

Capítulo III

Configuración de instalaciones frigoríficas y de climatización de pequeña potencia

MÓDULO 0039

**CONFIGURACIÓN DE INSTALACIONES DE FRÍO Y
CLIMATIZACIÓN.**

U.D. 5

**CONFIGURACIÓN DE INSTALACIONES FRIGORÍFICAS DE
PEQUEÑA POTENCIA**

M 0039 / UD 5

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	8
OBJETIVOS.....	10
1. CONFIGURACIÓN DE INSTALACIONES FRIGORÍFICAS DE PEQUEÑA POTENCIA 11	
1.1. Determinación de la potencia frigorífica.....	12
1.2. Diseño de cámaras de refrigeración y/o congelación	23
DISEÑO o CONFIGURACIÓN DE LA CAMARA.....	23
1.2.1.Selección de máquinas y elementos.	29
1.2.2.Catálogo compresores y unidades condensadoras bock	32
1.2.3.Elección del evaporador	34
1.2.4.Elección del condensador.....	36
1.2.5.Elección de la válvula de expansión	38
1.2.6.Elección del depósito de líquido	42
1.2.7.Elección del filtro de secado	43
1.2.8.Elección el visor de líquido	44
1.2.9.Elección de la válvula solenoide	45
1.3. Cámaras frigoríficas: comerciales e industriales.....	47
1.4. Tuberías.....	72
1.4.1.Línea de succión (aspiración).-	80
1.4.2.Línea de descarga.-	80
1.4.3.Línea de líquido.-	80
RESUMEN	87
Cuestionario de autoevaluación	90
Bibliografía	91

a) Presentación

Módulo profesional: **Configuración de instalaciones de frío y climatización**

Código: 0039

Ciclo formativo: Instalaciones Frigoríficas y de Climatización Grado: Medio

Familia Profesional: Instalación y Mantenimiento

Duración: 168 horas

Curso: 2º

Especialidad del profesorado: Organización y proyectos de sistemas energéticos (Profesora o Profesor de Enseñanza Secundaria)

Tipo de módulo: Módulo asociado al perfil del título

d) Orientaciones metodológicas

Para la organización y desarrollo del proceso de enseñanza-aprendizaje de este módulo, se sugieren las siguientes recomendaciones:

1) Secuenciación

Parece conveniente iniciar este módulo con una explicación de las diferentes instalaciones tipo y de sus componentes (por ejemplo, el sistema de climatización VRV, volumen de refrigerante variable), tanto en las instalaciones frigoríficas como en instalaciones de climatización-ventilación y redes de agua.

A continuación, se les dará unos planos de instalaciones frigoríficas, de instalaciones de climatización-ventilación y redes de agua, en donde el alumnado tendrá que reconocer los componentes y con la documentación obtenida de los manuales técnicos o utilizando TIC's describirá las funciones que desempeñan, las características técnicas de los equipos y elementos, las dimensiones de las tuberías, los depósitos de inercia y expansión, y obtendrá los parámetros de funcionamiento.

En el caso de instalaciones de conductos de aire, una vez calculadas las dimensiones para los conductos de aire, a partir de ejemplos de menor a mayor complejidad, se explicará el cálculo de las pérdidas de carga y caudal de una instalación sencilla de climatización, utilizando tablas diagramas y programas informáticos, y cumpliendo la normativa correspondiente, y, luego, se seleccionará el ventilador necesario en catálogos.

En el caso de instalaciones de redes de distribución de agua, una vez calculado los diámetros de los conductos de agua para una instalación de climatización, a partir de ejemplos de menor a mayor complejidad, se seleccionarán las bombas de circulación, los depósito de expansión y la válvula de seguridad y, también, el espesor y las características del aislante, a partir de los datos necesarios y cumpliendo la normativa correspondiente.

El siguiente paso a seguir será el de configurar las instalaciones utilizando tablas diagramas y programas informáticos, y aplicando la normativa correspondiente.

En el caso de instalaciones frigoríficas de pequeña potencia, primeramente, se calculan las cargas térmicas y se determina la potencia frigorífica de la instalación, y, una vez especificado el tipo de refrigerante, la cantidad y el tipo de aceite lubricante y los parámetros de control (temperatura exterior, interior, recalentamiento, subenfriamiento, consumos eléctricos, presiones en el circuito frigorífico e hidráulico, ciclos de desescarche, entre otros) para una instalación de climatización, se dimensionan las tuberías del circuito frigorífico, utilizando tablas, diagramas y programas informáticos, y se seleccionan los elementos constituyentes de la instalación a partir de los datos calculados y utilizando catálogos comerciales.

Para finalizar, se elabora el presupuesto utilizando catálogos comerciales.

En el caso de instalaciones de climatización de pequeña potencia, primeramente, se calculan las canalizaciones de aire utilizando tablas y programas informáticos, y se determinan las dimensiones de las tuberías de refrigerante y de agua.

Se representa una instalación de climatización todo aire, dibujando un esquema e indicando la ubicación de los elementos y las canalizaciones.

Se especifican los parámetros de control (temperatura exterior, interior, recalentamiento, subenfriamiento, consumos eléctricos, presiones en el circuito frigorífico e hidráulico, entre otros) en una instalación de climatización y se seleccionan los elementos constituyentes de la instalación a partir de los datos calculados y utilizando catálogos comerciales, y, por último, se elabora el presupuesto utilizando estos catálogos comerciales.

El siguiente paso a seguir es dibujar planos, esquemas de principio y circuitos eléctricos utilizando la simbología establecida de instalaciones como son una instalación con planta enfriadora y unidades de tratamiento de aire, una cámara frigorífica, una instalación de climatización con sistema VRV, indicando la ubicación de los elementos y canalizaciones.

El último paso a seguir es la realización de la documentación técnica y administrativa, interpretando la normativa y cumplimentando documentos en formatos preestablecidos para la legalización de instalaciones de pequeña potencia. Para ello, el profesorado explicará el procedimiento para el registro de instalaciones frigoríficas y de climatización, seleccionando los datos a incluir en la documentación y los documentos a cumplimentar que son requeridos para el registro de una instalación de pequeña potencia, adjuntando la documentación técnica requerida.

2) Aspectos metodológicos

Este es un módulo eminentemente práctico donde la labor del profesorado está fundamentada en una adecuada selección de actividades prácticas secuenciadas en orden creciente de dificultad para favorecer la confianza y el estímulo del alumnado.

El profesorado deberá realizar antes de cada actividad un repaso de los contenidos conceptuales que incluye la misma y que se han tenido que ver con más intensidad en otros módulos. También cabe señalar un sondeo de los conocimientos previos de dibujo técnico y la utilización de medios informáticos, como puede ser el CAD, y, en caso de deficiencia, se realizará un repaso como medida de refuerzo.

El profesorado deberá realizar un seguimiento cercano e individualizado del proceso de aprendizaje de cada alumno o alumna, realizando anotaciones sistemáticas de avances y dificultades en una lista de control.

INTRODUCCIÓN

Refrigeración es el proceso de transportar calor de un lugar a otro utilizando un refrigerante en un ciclo frigorífico cerrado. El control del aceite, la separación del gas y del líquido, el subenfriamiento, el recalentamiento, la conducción de refrigerante líquido y gaseoso, además del flujo en dos fases, forman parte de la técnica frigorífica.

Los campos de aplicación de estas técnicas frigoríficas abarcan desde el acondicionamiento del aire hasta la refrigeración comercial y la refrigeración industrial.

Dentro de los límites de esta unidad didáctica, entendemos el concepto de refrigeración como cualquier uso de maquinaria de refrigeración mecánica para aplicaciones distintas del confort industrial y humano.

La refrigeración es el proceso de reducción y mantenimiento de la temperatura (a un valor menor a la del medio ambiente) de un objeto o espacio. La reducción de temperatura se realiza extrayendo energía del cuerpo, generalmente reduciendo su energía térmica, lo que contribuye a reducir la temperatura de este cuerpo.

La refrigeración implica transferir la energía del cuerpo que pretendemos enfriar a otro, aprovechando sus propiedades termodinámicas. La temperatura es el reflejo de la cantidad o nivel de energía que posee el cuerpo, ya que el frío propiamente no existe, los cuerpos solo tienen más o menos energía térmica. De esta manera enfriar corresponde a retirar Energía (calor) y no debe pensarse en términos de "producir frío o agregar frío".

La salud y el bienestar de un país pueden depender de los sistemas de refrigeración. Por ejemplo; la alimentación y el almacenamiento de vacunas, distribución, aplicación médica, industrial, comercial y doméstica de todo tipo depende de los sistemas de refrigeración.

En cuanto al dimensionado de los elementos, irá en función de las necesidades térmicas o potencia frigorífica de las máquinas.

Los problemas energéticos y climáticos actuales, obligan a un constante desarrollo de las técnicas de producción y de los materiales utilizados en las instalaciones, así como un constante estudio e investigación para diseñar instalaciones que cumplan con los parámetros actuales energéticos y medioambientales.

OBJETIVOS

1. Seleccionar la información técnica y reglamentaria, analizando normativa, catálogos, planos, esquemas, entre otros, para elaborar la documentación de la instalación (técnica y administrativa).
2. Calcular las características técnicas de las instalaciones y equipos que las componen, aplicando la normativa y procedimientos de cálculo para configurar y dimensionar las instalaciones.
3. Seleccionar y comparar los equipos y elementos de las instalaciones, evaluando las características técnicas con las prestaciones obtenidas de catálogos, entre otros, para configurar las instalaciones.
4. Elaborar esquemas de las instalaciones, utilizando la simbología, los procedimientos de dibujo y tecnologías adecuadas para configurar las instalaciones.
5. Obtener y valorar el coste de los materiales y de la mano de obra, consultando catálogos y unidades de obra, entre otros, para elaborar los presupuestos de montaje mantenimiento.
23. Aplicar y analizar las técnicas necesarias para mejorar los procedimientos de calidad del trabajo en el proceso de aprendizaje y del sector productivo de referencia.

1. CONFIGURACIÓN DE INSTALACIONES FRIGORÍFICAS DE PEQUEÑA POTENCIA

Que es la “Refrigeración”

La refrigeración de un producto es el hecho de mantenerlo artificialmente por debajo de la temperatura ambiente a una temperatura óptima para su conservación; y ello, por encima de su punto de congelación.

Que es la “Congelación”

La congelación es un procedimiento que consiste en bajar la temperatura de un producto hasta un nivel en que la mayor parte del agua de constitución se transforma en cristales de hielo más o menos grandes.

Que es la “La cadena del frío”

Esta expresión se utiliza para designar los diferentes eslabones “unidos unos con otros” que permiten mantener a temperatura óptima los productos alimenticios después de su producción hasta que son consumidos.

Encontramos los eslabones siguientes:

- Refrigeración (o congelación) a nivel de la producción.
- Refrigeración (o almacenamiento de productos congelados) a nivel de almacenamiento.
- Transporte bajo temperatura dirigida en función de la naturaleza del producto transportado (refrigerado o congelado).
- El frío a escala de la distribución.
- El frío en casa del consumidor.

Estos distintos eslabones son objeto de reglamentación en constante evolución. Las condiciones de respeto de esta «cadena de frío» tienen una influencia primordial sobre la calidad de los alimentos distribuidos y la protección del consumidor. La magnitud física fundamental para su medición es la temperatura.

Esta debe mantenerse a un valor lo más constante posible en el transcurso de las diversas operaciones que constituyen dicha cadena de frío.

Observaciones

En las cámaras frigoríficas de temperaturas negativas resulta indispensable prever el montaje de válvulas equilibradoras de presión; además, las puertas han de equiparse con un sistema de calentamiento en los bastidores de las mismas.

Si el suelo del local donde se monta la cámara no dispone debajo de la misma de un sistema sanitario, o bien, si no tiene calefacción, es preferible montar la cámara sobre un entramado de viguetas para evitar el deterioro del suelo.

1.1. Determinación de la potencia frigorífica.

BALANCE DE LA CARGA FRIGORÍFICA

Los diferentes factores a considerar son los siguientes:

1. Naturaleza del aislamiento.
2. Espesor del aislamiento.
3. Temperatura máxima del aire ambiente.
4. Temperatura media en el interior de la cámara frigorífica.
5. Dimensiones exteriores de la cámara frigorífica.
6. Naturaleza de los géneros a almacenar.
7. Temperaturas de antes y después de la refrigeración.
8. Cantidad del producto a refrigerar en 24 horas.
9. Cantidad del calor motivado por el servicio en el mismo espacio de tiempo.
10. Tiempo de funcionamiento del compresor en 24 horas.

Para calcular la cantidad de calor que penetra por las paredes en 24 horas, ha de aplicarse la fórmula siguiente:

$$Q_p = [K * A * \Delta\theta * 24 * 3600]^{10^{-3}}$$

en la que:

Q_p = cantidad de calor en kilojulios (Kj);

A = superficie total de la cámara en metros cuadrados;

K = coeficiente global de transmisión térmica de las paredes en vatios por metro cuadrado y por grado Celsius de diferencia;

$\Delta\theta$ = diferencia de temperatura en grados Celsius entre la temperatura del aire ambiente y la temperatura que ha de obtenerse en el interior de la cámara;

1 Kj = 0,238846 kcal \cong 0.24

La suma total de la cámara es el doble de los tres productos siguientes

Longitud * altura.

Longitud * profundidad.

Altura * profundidad.

Es decir:

$A = 2 (\text{longitud} * \text{altura} + \text{longitud} * \text{profundidad} + \text{altura} * \text{profundidad})$

La cantidad de calor debida a las entradas de mercancías en 24 horas viene dada por la fórmula:

$$Q_m = m * C_p * \Delta\theta$$

en la que:

Q_m = cantidad de calor en kilojulios introducida por día;

m = masa de las mercancías en kilogramos;

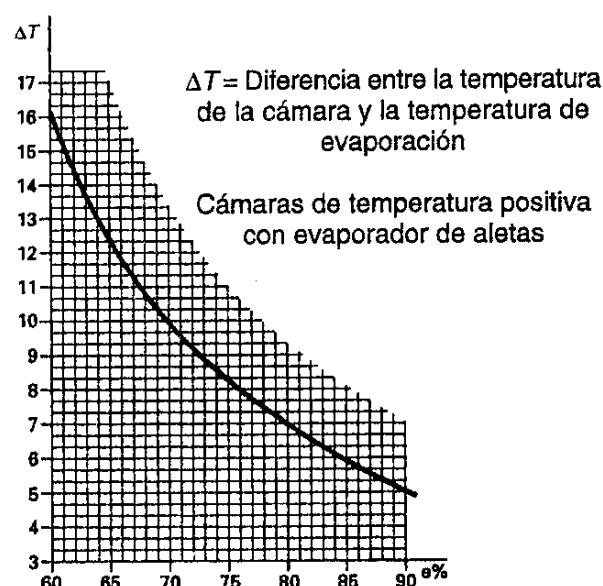
C_p = calor específico de las mercancías en $\text{kJ/kg} * \text{K}$;

$\Delta\theta$ = diferencia de temperatura en grados Celsius entre la temperatura de las mercancías al entrar en la cámara y la temperatura que ha de obtenerse en su interior.

La cantidad de calor viene motivada por el servicio en función de la frecuencia con que se abren las puertas. Debe tenerse en cuenta:

- Servicio fuerte. Aberturas frecuentes. Debe añadirse un 25% a la cantidad de calor Q_p que penetra por las paredes.
- Servicio normal. Aberturas en horas determinadas durante la jornada. Añádase un 15% a la cantidad de calor Q_p que penetra por las paredes.

Observación



Las diversas pérdidas (personal, iluminación, ventiladores) van incluidas generalmente en las tituladas pérdidas por servicio.

El tipo de funcionamiento del compresor ha de estar comprendido entre 14 y 16 h sobre las 24 h del día. No debe pasarse (salvo casos excepcionales) de 16 h de marcha cuando se determina la potencia de la máquina. Cuando las cámaras están

Diferencia de temperaturas $\Delta\theta$ en función de la humedad relativa (e %). provistas de portillos con cristales, se calculan las pérdidas utilizando las cifras siguientes:

2 cristales: 314 kilojulios; 3 cristales: 188 kilojulios, por metro cuadrado y grado de diferencia de temperatura entre la del aire ambiente y la del interior de la cámara, durante las 24 horas del día.

Ejemplos de cálculos frigoríficos

Ejemplo n.º 1 - Cámara modular para una carnicería. Condiciones determinantes:

Temperatura del ambiente exterior: +25°C.

Temperatura interior de la cámara: 0 a +2°C.

Humedad relativa: e = 80%.

Temperatura de entrada del género: +20°C.

Tiempo de funcionamiento del compresor: 14 horas/día.

Dimensiones interiores de la cámara:

Anchura: 4,00 m
 Profundidad: 2,00
 Altura: 2,40 m } Volumen interior: 19,2 m³.

Superficie total interior: 44,8 m², o sea, prácticamente 45 m².

Siendo de 25°C la diferencia entre la temperatura exterior y la interior, escogeremos para la realización de esta cámara paneles de poliuretano de 60 mm de espesor, lo que, despreciando el espesor del revestimiento metálico interior y el exterior nos dará las siguientes dimensiones exteriores:

Anchura: 4,12 m

Profundidad: 2,12 m

Altura: 2,52 m

Siendo el volumen bruto interior de 19,2 m³, el volumen útil representará alrededor de 16 m³.

En una carnicería la carga media de género es de 150 kg/m³ y el movimiento diario representa alrededor de la cuarta parte de la carga total. Para establecer nuestro cálculo de pérdidas esta carga representa 600 kg.

Calor específico de la carne: $C_p = 3,200 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K})$ (tabla 6.2) $\approx 765 \text{ kcal/(kg} \cdot \text{K})$

Tabla de entradas de calor diario en kilojulios/día por metro cuadrado de pared en relación con el espesor del aislante y la diferencia de temperatura: $\Delta\theta = (\theta_a - \theta_f) \cdot 1$

$\Delta\theta - ^\circ\text{C}$	Espesor del aislante de poliuretano (Pu) en mm					
	60	90	105	130	150	180
10	311	224	183	—	—	—
15	467	336	274	—	2	2
20	622	448	365	—	—	—
25	778	560	456	—	—	—
30	933	672	547	446	386	324
35	1089	783	638	520	451	378
40	—	896	729	594	515	432
	2					
45	—	1007	820	669	579	486
50	—	1120	912	743	644	540
55	—	1231	1003	817	708	594
60	—	1344	1094	892	772	648
K^3	0,360	0,259	0,211	0,172	0,149	0,125

1. θ_a Temperatura de ambiente exterior. θ_f Temperatura de la cámara frigorífica.

2. Salvo en un caso particular, la diferencia de temperatura no justifica la utilización de este panel.

3. Coeficiente de transmisión del panel W/m² • K.

Tabla de cantidades de calor que han de absorberse para enfriar los principales productos (m = 1 kg) en kJ/(kg * K)

$\Delta\theta^1$	Carnes	Líquidos	Lácteos	Varios
	Calor específico CP en kJ/(kg * K)			
	3,225	3,770	3,640	3,6402
10	32,250	37,700	36,400	36,400
12	38,700	45,240	43,680	43,680
14	45,150	52,780	50,960	50,960
16	51,600	60,320	58,240	58,240
18	58,050	67,860	65,520	65,520
20	64,500	75,400	72,800	72,800
22	70,950	82,940	80,080	80,080
24	77,400	90,480	87,360	87,360
26	83,850	98,020	94,640	94,640
28	90,300	105,560	101,920	101,920
30	96,750	113,100	109,200	109,200
32	103,200	120,640	116,480	116,480
34	109,650	128,180	123,760	123,760
36	116,100	135,720	131,040	131,040

1. Diferencia entre la temperatura de introducción de los productos y su temperatura final
2. Las cifras de estas columnas son válidas únicamente para productos diversos que se depositan generalmente en las cámaras frigoríficas o en los armarios frigoríficos utilizados en los restaurantes.
Cuando se trata de almacenar una sola clase de productos hace falta calcular exactamente este valor teniendo en cuenta el calor específico del mismo

Servicio normal. Para una diferencia de temperatura de 25°C la cantidad de calor que penetrará por las paredes es de: 778 kJ/m² para 24 h (tabla pág. anterior)

Balance térmico:

$$\text{Entrada de calor por las paredes } Q_p = 778 * 45 = 35.010 \text{ kJ} \cong 8.383 \text{ kcal}$$

$$\text{Enfriamiento del género: } Q_m = 600 * 3.200 * 20 = 38.640 \text{ kJ} \cong 9.229 \text{ kcal}$$

$$\text{Servicio: } Q_s = \frac{35.010 * 15}{100} = 5.252,5 \text{ kJ} \cong 1.255 \text{ kcal}$$

$$\text{Total de entradas de calor en 24 horas} = 78.901,5 \text{ kJ} \cong 18.845 \text{ kcal}$$

Las pérdidas de «varios» (ventilador, trabajo del personal, iluminación, etc.) están comprendidas en las pérdidas por servicio.

Estos 78.902 kJ deben evacuarse por el compresor en 14 horas de funcionamiento (14 * 3600 segundos), por lo que su potencia deberá ser de:

$$\frac{78.902}{14 * 3600} = 1'565 \text{ kW/h, o sea } 1.565 \text{ W/h} \cong 1.346 \text{ kcal/h}$$

Elección del material. Para escoger un grupo que se aproxime en lo posible a esta potencia, deben tenerse en cuenta las condiciones de utilización del mismo. En el caso presente hará falta que esta potencia sea lograda por una máquina instalada en un ambiente de +25°C evaporando a -7°C.

Siguiendo la gama de rendimientos que ofrece el fabricante, es preferible escoger un compresor que se halle ligeramente por encima de esta potencia a uno que se encuentre por debajo. De esta forma desarrollará su trabajo en un tiempo de funcionamiento ligeramente reducido.

La duración del tiempo de funcionamiento del compresor tiene influencia sobre la capacidad del evaporador, debiendo preverse este último con una reserva de capacidad de 5 a 10%.

Finalmente, si se quiere obtener un grado higrométrico de 80%, la diferencia que debe mantenerse entre la temperatura de evaporación y la de la cámara deberá ser de 7 K.

En nuestro cálculo, para cubrir las pérdidas por la entrada de calor a través de las paredes, se ha adoptado el valor de 778 kJ/m^2 para 24 h. Recordamos que el mencionado valor depende de la naturaleza y espesor del aislante y de la diferencia de temperatura.

Ejemplo n.º 2 - Cámara modular para la conservación de manteca (corta duración)

Las mismas dimensiones que en el ejemplo anterior.

El mismo tipo de paneles prefabricados.

Temperatura de ambiente máxima: +25°C.

Temperatura interior de la cámara: +2°C.

Humedad relativa normal: e = 75%.

Carga estándar: 600 kg/m³ útiles, teniendo en cuenta la circulación de aire.

Movimiento diario débil: 300 kg.

Calor específico $C_p = 2'303 \text{ kJ/(kg * K)}$ (tabla 6.2).

Servicio débil: debe contarse con un 10% de las pérdidas por paredes.

La manteca llega generalmente a una temperatura igual o inferior a +15°C (temperatura del local de preparación). Para el cálculo debe preverse una diferencia de temperatura de 13°C.

Balance térmico:

$$\text{Entrada de calor por las paredes: } Q_p = 778 * 45 = 35\,010 \text{ kJ}$$

$$\text{Enfriamiento del producto: } Q_m = 300 * 2,303 * 13 = 8\,978 \text{ kJ}$$

$$\text{Servicio: } Q_s = \frac{35.010}{10} = 3.510 \text{ kJ}$$

$$\text{Total de las entradas de calor en 24 h: } 47.498 \text{ kJ}$$

$$47.500 \text{ kJ}$$

Debiendo funcionar el compresor durante 14 horas por día, deberá escogerse la potencia del mismo:

$$\frac{47.500}{14 * 3.600} = 0'943 \text{ kW, o sea, } 943 \text{ W}$$

En condiciones similares a las indicadas en el ejemplo precedente.

Para lograr un grado higrométrico de 75%, se mantendrá una diferencia de 12 K entre la temperatura de evaporación y la de la cámara. Para un servicio muy cargado, como la cocina de un gran restaurante por ejemplo, deberá añadirse un 25%. Si se trata de mostradores con cristales, deben calcularse las pérdidas utilizando las cifras siguientes: 2 cristales, 314 kilojulios, 3 cristales, 188 kilojulios por metro cuadrado y por grado de diferencia entre la temperatura ambiente y la del mostrador durante 24 h.

Una persona, durante un trabajo ligero, desarrolla alrededor de 140 W, las lámparas eléctricas entre 100 o 150 W, y los motores (ventiladores, bombas, etc.) 1 kW por kilovatio absorbido.

Ejemplo n.º 3

Las cámaras de congelación son generalmente de tipo «industrial» y la mercancía se manipula en cantidades importantes; sin embargo, se encuentran con frecuencia instalaciones comerciales para la congelación de manteca ($-8^{\circ}\text{C}/-10^{\circ}\text{C}$), o de otros productos de larga duración (de 6 a 8 meses).

Condiciones determinantes:

Temperatura de ambiente exterior: $+25^{\circ}\text{C}$.

Temperatura interior de la cámara: -10°C .

Humedad relativa: $e = 80\%$.

Temperatura de entrada de la manteca: $+15^{\circ}\text{C}$.

Tiempo de funcionamiento en régimen de conservación: 14 h.

Dimensiones interiores de la cámara:

Anchura: 4,00 m.

Profundidad: 2,00 m.

Altura: 2,40 m.

Volumen interior: $19,2 \text{ m}^3$.

Superficie total interior: $44,8 \text{ m}^2$, prácticamente 45 m^2 .

La diferencia de temperatura entre el exterior y el interior es de 35°C , por lo que se escogerán paneles aislantes de 90 mm de espesor a fin de limitar las aportaciones de calor por las paredes. En la tabla 5.1 se puede escoger entre paneles de 60 y 180 mm de espesor, lo que permitirá llegar a las dimensiones exteriores siguientes:

Anchura: 4,18 m.

Profundidad: 2,18 m.

Altura: 2,58 m.

Volumen útil: 17 m^3 aproximadamente.

Carga de la cámara: 600 kg/m^3 útiles.

Movimiento débil: 200 kg/J.

Calores específicos (tabla 6.2):

$2'302 \text{ kJ/(kg * K)}$ antes de la congelación. $1'465 \text{ kJ/(kg * K)}$ después de la congelación. Calor latente de congelación: $l_e = 62'775 \text{ kJ/kg}$.

Para una diferencia de temperatura de 35°C , la cantidad de calor que penetra por las paredes es de 783 kJ/m^2 para 24 h (tabla 5.1).

Balance térmico:

Entrada de calor por las paredes $Q_p = 783 * 45 = 35.235 \text{ kJ}$

Enfriamiento del producto Q_m

- antes de la congelación: $2'302 * 200 * 15 = 6\,906 \text{ kJ}$
- congelación: $62'775 * 200 = 12.555 \text{ kJ}$
- después de la congelación: $1'465 * 200 * 10 = 2.930 \text{ kJ}$

$$\text{Servicio: } Q_s = \frac{35.235}{10} = 3.524 \text{ kJ}$$

Total de entradas de calor en 24 horas: 61.150 kJ

El grupo a escoger deberá tener una potencia de:

$$\frac{61.150}{14 * 3.600} = 1'213 \text{ kW, o sea } 1.213 \text{ W}$$

a la temperatura de evaporación, cuyo valor será $-(10 + 10) = -20^\circ\text{C}$.

Se puede admitir que el grupo funcionará más de 14 horas durante los períodos de entrada de la mercancía, aunque después, en su punto de régimen, el funcionamiento normal será de 14 horas por día.

En este cálculo, falta determinar solamente el período de tiempo para llegar a régimen de temperatura.

Presupuesto tipo

Presupuesto confeccionado por: (Nombre y señas del instalador).

Por cuenta de: (Nombre y señas del cliente).

En (lugar y fecha)

Condiciones para la formación del proyecto

Objeto de la propuesta: (cámara frigorífica, armario, mostrador, mueble especial).

Utilización de la instalación (almacenaje, congelación, tratamiento)

Naturaleza de los productos almacenados.....

Cantidad máxima de género o productos almacenados.....

Entrada de mercancía por día: en kg.

Entrada semanal en kg.

Carga máxima de una sola vez en kg.

Temperatura interior de régimen Indicar la diferencia que pueda producirse (prácticamente 2°C).

Temperatura máxima de la mercancía en el momento de su introducción

Temperatura media del ambiente (el más cálido)

a) en el emplazamiento del grupo;

b) en el lugar de la instalación.

Temperatura del agua de condensación (la más alta)

Especificación

A. Edificio aislado (si es así). Dimensiones exteriores totales del espacio ocupado por la construcción.

Anchura Profundidad Altura

Dimensiones interiores

Anchura Profundidad Altura

Volumen interior total Volumen útil

Aislante Naturaleza Calidad

Colocación (a tapajuntas si hay varias capas)

Revestimientos: interior y exterior (si existen) Naturaleza Espesor

Puertas y portillos: Cantidad Dimensiones Naturaleza Aislante

Disposición interior: Describir y precisar la protección contra la humedad o herrumbre, si existe.

B. Equipo frigorífico. Grupo compresor. Naturaleza del fluido (en lenguaje claro).

Compresor: tipo Número de cilindros

Velocidad en revoluciones por minuto en las condiciones de utilización

Condensador: (aire o agua)

Motor eléctrico: Clase de corriente (tensión, frecuencia).

Potencia nominal: kW a r.p.m. (revoluciones por minuto).

Accesorios que forman parte del grupo: (enumerarlos)

Potencia frigorífica: Al régimen de trabajo En régimen normal (-10°C de evaporación y $+30^{\circ}\text{C}$ de condensación)

Evaporador. (descripción)

Fabricación de hielo (si existe) Cantidad por ciclo Cantidad de ciclos en 24 horas

Dispositivos de regulación. Válvulas de expansión.

Especificar los demás dispositivos.

Quedan por cuenta del cliente:

- a) La acometida y evacuación de agua, el desescarchado y la limpieza.
- b) La llegada de las conducciones eléctricas a la proximidad de los aparatos, salvo que se estipule lo contrario.
- c) Las ayudas y dispositivos de manutención necesarios.

En el caso de que el cliente tenga a su cargo el suministro de armarios o la construcción de las cámaras, tendrán que precisarse las especificaciones de estos armarios o cámaras.

Terminología particular para el presupuesto

Capacidad útil de una cámara frigorífica. Volumen interior del espacio calorífugo, con excepción del frigorífero, conductos y otros accesorios.

Este volumen se define por las tres dimensiones siguientes:

- **Altura:** Distancia entre el suelo y el techo.
- **Anchura:** Distancia entre las paredes verticales perpendiculares a la fachada.
- **Profundidad:** Distancia desde la pared interior con la puerta cerrada hasta el fondo de la cámara.

Volumen útil. Difiere de la capacidad útil. Representa el emplazamiento reservado exclusivamente a los productos almacenados. Se define multiplicando la superficie en que se pueden disponer los productos por la altura del almacenamiento.

Carga diaria. El total de la masa de productos que se introducen por día con regularidad en la cámara (tolerancia 20%). Si estas entradas de género son irregulares en el transcurso de la semana, la carga media por día se calcula de la forma siguiente:

- a) Si la entrada de género tiene lugar solamente un día por semana, se divide esta carga total por 2.
- b) Si la entrada de género se efectúa dos días por semana solamente, se divide el total por 3.
- c) Si la entrada se lleva a cabo en 3 a 4 días por semana, y el total de dos introducciones sucesivas sobrepasa la mitad de la carga semanal, esta carga se divide por 4.
- d) Si la entrada de género se efectúa durante 4 días por semana, y la cantidad total de dos entradas sucesivas es inferior a la mitad de la carga semanal, se divide ésta entonces por 6.

Carga máxima. Es la mayor cantidad de género que puede colocarse en el espacio considerado como volumen útil. La carga máxima está relacionada con la densidad de carga por metro cúbico de volumen útil, o por metro cuadrado de la superficie útil.

Refrigeración. Aplicación del frío necesario para rebajar la temperatura de los productos antes de la línea de congelación en las condiciones higrométricas apropiadas.

Congelación. Es la aplicación del frío necesario para rebajar la temperatura de los productos almacenados por debajo del punto de solidificación con el consiguiente cambio de estado. Normalmente, significa bajar la temperatura a un punto situado por debajo de 0°C.

Sobrecongelación o ultracongelación. Congelación rápida de productos frescos por medio de aparatos congeladores de tipos diferentes, a saber: de contacto: producto que se congela sometido a presión entre placas frigoríficas; de inmersión: género que se baña en un depósito de líquido incongelable; por ventilación: productos congelados en un túnel donde sopla una fuerte corriente de aire, de 4 a 5 m/s a -35°C; de fluidización: El género se halla suspendido o colocado sin tocarse dentro de una gran corriente de aire.

Temperatura interior de la cámara frigorífica (θ_m). Es la media aritmética de los valores siguientes con temperaturas tomadas en régimen de funcionamiento de la instalación:

θ_{pa} : temperatura máxima tomada a 0,30 m del techo al término de un largo período de paro del compresor.

θ_{sa} : temperatura máxima tomada a 0,30 m del suelo en el mismo momento.

1.2. Diseño de cámaras de refrigeración y/o congelación

Generalmente se divide en dos etapas:

1^{ra} etapa: se establece o se define el DISEÑO o CONFIGURACIÓN (LAYOUT) de la cámara para congelar o enfriar una cantidad determinada de producto.

El DISEÑO o CONFIGURACIÓN (LAYOUT): define los espacios, la distribución de espacio de cualquier sitio y la distribución de equipos.

Se debe establecer como será la cámara (geometría), determinar la posición de los equipos, se determina la posición de puertas (entrada y salida), determinar dimensiones de la cámara (físicas) y espacio físico para apilar y como se va a pillar, se determina espacio de los pasillos, pre-cámara o cortinas de aire, iluminación.

2^{da} etapa: luego se procede a definir composición y espesores de paredes de la cámara, cielo y piso, luego se calcula carga térmica de enfriamiento y finalmente se selecciona vía catalogo los equipos (evaporador, compresor, condensador y válvula de expansión).

DISEÑO o CONFIGURACIÓN DE LA CAMARA

Ejemplo: se desea diseñar una cámara para almacenar 20 toneladas de carne durante 24 horas. La carne a considerar en este caso, será carne de vacuno que es en densidad del tipo promedio y además es la que mayor demanda en el mercado y la densidad de almacenaje para carne de vacuno es de 450 (Kg/m³) con una altura de apilamiento normal de 2,5 metros.

Se hace el cálculo aproximado del volumen y el espacio de la cámara:

$$V_c = V_{mercancía} + V_{pasillos}$$

$$\rho_{carne} = \frac{m}{V_{carne}}$$

$$V_{carne} = \frac{m}{\rho_{carne}} = \frac{20000}{450} \left(\frac{\text{Kg}}{\text{Kg/m}^3} \right) = 44'4 \text{ m}^3 \cong 45 \text{ m}^3$$

Generalmente para pasillos y manipulación se asume entre 15-20% del área de suelo.

$$V_c = V_{carne} + V_{pasillos}$$

donde:

V_c : Volumen cámara [área total por altura ($A_t \cdot H$)]

$V_{pasillos}$: Volumen de pasillos [área del pasillo por altura ($A_p \cdot H$) = 18% del V_c ($0.18A_t \cdot H$)]

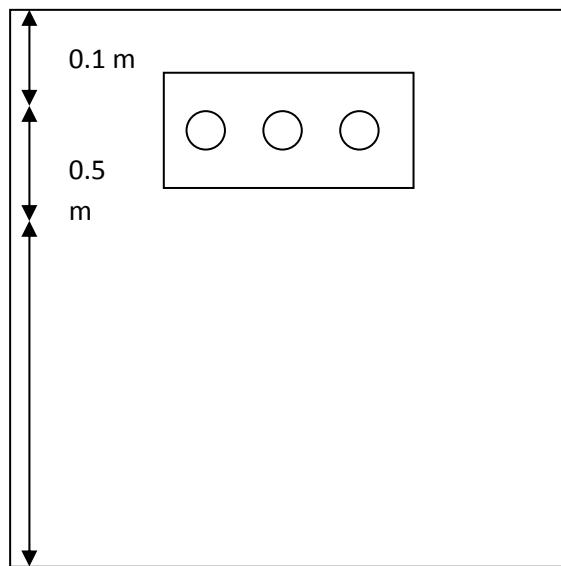
Sustituyendo:

$$A_t * H = 45 + A_p * H ; \quad A_t * H = 45 + 0 A_p * H$$

$$0'82 * A_t * H = 45 ; \quad 0'82 * V_c = 45 ; \quad V_c = \frac{45}{0'82} ; \quad V_c = 55(m^3)$$

$$V_c = 55(m^3) \Rightarrow V_c = A * H_{apilado} \Rightarrow 55(m^3) = A * 2'5m$$

$$A = \frac{55m^3}{2'5m} = 22(m^2)$$



En este punto se definirá si se puede apilar efectivamente 20 toneladas de carne en esta área con las dimensiones definidas.

A (m ²)	L (m)	Ancho (m)	Masa a apilar (Kg.)
22	4'7	4'7	10.000

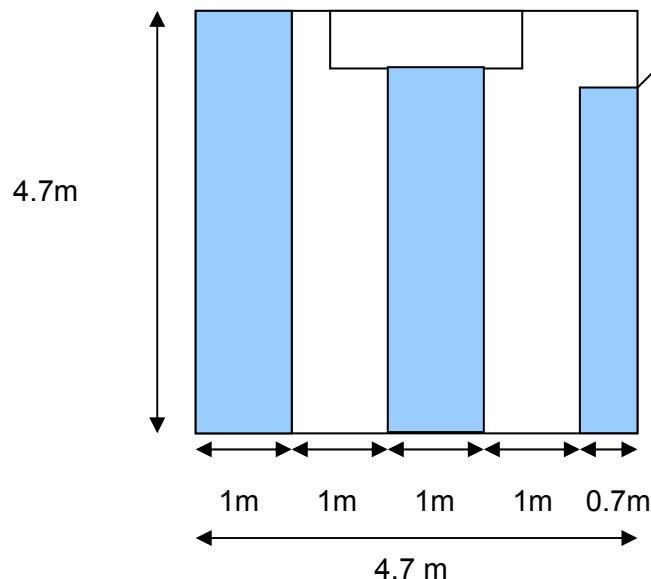
Primero, se dibuja la cámara como si fuese cuadrada, por lo tanto se obtiene la $\sqrt{22}$

Segundo, se dibuja en un papel milimétrado

Si se tiene cortina de aire la puerta se puede colocar frente al evaporador y si no existe cortina de aire se debe colocar en una parte en que no salga mucho frío al abrir la puerta como por ejemplo al costado de la cámara.

Luego se debe definir los espacios del pasillo que depende del espacio de la cámara para ubicar una grúa horquilla (radio de giro 1.5m) o una transpaleta (radio de giro 1m).

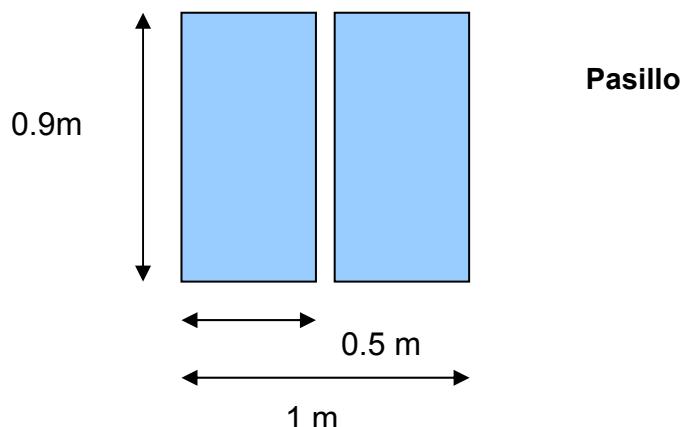
En este caso como la cámara es pequeña se utiliza transpaleta, por lo tanto los pasillos serán de 1 m.



Se debe definir el ancho del espacio de apilamiento de la carne

Una canal ocupa aproximadamente 0.5m – 0.9m

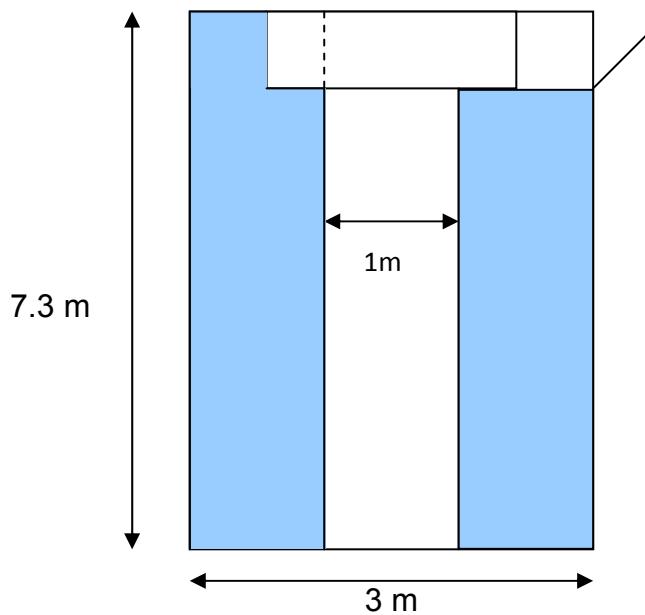
$$1 \text{ canal} \Rightarrow 0.5\text{m} \times 0.9\text{m} = 0.45\text{m}^2$$



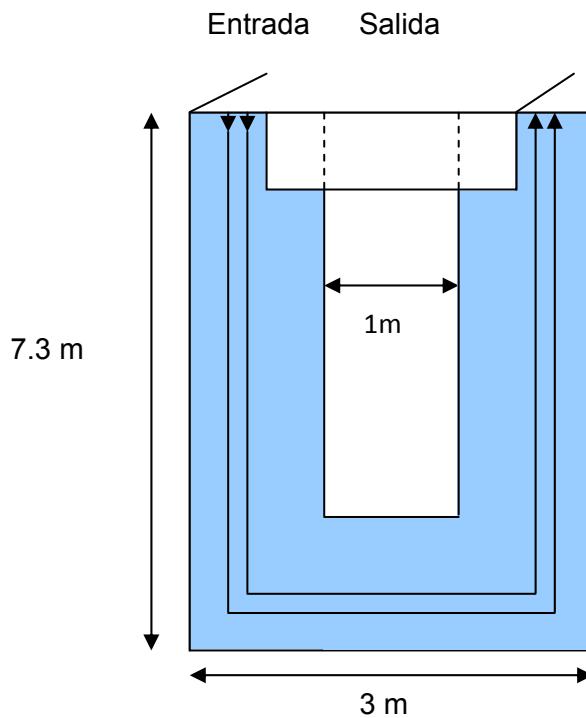
Si se conoce el peso promedio de cada canal y además si se define un número de canales por metro cuadrado, se puede establecer fácilmente el valor de la masa que se puede apilar en este espacio.

Como no alcanza el almacenaje se procede a cambiar las dimensiones de la cámara:

A (m ²)	L (m)	Ancho (m)	Masa a apilar (Kg.)
22	4'7	4'7	10.000
22	7'3	3'0	14.000



Para optimizar mejor la distribución de la cámara se instalará una cinta (huincha) transportadora que llevará las canales automáticamente, por lo que resulta necesario eliminar la puerta del costado e instalar dos puertas frontales, una de entrada donde serán colgadas las canales en los rieles y otra de salida donde serán retiradas las canales, esto de forma mecanizada, ya que los rieles son movidos por medio de un pequeño motor, el cual genera el movimiento automático.



La geometría rectangular como se establece en la figura anterior se ve claramente o aparentemente que esa distribución pudiera ser la más indicada pero solo puede apilar 14.000 Kg. y no los 20.000 Kg. requeridos.

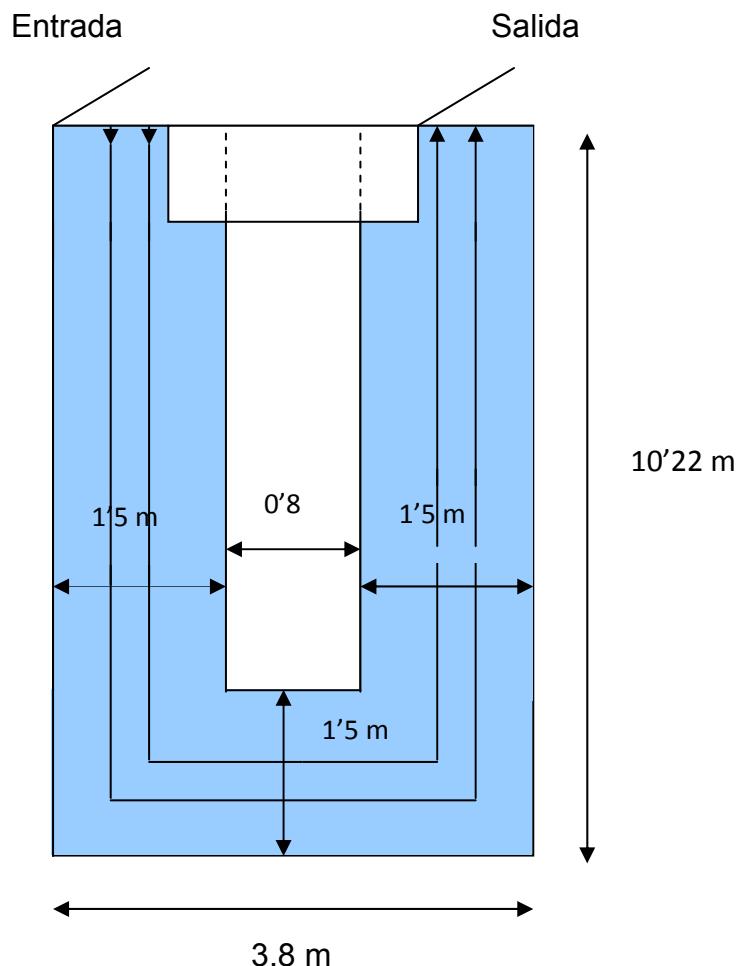
Habitualmente para solucionar este tipo de problemas, lo que se realiza es un aumento proporcional en las dimensiones, como falta un 40% de masa, se aumenta un 40% las dimensiones:

$$20.000 : 14.000 = 1'4 \Rightarrow \frac{L(m)}{\text{ancho}(m)} = 1.4$$

$$\text{Largo} \times 1'4 \Rightarrow 7'3m \times 1'4 = 10'22 m$$

$$\text{Ancho} \times 1'4 \Rightarrow 3'0m \times 1'4 = 4'2 m$$

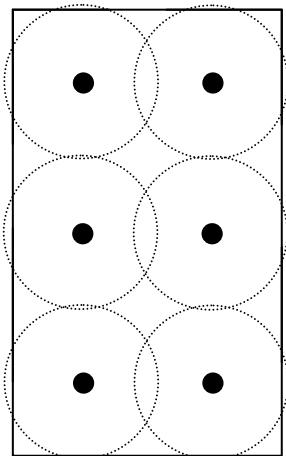
Entonces:



3 canales $\Rightarrow 0.45 \times 3 = 1.35$ m, por lo tanto esta distribución si alcanza, ya que el espacio para las canales es de 1,5 m.



Para la iluminación se utilizan catálogos, donde el perímetro de calor que genera la ampolleta es señalado lo que es muy conveniente para poder planificar los espacios dentro de la cámara.



1 LUX = 1 Lumen

Como conclusión: Con esta metodología práctica se puede determinar el Layout de la cámara

1.2.1. Selección de máquinas y elementos.

Elección de compresor o de la unidad condensadora

PRODUCCIÓN FRIGORÍFICA: $P_F = 5.467 \text{ W}$

TEMPERATURA AMBIENTE: $T_{AMB} = 31 \text{ }^{\circ}\text{C}$

TEMPERATURA DE LA CÁMARA: $T_{CÁMARA} = 4 \text{ }^{\circ}\text{C}$

HUMEDAD RELATIVA DE LA CÁMARA: $HR_{CÁMARA} = 85 \text{ \%}$

TIPO DE REFRIGERANTE: R – 134a

Determinación de la temperatura y presión de condensación, refrigeración por aire

$$\Delta T_c = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

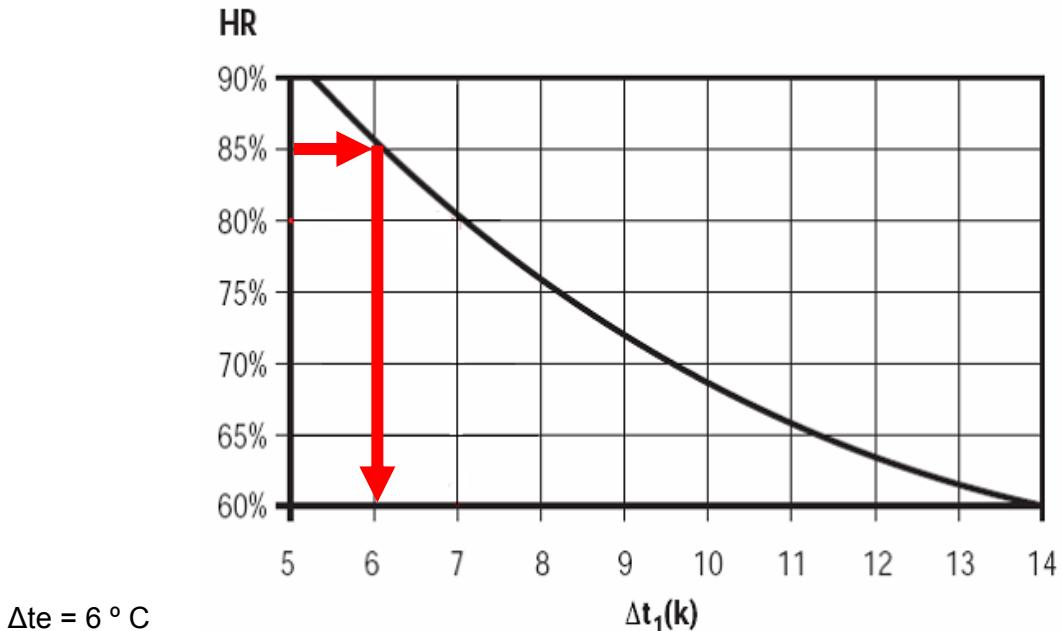
$$\text{Temperatura de condensación } T_c = T_{amb} + \Delta T_c = 31 \text{ }^{\circ}\text{C} + 15 \text{ }^{\circ}\text{C} = 46 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_c = 46 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Para un temperatura de condensación de $T_c = 46 \text{ }^{\circ}\text{C}$ le corresponde según diagrama ph una presión absoluta de 12 bar y por tanto una relativa de 11 bar

$$P_{abs} = 12 \text{ bar} \quad P_{relativa} = 11 \text{ bar}$$

Determinación de la temperatura y presión de evaporación



$$\text{Temperatura de evaporación } T_e = T_{cámara} - \Delta t_e = 4 \text{ }^{\circ}\text{C} - 6 \text{ }^{\circ}\text{C} = -2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_e = -2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Para un temperatura de evaporación de $T_e = -2^\circ\text{C}$ le corresponde según diagrama ph una presión absoluta de 2,7 bar y por tanto una relativa de 1,7 bar

$$P_{\text{abs}} = 2,7 \text{ bar} \quad P_{\text{relativa}} = 1,7 \text{ bar}$$

Producción Frigorífica Neta



$$P_{\text{FN}} = h_2 - h_1 = 415 \text{ KJ/Kg} - 258 \text{ KJ/Kg} = 157 \text{ KJ/Kg}$$

Caudal MÁsico

$$C_M = \frac{P_F}{P_{\text{FN}}} = \frac{5,467 \text{ KW}}{157 \text{ KJ/Kg}} = 0,035 \text{ Kg/s}$$

$$C_M = 0,035 \text{ Kg/s} \cdot \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} = 126 \text{ Kg/h}$$

Volumen Aspirado por el compresor

El volumen aspirado por el compresor tiene las características del punto 3 del diagrama, lo que nos lleva a que su volumen específico es

$$V_e = 0,081 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$V_A = C_M \cdot V_e = 126 \text{ Kg/h} \cdot 0,081 \text{ m}^3/\text{h} = 10,2 \text{ m}^3/\text{h}$$

Volumen Barrido por el compresor

$$V_B = \frac{V_A}{\eta_V} = \frac{10,2}{0,82} = 12,44 \text{ m}^3 / \text{h}$$

Relación de compresión $\tau = \frac{P_C}{P_e} = \frac{12}{2,7} = 4,44$

Rendimiento volumétrico $\eta_V = 1 - 0,04 * \frac{P_C}{P_e} = 1 - 0,04 * \frac{12}{2,7} = 0,82$

Con los siguientes datos podemos ir a los catálogos de los fabricantes de compresores o unidades condensadoras y elegir el adecuado

$$P_F = 5.467 \text{ W} \quad T_e = -2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{AMBIENTE}} = 36 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad V_B = 12,44 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$T_C = 46 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad \zeta = 4,44$$

1.2.2. Catálogo compresores y unidades condensadoras bock

Serie constructiva HG(HA)

Compresores de simple etapa

R134a Datos de potencia 50 Hz

Tipo	Temp. cond. °C	Potencia frigorífica \dot{Q}_d [W]						Potencia absorbida P_e [kW]					
		Temperatura de evaporación °C											
		12,5	10	7,5	5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	
HGX12P/60-4 S	30	Q P	4920 0,70	4486 0,71	4078 0,71	3697 0,71	3009 0,68	2415 0,65	1908 0,60	1480 0,54	1125 0,49	836 0,44	605 0,40
	40	Q P	4254 0,85	3874 0,84	3518 0,83	3185 0,81	2585 0,77	2066 0,71	1622 0,65	1246 0,59	931 0,54	670 0,49	455 0,45
	50	Q P	3620 0,99	3292 0,97	2985 0,94	2698 0,91	2181 0,85	1734 0,77	1349 0,70	1021 0,63	742 0,57	504 0,52	302 0,49
	60	Q P	3018 1,12	2740 1,08	2480 1,04	2237 1,00	1799 0,91	1419 0,82	1090 0,74	806 0,66	558 0,59	340 0,55	145 0,52
	70	Q P	2450 1,23	2220 1,18	2004 1,12	1804 1,07	1441 0,96	1124 0,85	846 0,75	601 0,66	381 0,60		
HGX12P/75-4	30	Q P	6147 0,88	5604 0,89	5095 0,89	4619 0,88	3760 0,85	3017 0,81	2383 0,75	1849 0,68	1405 0,61	1044 0,55	756 0,50
	40	Q P	5315 1,06	4840 1,05	4395 1,04	3979 1,02	3229 0,96	2581 0,89	2027 0,82	1557 0,74	1163 0,67	837 0,61	569 0,57
	50	Q P	4523 1,24	4113 1,21	3729 1,18	3371 1,14	2725 1,06	2166 0,97	1686 0,88	1276 0,79	927 0,71	630 0,65	377 0,62
	60	Q P	3770 1,40	3423 1,35	3098 1,30	2795 1,25	2248 1,14	1773 1,03	1362 0,92	1006 0,82	697 0,74	425 0,68	182 0,65
	70	Q P	3060 1,53	2773 1,47	2504 1,40	2253 1,33	1800 1,19	1404 1,06	1058 0,94	751 0,83	476 0,74		
HGX12P/90-4	30	Q P	7295 1,09	6663 1,11	6069 1,12	5511 1,13	4501 1,11	3623 1,06	2869 1,00	2229 0,92	1696 0,83	1259 0,74	911 0,65
	40	Q P	6377 1,34	5811 1,34	5280 1,32	4782 1,30	3883 1,24	3104 1,16	2437 1,06	1872 0,96	1402 0,85	1016 0,74	707 0,65
	50	Q P	5481 1,60	4981 1,57	4513 1,53	4075 1,49	3286 1,39	2606 1,27	2025 1,14	1535 1,01	1127 0,89	792 0,77	521 0,67
	60	Q P	4611 1,83	4176 1,78	3771 1,72	3393 1,65	2714 1,51	2132 1,36	1637 1,21	1222 1,06	876 0,91	591 0,79	358 0,69
	70	Q P	3771 2,01	3402 1,93	3059 1,85	2740 1,76	2172 1,59	1687 1,40	1279 1,23	937 1,06	652 0,90		
HGX12P/110-4	30	Q P	8619 1,23	7858 1,24	7145 1,25	6477 1,24	5272 1,20	4231 1,13	3342 1,05	2593 0,95	1971 0,86	1464 0,78	1060 0,71
	40	Q P	7453 1,49	6787 1,48	6163 1,45	5580 1,42	4528 1,35	3619 1,25	2842 1,14	2183 1,04	1631 0,94	1173 0,85	797 0,79
	50	Q P	6342 1,74	5767 1,70	5229 1,65	4726 1,60	3820 1,48	3037 1,36	2364 1,23	1789 1,11	1299 1,00	883 0,92	528 0,87
	60	Q P	5287 1,96	4800 1,89	4344 1,82	3919 1,75	3152 1,60	2486 1,44	1910 1,29	1411 1,15	977 1,04	596 0,96	255 0,91
	70	Q P	4291 2,15	3888 2,06	3511 1,96	3159 1,87	2524 1,68	1969 1,49	1483 1,31	1053 1,16	667 1,04		
HGX22P/125-4	30	Q P	10141 1,45	9246 1,46	8406 1,47	7620 1,46	6203 1,41	4978 1,33	3932 1,23	3050 1,12	2319 1,01	1722 0,91	1247 0,83
	40	Q P	8769 1,75	7985 1,74	7251 1,71	6565 1,68	5327 1,58	4258 1,47	3344 1,35	2569 1,22	1919 1,10	1380 1,00	938 0,93
	50	Q P	7461 2,04	6785 2,00	6152 1,94	5561 1,88	4495 1,74	3573 1,60	2781 1,45	2105 1,30	1529 1,18	1039 1,08	621 1,02
	60	Q P	6221 2,31	5648 2,23	5112 2,15	4611 2,06	3708 1,88	2925 1,69	2248 1,52	1661 1,36	1150 1,22	701 1,13	300 1,08
	70	Q P	5049 2,53	4575 2,42	4131 2,31	3717 2,20	2969 1,97	2317 1,75	1745 1,55	1239 1,37	785 1,23		
HGX22P/160-4	30	Q P	12519 1,79	11414 1,81	10378 1,81	9408 1,80	7658 1,74	6146 1,64	4854 1,52	3766 1,39	2862 1,25	2126 1,13	1539 1,03
	40	Q P	10826 2,17	9859 2,15	8952 2,11	8105 2,07	6577 1,95	5257 1,82	4128 1,66	3171 1,51	2369 1,36	1704 1,24	1158 1,15
	50	Q P	9212 2,52	8377 2,47	7595 2,40	6865 2,32	5549 2,15	4412 1,97	3434 1,78	2598 1,61	1887 1,45	1283 1,33	767 1,26
	60	Q P	7680 2,85	6972 2,75	6311 2,65	5692 2,54	4578 2,32	3611 2,09	2775 1,87	2050 1,67	1420 1,51	865 1,39	370 1,33
	70	Q P	6233 3,12	5648 2,99	5101 2,85	4589 2,71	3666 2,43	2860 2,16	2154 1,91	1530 1,69	969 1,51		

Datos de potencia 50 Hz

Referidos a una temperatura del gas de aspiración de 20 °C
sin subenfriamiento del líquido

Refrigeración adicional o temperatura
reducida del gas de aspiración

UNIDADES CONDENSADORAS BOCK " PLUSCOM " CON COMPRESOR HGX22P

MODELO	C.V	m3/h 50 Hz	Rango t ^o evapor t ^o amb: 32°C	REFRIGE- RANTE	RENDIMIENTO EN WATIOS (*) TEMP. DE EVAPORACION						PRECIO	CÓDIGO
					+5°C	0°C	-5°C	-10°C	-25°C	-35		
SHGX22P/125-4L	2	11,10	+10 a -30 +5 a -40	R-134 a R404A/R507	6.026 -	5.042 -	4.147 -	3.345 -	1.510 2.961	- 1.757	2271,00	14514
SHGX22P/125-4SL	3	11,10	+10 a -30 +5 a -40	R-134 a R404A/R507	6.453 8.952	5.334 7.732	4.338 6.600	3.462 5.559	1.513 3.005	- 1.759	2467,00	14517
SHGX22P/160-4L	2	13,70	+10 a -30 +5 a -40	R-134 a R404A/R507	7.511 -	6.274 -	5.153 -	4.151 -	1.868 3.689	- 2.208	2414,00	14515
SHGX22P/160-4SL	3	13,70	+10 a -30 +5 a -40	R-134 a R404A/R507	7.638 10.271	6.348 8.950	5.195 7.703	4.178 6.535	1.886 3.591	- 2.138	2476,00	14518
SHGX22P/190-4L	3	16,50	+10 a -30 +5 a -40	R-134 a R404A/R507	9.468 -	7.872 -	6.438 -	5.167 -	2.312 4.724	- 2.878	2663,00	14516
SHGX22P/190-4SL	4	16,50	+10 a -30 +5 a -40	R-134 a R404A/R507	9.778 13.534	8.146 11.786	6.694 10.146	5.419 8.621	2.540 4.799	- 2.897	2728,00	14519

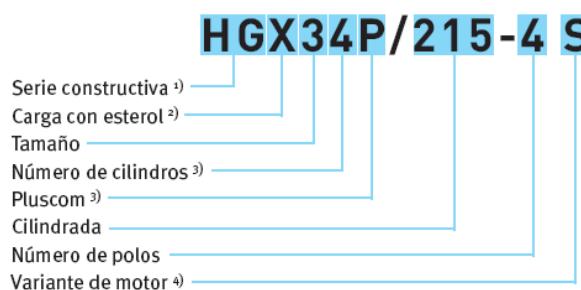
(*) Los rendimientos indicados en las tablas, están expresados para una temperatura ambiente de + 32°C . Temperatura del gas de aspiración +20°C con subenfriamiento de líquido.

Valores límite de funcionamiento. En la zona sombreada, las unidades correspondientes, no pueden funcionar a +43°C de temperatura ambiente.

Nos corresponde

COMPRESOR BOCK HGX22P/160 – 4 P_F = 5.626 W

UNIDAD CONDENSADORA BOCK SHG22P/160 – 4L (Volumen Barrido por el compresor 13,7 m³/h)



¹⁾ HG = Hermetic Gas-cooled (refrigerado con gas de aspiración)

²⁾ HA = Hermetic Air-cooled (refrigerado por aire) para la ultracongelación

³⁾ X = Carga con esterol (refrigerante HFKW), por ejemplo R134a, R404A, R507, R407C

³⁾ = Indicación adicional en compresores Pluscom

⁴⁾ S = Motor más robusto, por ejemplo, aplicación de aire acondicionado

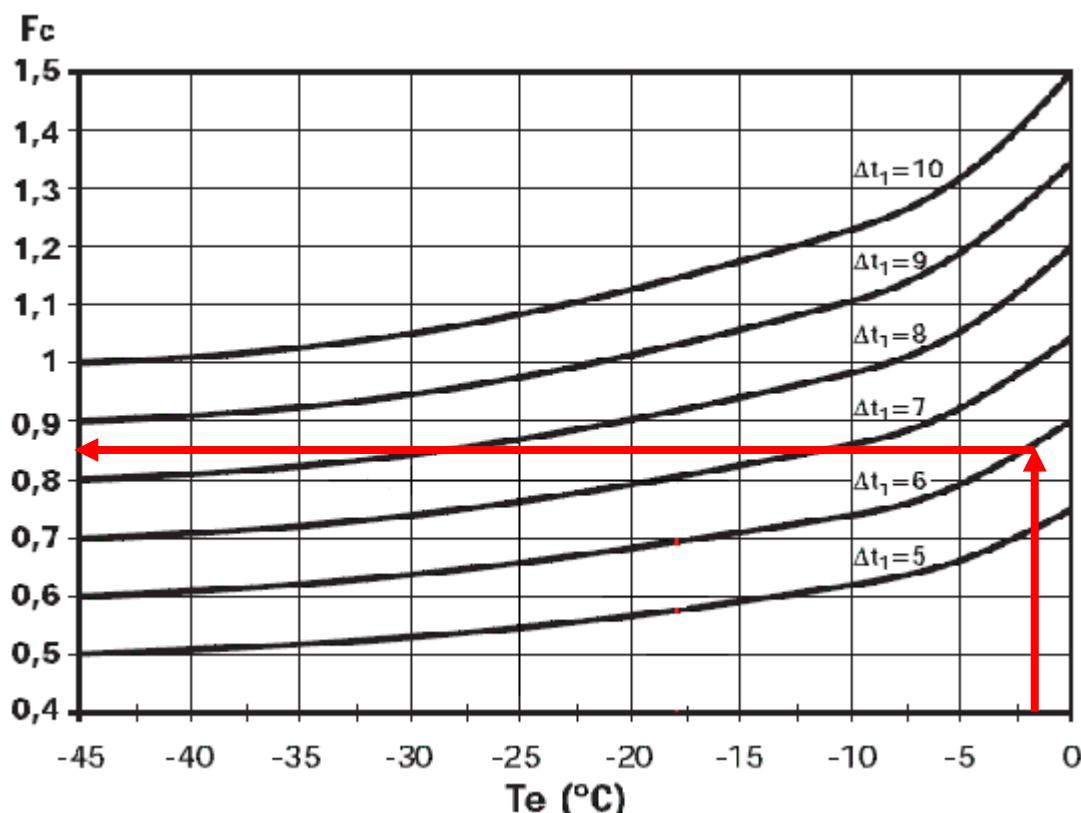
1.2.3. Elección del evaporador

Como hemos indicado la elección del par Compresor – Evaporador, es la más crítica dentro de la instalación de refrigeración, para poder elegir un evaporador lo mas cercano al compresor, partiremos de la producción frigorífica del compresor

Para la elección del compresor deberemos de tener en cuenta los siguientes datos:

Producción Frigorífica del Compresor: 5.826 W

Factor de Corrección F_C que tiene en cuenta que el ΔT_e se corresponde o no con el que viene en el catálogo del fabricante



Si observamos en la gráfica obtenemos un Factor de Corrección $F_C = 0,85$

Factor de Corrección F_R , que tiene en cuenta si el refrigerante utilizado se corresponde con el de la tabla

FACTOR DEL REFRIGERANTE - REFRIGERANT FACTOR		
R -404 A = 1	R-22 = 0,95	R-134a = 0,90

En nuestro caso al ser el refrigerante el R – 134a y no el R – 404 A, nos correspondería un factor de corrección de 0,9, por lo que la Potencia Nominal requerida para nuestro evaporador será de

$$P_N = \frac{P_F}{F_C * F_R} = \frac{5.826}{0,8 * 0,9} = 7.616W$$

Con los siguientes datos podemos ir a los catálogos de los fabricantes de evaporadores y elegir el adecuado

$$P_N = 7.616 W$$

APLICACIONES

Serie FRA

Géneros frescos o delicados por encima de +5º C y salas de trabajo.

Serie FRM

Conservación de géneros frescos a 0/+2º C o de congelados hasta -18º C.

Serie FRB

Conservación de congelados a baja temperatura hasta -30º C.

Serie FRL

Cámaras de muy baja temperatura y túneles de congelación hasta -40º C.

GAMA COMERCIAL - COMMERCIAL RANGE

R-404A

SERIE FRM

PASO DE ALETAS - FIN SPACING

4,2 mm

MODELO MODEL	FRM 110	FRM 145	FRM 170	FRM 240	FRM 260	FRM 320	FRM 455	FRM 510	FRM 580	FRM 860	FRM 1140	
Capacidad nominal Nominal capacity	Tc=0°C Øt1=8K W	1440	2430	3100	3960	4860	6200	7430	9140	11550	17330	21920
Capacidad de aplicación Application capacity	Tc=+10°C Øt1=10K W	2160	3650	4650	5940	7290	9300	11150	13710	17330	26000	32880
Aplicación Application	Tc=-18°C Øt1=7K W	1110	1870	2390	3050	3740	4770	5720	7040	8890	13340	16880
Superficie / Surface	m ²	4,6	9,3	13,9	13,9	18,5	27,8	28,7	31,5	47,2	70,8	86,0
Volumen interior / Circuit Volume	dm ³	1,0	2,1	3,1	2,9	3,9	5,8	5,9	6,5	9,8	14,4	17,4
Caudal aire / Air flow	m ³ /h	1500	1430	1370	2920	2860	2740	4380	5580	5380	8070	10440
Proyección aire / Air throw	m	12	12	11	14	14	13	14	14	14	15	16
ENV 328 cond. 2	kW	1,2	1,9	2,5	3,2	3,9	5,0	5,9	7,3	9,2	13,9	17,5

Nos corresponde

Evaporador FRIMETAL FRM – 455 de 7.430 W de Potencia Nominal

Producción frigorífica real de nuestro evaporador con un Δte de 6 °C y utilizando el refrigerante R – 134a

$$P_{FR} = 7.430 * 0,8 * 0,9 = 5.350 W$$

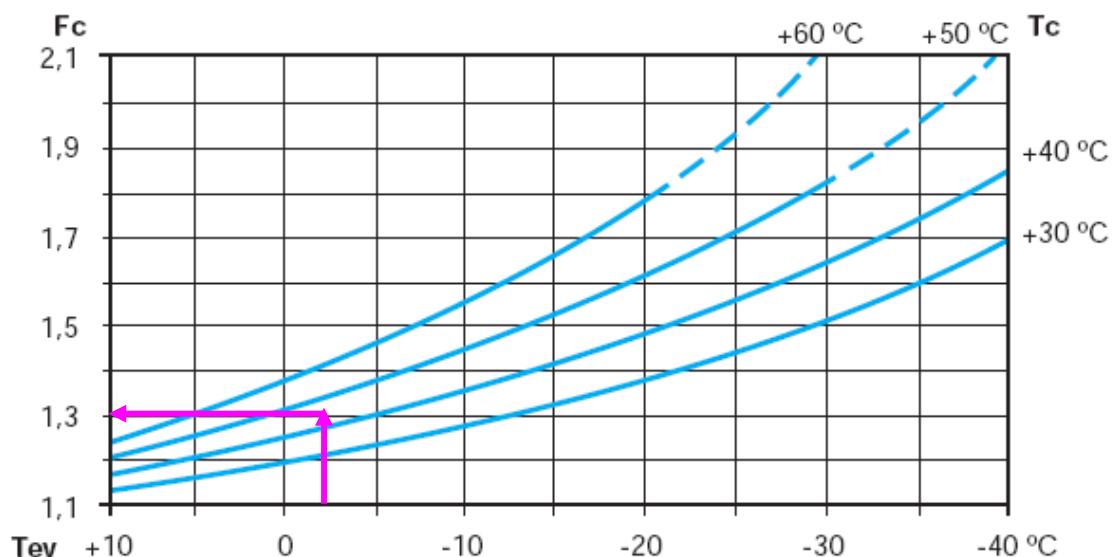
FR	M	-850	-E
		Desescarche - Defrosting	E: Eléctrico - Electric
		Nº Modelo - Model Nr.	A: Por agua - By water
			GC: Gas caliente - Hot gas
		Sep. aletas - Fin spacing	IC: Inversión de ciclo - Cycle inversion
		A: 2,8 mm. M: 4,2 mm. B: 7 mm. L: 9 mm.	
		Serie modelo - Model serie	

1.2.4. Elección del condensador

Para la elección del Condensador deberemos de tener en cuenta los siguientes datos:

Producción Frigorífica del Compresor: 5.826 W

Factor de Corrección F_C que tiene en cuenta las temperaturas de evaporación y la de condensación



En nuestro caso con una temperatura de evaporación de $T_e = -2 °C$ y una temperatura de condensación de $T_c = 46 °C$, tendremos un factor de corrección de

$$F_C = 1,3$$

Factor de Corrección F_a que tiene en cuenta la altitud

Altitud - Altitude m.	0	400	800	1200	1600	2000	2400
Fa	1	1,03	1,06	1,09	1,12	1,16	1,20

En nuestro caso al estar al nivel del mar nos corresponde una factor de corrección de

$$F_a = 1$$

Factor de Corrección F_R , que tiene en cuenta si el tipo de refrigerante, se corresponde con el utilizado en la tabla

Refrigerante - Refrigerant	R-404A	R-22	R-134a
Fr	1	1,04	1,07

En nuestro caso como utilizamos el R – 134a nos corresponde una factor de corrección de

$$F_R = 1,07$$

Por lo que la potencia nominal que tiene que tener el condensador será de

$$P_{NC} = P_{FC} * \frac{15}{\Delta T_C} * F_C * F_A * F_R = 5.826 * \frac{15}{15} * 1,3 * 1 * 1,07 = 8.131W$$

Con los siguientes datos podemos ir a los catálogos de los fabricantes de condensadores y elegir el adecuado

$$P_N = 8.131 W$$

SERIE CPN		R-404A										
MODELO MODEL		CPN 42	CPN 54	CPN 83	CPN 109	CPN 153	CPN 209	CPN 283	CPN 313	CPN 377	CPN 418	
Capacidad nominal / Nominal capacity	Ø15K (1)	W	4160	5440	8320	10880	15330	20890	28290	31335	37720	41780
Capacidades de aplicación	Ø10K (2)	W	2770	3630	5550	7250	10220	13930	18860	20890	25150	27850
Application capacities	Ø7K (3)	W	1940	2540	3880	5080	7150	9750	13200	14620	17600	19500
Caudal de aire / Air flow	m ³ /h	1360	1235	2720	2470	5420	5030	7800	7545	10400	10060	
Nivel sonoro / Sound level	dB(A)	37	37	40	40	45	45	47	47	48	48	
Ventiladores / Fans	230V/1/50 Hz 1350 r.p.m	nxØ	1x300	1x300	2x300	2x300	2x400	2x400	3x400	3x400	4x400	4x400
Consumo / Consumption	A	0,38	0,38	0,76	0,76	1,5	1,5	2,25	2,25	3,0	3,0	
Potencia absorbida / Power input	W	80	80	160	160	320	320	480	480	640	640	
Superficie / Surface	m ²	6,6	13,3	13,2	26,3	20,5	41,0	46,0	61,4	61,3	81,7	
Volumen interno / Circuit volume	dm ³	1,0	2,1	1,9	3,7	2,8	5,7	6,2	8,2	8,1	10,8	
Conexiones	I (mm)	3/8"	22	22	22	22	22	28	28	28	28	
Connections	O (mm)	3/8"	16	16	16	16	16	22	22	22	22	
Peso neto / Net weight	Kg	12	15	21	26	29	36	47	53	61	69	

I: Entrada - Inlet • O: Salida - Outlet • Ø: Salto térmico - Temperature difference • dB(A): Nivel sonoro a 10m sin reflexión - Sound level at 10m echo free
 (1) Capacidad nominal a efectos comparativos - Nominal capacity for comparison purposes
 (2) Aplicación para zonas frías - Application for cool environments
 (3) Aplicación para zonas calidas - Application for hot environments

Nos corresponde

Condensador FRIMETAL CPN – 83 de 8.320 W de Potencia Nominal

Potencia Nominal Real de nuestro condensador con un Δte de 6 °C y utilizando el refrigerante R – 134a

$$P_{CR} = 8.320 / (1 * 1,3 * 1 * 1,07) = 5.982 W$$

1.2.5. Elección de la válvula de expansión

Para la elección de la válvula de expansión utilizaremos los catálogos de Danfoss

Para la elección de la válvula determinaremos primero el tipo de refrigerante a utilizar en nuestro caso es el R – 134a

La gama de trabajo de la válvula con MOP o sin MOP, en nuestro caso para proteger al compresor de posibles sobrecargas utilizaremos la válvula termostática con MOP

Utilizaremos una Válvula Termostática con las siguientes características:

Válvula Termostática Tipo TUB

Con Ecualizador de Presiones E

Con Refrigerante R – 134a N

Utilizaremos para la Válvula Termostática del Tipo TUBE

El tamaño de la válvula va a depender de las siguientes características:

Producción Frigorífica del Evaporador

Hemos de tener en cuenta que la producción frigorífica real de nuestro evaporador es de

$$P_{FR} = 5.350 \text{ W}$$

$$\text{Temperatura de Evaporación} \quad T_e = -2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Temperatura de Condensación} \quad T_c = 46 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Subenfriamiento del Líquido} \quad \Delta T_s = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

La pérdida de presión en elementos, y tuberías

Hemos de tener en cuenta las siguientes pérdidas de presión, que se dan en las instalaciones frigoríficas

Pérdidas de presión en el Filtro, Visor de Líquido, Válvulas de Cierre Manual y Codos de Tuberías

$$\Delta P_F \approx 0,2 \text{ bar}$$

Pérdidas de presión en la línea de líquido debido a la altura vendría dada por

Refrigerante	Pérdida de carga estática, Δp_3 bar, debida a la diferencia de altura H entre el evaporador y el recipiente.				
	6 m	12 m	18 m	24 m	30 m
R 22	0.7	1.4	2.1	2.8	3.5
R 134a	0.7	1.4	2.1	2.8	3.6
R 404A	0.6	1.3	1.9	2.5	3.2
R 507	0.6	1.3	1.9	2.5	3.2

En nuestro caso las pérdidas de presión vendrían dadas por una altura de 2 metros, lo que correspondería

$$\Delta P_H = (0,7 \cdot 2 / 6) \approx 0,25 \text{ bar}$$

En cuanto a las pérdidas de presión en distribuidor de líquido, aproximadamente es de $\Delta P_D = 0,5 \text{ bar}$

Las pérdidas de presión en los tubos del distribuidor de líquido es de

$$\Delta P_{TD} = 0,5 \text{ bar}$$

Lo que nos da una pérdida total aproximada de

$$\Delta P_T = \Delta P_F + \Delta P_H + \Delta P_D + \Delta P_{TD} = 0,2 + 0,25 + 0,5 + 0,5 \approx 2 \text{ bar}$$

Con estos datos podemos calcular la pérdida de presión en la válvula de expansión termostática, vendría dada por

$$\Delta P_{VE} = P_c - P_e - \Delta P_T = 12 - 2,7 - 2 = 7,3 \text{ bar}$$

Con una producción frigorífica de 5.350 W, un subenfriamiento de 5 °C y una pérdida de presión en la válvula de 7,3, nos correspondería una válvula TN 2/TEN2 – 1.9 con orificio Nº 4, que nos permite una producción frigorífica de 5.400 W

Capacidad

Capacidad en kW para la gama N: -40°C a +10°C

R134a

Tipo de válvula	Orificio	Pérdida de carga a través de la válvula Δp bar					Pérdida de carga a través de la válvula Δp bar				
		2	4	6	8	10	2	4	6	8	10
Temperatura de evaporación +10°C											
TN 2/TEN 2 - 0.11	0X	0.34	0.43	0.47	0.50	0.51	0.33	0.42	0.46	0.47	0.49
TN 2/TEN 2 - 0.25	00	0.59	0.70	0.77	0.81	0.82	0.65	0.78	0.86	0.89	0.91
TN 2/TEN 2 - 0.5	01	1.5	1.9	2.1	2.2	2.2	1.3	1.6	1.7	1.8	1.8
TN 2/TEN 2 - 0.8	02	2.0	2.6	3.0	3.1	3.2	1.7	2.2	2.4	2.6	2.6
TN 2/TEN 2 - 1.3	03	3.6	4.7	5.3	5.6	5.8	3.0	3.9	4.4	4.6	4.7
TN 2/TEN 2 - 1.9	04	5.4	7.0	7.8	8.3	8.6	4.5	5.7	6.4	6.8	7.0
TN 2/TEN 2 - 2.5	05	6.9	8.9	9.9	10.8	10.9	5.7	7.3	8.1	8.6	8.8
TN 2/TEN 2 - 3.0	06	8.4	10.8	12.1	12.8	13.2	7.0	8.9	1.0	10.5	10.8
Temperatura de evaporación -10°C											
TN 2/TEN 2 - 0.11	0X	0.30	0.38	0.43	0.44	0.44	0.28	0.35	0.39	0.41	0.42
TN 2/TEN 2 - 0.25	00	0.59	0.70	0.77	0.81	0.82	0.53	0.62	0.69	0.72	0.73
TN 2/TEN 2 - 0.5	01	1.0	1.3	1.4	1.5	1.5	0.81	1.00	1.1	1.2	1.2
TN 2/TEN 2 - 0.8	02	1.4	1.8	2.0	2.1	2.1	1.1	1.4	1.5	1.6	1.7
TN 2/TEN 2 - 1.3	03	2.5	3.1	3.5	3.7	3.8	2.0	2.5	2.8	2.9	3.0
TN 2/TEN 2 - 1.9	04	3.6	4.6	5.1	5.4	5.6	2.9	3.6	4.0	4.3	4.4
TN 2/TEN 2 - 2.5	05	4.6	5.8	6.5	6.9	7.1	3.7	4.6	5.1	5.4	5.5
TN 2/TEN 2 - 3.0	06	5.7	7.1	8.0	8.4	8.6	4.5	5.6	6.2	6.6	6.8
Temperatura de evaporación -30°C											
TN 2/TEN 2 - 0.11	0X	0.25	0.32	0.35	0.37	0.38	0.23	0.28	0.32	0.33	0.34
TN 2/TEN 2 - 0.25	00	0.48	0.55	0.61	0.64	0.64	0.44	0.50	0.54	0.56	0.57
TN 2/TEN 2 - 0.5	01	0.66	0.80	0.88	0.93	0.95	0.54	0.65	0.72	0.76	0.77
TN 2/TEN 2 - 0.8	02	0.90	1.1	1.2	1.3	1.3	0.74	0.89	0.98	1.0	1.0
TN 2/TEN 2 - 1.3	03	1.6	2.0	2.2	2.3	2.3	1.3	1.6	1.8	1.9	1.9
TN 2/TEN 2 - 1.9	04	2.3	2.9	3.2	3.3	3.4	1.9	2.3	2.6	2.7	2.7
TN 2/TEN 2 - 2.5	05	3.0	3.6	4.0	4.2	4.3	2.4	2.9	3.2	3.5	3.5
TN 2/TEN 2 - 3.0	06	3.6	4.4	4.9	5.2	5.3	3.0	3.6	4.0	4.2	4.3
Temperatura de evaporación -40°C											

Corrección por subenfriamiento
 Δt_{sub}

Las capacidades del evaporador utilizadas tienen que corregirse si el subenfriamiento es distinto de 4 K. La capacidad corregida puede obtenerse dividiendo la capacidad del evaporador requerida

por el factor de corrección siguiente. Podrá entonces hacerse la selección con las tablas anteriores.

Nota:
 Un subenfriamiento insuficiente puede producir evaporación instantánea (flash gas).

Δt_u	4 K	10 K	15 K	20 K	25 K	30 K	35 K	40 K	45 K	50 K
Factor de corrección	1.00	1.08	1.13	1.19	1.25	1.31	1.37	1.42	1.48	1.54

Con una producción frigorífica de 5.350 W, un subenfriamiento de 5 °C y una pérdida de presión en la válvula de 7,3, nos correspondería una válvula TUBE con orificio Nº 7, que nos permite una producción frigorífica de 5.400 W

Sería la TUBE código 068U2024 conexiones entradas salida 3/8'' – 1/2''

R22, R134a, R404A/R507

Gama N = -40 → +10 °C

Refrigerante	Tipo	Capacidad nominal		Orificio nº ²⁾	Igualación de presión	Conexión Entrada × Salida			
		Q _{nom.} ¹⁾ kW	TR			pulg.	Código	mm	Código
R22	TUB	0.9	0.25	1	int.	1/4 × 1/2	068U2057		
	TUB	1.3	0.36	2	int.	1/4 × 1/2	068U2058		
	TUB	1.8	0.50	3	int.	1/4 × 1/2	068U2059		
	TUB	2.6	0.75	4	int.	1/4 × 1/2	068U2060		
	TUB	3.5	1.00	5	int.	1/4 × 1/2	068U2061		
	TUB	5.3	1.50	6	int.	1/4 × 1/2	068U2062		
	TUB	7.0	2.00	7	int.	3/8 × 1/2	068U2063		
	TUB	11.0	3.00	8	int.	3/8 × 1/2	068U2064		
	TUBE	3.5	1.00	5	ext.	1/4 × 1/2	068U2071		
	TUBE	5.3	1.50	6	ext.	1/4 × 1/2	068U2072		
	TUBE	7.0	2.00	7	ext.	3/8 × 1/2	068U2073		
	TUBE	11.0	3.00	8	ext.	3/8 × 1/2	068U2074		
	TUBE	16.0	4.50	9	ext.	3/8 × 1/2	068U2075		
R134a	TUB	0.47	0.13	0	int.	1/4 × 1/2	068U2660		
	TUB	0.7	0.19	1	int.	1/4 × 1/2	068U2027	6 × 12	068U2000
	TUB	1.0	0.28	2	int.	1/4 × 1/2	068U2028	6 × 12	068U2001
	TUB	1.4	0.39	3	int.	1/4 × 1/2	068U2029	6 × 12	068U2002
	TUB	2.1	0.59	4	int.	1/4 × 1/2	068U2030	6 × 12	068U2003
	TUB	2.7	0.78	5	int.	1/4 × 1/2	068U2031	6 × 12	068U2004
	TUB	4.1	1.20	6	int.	1/4 × 1/2	068U2032	6 × 12	068U2005
	TUBE	0.7	0.19	1	ext.			6 × 12	068U2009
	TUBE	1.0	0.28	2	ext.			6 × 12	068U2010
	TUBE	1.4	0.39	3	ext.	1/4 × 1/2	068U2020	6 × 12	068U2011
	TUBE	2.1	0.59	4	ext.	1/4 × 1/2	068U2021	6 × 12	068U2012
	TUBE	2.7	0.78	5	ext.	1/4 × 1/2	068U2022	6 × 12	068U2013
	TUBE	4.1	1.20	6	ext.	1/4 × 1/2	068U2023	6 × 12	068U2014
	TUBE	5.5	1.60	7	ext.	3/8 × 1/2	068U2024	10 × 12	068U2015
	TUBE	8.2	2.30	8	ext.	3/8 × 1/2	068U2025	10 × 12	068U2016
	TUBE	12.0	3.50	9	ext.	3/8 × 1/2	068U2026	10 × 12	068U2017
	TUB	0.7	0.19	1	int.	1/4 × 1/2	068U2094	6 × 12	068U2076

Capacidades (continuación)

Capacidad en kW para la gama $N = -40 \rightarrow +10^\circ\text{C}$ y recalentamiento de apertura $OS = 4\text{ K}$

R134a

Tipo	Orificio n°	Pérdida de carga a través de la válvula Δp bar								Pérdida de carga a través de la válvula Δp bar							
		2	4	6	8	10	12	14	16	2	4	6	8	10	12	14	16
Temp. de evaporación $+10^\circ\text{C}$																Temp. de evaporación 0°C	
TU	0	0.38	0.46	0.50	0.53	0.54	0.54			0.35	0.42	0.46	0.48	0.49	0.49		
	1	0.57	0.69	0.76	0.79	0.81	0.81			0.50	0.61	0.66	0.69	0.70	0.71		
	2	0.82	1.1	1.2	1.2	1.3	1.3			0.66	0.84	0.93	0.98	1.0	1.0		
	3	1.1	1.4	1.6	1.7	1.8	1.8			0.92	1.2	1.3	1.4	1.4	1.4		
	4	1.7	2.2	2.5	2.6	2.7	2.7			1.4	1.8	1.9	2.0	2.1	2.1		
	5	2.3	2.9	3.3	3.5	3.6	3.6			1.8	2.3	2.6	2.7	2.8	2.8		
	6	3.4	4.4	4.9	5.2	5.4	5.5			2.8	3.5	3.9	4.1	4.2	4.3		
	7	4.6	5.9	6.6	7.0	7.2	7.2			3.7	4.7	5.2	5.5	5.6	5.7		
	8	6.8	8.7	9.8	10.3	10.6	10.8			5.5	7.0	7.8	8.2	8.4	8.5		
	9	10.2	13.1	14.6	15.5	15.9	16.0			8.3	10.4	11.5	12.2	12.4	12.5		
Temp. de evaporación -10°C																Temp. de evaporación -20°C	
TU	0	0.31	0.37	0.40	0.42	0.43	0.43			0.31	0.34	0.35	0.35	0.35	0.35		
	1	0.41	0.51	0.55	0.58	0.58	0.58			0.39	0.43	0.44	0.45	0.45	0.45		
	2	0.51	0.64	0.70	0.74	0.75	0.76			0.47	0.51	0.53	0.54	0.54	0.54		
	3	0.71	0.89	0.98	1.0	1.1	1.1			0.65	0.72	0.75	0.76	0.76	0.76		
	4	1.1	1.3	1.5	1.5	1.6	1.6			0.96	1.05	1.10	1.12	1.1	1.1		
	5	1.4	1.8	2.0	2.1	2.1	2.1			1.3	1.4	1.5	1.5	1.5	1.5		
	6	2.1	2.7	2.9	3.1	3.1	3.2			1.9	2.1	2.2	2.2	2.2	2.2		
	7	2.8	3.5	3.9	4.1	4.2	4.2			2.6	2.8	3.0	3.0	3.0	3.0		
	8	4.3	5.3	5.9	6.2	6.3	6.3			3.9	4.3	4.4	4.5	4.5	4.5		
	9	6.3	7.9	8.7	9.1	9.3	9.3			5.7	6.2	6.5	6.6	6.6	6.6		
Temp. de evaporación -30°C																Temp. de evaporación -40°C	
TU	0		0.25	0.27	0.28	0.28	0.28			0.18	0.19	0.20	0.20	0.20	0.20		
	1		0.28	0.30	0.32	0.32	0.32			0.19	0.21	0.21	0.21	0.21	0.21		
	2		0.32	0.35	0.37	0.37	0.37			0.22	0.24	0.25	0.25	0.25	0.25		
	3		0.46	0.50	0.52	0.53	0.52			0.31	0.34	0.35	0.35	0.35	0.35		
	4		0.67	0.73	0.76	0.77	0.76			0.45	0.49	0.50	0.51	0.51	0.51		
	5		0.90	0.98	1.02	1.03	1.0			0.61	0.66	0.68	0.68	0.68	0.68		
	6		1.3	1.5	1.5	1.5	1.5			0.90	0.97	1.0	1.0	1.0	1.0		
	7		1.8	2.0	2.0	2.1	2.1			1.2	1.3	1.4	1.4	1.4	1.4		
	8		2.7	3.0	3.1	3.1	3.1			1.8	2.0	2.1	2.1	2.1	2.1		
	9		4.0	4.3	4.5	4.5	4.5			2.7	2.9	3.0	3.0	3.0	3.0		

Factor de corrección para subenfriamiento Δt_{sub}
 Las capacidades del evaporador utilizadas tienen que corregirse si el subenfriamiento es distinto de 4 K. La capacidad corregida puede obtenerse dividiendo la capacidad del evaporador requerida por el factor de corrección siguiente.

Nota:
 Un subenfriamiento insuficiente puede producir evaporación instantánea (flash gas).

Factores de corrección para subenfriamiento Δt_{sub}

Δt_{sub}	4 K	10 K	15 K	20 K	25 K	30 K	35 K	40 K	45 K	50 K
Factores de corrección	1.00	1.08	1.13	1.19	1.25	1.31	1.37	1.42	1.48	1.54

1.2.6. Elección del depósito de líquido

Teniendo en cuenta que:

El volumen interior del evaporador es de $5,9 \text{ dm}^3$

El volumen interior del condensador es de $1,9 \text{ dm}^3$

Si despreciamos el volumen de la tubería de líquido tendremos un volumen para el depósito de líquido de

$$V_{DPL} = 0,2 * V_{COND} + 0,6 * V_{EVAP} + V_{LL} = 0,2 * 1,9 + 0,6 * 5,9 + 0 = 3,92 \text{ dm}^3$$

$$V_{RDL} = V_{DL} * 1,25 = 3,92 * 1,25 = 4,9 \text{ dm}^3$$

Recipientes de Líquido



Capacidad (litros)	Ø (mm)	Alto (mm)	Conex. Entra.	Conex. Sal.	Vál. Seg. NPT-SAE	Código	Precio 2008 Euros
0,5	60	160	1/4" ODF	casq. conex 1/4" ODF	.	310080	14
1,1	90	200	1/4" ODF	casq. conex 1/4" ODF	.	310021	26
3	120	300	3/8" SAE	3/8" SAE	1/4" NPT	310002	53
5,1	160	300	3/8" SAE	3/8" SAE	1/4" NPT	310003	72
7,1	160	400	1/2" SAE	1/2" SAE	1/4" NPT	310087	81
11	219	350	5/8" SAE	1/2" SAE	1/4" NPT	310005	99
15	219	470	3/4" SAE	5/8" SAE	1/4" NPT	310006	114
19	219	600	7/8" SAE	casq. conex. 1 1/4"	3/8" NPT	310007	256
26	219	800	7/8" SAE	casq. conex. 1 1/4"	3/8" NPT	310008	280
30	219	900	7/8" SAE	casq. conex. 1 1/4"	3/8" NPT	310081	301
38	219	1.050	1 1/4"	casq. conex. 1 1/4"	3/8" NPT	310083	327
50	273	1.000	1 3/4"	casq. conex. 1 3/4"	3/8" NPT	310084	411
57	273	1.130	1 3/4"	casq. conex. 1 3/4"	3/8" NPT	310039	442
77	273	1.500	1 3/4"	casq. conex. 1 3/4"	3/8" NPT	310040	549
115	273	2.180	1 3/4"	casq. conex. 1 3/4"	3/8" NPT	310090	735
150	406	1.380	1 3/4"	casq. conex. 1 3/4"	1/2" NPT	310079	1.793
206	406	1.800	1 3/4"	casq. conex. 1 3/4"	1/2" NPT	310078	1.909
252	406	2.180	1 3/4"	casq. conex. 1 3/4"	1/2" NPT	310077	2.045

De 3 a 15l se suministran con codo en la entrada y válvula de servicio en la salida.

De 19 a 252l se suministran con conexiones a la entrada y salida a roscar para válvulas ó racor rotolock (no incluidos en los precios).

Hemos elegido el de 5,1 litros

1.2.7. Elección del filtro de secado

Filtros Deshidratadores de Líquido									
Modelo	Conex.	Dimensiones		Capacidad Frigorífica (kW)				Código	Precio 2008 Euros
		L1 (cm)	D (cm)	R 134a	R 22	R 404A / R 507	R 407C / R 410A		
RSP-032	1/4"	11,1	4,2	6,7	7,4	4,9	7,4	320335	7,2
RSP-032S	1/4"	9,8	4,2	8,1	8,7	6	8,7	320340	7,2
RSP-052	1/4"	12,2	6,7	7,3	7,9	5,3	7,9	320336	7,3
RSP-052S	1/4"	11,3	6,7	12,8	13,9	9,2	13,9	320352	7,3
RSP-053	3/8"	13,0	6,7	16,2	17,6	11,7	17,6	320337	7,4
RSP-053S	3/8"	11,4	6,7	23,5	25,5	16,9	25,5	320353	7,4
RSP-082	1/4"	14,3	6,7	7,3	7,9	5,3	7,9	320338	8,0
RSP-082S	1/4"	13,3	6,7	12,8	13,9	9,2	13,9	320354	8,0
RSP-083	3/8"	15,1	6,7	19,2	20,9	13,9	20,9	320339	8,2
RSP-083S	3/8"	13,5	6,7	26,1	28,4	18,9	28,4	320355	8,2
RSP-084	1/2"	15,7	6,7	32,3	35,3	23,4	35,3	320341	8,6
RSP-084S	1/2"	13,6	6,7	36,5	39,5	26,2	39,4	320356	8,6
RSP-163	3/8"	17,5	6,7	21,4	23,3	15,4	23,3	320342	9,9
RSP-163S	3/8"	15,9	6,7	29	31,6	21	31,6	320357	9,9
RSP-164	1/2"	17,9	6,7	42,8	36,5	25,9	46,5	320343	10,0
RSP-164S	1/2"	16,0	6,7	51,3	45,8	27	45,8	320358	10,0
RSP-165	5/8"	19,1	6,7	64,2	59,8	26,3	49	320344	11,8
RSP-165S	5/8"	16,7	6,7	64,2	59,8	36,3	52,6	320359	11,8
RSP-167S	7/8"	18,1	6,7	70,5	66,7	38,5	55,6	320345	13,1
RSP-304	1/2"	25,1	8,0	49,6	34	25,8	44,2	320360	19,3
RSP-304S	1/2"	23,0	8,0	54,3	39,1	29,2	52	320361	19,3
RSP-305	5/8"	26,2	8,0	67,6	53,5	28,8	53,4	320362	19,5
RSP-305S	5/8"	23,6	8,0	72,7	59,1	32,5	57,9	320346	19,5
RSP-307S	7/8"	25,1	8,0	98,4	87	51,1	65,2	320347	22,5
RSP-309S	1 1/8"	26,5	8,0	81,3	87,3	38,7	53,6	320348	22,7
RSP-415	5/8"	26,5	9,3	81,3	68,5	38,7	63,3	320363	23,7
RSP-415S	5/8"	24,0	9,3	81,3	68,5	38,7	80,2	320364	23,7
RSP-417S	7/8"	25,1	9,3	100,5	89,4	52,5	83,2	320365	26,8
RSP-419S	1 1/8"	26,4	9,3	111,6	101,4	60,5	89,2	320349	33,2

Características

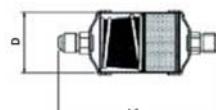
- Filtro compacto de bolas (sujeción mediante muelle)
- Alta capacidad de adsorción de ácido y humedad
- Flujo optimizado para garantizar el funcionamiento en régimen laminar
- Conexiones de cobre ODF y SAE
- Recubierto de pintura epoxi resistente a la corrosión
- Rango de temperatura TS: -40°C ta +60°C
- Presión máx. de trabajo PS: 43 bar

Condiciones nominales de funcionamiento:

Temperatura de evap.= -15°C

Temperatura de cond.=+30°C

Caida de presión=0,07bar

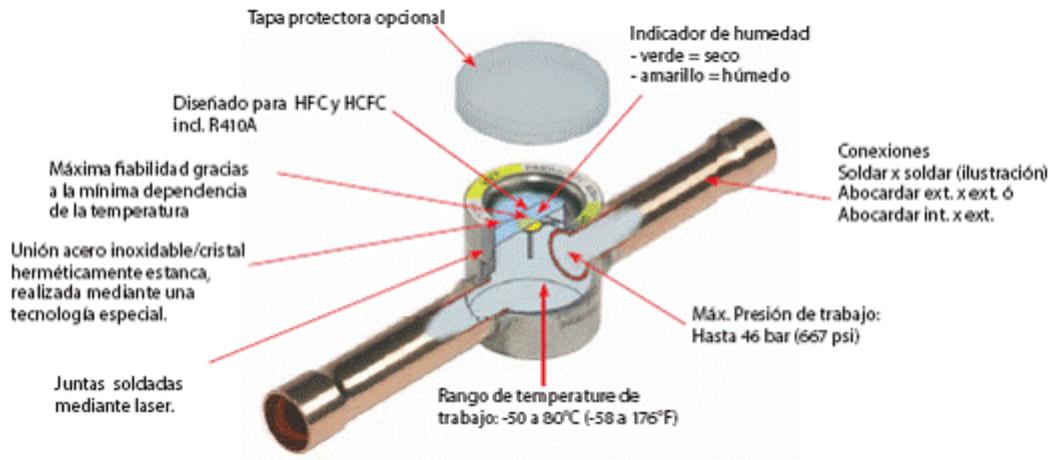


Hemos elegido el modelo RSP – 032 de 6.700 W para R – 134a

1.2.8. Elección del visor de líquido

Se elige en función de las conexiones

Visores de Líquido	Código	Precio 2008 Euros
1/4" ODF	320122	9,53
1/4" SAE	320277	9,53
3/8" ODF	320124	9,85
3/8" SAE	320127	9,85
1/2" ODF	320121	10,67
1/2" SAE	320128	10,67
5/8" ODF	320123	11,42
5/8" SAE	320183	11,42
7/8" ODF	320126	18,33
1 1/8" ODF	320269	19,81



1.2.9. Elección de la válvula solenoide

La válvula solenoide puede ir montada en cualquier línea, sea de líquido, aspiración o descarga

Los datos técnicos que nos determinan la válvula solenoide son:

Línea de Líquido

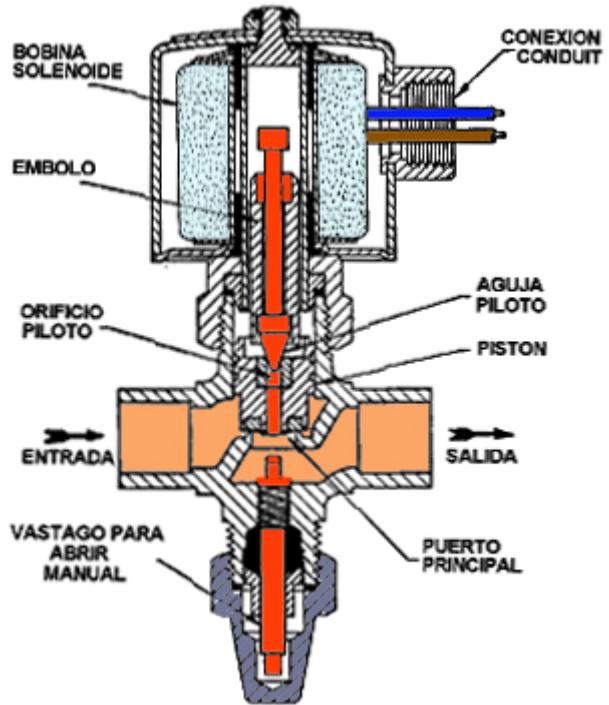
Refrigerante

Producción Frigorífica

Temperatura del líquido a la entrada 25 °C

Temperatura de evaporación – 10 °C

Caída de presión 0,15 bar



Línea de Aspiración

Refrigerante

Producción Frigorífica

Temperatura del líquido a la entrada 25 °C

Temperatura de evaporación – 10 °C

Recalentamiento 0°C

Caída de presión 0,15 bar

Línea de Descarga

Refrigerante

Producción Frigorífica

Temperatura de condensación 40 °C

Temperatura de evaporación – 10 °C

Subenfriamiento 4 °C

Temperatura de descarga 60 °C

Caída de presión 0,15 bar

Los valores marcados en rojo se consideran constantes y no se tienen en cuenta, solo en caso de cálculos muy precisos, habría que solicitar documentación al fabricante, en las instalaciones de refrigeración comercial no es necesario tenerlos en cuenta

Para una Producción Frigorífica de 5.350 W, tendremos

Capacidad de líquido Q_e kW

R134a

Tipo	Capacidad de líquido Q_e kW con una pérdida de carga en la válvula Δp bar				
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5
EVR 2	2.4	3.4	4.2	4.9	5.4
EVR 3	4.1	5.8	7.1	8.2	9.1
EVR 6	12.1	17.2	21.0	24.3	27.1
EVR 10	28.8	40.7	49.9	57.6	64.4
EVR 15	39.4	55.7	68.3	78.8	88.1
EVR 20	75.8	107.0	131.0	152.0	170.0
EVR 22	90.9	129.0	158.0	182.0	203.0
EVR 25	152.0	214.0	263.0	303.0	339.0
EVR 32	243.0	343.0	420.0	485.0	542.0
EVR 40	379.0	536.0	656.0	758.0	847.0

Para un caída de presión de 0,2 bar elegimos una válvula solenoide EVR 3 de una capacidad de 5.800 W

Si la temperatura del líquido fuera diferente de 25 °C, tendríamos que multiplicar la capacidad por el factor de corrección obtenido en la siguiente tabla

Factores de corrección para temperatura del líquido t_l

t_l °C	-10	0	10	15	20	25	30	35	40	45	50
R22	0.76	0.82	0.88	0.92	0.96	1.0	1.05	1.10	1.16	1.22	1.30
R134a	0.73	0.79	0.86	0.90	0.95	1.0	1.06	1.12	1.19	1.27	1.37
R404A/R507	0.65	0.72	0.81	0.86	0.93	1.0	1.09	1.20	1.33	1.51	1.74

1.3. Cámaras frigoríficas: comerciales e industriales.

La producción de frío para la conservación de productos es empleada en:

- Industria agroalimentaria
- Industria farmacéutica / sanitaria
- Industria química

Las instalaciones frigoríficas son esenciales para el mantenimiento de las condiciones de temperatura, humedad y composición gaseosa.

Los materiales aislantes empleados en el sector frigorífico deben:

- Tener baja conductividad térmica
- Ser muy poco higroscópicos
- Inatacables por los roedores
- Inodoros y ausencia de fijación de olores
- Incombustibles
- Neutro químicamente

Existen dos tipos de cámaras:

- Refrigeración ($T > 0^\circ\text{C}$)
 - Congelación ($T < 0^\circ\text{C}$)
-
- A $T^\circ\text{C}$ (-4°C)
 - A $T^\circ\text{C}$ (-10°C)
 - A $T^\circ\text{C}$ (-18°C)
 - A $T^\circ\text{C}$ (-70°C)

Reglamentación técnico-sanitaria sobre las condiciones generales de almacenamiento frigorífico de alimentos y productos alimentarios (R.D. 168/1985, de 6 de febrero)

Definiciones

- Cámara de almacenamiento frigorífico
- Cámara frigorífica
- Cámara frigorífica para productos congelados
- Cámara frigorífica para productos refrigerados
- Cámara frigorífica bitémpera
- Cámara frigorífica mixta
- Túneles de congelación básicos y auxiliares
- Aislamiento
- Barrera antivapor
- Revestimientos
- Válvulas de equilibrado de presiones
- Puertas
- Prevención de congelación del suelo
- Desagües
- Ventanas para renovación de aire
- Equipos de inyección de gases, equipos de humidificación, iluminación.

Aislamiento (I):

- Aislamiento de cerramientos constituidos por elementos de fábrica

- Cerramientos verticales
- Techos
- Suelos



Table 2 Recommended Insulation R-Values

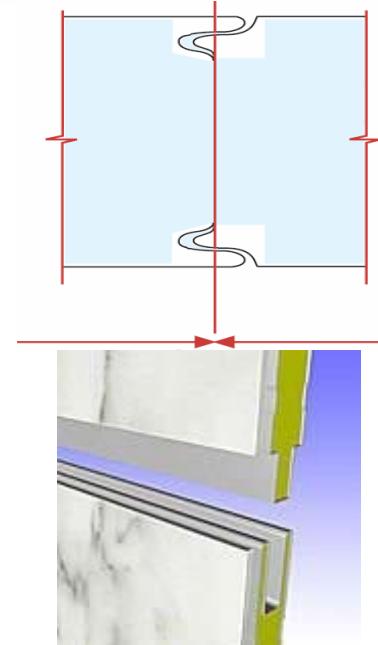
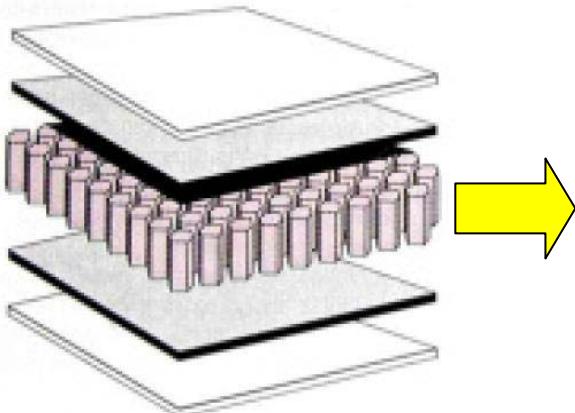
Type of Facility	Temperature Range, °C	Floors	Walls/Suspended Ceilings		Roofs
			Perimeter insulation only	4.4	
Cooler ^a	4 to 10				
Chill cooler ^a	-4 to 2	3.5	4.2 to 5.6	6.2 to 7.0	
Holding freezer	-23 to -29	4.8 to 5.6	6.2 to 7.0	7.9 to 8.8	
Blast freezer ^b	-40 to -46	5.3 to 7.0	7.9 to 8.8	8.8 to 10.6	

Note: Because of the wide range in the cost of energy and the cost of insulation materials based on thermal performance, a recommended R-value is given as a guide in each of the respective areas of construction. For more exact values, consult a designer and/or insulation supplier.

^aIf a cooler has the possibility of being converted to a freezer in the future, the owner should consider insulating the facility with the higher R-values from the freezer section.

^bR-values shown are for a blast freezer built within an unconditioned space. If the blast freezer is built within a cooler or freezer, consult a designer and/or insulation supplier.

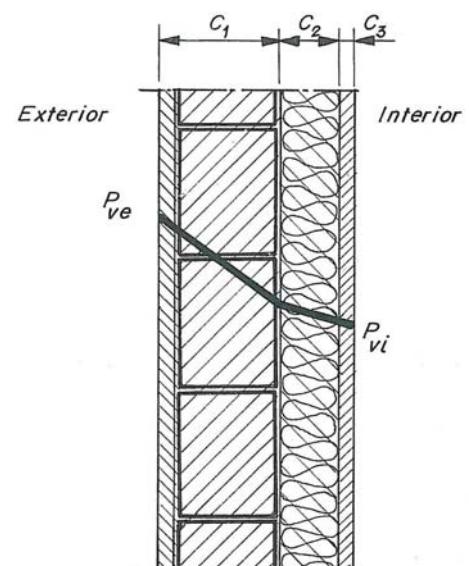
- Aislamiento con paneles prefabricados

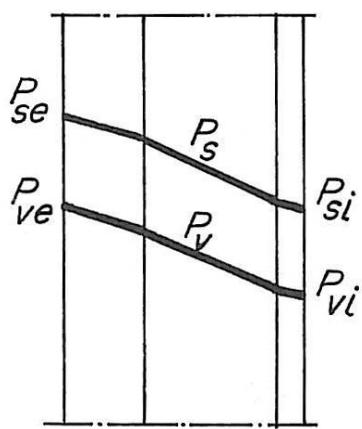


Barrera Antivapor:

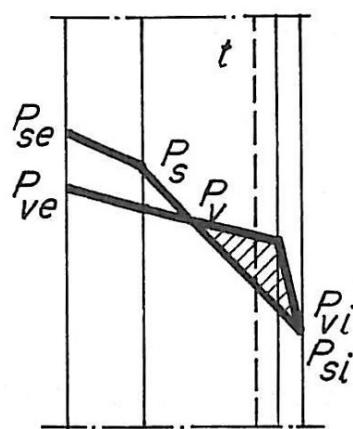
El vapor de agua se difunde desde los puntos de mayor a menor presión de vapor

Cuidado con los puentes térmicos

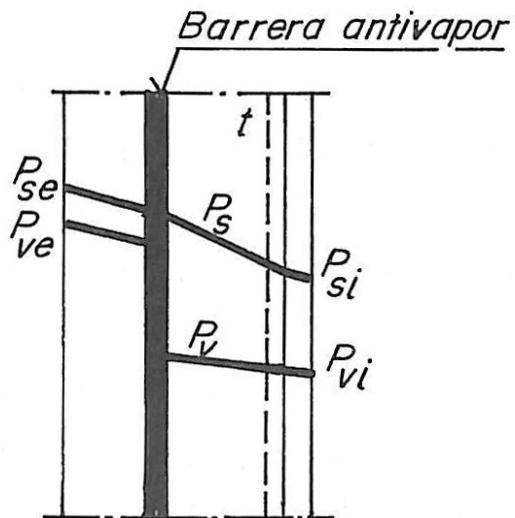




No hay condensaciones



Hay condensaciones



Cuidado con los puentes térmicos

- Mantiene conductividad térmica aislante
- Evita deterioros aislante
- Menor consumo energético
- Mayor vida útil cerramientos, aislante, maquinaria frigorífica

Revestimientos:

- Protección mecánica de material aislante
- Protección frente al agua, fuego y crecimiento microorganismos
- Facilitan limpieza para cumplimiento reglamentaciones técnico-sanitarias
- Generalmente se emplean: chapas de acero galvanizadas y lacadas, materiales plásticos y fibras de vidrio con resinas de poliéster
- El suelo debe soportar cargas (estantes, productos, carretillas, ...), y debe ser antideslizante

Aislante y Revestimientos:

Las deformaciones de la estructura pueden afectar a la integridad del aislamiento

- Estructura interior, aislamiento exterior:

- La estructura está sometida a $T \text{ cte}$, por lo que se deforma menos, pero debe ser más resistente (aguante menos a baja T) y por lo tanto más cara
- Se suspende fácilmente los equipos térmicos (evaporadores, tuberías, ...)
- No hay puentes térmicos en las paredes, pero si en la cimentación

• Estructura exterior, aislamiento interior:

- No hay impedimentos interiores en la cámara, todo el volumen aislado es útil para almacenaje
- No hay insolación directa
- El aislamiento está protegido de la intemperie

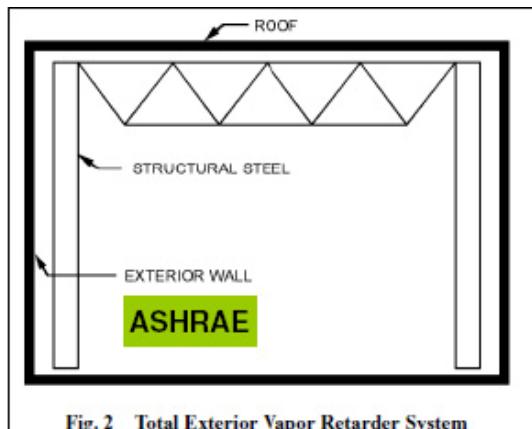


Fig. 2 Total Exterior Vapor Retarder System

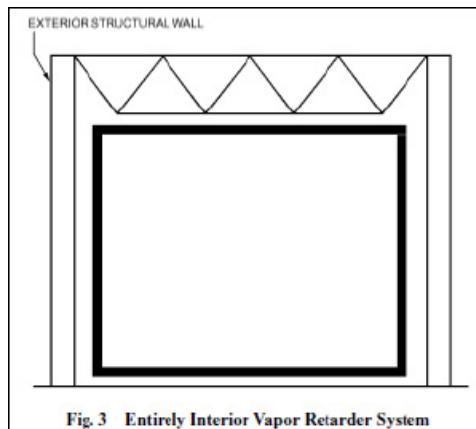


Fig. 3 Entirely Interior Vapor Retarder System

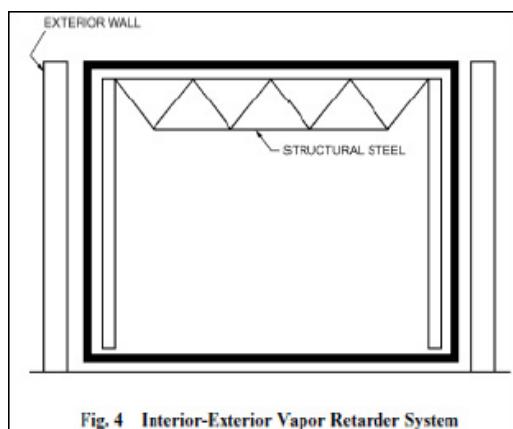
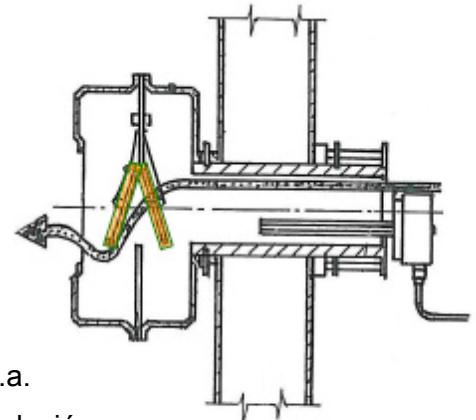


Fig. 4 Interior-Exterior Vapor Retarder System

Válvulas de Equilibrado de Presiones:

- Puesta en marcha de la cámara
- Descongelación de evaporadores
- Entradas importantes de mercancías
- Introducción importante de gases



Sobrepresiones o depresiones

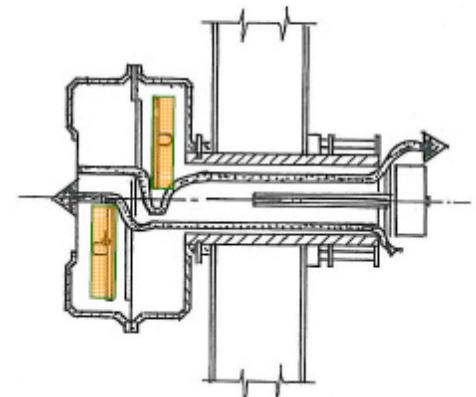
Deben abrir con desequilibrio de presiones mayor que 10 mm.c.a.

En cámaras de T negativas deben tener un dispositivo anticongelación

El primer enfriamiento se realiza con las puertas abiertas

$$\text{Núm. } V = \frac{1,3 \cdot V}{t' \cdot (273 - t)}$$

- V volumen de la cámara (m^3)
- t' variación de T en el tiempo (min * $^{\circ}\text{C}$)
- t temperatura interior ($^{\circ}\text{C}$)



Calcular el esfuerzo que aparece sobre las paredes de una cámara estanca de congelados a -40°C cuando se realiza el primer enfriamiento desde una temperatura ambiente de 25°C

Puertas :

- Isotermia
- Tiras verticales de plástico
- Estanca al vapor y al aire
- Resistente a golpes



Parachoques y barreras

- Dimensiones y características adecuadas
- Dispositivo de apertura interior



Se debe evitar la congelación de las bisagras

- Pivotantes
- Correderas
- Guillotina
- Basculantes

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.

- Alarms sonoras y luminosas
- Hacha de bombero junto a la puerta
- Alumbrado de emergencia

Para limitar las entradas de aire exterior se pueden instalar:

- Doble puerta de entrada
- Cortinas
- Cortinas de aire

Importante si hay mucha entrada/salida de género

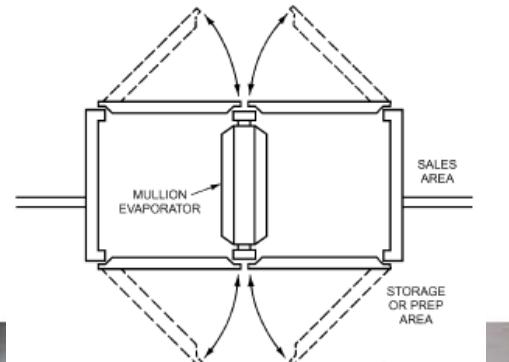


Fig. 2 Pass-Through Styles Facilitate Some Handling Situations



Desagües:

- Sifónicos
- Dotados de rejilla

Ventanas:

Con extractores para renovación del aire interior cuando los productos almacenados respiran

Si tiene impulsión la salida tiene una rejilla que abre por presión

Apertura y extracción en lados opuestos de la cámara

Congelación del suelo:

- Se debe evitar** ➔
- Construcción de vacío sanitario y canales de ventilación
 - Calentamiento del suelo (6 a 8 W/m²) Con calor de los condensadores

Puede llegar a levantarse el suelo



Iluminación de la cámara:

Debe permitir las operaciones de manipulación del producto en condiciones de seguridad (125 lux, aumentando a 250 en zonas de distribución)

Hay que considerar elementos aptos para trabajar en ambientes fríos

Ojo con el calor introducido en la cámara por la iluminación

Considerar la opción de leve iluminación general, combinado con encendido por zonas y apagados forzados temporizados



3.- Almacenamiento de Productos

Parámetros a considerar:

- Volumen bruto de la cámara (m^3)
- Volumen útil (m^3)
- Capacidad de almacenamiento (kg), función de la densidad del producto
- Coeficiente de ocupación =
$$\frac{\text{Volumen ocupado}}{\text{Volumen útil}}$$
- Densidad de almacenamiento (kg/m^2) $\Rightarrow f(\text{altura}) \Rightarrow$ la carga sobre el suelo
- Distancia entre “paquetes” \Rightarrow movilidad en la cámara y flujo del aire, sistema de movilidad de los paquetes

Hay que asegurar **buena circulación de aire** por toda la cámara a través de los productos

- Cuidado con el excesivo apilamiento de las mercancías
- La circulación se puede ver afectada cuando no está la cámara totalmente ocupada
- La excesiva velocidad del aire seca los productos
- Se deben evitar recirculaciones de aire en el evaporador

Las estanterías fijas son más baratas pero almacenan menos producto que las móviles

Se debe considerar si se almacena uno o varios productos en la misma cámara. Debe haber compatibilidad de productos (los productos grasos tienden a absorber olores), y de la T^a de almacenamiento. En productos congelados no suele tener importancia

Hay que **evitar la condensación** de la humedad ambiente sobre los productos al **extraerlos** de la cámara

4.- Equipos Autónomos (I)

Domésticos:

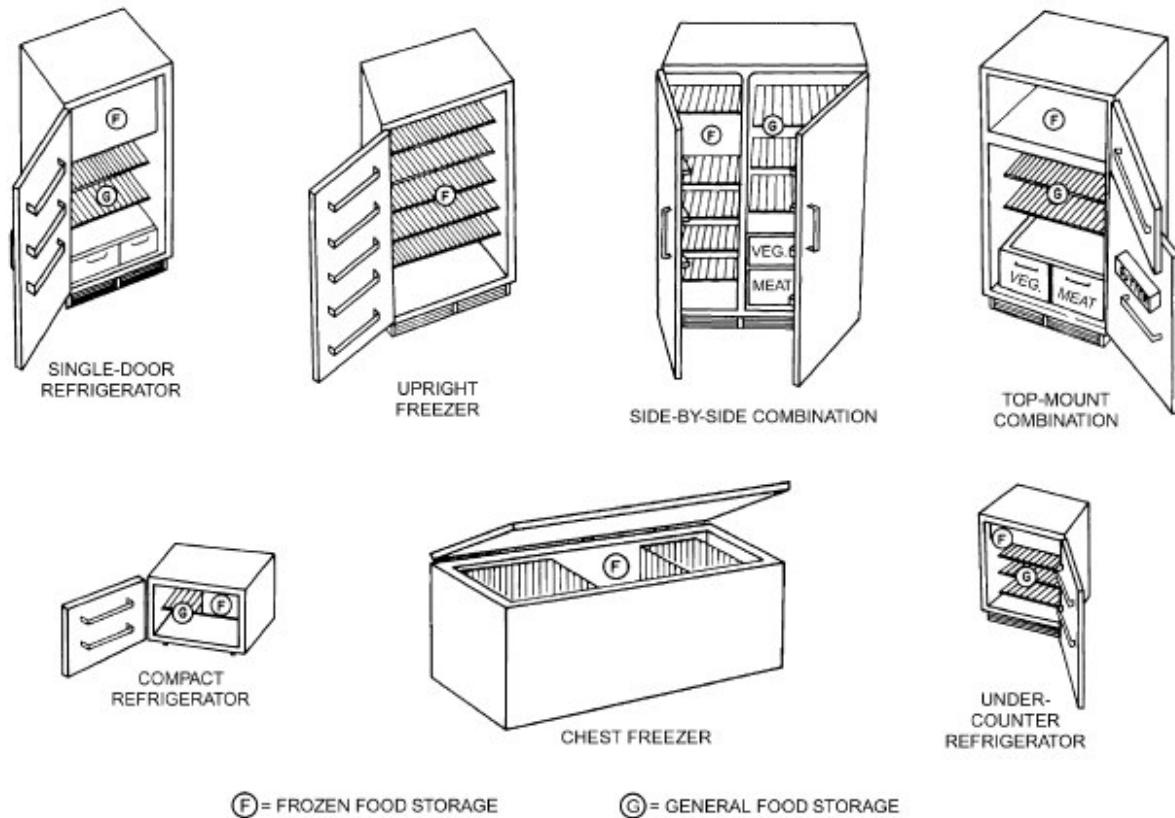


Fig. 1 Common Configurations of Contemporary Household Refrigerators and Freezers

Comerciales :

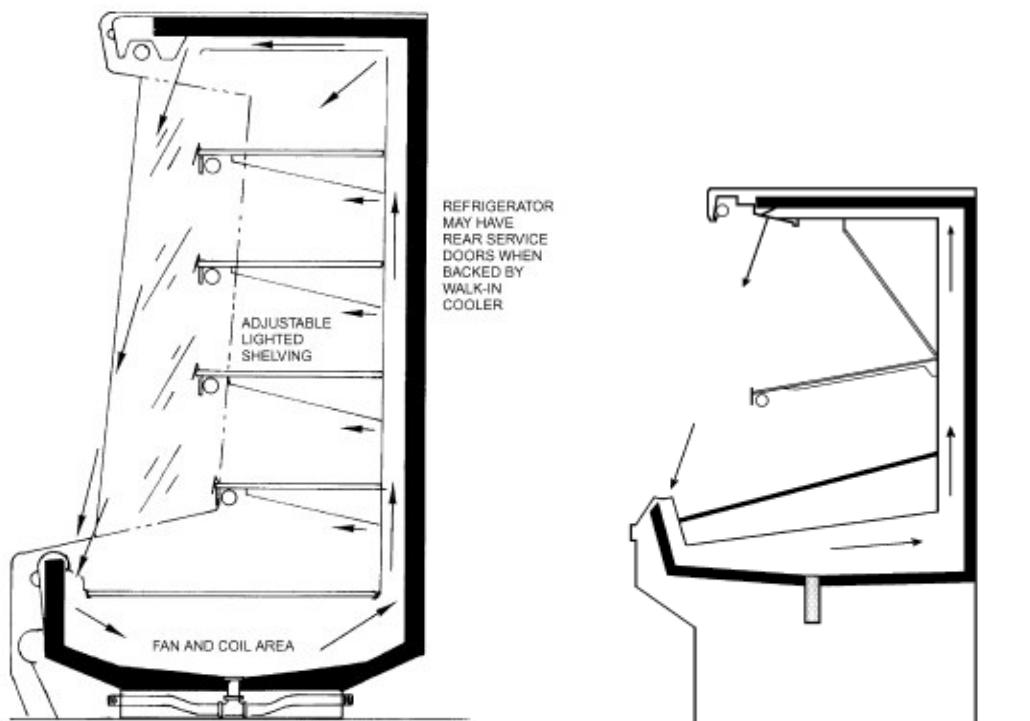


Fig. 11 Multideck Dairy Display Refrigerator

Fig. 14 Multideck Produce Refrigerator 55

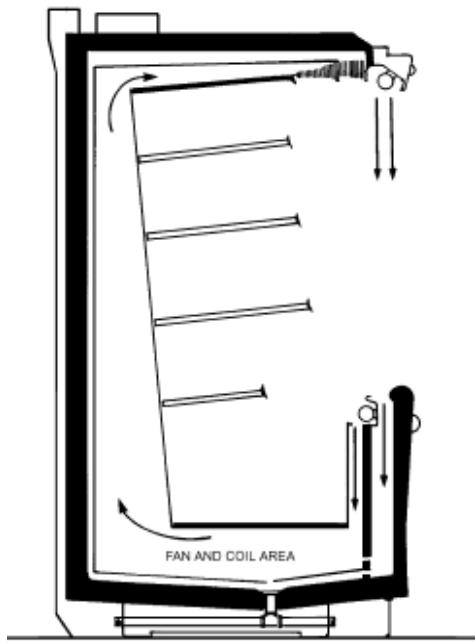


Fig. 17 Multideck Frozen Food Refrigerator

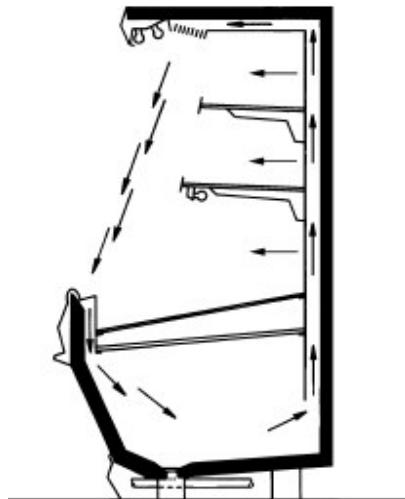


Fig. 20 Multideck Meat Refrigerator

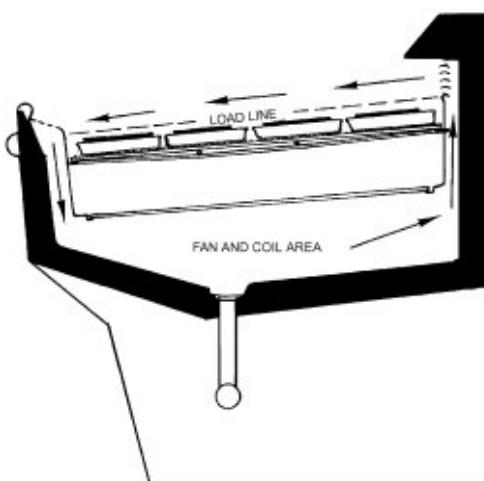


Fig. 19 Single-Deck Meat Display Refrigerator

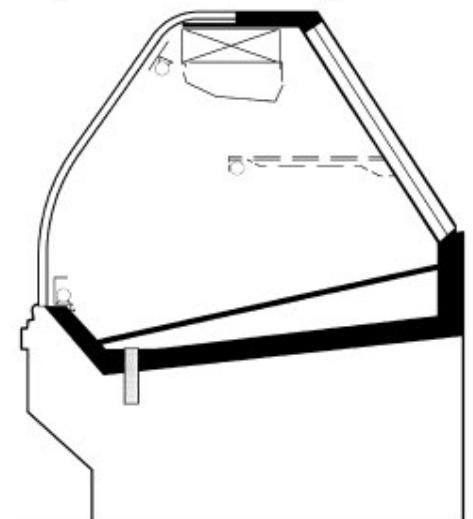


Fig. 21 Closed-Service Display Refrigerator (Gravity Coil Model with Curved Front Glass)

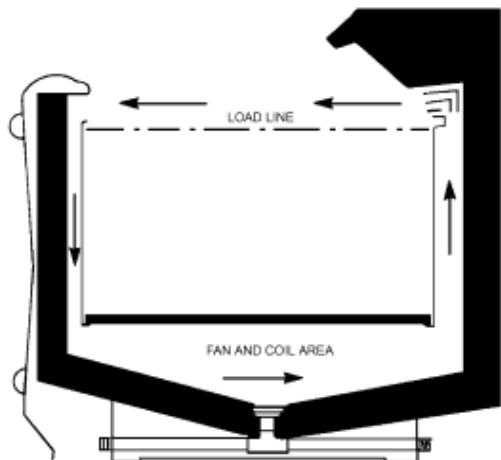


Fig. 15 Single-Deck Well-Type Frozen Food Refrigerator

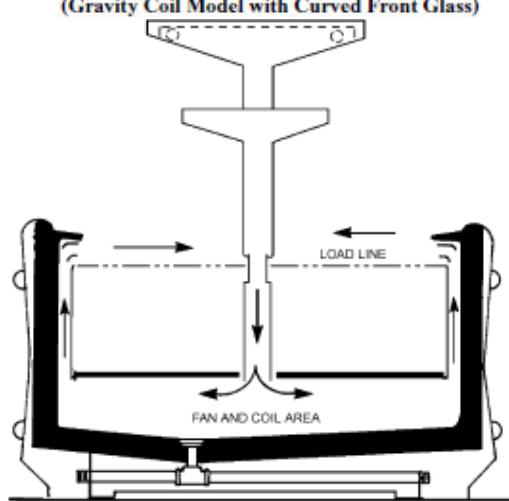


Fig. 16 Single-Deck Island Frozen Food Refrigerator

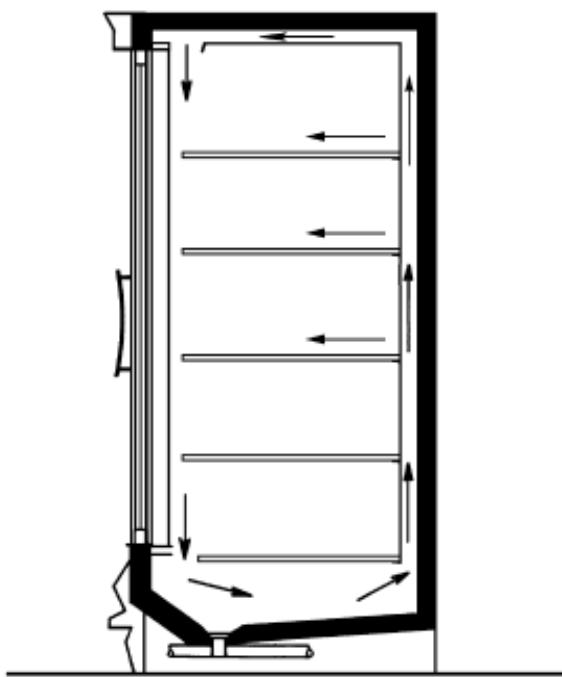


Fig. 18 Glass Door, Frozen Food Reach-In Refrigerator

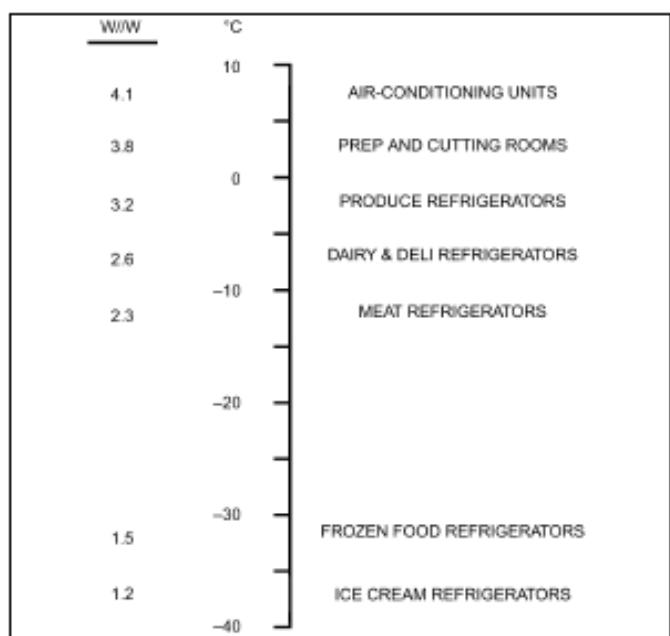


Fig. 22 Typical Single-Stage Compressor Efficiency

Túneles de Enfriamiento Rápido

El tiempo de enfriamiento o congelación (y calentamiento o descongelación) puede ser determinante en las características de los productos, especialmente en los alimentarios

El enfriamiento rápido reduce el metabolismo, reduciendo el envejecimiento y permite conservar las propiedades alimenticias

El enfriamiento seca el producto (pérdida de peso)

Eficacia

- Tipo, dimensión y colocación del producto
- Contacto producto con el medio refrigerante (envoltorio)
- Diferencia de temperatura producto refrigerante
- Velocidad de circulación del medio refrigerante
- Distribución del producto en la cámara/túnel
- Potencia cámara y cantidad de producto
- Aire seco a baja temperatura
- Aire húmedo a baja temperatura
- Inmersión en agua (salmuera) fría
- Adición de hielo
- Evaporación de agua bajo vacío
- Gasta poca energía
- Requiere menos superficie
- Produce gran pérdida de peso del producto
- Da peor calidad al producto

Sistemas

Estos sistemas pueden llegar a reducir el tiempo de enfriamiento en 5 veces el conseguido en una cámara tradicional de almacenamiento

Ultracongelación:

T^a < -18°C

INSTALACIONES FRIGORÍFICAS

Una de las aplicaciones más importantes del frío destinado a la conservación de alimentos se lleva a cabo en las Centrales Hortofrutícolas, industrias donde se realiza la manipulación y conservación de materias primas vegetales (frutos y hortalizas), con el objetivo de aumentar su valor añadido (aportando utilidades de espacio y de tiempo) del producto final. Estas industrias tienen una gran importancia en el sector agroalimentario español, dada la elevada producción de frutos (sobre todo cítricos, manzanas y peras), los cuales se destinan mayoritariamente a una larga conservación en almacenes refrigerados.

En la concepción y diseño de una Central Hortofrutícola se han de abordar dos bloques básicos:

- A. Almacén e instalaciones para la manipulación del producto.**
- B. Planta frigorífica para la conservación del producto, que, a su vez, se puede desglosar en:**
 - a. Cámaras frigoríficas**
 - b. Instalación frigorífica y otras.**

En la presente ponencia vamos a tratar, con las limitaciones de tiempo y de espacio obvias, de aspectos de diseño de las instalaciones incluidas en el apartado B); aunque muchas de las consideraciones que se hagan son válidas para cualquier tipo de central que trabaje con unos productos vegetales determinados, la mayoría de especificaciones que se citan se refieren particularmente al caso de centrales frutícolas que trabajan con manzana y pera.

CONCEPCIÓN DE LA CENTRAL HORTOFRUTÍCOLA

Secciones. Distribución en planta

En general, en una Central Hortofrutícola, el proceso que se lleva a cabo con los frutos y hortalizas contempla las siguientes etapas:

- · Recepción de materias primas
- · Acondicionado
 - Selección
 - Clasificación
 - Envasado
 - Tratamientos
- · Conservación
 - Pre-refrigeración
 - Almacenamiento refrigerado
 - Tratamientos coadyuvantes
- · Expedición

Con dicho proceso se pretende conseguir el siguiente objetivo:

“Acondicionar y conservar frutas y hortalizas en fresco, para aumentar su valor añadido, manteniendo al máximo su calidad, reduciendo las pérdidas y minimizando los costes del proceso”

Estas funciones y objetivos puede tener distinto grado de importancia, según el tipo de productos que se manipulan y conservan en cada central, lo cual viene condicionado por aquellos parámetros biológicos que determinan su mayor o menor perecibilidad; efectivamente, habrá productos en los que será muy importante el conjunto de operaciones de acondicionado, pero que no son aptos para una larga conservación frigorífica; y, en cambio, en el procesado de otros productos, tendrá un destacado papel la fase de conservación. Ello, lógicamente, tiene como consecuencia un diagrama de proceso distinto, una distinta tipología de tecnología y una concepción de la central diferenciada en cada caso particular; habitualmente, se denomina al primer tipo de industria con el nombre de "estaciones de envasado" mientras que el segundo tipo se correspondería con la acepción más específica y particular de lo que se entiende por "central hortofrutícola".

Para llevar a cabo estos procesos, las secciones que se han de contemplar en el diseño de una Central Hortofrutícola son:

- patio exterior
- área de recepción
- área de manipulación
- área de expedición
- área de cámaras de pre-refrigeración
- área de cámaras de conservación (frío normal y atmósfera controlada)
- antecámaras o pasillo
- sala de máquinas frigoríficas
- sala de equipos de atmósfera controlada - taller
- almacén de envases y palets
- centro de transformación eléctrica
- depósito de agua y estación de bombeo
- oficinas
- aseos y vestuarios
- laboratorio

La distribución de estas diversas secciones o áreas ha de hacerse mediante una disposición en planta en la que se tengan en cuenta los siguientes criterios:

- + Circulación racional de productos, tanto en el exterior como en el interior.
- + Economía de construcción
- + Fácil ampliación
- + Aspectos de ahorro energético
- + Proximidad entre secciones

Capacidad de almacenamiento. Dimensiones de cámaras frigoríficas

¿Qué capacidad de almacenamiento?

En una primera aproximación, hay que tener en cuenta la densidad de carga recomendada para cada producto: por ejemplo, en manzanas es de 220 a 250 kg/m³.

¿Cuántas cámaras frigoríficas?

Para decidir el número de cámaras, hay que considerar:

- + La necesidad de almacenar separadamente especies y variedades distintas:
 - o Las temperaturas óptimas para cada producto.
 - o Los valores específicos de O₂ y CO₂ para cada producto.
 - o Las sensibilidades a ciertas alteraciones entre los productos.
- + El período de almacenamiento contemplado en cada producto.
- + Posibilidades diarias de recolección, enfriamiento y acondicionado: el período recomendado en la carga sería de 5-6 días, y el período adecuado para la comercialización sería de 8-10 días.

¿Qué capacidad hay en las cámaras?

La capacidad de las cámaras frigoríficas suele limitarse a valores entre 100t y 400t; en general, las cámaras de atmósfera controlada serán de menor capacidad, dadas las exigencias mayores en un llenado y una descarga rápida de las mismas. Igualmente, las cámaras destinadas a la pre-refrigeración del producto que llega del campo se dimensionan con menor capacidad, por las mismas razones.

¿Qué dimensiones tienen las cámaras?

La capacidad determinada para cada cámara se consigue con unas dimensiones en planta y en altura adaptadas a las exigencias de: dimensiones de los envases (cajas, Pared x,...); obtención de una buena ventilación; espacios libres para la circulación del aire; y altura de apilado mediante transportadores mecánicos.

De acuerdo con ello, las dimensiones en planta suelen variar entre 15 y 25 m; la altura de las cámaras suele ser de 7, 8 y hasta 9 m; y los espacios libres entre la carga y los paramentos serán:

- Distancia entre envases: 0,05 m
- Distancia entre pared x y techo: 0,8 a 1,20 m
- Pared x y pared opuesta al evaporador: 0,5 a 0,8 m
- Pared x y pared cercana al evaporador: 0,50 m
- Pared x y pared lateral: 0,20 a 0,40 m

INSTALACIÓN DEL AISLAMIENTO EN CÁMARAS

Materiales aislantes

Los materiales aislantes son muy numerosos, y cada uno tiene su dominio de aplicación específico en función de sus propiedades. En el campo del almacenamiento de frutos en cámaras frigoríficas, dos son los aislantes especialmente recomendados: el poliestireno expandido y sobre todo el poliuretano en espuma (el cual se ha utilizado en los últimos años en paralelo a los paneles prefabricados).

Poliuretano. La espuma rígida de poliuretano es el material aislante más difundido en nuevas instalaciones, debido principalmente a dos características: pequeño valor de coeficiente de conductividad térmica y posibilidad de fabricación "in situ" (lo cual le hace especialmente apto para el sellado perfecto de juntas, en proyección, en inyección,...). Además, reúne unas buenas características de baja permeabilidad a los gases, lo que lo hace especialmente útil en las cámaras de atmósfera controlada. Este producto se fabrica según dos procedimientos distintos, obteniéndose varias calidades de producto final que se diferencian en sus propiedades térmicas y mecánicas (densidad, conductividad, resistencia a la compresión).

Poliestireno expandido. Es ampliamente utilizado para el aislamiento de cámaras de fruta; de todas maneras, cada vez más, está siendo reemplazado por la espuma de poliuretano. Se fabrica por dos procedimientos distintos (moldeo o continuo) que dan lugar a calidades muy diferentes.

Se recomienda su uso en algún caso de mayor exigencia normativa referente a su comportamiento al fuego, puesto que se puede fabricar en calidades auto-extingüibles (calidad M1).

"Styrofoam". Se trata de un poliestireno extruido, en el cual se mejoran las propiedades mecánicas y térmicas (buena resistencia a la compresión y débil permeabilidad al vapor de agua); se recomienda para la fabricación de suelos o en la fabricación de paneles prefabricados.

Barrera antivapor

Junto con el aislante, es necesaria la colocación de una barrera anti-vapor para evitar la difusión del vapor de agua hacia el interior de la cámara causado por la diferencia de presiones parciales del vapor de agua entre el exterior y el interior de la cámara. La inexistencia de dicha barrera o la colocación y mantenimiento defectuoso de la misma tiene consecuencias negativas: la entrada de calor hacia el interior de la cámara, un aumento en los desescraches de los evaporadores, el desprendimiento o rotura de los aislantes, etc.; el punto de colocación es en la cara caliente del aislamiento.

En la puesta en obra de estos materiales es importante el coeficiente de permeabilidad al vapor de agua (expresado en $\text{g}/\text{m}^2 \cdot 24\text{h}$) que presentan, y el espesor correcto que se aplica.

La aplicación de dichos materiales puede hacerse a partir de materiales en hojas (films de polietileno, fieltros bituminosos, etc.) o enlucidos (betún, en solución o emulsión). Los films presentan una permeabilidad al vapor de agua más conocida y constante en toda su superficie, si bien presentan dificultades en la puesta en obra de las juntas. Los enlucidos tienen la ventaja de no presuponer juntas, pero es difícil de aplicarlos según unos espesores regulares.

Sistemas de montaje de aislantes

Espesor de aislante. Para el cálculo del espesor necesario se tiene en cuenta un flujo de calor admitido a través de los cerramientos de 8 W/m^2 ; se considera como temperatura interior el valor de la temperatura de régimen elegido para la conservación del producto, y se toman aquellas temperaturas exteriores correspondientes al periodo más desfavorable para la transmisión de calor (verano). En tablas climáticas se puede encontrar las condiciones de temperatura exterior, valores que son corregidos en función de la orientación de la pared, para tener en cuenta el efecto de la radiación solar.

Aislamiento tradicional. Consta de la puesta en obra de los siguientes elementos: muro exterior, pantalla antivapor, aislante y, opcionalmente, revestimiento interior. Es un sistema de montaje que cada vez es menos frecuente; en su ejecución es preciso tener en cuenta el evitar o disminuir la existencia de puentes térmicos.

Aislamiento integrado. En este sistema, el panel prefabricado o “sandwich” substituye en un único elemento las diferentes partes y funciones del aislamiento tradicional. Consta de un alma central, a base de poliestireno o poliuretano con revestimiento metálico en ambos lados.

En la elección de un panel, hace falta prestar una especial atención a:

- densidad del alma de aislante (generalmente poliuretano de densidad $40-50 \text{ kg/m}^3$);
- naturaleza del revestimiento y su espesor;
- naturaleza de las juntas entre paneles: juntas secas o inyectadas.

En la puesta en obra, se puede utilizar dos sistemas de construcción: estructura externa o estructura interna, debiendo valorarse en cada caso las ventajas o inconvenientes de cada sistema (existencia de puentes térmicos, volumen útil de almacenamiento, tipo de aceros,...)

Hay que prestar una especial importancia en las uniones entre paneles (juntas con silicona u otros materiales), y en las uniones de las paredes con el suelo. Igualmente, es importante el asegurar una protección eficaz de los pies de paredes contra las infiltraciones de agua y los choques térmicos. Aunque no suele realizarse habitualmente, es recomendable el aislamiento de suelos, dada la mejor calidad conseguida en la conservación del producto; una solución de compromiso puede ser hacer únicamente un aislamiento perimétrico.

INSTALACIÓN FRIGORÍFICA

Fluido frigorígeno: ¿Amoníaco o Halogenado?

La elección de los fluidos frigorígenos se debe llevar a cabo en base a una serie de propiedades: termodinámicas, técnicas y económicas. En almacenes hortofrutícolas, se han venido utilizando principalmente los tres fluidos siguientes: R-12 y R-22 (de la familia de los halogenados), y el R-717 (amoníaco). El R-12 ha sido utilizado ampliamente, sobre todo en instalaciones de pequeña potencia; en cambio, el R-22 se encuentra en instalaciones de mayor potencia. Estos fluidos se ven directamente afectados por la normativa actual referente a sus propiedades medioambientales (ODP, GWP, TEWI). Por ello, el R-12 (como CFC que es) tiene prohibida su fabricación a partir del 1 de enero de 1995, y está prohibido su uso en las actuales instalaciones desde el año 2001; por otra parte, el R-22 (es un HCFC) tiene prohibido su uso desde el año 2010. En el primer caso, se recomienda como fluido de substitución el R-134a, y en el segundo caso se recomiendan, de momento, diversas mezclas azeotrópicas o zeotrópicas (R-404a, R-507, R-407c,...).

Con motivo de las restricciones legislativas para el uso de los fluidos halogenados con cloro en su molécula, cada vez se le da mayor importancia al amoníaco en las instalaciones frigoríficas, prestando especial interés en el diseño de las condiciones de seguridad en las mismas.

Fluidos frigotransportadores

La utilización de un fluido frigotransportador (agua glicolada) permite el funcionamiento de la instalación según un sistema indirecto. Ello presenta claras ventajas desde el punto de vista de funcionamiento (reserva de frío, régimen de compresores estable, carga de fluido pequeña, riesgo de fugas limitado, ...) así como ventajas en cuanto a una regulación de las condiciones del ambiente de la cámara (temperatura, humedad,...) más suave, lo que se traduce en unas menores pérdidas de peso en los productos almacenados.

Como inconvenientes, este sistema presenta unos mayores costes, tanto de inversión inicial como de funcionamiento. De todas maneras, cada vez tiene mayor difusión, dadas las problemáticas de los refrigerantes halogenados.

Compresores: ¿tornillo o pistón?

El compresor de la instalación frigorífica permite la producción de frío al succionar el fluido frigorífico en estado vapor que proviene del evaporador a baja presión y temperatura y comprimirlo hasta condiciones de alta presión y temperatura, para que este vapor pueda licuar en el condensador.

Para su selección y cálculo se parte de las necesidades de carga térmica del sistema, teniendo en cuenta tanto las necesidades máximas (en el momento de entrada de producto caliente a la cámara) como aquellas necesidades mínimas (que se presentan en el periodo de conservación o mantenimiento); estas últimas suelen tener un valor de alrededor del 20% de las primeras. Para un buen rendimiento energético y un adecuado funcionamiento de las máquinas, éstas han de trabajar en condiciones cercanas a su capacidad máxima. Habrá que elegir cuidadosamente el número de compresores adecuado, el cual deberá estar en relación con la variación y reparto de las cargas térmicas; en este sentido, los compresores han de estar provistos de dispositivos de reducción de potencia y de un buen sistema de regulación. Además de lo anterior, la elección del compresor tiene en cuenta otros criterios como: robustez, fiabilidad y seguridad en su uso.

En principio, los compresores de pistón se utilizan para potencias más bajas que en el caso de los compresores de tornillo. De todas maneras, actualmente, los rangos de potencia para ambos tipos se solapan en gran parte. Un compresor de pistones presenta las siguientes características:

- se asocia a tasas de compresión poco elevadas, lo cual es difícil en el caso del amoníaco;
- por otra parte, es particularmente sensible a los accesos de refrigerante líquido, sobre todo si la instalación no dispone de botella antigolpes de líquido;
- su rendimiento disminuye notablemente con el descenso de la temperatura de evaporación en la zona de baja;
- la variación de potencia es discontinua;
- su funcionamiento basado en un movimiento alternativo de los diferentes elementos genera fuertes tensiones mecánicas, lo cual exige mayores necesidades de mantenimiento y reparaciones.
- Por otra parte, un compresor de tornillo:
 - permite altas tasas de compresión, adecuado para el caso del amoníaco (sin embargo, estas máquinas tienen una potencia mínima de 30 - 40 kW con este fluido);
 - tolera más fácilmente los golpes de líquido;
 - su regulación de potencia es continua, en un amplio margen, lo que le hace particularmente adecuado para reemplazar varios compresores de pistón;
 - al tratarse de máquinas rotativas, los problemas mecánicos son menores, lo que permite aumentar su longevidad y disminuir su mantenimiento;
 - su nivel sonoro es mayor.

Sala de máquinas centralizada o instalación “monoblock”

La instalación tipo “monoblock” se caracteriza por el hecho de que cada cámara está alimentada por una o dos equipos individuales, comportando su condensador (que suele ser de aire o agua) y su evaporador o evaporadores. Suelen corresponderse con instalaciones de media potencia, trabajando con refrigerantes halogenados y mediante evaporadores de expansión seca.

En la instalación centralizada, se diseña los compresores conjuntos en una sala de máquinas, para dar servicio, en paralelo, a las líneas de alimentación de los evaporadores y a las líneas de aspiración de los mismos. La condensación se lleva a cabo en uno o varios condensadores trabajando en paralelo; el tipo de condensador suele ser de agua perdida o evaporativo, y, en menor grado, de aire. El fluido frigorífico es amoníaco o halogenado, y la alimentación de los evaporadores se realiza mediante expansión directa, o más habitualmente, mediante un sistema inundado alimentado por bombas.

En el sistema centralizado, existe la posibilidad de transferir frío a aquellas cámaras que lo precisen, según los diversos regímenes de funcionamiento previstos; el balance térmico para el diseño de la instalación se calcula para satisfacer las necesidades máximas del conjunto de las cámaras. En cambio, en el caso de las instalaciones descentralizadas, la potencia frigorífica debe ser la adecuada para extraer la carga térmica máxima prevista en cada cámara frigorífica, sin que sea posible transferir potencia de una cámara a otra.

Los valores de potencia frigorífica suelen variar entre: 25 - 30 W/m³ (en el caso de mantenimiento); valores de 40 - 50 W/m³ (en carga de cámaras); y 60 W/m³ o más (para cámaras de pre-refrigeración). Los niveles de coeficientes de recirculación se han de mover en el mismo orden que estos valores de carga térmica. La potencia frigorífica instalada en su día en muchas instalaciones frutícolas resulta insuficiente, actualmente, para cubrir de manera eficaz las necesidades de carga de producto más rápida que se lleva acabo (en 5-6 días).

Condensadores: ¿aire o agua?

En el condensador del sistema frigorífico tiene lugar la cesión de calor desde el fluido frigorígeno hacia un medio exterior frío, que puede ser aire o agua.

En condensadores de aire, el intercambio eficaz precisa de una gran superficie de intercambio y un caudal elevado, siendo difícil poder rebajar la presión de condensación para mejorar el rendimiento de la instalación.

En condensadores de agua, se produce una mejor transferencia térmica y es posible trabajar a unos niveles de presión de condensación bajos; sin embargo, hay que prestar especial atención a un mantenimiento riguroso (tratamientos del agua, limpieza). Para mejorar el ahorro de agua, se ha de diseñar una torre de enfriamiento que permita recircular el agua utilizada en la condensación.

El condensador evaporativo es uno de los sistemas más utilizados (sobre todo con amoníaco); constituye una solución intermedia, en la que se aprovechan las ventajas del agua y del aire, y se limitan sus inconvenientes. Es la mejor solución desde el punto de vista de ahorro del agua consumida, por lo que es especialmente recomendable en el caso de escasez de agua o carestía de la misma.

Evaporadores

Desde el punto de vista de la explotación de la cámara frigorífica, el evaporador es el equipo principal; de sus características y buena regulación depende las variaciones (en el espacio y en el tiempo) de los parámetros de conservación: temperatura, humedad relativa, velocidad del aire, etc., los cuales son responsables de la conservación de los frutos y de las pérdidas de peso de los mismos.

Los principales criterios a tener en cuenta son:

- Capacidad adaptada a la carga térmica de la cámara frigorífica.
- Superficie de transmisión alta, recomendándose como mínimo unos 0,5 m²/m³ de la cámara (o entre 1,4-1,7 m²/t de fruta).
- Separación de aletas de 7 mm, como mínimo.
- Salto térmico pequeño, para lo que es especialmente útil el tipo de instalaciones con amoníaco o con agua glicolada.
- Sistema de alimentación que permita reducir las fluctuaciones de las condiciones de la cámara: válvulas electrónicas, válvulas de tres vías.
- Coeficiente de recirculación: entre 20 - 30 recirculaciones/hora (en conservación); y entre 40 - 60 (en enfriamiento).
- Velocidad del aire: entre 2 - 4 m/s (frente a los ventiladores); y entre 0,3 - 0,5 m/s en el espacio libre alrededor de los frutos y envases.

La ubicación en la cámara deberá ser de tal manera que se obtenga una correcta recirculación de aire a lo largo de todo el espacio de la cámara, para lo que, complementariamente, deberá realizarse una estiba adecuada y dejar los espacios libres necesarios para la circulación del aire. El sistema de programación de funcionamiento de los ventiladores (ventilación automática, ventilación permanente,...) tiene una gran influencia en la eficacia del enfriamiento y en los costes del proceso.

El desescarche de los evaporadores, en la frecuencia y el periodo necesario, no deberá ocasionar fluctuaciones de las condiciones ambientales de las cámaras frigoríficas:

El desescarche por aire es un sistema bastante recomendado, pues permite una ventilación de la cámara y perturba poco las presiones en la atmósfera (lo que resulta especialmente necesario en cámaras de Atmósfera Controlada); permite una aportación de humedad hacia el ambiente, mientras se está procediendo al desescarche; su inconveniente principal es que resulta lento el desescarche, y si se prolonga la operación más allá de lo necesario ocasiona una introducción de calor en el interior de la cámara, secando el ambiente y aumentando las pérdidas de peso en el producto almacenado.

El desescarche por agua es un sistema más rápido y eficaz siempre y cuando no nos encontremos con temperatura negativa que ocasione la congelación del agua en forma de hielo. Para compensar la extracción de agua del aire ambiente que se produce, se puede mantener una ventilación adicional al final del periodo de desescarche que ayude a restituir humedad hacia la cámara. El cómputo del caudal de agua de desescarche da una buena información sobre el correcto funcionamiento de la cámara.

El desescarche por resistencias eléctricas u otros sistemas (gas caliente, ciclo invertido) son más costosos, si bien presentan una alta eficacia, sobre todo en cámaras con temperatura negativa.

INSTALACIÓN DE ATMÓSFERA CONTROLADA

La elevada producción de manzanas y peras en el mundo exige, cada vez más, una extensión del periodo de comercialización a un tiempo próximo al año. Ello se corresponde, a su vez, con la creciente demanda, por parte de los consumidores, de aquellos frutos que presentan los más altos estándares de calidad (comercial, higiénica y nutritiva). Para frenar el metabolismo y, así, mantener al máximo la calidad de las manzanas y peras a lo largo de su almacenamiento, es necesario aplicar la tecnología de Atmósfera Controlada, la cual supone mantener el producto en un ambiente pobre en O_2 y rico en CO_2 , a la vez que se cumplen los siguientes requisitos:

1. Aplicarlo a frutos recolectados en el estado de madurez óptimo, el cual deberá ser distinto en función del destino del producto (conservación a corto o largo plazo, venta inmediata, industria, ...).
2. Refrigerar rápidamente el producto hasta la temperatura de régimen de régimen
3. Rápida puesta a régimen de la atmósfera de almacenamiento.
4. Mantener y regular la composición gaseosa de la atmósfera de forma precisa.

Los niveles de O_2 y CO_2 generalmente recomendados para la conservación de manzanas y peras varían entre un 3 y 4% y entre un 2 y 5%, respectivamente. En los últimos años se vienen recomendando, para algunos casos, atmósferas controladas con bajos niveles de oxígeno (alrededor de un 1-2%) denominándose las mismas como atmósferas controladas con bajo oxígeno, en un sentido amplio; en sentido estricto, se suelen distinguir las siguientes técnicas:

Atmósfera Controlada Estándar (AC) 5,0% > O₂ > 3,0%

Bajo Oxígeno (LO, “Low Oxygen”) 3,0% > O₂ > 2,0%

Muy Bajo Oxígeno (ULO, “Ultra Low Oxygen”) 1,9% > O₂ > 1,2%

Hiper Bajo Oxígeno (HLO, “Hyper Low Oxygen”) 1,1% > O₂ > 0,8%

A nivel comercial, cada vez son más las industrias hortofrutícolas que aplican las nuevas técnicas LO y ULO; en cambio, la técnica HLO supone un gran riesgo de posibles daños por hipoxia en los frutos. Las principales ventajas conseguidas con las atmósferas bajas en oxígeno, en comparación con la AC estándar son:

- Una mayor duración del almacenamiento y posterior vida útil del fruto.
- Una mejor retención de la calidad del fruto a lo largo del almacenamiento y a la salida de almacén; ello ha sido constatado tanto en condiciones experimentales como en condiciones comerciales. Los principales beneficios obtenidos se refieren a los atributos de: aspecto externo, textura y sabor del fruto, medidos tanto con métodos instrumentales como sensoriales.
- Y, finalmente, una reducción de ciertas alteraciones fisiológicas de los frutos almacenados en frío (como es el caso del escaldado superficial en manzanas y peras, fisiopatía en la que intervienen procesos oxidativos en la piel del fruto, los cuales se ven frenados con el uso de AC con bajos niveles de oxígeno). Esta acción es especialmente interesante para el sector, dada la creciente restricción legislativa (en países productores y en países importadores) en el uso de productos químicos poscosecha (especialmente antiescaldantes en manzanas y peras). En el caso de las podredumbres, también hay una acción beneficiosa de dichos tipo de atmósferas, aunque los efectos son menos marcados.

Cabe también tener en cuenta, sin embargo, que una aplicación inadecuada de dichas técnicas puede suponer fenómenos de hipoxia en los tejidos vegetales, que se traduzcan en un metabolismo anaerobio en los frutos; ello, finalmente, puede derivar en daños en la epidermis, en la pulpa y en el corazón de los frutos (pardeamientos, cavernas, ...), con las consiguientes pérdidas de cantidad y calidad de la cosecha.

Igualmente, se ha señalado que, en algún caso, dichas atmósferas pueden suponer menor síntesis de componentes volátiles y cambios en el perfil aromático de los frutos, lo cual tiene una transcendencia comercial importante desde el punto de vista del aroma que el consumidor espera de una especie y variedad determinadas.

Tecnológicamente, para poder conseguir aplicar en la práctica dichas técnicas con éxito se impone, hoy día, la implementación de la instalación de atmósfera controlada con los siguientes elementos:

A) Excelente hermeticidad de las cámaras.

En las cámaras con atmósferas muy bajas en O₂ es especialmente necesaria una adecuada estanqueidad o hermeticidad que limite la entrada de aire externo hacia el interior de la cámara, por debajo de los niveles de consumo de oxígeno respiratorio que la propia fruta es capaz de llevar a cabo. Para ello, se utilizan diversos materiales que aseguran la consecución de una capa hermética en todo el perímetro de la cámara, sin olvidar, tampoco, las características estructurales de las paredes, el pavimento, las puertas y todos los conductos y tuberías que penetran desde el exterior hacia el interior del recinto. Los principales materiales de estanqueidad utilizados son: telas plásticas, poliéster, poliuretano, revestimientos metálicos y paneles "sandwich"; cada sistema tiene sus ventajas y sus inconvenientes y, en general, hasta después de los primeros años de funcionamiento, no se detectan éstos últimos. En este sentido, es obligado realizar periódicamente pruebas de hermeticidad (como el "test Marcellin") para poder diagnosticar y corregir cualquier causa de mala hermeticidad.

Igualmente, para evitar entradas de aire exterior hacia el interior de la cámara, es necesaria la colocación de pulmones compensatorios y válvulas equilibradoras de presión, que eviten modificaciones importantes de la atmósfera interior en la cámara por cualquier causa (funcionamiento de la batería frigorífica, funcionamiento de los aparatos generadores de atmósfera, cambios en la presión atmosférica, etc.).

B) Barridos de la atmósfera con Nitrógeno (industrial o generado "in situ").

Ello permite, de una manera rápida y segura, conseguir tiempos cortos de puesta a régimen, así como alcanzar niveles de O₂ tan bajos como los recomendados en las técnicas ULO. El nitrógeno a utilizar puede provenir: o bien en forma de gas o líquido a presión (en botellas o tanques instalados en la proximidad de las cámaras, los cuales son llenados periódicamente a partir del suministro por parte de diferentes empresas de gases); o bien a partir de equipos separadores de aire que generan una atmósfera rica en nitrógeno. Estos sistemas presentan como principal ventaja técnica: una rápida capacidad de eliminación del oxígeno de la cámara, lo cual se consigue con una acción de barido que permite, a la vez, eliminar otros volátiles perjudiciales para la conservación de la fruta (etileno, CO₂ , etc.). Por otra parte, su funcionamiento puede automatizarse fácilmente para que, de una manera segura, puedan entrar en funcionamiento ante cualquier variación de los niveles de gases deseados. La elección de uno u otro sistema se basará en criterios técnicos y, sobre todo, económicos para cada caso concreto de industria hortofrutícola, contemplando tanto los costes de inversión inicial como los costes de explotación a lo largo de las sucesivas campañas de almacenamiento.

Los separadores de aire constituyen la última generación de equipos de atmósfera controlada que vienen a substituir, cada vez más, a aquellos equipos tradicionalmente utilizados en el sector (quemadores catalíticos de propano de ciclo abierto o cerrado, intercambiadores de difusión, reactores de amoniaco, ...). Estos separadores permiten obtener producciones de nitrógeno del orden de algunas decenas a algunas centenas de Nm³/h, con purezas del orden del 95- 99% o, incluso, más. Podemos utilizar dos tipos de equipos: separadores de aire tipo PSA y separadores de aire por membranas.

El sistema PSA (“Pressure Swing Adsorption”) permite separar el oxígeno y el nitrógeno presentes en el aire atmosférico en función de su adsorción selectiva sobre un lecho de carbón molecular (CMS) sobre la que se hace pasar la corriente en ciclos alternativos de presión/depresión. En el caso del separador de membranas su funcionamiento se basa en la permeabilidad selectiva de los diferentes gases presentes en el aire atmosférico a través de una membrana semipermeable. En ambos sistemas, la instalación se completa con los siguientes elementos: un compresor del aire, filtros, calentadores y un depósito pulmón para almacenar el nitrógeno obtenido.

El principal inconveniente que se le señala a estos equipos es la sensibilidad al envejecimiento de las membranas y del carbón activo, tanto más importante en cuanto que la renovación de dichos elementos supone un importante coste de explotación. Por otra parte, los sistemas son muy simples en su funcionamiento y diseño mecánico, y, por su carácter modular, permite adaptarse flexiblemente a diversas necesidades industriales.

Aunque dichos sistemas permiten eliminar, si es necesario, el anhídrido carbónico de las cámaras (actuando, pues, tanto en la fase de “pull-down” como en la de “scrubbing”), en la práctica es necesario contar con absorbedores de carbón activo para eliminar dicho gas; éstos equipos han sufrido, también, una gran mejora en su funcionamiento en los últimos años, con la finalidad de: poder mantener niveles muy bajos de anhídrido carbónico (tal como se requiere de una manera especial en las técnicas LO/ULO y, sobre todo, para el caso de variedades y especies no tolerantes a elevados niveles de CO₂); y no introducir oxígeno “parásito” en el interior de las cámaras como consecuencia de las regeneraciones periódicas del lecho de carbón con aire proveniente del ambiente exterior o de las propias cámaras.

C) Análisis y control preciso de la composición gaseosa.

Ello es particularmente necesario en el caso de aplicar las técnicas LO y ULO (donde trabajamos con niveles de oxígeno muy cercanos al punto de asfixia de los tejidos) para evitar riesgos y daños por hipoxia en el producto almacenado. Hoy día, las instalaciones modernas están equipadas con analizadores electrónicos (que suelen ser de tipo paramagnético, para el O₂ y de infrarrojos para el CO₂). Dichos aparatos permiten, con la gestión informatizada correspondiente, tener memorizados todos los análisis de las concentraciones de gases en la cámara, visualizarlos en pantalla y/o en posterior transcripción impresa, y, finalmente, actuar sobre los equipos de atmósfera controlada correspondientes para corregir desviaciones de los valores de consigna deseados. Ello constituye una herramienta de gran utilidad para el control y regulación de la instalación por parte del técnico.

INSTALACIÓN DE PRE REFRIGERACIÓN

La pre-refrigeración es una técnica recomendable para conseguir el enfriamiento rápido del producto hortofrutícola, permitiendo una mejor calidad del mismo a lo largo del posterior periodo de almacenamiento refrigerado o a lo largo de su comercialización.

Así pues, se recomienda especialmente en el caso de producciones muy perecederas, ya sea por sus características fisiológicas y/o por recolectarse en épocas de elevada temperatura, o por su elevada sensibilidad a desarrollo rápido de daños por microorganismos.

El nivel de temperatura a alcanzar depende principalmente de la tolerancia al frío del producto; así podrá ser de unos 0 °C para frutos de hueso o de unos 10-12 °C para frutos tropicales o subtropicales. La rapidez de enfriamiento está marcada en gran parte por el medio de enfriamiento utilizado: aire frío, agua fría, vacío, hielo o sistemas mixtos.

Las principales instalaciones que se utilizan para el pre-enfriamiento son:

- Cámaras de pre-refrigeración
- Cámaras modificadas (pared soplante, pared aspirante)
- Túneles de pre-refrigeración
- Pre-enfriadores por agua fría (“hydrocoolers”)
- Pre-enfriadores por vacío (“vacuum coolers”)
- Hielo (“ice cooler”)

La selección del equipo adecuado se realiza en función de:

- **el producto** (considerando principalmente su compatibilidad morfológica, anatómica y fisiológica frente al medio frío con el que está en contacto).
- **la eficiencia de enfriamiento buscada, y a los costes** (tanto de instalación inicial como de funcionamiento).

1.4. Tuberías.

CONSIDERACIONES GENERALES DE DISEÑO.

Hemos de tener en cuenta que muchos de los problemas que se producen durante el funcionamiento de una instalación frigorífica, pueden deberse directamente a un diseño inadecuado y/o a la instalación de la tubería del refrigerante y accesorios, no debe descuidarse la importancia de los procedimientos para un diseño e instalación apropiada. En general, la tubería del refrigerante deberá ser diseñada e instalada de acuerdo a:

1. Asegurar el suministro de refrigerante adecuado para todos los evaporadores.
2. Asegurar el regreso positivo y continuo de aceite al cárter del compresor.
3. Evitar pérdidas excesivas de presión del refrigerante las cuales innecesariamente reducen la capacidad y eficiencia del sistema.
4. Evitar la entrada de refrigerante líquido al compresor durante su operación o cerrado del ciclo o arranque del compresor.
5. Evitar el estancamiento del aceite en el evaporador o en la tubería de succión con lo cual consecuentemente puede regresar al compresor en forma golpes con el posible daño al compresor.

Hemos de tener en cuenta además que:

- Pérdidas de presión muy elevadas en la línea de aspiración, nos producen una disminución del COP de la instalación.
- Unas pérdidas de presión muy elevadas en la línea de líquido que baje la presión del refrigerante por debajo de la de saturación puede producir burbujas en el mismo.
- La velocidad de circulación del fluido por las tuberías debe de ser lo suficientemente elevada para que se produzca el retorno del aceite al cárter del compresor.

PÉRDIDAS DE PRESIÓN.-

Al estudiar las pérdidas de presión en las tuberías de una instalación frigorífica, hemos de tener en cuenta que estas se producen por dos causas, como son:

las causas dinámicas y las causas estáticas.

$$\Delta P_T = \Delta P_D + \Delta P_E$$

Siendo:

$$\Delta P_T = \text{Pérdidas de presión totales}$$

$$\Delta P_D = \text{Pérdidas de presión dinámicas}$$

$$\Delta P_E = \text{Pérdidas de presión estáticas}$$

Las pérdidas de presión dinámicas son producidas al circular el fluido por las tuberías y se deben por un lado a las pérdidas de presión que se producen al circular el fluido refrigerante por los tramos rectos de tuberías, este tipo de pérdidas dependen del régimen de circulación del fluido por la tubería y a la rugosidad de la misma, todo esto se tiene en cuenta en un factor que se denomina factor de fricción y que se representa por λ y, que se calcula mediante las fórmulas:

RÉGIMEN LAMINAR

El régimen laminar es aquel en que el número de Reynolds es menor de 2.000, el número de Reynolds se calcula por la fórmula:

$$Re = \frac{v * \Phi * d}{\mu}$$

Siendo:

Re = Número de Reynolds en m/s

Φ = Diámetro del tubo en m

d = Densidad del fluido en Kg/m³

μ = Viscosidad dinámica en Kg/m*s

En este tipo de régimen el valor del coeficiente de fricción f viene dado por la fórmula de Poiseuille:

$$f = 64/Re$$

REGÍMENES NO LAMINARES.-

Para regímenes cuyo $Re \geq 2000$ Colebrook desarrollo la siguiente formula que puede aplicarse de manera general a tuberías lisas, semi rugosas y rugosas.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left[\frac{k}{3,71D} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right]$$

Siendo k la rugosidad absoluta (altura media de las imperfecciones). No confundirla con el coeficiente "K" de perdidas de carga secundaria en accesorios.

DIAGRAMA DE MOODY.-

El diagrama de Moody permite calcular el coeficiente de fricción (f) necesario para poder aplicar la fórmula de Darcy, partiendo de la rugosidad relativa y del nº de Reynolds.

Pasos a seguir:

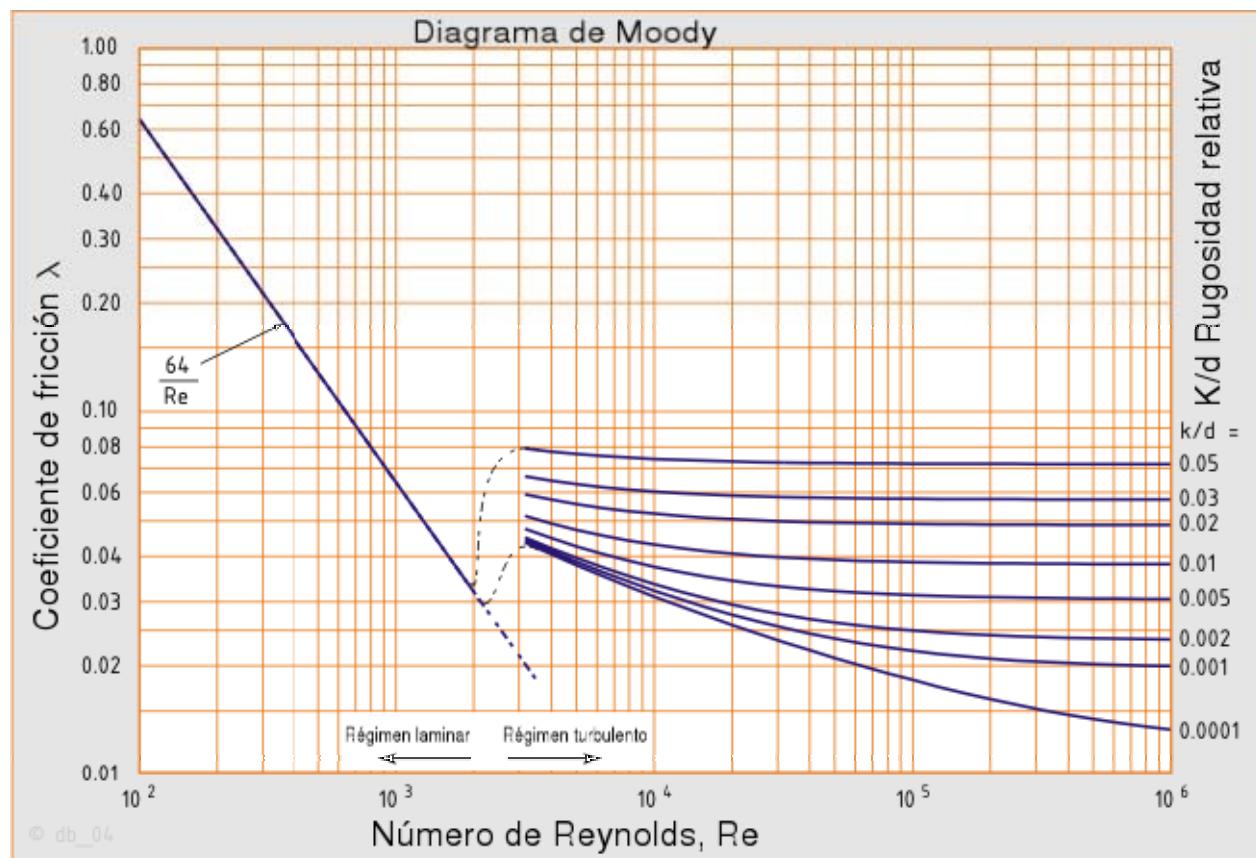
- 1) Según el material de la tubería, se toma el coeficiente K (rugosidad absoluta) de las tablas que aporte el fabricante y se calcula r (rugosidad relativa).

$$r = k/D$$

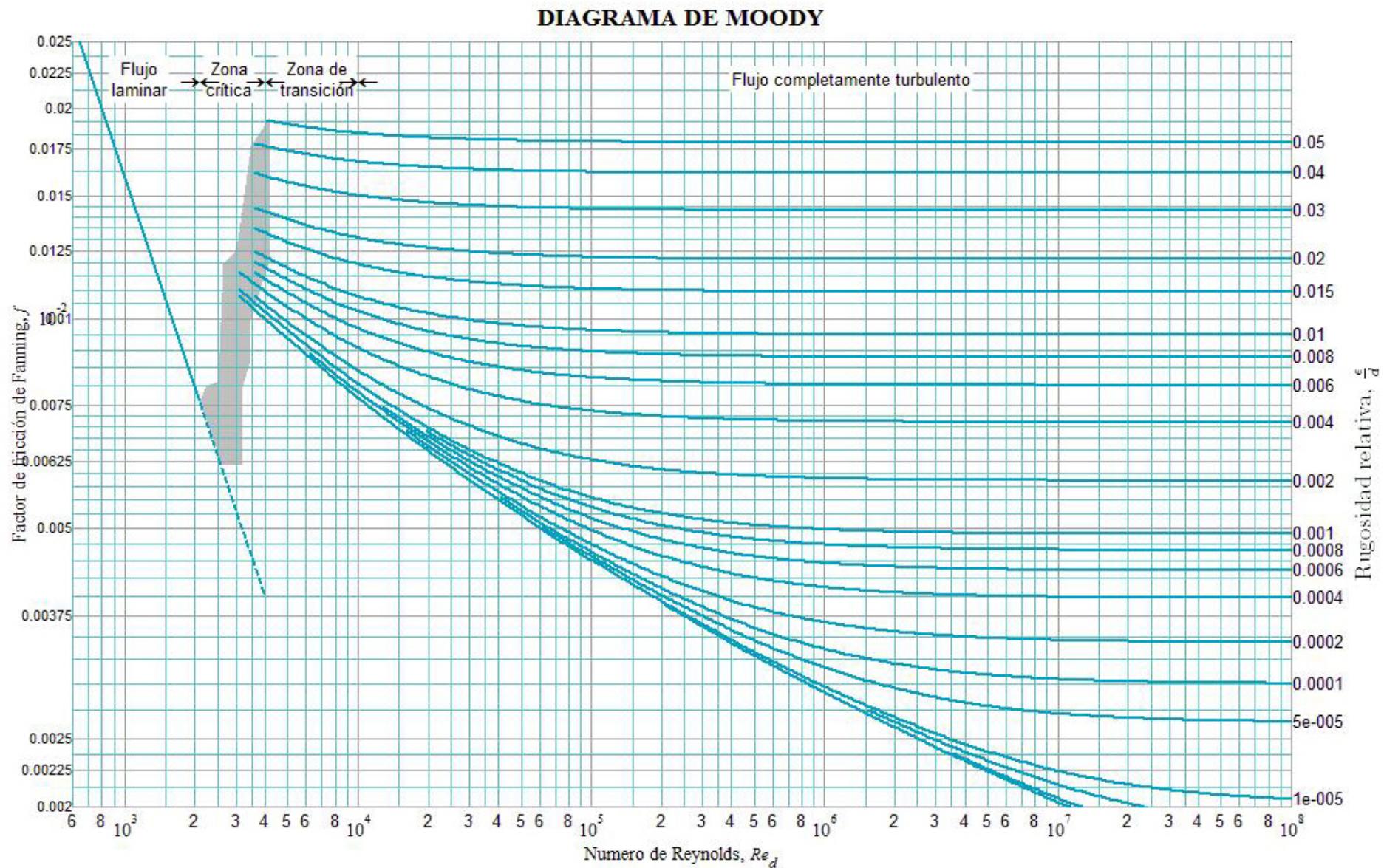
- 2) Calculamos el nº de Reynolds teniendo en cuenta la viscosidad cinemática ν obtenida de una tabla donde su valor depende de la temperatura.

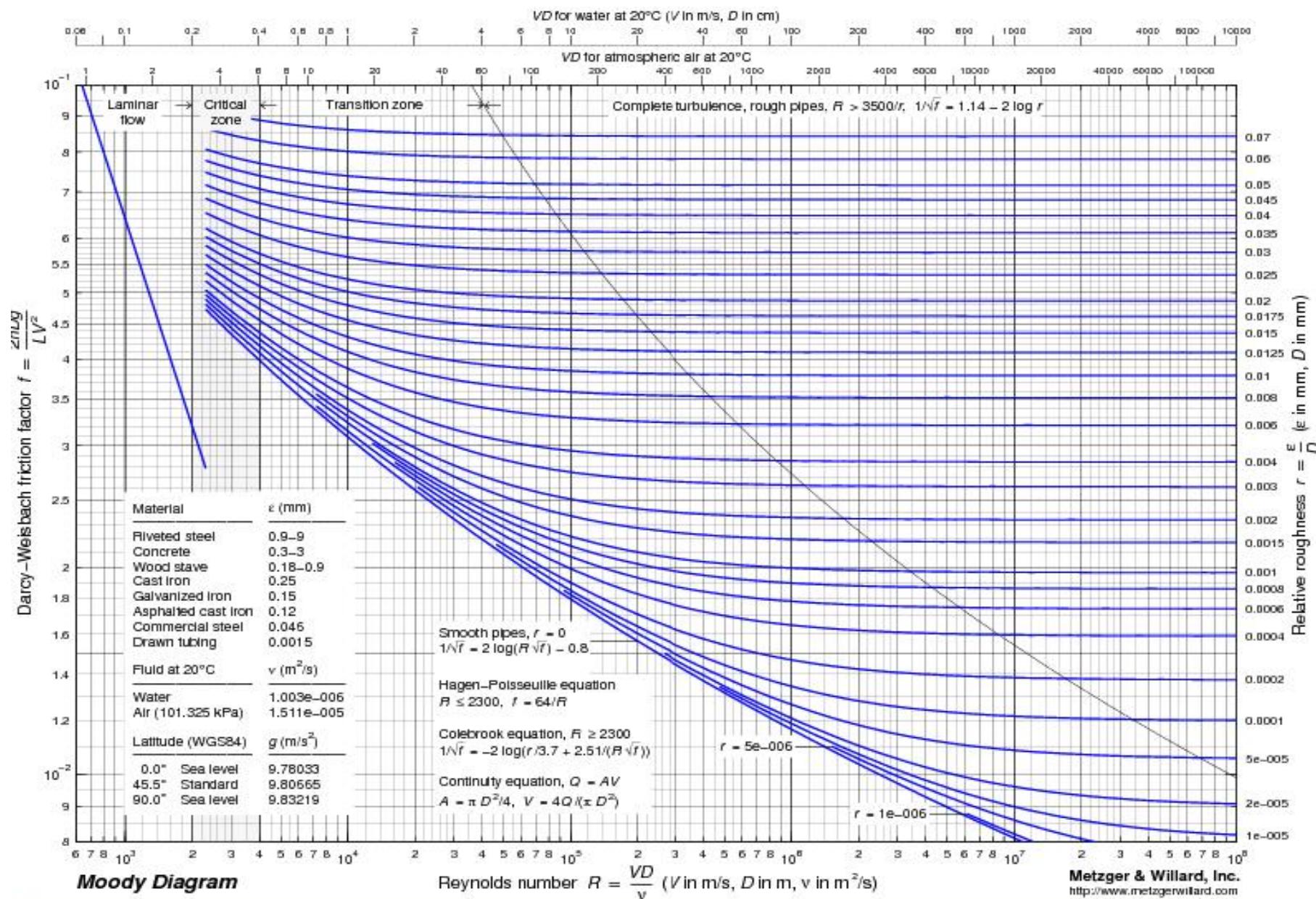
$$Re = \frac{\nu * \Phi * d}{\mu}$$

- 3º Leemos f en el diagrama de Moody y aplicamos la fórmula de Darcy.



Otros diagramas con más detalles:





PÉRDIDAS DE CARGA EN TRAMOS RECTOS.-

Una vez conocido el valor del coeficiente de fricción podemos determinar las pérdidas dinámicas en los tramos rectos de tuberías, las pérdidas de carga lineales se obtienen con la expresión formula de Darcy-Weisbach para tuberías circulares.

$$\Delta P_1 = f * \frac{p_e * v^2}{2 * g} * \frac{L}{\Phi}$$

Donde:

ΔP = Pérdidas de presión dinámicas en los tramos rectos de tubería en m. c. a.

L = Longitud de la tubería en m

Φ = Diámetro de la tubería en m

v = Velocidad de circulación del fluido en m/s

g = Constante de la gravedad m/s²

f = Factor de fricción

p_e = Peso específico del fluido kg/m³

Esta formula se puede expresar en función del caudal en m³/s y el diámetro interior en m.

$$\Delta P_1 = f * \frac{L * v^2}{2 * g * \Phi} = f * \frac{L}{\Phi} * \frac{Q^2 * 16}{\pi^2 * \Phi^4 * 2 * g} = Cte * f * \frac{L * Q^2}{\Phi^5}$$

Si las pérdidas las expresamos por metro de tubería, vendría dada por

$$\frac{\Delta P_1}{L} = Cte * f * \frac{Q^2}{\Phi^5}$$

PÉRDIDAS EN TRAMOS NO LINEALES Y ACCESORIOS.-

Y por otro las pérdidas de presión dinámicas en las tuberías se deben las producidas al circular el fluido por los accesorios, como son los codos, curvas, derivaciones, llaves de paso, etc

Se pueden calcular de dos formas:

- Mediante la formula parecida a la de Darcy:

$$\Delta P_2 = K * \frac{V^2}{2g}$$

Ecuación fundamental de las pérdidas de carga secundaria.

Siendo K un coeficiente que dependerá de cada accesorio y que lo proporcionara el fabricante de cada uno de ellos mediante tablas.

- Mediante el sistema de longitud de tubería equivalente.

Consiste en sustituir el accesorio por una tubería recta que produce igual pérdida de carga. Dicha longitud se llama L_{eq} y es ficticia puesto que lo que existe en la instalación es el accesorio.

Los fabricantes de accesorios facilitan unos nomogramas, en los cuales es posible calcular los metros de tubería equivalente (m.t.e.) a los que podemos asimilar la perdida producida por cada accesorio.

Una vez que en el nomograma sepamos la L_{eq} iríamos a la formula de Darcy y sustituiríamos:

$$\Delta P_2 = f \frac{L_{eq}}{D} \cdot \frac{V^2}{2g}$$

Otros cálculos asimilan directamente las pérdidas de los accesorios a las pérdidas de carga secundarias: $L_{eq} \approx H_2$.

PÉRDIDAS DE CARGA TOTALES.-

$$\Delta P_T = \Delta P_1 + \Delta P_2 = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} + f \frac{L_{eq}}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} = f \frac{L + L_{eq}}{D} \frac{V^2}{2g}$$

Uno de los principales problemas que se presentan en las instalaciones frigoríficas en la selección correcta del diámetro de las tuberías de refrigerantes, es asegurar el retorno del aceite al compresor, el correcto trabajo de la válvula de expansión, y por tanto el funcionamiento adecuado de la instalación frigorífica.

CRITERIOS EN EL DIMENSIONADO DE TUBERÍAS DE DESCARGA, LÍQUIDO Y SUCCIÓN.-

En las tuberías de líquido el aceite es arrastrado por el refrigerante, por lo que la circulación del mismo está asegurada, y no es por tanto el criterio para la selección del diámetro de la tubería una velocidad mínima determinada. Por el contrario son líquidos que se encuentran cerca de su estado de saturación, y una pérdida excesiva de presión, podría originar la entrada del refrigerante dentro de la campana de saturación, o lo que es lo mismo la aparición de burbujas de vapor dentro de la corriente líquida. Este hecho provocaría un mal funcionamiento del dispositivo de expansión que se encuentra al final de esta línea, antes de la entrada al evaporador. Así pues dicha pérdida debe estar limitada, y debe ser función del grado de subenfriamiento que posea el líquido refrigerante.

Ante un determinado grado de subenfriamiento (en °C), cada refrigerante permite una determinada diferencia de presiones, antes de introducirse en la campana de saturación (relación entre ΔT y el correspondiente ΔP para cada refrigerante en la campana de saturación, a la temperatura que se encuentre). Es por ello por lo que se habla de pérdida de carga en °C.

De otra parte el hablar de pérdida de carga en °C, posee una ventaja práctica adicional el de fijar el grado de subenfriamiento mínimo que debemos conseguir (igual o superior a la pérdida de carga en °C), para asegurar la llegada de refrigerante en forma líquida a la entrada del dispositivo de expansión, y por tanto su adecuado funcionamiento.

En general se suele imponer una pérdida de carga alrededor de 0,5 °C. De otra parte velocidades superiores a 2 m/s no deben seleccionarse, ya que provocaría ruidos, vibraciones y desgaste de asientos de válvulas, etc.

Respecto a las que transportan gas (tanto aspiración como descarga), deberíamos distinguir entre la utilización de freones y amoniaco, debido a que los primeros son miscibles con el aceite y el amoniaco no. Este hecho conlleva que cuando se utiliza amoniaco existe una decantación al encontrarse en forma líquida (el aceite desciende y el amoniaco flota), concentrándose en el fondo del condensador y del evaporador, por lo que deben instalarse sistemas de vaciado, purga de aceite, en estos elementos con el fin de retornar el aceite al compresor.

En las tuberías de gas, el escaso aceite que a través del separador de aceite, se encuentra en forma de gotas líquidas, y para que sea arrastrado por la corriente de gas, debe circular a una cierta velocidad en tramos horizontales o descendentes, suele aconsejarse velocidades mínimas de 3 m/s.

En tuberías con freones y flujos ascendentes la velocidad mínima que asegura un arrastre del aceite es función del diámetro de interior de la tubería, y de la temperatura a que se encuentre, existiendo una situación crítica con más temperaturas bajas. Por último velocidades superiores a 15 m/s en tuberías de gas no son aconsejables, por posibles ruidos, vibraciones, y excesivas pérdidas de carga.

Resumiendo en las tuberías de gas, las velocidades serán:

◆ Velocidad mínima	<ul style="list-style-type: none"> ○ Tuberías ascendentes 7 ó 8 m/s ○ Tuberías descendentes 3 ó 4 m/s
◆ Velocidad máxima	<ul style="list-style-type: none"> ○ No se aconseja sobrepasar los 15 ó 20 m/s

Estos criterios se basan en la utilización de aceites típicos de refrigeración, en caso de utilizar aceites especiales se debe consultar con el suministrador del mismo, la velocidad mínima aconsejada.

En definitiva se deben proyectar las tuberías de aspiración y descarga imponiendo una cierta velocidad del fluido refrigerante, y no fijando una determinada pérdida de carga en °C, aunque en la práctica suelen proyectarse para una pérdida de carga de alrededor de 1 °C, esta forma de proyectar puede a veces originar velocidades bajas y el no retorno del aceite al compresor.

1.4.1. Línea de succión (aspiración).-

Hemos de tener en cuenta que al circular el refrigerante en estado gaseoso, por esta tubería lo hace a temperaturas bajas o muy bajas, haciendo que el aceite se vuelva más viscoso y dificultando el retorno de éste al compresor.

Para ello las velocidades mínimas del gas dentro de la tubería de aspiración deben ser:

TRAMOS HORIZONTALES ----- 2,5 m/s

TRAMOS VERTICALES ----- 5 m/s

La selección del diámetro de la tubería la realizaremos fijando una pérdida de carga, que generalmente la fijamos en grados centígrados, así para esta tubería, y para los distintos refrigerantes es:

R – 134 a ----- 2 psig

R – 507 y R – 404A ----- 3 psig (equivalente a 2° F ≈ 1°C)

1.4.2. Línea de descarga.-

Se debe de seleccionar de forma que la tubería tenga un diámetro lo suficientemente pequeño, como para dar una velocidad adecuada que permita el arrastre hacia el condensador del aceite caliente vaporizado, y por otro lado se debe evitar una pérdida de presión elevada.

Para ello las velocidades mínimas del gas dentro de la tubería de descarga deben ser:

TRAMOS HORIZONTALES ----- 2,5 m/s

TRAMOS VERTICALES ----- 5 m/s

La selección del diámetro de la tubería la realizaremos fijando una pérdida de carga, que generalmente la fijamos en grados centígrados, y que no debe ser superior a 6 psig.

1.4.3. Línea de líquido.-

En las tuberías de líquido el aceite es arrastrado por el refrigerante, por lo que la circulación del mismo está asegurada, y no es por tanto el criterio para la selección del diámetro de la tubería una velocidad mínima determinada.

La selección del diámetro de la tubería de líquido, la realizaremos fijando una pérdida de carga, que generalmente la fijamos en grados centígrados de 3 a 6 psig, similar a un cambio en la temperatura de 0,5 °C a 1 °C.

Para el diseño de las tuberías en instalaciones frigoríficas, se pueden realizar mediante ábacos y sobre todo mediante programa informáticos.

EJEMPLO PARA LA ELECCIÓN DE TUBERÍAS A TRAVÉS DE GRÁFICOS

Para la elección de tuberías en una instalación frigorífica existen gráficos o tablas que nos indicarán si el tubo está trabajando en la zona media ó en el límite admisible, como para que pueda circular la cantidad de refrigerante requerida en la instalación sin sufrir notables cambios en cuanto a pérdidas de presión, velocidades, etc.

EJEMPLO:

Refrigerante: R-22

Potencia: 17.5 Kw /h (15.000 Fg/h)

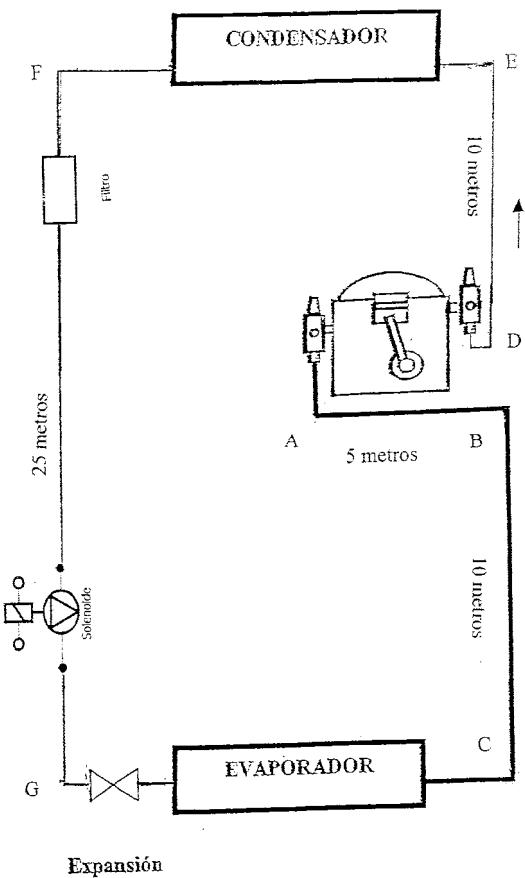
Tramo A-B = 5 metros Tramo B-C = 10 metros
Tramo D-E = 10 metros Tramo F-G = 25 metros

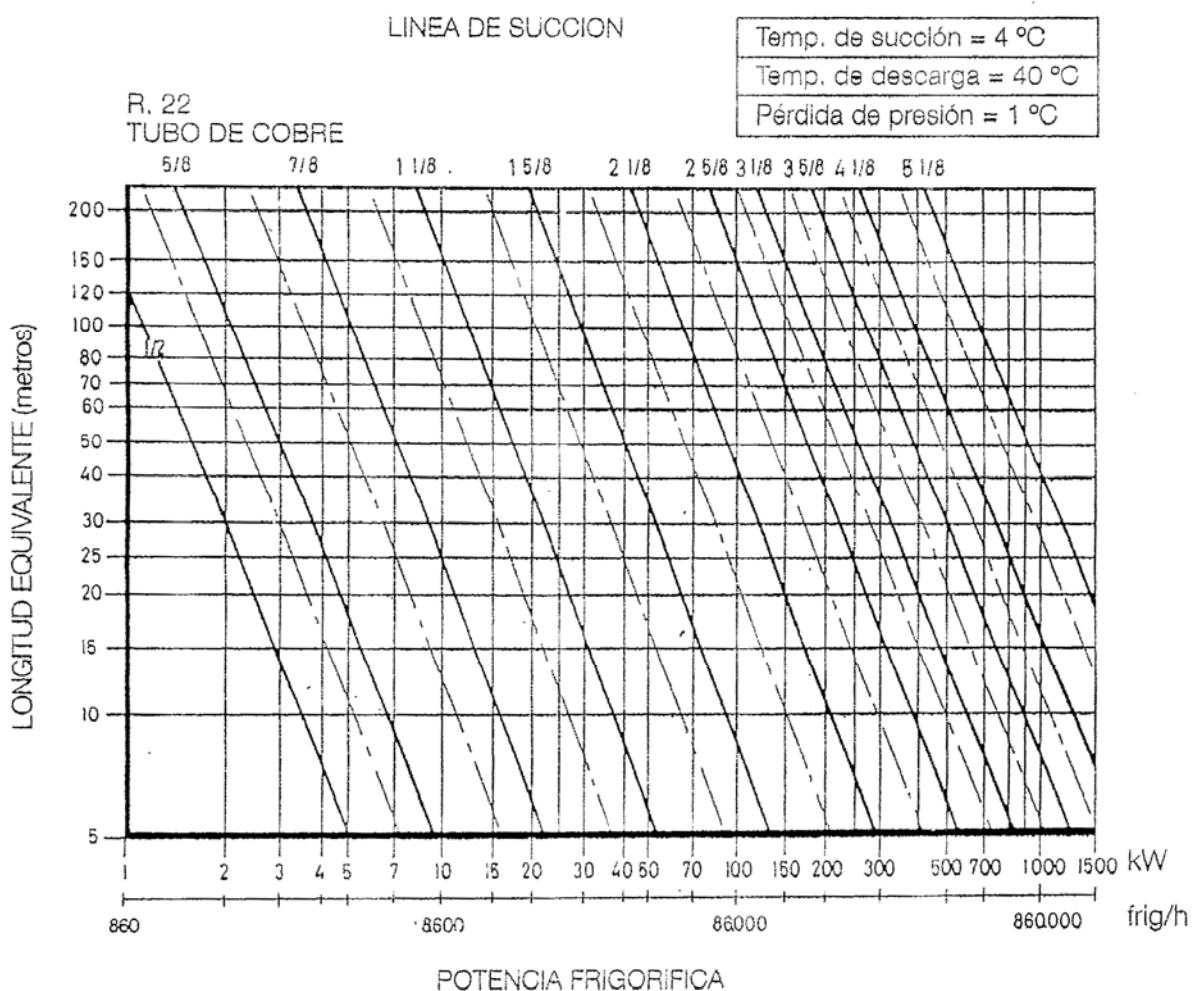
Línea de aspiración:

Longitud tuberías = 5 metros + 10 metros = 15 metros reales Normalmente a este valor se le añade un 10 % de seguridad = 1,5 metros Longitud total = 17 metros (redondeando)

Pasando este valor en la tabla se puede comprobar que sale un diámetro de tubería que está entre 7 / 8" y 1", pero el punto de convergencia está más cercano a 1" por lo que seleccionamos este diámetro.

Para este diámetro de 1", que hemos tomado como diámetro equivalente de 17 metros, la pérdida de carga de la válvula de aspiración del compresor (válvula en ángulo) es según la tabla de entre 5 y 8 metros, por lo que tomaremos un valor al alza de 7 metros.



**TABLA DE RESISTENCIA DE LOS ACCESORIOS**

	Diámetro de tubo	5/8	7/8	1 1/8	1 5/8	1 5/8	2 1/8	3 1/8
Tipo de accesorio	Curva (metros equivalentes)	0,3	0,6	0,7	0,9	1,2	1,5	2,5
	Codo radio corto (" ")	0,3	0,4	0,6	0,9	0,9	1,0	1,5
	Válvula en ángulo (" ")	4,0	5,0	8,0	10,0	12,0	17,0	25,0
	Válvula de compuerta (" ")	2,5	3,5	4,5	5,0	6,0	8,5	12,0

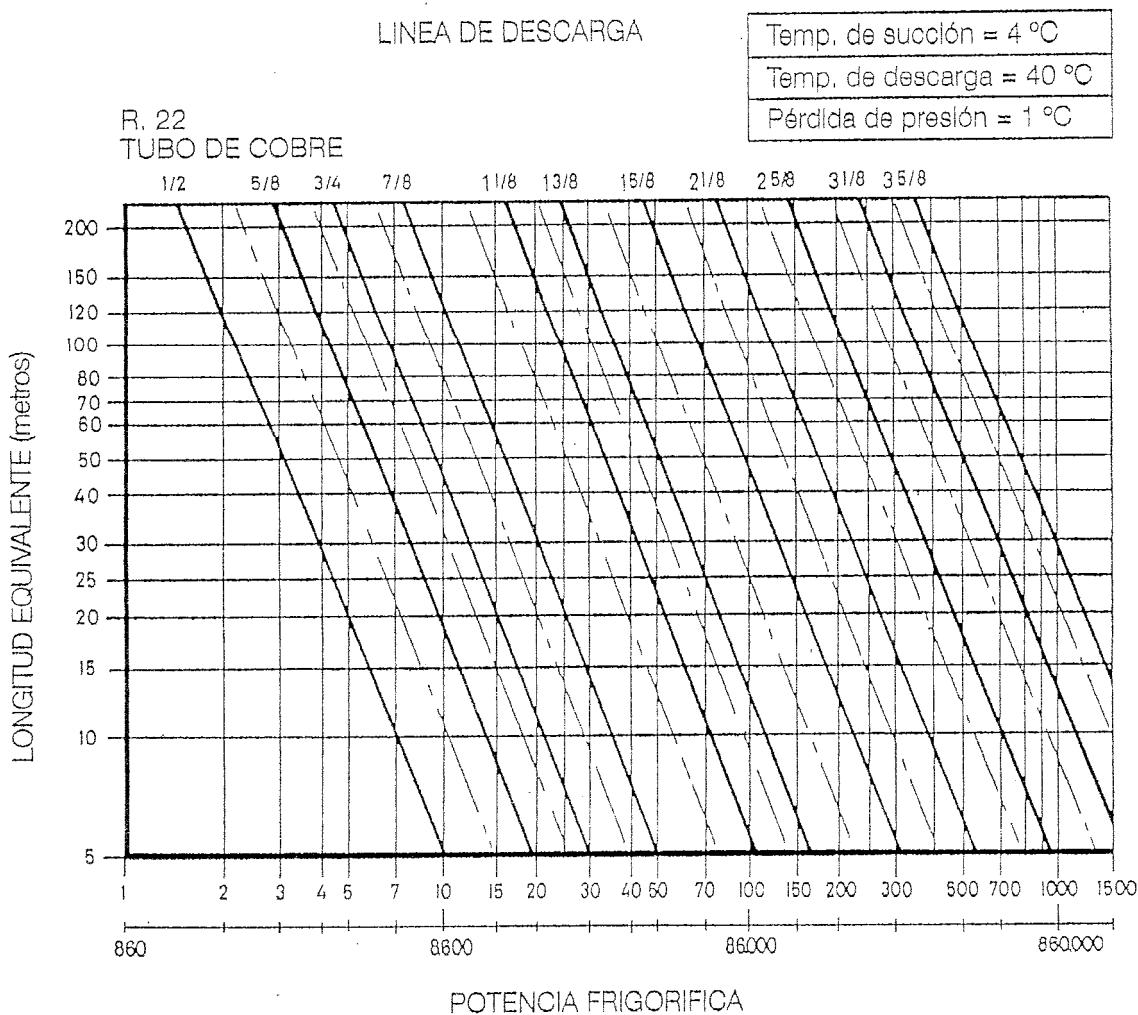
A Los 17 metros le añadimos los 7 metros de pérdida de carga equivalentes, dando un total de 24 metros.

Volvemos de nuevo al gráfico de la línea de succión y comprobamos que ahora estamos con un diámetro ligeramente inferior a 1", lo que significa que la elección de este diámetro es correcta.

Línea de descarga:

En la línea de descarga tenemos 10 metros de tubería, a los que sumaremos un 10 % de seguridad, dando un total de 11 metros.

En la tabla se puede comprobar que sale un diámetro superior a $5/8"$ e inferior a $3/4"$, y seleccionamos el diámetro de $3/4"$.



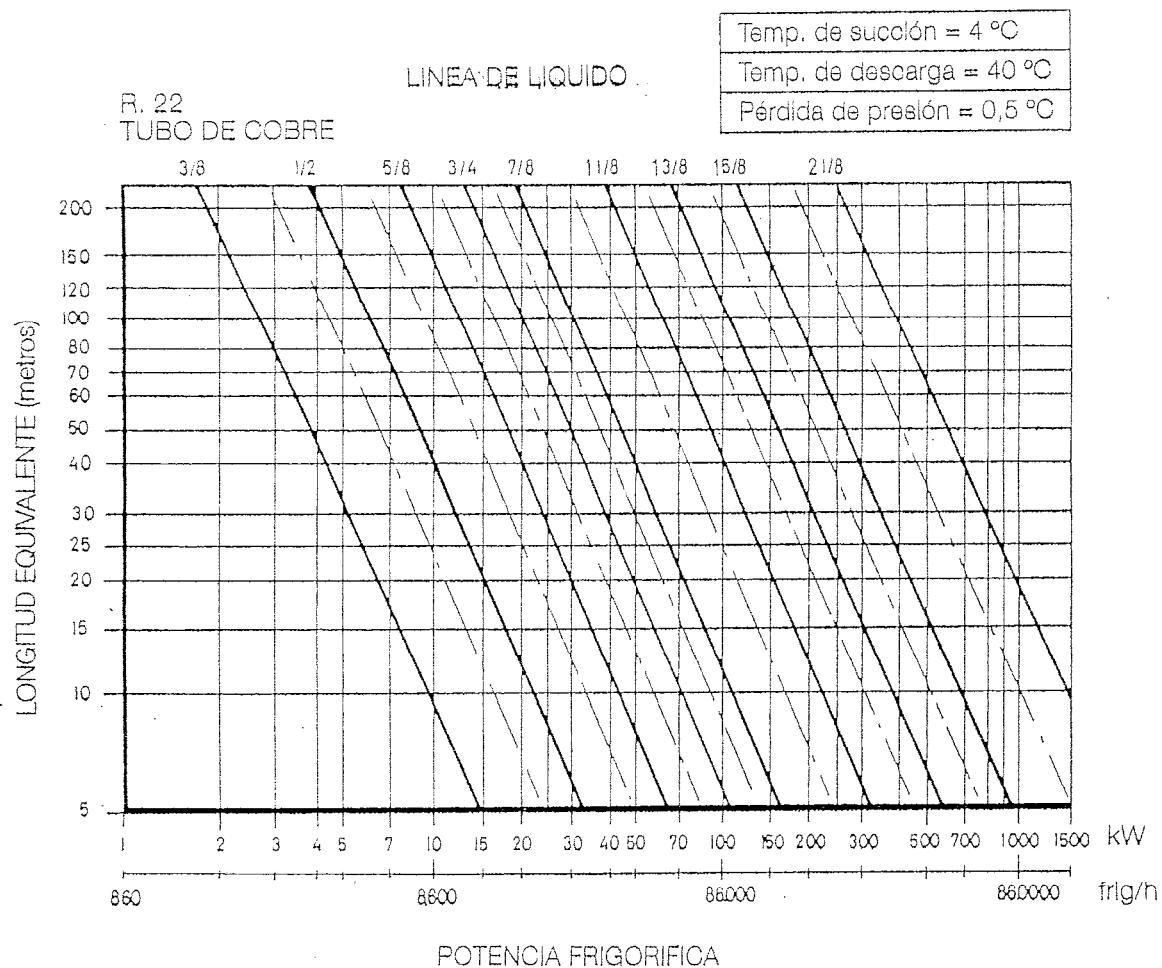
Para este diámetro de $3/4"$, que hemos tomado como diámetro equivalente de 11 metros, la pérdida de carga de la válvula de descarga del compresor esta entre 4 y 5 metros, por lo que tomaremos un valor a la alza de 5 metros, que le sumaremos a los 11 metros de longitud de tuberías dando un total de 17 metros.

Volvemos al gráfico y comprobamos que la tubería de $3/4"$ queda al límite admitido, por lo que la elección de este diámetro es correcta.

Línea de líquido:

La línea de líquido tiene una longitud de 25 metros en total, que añadiendo un 10 % de seguridad da un total de 27,5 metros (tomaremos para los cálculos 30 metros).

El diámetro de tubería por la longitud equivalente resulta según el gráfico, entre 1 / 2" y 5/8", por lo que tomaremos un diámetro de 5/8".



La válvula solenoide, el filtro deshidratador y el visor proporcionan una pérdida de presión respectivamente de $5 + 0.4 + 0.6 = 6$ metros, dando un total equivalente de 36 metros.

Según el gráfico de la línea de líquido estamos con un diámetro ligeramente inferior a 5/8", por lo que consideramos que la elección de esta línea también es correcta.

Por lo tanto las líneas calculadas serán:

- . Línea de aspiración de 1"
- . Línea de descarga de 3 / 4 ". Línea de líquido de 5 / 8 "

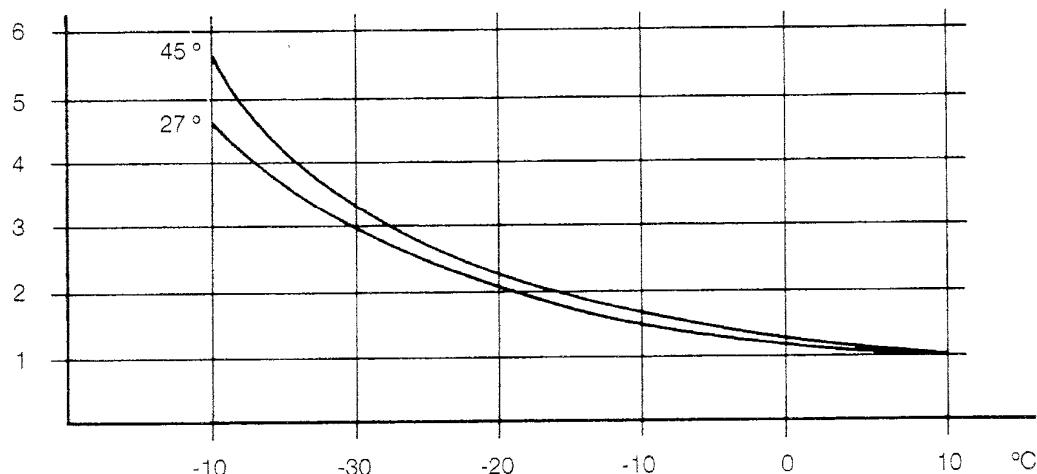
Factores de corrección aplicables a las gráficas:

Las gráficas utilizadas están confeccionadas con unas condiciones de trabajo específicas, que en nuestro caso corresponden a una temperatura de evaporación de +4 °C. y una temperatura de condensación de + 40 °C., siempre que las condiciones de trabajo varíen, es necesario utilizar un factor de corrección que deberá aplicarse tanto en el cálculo de las líneas de aspiración como en las de descarga.

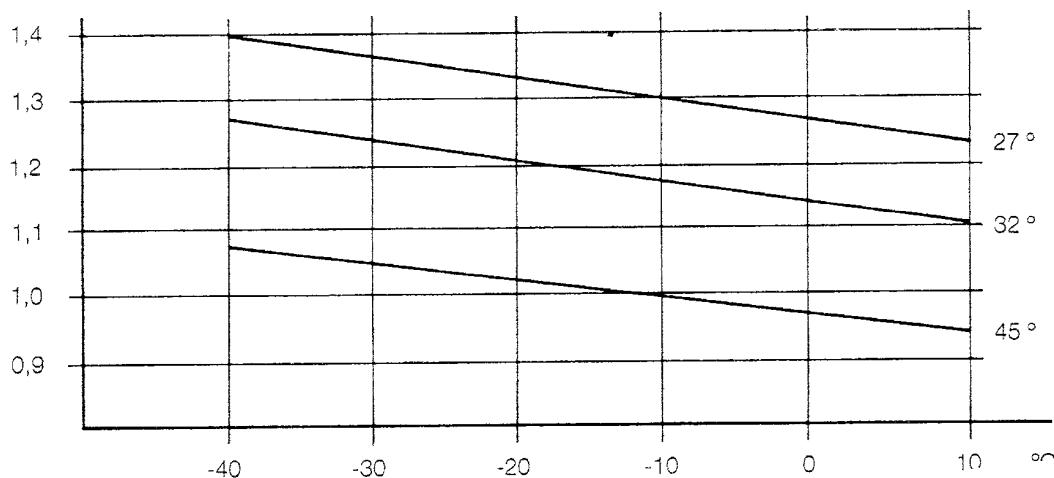
El eje vertical de la izquierda del gráfico, indica el factor de corrección.

El eje horizontal indica la temperatura de evaporación. Las curvas son diferentes para las temperaturas de condensación a las que se trabaje.

Líneas de succión



Líneas de descarga



Para utilizar estas gráficas, primero seleccionar los factores de corrección, y después multiplicar la potencia frigorífica por este factor de corrección. La nueva potencia hallada es la que se utiliza para entrar en la gráfica.

b) Resultados de aprendizaje y criterios de evaluación

3. Configura instalaciones frigoríficas de pequeña potencia, seleccionando los equipos y elementos y justificando la elección en función del campo de aplicación y la reglamentación vigente.

Criterios de evaluación:

- a) Se ha identificado y aplicado la normativa correspondiente.
- b) Se han calculado las cargas térmicas y se ha determinado la potencia frigorífica de la instalación.
- c) Se han dimensionado las tuberías del circuito frigorífico para una instalación, utilizando tablas y programas informáticos.
- d) Se han especificado el tipo de refrigerante y la cantidad y el tipo de aceite lubricante para una instalación frigorífica.
- e) Se han tenido en cuenta las repercusiones medioambientales de los gases fluorados de efecto invernadero.
- f) Se han especificado los parámetros de control (temperatura exterior, interior, recalentamiento, subenfriamiento, consumos eléctricos, presiones en el circuito frigorífico e hidráulico y ciclos de desescarche, entre otros) en una instalación frigorífica.
- g) Se han seleccionado los elementos constituyentes de la instalación a partir de los datos calculados y utilizando catálogos comerciales.
- h) Se ha elaborado el presupuesto utilizando catálogos comerciales.
- i) Se ha colaborado entre compañeros durante la realización de las tareas.
- j) Se han respetado las normas de utilización de los medios informáticos.
- k) Se ha mostrado interés por la evolución tecnológica del sector.

c) Contenidos

procedimentales

- Configuración de instalaciones frigoríficas de pequeña potencia:

- Determinación de la potencia frigorífica.
 - Selección de máquinas y elementos.

- Configuración de instalaciones de climatización de pequeña potencia:

- Determinación de las cargas térmicas.
 - Selección de equipos y elementos.
 - Cálculo de conductos.

- Representación de planos y esquemas de principio.

- Elaboración de presupuestos.

conceptuales

- Cámaras frigoríficas: comerciales e industriales.

- Máquina y equipos en instalaciones frigoríficas de pequeña potencia.

- Máquina y equipos en instalaciones de climatización de pequeña potencia.

actitudinales

- Atención a las normas de representación gráfica.

- Rigor en la elaboración de planos en los formatos normalizados.

- Importancia de prestar especial atención a los manuales de configuración, instalación y uso de los distintos elementos.

- Colaboración entre compañeros y compañeras durante la realización de las tareas.

- Interés por la evolución tecnológica del sector.

- Respeto por las normas de utilización de los medios informáticos.

RESUMEN

ANEXO 1

Módulo: 0037		Técnicas de montaje de instalaciones						
Nº	Título de la práctica						Curso:	
1	Alumno:							
Apellidos y Nombre:								
Fecha:								
2	Descripción de la práctica							
3	Tiempo empleado		Tiempo prevision de _____ horas					
Fechas								
Horas								
Horas totales de realización de la práctica por el alumno								
4	Objetivos de la práctica							
5	Proceso de trabajo empleado							

6	Herramientas utilizadas en el proceso						
7	Maquinaria utilizada en la práctica						
8	Instrumentos de medida utilizados en la práctica						
9	Planos, esquemas y diagramas utilizados						
10	Observaciones del alumno sobre la práctica						
11 Calificación obtenida							
Comprensión del trabajo realizado	Calidad de acabado	Tiempo de ejecución	Plano de la práctica	Memoria de la práctica	Suma	Nota media obtenida	

Cuestionario de autoevaluación

Bibliografía