

**Grado en Ingeniería Mecánica**

**PROYECTO DE DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN  
SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE CO<sub>2</sub> TRANSCRÍTICO**

**Memoria**

**CRISTIAN VILLARÍN RODRÍGUEZ**

**PONENTE: KLÁRA VÉKONY**

**VERANO 2019**







## **Resum**

La refrigeració és una de les parts més importants de les nostres vides, ja que s'empra en una gran varietat de camps per facilitar el nostre dia a dia. Aquest projecte s'enfoca en l'àmbit de la conservació d'aliments, donant solució a la demanda d'un hipermercat mitjançant la implementació d'un sistema transcricític amb refrigerant CO<sub>2</sub> i es procedeix al càlcul i la implementació del sistema, des del coneixement dels mètodes d'absorció de calor, fins als càlculs necessaris per garantir la viabilitat tècnica del sistema incloent els components que la componen.

## **Resumen**

La refrigeración es una de las partes más importantes de nuestras vidas, ya que se emplea en una gran variedad de campos para facilitar nuestro día a día. Este proyecto se enfoca en el ámbito de la conservación de alimentos, dando solución a la demanda de un hipermercado mediante la implementación de un sistema de refrigeración con un refrigerante natural. Se determina la implementación de un sistema transcritical con refrigerante CO<sub>2</sub>; se procede al cálculo e implementación del sistema, des del conocimiento de los métodos de absorción de calor, hasta los cálculos necesarios para garantizar la viabilidad técnica del sistema incluyendo los componentes que la componen.

## **Abstract**

Refrigeration is one of the most important parts in our lives, because it is used in a big variety of areas to facilitate our daily life. This project is focused on the ambit of food preservation, giving a solution at the demand of a hypermarket through the implementation of a transcritical system with refrigerant CO<sub>2</sub> and proceeding with the calculation and implementation of the system, since the ken of the methods of takeover of heat, from the necessary calculates to guarantee the technical feasibility of the system including the components that compose it.



# Índice

<b>1. Objetivos.....</b>	<b>1</b>
<b>1.1. Propósito.....</b>	<b>1</b>
<b>1.2. Finalidad.....</b>	<b>1</b>
<b>1.3. Objeto.....</b>	<b>1</b>
<b>1.4. Alcance.....</b>	<b>1</b>
<b>1.5. Contexto en líneas de búsqueda y transferencia de conocimientos del Tecnocampus</b>	<b>2</b>
<b>2. Introducción.....</b>	<b>3</b>
<b>3. Normativas.....</b>	<b>5</b>
<b>4. Especificación técnica.....</b>	<b>7</b>
<b>4.1. Criterios generales de diseño.....</b>	<b>7</b>
4.1.1. Suministro eléctrico.....	7
4.1.2. Condiciones termo-higrométricas exteriores.....	7
4.1.3. Espesores y coeficientes de transmisión en paneles.....	8
4.1.4. Refrigerante R-744 (Dióxido de carbono – CO <sub>2</sub> ).....	8
4.1.5. Mobiliario frigorífico.....	9
4.1.6. Cámaras frigoríficas.....	11
4.1.7. Tuberías y aislamiento.....	24
4.1.8. Conexionado eléctrico.....	26
<b>5. Planificación del proyecto.....</b>	<b>29</b>
<b>6. Introducción a la refrigeración.....</b>	<b>31</b>
<b>6.1. Principio de la refrigeración.....</b>	<b>34</b>
6.1.1. Diagrama de Mollier.....	34
6.1.2. Ciclo de compresión simple.....	38
6.1.3. Funcionamiento y componentes de un sistema frigorífico.....	38
6.1.4. Potencia frigorífica.....	42
6.1.5. Coeficiente de rendimiento.....	42
<b>6.2. Sistemas de compresión: Compresores.....</b>	<b>43</b>
6.2.1. Compresores alternativos.....	43
<b>6.3. Sistemas de condensación.....</b>	<b>45</b>
6.3.1. Condensadores refrigerados por aire.....	45

6.3.2.	Condensadores refrigerados por agua.....	46
<b>6.4.</b>	<b>Sistemas de expansión.....</b>	<b>46</b>
6.4.1.	Válvulas de expansión termostáticas (VET).....	46
<b>6.5.</b>	<b>Sistemas de evaporación.....</b>	<b>47</b>
6.5.1.	Evaporadores de expansión seca con aire forzado.....	47
6.5.1.1.	Simple efecto.....	48
6.5.1.2.	Doble efecto.....	48
<b>6.6.</b>	<b>Sistemas de CO<sub>2</sub>.....</b>	<b>48</b>
6.6.1.	Sistema subcrítico.....	50
6.6.2.	Sistema transcrito.....	51
6.6.2.1.	Sistema Booster con bypass de Flash Gas.....	53
6.6.2.2.	Sistema Booster con Compresor Paralelo.....	57
6.6.2.3.	Sistema con Eyector de vapor y compresor paralelo.....	59
<b>7.</b>	<b>Necesidades térmicas.....</b>	<b>65</b>
7.1.	Aportación por transmisión.....	65
7.2.	Aportación por servicio.....	65
7.3.	Aportación por infiltraciones.....	65
7.4.	Aportación del género.....	66
7.5.	Aportación por respiración/maduración.....	66
7.6.	Aportación por ventiladores.....	67
7.7.	Aportación por alumbrado.....	67
7.8.	Aportación por personas.....	67
7.9.	Coefficiente de seguridad.....	67
7.10.	Aportación de calor total.....	68
<b>8.</b>	<b>Instalación eléctrica.....</b>	<b>69</b>
8.1.	Intensidades máximas admisibles.....	69
8.2.	Intensidad nominal y caída de tensión.....	71
8.3.	Caída de tensión.....	71
8.4.	Fórmula Conductividad Eléctrica.....	72
8.5.	Fórmulas Sobrecargas.....	72
8.6.	Fórmulas Cortocircuito.....	73
8.7.	Curvas válidas.....	73
<b>9.</b>	<b>Cálculo tuberías y pérdidas de carga.....</b>	<b>75</b>
<b>10.</b>	<b>Desarrollo de la instalación.....</b>	<b>79</b>
10.1.	Cálculo de cargas térmicas en cámaras frigoríficas.....	79



10.1.1.	Ejemplo de cálculo de carga térmica para una cámara .....	80
10.1.2.	Resumen de cargas térmicas cámaras frigoríficas.....	83
<b>10.2.</b>	<b>Mobiliario frigorífico.....</b>	<b>84</b>
<b>10.3.</b>	<b>Cálculo tuberías .....</b>	<b>88</b>
<b>10.4.</b>	<b>Selección de maquinaria.....</b>	<b>99</b>
10.4.1.	Compresores.....	99
10.4.2.	Multi eyector de vapor .....	106
10.4.3.	Evaporadores.....	108
10.4.4.	Elementos de seguridad en cámaras.....	109
10.4.4.1.	Válvulas equilibradoras de presión .....	109
10.4.4.2.	Dispositivo de llamada “hombre encerrado”.....	111
10.4.4.3.	Detectores de fugas .....	111
10.4.4.4.	Hacha tipo bombero .....	111
10.4.4.5.	Registrador de temperatura – control metrológico .....	112
10.4.5.	Cuadro eléctrico .....	112
<b>10.5.</b>	<b>Sala de máquinas .....</b>	<b>120</b>
10.5.1.	Ventilación sala de máquinas.....	120
10.5.2.	Detector de fugas en sala de máquinas.....	121
10.5.3.	Equipos y dispositivos para emergencias.....	122
<b>10.6.</b>	<b>Protección contra sobrepresiones.....</b>	<b>122</b>
10.6.1.	Prescripciones generales .....	122
10.6.2.	Protección compresores .....	122
10.6.3.	Protección recipientes a presión.....	123
10.6.4.	Válvula de seguridad.....	123
<b>11.</b>	<b>Conclusión .....</b>	<b>125</b>
<b>12.</b>	<b>Referencias .....</b>	<b>127</b>



## Índice de figuras

Figura 4.1 - Especificación técnica de la tubería por fabricante .....	24
Figura 6.1 - Ley de Boyle [1] .....	33
Figura 6.2 - Diagrama de propiedades físicas y químicas del CO <sub>2</sub> [19].....	34
Figura 6.3 - Diagrama de Mollier R-744 [13] .....	35
Figura 6.4 - Regiones de un diagrama de Mollier [1] .....	37
Figura 6.5 - Líneas importantes de un diagrama de Mollier [1].....	37
Figura 6.6 - Esquema frigorífico simple [1].....	39
Figura 6.7 - Diferentes estados del refrigerante en un esquema frigorífico simple [1].....	40
Figura 6.8 - Diferentes estados del refrigerante en un diagrama de Mollier [1] .....	41
Figura 6.9 - Funcionamiento de un compresor alternativo simple [1] .....	44
Figura 6.10 - Diagrama presión- volumen para el ciclo del compresor alternativo [1] .....	45
Figura 6.11 - Válvula de expansión termostática [1].....	47
Figura 6.12 - Presión de saturación en función de la temperatura de saturación [14].....	49
Figura 6.13 - Sistema CO <sub>2</sub> subcrítico rango temperaturas -35/-5°C [13].....	51
Figura 6.14 - Representación del ciclo transcrito en diagrama de Mollier [14].....	52
Figura 6.15 - Esquema de un sistema transcrito en Booster con sistema FGB (Flash Gas Bypass) [15].....	55
Figura 6.16 - Esquema transcrito Booster con FGB simplificado [15] .....	55
Figura 6.17 - Diagrama de Mollier de circuito transcrito Booster con FGB [13] .....	56
Figura 6.18 - Diagrama de Mollier con esquema y explicación [16].....	56
Figura 6.19 - Esquema transcrito con Compresor paralelo y FGB [15].....	57
Figura 6.20 -Diagrama de Mollier de circuito transcrito con Compresor paralelo y FGB [15] .....	58
Figura 6.21 - Funcionamiento de un eyector [15] .....	60
Figura 6.22 - Esquema transcrito con Eyector y Compresor paralelo simplificado [15] .	60
Figura 6.23 - Estructura interior Multi Eyector Danfoss [18].....	62
Figura 6.24 - Ejemplo funcionamiento Multi Eyector Danfoss [18].....	62
Figura 6.25 - Diagrama de Mollier sistema con eyector y compresor paralelo [15].....	63
Figura 8.1 - Intensidades admisibles para una temperatura ambiente del aire de 40°C [20] .....	70
Figura 8.2 - Características de curvas válidas [21].....	74

Figura 9.1 - Diagrama R-744 con los puntos del ciclo frigorífico [13] .....	77
Figura 10.1 - Sección del Plano N°2: Identificación de las cámaras frigoríficas .....	79
Figura 10.2 - Diagrama Psicométrico: Identificación condiciones iniciales [1] .....	80
Figura 10.3 - Sección del Plano N°2: Identificación del mobiliario frigorífico .....	85
Figura 10.4 - Fabricador de hielo ITV Scala 600 CO <sub>2</sub> Split .....	87
Figura 10.5 - Sección plano 3, Identificación tuberías .....	89
Figura 10.6 - Diagrama de Mollier R744 en funcionamiento transcrito .....	101
Figura 10.7 - Diagrama de Mollier R744 en funcionamiento subcrítico .....	104
Figura 10.8 - Multi Eyector Danfoss HP 3875 .....	106
Figura 10.9 - Rango motriz funcionamiento Multi Eyector HP 3875 .....	107
Figura 10.10 - Rango de trabajo de aspiración/recipiente Multi Eyector HP 3875 .....	107
Figura 10.11 - Extracto de listado potencias eléctricas .....	112

## Índice de tablas

Tabla 4.1 - Resumen muebles frigoríficos necesarios.....	10
Tabla 4.2 - Especificación técnica: Cámara Carnicería.....	12
Tabla 4.3 - Especificación técnica: Cámara Frutería.....	13
Tabla 4.4 - Especificación técnica: Cámara Frutería Ecológica.....	14
Tabla 4.5 - Especificación técnica: Cámara PLS .....	15
Tabla 4.6 - Especificación técnica: Cámara Charcutería.....	16
Tabla 4.7 - Especificación técnica: Cámara Pescadería .....	17
Tabla 4.8 - Especificación técnica: Cámara Basuras.....	18
Tabla 4.9 - Especificación técnica: Cámara Panadería.....	19
Tabla 4.10 - Especificación técnica: Cámara Aula Polivalente.....	20
Tabla 4.11 - Especificación técnica: Obrador Carnicería.....	21
Tabla 4.12 - Especificación técnica: Obrador Frutería.....	22
Tabla 4.13 - Especificación técnica: Cámara Congelados .....	23
Tabla 4.14 - Tabla de velocidad y pérdidas de carga máximas de proyecto .....	25
Tabla 5.1 - Resumen actividades del proyecto .....	30
Tabla 8.1 - Coeficientes de corrección por temperaturas ambientes distintas a la de referencia (40°C) [20].....	70
Tabla 8.2 - Coeficientes de corrección para agrupamiento de más de un circuito monofásico o trifásico o más de un cable unipolar [20].....	71
Tabla 10.1 - Resumen cargas térmicas en cámaras .....	84
Tabla 10.2 - Resumen cargas térmicas mobiliario .....	87
Tabla 10.3 - Resultados obtenidos con diferentes diámetros de tuberías.....	94
Tabla 10.4 - Resumen selección tuberías línea 1.....	95
Tabla 10.5 - Resumen selección tuberías línea 2.....	96
Tabla 10.6 - Resumen selección tuberías línea 3.....	97
Tabla 10.7 - Resumen selección tuberías línea 4.....	98
Tabla 10.8 - Temperaturas de bulbo seco anual en Lanzarote [22].....	99
Tabla 10.9 - Selección y características evaporadores instalación .....	109
Tabla 10.10 - Resultados obtenidos cálculo secciones.....	116
Tabla 10.11 - Resultados obtenidos cálculo cortocircuito.....	119



## Glosario de términos

<i>CFC</i>	Clorofluorocarbono
<i>CO<sub>2</sub> / R-744</i>	Dióxido de carbono
<i>EPR</i>	Etileno-Propileno Reticulable
<i>FGB</i>	Flash Gas Bypass
<i>HFC</i>	Hidrofluorocarbono
<i>HCFC</i>	Hidroclorofluorocarbono
<i>HP</i>	High Pressure
<i>PIR</i>	Poli-isocianurato
<i>PUR</i>	Poliuretano
<i>PVC</i>	Policloruro de vinilo
<i>UNE</i>	Una Norma Española
<i>PMS</i>	Punto muerto superior
<i>PMI</i>	Punto muerto inferior
<i>XLPE</i>	Polietileno reticulado





## Nomenclatura

$A$	Área de la tubería [ $m^2$ ]
$a$	Coefficiente de temperatura
$C_e$	Calor específico [ $J/kg \cdot ^\circ C$ ]
$COP$	Coefficient of performance
$C_{R1}$	Calor respiración del género entrado [ $kcal/kg \cdot día$ ]
$C_{R2}$	Calor respiración del género almacenado [ $kcal/kg \cdot día$ ]
$Ct$	Coefficiente de tensión
$c_s$	Calor específico del género [ $kcal/kg \cdot día$ ]
$D$	Diámetro de tubería [ $m$ ]
$E$	Estiba de mercancía [ $kg/m^3$ ]
$e$	Caída de tensión [%]
$f$	Coefficiente de fricción
$G$	Entrada diaria de género a la cámara [ $kg/día$ ]
$H$	Entalpía [ $J/kg$ ]
$H$	Número de horas en que está presente el efecto [ $24 h/día$ ]
$HR$	Humedad relativa [%]
$h$	Entalpía específica [ $J/kg$ ]
$h_L$	Pérdida de carga lineal [ $m$ ]
$h_{l_{ev}}$	Entalpía específica de vaporación [ $J/kg$ ]

$h_{l_{ef}}$	Entalpia específica de fusión [J/kg]
$I_{max}$	Intensidad máxima admisible del conductor [°C]
$I_b$	Intensidad utilizada en el circuito [A]
$I_z$	Intensidad admisible de la canalización [A]
$I_n$	Intensidad nominal del dispositivo de protección [A]
$I_2$	Intensidad que asegura efectivamente el funcionamiento del dispositivo de protección [A]
$I_{k_1}$	Intensidad permanente de C.C. Fase-Neutro [A]
$I_{k_2}$	Intensidad permanente de C.C. bifásico (Fase-Fase) [A]
$I_{k_3}$	Intensidad permanente de C.C. trifásico (simétrico) [A]
$K$	Coefficiente de transmisión de calor [kW/m <sup>2</sup> ·°C]
$K$	Conductividad [m/Ω·mm <sup>2</sup> ]
$L$	Longitud de cálculo [m]
$L$	Longitud de tubería [m]
$L_C$	Longitud característica [m]
$m$	Masa [kg]
$m$	Carga de refrigerante [kg]
$\dot{m}$	Caudal másico [kg/s]
$\dot{m}_{BT}$	Caudal másico en baja temperatura [kg/s]
$\dot{m}_{C.BT}$	Caudal másico compresor baja temperatura [kg/s]
$\dot{m}_{C.MT}$	Caudal másico compresor media temperatura [kg/s]

$\dot{m}_{C.IT}$	Caudal másico compresor paralelo [kg/s]
$\dot{m}_{eyector}$	Caudal másico aspirado por eyector [kg/s]
$\dot{m}_{IT}$	Caudal másico en línea compresión paralela [kg/s]
$\dot{m}_{MT}$	Caudal másico en media temperatura [kg/s]
$\dot{m}_{T1-L1}$	Caudal másico tramo 1 línea 1 [kg/s]
$N$	Número de conductores por fase
$N_p$	Número de personas promedio dentro del local en una hora
$p$	Presión [bar]
$P$	Potencia [W]
$P_{BT}$	Potencia en baja temperatura [W]
$P_c$	Potencia consumida [W]
$P_f$	Potencia frigorífica [W]
$P_{fn}$	Potencia frigorífica necesaria [W]
$P_{MT}$	Potencia en media temperatura [W]
$Q$	Calor [J]
$Q$	Caudal volumétrico [m <sup>3</sup> /s]
$Q_a$	Calor por alumbrado [kcal/día]
$Q_g$	Calor por género [kcal/día]
$Q_i$	Calor por infiltraciones [kcal/día]
$Q_l$	Calor latente [J]
$Q_M$	Calor total por respiración/maduración [kcal/día]

$Q_{M1}$	Calor de maduración del género entrado [kcal/día]
$Q_{M2}$	Calor desprendido por el género almacenado [kcal/día]
$Q_p$	Calor por personal [kcal/día]
$Q_s$	Calor sensible [J]
$Q_s$	Calor por servicio [kcal/día]
$Q_{seg}$	Calor total por coeficiente de seguridad [kcal/día]
$Q_t$	Calor por transmisión [kcal/día]
$Q_{tot/d}$	Calor total de aportación al día [kcal/día]
$Q_{tot/h}$	Calor total de aportación en horas [kcal/horas]
$Q_v$	Calor total por ventiladores [kcal/día]
$q_e$	Proceso de vaporación [J/kg]
$q_{l_e}$	Calor latente específico [J/kg]
$q_w$	Proceso de compresión [J/kg]
$R$	Rendimiento. (Para líneas de motor)
$R$	Resistencia de la línea [ $\Omega$ ]
$Re$	Número de Reynolds
$S$	Sección del conductor [mm <sup>2</sup> ]
$S_s$	Superficie del suelo de la cámara [m <sup>2</sup> ]
$S_t$	Superficie total de transmisión [m <sup>2</sup> ]
$T$	Temperatura [°C]
$T_0$	Temperatura ambiente [°C]

$T_E$	Temperatura de entrada del género a la cámara [°C]
$T_{max}$	Temperatura máxima admisible del conductor [°C]
$T_R$ :	Temperatura de funcionamiento de la cámara, siendo la misma que la temperatura final del género [°C]
$U$	Energía interna [J]
$U$	Tensión de servicio [V]
$v$	Volumen [m <sup>3</sup> ]
$v$	Velocidad [m/s]
$V$	Caudal [l/s]
$X$	Reactancia de la línea [ $\Omega$ /m]
$X_u$	Reactancia por unidad de longitud [ $\Omega$ /m]
$Z_L$	Impedancia de la línea [ $\Omega$ ]
$Z_N$	Impedancia del neutro [ $\Omega$ ]
$Z_{PE}$	Impedancia de la protección eléctrica [ $\Omega$ ]
$Z_Q$	Impedancia de la red de Alta Tensión [ $\Omega$ ]
$Z_T$	Impedancia de cc del Transformador [ $\Omega$ ]
$\Delta h$	Diferencia de entalpía entre el aire interior y el exterior [J/kg]
$\Delta T$	Diferencial de temperaturas [°C]
<b>Constante</b>	
$g$	Aceleración de la gravedad (= 9,81) [m/s <sup>2</sup> ]

**Letras griegas**

$\delta$	Densidad del aire interior de la cámara [kg/m <sup>3</sup> ]
$\delta_p$	Densidad del producto a refrigerar [kg/m <sup>3</sup> ]
$\phi$	Fi. Utilizado para el factor de potencia
$\rho$	Resistividad del conductor [ $\Omega \cdot \text{mm}^2/\text{m}$ ]
$\rho_{20}$	Resistividad del conductor a 20 °C [ $\Omega \cdot \text{mm}^2/\text{m}$ ]
$\varepsilon$	Rugosidad tubería [m]
$\eta$	Viscosidad cinemática [Pa·s]

# 1. Objetivos

## 1.1. Propósito

El propósito de este proyecto es implementar un sistema de refrigeración, para la mejora de la eficiencia energética de una instalación en concreto, así como la reducción del impacto producido sobre el calentamiento atmosférico durante la vida de funcionamiento del sistema. Substituyendo un sistema convencional de compresión simple a un sistema de compresión en régimen transcrito.

## 1.2. Finalidad

La finalidad de este proyecto es la de aprender e implementar un sistema de refrigeración mediante R-744 en régimen transcrito, aplicando los conocimientos previos obtenidos en el grado superior de Mantenimiento de Instalaciones Térmicas de fluidos, a los conocimientos obtenidos en el grado en Ingeniería Mecánica y en la experiencia obtenida después de 9 años trabajando en el sector de la refrigeración.

## 1.3. Objeto

El objeto de este proyecto es el de aprender el funcionamiento de un nuevo sistema de refrigeración, mediante un estudio basado desde la base de la refrigeración de un sistema simple, hasta un nuevo sistema de refrigeración en régimen transcrito, englobando todas las etapas para la realización del proyecto de detalle.

## 1.4. Alcance

El alcance del proyecto viene dado por la implementación de un sistema de refrigeración, donde se estudia los diferentes sistemas con CO<sub>2</sub> y se implementa la mejor opción como solución para la refrigeración de un hipermercado. Se lleva a cabo el cálculo de las necesidades térmicas de todos los servicios de frío, así como la maquinaria para la implementación de dicha solución. Se estudian las normativas de implementación para cumplir con los requisitos definidos en el Real Decreto 138/2011, donde se especifican diferentes puntos que son muy importantes para que la solución sea legalmente viable, así

como las seguridades mínimas necesarias, las protecciones contra sobrepresiones y diferentes aspectos de control sobre la instalación.

Se llevará a cabo un cálculo de pérdidas de carga en las tuberías de interconexión entre los servicios frigoríficos y la maquinaria de la instalación, para así tener un correcto dimensionamiento de las mismas y obtener una mejor eficiencia energética cumpliendo con las especificaciones técnicas determinadas por el cliente.

No obstante, todos los servicios frigoríficos se protegerán eléctricamente, por lo que se llevará a cabo el cálculo de las secciones del cableado y de las protecciones, facilitando un esquema unifilar de los componentes y secciones de la instalación frigorífica.

## **1.5. Contexto en líneas de búsqueda y transferencia de conocimientos del Tecnocampus**

Este proyecto se enmarca en las líneas de búsqueda y transferencia de conocimientos impartidos en el grado de Ingeniería Mecánica, enmarcando diferentes ámbitos de aplicación como la Ingeniería Térmica, Mecánica de Fluidos, Gestión de Proyectos, y la Climatización para la realización de producción del proyecto. Dónde Klára Vékony, ponente de este proyecto y que imparte algunas de las asignaturas comentadas, tiene la capacidad de realizar las funciones de consultoría y asesoramiento en el ámbito de la refrigeración.



## 2. Introducción

Los alimentos son necesarios para los seres vivos, pero uno de los problemas más importantes que hay acerca de los alimentos, es que se estropean muy rápido. La comida es atacada por gérmenes denominados bacterias, que hacen que la comida se deteriore, perdiendo sus propiedades y que no sea comestible. Estos gérmenes mueren cuando son sometidos a altas temperaturas, pero no es una solución para su conservación.

Las bajas temperaturas no eliminan los gérmenes, pero sí que evitan que crezcan o que se multipliquen. Este fenómeno se descubrió en base al paso del tiempo, ya que se observaba que los alimentos se mantenían más tiempo frescos en las temporadas de invierno que en las de verano, por eso antes de la creación de los frigoríficos, se construían las despensas en las partes más frías de las casas.

Con el paso del tiempo, se empezaron a construir las neveras, que utilizaban bloques de hielo para conservar los productos. Este sistema aprovechaba el cambio de estado del agua para absorber el calor de los alimentos y así mantenerlos más tiempo, pero la obtención de hielo era difícil de conseguir, ya que solo se disponía de él en la temporada de invierno. Para aquel entonces, los alimentos se conservaban más tiempo si se mantenían cerca del hielo. Con el paso del tiempo, a mediados del siglo XIX, fue creado el primer refrigerador. Este se llevó a cabo mediante un ciclo simple, donde dependía de 4 fases para poder transportar el calor, la compresión, la condensación, la expansión y la evaporación.

No obstante, no sólo los alimentos precisan de refrigeración, en la industria en general, se precisa de procesos de enfriamiento para la fabricación de maquinaria, o para cambiar las propiedades del material.

El proceso de templado en la industria de materiales es muy común, ya que consiguen mediante el enfriamiento rápido, partiendo de una temperatura elevada, un endurecimiento del material para dar unas propiedades que se precisen en el proceso de fabricación del material.

Este trabajo se enfoca en la conservación de productos perecederos, mediante un sistema que mejora la eficiencia energética y la reducción de emisiones a la atmósfera. Dónde se desarrollará el proceso de cálculos de las necesidades térmicas, las protecciones eléctricas,

las protecciones de presión y la pérdida de carga en tuberías. Así como la selección de la maquinaria que llevará la instalación, optimizando la selección para un mayor ahorro energético.

### 3. Normativas

La realización de este proyecto vendrá determinada por el cumplimiento de las normas vigentes que regulan los diferentes aspectos que conforman una instalación frigorífica.

A continuación, se detalla un pequeño resumen de la reglamentación:

Real Decreto 842/2002, de 2 de agosto, por el que se aprueba el Reglamento Electrotécnico para Baja Tensión (REBT). Con este reglamento se determinan las protecciones que conforman la instalación eléctrica que conforma el sistema frigorífico.

Real Decreto 138/2011, de 4 de febrero, por el que se aprueban el Reglamento de Seguridad para Instalaciones Frigoríficas y sus instrucciones técnicas complementarias. El cual se aplica al desarrollo del cálculo y dimensionamiento de los elementos de protección del sistema frigorífico.

Reglamento (CE) N.º 1005/2009 del Parlamento Europeo y del Consejo de 16 de septiembre de 2009 sobre las sustancias que agotan la capa de ozono. Dónde se repasan los puntos que determinan que la solución de aplicación del refrigerante R-744, mejora la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero y gases que afectan a la capa de ozono.

Real Decreto 2060/2008, de 12 de diciembre, por el que se aprueba el Reglamento de equipos a presión y sus instrucciones técnicas complementarias. Utilizado para la selección de los componentes sometidos a alta presión de la instalación frigorífica.

UNE-EN 13501-1:2007+A1:2010, de mayo de 2010, sobre la clasificación en función del comportamiento de los productos de construcción y elementos para la edificación frente al fuego. Llevada a cabo para la selección del panel frigorífico que conformarán las cámaras de la instalación.



## 4. Especificación técnica

Un cliente se pone en contacto con nuestra empresa para llevar a cabo el diseño frigorífico y la implementación de un sistema de refrigeración de CO<sub>2</sub> en régimen transcrito para una de sus tiendas. La instalación frigorífica estará destinada a la conservación de productos perecederos de un hipermercado, ubicado en Lanzarote. Al ser un caso real, no todos los datos o planos estarán 100% completos, o en su defecto, estarán modificados para la confidencialidad del cliente.

### 4.1. Criterios generales de diseño

La instalación frigorífica está compuesta por mobiliario y cámaras frigoríficas. Para el cálculo de las necesidades térmicas de cada uno de los puntos a refrigerar se han considerado los siguientes datos aportados por el cliente:

#### 4.1.1. Suministro eléctrico

Las características del suministro eléctrico determinadas por el cliente son las siguientes:

- Tensión potencia: 380 V (III+N)
- Tensión Maniobra: 230 V (II)
- Frecuencia: 50 Hz

#### 4.1.2. Condiciones termo-higrométricas exteriores

Se define con el cliente las condiciones iniciales a las que estarán sometidas las cámaras frigoríficas. Se determinan las temperaturas y humedades relativas del exterior de las mismas:

- Temperatura media máxima seca de 36 °C.
- Humedad relativa externa de 65 % HR.

Con estos datos podemos determinar la densidad y la entalpia de las condiciones iniciales mediante el diagrama psicométrico. [Anexo III]

### 4.1.3. Espesores y coeficientes de transmisión en paneles

A la hora de seleccionar el panel frigorífico, el fabricante empleado para nuestro proyecto determina en dos categorías la clasificación del panel:

- C-S3-d0, para cumplimiento de la normativa PUR-UNE 13501-1
- B-S2-d0, para cumplimiento de la normativa PIR-UNE 13501-1

Estos paneles, tanto de poliuretano (PUR) o el de poli-isocianurato (PIR), son formados por dos chapas de acero galvanizado en continuo baño de zinc Z200 de 0,8 mm de espesor acabado lacado en ambas caras, nervado y acabado sanitario. Con un alma de poliuretano inyectado a alta presión y con formaciones totalmente libres de CFC y HCFC con una densidad media de 42 kg/m<sup>3</sup>, obteniendo con ello un bajo coeficiente de transmisión. Permitiendo trabajar en rangos de temperatura que oscilan desde los -50°C hasta +70°C.

Se utilizará el C-S3-d0, con un espesor de panel de 100 mm con un coeficiente de transmisión de 0,160 kcal/h·m<sup>2</sup>·°C para las cámaras de temperatura positiva y de 160 mm con un coeficiente de transmisión de 0,100 kcal/h·m<sup>2</sup>·°C para las cámaras de temperatura negativa.

El coeficiente de conductividad térmica no será superior a 0,024 W/m·°C, obteniendo entonces los siguientes coeficientes de transmisión en función de los espesores descritos;

- Cámaras de Conservación:      Espesor 100 mm.      K = 0,160 kcal/h·m<sup>2</sup>·K
- Obradores:                      Espesor 100 mm.      K = 0,160 kcal/h·m<sup>2</sup>·K
- Cámaras de Congelados:      Espesor 160 mm.      K = 0,100 kcal/h·m<sup>2</sup>·K

### 4.1.4. Refrigerante R-744 (Dióxido de carbono – CO<sub>2</sub>)

- Clasificación en función de su inflamabilidad:      Grupo 1  
(Refrigerante no inflamable en estado de vapor a cualquier concentración en el aire)
- Clasificación en función de su toxicidad:      Grupo A  
(Refrigerante no inflamable y de acción tóxica ligera o nula.)
- Grupo de seguridad:      A1
- Clasificación según Reglamento Equipos a Presión:      2
- Potencial de calentamiento atmosférico (según RSIF):      1

- Potencial de agotamiento de la capa de ozono: 0
- Límite práctico admisible: 0,07 kg/m<sup>3</sup>

#### 4.1.5. Mobiliario frigorífico

El cliente facilita un plano constructivo de la disposición de los servicios [Plano 1 del anexo II]. En lo que a mobiliario se refiere, las necesidades térmicas vendrán determinadas por el fabricante del mobiliario. Tal y como se muestra en el apartado 10.2, se identificará el mobiliario en el plano y se le facilitará el listado de mobiliario que se precisa para la instalación.

A continuación, en la Tabla 4.1 se muestra el número de servicios de frío destinados a mobiliario, la denominación que tiene cada uno de ellos que lo determina el cliente según la distribución de la ubicación del producto en tienda, el número de módulos que conforman el servicio frigorífico y la longitud de estos.

<u>Servicio</u>	<u>Denominación</u>	<u>Nº Módulos</u>	<u>Long.</u>	<u>Desescarche</u>
1	MURAL YOGURES 1	1	2,5 m	Aire
2	MURAL YOGURES 2	3	2 x 3,75 m + 2,5 m	Aire
3	MURAL YOGURES 3	2	3,75 m + 2,5 m	Aire
4	MURAL BEBIDAS FRÍAS	1	3,75 m	Aire
5	MURAL FRUTAS	2	2 x 3,75 m	Aire
6	MURAL PESCADERÍA L.S.	1	2,5 m	Eléctrico
7	SEMIMURAL CHARCUTERÍA 1	3	3 x 3,75 m	Aire
8	SEMIMURAL CHARCUTERÍA 2	3	3 x 3,75 m	Aire
9	CABECERA 1 CHARCUTERÍA	1	2 m	Aire
10	CABECERA 2 CHARCUTERÍA	1	2 m	Aire
11	SEMIMURAL CHARCUTERÍA 3	3	3 x 3,75 m	Aire
12	SEMIMURAL CARNICERÍA	3	3 x 3,75 m	Aire

<u>Servicio</u>	<u>Denominación</u>	<u>N° Módulos</u>	<u>Long.</u>	<u>Desescarche</u>
13	CABECERA 3 CHARCUTERÍA	1	2 m	Aire
14	CABECERA 3 CHARCUTERÍA	1	2 m	Aire
15	VITRINA CARNICERÍA	3	2 x 2,5 m + 3,75 m	Aire
16	VITRINA CHARCUTERÍA 1	2	2 x 3,75 m	Aire
17	VITRINA CHARCUTERÍA 2	2	2 x 3,75 m	Aire
18	ARCÓN CONGELADOS DOBLES 1	3	3 x 3,75 m	Eléctrico
19	CABECERA 1 CONGELADOS	1	2 m	Eléctrico
20	CABECERA 2 CONGELADOS	1	2 m	Eléctrico
21	ARCÓN CONGELADOS DOBLES 2	3	3 x 3,75 m	Eléctrico
22	CABECERA 3 CONGELADOS	1	2 m	Eléctrico
23	CABECERA 4 CONGELADOS	1	2 m	Eléctrico
24	ARCÓN CONGELADOS DOBLES 3	3	3 x 3,75 m	Eléctrico
25	CABECERA 5 CONGELADOS	1	2 m	Eléctrico
26	CABECERA 6 CONGELADOS	1	2 m	Eléctrico
27	ARCÓN CONGELADOS PESCADO	1	2,5 m	Eléctrico
28	ARMARIO TARTAS DULCES	1	2,43 m	Eléctrico
28	FABRICADOR HIELO-1 (600kg/día)	1	-	-

*Tabla 4.1 - Resumen muebles frigoríficos necesarios*



#### **4.1.6. Cámaras frigoríficas**

Para las cámaras frigoríficas, se determinan las condiciones iniciales interiores a las que estarán sometidas las cámaras. Con el plano facilitado por el cliente, podremos determinar los datos de la cámara como las dimensiones que las conforman. Las medidas que se contemplan en el proyecto son las exteriores, es decir, se incluye el grosor del panel en la distancia total. El cliente determina que la altura exterior para las cámaras debe ser de 3 metros de alto.

Para esta instalación, las cámaras de temperatura positiva irán sin suelo, al ser una obra nueva, el aislamiento térmico se realizará en el suelo de la cámara. Es decir, el suelo será de obra, pero el aislamiento estará debajo del suelo, de este modo se puede habilitar mejor la entrada de traspales para la reposición del género. Por otro lado, la cámara de temperatura negativa llevará instalado suelo de panel frigorífico para un aislamiento más eficiente al tener una mayor diferencia de temperatura con el exterior.

A continuación, se describe el resumen de las especificaciones técnicas de las cámaras frigoríficas que conformarán la instalación:

<b><u>Cámara de Carnicería</u></b>				
<b><u>Condiciones iniciales cámara:</u></b>				
	T <sup>a</sup> (°C)	HR (%)	Densidad	Entalpia
Condiciones exteriores	30	65	1,133 kg/m <sup>3</sup>	75,11 kJ/kg
Condiciones interiores	0	90	1,287 kg/m <sup>3</sup>	8,60 kJ/kg
<b><u>Datos de la cámara:</u></b>				
Largo exterior:	7,00 m	Modelo panel:	C-S3-d0	
Ancho exterior:	3,87 m	Espesor panel:	0,10 m	
Alto exterior:	3,00 m	Coeficiente (k):	0,160	
Suelo Panel:	NO	Horas func.:	18 h/día	
<b><u>Datos producto:</u></b>				
C <sub>s</sub> :	0,80 kcal/kg·C	T <sub>E</sub> :	5 °C	
Q <sub>M1</sub> :	0,00 kcal/kg·C	δ <sub>p</sub> :	200 kg/m <sup>3</sup>	
Q <sub>M2</sub> :	0,00 kcal/kg·C	Estiba diaria:	0,2 veces/día	

Tabla 4.2 - Especificación técnica: Cámara Carnicería

<b><u>Cámara de Frutería</u></b>				
<b><u>Condiciones iniciales cámara:</u></b>				
	T <sup>a</sup> (°C)	HR (%)	Densidad	Entalpia
Condiciones exteriores	30	65	1,133 kg/m <sup>3</sup>	75,11 kJ/kg
Condiciones interiores	4	90	1,266 kg/m <sup>3</sup>	15,51 kJ/kg
<b><u>Datos de la cámara:</u></b>				
Largo exterior:	7,25 m	Modelo panel:	C-S3-d0	
Ancho exterior:	3,75 m	Espesor panel:	0,10 m	
Alto exterior:	3,00 m	Coeficiente (k):	0,160	
Suelo Panel:	NO	Horas func.:	18 h/día	
<b><u>Datos producto:</u></b>				
C <sub>s</sub> :	0,90 kcal/kg·C	T <sub>E</sub> :	7 °C	
Q <sub>M1</sub> :	2,50 kcal/kg·C	δ <sub>P</sub> :	200 kg/m <sup>3</sup>	
Q <sub>M2</sub> :	0,25 kcal/kg·C	Estiba diaria:	0,2 veces/día	

*Tabla 4.3 - Especificación técnica: Cámara Frutería*

<b><u>Cámara de Frutería Ecológica</u></b>				
<b><u>Condiciones iniciales cámara:</u></b>				
	T <sup>a</sup> (°C)	HR (%)	Densidad	Entalpia
Condiciones exteriores	30	65	1,133 kg/m <sup>3</sup>	75,11 kJ/kg
Condiciones interiores	4	90	1,266 kg/m <sup>3</sup>	15,51 kJ/kg
<b><u>Datos de la cámara:</u></b>				
Largo exterior:	4,00 m	Modelo panel:	C-S3-d0	
Ancho exterior:	2,20 m	Espesor panel:	0,10 m	
Alto exterior:	3,00 m	Coeficiente (k):	0,160	
Suelo Panel:	NO	Horas func.:	18 h/día	
<b><u>Datos producto:</u></b>				
C <sub>s</sub> :	0,90 kcal/kg·C	T <sub>E</sub> :	8 °C	
Q <sub>M1</sub> :	2,50 kcal/kg·C	δ <sub>p</sub> :	200 kg/m <sup>3</sup>	
Q <sub>M2</sub> :	0,25 kcal/kg·C	Estiba diaria:	0,2 veces/día	

*Tabla 4.4 - Especificación técnica: Cámara Frutería Ecológica*

<b><u>Cámara de PLS</u></b>				
<b><u>Condiciones iniciales cámara:</u></b>				
	T <sup>a</sup> (°C)	HR (%)	Densidad	Entalpia
Condiciones exteriores	30	65	1,133 kg/m <sup>3</sup>	75,11 kJ/kg
Condiciones interiores	2	90	1,276 kg/m <sup>3</sup>	11,96 kJ/kg
<b><u>Datos de la cámara:</u></b>				
Largo exterior:	6,44 m	Modelo panel:	C-S3-d0	
Ancho exterior:	3,36 m	Espesor panel:	0,10 m	
Alto exterior:	3,00 m	Coefficiente (k):	0,160	
Suelo Panel:	NO	Horas func.:	18 h/día	
<b><u>Datos producto:</u></b>				
C <sub>s</sub> :	0,90 kcal/kg·C	T <sub>E</sub> :	10 °C	
Q <sub>M1</sub> :	0,00 kcal/kg·C	δ <sub>P</sub> :	200 kg/m <sup>3</sup>	
Q <sub>M2</sub> :	0,00 kcal/kg·C	Estiba diaria:	0,2 veces/día	

*Tabla 4.5 - Especificación técnica: Cámara PLS*

<b><u>Cámara de Charcutería</u></b>				
<b><u>Condiciones iniciales cámara:</u></b>				
	T <sup>a</sup> (°C)	HR (%)	Densidad	Entalpia
Condiciones exteriores	30	65	1,133 kg/m <sup>3</sup>	75,11 kJ/kg
Condiciones interiores	2	90	1,276 kg/m <sup>3</sup>	11,96 kJ/kg
<b><u>Datos de la cámara:</u></b>				
Largo exterior:	6,90 m		Modelo panel:	C-S3-d0
Ancho exterior:	3,87 m		Espesor panel:	0,10 m
Alto exterior:	3,00 m		Coefficiente (k):	0,160
Suelo Panel:	NO		Horas func.:	18 h/día
<b><u>Datos producto:</u></b>				
C <sub>s</sub> :	0,90 kcal/kg·C		T <sub>E</sub> :	8 °C
Q <sub>M1</sub> :	0,00 kcal/kg·C		δ <sub>P</sub> :	200 kg/m <sup>3</sup>
Q <sub>M2</sub> :	0,00 kcal/kg·C		Estiba diaria:	0,2 veces/día

*Tabla 4.6 - Especificación técnica: Cámara Charcutería*

<b><u>Cámara de Pescado</u></b>				
<b><u>Condiciones iniciales cámara:</u></b>				
	T <sup>a</sup> (°C)	HR (%)	Densidad	Entalpia
Condiciones exteriores	30	65	1,133 kg/m <sup>3</sup>	75,11 kJ/kg
Condiciones interiores	0	90	1,287 kg/m <sup>3</sup>	8,60 kJ/kg
<b><u>Datos de la cámara:</u></b>				
Largo exterior:	5,70 m	Modelo panel:	C-S3-d0	
Ancho exterior:	2,97 m	Espesor panel:	0,10 m	
Alto exterior:	3,00 m	Coeficiente (k):	0,160	
Suelo Panel:	NO	Horas func.:	18 h/día	
<b><u>Datos producto:</u></b>				
C <sub>s</sub> :	0,90 kcal/kg·C	T <sub>E</sub> :	6 °C	
Q <sub>M1</sub> :	0,00 kcal/kg·C	δ <sub>P</sub> :	200 kg/m <sup>3</sup>	
Q <sub>M2</sub> :	0,00 kcal/kg·C	Estiba diaria:	0,2 veces/día	

Tabla 4.7 - Especificación técnica: Cámara Pescadería

<b><u>Cámara de Basuras</u></b>				
<b><u>Condiciones iniciales cámara:</u></b>				
	T <sup>a</sup> (°C)	HR (%)	Densidad	Entalpia
Condiciones exteriores	30	65	1,133 kg/m <sup>3</sup>	75,11 kJ/kg
Condiciones interiores	4	90	1,266 kg/m <sup>3</sup>	15,51 kJ/kg
<b><u>Datos de la cámara:</u></b>				
Largo exterior:	3,87 m	Modelo panel:	C-S3-d0	
Ancho exterior:	2,66 m	Espesor panel:	0,10 m	
Alto exterior:	3,00 m	Coeficiente (k):	0,160	
Suelo Panel:	NO	Horas func.:	18 h/día	
<b><u>Datos producto:</u></b>				
C <sub>s</sub> :	0,90 kcal/kg·C	T <sub>E</sub> :	8 °C	
Q <sub>M1</sub> :	0,00 kcal/kg·C	δ <sub>p</sub> :	200 kg/m <sup>3</sup>	
Q <sub>M2</sub> :	0,00 kcal/kg·C	Estiba diaria:	0,2 veces/día	

*Tabla 4.8 - Especificación técnica: Cámara Basuras*



<b><u>Cámara de Panadería</u></b>				
<b><u>Condiciones iniciales cámara:</u></b>				
	T <sup>a</sup> (°C)	HR (%)	Densidad	Entalpia
Condiciones exteriores	30	65	1,133 kg/m <sup>3</sup>	75,11 kJ/kg
Condiciones interiores	2	90	1,276 kg/m <sup>3</sup>	11,96 kJ/kg
<b><u>Datos de la cámara:</u></b>				
Largo exterior:	3,70 m	Modelo panel:	C-S3-d0	
Ancho exterior:	2,82 m	Espesor panel:	0,10 m	
Alto exterior:	3,00 m	Coeficiente (k):	0,160	
Suelo Panel:	NO	Horas func.:	18 h/día	
<b><u>Datos producto:</u></b>				
C <sub>s</sub> :	0,90 kcal/kg·C	T <sub>E</sub> :	12 °C	
Q <sub>M1</sub> :	0,00 kcal/kg·C	δ <sub>P</sub> :	200 kg/m <sup>3</sup>	
Q <sub>M2</sub> :	0,00 kcal/kg·C	Estiba diaria:	0,2 veces/día	

*Tabla 4.9 - Especificación técnica: Cámara Panadería*

<b><u>Cámara de Aula Polivalente</u></b>				
<u>Condiciones iniciales cámara:</u>				
	T <sup>a</sup> (°C)	HR (%)	Densidad	Entalpia
Condiciones exteriores	30	65	1,133 kg/m <sup>3</sup>	75,11 kJ/kg
Condiciones interiores	5	90	1,26 kg/m <sup>3</sup>	17,36 kJ/kg
<u>Datos de la cámara:</u>				
Largo exterior:	4,18 m	Modelo panel:	C-S3-d0	
Ancho exterior:	1,60 m	Espesor panel:	0,10 m	
Alto exterior:	3,00 m	Coeficiente (k):	0,160	
Suelo Panel:	NO	Horas func.:	18 h/día	
<u>Datos producto:</u>				
C <sub>s</sub> :	0,90 kcal/kg·C	T <sub>E</sub> :	10 °C	
Q <sub>M1</sub> :	0,00 kcal/kg·C	δ <sub>p</sub> :	200 kg/m <sup>3</sup>	
Q <sub>M2</sub> :	0,00 kcal/kg·C	Estiba diaria:	0,2 veces/día	

Tabla 4.10 - Especificación técnica: Cámara Aula Polivalente

<b><u>Obrador de Carnicería</u></b>				
<b><u>Condiciones iniciales cámara:</u></b>				
	T <sup>a</sup> (°C)	HR (%)	Densidad	Entalpia
Condiciones exteriores	30	65	1,133 kg/m <sup>3</sup>	75,11 kJ/kg
Condiciones interiores	10	90	1,236 kg/m <sup>3</sup>	24,56 kJ/kg
<b><u>Datos de la cámara:</u></b>				
Largo exterior:	3,87 m	Modelo panel:	C-S3-d0	
Ancho exterior:	3,28 m	Espesor panel:	0,10 m	
Alto exterior:	3,00 m	Coeficiente (k):	0,160	
Suelo Panel:	NO	Horas func.:	18 h/día	
<b><u>Datos producto:</u></b>				
C <sub>s</sub> :	0,90 kcal/kg·C	T <sub>E</sub> :	15 °C	
Q <sub>M1</sub> :	0,00 kcal/kg·C	δ <sub>P</sub> :	100 kg/m <sup>3</sup>	
Q <sub>M2</sub> :	0,00 kcal/kg·C	Estiba diaria:	0,2 veces/día	

Tabla 4.11 - Especificación técnica: Obrador Carnicería

<b><u>Obrador de Frutería</u></b>				
<u>Condiciones iniciales cámara:</u>				
	T <sup>a</sup> (°C)	HR (%)	Densidad	Entalpia
Condiciones exteriores	30	65	1,133 kg/m <sup>3</sup>	75,11 kJ/kg
Condiciones interiores	10	90	1,236 kg/m <sup>3</sup>	24,56 kJ/kg
<u>Datos de la cámara:</u>				
Largo exterior:	3,80 m	Modelo panel:	C-S3-d0	
Ancho exterior:	2,34 m	Espesor panel:	0,10 m	
Alto exterior:	3,00 m	Coeficiente (k):	0,160	
Suelo Panel:	NO	Horas func.:	18 h/día	
<u>Datos producto:</u>				
C <sub>s</sub> :	0,90 kcal/kg·C	T <sub>E</sub> :	15 °C	
Q <sub>M1</sub> :	2,50 kcal/kg·C	δ <sub>p</sub> :	125 kg/m <sup>3</sup>	
Q <sub>M2</sub> :	0,25 kcal/kg·C	Estiba diaria:	0,2 veces/día	

*Tabla 4.12 - Especificación técnica: Obrador Frutería*

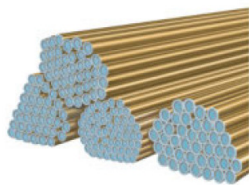
<b><u>Cámara de Congelados</u></b>				
<b><u>Condiciones iniciales cámara:</u></b>				
	T <sup>a</sup> (°C)	HR (%)	Densidad	Entalpia
Condiciones exteriores	30	65	1,133 kg/m <sup>3</sup>	75,11 kJ/kg
Condiciones interiores	-22	95	1,406 kg/m <sup>3</sup>	-20,76 kJ/kg
<b><u>Datos de la cámara:</u></b>				
Largo exterior:	8,15 m	Modelo panel:	C-S3-d0	
Ancho exterior:	3,36 m	Espesor panel:	0,16 m	
Alto exterior:	3,00 m	Coefficiente (k):	0,100	
Suelo Panel:	SI	Horas func.:	18 h/día	
<b><u>Datos producto:</u></b>				
C <sub>s</sub> :	0,50 kcal/kg·C	T <sub>E</sub> :	-15 °C	
Q <sub>M1</sub> :	0,00 kcal/kg·C	δ <sub>P</sub> :	200 kg/m <sup>3</sup>	
Q <sub>M2</sub> :	0,00 kcal/kg·C	Estiba diaria:	0,2 veces/día	

*Tabla 4.13 - Especificación técnica: Cámara Congelados*

### 4.1.7. Tuberías y aislamiento

La interconexión entre los componentes que conformarán la instalación se realizará utilizando tubería y accesorios de cobre deshidratado calidad frigorífica, según la norma UNE-EN 12735-1:2001, cuyos diámetros garantizan pérdidas de carga en aspiración <1,5K a carga total, y velocidades suficientes para asegurarnos el retorno de aceite hacia los compresores. Siendo tubería tipo K65, reforzada para garantizar la capacidad de soportar altas presiones, siendo la figura un extracto de las principales características técnicas de la tubería para implementar en el cálculo de las mismas.

#### Barra de 5 m reforzada para CO<sub>2</sub> transcrito. Tipo K65



Ø exterior en mm	Grueso pared (mm)	P.máx.trabajo (bar)	Modelo	Código	€
9,52	0,65	120	3/8"-120B	203155	Consultar
12,70	0,85	120	1/2"-120B	203156	Consultar
15,87	1,05	120	5/8"-120B	203157	Consultar
19,06	1,30	120	3/4"-120B	203158	Consultar
22,23	1,50	120	7/8"-120B	203159	Consultar
28,57	1,90	120	1-1/8"-120B	203161	Consultar
34,92	2,30	120	1 3/8"-120B	203162	Consultar
41,27	2,70	120	1 5/8"-120B	203163	Consultar
53,97	3,55	120	2 1/8"-120B	203164	Consultar

Aleación con un contenido de 2,1 a 2,6% de hierro que le confiere una elevada resistencia a la presión. Cumple norma EN12735-1.

Figura 4.1 - Especificación técnica de la tubería por fabricante

La interconexión se realizará mediante soldadura fuerte por capilaridad mediante material de aporte, evitando las impurezas causadas por la formación de óxido, por ejemplo, utilizando gas inerte o eliminándolas.

Todo el trazado de tuberías se diseñará siguiendo los criterios técnicos que minimicen los costes, las pérdidas de carga, y por lo tanto el consumo eléctrico, garantizando a la vez el retorno de aceite al compresor, con especial cuidado en los tramos verticales generales.

Siendo así la Tabla 4.14, nos determina las velocidades y la pérdida de carga máxima para el proyecto.

El espacio libre alrededor de la tubería es el suficiente para permitir los trabajos rutinarios de mantenimiento de los componentes, verificación de uniones de las tuberías y reparación de fugas.

Todas las tuberías de aspiración deberán ser aisladas mediante coquilla elastomérica, cuyo espesor está en función del fluido y de su temperatura, en aras de evitar la condensación de la humedad ambiental.

Tipo	Velocidad	Pérdida de Carga máxima
Aspiración	5 – 10 m/s	1,5 K
Líquido	0,5 – 1,0 m/s	0,5 K
Caída Líquido	0,2 – 0,4 m/s	0,2 K
Descarga	5 – 10 m/s	1,0 K

*Tabla 4.14 - Tabla de velocidad y pérdidas de carga máximas de proyecto*

**El aislamiento térmico** de los circuitos de baja temperatura en una instalación frigorífica juega un papel muy importante en cuanto al rendimiento (consumo energético), hermeticidad, funcionamiento y conservación del sistema.

La calidad del aislamiento viene dada principalmente por su coeficiente de conductividad térmica, su baja permeabilidad al vapor de agua, y su resistencia al envejecimiento y la eficacia de la barrera de vapor.

El espesor del aislante se determinará teniendo en cuenta:

- a) La temperatura y humedad relativa del aire ambiente en el lugar de emplazamiento.
- b) La diferencia de temperatura entre la superficie fría a aislar y la normal del aire ambiente.
- c) La conductividad térmica del material aislante seleccionado.
- d) La forma y características del componente a aislar (pared plana o diámetro de la tubería).

Los materiales aislantes deberán cumplir los requisitos siguientes:

- a) Coeficiente de conductividad térmica bajo.
- b) Factores de resistencia a la absorción y difusión del vapor de agua altos.
- c) Buena resistencia a la inflamabilidad, a la descomposición y al envejecimiento.

- d) Buena resistencia mecánica, especialmente en los puntos de suportación de tuberías.
- f) Mantienen sus propiedades a temperaturas entre – 70 y + 120°C.
- h) Cuando el aislamiento discorra a la intemperie, estará debidamente protegido.

#### **4.1.8. Conexión eléctrico**

El construcción, montaje, verificación y utilización de las instalaciones eléctricas, se ajustará a lo dispuesto en el vigente Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión (REBT) y sus instrucciones técnicas complementarias.

Todo el cableado de la instalación se realizará según:

- Nivel Aislamiento, Aislamiento: 0.6/1 kV, XLPE + Pol
- No propagador incendio y emisión humos y opacidad reducida
- Designación UNE: RZ1-K(AS) Cca-s1b, d1, a1

Y su tendido se efectuará mediante bandeja y la conexión a los elementos receptores, mediante tubo de PVC o tubo metálico flexible revestido de PVC, con las prensas y cajas adecuadas para garantizar la estanqueidad.

A efectos de lo dispuesto por el Reglamento Electrotécnico para Baja Tensión, y sus Instrucciones técnicas complementarias MIE-BT 029 y MIE-BT 030, se considerarán:

Locales húmedos: Las cámaras y antecámaras frigoríficas.

Locales mojados: La fabricación de hielo en tanques de salmuera y sus cámaras y antecámaras frigoríficas, salas de condensadores (excepto los condensadores enfriados por aire o por agua en circuitos cerrados) y torres de refrigeración.

Locales con riesgo de explosión o incendio: Locales con instalaciones que utilicen refrigerantes inflamables pertenecientes a los grupos L2 o L3, salvo con el refrigerante amoníaco según lo dispuesto en el apartado 3.4 de esta instrucción.

Por lo que las cámaras frigoríficas descritas en esta memoria se consideran locales húmedos.



Además de lo indicado anteriormente, para las instalaciones con cámaras a temperatura inferior a  $-20^{\circ}\text{C}$  (cámaras negativas), se ha aplicado lo que exige al respecto el REBT y el apartado 6 de la Instrucción técnica complementaria BT-30.

Las máximas caídas de tensión admitidas serán:

- 6% máximo total en las líneas de alimentación a los motores eléctricos.
- 4% máximo total en las líneas de control.

Características principales que deberá componerse la instalación eléctrica:

- Las canales porta-cables serán dimensionadas y ancladas para soportar el 110% del peso de los mismos.
- Los cables serán posicionados en las canales porta-cables a una distancia regular y oportunamente fijados. Los cables estarán adecuadamente protegidos y anclados entre la canal porta-cables y el elemento a conexionar.
- Los pasajes en las paredes (pasamuros) y los realizados en las cámaras, serán sellados adecuadamente. Cuando de forma puntual los pasajes sean a través de las paredes frías, estos serán herméticamente cerrados y sucesivamente aislados con poliuretano expandido para evitar al máximo las transmisiones térmicas y los fenómenos de condensación.
- Las canalizaciones se harán mediante bandeja tipo Rejiband con cables apantallados para las sondas de temperatura, y manguera de 1 kV.
- Bus comunicaciones entre cuadros.
- Bandejas independientes para cableado de bajas señales como sondas de temperatura y transductores de presión.



## 5. Planificación del proyecto

Para la realización de la planificación del proyecto, realizamos una lista con las actividades que se realizarán en el proyecto, así como su duración, fecha de inicio, fecha final de cada actividad y la actividad predecesora.

Se estima una duración de cada actividad para cumplir con el objetivo de llegar a tiempo para la fecha de entrega de cada una de las memorias. Se define que se trabajará 2 horas al día, durante 5 días a la semana.

Se establece como el inicio del proyecto la fecha 8 de octubre de 2.018, fecha en la que se empieza la realización del proyecto después de una primera reunión con la ponente.

La fecha de finalización del proyecto es el día 26 de junio del 2.019, fijado por la organización Tecnocampus, estipulando que todos los trabajos de final de grado se deberán presentar en esta fecha.

A continuación, se muestra el resumen de las actividades:

Nº	Actividades	Duración	Fecha inicio	Fecha final
1	Búsqueda información: Refrigeración	40 días	lun 8/10/18	vie 30/11/18
2	Búsqueda de normativa vigente	7 días	lun 3/12/18	mar 11/12/18
3	Definición de los objetivos	6 días	lun 8/10/18	lun 15/10/18
4	Búsqueda información: necesidades térmicas	9 días	lun 3/12/18	jue 13/12/18
5	Búsqueda información: sistema compresión	12 días	mar 16/10/18	mié 31/10/18
6	Búsqueda información: sistema condensación	19 días	jue 1/11/18	mar 27/11/18
7	Búsqueda información: sistema expansión	15 días	mar 16/10/18	lun 5/11/18
8	Búsqueda información: sistema evaporación	6 días	mar 6/11/18	mar 13/11/18
9	Estudio del sistema de CO <sub>2</sub> transcrito	35 días	mié 12/12/18	mar 29/1/19

N°	Actividades	Duración	Fecha inicio	Fecha final
10	Preparación de la memoria	7 días	mié 30/1/19	jue 7/2/19
11	Entrega Memoria 1	2 días	vie 8/2/19	lun 11/2/19
12	Cálculo de las necesidades térmicas	11 días	mar 12/2/19	mar 26/2/19
13	Selección de la maquinaria	5 días	mié 27/2/19	mar 5/3/19
14	Distribución de las tuberías	12 días	mar 12/2/19	mié 27/2/19
15	Cálculo de la pérdida de carga en tuberías	19 días	jue 28/2/19	mar 26/3/19
16	Selección de las seguridades de la instalación	12 días	mié 27/3/19	jue 11/4/19
17	Cálculo protecciones contra sobrepresiones	9 días	mié 27/3/19	lun 8/4/19
18	Entrega memoria intermedia	1 día	mar 9/4/19	mar 9/4/19
19	Viabilidad técnica	15 días	mié 10/4/19	mar 30/4/19
20	Viabilidad económica	21 días	mié 10/4/19	mié 8/5/19
21	Viabilidad medioambiental	18 días	mié 10/4/19	vie 3/5/19
22	Redacción de las conclusiones del proyecto	10 días	lun 6/5/19	vie 17/5/19
23	Redacción memoria final	16 días	lun 20/5/19	lun 10/6/19
24	Entrega del proyecto	1 día	mar 11/6/19	mar 11/6/19
25	Presentación del proyecto	1 día	mié 12/6/19	mié 12/6/19

*Tabla 5.1 - Resumen actividades del proyecto*

En el anexo se muestra el diagrama de Gantt del proyecto.

## 6. Introducción a la refrigeración

Hay un concepto sobre la refrigeración que debe quedar claro desde un principio, y es que el frío no existe. Denominamos como frío a la ausencia de calor, es decir, un sistema de refrigeración se encarga de absorber el calor ambiente mediante un fluido y lo transporta hacia otro recinto y lo cede al ambiente que lo envuelve. El calor ( $Q$ ) es una forma de energía y fluye según su temperatura desde un punto a otro, siendo la dirección del punto más caliente al menos caliente, pudiéndose medir y cuantificar. El calor producido por un incremento de temperatura se denomina como calor sensible, denominado así debido a que se puede sentir. Para poder determinar el aumento de temperatura debemos conocer el calor específico ( $c_e$ ) del material que constituye el cuerpo es la capacidad calorífica por unidad de masa. Para el cálculo de calor sensible se utiliza la siguiente formula:

$$Q_s = m \cdot c_e \cdot \Delta T \quad (6.1)$$

Por otro lado, tenemos el calor latente ( $Q_l$ ), que se define al calor necesario para producir un cambio de estado de la materia sin variar su temperatura. En este caso se observa que los materiales contienen dos calores latentes específicos ( $c_{l_e}$ ), ya que pueden sufrir dos tipos de cambio de estado, la vaporización ( $h_{l_{ev}}$ ) y la fusión ( $h_{l_{ef}}$ ). El cálculo del calor latente es la masa por el calor latente específico:

$$Q_l = m \cdot c_{l_e} \quad (6.2)$$

La transferencia de calor es un punto muy importante en la refrigeración, ya que un sistema frigorífico se compone de los tres tipos de transferencia de calor: convección, conducción y radiación.

### Convección

La densidad de un material no es contante, ya varía con la temperatura. Un aumento o disminución de la temperatura puede hacer que los cuerpos se expandan o se contraigan. En un recinto o como en nuestro caso influye, en una cámara frigorífica, el aire caliente sube hacia el techo de la misma, este aire se enfría y la densidad aumenta, por lo que es aire cae a la parte inferior. Las corrientes de convección se forman cuando se absorbe el calor del

aire de la habitación, de forma que el aire no permanece cerca de la fuente de absorción calorífica.

### **Conducción**

Hay dos materiales importantes que son importantes, por una parte, tenemos los materiales conductores, y por otra, tenemos los materiales aislantes. El calor puede ser transferido por los materiales conductores, principalmente por medio del movimiento de las moléculas libres. Un aumento de la temperatura conlleva a una excitación de las moléculas, que por lo siguiente excitan a las moléculas que están a su alrededor, así continuamente haciendo que el calor fluya a través de todo el cuerpo. Por otro lado, los materiales aislantes no dejan transferir el calor, ya que existe una separación entre moléculas que no deja que se exciten lo suficiente entre ellas.

### **Radiación**

El calor viaja a través del espacio mediante ondas, estas ondas son transportadoras de calor. A diferencia de la convección y la conducción, la radiación no precisa de una sustancia para transferir calor.

Se puede evitar la radiación entre dos cuerpos mediante una superficie reflectante, ya que rebota en dicha superficie.

El sistema de este proyecto se ve afectado principalmente por los fenómenos de la convección y la conducción, ya que la absorción y extracción del sistema frigorífico es producido por la conducción de las tuberías al ambiente que las rodea, y este ambiente cambia la temperatura mediante la convección. Asimismo, los paneles frigoríficos evitan que la conducción sea grande y se obtengan grandes aportaciones de calor en los recintos a refrigerar.

El principio de la refrigeración se basa en entender el comportamiento que sufren los líquidos y los vapores en los sistemas de refrigeración, ya que estos sistemas se basan en el cambio de fase del fluido que trabajan ellos, pasando de vapor a líquido, y de líquido a vapor. Cuando el sistema pasa por el compresor en forma de vapor, éste es comprimido y su volumen disminuye. La Ley de Boyle muestra la forma en la que se relaciona la presión con el volumen.

“La Ley de Boyle establece que el volumen de una masa de gas es inversamente proporcional a la presión que está aplicada al gas, mientras que la temperatura se mantiene constante “[1]

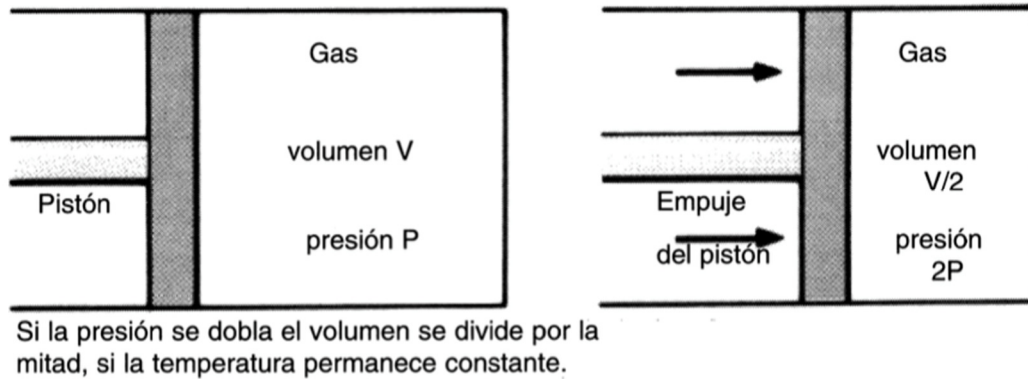


Figura 6.1 - Ley de Boyle [1]

### Cambios isotérmicos

Se dice que se produce un cambio isotérmico cuando el volumen de un gas en un recipiente o envase se somete a un aumento de presión manteniendo constante la temperatura.

### Temperatura crítica

El vapor puede cambiar de estado a líquido mediante el enfriamiento, pero también puede ser licuado por un aumento de presión sin necesidad de variar la temperatura. Las moléculas en estado líquido están más juntas entre sí que en estado vapor, por eso un aumento de presión mediante una compresión hace que, al reducir el volumen, las moléculas se pueden ver forzadas a unirse para acabar cambiando de estado a líquido.

La temperatura del vapor se puede aumentar hasta el punto de que no se pueda licuar por presión, este fenómeno se denomina la temperatura crítica.

En la Figura 6.2 se muestra un diagrama dónde se puede observar las diferentes propiedades físicas y químicas que tiene el CO<sub>2</sub> según las presiones y las temperaturas a la que está sometido, dónde la temperatura crítica es de 31°C, con una presión de 73,8 bar. Otro punto muy importante, es el punto triple, ya que este punto determinado, el CO<sub>2</sub> se encuentra en

las tres fases simultáneamente, donde la temperatura es de -56,6°C con una presión de 5,19 bar.

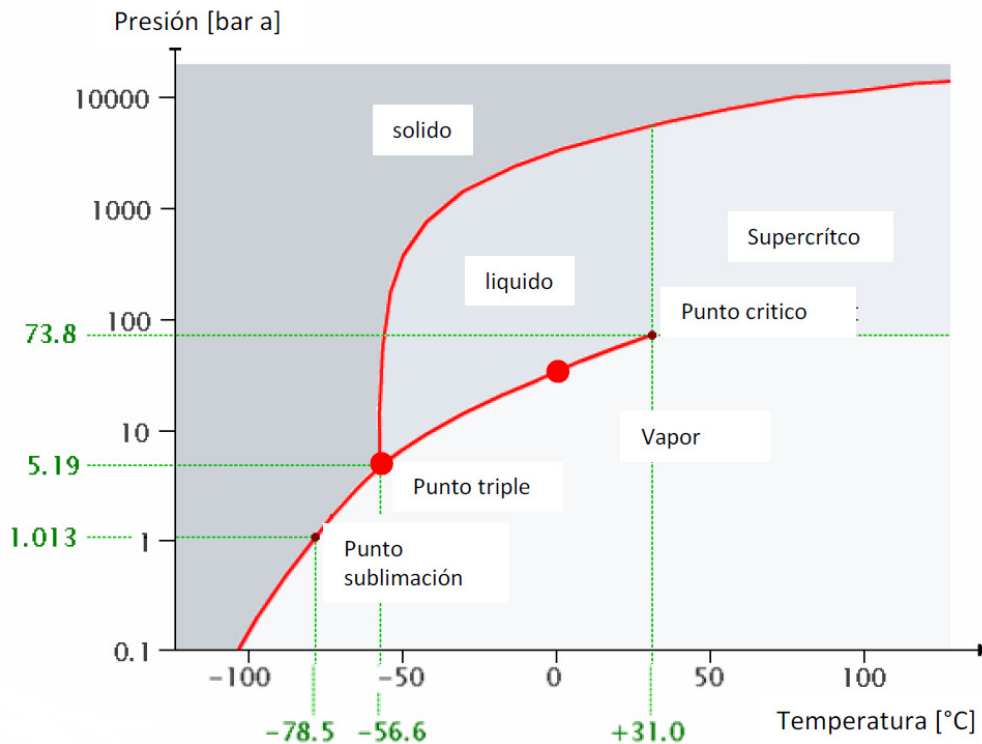


Figura 6.2 - Diagrama de propiedades físicas y químicas del CO<sub>2</sub> [19]

## 6.1. Principio de la refrigeración

### 6.1.1. Diagrama de Mollier

En un sistema de refrigeración, que se explicará en punto 6.6.2, el fluido refrigerante está sometido a cambios de fase, temperatura y presión. La información exacta sobre los cambios producidos en el proceso se puede determinar en tablas termodinámicas para refrigerantes, pero la mejor manera de conocer los valores es representando gráficamente con el diagrama termodinámico de que relaciona la presión con la entalpía. Este diagrama se denomina diagrama de Mollier o diagrama de presión-entalpía.

El primer punto más importante es entender el significado de entalpía.



La entalpía de un cuerpo incluye su energía interna y el trabajo necesario para alcanzar el estado en el que se encuentra, o, dicho de otro modo, es la cantidad de energía que se suministra. y se determina por:

$$H = U + pV \quad (6.3)$$

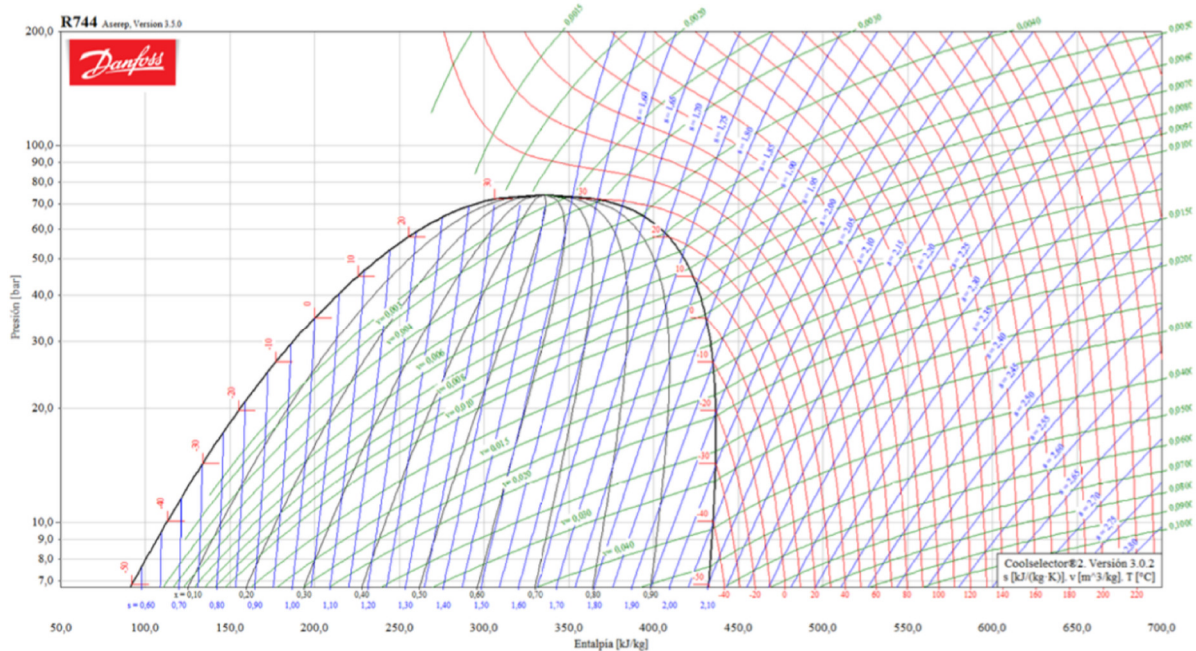


Figura 6.3 - Diagrama de Mollier R-744 [13]

Por otro lado, tenemos la denominada entalpía específica, que es la entalpía total dividida por la masa del cuerpo:

$$h = H / m \quad (6.4)$$

Para llevar a cabo la explicación del diagrama de Mollier, simplificaremos el diagrama y lo dividiremos en dos figuras. En la Figura 6.4 observamos que el diagrama está dividido en tres regiones por una línea denominada “línea de saturación”, también la podemos denominar como la campana de saturación del refrigerante. La temperatura de saturación es la temperatura en la que el refrigerante cambia de estado de líquido a vapor o de vapor a líquido. Por ejemplo, cuando tenemos un depósito donde hay una parte de líquido y otra de vapor, el vapor que hay justo encima de la superficie del líquido se denomina como vapor saturado. Del mismo modo, el líquido que queda justo en la superficie se denomina como líquido saturado. Podemos determinar que la vaporización es el proceso de ebullición de un

líquido, por ese motivo podemos decir que la temperatura de saturación es exactamente igual que al punto de ebullición del líquido.

Las regiones del diagrama vienen dadas por la campana que delimita tres estados del refrigerante. En el lado izquierdo está la región subenfriada en la que el refrigerante está en forma de líquido subenfriado, el cual está por debajo de la temperatura de saturación. Este subenfriamiento solo se produce cuando tenemos el 100% de líquido.

En la parte derecha, la campana está en la región sobrecalentada, en dicha región se encuentra el vapor sobrecalentado. Cuando hablamos de vapor sobrecalentado, se le denomina al vapor que se calienta por encima de la temperatura de saturación. Este aumento de temperatura sólo puede aumentar mediante calor sensible. El sobrecalentamiento solo se puede producir cuando tenemos el 100% de vapor.

En la parte central, o dentro de la campana, se sitúa la zona del cambio de fase. Para el cambio de fase de líquido a vapor, se produce de izquierda a derecha mientras que de vapor a líquido de derecha a izquierda tal y como se puede observar en la Figura 6.4. Para determinar el título de vapor en el que se encuentra el refrigerante dentro de la campana, tenemos unas líneas de calidad constante que nos determina el porcentaje de la cantidad de vapor que hay en un punto. Cuanto más cerca de la región de líquido saturado, más porcentaje de líquido habrá, así como en la parte de vapor que se produce lo mismo.

Por otro lado, en la Figura 6.5 se observa otras líneas importantes en el diagrama, como la línea de presión constante. Esta línea cruza todo el diagrama de izquierda a derecha, de forma constante y en horizontal. Para una misma presión podemos estar en cualquier punto del diagrama, ya que depende de la entalpía en la que está una molécula de refrigerante para definir el estado de esta molécula.

Para explicar la línea de entropía constante, primero definimos que la entropía de un cuerpo depende de dos factores; el flujo de calor y la temperatura absoluta. La entropía se mide en julios por kelvin. La entropía específica es la entropía por unidad de masa, esta entropía específica se mide en J/kg·K. Esta línea la configura el esfuerzo mecánico realizado por el compresor, aumentando la presión y la temperatura a una entropía constante (caso ideal).

La Figura 6.5 también nos muestra la línea de volumen constante y la línea de temperatura, esta línea tiene una forma especial, ya que las zonas subenfriadas y sobrecalentadas son

decrecientes manteniendo la temperatura constante, pero dentro de la campana, se mantiene a presión constante debido al cambio de fase.

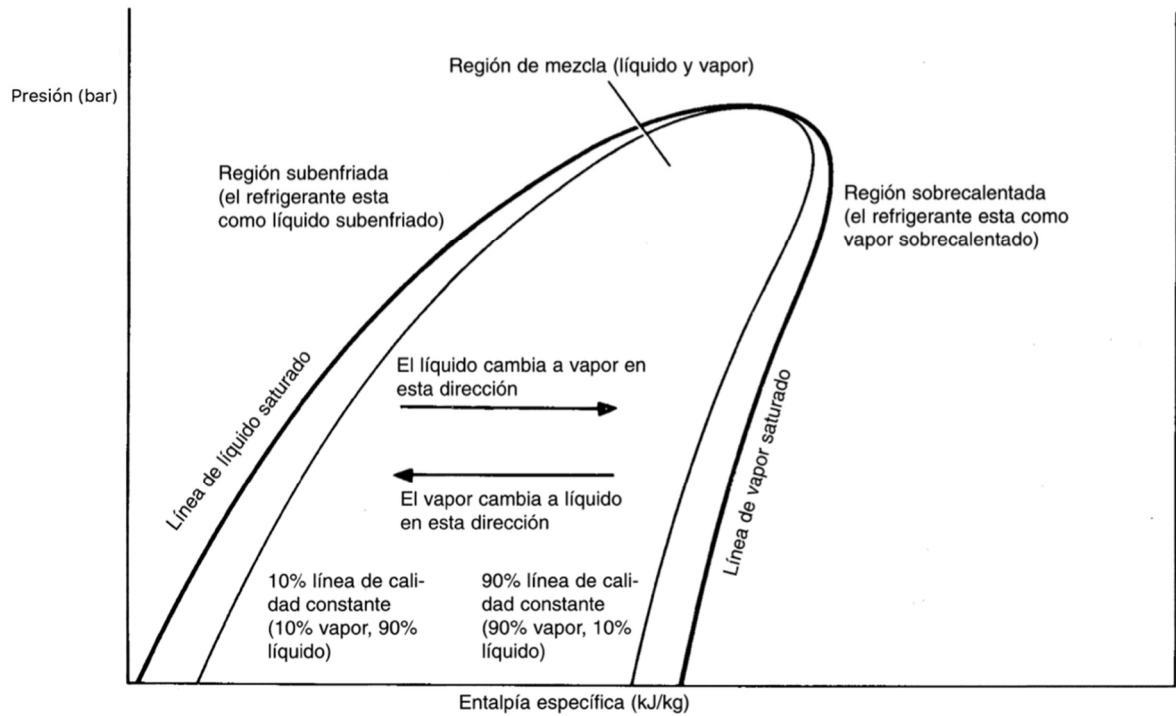


Figura 6.4 - Regiones de un diagrama de Mollier [1]

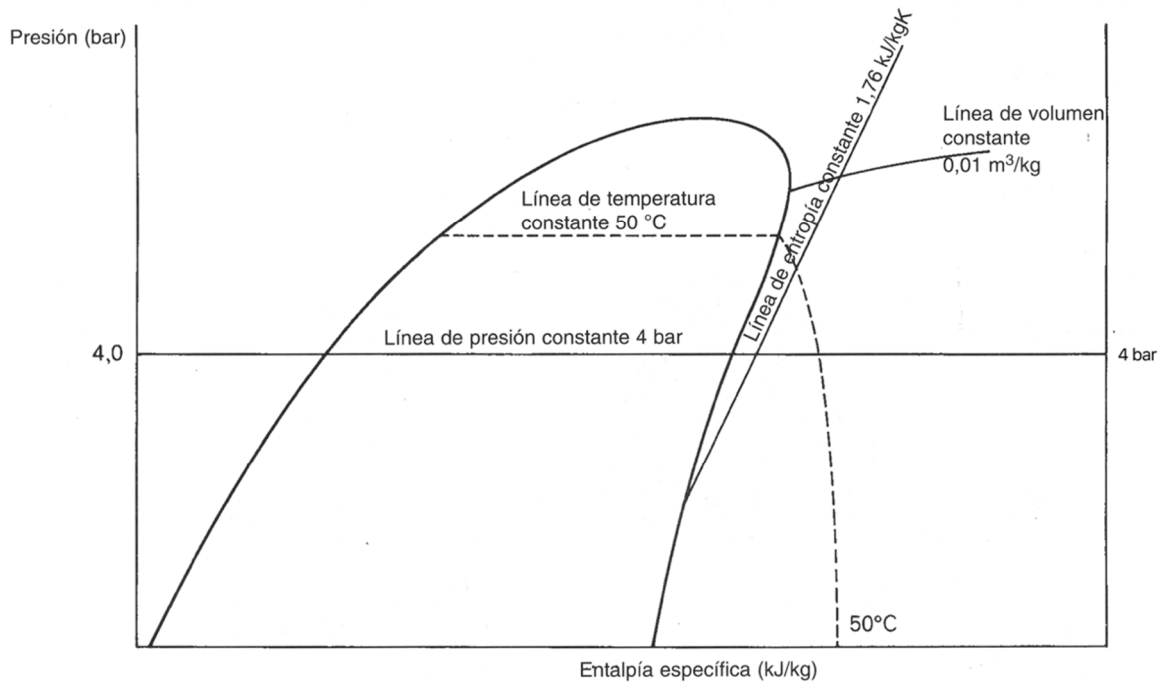


Figura 6.5 - Líneas importantes de un diagrama de Mollier [1]

### **6.1.2. Ciclo de compresión simple**

El ciclo de compresión simple es el ciclo básico de la refrigeración, donde para poder llevar a cabo la absorción de calor de un punto y cederla hacia otro, el fluido que circula por su interior debe pasar por las cuatro fases de la refrigeración, expansión, evaporación, compresión y condensación. A continuación, se procede a la explicación del ciclo de compresión simple.

### **6.1.3. Funcionamiento y componentes de un sistema frigorífico**

La mayoría de los frigoríficos y sistemas de refrigeración trabajan según el ciclo de compresión de vapor. Uno de los puntos más importantes en un sistema de refrigeración es la absorción de calor del recipiente a enfriar. Esta absorción de calor se realiza mediante una tubería en forma de serpentín, denominada evaporador. El fluido que se utiliza se conoce como refrigerante. La mayoría de los refrigerantes utilizados en la refrigeración se encontrarían en estado vapor a presión atmosférica y a temperatura ambiente porque hierven a temperaturas por debajo de los 0°C.

El refrigerante necesita de calor latente para mantenerse en ebullición en el proceso de evaporación del ciclo, y el único lugar donde puede ocurrir este fenómeno es en el evaporador, haciendo así que la absorción de calor haga bajar la temperatura del alrededor del mismo.

En la Figura 6.6 se muestra un frigorífico básico en el que están señaladas las partes importantes. Principalmente se divide en dos partes, el lado de alta presión y el lado de baja presión. En el lado de baja presión se encuentra el evaporador y la tubería de aspiración, mientras que, en el lado de alta presión, se encuentra la tubería de descarga del compresor, el condensador, el recipiente de líquido y el tramo de la tubería de líquido. La válvula de expansión es la que se encarga de provocar la caída de presión en el circuito, mientras que el compresor es el encargado del aumento de presión del circuito.

El refrigerante cambia de estado dos veces durante el ciclo de refrigeración, empieza con la evaporación mediante el evaporador, sufriendo después todo lo contrario con el condensador que se encargará de condensar el refrigerante, para así después volver al evaporador para seguir con el ciclo. Estos cambios son debidos al ciclo de compresión generado por el

compresor, que consigue hacer la condensación comprimiendo el vapor absorbido del evaporador.

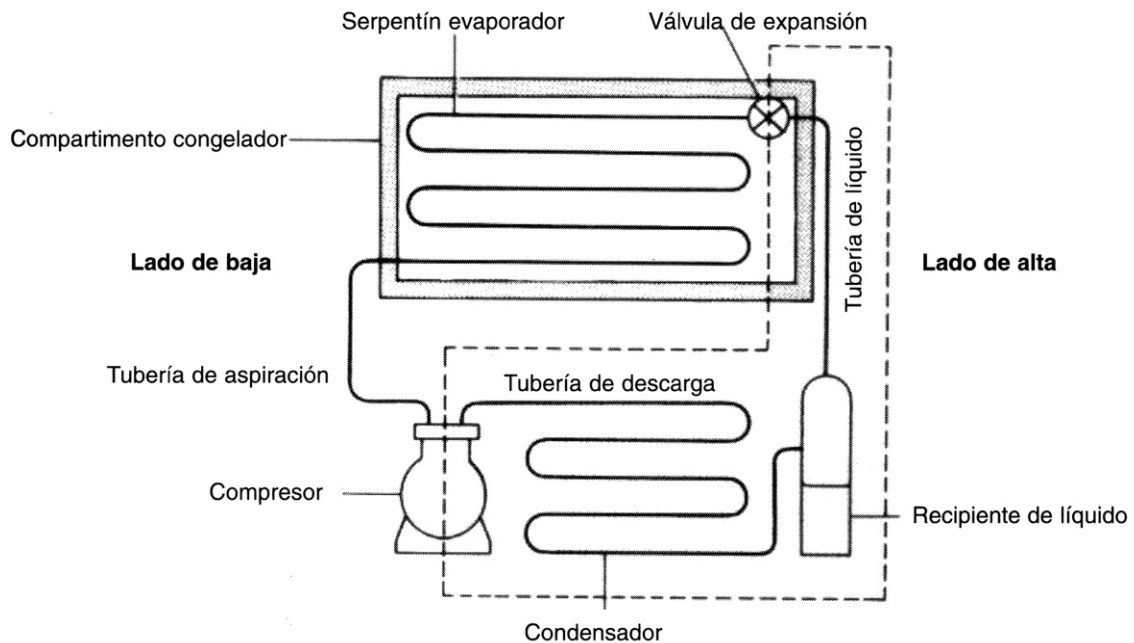


Figura 6.6 - Esquema frigorífico simple [1]

En la Figura 6.7 se muestra el mismo frigorífico simple que en la Figura 6.6, pero en este caso se observa el sistema en con el refrigerante en diferentes estados en las diferentes partes del ciclo. Asimismo, en la Figura 6.8 se determinan las diferentes fases en el diagrama de Mollier. Los valores mostrados en la Figura 6.7 y en la Figura 6.8 se definen en una temperatura de evaporación de  $-10^{\circ}\text{C}$  y una temperatura de condensación de  $+40^{\circ}\text{C}$ . Para este ejemplo se utilizará refrigerante R-134a, dónde los valores de estas figuras se encontrarán en la tabla termodinámica de R-134a en el anexo.

Se observa como el fluido en estado líquido a alta presión y subenfriado fluye desde el recipiente de líquido y pasa a través de la válvula de expansión (1). Dicha válvula hace disminuir la presión mediante el proceso de expansión haciendo pasar el refrigerante hacia el evaporador (2), convirtiéndose en una mezcla de líquido y vapor. Se puede observar que en punto 7 tenemos una entalpía de  $156,4 \text{ kJ/kg}$ , una presión de  $10,12 \text{ bar}$ , un volumen específico de  $0,872 \text{ L/kg}$  y una entropía específica de  $1,19 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$ . Este tipo de expansión que ocurre muy rápidamente, se denomina expansión adiabática. Esto quiere decir que no se

produce intercambio de calor del refrigerante con el exterior, que, a su vez, al no producirse un trabajo, no hay diferencia de entalpías.

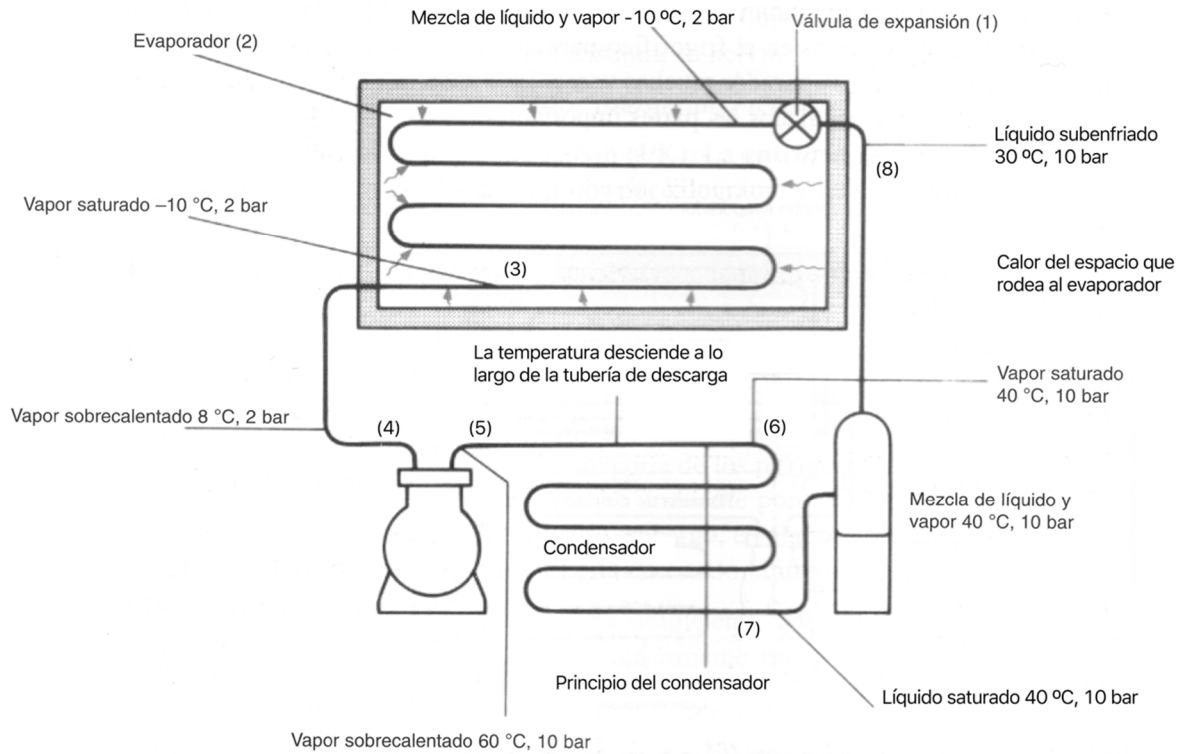


Figura 6.7 - Diferentes estados del refrigerante en un esquema frigorífico simple [1]

La entropía específica y el volumen específico no son de interés ya que el refrigerante durante casi todo el proceso se encuentra en mezcla de líquido y vapor.

Dentro del evaporador el líquido se va evaporando, de este modo, se puede decir que en el punto 3 estará saturado. Una vez evaporado todo el líquido del evaporador, el compresor bombea el vapor del evaporador hacia la aspiración del compresor mediante las tuberías denominadas como tubería de aspiración. Aquí entra el factor del recalentamiento, ya que en el punto 3 es posible no tener todo el líquido evaporado, el recalentamiento hace que tengamos 100% de vapor en la aspiración del compresor como se muestra en el punto 4. Sin embargo, la presión no cambia, siendo la misma que la presión de dentro del evaporador.

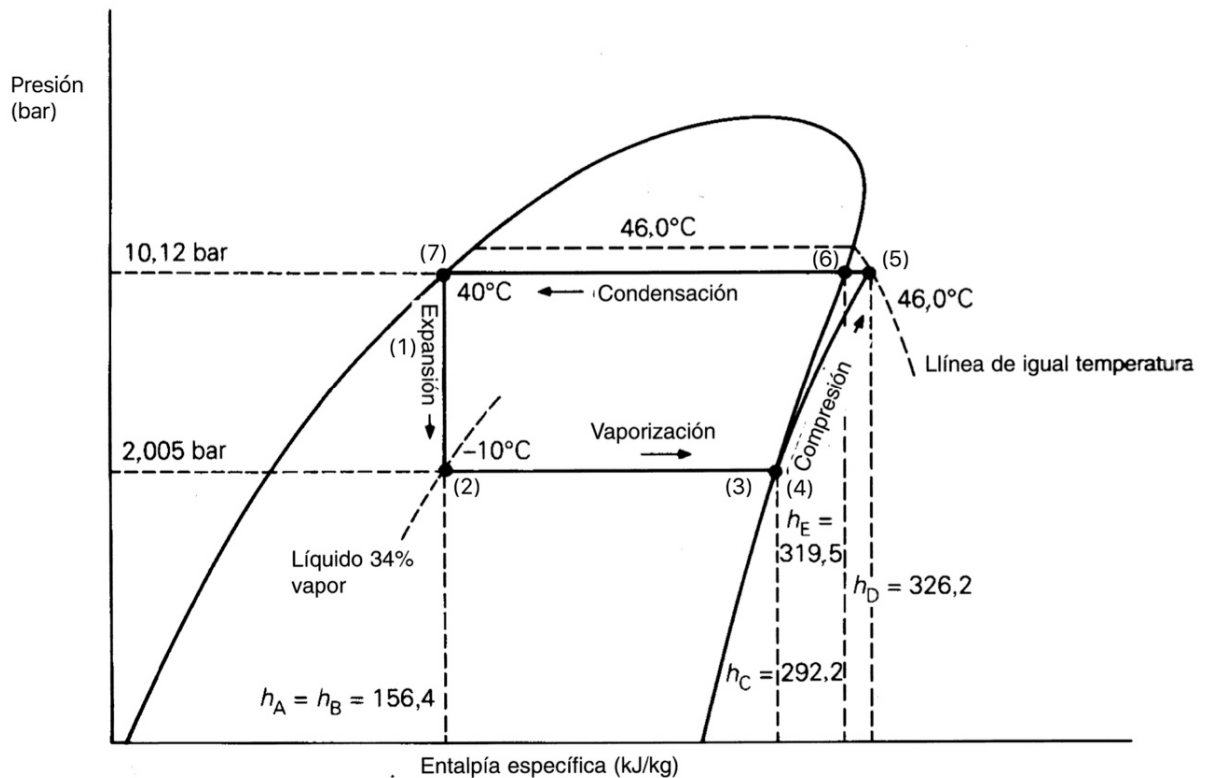


Figura 6.8 - Diferentes estados del refrigerante en un diagrama de Mollier [1]

El compresor se encarga de comprimir el vapor sobrecalentado muy rápidamente, siendo así una compresión adiabática y la temperatura aumenta considerablemente. En el proceso de compresión adiabático siempre hay un incremento de temperatura, mientras que una expansión adiabática, siempre hay una minoración de temperatura. Debido al aumento de temperatura, la energía interna también aumenta. Por consiguiente, debido al aumento de presión hay un aumento de entalpía. Una vez comprimido el refrigerante, el vapor sobrecalentado entra en la tubería de descarga (5).

Conforme el vapor va pasando por la tubería de descarga, va cediendo calor a la atmósfera y la temperatura desciende unos grados. Esto se produce porque la temperatura de descarga del compresor es muy superior a la temperatura atmosférica. Una vez entra en el condensador sigue cediendo temperatura, hasta alcanzar la temperatura de saturación o de condensación (6). En este punto el refrigerante empieza a condensarse atravesando la condición de vapor saturado. Del diagrama de Mollier podemos extraer que la temperatura de condensación, a una presión de unos 10 bar, es de  $+40^\circ\text{C}$ . En el momento en el que el refrigerante fluye a través del condensador (7), se va convirtiendo en líquido saturado manteniendo la misma

temperatura y presión. El refrigerante cede su calor latente mientras se va condensado y el calor es transferido a la atmósfera a través de las paredes del condensador. El calor cedido a la atmósfera se realiza a la misma velocidad que se absorbe el calor en el evaporador.

Una vez se ha condensado el refrigerante, el líquido saturado es enviado hacia el recipiente de líquido, donde éste tiene el suficiente espacio como para que se produzca una pequeña evaporación de líquido. Desde el recipiente de líquido, el refrigerante se envía hacia la válvula de expansión mediante la tubería de líquido, donde debido a su alta temperatura, pierde calor hacia el aire exterior. Dando así, el fenómeno llamado subenfriamiento. De esta forma se completa el ciclo de compresión de un sistema de refrigeración básico.

#### 6.1.4. Potencia frigorífica

La potencia frigorífica es la velocidad a la que se toma el calor del espacio refrigerado, considerado con un valor de 1 kW, entonces:

$$P_f = \dot{m} \cdot q_e \quad (6.5)$$

Por otro lado, para el cálculo de la potencia de compresión realizado por el compresor, tenemos la potencia, que se tiene que consumir para producir una capacidad frigorífica de 1 kW, siendo un valor teórico ya que no tiene en cuenta las pérdidas de potencia en el compresor, siendo:

$$P_c = \dot{m} \cdot q_w \quad (6.6)$$

#### 6.1.5. Coeficiente de rendimiento

El coeficiente de rendimiento (COP) es una medida de la eficiencia del ciclo de refrigeración, denominada con la siguiente fórmula:

$$COP = P_f / P_c \quad (6.7)$$



## 6.2. Sistemas de compresión: Compresores

Los compresores son las máquinas encargadas de mantener el refrigerante en circulación a través del sistema, aspiran el refrigerante en estado de vapor procedente del evaporador y lo comprime hacia el condensador provocando un aumento de temperatura durante el proceso de compresión. El refrigerante se enfría en el condensador y cambia de estado a líquido, una vez está en forma líquida, retorna de nuevo al evaporador.

La capacidad de refrigeración de los compresores depende de dos factores: el caudal másico (la masa de refrigerante que fluye a través del compresor por cada segundo), y el efecto refrigerante en kilojulios por kilogramo de refrigerante.

Existen varios tipos de compresores que son los más utilizados en la refrigeración, dónde a continuación se especificarán las principales características de los compresores alternativos, que serán los utilizados en la solución de la implementación.

### 6.2.1. Compresores alternativos

La principal característica que determina a un compresor alternativo es que está compuesto por un pistón, dicho pistón se desplaza hacia arriba y abajo dentro de un cilindro como podemos observar en la Figura 6.9. El cigüeñal gira por medio de un motor eléctrico encargado de transformar la energía eléctrica en energía mecánica, este cigüeñal está conectado al pistón mediante una biela. En el punto A de la Figura 6.9, el pistón ha sido desplazado hacia la parte superior del cilindro hasta la posición PMS. La válvula de succión se mantiene cerrada mientras que la válvula de descarga se abre para liberar el refrigerante, que es empujado hacia la tubería de descarga por la compresión ejercida por el pistón.

El movimiento de rotación continua hace que el cigüeñal vaya girando constantemente, de este modo, hace bajar la biela que, a su misma vez, hace bajar el pistón. En este punto, el volumen del cilindro sobre el pistón aumenta y la presión decrece. La presión que hay en la tubería de aspiración es mayor que la presión que hay en este instante en el pistón, por lo que la válvula de aspiración se abre dejando entrar el refrigerante en forma de vapor hacia dentro del compresor. Al mismo tiempo que la válvula de aspiración se abre, se cierra la válvula de descarga del compresor por falta de presión en el pistón, es decir, ambas válvulas funcionan a la inversa de la otra como se puede observar en el punto B de la Figura 6.9.

Cuando la biela está colocada en la posición de PMI, el volumen del refrigerante en el cilindro es el máximo como se observa en el punto C de la Figura 6.9. La constante rotación del cigüeñal hace que ahora el pistón vuelva a subir, reduciendo el volumen, comprimiendo el vapor y lo fuerza a salir a gran presión a través de la válvula de descarga, que está conducir a la tubería de descarga del compresor como se puede observar en el punto D de la Figura 6.9. Esta compresión se genera de manera suficientemente rápida como para crear un proceso adiabático.

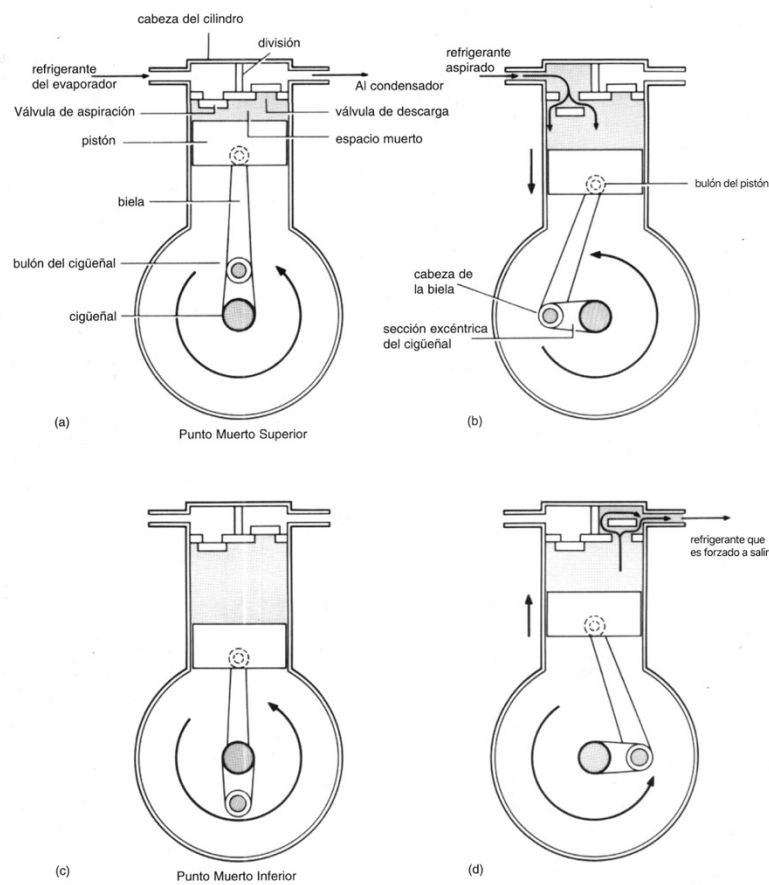


Figura 6.9 - Funcionamiento de un compresor alternativo simple [1]

En lo que conlleva a la Figura 6.10, se observa el diagrama de presión – volumen para el ciclo completo. Desde el punto A hasta el punto B, el pistón se desplaza hacia abajo en el interior del cilindro permitiendo que el vapor comprimido en la anterior fase se expanda.

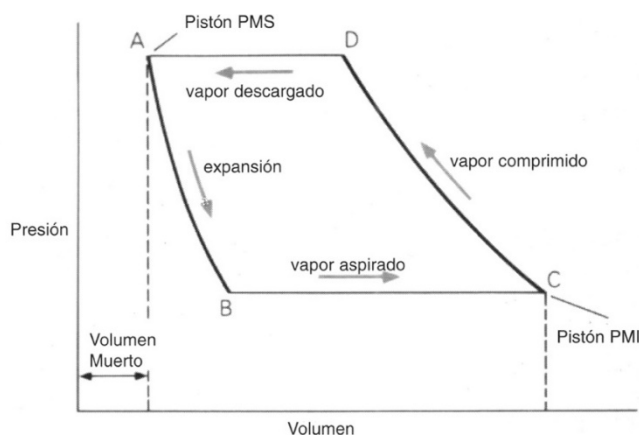


Figura 6.10 - Diagrama presión- volumen para el ciclo del compresor alternativo [1]

### 6.3. Sistemas de condensación

El condensador es la parte del sistema frigorífico en el que el vapor saturado a alta presión proveniente del compresor se condensa. El refrigerante se condensa a medida que va cediendo el calor hacia el exterior del mismo. Principalmente, los condensadores se pueden clasificar en tres bloques que se comentarán a continuación.

#### 6.3.1. Condensadores refrigerados por aire

Los condensadores de aire son los que disipan el calor hacia el aire. Existen los condensadores estáticos y los condensadores por aire forzado. Los más eficientes son los condensadores de aire forzado, ya que estos condensadores al forzar el paso de aire mejoran la eficiencia del mismo. Estos condensadores pueden tener diferentes estructuras para mejorar la eficiencia, siendo los condensadores aleteados los más eficientes, ya están equipados con aletas que están dispuestas sobre los tubos de cobre de forma que están bien separadas unas de las otras, esta separación permite que no haya interferencia en el movimiento del aire por convección sobre la superficie, garantizando una cesión del calor mayor que al convencional.

Este tipo de circuitos pueden tener un único circuito o estar compuestos por más de uno en paralelo, para disminuir la pérdida de carga en el circuito de refrigerante.

### **6.3.2. Condensadores refrigerados por agua**

Los condensadores refrigerados por agua son los que emplean agua para absorber el calor que debe disipar el condensador. Existen varios tipos de condensadores refrigerados por agua, siendo el más utilizado el condensador multi tubular con flujo a contracorriente, que se disponen de dos circuitos totalmente independientes entre sí, dónde por un circuito circula el refrigerante y por el otro el agua. El circuito de agua suele tener una disposición en varios pasos para garantizar un mejor coeficiente de convección para un mejor coeficiente de transmisión.

## **6.4. Sistemas de expansión**

La expansión del refrigerante en un sistema de refrigeración provoca una caída de presión entre la entrada y la salida del sistema de expansión. Esta caída de presión se realiza para mantener la diferencia de presión entre los lados de alta presión y los de baja presión del sistema. A continuación, se explicará la válvula más utilizada en los sistemas de refrigeración.

### **6.4.1. Válvulas de expansión termostáticas (VET)**

La válvula de expansión termostática controla el flujo de refrigerante en el sistema, controlando y manteniendo una temperatura constante de sobrecalentamiento en la aspiración de la línea. Esto se consigue mediante un bulbo remoto, que se instala al final del evaporador manteniendo la misma temperatura que el vapor saliente del evaporador, ya que debemos suponer que la presión y la temperatura de la mezcla de vapor y líquido a lo largo del evaporador no deberá variar, de modo que cuando todo el líquido se ha vaporizado, comienza a producirse el sobrecalentamiento. En la Figura 6.11 se muestra el principio de funcionamiento de una válvula de expansión termostática, dónde desde el punto A hasta el punto B se produce el sobrecalentamiento de la instalación. En esta válvula existen dos tipos de fuerzas de presión, una debida al muelle y la otra debida a la presión de la mezcla de vapor-líquido que hay en el interior del evaporador. La presión del vapor del bulbo remoto actúa hacia abajo, mientras que las otras dos presiones actúan hacia abajo.

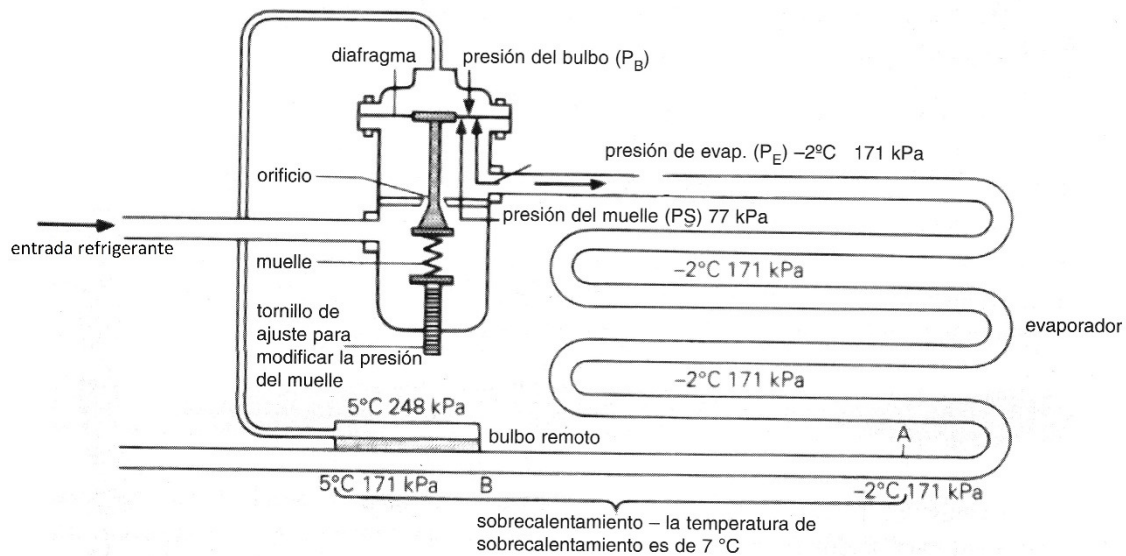


Figura 6.11 - Válvula de expansión termostática [1]

## 6.5. Sistemas de evaporación

El sistema de evaporación es la parte donde el refrigerante alcanza su temperatura de saturación y se vaporiza dentro del sistema de refrigeración, tomando su calor latente de vaporización de los alrededores del espacio refrigerado. Existen varios tipos de evaporadores, a continuación, se explica los evaporadores más utilizados para la refrigeración comercial, los evaporadores de expansión seca con aire forzado.

### 6.5.1. Evaporadores de expansión seca con aire forzado

Los evaporadores de expansión seca son los que el flujo en el interior se produce una vaporación del refrigerante, esta expansión se controla por la válvula de expansión termostática comentada en el Punto 6.4.1. Todos los evaporadores trabajan absorbiendo el calor del ambiente hacia el refrigerante de la instalación, pero dependiendo de la composición del mismo, variará la capacidad de absorción.

Compuestos por un serpentín de tubo aleteado, junto a uno o varios ventiladores para la circulación del aire, estos evaporadores son los más utilizados en la refrigeración comercial, donde existen varios métodos de disipación del aire, siendo los utilizados para este proyecto los de simple efecto y doble efecto.

### **6.5.1.1. Simple efecto**

Los evaporadores de simple efecto son los que el aire atraviesa una única batería para la absorción de calor, suelen tener una forma cubica y su ubicación es colgada en el techo, lo más cercano a una de las paredes del recinto a refrigerar. La circulación del aire se puede elegir mediante los ventiladores, pudiendo impulsar el aire hacia la batería, o bien aspirando de ella. Cada procedimiento de soplado comporta unas características diferentes para cada una de las aplicaciones, siendo la escogida para este proyecto la de aspirar el aire de la batería.

### **6.5.1.2. Doble efecto**

A diferencia de los evaporadores de simple efecto, estos se componen de dos baterías en paralelo, situadas una frente la otra con la separación para la colocación de unos ventiladores entre ellas. Estos evaporadores se sitúan en el techo en el centro de las cámaras, ya que la impulsión de aire se realiza hacia dos lados diferentes, mientras que en los de simple efecto solo circulan hacia un lado. Estos evaporadores al tener dos baterías son más planos, es decir, no ocupan tanta altura dentro del recipiente, pero tienen menor capacidad de refrigeración que los de simple efecto.

## **6.6. Sistemas de CO<sub>2</sub>**

La principal característica para el diseño de un sistema de refrigeración con CO<sub>2</sub> son las elevadas presiones en las que opera el circuito.

Si se compara con otros refrigerantes utilizados habitualmente en la refrigeración comercial y en la industrial, en la Figura 6.12 se puede observar que la presión de saturación está muy por encima del resto en cualquier rango de temperaturas, especialmente en las de condensación.

El punto crítico del sistema es el estado de presión y temperatura a partir del cual no se puede distinguir entre líquido y vapor. Las densidades en este punto son exactamente iguales. Si se sigue aumentando la temperatura o la presión, el fluido refrigerante se encontrará en estado supercrítico.

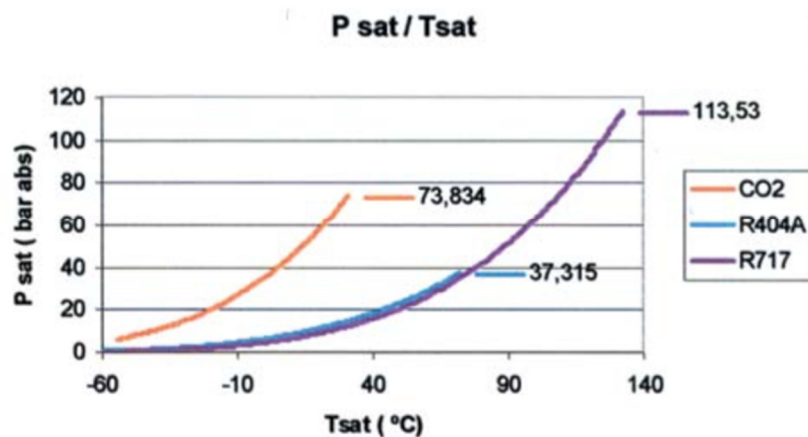


Figura 6.12 - Presión de saturación en función de la temperatura de saturación [14]

La línea triple es la franja donde coexisten las 3 fases, en esta línea hay una presión muy elevada (5,2 bar absolutos), produciendo así una expansión si se libera en la atmósfera ya que está por encima de la presión de 1 bar absoluto.

La densidad del CO<sub>2</sub> es mucho más elevada que para otros refrigerantes, por eso el volumen desplazado para obtener la misma potencia de refrigeración es mucho más pequeño, con lo que conlleva a:

- Compresores de menor cilindrada.
- Menor cantidad de refrigerante en la instalación.
- Menor tamaño en recipientes y en tuberías.

Estas características aumentan la eficiencia energética y mejoran el impacto medioambiental.

El CO<sub>2</sub> se puede utilizar de diferentes métodos en para la refrigeración. Puede utilizarse como refrigerante principal para toda la instalación, también se puede utilizar como fluido secundario caloportador con un refrigerante primario bien natural tipo amoníaco o sintético como el R-134a, entre otros.

Los sistemas más empleados para el frío comercial son los de expansión directa, dónde se envía el refrigerante hacia los evaporadores para la evaporación. Para el CO<sub>2</sub> existen dos sistemas, el subcrítico y el transcrito que se comentan a continuación.

### **6.6.1. Sistema subcrítico**

Un sistema muy utilizado para frío comercial es un sistema en cascada subcrítico. Para la refrigeración de los servicios de temperaturas positiva se utiliza un refrigerante HFC como podría ser el R-134a. Por otro lado, los servicios de temperatura negativa son absorbidos por una central de CO<sub>2</sub>.

Los gases de descarga de la central positiva son enviados a su condensador, en cambio, los gases de descarga de la central negativa se envían primero a un enfriador helicoidal (Gas Cooler o desrecalentador), para ceder parte del calor al ambiente, y luego a dos intercambiadores de placas donde condensan al ceder calor al fluido que circula por el otro circuito, que es R-134a procedente de la central positiva, que se evapora mediante válvula de expansión y absorbe el calor cedido por el CO<sub>2</sub>. De este modo se consigue el funcionamiento de las centrales negativas en régimen subcrítico (por debajo de la temperatura crítica), al condensar a -5°C (funcionamiento en cascada), aprovechando la evaporación del R-134a.

El gas condensado, tanto en el caso de los condensadores helicoidales (R-134a) como en el de los intercambiadores de placas (R-744 ó CO<sub>2</sub>), drena hacia el recipiente de líquido de cada central desde donde se envía el refrigerante en estado líquido hacia los evaporadores de cada mueble o cámara frigorífica. Allí expansiona el refrigerante, también a través de válvulas de expansión, cambia de fase líquida a gas, absorbiendo el calor del ambiente de la cámara o del interior de un mueble frigorífico, y retorna a las centrales de compresores a través de las tuberías de aspiración.

La central negativa incorpora en la aspiración un intercambiador de placas que hace la función de recalentador de gases de aspiración y subenfriamiento de líquido, por donde pasa el gas previo a la entrada en el colector de aspiración. Y aumenta de temperatura al intercambiar calor con la línea de líquido proveniente del recipiente, antes de circular hasta los servicios negativos. De esta manera se evita que, en el caso de que hubiese partículas de líquido no evaporado, lleguen a las culatas de los compresores, y se aumenta también el rendimiento en los evaporadores al ser alimentados con líquido subenfriado.

El recipiente de líquido de la central negativa dispone de un sistema de emergencia formado por un intercambiador de placas y una unidad condensadora que utiliza R-134a, que está



conectada a la línea eléctrica de emergencia. Su función es evitar que el CO<sub>2</sub> almacenado en el depósito suba de temperatura de forma descontrolada ante cualquier corte de suministro eléctrico, teniendo en cuenta el elevado coeficiente de dilatación del CO<sub>2</sub> en función de la temperatura.

En la Figura 6.13 se observa el diagrama de Mollier del sistema de CO<sub>2</sub> subcrítico, con un rango de temperaturas denominados anteriormente.

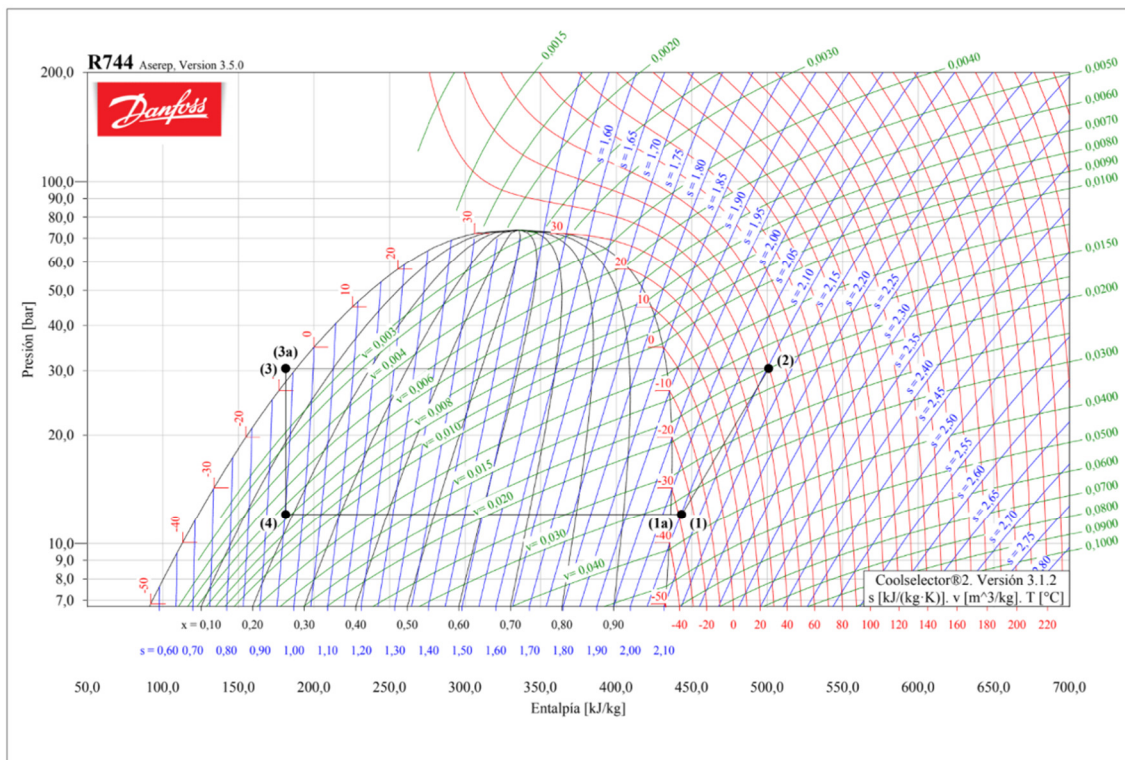


Figura 6.13 - Sistema CO<sub>2</sub> subcrítico rango temperaturas -35/-5°C [13]

### 6.6.2. Sistema transcrito

El ciclo transcrito es un ciclo en el que el refrigerante trabajará por encima de la temperatura crítica dependiendo de las temperaturas exteriores. Este sistema sustituye el condensador del ciclo simple por un enfriador que trabaja por encima de las condiciones críticas del refrigerante. Las condiciones críticas del CO<sub>2</sub> son de 31,04°C y 73,9 bar. El gas se debe comprimir por encima de la presión crítica y después enfriarse en el intercambiador principal. En la Figura 6.14 se representa un ciclo simple transcrito en un diagrama de Mollier, dónde se puede observar cómo trabaja por encima de la temperatura crítica.

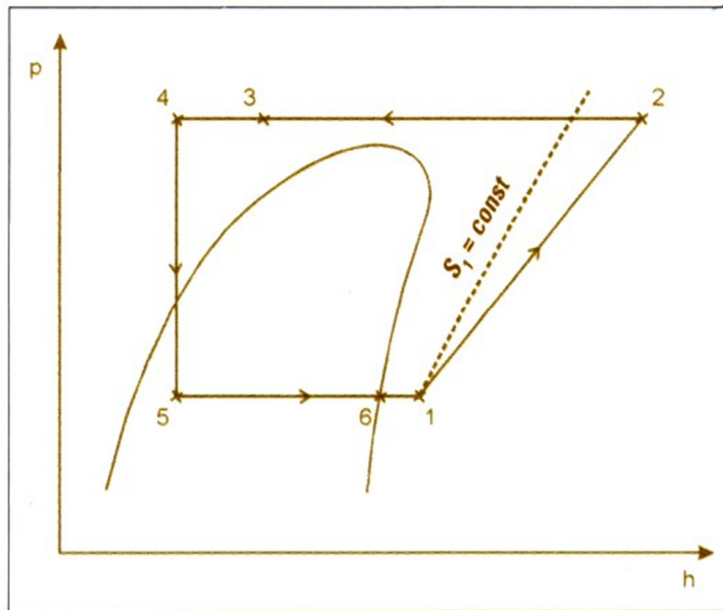


Figura 6.14 - Representación del ciclo transcrito en diagrama de Mollier [14]

Los componentes de la instalación tienen que ser especialmente robustos, ya que tienen que soportar presiones muy elevadas de trabajo.

El sistema está sometido a diferentes presiones según la etapa en la que se encuentre, por ese motivo, hay que protegerlo contra sobrepresiones. La protección que se emplean en estos sistemas son mediante presostatos que hacen parar o poner en marcha la instalación según los valores de consigna determinados. Si los presostatos fallaran, o en su defecto la presión subiera de manera descontrolada, se colocarían unas válvulas de seguridad que se encargarían de liberar este exceso de presión hacia el exterior del sistema. Dependiendo de la presión y el punto en el sistema que se encuentre una válvula de seguridad, hay que tener especial atención a la evacuación del refrigerante hacia el ambiente ya que, dependiendo de la ubicación de estas, pueden representar una expansión por debajo del punto triple y generar una obstrucción en la salida por solidificación. Por ejemplo, las situadas en las tuberías de líquido deberán estar embocadas al aire libre, ya que la presión y temperatura se encuentran por debajo de la línea de vapor saturado y pueden generar nieve carbónica en su expansión a la presión ambiente. Por otro lado, las válvulas situadas en la aspiración o en la compresión de los compresores, al estar situadas por encima de la línea de saturación de vapor, no generaría dicha nieve carbónica, pudiendo ubicarlas en los recipientes correspondientes.

El sistema transcrito ofrece mejoras respecto al de cascada. Una ventaja significativa es la homogenización del refrigerante de la instalación, ya que el CO<sub>2</sub> es un refrigerante natural mucho más económico que los HFC y no afectado por impuestos nacionales ni reglamentaciones internacionales. Al ser una única central, se reducen los materiales para la fabricación de la bancada.

Existen diferentes tipos de sistemas para la solución de un transcrito. Para llevar a cabo la selección de cuál es el mejor sistema, se estudian las condiciones climatológicas de la ubicación de la instalación, ya que, dependiendo de las temperaturas de bulbo seco del exterior, determinará qué sistema se adecua más para una mejor eficiencia.

A continuación, se determinan los sistemas más significativos de las diferentes variables que contempla el sistema transcrito.

#### **6.6.2.1. Sistema Booster con bypass de Flash Gas**

El sistema de CO<sub>2</sub> transcrito más simple, es el denominado como sistema booster con bypass de Flash Gas, este sistema funciona como un sistema convencional, donde tenemos las 4 etapas del ciclo frigorífico, teniendo como variante que hay una doble expansión, una para expandir el refrigerante hacia el recipiente, y otra para generar la evaporación del líquido en el evaporador. Este sistema funciona muy bien en climas muy fríos, ya que la eficiencia de la instalación viene condicionada por la temperatura de salida del Gas Cooler, la cual al ser más baja que en climas cálidos, nos garantiza un bajo título de vapor en el recipiente de líquido con lo que el porcentaje de líquido generado es mayor y los compresores que deberán aspirar estos vapores serán menores. Estos vapores son los que serán aspirados a través de la línea denominada como Flash Gas.

En la Figura 6.15 se observa un esquema de principio de un sistema Booster con FGB. Por otro lado, en la Figura 6.16 se observa un esquema más simplificado, donde se muestra mejor los sectores de baja, media y alta temperatura.

Como se puede ver en las dos figuras, este sistema comparte un único recipiente y una misma línea de líquido. Por otro lado, las aspiraciones son independientes, ya que habrá mucha diferencia de presiones entre la aspiración del sector de baja temperatura y el sector de media temperatura.

A diferencia de los sistemas convencionales, la generación de líquido se produce mediante una expansión de los gases de alta presión una vez enfriados en el Gas Cooler. Al trabajar por encima de la temperatura crítica, los vapores del compresor salen a unas temperaturas muy elevadas, y para disipar ese calor, se utiliza el Gas Cooler como se ha comentado anteriormente.

Una vez salimos del Gas Cooler, expansionamos el vapor sobre un recipiente, obteniendo una mezcla de vapor y líquido. Para suministrar los evaporadores precisamos de 100% líquido, y en el recipiente tenemos mezcla de líquido con vapor, este vapor acumulado en la parte superior del recipiente se debe sacar para evitar que se produzca un exceso de presión a través de la línea de Flash Gas Bypass.

La válvula Flash Gas de Bypass es la encargada de mantener la presión óptima en el recipiente de líquido, permitiendo que los compresores aspiren los vapores generados y garantizando una diferencia de presión mínima con los evaporadores de media temperatura.

En la Figura 6.17 se muestra un diagrama de Mollier con la implementación del circuito transcrito, se puede observar un circuito simple, donde se distinguen los tres sectores, el de alta, baja y media temperatura. También se observa cómo trabaja por encima del punto crítico del refrigerante, así como, la expansión del refrigerante.

En la Figura 6.18 se observa un resumen con un diagrama de Mollier, un esquema frigorífico y unas pequeñas anotaciones en forma de pequeño resumen, para entender mejor los conceptos explicados anteriormente. Hay que presentar especialmente atención al sistema de separación de gas y líquido, ya que es un punto fundamental para la eficiencia de la instalación.

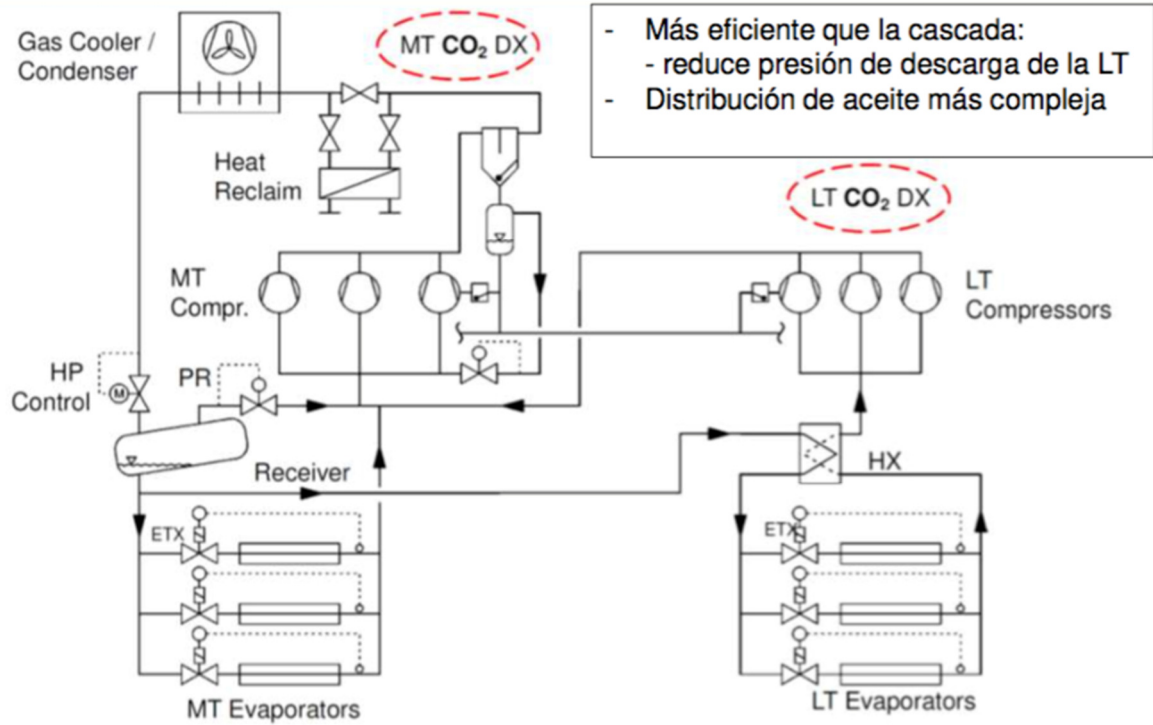


Figura 6.15 - Esquema de un sistema transcrito en Booster con sistema FGB (Flash Gas Bypass) [15]

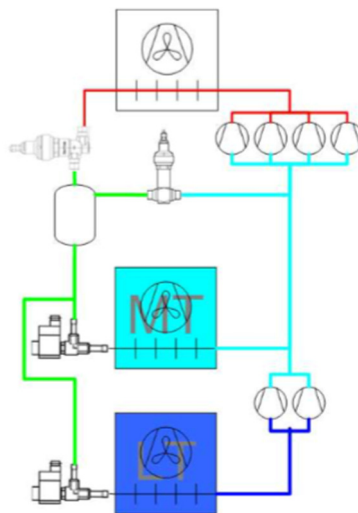


Figura 6.16 - Esquema transcrito Booster con FGB simplificado [15]

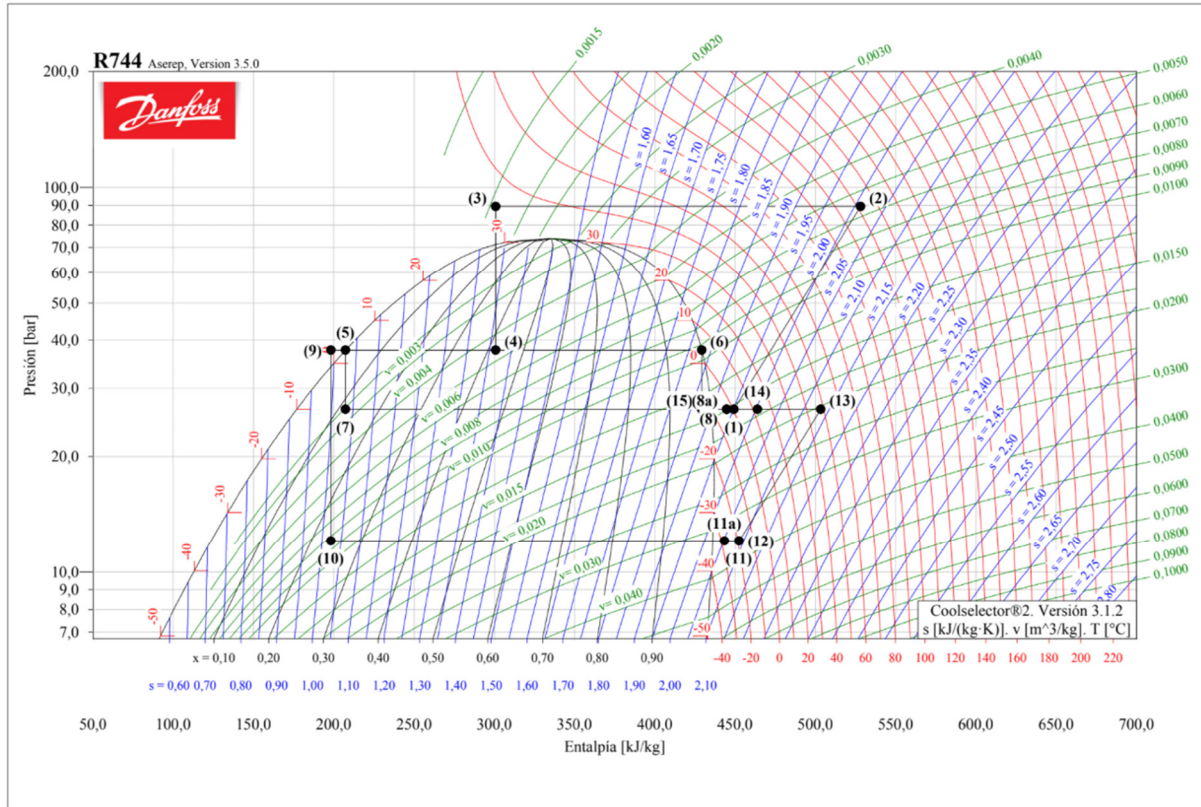


Figura 6.17 - Diagrama de Mollier de circuito transcrito Booster con FGB [13]

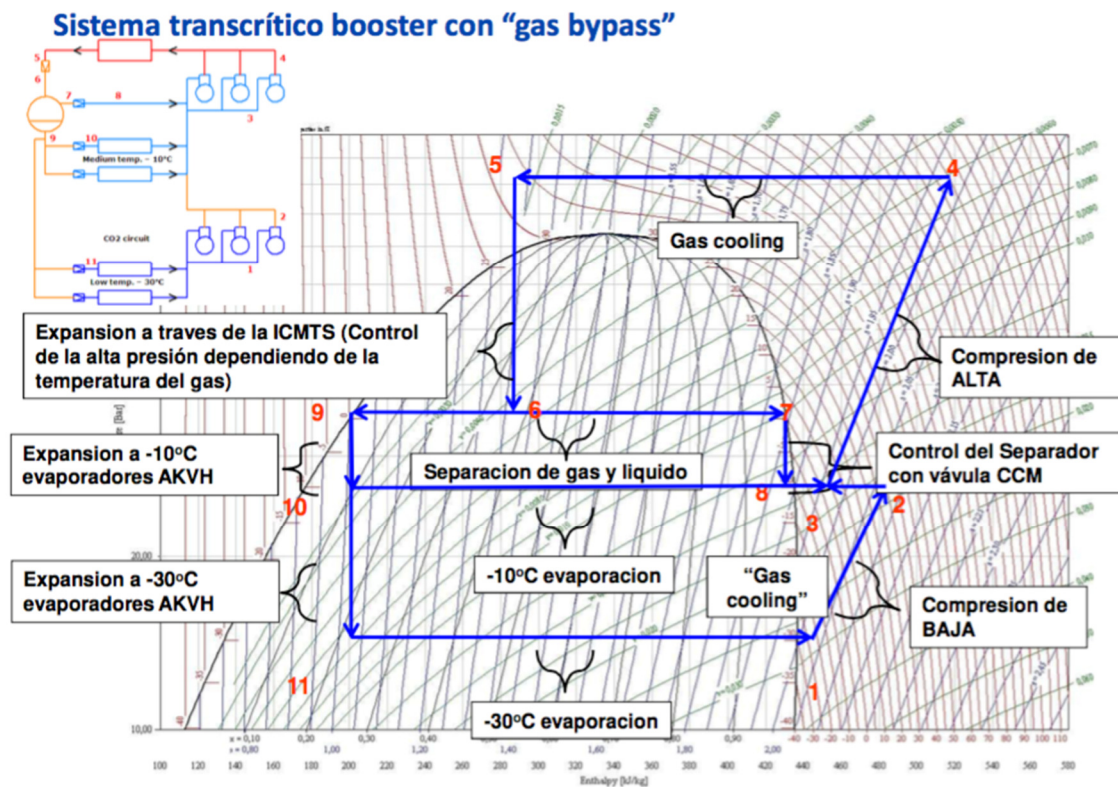


Figura 6.18 - Diagrama de Mollier con esquema y explicación [16]

### 6.6.2.2. Sistema Booster con Compresor Paralelo

Los sistemas con compresor paralelo son el primer paso para la introducción del CO<sub>2</sub> transcrito en los países de climas cálidos como el sur de Europa. El compresor en paralelo tiene impacto directo en la mejora de la eficiencia de la instalación, ya que mejora el COP en este tipo de climas. El hecho de implementar los compresores paralelos reduce la capacidad volumétrica de los compresores de media temperatura, lo cual incide directamente en el coste de adquisición de los mismos.

En la Figura 6.19 podemos observar los esquemas de principio de los sistemas con el compresor en paralelo. La aspiración del compresor paralelo se sitúa antes de la válvula de Flash Gas, de este modo los compresores de media temperatura no comprimirán todo el caudal másico de la instalación. El compresor paralelo es el que se encarga de aspirar el caudal másico proveniente del vapor generado en el depósito de líquido, siempre y cuando la válvula de flash gas bypass se encuentre abierta a un porcentaje de apertura superior al 15 / 20%. En caso contrario, es decir, que la válvula se encuentre por debajo de este porcentaje de apertura, serán los compresores de media temperatura los encargados de aspirar los vapores del recipiente.

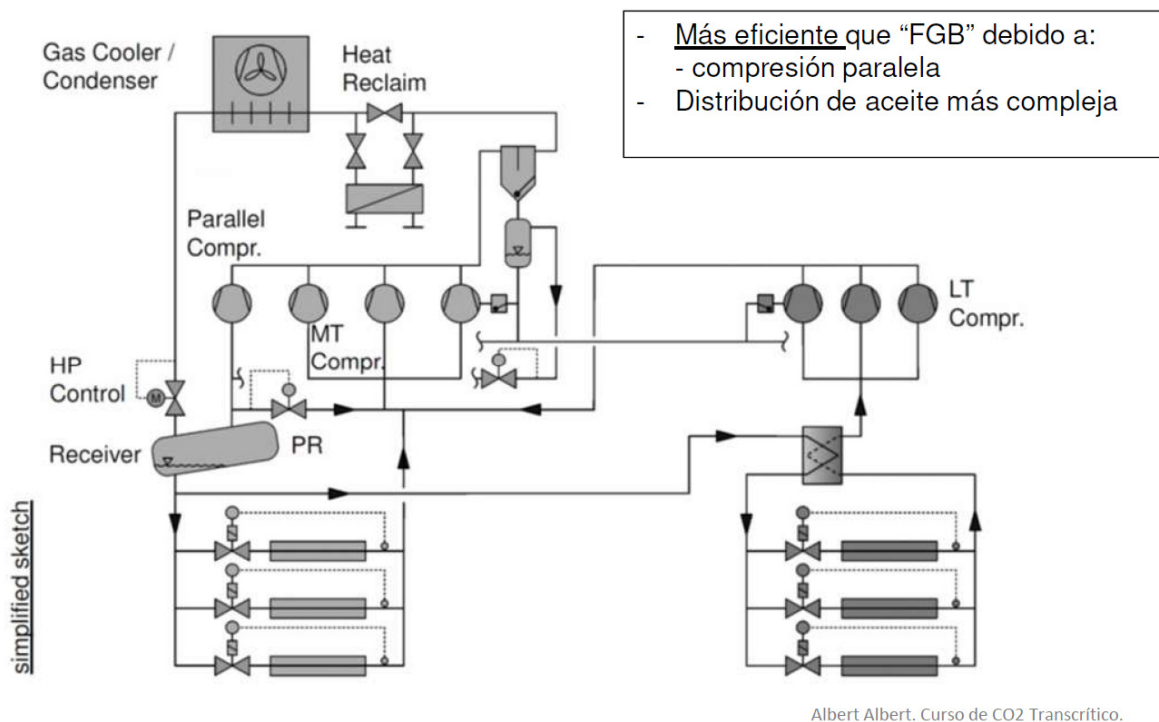


Figura 6.19 - Esquema transcrito con Compresor paralelo y FGB [15]

La instalación resulta un poco más compleja que la anterior, pero la mejora de la eficiencia la justifica.

En la Figura 6.20 se puede observar el diagrama de Mollier para esta solución, dónde observamos que la compresión de los compresores de media temperatura irán junto al compresor paralelo hacia al Gas Cooler, que deberá tener la capacidad de disipar la potencia de las dos partes, ya que trabajan en descarga común. Un caso diferente es el de la descarga de los compresores de baja temperatura, que igual que en apartado anterior, descargan sobre los compresores de media temperatura.

Los sistemas de compresión paralela sustituyen directamente los sistemas con sólo válvula de Flash Gas. Se puede considerar que la compresión paralela es la solución para cualquier sistema de CO<sub>2</sub>, gracias a este tipo de compresión paralela, se mejora la eficiencia de la instalación dando así un mejor COP genérico de la instalación, llegando a ahorrar energía a lo largo de la vida de la instalación.

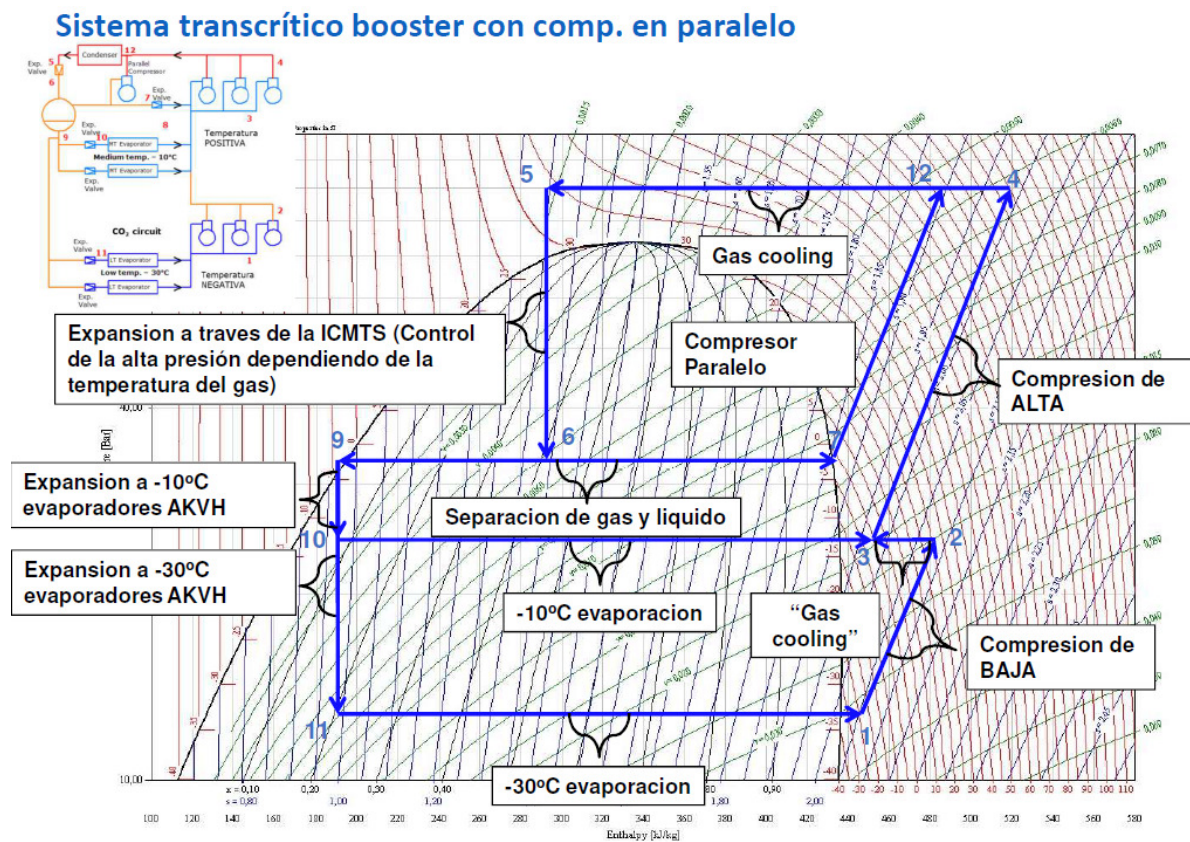


Figura 6.20 -Diagrama de Mollier de circuito transcrito con Compresor paralelo y FGB [15]



### 6.6.2.3. Sistema con Eyector de vapor y compresor paralelo

El sistema con eyector de vapor y compresor paralelo es la tercera variante más eficiente que existe hasta el momento. La función del compresor en paralelo funciona con el mismo sistema que en el apartado anterior, pero en este caso, el eyector mejora aún más la eficiencia de la instalación. Para entender mejor este sistema, primero conoceremos que es un eyector y como funciona

Con la aplicación del Protocolo de Kioto y el Protocolo de Montreal, que regulan las emisiones de gases de efecto invernadero y perjudiciales para la Capa de Ozono, se ha reabierto la investigación de instalaciones que empleen gases refrigerantes naturales, así como la mejora de eficiencia de dichas instalaciones, motivo por el cual se han empleado elementos conocidos en otros sectores como el caso del eyector de vapor.

Un eyector es un dispositivo creado en la antigüedad, utilizado para sistemas de vapor y agua durante muchos años. En el mundo de la refrigeración también se había usado, pero no de manera tan frecuente, solo en casos muy puntuales. En la Figura 6.21, se observa el método de funcionamiento de un eyector, mientras que en la Figura 6.22 se observa un esquema simplificado. El eyector viene determinado por el principio de Venturi, en la Figura 6.21 se observa que en el punto "A" tenemos la boquilla, que sería la admisión del refrigerante en estado vapor sometido a una alta presión proveniente del Gas Cooler. Este fluido es conducido por la garganta del eyector, que se estrecha en el paso de la garganta, para poder disminuir el volumen, pero mantener la presión, y por el principio de Bernoulli, aumenta la velocidad hasta la salida de la garganta. En el punto "B" se encuentra la salida de la garganta, en este punto tenemos una gran velocidad, haciendo que en el punto "C" se cree una depresión. Esta depresión genera que el eyector sea capaz de absorber gases provenientes desde el punto "C", haciendo que en la cámara de mezcla esté el gas proveniente del Gas Cooler con los vapores provenientes del depósito de líquido. En el punto "D" tenemos la salida del difusor del eyector, que aumenta la presión debido a que se reduce la velocidad, que irá hacia la válvula de alta presión previa al recipiente de líquido.

El eyector permite traspasar parte del caudal másico de los compresores de media temperatura al compresor paralelo, con el incremento de eficiencia que esto implica, disminuyendo el caudal másico de los compresores de media temperatura, por lo tanto, se

pueden seleccionar compresores más pequeños de Media Temperatura, ya que el flujo másico será menor ya que los absorberá el compresor paralelo a través del eyector.

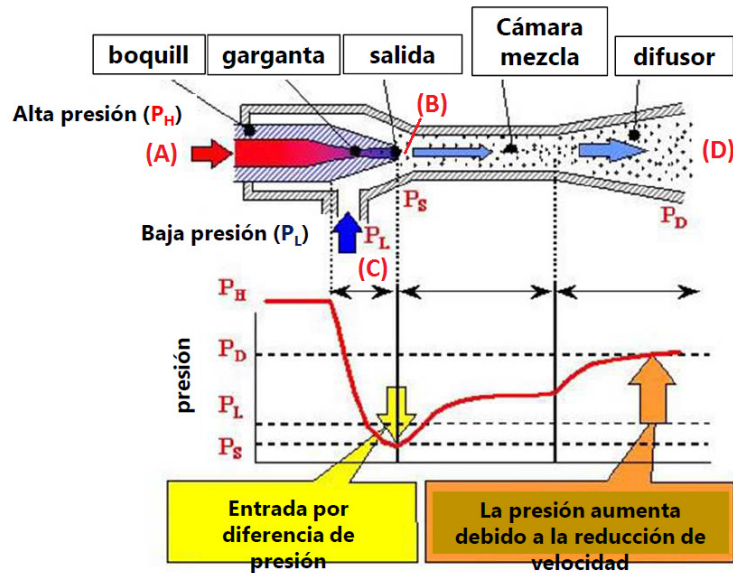


Figura 6.21 - Funcionamiento de un eyector [15]

Existen dos tipos de eyectores de vapor, los variables y los fijos. Los eyectores variables pueden variar su capacidad con una aguja en la boquilla, mientras que los eyectores fijos tienen una capacidad fija.

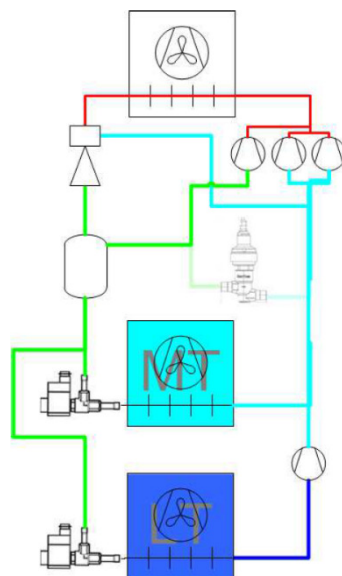


Figura 6.22 - Esquema transcrito con Eyector y Compresor paralelo simplificado [15]

Los eyectores fijos han sido diseñados con las características ideales y los parámetros de geometría (ángulos, longitud, etc..) que hacen que tengan una alta eficiencia. Dando la máxima eficiencia para la capacidad a la que han sido diseñados. Dado que no hay un control proporcional del flujo, se deben montar varios eyectores de diferentes capacidades en paralelo, y activarlos secuencialmente.

Siendo el eyector fijo la mejor solución para la eficiencia de las instalaciones, la empresa Danfoss diseñó un sistema Multi Eyector, que contienen varios eyectores de geometría fija en paralelo, capaces de adaptarse a la carga alternando el funcionamiento de las combinaciones. Dado que el eyector en funcionamiento siempre funciona sin ninguna restricción de flujo, la eficiencia será la mejor para la geometría que esté funcionando, ya que, con cuatro eyectores de capacidades binarias, la capacidad puede cambiarse en saltos de 1/15 de la capacidad máxima.

El Multi Eyector Danfoss [18] es un bloque que tiene la capacidad de tener desde 1 hasta 6 eyectores de diferentes capacidades. En la Figura 6.23 podemos observar el interior de un sistema de Muti Eyección Danfoss, donde se observa que los eyectores más grandes son los situados en la entrada del Multi Eyector. En la Figura 6.24 se muestra un ejemplo de funcionamiento. Podemos observar cómo al tener una demanda pequeña de refrigeración, el sistema Danfoss activa las tres últimas bobinas, accionando los eyectores 4, 5 y 6. En el punto "A" observamos la entrada de los gases a alta presión procedentes del Gas Cooler, mientras que en punto "B" tiene cabida la entrada de los gases provenientes de la aspiración de media temperatura. Tal y como se ha comentado anteriormente, en el punto "C" podemos observar cómo los eyectores accionados hacen pasar a gran velocidad los gases procedentes del punto "A", y debido al efecto Venturi, absorben los gases del punto "B", haciendo así que en el punto "D" tengamos la salida de la descarga hacia el recipiente. Según la demanda de refrigeración, el caudal másico será uno u otro, esto determinará el accionamiento de las bobinas que actúan sobre cada eyector.

En la Figura 6.25 se puede observar el sistema de funcionamiento del sistema implementado en un diagrama de Mollier. En esta imagen solo está implementada la parte de media temperatura, pero es una imagen clara para poder explicar su funcionamiento.

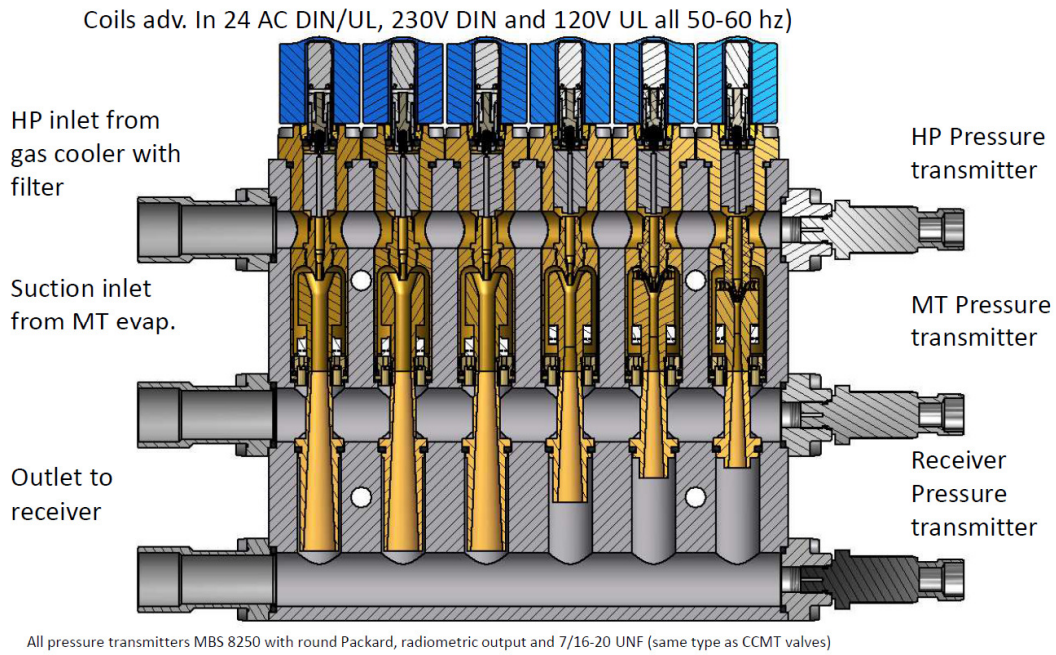


Figura 6.23 - Estructura interior Multi Eyector Danfoss [18]

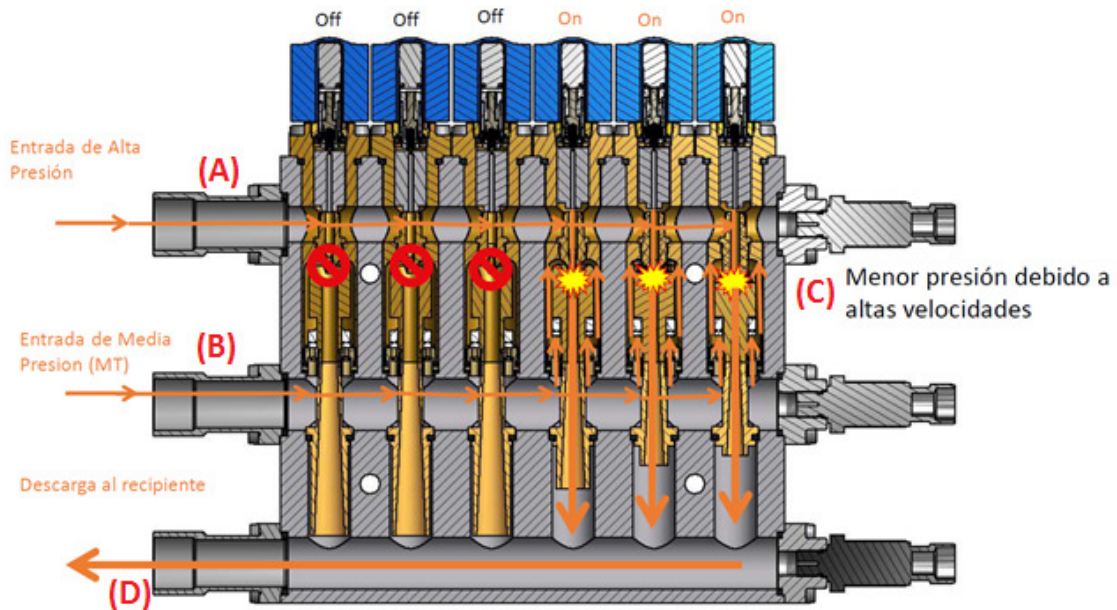


Figura 6.24 - Ejemplo funcionamiento Multi Eyector Danfoss [18]

Se observan los puntos 6, 7 y 8 son los que determinan el funcionamiento del eyector. Se observa en el punto 7 como absorbe parte de la aspiración de los compresores de media temperatura, mezclándolos a la vez con los gases procedentes del Gas Cooler en el punto 8, una vez está hecha esta mezcla, la salida del eyector se observa el punto 9, dónde los vapores son absorbidos por los compresores paralelos y el líquido enviado a los servicios. Asimismo,

se observa en el punto 4 y 4' como los compresores de media temperatura y los compresores paralelos descargan sobre el Gas Cooler, y una vez se disipa el calor producido por la absorción de calor y el trabajo de los compresores, se expansiona sobre el recipiente, como se observa desde el punto 5 al punto 6.

Este tipo de solución se aplica para climas exteriores muy cálidos, ya que el funcionamiento del eyector se aplica para temperaturas superiores a 20°C y en funcionamiento transcrito. Si la temperatura exterior es inferior a 20°C, el sistema pasa a trabajar en régimen subcrítico, desactivando la función del eyector ya que no se producirá el efecto Venturi en el mismo, debido a que el Gas Cooler pasará a ejercer de condensador, obteniendo en su salida 100% de líquido.

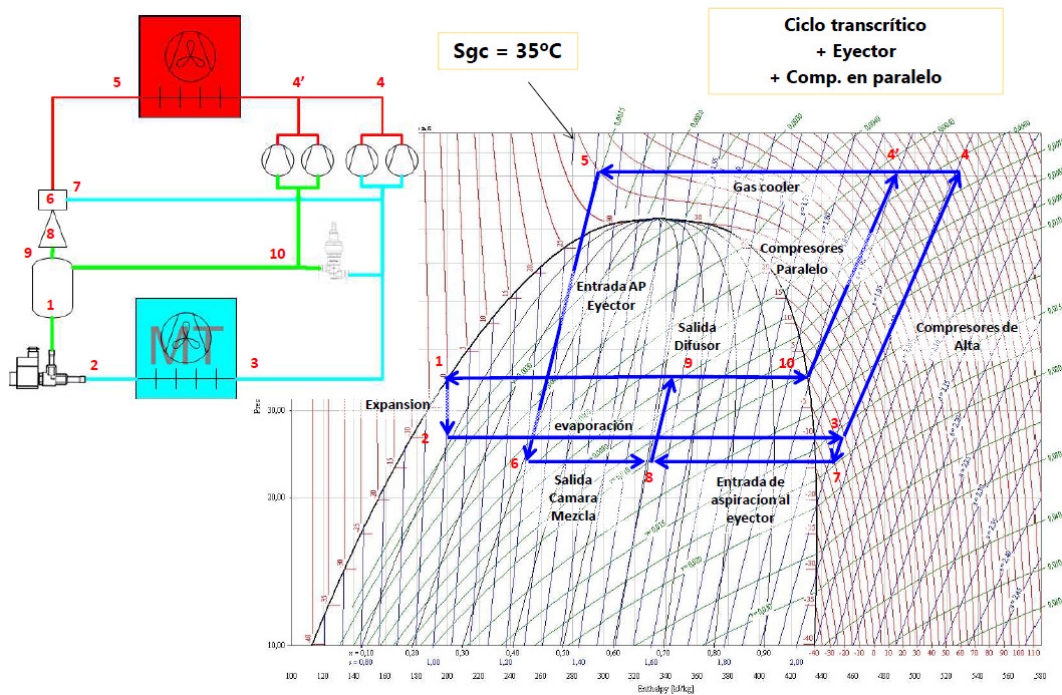


Figura 6.25 - Diagrama de Mollier sistema con eyector y compresor paralelo [15]



## 7. Necesidades térmicas

La potencia frigorífica que deben proporcionar los compresores en un sistema de refrigeración viene dada por lo que denominamos “Necesidades térmicas”, que consisten en el cálculo de la cantidad de calor que es necesario extraer de un recinto, manteniendo así las consignas de las condiciones de la conservación. Los cálculos se definen en consideración a las ganancias de calor que se obtienen en los servicios y las condiciones de trabajo que se emplea en cada servicio.

Las aportaciones de calor se pueden subdividir en diferentes categorías:

### 7.1. Aportación por transmisión

Esta aportación de calor viene dada por el calor que entra a través de los paneles o aislamiento que tienen los servicios frigoríficos, dicho calor se transfiere al servicio por conducción, pudiendo calcularse con la siguiente fórmula:

$$Q_t = S_t \cdot K \cdot \Delta T \cdot H \quad (7.1)$$

### 7.2. Aportación por servicio

Denominamos cómo aportación de calor por servicio a el calor transferido por los paneles o aislamiento que, debido a un deterioro por el paso del tiempo, pierde propiedades haciendo que la transmisión de calor incremente. Para llevar a cabo este cálculo, denominamos que será un 25% de la aportación por transmisión:

$$Q_s = Q_t \cdot 25\% \quad (7.2)$$

### 7.3. Aportación por infiltraciones

Esta aportación de calor se define por la entrada de calor procedente del exterior del servicio, como podría ser, por ejemplo, al abrir las puertas. Para calcular estas infiltraciones se utiliza el siguiente método:

$$Q_i = V \cdot \frac{102}{\sqrt{V}} \cdot \delta \cdot \Delta h \cdot 0,24 \quad (7.3)$$

## 7.4. Aportación del género

Un producto que se desea refrigerar está sometido a una temperatura por encima de la necesaria para mantener en buenas condiciones dicho producto, para ello, se precisa absorber el excedente de calor. La cantidad de calor que aportará el producto vendrá definida por la cantidad de producto, su calor específico y la diferencia de temperaturas entre la temperatura de producto y la de temperatura del recinto. Para calcular estas infiltraciones se utiliza el siguiente método:

$$G = V \cdot \delta_p \cdot \text{Estiba diaria} \quad (7.4)$$

$$Q_g = G \cdot c_s \cdot (T_E - T_R) \quad (7.5)$$

## 7.5. Aportación por respiración/maduración

El género procedente de los vegetales se puede considerar que aún están “vivos”, y por ese motivo “respiran”, es decir, estos productos están sometidos a un proceso de maduración natural que consiste en un proceso metabólico que crea una combinación del carbono constitutivo con el oxígeno del aire de la cámara. Según la temperatura de entrada del género, tendrá un mayor desprendimiento de calor, mientras que el género que ya está dentro de la cámara desprenderá menor cantidad de calor.

Para calcular el calor de maduración del género entrado se utilizará la siguiente fórmula:

$$Q_{M1} = G \cdot \frac{C_{R1}}{1000} \quad (7.6)$$

Mientras que para calcular el calor desprendido por el género almacenado utilizaremos la siguiente fórmula:

$$Q_{M2} = (V \cdot E - G) \cdot \frac{C_{R2}}{1.000} \quad (7.7)$$

Una vez obtenidas estas aportaciones de calor, para determinar el calor total de la maduración se sumarán las aportaciones obtenidas en el cálculo anterior:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} \quad (7.8)$$



## 7.6. Aportación por ventiladores

Para llevar a cabo el cálculo de la carga térmica que se produce por los ventiladores, se hará una aproximación considerando que el calor de ventilación será aproximadamente el 15% del calor total hallado hasta este momento, ya que desde un inicio se desconoce la potencia y las características de los motores que incorporaran los evaporadores. Por lo tanto, la fórmula que define esta aportación de calor es la siguiente:

$$Q_v = (Q_t + Q_s + Q_i + Q_g + Q_M) \cdot 15\% \quad (7.9)$$

## 7.7. Aportación por alumbrado

Las cámaras frigoríficas incorporan iluminación para poder ver dentro del recinto, esta iluminación aporta un calor que también hay que tener en cuenta. Para el cálculo de la aportación del alumbrado utilizaremos la siguiente fórmula:

$$Q_a = 5 \frac{W}{m^2 \cdot h} \cdot S_s \cdot 24h \cdot 0,86 \frac{kcal}{1 W} \quad (7.10)$$

## 7.8. Aportación por personas

En locales refrigerados preparados para que personal trabaje dentro de ellos, cómo salas de trabajo, las personas que están dentro del recinto generan calor, este calor se calcula de la siguiente forma:

$$Q_p = N_p \cdot 0,24 \frac{kcal}{persona \cdot horas} \cdot H \quad (7.11)$$

## 7.9. Coeficiente de seguridad

Para asegurar que cumplimos con las necesidades de térmicas, aplicamos un coeficiente de seguridad a la suma total, considerando que será aproximadamente el 5% del calor total hallado hasta este momento. Por lo tanto, la fórmula que define esta aportación de calor es la siguiente:

$$Q_{seg} = (Q_t + Q_s + Q_i + Q_g + Q_M + Q_v + Q_a + Q_p) \cdot 5\% \quad (7.12)$$

## 7.10. Aportación de calor total

Una vez se han calculado las diferentes aportaciones de calor que actúan sobre cada uno de los servicios, tan solo queda sumar cada una de ellas para obtener la suma total del calor a extraer en ellos:

$$Q_{tot/d} = Q_t + Q_s + Q_i + Q_g + Q_M + Q_v + Q_a + Q_p + Q_{seg} \quad (7.13)$$

$$Q_{tot/h} = \frac{Q_{tot/d}}{H} \quad (7.14)$$

$$P_{fn} = Q_{tot/h} \cdot \frac{1W}{0,86 \text{ kcal/hora}} \quad (7.15)$$

Una vez se obtienen la totalidad de las necesidades de potencia frigorífica que conformarán la instalación, se procederá al dimensionamiento y selección de la maquinaria la cual estará conformada dicha instalación.

## 8. Instalación eléctrica

Todos los circuitos eléctricos disponen de su conductor de protección correspondiente, los cuales confluirán en placa de cobre del cuadro correspondiente desde donde se conectará a la red de tierra general de la instalación.

Los circuitos eléctricos de alimentación de los sistemas frigoríficos se instalarán de forma que la corriente se establezca o interrumpa independientemente de la alimentación de otras partes de la instalación. A continuación, se determinan las fórmulas de aplicación para el cálculo de las secciones del cableado eléctrico:

### 8.1. Intensidades máximas admisibles

Las intensidades máximas admisibles, se rigen en su totalidad por lo indicado en la Norma UNE 20.460 -5-523 y su anexo Nacional.

En la siguiente tabla se indican las intensidades admisibles para una temperatura ambiente del aire de 40°C y para distintos métodos de instalación, agrupamientos y tipos de cables. Para otras temperaturas, métodos de instalación, agrupamientos y tipos de cable, así como para conductores enterrados.

En el cálculo de las instalaciones se comprueba que las intensidades máximas de las líneas son inferiores a las admitidas por el Reglamento de Baja Tensión, teniendo en cuenta los factores de corrección (Tabla 8.1 y Tabla 8.2) según el tipo de instalación y sus condiciones particulares.

<b>A</b>		Conductores aislados en tubos empotrados en paredes aislantes		3x PVC	2x PVC		3x XLP E o EPR	2x XLP E o EPR					
<b>A2</b>		Cables multiconductores en tubos empotrados en paredes aislantes	3x PVC	2x PVC		3x XLP E o EPR	2x XLP E o EPR						
<b>B</b>		Conductores aislados en tubos <sup>2)</sup> en montaje superficial o empotrados en obra				3x PVC	2x PVC			3x XLP E o EPR	2x XLP E o EPR		
<b>B2</b>		Cables multiconductores en tubos <sup>2)</sup> en montaje superficial o empotrados en obra			3x PVC	2x PVC		3x XLP E o EPR		2x XLP E o EPR			
<b>C</b>		Cables multiconductores directamente sobre la pared <sup>1)</sup>					3x PVC	2x PVC		3x XLP E o EPR	2x XLP E o EPR		
<b>E</b>		Cables multiconductores al aire libre <sup>4)</sup> . Distancia a la pared no inferior a 0.3D <sup>1)</sup>						3x PVC		2x PVC	3x XLP E o EPR	2x XLP E o EPR	
<b>F</b>		Cables unipolares en contacto mutuo <sup>4)</sup> . Distancia a la pared no inferior a D <sup>5)</sup>							3x PVC			3x XLP E o EPR	
<b>G</b>		Cables unipolares separados mínimo D <sup>5)</sup>									3x PVC		3x XLP E o EPR
		mm <sup>2</sup>	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
<b>Cobre</b>		1,5	11	11,5	13	13,5	15	16	-	18	21	24	-
		2,5	15	16	17,5	18,5	21	22	-	25	29	33	-
		4	20	21	23	24	27	30	-	34	38	45	-
		6	25	27	30	32	36	37	-	44	49	57	-
		10	34	37	40	44	50	52	-	60	68	76	-
		16	45	49	54	59	66	70	-	80	91	105	-
		25	59	64	70	77	84	88	96	106	116	123	166
		35		77	86	96	104	110	119	131	144	154	206
		50		94	103	117	125	133	145	159	175	188	250
		70				149	160	171	188	202	224	244	321
		95				180	194	207	230	245	271	296	391
		120				208	225	240	267	284	314	348	455
		150				236	260	278	310	338	363	404	525
	185				268	297	317	354	386	415	464	601	
	240				315	350	374	419	455	490	552	711	
	300				360	404	423	484	524	565	640	821	

- 1) A partir de 25 mm<sup>2</sup> de sección.
- 2) Incluyendo canales para instalaciones -canaletas- y conductos de sección no circular.
- 3) O en bandeja no perforada.
- 4) O en bandeja perforada
- 5) D es el diámetro del cable

Figura 8.1 - Intensidades admisibles para una temperatura ambiente del aire de 40°C [20]

Temperatura (°C)	Temperatura (°C)									
	10	15	25	30	35	40	45	50	55	60
XLPE	1,26	1,23	1,19	1,10	1,05	1,00	0,96	0,90	0,83	0,78

Tabla 8.1 - Coeficientes de corrección por temperaturas ambientes distintas a la de referencia (40°C) [20]

Cantidad de Circuitos	1	2	3	4	5	6	7	8	9	12	16	20
Agrupados en aire, sobre una superficie, embutidos o encerrados	1,00	0,80	0,70	0,65	0,60	0,57	0,54	0,52	0,50	0,45	0,41	0,38
Una sola capa, sobre pared, piso o bandeja no perforada	1,00	0,85	0,79	0,75	0,73	0,72	0,72	0,71	0,70	0,70	0,70	0,70
Una sola capa fijada debajo de cieloraso	0,95	0,81	0,72	0,68	0,66	0,64	0,63	0,62	0,61	0,61	0,61	0,61
Una sola capa sobre bandeja perforada horizontal o vertical	1,00	0,88	0,82	0,77	0,75	0,73	0,73	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72
Una sola capa sobre bandeja tipo escalera o engrampada	1,00	0,87	0,82	0,80	0,80	0,79	0,79	0,78	0,78	0,78	0,78	0,78

Tabla 8.2 - Coeficientes de corrección para agrupamiento de más de un circuito monofásico o trifásico o más de un cable unipolar [20]

## 8.2. Intensidad nominal y caída de tensión

Para calcular las intensidades a las cuales estarán sometidas nuestros servicios frigoríficos, dependerá de si serán conectados en sistema trifásico o monofásico, a continuación, se muestra el método de cálculo para ambos casos:

- Cálculo intensidad nominal y caída de tensión en servicio trifásico:

$$I = \frac{P}{\sqrt{3} \cdot U \cdot \text{Cos}\varphi \cdot R} \quad (8.1)$$

- Calculo intensidad nominal y caída de tensión en servicio monofásico:

$$I = \frac{P}{U \cdot \text{Cos}\varphi \cdot R} \quad (8.2)$$

## 8.3. Caída de tensión

Asimismo, para el cálculo de la caída de tensión de las líneas de conductores que alimentarán los servicios frigoríficos, también dependerá del sistema de conexionado. A continuación, se muestra el método de cálculo para ambos casos:

- Cálculo de caída de tensión en servicio trifásico:

$$e = \left( \frac{L \cdot P_c}{K \cdot U \cdot n \cdot S \cdot R} \right) + \left( \frac{L \cdot P_c \cdot X_u \cdot \text{Sen}\varphi}{1000 \cdot U \cdot n \cdot R \cdot \text{Cos}\varphi} \right) \quad (8.3)$$

- Cálculo de caída de tensión en servicio monofásico:

$$e = \left( \frac{2 \cdot L \cdot P_c}{K \cdot U \cdot n \cdot S \cdot R} \right) + \left( \frac{2 \cdot L \cdot P_c \cdot X_u \cdot \text{Sen}\varphi}{1000 \cdot U \cdot n \cdot R \cdot \text{Cos}\varphi} \right) \quad (8.4)$$

## 8.4. Fórmula Conductividad Eléctrica

La conductividad eléctrica de la instalación se determina según la resistividad del conductor, que dependerá del material empleado y de la temperatura a la que estará sometida. A continuación, se muestran las fórmulas para realizar el cálculo de la conductividad eléctrica:

$$K = \frac{1}{\rho} \quad (8.5)$$

$$\rho = \rho_{20} [1 + \alpha(T - 20)] \quad (8.6)$$

$$T = T_0 + \left[ (T_{max} - T_0) \left( \frac{I}{I_{max}} \right)^2 \right] \quad (8.7)$$

## 8.5. Fórmulas Sobrecargas

Todos los servicios frigoríficos deberán estar protegidos contra sobrecargas eléctricas, la seguridad de la maquinaria es muy importante para no sufrir un elevado coste de mantenimiento de la instalación frigorífica. A continuación, se muestra el método de cálculo sobre las intensidades de sobrecarga:

$$I_b \leq I_n \leq I_z \quad (8.8)$$

$$I_2 \leq 1,45 I_z \quad (8.9)$$

En la práctica I<sub>2</sub> se toma igual:

- a la intensidad de funcionamiento en el tiempo convencional, para los interruptores automáticos (1,45 I<sub>n</sub> como máximo).
- a la intensidad de fusión en el tiempo convencional, para los fusibles.

## 8.6. Fórmulas Cortocircuito

Así como los servicios deberán estar protegidos por sobrecargas, también deberán estar protegidos contra cortocircuitos, hecho que tal y como se comenta en el punto anterior, determinará directamente sobre los costes de mantenimiento de la instalación. A continuación, se detalla el método de cálculo para la protección cortocircuitos, teniendo en cuenta que según su aplicación y dependiendo del sistema de alimentación, se utilizará una de las fórmulas según se precise:

$$Ik_3 = \frac{ct \cdot U}{\sqrt{3} \cdot (ZQ + ZT + ZL)} \quad (8.10)$$

$$Ik_2 = \frac{ct \cdot U}{2 \cdot (ZQ + ZT + ZL)} \quad (8.11)$$

$$Ik_1 = \frac{ct \cdot U}{\sqrt{3} \cdot (ZQ + ZT + ZL + (ZN \text{ ó } ZPE))} \quad (8.12)$$

\* La impedancia total hasta el punto de cortocircuito será:

$$Zt = (Rt^2 + Xt^2)^{1/2} \quad (8.13)$$

$$R = \frac{\rho \cdot L}{S \cdot n} \quad (8.14)$$

$$X = \frac{Xu \cdot L}{n} \quad (8.15)$$

## 8.7. Curvas válidas.

Para finalizar con la selección de las protecciones de los servicios frigoríficos, se observa los diferentes interruptores automáticos dotados de relé electromagnético que hay en el mercado, extrayendo tres grupos dónde se caracterizan por la curva de accionamiento, siendo los grupos los siguientes:

CURVA B: IMAG = 5 In

CURVA C: IMAG = 10 In

CURVA D: IMAG = 20 In

En la Figura 8.2 se muestran las diferentes curvas válidas, dónde se puede distinguir la aplicación de cada una de las curvas, así como las intensidades nominales de disparo para cada uno de ellos. Según la aplicación a la que esté destinada, deberá tener más rapidez a la hora de disparar, ya que no todas las aplicaciones precisan de la misma seguridad.

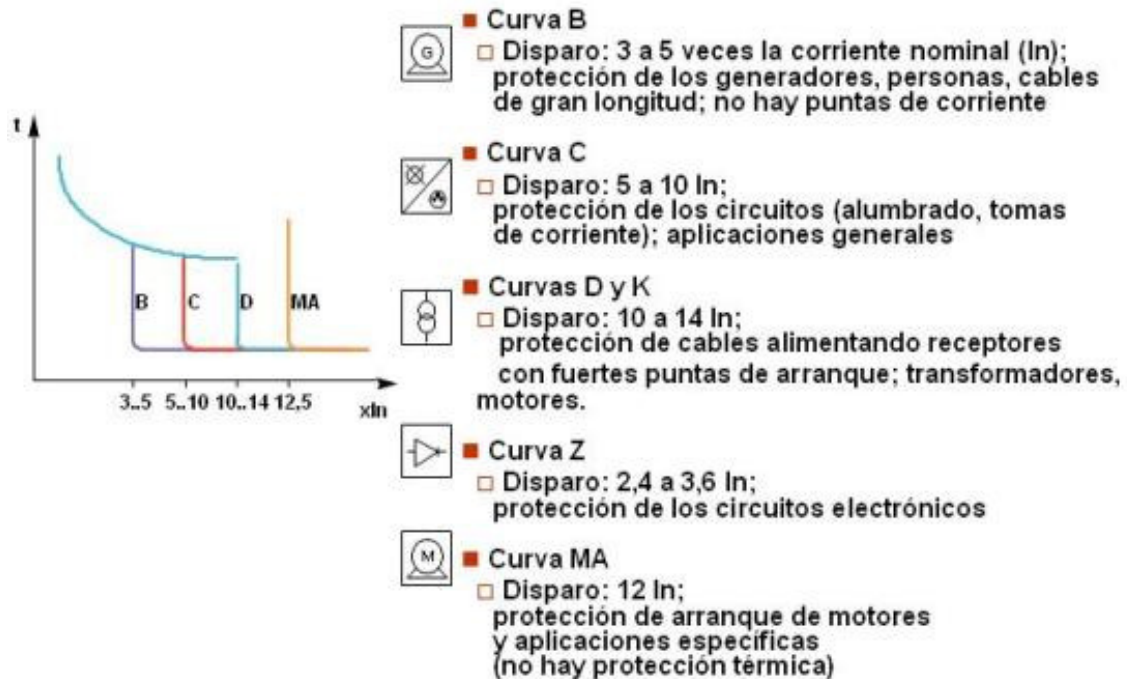


Figura 8.2 - Características de curvas válidas [21]



## 9. Cálculo tuberías y pérdidas de carga

Para llevar a cabo el cálculo del inter-conexionado frigorífico de la instalación, se llevará a cabo mediante lo especificado en la especificación técnica (4.1.7). Para ello, las secciones de la tubería vendrán determinadas por la pérdida de presión y temperatura de la mismas. Para llevar a cabo el cálculo de la pérdida de carga, se utilizará la fórmula de a Darcy-Weisbach:

$$h_L = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (9.1)$$

Se observa que, para llevar a cabo este cálculo, se precisa calcular primero el valor del coeficiente de fricción. Este coeficiente se determina según el flujo que discurre por la tubería, ya que dependiendo de si hay un flujo laminar o turbulento, cambiará la fórmula de aplicación:

Para flujos laminares en tuberías horizontales se contemplará la siguiente fórmula:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (9.2)$$

Por otra parte, para el cálculo del coeficiente de fricción para flujos turbulentos, la fórmula de aplicación más utilizada es la de Swamee y Jain:

$$f = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{1}{3,7(D/\varepsilon)} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (9.3)$$

Asimismo, para saber si un flujo es laminar o turbulento, se deberá comparar el número de Reynolds con el número de Reynolds crítico, sabiendo que:

$$\text{Flujo laminar:} \quad Re < Re_{crítico} \quad (9.4)$$

$$\text{Flujo turbulento:} \quad Re > Re_{crítico} \quad (9.5)$$

Dónde sabemos que:

$$\text{Flujos en tuberías:} \quad Re_{crítico} \approx 2000 - 4000 \quad (9.6)$$

Para llevar a cabo el cálculo del número de Reynolds, se precisará la siguiente fórmula:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot L_c}{\eta} \quad (9.7)$$

Dónde el  $L_c$  para tuberías es:

$$L_c = 4 \cdot R_a \rightarrow R_a = \frac{A}{PM} = \frac{\frac{\pi \cdot D^2}{4}}{\pi \cdot D} = \frac{D}{4} \rightarrow L_c = 4 \cdot \frac{D}{4} = D \quad (9.8)$$

Previamente al cálculo del número de Reynolds, se determinará la velocidad del flujo en el interior de la tubería. Para ello, se seleccionará una sección de tubería, la cual se deberá considerar la más idónea para la aplicación, sometiéndola a los cálculos para ver si cumple con los requisitos determinados en la especificación técnica (4.1.7). En caso de no cumplir, se aumentará o disminuirá el diámetro para adecuar a los requisitos.

Para calcular la velocidad en las tuberías se calculará mediante la siguiente fórmula:

$$v = \frac{Q}{A} \quad (9.9)$$

El caudal volumétrico se calculará mediante el caudal másico partido la densidad del fluido, dicha densidad será determinada por el estado del fluido, es decir, para las tuberías de aspiración circulará vapor, y los cálculos se llevarán a cabo con la densidad del vapor en punto deseado. Asimismo, para la tubería de líquido se utilizará la densidad del líquido.

Siendo la fórmula para calcular el caudal volumétrico:

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (9.10)$$

El caudal másico se calculará mediante la potencia de frigorífica del tramo de la tubería, es decir, mediante el cálculo de las necesidades térmicas (7) y las necesidades aportadas por el fabricante del mobiliario, se obtiene una potencia frigorífica, la cual potencia dividida por el diferencial de entalpías en el proceso de evaporación, determinará el caudal másico que discurrirá por la tubería frigorífica. Para entender mejor este punto, a continuación, se determina la fórmula a aplicar y un diagrama con los puntos de dónde se extraen los valores.

La fórmula para determinar el caudal másico es la siguiente:

$$\dot{m} = \frac{P_f}{h_1 - h_4} \quad (9.11)$$

Dónde:

$h_1$ : Entalpía en la salida del evaporador + Recalentamiento [J/kg]

$h_4$ : Entalpía la salida del condensador + Subenfriamiento [J/kg]

En la Figura 9.1 se muestra en el diagrama de Mollier cuáles son los puntos de entalpía para el cálculo del caudal másico.

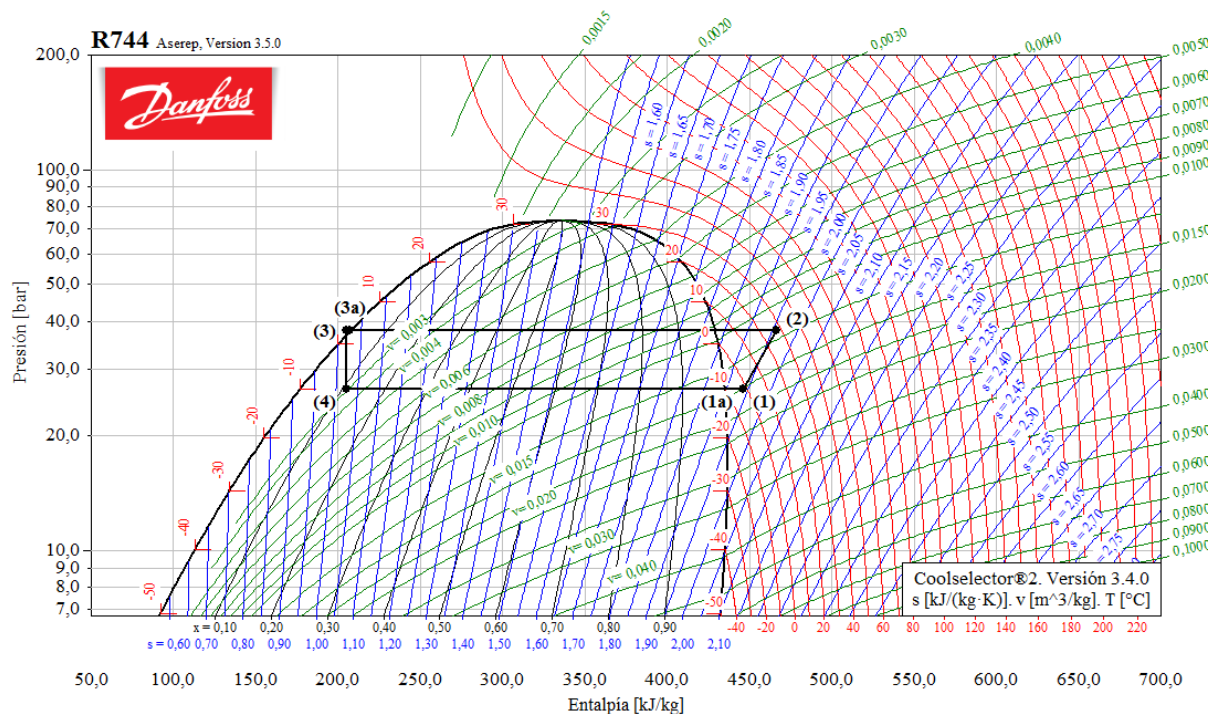


Figura 9.1 - Diagrama R-744 con los puntos del ciclo frigorífico [13]

Para determinar las entalpías, partimos de la temperatura de evaporación del sistema. Esta temperatura nos permite saber la presión a la cual estarán los puntos  $h_1$  y  $h_4$ . Para determinar que entalpía hay en el punto 1, tenemos que situarnos en la zona de vapor saturado, y siguiendo la línea de presión constante, llegar hasta la temperatura de salida del evaporador más la del recalentamiento, que será la entalpía que tendrá el caudal másico que discurrirá por la tubería. Por otro lado, para determinar la entalpía de  $h_4$ , se determinará con la temperatura de condensación de la instalación. Se sitúa en la línea de líquido saturado, y se resta el subenfriamiento, dando así, la entalpía en el punto 3, que será la misma que en punto

4, ya que para pasar del punto 3 al 4 se produce mediante una expansión que sólo hace caer la presión, sin hacer variar la entalpía.

## 10. Desarrollo de la instalación

A continuación, se detalla el procedimiento llevado a cabo para la realización del proyecto, partiendo desde los cálculos para la selección de la maquinaria, hasta las diferentes protecciones necesarias para garantizar la seguridad de la instalación.

### 10.1. Cálculo de cargas térmicas en cámaras frigoríficas

Para el cálculo de las necesidades térmicas de las cámaras frigoríficas, se identifican en el plano cada una de ellas tal y como se muestra en la Figura 10.1 [Plano N°2 - Anexo III]. Una vez determinados los puntos de frío, se procede a aplicar las fórmulas determinadas en el punto 7, junto a las especificaciones técnicas de cada una de las cámaras frigoríficas determinados en el punto 4.1.6.

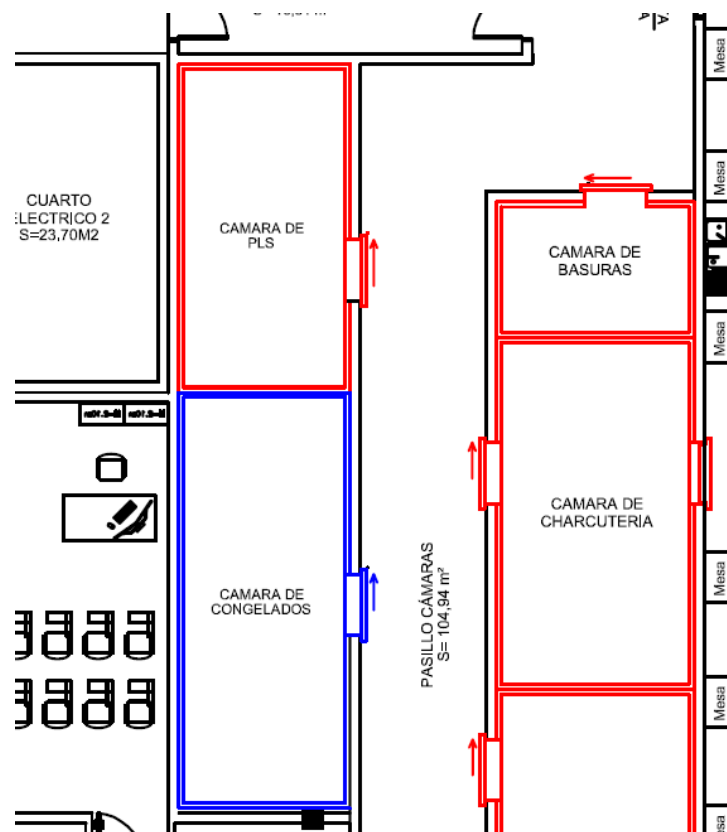


Figura 10.1 - Sección del Plano N°2: Identificación de las cámaras frigoríficas

Para determinar las densidades y las entalpías, en base a las temperaturas interiores y exteriores determinadas en la especificación técnica, se extraen del diagrama psicrométrico que se adjunta en el anexo. De este modo obtenemos los datos y procedemos a los cálculos.

A continuación, se muestra un ejemplo de cálculo de las necesidades térmicas para las cámaras, y más adelante se muestra un resumen con de las potencias de todas las cámaras. Todos los cálculos llevados a cabo se muestran en el anexo.

### 10.1.1. Ejemplo de cálculo de carga térmica para una cámara

#### Condiciones iniciales cámara:

Para determinar las condiciones iniciales de las cámaras, partiremos de las premisas determinadas en la especificación técnica (Punto 4.1.2), y mediante un diagrama psicrométrico, se extraen los valores de las densidades y las entalpías. En la Figura 10.2, se observa cómo se han obtenido los resultados para llevar a cabo la solución, mostrando a continuación, un resumen de las condiciones iniciales:

	<u>T<sup>a</sup> (°C)</u>	<u>HR (%)</u>	<u>Densidad</u>	<u>Entalpia</u>
Condiciones exteriores	30	65	1,133 kg/m <sup>3</sup>	75,11 kJ/kg
Condiciones interiores	0	90	1,287 kg/m <sup>3</sup>	8,60 kJ/kg

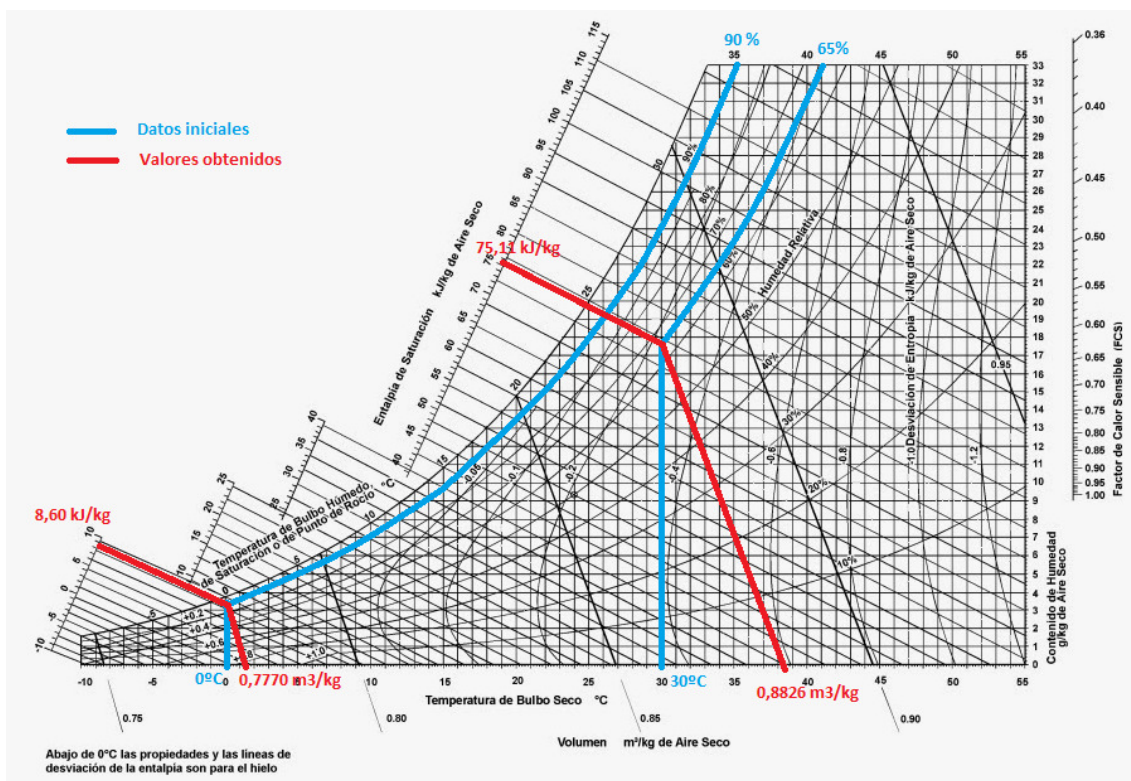


Figura 10.2 - Diagrama Psicrométrico: Identificación condiciones iniciales [1]

Datos de la cámara:

Largo exterior:	7,00 metros	Modelo panel:	S3
Ancho exterior:	3,87 metros	Espesor panel:	0,10 metros
Alto exterior:	3,00 metros	Coefficiente (k):	0,160
Estiba diaria:	20% / día	Horas func.:	18 h/día
Carga almacenada:	200 kg/m <sup>3</sup>		

Aportación por transmisión:

Se calcula primero la superficie de transferencia:

$$S_t = 2 \cdot (7 \text{ m} \cdot 3,87 \text{ m}) + 2 \cdot (7 \text{ m} \cdot 3 \text{ m}) + 2 \cdot (3,87 \text{ m} \cdot 3 \text{ m}) = 119,40 \text{ m}^2$$

Se calcula el incremento de temperatura:  $\Delta T = T_{ext} - T_{int} = 30 \text{ }^\circ\text{C} - 0 \text{ }^\circ\text{C} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$

Una vez calculados estos dos puntos, se aplica la ecuación sobre la aportación de transmisión descrita (7.1):

$$\begin{aligned} Q_t &= S_t \cdot K \cdot \Delta T \cdot H = 119,40 \text{ m}^2 \cdot 0,160 \frac{\text{kcal}}{\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C}} \cdot 30 \text{ }^\circ\text{C} \cdot 24 \frac{\text{h}}{\text{día}} \\ &= 13.755 \text{ kcal/día} \end{aligned}$$

Aportación por servicio:

Se aplica la ecuación sobre la aportación por servicio descrita (7.2):

$$Q_s = 13.755 \frac{\text{kcal}}{\text{día}} \cdot 25\% = 3.439 \text{ kcal/día}$$

Aportación por infiltraciones:

Se calcula primero el volumen de la cámara:

$$V = (7 \text{ m} - 2 \cdot 0,10 \text{ m}) \cdot (3,87 \text{ m} - 2 \cdot 0,10 \text{ m}) \cdot (3 \text{ m} - 0,10 \text{ m}) = 72,37 \text{ m}^3$$

Seguido se calcula la diferencia de entalpías:

$$\Delta h = h_{ext} - h_{int} = 75,11 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 8,60 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 66,51 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Se aplica la ecuación sobre la aportación por infiltraciones descrita (7.3):

$$Q_i = 72,37 \text{ m}^3 \cdot \frac{102}{\sqrt{72,37 \text{ m}^3}} \cdot 1,287 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 66,51 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot 0,24 \frac{\text{kcal}}{\text{kJ}} = 17.835 \text{ kcal/día}$$

#### Aportación por carga de género

Se aplica la ecuación sobre la estiba diaria descrita (7.4):

$$G = \left( 72,37 \text{ m}^3 \cdot 200 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \frac{20 \%}{\text{día}} \right) = 2.894,80 \frac{\text{kg}}{\text{día}}$$

Se aplica la ecuación sobre la aportación por carga de género descrita (7.5):

$$Q_g = 2.894,80 \frac{\text{kg}}{\text{día}} \cdot 0,80 \frac{\text{kcal}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \cdot (5 ^\circ\text{C} - 0 ^\circ\text{C}) = 11.579 \text{ kcal/día}$$

#### Aportación por respiración

Como el producto que se almacenará en esta cámara es producto cárnico, consideramos que no tendrá ninguna aportación de calor por respiración/maduración del producto, por lo tanto, obtenemos que en la ecuación sobre la aportación por respiración descrita (7.6) será:

$$Q_M = 0 \text{ kcal/día}$$

#### Aportación por ventiladores

Se aplica la ecuación sobre la aportación por ventiladores descrita (7.9):

$$Q_v = (13.755 + 3.439 + 17.835 + 11.579 + 0) \text{ kcal/día} \cdot 15\% = 6.991 \text{ kcal/día}$$

#### Aportación por iluminación

Se aplica la ecuación sobre la aportación por iluminación descrita (7.10):

$$Q_a = 5 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{h}} \cdot (7 \text{ m} \cdot 3,87 \text{ m}) \cdot 24\text{h} \cdot 0,86 \frac{\text{kcal}}{1 \text{ W}} = 2.796 \text{ kcal/día}$$



Aportación por personas

Esta cámara está destinada al almacenamiento de productos cárnicos, por lo que no habrá trabajadores dentro de la misma que puedan aportar calor humano. Por lo tanto, obtenemos que en la ecuación sobre la aportación por personas descrita (7.11) será:

$$Q_p = N_p \cdot 0,24 \frac{\text{kcal}}{\text{persona} \cdot \text{horas}} \cdot H = 0$$

Coefficiente de seguridad

Se aplica la ecuación sobre el coeficiente de seguridad descrita (7.12):

$$\begin{aligned} Q_{seg} &= (13755 + 3439 + 17835 + 11579 + 0 + 6991 + 2796) \cdot 5\% \\ &= 2.820 \text{ kcal/día} \end{aligned}$$

Aportación total

Se aplica la ecuación sobre la aportación total descrita (7.13):

$$Q_{tot/d} = (13.755 + 3.439 + 17.835 + 11.579 + 0 + 6.991 + 2.796 + 2.820) \text{ kcal/día}$$

$$Q_{tot/d} = 59.214 \text{ kcal/día}$$

Seguido, se aplica la ecuación para obtener la aportación total en horas descrita (7.14):

$$Q_{tot/h} = \frac{Q_{tot/d}}{H} = \frac{59.214 \text{ kcal/día}}{18 \text{ h/día}} = 3.290 \text{ kcal/hora}$$

Convertimos la potencia frigorífica de kcal/hora a Watts mediante la fórmula (7.15):

$$P_{fn} = Q_{tot/h} \cdot \frac{1 \text{ W}}{0,86 \text{ kcal/hora}} = 3.230 \text{ kcal/hora} \cdot \frac{1 \text{ W}}{0,86 \frac{\text{kcal}}{\text{hora}}} = 3.825 \text{ W}$$

**10.1.2. Resumen de cargas térmicas cámaras frigoríficas**

Estos cálculos serán transportados a una hoja de cálculo para agilizar el proceso de cada uno de los cálculos y reducir la probabilidad de error en el cálculo manual.

Asimismo, en el Anexo II se pueden observar más detalladamente las tablas de cálculos utilizadas, y a continuación, en la Tabla 10.1, se puede observar un resumen de las cámaras frigoríficas, su volumen y las necesidades térmicas que precisarán cada una de ellas.

DENOMINACIÓN	VOLUMEN	POTENCIA NECESARIA
CÁMARA CARNICERÍA	72,4 m <sup>3</sup>	3.825 W
CÁMARA FRUTERÍA	72,6 m <sup>3</sup>	3.831 W
CÁMARA FRUTERÍA ECOLÓGICA	22,0 m <sup>3</sup>	1.396 W
CÁMARA PLS	57,2 m <sup>3</sup>	3.394 W
CÁMARA CHARCUTERÍA	71,3 m <sup>3</sup>	3.755 W
CÁMARA PESCADO	43,2 m <sup>3</sup>	2.566 W
CÁMARA BASURAS	26,2 m <sup>3</sup>	1.334 W
CÁMARA PANADERÍA	26,6 m <sup>3</sup>	1.849 W
CÁMARA AULA POLIVALENTE	16,2 m <sup>3</sup>	947 W
OBRADOR CARNICERÍA	32,8 m <sup>3</sup>	1.945 W
OBRADOR FRUTERÍA	22,3 m <sup>3</sup>	1.797 W
CÁMARA CONGELADOS	63,8 m <sup>3</sup>	3.538 W

*Tabla 10.1 - Resumen cargas térmicas en cámaras*

## 10.2. Mobiliario frigorífico

Para las necesidades térmicas del mobiliario, se identifican todos los servicios de mobiliario en el Plano N°2 del Anexo III, y se crea un listado del mobiliario que se precisa para la instalación tal y como se puede observar en el apartado 4.1.5 de la Especificación técnica. En la Figura 10.3 se puede observar una sección del plano con la identificación del mobiliario.

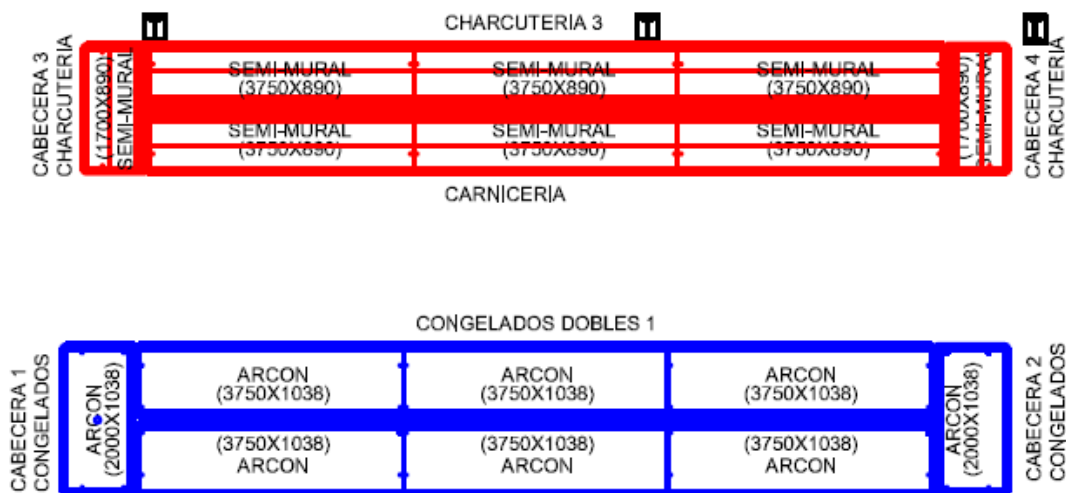


Figura 10.3 - Sección del Plano N°2: Identificación del mobiliario frigorífico

Una vez se determina el mobiliario frigorífico, se le pide a un fabricante que nos facilite las potencias, tanto frigoríficas como eléctricas, del mobiliario que se precisa para la instalación. Los fabricantes de mobiliario no disponen de catálogos de mobiliario “Split”, ya que pueden funcionar en varios regímenes de temperatura distinto, los fabricantes calculan las potencias y las facilitan al cliente, de este modo, también se aseguran de que la competencia no pueda referenciarse en estas potencias para mejorar sus productos.

En el anexo I se muestra una sección de la documentación facilitada por el fabricante, ya que debido a que, por temas de confidencialidad, no se puede mostrar su logo, algunos de los datos de la documentación, y las imágenes del mobiliario.

Asimismo, a continuación, se muestra un resumen de las necesidades térmicas aportadas se cada servicio por el fabricante:

SERVICIO	DENOMINACION	POTENCIA NECESARIA
1	MURAL YOGURES 1	2.695 W
2	MURAL YOGURES 2	10.780 W
3	MURAL YOGURES 3	6.064 W

SERVICIO	DENOMINACION	POTENCIA NECESARIA
4	MURAL BEBIDAS FRÍAS	4.043 W
5	MURAL FRUTAS	8.035 W
6	MURAL PESCADERÍA L.S.	3.783 W
7	SEMIMURAL CHARCUTERÍA 1	10.226 W
8	SEMIMURAL CHARCUTERÍA 2	10.226 W
9	CAB. 1 SEMIMURAL CHARCUTERÍA	1.704 W
10	CAB. 2 SEMIMURAL CHARCUTERÍA	1.704 W
11	SEMIMURAL CHARCUTERÍA 3	10.226 W
12	SEMIMURAL CARNICERÍA	13.601 W
13	CAB. 3 SEMIMURAL CHARCUTERÍA	1.704 W
14	CAB. 4 SEMIMURAL CHARCUTERÍA	1.704 W
15	VITRINA CARNE	2.196 W
16	VITRINA CHARCUTERÍA 1	1.566 W
17	VITRINA CHARCUTERÍA 2	1.566 W
18	ARCÓN CONGELADOS DOBLES 1	3.836 W
19	CABECERA 1 CONGELADOS	639 W
20	CABECERA 2 CONGELADOS	639 W
21	ARCÓN CONGELADOS DOBLES 2	3.836 W
22	CABECERA 3 CONGELADOS	639 W

SERVICIO	DENOMINACION	POTENCIA NECESARIA
23	CABECERA 4 CONGELADOS	639 W
24	ARCÓN CONGELADOS DOBLES 3	3.836 W
25	CABECERA 5 CONGELADOS	639 W
26	CABECERA 6 CONGELADOS	639 W
27	ARCÓN CONGELADOS PESCADERÍA	445 W
28	ARMARIO TARTAS DULCES	1.164 W

*Tabla 10.2 - Resumen cargas térmicas mobiliario*

Para el fabricante de hielo, ocurre todo lo contrario que el mobiliario frigorífico. Encontramos que el fabricante ITV [15], facilita toda la información necesaria sobre los fabricantes de hielo, en formato autónomo (motor incorporado) o en sistema “Split” (colgado de la central frigorífica). Nuestro cliente nos dictamina que este fabricante deberá colgarse de la central frigorífica, para evitar aportaciones de temperatura por la condensación en la sala de ventas.

Según la producción pedida por el cliente en la especificación técnica, se selecciona un fabricante de hielo ITV Scala 600 CO<sub>2</sub> SPLIT, con una producción de 600 kg/día. En la Figura 10.4 se muestra una fotografía del modelo seleccionado, dónde precisa una potencia frigorífica para la producción de hielo en 24 horas de 3.300 W.



*Figura 10.4 - Fabricador de hielo ITV Scala 600 CO<sub>2</sub> Split*

Una vez calculadas todas las necesidades térmicas, tanto del mobiliario frigorífico como el de las cámaras frigoríficas, se obtiene el resultado final siguiente:

Necesidades térmicas totales servicios positivos: 118.513 W

Necesidades térmicas totales servicios negativos: 23.793 W

### **10.3. Cálculo tuberías**

Una vez obtenidas las necesidades térmicas de cada servicio frigorífico, procedemos a calcular la interconexión entre dichos servicios con la central frigorífica. Es primordial conocer las potencias de cada servicio, ya que se precisan para el cálculo del caudal másico que discurrirá por cada una de las tuberías frigoríficas que conectarán los servicios.

Se empieza realizando un trazado de tuberías sobre el plano, dónde se identifican todas las tuberías de interconexión de la instalación frigorífica. Para la interconexión de los servicios de media temperatura, se realizará con tres líneas de líquido y tres líneas de aspiración generales, punto especificado por el cliente en la especificación técnica (Punto 4.1.7). Las tres líneas se dividen de manera que se repartan de manera equitativa las potencias frigoríficas por zonas de sala de ventas.

Después de verificar las potencias, se ha determinado que la composición de las líneas se divide de la siguiente forma:

#### **L1:**

- Cámaras: Carnicería, Pescado, Aula Polivalente y Obrador Carnicería.
- Mobiliario: Semimural Charcutería 3, Semimural Carnicería, Cabecera 3 Charcutería y Cabecera 4 Charcutería.
- Pot. Total: 38.715 W.

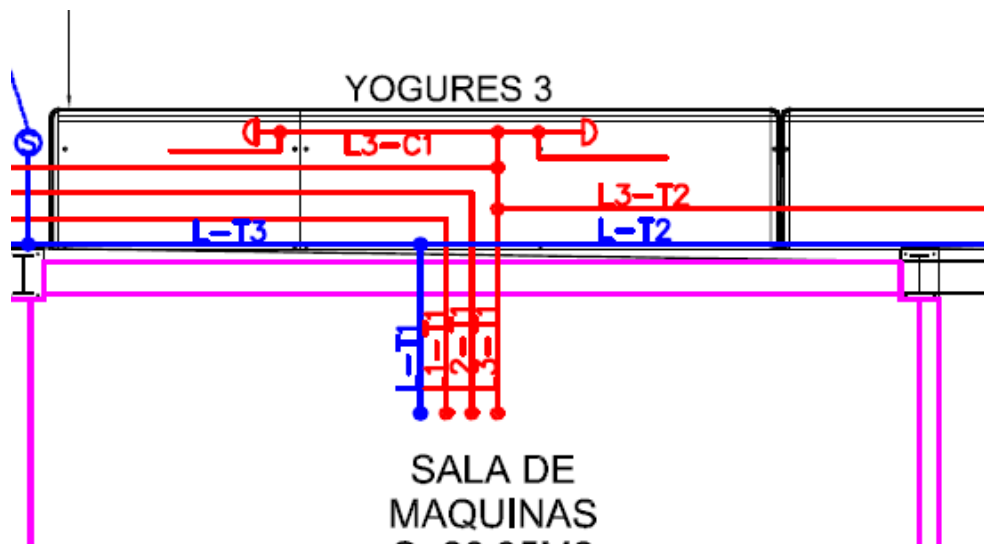
#### **L2:**

- Cámaras: Frutería Ecológica, PLS, Charcutería y Basuras.
- Mobiliario: Semimural Charcutería 1, Semimural Charcutería 2, Cabecera 1 Charcutería, Cabecera 2 Charcutería, Vitrina Charcutería 1 y 2.
- Pot. Total: 36.872 W.

**L3:**

- Cámaras: Frutería, Panadería y Obrador Frutería.
- Mobiliario: Mural Yogures 1, 2 y 3, Mural Bebidas Frías, Mural Frutería y Mural Pescadería.
- Pot. Total: 42.925 W.

Una vez ya tenemos la repartición de potencia según las líneas, se trazan en el plano tal y como se muestra en la Figura 10.5, dónde se podrán extraer las distancias de cada tramo, con la potencia que llevará cada sección de tubería.



*Figura 10.5 - Sección plano 3, Identificación tuberías*

A continuación, se muestra un ejemplo de la selección de la tubería de aspiración y la de líquido de una de las tuberías procedentes a la media temperatura, siguiendo las especificaciones marcadas en el punto 4.1.7. y el Punto 9, sobre cálculo de tuberías y pérdidas de carga.

**L1-T1**

Para empezar con el cálculo de la sección de tubería de líquido y aspiración, el primer punto será determinar con la fórmula 9.11 el caudal másico máximo que discurrirá por la tubería. Los parámetros que se precisan para la elaboración del cálculo se extraen según las especificaciones técnicas (Punto 4.1), siendo necesarios las temperaturas de evaporación y condensación, para encontrar las entalpías específicas en el diagrama de Mollier.

Datos Especificación Técnica:

- Potencia Frigorífica: 38,72 kW
- T. Evaporación: -10°C
- Recalentamiento: 10 K
- T. Condensación: 3°C
- Subenfriamiento: 1 K

Datos extraídos mediante diagrama de Mollier:

- Entalpía 1 ( $h_1$ ): 449,06 kJ/kg
- Entalpía 4 ( $h_2$ ): 209,95 kJ/kg

Datos extraídos mediante tabla de refrigerante (Véase tabla de propiedades en Anexo):

- Densidad Vapor: 65,09 kg/m<sup>3</sup>
- Densidad Líquido: 902,56 kg/m<sup>3</sup>
- Viscosidad Cinemática Vapor: 14,79 μPa·S
- Viscosidad Cinemática Líquido: 92,50 μPa·S

Cálculos:

Determinadas las entalpías y la potencia del tramo, se procede al cálculo del caudal másico según (9.11):

$$\dot{m}_{T1-L1} = \frac{38,72 \text{ kW}}{(449,06 - 209,95) \text{ kJ/kg}} = 582,96 \text{ kg/h}$$

Una vez obtenido el caudal másico que discurrirá por la tubería, se necesita calcular el caudal volumétrico de la tubería, para poder así obtener la velocidad a la que fluirá el refrigerante por la tubería. Según si se trata de la línea de líquido o la línea de aspiración, la densidad del refrigerante será diferente, por lo tanto, calculamos las dos líneas independientemente la una de la otra y aplicando (9.10), obtenemos los siguientes resultados:

$$Q_{aspiracion} = \frac{582,96 \text{ kg/h}}{65,09 \text{ kg/m}^3} = 8,9564 \text{ m}^3/\text{h}$$



$$Q_{\text{líquido}} = \frac{582,96 \text{ kg/h}}{902,56 \text{ kg/m}^3} = 0,6459 \text{ m}^3/\text{h}$$

Para determinar la tubería que se aplicará en cada tramo, se deberá hacer una iteración, seleccionando diferentes diámetros de tuberías, ya que, según cada diámetro de tubería, variará la velocidad y la pérdida de carga de tramo. Una vez se obtengan los diferentes resultados, se determinará cual es la mejor selección para cumplir las especificaciones técnicas del proyecto (4.1.7). De este modo, procedemos a realizar los cálculos con la tubería más pequeña que nos facilita el fabricante (Figura 4.1).

**Tubería de 3/8”:**  $\phi_{\text{exterior}} = 9,52 \text{ mm}$      $\text{Espesor} = 0,65 \text{ mm}$

$$\phi_{\text{interior}} = 9,52 \text{ mm} - (2 \cdot 0,65 \text{ mm}) = 8,22 \text{ mm}$$

$$A = \pi \cdot \left(\frac{8,22 \text{ mm}}{2}\right)^2 = 53,068 \text{ mm}^2 \cdot \frac{1 \text{ m}^2}{1000000 \text{ mm}^2} = 0,000053068 \text{ m}^2$$

Una vez tenemos el área correspondiente de la tubería, calculamos la velocidad del fluido que tendrá dentro a la tubería (9.9):

$$v_{\text{aspiración}} = \frac{8,9564 \text{ m}^3/\text{h}}{0,000053068 \text{ m}^2} = 168772,14 \frac{\text{m}}{\text{h}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} = 46,88 \text{ m/s}$$

$$v_{\text{líquido}} = \frac{0,6459 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}}{0,000053068 \text{ m}^2} = 12171,18 \frac{\text{m}}{\text{h}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} = 3,38 \text{ m/s}$$

Calculadas las velocidades a las que discurrirá el refrigerante por las tuberías, se procede a calcular el número de Reynolds (9.7) para cada una de las tuberías:

$$Re_{\text{aspiración}} = \frac{65,09 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 46,88 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0,0082 \text{ m}}{14,79 \mu\text{Pa} \cdot \text{S} \cdot 10^{-6}} = 1695929,272$$

$$Re_{\text{líquido}} = \frac{902,56 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 3,38 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0,0082 \text{ m}}{92,50 \mu\text{Pa} \cdot \text{S} \cdot 10^{-6}} = 271165,3398$$

Establecidos estos números de Reynolds, observamos que el flujo será turbulento, ya que se estipula que para tuberías el  $Re_{\text{crítico}}$  es de entre 2000 y 4000.

Obtenidos estos resultados, procedemos al cálculo del coeficiente de fricción con la fórmula de Swamee y Jain (9.3):

$$f_{\text{aspiración}} = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{1}{3,7 \cdot \left( \frac{0,00822 \text{ m}}{0,00000092 \text{ m}} \right)} + \frac{5,74}{1695929,272^{0,9}} \right) \right]^2} = 0,013199124$$

$$f_{\text{líquido}} = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{1}{3,7 \cdot \left( \frac{0,00822 \text{ m}}{0,00000092 \text{ m}} \right)} + \frac{5,74}{271165,3398^{0,9}} \right) \right]^2} = 0,015765861$$

Una vez obtenidos todos estos datos, procedemos a calcular la pérdida de carga de la tubería. Mediante el Plano 3 del Anexo, dónde está el trazado de tuberías, se mide la distancia que tiene la tubería, siendo el valor en este caso de 25 metros. A continuación, se procede con el cálculo de la pérdida de carga mediante la fórmula de Darcy-Weisbach (9.1):

$$h_{L_{\text{aspiración}}} = 0,013199124 \cdot \frac{25 \text{ m}}{0,00822 \text{ m}} \cdot \frac{(44,88 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} = 4121,16 \text{ m}$$

$$h_{L_{\text{líquido}}} = 0,015765861 \cdot \frac{25 \text{ m}}{0,00822 \text{ m}} \cdot \frac{(3,38 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} = 27,92 \text{ m}$$

Se observa que el valor obtenido es en metros, no obstante, para convertir este valor a bar, se multiplicará por la densidad del refrigerante y posteriormente se dividirá por un factor de conversión para pasar de kg/m<sup>2</sup> a bar. Dando un valor tanto como:

$$h_{L_{\text{aspiración}}} = 4121,16 \text{ m} \cdot 65,09 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \frac{1 \text{ bar}}{10197,16213 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}} = 28,704 \text{ bar}$$

$$h_{L_{\text{líquido}}} = 27,92 \text{ m} \cdot 902,56 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \frac{1 \text{ bar}}{10197,16213 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}} = 2,473 \text{ bar}$$

Asimismo, la tabla de propiedades del R-744 (Anexo I) nos muestra los datos mediante el incremento de un 1 K. De este modo, podemos extrapolar la pérdida de carga por temperatura, sabiendo que la diferencia entre los valores de -10°C y -9°C ( $\Delta T = 1 \text{ K}$ ) es la

equivalencia al diferencial de presiones de 27,25 bar (-9°C) y 26,49 bar (-10°C). Calculamos la pérdida de carga por temperatura:

$$h_{L_{\text{aspiración}}} = \frac{28,704 \text{ bar} \cdot 1 \text{ K}}{27,25 \text{ bar} - 26,49 \text{ bar}} = 37,77 \text{ K}$$

$$h_{L_{\text{líquido}}} = \frac{2,473 \text{ bar} \cdot 1 \text{ K}}{27,25 \text{ bar} - 26,49 \text{ bar}} = 3,25 \text{ K}$$

Los datos obtenidos no cumplen con las especificaciones técnicas (4.1.7), por lo que se realizará los cálculos de nuevo con una sección de tubería superior, haciendo este ejercicio iterativamente para dar con la mejor solución sobre el diámetro de las tuberías y con el cumplimiento de la especificación técnica del proyecto.

A continuación, en la Tabla 10.3 se muestra un resumen de los cálculos de todas las secciones para la selección de la tubería de aspiración y de líquido, dónde se puede observar que los datos en rojo no cumplen con las especificaciones técnicas marcadas en el punto 4.1.7, y en verde las que si cumplen estos requisitos. Asimismo, se observa que la selección de la tubería de aspiración no será la misma que la tubería de líquido, esto viene caracterizado por la diferencia de volúmenes y temperaturas de discurren por la tubería, siendo siempre la tubería de líquido menor que la de aspiración.

No obstante, este tipo de instalaciones con tantos servicios frigoríficos, se debe contemplar un coeficiente de simultaneidad de servicios, ya que hay una posibilidad muy ínfima de que todos los servicios tengan demanda de refrigeración a la vez.

Por ese motivo, se contempla con un coeficiente de simultaneidad de 60 / 80 % de la demanda total, permitiendo que la selección de las tuberías en los tramos generales pueda llegar a las condiciones máximas establecidas en las especificaciones técnicas, ya que es muy poco probable que se de este fenómeno.

Hay que destacar también, que, en horario nocturno, la simultaneidad de la instalación puede descender hasta un 20 – 30 %, ya que hay servicios que se mantendrán desconectados, y la mayoría de los otros no se verán afectados por la circulación de producto.

TUBERÍA	VELOCIDAD ASPIRACIÓN	PERDIDA CARGA ASPIRACIÓN	VELOCIDAD LÍQUIDO	PERDIDA CARGA LÍQUIDO
3/8	46,88 m/s	37,77 K	3,38 m/s	3,25 K
1/2	26,18 m/s	8,66 K	1,89 m/s	0,78 K
5/8	16,71 m/s	2,81 K	1,20 m/s	0,26 K
3/4	11,69 m/s	1,16 K	0,84 m/s	0,11 K
7/8	8,57 m/s	0,54 K	0,62 m/s	0,05 K
1 1/8	5,16 m/s	0,15 K	0,37 m/s	0,02 K
1 3/8	3,45 m/s	0,06 K	0,25 m/s	0,01 K
1 5/8	2,46 m/s	0,03 K	0,18 m/s	0,00 K
2 1/8	1,44 m/s	0,01 K	0,10 m/s	0,00 K

Tabla 10.3 - Resultados obtenidos con diferentes diámetros de tuberías

Una vez observados los resultados obtenidos en la Tabla 10.3, se puede resumir que las tuberías seleccionadas para la L1-T1 será la siguiente:

- Tubería de aspiración: 7/8"
- Tubería de líquido: 3/4"

En la Tabla 10.4 se muestra el resumen de las tuberías seleccionadas para la línea 1, en la Tabla 10.5 se muestra el resumen de las tuberías seleccionadas para la línea 2, en la Tabla 10.6 se muestra el resumen de las tuberías seleccionadas para la línea 3 y en la Tabla 10.7 se muestra los resultados y selección de las tuberías de la línea 4.

DEN.	POT. FRIG. (kW)	DIST. (m)	TUB. ASP.	V. ASP. (m/s)	P. CARGA Asp. (K)	TUB. LIQ.	V. LIQ. (m/s)	P.CARGA LIQ. (K)
L1-T1	38,72	25	7/8	8,57	0,54	3/4	0,84	0,11
L1-T2	3,52	2	3/8	4,26	0,03	3/8	0,31	0,00
L1-T3	2,57	4	3/8	3,11	0,04	3/8	0,22	0,00
L1-T4	0,95	15	3/8	1,15	0,02	3/8	0,08	0,00
L1-T5	35,20	9	7/8	7,79	0,16	3/4	0,77	0,03
L1-T6	1,95	4	3/8	2,36	0,02	3/8	0,17	0,00
L1-T7	33,26	7	7/8	7,36	0,11	5/8	1,03	0,06
L1-T8	6,02	1	3/8	7,29	0,04	3/8	0,53	0,00
L1-T9	2,20	10	3/8	2,66	0,07	3/8	0,19	0,01
L1-T10	3,83	4	3/8	4,64	0,08	3/8	0,33	0,01
L1-T11	1,57	4	3/8	1,90	0,01	3/8	0,14	0,00
L1-T12	0,94	10	3/8	1,14	0,01	3/8	0,08	0,00
L1-T13	29,43	15	7/8	6,51	0,19	5/8	0,92	0,10
L1-T14	29,43	4	3/4	8,89	0,11	5/8	0,92	0,03
L1-T15	11,93	2	1/2	8,07	0,07	3/8	1,04	0,03
L1-T16	15,30	2	5/8	6,60	0,04	1/2	0,75	0,01
L1-C1	11,93	7	1/2	8,07	0,26	3/8	1,04	0,11
L1-C2	15,30	7	5/8	6,60	0,14	1/2	0,75	0,04

Tabla 10.4 - Resumen selección tuberías línea 1

<b>DEN.</b>	<b>POT. FRIG. (kW)</b>	<b>DIST. (m)</b>	<b>TUB. ASP.</b>	<b>V. ASP. (m/s)</b>	<b>P. CARGA Asp. (K)</b>	<b>TUB. LIQ.</b>	<b>V. LIQ. (m/s)</b>	<b>P.CARGA LIQ. (K)</b>
L2-T1	36,87	40	7/8	8,16	0,78	3/4	0,80	0,16
L2-T2	23,86	17	7/8	5,28	0,15	5/8	0,74	0,07
L2-T3	13,01	1	1/2	8,80	0,04	3/8	1,14	0,02
L2-T4	3,13	7	3/8	3,79	0,09	3/8	0,27	0,01
L2-T5	1,36	10	3/8	1,64	0,03	3/8	0,12	0,00
L2-T6	0,80	4	3/8	0,97	0,00	3/8	0,07	0,00
L2-T7	1,57	2	3/8	1,90	0,01	3/8	0,14	0,00
L2-T8	0,80	3	3/8	0,97	0,00	3/8	0,07	0,00
L2-T9	9,88	8	1/2	6,68	0,21	3/8	0,86	0,09
L2-T10	3,80	4	3/8	4,60	0,07	3/8	0,33	0,01
L2-T11	8,50	1	1/2	5,75	0,02	3/8	0,74	0,01
L2-T12	1,34	2	3/8	1,62	0,01	3/8	0,12	0,00
L2-T13	4,79	10	3/8	5,80	0,29	3/8	0,42	0,03
L2-T14	1,40	5	3/8	1,70	0,02	3/8	0,12	0,00
L2-T15	3,39	5	3/8	4,10	0,08	3/8	0,30	0,01
L2-T16	11,93	1	1/2	8,07	0,04	3/8	1,04	0,02
L2-T17	11,93	1	1/2	8,07	0,04	3/8	1,04	0,02
L2-C1	10,23	7	1/2	6,92	0,20	3/8	0,89	0,08
L2-C2	10,23	7	1/2	6,92	0,20	3/8	0,89	0,08

Tabla 10.5 - Resumen selección tuberías línea 2

<b>DEN.</b>	<b>POT. FRIG. (kW)</b>	<b>DIST. (m)</b>	<b>TUB. ASP.</b>	<b>V. ASP. (m/s)</b>	<b>P. CARGA Asp. (K)</b>	<b>TUB. LIQ.</b>	<b>V. LIQ. (m/s)</b>	<b>P.CARGA LIQ. (K)</b>
<b>L3-T1</b>	41,08	5	7/8	9,09	0,12	3/4	0,89	0,02
<b>L3-T2</b>	31,23	6	7/8	6,91	0,09	5/8	0,97	0,04
<b>L3-T3</b>	3,78	7	3/8	4,58	0,13	3/8	0,33	0,01
<b>L3-T4</b>	3,83	4	3/8	4,64	0,08	3/8	0,33	0,01
<b>L3-T5</b>	25,25	2	3/4	7,62	0,04	5/8	0,79	0,01
<b>L3-T6</b>	18,47	7	5/8	7,97	0,20	1/2	0,90	0,06
<b>L3-T7</b>	16,67	1	5/8	7,19	0,02	1/2	0,81	0,01
<b>L3-T8</b>	1,80	4	3/8	2,18	0,02	3/8	0,16	0,00
<b>L3-T9</b>	13,98	5	5/8	6,03	0,08	1/2	0,68	0,02
<b>L3-T10</b>	9,94	6	1/2	6,72	0,16	3/8	0,87	0,06
<b>L3-T11</b>	1,85	18	3/8	2,24	0,09	3/8	0,16	0,01
<b>L3-C1</b>	6,06	3	3/8	7,34	0,13	3/8	0,53	0,01
<b>L3-C2</b>	10,78	5	1/2	7,29	0,15	3/8	0,94	0,06
<b>L3-C3</b>	8,09	3	1/2	5,47	0,05	3/8	0,71	0,02

*Tabla 10.6 - Resumen selección tuberías línea 3*

<b>DEN.</b>	<b>POT. FRIG. (kW)</b>	<b>DIST. (m)</b>	<b>TUB. ASP.</b>	<b>V. ASP. (m/s)</b>	<b>P. CARGA Asp. (K)</b>	<b>TUB. LIQ.</b>	<b>V. LIQ. (m/s)</b>	<b>P.CARGA LIQ. (K)</b>
L4-T1	23,79	5	1 1/8	6,99	0,05	5/8	0,67	0,02
L4-T2	1,16	33	3/8	3,10	0,27	3/8	0,09	0,01
L4-T3	23,34	3	1 1/8	6,86	0,03	5/8	0,66	0,01
L4-T4	15,35	10	7/8	7,49	0,15	1/2	0,68	0,05
L4-T5	10,23	4	3/4	6,81	0,06	3/8	0,81	0,04
L4-T6	4,48	6	1/2	6,68	0,14	3/8	0,35	0,01
L4-T7	0,70	7	3/8	1,87	0,02	3/8	0,06	0,00
L4-T8	5,12	5	1/2	7,63	0,15	3/8	0,41	0,01
L4-T9	4,48	6	1/2	6,68	0,14	3/8	0,35	0,01
L4-T10	0,70	7	3/8	1,87	0,02	3/8	0,06	0,00
L4-T11	4,48	6	1/2	6,68	0,14	3/8	0,35	0,01
L4-T12	0,70	7	3/8	1,87	0,02	3/8	0,06	0,00
L4-T13	7,28	10	5/8	6,92	0,19	3/8	0,58	0,05
L4-T14	3,99	10	1/2	5,95	0,19	3/8	0,32	0,02
L4-T15	0,45	7	3/8	1,20	0,01	3/8	0,04	0,00
L4-T16	3,54	19	1/2	5,28	0,29	3/8	0,28	0,03
L4-C1	5,12	6	1/2	7,63	0,18	3/8	0,41	0,02
L4-C2	5,12	6	1/2	7,63	0,18	3/8	0,41	0,02
L4-C3	5,12	6	1/2	7,63	0,18	3/8	0,41	0,02

Tabla 10.7 - Resumen selección tuberías línea 4



## 10.4. Selección de maquinaria

Para la selección de la maquinaria, se han dimensionado los componentes de la instalación según los diferentes cálculos realizados, desde las cargas térmicas para la selección de los evaporadores de las cámaras frigoríficas, hasta los caudales máxicos para la selección de compresores, cumpliendo con la especificación técnica del proyecto. A continuación, se muestra la selección de la maquinaria:

### 10.4.1. Compresores

La ubicación de la instalación frigorífica tendrá un papel importante para la selección de la maquinaria y del sistema que se implementará. Por lo que concierne a la ubicación de la instalación, se sitúa en la localidad Lanzarote (Islas Canarias). Según se observa en la Tabla 10.8, el 75 % del tiempo habrá una temperatura exterior por debajo de +23°C, también nos muestra que el 99 % del tiempo, la temperatura exterior será inferior a +30°C.

Gracias a estos datos, junto a la descripción de los sistemas descritos en el punto 6.6.2, se determina que la mejor solución será una instalación con compresión paralela y eyector, ya que el eyector trabaja por encima de los +23°C de temperatura exterior, y para temperaturas por encima del punto crítico, el compresor paralelo mejora el rendimiento de la instalación.

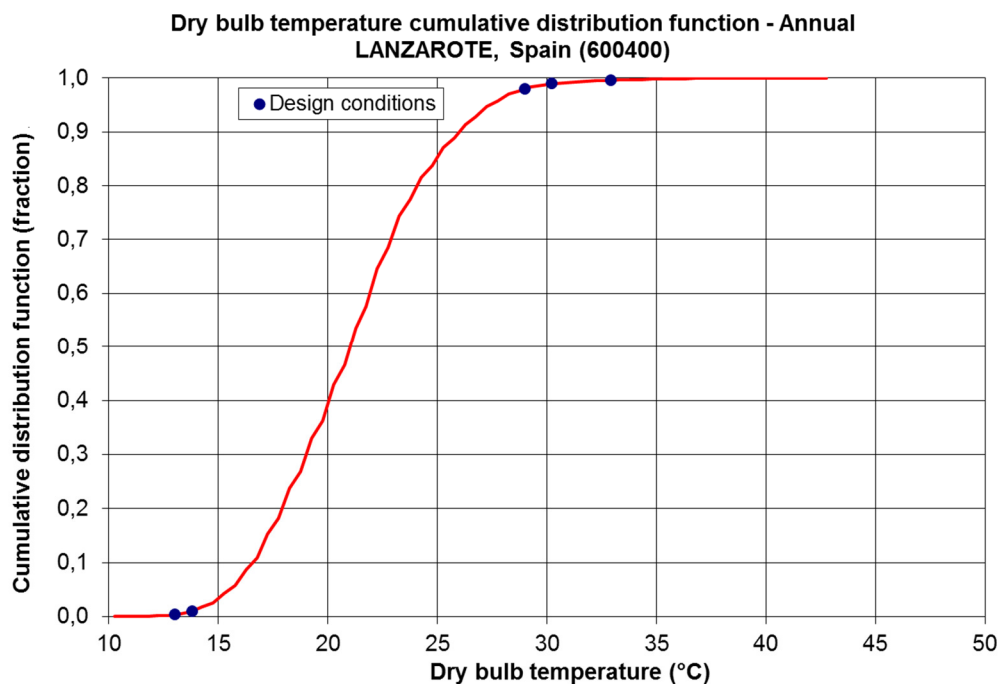


Tabla 10.8 - Temperaturas de bulbo seco anual en Lanzarote [22]

Para un sistema transcrito, la temperatura exterior juega un papel importante en el rendimiento y funcionamiento de la instalación. Para la selección de los compresores, se calculan las diferentes posibilidades de funcionamiento del sistema, es decir, el sistema puede funcionar tanto en sistema transcrito ( $T_{EXT.} > 23^{\circ}C$ ) como en sistema subcrito ( $T_{EXT.} < 23^{\circ}C$ ).

### **Datos para cálculo**

$$\begin{array}{lll}
 P_{BT} = 23,8 \text{ kW} & T_{evap.} = -35^{\circ}C & \text{Recalentamiento} = 20 \text{ K} \\
 P_{MT} = 118,5 \text{ kW} & T_{evap.} = -10^{\circ}C & \text{Recalentamiento} = 10 \text{ K}
 \end{array}$$

Para el cálculo de los compresores, se deben determinar los caudales másicos que deberán comprimir cada uno en sus etapas. Los datos necesarios para el cálculo se extraen del diagrama de Mollier de la Figura 10.6, dónde se dibujan las etapas de los diferentes ciclos que componen la instalación frigorífica, datos extraídos de las especificaciones técnicas (4).

Para el cálculo del caudal másico necesario para los servicios de baja temperatura, nos situamos en la línea de evaporación de  $-35^{\circ}C$ , dónde la temperatura de entrada al evaporador viene desde  $0^{\circ}C$  y de una presión de recipiente de 38 bar (Punto 8), hasta la temperatura de salida del evaporador, con el recalentamiento añadido para asegurar que no retorne líquido al compresor de  $-15^{\circ}C$  (Punto 9). Una vez obtenidos estos dos puntos, se obtienen los valores de las entalpías, y gracias al cálculo de necesidades térmicas (10.1), procedemos a calcular el caudal másico con la fórmula (8.11):

$$\dot{m}_{BT} = \frac{P_{BT}}{h_9 - h_8} = \frac{23,8 \text{ kW}}{450 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 200 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} * 3600 \frac{\text{s}}{1 \text{ h}} = 342,72 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Para el cálculo del caudal másico necesario para los servicios de media temperatura, nos situamos en la línea de evaporación de  $-10^{\circ}C$ , dónde la temperatura de entrada al evaporador viene desde  $0^{\circ}C$  y de una presión de recipiente de 38 bar (Punto 8), hasta la temperatura de salida del evaporador, con el recalentamiento añadido para asegurar que no retorne líquido al compresor de  $0^{\circ}C$  (Punto 2 en el diagrama de la Figura 10.6). Una vez obtenidos estos dos puntos, y obtenidos los valores de las entalpías, se procede al cálculo:

$$\dot{m}_{MT} = \frac{P_{LT}}{h_2 - h_1} = \frac{118,5 \text{ kW}}{445 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 208 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} * 3600 \frac{\text{s}}{1 \text{ h}} = 1800 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

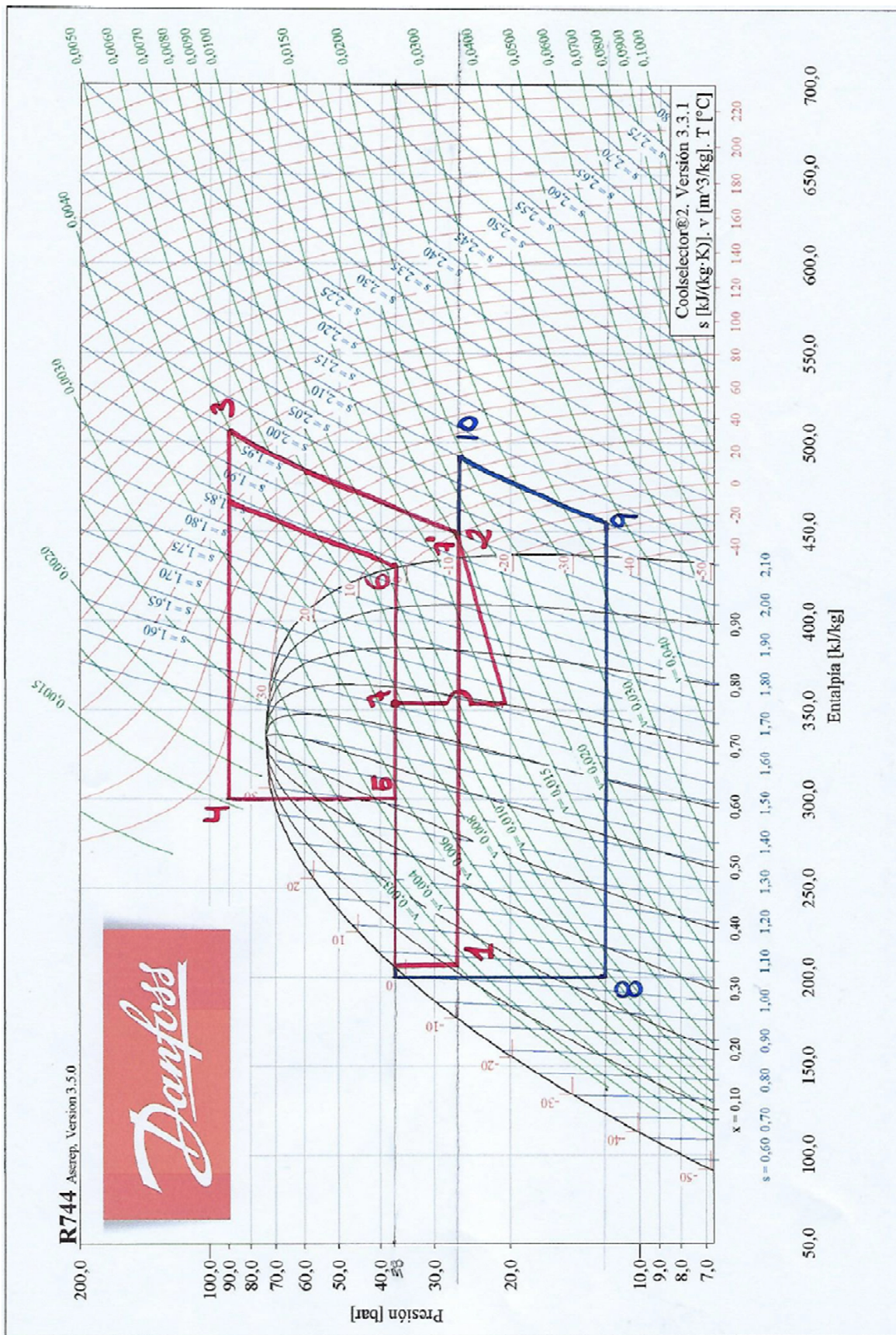


Figura 10.6 - Diagrama de Mollier R744 en funcionamiento transcrito

El cálculo del caudal másico que deberá aspirar el compresor paralelo se calcula mediante el título de vapor extraído en el punto 5 del Diagrama de Mollier. Este punto se determina mediante la temperatura, que se determina en la salida de los gases provenientes del Gas Cooler (Punto 4), y la presión del recipiente de líquido determinada en la especificación técnica (4.1). Se obtiene un valor de 42% de vapor:

$$\dot{m}_{IT} = \frac{(\dot{m}_{BT} + \dot{m}_{MT}) * \text{Título de Vapor}}{(1 - \text{Título de vapor})} = \frac{(342,72 + 1800) \frac{kg}{h} * 0,42}{(1 - 0,42)} = 1551,62 \frac{kg}{h}$$

Una vez obtenido todos los caudales másicos, para saber la cantidad total de caudal másico que discurrirá por el Gas Cooler, se suman los valores obtenidos, siendo el caudal másico total:

$$\dot{m}_T = \dot{m}_{BT} + \dot{m}_{MT} + \dot{m}_{IT} = (342,72 + 1800 + 1551,62) \frac{kg}{h} = 3694,34 \frac{kg}{h}$$

Asimismo, el eyector tiene la capacidad de extraer un 20% del caudal másico total de la instalación sobre la aspiración de la media temperatura (Punto 7') llevándolo hasta el recipiente de líquido nuevamente (Punto 7). Siendo un caudal másico del eyector de:

$$\dot{m}_{eyector} = \dot{m}_T * 20\% = 3694,34 \frac{kg}{h} * 20\% = 736,87 \frac{kg}{h}$$

Con esto se puede concluir, que la capacidad de desplazamiento de los compresores de media temperatura será inferior a la calculada, ya que se deberá restar el caudal del eyector al caudal de la media. Dicho caudal será comprimido por los compresores paralelos. Siendo a continuación, los caudales másicos que deberán desplazar cada uno de los compresores:

$$\dot{m}_{C.BT} = \dot{m}_{BT} = 342,72 \frac{kg}{h}$$

$$\dot{m}_{C.MT} = \dot{m}_{MT} + \dot{m}_{BT} - \dot{m}_{eyector} = (1800 + 342,72 - 736,87) \frac{kg}{h} = 1405,15 \frac{kg}{h}$$

$$\dot{m}_{C.IT} = \dot{m}_{IT} + \dot{m}_{eyector} = (1551,62 + 736,87) \frac{kg}{h} = 2288,49 \frac{kg}{h}$$

### **Cálculos para funcionamiento subcrítico**

Para llevar a cabo el cálculo del sistema en funcionamiento subcrítico, se deberá calcular la instalación sin el funcionamiento del eyector y con una temperatura exterior por debajo del punto crítico. La temperatura exterior de referencia que cogemos será de +15°C, con un diferencial en el condensador de 8 K nos garantizará una temperatura de condensación de +23°C. En la Figura 10.7 se muestra el diagrama de Mollier para proceder al cálculo en sistema subcrítico.

El caudal másico que precisarán los compresores de baja temperatura será el mismo que en transcrito, ya que el cambio de un sistema a otro no afecta directamente sobre estos compresores, y los puntos obtenidos en el diagrama son los mismos que en transcrito:

$$\dot{m}_{C.BT} = \dot{m}_{BT} = 342,72 \frac{kg}{h}$$

Para el cálculo de los compresores de media temperatura, la diferencia de entalpías que se muestra en la Figura 10.7 es la misma que en sistema transcrito, pero sin embargo, en este sistema el eyector está cerrado, es decir, no absorberá el 20% del caudal másico total sobre la aspiración de la media temperatura, por ese motivo, en funcionamiento subcrítico el caudal másico de los compresores de media temperatura será mayor que en el transcrito. Siendo el caudal másico:

$$\dot{m}_{C.MT} = \dot{m}_{MT} + \dot{m}_{BT} = (1800 + 342,72) \frac{kg}{h} = 2142,72 \frac{kg}{h}$$

Por otra parte, el cálculo del caudal másico de los compresores paralelos vendrá determinado sólo por el título de vapor del sistema subcrítico, ya que al contrario que en la media temperatura, no se sumará el caudal másico del eyector ya que no absorberá nada desde la media temperatura.

Al cambiar de sistema, el título de vapor de la instalación también varía, dando un valor extraído de la Figura 10.7, de 22% de vapor. Se obtiene un caudal másico para los paralelos de:

$$\dot{m}_{IT} = \frac{(342,72 + 1800) \frac{kg}{h} * 0,22}{(1 - 0,22)} = 604,36 \frac{kg}{h}$$

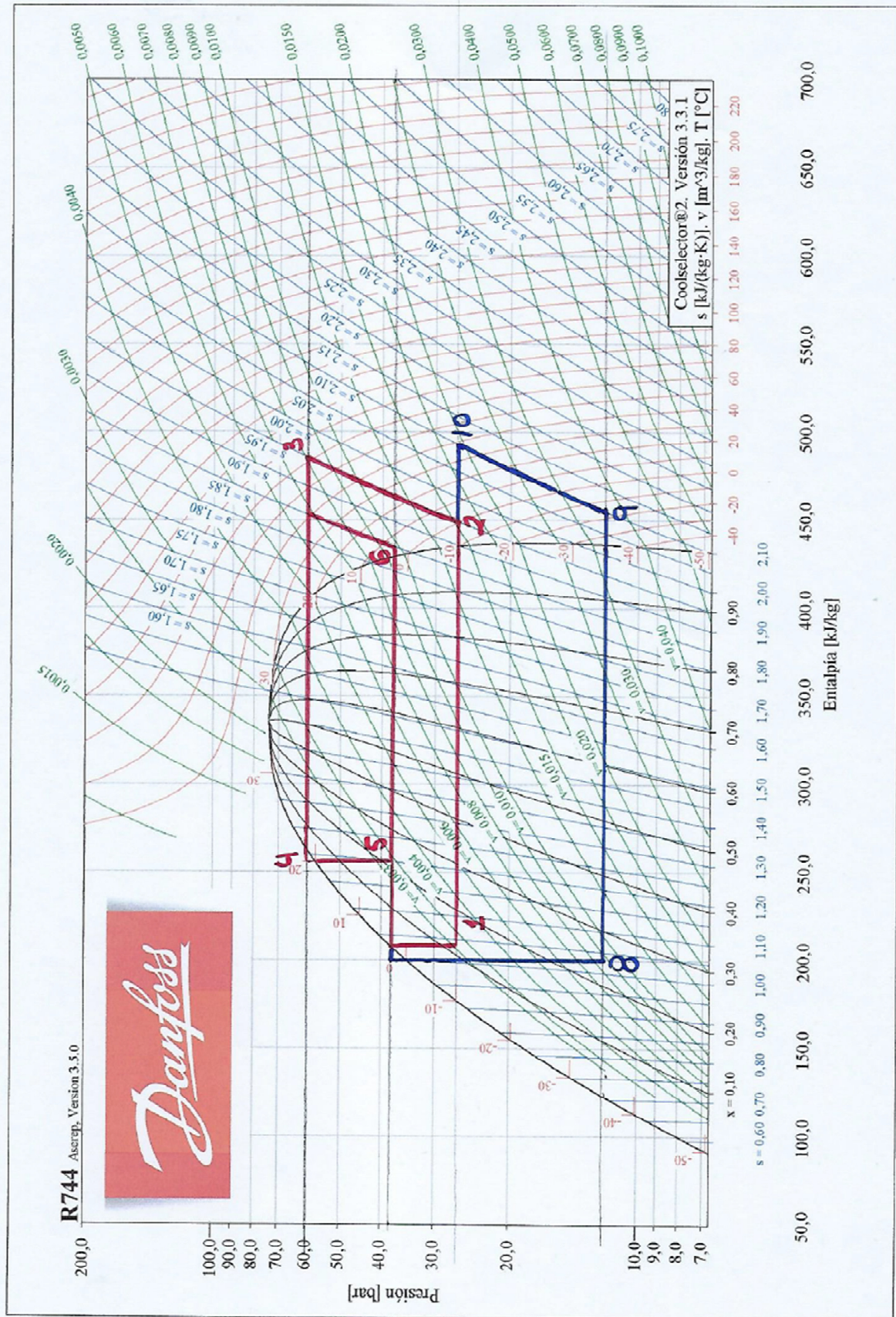


Figura 10.7 - Diagrama de Mollier R744 en funcionamiento subcrítico

### Selección de compresores

Una vez obtenidos todos los caudales máxicos según el tipo de funcionamiento de la instalación, se procede a la selección de los compresores. Se tiene en cuenta el caudal máxico más grande de los dos tipos de funcionamiento. Siendo la necesidad de caudal máxico para la selección de los compresores de:

$$\dot{m}_{C.IT} = 2288,49 \frac{kg}{h} \quad \dot{m}_{C.MT} = 2142,72 \frac{kg}{h} \quad \dot{m}_{C.BT} = 342,72 \frac{kg}{h}$$

Para la seguridad de la instalación, y cubrir un mínimo de necesidades térmicas de la instalación en caso de falla de un compresor, se opta por seleccionar 3 compresores para cubrir las necesidades de media temperatura, 2 compresores para cubrir las necesidades de baja temperatura y 3 compresores para los paralelos. De este modo, nunca quedará parada la instalación si hay cualquier problema en uno de los compresores que la conforman.

#### Compresores MT:

- Caudal máxico necesario: 2142,72 kg/h
- Número de compresores: 3
- Marca compresores: BITZER
- Modelo de compresor: 4FTC-20K
- Tipo de compresor: Alternativo semi-hermético simple etapa
- Velocidad de giro: 1.450 rpm
- Temperatura de evaporación: -10°C
- Caudal máxico: 873 kg/h x 3 = 2619 kg/h
- COP: 1,73

#### Compresores BT:

- Caudal máxico necesario: 342,72 kg/h
- Número de compresores: 2
- Marca compresores: BITZER
- Modelo de compresor: 2DSL-5K
- Tipo de compresor: Alternativo semi-hermético simple etapa
- Velocidad de giro: 1.450 rpm

- Temperatura de evaporación: -35°C
- Caudal másico: 200 kg/h x 2 = 400 kg/h
- COP: 2,94

#### Compresores IT:

- Caudal másico necesario: 2288,42 kg/h
- Número de compresores: 3
- Marca compresores: BITZER
- Modelo de compresor: 4HTC-15K
- Tipo de compresor: Alternativo semi-hermético simple etapa
- Velocidad de giro: 1.450 rpm
- Caudal másico: 810 kg/h x 3 = 2430 kg/h
- COP: 2,02

### 10.4.2. Multi eyector de vapor

La selección del multi eyector se realiza mediante el caudal másico total de la instalación, dónde en esta es de 3694,34 kg/h. El único fabricante que ha desarrollado esta tecnología es Danfoss, dónde en su gama de multi eyectores tiene la variedad un rango con tres capacidades diferentes. El Multi Eyector HP 3875 tiene la capacidad de pasar un caudal másico de 3875 kg/h, producto idóneo para nuestra instalación ya que el inmediatamente inferior solo tiene la capacidad de 2875 kg/h.

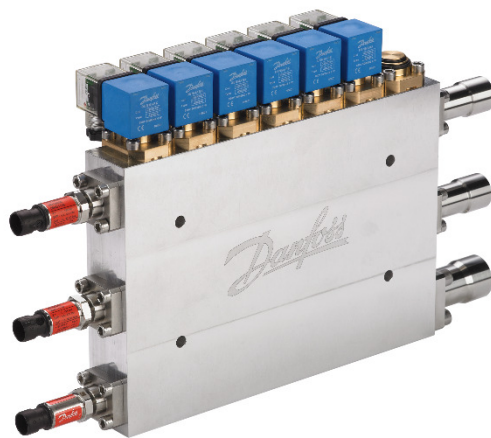


Figura 10.8 - Multi Eyector Danfoss HP 3875



En la Figura 10.9 se muestra el rango motriz en el cual trabaará este dispositivo, siendo una temperatura de salida de Gas Cooler de 35°C con una presión de 90 bar denominadas en la especificación técnica.

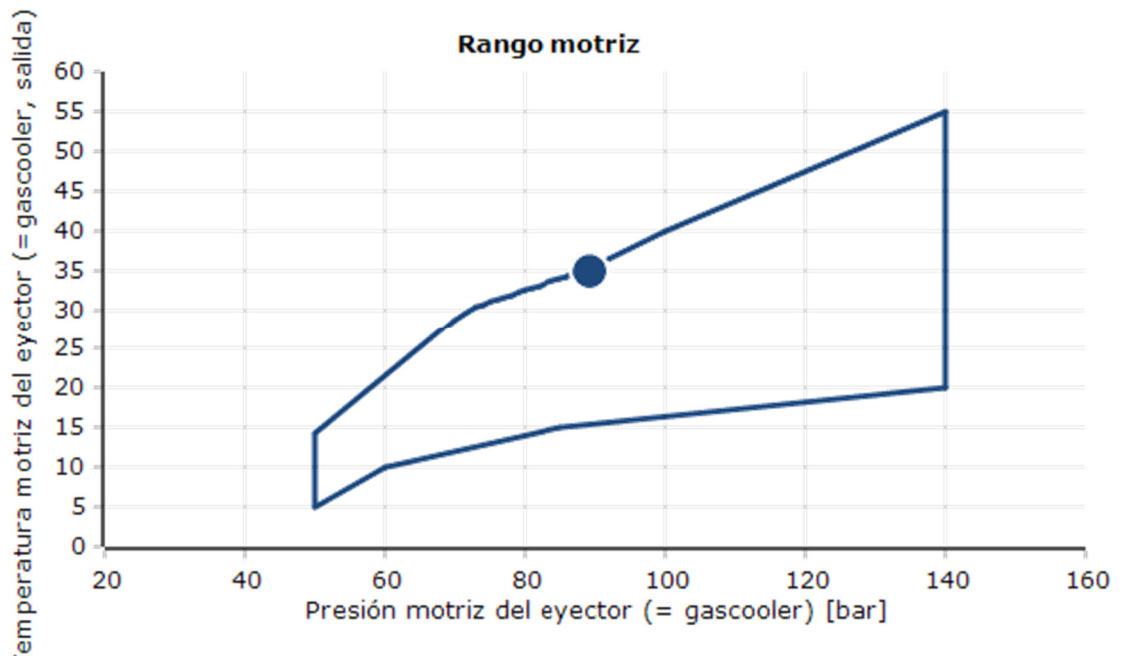


Figura 10.9 - Rango motriz funcionamiento Multi Eyector HP 3875

En la Figura 10.10 se muestra el rango de trabajo entre la aspiración de la media temperatura y el recipiente de líquido, mostrando que cumple con las exigencias de nuestra instalación.

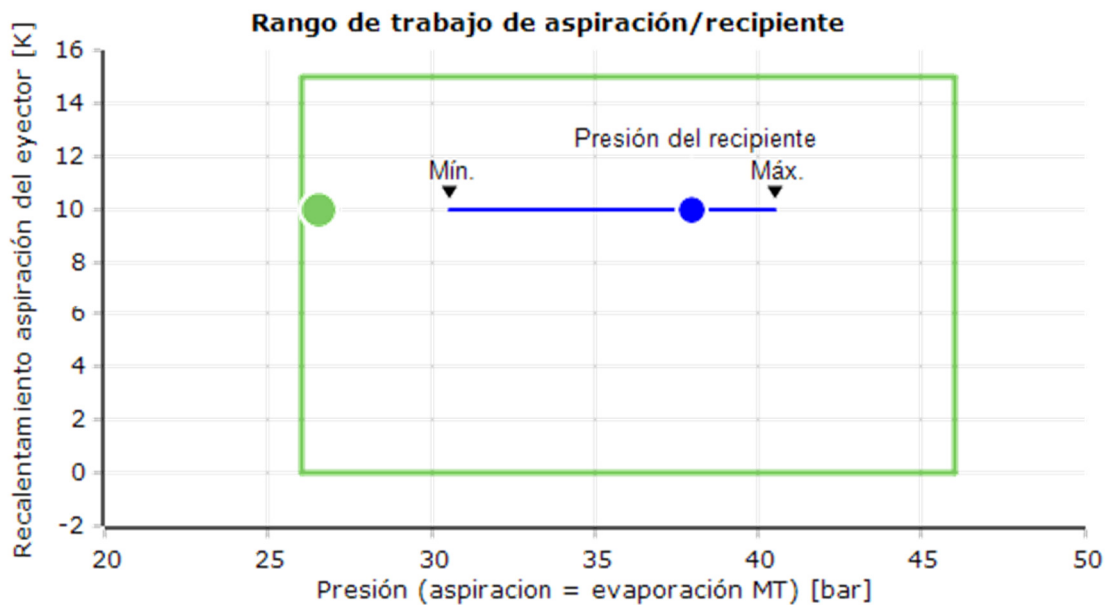


Figura 10.10 - Rango de trabajo de aspiración/recipiente Multi Eyector HP 3875

### 10.4.3. Evaporadores

Cada cámara deberá incorporar un evaporador del tipo cúbico o plafón doble efecto, en la Tabla 10.9 se observa un resumen de la selección, con las características de los evaporadores dimensionados para las necesidades de cada una de las cámaras, dotados de ventiladores axiales y baterías de intercambio con tubos de cobre y aletas de aluminio, cuya separación de aletas está en función de la temperatura interior deseada.

Las cámaras para temperatura positiva llevarán una separación de aletas de 6 mm, los obradores de temperatura positiva una separación de 4 mm y las cámaras de temperatura negativa de 8 mm. Como se puede deducir, cuanto mayor diferencia de temperatura entre el exterior y el interior de los recintos, mayor debe de ser la separación de aletas debido a que absorbe mayor cantidad de agua del ambiente y puede producir mayor escarcha.

El desescarche se realiza mediante la aportación de calor por resistencias en las cámaras de temperatura positiva y negativa.

Asimismo, se podrán encontrar las fichas técnicas de estos evaporadores en el Anexo I.

CANT.	DENOMINACIÓN	MODELO	SUP.	CAUDAL	POT.	SEP. ALETA
1 evaps.	CÁMARA CARNICERÍA	CGC 253E6 ED	21 m <sup>2</sup>	2439 m <sup>3</sup> /h.	3.990 W	6,00 mm.
1 evaps.	CÁMARA FRUTERÍA	CGC 253G6 ED	16 m <sup>2</sup>	2543 m <sup>3</sup> /h.	3.830 W	6,00 mm.
1 evaps.	CÁMARA FRUTERÍA ECO	CGC 251E6 ED	7 m <sup>2</sup>	813 m <sup>3</sup> /h.	1.490 W	6,00 mm.
1 evaps.	CÁMARA PLS	CGC 253G6 ED	16 m <sup>2</sup>	2543 m <sup>3</sup> /h..	3.590 W	6,00 mm.
1 evaps.	CÁMARA CHARCUTERÍA	CGC 253E6 ED	21 m <sup>2</sup>	2439 m <sup>3</sup> /h..	4.260 W	6,00 mm.
1 evaps.	CÁMARA PESCADO	CGC 252E6 ED	14 m <sup>2</sup>	1626 m <sup>3</sup> /h..	2.720 W	6,00 mm.
1 evaps.	CÁMARA BASURAS	CGC 251E6 ED	7 m <sup>2</sup>	813 m <sup>3</sup> /h.	1.490 W	6,00 mm.
1 evaps.	CÁMARA PANADERÍA	CGC 252G6 ED	11 m <sup>2</sup>	1695 m <sup>3</sup> /h..	2.360 W	6,00 mm.
1 evaps.	CÁMARA AULA POL.	CGC 251E6 ED	7 m <sup>2</sup>	813 m <sup>3</sup> /h.	1.530 W	6,00 mm.

CANT.	DENOMINACIÓN	MODELO	SUP.	CAUDAL	POT.	SEP. ALETA
1 evaps.	OBRADOR CARNICERÍA	CGD 311 E4	14 m <sup>2</sup>	1180 m <sup>3</sup> /h..	2.980 W	4,00 mm.
1 evaps.	OBRADOR FRUTERÍA	CGD 311 E4	14 m <sup>2</sup>	1180 m <sup>3</sup> /h.	2.980 W	4,00 mm.
1 evaps.	CÁMARA CONGELADOS	CGC 312F8 ED	20 m <sup>2</sup>	3300 m <sup>3</sup> /h.	4.200 W	8,00 mm.

Tabla 10.9 - Selección y características evaporadores instalación

#### 10.4.4. Elementos de seguridad en cámaras

Siguiendo las indicaciones del reglamento según RD 138/2011, se deberán instalar las siguientes seguridades y elementos, justificados por cada una de las instrucciones detalladas a continuación:

##### 10.4.4.1. Válvulas equilibradoras de presión

Según indica el reglamento en su apartado 3.4.30 de la instrucción IF-01 – Definiciones, la válvula equilibradora de presiones es:

*“Dispositivo de seguridad utilizado en las cámaras frigoríficas, que permite y regula la comunicación con el exterior de las mismas, evitando depresiones o sobrepresiones peligrosas para la estructura de éstas, dado el grado de estanqueidad con que actualmente se construyen todas ellas, así como la incidencia que sobre las estructuras llegan a tener las rápidas variaciones de temperatura y los desescarches.”*

En el punto 1.6 de la IF-11 del Reglamento de Seguridad para Instalaciones Frigoríficas indica que, en todas las cámaras, positivas y negativas, con volumen superior a los 20 m<sup>3</sup>, se dispondrá un sistema con una o varias válvulas equilibradoras de presión.

El sistema equilibrador de presión tendrá la capacidad de impedir una sobrepresión o depresión interna superior a 300 Pa (30 mm.c.d.a.), debida a las variaciones de temperatura del aire interior de la cámara (producidas por los desescarches, entradas de género a temperatura diferente de la del aire de la cámara, apertura de puertas, puesta en régimen de frío, etc.).

El sistema de equilibrado deberá comenzar a actuar cuando la diferencia de presión entre el interior y el exterior supere los 100 Pa como máximo.

Cuando este sistema funcione a base de válvulas hidráulicas de nivel de agua, ésta llevará anticongelante. Si el sistema de equilibrado mecánico se monta en un recinto de baja temperatura, incorporará un dispositivo de calentamiento que evite su obstrucción o bloqueo por hielo.

Cuando se seleccionen válvulas que únicamente puedan evacuar en un solo sentido, el sistema de equilibrado deberá comprender dos juegos opuestos de válvulas para asegurar la protección del recinto contra sobrepresiones y depresiones.

Se ha instalado una válvula en cada una de las cámaras positivas y negativa, salvo en los obradores de carne y de charcutería, por disponer estos últimos de puertas batientes y no estar herméticamente cerrados, ni la cámara del aula polivalente, por tener un volumen interior inferior a 20 m<sup>3</sup>.

En cada una de las cámaras positivas se deberá instalar la siguiente válvula:

- Marca: FERMOD
- Modelo: Elebar-TN
- Tipo: Reversible
- Caudal Unitario: 898 l/min = 53,9 m<sup>3</sup>/h
- Presión columna agua: 30 mm.c.a.
- Resistencia: - W
- Diámetro: 81,5 mm

Para la cámara de congelados, la válvula seleccionada es la siguiente:

- Marca: FERMOD
- Modelo: Elebar-BT
- Tipo: Reversible
- Caudal Unitario: 623 l/min = 37,4 m<sup>3</sup>/h
- Presión columna agua: 30 mm.c.a.
- Resistencia: 16 W
- Diámetro: 80,5 mm

#### **10.4.4.2. Dispositivo de llamada “hombre encerrado”**

En el interior de las cámaras acondicionadas para funcionar a temperatura bajo cero o con atmósfera artificial se dispondrán junto a la puerta, y a una altura no superior a 1,25 metros, dos dispositivos de llamada (timbre, sirena o teléfono), uno de ellos conectado a una fuente autónoma de energía (batería de acumuladores, etc.), convenientemente alumbrados con una lámpara piloto y de forma que se impida la formación de hielo sobre aquella. Esta lámpara piloto estará encendida siempre y se conectará automáticamente a la red de alumbrado.

En las cámaras que trabajen a temperaturas de 0° C o superiores y hasta +5°C bastará con montar un único dispositivo de llamada (timbre, sirena o teléfono).

Los obradores en este caso quedarán exentos de la implementación de dicho dispositivo, ya que la temperatura interior es de +10°C.

#### **10.4.4.3. Detectores de fugas**

En el punto 3.3 de la Instrucción IF-16 del Reglamento de Seguridad para Instalaciones Frigoríficas se establece que en las cámaras frigoríficas y locales refrigerados para procesos en los que en caso de fuga de refrigerante pueda sobrepasarse el límite práctico de concentración admisible de refrigerante, se instalará un sistema de detección de fugas que active una alarma y aisle parte del sistema de refrigeración.

En el caso que nos ocupa, se ha instalado un detector de fugas en cada una de las cámaras y obradores existentes.

En todos los casos, en caso de activarse la alarma de uno de estos detectores se cortará la alimentación de refrigerante al evaporador de la cámara en la que esté instalado, mediante el cierre de la válvula solenoide. La válvula de retención instalada en la aspiración del evaporador impedirá la fuga del gas desde el sector de baja presión.

#### **10.4.4.4. Hacha tipo bombero**

En el interior de toda cámara frigorífica, y en los túneles convencionales discontinuos, que puedan funcionar a temperatura bajo cero o con atmósfera controlada se dispondrá junto a cada una de las puertas un hacha tipo bombero con mango de tipo sanitario y longitud mínima de 800 mm.

#### 10.4.4.5. Registrador de temperatura – control metrológico

Debe instalarse un registrador de temperatura para cada una de las cámaras con volumen superior a 10 m<sup>3</sup> y temperatura inferior a 0°C. En nuestro caso, se deberá instalar 1 equipo en la cámara de congelados.

Según la orden ITC/3701/2006, los registradores de temperatura empleados para controlar la temperatura en las cámaras frigoríficas deben estar sometidos a control metrológico

#### 10.4.5. Cuadro eléctrico

La selección de las protecciones y las secciones del cableado, se han dimensionado y seleccionado según las especificaciones técnicas del proyecto (4.1.8).

Para calcular las potencias eléctricas de los servicios de frío, se genera una tabla como la Figura 10.11, con los servicios frigoríficos de la instalación y las potencias eléctricas que precisan cada uno de ellos. Se ha generado el esquema unifilar del cuadro, véase en el Anexo.

LISTADO DE POTENCIAS ELÉCTRICAS - CUADRO ELÉCTRICO SERVICIOS FRIGORIFICOS								
SERVICIOS POSITIVOS	Nº EVAP	VENT.	DES.	F.S.D.	DES.	ANTIVAHIO	LUZ	DIST.
MURAL YOGURES 1	1	33 W II	W II	60%	W II	W II	165 W II	25 Mts
MURAL YOGURES 2	3	130 W II	W II	60%	W II	W II	660 W II	20 Mts
MURAL YOGURES 3	2	73 W II	W II	60%	W II	W II	371 W II	10 Mts
MURAL BEBIDAS FRIAS	1	49 W II	W II	60%	W II	W II	248 W II	30 Mts
MURAL FRUTAS	2	98 W II	W II	60%	W II	W II	495 W II	35 Mts
MURAL PESCADERÍA L.S.	1	33 W II	920 W II	60%	552 W II	W II	165 W II	10 Mts
SEMIMURAL CHARCUTERÍA 1	3	146 W II	W II	60%	W II	W II	630 W II	60 Mts
SEMIMURAL CHARCUTERÍA 2	2	146 W II	W II	60%	W II	W II	630 W II	60 Mts

Figura 10.11 - Extracto de listado potencias eléctricas

A continuación, se muestra la justificación del cálculo llevado a cabo para cada una de las secciones, así como la selección de la protección del servicio:

#### Cálculo de la Línea: Cámara Carnicería

Tensión de servicio: 400 V.

Canalización: E-Unip.o Mult.Bandeja Perfor

Longitud: 45 m, cos φ: 1, Xu(mW/m): 0

Potencia a instalar: 3325 W

Potencia de cálculo:	3325 W
Intensidad:	$3325 \text{ W} / 1,732 \cdot 400 \text{ V} \cdot 1 = 4,8 \text{ A}$ .
Se eligen conductores:	Tetrapolares 4x2.5+TTx2.5mm <sup>2</sup> Cu
Nivel Aislamiento:	0.6/1 kV, XLPE+Pol  No propagador incendio y emisión humos y opacidad reducida  Desig. UNE: RZ1-K(AS) Cca-s1b,d1,a1
I.ad. a 40°C (Fc = 0,85):	23,8 A. según ITC-BT-19
Temperatura cable (°C):	42,03
e(parcial):	$45 \text{ m} \cdot 3325 \text{ W} / 53,38 \cdot 400 \text{ V} \cdot 2,5 = 2,8 \text{ V} = 0,7 \%$
e(total):	1,17% ADMIS (6.5% MAX.)
Prot. Térmica:	I. Mag. Tetrapolar Int. 10 A.
Protección diferencial:	Inter. Dif. Tetrapolar Int.: 25 A. Sens. Int.: 300 mA. Clase AC.

### **Resultados obtenidos**

Los resultados obtenidos de las secciones calculadas para el cuadro de servicios se representan en la Tabla 10.10, asimismo, podrán encontrar los cálculos en el Anexo I.

Denominación	P.Cálculo (W)	Dist.Cál (m)	Sección (mm <sup>2</sup> )	I.Cálculo (A)	I.Adm (A)	C.T.Parc (%)	C.T.Total (%)
Cámara Carnicería	3325	45	4x2.5+TTx2.5Cu	4.8	23.8	0.7	1.17
Cámara Frutería	3325	25	4x2.5+TTx2.5Cu	4.8	23.8	0.39	0.86
Cámara Frutería ECO	1125	60	4x2.5+TTx2.5Cu	1.62	23.8	0.31	0.79
Cámara PLS	3325	60	4x2.5+TTx2.5Cu	4.8	23.8	0.93	1.41
Cámara Charcutería	3325	50	4x2.5+TTx2.5Cu	4.8	23.8	0.78	1.25

<b>Denominación</b>	<b>P.Cálculo (W)</b>	<b>Dist.Cál (m)</b>	<b>Sección (mm<sup>2</sup>)</b>	<b>I.Cálculo (A)</b>	<b>I.Adm (A)</b>	<b>C.T.Parc (%)</b>	<b>C.T.Total (%)</b>
Cámara Pescado	2250	25	4x2.5+TTx2.5Cu	3.25	23.8	0.26	0.74
Cámara Basuras	1125	55	4x2.5+TTx2.5Cu	1.62	23.8	0.29	0.76
Cámara Panadería	2250	55	4x2.5+TTx2.5Cu	3.25	23.8	0.58	1.05
Cámara Aula Pol.	1125	40	4x2.5+TTx2.5Cu	1.62	23.8	0.21	0.68
Obrador Carnicería	95	25	2x2.5+TTx2.5Cu	0.41	27.2	0.07	0.54
Obrador Frutería	95	25	2x2.5+TTx2.5Cu	0.41	27.2	0.07	0.54
Cámara Congelados	3150	45	4x2.5+TTx2.5Cu	4.55	23.8	0.66	1.14
Mural Yogures 1	33	25	2x2.5+TTx2.5Cu	0.14	27.2	0.02	0.5
Mural Yogures 2	130	20	2x2.5+TTx2.5Cu	0.56	27.2	0.07	0.55
Mural Yogures 3	73	10	2x2.5+TTx2.5Cu	0.32	27.2	0.02	0.49
Mural Bebida Frías	49	30	2x2.5+TTx2.5Cu	0.21	27.2	0.04	0.51
Mural Frutería	98	35	2x2.5+TTx2.5Cu	0.42	27.2	0.1	0.57
Mural Pescadería	920	10	2x2.5+TTx2.5Cu	3.98	27.2	0.26	0.73
Sem. Charcutería 1	146	60	2x2.5+TTx2.5Cu	0.63	27.2	0.24	0.72
Sem. Charcutería 2	146	60	2x2.5+TTx2.5Cu	0.63	27.2	0.24	0.72
Cab. 1 Charcutería	24	55	2x2.5+TTx2.5Cu	0.1	27.2	0.04	0.51
Cab. 2 Charcutería	24	70	2x2.5+TTx2.5Cu	0.1	27.2	0.05	0.52
Sem. Charcutería 3	146	60	2x2.5+TTx2.5Cu	0.63	27.2	0.24	0.72
Sem. Carnicería	146	60	2x2.5+TTx2.5Cu	0.63	27.2	0.24	0.72
Cab. 3 Charcutería	24	55	2x2.5+TTx2.5Cu	0.1	27.2	0.04	0.51
Cab. 4 Charcutería	24	70	2x2.5+TTx2.5Cu	0.1	27.2	0.05	0.52



Denominación	P.Cálculo (W)	Dist.Cál (m)	Sección (mm <sup>2</sup> )	I.Cálculo (A)	I.Adm (A)	C.T.Parc (%)	C.T.Total (%)
Vitrina Carnicería	201	55	2x2.5+TTx2.5Cu	0.87	27.2	0.31	0.78
Vitrina Charc. 1	173	50	2x2.5+TTx2.5Cu	0.75	27.2	0.24	0.71
Vitrina Charc. 2	173	60	2x2.5+TTx2.5Cu	0.75	27.2	0.29	0.76
Arc. Cong. Dobles 1	17820	50	4x4+TTx4Cu	25.72	32.3	2.89	3.36
Cab. 1 Arc. Cong. 1	1485	45	4x2.5+TTx2.5Cu	2.14	23.8	0.31	0.78
Cab. 2 Arc. Cong. 1	1485	55	4x2.5+TTx2.5Cu	2.14	23.8	0.38	0.85
Arc. Cong. Dobles 2	17820	45	4x4+TTx4Cu	25.72	32.3	2.6	3.07
Cab. 1 Arc. Cong. 2	1485	40	4x2.5+TTx2.5Cu	2.14	23.8	0.28	0.75
Cab. 2 Arc. Cong. 2	1485	50	4x2.5+TTx2.5Cu	2.14	23.8	0.35	0.82
Arc. Cong. Dobles 3	17820	40	4x4+TTx4Cu	25.72	32.3	2.31	2.78
Cab. 1 Arc. Cong. 3	1485	35	4x2.5+TTx2.5Cu	2.14	23.8	0.24	0.71
Cab. 2 Arc. Cong. 3	1485	45	4x2.5+TTx2.5Cu	2.14	23.8	0.31	0.78
Arcón Cong. Pescado	1950	25	4x2.5+TTx2.5Cu	2.81	23.8	0.23	0.7
Armario Tartas	1463	40	4x2.5+TTx2.5Cu	2.11	23.8	0.27	0.75
Fabricador Hielo	190	15	2x2.5+TTx2.5Cu	0.82	27.2	0.08	0.55
Antivahos Vitrinas	618	55	2x2.5+TTx2.5Cu	2.68	27.2	0.95	1.42
Antivahos I.Cong.1	2205	50	2x2.5+TTx2.5Cu	9.55	27.2	3.14	3.62
Antivahos I.Cong.2	2205	45	2x2.5+TTx2.5Cu	9.55	27.2	2.83	3.3
Antivahos I.Cong.3	2205	40	2x2.5+TTx2.5Cu	9.55	27.2	2.52	2.99
Antivaho Arc. Pesc.	170	25	2x2.5+TTx2.5Cu	0.74	27.2	0.12	0.59
Antivaho Arm. Tarta	128	40	2x2.5+TTx2.5Cu	0.55	27.2	0.14	0.62

Denominación	P.Cálculo (W)	Dist.Cál (m)	Sección (mm <sup>2</sup> )	I.Cálculo (A)	I.Adm (A)	C.T.Parc (%)	C.T.Total (%)
Reserva	1000	10	2x2.5+TTx2.5Cu	4.33	27.2	0.28	0.75
Alu.M Fruta+B.Frias	743	30	2x1.5+TTx1.5Cu	3.22	19.55	1.04	1.51
Alu.M Yogures 1	165	25	2x1.5+TTx1.5Cu	0.71	19.55	0.19	0.66
Alu.M Yogures 2 y 3	1031	20	2x1.5+TTx1.5Cu	4.46	19.55	0.97	1.44
Alu.M Pescadería	165	10	2x1.5+TTx1.5Cu	0.71	19.55	0.08	0.55
Alu. Isla Semi 1	1470	60	2x2.5+TTx2.5Cu	6.37	27.2	2.48	2.96
Alu. Isla Semi 2	1470	60	2x2.5+TTx2.5Cu	6.37	27.2	2.48	2.96
Alu. Vitrinas	546	50	2x1.5+TTx1.5Cu	2.36	19.55	1.27	1.75
Alu. Isla Cong. 1	656	50	2x1.5+TTx1.5Cu	2.84	19.55	1.53	2
Alu. Isla Cong. 2	656	45	2x1.5+TTx1.5Cu	2.84	19.55	1.38	1.85
Alu. Isla Cong. 3	656	40	2x1.5+TTx1.5Cu	2.84	19.55	1.22	1.7
Alu. Arcón Pescado	56	25	2x1.5+TTx1.5Cu	0.24	19.55	0.07	0.54
Alu. Armario Tartas	42	40	2x1.5+TTx1.5Cu	0.18	19.55	0.08	0.55
Maniobra	500	0.5	2x2.5+TTx2.5Cu	2.17	27.2	0.01	0.48

*Tabla 10.10 - Resultados obtenidos cálculo secciones*

A continuación, en la Tabla 10.11 se muestra el resumen de los cálculos de cortocircuito y el poder de corte seleccionado para cada uno de los servicios, así como la curva válida del diferencial según la distancia de cada sección. Todos los cálculos se muestran en el Anexo.

Denominación	Longitud (m)	Sección (mm <sup>2</sup> )	Ikmax (kA)	P de C (kA)	Ikmin (A)	Curva válida, xln
Cámara Carnicería	45	4x2.5+TTx2.5Cu	8.574	10	180.67	10; C
Cámara Frutería	25	4x2.5+TTx2.5Cu	8.574	10	318.11	10; C
Cámara Frutería ECO	60	4x2.5+TTx2.5Cu	8.574	10	136.44	10; C
Cámara PLS	60	4x2.5+TTx2.5Cu	8.574	10	136.44	10; C
Cámara Charcutería	50	4x2.5+TTx2.5Cu	8.574	10	163.05	10; C
Cámara Pescado	25	4x2.5+TTx2.5Cu	8.574	10	318.11	10; C
Cámara Basuras	55	4x2.5+TTx2.5Cu	8.574	10	148.56	10; C
Cámara Panadería	55	4x2.5+TTx2.5Cu	8.574	10	148.56	10; C
Cámara Aula Pol.	40	4x2.5+TTx2.5Cu	8.574	10	202.56	10; C
Obrador Carnicería	25	2x2.5+TTx2.5Cu	7.206	10	318.11	6; C
Obrador Frutería	25	2x2.5+TTx2.5Cu	7.206	10	318.11	6; C
Cámara Congelados	45	4x2.5+TTx2.5Cu	8.574	10	180.67	10; C
Mural Yogures 1	25	2x2.5+TTx2.5Cu	7.206	10	318.11	6; C
Mural Yogures 2	20	2x2.5+TTx2.5Cu	7.206	10	392.7	6; C
Mural Yogures 3	10	2x2.5+TTx2.5Cu	7.206	10	737.62	6; C
Mural Bebida Frías	30	2x2.5+TTx2.5Cu	7.206	10	267.3	6; C
Mural Frutería	35	2x2.5+TTx2.5Cu	7.206	10	230.48	6; C
Mural Pescadería	10	2x2.5+TTx2.5Cu	7.206	10	737.62	6; C
Sem.Charcuteria 1	60	2x2.5+TTx2.5Cu	7.206	10	136.44	6; C
Sem. Charcutería 2	60	2x2.5+TTx2.5Cu	7.206	10	136.44	6; C
Cab. 1 Charcutería	55	2x2.5+TTx2.5Cu	7.206	10	148.56	6; C

Denominación	Longitud (m)	Sección (mm <sup>2</sup> )	Ikmax (kA)	P de C (kA)	Ikmin (A)	Curva válida, xln
Cab. 2 Charcutería	70	2x2.5+TTx2.5Cu	7.206	10	117.29	6; C
Sem.Charcuteria 3	60	2x2.5+TTx2.5Cu	7.206	10	136.44	6; C
Sem. Carnicería	60	2x2.5+TTx2.5Cu	7.206	10	136.44	6; C
Cab. 3 Charcutería	55	2x2.5+TTx2.5Cu	7.206	10	148.56	6; C
Cab. 4 Charcutería	70	2x2.5+TTx2.5Cu	7.206	10	117.29	6; C
Vitrina Carnicería	55	2x2.5+TTx2.5Cu	7.206	10	148.56	6; C
Vitrina Charc. 1	50	2x2.5+TTx2.5Cu	7.206	10	163.05	6; C
Vitrina Charc. 2	60	2x2.5+TTx2.5Cu	7.206	10	136.44	6; C
Arc. Cong. Dobles 1	50	4x4+TTx4Cu	8.574	10	256.99	32; C
Cab. 1 Arc. Cong. 1	45	4x2.5+TTx2.5Cu	8.574	10	180.67	6; C
Cab. 2 Arc. Cong. 1	55	4x2.5+TTx2.5Cu	8.574	10	148.56	6; C
Arc. Cong. Dobles 2	45	4x4+TTx4Cu	8.574	10	284.27	32; C
Cab. 1 Arc. Cong. 2	40	4x2.5+TTx2.5Cu	8.574	10	202.56	6; C
Cab. 2 Arc. Cong. 2	50	4x2.5+TTx2.5Cu	8.574	10	163.05	6; C
Arc. Cong. Dobles 3	40	4x4+TTx4Cu	8.574	10	318.04	32; C
Cab. 1 Arc. Cong. 3	35	4x2.5+TTx2.5Cu	8.574	10	230.48	6; C
Cab. 2 Arc. Cong. 3	45	4x2.5+TTx2.5Cu	8.574	10	180.67	6; C
Arcón Cong. Pescado	25	4x2.5+TTx2.5Cu	8.574	10	318.11	6; C
Armario Tartas	40	4x2.5+TTx2.5Cu	8.574	10	202.56	6; C
Fabricador Hielo	15	2x2.5+TTx2.5Cu	7.206	10	512.78	6; C
Antivahos Vitrinas	55	2x2.5+TTx2.5Cu	7.206	10	148.56	6; C

Denominación	Longitud (m)	Sección (mm <sup>2</sup> )	Ikmax (kA)	P de C (kA)	Ikmin (A)	Curva válida, xln
Antivahos I.Cong.1	50	2x2.5+TTx2.5Cu	7.206	10	163.05	16; C
Antivahos I.Cong.2	45	2x2.5+TTx2.5Cu	7.206	10	180.67	16; C
Antivahos I.Cong.3	40	2x2.5+TTx2.5Cu	7.206	10	202.56	16; C
Antivaho Arc. Pesc.	25	2x2.5+TTx2.5Cu	7.206	10	318.11	6; C
Antivaho Arm. Tarta	40	2x2.5+TTx2.5Cu	7.206	10	202.56	6; C
Reserva	10	2x2.5+TTx2.5Cu	7.206	10	737.62	16; C
Alu.M Fruta+B.Frias	30	2x1.5+TTx1.5Cu	7.206	10	163.07	6; C
Alu.M Yogures 1	25	2x1.5+TTx1.5Cu	7.206	10	194.72	6; C
Alu.M Yogures 2 y 3	20	2x1.5+TTx1.5Cu	7.206	10	241.6	6; C
Alu.M Pescadería	10	2x1.5+TTx1.5Cu	7.206	10	465.47	6; C
Alu. Isla Semi 1	60	2x2.5+TTx2.5Cu	7.206	10	136.44	10; C
Alu. Isla Semi 2	60	2x2.5+TTx2.5Cu	7.206	10	136.44	10; C
Alu. Vitrinas	50	2x1.5+TTx1.5Cu	7.206	10	98.81	6; C
Alu. Isla Cong. 1	50	2x1.5+TTx1.5Cu	7.206	10	98.81	6; C
Alu. Isla Cong. 2	45	2x1.5+TTx1.5Cu	7.206	10	109.61	6; C
Alu. Isla Cong. 3	40	2x1.5+TTx1.5Cu	7.206	10	123.06	6; C
Alu. Arcón Pescado	25	2x1.5+TTx1.5Cu	7.206	10	194.72	6; C
Alu. Armario Tartas	40	2x1.5+TTx1.5Cu	7.206	10	123.06	6; C
Maniobra	0.5	2x2.5+TTx2.5Cu	7.206	10	3597.8	10; C

Tabla 10.11 - Resultados obtenidos cálculo cortocircuito

## 10.5. Sala de máquinas

La sala de máquinas de los equipos frigoríficos albergará componentes que sólo tienen que ver con la propia instalación, y se ha dimensionado para garantizar las distancias mínimas entre equipos, de modo que se garantice un correcto acceso a todos sus componentes principales, garantizando una altura mínima de 2,30 m. por debajo de los elementos objeto de mantenimiento.

- Superficie: 26,95 m<sup>2</sup>      - Altura: 4,00 m      - Volumen: 107,80 m<sup>3</sup>

### 10.5.1. Ventilación sala de máquinas

La Sala de Máquinas específica se aireará mediante ventilación natural o forzada. En esta instalación se opta por la forzada. Esta ventilación deberá disponer de un control de emergencia independiente localizado en el exterior de la sala de máquinas, y se conectará siempre que haya personal presente o bien a través del relé del detector de fugas de refrigerante.

Al tratarse de gases más densos que el aire, al menos el 50% del aire de renovación deberá tomarse de los puntos más bajos de la sala de máquinas específica, mientras que la entrada se tomará del punto más alto, por lo tanto, el conducto de aspiración deberá llegar hasta el suelo.

La ventilación se pondrá en marcha mediante una maniobra en el cuadro que permita su conexión a 2 interruptores, uno dentro y el otro fuera de la sala de la sala de máquinas específica, en el cuadro eléctrico de ventilación, para la conexión o desconexión de dicha turbina. Así mismo, se activará en función del primer nivel del detector de fugas y también a través de un termostato en función de la temperatura interior de la sala de máquinas. Su capacidad se determinará según los apartados 5.2 y 5.3 de la IF-07.

Para el refrigerante empleado, la ventilación forzada se deberá garantizar mediante ventiladores capaces de evacuar de la sala de máquinas específica, al menos:

$$V = 14 \cdot m^{2/3} \quad (9.1)$$

Donde se estima que la carga de refrigerante para la instalación será de 600 kg.

$$V = 14 \cdot 600^{2/3} = 995,93 \text{ l/s} = 3585,35 \text{ m}^3/\text{h}$$

Independientemente del valor que determine la fórmula anterior el caudal de aire máximo no necesitará ser superior a las 15 renovaciones por hora.

Se instalará la siguiente turbina con las características técnicas descritas a continuación:

- Marca: S&P
- Modelo: CVB/4-270/270 N
- Motor Eléctrico: 373 W
- Caudal: 3.830 m<sup>3</sup>/h (> 3.585,35 m<sup>3</sup>/h)

Dicho extractor podrá conectarse tanto manualmente como de modo automático en el momento que los detectores de fugas instalados en la sala de máquinas específica detecten el nivel mínimo configurado. Se adjunta ficha técnica en el Anexo.

### **10.5.2. Detector de fugas en sala de máquinas**

En cada sala de máquinas específica, la concentración de refrigerante deberá ser controlada por un sistema con un sensor como mínimo, que active una alarma ubicada en lugares ocupados por personas y que eventualmente aisle partes del sistema de refrigeración.

Según el Reglamento de Seguridad para Instalaciones Frigoríficas, en el punto 5.2.3.4 de su Instrucción IF-04 indica que en las salas de máquinas y en los locales de más de 30 m<sup>3</sup> en los que se utilice el CO<sub>2</sub> como refrigerante, cuando la carga total de refrigerante en la instalación dividida por el volumen del local arroje un valor superior al límite práctico indicado en la tabla A del apéndice 1 de la IF-02, deberá montarse, a una altura inferior a 1 metro sobre el nivel del suelo, un detector de gas con los niveles de actuación siguientes:

- 5.000 ppm (V/V), valor límite inferior de alarma
- 10.000 ppm (V/V), valor límite superior de alarma

En el valor límite inferior se activará una alarma y se procederá a ventilar el recinto. En el valor límite superior se prohibirá la estancia a personas salvo que estén protegidas con equipos de respiración autónoma.

### **10.5.3. Equipos y dispositivos para emergencias**

El recipiente de la central deberá disponer de un equipo de enfriamiento autónomo de emergencia con la capacidad suficiente, para evitar que el CO<sub>2</sub> almacenado suba de temperatura de forma descontrolada ante cualquier corte de suministro eléctrico. Se conecta por ello directamente a la línea eléctrica de emergencia abastecida por un grupo electrógeno. No obstante, en caso de agotamiento de la autonomía del grupo electrógeno, el recipiente deberá tener una válvula de seguridad instalada que conduciría el gas a descargar hacia la atmósfera, tal como especifica la legislación vigente (Véase punto 10.6.4). Dicho equipo de emergencia estará situado en la misma bancada que la central, y constará de una unidad condensadora helicoidal y un intercambiador de placas conectado a la anterior unidad en uno de sus circuitos y al recipiente de líquido de CO<sub>2</sub> por el otro.

## **10.6. Protección contra sobrepresiones**

Para garantizar la seguridad de la instalación, y evitar excesos de presión pudiendo causar posibles explosiones, a la hora de comunicar al fabricante de la central frigorífica el pedido de la misma, se adjuntará las siguientes consignas para cumplir con la normativa RSIF vigente sobre la protección contra sobrepresiones.

### **10.6.1. Prescripciones generales**

Cada sector deberá estar protegido al menos con un dispositivo de alivio, mediante válvulas de seguridad, además de incorporar dispositivos limitadores de presión por compresor, de modo que, ante un eventual incremento de la presión de alta, el dispositivo limitador de presión parará el compresor evitando de esta manera la emisión a la atmósfera del refrigerante a través del dispositivo de alivio o válvula de seguridad.

### **10.6.2. Protección compresores**

Todos los compresores de desplazamiento positivo con un caudal volumétrico superior a 25 l/s (90 m<sup>3</sup>/h) irán protegidos con un dispositivo de alivio de presión montado entre la descarga y la aspiración, ajustado normalmente a una presión superior a la máxima admisible del sector de alta del sistema.



Los compresores deberán incorporar un presostato individual de alta regulado a un 90% de la presión de tarado de la válvula de seguridad.

Asimismo, dispondrá también cada compresor de un presostato individual de baja que garantice que las presiones no puedan alcanzar valores inferiores a las recomendables para un correcto funcionamiento.

La central dispondrá también de un presostato general de alta y de un presostato general de baja + uno de reserva.

### **10.6.3. Protección recipientes a presión**

Los recipientes que puedan contener refrigerante líquido en condiciones normales de funcionamiento y puedan ser independizados de otras partes del sistema de refrigeración, excepto aquellos cuyo diámetro interior sea inferior a 152 mm, deberán estar protegidos mediante un dispositivo de alivio (por ejemplo, válvula de seguridad)

#### **Equipos con Volumen bruto $\geq 100 \text{ dm}^3$ .**

Los equipos a presión con un volumen bruto igual o mayor que  $100 \text{ dm}^3$  deberán estar provistos de dos dispositivos de alivio montados sobre una válvula conmutadora de 3 vías; cada dispositivo deberá garantizar la capacidad de alivio requerida. Si se cumplen las condiciones expuestas en el apartado 3.4.1.4. podrá utilizarse un solo dispositivo que descargue en el sector de baja del sistema.

#### **Equipos con Volumen bruto $< 100 \text{ dm}^3$ .**

Los equipos a presión con un volumen interior bruto inferior a  $100 \text{ dm}^3$  deberán tener, como mínimo, un dispositivo de alivio, bien descargando al sector de baja, a un recipiente receptor independiente o a la atmósfera.

### **10.6.4. Válvula de seguridad**

Se deberán dimensionar los dispositivos de alivio de presión conforme a la Norma UNE-EN 13136:2014 “Sistemas de refrigeración y bombas de calor. Dispositivos de alivio de presión y sus tuberías de conexión. Métodos de Cálculo”.

Las válvulas de seguridad se deberán ubicar en el exterior, para que pueda descargar directamente a la intemperie. De este modo se evita la formación de nieve carbónica al alcanzar el punto triple del CO<sub>2</sub>, lo que podría producir la congelación del refrigerante y taponar la salida de la descarga de la válvula. En el caso de los colectores de aspiración y descarga de la central negativa este fenómeno no ocurrirá, ya que en las condiciones de presión y temperatura en las que se encuentra la fase de gas se alcanzará la presión atmosférica sin que se atraviese la línea de sublimación, por lo que no se congelará el gas ni taponará la línea de descarga de la válvula.

### **Válvula de seguridad en aspiración de baja temperatura**

En la aspiración de los compresores de baja temperatura se dispondrá de un recipiente que recogerá la aspiración de los servicios frigoríficos y conectará con los compresores. Este depósito deberá tener una válvula de seguridad tarada a 30 bar.

### **Válvula de seguridad en aspiración de media temperatura**

En la aspiración de los compresores de media temperatura se dispondrá de un recipiente que recogerá la aspiración de los servicios frigoríficos y conectará con los compresores. Este depósito deberá tener una válvula de seguridad tarada a 45 bar.

### **Válvula de seguridad en depósito de líquido**

El depósito de líquido es un recipiente en el cual se encuentra el refrigerante en dos estados, este recipiente estará sometido a una temperatura de unos 4°C y una presión de 38 bar, por lo que deberá tener una válvula de seguridad tarada a 60 bar, presión equivalente a una temperatura de 23°C. Esta válvula será muy difícil que se active, ya que la instalación dispondrá de presostatos de seguridad para evitar esta sobrepresión en el circuito.

### **Válvula de seguridad alta presión (Gas Cooler)**

La descarga de los compresores de media temperatura y las de los compresores paralelos descargarán aproximadamente 77°C, presión correspondiente a 90 bar, por ello se deberá contemplar una válvula de seguridad tarada a 120 bar, valor máximo permitido por los compresores y componentes de la instalación.

## 11. Conclusión

Una vez realizado este proyecto, en el que se pretendía realizar el estudio y la implementación de un sistema de refrigeración mediante un refrigerante natural, cuyos objetivos eran estudiar las necesidades térmicas y dar solución a estas necesidades, se puede concluir que el sistema más idóneo es el sistema transcrito con compresor paralelo y eyector de vapor, ya que para esta instalación de Lanzarote, con las condiciones tan constantes de temperaturas exteriores, es el sistema que mejor solución aporta.

La gran demanda de necesidades térmicas justifica que este sistema sea el más idóneo, ya que gracias al multi eyector, se disipan los vapores de la aspiración de la media temperatura hacia los compresores paralelos, donde la temperatura de aspiración de estos compresores será más elevada, mejorando el COP general de la instalación.

Asimismo, en la realización del cálculo de tuberías, se ha seguido un criterio propio extraído de la experiencia personal en el cálculo de pérdidas de carga para refrigerantes HFC. Una de las conclusiones que se pueden extraer del cálculo de tuberías, es que la densidad del CO<sub>2</sub> es menor que la de los HFC, haciendo que la diversificación de los servicios en tres grupos quizás no hubiera sido necesario, y con solo dos diversificaciones se hubiera cumplido con las exigencias con las especificaciones técnicas, ahorrando así metraje de tuberías para la hora de la implementación del proyecto.

Otro punto para destacar es que la implementación de un sistema de R-744 en régimen transcrito tiene un nivel de adquisición de maquinaria más elevado, debido a que todo el sistema tiene que ser más robusto que con los sistemas de HFC, sin embargo, la eficiencia energética de este sistema compensa hace más rentable la instalación a lo largo de su vida.



## 12. Referencias

- [1] N.Cook. Curso Práctico de Refrigeración y aire acondicionado, A. Madrid Vicente Ediciones, 2001.
- [2] Giménez, R. Frío Industrial (1), Ediciones Técnicas Marcombo, 2007.
- [3] Giménez, R. Frío Industrial (2), Ediciones Técnicas Marcombo, 2007.
- [4] Vékony, K. Apuntes de la asignatura, Ingeniería térmica, 2017-2018.
- [5] Vékony, K. Apuntes de la asignatura, Ingeniería de Fluidos, 2017-2018.
- [6] Espinosa, V. Apuntes de la asignatura, Sostenibilidad, 2017-2018.
- [7] Safont, R. Apuntes de la asignatura, Sistemas Eléctricos, 2015-2016.
- [8] Horrillo, J. Apuntes de la asignatura, Gestión de Proyectos I, 2017-2018.
- [9] Horrillo, J. Apuntes de la asignatura, Gestión de Proyectos II, 2018-2019.
- [10] Paul, C; Vékony, K. Apuntes de la asignatura, Termodinámica y Mecánica de Fluidos, 2016-2017.
- [11] Vékony, K. Apuntes de la asignatura, Climatización, 2018-2019.
- [12] Tecnocampus. Impresos y Plantillas, Trabajo de Final de Grado, 2018-2019.
- [13] Coolselector, Software de cálculo y selección. Fecha de consulta (10.02.2019) [Versión electrónica]: <http://coolselectoronline.danfoss.com>
- [14] Montajes e instalaciones, Revista técnica sobre la construcción e ingeniería de las instalaciones, Editor Alción, 2013.
- [15] Cabello, J; Albert, A. El uso del CO<sub>2</sub> como refrigerante en centrales frigoríficas, PECOMARK, 2017.
- [16] Albert, A., Curso teórico-práctico de CO<sub>2</sub> Transcrítico, 2018.

- [17] Fabricante de máquinas de hielo, ITV Ice Markers, 1981. Fecha de consulta (10.09.2019) [Versión electrónica]: <https://www.itv.es/es/inicio> (Junio 2019)
- [18] Catálogo de productos, Multi Ejector Solution, Danfoss. Fecha de consulta (05.04.2019) [Versión electrónica]: <https://www.danfoss.com/es-es/products/valves/dcs/electric-expansion-valves/multi-ejector-solution/#tab-overview>
- [19] Ferradal, J. Curso de CO<sub>2</sub> avanzado aplicado a la refrigeración, TEWIS, 2019.
- [20] REBT, Reglamento Eléctrico Baja tensión, Real Decreto 842/2002, de 2 de agosto.
- [21] Kessler, L. Disección de un interruptor termomagnético, Afinidad eléctrico, 2007. Fecha de consulta (21.05.2019) [Versión electrónica]: <http://www.afinidadelectrica.com/articulo.php?IdArticulo=138>
- [22] Software climatológico, ASHRAE. Fecha de consulta (26.05.2019)