

Sumario Cálculos necesidades térmicas. Balances energéticos de las dos instalaciones.

A.1	Necesidades térmicas.....	3
A.1.1	Introducción	3
A.1.2	Datos y cálculos previos.....	4
A.1.2.1	Cálculo del volumen y superficie de transmisión de las cámaras.....	4
A.1.2.2	Cálculo de la masa de producto almacenable.....	5
A.1.2.3	Estimación de la masa de producto de rotación diaria almacenable.....	6
A.1.2.4	Determinación de la temperatura máxima exterior.....	7
A.1.2.5	Cálculo del coeficiente Global de Transmisión.....	7
A.1.2.6	Tabla resumen de los datos y cálculos previos.....	9
A.1.3	Estimación de las cargas térmicas.....	9
A.1.3.1	Introducción	9
A.1.3.2	Carga térmica por transmisión de calor por paredes, techo y suelo.....	10
A.1.3.3	Carga térmica debida a los servicios (luces, personas, entrada toro, etc.).....	12
A.1.3.4	Carga térmica debida a las infiltraciones	14
A.1.3.5	Carga térmica por enfriamiento del género	17
A.1.3.6	Carga térmica debidas a la respiración del producto fresco	19
A.1.3.7	Carga debida al calor desprendido por los ventiladores	21
A.1.3.8	Tabla resumen y necesidades térmicas totales	23
A.2	Potencia frigorífica.....	25
A.2.1	Instalación descentralizada de R-404A	25
A.2.1.1	Introducción	25
A.2.1.2	Cámara funcionando como almacén de congelados.....	25
A.2.1.3	Cámara funcionando como almacén de frescos.....	25
A.2.2	Instalación centralizada de AMONIACO.....	26
A.2.2.1	Introducción	26
A.2.2.2	Demanda máxima de potencia para congelados.....	26
A.2.2.3	Demanda máxima de potencia para frescos	27



A.2.3	Tabla resumen de la potencia frigorífica necesaria en las instalaciones	27
A.2.3.1	Tabla resumen de la potencia frigorífica en la instalación descentralizada de R-404A	27
A.2.3.2	Tabla resumen de la potencia frigorífica en la instalación centralizada de AMONÍACO.....	27
A.3	Balance energético	28
A.3.1	Instalación descentralizada de R-404A	28
A.3.1.1	Cámara de congelados.....	28
A.3.1.2	Cámara bitempera.....	33
A.3.2	Instalación centralizada de R-717 (Amoníaco)	39
A.3.2.1	Cálculos previos para la selección del compresor de la etapa de baja.....	39
A.3.2.2	Ciclo frigorífico condicionado	41
A.3.2.3	Ciclo frigorífico de máxima eficiencia	52



A.1 Necesidades térmicas

A.1.1 Introducción

El cálculo de las cargas térmicas se utiliza para estimar las necesidades de frío por día (MJ/día), y así poder dimensionar la maquinaria frigorífica necesaria para producir frío a partir de energía eléctrica.

No es necesario distinguir entre los dos tipos de instalación frigorífica, la centralizada (Booster) y la descentralizada (Simple etapa). Las cargas térmicas estimadas en este apartado se tendrán en cuenta para diseñar ambas instalaciones.

A continuación se muestra un esquema de la distribución en la nave industrial de las cámaras y la situación de la sala de máquinas, en el caso de la instalación centralizada.

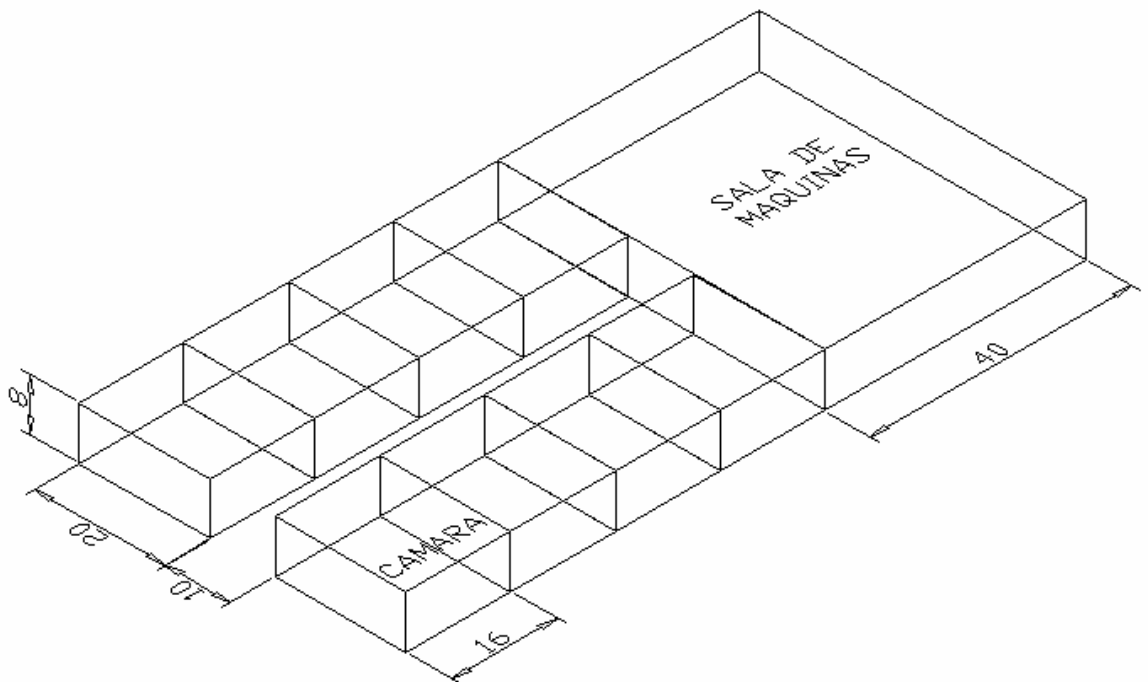


Gráfico 1. Croquis de la distribución de las cámaras.



A.1.2 Datos y cálculos previos

Se requiere conocer y definir previamente al cálculo de las cargas térmicas los siguientes datos y conceptos.

A.1.2.1 Cálculo del volumen y superficie de transmisión de las cámaras

Todas las cámaras tienen las mismas dimensiones. Consecuentemente se realizará la estimación de las cargas térmicas para una sola cámara y para sus dos posibles modos de trabajo: como almacén de producto congelado o como almacén de producto fresco.

		DIMENSIONES CAMARA [m]
LONGITUD	L	20
ANCHO	A	16
ALTURA	H	8

Tabla 1. Tabla de dimensiones cámaras frigoríficas.

La expresión para calcular el volumen de las cámaras es la siguiente:

$$V = A \times L \times H \quad (\text{Ec. 1.1})$$

donde:

V = Volumen de la cámara en [m³]

A = Ancho de la cámara [m]

L = Longitud de la cámara [m]

H = Altura de la cámara [m]

Entonces el volumen de las cámaras según Ec. 1.1 resulta ser de: **V = 2.560 m³**.

La expresión para calcular la superficie total del suelo, el techo y las paredes es la siguiente:

$$S_{spt} = 2 \times (A \times L) + 2 \times (A \times H) + 2 \times (L \times H) \quad (\text{Ec. 1.2})$$

donde:

S_{spt} = Superficie total del suelo + techo + paredes [m²]

A = Ancho de la cámara [m]

L = Longitud de la cámara [m]

H = Altura de la cámara [m]

Entonces la superficie total del suelo, el techo y las paredes de las cámaras según Ec. 1.2 resulta ser de: **S_{spt} = 1.216 m²**.



En el frío industrial, a diferencia de la climatización, no se distingue entre suelo, paredes y techo, y tampoco se tiene en cuenta su orientación porque el género enfriado en la cámara tiene una elevada inercia térmica y no resulta relevante en los resultados entrar en estos detalles.

A.1.2.2 Cálculo de la masa de producto almacenable

La masa de producto almacenable es la cantidad máxima de masa de producto que se puede almacenar en la cámara.

Ésta es útil para la estimación de las necesidades de frío de la cámara porque en los apartados 1.3 y 1.4 se plantean los datos necesarios para determinar el caso más desfavorable que se deberá poder abastecer con la instalación frigorífica que se plantee. El caso más desfavorable es aquel en que la cámara está prácticamente llena, es decir, que solo le falta la carga de rotación diaria para llegar a contener la masa de producto almacenable.

Debemos distinguir entre almacén de producto fresco y almacén de producto congelado.

Masa de producto fresco almacenable

La expresión para calcular la masa de producto fresco almacenable es la siguiente:

$$M_{pf} = d_f \times V \quad (\text{Ec. 1.3})$$

donde:

M_{pf} = masa de producto fresco almacenable [kg]

d_f = Densidad estiva de producto fresco [kg/m³], empleando **225 kg/m³**. Valor tomado de la referencia bibliográfica [3].

V = Volumen de la cámara en [m³]

Entonces la masa de producto fresco almacenable según la ecuación 1.3 resulta ser de:

$$M_{pf} = 576 \times 10^3 \text{ kg.}$$

Masa de producto congelado almacenable



La expresión para calcular la masa de producto congelado almacenable es la siguiente:

$$R_{pf} = M_{pc} \times \frac{10}{100} \quad (\text{Ec. 1.4})$$

donde:

M_{pc} = masa de producto congelado almacenable [kg]

d_c = Densidad estiva de producto congelado [kg/m^3], empleando **400 kg/m^3** . Valor tomado de la referencia bibliográfica [3].

V = Volumen de la cámara en [m^3]

Entonces la masa de producto congelado almacenable según la ecuación 1.4 resulta ser de:

$$M_{pc} = 1.024 \times 10^3 \text{ kg.}$$

A.1.2.3 Estimación de la masa de producto de rotación diaria almacenable

La masa de producto de rotación diaria almacenable es la cantidad máxima de producto nuevo que puede introducirse al día en una cámara tanto si está vacía como si está llena.

Masa de producto fresco de rotación diaria

En el caso del producto fresco se ha previsto un **10%** de la masa de producto fresco almacenable como la masa de producto fresco de rotación diaria para no disparar la necesidad térmica.

La expresión para calcular la masa de producto fresco de rotación diaria es la siguiente:

$$M_{pc} = d_c \times V \quad (\text{Ec. 1.5})$$

donde:

R_{pf} = masa de producto fresco de rotación diaria [$\text{kg}/\text{día}$]

M_{pc} = masa de producto fresco almacenable [kg]

Entonces la masa de producto fresco de rotación diaria según la ecuación 1.5 resulta ser de:

$$R_{pf} = 57.600 \text{ kg/día.}$$

Masa de producto congelado de rotación diaria



En el caso del producto congelado se ha previsto una masa de rotación diaria de: $R_{pc} = 80.000 \text{ kg/día}$. (Se estima la llegada de 4 camiones/día de 20 Tm. cada uno.)

A.1.2.4 Determinación de la temperatura máxima exterior

La temperatura máxima exterior [T_{ext}] es necesaria para contemplar el escenario más desfavorable en el que la instalación tendrá que trabajar y mantener las condiciones deseadas en el interior de la cámara.

Para determinar la temperatura máxima exterior de las cámaras se debe tener en cuenta la norma UNE 100001: 1985 Climatización . Condiciones climáticas para proyectos. La norma está referenciada por provincias.

Aunque la provincia de Lérida esta representada en la norma, las temperaturas y humedades relativas de ésta están referenciadas a Lérida capital, con lo que éstas se han variado ligeramente para que se ajusten más a la realidad.

Finalmente, los valores tomados son los siguientes:

- Temperatura exterior: $T_{ext} = 36 \text{ °C}$.
- Temperatura del bulbo húmedo: $T_{ext,h} = 26 \text{ °C}$.
- Del diagrama psicrométrico (**gráfico 2 en la página 20**), se obtiene:
 - Humedad relativa exterior (%): $Hr_{ext} = 45\%$.

A.1.2.5 Cálculo del coeficiente Global de Transmisión

El coeficiente global de transmisión de paredes, techo y suelo [U] es un coeficiente que expresa la potencia en forma de calor [W] que se transmite entre el exterior y el interior de la cámara a través de sus [(paredes, techo y suelo)+(aislamiento)] por metro cuadrado de superficie [m²] y por cada grado de temperatura Kelvin [K].

La expresión para calcular el coeficiente global de transmisión es la siguiente:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{ext}} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_{int}}} = \frac{\lambda}{e} \quad (\text{Ec. 1.6})$$

donde:

$$U = \text{Coeficiente global de transmisión} \frac{W}{m^2 \cdot K}$$



$$h_{ext} = \text{Coeficiente de convección del aire exterior } \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$h_{int} = \text{Coeficiente de convección del aire de interior } \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$\frac{1}{h_{ext}}$ y $\frac{1}{h_{int}}$ son sumandos en el denominador de la expresión del coeficiente de transmisión global [U] que se pueden aproximar a cero si se tiene en cuenta que su orden será mucho menor al del sumando $\frac{e}{\lambda}$.

$$\lambda = \text{conductividad térmica del poliuretano, (aislamiento)} \frac{W}{m \cdot K}, \text{ empleando: } \lambda$$

$$= 0,0231 \frac{W}{m \cdot K}, \text{ dato obtenido de la referencia bibliográfica [1].}$$

e = espesor del aislamiento de paredes, techo y suelo [m]

Las cámaras tienen los siguientes posibles modos de trabajo:

	MODO DE FUNCIONAMIENTO
CAMARA 1	BITEMPERA: ALMACEN DE CONGELADOS O DE FRESCOS
CAMARA 2	BITEMPERA: ALMACEN DE CONGELADOS O DE FRESCOS
CAMARA 3	BITEMPERA: ALMACEN DE CONGELADOS O DE FRESCOS
CAMARA 4	BITEMPERA: ALMACEN DE CONGELADOS O DE FRESCOS
CAMARA 5	ALMACEN DE CONGELADOS
CAMARA 6	ALMACEN DE CONGELADOS
CAMARA 7	ALMACEN DE CONGELADOS
CAMARA 8	ALMACEN DE CONGELADOS

Tabla 2. Tabla de modo de funcionamiento de las cámaras frigoríficas.

Debido a que las cámaras que se emplean como almacén de producto fresco son también empleadas como almacén de congelados, se emplea en las ocho cámaras el mismo grosor de aislamiento de poliuretano para paredes, techo y suelo.

Grosor del aislamiento poliuretano [e] = 15 cm.

Entonces el coeficiente global de transmisión de paredes, techo y suelo según la ecuación

$$1.6 \text{ resulta ser de: } \mathbf{U = 0,154} \frac{W}{m^2 \cdot K} .$$



Finalmente, los paneles de aislamiento seleccionados son de la empresa TAVER, tienen un espesor de 15, 5 cm. y sus características se detallan en el apartado B.1 del anexo B.

A.1.2.6 Tabla resumen de los datos y cálculos previos

DATOS Y CALCULOS PREVIOS				
			CAMARA	
		Unidades	Funcionando como almacén de congelados	Funcionando como almacén de frescos
Número máximo de cámaras	—	—	8	4
Número mínimo de cámaras	—	—	4	0
Longitud	L	[m]	20	
Ancho	A	[m]	16	
Altura	H	[m]	8	
Volumen	V	[m ³]	2.560	
Superficie de suelo+paredes+techo	S _{spt}	[m ²]	1.216	
Masa de produco almacenable	M _{pc}	[Tm]	1.024	—
	M _{pf}		—	576
Masa de producto de rotación diaria	R _{pc}	[kg/día]	80.000	—
	R _{pf}		—	57.600
Temperatura exterior	T _{ext}	[°C]	36	
Temperatura del bulbo húmedo	T _{ext,h}	[°C]	26	
Humedad relativa exterior	Hr _{ext}	[%]	45	
Coeficiente global de transmisión	U	[W/(K·m ²)]	0,154	

Tabla 3. Tabla resumen de datos y cálculos previos.

A.1.3 Estimación de las cargas térmicas

A.1.3.1 Introducción

La estimación de la carga térmica total [Q], en $\left[\frac{MJ}{día}\right]$, que se debe contrarrestar con la instalación frigorífica, resulta de la suma de las siguientes cargas térmicas [q], en $\left[\frac{MJ}{día}\right]$:



Éstas se calculan y definen por separado en los apartados que prosiguen.

$$Q_{\text{necesidades térmicas.TOTALES}} = \left(q_{\text{transmisión calor paredes,techo,suelo.}} + q_{\text{servicios}} + q_{\text{infiltraciones}} + q_{\text{enfriamiento género}} + q_{\text{respiración}} + q_{\text{ventiladores}} \right)$$

(Ec. 1.7)

Para calcular cada una de las cargas necesitamos fijar las condiciones de trabajo que se expresan a continuación:

Condiciones interiores deseadas para los almacenes de congelados:

Temperatura interior para los congelados: $T_{\text{int.c}} = -20 \text{ °C}$

Humedad relativa: $Hr_{\text{int.c}} = 80\%$

Condiciones interiores deseadas para los almacenes de frescos:

Temperatura interior para los frescos: $T_{\text{int.f}} = 0 \text{ °C}$

Humedad relativa: $Hr_{\text{int.f}} = 80\%$

Condiciones exteriores determinadas en el apartado 2.3.4 del anexo A:

Temperatura exterior: $T_{\text{ext}} = 36 \text{ °C}$

Humedad relativa: $Hr_{\text{ext}} = 45\%$

Condiciones de entrada del producto a los almacenes:

Temperatura de entrada de los congelados: $T_{\text{ent.c}} = -15\text{°C}$

Temperatura de entrada de los frescos: $T_{\text{ent.f}} = 25\text{°C}$

A.1.3.2 Carga térmica por transmisión de calor por paredes, techo y suelo

La carga térmica debida a la transmisión de calor a través de paredes, techo y suelo

$\left[q_{\text{transmisión calor paredes,techo,suelo.}} \right]$, expresa las pérdidas frigoríficas

o la cantidad de calor transmitida por unidad de tiempo a través de paredes, techo y suelo de la cámara.



La expresión para calcular la transmisión de calor a través de suelo + techo + paredes es la siguiente:

$$q_{\text{transmisión calor}} = q_{t,k} \Big|_{k=c,f} = U \times S_{\text{spt}} \times (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}}) \times 24 \text{ horas} \times \frac{3600 \text{ segundos}}{10^6 \times \frac{\text{Julios}}{\text{MJ}}} \quad (\text{Ec. 1.8})$$

donde:

$q_{t,k} \Big|_{k=c,f}$ = carga térmica debida a la transmisión de calor a través de paredes, techo y suelo $\left[\frac{\text{MJ}}{\text{día}} \right]$.

$q_{t,c}$ = carga térmica debida a la transmisión de calor a través de paredes, techo y suelo para el almacén de congelados $\left[\frac{\text{MJ}}{\text{día}} \right]$.

$q_{t,f}$ = carga térmica debida a la transmisión de calor a través de paredes, techo y suelo para el almacén de frescos $\left[\frac{\text{MJ}}{\text{día}} \right]$.

$U = 0,154 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$; Coeficiente global de transmisión calculado en el apartado anterior.

$S_{\text{spt}} = 1.216 \text{ m}^2$; Superficie total del suelo + techo + paredes

Temperatura exterior: $T_{\text{ext}} = 36 \text{ }^\circ\text{C}$

Temperatura interior para los congelados: $T_{\text{int.c}} = -20 \text{ }^\circ\text{C}$

Temperatura interior para los frescos: $T_{\text{int.f}} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$

Carga térmica por transmisión de calor por paredes, techo y suelo para el funcionamiento como almacén de congelados

Entonces la carga de transmisión por paredes, techo

y suelo para congelados según la ecuación 1.8 resulta ser de:

$$q_{\text{transmisión calor}} = q_{t,c} = 906 \left[\frac{\text{MJ}}{\text{día}} \right]$$



Carga térmica por transmisión de calor por paredes, techo y suelo para el funcionamiento como almacén de frescos

Entonces la carga de transmisión por paredes, techo y suelo para frescos según la ecuación 1.8 resulta ser de:

$$q_{\text{transmisión.c calor}} = q_{t.f} = 582,5 \left[\frac{MJ}{\text{día}} \right]$$

paredes,techo,suelo.

A.1.3.3 Carga térmica debida a los servicios (luces, personas, entrada toro, etc.)

La carga debida a los servicios $[q_{\text{servicios}}]$ expresa el calor aportado por las luces, las personas y las máquinas que se encuentran o trabajan en el interior de las cámaras.

En el caso la carga debida a los servicios se ha previsto un **40%** de carga térmica debida a la transmisión de calor a través de paredes, techo y suelo, es un porcentaje elevado pero se prevé y se ha planteado así, una rotación elevada de producto y por lo tanto debe quedar reflejado el trabajo de reposición (entrada, salida y colocación del material) las 24 h del día en esta estimación.

La expresión para estimar la carga debida a los servicios es la siguiente:

$$q_{\text{servicios}} = q_{s,k} \Big|_{k=c,f} = \left(q_{t,k} \Big|_{k=c,f} \right) \times \frac{40}{100} \quad (\text{Ec. 1.9})$$

donde:

$$q_{s,k} \Big|_{k=c,f} = \text{carga debida a los servicios} \left[\frac{MJ}{\text{día}} \right].$$

$$q_{s,c} = \text{carga debida a los servicios para el almacén de congelados} \left[\frac{MJ}{\text{día}} \right].$$

$$q_{s,f} = \text{carga debida a los servicios para el almacén de frescos} \left[\frac{MJ}{\text{día}} \right].$$



$q_{t,k} \Big]_{k=c,f}$ = carga térmica debida a la transmisión de calor a través de paredes, techo y suelo $\left[\frac{MJ}{día} \right]$.

Carga térmica debida a los servicios para el funcionamiento como almacén de congelados

Entonces la carga debida a los servicios para congelados según la ecuación 1.9 resulta ser de:

$$q_{servicios} = q_{s,c} = 362,4 \left[\frac{MJ}{día} \right]$$

Carga térmica debida a los servicios para el funcionamiento como almacén de frescos

Entonces la carga debida a los servicios para frescos según la ecuación 1.9 resulta ser de:

$$q_{servicios} = q_{s,f} = 233,0 \left[\frac{MJ}{día} \right]$$



A.1.3.4 Carga térmica debida a las infiltraciones

La carga debida a las infiltraciones $[q_{\text{infiltraciones}}]$ expresa las pérdidas de calor por entrada de aire exterior en el interior de la cámara. Se prevén unas cuatro renovaciones al día del total del aire que contiene la cámara con el fin de contemplar en conjunto todas las veces que se abre y se cierra la puerta de la cámara en un día.

La expresión para estimar la carga debida a las infiltraciones es la siguiente:

$$q_{\text{infiltraciones}} = q_{i,k} \Big|_{k=c,f} = V \times \frac{n^{\circ} \text{ renov.}}{\text{día}} \times \frac{1}{v_{\text{esp.int},k}} \times (h_{\text{ext},k} - h_{\text{int},k}) \times \frac{1 \text{ MJ}}{10^3 \text{ KJ}} \Big|_{k=c,f} \quad (\text{Ec. 1.10})$$

donde:

$$q_{i,k} \Big|_{k=c,f} = \text{carga debida a las infiltraciones} \left[\frac{\text{MJ}}{\text{día}} \right].$$

$$q_{i,c} = \text{carga debida a las infiltraciones para el almacén de congelados} \left[\frac{\text{MJ}}{\text{día}} \right].$$

$$q_{i,f} = \text{carga debida a las infiltraciones para el almacén de frescos} \left[\frac{\text{MJ}}{\text{día}} \right].$$

$V = 2.560 \text{ m}^3$ = volumen de la cámara.

$$n^{\circ} \text{ renov.} = \text{número de renovaciones del aire interior, se emplean } 4 \left[\frac{\text{renovaciones}}{\text{día}} \right].$$

$v_{\text{esp.int},c}$ = Volumen específico del aire interior en condiciones de almacén de congelados.

Tomando el punto en el diagrama psicrométrico del aire (**gráfico 2 en la página 16**), $[T_{\text{int},c} = -20^{\circ}\text{C}$, $\text{Hr}_{\text{int},c} = 80\%$], obtenemos $v_{\text{esp.int},c} = 0,72 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$.

$v_{\text{esp.int},f}$ = Volumen específico del aire interior en condiciones de almacén de frescos.

Tomando el punto en el diagrama psicrométrico del aire (**gráfico 2 en la página 16**), $[T_{\text{int},f} = 0^{\circ}\text{C}$, $\text{Hr}_{\text{int},f} = 80\%$], obtenemos $v_{\text{esp.int},f} = 0,78 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$.



h_{ext} = Entalpía del aire exterior. Tomando el punto en el diagrama psicrométrico del aire (gráfico 2 en la página 16), [$T_{int} = 36^{\circ}\text{C}$, $Hr = 45\%$], obtenemos $h_{ext} = 80 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.aire sec}}$.

$h_{int,c}$ = Entalpía del aire interior en condiciones de almacén de congelados. Tomando el punto en el diagrama psicrométrico del aire (gráfico 2 en la página 16), [$T_{int,c} = -20^{\circ}\text{C}$, $Hr_{int,c} = 80\%$], obtenemos $h_{int,c} = -18,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.aire sec}}$.

$h_{int,f}$ = Entalpía del aire interior en condiciones de almacén de frescos. Tomando el punto en el diagrama psicrométrico del aire (gráfico 2 en la página 16), [$T_{int,f} = 0^{\circ}\text{C}$, $Hr_{int,f} = 80\%$], obtenemos $h_{int,f} = 7,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.aire sec}}$.

Tabla resumen datos obtenidos del diagrama psicrométrico del aire (gráfico 2 en la página 16).

PUNTO DEL DIAGRAMA PSICROMETRICO	DATOS DE ENTRADA AL DIAGRAMA PSICROMETRICO		DATOS OBTENIDOS A PARTIR DEL DIAGRAMA PSICROMETRICO	
	Temperatura	Humedad relativa	Volumen específico	Entalpía
	T	Hr	v	h
	[°C]	[%]	[m ³ /kg]	[kJ/kg aire sec]
I _c aire interior en almacén de congelados	-20	80	0,72	-18,5
I _f aire interior en almacén de frescos	0	80	0,78	7,5
E aire exterior	36	45	—	80

Tabla 4. Tabla resumen de los datos del aire interior y exterior obtenidos del diagrama psicrométrico.



CARTA PSICOMETRICA

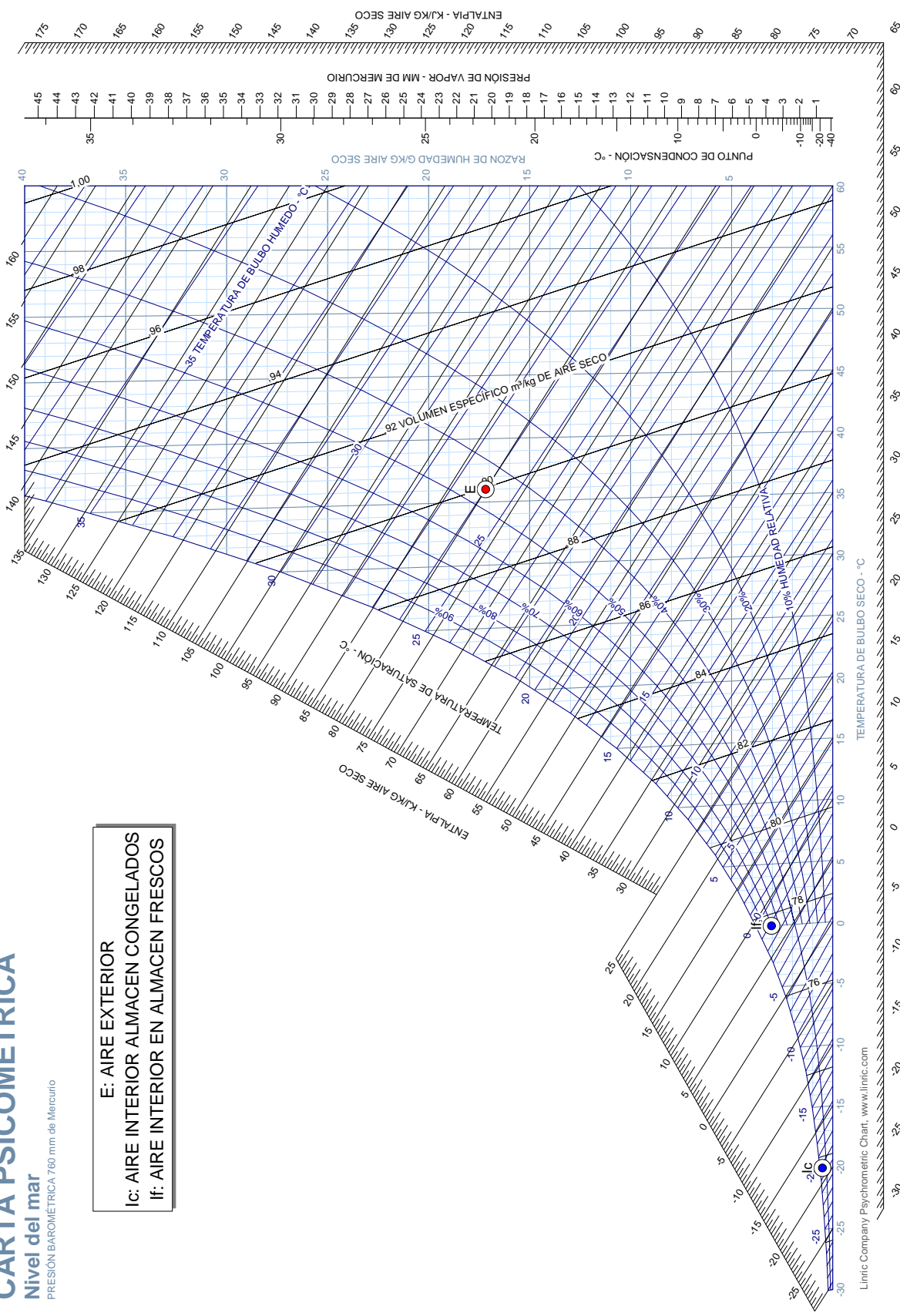
Nivel del mar

PRESIÓN BAROMÉTRICA 760 mm de Mercurio

E: AIRE EXTERIOR

Ic: AIRE INTERIOR ALMACEN CONGELADOS

If: AIRE INTERIOR EN ALMACEN FRESCOS



Lintric Company Psychrometric Chart, www.lintric.com



Carga térmica debida a las infiltraciones para el funcionamiento como almacén de congelados

Entonces la carga debida a las infiltraciones para los congelados según la ecuación 1.10 resulta ser de:

$$q_{\text{infiltraciones}} = q_{i,c} = 1.400,9 \left[\frac{MJ}{\text{día}} \right]$$

Carga térmica debida a las infiltraciones para el funcionamiento como almacén de frescos

Entonces la carga debida a las infiltraciones para los frescos según la ecuación 1.10 resulta ser de:

$$q_{\text{infiltraciones}} = q_{i,f} = 951,8 \left[\frac{MJ}{\text{día}} \right]$$

A.1.3.5 Carga térmica por enfriamiento del género

La carga térmica correspondiente al enfriamiento del género $\left[q_{\text{enfriamiento género}} \right]$, refleja el calor que hay que aportar al producto para llegar a su temperatura de conservación. Esta carga depende del calor específico del producto.

Como se trata de cámaras de alquiler y no sabemos concretamente que alimentos se conservarán en su interior se han tomado los valores más elevados de los productos representados en el capítulo 26. de la referencia bibliográfica [1], Exigencias del almacenamiento de productos de consumo. De esta manera se contempla el caso más desfavorable.

La expresión para estimar la carga por enfriamiento del género es la siguiente:

$$q_{\text{enfriamiento género}} = q_{g,k} \Big|_{k=c,f} = \left(R_{pk} \times C_{\text{esp},k} \times (T_{\text{ent},k} - T_{\text{int},k}) \times \frac{1MJ}{10^3 kJ} \right) \Big|_{k=c,f} \quad (\text{Ec. 1.11})$$

donde:



$$q_{g,k} \Big|_{k=c,f} = \text{carga térmica por enfriamiento del género} \left[\frac{MJ}{\text{día}} \right].$$

• $q_{g,c}$ = carga por enfriamiento del género para el almacén de congelados.

• $q_{g,f}$ = carga térmica por enfriamiento del género para el almacén de frescos.

$R_{pc} = 80.000 \text{ kg/día}$; masa de producto congelado de rotación diaria.

$R_{pf} = 576.000 \text{ kg/día}$; masa de producto fresco de rotación diaria.

$$C_{\text{esp},c} = 2 \frac{kJ}{kg \cdot K}; \text{ calor específico del producto congelado.}$$

$$C_{\text{esp},f} = 4 \frac{kJ}{kg \cdot K}; \text{ calor específico del producto fresco.}$$

Temperatura de entrada de los congelados: $T_{\text{ent},c} = -15^{\circ}\text{C}$.

Temperatura de entrada de los frescos: $T_{\text{ent},f} = 25^{\circ}\text{C}$.

Temperatura interior para los congelados: $T_{\text{int},c} = -20^{\circ}\text{C}$.

Temperatura interior para los frescos: $T_{\text{int},f} = 0^{\circ}\text{C}$.

Carga térmica por enfriamiento del género para el funcionamiento como almacén de frescos

Entonces la carga por enfriamiento del género para congelados según la ecuación 1.11 resulta ser de:

$$q_{\text{enfriamiento}}^{\text{género}} = q_{g,c} = 800 \left[\frac{MJ}{\text{día}} \right]$$

Carga térmica por enfriamiento del género para el funcionamiento como almacén de frescos

Entonces la carga por enfriamiento del género para frescos según la ecuación 1.11 resulta ser de:

$$q_{\text{enfriamiento}}^{\text{género}} = q_{g,f} = 5.760 \left[\frac{MJ}{\text{día}} \right]$$



A.1.3.6 Carga térmica debidas a la respiración del producto fresco

La carga térmica debida al calor de respiración $[q_{\text{respiración}}]$ expresa el calor que desprenden los productos frescos (frutas y hortalizas) durante el tiempo que están almacenados y todavía no alcanzan su temperatura de congelación.

La expresión para estimar la carga debida a la respiración del producto fresco:

$$q_{\text{respiración}} = q_{\text{respiración.1}} + q_{\text{respiración.2}} \quad (\text{Ec. 1.12})$$

donde:

$q_{\text{respiración.1}}$:expresa el calor de respiración desprendido por el producto fresco cuando se encuentra a temperaturas superiores a 0°C y se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$q_{r1,f} = q_{\text{respiración.1}} = R_{pf} \times C_{\text{resp1}} \times \frac{1\text{MJ}}{10^9 \text{mJ}} \times \frac{1\text{h}}{3.600\text{s}} \times \frac{24\text{h}}{1\text{día}} \quad (\text{Ec. 1.13})$$

donde:

$$q_{r1,f} = q_{\text{respiración.1}} \left[\frac{\text{MJ}}{\text{día}} \right].$$

$R_{pf} = 576.000 \text{ kg/día}$; masa de producto fresco de rotación diaria.

$C_{\text{resp1}} = 400 \frac{\text{mW}}{\text{kg}}$;calor de respiración medio de frutas y hortalizas a temperatura superior a 0°C.

Entonces el calor de respiración desprendido por el producto fresco cuando se encuentra a temperaturas superiores a 0°C según la ecuación 1.13 resulta ser de:

$$q_{\text{respiración.1}} = q_{r1,f} = 1.990,6 \left[\frac{\text{MJ}}{\text{día}} \right]$$

$q_{\text{respiración.2}}$:expresa el calor de respiración desprendido por el producto a la temperatura entre 0°C y su temperatura de congelación. En la mayoría de los productos la temperatura



de 0°C es superior a su temperatura de congelación y se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$q_{r2,f} = q_{respiración.2} = (M_{pf} - R_{pf}) \times C_{resp2} \times \frac{1MJ}{10^9 mJ} \times \frac{1h}{3.600s} \times \frac{24h}{1día} \quad (\text{Ec. 1.14})$$

donde:

$$q_{r2,f} = q_{respiración.2} \left[\frac{MJ}{día} \right]$$

$M_{pf} = 576 \times 10^3 \text{ Kg}$; la masa de producto fresco almacenable.

$R_{pf} = 576.000 \text{ Kg/día}$; masa de producto fresco de rotación diaria.

$C_{resp2} = 100 \frac{mW}{kg}$; calor de respiración medio de frutas y hortalizas a temperatura entre

0°C y su temperatura de congelación.

Entonces el calor de respiración desprendido por el producto fresco cuando se encuentra a temperaturas entre 0°C y su temperatura de congelación según la ecuación 1.14 resulta ser de:

$$q_{respiración.2} = q_{r2,f} = 4.479,0 \left[\frac{MJ}{día} \right]$$

Entonces el calor de respiración desprendido por el producto fresco cuando se encuentra a temperaturas superiores a las de congelación según la ecuación 1.12 resulta ser de:

$$q_{respiración} = q_{respiración.1} + q_{respiración.2} = 6.469,6 \left[\frac{MJ}{día} \right]$$



A.1.3.7 Carga debida al calor desprendido por los ventiladores

La carga térmica debida a los ventiladores [$q_{\text{ventiladores}}$] refleja el calor que aportan los ventiladores de los evaporadores aunque estos, a la vez, se encarguen, en parte, de aportar el frío a la cámara.

La expresión para estimar la carga debida al calor desprendido por los ventiladores es la siguiente:

$$q_{\text{ventiladores}} = q_{v,k} \Big]_{k=c,f} = q_{\text{suma.parcial. cargas,k}} \Big]_{k=c,f} \times \frac{10}{100} \quad (\text{Ec. 1.15})$$

donde:

$$q_{v,k} \Big]_{k=c,f} = \text{la carga debida al calor desprendido por los ventiladores} \left[\frac{MJ}{\text{día}} \right].$$

$$q_{v,c} = \text{la carga debida al calor desprendido por los ventiladores para el almacén de congelados} \left[\frac{MJ}{\text{día}} \right].$$

$$q_{v,f} = \text{la carga debida al calor desprendido por los ventiladores para el almacén de frescos} \left[\frac{MJ}{\text{día}} \right].$$

$$q_{\text{suma.parcial. cargas,k}} \Big]_{k=c,f} = \left(q_{\text{transmisión calor paredes,techo,suelo.}} + q_{\text{servicios}} + q_{\text{infiltraciones}} + q_{\text{enfriamiento género}} \right) \Big]_{k=c,f} \quad (\text{Ec. 1.16})$$

$q_{\text{suma.parcial. cargas,k}} \Big]_{k=c,f}$ = suma de las cargas térmicas calculadas en apartados anteriores.

$$q_{\text{suma.parcial. cargas,c}} = 3.469,38 \left[\frac{MJ}{\text{día}} \right]; \text{según la ecuación 1.16.}$$

$$q_{\text{suma.parcial. cargas,f}} = 13.996,9 \left[\frac{MJ}{\text{día}} \right]; \text{según la ecuación 1.16.}$$



Carga debida al calor desprendido por los ventiladores para el funcionamiento como almacén de congelados

Entonces la carga debida al calor desprendido por los ventiladores para los congelados según la ecuación 1.15 resulta ser de:

$$q_{\text{ventiladores}} = q_{v,c} = 346,94 \left[\frac{MJ}{\text{día}} \right]$$

Carga debida al calor desprendido por los ventiladores para el funcionamiento como almacén de frescos

Entonces la carga debida al calor desprendido por los ventiladores para los frescos según la ecuación 1.15 resulta ser de:

$$q_{\text{ventiladores}} = q_{v,f} = 1.399,7 \left[\frac{MJ}{\text{día}} \right]$$



A.1.3.8 Tabla resumen y necesidades térmicas totales

Tabla resumen y necesidades térmicas totales para el funcionamiento como almacén de congelados

ALMACEN DE CONGELADOS		
DATOS		
Temperatura interior deseada	$T_{int,c}$	-20°C
Humedad relativa deseada	$Hr_{int,c}$	80%
Temperatura de entrada del producto	$T_{ent,c}$	-15°C
CARGAS	TERMICAS	EN [MJ/día]
TRANSMISION suelo+paredes+techo	$q_{transmisión\ calor\ paredes\ ,techo\ ,suelo}$	906,1
SERVICIOS	$q_{servicios}$	362,4
INFILTRACIONES	$q_{infiltraciones}$	1.400,9
ENFRIAMIENTO GENERO	$q_{enfriamiento\ género}$	800,0
VENTILADORES	$q_{ventiladores}$	346,9
CARGA TERMICA TOTAL	$Q_{necesidades\ térmicas\ TOTALES}$	3.816,3

Tabla 5. Tabla resumen de los datos y las necesidades térmicas para los congelados.



Tabla resumen y necesidades térmicas totales para el funcionamiento como almacén de frescos

ALMACEN DE FRESCOS		
DATOS		
Temperatura interior deseada	$T_{int,f}$	0°C
Humedad relativa deseada	$Hr_{int,f}$	80%
Temperatura de entrada del producto	$T_{ent,f}$	25°C
CARGAS TERMICAS EN [MJ/día]		
TRANSMISION suelo+paredes+techo	$q_{transmisión\ calor\ paredes\ techo\ suelo}$	582,5
SERVICIOS	$q_{servicios}$	233,0
INFILTRACIONES	$q_{infiltraciones}$	952,0
ENFRIAMIENTO GENERO	$q_{enfriamiento\ género}$	5.760,0
RESPIRACION GENERO	$q_{respiración}$	6.469,6
VENTILADORES	$q_{ventiladores}$	1.399,7
CARGA TERMICA TOTAL	$Q_{necesidades\ TOTALES}$	8.927,2

Tabla 6. Tabla resumen de los datos y las necesidades térmicas para los frescos.



A.2 Potencia frigorífica

A.2.1 Instalación descentralizada de R-404A

La expresión para calcular la potencia frigorífica, $\left(\dot{Q}_{R-404A} [kW]\right)$, es la siguiente:

$$\dot{Q}_{R-404A} [kW] = \frac{Q_{\text{necesidades}}}{\frac{n^{\circ} \text{ horas}}{\text{día}}} \times \frac{\left[\frac{MJ}{\text{día}} \right]}{\text{día}} \times \frac{10^3 kJ}{1MJ} \times \frac{1h}{3.600s} \quad (\text{Ec. 2.1})$$

A.2.1.1 Introducción

Se realiza el cálculo para una sola cámara ya que esta instalación consta de ocho equipos frigoríficos independientes. Cuatro de estos equipos únicamente trabajarán para conservar producto congelado mientras que los otros cuatro pueden conservar producto congelado o producto fresco según sea necesario.

A.2.1.2 Cámara funcionando como almacén de congelados

Entonces la potencia frigorífica del equipo necesaria para una cámara de congelados trabajando éste $8 \left[\frac{h}{\text{día}} \right]$ según la ecuación 2.1 resulta ser de:

$$\dot{Q}_{R-404A \text{ CONGELADOS}} = 132,5 [kW]$$

A.2.1.3 Cámara funcionando como almacén de frescos

Entonces la potencia frigorífica del equipo necesaria para una cámara de frescos trabajando éste $16 \left[\frac{h}{\text{día}} \right]$ según la ecuación 2.1 resulta ser de:

$$\dot{Q}_{R-404A \text{ FRESCOS}} = 267,3 [kW]$$

La potencia frigorífica de los frescos se debe obtener a partir del equipo que proporcionará frío para las cámaras bitéperas. Esto significa que se debe producir con la misma



maquinaria la potencia necesaria para las cámaras cuando funcionen como almacén de congelados que cuando funcionen como almacén de frescos. Se sabe que más o menos debe ser el doble la potencia de frescos que la de congelados así que se escoge un tiempo mayor de trabajo que en el caso del funcionamiento como almacén de congelados para obtener más o menos esta proporcionalidad.

A.2.2 Instalación centralizada de AMONIACO

La expresión para calcular la potencia frigorífica, $\left(\dot{Q}_{R-717} [kW] \right)$, es la siguiente:

$$\dot{Q}_{R-717} [kW] = \frac{Q_{\text{necesidades térmicas.TOTALES}} \left[\frac{MJ}{\text{día}} \right]}{\frac{n^{\circ} \text{ horas}}{\text{día}}} \times \frac{10^3 kJ}{1MJ} \times \frac{1h}{3.600s} \times n^{\circ} \text{ cámaras} \quad (\text{Ec. 2.2})$$

A.2.2.1 Introducción

Se realiza el cálculo para las ocho cámaras ya que esta instalación consta de un único equipo frigorífico. En este caso se deben contemplar los casos extremos, es decir, aquél en el que la potencia de la etapa de baja sea máxima y aquél en el que la potencia de la etapa de alta también sea máxima.

- Las **8** cámaras funcionando como almacén de congelados.
- **4** cámaras funcionando como almacén de frescos.

A.2.2.2 Demanda máxima de potencia para congelados

Entonces la demanda máxima de potencia frigorífica para los congelados será cuando todas las cámaras, es decir, las **8** cámaras se usen como almacén de congelados. Entonces la potencia del equipo de la etapa de baja trabajando éste **8** $\left[\frac{h}{\text{día}} \right]$ según la ecuación 2.2 resulta ser de:

$$\dot{Q}_{R-717.MAXIMA}^{DEMANDA.CONGELADOS} = 1.060 [kW]$$



A.2.2.3 Demanda máxima de potencia para frescos

Entonces la demanda máxima de potencia frigorífica para los frescos será cuando 4 de las 8 cámaras se usen como almacén de frescos. Entonces la potencia del equipo de la etapa de

alta trabajando éste $8 \left[\frac{h}{día} \right]$ según la ecuación 2.2 resulta ser de:

$$\dot{Q}_{R-717.MAXIMA}^{DEMANDA.FRASCOS} = 2.140 [kW]$$

A.2.3 Tabla resumen de la potencia frigorífica necesaria en las instalaciones

A.2.3.1 Tabla resumen de la potencia frigorífica en la instalación descentralizada de R-404A

	POTENCIA FRIGORÍFICA NECESARIA [kW]	
	CONGELADOS	FRASCOS
EQUIPO CAMARA CONGELADOS	132,5	—
EQUIPO CAMARA BITEMPERA	132,5	267,3

Tabla 7. Tabla de la potencia frigorífica para un equipo de R-404A.

A.2.3.2 Tabla resumen de la potencia frigorífica en la instalación centralizada de AMONÍACO

	POTENCIA FRIGORÍFICA MÁXIMA NECESARIA POR EL EQUIPO [kW]	
	ETAPA DE BAJA	ETAPA DE ALTA
8 camaras funcionando como almacén de congelados	1.060	No es un máximo
4 camaras funcionando como almacén de frescos y 4 como almacén de congelados	No es un máximo	2.140

Tabla 8. Tabla de la potencia frigorífica para un equipo de R-717 (amoníaco).



A.3 Balance energético

A.3.1 Instalación descentralizada de R-404A

A.3.1.1 Cámara de congelados

A partir del balance energético obtendremos el caudal másico ($\dot{m}_{R-404A,c}$) bombeado por uno de los compresores que forma parte de la instalación y también las entalpías y temperaturas de puntos del ciclo frigorífico de congelados representado en el diagrama de Mollier log(P)-h del R-404A.

$$\dot{Q}_{FRIGORIFICA} = \dot{m}_{R-404A,c} \times \Delta h_{EVAPORADOR} \quad (\text{Ec. 3.1})$$

donde:

$\Delta h_{EVAPORADOR} = (h_6 - h_5)$, Diferencia de entalpía del refrigerante R-404A entre la salida y la entrada al evaporador. Valores tomados de la **Tabla 6. Tabla de propiedades termodinámicas del R-404A en el ciclo de congelados. Apartado 5.1.3 de la memoria.**

$$h_6 = 357,45 \left[\frac{kJ}{kg} \right]; \quad h_5 = 263,76 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$\dot{Q}_{FRIGORIFICA} \cong \dot{Q}_{COMPRESOR.CONGELADOS} = 33,5 [kW]$$

Valor tomado de los resultados de la hoja de elección del compresor de congelados (compresor Bitzer: **6F-40.2Y-40P**) que se encuentra **el apartado B.2.1.3. del anexo B.**

Entonces el caudal másico bombeado por el compresor Bitzer: **6F-40.2Y-40P** según la ecuación 3.1 resulta ser de:

$$\dot{m}_{R-404A,c} = 0,35356 \left[\frac{kg}{s} \right]$$



A partir de la cilindrada del compresor elegido (compresor Bitzer: **6F-40.2Y-40P**) obtendremos el rendimiento volumétrico ($\eta_{V,c}$) de éste funcionando a plena carga.

$$CIL_{COMP:6F.40.2Y-40P} \left[\frac{m^3}{h} \right] = \frac{\dot{m}_{R-404A,c} \left[\frac{kg}{s} \right] \times v_{asp,1} \left[\frac{m^3}{kg} \right]}{\eta_{V,c}} \times 3.600 \left[\frac{s}{h} \right] \quad (\text{Ec. 3.2})$$

donde:

$$CIL_{COMP:6F.40.2Y-40P} = 151,6 \left[\frac{m^3}{h} \right] = \text{cilindrada del compresor Bitzer: } \mathbf{6F-40.2Y-40P}.$$

Valores tomados de la hoja de especificaciones técnicas se encuentra el apartado **B.2.1.4 del anexo B**.

$$\dot{m}_{R-404A,c} = 0,35356 \left[\frac{kg}{s} \right] = \text{caudal másico bombeado por el compresor Bitzer: } \mathbf{6F-40.2Y-40P}.$$

$$v_{asp,1} = 0,086 \left[\frac{m^3}{kg} \right] = \text{volumen específico del R-404A en la aspiración del compresor.}$$

Valores tomados de la **Tabla 6. Tabla de propiedades termodinámicas del R-404A en el ciclo de congelados. Apartado 5.1.3 de la memoria.**

Entonces el rendimiento volumétrico del compresor Bitzer: **6F-40.2Y-40P** según la ecuación 3.2 resulta ser de:

$$\eta_{V,c} = 0,722$$

A partir de la potencia absorbida o potencia eléctrica real obtenida de los resultados de la hoja de elección del compresor de congelados (compresor Bitzer: **6F-40.2Y-40P**) que se encuentra el apartado **B.2.1.3 del anexo B**, se obtiene el rendimiento isentrópico ($\eta_{ISO,c}$) del compresor Bitzer: **6F-40.2Y-40P**.



De la misma expresión se obtiene la entalpía real del R-404A a la salida del compresor ($h_{2R,c}$).

$$\eta_{iso,c} = \frac{Potencia_{ELECTRICA\ TEORICA} [kW]}{Potencia_{ELECTRICA\ REAL} [kW]} = \frac{\dot{m}_{R-404A,c} \left[\frac{kg}{s} \right] \times (h_{2T} - h_1) \left[\frac{kJ}{kg} \right]}{\dot{m}_{R-404A,c} \left[\frac{kg}{s} \right] \times (h_{2R,c} - h_1) \left[\frac{kJ}{kg} \right]} \quad (Ec. 3.3)$$

donde:

$$\dot{m}_{R-404A,c} = 0,35356 \left[\frac{kg}{s} \right] = \text{caudal másico bombeado por el compresor Bitzer: } \mathbf{6F-40.2Y-40P.}$$

$(h_{2T} - h_1)$, Diferencia de entalpía teórica del refrigerante R-404A entre la salida y la entrada al compresor. Se considera que $(s_{2T} = s_1)$, es decir, que la compresión teórica del gas refrigerante es isentrópica.

$$h_{2T} = 407,00 \left[\frac{kJ}{kg} \right]; \quad h_1 = 361,69 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$Potencia_{ELECTRICA\ REAL} [kW] = 25 [kW]$$

Entonces el rendimiento isentrópico del compresor Bitzer: **6F-40.2Y-40P** según la ecuación 3.3 resulta ser de:

$$\eta_{iso,c} = 0,655$$

Entonces de la ecuación 3.3 y de los resultados de la hoja de elección del compresor de congelados (compresor Bitzer: **6F-40.2Y-40P**) que se encuentra **el apartado B.2.1.4 del anexo B**, se tiene que:

$$Potencia_{ELECTRICA\ REAL} [kW] = \dot{m}_{R-404A,c} \left[\frac{kg}{s} \right] \times (h_{2R,c} - h_1) \left[\frac{kJ}{kg} \right] = 25 [kW]$$

Esta expresión permite obtener el valor de la entalpía del R-404A a la salida del compresor:

$$h_{2R,c} = 432,39 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$



A partir de la entalpía real del gas refrigerante a la salida del compresor ($h_{2R,c}$), se obtiene también su temperatura $T_{2R} = 85,05^\circ C$. Valores reflejados en la **Tabla 6. Tabla de propiedades termodinámicas del R-404A en el ciclo de congelados. Apartado 5.1.3 de la memoria.**

Con estos datos se procede a calcular el coeficiente de eficiencia energética del ciclo frigorífico, en inglés se denomina **C.O.P_c** (Coefficient Of Performance). Es la relación entre la potencia frigorífica y la potencia absorbida por la máquina frigorífica.

$$C.O.P_c = \frac{\text{PotenciaFrigorifica} [kW]}{\text{Potencia}_{\substack{ELECTRICA \\ REAL}} [kW]} \quad (\text{Ec. 3.4})$$

donde:

$$\text{Potencia}_{\substack{ELECTRICA \\ REAL}} = 25 [kW]$$

$$\text{PotenciaFrigorifica} = 33,5 [kW]$$

Valores tomados de los resultados de la hoja de elección del compresor de congelados (compresor Bitzer: **6F-40.2Y-40P**) que se encuentra el **apartado B.2.1.4 del anexo B.**

Entonces el coeficiente de eficiencia energética **C.O.P_c** según la ecuación 3.4 resulta ser de:

$$C.O.P_c = 1,34$$

A partir de los valores encontrados en el balance energético y el programa Coolpack (en la opción: Refrigeration Utilities) se completa la **Tabla 6. Tabla de propiedades termodinámicas del R-404A en el ciclo de congelados. Apartado 5.1.3 de la memoria.**



Con los datos de la **Tabla 6** y la siguiente expresión se calcula la potencia calorífica necesaria que debe aportar el condensador en el ciclo de congelados.

$$\dot{Q}_{CALORIFICA,c} = 4 \times \dot{m}_{R-404A,c} \times \Delta h_{CONDENSADOR} \tag{Ec. 3.5}$$

donde:

$$\dot{m}_{R-404A,c} = 0,35356 \left[\frac{kg}{s} \right] = \text{caudal másico bombeado por el compresor Bitzer: } \mathbf{6F-}$$

40.2Y-40P.

$\Delta h_{CONDENSADOR} = (h_3 - h_4)$, Diferencia de entalpía del refrigerante R-404A entre la salida y la entrada al condensador. Valores tomados de la **Tabla 6. Tabla de propiedades termodinámicas del R-404A en el ciclo de congelados. Apartado 5.1.3 de la memoria.**

$$h_3 = 421,64 \left[\frac{kJ}{kg} \right]; \quad h_4 = 269,35 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Entonces la potencia calorífica necesaria que debe aportar el condensador en la instalación de congelados según la ecuación 3.5 resulta ser de:

$$\dot{Q}_{CALORIFICA,c} = 215,37 [kW]$$

Tabla resumen de los valores obtenidos en el ciclo de congelados

NOMENCLATURA	SIMBOLO	VALOR
Caudal másico[kg/s]	$m_{R404A,c}$	0,35356
Rendimiento volumétrico	$\eta_{v,c}$	0,722
Rendimiento isentrópico	$\eta_{iso,c}$	0,655
Entalpía real a la salida del compresor [kJ/kg]	$h_{2R,c}$	432,39
COP	COP_c	1,34
Potencia calorífica del condensador [kW]	$Q_{CALORIFICA,c}$	215,37

Tabla 9. Tabla resumen de los valores obtenidos en el ciclo de congelados.



A.3.1.2 Cámara bitempera

Como ya se dispone del modelo de compresor, Bitzer: **6F-40.2Y-40P**. A partir de la cilindrada y las nuevas presiones de trabajo del ciclo de frescos, comprobaremos que el compresor nos abastece también en el modo de trabajo de la cámara como almacén de frescos.

A partir del rendimiento volumétrico obtenido en el modo de trabajo como almacén de congelados y la siguiente expresión, obtendremos el espacio muerto (e) del compresor.

$$\eta_v = 1 - e \times \frac{P_A}{P_B} \quad (\text{Ec. 3.6})$$

donde:

P_A = la presión de alta o de condensación, tomamos $P_A = 20,449$ bar.

P_B = la presión de baja o de evaporación, tomamos $P_B = 2,499$ bar.

Valores tomados de la **Tabla 6** Tabla de propiedades termodinámicas del R-404A en el ciclo de congelados. **Apartado 5.1.3 de la memoria.**

$\eta_{v,c} = 0,722$, rendimiento volumétrico del compresor Bitzer: **6F-40.2Y-40P** abasteciendo frío en ciclo de congelados, obtenido en el apartado anterior (**A.3.1.1. Cámaras de congelados**).

Entonces el espacio muerto (e) del compresor Bitzer: **6F-40.2Y-40P** según la ecuación 3.6 resulta ser de:

$$e = 3,397 \times 10^{-2}$$

Con la misma expresión pero cambiando las presiones de trabajo por las del ciclo de frescos, obtenemos el rendimiento volumétrico del compresor Bitzer: **6F-40.2Y-40P**, funcionando para el modo de trabajo de frescos en las cámaras bitémperas ya que el espacio muerto no es una variable, sino un parámetro.

P_A = la presión de alta o de condensación, tomamos $P_A = 20,449$ bar.

P_B = la presión de baja o de evaporación, tomamos $P_B = 4,333$ bar.



Valores tomados de la **Tabla 8. Tabla de propiedades termodinámicas del R-404A en el ciclo de frescos. Apartado 5.1.3 de la memoria.**

$$e = 3,397 \times 10^{-2}, \text{ espacio muerto del compresor Bitzer: } \mathbf{6F-40.2Y-40P}.$$

Entonces rendimiento volumétrico del compresor Bitzer: **6F-40.2Y-40P** abasteciendo frío para las cámaras bitéperas funcionando como almacén de frescos según la ecuación 3.6 resulta ser de:

$$\eta_{V,f} = 0,840$$

A partir de la expresión 3.7 obtendremos el nuevo caudal másico ($\dot{m}_{R-404A,f}$) bombeado por uno de los compresores Bitzer: **6F-40.2Y-40P** que forma parte de la instalación para las cámaras bitéperas cuando la cámara a la que abastece funciona como almacén de frescos.

$$CIL_{COMP:6F.40.2Y-40P} \left[\frac{m^3}{h} \right] = \frac{\dot{m}_{R-404A,f} \left[\frac{kg}{s} \right] \times v_{asp,1} \left[\frac{m^3}{kg} \right]}{\eta_{V,f}} \times 3.600 \left[\frac{s}{h} \right] \quad (\text{Ec. 3.7})$$

donde:

$$CIL_{COMP:6F.40.2Y-40P} = 151,6 \left[\frac{m^3}{h} \right] = \text{cilindrada del compresor Bitzer: } \mathbf{6F-40.2Y-40P}.$$

Valores tomados de la hoja de especificaciones técnicas se encuentra **el apartado B.2.1.4 del anexo B.**

$$v_{asp,1} = 0,0505 \left[\frac{m^3}{kg} \right] = \text{volumen específico del R-404A en la aspiración del compresor.}$$

Valores tomados de la **Tabla 8. Tabla de propiedades termodinámicas del R-404A en el ciclo de frescos. Apartado 5.1.3 de la memoria.**

$\eta_{V,f} = 0,840$, rendimiento volumétrico del compresor Bitzer: **6F-40.2Y-40P** abasteciendo frío para el ciclo de frescos.

Entonces el caudal másico bombeado por el compresor Bitzer: **6F-40.2Y-40P** en el ciclo de frescos según la ecuación 3.7 resulta ser de:

$$\dot{m}_{R-404A,f} = 0,70046 \left[\frac{kg}{s} \right]$$



Entonces con el valor del caudal másico bombeado por el compresor Bitzer: **6F-40.2Y-40P** abasteciendo frío para el ciclo de frescos y la expresión 3.8 se calcula la potencia frigorífica que realizará el compresor.

$$\dot{Q}_{FRIGORIFICA,f} = \dot{m}_{R-404A,f} \times \Delta h_{EVAPORADOR} \quad (\text{Ec. 3.8})$$

donde:

$$\dot{m}_{R-404A,f} = 0,70046 \left[\frac{kg}{s} \right] = \text{caudal másico bombeado por el compresor Bitzer: } \mathbf{6F-}$$

40.2Y-40P en el ciclo de frescos.

$\Delta h_{EVAPORADOR} = (h_{6'} - h_5)$, Diferencia de entalpía del refrigerante R-404A entre la salida y la entrada al evaporador. Valores tomados de la **Tabla 12. Tabla de propiedades termodinámicas del R-404A en el ciclo de frescos. Apartado 5.1.3 de la memoria.**

$$h_{6'} = 366,84 \left[\frac{kJ}{kg} \right]; \quad h_5 = 263,76 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Entonces la potencia frigorífica que realizará el compresor Bitzer: **6F-40.2Y-40P** según la ecuación 3.8 resulta ser de:

$$\dot{Q}_{FRIGORIFICA,f} \cong \dot{Q}_{COMPRESOR.FRESCOS} = \mathbf{72,2 [kW]} \approx 71,4 [kW]$$

Este valor, (71,4 [kW]) es el obtenido en el programa Bitzer 4.2. La hoja de elección del compresor de la instalación para las cámaras bitéperas funcionando como almacén de frescos se encuentra **el apartado B.2.2.2. del anexo B.**



A partir de la potencia absorbida o potencia eléctrica real y la ecuación 3.9, se obtiene el rendimiento isentrópico ($\eta_{ISO,f}$) del compresor Bitzer: **6F-40.2Y-40P** funcionando en el ciclo de frescos.

De la misma expresión se obtiene la entalpía real del R-404A a la salida del compresor, ($h_{2R,f}$).

$$\eta_{iso,f} = \frac{Potencia_{ELECTRICA\ TEORICA} [kW]}{Potencia_{ELECTRICA\ REAL} [kW]} = \frac{\dot{m}_{R-404A,f} \left[\frac{kg}{s} \right] \times (h_{2T} - h_1) \left[\frac{kJ}{kg} \right]}{\dot{m}_{R-404A,f} \left[\frac{kg}{s} \right] \times (h_{2R,f} - h_1) \left[\frac{kJ}{kg} \right]} \quad (Ec. 3.9)$$

donde:

$$\dot{m}_{R-404A,f} = 0,70046 \left[\frac{kg}{s} \right] = \text{caudal másico bombeado por el compresor Bitzer: } \mathbf{6F-}$$

40.2Y-40P en el ciclo de frescos.

($h_{2T} - h_1$), Diferencia de entalpía teórica del refrigerante R-404A entre la salida y la entrada al compresor. Se considera que ($s_{2T} = s_1$), es decir, que la compresión teórica del gas refrigerante es isentrópica.

$$h_{2T} = 405,58 \left[\frac{kJ}{kg} \right]; \quad h_1 = 371,38 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$Potencia_{ELECTRICA\ REAL} [kW] = 35,1 [kW], \text{ Valor obtenido de los resultados de la hoja de}$$

comprobación del funcionamiento del compresor Bitzer modelo: **6F-40.2Y-40P** en la instalación para las cámaras bitéperas trabajando como almacén de frescos que se encuentra el **apartado B.2.2.2 del anexo B**.

Entonces el rendimiento isentrópico del compresor Bitzer: **6F-40.2Y-40P** en el ciclo de frescos según la ecuación 3.9 resulta ser de:

$$\eta_{iso,f} = 0,682$$



Aislado h_{2R} de la parte de la expresión 3.9 que se muestra a continuación,

$$Potencia_{ELECTRICA\ REAL} [kW] = \dot{m}_{R-404A,f} \left[\frac{kg}{s} \right] \times (h_{2R,f} - h_1) \left[\frac{kJ}{kg} \right] = 35,1 [kW]$$

se obtiene el valor de la entalpía real del R-404A a la salida del compresor:

$$h_{2R,f} = 421,49 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

A partir de la entalpía real del gas refrigerante a la salida del compresor ($h_{2R,f}$), se obtiene también su temperatura $T_{2R} = 61,77^\circ C$. Valores reflejados en la **Tabla 8. Tabla de propiedades termodinámicas del R-404A en el ciclo de frescos. Apartado 5.1.3 de la memoria.**

Con estos datos se procede a calcular el coeficiente de eficiencia energética del ciclo frigorífico, en inglés se denomina **C.O.P_f** (Coeficient Of Performance). Es la relación entre la potencia frigorífica y la potencia absorbida por la máquina frigorífica.

$$C.O.P_f = \frac{PotenciaFrigorifica [kW]}{Potencia_{ELECTRICA\ REAL} [kW]} \quad (Ec. 3.10)$$

donde:

$$Potencia_{ELECTRICA\ REAL} = 35,1 [kW]$$

$$PotenciaFrigorifica = 71,4 [kW]$$

Valores tomados de los resultados de la hoja de comprobación del funcionamiento del compresor Bitzer modelo: **6F-40.2Y-40P** en la instalación para las cámaras bitéperas trabajando como almacén de frescos que se encuentra **el apartado B.2.2.2. del anexo B.**

Entonces el coeficiente de eficiencia energética **C.O.P_f** según la ecuación 3.10 resulta ser de:

$$C.O.P_f = 2,03$$



A partir de los valores encontrados en el balance energético y el programa Coolpack (en la opción: Refrigeration Utilities) se completa la **Tabla 8. Tabla de propiedades termodinámicas del R-404A en el ciclo de frescos. Apartado 5.1.3 de la memoria.**

Con los datos de la **Tabla 8** y la siguiente expresión se calcula la potencia calorífica necesaria que debe aportar el condensador en el ciclo de congelados.

$$\dot{Q}_{CALORIFICA,f} = 4 \times \dot{m}_{R-404A,f} \times \Delta h_{CONDENSADOR} \quad (\text{Ec. 3.11})$$

donde:

$$\dot{m}_{R-404A,f} = 0,70046 \left[\frac{kg}{s} \right] = \text{caudal másico bombeado por el compresor Bitzer: } \mathbf{6F-}$$

40.2Y-40P en el ciclo de frescos.

$\Delta h_{CONDENSADOR} = (h_3 - h_4)$, Diferencia de entalpía del refrigerante R-404A entre la salida y la entrada al condensador. Valores tomados de la **Tabla 8. Tabla de propiedades termodinámicas del R-404A en el ciclo de frescos. Apartado 5.1.3 de la memoria.**

$$h_3 = 410,67 \left[\frac{kJ}{kg} \right]; \quad h_4 = 269,35 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Entonces la potencia calorífica necesaria que debe aportar el condensador cuando las cámaras funcionen como almacén de frescos, según la ecuación 3.11, resulta ser de:

$$\dot{Q}_{CALORIFICA,f} = 395,96 [kW]$$

Tabla resumen de los valores obtenidos en el ciclo de frescos

NOMENCLATURA	SIMBOLO	VALOR
Caudal másico[kg/s]	$m_{R404A,f}$	0,70046
Potencia frigorífica del evaporador [kW]	$Q_{FRIGORIFICA,f}$	72,2
Rendimiento volumétrico	$\eta_{v,f}$	0,84
Rendimiento isentrópico	$\eta_{iso,f}$	0,682
Entalpía real a la salida del compresor [kJ/kg]	$h_{2R,f}$	421,49
COP	COP_f	2,03
Potencia calorífica del condensador [kW]	$Q_{CALORIFICA,f}$	395,96

Tabla 9. Tabla resumen de los valores obtenidos en el ciclo de frescos.



A.3.2 Instalación centralizada de R-717 (Amoníaco)

A.3.2.1 Cálculos previos para la selección del compresor de la etapa de baja

En el caso de la instalación centralizada se requieren datos previos del balance energético para realizar la selección de los compresores.

A partir del balance energético de la etapa de baja del ciclo Booster y de la máxima demanda de potencia frigorífica de baja temperatura (las ocho cámaras funcionan como almacén de congelados), obtendremos el **caudal másico óptimo de vapor** ($\dot{m}_{R-717 \text{ BAJA.OPTIMO}}$) que deben bombear los compresores de la etapa de baja.

$$\dot{Q}_{R-717 \text{ MAXIMA DEMANDA.CONGELADOS}} = \dot{m}_{R-717 \text{ BAJA.OPTIMO}} \times \Delta h_{\text{EVAPORADOR CONGELADOS}} \quad (\text{Ec. 3.12})$$

donde,

$$\dot{Q}_{R-717 \text{ MAXIMA DEMANDA.CONGELADOS}} = 1.060 [kW]; \text{ M}{\acute{a}}xima demanda de potencia frigorífica para los$$

congelados calculada en el apartado 2 de este mismo anexo.

$$\Delta h_{\text{EVAPORADOR CONGELADOS}} = (h_{11} - h_{10}'), \text{ Diferencia de entalpía del refrigerante R-717 entre la}$$

salida y la entrada de los evaporadores de congelados. Valores tomados de la **Tabla 12. Tabla de propiedades termodinámicas del R-717 en el ciclo de máxima eficiencia**, o de la **Tabla 10. Tabla de propiedades termodinámicas del R-717 en el ciclo condicionado, Apartado 5.2.3. de la memoria.**

$$h_{11} = 1422,46 \left[\frac{kJ}{kg} \right]; \quad h_{10}' = 64,64 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Entonces el caudal másico óptimo que debe ser bombeado por los compresores de la etapa de baja según la ecuación 3.12 resulta ser de:

$$\dot{m}_{R-717 \text{ BAJA.OPTIMO}} = 0,781 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

Finalmente, se ha dispuesto para la instalación centralizada cuatro compresores de tornillo AERZENER modelo: VMY336M, dos unidades para realizar la etapa de baja y dos unidades para la etapa de alta.



Entonces, como se disponen dos compresores para la etapa de baja, el caudal másico óptimo que debe bombear cada uno resulta ser de:

$$\frac{\dot{m}_{R-717 \text{ BAJA,OPTIMO}}}{\text{COMPRESOR}} = 0,390 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

Los cálculos realizados con el programa AERZENER para la distribución de la carga entre los compresores del equipo frigorífico en cada una de las situaciones que se plantean a continuación, se encuentran en **el anexo B, apartado B.3.5**. Respuesta de los compresores en distintas situaciones de trabajo.

A partir de los datos de funcionamiento de los compresores se pueden determinar los puntos, del ciclo en el que se está trabajando, del diagrama de Molier $\log(P)$ -h del R-717.



A.3.2.2 Ciclo frigorífico condicionado

A continuación se determina los puntos en el diagrama de Molier $\log(P)$ -h del R-717. del **ciclo condicionado** y se completa la **Tabla 10. Tabla de propiedades termodinámicas del R-717 en el ciclo condicionado, Apartado 5.2.3. de la memoria.**

La instalación frigorífica funciona según las presiones de trabajo del ciclo condicionado en la siguiente situación:

SITUACIÓN 1:

Cuatro cámaras funcionando como almacén de frescos y cuatro cámaras funcionando como almacén de congelados; la instalación trabaja según las presiones del ciclo condicionado.

$$\text{Demanda total de frío para frescos: } \dot{Q}_{R-717.DEMANDA.DEMANDA.FRESCOS}^{MAXIMA} = 2140 [kW]$$

$$\text{Demanda total de frío para congelados: } \dot{Q}_{R-717.DEMANDA.DEMANDA.CONGELADOS} = 530 [kW]$$

Para esta situación se ha previsto dos soluciones posibles para el funcionamiento de los compresores:

Solución a)

- Un compresor de baja funcionando al 93% de su capacidad.
- Dos compresores de la etapa de alta funcionando los dos al 92% de su capacidad.

Solución b)

- Un compresor de baja funcionando al 93% de su capacidad.
- Dos compresores de la etapa de alta: uno funcionando al 100% de su capacidad y el otro al 84% de su capacidad.

Los cálculos para determinar los puntos del diagrama de Molier del amoníaco se realizarán para la solución a), aunque se calculará la eficacia energética de ambas soluciones.



Cálculos para determinar los puntos en el diagrama de Molier de R-717 del ciclo condicionado para la solución a).

ETAPA DE BAJA:

Entonces a partir de la siguiente ecuación se determina el **rendimiento volumétrico** del compresor de baja funcionando en las condiciones descritas anteriormente.

$$CIL_{COMP:VMY336M} \left[\frac{m^3}{h} \right] \times \frac{93}{100} = \frac{\dot{m}_{R-171_{COMPRESOR\ BAJA}} \left[\frac{kg}{s} \right] \times v_{asp,1} \left[\frac{m^3}{kg} \right]}{\eta_{V,BAJA}} \times 3.600 \left[\frac{s}{h} \right] \quad (\text{Ec. 3.13})$$

donde,

$$CIL_{COMP:VMY336M} = 1810 \left[\frac{m^3}{h} \right]; \text{ dato que se obtiene de la hoja de las características}$$

técnicas del compresor que se encuentra en **el apartado B.3.9, del anexo B.**

$$\dot{m}_{R-171_{COMPRESOR\ BAJA}} = 0,4180 \left[\frac{kg}{s} \right]; \text{ dato que se obtiene de la hoja de resultados para la}$$

selección del compresor de la etapa de baja según las presiones de trabajo del ciclo condicionado que se encuentra en **el apartado B.3.5.1, del anexo B.**

$$v_{asp,1} = 1,03 \left[\frac{m^3}{kg} \right] = \text{volumen específico del R-717 en la aspiración del compresor de}$$

baja. Valores tomados de la **Tabla 10. Tabla de propiedades termodinámicas del R-717 en el ciclo condicionado, Apartado 5.2.3. de la memoria.** Dato proporcionado también por el programa de selección AERZENER en la hoja de resultados **del apartado B.3.5.1, del anexo B.**

Entonces el rendimiento volumétrico del compresores de tornillo AERZENER modelo: VMY336M según la ecuación 3.13 resulta ser de:

$$\eta_{V,BAJA} = 0,930$$

A partir de la potencia absorbida o potencia eléctrica real obtenida de la hoja de resultados para la selección del compresor de la etapa de baja según las presiones de trabajo del ciclo



condicionado que se encuentra en el apartado B.3.5.1, del anexo B. Se obtiene el **rendimiento isentrópico** ($\eta_{ISO,BAJA}$) del compresor en las condiciones de trabajo especificadas.

$$\eta_{iso,BAJA} = \frac{Potencia_{ELECTRICA\ TEORICA} [kW]}{Potencia_{ELECTRICA\ REAL} [kW]} = \frac{\dot{m}_{R-171\ COMPRESOR\ BAJA} \left[\frac{kg}{s} \right] \times (h_{2T} - h_1) \left[\frac{kJ}{kg} \right]}{\dot{m}_{R-171\ COMPRESOR\ BAJA} \left[\frac{kg}{s} \right] \times (h_{2R,c} - h_1) \left[\frac{kJ}{kg} \right]} \quad (Ec. 3.14)$$

donde:

$$\dot{m}_{R-171\ COMPRESOR\ BAJA} = 0,4180 \left[\frac{kg}{s} \right] = \text{caudal másico bombeado por el compresor}$$

AERZENER modelo: VMY336M en la etapa de baja.

$(h_{2T} - h_1)$, Diferencia de entalpía teórica del refrigerante R-717 entre la salida y la entrada al compresor de baja. Se considera que $(s_{2T} = s_1)$, es decir, que la compresión teórica del gas refrigerante es isentrópica.

$$h_{2T} = 1562,26 \left[\frac{kJ}{kg} \right]; \quad h_1 = 1434,59 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$Potencia_{ELECTRICA\ REAL} = 90,3 [kW]$$

Entonces el rendimiento isentrópico compresores de tornillo AERZENER modelo: VMY336M según la ecuación 3.14 resulta ser de:

$$\eta_{iso,BAJA} = 0,591$$



Entonces con el denominador de la misma expresión se obtiene la entalpía real del R-717 a la salida del compresor de baja (h_{2R}).

$$Potencia_{ELECTRICA REAL} [kW] = \dot{m}_{R-171 COMPRESOR BAJA} \left[\frac{kg}{s} \right] \times (h_{2R} - h_1) \left[\frac{kJ}{kg} \right] = 90,3 [kW]$$

$$h_{2R} = 1650,62 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Con el valor de la entalpía real del R-717 a la salida del compresor de baja (h_{2R}). Se puede realizar el balance energético del ciclo condicionado con el cual se obtiene el **valor óptimo del caudal de alta**.

$$\left(\dot{m}_{R-171 OPTIMO ALTA} - \dot{m}_{R-171 EVAPORADORES ALTA} \right) \left[\frac{kg}{s} \right] \times (h_3 - h_7) = \dot{m}_{R-171 TEORICO BAJA} \left[\frac{kg}{s} \right] \times (h_{2R} - h_9) \quad (Ec. 3.15)$$

donde,

$$\dot{m}_{R-171 EVAPORADORES ALTA} = \frac{\dot{Q}_{R-717 MAXIMA DEMANDA FRESCOS}}{\Delta h_{EVAPORADOR FRESCOS}} \quad (Ec. 3.16)$$

- $\dot{Q}_{R-717 MAXIMA DEMANDA FRESCOS} = 2140 [kW]$
- $\Delta h_{EVAPORADOR FRESCOS} = (h_3 - h_9)$, Diferencia de entalpía del refrigerante R-717 entre la salida y la entrada de los evaporadores de frescos. Valores tomados **Tabla 10. Tabla de propiedades termodinámicas del R-717 en el ciclo condicionado, Apartado 5.2.3. de la memoria.**
- $\dot{m}_{R-171 EVAPORADORES ALTA} = 1,636 \left[\frac{kg}{s} \right]$;caudal másico que debe circular por los evaporadores de frescos según la ecuación 3.16.



$$\boxed{m_{R-717 \text{ TEORICO BAJA}} = \frac{\dot{Q}_{R-717 \text{ DEMANDA CONGELADOS}}}{\Delta h_{\text{EVAPORADOR CONGELADOS}}} \quad (\text{Ec. 3.17})}$$

- $\dot{Q}_{R-717 \text{ DEMANDA CONGELADOS}} = 530 \text{ [kW]}$
- $\Delta h_{\text{EVAPORADOR CONGELADOS}} = (h_{11} - h_{10}')$, Diferencia de entalpía del refrigerante

R-717 entre la salida y la entrada de los evaporadores de congelados. Valores tomados de la **Tabla 10. Tabla de propiedades termodinámicas del R-717 en el ciclo condicionado, Apartado 5.2.3. de la memoria.**

$$h_{11} = 1422,46 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \quad ; \quad h_{10}' = 64,64 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

- $\dot{m}_{R-171 \text{ COMPRESOR BAJA}} = 0,4180 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$; caudal másico que debe circular por los evaporadores de congelados según la ecuación 3.17.
- Los valores de las entalpías de la **Tabla 12. Tabla de propiedades termodinámicas del R-717 en el ciclo de máxima eficiencia, Apartado 5.2.3. de la memoria:**

$$h_3 = 1462,45 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]; \quad h_7 = 339 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]; \quad h_9 = 154,52 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

- $h_{2R} = 1650,62 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$ = valor de la entalpía real del R-717 a la salida del compresor de baja (h_{2R}) que se ha calculado.

Entonces el caudal óptimo que se bombea en la etapa de alta según la ecuación del balance energético 3.15 resulta ser de:

$$\boxed{\dot{m}_{R-171 \text{ OPTIMO ALTA}} = 2,19 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]}$$



Este es el caudal total que aproximadamente deben bombear los compresores de la etapa de alta y que se debe comparar con el caudal real que es el que se obtiene en las hojas de resultados del programa AERZENER.

ETAPA DE ALTA:

Entonces a partir de la siguiente ecuación se determina el **rendimiento volumétrico** del compresor de alta funcionando en las condiciones descritas anteriormente.

$$CIL_{COMP.VMY336M} \left[\frac{m^3}{h} \right] \times \frac{92}{100} = \frac{\dot{m}_{R-171_{COMPRESOR\ ALTA}} \left[\frac{kg}{s} \right] \times v_{asp,3} \left[\frac{m^3}{kg} \right]}{\eta_{V,ALTA}} \times 3.600 \left[\frac{s}{h} \right] \quad (\text{Ec. 3.18})$$

donde,

$$CIL_{COMP.VMY336M} = 1810 \left[\frac{m^3}{h} \right]; \text{ dato que se obtiene de la hoja de las características}$$

técnicas del compresor que se encuentra en **el apartado B.3.9, del anexo B.**

$$\dot{m}_{R-171_{COMPRESOR\ ALTA}} = 0,976 \left[\frac{kg}{s} \right]; \text{ dato que se obtiene de la hoja de resultados para la}$$

selección del compresor de la etapa de alta según las presiones de trabajo del ciclo condicionado que se encuentra en **el apartado B.3.5.1, del anexo B.**

$$v_{asp,3} = 0,437 \left[\frac{m^3}{kg} \right] = \text{volumen específico del R-717 en la aspiración del compresor}$$

de alta. Valores tomados de la **Tabla 10. Tabla de propiedades termodinámicas del R-717 en el ciclo condicionado, Apartado 5.2.3. de la memoria.** Dato proporcionado también por el programa de selección AERZENER en la hoja de resultados **del apartado B.3.5.1, del anexo B.**

Entonces el rendimiento volumétrico del compresores de tornillo AERZENER modelo: VMY336M según la ecuación 3.18 resulta ser de:

$$\eta_{V,ALTA} = 0,922$$

A partir de la potencia absorbida o potencia eléctrica real obtenida de la hoja de resultados para la selección del compresor de la etapa de alta según las presiones de trabajo del ciclo



condicionado que se encuentra en el apartado B.3.5.1, del anexo B. Se obtiene el **rendimiento isentrópico** ($\eta_{ISO,ALTA}$) del compresor en las condiciones de trabajo especificadas.

$$\eta_{iso,ALTA} = \frac{Potencia_{ELECTRICA\ TEORICA} [kW]}{Potencia_{ELECTRICA\ REAL} [kW]} = \frac{\dot{m}_{R-171\ COMPRESOR\ ALTA} \left[\frac{kg}{s} \right] \times (h_{4T} - h_3) \left[\frac{kJ}{kg} \right]}{\dot{m}_{R-171\ COMPRESOR\ ALTA} \left[\frac{kg}{s} \right] \times (h_{4R} - h_3) \left[\frac{kJ}{kg} \right]} \quad (Ec. 3.19)$$

donde:

$$\dot{m}_{R-171\ COMPRESOR\ ALTA} = 0,976 \left[\frac{kg}{s} \right] = ; \text{dato que se obtiene de la hoja de resultados para la}$$

selección del compresor de la etapa de alta según las presiones de trabajo del ciclo condicionado que se encuentra en el apartado B.3.5.1, del anexo B.

$(h_{4T} - h_3)$, Diferencia de entalpía teórica del refrigerante R-717 entre la salida y la entrada al compresor de alta. Se considera que $(s_{4T} = s_3)$, es decir, que la compresión teórica del gas refrigerante es isentrópica.

$$h_{4T} = 1699,60 \left[\frac{kJ}{kg} \right]; \quad h_3 = 1462,45 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$Potencia_{ELECTRICA\ REAL} = 306 [kW]$$

Entonces el rendimiento isentrópico compresores de tornillo AERZENER modelo: VMY336M según la ecuación 3.19 resulta ser de:

$$\eta_{iso,ALTA} = 0,756$$



Entonces con el denominador de la misma expresión se obtiene la entalpía real del R-717 a la salida del compresor de baja (h_{2R}).

$$Potencia_{ELECTRICA\ REAL} [kW] = \dot{m}_{R-171\ COMPRESOR\ ALTA} \left[\frac{kg}{s} \right] \times (h_{4R} - h_3) \left[\frac{kJ}{kg} \right] = 306 [kW]$$

$$h_{4R} = 1775,97 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Con estos datos se procede a calcular **el coeficiente de eficiencia energética** del ciclo frigorífico, en inglés se denomina **C.O.P_{COND.}** (Coeficient Of Performance). Es la relación entre la potencia frigorífica y la potencia absorbida por la máquina frigorífica.

$$C.O.P_{COND.} = \frac{Potencia\ Frigorifica [kW]}{Potencia_{ELECTRICA\ REAL} [kW]} \quad (Ec. 3.20)$$

Donde para la **solución a)**:

- Un compresor de baja funcionando al 93% de su capacidad.
- Dos compresores de la etapa de alta funcionando los dos al 92% de su capacidad.

Con los valores obtenidos con el programa AERZENER correspondientes al apartado **B.3.5.1 Hoja de resultados para la SITUACIÓN 1, SOLUCIÓN a).** en el Anexo B, se calcula:

$$Potencia\ Frigorifica = 2 \times \dot{Q}_{FRESCOS\ ALTA\ 92\%}^{COMPRESOR} + \dot{Q}_{COMPRESOR\ BAJA\ 93\%} = 2670 [kW]$$

$$Potencia_{ELECTRICA\ REAL} = 2 \times 306 + 90,3 [kW] = 708,1 [kW]$$

Entonces el coeficiente de eficiencia energética **C.O.P_{COND.}** según la ecuación 3.20 resulta ser de:

$$C.O.P_{COND.} = 3,80$$



Donde para la **solución b)**:

- Un compresor de baja funcionando al 93% de su capacidad.
- Dos compresores de la etapa de alta: uno funcionando al 100% de su capacidad y el otro al 84% de su capacidad.

Con los valores obtenidos con el programa AERZENER correspondientes al apartado **B.3.5.2 Hoja de resultados para la SITUACIÓN 1, SOLUCIÓN b)**, en el Anexo B, se calcula:

$$PotenciaFrigorifica = \dot{Q}_{FRESCOS_{ALTA}^{COMPRESOR}} + \dot{Q}_{FRESCOS_{ALTA}^{COMPRESOR}} + \dot{Q}_{COMPRESOR_{BAJA}^{93\%}} = 2670 [kW]$$

$$Potencia_{ELECTRICA}^{REAL} = 322 + 287 + 90,3 [kW] = 699,3 [kW]$$

Entonces el coeficiente de eficiencia energética **C.O.P_{COND.}** según la ecuación 3.20 resulta ser de:

$$C.O.P_{COND.} = 3,82$$



Con los datos de la **Tabla 10. Tabla de propiedades termodinámicas del R-717 en el ciclo condicionado.** y la siguiente expresión se calcula la potencia calorífica necesaria que se debe disipar el condensador en el ciclo condicionado para la solución a).

$$\dot{Q}_{\text{CALORIFICA,COND.}} = \left(2 \times \dot{m}_{\text{COMPRESOR ALTA}} \right) \times \Delta h_{\text{CONDENSADOR}} \quad (\text{Ec. 3.21})$$

donde:

$$\dot{m}_{\text{R-171 COMPRESOR ALTA}} = 0,976 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] = \text{caudal másico bombeado por el compresor AERZENER}$$

modelo: VMY336M en la etapa de alta.

$\Delta h_{\text{CONDENSADOR}} = (h_{4R} - h_{6'})$, Diferencia de entalpía del refrigerante R-717 entre la salida y la entrada al condensador. Valores tomados de la **Tabla 10. Tabla de propiedades termodinámicas del R-717 en el ciclo condicionado** en el **apartado 5.2.3 de la memoria.**

$$h_{4R} = 1775,97 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]; \quad h_{6'} = 353,30 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Entonces la potencia calorífica necesaria que debe aportar el condensador en la instalación centralizada según las presiones de trabajo del ciclo condicionado según la ecuación 3.21 resulta ser de:

$$\dot{Q}_{\text{CALORIFICA,COND.}} = 2777,05 [\text{kW}]$$



Tablas resumen de los valores obtenidos en el ciclo condicionado

CICLO CONDICIONADO			
SITUACION 1			
DEMANDA DE FRESCOS MÁXIMA = 2140 kW.			
DEMANDA DE CONGELADOS = 530 kW.			
SOLUCIÓN a) 1 COMPRESOR DE BAJA 93% 2 COMPRESORES DE ALTA 92%	NOMENCLATURA	SIMBOLO	VALOR
	ETAPA DE BAJA		
	Caudal másico óptimo total [kg/s]	$m_{R717,OPTIMO,B}$	0,781
	Caudal másico óptimo por compresor [kg/s]	$m_{R717,OPTIMO,B/C}$ OMPRESOR	0,39
	Rendimiento volumétrico	$\eta_{v,BAJA}$	0,93
	Rendimiento isentrópico	$\eta_{iso,BAJA}$	0,591
	Entalpía real a la salida del compresor de baja [kJ/kg]	h_{2R}	1650,62
	ETAPA DE ALTA		
	Caudal másico óptimo total [Kg/s]	$m_{R717,OPTIMO,A}$	2,19
	Caudal másico óptimo por compresor [Kg/s]	$m_{R717,OPTIMO,A/C}$ OMPRESOR	1,095
	Rendimiento volumétrico	$\eta_{v,ALTA}$	0,922
	Rendimiento isentrópico	$\eta_{iso,ALTA}$	0,756
	Entalpía real a la salida del compresor de alta [KJ/Kg]	h_{4R}	1775,97
	COP CICLO CONDICIONADO	COP_{COND.}	3,8
Potencia calorífica del condensador en el ciclo condicionado [kW]	Q_{CALORIFICA, COND.}	2777,05	

Tabla 11. Tabla resumen de los valores obtenidos para la solución a) en el ciclo condicionado.

CICLO CONDICIONADO			
SITUACION 1			
DEMANDA DE FRESCOS MÁXIMA = 2140 kW.			
DEMANDA DE CONGELADOS = 530 kW.			
SOLUCIÓN b) 1 COMPRESOR DE BAJA 93% 1 COMPRESOR DE ALTA 100% 1 COMPRESOR DE ALTA 84%	NOMENCLATURA	SIMBOLO	VALOR
	COP CICLO CONDICIONADO	COP_{COND.}	3,82

Tabla 12. Tabla resumen de los valores obtenidos para la solución b) en el ciclo condicionado.



A.3.2.3 Ciclo frigorífico de máxima eficiencia

A continuación se determinan los puntos en el diagrama de Mollier del R-717 del ciclo de máxima eficiencia y se completa la **Tabla 12. Tabla de propiedades termodinámicas del R-717 en el ciclo de máxima eficiencia, Apartado 5.2.3. de la memoria.**

La instalación frigorífica funciona según las presiones de trabajo del ciclo de máxima eficiencia, en la siguiente situación:

SITUACIÓN 2:

Ocho cámaras funcionando como almacén de congelados; la instalación trabaja según las presiones del ciclo de máxima eficiencia.

$$\text{Demanda total de frío para congelados: } \dot{Q}_{\substack{R-717.MAXIMA \\ DEMANDA.CONGELADOS}} = 1.060 [kW]$$

$$\text{Demanda total de frío para frescos: } \dot{Q}_{\substack{R-717.DEMANDA \\ FRESCOS}} = 0 [kW]$$

Para esta situación se ha previsto dos soluciones posibles para el funcionamiento de los compresores:

Solución a)

- Dos compresores de baja funcionando al 97% de su capacidad.
- Un compresor de la etapa de alta funcionando al 80% de su capacidad.

Solución b)

- Dos compresores de la etapa de baja: uno funcionando al 100% de su capacidad y el otro al 93% de su capacidad.
- Un compresor de la etapa de alta funcionando al 80% de su capacidad.

Los cálculos para determinar los puntos en el diagrama de Mollier del R-717 se realizarán para la solución a), aunque se calculará la eficiencia energética de ambas soluciones.



Cálculos para determinar los puntos en el diagrama de Molier de R-717 del ciclo de máxima eficiencia para la solución a).

ETAPA DE BAJA:

Entonces a partir de la siguiente ecuación se determina el rendimiento volumétrico del compresor de baja funcionando en las condiciones descritas anteriormente.

$$CIL_{COMP:VMY336M} \left[\frac{m^3}{h} \right] \times \frac{97}{100} = \frac{\dot{m}_{R-171_{COMPRESOR\ BAJA}} \left[\frac{kg}{s} \right] \times v_{asp,1} \left[\frac{m^3}{kg} \right] \times 3.600 \left[\frac{s}{h} \right]}{\eta_{V,BAJA}} \quad (Ec. 3.22)$$

donde,

$$CIL_{COMP:VMY336M} = 1810 \left[\frac{m^3}{h} \right]; \text{ dato que se obtiene de la hoja de las características}$$

técnicas del compresor que se encuentra en **el apartado B.3.9, del anexo B.**

$$\dot{m}_{R-171_{COMPRESOR\ BAJA}} = 0,4307 \left[\frac{kg}{s} \right]; \text{ dato que se obtiene de la hoja de resultados para la}$$

selección del compresor de la etapa de baja según las presiones de trabajo del ciclo de máxima eficiencia que se encuentra en **el apartado B.3.5.3, del anexo B.**

$$v_{asp,1} = 1,03 \left[\frac{m^3}{kg} \right] = \text{volumen específico del R-717 en la aspiración del compresor de}$$

baja. *Tabla de propiedades termodinámicas del R-717 en el ciclo de máxima eficiencia, Apartado 5.2.3. de la memoria.* Dato proporcionado también por el programa de selección AERZENER en la hoja de resultados **del apartado B.3.5.3, del anexo B.**

Entonces el rendimiento volumétrico del compresores de tornillo AERZENER modelo: VMY336M según la ecuación 3.22 resulta ser de:

$$\eta_{V,BAJA} = 0,918$$



A partir de la potencia absorbida o potencia eléctrica real obtenida de la hoja de resultados para la selección del compresor de la etapa de baja según las presiones de trabajo del ciclo condicionado que se encuentra en **el apartado B.3.5.3, del anexo B**. Se obtiene el **rendimiento isentrópico** ($\eta_{ISO,BAJA}$) del compresor en las condiciones de trabajo especificadas.

$$\eta_{iso,BAJA} = \frac{Potencia_{ELECTRICA\ TEORICA} [kW]}{Potencia_{ELECTRICA\ REAL} [kW]} = \frac{\dot{m}_{R-171\ COMPRESOR\ BAJA} \left[\frac{kg}{s} \right] \times (h_{2T} - h_1) \left[\frac{kJ}{kg} \right]}{\dot{m}_{R-171\ COMPRESOR\ BAJA} \left[\frac{kg}{s} \right] \times (h_{2R} - h_1) \left[\frac{kJ}{kg} \right]} \quad (Ec. 3.23)$$

donde:

$$\dot{m}_{R-171\ COMPRESOR\ BAJA} = 0,4307 \left[\frac{kg}{s} \right] = \text{caudal másico bombeado por el compresor}$$

AERZENER modelo: VMY336M en la etapa de baja.

$(h_{2T} - h_1)$, Diferencia de entalpía teórica del refrigerante R-717 entre la salida y la entrada al compresor de baja. Se considera que $(s_{2T} = s_1)$, es decir, que la compresión teórica del gas refrigerante es isentrópica.

$$h_{2T} = 1611,81 \left[\frac{kJ}{kg} \right]; \quad h_1 = 1434,59 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$Potencia_{ELECTRICA\ REAL} = 118,3 [kW]$$

Entonces el rendimiento isentrópico compresores de tornillo AERZENER modelo: VMY336M según la ecuación 3.23 resulta ser de:

$$\eta_{iso,BAJA} = 0,645$$

Entonces con el denominador de la misma expresión se obtiene la entalpía real del R-717 a la salida del compresor de baja (h_{2R}).

$$Potencia_{ELECTRICA\ REAL} [kW] = \dot{m}_{R-171\ COMPRESOR\ BAJA} \left[\frac{kg}{s} \right] \times (h_{2R} - h_1) \left[\frac{kJ}{kg} \right] = 118,3 [kW]$$

$$h_{2R} = 1709,26 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$



ETAPA DE ALTA:

Como en esta situación no existe demanda de potencia frigorífica por parte de los frescos, se calcula el caudal mínimo que se debe bombear en la etapa de alta a partir del balance energético del ciclo de máxima eficiencia:

$$\dot{m}_{R-171_{OPTIMO\ ALTA}} \left[\frac{kg}{s} \right] \times (h_3 - h_7) = 2 \times \dot{m}_{R-171_{COMPRESOR\ BAJA}} \left[\frac{kg}{s} \right] \times (h_{2R} - h_9) \quad (\text{Ec. 3.24})$$

Donde,

A partir de los valores de las entalpías de la **Tabla 12. Tabla de propiedades termodinámicas del R-717 en el ciclo de máxima eficiencia, Apartado 5.2.3. de la memoria:**

$$h_3 = 1476,51 \left[\frac{kJ}{kg} \right]; \quad h_7 = 339 \left[\frac{kJ}{kg} \right]; \quad h_9 = 191,92 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$h_{2R} = 1709,26 \left[\frac{kJ}{kg} \right] = \text{valor de la entalpía real del R-717 a la salida del compresor de}$$

baja (h_{2R}) que se ha calculado.

Entonces el caudal mínimo que se bombea en la etapa de alta según la ecuación 3.24 resulta ser de:

$$\dot{m}_{R-171_{OPTIMO\ ALTA}} = 1,15 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

Este es el caudal total que aproximadamente deben bombear los compresores de la etapa de alta y que se debe comparar con el caudal real que es el que se obtiene en las hojas de resultados del programa AERZENER.



Entonces a partir de la siguiente ecuación se determina el rendimiento volumétrico del compresor de alta funcionando en las condiciones descritas anteriormente.

$$CIL_{COMP.VMY336M} \left[\frac{m^3}{h} \right] \times \frac{80}{100} = \frac{\dot{m}_{R-171_{COMPRESOR\ ALTA}} \left[\frac{kg}{s} \right] \times v_{asp,3} \left[\frac{m^3}{kg} \right]}{\eta_{V,ALTA}} \times 3.600 \left[\frac{s}{h} \right] \quad (\text{Ec. 3.25})$$

donde,

$$CIL_{COMP.VMY336M} = 1810 \left[\frac{m^3}{h} \right]; \text{ dato que se obtiene de la hoja de las características}$$

técnicas del compresor que se encuentra en **el apartado B.3.9, del anexo B.**

$$\dot{m}_{R-171_{COMPRESOR\ ALTA}} = 1,15 \left[\frac{kg}{s} \right]; \text{ dato que se obtiene en los cálculos realizados en la página}$$

anterior.

$$v_{asp,3} = 0,322 \left[\frac{m^3}{kg} \right] = \text{volumen específico del R-717 en la aspiración del compresor}$$

de alta. Valores tomados de la **Tabla 12. Tabla de propiedades termodinámicas del R-717 en el ciclo de máxima eficiencia, Apartado 5.2.3. de la memoria.** Dato proporcionado también por el programa de selección AERZENER en la hoja de resultados **del apartado B.3.5.3, del anexo B.**

Entonces el rendimiento volumétrico del compresores de tornillo AERZENER modelo: VMY336M según la ecuación 3.25 resulta ser de:

$$\eta_{V,ALTA} = 0,929$$



A partir de la potencia absorbida o potencia eléctrica real obtenida de la hoja de resultados para la selección del compresor de la etapa de baja según las presiones de trabajo del ciclo condicionado que se encuentra en el apartado **B.3.5.3, del anexo B**. Se obtiene el rendimiento isentrópico (η_{ISO}) del compresor en las condiciones de trabajo especificadas.

$$\eta_{iso,ALTA} = \frac{Potencia_{ELECTRICA\ TEORICA} [kW]}{Potencia_{ELECTRICA\ REAL} [kW]} = \frac{\dot{m}_{R-171\ COMPRESOR\ ALTA} \left[\frac{kg}{s} \right] \times (h_{4T} - h_3) \left[\frac{kJ}{kg} \right]}{\dot{m}_{R-171\ COMPRESOR\ ALTA} \left[\frac{kg}{s} \right] \times (h_{4R} - h_3) \left[\frac{kJ}{kg} \right]} \quad (Ec. 3.26)$$

donde:

$$\dot{m}_{R-171\ COMPRESOR\ ALTA} = 1,15 \left[\frac{kg}{s} \right] = \text{caudal másico bombeado por el compresor AERZENER}$$

modelo: VMY336M en la etapa de alta.

$(h_{4T} - h_3)$, Diferencia de entalpía teórica del refrigerante R-717 entre la salida y la entrada al compresor de alta. Se considera que $(s_{4T} = s_3)$, es decir, que la compresión teórica del gas refrigerante es isentrópica.

$$h_{4T} = 1662,5 \left[\frac{kJ}{kg} \right]; \quad h_3 = 1476,51 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$Potencia_{ELECTRICA\ REAL} = 286 [kW]$$

Entonces el rendimiento isentrópico compresores de tornillo AERZENER modelo: VMY336M según la ecuación 3.26 resulta ser de:

$$\eta_{iso,ALTA} = 0,748$$

Entonces con el denominador de la misma expresión se obtiene la entalpía real del R-717 a la salida del compresor de baja (h_{4R}).

$$Potencia_{ELECTRICA\ REAL} [kW] = \dot{m}_{R-171\ COMPRESOR\ ALTA} \left[\frac{kg}{s} \right] \times (h_{4R} - h_3) \left[\frac{kJ}{kg} \right] = 286 [kW]$$

$$h_{4R} = 1725,20 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$



Con estos datos se procede a calcular **el coeficiente de eficiencia energética** del ciclo frigorífico, en inglés se denomina **C.O.P_{EF.}** (Coeficient Of Performance). Es la relación entre la potencia frigorífica y la potencia absorbida por la máquina frigorífica.

$$C.O.P_{EF.} = \frac{PotenciaFrigorifica [kW]}{Potencia_{ELECTRICA REAL} [kW]} \quad (Ec. 3.27)$$

Donde para la **solución a)**:

- Un compresor de alta funcionando al 80% de su capacidad.
- Dos compresores de la etapa de baja funcionando los dos al 92% de su capacidad.

Con los valores obtenidos con el programa AERZENER correspondientes al apartado **B.3.5.3 Hoja de resultados para la SITUACIÓN 2. SOLUCION a).** en el Anexo B, se calcula:

$$PotenciaFrigorifica = \dot{Q}_{FRESCOS_{ALTA}^{COMPRESOR}}^{80\%} + 2 \times \dot{Q}_{COMPRESOR_{BAJA}^{97\%}} = 2332 [kW]$$

$$Potencia_{ELECTRICA REAL} = 286 + 2 \times 118,3 [kW] = 522,6 [kW]$$

Entonces el coeficiente de eficiencia energética **C.O.P_{EF.}** según la ecuación 3.27 es de:

$$C.O.P_{EF.} = 4,462$$

Donde para la **solución b)**:

- Un compresor de alta funcionando al 80% de su capacidad.
- Dos compresores para la etapa de baja: uno funcionando al 100% de su capacidad y el otro al 93% de su capacidad.

Con los valores obtenidos con el programa AERZENER correspondientes al apartado **B.3.5.4 Hoja de resultados para la SITUACIÓN 2. SOLUCION b)** en el Anexo B, se calcula:

$$PotenciaFrigorifica = \dot{Q}_{FRESCOS_{ALTA}^{COMPRESOR}}^{80\%} + \dot{Q}_{COMPRESOR_{BAJA}^{100\%}} + \dot{Q}_{COMPRESOR_{BAJA}^{93\%}} = 2332 [kW]$$

$$Potencia_{ELECTRICA REAL} = 286 + 120,8 + 115,5 [kW] = 522,3 [kW]$$

Entonces el coeficiente de eficiencia energética **C.O.P_{EF.}** según la ecuación 3.27 es de:

$$C.O.P_{EF.} = 4,465$$



Con los datos de la **Tabla 12. Tabla de propiedades termodinámicas del R-717 en el ciclo de máxima eficiencia** y la siguiente expresión se calcula la potencia calorífica necesaria que se debe disipar el condensador en el ciclo de máxima eficiencia para la solución a).

donde:

$$\dot{Q}_{CALORIFICA,EF.} = \dot{m}_{COMPRESOR ALTA} \times \Delta h_{CONDENSADOR} \quad (\text{Ec. 3.28})$$

$$\dot{m}_{R-717 COMPRESOR ALTA} = 1,15 \left[\frac{kg}{s} \right] = \text{caudal másico bombeado por el compresor AERZENER}$$

modelo: VMY336M en la etapa de alta.

$\Delta h_{CONDENSADOR} = (h_{4R} - h_{6'})$, Diferencia de entalpía del refrigerante R-717 entre la salida y la entrada al condensador. Valores tomados de la **Tabla 15. Tabla de propiedades termodinámicas del R-717 en el ciclo de máxima eficiencia** en el **apartado 5.2.3. de la memoria.**

$$h_{4R} = 1725,20 \left[\frac{kJ}{kg} \right]; \quad h_{6'} = 353,30 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Entonces la potencia calorífica necesaria que debe aportar el condensador en la instalación centralizada según las presiones de trabajo del ciclo de máxima eficiencia según la ecuación 3.28 resulta ser de:

$$\dot{Q}_{CALORIFICA,EF.} = 1577,68 [kW]$$



Tabla resumen de los valores obtenidos en el ciclo de máxima eficiencia

CICLO DE MAXIMA EFICIENCIA			
SITUACION 2			
DEMANDA DE FRESCOS = 0 kW.			
DEMANDA DE CONGELADOS MÁXIMA = 1060 kW.			
SOLUCIÓN a) 2 COMPRESORES DE BAJA 97% 1 COMPRESOR DE ALTA 80%	NOMENCLATURA	SIMBOLO	VALOR
	ETAPA DE BAJA		
	Rendimiento volumétrico	$\eta_{v,BAJA}$	0,918
	Rendimiento isentrópico	$\eta_{iso,BAJA}$	0,645
	Entalpía real a la salida del compresor de baja [kJ/kg]	h_{2R}	1709,26
	ETAPA DE ALTA		
	Caudal másico óptimo total [kg/s]	$m_{R717,OPTIMO,A}$	1,15
	Rendimiento volumétrico	$\eta_{v,ALTA}$	0,929
	Rendimiento isentrópico	$\eta_{iso,ALTA}$	0,748
	Entalpía real a la salida del compresor de alta [kJ/kg]	h_{4R}	1725,2
	COP CICLO DE MAXIMA EFICIENCIA	COP_{EF.}	4,462
	Potencia calorífica del condensador en el ciclo condicionado [kW]	$Q_{CALORIFICA,EF.}$	1577,68

Tabla 13. Tabla resumen de los valores obtenidos en el ciclo de máxima eficiencia.

CICLO DE MAXIMA EFICIENCIA			
SITUACION 2			
DEMANDA DE FRESCOS = 0 kW.			
DEMANDA DE CONGELADOS MÁXIMA = 1060 kW.			
SOLUCIÓN b) 1 COMPRESOR DE BAJA 100% 1 COMPRESOR DE BAJA 93% 1 COMPRESOR DE ALTA 80%	NOMENCLATURA	SIMBOLO	VALOR
	COP CICLO MAXIMA EFICIENCIA	COP_{EF.}	4,465

Tabla 14. Tabla resumen de los valores obtenidos para la solución b) en el ciclo de máxima eficiencia.

