



**UNIVERSIDAD DEL BÍO-BÍO  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA**

# **DISEÑO, CÁLCULO Y EVALUACIÓN ECONÓMICA DE CÁMARA FRIGORÍFICA**

**MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE  
INGENIERO DE EJECUCION EN MECÁNICA**

**PROFESOR GUÍA:  
SR. LUÍS CERDA MISKULINI**

**AUTOR: JOSÉ SAÚL FLORES FERRADA**

**2012**

## **DEDICATORIA**

El amor, conocimiento, ayuda y corrección idónea, forjan en el espíritu del hombre los conceptos morales y éticos necesarios para ser el tipo de persona útil, dedicada y servicial a la sociedad y a quienes amamos.

Por esto dedico con todo mi amor esta memoria a Dios por su constante cuidado, cariño y fidelidad, a mis padres, especialmente a mi madre, porque entregaron lo mejor de ellos en todo momento para mí y a mi esposa e hijos, por ser el aliciente que me permitió esforzarme para ser alguien mejor y poder entregarle los mismos cuidados y atenciones que mis padres me entregaron.

## RESUMEN

El objetivo del proyecto es el diseño, cálculo y evaluación económica de una cámara frigorífica adicional para Pesquera Itata S.A. en donde se llevará a cabo la recepción, almacenamiento y despacho de pescado congelado con todos los procesos logísticos que estas labores implican.

El proyecto recoge los especiales requerimientos de la compañía con miras a desarrollar una cámara funcionalmente apta, en términos de la temperatura de funcionamiento, con capacidad para bajar la temperatura del pescado de  $-18^{\circ}\text{C}$  a  $-25^{\circ}\text{C}$  y mantenerla constante.

Los objetivos secundarios son:

1. Cálculo de la capacidad frigorífica de una ampliación de la antecámara existente, necesaria para la comunicación entre el exterior del frigorífico y la cámara proyectada, de tal modo que, el producto se pueda cargar, descargar y en general realizar cualquier otra labor necesaria tal como requerimientos de revisión, etiquetados, inspecciones visuales, etc. propias de la compañía o solicitadas por los clientes que adquieren el producto.
2. Análisis del equipamiento actual de la planta en términos de potencia frigorífica.
3. Análisis de las cargas térmicas actuales para ver si se necesita adquirir o reemplazar el equipamiento existente de acuerdo a los resultados obtenidos.

El resultado es el cálculo integral de la instalación necesaria en sus diferentes ámbitos dando satisfacción a los objetivos propuestos y concluyendo que no será necesario incorporar más compresores y condensadores a la instalación general.

# Índice

<b>Ítem</b>	<b>Título</b>	<b>Página</b>
<b>1</b>	<b>Introducción</b>	<b>1</b>
1.1	Generalidades	1
1.2	Objetivos del proyecto	3
1.3	Origen del tema	3
1.4	Historia de la compañía	4
1.5	Planta de congelados	6
1.6	Frigorífico	8
1.7	Antecedentes teóricos de la refrigeración	9
1.7.1	Sistema frigorífico	9
1.7.2	Parámetros de diseño	10
1.7.3	Sistemas de refrigeración conforme zonas de frío	10
1.7.4	Sistemas de refrigeración conforme alimentación de refrigerante	11
1.7.5	Tipos y configuración de sistemas de refrigeración	11
1.7.5.1	Refrigeración por absorción	11
1.7.5.2	Refrigeración por compresión	12
1.4.5.2.1	Tipos de compresión	13
1.4.5.2.2	Configuración de sistemas de compresión	14
1.7.6	Sistemas con recirculado de líquido	15
1.7.7	Regulación de capacidad en sistemas de refrigeración por compresión	15
1.7.7.1	Regulación de capacidad en el compresor	15
1.7.7.1.1	Regulación en compresores de pistón	16
1.7.7.1.2	Regulación de capacidad en compresores de tornillo	18
1.4.7.2	Regulación de capacidad en el evaporador	21
<b>2</b>	<b>Descripción de los procesos del frigorífico</b>	
2.1	Descripción del proceso logístico	25
2.2	Descripción del proceso de refrigeración	28
2.2.1	Generalidades	28
2.2.2	Clasificación y descripción técnica del proceso de refrig. del frigorífico	29

<b>3</b>	<b>Equipos frigoríficos existentes</b>	
3.1	Unidades de compresión	32
3.1.1	Compresor de tornillos Grasso, modelo MB-3BG c/economizer	32
3.1.2	Compresor de tornillos marca Grasso, modelo MD-3B	33
3.1.3	Compresor de tornillos marca Grasso, modelo DA-1 (H)B	34
3.2	Condensadores evaporativos	38
3.2.1	Condensador Baltimore Air coil VXC 9	38
3.2.2	Condensador Evapco LSCB 170	38
3.3	Estanque de bombeo	39
3.4	Bombas de amoníaco	40
3.5	Estanque purga de aceite	40
3.6	Separador de partículas para evaporadores antecámara 1	40
3.7	Separador de partículas para evaporadores antecámara 2	41
3.8	Recipiente de líquido	41
3.9	Estanque Termosifón Grasso	41
3.10	Estanque de transferencia para deshielo por gas caliente	42
3.11	Evaporadores de tubos aleteados	42
3.11.1	Evaporador Helpman, modelo ZLEZ 266-10-V-Q	42
3.11.2	Evaporador Helpman, modelo ZLA 738-10 R 400-G2	43
3.11.3	Evaporador Helpman, modelo ZLD 6.8.412-P	43
3.11.4	Evaporador Helpman, modelo ZLD 6-8-412-P3 400 -G1/I1	44
3.12	Válvulas de compensación	45
3.13	modelación de las condiciones de operación de una cámara frigorífica	46
3.14	Capacidad de refrigeración instalada	50
<b>4</b>	<b>Definición del proyecto</b>	<b>52</b>
4.1	Condiciones debidas al emplazamiento	52
4.2	Operación de la planta	52
4.3	Antecedentes del producto	52
4.4	Características del transporte de productos en el frigorífico	55
4.5	Condiciones operacionales	55
4.6	Infraestructura	55
4.6.1	Características de la construcción	55

<b>5</b>	<b>Determinación de la nueva capacidad de Refrigeración</b>	<b>58</b>
5.1	Balances térmicos	58
5.1.1	Cálculo de la temperatura del proyecto	58
5.1.2	Transferencia de calor por convección y conducción	59
5.1.3	Ganancia de calor por enfriamiento de producto	62
5.1.4	Ganancia de calor por operación de grúas	62
5.1.5	Ganancia de calor por infiltración de aire exterior	64
5.1.6	Ganancia de calor por efectos de iluminación	65
5.1.7	Ganancia de calor por operación de ventiladores	66
5.1.8	Ganancia de calor originada por los trabajadores	67
5.2	Resumen balance térmico cámara cuatro Proyectada	68
5.3	Cálculo de la carga térmica total para los circuitos de -32°C y -7°	69
<b>6</b>	<b>Verificación de la capacidad de refrigeración instalada</b>	<b>71</b>
6	Verificación de la capacidad instalada	71
<b>7</b>	<b>Selección de equipos</b>	<b>72</b>
7.1	Evaporadores	72
7.2	Fluido refrigerante	80
7.3	Bombas de impulsión	81
<b>8</b>	<b>Costos de inversión de la nueva instalación</b>	<b>83</b>
8.1	Costos relativos a la construcción del galpón y pavimentos	83
8.2	Costos relativos al proyecto de refrigeración	83
8.3	Provisión e instalación de racks de almacenamiento	84
8.4	Costos total del proyecto	84

<b>9</b>	<b>Evaluación económica del proyecto</b>	<b>85</b>
9.1	Tabla de evaluación económica	85
<b>10</b>	<b>Conclusiones</b>	<b>86</b>
10	Conclusiones	86
<b>11</b>	<b>Bibliografía</b>	<b>88</b>
11	Bibliografía	88
<b>XII</b>	<b>Softwares</b>	<b>88</b>
12	Softwares	88
<b>13</b>	<b>Anexos</b>	<b>89</b>
13.1	Cálculos de carga térmica cámaras y antecámaras existentes y proyectadas	89
13.2	Cálculo de masa refrigerante circuito de antecámara	99
13.3	Propiedades del amoniaco saturado	100
13.4	Resistencia térmica de superficie a la convección	101
13.5	Conductividad térmica de materiales de construcción	102
13.6	Programa EES antecámara	108
13.7	Programa EES cámara frigorífica	111
13.8	Calor específico de los alimentos	114
13.9	Puerta frigorífica típica	115

## **1 Introducción**

### **1.1 Generalidades**

La industria pesquera de la VIII región, dedicada a la extracción del jurel, principal recurso pelágico del país, usado como materia prima para la elaboración de harina de pescado, sufre un importante revés a fines de la década de los 90, debido a la disminución en la captura del recurso, producto de su desaparición, originada según reportes de las propias compañías pesqueras, a las elevadas temperaturas de las aguas del océano pacífico como consecuencia de la corriente del niño.

Sin embargo, con el correr de los años, la tendencia a la baja en las capturas persiste, dando los primeros indicios de la sobre explotación del recurso. Todo esto trae una importante disminución en las utilidades y a veces el temor de la insolvencia económica de las compañías pesqueras y se ven obligadas a buscar un método que les permita lograr su permanencia en el tiempo.

A raíz de estos acontecimientos se estudia la manera de sacar mayor provecho a la cada vez más escasa materia prima y Pesquera Itata S.A. se dedica a analizar la factibilidad de elaborar jurel para el consumo humano. Es así como en una de las visitas a las distintas ferias internacionales, desarrolladas en Europa, dedicadas a mostrar aplicaciones y mercados para los productos del mar, se contacta a un importante distribuidor de pescado congelado para África y se estudia la posibilidad de producir este recurso. Los análisis previos revelan que producir una tonelada de pescado congelado resulta bastante económico desde el punto de vista del consumo de energía, más aún la cantidad de materia prima versus producto final sería de uno a uno, muy por debajo a la relación cuatro a uno requerido para la elaboración de harina de pescado. Por último el análisis del tema del precio de venta, arroja que resulta ser bastante similar al precio de la harina de pescado.

Con todos los antecedentes anteriores se decide construir una planta para la elaboración de jurel congelado para resolver con esto de una sola vez el tema de las bajas en las capturas y mantener o mejor aún aumentar los ingresos de la compañía.

Así, el año 2000 se comienza la construcción de la planta de congelados en conjunto con el frigorífico con una capacidad inicial para producir 200 ton diarias y almacenamiento para 5000 ton de producto, almacenado en cajas de 20 kg, ordenadas en pallet de 60 cajas cada uno.

La producción de jurel congelado durante su primer año de funcionamiento alcanza las 17.000 ton valor que se incrementa en el segundo año a 30.000 ton y 45.000 ton durante el tercer año de su puesta en marcha. Sin embargo, la mayor cantidad del volumen de estas producciones se realizan

durante los primeros seis meses de cada año, ya que el recurso, de manera natural, comienza su periodo de desove y tiende a desaparecer a partir del mes de Julio reapareciendo en muy pequeñas cantidades durante Diciembre y aumentado paulatinamente su volumen, alcanzando su peak durante los meses de marzo y Abril de cada año. Debido a esto la capacidad del frigorífico se ve afectada y en muchas oportunidades no da abasto, teniéndose que pedir servicios de almacenamiento frigorífico a otras compañías, dedicadas a este rubro, para no detener la producción produciendo un daño económico importante en las utilidades de la compañía.

Debido a lo anterior, se decide realizar la primera ampliación del frigorífico, llevada a cabo el año 2004, para aumentar su capacidad de 5000 ton a 8500 ton que resolvería el tema de las producciones peaks en los meses señalados.

En el año 2007, la compañía, debido a una nueva crisis en la captura del jurel, decide buscar la manera de reducir costos en las diferentes áreas de empresa y esto también repercute en el área de congelados. Una de las alternativas que se proponen es el cierre temporal del frigorífico dejando solo personal técnico para el monitoreo de la planta de refrigeración. Sin embargo, el ejecutivo que lidera el frigorífico, propone a la dirección de la compañía orientar su frigorífico hacia la prestación de servicios, recurso que permitirá continuar su funcionamiento y ser un ente que genere su propia sustentabilidad a través del tiempo, logrando junto con esto mantener los puestos laborales de quienes allí trabajan.

Afortunadamente esta decisión da buenos resultados y se transforma en un centro logístico que además de almacenar y conservar el producto en buenas condiciones, ejecuta tareas de clasificación de carga, etiquetados, cambio de embalajes, transporte y trámites aduaneros y fiscales ante organismos tales como el Sernapesca o el Sag.

Junto a estos nuevos desafíos que se emprenden en el frigorífico, la compañía se direcciona hacia la producción de salmones y choritos, negocio que emerge en un periodo en que se detectan los primeros brotes del virus Isa que afecta a la mayoría de los productores de salmón dándole a Pesquera Itata una muy buena oportunidad para proveer al desbastecido mercado internacional. Una vez más el "acierto" de la empresa la lleva a una posición comercial bastante cómoda y esto trae un aumento sostenido en la cría, cosecha y producción de salmones.

Ante este escenario, el frigorífico que comenzó prestándoles servicios a la filial Salmones Itata de la misma compañía, nuevamente colapsa en su capacidad de almacenamiento, caso que se repite año a año y nuevamente se ve forzado a pedir servicios de almacenamientos en otros frigoríficos de

la zona y del país. La marcada celeridad en la frecuencia de este evento impulsa nuevamente a la compañía a replantearse y estudiar la posibilidad de una vez más ampliar la capacidad del frigorífico, y construir una cuarta cámara, que se deberá concretar en el menor plazo posible.

## **1.2 Objetivo del proyecto**

De la descripción anterior respecto a la evolución que ha tenido el frigorífico y a sus necesidades de espacios para almacenamiento se visualiza que el objetivo del proyecto es el diseño y cálculo de una nueva cámara frigorífica para Pesquera Itata S.A. en donde se llevará a cabo la recepción, almacenamiento y despacho de pescado congelado con todos los procesos logísticos que estas labores implican.

Los objetivos secundarios serán:

1. Cálculo frigorífico de una ampliación de la antecámara existente, necesaria para la comunicación entre el exterior del frigorífico y la cámara proyectada, de tal modo que, el producto se pueda cargar, descargar y en general realizar cualquier otra labor necesaria tal como requerimientos de revisión, etiquetados, inspecciones visuales, etc. propias de la compañía o solicitadas por los clientes que adquieren el producto.
2. Análisis del equipamiento actual de la planta en términos de potencia frigorífica.
3. Análisis de las cargas térmicas actuales para ver si se necesita adquirir o reemplazar el equipamiento existente de acuerdo a los resultados obtenidos.

El resultado es el cálculo integral de la instalación necesaria en sus diferentes ámbitos dando satisfacción a los objetivos propuestos.

## **1.3 Origen del tema**

El tema surge a raíz de la insuficiente capacidad del frigorífico para mantener por un lado la totalidad de los productos elaborados por la compañía y por otro dar cumplimiento a los servicios contratados por los clientes a quienes se le ha venido vendiendo estos servicios desde el año 2007, que como se dijo sustentaron al frigorífico durante el periodo de crisis pesquera llevándolo sino a la auto sustentación a gran parte de ella.

Está también la necesidad de reducir los costos por daño en los embalajes y productos que se producen en la carga de salmones, al acopiar la carga pallet sobre pallet, que es el método usado para el bloque de jurel congelado en donde el daño por este concepto es despreciable.

Para un mejor aprovechamiento del espacio disponible para construir la nueva cámara se decide confeccionar una cámara similar a la número tres existente, con racks similares a los allí usados pero variando la altura de acopio en un nivel y disminuyendo el ancho de los pasillos. Con estas últimas variantes se elevaría considerablemente la capacidad de almacenamiento de la nueva cámara llevándola de 3500 ton a aproximadamente 4300 ton quedando el frigorífico con una capacidad total cercana a las 13.000 ton.

#### **1.4 Historia de la compañía**

Pesquera Itata S.A. se fundó en Talcahuano en el año 1948 por don Jorge Sarquis N. como una planta elaboradora de conservas y salado, siendo claramente una de las empresas pioneras en la industria pesquera de Chile.

En el año 1951 Itata importa desde Estados Unidos una pequeña planta de harina de pescado que es una de las primeras en llegar a Chile.

En el año 1965 instala una planta fileteadora y congeladora de merluza traída desde Dinamarca e Inglaterra, logrando exportar con éxito a Gran Bretaña y Estados Unidos.

En el año 1980 la compañía toma la decisión de potenciar la flota y dedicarse preferentemente a la producción de harina y aceite de pescado, cerrando sus líneas de producción de conservas y filetes congelados.

En el año 1992 la compañía se abre en la bolsa de valores de Santiago, donde hasta el día de hoy sus acciones se transan en el mercado accionario.

En el año 2000 se inaugura la planta elaboradora de jurel congelado y frigorífico que es hoy en día la de mayor capacidad de congelación de pescados pelágicos en el país.

En el año 2001 Pesquera Itata S.A. se fusiona con Pesquera Confish S.A. con lo cual se incorpora a la compañía una planta de harina ubicada en Coronel y algunos barcos pesqueros, entre ellos el PAM don Edmundo de 1538 m<sup>3</sup> de capacidad en bodegas.

En el año 2003 Itata S.A. adquiere un tercio de Pesquera Ourbosa S.A. con lo cual se incorpora a la compañía el PAM Rapa Nui de 1300 m<sup>3</sup> de bodega.

En el año 2004 se reestructura la operación que mantiene en el puerto de Caldera, integrando dicha operación con la que desarrollaba en forma independiente en el mismo puerto: Pesquera Playa Blanca S.A. Para esto se constituye una nueva sociedad llamada Pesquera Bahía Caldera S.A. a la que Pesquera Itata S.A. aportó su planta de harina y capital quedando con el 60% de las acciones de la nueva compañía y con su administración a cargo.

En el año 2006 Itata S.A. ingresa al negocio de la acuicultura creando la empresa Salmones Itata S.A. dedicada al cultivo y comercialización de salmón y trucha.

En el año 2008 Itata compra el 50% de las empresas St Andrews y Pesquera Apiao, empresas que producen choritos y salmón ahumado.

## 1.5 Planta de congelados

La planta de congelados de Itata se ubica en Talcahuano, y es actualmente una de las más modernas de su tipo en Chile. Tiene incorporada la última tecnología de empaque y congelación de origen Noruego y cuenta con una capacidad por proceso de 475 ton de producto congelado.

El proceso es muy rápido y eficiente para entregar el producto más fresco y de mejor calidad. Las especies pelágicas que se procesan son jurel y caballa.

La materia prima proveniente de la flota pesquera de la compañía, es bombeada desde el muelle de descarga directamente hacia la planta, ayudada por bombas de vacío de la propia planta, las cuales la distribuyen sobre cintas transportadoras que la dirigen hacia el "feeding", que es un receptor con agua hielo para darle un golpe de frío al pescado y donde se les da el primer lavado. Desde este inicio de proceso, otro conjunto de cintas conducen el pescado hacia el calibrador en donde según su tamaño va arrojando el producto en el trayecto final de cintas, que se pueden denominar mesas de trabajo, en donde un conjunto de operarios va revisando el producto para verificar que se encuentre en óptimas condiciones y descartar hacia la planta de harina, el producto que no cumpla con los estándares de calidad de la compañía.

Posteriormente, el producto pasa a una sección de pesadoras automáticas que detiene la alimentación para cada caja al detectar como mínimo 20 kg. Cumplido esta condición la caja es tapada, etiquetada y almacenada, en grupos de 60 cajas, en racks de congelación en donde una vez completo una grúa horquilla lo toma y lo lleva al túnel de proceso que a su vez al completar las 50 ton de capacidad se cierra y comienza el proceso de congelación que tarda 18 horas ininterrumpidas hasta alcanzar los  $-18^{\circ}$  C que es la temperaturas de fin del ciclo.

Finalmente, acabado el proceso, el producto se paletiza y se traslada al frigorífico con capacidad para 8500 ton, hasta su despacho.

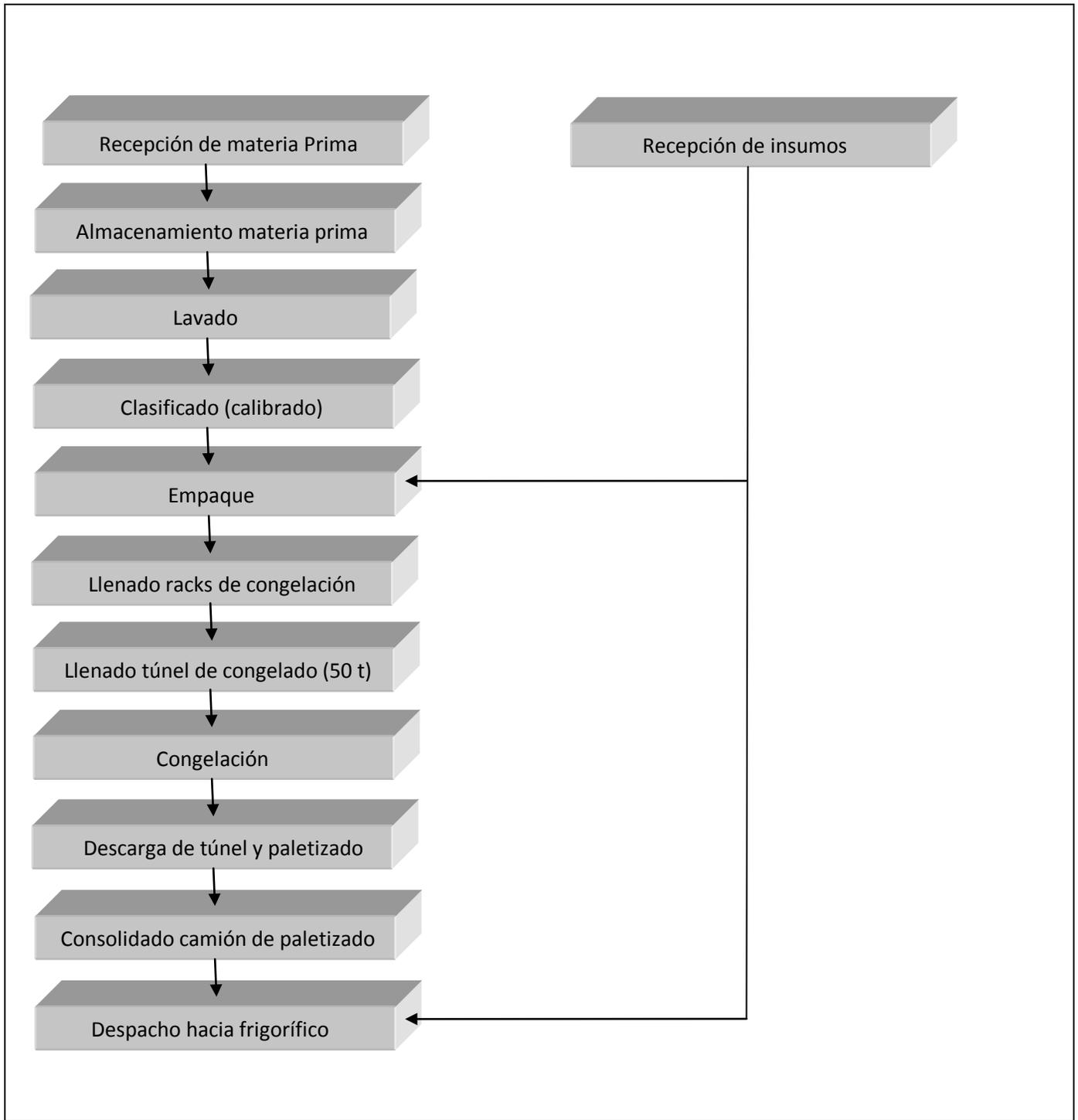


Figura 1.1: Diagrama de flujo del proceso de congelado

## 1.6 Frigorífico

El frigorífico de Pesquera Itata se construyó en el año 2.000, con una capacidad de almacenamiento proyectada para 5000 ton distribuida en dos cámaras de 2500 ton de capacidad cada una.

En el año 2004, dado el aumento sostenido en la producción de congelados, se proyecta y ejecuta la construcción de una tercera cámara con una capacidad para 3500 ton, que a diferencia de las dos cámaras anteriores cuenta con racks del tipo "push back" para aumentar su eficiencia y mayor cuidado en el embalaje del producto.

En el año 2007, la compañía, debido a la crisis en la pesca de su principal materia prima, orienta su frigorífico hacia la prestación de servicios, recurso que permitirá continuar su funcionamiento y ser un ente que genere su propia sustentabilidad a través del tiempo logrando junto con esto mantener los puestos laborales de quienes allí trabajan.

Afortunadamente esta decisión da buenos resultados y se transforma en un centro logístico que además de almacenar y conservar el producto en buenas condiciones, ejecuta tareas de clasificación de carga, etiquetados, cambio de embalajes, transporte y trámites aduaneros y fiscales ante organismos tales como el Sernapesca o el Sag.

Junto a estos nuevos desafíos que se emprenden en el frigorífico, la compañía se direcciona hacia la producción de salmones y choritos, y nuevamente la capacidad instalada se hace insuficiente, tanto así, que se ve obligada a pedir servicios de almacenamientos en otros frigoríficos de la zona y en otros puntos del país. La marcada celeridad en la frecuencia de este evento impulsa nuevamente a la compañía a replantearse y estudiar la posibilidad de una vez más ampliar la capacidad del frigorífico, y construir una cuarta cámara.

Este seminario trata específicamente del estudio de las capacidades de infraestructura y frigoríficas de la planta y cuales serian las opciones y/o requerimientos para su desarrollo, en conjunto con un estudio de la factibilidad económica del proyecto.

## **1.7 Antecedentes teóricos de la refrigeración**

En palabras simples se puede decir que la refrigeración consiste en producir frío, o mejor dicho, en extraer calor ya que para producir frío lo que se hace es transportar calor de un lugar a otro. Así, el lugar al que se le sustrae calor se enfría. Para este efecto, se extrae calor de un ambiente frío y se rechaza hacia otro de mayor temperatura, pero para ello se le debe suministrar energía al sistema, normalmente en forma de trabajo mecánico.

### **1.7.1 Sistema frigorífico**

Los denominados sistemas frigoríficos o sistemas de refrigeración corresponden a arreglos mecánicos que utilizan propiedades termodinámicas de la materia para trasladar energía térmica en forma de calor entre dos o más focos, conforme se requiera. Están diseñados primordialmente para disminuir la temperatura del producto almacenado en cámaras frigoríficas o cámaras de refrigeración las cuales pueden contener una variedad de alimentos o compuestos químicos, conforme especificaciones.

En el estudio acabado y diseño de estos sistemas frigoríficos se aplican diversas ciencias, tales como la química, en las propiedades y composición de los refrigerantes; la termodinámica, en el estudio de las propiedades de la materia y su energía interna; la transferencia de calor, en el estudio de intercambiadores de calor y soluciones técnicas; así como la ingeniería mecánica, en el estudio de compresores de vapor para lograr el trabajo de compresión requerido. Se han mencionado estas disciplinas dejando de lado la electricidad, desde los tradicionales conocimientos en corrientes trifásicas para la alimentación de los equipos, hasta conocimientos relativamente avanzados en automatización y PLC, para el control automático que estos requieren cuando están operando en planta frigorífica.

Los sistemas frigoríficos se diferencian entre sí conforme su método de inyección de refrigerante y configuración constructiva, ambos condicionados por sus parámetros de diseño. De esta manera, y haciendo un adecuado balance de masas y energías, es posible encontrar la solución adecuada a cualquier requerimiento frigorífico.

### **1.7.2 Parámetros de diseño**

El diseño de estos sistemas frigoríficos se define, principalmente, en función de los siguientes parámetros:

- Temperaturas de operación: (Temperaturas de evaporación y condensación)
- Capacidad del sistema, generalmente denominada en kW definida en función de la carga térmica.
- Refrigerantes amigables ambientalmente y de amplio efecto refrigerante.
- Costos operativos del sistema.

### **1.7.3 Sistemas de refrigeración conforme zonas de frío**

Los sistemas de refrigeración -implementados tanto en plantas frigoríficas como en refrigeradores domésticos- pueden catalogarse primeramente conforme las denominadas "zonas de frío" o temperaturas de frío para las cuales estos estén diseñados.

#### **Una zona de frío**

Es el clásico arreglo en el cual el sistema opera bajo una sola temperatura de régimen de frío, es decir, entre una temperatura de condensación y una sola temperatura de evaporación del refrigerante.

#### **Dos o más zonas de frío**

Es aquel sistema en el cual el refrigerante -condensado a una sola temperatura- se evapora a distintos valores en función de distintos procesos. A modo de ejemplo, y para una planta frigorífica, una cámara de congelado y una cámara de productos frescos requieren distintas temperaturas de régimen y, por lo tanto, distintas temperaturas de evaporación del refrigerante.

#### **1.7.4 Sistemas de refrigeración conforme alimentación de refrigerante**

##### Evaporador de expansión seca

Se les denomina sistemas de expansión seca, -o directa- a los sistemas frigoríficos en los cuales la evaporación del refrigerante se lleva a cabo a través de su recorrido por el evaporador, encontrándose este en estado de mezcla en un punto intermedio de éste. Estos sistemas, si bien son los más comunes, suelen ser de menor capacidad que los de recirculación de líquido.

##### **Con recirculación de líquido**

Lo que diferencia a los sistemas de recirculación de líquido a los de expansión directa es que el flujo másico de líquido a los evaporadores supera con creces al flujo de vapor producido en el evaporador. Es común el apelativo de "*sobrealimentación de líquido*" para los evaporadores de estos sistemas. Estos sistemas son preferentemente utilizados en aplicaciones industriales, con un número considerable de evaporadores y operando a baja temperatura.

#### **1.7.5 Tipos y Configuración de sistemas de refrigeración**

##### **1.7.5.1 Refrigeración por absorción**

El sistema de refrigeración por absorción es un medio de producir frío que, al igual que en el sistema de refrigeración por compresión, aprovecha que ciertas sustancias absorben calor al cambiar de fase líquida a gaseosa. Así como en el sistema de compresión el ciclo se hace mediante un compresor, en el caso de la absorción, el ciclo se basa físicamente en la capacidad que tienen algunas sustancias, como el bromuro de litio, de absorber otra sustancia, tal como el agua, en fase de vapor. Otra posibilidad es emplear el agua como sustancia absorbente (disolvente) y como absorbida (solute) amoníaco.

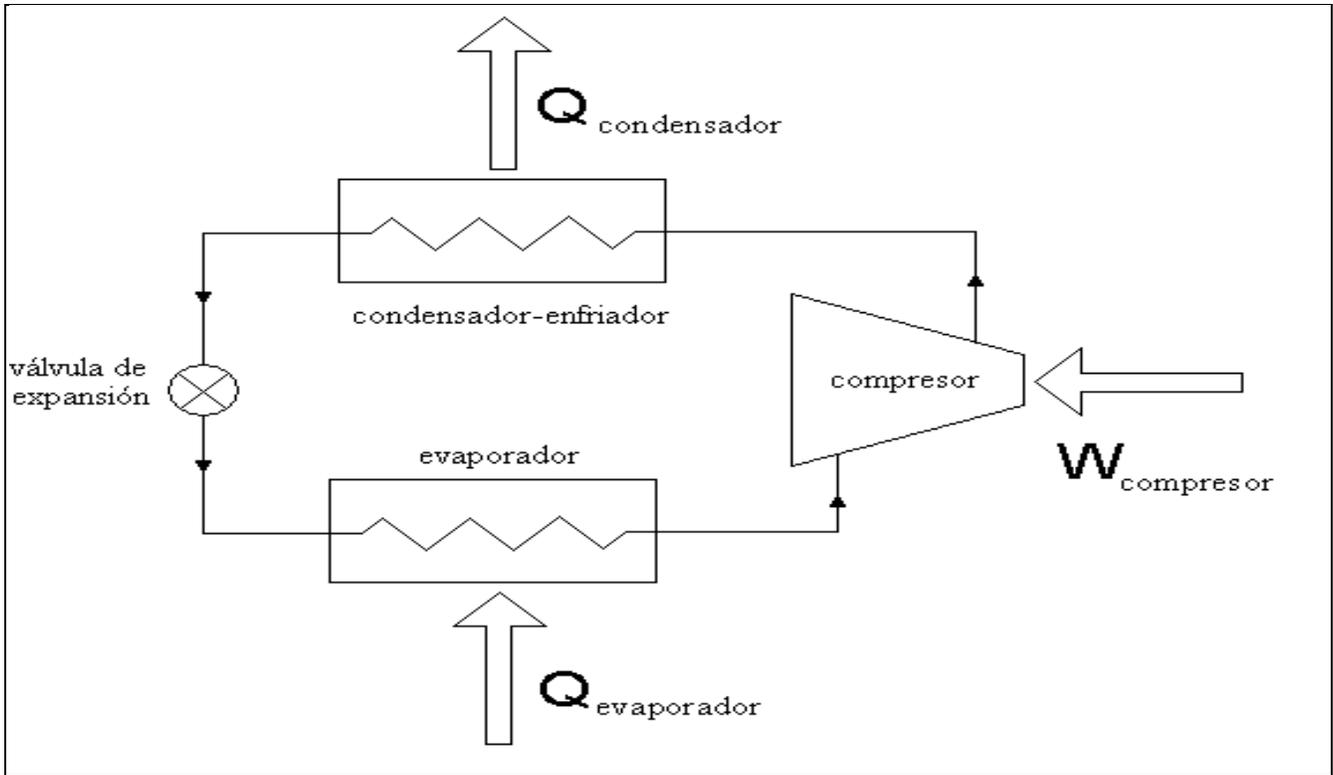
Más en detalle, en el ciclo agua-bromuro de litio, el agua (refrigerante), en un circuito a baja presión, se evapora en un intercambiador de calor, llamado evaporador, el cual enfría un fluido secundario, que refrigerará ambientes o cámaras. Acto seguido el vapor es absorbido por el bromuro de litio (absorbente) en el absorbedor, produciendo una solución concentrada. Esta solución pasa al calentador, donde se separan disolvente y soluto por medio de calor procedente de una fuente

externa; el agua vuelve al evaporador, y el bromuro al absorbedor para reiniciar el ciclo. Al igual que los sistemas de compresión que utilizan agua en sus procesos, el sistema requiere una torre de enfriamiento para disipar el calor sobrante.

### **1.7.5.2 Refrigeración por compresión**

La refrigeración por compresión traslada la energía térmica entre dos focos; creando zonas de alta y baja presión confinadas en intercambiadores de calor. Mientras estos procesos de intercambio de energía se suceden cuando el fluido refrigerante se encuentra en procesos de cambio de fase; de líquido a vapor, y viceversa.

El proceso de refrigeración por compresión se logra evaporando un fluido refrigerante en fase líquida a través de un dispositivo de expansión dentro de un intercambiador de calor, denominado evaporador. Para evaporarse este requiere absorber calor latente de vaporización. Al evaporarse el líquido refrigerante cambia su fase a vapor. Durante el cambio de fase el refrigerante como vapor absorbe energía térmica del medio en contacto con el evaporador, bien sea este medio gaseoso o líquido. A esta cantidad de calor contenido en el ambiente se le denomina carga térmica. Luego de este intercambio energético, un compresor mecánico se encarga de aumentar la presión del vapor para poder condensarlo dentro de otro intercambiador de calor conocido como condensador. En este intercambiador se liberan del sistema frigorífico tanto el calor latente como el sensible, ambos componentes de la carga térmica. Ya que este aumento de presión además produce un aumento en su temperatura, para lograr el cambio de fase del fluido refrigerante y producir el sub enfriamiento del mismo es necesario enfriarlo al interior del condensador; esto suele hacerse por medio de aire y/o agua conforme el tipo de condensador, definido muchas veces en función del refrigerante. De esta manera, el refrigerante ya en fase líquida, puede evaporarse nuevamente a través de la válvula de expansión y repetir el ciclo de refrigeración por compresión.



**Figura 1.2: Diagrama de un ciclo básico de refrigeración por compresión**

#### **1.7.5.2.1 Tipos de compresión**

Por su parte, los sistemas de refrigeración por compresión se diferencian o separan en dos grandes tipos:

- Sistemas de compresión simple

Eleva la presión del sistema mediante una sola carrera de compresión. Es el más común de los sistemas de refrigeración y es ampliamente utilizado en refrigeradores y equipos de aire acondicionado.

- Sistemas de compresión múltiple

Consiste en comprimir el vapor en varias etapas y es una solución de compresión ideal para bajas temperaturas debido a las altas relaciones de compresión que estos sistemas superan.

### 1.7.5.2.2 Configuración de sistemas de compresión

#### De compresión simple

- Sistema de una etapa.

Es el sistema de refrigeración más ampliamente utilizado debido a su simplicidad y versatilidad. Su particularidad, no obstante, consiste en que por lo general para lograr bajas temperaturas capaces de absorber grandes cargas térmicas, debe alcanzar elevadas relaciones de compresión. Se puede aplicar en refrigeradores domésticos, vitrinas frigoríficas comerciales, equipos de aire acondicionado de todo tipo, y sistemas que no absorban grandes cargas frigoríficas.

#### De compresión múltiple

- Sistema de doble etapa.

La doble etapa permite, mediante un compresor de doble etapa, alcanzar elevadas relaciones de compresión y, por lo tanto, menores temperaturas con capacidad de absorber mayor carga térmica. Sistema propio en cámaras de congelado de alta eficiencia energética.

- Sistema en cascada.

La compresión múltiple en cascada permite, mediante dos circuitos de refrigeración de una etapa "semi independientes" y con distintos refrigerantes, alcanzar temperaturas cercanas a los  $-80^{\circ}\text{C}$ . Propio en equipos de laboratorio para almacenamiento de muestras biológicas.

- Sistema de compresión múltiple con enfriador intermedio de tipo abierto.

Esta modalidad de compresión múltiple permite, mediante dos compresores y un estanque presurizado conectado entre ambos, realizar una expansión y enfriamiento del refrigerante en circulación antes de ingresar a la etapa de alta presión. Propio de sistemas industriales.

- Sistema de compresión múltiple con enfriador intermedio de tipo cerrado.

A diferencia del sistema anterior, al cual también se le puede denominar "de inyección total", aquí se produce una "inyección parcial" del refrigerante al interior del estanque a fin de producir un enfriamiento.

### **1.7.6 Sistemas con recirculado de líquido**

De compresión simple

- Sistema con estanque de recirculado

La recirculación de líquido es un método utilizado con la finalidad de alimentar los evaporadores inundados instalados en una gran instalación frigorífica. Generalmente se utiliza amoníaco (R717) como refrigerante.

De compresión múltiple

- Sistema de compresión múltiple con estanque de recirculado

Un sistema de recirculado de compresión múltiple permite bombear refrigerante líquido a menor presión y temperatura a los evaporadores inundados.

### **1.7.7 Regulación de capacidad en sistemas de refrigeración por compresión**

Las regulaciones de capacidad de un sistema de refrigeración es un factor importante a considerar puesto que las cargas térmicas son variables y esto hace que los componentes del sistema, esto es: compresores, condensadores, evaporadores y dispositivos de expansión operen en condiciones de regímenes variables.

Existen muchas formas de regular las capacidades en un sistema de refrigeración, siendo las más importantes y mayormente utilizadas las regulaciones en las capacidades del compresor, regulación en la capacidad de los evaporadores y reguladores de capacidad en los condensadores.

#### **1.7.7.1 Regulación de capacidad en el compresor**

La regulación de la capacidad del compresor se expondrá de acuerdo al tipo de compresor con que se cuente, así sea de pistones o de tornillos.

### 1.7.7.1.1 Regulación en compresores de Pistón

En los compresores de pistón o alternativos se cumple que:

$$V = V_D * Z * n * \eta_v$$

Donde:

V: Volumen real aspirado por el compresor

$V_D$ : Volumen teórico

Z: numero de cilindros

n: revoluciones

$\eta_v$ : rendimiento volumétrico real.

Se sabe que: el rendimiento volumétrico ( $\eta_v$ ), la capacidad de refrigeración ( $Q_o$ ) y la masa de refrigerante ( $M_R$ ), están dadas por:

$$\eta_v = 1 - C - C(P_C/P_O)^{1/n}$$

$$Q_o = M_R \cdot \Delta h_{Evap}$$

$$M_R = V / v$$

Donde

C: Factor de espacio muerto cuyos valores fluctúan entre 0,04 y 0,08

v : Volumen específico del refrigerante

Del razonamiento anterior se ve que la capacidad de refrigeración se podrá ajustar a las necesidades del recinto variando una o más de las variables que intervienen en el volumen aspirado por el compresor.

### Velocidad de giro

Este tipo de regulación es una de las más usadas puesto que resulta bastante económica en el monto de la inversión inicial de un proyecto ya que se evita el invertir en elementos hidrostáticos de elevado valor. En la actualidad existen reguladores de frecuencia que inciden directamente en la velocidad del motor eléctrico del compresor y usualmente se trabajan en rangos de velocidad de

hasta un 50% de la velocidad nominal para evitar problemas de lubricación y otros en los dispositivos del compresor.

### **Estrangulación en la succión**

El estrangulamiento o cierre parcial de una válvula ubicada entre el evaporador y el compresor, disminuye el rendimiento volumétrico y aumenta el volumen específico del vapor, disminuyendo  $Q_o$ .

### **By pass descarga-succión**

El retorno de parte del vapor comprimido disminuye el flujo másico real impulsado por el compresor. Generalmente esto se logra mediante una válvula que se abre cuando la diferencia de presiones entre la succión y la descarga excede un cierto valor. Sin embargo, el sistema resulta anti económico. El vapor que se retorna desde la descarga aumenta la temperatura del vapor de succión, aumentando la temperatura final de compresión. Cuando la relación de compresión es muy alta (R22 y NH3), se suele retornar vapor de la salida del compresor directamente al evaporador o se inyecta refrigerante líquido en la succión para bajar la temperatura.

### **Apertura total o parcial de las válvulas de succión de uno o más cilindros**

Los compresores de mayor capacidad tienen mecanismos accionados por la presión de aceite o la presión del vapor de descarga, que abren las válvulas de succión de uno o más cilindros durante una parte o todo el recorrido de los pistones.

Algunos compresores parten con todas las válvulas de succión abiertas y solo al aumentar la presión de aceite, estas se cierran, permitiendo que el compresor parta sin carga. La regulación de carga por este mecanismo permite ajustar: 100%, 66% y 33% o bien, 100%, 75%, 50% y 25% de la carga nominal.

### **Sistema On-Off**

Es un sistema económico. Cuando los compresores son grandes se pueden producir variaciones de carga importantes en la red eléctrica durante la partida. También disminuye la vida útil de los

compresores. Por ello este sistema se usa preferentemente en compresores pequeños. Al haber varios compresores en paralelo, se usa hasta en capacidades de 20 kW se aceptan 8-10 conexiones por hora.

#### **1.7.7.1.2 Regulación de capacidad en compresores de tornillo**

El uso de compresores de tornillo en las grandes instalaciones de refrigeración ha ido cobrando cada vez mayor fuerza y es de uso general en las industrias de alimentos en donde se requieren comprimir grandes volúmenes de vapor. Su bajo nivel de mantenimiento, con pocos puntos de fallas y su bajo nivel de ruido lo hacen uno de los más usados.

Para regular la capacidad en este tipo de compresores se recurre a:

- By pass descarga succión
- Variación del volumen de la cámara de compresión
- Regulación de velocidad de giro

#### **By pass descarga succión**

Este tipo de regulación de rendimiento está basada en la regulación del volumen. Ella trabaja según el principio de la reducción de carrera efectiva, efectuándose a través de una compuerta de regulación, que forma parte de las paredes del cárter. Si es ajustada, se origina una abertura paso a paso, que tiene conexión a la cámara de aspiración del compresor (figura 1.3).

El volumen de flujo del compresor puede variarse en forma continua desde una regulación de rendimiento del 100% hasta un 10% aproximadamente.

La compuerta de regulación garantiza en la posición mínima una suave puesta en marcha del compresor, en la cual sólo un bajísimo trabajo de compresión es alcanzado.

#### **Variación del volumen de la cámara de compresión**

La relación de volumen interno  $V_i$  es un valor específico del compresor helicoidal y será calculado como la cantidad relacionada de los volúmenes de los espacios entre dientes desde el comienzo de

la compresión hasta el fin de la misma. El fin de la compresión y la relación de volumen interno  $V_i$  serán determinados a través del tamaño de la abertura de salida, es decir, de la disposición de los cantos direccionales en la abertura de salida radial. Esta está dispuesta en compresores con  $V_i$  ajustable en la compuerta  $V_i$  (figura 1.3). La compuerta reguladora y la compuerta  $V_i$  forman parte de la pared inferior de la cámara de trabajo. Distintos ajustes  $V_i$  serán alcanzados en la compuerta  $V_i$  desplazando en forma axial el flujo volumétrico tanto en la operación a plena carga como también en el rango superior de carga parcial.

La relación de volumen  $V_i$  será ajustada según las condiciones de operación externas (presión de aspiración, presión final), de modo que la presión en el espacio entre dientes al alcanzar la abertura de salida presenta aproximadamente el valor de la presión final. Así será el proceso de compresión bajo en pérdidas y la correspondiente fuerza de impulsión necesaria será la más baja.

El cálculo de la posición óptima de la compuerta  $V_i$  ocurre por medio del mando programable del compresor de acuerdo a un algoritmo empírico.

Compresores con  $V_i$  fijo no poseen una compuerta  $V_i$ . La relación de volumen  $V_i$  es determinada en ese caso mediante el tamaño de la abertura de salida radial dispuesta en la compuerta de regulación.

La compuerta de regulación y la compuerta  $V_i$  están accionadas independientemente la una de la otra a través de sistemas hidráulicos separados. La compuerta  $V_i$  está dispuesta a lo largo de toda la cámara de trabajo y es dirigida a través de la compuerta de regulación.

### **Regulación de velocidad de giro**

Al igual que en los compresores de pistón se utilizan reguladores de frecuencia que inciden directamente en la velocidad del motor eléctrico del compresor.

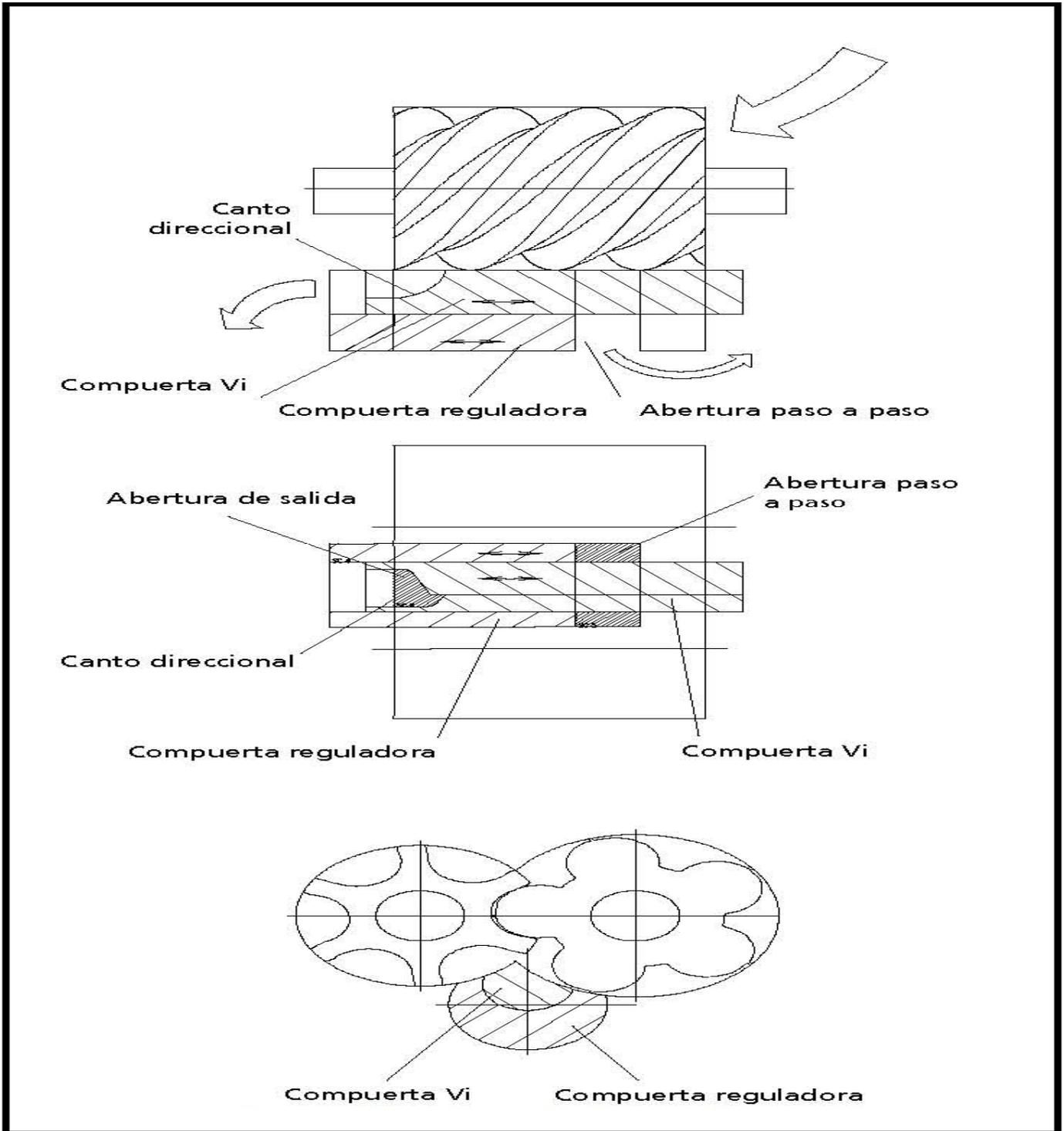


Figura 1.3: Regulación del rendimiento y ajuste del volumen interno Vi

### **1.7.7.2 Regulación de capacidad en el evaporador**

Primero se analizará este tipo de regulación para evaporadores de expansión directa y en este caso tenemos:

#### **Válvula de expansión normal**

El caudal del refrigerante depende solo de la apertura de la válvula que se ajusta manualmente y de la diferencia de presiones. Como no se puede garantizar la carga adecuada del evaporador, normalmente se usa en serie con una válvula solenoide, que opera en forma On-Off.

#### **Capilar con termostato**

Se usa solo en sistemas sencillos que se componen de un compresor, un condensador y un evaporador. Si bien se instalan preferentemente en unidades pequeñas son compresores herméticos, últimamente también se usan en equipos unitarios de acondicionamiento de aire hasta 35 kW. Al detenerse el compresor la presión de descarga y succión se igualan, facilitando la partida del compresor. Como en las detenciones todo el refrigerante se va al evaporador, el sistema debe llenarse con una cantidad exacta, evitándose que el compresor succione líquido. El sistema trabaja solo a veces en condiciones óptimas. El compresor parte y se detiene por acción de un termostato ubicado en el evaporador. Frecuentemente el capilar se coloca junto a la línea de succión para subenfriar el líquido. Las características de un capilar quedan determinadas por el largo y la sección anterior de este, que fluctúan entre 1 y 20 m y 1 a 2 mm<sup>2</sup> respectivamente.

#### **Válvula de expansión automática con termostato**

En esta válvula se regula el caudal de acuerdo a la presión del evaporador. La válvula abre cuando la presión de succión baja de un valor ajustado y viceversa. Sirve solo al haber un compresor, un condensador y un evaporador, porque dos válvulas se influirían mutuamente.

A diferencia del capilar, la válvula permite la entrada de más refrigerante recién cuando la presión del evaporador sea inferior al valor ajustado. Como el compresor parte a una presión superior a la

ajustada esto protege al motor de una sobrecarga. La desventaja de este sistema de regulación es que el evaporador normalmente no opera en condiciones óptimas, esto es, con sus tubos totalmente mojados.

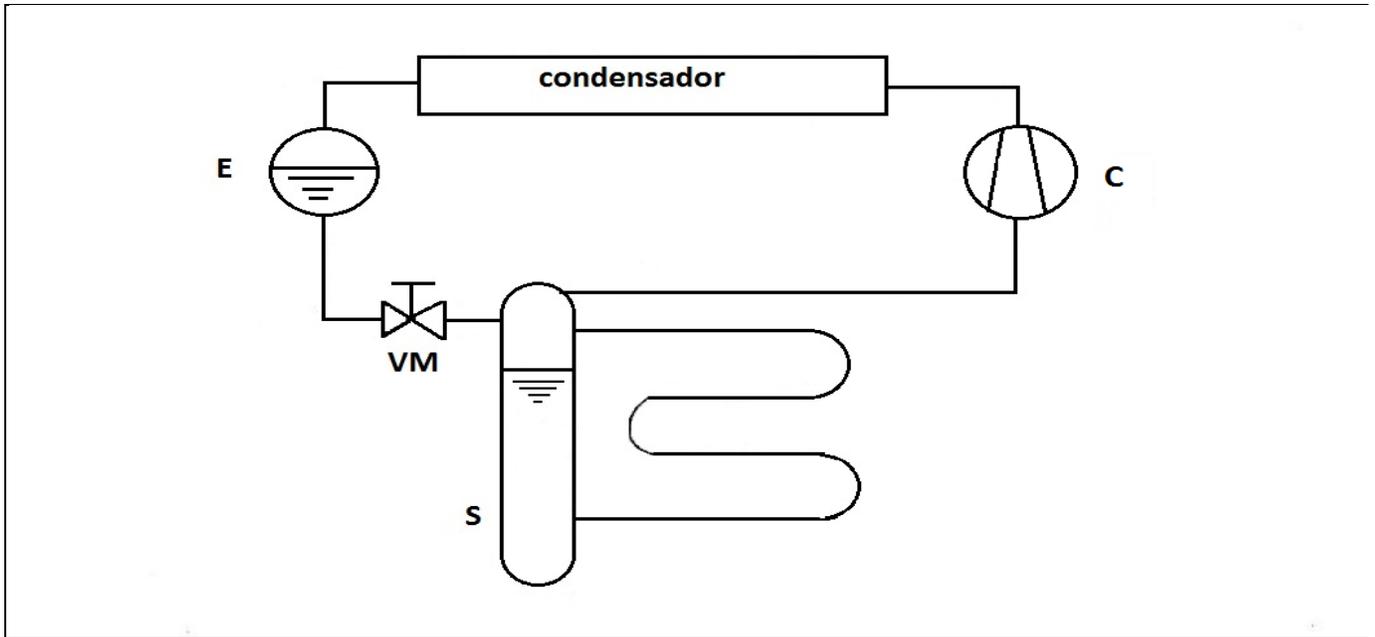
La válvula automática se ajusta junto con el termostato. Primero se ajusta éste a la temperatura más baja requerida. Con el compresor en marcha, se abre paulatinamente la válvula hasta que el evaporador esté casi totalmente escarchado, siempre a temperatura mínima, con un vapor sobrecalentado en aproximadamente 5°C. como en esta condición la diferencia de presiones en la válvula y el caudal másico son máximos, se garantiza que en otras condiciones de operación el compresor no puede succionar líquido.

### **Válvula de expansión termostática (VET)**

Esta válvula regula el caudal de acuerdo al sobrecalentamiento del vapor a la salida del evaporador: cuando el sobrecalentamiento excede un cierto valor la válvula abre y viceversa, cerrando totalmente cuando el sobrecalentamiento disminuye por bajo un valor mínimo (SS). Esta regulación solo tiene que ver con el llenado del evaporador y es independiente del resto del sistema, por lo que se puede usar existiendo un número ilimitado de compresores, condensadores y evaporadores.

### **Dispositivos de expansión para evaporadores inundados**

Para efecto de análisis se supone que se tiene el circuito de refrigeración de la figura 1.4 con una válvula manual entre el estanque de líquido (E) y el separador de líquido (S). Si la válvula abre, el nivel del líquido baja en E y en S sube y viceversa. De aquí se deducen dos sistemas de control de nivel: uno ubicado en E, en la zona de alta presión y otro en S, en la zona de baja presión.



**Figura 1.4: Circuito de refrigeración con estanque de líquido y separador de líquido**

#### **Válvula de nivel de alta presión (VNAP)**

Esta válvula controla la cantidad de refrigerante en el separador de líquido del evaporador en forma indirecta, controlando el nivel de líquido en el cuerpo de la válvula, que está a alta presión. Para ello la válvula debe poder contener suficiente cantidad de refrigerante, para absorber las variaciones producidas por el cambio de carga en el evaporador y se debe llenar el sistema con una cantidad exacta de refrigerante. Se puede prescindir de un estanque de líquido.

La VNAP se debería ubicar cerca de los evaporadores para evitar la evaporación prematura en la línea de líquido. Normalmente estas válvulas se usan con un solo evaporador inundado y a veces con evaporadores de expansión directa.

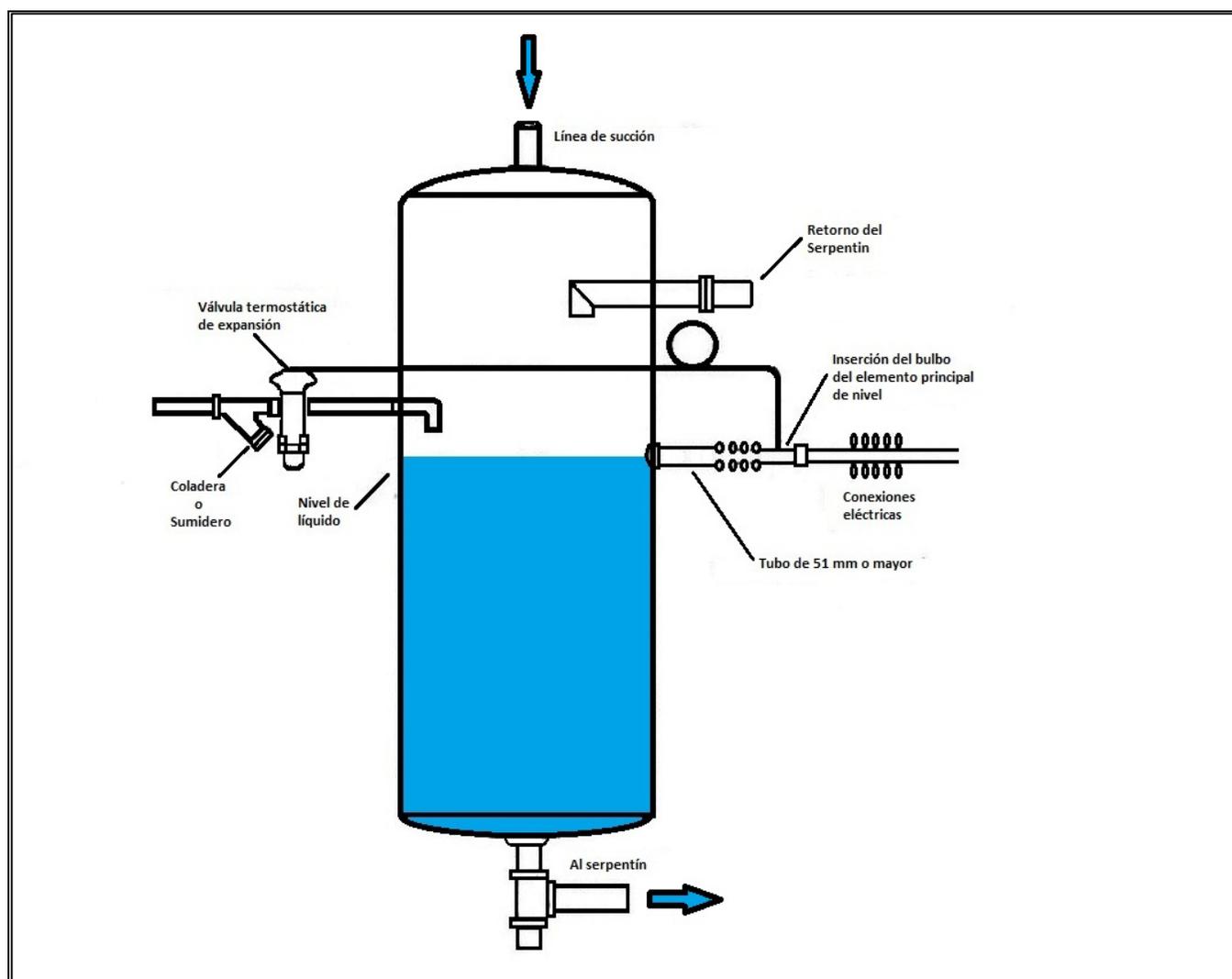
#### **Válvula de nivel de baja presión (VNBP)**

Como se controla directamente el nivel de refrigerante en el separador de líquido, se obtiene un buen rendimiento del evaporador, independiente del la carga en él. Puede operar en forma

continua o intermitente. Se debe disponer de un estanque de condensado en la línea de alta presión, que permita absorber las variaciones de la cantidad de refrigerante en el evaporador.

Se pueden usar varias VNBP simultáneamente o en paralelo con VET. También es posible alimentar varios evaporadores desde un separador de líquido central controlado por una VNBP.

Aparte del control de nivel mediante una válvula con flotador o mecánica, existen controles de nivel mediante válvula de expansión termostática (con calefactor) y las válvulas accionadas electrónicamente (válvula con flotador – bobina – relays – válvula solenoide).



**Figura 1.5: Sistema de control de nivel en el separador de líquido (lado de baja presión )**

## **2 Descripción de los procesos del frigorífico**

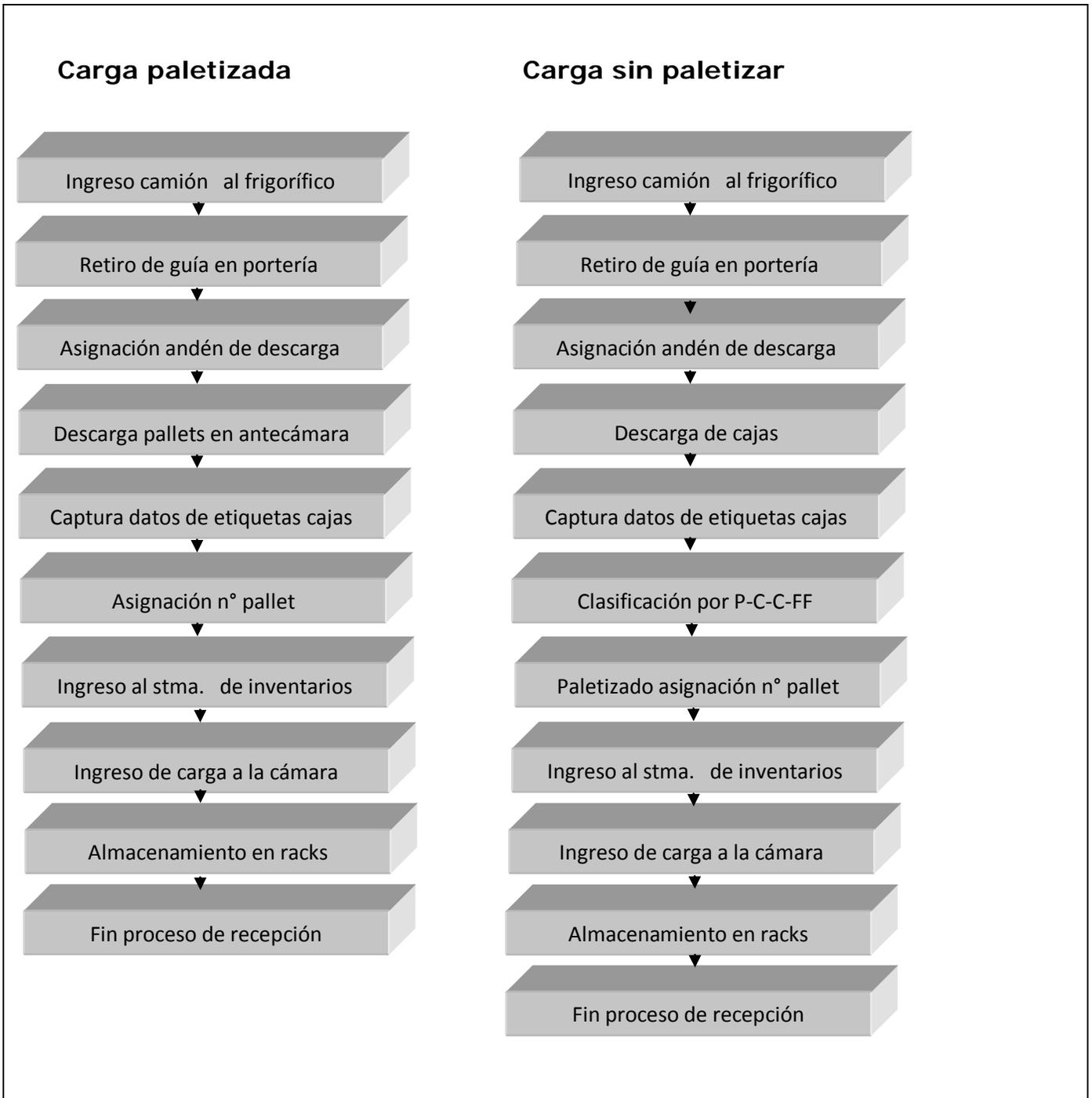
### **2.1 Descripción del proceso logístico**

Los procesos que se llevan a cabo en este centro de almacenamiento, distribución y logística, están normados para mantener el producto en buenas condiciones de calidad. La manipulación del producto, el cuidado de su embalaje y etiquetas, su ingreso al sistema de control de inventarios, su almacenamiento y posterior embarque están orientados firmemente para cumplir con esta exigencia.

Respecto del diagrama de flujo o cronograma de las actividades que se realizan al interior del recinto frigorífico, para lograr el máximo de eficiencia y a un bajo costo, está basado en estudios empíricos que a lo largo de tiempo de trabajo se ha ido perfeccionando para lograr cumplir con los requerimientos sin afectar la calidad del producto. El tiempo de descarga, los tiempos de picking, la revisión de los embalajes y etiquetas y cambio de empaques si se requiere, el paletizado y traslado hacia la cámara no debería sobrepasar los 15 minutos por ton, tiempo en el cual la subida de temperatura del producto es despreciable y prácticamente no afecta el gasto energético.

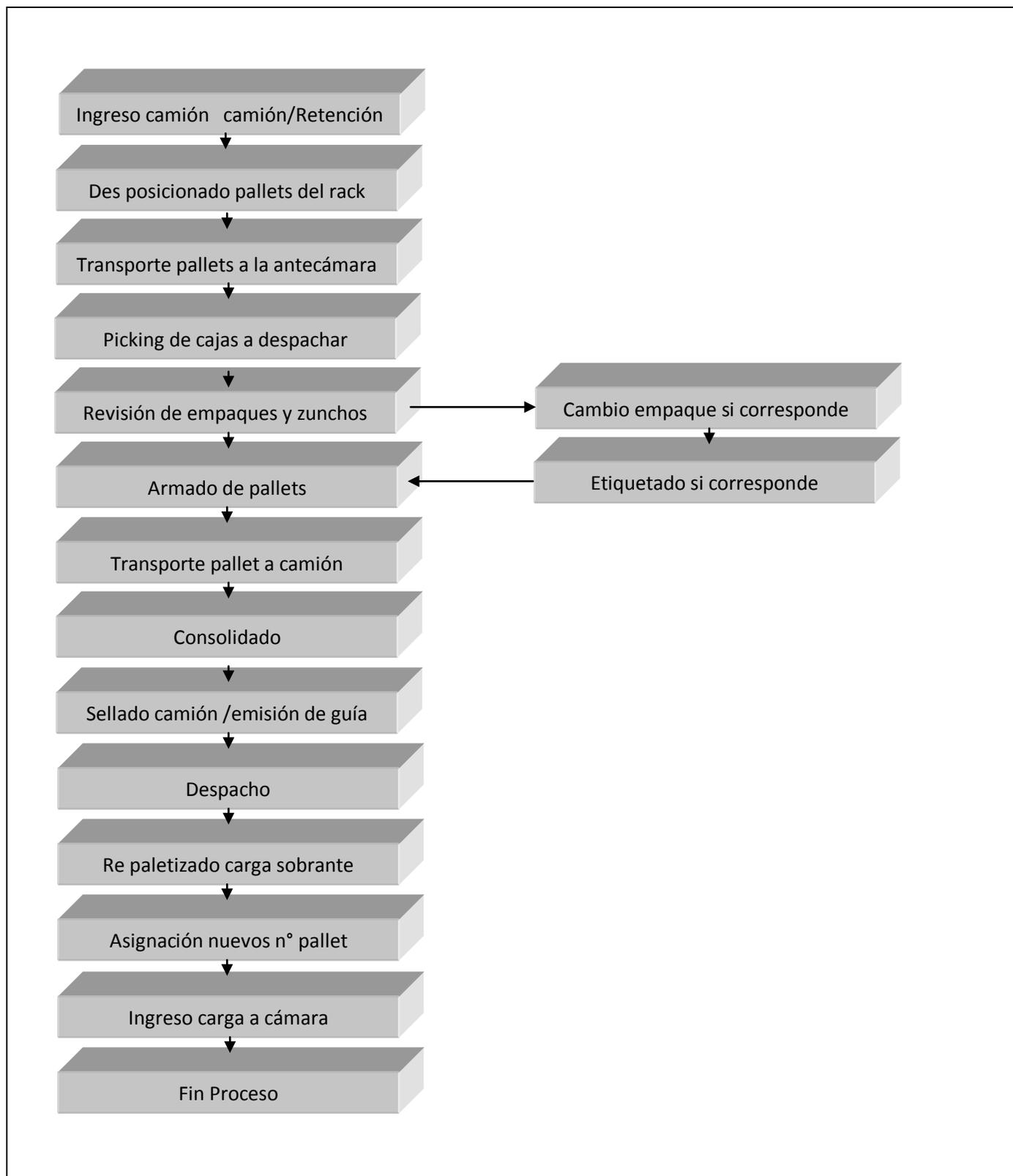
Por ello la planta cuenta con personal altamente calificado y con una supervisión que controla que toda actividad se ejecute dentro de estos plazos apegándose a la normativa tanto de recepción como de despacho u otras que se llevan a cabo.

Sin embargo, para no profundizar demasiado sobre el tema logístico, desviándonos hacia un contexto meramente de administración, se ha considerado que las actividades principales son básicamente dos: recepción y despacho y estos procesos básicos se detalla en los siguientes flujos:



**Figura 2.1: Diagrama de flujo ingreso de carga al frigorífico**

Asimismo el retiro de producto y trabajos anexos asociados a un embarque tales como: picking, etiquetados, cambios de empaque, consolidado y despacho también tiene su procedimiento y es como sigue:



**2.2: Diagrama de flujo despacho de carga desde el frigorífico**

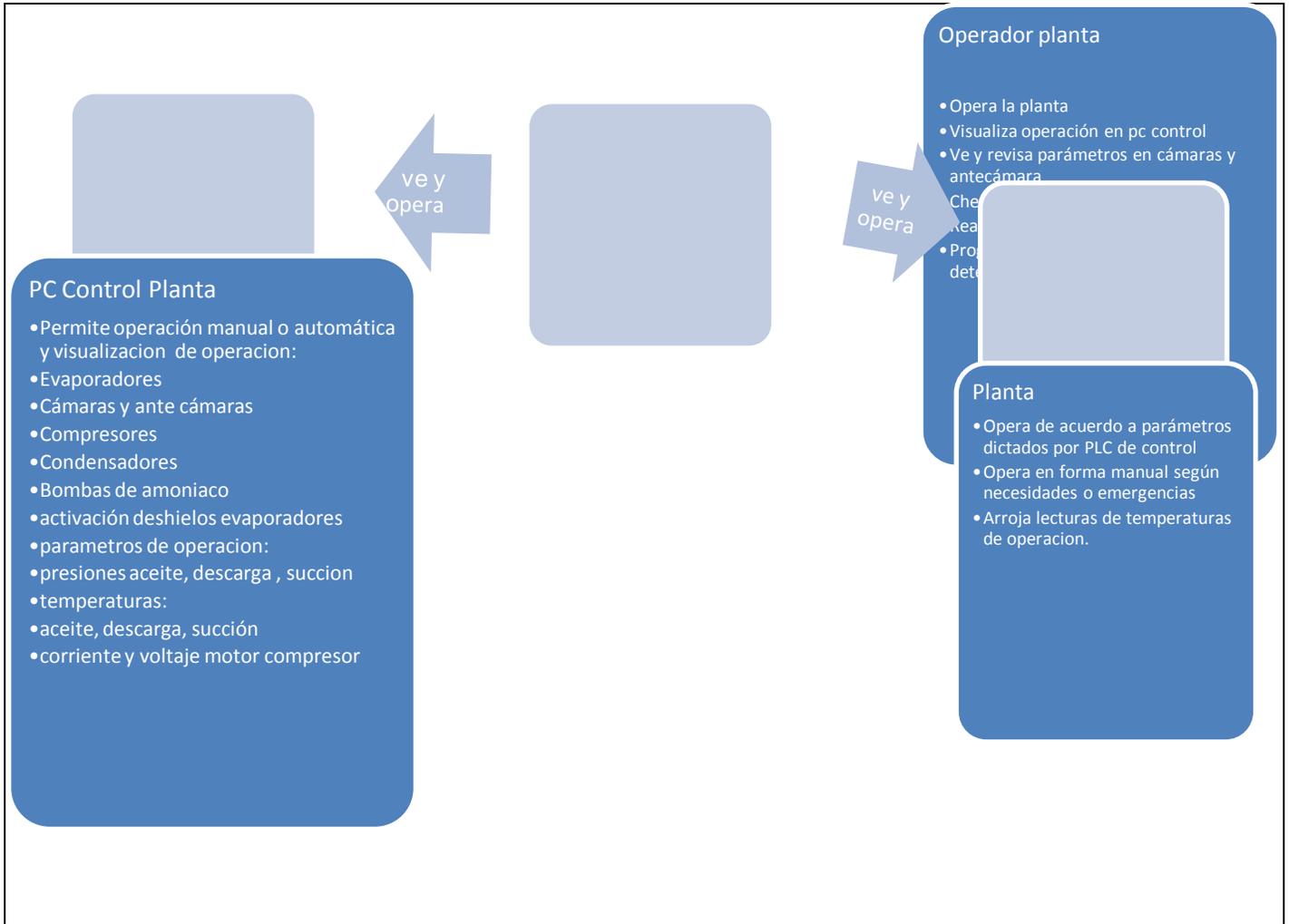
## **2.2 Descripción del proceso de refrigeración del frigorífico**

### **2.2.1 Generalidades**

No obstante lo tratado en el punto anterior acerca de la normativa interna para lograr eficiencia y calidad en el manejo del frigorífico, de nada o poco sirven los cuidados del personal humano, si el sistema frigorífico y el uso del mismo no satisfacen la demanda para mantener el producto en un ambiente de temperatura controlado, con un margen de seguridad y autonomía suficientes para cada cámara, además de sistemas anexos de seguridad que permitan, ante imprevistos, mantener la carga segura, sin sobrepasar el límite máximo de temperatura, que alcanza los 18° bajo cero. Por ello el principal cuidado radica en mantener cada cámara a una temperatura de 25 grados bajo cero, situación que permitirá ante un corte de energía, con el cierre de la cámara, una autonomía de 6 horas hasta llegar a los 18 °C bajo cero, que son los límites aceptados por la autoridad sanitaria y de pesca. Sumado a lo anterior la planta cuenta con un grupo generador de 1250 kVA que permite cómodamente el funcionamiento total de la planta con una autonomía de 36 horas sin recarga de combustible.

El control de la temperatura de las cámaras así como las variables frigoríficas de funcionamiento tales como la presión de succión, presión de descarga, presión de aceite, temperaturas de succión y descarga, niveles de refrigerantes, consumo de corriente, en fin todo lo concerniente al proceso de refrigeración, es monitoreado y controlado por un PLC y mediante un programa de control se reflejan estas variables de funcionamiento en un computador de proceso el cual es monitoreado por el operador de refrigeración de la planta.

Si bien el sistema está completamente automatizado, de igual forma, ante la falla del sistema general de control, sin considerar que existe un respaldo del programa y PLC de repuesto, se puede operar la planta manualmente, activando los relés de las válvulas solenoides, bombas, condensadores y de todos los equipos con excepción de los compresores, los cuales se activan mediante el propio PLC con que cuenta cada unidad.



**Figura 2.3: Diagrama esquemático de operación frigorífica**

### 2.2.2 Clasificación y descripción técnica del proceso de refrigeración del frigorífico

Dados los principios de refrigeración, expuestos en el capítulo 1 de este trabajo, se puede mencionar que las características del circuito frigorífico con que opera la planta son las siguientes:

- Es un ciclo cerrado de compresión simple; es decir, de una sola etapa.
- Trabaja con recirculación de líquido y con evaporadores del tipo inundados.
- La regulación de capacidad en los compresores es mediante sistemas by pass descarga/succión y sistema on off.

- Cuenta con condensadores del tipo evaporativos que permiten regular su capacidad mediante sistema on off total o parcial de cada condensador.
- Posee regulación del nivel de refrigerante en el separador de líquido mediante una válvula del tipo VNBP.
- Existen un estanque de condensado que permite absorber las variaciones de las cantidades de refrigerante en el evaporador.

Sus principales características de operación y dotación de equipos son:

- Posee un circuito de cámaras de mantención  $-32\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Circuito de antecámara:  $T^{\circ}$  de evaporación de  $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Estaciones de bombeo ( $-32^{\circ}\text{C}$ ): Una
- Compresores de tornillos con economizador: Cinco
- Enfriamiento de aceite de compresores de tornillo: Termosifón
- Enfriamiento de aceite: convección natural
- Tipo de condensador: Evaporativo
- Cantidad: Tres
- Evaporadores de tubos aleteados
- Cantidad de evaporadores
- Cámara Nro. 1: seis
- Cámara Nro. 2: seis
- Cámara Nro. 3: cuatro
- Antecámara - Andenes ocho
- Deshielo Serpentin/ bandeja por gas caliente

Las capacidades de compresión, evaporación y condensación, las veremos con detalle en la sección equipos frigoríficos existentes, descritos en el próximo capítulo, en donde en base a estos datos y al resultado de los balances térmicos, se evaluarán las necesidades adicionales que requerirá el proyecto.

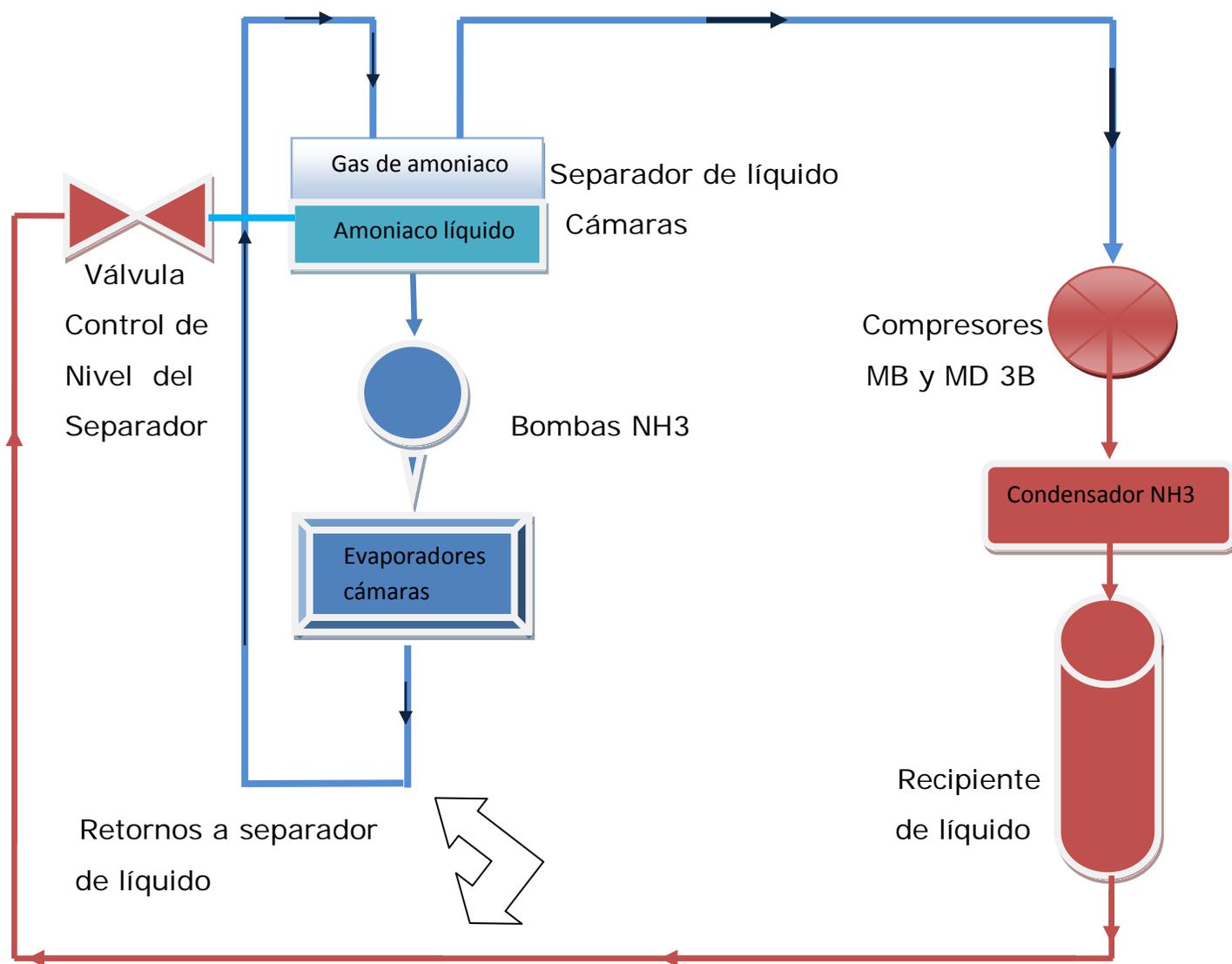


Figura 2.4: Esquema básico proceso frigorífico planta para circuito -32°C

### **3 Equipos frigoríficos existentes**

La planta, ya cuenta con tres cámaras de almacenamiento en pleno funcionamiento, cuenta con equipamiento frigorífico para atender a estas necesidades de refrigeración. Para analizar que equipos se deben adquirir, a raíz del nuevo proyecto, se deberá estudiar la maquinaria existente y ver su potencia frigorífica.

Los resultados nos indicaran si además de los evaporadores para la nueva cámara es necesario adquirir o cambiar alguno de los componentes que se describen a continuación:

#### **3.1 Unidades de Compresión**

La totalidad del sistema de refrigeración del frigorífico posee dos circuitos semi independientes: un circuito para  $-32\text{ }^{\circ}\text{C}$  y un circuito para  $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$  asociados a las cámaras y antecámara respectivamente. Para ello cuenta con 5 compresores de tornillo; cuatro de ellos alimentan las cámaras y el quinto alimenta la antecámara.

##### **3.1.1 Compresores asociados a las cámaras de mantención**

###### **3.1.1.1 Compresor de tornillos Grasso, modelo MB-3BG c/economizer**

Ubicación: Sala de máquinas

Cantidad: 2

Fabricación Alemana

Capacidad de cada compresor: 183,4 kW

Volumen teórico:  $690\text{ m}^3/\text{h}$

Potencia en el eje del compresor: 100,5 kW

Motor eléctrico: 132 kW

Coefficiente de Performance: 1,82

Condiciones:

Refrigerante: R717

Vi: Fijo

Regulación de capacidad: Rango 10 a 100 %

Arranque del compresor: sin carga

Velocidad angular: 2940 r.p.m.

Temperatura de saturación de succión: -32 °C  
Temperatura de succión: -27 °C  
Temperatura intermedia: -21,4 °C  
Recalentamiento en la succión: 5 °C  
Temperatura de condensación: 35 °C  
Sub enfriamiento: 10 °C  
Enfriamiento de aceite (Termosifón): Por Refrigerante  
Potencia calorífica del aceite: 64,1 kW  
Calefactor termostático de aceite en separador: 1,5 kW  
Separador de aceite: Tipo vertical de dos secciones

### **3.1.1.2 Compresor de tornillos marca Grasso, modelo MD-3B**

Ubicación: Sala de máquinas  
Cantidad: 1 pack con 2 compresores independientes  
Marca: Grasso  
Tipo: Duo Pack  
Modelo: MD-3B c/ Economizer  
Fabricación: Alemana  
Capacidad de cada compresor: 2 x 183,4 kW  
Potencia en el eje del compresor: 2 x 100,5 kW  
Motor eléctrico: 132 kW  
Coeficiente de Performance: 1,82  
Condiciones:  
Refrigerante: R717  
Vi: Fijo  
Regulación de capacidad Rango: 10 a 100 %  
Arranque del compresor: sin carga  
Velocidad angular: 2940 r.p.m.  
Temperatura de saturación de succión: -32 °C  
Temperatura de succión: -27 °C  
Temperatura intermedia: -21,4 °C  
Recalentamiento en la succión: 5 °C  
Temperatura de condensación: 35 °C  
Sub enfriamiento: 10 °C

Enfriamiento de aceite (Termosifón): Por Refrigerante

Potencia calorífica del aceite: 64,1 kW

Calefactor termostático de aceite en separador: 1,5 kW

Separador de aceite: Tipo vertical de dos secciones

### **3.1.2 Compresores asociados a la antecámara**

#### **3.1.2.1 Compresor de tornillos marca Grasso, modelo DA-1 (H)B**

Ubicación: Sala de máquinas, opera con la antecámara

Cantidad: 1

Fabricación: Alemana

Capacidad de cada compresor: 182 kW

Volumen Teórico: 265 m<sup>3</sup>/h

Potencia en el eje del compresor: 47 kW

Motor eléctrico: 55 kW

Coefficiente de Performance: 1,82

Condiciones:

Refrigerante: R717

Vi: Fijo

Regulación de capacidad: Rango 10 a 100 %

Arranque del compresor: sin carga

Velocidad angular: 2940 r.p.m.

Temperatura de saturación de succión: -7 °C

Temperatura de succión: -2 °C

Recalentamiento en la succión: 5 °C

Temperatura de condensación: 35 °C

Sub enfriamiento: 10 °C

Enfriamiento de aceite (Termosifón): Por Refrigerante

Potencia calorífica del aceite: 17 kW

Calefactor termostático de aceite en separador: 1,5 kW

Separador de aceite: Tipo Horizontal de dos secciones

### **Microprocesador de control y protección de los compresores**

Todos los compresores Grasso, vienen individualmente equipados con un GSC (Grasso Screw Control) compuesto por un PLC SIMATIC S5-95 U, fabricado por SIEMENS, instalado en el bastidor de la unidad con el objeto de controlar completamente la operación del compresor. Regula su capacidad en modo automático, local y remoto, permitiendo con ello una muy fácil comunicación con un sistema de control centralizado que maneja otras variables del sistema como por ejemplo, temperaturas, eventos y registros históricos.

Los Set points del compresor pueden ser ajustados desde una pantalla de 4 líneas para textos o números. Con ellos el microprocesador protege a la unidad de compresión de:

- a. Bajas presiones de succión.
- b. Altas presiones de descarga.
- c. Falta de presión de aceite.
- d. Altas temperaturas de descarga.
- e. Altas temperaturas de aceite.
- f. Bajas temperaturas de aceite.
- g. Excesivas caídas de presión en los filtros de aceite del compresor.
- h. Sobrecargas del motor eléctrico del compresor.

*Principales funciones del PLC:*

- a. Regula la capacidad del compresor garantizando una adaptación instantánea a la demanda de enfriamiento del sistema.
- b. Controla la máquina.
- c. Informa de las horas de operación de la máquina, lo que permite organizar el mantenimiento del compresor.
- d. Informa las condiciones de operación.
- e. La pantalla anuncia todos los parámetros análogos
- f. Informa las fallas ocurridas durante la operación. Cuando ocurre una falla una señal roja de advertencia y se despliega un texto indicando:
  - Presión de aceite
  - Protección térmica del motor del compresor
  - Presión de succión
  - Diferencia entre la presión de aceite y presión de descarga
  - Presión de descarga

- Temperatura de descarga
- Temperatura de aceite
- Termómetro de resistencia fallado o mal conectado

g. Da señales de reconocimiento a un sistema de control (Máster) de mayor nivel, indicando lo siguiente:

- Unidad de enfriamiento lista
- Compresor funcionando

El sistema de protección del tablero es IP 44, completamente alambrado de acuerdo con las regulaciones VDE.

Para mostrar la disposición de lo descrito hasta ahora respecto al equipamiento existente, se adjunta la figura 2.5 donde se aprecia la maquinaria que conforma el sistema frigorífico actual de la planta. En ella se indican:

- Compresores de las cámaras y antecámaras.
- Condensadores
- Estanque separador de líquido
- Recipiente de líquido
- Termosifón
- Estanque de transferencia
- Circuitos que alimentan las antecámaras que trabajan a  $-7^{\circ}\text{C}$
- Circuitos que alimentan las cámaras que trabajan a  $-32^{\circ}\text{C}$

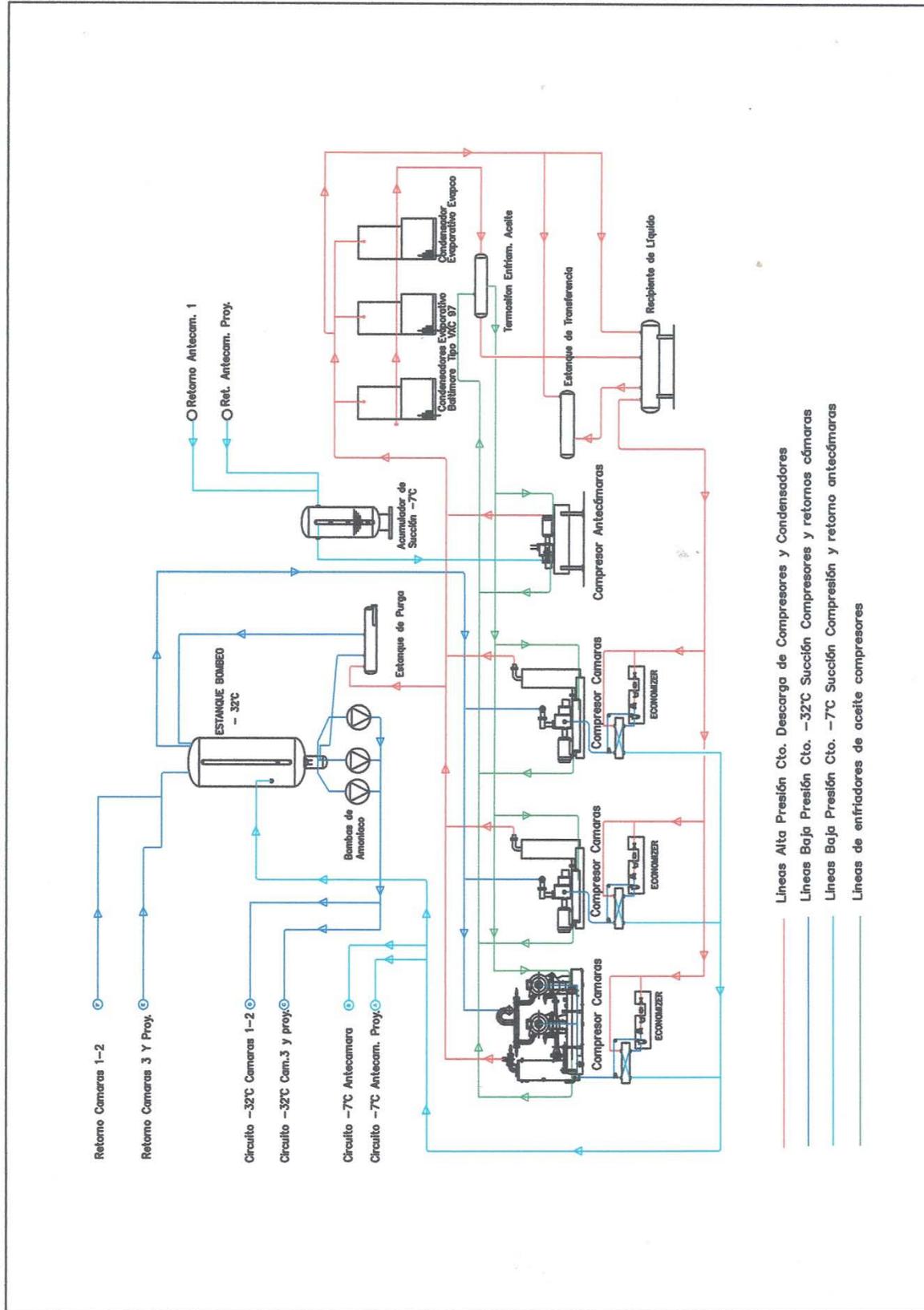


Figura 2.5: Diagrama sala de máquinas frigorífico

### **3.2 Condensadores evaporativos**

#### **3.2.1 Condensador marca Baltimore air coil, mod. VXC 97**

Ubicación: Techo de sala de máquinas

Cantidad: 2

Fabricado en Bélgica

Capacidad: 390.7 kW

Condiciones:

Temperatura de bulbo húmedo: 21 °C

Temperatura de condensación: 35 °C

Características generales:

Peso de transporte: 1830 kg

Peso en operación: 2180 kg

Caudal de aire: 7,1 m<sup>3</sup>/s

Motor eléctrico del ventilador: 7,5 kW

Caudal de agua de recirculación: 7,1 l/s

Motor de la bomba de agua: 0,75 kW

Carga de NH<sub>3</sub>: 50 Kg.

Dimensiones generales:

Altura: 2760 mm

Ancho: 2737 m

Profundidad: 1207 m

Serpentines: 1

Conexiones Refrigerante:

3 Entrada

3 Salida

Conexiones de agua:

1 x 2 alimentación

1 x 2 Drenaje

1 x 3 Rebalse

#### **3.2.2 Condensador marca Evapco, modelo LSCB 170**

Ubicación: Techo de sala de máquinas

Cantidad 1

Fabricado en Bélgica

Capacidad real: 675,7 kW

Temperatura de bulbo húmedo: 21 °C

Temperatura de condensación: 35 °C

Características generales:

Peso en operación: 3.883 kg

Caudal de aire: 12,3 m<sup>3</sup>/s

Motor eléctrico del ventilador: 11,0 kW

Caudal de agua de recirculación: 15 l/s

Motor de la bomba de agua: 1,10 kW

Carga de NH<sub>3</sub>: 150 litros

Dimensiones generales:

Altura: 2616mm.

Ancho: 1235mm.

Profundidad: 3651mm.

Serpentines: 1

Conexiones Refrigerante:

4 Entrada

4 Salida

Conexiones de agua:

1 Entrada

2 Drenaje

2 Rebalse

### **3.3 Estanque de bombeo (- 32 °C)**

Ubicación: Sala de máquinas

Marca: Grasso Chile

Tipo: GV-90 x 300

Diámetro: 900 mm.

Longitud del manto: 3000 mm.

Volumen operacional: 580 litros

Conexiones:

Retorno Húmedo: 5

Succión: 6 (2x4)

Líquido: 2 ½

### **3.4 Bombas de amoníaco del sistema**

Ubicación: Estanque de bombeo en sala de máquinas

Se considera una bomba en operación y dos bomba Stand-by

Caudal requerido: 4 m<sup>3</sup>/h

Presión estática: 32 m.c.NH<sub>3</sub>.

Marca: Witt

Tipo: GP 51 A 5C

Motor eléctrico: 2,2 kW 380/3/50

Velocidad angular: 1450 r.p.m.

### **3.5 Estanques de purga de aceite.**

Ubicación: Sala de máquinas

Marca: Grasso Chile

Tipo: GV-15x60

Diámetro: 150 mm.

Longitud del manto: 600 mm.

Volumen: 10 litros

Calefactor de aceite: 150 W

### **3.6 Separador de partículas para evaporadores de antecámara 1**

Ubicación: Sala de máquinas

Marca: Grasso Chile

Tipo: SP-30/120

Capacidad: 60 kW

Temperatura de evaporación: -7 °C

Volumen al 90%: 155 litros

Diámetro: 300 mm

Longitud total: 1200 mm

Volumen operacional máximo: 72 litros

### **3.7 Separadores de partículas para evaporadores antecámara 2**

Ubicación: cielo falso antecámara

Marca: GV Elementos industriales

Tipo: SP-35/100

Capacidad: 80 kW

Temperatura de evaporación: -7 °C

Volumen al 90%: 90 litros

Diámetro: 350 mm.

Longitud total: 1000mm.

Volumen operacional máximo: 12 litros

Diámetro del pie: 80 mm

### **3.8 Recipiente de líquido**

Ubicación: Exterior sala de máquinas

Marca: Grasso Chile

Tipo: GV-90 x 400

Capacidad máxima: 2500 litros

Diámetro: 900 mm.

Longitud del manto: 4000 mm.

Conexiones:

Retorno Condensado: 3

Alimentador de líquido: 1 ¼

Compensador: 1 ¼

### **3.9 Estanque Termosifón Grasso**

Ubicación: Sala de máquinas fijo al cielo falso

Marca: Grasso Chile

Tipo: GV-46 x 180

Diámetro: 460 mm.

Longitud del manto: 1800 mm.

Conexión principal: 4

Matriz de distribución de líquido: 2 ½

Matriz de retorno de gases: 3

### **3.10 Estanque de transferencia para deshielo por gas caliente**

Ubicación: Techo sala de máquinas

Marca: Grasso

Tipo: ET- 60/30

Diámetro: 600 mm

Longitud: 2500 mm

Volumen del recipiente: 700 litros

### **3.11 Evaporadores de tubos aleteados marca Helpman, modelo ZLEZ 266-10-V-Q**

Ubicación: cámaras 1 y 2

Cantidad: 12 (6 por cada cámara)

Capacidad: 29,6 kW cada uno

Temperatura de evaporación: -32 °C

Temperatura de retorno de aire: -27 °C

Refrigerante: R717

Caudal de aire: 38280 m<sup>3</sup>/h

Número de ventiladores: 6 (seis)

Potencia de motores: 370 kW

Velocidad: 1.500 r.p.m.

Tiro de aire: 21 m.

Superficie: 221.8 m<sup>2</sup>

Paso de aletas: 10 mm.

Deshielo: Gas caliente

Dimensiones generales: 5300/710/1080 mm

Diámetro de las conexiones:

In=33,7 mm

Out=76,1 mm

Peso del evaporador: 780 kg

Volumen de refrigerante (R717): 90,9 litros

### **3.11.1 Evaporadores de tubos aleteados marca Helpman, modelo ZLA 738-10 R 400-G2**

Ubicación: Cámara 3

Cantidad: 4

Capacidad: 45,4 kW cada uno

Temperatura de evaporación: -32 °C

Temperatura de retorno de aire: -27 °C

Refrigerante: R717

Caudal de aire: 60.800 m<sup>3</sup>/h

Número de ventiladores: 3 (Tres)

Potencia de motores: 2,2 kW

Velocidad: 1.500 r.p.m.

Tiro de aire: 37 m.

Superficie: 532,2 m<sup>2</sup>

Paso de aletas: 10 mm.

Deshielo: Gas caliente

Dimensiones generales: 5350 /1200/1650 mm

Diámetro de las conexiones:

In =42.4mm

Out = 88.9mm

Peso del evaporador: 1870 kg

Volumen de refrigerante (R717): 228 litros

### **3.11.2 Evaporadores de tubos aleteados marca Helpman modelo ZLD 6.8.412-P**

Ubicación: antecámara antigua (sector cámaras 1 y 2)

Cantidad: 2 por antecámara

Capacidad: 30 kW cada uno

Temperatura de evaporación: -7 °C

Temperatura de la sala: 0 °C

DTM: 7 °C

Refrigerante: R-717

Caudal de aire: 14800 m<sup>3</sup>/h

Número de ventiladores: 4 Cuatro

Potencia de motores: 0,25 kW

Velocidad: 1.450 r.p.m.

Tiro de aire: 21 m.  
Superficie: 163.1 m<sup>2</sup>  
Paso de aletas: 8 mm.  
Deshielo: Gas caliente  
Dimensiones generales: 2880/440/1540 mm  
Diámetro de las conexiones:  
In=33,7 mm  
Out=76,3 mm  
Peso del evaporador: 590 kg  
Volumen de refrigerante (R717): 51 litros

### **3.11.3 Evaporadores de tubos aleteados marca Helpman, modelo ZLD 6-8-412-P3 400 – G1/I1**

Ubicación: Antecámara antigua (sector cámara 3)  
Cantidad: 2  
Capacidad: 29,6 kW cada uno  
Temperatura de evaporación: -7 °C  
Temperatura de la sala: -1 °C  
DT1: 6 °C  
Refrigerante: R-717  
Caudal de aire: 14800 m<sup>3</sup>/h  
Número de ventiladores: 4 (Cuatro)  
Potencia de motores: 0,33 kW  
Velocidad: 1.450 r.p.m.  
Tiro de aire: 18 m.  
Superficie: 163,1 m<sup>2</sup>  
Paso de aletas: 8 mm.  
Deshielo: Gas caliente  
Dimensiones generales: 3440x3045x440 mm  
Diámetro de las conexiones:  
In=33,7mm  
Out=60 mm  
Peso del evaporador: 590 kg  
Volumen de refrigerante (R717): 58 litros

### 3.12 Válvulas de compensación

Cada cámara cuenta con las válvulas de compensación necesarias para evitar que el vacío al interior del recinto de almacenamiento, por efecto de la extracción de agua del aire ambiental, deforme los paneles.

La fórmula para calcular el número de válvulas a instalar en las paredes de la cámara es la siguiente:

Nro. de válvulas =  $1,3 \times V / t(273 + T)$ , según Fermod

Donde:

V = volumen de la cámara

t = tiempo en el que se asume la variación de 1°C en la cámara

T = temperatura de la cámara en °C

En nuestro caso para la cámara número uno por ejemplo el cálculo sería:

V = 8880 m<sup>3</sup>

t = 10 min.

T = -30 °C

se requieren 5 válvulas Fermod del tipo 2200 por cámara.

### 3.13 Modelación de las condiciones de operación de una cámara frigorífica

Con un objetivo pedagógico se elaborará a continuación un modelo del ciclo de refrigeración del circuito de las cámaras, usando el software EES. Los datos de entrada serán los siguientes:

- Capacidad de refrigeración: 183,4 kW (tabla 3.13)
- Potencia en el eje: 100,5 kW
- Temperatura de condensación: 35°C
- Temperatura de saturación de evaporación: -32°C
- Flujo volumétrico: 690 m<sup>3</sup>/h

Se considera que los procesos en el condensador y el evaporador son isobáricos y la compresión es de tipo isoentrópica (condiciones ideales).

Del programa respectivo, que se adjunta en anexos "Programa EES cámara frigorífica", se obtuvieron:

- Potencia en el eje teórico.
- Potencia entregada al fluido refrigerante.
- Calor rechazado por el condensador, de esta cámara.
- Flujo volumétrico realmente aspirado.
- El rendimiento volumétrico del compresor.
- El rendimiento mecánico del compresor.
- Presiones de condensación y evaporación.

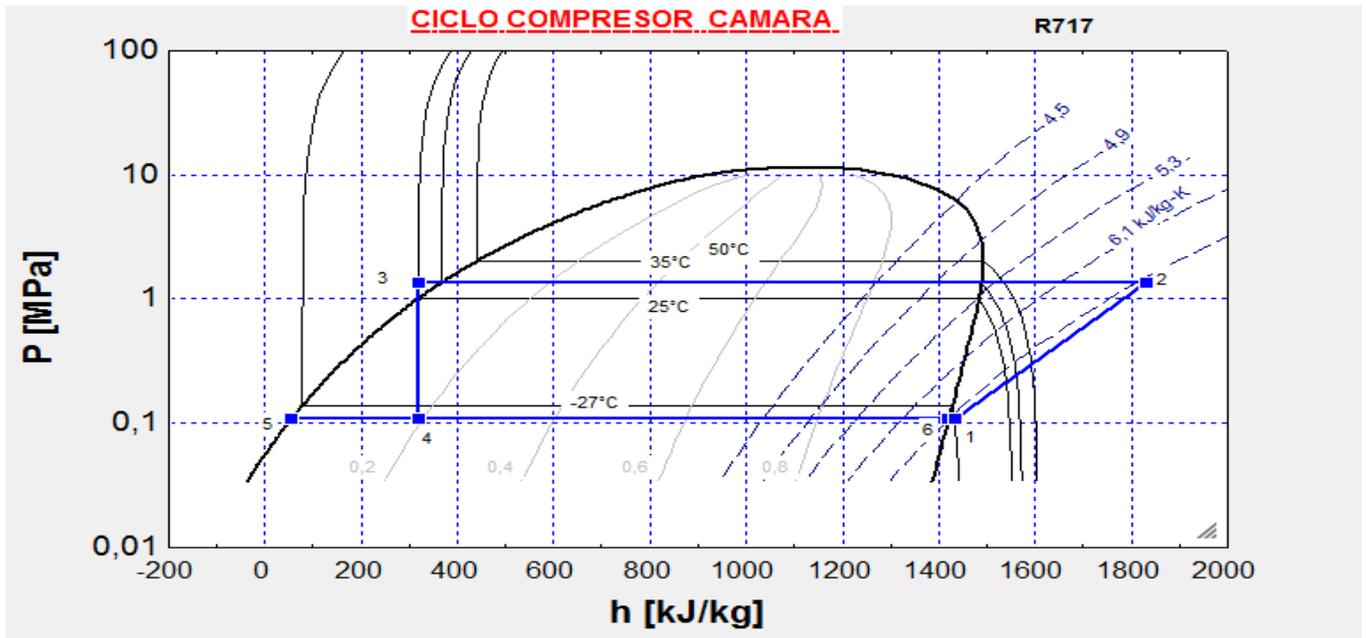
Además en la tabla de arreglos correspondiente de cada estado termodinámico se aprecian las variables o propiedades de cada estado.

**SOLUCIONES:**

$\eta_{mec} = 66,16$  [%]       $\eta_{mec\ teo} = 93,9$  1 [%]     $\eta_{volum} = 93,9$  1 [%]       $P_{cond} = 1,351$  [MPa]  
 $P_{evap} = 0,1082$  [MPa]     $Q_{cond} = 251,8$  [kW]     $Q_{Ref} = 183,4$  [kW]       $T_{cond} = 35$  [°C]  
 $T_{sat\ evap} = -32$  [°C]       $V_{real} = 648$  [m<sup>3</sup>/h]     $V_{Tabla} = 690$  [m<sup>3</sup>/h]     $W_{eje} = 100,5$  [kW]  
 $W_{eje\ teo} = 75,56$  [kW]       $W_{fluid} = 66,5$  [kW]

**Tabla de arreglos**

Sort	1 $T_i$	2 $P_i$	3 $h_i$	4 $s_i$	5 $v_i$	6 $X_i$	7 $m_i$ [kg/s]
[1]	-27	0,1082	1432	6,146	1,082		0,1664
[2]	163,3	1,351	1831	6,146	0,1523		0,1664
[3]	25	1,351	317,8	1,407	0,001658		
[4]	-32	0,1082	317,8	1,527	0,2044	0,1926	
[5]	-32	0,1082	54,86	0,437	0,00147	0	0,1343
[6]	-32	0,1082	1420	6,098		1	
[7]		0,1082	1432				



Conclusiones:

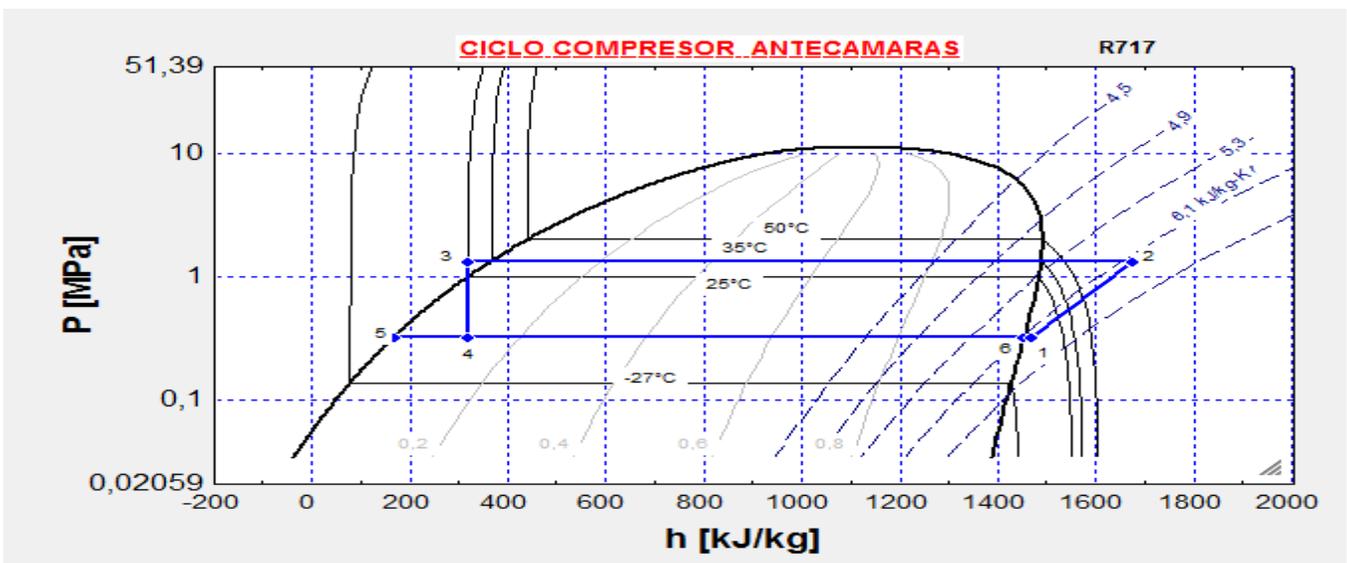
- El rendimiento mecánico que arroja el programa, 66,16%, es bastante bajo para un compresor de tornillo cuyo rendimiento fluctúa en el orden del 85 al 95 %.
- El flujo volumétrico aspirado 648 m<sup>3</sup>/h es muy próximo al de las especificaciones técnicas 690 m<sup>3</sup>/h que presenta la placa del compresor.
- La capacidad de condensación es menor a la capacidad del condensador instalado lo que demuestra que existe capacidad de condensación en exceso (concuerta con lo explicado en la página 49).

De igual manera que para el caso de la cámara de congelado, se usó el software EES para graficar en un diagrama p-h, el ciclo de la antecámara, que trabaja con una temperatura de evaporación de -7°C y una temperatura de condensación de 35°C. El programa se encuentra en anexos.

**SOLUCIONES:**

$\eta_{mec} = 66,16 \text{ [\%]}$        $\eta_{mec \text{ teo}} = 93,9 \text{ 1[\%]}$        $\eta_{volum} = 93,9 \text{ 1[\%]}$        $P_{cond} = 1,351 \text{ [MPa]}$   
 $P_{evap} = 0,1082 \text{ [MPa]}$        $Q_{cond} = 251,8 \text{ [kW]}$        $Q_{Ref} = 183,4 \text{ [kW]}$        $T_{cond} = 35 \text{ [°C]}$   
 $T_{sat \text{ evap}} = -32 \text{ [°C]}$        $V_{real} = 648 \text{ [m}^3\text{/h]}$        $V_{Tabla} = 690 \text{ [m}^3\text{/h]}$        $W_{eje} = 100,5 \text{ [kW]}$   
 $W_{eje \text{ teo}} = 75,56 \text{ [kW]}$        $W_{fluid} = 66,5 \text{ [kW]}$

Sort	1	2	3	4	5	6	7
	$T_i$	$P_i$	$h_i$	$s_i$	$v_i$	$X_i$	$m_i$ [kg/s]
[1]	-2	0,328	1467	5,762	0,3822		0,1602
[2]	101,5	1,351	1676	5,762	0,1271		0,1602
[3]	25	1,351	317,8	1,407	0,001658		
[4]	-7	0,328	317,8	1,445	0,04477	0,1167	
[5]	-7	0,328	167,7	0,8807	0,001543	0	0,1415
[6]	-2	0,328	1454	5,713		1	
[7]		0,328	1467				



### 3.14 Capacidad de Refrigeración Instalada

De acuerdo a lo señalado en el ítem anterior, que describe cada uno de los equipos instalados en la actualidad en la planta frigorífica, se visualizan las potencias de refrigeración que detallamos en la siguiente tabla resumen:

Tabla 3.1 Capacidad de los equipos de la planta frigorífica

Equipo	Unidades	Cantidad	Potencia Mecánica (kW)	Capacidad Refrigeración Unitaria (kW)	Circuito Temperatura Evaporación (°C)	Capacidad Total de Refrigeración (kW)	Totales (kW)
Compresores	Cámaras	4	100,5	183,4	-32	733,6	
Compresores	Antecámara	1	47	182,0	-7	182,0	
Total Compresión							915,6
Evaporador	Cámara 1	6	-	29,6	-32	177,6	
Evaporador	Cámara 2	6	-	29,6	-32	177,6	
Evaporador	Cámara 3	4	-	45,4	-32	181,6	
Total Evaporación cámaras -32° C							536,8
Evaporador	Antecámara 1	2	-	30	0	60	
Evaporador	Antecámara 2	2	-	29,6	0	59,8	
Total Evaporación Antecámara 0° C							119,8
Condensador	Baltimore	2	-	390,7	-	781,4	
Condensador	Evapco	1	-	675,7	-	675,7	
Total Condensación							1457,1

## Conclusiones

- Los 4 compresores que alimentan a las 3 cámaras, que deben trabajar con temperaturas de evaporación de  $-32^{\circ}\text{C}$ , tienen una capacidad de refrigeración de 733,6 kW y la demanda de los evaporadores existentes, para ese circuito es de 536,8 kW. Por lo tanto tienen capacidad en exceso.
- El compresor que alimenta a las 2 antecámaras, que deben trabajar con temperaturas de evaporación de  $-7^{\circ}\text{C}$ , tienen una capacidad de refrigeración de 182 kW y la demanda de éstas es de 119,8 kW. Por lo tanto tienen capacidad en exceso.
- Los 3 condensadores tienen una capacidad de disipar calor de 1457,1 kW y su requerimiento es de rechazar el calor que se extrae de todos los evaporadores mas la potencia mecánica de los 5 compresores, es decir:  $536,8+119,8+(100,5 \cdot 4)+47=1105,6$  kW. Por lo tanto tienen capacidad en exceso.

## 4 Definición del proyecto

El proyecto contempla la construcción de una cámara de mantención y de congelación de aprox. 16.170 m<sup>3</sup>, cuyas dimensiones, de acuerdo al espacio disponible serían:

70 m de profundidad

21 m de ancho

11 m de alto

La ubicación es anexa a la cámara número tres existente y sus detalles arquitectónicos así como su emplazamiento se muestra en las figuras 4.1 y 4.2 que se encuentran en las páginas 53 y 54.

Para evitar daños en la estiba, sobre todo en productos de alto valor agregado, tales como el jurel y choritos, se proyecta la instalación de "racks" tipo "push back" al igual que en la cámara número 3. Sin embargo, la capacidad es ligeramente mayor alcanzando las 4500 ton aprox.

Se contempla además una antecámara, de 1831,2 m<sup>3</sup>, que continuará la antecámara actualmente proyectada y que tendría las siguientes dimensiones generales:

21,0 m x 10,90 m x 8,0 m

### 4.1 Condiciones debidas al emplazamiento

Lugar: Talcahuano

Temperatura extrema máxima 27 °C

Temperatura media máxima 23.3 °C

Humedad relativa 50 %

### 4.2 Operación de la planta

Se considera que la planta en su condición actual y futura, recibirá un máximo de 500 ton/día de pescado congelado paletizada o en cajas agrupadas en pallets de 1.200 kg.

El despacho de productos se considera en, una condición punta, del orden de 1500 t/día y será la condición de diseño para cualquiera de las cuatro cámaras del frigorífico. Particularmente importante resulta ésta definición para el diseño de la antecámara.

### 4.3 Antecedentes del producto

El producto base continuará siendo pescado congelado (jureles, salmones y otros de similar característica) cuyas características son:



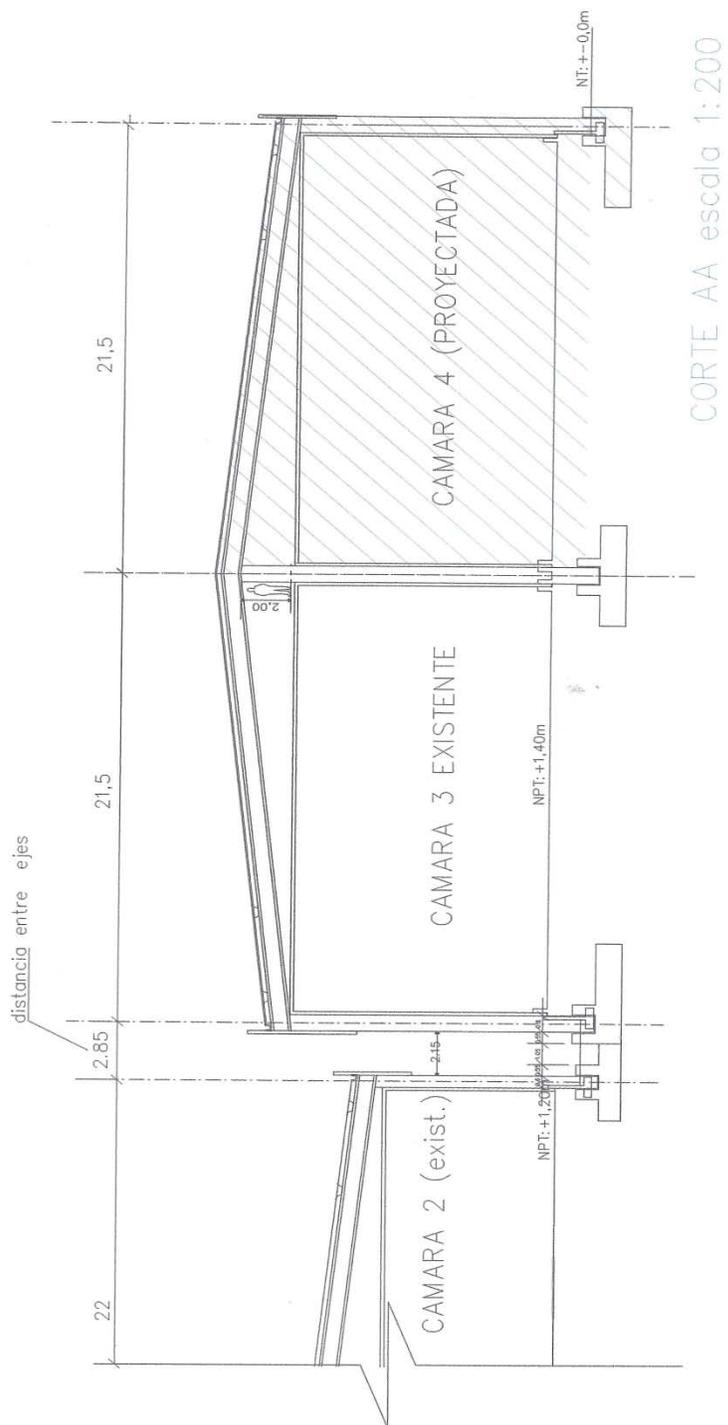


Figura 4.2: Vista frontal emplazamiento del frigorífico

Calor específico promedio 0,41 kcal /kg °C

Temperatura máxima de ingreso -18 °C

Temperatura de la cámara de mantención y congelación solicitada -25 °C

Temperatura de la antecámara propuesta 0 °C

#### 4.4 Características del transporte de productos en el frigorífico

El producto será transportado, estibado y desestibado con el siguiente equipamiento:

Item	Cantidad	Descripción	Potencia eléctrica efectiva (kW)
1	2	Carretilla eléctrica de uña simple	2,95
2	2	Auto elevador Reach Truck	4,60

#### 4.5 Condiciones operacionales.

Se considera que se incorporará cortinas automáticas de apertura y cierre rápido, en las puertas de la cámara, con el objeto de minimizar la transferencia de masa en los períodos de descarga. Nótese que para descargar 1.500 ton. en 24 horas, en pallets de 1.200 kg c/u, se deberían extraer 52 por hora. Esto implica que las puertas deberían abrirse y cerrarse aproximadamente 104 veces por hora. Este régimen es prácticamente impracticable.

La alternativa a ello es utilizar cortinas de PVC que tienen una corta vida útil por resistencia y pérdida de transparencia.

#### 4.6 Infraestructura

##### 4.6.1 Características de la Construcción

Este punto se referirá exclusivamente a la planta frigorífica excluyendo todas las instalaciones periféricas y las interiores que no afecten el balance térmico, base del dimensionamiento del sistema.

- **Nivel de la planta:** El frigorífico está construido a 1,40 m sobre el nivel de la calzada para facilitar las actividades de carga y descarga de productos.

- **Galpón:** La cámara se construirá bajo un galpón de estructuras pretensadas de hormigón armado con techumbre de paneles de acero galvanizado
- **Paneles aislantes de las naves frigoríficas:** Los muros exteriores y el cielo de la cámara se construirán en base a paneles prefabricados con alma de poliuretano y cubiertas de acero pre-pintado al horno. Los paneles de antecámara e interiores se considerarán con núcleo de poliestireno. Los espesores de los paneles a considerar son los siguientes:

Cielo: 150mm.PU

Paneles perimetrales exteriores: 150 mm. PU

Paneles perimetrales interiores: 150 mm. PE

Piso (Planchas 30 kg /m<sup>3</sup>): 150 mm. PE

- **Puertas frigoríficas:** Se considerarán puertas frigoríficas de corredera de una hoja para vano libre de 2.400 mm x 3300 mm (h x a), aptas para baja temperatura. Perímetro calefaccionado eléctricamente con una conexión de 220 V monofásica, para evitar que el burlete de goma adosado a la puerta y que produce el sellado, se pegue al marco al momento de abrirla (ver plano esquemático tipo en anexo: "Puerta frigorífica típica").
- **Puerta de acceso peatonal:** El proyecto contempla, por razones de seguridad y servicio, la instalación de una puerta peatonal de 800 mm. x 2100 mm. Perímetro calefaccionado eléctricamente para una red de 220 Volt, monofásica. La puerta debe considerar contramarco.

#### **Nota**

Para seguridad de las personas en el interior de la cámara se contempla la utilización de lámparas de emergencia con una duración mínima de 10 min para permitir la salida del personal que se encuentra en el interior durante algún corte inesperado de energía eléctrica.

- **Calefacción de piso:** Con el objeto de minimizar los gradientes de temperatura entre los hormigones del interior de las cámaras y los hormigones de la antecámara y evitar la formación de grietas, se instalarán en sus accesos un calefactor eléctrico que cubre un área de 1,0 m<sup>2</sup> hacia el interior de la cámara y 1,0 m<sup>2</sup> hacia el pasillo por el ancho del vano libre.

Esta condición, evita, además, la condensación y posterior congelamiento de agua en el piso del vano.

- **Aislación de piso:** En el piso se contempla instalar una base aislante de planchas de Poliuretano del tipo T-40 kg/m<sup>3</sup>. Las planchas serán de 120 mm y en la unión de ellas se inyectará poliuretano para formar una aislación monolítica.
- **Barrera de vapor:** Estará constituida por mangas de film de polietileno de 0,36 mm con traslape de 30% y la unión pegada con cinta adhesiva 3M.
- **Pavimentos interiores:** El pavimento de cámaras considerará la siguiente preparación:
  - Emplantillado de hormigón pobre.
  - Barrera de vapor en fieltro asfáltico o polietileno.
  - Aislación de piso en poliuretano del tipo T-40 kg /m<sup>3</sup>. Las planchas serán de 120 mm. La unión de planchas será inyectada de manera de formar una aislación monolítica.
  - Losa flotante de hormigón armado de espesor determinado por cálculo, pero del orden de 200 mm.
- **Revestimientos y hojalaterías:** Los revestimientos y frontones de las naves frigoríficas serán construidos en base a paneles de acero galvanizado determinados por el diseño de arquitectura.

## 5 Determinación de la nueva capacidad de refrigeración

### 5.1 Balances térmicos

Los Balances térmicos para los proyectos: cámara número cuatro y ampliación antecámara existente, se harán considerando las siguientes condiciones de trabajo para el frigorífico:

Ingreso de carga: 500 ton

Temperatura máxima: 27,0 °C

Temperatura media: 23,3 °C

Humedad Relativa: 50%

Por razones prácticas en el cálculo del balance térmico, se irán dando los modelos matemáticos utilizados para cada concepto termodinámico que interviene en este proceso, seguido inmediatamente de los respectivos valores obtenidos para los diferentes sectores de la planta.

#### 5.1.1 Cálculo de la temperatura de proyecto

Para determinar la temperatura del proyecto existe un modelo matemático que relaciona las temperaturas máximas y medias del lugar geográfico donde se realiza el proyecto. Esto hace que el cálculo de las cargas térmicas por efecto de la conducción y convección no se eleve o baje demasiado por sobre la ganancia real de calor por estos conceptos.

Para esto se define la temperatura del proyecto como:

$$T_p = 0,4 T_{max} + 0,6 T_{med} \text{ (}^\circ\text{C)}$$

Donde:

$T_p$  = Temperatura del proyecto

$T_{max}$  =  $T^\circ$  máxima del lugar donde se realiza el proyecto (se obtiene de los anuarios meteorológicos)

$T_{med}$  =  $T^\circ$  media (registrada en el anuario meteorológico)

De lo anterior se tiene que:

$$T_p = 0,4 \cdot 27 \text{ °C} + 0,6 \cdot 23,3 \text{ °C}$$

$$T_p = 24,78 \text{ °C}$$

### 5.1.2 Transferencia de calor por convección y conducción

El cálculo de la aportación de calor a través de paredes, techo y suelo, mide el requerimiento asociado a la pérdida generada por la diferencia de temperaturas entre el interior y el exterior al flujo de transmisión de calor del exterior al interior a través de los cerramientos del recinto.

Para realizar este cálculo hace falta conocer las dimensiones de la nave, superficie de transmisión y las características de los cerramientos, es decir, la conductividad térmica del material del mismo, tanto de paredes como techo y suelo.

El flujo de calor a través de una superficie plana en régimen estacionario, se calcula como:

$$Q = \Sigma U \cdot A \cdot (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}})$$

Donde:

$U$  = Coeficiente global de transferencia de calor en  $W/m^2 \cdot K$

$A$  = Área de transferencia en  $m^2$

$T_{\text{ext}}$  =  $T^\circ$  exterior en K

$T_{\text{int}}$  =  $T^\circ$  interior en K

El coeficiente global de transmisión de calor ( $U$ ), es el inverso de la resistencia térmica total que ofrece la superficie, y se define de la siguiente forma:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum_{j=1}^n \frac{e_j}{\lambda_j} + \frac{1}{h_e}}$$

Donde:

$h_i$  : Coeficiente de convección de la superficie interior del muro aislante en  $W/m^2 \cdot K$ .

$h_e$  : Coeficiente de convección de la superficie exterior del muro aislante en  $W/m^2 \cdot K$ .

e : Espesor de la superficie o muro aislante en metros.

$\lambda$  : Conductividad térmica del material aislante en W/m · K.

A modo de ejemplo calcularemos el valor para el muro norte de la cámara que se está proyectando y los cálculos para las otras cámaras las reflejaremos en tablas resumen para este concepto

Tabla 5.1: Datos de cálculo

Ubicación	Talcahuano	T° máxima	300 (K)	T° media	296,3 (K)
Tª Proyecto	297,78 (K)				
T° Cámara	248 (K)		T° ante cámara	275 (K)	
Alto pared norte	11,0 (m)		Longitud pared norte	70,0 (m)	

Muro norte

$$Q = U \cdot A \cdot (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}}) \quad (\text{kcal/h})$$

Como se dijo:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum_{j=1}^n \frac{e_j}{\lambda_j} + \frac{1}{h_e}}$$

Los valores de  $1/h_i$  y  $1/h_e$  se obtienen de las tablas resistencias térmicas de superficies, adoptadas por la norma chilena 853.EOF71, que se muestran en anexos "Resistencias térmicas de superficies" Para el caso de  $1/h_i$  vemos que para elementos verticales el valor es:

$$1/h_i = 0,12 \quad (\text{m}^2 \cdot \text{K/W})$$

Para obtener el valor de  $h_e$  se supone una velocidad del aire exterior igual a 24 km/h ó 6,67 m/s y según la misma tabla de resistencias térmicas nos arroja la siguiente ecuación para el cálculo de  $h_e$ :

$$h_e = 7,15 \cdot V^{0,78} = 7,15 \cdot (6,67)^{0,78}$$

$$h_e = 31,41 \quad (\text{W/m}^2 \text{ K})$$

El valor de  $\lambda$  para el poliuretano expandido, según las tablas anteriores tiene un valor de 0,025 y como el espesor del poliuretano es de 150 mm, la fórmula para el cálculo del coeficiente U quedaría como:

$$U = \frac{1}{0,12 + \sum_{j=1}^n \frac{0,15}{0,025} + \frac{1}{31,41}}$$

$$U = \frac{1}{6,11} = 0,163$$

$$U = 0,163 \text{ (W/m}^2 \cdot \text{K)}$$

Luego el cálculo de transferencia por conducción y convección queda:

$$Q = 0,163 \cdot (70 \cdot 11) \cdot (297,78 - 248)$$

$$Q = 6247,88 \text{ (W)}$$

Tabla 5.2: Ganancia de calor por paredes, pisos y cielos cámara 4 proyectada

Paramento	Longitud (m)	Alto/Ancho (m)	U (W/m <sup>2</sup> ·K)	Δ T° (K)	Total (W)
Norte	70	11	0,163	49,78	6247,88
Sur	70	11	0,163	49,78	6247,88
Este	21	11	0,163	49,78	1874,36
Oeste	21	11	0,163	49,78	1874,36
Cielos cámaras	21	70	0,163	49,78	11927,78
Pisos cámaras	21	70	0.270*	49,78	19757,68
Ganancia de Calor por paredes pisos y cielos (Watt)					47.929,94
Ganancia de Calor por paredes pisos y cielos en (kcal/h)					41.219,74

Entonces de acuerdo a la información contenida en la tabla, la ganancia de calor por paredes, pisos y cielos de la cámara por los efectos de transferencia de calor por conducción y convección es:

$$Q = 41.2120 \text{ (kcal/h)}$$

\*El coeficiente global de transmisión de calor, para el caso del piso, varía considerablemente en relación a los otros debido a la baja resistencia a la conducción del calor del hormigón. Por ello, para mejorar esta propiedad, se usarán planchas de poliuretano expandido de 40 kg/m<sup>3</sup>.

### 5.1.3 Ganancia de calor por enfriamiento de Producto

El producto introducido en el frigorífico llega en una condición distinta a las condiciones en el interior de la cámara de almacenamiento, por lo que se debe bajar la temperatura de la mercancía a la requerida en un tiempo razonable.

La expresión de cálculo es como sigue:

$$Q = m \cdot c \cdot \Delta T / h \quad (\text{kcal/h})$$

Donde:

Q = Cantidad de calor a extraer al producto en kcal

m = Masa de la sustancia en kg

C = Calor específico en kcal/kg °C

$\Delta T$  = Diferencia de temperatura (°C)

h = Horas de operación del sistema

Se establece que el tiempo de operación de la planta es de 18 horas al día por lo que es en este tiempo en el que la carga que ingresa debe alcanzar los -25°C.

Por otro lado necesitamos el calor específico del pescado y según tablas (ver anexo: "Calor específico de los alimentos") corresponde a 0,41 kcal/kg°C cuando se encuentra congelado por lo que el cálculo quedaría como sigue:

$$Q = [500.000 \text{ (kg)} \cdot 0,41 \text{ (kcal/kg } ^\circ\text{C)} \cdot (-18 - -25) \text{ } ^\circ\text{C}] / 18 \text{ (h)}$$

$$Q = 79.722,0 \text{ kcal/h}$$

### 5.1.4 Ganancia de calor por operación de grúas

Para el cálculo de este parámetro se utiliza la siguiente relación:

$$Q = P \cdot n \cdot F_u \cdot FC$$

Donde

Q = Cantidad de calor intercambiado

P = Potencia de la grúa en kW cedida al ambiente

n = número de grúas

$F_u$  = factor de utilización de la grúa

FC = Factor de conversión de kW a kcal/h y es igual a 860 (kcal/h·kW).

El porcentaje de potencia de la maquinaria eléctrica que se disipa al ambiente en forma de calor por los efectos de frenado, roce, calefacción, luces, entre otros es difícil de determinar y es el mismo fabricante de las grúas quien otorga en la mayoría de los casos este valor. No obstante lo anterior también existen tablas que dan una relación al respecto en donde se extraen estos valores para trabajos en frigoríficos y se estima que un 65% de su potencia se cede al ambiente en forma de calor.

En este caso en particular para las grúas apiladoras y transpaletas eléctricas, que son las maquinarias con que cuenta la planta, los valores de sus potencias son:

Apiladores: 2,95 kW

Transpaletas: 4,60 kW

De acuerdo a datos empíricos, para la operación óptima desde el punto de vista de flujo de carga, se ha determinado que en cada cámara se utilizan 2 apiladores y 2 transpaletas, tanto para los movimientos de almacenaje como para los movimientos de consolidado o preparación de pedidos.

Nota: Para su operación la planta cuenta con 8 apiladores y 8 transpaletas eléctricas y se considera que el factor de utilización es del 65%, así el cálculo de este valor queda:

$$Q = P \cdot n \cdot F_u \cdot FC$$

$$Q = [(2,95 \cdot 2) + (4,6 \cdot 2)] \cdot 0,65 \cdot 860$$

$$Q = 8.440,9 \text{ kcal/h}$$

### 5.1.5 Ganancia de calor por infiltración de aire exterior

El tráfico de mercancías en el especial proceso planteado genera entradas de aire a distinta temperatura y humedad asociadas a la apertura de puertas de cámaras o de muelles para la expedición o recepción de mercancías. Obviamente y a consecuencia de estas infiltraciones de aire se genera una nueva aportación de calor a contrarrestar mediante el sistema frigorífico.

La cantidad de energía necesaria por este concepto dependerá de las condiciones del aire exterior y las condiciones del aire interior a renovar (temperatura y humedad relativa). Por tanto, en este cálculo intervienen la diferencia entálpica entre el aire exterior y el aire interior a la cámara, la densidad del aire y el número de renovaciones de aire establecidas.

La expresión utilizada para su cálculo es:

$$Q = m_{\text{aire inf}} \cdot c_p \cdot (t^{\circ}_{\text{ent aire}} - t^{\circ}_{\text{final aire}})$$

*La masa de aire infiltrado se obtiene de la siguiente ecuación:*

$$m_{\text{aire}} = V_{\text{aire inf}} \cdot \Phi_{\text{aire estándar}}$$

y el volumen de aire infiltrado corresponderá a:

$$V_{\text{aire inf}} = V_{\text{cámara}} \cdot \text{NRH}$$

Donde:

$m_{\text{aire inf}}$	= masa de aire infiltrado (kg)
$c_p$	= calor específico del aire en kcal/kg °C (0,24 kcal/kg °C)
$V_{\text{aire inf}}$	= volumen aire infiltrado (m <sup>3</sup> /h)
$V_{\text{cámara}}$	= volumen de la cámara en m <sup>3</sup>
NRH	= número de renovaciones hora del aire de la cámara.
$\Phi_{\text{aire estándar}}$	= densidad del aire estándar (1,2 kg/m <sup>3</sup> )

Como se desconoce el nivel de infiltraciones que puede tener la cámara, podemos estimar las pérdidas, por este motivo:

- Para cámaras grandes de almacenamiento en un 10 %.
- Para cámaras de almacenamiento y distribución en un 25 %.

- Para las cámaras pequeñas en un 40 %.
- Para las cámaras de hortalizas o frutas se deben de producir 4 renovaciones diarias de aire de la cámara como mínimo.

La cámara que se está diseñando será para almacenamiento y distribución por lo tanto el valor a considerar será de 0,25 renovaciones de aire hora.

Entonces:

$$V_{\text{aire inf}} = V_{\text{cámara}} \cdot \text{NRH}$$

$$V_{\text{aire inf}} = (70 * 21 * 11) \cdot 0,25 \text{ NRH (NRH: Dato empírico para cámaras de almacenamiento y distribución de gran dimensión)}$$

$$V_{\text{aire inf}} = 4.042,5 \text{ m}^3/\text{h}$$

por lo tanto:

$$m_{\text{aire inf}} = 4.042,5 \text{ m}^3 \cdot 1,2 \text{ kg/m}^3$$

$$m_{\text{aire inf}} = 4851 \text{ kg/h}$$

Así el calor aportado por la infiltración de aire será:

$$Q = 4851 \text{ (kg/h)} \cdot 0,24 \text{ (kcal/kg} \cdot \text{ }^\circ\text{C)} \cdot (2 - -25) \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$Q = 31.434,48 \text{ kcal/h}$$

### 5.1.6 Ganancia de calor por efectos de iluminación

La iluminación es normalmente eléctrica, y la potencia consumida termina disipándose como calor en el ambiente. La carga de calor será entonces el total de la potencia eléctrica.

Una iluminación adecuada estará entre 20 y 40 W/m<sup>2</sup>, dependiendo de la eficiencia de los artefactos utilizados. No obstante lo anterior, este cálculo se usa generalmente para cámaras donde se requiere sugerir una luminosidad adecuada para el desarrollo del trabajo. En este caso en particular, las cámaras cuentan con el proyecto de iluminación en marcha y corresponde a 12 proyectores de haluro metálico de 400 W cada uno; Por lo tanto el modelo matemático estará dado

por:

$$Q = P \cdot n \cdot 0,86$$

Donde:

Q = Cantidad de calor disipado (kcal/h)

P = Potencia de la luminaria (W)

n = Número de luminarias

0,86 = Factor de conversión de Kcal/h·W

De esta forma la ganancia de calor por este efecto será:

$$Q = 400 \cdot 12 \cdot 0,86$$

$$Q = 4.128 \text{ kcal/h}$$

### 5.1.7 Ganancia de calor por operación de ventiladores

La recirculación en cámaras de gran envergadura es necesaria para uniformar la temperatura deseada en todos los puntos de la cámara, siendo necesario estibar y almacenar la carga, para que el aire recircule por todos los alrededores de la unidad. Como la circulación de aire por convección es lenta, se utilizan ventiladores o ventilación de tiro forzado y los motores eléctricos que accionan estos ventiladores aportan calor al ambiente.

Una fórmula práctica para el cálculo de esta ganancia de calor, considera la tasa de recirculación, el volumen de la cámara y la relación de aire recirculado por cada kW de potencia en el ventilador, quedando su configuración como sigue:

$$Q = [T_r \cdot V_c / R_{\text{Qaire/Pot vent}}] \cdot 860$$

Donde:

Q = Cantidad de calor disipado (kcal/h)

$T_r$  = Tasa de recirculación de aire

$V_c$  = Volumen de la cámara ( $m^3$ )

860 = Factor de conversión (kcal/h kW)

$R_{\text{Qaire/Pot vent}}$  = Relación de  $m^3/h/kW$

La relación de m<sup>3</sup>/h/kW, está dada por el diseñador del ventilador. Se tomará como base los datos dados por el fabricante de los equipos instalados en las cámaras existentes del frigorífico, de marca Helpman, cuyo valor corresponde a 10500 m<sup>3</sup>/h por cada kW de potencia en el ventilador.

El volumen de la cámara es de 16.170 m<sup>3</sup> y la tasa de recirculación recomendada es de 13. Así este valor será:

$$Q = [13 \cdot (70-21 \cdot 11) / 10500] \cdot 860$$

$$Q = 17.217,2 \text{ kcal/h}$$

### 5.1.8 Ganancia de calor originada por trabajadores

$$Q = Q_m \cdot n \text{ (kcal/h)}$$

Donde:

Q = Cantidad de calor disipado (Kcal/h)

Q<sub>m</sub> = Calor metabólico de los trabajadores en kcal/h

n = Número de trabajadores

El calor metabólico cedido al ambiente por cada trabajador se obtiene de la siguiente tabla:

Tabla 5.3: Calor perdido en kcal por persona/hora, a diferentes temperaturas

Temperatura de la cámara en °C	0	-5	-10	-15	-20	-25
(kal/hora)/ persona	235	260	285	310	340	365

\*Fuente de información: <http://libros.redsauce.net>: "Cargas térmicas y su dimensionado"

Otro factor importante para este cálculo es el número de personas que trabajan en la cámara. La experiencia del personal del frigorífico informa que para ese volumen cámara deberían trabajar un promedio de seis personas.

Dado lo anterior el valor del calor ganado por este concepto queda así:

$$Q = 365 \cdot 6$$

$$Q = 2.190 \text{ kcal/h}$$

## 5.2 Resumen balance térmico

Para facilitar la visualización de la potencia frigorífica que requiere el proyecto, los resultados obtenidos en el cálculo de la carga térmica se muestra en la siguiente tabla resumen que muestra ordenadamente los ítems de ganancia de calor y su correspondiente valor.

**Tabla 5.4: Resumen Balance térmico cámara cuatro proyectada**

Ganancia de calor por paredes pisos y cielos	(kcal/h)	41.219,74
Ganancia de calor por enfriamiento de Producto	(kcal/h)	79.722,00
Ganancia de Calor por operación de grúas	(kcal/h)	08.440,90
Ganancia de calor por infiltración de aire exterior	(kcal/h)	31.434,40
Ganancia de calor por efectos de iluminación	(kcal/h)	04.128,00
Ganancia de calor por operación de ventiladores	(kcal/h)	17.217,20
Ganancia de calor por efecto metabólico de personas	(kcal/h)	02.190,00
<b>Sub total de ganancias de calor</b>	<b>(kcal/h)</b>	<b>184.352,24</b>
<b>Imponderables (10%)</b>	<b>(kcal/h)</b>	<b>18.851,71</b>
<b>Total de ganancias de calor cámara proyectada</b>	<b>(kcal/h)</b>	<b>202.787,46</b>

### 5.3 Cálculo de la carga térmica total para los circuitos de -32°C y -7°C

Adicionalmente al balance térmico obtenido para la cámara proyectada, también se necesita el balance térmico para la totalidad del frigorífico, es decir, las cámaras uno, dos, tres y antecámara existente para poder determinar si es necesario o no la adquisición de equipos y elementos adicionales en la sala de máquinas tales como: compresores, condensadores, fluido refrigerante y estanques adicionales a los existentes.

Los valores de estos parámetros se obtienen de igual forma como se calcularon en los ejemplos mostrados y sus procedimientos y resultados detallados se encuentran en el anexo "cálculos de carga térmica cámaras y antecámaras existentes. No obstante lo anterior el resumen de estos cálculos se refleja en las tablas 5.5 y 5.6 "Cargas simultaneas para circuitos de -32°C y -7°C" respectivamente.

**Tabla 5.5: Carga simultanea de compresión para circuito de -32°C**

<b>Ganancia de Calor por:</b>	<b>Cámara 1 (kcal/h)</b>	<b>Cámara 2 (kcal/h)</b>	<b>Cámara 3 (kcal/h)</b>	<b>Cámara 4 (kcal/h)</b>
Paredes pisos y cielos	32.363,29	32.363,29	39.140,63	41.219,74
Operación de grúas	08.441,00	08.441,00	08.441,00	08.440,90
Enfriamiento de productos	0,0000	0,0000	0,0000	79.722,00
Infiltración de aire exterior	18.769,00	18.769,00	28.577,00	31.434,40
Efectos de iluminación	03.440,00	03.440,00	04.128,00	04.128,00
Operación de ventiladores	10.281,00	10.281,00	15.652,00	17.217,20
Calor metabólico personas	01.460,00	01.460,00	02.190,00	02.190,00
Imponderables	07.475,42	07.475,42	09.812,86	18.435,22
<b>Carga básica total</b>	<b>82.229,71</b>	<b>82.229,71</b>	<b>107.941,49</b>	<b>202.787,46</b>
<b>Carga en kW</b>	<b>95,61</b>	<b>95,61</b>	<b>125,51</b>	<b>235,79</b>
<b>Carga simultanea Total</b>			<b>552,54</b>	<b>kW</b>

**Tabla 5.6: Carga simultanea de compresión para circuito de -7°C**

<b>Ganancia de calor por:</b>	<b>Antecámara proyectada (kcal/h)</b>	<b>Antecámara existente (kcal/h)</b>
Paredes pisos y cielos	2.997,95	8.696,51
Operación de grúas	8.440,90	16.882,00
Infiltración de aire exterior	8.310,70	26.166,00
Efectos de iluminación	619,20	1.204,00
Operación de ventiladores	1.238,90	3.900,70
Calor metabólico personas	1.460,00	2.920,00
Imponderables (10%)	2.306,67	5.976,92
<b>Carga básica total</b>	<b>25.373,42</b>	<b>65.746,13</b>
<b>Carga básica total (kW)</b>	<b>29,50</b>	<b>76,44</b>
<b>Carga simultanea total</b>	<b>105,95</b>	<b>(kW)</b>

## 6 Verificación de la capacidad de refrigeración instalada

En el capítulo anterior, de acuerdo a los cálculos, se visualiza en las tablas 5.5 y 5.6, que la necesidad de capacidad de refrigeración para el circuito de  $-32^{\circ}\text{C}$ , que es el que alimenta a las cámaras de congelación y mantención, asciende a 552,54 kW, en tanto que para el circuito de  $0^{\circ}\text{C}$ , esto es, el circuito de alimentación de la antecámara, es de 105,95 kW. Comparando estos valores con la capacidad de compresión y condensación instalada, referida en la tabla 3.1 "capacidad de refrigeración instalada", podemos notar que:

- No se requieren compresores adicionales. La potencia de refrigeración de los compresores está sobredimensionada a las necesidades existentes. Para el circuito de  $-32^{\circ}\text{C}$  la capacidad instalada es de 733,6 kW y para el circuito de  $-7^{\circ}\text{C}$  es de 182 kW y aún con la nueva carga de refrigeración que se ha proyectado queda una potencia excedente equivalente a un 32,76 % para el circuito de  $-32^{\circ}\text{C}$  y de un 71,77% para el circuito de  $0^{\circ}\text{C}$ .
- No se requiere instalar condensadores. La potencia instalada es de 1457,1 kW y se requieren disipar 552,54 kW de flujo calórico procedentes de las cámaras, 105,95 kW de calor provenientes de la antecámara y un porcentaje que habría que agregar por efecto de las calorías que el compresor cede al fluido durante el trabajo de compresión. Para efectos prácticos se asume que la carga de calor aportada por el compresor es equivalente a la potencia mecánica de los compresores. De acuerdo a esto, el valor aportado por los 5 compresores es:  $(100,5 \times 4) + 47 = 449$  kW. Si se suma el total de la potencia calórica que es necesario disipar, da un total de 1107,49 kW, valor muy inferior a la capacidad de condensación instalada.

## 7 Selección de equipos

El análisis de las necesidades frigoríficas y el equipamiento instalado lleva a concluir que solo se necesitan equipos para las nuevas cámara y antecámara, esto es, evaporadores y accesorios tales como válvulas de compensación, fluido refrigerante, entre otros.

### 7.1 Evaporadores

Para la elección del evaporador debe tenerse en consideración que la velocidad de difusión sea la correcta para no perjudicar al producto ni a los trabajadores y que permita la realización de una difusión del frío que alcance por igual todas las zonas a refrigerar.

Los evaporadores con que cuenta la planta en sus cámaras y antecámara actualmente son del tipo inundados, con circulación de aire forzada y debido a los buenos resultados obtenidos se seguirá con el mismo tipo. Algunas de sus características son:

- Forma compacta y reducida.
- Facilidad de instalación.
- Obtención de un buen grado de uniformidad de temperatura debido a la buena difusión del aire.
- Regulación del grado de humedad relativa.
- Fácil mantenimiento.

Para determinar el modelo del evaporador se ha hecho uso del programa de selección del proveedor, que para este caso específico es Helpman.

Por otro lado se sabe que la cantidad de calor requerida para la óptima operación de la cámara proyectada es:

$$Q = 235,79 \text{ kW}$$

Si bien este dato es el más relevante a la hora de elegir y/o seleccionar el evaporador, de igual manera se necesitan datos adicionales, que definen otras características tales como: tipo de refrigerante, temperaturas de trabajo, material del tipo serpentín, paso de aletas entre otros. La definición de estas variables adicionales se enumerarán y definirán a continuación:

Temperatura de aire al interior de la cámaras:  $-25^{\circ}\text{C}$

Temperatura de evaporación:  $-32^{\circ}\text{C}$

Humedad relativa: 85%

Tipo de refrigerante:  $\text{NH}_3$

Sistema de refrigerante: Bombeado

Sistema de escarcha: Sin escarcha

Material del serpentín: Acero galvanizado

Paso de aletas: 10 mm

Con todos estos datos se ingresa al programa de selección del evaporador "Helpman Select" (ver fig. 7.1 en página 75) y como no existe un solo evaporador que cumpla con tan alta demanda de capacidad frigorífica se adopta una capacidad para 60 kW, asumiendo que para alcanzar la demanda solicitada, esto es 235,79 kW, se utilizará un total de cuatro evaporadores.

Para una capacidad de 60 kW el programa sugiere los siguientes modelos:

- ZLA 728-10-R 400 con una capacidad de 57,24 kW
- ZLA 638-10-R 400 con una capacidad de 57,24 kW
- ZLA 736-10-R 400 con una capacidad de 69,91 kW
- ZLA 738-10-R 400 con una capacidad de 85,89 kW

Como se ve el modelo que más se aproxima a los requerimientos es el ZLA 736-10-R 400 con una capacidad de 69,91 kW.

De acuerdo a lo anterior se concluye que el modelo de evaporador escogido es:

### **ZLA 736-10-R 400**

Sus características, según lo que muestra la versión impresa que arroja el programa de selección del evaporador "Helpman select" y que se muestran en las tablas 7.1 y 7.2, son:

Capacidad de refrigeración: 69,91 kW

Temperatura de evaporación  $-32^{\circ}\text{C}$

Temperatura de retorno de aire  $-27^{\circ}\text{C}$

Refrigerante R717

Caudal de aire 61.500 m<sup>3</sup>/h  
Número de ventiladores 3 (Tres)  
Potencia de motores 2,4/2,8 kW  
Velocidad 1.500 r.p.m.  
Tiro de aire 45 m  
Superficie 399,2 m<sup>2</sup>  
Paso de aletas 10 mm.  
Deshielo Gas caliente  
Dimensiones generales 5330 /1355/1190 mm  
Diámetro de las conexiones In =42.4mm out = 88.9mm  
Peso del evaporador 1430 Kg.  
Volumen de refrigerante (R717) 171 litros  
Precio unitario: 17828 Euros netos ex fábrica.  
Precio total (los cuatro requeridos): 71312 Euros  
Precio total evaporadores \*(USD): 91.279,36

\*Tasa de cambio a Noviembre de 2012: 1,28 USD/Euro

### **Ubicación del evaporador**

Para que el la temperatura del aire al interior de la cámara sea lo más homogénea posible se ha proyectado la instalación de los evaporadores al centro de la misma; de este modo, el flujo de aire será en el sentido longitudinal de la cámara, con 2 evaporadores apuntando hacia el lado este y los otros 2 apuntando hacia el lado oeste. Para una mayor claridad se ha incluido, en la página 78, un plano de la cámara que muestra su ubicación.

Inicio Opciones Información

**Menú Principal**

CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO

Capacidad: 60 kW Temperatura de aire: -25 °C DT1: 7 °C

Refrigerante: R717 Temp. de evaporación: -32 °C Humedad relativa: 85 %

Sistema refrigerante: pumped Temp. de Refr. Líquido: °C Espesor de escarcha: No

Recalentamiento: °C

SELECCIÓN DE MODELOS

Ejecución serpentin: Acero Galvanizado Tensión del ventilador: 400V

Módulo de producto:  Helpman-ZLA

Separación de aletas:  4.0  6.0  7.0  8.0  10.0  12.0

Añadir producto Restaurar Búsqueda

Tipo	Opciones	Capacidad [kW]	Factor de Cap	volumen de aire [m³/h]	Superficie [m²]	Presion sonido [dB(A)]	Número de ventiladores	Cic. Forzada de Aire	Precio Bruto/RCP	Precio Neto [EUR]
Helpman-ZLA 725-10 R 400	02	57,24	0,95	40500	354,80	71,1	2	45,00	14345	14345
Helpman-ZLA 638-10 R 400	02	57,24	0,95	40600	354,80	70,2	3	40,00	16018	16018
Helpman-ZLA 736-10 R 400	02	69,91	1,17	61500	399,20	73,1	3	45,00	17628	17628
Helpman-ZLA 738-10 R 400	02	85,85	1,43	60800	532,20	73,1	3	45,00	19927	19927

Figura 7.1 Programa selección evaporador Helpman para PC

Tabla 7.2: Selección evaporador versión impresa hoja 1



**Alfa Laval Groningen BV**

P.O. Box: 44  
 NL- 9700 AA Groningen  
 Phone: ++31 50 5217555  
 Fax: ++31 50 5264878  
 Web site: www.helpman.com  
 Version: 01/2012

Date Nov 12, 2012  
 Reference :  
 Client Name :  
 City :  
 Country :

**Air Cooler Helpman-ZLA 736-10 R 400 - G2**

<b>Capacity</b>	69.9	kW	<b>Refrigerant</b>	R717 pumped
Required capacity	60.00	kW	Evaporating temperature	-32 °C
Capacity factor	1.17			
Air on	-25.00	°C		85%
Air off	-27.34	°C		
Temp diff	DT1	7.00	°C	Frost No

<b>Fans</b>	230/400/50/3	Number: 3	Noise pressure level	73.1	dB(A)	5 m
Air volume	61500	m³/h	Sound power	99	dB(A)	
Diameter	790	mm				
Motor	IP55		Throw	45	m	
Speed	1500	rpm				
Power nom/abs.	2400 / 2800	W				
Adj. therm. relay	6.9	A				

<b>Execution</b>			<b>Connections</b>		
Coil	Steel/Galvanised		Suction	88.9	mm
Surface Area	399.2	m²	Liquid	42.4	mm
Finspacing	10	mm	<b>Dimensions</b>		
Empty Weight (+/-5%)	1430	kg	Length	5330	mm
Internal volume	171	dm³	Width	1355	mm
Transport volume	8.2	m³	Height	1190	mm

**Options**

G2 - Hot gas defrost low temperature in driptray

<b>Price / RCPL:</b>		EURO
Gross price / RCPL		15338.00
Options:		
G2 - Hot gas defrost low temperature in driptray		1275.00
Extra Price		1215.00
Total price / RCPL		17828.00
Discount factor	1.00	
Total net		17828.00

**Remarks**

Dimensions and weights are not valid for all possible options

Tabla 7.3: Selección Evaporador versión impresa hoja 2



**Alfa Laval Groningen BV**

P.O. Box: 44

NL- 9700 AA Groningen

Phone: ++31 50 5217555

Fax: ++31 50 5264878

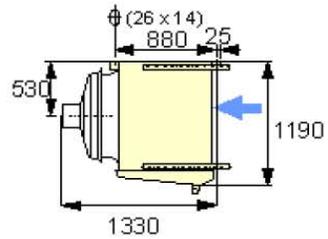
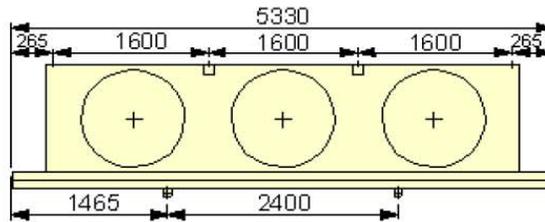
Web site: [www.helpman.com](http://www.helpman.com)

Version: 01/2012

Date : Nov 12, 2012  
 Reference :  
 Client Name :  
 City :  
 Country :

**Air Cooler**

**Helpman-ZLA 736-10 R 400 - G2**



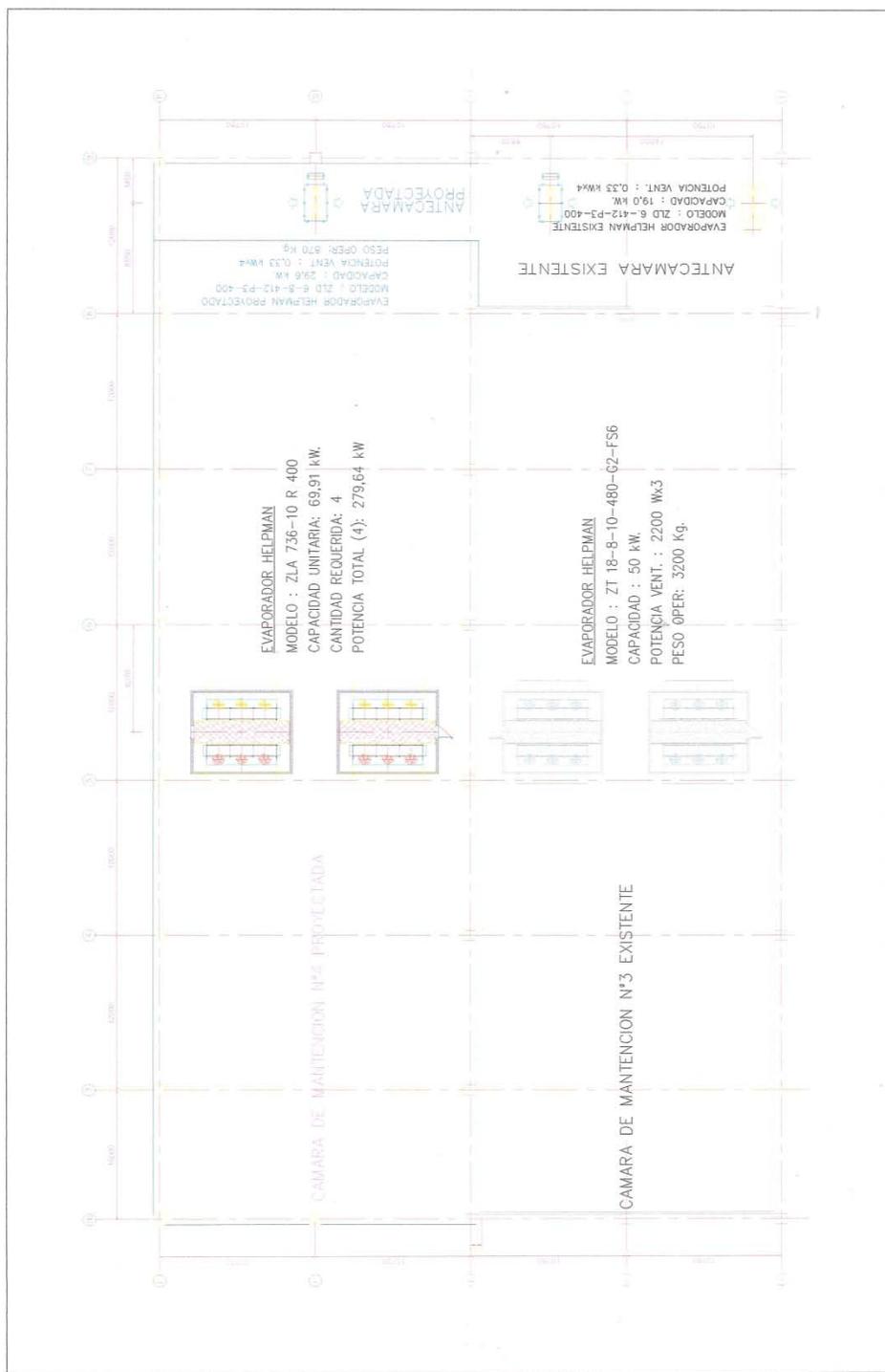


Figura 7.2: Distribución de evaporadores en cámara n° 4 proyectada

En el caso de la antecámara la capacidad de evaporación instalada alcanza los 120 kW y según los cálculos de carga la necesidad es de 105,95 kW por lo que no se requiere instalar mas equipos. No obstante lo anterior, la compañía mandante solicita instalar 2 evaporadores adiciones y reubicar los existentes debido a la longitud de la antecámara y la posible demora que llevaría homogeneizar la temperatura del recinto. Sumado al requerimiento anterior pide instalar unos similares a lo ya existente para no cambiar la línea y a la ventaja de contar con un stock de repuestos almacenados en la bodega de materiales.

De acuerdo a esto el evaporador a instalar sería:

Marca: **Helpman**

Modelo: **ZLD 6-8-412-P3 400 –G1/I1**

Cantidad: 2

Capacidad: 29,6 kW

Temperatura de evaporación -7 °C

Temperatura de la sala -1 °C

DT1 6 °C

Refrigerante R-717

Caudal de aire 14800 m<sup>3</sup>/h

Número de ventiladores 4 (Cuatro)

Potencia de motores 0,33 kw

Velocidad 1.450 r.p.m.

Tiro de aire 18 m.

Superficie 163,1 m<sup>2</sup>

Paso de aletas 8 mm.

Deshielo Gas caliente

Dimensiones generales 3440x3045x440 mm

Diámetro de las conexiones In=33,7mm Out=60 mm

Peso del evaporador 590 Kg.

Volumen de refrigerante (R717) 58 litros

Precio unitario: 9074 Euros netos ex fábrica.

Precio total (los cuatro requeridos): 36.296 Euros

Precio total evaporadores \*(USD): 46.458,88

\*Tasa de cambio a Noviembre de 2012: 1,28 USD/Euro

## 7.2 Fluido refrigerante

El refrigerante con el que trabaja la planta es el R-717, y sus características físico químicas se encuentran en el anexo denominado fluido refrigerante de este seminario.

La cantidad de fluido refrigerante se calcula como sigue:

$$Q_R = m_R \cdot \Delta h_{\text{Evap.}}$$

Donde

$Q_R$ : Capacidad de refrigeración

$m_R$ : masa de refrigerante a circular en la unidad de tiempo

$\Delta h_{\text{Evap}}$ : Diferencia de entalpía del fluido refrigerante en el evaporador

De las tablas "propiedades del amoníaco saturado" se obtiene que para una temperatura de evaporación de  $-32^\circ\text{C}$  (241 K) la entalpía del fluido y del gas corresponden a:

$$h_f: 180,36 \text{ kJ/kg}$$

$$h_g: 1546,34275 \text{ kJ/kg}$$

Como el valor total de calor que se necesita extraer es de 552,74 kW, para el circuito de  $-32^\circ\text{C}$  luego se tiene:

$$552,74 \text{ (kJ/s)} = m_r \cdot (1546,34 - 180,36) \text{ (kJ/kg)}$$

Por lo tanto la cantidad de masa refrigerante teórica es:

$$m_r = 0,404 \text{ (kg/s)} \quad \text{ó}$$

$$m_r = 1456,72 \text{ (kg/h)}$$

### 7.3 Bombas de impulsión

Del cálculo de la masa de refrigerante hecho en el punto 7.2 se observa que la planta, a plena capacidad, requiere 1.505,1 (kg/h). Las tablas características de las bombas muestran sus rangos de operación en unidades de presión y caudal por lo que será necesario transformar la masa de amoníaco expresada en kilogramos por hora en litros por hora, lo cual se resuelve mediante la siguiente relación matemática:

$$V = V_{\text{esp NH}_3} \left( \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right) \cdot m_{\text{NH}_3} \left( \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right)$$

Donde:

$V_{\text{esp NH}_3}$ : Volumen específico del amoníaco a  $-32^\circ\text{C}$ .

$M_{\text{NH}_3}$ : masa de amoníaco impulsada por hora de operación expresada en (kg/h).

Luego:

$$V = *0,00147011 \left( \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right) \cdot 1456,72 \left( \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right)$$

$$V = 2,14 \left( \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right)$$

Se sabe que la planta cuenta con 3 bombas del tipo GP 52, cuyas características de operación se encuentran reflejadas en la tabla 7.3.1.1 adjunta en la página siguiente. La altura en la que se encuentran los evaporadores es de 13 m y suponiendo una pérdida de carga a través de las tuberías y válvulas de unos 7 m, (lo cual es bastante, pero de este modo se asegura que lo instalado se ajusta a las nuevas necesidades) daría un total de 20 m. Con este valor se entra a la tabla 7.3.1.1 y se ve que: para una temperatura de evaporación de  $-40^\circ\text{C}$  la bomba debería trabajar en condiciones óptimas con una presión diferencial de 1,38 bar arrojando un caudal de 15,8  $\text{m}^3/\text{hora}$ . Al analizar este valor se concluye que para el total de la planta, se requiere el funcionamiento de una sola unidad, lo cual coincide con las verificaciones hechas en terreno durante la operación de la planta.

\*El valor del volumen específico del amoníaco se obtiene de la tabla "propiedades del amoníaco saturado" que se encuentra en anexos.

**Tabla 7.3.1.1 Propiedades bombas Witt**

1450 1/min (RPM)								
Altura de impulsión	Presión diferencial				Caudal			
	Δ P en bar				V en m <sup>3</sup> /hora			
H en m	NH3		R22		GP 41	GP 42	GP 51	GP 52
	Temperatura de Evaporación							
	40°C	-40°C	40°C	-40°C				
2	0,13	0,14	0,23	0,28	3,4	3,6	16,8	16,8
4	0,23	0,28	0,45	0,56	3,2	3,4	16,5	16,5
6	0,35	0,41	0,68	0,85	2,9	3,3	16,3	16,3
8	0,46	0,55	0,90	1,13	2,7	3,1	16,1	16,2
10	0,58	0,69	1,13	1,41	2,6	3,0	15,7	16,1
15	0,87	1,04	1,70	2,12	2,2	2,6	14,2	16,0
20	1,16	1,38	2,26	2,82	1,8	2,4	12,3	15,8
25	1,45	1,73	2,83	3,53	1,4	2,1	9,8	15,1
30	1,74	2,07	3,39	4,23	-	1,9	7,0	14,2
35	2,03	2,42	3,96	4,94	-	1,6	3,6	13,5
40	2,32	2,76	4,52	5,64	-	1,3	0	12,5
45	2,61	3,11	5,09	6,35	-	1,1	-	11,1
50	2,90	3,45	5,66	7,05	-	0,8	-	10,4
55	3,19	3,80	6,22	7,76	-	-	-	9,3
60	3,48	4,14	6,79	8,46	-	-	-	8,0
65	3,77	4,49	7,35	9,17	-	-	-	6,5
70	4,06	4,83	7,92	9,87	-	-	-	6,0

## 8 Costos de inversión de la nueva instalación

Para el cálculo de los costos de inversión se consideraron el valor de las obras civiles, adquisición de equipos de refrigeración y montaje.

La información se obtuvo a través de las cotizaciones solicitadas a diversas empresas proveedoras e importadoras de suministros de refrigeración como a las dedicadas a la construcción y montaje en la cual por cierto están incluidas las tareas asociadas tales como: proyecto eléctrico y de control, provisión e instalación de racks de almacenamiento, entre otros.

De esta forma el costo para la nueva cámara sería como sigue:

### 8.1 Costos relativos a la construcción del galpón y pavimentos

- Obras civiles  
Trazados, compactación, aislación del suelo, barreras de vapor, pavimentos, techumbre, ductos, etc.  
USD 860.849
- Provisión y montaje de paneles de aislación y puertas  
USD 632.000

### 8.2 Costos relativos al proyecto de refrigeración

- Suministro de equipamiento local  
Estanques, válvulas y accesorios  
USD 39.213,86
- Montaje  
USD 82.796,14
- Suministro de evaporadores  
USD 91.279,36 + USD 46.458,88 = USD 137.738,24
- Instalaciones eléctricas y de control  
USD 33.612,5
- Instalaciones e implementación de control  
USD 25.876,86
- Aislación de cañerías  
USD 9.204,61
- Gastos generales  
USD 13.898,3

### **8.3 Provisión e instalación de racks de almacenamiento**

- Estantería push back para 3707 posiciones  
USD 962.220

### **8.4 Costo total del proyecto:**

De acuerdo a los datos obtenidos se observa que los costos totales ascienden a:

**Costo Total: USD 2.797.409,51**

## 9 Evaluación económica

Todo proyecto necesita ser evaluado económicamente antes de aprobar su construcción, ejecución y posterior puesta en marcha. Para esto se reunieron datos históricos de gastos de personal, mantenimiento y otros costos fijos, además de los ingresos esperados por conceptos de almacenaje y prestación de servicios anexos. Considerando un periodo de evaluación a 10 años el resultado sería el siguiente:

### Datos

Capacidad: 4000 ton

Inversión: USD 2.797.409,51 (se asumen USD 2.798.000)

Tarifa: 1 USD/día

Periodo: 8 meses/año

**Tabla 9.1: Evaluación económica**

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ingresos en miles de USD		960	960	960	960	960	960	960	960	960	960
Costo Fijo anual (miles de USD)											
Personal		124	124	124	124	124	124	124	124	124	124
Electricidad		79	79	79	79	79	79	79	79	79	79
Otros		108	108	108	108	108	108	108	108	108	108
Mantención		78	78	78	78	78	78	78	78	78	78
Total costos fijos		389	389	389	389	389	389	389	389	389	389
Costos Variables											
Incentivos		22	22	22	22	22	22	22	22	22	22
Total Costos (1+2)		411	411	411	411	411	411	411	411	411	411
Inversión inicial en miles USD	-2.798										
<b>VAN (12%) *</b>	<b>303.972</b>										
<b>Tir *</b>	<b>15%</b>										

\* Valores obtenidos en planilla Excel con fórmulas del VAN y TIR incorporadas en programa.

## 10 Conclusiones

De acuerdo al análisis de los datos obtenidos en el presente estudio y a la experiencia del personal que administra el frigorífico se puede concluir lo siguiente:

- El resultado de los cálculos desarrollados para la cámara proyectada muestran que es necesario extraer una carga térmica igual a 235,79 kW. Como este valor es demasiado alto para la marca de los evaporadores con los que se trabaja, se asume una capacidad de evaporación de 60 kW, en donde obviamente se deberán utilizar cuatro evaporadores. El resultado obtenido del programa de selección de evaporadores Helpman arrojó cuatro tipos de evaporadores; sin embargo, es el evaporador Helpman modelo ZLA 736-10-R 400 con una capacidad de 69,46 kW el que más se aproxima a lo que se requiere resultando ser el seleccionado para el proyecto.
- Para el caso de la antecámara no se necesitan equipos adicionales ya que el cálculo de la carga total de calor es de 105,95 kW y ésta cuenta con equipos con una capacidad de refrigeración para 120 kW. Sin embargo, tal como se comentó en la selección de equipos, la dirección de Pesquera Itata decidió colocar dos equipos adicionales similares a los existentes de 29,6 kW para aumentar la rapidez de enfriamiento del recinto.
- Al analizar las cargas térmicas y la capacidad de compresión para el circuito de las cámaras (-32°C), se ve claramente que se puede trabajar con un compresor de refrigeración stand by, ya que, el excedente de capacidad a plena carga es de un 32,76% y siendo 4 los compresores queda uno fuera y aún la capacidad excede un 7,76%.
- Para el caso de la antecámara (-7°C) se ve que existe un excedente de un 71,77% en la capacidad de compresión. No obstante lo anterior, existe un solo compresor que alimenta a este circuito lo que lo convierte en un punto de alto riesgo.
- Respecto a la capacidad de los condensadores se puede decir que si bien la capacidad excede en un 29,58% a los requerimientos de la planta, siempre estarán trabajando con la totalidad de los equipos convirtiéndose en un sistema crítico. Este análisis obliga a un tipo de mantenimiento del tipo preventivo sintomático.
- El cálculo de la carga térmica para la cámara proyectada muestra con claridad que el mayor gasto de energía se consume al bajar la temperatura del producto por lo que se recomienda programar el envío de la carga desde la planta de proceso hacia el frigorífico de tal modo de evitar que ésta gane calor subiendo la temperatura del mismo. Primordiales resultan entonces controlar el tiempo que la carga permanece sobre los camiones que la transportan y el tiempo que esta permanece en la antecámara. Ambos puntos aumentan la temperatura del producto; en los camiones porque no cuentan con sistemas de enfriamiento solo con

reefers aislados y en la antecámara que si bien está a 0 °C de igual forma se transfiere calor hacia el producto que se encuentra a -18°C.

- La autoridad sanitaria y de pesca del territorio nacional, exigen almacenar la carga hasta el límite de los -18°C y la cámara se diseñó para mantener productos – 25°C. Dado lo anterior es posible trabajar a una temperatura mayor a la del proyecto sin afectar los productos. Esto reduciría significativamente el periodo de operación de la planta o la desconexión de algunos equipos por periodos de tiempo, que se deberían analizar durante la operación de la planta en bases a resultados reales de operación.
- El proyecto desde el punto de vista económico resulta bastante atractivo, ya que su evaluación arroja un VAN de \$303.972 y una Tir de un 15%. Además, se ve claramente que la necesidad de espacios de frío van en aumento debido al creciente aumento en la producción de especies salmónidas, carnes y frutas congeladas y solo se considera una ocupación de 8 meses al año, situación teórica que nunca se cumple ya que según la experiencia del personal a cargo del frigorífico, las cámara se mantienen ocupadas todo el año.
- Los costos de mantenimiento de una cámara nueva son prácticamente despreciables durante los 4 primeros años de su puesta en marcha por lo que el valor de USD 78.000 es un valor teórico que solo se consideró como un factor de seguridad para la evaluación comercial del proyecto.
- Debido a la gran cantidad de amoníaco presente en la planta, alrededor de 20.000 kg, se recomiendan inspecciones periódicas de todos los sistemas de refrigeración. Vitales resultarán los análisis de espesores y uniones soldadas especialmente de las tuberías expuestas a la humedad, el testeo de las válvulas de seguridad, la medición de espesores y uniones soldadas de los estanques, monitoreo de las bombas y compresores de amoníaco en sus juntas, entre otros.

## 11 Bibliografía

1. Rapin/Jacquard (1998). Instalaciones frigoríficas (tomo I Física aplicada) Editorial Marcombo ISBN 978-84-267-1091-8
2. Dossat, Roy J. (2001). Principios de refrigeración Editorial Cecsa. OCLC 50105895
3. Apuntes Universidad del Bío - Bío (1997). Escuela de temporada , profesor Vicente Pita Vives; profesor Jorge Gatica Sanchez, Chile.
4. Pita Edward (1991). Principios y sistemas de refrigeración, Editorial Limusa primera edición en español, Mexico.
5. Marks (1982) Manual del ingeniero mecánico tomos I y II. Editorial Mc Graw Hill, Colombia.
6. Vargas Angel (1986) Curso de refrigeración series VZ, Primera edición, Ecuador
7. Lopez A. Diseño de instalaciones frigoríficas para la industria agroalimentaria. España.

## 12 Softwares

- Software de selección de evaporadores "Helpman selection program" perteneciente al holding Alfa Laval.

**13.1 Anexo: cálculos de carga térmica cámaras y antecámaras existentes y proyectada**

**Balance cámara 1**

Datos de cálculo					
Ubicación	Talcahuano	T° máxima: 300 (K)	T° media : 296,3 (K)		
Tª Proyecto	297,78 (K)				
T° Cámara	248,0 (K)	T° ante cámara : 275,0(K)			
Alto pared norte	11,0 (m)	Longitud pared norte: 70,0 (m)			
<b>Ganancias de calor por paredes, pisos y cielos</b>					
Paramento	Longitud (m)	Alto/Ancho (m)	U (W/m <sup>2</sup> K)	Δ T°	Total
Norte	59,6	7,5	0,163	49,78	3.627,02
Sur	59,6	7,5	0,163	49,78	3.627,02
Este	21,6	7,5	0,163	49,78	1.314,49
Oeste	21,6	7,5	0,163	49,78	1.314,49
Cielo cámara	21,6	59,6	0,163	49,78	10.445,81
Piso cámara	21,6	59,6	0,270	49,78	17.302,89
<b>Ganancia de Calor por paredes pisos y cielos</b>				<b>37.631,73</b>	<b>(W)</b>
				<b>32.363,39</b>	<b>(kcal/h)</b>
Ganancia de calor por enfriamiento de Producto					
Producto	Jurel	Ingreso/día	000	Kg	
Calor específico	0,41	kcal/kg°C	T° ingreso	-18	°C
T° cámara frig.	-25	°C	Δ T	7	
Hr op sistema	18	Horas			
<b>Ganancia de calor por enfriamiento de Producto</b>				<b>0</b>	<b>kcal/hr</b>
Ganancia de calor por infiltración de aire exterior					
T° interior (t <sub>f</sub> )	-25	T° exterior (t <sub>i</sub> )	2,0		
L cámara	59,6	A cámara	21,6		
H cámara	7,5	Volumen cámara	9655,2 m <sup>3</sup>		
Φ <sub>aire</sub>	1,42	NRH	0,25		
C <sub>p</sub> aire	0,24	Δ t	27 °C		
<b>Ganancia de calor por infiltración de aire exterior</b>				<b>18769,32</b>	<b>kcal/hr</b>

Ganancia de calor por operación de grúas					
P apilador	2,95	Cantidad	2	F utilización	65%
P transpaleta	4,60	Cantidad	2	F utilización	65%
F <sub>conversión</sub>	860				
<b>Ganancia de Calor por operación de grúas</b>				<b>8440,9</b>	<b>kcal/hr</b>
Ganancia de calor por efectos de iluminación					
Pot luminaria	400	W	Cantidad	10	
F <sub>conversión</sub>	0,860				
<b>Ganancia de calor por efectos de iluminación</b>				<b>3440</b>	<b>kcal/hr</b>
Ganancia de calor por operación de ventiladores					
Tasa recirculac.	13	Volumen cámara	9655,2 m <sup>3</sup>		
Relacion m <sup>3</sup> /hr · kW	10.500		F <sub>conversión</sub>	860	
<b>Ganancia de calor por operación de ventiladores</b>				<b>10.281</b>	<b>kcal/hr</b>
Ganancia de calor por efecto metabólico de las personas					
Calor metabólico de la persona a -25 ° C				365	kcal/hr
Número de trabajadores operando simultáneamente				4	
<b>Ganancia de calor por efecto metabólico personas</b>				<b>1460</b>	<b>kcal/hr</b>
<b>Sub total de ganancias de calor</b>				<b>77.956,2</b>	<b>kcal/hr</b>
<b>Imponderables (10%)</b>				<b>7.795,6</b>	<b>kcal/hr</b>
<b>Total de ganancias de calor</b>				<b>85.751,8</b>	<b>kcal/hr</b>

**Balance cámara 2**

Datos de cálculo					
Ubicación	Talcahuano	T° máxima = 300 (K)		T° media = 296,3 (K)	
Tª Proyecto	297,78 (K)				
T° Cámara	248 (K)	T° ante cámara : 275 (K)			
Alto pared norte	11,0 (m)	Longitud pared norte: 70,0 (m)			
<b>Ganancias de calor por paredes, pisos y cielos</b>					
Paramento	Longitud (m)	Alto/Ancho (m)	U (W/m²K)	Δ T°	Total
Norte	59,6	7,5	0,163	49,78	3.627,02
Sur	59,6	7,5	0,163	49,78	3.627,02
Este	21,6	7,5	0,163	49,78	1.314,49
Oeste	21,6	7,5	0,163	49,78	1.314,49
Cielo cámara	21,6	59,6	0,163	49,78	10.445,81
Piso cámara	21,6	59,6	0,270	49,78	17.302,89
<b>Ganancia de Calor por paredes pisos y cielos</b>				<b>37.631,73</b>	<b>(W)</b>
				<b>32.363,39</b>	<b>kcal/h</b>
<b>Ganancia de calor por enfriamiento de Producto</b>					
Producto	Jurel	Ingreso/día	000	Kg	
Calor específico	0,41	kcal/kg°C	T° ingreso	-18	°C
T° cámara frig.	-25	°C	Δ T	7	
Hr op sistema	18	Horas			
<b>Ganancia de calor por enfriamiento de Producto</b>				<b>0</b>	<b>kcal/hr</b>
<b>Ganancia de calor por infiltración de aire exterior</b>					
T° interior (t <sub>f</sub> )	-25	T° exterior (t <sub>i</sub> )	2,0		
L cámara	59,6	A cámara	21,6		
H cámara	7,5	Volumen cámara	9655,2 m <sup>3</sup>		
Φ <sub>aire</sub>	1,42	NRH	0,25		
C <sub>p</sub> aire	0,24	Δ t	27 °C		
<b>Ganancia de calor por infiltración de aire exterior</b>				<b>18769,32</b>	<b>Kcal/hr</b>

Ganancia de calor por operación de grúas					
P apilador	2,95	Cantidad	2	F utilización	65%
P transpaleta	4,60	Cantidad	2	F utilización	65%
F <sub>conversión</sub>	860				
<b>Ganancia de Calor por operación de grúas</b>				<b>8440,9</b>	<b>kcal/hr</b>
Ganancia de calor por efectos de iluminación					
Pot luminaria	400	Watts	Cantidad	10	
F <sub>conversión</sub>	0,860				
<b>Ganancia de calor por efectos de iluminación</b>				<b>3440</b>	<b>kcal/hr</b>
Ganancia de calor por operación de ventiladores					
Tasa recirculac.	13	Volumen cámara	9655,2 m <sup>3</sup>		
Relacion m <sup>3</sup> /hr · kW	10.500		F <sub>conversión</sub>	860	
<b>Ganancia de calor por operación de ventiladores</b>				<b>10.281</b>	<b>kcal/hr</b>
Ganancia de calor por efecto metabólico de las personas					
Calor metabólico de la persona a -25 ° C				365	kcal/hr
Número de trabajadores operando simultáneamente				4	
<b>Ganancia de calor por efecto metabólico personas</b>				<b>1460</b>	<b>kcal/hr</b>
<b>Sub total de ganancias de calor</b>					
				<b>77.956,2</b>	<b>kcal/hr</b>
<b>Imponderables (10%)</b>					
				<b>7.795,6</b>	<b>kcal/hr</b>
<b>Total de ganancias de calor</b>					
				<b>85.751,8</b>	<b>kcal/hr</b>

**Balance cámara 3**

Datos de cálculo					
Ubicación	Talcahuano	T° máxima : 300 (K)		T° media: 296,3 (K)	
Tª Proyecto	297,78 (K)				
T° Cámara	248 (K)	T° ante cámara : 275 (K)			
Alto pared norte	11,0 (m)	Longitud pared norte : 70,0 (m)			
<b>Ganancias de calor por paredes, pisos y cielos</b>					
Paramento	Longitud (m)	Alto/Ancho(m)	U (W/m <sup>2</sup> K)	Δ T°	Total
Norte	70	10,5	0,163	49,78	6.562,91
Sur	70	10,5	0,163	49,78	4.775,42
Este	20	10,5	0,163	49,78	1.534,18
Oeste	20	10,5	0,163	49,78	1977,8
Cielo cámara	20	70	0,163	49,78	14098,19
Piso cámara	20	70	0,270	49,78	14.133,42
<b>Ganancia de Calor por paredes pisos y cielos</b>				<b>45.512,36</b>	<b>(W)</b>
				<b>39.140,63</b>	<b>kcal/h</b>
Ganancia de calor por enfriamiento de Producto					
Producto	Jurel	Ingreso/día	0,00	Kg	
Calor específico	0,41	kcal/kg°C	T° ingreso	-18	°C
T° cámara frig.	-25	°C	Δ T	7	
Hr op sistema	18	Horas			
<b>Ganancia de calor por enfriamiento de Producto</b>				<b>0</b>	<b>kcal/hr</b>
Ganancia de calor por infiltración de aire exterior					
T° interior (t <sub>f</sub> )	-25	T° exterior (t <sub>e</sub> )		2,0	
L cámara	70	A cámara		20,0	
H cámara	11	Volumen cámara		14.700 m <sup>3</sup>	
Φ <sub>aire</sub>	1,42	NRH		0,25	
C <sub>p</sub> aire	0,24	Δ t		27 °C	
<b>Ganancia de calor por infiltración de aire exterior</b>				<b>28.577</b>	<b>kcal/hr</b>

Ganancia de calor por operación de grúas					
P apilador	2,95	Cantidad	2	F utilización	65%
P transpaleta	4,60	Cantidad	2	F utilización	65%
F <sub>conversión</sub>	860				
<b>Ganancia de Calor por operación de grúas</b>				<b>8440,9</b>	<b>kcal/hr</b>
Ganancia de calor por efectos de iluminación					
Pot luminaria	400	W	Cantidad	12	
F <sub>conversión</sub>	0,860				
<b>Ganancia de calor por efectos de iluminación</b>				<b>4.128</b>	<b>kcal/hr</b>
Ganancia de calor por operación de ventiladores					
Tasa recirculac.	13	Volumen cámara	14.700 m <sup>3</sup>		
Relación m <sup>3</sup> /hr · kW	10.500		F <sub>conversión</sub>	860	
<b>Ganancia de calor por operación de ventiladores</b>				<b>15.652</b>	<b>Kcal/hr</b>
Ganancia de calor por efecto metabólico de las personas					
Calor metabólico de la persona a -25 ° C			365	kcal/hr	
Número de trabajadores operando simultáneamente				6	
<b>Ganancia de calor por efecto metabólico personas</b>				<b>2.190</b>	<b>kcal/hr</b>
<b>Sub total de ganancias de calor</b>				<b>102.069,85</b>	<b>kcal/hr</b>
<b>Imponderables (10%)</b>				<b>10.206,98</b>	<b>kcal/hr</b>
<b>Total de ganancias de calor</b>				<b>112.276,84</b>	<b>kcal/hr</b>

**Balance antecámara proyectada**

Datos de cálculo					
Ubicación	Talcahuano		T° máxima: 300 (K)	T° media: 296,3 (K)	
Tª Proyecto	297,78 (K)				
T° Cámara	248 (K)		T° ante cámara: 275 (K)		
Alto pared norte	11,0 (m)		Longitud pared norte: 70,0 (m)		
<b>Ganancias de calor por paredes, pisos y cielos</b>					
Paramento	Longitud (m)	Alto/Ancho (m)	U *(W/m²K)	Δ T°	Total
Norte	10,90	8,0	0,220	0,00	0,00
Sur	10,90	8,0	0,220	24,78	475,37
Este	21,0	8,0	0,163	-25,00	-684,60
Oeste	21,0	8,0	0,220	24,78	915,86
Cielo cámara	21,0	10,9	0,220	24,78	1.247,87
Piso cámara	21,0	10,9	0,270	24,78	1.531,47
<b>Ganancia de Calor por paredes pisos y cielos</b>				<b>3.485,99</b>	<b>W</b>
				<b>2.997,95</b>	<b>kcal/h</b>
Ganancia de calor por enfriamiento de Producto					
Producto	Jurel	Ingreso/día	500.000	Kg	
Calor específico	0,41	kcal/kg°C	T° ingreso	- 18	°C
T° antecámara	0	°C	Δ T	-18	
Hr op sistema	18	Horas			
<b>Ganancia de calor por enfriamiento de Producto</b>				<b>0</b>	<b>kcal/hr</b>
Ganancia de calor por infiltración de aire exterior					
T° interior (t <sub>f</sub> )	0	T° exterior (t <sub>i</sub> )	24,8		
L cámara	21,35	A cámara	10,9		
H cámara	5,0	Volumen antecámara	1.163,57 m³		
Φ <sub>aire</sub>	1,42	NRH	1		
C <sub>p</sub> aire	0,24	Δ t	24,8 °C		
<b>Ganancia de calor por infiltración de aire exterior</b>				<b>8.310,7</b>	<b>kcal/hr</b>

Ganancia de calor por operación de grúas					
P apilador	2,95	Cantidad	2	F utilización	65%
P transpaleta	4,60	Cantidad	2	F utilización	65%
F conversión	860				
<b>Ganancia de Calor por operación de grúas</b>				<b>8.440,9</b>	<b>kcal/hr</b>
Ganancia de calor por efectos de iluminación					
Pot luminaria	40	W		Cantidad	18
F conversión	0,860				
<b>Ganancia de calor por efectos de iluminación</b>				<b>619,2</b>	<b>kcal/hr</b>
Ganancia de calor por operación de ventiladores					
Tasa recirculac.	13	Volumen antecámara	1.163,57 m <sup>3</sup>		
Relación m <sup>3</sup> /hr · kW	10.500		F conversión	860	
<b>Ganancia de calor por operación de ventiladores</b>				<b>1.238,9</b>	<b>kcal/hr</b>
Ganancia de calor por efecto metabólico de las personas					
Calor metabólico de la persona a -25 ° C				365	kcal/hr
Número de trabajadores operando simultáneamente				4	
<b>Ganancia de calor por efecto metabólico personas</b>				<b>1.460</b>	<b>kcal/hr</b>
<b>Sub total de ganancias de calor</b>					
				<b>23.499,6</b>	<b>kcal/hr</b>
<b>Imponderables (10%)</b>					
				<b>2.349,96</b>	<b>kcal/hr</b>
<b>Total de ganancias de calor</b>					
				<b>25.849,6</b>	<b>kcal/hr</b>

\* El valor del Coeficiente global se calculo considerando para los muros exteriores panel de 100 mm con alma de poliestireno expandido con una densidad de 40 kg/m<sup>3</sup> y para los muros anexos a las cámaras con panel de 150 mm con alma de poliuretano inyectado.

**Balance antecámara antigua**

Datos de cálculo					
Ubicación	Talcahuano	T° máxima: 300 (K)	T° media: 296,3 (K)		
Tª Proyecto	297,78 (K)				
T° Cámara	248 (K)	T° ante cámara: 275 (K)			
Alto pared norte	11,0 (m)	Longitud pared norte: 70,0 (m)			
<b>Ganancias de calor por paredes, pisos y cielos</b>					
Paramento	Longitud (m)	Alto/Ancho (m)	U (W/m²K)	Δ T°	Total
Norte	10,90	8,0	0,220	24,78	475,37
Sur	10,90	8,0	0,220	0	0
Este	67,22	8,0	0,163	-25,00	-2.191,37
Oeste	67,2	8,0	0,220	24,78	2.931,65
Cielo cámara	67,22	10,9	0,220	24,78	3.994,37
Piso cámara	67,22	10,9	0,270	24,78	4.902,18
<b>Ganancia de Calor por paredes pisos y cielos</b>				<b>10.112,22</b>	<b>W</b>
				<b>8.696,51</b>	<b>kcal/h</b>
Ganancia de calor por enfriamiento de Producto					
Producto	Jurel	Ingreso/día	500.000	Kg	
Calor específico	0,41	kcal/kg°C	T° ingreso	- 18	°C
T° antecámara	0	°C	Δ T	-18	
Hr op sistema	18	Horas			
<b>Ganancia de calor por enfriamiento de Producto</b>				<b>0</b>	<b>kcal/hr</b>
Ganancia de calor por infiltración de aire exterior					
T° interior (t <sub>r</sub> )	0	T° exterior (t <sub>e</sub> )	24,8		
L cámara	67,22	A cámara	10,9		
H cámara	5,0	Volumen antecámara	3.663,49 m³		
Φ <sub>aire</sub>	1,42	NRH	1		
C <sub>p</sub> aire	0,24	Δ t	24,8 °C		
<b>Ganancia de calor por infiltración de aire exterior</b>				<b>26.166</b>	<b>kcal/hr</b>

Ganancia de calor por operación de grúas					
P apilador	2,95	Cantidad	4	F utilización	65%
P transpaleta	4,60	Cantidad	4	F utilización	65%
F <sub>conversión</sub>	860				
<b>Ganancia de Calor por operación de grúas</b>				<b>16.882</b>	<b>kcal/hr</b>
Ganancia de calor por efectos de iluminación					
Pot luminaria	40	W	Cantidad	35	
F <sub>conversión</sub>	0,860				
<b>Ganancia de calor por efectos de iluminación</b>				<b>1.204</b>	<b>kcal/hr</b>
Ganancia de calor por operación de ventiladores					
Tasa recirculac.	13	Volumen antecámara	3.663,49 m <sup>3</sup>		
Relación m <sup>3</sup> /hr · kW	10.500		F <sub>conversión</sub>	860	
<b>Ganancia de calor por operación de ventiladores</b>				<b>3.900,7</b>	<b>kcal/hr</b>
Ganancia de calor por efecto metabólico de las personas					
Calor metabólico de la persona a -25 ° C				365	kcal/hr
Número de trabajadores operando simultáneamente				8	
<b>Ganancia de calor por efecto metabólico personas</b>				<b>2.920</b>	<b>kcal/hr</b>
<b>Sub total de ganancias de calor</b>				<b>58.094,9</b>	<b>kcal/hr</b>
<b>Imponderables (10%)</b>				<b>5.809,49</b>	<b>kcal/hr</b>
<b>Total de ganancias de calor</b>				<b>63.904,4</b>	<b>kcal/hr</b>

\* El valor del Coeficiente global se calculo considerando para los muros exteriores panel de 100 mm con alma de poliestireno expandido con una densidad de 40 kg/m<sup>3</sup> y para los muros anexos a las cámaras con panel de 150 mm con alma de poliuretano inyectado.

### 13.2 Anexo: Cálculo masa refrigerante circuito antecámara

$$Q_R = m_R \cdot \Delta h_{\text{Evap.}}$$

De las tablas "propiedades del amoniaco saturado" se obtiene que para una temperatura de evaporación de 0 °C (273 °K) la entalpía del fluido y del gas corresponden a:

$$h_f: 328,81 \text{ KJ/Kg}$$

$$h_g: 1588,48 \text{ KJ/Kg}$$

Como el valor total de calor que se necesita extraer es de 105,95 kW, para este circuito se tiene:

$$105,95 \text{ (kJ/s)} = m_r \cdot (1588,4 - 328,81) \text{ (KJ/Kg)}$$

Por lo tanto la cantidad de masa refrigerante teórica es:

$$m_r = 0,084 \text{ (kg/s)} \quad \text{ó}$$

$$\mathbf{m_r = 302,81 \text{ (kg/h)}}$$

Para mostrar cuanto volumen necesita mover el compresor de la antecámara se transforma la masa impulsada por hora en litros por hora lo cual se realiza como sigue:

Si consideramos que el volumen específico del amoniaco líquido a la temperatura de evaporación es:

$$V_{\text{esp}} = 0,001568 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Se tiene que el volumen impulsado por hora es:

$$V = 302,81 \left( \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) \cdot 0,001568 \left( \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right)$$

$$\mathbf{V = 0,4748 \left( \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right)} \quad \text{o bién}$$

$$\mathbf{V = 474,8 \left( \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right)}$$

13.3 Anexo: Propiedades del amoniaco saturado

PROPERTIES OF SATURATED AMMONIA

P MPa	T K	volume, m <sup>3</sup> /kg		enthalpy, kJ/kg			entropy, kJ/(kg·K)		
		v <sub>f</sub>	v <sub>g</sub>	h <sub>f</sub>	h <sub>fg</sub>	h <sub>g</sub>	s <sub>f</sub>	s <sub>fg</sub>	s <sub>g</sub>
0.010	201.94	0.001376	9.805	8.53	1472.13	1480.66	0.0425	7.2900	7.3325
0.015	207.56	0.001388	6.706	33.34	1457.57	1490.91	0.1636	7.0222	7.1858
0.020	211.78	0.001398	5.123	51.90	1446.54	1498.44	0.2520	6.8305	7.0825
0.025	215.19	0.001406	4.158	66.88	1437.56	1504.44	0.3222	6.6805	7.0027
0.030	218.07	0.001412	3.506	79.53	1429.90	1509.43	0.3806	6.5571	6.9377
0.035	220.57	0.001418	3.036	90.52	1423.19	1513.71	0.4307	6.4522	6.8829
0.040	222.79	0.001424	2.680	100.28	1417.18	1517.46	0.4746	6.3610	6.8356
0.045	224.80	0.001428	2.400	109.07	1411.74	1520.81	0.5139	6.2800	6.7939
0.050	226.63	0.001433	2.175	117.09	1406.73	1523.82	0.5494	6.2073	6.7567
0.055	228.31	0.001437	1.990	124.48	1402.09	1526.57	0.5818	6.1412	6.7230
0.060	229.87	0.001441	1.835	131.33	1397.77	1529.10	0.6117	6.0807	6.6924
0.065	231.33	0.001445	1.702	137.74	1393.70	1531.44	0.6395	6.0247	6.6642
0.070	232.70	0.001448	1.588	143.75	1389.86	1533.61	0.6654	5.9728	6.6382
0.080	235.21	0.001455	1.402	154.82	1382.73	1537.55	0.7126	5.8787	6.5913
101325	239.82	0.001467	1.124	175.14	1369.45	1544.59	0.7980	5.7104	6.5084
0.12	243.24	0.001476	0.9596	190.28	1359.39	1549.67	0.8606	5.5887	6.4493
0.14	246.46	0.001485	0.8307	204.58	1349.75	1554.33	0.9189	5.4765	6.3954
0.16	249.33	0.001493	0.7330	217.36	1341.01	1558.37	0.9703	5.3785	6.3488
0.18	251.92	0.001500	0.6564	228.97	1332.97	1561.94	1.0165	5.2912	6.3077
0.20	254.29	0.001507	0.5946	239.62	1325.51	1565.13	1.0585	5.2125	6.2710
0.24	258.52	0.001520	0.5010	258.69	1311.94	1570.63	1.1326	5.0748	6.2074
0.28	262.22	0.001531	0.4334	275.50	1299.76	1575.26	1.1970	4.9567	6.1537
0.32	265.53	0.001541	0.3821	290.60	1288.63	1579.23	1.2540	4.8531	6.1071
0.36	268.52	0.001551	0.3419	304.36	1278.33	1582.69	1.3052	4.7607	6.0659
0.40	271.26	0.001560	0.3094	317.02	1268.73	1585.75	1.3519	4.6772	6.0291
0.44	273.80	0.001568	0.2827	328.81	1259.67	1588.48	1.3949	4.6008	5.9957
0.48	276.16	0.001576	0.2603	339.81	1251.12	1590.93	1.4347	4.5304	5.9651
0.52	278.37	0.001584	0.2412	350.15	1242.99	1593.14	1.4718	4.4652	5.9370
0.56	280.46	0.001591	0.2247	359.93	1235.23	1595.16	1.5066	4.4043	5.9109
0.60	282.43	0.001598	0.2104	369.21	1227.79	1597.00	1.5393	4.3472	5.8865
0.64	284.30	0.001605	0.1978	378.05	1220.64	1598.69	1.5703	4.2934	5.8637
0.68	286.09	0.001612	0.1866	386.50	1213.73	1600.23	1.5997	4.2425	5.8422
0.72	287.79	0.001618	0.1766	394.59	1207.07	1601.66	1.6276	4.1943	5.8219
0.76	289.43	0.001624	0.1677	402.36	1200.62	1602.98	1.6543	4.1483	5.8026
0.80	291.00	0.001630	0.1596	409.84	1194.36	1604.20	1.6799	4.1043	5.7842
0.84	292.51	0.001636	0.1522	417.06	1188.27	1605.33	1.7044	4.0623	5.7667
0.88	293.97	0.001642	0.1455	424.03	1182.34	1606.37	1.7279	4.0221	5.7500
0.92	295.37	0.001647	0.1394	430.77	1176.57	1607.34	1.7506	3.9834	5.7340
0.96	296.73	0.001653	0.1337	437.31	1170.93	1608.24	1.7725	3.9461	5.7186
1.0	298.05	0.001658	0.1285	443.65	1165.43	1609.08	1.7936	3.9101	5.7037
1.2	304.10	0.001684	0.1075	472.89	1139.55	1612.44	1.8896	3.7473	5.6369
1.4	309.42	0.001708	0.09231	498.86	1115.85	1614.71	1.9732	3.6062	5.5794
1.6	314.19	0.001731	0.08079	522.35	1093.80	1616.15	2.0474	3.4813	5.5287
1.8	318.53	0.001752	0.07174	543.90	1073.03	1616.93	2.1144	3.3686	5.4830
2.0	322.53	0.001773	0.06445	563.88	1053.30	1617.18	2.1756	3.2658	5.4414
2.4	329.68	0.001813	0.05339	600.23	1016.17	1616.40	2.2849	3.0822	5.3671
2.8	336.00	0.001852	0.04538	632.94	981.33	1614.27	2.3810	2.9206	5.3016
3.2	341.66	0.001889	0.03931	662.96	948.10	1611.06	2.4674	2.7749	5.2423
3.6	346.82	0.001927	0.03454	690.93	916.04	1606.97	2.5464	2.6412	5.1876
4.0	351.57	0.001964	0.03069	717.27	884.84	1602.11	2.6196	2.5168	5.1364
4.4	355.97	0.002002	0.02751	742.31	854.23	1596.54	2.6881	2.3997	5.0878
4.8	360.09	0.002040	0.02483	766.26	824.07	1590.33	2.7528	2.2885	5.0413
5.2	363.95	0.002079	0.02255	789.32	794.18	1583.50	2.8142	2.1821	4.9963
5.6	367.60	0.002119	0.02057	811.62	764.44	1576.06	2.8729	2.0795	4.9524
6.0	371.06	0.002161	0.01883	833.30	734.69	1567.99	2.9292	1.9801	4.9093
6.5	375.14	0.002216	0.01694	859.69	697.31	1557.00	2.9970	1.8588	4.8558
7.0	378.99	0.002274	0.01530	885.51	659.39	1544.90	3.0625	1.7399	4.8024
8.0	386.09	0.002406	0.01254	936.30	580.51	1516.81	3.1892	1.5035	4.6927
10.	398.35	0.002792	0.008253	1045.02	389.68	1434.70	3.4530	0.9782	4.4312
11.627	406.80	0.004208	0.004208	1233.56	0.0	1233.56	3.9069	0.0	3.9069

13.4 Anexo: Resistencia térmica de superficie a la convección

NCh853 .EOF71

TABLA 3  
RESISTENCIAS TERMICAS DE SUPERFICIE ( $1/h_i$ ,  $1/h_e$ ,  $1/h_i + 1/h_e$ )  
( $m^2 \cdot K/W$ )

Inclinación de elementos y sentido del flujo de calor	Elementos exteriores			Elementos interiores		
	$1/h_i$	$1/h_e^{*})$	$1/h_i + 1/h_e$	$1/h_i'$	$1/h_i''$	$(1/h_i' + 1/h_i'')$
Elementos verticales 	0,12	0,05	0,17	0,12	0,12	0,24
Elementos horizontales o ligeramente inclinados (flujo ascendente) 	0,09	0,05	0,14	0,10	0,10	0,20
Elementos horizontales (flujo descendente) 	0,17	0,05	0,22	0,17	0,17	0,34
				0,11	0,11	0,22

(\*) Los valores de  $1/h_e$  corresponden a aire exterior movido con velocidad media de 2 m/s, aproximadamente y los demás a aire en reposo. Estos valores se utilizan como base de cálculos comparativos entre las propiedades térmicas de diferentes elementos. Para los cálculos en condiciones reales, se debe consultar la norma referente a condiciones climatológicas.

$h_e = 5,8 + 4 \cdot \bar{V}$  ; si  $\bar{V} < 5 \text{ m/s}$

$h_e = 7,15 \cdot \bar{V}^{0,78}$  ; si  $\bar{V} \geq 5 \text{ m/s}$

13.5 Anexos: Conductividad térmica de materiales de construcción

Hoja N° 1

Nº 853-EOF71

11.

TABLA 2 (continuación)

Nº	Material (M)	$\rho$ kg/m <sup>3</sup>	$\lambda$ W/(m·K)
M.1.2.6	Paneles de fibra de vidrio.....	16 22 40 54	0,051 0,042 0,040 0,036
M.1.2.7	Plancha de corcho.....	100 200 300 400 500	0,040 0,047 0,058 0,066 0,074
M.1.2.8	Plancha de corcho aglomerado con asfalto.....	230	0,047
M.1.2.9	Plancha de corcho sin aglomerante...	96 112 170 224	0,035 0,038 0,043 0,049
M.1.3	Material suelto (de relleno)		
M.1.3.1	Aserrín de corcho ( $\sim$ 5 mm).....	130	0,044
M.1.3.2	Aserrín de madera.....	190	0,06
M.1.3.3	Corcho granulado.....	50 100 150 200	0,035 0,040 0,045 0,050
M.1.3.4	Corteza de pino.....	80	0,037
M.1.3.5	Escorias de alto horno.....	---	0,11
M.1.3.6	Fibras de vidrio (0,008 a 0,15 mm) ..	24	0,040
M.1.3.7	Lana de amianto.....	100 200 400	0,061 0,063 0,12
M.1.3.8	Lana de vidrio.....	50 100 200 300 400	0,041 0,039 0,041 0,048 0,056
M.1.3.9	Lana mineral granulada, aplicada a mano o a máquina en espesores de 5 a 15 cm, posición horizontal; sin re- cubrimiento.....	40 < $\rho$ < 160	0,043
M.1.3.10	Material fibroso, a base de dolomita y sílice.....	24	0,038
M.1.3.11	Material fibroso, a base de escoria.	150	0,038
M.1.3.12	Material granular aislante fabrica- do con silicato cálcico y alúmina	67	0,035
M.1.3.13	Poliestireno en partículas.....	15	0,036
M.1.3.14	Vermiculita expandida.....	100	0,070
M.1.3.15	Vermiculita en partículas.....	99	0,047

Anexos: "Conductividad térmica de materiales de construcción"

Hoja N° 2

		NCh853.EOF71	18.
TABLA 2 (continuación)			
N°	Material (M)	$\rho$ kg/m <sup>3</sup>	$\lambda$ W/(m·K)
M.2	CUBIERTAS		
M.2.1	Asbestocemento en planchas onduladas.....	1800 <math>\rho</math> <math>< 2000</math>	0,76
M.2.2	Asbestocemento en planchas planas.	1400 <math>\rho</math> <math>< 1800</math>	0,65
M.2.3	Asfalto	2100	0,9
M.2.4	Bitúmen (betún).....	1050	0,16
M.2.5	Cartón asfaltado.....	1100	0,14
M.2.6	Fibrocemento (amianto-cemento-celulosa).....	1400 <math>\rho</math> <math>< 1800</math>	0,46
		1000 <math>\rho</math> <math>< 1400</math>	0,35
M.2.7	Planchas onduladas metálicas.....	---	50
M.2.8	Tejas curvas.....	---	0,76
M.2.10	Tejas y planchas prensadas de fibrocemento.....	1800	0,76
M.3	HORMIGONES		
M.3.1	Bloques huecos de hormigón (promedio).....	1160	0,94
		1150	0,76
		500	0,66
M.3.2	Hormigón armado, dosificación normal	2400	1,75(1,50)
M.3.3	Hormigón celular		
M.3.3.1	Hormigón con cenizas.....	1000	0,41
M.3.3.2	Hormigón con escorias de altos hornos.....	600	0,17
		800	0,22
		1000	0,30
M.3.3.3	Hormigón normal, con áridos silíceos.....	600	0,34
		800	0,49
		1000	0,67
M.3.4	Hormigón liviano (con piedra pómez, escoria dilatada, puzolana, polietireno expandido en copos, vermiculita, etc.).....	600	0,17
		800	0,26
		1000	0,33
		1200	0,43
		1400	0,55
M.3.5	Hormigón con grava normal, sin armar:		
M.3.5.1	Hormigón con áridos livianos.....	1600	0,73
		1800	0,93
M.3.5.2	Hormigón con áridos ordinarios, sin vibrar.....	2000	1,16
M.3.5.3	Hormigón con áridos ordinarios, vibrado.....	2200	1,40
		2400	1,75

Anexos: "Conductividad térmica de materiales de construcción"

Hoja N° 3

NCh853.EOf71		19	
TABLA 2 (continuación)			
N°	Material (M)	$\rho$ kg/m <sup>3</sup>	$\lambda$ W/(m·K)
M.3.6	Hormigón de madera		
M.3.6.1	Hormigón de viruta de madera.....	450 < $\rho$ < 650	0,26
M.3.6.2	Hormigón de fibras de madera.....	300 < $\rho$ < 400	0,12
		400 < $\rho$ < 500	0,14
		500 < $\rho$ < 600	0,16
M.3.7	Placa de hormigón.....	2000	0,77
M.3.8	Placa de hormigón de escorias.....	1350	0,29
M.4	LADRILLOS		
M.4.1	Albañilería de ladrillo, incluso las juntas de mortero.		
M.4.1.1	Clinker.....	$\rho \geq 1900$	1,05
M.4.1.2	Clinker hueco.....	-----	0,79
M.4.1.3	Ladrillo hueco.....	1000	0,46
		1200	0,52
		1400	0,60
M.4.1.4	Ladrillo macizo .....	1000	0,46
		1200	0,52
		1400	0,60
		1800	0,79
		2000	1,0
M.4.2	Ladrillo hecho a mano.....	-----	0,5
M.4.3	Ladrillo liviano con agregados....	600	0,25
		800	0,31
M.4.4	Muros de adobes.....	1100 < $\rho$ < 1800	0,90
M.4.5	Muros de ladrillos livianos.....	800	0,34
		1000	0,41
		1200	0,49
M.4.6	Muros de ladrillos normales.....	1600	0,76
		1800	0,87
		2000	1,05
M.5	MADERAS		
M.5.1	Maderas livianas, tales como: álamo, pino insigne, alerce, tepa, laurel, raulí, coigüe, lingue, olivillo...	350 < $\rho$ < 450	0,12
		450 < $\rho$ < 600	0,15
M.5.2	Maderas pesadas, tales como: ulmo, pino araucaria, roble, pellín, eucalipto.....	600 < $\rho$ < 900	0,23
M.5.3	Madera terciada.....	400 < $\rho$ < 600	0,14
M.5.4	Paneles de fibras de madera prensada.....	850 < $\rho$ < 1000	0,20
M.5.5	Viruta de madera.....	140	0,060
		210	0,051

Anexos: "Conductividad térmica de materiales de construcción"

Hoja N° 4

NCB53.EOF71 20

**TABLA 2 (continuación)**

N°	Material (M)	$\rho$ kg/m <sup>3</sup>	$\lambda$ W/(m·K)
M.5.6	Viruta de madera mineralizada y con cemento.....	400	0,066
M.5.7	Viruta de madera prensada.....	650	0,082
M.6	MATERIALES A GRANEL O EN POLVO		
M.6.1	Arena.....	1600	0,49
M.6.2	Escorias.....	800	0,25
		1000	0,29
		1200	0,34
		1400	0,41
M.6.3	Grava.....	1800 <math>\rho</math> <math>< 2200</math>	0,80
M.6.4	Ladrillo molido	-	0,4
M.6.5	Productos minerales a granel.....	200	0,15
		400	0,18
		600	0,22
M.6.6	Productos minerales en polvo (kieselguhr, polvo mineral).....	200	0,08
		400	0,12
		600	0,16
		800	0,21
		1000	0,27
		1200	0,34
		1400	0,40
M.7	METALES		
M.7.1	Acero (1% C).....	7780	50
M.7.2	Aluminio.....	2700	210
M.7.3	Aluminio duro (duraluminio: 95% Al, 5% Cu).....	2780	200
M.7.4	Cínc.....	7140	110
M.7.5	Cobre.....	8930	380
M.7.6	Fundición (4% C).....	7400	50
M.7.7	Hierro puro.....	7870	75
M.7.8	Latón (70% Cu, 30% Zn).....	8450	105
M.7.9	Plomo.....	11300	35
M.8	MORTEROS Y ENLUCIDOS		
M.8.1	Enlucidos de yeso.....	800	0,35
		1000	0,44
		1200	0,56
M.8.2	Enlucidos y morteros de cal o cemento.....	1600	0,65
		1800	0,84
		2000	1,05
		2200	1,40

Anexos: "Conductividad térmica de materiales de construcción"

Hoja N° 5

NCh853.EOF71		21?	
TABLA 2 (continuación)			
N°	Material (M)	$\rho$ kg/m <sup>3</sup>	$\lambda$ W/(m·K)
M.8.3	Placas celulares o de áridos livianos.....	200	0,09
		400	0,16
		600	0,25
M.8.4	Placas de yeso.....	600	0,24
		800	0,28
		1000	0,35
		1200	0,41
M.9	PAVIMENTOS		
M.9.1	Azulejos.....	---	1,05
M.9.2	Baldosas cerámicas.....	---	1,75
M.9.3	Linóleo.....	1200	0,19
M.9.4	Madera (ver M.5)		
M.9.5	Pavimento plástico	--	0,75
M.9.6	Mármol.....	2500 < $\rho$ < 2850	2,0-3,5
M.9.7	Terrazo.....	2200	1,75
M.9.8	Tierra natural.....	1600 < $\rho$ < 1900	0,3 < $\lambda$ < 2,8
M.10	PIEDRAS		
M.10.1	Arena, secado normal.....	1500	0,6
M.10.2	Arenisca.....	2200	1,4
M.10.3	Basaltos.....	2800 < $\rho$ < 3000	1,8
M.10.4	Calcáreas		
M.10.4.1	blandas.....	1450 < $\rho$ < 1850	1,05
M.10.4.2	medias (calizas).....	1850 < $\rho$ < 2150	1,4
M.10.4.3	duras.....	2150 < $\rho$ < 2580	2,2
M.10.4.4	mármol.....	$\rho$ > 2590	2,9
M.10.5	Granito.....	2600 < $\rho$ < 3000	3,5
M.10.6	Gravas.....	1900	2,3
M.10.7	Lavas.....	2100 < $\rho$ < 2400	2,9
M.10.8	Mampostería.....	---	1,6 < $\lambda$ < 2,5
M.10.9	Piedra pómez.....	---	0,16 < $\lambda$ < 0,5
M.11	VARIOS		
M.11.1	Cartón.....	800	0,14
M.11.2	Cartón piedra.....	700	0,14
M.11.3	Caucho espuma.....	50 < $\rho$ < 100	0,035
		200	0,045
		300	0,06
		400	0,07
		500	0,09
M.11.4	Caucho natural.....	1050	0,16
		1150	0,28
M.11.5	Caucho sintético.....	1150	0,23
		1250	0,47

Anexos: "Conductividad térmica de materiales de construcción"  
 Hoja N° 6

NCh853.EQF71		221	
TABLA 2 (continuación)			
N°	Material (M)	$\rho$ kg/m <sup>3</sup>	$\lambda$ W/(m·K)
M.11.6	Celuloide	1400	0,22
M.11.7	Papel.....	1000	0,13
M.11.8	Vidrio para ventanas.....	-	1,2
M.12	YESOS		
M.12.1	Bloques de yeso para tabiques.	-	0,40
M.12.2	Planchas de yeso con revestimiento de cartón en ambas caras.....	-	0,20
M.12.3	Yeso con piedras pómez, escoria dilatada, puzolana, vermiculita, poliestireno expandido.....	200 400 600	0,08 0,12 0,16
M.12.4	Yeso normal.....	-	0,48
M.12.5	Yesos porosos.....	200 400 600	0,12 0,21 0,29

### 13.6 Anexo: Programa EES Antecámara

$$T_{\text{sat}_{\text{evap}}} = -7$$

$$T_{\text{cond}} = 35$$

$$p_{\text{cond}} = P_{\text{sat}}('R717'; T = T_{\text{cond}})$$

$$P_{\text{evap}} = P_{\text{sat}}('R717'; T = T_{\text{sat}_{\text{evap}}})$$

$$P_{\text{evap}} = P_1$$

$$T_1 = T_{\text{sat}_{\text{evap}}} + 5$$

$$h_1 = h('R717'; P = P_1; T = T_1)$$

$$s_1 = s('R717'; P = P_1; T = T_1)$$

$$v_1 = v('R717'; P = P_1; T = T_1)$$

$$p_{\text{cond}} = P_2$$

$$S_2 = s_1$$

$$T_2 = T('R717'; P = P_2; s = S_2)$$

$$H_2 = h('R717'; P = P_2; s = S_2)$$

$$v_2 = v('R717'; P = P_2; s = S_2)$$

$$T_3 = T_{\text{cond}} - 10$$

$$P_3 = P_2$$

$$h_3 = h('R717'; P = P_3; T = T_3)$$

$$S_3 = s('R717'; P = P_3; T = T_3)$$

$$v_3 = v('R717'; P = P_3; T = T_3)$$

$$p_4 = P_1$$

$$h_4 = h_3$$

$$T_4 = T_{\text{sat}_{\text{evap}}}$$

$$X_4 = \mathbf{x} ('R717' ; P = p_4 ; h = h_4)$$

$$S_4 = \mathbf{s} ('R717' ; P = p_4 ; h = h_4)$$

$$v_4 = \mathbf{v} ('R717' ; P = p_4 ; h = h_4)$$

$$P_5 = p_4$$

$$x_5 = 0$$

$$T_5 = T_4$$

$$h_5 = \mathbf{h} ('R717' ; P = P_5 ; x = x_5)$$

$$s_5 = \mathbf{s} ('R717' ; P = P_5 ; x = x_5)$$

$$v_5 = \mathbf{v} ('R717' ; P = P_5 ; x = x_5)$$

$$P_6 = P_1$$

$$x_6 = 1$$

$$T_6 = T_1$$

$$h_6 = \mathbf{h} ('R717' ; P = P_6 ; x = x_6)$$

$$s_6 = \mathbf{s} ('R717' ; P = P_6 ; x = x_6)$$

$$Q_{\text{refr}} = 182$$

$$Q_{\text{refr}} = m_5 \cdot (h_6 - h_5)$$

$$m_1 = m_2$$

$$m_1 \cdot (1 - X_4) = m_5$$

$$H_7 = h_1$$

$$p_7 = P_1$$

$$\dot{W}_{\text{fluid}} = m_1 \cdot (H_2 - h_1)$$

$$\dot{W}_{\text{eje}} = 47$$

$$\eta_{\text{mec}} = \frac{\dot{W}_{\text{fluid}}}{\dot{W}_{\text{eje}}} \cdot 100$$

$$\dot{V}_{\text{teorico}} = 266$$

$$\dot{V}_{\text{real}} = m_1 \cdot v_1 \cdot 3600$$

$$\eta_{\text{volum}} = \frac{\dot{V}_{\text{real}}}{\dot{V}_{\text{teorico}}} \cdot 100$$

$$Q_{\text{cond}} = m_1 \cdot (H_2 - h_3)$$

### 13.7 Anexo: Programa EES Cámara Frigorífica

$$T_{\text{sat}_{\text{evap}}} = -32$$

$$T_{\text{cond}} = 35$$

$$p_{\text{cond}} = P_{\text{sat}}('R717'; T = T_{\text{cond}})$$

$$P_{\text{evap}} = P_{\text{sat}}('R717'; T = T_{\text{sat}_{\text{evap}}})$$

$$P_{\text{evap}} = P_1$$

$$T_1 = T_{\text{sat}_{\text{evap}}} + 5$$

$$h_1 = h('R717'; P = P_1; T = T_1)$$

$$s_1 = s('R717'; P = P_1; T = T_1)$$

$$v_1 = v('R717'; P = P_1; T = T_1)$$

$$p_{\text{cond}} = P_2$$

$$S_2 = s_1$$

$$T_2 = T('R717'; P = P_2; s = S_2)$$

$$H_2 = h('R717'; P = P_2; s = S_2)$$

$$v_2 = v('R717'; P = P_2; s = S_2)$$

$$T_3 = T_{\text{cond}} - 10$$

$$P_3 = P_2$$

$$h_3 = h('R717'; P = P_3; T = T_3)$$

$$S_3 = s('R717'; P = P_3; T = T_3)$$

$$v_3 = v('R717'; P = P_3; T = T_3)$$

$$p_4 = P_1$$

$$h_4 = h_3$$

$$T_4 = T_{\text{sat}_{\text{evap}}}$$

$$X_4 = \mathbf{x} ('R717' ; P = p_4 ; h = h_4)$$

$$S_4 = \mathbf{s} ('R717' ; P = p_4 ; h = h_4)$$

$$v_4 = \mathbf{v} ('R717' ; P = p_4 ; h = h_4)$$

$$P_5 = p_4$$

$$x_5 = 0$$

$$T_5 = T_4$$

$$h_5 = \mathbf{h} ('R717' ; P = P_5 ; x = x_5)$$

$$s_5 = \mathbf{s} ('R717' ; P = P_5 ; x = x_5)$$

$$v_5 = \mathbf{v} ('R717' ; P = P_5 ; x = x_5)$$

$$P_6 = P_1$$

$$x_6 = 1$$

$$T_6 = T_5$$

$$h_6 = \mathbf{h} ('R717' ; P = P_6 ; x = x_6)$$

$$s_6 = \mathbf{s} ('R717' ; P = P_6 ; x = x_6)$$

$$Q_{\text{refr}} = 183,4$$

$$Q_{\text{refr}} = m_5 \cdot (h_6 - h_5)$$

$$m_1 = m_2$$

$$m_1 \cdot (1 - X_4) = m_5$$

$$H_7 = h_1$$

$$p_7 = P_1$$

$$\dot{W}_{\text{fluid}} = m_1 \cdot (H_2 - h_1)$$

$$\dot{W}_{\text{eje}} = 100,5$$

$$\eta_{\text{mec}} = \frac{\dot{W}_{\text{fluid}}}{\dot{W}_{\text{eje}}} \cdot 100$$

$$\dot{V}_{\text{tabla}} = 690$$

$$\dot{V}_{\text{real}} = m_1 \cdot v_1 \cdot 3600$$

$$\eta_{\text{volum}} = \frac{\dot{V}_{\text{real}}}{\dot{V}_{\text{tabla}}} \cdot 100$$

$$Q_{\text{cond}} = m_1 \cdot (H_2 - h_3)$$

$$\eta_{\text{mec;teor}} = 0,88$$

$$\dot{W}_{\text{ejeteor}} = \frac{\dot{W}_{\text{fluid}}}{\eta_{\text{mec;teor}}}$$

**13.8 Anexo: Calor específico de los alimentos**

Producto	% de agua	% Sólidos	Punto medio congelación	Calor específico (kcal/kg°C)		Calor latente (kcal/kg)
				Cp 1	Cp 2	
<b>Pescados</b>						
Pescado fresco limpio	73	27	-1,8	0,82	0,41	61
Pescado fresco c/grasa	60	40	-2,2	0,68	0,38	50
Caviar	50-60	50-40	-	0,70	0,31	40-50
Langosta, Jaiva	77	23	-	0,81	0,43	62
Ostras, Ostiones	80	20	-2,8	0,83	0,44	63
<b>Frutas</b>						
Manzanas	83	17	-2,0	0,92	0,42	67
Paltas	90	10	-2,8	0,91	0,49	76
Duraznos	87	13	-1,4	0,92	0,41	70
Melón	92	8	-1,7	0,94	0,48	73
Frutilla	90	10	-1,2	0,92	0,47	72
Frambuesa	82	18	-1,1	0,85	0,45	68
Naranja	84	16	-1,2	0,92	0,44	68
Guindas	82	18	-3,3	0,87	0,44	66
<b>Varios</b>						
Helados	60-65	40-35	-2,8	0,78	0,45	52
Queso	50	50	-1,1	0,60	0,30	37
Huevos	70	30	-1,2	0,76	0,40	56
Margarina	18	82	-	0,70	0,35	30
<b>Carnes</b>						
Vacuno (limpio)	72	28	-1,7	0,77	0,42	56
Vacuno (c/grasa)	51	49	-2,2	0,60	0,35	41
Cordero (limpio)	67	33	-1,8	0,73	0,41	53
Cordero (c/grasa)	50	50	-2,3	0,60	0,35	40
Cerdo con grasa	39-46	61-54	-2,4	0,51	0,32	31-37
Pollo	74	26	-2,8	0,70-0,76	0,40	59

13.9 Anexo: Puerta frigorífica típica

