

Trabajo de Fin de Grado
Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales

Diseño óptimo de una cámara de conservación de
productos congelados

Autor: Jesús Ceballos Maya

Tutor: José Luis Molina Félix

**Dep. Ingeniería Energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla**

Sevilla, 2016



Trabajo de Fin de Grado
Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales

Diseño óptimo de una cámara de conservación de productos congelados

Autor:

Jesús Ceballos Maya

Tutor:

José Luis Molina Félix

Profesor titular

Dep. de Ingeniería Energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla
Sevilla, 2016

Trabajo Fin de Grado: Diseño óptimo de una cámara de conservación de productos congelados

Autor: Jesús Ceballos Maya

Tutor: José Luis Molina Félix

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2013

El Secretario del Tribunal

Agradecimientos

Tras unos años de esfuerzo y sacrificio, con la realización de este proyecto doy por finalizado mis estudios de grado. Quisiera expresar mi profundo agradecimiento y mencionar a quienes sin su apoyo habría sido imposible alcanzar este objetivo.

A mis padres y hermano quienes me han servido de ejemplo y fuente de inspiración para trabajar al máximo y no desfallecer en los momentos más difíciles.

A mis amigos de la infancia que han hecho durante estos años de la distancia algo insignificante.

A mis amigos de la RUAC sin los cuales Sevilla no sería lo mismo.

A mi tutor del proyecto José Luis Molina por su motivación y excelente disponibilidad que siempre ha mostrado conmigo.

Jesús Ceballos Maya

Sevilla, 2016

Resumen

El proyecto se desarrolla en Fuentes de León, localidad situada al sur de Badajoz. Este proyecto consiste en el diseño y optimización de una cámara de conservación de productos congelados, en este caso carne de cerdo.

Para llevarlo a cabo se han estudiado los diferentes ciclos, refrigerantes, equipos y aislamientos seleccionando los de mayor calidad. Finalmente se realiza la optimización del coste del proyecto relacionando los precios con la dimensión de cada componente y esta, a su vez, con unas variables de optimización: espesor, temperatura de evaporación y temperatura de condensación.

Abstract

The project is located in Fuentes de León, a town south of Badajoz. It consists of the design and optimization of a chamber storing frozen, in this case pork products.

To make it have studied the different cycles, refrigerants equipment and insulation to chose the highest quality. Finally the project cost optimization is done by linking prices to the size of each component and this, in turn, with optimization variables: thickness, evaporation temperature and condensation temperature.

Índice

Índice de Tablas	16
Índice de Figuras	18
1 Definición del diseño y optimización	20
1.1 <i>Introducción</i>	21
1.2 <i>Variables de optimización</i>	21
1.2.1 <i>Espesor de aislante</i>	21
1.2.2 <i>Temperatura de evaporación</i>	21
1.2.3 <i>Temperatura de condensación</i>	21
1.3 <i>Datos de partida</i>	21
2 Cálculo de Cargas	22
2.1 <i>Introducción</i>	23
2.2 <i>Carga por transmisión</i>	23
2.3 <i>Carga del producto</i>	24
2.4 <i>Carga por conservación del producto</i>	26
2.5 <i>Carga por renovación de aire</i>	26
2.6 <i>Carga por ventiladores</i>	27
2.7 <i>Carga por ocupación</i>	28
2.8 <i>Carga por iluminación</i>	28
2.9 <i>Carga de necesidades por servicio</i>	29
3 Ciclos	30
3.1 <i>Tipos de ciclos de compresión de vapor</i>	31
3.1.1 <i>Ciclo estándar de compresión mecánica simple</i>	32
3.1.2 <i>Compresión doble directa con enfriador intermedio, inyección total.</i>	32
3.1.3 <i>Compresión doble directa con enfriador intermedio, inyección parcial.</i>	33
3.1.4 <i>Compresión doble en cascada</i>	33
3.2 <i>Selección de ciclo</i>	34
4 Refrigerantes	35
4.1 <i>Clasificación según su composición</i>	35
4.1.1 <i>CFC's</i>	35
4.1.2 <i>HCFC's</i>	35
4.1.3 <i>HFC's</i>	35
4.2 <i>Clasificación según el número de componentes</i>	35
4.2.1 <i>Refrigerantes puros</i>	35
4.2.2 <i>Mezcla azeotrópica</i>	35
4.2.3 <i>Mezcla cuasi o semi-azeotrópica</i>	36
4.2.4 <i>Mezcla zeotrópica</i>	36
4.3 <i>Propiedades deseables de los refrigerante</i>	36
4.4 <i>Refrigerantes estudiados</i>	36
4.4.1 <i>Amoníaco</i>	36
4.4.2 <i>R-404A</i>	38

4.4.3	R-134a	39
4.5	<i>Selección de refrigerante</i>	40
5	Aislantes	43
5.1	<i>Introducción</i>	43
5.2	<i>Tipos de aislantes</i>	43
5.2.1	Poliuretano	43
5.2.2	Poliestireno expandido	44
5.2.3	Poliestireno extruído	44
5.2.4	Lana de roca	44
5.3	<i>Problemas de diseño de cerramientos</i>	45
5.3.1	Flujo de vapor a través de los cerramientos	45
	Consideraciones previas: Temperaturas y presiones de vapor de agua	45
5.3.2	Prevención de congelación del suelo	46
5.4	<i>Aislamiento de cerramientos constituidos por elementos de fábrica</i>	46
5.4.1	Cerramientos verticales	46
5.4.2	Techos	46
5.4.3	Suelos	46
5.5	<i>Aislamiento con paneles prefabricados</i>	46
5.6	<i>Selección de aislante</i>	47
6	Compresores	49
6.1	<i>Introducción</i>	49
6.2	<i>Clasificación según la forma de compresión</i>	49
6.2.1	Compresor alternativo	49
6.2.2	Compresor rotativo	50
6.2.3	Compresor centrífugo	51
6.3	<i>Clasificación de los compresores, según su construcción</i>	51
6.3.1	Abiertos	51
6.3.2	Herméticos	51
6.3.3	Semiherméticos	51
6.4	<i>Selección de compresor</i>	51
7	Condensadores	53
7.1	<i>Introducción</i>	53
7.2	<i>Tipos de condensadores más comunes</i>	53
7.2.1	De aire	53
7.2.2	De agua	54
7.3	<i>Selección de condensador</i>	55
8	Elementos de expansión	57
8.1	<i>Introducción</i>	57
8.2	<i>Tipos de elementos de expansión</i>	57
8.2.1	Expansión con restrictor de area fija o tubo capilar	57
8.2.2	Válvula de expansion automática o presostática	57
8.2.3	Válvula de expansion termostática	58
8.3	<i>Selección de elemento de expansión</i>	59
9	Evaporadores	61
9.1	<i>Introducción</i>	61
9.2	<i>Clasificación según el tipo de construcción</i>	61
9.2.1	Evaporadores de tubos descubiertos	61
9.2.2	Evaporadores de tubos lisos	61
9.3	<i>Clasificación según el método de alimentación del refrigerante</i>	62
9.3.1	Evaporadores de expansion seca	62
9.3.2	Evaporadores de tipo inundado	62

9.4	<i>Clasificación según el tipo de fluido a refrigerar</i>	62
9.4.1	Evaporadores para enfriamiento de aire	62
9.4.2	Evaporadores para enfriamiento de líquido	63
9.5	<i>Selección de evaporador</i>	63
10	Costes	64
10.1	<i>Función objetivo</i>	64
10.2	<i>Compresor</i>	65
10.3	<i>Condensador</i>	66
10.4	<i>Válvula de expansión</i>	67
10.5	<i>Evaporador</i>	67
10.6	<i>Aislante</i>	68
11	Modelo de resolución	71
11.1	<i>Cálculo de cargas</i>	71
11.1.1	Carga de transmisión	71
11.1.2	Carga de productos	74
11.1.3	Carga de conservación	74
11.1.4	Carga por renovación de aire	75
11.1.5	Carga de ventiladores	75
11.1.6	Carga por ocupación	76
11.1.7	Carga por iluminación	76
11.1.8	Carga de necesidades por servicio	77
11.2	<i>Resolución del ciclo</i>	77
11.3	<i>Consumo del compresor</i>	78
11.4	<i>Función objetivo y costes</i>	79
12	Optimización	81
12.1	<i>Variables de optimización</i>	81
12.1.1	Espesor del aislante	81
12.1.2	Temperatura de evaporación	84
12.1.3	Temperatura de condensación	88
13	Resultados	91
13.1	<i>Solución óptima</i>	91
13.1.1	Variables de optimización	91
13.1.2	Dimensionado óptimo de equipos	91
13.1.3	Coste total y de equipos óptimos	91
13.2	<i>Solución típica de diseño sin optimización</i>	92
13.2.1	Dimensionado de los equipos	92
13.2.2	Coste de los equipos y Coste total	92
13.3	<i>Análisis de resultados</i>	93
	Referencias	96

Tabla 2-1. Propiedades de los tipos de carnes	25
Tabla 2-2. Temperatura de congelación de productos	26
Tabla 2-3. Renovaciones de una cámara	27
Tabla 2-4. Potencia calorífica liberada por una persona	28
Tabla 4-1. Propiedades del NH ₃	37
Tabla 4-2. Efectos del NH ₃ en el ser humano	38
Tabla 4-3. Propiedades del R-404A	38
Tabla 4-4. Propiedades del R-134a	39
Tabla 5-1. Propiedades de los diferentes aislantes	44
Tabla 5-2. Capas de cada muro de la cámara	47
Tabla 10-1. Estimación de las variables de optimización	64
Tabla 10-2. Precio de los modelos de compresor	65
Tabla 10-3. Precio de los modelos de condensador	66
Tabla 10-4. Precio de los componentes de la válvula de expansión	67
Tabla 10-5. Precio del orificio de la válvula de expansión	67
Tabla 10-6. Precio de los modelos de evaporador	68
Tabla 10-7. Precio para los distintos espesores de aislante	68
Tabla 12-1. Valor óptimo de las variables de optimización	91
Tabla 12-2. Dimensionado óptimo de equipos	91
Tabla 12-3. Coste de equipos óptimo	91
Tabla 12-4. Coste total, inicial y anual óptimos	92
Tabla 12-5. Dimensionado de equipos	92
Tabla 12-6. Coste de equipos	93
Tabla 12-7. Coste total, inicial y anual	93

Ilustración 3-1. Ciclo de compresión mecánica simple – Componentes	31
Ilustración 3-2. Ciclo estándar de compresión mecánica simple	32
Ilustración 3-3. Ciclo de compresión doble directa con enfriador intermedio, inyección total	32
Ilustración 3-4. Compresión doble directa con enfriador intermedio, inyección parcial	33
Ilustración 3-5. Compresión doble cascada	33
Ilustración 3-6. COP de cada ciclo en función de la temperatura de condensación	34
Ilustración 3-7. COP de cada ciclo en función de la temperatura de evaporación	34
Ilustración 4-1. Comparación del COP del R-404A y R-134a en función de la temperatura de evaporación	40
Ilustración 4-2. Capacidad frigorífica del R-404A y R-134a en función de la temperatura de evaporación	40
Ilustración 4-3. Coste del KW para R-404A y R-134a	41
Ilustración 10-1. Relación precio – potencia del compresor	65
Ilustración 10-2. Relación Precio – Área del condensador	66
Ilustración 10-3. Relación Precio – Área del evaporador	68
Ilustración 10-4. Relación Precio – Espesor del aislante	69
Ilustración 11-1. Evolución de la carga de transmisión en función del espesor de aislante	81
Ilustración 11-2. Aporte de cada carga a la potencia del evaporador	82
Ilustración 11-3. Evolución del coste total en función del espesor de aislante	82
Ilustración 11-4. Evolución de los distintos costes en función del espesor de aislante	83
Ilustración 11-5. Evolución de la potencia de los equipos en función de la temperatura de evaporación	84
Ilustración 11-6. Evolución de las áreas en función de la temperatura de evaporación	85
Ilustración 11-7. Evolución de las DTLM en función de la temperatura de evaporación	85
Ilustración 11-8. Evolución del coste total en función de la temperatura de evaporación	86
Ilustración 11-9. Evolución de costes en función de la temperatura de evaporación	87
Ilustración 11-10. función de la temperatura de evaporación	87
Ilustración 11-11. Evolución de la potencia de los equipos en función de la temperatura de condensación	88
Ilustración 11-12. Evolución de las áreas en función de la temperatura de condensación	89
Ilustración 11-13. Evolución de las DTLM en función de la temperatura de condensación	89
Ilustración 11-14. Evolución del coste total en función de la temperatura de condensación	90
Ilustración 11-15. Evolución de los costes en función de la temperatura de condensación	90
Ilustración 12-1. Comparación de costes de equipos	93
Ilustración 12-2. Comparación del coste total, inicial y anual	94

1 DEFINICIÓN DEL DISEÑO Y OPTIMIZACIÓN

1.1 Introducción

El proyecto consiste en encontrar la solución más económica que satisfaga las necesidades de una cámara de conservación de productos congelados. Esta cámara se encuentra en una sala de despiece y fábrica de embutidos de cerdo, por lo tanto la cámara estará destinada a conservar carne de cerdo congelada.

Estos productos una vez salen de la sala de despiece serán congelados mediante un túnel de congelación y una vez estén totalmente congelados entrarán en la cámara del proyecto.

Para llevar a cabo este proyecto, en primer lugar se deben calcular las cargas internas y externas de la cámara. Con ese cálculo se sabrá la potencia frigorífica que debe tener el evaporador para contrarrestarlas.

Una vez se conozca la potencia que debe tener el evaporador, ya solo hay que resolver el ciclo de compresión mecánica elegido y así poder dimensionar el condensador y evaporador.

Por último, se establecerá una función objetivo para optimizar el coste del proyecto y se buscarán los precios en el mercado en función de unas variables de optimización.

1.2 Variables de optimización

Las variables de optimización elegidas son tres que tienen gran influencia en el dimensionado de los equipos.

1.2.1 Espesor de aislante

El aumento del espesor del aislante provoca una disminución de la carga punta de la cámara, menor potencia del evaporador y con ello menor precio del evaporador. Sin embargo, como es lógico, la disminución del coste de los equipos es provocada por un aumento del coste del aislamiento.

1.2.2 Temperatura de evaporación

La disminución de la temperatura de evaporación permitirá utilizar un evaporador más pequeño, la superficie de transferencia será menor. Sin embargo, al disminuir la temperatura de evaporación el trabajo del compresor será mayor ya que la relación de compresión será mayor.

1.2.3 Temperatura de condensación

El aumento de la temperatura de condensación provoca la disminución del área del condensador y con ello un menor tamaño del equipo. Como en el anterior, el consumo del compresor aumenta.

1.3 Datos de partida

- Dimensiones de la cámara
 - Largo: 7,8 m
 - Ancho: 4,8 m
 - Alto: 3,3 m
- Temperatura interior: -18 °C
- Temperatura exterior de diseño: 44,5 °C
- Rendimiento eléctrico del compresor: 85 %
- Presión en la cámara: 102,1 kpa
- Días de entrada de producto: entran 2 personas a la cámara un total de 2 horas
- Resto de días: entra 1 persona a la cámara durante 15 minutos

- Potencia de la iluminaria: 5 W/m^2
- Las necesidades de servicio serán un 10 % la suma de la carga de transmisión, la carga de producto y la carga de conservación.
- Salto de temperatura del aire en el evaporador: $5 \text{ }^\circ\text{C}$
- Salto de temperatura del aire en el condensador: $8 \text{ }^\circ\text{C}$
- Compresor isentrópico
- Subenfriamiento y sobrecalentamiento nulos
- Inflación: 5 %
- Tipo de interés: 3 %

2 CÁLCULO DE CARGAS

2.1 Introducción

El cálculo del balance térmico de una instalación frigorífica pretende determinar la potencia frigorífica necesaria para cubrir las necesidades de la instalación y, en consecuencia, realizar la elección de los equipos frigoríficos de acuerdo con esta cálculo: compresor o compresores precisos capaces de abastecer las necesidades calculadas, evaporadores, condensadores, etc. Las necesidades de la instalación, serán función de:

- Régimen de trabajo
- Clima
- Tipo, cantidad y estado del producto a su entrada en la instalación
- Temperatura del producto a su entrada en la cámara
- Calor específico del producto
- Renovaciones de aire precisas, tiempo de funcionamiento, etc.
- Calor de respiración del producto, presencia o entrada de personal en el recinto.
- Calor desprendido por la iluminación y otros elementos instalados en la cámara
- Apertura de puertas, entrada de carretillas elevadoras, existencia de puentes térmicos, etc.

2.2 Carga por transmisión

El calor transmitido a través de una superficie de espesor e , en régimen estacionario, y a cuyos lados existen temperaturas T_{ext} y T_{int} (exterior e interior, $T_{\text{ext}} > T_{\text{int}}$) viene dado:

$$Q_{\text{tr}} = U \times S \times \Delta T$$

- U : Coeficiente global de transmisión de calor, función de los materiales utilizados en la pared, en $\frac{\text{W}}{\text{h m}^2 \text{ K}}$
- S : Superficie de la pared, en m^2
- ΔT : Diferencia de temperatura entre el exterior y el interior, en K

Para el cálculo del coeficiente global e transferencia se utiliza la siguiente fórmula, dependiente de las condiciones exteriores e interiores del recinto:

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

- h_i, h_e : Coeficientes globales de transmisión de calor por convección y radiación, en la cara externa e interna, respectivamente, de la pared en $\frac{\text{W}}{\text{h m}^2 \text{ K}}$.
- e_j : Espesor del material que forma la capa j , en m .
- k_j : Conductividad térmica de cada uno de los materiales que componen el paramento, en $\frac{\text{W}}{\text{m K}}$.

2.3 Carga del producto

Las necesidades frigoríficas por enfriamiento de la mercancía, son sin duda, las mayores de todas las que intervienen dentro del computo total de necesidades o pérdidas de la instalación frigorífica, en el caso de túneles, y con menor diferencia también suelen ser las mayores en el caso de cámaras de refrigeración.

En el cálculo de estas pérdidas, se tendrán en cuenta algunos aspectos técnicos, que deberán ser fijados por el proyectista en función del producto o técnica a utilizar (refrigeración o congelación), entre los que destacan:

- Plazo en que debe ser enfriado el producto: se va a considerar que el producto alcanza la temperatura deseada en un día.
- Masa de producto a enfriar.
- Necesidad o no de congelación del producto.

Teniendo en cuenta los aspectos citados, el cálculo de las pérdidas por enfriamiento y/o congelación, Q_2 se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$Q_2 = Q_{21} + Q_{22} + Q_{23}$$

Donde:

- Q_{21} : Necesidades por enfriamiento del producto. Cuando existe congelación Q_{21} son las necesidades de enfriamiento del producto hasta la temperatura de congelación.
- Q_{22} : Necesidades por congelación. Cuando no existe congelación $Q_{22} = 0$.
- Q_{23} : Necesidades por enfriamiento del producto tras la congelación hasta la temperatura de régimen.

En el cálculo de Q_2 intervienen además de la masa y de la diferencia de temperatura inicial y final del producto:

- a) El calor específico del producto antes de la congelación, C_1 , KJ/kg.
- b) El calor latente de congelación o de fusión, C_2 , cuando existe congelación del producto, KJ/kg.
- c) El calor específico del producto después de la congelación, C_3 , KJ/kg.

Producto	Agua (%)	Componentes	C_1	C_3	C_2
----------	----------	-------------	-------	-------	-------

		sólidos (%)	(Kcal/kg °C)	(Kcal/kg °C)	(Kcal/kg °C)
Carne de carnero magra	67	33	0,73	0,41	53
Carne de carnero grasa	50	50	0,6	0,35	40
Carne de cerdo grasa	39-46	61-54	0,51	0,32	31-36,6
Carne de ternera	63	37	0,704	0,4	50
Carne vacuna grasa	51	49	0,608	0,355	41
Carne magra	72	28	0,776	0,42	56

Tabla 2-1. Propiedades de los tipos de carnes

Puesto que el caso estudiado es una cámara de congelación las necesidades incluyen el enfriamiento, la congelación y el enfriamiento del producto congelado.

$$Q_{21} = m_{\text{prod}} \times C_1 \times (T_{\text{ent,prod}} - T_{\text{cong}})$$

$$Q_2 = m_{\text{prod}} \times C_2$$

$$Q_{23} = m_{\text{prod}} \times C_3 \times (T_{\text{cong}} - T_R)$$

- m_{prod} : Masa de producto a enfriar, kg.
- $T_{\text{ent,prod}}$: Temperatura de entrada del producto, K.
- T_{cong} : Temperatura de congelación del producto, K.

Producto	Temperatura de congelación (°C)
-----------------	--

Carnes de ave	-2,7
Carnes de conejo	-2,7
Carnes de ovino	-2
Carnes de porcino	-2
Carnes de vacuno	-2
Frutas frescas	De -0,3 a -3
Hortalizas	De -0,5 a -1,5
Huevos	-2,2
Leche	-0,6
Mantequilla	-5,6
Pescados	-2,2
Queso	-1,7

Tabla 2-2. Temperatura de congelación de productos

- T_R : Temperatura de régimen, K.

2.4 Carga por conservación del producto

Durante la conservación, algunos productos continúan desprendiendo cierta cantidad de calor que deberá extraerse para garantizar la temperatura idónea de la cámara, función del tipo de producto a conservar. Esta cantidad de calor se produce como consecuencia de la respiración (caso de frutos y hortalizas) o fermentaciones del producto conservado.

En este proyecto el producto es carne de cerdo y se conserva congelado. Debido a esto la carga por conservación del producto para este caso es nula

2.5 Carga por renovación de aire

El aire e las cámaras frigoríficas con temperatura de trabajo superior al punto de congelación, debe renovarse por aire fresco con una frecuencia que dependerá del producto almacenado.

Los productos almacenados, desprenden gases como etileno, CO_2 y otros, ejerciendo una influencia negativa sobre su conservación, por lo que deben ser eliminados del ambiente de la cámara, recurriéndose para ello a la renovación de este aire viciado por aire más puro, del exterior.

La renovación del aire es una variable que puede descomponerse en suma de otras dos:

- **Número de renovaciones técnicas**, aquellas técnicamente aconsejables para la buena conservación del producto,
- **Número de renovaciones equivalentes**, aquellas obtenidas en función de las pérdidas por infiltraciones, según el volumen de la cámara y el número de veces que se abren las puertas,

dependiendo también del nivel de temperatura.

Como se ha comentado en el apartado anterior, el producto se conserva congelado. Debido a esto no se desprende ninguna sustancia por lo que las renovaciones técnicas no son necesarias. Si se tendrán en cuenta las renovaciones debido a la apertura de la puerta de la cámara.

$$Q_4 = V_{cam} \times D_i \times \delta_m \times N_1$$

Donde:

- V_{cam} : Volumen de la cámara o recinto frigorífico, m^3 .
- D_i : Diferencia de entalpía entre el aire exterior y el aire de la cámara, KJ/kg.
- δ_m : Densidad media del aire entre las condiciones interiores y exteriores, kg/m^3 .
- N_1 : N° de renovaciones de aire por día.

Para la obtención de las renovaciones de aire por día se emplea la siguiente tabla:

Volumen de la cámara (m^3)	TEMPERATURAS		Volumen de la cámara (m^3)	TEMPERATURAS	
	Sobre 0 °C	Bajo 0 °C		Sobre 0 °C	Bajo 0 °C
5	47	36	200	6	4,5
30	17	13	1200	2,2	1,7
60	12	9	3000	1,4	1,1
150	7	5,5	15000	0,9	0,8

Tabla 2-3. Renovaciones de una cámara

2.6 Carga por ventiladores

Este cálculo pretende obtener el equivalente calorífico del trabajo realizado por los motores instalados en el evaporador (ventiladores, bombas de circulación de líquidos) y otros que eventualmente pudieran utilizarse.

Para determinar el calor desprendido por estos motores es preciso conocer su potencia, considerando que por cada hora de funcionamiento el calor desprendido por éstos será de 630 Kcal/CV ó 860 Kcal/KW. Luego la expresión que permite calcular Q_5 , será:

$$Q_5 = 630 \times PE \times H$$

Donde:

- PE: Potencia unitaria de los motores en CV.
- H: Número de horas de funcionamiento de los motores.

O bien,

$$Q_5 = 860 \times PE \times H$$

Donde:

- PE: Potencia unitaria de los motores en KW.

2.7 Carga por ocupación

Esta carga dependerá del número de personas que entren diariamente en la cámara, del trabajo que en ella realicen y del tiempo de permanencia en la misma. El calor aportado por las personas será:

$$Q_6 = N \times CP \times HP$$

Donde:

- N: Número de personas
- CP: Calor emitido por cada persona en una hora, KJ/h ó Kcal/h.

El valor de este parámetro se puede obtener a partir de la siguiente tabla:

Temperatura del recinto (°C)	Potencia calorífica liberada por persona (KJ/h)
15	645
10	754
5	862
0	971
-5	1080
-10	1185
-15	1294
-20	1403
-25	1516

Tabla 2-4. Potencia calorífica liberada por una persona

- HP: Número de horas que cada persona permanece en el interior de la cámara o recinto/día.

2.8 Carga por iluminación

Éstas dependen del nivel lumínico proyectado en el recinto frigorífico y del tiempo de utilización. Generalmente el nivel lumínico será bajo, entre 20 y 60 lux (en el caso de las cámaras frigoríficas, con tendencia al alza en las instalaciones modernas), por lo que la potencia instalada será del orden de unos 1-10 W/m², dependiendo del tipo de luz utilizada, siendo el periodo de utilización también corto ya que sólo debe estar conectada durante los periodos en que se realicen trabajos en su interior.

$$Q_7 = 860 \times P \times H$$

Donde:

- 860: Kcal/h
- P: Potencia de las luminarias en KW.
- H: Número de horas de funcionamiento diario.

2.9 Carga de necesidades por servicio

Se incluyen bajo este apartado una serie de pérdidas diversas, de difícil cálculo hasta que no se realice la elección de los equipos que componen la instalación. Por ello, en la práctica, nos vemos obligados a realizar una estimación de las mismas, obteniendo un resultado aceptable al utilizar para su cálculo la expresión:

$$Q_8 = Z \times (Q_1 + Q_2 + Q_3)$$

Donde:

- Q_1 : Pérdidas por transmisión
- Q_2 : Necesidades por enfriamiento y/o congelación
- Q_3 : Pérdidas de calor desprendido por el producto
- Z : Coeficiente (0,1 - 0,15)

[1]

3.1 Tipos de ciclos de compresión de vapor

Los métodos frigoríficos que actualmente se consideran por orden de importancia son:

- El ciclo de compresión de vapor
- Ciclos de absorción
- Ciclos de gas
- Refrigeración termoeléctrica

El ciclo de compresión de vapor

Se ampliará la información sobre este método de refrigeración ya que es el empleado para la resolución del proyecto.

Este proceso hará necesario utilizar un ciclo termodinámico inverso (recorrido en sentido antihorario) que consumirá trabajo. Uno de los más comunes es el ciclo de compresión de vapor. La idea fundamental es evaporar un líquido a baja presión para que absorba calor y condensarlo a alta para que ceda el calor extraído. Como habrá sido necesario comprimir el gas, el calor cedido incluirá el absorbido más la energía mecánica de compresión. Los elementos fundamentales de un ciclo de compresión de vapor son: el evaporador, el compresor, el condensador y un sistema de expansión.

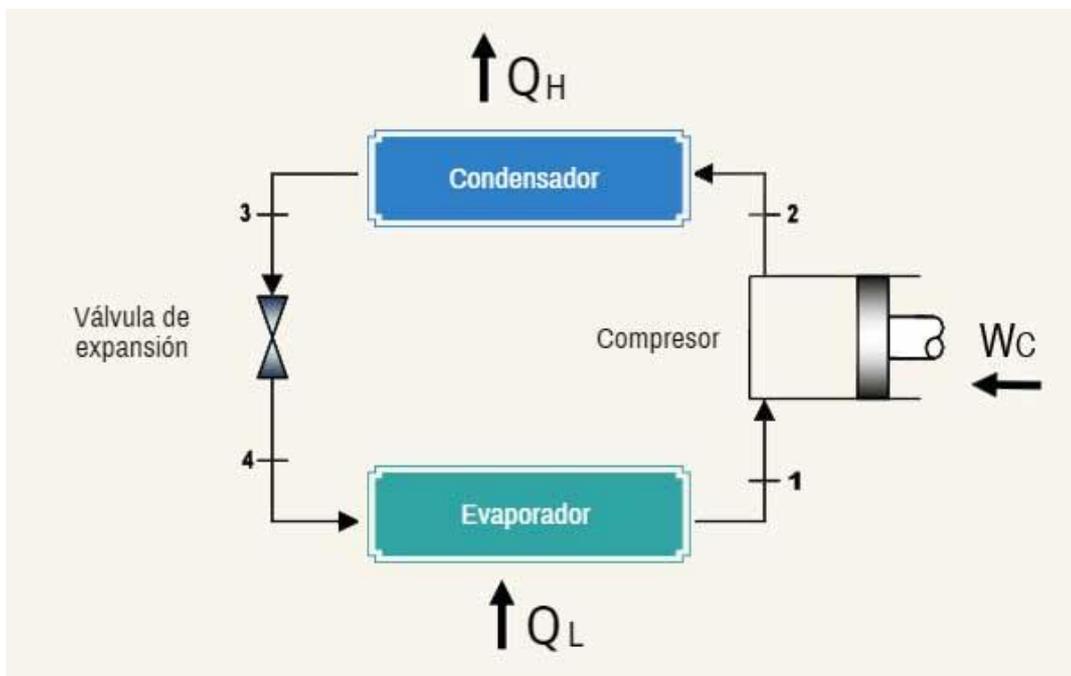


Ilustración 3-1. Ciclo de compresión mecánica simple – Componentes

3.1.1 Ciclo estándar de compresión mecánica simple

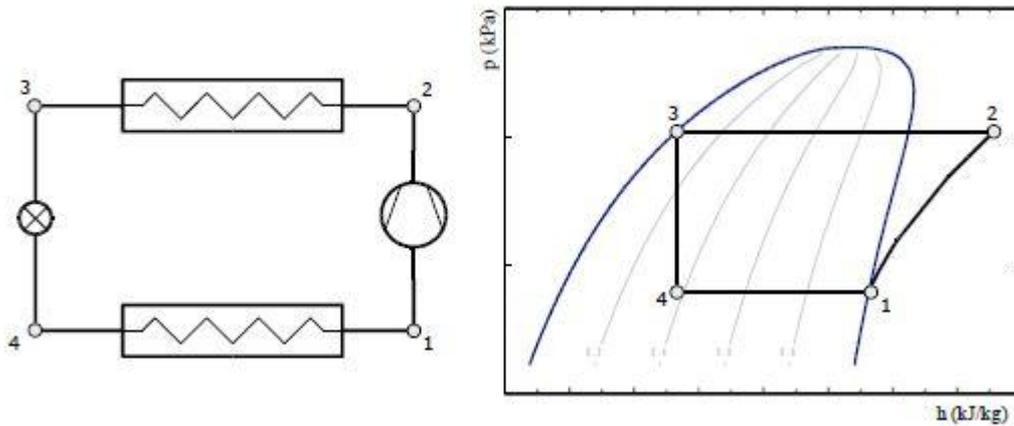


Ilustración 3-2. Ciclo estándar de compresión mecánica simple

Los elementos básicos son el compresor, que aspira y comprime el vapor que sale del evaporador; el condensador, en el que se realiza el enfriamiento y condensación del vapor comprimido; la válvula de expansión, en el cual se expande el vapor que sale del condensador y que genera una mezcla líquido-vapor a baja presión; y el evaporador, en el que se vaporiza el vapor.

3.1.2 Compresión doble directa con enfriador intermedio, inyección total.

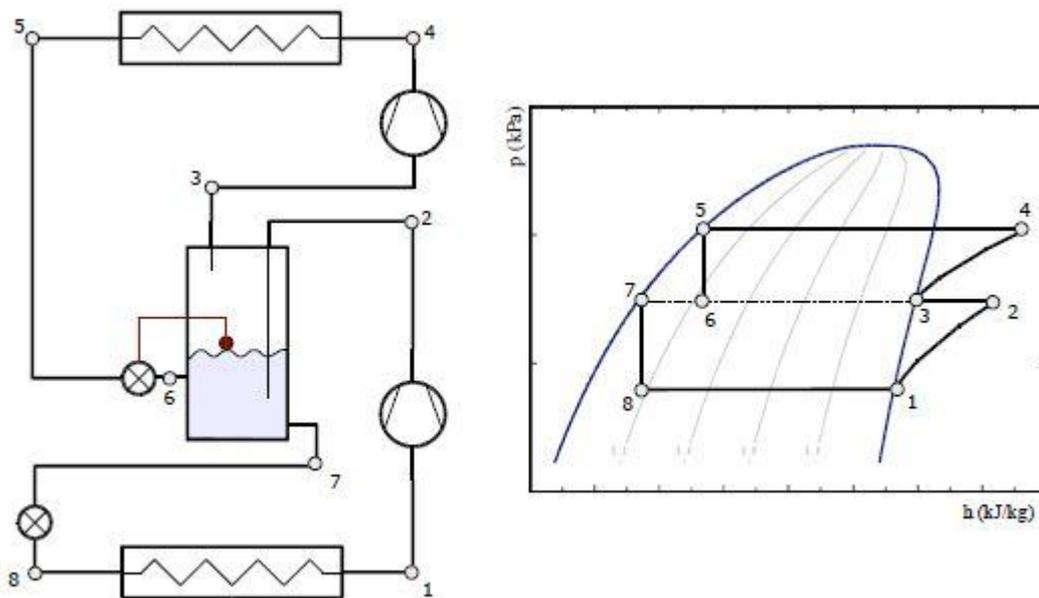


Ilustración 3-3. Ciclo de compresión doble directa con enfriador intermedio, inyección total

En este caso, la compresión y la expansión se realizan por etapas. El compresor aspira el gas y lo comprime hasta una presión intermedia, una vez ahí el gas llega a un depósito flash donde se refrigera el gas y se separan por gravedad ambas fases. A continuación, se dispone de gas saturado a la presión intermedia, el cual será aspirado por el compresor de alta hasta alcanzar la presión de condensación. Una vez realizada la compresión, el gas es condensado y llega a la primera válvula de expansión donde alcanza la presión intermedia y de nuevo vuelve al depósito flash. Finalmente, el líquido saturado que sale del depósito es expandido hasta la presión de evaporación llegando hasta el evaporador, componente donde se evaporará y alcanzará las condiciones de admisión del compresor.

3.1.3 Compresión doble directa con enfriador intermedio, inyección parcial.

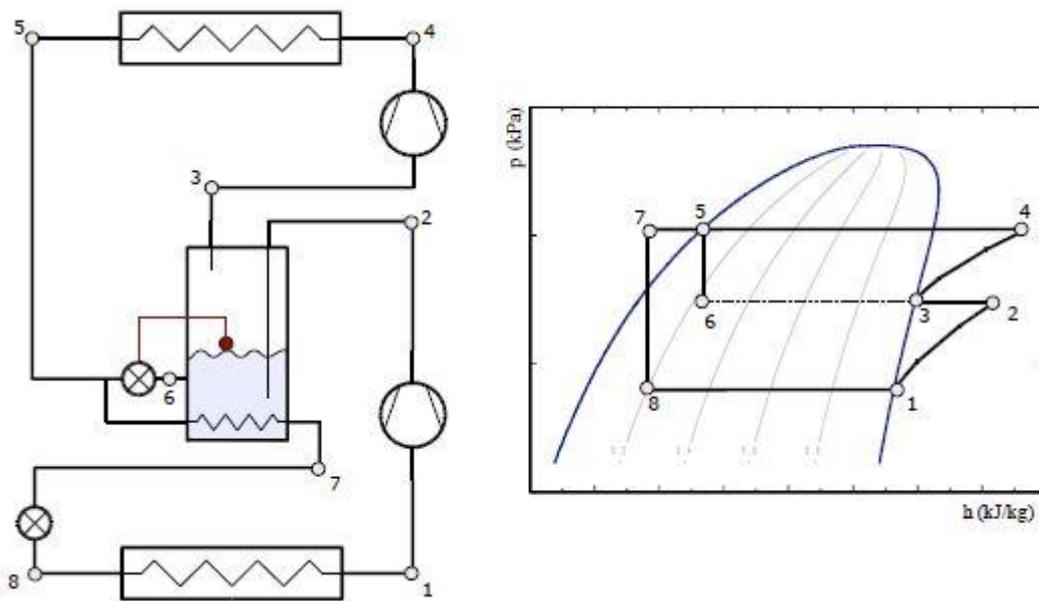


Ilustración 3-4. Compresión doble directa con enfriador intermedio, inyección parcial

En este caso la compresión por etapas es igual que en el ciclo de inyección total. La diferencia radica en que parte de la expansión será directamente desde la presión de de condensación hasta la presión del depósito flash y otra parte desde dicha presión pero con el líquido subenfriado y hasta la presión de evaporación.

3.1.4 Compresión doble en cascada

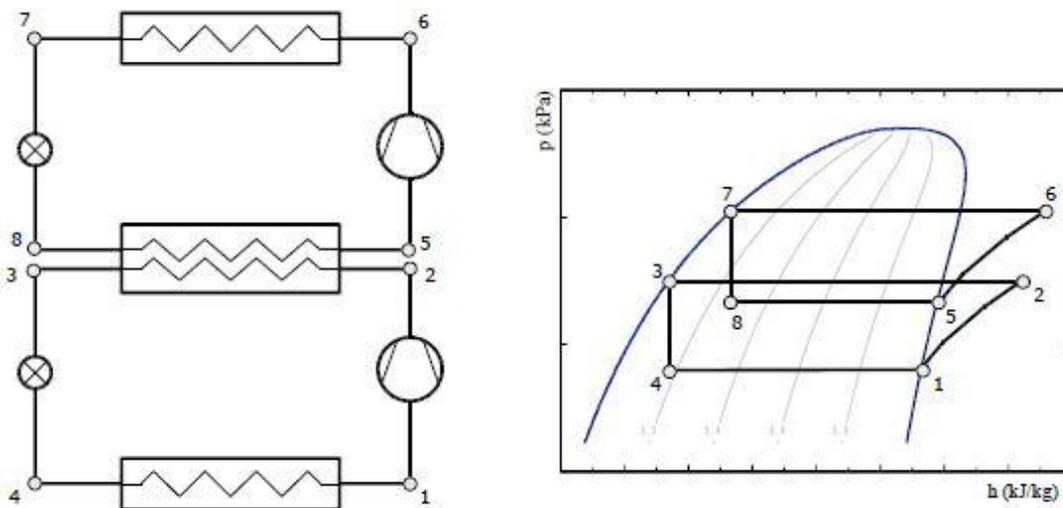


Ilustración 3-5. Compresión doble cascada

Emplea circuitos simples independientes escalonados de manera tal que la refrigeración del condensador del primer ciclo se lleva a cabo mediante el evaporador del segundo, y así sucesivamente. A efectos del proceso de refrigeración de un medio, por ejemplo de una cámara frigorífica, sólo se aprovecha el frío obtenido en el evaporador del primer ciclo. La multicompresión en cascada permite utilizar fluidos frigoríficos diferentes y apropiados a cada ciclo. [2]

3.2 Selección de ciclo

Se ha realizado un estudio en el que se comprueba para diferentes temperaturas de evaporación y condensación la eficiencia del ciclo (COP). Este estudio arroja mejor eficiencia para la compresión por etapas.

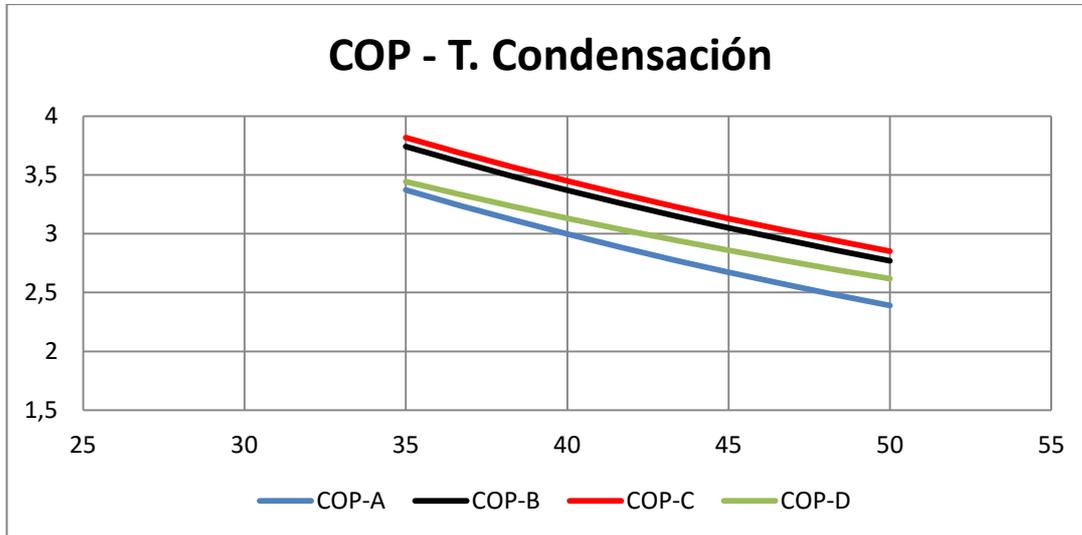


Ilustración 3-6. COP de cada ciclo en función de la temperatura de condensación

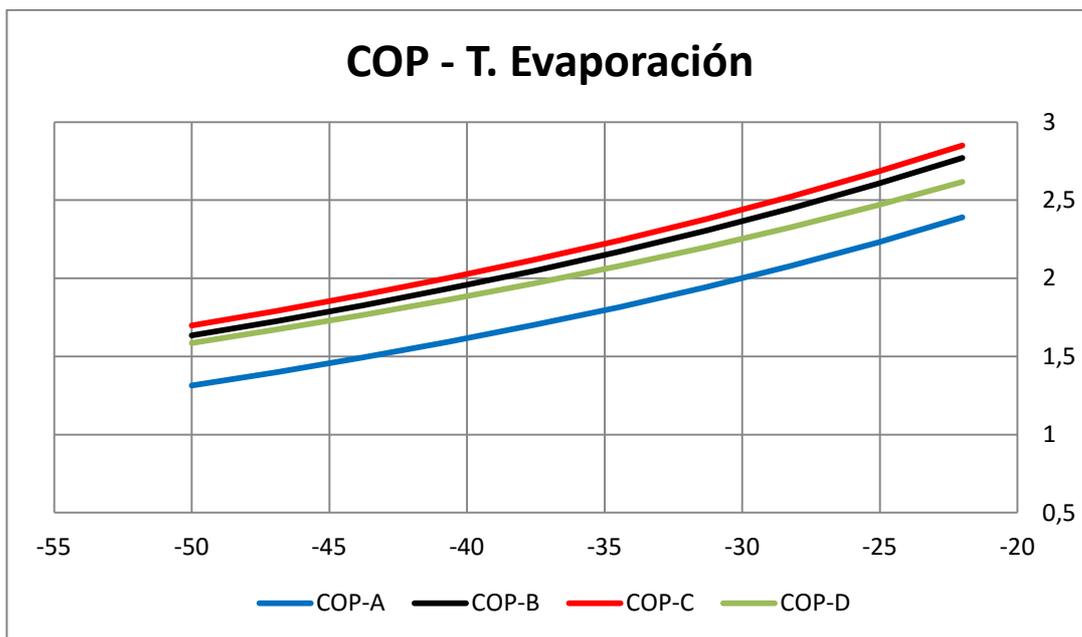


Ilustración 3-7. COP de cada ciclo en función de la temperatura de evaporación

A pesar de tener mejor eficiencia los ciclos con compresión por etapas, se va a seleccionar el ciclo simple. Esto se debe a que nuestro proyecto está enfocado a hallar la solución más económica para la demanda de producción de frío en la cámara. Por ello, el aumento de la inversión inicial que supone comprar dos compresores no compensa la mejora de eficiencia.

4 REFRIGERANTES

Los fluidos refrigerantes pueden ser divididos en dos grupos: fluidos frigorígenos, aquellos que evolucionan internamente en las máquinas de producción de frío, y fluidos frigoríferos o refrigerantes secundarios, fluidos caloportadores entre el medio a enfriar y el fluido frigorígeno.

En una máquina de refrigeración, tanto ditérmica como tritérmica, el enfriamiento se obtiene usualmente por la vaporización del fluido frigorígeno. Así, podríamos definir el fluido frigorígeno como aquel fluido de trabajo que evoluciona cíclicamente en una máquina de producción de frío vaporizándose y condensándose alternativamente mientras absorbe y cede calor, respectivamente. La definición de refrigerante dada en el Reglamento de Seguridad para Plantas e Instalaciones Frigoríficas es: “Fluido utilizado en la transmisión del calor que, en un sistema frigorífico, absorbe calor a bajas temperaturas y presión, cediéndolo a temperatura y presión más elevadas. Este proceso tiene lugar, generalmente, con cambios de estado del fluido”.

4.1 Clasificación según su composición

4.1.1 CFC's

Se denominan Clorofluorocarbonados y contienen Cloro, Fluor y Carbono en su molécula. Estos refrigerantes dejaron de utilizarse a finales de 1994 en la UEE (Propuesta de Reglamento CEE 594/91, modificado por el 3952/92) y a finales de 1995 en el resto de países occidentales. Su prohibición se debe a que dañan gravemente la capa de ozono. Algunos de ellos son R-11, R-12, R-13, etc.

4.1.2 HCFC's

Se denominan Hidroclorofluorocarbonados y contienen Hidrógeno, Cloro, Fluor y Carbono. Su uso está prohibido desde el 1 de enero de 2015. Éstos no dañan la capa de ozono pero sí contribuyen al aumento del efecto invernadero. Algunos de ellos son R-22, R-123, R-124, etc.

4.1.3 HFC's

Se denominan hidrofluorocarbonados y contienen Hidrógeno, Fluor y Carbono. Son compuestos que no perjudican la capa de ozono. Algunos son R-134-a, R-125, R-23, etc.

4.2 Clasificación según el número de componentes

Cada refrigerante tiene unas propiedades distintas al resto, en algunos aspectos destacan unos mientras en otros suponen puntos negativos. Por ello se recurre a las mezclas para intentar conseguir las mejores propiedades.

4.2.1 Refrigerantes puros

Estos refrigerantes tienen una variación de temperatura nula durante los cambios de estado que se producen en condensador y evaporador, como sucede con los refrigerantes CFC-12, HCFC-22, HFC-143-a.

4.2.2 Mezcla azeotrópica

Los cambios de estado se realizan a temperatura constante sin cambiar la composición, es decir, se comportan como sustancias puras.

4.2.3 Mezcla cuasi o semi-azeotrópica

Tienen un comportamiento muy parecido a las mezclas anteriores ya que la diferencia entre la temperatura de burbuja de entrada al evaporador y la de rocío a la salida del evaporador, al igual que la diferencia entre la temperatura de rocío a la entrada del condensador y la temperatura de burbuja al final del condensador, es muy pequeña pero no llega a ser nula. Este valor de diferencia de temperatura ronda los 2°C y se conoce como deslizamiento de temperaturas o GLIDE.

4.2.4 Mezcla zeotrópica

Durante la evaporación o la condensación existe un deslizamiento de temperaturas entre el inicio y el final del proceso superior a 3°C. [3]

4.3 Propiedades deseables de los refrigerante

A continuación se muestran unas propiedades convenientes para los refrigerantes:

- 1) La temperatura de operación del evaporador deber ser muy superior a la temperatura de congelación y a la presión de operación.
- 2) A la temperatura deseada del condensador, la presión de condensación debe estar muy por debajo de la presión crítica.
- 3) En el diagrama de temperatura – entropía, la línea de vapor saturado debe tener la pendiente más grande posible.
- 4) El refrigerante no debe ser tóxico, ni inflamable, ni corrosivo. Si bien el amoníaco es sumamente tóxico, su olor revela rápidamente la existencia de una fuga. Esta facilidad de detección puede ser ventajosa. [4]

4.4 Refrigerantes estudiados

4.4.1 Amoníaco

Tiene una serie de características muy interesantes, incluyendo la de ODP nulo y efecto de calentamiento global directo también nulo, bajo coste y elevada capacidad frigorífica específica.

El amoníaco ha sido utilizado como refrigerante durante mucho tiempo y sin lugar a dudas es un buen refrigerante en muchos aspectos.

Su uso se ha centrado principalmente en grandes instalaciones destinadas a la conservación de alimentos tanto en fase de elaboración como en la distribución (almacenes y cámaras frigoríficas), congelación, fabricación de hielo y otras aplicaciones industriales, también es empleado en los sistemas de refrigeración por absorción.

R-717	
Consideraciones medio ambientales	ODP=0 ; GWP _{100 años} = 0
Clasificación alternativo	Fluido a largo plazo
Seguridad	Clase B3
Peso molecular (g/mol)	17,03
Temperatura de ebullición (P=1,013 bar)	-33,35 °C
Presión y temperaturas críticas	113,3 bar ; 132,25 °C
Calor latente de vaporización (-20 °C)	1329,4 KJ/kg

Tabla 4-1. Propiedades del NH₃

En cuanto a las principales características del amoníaco, tenemos que:

- Las mezclas de amoníaco/aire son inflamables en concentraciones dentro del rango del 16 al 27 % de aire en volumen. Sin embargo, la presencia de lubricante hace descender este límite, de manera que un 4% de aire se considera como un límite de seguridad para prevenir explosiones.
- El amoníaco anhidro industrial tiene un bajo coste y unas propiedades térmicas entre las que cabe destacar:
 - Un importante calor latente de vaporización
 - Buenas características de transferencia de calor, debida a conductividad térmica, baja viscosidad y baja densidad del líquido.
 - Bajo peso molecular, aunque alto valor del coeficiente isoentrópico de compresión.
 - Altos valores de COP
 - Bajo coste de bombeo
 - Incompatibilidad con cobre (no utilizable en los actuales compresores herméticos)
 - Gran tolerancia a la contaminación por agua
 - Toxicidad

EFECTOS	AMONÍACO EN AIRE EN VOLUMEN (ppm)
Olor perceptible ligero	5
Olor fácilmente detectable	20 a 50
Efectos tolerables ante exposiciones prolongadas	50 a 100
Malestar general, lagrimeo, sin efectos irreversibles para exposiciones cortas	150 a 200
Irritación seria en ojos, oídos, nariz, garganta sin efectos irreversibles para exposiciones cortas	400 a 700
Espasmos bronquiales	1700

Exposiciones inferiores a ½ hora pueden resultar letales	2000 a 3000
Edema grave, asfixia, muerte en corto plazo	5000 a 10000
Muerte instantánea	>10000

Tabla 4-2. Efectos del NH₃ en el ser humano

4.4.2 R-404A

Es una mezcla zeotrópica de refrigerantes de la familia HFC R-125/143A/134A (44/52/4 % en peso). Tiene un potencial de destrucción de capa de ozono nulo, adecuado en ciertas aplicaciones para sustituir al R-502 y al R-22 (presión y temperatura próximas a las del R-22 con bajas temperaturas de descarga de compresor). Si bien sustituye a R-502, no se trata de una sustitución inmediata, ya que los aceites minerales y los lubricantes alquilbencénicos utilizados con R-502 son inmiscibles con el R-404^a, por lo que hay que reemplazarlos con lubricante del tipo POE para asegurar el retorno del aceite.

El R-404A presenta presiones de condensación bastante superiores a las que presenta el R-22, entorno al 18 % y la producción volumétrica específica es inferior, siendo las temperaturas de descarga significativamente inferiores.

El glide de temperaturas del R-404A es inferior a 1°C a presión atmosférica, clasificándose en algunas referencias como quasi-azeótropo, con un comportamiento muy similar al de un fluido puro. Sin embargo, este refrigerante es una mezcla y debe ser cargada en fase líquida desde la botella, pues de no ser así se tendría una composición errónea en la instalación.

R-404A	
Consideraciones medio ambientales	ODP=0 ; GWP _{100 años} = 3750
Clasificación alternativo	Fluido a largo plazo
Seguridad	Clase A1
Comportamiento químico	Mezcla zeotropa R-125/143A/134A (44/52/4 % en peso)
Peso molecular (g/mol)	97,6
Presión y temperaturas críticas	37,35 bar ; 72,14 °C
Entalpía de vaporización (-30 °C)	188,7 KJ/kg
Densidad del líquido a -30 °C (kg/m ³)	1256
Densidad del gas a -30 °C (kg/m ³)	10,66

Tabla 4-3. Propiedades del R-404A

4.4.3 R-134a

R-134a, 1,1,1,2 tetrafluoroetano (CH_2FCF_3), es un refrigerante puro con $\text{ODP} = 0$ y un moderado $\text{GWP}_{100 \text{ años}} = 1300$ (además de tener baja toxicidad y pequeños riesgos de propagación de llama), siendo adecuado para sustituir al R-11 en enfriadoras centrífugas, y al R-12 en enfriadoras con compresores alternativos. También se puede utilizar para sustituir al R-22 en algunas aplicaciones, por ejemplo en aplicaciones de frío comercial a 'altas' temperaturas. Actualmente se utiliza ampliamente en climatización de automoción y también en refrigeradores domésticos.

R-134a	
Consideraciones medio ambientales	$\text{ODP}=0$; $\text{GWP}_{100 \text{ años}} = 1300$
Clasificación alternativo	Fluido a largo plazo
Seguridad	Clase A1
Comportamiento químico	Fluido puro (CH_2FCF_3)
Peso molecular (g/mol)	102,03
Temperatura de ebullición ($^{\circ}\text{C}$) P=1 atm	-26,07
Presión y temperaturas críticas	40,59 bar ; 101,06 $^{\circ}\text{C}$
Entalpía de vaporización (-10 $^{\circ}\text{C}$)	206 KJ/kg
Densidad del líquido a -10 $^{\circ}\text{C}$ (kg/m ³)	1327
Densidad del gas a -10 $^{\circ}\text{C}$ (kg/m ³)	10,04

Tabla 4-4. Propiedades del R-134^a

[5]

4.5 Selección de refrigerante

Debido a la toxicidad que presenta, no se elegirá el amoníaco como refrigerante de la instalación. En función del tiempo de exposición y el grado de concentración ambiental puede provocar daños en las personas. Según la Normativa Española se requieren numerosos dispositivos de detección de fugas.

Una vez se entra en la comparación entre el R-404A y el R-134a debemos destacar que las propiedades del segundo son mejores como se muestra en las siguientes gráficas:

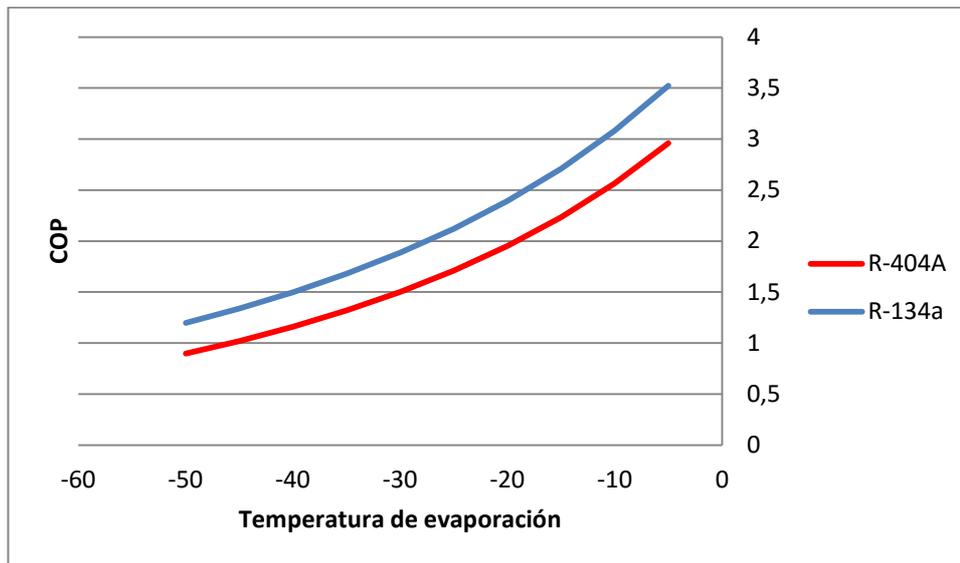


Ilustración 4-1. Comparación del COP del R-404A y R-134a en función de la temperatura de evaporación

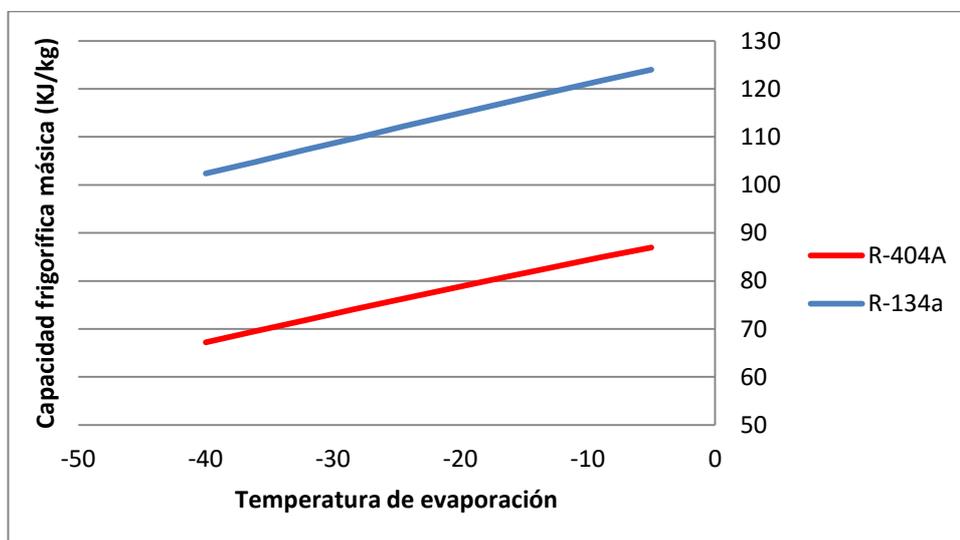


Ilustración 4-2. Capacidad frigorífica del R-404A y R-134a en función de la temperatura de evaporación

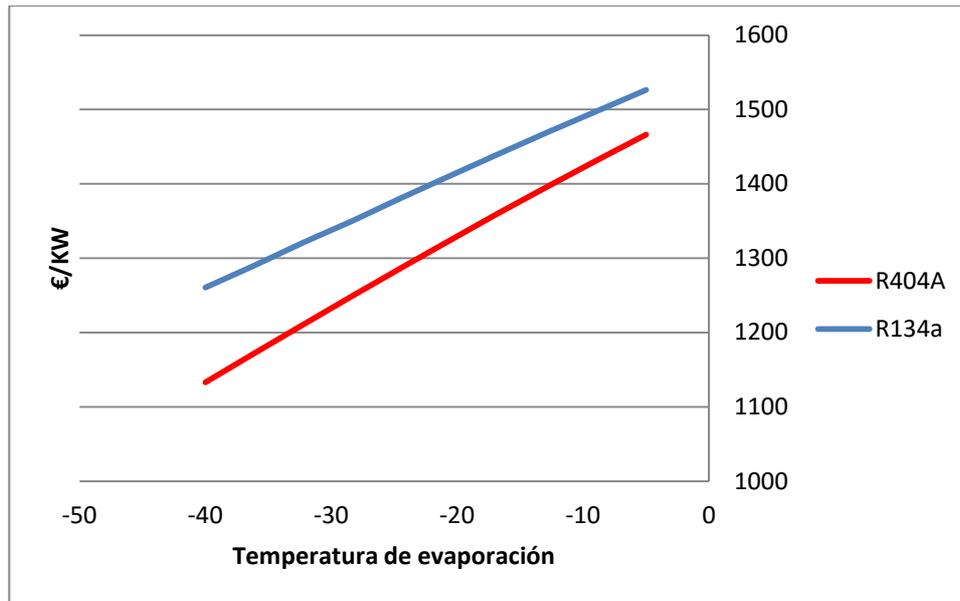


Ilustración 4-3. Coste del KW para R-404A y R-134a

Se comprueba que la capacidad frigorífica másica y el COP son superiores para el R-134a. De todas formas comprobamos que el coste del KW es superior en el R-134a. Puesto que el principal objetivo de este proyecto es la optimización del coste y teniendo en cuenta que el R-404A es el refrigerante más usado para estas instalaciones de baja temperatura, se selecciona el R-404A.

5 AISLANTES

5.1 Introducción

En la actualidad son muy pocos los materiales utilizados en España para el aislamiento de las cámaras frigoríficas, siendo los más importantes el poliuretano, el poliestireno expandido y el poliestireno extrusionado, cuando se aíslan ceramientos. Citaremos a continuación las soluciones más utilizadas en el aislamiento de cámaras frigoríficas.

Los objetivos fundamentales de los materiales aislantes en las instalaciones frigoríficas, además de cumplir con la legislación, son:

- Facilitar el mantenimiento de la temperatura adecuada en el interior de los recintos o tuberías aislados, ajustando las pérdidas de calor a unos valores prefijados por unidad de superficie o de longitud y evitar las condensaciones.
- Obtener un ahorro energético con un espesor económico óptimo.

Todos los materiales oponen resistencia, en mayor o menor medida al paso del calor a través de ellos. Algunos muy escasa como los metales, otros una resistencia media como es el caso de los materiales de construcción (yesos, ladrillos, morteros,...). Aquellos materiales que ofrecen una resistencia alta se llaman materiales aislantes.

Por lo tanto la definición de aislante térmico es aquel material usado en la construcción y caracterizado por su alta resistencia térmica, estableciendo una barrera al paso del calor entre dos medios que naturalmente tenderían a igualarse en temperatura.

Por esta razón se utilizan como aislamiento térmico materiales porosos o fibrosos como las lanas minerales (lana de roca o de vidrio), poliestireno expandido, poliestireno extruido, espuma de poliuretano, corcho,...

5.2 Tipos de aislantes

Atendiendo al tipo de material con el que se pretenda aislar podemos distinguir:

- Poliuretano
- Poliestireno expandido
- Poliestireno extruido
- Lana de roca

5.2.1 Poliuretano

Es un producto, cuya composición básica es el petróleo y el azúcar, permite la formación de una espuma rígida ligera con más del 90 % de las celdas cerradas y con buen coeficiente de conductividad térmica (muy aislante).

Como características de este producto está la rigidez estructural, la gran adherencias sobre cualquier superficie, amortigua vibraciones, no absorbe humedad ambiental y la relación precio capacidad aislante es muy buena.

Ha sido el producto más empleado como aislamiento en los últimos años, si bien está sufriendo un descenso en su utilización debido principalmente al alto grado de combustión del mismo que hace que se esté sustituyendo por otros productos como las lanas minerales que, teniendo una capacidad de aislamiento similar, son ignífugos.

5.2.2 Poliestireno expandido

El poliestireno expandido (EPS): material plástico espumado, derivado del poliestireno. Por su versatilidad y facilidad de conformado, además de sus excelentes cualidades y propiedades, el poliestireno expandido presenta un amplio abanico de aplicaciones.

Puede tener gran variedad de espesores, con densidades que oscilan los 10 y 25 kg/m³ y una conductividad térmica entre 0,06 y 0,03 W/m²°C., aunque esto solo sirven de referencia, pues dependiendo del fabricante estos parámetros pueden ser mayores o menores.

5.2.3 Poliestireno extruido

El poliestireno extruido es una espuma rígida, aislante, de carácter termoplástico y de estructura celular cerrada. Por su naturaleza y características técnicas, aporta a los elementos constructivos donde se incorpora notables beneficios.

La estructura celular totalmente cerrada del poliestireno extruido le proporciona sus excelentes prestaciones frente a la absorción de agua y como aislante térmico. La elevada rigidez de la estructura celular dada por la gran homogeneidad de las celdas proporciona, a su vez, una altísima capacidad de resistencia mecánica.

5.2.4 Lana de roca

Los paneles de lana de roca están compuestos en un 98 % de roca de origen volcánico (basalto) y un 2% de ligante orgánico. Se obtiene fundiendo la roca a altas temperaturas, sometiéndole a movimiento para fiblarla y aplicando aglomerantes y aceites impermeables del que se obtiene un colchón que es comprimido y dimensionado, transformándolos en paneles, fieltros, mantas,...

Los productos de lana de roca no retienen el agua, poseen una estructura no capilar, además de ofrecer una fuerte permeabilidad al vapor de agua y además, gracias a su disposición multidireccional, aporta a los elementos constructivos una notable capacidad de aumentar el nivel de aislamiento acústico.

Panel sandwich, también llamado panel compuesto. Se compone de capas metálicas y materiales de aislamiento (espuma de poliuretano, lana de roca, poliestireno y/u otros). Se caracteriza por su modularidad, peso ligero, alto grado de prefabricación, propiedad de aislamiento y menor coste de montaje.

Aislante	Estructura	Peso específico ($\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$)	Conductividad ($\frac{\text{W}}{\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$)	Resistividad al v. de H2O ($\frac{\text{mmHg m}^2 \text{ dia}}{\text{g cm}}$)	Máxima temperatura (°C)
Poliuretano	Celular	32-80	0.02-0.034	0.066-0.166	140
Poliestireno expandido	Celular	10-25	0.049-0.028	0.12-0.22	70
Poliestireno extruido	Celular	32-80	0.02-0.034	0.45-0.9	85
Lana de roca	Fibrosa	30-150	0.036-0.04	0.008-0.009	593-1000

Tabla 5-1. Propiedades de los diferentes aislantes

5.3 Problemas de diseño de cerramientos

5.3.1 Flujo de vapor a través de los cerramientos

Consideraciones previas: Temperaturas y presiones de vapor de agua

El vapor de agua se difunde desde los puntos de mayor presión de vapor a los de menor presión de vapor. Se establecen barreras antivapor que se sitúan por la cara caliente del aislamiento, con lo que se pretende evitar el paso o difusión del vapor de agua hacia el interior del aislamiento, evitando su condensación aún cuando se alcanzase la temperatura de rocío.

En el caso de las cámaras frigoríficas la temperatura a ambos lados del aislamiento suele ser diferente, así como la humedad relativa. En éstas la temperatura exterior suele ser mayor que la interior, pasando por tanto el flujo desde el exterior hacia el interior, y de la misma manera las humedades relativas en ambos ambientes también serán diferentes. El aire exterior estará a una temperatura T_e , y a una humedad relativa H_{Re} , a la que corresponderá una determinada presión parcial de vapor P_{ve} ; el aire interior estará a una temperatura T_i , ($T_e > T_i$) y a una humedad relativa H_{Ri} , a la que corresponderá una determinada presión parcial de vapor P_{vi} , entonces, $P_{ve} > P_{vi}$.

La diferencia de tensiones de vapor entre el exterior y el interior, provocará el flujo de vapor desde el exterior hacia el interior, realizándose éste con mayor rapidez a medida que el cerramiento presente menor resistencia a su paso, dependiendo fundamentalmente de:

- La diferencia de presiones de vapor entre el exterior y el interior.
- La permeabilidad de los materiales que componen el cerramiento.
- El espesor de las capas de materiales que constituyen el cerramiento.

Siempre que la temperatura del aislante sea inferior a la temperatura de rocío, si no se establecen barreras antivapor, se producirán condensaciones; éstas, además de los perjuicios que pueden acarrear al cerramiento y los de tipo económico (por aumento de la conductividad térmica), pueden provocar daños importantísimos cuando la temperatura alcanzada en el cerramiento donde se producen las condensaciones es negativa, ya que en este caso el vapor de agua puede congelarse, con el siguiente aumento de volumen y rotura de los cerramientos.

Si la curva de presiones de saturación alcanza valores inferiores, en algún punto del cerramiento, a la de presiones parciales, en la zona del cerramiento donde se den estas condiciones se producirán condensaciones en el espesor o zona del cerramiento donde se den estas condiciones. Si existiese una temperatura inferior a 0°C , se producirá la congelación del vapor de agua. (Figuras interesantes)

Barreras antivapor. Características y materiales

De lo expuesto hasta el momento se deduce la necesidad de establecer barreras antivapor en las cámaras frigoríficas, ya que con ello conseguiremos:

- a) Mantener el valor de la conductividad térmica del material aislante.
- b) Evitar deterioros en el aislante y en la obra de albañilería que constituye los paramentos verticales u horizontales.
- c) Un menor consumo energético y mayor vida útil tanto de cerramientos y de materiales aislantes como de la maquinaria frigorífica.

Su ejecución debe ser esmerada, además de:

- Estar situada en la cara caliente del aislamiento.
- No dejar discontinuidades en ningún punto del perímetro aislado.
- Estar constituida por materiales muy impermeables al vapor de agua (prácticamente nula).

5.3.2 Prevención de congelación del suelo

En las cámaras de conservación de congelados y en las de congelación, la temperatura superficial exterior en el suelo puede ser negativa, pudiéndose producir la congelación del vapor de agua que haya condensado sobre esta superficie si no existe una circulación de aire que evacue el frío que atraviesa el aislante.

En estos casos, la ejecución de la solera de la cámara debe ir precedida de la construcción de un vacío sanitario que permita la circulación del aire, si la cámara no está construida en una planta alta de un edificio.

En este caso, la cámara sometida a estudio se encuentra en la primera planta de la fábrica.

5.4 Aislamiento de cerramientos constituidos por elementos de fábrica

5.4.1 Cerramientos verticales

Cuando los cerramientos verticales se proyectan de fábrica de ladrillo o de fábrica de bloques de hormigón prefabricados, resulta necesario, previo a la instalación del aislamiento, colocar una barrera antivapor sobre la cara interior del cerramiento. En este caso los materiales más usados son la espuma de poliuretano proyectada <<in situ>> y el poliestireno expandido.

Los paramentos verticales, suelen estar protegidos por un bordillo o murete de hormigón armado en su base, con objeto de proteger al revestimiento del aislamiento y al propio aislamiento de posibles golpes de carretillas elevadoras, al tiempo que facilitan la circulación del aire entre la mercancía y el paramento vertical. Estos muretes construidos en todo el perímetro interior de la cámara, excepto en las puertas, suelen tener un espesor de 8-15 cm y una altura de unos 30-50 cm.

5.4.2 Techos

Cuando los techos no tienen que soportar cargas algunas, suelen construirse mediante materiales ligeros sobre los que se aplica poliuretano proyectado in situ; se colocan placas de poliestireno, o cualquier otro aislante, siendo preciso establecer exteriormente la barrera antivapor.

5.4.3 Suelos

Tras haber compactado el terreno mediante la aportación de materiales adecuados, suele establecerse una capa de hormigón de limpieza que al mismo tiempo permite nivelar la superficie y formar las pendientes de la cámara en caso necesario. Conviene que el acabado de esta capa de hormigón sea lo más fino posible, ya que sobre ella se ejecutará la barrera antivapor; seguidamente se colocará el espesor del material aislante necesario, debiendo reunir este material las características de densidad y resistencia a la compresión adecuadas a la carga que recibirá. Por último, sobre el material aislante se ejecutará la solera definitiva (que suele tener unos 12-15 cm de espesor) utilizando para ello hormigón de la resistencia adecuada y en otros casos el acabado del suelo se realiza mediante pavimentos cerámicos impermeables, morteros hidráulicos, morteros de resina epoxi u hormigón fratasado mecánicamente y pintado o no con resinas epoxi o pinturas adecuadas.

En el caso de cámaras con temperatura negativa resulta adecuado proteger el suelo de los riesgos de congelación.

5.5 Aislamiento con paneles prefabricados

En la actualidad los paneles prefabricados constituyen, con diferencia, el material prefabricado más utilizado para la construcción de cámaras frigoríficas, utilizándose como material aislante el poliestireno expandido y

con mucha mayor frecuencia la espuma de poliuretano. En ambos casos el aislante suele estar recubierto por dos chapas de acero de 0,6 mm, que pueden estar galvanizadas o lacadas.

La unión de paneles se suele realizar mediante juntas machihembradas, juntas machihembradas provistas de un mecanismo de gancho excéntrico que al ser accionado asegura la estanqueidad entre paneles y una mayor verticalidad de los mismos, y por último los denominados de junta húmeda, en los que la unión de paneles se efectúa mediante la inyección de espuma de poliuretano en la junta de unión.

Este auge en el uso de los paneles prefabricados se debe por un lado a que constituyen una solución técnica muy adecuada, de fácil instalación, gran rapidez de montaje, fácil mantenimiento y por otro, a su constante reducción de precio. Presentan además la ventaja, de no necesitar barrera antivapor ya que las chapas de acero constituyen en si una barrera de vapor.

Además de lo anteriormente expuesto, esta solución mejora la estanqueidad de las cámaras, reduciendo las pérdidas frigoríficas. Desde el punto de vista del acabado exterior, los paneles constituyen una solución muy adecuada ya que para ellos se fabrican todo tipo de remates.

Finalmente, el aislamiento del suelo puede ejecutarse como en el caso anterior, mediante el uso de placas de poliuretano o de poliestireno expandido o extrusionado (en dos o más capas) o mediante poliuretano proyectado. [1]

5.6 Selección de aislante

El material aislante seleccionado será el poliuretano debido a ser el material con mejores características. El formato elegido para los cerramientos de la cámara de congelación será la utilización de paneles prefabricados (paneles sandwich) . A continuación se muestra una tabla donde se especifica las capas de cada material según el cerramiento.

	EXTERIOR → INTERIOR									
	Capa 1		Capa 2		Capa 3		Capa 4		Capa 5	
	Hormigón		Chapa lacada		Poliuretano		Chapa lacada		Solería	
	e	k	e	k	e	k	e	k	e	k
Verticales	0,14	1,16	0,006	14,5	-	0,11	0,006	14,5	-	-
Techo	0,24	1,16	0,006	14,5	-	0,11	0,006	14,5	-	-
Suelo	0,24	1,16	0,006	14,5	-	0,11	0,006	14,5	0,04	1,16

Tabla 5-2. Capas de cada muro de la cámara

6 COMPRESORES

6.1 Introducción

Su misión es aspirar los vapores a baja presión procedentes del evaporador, a la misma velocidad que se van produciendo y comprimirlos, disminuyendo así su volumen y aumentando en consecuencia la presión y temperatura del gas.

6.2 Clasificación según la forma de compresión

6.2.1 Compresor alternativo

El mecanismo de este compresor se basa en el movimiento del émbolo o pistón en el interior de un cilindro. Este movimiento se produce por un motor a través de una biela generando sobre el émbolo un movimiento alternativo. Dicho movimiento del émbolo genera en una dirección la compresión del gas, expulsándose éste por la válvula de escape, mientras que el movimiento en el otro sentido permite la alimentación de gas a través de la válvula de admisión.

Se consigue separar la alta presión disponible en el cilindro de la parte de baja presión reinante en el cárter, gracias a la acción de los segmentos colocados en el émbolo que aseguran la estanqueidad.

Para asegurar la estanqueidad en los compresores pequeños en lugar de segmentos se utilizan pistones con ranuras. Tener una buena estanqueidad también es consecuencia de la película creada por el aceite de lubricación.

El émbolo o pistón es el elemento que reduce el volumen de gas en el cilindro. Realiza un movimiento alternativo, nombre que recibe esta tipología de compresores

El motor que consigue el movimiento de la biela es un motor eléctrico de inducción, ya sea monofásico o trifásico, con el rotor en jaula de ardilla y dispuesto con unos muelles que amortiguan su movimiento. El aceite que requiere para su lubricación se encuentra en la carcasa inferior que es a su vez el cárter del motor.

La lubricación se realiza con el giro del eje del motor. Durante el giro de éste, una cazoleta situada en la parte inferior, recoge aceite y gracias a la fuerza centrífuga sube a través de un canal existente hasta el interior del eje. Finalmente, dicho aceite sale por la parte superior del eje lubricando las diferentes partes del compresor.

A través de la tubería de aspiración, entra el refrigerante a temperaturas bajas, ya que procede del evaporador. Gracias a la baja temperatura y a que recorre las diferentes partes del compresor antes de llegar a la cámara de admisión, por la válvula de admisión, se produce la refrigeración de toda la unidad. Por este motivo se construyen este tipo de compresores, todas las partes del compresor están comunicadas con la aspiración.

Una vez comprimido el refrigerante, sale de la cámara de compresión a través de la válvula de escape, a una cámara que hace efecto de silenciador para insonorizar el compresor y evitar las vibraciones que puede ocasionar dicho proceso. Con ésta cámara silenciadora, se coloca una válvula de seguridad, ya que la presión en el interior, es la presión de alta.

Los parámetros característicos de un compresor alternativo son: diámetro, número de cilindros, carrera de los mismos, relación de compresión, velocidad de rotación y rendimiento volumétrico.

6.2.2 Compresor rotativo

6.2.2.1 Compresor rotativo de paletas y de excéntrica

En los compresores de paletas y de rodillo, se produce la compresión mediante la reducción del volumen entre la carcasa y el elemento rotativo, cuyo eje no coincide con el de la carcasa. En estos compresores el gas entra de forma continua, así que no será necesaria la instalación de válvulas de admisión.

La flecha del rotor está montada excéntricamente en un cilindro de acero, así el rotor casi toda el cilindro en un momento de la rotación. En ese punto cilindro y rotor están separados únicamente por una película de aceite. Justo en el punto opuesto a esta situación, el espacio entre el rotor y el cilindro es máximo.

Las paletas se mueven hacia dentro y hacia fuera en función de la posición que tenga el rotor en cada momento. Este movimiento de las paletas se realiza para seguir en todo momento el contorno del cilindro y encerrar gas para ser comprimido. Finalmente el vapor es comprimido al girar las paletas desde el punto de máximo caro hasta el punto mínimo, lugar donde será descargado por las lumbreras correspondientes.

El compresor de rodillo emplea, como su nombre indica, un rodillo de acero que gira sobre una flecha excéntrica montada concéntrica en un rodillo.

El anillo cilíndrico es excéntrico con el cilindro y toca la pared en el punto de claro mínimo. El rodillo se desliza sobre la pared del cilindro en el mismo sentido de rotación de la flecha.

Para encerrar un volumen de gas se dispone de una hoja que empuja al cilindro fuertemente gracias al efecto de un resorte. La hoja se mueve hacia fuera y hacia dentro, siguiendo el movimiento del rodillo alrededor de la pared del cilindro.

6.2.2.2 Compresor scroll

Este compresor también es llamado de espiral, tiene similitudes con el rotativo pero las diferencias en el mecanismo son notables. El motor eléctrico es el mismo pero el mecanismo de compresión es distinto.

Está formado por dos volutas, son dos piezas metálicas con forma de espiral. La voluta superior es fija y la voluta inferior es móvil. Ésta última está accionada por el eje del motor, pero no describe un movimiento rotativo, sino un movimiento giratorio de traslación.

El centro del eje del cigüeñal del conjunto motriz y el centro del cojinete de la espiral están desalineados, esto produce una excentricidad de la espiral móvil. De esta manera se forma entre ambas piezas una cámara de compresión, cámara en la cual entra el refrigerante y es comprimido sucesivamente hasta que es expulsado.

6.2.2.3 Compresor screw

Este compresor también es llamado de tornillo. El mecanismo de compresión está formado por dos rotores o husillo, instalados en dos ejes paralelos, girando en sentidos contrarios el uno del otro. Los rotores pueden ser endurecidos y no endurecidos.

El endurecimiento o no de los rotores tiene sus consecuencias. Si éstos son endurecidos el motor se puede conectar tanto al rotor macho como al hembra y el extremo del eje no utilizado se cierra con una tapa. Cuando los rotores no son endurecidos, el motor solo se puede conectar al rotor macho.

Sobre el eje al que se conecta el motor, normalmente va instalado un prensa del tipo de aro deslizante el cual sella el volumen interior del compresor a la atmósfera.

Estos compresores suelen disponer de una válvula de retención para evitar el giro en sentido contrario de los rotores cuando cesa la alimentación eléctrica al motor. Esta válvula está controlada por la presión de aspiración interna del compresor. De esta manera durante el funcionamiento permanecerá abierta pero cuando detecta la caída de presión de aspiración se cierra

6.2.3 Compresor centrífugo

Las máquinas centrífugas, se crearon para conseguir grandes capacidades de enfriamiento, y constan de un compresor centrífugo, que da nombre al conjunto, propulsado por un motor eléctrico.

Este compresor está formado por una cubierta de hierro fundido donde se encuentran una o varias ruedas impulsoras, instaladas sobre un eje de acero.

La magnitud de la presión que se quiere desarrollar es el parámetro fundamental del que depende el número de impulsores que se pueden montar. Los compresores de un solo impulsor se llaman de “una sola etapa”, los de dos impulsores “de dos etapas”, etc...

Los impulsores son prácticamente las únicas partes móviles del compresor y suponen la fuente de energía impartida al vapor durante el trabajo del compresor. La acción del impulsor es tal, que tanto la columna estática como la velocidad del vapor, aumentan por la energía que se imparte al mismo.

Los compresores centrífugos transmiten la energía del motor eléctrico al refrigerante que circula por ellos. Las velocidades de rotación oscilan entre 3.000 y 6.000 r.p.m, aunque se pueden usar velocidades mayores en algunos casos.

6.3 Clasificación de los compresores, según su construcción

6.3.1 Abiertos

Son los más accesibles y versátiles, utilizados para medias y grandes potencias. Se dispone de un motor exterior al compresor encargado de accionar el cigüeñal.

6.3.2 Herméticos

Se utilizan para equipos de potencias pequeñas, siendo de menor coste y ocupando menor espacio. El conjunto motor-compresor va dentro de una carcasa. Dicha carcasa va soldada siendo nula su accesibilidad.

6.3.3 Semiherméticos

Se utilizan para potencias medias y permiten eliminar los problemas de alineamiento entre motor y compresor. En este caso sí tiene accesibilidad cuando el eje del motor es prolongación del cigüeñal del compresor, al estar en una carcasa. [3]

6.4 Selección de compresor

Para este proyecto se seleccionará un compresor semihermético alternativo.

7 CONDENSADORES

7.1 Introducción

El condensador es un intercambiador de calor por cuyo interior circula el refrigerante de la instalación a altas temperaturas. La misión de este componente es la de ceder calor del refrigerante utilizándose normalmente para ello aire o agua.

Antes de la llegada a este equipo, se han comprimido los vapores de refrigerante en el compresor. De esta manera se consigue la diferencia de temperatura con el medio empleado para condensar.

El cambio de estado de gas a líquido se producirá solo cuando los gases de refrigerante se encuentren a unas condiciones determinadas de presión y temperatura. A la salida del condensador se obtiene líquido a alta presión, más o menos subenfriado.

Tras estas consideraciones se pueden establecer las funciones internas del condensador como las tres siguientes:

- 1) Reducir la temperatura de los gases de refrigerante desde la temperatura de descarga del compresor hasta la temperatura de condensación.
- 2) Condensar los gases enfriados a la temperatura de condensación.
- 3) Subenfriar el líquido condensado desde la temperatura de condensación hasta la temperatura ambiente.

7.2 Tipos de condensadores más comunes

Un condensador se tiene que entender como un intercambiador de calor, entre el que transporta el refrigerante y otro fluido más frío al que se lo cederá, utilizándose normalmente para ello aire o agua.

Anteriormente hemos comprimido a los vapores de refrigerante para que aumentaran su temperatura con respecto a la del medio empleado para condensar, ya que estos van a ser quienes le van a descargar la energía que transporta.

Como ya es sabido el cambio de estado de gas a líquido se producirá solo cuando los gases de refrigerante se encuentren en unas determinadas condiciones de temperatura y presión. A la salida del condensador tendremos líquido a alta presión.

Estas consideraciones nos permiten precisar las funciones internas del condensador, que son tres:

- 1- Enfriar los vapores comprimidos de la temperatura de descarga a la temperatura de condensación
- 2- Condensar los vapores enfriados a la temperatura de condensación
- 3- Subenfriar el líquido condensado desde la temperatura de condensación a la temperatura ambiente.

7.2.1 De aire

Este tipo de condensadores ceden calor del refrigerante al aire exterior.

7.2.1.1 Circulación de aire natural, Condensadores estáticos

Este tipo de condensadores son muy frecuentes en refrigeradores domésticos. La corriente de aire por convección que se forma transporta el calor hacia la parte superior de la estancia donde se encuentre el condensador, y el aire frío, con mayor densidad, entre por la parte inferior del serpentín condensador.

7.2.1.2 Circulación de aire forzado

La batería condensadora está formada por múltiples tubos de cobre paralelos entre sí, unidos unos con otros

mediante curvas y codos. En el exterior de los tubos se montan unas aletas de aluminio con el fin de aumentar la superficie de transferencia de calor. De esta forma se consigue una mayor transferencia de calor entre el refrigerante, que circula por el interior de los tubos, y el aire que se encuentra en el exterior.

El rendimiento se aumenta en gran medida instalando uno o varios ventiladores centrífugos o helicoidales, pues de esta forma se consigue una mayor transferencia de calor a través del tiro forzado.

Si se dispone de una batería condensadora muy grande o la longitud de sus tubos es muy grande, la pérdida de carga ocasionada será lo suficiente como para provocar una disminución considerable del rendimiento en el equipo. En este caso, la batería se divide en varios circuitos situados en paralelos que serán alimentados de forma homogénea gracias a un colector situado a la entrada y otro situado a la salida.

El último codo debe estar templado al tacto ya que el refrigerante debe estar en estado líquido y su temperatura tiende a igualarse a la temperatura ambiente. Por tanto, a la salida del condensador se tiene líquido a alta presión con una temperatura algo superior a la temperatura ambiente.

La limpieza en estos equipos es muy importante ya que la suciedad y el polvo reducen considerablemente la capacidad de transmitir el calor, puede reducirla sobre un 40 ó 60 %. Esto provoca un aumento de la presión de alta, por encima de la normal, y en consecuencia tiene que subir la presión de baja (aumenta la temperatura de evaporación). Todo esto unido a una peor calidad del líquido existente a la entrada de la expansión hace que tengamos una deficiente producción frigorífica.

7.2.2 De agua

Físicamente este tipo de condensador, es de construcción diferente a la anterior. Se trata de colocar de forma concéntrica dos tubos, es decir, uno dentro de otro siendo el de menor diámetro por el que circula el refrigerante.

7.2.2.1 De doble tubo a contracorriente

El agua circula entre los dos tubos a contracorriente, es decir, en sentido contrario al refrigerante. Los tubos del condensador se disponen de forma circular o elíptica, no habiendo unanimidad en cuanto a que tubo lleva un fluido u otro ya que eso depende de cada fabricante.

Debido a la naturaleza de los fluidos, en este tipo de condensadores los coeficientes globales de transmisión térmica son mucho más elevados que en los de aire. Debido a esto, el tamaño será más reducido y no se necesita motor, aunque sí es necesario la utilización de una torre de refrigeración.

A la salida de estos condensadores se instala un recipiente de líquido para que el fluido en estado líquido no llene las últimas espiras del condensador, reduciendo la superficie libre destinada a la condensación del fluido.

7.2.2.2 Multitubulares, verticales u horizontales

Son la superación lógica de los condensadores de doble tubo a contracorriente. Todos los tubos destinados a la circulación del agua se agrupan en paralelo en el interior de una virola de gran diámetro. Con esto se evita la colocación en paralelo de numerosos elementos de condensadores de doble tubo, con el inconveniente de tener que multiplicar las uniones.

La parte inferior de la virola se usa como recipiente del líquido condensado. La condensación del fluido se produce en el exterior de los tubos que pueden ser verticales u horizontales.

Se debe poner especial atención en que la temperatura donde se instale no sea inferior a 0°C, ya que se congelaría el agua. La circulación del agua debe estar en torno a 1 ó 2 m/s, combinándose con una torre de refrigeración.

7.2.2.3 De inmersión

Es el condensador de agua más antiguo y, por ello, cada vez se emplean en menos instalaciones, siendo desbancado por otros de mayor rendimiento. Aun se emplean en algunas máquinas comerciales bajo una forma que permite combinar la función de condensador y recipiente de líquido.

El condensador se compone de una botella de chapa de acero doblada y soldada, o bien de un tubo de acero estirado sin soldadura y cerrada en sus extremos por dos tapas embutidas y soldadas.

Sobre la superficie del serpentín de circulación de agua, formado por un tubo enrollado en forma de espiral de eje vertical u horizontal, o también en forma de horquillas, se condensa el refrigerante y es recogido en el fondo del recipiente.

Como límite del calentamiento del agua se tiene aproximadamente los 10 °C. Dicho límite se consigue regulando la válvula automática de agua, y su caudal es función de la presión del vapor descargado, es decir, de la temperatura de condensación.

Como máximo se obtienen unas potencias que van desde las 1000 a las 3000 Fg./h. [3]

7.3 Selección de condensador

Debido a que el condensador será de gran tamaño y que la máxima temperatura en la localidad de la instalación es elevada, el estudio de mercado se enfocará en la búsqueda de un condensador de aire forzado.

8 ELEMENTOS DE EXPANSIÓN

8.1 Introducción

Tiene como objetivo la expansión del refrigerante que sale del condensador hasta las condiciones de presión y temperatura de entrada al evaporador.

Para conseguir esta disminución de temperatura y presión el refrigerante se hace pasar a través de una restricción en la que se produce una pérdida de carga que será la responsable de la pérdida de presión. El fenómeno de expansión se produce por el aumento brusco de volumen que experimenta el fluido a la salida de la restricción.

Hasta que se alcance la temperatura de evaporación correspondiente, el refrigerante líquido se evaporará para enfriarse a sí mismo. Durante este proceso se considerará que no hay intercambio térmico con el exterior, debido a que la superficie de intercambio térmico con el medio que rodea al elemento expansor es muy pequeña. De modo, que la cantidad de calor que posee el líquido a la entrada del elemento expansor es prácticamente igual que el calor de la mezcla líquido – gas. Como consecuencia de esto el proceso se considera isoentálpico o bien adiabático.

Como lo que realmente “produce frío” es la evaporación del líquido, para mejorar el rendimiento del ciclo, se va a intentar reducir la formación de vapor lo máximo posible. De esta forma, se consigue que la mayor parte del cambio de estado se produzca en el evaporador.

Una vez entra la mezcla líquido – gas en el evaporador, ésta absorbe el calor existente en el aire del recinto o medio a refrigerar. Como ha sido mencionado con anterioridad, el calor absorbido permite al refrigerante evaporarse por completo para llegar en estado gaseoso a la entrada del compresor.

8.2 Tipos de elementos de expansión

8.2.1 Expansión con restrictor de área fija o tubo capilar

El restrictor de área fija consiste básicamente en un orificio calibrado a través del cual circula el refrigerante.

Tanto este método como el tubo capilar se utilizan en máquinas que desarrollan poca potencia frigorífica, como los refrigeradores domésticos, aires acondicionados, pequeñas instalaciones de hostelería, botelleros, etc... en los cuales la utilización de la válvula de expansión no es viable desde el punto de vista económico.

El tubo capilar es el mecanismo de expansión más sencillo. Consiste en un tubo muy fino de cobre de diámetro interior y longitud variable. Los valores oscilan entre 0,7 y 3 m/m y 0,6 y 3 m respectivamente. Dichos valores cambiarán en función de la relación de presión que se quiera obtener entre el circuito de alta y el de baja.

La pérdida de carga es inversamente proporcional a la sección de paso. Por ello, esta expansión se consigue gracias a la gran pérdida de carga que se produce en el refrigerante al pasar por este gran estrangulamiento.

Su principal inconveniente, es el efecto de la temperatura exterior en las variaciones que sufre el recalentamiento. Por ej. una baja temperatura exterior provocará que el recalentamiento en el evaporador sea alto debido a que la presión alta es menor y la presión de evaporación también.

8.2.2 Válvula de expansión automática o presostática

Esta válvula de sistema regulable, actúa en función de la presión del evaporador. Este sistema es de tipo membrana. Dispone de una membrana en la parte superior de la válvula que está sujeta a la presión atmosférica y a la presión del resorte de contrapresión. En la parte inferior de la válvula se ejerce la presión correspondiente al evaporador y la del resorte de regulación.

El funcionamiento consiste en que la membrana se comba ligeramente hacia abajo, cuando la baja la presión del evaporador, manteniéndose las presiones y en la parte superior de la membrana, el vástago se desplaza el

punzón de su asiento. De esta forma el refrigerante penetra en el evaporador hasta que aumenta la presión del mismo y la membrana vuelve a su posición inicial.

Durante el funcionamiento del equipo, la válvula actúa permitiendo la entrada de refrigerante cuando desciende la presión y oponiéndose al paso de éste cuando la presión sobrepasa el límite fijado. Así se tiene una presión constante de aspiración en el evaporador.

Las válvulas de expansión automática se emplean generalmente en pequeñas instalaciones, tales como botelleros, conservadoras de helados, enfriadores de líquidos, armarios comerciales, etc., y debido a su accionamiento de acuerdo con la presión de aspiración, se montan en instalaciones con un solo evaporador.

8.2.3 Válvula de expansión termostática

Estas válvulas a diferencia de las anteriores trabajan según la temperatura en lugar de hacerlo según la presión. La diferencia de construcción que existe es únicamente que se suprime el tornillo y resorte regulador de las válvulas automáticas y en su lugar se instala un elemento termostático. A su vez dicho elemento irá conectado mediante un tubo capilar flexible a un bulbo, que se instala haciendo contacto con el tubo de salida.

La carga termostática es la sustancia existente dentro del bulbo sensor que tiene la temperatura que la salida del evaporador, para crear una presión de mando en el interior de la válvula.

El elemento termostático puede estar cargado con:

- Carga líquida: consiste en que el bulbo está cargado con el mismo refrigerante que monta la instalación.
- Carga gaseosa: consiste en que el elemento termostático está cargado con el mismo refrigerante que monta la instalación.
- Carga líquida cruzada: está compuesta por una mezcla de refrigerantes que tienen una relación presión – temperatura que cruzará en algún punto la curva de saturación del refrigerante que monta la instalación.
- Carga gaseosa cruzada: consta de una mezcla de refrigerantes.

La diferencia de las cargas gaseosas y gaseosas cruzadas con las cargas de líquido es que cuando la válvula trabaje en un rango normal de temperaturas, parte de la carga gaseosa se condensará formando una pequeña cantidad de líquido.

Esta característica le da a la válvula una presión máxima de operación (MOP) correspondiente de bulbo, en donde la parte líquida de la carga se convierte en gas.

Por encima de esta temperatura, un incremento de ésta no conlleva un gran aumento de presión de la carga termostática. De esta manera se limita la presión máxima del evaporador.

- Carga de absorción: consiste en un gas no-condensable y un material absorbente localizado en el bulbo sensor. Si se aumenta la temperatura del bulbo, se expulsa gas del material absorbente aumentando la presión del bulbo, y si por el contrario se reduce la temperatura, el gas es absorbido y la temperatura disminuye.

Principio de funcionamiento

Los cambios de temperatura producidos al final del evaporador son detectados por el bulbo termostático e influyen en la presión que ejerce el refrigerante en su interior. Dicha presión aumenta cuando lo hace la temperatura y, por el contrario, la presión disminuye cuando también lo hace la temperatura.

Estas variaciones se reflejan en el funcionamiento de la siguiente manera: cuando aumenta la temperatura al final del evaporador, la presión en el bulbo termostático aumenta actuando sobre una membrana que comienza a dejar pasar refrigerante. La válvula corta el paso de refrigerante cuando la presión desciende el valor límite fijado.

Sobre dicha membrana actúan una presión desde la parte superior y otra presión desde la parte inferior. La desigualdad entre ambas determina si pasa o no refrigerante al evaporador.

La presión superior sobre la membrana es la correspondiente al refrigerante a la temperatura del bulbo y la

presión inferior sobre la membrana es la presión existente en el evaporador. Ésta última es la suma de la presión de vacío y la presión que ejerce el muelle regulador.

Cuando se da el caso en el que la presión superior es mayor que la inferior, la membrana deja pasar refrigerante hacia el evaporador. Una vez que entra en el evaporador dicho refrigerante líquido, éste se expande provocando un aumento de la presión inferior. Al mismo tiempo el refrigerante está pasando a estado gaseoso lo que provoca una disminución de la temperatura del bulbo y, en consecuencia, una disminución de la presión superior.

Este proceso continuará, y el refrigerante seguirá pasando, hasta que la presión inferior supere a la superior.

8.2.3.1 Válvula de expansión termostática con igualador de presión

Las válvulas con igualador de presión interno sólo se emplean en sistemas con evaporadores de circuito único y donde la caída de presión equivalente sea de 1 °C ó 0,2 bar. La presión de evaporación en la salida de la válvula se transmite al diafragma a través de las varillas de empuje o unos orificios internos.

Las válvulas con igualador de presión externo pueden usarse en todas las aplicaciones de refrigeración ya que no presentan ninguna desventaja frente a las equilibradas en el interior, salvo la de tener que conectar una línea de equilibrio. Se usan juntas de estanqueidad en las varillas de empuje para aislar la parte inferior del diafragma de la salía de la válvula.

8.2.3.2 Válvula de expansión termostática con distribuidor de refrigerante

El distribuidor de refrigerante es una boquilla colocada a la salida de la válvula. Consta de varias tomas que se conectan a cada uno de los circuitos del evaporador para conseguir que éstos se alimenten de manera uniforme.

Son de gran utilidad en evaporadores de gran superficie y, en especial, en aquellos que cuentan con varios circuitos en colectores individuales ya que es muy frecuente que no se obtenga un buen rendimiento por estar mal alimentados los diversos circuitos.

Es necesario que la caída de presión en los distribuidores de refrigerante y en los serpentines del evaporador sean del mismo orden de magnitud, si se quiere tener una distribución satisfactoria del líquido.

8.2.3.3 Válvula de expansión termostática con recalentamiento

Se utilizan en instalaciones donde la capacidad y características del compresor y evaporador sean bien conocidas y se tenga de antemano la temperatura de recalentamiento, debido a la imposibilidad de cambiarlo.

Normalmente se usan en instalaciones de tipo reducido como enfriadores de líquidos, botelleros, automoción, etc... [3]

8.3 Selección de elemento de expansión

Para esta instalación se selecciona una válvula de expansión termostática con igualador de presión, ya que el evaporador será de circuito único y este dispositivo puede usarse en todas las aplicaciones de refrigeración.

9 EVAPORADORES

9.1 Introducción

El evaporador es un intercambiador de calor entre el fluido refrigerante y el medio que le rodea. De este último se extrae calor para mantenerlo a una determinada temperatura.

El refrigerante entra en el evaporador en estado líquido a baja presión y temperatura. Como el medio que le rodea está a una temperatura superior, éste le cede calor al refrigerante para que se produzca en el interior de los tubos el cambio de fase de líquido a vapor.

En una instalación frigorífica, parte del calor absorbido por el refrigerante se utiliza para bajar la temperatura del medio y otra parte para formar escarcha. Esta escarcha se forma debido a la condensación del vapor de agua existente en el ambiente, debido al vapor de agua evaporado de los géneros almacenados y a la humedad del aire exterior que entra en el recinto.

9.2 Clasificación según el tipo de construcción

9.2.1 Evaporadores de tubos descubiertos

Para los refrigerantes fluorados y de pequeñas capacidades se utiliza el cobre. Se fabrican a la medida, según cada caso específico.

Las formas más comunes que presentan los evaporadores de tubo descubierto son: zig-zag plana, trombón ovalado y espiral (enfriamiento líquido).

9.2.2 Evaporadores de tubos lisos

Se trata de serpentines de tubos descubiertos sobre los cuales se colocan placas metálicas o aletas, soldadas a presión sobre los tubos. Las aletas, sirven como superficies secundarias absorbedoras de calor y tienen el efecto de aumentar el área superficial externa del evaporador, mejorándose por lo tanto la eficiencia para enfriar aire u otros gases. Por lo tanto, los serpentines sin aletas, pueden construirse de forma más compacta.

El tamaño y espaciamiento de las aletas depende del tipo de aplicación, principalmente de la temperatura de operación del serpentín, variando desde 1 a 14 aletas por pultada (2 a 16 mm de separación: (2 – 4 – 6 – 8 – 10 – 12 – 16 mm):

- Para congelación: el espaciamiento es de 2 ó 3 aletas por pulgada (8 a 12 mm de separación); la acumulación de la escarcha es inevitable en serpentines aleteados trabajando a temperaturas bajas, restringiendo el paso del aire entre las aletas y retardando la circulación del aire a través del serpentín; para grandes periodos sin deshielo se aconsejan separaciones mayores (11 a 12 mm).
- Para conservación: el espaciamiento es de 3 ó 4 aletas por pulgadas (6 a 8 mm de separación).
- Para climatización: el espaciamiento es de 5 a 14 aletas por pulgada (2 a 5 mm de separación, 3,5 mm de media); la separación es menor debido a que no hay acumulación de escarcha.

El espaciamiento de aletas para serpentines de convección natural (circulación del aire por gravedad) debe ser mayor que para serpentines de convección forzada, para que el serpentín ofrezca la mínima resistencia al flujo de aire.

9.3 Clasificación según el método de alimentación del refrigerante

9.3.1 Evaporadores de expansión seca

La cantidad de líquido refrigerante alimentado al evaporador está limitada a la cantidad que pueda ser completamente vaporizada durante el tiempo de llegada hasta el extremo final del evaporador, de tal forma que solo llegue vapor a la línea de aspiración. El control de flujo refrigerante puede ser por tubo capilar o válvula de expansión termostática.

En general, para asegurar una completa vaporización del refrigerante en el evaporador y prevenir el golpe de líquido al compresor, se permite un sobrecalentamiento de 5 °C al final del evaporador; esto requiere del 10 % al 20 % de la superficie total del evaporador.

Los evaporadores de expansión seca son algo menos eficientes que los del tipo inundado. Por el contrario, son mucho más simples en su diseño, tienen un coste inicial más bajo y requieren de menos carga de refrigerante. Además, tienen menos problemas en lo que respecta al regreso del aceite. Por estas razones el evaporador de expansión seca es el tipo más utilizado en instalaciones de tamaño mediano y pequeño.

9.3.2 Evaporadores de tipo inundado

Para conseguir un mayor rendimiento en el intercambio de calor del evaporador, algunos evaporadores se llenan totalmente de líquido o se inundan, utilizando un mecanismo que evita que el refrigerante líquido pase al compresor. Son evaporadores de fabricación especial y normalmente utilizan un dosificador de flotador para mantener el nivel de líquido lo más alto posible en el evaporador. Al estar completamente inundados, tienen humedecida toda la superficie interior del tubo y, por tanto, una mayor transferencia de calor.

9.4 Clasificación según el tipo de fluido a refrigerar

9.4.1 Evaporadores para enfriamiento de aire

Dependiendo de las necesidades del producto, se tendrán dos tipos de evaporadores, de acuerdo con el procedimiento de circulación de aire:

9.4.1.1 Evaporadores de convección natural o estáticos

Se construyen con tubos aleteados y raramente con tubos lisos. La batería está formada por tubos de cobre con aletas de aluminio planas (distancia entre letas: unos 8 mm). El enfriamiento del aire se obtiene por radiación y por convección natural. La circulación del aire se mejora con la ayuda de desviadores que actúan, además, de bandeja de desagüe.

Debido a que el aire frío es más denso que el caliente, los evaporadores deberán colocarse lo más alto posible del suelo, pero teniendo cuidado de que se tenga suficiente espacio entre el evaporador y el techo para permitir la libre circulación.

9.4.1.2 Evaporadores de convección forzada

Son evaporadores colocados en una carcasa metálica y equipados con uno o más ventiladores.

La capacidad de enfriamiento total de un evaporador de convección forzada está directamente relacionada con el caudal de aire que circula sobre él.

Básicamente, existen tres tipos de evaporadores de convección forzada:

- Evaporadores de techo. Constituidos por un elemento aleteado encerrado dentro de una envolvente metálica. Los ventiladores pueden colocarse sobre la parte frontal (evaporador cúbico), sobre pantallas inclinadas, o debajo del evaporador.
- Evaporadores murales. Se utilizan en cámaras frigoríficas de temperatura positiva de poca altura. Van fijados en las paredes de las cámaras. La impulsión de aire frío se efectúa por la parte alta y la toma de aire caliente por la parte baja.

- Frigorígenos con boca de descarga. Se utilizan en cámaras frigoríficas de gran volumen en las que sus dimensiones, especialmente la altura, son importantes. Se monta sobre patas. El elemento aleteado se coloca en la parte inferior de una caja envolvente que incorpora el desagüe en la parte inferior. Encima del elemento aleteado va una batería de agua para el descarche por aspersión de agua, aunque pueden utilizarse otros sistemas de descongelación.

9.4.2 Evaporadores para enfriamiento de líquido

Los más utilizados son los enfriadores multitubulares (enfriadores acorazados), de envolvente (carcasa) y tubos horizontales trabajando en expansión seca o inundados.

Cuando el enfriador trabaja con expansión seca, el refrigerante pasa por el interior de los tubos, mientras que el líquido a enfriar circula a través de la carcasa.

Cuando el enfriador trabaja inundado, el líquido enfriador circula por dentro de los tubos y el refrigerante está contenido en la carcasa; el nivel del refrigerante líquido dentro de la carcasa, se mantiene a cierto nivel con algún tipo de flotador.

En cualquier caso, el líquido enfriado está circulando a través del enfriador conectado a la tubería por medio de una bomba por lo general de tipo centrífugo. [6]

9.5 Selección de evaporador

Para este proyecto se seleccionará un evaporador de expansión seca que dispondrá de tubos lisos y de unos ventiladores para refrigerar el aire del interior de la cámara.

10 COSTES

10.1 Función objetivo

En la mayoría de los proyectos, para estudiar su viabilidad económica se estudia el valor actualizado neto (VAN). Este parámetro se evalúa porque dichos proyectos disponen de ingresos y gastos que valorar. Sin embargo, en este proyecto solo se tendrá en cuenta los gastos: coste de los equipos y consumo del compresor.

Por este motivo la función objetivo que se va a tomar será el Coste Total. Simplemente es la misma función que el VAN pero tomando los gastos positivos y con la finalidad de minimizarlo en la medida de lo posible. Como ciclo de vida del proyecto se va a tomar 15 años y se calculará el coste del proyecto por medio de esta función objetivo.

$$\text{Coste total} = \text{FSVP} \times \text{Consumo eléctrico} + \text{Coste inicial}$$

- FSVP: Factor de la suma de valor presente

$$1 + \text{ieff} = \frac{1 + i}{1 + \text{inf}}$$

$$\text{FSVP} = \sum_{k=1}^{\text{Años}} \frac{1}{(1 + \text{ieff})^k}$$

- Consumo eléctrico: Consumo de electricidad anual del compresor
- Coste inicial: Suma del coste de adquisición de los equipos

Una vez se ha realizado el cálculo de cargas y se ha especificado los tipos de equipos, refrigerante y aislante a usar, se comienza con el cálculo de costes. Este capítulo es uno de los más importantes. El objetivo es conseguir los precios de cada equipo y relacionarlos con las variables de optimización.

Para la obtención de los costes en un primer lugar se ha hecho una resolución del problema con unos valores iniciales de las variables de optimización para estimar el tamaño de cada uno.

Estos datos de partida son:

- Espesor = 0,180 m
- Temperatura de evaporación = -30 °C
- Temperatura de condensación = 55 °C

Resolviendo el problema con dichos datos, se obtiene lo siguiente:

Equipo	Parámetro
Compresor	14158 W
Condensador	114,9 m ²
Evaporador	32,61 m ²

Tabla 10-1. Estimación de las variables de optimización

10.2 Compresor

Como se comentó en el capítulo correspondiente al compresor, la búsqueda de costes será para compresores semiherméticos.

MODELO	POTENCIA (W)	PRECIO (€)
S-7-33Y	8800	2631
S-15-52Y	13570	3270
S-20-56Y	15740	3453
S-20-59Y	15910	4304
V-25-71Y	18890	5184
V-30-84Y	21150	4674
V-32-93Y	25480	5711

Tabla 10-2. Precio de los modelos de compresor

Estos modelos se representan cada uno según su potencia y precio. A partir de dichos puntos se calcula una línea de tendencia lineal que relacionará la potencia con el precio del compresor.

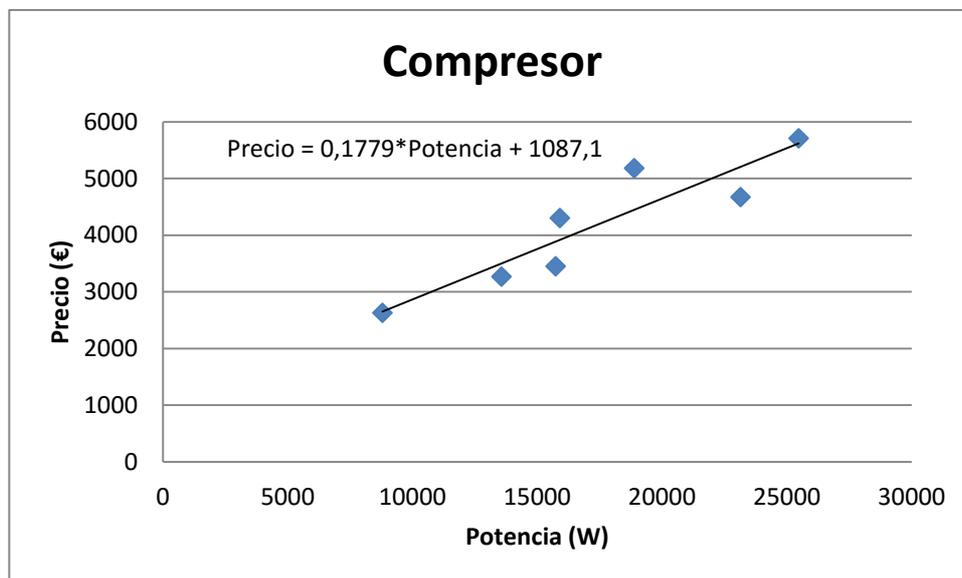


Ilustración 10-1. Relación precio – potencia del compresor

10.3 Condensador

La marca seleccionada para el condensador ha sido Frimetel. En la siguiente tabla se muestran los modelos a partir de los cuales se realiza a aproximación del precio.

MODELO	ÁREA (m ²)	PRECIO (€)
CBN 22	30	1585
CBN 25	40	1720
CBN 29	60	1965
CBN 45	60	2635
CBN 51	81	2855
CBN 57	121	3280
CBN 67	91	3620
CBN 76	121	3940
CBN 86	181	4575

Tabla 10-3. Precio de los modelos de condensador

El precio de este equipo variará en función del caudal de aire movido por sus ventiladores. Este aire es el encargado de absorber el calor del fluido refrigerante para reducir su temperatura y condensarlo antes de entrar en la válvula de expansión.

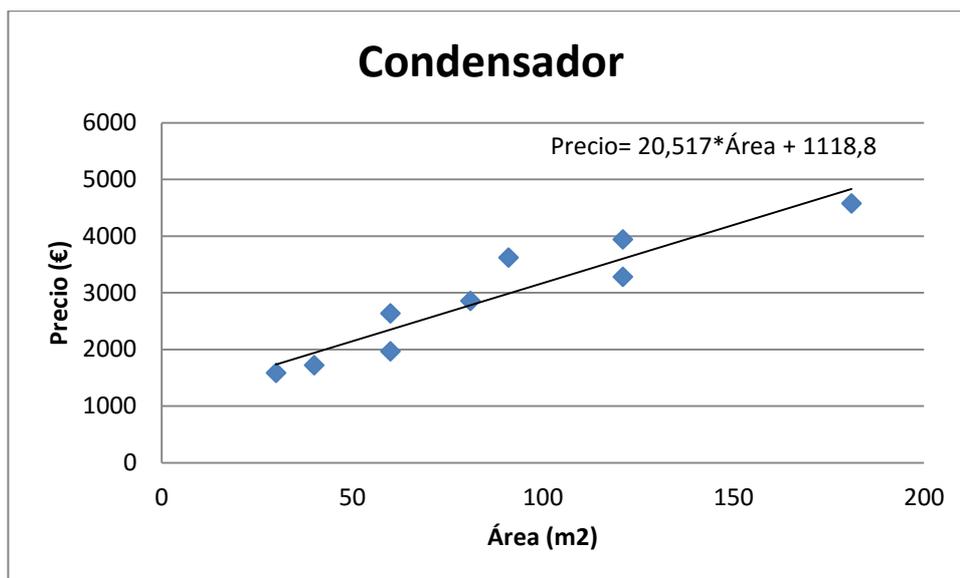


Ilustración 10-2. Relación Precio – Área del condensador

10.4 Válvula de expansión

Se tienen tres elementos diferentes que conformarán el elemento de expansión:

- 1) Elemento termostático y cuerpo de válvula: estos elementos para el tipo de carga que fluirá no variarán su precio.

ELEMENTO	PRECIO (€)
Elemento termostático	450,8
Cuero de válvula	53,8

Tabla 10-4. Precio de los componentes de la válvula de expansión

- 2) Orificio: Este precio si dependerá de la potencia del evaporador pero se comprueba que para las potencias que se controlarán en el estudio la variación de precio es nula.

POTENCIA (W)	PRECIO (€)
5700	45,4
9900	45,4
14400	45,4
17300	45,4
22900	45,4

Tabla 10-5. Precio del orificio de la válvula de expansión

10.5 Evaporador

La marca seleccionada del evaporador es Frimetal y a partir de estos modelos se ha creado la línea de tendencia.

MODELO	ÁREA (m ²)	PRECIO (€)
FRM 850	65	2975
FRM 950	87	3325
FRM 1290	110	4725
FRM 1780	147	5375
FRM 2430	166	6690
FRM 2590	179	7195
FRM3500	238	8075
FRM 4490	268	10125

FRM 4800	357	11395
----------	-----	-------

Tabla 10-6. Precio de los modelos de evaporador

En este caso, al igual que el evaporador, el precio del evaporador dependerá del caudal de aire.

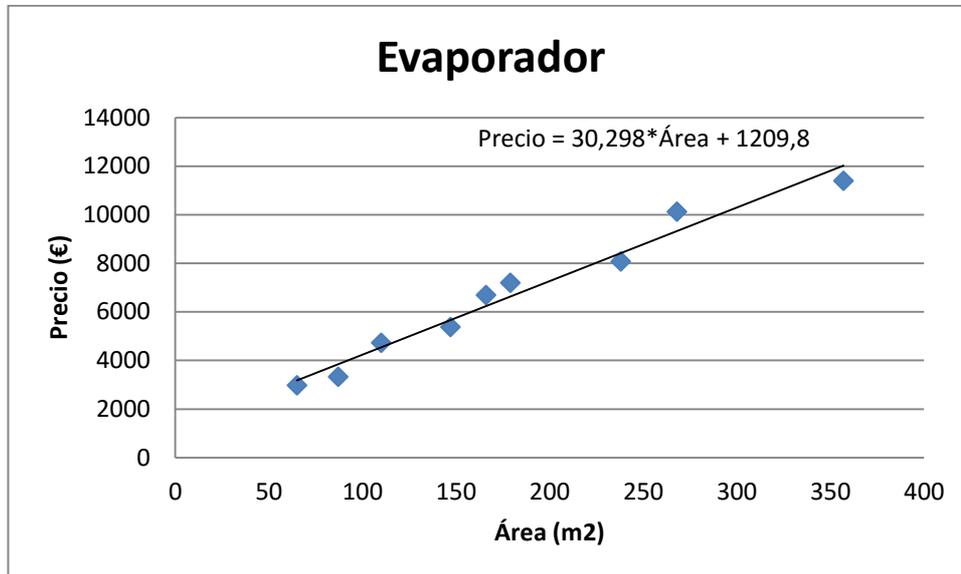


Ilustración 10-3. Relación Precio – Área del evaporador

10.6 Aislante

Para el aislante, la empresa Panel Sandwich S.L. nos proporcionó el precio de la plancha de panel de sándwich de 1 m².

ESPESOR (m)	PRECIO (€/m ²)
0,15	26,2
0,18	29,7
0,2	32

Tabla 10-7. Precio para los distintos espesores de aislante

Los precios como es lógico variarán en función del espesor del aislante.

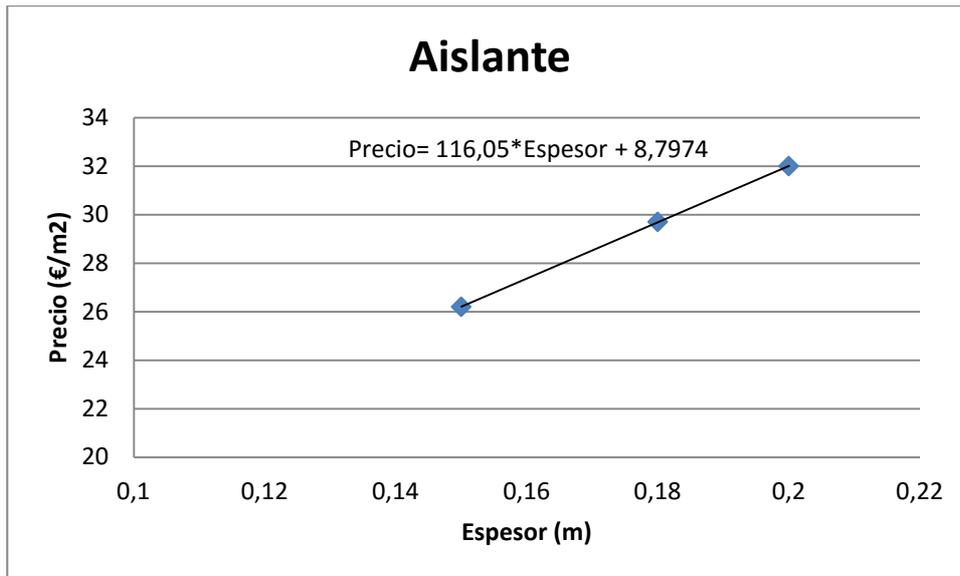


Ilustración 10-4. Relación Precio – Espesor del aislante

11 MODELO DE RESOLUCIÓN

En este capítulo se desarrollará como se ha conseguido cerrar el problema en función de las variables de optimización.

11.1 Cálculo de cargas

En primer lugar se calcularán las cargas para todo el año y se extraerá la carga punta con el objetivo de dimensionar el evaporador. Para llevar a cabo esta tarea se ha distinguido entre dos tipos de día al mes: Día Actividad y Día Stop. Habrá solamente un Día Actividad al mes y éste será cuando se produzca la entrada de producto mensual. Como es lógico la carga punta se obtendrá uno de estos días.

11.1.1 Carga de transmisión

$$Q_{tr} = U \times S \times \Delta T$$

Superficies de los distintos muros, suelo y techo.

```
SUP_1=Ancho*Alto
SUP_2=Largo*Alto
SUP_3=Ancho*Alto
SUP_4=Largo*Alto
SUP_techo=Largo*Ancho
SUP_suelo=Largo*Ancho
```

Se usa la función Duplicate para asignarle el mismo valor cada mes al coeficiente convectivo-radiante interior de cada muro pues las condiciones en el interior no cambian.

```
Duplicate i=1;12
hi_muro1[i]=3,803
end
```

Para el caso de los coeficientes convectivo-radiante sí cambia según el mes debido a que las temperaturas en el exterior de la cámara sí lo hacen.

```
he_muro1[1]=23,39
he_muro1[2]=23,41
he_muro1[3]=23,43
he_muro1[4]=23,45
he_muro1[5]=23,5
he_muro1[6]=23,57
he_muro1[7]=23,62
he_muro1[8]=23,62
he_muro1[9]=23,57
he_muro1[10]=23,49
he_muro1[11]=23,43
he_muro1[12]=23,4
```

Se asignan los coeficientes del Muro 2.

```
Duplicate i=1;12
hi_muro2[i]=3,69
end
```

```
he_muro2[1]=3,69
he_muro2[2]=3,69
he_muro2[3]=3,69
```

```
he_muro2[4]=4,668
he_muro2[5]=4,668
he_muro2[6]=4,668
he_muro2[7]=4,668
he_muro2[8]=4,668
he_muro2[9]=4,668
he_muro2[10]=4,668
he_muro2[11]=3,69
he_muro2[12]=3,69
```

Se asignan los coeficientes del Muro 3. En este caso el coeficiente exterior no cambia porque al otro lado del muro 3 hay una cámara de 4 °C en funcionamiento durante todo el año.

```
Duplicate i=1;12
hi_muro3[i]=3,803
end
```

```
Duplicate i=1;12
he_muro3[i]=4,742
end
```

Se asignan los coeficientes del Muro 4. Se trata del muro del pasillo de la fábrica donde la temperatura es igual a 11 °C durante todo el año.

```
Duplicate i=1;12
hi_muro4[i]=3,69
end
```

```
Duplicate i=1;12
he_muro4[i]=4,383
end
```

Se asignan los coeficientes del suelo.

```
Duplicate i=1;12
hi_suelo[i]=3,306
end
```

```
he_suelo[1]=4,434
he_suelo[2]=4,434
he_suelo[3]=4,434
he_suelo[4]=4,771
he_suelo[5]=4,771
he_suelo[6]=4,979
he_suelo[7]=4,979
he_suelo[8]=4,979
he_suelo[9]=4,771
he_suelo[10]=4,434
he_suelo[11]=4,434
he_suelo[12]=4,434
```

Se asignan los coeficientes del techo.

```
Duplicate i=1;12
hi_techo[i]=3,708
end
```

```
Duplicate i=1;12
he_techo[i]=4,547
end
```

Una vez se tienen los coeficientes tanto exterior como interior de cada muro, solo basta con introducir las capas de cada uno de ellos y calcular el coeficiente global de transferencia.

Aquí es donde se existe la relación entre la carga de transmisión y el espesor del aislante.

```
Duplicate i=1;12
U_muro1[i]=1/(1/hi_muro1[i]+(0,14/1,16)+(0,006/14,5)+e/k+(0,006/14,5)+1/he_muro1[i])
U_muro2[i]=1/(1/hi_muro2[i]+(0,14/1,16)+(0,006/14,5)+e/k+(0,006/14,5)+1/he_muro2[i])
U_muro3[i]=1/(1/hi_muro3[i]+(0,14/1,16)+(0,006/14,5)+e/k+(0,006/14,5)+1/he_muro3[i])
U_muro4[i]=1/(1/hi_muro4[i]+(0,14/1,16)+(0,006/14,5)+e/k+(0,006/14,5)+1/he_muro4[i])
U_techo[i]=1/(1/hi_techo[i]+(0,24/1,16)+(0,006/14,5)+e/k+(0,006/14,5)+1/he_techo[i])
U_suelo[i]=1/(1/hi_suelo[i]+(0,24/1,16)+(0,006/14,5)+e/k+(0,006/14,5)+(0,04/1,16)+1/he_suelo[i])
end
```

A continuación se calcula la diferencia de temperatura para cada muro, usando Duplicate para temperaturas que se repiten a lo largo del año y cuando no, introduciéndolas una a una.

```
Text_muro1[1]=8,5
Text_muro1[2]=10,3
Text_muro1[3]=12,7
Text_muro1[4]=14,5
Text_muro1[5]=18
Text_muro1[6]=22,5
Text_muro1[7]=25,7
Text_muro1[8]=25,3
Text_muro1[9]=22,6
Text_muro1[10]=17,4
Text_muro1[11]=12,5
Text_muro1[12]=9,6
```

```
Duplicate i=1;12
DT_muro1[i]=Text_muro1[i]-Tint
end
```

```
Text_muro2[1]=-15
Text_muro2[2]=-15
Text_muro2[3]=-15
Text_muro2[4]=11
Text_muro2[5]=11
Text_muro2[6]=11
Text_muro2[7]=11
Text_muro2[8]=11
Text_muro2[9]=11
Text_muro2[10]=11
Text_muro2[11]=-15
Text_muro2[12]=-15
```

```
Duplicate i=1;12
DT_muro2[i]=Text_muro2[i]-Tint
end
```

```
Duplicate i=1;12
Text_muro3[i]=11
end
```

```
Duplicate i=1;12
DT_muro3[i]=Text_muro3[i]-Tint
end
```

```
Duplicate i=1;12
Text_muro4[i]=11
```

```

end

Duplicate i=1;12
DT_muro4[i]=Text_muro4[i]-Tint
end

Duplicate i=1;12
Text_techo[i]=3
end

Duplicate i=1;12
DT_techo[i]=Text_techo[i]-Tint
end

Duplicate i=1;12
Text_suelo[i]=8
end

Duplicate i=1;12
DT_suelo[i]=Text_suelo[i]-Tint
end

```

Una vez se tienen todos los parámetros, se procede al cálculo de la ganancia de transmisión por cada muro, techo y suelo y para cada mes.

```

Duplicate i=1;12
Q1_muro1[i]=U_muro1[i]*SUP_1*DT_muro1[i]
Q1_muro2[i]=U_muro2[i]*SUP_2*DT_muro2[i]
Q1_muro3[i]=U_muro3[i]*SUP_3*DT_muro3[i]
Q1_muro4[i]=U_muro4[i]*SUP_4*DT_muro4[i]
Q1_techo[i]=U_techo[i]*SUP_techo*DT_techo[i]
Q1_suelo[i]=U_suelo[i]*SUP_suelo*DT_suelo[i]
end

```

Finalmente, se suman las cargas de los muros, techo y suelo de cada mes y se obtiene la carga de transmisión total a la cámara mensual.

```

Duplicate i=1;12
Q1[i]=Q1_muro1[i]+Q1_muro2[i]+Q1_muro3[i]+Q1_muro4[i]+Q1_techo[i]+Q1_suelo[i]
end

```

11.1.2 Carga de productos

El valor de esta carga será nulo durante todos los días del año puesto que la carne que entra a la cámara ya está a la temperatura del interior.

```

Duplicate i=1;12
Q2[i]=0
end

```

11.1.3 Carga de conservación

Esta carga también tendrá valor nulo puesto que la carne congelada no respira.

```

Duplicate i=1;12
Q3[i]=0
end

```

11.1.4 Carga por renovación de aire

$$Q_4 = V_{cam} \times D_i \times \delta_m \times N_1$$

Cálculo del volumen de la cámara.

$$V_{cam} = \text{Largo} \times \text{Ancho} \times \text{Alto}$$

Diferencia de entalpía entre el aire exterior e interior.

$$D_i = h_{ext} - h_{int}$$

$$h_{ext} = \text{Enthalpy}(\text{Air_ha}; T=11; P=Patm)$$

$$h_{int} = \text{Enthalpy}(\text{Air_ha}; T=T_{int}; P=Patm)$$

Diferencia de densidad del aire exterior e interior.

$$D_{media} = (\rho_{int} - \rho_{ext})$$

$$\rho_{ext} = \text{Density}(\text{Air_ha}; T=11; P=Patm)$$

$$\rho_{int} = \text{Density}(\text{Air_ha}; T=T_{int}; P=Patm)$$

$$Patm = 102,1$$

Número de renovaciones de aire. Calculado a partir de la Tabla 2-3.

$$N_1 = 6,5286$$

Con la función Duplicate se asigna la carga mensual por renovación de aire.

$$\text{Duplicate } i=1;12$$

$$Q4[i] = (V_{cam} \times D_i \times D_{media} \times N_1) / 24 / 3600 \quad \{W\}$$

end

11.1.5 Carga de ventiladores

$$Q_5 = 860 \times PE \times H$$

La potencia consumida por el ventilador del evaporador es proporcional al tamaño de dicho equipo, por ello a partir del catálogo se consiguió esta relación.

$$P_{vent_ev} = 19,641 \times A_{ev} - 647,75$$

A continuación se calcula la carga distinguiendo ya entre dos tipos de día. Para el día Actividad se tendrá en funcionamiento más horas los ventiladores porque la carga demandada al evaporador será mayor y habrá más carga.

$$\text{Duplicate } i=1;12$$

$$Q5_{act}[i] = (860 \times P_{vent_ev} \times \text{Horas}_{act}[i] \times 4,1868) / 3600 / 24 \quad \{W\}$$

$$Q5_{stop}[i] = (860 \times P_{vent_ev} \times \text{Horas}_{stop}[i] \times 4,1868) / 3600 / 24 \quad \{W\}$$

end

El cálculo de horas se calcula:

$$\text{Horas} = \frac{Q_{ev.Dia\ i}}{Q_{ev}} \times 24$$

Es la fracción de potencia demandada al evaporador en el día i por 24 horas y se obtienen las horas que está en funcionamiento el sistema.

$$\text{Horas}_{act}[1] = 8,3$$

$$\text{Horas}_{act}[2] = 4,2$$

Horas_act[3]=24
 Horas_act[4]=1,2
 Horas_act[5]=1,8
 Horas_act[6]=6,7
 Horas_act[7]=3,4
 Horas_act[8]=6,7
 Horas_act[9]=17,6
 Horas_act[10]=5
 Horas_act[11]=1,5
 Horas_act[12]=16,6

Horas_stop[1]=1,7
 Horas_stop[2]=1,3
 Horas_stop[3]=3,1
 Horas_stop[4]=1,2
 Horas_stop[5]=1,2
 Horas_stop[6]=1,8
 Horas_stop[7]=1,5
 Horas_stop[8]=1,8
 Horas_stop[9]=2,8
 Horas_stop[10]=1,6
 Horas_stop[11]=1,1
 Horas_stop[12]=2,4

11.1.6 Carga por ocupación

$$Q_6 = N \times CP \times HP$$

Número de personas que entran en la cámara en días actividad.

N_act=2

Número de personas que entran en la cámara en días stop.

N_stop=1

Potencia liberada por una persona sacada de la Tabla 2-4.

CP=1294*1000

Horas dentro de la cámara para día actividad y día stop.

Hper_act=2

Hper_stop=0,25

Con la función Duplicate se asigna a cada mes la carga según el tipo de día.

Duplicate i=1;12

Q6_act[i]=(N_act*CP*Hper_act)/24/3600 {W}

Q6_stop[i]=(N_stop*CP*Hper_stop)/24/3600

End

11.1.7 Carga por iluminación

$$Q_7 = 860 \times P \times H$$

Para el cálculo de la potencia de las iluminarias se asigna el valor de 5 W/m², por eso para calcular la potencia en la cámara se multiplica por su superficie.

P_luz=5*Superficie_cam {W}

Las horas que están encendidas son las mismas que hay personas dentro.

```
Hluz_act=Hper_act
Hluz_stop=Hper_stop
```

Finalmente se calcula la carga para cada mes.

```
Duplicate i=1;12
Q7_act[i]=(3600,648*P_luz*Hluz_act*1000)/24/3600 {W}
Q7_stop[i]=(3600,648*P_luz*Hluz_stop*1000)/24/3600
end
```

11.1.8 Carga de necesidades por servicio

Para un buen dimensionado del sistema se calculará esta carga que supondrá un 10 % de la suma de la carga de transmisión, carga de producto y carga de conservación del producto.

Z=0,1

```
Duplicate i=1;12
Q8[i]=Z*(Q1[i]+Q2[i]+Q3[i])
end
```

Una vez se han calculado todas las cargas distinguiendo cuando ha sido necesario el tipo de día, se procede a calcular la potencia a disipar por el evaporador.

```
Duplicate i=1;12
Qev_act[i]=Q1[i]+Q2[i]+Q3[i]+Q4[i]+Q5_act[i]+Q6_act[i]+Q7_act[i]+Q8[i]
Qev_stop[i]=Q1[i]+Q3[i]+Q4[i]+Q5_stop[i]+Q6_act[i]+Q7_stop[i]+Q8[i]
End
```

11.2 Resolución del ciclo

De todas las cargas mensuales, las cargas de días de actividad son mayores que las de día stop. Bien, pues de entre todas las cargas de día actividad hay que seleccionar la mayor para el diseño del evaporador.

Como se ha podido comprobar en el apartado anterior, las cargas dependen solo del espesor y evolucionan de la misma manera con el espesor. Debido a esto, con un espesor cualquiera se calculan las cargas y se observa cual es la de mayor valor.

Se comprueba que la carga máxima se alcanza para el mes de septiembre (novenos meses).

Se resuelve el ciclo y se consigue las potencias del condensador y compresor y el caudal de refrigerante.

```
Qev=Qev_act[9]
Qev=mr*(h1-h4)
Qc=mr*(h2-h3)
Wc=mr*(h2-h1)
```

Entalpías utilizadas.

```

h1=Enthalpy(R404A;T=Tev;X=1)
h2=Enthalpy(R404A;T=T2;P=Pcond)
s1=Entropy(R404A;T=Tev;X=1)
s1=s2
s2=Entropy(R404A;T=T2;P=Pcond)
h3=Enthalpy(R404A;P=Pcond;X=0)
h4=h3

Pev=Pressure(R404A;T=Tev;x=1)
Pcond=Pressure(R404A;T=Tcond;x=0)

```

Caudal de refrigerante en las condiciones de aspiración del compresor.

```

Vr=mr*3600/rho_ref {m3/h}
rho_ref=Density(R404A;P=Pev;X=1)

```

11.3 Consumo del compresor

El compresor consume una potencia en aumentar la presión del gas desde la presión de evaporación hasta la presión de condensación pero esa no corresponde a la potencia eléctrica consumida.

Para calcular la potencia eléctrica es necesario tener en cuenta el rendimiento eléctrico y el FCCP.

$$FCCP = 0,20123007 - 0,0313275 \times fcp + 1,9504979 \times fcp^2 - 1,1205104 \times fcp^3$$

$$fcp = \frac{\text{Potencia demandada}}{\text{Potencia total}}$$

En primer lugar se define la función del FCCP que es función el fcp.

```

FUNCTION FCCP(fcp)
FCCP=0,20123007-0,0312175*fcp+1,9504979*fcp*fcp-1,1205104*fcp*fcp*fcp
End

```

Con la función Duplicate se calculan los fcp y los FCCP mensuales para cada tipo de día y finalmente calculo consumo mensual del compresor.

```

Duplicate i=1;12

FCCP_act[i]=FCCP(fcp_act[i])
FCCP_stop[i]=FCCP(fcp_stop[i])

fcp_act[i]=Qev_act[i]/Qev
fcp_stop[i]=Qev_stop[i]/Qev

```

Se considera que todos los meses tienen un total de 30 días, de los cuales uno es Día Actividad y el resto Día Stop.

```

Wc_elec[i]=(Wc*FCCP_act[i]+Wc*FCCP_stop[i]*29)/Rto_elec
End

```

11.4 Función objetivo y costes

La función objetivo queda definida a continuación:

$$\text{Coste_Total} = \text{FSVP} * \text{Coste_elec} + \text{Coste_inicial}$$

$$\text{FSVP} = \text{SUM}(1/(1+\text{ieff})^k; k=1; \text{Años})$$

$$1+\text{ieff} = (1+i)/(1+\text{inf})$$

$$\text{Años} = 15$$

$$i = 0,05$$

$$\text{inf} = 0,03$$

De la misma manera que se relacionó en el cálculo de cargas la potencia de los ventiladores del evaporador con su área de transferencia, a continuación se hace para el condensador.

$$P_{\text{vent_c}} = 19,001 * A_c + 6,4154$$

El coste de la electricidad que se consume será la suma de la electricidad consumida por los ventiladores del evaporador y condensador y la electricidad del compresor.

$$\text{Coste_elec} = \text{Coste_Wh} * (\text{Wc_Anual_elec} + (P_{\text{vent_ev}} + P_{\text{vent_c}}) * \text{Horas_vent_anuales})$$

$$\text{Wc_Anual_elec} = \text{SUM}(\text{Wc_elec}[1..12])$$

$$\text{Coste_Wh} = 0,124/1000 \text{ \{€/Wh\}}$$

Finalmente se muestra el coste de los equipos mediante las funciones calculadas en el capítulo anterior

$$\text{Coste_inicial} = \text{Coste_Compresor} + \text{Coste_Cond} + \text{Coste_Evap} + \text{Coste_Ais}$$

$$\text{Coste_Compresor} = 0,1779 * \text{Wc} + 1087,1$$

$$\text{Coste_Cond} = 20,517 * A_c + 1118,8$$

$$\text{Coste_Evap} = 30,298 * A_{ev} + 1209,8$$

$$\text{Coste_Ais} = (116,05 * e + 8,7974) * \text{Superficie_panel}$$

Con este apartado finaliza la resolución del problema y todos los parámetros a calcular están en función de las variables de optimización.

12 OPTIMIZACIÓN

12.1 Variables de optimización

Para obtener el valor mínimo de la función objetivo se usarán las siguientes variables de optimización:

12.1.1 Espesor del aislante

12.1.1.1 Análisis energético

En primer lugar se va a estudiar la consecuencia directa de la variación del espesor de aislante. Como ya se explicó en el capítulo del Cálculo de cargas, la variación del espesor tendrá gran influencia en la carga de transmisión.

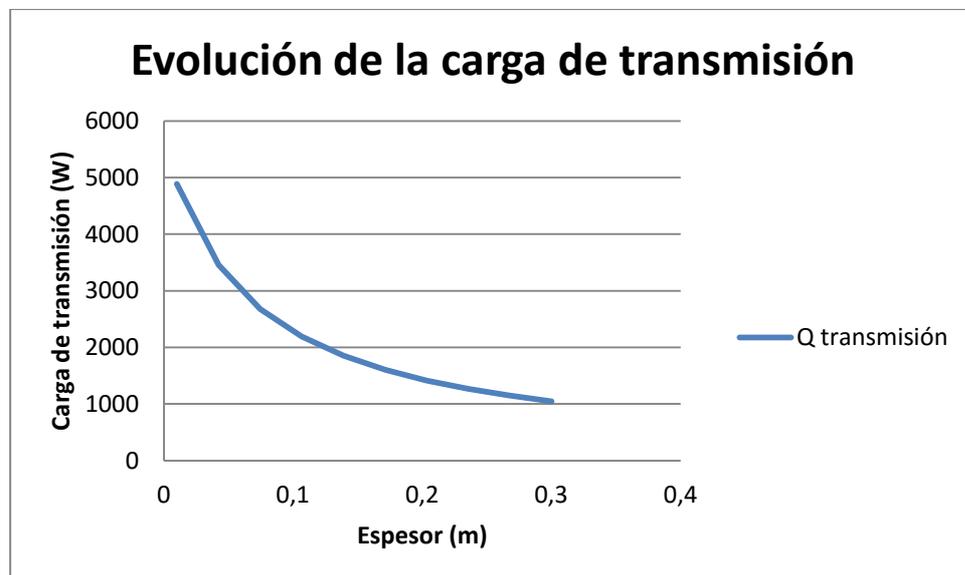


Ilustración 12-1. Evolución de la carga de transmisión en función del espesor de aislante

Se puede observar que debido a la baja conductividad del poliuretano y al aumento del espesor, la carga de transmisión cae hasta valores muy bajos.

En cuanto al dimensionado del evaporador el valor del espesor será de gran importancia. Esto se debe a que la carga del producto, que en la mayoría de los casos, es la de mayor cantidad, en este proyecto será nula. La influencia nula del producto en el dimensionado se debe a que el producto ya entra a la temperatura de la cámara y, además, al tratarse de carne de cerdo y estar congelada, su calor de respiración es nulo y, por ello, la carga de conservación del producto también lo es.

En el siguiente gráfico se desglosa la importancia de cada carga en el dimensionado del evaporador en forma de porcentaje aportado.

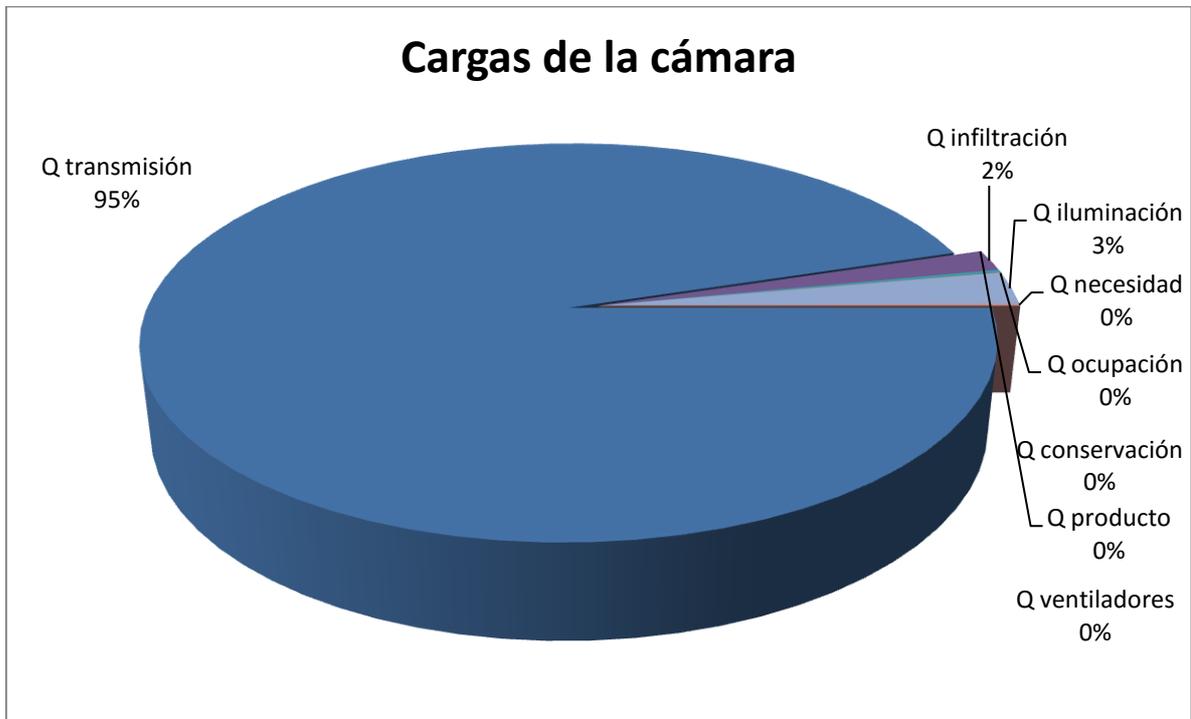


Ilustración 12-2. Aporte de cada carga a la potencia del evaporador

Como conclusión de este breve estudio se puede concluir que debido a la importancia de la carga de transmisión en el dimensionado del evaporador, en términos energéticos interesa poner el máximo espesor posible.

12.1.1.2 Análisis económico

A continuación, se estudiará la influencia del espesor de aislamiento en el coste total del proyecto.

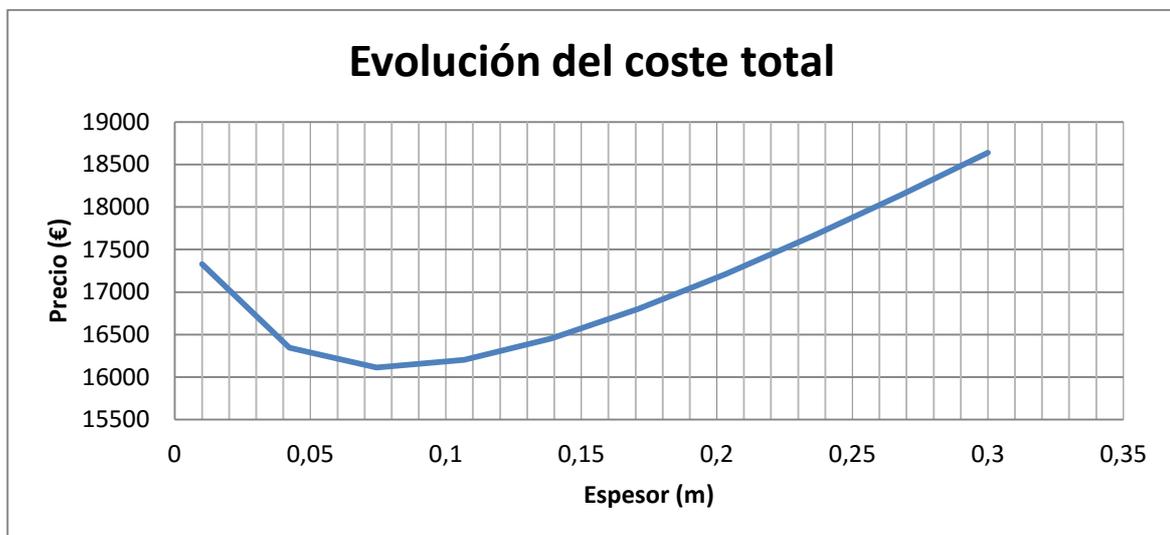


Ilustración 12-3. Evolución del coste total en función del espesor de aislante

Como se puede observar en esta gráfica, el espesor que minimiza el coste total es muy pequeño. Lo normal en este tipo de cámaras de conservación de congelado es el empleo de un espesor entre los 15 y 20 cm.

Si se desglosan los costes del proyecto se puede observar el porqué de tener un valor tan pequeño para el óptimo.

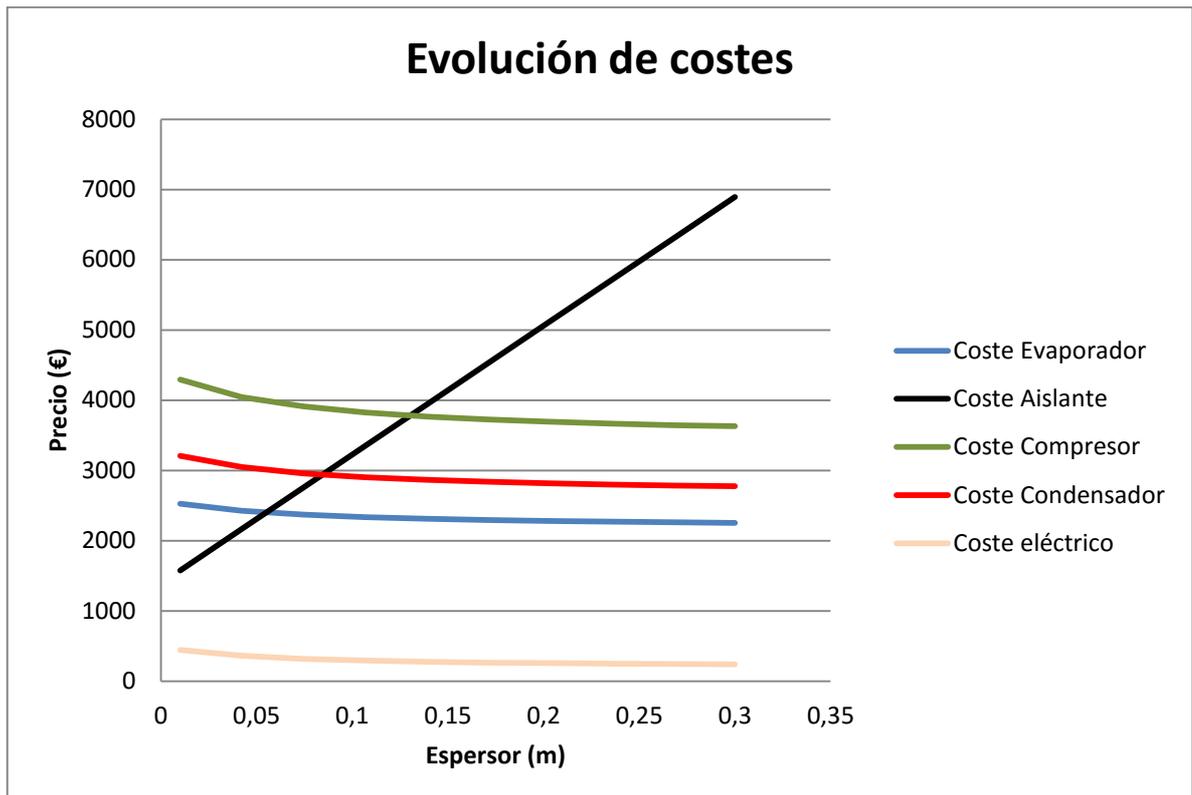


Ilustración 12-4. Evolución de los distintos costes en función del espesor de aislante

Este desglose permite concluir que energéticamente hablando interesa tener un espesor considerable pero económicamente no. Se observa que el aumento del coste del aislamiento es muy elevado y no compensa el poco ahorro en los equipos, para espesores elevados. Hay que destacar que este análisis económico también incluye los aspectos energéticos pues todos los precios están en función de las variables de optimización.

12.1.2 Temperatura de evaporación

12.1.2.1 Análisis energético

Para esta variable de optimización las cargas ya no cambian. Esto se ve reflejado en la siguiente figura donde la potencia del evaporador no cambia mientras la del condensador y compresor sí lo hacen.

$$Q_{\text{Condensador}} = Q_{\text{Evaporador}} + W_{\text{Compresor}}$$

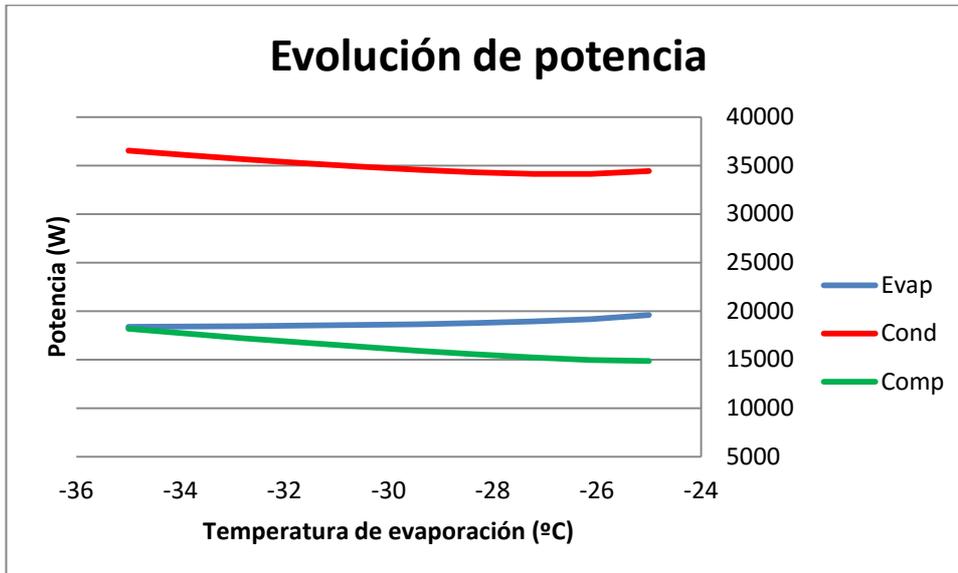


Ilustración 12-5. Evolución de la potencia de los equipos en función de la temperatura de evaporación

La disminución de la temperatura de evaporación provoca el aumento de la potencia del compresor debido a que se necesita un compresor para una relación de compresión mayor. Esta disminución también causa una disminución de la potencia del evaporador debido a que la carga de ventiladores está en función del área. Cuanto menor sea el aire la potencia de los ventiladores será menos. Así, debido al aumento de la potencia del compresor y que prácticamente no varía la del evaporador, se produce un aumento en la potencia del condensador.

Como primera conclusión, se extrae que no conviene reducir la temperatura de evaporación para no aumentar el tamaño de los equipos.

A pesar de todo lo anterior, en la parte que mayor influencia tiene la temperatura de evaporación es en el enfriamiento del aire en el interior de la cámara. Esto tiene relación con la superficie de transferencia del evaporador. Cuanto menor sea la temperatura de evaporación, menor será el tamaño del evaporador y este efecto predomina sobre el comentado anteriormente.

$$Q_{ev} = U \times A \times DTLM$$

$$DTLM = \frac{(T_{e,aire} - T_{ev}) - (T_{s,aire} - T_{ev})}{\ln\left(\frac{T_{e,aire} - T_{ev}}{T_{s,aire} - T_{ev}}\right)}$$

- U : Coeficiente global de transferencia del evaporador, $W/m^2 \times K$.
- $T_{e,aire}$ y $T_{s,aire}$: Temperaturas de entrada y salida del aire, K.
- T_{ev} : Temperatura de evaporación, K.

Observando la fórmula de DTLM se concluye que una disminución de la temperatura de evaporación reduce su valor y considerando U constante, disminuye el área del evaporador. La evolución de la DTLM y el área del evaporador y condensador se puede observar en las ilustraciones 11-6 y 11-7.

Para el caso del condensador, la DTLM no aumenta pero sí lo hace la potencia, por ello aumenta el área.

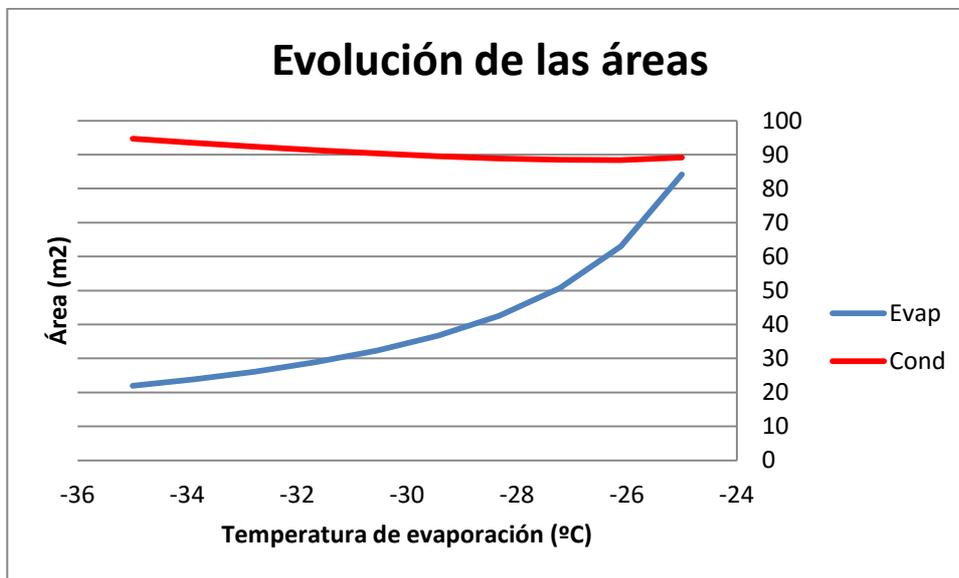


Ilustración 12-6. Evolución de las áreas en función de la temperatura de evaporación

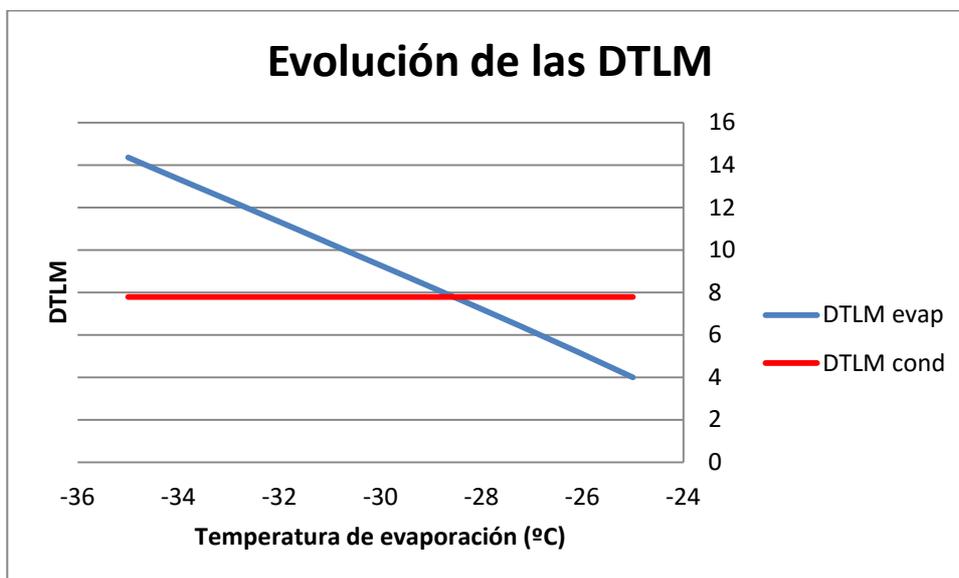


Ilustración 12-7. Evolución de las DTLM en función de la temperatura de evaporación

12.1.2.2 Análisis económico

OBJETIVO

El análisis energético arroja las siguientes conclusiones respecto a una disminución de la temperatura de evaporación:

- Aumento de la potencia a disipar en el condensador y aumento de la potencia del compresor y, en consecuencia, de su consumo eléctrico.
- Disminución del área de transferencia

Se debe hallar la temperatura de evaporación que consiga una potencia del condensador y compresor y un área de transferencia que minimice la función objetivo.

A continuación se muestra la evolución del coste total respecto de la temperatura de evaporación obteniéndose el mínimo en torno a $-29\text{ }^{\circ}\text{C}$, punto donde se consigue el tamaño del evaporador que minimiza la función objetivo. Esta temperatura se ajusta bastante bien a las condiciones del catálogo del evaporador seleccionado donde el salto de temperatura entre la cámara y la evaporación, es de 7 grados.

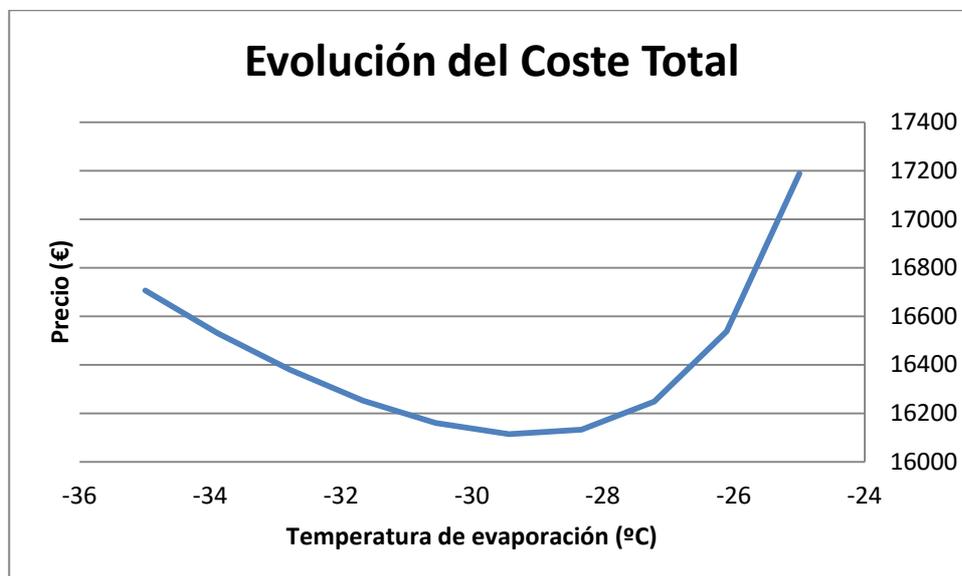


Ilustración 12-8. Evolución del coste total en función de la temperatura de evaporación

EVOLUCIÓN DE COSTES

La disminución de la temperatura no afecta en absoluto al coste del aislante. Esto no ocurre así pues como se ha visto en el apartado anterior, la disminución de la temperatura de evaporación conlleva una disminución del tamaño del evaporador. Teniendo en cuenta que el precio del evaporador depende del área del mismo, a medida que disminuya dicha temperatura su coste disminuirá.

El coste del compresor aumentará porque la diferencia entre la presión de condensación y la de evaporación aumenta. Por último, como se comprobó en la ilustración 11-5, la potencia del condensador aumenta levemente y esto provoca el aumento de su coste.

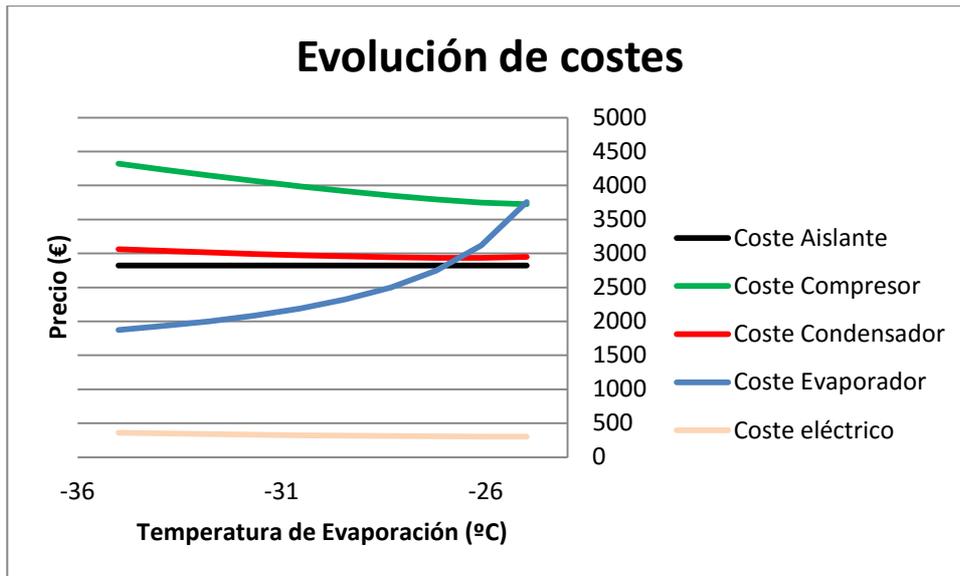


Ilustración 12-9. Evolución de costes en función de la temperatura de evaporación

A continuación se muestra la evolución del coste total respecto de la temperatura de evaporación obteniéndose el mínimo en torno a $-29\text{ }^{\circ}\text{C}$, punto donde se consigue el tamaño del evaporador que minimiza la función objetivo. Esta temperatura se ajusta bastante bien a las condiciones del catálogo del evaporador seleccionado donde el salto de temperatura entre la cámara y la evaporación, es de 7 grados.

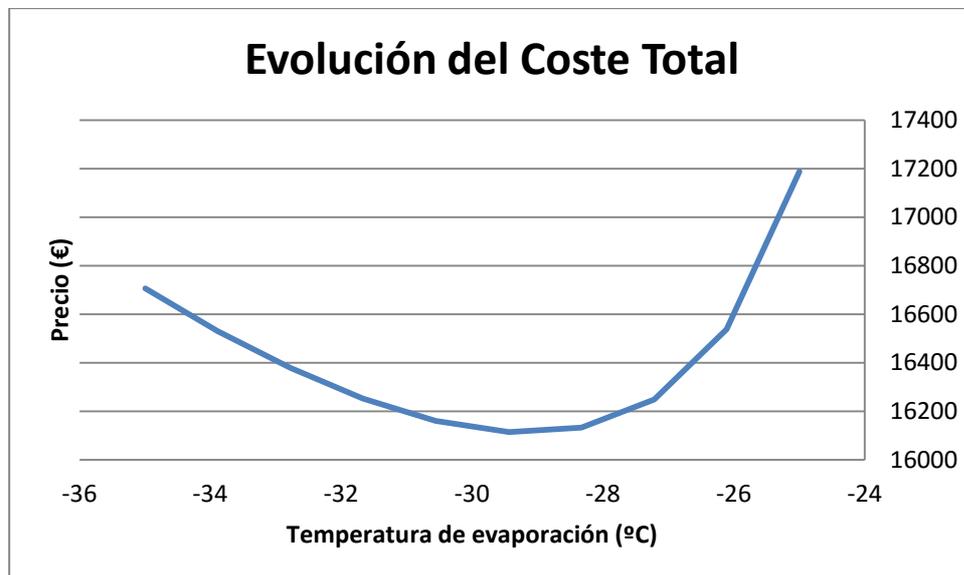


Ilustración 12-10. función de la temperatura de evaporación

12.1.3 Temperatura de condensación

12.1.3.1 Análisis energético

Para este caso la potencia del evaporador no varía. Si aumenta temperatura de condensación también lo hacen la potencia del compresor debido al aumento de la relación de compresión. Por todo ello, la potencia del condensador también aumenta con la temperatura de condensación.

$$Q_{Condensador} = Q_{Evaporador} + W_{Compresor}$$

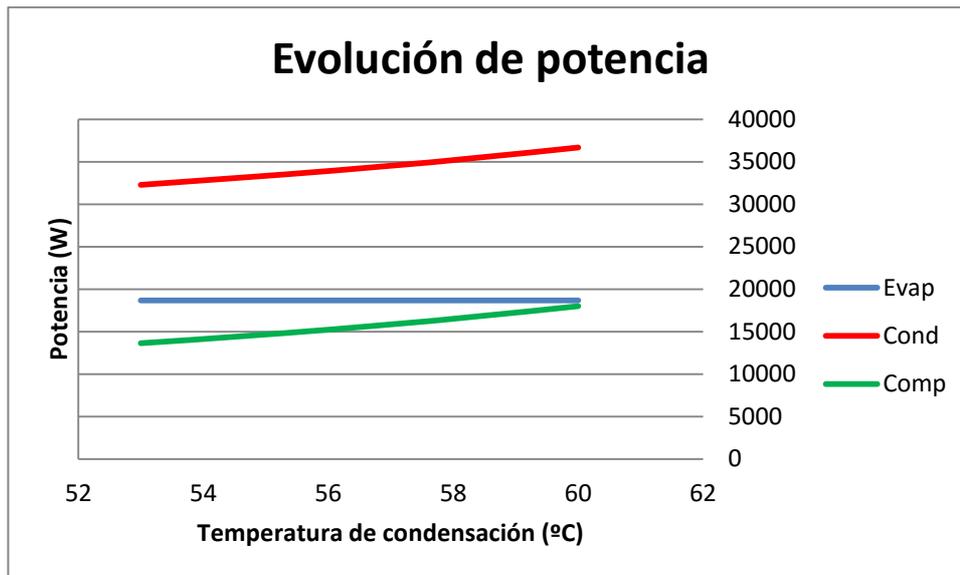


Ilustración 12-11. Evolución de la potencia de los equipos en función de la temperatura de condensación

De la Ilustración 11-12 se comprueba que un aumento de la temperatura de condensación no interesa porque eso conduce a un mayor tamaño de los equipos.

Este aumento de la temperatura de condensación se traduce en un aumento de la DTLM, lo que provoca que se reduzca el área.

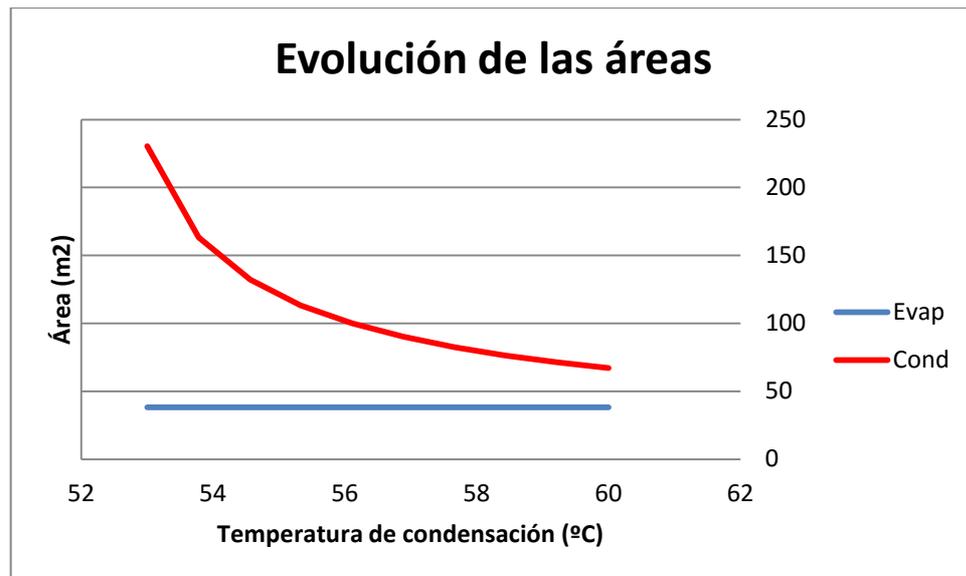


Ilustración 12-12. Evolución de las áreas en función de la temperatura de condensación

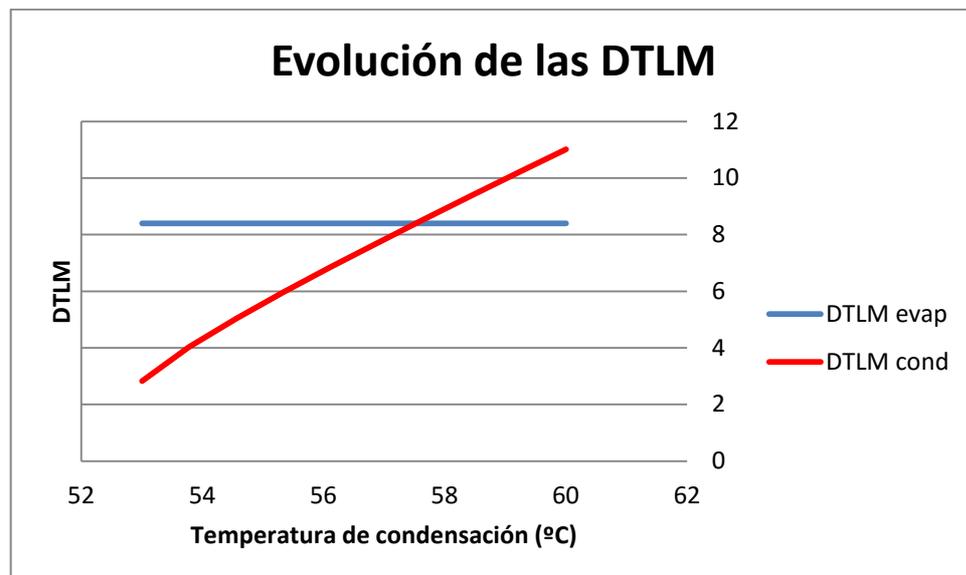


Ilustración 12-13. Evolución de las DTLM en función de la temperatura de condensación

12.1.3.2 Análisis económico

OBJETIVO

Del análisis energético se ha obtenido lo siguiente con respecto al aumento de la temperatura de condensación:

- Aumenta la potencia a disipar por el condensador y la potencia y consumo del compresor
- Disminuye el área de transferencia del condensador

El objetivo de este apartado es obtener la temperatura de condensación que consiga un tamaño de compresor y condensador y un área de transferencia que minimicen el coste del proyecto.

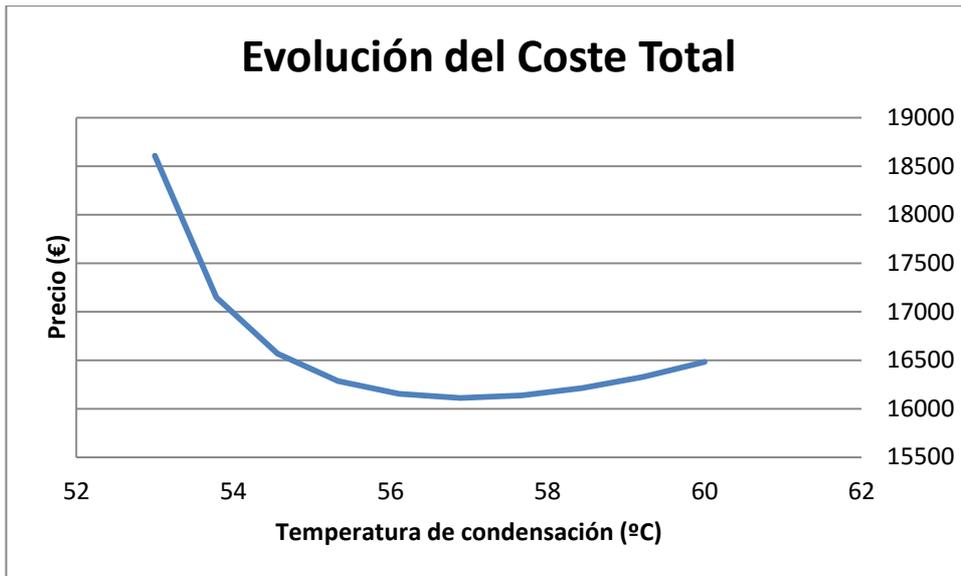


Ilustración 12-14. Evolución del coste total en función de la temperatura de condensación

EVOLUCIÓN DE COSTES

Al igual que con la temperatura de evaporación, el coste del aislante no varía con la temperatura de condensación. El coste del condensador disminuye en gran medida con el aumento de la temperatura que provoca el aumento de la DTLM. El coste del aislante y del evaporador no se alteran con la variación de la temperatura de condensación. Por último, como se comentó en el análisis energético, al aumentar la temperatura de condensación lo hace también la relación de compresión y esto provoca un aumento del coste del equipo.

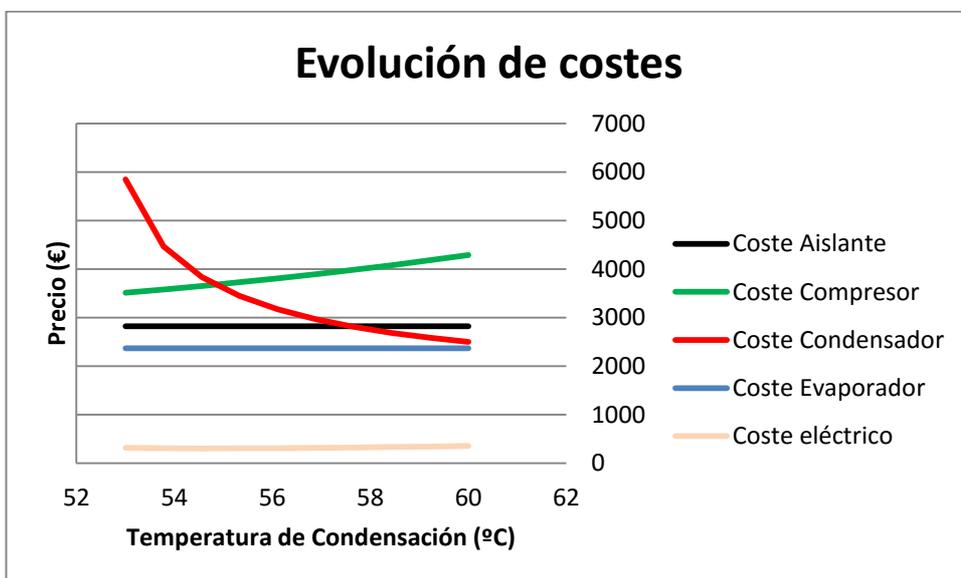


Ilustración 12-15. Evolución de los costes en función de la temperatura de condensación

13 RESULTADOS

13.1 Solución óptima

13.1.1 Variables de optimización

VARIABLES DE OPTIMIZACIÓN	VALOR
Espesor	7,8 cm
Temperatura de evaporación	-29,14 °C
Temperatura de condensación	56,95 °C

Tabla 13-1. Valor óptimo de las variables de optimización

13.1.2 Dimensionado óptimo de equipos

PARÁMETRO	VALOR
Potencia del evaporador	18,68 KW
Área del evaporador	38,16
Potencia del condensador	34,5 KW
Área del condensador	89,37
Potencia del compresor	15,81 KW
Cauda de refrigerante	0,3098 kg/s \sphericalangle 102,3 m ³ /h

Tabla 13-2. Dimensionado óptimo de equipos

13.1.3 Coste total y de equipos óptimos

COMPONENTES	COSTE
Evaporador	2366 €
Condensador	2952 €
Compresor	3900 €
Aislante	2952 €
Coste de electricidad	315,5 €

Tabla 13-3. Coste de equipos óptimo

FUNCIÓN OBJETIVO	VALOR
Coste total	16111 €
Coste inicial	12039 €
Coste anual	4072 €

Tabla 13-4. Coste total, inicial y anual óptimos

13.2 Solución típica de diseño sin optimización

Datos extraídos de catálogos y de fabricantes de los componentes recomiendan los siguientes parámetros:

- Espesor: 18 cm
- Temperatura de evaporación: $T_{\text{Cámara}} - 7^{\circ}\text{C} \rightarrow -25^{\circ}\text{C}$
- Temperatura de condensación: $T_{\text{Ambiente}} + 12^{\circ}\text{C} \rightarrow 56,5^{\circ}\text{C}$

13.2.1 Dimensionado de los equipos

PARÁMETRO	VALOR
Potencia del evaporador	18,3 KW
Área del evaporador	78,62
Potencia del condensador	31,92 KW
Área del condensador	88,34
Potencia del compresor	13,62 KW
Cauda de refrigerante	0,288 kg/s \triangleleft 81,04 m ³ /h

Tabla 13-5. Dimensionado de equipos

13.2.2 Coste de los equipos y Coste total

COMPONENTES	COSTE
Evaporador	3592 €
Condensador	2931 €
Compresor	3511 €
Aislante	4692 €
Coste de electricidad	253,6 €

Tabla 13-6. Coste de equipos

FUNCIÓN OBJETIVO	VALOR
Coste total	17998 €
Coste inicial	14726 €
Coste anual	3273 €

Tabla 13-7. Coste total, inicial y anual

13.3 Análisis de resultados

Como se puede observar en la siguiente figura, no hay mucha diferencia en la potencia de los equipos para ambos casos. Sin embargo, la diferencia de coste entre ellos sí que es elevada. Esto se debe a que la temperatura utilizada en el diseño es mayor que la empleada en el diseño óptimo y esto provoca que la DTLM sea más pequeña. Al ser la DTLM más pequeña el área debe ser mayor y esto explica el mayor coste en el diseño.

Esto ocurre tanto para el evaporador como para el condensador con la diferencia de que en el evaporador está mucho más acentuado.

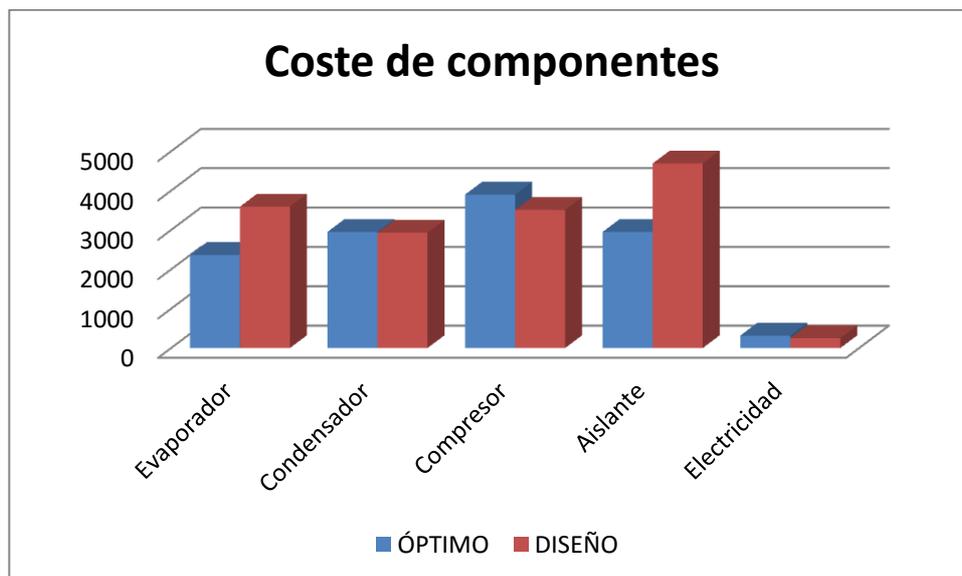


Ilustración 13-1. Comparación de costes de equipos

Se desglosan los costes en inversión inicial y costes anuales. Como punto negativo, se podría decir que los costes anuales son mayores pero esto se ve compensado por un desembolso inicial bastante menor. En conclusión, las condiciones de diseño óptimo son mejores que las de diseño ya que suponen un ahorro de 1887 €.

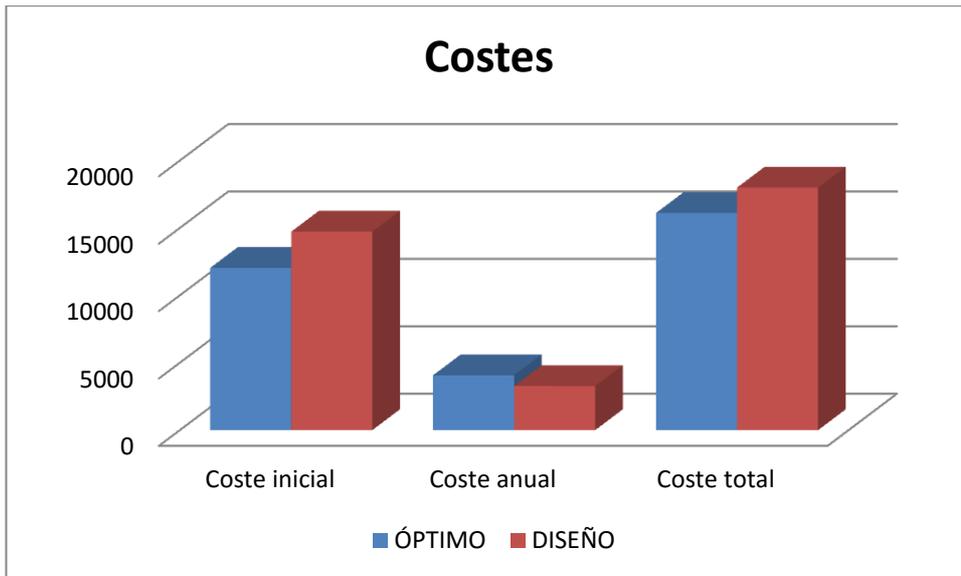


Ilustración 13-2. Comparación del coste total, inicial y anual

REFERENCIAS

- [1] P. MELGAREJO, Aislamiento, cálculo y construcción de cámaras frigoríficas, Madrid: A. Madrid Vicente, Ediciones, 1995.
- [2] P. y. M. Á. L. RUFES, Ciclos de refrigeración, Barcelona: Ediciones Ceac, 2004.
- [3] F. BUQUÉ, Manuales prácticos de refrigeración. Tomo I, Barcelona: Editorial Marcombo, 2006.
- [4] H. R.W., Ciclos termodinámicos de potencia y refrigeración, México D.F.: Editorial Limusa, 2000.
- [5] C. R. y. T. E. NAVARRO J., Fluidos refrigerantes. Tablas y diagramas, Valencia : A. Madrid Vicente, Ediciones, 2003.
- [6] C. GONZÁLEZ SIERRA, Refrigeración industrial. Montaje y mantenimiento de instalaciones frigoríficas., Madrid: Ediciones Ceysa, 2012.

