

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



**PONTIFICIA
UNIVERSIDAD
CATÓLICA
DEL PERÚ**

**DISEÑO DE UN CONGELADOR DE PLACAS
PARA PESCADO DE CAPACIDAD 240 KG/H**

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

MIGUEL ÁNGEL YÉPEZ SÁNCHEZ

ASESOR: ING. ENRIQUE BARRANTES PEÑA

Lima, Julio del 2016





© 2016, Miguel Ángel Yépez Sánchez

Se autoriza la reproducción total o parcial,
Con fines académicos a través de cualquier
Medio o procedimiento, incluyendo la cita
Bibliográfica del documento.

RESUMEN

El presente trabajo de tesis tiene como objetivo diseñar un congelador de placas para pescado de capacidad 240 kg/h que pueda ser fabricado y ensamblado con la tecnología disponible en la industria nacional y que cuente con un sistema de refrigeración autónomo.

Para el diseño del presente proyecto se consideraron las propiedades termofísicas de la especie caballa (meckerel), pues es de la única especie de la cual existe información confiable y disponible.

Asimismo, se utilizó como metodología la norma de diseño VDI 2221 y 2225, dividiendo el diseño de la máquina en dos dominios: refrigeración y mecánico. En adición, se realizó la ingeniería básica y selección de componentes eléctricos e instrumentación.

Como referencia para el cálculo y selección de equipos y mecanismos se utilizó lo impartido en los cursos de Termodinámica, Mecánica de Fluidos, Transferencia de Calor, Resistencia de Materiales, Elementos de Máquinas y Electricidad, siendo estos conocimientos complementados con normas técnicas de la American Society of Mechanical Engineers (ASME), los manuales de la American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers (ASHRAE) y recomendaciones de diversos fabricantes de máquinas.

Finalmente, se obtuvo como resultado del diseño un congelador de placas en disposición horizontal accionado a través de un mecanismo hidráulico. El sistema de refrigeración utiliza R-404a y es capaz de congelar, hasta una temperatura de $-26\text{ }^{\circ}\text{C}$ en el centro, 600 kg de pescado tipo caballa en un tiempo de 2.36 horas, con dimensiones generales de 3.5 x 3.5 x 2.7 m, un consumo de agua fría a $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ de 13600 kg/h y un consumo eléctrico de 22.0 kW a un voltaje industrial trifásico de 440 VAC. El costo total del proyecto es de USD 73,300.



Para mi abuelo Fausto Edilberto, quién me inculcó el cariño y la vocación por la Ingeniería Mecánica.

INDICE DE CONTENIDO

RESUMEN.....	i
INDICE DE CONTENIDO	v
INDICE DE TABLAS.....	viii
INDICE DE FIGURAS.....	x
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO 1: CARACTERÍSTICAS DEL PROYECTO	3
1.1. Proceso de congelación	3
1.2. Métodos de congelación.....	5
1.2.1. Congelación por contacto	5
1.2.2. Congelación por corriente de aire.....	8
1.3. Producción de pescado congelado en el Perú	9
1.4. Consideraciones para el diseño del congelador de placas.....	10
1.4.1. Ubicación del equipo	10
1.4.2. Tiempo de congelación esperado.....	10
1.4.3. Temperaturas de trabajo	11
1.4.4. Material de las placas	12
1.4.5. Arreglo y dimensiones de las placas.....	12
1.5. Características del producto a congelar.....	15
1.5.1. Propiedades termofísicas	15
1.5.2. Geometría de los bloques de pescado.....	16
1.6. Equipos requeridos para el sistema térmico	17
1.6.1. Compresor.....	17
1.6.2. Condensador.....	19
1.6.3. Evaporador.....	20

1.6.4.	Válvula de expansión.....	21
1.6.5.	Elementos de control y operación.....	22
1.6.6.	Sistema de desescarche	22
1.7.	Equipos requeridos para el sistema eléctrico e instrumentos.....	23
1.7.1.	Sistema eléctrico	23
1.7.2.	Sensores e instrumentación	24
REFERENCIAS DEL CAPÍTULO 1.....		26
CAPÍTULO 2: DISEÑO DEL CONGELADOR		28
2.1.	Metodología del diseño.....	28
2.1.1.	Lista de exigencias	29
2.1.2.	Estructura de funciones	30
2.1.3.	Concepto solución	32
2.2.	Diseño del sistema térmico.....	39
2.2.1.	Secuencia de procesos para el diseño térmico.....	39
2.2.2.	Dimensiones de la placa.....	40
2.2.3.	Elección del material de la placa.....	41
2.2.4.	Cálculo del tiempo de congelación	42
2.2.5.	Cálculo del número de placas.....	43
2.2.6.	Cálculo de la carga térmica	44
2.2.7.	Elección del fluido refrigerante.....	45
2.2.8.	Cálculo del ciclo de refrigeración	47
2.2.9.	Cálculo de la transferencia de calor en las placas	49
2.2.10.	Verificación de los parámetros asumidos.....	54
2.2.11.	Cálculo de la caída de presión en el evaporador	55
2.2.12.	Diseño del separador de fases	56
2.2.13.	Selección del compresor	56

2.2.14.	Selección de componentes accesorios para el compresor.....	57
2.2.15.	Cálculo y selección del condensador.....	58
2.2.16.	Selección de la válvula de expansión	64
2.2.17.	Dimensionamiento de las tuberías.....	65
2.2.18.	Selección de la bomba de condensado	67
2.2.19.	Dimensionamiento de los aislamientos térmicos.....	68
2.2.21.	Lista de equipos para el dominio refrigeración.....	70
2.3.	Diseño del sistema mecánico	71
2.3.1.	Secuencia de procesos para el diseño mecánico	71
2.3.2.	Consideraciones para el diseño mecánico.....	71
2.3.3.	Cálculo de la carga máxima del sistema mecánico.....	71
2.3.4.	Diseño del sistema hidráulico	72
2.3.5.	Diseño mecánico de las placas	82
2.3.6.	Diseño de la estructura.....	85
2.4.	Diseño del sistema eléctrico e instrumentos	87
2.4.1.	Selección de los componentes del circuito de fuerza.....	87
2.4.2.	Selección de sensores e instrumentos.....	89
	REFERENCIAS DEL CAPÍTULO 2.....	93
	CAPÍTULO 3: PRESUPUESTO DEL PROYECTO	97
3.1.	Costo total del proyecto	97
	CONCLUSIONES.....	98
	BIBLIOGRAFÍA.....	99
	PLANOS	
	ANEXOS	

INDICE DE TABLAS

	Página
Tabla 1 : Tiempos de congelación esperados para los diferentes espesores de placas y productos	11
Tabla 2 : Especificaciones técnicas de congelador de placas horizontal	13
Tabla 3 : Dimensiones y pesos para congeladores de placas horizontales	14
Tabla 4 : Características técnicas de los congeladores de placas verticales	14
Tabla 5 : Espacio requerido para congeladores de placas verticales	15
Tabla 6 : Porcentaje másico de los componentes de la especie caballa	16
Tabla 7 : Cuadro consolidado de las propiedades termofísicas de la caballa	16
Tabla 8 : Dimensiones y tolerancias de los bloques de pescado	17
Tabla 9 : Dimensiones consideradas para el diseño del congelador	17
Tabla 10 : Lista de exigencias del proyecto	29
Tabla 11 : Descripción de alternativas de concepto solución para el dominio mecánico	33
Tabla 12 : Clasificación de alternativas de concepto solución para el dominio mecánico	34
Tabla 13 : Descripción de alternativas de concepto solución para el dominio refrigeración	37
Tabla 14 : Clasificación de alternativas de concepto solución para el dominio refrigeración	38
Tabla 15 : Porcentaje de retacería para varios arreglos de bloques de pescado	41
Tabla 16 : Selección del material de la placa	42
Tabla 17 : Valores requeridos para calcular el tiempo de congelación	43
Tabla 18 : Cálculo de la carga térmica	45
Tabla 19 : Selección del fluido refrigerante	46
Tabla 20 : Estados termodinámicos del ciclo de congelación	48
Tabla 21 : Propiedades termodinámicas en cada punto del ciclo	49
Tabla 22 : Propiedades termofísicas en estado de saturación del evaporador	50
Tabla 23 : Variables para el cálculo del factor de forma S	53

Tabla 24	: Caída de presión en el evaporador	55
Tabla 25	: Datos para la selección del compresor	56
Tabla 26	: Propiedades termodinámicas de los estados 3 y 4	59
Tabla 27	: Datos geométricos del intercambiador AlfaNova 76	60
Tabla 28	: Datos geométricos de interés para el cálculo térmicos	61
Tabla 29	: Datos termodinámicos del agua fría	62
Tabla 30	: Parámetros de la transferencia de calor en el condensador	63
Tabla 31	: Flujo volumétrico en cada estado del ciclo	66
Tabla 32	: Selección de diámetros comerciales basado en velocidades recomendadas	67
Tabla 33	: Selección de bomba de condensado	68
Tabla 34	: Espesores recomendados para cámaras	68
Tabla 35	: Estado de las válvulas en operación y desescarhe	69
Tabla 36	: Listado de equipos del dominio refrigeración	70
Tabla 37	: Peso total del sistema	72
Tabla 38	: Presiones hidráulicas requeridas para diámetros comerciales	74
Tabla 39	: Áreas de trabajo durante el descenso para diferentes diámetros de vástago	75
Tabla 40	: Presión entre bloques para diferentes diámetros de vástago	76
Tabla 41	: Fuerzas sobre vástago en cada situación	76
Tabla 42	: Dimensiones del pistón montaje tipo L	78
Tabla 43	: Listado de equipos para el sistema hidráulico	82
Tabla 44	: Datos de los motores eléctricos del congelador	88
Tabla 45	: Componentes eléctricos del congelador	89
Tabla 46	: Sensores e instrumentos del congelador	90
Tabla 47	: Costo total del proyecto	97

INDICE DE FIGURAS

	Página
Figura 1 . Etapas del proceso de congelación	4
Figura 2 . Clasificación de los congeladores industriales	5
Figura 3 . Congelador de placas horizontal	6
Figura 4 . Congelador de placas vertical	6
Figura 5 . Placa eutéctica	7
Figura 6 . Congelador por inmersión de pescado	8
Figura 7 . Túnel de congelación	9
Figura 8 . Venta de pescado congelado desde el 2011 hasta el 2014	9
Figura 9 . Capacidad de producción instalada de pescado congelado desde el 2011 hasta el 2014	10
Figura 10 . Vista de corte de un compresor de pistones	18
Figura 11 . Vista de corte de un compresor de tornillos	19
Figura 12 . Esquema de un evaporador inundado	20
Figura 13 . Esquema de un evaporador seco	21
Figura 14 . Variador de velocidad	24
Figura 15 . Sensor de nivel electromecánico Danfoss	25
Figura 16 . Máquina modelada como una caja negra	30
Figura 17 . Diagrama de funciones - Dominio mecánico	31
Figura 18 . Diagrama de funciones - Dominio refrigeración	31
Figura 19 . Matriz morfológica dominio mecánico	32
Figura 20 . Concepto solución óptimo - Dominio mecánico	35
Figura 21 . Matriz morfológica dominio refrigeración	36
Figura 22 . Diagrama de flujo para el diseño térmico	40
Figura 23 . Diagrama de las etapas del sistema de congelación propuesto	48

Figura 24	Factor de forma para cilindro isotérmicos enterrados en un medio semiinfinito	53
Figura 25	Dimensiones generales del separador de fases	56
Figura 26	Resultados de software Bitzer para la selección del compresor	57
Figura 27	Especificaciones técnicas de los separadores de aceite Bitzer	58
Figura 28	Datos técnicos de intercambiadores compactos marca Alfa Laval	61
Figura 29	Esquematación de la entrada y salida de fluidos en el intercambiador	62
Figura 30	Selección del cono y apertura de la válvula reguladora	65
Figura 31	Arreglo de válvulas y tuberías para el desescarche por gas caliente	70
Figura 32	Esquema hidráulico de la máquina	73
Figura 33	Longitud de pandeo	77
Figura 34	Dimensiones del pistón montaje tipo L	77
Figura 35	Conjunto de placas con distancia 50.8 mm.	78
Figura 36	Conjunto de placas con distancia 74.0 mm.	79
Figura 37	Datos para la selección de la unidad hidráulica	81
Figura 38	Vista explosionada de las placas y los serpentines	83
Figura 39	Pines de trabamiento entre placas	84
Figura 40	Diseño de la estructura	85
Figura 41	Vista de cargas de análisis del soporte de las placas	86
Figura 42	Desplazamientos de la base	86
Figura 43	Factor de seguridad de la estructura base	87
Figura 44	Diagrama trifilar de los motores del congelador	88
Figura 45	Vista externa del congelador	91
Figura 46	Vista interna de la zona "fría"	91
Figura 47	Vista alimentación de bloques a máquina	92

LISTA DE SÍMBOLOS

A_{pist}	Área interna del pistón hidráulico	[cm ²]
A_{PL}	Área de una placa del condensador	[m ²]
A_{trans}	Área externa de contacto entre placa y bloques de pescado	[m ²]
A_{tub}	Área interna del serpentín	[m ²]
b	Ancho de la placa	[mm]
C_1	Calificación criterios de material placas	[-]
C_{p1}	Calor específico del pescado antes de la congelación	[kJ/kg°C]
C_{p2}	Calor específico del pescado después de la congelación	[kJ/kg°C]
D	Altura del bloque de pescado	[m]
D_e	Diámetro equivalente del condensador	[m]
d_h	Diámetro interno del serpentín	[m]
$DMLT$	Diferencia media logarítmica de temperaturas	[°C]
E	Módulo de elasticidad del acero	[MPa]
$F_{máx}$	Fuerza crítica de pandeo	[N]
FP	Factor de potencia	[-]
F_p	Fuerza en el pistón	[N]
F_{pin}	Fuerza en el pin de trabamiento	[N]
FS	Factor de seguridad	[-]
F_{sist}	Carga mecánica máxima	[N]
g	Gravedad	[m/s ²]

h	: Entalpía en el punto analizado	[kJ/kg]
H_{din}	: Altura dinámica en la bomba	[m]
H_{est}	: Altura estática en la bomba	[m]
h_{fg}	: Entalpía de saturación del refrigerante en el evaporador	[kJ/kg]
h_{sf}	: Calor latente del pescado	[kJ/kg]
I_L	: Corriente en la línea	[A]
k	: Conductividad térmica en el punto analizado	[kW/m°C]
k_{INOX}	: Conductividad de la placa del condensador	[kW/m°C]
k_L	: Conductividad térmica del refrigerante en estado líquido saturado a presión de evaporador	[kW/m°C]
k_s	: Conductividad térmica del alimento congelado	[kW/m°C]
k_v	: Constante de flujo de la válvula de expansión	[kW/m°C]
L	: Longitud de una tubería del serpentín	[m]
L_s	: Longitud de un serpentín	[m]
L.C.	: Estado líquido comprimido	[-]
L.S.	: Estado líquido saturado	[-]
m	: Capacidad nominal del congelador	[kg/h]
m_A	: Flujo másico de agua en el condensador	[kg/s]
m_{bloque}	: Masa de un bloque de pescado	[kg]
m_{cong}	: Masa total de pescado	[kg]
m_{eva}	: Flujo másico de refrigerante en el evaporador	[kg/s]
m_{real}	: Ratio de congelación	[kg/h]
m_s	: Flujo másico de refrigerante en un serpentín	[kg/s]
$N_{bloques}$: Número de bloques	[-]

$N_{\text{estaciones}}$: Número de estaciones	[-]
N_{paso}	: Número de serpentines en una placa	[-]
N_{pist}	: Número de pistones	[-]
N_{PL}	: Número de placas requeridas en el condensador	[-]
N_{placas}	: Número de placas	[-]
$NPSH_{\text{req}}$: NPSH requerido	[m]
N_{tub}	: Número de tuberías en una placa	[-]
Nu	: Número de Nusselt en el evaporador	[-]
P	: Factor de corrección convectivo	[-]
P_1	: Peso para calificar criterios de material placas	[-]
P_{elec}	: Potencia nominal del motor	[kW]
p_{req}	: Presión hidráulica requerida	[bar]
p_{tapa}	: Presión en la tapa de pin de trabamiento	[MPa]
Q	: Caudal volumétrico de refrigerante	[m ³ /s]
Q_1	: Calor cedido antes de la congelación	[kW]
Q_{1c}	: Calor sensible del vapor sobrecalentado hasta vapor saturado en el condensador	[kW]
Q_2	: Calor cedido durante de la congelación	[kW]
Q_{2c}	: Calor sensible del vapor saturado hasta líquido saturado en el condensador	[kW]
Q_3	: Calor cedido después de la congelación	[kW]
Q_{3c}	: Calor sensible del líquido saturado hasta líquido comprimido en el condensador	[kW]
Q_c	: Requerimiento térmico en el condensador	[kW]
Q_p	: Carga térmica en una placa	[kW]

Q_T	: Carga térmica total	[kW]
Q_{UH}	: Caudal de la unidad hidráulica	[L/min]
R	: Factor de corrección conductivo	[-]
R_{AGUA}	: Factor de ensuciamiento del agua	[m ² °C/kW]
R_{cond}	: Resistencia térmica originada por la conducción en el evaporador	[°C/W]
R_{conv}	: Resistencia térmica originada por la convección en el evaporador	[°C/W]
Re	: Número de Reynolds en el evaporador	[-]
R_{REF}	: Factor de ensuciamiento del refrigerante	[m ² °C/kW]
S	: Factor de forma de la placa	[m]
S_f	: Área de flujo en el condensador	[m ²]
S_k	: Longitud de pandeo	[mm]
Ste	: Número de Stefan	[-]
t	: Espesor de la placa del condensador	[mm]
T_1	: Temperatura de entrada del producto	[°C]
T_{1A}	: Temperatura de entrada de agua en el condensador	[°C]
T_{2A}	: Temperatura de salida de agua en el condensador	[°C]
T_c	: Temperatura final del centro de congelación	[°C]
T_{cond}	: Temperatura de condensación	[°C]
t_{cong}	: Tiempo de congelación	[h]
T_{ev}	: Temperatura de evaporación	[°C]
T_f	: Temperatura inicial de congelación del producto.	[°C]

T_m	: Temperatura de masa de agua en el condensador	[°C]
T_m	: Temperatura del medio de congelación	[°C]
t_{pist}	: Tiempo de actuación del pistón	[s]
t_{pl}	: Espesor de una placa	[mm]
T_{ref}	: Temperatura de referencia para el cálculo del tiempo de refrigeración (-10 °C)	[°C]
T_t	: Temperatura de congelación total (-40 °C)	[°C]
U	: Coeficiente global de transferencia en la placa	[W/m ² °C]
U_{cond}	: Coeficiente global de transferencia en el condensador	[W/m ² °C]
U_L	: Voltaje entre líneas	[V]
v_{pist}	: Velocidad del pistón hidráulico	[cm/s]
V.H.	: Estado vapor húmedo	[-]
V.S.	: Estado vapor saturado	[-]
V.Sc.	: Estado vapor sobrecalentado	[-]
W	: Peso del sistema	[kg]
w	: Separación entre tuberías en la placa	[mm]
z	: Distancia entre centro de tubería y cara externa de la placa	[mm]
α	: Coeficiente de convección en el serpentín	[W/m ² °C]
α_{AGUA}	: Coeficiente de transferencia del agua en el condensador	[W/m ² °C]
α_{REF}	: Coeficiente de transferencia del refrigerante en el condensador	[W/m ² °C]
Δ	: Espacio entre placas	[mm]
ΔH_{14}	: Diferencia volumétrica de entalpías entre inicio y fin de congelación	[kJ/m ³]

Δp	: Diferencia de presiones en situación analizada	[Pa]
ΔT	: Diferencia de temperaturas en situación analizada	[°C]
Δx	: Variación de la calidad en el evaporador	[-]
η	: Eficiencia del motor eléctrico	[-]
λ_g	: Esbeltez del vástago	[-]
μ	: Viscosidad en el punto analizado	[Pa.s]
ρ	: Densidad en el punto analizado	[kg/m ³]
σ	: Tensión superficial en el punto analizado	[N/m]
σ_{pin}	: Esfuerzo en el pin de trabamiento	[MPa]
σ_{St37}	: Resistencia a la fluencia del acero St37	[MPa]
Φ_{pin}	: Diámetro del pin de trabamiento	[mm]
Φ_{pist}	: Diámetro del pistón	[mm]
Φ_{tapa}	: Diámetro de la tapa de pin de trabamiento	[mm]
$\Phi_{vást}$: Diámetro del vástago	[mm]

INTRODUCCIÓN

Desde el 2011 hasta el 2014 ha aumentado en un 31.3% la venta de pescado congelado producido en el Perú, esto ha originado que exista un incremento de la capacidad instalada para su producción de alrededor de 20.2% en los últimos 4 años, llegando a ser a fines del 2014 de 7970 toneladas por día. Las principales especies de pescado que son congelados para consumo humano directo en la industria nacional son la caballa, el jurel y la merluza, siendo la primera la de mayor consumo¹. Dado este crecimiento en el requerimiento de producción diaria del pescado congelado, que además debe cumplir requerimientos tanto para el consumo interno así como para su exportación, se propone el presente trabajo de tesis.

El objetivo principal de este trabajo de tesis es diseñar un congelador de placas para un ratio de 240 kg/h de pescado tipo caballa que pueda congelarla hasta una temperatura de -26°C . Adicionalmente, se busca conseguir los siguiente objetivos específicos:

- Utilizar la metodología VDI 2221 para el diseño de la máquina.
- Dimensionar adecuadamente placas de transferencia para poder utilizar eficientemente el espacio con la finalidad de congelar bloques con medidas 485 x 255 x 63.6 mm.
- Seleccionar el material de las placas basado en criterios de propiedades mecánicas, térmicas y costos.
- Diseñar y seleccionar equipos para contar con un circuito de refrigeración propio.
- Seleccionar el refrigerante de acuerdo a criterios de eficiencia energética, costos, seguridad y medio ambiente.
- Cuantificar los servicios externos requeridos para el equipo: agua fría, energía eléctrica.
- Garantizar la adecuada presión para el contacto entre placas y bloques de pescado.
- Diseñar los elementos de máquina del equipo para que puedan ser fabricados a través de procesos de manufactura locales.

¹ Fuente: INEI

<https://www.inei.gob.pe/media/MenuRecursivo/publicaciones_digitales/Est/Lib1253/compendio2015.htm
>

- Costear la fabricación, montaje e ingeniería del equipo y verificar si es menor al precio de un equipo disponible de la misma capacidad (USD 100,000)².

El primer capítulo del presente trabajo buscará establecer las nociones generales del proyecto, tales como proceso y técnicas de congelación, tipos de congeladores de placas, equipos requeridos para el ciclo de refrigeración, sensores e instrumentación requerida.

El segundo capítulo consistirá en el diseño del sistema, para estos fines se utilizó la metodología de la VDI 2221, dividiendo la máquina en dos dominios claro, uno mecánico y otro de refrigeración. También, se considera la selección de componentes eléctricos, sensores e instrumentación para energizar y controlar el sistema diseñado.

El tercer capítulo tiene como finalidad establecer el costo total del proyecto, considerando los siguientes aspectos: costo de equipos, accesorios, fabricación de placas, estructuras metálicas, aislamientos térmicos, componentes eléctricos e instrumentación.

Finalmente, se adjuntan los planos requeridos para la fabricación y ensamble de componentes diseñados.

² Fuente: <https://m.spanish.alibaba.com/p-detail/New-design-horizontal-plate-freezer-60223659132.html?s=p&spm=a2706.816834.1998817009.1.f3ORf9>

CAPÍTULO 1: CARACTERÍSTICAS DEL PROYECTO

En este capítulo se establecen las nociones generales del marco del proyecto, tanto en tecnología, métodos, equipos, refrigerantes y materiales.

Inicialmente, se describirá el proceso de congelación y luego se nombrarán métodos de congelación que existen actualmente y que se aplican para la industria pesquera.

A continuación, se delimitan las consideraciones para el diseño del congelador de placas, estas son: ubicación, tiempo de congelación esperado, temperaturas de trabajo, material y arreglo de las placas.

Luego, se especificará las características del producto a congelar, tanto sus propiedades termofísicas y cómo estas fueron calculadas, así como su geometría y consideraciones sobre esta.

Después, se detallará los equipos requeridos para el sistema térmico, tanto los elementos principales y los elementos de control y mantenimiento.

Finalmente, se definirán dos aspectos bastante importantes para el posterior diseño térmico y mecánico del congelador, estos son: refrigerante a utilizar y el material de las placas.

1.1. Proceso de congelación

El empleo de temperaturas extremas es uno de los métodos más antiguos para preservar los alimentos. Cuando las bajas temperaturas solidifican el agua contenida en los alimentos, esta deja de estar disponible para que se produzcan reacciones químicas y bioquímicas que generan una degradación progresiva de los alimentos.

El efecto simultáneo de las bajas temperaturas y la disminución de la actividad del agua causan la inhibición total o parcial de los principales agentes responsables de la alteración de alimentos (Orrego, 2003):

- crecimiento y actividad de los microorganismos;
- actividades metabólicas de los tejidos animales y vegetales tras el sacrificio y la recolección;

- reacciones enzimáticas y químicas.

La utilización de bajas temperaturas en los alimentos ya sea para refrigerar o congelar, permite alargar la vida útil, ya sean frescos o procesados, durante periodos de tiempo relativamente largos, manteniendo sus propiedades nutritivas y organolépticas.

Durante el proceso de congelación se puede distinguir claramente tres etapas, mostradas en la Figura 1 (Orrego, 2003):

- Precongelación, es el periodo en el que empieza el enfriamiento hasta que se forman los primeros cristales de agua en fase sólida.
- Congelación, para este caso de estudio el producto a congelar se considera como una solución acuosa. En este proceso se produce la formación de cristales de agua contenidos en el alimento, siempre a temperaturas por debajo del punto de fusión del agua. Se puede presentar un subenfriamiento que origina una congelación a temperatura variable, cristalizando inicialmente solo agua pura hasta que se empiezan a formar cristales del soluto (en este caso el alimento), lo que origina un pequeño salto de temperatura conocido como “punto eutéctico”, seguido por una meseta de congelación.
- Descenso de temperatura sensible, en esta etapa se extrae únicamente calor sensible hasta llegar a la temperatura deseada del alimento ya congelado.

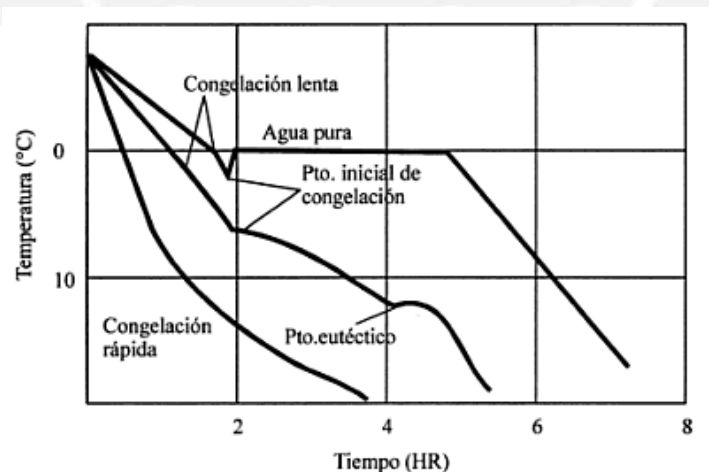


Figura 1. Etapas del proceso de congelación (Orrego, 2003)

1.2. Métodos de congelación

Los métodos para ejecutar la congelación de los alimentos puede ser divididos en dos grandes grupos: por contacto y por corriente de aire, como se muestra en la Figura 2.



Figura 2. Clasificación de los congeladores industriales (Orrego, 2003)

La diferencia básica entre ambos radica en el mecanismo de transferencia de calor predominante durante el proceso de congelación. Mientras que en los congeladores por corriente de aire el mecanismo es esencialmente convección, ya sea forzada o natural, en los de contacto la congelación se da básicamente por conducción.

A continuación, se detalla ambos grupos y los métodos de congelación incluidos en cada uno de ellos (Gruda, 1986).

1.2.1. Congelación por contacto

En los congeladores por contacto, la transferencia de calor se da por el mecanismo de conducción, esencialmente. Dentro de esta clasificación, a su vez, hay dos tipos: los de contacto directo e indirecto.

En los primeros, el intercambio de calor con el producto se basa en el contacto directo de placas huecas, por las que circula algún fluido refrigerante, ganando el calor cedido por el producto. Dentro de este tipo están los congeladores de placas en todas sus variantes: vertical u horizontal y por lote o automático.

Por otro lado, en los de contacto indirecto el producto es expuesto a una ducha de algún fluido refrigerante líquido criogénico con la finalidad de lograr su congelación instantánea. En esta clasificación se encuentran los congeladores por inmersión y por aspersion.

A continuación, se describen los congeladores de placas, las placas eutécticas y los congeladores por inmersión.

- Congelador de placas

En este tipo de máquinas, el pescado envasado en formas generalmente planas uniformes o en forma de bloques son ubicados entre las placas huecas, cuya disposición puede ser horizontal o vertical, que luego se comprimen dentro del congelador, mediante un mecanismo de émbolo, de este modo se garantiza un contacto íntimo entre el producto y las placas. Por las placas huecas está pasando algún refrigerante a temperaturas entre -22 a -40°C , absorbiendo el calor del producto.

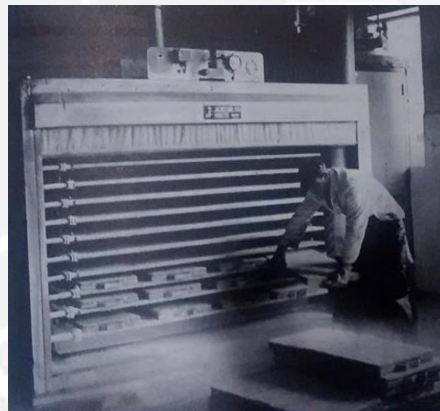


Figura 3. Congelador de placas horizontal (Gruda, 1986)

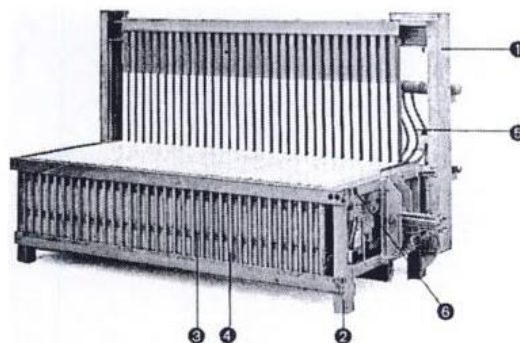


Figura 4. Congelador de placas vertical (Mallet, 1993)

- Placas eutécticas

Las placas eutécticas son utilizadas usualmente cuando se tienen fuentes de frío intermitentes y para bajas cargas de congelación. Estas son construidas con una tubería doblada instalada entre dos placas metálicas soldadas en sus bordes, a su vez cuentan con conexiones para hacer circular el fluido refrigerante y para rellenar de solución eutéctica el interior de la placa. La solución eutéctica juega un papel crucial en el desempeño de este tipo de congelador: “La solución eutéctica con que se llena el interior de las placas acumula cierta cantidad de frío al congelarse, que se restituye seguidamente al descongelarse; se trata de una solución obtenida por disolución en el agua de determinadas sales en proporciones precisas” (Rapin, 2004)

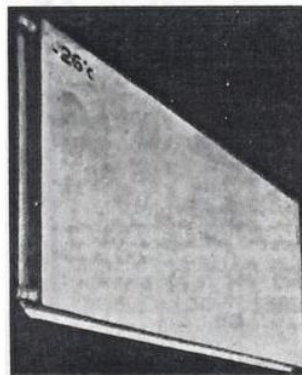


Figura 41 Ejemplo de placa eutéctica (Doc. Friga. Bohn).

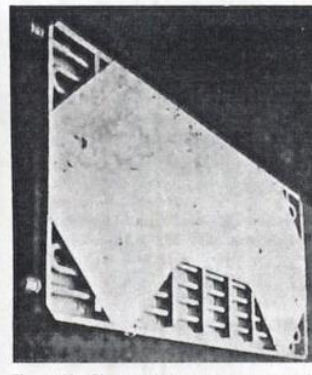


Figura 42 Placa eutéctica en la que, a través del corte de la pared, se puede ver la disposición del serpentín interior (Doc. Friga. Bohn).

Figura 5. Placa eutéctica (Rapin, 2004)

- Congelador por inmersión

Estos congeladores son utilizados mayormente con productos de forma irregular, siendo sumergidos en una sustancia fría o rociados con ella. En la Figura 6, se muestra un congelador de este tipo utilizado para pescado sin empacar, cuenta con su sistema de dosificación superior y con una turbineta de tres álabes que impulsa el producto a través de una tina con solución fría de salmuera, conforme la turbineta mantiene su movimiento, el producto es descargado fuera de la cámara de congelación.

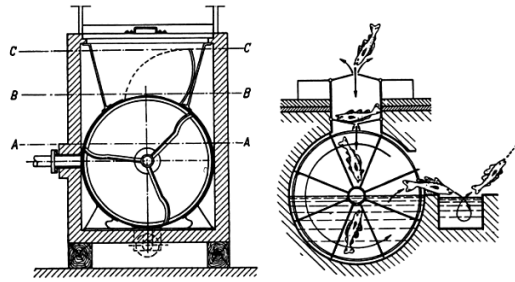


Figura 6. Congelador por inmersión de pescado (Plank, 1980)

1.2.2. Congelación por corriente de aire

En los congeladores por corriente de aire, este se usa como agente de transferencia de calor. La calidad de la congelación depende de la geometría del producto, la superficie de contacto entre el aire y el producto y la velocidad del aire. El mecanismo de transferencia predominante es la convección. Por el flujo del producto se pueden clasificar en congeladores por lotes (batch) y congeladores de producción continua.

A continuación, se describen las cámaras frigoríficas, los túneles de congelación y los congeladores continuos por faja.

- Cámara frigorífica

No se considera precisamente un sistema de congelación, sin embargo, es ampliamente utilizado como uno. Consiste en un recinto cerrado, en el que circula aire a bajos caudales con bajas temperaturas.

Al tener un flujo de aire muy lento, no se garantizan buenos coeficientes de transferencia lo que afecta directamente al tiempo de congelación y, consecuentemente, la calidad final del producto.

- Túnel de congelación

Consisten en un recinto aislado equipado con un sistema de refrigeración y ventiladores centrífugos o axiales que hacen circular aire a presión de manera controlada. El producto se coloca en bandejas que son dispuestas sobre un bastidor permitiendo la circulación del aire frío.

Estos son ampliamente utilizados debido a su sencillez en construcción, la alta gama de productos que se pueden congelar en él y la flexibilidad de acomodo para diversas geometrías de productos.



Figura 7. Túnel de congelación (Dawsonrentals, 2013)

1.3. Producción de pescado congelado en el Perú

De acuerdo a datos del Instituto Nacional de Estadística e Informática, la producción y venta de pescado congelado ha tenido un importante crecimiento en los últimos 4 años. La venta en el año 2014 de este producto fue de 89.7 mil toneladas métricas que comparada con las 68.3 mil toneladas del 2011 representa un incremento del 31.3% (ver Figura 8).

Asimismo, este incremento de venta ha ido acompañado de un aumento de la capacidad instalada la cual ha aumentado en un 20.2% respecto al 2011, siendo en la actualidad de 7970 toneladas diarias (ver Figura 9).

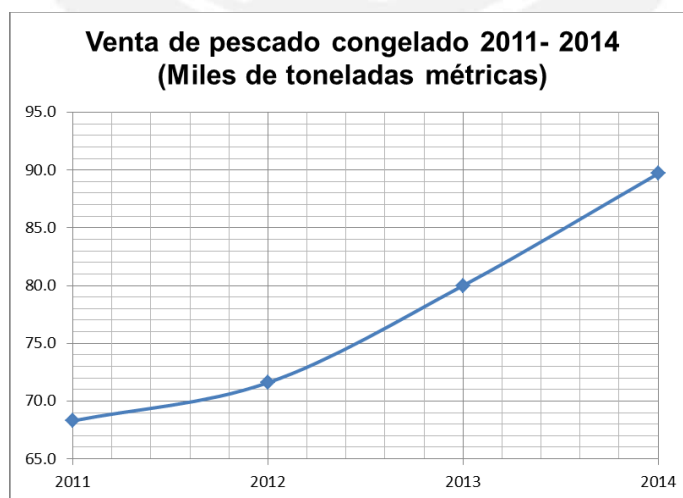


Figura 8. Venta de pescado congelado desde el 2011 hasta el 2014 (INEI, 2015).

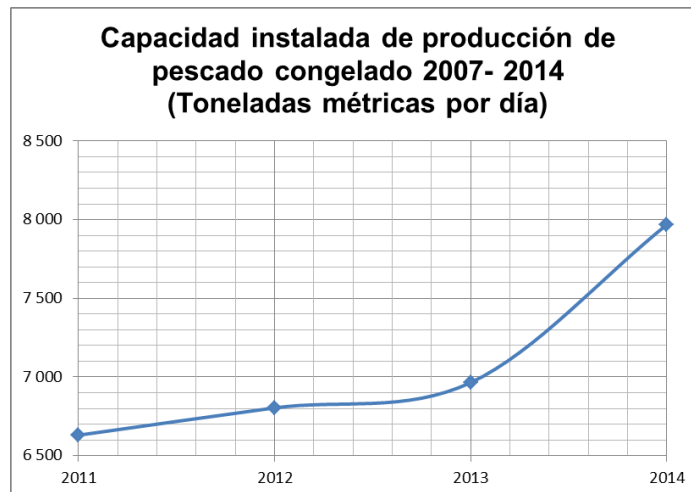


Figura 9. Capacidad de producción instalada de pescado congelado desde el 2011 hasta el 2014 (INEI, 2015).

1.4. Consideraciones para el diseño del congelador de placas

Al diseñar un congelador de placas hay muchos factores a tomar en cuenta, tanto para fijar adecuadamente sus condiciones operativas, determinar su carga térmica y que la inversión y costos operativos sean lo más bajo posible, a continuación se describen los siguientes aspectos:

- Ubicación del equipo
- Tiempo de congelación esperado
- Temperaturas de trabajo
- Material de las placas
- Arreglo y dimensiones de las placas

1.4.1. Ubicación del equipo

Los congeladores de placas, en general, son ubicados dentro de una sala de preparación del producto a envasar; la temperatura de estas salas siempre debe mantener una temperatura de 0 a +4°C (FAO, 2009).

1.4.2. Tiempo de congelación esperado

El tiempo de congelación del producto es un factor muy importante para el diseño del congelador de placas, el valor de este dependerá de la temperatura de evaporación del

ciclo, temperatura final de congelación, propiedades termofísicas del producto, geometría del bloque a congelar, refrigerante seleccionado, etc.

De acuerdo a análisis estadísticos realizados (FAO 2006), en los cuales se considera una temperatura de evaporación de $-34\text{ }^{\circ}\text{C}$, se puede estimar el tiempo de congelación para bloques de productos marinos de algunos espesores, estos son mostrados en la Tabla 1.1.

No obstante, cabe aclarar que estos valores son bastante referenciales y que el tiempo de congelación deberá ser calculado formalmente de acuerdo a correlaciones que se tratarán más adelante y considerando los factores anteriormente mencionados. Posteriormente, se comparará lo calculado con el tiempo de congelación esperado.

Tabla 1. Tiempos de congelación esperados para los diferentes espesores de placas y productos (FAO, 2006)

Producto	Espesor del producto y tiempo de congelación			
	50 mm	62 mm	75 mm	100 mm
Filetes de pescado	60 min	75 min	105 min	165 min
Pescado entero	75 min	90 min	120 min	180 min
Arenque / Espadín	60 min	75 min	110 min	170 min
Camarones en cartón	90 min	135 min	160 min	230 min

1.4.3. Temperaturas de trabajo

Para el diseño térmico del congelador se deberán considerar las siguientes temperaturas de trabajo:

- Temperatura de entrada del producto (T_1): Se refiere a la temperatura a la que ingresan los bloques de pescado al congelador. Se considerará una temperatura máxima de ingreso equivalente a $4\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- Temperatura de referencia (T_{ref}): Se refiere a la temperatura de referencia utilizada para el cálculo del tiempo de congelación. Esta es equivalente a $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ (ASHRAE, 2006).

- Temperatura de inicial de congelación del producto (T_f): Se refiere a la temperatura en la cual el agua contenida dentro del pescado empieza a solidificarse. Esta temperatura para el pescado es equivalente a $-2.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ (ASHRAE, 2006).
- Temperatura final del centro de congelación (T_c): Se refiere a la temperatura final del centro del producto una vez finalizada la congelación. Lo recomendado es una temperatura máxima de $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ (FAO, 2009), para este diseño se considerará una temperatura de $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- Temperatura del medio de congelación (T_m): Se refiere a la temperatura del foco térmico que se deberá garantizar constante para lograr la congelación del producto.
- Temperatura de congelación total (T_t): Considerada equivalente a $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$. (ASHRAE, 2006)

1.4.4. Material de las placas

Se deberán considerar las siguientes características para poder seleccionar el material de las placas: conductividad térmica, peso específico, costo y disponibilidad en el mercado.

Al ser el congelador de placas uno por contacto, el material de las placas frigoríficas deberá tener la conductividad suficiente para poder garantizar la adecuada transmisión del calor entre el medio de congelación y el producto.

En adición, deberá tomarse en cuenta el peso específico de este con la finalidad de hacer lo más ligero posible el conjunto de placas, pues deberán moverse con la finalidad de garantizar un contacto íntimo entre estas y el producto, el movimiento de ellas implicará un gasto energético que redundará en un costo operativo de la instalación.

El costo y la disponibilidad del material asegurarán que la inversión inicial para la máquina sean lo más baja posible.

1.4.5. Arreglo y dimensiones de las placas

Existen dos tipos de arreglos para un congelador de placas: horizontal o vertical. A continuación, se describe utilización, condiciones operativas, dimensiones generales y peso de ambos según la cantidad de estaciones que tengan.

- Placas horizontales: en este arreglo el producto es posicionado en bandejas metálicas, las cuales son alimentadas manualmente entre las placas. Esto implica un mayor trabajo durante la carga y descarga de producto. Sin embargo al ser alimentados en bandejas

o bloques se garantiza la inocuidad del producto en todo momento. A continuación se detallan las características técnicas y los requerimientos de espacio aproximado para este tipo de arreglo de placas.

➤ Características técnicas

Tabla 2. Especificaciones técnicas de congelador de placas horizontal (Gruda, 1986)

Característica	Rango
Grosor del producto	50 – 100 mm
Tiempo de congelación	25-105 min
Número de estaciones	6 a 21
Tamaño de las placas standard	1550 x 820 mm 1550 x 1120 mm
Presión entre placas y producto	5 – 70 kPa
Producto que pasa por una estación	60 a 100 kg/h
Carga de una tanda	90 a 2700 kg
Refrigerante	R-12, R-22, R-502, NH ₃
Temperatura de evaporación	No mayor a -35°C

➤ Requerimientos de espacio

De acuerdo análisis estadísticos (FAO, 2006), se puede estimar las dimensiones generales de un congelador de placas horizontal en función a la cantidad de estaciones que pueda tener.

Tabla 3. Dimensiones y pesos para congeladores de placas horizontales (FAO, 2006)

N° de estaciones	Dimensiones (mm)			Peso
	Largo	Ancho	Altura máxima	(kg)
5	2360	1400	1885	1 840
6	2360	1400	1885	1 890
7	2360	1400	1885	1 940
8	2360	1650	2520	2 420
9	2360	1650	2520	2 550
10	2360	1400	2520	2 160
11	2360	1400	2520	2 800
12	2360	1400	2795	2 930

- Placas verticales: este arreglo fue diseñado inicialmente para trabajos en altamar (Hui, 2007). La alimentación de estos se hace por la parte superior y se obtiene un bloque macizo de producto congelado, pudiendo tener descargar por la parte superior o por un costado. Se debe de tener en cuenta que se requerirá algún mecanismo para la descarga de los bloques pues, pueden llegar a pesar alrededor de 53 kg. A continuación se detallan las características técnicas y los requerimientos de espacio aproximado para este tipo de arreglo de placas.

➤ Características técnicas

Tabla 4. Características técnicas de congeladores de placas verticales (Gruda, 1986)

Característica	Rango
Grosor de los bloques	50 – 100 mm
Tiempo de congelación	60-170 min
Número de estaciones	12 a 30
Tamaño de los bloques standard	500 x 1060 mm
Tamaño de las placas standard	1120 x 558 mm 800 x 806 mm
Producto que pasa por una estación	16 a 20 kg/h
Temperatura de evaporación	-22 a -40 °C

➤ Requerimientos de espacio

De acuerdo análisis estadísticos (Barreiro, 2006), se puede estimar las dimensiones generales de un congelador de placas vertical en función del espesor del bloque a congelar y la cantidad de estaciones que pueda tener.

Tabla 5. Espacio requerido para congeladores de placas verticales (Barreiro, 2006)

Espesor del bloque (mm)	N° de estaciones	Dimensiones Largo x Ancho x Altura (mm)	Peso nominal (kg)
100	12	2 230 x 1 600 x 1 885	1 600
	16	2 735 x 1 600 x 1 885	1 900
	20	3 280 x 1 600 x 1 885	2 200
75	16	2 301 x 1 600 x 1 885	1 800
	20	2 733 x 1 600 x 1 885	2 100
	25	3 240 x 1 600 x 1 885	2 300
50	20	2 230 x 1 600 x 1 885	2 000
	25	2 734 x 1 600 x 1 885	2 200
	30	3 032 x 1 600 x 1 885	2 400

1.5. Características del producto a congelar

Con la finalidad de calcular adecuadamente la carga térmica requerida para lograr la congelación del producto a la temperatura deseada, es necesario definir tanto sus propiedades termofísicas, así como su forma geométrica. A continuación se detallan ambas.

1.5.1. Propiedades termofísicas

Es necesario definir propiedades termofísicas del producto a congelar tales como: densidad, calor específico antes y después de la congelación, punto de congelación, calor latente, entalpía antes y después de la congelación y conductividad térmica. Estas propiedades varían en función a cada especie debido a las diferencias en contenido de humedad, grasas y proteínas. Al tener varias de las propiedades de la caballa bastante definidas (ASHRAE 2006), se tomará como referencia esta especie. En el caso de las propiedades que no se puedan encontrar en referencia válidas, se calcularán las

propiedades de los componentes de la caballa y luego se ponderarán mediante correlaciones establecidas.

Para realizar este cálculo se considerará la siguiente composición de la especie caballa:

Tabla 6. Porcentaje másico de los componentes de la especie caballa (ASHRAE 2006)

Fracción másica de componentes para la caballa			
Humedad	Proteína	Grasa	Ceniza
63.55%	18.60%	13.89%	1.16%

El detalle del cálculo se muestra en el Anexo 1. Cálculo de las propiedades termofísicas de la caballa. A continuación, se muestran los resultados obtenidos:

Tabla 7. Cuadro consolidado de las propiedades termofísicas de la caballa.

Propiedad	Unidades	Temperatura de congelación total - 40 °C	Temperatura final de congelación -28 °C	Temperatura de inicio de congelación -2.2 °C	Temperatura de entrada del producto 4 °C
Densidad	kg/m ³	1021.4	-	-	1073.6
Entalpía	kJ/kg	-	30.5	169.8	-
Calor específico	kJ/kg.°K	2.22	-	-	3.35
Conductividad térmica	W/m.°K	1.916	-	-	-

1.5.2. Geometría de los bloques de pescado

La geometría de los bloques de pescado a congelar es de básica importancia para el diseño mecánico del congelador de placas, debido a que sobre estos datos se dimensionarán las placas del congelador.

Las bandejas para almacenamiento de pescado están normalizadas para albergar 7.5 kg de producto (SEAFISH, 2009). Esta medida es consecuencia de un análisis estadístico para la minimización de burbujas de aire o hielo que afectan la calidad final del producto en términos de peso y apariencia.

Las dimensiones de los bloques de pescado según el Estándar Europeo (SEAFISH, 2009) son:

Tabla 8. Dimensiones y tolerancias de los bloques de pescado (SEAFISH, 2009)

Dimensión	Armazón interior (Bandeja)	Todo el bloque	Tolerancias del bloque
Largo (L)	485 mm	482 mm	+/- 1.0 mm
Ancho (W)	255 mm	254 mm	+/- 1.0 mm
Alto (D)	59 mm	62.7 mm	+/- 0.9 mm

Por lo tanto, para los cálculos térmicos se considerará un bloque de las siguientes dimensiones:

Tabla 9. Dimensiones consideradas para el diseño del congelador

Dimensión	Armazón interior (Bandeja)
Largo (L)	485 mm
Ancho (W)	255 mm
Alto (D)	63.6 mm

1.6. Equipos requeridos para el sistema térmico

Los elementos principales del circuito de refrigeración son: compresor, evaporador, condensador y válvula de expansión. Además, existen elementos secundarios que complementan las funciones de control, medición y mantenimiento que también serán descritos.

1.6.1. Compresor

Su función es remover el vapor refrigerante desde el evaporador y, al mismo tiempo, aumentar su presión a una temperatura dada para que este fluido ceda su calor en el condensador.

Los tipos de compresores más utilizados son:

- Compresor de pistones: también llamado alternativo o reciprocante, su principio de funcionamiento radica en la disminución de volumen del fluido mediante el movimiento de un pistón dentro de una cámara de compresión.

El movimiento del pistón es generado mediante un mecanismo de biela-manivela accionado por un eje acoplado a un motor eléctrico. Durante la carrera descendente el fluido refrigerante en estado de vapor frío es admitido mediante una válvula de ingreso, ubicada sobre la cámara, luego el pistón tiene una carrera ascendente en la que se logra la compresión mecánica y es descargada mediante otra válvula ubicada sobre la cámara.

Por su forma constructiva, pueden diferenciarse dos tipos: abierto y hermético. Los compresores abiertos son aquellos en los que hay accesibilidad a sus componentes internos y por ende pueden ser reparados o mantenidos. Por otro lado, los compresores herméticos tienen una carcasa común entre compresor y motor completamente sellada y no se les puede dar ningún tipo de mantenimiento, por lo que son de “una vida”.

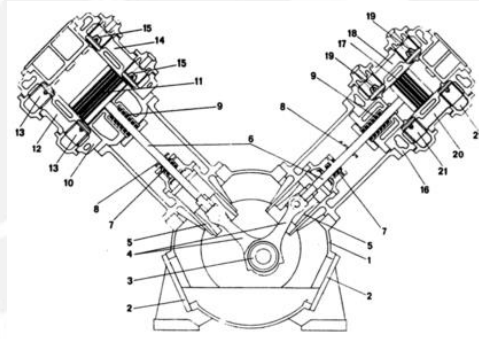


Figura 10. Vista de corte de un compresor de pistones. (Rapin, 2004)

- Compresor de tornillos: está compuesto por una carcasa y dos tornillos, uno de estos es el conductor o macho y está acoplado con el eje de un motor eléctrico, a su vez el otro llamado conducido o hembra está unido mediante una transmisión de potencia con el macho. Ambos tornillos giran en direcciones opuestas y tienen distancias muy pequeñas entre ellos y la carcasa, esto obliga al vapor refrigerante que entra a estar alojado mayormente entre los tornillos. El movimiento de los tornillos origina la compresión del fluido refrigerante que finalmente resulta siendo empujado hacia la tubería de descarga.

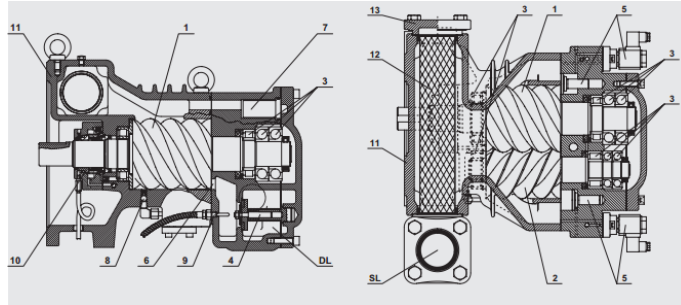


Figura 11. Vista de corte de un compresor de tornillos. (Bitzer, 2014)

- Compresor tipo Scroll: también llamado compresor de espiras. Consta de los elementos que tienen perfil de espiral, uno fijo y otro móvil. El elemento móvil está acoplado a un eje motriz con cierta excentricidad, esta permite la aspiración y compresión del vapor de refrigerante entre las piezas espirales.
- Compresor centrífugo: a diferencia de los anteriores tipos de compresor descritos, este es una turbomáquina que utiliza la fuerza centrífuga impartida por el impulsor generando una presión diferencial entre la aspiración y la descarga. Este tipo de compresor puede moverse a velocidades entre 3600 hasta 10000 RPM.

1.6.2. Condensador

Es un intercambiador de calor en el que se produce la condensación del vapor sobrecalentado a la salida del compresor. Usualmente el vapor es condensado utilizando como medio al aire ambiente, aire forzado, agua fría, etc.

El enfriamiento en el condensador se hace en tres fases:

- Inicialmente, se lleva el vapor sobrecalentado que sale del compresor de manera isobárica hasta vapor saturado a la temperatura de condensación esperada.
- La segunda consiste en la cesión de calor latente de condensación de manera isobárica e isotérmica hasta el estado de líquido saturado.
- Finalmente, se produce un subenfriamiento isobárico del líquido saturado hasta líquido comprimido.

Por su forma constructiva, se pueden clasificar en:

- Tubos lisos: intercambiador que consta de un arreglo de tubos soportados en sus extremos, este es enfriado mediante un flujo transversal de aire ambiente o forzado.

- Tubos con aletas: es una variante del tubos lisos, con la diferencia que se agregan aletas espaciadas en los tubos con la finalidad de aumentar el área de transferencia.
- Carcasa y tubos: intercambiador que consta con una carcasa cerrada y un banco de tubos dentro de ella, se pueden agregar deflectores para combinar flujo cruzado con transversal y mejorar la eficiencia de este.
- De placas: intercambiador que consta de un arreglo de placas paralelas separadas uniformemente con conductos separados por empaquetaduras, entre estas fluyen los fluidos que intercambiarán calor.

1.6.3. Evaporador

La misión principal de este componente es garantizar la transmisión de calor desde el producto hacia el refrigerante. El refrigerante líquido, para evaporarse necesita absorber calor, dicho calor lo absorberá del producto. En el caso de este proyecto, las mismas placas frigoríficas actuarán como evaporador.

Según el método de alimentación y estado termodinámico del refrigerante, se puede diferenciar dos tipos:

- Inundado: en este tipo se mantiene un nivel de líquido saturado constante a la entrada del evaporador, que fluye por gravedad en este obteniéndose a su salida una mezcla líquido-vapor. Se debe notar que el tanque de alimentación como el de salida de refrigerante son el mismo, el vapor separado en este es enviado al compresor.

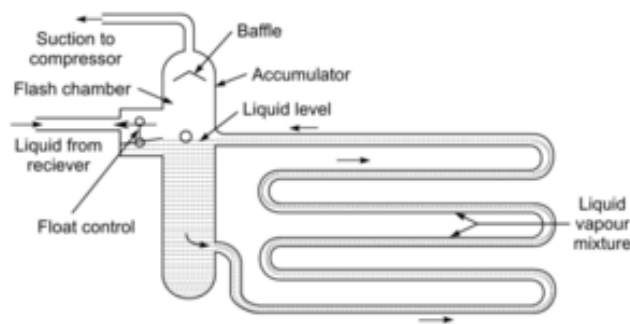


Figura 12. Esquema de un evaporador inundado (Ananthanarayanan, 2013)

- Seco: en este tipo el líquido que llega del condensador es expandido libremente en la válvula de expansión y su flujo controlado de tal manera que siempre al final del evaporador se obtiene vapor sobrecalentado.

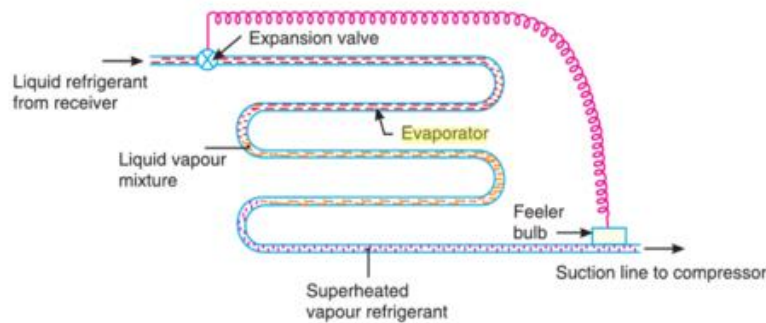


Figura 13. Esquema de un evaporador seco (Khurmi y Gupta, 2012)

1.6.4. Válvula de expansión

Las funciones de las válvulas de expansión que son requeridas para el ciclo de refrigeración a diseñar son: regular la capacidad de fluido refrigerante que entra al evaporador y controlar de presión entre la entrada y salida de esta. A continuación, se mencionan algunos tipos:

- Válvula manual: usualmente son válvulas de aguja operadas manualmente con un porcentaje de apertura constante, de este modo se generan una caída de presión según el coeficiente de la válvula. Se utilizan para cargas térmicas bajas y constantes, también se pueden utilizar como alternativa cuando el dispositivo de expansión principal está en reparación como un by-pass de este.
- Válvula de expansión termostática: comúnmente utilizadas en evaporadores secos, son válvulas que cuentan con bulbo sensor de temperatura que se encarga de abrir o cerrar su pase de tal manera que pueda regular el flujo másico de refrigerante en función de la carga térmica. Son ideales para sistemas con cargas térmicas variables.
- Válvula de expansión de flotador: comúnmente utilizadas en evaporadores inundados, se encargan de mantener un nivel constante en el acumulador de succión. Cuentan con una boya que permitirá o no el ingreso de refrigerante en función al consumo del evaporador.
- Tubo capilar: es una tubería de sección muy pequeña que restringe el flujo de refrigerante y por ende generar altas caídas de presión. Son de diseño bastante sencillo y por ende muy fiables, no obstante, al generar una caída de presión y flujo constante no se pueden adaptar a sistemas con carga térmica variable.

1.6.5. Elementos de control y operación

Existen, además, diversos dispositivos, accesorios y equipos que garantizarán la adecuada operatividad y control de los parámetros del proceso en el ciclo de refrigeración. A continuación se mencionan algunos de ellos:

- Bomba de líquido refrigerante: esta bomba se encarga de transportar el líquido saturado hacia los evaporadores o tanque receptor de líquido en caso la presión de la línea sea insuficiente para garantizar su transporte.
- Separador de fases: es un tanque en donde entra una mezcla líquido-vapor de refrigerante que sale del evaporador y su diámetro está calculado para favorecer la separación de estas dos fases.
- Tanque receptor de líquido: es un tanque que recibe el líquido o vapor húmedo que ya ha pasado por la válvula de expansión.
- Válvulas solenoides: son válvulas que permiten o no el pase de un fluido, su actuador es gobernado por una bobina que por efecto electromagnético que lo mueve por paso de corriente.
- Líneas ecualizadoras: conjunto de tuberías cuya finalidad es igualar presiones en la entrada y la salida del evaporador y la succión del compresor.
- Separador de aceite: dispositivo que se encarga de separar refrigerante del aceite que pudo ser arrastrado durante la compresión del primero, con la finalidad de mantener el fluido lo más limpio posible y así garantizar una buena transferencia de calor. Usualmente viene incorporado al compresor.
- Filtro secador: dispositivo ubicado en la línea posterior al condensador, cuya finalidad es proteger a la válvula de expansión del arrastre de cualquier impureza.

1.6.6. Sistema de desescarche

El sistema de desescarche (“defrosting”) es requerido cuando se maneja evaporadores que trabajan a temperaturas por debajo del punto de fusión del agua a la presión atmosférica, con la finalidad de remover el hielo que se puede formar en la superficie de este y que pueda generar restricciones durante la transferencia de calor.

A continuación se mencionan y describen algunos tipos de sistema de desescarche:

- Desescarche por resistencias eléctricas: se instalan en la superficie de los evaporadores y por efecto Joule suministran energía térmica requerida para derretir el hielo formado sobre esta.
- Desescarche por agua líquida: se rocía agua tibia sobre la superficie del evaporador para remover el hielo generado.
- Desescarche por circulación de gas caliente: en este sistema la fuente de calor requerida para el desescarche es suministrada por el mismo fluido refrigerante en estado de vapor sobrecalentado que llega al evaporador mediante arreglos de válvulas.

1.7. Equipos requeridos para el sistema eléctrico e instrumentos

Es necesario considerar los componentes eléctricos de fuerza, los sensores e instrumentación requerida para poder energizar y controlar los sistemas térmicos y mecánicos diseñados. A continuación se describen los elementos esenciales del sistema eléctrico y los sensores e instrumentos requeridos.

1.7.1. Sistema eléctrico

Por sistema eléctrico se entiende como los equipos y accesorios requeridos para suministrar de energía eléctrica a las máquinas accionadas por motores eléctricos que conformarán el presente diseño. Se pueden disgregar los siguientes elementos:

- Elementos de conducción de corriente: se refiere a los elementos que transportan la energía eléctrica (cableado) desde el suministro hasta el consumo. Estos a su vez deberán estar protegidos del medio exterior y soportados adecuadamente.
- Elementos de protección:
 - Guardamotor magnetotérmico: protege al motor eléctrico de corrientes transitorias elevadas, dicha corriente de protección es regulable.
 - Contactor magnético: interrumpen la corriente para protección de motores.
 - Interruptor termomagnético: elemento de protección que tiene la capacidad de interrumpir el flujo de corriente a un voltaje dado.
- Variador de velocidad: son equipos que permiten regular la velocidad de un motor de corriente alterna, a través de la variación de la frecuencia del suministro.



Figura 14. Variador de velocidad (CEYESA, 2016).

- Tablero eléctrico: es el equipo sobre el cual estarán montados físicamente los componentes eléctricos y de control.

1.7.2. Sensores e instrumentación

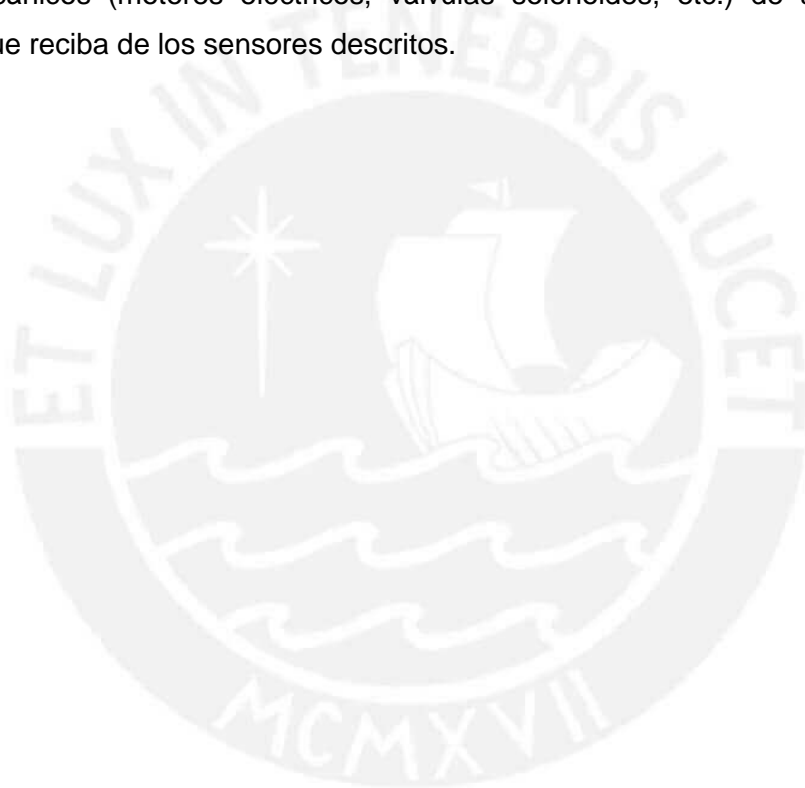
En equipos de refrigeración son utilizados sensores para monitorear y retroalimentar de data al controlador principal, se monitorean parámetros del proceso tales como: presiones de condensación y de evaporación, temperaturas y nivel. A continuación se hará una breve descripción de estos elementos:

- Sensores de presión: se pueden distinguir los siguientes tipos:
 - Mecánicos: son elementos primarios de medida directa, convierten la presión una fuerza que genera el movimiento graduado de algún elemento indicador que puede ser un tubo de Bourdon, elemento espiral o fuelle. (Creus 2010, 92: 93)
 - Electromecánicos: de un principio de trabajo similar al mecánico, con la diferencia que el elemento actuador responde a una señal eléctrica, pueden ser capacitivos, resistivos, magnéticos o piezoeléctricos. (Creus 2010, 97)
- Sensores de temperatura: existen diversos fenómenos físicos que ocurre cuando la temperatura cambia y que pueden ser utilizados para medirla, se pueden mencionar los siguientes: (Creus 2010: 235)
 - Variación de volumen o estado en los cuerpos.
 - Cambio de resistencia de un conductor o semiconductor (termistores)
 - F.E.M. creada en la unión de dos metales distintos (termopares)
 - Intensidad de radiación emitida por un cuerpo. (pirómetros)
- Sensores de nivel: existen sensores electromecánicos y de boya flotador. Se preferirán los primeros debido a su confiabilidad y larga vida.



Figura 15. Sensor de nivel electromecánico Danfoss (Danfoss, 2014).

- PLC: es un controlador lógico programable que controlará a los actuadores electromecánicos (motores eléctricos, válvulas solenoides, etc.) de acuerdo a las señales que reciba de los sensores descritos.



REFERENCIAS DEL CAPÍTULO 1

AMERICAN SOCIETY OF HEATING REFRIGERATION & AIR-CONDITIONING ENGINEERS (ASHRAE)

2006 "Thermal properties of Foods" (Chapter 8). *ASHRAE Handbook Refrigeration*. New York: ASHRAE Inc.

2006 "Fishery Products" (Chapter 15). *ASHRAE Handbook Refrigeration*. New York: ASHRAE Inc.

ANANTHANARAYANAN, P. N.

2013 Basic Refrigeration and Air-Conditioning. Cuarta Edición. Nueva Delhi: McGraw Hill Education (India)

BARREIRO, J. y SANDOVAL, A.

2006 Operaciones de conservación de alimentos por bajas temperaturas. Caracas: Editorial Equinoccio

BITZER KÜHLMASCHINENBAU GMBH

2014 *Open Drive Screw Compressors* [catálogo]. Consulta: 20 de enero del 2015

< https://www.bitzer.de/shared_media/documentation/sp-505-4.pdf>

CEYESA

2016 *Variación de velocidad* [catálogo]. Consulta: 20 de junio del 2016

< http://www.ceyesa.com.pe/detalle_variacion>

CREUS, A.

2010 Instrumentación Industrial. Mexico: Editorial Alfaomega Grupo Editor S.A.

DANFOSS

2014 *High pressure float valve, HFI* [catálogo]. Consulta: 17 de octubre del 2013

<<http://www.dawsongroup.es/tuneles-de-congelacion>>

DAWSONRENTALS

2013 *Túneles de congelación* [catálogo]. Consulta: 17 de octubre del 2013

<<http://www.dawsongroup.es/tuneles-de-congelacion>>

GRUDA, Z. y POSTOLSKI, J.

1986 Tecnología de Congelación de los Alimentos. Zaragoza: Editorial ACRIBIA S.A.

HUI, Y. H.

2007 Handbook of Food Products Manufacturing. Nueva Jersey: Editorial John Wiley & Sons Inc.

INSTITUTO NACIONAL DE ESTADÍSTICA E INFORMÁTICA (INEI)

2015 *Compendio estadístico anual 2015*. Consulta: 06 de abril del 2016
<https://www.inei.gob.pe/media/MenuRecursivo/publicaciones_digitales/Est/Lib1253/compendio2015.html>

KHURMI R.S. y GUPTA J.K.

2012 A textbook of Refrigeration and Air-Conditioning. Quinta Edición. Nueva Delhi: Eurasia Publishing House.

MALLET, C.P.

1993 Frozen Food Technology. Londres: Editorial Chapman & Hall

ORGANIZACIÓN DE LAS NACIONES UNIDAS PARA LA ALIMENTACIÓN Y LA AGRICULTURA (FAO)

2006 *Planning and engineering data*. Consulta: 29 de mayo del 2011.
<<http://www.fao.org/docrep/003/r1076e/R1076E04.HTM#3.1%20Sources%20of%20cold>>

2009 *Código de prácticas para el pescado y los productos pesqueros*. Consulta: 22 de octubre del 2013
<<ftp://ftp.fao.org/docrep/fao/011/a1553s/a1553s00.pdf>>

ORREGO, C.

2003 Procesamiento de alimentos. Manizales: Centro de publicaciones Universidad Nacional de Colombia

PLANK, R.

1980 El empleo del frío en la industrial de la alimentación. Barcelona: Editorial Revertè

RAPIN, P.

2004 Instalaciones frigoríficas – Tomo II, Barcelona: Marcombo Editores S.A.

SEAFISH Research and Development

2009 *Minimizing voids 7.5 kg block production*. Consulta 16 de octubre del 2013.
<http://www.seafish.org/media/Publications/FS28_06_09_Minimising Voids.pdf>

CAPÍTULO 2: DISEÑO DEL CONGELADOR

En el presente capítulo se diseñará el congelador, para este fin se abarcará tres aspectos: el diseño térmico, mecánico y el sistema de control.

Inicialmente se definirá la metodología del diseño de acuerdo a las recomendaciones de la norma VDI 2221 para los dominios de refrigeración y mecánico.

Luego, se desarrollará el dominio refrigeración, tanto el cálculo del ciclo termodinámico, cálculo de los elementos que transfieren calor y justificación para la selección de equipos y accesorios.

A continuación, se realizará la ingeniería de detalle del dominio mecánico, esto se refiere a la definición de las sollicitaciones mecánicas, el cálculo de los diferentes elementos de máquina y selección de los sistemas motrices.

Finalmente, se mencionarán aspectos a tener en cuenta para el control, operación y mantenimiento del sistema diseñado.

2.1. Metodología del diseño

De acuerdo a las recomendaciones de la norma VDI 2221, se definirán los siguientes pasos para la conceptualización del diseño del congelador:

- Lista de exigencias: documento en el cual el diseñador se compromete a cumplir requerimientos básicos (exigencias) solicitados en el alcance del proyecto. Adicionalmente, se agregan deseos que pueda tener el diseñador con la finalidad de optimizar o mejorar el producto final.
- Estructura de funciones: es una secuencia lógica de funciones que deberá cumplir la máquina para transformar materia, energía y señales con la finalidad de lograr la función principal del diseño. Debido a la naturaleza del proyecto, se diferenciarán dos dominios: refrigeración y mecánico.
- Concepto solución óptimo: se asignarán múltiples opciones para cada función definida en el paso anterior. Luego estas se vincularán en diferentes alternativas de solución para el diseño. Finalmente, se evaluarán tanto técnica como económicamente.

2.1.1. Lista de exigencias

Tabla 10. Lista de exigencias del proyecto

LISTA DE EXIGENCIAS				Pág 1 de 1
				Edición: 1
PROYECTO:		DISEÑO DE UN CONGELADOR DE PLACAS PARA PESCADO DE CAPACIDAD 240 KG/H		Fecha: 27/07/2015
CLIENTE:		PUCP		Revisado: E.B.P.
Fecha (cambios)		Deseo o Exigencia		Responsable
		Descripción		
27/07/2015	E	Función principal:	El presente proyecto tiene como finalidad diseñar un congelador de placas para un ratio de 240 kg/h de pescado tipo caballa hasta la temperatura de -26°C.	M.Y.S.
27/07/2015	E	Materia prima:	Se diseñará el equipo para congelar pescado tipo caballa, que deberá entrar a 4 °C. El pescado deberá ser suministrado a la máquina mediante cajas de dimensiones: 485 x 255 x 63.5 mm	M.Y.S.
27/10/2015	E	Materiales:	Dimensionar las placas de transferencia para poder utilizar la mayor cantidad de área disponible	M.Y.S.
27/07/2015	E	Fuerzas:	Se garantizará presiones entre placas y productos en el rango de 10 a 50 kPa, con la finalidad de maximizar el contacto y transferencia de calor.	M.Y.S.
27/07/2015	E	Energía:	La máquina deberá contar con su propio ciclo de refrigeración. No deberá depender de suministro de refrigerante externo.	M.Y.S.
27/10/2015	E	Energía:	El refrigerante deberá ser seleccionado bajo criterios de eficiencia energética, costos, seguridad y mediomambiente.	M.Y.S.
27/07/2015	E	Energía:	El evaporador deberá tener una temperatura constante, para garantizar una congelación uniforme.	M.Y.S.
27/07/2015	E	Energía:	La temperatura de evaporación del ciclo térmico se definirá por los menos 10 °C debajo de la temperatura final del producto. La temperatura de condensación estará 10 °C encima de la temperatura del medio de refrigeración disponible.	M.Y.S.
27/07/2015	E	Energía:	Los elementos eléctricos de fuerza estarán diseñados para una tensión de 440 VAC.	M.Y.S.
27/07/2015	D	Energía:	Se buscará reducir las pérdidas de presión y de calor en las tuberías de refrigerante lo máximo posible.	M.Y.S.
27/07/2015	E	Señales:	Se deberá tener al menos señales de inicio y final del batch.	M.Y.S.
27/07/2015	E	Control:	Se deberá controlar la presión del refrigerante en el evaporador y el condensador y que la temperatura en el evaporador sea constante	M.Y.S.
27/07/2015	E	Seguridad:	Se deberá incluir en el diseño del equipo dispositivos de protección para la máquina.	M.Y.S.
27/07/2015	E	Ergonomía:	La interacción hombre-máquina deberá estar enmarcada dentro de la legalidad nacional.	M.Y.S.
27/07/2015	E	Fabricación:	Para el diseño de los elementos de la máquina se tomará en cuenta los procesos de manufactura y materiales del medio local.	M.Y.S.
27/07/2015	E	Mantenimiento:	El mantenimiento de la máquina deberá ser lo más sencillo posible.	M.Y.S.
27/07/2015	E	Costos:	El costo del proyecto deberá ser menor a USD 100,000	M.Y.S.

2.1.2. Estructura de funciones

En el Anexo 2. Estructura de funciones se muestra todo el proceso de abstracción para poder obtener la secuencia de funciones con la finalidad de que la máquina diseñada cumpla su función principal.

Inicialmente, se modeló la máquina como una caja negra, como se muestra en la Figura 16:

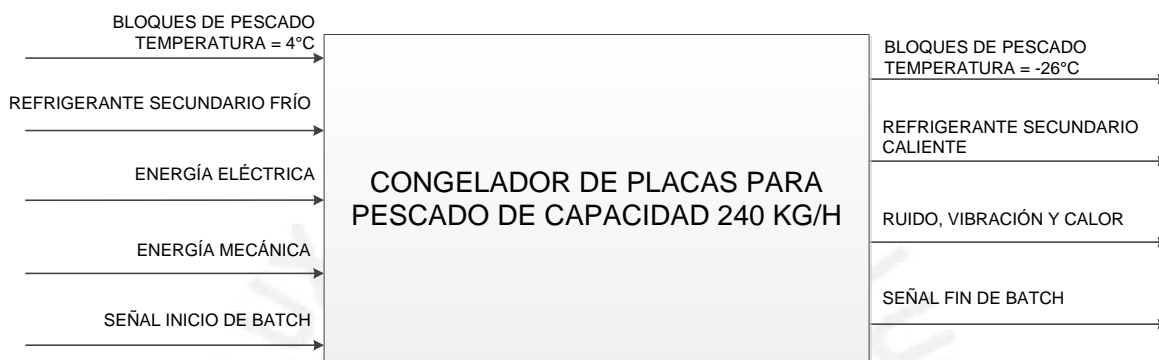


Figura 16. Máquina modelada como una caja negra

Se tomo en consideración que la máquina tiene dos dominios definidos, uno es el dominio mecánico que involucra toda la estructura, accionamientos y transmisiones de movimiento, el otro es el dominio refrigeración que involucra las funciones requeridas para poder contar con un ciclo de refrigeración autónomo.

A continuación, en la Figura 17 y Figura 18, se muestran los dos diagramas de funciones:

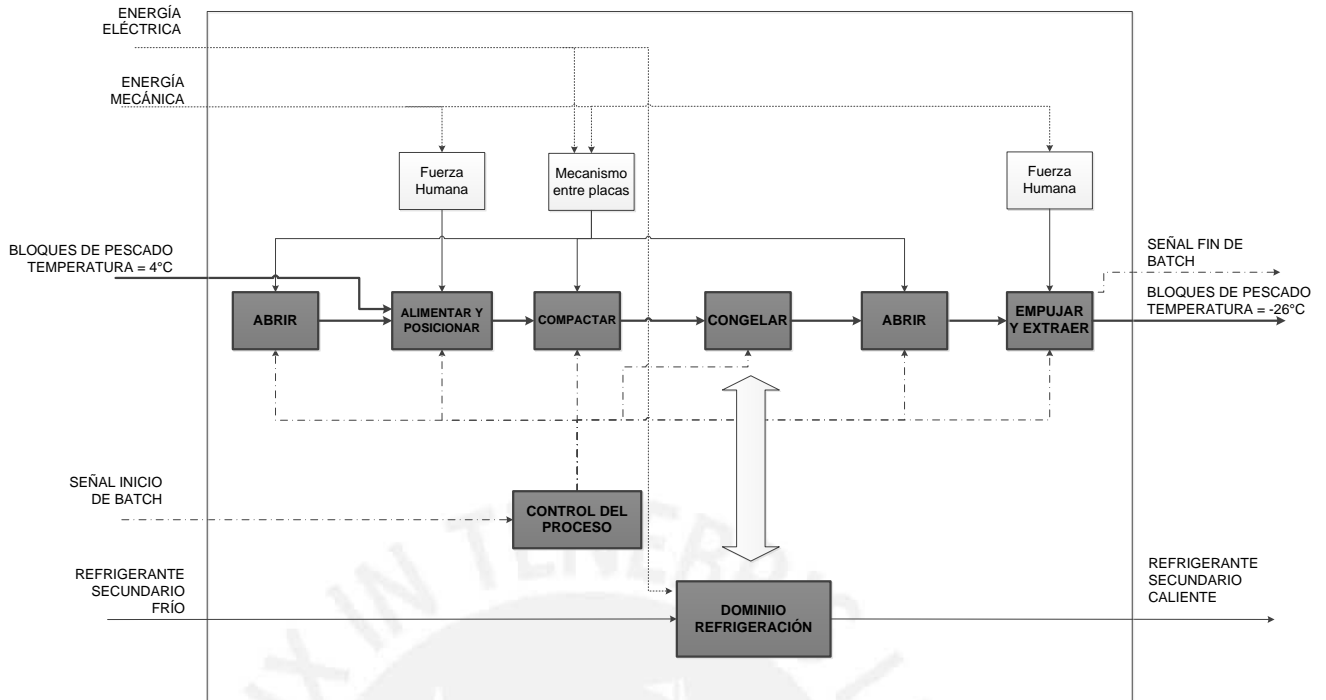


Figura 17. Diagrama de funciones – Dominio mecánico

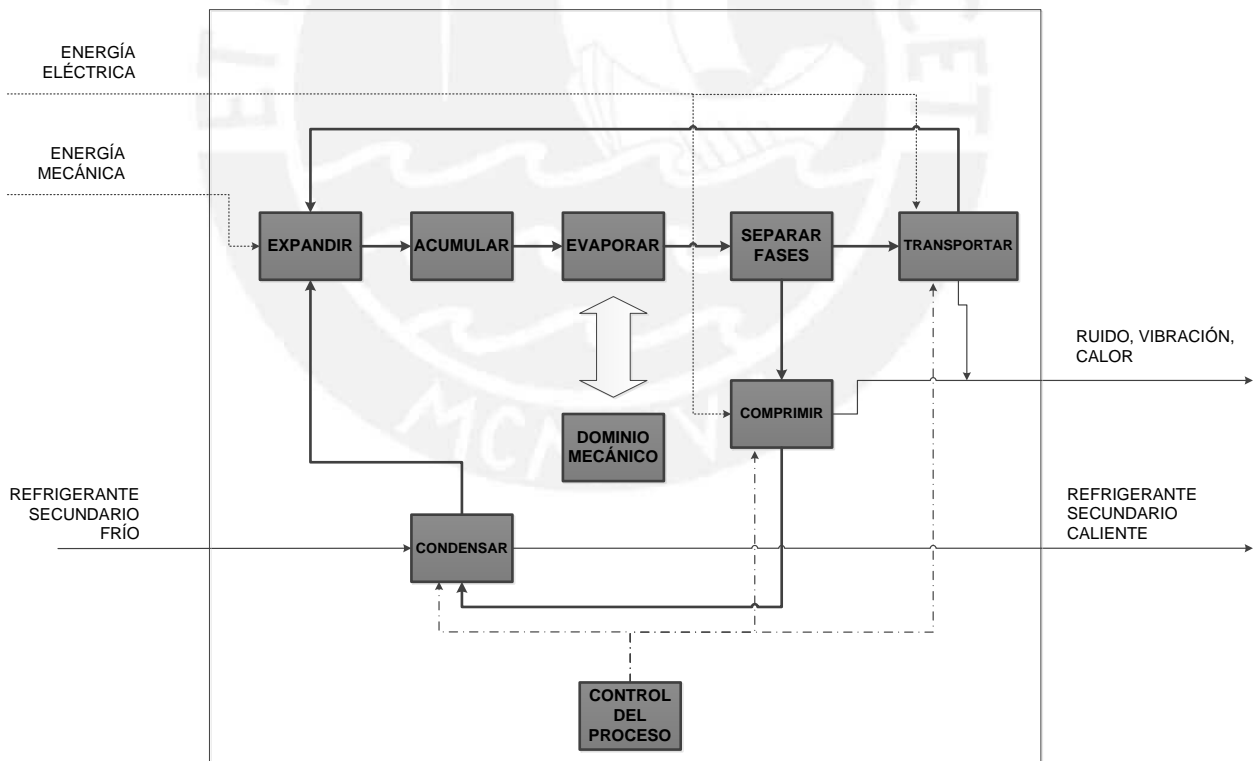


Figura 18. Diagrama de funciones – Dominio refrigeración

2.1.3. Concepto solución

En el presente diseño, se desglosó la estructura de funciones óptima en dos dominios, uno que corresponde a las funciones netamente mecánicas de la máquina y el otro que comprende las funciones que desarrollará el ciclo de refrigeración interno. Cabe resaltar que estas, en esta etapa del diseño, serán tratadas independientemente, no obstante, se integrarán al momento de presentar el proyecto preliminar óptimo

- Dominio mecánico

A continuación, se muestran los pasos seguidos para determinar el concepto solución del dominio mecánico.

➤ Matriz morfológica





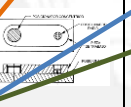
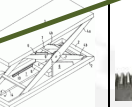


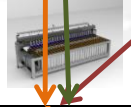

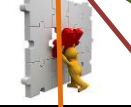
FUNCIONES	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4
1. Abrir y Compactar	Pistón neumático 	Pistón hidráulico 	Motorreductor 	
1.1. Mecanismo entre placas	Pasadores + bocinas 	Pasador + guía 	Mesa de tijeras 	Cremallera 
2. Alimentar y Posicionar	Mesa 			
3. Congelar	Placas verticales 	Placas horizontales 		
4. Empujar y Extraer	Mando 			
	N° 01	N° 02	N° 03	N° 04

Figura 19. Matriz morfológica dominio mecánico

➤ Descripción de las alternativas

Para ver el detalle de los esquemas y explicaciones de cada alternativa, ver el Anexo 3. Descripción de las alternativas para el concepto solución del dominio mecánico. En general, se puede comentar lo siguiente:

Tabla 11. Descripción de alternativas de concepto solución para el dominio mecánico.

Alternativa	Descripción
01	Se considera un conjunto de placas verticales accionadas por pistones neumáticos, el movimiento entre las placas se efectuará mediante pasadores con guías.
02	Se considera un conjunto de placas horizontales accionadas por pistones hidráulicos, el movimiento entre las placas se efectuará mediante pasadores con bocinas.
03	Se considera un conjunto de placas verticales accionadas por un motorreductor con cremallera para transformar el movimiento rotativo en lineal.
04	Se considera un conjunto de placas horizontales accionadas por pistones hidráulicos, el movimiento entre las placas se efectuará mediante un mecanismo de tijeras.

➤ Evaluación de las alternativas

Para realizar la evaluación de las alternativas, se tomaron en cuenta tanto criterios técnicos como económicos que permiten valorar el desempeño de cada alternativa.

Se considerará una calificación máxima de 4 en cada criterio, siendo esta únicamente otorgada al concepto solución óptimo. La solución óptima será la que obtenga la máxima suma de cada calificación parcial por criterio.

A continuación, en la Tabla 12, se muestran los detalles de la calificación:

Tabla 12. Calificación de alternativas de concepto solución para el dominio mecánico.

N.º	Criterio		Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4
1	CRITERIOS TÉCNICOS	Buen uso de la energía	3	2	1	2
2		Seguridad	3	3	2	3
3		Confiabilidad	1	3	2	3
4		Facilidad de operación	2	3	2	3
5		Complejidad	2	3	2	2
6		Lista de exigencias	2	3	2	3
7	CRITERIOS ECONÓMICOS	Número de elementos	3	3	3	1
8		Costo de fabricación	3	2	1	2
9		Costo de la tecnología	2	2	2	2
10		Fácil Montaje	3	3	2	3
11		Fácil Mantenimiento	2	2	1	2
12		Costo de operación	3	3	2	3
Calificación final			29	32	22	29

De acuerdo a la tabla de calificación, el concepto solución óptimo para el dominio mecánico será la Alternativa 2, a continuación se muestra un esquema de esta:

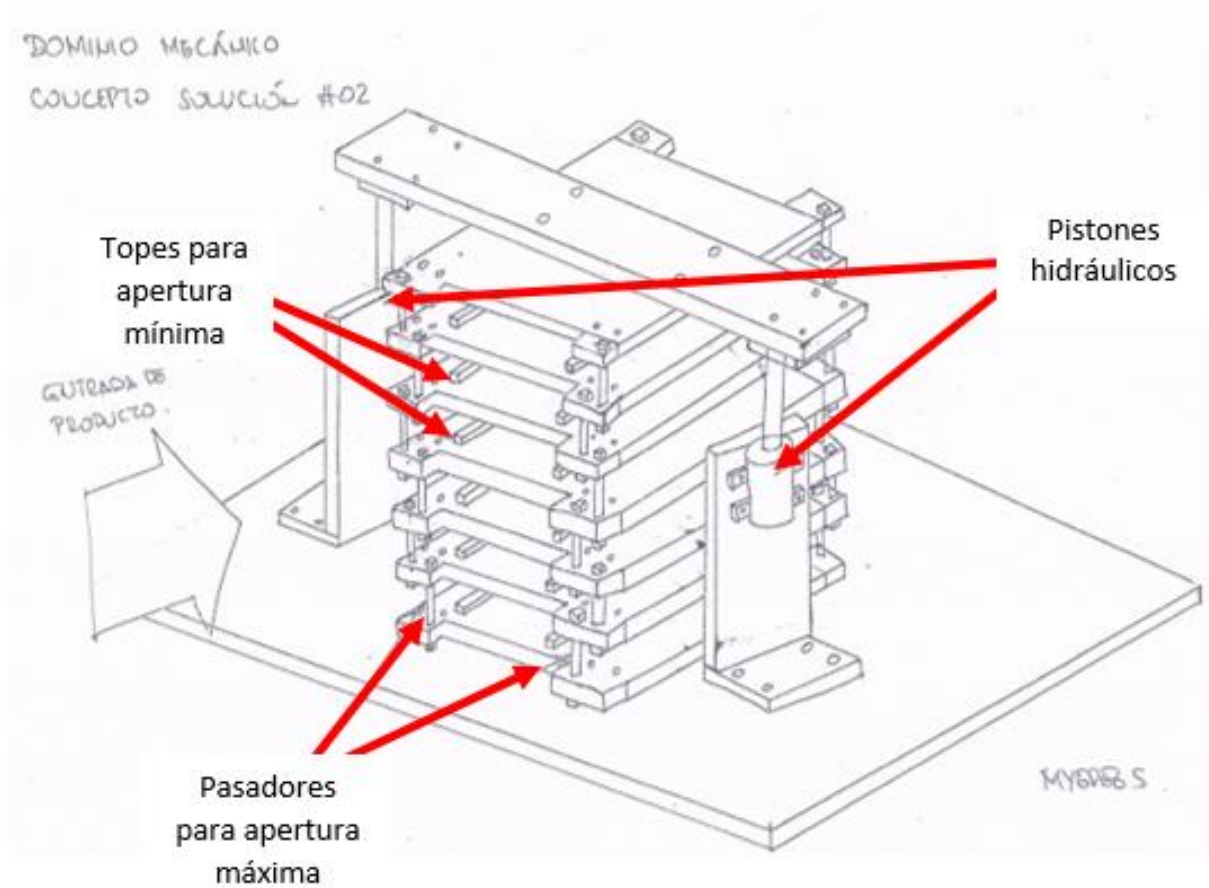


Figura 20. Concepto solución óptimo – Dominio mecánico

- Dominio refrigeración

En este dominio se abarca todo el sistema térmico del equipo, es decir, las funciones de: separar fases, presurizar líquido, comprimir vapor, condensar, expandir y acumular.

➤ Matriz morfológica
















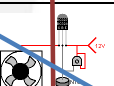

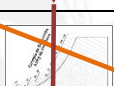







FUNCIONES	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4
1. Separar fases	Recipiente vertical 	Recipiente horizontal 	Sin separación 	
2. Presurizar líquido	Bomba centrífuga 	Tanque neumático 	Bomba desp. positivo 	
3. Comprimir vapor	Compresor recíprocante 	Compresor de tornillos 	Compresor Scroll 	Compresor centrífugo 
4. Condensar	Int. cascay tubos 	Int. placas 	Banco tubos aletados 	Int. doble tubo 
4.1. Regular flujo	Por apertura de válvula 	Por control de velocidad 		
4.2. Refrigerante secundario	Agua 	Aire ambiente 	Glicol 	
5. Expandir	Válvula termostática 	Tubo capilar 	Válvula de flotador 	Válvula de agua 
6. Acumular	Recipiente vertical 	Recipiente horizontal 		
	N° 01	N° 02	N° 03	N° 04

Figura 21. Matriz morfológica dominio refrigeración

➤ Descripción de las alternativas

En general, se puede comentar lo siguiente respecto a las alternativas definidas:

Tabla 13. Descripción de alternativas de concepto solución para el dominio refrigeración.

Alternativa	Descripción
01	Se presuriza el líquido con un tanque hidroneumático y el vapor es comprimido con un compresor recíprocante . El condensador será un banco de tubos enfriado con aire. La expansión será con un tubo capilar, por lo que el evaporador será seco , el acumulador de succión será un recipiente vertical.
02	Cuenta con un separador de fases vertical, se presuriza el líquido con una bomba centrífuga y el vapor es comprimido con un compresor de tornillo . El condensador será un intercambiador de placas enfriado con agua helada. La expansión será con una válvula de aguja, por lo que el evaporador será inundado , el acumulador de succión será un recipiente horizontal.
03	Se presuriza el líquido con un tanque hidroneumático y el vapor es comprimido con un compresor de tornillo . El condensador será un intercambiador doble tubo enfriado con agua helada. La expansión será con una válvula de expansión termostática, por lo que el evaporador será seco , el acumulador de succión será un recipiente vertical.
04	Cuenta con un separador de fases horizontal, se presuriza el líquido con una bomba centrífuga y el vapor es comprimido con un compresor Scroll . El condensador será un intercambiador de calor tipo casco y tubo enfriado con solución de glicol. La expansión será con una válvula flotador, por lo que el evaporador será inundado , el acumulador de succión será un recipiente horizontal.

➤ Evaluación de las alternativas

La calificación para este dominio se realizará con los mismos criterios considerados para el dominio mecánico. A continuación se muestra la tabla de calificaciones para cada alternativa:

Tabla 14. Calificación de alternativas de concepto solución para el dominio mecánico.

N.º	Criterio	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4	
1	CRITERIOS TÉCNICOS	Buen uso de la energía	3	2	3	2
2		Seguridad	2	3	2	3
3		Confiabilidad	3	3	3	3
4		Facilidad de operación	3	3	3	2
5		Complejidad	3	3	3	1
6		Lista de exigencias	1	3	1	3
7	CRITERIOS ECONÓMICOS	Número de elementos	2	3	3	1
8		Costo de fabricación	3	2	2	1
9		Costo de la tecnología	3	3	3	1
10		Fácil Montaje	2	2	2	2
11		Fácil Mantenimiento	1	3	3	2
12		Costo de operación	2	2	2	2
Calificación final		28	32	30	23	

De acuerdo a la tabla de calificación, el concepto solución óptimo para el dominio refrigeración será la Alternativa 2.

2.2. Diseño del sistema térmico

2.2.1. Secuencia de procesos para el diseño térmico

El diseño térmico del presente proyecto es fruto de varias asunciones e iteraciones que son corroboradas una vez que el cálculo ha sido finalizado. Es preciso mostrar la secuencia lógica de pasos que llevarán al adecuado dimensionamiento térmico del conjunto de placas.

- 1) Inicialmente, se deberá definir el tamaño y material de la placa de transferencia y con esto determinar la cantidad de producto que habrá en cada estación.
- 2) A continuación, se asumirán dos valores importantes para el cálculo, los cuales son: la temperatura del medio de congelación, es decir la temperatura superficial de la placa que tendrá contacto con el conjunto de bloques de pescado, y el coeficiente de transferencia en esa sección.
- 3) Con estos dos valores, además del cálculo de las propiedades termofísicas del producto a congelar, se calculará el tiempo de congelación del conjunto de bloques en una estación individual.
- 4) Luego, con la capacidad nominal y el tiempo de congelación calculado se obtendrá la cantidad total de producto que deberá almacenar el equipo, esto al ser dividido entre la cantidad de producto que habrá en cada estación dará como resultado la cantidad de placas que deberá tener el congelador. Con esto se puede obtener la carga térmica real en el congelador.
- 5) Con la carga térmica definida, se debe seleccionar el refrigerante a utilizar y así determinar los parámetros del ciclo termodinámico, tanto propiedades termofísicas como flujos másicos en cada etapa.
- 6) Después, se deberá calcular el coeficiente de transferencia de calor real en la placa con los parámetros definidos y verificar si es igual al asumido en paso 2).
- 7) En adición, con el coeficiente de transferencia verificado, también se puede calcular la verdadera temperatura del medio de congelación y comparar con la asumida en el paso 2).
- 8) Si las comparaciones en los pasos 6) y 7) fueron exitosas, entonces ya se pueden seleccionar los demás componentes del ciclo, tales como: compresor, condensador, válvula de expansión, bomba de condensado, tuberías y accesorios.

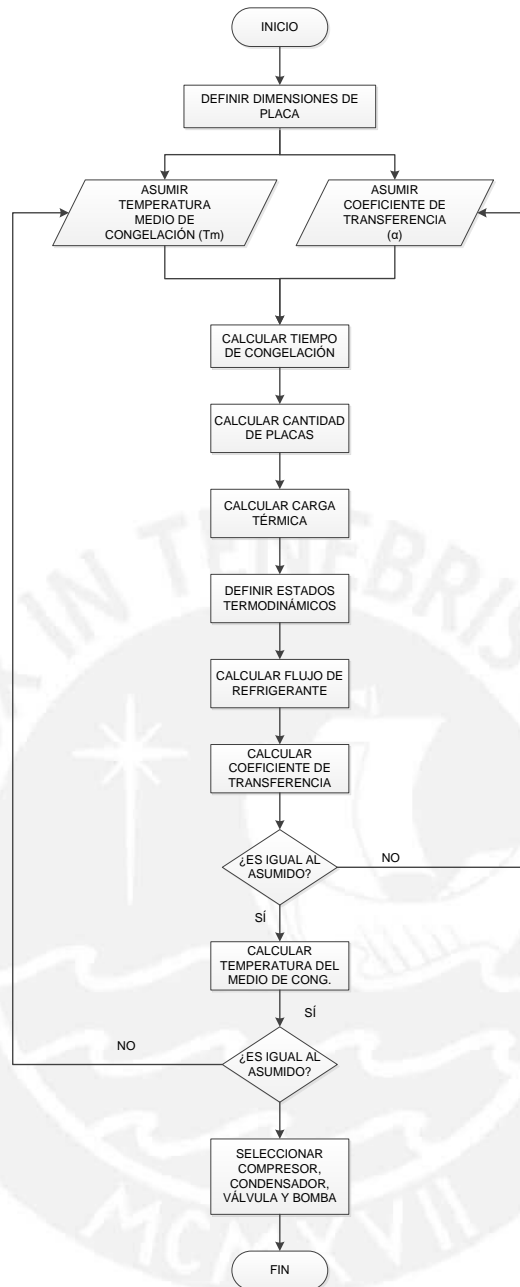


Figura 22. Diagrama de flujo para el diseño térmico

2.2.2. Dimensiones de la placa

Del punto 1.3. *Parámetros de operación* del primer capítulo del presente trabajo se definió que el tamaño de las placas mantiene un estándar de 1550 x 1120 mm de área, para congeladores horizontales con más de 8 estaciones. En general, este diseño busca adaptarse a la disponibilidad de materiales local; es conocido que las placas de aluminio de

adquisición local vienen de tamaño 1200 x 2400 mm desde espesores de 2 mm hasta 50 mm.

Se analizarán cuatro arreglos de bloques en función al tamaño de placa requerido para su fabricación, considerando que la cantidad de bloques dentro de la placa estarán lo más próximos posibles entre sí y como mínimo alejados a 80 mm del borde de la placa con la finalidad de instalar topes y accesorios para su operación.

Tabla 15. Porcentaje de retacería para varios arreglos de bloques de pescado

Arreglo	Fila	Columna	Medida mínima (mm x mm)	N° placas de una plancha	% Retacería
1	3	2	1130 x 925	2	27.4%
2	3	3	1130 x 1615	1	36.6%
3	4	2	1180 x 1130	2	7.4%
4	4	3	1180 x 1615	1	33.8%

De la Tabla 15, se deduce que el arreglo que evitará el menor desperdicio de material es el que considera alinear en 4 filas x 2 columnas a los bloques de pescado. Con la finalidad de que el arreglo tengo el mínimo de retacería, se define que el tamaño de cada placa será de 1200 x 1200 mm.

2.2.3. Elección del material de la placa

Dentro de la gama de materiales utilizados para la transferencia de calor a bajas temperaturas se encuentran (ASME 2005):

- Acero al carbono ASTM A-36
- Acero inoxidable ASTM A-312 Tp. 304
- Aluminio EN AW 7022
- Cobre ASTM B-152

Se evaluarán los siguientes aspectos:

- Densidad
- Conductividad térmica
- Resistencia mecánica

- Costo del material

El detalle de la evaluación puede ser encontrado en el Anexo 4.

Tabla 16. Selección del material de la placa.

Criterio	Peso	Acero al carbono		Acero inoxidable		Aluminio		Cobre	
	P ₁	C ₁	P ₁ x C ₁	C ₁	P ₁ x C ₁	C ₁	P ₁ x C ₁	C ₁	P ₁ x C ₁
Densidad	30%	3	0.9	3	0.9	5	1.5	2	0.6
Conductividad térmica	30%	2	0.6	1	0.3	4	1.2	5	1.5
Resistencia mecánica	10%	5	0.5	4	0.4	1	0.1	2	0.2
Costo del material	30%	5	1.5	2	0.6	3	0.9	1	0.3
Calificación	-	-	3.5	-	2.2	-	3.7	-	2.6

De acuerdo a la Tabla 16, se concluye que el material de placas a utilizar en el presente diseño será el Aluminio EN AW 7022.

2.2.4. Cálculo del tiempo de congelación

Para el cálculo del tiempo de congelación se utilizó una variante de la ecuación propuesta por Cleland y Earle (ASHRAE, 2006). La primera diferencia entre lo propuesto por Cleland y Earle y la ecuación utilizada para este diseño radica en la no consideración del componente convectiva entre el medio de congelación y los bloques de pescado, pues para un congelador de placas el fenómeno de transferencia de calor se realiza únicamente mediante conducción. En adición, la ecuación original fue construida para el uso de las variables en unidades inglesas, por ello se agregó el factor 5/18 para, utilizando las unidades del sistema internacional, obtener el valor del tiempo de congelación en horas. Finalmente, se reemplazó el factor 1.65 que multiplicaba al número de Stefan el cuarto multiplicando de la ecuación por 2.86, con la finalidad de garantizar la consistencia dimensional de la ecuación 1:

$$t_{cong} = \frac{5}{18} \cdot \frac{\Delta H_{14}}{T_f - T_m} \left[\frac{P \cdot D}{U} + \frac{R \cdot D^2}{k_s} \right] \cdot \left[1 - \frac{2.86 \cdot Ste}{k_s} \cdot \ln \left(\frac{T_c - T_m}{T_{ref} - T_m} \right) \right] \quad (\text{Ec. 1})$$

Existen datos tales como el coeficiente en la placa (U) y la temperatura en el medio de congelación (T_m) que fueron asumidos para el cálculo y serán verificados en el punto 2.2.10 del presente trabajo.

El cálculo detallado de cada uno de los componentes de esta ecuación está descrito en el Anexo 5. Seguidamente, en la Tabla 17, se resumen los resultados encontrados:

Tabla 17. Valores requeridos para calcular el tiempo de congelación.

Dato	Símbolo	Valor	Unidad
Diferencia volumétrica de entalpías	ΔH_{14}	151 147	kJ/m ³
Temperatura inicial de congelación del producto.	T _f	-2.2	°C
Temperatura del medio de congelación.	T _m	-34.6	°C
Factor de corrección convectivo	P	0.856	-
Factor de corrección conductivo	R	0.451	-
Altura del bloque de pescado	D	0.0636	m
Coeficiente global de transferencia en la placa	U	662	W/m ² °K
Conductividad del alimento congelado	k _s	1.916	W/m°K
Número de Stefan	Ste	0.485	-
Temperatura final del centro de congelación	T _c	-26	°C
Temperatura de referencia	T _{ref}	-10	°C
Tiempo de congelación	t _{cong}	2.36	horas

Con los valores mostrados en la Tabla 17, se obtuvo que el tiempo de congelación para que el pescado llegue a -26 °C en el centro es de **2.36 horas**.

2.2.5. Cálculo del número de placas

Se sabe que la capacidad de diseño de la máquina es de 240 kg/h, por lo tanto al multiplicar este dato con el tiempo de congelación calculado, se tendrá la masa mínima que deberá albergar el congelador.

$$m_{cong} \geq m \times t_{cong}$$

$$m_{cong} \geq 240 \times 2.36$$

$$m_{cong} \geq 566 \text{ kg}$$

De acuerdo a lo definido en el Capítulo 1, los bloques de pescado dentro de los estándares para exportación deberán tener un peso nominal de 7.5 kg cada uno.

$$N_{bloques} = \frac{m_{cong}}{m_{bloque}} \quad (\text{Ec. 2})$$

$$N_{bloques} \geq \frac{566}{7.5} \approx 76 \text{ bloques}$$

Asimismo, según lo definido en el punto 2.2.1. *Dimensiones de la placa*, se sabe que cada estación de placas albergará ocho (8) bloques de pescado, por lo tanto para obtener un número natural de cantidad de estaciones se deberá dividir el número de bloques obtenido entre ocho y redondearlo a su inmediato superior. Adicionalmente, se sabe que el número de placas se obtiene de sumar uno al número de estaciones:

$$N_{estaciones} = \frac{N_{bloques}}{8} \approx 10 \text{ estaciones} \quad (\text{Ec. 3})$$

$$N_{placas} = N_{estaciones} + 1 = 11 \text{ placas}$$

Finalmente, con el número de estaciones, se puede calcular la masa total de pescado que albergará el congelador, obteniéndose la siguiente expresión:

$$m_{cong} = 7.5 \times 8 \times N_{estaciones} = 600 \text{ kg}$$

Por lo tanto, el peso del producto dentro del congelador será de 600 kg.

2.2.6. Cálculo de la carga térmica

Una vez obtenidos los valores de la masa total para la congelación y el tiempo de congelación, se podrá hallar la carga térmica requerida para el congelador. Para este

cálculo, se tendrá en cuenta el calor cedido antes de la congelación, durante la congelación y hasta alcanzar la temperatura final deseada.

El detalle del cálculo puede ser encontrado en el Anexo 6. A continuación se muestran los datos considerados y resultados obtenidos:

Tabla 18. Cálculo de la carga térmica

Dato	Símbolo	Valor	Unidad
Ratio de congelación	m_{real}	254.3	kg/h
Calor específico del pescado antes de la congelación	C_{p1}	3.35	kJ/kg°C
Calor latente del pescado	h_{sf}	211.7	kJ/kg
Calor específico del pescado después de la congelación	C_{p2}	2.22	kJ/kg°C
Calor cedido antes de la congelación	\dot{Q}_1	1.5	kW
Calor cedido durante la congelación	\dot{Q}_2	15.0	kW
Calor cedido después de la congelación	\dot{Q}_3	3.7	kW
Factor de seguridad	-	1.2	-
Carga térmica total	\dot{Q}_T	24.2	kW

2.2.7. Elección del fluido refrigerante

Dentro de la gama de refrigerantes utilizados para la congelación de alimentos se encuentran:

- R-12
- R-134a
- R-22
- R-404a
- R-507
- R-717

Se evaluará el desempeño de estos refrigerantes en los siguientes criterios:

- Seguridad
- Costo del refrigerante
- Factores de impacto medioambiental: se analizarán los siguientes factores:
 - ODP: Potencial de deterioro a la capa de ozono.

- GWP: Potencial que mide la capacidad de una sustancia para producir efecto invernadero o calentamiento global.
- Propiedades termofísicas: se compararán las siguientes propiedades a la temperatura de evaporación: presión de saturación, calor latente y volumen específico del vapor. Se considerará una temperatura evaporación de -38 °C, más adelante se justificará este valor.
 - Presión de saturación a la temperatura de evaporación: se desea evitar la instalación una unidad de vacío que implique mayor costo para la máquina, por lo tanto se buscará que la presión esté por encima de 101.3 kPa absolutos.
 - Calor latente a la temperatura de evaporación: a mayor calor latente en las condiciones de saturación, se requerirá menor flujo del refrigerante lo que impactará directamente en el costo, así como dimensiones de tuberías.
 - Volumen específico del vapor: para un volumen específico del refrigerante en estado gaseoso, se requerirá un compresor de menor tamaño y tuberías y accesorios más livianos.

El detalle de la evaluación puede ser encontrado en el Anexo 7. Finalmente, se obtiene la Tabla 19 de calificación:

Tabla 19. Selección del fluido refrigerante

Criterio	R-12	R-134 A	R-22	R-404 A	R-507	R-717
Seguridad	5	5	5	5	5	1
Costo del refrigerante	1	4	2	3	2	5
Factores de impacto medioambiental	1	4	3	2	3	5
Presión de saturación	0	0	2	4	4	0
Calor latente	1	4	4	3	2	5
Volumen específico del vapor saturado	3	2	3	5	5	1
Calificación	11	19	19	22	21	17

De acuerdo a la Tabla 19, se concluye que el refrigerante a utilizar en el presente diseño será el R-404a.

2.2.8. Cálculo del ciclo de refrigeración

Para el diseño del ciclo de refrigeración se debe delimitar claramente las temperaturas de condensación y evaporación del fluido refrigerante.

Respecto a la temperatura de evaporación, en la sección 2.2.4 Cálculo del tiempo de congelación, se obtuvo que se requiere una temperatura de medio (superficie de la placa) de -34.6°C , por lo que se considerará una temperatura de evaporación de -38°C .

Respecto a la temperatura de condensación, esta es delimitada por el medio de enfriamiento a utilizar, en este caso agua fría. Se toma como valor de referencia agua que salga de un chiller industrial a 5°C , asimismo se considerará para un adecuado dimensionamiento del condensador un diferencial de temperatura de 10°C entre el medio de refrigeración y la temperatura final del fluido. Por lo que la temperatura de condensación queda delimitada en 15°C .

Del mismo modo, se tendrán en cuenta las siguientes consideraciones:

- El evaporador será inundado con un ratio de circulación de 2.5.
- La succión del compresor tendrá un recalentamiento máximo de 8°C .
- El compresor tendrá una temperatura de descarga de 66°C .
- El condensador tendrá un subenfriamiento de 1°C .
- Los recipientes tales como el tanque de carga y el separador de fases de considerarán adiabáticos.

El ciclo termodinámico se calculará según el siguiente diagrama:

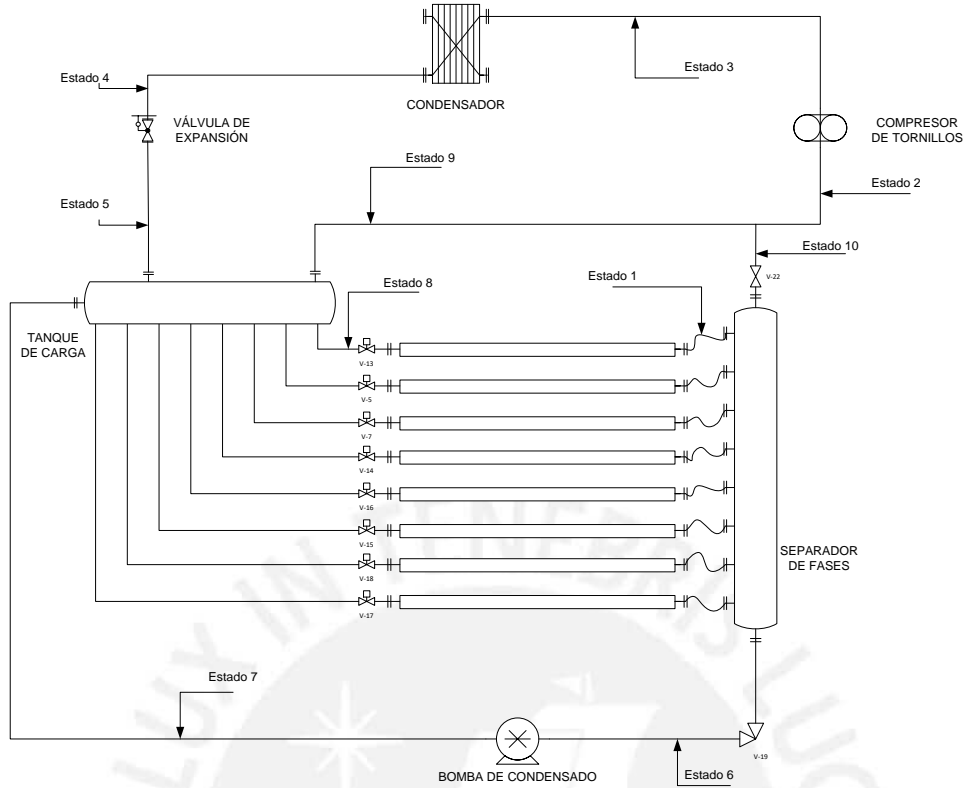


Figura 23. Diagrama de la etapas del sistema de congelación propuesto

Se tendrán las siguientes consideraciones para determinar los estados termodinámicos de cada etapa del proceso térmico:

Tabla 20. Estados termodinámicos del ciclo de congelación

Estado / Proceso	Descripción
1	Vapor húmedo con calidad 40%.
1 → 6, 10	Separación de vapor húmedo en líquido saturado (6) y vapor saturado (10).
2' → 3	Compresión de vapor (se considerará un calentamiento en la compresión de 8°C) con una temperatura de salida de 66 °C.
3 → 4	Condensación hasta llegar al estado de líquido saturado a una temperatura de 15°C.
4 → 5	Estrangulación isentálpica del refrigerante.
6 → 7	Aumento de presión del líquido saturado a la salida de la separación de vapor húmedo.
5 → 8, 9	Separación de vapor húmedo en líquido saturado (8) y vapor saturado (9).

Las propiedades termodinámicas serán calculadas según la tabla de estados termodinámicos de DuPont (DuPont Refrigerants, 2005).

Con las consideraciones antes mencionadas, se procedió a calcular las propiedades termodinámicas en cada punto del proceso (ver Anexo 8):

Tabla 21. Propiedades termodinámicas en cada punto del ciclo.

Estado	Estado termodinámico	Flujo másico	Presión	Temperatura	Entalpía	Entropía
		kg/s	kPa	°C	kJ/kg	kJ/kg K
1	V.H.	0.307	149.4 – 144.9	-38	226.9	1.1327
2	V.S.	0.194	144.9	-38	345.1	1.6362
2'	V. Sc.	0.194	144.9	-30	351.3	1.6622
3	V. Sc.	0.194	955.6	66	425.8	1.7704
4	L.C.	0.194	955.6	14	220.6	1.0723
5	V.H.	0.194	149.4	-38	220.6	1.1058
6, 7	L.S.	0.184	144.9	-38	148.1	0.7970
8	L.S.	0.307	149.4	-38	148.1	0.7970
9	V.S.	0.071	144.9	-38	345.1	1.6362
10	V.S.	0.123	144.9	-38	345.1	1.6362

2.2.9. Cálculo de la transferencia de calor en las placas

En la presente sección se pretende mostrar los resultados del cálculo de transferencia de calor que fueron producto de varios procesos de iteración.

La sección interna de la placa de transferencia corresponde a 14 tuberías de diámetro ½” BWG 20. Estas tuberías están agrupadas en dos pasos, es decir, cada paso consta de 7 tuberías conectadas entre sí. Adicionalmente, las tuberías, debido al tamaño de los codos 180° que las unen están diastanciadas 3” (76.2 mm).

Las tuberías forman un conjunto con dos placas con canales fresados para alojarlas. Cada placa tiene un espesor de 12mm, por lo tanto todo el conjunto tiene un espesor de 24 mm. Se tiene que las medidas de la placa de transferencia son 1200 x 1200 x 24 mm.

El modelo térmico de la transferencia de calor comprende tres resistencias al flujo de calor total:

- Convección con cambio de fase dentro de las tuberías
- Conducción a través de la pared de la tubería
- Conducción a través de la sección de la placas fresadas

A continuación, se calculará cada una de estas resistencias basados en modelos matemáticos de transferencia de calor establecidos (Barrantes, 2010).

- Resistencia por convección con cambio de fase dentro de la tubería

Con la geometría definida, se calculan las propiedades de saturación a la temperatura de evaporación (-38°C).

Tabla 22. Propiedades termofísicas del refrigerante en estado de saturación dentro del evaporador.

PROPIEDADES TERMOFÍSICAS EN SATURACIÓN				
Propiedad		Unidad	Líquido	Vapor
Densidad	ρ	kg/m ³	1277	7.592
Viscosidad	μ	Pa.s	3.11 x 10 ⁻⁴	9.76 x 10 ⁻⁶
Conductividad	k	W/m.K	0.09013	-
Tensión superficial	σ	N/m	0.01217	-
Entalpía	h	kJ/kg	148.1	345.1

Se calcula el flujo de refrigerante que pasa por cada paso de cada placa:

$$\dot{m}_s = \frac{\dot{m}_{eva}}{N_{paso} \cdot N_{placa}} \quad (\text{Ec. 4})$$

$$\dot{m}_s = 1.40 \times 10^{-2} \text{ kg/s}$$

Según los cálculos termodinámicos, la calidad del refrigerante en la entrada al evaporador es de 0.1% y la de salida es de 40%. Se utilizó la correlación de Bo Pierre, para el cálculo del coeficiente de transferencia en refrigerantes con una humedad de salir menor a 90% (Barrantes, 2010).

$$Nu = 0.0009 \cdot \left[\text{Re}^2 \cdot \left(\frac{\Delta x \cdot h_{fg}}{g \cdot L_s} \right) \right]^{0.5} \quad (\text{Ec. 5})$$

Para calcular el número adimensional de Reynolds, se utilizó la correlación:

$$\text{Re} = \frac{4 \cdot \dot{m}_s}{\pi \cdot \phi \cdot \mu_L} \quad (\text{Ec. 6})$$

$$\text{Re} = \frac{4 \times 1.40 \times 10^{-2}}{\pi \times 10.92 \times 10^{-3} \times 3.11 \times 10^{-4}}$$

$$\text{Re} = 5234$$

Luego, se calcula el número de Nusselt según la correlación de Bo Pierre:

$$Nu = 0.0009 \cdot \left[5234^2 \cdot \left(\frac{0.4 \times 197}{9.8 \times (7 \times 1.2)} \right) \right]^{0.5}$$

$$Nu = 145.7$$

Además, para calcular el coeficiente de convección se tendrá en cuenta:

$$\alpha = \frac{k_L}{d_h} \cdot Nu \quad (\text{Ec. 7})$$

$$\alpha = \frac{0.09013}{10.92 \times 10^{-3}} \times 145.7$$

$$\alpha = 1202.4 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

El flujo de calor en un proceso de convección es modelado por la ecuación 8:

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A \cdot \Delta T \quad (\text{Ec. 8})$$

Por lo tanto, la resistencia generada por la convección dentro de las tuberías en una placa será:

$$R_{conv} = \frac{1}{\alpha \cdot A_{tub}} \quad (\text{Ec. 9})$$

El factor A_{tub} se refiere al área total de tuberías dentro de una placa, es decir, al área formada por las 14 tuberías dentro de la placa. Entonces reemplazando en la ecuación 9:

$$R_{conv} = \frac{1}{1202.4 \times (14 \times \pi \times 1.2 \times 10.92 \times 10^{-3})}$$

$$R_{conv} = 1.44 \times 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

- Resistencia por conducción a través de la tubería y sección de la placa

Para efectos de simplificar el cálculo y debido a que la tubería y la placa fresada serán del mismo material (aluminio), se considerará como una sola resistencia a ambas.

El flujo de calor para la configuración de la sección de la placa con una conductividad k (150 W/m°C) viene dado por la ecuación 10:

$$\dot{Q} = k \cdot N_{tub} \cdot S \cdot \Delta T \quad (\text{Ec. 10})$$

donde el factor S por cilindro, para una fila de cilindros isotérmicos paralelos e igualmente espaciados, viene dado por:

$$S = \frac{2 \cdot \pi \cdot L}{\ln\left(\frac{2 \cdot w}{\pi \cdot d_h} \cdot \sinh\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot z}{w}\right)\right)} \quad (\text{Ec. 11})$$

Siendo que los factores de los que depende la ecuación 11 vienen dados por la geometría de la placa:

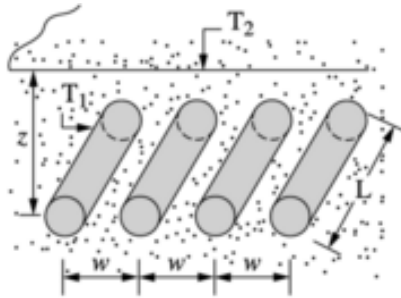


Figura 24. Cilindros isotérmicos enterrados en un medio semiinfinito (Rathore, 2011)

Para la geometría de la placa los factores tienen los valores mostrados en la tabla:

Tabla 23. Variables para el cálculo del factor de forma S

Variable	Valor	Unidad
L	1.2	m
W	76.2	mm
d_h	10.92	mm
Z	12	mm

Se calcula el factor S (ecuación 11) con estos valores:

$$S = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1.2}{\ln\left(\frac{2 \cdot 76.2}{\pi \cdot 10.92} \cdot \sinh\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot 12}{76.2}\right)\right)}$$

$$S = 5.61 \text{ m}$$

Por lo tanto, la resistencia a la conducción vendrá dada por la ecuación 12:

$$R_{cond} = \frac{1}{k \cdot N_{tub} \cdot S} \text{ (Ec. 12)}$$

$$R_{cond} = \frac{1}{150 \times 14 \times 5.61}$$

$$R_{cond} = 8.48 \times 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

2.2.10. Verificación de los parámetros asumidos

Para calcular el tiempo de congelación en el punto 2.2.4., se asumieron dos valores:

- Temperatura del medio de congelación (T_m), se asumió $-34.6\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Coeficiente global de transferencia en la placa (U), se asumió $662\text{ W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$

La carga térmica se repartirá en partes iguales en cada placa, por lo que el calor transferido por placa se puede calcular con la ecuación 13:

$$\dot{Q}_P = \frac{\dot{Q}_T}{N_{placas}} \quad (\text{Ec. 13})$$

$$\dot{Q}_P = 2200\text{ W}$$

Para calcular la diferencia de temperaturas en la placa se utilizarán las resistencias térmicas calculadas previamente:

$$\Delta T_{placa} = \dot{Q}_P \times (R_{conv} + R_{cond}) \quad (\text{Ec. 14})$$

Despejando la expresión, para poder obtener la temperatura del medio de congelación:

$$T_m = T_{ev} + \dot{Q}_P \times (R_{conv} + R_{cond}) \quad (\text{Ec. 15})$$

$$T_m = -38 + 2200 \times (1.44 \times 10^{-3} + 8.48 \times 10^{-5})$$

$$T_m = -34.6\text{ }^{\circ}\text{C}$$

A continuación, se calculará el coeficiente global de transferencia en la placa; este se podrá obtener mediante la ecuación #, donde el área de transferencia, A_{trans} , se considera al área formada por los bloques de pescado:

$$\dot{Q}_P = U \cdot A_{trans} \cdot \Delta T_{placa} \quad (\text{Ec. 16})$$

$$U = \frac{\dot{Q}_P}{A_{trans} \cdot \Delta T_{placa}} \quad (\text{Ec. 17})$$

$$U = \frac{2200}{(1.02 \times 0.97) \times (-34.6 + 38)}$$

$$U = 662 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Se aprecia que para ambos casos, los valores asumidos son los mismos que los calculados, en conclusión la iteración y la geometría seleccionada es la adecuada para garantizar el flujo de calor requerido.

2.2.11. Cálculo de la caída de presión en el evaporador

El cálculo de la caída de presión debe tener en cuenta los tres factores que afectan directamente a la pérdida de presión durante el cambio de fase, estos son: pérdidas de presión estáticas, aceleracionales y las ocasionadas por la fricción (Souza y Chato, 1992):

$$\Delta p_{total} = \Delta p_{est} + \Delta p_{acel} + \Delta p_{fricc} \text{ (Ec. 18)}$$

En el caso de estudio, al ser el arreglo de las placas horizontal, la caída de presión estática es cero.

El cálculo de la caída de presión aceleracional y friccional fueron realizados en el Anexo 9, según las expresiones de Souza y Chato (1992).

Se consideró una longitud equivalente por cada serpentín de 12.1 m, de acuerdo a las especificaciones de Lennox Industries (Lennox Industries, 2006).

De este modo, se obtuvieron los valores mostrados en la Tabla 24:

Tabla 24. Caída de presión en el evaporador

Dato	Símbolo	Valor	Unidad
Caída de presión friccional	Δp_{fricc}	609	Pa
Caída de presión aceleracional	Δp_{acel}	6842	Pa
Caída de presión total	Δp_{total}	7.45	kPa

2.2.12. Diseño del separador de fases

El detalle del cálculo del separador de fases se puede ver en el Anexo 10. Se consideró que este equipo separará gas de líquido de una mezcla entrante de vapor húmedo con una calidad del 40%. Se optó por seleccionar una tubería de 10" Sch 20 como material principal para su fabricación, obteniendo que la máxima presión de trabajo podrá ser de 2.39 MPa.

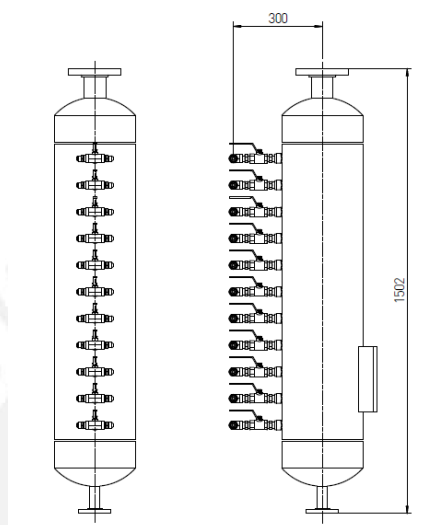


Figura 25. Dimensiones generales del separador de fases

2.2.13. Selección del compresor

Como ya se ha definido, se utilizará un compresor de tornillos para este diseño. Se optó por utilizar información de la marca BITZER debido a su alta difusión en el medio local.

Para la selección del compresor se utilizó el program **BITZER Software v6.4.4** (Bitzer, 2014), utilizando los siguientes datos obtenidos del cálculo del ciclo termodinámico:

Tabla 25. Datos para la selección del compresor

Dato	Valor
Refrigerante	R-404a
Carga térmica	24.2 kW
Temperatura de evaporación	-38 °C
Temperatura de condensación	15 °C
Subenfriamiento en el condensador	1 °C
Temperatura de succión del compresor	-30 °C

Ingresando estos datos, se obtuvo el siguiente resultado:

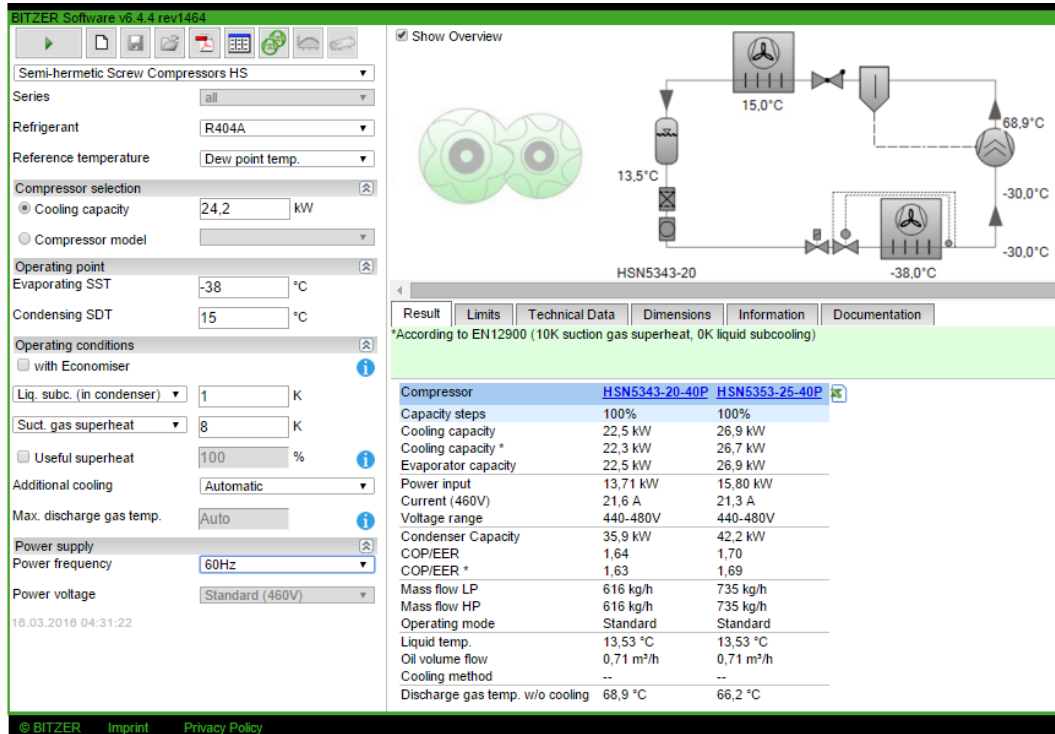


Figura 26. Resultados del software Bitzer para la selección del compresor

El software proporcionó dos alternativas, de estas la que mejor trabajaría al tener una carga térmica al 100% por encima de la requerida es el compresor **HSN5353-25-40P**.

Los datos entregados por el software aplican en una operación del compresor trabajando al 100% de su capacidad, por ello, se considerará la instalación de un variador de velocidad para regular su capacidad a la demanda térmica requerida por el congelador.

Se observa que el software calcula una temperatura de descarga de gas a 66.2 °C que es aproximada a la considerada en el cálculo del ciclo termodinámico.

A continuación, se seleccionarán los elementos accesorios requeridos para una correcta performance del compresor.

2.2.14. Selección de componentes accesorios para el compresor

Como se ha detallado anteriormente, se ha seleccionado un compresor de tornillos para el presente ciclo termodinámico. Durante el funcionamiento de este tipo de compresores, los tornillos siempre deberán estar inundados de aceite para asegurar su adecuada lubricación.

No obstante, no se deberá permitir el paso de este hacia los demás componentes del ciclo debido a que esto puede generar inicialmente altas caídas de presión en el evaporador y condensador, o finalmente su completa obstrucción.

Dadas estas circunstancias, se necesita un elemento separador de aceite. Este deberá estar instalado en la línea de descarga del compresor. Asimismo, se deberá considerar que el aceite que sale del compresor y será posteriormente separado del fluido refrigerante está a la misma temperatura que este (66.2 °C). De acuerdo a las recomendaciones del fabricante Bitzer (Bitzer, 2010), la temperatura máxima de entrada de aceite al compresor debe ser de 100 °C, por lo que para este caso no será necesario considerar un enfriador de aceite.

Para la selección del separador de aceite se tendrá en cuenta los datos especificados en el catálogo “Oil Separators” de Bitzer (Bitzer, 2010) y es requerido conocer el máximo caudal de aspiración del compresor, para el caso este es igual a $3.23 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$ (116.3 m³/h). De acuerdo a la Figura 27 se seleccionó el separador tipo OA-1954 que admite caudales hasta de 300 m³/h para aplicaciones de congelación:

maximaler Saugvolumenstrom (theoretisches Fördervolumen) maximum suction volume flow (theoretical displacement) Flux maximal de volume aspiré (volume balayé théorique)									
	Klimabereich High temperature range Domaine de climatisation		Normalkühl-Bereich Medium temperature range Domaine à moyenne temp.		Tiefkühl-Bereich Low temperature range Domaine de congélation	Anzahl Verdichter No. of compressors Nbre de compresseurs			
	m ³ /h		m ³ /h		m ³ /h				
	R134a R22	R404A R507A	R134a R22	R404A R507A		HS 53	HS 74	HS 85	
OA1954	250	220	300	300	300	max.	2	1	
OA4188	580	440	660	620	660	max.	5	2	1
OA9111	1160	840	1320	1180	1320	max.	5	3	
OA14111	1320	1180	1320	1320	1320	max.	6	4	
OA25112	2050	1900	2300	2100	2500	max.	6	6	

Figura 27. Especificaciones técnicas de los separadores de aceite Bitzer.

2.2.15. Cálculo y selección del condensador

La selección del condensador se realizó teniendo en cuenta los estados (3) y (4) del ciclo termodinámico.

Tabla 26. Propiedades termodinámicas de los estados 3 y 4

Estado	Flujo	Presión	Temperatura	Entalpía	Entropía
	(kg/s)	kPa (abs)	°C	kJ/kg	kJ/kg °C
3	0.200	955.6	66	425.8	1.7704
4	0.200	955.6	14	220.6	1.0723

Para el cálculo del requerimiento térmico, se dividirá el calor en tres etapas:

- Cambio sensible del vapor sobrecalentado hasta vapor saturado.
- Cambio latente del vapor saturado a líquido saturado.
- Cambio sensible de líquido saturado a líquido comprimido

En el cambio sensible, el calor puede ser calculado con la siguiente ecuación 19:

$$\dot{Q}_{1c} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_3 - h_g) \quad (\text{Ec. 19})$$

donde h_g es la entalpía de vapor saturado del refrigerante a la temperatura de condensación (15 °C) (ver Tabla 20), por lo tanto:

$$\dot{Q}_{1c} = 0.194 \cdot (425.8 - 376.0)$$

$$\dot{Q}_{1c} = 9.7 \text{ kW}$$

En el cambio latente, el calor puede ser calculado con la ecuación 20:

$$\dot{Q}_{2c} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_g - h_f) \quad (\text{Ec. 20})$$

donde h_f es la entalpía de líquido saturado a la temperatura de condensación (15 °C).

$$\dot{Q}_{2c} = 0.194 \cdot (376.0 - 222.1)$$

$$\dot{Q}_{2c} = 29.9 \text{ kW}$$

Finalmente, el cambio de líquido saturado a líquido comprimido será calculado mediante la ecuación 21:

$$\dot{Q}_{3c} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_f - h_4) \quad (\text{Ec. 21})$$

$$\dot{Q}_{3c} = 0.194 \cdot (222.1 - 220.6)$$

$$\dot{Q}_{2c} = 0.3 \text{ kW}$$

Al sumar los calores, se obtiene el requerimiento térmico del condensador, \dot{Q}_c :

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_{1c} + \dot{Q}_{2c} + \dot{Q}_{3c} \quad (\text{Ec. 22})$$

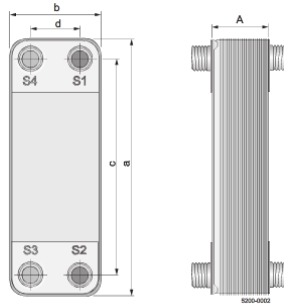
$$\dot{Q}_c = 39.8 \text{ kW}$$

Con el valor del requerimiento térmico y mediante la metodología DMLT (Diferencia media logarítmica de temperaturas), se seleccionará un intercambiador compacto de la marca Alfa Laval para que cumpla la función de condensador en el sistema. Como se definió anteriormente, el medio de refrigeración secundario del condensador será agua fría a 5°C.

A continuación, se verificará si el modelo AlfaNova 76 es capaz de cubrir el requerimiento de condensación del sistema. Para ello se consideraron los siguientes datos de la geometría de este modelo.

Tabla 27. Datos geométricos del intercambiador AlfaNova 76 (Alfa Laval, 2014)

Modelo del intercambiador		AlfaNova 76	
Dato	Símbolo	Valor	Unidad
Ancho de la placa	B	92	mm
Espacio entre placas	Δ	2.35	mm
Espesor de una placa	t_{pl}	0.5	mm
Área de una placa	A_{PL}	0.118	m ²



Fusion bonded plate heat exchanger (FHE) data and dimensions

	AlfaNova 14	AlfaNova 27	AlfaNova 52	AlfaNova 76	AlfaNova 400
Channel type	H	H, L	H, L	H, A, E	H, L
Max./min. design temperature [°C]	175/160	175/160	175/160	175/160	175/160
Max. design pressure S3-S4/S1-S2 [PSI] ¹⁾	21/21	27/22	27/22	27/22	17/17
Volume/channel [litres]	0.02	0.05	0.095	0.25/25	0.74
Max. flowrate [m ³ /h] ²⁾	4.5	7.5	14.5	34	170
Height a [mm]	207	310	526	618	990
Width b [mm]	77	111	111	191	390
Vertical connection distance, c [mm]	172	250	446	519	825
Horizontal connection distance, d [mm]	42	50	50	92	225
Plate pack length, A [mm]	(n x 2.35) + 8	(n x 2.4) + 11	(n x 2.85) + 11	(n x 2.85) + 11 ³⁾	(n x 2.65) + 14
Weight empty [kg]	(n x 0.046) + 0.74	(n x 0.13) + 1.5	(n x 0.23) + 2.2	(n x 0.47) + 11 ⁴⁾	(n x 1.5) + 44 ⁵⁾
Standard connection, external thread [inch]	2"/3"	1 1/4"/1"	1 1/4"/1"	2"	4"
Plate material	Stainless steel				
Connection material	Stainless steel				
Bounding material	Stainless steel				
Max. number of plates	50	100	150	150	270
Radiator heating, capacity [kW] ²⁾	90	400	500	1200	3300
Tap water heating, capacity [kW] ²⁾	60	180	380	700	2700

Figura 28. Datos técnicos de intercambiadores compactos marca Alfa Laval (Alfa Laval, 2014)

Con los datos geométricos, se calcularon el área de flujo y el diámetro equivalente de la misma, que son de interés para el dimensionamiento térmico:

El área de flujo se calculó con la ecuación 23:

$$S_f = b \cdot \Delta \quad (\text{Ec. 23})$$

El diámetro equivalente se calculó con la ecuación 24:

$$D_e = \frac{2 \cdot b \cdot \Delta}{b + \Delta} \quad (\text{Ec. 24})$$

Los resultados se muestran en la Tabla 28:

Tabla 28. Datos geométricos de interés para el cálculo térmico

Dato	Símbolo	Valor	Unidad
Área de flujo	S _f	2.16 x 10 ⁻⁴	m ²
Diámetro equivalente	D _e	4.58	mm

En el Anexo 11, se detalla el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor del lado refrigerante y lado agua, la temperatura de salida del agua fría y la cantidad de placas requeridas para el modelo de intercambiador seleccionado.

Se obtuvo los siguientes resultados respecto a flujos y niveles de temperatura para el lado agua:

Tabla 29. Datos termodinámicos del agua fría

Dato	Símbolo	Valor	Unidad
Flujo másico de agua	\dot{m}_A	3.778	kg/s
		13600	kg/h
Temperatura de entrada	T_{1A}	5.00	°C
Temperatura de salida	T_{2A}	7.62	°C
Temperatura de masa	T_m	6.31	°C

Con los datos de temperatura, se obtuvo el siguiente DMLT, considerando predominante la transferencia de calor latente:

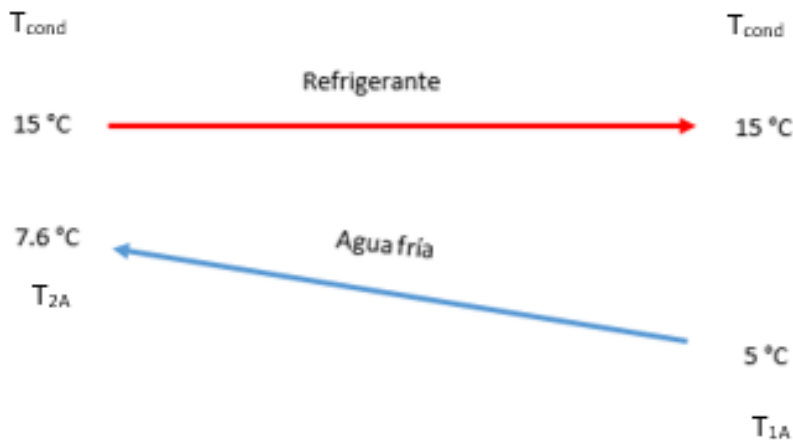


Figura 29. Esquematación de la entrada y salida de fluidos en el intercambiador

Entonces el DMLT se puede calcular con la ecuación 25:

$$DMLT = \frac{T_{2A} - T_{1A}}{\ln\left(\frac{T_{cond} - T_{2A}}{T_{cond} - T_{1A}}\right)} \quad (\text{Ec. 25})$$

$$DMLT = 8.6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Para el cálculo de los coeficientes de transferencia, se asumió un coeficiente global de transferencia de 0.909 kW/m²°C.

El coeficiente convectivo del refrigerante y del agua fueron calculados según las expresiones de Longo (2009).

Para el cálculo del coeficiente global, se consideraron los factores de ensuciamiento durante la operación del intercambiador de calor de acuerdo a lo recomendado en las separatas del curso de Transferencia de calor (Barrantes, 2010).

El coeficiente global fue obtenido de acuerdo a la siguiente ecuación (Barrantes, 2010):

$$U_{cond} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{AGUA}} + \frac{1}{\alpha_{REF}} + \frac{t}{k_{INOX}} + R_{AGUA} + R_{REF}} \quad (\text{Ec. 26})$$

En la Tabla 30, se resume los valores de los parámetros obtenidos:

Tabla 30. Parámetros de la transferencia de calor en el condensador

Dato	Símbolo	Valor	Unidad
Número de placas requeridas	N _{PL}	45	-
Coefficiente del agua	α _{AGUA}	13.16	kW/m ² °C
Coefficiente del refrigerante	α _{REF}	2.54	kW/m ² °C
Espesor de la placa	T	5x10 ⁻⁴	m
Conductividad de la placa	k _{INOX}	0.016	kW/m°°C
Factor de ensuciamiento del agua	R _{AGUA}	0.2	m ² °C/kW
Factor de ensuciamiento del refrigerante	R _{REF}	0.4	m ² °C/kW
Coefficiente global calculado	U _{cond}	0.909	kW/m ² °C

Por lo tanto, se comprueba que el coeficiente asumido es igual al coeficiente calculado, por lo tanto el intercambiador que cumplirá con las funciones del condensador será un **AlfaNova 76** con **45** placas.

2.2.16. Selección de la válvula de expansión

Se definió trabajar con una válvula de expansión manual tipo aguja debido a que la carga térmica del congelador deberá ser constante. Se optó por una válvula Danfoss de modelo REG debido a su alta difusión en los equipos de frío de cargas bajas en nuestra industria. Su selección se hizo de acuerdo al procedimiento especificado en su catálogo (Danfoss, 2003).

Para seleccionar este tipo de válvulas se deberá calcular la constante de flujo (k_v), este será obtenido mediante la ecuación 27 propuesta por Danfoss (2003):

$$k_v = \frac{\overset{o}{m}_{ref}}{\sqrt{\rho_4 \cdot (p_4 - p_5) \cdot 1000}} \quad (\text{Ec. 27})$$

La densidad en el estado 4, será asumida como la densidad del líquido saturado a 14 °C.

El flujo másico será expresado en kg/h y las presiones serán expresadas en bares. Por lo tanto se tiene que:

$$k_v = \frac{699.5}{\sqrt{1097.5 \cdot (9.56 - 1.49) \cdot 1000}}$$

$$k_v = 0.235 \text{ m}^3/\text{h}$$

Una vez calculada la constante de flujo, k_v , se deberá ir al gráfico de constante de flujo vs. apertura de válvula, y con este determinar la cantidad de vueltas que deberá tener la válvula a fin de poder obtener la reducción de presión requerida.

Como se puede apreciar en la Figura 31, para la constante calculada existen dos escenarios de trabajo para la válvula:

- Válvula pequeña con cono N° 3 con apertura de válvula al 31%.

- Válvula pequeña con cono N° 2 con apertura de válvula al 63%.

Se prefiere la opción con apertura al 63% con cono N° 2, debido a que el fabricante recomienda estar en un rango entre el 50 al 85% de apertura para una adecuada regulación (Danfoss, 2003)

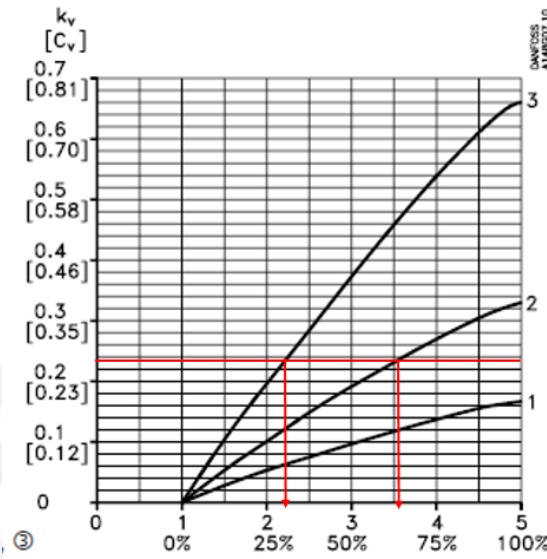


Figura 30. Selección del cono y apertura de la válvula reguladora (Danfoss, 2003).

2.2.17. Dimensionamiento de las tuberías

El dimensionamiento de las tuberías se realizará mediante el cálculo de la velocidad del fluido dentro de la misma, teniendo en consideración la velocidad en línea recomendada por ASHRAE (2006), basado en minimizar la caída de presión:

- Para líquidos se considerará una velocidad de 0.5 m/s.
- Para vapores se considerará velocidades en el rango de 10 a 15 m/s.

Del cálculo del ciclo termodinámico, se tiene el flujo másico en cada estado del refrigerante, su volumen específico será calculado según la tabla de estados termodinámicos de DuPont (2005).

Los estados 1, 5 y 8 no serán considerados en este cálculo debido a que no son transportados mediante tuberías, sino mangueras con flujos bifurcados. Su dimensionamiento fue realizado en el cálculo de transferencia de calor en las placas.

De acuerdo a lo considerado, se puede calcular el flujo volumétrico en cada estado (ver en Tabla 31):

Tabla 31. Flujo volumétrico en cada estado del ciclo

Estado	Descripción del tramo	Estado termodinámico	Flujo másico	Vol. Específico	Flujo volumétrico
			kg/s	m ³ /kg	m ³ /s
2'	Succión del compresor	V. Sc.	0.194	0.1665	3.23 x 10 ⁻²
3	Descarga del compresor	V. Sc.	0.194	0.0271	5.26 x 10 ⁻³
4	Salida del condensador	L.C.	0.194	9.112 x 10 ⁻⁴	1.77 x 10 ⁻⁴
6	Succión de bomba	L.S.	0.184	7.831 x 10 ⁻⁴	1.52 x 10 ⁻⁴
7	Descarga de bomba	L.C.	0.184	7.831 x 10 ⁻⁴	1.52 x 10 ⁻⁴
9	Succión de compresor	V.S.	0.071	0.1317	9.35 x 10 ⁻³
10	Succión de compresor	V.S.	0.123	0.1317	1.62 x 10 ⁻²

Una vez calculado el flujo volumétrico, se puede obtener el diámetro requerido para las velocidades consideradas de acuerdo a la ecuación 28:

$$\phi_{req} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_i}{\pi \cdot v_{req}}} \quad (\text{Ec. 28})$$

Cuando el diámetro requerido es calculado, este se puede aproximar a un diámetro comercial y así calcular la velocidad real en la línea. Los diámetros comerciales considerados son los de la norma ASME B36.10. (ASME 2004)

La velocidad real será calculada con la ecuación 29:

$$v_{real} = \frac{4 \cdot Q_i}{\pi \cdot \phi_{real}^2} \quad (\text{Ec. 29})$$

De acuerdo a lo considerado, se obtuvieron los siguiente resultados (ver Tabla 32).

Tabla 32. Selección de diámetros comerciales basado en velocidades recomendadas

Estado	Caudal	Velocidad recomendada	Diámetro requerido	Tubería comercial	Diámetro real	Velocidad real
	m ³ /s	m/s	mm		mm	m/s
2'	3.23×10^{-2}	10	64.1	2 1/2" Sch 40	62.7	10.5
3	5.26×10^{-3}	10	25.9	1" Sch 40	26.0	9.9
4	1.77×10^{-4}	0.5	21.2	1" Sch 40	26.6	0.3
6	1.52×10^{-4}	0.5	19.7	1" Sch 40	26.6	0.3
7	1.52×10^{-4}	0.5	19.7	1" Sch 40	26.6	0.3
9	9.35×10^{-3}	10	34.5	1 1/2" Sch 40	40.9	7.1
10	1.62×10^{-2}	10	45.4	1 1/2" Sch 40	40.9	12.3

2.2.18. Selección de la bomba de condensado

Para retornar el condensado generado en el separador de fases hacia el tanque acumulador, se optó por trabajar con una bomba centrífuga. Se decidió trabajar con una bomba hermética con varios impulsores de marca Lederle tipo CAM 1/3 debido a que su diseño está direccionado al bombeo de líquidos saturados en circuitos de refrigeración.

Se debe tener en cuenta que las curvas proporcionadas en el catálogo de Lederle son a velocidad 2800 RPM debido a que su procedencia es alemana y la frecuencia en la red eléctrica es de 50Hz (Lederle Hermetic 2012), no obstante, la red nacional está a 60 Hz, por lo que se tendrá que aplicar las leyes de afinidad de bombas, considerando que a esta frecuencia la bomba girará a 3500 RPM aproximadamente.

Se debe tener en cuenta que la presión de llegada al tanque acumulador deberá ser la presión de evaporación del sistema, por lo que se optó por colocar una válvula reductora de presión tipo REG en la línea de retorno de condensado.

El detalle de la selección de la bomba puede ser visto en el Anexo 12. Los datos considerados y los resultados obtenidos se muestran en la Tabla 33:

Tabla 33. Selección de la bomba de condensado

Dato	Símbolo	Valor	Unidad
Caudal de refrigerante	Q	1.52×10^{-4}	m ³ /s
Altura estática	H _{est}	1.92	m
Altura dinámica	H _{din}	0.07	m
NPSH requerido	NPSH _{req}	0.39	m
Nivel mínimo de succión	-	0.99	m
Potencia eléctrica requerida	-	0.49	kW

2.2.19. Dimensionamiento de los aislamientos térmicos

Para seleccionar el espesor del aislamiento de la estructura se tuvo en cuenta lo recomendado por Yamada (1989) para una cámara cerrada con una temperatura interna de -38°C (-38.9 °F) revestida con poliuretano.

Tabla 34. Espesores recomendados para cámaras (Yamada 1989).

Temperatura de almacenamiento (°F)	Corcho (pulg.)	Poliestireno (pulg.)	Poliuretano (pulg.)
50 a 60	3	2	2
40 a 50	4	3	2 ½
25 a 40	5	3 ½	3
15 a 25	6	4	3 ½
0 a 15	7	5	4
-15 a 0	8	5 ½	4 ½
-40 a -15	10	7	5 ½

Se considerará un aislamiento mínimo para la estructura del congelador, según lo recomendado, de 140 mm (5 ½"). Este espesor podría variar de acuerdo a lo encontrado en el mercado.

2.2.20. Sistema de desescarche

Con la finalidad de garantizar el adecuado funcionamiento del evaporador, es necesario considerar un sistema de desescarche con la finalidad de remover el posible hielo generado por las bajas temperaturas de operación en este. Para estos fines, se pensó en un sistema de desescarche aprovechando el gas caliente que descarga del compresor, este deberá estar limitado a una presión de 500 kPa como se verá en el diseño mecánico de las placas. Este consiste en un arreglo de tuberías y válvulas automáticas tipo solenoide con pilotaje desde un sistema PLC. El esquema de este arreglo se muestra en la Figura 32.

Como se puede apreciar, consta de un arreglo de 6 válvulas solenoides. El PLC deberá diferenciar dos modos de trabajo y en función a ello el estado de las válvulas cambiará, este se detalla en la Tabla 35:

Tabla 35. Estado de las válvulas en operación y desescarche

Válvula	Estado: Operación	Estado: Desescarche
Solenoide 1	Abierto	Cerrado
Solenoide 2	Cerrado	Abierto
Solenoide 3	Abierto	Cerrado
Solenoide 4	Abierto	Cerrado
Solenoide 5	Abierto	Cerrado
Solenoide 6	Abierto	Cerrado

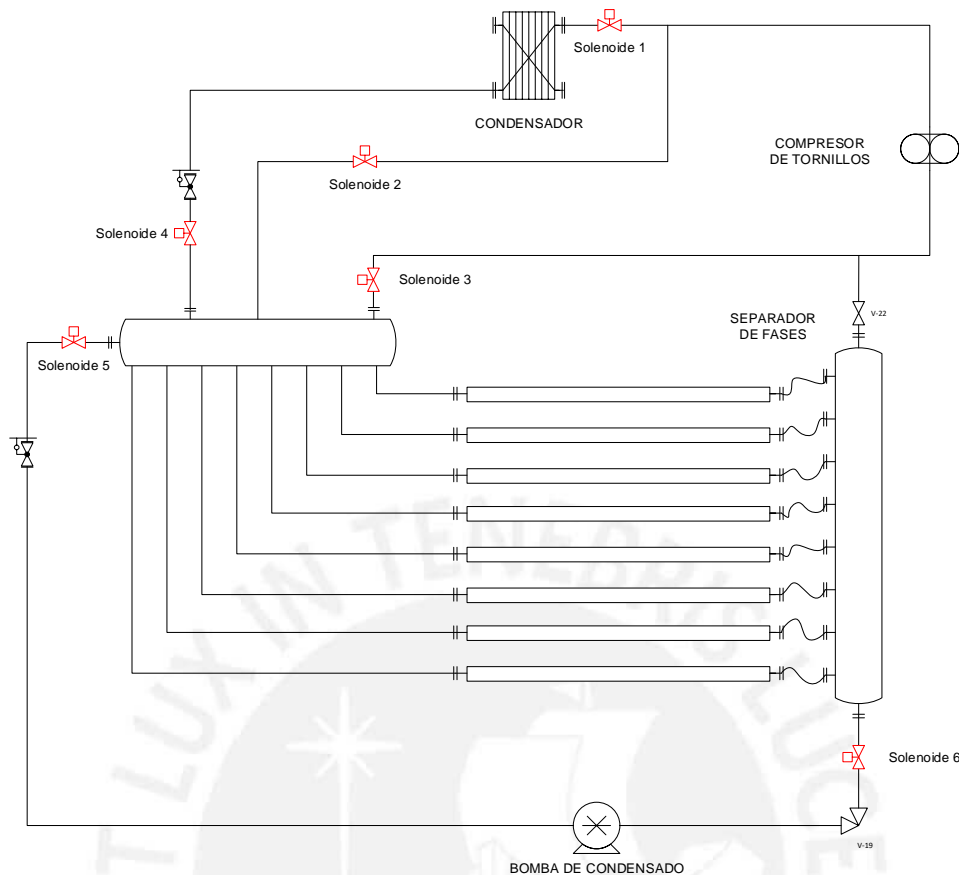


Figura 31. Arreglo de válvulas y tuberías para el desescarche por gas caliente

2.2.21. Lista de equipos para el dominio refrigeración

En este punto se busca enumerar los equipos principales seleccionados para el dominio refrigeración del presente proyecto. Para mayor detalle ver Anexo 13.

Tabla 36. Listado de equipos del dominio refrigeración

Item	Descripción del equipo	Marca	Modelo
1	Compresor de refrigerante	Bitzer	HSN5353-25-40P
2	Condensador de refrigerante	Alfa Laval	AlfaNova 76
3	Válvula de expansión	Danfoss	REG
4	Bomba de condensado	Lederle	CAM 1/3
5	Válvula reductora de presión	Danfoss	REG
6	Separador de aceite	Bitzer	OA 1954

2.3. Diseño del sistema mecánico

2.3.1. Secuencia de procesos para el diseño mecánico

El diseño mecánico del presente proyecto se centrará en definir el módulo de movimiento de la máquina y la estructura de la misma. Es decir, se dividirá en los siguientes frentes:

- Diseño del sistema hidráulico
- Diseño del sistema de apertura y cierre de placas
- Análisis de la estructura

2.3.2. Consideraciones para el diseño mecánico

Es necesario entender el proceso de alimentación y descarga de la máquina, para poder analizar las situaciones y requerimientos mecánicos a las cuales estará solicitada:

- Inicialmente se tendrá el conjunto de placas en posición muerta.
- Cuando la máquina inicie el proceso, las placas se abrirán mediante un pistón hidráulico y un mecanismo que una a todas las placas hasta una apertura de 100 mm entre placas.
- Con todas las placas abiertas, se alimentará manualmente de producto a la máquina.
- Una vez que se haya cargado completamente la máquina de producto, se cerrarán las placas garantizando una presión entre las placas y producto no menor a 10 kPa. En este paso se iniciará la congelación del producto.
- Al finalizar el proceso de congelación, las placas se abrirán para luego ser retiradas manualmente.
- Finalmente, cuando toda la máquina ya haya sido descargada de producto se desenergizará quedando las placas en posición muerta.

2.3.3. Cálculo de la carga máxima del sistema mecánico

Para el dimensionamiento del sistema hidráulico y estructura, es necesario calcular la carga mecánica que deberá soportar. Esto está referido al peso de las placas más el producto.

Se sabe que en cada estación albergará 8 bloques de pescado, esto equivale a 60 kg. En el Anexo 14, se obtuvo que cada placa de aluminio pesa 91.4 kg. Por lo tanto el peso total del conjunto se puede calcular según como se detalla en la Tabla 37:

Tabla 37. Peso total del sistema mecánico

Dato	Cantidad	Peso (kg)	Subtotal (kg)
Peso de placas	11	93.9	1032.9
Peso de producto por estación	10	60	600
Peso del conjunto (W)			1632.9

Para calcular la carga mecánica del sistema, se considerará un factor 1.1 adicional al peso total del sistema, con la finalidad de establecer un mayor margen de seguridad. La carga mecánica, F_{sist} , se expresará en Newtons (N):

$$F_{sist} = 1.1 \times 9.8 \times W \quad (\text{Ec. 30})$$

$$F_{sist} = 17602 \text{ N}$$

Por lo tanto, la carga mecánica de diseño y que servirá para poder dimensionar tanto los elementos hidráulicos, mecánicos y estructura será de 17602 N.

2.3.4. Diseño del sistema hidráulico

- Esquema del circuito hidráulico: con la finalidad de poder seleccionar los componentes que requiere el sistema hidráulico para levantar la carga de las placas, es necesario elaborar un esquema en el cual se muestren los accesorios requeridos para estos fines. Este se muestra en la Figura 32:

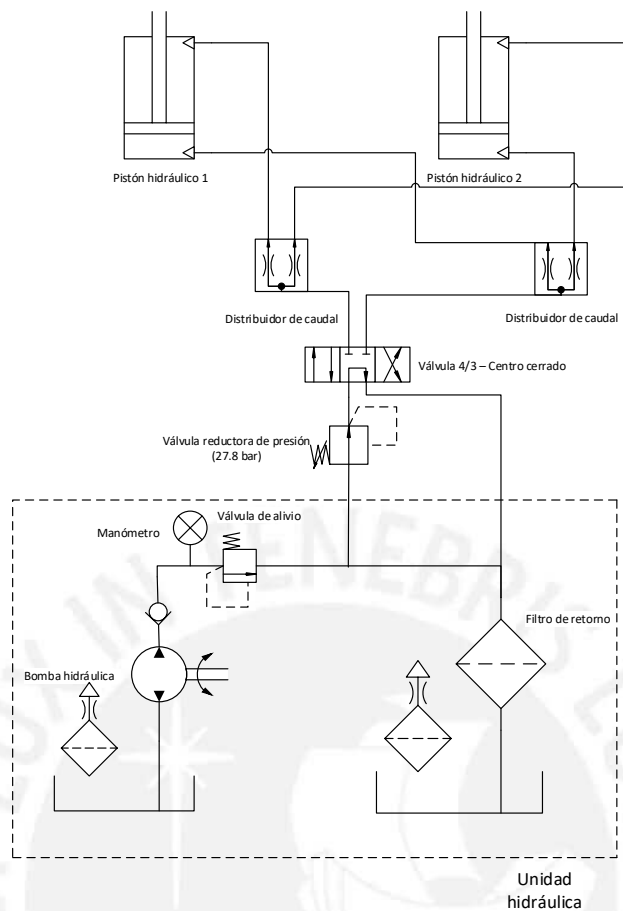


Figura 32. Esquema hidráulico de la máquina

- Selección de los pistones hidráulicos

En el concepto solución óptimo, se definió que el mecanismo para poder subir y bajar las placas debería ser mediante pistones hidráulicos. No obstante, existen varias posibilidades para el arreglo de estos en la máquina.

Para el presente diseño, se consideró un arreglo de dos pistones hidráulicos con las siguientes características:

- pistones con un vástago ubicados en la parte inferior del conjunto de placas. Los vástagos se moverán con la finalidad de abrir y cerrar las placas;
- ambos pistones están ubicados en uno de los ejes de centro de la placa con la finalidad de evitar desalineamientos;

- durante el descenso de las placas, el área de trabajo será el área del pistón menos el área del vástago, mientras que en el ascenso se utilizará toda el área del pistón.

La fuerza en cada pistón durante el ascenso se calculará de acuerdo a la ecuación 31:

$$F_p = \frac{F_{sist}}{2} \text{ (Ec. 31)}$$

Una vez obtenida la fuerza en cada pistón, se calculará la presión requerida para los diámetros comerciales de los pistones de acuerdo a catálogo de Bosch (Bosch Rexroth 2014), según la ecuación 32:

$$P_{req} = \frac{4 \cdot F_{sist}}{\pi \cdot \phi_{pist}^2} \text{ (Ec. 32)}$$

Los resultados se pueden apreciar en la Tabla 38:

Tabla 38. Presiones hidráulicas requeridas para diámetros comerciales

Fuerza del sistema (N)	17602
Fuerza en cada pistón (N)	8801
Diámetro pistón (mm)	Presión requerida (bar)
25	179.3
32	109.4
40	70.0
50	44.8
63	28.2
80	11.2
100	7.2
125	5.0
150	179.3

Las unidades hidráulicas más pequeñas de la marca Bosch trabajan en un rango de presión

de 10 a 70 bar (Bosch Rexroth 2014), por lo que se descartan automáticamente los diámetros pequeños que requirieran presiones fuera de este rango.

Seleccionar un diámetro de pistón muy grande originaría un costo elevado en inversión de material, mientras que seleccionar uno muy pequeño obligaría a trabajar a presiones elevadas originando un desgaste más rápido de los elementos. Es por ello que se decide trabajar con un diámetro de pistón de 63 mm para equilibrar los aspectos antes mencionados.

Para calcular el diámetro del vástago, se deberán tener en cuenta los siguientes aspectos:

- a la presión de trabajo requerida (28.2 bar), durante el descenso del vástago, deberá generarse una presión entre los bloques no menor a 10 kPa.
- verificar por resistencia a la compresión y pandeo el vástago con el diámetro elegido.

En la Tabla 39, se muestran los diámetros de vástago disponibles para un diámetro de pistón de 63 mm y también las áreas de trabajo durante el descenso:

Tabla 39. Áreas de trabajo durante el descenso para diferentes diámetros de vástago (Bosch Rexroth, 2014)

Diámetro vástago (mm)	Área de trabajo (cm ²)
25	26.3
28	25.0
36	21.0
45	15.3

Obtenidas las áreas de trabajo, se pueden multiplicar por la presión de trabajo y por la cantidad de pistones (2) y obtener la fuerza sobre los bloques. La fuerza sobre los bloques dividida entre el área de los mismos (1.02 x 0.97 m²) será igual a la presión entre los bloques. Los resultados se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 40. Presión entre bloques para diferentes diámetros de vástago

Diámetro vástago (mm)	Presión entre bloques (kPa)
25	15.0
28	14.3
36	12.0
45	8.7

Con la finalidad de cumplir con el requerimiento de presión entre bloques, se opta por trabajar con un vástago de diámetro 36 mm.

A continuación, se deberá verificar la resistencia del vástago del pistón. Este elemento trabajará tanto a compresión, durante la apertura de las placas, y a tracción durante el cierre de las mismas. En la Tabla 41 se muestran las fuerzas para cada situación:

Tabla 41. Fuerzas sobre vástago en cada situación.

Situación	Solicitud	Fuerza sobre vástago (N)
Apertura de placas	Compresión	8801
Cierre de placas	Tracción	5920

Como se puede apreciar, se generará un mayor esfuerzo durante la apertura de placas. Para esta verificación, se considerará que el material del vástago será un acero St-37 de acuerdo a norma DIN 17100. Este material tiene un esfuerzo admisible de 37 kg/mm² (362 MPa). El esfuerzo será calculado de acuerdo a la ecuación 33:

$$\sigma_{vast} = \frac{4 \cdot F_{vast}}{\pi \cdot \phi_{vast}^2} \text{ (Ec. 33)}$$

$$\sigma_{vast} = 8.6 \text{ MPa}$$

Por lo tanto se tiene el siguiente factor de seguridad:

$$FS = \frac{\sigma_{St37}}{\sigma_{vast}} \quad (\text{Ec. 34})$$

$$FS = 41.9$$

De acuerdo a lo calculado, se tiene un factor de seguridad a la compresión de 41.9.

Además de la verificación por compresión, se deberá verificar el vástago por pandeo. Se consideró un montaje del pistón tipo L, de acuerdo al catálogo de Bosch Rexroth.

Para calcular la longitud de pandeo, se tendrá en cuenta la Figura 33 (Bosch Rexroth, 2014):

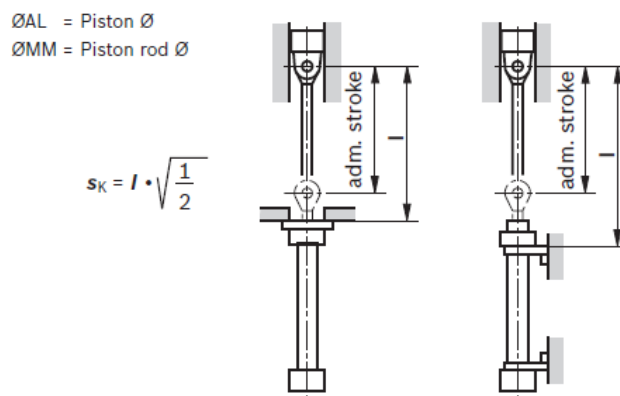


Figura 33. Longitud de pandeo (Bosch Rexroth, 2014).

La longitud entre el soporte y el final del vástago será calculado de acuerdo a la Figura 34:

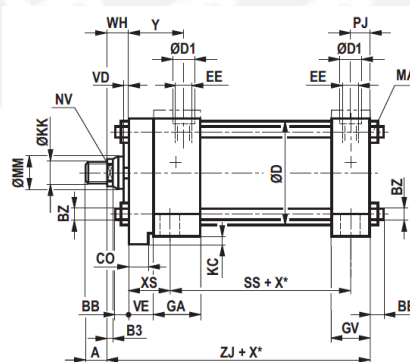


Figura 34. Dimensiones del pistón montaje tipo L (Bosch Rexroth, 2014).

Esta longitud será calculada sumando las siguientes dimensiones:

$$L_1 = A + WS + XH \text{ (Ec. 35)}$$

Para el pistón seleccionado estas dimensiones son las siguientes:

Tabla 42. Dimensiones del pistón montaje tipo L

Dimensión	Longitud (mm)
A	41
WH	32
XS	19
L₁	91

Adicional a la longitud calculada, se deberá sumar la carrera del pistón, esta puede ser calculada considerando lo siguiente:

- se tendrá una distancia mínima entre placas de 50.8 mm, esta será fijada por dos ángulos ubicados sobre cada placa;

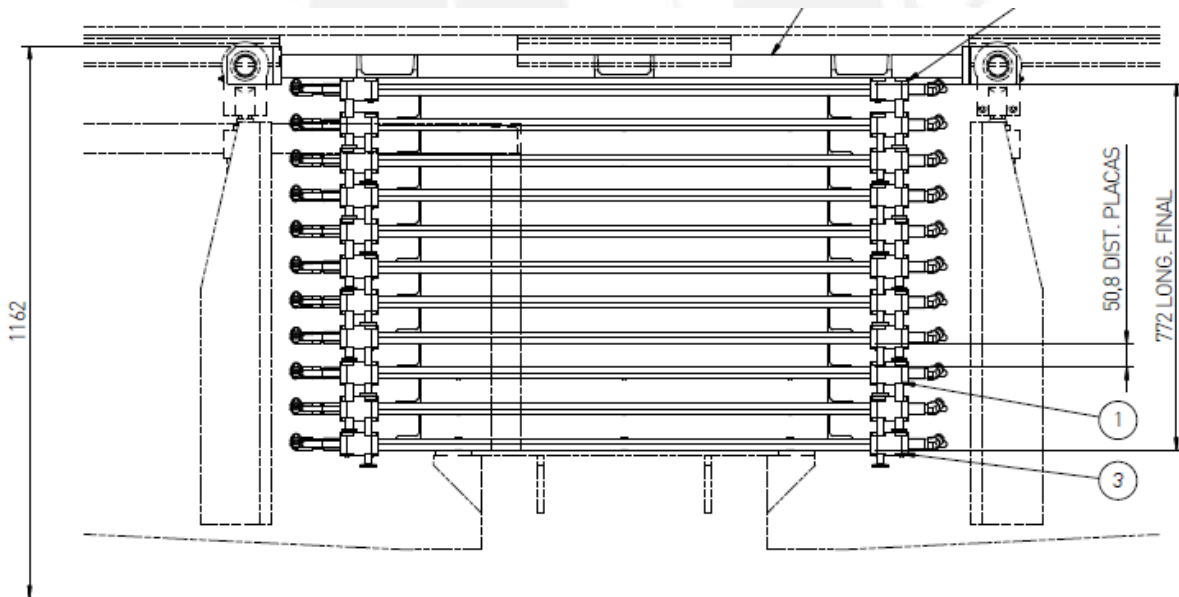


Figura 35. Conjunto de placas con distancia 50.8 mm.

- se tendrá una distancia máxima entre placas de 74.0 mm, esta distancia será mayor al espesor total del bloque de pescado (63.6 mm) pero lo suficiente para no generar interferencia entre las mismas placas. Como se muestra en la Figura 36.

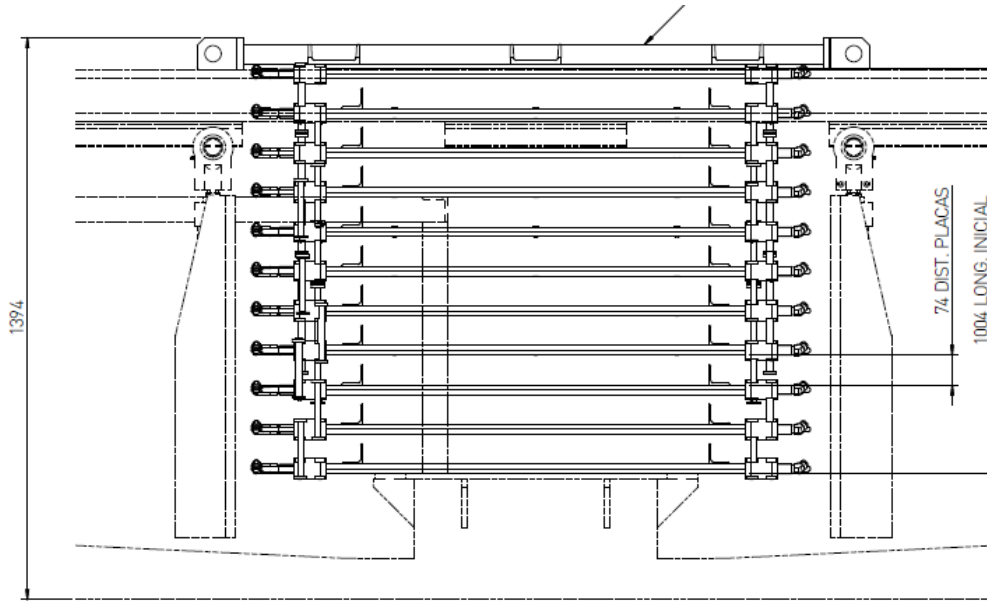


Figura 36. Conjunto de placas con distancia 74.0 mm.

Al tener 10 estaciones de placas la carrera necesaria será calculada de acuerdo a la siguiente expresión:

$$L_2 = 10 \times (74.0 - 50.8)$$

$$L_2 = 232 \text{ mm}$$

Por lo tanto, la longitud real será calculada sumando lo calculado previamente:

$$L = L_1 + L_2 \text{ (Ec. 36)}$$

$$L = 323 \text{ mm}$$

La longitud de pandeo será calculada de acuerdo a la ecuación 37, considerando un extremo fijo y el otro articulado:

$$S_k = \frac{L}{\sqrt{2}} \text{ (Ec. 37)}$$

$$S_k = 228.4 \text{ mm}$$

La verificación del pandeo se realizará de acuerdo a lo expuesto en el manual de Bosch Rexroth. En esta metodología se establecen dos zonas, de acuerdo a la esbeltez del

vástago, para el análisis. Inicialmente se deberá establecer la esbeltez que divide las zona mencionadas, esta será calculada de acuerdo a la ecuación 38 (Bosch Rexroth, 2014):

$$\lambda_g = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{0.8 \cdot \sigma_{Sr37}}} \quad (\text{Ec. 38})$$

$$\lambda_g = 84.5$$

La esbeltez del vástago será calculada de acuerdo a la ecuación 39 (Bosch Rexroth, 2014):

$$\lambda = \frac{4 \cdot S_K}{\phi_{vast}} \quad (\text{Ec. 39})$$

$$\lambda = 25.4$$

Al ser la esbeltez menor a la esbeltez límite, se calculará la máxima fuerza de acuerdo a la ecuación 40 (Bosch Rexroth, 2014):

$$F_{m\acute{a}x} = \frac{\phi_{vast}^2 \cdot \pi \cdot (335 - 0.62\lambda)}{4 \cdot FS} \quad (\text{Ec. 40})$$

En esta expresión, el diámetro del vástago se mantendrá en milímetros, la fuerza será obtenida en Newtons y se considerará un factor de seguridad de 8 (Bosch Rexroth, 2014). De acuerdo a esto, se obtuvo el siguiente valor:

$$F_{m\acute{a}x} = 40622 \text{ N}$$

Por lo tanto, la fuerza máxima (40622 N) es mayor a la fuerza real en el pistón (8653 N) y el vástago no fallará por pandeo.

- Selección de la unidad hidráulica y accesorios

Para poder seleccionar la unidad hidráulica se considerará la presión especificada durante la selección de los pistones (27.8 bar). Además, se deberá especificar el caudal requerido para esta, este será calculado de acuerdo a la ecuación 41:

$$Q_{UH} = N_{pist} \cdot A_{pist} \cdot v_{pist} \quad (\text{Ec. 41})$$

De esta expresión, se conoce el número de pistones utilizados en el sistema (2) y el área

transversal del pistón seleccionado de 63 mm (31.2 cm²). Para poder calcular la velocidad de los pistones, se utilizará la ecuación 42:

$$v_{pist} = \frac{L_2}{t_{pist}} \quad (\text{Ec. 42})$$

El tiempo de actuación del pistón se considerará de 5 segundos, con la finalidad de que este no impacte en la duración de batch del congelador, por lo que al tener una carrera de 232 mm, se obtiene la siguiente velocidad:

$$v_{pist} = 4.64 \text{ cm/s}$$

Finalmente, reemplazando y realizando las conversiones dimensionales correspondientes se tiene el siguiente caudal para la selección de la unidad hidráulica:

$$Q_{UH} = 17.4 \text{ L/min}$$

De acuerdo a los datos especificados y al catálogo de unidades de potencia hidráulica de Bosch (Bosch 2004), se seleccionó la unidad hidráulica **PP10/G2-011/3**, utilizando la Figura 37:

Model Code	Pump Model	Power* hp (kw)	Displacement in ³ /rev (cm ³ /rev)	Max. Flow GPM (L/min)	Max. Pressure PSI (bar)
PP10/G2-005/1	G2-005	1 (0.7)	0.34 (5.57)	2.5 (9.46)	580 (40)
PP10/G2-005/2	G2-005	2 (1.4)	0.34 (5.57)	2.5 (9.46)	1160 (80)
PP10/G2-005/3	G2-005	3 (2.2)	0.34 (5.57)	2.5 (9.46)	1740 (120)
PP10/G2-005/5	G2-005	5 (3.7)	0.34 (5.57)	2.5 (9.46)	2900 (200)
PP10/G2-008/2	G2-008	2 (1.4)	0.5 (8.20)	3.5 (13.25)	830 (55)
PP10/G2-008/3	G2-008	3 (2.2)	0.5 (8.20)	3.5 (13.25)	1240 (85)
PP10/G2-008/5	G2-008	5 (3.7)	0.5 (8.20)	3.5 (13.25)	2080 (140)
PP10/G2-008/7.5	G2-008	7.5 (5.5)	0.5 (8.20)	3.5 (13.25)	3000 (210)
PP10/G2-011/3	G2-011	3 (2.2)	0.68 (11.14)	5.0 (18.93)	870 (60)
PP10/G2-011/5	G2-011	5 (3.7)	0.68 (11.14)	5.0 (18.93)	1450 (100)
PP10/G2-011/7.5	G2-011	7.5 (5.5)	0.68 (11.14)	5.0 (18.93)	2180 (150)
PP10/G2-011/10	G2-011	10 (7.4)	0.68 (11.14)	5.0 (18.93)	2900 (200)

* Standard motors: 3 phase, 60 hertz, 230/460 volts, 1750 RPM, TEFC

Optional 3 phase motors: 1/2 and 3/4 horsepower.

Optional single phase, 60 hertz, 115/208/230 volts, 1750 RPM, TEFC motors: 1/2, 3/4, and 1 horsepower.

Figura 37. Datos para la selección de la unidad hidráulica

Como se puede apreciar en la Figura 37, los valores de presión y caudal están por encima

de lo especificado para la operación del congelador, por ello se deberá contar con los siguientes accesorios:

- válvula reductora de presión: para disminuir la presión de salida de la bomba a la requerida por los pistones;
- válvula 4/3 hidráulica: con la finalidad de bifurcar o repartir el flujo de fluido hidráulico con la finalidad de poder controlar la dirección del movimiento de los pistones;
- distribuidor de caudal: para poder entregar el mismo caudal (la mitad del calculado) a cada pistón y evitar desplazamientos relativos entre ambos.

La selección de estos accesorios se realizará de acuerdo a las especificaciones de los respectivos catálogos de sus fabricantes: Bosch Rexroth, Siemens, etc.

- Listado de equipos para el sistema hidráulico

En este punto, se busca enumerar los equipos y accesorios referidos al sistema hidráulico del proyecto:

Tabla 43. Listado de equipos para el sistema hidráulico

Item	Descripción del equipo	Marca	Modelo	Observaciones
1	Unidad hidráulica 3 HP x 18.6 L/min	Bosch Rexroth	PP10/G2-011/3	Incluye válvula de alivio
2	02 Pistones hidráulicos	Bosch Rexroth	CD-70	Diámetro de vástago: 36 mm Diámetro de cilindro: 63 mm Carrera: 232 mm
3	Válvula reductora de presión	Bosch Rexroth	DBE	Limitada a 28.2 bar
4	Electroválvulas 4/3 – centro cerrado	Bosch Rexroth	SEC 6	-
5	02 Distribuidor de caudal	Bosch Rexroth	DRFN-C	Tamaño 10

En el Anexo 15 se detallan las características y dimensiones de cada uno de los componentes seleccionados.

2.3.5. Diseño mecánico de las placas

En este acápite se busca dimensionar las uniones utilizadas en la estructura mecánica de las placas frigoríficas, estas se desglosan en:

- Uniones atornilladas entre las placas

Como se mencionó en el diseño térmico, las placas estarán formadas por dos planchas de 12 mm que estarán unidas muy íntimamente con los serpentines y así garantizar la transferencia de calor. Se decidió utilizar 18 tornillos M8 de acuerdo a norma DIN 7984.

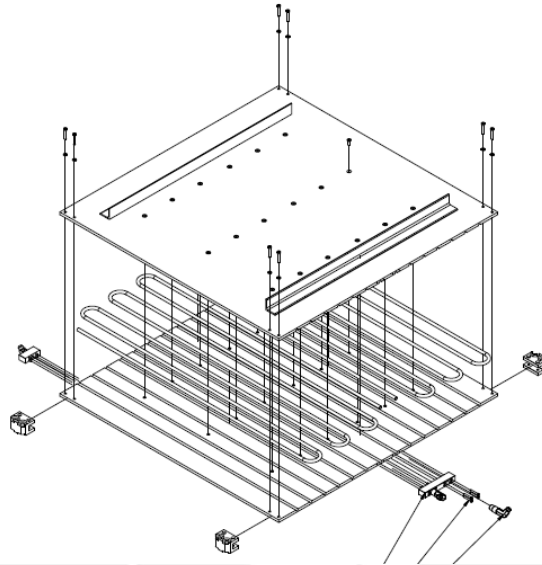


Figura 38. Vista explosionada de las placas y los serpentines.

En el Anexo 16, se verificó la resistencia de los tornillos y placas, concluyendo que es necesaria una fuerza de montaje entre 7.1 a 12.1 kN.

La situación de máximo esfuerzo será cuando ocurra el desescarche de la máquina, el cuál deberá estar limitado a una presión de 500 kPa.

- Pines de trabamiento entre las placas

Los pines de trabamiento entre las placas están referidos a los pasadores que comunican y regulan la apertura entre las placas. Estos constan de un eje con dos topes a ambos extremos, uno de estos está único al eje y el otro está atornillado al mismo con la finalidad de garantizar su montaje y desmontaje. Se pueden apreciar en la Figura 39:

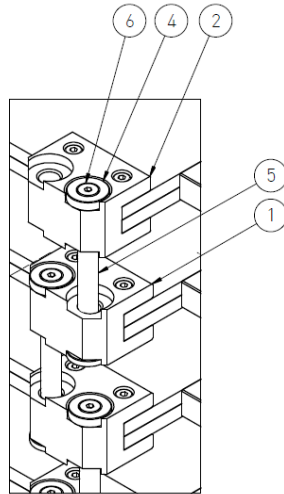


Figura 39. Pines de trabamiento entre placas (ver en plano CPT01-001 hoja 1 de 3)

Como se sabe la fuerza máxima sobre las placas se dará durante el inicio de su ascenso, esta será igual a 17602 N. Se considerará que esta fuerza se reparte equitativamente entre los cuatro pines ubicados en los extremos de la placa, por lo que la fuerza máxima sobre cada pin será de 4400.5 N.

Se calcularán las dimensiones mínimas que deberá tener el pin de material St-37 para soportar por resistencia esta carga.

Al estar el pin sometido a tracción se verificará la resistencia por esta sollicitación con un factor de seguridad de 2, de acuerdo a la ecuación 43:

$$\sigma_{pin} = \frac{4 \cdot F_{pin}}{\pi \cdot \phi_{pin}^2} \leq \frac{\sigma_{St-37}}{FS} \quad (\text{Ec. 43})$$

$$\phi_{pin} \geq 5.6 \text{ mm}$$

Se obtuvo que el diámetro del pin deberá ser por lo menos 5.6 mm, para este diseño se consideró un diámetro de 12 mm.

Del mismo modo, se consideró que la tapa del pin estará sometido a presión de aplastamiento por lo que se verificará la resistencia por esta sollicitación con un factor de seguridad de 2, de acuerdo a la ecuación 44:

$$P_{tapa} = \frac{4 \cdot F_{pin}}{\pi \cdot (\phi_{tapa}^2 - \phi_{pin}^2)} \leq \frac{\sigma_{St-37}}{FS} \quad (\text{Ec. 44})$$

$$\phi_{tapa} \geq 13.3 \text{ mm}$$

Se obtuvo que el diámetro de la tapa deberá ser por lo menos 13.3 mm, para este diseño se consideró un diámetro de 25 mm.

2.3.6. Diseño de la estructura

En esta sección, se mencionarán las consideraciones tomadas para el diseño de la estructura sobre las que estarán montados las placas y equipos seleccionados. Para mayor detalle se pueden revisar el plano “Despiece de Estructura”.

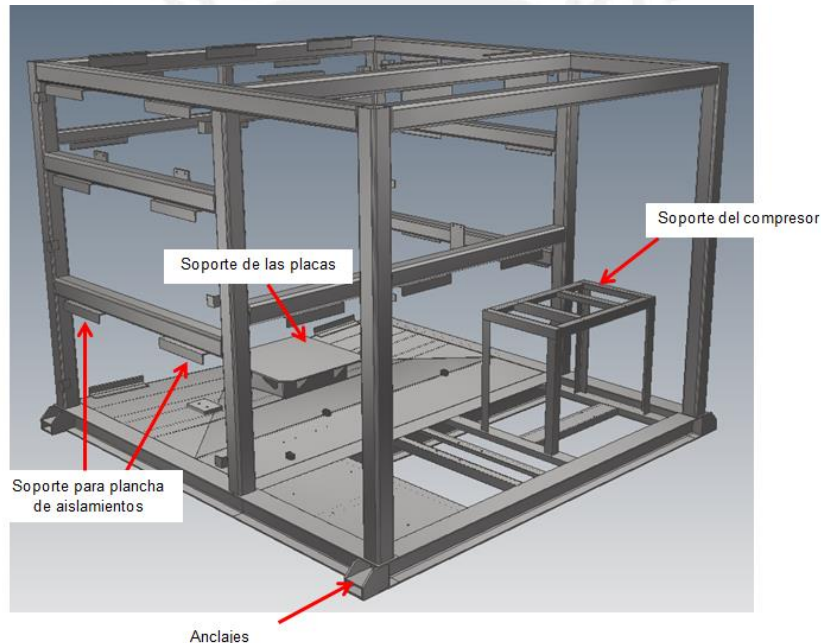


Figura 40. Diseño de la estructura

En la Figura 40, se puede apreciar que en el diseño de la estructura se han considerado espacios para las ubicaciones del compresor, aislamientos y un soporte para las placas.

Se analizará la superficie de soporte de las placas, considerando como una superficie fija (sin desplazamiento vertical pero con desplazamiento lateral) al soporte de las placas. Las cargas de 6 kN son aplicadas a cada soporte de los cilindros hidráulicos. Esto debido a que

la máxima solicitación se dará cuando los cilindros estén en compresión (5.92 kN), pues al estar en tracción todo el esfuerzo será repartido en la base de concreto.

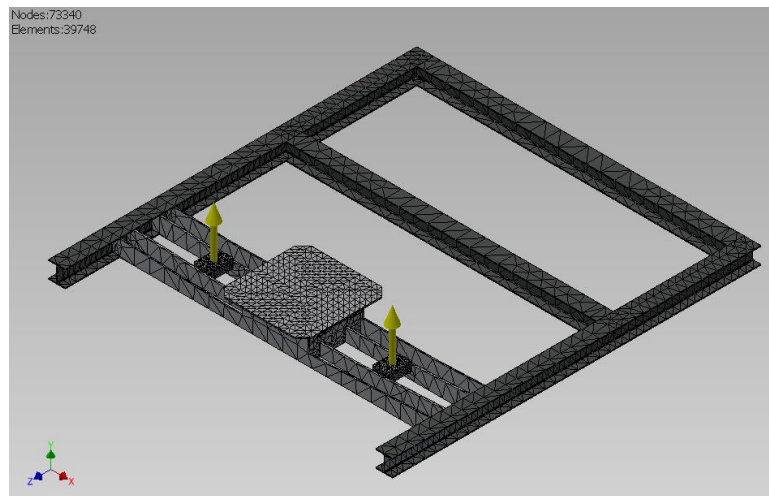


Figura 41. Vista de cargas de análisis del soporte de las placas

A continuación se muestran los resultados:

- Desplazamiento total: máximo 1.7 mm

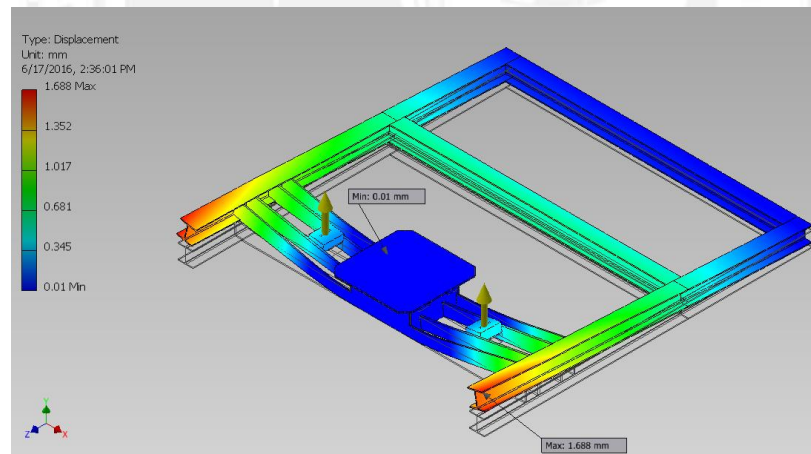


Figura 42. Desplazamientos de la base

- Factor de Seguridad según esfuerzo equivalente de Von Mises: se tiene un factor de 6.27 en la zona de soldadura de la platina de soporte la cual cuenta con el mayor esfuerzo de flexión originado por estar siendo considerado el soporte de placas como rígido.

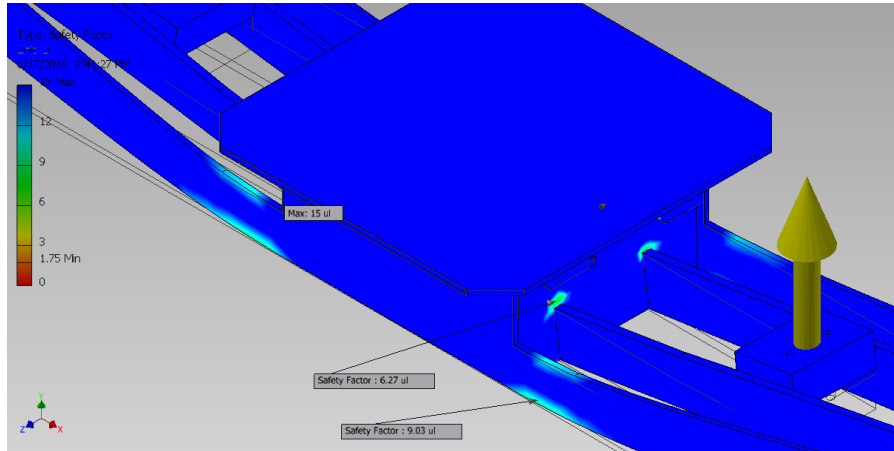


Figura 43. Factor de seguridad de la estructura base

Del análisis se concluye que la estructura soportará las solicitaciones mecánicas con un factor de seguridad de 6.27 y con deflexiones tolerables.

2.4. Diseño del sistema eléctrico e instrumentos

Una vez seleccionados y dimensionados los componentes de los sistemas térmicos y mecánicos, es necesario diseñar el sistema eléctrico que permitirá el accionamiento de los motores eléctricos que los componen. Asimismo, se deberá seleccionar los sensores, transmisores y controladores que gobernarán la lógica de estos sistemas.

2.4.1. Selección de los componentes del circuito de fuerza

Con la finalidad de diseñar el circuito de fuerza de la máquina es necesario identificar las cargas (motores) que este deberá alimentar. De acuerdo a la lista de exigencias del proyecto, se considerará una tensión trifásica de 440 VAC para la selección de componentes. La corriente consumida por cada motor se calculará de acuerdo a la ecuación 45:

$$I_L = \frac{P_{elec}}{\sqrt{3} \cdot U_L \cdot FP \cdot \eta} \quad (\text{Ec. 45})$$

Se considerará un factor de potencia igual a 0.8 y una eficiencia de motor de 85%. A continuación, se muestra la lista de motores de la máquina:

Tabla 44. Datos de los motores eléctricos del congelador

Item	Equipo a mover	Potencia (hp / kW)	Tipo de conexión	Corriente (A)
1	Compresor Bitzer	25 / 18.7	Estrella	36.1
2	Bomba Lederle	1.5 / 1.1	Estrella	2.1
3	Unidad de potencia hidráulica	3.0 / 2.2	Estrella	4.2
Total		22 kW	-	42.4

Se debe de tener en cuenta que el motor del compresor Bitzer deberá contar con un variador de velocidad con la finalidad de regular el caudal del refrigerante aspirado y por ende la carga térmica. Por otro lado, se observa que los otros dos motores son de baja potencia, por lo que se considerará un arranque directo para ambos. A continuación se muestra el esquema eléctrico del congelador:

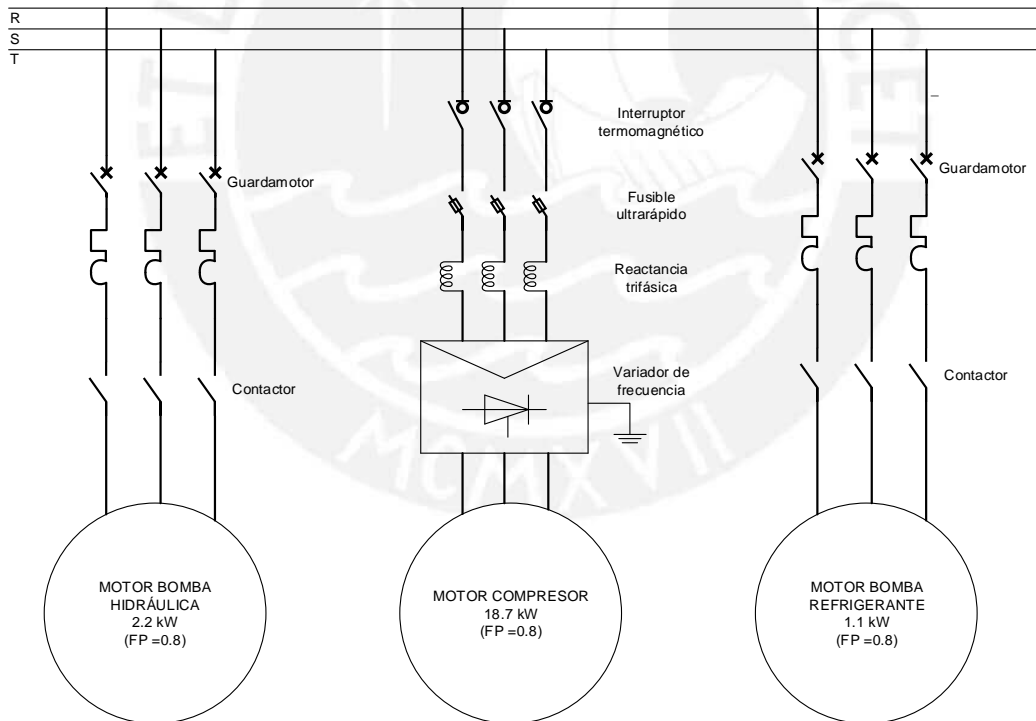


Figura 44. Diagrama trifilar de los motores del congelador

En el Anexo 17, se muestra el detalle de las especificaciones técnicas de los componentes seleccionados, a continuación se muestran en la siguiente lista:

Tabla 45. Componentes eléctricos del congelador

Item	Descripción del componente	Marca	Modelo
1	Guardamotor para bomba 2.2 kW - 440 VAC	Schneider	GV2P10
2	Contactador para bomba 2.2 kW - 440 VAC	Schneider	LC1K0610M7
3	Guardamotor para bomba 1.1 kW - 440 VAC	Schneider	GV2P08
4	Contactador para bomba 1.1 kW - 440 VAC	Schneider	LC1K0610M7
5	Interruptor termomagnético para compresor 18.7 kW - 440 VAC	Schneider	LV429632
6	Fusible ultrarápido para compresor 18.7 kW - 440 VAC	WEG	FNH00-50K-A
7	Reactancia trifásica para compresor 18.7 kW - 440 VAC	RTR	Para 15 kVAr
8	Variador de frecuencia para compresor 18.7 kW - 440 VAC	Schneider	ATV212HD18M3X
9	Tablero eléctrico autosoportado 500 x 500 x 300 mm	Rittal	-

2.4.2. Selección de sensores e instrumentos

Para el presente trabajo se considerará ubicar los siguientes sensores e instrumentos en diferentes partes del ciclo de refrigeración:

- Sensor de presión: se ubicará un presostato tanto a la entrada como a la salida del compresor con la finalidad de que el operario de la máquina pueda visualizar las presiones de trabajo del sistema. En caso se detecte alguna desviación respecto a la presiones de diseño, se deberá bloquear la máquina. Adicionalmente, se deberá agregar el modo desescarche, pues la presión de descarga del compresor en este caso deberá estar limitada a 500 kPa.
- Sensor de temperatura: se ubicará el sensor de temperatura a la salida del condensador, con la finalidad de monitorear el sub-enfriamiento del sistema (diseñado para 1 °C bajo la temperatura de condensación), este parámetro es crítico pues si no se llegase a cumplir la entalpía a la entrada del evaporador, el ciclo no funcionaría de acuerdo a las condiciones de diseño.
- Sensores de nivel: se ubicarán tanto en el separador de fases así como en el tanque acumulador. En el separador de fases para poder garantizar el nivel mínimo que requiere la bomba de condensado para no cavitarse. En el tanque acumulador con la finalidad de garantizar que el evaporador (placas) siempre trabaje inundado.

- Válvulas solenoides: son seis y estas se ubicarán en todo el sistema con la finalidad de garantizar el desvío del gas caliente cuando se requiera la operación de desescarche.
- PLC: estará ubicado en el tablero eléctrico y gobernará, mediante las señales entregadas por los sensores y el estado de los actuadores, los diferentes modos de operación o falla de la máquina. Se requerirá que disponga de por lo menos de 11 entradas / salidas discretas (2 sensores de presión, 1 de temperatura, 2 de nivel y 6 válvulas solenoides) y 1 entrada / salida analógica (variador de frecuencia para motor de compresor).

En el Anexo 18, se muestra el detalle de las especificaciones técnicas de los componentes seleccionados, a continuación se muestran en la siguiente lista:

Tabla 46. Sensores e instrumentos del congelador

Item	Descripción del componente	Marca	Modelo
1	Presostato con dos fuelles para succión y descarga de compresor	Danfoss	KP44
2	Termostato de fuelle para salida de condensador	Danfoss	KP75
3	Interruptor de nivel electromecánico para separador de fases y tanque de carga	Danfoss	AKS38
4	Válvulas solenoides diámetro 1" – Juntas: EPDM	Danfoss	EV210B
5	PLC con 16 E/S discretas y 2 E/S analógicas	Allen Bradley	MicroLogix 1100

2.5. Diseño final

Se presentan las siguientes figuras con la finalidad de ilustrar la disposición final de los elementos diseñados y seleccionados del presente proyecto:

- Vista externa del congelador: se aprecia que existen dos zonas claramente limitadas por el aislamiento térmico. Una es la zona “fría” que será el lugar de trabajo de las placas y los elementos de baja temperatura, la otra es una zona “caliente” en la que trabajarán los demás equipos del ciclo de refrigeración, tablero eléctrico y circuito hidráulico.

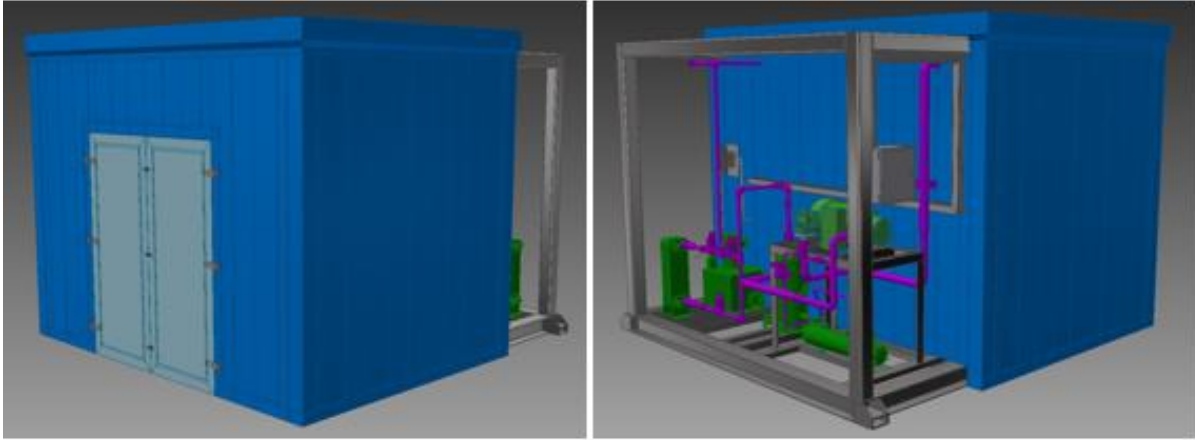


Figura 45. Vista externa del congelador

- Vista interna de la zona “fría”: se aprecia la vista interna de la zona “fría”, en la que se mencionó que trabajarían todo el sistema de baja temperatura: placas, separador de fases, tanque de carga, bomba. Adicionalmente, se aprecia que trabajarán los cilindros hidráulicos, por lo que el aceite para su trabajo deberá ser uno que soporte bajas temperaturas, como por ejemplo el aceite Shell Tellus S4 VX (hasta -60°C).

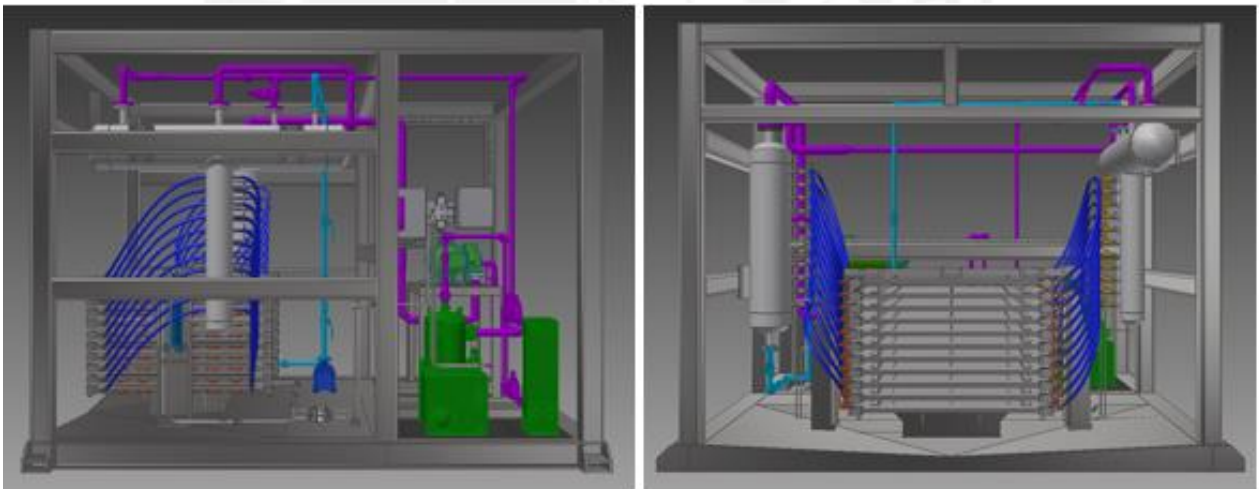


Figura 46. Vista interna de la zona “fría”

- Vista alimentación de bloques a máquina: se observa como el operador tendrá acceso a la máquina para poder alimentarla de los bloques de pescado, en la Figura 47 se muestran medidas con los pistones extendidos.

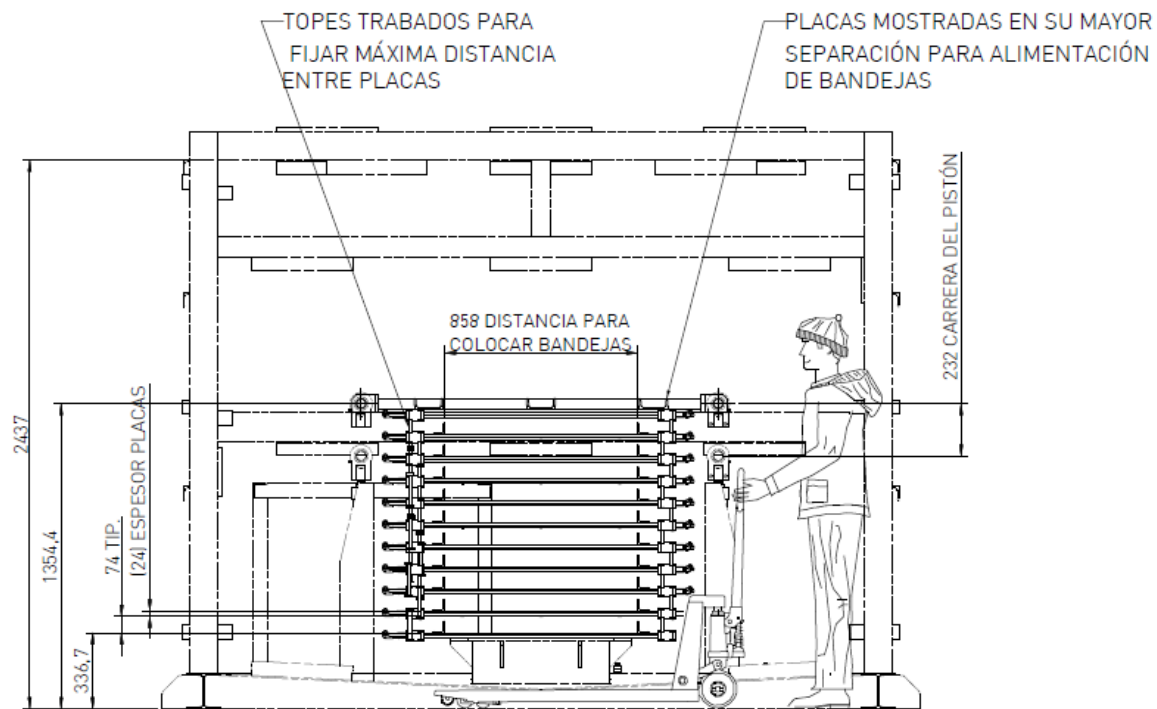
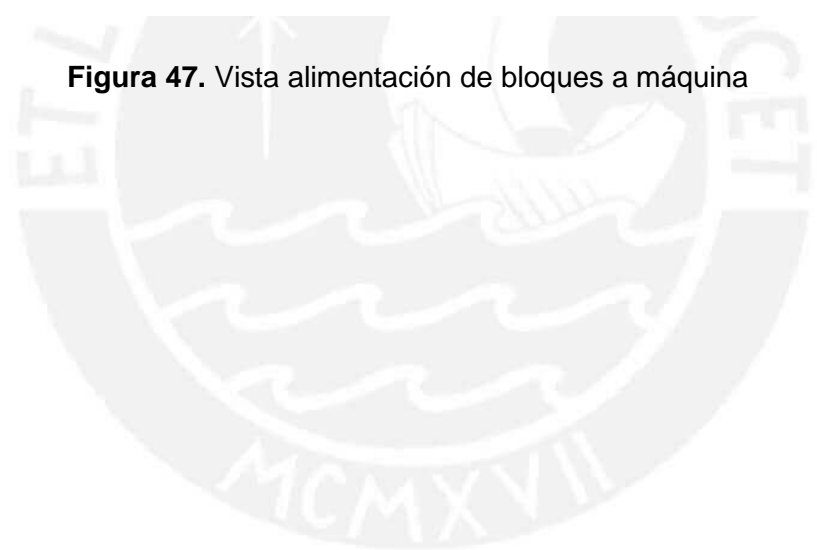


Figura 47. Vista alimentación de bloques a máquina



REFERENCIAS DEL CAPÍTULO 2

ALFA LAVAL

- 2014 *Alfa Laval – AlfaNova 76* [catálogo]. Consulta: 20 de enero del 2015
<http://www.alfalaval.com/globalassets/documents/products/heat-transfer/plate-heat-exchangers/fusion-bonded-plate-heat-exchangers/alfanova76_productleaflet_che00048en.pdf>

AMERICAN SOCIETY OF HEATING REFRIGERATION & AIR-CONDITIONING ENGINEERS (ASHRAE)

- 2006 “*System practices for Halocarbon Refrigerants*” (Chapter 2). *ASHRAE Handbook Refrigeration*. New York: ASHRAE Inc.
- 2006 “*Thermal properties of Foods*” (Chapter 8). *ASHRAE Handbook Refrigeration*. New York: ASHRAE Inc.
- 2006 “*Cooling and Freezing time of Foods*” (Chapter 9). *ASHRAE Handbook Refrigeration*. New York: ASHRAE Inc.
- 2006 “*Fishery Products*” (Chapter 15). *ASHRAE Handbook Refrigeration*. New York: ASHRAE Inc.
- 2006 “*Thermophysical properties of refrigerants*” (Chapter 30). *ASHRAE Fundamentals*. Nueva York: ASHRAE Inc.
- 2007 Designation and Safety Classification of Refrigerants. Nueva York: ASHRAE Inc.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS (ASME)

- 2004 “ASME B36.10M: Welded and Seamless Wrought Steel Pipes”. Nueva York: ASME Inc.
- 2005 “Refrigeration piping and heat transfer components”. Nueva York: ASME Inc.
- 2007 “*Rules for construction of pressure vessels*” (Division 1). *ASME Section VIII: Pressure Vessel Code*. Nueva York: ASME Inc.
- 2010 “*Properties (Customary)*” (Part D). *ASME Section II: Materials*. Nueva York: ASME Inc.

APPOLD H. y FEILER K.

- 1985 Tecnología de los metales. Barcelona: Editorial Reverte S.A.

ASSUREIRA E.

- 2008 “Pérdida de carga en tuberías”. Material del curso *Mecánica de Fluidos*. Lima: PUCP

BARRANTES E.

2010 "Factor de ensuciamiento en intercambiadores de calor". Material del curso *Transferencia de Calor*. Lima: PUCP

2010 "Convección con cambio de fase". Material del curso *Transferencia de Calor*. Lima: PUCP

BITZER KÜHLMASCHINENBAU GMBH

2010 *Oil Separators* [catálogo]. Consulta: 20 de enero del 2015
< https://www.bitzer.de/shared_media/documentation/dp-500-2.pdf>

2014 *Open Drive Screw Compressors* [catálogo]. Consulta: 20 de enero del 2015
< https://www.bitzer.de/shared_media/documentation/sp-505-4.pdf>

BOSCH REXROTH AG

2004 *Rexroth Power Racks* [catálogo]. Consulta: 12 de marzo del 2016
<https://dc-america.resource.bosch.com/media/us/products_13/product_groups_1/industrial_hydraulics_5/pdfs_4/ra51300.pdf>

2012 *Hydraulic Cylinder tie rod design* [catálogo]. Consulta: 12 de marzo del 2016
<http://www.tecnicalimpianti.com/pdf/re17049_2013-02.pdf>

2014 *Hydraulic Cylinder tie rod design: Type CD70 / CG70* [catálogo]. Consulta: 12 de marzo del 2016
<https://md.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload-internet.dll/re17016_2014-03.pdf?db=brmv2&lvid=1180557&mvid=12007&clid=20&sid=A20B9AA01C3EE68F9A1D58A98991B611.borex-tc&sch=M&id=12007,20,1180557>

CHOI, Y. y OKOS M.R.

1986 *Effects of temperature and composition on the thermal properties of foods*. Londres: Elsevier Applied Science Publishers

COLEBROOK C.

1939 *Turbulent flow in pipes, with particular reference to the transition region between smooth and rough pipe laws*. *Journal of the Institution of Civil Engineers*. Londres, número 5204, pp 133 - 156

DANFOSS

2003 *Válvulas de regulación. Tipo REG 6 – 65* [catálogo]. Consulta: 14 de febrero del 2016

<<http://www.pehuen-argentina.com.ar/danfoss2/Valvulasdecierreyregulacion/Vavulasderegulacion-tipoREG6-65-RD1GD405.pdf>>

DUPONT REFRIGERANTS

2005 *“Thermodynamic properties of DuPont SUVA 404a”* [catálogo]

LEDERLE HERMETIC

2012 *Convincing worldwide: Hermetic pumps in the refrigeration industry* [catálogo]. Consulta: 14 de febrero del 2016

<http://www.hermetic-pumpen.com/system/assets/114/KAELTE_ES_01_2012.pdf>

LENNOX INDUSTRIES INC

2008 *Refrigerant Piping Manual*. Nueva York

LONGO G.

2009 “R410A condensation inside a commercial brazed plate heat exchanger”. *Experimental Thermal and Fluid Science*. Padua, número 33, pp 284 - 291

PAULSEN K.

2010 “Uniones atornilladas”. Material del curso *Elementos de Máquina 1*. Lima: PUCP

RATHORE M. y KAPUNO R.

2011 *Engineering Heat Transfer*. Segunda Edición. Londres: Jones & Bartlett Learning

SASHI MENON E.

2004 *Liquid pipelines hydraulic*. Nueva York: Marcel Dekker Inc.

SIK HAM, Yoon y JUNG, Haimi

2004 R502, R22 or R22 substitute mixed refrigerant and refrigeration system using thereof. Consulta: 18 de enero del 2015

<<https://www.google.com/patents/WO2006038766A1?cl=en>>

SOUZA A. y CHATO J.

1992 “Pressure Drop During Two-Phase Flow of Refrigerants in Horizontal Smooth Tubes”. En *Ideals Illinois*. Consulta: 20 de enero del 2015

<<https://www.ideals.illinois.edu/bitstream/handle/2142/9726/TR025.pdf?sequence=2>>

SVRCEK W. y MONNERY W.

1993 "Design two-phase separators within the right limits". Chemical Engineering Progress. Calgary, pp 53 – 60. Consulta 10 de marzo del 2016

<https://fenix.tecnico.ulisboa.pt/downloadFile/1126518382175414/Design%20Two%20Phase%20Separators%20Within%20the%20Right%20Limits_CEP%20Oct%201993.pdf>

YAMADA, L.

1989 Métodos de Congelación de Alimentos. Lima: PUCP. Fondo Editorial



CAPÍTULO 3: PRESUPUESTO DEL PROYECTO

En este capítulo se determina el presupuesto total del proyecto, es decir, se busca obtener un monto estimado del costo de los materiales, accesorios, equipos, ingeniería, servicios de fabricación, servicios de montaje, entre otros que al ser sumados darán el costo global del presente trabajo de tesis.

Para elaborar el metrado, se tomará como única referencia los planos de ensamble y despiece generados a partir del diseño del sistema.

3.1. Costo total del proyecto

En la Tabla 47, se muestra el resumen de los costos del proyecto, el cálculo del detalle de los mismos se encuentra en el Anexo 19 del documento.

Tabla 47. Resumen del costo total del proyecto

Item	Descripción	Costo (S/.)
1	Costo de los equipos principales	73,590
2	Costo de los accesorios	3,424
3	Costo de la fabricación de las placas	112,225
4	Costo de la fabricación de las estructuras	26,208
5	Costo de los paneles aislantes	8,595
6	Costo de los componentes eléctricos e instrumentos	17,850
7	Costo del montaje de los elementos	4,800
8	Costo de la ingeniería	17,500
Costo total del proyecto		264,192

Considerando una tasa de cambio de S/. 3.4 por USD, se tiene que el costo total del proyecto es de USD 77,704.

CONCLUSIONES

A continuación, se muestran las conclusiones del presente trabajo de tesis. Estas buscan mostrar los resultados logrados con esta, teniendo como punto de referencia la lista de exigencias planteada al inicio del proceso de diseño:

1. Este proyecto tuvo como resultado el diseño un congelador de placas en disposición horizontal accionado a través de un mecanismo hidráulico. El sistema de refrigeración utiliza R-404a y es capaz de congelar, hasta una temperatura de -26°C en el centro, 600 kg de pescado tipo caballa en un tiempo de 2.36 horas, con dimensiones generales de 3.5 x 3.5 x 2.7 m
2. Se decidió trabajar con placas de medidas 1200 x 1200 mm, con estas se aprovecha el 92.6% del área de transferencia y se requieren 10 estaciones de congelado para la carga de diseño.
3. El material de las placas elegido fue el Aluminio EN AW 7022 debido a su baja densidad, moderada conductividad térmica y resistencia mecánica. Esta decisión fue producto de una comparación en base a criterios técnicos y económicos respecto a otras alternativas aceptadas por la norma ASME B31.5.
4. El refrigerante seleccionado fue el R-404a, debido a su bajo ODP y GWP, el bajo riesgo que representa para la salud humana y propiedades termofísicas aceptables a bajas temperaturas.
5. Con la finalidad de garantizar una adecuada transferencia de calor en el evaporador, se optó que este fuera del tipo inundado y así tener una temperatura constante de -38°C como foco térmico.
6. Los suministros requeridos para el funcionamiento del congelador son: 13600 kg/h de agua fría a 5°C y 22.0 kW de energía eléctrica a un voltaje industrial trifásico de 440 VAC.
7. Con el arreglo de pistones elegido se garantizará una presión de contacto entre bloques y placas de 12.0 kPa, el cual está dentro del rango especificado.
8. El costo del proyecto es de USD 77,704 en los cuales están considerados la adquisición de equipos para el sistema de refrigeración, sistema hidráulico, el costo de los accesorios, fabricación de estructuras metálicas, aislamientos térmicos y componentes eléctricos e instrumentación necesaria.

BIBLIOGRAFÍA

[1] AMERICAN SOCIETY OF HEATING REFRIGERATION & AIR-CONDITIONING ENGINEERS (ASHRAE)

2006 ASHRAE Handbook Refrigeration. New York: ASHRAE Inc.

[2] AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS (ASME)

2005 "Refrigeration piping and heat transfer components". Nueva York: ASME Inc.

[3] ASSUREIRA E.

2008 "Pérdida de carga en tuberías". Material del curso *Mecánica de Fluidos*. Lima: PUCP

[4] BARRANTES E.

2010 "Convección con cambio de fase". Material del curso *Transferencia de Calor*. Lima: PUCP

[5] BARREIRO, J. y SANDOVAL, A.

2006 Operaciones de conservación de alimentos por bajas temperaturas. Caracas: Editorial Equinoccio

[6] CHOI, Y. y OKOS M.R.

1986 Effects of temperature and composition on the thermal properties of foods. Londres: Elsevier Applied Science Publishers

[7] CREUS, A.

2010 Instrumentación Industrial. Mexico: Editorial Alfaomega Grupo Editor S.A.

[8] DUPONT REFRIGERANTS

2005 "Thermodynamic properties of DuPont SUVA 404a" [catálogo]

[9] GRUDA, Z. y POSTOLSKI, J.

1986 Tecnología de Congelación de los Alimentos. Zaragoza: Editorial ACRIBIA S.A.

[10] LONGO G.

2009 "R410A condensation inside a commercial brazed plate heat exchanger". *Experimental Thermal and Fluid Science*. Padua, número 33, pp 284 - 291

[11] RAPIN, P.

- 2004 Instalaciones frigoríficas – Tomo II, Barcelona: Marcombo Editores S.A.
- [12] RATHORE M. y KAPUNO R.
- 2011 Engineering Heat Transfer. Segunda Edición. Londres: Jones & Bartlett Learning
- [13] SASHI MENON E.
- 2004 Liquid pipelines hydraulic. Nueva York: Marcel Dekker Inc.
- [14] WHITMAN, W.
- 2005 Refrigeration and air-conditioning technology. Quinta Edición. Nueva York: Thomson Delmar Learning
- [15] YAMADA, L.
- 1989 Métodos de Congelación de Alimentos. Lima: PUCP. Fondo Editorial

