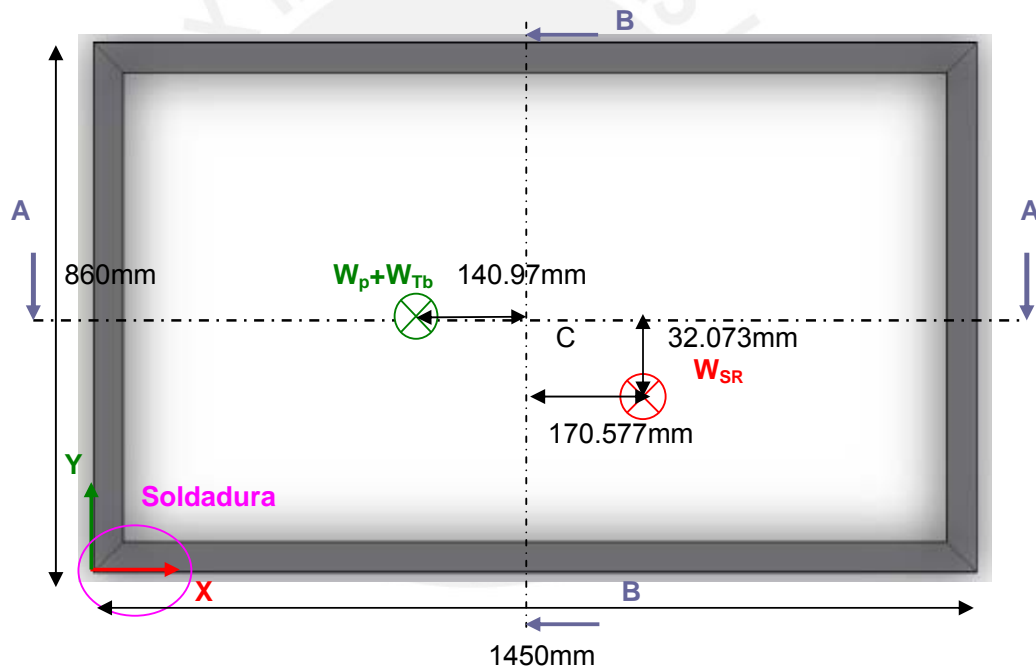


Figura 2.15 Ubicación de los pesos del sistema W_{SR} , pescado W_p y bandejas W_{Tb}

Análisis de cargas

El análisis se realiza trasladando los pesos al punto C y se inicia en las secciones A-A y B-B como se muestra en la figura 2.15. A continuación se muestra el análisis de la sección más crítica mostrada en la figura 2.16, con los valores de las cargas

trasladas al punto C, por lo tanto ya se pueden encontrar los valores de F1 y F2, los cuales permiten calcular los esfuerzos y el esfuerzo equivalente.

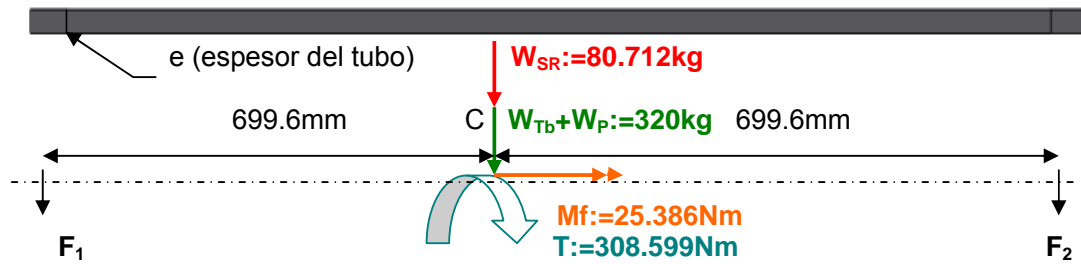


Figura 2.16 Análisis de cargas en la sección A-A

$$1. \sum F := 0 \quad F_1 + F_2 := W_{SR} + W_{Tb} + W_p$$

$$\therefore F_1 + F_2 := 3929.65N$$

$$2. \sum M_C := 0, \quad L_1 := 699.6mm, \quad L_2 := 699.6mm,$$

$$F_1 := \frac{(W_p + W_{pb} + W_{SR}) \times L_2 - T}{L_1 + L_2} \quad \therefore F_1 := 2188.84N \quad \text{y} \quad \therefore F_2 := 1740.81N$$

Del cálculo anterior la sección más esforzada del tubo de sección rectangular 1"x2" se da en la aplicación de la fuerza $F_1 := 2188.84N$, como se muestra a continuación en la figura 2.17

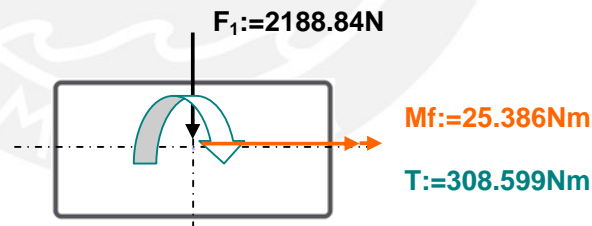


Figura 2.17 Sección del tubo más esforzada

Esfuerzos

Los esfuerzos dependen de los valores de las cargas que se obtuvieron anteriormente y de la sección transversal del tubo. Usando el catálogo de aceros arequipa mostrado en el anexo A24. Seleccionamos un tubo de espesor de 1.2mm y se procede a evaluar las propiedades geométricas como área de la sección transversal, área de la línea media y momento de inercia.

Propiedades geométricas

Espesor del tubo: $e := 1\text{mm}$, Dimensiones $a := 50.8\text{mm}$, $b := 25.4\text{mm}$

Áreas: $A_e := a \times b$, $A_i := a \times b - [(b - 2e) \times (a - 2e)]$, $A_m := 2e \times (a - e) \times (b - e)$

Momento de inercia:

$$I_{xx} := \left[\frac{1}{12} ab^3 - \frac{1}{12} (a - 2e)(b - 2e)^3 \right]$$

$$I_{yy} := \left[\frac{1}{12} ba^3 + A_e L_i^2 - \left(\frac{1}{12} (b - 2e)(a - 2e)^3 + A_i L_i^2 \right) \right]$$

Cálculo de esfuerzos y factor de seguridad

$$\sigma_{Mf} := \frac{M_f \times z/2}{2 \times I_{xx}} \quad \therefore \sigma_{Mf} := 7.872\text{MPa}, \quad \tau_c := \frac{F_1}{A_e - A_i} \quad \therefore \tau_c := 14.75\text{MPa}$$

$$\tau_T := \frac{T}{A_m} \quad \therefore \tau_T := 107.11\text{MPa}$$

$$\sigma_{eq} := \sqrt{\sigma_{Mf}^2 + 3 \times (\tau_c^2 + \tau_T^2)} \quad \therefore \sigma_{eq} := 187.312\text{MPa}$$

$\sigma_f := 240\text{MPa}$ (Esfuerzo de fluencia)

$$FS := \sigma_f / \sigma_{eq} \quad \therefore FS := 1.28$$

En la tabla 2.22 se muestran los factores de seguridad evaluados para el espesor seleccionado y otros.

Tabla 2.22 Factores de seguridad

Espesores de tubos (mm)	Factores de seguridad F.S
1	1.084
1.2	1.28
1.5	1.565

Cordón de soldadura

Para calcular el espesor del cordón de soldadura será necesario trasladar las fuerzas al punto C como se observó en la figura 2.16 y proyectar los cordones como se muestra en la figura 2.18. Con los valores de las cargas obtenidas en el punto C

ya se pueden iniciar el análisis de cargas a las que estarán sometidos los cordones de soldadura.

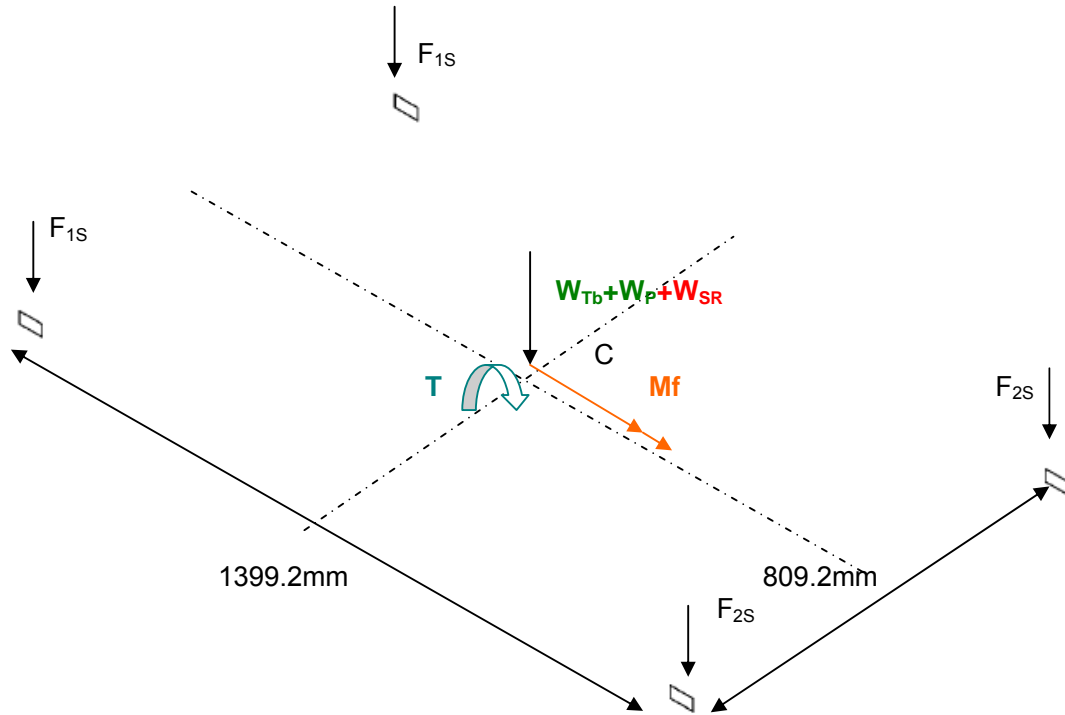


Figura 2.18 Proyección de los cordones de soldadura

Análisis de cargas en los cordones de soldadura

Para el cálculo de las fuerzas F_{1s} y F_{2s} que actúan en los cordones se usarán los valores de las cargas que se mostraron en la figura 2.15

$$1. \sum F := 0 \quad 2F_{1s} + 2F_{2s} := W_{SR} + W_{Tb} + W_p$$

$$\therefore F_{1s} + F_{2s} := 1962N$$

$$2. \sum M_C := 0, \quad L_1 := 699.6mm, \quad L_2 := 699.6mm,$$

$$F_{2s} := \frac{1962N \times 2L_2 - T}{4L_1} \quad \therefore F_{2s} := 870.72N \quad \text{y} \quad \therefore F_{1s} := 1091.28N$$

Cálculo del espesor del cordón

Para el cálculo del espesor será necesario obtener los valores de los esfuerzos que actúan en los cordones de soldadura, los cuales a su vez dependen de los

momentos resistentes. Por otro lado del análisis de carga se obtienen dos tipos de esfuerzos los cuales son: Cortante y flexión, debido a estos obtenemos un factor de carga estática, y con un factor calidad tipo II.

Factores de carga estática y de calidad

$$v_1 := \frac{1.0 + 0.8}{2}, v_2 := 0.8 \text{ y } \sigma_f := 240 \text{ MPa} \quad \therefore \sigma_s := v_1 \times v_2 \times \sigma_f$$

Momentos resistentes centroidales, área y radio de giro

$$Z_w := ab + \frac{b^2}{3}, J_w := \frac{(a+b)^2}{3}, A_s := 2 \times (a+b), R_g := \sqrt{L_1^2 + b^2}$$

Cálculo de esfuerzos

Para este cálculo se plantearán dos casos debido a que se tiene dos ejes de proyección del cordón de soldadura.

Proyección con respecto al eje Y

$$\sigma_{MfY} := \frac{M_f \times b/2}{2 \times (Z_w \times b/2 + A_s \times L_1^2)} \quad \therefore \sigma_{Mf} := 4.199 \text{ N/m}$$

$$\tau_{cy} := \frac{F_{1s}}{A_s} \quad \therefore \tau_{cy} := 1.436 \times 10^4 \text{ N/m}$$

$$\tau_{Ty} := \frac{T \times R_g}{J_w + A_s \times L_1^2} \quad \therefore \tau_{Ty} := 2.997 \times 10^3 \text{ N/m}$$

$$e_Y := \sqrt{\frac{\sigma_{fy} + 2 \times (\tau_{cy}^2 + \tau_{Ty}^2)}{\sigma_s}} \quad \therefore e_Y := 0.1208 \text{ mm}$$

Proyección con respecto al eje X

$$\sigma_{Mfx} := \frac{T \times b/2}{2 \times (Z_w \times b/2 + A_s \times L_1^2)} \quad \therefore \sigma_{Mfx} := 51.497 \text{ N/m}$$

$$\tau_{cx} := \frac{F_{1s}}{A_s} \quad \therefore \tau_{cx} := 1.436 \times 10^4 \text{ N/m}$$

$$\tau_{Tx} := \frac{M_f \times R_g}{J_w + A_s \times L_1^2} \quad \therefore \tau_{Tx} := 244.36 \text{ N/m}$$

$$e_x := \sqrt{\frac{\sigma_{fx} + 2 \times (\tau_{cx}^2 + \tau_{Tx}^2)}{\sigma_s}} \quad \therefore e_x := 0.11756 \text{ mm}$$

De los valores de $e_x := 0.11756 \text{ mm}$ y $e_y := 0.1208 \text{ mm}$ se elige el mayor, pero como la soldadura debe ser tan resistente como el material se elige un espesor de soldadura igual al espesor del material. $\therefore e := 1.2 \text{ mm}$

Centro de gravedad del sistema de enfriamiento con bandejas y con carga

Con los valores obtenidos en las páginas 74, 77 y 78, se calculará las coordenadas del centro de gravedad con carga, bandejas y soporte como se muestra en la tabla 2.23

Tabla 2.23 Centro de gravedad del sistema con carga

Elementos	Wi(kg)	Xi(mm)	Yi(mm)	Zi(mm)
Sist. sin carga	80.712	846.547	397.927	466.586
Pesc. y band.	320	584.03	430	551.6
Soporte	8.22	684.77	429.63	14.53

$$X_{SRC} := \frac{\sum W_i X_i}{\sum W_i} \quad Y_{SRC} := \frac{\sum W_i Y_i}{\sum W_i} \quad Z_{SRC} := \frac{\sum W_i Z_i}{\sum W_i}$$

$$\therefore X_{SRC} := 637.869 \text{ mm} \quad \therefore Y_{SRC} := 423.662 \text{ mm} \quad \therefore Z_{SRC} := 524.025 \text{ mm}$$

2.20 Transmisión de potencia

En nuestro proyecto anteriormente se seleccionó una unidad condensadora debido a las ventajas descritas en el capítulo I páginas: 15,16 y 21; pero cabe mencionar que está implícito que la energía que necesita la unidad condensadora es eléctrica, por esta razón nuestro sistema utilizará un generador eléctrico. Los parámetros que necesitamos para seleccionar el generador son: Corriente, voltaje, frecuencia y caballaje de la unidad condensadora, los cuales se muestran en el anexo A23 y anexo A14.

Voltaje := 220V Corriente := 5.6A Frecuencia := 60Hz

Potencia := $220V \times 5.6A$ ∴ Potencia := 1232VA ó 1.232kVA

Con los datos obtenidos anteriormente se selecciona un modelo de generador EU20 de la marca HONDA, mostrado en el anexo A24, el cuál se instalará después del montaje del sistema de enfriamiento en el peke-peke. A continuación se muestra en la figura 2.19 la configuración total del sistema de enfriamiento.

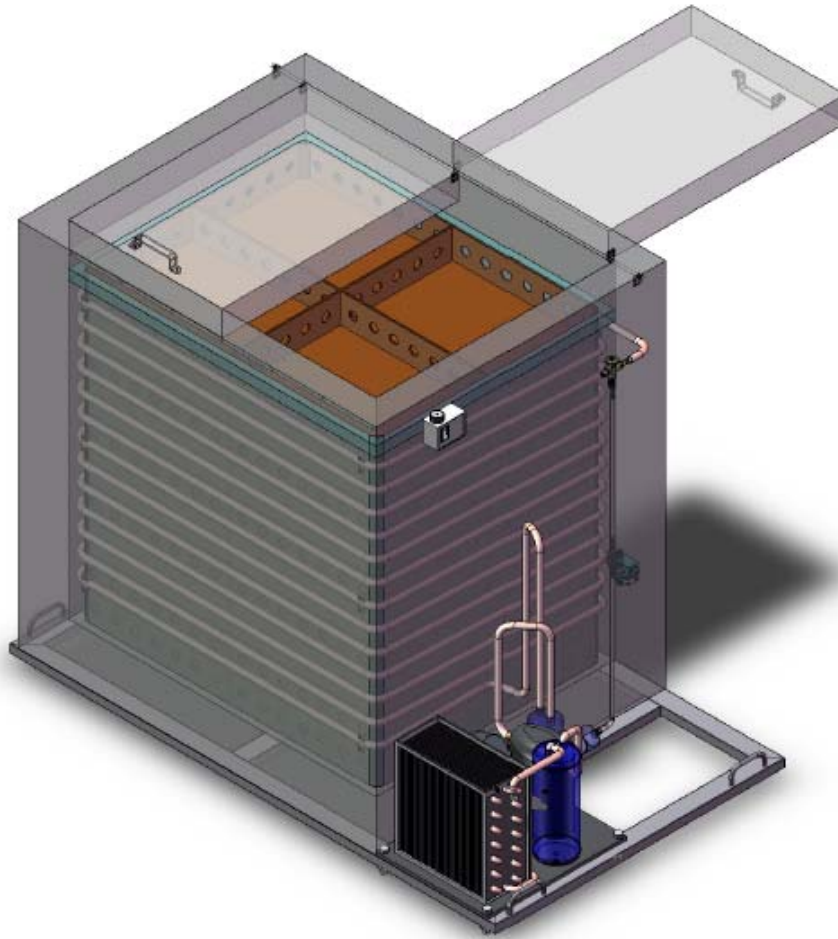
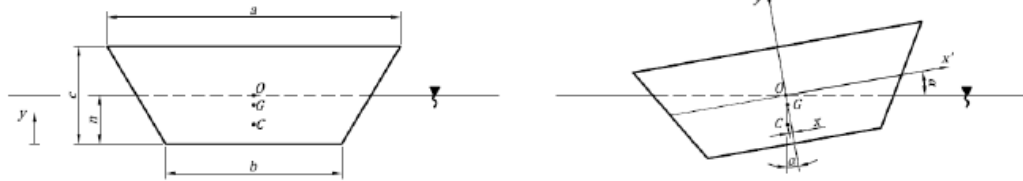


Figura 2.19 Configuración final del sistema de enfriamiento

2.21 Análisis de estabilidad del peke-peke

A continuación se muestra el cálculo del ángulo máximo de giro del barco para que se comporte como un sistema estable, es decir que no se produzca volteo, sin tener en cuenta la carga.



$a := 1.440 \text{ m}$	$c := 1.050 \text{ m}$	$y_G := 472.90 \text{ mm}$	$L := 7.5 \text{ m}$
$b := 0.840 \text{ m}$	$m_{pk} := 925.23 \text{ kg}$	$\beta := 76^\circ$	$m_{per} := 150 \text{ kg}$
$m_{SR} := 88.932 \text{ kg}$		$m_{SRC} := 407.61 \text{ kg}$	
$x_{GSR} := 831.594 \text{ mm}$		$x_{GSRC} := 637.869 \text{ mm}$	
$y_{GSR} := 400.857 \text{ mm}$		$y_{GSRC} := 423.622 \text{ mm}$	
$z_{GSR} := 473.137 \text{ mm}$		$z_{GSRC} := 574.85 \text{ mm}$	

$$f(h) := 1000 \cdot \frac{L}{m} \cdot \left(h \cdot \left(\frac{h}{\tan(\beta)} + \frac{a}{2 \cdot m} \right) \right) - \frac{m_{pk} + m_{per}}{kg}$$

$$n := \text{root}(f(z), z, 0, 1000) \quad m = 18.701 \text{ cm}$$

embarcación se da cuando la línea vertical que pasa por el centro de empuje pasa también por el centro de gravedad del barco.

$$d := b + \frac{(a-b)}{c} \cdot n = 0.947 \text{ m}$$

$$y_C := \frac{1}{3} \left(\frac{2 \cdot d - b}{d + b} \right) \cdot n = 36.76 \text{ mm} \quad \Delta y_{GC} := y_G - y_C = 43.614 \text{ cm}$$

$$At_0 := \frac{d+b}{2} \cdot n = 0.167 \text{ m}^2$$

Para determinar el ángulo a partir del cuál se produce el volteo de la embarcación se calcula la nueva coordenada x en el sistema x'-y' del centro de empuje como se muestra a continuación:

$$\alpha := \left\| \begin{array}{l} i \leftarrow 0 \\ \text{while } i < 45 \\ \alpha_i \leftarrow (1+i) \cdot \circ \end{array} \right\|$$

$$k_d := \frac{d}{2} \cdot \left(\frac{\tan(\alpha) \cdot \tan(\beta)}{\tan(\alpha) + \tan(\beta)} \right) \quad At_d := \frac{d}{2} \cdot \frac{k_d}{2} \quad x_{\min} := -\Delta y_{GC} \cdot \tan(\alpha)$$

$$x_{cd} := \begin{cases} i \leftarrow 0 \\ \text{while } i < 45 \\ \left| \left| \left| x_{cd_i} \leftarrow \frac{d}{2} \cdot \left(\frac{\tan(\alpha_i) \cdot \tan(\beta)}{\tan(\alpha_i) + \tan(\beta)} \right)^2 \cdot \left(\frac{2}{3 \cdot \tan(\alpha_i)^2} + \frac{1}{\tan(\beta)} \cdot \left(\frac{1}{\tan(\alpha_i)} + \frac{1}{3 \cdot \tan(\beta)} \right) \right) \right| \right| \\ i \leftarrow i + 1 \end{cases}$$

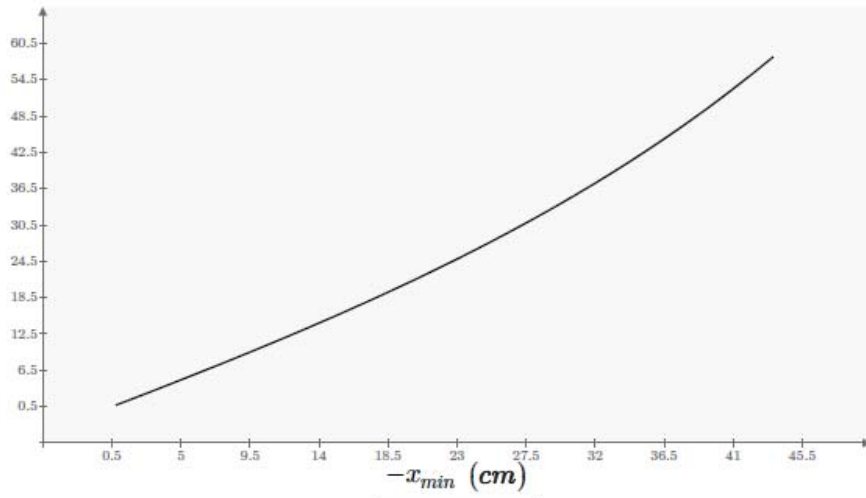
$$k_i := \frac{d}{2} \cdot \left(\frac{\tan(\alpha) \cdot \tan(\beta)}{\tan(\beta) - \tan(\alpha)} \right) \quad At_i := \frac{d}{2} \cdot \frac{k_i}{2}$$

$$x_{ci} := -\frac{k_i^2}{\frac{d}{2}} \cdot \left(\frac{2}{3 \cdot \tan(\alpha)^2} - \frac{1}{2 \cdot \tan(\beta)} \cdot \left(\frac{1}{\tan(\alpha)} - \frac{1}{\tan(\beta)} \right) \right)$$

$$x_{ci} := \begin{cases} i \leftarrow 0 \\ \text{while } i < 45 \\ \left| \left| \left| x_{ci_i} \leftarrow -\frac{k_i^2}{\frac{d}{2}} \cdot \left(\frac{2}{3 \cdot \tan(\alpha)^2} - \frac{1}{2 \cdot \tan(\beta)} \cdot \left(\frac{1}{\tan(\alpha)} - \frac{1}{\tan(\beta)} \right) \right) \right| \right| \\ i \leftarrow i + 1 \end{cases}$$

ET

$$x := \begin{cases} i \leftarrow 0 \\ \text{while } i < 45 \\ \left| \left| \left| x_i \leftarrow \frac{x_{ci_i} \cdot At_i - x_{cd_i} \cdot At_{d_i}}{At_0} \right| \right| \\ i \leftarrow i + 1 \end{cases} = \begin{bmatrix} -0.74 \\ -1.484 \\ -2.231 \\ -2.983 \\ -3.74 \\ -4.504 \\ -5.275 \\ -6.053 \\ -6.841 \\ -7.638 \\ -8.445 \\ \vdots \end{bmatrix} \text{ cm}$$



-x (cm)

$$\Delta x := -x - x_{\min} = \begin{bmatrix} 0.015 \\ 0.03 \\ 0.045 \\ 0.06 \\ 0.076 \\ 0.091 \\ 0.106 \\ 0.122 \\ 0.137 \\ 0.153 \\ 0.169 \\ \vdots \end{bmatrix} m$$

Como se puede apreciar el barco no sufrirá volcadura, sino hasta que el agua ingrese en su interior, lo cual se da para un ángulo de:

$$\theta := \text{atan}\left(\frac{c-n}{\frac{a}{2}}\right) = 50.162^\circ$$

Para cuando el sistema de refrigeración con bandejas y sin carga de pescados se monte en la embarcación de manera que su centro de gravedad coincida con el plano medio del barco, el centro de gravedad subirá, a continuación se muestra el cálculo:

$$f(h) := 1000 \cdot \frac{L}{m} \cdot \left(h \cdot \left(\frac{h}{\tan(\beta)} + \frac{a}{2 \cdot m} \right) \right) - \frac{m_{pk} + m_{SR} + m_{per}}{kg}$$

$$n := \text{root}(f(z), z, 0, 1000) \quad m = 0.202 \text{ m}$$

$$y'_G := \frac{y_G \cdot m_{pk} + z_{GSR} \cdot (m_{SR} + m_{per})}{m_{nt} + m_{cp}} = 0.543 \text{ m}$$

$$y_C := \frac{1}{3} \left(\frac{2 \cdot d - b}{d + b} \right) \cdot n = 39.61 \text{ mm} \quad \Delta y_{GC} := y'_G - y_C = 50.329 \text{ cm}$$

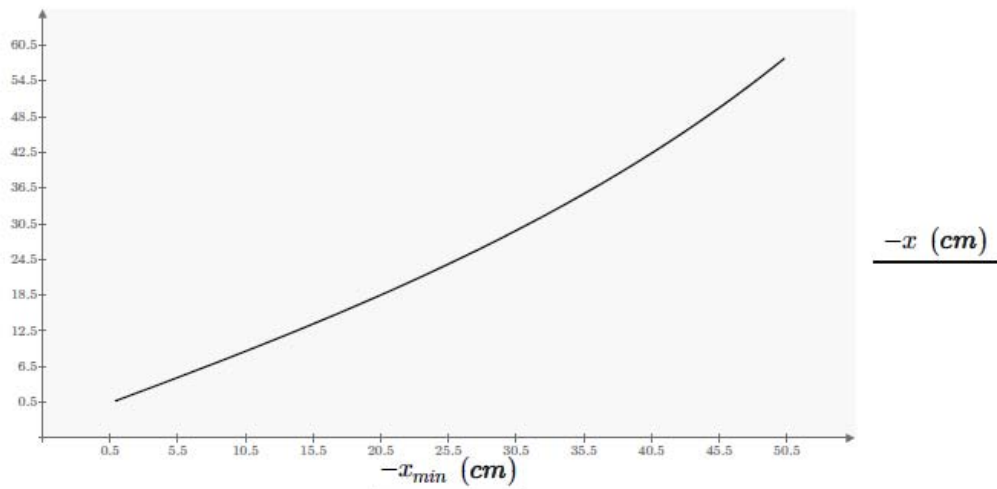
$$k_d := \frac{d}{2} \cdot \left(\frac{\tan(\alpha) \cdot \tan(\beta)}{\tan(\alpha) + \tan(\beta)} \right) \quad A t_d := \frac{d}{2} \cdot \frac{k_d}{2} \quad x_{\min} := -\Delta y_{GC} \cdot \tan(\alpha)$$

$$x_{cd} := \begin{cases} i \leftarrow 0 \\ \text{while } i < 45 \\ \left\| x_{cd_i} \leftarrow \frac{d}{2} \cdot \left(\frac{\tan(\alpha_i) \cdot \tan(\beta)}{\tan(\alpha_i) + \tan(\beta)} \right)^2 \cdot \left(\frac{2}{3 \cdot \tan(\alpha_i)^2} + \frac{1}{\tan(\beta)} \cdot \left(\frac{1}{\tan(\alpha_i)} + \frac{1}{3 \cdot \tan(\beta)} \right) \right) \right\| \\ \left\| i \leftarrow i + 1 \right\| \\ x_{cd} \end{cases}$$

$$k_i := \frac{d}{2} \cdot \left(\frac{\tan(\alpha) \cdot \tan(\beta)}{\tan(\beta) - \tan(\alpha)} \right) \quad A t_i := \frac{d}{2} \cdot \frac{k_i}{2}$$

$$x_{ci} \begin{cases} i \leftarrow 0 \\ \text{while } i < 45 \\ \left| \left| \left| x_{ci} \leftarrow \frac{k_i^2}{\frac{d}{2}} \cdot \left(\frac{2}{3 \cdot \tan(\alpha_i)^2} - \frac{1}{2 \cdot \tan(\beta)} \right) \cdot \left(\frac{1}{\tan(\alpha_i)} - \frac{1}{\tan(\beta)} \right) \right| \right| \right| \\ i \leftarrow i + 1 \end{cases}$$

$$x := \begin{cases} i \leftarrow 0 \\ \text{while } i < 45 \\ \left| \left| \left| \frac{x_{ci} \cdot At_i - x_{cd_i} \cdot At_{d_i}}{At_0} \right| \right| \right| \\ i \leftarrow i + 1 \end{cases} = \begin{bmatrix} -0.74 \\ -1.484 \\ -2.231 \\ -2.983 \\ -3.74 \\ -4.504 \\ -5.275 \\ -6.053 \\ -6.841 \\ -7.638 \\ -8.445 \\ \vdots \end{bmatrix} \text{ cm}$$



$$\Delta x := -x - x_{min} = \begin{bmatrix} 0.016 \\ 0.032 \\ 0.049 \\ 0.065 \\ 0.081 \\ 0.098 \\ 0.115 \\ 0.131 \\ 0.148 \\ 0.165 \\ 0.182 \\ \vdots \end{bmatrix} \text{ m}$$

Como se puede apreciar el barco no sufrirá volcadura, sino hasta que el agua ingrese en su interior, lo cual se da para un ángulo de:

$$\theta := \text{atan} \left(\frac{c-n}{\frac{a}{2}} \right) = 49.683^\circ$$

Análogamente para todo el sistema cargado:

$$f(h) := 1000 \cdot \frac{L}{m} \cdot \left(h \cdot \left(\frac{h}{\tan(\beta)} + \frac{a}{2 \cdot m} \right) \right) - \frac{m_{pk} + m_{SRC} + m_{per}}{kg}$$

$$n := \text{root}(f(z), z, 0, 1000) \quad m = 0.253 \text{ m}$$

$$y'_G := \frac{y_G \cdot m_{pk} + z_{GSRC} \cdot (m_{SRC} + m_{per})}{m_{pk} + m_{SRC}} = 0.569 \text{ m}$$

$$y_C := \frac{1}{3} \left(\frac{2 \cdot d - b}{d + b} \right) \cdot n = 49.64 \text{ mm} \quad \Delta y_{GC} := y'_G - y_C = 51.914 \text{ cm}$$

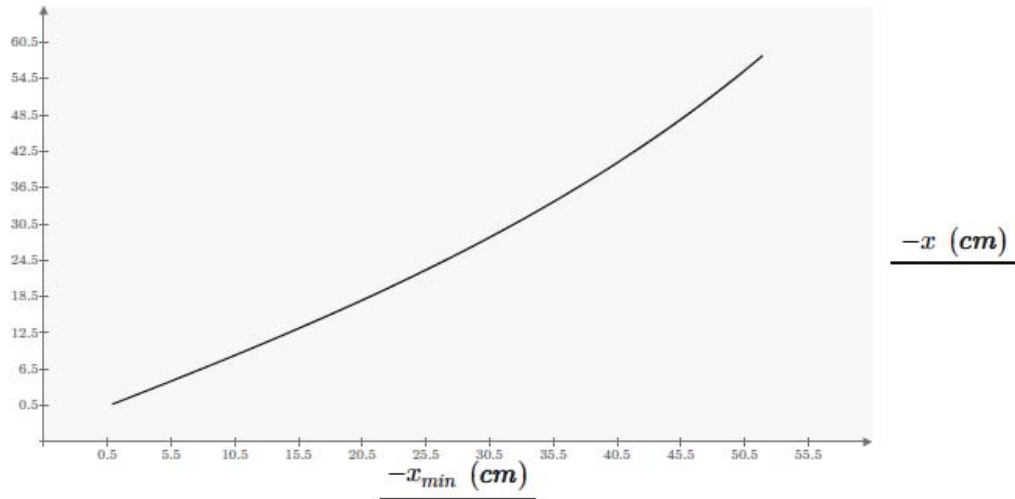
$$k_d := \frac{d}{2} \cdot \left(\frac{\tan(\alpha) \cdot \tan(\beta)}{\tan(\alpha) + \tan(\beta)} \right) \quad At_d := \frac{d}{2} \cdot \frac{k_d}{2} \quad x_{min} := -\Delta y_{GC} \cdot \tan(\alpha)$$

$$x_{cd} := \left| \begin{array}{l} i \leftarrow 0 \\ \text{while } i < 45 \\ \left| \left| \left| x_{cd_i} \leftarrow \frac{d}{2} \cdot \left(\frac{\tan(\alpha_i) \cdot \tan(\beta)}{\tan(\alpha_i) + \tan(\beta)} \right)^2 \cdot \left(\frac{2}{3 \cdot \tan(\alpha_i)^2} + \frac{1}{\tan(\beta)} \cdot \left(\frac{1}{\tan(\alpha_i)} + \frac{1}{3 \cdot \tan(\beta)} \right) \right) \right| \right| \\ i \leftarrow i + 1 \\ x_{cd} \end{array} \right|$$

$$k_i := \frac{d}{2} \cdot \left(\frac{\tan(\alpha) \cdot \tan(\beta)}{\tan(\beta) - \tan(\alpha)} \right) \quad At_i := \frac{d}{2} \cdot \frac{k_i}{2}$$

$$x_{ci} := \left| \begin{array}{l} i \leftarrow 0 \\ \text{while } i < 45 \\ \left| \left| \left| x_{ci} \leftarrow \frac{k_i^2}{\frac{d}{2}} \cdot \left(\frac{2}{3 \cdot \tan(\alpha_i)^2} - \frac{1}{2 \cdot \tan(\beta)} \cdot \left(\frac{1}{\tan(\alpha_i)} - \frac{1}{\tan(\beta)} \right) \right) \right| \right| \\ i \leftarrow i + 1 \\ x_{ci} \end{array} \right|$$

$$x := \left| \begin{array}{l} i \leftarrow 0 \\ \text{while } i < 45 \\ \left| \left| \left| \frac{x_{ci} \cdot At_i - x_{cd_i} \cdot At_{d_i}}{At_0} \right| \right| \\ i \leftarrow i + 1 \\ x \end{array} \right| = \begin{bmatrix} -0.74 \\ -1.484 \\ -2.231 \\ -2.983 \\ -3.74 \\ -4.504 \\ -5.275 \\ -6.053 \\ -6.841 \\ -7.638 \\ -8.445 \\ \vdots \end{bmatrix} \text{ cm}$$



$$\Delta x := -x - x_{min} = \begin{matrix} 0.016 \\ 0.033 \\ 0.05 \\ 0.066 \\ 0.083 \\ 0.1 \\ 0.116 \\ 0.133 \\ 0.151 \\ 0.168 \\ 0.185 \\ \vdots \end{matrix} m$$

Como se puede apreciar el barco no sufrirá volcadura, sino hasta que el agua ingrese en su interior, lo cual se da para un ángulo de:

$$\theta := \text{atan} \left(\frac{c-n}{\frac{a}{2}} \right) = 47.923^\circ$$

CAPÍTULO 3

PRESUPUESTO DEL PROYECTO

En este último capítulo se presentará el presupuesto del proyecto, en el cuál están incluidos los costos de: Componentes del sistema (materiales, equipos seleccionados, etc); Diseño del sistema y el de Instalación (fabricación y montaje de todos sus componentes).

3.1 Costo de los Componentes del sistema

La tabla 3.1 presenta la lista de componentes a presupuestar, detallando las cantidades y características de materiales requeridos por el sistema.

Tabla 3.1 Lista de componentes del sistema

Componentes	Cant.	Descripción
Unidad condensadora	1 UND	1/2 HP, 220V, Monofásica, 60Hz
Separador de aceite	1 UND	0.5TR, Tubería de conexión Ø1/2"
Filtro DN 032s	1 UND	Tubería de conexión Ø1/4"
Visor SGN6s	1 UND	Tubería de conexión Ø1/4"
V.Solenoides EVR2	1 UND	Tubería de conexión Ø1/4"
V.Termo. TEX2-0.15	1 UND	0.5TR, Ø3/8" × Ø1/2"
Acumulador de succión	1 UND	Tubería de conexión Ø1/2"
Termostato KP68	1 UND	Rango de -5°C-35°C
Adaptador solder/flare	2 UND	Solder Ø1/4" × Flare Ø3/8"
Tubería de cobre	45 m	Tipo L de Ø1/2"

Tabla 3.1 Lista de componentes del sistema (continuación)

Tubería de cobre	15 m	Tipo L de Ø1/4"
Panel de poliestireno y acero galv.	6 UND	1220 × 2240 × 75mm
Plancha de acero galv.	3 UND	1830 × 914 × 0.3mm ASTM A653
Tubo rectangular estructural	1 UND	1"×2"×1.2mm × 6m ASTM A513
Ángulo de aluminio	1 UND	L12 × 6 × 1.1mm
Platina de aluminio	1 UND	AA6061, 3/4"×3/16"×1mm
Barra de aluminio redonda de 1/4"	1 UND	AA6061, Ø6.35mm(1/4")
Barra de aluminio redonda de 3/8"	1 UND	AA6061, Ø9.53mm(3/8")
Generador	1 UND	220V,PH1(Monofásico),60Hz

Los códigos de los equipos y materiales según las marcas a presupuestar están en los anexos desde A14 a A33. De las cotizaciones obtenidas en las empresas como Frío mercantil, JJFIngenieros y otras se procede a realizar el presupuesto los componentes del sistema como se muestra en la tabla 3.2

Tabla 3.2 Presupuesto de los componentes del sistema

Elementos	Cant.	Costo unitario (S./)	Costo
Unidad condensadora	1	1800	1800
Separador de aceite	1	363.02	363.02
Filtro	1	20.84	20.84
Visor	1	36.30	36.30
Válvula solenoide	1	88.74	88.74
Válvula termostática	1	450	450
Acumulador de succión	1	170	170
Termostato	1	290	290
Adaptadores solder/flare	2	15	30
Tubería de cobre Ø1/2"	45 m	7.68/m	345.6
Tubería de cobre Ø1/4"	15 m	2.91/m	43.65
Panel de polies.y ac.galv.	6	45	270
Plancha de acero galv.	3	125	375
Soporte	1	300	300
Generador	1	1900	1900
Cámara	1	600	600
Costo total (S./)			7083.15

3.2 Costos del diseño del sistema e instalación

A continuación en la tabla 3.3 se muestra el costo total obtenido por el diseño del sistema y por la instalación de este, en cuanto al costo unitario de instalación mostrado en la tabla 3.3 es la suma de los costos horarios de un técnico en refrigeración y un ayudante, estos costos son de \$./ 46 y \$./ 32 respectivamente lo cuál se puede observar en anexo A34 que es la cotización proporcionada por la empresa Rosaco Ingenieros y Servicios.

Tabla 3.3 Presupuesto del diseño y fabricación del sistema

Descripción	Cant.	Costo unitario (\$)	Costo
Diseño del sistema	30 días	18 /día	540
Modelamiento CAD y Elab. de planos	15 días	10 /día	150
Instalación	15 días	78 /día	1170
Costo total (\$./)			1860

De los costos totales mostrados en la tablas 3.2 y 3.3 se obtiene el presupuesto del proyecto, cuyo valor es de S/. 12,253.95

CONCLUSIONES

1. El sistema de enfriamiento se ha diseñado para un peke-peke promedio ó típico de 6 toneladas de capacidad y se podrá aplicar a especies que en promedio no superen los 25 cm de longitud tales como: Boquichico, Chiochio y Llambina; que son los pescados más comunes que se obtiene en la pesca artesanal de la zona de Pucallpa.
2. Se ha minimizado en lo posible el peso total del sistema diseñado dado el poco calado de los peke-pekés. Considerado el peso total que actúa en el peke-peke, el sistema diseñado con su soporte y sin bandejas pesa 88,93 kg, con los 300 kg de capacidad de pescado, 18,68 kg de las bandejas y el peso total de las personas se obtiene un peso total de 557,61 kg, este último valor se ha tomado en cuenta para el análisis de estabilidad del peke-peke, con el cual se demostró que la embarcación no presenta volcadura sino se supera un ángulo de escora de $47,923^\circ$.
3. El diseño del sistema de refrigeración puede ser optimizado, en cuanto al peso y materiales con los cuales se reduciría un poco más el peso del proyecto. Pero se ha considerado la disponibilidad en la región con las entidades de manufactura existentes debido a esto el costo del proyecto ascenderá.
4. Se debería analizar la elaboración de un sistema de transmisión de potencia que conecte directamente al motor del peke-peke con la unidad condensadora y compararlo con la compra adicional de un generador como se obtuvo en el estudio de este proyecto, para optimizar el costo.
5. El presupuesto considerado asciende a 12,253.95 soles, el cuál es un monto elevado, pero incluye el diseño considerando las etapas: Información y cálculo de ingeniería, elaboración de planos de fabricación e instalación.

BIBLIOGRAFÍA

- [AMIGO, 2000] Amigo Martín Pablo (2000), Tecnología del frío y frigoconser-
frigoconservación de alimentos, AMV Ediciones, Ediciones MUNDI-PRENSA
- [ARI, 1994] AIR-CONDITION AND REFRIGERATION INSTITUTE
(1994), Refrigeración y Aire Acondicionado, Prentice-Hall.
- [AROSTEGUI, 1975-1976] Ing. Arostegui V. Antonio (1975-1976), Estudio y
tecnologías de maderas (Zona Pucallpa) VOL.1, Características tecnológicas
y usos de la madera de 145 especies del país, UNALM.
- [ASHRAE, 2002] ASHRAE (2002), Refrigeration Handbook (SI)
- [ASHRAE, 2001] ASHRAE (2001), Fundamentals Handbook (SI)
- [ASHRAE, 2005] ASHRAE (2001), Fundamentals Handbook (SI)
- [ASHRAE, 2000] ASHRAE (2000), HVAC Systems and Equipment (SI)
- [DANFOSS, 1996/1997] Danfoss Catalogue (1996/1997), Automatic Controls for
Refrigeration Plant and Air Conditioning Systems
- [DOSSAT, 2001] Dossat Roy J. (2001), Principios de Refrigeración, ©2000,
GRUPO PATRIA CULTURAL, S.A. de C.V.
- [EMERSON, 2007] Manual Técnico Valy Control S.A de C.V.
Consultada: 07 de julio de 2007.
<http://www.emersonclimatemexico.com/literatura_catalogo.htm>
- [ESEP, 1984] ESEP (1984), MANUAL PRACTICO DE PROCESOS Y
CONTROL DE CALIDAD DE PRODUCTOS HIDROBIÓLOGICOS,
(Código: CP/Q02.E68)Biblioteca de la Facultad de Pesquería UNALM.
- [IMARPE, 2008] INSTITUTO DEL MAR DEL PERÚ
Consultadas: 07 de julio de 2007.
<http://www.imarpe.gob.pe/imarpe/index.php?id_seccion=10131010102010000000000>
- [LUNA, 1993] Ing. Luna Moncayo Tula María (1993), EVALUACIÓN DE
INSUMOS ALIMENTICIOS Y SU USO EN LA ALIMENTACIÓN DE
COLOSSOMA, Dpto Facultad de pesquería UNALM, (Código CP M12.L9)
Biblioteca de la Facultad de Pesquería UNALM

[MELGAREJO, 2005] Melgarejo Moreno Pablo (2005), Cámaras frigoríficas y túneles de enfriamiento rápido, 1ª Ed. AMV Ediciones

[FAO – DT 436, 2005] Michael Shawyer y Avilio F. Medina Pizzali (2005), FAO Documento Técnico de Pesca, El uso del hielo en pequeñas embarcaciones de pesca.

Consultada: 20 de Agosto 2009.

<<http://www.fao.org/docrep/008/y5013s/y5013s00.htm>>

[T. C. AMAZONICA, 1996] Tratado de cooperación Amazónica (1996), PISCICULTURA AMAZÓNICA CON ESPECIES NATIVAS, Secretaría Pio Tempere (Código A50.T7 No.47 C.2) Biblioteca Central de la UNALM

[CENGEL, 2004] Cengel Yunus A. (2004), Transferencia de Calor, segunda edición, McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A DE CV.

[UL, 1990] Universidad de Lima (1990), CIENCIA Y TECNOLOGÍA DE LOS ALIMENTOS “PESCADOS Y MARISCOS”

[ROHSENOW, 1985] W.M.Rohsenow, J.P. Hartnett, E.N.Ganic, HANDBOOK OF HEAT OF TRANSFER FUNDAMENTALS, Copyright ©1985, 1973 by Mc Graw Hill

[POTTER, WIGGERT] Merle C. Potter, David C. Wiggert, MECÁNICA DE FLUIDOS, tercera edición, Copyright ©2002 por International THOMSON Editores.

[BARRASS, DERRERTT, 2006] Bryan Barras, D.R. Derret, Ship Stability for Master and Mates, Sixth edition, Copyright ©2006, Elsevier Ltd. Consultada: 10 de octubre de 2009.

<<http://www.quedelibros.com/libro/56871/Ship-Stability-for-Masters-and-Mates.html>>

[HONDA, 2009] Bryan Barras, D.R. Derret, Ship Stability for Master and Consultada: 27 de octubre de 2009.

<<http://www.honda.com.pe/productos/content/pagina9.aspx?PIDModel=555&PIDVersion=352&PIDLine=6&gMenu=1&PIDPagina=352&pEstatica=555>>