

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y DE ENERGÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MÉCANICA



**“DISEÑO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN CON
AMONÍACO PARA EL CONGELAMIENTO DE 150
TON/DÍA DE JURELES FRESCOS EN LA PESQUERA
PACÍFICO S.A. - REGIÓN DEL BIOBÍO”**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO MÉCANICO**

ANDRETHY EMOC PONCE VILLARROEL

Callao, 2019

PERÚ

ACTA DE SUSTENTACIÓN DE TESIS

En el auditorio Ausberto Rojas Saldaña de la Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía, sito Av. Juan Pablo II N° 306, Bellavista - Callao, siendo las 15:23 hrs. del día viernes 06 de diciembre de 2019, se reunieron los miembros del Jurado Revisor y Evaluador para la Sustentación de Tesis del I Ciclo Taller de Tesis -Titulación por la modalidad de Tesis con Ciclo de Tesis- de la Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía de la Universidad Nacional del Callao.

- Dr. Jaime Gregorio Flores Sánchez : Presidente
- Dr. Juan Manuel Lara Márquez : Secretario
- Dr. Rubén Francisco Pérez Bolívar : Vocal
- Mg. Juan Carlos Huamán Alfaro : 2do. Vocal (Suplente)

Designados por y Resolución Decanal N° 044-2019-D-FIME de fecha 22 de noviembre de 2019 y Resolución de Consejo de Facultad N° 165-2019-CF-FIME de fecha 26 de noviembre de 2019, a fin de proceder al acto de evaluación de la Tesis titulada: "**DISEÑO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN CON AMONÍACO PARA EL CONGELAMIENTO DE 150 TON/DÍA DE JURELES FRESCOS EN LA PESQUERA PACÍFICO S.A. - REGIÓN DEL BIOBÍO**", presentada por el señor Bachiller **PONCE VILLARDEL ANDRETHY EMDC**.

Contando con la presencia del Supervisor General, Decano de la Facultad de Ingeniería Química, Dr. Luis Américo Carrasco Venegas, Supervisor de la FIME, Dr. José Hugo Tezen Campos y el representante de la Comisión de Grados y Títulos Edo. Guillermo Alonso Gallarday Morales.

A continuación, se dio inicio a la sustentación de la Tesis de acuerdo a lo normado en los artículos del 51° al 60° del CAPÍTULO III: TITULACIÓN y GRADUACIÓN CON CICLO TALLER DE TESIS del Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad Nacional del Callao, aprobado por Resolución de Consejo Universitario N° 245-2018-CU de fecha 30 de octubre de 2018.

Culminado el acto de sustentación, los señores miembros del Jurado Revisor y Evaluador procedieron a formular las preguntas al indicado bachiller, las mismas que no fueron absueltas satisfactoriamente.

Luego de un cuarto de intermedio, para la deliberación en privado del Jurado respecto a la evaluación de la Tesis, se acordó: calificar la tesis sustentada por el señor bachiller **PONCE VILLARDEL ANDRETHY EMDC** para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico por la modalidad de Tesis con Ciclo de Tesis, según la puntuación cuantitativa y cualitativa que a continuación se indica:

CALIFICACIÓN CUANTITATIVA	CALIFICACIÓN CUALITATIVA
<u>15</u>	<u>BUENO</u>

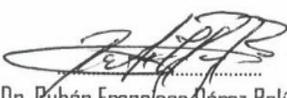
Finalmente, se procedió a leer en público el acta de sustentación.

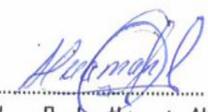
Siendo las 15:40 horas del día viernes seis de diciembre del dos mil diecinueve, el señor Presidente del Jurado Revisor y Evaluador dio por concluido el acto de sustentación de Tesis.

En señal de conformidad con lo actuado, se levanta la presente acta.


.....
Dr. Jaime Gregorio Flores Sánchez
Presidente de Jurado


.....
Dr. Juan Manuel Lara Márquez
Secretario de Jurado


.....
Dr. Rubén Francisco Pérez Bolívar
Vocal de Jurado


.....
Mg. Juan Carlos Huamán Alfaro
2do. Vocal de Jurado

DEDICATORIA

A mi grandiosa familia por su atención, afecto y apoyo constante, en especial a mi sobrino que desde donde sea que este, me ilumina, me alienta, me sostiene.

AGRADECIMIENTOS

A mis profesores por su entrega y dedicación
A mi familia por haber conspirado para mantenerme firme y no decaer a pesar de las adversidades presentadas durante este gran esfuerzo y dedicación que comprendió mi carrera como Ingeniero Mecánico.

A mi asesor y profesores que colaboró conmigo en diferentes oportunidades especialmente a por sus consultas interpretativas donde ofrecieron su apoyo en cada clase magistral con la que nos asesoraron.

ÍNDICE	
ÍNDICE DE TABLAS	5
ÍNDICE DE FIGURAS.....	7
RESUMEN	9
ABSTRACT	10
I PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	11
1.1 Descripción de la realidad problemática	11
1.2 Formulación del problema	11
1.2.1 Problema general	11
1.2.2 Problemas específicos.....	11
1.3 Objetivos de la investigación	12
1.3.1 Objetivo general.....	12
1.3.2 Objetivos específicos.....	12
1.4 Limitantes de la investigación	12
1.4.1 Limitación espacial	12
1.4.2 Limitación temporal.....	12
1.4.3 Limitación teórica.....	13
II MARCO TEORICO	14
2.1 Antecedentes del estudio.....	14
2.1.1 Antecedentes internacionales.....	14
2.1.2 Antecedentes nacionales.....	15
2.2 Bases teóricas	18
2.2.1 Fundamentos de termodinámica	18
2.2.2 Fundamentos de transferencia de calor	20
2.2.3 Propiedades y acondicionamiento de aire	22
2.2.4 Ciclo ideal de refrigeración o ciclo invertido de Carnot	25
2.3 Conceptual.....	26
2.3.1 Sistema de refrigeración con amoníaco.....	26
2.3.2 Equipos y accesorios del sistema de refrigeración con amoníaco	29
2.3.3 Estanques.....	32
2.3.4 Agente refrigerante	34

2.3.5	Métodos de congelación.....	36
2.4	Definiciones de términos básico	37
III	HIPÓTESIS Y VARIABLES	39
3.1	Hipótesis	39
3.1.1	Hipótesis general.....	39
3.1.2	Hipótesis específicas.....	39
3.2	Variables de la investigación	39
3.2.1	Variable independiente:.....	39
3.2.2	Variable dependiente:.....	39
3.3	Operacionalización de variables	40
IV	DISEÑO METODOLÓGICO	41
4.1	Tipo de investigación	41
4.2	Diseño de investigación	41
4.2.1	Parámetros básicos de la investigación.....	41
4.2.2	Etapas de la investigación	43
4.2.3	Desarrollo de la investigación.....	46
4.3	Método de investigación	104
4.4	Población y muestra	105
4.5	Lugar de estudio	105
4.6	Técnicas e instrumentos para la recolección de información.....	105
4.7	Análisis y procesamiento de datos	106
V	RESULTADOS	107
VI	DISCUSIÓN DE RESULTADOS	114
6.1	Contrastación de la hipótesis con los resultados	114
6.2	Contrastación de resultados con otros estudios similares	114
6.3	Responsabilidad ética de acuerdo a los reglamentos vigentes.....	115
VII	CONCLUSIONES.....	117
VIII	RECOMENDACIONES.....	118
IX	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	119
X	ANEXOS.....	121
	ANEXO 1 Matriz de consistencia	121
	ANEXO 2 Plano distribución de planta pesquera PACIFICO S.A.	122

ANEXO 3 Vista satelital pesquera PACIFICO S.A.	123
ANEXO 4 Ubicación de la zona de procesamiento y congelación de jureles en la pesquera PACIFICO S.A.....	124
ANEXO 5 Ubicación de la zona de procesamiento y congelación de jureles en la pesquera PACIFICO S.A.....	125
ANEXO 6 Distribución de túneles 1 y 2 para el congelamiento por aire forzado de jureles frescos.....	126
ANEXO 7 Plano del rack metálico para almacenar cajas.	127
ANEXO 8 Datos de composición no congelado, punto de congelación inicial y calores específicos de alimentos.	128
ANEXO 9 Ficha técnica del evaporador para el túnel de congelamiento rápido.....	129
ANEXO 10 Plano del evaporador para túnel de congelamiento rápido.	130
ANEXO 11 Ficha técnica del compresor de tornillo para el túnel de congelamiento rápido.....	131
ANEXO 12 Plano del compresor de tornillo para túnel de congelamiento rápido.....	132
ANEXO 13 Resumen de la carga parcial del compresor con velocidad variable.	133
ANEXO 14 Factor de calor de rechazo para los refrigerantes de amoniaco (R-717), R-22 y R-134a	134
ANEXO 15 Ficha técnica del condensador evaporativo para el túnel.....	135
ANEXO 16 Diagrama presión entalpia con el ciclo ideal de refrigeración para el refrigerante amoniaco (R-717).	136
ANEXO 17 Plano: Diagrama de flujo Túnel de congelamiento típico.....	137
ANEXO 18 Plano: Diagrama de flujo sala de máquinas.	138
ANEXO 19 Succión, línea de descarga y capacidades de líquido en kilovatios para amoníaco (aplicaciones de etapa única o alta)	139
ANEXO 20 Ficha técnica de la válvula motorizada ICM Danfoss.	140
ANEXO 21 Ficha técnica de la válvula solenoide de dos etapas ICLX Danfoss.....	141

ANEXO 22 Ficha técnica de la válvula solenoide de dos etapas ICS + CVC Danfoss.....	142
ANEXO 23 Ficha técnica de la válvula solenoide de dos etapas ICS + CVP Danfoss.....	143
ANEXO 24 perdidas de carga en longitud equivalente de metros de tubería.	144
ANEXO 24 Ficha técnica bomba centrifuga de amoniaco (Parte 1).	145
ANEXO 25 Ficha técnica bomba centrifuga de amoniaco (Parte 2).	146

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 3.1 Operacionalización de variables	40
Tabla 4.1 Distribución de planta	42
Tabla 4.2 Condición de temperaturas.....	42
Tabla 4.3 Factor para el efecto solar.	47
Tabla 4.4 Conductividad térmica de aislamientos.....	48
Tabla 4.5 Resumen de cálculos para la carga térmica total	53
Tabla 4.6 Ficha técnica del proceso de congelamiento del jurel fresco.....	55
Tabla 4.7 Ganancia de calor de motores eléctricos típicos	65
Tabla 4.8 Ganancia de calor por personas.....	66
Tabla 4.9 Factores de impacto medioambiental por refrigerante.....	69
Tabla 4.10 Análisis de costo por kg de los refrigerantes	71
Tabla 4.11 Propiedades importantes del amoniaco.....	72
Tabla 4.12 Detalle de evaporadores.....	76
Tabla 4.13 Detalle de Compresores	77
Tabla 4.14 Detalle de Condensador	79
Tabla 4.15 Diámetros de tuberías que intervienen en el líquido bombeado	80
Tabla 4.16 Especificación para tubería de 3"	82
Tabla 4.17 Cálculo del número de Reynolds para tubería de 3".....	82
Tabla 4.18 Cálculo del factor de fricción para tubería de 3".....	83
Tabla 4.19 Cálculo de la pérdida dinámica para tubería de 3"	83
Tabla 4.20 Especificación para tubería de 1 1/4".....	83
Tabla 4.21 Cálculo del número de Reynolds para tubería de 1 1/4".....	84
Tabla 4.22 Cálculo del factor de fricción para tubería de 1 1/4".....	84
Tabla 4.23 Cálculo de la pérdida dinámica para tubería de 1 1/4".....	84
Tabla 4.24 Detalle de bomba de amoniaco	86
Tabla 4.25 Diámetros de tuberías que intervienen en el compresor.....	90
Tabla 4.26 Diámetros de tuberías que intervienen en el estanque de bombeo	90
Tabla 4.27 Diámetros de tuberías que intervienen en el estanque termosifón	92

Tabla 4.28	Diámetros de tuberías que intervienen en el condensador.....	93
Tabla 4.29	Diámetros de tuberías que intervienen en el túnel de congelación	94
Tabla 4.30	Detalle de la válvula seleccionada tipo ICM mara Danfoss.	96
Tabla 4.31	Detalle de la válvula seleccionada tipo ICLX mara Danfoss	98
Tabla 4.32	Detalle de la válvula seleccionada tipo ICS + CVC marca Danfoss	100
Tabla 4.33	Detalle de la válvula seleccionada tipo ICS + CVP marca Danfoss	100
Tabla 4.34	Detalle de volumen de líquido en la planta	103
Tabla 4.35	Instrumentos de recolección de datos	106
Tabla 5.1	Unidad de compresión tipo tornillo.....	107
Tabla 5.2	Evaporador túnel de congelación	108
Tabla 5.3	Condensador evaporativo.....	109
Tabla 5.4	Bombas de amoniaco	110
Tabla 5.5	Lista de válvulas sala de máquinas (parte 1).....	111
Tabla 5.6	Lista de válvulas sala de máquinas (parte 2).....	112
Tabla 5.7	Lista de válvulas túneles de congelación.....	113

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 Ejemplo de volumen de control o sistema.....	19
Figura 2.2 Diagrama psicométrico para el aire.....	24
Figura 2.3 Sistema de refrigeración básico y diagrama presión entalpia.	25
Figura 2.4 Economizer tipo flash tank.	27
Figura 2.5 Sistema de dos etapas con temperaturas de evaporación de alta y baja.	28
Figura 2.6 Sistema de refrigeración compuesto de por compresores de tornillo refrigerado con termosifón.	28
Figura 2.7 Compresor de tornillo rotativo marca: Mayekawa de la serie i.....	29
Figura 2.8 Evaporador de simple efecto marca Guntner.....	30
Figura 2.9 Condensador evaporativo.	31
Figura 2.10 Válvula termostática de expansión con distribuidor.....	32
Figura 2.11 Recipiente de líquido tipo horizontal.....	33
Figura 2.12 Estanque bombeo vertical de la marca PHILLIPS.....	34
Figura 4.1 Masas de aire frío y cálido que fluyen para puertas típicas de congelador. abierto	58
Figura 4.2 Rombo de seguridad según norma NFPA 704.....	70
Figura 4.3 Especificación de los grados de peligrosidad de la sustancia a clasificar.	70
Figura 4.4 Diagrama presión – entalpia para el ciclo teórico de refrigeración con refrigerante R-717	73
Figura 4.5 Diagrama de flujo compresor de tornillo.....	89
Figura 4.6 Diagrama de flujo estanque de bombeo.....	91
Figura 4.7 Diagrama de flujo estanque termosifón.....	92
Figura 4.8 Diagrama de flujo condensador.	93
Figura 4.9 Válvula accionada por motor tipo ICM de la marca Danfoss.....	95
Figura 4.10 Válvula solenoide de dos etapas tipo ICLX de la marca Danfoss. 97	
Figura 4.11 Válvula solenoide de dos etapas tipo ICS + CVC.	99

Figura 4.12 Válvulas complementarias.	101
Figura 4.13 Detalle de estanque recipiente de líquido.	103
Figura 4.14 Detalle de estanque de bombeo.....	104

RESUMEN

Una de las principales empresas del sector pesquero en el sur de Chile es PACIFICO S.A, ubicado en Gran Bretaña 955, Talcahuano, Región del Biobío, esta planta procesa merluza y jibia gracias a la pesca extractiva de sus flotas, sus productos son comercializados a nivel nacional e internacional. Debido al aumento de la demanda de sus consumidores esta pesquera tiene la necesidad de congelamiento de 150 Ton/día de jureles frescos, ante este requerimiento la presente tesis propuso el diseño de un sistema de refrigeración por amoníaco, para tal efecto se calculó la carga térmica total de acuerdo a las especificaciones de la ASHRAE, además se seleccionaron los equipos, válvulas y tuberías que intervienen en el sistema. Para el diseño de este sistema se consideró el reglamento sobre condiciones de seguridad en los sistemas de refrigeración con amoníaco emitido por el ministerio de salud de Chile.

Esta tesis requirió de una investigación tipo tecnológica y de un nivel de investigación aplicada, así como de un diseño no experimental y un método deductivo. En la presente investigación los instrumentos de recolección de datos que se usaron fueron: fichas bibliográficas, manuales, especificaciones técnicas, planos, diagramas de flujo y entre otros. Para la contrastación de la hipótesis se realizó la comparación de los resultados teóricos con los resultados de los programas Coolpack, Coolselector y ValveCalc para propiedades físicas de refrigerantes, dimensionamiento de válvulas y dimensionamiento de tubería de refrigeración respectivamente.

Como resultado se obtuvo un sistema de refrigeración por amoníaco mediante bombeo con una carga térmica total de 986 KW, cuya sala de máquinas está compuesto de dos compresores de tornillo de 632.8 kW, un condensador evaporativo de 2777 kW, un estanque recipiente de líquido y un estanque de bombeo con dos bombas alimentando dos túneles de 500 kW cada uno, como conclusión principal se puede afirmar que: las especificaciones de la ASHRAE permiten el correcto diseño del sistema de refrigeración con amoníaco.

Palabras Claves: Diseño de un sistema de refrigeración, amoníaco y congelamiento de jureles frescos.

ABSTRACT

One of the main companies in the fishing sector in southern Chile is PACIFICO S.A, located in Great Britain 955, Talcahuano, Biobío Region, this plant processes hake and cuttlefish thanks to the extractive fishing of its fleets, its products are sold nationally and internationally. Due to the increase in the demand of its consumers, this fishery has the need to freeze 150 tons / day of fresh horse mackerel, given this requirement the present thesis proposed the design of an ammonia refrigeration system, for this purpose, the total thermal load was calculated according to the ASHRAE specifications, and the equipment, valves and pipes involved in the system were also selected. For the design of this system, the regulation on safety conditions in ammonia refrigeration systems issued by the Chilean Ministry of Health was considered.

This thesis required a technological investigation and an applied research level, as well as a non-experimental design and a deductive method. In the present investigation the data collection instruments that were used were: bibliographic records, manuals, technical specifications, drawings, flow charts and among others. To compare the hypothesis, the theoretical results were compared with the results of the Coolpack, Coolselector and ValveCalc programs for physical properties of refrigerants, valve sizing and cooling pipe sizing respectively.

As a result, an ammonia cooling system was obtained by pumping with a total thermal load of 986 KW, whose machine room is composed of two 632.8 kW screw compressors, a 2777 kW evaporative condenser, a liquid container tank and a pumping tank with two pumps feeding two tunnels of 500 kW each, as a main conclusion it can be stated that: the ASHRAE specifications allow the correct design of the ammonia cooling system.

Keywords: Design of a cooling system, ammonia and freezing of fresh horse mackerel.

I PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1 Descripción de la realidad problemática

Debido al incremento de la actividad pesquera extractiva y el crecimiento de la demanda de food service, retail y distribución de productos, la producción y congelamiento de especies marinas en la pesquera PACIFICO S.A aumento considerablemente durante el 2018, por lo tanto, la pesquera tiene como visión a mediano plazo construir e implementar la línea de producción de jureles congelados enteros cuya capacidad sea de 150 ton/día, aprovechando así el espacio existente en la planta, para tal efecto necesitara el diseño de un sistema de refrigeración, con un refrigerante de bajo costo y propiedades seguras como lo es el amoniaco, además de equipos y accesorios que garanticen el correcto funcionamiento del sistema.

1.2 Formulación del problema

1.2.1 Problema general

¿Cómo el diseño de un sistema de refrigeración con amoníaco permite obtener el congelamiento de 150 ton/día de jureles frescos en la pesquera Pacifico S.A. – Región del Biobío?

1.2.2 Problemas específicos

- ¿Cómo el cálculo de la carga térmica total según las especificaciones de la ASHRAE permite la adecuada selección de equipos y accesorios?
- ¿Cómo la selección de los equipos, permite el correcto funcionamiento del sistema de refrigeración?
- ¿Cómo la selección de las válvulas y tuberías, permite la adecuada interconexión de equipos en el sistema de refrigeración?

1.3 Objetivos de la investigación

1.3.1 Objetivo general

Diseñar un sistema de refrigeración con amoníaco que permita obtener el congelamiento de 150 ton/día de jureles frescos en la pesquera Pacifico S.A. – Región del Biobío.

1.3.2 Objetivos específicos

- Calcular la carga térmica total según las especificaciones de la ASHRAE que permita la adecuada selección de equipos y accesorios.
- Seleccionar los equipos, que permita el correcto funcionamiento del sistema de refrigeración.
- Seleccionar las válvulas y tuberías, que permitan la adecuada interconexión de equipos en el sistema de refrigeración.

1.4 Limitantes de la investigación

1.4.1 Limitación espacial

“Consiste en señalar expresamente el lugar donde se realiza la investigación, para ello es necesario consignar el nombre del lugar, centro poblado, distrito, provincia, departamento, etc.” (Carrasco, 2008, p.87).

Esta investigación se realizó para la pesquera Pacifico S.A ubicado en Gran Bretaña 955, Comuna de Talcahuano, Región del Bío Bío, ubicado en la zona central de Chile.

1.4.2 Limitación temporal

“Está referida al periodo de tiempo que se toma en cuenta, con relación a los hechos, fenómenos y sujetos de la realidad, y deben ser de uno, dos o más años” (Carrasco, 2008, p.87).

El periodo de tiempo que se desarrolló esta investigación fue en este año 2019.

1.4.3 Limitación teórica

“Consiste en organizar en secuencia lógica, orgánica y deductiva, los temas ejes que forman parte del marco teórico en el que se circunscriben las variables de investigación” (Carrasco, 2008, p.87)

Para el desarrollo de esta investigación se consideraron como temas importantes:

- Cargas térmicas
- Balance de cargas térmicas
- Equipos principales de refrigeración por amoníaco
- Válvulas principales del sistema de refrigeración
- Válvulas secundarias del sistema de refrigeración
- Tuberías y accesorios del sistema de refrigeración
- Componentes del sistema de refrigeración

II MARCO TEORICO

2.1 Antecedentes del estudio.

2.1.1 Antecedentes internacionales

UREÑA ULCIGRAI, Flavio Gilberto. **“Diseño de un sistema de refrigeración por amoníaco para una empresa de la industria cárnica”**. Informe de práctica profesional (Ingeniero en Mantenimiento Industrial). Cartago: Tecnológico de Costa Rica, Escuela de Ingeniería Electromecánica, 2017.

Donde el problema general del autor es la falta de un diseño de un sistema de refrigeración para la conservación del producto cárnico y que, a su vez, pueda operar con amoníaco.

Obteniendo como resultados:

- Determinación de las capacidades requeridas por los equipos que conforman el sistema de refrigeración propuesto, es decir, evaporadores, compresores, tanques inundados, recirculadores, condensador evaporativo, recibidor de líquido e intercambiador de calor.
- Diseño de la red de tuberías que conforman el sistema de refrigeración; Seleccionar los equipos requeridos para el sistema de refrigeración según las necesidades de cargas térmicas y capacidades comerciales.
- Realización de los diagramas unifilares de distribución y conexión de los equipos y tuberías del sistema propuesto.

Mora Araneda, José Daniel y Sánchez Pérez, Cesar Enrique. **“Diseño de una Cámara de Refrigeración de Pescado Fresco”**. Tesis (Ingeniero de Ejecución en Mecánica). Concepción: Universidad del Bio Bio, Facultad de Ingeniería, 2013.

Señala que su principal problema fue diseñar una Cámara de Refrigeración de Pescado Fresco (CRPF) de acuerdo a los requerimientos de la empresa Alimentos Mar Profundo S.A., y se trazó como objetivos:

- Estudio conceptual de los componentes de un ciclo de refrigeración.

- Evaluación de las condiciones de operación de la CRPF diseñada.
- Cálculo de las cargas de enfriamiento de la CRPF diseñada.
- Selección de equipamientos de acuerdo a los requerimientos de la CRPF diseñada.

Obteniendo como conclusiones:

- Se ha presentado el diseño de una cámara de conservación de pescado fresco de acuerdo a los requerimientos de la empresa Alimentos Mar Profundo S.A.
- Se ha mostrado una metodología de diseño de una cámara de conservación de pescado fresco, considerando: Las condiciones locales de operación (sector Escuadrón, comuna de Coronel.) en las instalaciones existentes de la empresa Alimentos Mar Profundo S.A. y bajos las premisas de utilizar R22 como fluido refrigerante del sistema diseñado para acondicionar a 0°C la cámara de pescado fresco por día.
- Se han recopilados datos de temperaturas y humedades ambientales, se ha determinado en detalle la carga de refrigeración igual a 4001,82 kBtu/24hr y se ha seleccionado los equipamientos principales necesarios para el funcionamiento del ciclo de refrigeración, tales como evaporador, compresor, condensador, válvula de expansión, recibidor de líquido, filtro secador, indicador de humedad.
- De las diversas contribuciones parciales, el ítem de cargas dominantes resultaron ser: la transferencia de calor entre las paredes y calor cedido por el producto.

2.1.2 Antecedentes nacionales

VÁSQUEZ PARRILLA, David. **“Diseño de una cámara frigorífica de 1500 toneladas de capacidad para conservar productos hidrobiológicos congelados a una temperatura de -20 °C en la empresa ARCOPA S.A - Paíta”**. Tesis (Ingeniero Mecatrónico). Piura: Universidad Nacional de Piura, Facultad de Ingeniería Industrial, 2018.

Señala que su principal problema fue diseñar una cámara frigorífica de 1500 toneladas para la conservación de productos hidrobiológicos en la empresa

ARCOPA S.A., en función de la selección de equipos y cálculo de las pérdidas de calor, y se trazó como objetivos:

- Realizar un balance térmico para calcular las pérdidas de frío de la cámara, por paredes, puertas, calor de luminarias y motores para la conservación de 1500 toneladas productos hidrobiológicos a una temperatura de $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ en la empresa ARCOPA S.A. Evaluación de las condiciones de operación de la CRPF diseñada.
- Calcular y seleccionar los equipos adecuados del sistema de refrigeración para la conservación de 1500 toneladas productos hidrobiológicos congelados en la empresa ARCOPA S.A.
- Diseñar la estructura de la cámara frigorífica para almacenar 1500 toneladas de productos hidrobiológicos.

Obteniendo como conclusiones:

- La cantidad de refrigeración que demandara en el ciclo de refrigeración es de 19.69 toneladas de refrigeración siendo su coeficiente de eficiencia energética $\text{COP} = 1.61$ y el caudal de refrigerante de 0.84 kg/seg con una relación de compresión de 9.885.
- La potencia del compresor que resulta del cálculo es de 69.12 kw , modelo: HSN 7461-70-40P cuya cantidad será de dos compresores, el gas refrigerante que se utilizara es el R507. Para la selección del evaporador se consultó con la marca Guntner fabricante el tipo de evaporador apropiado y el modelo es S-GHN 071.2H/310-HHL50.M el cual su potencia es de 60 KW por lo que se considera en el proyecto cinco evaporadores. El condensador es de la marca Guntner modelo GVH 090.4D/2-NL.M, ya que su potencia es de 200 KW , para evitar problemas con altas presiones.
- El análisis y diseño de las vigas determinó que se debe utilizar un acero ASTM –A36 laminado en caliente, el perfil para las vigas es un ángulo de $38\times 38\times 3\text{ mm}$ y para las columnas tubo cuadrado de $100\times 100\times 4\text{ mm}$. El análisis del costo de los materiales y accesorios que demandaría la implementación del proyecto es de $\text{S/ } 726\ 776.70$.

CORONADO CUADROS, Martín Brahms. **“Diseño de una Planta Frigorífica Modelo para la Conservación de 60 Toneladas de Espárrago en la Región Ica”**. Tesis (Ingeniero Mecánico). Callao: Universidad Nacional del Callao, Facultad de Ingeniería Mecánica - Energía, 2014.

Señala que su principal problema fue diseñar una planta frigorífica modelo para la conservación de 60 toneladas de espárragos frescos en la Región Ica, utilizando un refrigerante ecológico, y se trazó como objetivos:

- Seleccionar equipos frigoríficos modernos que nos permitan el ahorro de energía eléctrica.
- Disminuir la contaminación del medio ambiente, empleando equipos frigoríficos de última tecnología que utilicen refrigerantes ecológicos.
- Lograr mayor eficiencia en el diseño de tuberías y componentes del sistema.

Obteniendo como conclusiones:

- Se cumplió el objetivo de diseñar una planta para la conservación de 60 TN de espárrago fresco, reduciendo el consumo de energía eléctrica de modo considerable.
- Se utilizó equipamiento frigorífico moderno de alta eficiencia, en nuestro caso de la marca Bitzer. Además, se logró una mayor eficiencia en el diseño de los componentes y procesos lográndose un ahorro anual de S/. 30,546.00 nuevos.
- Se logró disminuir la contaminación del medio ambiente empleando el refrigerante R134a, cuyo ODP (Ozone Depletion Potential) igual a cero; es decir, se eliminó la contaminación atmosférica a cero respecto al ozono y la emanación de gases que contribuyen al efecto invernadero GWP (Global Warning Potential) hasta un 14.8%, que es el porcentaje de ahorro de la energía.
- Se logró una mayor eficiencia en el diseño de los componentes y procesos para el fin deseado.

2.2 Bases teóricas

2.2.1 Fundamentos de termodinámica

a) Termodinámica

“La termodinámica se puede definir como la ciencia de la energía, donde el término *termodinámica* proviene de las palabras griegas *therme* (calor) y *dynamis* (fuerza), lo cual hace referencia a lo más descriptivo de los primeros esfuerzos por convertir el calor en energía. En la actualidad, el concepto se interpreta de manera amplia para incluir los aspectos de energía y sus transformaciones, incluida la generación de potencia, la refrigeración y las relaciones entre las propiedades de la materia.” (Cengel y Boles, 2012, p. 2).

b) Sistema cerrado o masa de control

“Un sistema se define como una cantidad de materia o una región en el espacio elegida para análisis. La masa o región fuera del sistema se conoce como alrededores. La superficie real o imaginaria que separa al sistema de sus alrededores se llama frontera” (Cengel y Boles, 2012, p. 10).

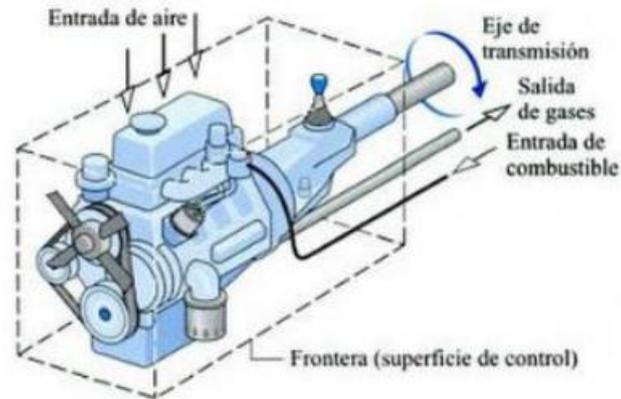
Para Cengel y Boles (2012) “consta de una cantidad fija de masa y ninguna otra puede cruzar su frontera. Es decir, ninguna masa puede entrar o salir de un sistema cerrado.” (p. 10).

c) Sistema abierto o volumen de control

Para Cengel y Boles (2012), “Es una región elegida apropiadamente en el espacio. Generalmente encierra un dispositivo que tiene que ver con flujo másico, como un compresor, turbina o tobera. El flujo por estos dispositivos se estudia mejor si se selecciona la región dentro del dispositivo como el volumen de control.” (p. 11).

El trabajo realizado en esta tesis es un estudio de un sistema de refrigeración representado por un volumen de control o sistema abierto como el mostrado en la figura 2.1.

Figura 2.1 Ejemplo de volumen de control o sistema



Fuente: Morán y Shapiro, 2004.

d) Energía mecánica

“La energía mecánica se puede definir como la forma de energía que se puede convertir completamente en trabajo mecánico de modo directo mediante un dispositivo mecánico como una turbina ideal.” (Cengel y Boles, 2011, p. 58).

$$\dot{E}_{mecanica} = \dot{m} \left(\frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz \right) \quad (2.1)$$

Donde:

$\dot{E}_{mecanica}$ = Energía mecánica por unidad de tiempo (W).

$\frac{P}{\rho}$ = Energía de flujo (KJ/Kg).

$\frac{V^2}{2}$ = Energía cinética (KJ/Kg).

gz = Energía potencia (KJ/Kg).

e) Ecuación de la conservación de la energía para un sistema abierto o volumen de control

Para Cengel y Boles (2012), “La primera ley de la termodinámica, conocida también como el principio de conservación de la energía, brinda una base sólida

para estudiar las relaciones entre las diversas formas de interacción de energía. A partir de observaciones experimentales, la primera ley de la termodinámica establece que la energía no se puede crear ni destruir durante un proceso; sólo puede cambiar de forma.” (p. 70).

La primera ley de la Termodinámica o ecuación de conservación de la energía para un sistema abierto o volumen de control se define como:

$$\underbrace{\dot{E}_{entrada} - \dot{E}_{salida}}_{\text{Tasa de transferencia neta de energía por calor, trabajo y masa}} = \underbrace{\frac{dE_{sistema}}{dt}}_{\text{Tasa de cambio de energías interna,}} \quad (2.2)$$

Donde:

\dot{E} = Energía mecánica por unidad de tiempo (W).

2.2.2 Fundamentos de transferencia de calor

Para Cengel y Ghajar (2011), “La ciencia que trata de la determinación de las razones de esas transferencias de energía es la transferencia de calor. La transferencia de energía como calor siempre se produce del medio que tiene la temperatura más elevada hacia el de temperatura más baja, y la transferencia de calor se detiene cuando los dos medios alcanzan la misma temperatura.” (p. 17).

a) Conducción

“Es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de interacciones de esas partículas. La conducción puede tener lugar en los sólidos, líquidos o gases.” (Cengel y Ghajar, 2011, p. 17).

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2.3)$$

Donde:

\dot{Q}_{cond} = Razon de transferencia de calor (W).

k = Conductividad térmica (W/m.k).

$\frac{dT}{dx}$ = Gradiente de temperatura (K/m).

A = Área de transferencia de calor (m^2)

b) Convección

“Es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacente que está en movimiento y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos.” (Cengel y Ghajar, 2011, p. 25).

Se puede mencionar dos tipos: convección forzada donde el fluido es forzado a fluir sobre la superficie mediante medios externos como un ventilador, una bomba o el viento y convección natural donde el movimiento del fluido es causado por las fuerzas de empuje que son inducidas por las diferencias de densidades a la variación de la temperatura en ese fluido.

Según la ley de Newton de del enfriamiento:

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (2.4)$$

Donde:

\dot{Q}_{conv} = Razon de transferencia de calor por convección (W).

h = Coeficiente de transferencia de calor por convección (W/m².K).

A_s = Área superficial de transferencia de calor (m²).

T_s = Temperatura de la superficie (K)

T_∞ = Temperatura del fluido alejado de esta superficie (K)

c) Radiación

Para Cengel y Ghajar (2011), “Es la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas (o fotones) como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas” (p. 27).

Según la ley de Stefan-Boltzmann para un cuerpo negro:

$$\dot{Q}_{emitida, max.} = \sigma A_s T_s^4 \quad (2.5)$$

Donde:

$\dot{Q}_{emitida, max.}$ = Razon de transf. de calor maxima por radiación (W).

σ = Constante de Stefan – Boltzmann ($5.67 \times 10^{-8} \text{W/m}^2 \cdot \text{K}^4$).

A_s = Superficie idealizada que emite radiación (m^2).

T_s^4 = Temperatura termodinamica (K)

2.2.3 Propiedades y acondicionamiento de aire

“El aire es una mezcla de nitrógeno, oxígeno y pequeñas cantidades de otros gases. Normalmente, el aire en la atmósfera contiene cierta cantidad de vapor de agua (o humedad) y se conoce como aire atmosférico.” (Cengel y Boles, 2012, p. 738).

a) Humedad especifica

Para Cengel y Boles (2012), “La cantidad de vapor de agua en el aire puede determinarse de varias maneras. Es probable que la más lógica sea precisar directamente la masa de vapor de agua presente en una unidad de masa de aire seco, a la que se denomina humedad absoluta o específica (conocida también como relación de humedad)” (p. 739).

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \quad (2.6)$$

Donde:

ω = Humedad especifica (%).

m_v = Masa de vapor de agua (kg).

m_a = Masa de aire seco (kg).

b) Humedad relativa

“La cantidad de humedad en el aire tiene un efecto definitivo en las condiciones de comodidad que ofrece un ambiente. Sin embargo, el nivel de comodidad

depende más de la cantidad de humedad que el aire contiene respecto a la cantidad máxima de humedad que el aire puede contener a la misma temperatura.” (Cengel y Boles, 2012, p. 739).

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} \quad (2.6)$$

Donde:

ω = Humedad relativa (%).

m_v = cantidad de humedad que el aire contiene (kg).

m_a = cantidad máxima de humedad que el aire puede contener a la misma temperatura (kg).

c) Temperatura de bulbo seco

Es la temperatura de la mezcla aire seco y vapor de agua en determinadas condiciones de presión y temperatura del sistema

d) Temperatura de bulbo húmedo

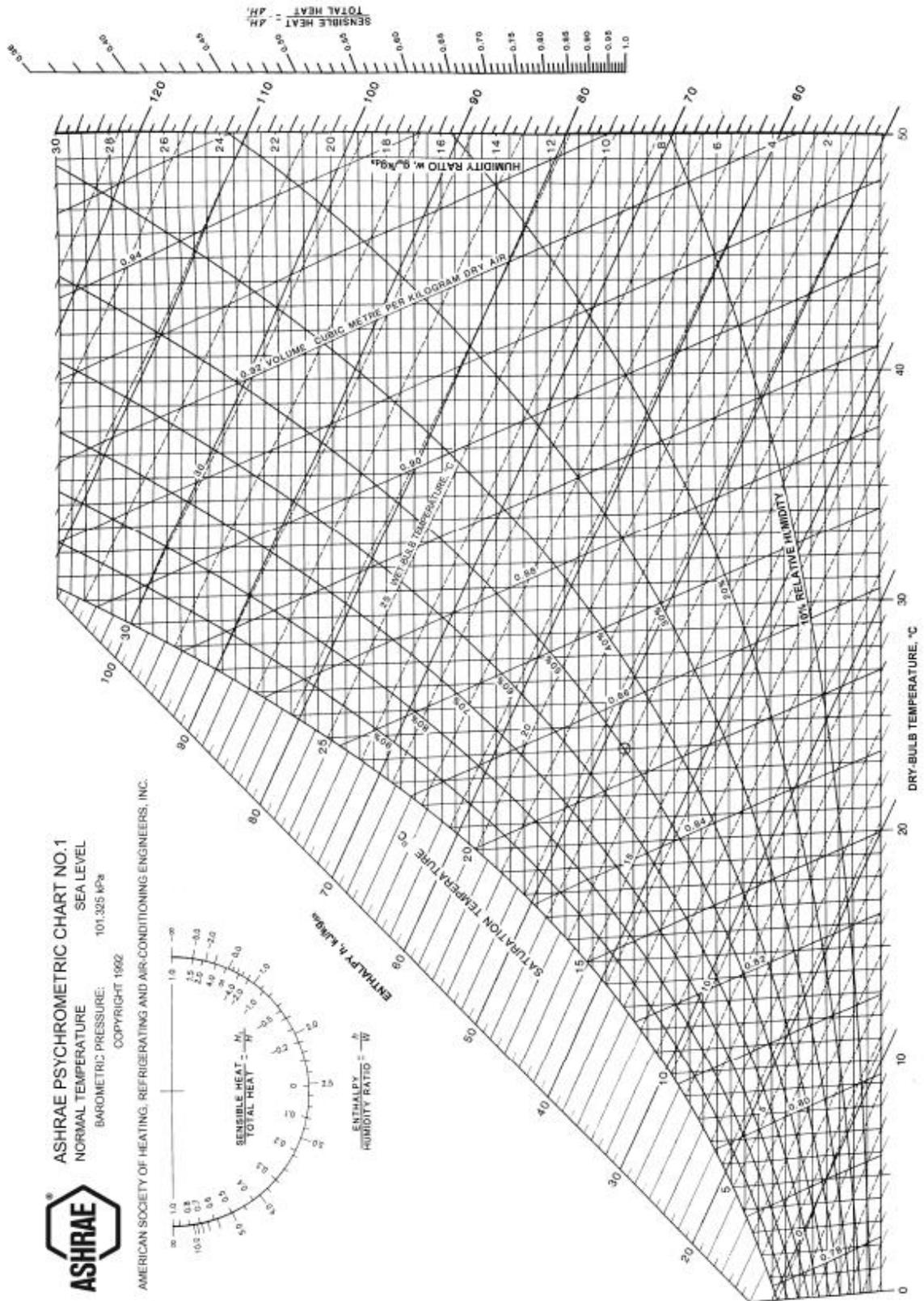
“Un planteamiento más práctico consiste en emplear un termómetro cuyo bulbo esté cubierto con una mecha de algodón saturada con agua, y soplar aire sobre ella, tal como se muestra en la figura 14-12. La temperatura medida de esta manera se denomina temperatura de bulbo húmedo” (Cengel y Boles, 2012, p. 744).

e) Carta psicométrica

“Son gráficas psicométricas que representa las propiedades psicométricas del aire. El uso de tales gráficas permite el análisis de datos psicométricos y procesos, facilitándose la solución de muchos problemas prácticos relacionados con aire.” (Dossat, 1980, p. 92).

“Un cuadro psicrométrico representa gráficamente las propiedades termodinámicas del aire húmedo. La elección de coordenadas para un cuadro psicrométrico es arbitraria.” (ASHRAE handbook Fundamentals, 2017, cap.1).

Figura 2.2 Diagrama psicométrico para el aire.

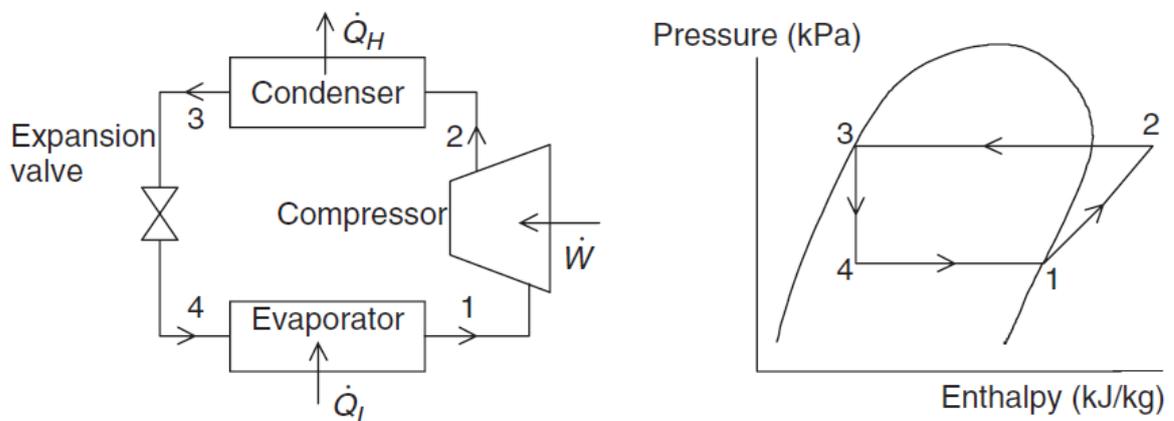


Fuente: ASHRAE 2017, Fundamentals Handbook.

2.2.4 Ciclo ideal de refrigeración o ciclo invertido de Carnot

“Muchos de los aspectos imprácticos asociados con el ciclo invertido de Carnot pueden ser eliminados al evaporar el refrigerante por completo antes de que se comprima, y al sustituir la turbina con un dispositivo de estrangulamiento, tal como una válvula de expansión o un tubo capilar. El ciclo que resulta se denomina ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.” (Cengel y Boles, 2012, p. 618).

Figura 2.3 Sistema de refrigeración básico y diagrama presión entalpia.



Fuente: Dincer y Mahmet, 2010.

- 1 - 2: Compresión isentrópica. Entra vapor saturado y sale vapor sobrecalentado (La temperatura y la presión aumentan).
- 2 - 3: Rechazo de calor a presión constante en el condensador. El refrigerante sale como líquido saturado.
- 3 - 4: Estrangulamiento en un dispositivo de expansión.
- 4 - 1: Absorción de calor a presión constante en un evaporador. Entra como vapor húmedo y baja calidad y se evapora por completo, absorbiendo calor del espacio refrigerado.

a) Coeficiente de eficiencia (COP): El coeficiente de eficiencia (COP) en un ciclo de Refrigeración es una expresión de la eficiencia del ciclo y es descrita como la relación de calor absorbido en el espacio refrigerado (Capacidad

requerida) con respecto a la energía equivalente absorbida por el compresor, de esta forma se tiene que:

$$COP = \frac{\text{calor absorbido del espacio refrigerado}}{\text{energía equivalente consumida en el compresor}} \quad (2.7)$$

2.3 Conceptual

2.3.1 Sistema de refrigeración con amoníaco

“Los sistemas de refrigeración de amoníaco a menudo tienen condiciones de diseño que abarcan una amplia gama de temperaturas de evaporación y condensación. Los ejemplos son (1) una planta de congelación de alimentos que opera de 10 a -45 ° C; (2) un almacenamiento de dulces que requiere 15 ° C con control preciso de humedad; (3) una sala de enfriamiento de carne a -2 a -1 ° C con alta humedad; (4) un almacén de distribución que requiere temperaturas múltiples para almacenar helados, alimentos congelados, carne y productos agrícolas y para muelles; y (5) un proceso químico que requiere temperaturas múltiples que oscilan entre 15 y -50 ° C. El amoníaco es el refrigerante elegido para muchos sistemas de refrigeración industrial.” (ASHRAE handbook Refrigeration, 2018, cap.2).

a) Sistema Refrigeración con amoníaco con etapa simple

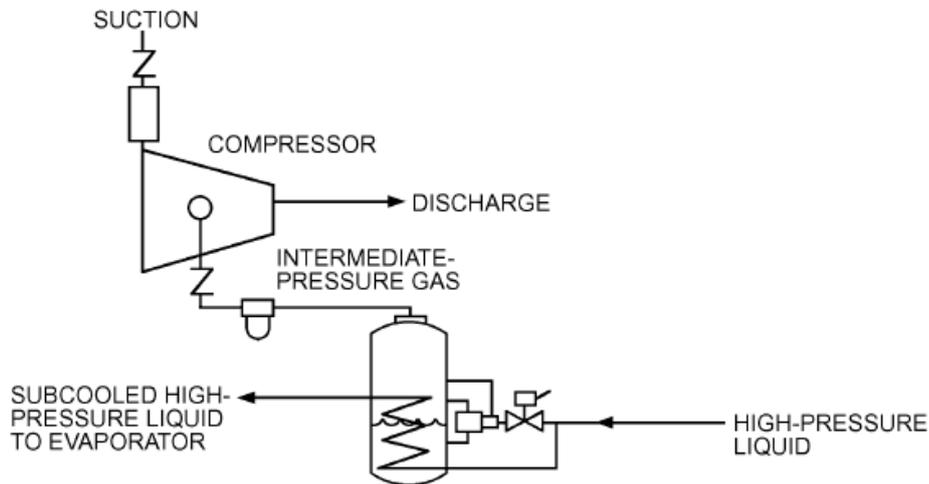
“El sistema básico de una etapa consta de evaporador (es), un compresor, un condensador, un receptor de refrigerante (si se usa) y un dispositivo de control de refrigerante (válvula de expansión, flotador, etc.).” (ASHRAE handbook Refrigeration, 2018, cap.2).

b) Sistema con economizer

“Subenfriando el refrigerante líquido antes de que llegue al evaporador reduce su entalpía, lo que resulta en un mayor efecto de refrigeración neto. El ahorro es beneficioso porque el vapor generado durante el subenfriamiento se inyecta en el compresor a la mitad de su ciclo de compresión y debe comprimirse solo desde la presión del puerto del economizador (que es más alta que la presión de

succión) a la presión de descarga.” (ASHRAE handbook Refrigeration, 2018, cap.2).

Figura 2.4 Economizer tipo flash tank.



Fuente: ASHRAE 2018, Refrigeration Handbook.

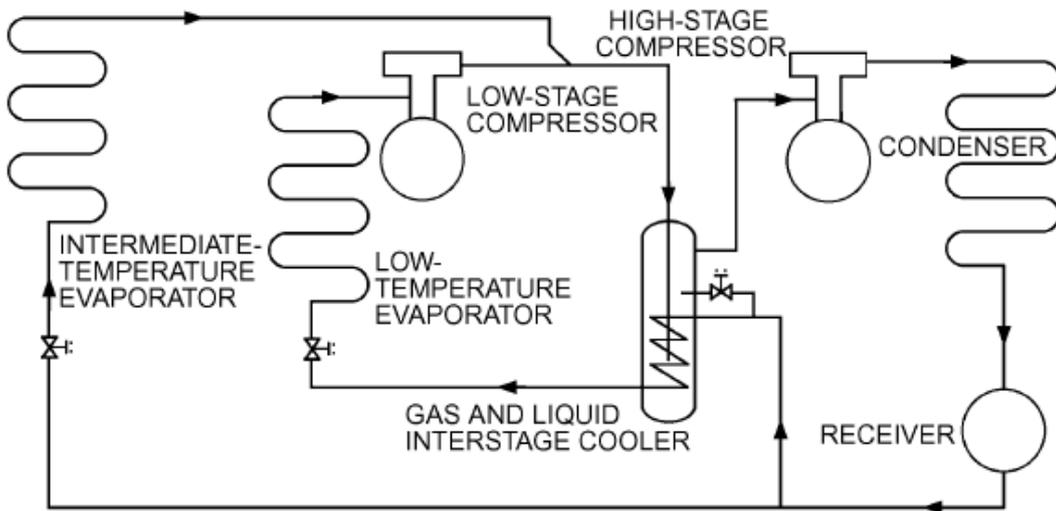
c) Sistemas con múltiples etapas

“Los sistemas de varias etapas comprimen el gas del evaporador al condensador en varias etapas. Se utilizan para producir temperaturas de $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ y menos. Debido a que esto no es económico con la compresión de una sola etapa. Con compresores de tornillo rotativo con economizer enfriados e inyectados con lubricante, que tienen temperaturas de descarga más bajas debido al enfriamiento del lubricante, el límite de temperatura de baja succión es de aproximadamente $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$, pero la eficiencia es muy bajo. Los sistemas de dos etapas se utilizan hasta un evaporador de aproximadamente $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$. temperaturas Por debajo de esta temperatura, se debería considerar sistemas de tres etapas.” (ASHRAE handbook Refrigeration, 2018, cap.2).

d) Sistema de compresor de tornillo de dos etapas

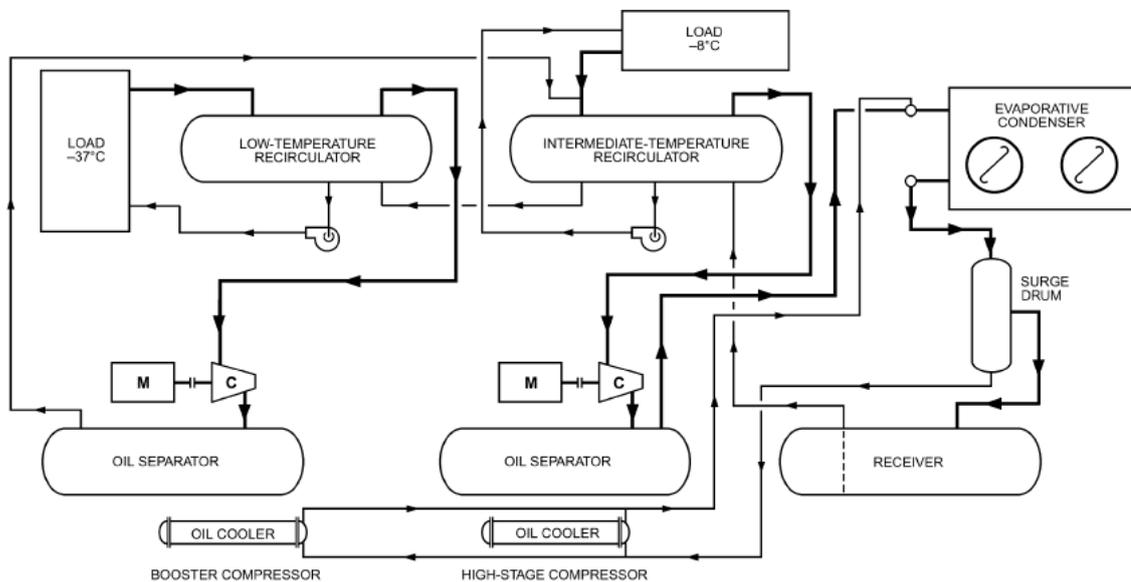
“Un sistema típico de compresor de tornillo de dos etapas y dos temperaturas, proporciona refrigeración para cargas de alta y baja temperatura.” (ASHRAE handbook Refrigeration, 2018, cap.2).

Figura 2.5 Sistema de dos etapas con temperaturas de evaporación de alta y baja.



Fuente: ASHRAE 2018, Refrigeration Handbook.

Figura 2.6 Sistema de refrigeración compuesto de por compresores de tornillo refrigerado con termosifón.



Fuente: ASHRAE 2018, Refrigeration Handbook.

2.3.2 Equipos y accesorios del sistema de refrigeración con amoníaco

a) Compresor

Son los elementos encargados de elevar la presión del refrigerante en el sistema de refrigeración hasta la presión de condensación.

Tipos de compresores para una o varias etapas:

- Compresor de paleta rotativa.
- Compresor reciproco.
- Compresor tornillo rotativo.

“El compresor alternativo es el compresor más común. Se utiliza en sistemas pequeños, de 75 kW o menos, de una etapa o de varias etapas. Los El compresor de tornillo es el compresor predominante por encima de 75 kW, en Sistemas de una o varias etapas.” (ASHRAE handbook Refrigeration, 2018, cap.2).

Figura 2.7 Compresor de tornillo rotativo marca: Mayekawa de la serie i



Fuente: www.mayekawa.pe.

b) Evaporador

Se define: “Un evaporador es cualquier superficie de transferencia de calor en el cual se vaporiza un líquido volátil para eliminar calor de un espacio o producto refrigerado” (Dossat, 1980, p.227).

Los tipos de evaporadores son:

- Evaporadores de tubo descubierto.
- Evaporadores de superficie plana.
- Evaporadores aleteados.
- Evaporadores de expansión directa.

Figura 2.8 Evaporador de simple efecto marca Guntner.



Fuente: www.guentner.com.mx.

c) Condensador

“Como en todos los sistemas de refrigeración, el condensador en un sistema de amoníaco. rechaza el calor absorbido en el evaporador, así como el agregado por el proceso de compresión y otras entradas misceláneas, a un sumidero.” (ASHRAE handbook Refrigeration, 2018, cap.2).

Tipos de condensadores.

- Condensadores enfriados por aire

Estos equipos utilizan el aire para condensar el refrigerante y pueden ser por

convección libre o forzada. Los de convección libre poseen tubos desnudos; en cambio, los de convección forzada, tubos aletados. Son utilizados en medianas y bajas cargas; además, presentan ventajas cuando no se dispone de agua.

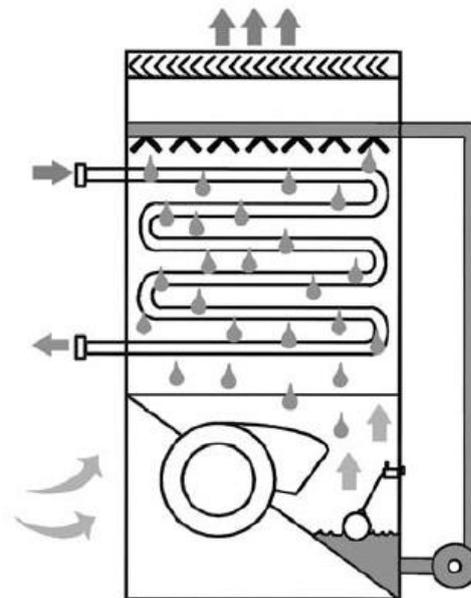
➤ Condensadores enfriados agua

Estos equipos utilizan como medio de enfriamiento el agua; están conformados principalmente por carcasa y tubos, los cuales pueden ser horizontales o verticales. Son más eficientes que los de aire y pueden llegar a menores temperaturas de condensación, pero se necesita un consumo de agua lo que aumenta el costo de operación del sistema.

➤ Condensadores evaporativos

Estos emplean tanto agua como aire como medio de condensación, pueden ser de extracción inducida como de tiro forzado. Son más económicos que los enfriados por agua, aunque siguen necesitando de ese fluido. Además, algunos de estos equipos tienen una conformación parecida a las torres de enfriamiento.

Figura 2.9 Condensador evaporativo.



Fuente: Dincer y Mahmet, 2010.

d) Control de flujo de refrigerante

Un componente fundamental e indispensable de todo sistema de refrigeraciones es el control de flujo es el dispositivo reductor de presión.

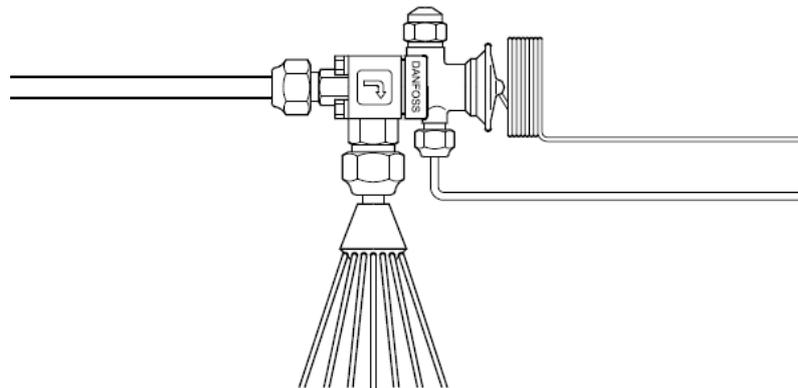
Sus propósitos principales son:

- Mantener la presión y punto de evaporación adecuados en el evaporador para manejar la carga térmica deseada.
- Permitir el flujo del refrigerante hacia el evaporador a la velocidad necesaria para eliminar el calor de la carga.

Los principales tipos de dispositivos reductores de presión, usados para reducir la presión del refrigerante líquido y en algunos casos para controlar el flujo son:

- Válvula automática de expansión.
- Válvula termostática de expansión.
- Tubo capilar.
- Flotador de lado de alta y de baja.

Figura 2.10 Válvula termostática de expansión con distribuidor.



Fuente: Danfoss, Automatización de instalaciones de refrigeración comercial.

2.3.3 Estanques

a) Estanques de alta presión o recipiente de líquido

“Los sistemas industriales generalmente incorporan un receptor central de refrigerante de alta presión, que sirve como ubicación primaria de almacenamiento de refrigerante en el sistema. Maneja las variaciones de volumen de refrigerante entre el condensador y el lado bajo del sistema durante la operación y bombeos para reparaciones o descongelamiento. Idealmente, el receptor debería ser lo suficientemente grande como para contener toda la carga

del sistema, pero esto no es generalmente económico.” (ASHRAE handbook Refrigeration, 2018, cap.2).

Figura 2.11 Recipiente de líquido tipo horizontal.



Fuente: www.grupodisco.com.

b) Estanque termosifón o enfriamiento de aceite

“Con esta configuración, el calor se elimina del aceite mediante el uso de un enfriador de aceite externo y refrigerante líquido de alta presión del sistema. El enfriamiento indirecto del lubricante o por termosifón para compresores de tornillo de baja etapa rechaza la carga de enfriamiento del lubricante al condensador o al sistema de enfriamiento auxiliar; esta carga no se transfiere al compresor de etapa alta, lo que mejora la eficiencia del sistema.” (ASHRAE handbook Refrigeration, 2018, cap.2).

c) Estanque de bombeo

“Es un recipiente a presión que trabaja como trampa de succión vertical que utiliza una bomba de amoníaco de alta presión para transferir líquido desde el lado de baja presión del sistema al receptor de alta presión. Los interruptores de flotador conectados a una columna de flotador en el lado de la trampa pueden iniciar y detener la bomba de amoníaco líquido, hacer sonar una alarma en caso de exceso de líquido y, a veces, detener los compresores.” (ASHRAE handbook Refrigeration, 2018, cap.2).

Figura 2.12 Estanque bombeo vertical de la marca PHILLIPS.



Fuente: www.haphillips.com.

2.3.4 Agente refrigerante

“En cualquier proceso de refrigeración, la sustancia empleada para absorber calor o agente de enfriamiento, se llama refrigerante” (Dossat, 1980, p. 107).

Cualquier sustancia que sufra cambio de fase pasando de líquido a vapor y viceversa, puede trabajar como refrigerante en los sistemas tipo compresión de vapor, sin embargo, por sus características intrínsecas (toxicidad, inflamabilidad, densidad, disponibilidad, etc.) existen sustancias especialmente apropiadas para ser utilizadas como refrigerante, cuyas diferencias las tornan más o menos apropiadas para determinadas condiciones de servicios.

Para seleccionar y emplear un refrigerante en un proyecto específico especializado, se deben tener en cuenta las siguientes características:

a) Propiedades químicas.

- Inflamabilidad.
- Explosividad.
- Toxicidad.
- Estabilidad.

b) Propiedades físicas

- Punto de ebullición.
- Punto congelación.
- Volumen específico.
- Densidad.
- Presión crítica.
- Temperatura crítica.
- Calor latente de evaporación.
- Miscibilidad.
- Detección de fugas.

c) Propiedades económicas

- Costo de adquisición.
- Costo de mantenimiento.
- Costo de almacenamiento.

2.3.5 Métodos de congelación

Existen diferentes métodos de congelación la mayoría basados en el sistema mecánico por compresión de vapor que consta de los siguientes elementos fundamentales: compresor, condensador, válvula de expansión y evaporador. A continuación, se mostrará una clasificación de acuerdo al medio de transmisión térmica, tomando como referencia el manual de refrigeración. (ASHRAE, 2017, Ch. 16).

a) Congeladores de contacto directo

- Congeladores de placas.

Estos pueden ser verticales u horizontales. Estos congelan en bloques, por transferencia de calor por conducción, introduciendo el producto envasado entre las placas del congelador; las cuales suelen ser de 15 a 20 placas. (Woldbase, 2010).

- Congeladores de correa o bandas.
- Congelador de tambor.
- Congelador rotativo.

b) Congeladores de aire forzado

- Túnel de congelación estáticos

Son cámaras equipadas con evaporadores y ventiladores, donde el aire frío circula a través de los productos que pueden estar situados en bandejas dispuestos en sobre estantes estacionarios. Es un equipo muy flexible, que se adapta a productos de todas las dimensiones y formas. Es recomendable su utilización en productos ya empacados, para evitar el inconveniente de que el producto se adhiera a las bandejas (IIF, 1990).

- Congeladores de banda transportadora.
- Congeladores de lecho fluidizado.

c) Congeladores de inmersión

Se utilizan para productos de forma irregular, ya que el producto es sumergido en una sustancia fría o rociada con esta. La sustancia que se utiliza puede ser

una solución acuosa de sal (salmuera), azúcar, alcohol u otra sustancia no toxica.

- Congeladores por vaporización de líquido o sólido.
- Congeladores de nitrógeno líquido.
- Congeladores de dióxido de carbono.

2.4 Definiciones de términos básico

- ASME: Es el acrónimo de American Society of Mechanical Engineers. Es una asociación de profesionales, que ha generado un código de diseño, construcción, inspección y pruebas para equipos, entre otros, calderas y recipientes sujetos a presión.
- ANSI: El Instituto Nacional Estadounidense de Estándares, más conocido como ANSI, es una organización sin fines de lucro que supervisa el desarrollo de estándares para productos, servicios, procesos y sistemas en los Estados Unidos.
- ASTM: Sociedad Americana para Pruebas y Materiales, por sus siglas en inglés, es una organización de normas internacionales que desarrolla y publica acuerdos voluntarios de normas técnicas para una amplia gama de materiales, productos, sistemas y servicios.
- HVAC: El significado de HVAC viene a ser “calefacción, ventilación y aire acondicionado”, procediendo de la expresión en inglés Heating Ventilation Air Conditioning.
- DX: Es un tipo de sistema de refrigeración, conocido también por expansión directa.
- Entalpia: Cantidad de calor contenida en el aire, contada a partir de 0°C.
- Volumen específico: los m³ de aire húmedo que corresponden a 1 Kg de aire seco.
- Factor de calor sensible: Relación entre los calores sensible y total.
- ASHRAE: Es una asociación comprometida avanzar en las artes y las ciencias de la calefacción, ventilación, aire acondicionado y la refrigeración, objetivo que se comenzó a forjar en el año de 1894, en los Estados Unidos de América,

cuando 75 profesionales del campo de la calefacción y la ventilación formaron el entonces "Sociedad Americana de Ingenieros en Calefacción y Ventilación".

- COP: Coeficiente de rendimiento, es la relación entre la capacidad calorífica y el consumo de energía utilizado para obtenerlo. Cuanto más alto es el COP, mejor rendimiento tendría la máquina.
- IIR: es el principal defensor mundial del uso seguro, confiable y eficiente del amoníaco y otros refrigerantes naturales.
- AHRI (American Refrigeration Institute): El certificado AHRI del Instituto de aire acondicionado, calefacción y refrigeración es sinónimo de productividad y eficiencia energética, algo que resulta imprescindible para el sector de la climatización por dos objetivos claros, lograr la necesaria rentabilidad económica de los proyectos y mejorar la sostenibilidad climática y del entorno ambiental.

III HIPÓTESIS Y VARIABLES

3.1 Hipótesis

3.1.1 Hipótesis general

Si se diseña un sistema de refrigeración con amoníaco, entonces permite obtener el congelamiento de 150 ton/día de jureles frescos en la pesquera Pacifico S.A. – Región del Biobío.

3.1.2 Hipótesis específicas

H1: Si se calcula la carga térmica total según las especificaciones de la ASHRAE, entonces se logrará obtener una adecuada selección de equipos y accesorios.

H2: Si se selecciona adecuadamente los equipos, entonces se obtendrá el correcto funcionamiento del sistema de refrigeración.

H3: Si se selecciona adecuadamente las válvulas y tuberías, entonces se obtendrá una adecuada interconexión de equipos en el sistema de refrigeración.

3.2 Variables de la investigación

3.2.1 Variable independiente:

Sistema de refrigeración con amoníaco.

3.2.2 Variable dependiente:

Congelamiento de 150 ton/día de Jureles frescos.

3.3 Operacionalización de variables

Tabla 3.1 Operacionalización de variables

VARIABLES	CONCEPTO	DIMENSIÓN	INDICADORES
INDEPENDIENTE Diseño de un sistema de refrigeración con amoníaco	Un sistema de refrigeración con amoníaco es un conjunto de equipos, válvulas, cañerías, y accesorios interconectados entre sí, comandados mediante un sistema de control para trabajar sincronizadamente, con la finalidad de brindar bajas temperaturas de aire y así poder enfriar y congelar productos frescos. (Elaboración propia)	Cálculo de la carga térmica total.	<ul style="list-style-type: none"> • Requerimientos del cliente. • Condiciones ambientales. • Estándares y especificaciones de la ASHRAE. • Materiales.
		Selección de equipos del sistema.	<ul style="list-style-type: none"> • Parámetros y condiciones del sistema de refrigeración. • Capacidades térmicas. • Distribución interior del espacio refrigerado • Parámetros ambientales y de seguridad.
		Selección de válvulas y tuberías del sistema.	<ul style="list-style-type: none"> • Caídas de presión • Caídas de temperatura • Velocidad del fluido • Propiedades físicas de la válvula • Propiedades físicas de la tubería • Parámetros y condiciones del sistema de refrigeración. • Estándares y especificaciones de la ASHRAE.
DEPENDIENTE Congelamiento de 150 ton/día de Jureles frescos	Proceso físico que consiste en la acción de someter un producto a una temperatura lo suficientemente baja como para que el líquido que contiene, se solidifique y así se pueda retrasarse el deterioro del producto. (Elaboración propia)	Proceso productivo de jureles frescos	<ul style="list-style-type: none"> • Selección y Calibración. • Peso de cajas de jureles y tipo de empaçado. • Temperatura de ingreso del producto. • Velocidad del flujo de aire del túnel de enfriamiento. • Temperatura interior del aire en el túnel.

Fuente: Elaboración propia.

IV DISEÑO METODOLÓGICO

4.1 Tipo de investigación

"La investigación tecnológica tiene como propósito aplicar el conocimiento para solucionar los diferentes problemas que benefician a la sociedad" (Espinoza, 2010, p.76).

El siguiente trabajo reúne las características principales para ser una investigación de tipo tecnológico de nivel aplicado, puesto que los alcances de la investigación se obtuvieron gracias a la aplicación de conocimientos de ciencias e ingeniería y manuales de refrigeración para diseñar un sistema de refrigeración para la pesquera Pacifico S.A., obteniendo así un beneficio económico para la empresa y beneficio social para los consumidores.

4.2 Diseño de investigación

El diseño de la investigación de este trabajo de tesis fue creado para dar solución a la problemática de la planta, alcanzar los objetivos generales, específicos y validar la hipótesis, para ello la investigación se desarrolló mediante un diseño no experimental del tipo transeccional, debido a que no se manipulo deliberadamente las variables de la investigación.

Carrasco menciona acerca de la investigación no experimental: "Son aquellas cuyas variables independientes carecen de manipulación intencional, y no poseen grupo de control, ni mucho menos experimental. Analizan los hechos y fenómenos de la realidad después de su ocurrencia." (Carrasco, 2008, p.71).

4.2.1 Parámetros básicos de la investigación

Los siguientes son los parámetros empleados en el diseño del sistema de refrigeración con amoniaco para el congelamiento de 150 ton/día en la pesquera Pacifico S.A. Región del Biobío y representan las condiciones máximas de funcionamiento bajo las cuales operará en forma satisfactoria.

a) Parámetros para el cálculo de la carga térmica

- Lugar: Pesquera Pacifico S.A.
- Ubicación: Comuna de Talcahuano, Región del Bío Bío, costa de Chile.
- Temperatura exterior máxima promedio: 29°C
- Humedad relativa exterior: 75 %
- Temperatura mínima: 6°C
- Temperatura media: 20°C
- Temperatura interior del túnel: - 34°C
- Humedad relativa interior: 80%
- Producto a congelar: jurel fresco
- Temperatura inicial del producto al ingresar al túnel: 18°C
- Temperatura final del producto (jurel): -34°C
- Factor de seguridad del sistema: 10%

Tabla 4.1 Distribución de planta

Ítem	Ubicación	Cantidad	Área (m ²)	Altura (m)
A1	Sala de procesos	1	750.5	6.5
A2	Túnel de congelación	2	202	6.5
A3	Sala de máquinas	1	120	8
A4	Anden de despacho	1	447.5	8

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 4.2 Condición de temperaturas

Ítem	Ubicación	Cantidad	Temperatura (°C)	Aire forzado
A1	Sala de procesos	1	Ambiente	NO
A2	Túnel de congelación	2	- 40	SI
A3	Sala de máquinas	1	Ambiente	SI
A4	Anden de despacho	1	Ambiente	NO

Fuente: Elaboración propia.

b) Parámetros para la selección de equipos

- Diferencial de temperatura.
- Temperatura de evaporación.
- Flujo de aire interior del túnel.
- Temperatura de evaporación.
- Temperatura de condensación.
- Temperatura de bulbo seco.
- Tipo de material.

c) Parámetros para la selección de tuberías

- Tipo de material.
- Caídas de presión.
- Caídas de temperatura.
- Velocidad de refrigerante.
- Razón de recirculación del sistema

d) Parámetros para la selección de válvulas

- Caídas de presión.
- Tipo de material
- Caídas de temperatura.
- Temperatura de condensación.
- Temperatura de evaporación.
- Tipo de material.

4.2.2 Etapas de la investigación

En el informe de tesis se siguió una serie de procedimientos para poder llegar al objetivo del mismo, por lo cual se especificó cada una sus actividades correspondientes teniendo en cuenta las especificaciones de la Sociedad Americana de Ingenieros en Calefacción y Ventilación (ASHRAE), además de especificaciones técnicas, manuales, y softwares de cálculo como: Coolpack, Coolselector y ValveCalc.

a) Etapa 1: Calculo de la carga térmica total

En esta etapa se buscó determinar la carga térmica total que se genera en el proceso de congelamiento de jureles frescos de acuerdo a las especificaciones de la Sociedad Americana de Ingenieros en Calefacción y Ventilación (ASHRAE), para llegar al objetivo trazado se siguieron los pasos que se muestran a continuación:

- Determinar las condiciones de temperatura en cada punto cardinal respecto del túnel de congelamiento.
- Determinar el Coeficiente de Transmisión global.
- Determinar las cargas térmicas por enfriamiento del producto: Cargas térmicas de enfriamiento por encima del punto de congelación del producto, cargas térmicas de congelación del producto, cargas térmicas de enfriamiento por debajo del punto de congelación del producto.
- Determinar las cargas térmicas por infiltración de aire dentro del túnel.
- Determinar las cargas térmicas internas en el proceso de congelación del producto como son: ganancia de calor por motores eléctricos, ganancia de calor por personas.
- Determinar las cargas térmicas por equipamiento: ganancia de calor por el motor de el ventilador en el caso de enfriamiento por aire forzado, ganancia de calor por el equipo de control de humedad, ganancia de calor cuando el serpentín de refrigeración funciona temperatura bajo cero y debe descongelarse periódicamente.

b) Etapa 2: Determinación de las capacidades y selección de equipos

En esta etapa se buscó determinar la capacidad térmica (o capacidad de enfriamiento) requerida por los equipos de refrigeración con amoniaco, tanto de las unidades de evaporación que van dentro del túnel de congelamiento como las unidades exteriores que disipan el calor absorbido. Para lograr este objetivo se siguieron los siguientes pasos:

- Seleccionar las baterías de enfriamiento o evaporadores de acuerdo a la carga térmica total necesaria para el congelamiento de 150 ton de jureles frescos en la planta.

- Seleccionar los compresores que satisfacen la carga térmica de los túneles.
- Seleccionar los condensadores para el correcto rechazo de calor del sistema de refrigeración por amoníaco.
- Seleccionar la bomba de amoníaco de acuerdo a la altura y longitud de cañerías desde la sala de máquinas hacia los túneles.
- Selección de los estanques: estanque de recipiente de líquido, estanque de bombeo, estanque termosifón para el caso del enfriamiento de aceite de los compresores de tornillo.

c) Etapa 3: Selección de tuberías

Para esta etapa con se determinó que tuberías fueron las necesarias para asegurar un correcto funcionamiento del sistema de refrigeración, con la ayuda de las especificaciones de la ASHRAE y softwares de selección: Coolpack, Coolselector y ValveCalc. Para lograr este objetivo se siguieron los siguientes pasos:

- Determinar el rango velocidades, caídas de presión, caídas de temperatura, permitido por el ASHRAE para sistemas de refrigeración por bombeo.
- Seleccionar las tuberías para cada tramo del sistema de refrigeración, tanto para las líneas de alta presión como para las de baja.
- Seleccionar las tuberías que interconectan equipos y accesorios.

d) Etapa 4 Selección de válvulas

En esta etapa se buscó seleccionar las válvulas principales y complementarias del sistema de refrigeración, para tal fin se utilizó el software de selección coolpack de la empresa Danfoss. Para lograr este objetivo se siguieron los siguientes pasos:

- Determinar los parámetros funcionamiento (presión, temperatura, velocidad, capacidades, etc.) por cada tramo.
- Definir el tipo de unión y material que tendrá cada válvula seleccionada.

4.2.3 Desarrollo de la investigación

El diseño se inicia con el análisis geométrico de la zona donde se diseñará el sistema de congelación con amoníaco para la pesquera PACIFICO S.A. como se muestra en el **anexo 2** y **anexos 4**. donde se observan las características estructurales y geométricas de la pesquera. Además, del **anexo 5** se obtiene la configuración del túnel de congelamiento por aire forzado, debido a que este sistema es el más utilizado y más efectivo para procesos de congelación. Además, cabe resaltar que al tener dos túneles de las mismas proporciones y características el cálculo de la carga térmica se realizara solo para uno, luego se multiplicara por dos para obtener la carga térmica total.

Etapa 1: Calculo de la carga térmica total

a) Cargas térmicas por transmisión de calor en paredes

La ganancia de calor sensible a través de paredes, piso y techo se calcula en estado estable de la siguiente manera:

$$q = AUD\Delta t \quad (4.1)$$

Donde:

q = Ganancia por transmisión de calor en paredes (W).

A = Área exterior de la sección (m^2).

U = Coeficiente de transmisión global ($W/m^2 \cdot K$).

Δt = Diferencia de la temperatura del aire exterior e interior ($^{\circ}C$)

El coeficiente global de transferencia de calor U de la pared, el piso o el techo se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$U = \frac{1}{1/h_i + x/k + 1/h_o} \quad (4.2)$$

Donde:

U = Coeficiente de transmisión global ($W/m^2 \cdot K$).

x = Espesor de pared (m).

k = Conductividad termica ($W/m \cdot K$).

h_i = Coeficiente de convección para el aire interior ($^{\circ}C$)

h_o = Coeficiente de convección para el aire exterior ($^{\circ}C$)

De acuerdo a las especificaciones de ASHRAE (handbook Refrigeration, 2018, cap.24). para el coeficiente de convección para el aire en reposo se tiene ($h_i = 9.1 (W/m^2 \cdot K)$), para Superficie exterior expuesta a vientos de 25 km/h ($h_o = 34 (W/m^2 \cdot K)$). “En la mayoría de los casos, la diferencia de temperatura Δt se puede ajustar a compensar el efecto solar en la carga de calor. Se aplican los valores de la **Tabla 4.3** durante un período de 24 hr se agregan a la temperatura del ambiente cuando se está calculando la ganancia de calor de la pared.” (ASHRAE handbook Refrigeration, 2018, cap.24).

Tabla 4.3 Factor para el efecto solar.

Typical Surface Types	East Wall, K	South Wall, K	West Wall, K	Flat Roof, K
<i>Dark-colored surfaces</i>				
Slate roofing	5	3	5	11
Tar roofing				
Black paint				
<i>Medium-colored surfaces</i>				
Unpainted wood	4	3	4	9
Brick				
Red tile				
Dark cement				
Red, gray, or green paint				
<i>Light-colored surfaces</i>				
White stone	3	2	3	5
Light-colored cement				
White paint				

Note: Add to the normal temperature difference for heat leakage calculations to compensate for sun effect. Do not use for air-conditioning design.

Fuente: ASHRAE 2018, Refrigeration Handbook.

Las conductividades térmicas de varios aislamientos de almacenamiento en frío son enumeradas en la **Tabla 4.4**.

Tabla 4.4 Conductividad térmica de aislamientos.

Insulation	Thermal Conductivity ^a <i>k</i> , W/(m · K)
Polyurethane board (R-11 expanded)	0.023 to 0.026
Polyisocyanurate, cellular (R-141b expanded)	0.027
Polystyrene, extruded (R-142b)	0.035
Polystyrene, expanded (R-142b)	0.037
Corkboard ^b	0.043
Foam glass ^c	0.044

Fuente: ASHRAE 2018, Refrigeration Handbook.

De acuerdo al **anexo 5** para nuestro túnel de enfriamiento se tiene lo siguiente:

Condiciones para la pared Sureste

- Longitud = 12.65 m
- Temperatura exterior = 25 °C
- Temperatura interior = -34 °C
- Factor para el efecto solar = Sin incidencia solar
- Altura = 6.5 m
- Espesor de panel = 150 mm
- Tipo de panel: Poliestireno Expandido EPS

$$A = \text{Longitud} \times \text{Altura} = (12.65 \text{ m}) \times (6.5 \text{ m}) = 82.225 \text{ m}^2$$

$$\Delta t = 25^\circ\text{C} - (-34^\circ\text{C}) = 59 \text{ K}$$

Condiciones para la pared Noreste

- Longitud = 8 m
- Temperatura exterior = 25 °C
- Temperatura interior = -34 °C
- Factor para el efecto solar = Sin incidencia solar

- Altura = 6.5 m
- Espesor de panel = 150 mm
- Tipo de panel: Poliestireno Expandido EPS

$$A = \text{Longitud} \times \text{Altura} = (8 \text{ m}) \times (6.5 \text{ m}) = 52 \text{ m}^2$$

$$\Delta t = 25^\circ\text{C} - (-34^\circ\text{C}) = 59 \text{ K}$$

Condiciones para la pared Suroeste

- Longitud = 8 m
- Temperatura exterior = 25 °C
- Temperatura interior = -34 °C
- Factor para el efecto solar = Sin incidencia solar
- Altura = 6.5 m
- Espesor de panel = 150 mm
- Tipo de panel: Poliestireno Expandido EPS

$$A = \text{Longitud} \times \text{Altura} = (8 \text{ m}) \times (6.5 \text{ m}) = 52 \text{ m}^2$$

$$\Delta t = 25^\circ\text{C} - (-34^\circ\text{C}) = 59 \text{ K}$$

Condiciones para la pared Noroeste

- Longitud = 12.65 m
- Temperatura exterior = 25 °C
- Temperatura interior = -34 °C
- Factor para el efecto solar = 5 K
- Altura = 6.5 m
- Espesor de panel = 150 mm
- Tipo de panel: Poliestireno Expandido EPS

$$A = \text{Longitud} \times \text{Altura} = (12.65 \text{ m}) \times (6.5 \text{ m}) = 82.225 \text{ m}^2$$

$$\Delta t = 25^\circ\text{C} - (-34^\circ\text{C}) = 59 \text{ K}$$

$$\text{Aplicando el factor por efecto solar: } \Delta t = 59 \text{ K} + 5 \text{ K} = 64 \text{ K}$$

Cálculo del coeficiente de transmisión global (U)

“Con paredes gruesas y baja conductividad, la resistencia x / k hace que U sea tan pequeño que $1 / h_i$ y $1 / h_o$ tienen poco efecto y pueden omitirse en el cálculo. Las paredes generalmente están hechas de más de un material; por lo tanto, el valor x / k representa la resistencia compuesta de los materiales” (ASHRAE handbook Refrigeration, 2018, cap.24). por lo tanto, se tiene lo siguiente:

$$U = \frac{1}{1/h_i + x/k + 1/h_o} = \frac{1}{x/k} = \frac{k}{x} \quad (4.3)$$

Para poliestireno Expandido EPS de espesor 150 mm se obtiene de la **tabla 4.3** el valor de $k = 0.037 \text{ W/m. k}$, reemplazando en la ecuación 4.3 se obtiene:

$$U = 0.037/0.15 = 0.246 \text{ (W/m}^2 \cdot \text{K)}$$

Cálculo de la temperatura exterior base o de proyecto

Según Melgarejo (2012), “La carga térmica varía con la temperatura exterior, si consideramos constante la temperatura interior del recinto frigorífico” (p. 326). Donde la temperatura exterior base se puede calcular de la siguiente manera

$$T_{ext.base} = (0.6T_{max.}) + (0.4T_{media}) \quad (4.4)$$

Donde:

$T_{ext.base}$ = Temperatura exterior base (°C).

$T_{max.}$ = Temperatura máxima (°C).

T_{media} = Temperatura media (°C).

Además, según Melgarejo (2012), para las temperaturas de techo y de piso se plantea las siguientes ecuaciones:

$$T_{techo} = 12 \text{ (°C)} + TEB \quad (4.5)$$

$$T_{suelo} = (TEB + 15)/2 \quad (4.6)$$

Donde:

T_{techo} = Temperatura de techo (°C).

T_{suelo} = Temperatura de suelo (°C).

Para nuestro caso aplicando la ecuación (4.4) se obtiene lo siguiente:

$$T_{ext.base} = (0.6T_{max.}) + (0.4T_{media}) = 0.6 \times 29 \text{ °C} + 0.4 \times 20 \text{ °C}$$

$$T_{ext.base} = 25.4 \text{ °C}$$

Aplicando la ecuación (4.5) y (4.6) se obtiene lo siguiente:

$$T_{techo} = 12 \text{ (°C)} + TEB = 12 \text{ °C} + 25.4 \text{ °C} = 37 \text{ °C}$$

$$T_{suelo} = (TEB + 15)/2 = (25.4 \text{ °C} + 15 \text{ °C})/2 = 20 \text{ °C}$$

Por lo tanto, para el diferencial de temperatura:

$$\Delta t_{techo} = 37 \text{ °C} - (-34 \text{ °C}) = 71 \text{ K}$$

$$\Delta t_{suelo} = 20 \text{ °C} - (-34 \text{ °C}) = 54 \text{ K}$$

Cálculo de carga térmica pared Sureste

Aplicando la ecuación (4.1) se obtiene lo siguiente:

$$q_{Sureste} = AUD\Delta t = 82.225 \text{ (m}^2\text{)} \times 0.246 \text{ (W/m}^2\text{.K)} \times 59 \text{ (K)}$$

$$q_{Sureste} = 1196 \text{ W} = 1.196 \text{ KW}$$

Cálculo de carga térmica pared Noreste

Aplicando la ecuación (4.1) se obtiene lo siguiente:

$$q_{\text{Noreste}} = AUD\Delta t = 52 \text{ (m}^2\text{)} \times 0.246 \text{ (W/m}^2\text{.K)} \times 59 \text{ (K)}$$

$$q_{\text{Noreste}} = 756 \text{ W} = 0.756 \text{ KW}$$

Cálculo de carga térmica pared Suroeste

Aplicando la ecuación (4.1) se obtiene lo siguiente:

$$q_{\text{Suroeste}} = AUD\Delta t = 52 \text{ (m}^2\text{)} \times 0.246 \text{ (W/m}^2\text{.K)} \times 59 \text{ (K)}$$

$$q_{\text{Suroeste}} = 756 \text{ W} = 0.756 \text{ KW}$$

Cálculo de carga térmica pared Noroeste

Aplicando la ecuación (4.1) se obtiene lo siguiente:

$$q_{\text{Noroeste}} = AUD\Delta t = 82.225 \text{ (m}^2\text{)} \times 0.246 \text{ (W/m}^2\text{.K)} \times 64 \text{ (K)}$$

$$q_{\text{Noroeste}} = 1298 \text{ W} = 1.298 \text{ KW}$$

Cálculo de carga térmica techo

Aplicando la ecuación (4.1) se obtiene lo siguiente:

$$q_{\text{Techo}} = AUD\Delta t = 8 \text{ (m)} \times 12.65 \text{ (m)} \times 0.246 \text{ (W/m}^2\text{.K)} \times 71 \text{ (K)}$$

$$q_{\text{Techo}} = 1772 \text{ W} = 1.772 \text{ KW}$$

Cálculo de carga térmica piso

Aplicando la ecuación (4.1) se obtiene lo siguiente:

$$q_{\text{Piso}} = AUD\Delta t = 8 \text{ (m)} \times 12.65 \text{ (m)} \times 0.246 \text{ (W/m}^2\text{.K)} \times 54 \text{ (K)}$$

$$q_{\text{Piso}} = 1348 \text{ W} = 1.348 \text{ KW}$$

La carga térmica total se obtiene sumando lo siguiente:

$$q_{\text{TOTAL}} = q_{\text{Sureste}} + q_{\text{Noreste}} + q_{\text{Suroeste}} + q_{\text{Noroeste}} + q_{\text{Techo}} + q_{\text{Piso}}$$

$$q_{TOTAL} = 1.196 (KW) + 0.756 (KW) + 0.756 (KW) + 1.298 (KW) \\ + 1.772 (KW) + 1.348 (KW)$$

$$q_{TOTAL} = 7.129 (KW)$$

Por lo tanto, en la **tabla 4.5** se obtiene el siguiente resumen de cargas térmicas para paredes, techo y piso:

Tabla 4.5 Resumen de cálculos para la carga térmica total

Orientación	Área	Coef. (U)	Difer. Temp.	Carga term.
	(m2)	(W/m2.K)	(K)	(W)
Pared Sureste	82.225	0.246	59	1196
Pared Noreste	52	0.246	59	756
Pared Suroeste	52	0.246	59	756
Pared Noroeste	82.225	0.246	64	1298
Techo	101.2	0.246	71	1772
Suelo	101.2	0.246	54	1348
TOTAL				7126

Fuente: Elaboración propia.

b) Cargas térmicas por enfriamiento de producto

Según el (ASHRAE handbook Refrigeration, 2018, cap.24). las cargas térmicas por enfriamiento y congelación de producto se tiene lo siguiente:

Calor retirado para enfriar desde la temperatura inicial hasta el punto de congelación de producto:

$$Q_1 = mc_1(t_1 - t_f) \quad (4.7)$$

Donde:

Q_1 = Calor removido (KJ).

m = Masa del producto a congelar (Kg).

c_1 = calor específico del prod. por encima de la congelación (KJ/Kg. K)

t_1 = Temp. inicial del prod. por encima del punto de congelación (°C)

t_f = Temperatura de congelación del producto (°C)

Calor retirado para congelación del producto:

$$Q_2 = mh_{if} \quad (4.8)$$

Donde:

Q_2 = Calor removido (KJ).

m = Masa del producto a congelar (Kg).

h_{if} = calor latente de fusión o congelación del producto (KJ/Kg)

Calor retirado para enfriar desde la temperatura inicial hasta el punto de congelación de producto:

$$Q_3 = mc_2(t_f - t_3) \quad (4.9)$$

Donde:

Q_3 = Calor removido (KJ).

m = Masa del producto a congelar (Kg).

c_2 = calor específico del prod. por debajo de la congelación (KJ/Kg. K)

t_3 = Temp. final del prod. por debajo del punto de congelación (°C)

t_f = Temperatura de congelación del producto (°C)

Finalmente:

$$q = (Q_1 + Q_2 + Q_3)/(3600n) \quad (4.10)$$

Donde:

Q_3 = Calor por carga de producto (KW).

n = Tiempo asignado (hr).

Para este caso es necesario conocer tanto de las propiedades térmicas como las condiciones de almacenamiento del producto, que en este caso viene siendo el jurel fresco. La importancia de esto radica no sólo en un aspecto de funcionamiento del sistema de refrigeración, sino en la necesidad de garantizar la preservación y calidad en cuanto al olor, sabor, color y textura del pescado.

Ficha técnica del jurel fresco y su presentación

Los pescados azules como el jurel son muy recomendados por los nutricionistas para mantener una vida saludable y por su eficacia en el control del sobrepeso, ya que poseen un bajo aporte calórico. La abundancia de vitamina B, hace que este alimento sea muy recomendable en casos de diabetes, depresión y asma, Además, la presencia de vitamina B6 previene enfermedades cardíacas.

Tabla 4.6 Ficha técnica del proceso de congelamiento del jurel fresco

Características	
Producto	Jurel Entero
Tipo de Producto	Pescado entero , con cabeza y vísceras, crudo congelado
Especie	Jurel
Presentación	Cajas de cartón de 20 kilos
Empaque	Caja de cartón. Tapa y fondo
Tipo de elaboración	Calibrado, seleccionado, empacado y congelado
Peso neto	20 kilos
Vida útil	18 meses

Fuente: Pesquera PACIFICO S.A.

Después de pesar, calibrar y seleccionar los jureles frescos, estos son empacados en cajas de cartón donde las dimensiones de las cajas utilizadas por esta pesquera son las siguientes:

- Longitud: 600 mm
- Ancho: 390 mm
- Altura: 120 mm

Especificación del rack de almacenamiento

El rack de almacenamiento es un tipo de pallets metálico donde se distribuye las cajas de jureles frescos, estos racks son ingresados mediante yales o montacargas a los túneles de congelamiento rápido, y después del proceso de congelamiento estos racks son trasladados hacia una maquina desrackeadora para así disponer las cajas de jureles en un pallet de madera, forrarlos con film plástico y trasladarlos hacia los camiones.

De acuerdo al **anexo 7** las dimensiones de los racks usados por esta pesquera son las siguientes:

- Longitud: 1300 mm
- Ancho: 1020 mm
- Altura: 2610 mm
- Niveles por túnel: 12 niveles
- Numero de cajas por nivel: 5 cajas

El peso de las cajas de jureles por rack se obtiene multiplicando lo siguiente:

$$Peso_{jureles \times rack} = 5 (cajas) \times 12 (niveles) \times 20 (Kg/caja)$$

$$Peso_{jureles \times rack} = 1200 \text{ Kg} = 1.2 \text{ Ton}$$

De acuerdo al **anexo 6** se tiene que el numero de racks por túnel es 66 racks distribuidos en 11x3 por dos niveles. Por lo tanto, el peso de jureles por túnel es:

$$Peso_{jureles \times túnel} = 66 (racks) \times 1200 (Kg)$$

$$Peso_{jureles \times rack} = 79200 \text{ Kg} = 79.2 \text{ Ton}$$

Finalmente, para calcular la carga térmica del jurel fresco en el túnel de congelamiento rápido se tiene que recurrir de acuerdo al **anexo 8** a las propiedades térmicas del jurel fresco y congelado de acuerdo a las especificaciones de la (ASHRAE 2018, Refrigeration Handbook) son:

Calor específico del jurel por encima del punto de congelación:

$$c_1 = 3.33 \text{ (KJ/Kg. K)}$$

Temperatura del punto de congelación para jureles frescos:

$$t_f = -2.2 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

Calor específico del jurel por debajo del punto de congelación:

$$c_2 = 2.23 \text{ (KJ/Kg. K)}$$

Calor latente de congelación del jurel:

$$h_{if} = 212 \text{ (KJ/Kg)}$$

Por lo tanto, de acuerdo a los parámetros de básicos de la investigación y a las ecuaciones (4.7), (4.8) y (4.9) se obtiene lo siguiente:

Calor retirado para enfriar desde la temperatura inicial hasta el punto de congelación de producto:

$$Q_1 = mc_1(t_1 - t_f)$$

$$Q_1 = 79200 \text{ (Kg)} \times 3.33 \text{ (KJ/Kg. K)} \times [18 - (-2.2)] \text{ (K)}$$

$$Q_1 = 5327.47 \text{ (KJ)}$$

Calor retirado para congelación del producto:

$$Q_2 = mh_{if} = 79200 \text{ (Kg)} \times 212 \text{ (KJ/Kg)}$$

$$Q_2 = 16790.40 \text{ (KJ)}$$

Calor retirado para enfriar desde la temperatura inicial hasta el punto de congelación de producto:

$$Q_3 = mc_2(t_f - t_3)$$

$$Q_3 = 79200 \text{ (Kg)} \times 2.23 \text{ (KJ/Kg.K)} \times [-2.2 - (-34)] \text{ (K)}$$

$$Q_3 = 5616.39 \text{ (KJ)}$$

Finalmente considerando el tiempo de congelación de 18 horas y aplicando la ecuación (4.10), se obtiene lo siguiente:

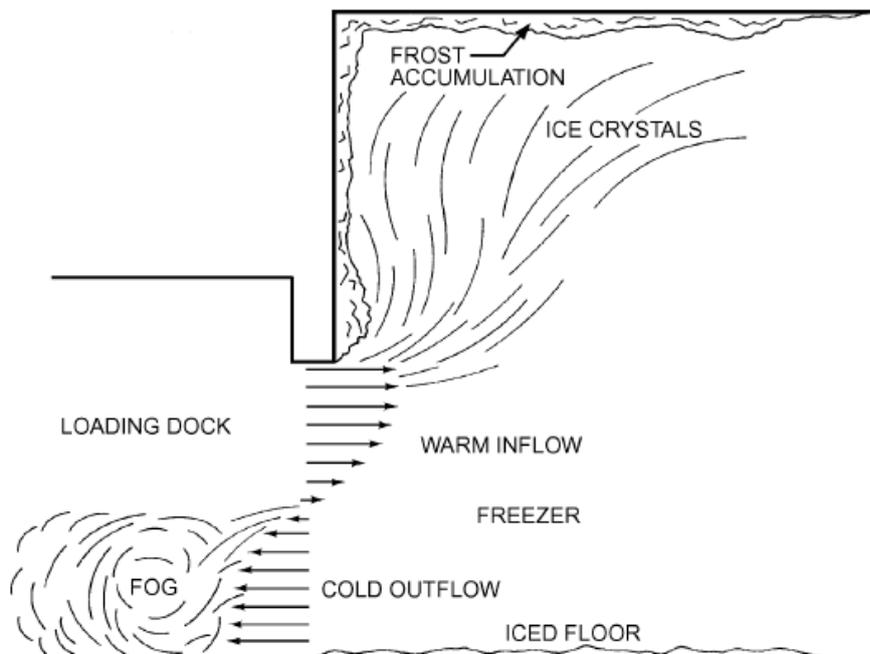
$$q = (Q_1 + Q_2 + Q_3)/(3600n)$$

$$q = [5327.47 \text{ (KJ)} + 16790.40 \text{ (KJ)} + 5616.39 \text{ (KJ)}]/[3600 \times 18 \text{ (hr)}]$$

$$q = 428 \text{ (KW)}$$

c) Cargas térmicas por infiltración de aire

Figura 4.1 Masas de aire frío y cálido que fluyen para puertas típicas de congelador. abierto



Fuente: ASHRAE 2018, Refrigeration Handbook.

“las cargas térmicas por infiltración de aire pueden representar más de la mitad de la carga total de distribución de refrigeración en almacenes, cámaras, salas de proceso y aplicaciones similares.” (ASHRAE handbook Refrigeration, 2018, cap.24).

La infiltración por intercambio de aire ocurre comúnmente más debido a las diferencias de densidad del aire entre habitaciones como muestra la **figura 4.1**

La ganancia de calor a través de las puertas del intercambio de aire es la siguiente:

$$q_t = qD_tD_f(1 - E) \quad (4.11)$$

Donde:

q_t = Ganancia de calor promedio para 24hr u otro periodo (kW).

q = Carga de refrigeración sensible y latente para flujo completamente establecido(kW).

D_t = Factor de tiempo abierto de la puerta.

D_f = Factor de flujo de la puerta.

E = Efectividad del dispositivo protector de la puerta.

Gosney y Olama (1975) desarrollaron la siguiente ecuación de intercambio de aire para un flujo completamente establecido:

$$q = 0.221A(h_i - h_r)\rho_r(1 - \rho_i/\rho_r)^{0.5}(gH)^{0.5}F_m \quad (4.12)$$

Donde:

q = Carga de refrigeración sensible y latente (kW).

A = Área de la puerta (m^2).

h_i = Entalpia del aire de infiltración (kJ/kg).

h_r = Entalpia del aire refrigerado (kJ/kg).

ρ_i = densidad del aire de infiltración (kg/m^3).

ρ_r = densidad del aire de refrigerado (kg/m^3).

g = Constante gravitacional = 9.81 (m/s^2).

H = Altura de la puerta (m).

F_m = Factor de densidad

Donde el factor de densidad se calcula de la siguiente manera:

$$F_m = \left[\frac{2}{1 + (\rho_r/\rho_i)^{1/3}} \right]^{1.5} \quad (4.13)$$

Según (ASHRAE handbook Refrigeration, 2018, cap.24), para uso cíclico, irregular y constante de la puerta, solo o en combinación, el factor de tiempo abierto de la puerta se puede calcular como:

$$D_t = (P\theta_p + 60\theta_0)/(3600\theta_d) \quad (4.14)$$

Donde:

D_t = Parte decimal del tiempo cuando la puerta esta abierta.

P = Número de aperturas de entrada.

θ_p = Tiempo de abierto – cierre por apertura (s).

θ_0 = Tiempo que permanece abierto la puerta por apertura (min).

θ_d = Periodo de apertura por hora (hr).

Además, tener en cuenta lo siguiente:

- Puertas convencionales: $\theta_p = 15 - 25$ (s)
- Puertas rápidas: $\theta_p = 5 - 10$ (s)
- θ_0 y θ_d : deben ser proporcionados por el usuario.

Según (ASHRAE handbook Refrigeration, 2018, cap.24), para el factor de flujo de la puerta se considera lo siguiente:

- $D_f = 1.0$ (cuando se obstruye la trayectoria del flujo).
- $D_f = 0.8$; $\Delta T = 16$ (K) (para puertas de operación rápida).
- $D_f = 1.1$; $\Delta T < 11$ (K).

Según (ASHRAE handbook Refrigeration, 2018, cap.24), para el dispositivo protector de la puerta se considera lo siguiente:

- $E = 0.95$ (Puertas recién instaladas).
- $E = 0.8 - 0.85$ (Puertas usadas).
- $E = 0.85 - 0.95$ (Vestíbulos, puertas de empuje).
- $E < 0.7$ (Cortinas de aire).

Para nuestro caso según el **anexo 6** el túnel de enfriamiento tiene cuatro puertas en total, dos puertas por lado, donde su función son las siguientes:

- Dos puertas grandes de 3000 x 5150 mm, su función principal es la de entrada de montacargas para alimentar el túnel con racks llenos de cajas de pescados.
- Dos puertas pequeñas de 800 x 2200 mm, su función principal es la de entrada de frigoristas, ayudantes, y técnicos del frío para la respectiva mantención, calibración o reparación de cualquier válvula o cañería existente en esta zona.

Además, cabe resaltar que por ser un túnel de congelación por aire forzado no existe infiltración de aire por la puerta grande de 3000 x 5150 mm ya que una vez cargado el túnel con todos los racks, esta puerta correctamente sellada y hermetizada no se vuelve a abrir hasta que se llegue al punto de congelación deseado, solo se abre esta puerta una vez terminado el proceso de enfriamiento

y congelación y para el desrackeamiento y despacho del producto hacia los respectivos camiones.

Por lo tanto, en esta investigación, la carga térmica por infiltración de aire solo se aplicará a las puertas pequeñas de 800 x 2200 mm que son usadas para mantenimiento y regulación de válvulas.

Condiciones interiores del túnel de congelamiento por aire forzado:

- Temperatura interior: -34 °C
- Humedad relativa: 80 %

De la **tabla 2.2** (tabla psicométrica para el aire) obtenemos las siguientes propiedades para el interior del túnel:

$$h_r = -34 \text{ (kJ/kg)}$$

$$\rho_r = 1.47 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

Condiciones exteriores del túnel de congelamiento por aire forzado:

- Temperatura interior: 25 °C
- Humedad relativa: 75 %

De la **tabla 2.2** (tabla psicométrica para el aire) obtenemos las siguientes propiedades para el exterior del túnel:

$$h_r = 64 \text{ (kJ/kg)}$$

$$\rho_r = 1.16 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

Además, tenemos: $A = 2.2 \text{ (m)} \times 0.8 \text{ (m)} = 1.76 \text{ (m}^2\text{)}$.

Remplazando en la ecuación (4.13) obtenemos que el factor de densidad es el siguiente:

$$F_m = \left[\frac{2}{1 + (\rho_r/\rho_i)^{1/3}} \right]^{1.5} = \left[\frac{2}{1 + (1.16/1.47)^{1/3}} \right]^{1.5} = 0.941$$

Remplazando en la ecuación (4.12) obtenemos que la carga de refrigeración sensible y latente es la siguiente:

$$\begin{aligned} q &= 0.221A(h_i - h_r)\rho_r(1 - \rho_i/\rho_r)^{0.5}(gH)^{0.5}F_m \\ q &= 0.221 \times 1.76 \text{ (m}^2\text{)} \times [-34 \text{ (kJ/kg)} - 64 \text{ (kJ/kg)}] \\ &\quad \times (1 - 1.47/1.16)^{0.5} \times (9.81 \times 2.2)^{0.5} \times 0.941 \\ q &= 112.85 \text{ (kW)} \end{aligned}$$

Además, para el cálculo de tiempo que la puerta permanece abierta se debe tener en cuenta lo siguiente:

- Número de puertas: 2
- $\theta_p = 15$ (s).
- $\theta_0 = 0.5$ (min).
- $\theta_d = 15$ (hr/aperturas).

Remplazando en la ecuación (4.14) obtenemos lo siguiente:

$$\begin{aligned} D_t &= (P\theta_p + 60\theta_0)/(3600\theta_d) \\ D_t &= (2 \times 15 + 60 \times 0.5)/(3600 \times 15) = 0.25 \end{aligned}$$

Para el factor de flujo de la puerta consideramos lo siguiente:

- $D_f = 1.1$; $\Delta T < 11$ (K).

Además, para el dispositivo protector de la puerta se considera lo siguiente:

➤ $E = 0.85$ (Vestíbulos, puertas de empuje).

Por lo tanto, para la carga por infiltración de aire, reemplazando en la ecuación (4.11) se obtiene lo siguiente:

$$q_t = qD_t D_f (1 - E)$$

$$q_t = 112.85 \text{ (kW)} \times 0.25 \times 1.1 \times (1 - 0.85)$$

$$q_t = 4.655 \text{ (kW)}$$

d) Cargas térmicas internas

Cargas térmicas por motores eléctricos

“Toda la energía eléctrica utilizada por los equipos en el espacio refrigerado (de luces, motores, calentadores y otros equipos) se disipa como calor y debe incluirse en el interior de la carga de calor.” (ASHRAE handbook Refrigeration, 2018, cap.24).

$$q_{ventilador} = n(EC_{ventilador}) \quad (4.15)$$

Donde:

n = Número de ventiladores.

$EC_{ventilador}$ = Equivalencia de calor por potencia (kW).

Para nuestro caso los únicos motores eléctricos que se encuentran en el túnel de congelamiento son los ventiladores axiales para la recirculación de aire ubicados delante de los serpentines de congelación, estos ventiladores son incorporados por el fabricante y detallados en las especificaciones técnicas.

Tabla 4.7 Ganancia de calor de motores eléctricos típicos

Motor Rated, kW	Motor Type	Nominal rpm	Full Load Motor Efficiency, %	Location of Motor and Driven Equipment with Respect to Conditioned Space or Airstream		
				A	B	C
				Motor in, Driven Equipment in, W	Motor out, Driven Equipment in, W	Motor in, Driven Equipment out, W
0.04	Shaded pole	1500	35	105	35	70
0.06			35	170	59	110
0.09			35	264	94	173
0.12			35	340	117	223
0.19	Split phase	1750	54	346	188	158
0.25			56	439	246	194
0.37	3-Phase	1750	60	621	372	249
0.56			72	776	557	217
0.75			75	993	747	249

Fuente: ASHRAE 2018, Refrigeration Handbook.

Al consultar la **tabla 4.7** nos damos cuenta que la potencia máxima motor que se puede consultar es: 0.75 kW, como nuestro ventilador sobrepasa este valor esta tabla no satisface nuestra condición, por tal motivo se utilizó la ficha técnica del serpentín y ventilador donde se muestra que la ganancia de calor por motor eléctrico es 0.18 kW, además de acuerdo al anexo 9 las especificaciones del ventilador son:

- Calor entregado por ventilador: 0.18 kW
- Número de ventiladores: 36
- Potencia de ventiladores: 1.75 kW
- 400V / 3 / 50Hz

Remplazando en la ecuación (4.15) se obtiene lo siguiente:

$$q_{\text{ventilador}} = n(EC_{\text{ventilador}})$$

$$q_{\text{ventilador}} = 36 \times 0.18 \text{ (kW)} = 6.48 \text{ (kW)}$$

Cargas térmicas por emisión de calor en personas

“Toda la energía eléctrica utilizada por los equipos en el espacio refrigerado (de luces, motores, calentadores y otros equipos) se disipa como calor y debe incluirse en el interior de la carga de calor.” (ASHRAE handbook Refrigeration, 2018, cap.24).

$$q_p = n(272 - 6t) \quad (4.16)$$

Donde:

q_p = Calor emitido por persona (kW).

n = número de personas en el espacio refrigerado.

t = Temperatura interior del espacio refrigerado (°C).

Tabla 4.8 Ganancia de calor por personas

Refrigerated Space Temperature, °C	Heat Equivalent/Person, W
10	210
5	240
0	270
-5	300
-10	330
-15	360
-20	390

Note: Heat equivalent may be estimated by Equation (10).

Fuente: ASHRAE 2018, Refrigeration Handbook.

Considerando dos personas (el conductor que ingresa con el montacarga y el frigorista que entra por la puerta de mantenimiento), además considerando los parámetros de la investigación donde la temperatura del aire interior del túnel es -34 °C. Reemplazando en la ecuación (2.16) se obtiene lo siguiente:

$$q_p = n(272 - 6t) = 2\{272 - 6[-34 (\text{°C})]\}$$

$$q_p = 952 \text{ (W)} = 0.952 \text{ (kW)}$$

Cargas térmicas por iluminación

En el caso de la iluminación, ASHRAE establece como criterio de cálculo, que la ganancia térmica asociada a esta variable sea de 10,8 W/m² como mínimo, en instalaciones destinadas a ser cuartos fríos.

Para nuestro caso:

$$q_{iluminación} = A[10.8 \text{ (w/m}^2\text{)}]$$

$$q_{iluminación} = 101.2 \text{ (m}^2\text{)} \times 10.8 \text{ (w/m}^2\text{)}$$

$$q_{iluminación} = 1093 \text{ (w)} = 1.093 \text{ (Kw)}$$

Por lo tanto, el total de las cargas térmicas internas es:

$$q_{internas} = +q_{ventilador} + q_p + q_{iluminación}$$

$$q_{internas} = 6.48 \text{ (kW)} + 0.952 \text{ (kW)} + 1.093 \text{ (Kw)}$$

$$q_{internas} = 8.525 \text{ (kW)}$$

La carga térmica subtotal se obtiene sumando todas las cargas que hasta ahora se analizaron y son las siguientes:

$$q_{subtotal} = q_{paredes} + q_{producto} + q_{infiltración} + q_{internas}$$

$$q_{subtotal} = 7126 \text{ (kW)} + 82.214 \text{ (kW)} + 4.655 \text{ (kW)} + 8.525 \text{ (kW)}$$

$$q_{subtotal} = 448.307 \text{ (kW)}$$

Factor de seguridad

“La carga calculada generalmente aumenta en un factor de seguridad (10% o más se usa a menudo) para permitir posibles discrepancias entre Criterios de diseño y funcionamiento real. Este factor debe seleccionarse en consulta con el usuario de la instalación y debe aplicarse individualmente a los primeros cuatro segmentos de carga térmica.” (ASHRAE handbook Refrigeration, 2018, cap.24).

Considerando un factor de seguridad del 10%, se obtiene lo siguiente:

$$FS = 10\%(q_{subtotal}) = 10\% [448.307 \text{ (kW)}] = 44.831 \text{ (kW)}$$

Agregando este factor de seguridad al valor de la carga térmica subtotal se obtiene la carga térmica total de la siguiente manera:

$$q_{total/túnel} = q_{subtotal} + FS = 448.307 + 44.831 = 493 \text{ (kW)}$$

Por lo tanto, para dos túneles se tiene:

$$q_{total} = 2(q_{total/túnel}) = 2 \times 493 \text{ (kW)} = 986 \text{ (kW)}$$

Justificación del amoníaco como refrigerante para el sistema de refrigeración industrial

Según danfoss: “Debido al éxito de los CFC, el amoníaco se vio sometido a una fuerte presión; sin embargo, mantuvo su posición, sobre todo en grandes instalaciones industriales y en aplicaciones de conservación de alimentos.

En la década de 1980 se hicieron evidentes los efectos nocivos de los refrigerantes CFC y se aceptó generalmente que los refrigerantes CFC estaban contribuyendo al agotamiento de la capa de ozono y al calentamiento global, algo que dio como resultado finalmente el Protocolo de Montreal (1989), en el que la mayoría de los países acordó retirar gradualmente los CFC en un programa de duración determinada. En Europa, muchos países han dejado de utilizar los refrigerantes HCFC y, a su vez, en una serie de nuevas aplicaciones, se están considerando tanto nuevos refrigerantes como otros de uso contrastado y fiable, como el amoníaco y el dióxido de carbono.”

Eficiencia energética

Según danfoss: “Las aplicaciones con amoníaco se encuentran entre las más eficientes, y su rango de aplicación abarca desde temperaturas altas hasta temperaturas bajas. Debido a la atención cada vez mayor que se presta al

consumo energético, los sistemas con amoníaco son una opción segura y sostenible de cara al futuro. Un sistema inundado con amoníaco es habitualmente entre un 15 y un 20 % más eficiente que un sistema de expansión directa equivalente con refrigerante DX R404A.”

Medio ambiente

Según danfoss: “El amoníaco es el refrigerante más respetuoso con el medio ambiente que existe. Pertenece al grupo de los llamados refrigerantes “naturales” y tiene un potencial de calentamiento global (GWP) y un potencial de reducción de ozono (ODP) nulos.”

Factores de impacto medioambiental:

- 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.

Tabla 4.9 Factores de impacto medioambiental por refrigerante

Componente	ODP	GWP ⁽³⁾
Amoniáco (NH3)	0	0
Dióxido de carbono (CO2)	0	1
Hidrocarbonos (Propano C3H8 y Butano C4H10)	0	3
Agua (H2O)	0	0
Clorofluorocarbonos (CFCs)	1	5680-10720
Clorofluorocarbonos parcialmente halogenados (HCFCs)	0.02-0.06	76-2270
Perfluorocarbonos (PFCs)	0	5820-12010
Perfluorocarbonos parcialmente halogenados (HFCs)	0	122-14310

Fuente: antilhue.

Seguridad

Según danfoss: “El amoníaco es un refrigerante tóxico, así como inflamable a determinadas concentraciones. Por este motivo, debe manipularse con cuidado; todos los sistemas con amoníaco deben diseñarse prestando especial atención

a los aspectos de seguridad. Al mismo tiempo, a diferencia de la mayoría del resto de refrigerantes, tiene un olor característico que pueden detectar las personas incluso a concentraciones muy bajas. Esto sirve como señal de aviso incluso cuando las fugas de amoníaco son pequeñas.”

Figura 4.2 Rombo de seguridad según norma NFPA 704.



Fuente: antilhue.

Figura 4.3 Especificación de los grados de peligrosidad de la sustancia a clasificar.



Fuente: antilhue.

Tuberías más pequeñas

Según danfoss: “Tanto en estado líquido como en forma de vapor, el amoníaco requiere tuberías de un diámetro menor que la mayoría de los refrigerantes sintéticos.”

Mejor transferencia de calor

Según danfoss: “Las propiedades de transferencia de calor del amoníaco son mejores que las de la mayoría de los refrigerantes sintéticos, lo que hace posible usar equipos con un área de transferencia de calor menor. En consecuencia, el coste de construcción de la planta también será menor. Además, estas propiedades también mejoran la eficiencia termodinámica del sistema, lo que a su vez reduce los costes de funcionamiento del mismo.”

Precio del refrigerante

Según danfoss: “En muchos países, el coste del amoníaco (por kg) es considerablemente menor que el de los refrigerantes HFC. A esta ventaja se le suma el hecho de que el amoníaco tiene una menor densidad en estado líquido. Asimismo, dado que cualquier fuga de amoníaco se detectará rápidamente debido a su olor, las posibles pérdidas de refrigerante también serán menores.”

Tabla 4.10 Análisis de costo por kg de los refrigerantes

Refrigerante	Costo por Kg
R-12	S/.103.0
R-134A	S/.28.2
R-22	S/.86.8
R-404A	S/.39.8
R-507	S/.70.9
R-717	S/.8.1

Fuente: Yépez Miguel.

Por lo tanto, el amoníaco es más que justificable para su uso como refrigerante en sistemas de refrigeración industrial para el congelamiento de productos.

Tabla 4.11 Propiedades importantes del amoníaco

Propiedades	Valor
ODP	0
GWP	0
Apariencia	incolore
Olor	característico y desagradable
Solubilidad en agua (20°C 1 bar)	0.517 kg/l agua
Calor de disolución	36 kJ/mol
Masa molar	17.03 kg/mol
Punto de ebullición (1.013 bar)	-33.3°C
Densidad del vapor saturado (20°C)	6.7025 kg/m ³
Descomposición térmica	>450°C
Temperatura de ignición	650°C
Umbral de reconocimiento	250 ppm 175 mg/m ³
Límite de tolerancia	500-1000 ppm 350-700 mg/m ³
Síntomas de envenenamiento	2500 ppm 1750 mg/m ³
Concentración fatal	> 5000 ppm 3500 mg/m ³
Efectos a largo plazo	no cancerígenos y no mutágenos

Fuente: Antilhue.

Ciclo termodinámico para el sistema de refrigeración con amoníaco

El diagrama de presión – entalpía o diagrama de Mollier para el refrigerante amoníaco, muestra el comportamiento del ciclo ideal de refrigeración desde la temperatura de evaporación hasta la temperatura de condensación.

Por lo tanto, de la figura 4.1 se obtiene lo siguiente:

Condiciones de presión y temperatura:

$$T_{\text{evaporación}} = -40 \text{ °C}$$

$$P_{\text{evaporación}} = 0.717 \text{ (bar)}$$

$$T_{\text{condensación}} = 35 \text{ °C}$$

$$P_{\text{condensación}} = 13.504 \text{ (bar)}$$

Entalpia en los puntos del ciclo:

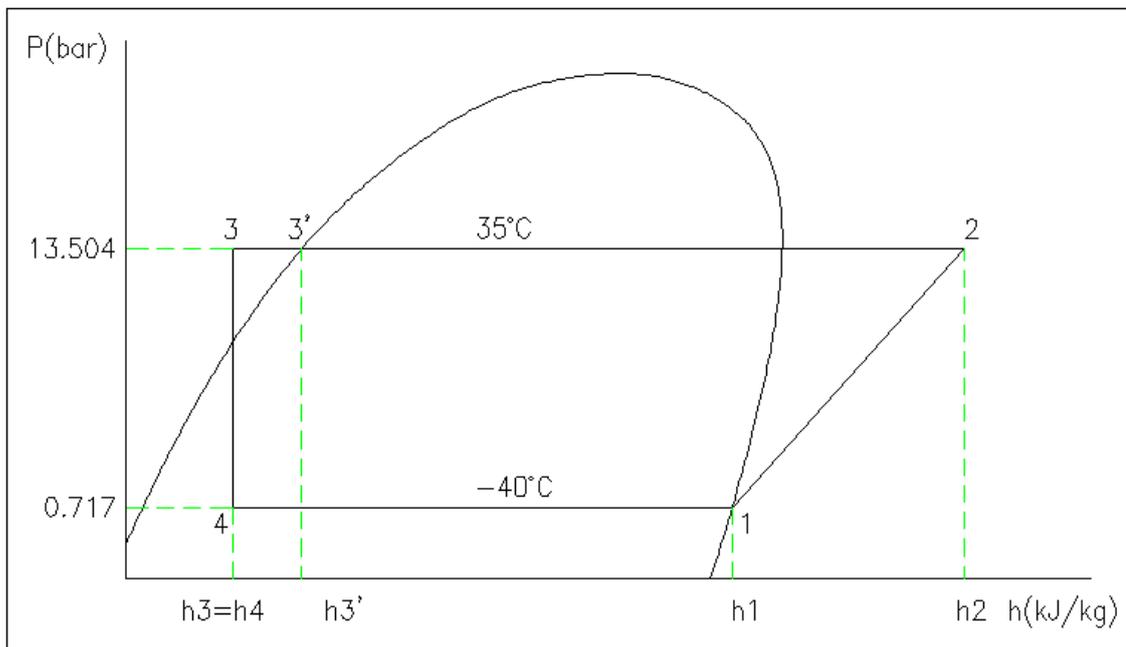
$$h_1 = 1407.25 \text{ (kJ/kg)} ; v_1 = 1.55117 \text{ (m}^3\text{/kg)}$$

$$h_2 = 1873.225 \text{ (kJ/kg)}$$

$$h_{3'} = 362.58 \text{ (kJ/kg)} ; v_{3'} = 1.7023 \text{ (m}^3\text{/kg)}$$

$$h_3 = h_4 = 339.037 \text{ (kJ/kg)} ; v_4 = 1.55117 \text{ (m}^3\text{/kg)}$$

Figura 4.4 Diagrama presión – entalpia para el ciclo teórico de refrigeración con refrigerante R-717



Fuente: Elaboración propia.

Caudal de refrigerante:

$$\dot{m}_{refrigerante} = q_{total} / (h_1 - h_4) = 493 / (1407.25 - 339.037)$$

$$\dot{m}_{refrigerante} = 0.461 \text{ (kg/s)}$$

Potencia de compresión para el ciclo ideal

$$W_c = \dot{m}_{refrigerante} (h_2 - h_1) = 0.461 (1873.225 - 1407.25)$$

$$W_c = 214.814 \text{ (kW)}$$

Coeficiente de eficiencia energética:

$$COP = q_{total}/W_c = 493/214.814 = 2.29$$

Relación de compresión:

$$r_c = P_{condensación}/P_{evaporación} = 13.504 \text{ (bar)} / 0.717 \text{ (bar)}$$

$$r_c = 18.83$$

Para mayor detalle el anexo 15 muestra el diagrama presión entalpia a profundidad, así como también el ciclo ideal de refrigeración.

Etapas 2: Determinación de las capacidades y selección de equipos

Para esta investigación se considera que el tipo de sistema de refrigeración con amoníaco que se utilizará para el funcionamiento de los túneles de congelación por aire forzado será: el sistema por recirculación o sobrealimentación con una razón de recirculación de 4 a 1, debido a que: “Resulta ser uno de los sistemas más eficientes que pueden ser utilizados en sistemas de alta y baja temperatura, en donde el refrigerante es recirculado por medio de bombas o mediante la misma presión del sistema desde un recipiente que almacena el refrigerante a la presión del evaporador.” (ASHRAE handbook Refrigeration, 2018, cap.24).

a) Selección de evaporadores

“Los evaporadores de recirculados o sobrealimentados: es aquel en el cual la cantidad de refrigerante líquido en circulación a través del evaporador ocurre con un exceso respecto a la cantidad de refrigerante que es vaporizado en éste. Los rangos de razón de recirculación varían de 2 a 1 hasta 6 ó 7 a 1, dependiendo de la sustancia refrigerante empleada. Un rango de recirculación de 3 a 1 indica que se tiene en circulación tres tantos de líquido circulando que pueden ser

vaporizados, en cuyo caso, que, al pasar por el evaporador de regreso al acumulador, se tienen dos partes de líquido y una parte de vapor. Al igual que el inundado, se reduce el riesgo de retorno de refrigerante líquido al compresor. Por lo general, una razón de recirculación apropiada para el sistema de amoniaco es de 4 a 1 si se tiene alimentación ascendente, mientras que de 7 a 1 si la alimentación es descendente.” (ASHRAE handbook Refrigeration, 2018, cap.24).

Otra de las variables a determinar es la temperatura de evaporación en los equipos, la cual depende de la temperatura del recinto y del “DT” en el evaporador. Generalmente, para cuartos que funcionan como cámaras o túneles, en donde se tienen temperaturas de congelación, la diferencia de temperatura “DT” se mantiene por debajo de 8 °C, esto por, según ASHRAE, razones de economía del sistema y la frecuencia de desescarche de las unidades, más que por el control de la humedad en el recinto, y que también depende de cómo se diseñe el sistema de compresión.

por lo tanto, para la selección de los evaporadores inundados se consideró los siguientes parámetros:

- Carga térmica total: 493 (kW)
- Temperatura de evaporación: -40 °C
- Temperatura del aire interior del túnel: -34 °C
- Diferencial de temperatura (DT): 6 K
- Espaciamiento de aletas: 10 mm
- Refrigerante: amoniaco bombeado (R-717)
- Deshielo: por gas caliente
- Tipo de evaporador: evaporador inundado de piso

Considerando la distribución y el espacio del túnel de congelamiento expuesto en el anexo 6, se seleccionó seis evaporadores distribuidos en dos niveles (3 evaporadores por nivel), de 83.4 kW de capacidad cada uno. Además, cabe

resaltar que debido a que se tiene dos túneles idénticos el total de evaporadores serian doce.

Ingresando los datos como condición inicial al software de cálculo se obtiene lo siguiente:

Tabla 4.12 Detalle de evaporadores

Tipo	Congelador de piso	
Fabricante	Kelvion	
Modelo	CML-636-8KN-NP28	
Cantidad	12	
Capacidad	83.4 (kW)	
Caudal aire	81462 (m3/h)	
Ventiladores	6x1.75 (Kw)	
Largo	3516 mm	
Ancho	1122 mm	
Alto	2050 mm	

Fuente: Elaboración propia.

b) Selección de compresores

Debido a que el ASHRAE recomienda que para capacidades por encima de 75 kW se utilice compresores de tornillo, en esta investigación al tener como resultado que la carga térmica es cerca de los 1000 Kw, y solo tener una temperatura de evaporación en el sistema, por lo tanto, utilizaremos dos compresores de tornillo con enfriadores de aceite y subenfriamiento de líquido.

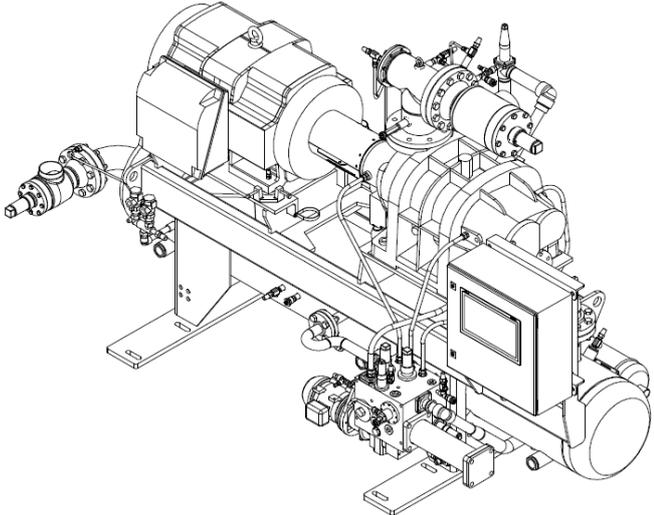
por lo tanto, para la selección de los compresores de tornillo se consideró los siguientes parámetros:

- Capacidad requerida: 986 (kW)
- Temperatura de evaporación: -40 °C
- Temperatura condensación: 35 °C
- Subenfriamiento: 5 K

- Sobrecalentamiento: 5 K
- Refrigerante: amoniaco (R-717)
- Frecuencia: 50 Hz
- Enfilamiento de aceite: Termosifón
- Economizer: SI
- Tipo de economizer: DX

Ingresando los datos como condición inicial al software de cálculo se obtiene lo siguiente:

Tabla 4.13 Detalle de Compresores

Tipo	Tornillo	
Fabricante	GEA	
Modelo	800GLX	
Cantidad	2	
Capacidad	632.8 (kW)	
Potencia	415.9 (kW)	
Motor	447 (kW)	
RPM	2350	
Voltaje.	380/3/50	
Temp. Asp.	-40 (°C)	
Pres. Asp.	0.72 (bar)	
Temp. Des.	-40 (°C)	
Pres. Desc.	13.5 (bar)	

Fuente: Elaboración propia.

c) Selección de condensadores

Para esta investigación el condensador utilizado será el de tipo evaporativo, debido a que “este tipo de condensadores requiere menos superficie de transferencia de calor y flujo de aire para rechazar el mismo calor comparado con uno enfriado por aire, de igual forma, que se pueden lograr mayores eficiencias operativas si trabaja a temperaturas de condensación más bajas. A

su vez, reducen el bombeo de agua que se requiere para el proceso.” (ASHRAE handbook Refrigeration, 2018, cap.24).

por lo tanto, para la selección del condensador se consideró los siguientes parámetros:

- Capacidad compresor: 632.8 (kW)
- Potencia del compresor: 415.9 (kW)
- Temperatura condensación: 35 °C
- TBH: 24 °C
- Refrigerante: amoníaco (R-717)
- Enfriamiento por aire: SI
- Enfriamiento por agua: SI

De acuerdo a las especificaciones de los condensadores EVAPCO la capacidad de los condensadores se obtiene de la siguiente manera:

$$q_{condensador} = FC(Q_{rechazo}) \quad (4.17)$$

Donde:

$q_{condensador}$ = Capacidad del condensador (kW).

FC = Factor de corrección del calor rechazado

$Q_{rechazo}$ = Calor total rechazado (kW).

Calculando el calor total de rechazo:

$$Q_{rechazo} = [632.8 \text{ (kW)} + 415.9 \text{ (kW)}] \times 2$$

$$Q_{rechazo} = 2097.4 \text{ (kW)}$$

Calculando el factor de corrección del calor total de rechazo, del anexo 14, se ingresa a la tabla para una temperatura de condensación de 35°C y una temperatura de bulbo húmedo de 24°C se obtiene que el factor es: 1.30.

Por lo tanto, remplazando en la ecuación 4.17 se obtiene lo siguiente:

$$q_{condensador} = FC(Q_{rechazo}) = 1.30 \times 2097.4 \text{ (kW)}$$

$$q_{condensador} = 2726.62 \text{ (kW)}$$

De acuerdo a la ficha técnica del fabricante se obtiene el siguiente condensador:

Tabla 4.14 Detalle de Condensador

Tipo	Evaporativo	
Fabricante	EVAPCO	
Modelo	PMCB-645	
Cantidad	1	
Capacidad	2777 (kW)	
Ventiladores	3x11 (kW)	
Caudal aire	48.1 (m3/s)	
Bomba	1x5.5 (kW)	
Caudal agua	65 (l/s)	
Longitud	5490 (mm)	
Ancho	2991 (mm)	
Alto	4249 (mm)	
Peso	11685 (Kg)	

Fuente: Elaboración propia.

d) Selección de bombas de amoníaco

Para el correcto funcionamiento del sistema la bomba centrífuga será la encargada de impulsar el refrigerante amoníaco en estado líquido y a temperatura del estanque de bombeo hasta inundar los evaporadores del túnel de congelación, luego de inundar los evaporadores del túnel el refrigerante retorna por la tubería de retorno húmedo cuya pendiente debe ser del 1% desde el techo de

los túneles hasta el estanque de bombeo. Por lo tanto, las condiciones que se requieren para la selección de esta bomba son:

- Temperatura de evaporación: -40 °C
- Densidad del líquido: 690.083 kg/m³
- Caudal requerido: 17 m³/h
- Velocidad del líquido: 0.8 m/s
- Tasa de recirculación: 4:1

Para el cálculo de la altura es necesario calcular primero la caída de presión en las tuberías de líquido, tanto la componente estática y la componente dinámica, por lo tanto, según las recomendaciones del ASHRAE se calculará la longitud equivalente para cada accesorio y válvula correspondiente a esa línea para ello considerar el anexo 24.

Tabla 4.15 Diámetros de tuberías que intervienen en el líquido bombeado

Descripción	Diámetro	Cantidad	Long. equivalente
Matriz tramo horizontal	3"	50 m	50 m
Matriz tramo vertical	3"	7 m	7 m
Derivaciones	1 1/4"	18 m	18 m
Codo 90°	3"	5	7.5 m
Codo 90°	1 1/4"	18	12.6 m
Tee	3"	2	3 m
Tee	1 1/4"	9	18.9 m
Válvula de paso manual	1 1/4"	6	1.242 m
Filtro	1 1/4"	3	1.684 m
Válvula solenoide	1 1/4"	3	5.672 m
Válvula de retención	1 1/4"	3	4.432 m
Válvula de regulación	1 1/4"	3	0.665 m

Fuente: Elaboración propia

sabemos que la componente estática de la pérdida de carga es simplemente la altura entre las cotas de descarga de la bomba y el punto más alto de cañerías, que para nuestro caso es 7 m, para la componente dinámica de la pérdida de carga se calculara de la forma siguiente (ecuación de Darcy - Weiss):

$$h_{dinam.} = \xi(L_{eq}/D)(v^2/2g) \quad (4.18)$$

Donde:

$h_{dinam.}$ = Pérdida de carga componente dinámico (m).

ξ = Facator de caída de presión.

D = diametro de la tubería (m).

v = velocidad (m/s)

L_{eq} = Longitud equivalente (m)

$g = 9.81$ = aceleracion de la gravedad (m/s²)

Para el factor de caída de presión (ε), este puede ser calculado con la ecuación iterativa de Colebrook – White (Colebrook, 1939):

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = -2\log_{10}\left(\frac{k/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re\sqrt{\xi}}\right) \quad (4.19)$$

Donde:

ξ = Facator de caída de presión.

k = rugosidad de la tubería (mm)

D = diametro de la tubería (m).

Re = Número de Reynolds.

Donde el número de Reynolds está definido como muestra la ecuación (4.19), además: $Re < 2000$ (flujo laminar) y $Re < 4000$ (flujo turbulento).

$$R_e = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (4.20)$$

Donde:

ρ = densidad (kg/m^3)

v = velocidad del fluido (m/s)

D = diametro de la tubería (m).

μ = viscosidad dinámica del fluido ($\text{kg}/\text{m} \cdot \text{s}$).

Como se tiene dos diámetros únicamente en la línea de líquido bombeado, se tiene que los cálculos para la tubería de 3" son:

Tabla 4.16 Especificación para tubería de 3"

ASTM A53 GRADO B		
Diámetro exterior	88,9	mm
SCH	40	
Espesor	5,49	mm
Diámetro interior	77,92	mm

Fuente: Elaboración propia

Tabla 4.17 Cálculo del número de Reynolds para tubería de 3"

Numero de Reynolds		
Temperatura	-40	°C
Velocidad	0,8	m/s
Diámetro	0,07792	m
densidad	690,083	kg/m ³
Viscosidad dinámica	0,0002926	Kg/m.s
Numero de Reynolds	147016	

Fuente: Elaboración propia

Remplazando en las ecuaciones (4.18) y (4.19) se obtiene lo siguiente:

Tabla 4.18 Cálculo del factor de fricción para tubería de 3"

Factor de fricción		
Diámetro	0,07792	m
material	Acero al carbono	
Rugosidad	0,000046	m
Asumiendo valor	0,0198	
Factor de fricción	0,0198	

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 4.19 Cálculo de la pérdida dinámica para tubería de 3"

Pérdida de carga componente dinámico		
Factor de fricción	0,0198	
Longitud equivalente	67,5	m
Diámetro	0,07792	m
Velocidad	0,8	m/s
Cte. De gravedad	9,8100	m/s ²
Pérdida de carga	1.422	m

Fuente: Elaboración propia.

También se tiene que los cálculos para la tubería de 1 1/4" son:

Tabla 4.20 Especificación para tubería de 1 1/4"

ASTM A53 GRADO B		
Diámetro exterior	42,2	mm
SCH	80	
Espesor	4,85	mm
Diámetro interior	32,5	mm

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 4.21 Cálculo del número de Reynolds para tubería de 1 1/4"

Numero de Reynolds		
Temperatura	-40	°C
Velocidad	0,8	m/s
Diámetro	0,0325	m
densidad	690,083	kg/m ³
Viscosidad dinámica	0,0002926	Kg/m.s
Nro de Reynolds	61320	

Fuente: Elaboración propia.

Remplazando en las ecuaciones (4.18) y (4.19) se obtiene lo siguiente:

Tabla 4.22 Cálculo del factor de fricción para tubería de 1 1/4"

Factor de fricción		
Diámetro	0,0325	m
Material	Acero al carbono	
Rugosidad	0,000046	m
Asumiendo valor	0,0245	
Factor de fricción	0,0246	

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 4.23 Cálculo de la pérdida dinámica para tubería de 1 1/4"

Pérdida de carga componente dinámico		
Factor de fricción	0,0246	
Longitud equivalente	63,195	m
Diámetro	0,0325	m
Velocidad	0,8	m/s
Cte. De gravedad	9,8100	m/s ²
Perdida de carga	3,678	m

Fuente: Elaboración propia.

El componente dinámico de la pérdida de carga total sería la suma del componente de 3" y la de 1 1/4", entonces se tiene:

$$h_{dinam.} = 1.422(m) + 3.678(m) = 5.10 (m)$$

Por lo tanto, la caída de presión total en la línea de líquido bombeado sería de la siguiente manera:

$$h_{total} = h_{dinam.} + h_{estatico} = 5.1 (m) + 7 (m) = 12.1 (m)$$

El NPSH también llamada "altura de aspiración neta positiva" o "altura total de presión de retención", está relacionado con el fenómeno de la cavitación. Al igual que la altura de elevación, el caudal de impulsión y la potencia absorbida, representa una de las características más importantes para una bomba. Se distingue entre el NPSH de la instalación (NPSH disponible) y el NPSH de la bomba (NPSH requerido). Mediante una simple comparación de los dos valores NPSHdisp. y NPSHreq., es posible determinar, si la bomba seleccionada es apta para trabajar con seguridad en la planta contemplada o no. Para que una bomba funcione sin cavitación, debe cumplirse la siguiente expresión:

$$NPSH_{disponible} > NPSH_{requerido}$$

$$NPSH_{disponible} = 10^5 \frac{(P_{sup.} - P_{sat.})}{\rho g} + e_z - Z \quad (4.21)$$

Donde:

$P_{sup.}$ = Presión en la superficie del líquido (bar).

$P_{sat.}$ = Tensión de vapor del líquido (bar).

e_z = Altura de la acometida del líquido (m).

Z = Pérdida de carga en la línea de aspiración (m/s)

ρ = Densidad del liquido en el estanque (kg/m^3)

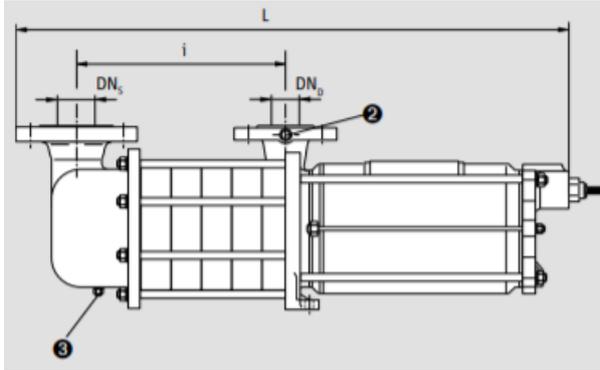
$g = 9.81 =$ aceleracion de la gravedad (m/s^2)

Debemos tener en cuenta que el estanque de bombeo es un recipiente a presión por lo tanto la presión en la superficie del líquido y la tensión de vapor del líquido son iguales, entonces la diferencia seria cero, además la altura de llenado con líquido en el estanque es 1.2 m y la altura desde el nivel inferior del estanque hasta la bomba son 1.0 m, por lo tanto, la altura de la acometida del líquido seria 2.2 m, además se considera la perdida de carga en la línea de aspiración 0.5 m.

$$NPSH_{disponible} = 10^5 \frac{(P_{sup.} - P_{sat.})}{\rho g} + e_z - Z = 0 + 2.2 - 0.5 = 1.7m$$

Por lo tanto, para esta instalación y para cumplir con la condición $NPSH_{disponible} > NPSH_{requerido}$, debe seleccionarse una bomba con un valor $NPSH_{requerido}$ inferior o igual a 1.7 m (margen de seguridad de 0,5 m).

Tabla 4.24 Detalle de bomba de amoniaco

Tipo	Centrifuga	
Fabricante	Hermetic	
Modelo	CAMR 2/3AGX3.0	
Cantidad	2	
Capacidad	500 (kW)	
Caudal	7.51 (m3/h)	
Altura	12.1 (m)	
Entrada nom.	4.3 (kW)	
Salida nom.	3.0 (kW)	

Fuente: Elaboración propia.

Etapas 3: calculo y selección de cañerías y válvulas.

Para el dimensionamiento de las tuberías se siguió las recomendaciones de la ASHRAE (handbook Refrigeration, 2018, cap.2), además se utilizó el software de cálculo de refrigeración ValveCalc. Según la ASHRAE se tiene que considera lo siguiente:

- No usar cañerías de cobre, debido al daño que sufrirían debido al amoníaco.
- Tuberías de acero, accesorios y válvulas de acero inoxidable con la clasificación de presión adecuada, son adecuados para amoníaco gaseoso y líquido.

Las tuberías de amoníaco deben cumplir con la norma ASME B31.5, y al Estándar IIAR 2, que establece lo siguiente:

- Las líneas de líquido de 40 mm para abajo deben ser acero al carbono SCH 80.
- Las líneas de líquido de 50 mm a 150 mm no serán inferiores al acero al carbono SCH 40.
- Las líneas de líquido de 200 mm a 300 mm no serán inferiores al acero al carbono SCH 20.
- Las líneas de vapor de 150 mm a más no serán inferiores al acero al carbono SCH 40.
- Las líneas de vapor de 200 mm a 300 mm no serán inferiores al acero al carbono SCH 20.
- Las líneas de vapor de 350 mm a más no serán inferiores al acero al carbono SCH 10.
- Todas las tuberías con roscadas deben ser de acero al carbono SCH 80.
- La tubería de acero al carbono debe ser ASTM Standard A53 Grado A o B, tipo E (resistencia eléctrica soldada) o Tipo S (sin costura); o norma ASTM A106 (sin costura), excepto donde la presión de temperatura los criterios exigen un material de mayor especificación, estándar A53 Tipo F no está permitido para tuberías de amoníaco.

Selección de tuberías para el sistema de refrigeración por amoníaco

Para la selección de tuberías se considera los planos desarrollados del anexo 17 (plano diagrama de flujo túneles de congelación) y el anexo 18 (plano diagrama de flujo sala de máquinas), además se escogen los siguientes tramos para facilitar su desarrollo:

- Tuberías de succión seca (S) y descarga (D) del compresor de tornillo.
- Tuberías de enfriamiento de aceite TSS y TSR del compresor de tornillo.
- Tuberías de inyección de líquido de alta presión (LAP) y salida de líquido subenfriado (LSE) del economizer compresor de tornillo.
- Matrices de descarga (D), matriz de líquido de alta presión (LAP) y matriz de salida de líquido subenfriado (LSE) para economizer para los compresores de tornillo.
- Tubería de succión seca (SS) y retorno húmedo (RH) del estanque de bombeo.
- Tuberías de matriz de succión (S), matriz de descarga de líquido bombeado (LB), de bombas.
- Tuberías de retorno de líquido (RL) de condensadores.
- Tuberías de línea de vapor (LV), línea de compensación (LC) y matrices de enfriamiento de aceite (TSS Y TSR) del estanque termosifón.
- Línea de ecualización (LE) del estanque recipiente de líquido.
- Tuberías de líquido bombeado (LB), Retorno húmedo (RH), gas Caliente (GC) y matriz de gas caliente para túneles de congelación.

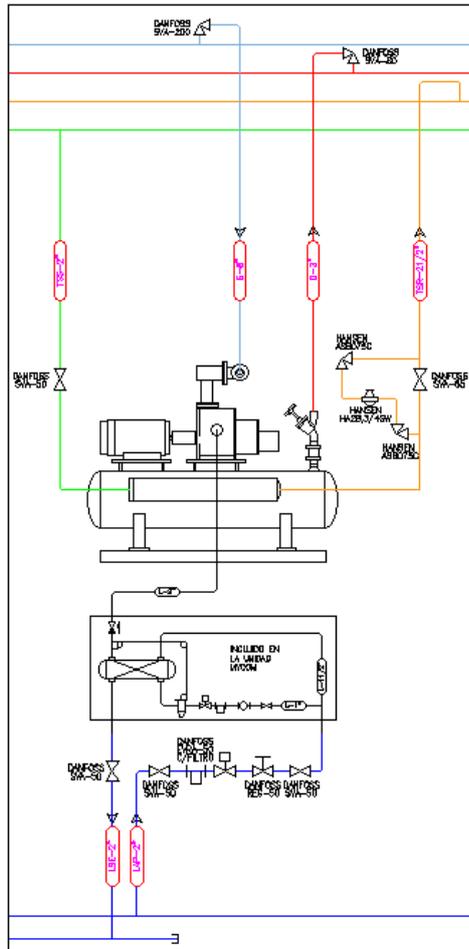
Selección de tuberías para los compresores de tornillo

Para la selección de tuberías de para el compresor en el software de cálculo, se consideraron los siguientes datos:

- Capacidad del compresor: 632.8 kW
- Presión de aspiración: 0.72 bar
- Presión de descarga: 13.5 bar
- Capacidad del enfriamiento de aceite (100%): 283.2 kW

- Temperatura de suministro de líquido: 35 °C
- Temperatura de suministro de aceite: 54.4 °C
- Temperatura del tanque economizador: -25.5 °C
- Capacidad del economizador: 112.9 kW

Figura 4.5 Diagrama de flujo compresor de tornillo.



Fuente: Elaboración propia.

Cabe señalar que los compresores son iguales en capacidad y tamaño, por lo tanto, basta que se calcule las tuberías de un solo compresor para obtener el total de tuberías, además, para las tuberías de enfriamiento de aceite (TSS y TSR) se usaron las tablas del ASHRAE expuestas en el anexo 19. Por lo tanto, del software de cálculo de tuberías y las tablas de la ASHRAE se obtuvieron lo siguiente:

Tabla 4.25 Diámetros de tuberías que intervienen en el compresor.

Tramo	Capacidad	Diámetro	SCH	Perdida carga
Descarga (D)	284.2 kW	3"	40	0.042 bar
Succión seca (SS)	284.2 kW	8"	20	0.132 bar
Inyección (TSS)	129.5 kW	2"	40	0.015 bar
Retorno (TSR)	129.5 kW	21/2"	40	0.020 bar
Inyección (LAP)	56.7 kW	2"	80	0.025 bar
Retorno (LSE)	56.7 kW	2"	80	0.030 bar

Fuente: Elaboración propia

Selección de tuberías para el estanque de bombeo

Para la selección de tuberías para el estanque de bombeo en el software de cálculo, se consideraron los siguientes datos:

- Carga térmica total: 986 (kW)
- Cantidad de estanques: uno.
- Temperatura del estanque: -42 °C
- Presión: 0.72 bar
- Temperatura de inyección de líquido: 25 °C

Por lo tanto, del software de cálculo de tuberías y las tablas de la ASHRAE se obtuvieron lo siguiente:

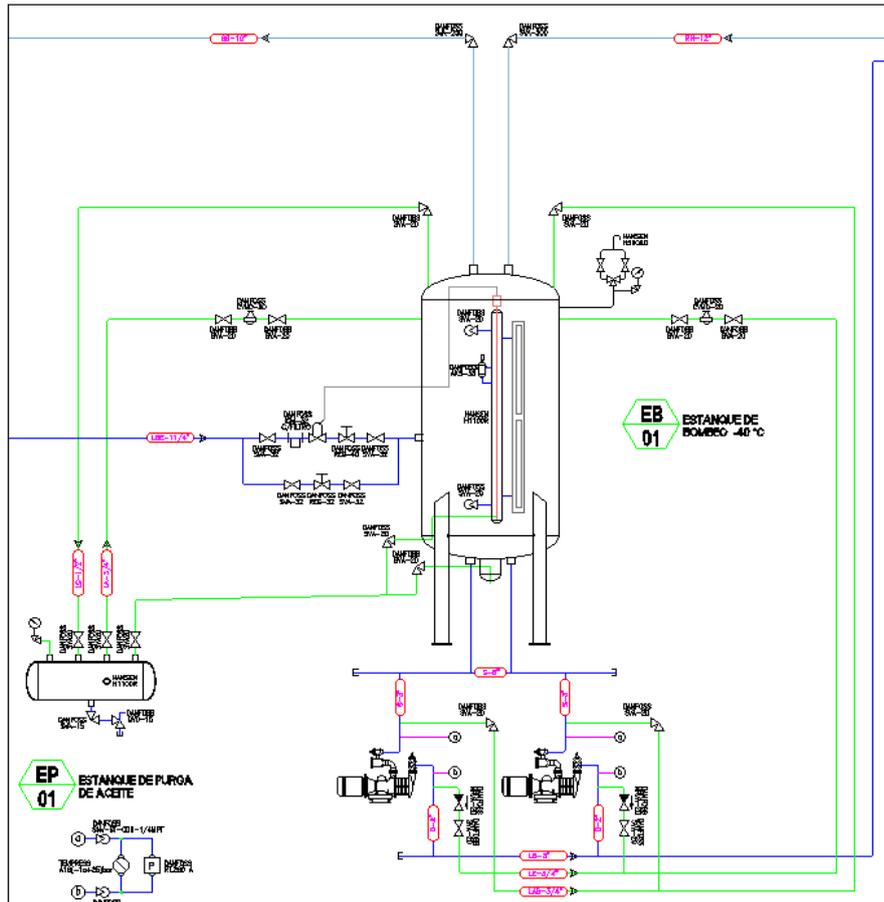
Tabla 4.26 Diámetros de tuberías que intervienen en el estanque de bombeo

Tramo	Capacidad	Diámetro	SCH	Perdida carga
Retorno húmedo (RH)	493 kW	12"	20	0.092 bar
Succión seca (SS)	493 kW	10"	20	0.232 bar
Inyección Liq. (LSE)	493 kW	11/4"	80	0.015 bar
Liq. bombeado (LB)	493 kW	3"	40	0.013 bar

Fuente: Elaboración propia

Tener en cuenta que para la línea de líquido bombeado hacia los túneles de congelación se utilizó la tabla de la ASHRAE expuesta en el anexo 19, donde la tasa de recirculación del sistema es de 4:1.

Figura 4.6 Diagrama de flujo estanque de bombeo.



Fuente: Elaboración propia.

Selección de tuberías para el estanque termosifón

Para la selección de tuberías para el estanque de termosifón en el software de cálculo, se consideraron los siguientes datos:

- Capacidad del enfriamiento total de aceite (100%): 566 kW
- Cantidad de estanques: uno.
- Temperatura del estanque: 30 °C
- Presión: 11.66 bar

- Capacidad de enfriamiento mínimo de aceite (100%): 107.3 kW
- Temperatura de suministro de aceite: 54.4 °C

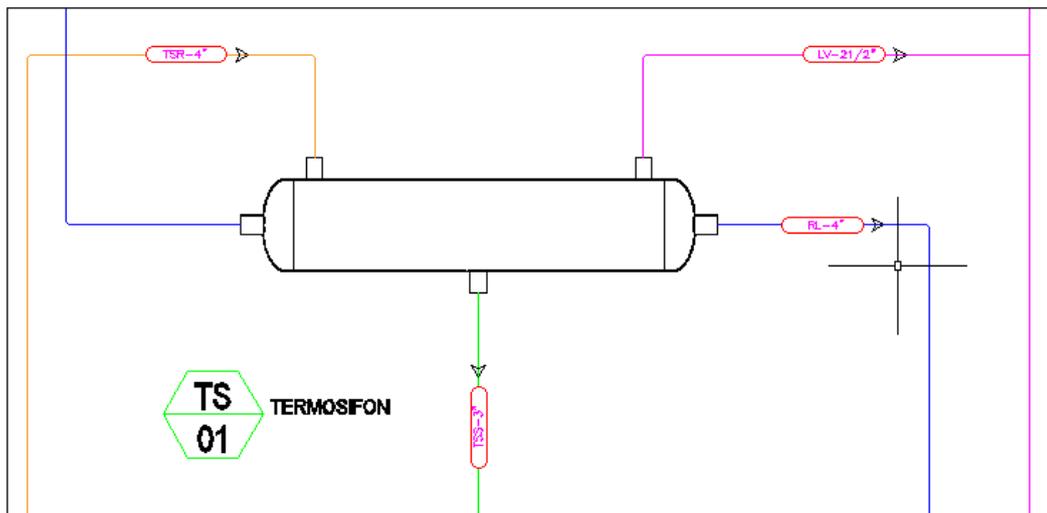
Por lo tanto, de las tablas de la ASHRAE (anexo 19) se obtuvieron lo siguiente:

Tabla 4.27 Diámetros de tuberías que intervienen en el estanque termosifón

Tramo	Capacidad	Diámetro	SCH	Perdida carga
Inyección (TSS)	260 kW	3"	40	0.007 bar
Retorno (TSR)	260 kW	4"	40	0.006 bar
Líquido (RL)	500 kW	4"	80	0.008 bar
Línea vapor (LV)	260 kW	2 1/2"	40	0.005 bar

Fuente: Elaboración propia

Figura 4.7 Diagrama de flujo estanque termosifón.



Fuente: Elaboración propia.

Selección de tuberías para el condensador

Para la selección de tuberías para el condensador en el software de cálculo, se consideraron los siguientes datos:

- Capacidad del condensador: 2777 kW
- Cantidad de estanques: uno.

- Temperatura de condensación: 35 °C
- Presión: 13.5 bar
- Subenfriamiento: 5 K

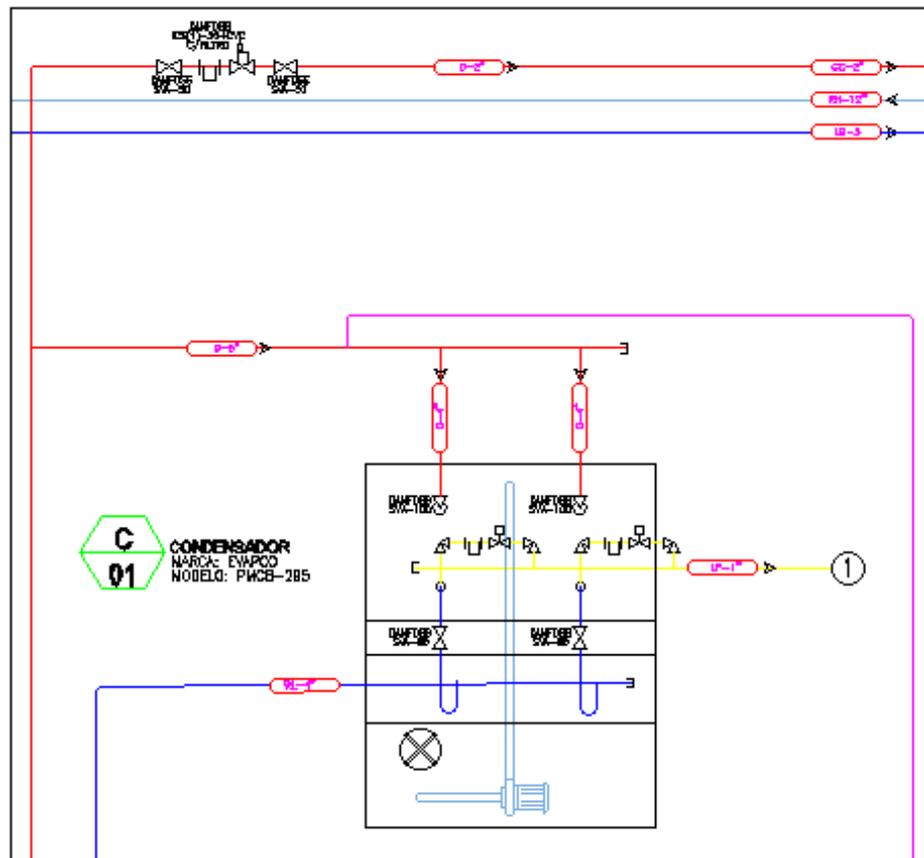
Por lo tanto, del software de cálculo de tuberías se obtuvieron lo siguiente:

Tabla 4.28 Diámetros de tuberías que intervienen en el condensador

Tramo	Capacidad	Diámetro	SCH	Perdida carga
Matriz descarga (D)	568.4 kW	5"	40	0.015 bar
Descarga cond. (D)	1270 kW	4"	40	0.073 bar
Retorno Liq. (RL)	1270 kW	3"	80	0.001 bar
Matriz Gas cal. (GC)	493 kW	2"	40	0.002 bar

Fuente: Elaboración propia

Figura 4.8 Diagrama de flujo condensador.



Fuente: Elaboración propia.

Selección de tuberías para los túneles de congelación.

En este caso se tiene 6 evaporadores de piso, se agrupan cada dos evaporadores con un solo conjunto de válvula como muestra el plano de en el anexo 17 por lo tanto en el software de cálculo, se consideraron los siguientes datos:

- Carga térmica del par de evaporadores: 166.8 kW
- Cantidad de evaporadores por conjunto de válvulas: dos.
- Temperatura de evaporación: -40 °C
- Cantidad de túneles haciendo deshielo: solo uno
- Numero de deshielo por 24hr: 1
- Presión de deshielo: 5 bar
- Tasa de recirculación: 4:1

Se debe tener en cuenta que cuando se realiza el deshielo por gas caliente en los evaporadores, el retorno condensado obtenido se devuelve hacia la línea de retorno húmedo, debido que el sistema no cuenta con un estanque de transferencia, si bien este sistema de deshielo trae problemas de disminución de eficiencia en el sistema de bombeo, este problema se regulara conforme se bombee e inunde los evaporadores, regularizándose el sistema hasta un nuevo deshielo.

Por lo tanto, del software de cálculo de tuberías y las tablas de la ASHRAE se obtuvieron lo siguiente:

Tabla 4.29 Diámetros de tuberías que intervienen en el túnel de congelación

Tramo	Capacidad	Diámetro	SCH	Perdida carga
Liq. bombeado (LB)	166.8 kW	1 1/4"	80	0.013 bar
Retorno húmedo (RH)	166.8 kW	5"	40	0.031 bar
Gas caliente (GC)	166.8 kW	1 1/4"	80	0.080 bar
Retorno cond. (RC)	166.8 kW	1"	80	0.060 bar

Fuente: Elaboración propia.

Selección de válvulas para el sistema de refrigeración por amoníaco

Para este sistema de refrigeración por amoníaco las válvulas que se seleccionaran serán la válvula reguladora de presión, válvula motorizada y válvulas de accionamiento por gas caliente, para el caso de las demás válvulas como las de aguja, válvulas de paso, válvulas solenoides y válvulas de retención se considerara que el diámetro de la tubería seleccionada será el diámetro de la válvula en ese tramo de del circuito.

Selección de válvula accionada por motor y actuador (Tipo ICM y ACAD)

Válvula industrial para refrigeración operada por un motor y un actuador tipo acad. “Las válvulas ICM están diseñadas para regular una expansión. proceso en líneas líquidas con o sin fase cambiar o controlar la presión o temperatura en líneas de succión secas y húmedas y líneas de gas caliente.” (Danfoss, Folleto técnico 2018).

Figura 4.9 Válvula accionada por motor tipo ICM de la marca Danfoss.



Fuente: Danfoss.

Esta válvula posee las siguientes características:

- Máxima presión de diseño: 52 bar.
- Aplicable a refrigerantes como: HCFC, HFC, amoníaco y R744 (CO2).
- Cuerpo de acero para trabajar a bajas temperaturas.
- Tipos de conexión incluyen soldadura a tope, zócalo, conexiones roscadas.
- Diámetros disponibles desde ICM 20 -150.

Para nuestro sistema de refrigeración esta válvula será usada en la inyección de líquido subenfriado a 25°C del subenfriamiento de los economizers al estanque de bombeo de -42°C, como muestra el anexo 18, de acuerdo al software de cálculo Coolselector se obtiene lo siguiente:

Tabla 4.30 Detalle de la válvula seleccionada tipo ICM mara Danfoss.

Tipo	ICM 25-A	ICM 25-B	ICM 32-A	ICM 32-B
NS	25	25	32	32
Kv [m ³ /h]	6	12	9	17
Kv_calc [m ³ /h]	5,027	5,027	5,027	5,027
Grado de apertura [%]	91	46	74	31
DP [bar]	0,758	0,758	0,758	0,758
DT_sat [K]	2,0	2,0	2,0	2,0
Capacidad mínima [kW]	47,97	86,63	71,49	120,0
Capacidad máxima [kW]	1194	2387	1790	3382
Carga [%]	84	42	56	30
Velocidad, entrada [m/s]	2,47	2,47	1,45	1,45
Estado de la válvula	Abierta	Abierta	Abierta	Abierta

Fuente: Coolselector Danfoss.

Selección de válvula solenoide de dos etapas (Tipo ICLX)

“Las válvulas ICLX se instalan en líneas de aspiración para garantizar la apertura contra presiones diferenciales elevadas, como las que tienen lugar tras un desescarche por gas caliente en sistemas de refrigeración industrial de grandes dimensiones con amoníaco. Las válvulas ICLX se configuran en fábrica para que su apertura se produzca en 2 etapas, la primera etapa conlleva su apertura hasta, aproximadamente, el 10 % de su capacidad una vez que las válvulas piloto de solenoide se han activado, la segunda etapa tiene lugar automáticamente

cuando la presión diferencial en la válvula disminuye hasta, aproximadamente, 1,25 bar.” (Danfoss, Folleto técnico 2016).

Figura 4.10 Válvula solenoide de dos etapas tipo ICLX de la marca Danfoss.



Fuente: Danfoss.

Esta válvula posee las siguientes características:

- Máxima presión de diseño: 52 bar.
- Aplicable a refrigerantes como: HCFC, HFC, amoníaco y R744 (CO₂).
- Aplicable para sistemas en los que se requiere una caída de presión baja.
- Los tipos de conexión posibles son: conexiones para soldar a tope, manguitos para soldar de acero y conexiones para soldar.
- Aportan seguridad frente a los “golpes” de presión, ya que únicamente pueden abrirse por completo si $\Delta p < 1,25$ bar.
- Diámetros disponibles desde ICLX 32 -150.

Para nuestro sistema de refrigeración esta válvula será usada en el conjunto de válvulas del retorno húmedo de los túneles de congelación, debido a que ese

requiere la apertura total para inundar el evaporador de los túneles ya que estos estarán a la misma temperatura del estanque de bombeo como muestra el anexo 19, de acuerdo al software de cálculo Coolselector se obtiene lo siguiente:

Tabla 4.31 Detalle de la válvula seleccionada tipo ICLX mara Danfoss

Tipo	ICLX 65	ICLX 100	ICLX 125	ICLX 150
NS	65	100	125	150
Kv [m ³ /h]	83	151	223	390
DP [bar]	0,152	0,044	0,020	0,007
DT_sat [K]	4,4	1,2	0,5	0,2
Velocidad, entrada [m/s]	48,06	20,71	13,69	9,36
Estado de la válvula	Abierta	Abierta	Abierta	Abierta

Fuente: Coolselector Danfoss.

Selección de válvula reguladora para gas caliente (Tipo ICS + CV)

“La válvula consta de tres componentes principales: cuerpo de válvula, módulo de función y tapa superior las servoválvulas ICS son válvulas operadas por piloto para regulación de presión, temperatura y encendido / apagado funcionan en sistemas de refrigeración y son diseñado para refrigerantes de baja y alta presión. La función de las válvulas ICS depende de presión piloto aplicada desde una válvula piloto o fuente de presión piloto externa. El piloto ICS 1 tiene una conexión de presión piloto y el piloto ICS 3 tiene tres conexiones de presión piloto.” (Danfoss, Folleto técnico 2010).

Esta válvula posee las siguientes características:

- Máxima presión de diseño: 52 bar.
- Aplicable a refrigerantes como: HCFC, HFC, amoníaco y R744 (CO₂).
- Aplicable para sistemas en los que se requiere una caída de presión baja.
- Los tipos de conexión posibles son: conexiones para soldar a tope, manguitos para soldar de acero y conexiones para soldar.
- El módulo de funciones tiene una superficie QPQ tratada inserto y un anillo de pistón de acero que garantiza una precisión de control precisa.
- Diámetros disponibles desde ICS 25 -150.

- La cubierta superior se puede girar en cualquier posible posición sin afectar el funcionamiento de la válvula.
- Puerto de conexión del manómetro para medir presión de entrada de la válvula.

Figura 4.11 Válvula solenoide de dos etapas tipo ICS + CVC.



Fuente: Danfoss.

Para nuestro sistema de refrigeración esta válvula será usada en la derivación de la matriz de descarga usada como matriz de gas caliente, para el deshielo de los evaporadores, como muestra el anexo 18 (plano diagrama de flujo sala de máquinas), debido a que la matriz de descarga se encuentra a 12.5 bar de presión, esta válvula será regulada para trabajar con una presión no mayor de 5 bar, para así no afectar a las bobinas de los evaporadores con posibles sobrepresiones y fugas. Esta válvula va acompañada de una válvula similar de menor tamaño, esta válvula pequeña es la que se abre en primera instancia, para luego abrir la de mayor tamaño y evitar así golpes de bruscos por presión.

De acuerdo al software de cálculo Coolselector se obtiene lo siguiente:

Tabla 4.32 Detalle de la válvula seleccionada tipo ICS + CVC marca Danfoss

Tipo	ICS 32 + CVC	ICS 40 + CVC	ICS 50 + CVC	ICS 65 + CVC
NS	32	40	50	65
Kv [m ³ /h]	17	27	44	70
Kv_calc [m ³ /h]	15,23	15,23	15,23	15,23
DP [bar]	6,221	6,221	6,221	6,221
DT_sat [K]	20,0	20,0	20,0	20,0
Carga [%]	90	56	35	22
Velocidad, entrada [m/s]	72,08	53,70	33,58	20,18
Estado de la válvula	Abierta	Abierta	Abierta	Abierta

Fuente: Coolselector Danfoss.

Selección de válvula reguladora para retorno condensado (Tipo ICS + CV)

Esta válvula tiene el mismo cuerpo que la válvula para la matriz de gas caliente, lo que cambia es en el accesorio que se instala en el cabezal de la válvula. Este accesorio se llama válvula piloto tipo CVP del tipo LP el cual tiene la función de regular la presión de entrada de la válvula en 5 bar para ello es ayudada con un manómetro de glicerina con un rango de 1 a 12 bar, esta válvula como muestra el anexo 17 (plano diagrama de flujo túnel de congelación típico) esta acompañadas de dos válvulas de paso manuales para hacerle el respectivo mantenimiento o cambio y una válvula de retención para evitar el retorno de líquido.

De acuerdo al software de cálculo Coolselector se obtiene lo siguiente:

Tabla 4.33 Detalle de la válvula seleccionada tipo ICS + CVP marca Danfoss

Tipo	ICS 25-5 + CVP	ICS 25-10 + CVP	ICS 25-15 + CVP	ICS 25-20 + CVP
NS	25	25	25	25
Kv [m ³ /h]	1,7	3,5	6	8
Kv_calc [m ³ /h]	0,34	0,7	1,2	1,6
DP [bar]	5,439	5,439	5,439	5,439
DT_sat [K]	50,0	50,0	50,0	50,0
Carga [%]	117	58	34	26
Velocidad, entrada [m/s]	4,91	4,91	4,91	4,91
Estado de la válvula	Abierta	Abierta	Abierta	Abierta
T_rocio_salida [°C]	-40,0	-40,0	-40,0	-40,0

Fuente: Coolselector Danfoss.

Válvulas y accesorios complementarios en el sistema de refrigeración por amoníaco

Existen otras válvulas que también intervienen en el sistema de refrigeración por amoníaco y son definidas por el diámetro seleccionado por cada tramo, estas válvulas tienen las mismas especificaciones y características que las válvulas principales descritas anteriormente, sus principales funciones son las de mantenimiento, seguridad, abertura de las válvulas principales. Entre las válvulas y accesorios complementarios tenemos:

- Válvula de paso manual y expansión
- Válvula retención
- Válvula solenoide
- Filtro de malla
- Válvula de servicio y manómetro
- Visor de líquido
- Control de nivel máximo y mínimo
- Varilla de control de nivel
- Sensores de temperatura y presión
- Válvulas de seguridad

Figura 4.12 Válvulas complementarias.



Fuente: Danfoss.

Especificación del estanque de bombeo

El estanque de bombeo es el encargado de recibir retorno húmedo, líquido subenfriado y alimentar a los compresores de succión seca e inundar los evaporadores de líquido bombeado, este estanque tiene las siguientes características:

- Temperatura: -40°C
- Subenfriamiento: 2K
- Cantidad: uno
- Diámetro: 1.4 m
- Longitud del manto: 4 m
- Altura de llenado: 1.2 m (respecto del manto)
- Volumen del tanque: 6700 Litros
- Volumen de operación de líquido: 2397 Litros
- Velocidad del vapor: 0.93 m/s
- Velocidad del líquido: 0.8 m/s
- Material: ASTM A 516 Gr. 70 (o similar)

Especificación del recipiente de líquido

El estanque de recipiente de líquido tiene como función principal el retorno de líquido de alta presión de los condensadores, también sirve como recolector de todo el líquido del sistema cuando se haga parada del sistema para mantenimiento, cambio de equipos, modificación, crecimiento de planta, emergencia, etc. Este estanque tiene las siguientes características:

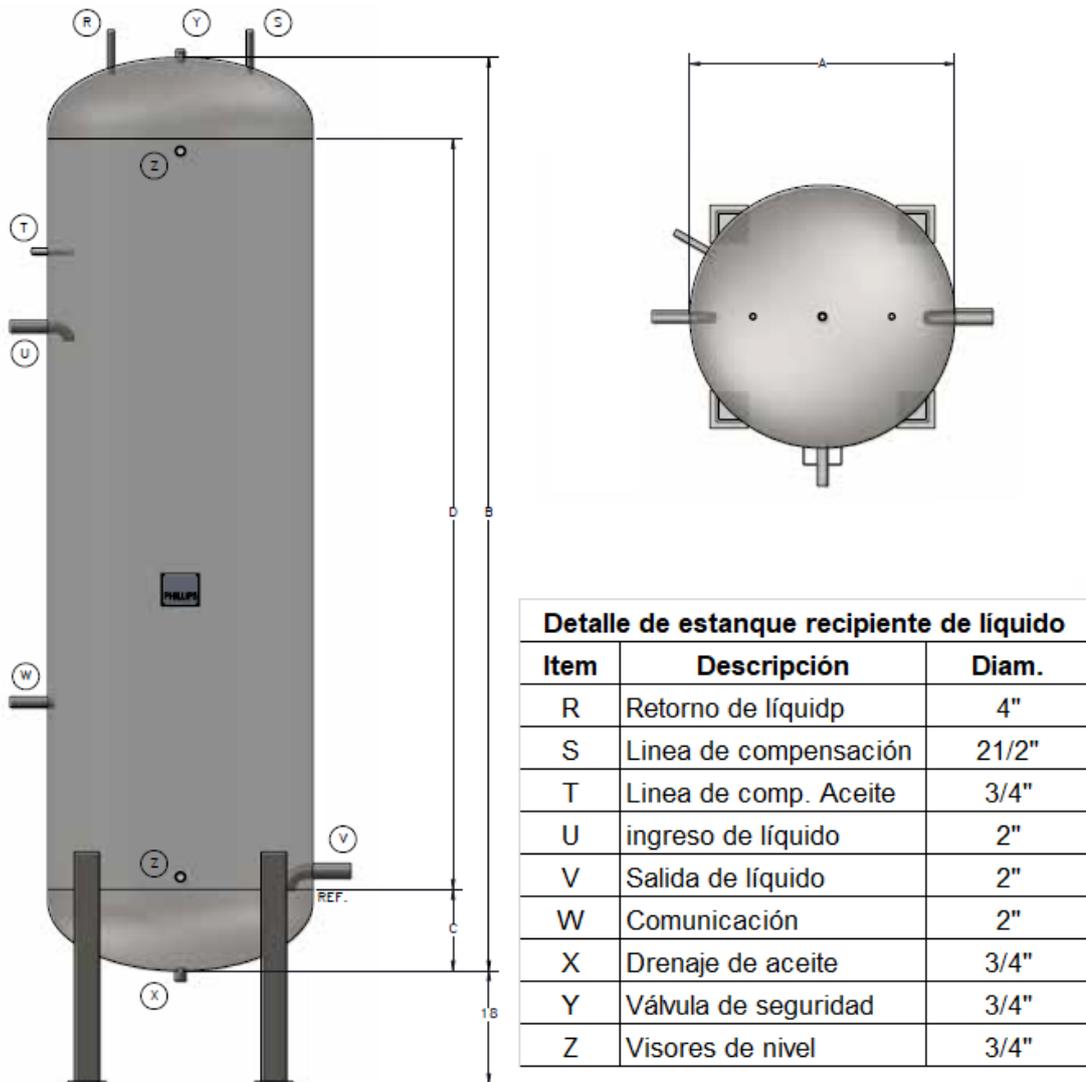
- Presión de operación: 13.5 bar
- Cantidad: uno
- Diámetro: 1.5 m
- Longitud del manto: 4 m
- Volumen del tanque: 7755 Litros (100%)
- Volumen de operación de líquido de la planta: 7456.43 Litros
- Material: ASTM A 516 Gr. 70 (o similar)

Tabla 4.34 Detalle de volumen de líquido en la planta

Descripción	Cantidad	Volumen	Peso
		(Litros)	(kg)
Tubería (LB)		455,94	314,64
Tubería (RH)		1151,09	794,35
Evaporadores Túneles	12	1652,40	1140,29
Estanque de bombeo	1	2397,00	1654,13
Estanque termosifón	1	1800,00	1242,15
Total		7456,43	5145,56

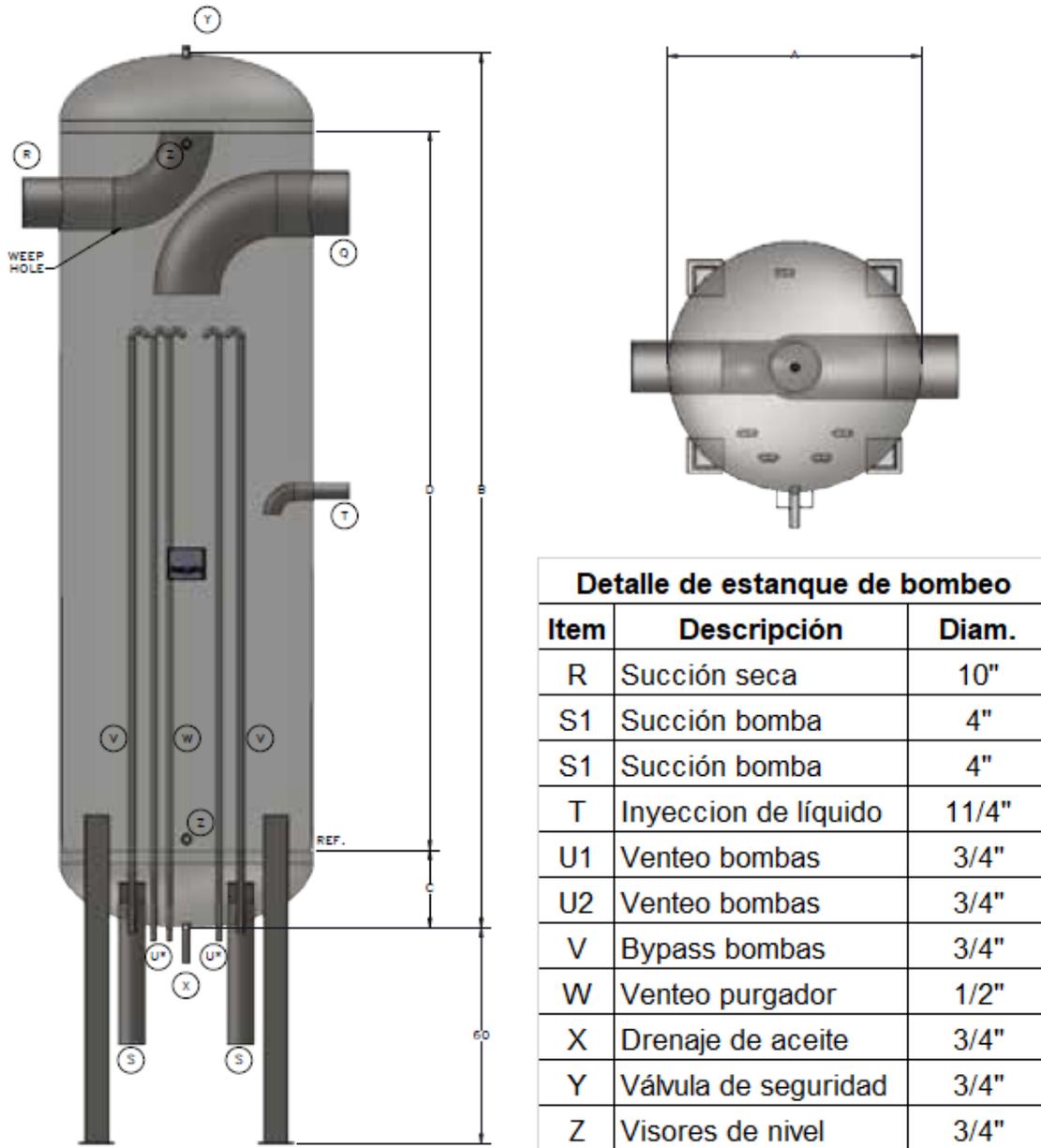
Fuente: Elaboración propia.

Figura 4.13 Detalle de estanque recipiente de líquido.



Fuente: Phillips.

Figura 4.14 Detalle de estanque de bombeo.



Fuente: Phillips.

4.3 Método de investigación

Para esta investigación se utilizó el método deductivo, debido a que la investigación se inició con varias premisas de cómo y porque diseñar un sistema de refrigeración con amoníaco, para después llegar a la conclusión de que si es posible tal diseño.

“La deducción es un proceso mental o de razonamiento que va de lo universal o general a lo particular. Consiste en partir de una o varias premisas para llegar a una conclusión. Es usado tanto en el proceso cotidiano de conocer como en la investigación científica.” (Rosa y Toro, 2005, p.82).

4.4 Población y muestra

La presente investigación no analiza un conjunto de datos o parte del conjunto, por lo tanto, no amerita determinar la población o la muestra.

Se define a la población como: "población es el total de los individuos o elementos a quienes se refiere la investigación, es decir, todos los elementos que vamos a estudiar, por ello también se le llama universo" (Rosa y Toro, 2005, p.124).

También se define a la muestra como: "la muestra es el conjunto de elementos representados de una población, con los cuales se trabajará realmente de la investigación" (Rosa y Toro, 2005, p.125).

4.5 Lugar de estudio

El lugar de estudio de esta investigación fue la pesquera Pacifico S.A ubicado en Gran Bretaña 955, Comuna de Talcahuano, Región del Biobío, ubicado en la zona central de Chile.

4.6 Técnicas e instrumentos para la recolección de información

Para el desarrollo de esta investigación se utilizó la técnica del análisis documental, donde los instrumentos de recolección de información son:

- Planos de distribución y ubicación de planta.
- Diagrama de flujo de recepción y empaque de planta de congelación de jureles en caja.
- Planos de racks de almacenamiento.
- Documentos de empaquetamiento y características de cajas.
- Documentos de especificaciones y propiedades de jureles frescos.
- Memoria anual de la planta.

- Boletín de tendencias climáticas, emitido por la Dirección Meteorológica de Chile.
- Fotos.
- Textos de refrigeración, transferencia de calor y termodinámica.
- Manuales de refrigeración industrial como ASHRAE, IAR.
- Fichas técnicas de equipos y válvulas.

Tabla 4.35 Instrumentos de recolección de datos

Técnicas	Instrumentos de Recolección
Documental	Planos de arquitectura de la pesquera.
	Reglamento sobre condiciones de seguridad en los sistemas de refrigeración con amoniaco.
	Manual de refrigeración ASHRAE.
	Fichas técnicas de equipos de refrigeración industrial.
	Textos: de transferencia de calor, termodinámica y refinación.
	Fotos de la pesquera.

Fuente: Elaboración propia.

“La técnica documental permite la recopilación de evidencias para demostrar las hipótesis de investigación. Está formada por documentos de diferente tipo: revistas, memorias, actas, registros, datos e información estadísticas y cualquier documento de instituciones y empresas que registran datos de su funcionamiento” (Espinoza, 2010, p.76).

4.7 Análisis y procesamiento de datos

La presente investigación no involucra datos estadísticos, por lo tanto, no amerita un análisis estadístico o procesamiento de datos.

V RESULTADOS

Como resultado de los cálculos realizados previamente para llegar a objetivo trazado de diseñar el sistema de refrigeración con amoníaco para el congelamiento de 150 ton/día de jureles frescos en la pesquera Pacífico S.A. – Región del Biobío se presenta la siguiente relación de equipos, capacidades y accesorios complementarios.

Tabla 5.1 Unidad de compresión tipo tornillo.

Modelo	N320VLD-L	
Refrigerante	Amoníaco	
Condición	°C	-40
Cantidad		2
Capacidad	kW	632.8
Potencia	kW	415.9
Factor de rendimiento		1.52
Potencia del motor	kW	447
Velocidad del compresor	min-1	2950
Indicador de posición	%	100
Temperatura de condensación	°C	+35
Presión de condensación	bar	13.5
Presión de evaporación	bar	0.72
Líquido subenfriado:	K	5
Flujo de masa aspiración	kg/h	1754.4
Temperatura de aceite:	°C	54.4
Flujo de aceite funcional	l/min	112.3
OCHR (100%)	kW	283.3
Tipo de economizador		DX
Temperatura economizador	°C	-25.5
Presión tanque economizador	bar	1.48
Capacidad economizador	kW	112.9
Caudal masico economizador	kg/h	372.1

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 5.2 Evaporador túnel de congelación

Tipo	Evaporador de piso	
Modelo	CML-636-8KN-NP28	
Cantidad de evaporadores	12	
Capacidad	kW	83.4
Flujo de volumen	m ³ /h	81462
Entrada de aire	°C	(-34 (80%))
Salida de aire	°C	(-36,5 (93.3%))
Refrigerante		NH3 bombeo
Temperatura de evaporación	°C	-40
superficie	m ²	493.2
Diámetro liquido / succión	mm	2x21.3 / 76.1
Espesor de aleta	mm	10
Material de bobina		inox
Material armazón		Galvanizado
Numero de ventiladores		6
Diámetro de ventiladores	mm	630
Potencia ventiladores	kW	1.75
Corriente nominal	A	3.7
Voltaje / fase / frecuencia		400-3-50
longitud x Ancho x Altura	mm	3516 x 1122 x 2050
Peso en seco	kg	820
Volumen	dm ³	153.4

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 5.3 Condensador evaporativo

Tipo	Evaporativo	
Modelo:	PMCB-645	
Cantidad de evaporadores	1	
Refrigerante:	Amoniaco	
Temperatura de condensación:	°C	35
Temperatura de bulbo húmedo:	°C	24
Capacidad	kW	2777
Numero de ventiladores		3
Potencia de ventiladores	kW	11
Caudal de aire	m ³ /s	48.1
Numero de bombas		1
Potencia de bomba	kW	5.5
Flujo de agua	l/s	65
Ancho	mm	2991
Largo	mm	5490
Alto	mm	4249
Peso de transporte	Kg	11685
Peso operación	Kg	15700

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 5.4 Bombas de amoniaco

Tipo	Centrifugo	
Modelo:	CAMR 2/3 AGX3.0	
Cantidad de evaporadores	2	
Refrigerante:	Amoniaco	
Temperatura de evaporación	°C	-40
densidad	Kg/ m ³	690.2
Capacidad	kW	500
Caída de presión	MPa	0.082
Potencia bomba	kW	1.89
Factor de circulación		4
NPSH disponible	m	1.2
Caudal	m ³ /h	7.51
altura	m	12.1
Potencia de entrada	kW	4.3
Potencia de salida	kW	3
frecuencia	Hz	50
Voltaje	V	400
Corriente	A	7.5

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 5.5 Lista de válvulas sala de máquinas (parte 1)

Válvulas estanque de bombeo					
Descripción	Diam.	Marca	Cant.	Tipo	Modelo
Válvula de paso manual	12"	Danfoss	1	Angular	SVA - 300
Válvula de paso manual	10"	Danfoss	1	Angular	SVA - 250
Válvula de paso manual	3/4"	Danfoss	7	Angular	SVA - 20
Válvula de paso manual	3/4"	Danfoss	5	Recta	SVA - 20
Válvula reguladora de presión	3/4"	Danfoss	1		CVMD-20
Válvula de seguridad	3/4"	Hansen	1		H5602D
Válvula de purga	1/2"	Danfoss	1	Angular	QVD - 15
Válvula para manómetro	1/4"	Danfoss	2	Angular	SNV-ST
manómetro de -1 a +25 bar		Tempress	2		A10
Válvulas para inyección de líquido en estanque de bombeo					
Válvula accionada por motor	3/4"	Danfoss	1		ICM-20
Válvula de paso manual	1 1/4"	Danfoss	4	Recta	SVA - 32
Válvula de regulación manual	1 1/4"	Danfoss	2	Recta	REG - 32
Filtro	1 1/4"	Danfoss	1	Recta	FIA - 32
Válvulas para bombas en estanque de bombeo					
Válvula de paso manual	2"	Danfoss	2	Recta	SVA - 50
Filtro	2"	Danfoss	2	Recta	FIA - 50
Válvula de paso manual	1 1/2"	Danfoss	2	Recta	SVA - 40
Válvula de retención	1 1/2"	Danfoss	2		NRVA - 40
Válvula de paso manual	3/4"	Danfoss	2	Angular	SVA - 20
Válvula de paso manual	3/4"	Danfoss	4	Recta	SVA - 20
Válvula reguladora de presión	3/4"	Danfoss	1		CVMD-20
Válvula de retención	3/4"	Danfoss	2		NRVA - 20

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 5.6 Lista de válvulas sala de máquinas (parte 2)

Válvulas para compresores					
Descripción	Diam.	Marca	Cant.	Tipo	Modelo
Válvula de paso manual	8"	Danfoss	2	Angular	SVA - 200
Válvula de paso manual	3"	Danfoss	2	Angular	SVA - 80
Válvula de paso manual	2"	Danfoss	2	Recta	SVA - 50
Válvula de paso manual	2 1/2"	Danfoss	2	Recta	SVA - 65
Válvula de paso manual	3/4"	Danfoss	4	Angular	SVA - 20
Válvula reguladora de presión	3/4"	Danfoss	2		CVMD-20
Válvula de paso manual	2"	Danfoss	6	Recta	SVA - 50
Válvula de regulación manual	2"	Danfoss	2	Recta	REG - 50
Filtro	2"	Danfoss	2	Recta	FIA - 50
Válvula de selemoide	2"	Danfoss	2	Recta	EVRA - 50
Válvulas estanque recipiente de líquido					
Descripción	Diam.	Marca	Cant.	Tipo	Modelo
Válvula de paso manual	4"	Danfoss	1	Recta	SVA - 100
Válvula de paso manual	2 1/2"	Danfoss	1	Recta	SVA - 65
Válvula de paso manual	2"	Danfoss	1	Recta	SVA - 50
Válvula de paso manual	3/4"	Danfoss	3	Angular	SVA - 20
Visores de líquido		Hansen	6		H1100R
Válvula de seguridad	3/4"	Hansen	1		H5602D
Válvula de purga	1/2"	Danfoss	1	Angular	QVD - 15
Válvulas para condensador					
Descripción	Diam.	Marca	Cant.	Tipo	Modelo
Válvula de paso manual	4"	Danfoss	2	Angular	SVA - 100
Válvula de paso manual	3"	Danfoss	2	Recta	SVA - 80
Válvulas para matriz de gas caliente					
Válvula de paso manual	2"	Danfoss	2	Recta	SVA - 50
Filtro	2"	Danfoss	2	Recta	FIA - 50
Válvula reguladora de presión	2"	Danfoss	1		ICS(1)+CVC

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 5.7 Lista de válvulas túneles de congelación

Válvulas para líquido bombeado túnel					
Descripción	Diam.	Marca	Cant.	Tipo	Modelo
Válvula de paso manual	1 1/4"	Danfoss	12	Recta	SVA - 32
Filtro	1 1/4"	Danfoss	6	Recta	FIA - 32
Válvula de selemoide	1 1/4"	Danfoss	6		EVRA - 32
Válvula de retención	1 1/4"	Danfoss	6		NRVA - 32
Válvula de regulación manual	1 1/4"	Danfoss	6	Recta	REG - 32
Válvula de regulación manual	1"	Danfoss	12	Recta	REG - 25
Válvulas para retorno húmedo bombeado túnel					
Válvula de paso manual	5"	Danfoss	12	Recta	SVA - 125
Válvula de dos etapas	5"	Danfoss	6		ICLX-125
Válvulas para gas caliente bombeado túnel					
Válvula de paso manual	1 1/4"	Danfoss	12	Recta	SVA - 32
Filtro	1 1/4"	Danfoss	6	Recta	FIA - 32
Válvula de selemoide	1 1/4"	Danfoss	6		EVRA - 32
Válvula de retención	1 1/4"	Danfoss	6		NRVA - 32
Válvula de regulación manual	1 1/4"	Danfoss	6	Recta	REG - 32
Válvula de paso manual	1/2"	Danfoss	12	Recta	SVA - 15
Válvula de selemoide	1/2"	Danfoss	6		EVRA - 15
Filtro	1/2"	Danfoss	6	Recta	FIA - 15
Válvula de retención	1"	Danfoss	12		NRVA - 25
Válvulas para retorno condensado bombeado túnel					
Válvula de paso manual	1"	Danfoss	12	Recta	SVA - 25
Válvula reguladora de presión	1"	Danfoss	6		ICS(1)+CVP
Válvula de retención	1"	Danfoss	6		NRVA - 25
Válvula para manómetro	1/4"	Danfoss	6	Angular	SNV-ST
manómetro de 1 a +12 bar		Tempress	6		A10

Fuente: Elaboración propia.

VI DISCUSIÓN DE RESULTADOS

6.1 Contrastación de la hipótesis con los resultados

- Se comprobó que para obtener la carga térmica de los túneles de congelación en la pesquera Pacifico S.A. es fundamental definir las dimensiones del túnel, capacidad y condiciones de jureles a congelar, y condiciones de temperatura y humedad máximas exteriores.
- Se comprobó que para seleccionar adecuadamente los equipos de refrigeración industrial es crucial determinar previamente la carga térmica total que implica la congelación de jureles, para luego determinar la capacidad que debe tener cada equipo con el valor inmediato superior de acuerdo a los catálogos.
- Se verifico que para interconectar adecuadamente los equipos del sistema de refrigeración es esencial dimensionar las tuberías de refrigeración con las restricciones que exige el fabricante y con la ayuda de softwares y especificaciones térmicas de la ASHRAE.

6.2 Contrastación de resultados con otros estudios similares

- En contraste con las conclusiones de UREÑA ULCIGRAI, Flavio Gilberto. “Diseño de un sistema de refrigeración por amoníaco para una empresa de la industria cárnica”, quienes en su estudio realizado citan que la mayor ganancia de calor es por infiltración por puertas y ventanas, sin embargo, en esta investigación la mayor ganancia de calor es debido al producto (jureles frescos) que llega a ser más del 80% de la capacidad total, se puede entender que esto es debido a la temperatura de ingreso de los jureles frescos (18°C).
- Mora Aranedá, José Daniel y Sánchez Pérez, Cesar Enrique. “Diseño de una Cámara de Refrigeración de Pescado Fresco”, quien en su investigación hace mención que se diseña la cámara con refrigerante R-22, si previa

evaluación de problemas económicos, ambientales, tóxicos que este refrigerante posee, sin embargo, en esta investigación se verificó que el amoníaco trae ventajas económicas y ambientales.

- De acuerdo a Vásquez Parrilla, David. “Diseño de una cámara frigorífica de 1500 toneladas de capacidad para conservar productos hidrobiológicos congelados a una temperatura de $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ en la empresa ARCOPA S.A - Paita”, quien en su investigación hace mención que el coeficiente de energía COP es igual a 1.61, sin embargo, en nuestra investigación se obtiene que el COP es de 2.29. esto sucede simplemente debido al sistema de congelación que se usó.
- De acuerdo con Coronado Cuadros Martín Brahm. “Diseño de una Planta Frigorífica Modelo para la Conservación de 60 Toneladas de Espárrago en la Región Ica”. quien en su investigación hace mención que se logró disminuir la contaminación del medio ambiente empleando el refrigerante R134a, al igual que esta investigación debido al análisis inicial de refrigerante, sin embargo, por el tamaño de planta que se tiene se debió buscar otro sistema de refrigeración, punto que si se tomó en cuenta debido a que se usó uno de los sistemas más eficientes del mercado que es el de sistema refrigeración por bombeo.

6.3 Responsabilidad ética de acuerdo a los reglamentos vigentes

Para garantizar el desempeño correcto de una planta que funciona con un sistema de refrigeración con amoníaco, se debe tener en cuenta el reglamento sobre condiciones de seguridad en los sistemas de refrigeración con amoníaco emitido por el ministerio de salud de Chile, dispuesto en los artículos 1,2,3,82 letra a) y en el Libro Decimo del DFL N°725, de 1967, del ministerio de salud, que aprueba el Código Sanitario; en los artículos 65 y 68 de la ley N°16.744 y en el artículo 4° del DFL N°1, de 2005, del Ministerio de Salud y las facultades que me confiere el artículo 32 N°6 de la Constitución Política de la República.

- Toda empresa que utilice amoníaco en su sistema de refrigeración deberá remitir a la Seremi de Salud pertinente, la información que se detalla a continuación: Antecedentes generales de la empresa; plano de planta con ubicación de equipos principales; carga de amoníaco (expresada en kilogramos); número de operadores por turno, cantidad y duración de turnos; hoja de vida de operadores, mantenedores, técnicos frigoristas.
- Se deberá contar con una matriz de riesgo con sus medidas de control y mitigación.
- Se tendrá un programa escrito de mantenimiento preventivo para todos los equipos de refrigeración, conforme a las recomendaciones de los fabricantes. Se debe llevar un control escrito de dichas mantenciones.
- Se deberá contar con un plan de emergencia que debe de ser conocido por todos los funcionarios de la planta, también deberá ser considerado un programa de capacitación de dicho plan.
- Registro detallado con hoja de vida de todas las válvulas de seguridad instalada en cada sistema de refrigeración. Se debe registrar al menos: marca, modelo, medida, presión de ajuste, año de fabricación y ubicación. Se debe llevar un registro escrito de las mantenciones y calibraciones realizadas a estas válvulas.
- Registro detallado con hoja de vida de todos los detectores de amoníaco instalados en cada sistema de refrigeración.
- Los sistemas de refrigeración deberán contar, con a lo menos un operador en forma permanente, el cual solo realizara actividades de operación, vigilancia, supervisión y mantención.
- Toda persona que trabaje en instalaciones que cuenten con un sistema de refrigeración con amoníaco deberá ser capacitada entrenada de acuerdo a su función. Así mismo debe conocer las instalaciones y sus riesgos asociados.
- No se debe instalar equipos que operen con chispa o llama (motores de combustión interna, calderas, etc.) ni de inyección de aire tales como compresores de aire, en sectores que contengan equipos de refrigeración con amoníaco

VII CONCLUSIONES

- El sistema de refrigeración con amoníaco se diseñó bajo las condiciones exteriores y capacidad de congelamiento máximas de forma que asegure el congelamiento de jureles frescos cuando se obtenga la mayor producción de pesca de la empresa (150 Ton). Obteniendo así que la carga térmica total es del orden de 986 kW, considerando un factor de seguridad del 10%, asegurando así posibles cambios climatológicos, fugas de aire, pequeñas fugas de amoníaco, problemas de aislación, etc.
- Se logró seleccionar los equipos de refrigeración que satisfagan el correcto funcionamiento en punta de la planta. Los compresores tienen una capacidad de 632.8 (kW) y están seleccionados para que trabajando al 80% satisfagan la capacidad total, los evaporadores son del tipo evaporadores de piso por aire forzado, estos equipos no tendrán problemas de congelación o formación de escarcha, debido a que poseen un sistema de descongelamiento por gas caliente y una separación de aletas del orden de 10 mm, el condensador es del tipo evaporativo y posee una capacidad de 2777 (kW), con lo cual el sistema no tendrá problemas de parada por sobrepresión en los compresores, las bombas de amoníaco son del tipo centrifugas y están seleccionadas con una relación de recirculación de 4:1 con lo cual los evaporadores siempre estarán inundados con amoníaco líquido.
- Se logró determinar las tuberías correctas de acuerdo a las recomendaciones de la ASHRAE, considerando bajas caídas de presión y correctas velocidades de flujo, obteniendo así las principales matrices de tuberías de descarga, succión seca, retorno húmedo y líquido bombeado con diámetros de 5", 10", 12" y 3", respectivamente, además se determinaron también las válvulas especiales y complementarias en los puntos críticos para el funcionamiento del sistema de refrigeración.

VIII RECOMENDACIONES

- En la instalación del piping se deberá procurar no contaminar las tuberías.
- Antes del funcionamiento del sistema de refrigeración, se deberá realizar un barrido de las tuberías para así eliminar suciedad.
- Se tendrá que realizar una prueba de presión con nitrógeno del piping tanto para tuberías de alta y baja presión.
- Una vez regulada todas las válvulas del sistema se tendrá que colocar capuchones con precintos de seguridad para evitar la manipulación indebida de las válvulas por personal ajeno a los frigoristas.
- Se tendrá que instalar bandejas para los conjuntos ubicados en el techo del túnel para evitar derrame de agua sobre paneles, producida por la congelación de las válvulas.
- Se deberá implementar detectores de amoníaco para evitar y controlar fugas de amoníaco en los puntos críticos como techo del túnel, sala de máquinas, interior del túnel.
- Se tendrá que implementar un sistema de ventilación forzado para la sala de máquinas para evitar recalentamientos de motor, además se aplicará insonorización en la sadema para cumplir normas de límite de sonido.
- Se tendrá que implementar sensores de presión y temperatura en los circuitos y áreas de congelación.
- Se deberá implementar un sistema de control y monitoreo en la sala de máquinas para el trabajo diario de los frigoristas de la planta y para obtener reportes semanales y mensuales del funcionamiento de equipos y válvulas.
- Los encargados de realizar mantenimiento preventivo y correctivo tendrán que ser exclusivamente frigoristas especializados en sistemas de refrigeración industrial por amoníaco.
- La pesquera deberá tener en stock componentes principales de la planta como válvula motorizada, bomba de amoníaco, válvulas de regulación.
- Los trabajos de deshielo deberán ser accionados manualmente y operados automáticamente, bajo la supervisión del frigorista.
- Debido al horario de producción de la pesquera, se tendrá que tener por lo menos dos frigoristas en tres turnos los siete días de la semana.

IX REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ASHRAE, Refrigeration Handbook. Editorial ASHRAE, Atlanta, 2018.
- ASHRAE, Fundamentals Handbook. Editorial ASHRAE, Atlanta, 2017.
- DOSSAT, Roy J. Principios de refrigeración. Houston, Editorial John Wiley & Sons, 1980.
- STOECKER, Wilbert F. Industrial Refrigeration Handbook. New York, Editorial McGraw-Hill, 1998.
- MELGAREJO, Pablo. Cámara Frigoríficas y Túneles de Enfriamiento Rápido. Madrid, Editorial A. Madrid Vicente, 2000.
- CENGEL, Yunus A. y GHAJAR, Afshin J. Transferencia de Calor y Masa. México, Editorial McGraw-Hill Interamericana Editores S.A. de CV, Cuarta Edición, 2011.
- CENGEL, Yunus A. y BOLES, M. A. Termodinámica. México, Editorial McGraw-Hill, 2012.
- IIAR, Ammonia Refrigeration Piping Handbook. 2012.
- STOECKER, Wilbert F. Refrigeración y Acondicionamiento de Aire. New York, Editorial McGraw-Hill, 1958.
- PITA, Edward G. Principios y Sistemas de Refrigeración. New York, Editorial Limusa S.A. Primera Edición, 1991.
- CARRASCO DIAZ, Sergio. **Metodología de la Investigación Científica: Pautas Metodológicas para Diseñar y Elaborar el Proyecto de Investigación**. Lima, Editorial San Marcos E.I.R.L, Segunda Edición, 2008.
- ESPINOZA MONTES, Ciro. **Metodología de la Investigación Tecnológica**. Huancayo, Editorial Imagen Gráfica S.A.C. Primera Edición, 2010.
- HURTADO LEON, Iván y TORO GARRIDO, Josefina. **Paradigmas y métodos de investigación en tiempos de cambio**. Carabobo. Episteme Consultores Asociados C.A., Quinta Edición, 2005.
- DINCER, Ibrahim y MAHMET, Kanóglu. Refrigeration Systems and Applications. New York, Editorial John Wiley & Sons Ltd, Segunda Edición, 2010.

- UREÑA ULCIGRAI, Flavio Gilberto. **“Diseño de un sistema de refrigeración por amoniaco para una empresa de la industria cárnica”**. Informe de práctica profesional (Ingeniero en Mantenimiento Industrial). Cartago: Tecnológico de Costa Rica, Escuela de Ingeniería Electromecánica, 2017.
- BUITRAGO ARENAS, Jaime Giovanni. **“Análisis operativo del sistema de refrigeración del Frigorífico Metropolitano”**. Tesis (Ingeniero Mecánico). Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander, Facultad de Ingenierías Físico – Mecánicas, 2012.
- Mora Araneda, José Daniel y Sánchez Pérez, Cesar Enrique. **“Diseño de una Cámara de Refrigeración de Pescado Fresco”**. Tesis (Ingeniero de Ejecución en Mecánica). Concepción: Universidad del Bio Bio, Facultad de Ingeniería, 2013.
- CORONADO CUADROS, Martín Brahms. **“Diseño de una Planta Frigorífica Modelo para la Conservación de 60 Toneladas de Esparrago en la Región Ica”**. Tesis (Ingeniero Mecánico). Callao: Universidad Nacional del Callao, Facultad de Ingeniería Mecánica - Energía, 2014.
- PAREDES YATACO, Ismael Luis. **“Diseño de un Sistema de Refrigeración con Dos Temperaturas de Evaporación Empleando un solo Compresor”**. Tesis (Ingeniero Mecánico). Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, Facultad de Ciencias e Ingeniería, 2015.
- MORAN, Michael J. y SHAPIRO, Howard N. Fundamentos de Termodinámica Técnica. Barcelona, Editorial REVERTÉ S.A., Segunda Edición, 2004.

X ANEXOS

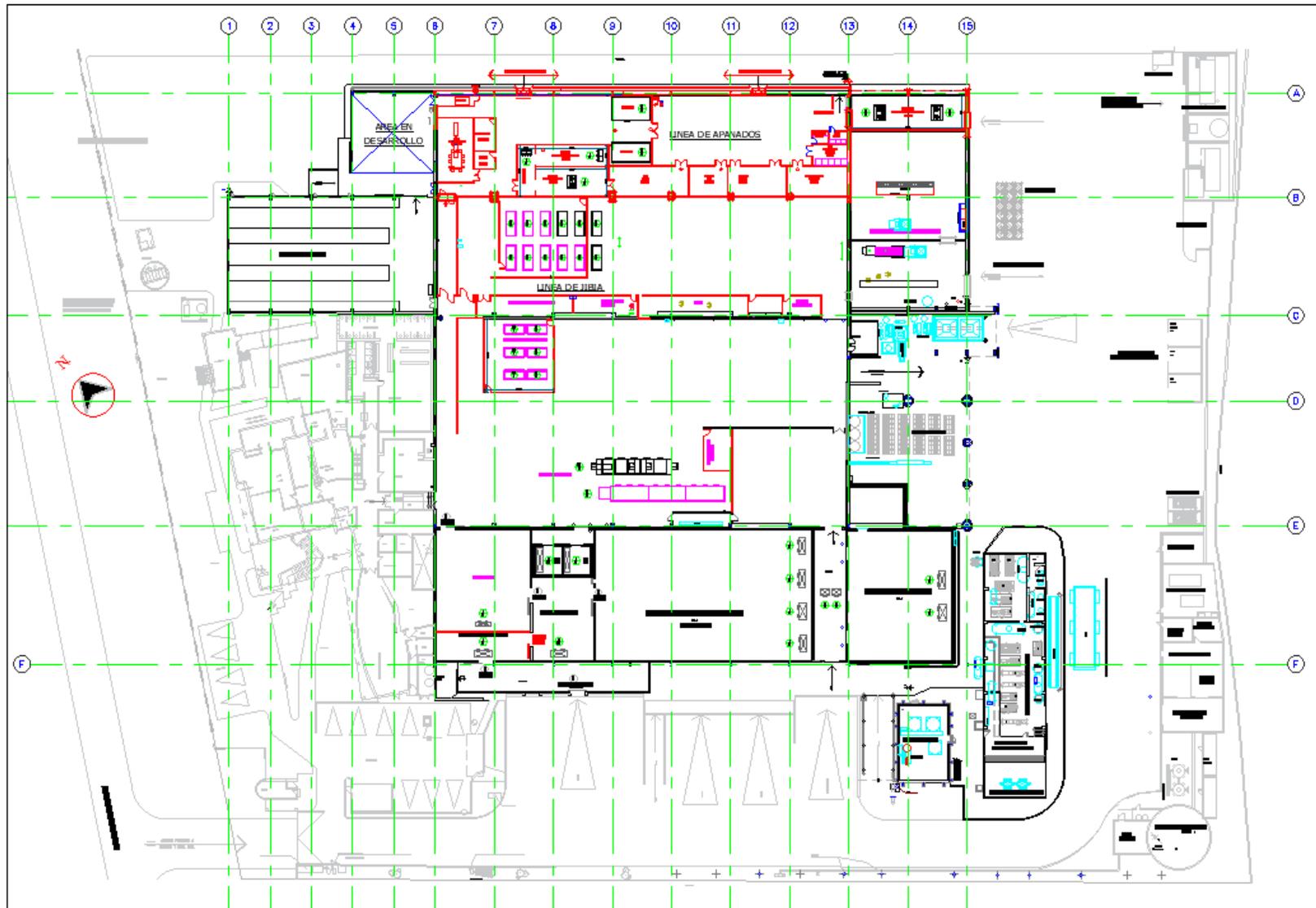
ANEXO 1 Matriz de consistencia

“DISEÑO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN CON AMONIACO PARA EL CONGELAMIENTO DE 150 TON/DÍA DE JURELES FRESCOS EN LA PESQUERA PACIFICO S.A. – REGIÓN DEL BIOBÍO”

PROBLEMA	OBJETIVOS	HIPÓTESIS	VARIABLES E INDICADORES	METODOLOGÍA
<p><u>Problema general</u></p> <p>¿Cómo el diseño de un sistema de refrigeración con amoníaco permite obtener el congelamiento de 150 ton/día de jureles frescos en la pesquera Pacifico S.A. – Región del Biobío?</p> <p><u>Problemas específicos</u></p> <p>P1: ¿Cómo el cálculo de la carga térmica total según las especificaciones de la ASHRAE permite la adecuada selección de equipos y accesorios?</p> <p>P2: ¿Cómo la selección de los equipos, permite el correcto funcionamiento del sistema de refrigeración?</p> <p>P3: ¿Cómo la selección de las válvulas y tuberías, permite la adecuada interconexión de equipos en el sistema de refrigeración?</p>	<p><u>Objetivo general</u></p> <p>Diseñar un sistema de refrigeración con amoníaco que permita obtener el congelamiento de 150 ton/día de jureles frescos en la pesquera Pacifico S.A. – Región del Biobío.</p> <p><u>Objetivos específicos</u></p> <p>O1: Calcular la carga térmica total según las especificaciones de la ASHRAE que permita la adecuada selección de equipos y accesorios.</p> <p>O2: Seleccionar los equipos, que permita el correcto funcionamiento del sistema de refrigeración.</p> <p>O3: Seleccionar las válvulas y tuberías, que permitan la adecuada interconexión de equipos en el sistema de refrigeración.</p>	<p><u>Hipótesis general</u></p> <p>Si se diseña un sistema de refrigeración con amoníaco, entonces permite obtener el congelamiento de 150 ton/día de jureles frescos en la pesquera Pacifico S.A. – Región del Biobío.</p> <p><u>Hipótesis específicas</u></p> <p>H1: Si se calcula la carga térmica total según las especificaciones de la ASHRAE, entonces se logrará obtener una adecuada selección de equipos y accesorios.</p> <p>H2: Si se selecciona adecuadamente los equipos, entonces se obtendrá el correcto funcionamiento del sistema de refrigeración.</p> <p>H3: Si se selecciona adecuadamente las válvulas y tuberías, entonces se obtendrá una adecuada interconexión de equipos en el sistema de refrigeración.</p>	<p><u>Variable independiente</u></p> <p>Sistema de refrigeración con amoníaco.</p> <p><u>Dimensiones</u></p> <p>X1: Cálculo de la carga térmica total.</p> <p>X2: Selección de equipos.</p> <p>X3: Selección de válvulas y tuberías del sistema.</p> <p><u>Variable dependiente</u></p> <p>Congelamiento de 150 ton/día de Jureles frescos.</p> <p><u>Dimensiones</u></p> <p>Y1: Proceso productivo de jureles frescos.</p>	<p><u>Tipo de Investigación</u></p> <p>Tecnológico de nivel aplicado</p> <p><u>Diseño</u></p> <p>No experimental del tipo transeccional</p> <p><u>Población y muestra</u></p> <p>La investigación no analiza un conjunto de datos, por lo tanto, no amerita determinar la población o muestra.</p> <p><u>Técnicas e instrumentos</u></p> <p>Análisis documental</p> <p><u>Instrumentos</u></p> <ul style="list-style-type: none"> • Planos • Diagramas de flujo • Especificaciones técnicas • Boletines • Manuales • fotos

Fuente: Elaboración propia.

ANEXO 2 Plano distribución de planta pesquera PACIFICO S.A.



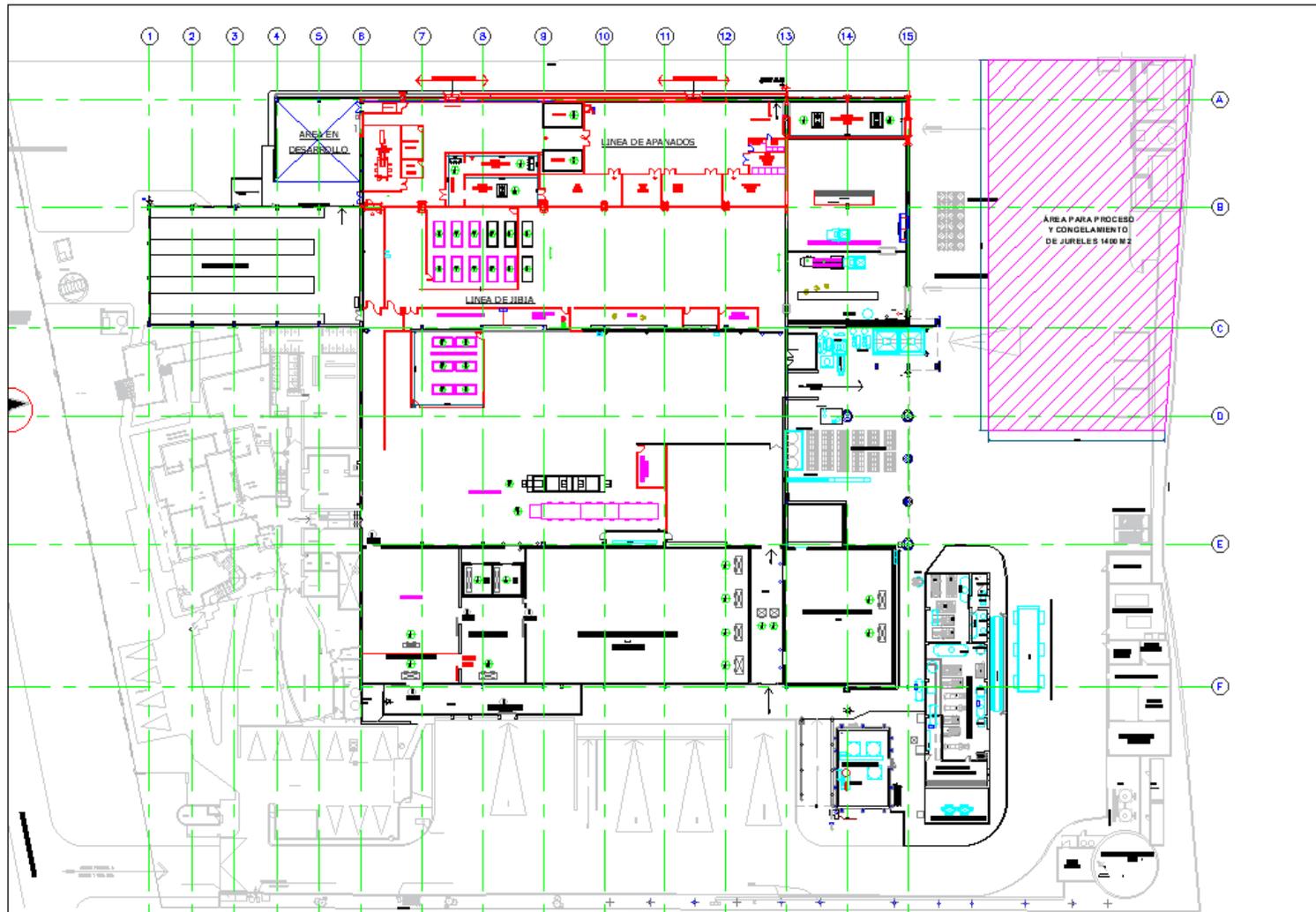
Fuente: Pesquera PACIFICO S.A.
122

ANEXO 3 Vista satelital pesquera PACIFICO S.A.



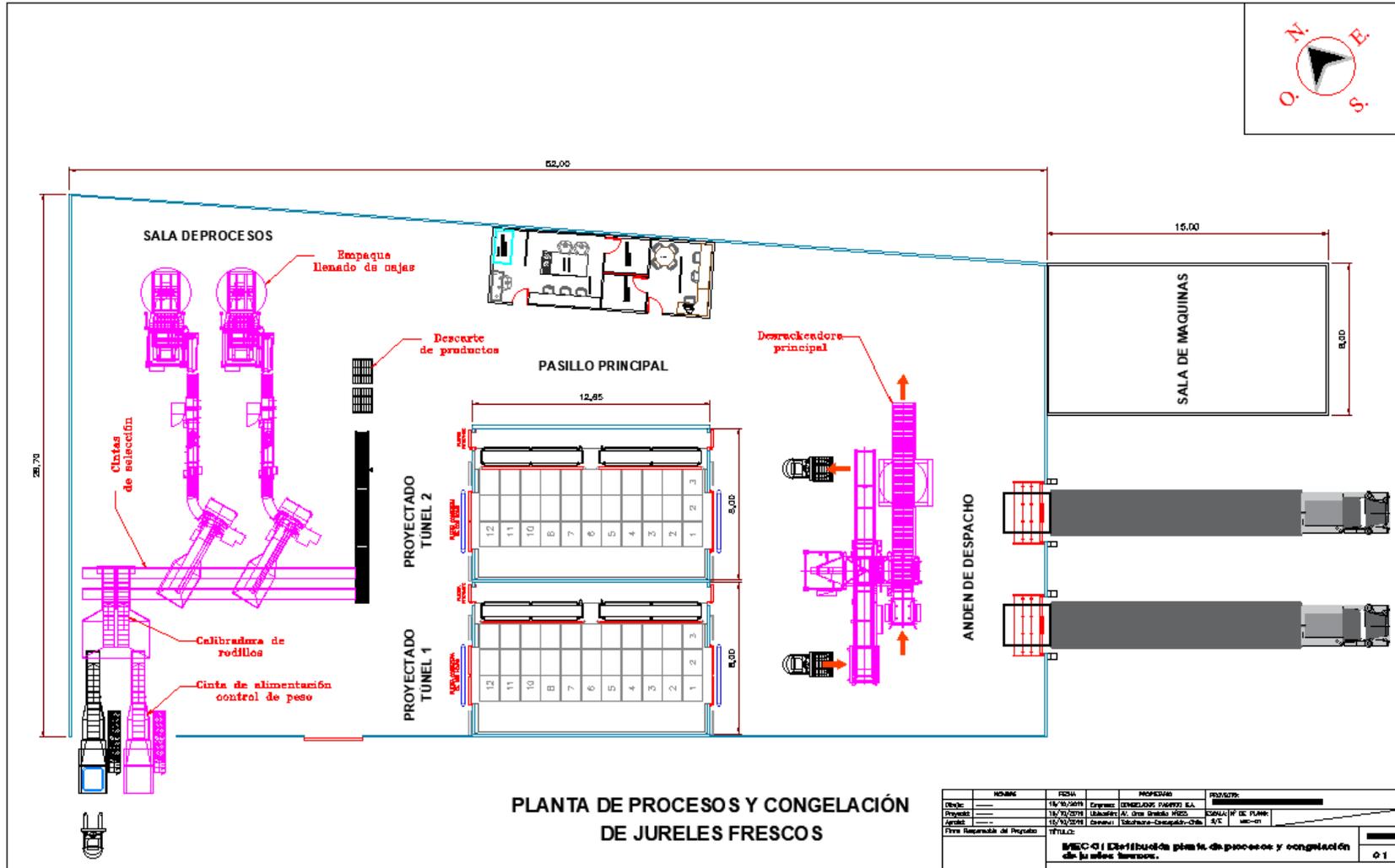
Fuente: Google maps.

ANEXO 4 Ubicación de la zona de procesamiento y congelación de jureles en la pesquera PACIFICO S.A.



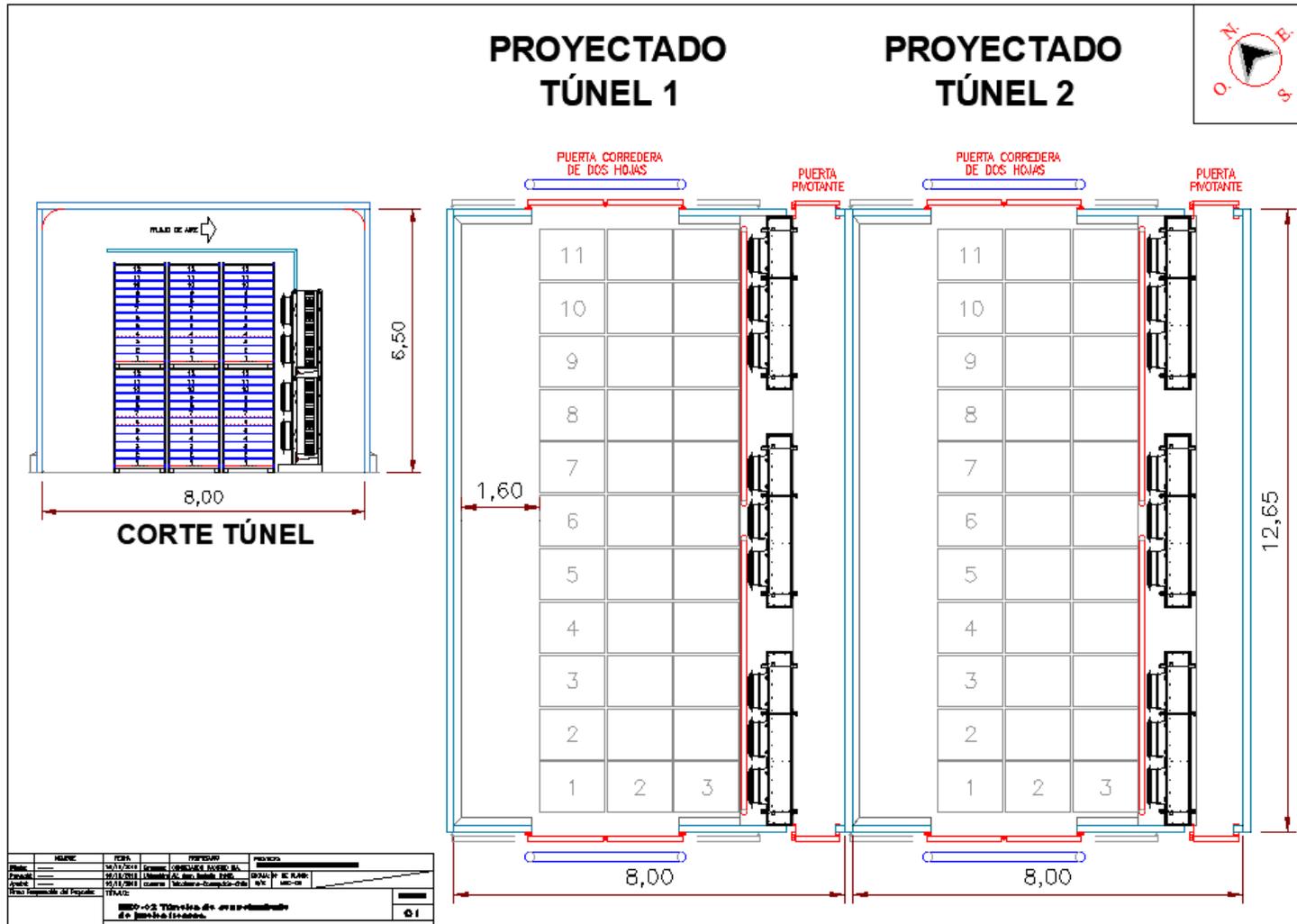
Fuente: Pescaera PACIFICO S.A.

ANEXO 5 Ubicación de la zona de procesamiento y congelación de jureles en la pesquera PACIFICO S.A.



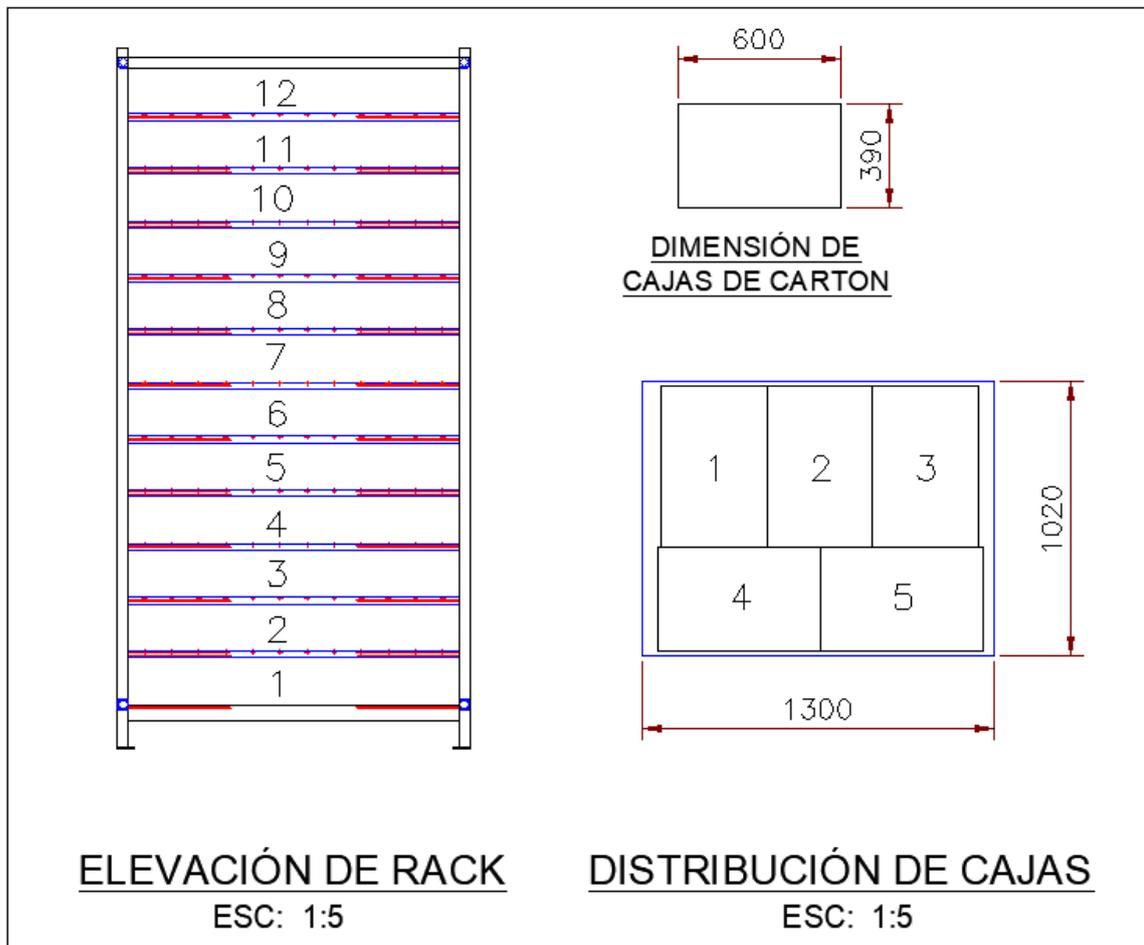
Fuente: Elaboración propia.

ANEXO 6 Distribución de túneles 1 y 2 para el congelamiento por aire forzado de jureles frescos.



Fuente: Elaboración propia.

ANEXO 7 Plano del rack metálico para almacenar cajas.



Fuente: Elaboración propia.

ANEXO 8 Datos de composición no congelado, punto de congelación inicial y calores específicos de alimentos.

Food Item	Moisture	Protein,	Fat, %	Carbohydrate		Ash, %	Initial Freezing Point, °C	Specific Heat	Specific Heat	Latent Heat of Fusion, kJ/kg
	Content, %	%		Total, %	Fiber, %			Above Freezing, kJ/(kg·K)	Below Freezing, kJ/(kg·K)	
	x_{wo}	x_p	x_f	x_c	x_{fb}	x_a				
Whole Fish										
Cod	81.22	17.81	0.67	0.0	0.0	1.16	-2.2	3.78	2.14	271
Haddock	79.92	18.91	0.72	0.0	0.0	1.21	-2.2	3.75	2.14	267
Halibut	77.92	20.81	2.29	0.0	0.0	1.36	-2.2	3.74	2.18	260
Herring, kippered	59.70	24.58	12.37	0.0	0.0	1.94	-2.2	3.26	2.27	199
Mackerel, Atlantic	63.55	18.60	13.89	0.0	0.0	1.35	-2.2	3.33	2.23	212
Perch	78.70	18.62	1.63	0.0	0.0	1.20	-2.2	3.71	2.15	263
Pollock, Atlantic	78.18	19.44	0.98	0.0	0.0	1.41	-2.2	3.70	2.15	261
Salmon, pink	76.35	19.94	3.45	0.0	0.0	1.22	-2.2	3.68	2.17	255
Tuna, bluefin	68.09	23.33	4.90	0.0	0.0	1.18	-2.2	3.43	2.19	227
Whiting	80.27	18.31	1.31	0.0	0.0	1.30	-2.2	3.77	2.15	268

Fuente: ASHRAE 2018, Refrigeration Handbook.

ANEXO 9 Ficha técnica del evaporador para el túnel de congelamiento rápido.

Single discharge blow through Kelvion CML-636-8KN-NP28

Selection data					
----------------	--	--	--	--	--

Capacity	kW	83,4	Refrigerant		R-717 (NH3) pump
Air volume	m ³ /h	81462	Evaporation temperature	°C	-40,0
Air temperature In	°C	-34,0 (85,0%)			
Air temperature Out	°C	-36,5 (93,3%)			
Frost Layer	mm	0,20			

Technical data					
----------------	--	--	--	--	--

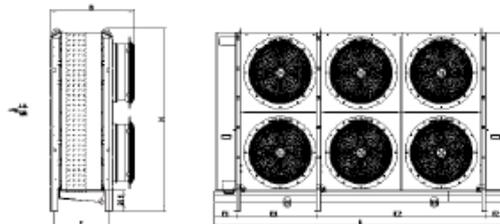
Fin spacing	mm	10,0	Coil material		StSt / Al
Surface Area	m ²	493,2	Casing material		galvanized
Volume	dm ³	153,4	Finish		Natural
Weight (empty) without options	kg	820	Sound pressure level - distance	dB(A)-m	72,1 @ 3,0
Liquid / Suction line	mm	2 x 21,3 / 76,1	Energy label		D

Fan(s)					
--------	--	--	--	--	--

Number of fans		6			
<i>Data each fan:</i>					
Fan diameter	mm	630 [ZA Plus]	ErP Compliance		2015
Fan speed	rpm	1400 [4p (D)] - N	Voltage - Phase - Frequency	V-#-Hz	400 -3- 50
Power input	kW	1,75	Protection class		IP54
Nominal motor current	A	3,7 [+20 °C]	Sound power level (LwA)	dB(A)	88
			External pressure available	Pa	50

Dimensions without options (approx.) Subject to modification!					
---	--	--	--	--	--

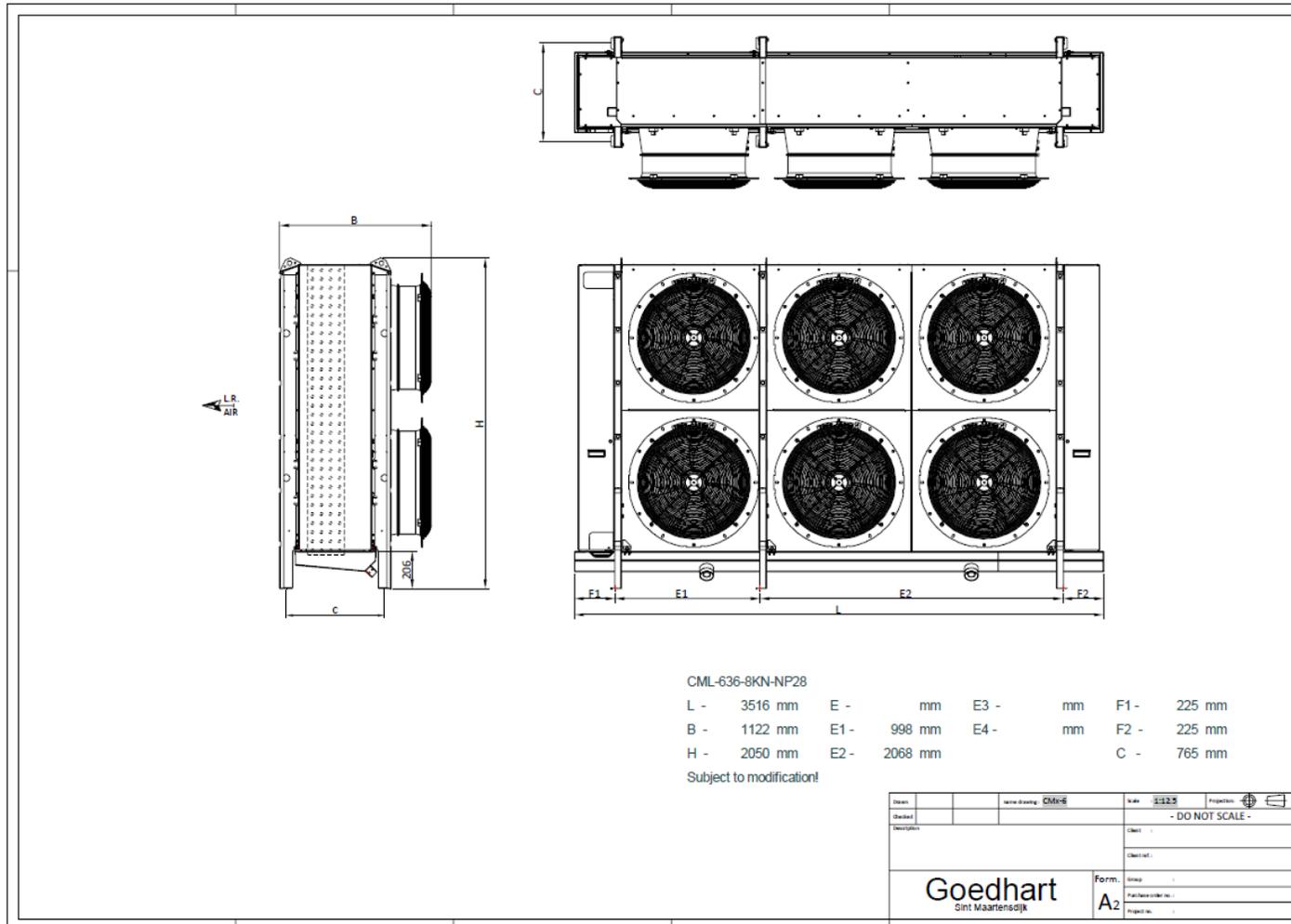
L -	3516 mm	E -	mm	E3 -	mm	F1 -	225 mm
B -	1122 mm	E1 -	998 mm	E4 -	mm	F2 -	225 mm
H -	2050 mm	E2 -	2068 mm			C -	765 mm



Price net each Unit		EUR	26.925,00
Fan heating (6x 0,56 kW)		EUR	1.366,00
TOTAL PRICE NET (EACH)		EUR	28.291,00

Fuente: GOEDHART.

ANEXO 10 Plano del evaporador para túnel de congelamiento rápido.



Fuente: GOEDHART.

ANEXO 11 Ficha técnica del compresor de tornillo para el túnel de congelamiento rápido.



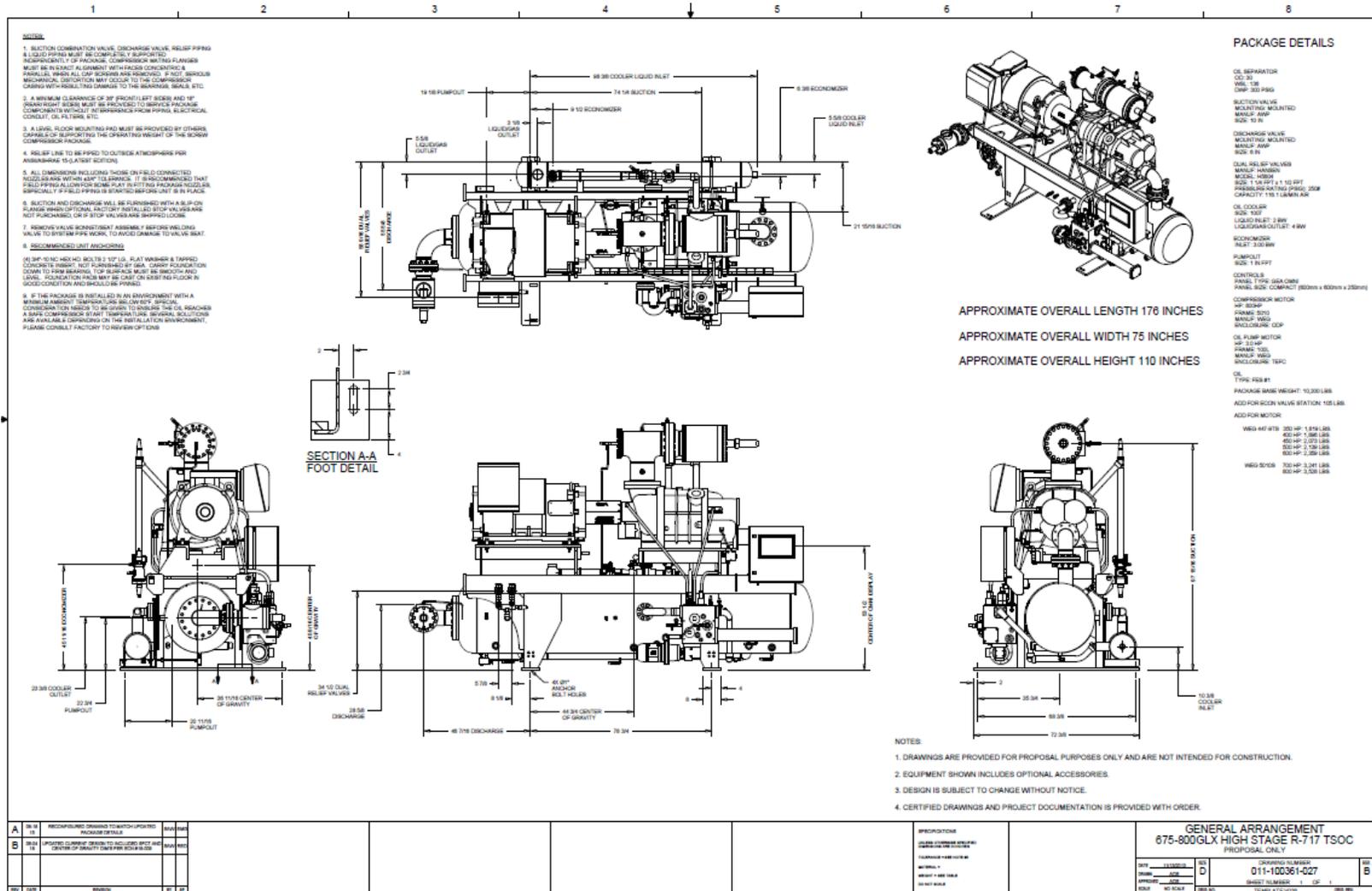
Clasificación del tornillo

Modelo 800GLX R-717 Etapa de alta TSOC 4.8 Vi

DATOS OPERATIVOS - Condición 1					
ASPIRACIÓN			DESCARGA		
Pérdida en la línea de aspiración	0.0	bar	Pérdida en la línea de descarga	0.0	bar
Pérdida en aspiración de la unidad	0.008	bar	Pérdida en descarga de la unidad	0.208	bar
Presión de aspiración saturada	0.7	bara	Presión de descarga	13.7	bara
Tamaño de la válvula de cierre lado aspiración	DN250		Tamaño de la válvula de cierre de la descarga	DN150	
Temperatura de Aspiración	-35.2	°C	Temperatura de descarga (100% / min)	90.94/85.44	°C
Flujo de masa	1754.4	kg/h	Flujo de masa	2126.5	kg/h
Flujo volumétrico	2818.1	m³/h	Flujo volumétrico	256.4	m³/h
Desplazamiento volumétrico teórico	3261.0	m³/h	Temperatura mínima Cond - DN750 HV	12.8	°C
ECONOMIZADOR					
Tipo	DX (Brazed Plate)		Diferencia de temperatura en el economizador (DT Eco)	5.56	K
Temperatura del tanque economizador	-25.5	°C	Caudal masico economizador	372.1	kg/h
Presión del tanque economizador	1.48	bara	capacidad del economizador	112.9	kW
Pérdida presión en la línea economizador	0.00	bar	Flujo másico de carga lateral	0.0	kg/h
Pérdida de presión en el economizador	0.672	bar	Capacidad de carga lateral	0.0	kW
DATOS DE RENDIMIENTO					
COMPRESOR			MOTOR		
Capacidad	632.8	kW	Voltaje	-	V / PH / Hz
Potencia	415.9	kW	Tamaño del motor	-	kW
Factor de rendimiento	1.52	Qo/Pe	Tamaño estructura	-	
Velocidad	2950	RPM	Eficiencia	-	%
Porcentaje de carga completa	100	%	Amperios a plena carga	-	A
Vi - Fijo	4.8		Tipo de inicio	VFD	
Par de arranque	710.5	Nm			
DATOS DE ACEITE DE ENFRIAMIENTO					
Tipo de enfriamiento de aceite	Thermosiphon		Medio de enfriamiento de aceite	R-717	
Temperatura de suministro de aceite	54.4	°C	Temperatura de suministro de líquido	35.0	°C
Flujo de aceite Funcional	112.3	l/min	OCHR (100%)	283.3	kW
Inyección en Flujo de aceite	136.7	l/min	OCHR (min)	239.8	kW
Flujo aceite Total	248.97	l/min	Modelo del Enfriador de Aceite	1007	
Tipo de Aceite	FES # 1 (246.1 l)		Tamaño de la bomba de aceite	132.49 / 2.24 l/min/kW	
DATOS DEL PROYECTO					
Nombre del Proyecto:			Referencia:		
Nombre del Cliente:	New Contact		Preparado por:	Nelson Quinteros S	
Propuesta Número:			Fecha:	14/11/2019	

Fuente: GEA.

ANEXO 12 Plano del compresor de tornillo para túnel de congelamiento rápido.



Fuente: GEA.

ANEXO 13 Resumen de la carga parcial del compresor con velocidad variable.

Velocidad (RPM)	Posición de la válvula deslizante (%)	capacidad (%)	capacidad (kW)	Potencia (kW)	Qo/Pe
-40.0 / 35.0 °C (ET / CT)					
2950	100.0%	100%	632.8	415.9	1.52
2800	100.0%	94.6%	598.5	395.0	1.52
2650	100.0%	89%	563.2	373.8	1.51
2500	100.0%	83.2%	526.5	352.1	1.5
2350	100.0%	77.8%	492.3	331.4	1.49
2200	100.0%	72.2%	457.2	310.2	1.47
2050	100.0%	66.7%	421.9	289.4	1.46
1900	100.0%	61%	386.1	268.2	1.44
1750	100.0%	55.3%	350.2	246.8	1.42
1600	100.0%	49.6%	314.0	225.5	1.39
1450	100.0%	44.1%	279.1	202.6	1.38
1450	100.0%	39.7%	251.2	190.9	1.32
1450	99.9%	35.3%	223.3	179.1	1.25
1450	97.6%	30.9%	195.4	167.4	1.17
1450	92.3%	26.5%	167.5	155.7	1.08
1450	84.1%	22.1%	139.6	146.2	0.95
1450	73.6%	17.6%	111.6	137.8	0.81
1450	61.5%	13.2%	83.7	130.7	0.64
1450	49.3%	8.8%	55.8	125.1	0.45
1450	38.6%	4.4%	27.9	120.8	0.23
2950	100.0%	100%	632.8	415.9	1.52
2800	100.0%	94.6%	598.5	395.0	1.52
2650	100.0%	89%	563.2	373.8	1.51
2500	100.0%	83.2%	526.5	352.1	1.5
2350	100.0%	77.8%	492.3	331.4	1.49
2200	100.0%	72.2%	457.2	310.2	1.47
2050	100.0%	66.7%	421.9	289.4	1.46

Fuente: GEA.

ANEXO 14 Factor de calor de rechazo para los refrigerantes de amoníaco (R-717), R-22 y R-134a

R-22 and R-134a Heat Rejection Factors

Condensing Pressure, (KPa)		Cond. Temp. °C	WET BULB TEMPERATURE, °C.																	
			10	12	14	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
22	134-a																			
1090	669	30	1,07	1,15	1,25	1,38	1,47	1,57	1,69	1,83	2,00	2,23	2,50	2,86	3,36	—	—	—	—	—
1154	718	32	0,94	1,01	1,09	1,19	1,26	1,32	1,40	1,49	1,60	1,74	1,90	2,11	2,36	—	—	—	—	—
1220	759	34	0,85	0,90	0,97	1,04	1,09	1,14	1,20	1,26	1,34	1,43	1,54	1,66	1,81	2,02	2,31	—	—	—
1253	785	35	0,80	0,85	0,91	0,97	1,02	1,06	1,11	1,15	1,21	1,29	1,37	1,46	1,56	1,71	1,89	2,13	2,41	2,77
1287	814	36	0,77	0,81	0,86	0,92	0,96	1,00	1,04	1,07	1,13	1,19	1,26	1,34	1,43	1,56	1,71	1,90	2,14	2,43
1359	856	38	0,70	0,74	0,78	0,82	0,85	0,88	0,90	0,93	0,96	1,01	1,06	1,11	1,18	1,26	1,35	1,47	1,62	1,78
1431	915	40	0,65	0,67	0,70	0,73	0,76	0,78	0,80	0,83	0,86	0,89	0,93	0,97	1,02	1,08	1,14	1,22	1,32	1,44
1508	978	42	0,59	0,62	0,64	0,67	0,68	0,70	0,72	0,74	0,77	0,80	0,83	0,86	0,89	0,94	0,98	1,04	1,11	1,19
1587	1026	44	0,54	0,56	0,59	0,61	0,62	0,63	0,65	0,66	0,68	0,70	0,73	0,75	0,78	0,82	0,85	0,89	0,92	0,97

Ammonia (R-717) Heat Rejection Factors

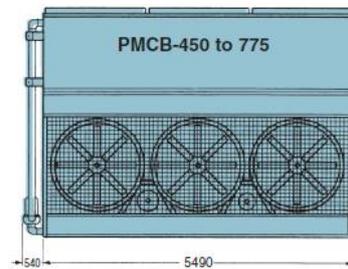
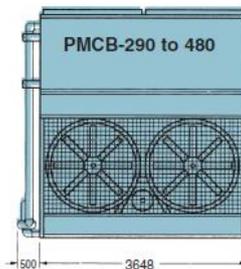
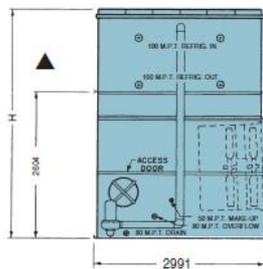
Condensing Pressure, (KPa)		Cond. Temp. °C	WET BULB TEMPERATURE, °C.																	
			10	12	14	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
1063		30	0,95	1,03	1,12	1,23	1,31	1,40	1,51	1,63	1,79	1,99	2,24	2,56	3,00	—	—	—	—	—
1133		32	0,84	0,90	0,97	1,06	1,12	1,18	1,25	1,32	1,43	1,55	1,70	1,88	2,11	—	—	—	—	—
1206		34	0,76	0,81	0,86	0,93	0,98	1,02	1,07	1,12	1,19	1,28	1,38	1,48	1,61	1,80	2,06	—	—	—
1245		35	0,71	0,76	0,81	0,87	0,91	0,95	0,99	1,03	1,08	1,15	1,23	1,30	1,39	1,53	1,69	1,90	2,15	2,47
1284		36	0,69	0,73	0,77	0,82	0,86	0,89	0,92	0,96	1,01	1,07	1,13	1,20	1,28	1,39	1,53	1,70	1,91	2,17
1365		38	0,63	0,66	0,69	0,73	0,76	0,78	0,81	0,83	0,86	0,90	0,94	0,99	1,05	1,12	1,21	1,31	1,44	1,59
1451		40	0,58	0,60	0,62	0,65	0,67	0,70	0,72	0,74	0,76	0,80	0,83	0,87	0,91	0,96	1,02	1,09	1,18	1,29
1539		42	0,53	0,55	0,57	0,60	0,61	0,63	0,64	0,66	0,68	0,71	0,74	0,76	0,80	0,84	0,88	0,93	0,99	1,06
1630		44	0,49	0,50	0,52	0,54	0,56	0,56	0,58	0,59	0,61	0,63	0,65	0,67	0,70	0,73	0,76	0,79	0,83	0,86

Fuente: Evapco.

ANEXO 15 Ficha técnica del condensador evaporativo para el túnel.



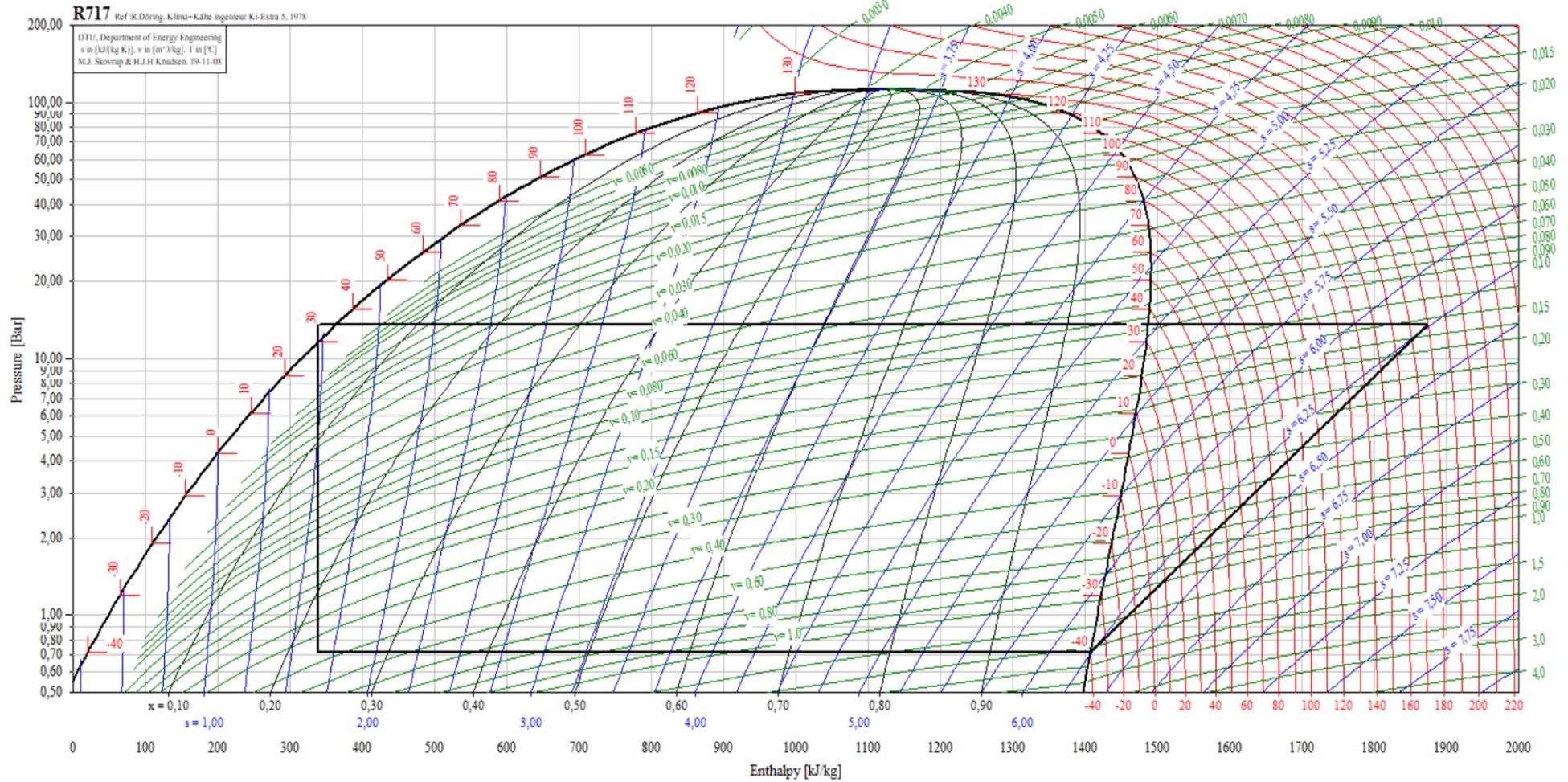
Alternate Power-Mizer Models*									
Model No.	kW Base	Model No.	kW Base	Model No.	kW Base	Model No.	kW Base	Model No.	kW Base
PMCB-175	753	PMCB-425	1830	PMCB-585	2518	PMCB-805	3466	PMCB-1060	4563
290	1248	450	1937	645	2777	850	3659	1110	4779
330	1421	475	2045	705	3035	910	3918	1510	6501
335	1442	495	2131	770	3315	950	4090	1550	6673
385	1657	540	2325						



UNIT NO.	FANS		WEIGHTS (KG)			R-717 Operating Charge	SPRAY PUMP		REMOTE SUMP		HEIGHT (mm)
	kW	m ³ /s	Shipping	Operating	Heaviest Section†		kW	l/s	Liters Req'd**	Conn. Size	
PMCB-290	7,5	29,4	5840	8405	3870	150	4,0	43,2	1590	250	3817
330	5,5	26,7	6755	9410	4870	200	4,0	43,2	1590	250	4033
350	7,5	29,1	6795	9450	4870	200	4,0	43,2	1590	250	4033
385	7,5	28,5	7750	10510	5870	250	4,0	43,2	1590	250	4249
390	11,0	32,0	6865	9515	4870	200	4,0	43,2	1590	250	4033
415	15,0	34,9	6915	9570	4870	200	4,0	43,2	1590	250	4033
425	11,0	31,2	7820	10580	5870	250	4,0	43,2	1590	250	4249
455	15,0	34,2	7875	10630	5870	250	4,0	43,2	1590	250	4249
480	18,5	36,1	7940	10695	5870	250	4,0	43,2	1590	250	4249
PMCB-450	7,5 & 4,0	45,5	8630	12330	5615	222	5,5	65,0	2347	300	3817
585	7,5 & 4,0	43,7	11600	15615	8475	372	5,5	65,0	2347	300	4249
630	15,0 & 7,5	53,2	10300	14155	7030	300	5,5	65,0	2347	300	4033
645	11,0 & 5,5	48,1	11685	15700	8475	372	5,5	65,0	2347	300	4249
690	15,0 & 7,5	51,6	11755	15765	8475	372	5,5	65,0	2347	300	4249
725	18,5 & 11,0	54,2	12000	16010	8475	372	5,5	65,0	2347	300	4248
755	18,5 & 11,0	53,8	13330	17505	9920	450	5,5	65,0	2347	300	4465
775	22,0 & 11,0	55,2	13575	17750	9920	450	5,5	65,0	2347	300	4465

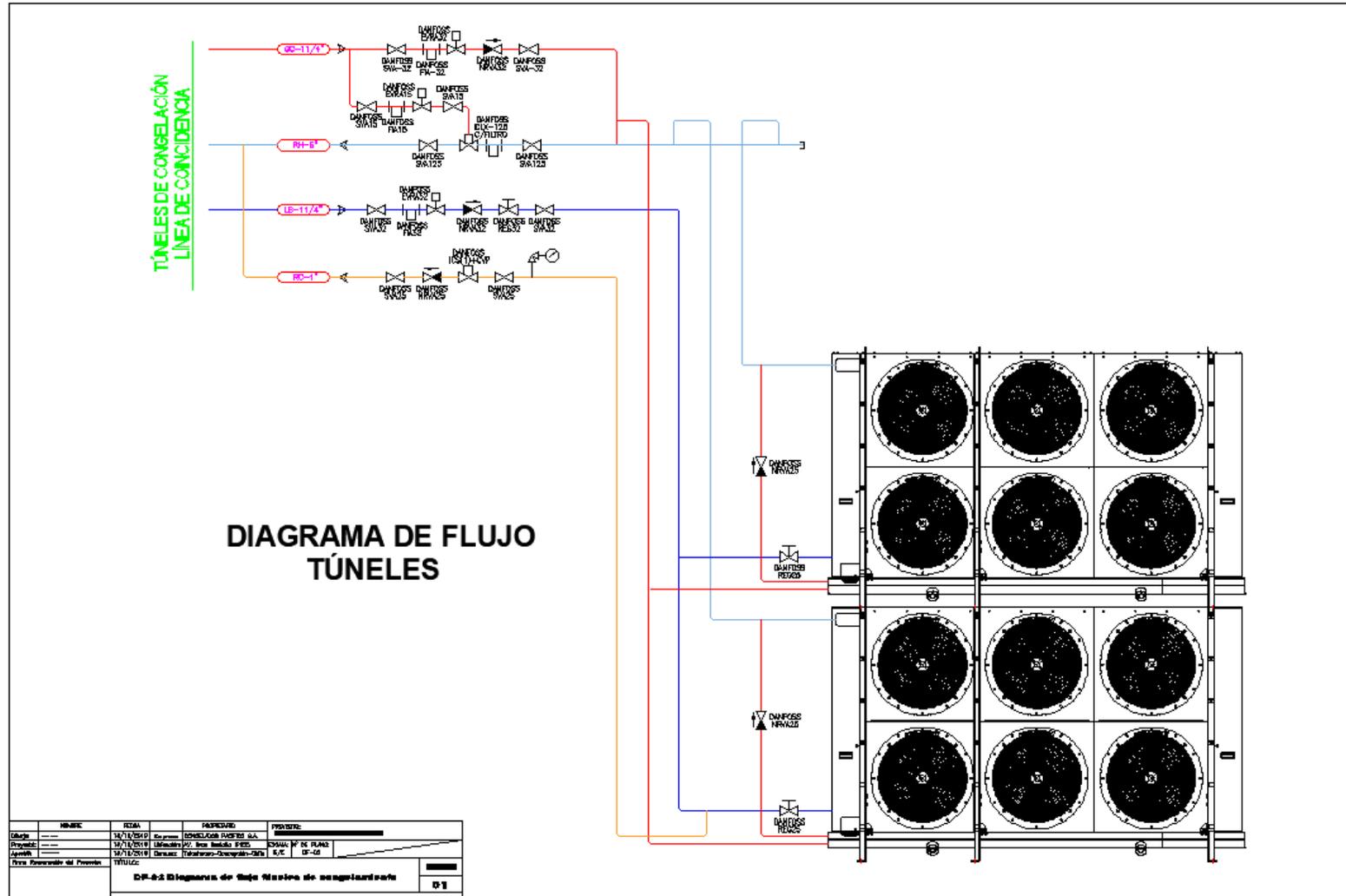
Fuente: Evapco.

ANEXO 16 Diagrama presión entalpia con el ciclo ideal de refrigeración para el refrigerante amoniac (R-717).



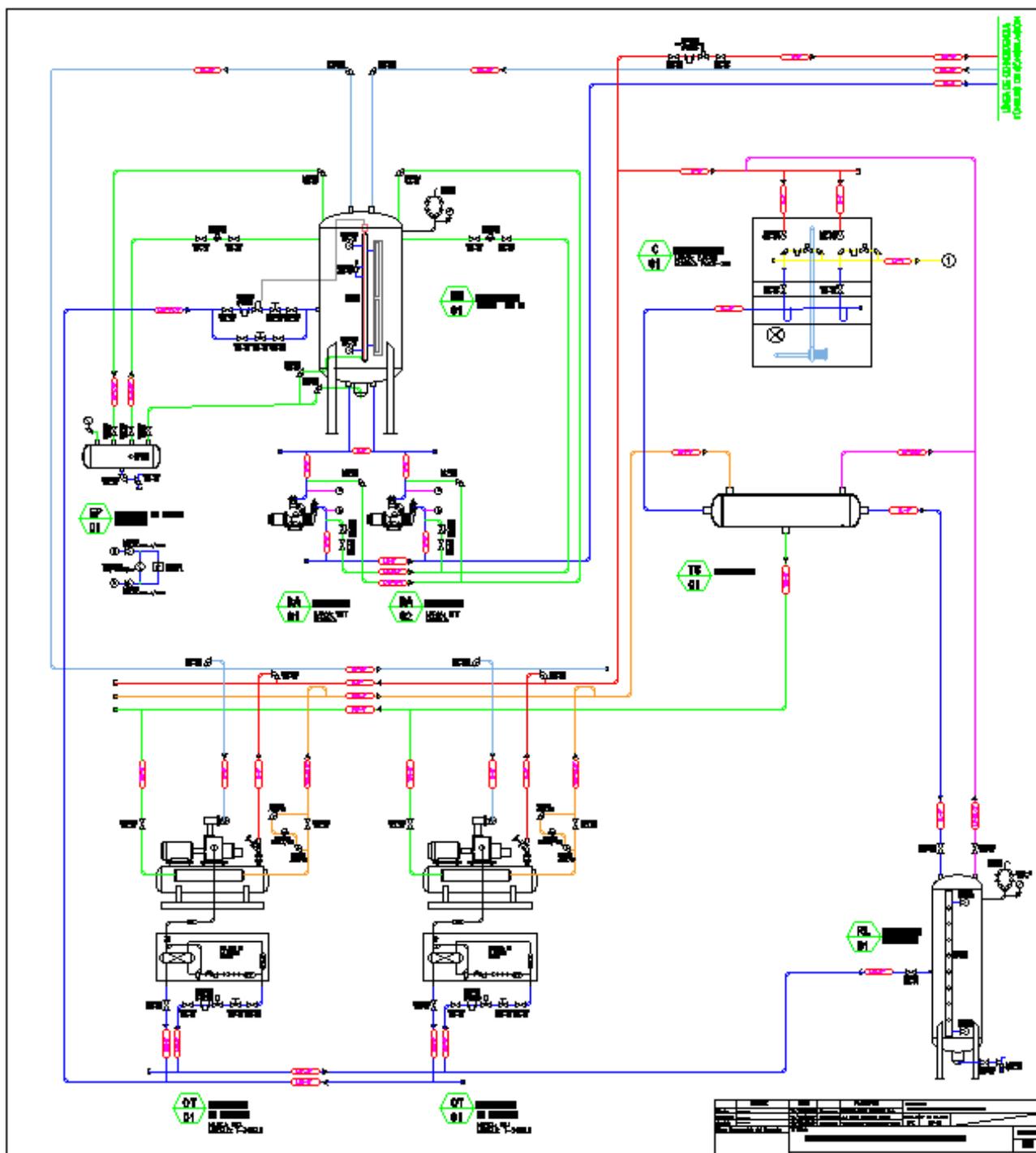
Fuente: CoolPack.

ANEXO 17 Plano: Diagrama de flujo Túnel de congelamiento típico.



Fuente: Elaboración Propia.

ANEXO 18 Plano: Diagrama de flujo sala de máquinas.



Fuente: Elaboración Propia.

ANEXO 19 Succión, línea de descarga y capacidades de líquido en kilovatios para amoníaco (aplicaciones de etapa única o alta)

Nominal Size, mm	Pumped Liquid Overfeed Ratio			High-Pressure Liquid at 21 kPa ^a	Hot-Gas Defrost ^a	Equalizer High Side ^b	Thermosiphon Lubricant Cooling Lines Gravity Flow ^c		
	3:1	4:1	5:1				Supply	Return	Vent
15	35	26	21	106					
20	77	58	46	243	32	176			
25	151	114	92	472	56	352			
32	329	246	197	1007	99	528			
40	513	387	308	1544	106	791	59	35	60
50	1175	879	703	3573	176	1055	138	88	106
65	1875	1407	1125	5683	324	1759	249	155	187
80	2700	2026	1620	10 150	570	3517	385	255	323
100	4800	3600	2880	—	1154	7034	663	413	586
125	—	—	—	—	2089	—	1041	649	1062
150	—	—	—	—	3411	—	1504	938	1869
200	—	—	—	—	—	—	2600	1622	3400

Source: Wile (1977).

^aRating for hot-gas branch lines under 30 m with minimum inlet pressure of 724 kPa (gage), defrost pressure of 483 kPa (gage), and -29°C evaporators designed for a 5.6 K temperature differential

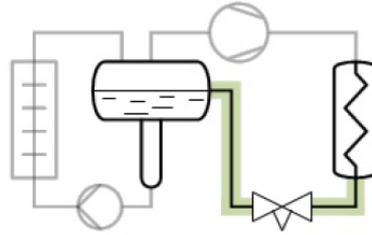
^bLine sizes based on experience using total system evaporator kilowatts.

^cFrom Frick Co. (2004). Values for line sizes above 100 mm are extrapolated.

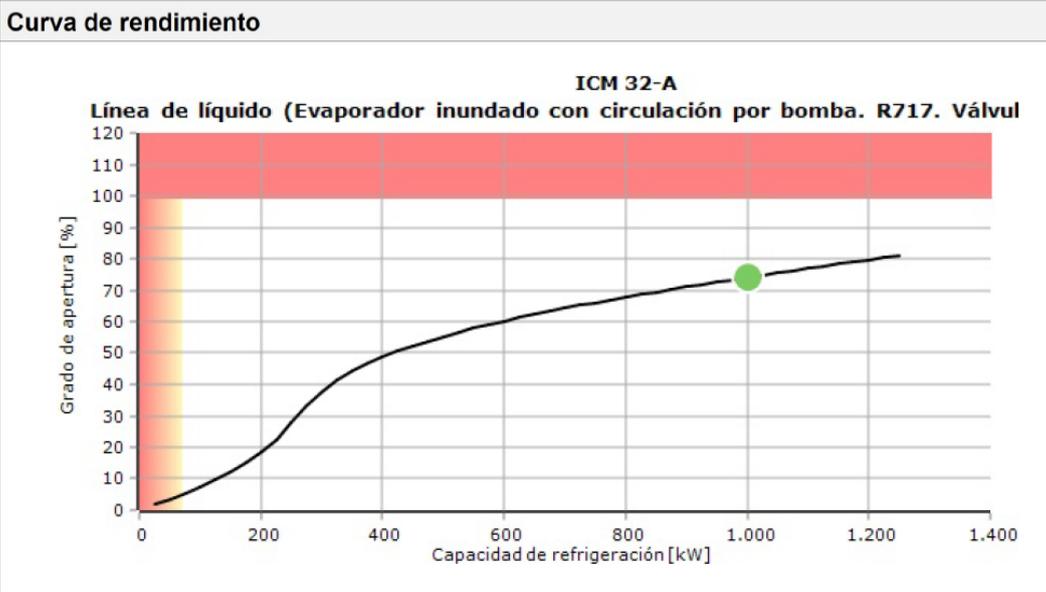
Fuente: ASHRAE 2018, Refrigeration Handbook.

ANEXO 20 Ficha técnica de la válvula motorizada ICM Danfoss.

Condiciones de funcionamiento			
Refrigerante:	R717	Capacidad de refrigeración:	1000 kW
Caudal másico en la línea:	3374 kg/h	Capacidad de calefacción:	1341 kW
Temperatura de evaporación:	-40,0 °C	Temperatura de condensación:	35,0 °C
Presión de evaporación:	0,719 bar	Presión de condensación:	13,51 bar
Recalentamiento antes del compresor:	0 K	Subenfriamiento:	5,0 K
Tasa de circulación:	4,00 -	Subenfriamiento adicional:	0 K
Presión Diferencial de la bomba:	2,000 bar	Temperatura de descarga:	140,0 °C
Sistema y línea:	<i>Evaporador inundado con circulación por bomba. Línea de líquido</i>		
Criterios de selección:	<i>Caída de temperatura de saturación 2,0 K. Carga: 80 %</i>		



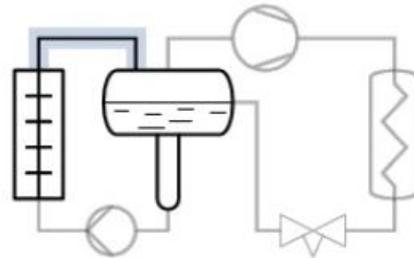
Tipo	ICM 25-A	ICM 25-B	ICM 32-A	ICM 32-B	ICM 40-A
NS	25	25	32	32	40
Kv [m³/h]	6	12	9	17	15
Kv_calc [m³/h]	5,027	5,027	5,027	5,027	5,027
Grado de apertura [%]	91	46	74	31	34
DP [bar]	0,758	0,758	0,758	0,758	0,758
DT_sat [K]	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
Capacidad mínima [kW]	47,97	86,63	71,49	120,0	137,4
Capacidad máxima [kW]	1194	2387	1790	3382	2984
Carga [%]	84	42	56	30	34
Velocidad, entrada [m/s]	2,47	2,47	1,45	1,45	1,08
Estado de la válvula	Abierta	Abierta	Abierta	Abierta	Abierta



Fuente: Coolselector Danfoss.

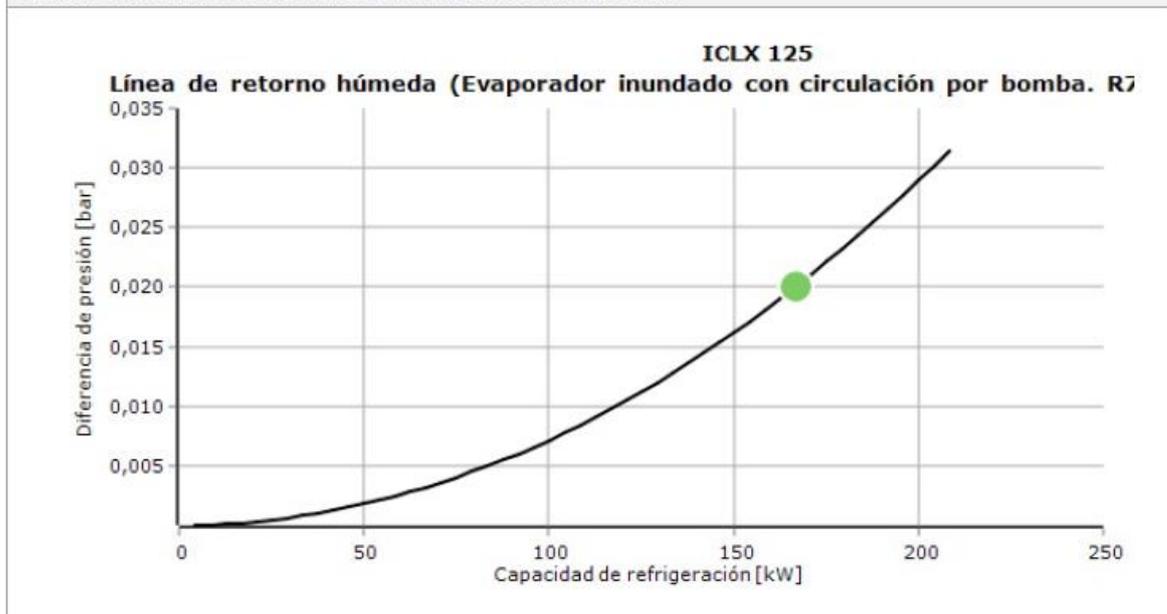
ANEXO 21 Ficha técnica de la válvula solenoide de dos etapas ICLX Danfoss.

Condiciones de funcionamiento			
Refrigerante:	R717	Capacidad de refrigeración:	166,8 kW
Caudal másico en la línea:	1729 kg/h	Capacidad de calefacción:	223,8 kW
Temperatura de evaporación:	-40,0 °C	Temperatura de condensación:	35,0 °C
Presión de evaporación:	0,719 bar	Presión de condensación:	13,51 bar
Recalentamiento antes del compresor:	0 K	Subenfriamiento:	5,0 K
Tasa de circulación:	4,00 -	Subenfriamiento adicional:	0 K
Presión Diferencial de la bomba:	3,000 bar	Temperatura de descarga:	140,0 °C
Sistema y línea:	<i>Evaporador inundado con circulación por bomba. Línea de retorno húmeda</i>		
Criterios de selección:	<i>Caída de presión: 0,020 bar</i>		



Tipo	ICLX 65	ICLX 100	ICLX 125	ICLX 150
NS	65	100	125	150
Kv [m³/h]	83	151	223	390
DP [bar]	0,152	0,044	0,020	0,007
DT_sat [K]	4,4	1,2	0,5	0,2
Velocidad, entrada [m/s]	48,06	20,71	13,69	9,36
Estado de la válvula	Abierta	Abierta	Abierta	Abierta

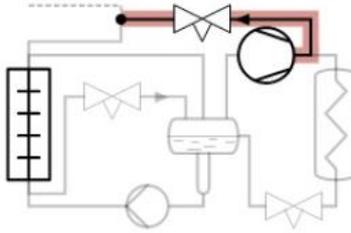
Curva de rendimiento. El caudal másico ha variado



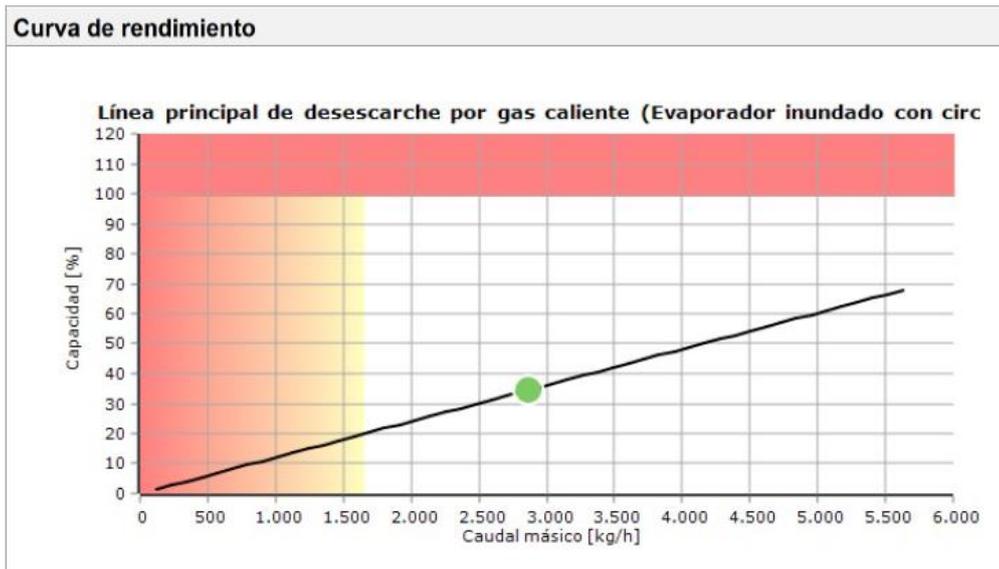
Fuente: Coolselector Danfoss.

ANEXO 22 Ficha técnica de la válvula solenoide de dos etapas ICS + CVC Danfoss.

Condiciones de funcionamiento			
Refrigerante:	R717	Capacidad de refrigeración:	500,0 kW
Caudal másico en evaporador:	5183 kg/h	Capacidad de calefacción:	670,7 kW
Temperatura de evaporación:	-40,0 °C	Temperatura de condensación:	35,0 °C
Presión de evaporación:	0,719 bar	Presión de condensación:	13,51 bar
Recalentamiento antes del compresor:	0 K	Subenfriamiento:	5,0 K
Tasa de circulación:	4,00 -	Subenfriamiento adicional:	0 K
Presión Diferencial de la bomba:	2,000 bar	Temperatura de descarga:	140,0 °C
Caudal másico en la línea:	2869 kg/h	Factor de capacidad de desescarche:	2,00 -
Temperatura de desescarche por gas c	10,0 °C		
Presión de desescarche por gas caliente	6,158 bar		
Hot gas drain temperature:	-40,0 °C		
Hot gas drain pressure:	0,719 bar		
Sistema y línea:	<i>Evaporador inundado con circulación por bomba para desescarche por gas caliente principal de desescarche por gas caliente</i>		
Criterios de selección:	<i>Carga: 50 %</i>		



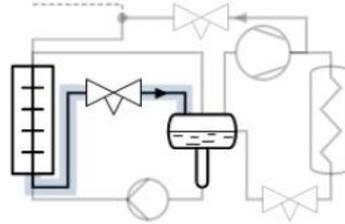
Tipo	ICS 32 + CVC	ICS 40 + CVC	ICS 50 + CVC	ICS 65 + CVC	ICS 80 + CVC
NS	32	40	50	65	80
Kv [m³/h]	17	27	44	70	85
Kv_calc [m³/h]	15,23	15,23	15,23	15,23	15,23
DP [bar]	6,221	6,221	6,221	6,221	6,221
DT_sat [K]	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0
Carga [%]	90	56	35	22	18
Velocidad, entrada [m/s]	72,08	53,70	33,58	20,18	14,66
Estado de la válvula	Abierta	Abierta	Abierta	Abierta	Inestable



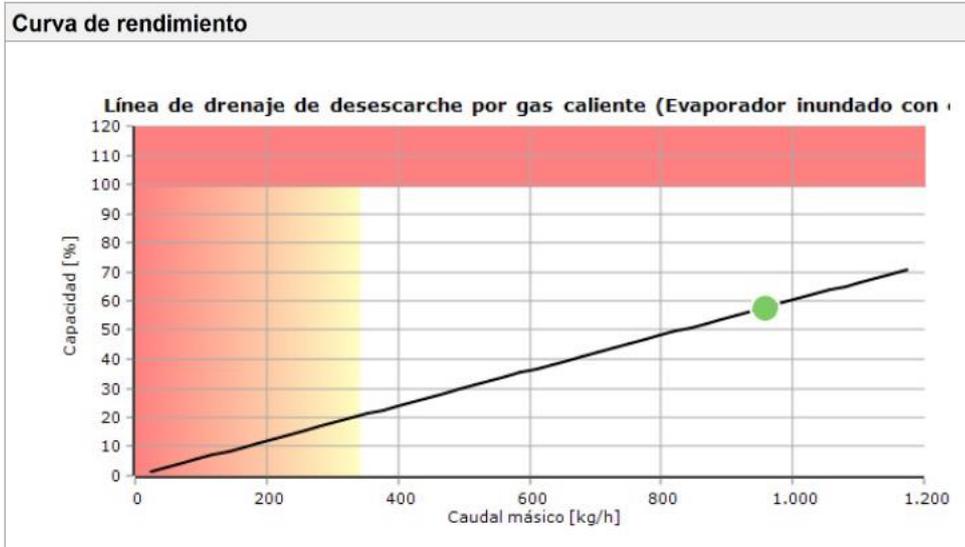
Fuente: Coolselector Danfoss.

ANEXO 23 Ficha técnica de la válvula solenoide de dos etapas ICS + CVP Danfoss.

Condiciones de funcionamiento			
Refrigerante:	R717	Capacidad de refrigeración:	166,8 kW
Caudal másico en evaporador:	1729 kg/h	Capacidad de calefacción:	223,8 kW
Temperatura de evaporación:	-40,0 °C	Temperatura de condensación:	35,0 °C
Presión de evaporación:	0,719 bar	Presión de condensación:	13,51 bar
Recalentamiento antes del compresor:	0 K	Subenfriamiento:	5,0 K
Tasa de circulación:	4,00 -	Subenfriamiento adicional:	0 K
Presión Diferencial de la bomba:	3,000 bar	Temperatura de descarga:	140,0 °C
Caudal másico en la línea:	957,2 kg/h	Factor de capacidad de desescarche:	2,00 -
Temperatura de desescarche por gas c	10,0 °C	Título de dimensionamiento:	0,05 -
Presión de desescarche por gas calient	6,158 bar		
Hot gas drain temperature:	-40,0 °C		
Hot gas drain pressure:	0,719 bar		
Sistema y línea:	<i>Evaporador inundado con circulación por bomba para desescarche por gas caliente de drenaje de desescarche por gas caliente</i>		
Criterios de selección:	<i>Carga: 80 %</i>		



Tipo	ICS 25-5 + CVP	ICS 25-10 + CVP	ICS 25-15 + CVP	ICS 25-20 + CVP
NS	25	25	25	25
Kv [m³/h]	1,7	3,5	6	8
Kv_calc [m³/h]	0,34	0,7	1,2	1,6
DP [bar]	5,439	5,439	5,439	5,439
DT_sat [K]	50,0	50,0	50,0	50,0
Carga [%]	117	58	34	26
Velocidad, entrada [m/s]	4,91	4,91	4,91	4,91
Estado de la válvula	Abierta	Abierta	Abierta	Abierta
T_rocio_salida [°C]	-40,0	-40,0	-40,0	-40,0



Fuente: Coolselector Danfoss.

ANEXO 24 pérdidas de carga en longitud equivalente de metros de tubería.

Nominal Pipe or Tube Size, mm	Smooth Bend Elbows						Flow Through Branch	Smooth Bend Tees		
	90° Std ^a	90° Long-Radius ^b	90° Street ^a	45° Std ^a	45° Street ^a	180° Std ^a		Straight-Through Flow		
								No Reduction	Reduced 1/4	Reduced 1/2
10	0.4	0.3	0.7	0.2	0.3	0.7	0.8	0.3	0.4	0.4
15	0.5	0.3	0.8	0.2	0.4	0.8	0.9	0.3	0.4	0.5
20	0.6	0.4	1.0	0.3	0.5	1.0	1.2	0.4	0.6	0.6
25	0.8	0.5	1.2	0.4	0.6	1.2	1.5	0.5	0.7	0.8
32	1.0	0.7	1.7	0.5	0.9	1.7	2.1	0.7	0.9	1.0
40	1.2	0.8	1.9	0.6	1.0	1.9	2.4	0.8	1.1	1.2
50	1.5	1.0	2.5	0.8	1.4	2.5	3.0	1.0	1.4	1.5
65	1.8	1.2	3.0	1.0	1.6	3.0	3.7	1.2	1.7	1.8
80	2.3	1.5	3.7	1.2	2.0	3.7	4.6	1.5	2.1	2.3
90	2.7	1.8	4.6	1.4	2.2	4.6	5.5	1.8	2.4	2.7
100	3.0	2.0	5.2	1.6	2.6	5.2	6.4	2.0	2.7	3.0
125	4.0	2.5	6.4	2.0	3.4	6.4	7.6	2.5	3.7	4.0
150	4.9	3.0	7.6	2.4	4.0	7.6	9	3.0	4.3	4.9
200	6.1	4.0	—	3.0	—	10	12	4.0	5.5	6.1
250	7.6	4.9	—	4.0	—	13	15	4.9	7.0	7.6
300	9.1	5.8	—	4.9	—	15	18	5.8	7.9	9.1
350	10	7.0	—	5.5	—	17	21	7.0	9.1	10
400	12	7.9	—	6.1	—	19	24	7.9	11	12
450	13	8.8	—	7.0	—	21	26	8.8	12	13
500	15	10	—	7.9	—	25	30	10	13	15
600	18	12	—	9.1	—	29	35	12	15	18

^aR/D approximately equal to 1.

^bR/D approximately equal to 1.5.

Fuente: ASHRAE 2018, Refrigeration Handbook.

ANEXO 24 Ficha técnica bomba centrífuga de amoníaco (Parte 1).

Design data:

Refrigerating plant:			Refrigerant:		R717 (NH₃)	
Refrigerating capacity $Q_{\dot{Q}}$:	500.00	[kW]	Evaporation temperature T_{op} :	-40.0	[°C]	
Circulation factor k:	4.0		Density $\rho(T_{op})$:	690.2	[kg/m ³]	
Pressure drop Δp_r :	0.082	[MPa]	Specific heat capacity $c_p(T_{op})$:	4.414	[kJ/kgK]	
NPSH available NPSHA:	1.20	[m]	Vapour pressure $p_v(T_{op})$:	0.072	[MPa]	
Operating point:			Equipment:		■ Q_{max} orifice	
Volume flow Q_r :	7.51	[m ³ /h]				
Delivery head H_r :	12.10	[m]				
Net frequency f_N :	50	[Hz]				

Nominal data:

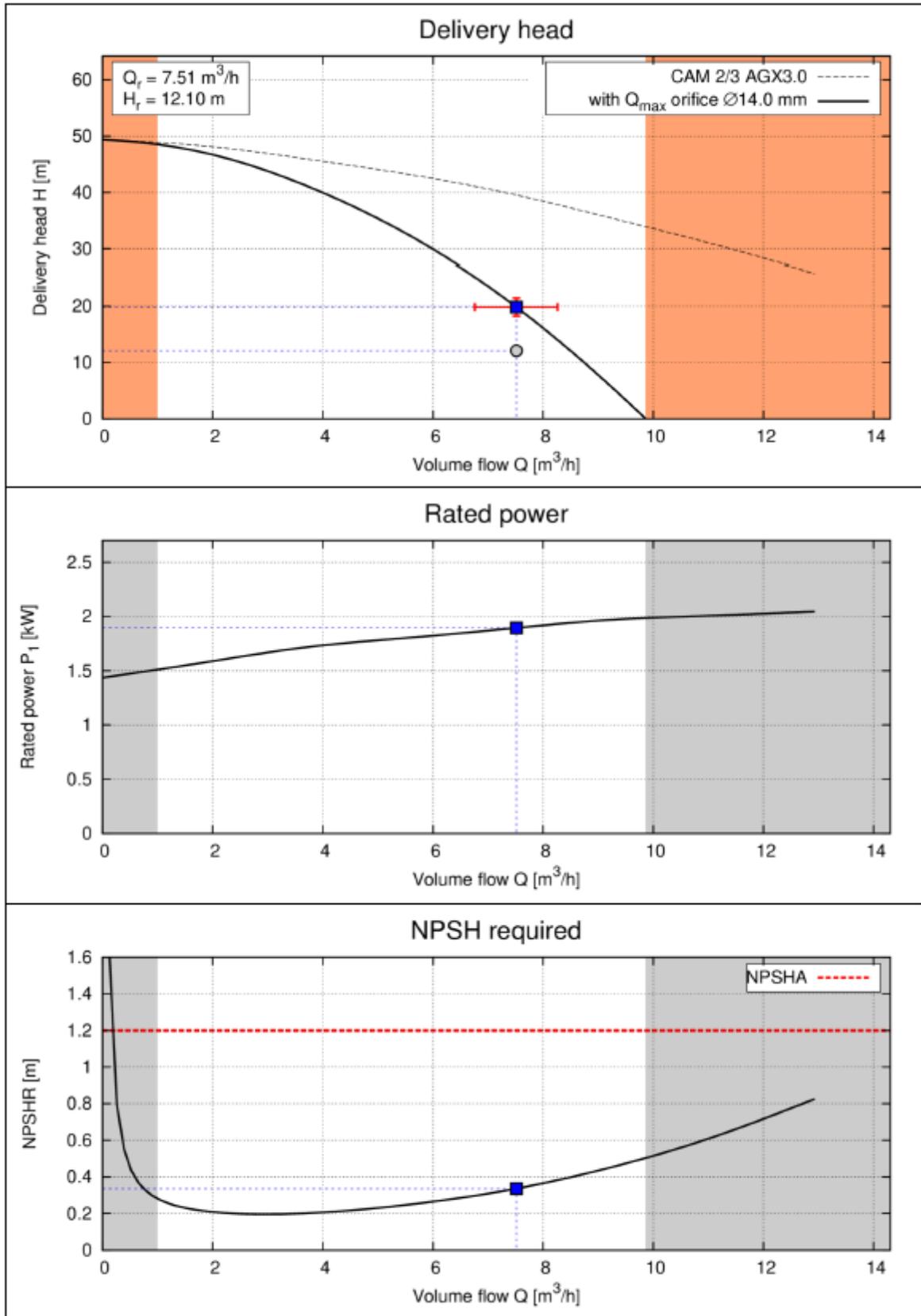
Pump:		CAM 2/3	Drive:		AGX3.0
Material no.:	K0034B		Rated input P_1 :	4.30	[kW]
Stages:	3		Rated output P_2 :	3.00	[kW]
Impeller diameter D_2 :	Ø114.0/130.0 [mm]		Frequency f_N :	50	[Hz]
Construction:	Without inducer		Rated speed n:	2720	[min ⁻¹]
Volume flow Q_{opt} :	10.79 [m ³ /h]		Rated voltage U_N :	400±10%	[V]
Delivery head H_{opt} :	31.56 [m]		Rated current I_N :	7.5	[A]
Q_{max} orifice diameter D_o :	Ø14.0 [mm]		Starting current ratio I_A/I_N :	3.5	
Material no. Q_{max} orifice:	224005190706		Power factor $\cos \varphi$:	0.83	
			Insulation class:	H	

Operating range:

	$Q_{min,ad}$	Q_r	$Q_{max,ad}$	Remarks:
Volume flow Q:	1.00	7.51	9.86 [m ³ /h]	■ Pay attention to the admissible operating range as shown in the performance curve on page 2. ■ The pump selection will be checked and confirmed in case of order! ■ Delivery time: 3 weeks
Delivery head H:	48.52	19.86	0.00 [m]	
Input power P_1 :	1.51	1.89	1.99 [kW]	
NPSH required NPSHR:	0.28	0.34	0.50 [m]	
Speed n:	2946	2927	2922 [min ⁻¹]	

Fuente: Hermetic.

ANEXO 25 Ficha técnica bomba centrífuga de amoniaco (Parte 2).



Fuente: Hermetic.