



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA

Curso Académico:

AGRADECIMIENTOS

“A mi madre, mi gran apoyo incondicional, sin la cual no habría sido posible cumplir mis objetivos.”

RESUMEN

El presente documento recoge los pasos seguidos para obtener el diseño del conjunto de dispositivos que conforman un equipo frigorífico mediante el software IMST-ART, creado por el departamento de Ingeniería Energética. En concreto el documento incluye el análisis de los parámetros de mayor interés para la óptima implementación del compresor y el tubo capilar con el objetivo de obtener un consumo inferior al correspondiente a la etiqueta energética A+.

Tras la selección de un compresor que cumpla las especificaciones del proyecto, así como del consumo y capacidad frigorífica requeridos, se ha procedido a la simulación de diferentes geometrías de tubo capilar y de diferentes valores de flujo másico refrigerante en circulación, obteniendo finalmente que el comportamiento óptimo se da en un compresor de 7.96 centímetros cúbicos, con una eficiencia de 1.66 W /W. La geometría del tubo capilar será de 0.55 milímetros y 2.3 metros de longitud, con 2 de esos metros soldados a la tubería de succión. La carga del refrigerante R600a que circula por el circuito es de 25 gramos.

Palabras Clave: Capacidad frigorífica, consumo, refrigerante, compresor, evaporador, condensador, tubo capilar, temperatura de succión, subenfriamiento, sobrecalentamiento, eficiencia.

ÍNDICE

DOCUMENTOS CONTENIDOS EN EL TFG

- Memoria
- Presupuesto

ÍNDICE DE LA MEMORIA

1. Objetivo y alcance	1
1.1. Objetivo del documento	1
1.2. Motivación	2
1.3. Justificación	2
1.4. Cronograma	2
2. IMST-ART	5
2.1. Introducción	5
2.2. Bases teóricas	5
2.2.1 Refrigerante y fluido secundario	5
2.2.2. Compresor	6
2.2.3. Intercambiadores.....	6
2.2.4. Modelos de cálculo	8
3. Ciclo de refrigeración	11
3.1. Refrigeración	11
3.2 Refrigeración mecánica	11
3.3. Ciclos termodinámicos de refrigeración	12
3.4 Ciclo de compresión en refrigeración doméstica	12
3.4.1. Eficiencia energética	14
3.4.2 Refrigerante	14
4. Refrigerador doméstico	17
4.1. Introducción	17
4.2. No-frost	17

4.3. Cabina	18
4.4. Restricciones	18
5. Cálculo de restricciones	21
5.1. Diagrama psicrométrico	21
5.2. Capacidad frigorífica	23
5.3. Temperatura de descarga.....	24
6. Definición de intercambiadores	25
6.1. Intercambiadores	25
6.2. Condensador	25
6.3. Evaporador	26
6.4. Regenerador	28
7. Compresor	29
7.1. Introducción de datos	29
7.2. Definición del compresor en IMST-ART	30
7.3. Simulación de prediseño	31
8. Simulación del tubo capilar	35
8.1. Introducción.....	35
8.2. Longitud y diámetro.....	35
8.3. Longitud de intercambio.....	41
9. Masa de refrigerante	45
9.1. Introducción.....	45
9.2. Comportamiento frente a la masa.....	45
10. Diseño final.....	49
10.1 Simulación de ajuste	49
10.2 Propiedades del ciclo	53
Bibliografía	55
Anexo	57

ÍNDICE DEL PRESUPUESTO

1. Partida presupuestaria	61
2. Presupuesto general.....	61

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Diagrama de Gantt del TFG	3
Figura 2.1. Botones de visualización de propiedades del refrigerante en IMST-ART	6
Figura 2.2. Propiedades del refrigerante (R600a)	6
Figura 2.3. Esquema general de la sección de paso por los intercambiadores	7
Figura 2.4. Distribución de temperaturas	8
Figura 2.5. Diferentes métodos de cálculo para modelos descritos	9
Figura 3.1. Esquema de máquina frigorífica	11
Figura 3.2 Ciclo inverso de Carnot	12
Figura 3.3. Cabina frigorífica estándar	13
Figura 3.4 Etiqueta energética	14
Figura 4.1 Comparativa No-Frost contra sistema convencional	17
Figura 5.1 Diagrama psicrométrico	21
Figura 5.2. Intersección de curvas	22
Figura 5.3. Zoom a la figura 5.2	22
Figura 5.4. Temperaturas de conservación	23
Figura 5.5. Capacidad frigorífica contra temperatura ambiente	23
Figura 5.6. Temperaturas críticas de descarga	24
Figura 6.1 Definición del tipo de condensador y de humedad relativa	25
Figura 6.2 Definición de la geometría del condensador	26
Figura 6.3. Definición del tipo de evaporador	26
Figura 6.4. Definición del circuito del evaporador	27
Figura 6.5. Definición de la geometría del evaporador	27
Figura 6.6. Esquema del regenerador	28
Figura 6.7. Definición del regenerador	28
Figura 7.1 Parámetros para la presentación de datos de rendimiento para compresores en aplicaciones normalizadas	29
Figura 7.2. Introducción de temperatura de succión de la norma	29
Figura 7.3. Filtro para la selección de compresor	30
Figura 7.4. Definición del compresor	30
Figura 7.5. Tabla de representación de curvas de eficiencia	31
Figura 7.6. Representación del ciclo teórico	32

Figura 7.7 Simulación del compresor de 5.96 cm ³	32
Figura 7.8 Avisos tras la simulación	33
Figura 7.9 Avisos tras la simulación	33
Figura 8.1 Ratio de presiones frente a longitud.....	35
Figura 8.2. Eficiencia del compresor frente a longitud	36
Figura 8.3. Densidad del refrigerante frente a longitud	36
Figura 8.4. Consumo total frente a longitud.....	37
Figura 8.5 Capacidad frigorífica frente a longitud	37
Figura 8.6. Temperatura de succión frente a longitud	38
Figura 8.7. Aviso de entrada de líquido al compresor	38
Figura 8.8. Ratio de presiones frente a diámetro	39
Figura 8.9. Eficiencia del compresor frente a diámetro	39
Figura 8.10. Densidad del refrigerante frente al diámetro	40
Figura 8.11. Capacidad frigorífica frente a diámetro.....	40
Figura 8.12 Consumo total frente a diámetro	41
Figura 8.13 Capacidad frigorífica frente a longitud de intercambio.....	42
Figura 8.14. COP frente a longitud de intercambio	42
Figura 8.15. Temperatura de succión frente a longitud de intercambio.....	43
Figura 9.1. Temperatura de descarga frente a carga de refrigerante	45
Figura 9.2. COP frente a carga de refrigerante	46
Figura 10.1. Datos para compresor de 5.19 cm ³	49
Figura 10.2. Datos para compresor de 7.96 cm ³ de baja eficiencia.....	50
Figura 10.3. Datos para compresor de 7.96 cm ³ de eficiencia 1.43.....	50
Figura 10.4. Datos para compresor de 7.96 cm ³ de eficiencia 1.43 (0.55mm/3m)	51
Figura 10.5. Temperatura de succión para longitud de 2.6 metros	51
Figura 10.6. Temperaturas con 2.95 metros de intercambio	51
Figura 10.7. Temperaturas a ajustar	52
Figura 10.8. Valores válidos de intercambio para temperatura de descarga.....	52
Figura 10.9. Valores válidos de intercambio para temperatura de succión	52

DOCUMENTO 1: MEMORIA

DISEÑO DEL EQUIPO FRIGORÍFICO NO-FROST PARA UN FRIGORÍFICO DOMÉSTICO

CAPÍTULO 1. OBJETIVO Y ALCANCE DEL TFG

1.1. OBJETIVO DEL DOCUMENTO

Con este Trabajo de Fin de Grado, al que llamaremos TFG de ahora en adelante, se pretende diseñar un equipo frigorífico analizando su comportamiento mediante simulaciones con la herramienta IMST-ART (versión 3.70 Professional), software desarrollado por el departamento de Ingeniería Energética.

Debido a la cantidad de variables geométricas que afectan al ciclo frigorífico, se trabajará con un condensador y un evaporador de geometrías fijas, así como las características de la cabina, en particular el coeficiente global de transferencia de calor (UA), y también el tiempo de encendido/apagado del compresor. Se simularán distintos compresores con el fin de analizar el comportamiento del ciclo respecto a su cilindrada y eficiencias.

Por último, tras la selección del compresor, se ajustarán las restricciones del TFG (T^{a} succión, consumo energético) mediante la simulación de diferentes geometrías de tubo capilar y la masa de refrigerante.

El plan de trabajo es:

- Lectura de normativa
- Cálculo de restricciones
- Definición de intercambiadores
- Simulación sobre compresor
- Simulación sobre tubo capilar
- Simulación sobre carga refrigerante
- Conclusiones

1.2. JUSTIFICACIÓN

Debido a la necesidad de un buen equilibrio entre eficiencia y precio es importante abaratar el equipo, buscando que la eficiencia del compresor sea lo menos alta posible para disminuir su coste. A su vez se debe tener conciencia con respecto a la conservación del medio ambiente, por lo que se exigirá una eficiencia energética alta (A+), y se usará el refrigerante R600a (isobutano), que no daña la capa de ozono ni produce efecto invernadero.

1.3 MOTIVACIÓN

Este TFG marca el fin de los estudios de Grado en Tecnologías Industriales. Por otro lado la producción de frío en una zona cálida como la Comunidad Valenciana es muy importante y a su vez crítica en verano, y tras haber participado como becario (Dulcesol) en el seguimiento de máquinas enfriadoras es de gran interés adquirir mayores conocimientos sobre las variables que afectan al proceso de enfriamiento, ya sea a nivel industrial o doméstico.

1.4 CRONOGRAMA

Para realizar el TFG se han requerido un total de 300 horas de las cuáles, la gran mayoría, se han invertido en simulación, recopilación de datos y realización de la memoria. Paralelamente al proceso de simulación se ha hecho una lectura de las diferentes normativas que abarcan el proyecto. La realización del TFG ha seguido el siguiente orden:

- **Lectura de normativa:** En esta primera etapa se ha revisado el Reglamento delegado (UE) 10602010 y las Normativas 12900 e ISO 15502 con el objetivo de obtener los parámetros para la presentación de datos de rendimiento para compresores y los requisitos de temperaturas.
- **Familiarización con el software:** En segundo lugar se ha hecho una lectura del manual de funcionamiento del IMST-ART, para un mejor conocimiento de su funcionamiento interno y su interfaz.
- **Cálculo de restricciones:** Se ha calculado la capacidad frigorífica necesaria en condiciones críticas (43º) para el mantenimiento de las temperaturas en el interior de la cabina, y a su vez se ha hecho un análisis psicrométrico del aire para obtener la temperatura de succión requerida.
- **Definición de intercambiadores:** Una vez calculadas las restricciones se procede a definir los intercambiadores, las geometrías, los materiales y la disposición de sus dispositivos de intercambio. Todos estos datos vienen dados en la descripción del proyecto.
- **Simulación previa al ajuste:** Se ha seleccionado un compresor y se ha hecho una primera simulación para el reconocimiento de las variables a tener en cuenta en las hojas de datos.
- **Simulación para ajuste:** Tras definir todos los componentes reales del ciclo se ha simulado éste mismo para diferentes geometrías de tubo capilar, y tras el análisis de las variaciones con respecto al diámetro y longitud se ha simulado para diferentes masas de carga refrigerante, dejando así definido todo el equipo.
- **Realización de la memoria:** Ésta es la última parte del TFG, en ella se exponen los resultados obtenidos y la información necesaria para la comprensión del objetivo del TFG.

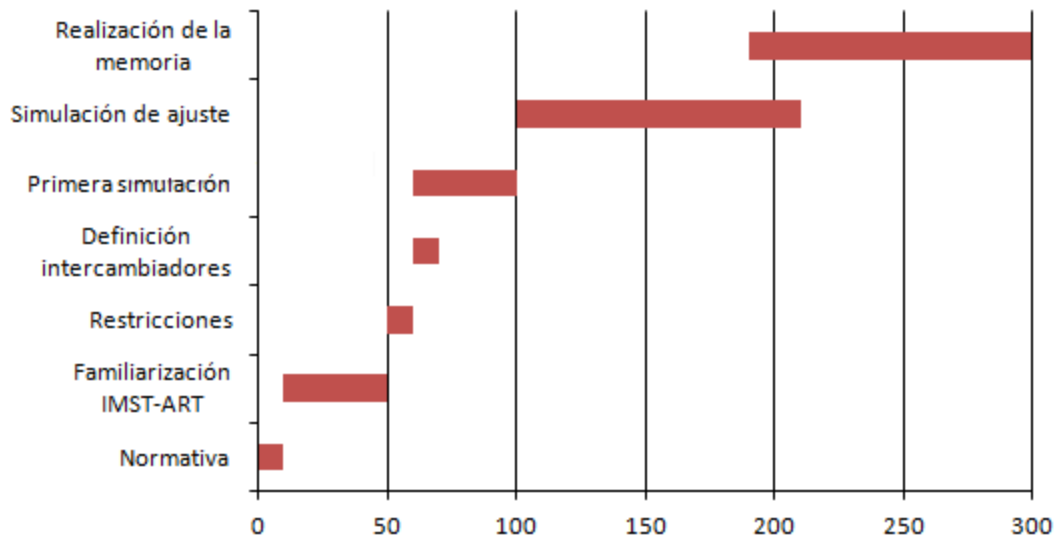


Figura 1.1: Diagrama de Gantt del TFG

CAPÍTULO 2. IMST-ART

2.1. INTRODUCCIÓN

IMST-ART es un software desarrollado en la Universidad Politécnica de Valencia, cuyo objetivo es el diseño y la optimización de los equipos de refrigeración y sus componentes. Una de sus características más potentes es la muy precisa evaluación del equipo frigorífico y cada uno de los componentes involucrados en dicho equipo, permitiendo que, con una simple modificación en uno de los dispositivos se tenga una evaluación global de los parámetros del ciclo.

El modelo del sistema se subdivide en submodelos, asociados a cada uno de los componentes principales del equipo: compresor, intercambiadores, dispositivo de expansión, tuberías y accesorios adicionales. Cada uno de estos submodelos engloba una serie de ecuaciones no lineales y, en el de los intercambiadores, incluso se utiliza una técnica de volúmenes finitos [IMST-ART v3.7, User's Guide].

2.2. BASES TEÓRICAS

En este capítulo se abordará el funcionamiento interno del software y las ecuaciones que gobiernan el proceso de simulado.

2.2.1. Refrigerante y fluido secundario

Para el fluido refrigerante se tienen almacenadas sus propiedades más características, y para el cálculo de la propiedad requerida el software interpola desde el archivo de datos [Theoretical Basis 2.1, User's Guide].

Mediante varios botones del programa (Figura 2.1) se pueden observar las propiedades más representativas (Figura 2.2), desde el peso molecular hasta los límites de temperaturas de la campana de saturación, todo ello para un gran surtido de refrigerantes.



Figura 2.1: Botones de visualización de propiedades del refrigerante, IMST-ART

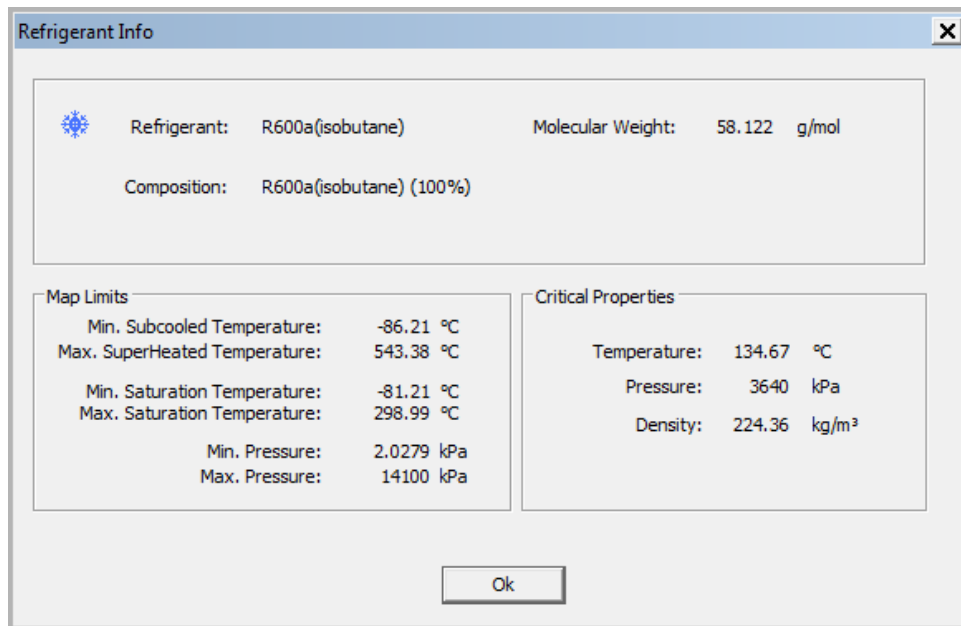


Figura 2.2: Propiedades del refrigerante (R600a), IMST-ART

2.2.2. Compresor

El modelado del compresor se rige por tres ecuaciones:

- El cálculo del caudal másico, que se obtiene de la definición de rendimiento volumétrico (Ecuación 2.1):

$$\dot{m} = \rho_i \dot{V}_s \eta_v \quad (2.1)$$

- La eficiencia del compresor, que relaciona el consumo de energía con el trabajo isoentrópico necesario (Ecuación 2.2):

$$\dot{E} = \frac{\dot{m}(i_{is} - i_i)}{\eta_c} \quad (2.2)$$

- El intercambio de calor con el medio, con el fin de saber cómo varía la entalpía del fluido en el paso por el compresor

$$i_o = i_i + \frac{(i_{is} - i_i)}{\eta_c} (1 - \xi) \quad (2.3)$$

2.2.3. Intercambiadores

Los cálculos para los intercambiadores están basados en una técnica de iteración llamada "Sewtle". Esta técnica permite el cálculo de cualquier tipo de flujo y geometría, a la vez que tiene en cuenta la conducción a lo largo de la superficie interna de las secciones de intercambio (Figura 2.3). La metodología de cálculo está basada en la asunción de que se conocen los valores de flujo másico \dot{m} , las presiones y temperaturas de entrada para ambos fluidos involucrados [Heat Exchangers, User's Guide, IMST-ART].

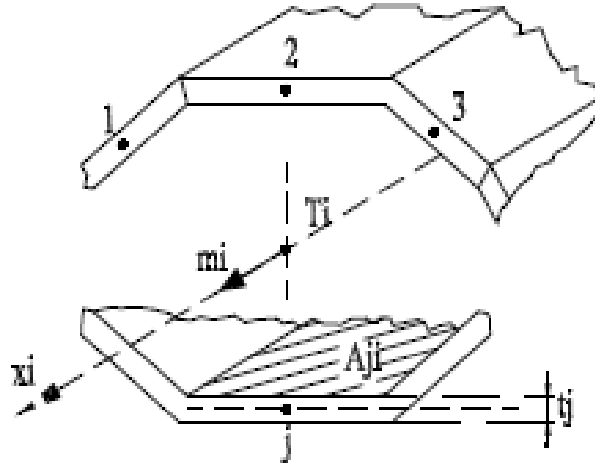


Figura 2.3: Esquema general de la sección de paso por los intercambiadores, Fuente: User's Guide, IMST-ART

Las ecuaciones que gobiernan el comportamiento de los intercambiadores son las siguientes:

- $\dot{m}_i C_{pi} dT_i = \sum_{j=1}^{n_i} q_{ji} P_{ji} dx_i$
- $P_{ji} = \frac{dA_{ji}}{dx_i}$
- $q_{ji} = U_{ji} (T_{wj} - T_i)$
- $U_{ji} = \frac{1/A_{ji}}{R_{wj} + 1/A_{Tji} \eta_{Tji} h_{ji}}$
- $R_{wj} = \frac{t_j/2}{A_{ji} k_j}$
- $\nabla(k_j t_j \nabla T_{wj}) + \sum_{i=1}^2 q_{ji} = 0$

Donde q_{ji} es el flujo de calor transferido desde la superficie interior 'j' al fluido en contacto 'i'; A_{ji} es el área proyectada de la superficie 'j' mojada por el fluido 'i'; P_{ji} es el perímetro mojado por el fluido 'i' de la superficie 'j', que corresponde con el área proyectada en la dirección de 'i'; A_{Tji} y η_{Tji} son el área total de transferencia de calor desde la superficie 'j' al fluido 'i' y su correspondiente eficiencia; t_j y k_j son el espesor de la superficie 'j' y su conductividad térmica; y por último ; R_{wj} es la resistencia térmica de la mitad del espesor de la superficie para la cantidad de calor transferida al fluido. Junto a las ecuaciones 1 y 4 se pueden adjuntar las ecuaciones de conservación del momento y de masa, que proporcionan el sistema de ecuaciones para el cálculo de la evolución de presión y velocidad [Heat Exchangers, User's Guide, IMST-ART].

2.2.4. Modelos de cálculo

Dos modelos diferentes se usan en IMST-ART:

- **CWT:** El modelo “*Constant Wall Temperature*” asume que a lo largo de una sección discretizada de la superficie su temperatura se considera uniforme e igual al punto central de la superficie en cuestión. Esta aproximación debería ser equivalente a suponer un perfil escalonado de temperaturas en las superficies del intercambiador.
- **LFTV:** El modelo “*Linear Fluid Temperature Variation*” se basa en las medias de temperatura y en la asunción de que las temperaturas del fluido a lo largo de los diferentes caminos está escalonado.

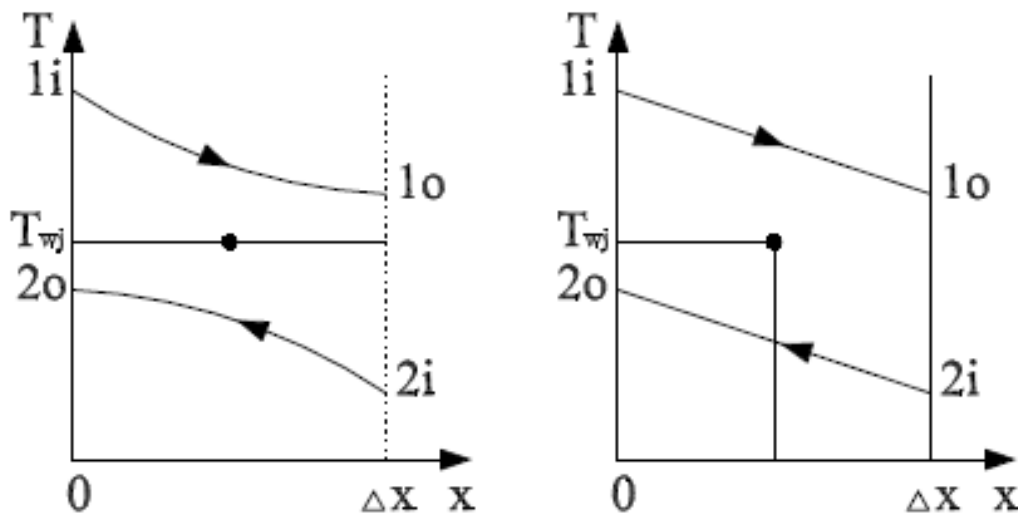


Figura 2.4: Distribución de temperaturas, CTW a la izquierda y LFTV a la derecha, Fuente: User’s Guide, IMST-ART

Las expresiones obtenidas para el cálculo de la temperatura del fluido a la salida del intercambiador serán las que diferencien los modelos, el parámetro adimensional a comparar es:

$$\theta = \frac{T - T_{ref}}{T^{in} - T_{ref}}$$

Para ambos modelos se indica que la temperatura a la salida es una media entre la temperatura a la entrada y una media de la temperatura de la superficie en contacto con el fluido.

Para la situación particular en la que la temperatura de la superficie es constante el modelo CTW proporciona la solución exacta, además la gran mayoría de los coeficientes para un escenario CTW son positivos, mientras que para el modelo LFTV se dan valores negativos para valores de NTU mayores a 2 (Figura 2.5) [Heat Exchangers, User’s Guide, IMST-ART].

CWT

$$\frac{\theta^{out}}{\theta^{in}} = (1 - \exp(-NTU)) \frac{\theta_w}{\theta^{in}} + \exp(-NTU)$$

LFTV

$$\frac{\theta^{out}}{\theta^{in}} = \frac{NTU}{1 + NTU/2} \frac{\theta_w}{\theta^{in}} + \frac{1 - NTU/2}{1 + NTU/2}$$

Figura 2.5 Diferentes métodos de cálculo para los modelos descritos, Fuente: User's Guide, IMST-ART

CAPÍTULO 3. CICLO DE REFRIGERACIÓN

3.1. REFRIGERACIÓN

La refrigeración es el proceso mediante el cual se consigue mantener o bajar la temperatura, o energía térmica, de un cuerpo o recinto. Es un proceso termodinámico en el que se extrae calor del lugar/cuerpo deseado, con lo que se reduce su nivel térmico, y esta energía térmica se lleva a un lugar capaz de admitirla.

Los sistemas de refrigeración de alimentos aparecieron mucho antes de la construcción de ninguna máquina térmica. Antiguamente griegos y romanos apilaban la nieve en pozos, los cuales ‘aislaban’ con paja y ramas de árboles. Por extraño que parezca, esta técnica llegó hasta mediados del siglo XX en algunas zonas rurales de Cataluña, donde los llamaban *pous de glaç*, que desaparecieron con la aparición del frigorífico. Las primeras mezclas refrigerantes aparecieron a finales del siglo XVI, cuando se descubrió que al mezclar agua y sal se produce una reacción endotérmica, gracias a la cual se podía extraer calor del foco frío en cuestión [Monografías.com, Salvador Alejandro Enrique Sánchez].

A partir del siglo XVII la investigación de las mezclas refrigerantes creció mucho, de tal modo que estas mezclas permitieron que se realizaran experimentos a bajas temperaturas, permitiendo a Fahrenheit, en 1715, alcanzar el cero en su termómetro mediante una mezcla de nitrato de amonio y nieve. Se continuó investigando en el campo de las mezclas frigoríficas, permitiendo alcanzar temperaturas de hasta -20°C , sin embargo no hubo una capacidad considerable de enfriamiento hasta la aparición de la refrigeración mecánica.

3.2. REFRIGERACIÓN MECÁNICA

La refrigeración mecánica es aquella que, mediante una máquina funcionando continuamente, absorbiendo calor/produciendo frío (Q_{in}) mientras consume trabajo (W_{in}), el cuál aporta normalmente un motor eléctrico y evacuando el calor restante (Q_{out}) con el objetivo de realizar el proceso cíclicamente (Figura 3.1).

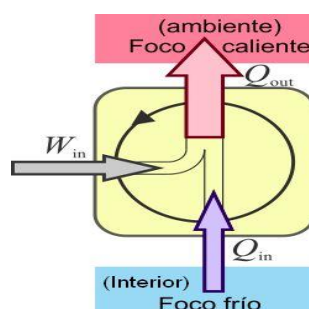


Figura 3.1: Esquema de una máquina frigorífica. Fuente: Departamento Física Aplicada III, Universidad de Sevilla, Refrigeradores y bombas de calor (GIE)

3.3. CICLOS TERMODINÁMICOS DE REFRIGERACIÓN

A continuación se describen algunos de los ciclos de refrigeración más trascendentes a nivel industrial y doméstico:

- **Ciclo inverso de Carnot:** El ciclo de Carnot (Figura 3.2) es totalmente reversible a nivel teórico, pero su aplicación real muestra algunos problemas, ya que en los procesos de compresión y expansión la presencia de gotas líquidas perjudicaría mecánicamente el compresor y la turbina. Con el objetivo de evitar estos problemas se modificó el ciclo dando pie al ciclo por compresión de vapor.

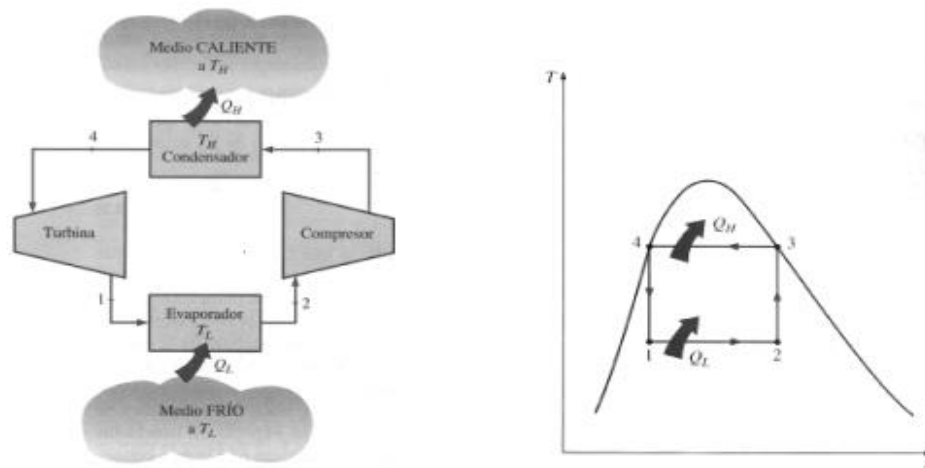


Figura 3.2: Ciclo inverso de Carnot. Fuente: Yunus Cengel y Michael Boles, "Termodinámica" cuarta edición

- **Ciclo de refrigeración por compresión de vapor:** La principal característica de este ciclo es el uso de un dispositivo de expansión, que hace disminuir la presión y la temperatura del fluido frigorífico. Al expandirse a baja presión se evapora parcialmente absorbiendo el calor latente necesario del ambiente a enfriar (foco frío).
- **Ciclo de refrigeración por absorción:** Este ciclo sigue el mismo principio que el de compresión por vapor, aprovecha la absorción de calor que se produce cuando el fluido cambia de estado, simplemente se sustituye el compresor por una sustancia con buena capacidad de absorber otra sustancia.

3.4. CICLO DE COMPRESIÓN EN REFRIGERACIÓN DOMÉSTICA

El objetivo en la refrigeración doméstica es la conservación de los alimentos y la prolongación de su vida útil, con el objetivo de que su ingesta sea segura y agradable. El ciclo usado habitualmente con este propósito es el de refrigeración por compresión de vapor. En este ciclo el refrigerante experimenta una serie de procesos, cada uno asociado a un componente mecánico, los cuáles se describen a continuación (Figura 3.3):

- **Compresor:** El refrigerante entra en estado de vapor saturado, se comprime de manera isoentrópica hasta la presión del condensador, aumentando su temperatura por encima de la temperatura circundante, con el objetivo de ceder el calor al ambiente.

- **Condensador:** El fluido entra al condensador (zona de alta presión) como vapor sobrecalentado, y, como resultado de la cesión del calor latente del fluido al ambiente, sale de este como líquido saturado.
- **Filtro de secado:** Su objetivo es filtrar cualquier impureza que pueda taponar la válvula de expansión, y a su vez elimina la humedad que pueda llevar el refrigerante, a modo de protección del compresor.
- **Dispositivo de expansión:** Se produce una caída de presión y temperatura muy rápida en el fluido, de manera adiabática, manteniendo constante la entalpía del refrigerante.
- **Evaporador:** El refrigerante entra en la zona de baja presión en la cual, tras el descenso de presión y temperatura, sufre un cambio de estado líquido a gaseoso, habiendo absorbido el calor latente del foco frío que requiere el cambio de estado, saliendo de este intercambiador como vapor saturado, y cerrando el ciclo.

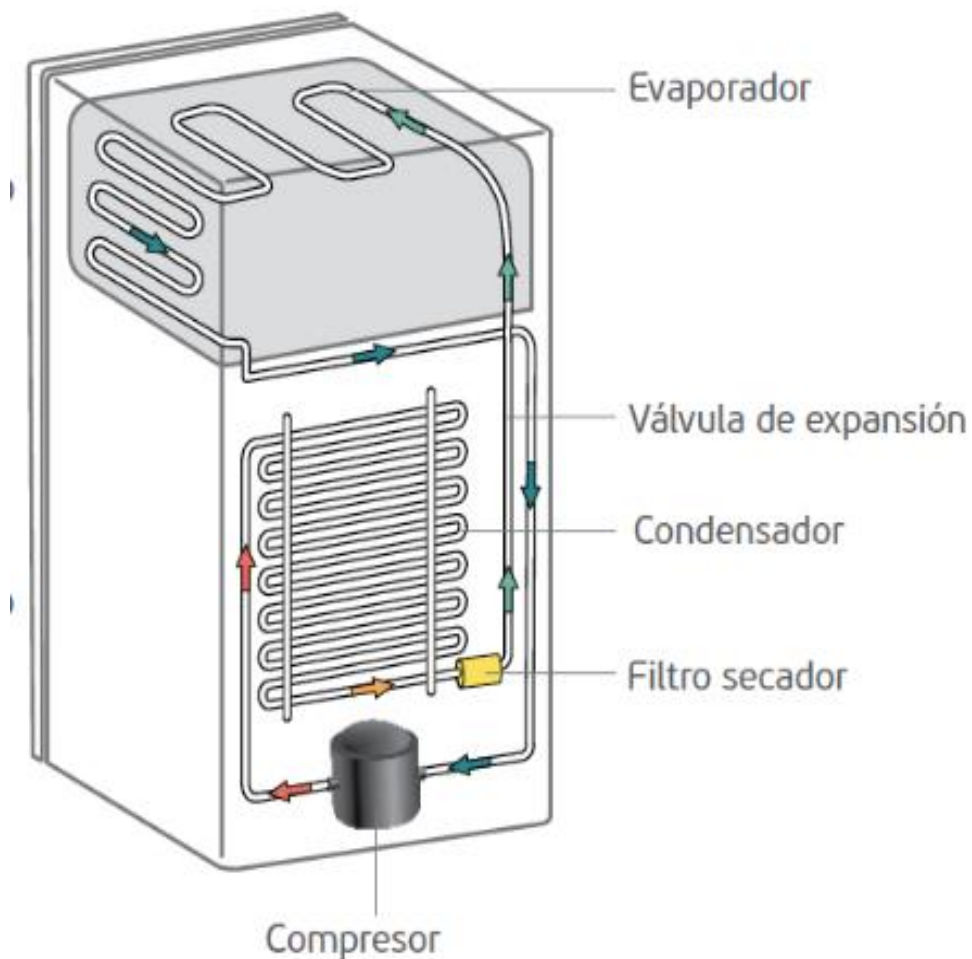


Figura 3.3: Cabina frigorífica estándar. Fuente [1]

3.4.1 Eficiencia energética

En esta sección se exponen las diferentes pautas a tener en cuenta a la hora del diseño de un equipo frigorífico en cuanto a eficiencia y conciencia medioambiental se refiere.

La eficiencia energética es la capacidad que tiene cualquier electrodoméstico de realizar su trabajo con el menor consumo energético posible. Esta etiqueta está directamente relacionada con la conservación del medio ambiente, de forma que dependiendo de la letra etiquetada en el frigorífico se puede conocer su consumo, siendo A+++, A++ y A+ las clases más eficientes, seguidas por A y B con un consumo moderado y acabando por C y D, que son clases de consumo alto (Figura 3.4).

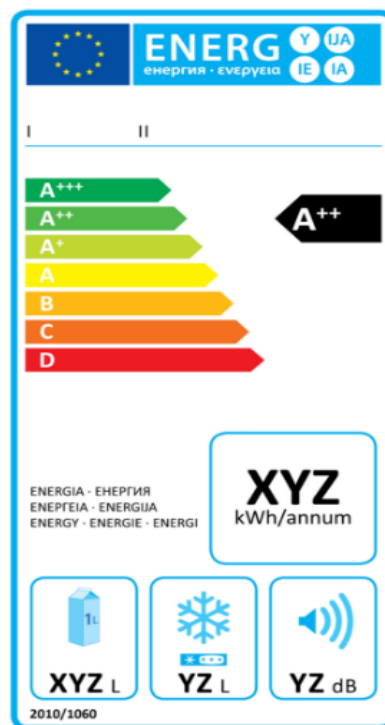


Figura 3.4: Etiqueta energética. Fuente [2]

3.4.2. Refrigerante

El refrigerante es el portador de la energía, el encargado de transmitir/absorber el calor desde los intercambiadores a los focos caliente y frío respectivamente mediante sus cambios de fase. Cualquier sustancia que pase de líquido a vapor a bajas temperaturas es susceptible de ser un refrigerante a priori, pero para poder usarlo en un ciclo de refrigeración por compresión se deben buscar ciertas características con el objetivo de mejorar el rendimiento [[12]Curso Modelado], entre ellas están:

- La **densidad** debe ser lo más elevada posible para evitar tener circulando una gran masa de refrigerante.
- El **calor específico** debe ser alto, para que con poca cantidad de líquido se pueda absorber gran cantidad de calor.
- El **calor latente de vaporización** debe ser alto, para que haya una mayor absorción de calor antes del cambio de estado.

A su vez se exigen ciertas características del refrigerante en cuestión de seguridad:

- El refrigerante en cuestión no debe ser corrosivo o inflamable.
- Debe mostrar estabilidad química frente a los cambios de temperatura en su rango de trabajo.
- Que no reaccione con los materiales que compondrán las líneas o los intercambiadores.

CAPÍTULO 4. REFRIGERADOR DOMÉSTICO

4.1. INTRODUCCIÓN

En los refrigeradores domésticos el ciclo funciona por compresión del refrigerante en todos los casos, por lo que el consumo de éstos se basa en el consumo del compresor. A su vez el consumo del compresor depende totalmente de las condiciones en las que trabaje; desde las dimensiones del dispositivo de expansión hasta las temperaturas exteriores de la cabina. El objetivo, en base a esas premisas, será la óptima selección de ambos dispositivos.

4.2. NO-FROST

El sistema no-frost se basa en el sistema de enfriamiento por aire mediante un ventilador, el cual reparte el frío, producido en el ciclo, uniformemente (Figura 4.1) y favoreciendo la conservación de los alimentos durante más tiempo y manteniendo el sabor y propiedades de estos.

Otra gran ventaja de este sistema es que el evaporador se encuentra fuera de la cabina, ocultando la escarcha que posteriormente se elimina mediante ciclos de desescarche. También tiene un mejor sistema de regulación incluyendo habitualmente dos mandos, uno para cada cabina del refrigerador.

La gran desventaja de este sistema es que al producir frío seco los alimentos pierden humedad y se resecan, obligando al consumidor a conservar los alimentos en recipientes lo más herméticamente cerrados posible [Euronics, [6]].

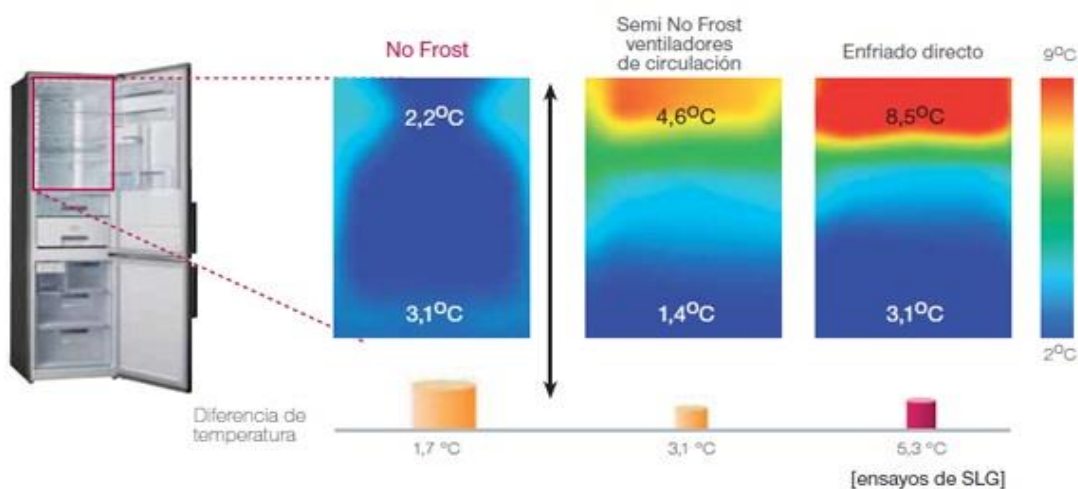


Figura 4.1: Comparativa No-Frost vs Sistemas convencionales. Fuente [4]

4.3. CABINA

La cabina sobre la que se simulará todo el proceso será una cabina modelo Siemens KGN36NH10 de dos compartimentos, refrigerador y congelador. Funcionará en clase climática SN-T, que significa que se asegurará su correcto funcionamiento para temperaturas entre 10°C y 43°C.

Se admite que el equipo siempre funcionará de manera equilibrada entre el congelador y el refrigerador, es decir, el compresor estará en funcionamiento enfriando simultáneamente ambos compartimentos, lo que significa que los coeficientes de convección a la hora de calcular la capacidad frigorífica necesaria se sumarán:

- $UA_{ff}=1.2 \text{ W/}^\circ\text{K}$
- $UA_{fz}=0.7 \text{ W/}^\circ\text{K}$

También se da el tiempo que el compresor estará en funcionamiento, 21 min/hora, y se considerarán las líneas de efecto despreciable.

4.4. RESTRICCIONES

La restricción principal es que las temperaturas de ambos compartimentos se mantengan, a cualquier temperatura exterior comprendida en la clase climática SN-T, asegurando que se cumple la normativa de aplicación en cuanto a temperaturas de conservación ISO 15502, en este caso, bajo la premisa de que ambos compartimentos se enfrían simultáneamente, que se mantenga la media entre las temperaturas del congelador y el refrigerador.

Por otro lado, el goteo que provoca la condensación natural en las líneas de entrada al compresor es un problema de estética y de seguridad, por lo que se requiere que la temperatura de succión del compresor sea mayor que el punto de rocío, en un ambiente extremo de un 80% de humedad relativa a una temperatura de 25°C, y por tanto no provoque condensación por la parte externa de las tuberías en esa parte.

Se utilizará el refrigerante R600a o isobutano, hidrocarburo que se usa en pequeños aparatos de refrigeración gracias a su bajo impacto ambiental y sus excelentes propiedades termodinámicas.

Por último, se pretende que el ciclo cumpla las condiciones de eficiencia energética A+, que equivale a un consumo igual o menor 0.76 kWh/día, que para un tiempo de encendido de 8.4 horas al día equivale a un consumo instantáneo de 90.4 W. Se debe aproximar el consumo al límite, ya que consumir mucho menos significaría que los costes del ciclo son muy grandes.

4.5. COP

El COP, "*coefficient of performance*", es un indicador del rendimiento termodinámico del sistema o ciclo térmico, se define como la potencia de frío aportada dividida entre la potencia aportada por el compresor y auxiliares (Ecuación 4.1):

$$COP_f = \frac{Q_f}{w_{el\acute{e}ctrico}} \quad (4.1)$$

Es un indicador de eficiencia, por tanto, cuanto mayor sea mejor consumo de la energía se tendrá en el sistema, por lo que se tendrá que optimizar este parámetro.

Un coeficiente más representativo del sistema es el SEER, "*Seasonal Energy Efficiency Ratio*", que equivaldría al COP teniendo en cuenta el tiempo de funcionamiento, pero no se incluye en el alcance del TFG.

CAPÍTULO 5. CÁLCULO DE RESTRICCIONES

5.1. DIAGRAMA PSICROMÉTRICO

La psicrometría es la ciencia que estudia las propiedades del aire húmedo y los procesos en los que la temperatura y la composición del vapor de agua de la mezcla cambian [Instituto Ingeniería Energética UPV, Fundamentos de Refrigeración y Diseño de equipos frigoríficos].

El diagrama psicrométrico (Figura 5.1) es un gráfico en el que, mediante curvas dibujadas a partir de las ecuaciones de estado que definen la mezcla aire-vapor, se pueden determinar los parámetros del aire húmedo.

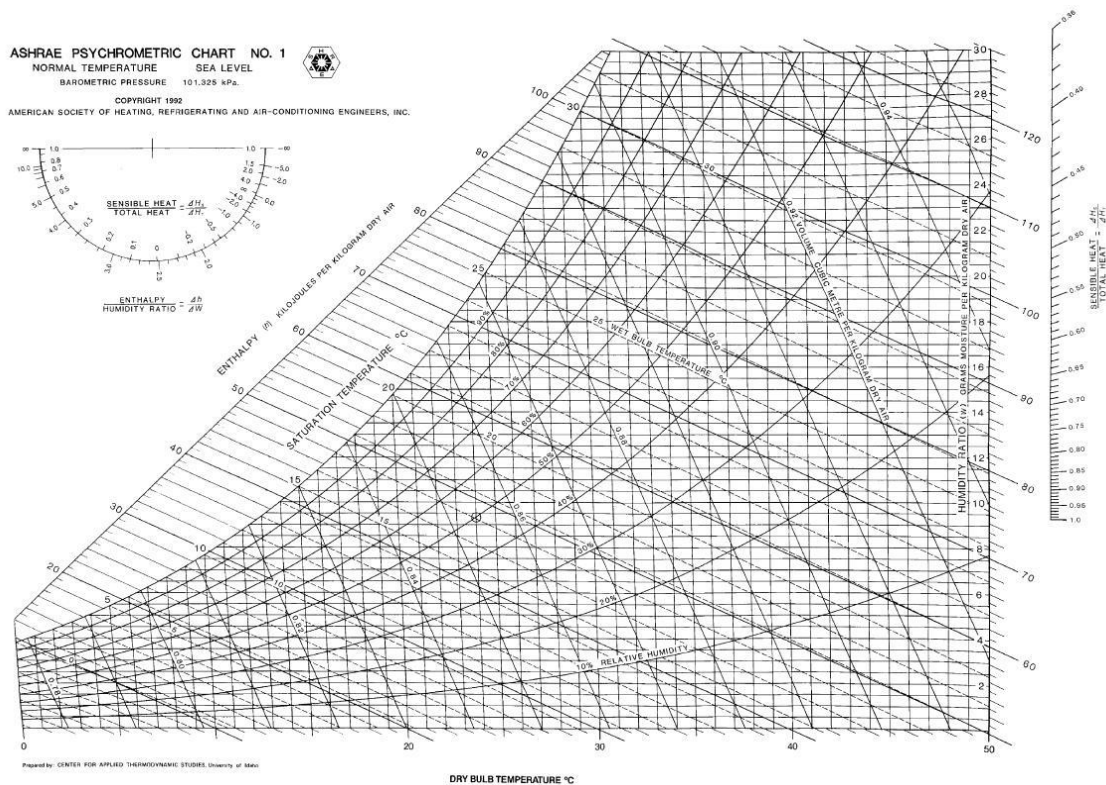


Figura 5.1: Diagrama psicrométrico. Fuente: [3]

Las rectas que se corresponden a la temperatura de rocío son paralelas al eje x, si se intersecan las curvas que definen las variables restrictivas (Figura 5.2), es decir, humedad relativa y temperatura ambiente (de bulbo seco), ambas definidas en el propio gráfico, se puede obtener la temperatura de rocío (Figura 5.3).

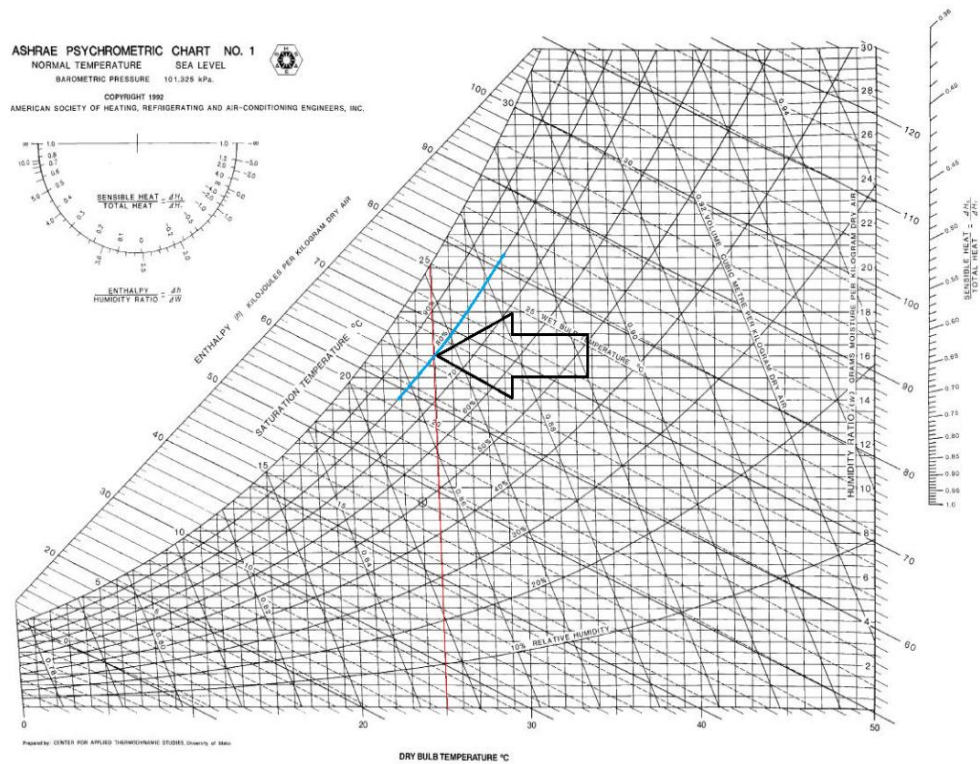


Figura 5.2: Intersección curvas. Fuente: [3] modificada

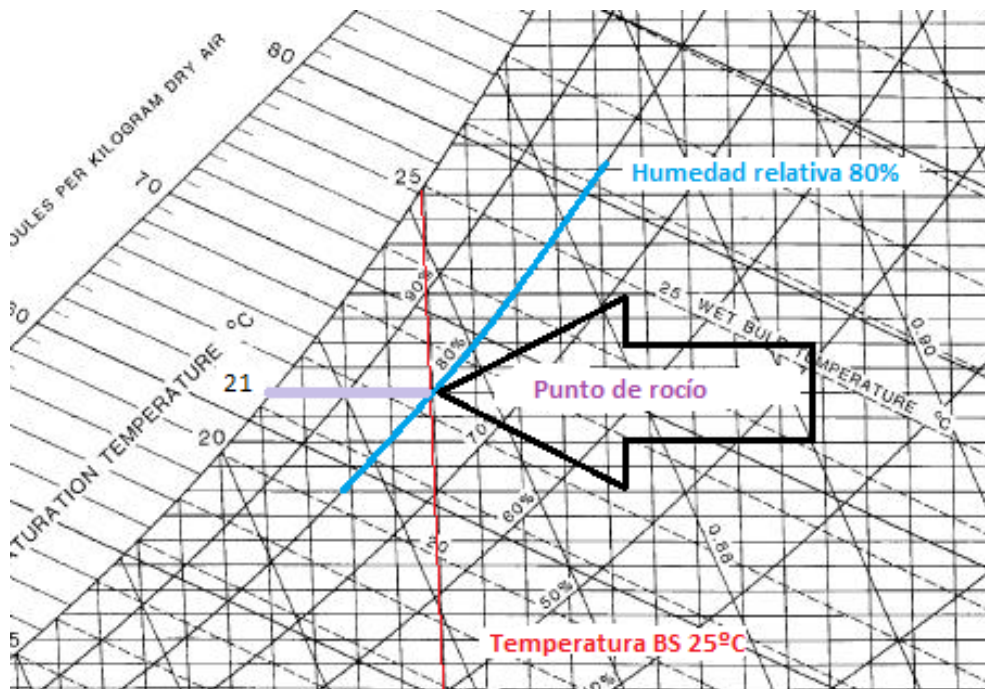


Figura 5.3: Zoom Figura 5.2. Fuente: [3] modificada

Tras el análisis del diagrama psicrométrico se puede concluir que en el sistema a diseñar la temperatura de entrada al compresor, es decir, la temperatura de succión, debe ser superior a 21°C.

5.2. CAPACIDAD FRIGORÍFICA

En la sección 4.3 se ha mencionado la restricción por parte de la norma ISO 15502 (Figura 5.4) de mantener las temperaturas en el interior de la cabina.

°C						
Compartimento de conservación de alimentos frescos		Compartimento /armario congelador de alimentos y de tres estrellas	Compartimento /sección de dos estrellas	Compartimento de una estrella	Compartimento bodega	Compartimento helador
t_{1m}, t_{2m}, t_{3m}	t_{ma}	t^{***}	t^{**}	t^*	t_{cm}	t_{cc}
$0 \leq t_{1m}, t_{2m}, t_{3m} \leq 8$		$\leq +4$	$\leq -12^a$	≤ -6	$+8 \leq t_{cm} \leq +14$	$-2 \leq t_{cc} \leq +3$

^a Como resultado de un ciclo de desescarche, se permite que la temperatura de conservación de los aparatos de refrigeración libres de escarcha y/o de desescarche adaptativo se eleve en no más de 3 K durante un periodo no mayor de 4 h o durante el 20% del ciclo de funcionamiento, según sea el valor menor. En la figura 1 se da un ejemplo de un ciclo de funcionamiento para un frigorífico congelador libre de escarcha.

Figura 5.4: Temperaturas de conservación. Fuente: Norma ISO 15502

Se obtendrá la capacidad mínima requerida para asegurar las temperaturas necesarias en cada compartimento:

- 4°C en compartimento frigorífico
- -18°C en compartimento congelador

Es de gran interés saber el comportamiento de la capacidad frigorífica para diferentes temperaturas ambiente, ya que así podremos dimensionar el equipo para las condiciones más críticas. Es de suponer que a mayor temperatura menos capacidad frigorífica será capaz de aportar el ciclo.

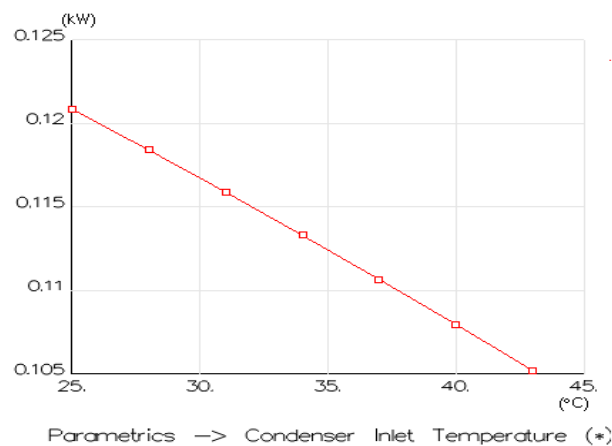


Figura 5.5: Capacidad frigorífica/Temperatura ambiente

Tras una rápida simulación en IMST-ART (Figura 5.5) se verifica la suposición, por lo tanto el punto de partida del sistema a diseñar será asegurar la capacidad frigorífica para mantener ambas temperaturas de las diferentes cabinas a una temperatura ambiente de 43°C.

Así pues, con los valores de coeficientes UA dados en el apartado 4.3 y la ecuación para convección 5.1 se obtiene la capacidad mínima de diseño.

$$Q_{frig} = UA_{ff} * \Delta T_{ff} + UA_{fz} * \Delta T_{fz} \quad (5.1)$$

Se necesita un compresor que, junto a todo el equipo, aporte 90.5 W de frío consumiendo menos de 90.4 W.

5.3. TEMPERATURA DE DESCARGA

La temperatura de descarga es la que se da a la salida del compresor, esta temperatura no debe ser superior a 107°C, ya que a dicha temperatura se produce una disminución de la viscosidad del aceite y esto a su vez provoca una mala lubricación de las partes móviles.

Dicha temperatura está directamente relacionada con el sobrecalentamiento a la entrada del compresor y con la relación de presiones. Se deberá diseñar el capilar de manera que no produzca una resistencia hidráulica excesiva para provocar tales aumentos de temperatura.

El fallo por temperatura de descarga es uno de los problemas más serios en el ámbito de la refrigeración, pudiendo llegar a causar incendios dentro del compresor y sus derivadas consecuencias.



Figura 5.6: Temperaturas críticas de descarga. Fuente: [10]

CAPÍTULO 6. DEFINICIÓN DE INTERCAMBIADORES

6.1. INTERCAMBIADORES

A continuación, se describirán las características de cada uno de los intercambiadores que intervienen en el ciclo. Dichas características no se han optimizado, han sido dadas desde un principio con el objetivo de centrar la simulación en la selección del compresor y el tubo capilar, ya que hay un gran número de variables geométricas involucradas en cada uno de los intercambiadores.

6.2. CONDENSADOR

En primer lugar, tras darle nombre al condensador, se selecciona de tipo tubos y alambres de convección natural (Figura 6.1 rojo) en condiciones normales de temperatura y presión, pero con una humedad relativa crítica, para poder tener siempre presente el requisito de temperatura de succión (Figura 6.1 azul).

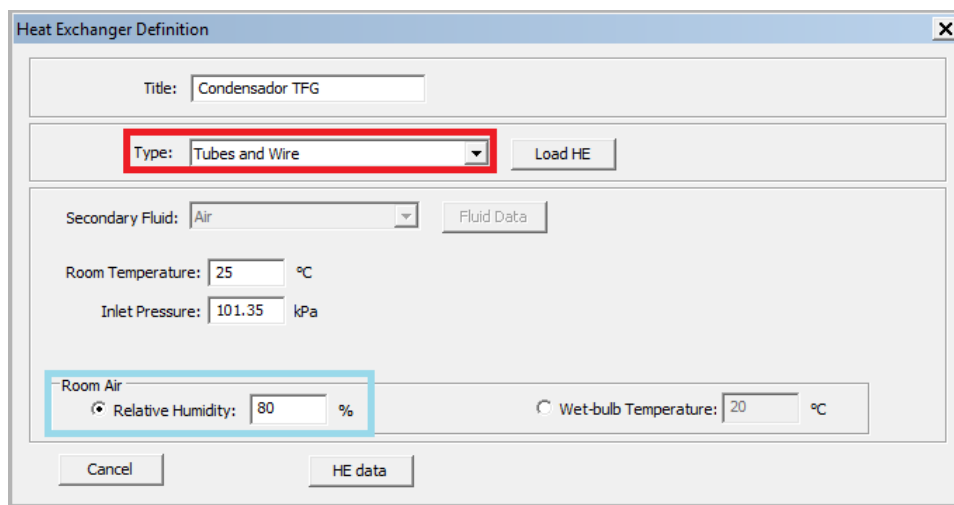


Figura 6.1: Definición de tipo de condensador y humedad relativa en IMST-ART

Una vez están definidas las condiciones del habitáculo donde se encontrará el condensador se puede proceder a definirlo geométricamente (Figura 6.2), apretando en HE data, con las siguientes características:

1. Superficie interna lisa
2. Separación transversal entre tubos $T=25.4\text{mm}$
3. Ancho $W=0.445\text{m}$
4. Doble alambre de diámetro $D=1.3\text{mm}$ y paso entre alambres de 6.35mm
5. Tubo de acero de diámetro exterior $D_{ext}=3/16''$ y espesor $e=0.7\text{mm}$

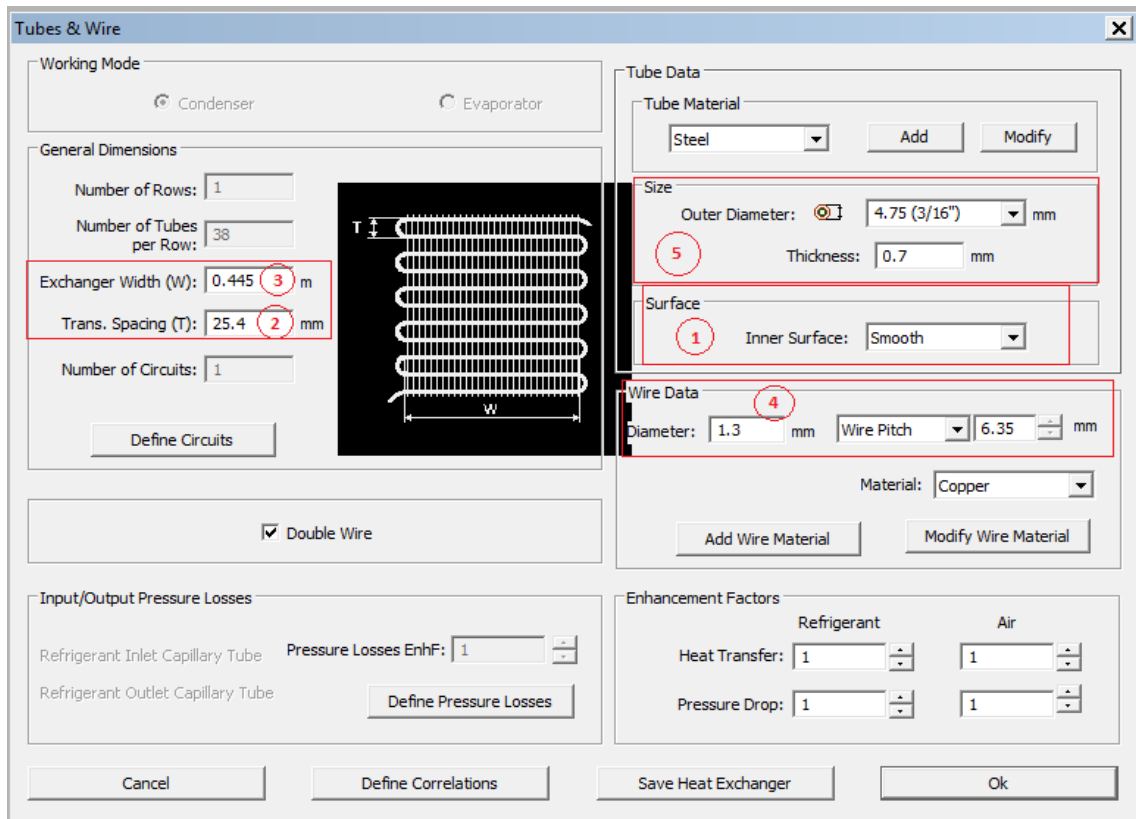


Figura 6.2: Definición de la geometría del condensador en IMST-ART

De este modo queda definido el condensador que se usará durante todo el proceso de simulación.

6.3. EVAPORADOR

Del mismo modo que se preestablecieron determinadas características en el condensador, se hace para el evaporador, el cual será de tubos y aletas (Figura 6.3 Rojo), e impulsará un caudal de $18.5 \text{ m}^3/\text{h}$ (Figura 6.3 Verde)

A su vez queremos que la temperatura a la entrada del evaporador, estimando un mezclado del 50% entre los flujos para cada cabina, sea de -7°C (Figura 6.3 Azul).

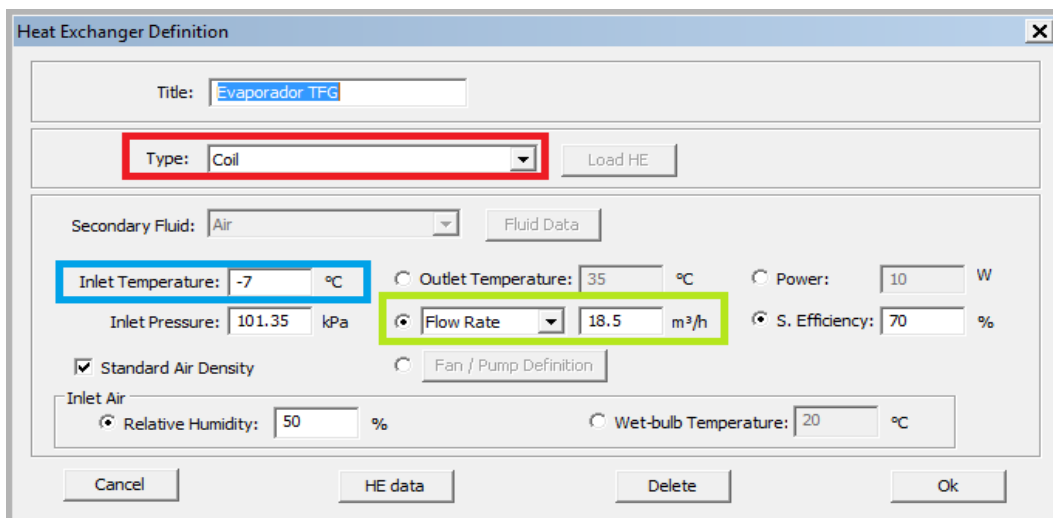


Figura 6.3: Definición del tipo de evaporador, temperatura interior y caudal de aire en IMST-

Una vez introducidas las características principales se procede a la definición geométrica del evaporador, empezando por la disposición de su circuito, que constará de 12 hileras y 2 tubos por hilera, alternados en un único circuito refrigerante, el cual estará dispuesto en Z (Figura 6.4).

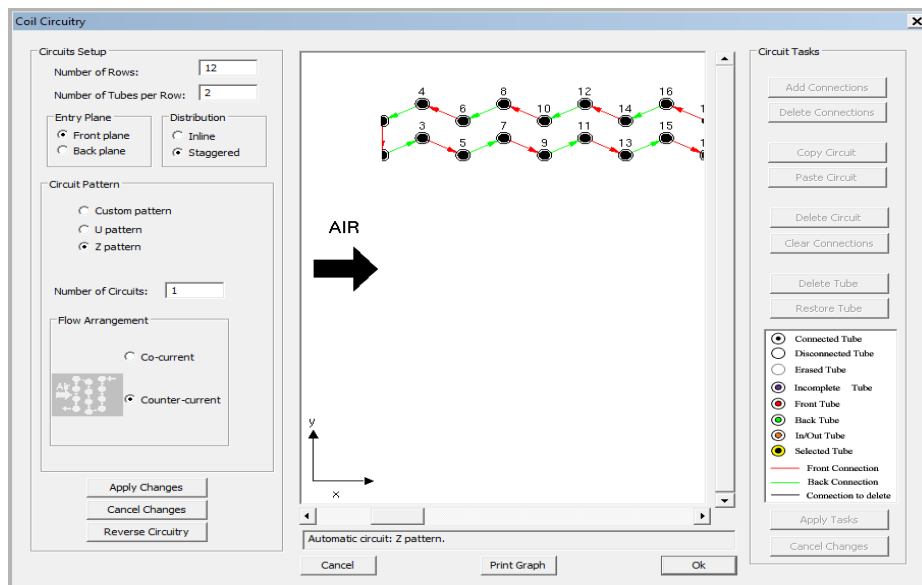


Figura 6.4: Definición del circuito del evaporador en IMST-ART

Y finalmente introducimos en el programa las dimensiones más representativas de este circuito para dejarlo completamente definido (Figura 6.5):

1. Ancho $W=0.33\text{m}$.
2. Tubo de aluminio de $D_{ext}=8\text{mm}$ y espesor $e=0.7\text{mm}$.
3. Superficie interior lisa
4. Aletas planas de aluminio de 0.17mm de espesor y distancia entre centros de aleta de 8.75mm .
5. Separación entre tubos, transversal $St=22\text{mm}$ y longitudinal $Sl=19\text{mm}$.

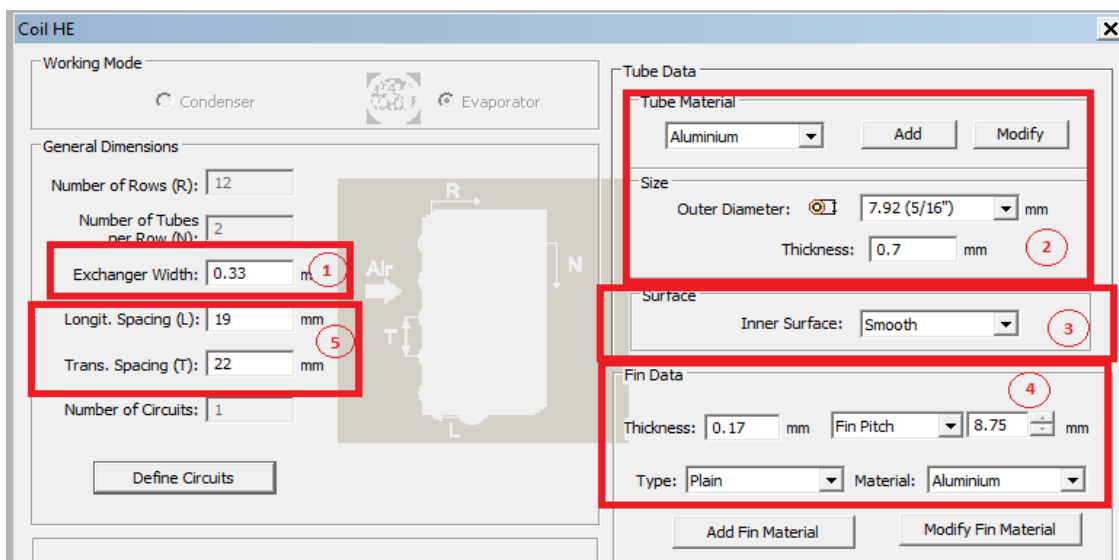


Figura 6.5: Definición de la geometría del evaporador en IMST-ART

6.4. REGENERADOR

Este tipo de intercambiador “Liquid to Suction” es un intercambiador que se instala entre el condensador y el evaporador (Figura 6.6), con varios objetivos:

- Incrementar la eficiencia del sistema.
- Subenfriar el líquido refrigerante para prevenir la formación de vapor en la entrada del dispositivo de expansión.
- Evaporar completamente cualquier líquido residual que pueda permanecer en las líneas y entrar en el compresor.

En el programa se define muy vagamente, pero aparece con un coeficiente de convección preestablecido: $UA=1W/K$ (Figura 6.7)

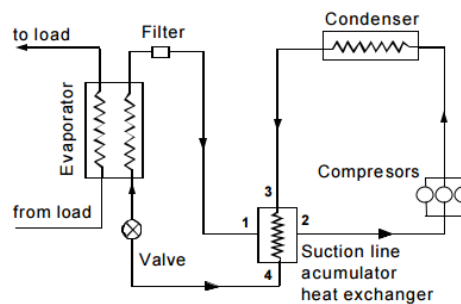


Figura 6.6: Esquema del regenerador. Fuente: [5]

La interfaz de usuario muestra la configuración para un regenerador de tipo 'Liquid to Suction HE'. Las opciones de cálculo son:

- Liquid to Suction HE
- Simplified Calculation
- Given UA
- Detailed Calculation

Los parámetros de configuración son:

- Constant Extrasubcooling: 0 K
- UA: 1 W/K
- Refrigerant: R22
- Conditions: ARI HT
- Evap. Temp: 7.22 °C
- Superheat: 11.111 K
- Refrig. Capacity: 2.5 kW
- Liquid Volume: 5 cm³
- Subcooling: 8.3333 K
- Cond. Temp: 54.444 °C

Figura 6.7: Definición de regenerador en IMST-ART

CAPÍTULO 7. COMPRESOR

7.1. INTRODUCCIÓN DE DATOS

Para la selección del compresor se ha decidido usar el catálogo de Embraco, por comodidad en la interfaz de búsqueda y la claridad en sus tablas. La Normativa 12900 especifica que temperatura de succión debemos usar para la presentación de los datos de eficiencia del compresor:

Refrigerante	Parámetros		Aplicación del compresor
	Temperatura del gas de succión (°C) o sobrecalentamiento (K) a la entrada del compresor	Temperatura ambiente alrededor del compresor	
Halocarburos e hidrocarburos, incluidas las mezclas refrigerantes	32 °C	35 °C	Nevera/congeladores para aplicaciones domésticas y similares
	20 °C o 10 K		Otras aplicaciones
R 744 (CO ₂)	32 °C		Nevera/congeladores para aplicaciones domésticas y similares
	10 K (30°C*)		Otras aplicaciones
R-717	5 K		Cualquier aplicación que utilice amoníaco
Otros refrigerantes	Según el caso, a especificar claramente en los datos de rendimiento		

* Punto de referencia A5, tabla 6.

Figura 7.1: Parámetros para la presentación de los datos de rendimiento para compresores utilizados en aplicaciones normalizadas. Fuente: Normativa12900.

Es por eso que a la hora de introducir los datos para cada compresor se tenga en cuenta este dato:

The screenshot shows the 'Catalogue Data' window with the following settings:

- Refrigerant: R600a(sobutane)
- Nominal Speed: 2900 rpm
- Condensation Temperature (dew) (number of rows): 3
- Evaporation Temperature (dew) (number of columns): 6

Two tables are displayed:

	-35	-30	-25	-20	-15	-10
45	0.052	0.072	0.096	0.125	0.158	0.196
55	0.046	0.064	0.087	0.115	0.146	0.183
65	0.038	0.056	0.078	0.105	0.136	0.172

	-35	-30	-25	-20	-15	-10
45	0.047	0.054	0.062	0.071	0.079	0.086
55	0.047	0.055	0.065	0.074	0.084	0.093
65	0.047	0.056	0.067	0.078	0.09	0.101

At the bottom, the 'Suction Temperature' is set to 32 °C, which is highlighted with a red box in the original image.

Figura 7.2: Introducción de la temperatura de succión de norma IMST-ART

Esta operación deberá hacerse para cada uno de los compresores al introducir sus tablas o "Catalogue Data".

7.2. DEFINICIÓN DE COMPRESORES EN IMST-ART

A la hora de entrar en el catálogo (Figura 7.3) hay ciertas características que todos los compresores que se simulen deben tener:

- Que funcionen con el refrigerante deseado, R600a.
- Que trabajen en condiciones de red, aproximadamente 220 V y 50 Hz.
- Que su aplicación sea LBP (Low Back Pressure), asociada a bajas temperaturas de evaporación, habituales en refrigeradores y congeladores.
- Que la capacidad frigorífica supere los 90.5 W.

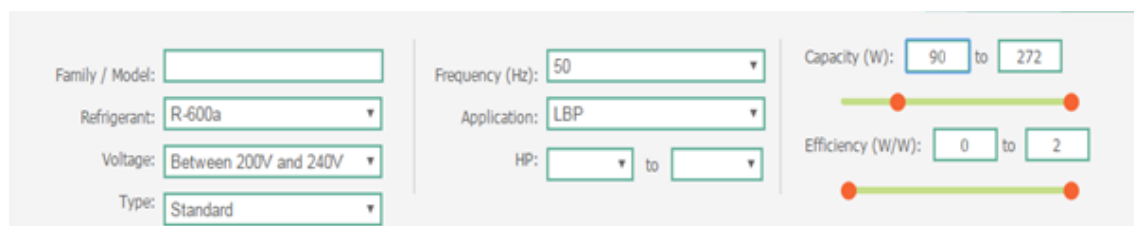


Figura 7.3: Filtro para selección de compresor, Web Embraco

Una vez dentro se ha seleccionado un compresor de 5.96 cm³, de eficiencia por encima, pero a la vez cercana a la unidad, para analizar el comportamiento de parámetros críticos. La introducción de las hojas de catálogo en el programa consta de dos pasos:

- La definición de la cilindrada y características generales del compresor:

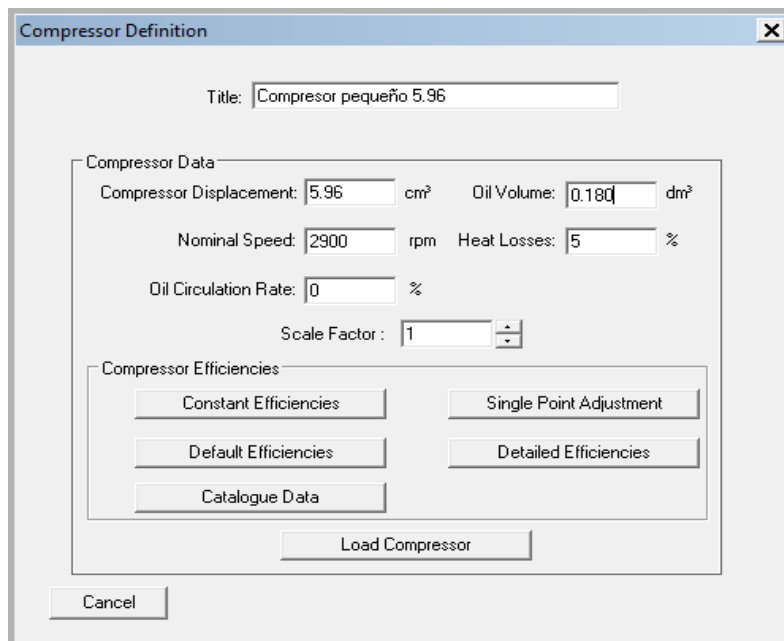


Figura 7.4: Definición de compresor, IMST-A

- La introducción de sus eficiencias mediante "Catalogue Data"(Figura 7.5), que se corresponden con los datos pertenecientes a las curvas de eficiencia para diferentes temperaturas de condensación:

Figura 7.5: Tablas de representación de curvas de eficiencia, IMST-ART

Una vez introducidas las eficiencias del compresor para diferentes temperaturas de evaporación y condensación, se procederá a las primeras simulaciones.

7.3. SIMULACIÓN DE PREDISEÑO

En primer lugar, se describirá los parámetros contra los que se simula el compresor, ya que estas condiciones están definidas como recomendaciones del prediseño.

Teniendo en cuenta que se ha de diseñar el dispositivo de expansión y la carga de refrigerante que llevará el equipo, y aún se está seleccionando el compresor, estos componentes se sustituirán por comportamientos fijos, como puede ser un subenfriamiento y un sobrecalentamiento constante, cada uno de ellos asociados a uno de los componentes mencionados anteriormente:

- Subenfriamiento de 2°C sustituyendo a la masa de refrigerante (Figura 7.6 azul)
- Sobrecalentamiento de 2°C sustituyendo al tubo capilar (Figura 7.6 rojo)

En segundo lugar se debe habilitar la casilla " Enable Parametrics" (Figura 7.6 verde), que permitirá simular sobre los parámetros que se deseen. Para el prediseño se simulará a diferentes temperaturas exteriores, 25°C y 43°C, para hacer un primer análisis de la capacidad frigorífica y el consumo eléctrico en situaciones críticas.

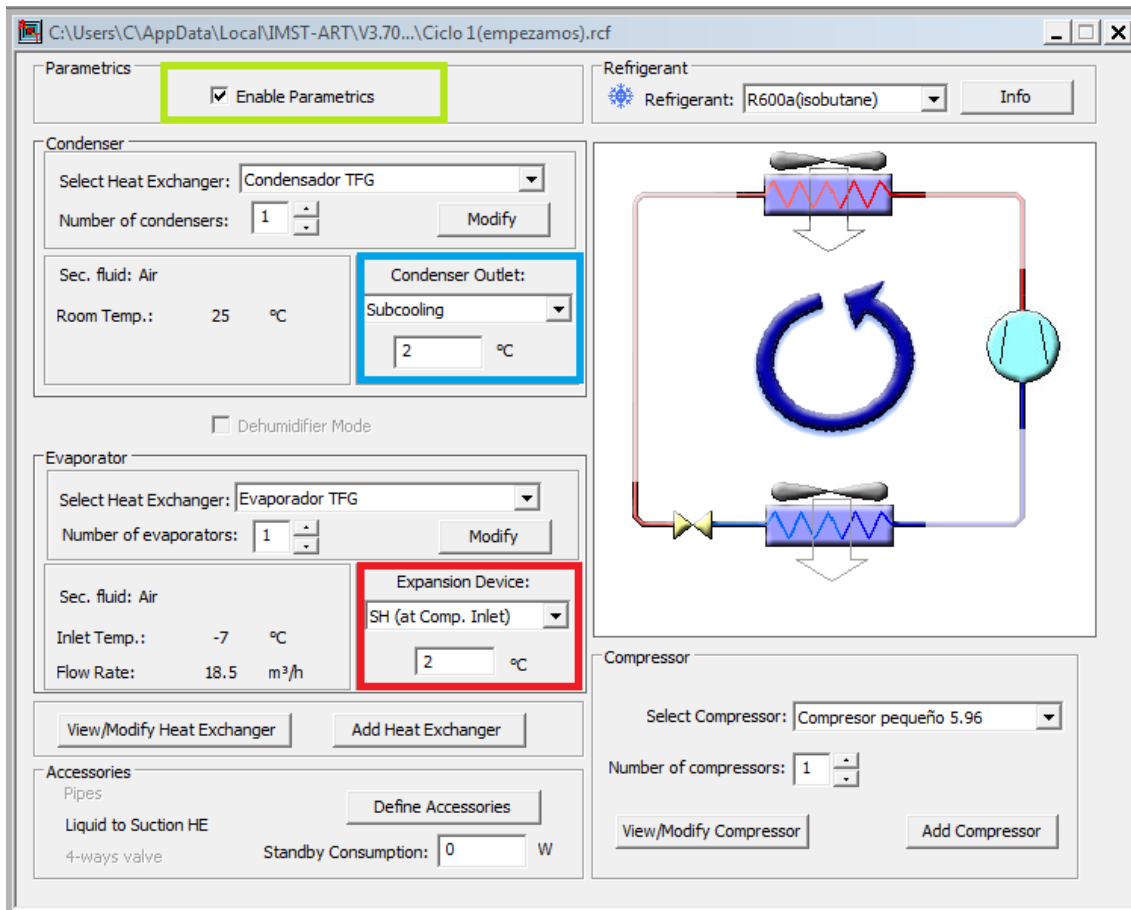


Figura 7.6: Representación del ciclo teórico, IMST-ART

	Units	Case 1	Case 2
Inlet Evaporator Press.	kPa	66.936	73.143
Outlet Evaporator Press.	kPa	62.794	68.914
Condenser SubCooling	K	2	2
Total SubCooling	K	27.982	31.96
Evaporator Superheat	K	0	0
Total SuperHeat	K	2	2
COP		1.3096	0.90902
COP Auxiliary Included		1.3094	0.90891
EER		4.4727	3.1045
EER Auxiliary Included		4.472	3.1041
Total Carnot Eff.	%	34.93	28.9
Total Carnot Eff. Auxiliary Included	%	34.925	28.897
COP(HPA)		2.2596	1.859
COP(HPA) Auxiliary Included		2.2593	1.8588
EER(HPA)		7.7171	6.3489
EER(HPA) Auxiliary Included		7.7159	6.3481
TCE(HPA)	%	47.578	44.846
TCE(HPA) Auxiliary Included	%	47.571	44.84
Cooling Capacity	kW	0.10452	0.090778
Heating Capacity	kW	0.18034	0.18565
Mass Flowrate	kg/s	0.00046139	0.00048217
Comp. Disch. Temp.	°C	82.837	103.05
Comp. Power Input	kW	0.079807	0.099864
Global Power Input	kW	0.079819	0.099875
Isentropic Eff.	%	51.222	48.217
Compressor Eff.	%	48.661	45.806
Volumetric Eff.	%	89.2	85.483
Refrigerant		R600a(isobutane)	R600a(isobutane)
Condenser Inlet Temperature (*)	°C	25	43

Figura 7.7: Simulación del compresor 5.96 cm3, IMST-AR

La simulación muestra por pantalla los parámetros relevantes en el diseño, capacidad frigorífica a 43°C (Figura 7.7 rojo) y consumo total, que debe satisfacer la demanda correspondiente a una etiqueta energética A+ a 25°C (Figura 7.7 verde).

Al acabar el proceso se muestra en color rojo que, durante la simulación, se han detectado ciertos comportamientos en los diferentes dispositivos que se han de tener en cuenta (Figura 7.8). Estos comportamientos se pueden comprobar desde la pantalla de datos de simulación y a su vez se indica en cuál de los casos ha sucedido (Figura 7.9):

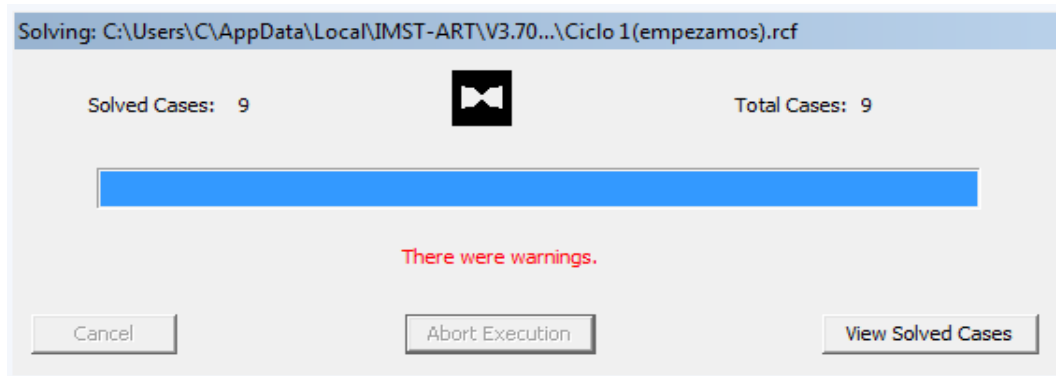


Figura 7.8: Avisos tras la simulación, IMST-ART

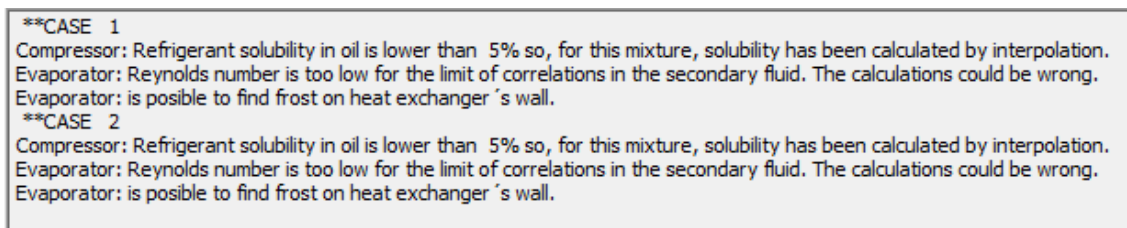


Figura 7.9: Avisos tras la simulación, IMST-ART

- El primer aviso se indica en el compresor, pero simplemente indica que la solubilidad del refrigerante en aceite está por debajo del 5%, valor típico según el manual, "Typical values: 0.0-1.0%" [User's Guide, IMST-ART].
- Como segundo aviso se indica que, en el evaporador, el número de Reynolds es demasiado bajo. El número de Reynolds es función directa de la densidad, la velocidad del fluido y del diámetro de la línea (Ecuación 7.1), todos se modificarán durante el proceso y este error desaparecerá tras sustituir el tipo de dispositivo de expansión (de SH a tubo capilar).

$$Re = \frac{v_s D \rho}{\mu} \quad (7.1)$$

- El tercero, también en el evaporador, indica que es posible encontrar escarcha en las paredes del evaporador, y es asumible, ya que aparecerá escarcha a cualquier temperatura inferior a 0°C y el intercambiador está trabajando a temperaturas menores. Este problema se resolvería con un ciclo de desescarche, el cual no concierne al alcance del TFG.

CAPÍTULO 8. SIMULACIÓN DE TUBO CAPILAR

8.1. INTRODUCCIÓN

Se procede a la simulación con tubo capilar, cuyo tamaño debe ser mayor que 1.5 metros y su diámetro debe de estar comprendido entre 0.45 y 0.65 milímetros, con pasos de 0.05.

En primera instancia se simulará el ciclo con el capilar adiabático, ya que el fluido sufre una expansión tan rápida que no se produce gran transmisión de calor con el medio. Tras esta asunción, que provocará cálculos más rápidos por parte del programa, y el análisis de los parámetros se hará una comparación de los modelos diabático y adiabático.

8.2. LONGITUD Y DIÁMETRO

En este apartado se hará un análisis de la variación de los parámetros requeridos en función de la longitud y el diámetro, teniendo especial cuidado en que haya los menores avisos posibles, o al menos que sean asumibles.

Lo primero antes de la simulación es elegir un diámetro de capilar y simular longitudes a partir de dicho diámetro [Recommendations, User's Guide]. Se preselecciona un diámetro de 0.45 mm y se simulan valores de longitud desde 1.5 m hasta 3.5 m con pasos de 0.25 m.

Las tendencias obtenidas tras esta simulación se muestran a continuación, y posteriormente se analizarán:

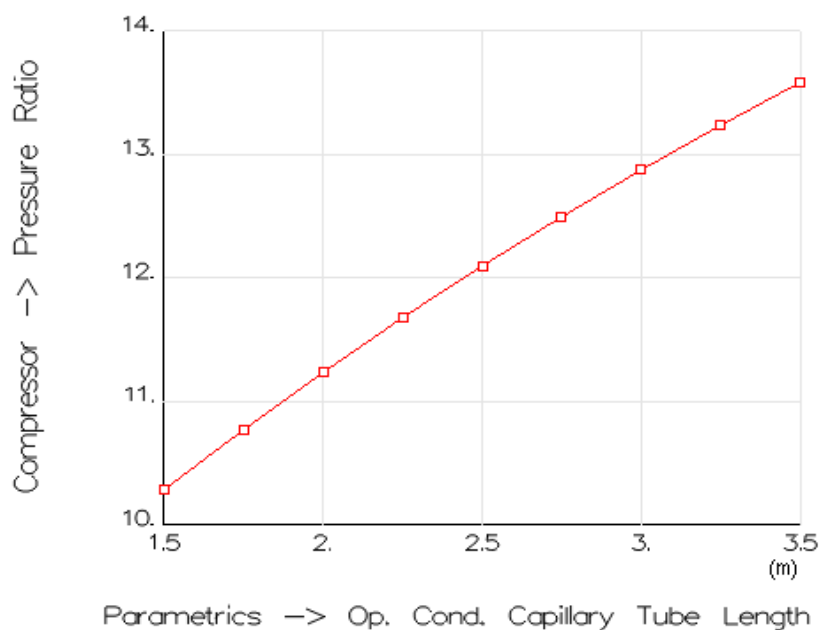


Figura 8.1: Ratio de presiones frente a longitud

Al aumentar la longitud del dispositivo de expansión se aumenta la oposición al paso del fluido, provocando mayores presiones en el lado del condensador, esto a su vez provoca un aumento la relación de presiones (Figura 8.1), que deriva en una disminución del rendimiento volumétrico en el compresor y por lo tanto de su eficiencia (Figura 8.2).

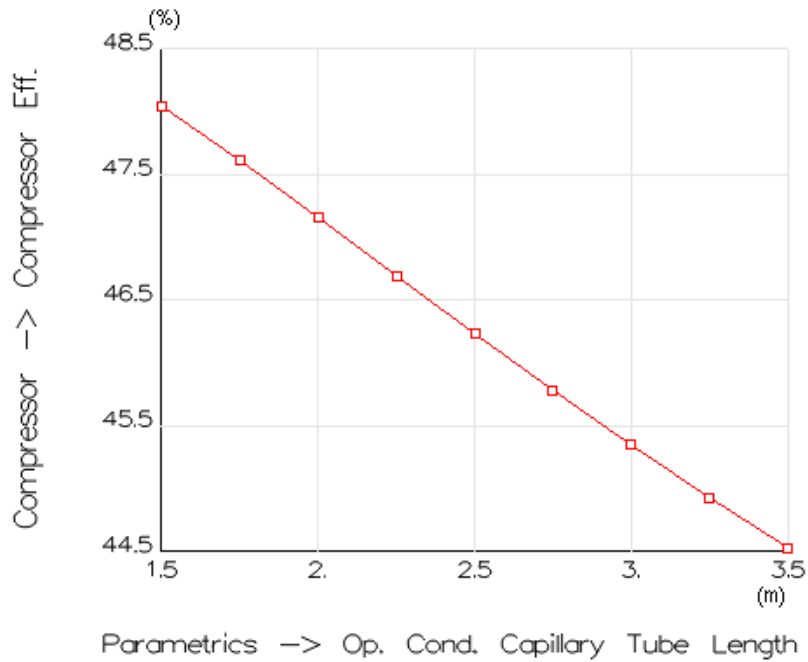


Figura 8.2 Eficiencia del compresor contra longitud

A su vez, la baja presión que se produce en la zona del evaporador, derivada de la oposición de la longitud, provoca un aumento de volumen por parte del refrigerante en evaporación, con la consiguiente disminución de densidad (Figura 8.3), que dará lugar a una menor capacidad de refrigeración (Figura 8.4) y un menor consumo (Figura 8.5), ya que se trasegará el caudal más fácilmente.

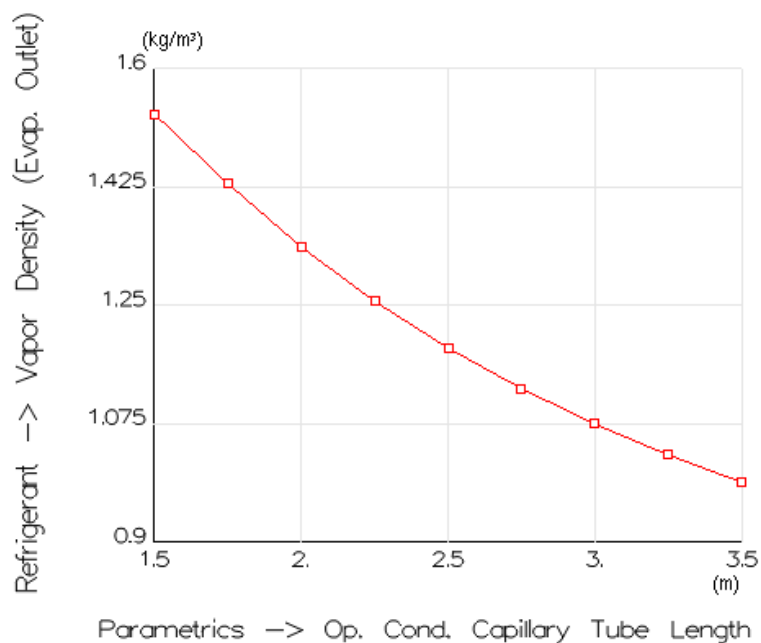


Figura 8.3 Densidad del refrigerante contra longitud

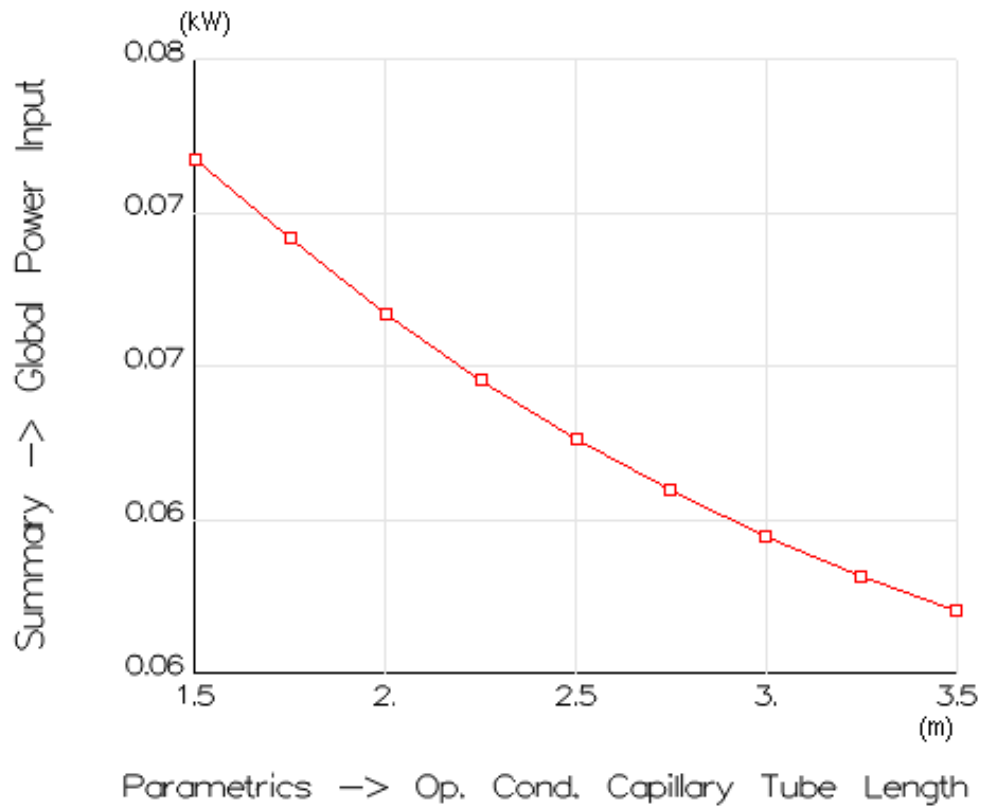


Figura 8.4 Consumo total contra longitud

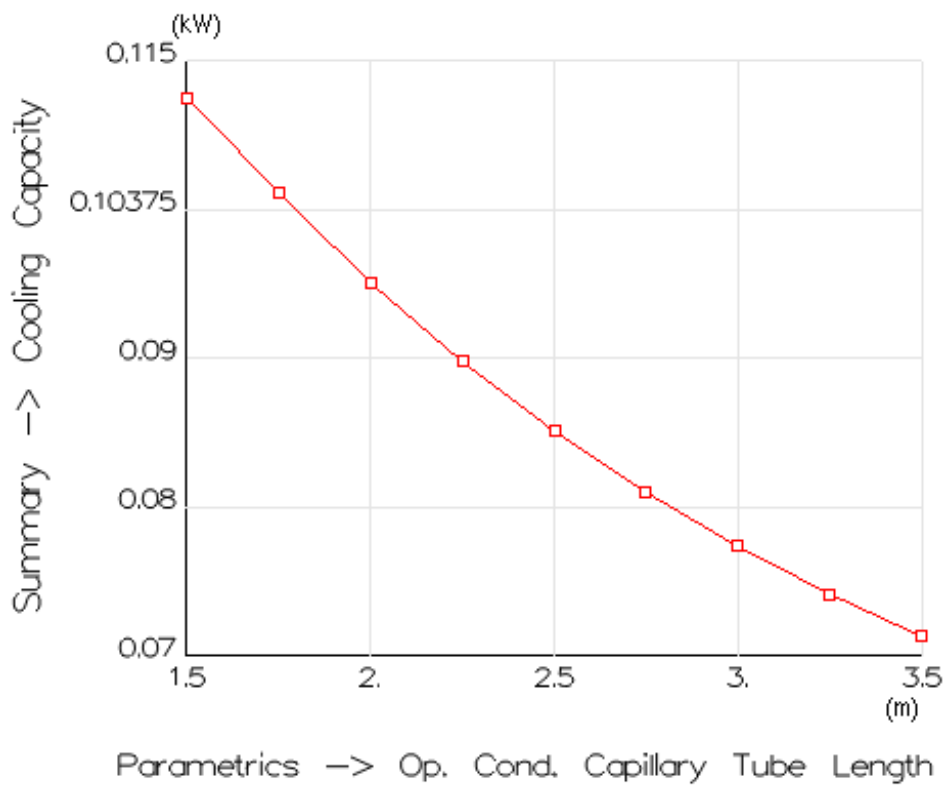


Figura 8.5 Capacidad de enfriamiento contra longitud

No está de más analizar el comportamiento de la temperatura de succión, y es creciente con la longitud. Esto se debe al aumento del sobrecalentamiento en el evaporador, a raíz de que la baja densidad del refrigerante hace que este se caliente más rápido.

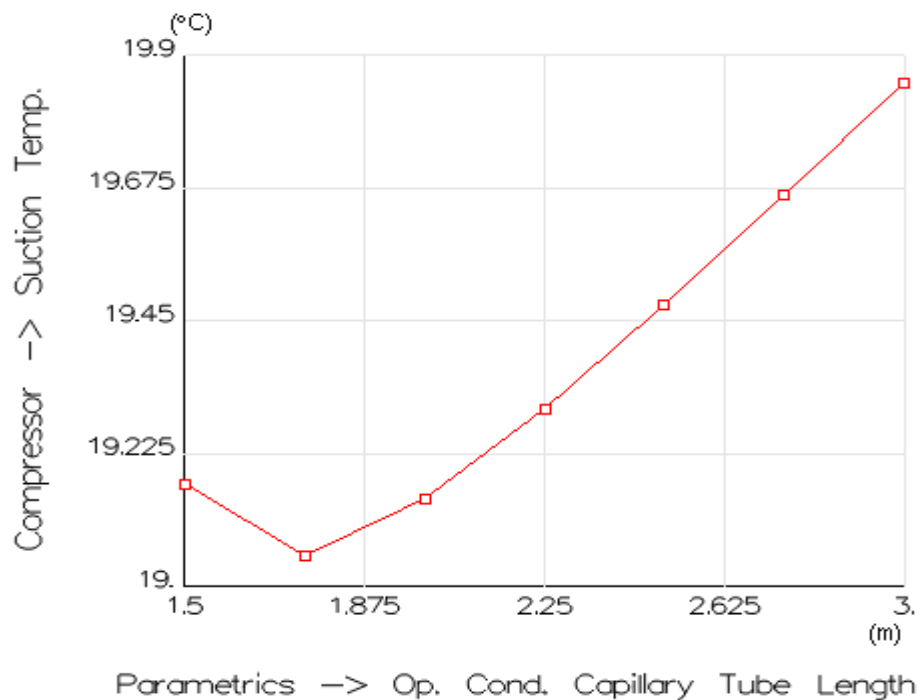


Figura 8.6 Temperatura de succión contra longitud

Es de esperar el comportamiento opuesto por parte de un análisis con diámetros crecientes, ya que un mayor diámetro mostrará menos oposición al paso del refrigerante, provocando mayores presiones en el lado del evaporador. A pesar de esta premisa, un diámetro demasiado grande de capilar podrá llegar a provocar el exceso de refrigerante y con ello una sobrepresión en el evaporador, provocando que el fluido no se evapore totalmente y entre líquido al compresor, situación del todo indeseable. Bajo ciertas condiciones, como longitudes cortas que no aportan la suficiente resistencia como para vencer el efecto del diámetro, el programa muestra ciertos avisos, entre ellos el que se ha nombrado anteriormente (Figura 8.7):

```

**CASE 3
Solver: The solver was unable to solve the equations with the default accuracy, the actual solution presented has an accuracy of 7.75e-16
Compressor: There is liquid at the compressor inlet. Quality less than 1. The mass flow rate is calculated as inlet saturated vapour (accuracy 7.75e-16)
Compressor: Refrigerant solubility in oil is lower than 5% so, for this mixture, solubility has been calculated by interpolation.
Evaporator: is possible to find frost on heat exchanger 's wall.
Evaporator: The heat exchanger has an unexpected efficiency. The calculations could be wrong.
**CASE 4
Compressor: There is liquid at the compressor inlet. Quality less than 1. The mass flow rate is calculated as inlet saturated vapour (accuracy 7.75e-16)
Compressor: Refrigerant solubility in oil is lower than 5% so, for this mixture, solubility has been calculated by interpolation.
Evaporator: is possible to find frost on heat exchanger 's wall.
Evaporator: The heat exchanger has an unexpected efficiency. The calculations could be wrong.
    
```

Figura 8.7 Aviso de entrada de líquido al compresor

A continuación se muestra el comportamiento esperado de las variables comentadas, tras una variación creciente del diámetro del capilar.

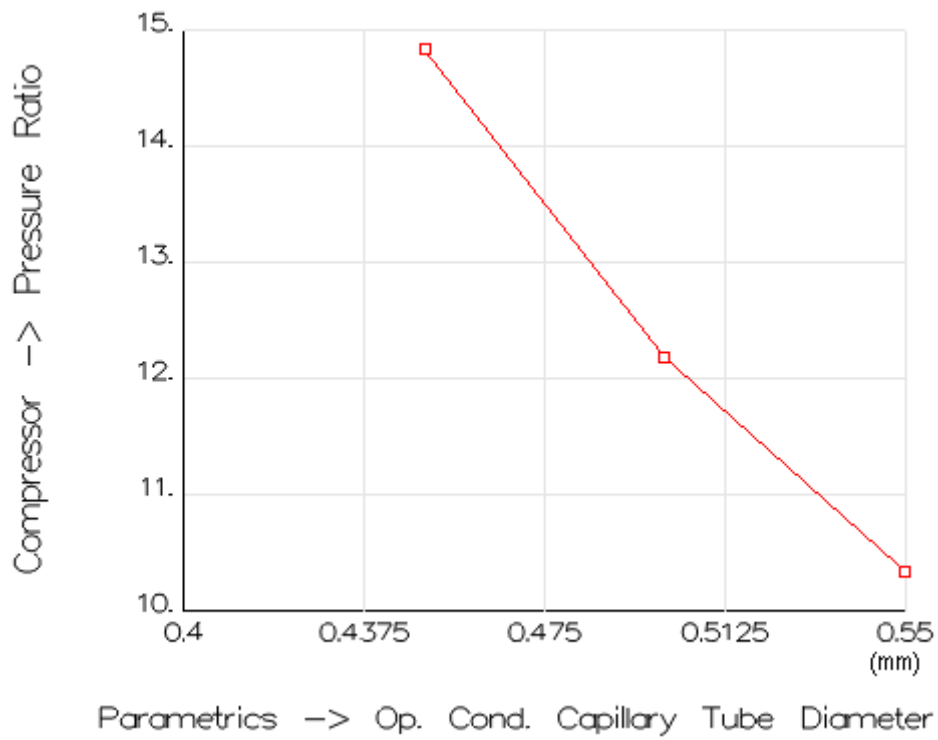


Figura 8.8 Ratio de presiones contra diámetro

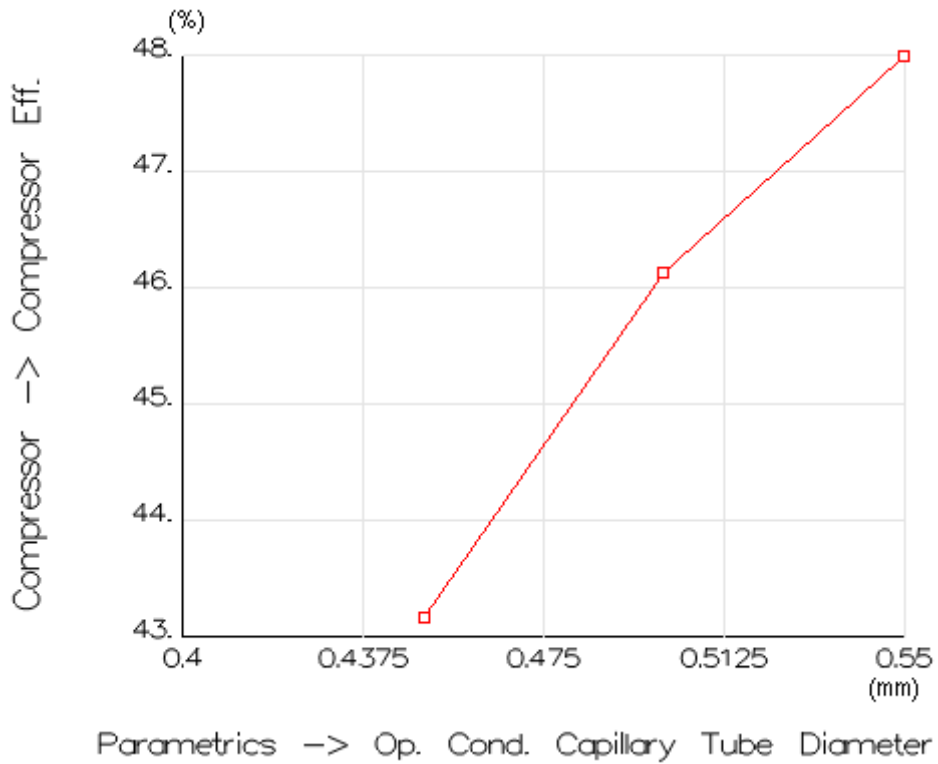


Figura 8.9 Eficiencia del compresor contra diámetro

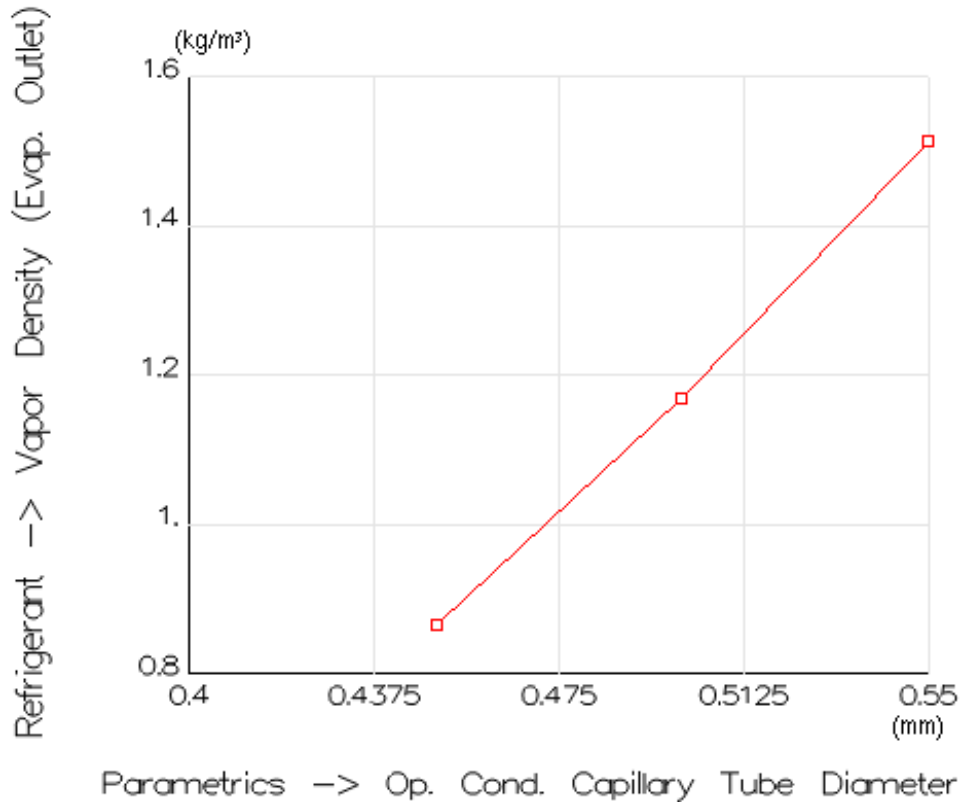


Figura 8.10 Densidad de refrigerante contra diámetro

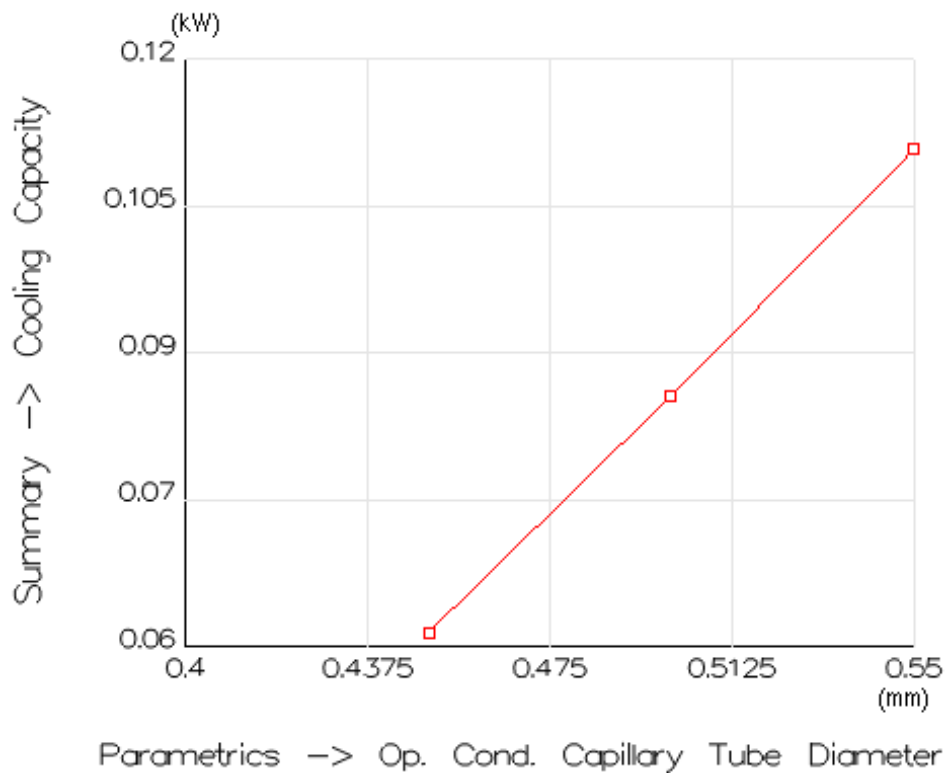


Figura 8.11 Capacidad de refrigeración contra diámetro

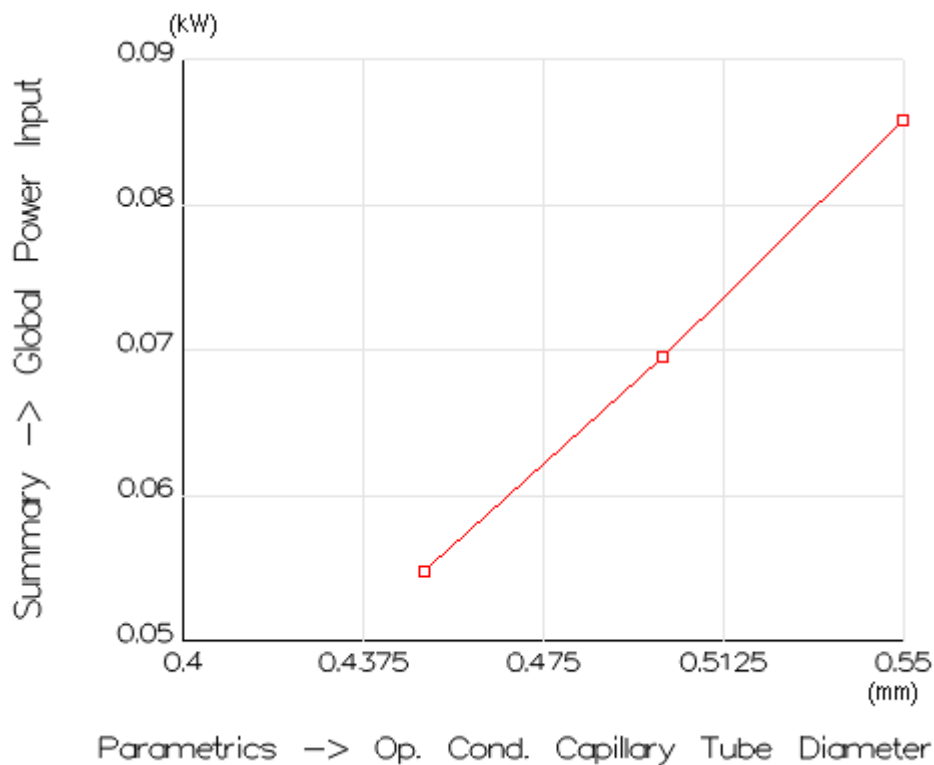


Figura 8.12 Consumo total contra diámetro

Se observa que los parámetros del ciclo se ven mucho más afectados por variaciones en el diámetro que al aumentar la longitud del tubo capilar (Figuras del 8.8 al 8.12). Esto se debe a que las pérdidas de carga para tubos de pequeño diámetro (capilares) son inversamente proporcionales al cuadrado del diámetro interno [Fuente 9, Poiseville 1842].

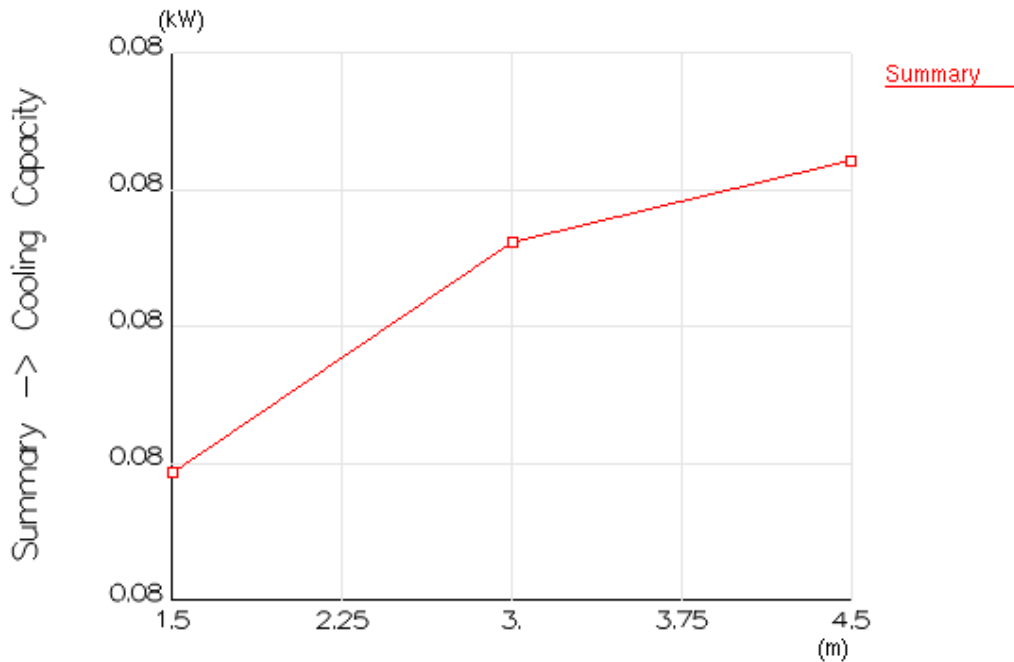
En cuanto a la temperatura de succión, sufre un descenso muy leve a medida que se aumenta el diámetro, y al contrario de lo que se indicó para la longitud, esto se debe a que al haber aumento de densidad, y por tanto de caudal, se calienta menos a su paso por el evaporador, a pesar de producir más frío. Un aumento de caudal produce un menor salto térmico en el refrigerante.

8.3. LONGITUD DE INTERCAMBIO

La longitud de intercambio del tubo capilar es la zona que se pone en contacto con la propia línea de succión produciendo un intercambio de calor entre ambas partes, en los frigoríficos domésticos dicha unión se hace mediante soldadura.

Dicho intercambio asegura que entre vapor sobrecalentado al compresor sin peligro de contener líquido, es decir, se obtiene un sobrecalentamiento adicional. Por otro lado, el refrigerante circulando por el capilar se enfría, retrasando su evaporación al paso por él, y en consecuencia absorbiendo más calor latente en el evaporador, aumentando sensiblemente la capacidad frigorífica (Figura 8.13).

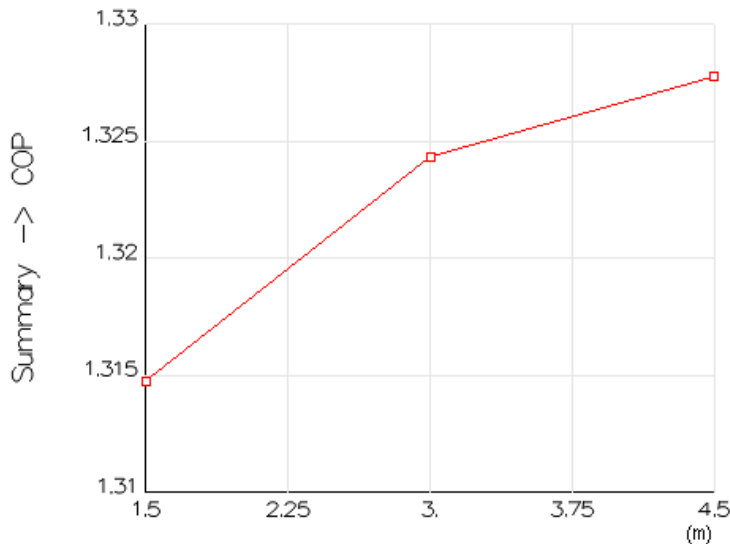
A continuación se fija una longitud de 4.5 metros de tubo capilar y el menor de los diámetros posibles (0.45 milímetros), para analizar el comportamiento de longitudes de intercambio en incrementos del 33%, es decir 1.5, 3 y 4.5 metros.



Parameters -> Op. Cond. Capillary Tube Heat Exchange Length (*)

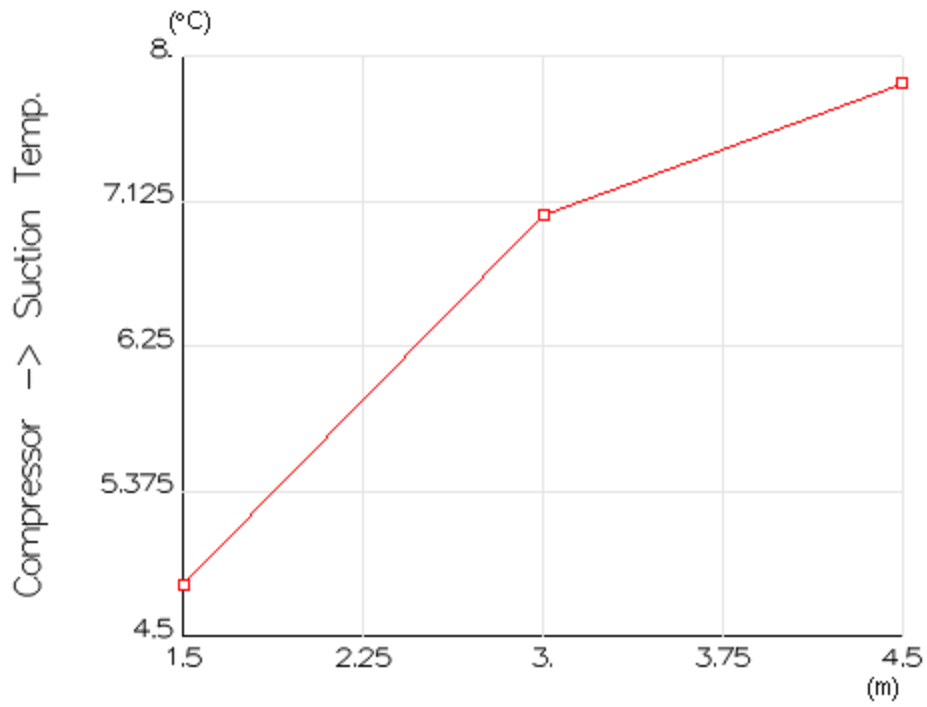
Figura 8.13 Capacidad frigorífica contra longitud de intercambio

A pesar de que la variación de la capacidad es mínima, siendo del orden de vatios, es conveniente maximizar esta longitud, ya que el aumento del consumo es del orden de décimas de vatio, provocando un aumento del COP (Figura 8.14). La temperatura de succión aumenta, debido al sobrecalentamiento adicional, anteriormente mencionado (Figura 8.15).



Parameters -> Op. Cond. Capillary Tube Heat Exchange Length (*)

Figura 8.14 COP contra longitud de intercambio



Parametrics -> Op. Cond. Capillary Tube Heat Exchange Length

Figura 8.15 Temperatura de succión contra longitud de intercambio

CAPÍTULO 9. MASA DE REFRIGERANTE

9.1. INTRODUCCIÓN

El refrigerante es el portador de la energía en el sistema en cuestión, por lo que se debe conocer el comportamiento de este en función de la cantidad de masa que se introduzca. A partir de un capilar de 4.5 metros con el 66% de su longitud soldada a la línea de succión y un diámetro de 0.55 milímetros se procederá al análisis de cargas desde 30 a 100 gramos.

9.2. COMPORTAMIENTO FRENTE A MASA

El caso del aumento de masa con los demás parámetros fijos es comparable al caso en el que la densidad del fluido aumenta, se está aumentando el caudal circulante en ambos casos, por lo que es de esperar comportamientos directamente proporcionales por parte de consumo y capacidad, a su vez analiza la temperatura de descarga: (Figura 9.1).

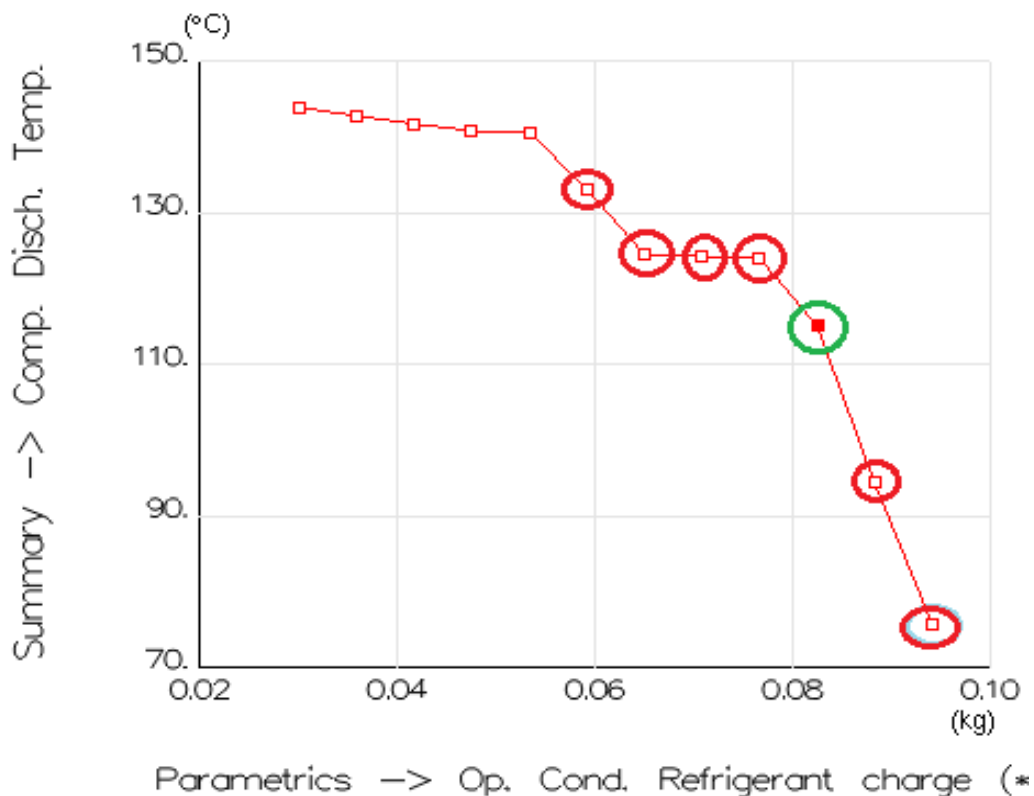


Figura 9.1 Temperatura de descarga contra carga de refrigerante

Un aumento en la carga provoca mejor evacuación de calor del embobinado del compresor, haciendo disminuir la temperatura de este [Fuente: 11].

La figura no muestra un comportamiento del todo real, ya que para los casos señalados en rojo se muestran errores en la simulación, pero la tendencia descendente de la temperatura de descarga es apreciable, además se obtiene información sobre la cantidad de refrigerante óptima aproximada para el circuito, a partir de la cual se simulará para el ajuste a pesar de que el valor sea superior a los 107°C. Dicha temperatura se ajustará disminuyendo la diferencia de presiones entre condensador y evaporador mediante el tubo capilar.

En cuanto a los errores producidos, para los últimos puntos se avisa de posible entrada de líquido al compresor, son puntos en los que el exceso de carga inunda el condensador, provocando demasiado subenfriamiento que produce la sobrecarga de líquido a la salida del condensador y con ello una sobrepresión, con el consiguiente aumento de temperatura de condensación y, llegando al punto de interés, se produce un aumento del ratio de presiones que hace disminuir la eficiencia del ciclo.

A su vez, una falta de refrigerante provocará que al paso por el condensador no se ceda el calor suficiente como para licuarlo lo suficiente (bajo o nulo subenfriamiento), provocando que al evaporador no llegue el líquido suficiente y por tanto no se absorba suficiente calor latente, disminuyendo así la capacidad frigorífica y con ello el COP, en la figura se muestra el comportamiento opuesto (Figura 9.2), es decir, mayores cargas proporcionan mayores COP.

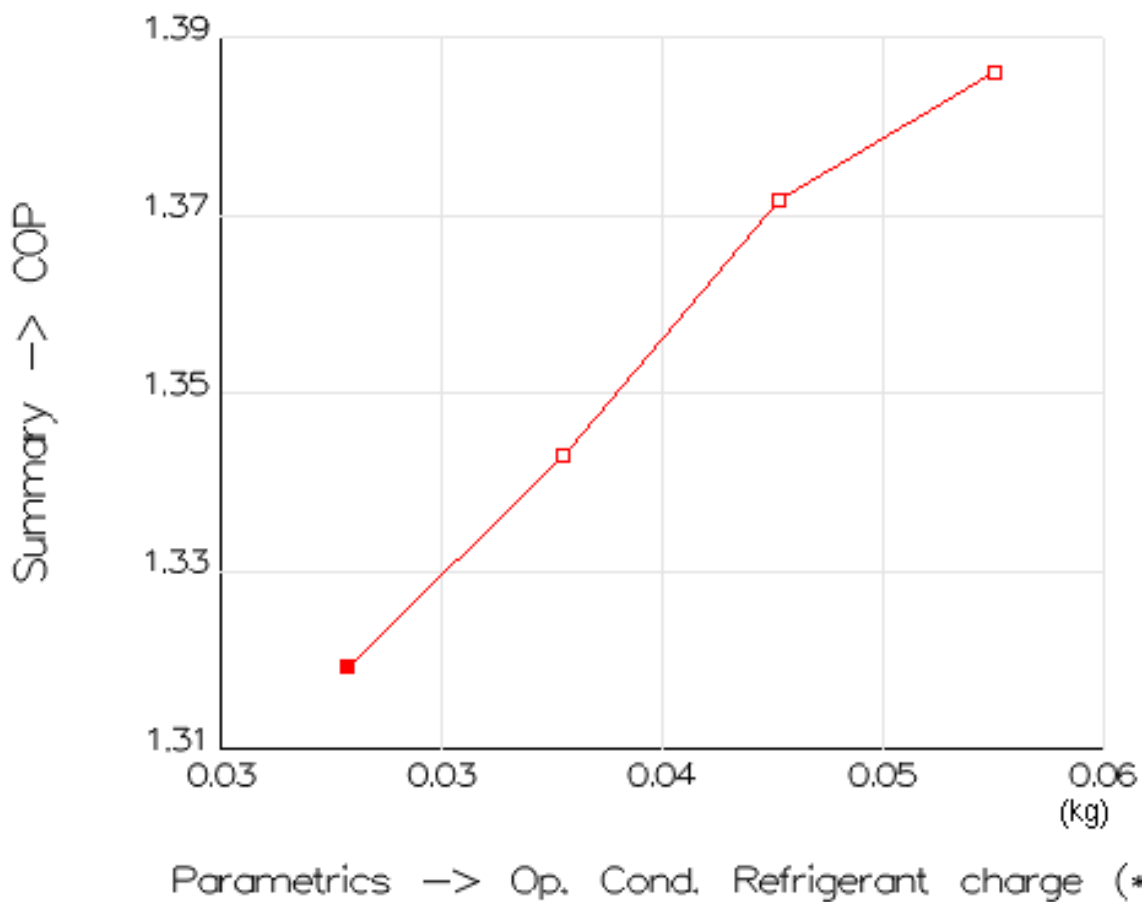


Figura 9.2 COP contra carga de refrigerante

Es de interés hallar el punto en el que ni el subenfriamiento sea demasiado por exceso de carga ni sea insuficiente por la razón opuesta, a la vez que la temperatura de descarga no exceda el valor máximo, por lo que la carga de refrigerante debe ser uno de los parámetros prioritarios a obtener y después ajustar otros requisitos mediante variaciones en el tubo capilar.

CAPÍTULO 10. DISEÑO FINAL

10.1. SIMULACIÓN DE AJUSTE

Analizados y comprendidos todos los efectos de las variaciones en tubo capilar y masa refrigerante, se procederá a la obtención del equipo frigorífico mediante numerosas simulaciones de ajuste. Para las primeras simulaciones se escoge un compresor pequeño con respecto al resto del catálogo, de Embraco, de 5.19 cm³.

Se busca un rango de parámetros para el cual este compresor no de problemas en el software, ya que para dichas condiciones el sistema no alcanzará el equilibrio, derivando en cálculos erróneos. Se encuentra un equilibrio para una carga de 20 gramos para un capilar de 0.45 milímetros, los datos obtenidos para el compresor de 5.19 cm³ con dos eficiencias diferentes son:

Oulet Evaporator Press.	kPa	60.253	Oulet Evaporator Press.	kPa	67.775
Condenser SubCooling	K	2.1657	Condenser SubCooling	K	20.915
Total SubCooling	K	22.723	Total SubCooling	K	23.315
Evaporator Superheat	K	17.193	Evaporator Superheat	K	35.477
Total SuperHeat	K	34.096	Total SuperHeat	K	35.63
COP		2.7091	COP		2.0841
COP Auxiliary Included		2.7079	COP Auxiliary Included		2.0834
EER		9.2521	EER		7.1176
EER Auxiliary Included		9.2478	EER Auxiliary Included		7.115
Total Carnot Eff.	%	68.32	Total Carnot Eff.	%	50.379
Total Carnot Eff. Auxiliary Included	%	68.289	Total Carnot Eff. Auxiliary Included	%	50.361
COP(HPA)		3.2546	COP(HPA)		3.0003
COP(HPA) Auxiliary Included		3.2531	COP(HPA) Auxiliary Included		2.9992
EER(HPA)		11.115	EER(HPA)		10.246
EER(HPA) Auxiliary Included		11.11	EER(HPA) Auxiliary Included		10.243
TCE(HPA)	%	65.547	TCE(HPA)	%	58.407
TCE(HPA) Auxiliary Included	%	65.517	TCE(HPA) Auxiliary Included	%	58.386
Cooling Capacity	kW	0.10909	Cooling Capacity	kW	0.10545
Heating Capacity	kW	0.13105	Heating Capacity	kW	0.15181
Mass Flowrate	kg/s	0.00032248	Mass Flowrate	kg/s	0.00030618
Comp. Disch. Temp.	°C	83.25	Comp. Disch. Temp.	°C	105.12
Comp. Power Input	kW	0.040267	Comp. Power Input	kW	0.050598
Global Power Input	kW	0.040285	Global Power Input	kW	0.050616
Isentropic Eff.	%	77.466	Isentropic Eff.	%	56.325
Compressor Eff.	%	73.593	Compressor Eff.	%	53.509
Volumetric Eff.	%	84.696	Volumetric Eff.	%	72.482
Refrigerant		R600a(isobutane)	Refrigerant		R600a(isobutane)
Op. Cond. Refrigerant charge (*)	kg	0.02	Op. Cond. Refrigerant charge (*)	kg	0.02
Op. Cond. Capillary Tube Length (*)	m	1.5	Op. Cond. Capillary Tube Length (*)	m	1.5

Figura 10.1 Datos para compresores de 5.19 cm³

A la izquierda el más eficiente y a la derecha el menos, para compresores tan pequeños se observa que la capacidad frigorífica a 25°C es poco superior a la requerida, por lo que no es de esperar su cumplimiento a 43°C. El valor de longitud simulado es el menor posible porque debido a su efecto sobre la densidad del fluido en el evaporador es el que mayores capacidades frigoríficas aporta para el caso en particular, como ya se evaluó en capítulos anteriores. Se simula un tamaño de compresor mayor.

Ahora se analiza el comportamiento de un compresor de 7.96 cm³, y una eficiencia próxima a la unidad, en las condiciones de equilibrio para el software:

Cooling Capacity	kW	0.13279
Heating Capacity	kW	0.19586
Mass Flowrate	kg/s	0.00039238
Comp. Disch. Temp.	°C	124.4
Comp. Power Input	kW	0.084361
Global Power Input	kW	0.084377
Isentropic Eff.	%	50.289
Compressor Eff.	%	47.775
Volumetric Eff.	%	39.379

Figura 10.2 Datos para compresor de 7.96 cm³ de baja eficiencia

Este compresor muestra un comportamiento que cumple los requisitos deseados (Figura 10.3) en cuanto a consumo y capacidad frigorífica se refiere, pero produce temperaturas de descarga casi 20 °C por encima de los 107°C, fenómeno totalmente indeseable para el buen mantenimiento del compresor. Se opta por seleccionar un nuevo compresor de la misma cilindrada (7.96 cm³) y de eficiencia mayor (1.66 W/W), con el objetivo de mejorar el proceso isoentrópico y conseguir temperaturas de descarga inferiores a la crítica.

Cooling Capacity	kW	0.11594
Heating Capacity	kW	0.16221
Mass Flowrate	kg/s	0.00034651
Comp. Disch. Temp.	°C	105.55
Comp. Power Input	kW	0.057623
Global Power Input	kW	0.057644
Isentropic Eff.	%	72.922
Compressor Eff.	%	69.276
Volumetric Eff.	%	84.717

Figura 10.3 Datos para compresor de 7.96 cm³ de eficiencia 1.43

La hipótesis ha sido buena, y la temperatura de descarga ha disminuido además de obtener un funcionamiento del compresor mucho mejor. Aun así, las temperaturas de succión no superan los 12 °C, por lo que se necesita un sobrecalentamiento mayor o en su defecto que aumenten las temperaturas de operación en condensador y evaporador.

Si se mantienen 30 gramos de refrigerante en el circuito, una posible solución es el aumento de la presión en el evaporador y del circuito en general, permitiendo un mayor paso del refrigerante a través del capilar. Mediante un aumento del diámetro del tubo se obtendrá un comportamiento más adecuado a los requerimientos, para no provocar errores en el cálculo por parte del programa en cuanto a la eficiencia del evaporador se aumentará también la longitud.

Los resultados más significativos obtenidos bajo una geometría de capilar de 0.55 milímetros de diámetro y 3 metros son los siguientes:

Cooling Capacity	kW	0.13668
Heating Capacity	kW	0.18734
Mass Flowrate	kg/s	0.00041085
Comp. Disch. Temp.	°C	104.01
Comp. Power Input	kW	0.064004
Global Power Input	kW	0.064022
Isentropic Eff.	%	74.875
Compressor Eff.	%	71.131
Volumetric Eff.	%	86.766
Suction Temp.	°C	16.684

Figura 10.4 Datos para compresor de 7.96 cm³ de eficiencia 1.43 (0.55mm/3m)

En este momento es de interés simular pequeñas variaciones en la longitud del capilar, ya que se fijó con el propósito de obtener resultados fiables, y ahora que se tiene un punto equilibrado es interesante disminuir la longitud para provocar mayores presiones en el evaporador con el objetivo de obtener la temperatura de succión deseada.

Se comprueba cual es la mínima longitud para la que el software no encuentra error, obteniendo el valor de 2.6 metros, que provoca un aumento en la temperatura de succión poco más de un grado (Figura 10.5).

Suction Temp.	°C	17.816
---------------	----	--------

Figura 10.5 Temperatura de succión para longitud de 2.6 metros

Ya que la variación de dicha temperatura es muy pequeña bajo la disminución de la longitud se optará por mantener los 3 metros de longitud y aumentar la de intercambio. De este modo se aumentará la temperatura de succión en mayor medida, pero también la de descarga. Para un 2.95 de la longitud (máximo que no provoca error) soldada a la tubería de succión se obtiene una temperatura de succión muy aproximadas a las demandadas, pero a su vez temperaturas de descarga por encima de los 107°C (Figura 10.6).

Suction Temp.	°C	20.745
Discharge Temp.	°C	107.75

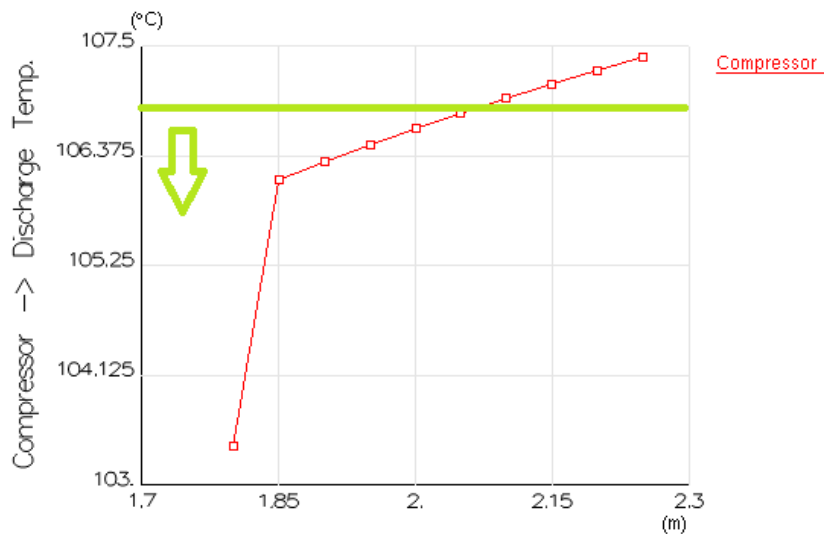
Figura 10.6 Temperaturas con 2.95 m de intercambio

Una disminución de la carga de refrigerante provocará un aumento de ambas temperaturas, se baja hasta los 25 gramos de R600a.

Suction Temp.	°C	21.149
Discharge Temp.	°C	109.02

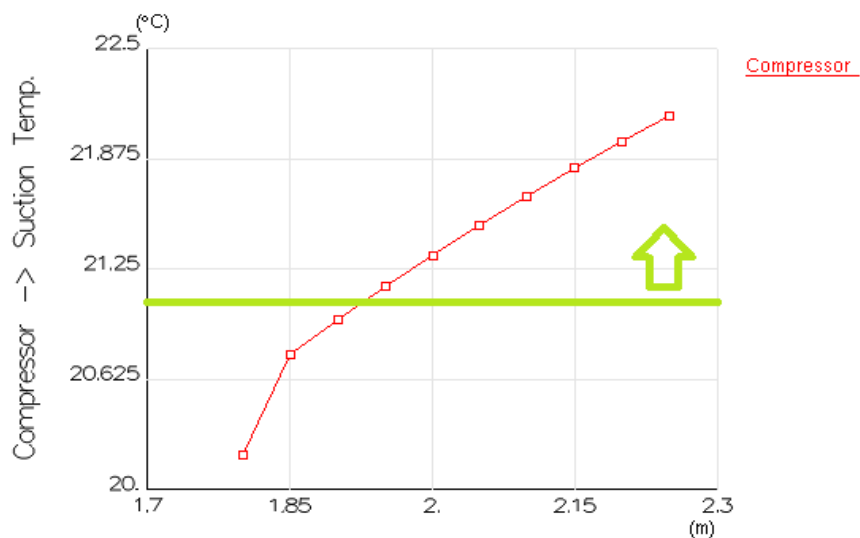
Figura 10.7 Temperaturas a ajustar

Como último ajuste del sistema se disminuyen ambas longitudes, la longitud principal para aumentar la presión en el evaporador y obtener mayores temperaturas de succión, y a partir de esta se simulan diferentes longitudes de intercambio para encontrar la óptima que cumpla ambas temperaturas (Figuras 10.8 y 10.9).



Parametrics -> Op. Cond. Capillary Tube Heat Exchange Length (*)

Figura 10.8 Valores válidos de longitud de intercambio para temperatura de descarga



Parametrics -> Op. Cond. Capillary Tube Heat Exchange Length (*)

Figura 10.9 Valores válidos de longitud de intercambio para temperatura de succión

Un valor de 2 metros de longitud de intercambio cumple todos los requisitos demandados.

10.2. PROPIEDADES DEL CICLO

El ciclo queda definido mediante los siguientes dispositivos y comportamientos:

- Compresor de 7.96 centímetros cúbicos y eficiencia de 1.66 W/W, que trabaja bajo un ratio de presiones de 11.64.
- Tubo capilar de diámetro 0.55 milímetros, longitud de 2.3 metros con 2 de esos metros soldados a la tubería de succión.
- Una carga de refrigerante de 25 gramos.
- Los intercambiadores definidos en el capítulo 4.
- El ciclo desarrolla una potencia frigorífica de 137 vatios consumiendo 63.5 vatios, con un COP de 2.1587.
- El fluido sufre un subenfriamiento en el condensador de 7.3 K y un sobrecalentamiento en el evaporador de 21.026 K.
- El fluido entra al compresor con una temperatura de 21.331°C y sale de él con 106.66°C.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Club de la refrigeración, Embraco.
<http://www.clubedarefrigeracao.com.br/es/downloads/evaporador-donde-el-fluido-refrigerante-pasa-al-estado-gaseoso>
- [2] Etiquetado energético, Iberdrola
<https://www.iberdrola.es/clientes/hogar/eficiencia/ahorro/etiquetado-electrodomesticos>
- [3] Fundamentos de refrigeración y diseño de equipos frigoríficos. Instituto Ingeniería Energética UPV. ASHRAE PSYCHROMETRIC CHART, American Society of Heating, Refrigerating and air-conditioning engineers.
- [4] Blog de Lg: <http://www.blogdelg.es/frigorificos-ig-total-no-frost-ventajas-pendientes-de-los-detalles/>
- [5] Refrigeration System Performance using Liquid-Suction Heat Exchangers, S. A. Klein, D. T. Reindl, and K. Brownell, publicado en International Journal of Refrigeration, Vol. 23, Part 8 (2000)
- [6] <http://www.euronics.es/blog/ventajas-y-desventajas-del-sistema-no-frost/> Daniel González
- [7] <http://frionline.net/articulos-tecnicos/174-efectos-de-la-variacion-de-la-carga-termica-en-frigorificos-equipados-con-tubo-capilar.html/> El tubo capilar y su relación con la carga térmica
- [8] User's Guide, IMST-ART
- [9] Determinación de las pérdidas e energía en tuberías por fricción y accesorios (Sebastián Herazo) [VITAE Revista de la facultad de química farmacéutica] ISSN 0121-4004/ ISSNe 2145-2660. Año 2012]
- [10] https://www.chemours.com/Refrigerants/es_MX/news_events/noticias_tecnicas/mayo/boltecnico_fallacompresor.html
- [11] www.chemours.com/Refrigerants/es_MX/news_events/noticias_tecnicas/mayo/boltecnico_fallacompresor.html
- [12] Curso TFG, Fluidos Frigorígenos y Secundarios, Instituto de Ingeniería Energética

ANEXO

Se adjuntan las características y las tablas de eficiencia del compresor seleccionado:

DEFINICIÓN DEL COMPRESOR			
Denominación	EM Z46CLC		
Voltaje / Frecuencia nominal	220-240 V 50 Hz		
Código de Ingeniería	898NA77		
A - APLICACIÓN / CONDICIONES LÍMITES DE TRABAJO			
1 Tipo	Compresor recíproco		
2 Refrigerante	R-600a		
3 Voltaje y frecuencia nominal	220-240 / 50	[V / Hz]	
4 Tipo de aplicación			
4.1 Rango de temperatura de evaporación	-35°C para -10°C	(-31°F para 14°F)	
5 Tipo de motor	RSCR		
6 Torque de Arranque	LST - Bajo Torque de Arranque		
7 Elemento de control	Tubo capilar		
8 Enfriamiento del compresor		Rango de voltaje de operación	
		50 Hz	60 Hz
8.1 LBP (32°C Temperatura ambiente)	Estática	198 para 254 V	-
8.2 LBP (43°C Temperatura ambiente)	Estática	198 para 254 V	-
8.3 HBP (32°C Temperatura ambiente)	-	-	-
8.4 HBP (43°C Temperatura ambiente)	-	-	-
9 Máxima presión/temperatura de condensación			
9.1 Operación (gauge)	7.7	[kgf/cm ²] (109 psig)	/ °C - °F
9.2 Pico (gauge)	9.8	[kgf/cm ²] (139 psig)	/ °C - °F
10 Máxima temperatura de las bobinas	130	[°C]	
B - DATOS MECÁNICOS			
1 Referencia Comercial		[hp]	
2 Desplazamiento	7.96	[cm ³] (0.486 cu.in)	
2.1 Diámetro [mm]	24.000		
2.2 Curso [mm]	17.600		
3 Carga de aceite	180	[ml] (6.09 fl.oz)	
3.1 Aceites aprobados			
3.2 Tipo/Viscosidad del aceite	ALQUILB / ISO5		
4 Peso (con carga de aceite)	7.9	[kg] (17.42 lb.)	
5 Carga de nitrógeno	-	[kgf/cm ²]	
C - DATOS ELÉCTRICOS			
1 Voltaje nominal/Frecuencia/Numero de fases	220-240 V 50 Hz 1 ~ (Monofásico)		
2 Tipo de Dispositivo de Arranque	PTC		
2.1 Dispositivo de Arranque	V230		
3 Capacitor de Arranque	-	[µF(VAC mínimo)]	
4 Capacitor de marcha	4(440)	[µF(VAC mínimo)]	
5 Protección del motor	T0224/07		
6 Resistencia del motor - bobina arranque	17.80	[Ω en 25°C (77°F)] +/- 8%	
7 Resistencia del motor - bobina marcha	25.00	[Ω en 25°C (77°F)] +/- 8%	
8 LRA - Corriente con rotor trabado (50 Hz)	3.80	[A] - Medido según UL 984	
9 FLA - Corriente a plena carga LMBP (50 Hz)	0.22	[A]	
10 FLA - Corriente a plena carga HBP (50 Hz)	-	[A]	
11 Institutos de aprobación	VDE		

CONDICIONES DE PRUEBA: @220V50Hz			ASHRAELBP32 Estática		Temperatura de evaporación (Temp. de condensación		-23.3°C (-9.94°F) 54.4°C (129.92°F)		
Capacidad de refrigeración +/- 5%			Consumo de potencia +/- 5%	Consumo de corriente +/- 5%	Flujo de masa +/- 5%	RANGO DE EFICIENCIA +/- 7%			
[Btu/h]	[kcal/h]	[W]	[W]	[A]	[kg/h]	[Btu/Wh]	[kcal/Wh]	[W/W]	
461	116	135	81	0.38	1.45	5.66	1.43	1.66	

E - PERFORMANCE - CURVAS

CONDICIONES DE PRUEBA: @220V50Hz			ASHRAE32 Estática		(Temp. de condensación 45°C (+113°F))					
Temperatura de evaporación		Capacidad de refrigeración +/- 5%			Consumo de potencia +/- 5%	Consumo de corriente +/- 5%	Flujo de masa +/- 5%	RANGO DE EFICIENCIA +/- 7%		
°C	(°F)	[Btu/h]	[kcal/h]	[W]	[W]	[A]	[kg/h]	[Btu/Wh]	[kcal/Wh]	[W/W]
-35	(-31)	226	57	67	55	0.26	0.71	4.15	1.05	1.22
-30	(-22)	326	82	96	64	0.30	1.02	5.07	1.28	1.48
-25	(-13)	442	111	129	74	0.35	1.39	6.00	1.51	1.76
-20	(- 4)	577	145	169	83	0.39	1.81	6.96	1.75	2.04
-15	(+ 5)	735	185	216	92	0.44	2.31	7.95	2.00	2.33
-10	(+14)	920	232	270	103	0.49	2.90	8.96	2.26	2.63

CONDICIONES DE PRUEBA: @220V50Hz			ASHRAE32 Estática		(Temp. de condensación 55°C (+131°F))					
Temperatura de evaporación		Capacidad de refrigeración +/- 5%			Consumo de potencia +/- 5%	Consumo de corriente +/- 5%	Flujo de masa +/- 5%	RANGO DE EFICIENCIA +/- 7%		
°C	(°F)	[Btu/h]	[kcal/h]	[W]	[W]	[A]	[kg/h]	[Btu/Wh]	[kcal/Wh]	[W/W]
-35	(-31)	213	54	62	56	0.26	0.67	3.77	0.95	1.10
-30	(-22)	307	77	90	67	0.31	0.96	4.56	1.15	1.34
-25	(-13)	417	105	122	78	0.36	1.31	5.36	1.35	1.57
-20	(- 4)	548	138	161	89	0.41	1.72	6.17	1.56	1.81
-15	(+ 5)	701	177	206	100	0.47	2.21	7.00	1.76	2.05
-10	(+14)	881	222	258	112	0.53	2.78	7.84	1.97	2.30

CONDICIONES DE PRUEBA: @220V50Hz			ASHRAE32 Estática		(Temp. de condensación 65°C (+149°F))					
Temperatura de evaporación		Capacidad de refrigeración +/- 5%			Consumo de potencia +/- 5%	Consumo de corriente +/- 5%	Flujo de masa +/- 5%	RANGO DE EFICIENCIA +/- 7%		
°C	(°F)	[Btu/h]	[kcal/h]	[W]	[W]	[A]	[kg/h]	[Btu/Wh]	[kcal/Wh]	[W/W]
-35	(-31)	189	48	55	55	0.26	0.59	3.43	0.87	1.01
-30	(-22)	283	71	83	68	0.31	0.89	4.16	1.05	1.22
-25	(-13)	393	99	115	80	0.37	1.23	4.88	1.23	1.43
-20	(- 4)	522	132	153	93	0.43	1.64	5.59	1.41	1.64
-15	(+ 5)	674	170	198	107	0.50	2.12	6.32	1.59	1.85
-10	(+14)	851	215	250	121	0.57	2.69	7.04	1.77	2.06

DOCUMENTO 2: PRESUPUESTO

PRESUPUESTO

A continuación se calculará el coste que supone el diseño del equipo, en el que se tendrá en cuenta el tiempo de trabajo como el material necesario para su confección. Este presupuesto no incluye el coste de los materiales y dispositivos del equipo, ya que este TFG no tiene como objetivo la instalación ni la puesta en funcionamiento de dicho equipo.

1. PARTIDA PRESUPUESTARIA

Para la confección del presupuesto se tendrán en cuenta las horas de trabajo dedicadas por el alumno a simulaciones e interpretación de resultados, aproximadamente unas 210 horas (las cuales incluyen lecturas de normativa y la familiarización con el software) y también la redacción de la memoria, que ha supuesto 90 horas.

El TFG realizado ha supuesto un total de 300 horas.

Se incluyen los gastos derivados de la impresión y encuadernación del TFG.

Concepto	Unidad	Cantidad	Precio	Subtotal
Redacción de documento	horas	90	10,00 €	900,00 €
Simulación y análisis	horas	210	15,00 €	3.150,00 €
Impresión y reprografía		1	47,30 €	47,30 €
Costes indirectos	%	0,02	4.097,30 €	81,95 €

Total P1	4.179,25 €
-----------------	-------------------

2. PRESUPUESTO GENERAL

A la partida presupuestaria anterior se le debe añadir el impuesto sobre el valor añadido:

Presupuesto	4.179,25 €
IVA	21,00%
TOTAL	5.056,89 €

El coste total asciende a: CINCO MIL CINCUENTA Y SEIS EUROS CON OCHENTA Y NUEVE CÉNTIMOS.