

## CAPITULO I

### CONSIDERACIONES DE CÁLCULO DE UNA CÁMARA DE FRÍO

#### 1.1 Lugar de ubicación de la cámara frigorífica

La cámara frigorífica se construirá en la XI región de Carlos Ibáñez del campo en la localidad de Aysén, por los motivos que la economía de Puerto Aysén y de Puerto Chacabuco se desarrolla básicamente en torno a la pesca, al cultivo marino.

Puerto Aysén se ubica a 65 km de la Capital Regional, Coyhaique, y a solo 15 km de Puerto Chacabuco, principal puerto y punto de entrada a la Región de Aysén por vía marítima.

Los climas de Puerto Aysén y de Puerto Chacabuco son del tipo templado lluvioso con promedios anuales alrededor de 3.000 milímetros y una temperatura media anual de 8 °(C), con una mínima de -6 ° (C) en invierno y una máxima de 25 ° (C) en verano.

La influencia marítima y las altas precipitaciones se manifiestan también en los altos valores que alcanza la humedad atmosférica, la que presenta un valor medio anual de 87% en Aysén, sin haber ningún mes con humedad relativa inferior a 80%. Otra característica asociada es el predominio de una gran cantidad de nubosidad durante todo el año. (Dirección Meteorológica De Chile)



Figura N° 1.1 Mapa de ubicación de la localidad de Aysén; Fuente: Sernatur.

## 1.2 Esesor del aislante.

Se debe tener en consideración que para la construcción de la cámara o diversas instalaciones frigoríficas es fundamental los tipos de aislamiento y espesor a utilizar, limitando considerablemente la entrada de calor y reduciendo los costes de instalación y funcionamiento de las mismas. Las características generales de los materiales aislantes están especificadas en la norma UNE 100171:1989 IN (informe).

Los objetivos y las propiedades que deben poseer los aislantes son:

- Facilitar el mantenimiento de la temperatura, ajustando las pérdidas de calor a unos valores prefijados (por unidad de superficie).
- Evitar condensaciones sobre superficies.
- Maximizar el ahorro con la selección del espesor económico óptimo.
- Baja conductividad
- Baja higroscopicidad
- Incombustible
- Resistente a la compresión y a la tracción

### 1.2.1 Cálculo del espesor del aislante.

En la práctica no suele conocerse el flujo de calor, por ello se recurre a ciertas reglas o normas prácticas para determinar el espesor del aislante a utilizar, se fijara un valor que corresponde al coeficiente global de perdidas "K", en congelación existe un rango de valores 5 a 6  $\left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}\times\text{m}^2}\right)$ , sin embargo en ocasiones aparece tabulado el coeficiente global de transmisión "K<sub>1</sub>", (Ramírez, 1994). La ecuación de relación entre ambos es:

$$K = K_1 \times (\Delta t) \quad (1)$$

$$\Delta t = t_e - t_i \quad (2)$$

Donde:

K : Coeficiente Global de Pérdidas de Calor,  $\left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}\times\text{m}^2}\right)$ .

K<sub>1</sub> : Coeficiente Global de Transmisión,  $\left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}\times\text{m}^2 \times ^\circ\text{C}}\right)$ .

$\Delta t$  : Salto Térmico, ( $^\circ\text{C}$ ).

t<sub>e</sub> : Temperatura Exterior de la Cámara, ( $^\circ\text{C}$ ).

t<sub>i</sub> : Temperatura Interior de la Cámara, ( $^\circ\text{C}$ ).

Para el diseño se fijara un valor de:

$$K = 6 \left( \frac{\text{Kcal}}{\text{h} \times \text{m}^2} \right)$$

Como se expuso anteriormente, en ocasiones aparece tabulado el valor del coeficiente global de transmisión "K<sub>1</sub>", se procederá a realizar el cálculo de este valor, para la posterior selección del espesor de aislamiento y panel a utilizar.

Valores de diseño:

$$t_i = -25 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$t_e = 25 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

Reemplazando en (2)

$$\Delta t = 25 - (-25) = 50 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

Se tiene que:

$$\Delta t = 50 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$K = 6 \left( \frac{\text{kcal}}{\text{h} \times \text{m}^2} \right)$$

Reemplazando los valores en la ecuación (1), se obtiene:

$$K_1 = 0,120 \left( \frac{\text{Kcal}}{\text{h} \times \text{m}^2 \times ^\circ\text{C}} \right), \text{ equivalentes a } 0,1395 \left( \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \times \text{k}} \right).$$

### 1.2.1.1 Selección de panel y espesor del aislante.

Para la construcción de la cámara se utilizarán los paneles para cámaras frigorífica industriales de la Empresa Danica (Frigoloc III) de PUR (poliuretano expandido) **Anexo N° 1.**

En la tabla siguiente se entregan los valores de espesor aislante con su respectivo coeficiente Global de Transmisión de Calor, según Empresa Dánica.

**Tabla N° 1.1: Características Físicas de Paneles Termo aislantes**

<b>Características Físicas</b>				
<b>Acero 0,5mm</b>				
<b>Espesor Aislante</b>	<b>Ancho Útil</b>	<b>Coficiente Global de Transmisión de calor (*)</b>	<b>Peso Propio</b>	<b>Luz Máximo Autoportante (**)</b>
(mm)	(mm)	(Watts/m <sup>2</sup> .k)	(Kg/m <sup>2</sup> )	(mm)
50	1149	0,4905	11,33	3400
70	1149	0,3591	12,08	3850
100	1149	0,2557	13,22	4650
120	1149	0,2138	14,07	5100
150	1149	0,1732	15,49	5600
200	1149	0,1302	17,44	6300

\* Factor de conversión: 1W/m<sup>2</sup>.k = 0,860kcal/h.m<sup>2</sup>. °C  
 \*\*Para una carga distribuida de 66kg/m<sup>2</sup> y admitiendo una flecha de L/200

Fuente: Catalogo Dánica, Cámaras Frigoríficas Industriales.

Como anteriormente se calculo el valor del Coeficiente Global de Transmisión de Calor, obteniéndose:

$$K_1 = 0,1395 \left( \frac{W}{m^2 \times k} \right),$$

Se selecciona el panel con espesor aislante de 200 mm que posee un Coeficiente de Transmisión de Calor,  $K_1 = 0,1302 \left( \frac{W}{m^2 \times k} \right)$ , así mientras mayor sea el espesor del aislante del panel, menores serán el flujo de perdidas, por ende los equipos de refrigeración y el consumo serán menores.

### 1.3 **ESPECIFICACIONES CONSTRUCTIVAS.**

#### 1.3.1 **Paredes y Techo**

Para su construcción se utilizarán los paneles de la empresa Dánica anteriormente mencionados de 200 mm de espesor.



Figura N° 1.2 Imagen de Panel Termo aislante PUR Modelo Frigoloc III; Fuente: Catalogo Dánica, Cámaras Frigoríficas Industriales.

#### 1.3.2 **Suelo de la Cámara.**

En términos generales y para todos los casos en el montaje de Cámaras frigoríficas, el suelo debe estar totalmente nivelado y liso, por que condicionará las diferentes formas de preparar los suelos para el montaje de la Cámara.

La diferencia con las Cámaras de refrigeración es la necesidad de tomar precauciones para evitar que se congele el suelo de la Cámara, ya que si ésta se produce podría ocasionar el deterioro de las paredes.

Las formas más usuales de protección del suelo contra las congelaciones son:

- Canalización de aire (natural o forzado), también conocido como vacío sanitario.
- Calentamiento del suelo de la cámara por medio de:
  - Resistencia eléctrica.
  - Tubos con agua glicolada.

El procedimiento de vacío sanitario es el que suele utilizarse para evitar la congelación del suelo, porque cumple su función las 24 horas del día (Ramírez, 1994), por ende este procedimiento se utilizara para la preparación del suelo de la cámara.

### 1.3.2.1 PREPARACIÓN DEL SUELO CONTRA LA CONGELACIÓN.

#### 1.3.2.1.1 Aireación Natural o Vacío Sanitario.

En ella se hace que circule aire por debajo del aislamiento del suelo consiguiendo que esté a una temperatura superior a 0°C evitando la congelación del suelo. Dicha Aireación será de bovedilla o tubo. En ambos casos tanto la bovedilla como los tubos desembocarán en dos colectores que a su vez tendrán salida y entrada de aire por medio de chimeneas de 2,5 y 0,5 m. de altura respectivamente, que son las que hacen circular el aire.

Uno de los colectores tendrá conexión a la red general para el drenaje de agua que se pueda originar. Es conveniente que las bovedillas y el colector del drenaje tengan una inclinación mínima del 2% hacia el drenaje.

Otra variante es evitar la chimenea e instalar ventiladores para forzar la circulación de aire y en zonas muy frías añadir resistencias eléctricas controladas por termostato, que aseguren que la temperatura del aire nunca desciende de 0 °C.

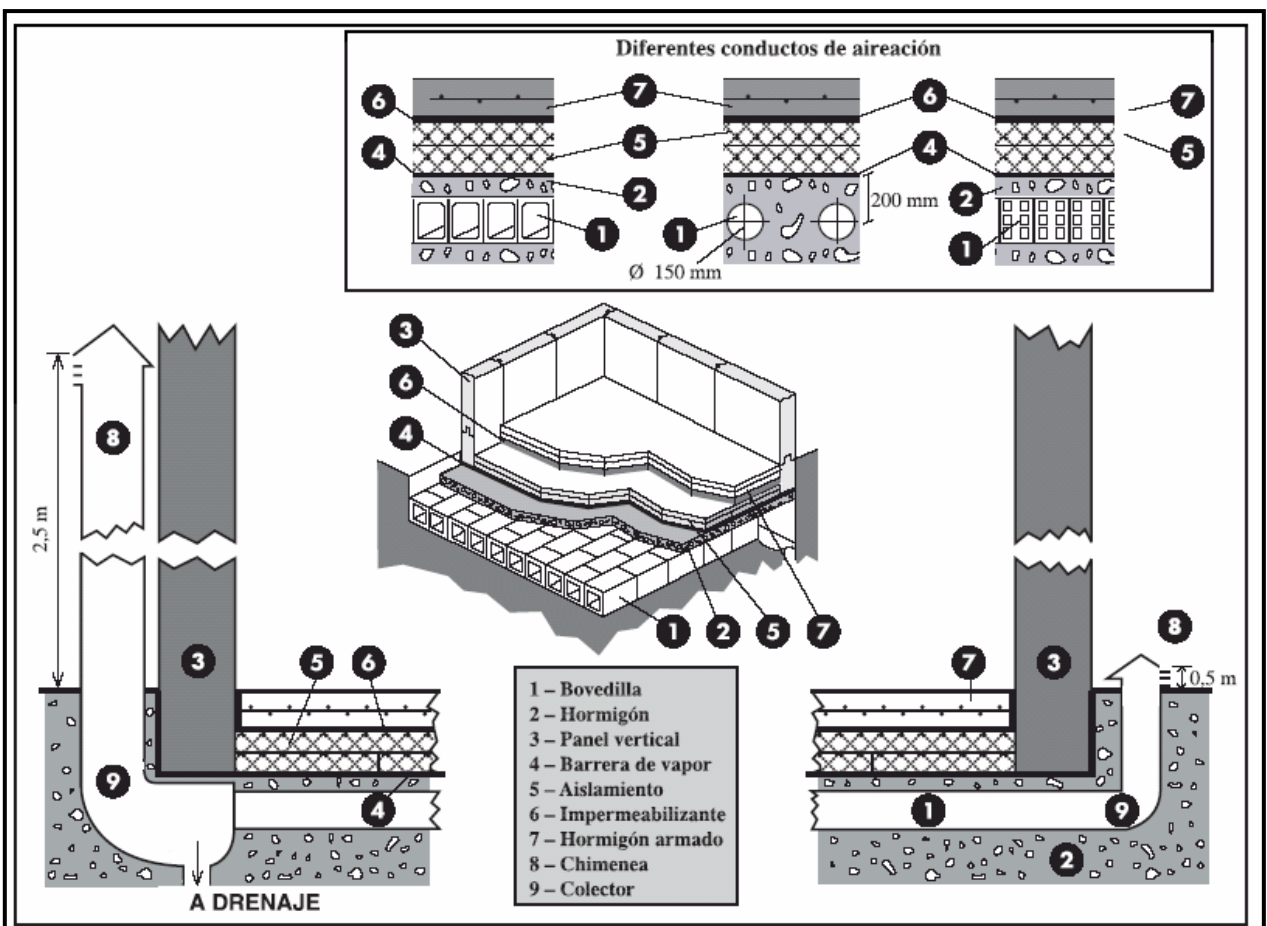


Figura Nº 1.3 Preparación del suelo contra la congelación; Fuente: Catalogo KIDE, Cámaras Frigoríficas Industriales.

### 1.3.2.1.2 Preparación del Suelo Sin Panel

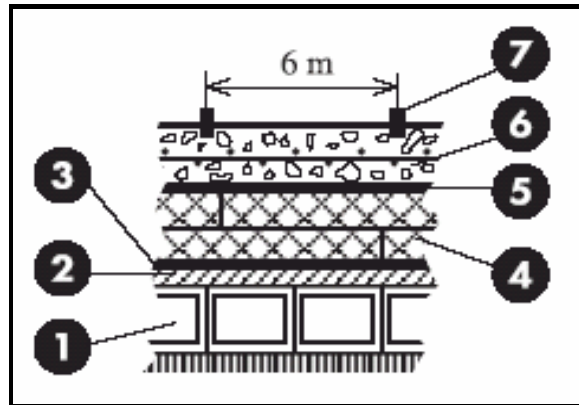


Figura N° 1.4 Preparación del suelo contra la congelación sin panel; Fuente: Catalogo KIDE, Cámaras Frigoríficas Industriales.

En aspectos generales, hay que seguir el procedimiento anteriormente mencionado, los cuales se resumen en:

- 1- Bovedilla hueca o ladrillo, tubo, etc.
- 2- Hormigón de relleno.
- 3- Barrera de vapor que será una lámina bituminosa soldada en caliente con armadura de aluminio interior.
- 4- Placas de aislamiento interpuestas.
- 5- Impermeabilizante que puede ser polietileno de 0,2 mm; su objetivo es la de proteger el aislamiento del agua que puede tener el hormigón.
- 6- Hormigón armado de resistencia característica  $200 \text{ kg/cm}^2$ , formando una capa de 120 mm de espesor como mínimo. La armadura será de malla electro soldada formada por redondos de 5 mm. de diámetro cada 150 mm.
- 7- Junta de retracción de espesor comprendido entre 5 y 10 mm y una profundidad de  $1/3$  del espesor del hormigón armado formando cuadrado de 6 m.

En este tipo de instalaciones lo más importante es la pantalla o barrera antivapor. Si dicha barrera no está debidamente instalada existirá un flujo de vapor de agua del exterior al interior.

La barrera de vapor ha de ser continua, con las juntas solapadas y soldadas un mínimo de 0,10 m., tanto en superficies lisas como en uniones debe estar colocada de tal forma que aunque haya movimientos no se rompa. La barrera de vapor una vez instalada no debe dejar ningún hueco, debe ser totalmente estanco.

Se recomienda barrera de vapor con aluminio y material bituminoso para su soldado en caliente.



### 1.3.2.1.3 Preparación del suelo con panel.

El vaciado donde irá la bovedilla y el hormigón base deben de estar nivelados y lisos, el procedimiento a ejecutar es el anteriormente mencionado, la diferencia que al colocar el panel se omiten la barrera de vapor, aislamiento e impermeabilizante, ya que estas características los posee el panel, **esta será la forma de preparación a utilizar para la cámara.**

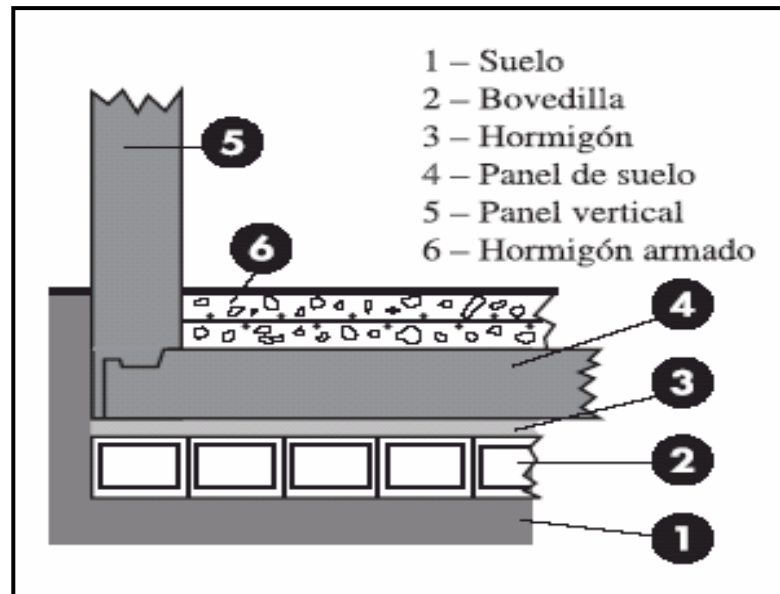


Figura N° 1.5 Preparación del suelo contra la congelación; Fuente: Catalogo KIDE, Cámaras Frigoríficas Industriales.



Figura N° 1.6 Fotografía obtenida en trabajos de obra durante montaje de cámara; Fuente: Empresa Aliserv.



### 1.3.3 Puerta

La puerta será corredera de la Empresa Dánica modelo PB-CM, ya que posee un marco incorporado para el modelo de panel frigoloc III, sus medidas son 2 m de ancho y 2 m de alto. Consta de aislamiento de poliuretano expandido de 200 mm de espesor con retardante a la llama clase R1, recubierto por láminas de acero galvanizado prepintado de 0,5 mm de espesor, prepintado en color blanco RAL 9003, posee la chapa interna y externa de la hoja, unidas por perfil de PVC para quebrar el puente de frío y alojamiento de la unión de sello, herrajes en acero al carbono, tornillos y arandelas para fijación de los accesorios en acero inoxidable AISI 304, posee sello de goma de elastómero EPDM para cámaras con temperaturas de hasta  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ .



Figura N° 1.7 Puerta Termo Aislante Modelo PB-CM; Fuente: Catalogo Dánica, Puertas Termo Aislantes.

#### 1.4 Dimensionamiento de la cámara

Para calcular las dimensiones de la cámara, se fijó una capacidad de salmón congelado a conservar, para ello se consideró; la capacidad de un contenedor 40' (pie) Reefers para el producto diario a ingresar de 288 cajas equivalentes a 7,2 ton de salmón congelado, la mejor forma de almacenaje y disposición para la conservación de productos congelados empaquetados es mediante anaqueles que alberguen palets sobre los que se coloca la carga para que no afecte la circulación de aire y así evitar los desplazamientos de carga, daños al personal, instalaciones y productos, los espacios de pasillos y separaciones según lo que exige El Reglamento Técnico Sanitario Sobre Condiciones De Almacenamiento Frigorífico De Alimentos Y Productos Alimentarios, las distancias mínimas son; los alimentos almacenados deben tener una distancia del suelo de 10 cm., de 15 cm. de las paredes, de 30 cm. con la superficie de los serpentines, de 50 cm. con los techos y de 150 cm. con los evaporadores con sistemas de ventilación forzada, 1m de altura máxima de estiba por palet, para así asegurar una correcta circulación de aire frío entre ellas y la evacuación de calor.

Por lo tanto las medidas de la cámara seleccionada son de 9m x 10 m x 8m, teniendo un volumen de cámara de 720 m<sup>3</sup>, la capacidad de la cámara para conservar salmón congelado es 16 ton, la cantidad de cajas son de 640 cajas, cada una de ellas tiene una capacidad de 25 Kg.

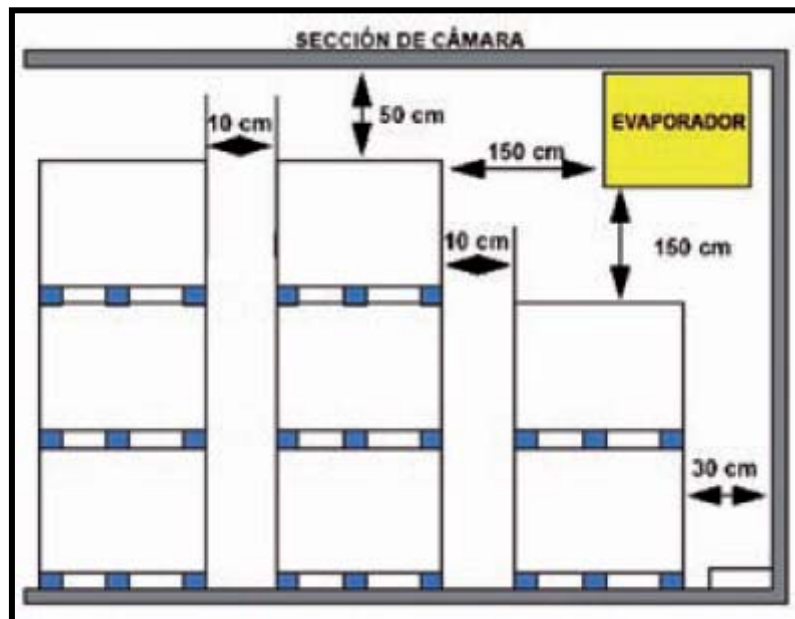


Figura N° 1.8 Distancias mínimas para asegurar la recirculación de aire, Fuente: RAL Logística.

### 1.4.1 Distribución de la cámara

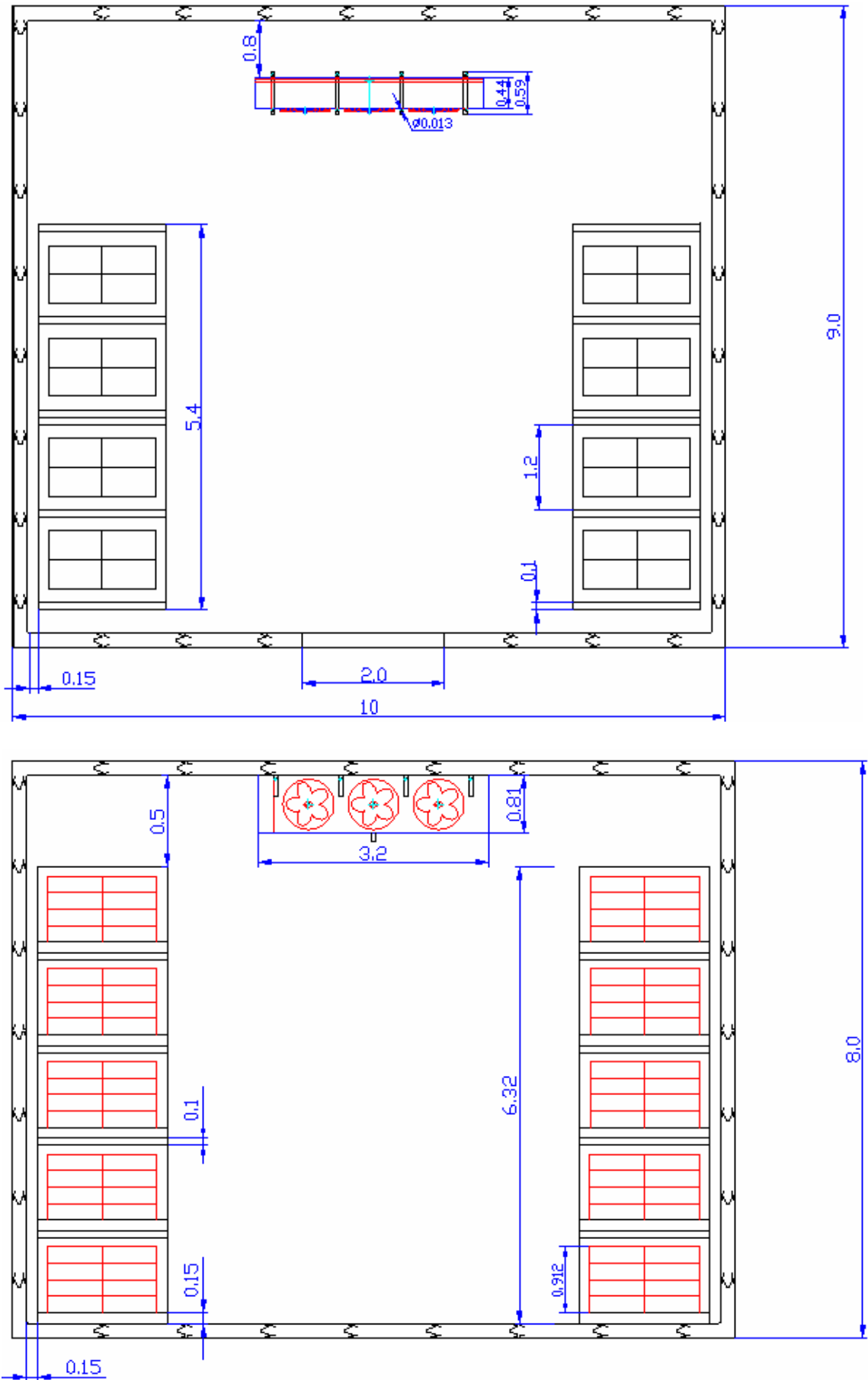


Figura N° 1.9 Vistas superior y frontal de distribución de la cámara en m.

## 1.5 CÁLCULO CARGA DE ENFRIAMIENTO.

La carga de enfriamiento está conformada por la suma de distintas fuentes de calor. Tales como:

- Calor por Ganancia de Superficie
- Calor Renovación de Aire
- Calor por Personal Humano
- Calor Producto y Empaque
- Calor Equipos dentro Bodega

### 1.5.1 Calor por ganancia de superficie.

Se fija el coeficiente total de transferencia de calor “U” siendo de 0.112 (kcal/ hm<sup>2</sup> °C) para la construcción de cámaras con un espesor de 200 mm a una temperatura a -25 °C , mediante los paneles de la Empresa Dánica modelo Frigoloc III, el calor transmitido en un lapso de tiempo vendrá determinada por la siguiente ecuación:

$$Q_c = U \times A \times \Delta T \quad (3)$$

Donde:  $Q_c$  : Flujo de calor; (kcal/h).

$A$  : Superficie de transferencia; (m<sup>2</sup>).

$U$  : Coeficiente total de transferencia de calor dependiendo al material utilizado, (kcal/ hm<sup>2</sup> °C).

$\Delta T$  : Diferencial de temperatura entre el ambiente externo y la temperatura interna que se desea mantener, (° C).

Para calcular la transmisión de calor se reemplazará en (3), quedando la relación como sigue:

$$Q_c = 0,112 \times 72 \times 50$$

$$Q_c = 403,2 \text{ (kcal/h)}$$

Al reemplazar las áreas involucradas correspondientes a las paredes que conforman la cámara, se elabora una tabla que reúnan las variables que intervienen en el cálculo de “ $Q_c$ ”.

**Tabla Nº 1.2: Ganancia de calor por superficie.**

Superficie	A	U	$\Delta T$	$Q_c$
<b>Pared</b>	m	kcal/hm <sup>2</sup> °C	°C	kcal/h
<b>Lateral derecho</b>	72	0,112	50	403,2
<b>Lateral izquierdo</b>	72	0,112	50	403,2
<b>Frontal</b>	76	0,112	50	425,6
<b>Trasera</b>	80	0,112	50	448
<b>Techo</b>	90	0,112	50	504

<b>Puerta</b>	4	0,112	50	22,4
<b>Piso</b>	90	0,112	50	504
<b>Q total</b>				2710,4

Para un periodo de 24 horas se obtiene:

$$Q_c = 2710,4 \text{ (kcal /h)} \times 24 = 65.050 \text{ (kcal/día)}$$

### 1.5.2 Calor renovación de aire.

El ingreso y salida de productos genera entradas de aire a distinta temperatura y humedad asociadas a la apertura de puertas de cámaras o recepción de productos con respecto a la acomodación de la carga. Obviamente y a consecuencia de estas infiltraciones de aire se genera una nueva aportación de calor a contrarrestar mediante el sistema frigorífico.

$$Q_r = V_{int} \times \Delta h \times n \times 0.24 \quad (4)$$

$$\Delta h = h_e - h_i \quad (5)$$

Donde:  $V_{int}$  : Volumen interior de la cámara; ( $m^3$ )  
 $\Delta h$  : Calor del aire; ( $kJ/m^3$ )  
 $n$  : Renovaciones por aire  
 $h_e$  : Entalpía del aire exterior; ( $Kj/m^3$ )  
 $h_i$  : Entalpía del aire interior; ( $Kj/m^3$ )

Se tiene:  $V_{int} = V_{Cámara} - V_{Pared} \quad (6)$

Donde:  $V_{cámara} = 720 \text{ m}^3$   
 $V_{pared} = 97 \text{ m}^3$

Al reemplazar en ecuación (6), se obtiene:  $V_{int} = 623 \text{ m}^3$

#### Condiciones exteriores:

- Temperatura Máxima Exterior: 25 °C
- Humedad relativa promedio: 87 %

#### Condiciones interior de la cámara:

- Temperatura: -25 °C
- Humedad relativa: 90 % (Anexo N° 2)

Al ingresar estos valores al diagrama psicrométrico del aire, (Anexo N° 3), se obtiene:

$$h_e = 69 \text{ (kj/kg}_{\text{aire seco}})$$

$$h_i = -23,9 \text{ (kj/kg}_{\text{aire seco}})$$

Al reemplazar en la ecuación (5), resulta:

$$\Delta h = 92,9 \text{ (kJ/kg}_{\text{aire seco}} \text{)}$$

Con un volumen específico de aire de 0.78 (m<sup>3</sup>/kg<sub>aire seco</sub>)

Para obtener el valor “n”, se ingresa a la Tabla de Renovación de aire diario para cámaras negativas (**Anexo N° 4**), con el Volumen interior de la Cámara, y por medio de interpolación lineal se obtiene:

$$n = 2.45$$

Al reemplazar los valores en la ecuación (4), se obtiene:

$$Q_r = 623 \times 92,9 \times 2,45 \times \frac{1}{0,78} \times 0,24$$

$$Q_r = 43.630 \text{ (kcal/día)}$$

### **1.5.3 Calor por personal humano.**

Esta es la carga térmica producida por el personal que se encarga de estibar los productos dentro de la cámara.

$$Q_p = q \times n \times t \times 0,86 \quad (6)$$

Donde: q : Calor por personas; (W)  
n : Número de personas en la cámara.  
T : Tiempo de permanencia; (h/día)

#### **Datos de diseño:**

Para cámaras a – 25 ° C, el calor liberado por persona “q” será de 420 W, (**Anexo N° 5**)

$$n = 3$$

$$t = 24, \text{ condición más desfavorable.}$$

Se reemplazan los valores en la ecuación (6), se obtiene:

$$Q_p = 420 \times 3 \times 24 \times 0.86 = 26.006 \text{ (kcal/día)}$$

### **1.5.4 Calor del producto y su empaque.**

Como el producto ya viene congelado no hay que realizar pérdidas por enfriamiento o congelación del mismo, tan solo hay que estabilizar las posibles pérdidas de temperatura que se pueden producir durante el traspaso de la carga a la cámara.

Pero hay que considerar que el producto congelado no debe subir su temperatura por encima de -18 °C, para que no sufra alteraciones en sus propiedades, aún así no efectuándose en la práctica (Ramírez, 1994), y será calculada por la siguiente ecuación:

$$Q_c = m \times C_e \times \Delta t \quad (7)$$

Donde: m : Masa diaria de pescado introducido; (kg)

$C_e$  : Calor específico medio del pescado congelado; (kcal/kg °C)

### Condiciones del producto.

- Tipo de pescado : Pescado Graso (Salmón)
- Peso Producto : 25 (kg), por caja
- Cantidad producto diario : 7200 (kg)
- Cantidad de cajas diarias : 288
- Temperatura de cámara : -25 (°C)
- Temperatura de ingreso producto : -18 (°C)
- Calor específico pescado graso : 0.41 (kcal/kg °C) (**Anexo N° 6**)
- $\Delta t = -18 - (-25) = 7$  (°C)

Al reemplazar en ecuación (7), se obtiene:

$$Q_{C1} = 7200 \times 0,41 \times 7 = 20.664 \text{ (kcal/dia)}$$

### Condición de la caja. (**Anexo N° 7**)

- Tipo de embalaje : Caja de cartón corrugado 756x 406x 228 mm
- Peso Caja : 1,53 (kg)
- Cantidad de cajas diarias : 288
- Temperatura de cámara : -25 (°C)
- Temperatura de ingreso caja : 25 (°C)
- Calor específico Cartón : 0,3 (kcal/Kg °C) (**Anexo N° 8**)
- $\Delta t = 25 - (-25) = 50$  (°C)
- $m = 1.53 \text{ kg} \times 288 = 440,6$  (kg)

Reemplazando en la ecuación (7), se obtiene:

$$Q_{C2} = 440,6 \times 0,3 \times 50 = 6.609 \text{ (kcal/dia)}$$

### 1.5.5 Calor equipos bodega.

Esta carga se divide en:

- Calor por Iluminación
- Calor Motor Ventilador

#### 1.5.5.1 Calor por iluminación.

$$Q_i = N \times P_f \times T \times n_f \times 0.86 \quad (9)$$

Donde: N : Número de luminarias a utilizar.



- $P_f$  : Potencia de fluorescentes; (W).  
 $T$  : Tiempo de funcionamiento; (hr).  
 $n$  : Cantidad de tubos fluorescentes por luminaria.

**Datos de diseño:**

- $N = 3$   
 $P_f = 150$  (W).  
 $T = 24$  (hr/día), condición más desfavorable.  
 $n = 1$

Reemplazando los datos en la ecuación (9), se obtiene:

$$Q_i = 3 \times 150 \times 24 \times 1 \times 0,86 = 9.288 \text{ (kcal/día)}$$

**1.5.5.2 Calor Motor de Ventilador.**

$$Q_m = P_m \times T \times 0,86 \quad (10)$$

- Donde:  $P_m$  : Potencia global de los motores los ventiladores; (W).  
 $T$  : Tiempo de funcionamiento; (hr)

Se utilizará esta ecuación cuando los ventiladores están predeterminados y se conocen todas las características, en caso contrario se toma como referencia un 15 % del valor de Calor total inicial (Ramírez, 1994).

Obtenidos los valores las cargas térmicas, se presenta en la tabla el resumen de las cargas térmicas, y el calor total.

**Tabla Nº 1.3: Resumen de cargas térmicas por día.**

<b>Carga Térmica Producida Por:</b>	<b>Q(kcal/día)</b>
Calor Por Ganancia De Superficie	65.050
Calor Por Renovación De Aire	43.630
Calor Por Personal Humano	26.006
Calor Del Producto	20.664
Calor Empaque	6.609
Calor Por Iluminación	9.288
Calor Inicial Total	171.247
Calor Motor Ventilador (15% Del Calor Total Inicial)	25.687
Carga Térmica Parcial	196.934
Factor De Seguridad (10% De La Carga Térmica Parcial)	19.693
Carga Térmica Diaria Total	216.627

Para cámaras frías con temperaturas de funcionamiento por debajo de 0 °C, se estima una duración horaria del grupo frigorífico en 18 horas por día, dando un margen de 6 horas para el descarchado de los evaporadores (Ramírez, 1994).

La capacidad requerida del grupo frigorífico en (kcal/h), se calcula dividiendo la carga térmica total diaria; por el tiempo deseado de enfriamiento.

$$\text{Capacidad del equipo} = \frac{\text{carga termica diaria total}}{\text{tiempo de enfriamiento}}$$

$$\text{Capacidad del equipo} = \frac{216.627}{18} = 12.035 \text{ (kcal/h)}$$

## 1.6 **SISTEMA DE REFRIGERACIÓN**

Se considera instalar un sistema de refrigeración mecánica por compresión de vapor de una etapa, con un sistema de expansión directa, por ser el más utilizado en instalaciones frigoríficas con una capacidad menor a las 100 ton.

El tipo de sistema por el cual se optó es por medio de expansión seca utilizando una válvula de expansión termostática, por el motivo que la cámara es de capacidad media, la distancia entre el evaporador y el compresor es relativamente corta, la tecnología a implementar es acorde con los requerimientos del sistema de refrigeración, mayor grado de seguridad, el volumen requerido por la válvula de expansión termostática y la cantidad de refrigerante a utilizar es menor.

El tipo de medio condensante a utilizar es a través de enfriamiento por aire.

Los evaporadores con circulación de aire forzado presentan un bajo coeficiente de calor.

Se debe tener en consideración el dimensionamiento de las tuberías tanto de aspiración, descarga y líquido, para no tener reducción en la potencia del compresor al tener una elevada caída de presión.

### 1.6.1 **Temperatura de Evaporación y Condensación.**

Para seleccionar la temperatura de evaporación con la cual trabajan los intercambiadores de calor. se debe considerar la humedad relativa que se desea mantener en la cámara, por que al ser menor la diferencia de temperatura escogida mayor será la humedad relativa y viceversa, es de suma importancia por el motivo de provocar desecación del pescado o pérdida de peso del mismo (Ramírez, 1994).

La expresión que determina la temperatura de evaporación es:

$$T_E = T_P - D_T \quad (11)$$

Donde:  $T_E$  : Temperatura de evaporación; ( $^{\circ}\text{C}$ )  
 $T_P$  : Temperatura del producto; ( $^{\circ}\text{C}$ )  
 $D_T$  : Diferencia de temperatura; ( $^{\circ}\text{C}$ )

La " $D_T$ " de diseño del evaporador requerida para una humedad relativa de 90% se obtiene de la tabla de valores recomendados de ( $\text{hr}/\Delta t$ ) en convección natural y forzada, lo cual se selecciona un valor de 5,5 ( $^{\circ}\text{C}$ ) (**Anexo N° 9**)

**Datos de diseño:**

$$T_P = -25 \text{ (}^{\circ}\text{C)}$$

$$D_T = 5,5 \text{ (}^{\circ}\text{C)}$$

Reemplazando los datos en ecuación (11), se obtiene:

$$T_E = -25 - (5,5) = -30,5 \text{ (}^{\circ}\text{C)} = 242,65 \text{ (}^{\circ}\text{K)}$$

El medio condensante como se expuso será el aire, para este medio se admite generalmente que la temperatura de condensación esté aproximadamente entre 12 ( $^{\circ}\text{C}$ ) y 16( $^{\circ}\text{C}$ ) por encima de la temperatura ambiente (Ramírez, 1994).

$$T_c \approx 12 \div 16 \text{ (}^{\circ}\text{C)} + T_A \quad \text{(12)}$$

Donde:  $T_C$  : Temperatura de condensación; ( $^{\circ}\text{C}$ )  
 $T_A$  : Temperatura ambiente; ( $^{\circ}\text{C}$ )

**Datos de diseño:**

$$T_A = 25 \text{ (}^{\circ}\text{C)}.$$

Al reemplazar los datos en la ecuación (12), se obtiene:

$$T_C = 14 + 25 = 39 \text{ (}^{\circ}\text{C)} = 312,15 \text{ (}^{\circ}\text{K)}$$

**1.6.2 Elección del Refrigerante**

Se ha optado por el refrigerante ecológico R-404 A, el cual es una Mezcla ternaria quasi-zeotrópica: R-143a (52%), R-125 (44%), R-134a (4%), también facilita el retrofit (Anexo N° 33), por ser sustituto del R-22 y R-502, su curva de saturación es adecuada para baja  $T^{\circ}$ .

**Las consideraciones de dicha elección son las siguientes:**

- Debido a que los cloro fluoro carbonados (CFC) e hidrofluorocarbonados (HCFC) destruyen la capa de ozono y Chile dejará de importarlos, como plazo máximo para esto se fijó el año 2020, de acuerdo a lo establecido por la CONAMA, para asegurar el cumplimiento del protocolo de Montreal.

- Debido que se utilizará un sistema de refrigeración por compresión de expansión directa, éste puede trabajar con refrigerantes ecológicos de alta seguridad.
- Ante un eventual escape no es tóxico, no es explosivo, en caso de fugas es fácilmente detectable.
- Disponibilidad, transporte y almacenamiento sencillos.
- Posee Estabilidad química y térmica, Comportamiento neutro con materiales normalmente empleados en circuitos.
- No se disuelve en aceites minerales, para ello es necesario utilizar aceites **POE**, tales como Mobil EAL ARCTIC 2200, ICI (virginia KMP) EMKARATE RL 320F estos aceites son mucho más higroscópicos (con una breve exposición al ambiente absorben la suficiente agua como para dejarlos inservibles), debe colocarse un filtro secador en la línea de líquido. Si el grado de humedad es alto puede producirse corrosión, fango, alcohol y ácido. Los aceites POE tienen además un efecto limpiador (arrastra todas las partículas metálicas y polvo presente en el circuito). Las instalaciones con este aceite deben hacerse mucho más cuidadosamente
  - Preparación de tubos muy limpios (sin rebabas, ni virutas, ni aceite)
  - Evitar humedad (tubos, compresor cerrados, buen vacío)
  - Evitar polvo.
  - Soldar con nitrógeno seco (atmósfera de nitrógeno), evitar oxidación.

### **1.6.3 Análisis Termodinámico del Ciclo Real de Refrigeración.**

El rendimiento isoentrópico “ $\eta_i$ ” que representa la influencia del compresor en la eficacia realmente conseguida por el refrigerante se puede determinar por la siguiente ecuación:

$$\eta_i = \eta_v \times \eta_m \quad (13)$$

Donde:  $\eta_i$  : Rendimiento isoentrópico  
 $\eta_v$  : Rendimiento volumétrico  
 $\eta_m$  : Rendimiento mecánico

Para el cálculo del rendimiento volumétrico se utilizo el grafico de rendimiento volumétrico (**Anexo N° 10**), con la relación de temperatura de condensación entre la temperatura de evaporación en grados kelvin, la que es igual a 1,286, por ende el rendimiento volumétrico, es:

$$\eta_v = 0,55$$

$$\eta_m = 0,9 \text{ (Ramírez, 1994)}$$

Reemplazando los datos en ecuación (13), se obtiene:

$$\eta_i = 0,55 \times 0,9 = 0,495 \approx 0,5$$

Para el análisis termodinámico del ciclo real de compresión se utilizará el programa de refrigeración CoolPack. Este programa permite determinar los parámetros más importantes como la potencia requerida por el compresor, el flujo másico del refrigerante, desplazamiento volumétrico real del vapor refrigerante, y diámetros de tuberías requerida. Las pérdidas de presión equivalentes a las líneas de succión, líquido y descarga se encuentran en la tabla (**Anexo N° 11**).

La entrada de datos y resultados del programa en el diagrama presión-entalpía se puede apreciar (**Anexo N° 12**).

#### **Datos de entrada:**

- Potencia frigorífica : 13,99 (KW)
- Refrigerante : R-404A
- Temperatura de evaporación  $T_E$  : -30,5 (° C)
- Temperatura de condensación  $T_C$  : 39 (° C)
- Temperatura de recalentamiento succión  $\Delta T_{SH}$  : 5 (° C)
- Temperatura de sub enfriamiento líquido  $\Delta T_{SC}$  : 3 (° C)
- Pérdida de presión en la línea de succión  $\Delta P_{SL}$  : 1 (° C) (Ramírez, 1994)
- Pérdida de presión en la línea de descarga  $\Delta P_{DL}$  : 1 (° C) (Ramírez, 1994)
- Rendimiento isoentrópico  $\eta_i$  : 0,5
- Rendimiento térmico del intercambiador de calor  $\eta_T$  : 0,5 (CoolPack)
- Rendimiento Volumétrico  $\eta_v$  : 0,55

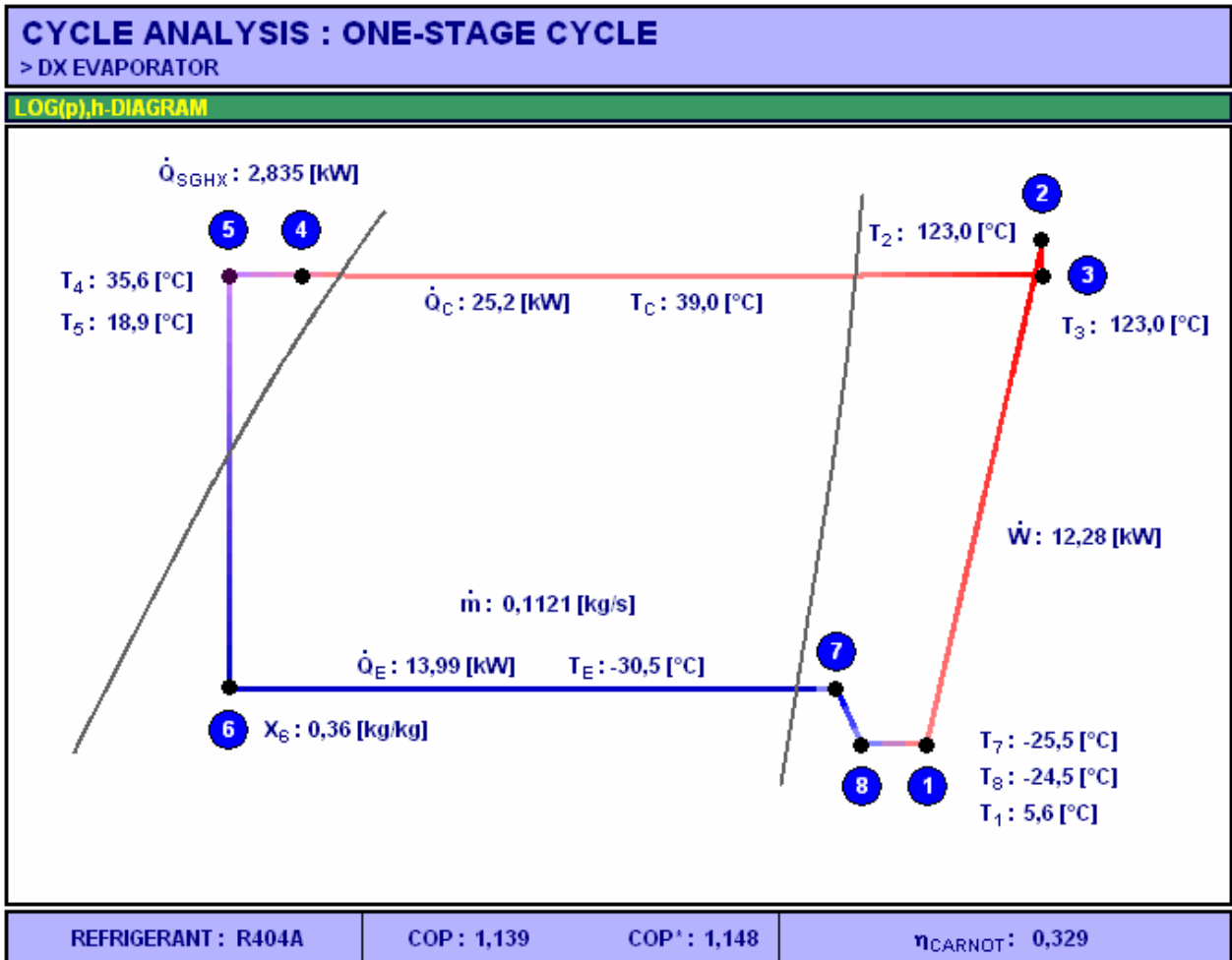


Figura N° 1.10 Resultados obtenidos en el diagrama presión –entalpía según refrigerante R404A, Fuente: Programa Coolpack.

### Interpretación de resultados Diagrama Presión-Entalpía R404A

- Flujo másico de refrigerante : 0,1121 (kg/s)
- Potencia consumida por el compresor : 25,2 (kw)
- Potencia consumida por el condensador : 12,28 (kw)
- Desplazamiento volumétrico del compresor : 87,04 (m<sup>3</sup>/h)
- Coeficiente de rendimiento COP : 1,139

### 1.7 DIMENSIONAMIENTO DE TUBERÍAS.

**Tubería de aspiración** (unen evaporador con compresor y llevan refrigerante en estado gaseoso) tienen que estar aisladas para prevenir la condensación de la humedad ambiente y reducir las ganancias de calor. La línea se debe dimensionar para que el gas arrastre consigo el aceite y evitar que éste se acumule en el evaporador, por que si éste no es arrastrado hacia el carter, el compresor al quedar sin lubricante gripara, además, no se pueden formar gotas de líquido en esta línea, dado que las mismas al incidir con el pistón del compresor podrían dañarlo. Para favorecer el retorno de aceite

al compresor existen diferentes estrategias, tales como colocación de sifones, o disposiciones de doble succión en casos de subidas muy extensas o instalaciones sujetas a variaciones de carga frecuente.

**Tubería de líquido** (unen condensador con evaporador) no hacen falta aislarlas, si no es por otros requerimientos externos. En esta línea el problema del aceite es mínimo, ya que se encuentra mezclado con el refrigerante y su trasiego es fácil de realizar, no existiendo riesgo de depósitos de aceite en el condensador o recipiente. Para el dimensionado de esta línea se debe tener en cuenta que no se produzcan vapores y que las válvulas y accesorios se dimensionen para la pérdida de carga adecuadamente.

**Tubería de descarga** (unen compresor con condensador) no se debe aislar, ya que es mejor que el gas comprimido pierda calor.

Para el dimensionamiento óptimo de las tuberías se debe tener en consideración tres factores; el coste económico y el retorno necesario de lubricante al cárter del compresor. Una selección de diámetros bajos disminuye el coste inicial, sin embargo aumenta la pérdida de carga en las líneas de aspiración y descarga, lo que se acompaña con incrementos de potencia consumida y descensos de potencias.

Al disponer de una unidad condensadora el dimensionamiento de la tubería de descarga no se realizará. Si se realiza un mal dimensionamiento de las tuberías de succión y descarga se causarían problemas de operación y afectaría el rendimiento del sistema de refrigeración.

Los sistemas de tuberías frigoríficas se diseñan y funcionan para:

- Asegurar una adecuada alimentación de refrigerante a los evaporadores.
- Proporcionar tamaños prácticos de las líneas frigoríficas sin una caída de presión excesiva.
- Evitar que, en cualquier parte del sistema, queden retenidas cantidades excesivas de aceite de lubricación.
- Asegurar un regreso positivo y continuo de aceite al carter del compresor (Dossat, 1980).
- Evitar que refrigerante líquido o bolsas de aceite lleguen al compresor durante los períodos de funcionamiento y parada, (Dossat, 1980).
- Mantener el sistema limpio y seco.

En esta aplicación específica se utilizará tuberías de cobre tipo L, pues tiene la ventaja de ser de peso ligero, más resistente a la corrosión y facilidad de instalar.



Debido a que el sistema es independiente, el tendido de las tuberías se hará de acuerdo a la disposición del evaporador en la cámara de refrigeración.

### **1.7.1 Consideraciones sobre la caída de presión.**

**Línea de aspiración** La caída de presión origina pérdidas de capacidad del compresor, lo que se traduce en una disminución de la potencia frigorífica. Esta línea se dimensiona de modo que la fricción cause una caída de presión no mayor al equivalente de 1 °C a la temperatura de saturación (Ramírez, 1994).

**Línea de líquido** Las caídas de presión excesivas pueden dar origen a la evaporación parcial del refrigerante líquido, este vapor incrementa la pérdida de carga, reduce la capacidad de líquido en la línea de modo que llegará menos líquido a la válvula de expansión y se pueden originar ruidos, lo que con lleva a un funcionamiento defectuoso de la válvula de expansión. Por lo cual se considera que las caídas de temperatura no superen 1°C (Ramírez, 1994).

**Línea de descarga** Las caídas de presión afectan directamente a la capacidad del sistema. Una elevada caída de presión en las líneas de gas caliente incrementa le potencia del compresor que se necesita por unidad de refrigeración y disminuye la capacidad del compresor. La pérdida de carga admisible en este tramo debe ser la equivalente a una disminución de temperatura de situación de 1°C.

Como medio de seguridad se instalará un intercambiador de calor en la línea provocando un subenfriamiento lo que impedirá la vaporización parcial del refrigerante.

### **1.7.2 Cálculo del Diámetro de Tubería.**

Para el cálculo de diámetro de tubería se considera el uso de tablas de capacidad en kilovatios de las líneas de aspiración, descarga y líquido con refrigerante R404A, entregadas por SOLKANE (**Anexo N° 13**).

Para la determinación de la caída de presión se utilizara el Método Ashrae, según la siguiente ecuación:

$$\Delta T_{\text{real}} = T_{\text{tabla}} \times \left( \frac{L_{\text{real}}}{L_{\text{tabla}}} \right) \times \left( \frac{Q_{\text{real}}}{Q_{\text{tabla}}} \right)^{1.8} \quad (14)$$

Donde:  $\Delta T_{\text{real}}$  : Equivalente de caída de presión del refrigerante por fricción, (°K).

$\Delta T_{\text{tabla}}$  : Caída de temperatura unitaria por metro lineal.

- Línea Aspiración : 0,04 °C/m
- Línea Descarga : 0,02 °C/m
- Línea Líquido : 0,02 °C/m

$L_{\text{real}}$  : Largo total de cada tramo de tubería e incluye el largo equivalente de los accesorios, (m).

$Q_{\text{real}}$  : Potencia refrigerante que fluye en cada tramo de la tubería, (kW)

$Q_{\text{tabla}}$  : Potencia refrigerante entregada por la tabla, (kW)

La unidad condensadora estará ubicada sobre la cámara, de este modo no se consideran las pérdidas estáticas.

### Datos Línea de aspiración:

Potencia frigorífica: 13,99 Kw.

Temperatura de evaporación del refrigerante: -30,5 (° C)

Temperatura de condensación del refrigerante: 39 (° C)

Pérdida de carga equivalente: 1(° C)

Longitud real: 5 m

Codos: 6

Como la tabla de capacidad en kilovatios de las líneas de aspiración, descarga y líquido con refrigerante R404A, entregadas por SOLKANE (**Anexo N° 13**), está diseñada para una temperatura de condensación de 40°C, se debe corregir la capacidad multiplicándola por el factor 1,017 calculado por medio de interpolación lineal para una temperatura condensante de 39 °C.

Para aplicar el método se adicionara un factor de 50% por longitud de tubería por efecto de pérdida por accesorios, para así seleccionar un diámetro tentativo para la posterior evaluación de pérdidas, al reemplazar en la ecuación (14), se obtiene:

$$\Delta T_{\text{real}} = 0,04 \times (5 \times 1,5) \times \left( \frac{14,228}{12,67} \right)^{1,8} = 0,37 \text{ } ^\circ\text{C}$$

La capacidad de 12,67 (Kw), entrega un diámetro interior tentativo de 38.2 mm (1 $\frac{5}{8}$ " ), con este valor se evaluarán las pérdidas de accesorios (**Anexo N° 14**), que debe agregarse a la longitud real, al reemplazar en la ecuación (14), se obtiene :

$$\Delta T_{\text{real}} = 0,04 \times (5 + 5,4) \times \left( \frac{14,228}{12,67} \right)^{1,8} = 0,51 \text{ } ^\circ\text{C}$$

También se debe considerar la pérdida de temperatura (dt máx. de carga = 0,00883 °C) que se produce por efecto de la válvula de bola a la salida de evaporador, el cual es seleccionado por medio del Programa DIRCALC DANFOSS (**Anexo N° 15**),  $\Delta T_{\text{real}} = 0,52 \text{ } ^\circ\text{C}$ , ASHARE recomienda que la caída de temperatura no supere  $\Delta T = 1^\circ\text{C}$ . Con esta consideración se puede absorber la pérdida de carga producida por los accesorios y válvulas con mayor seguridad y no genere pérdidas de capacidad en el sistema.

**Datos Línea de líquido:**

Potencia frigorífica: 13,99 Kw.

Temperatura de evaporación del refrigerante: -30,5 (° C)

Temperatura de condensación del refrigerante: 39 (° C)

Perdida de carga equivalente: 1(° C)

Longitud real: 5 m

Codos: 5

Se procede a utilizar el método de cálculo anterior, el factor de corrección para la línea de líquido es 1,008 para una temperatura condensante de 39 °C y se debe adicionar el 50% por accesorios; al evaluar en la ecuación (14), se obtiene:

$$\Delta T_{\text{real}} = 0,02 \times (5 \times 1,5) \times \left( \frac{14,101}{15,727} \right)^{1,8} = 0,123 \text{ °C}$$

La capacidad de 15,727 (Kw), entrega un diámetro interior tentativo de 13,84 mm ( $\frac{5}{8}$ "), con este valor se evaluarán las pérdidas de accesorios (**Anexo N° 14**), que debe agregarse a la longitud real, al reemplazar en la ecuación (14), se obtiene :

$$\Delta T_{\text{real}} = 0,02 \times (5 + 1,75) \times \left( \frac{14,101}{15,727} \right)^{1,8} = 0,111 \text{ °C}$$

También se debe considerar la pérdida de temperatura (dt máx. de carga = 0,148 °C) que se produce por efecto de los accesorios (válvula de bola, filtro, válvula solenoide), el cual es seleccionado por medio del Programa DIRCALC DANFOSS (**Anexo N° 16**).

$\Delta T_{\text{real}} = 0,259 \text{ °C}$ , ASHARE recomienda que la caída de temperatura no supere  $\Delta T = 1^\circ\text{C}$ . Con esta consideración se puede absorber la pérdida de carga producida por los accesorios y válvulas con mayor seguridad y no genere pérdidas de capacidad en el sistema.

A continuación se presenta una tabla resumen sobre los diámetros de tubería seleccionados.

**Tabla N° 1.4: Resumen de diámetros y pérdidas de temperatura.**

Tipo de Tubería	Diámetro (Ext.)	$\Delta T$ (°C)
Tubería de Aspiración	1"5/8	0,52
Tubería de líquido	5/8"	0,259

**1.7.3 Comprobación de la Velocidad.**

Se utilizará como medida complementaria de modo que, en la tubería de succión el vapor refrigerante asegure un adecuado retorno de aceite al compresor. En la tubería de líquido no es gravitante la velocidad, dado que el aceite es arrastrado por el fluido, pero deberá estar dentro de ciertos parámetros de modo que no de lugar a pérdidas de

carga superiores a los valores máximos recomendados (Ramírez, 1994). La ecuación de velocidad es la siguiente:

$$V = 3.538 \times 10^{-4} \left( \frac{Q_{\text{peso}}}{d_{\text{int}}^2} \right) \quad (15)$$

$$Q_{\text{peso}} = m \times V_e \quad (16)$$

- Donde:
- V : Velocidad del refrigerante; (m/s)
  - V<sub>e</sub> : Volumen específico del refrigerante; (m<sup>3</sup>/kg) = 1/ρ (densidad)
  - M : Flujo de refrigerante; (kg/h)
  - Q<sub>peso</sub> : Caudal, (m<sup>3</sup>/s)
  - d<sub>int</sub> : Diámetro interior de la tubería; (m)

Los volúmenes específicos fueron obtenidos mediante el programa coolpack correspondiente a los puntos 1 y 5 del diagrama de presión entalpía del ciclo real del sistema de refrigeración, los cuales se aprecian en la figura N° 2.3.

STATE POINTS				
STATE POINT	TEMPERATURE	PRESSURE	ENTHALPY	DENSITY
	[°C]	[kPa]	[kJ/kg]	[kg/m <sup>3</sup> ]
1	5,6	192,1	231,8	8,4
2	123,0	1817,3	330,4	60,9
3	123,0	1773,9	330,8	59,2
4	35,6	1773,9	106,0	990,2
5	18,9	1773,9	80,7	1070,9
6	-30,9	200,3	80,7	-----
7	-25,5	200,3	205,5	10,2
8	-24,5	192,1	206,5	9,7

Figura N° 1.10 Propiedades térmicas correspondientes a los puntos de estado ciclo real del sistema de refrigeración, Fuente: Programa Coolpack.

Se elabora la presente tabla, y se reemplazan los datos en las ecuaciones anteriores.

**Tabla N° 1.5: Determinación de velocidad en tuberías.**

D <sub>ext</sub> (in)	d <sub>int</sub> (m)	ρ (kg/m <sup>3</sup> )	V <sub>e</sub> (m <sup>3</sup> /kg)	m (kg/s)	m (kg/h)	Q <sub>peso</sub> (m <sup>3</sup> /s)	V (m/s)
1"5/8	0,0382	8,4	0,119	0,1121	403,56	48,04	<b>11,65</b>
5/8"	0,0138	1070,9	0,000934	0,1121	403,56	0,38	<b>0,70</b>

Al comparar las velocidades obtenidas tanto para la tubería de aspiración como la tubería de líquido con los parámetros de la figura N° 1.12, se encuentran dentro del rango permitido. Utilizando el programa CoolPack para las condiciones de diseño del ciclo real se comprobó el diámetro de tubería requerido.

<b>PIPE DIMENSIONS</b>			
<b>PIPE SECTION</b>	<b>VELOCITY</b>	<b>PIPE DIAMETER (Internal)</b>	<b>Condition corresponds to</b>
	<b>[m/s]</b>	<b>[mm]</b>	
<b>Suction line</b>	<b>11,6</b>	38,2	<b>State Point #1</b>
<b>Liquid line</b>	<b>0,7</b>	13,8	<b>State Point #5</b>

Figura N° 1.12 Selección diámetros de tubería para línea de aspiración y líquido,  
Fuente: Programa Coolpack.