

Universidad de La Laguna

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA

Sección de Náutica, Máquinas y Radioelectrónica Naval

**Trabajo de Fin de Grado
de Tecnologías Marinas**

**Diagnóstico y solución de avería en el sistema de
condensación de una instalación frigorífica a bordo**

Presentado por

Taguaro Artilles Olivares

Santa Cruz de Tenerife, 6 de marzo de 2018

Autorización

Pedro Rivero Rodríguez, Profesor Titular de Universidad perteneciente al área de conocimiento de Construcciones Navales del Departamento de *Ingeniería Agraria, Náutica, Civil y Marítima* de la Universidad de La Laguna hace constar que:

Taguaro Artilles Olivares, ha realizado bajo mi dirección el trabajo de fin de grado titulado: *Diagnóstico y solución de avería en el sistema de condensación de una instalación frigorífica a bordo*.

Revisado dicho trabajo, estimo que reúne los requisitos para ser juzgado por el tribunal que le sea designado.

Para que conste a los efectos oportunos, firmo el presente documento en Santa Cruz de Tenerife, a 6 de marzo de 2018.

Fdo.: Pedro Rivero Rodríguez
-Tutor del trabajo-

Resumen

En este trabajo se expone la situación originada en un buque ante la aparición de una avería en la instalación frigorífica. En concreto, se trata de un aumento en la presión de condensación, en periodos en los que la temperatura del agua de mar subía a 32°C.

Para encontrar la solución que permitiera que la instalación funcionara adecuadamente, se analizan las posibles causas que impiden que se evacue el calor de condensación.

Tras hacer un diagnóstico de la instalación se concluye que el caudal de agua de refrigeración es insuficiente. Se comprueba la instalación y se encuentran grandes depósitos incrustados en la tubería después del condensador. Estos depósitos impedían la circulación suficiente del agua.

Finalmente se sustituye el tramo de tubería deteriorada.

Palabras clave: Instalación frigorífica, Transmisión de calor, Avería, Condensación, Caudal de agua.

Abstract

In this work is exposed the situation originated in a ship at the appearance of a failure in the refrigeration installation. In particular, it is an increase in the condensation pressure, in periods when the seawater temperature rises to 32°C.

To find the solution that allows the installation to work properly, the possible causes that prevent evacuate the condensation heat are analyzed.

After making a diagnosis of the installation, it is concluded that the cooling water flow is insufficient. When the installation is checked, big deposits are found embedded in the pipe after the condenser. These deposits impeded the sufficient circulation of water.

Finally, the damaged pipe section is replaced.

Keywords: Refrigeration unit, Heat transmission, Failure, Condensation, Water flow.

Índice general

Lista de figuras	XI
Lista de tablas	XIII
1. Introducción	1
2. Objetivos	3
3. Metodología	5
4. Características de la instalación	7
4.1. Descripción general de la instalación	7
4.2. Descripción de los componentes	9
4.3. Fluido refrigerante	17
5. Pruebas de funcionamiento realizadas	19
6. Análisis de los elementos principales	23
7. Cálculos teóricos	31
7.1. Evaporadores	31
7.2. Compresor	32
7.3. Condensador	33
7.4. Cálculos en diferentes condiciones según diseño	34
8. Análisis de la capacidad de condensación	37
8.1. Coeficiente global (K) y área de transmisión térmica (A)	37
8.2. Caudal másico de agua de refrigeración del condensador	39
9. Cálculos del caudal de agua de la bomba	43
9.1. Pérdidas de carga primarias	43
9.2. Pérdidas de carga secundarias	44
9.2.1. Pérdidas de carga debida a accesorios	44
9.2.2. Pérdidas de carga debidas a estrechamientos y ensanchamientos	44
9.2.3. Pérdidas de carga debida a accesorios puntuales (condensador)	44
9.3. Caudal de agua suministrado por la bomba	46
9.4. Caudal real que circula por el condensador	48

10. Resultados	49
11. Conclusiones	51
Anexos	55
A. Diagrama de Moody	55
B. Ábaco rugosidad relativa	57
C. Longitud de tubería equivalente para pérdidas de carga localizadas	59
Bibliografía	63

Índice de figuras

3.1. Diagrama de metodología	6
4.1. Esquema de la planta frigorífica del buque	8
4.2. Compresor frigorífico BITZER	9
4.3. Condensador de agua modelo 0116-4/65	10
4.4. Bomba de agua Azcue modelo CP	10
4.5. Válvula de expansión DANFOSS tipo TES 2	11
4.6. Presostato diferencial de aceite	12
4.7. Válvula de presión constante tipo KVP	13
4.8. Válvula de retención	13
4.9. Filtro deshidratador	14
4.10. Filtro separador de aceite	15
4.11. Presostato KP	15
4.12. Cuadro de aparatos	17
5.1. Estado del condensador previo a su limpieza	20
6.1. Manómetro de baja presión	24
6.2. Cálculo de la temperatura de subenfriamiento	25
6.3. Datos suministrados al software	26
6.4. Ciclo sobre diagrama de Mollier	26
6.5. Diferencias de entalpías de cada extracción	27
6.6. Intercambio de calor del fluido fuera del evaporador	28
7.1. Trabajo de compresión desde el punto 1 al punto 2	32
7.2. Intercambio térmico entre fluidos a contraflujo en el condensador	34
8.1. Circuito de agua para la refrigeración de los condensadores	40
9.1. Curva característica de la bomba y curva de altura manométrica	47
10.1. Sección de la tubería de agua a la salida del condensador	50

Índice de tablas

4.1. Características del compresor BITZER	9
4.2. Características técnicas del condensador	10
4.3. Características de los evaporadores	16
6.1. Temperaturas y presiones de evaporación	24
6.2. Propiedades del fluido refrigerante en el ciclo	25
7.1. Cálculo caudales máxicos para los evaporadores a pleno rendimiento	32
7.2. Cálculos de potencias para los diferentes casos de la instalación	35
8.1. Características para el cálculo de las pérdidas de carga	42
9.1. Pérdidas de carga por accesorios	44
9.2. Datos del condensador para el cálculo	44
9.3. Curva característica de la bomba de agua Azcue modelo CP 25/160	47
9.4. Curva de altura manométrica	47
9.5. Datos registrados de las temperaturas de entrada y salida del agua en el condensador. Día 27/08/2017	48

1 Introducción

Desde su descubrimiento, la producción de frío ha sido un aspecto fundamental en la vida diaria. Ha permitido, entre otras cosas, conservar alimentos en buen estado durante mucho más tiempo y por ello para la vida a bordo tiene especial interés. A raíz de su importancia y a la implicación en multitud de áreas tanto marítimas como terrestres es importante tener este tipo de instalaciones en buen estado de funcionamiento.

Este trabajo se enmarca durante la navegación del buque Esperanza del Mar, realizando trabajos a bordo en aguas próximas a las costas africanas, en las latitudes comprendidas entre Mauritania y Senegal. Durante los meses de verano, en los que la temperatura del agua llega a alcanzar hasta 32°C, como es de esperar en el buque pueden surgir ciertas complicaciones con la refrigeración de los equipos refrigerados por agua del mar para este fin.

La existencia de un problema con el sistema de condensación de la planta frigorífica destinada a la conservación de los alimentos ponía en riesgo la continuidad de la navegación del buque. Debido a su finalidad asistencial y a los periodos de navegación de 30 días que realiza, se hace necesario determinar y resolver la causa de esa avería.

Este hecho se producía con bastante frecuencia y tras estudiar continuamente este problema, se ha determinado que en estas condiciones, cuando dos o más gambuzas demandaban su máxima potencia porque en su interior había subido la temperatura considerablemente, la instalación no era capaz de asumir esas demandas de potencia y por seguridad se interrumpía el servicio.

El elemento de protección de los equipos que actuaba y paraba el funcionamiento era un presostato destinado a activarse cuando la presión de descarga del compresor era demasiado alta. Este presostato está tarado a 24 bar.

Cuando ocurría este problema se podía comprobar que la carcasa exterior del condensador estaba bastante caliente y que el fluido refrigerante a la salida del condensador presentaba burbujas que se observaban por el visor de líquido. Esto indica que el fluido no estaba completamente en estado líquido por falta de refrigeración.

Tras la parada de la instalación debido a la actuación del sistema de protección hay que acudir al cuadro de maniobra y volver a poner la instalación en funcionamiento tras resetear el presostato.

Este restablecimiento del funcionamiento hay que realizarlo lo antes posible para garantizar la conservación de los alimentos, prestando especial atención a los alimentos congelados. La puesta en marcha se realiza poco a poco para evitar la subida de la presión de descarga del compresor, alternando el funcionamiento de las gambuzas de una en una a intervalos de tiempo para evitar que en alguna de ellas la temperatura descienda bruscamente.

Hay que aclarar que este problema no surgió de un día para otro, viene ocurriendo desde hacía años y cada vez con mayor frecuencia y en mayor medida.

La situación se volvía insostenible, por lo tanto el problema aquí presente requería de una solución urgente.

Encontrarme cara a cara con esta situación despertó aún más el interés por conocer con detalle el funcionamiento y la relación que tienen los diferentes factores que influyen en el manejo y el diseño de este tipo de instalaciones.

2 Objetivos

Los objetivos generales de este proyecto son:

1. ampliar conocimientos del ámbito de las instalaciones frigoríficas tanto desde el punto de vista teórico como práctico;
2. realizar un estudio de una instalación real con el que se busca resolver un problema de forma técnica;
3. la resolución de problemas mediante la utilización de diferentes herramientas y la recogida de datos y análisis de los mismos para tomar decisiones y llegar a conclusiones respecto de la instalación.

Los objetivos específicos son:

1. realizar comprobaciones de los equipos para determinar si su funcionamiento es correcto;
2. calcular los parámetros más significativos que pueden tener influencia en el problema planteado en la introducción. Concretamente, estudiar el área de intercambio de calor y el caudal másico de agua de refrigeración del condensador;
3. encontrar la causa del problema en el sistema de condensación;
4. proponer una solución para resolverlo.

3 Metodología

Durante la realización de este proyecto se ha seguido la metodología esquematizada en la figura 3.1 para lo que se ha utilizado diferentes herramientas y procedimientos en función de las necesidades para cada situación a resolver.

Se ha estudiado las características de la instalación, tomando datos en tiempo real, o recabándolos de los registros escritos de a bordo.

Se ha planteado diversas hipótesis de trabajo como posibles causas a estudiar. En algunos casos, se desarrollan en posibles subcausas.

Para cada una de las causas y subcausas se ha estudiado si podía justificarse que fueran la razón de la avería. Para la realización de los diferentes cálculos se hizo uso de diversas tablas, ábacos e información procedente de diversas fuentes y tras el estudio teórico y la elección de los factores que se necesitaba estudiar con detenimiento se contrastó con la información real calculada a partir de los datos actuales.

Finalmente, se concluye con una propuesta de solución que surge del análisis de los aspectos estudiados.

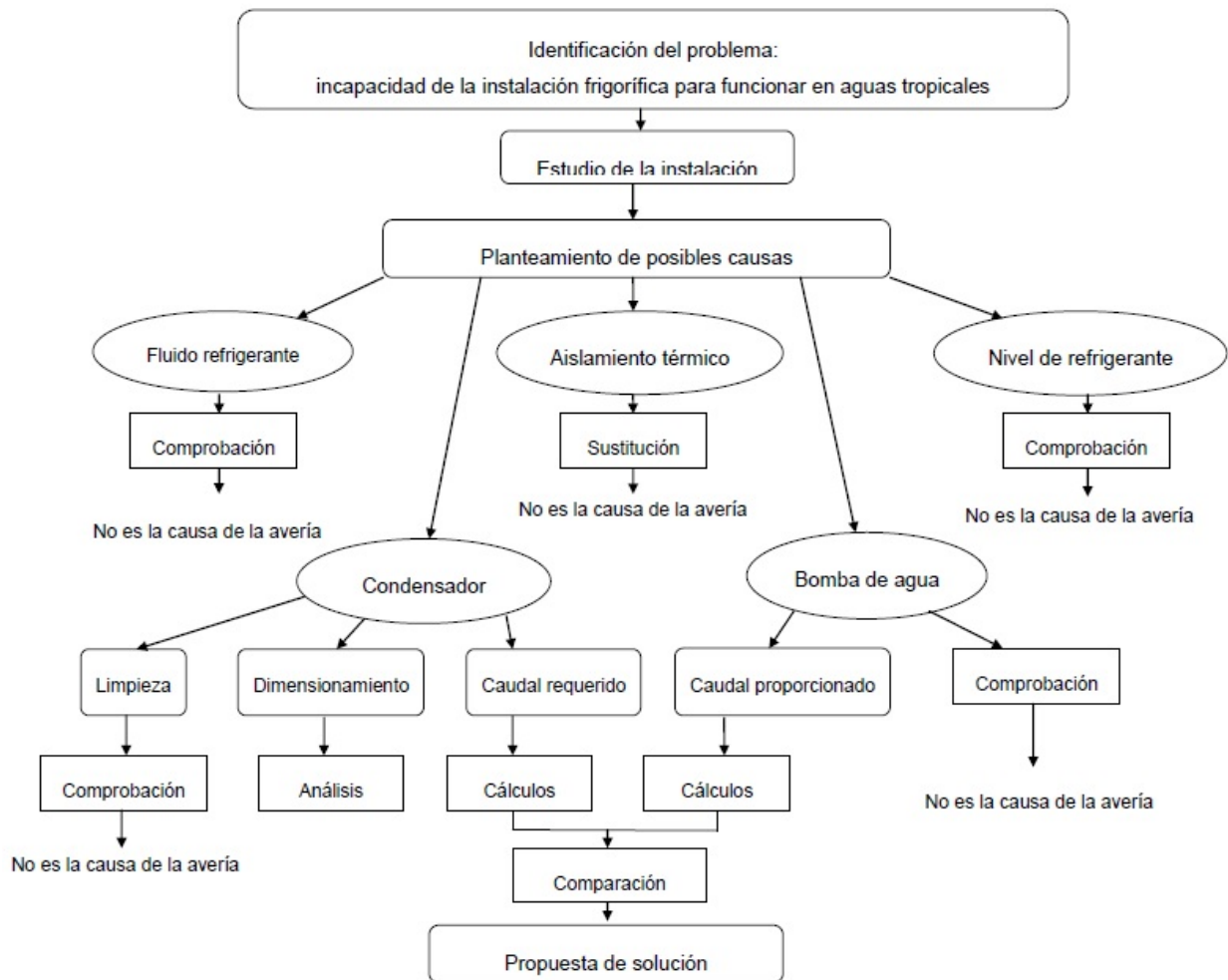


Figura 3.1: Diagrama de metodología

4 Características de la instalación

4.1 Descripción general de la instalación

La planta frigorífica (Figura: 4.1) se basa en el sistema directo de refrigeración mediante compresión mecánica de un fluido y la dividimos en cinco partes generales:

- Grupo de compresión
- Condensador
- Bomba de agua
- Evaporadores
- Dispositivos de control

La refrigeración por compresión sigue un método en el que se fuerza mecánicamente la compresión de un fluido en un circuito cerrado que está dividido en dos zonas, una zona de alta presión y otra de baja presión. Dicho fluido describe un ciclo cerrado y tiene la misión de absorber calor del ambiente en la zona de baja presión, en el evaporador, y cederlo en la zona de alta presión, en el condensador.

A continuación se describen brevemente cada una de las cinco partes mencionadas.

El grupo de compresión: tiene por misión específica la de aspirar los vapores del refrigerante producidos por su evaporación en los evaporadores y así comprimirlos para su posterior condensación. Funciona por tanto como una bomba aspirante-impulsante. Este se compone de compresor del tipo alternativo, de motor eléctrico y de la transmisión mediante poleas y correas trapecoidales.

El condensador: estará refrigerado por agua y tiene por finalidad condensar los gases comprimidos por el grupo de compresión. Una vez que el gas se ha licuado, se acumula en el condensador, que hace la función de recipiente de líquido. Tiene que disipar el calor absorbido por el gas refrigerante a su paso por las gambuzas a través de los evaporadores y el absorbido durante el proceso de compresión.

La bomba de agua: tiene la única misión de abastecer de agua al condensador para que este tenga un fluido al que transmitir su carga de calor. La bomba ha de ser adecuada para el caudal y presión requeridos por el condensador y su construcción es adecuada para trabajar con agua de mar.

Los evaporadores: son la parte del sistema frigorífico que se encuentra dentro de la gambuza y su contenido es el de recibir el refrigerante en estado líquido a través de la válvula de expansión termostática donde este entra en ebullición absorbiendo calor del recinto a enfriar.

Dispositivos de control: son todos los elementos necesarios para un control automático de la planta frigorífica así como los elementos que nos permiten mantener la seguridad en la instalación.

Hay que destacar en esta instalación que tanto el grupo de compresión, los condensadores y la bomba de agua están por duplicado y funcionan de manera independiente para asegurar que en caso de avería de alguno de los elementos se pueda cambiar de grupo para continuar con el funcionamiento de la planta. Además los condensadores son intercambiables entre los grupos.

Tabla 4.1: Características del compresor BITZER

Características del compresor	
Marca	BITZER
Modelo	4H.2Y
r.p.m	1450
Nº Cilindros	4
Diámetro cilindros	70 mm
Carrera del pistón	55 mm
Volumen desplazado	73,6 m ³ /h
Potencia con acoplamiento tipo kk620	< 22 kW
Presión máxima (BP/AP)	19 / 25 bar

**Figura 4.2:** Compresor frigorífico BITZER

Fuente: [3]

4.2 Descripción de los componentes

- Compresor frigorífico

Los compresores frigoríficos son de la marca BITZER modelo 4H.2Y, de cuatro cilindros que funcionan alternativamente y trabaja con arreglo a las características técnicas (Tabla:4.1):

- Condensador

Condensador del tipo marino especialmente concebido para su funcionamiento con agua de mar, modelo 0116-4/65, fabricado por INTEGASA.SL, condensador tipo contra-corriente multitubular, construido con envolvente de acero y batería de tuberías de cuproníquel (Constantan) aleteada para poder obtener una mayor superficie de contacto, equipado con tapas construidas con latón naval y desmontables para su inspección y limpieza, igualmente está equipado con visor de nivel de líquido y válvula de seguridad del tipo resorte tarada a 24 bar. (Figura: 4.3).

- Bomba de agua

La bomba es del tipo marino de la marca AZCUE para circulación de agua de mar modelo monoblock CP 25/160 (Figura: 4.4), accionada mediante un motor eléctrico.

- Motor eléctrico del compresor.

Motor eléctrico marca ABB con un grado de protección IP 55 y su construcción adecuada para un funcionamiento en ambientes marinos, con las siguientes características técnicas:

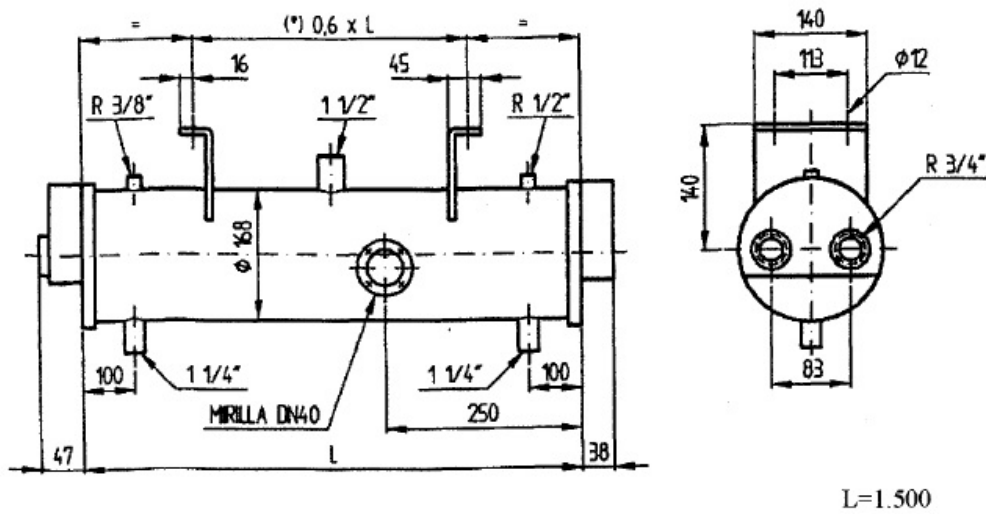


Figura 4.3: Condensador de agua modelo 0116-4/65
Fuente: [9]

Tabla 4.2: Características técnicas del condensador

Características del condensador	
Diámetro interior de la carcasa del condensador	0,14 m
Longitud del condensador	1,5 m
Número de tubos	4
Número de pasos por tubo	4
Diámetro interior de los tubos	0,01650 m
Diámetro exterior de los tubos	0,01905 m
Material de construcción de los tubos	Constantan
Superficie de los tubos aleteados	0,2173 m ² /m
Coefficiente de transmisión térmica	0,6 kW/m ² C
DTML	6,4 °C
Área de transmisión térmica	5,2152 m ²

Fuente: Información cedida por: INTEGASA.SL

Figura 4.4: Bomba de agua Azcue modelo CP



Fuente: [12]



Figura 4.5: Válvula de expansión DANFOSS tipo TES 2

Fuente:[3]

- Potencia 20 CV
 - Velocidad 1750 r.p.m.
 - Tensión 440 V
 - Frecuencia 50 Hz
 - Corriente Alterna
- Válvula de expansión termostática

La válvula de expansión termostática regula la inyección de líquido refrigerante en los evaporadores. El modelo a utilizar en esta instalación es de la marca DANFOSS tipo TES 2. La presión encima del diafragma aumenta con la temperatura del bulbo, y la presión debajo del diafragma aumenta con la temperatura de evaporación. La diferencia de presión que corresponde al recalentamiento del refrigerante produce una fuerza que tendrá tendencia a abrir la válvula en contra de la acción en sentido opuesto. Si la presión diferencial, es decir el recalentamiento, es superior a la fuerza del muelle que la comprime, la válvula se abre. Existe una variedad de tamaños diferentes para el conjunto de orificio y la aguja de la válvula que se pueden elegir en función de la capacidad necesaria (Figura: 4.5).
 - Válvula solenoide

La válvula solenoide es de cierre electromagnética servoaccionada. Por medio de unos orificios de igualación la presión sobre el lado superior del diafragma es igualada a la presión de entrada de la válvula en el lado inferior. Cuando se energiza la bobina, el orificio piloto, que tiene una superficie de circulación superior a la de los orificios de igualación de presión en conjunto, se abre. La presión sobre el diafragma se reduce y por escape a través de un orificio piloto hacia el lado de salida de la válvula, el diafragma es levantado por la presión de entrada más elevada que reina en su lado inferior. Cuando se desenergiza la bobina, el orificio piloto se cierra y el diafragma es aplicado contra el asiento de la válvula porque la presión sobre este aumenta ahora a través de los orificios de igualación de presión.
 - Presostato diferencial de aceite

Los presostatos diferenciales de aceite se utilizan como presostatos de seguridad en compresores de refrigeración lubricados bajo presión, ya que, después de un retardo de tiempo bien definido, el presostato detiene el funcionamiento en el caso de falta de aceite. El elemento de presión de aceite está conectado a la conexión de descarga de la bomba de aceite, y el elemento de baja presión está conectado al cárter del compresor. Si la presión diferencial entre la presión de aceite y la presión de aspiración es inferior al valor del reglaje del presostato, el relé de temporización es energizado, es decir, se desconecta el compresor. (Figura: 4.6).



Figura 4.6: Presostato diferencial de aceite

Fuente: Fotografía de colección propia en la instalación

- Válvula de presión constante

El regulador de presión de evaporación, tipo KVP, está ubicado a la salida del evaporador y se abre cuando la presión aumenta en el lado de entrada de la válvula, es decir, cuando la presión aumenta en el evaporador. Haciendo girar el eje de regulación en el sentido de las agujas del reloj se tensa el muelle y se aumenta la presión de abertura, es decir que la temperatura de evaporación aumenta. Con este regulador se mantiene constante la presión y por ello la válvula está provista de un fuelle que tiene el mismo diámetro que la placa de válvula. El efecto producido consiste en que las variaciones de presión en el lado de salida de la válvula no tienen efecto sobre la regulación automática del grado de abertura ya que la presión en el lado superior de la placa de válvula se ve equilibrada por la presión que actúa en el fuelle. Además la válvula está provista de un dispositivo amortiguador, de modo que las pulsaciones de presión de la instalación no afectan al funcionamiento de la válvula. Para que el reglaje de la válvula sea más cómodo está provista de una conexión especial para el manómetro, que permite el montaje y desmontaje de este sin que sea necesario vaciar previamente la tubería de aspiración en el evaporador (Figura: 4.7).

- Válvula de retención

La válvula de retención, del tipo NRV, basa su funcionamiento en controlar solamente la pérdida de carga a través de la válvula y es completamente independiente de la posición de montaje. La placa de válvula está montada en un émbolo de freno que está aplicado contra el asiento de la válvula con un muelle débil. Cuando la válvula se abre el volumen situado detrás del émbolo se ve reducido. A través de un orificio de igualación el refrigerante puede escapar hasta la salida de la válvula, de modo que el movimiento del émbolo es amortiguado. Esta disposición permite igualmente la utilización de válvulas de retención adecuadas en las tuberías en las cuales pueden producirse pulsaciones (Figura: 4.8).

- Válvula de cierre manual

Estas válvulas de cierre manual de caperuza se pueden usar en cualquier punto de las instalaciones frigoríficas que usan refrigerantes halogenados. Están formadas por dos piezas principales, el cuerpo y el soporte del vástago. Los materiales usados para las piezas principales de las válvulas son:



Figura 4.7: Válvula de presión constante tipo KVP
Fuente: [3]



Figura 4.8: Válvula de retención
Fuente: [3]



Figura 4.9: Filtro deshidratador

Fuente: Fotografía de colección propia en la instalación

- Latón forjado en caliente OT 58 UNI 5705 para los cuerpos y las caperuzas.
- Acero tratado para los vástagos.
- Junta de goma, particularmente resistente a los refrigerantes, para las empaquetaduras.

- Filtro deshidratador

El filtro deshidratador es de la marca DANFOSS del tipo DN y tiene por finalidad el retener pequeñas moléculas de agua que puedan haber quedado dentro de la instalación y evitar posibles averías. Para ello posee una carga de filtrante molecular con un diámetro relativamente importante para que la velocidad de paso del refrigerante por él sea suficientemente lenta además de evitar pérdidas de carga grandes. El filtro deshidratador una vez es totalmente hidratado se procede a su sustitución. Para facilitar la operación el filtro irá montado en BY-Pass para así no tener que parar la instalación para su sustitución (Figura: 4.9).

- Filtro separador de aceite

El filtro separador de aceite va ubicado en la descarga del compresor para evitar que cualquier partícula de aceite proveniente de la compresión del líquido refrigerante pueda filtrarse y mezclarse con éste, evitando así que el aceite se deposite en los diferentes elementos del circuito disminuyendo su eficacia creándose una película aislante en, por ejemplo, el evaporador. El filtro utilizado es un filtro desmontable de la marca CASTEL modelo 5520/C(Figura: 4.10).

- Termostatos

El termostato está provisto de un interruptor unipolar que establece el circuito cuando la temperatura ambiente sube. Al hacer girar el eje de regulación en el sentido de las agujas del reloj, las temperaturas de puesta en marcha y de parada del aparato aumentan, y haciendo girar el eje de regulación en el sentido de las agujas del reloj, la diferencial entre las temperaturas de puesta en marcha y parada disminuye.

- Presostatos

1. Presostato de baja presión KP 1

El presostato de baja presión está provisto de un conmutador unipolar que interrumpe el circuito cuando la presión disminuye en el elemento del fuelle, es decir cuando disminuye la presión de la aspiración, ya que la conexión de la tubería debe estar conectada al lado de aspiración del compresor. Haciendo girar el eje de regulación en el sentido de las agujas del reloj, se ajusta el aparato para interrumpir el circuito a una presión más elevada y haciendo girar el eje de regulación en el sentido de las agujas de un reloj, se ajusta el aparato para que se cierre de nuevo a una diferencial más pequeña (presión de cierre= presión de apertura + diferencial).

2. Presostato de alta presión KP 5

El presostato de Alta Presión está provisto de un conmutador unipolar que abre el circuito entre los bornes cuando la presión aumenta en el elemento del fuelle de alta presión, es decir cuando la presión de condensación aumenta. La conexión de la tubería debe estar unida de manera directa al lado de alta presión del compresor, de modo que el compresor se pare si la válvula de salida de descarga del compresor llegara a cerrarse por inadvertencia durante la puesta en marcha de la instalación. Su manejo es similar al del presostato de baja presión KP 1 (Figura: 4.11).



Figura 4.10: Filtro separador de aceite
Fuente: Fotografía de colección propia en la instalación



Figura 4.11: Presostato KP
Fuente: Fotografía de colección propia en la instalación

Tabla 4.3: Características de los evaporadores

Características de los evaporadores			
Cámara de Carnes Modelo FRB 210/E		Cámara de Pescados Modelo FRB 290/E	
Rendimiento frigorífico:	3.090 W	Rendimiento frigorífico:	4400 W
Superficie:	17 m ²	Superficie:	17 m ²
Cámara de Vegetales y Antecámara Modelo FRB 260		Cámara de Lácteos Modelo FRB 230	
Rendimiento frigorífico:	5270 W	Rendimiento frigorífico:	4550 W
Potencia total de los evaporadores:			
$\emptyset=4440+3090+4550+5270 \cdot 2=22620\text{W}=\mathbf{22,62\text{ kW}}$			
Fuente: [9]			

- Visor de líquido

El visor de líquido del sipo SGI está provisto de un indicador de color que pasa del verde al amarillo cuando el contenido de humedad del refrigerante es superior al valor crítico. La indicación de color es reversible, es decir que el color pasa de nuevo del amarillo al verde una vez que la instalación se ha secado por ejemplo cambiando el filtro deshidratador montado en la tubería de líquido.

- Evaporadores

Los evaporadores son todos de la marca FRIMETAL y el sistema de funcionamiento es de tiro forzado mediante ventiladores tipo helicoidal. Están contruidos exteriormente con carcasa de aluminio gofrado anticorrosivo, interiormente llevan batería construida con tuberías de cobre y aletas de aluminio con igual tratamiento que la carcasa exterior. Los evaporadores instalados son los que se encuentran en la tabla 4.3.

Los modelos ubicados en la gambuza de carnes y de pescados van provistos de una batería de resistencias eléctricas para realizar su descongelación y evitar de esta forma que se bloqueen de hielo, circunstancia que mermaría sensiblemente su rendimiento. Igualmente están dotados de resistencias en la bandeja y en el desagüe. Es imprescindible evitar la formación de hielo en la batería de los evaporadores para que estos no pierdan rendimiento, para ello hay que tomar alguna medida como procurar no introducir productos calientes y mantener las puertas cerradas el mayor tiempo posible. No obstante cuando se observe la formación de hielo se procederá a eliminarlo, bien sea manualmente cerrando el paso de refrigerante mediante el corte de la electroválvula y dejando el ventilador del evaporador en marcha continua hasta que el hielo desaparezca o bien realizando sucesivas descongelaciones.

- Cuadro eléctrico

La instalación está equipada con un cuadro eléctrico de maniobra montado en caja y placa metálica cumpliendo con las normativas establecidas para este tipo de cuadros por las Sociedades Clasificadoras del buque.

En el interior de dicho cuadro están montados los siguientes elementos: Contactores guarda motores, relés de protección, relojes de programación, regletas de conexiones, fusibles generales y auxiliares, interruptores para la puesta en marcha y paro de los compresores, bombas de agua, etc.

- Cuadro de aparatos

La instalación estará igualmente dotada de un cuadro de aparatos(Figura: 4.12) montado sobre una placa metálica, donde se instalarán el visor de líquido, el detector de humedad así como el filtro deshidratador y llaves de accionamiento manual para proceder a la sustitución de dicho filtro sin necesidad de parar la instalación. En dicho cuadro estarán también montadas las llaves de membrana de accionamiento manual para la interconexión de los grupos frigoríficos, pudiendo a través de éstas poner en marcha o parar uno u otro o bien ambos a la vez dependiendo de las necesidades de la instalación.



Figura 4.12: Cuadro de aparatos

Fuente: Fotografía de colección propia en la instalación

4.3 Fluido refrigerante

El gas refrigerante utilizado en esta instalación es el R-507. Es una mezcla de gases refrigerantes HFC azeotrópica que no provoca daños a la capa de ozono, utilizado en equipos nuevos de refrigeración de medias y bajas temperaturas.

Algunas características del gas refrigerante R-507 son:

- No daña la capa de ozono.
- Únicamente compatible con aceites sintéticos POE (poliol éster).
- Pueden rellenarse los equipos en caso de fuga, sin que varíen su composición.
- Cargar siempre en fase líquida.
- Temperaturas de descargas inferiores al R-22 y R-502, lo que prolonga la vida del compresor.
- Buena capacidad frigorífica y eficiencia energética.
- Punto ebullición a 1,013 bar: $-46,7$ ($^{\circ}\text{C}$)
- Deslizamiento de temperatura: 0 ($^{\circ}\text{C}$)
- Clasificación seguridad: A1. Baja toxicidad y no inflamable.

Fuente: [6]

5 Pruebas de funcionamiento realizadas

Una vez detectado el problema había que focalizar el o los orígenes de la avería. Para ello se realizaron diferentes inspecciones y pruebas que se indican a continuación.

- Prueba de caudal de agua

Para un funcionamiento normal de la instalación debería ser suficiente con el caudal proporcionado por una de las dos bombas de agua instaladas.

Como existe este problema en la condensación del refrigerante se dispuso a poner en marcha las dos bombas de agua de similares características y conectadas en paralelo para poder duplicar el caudal de agua que le llegaba al condensador. Tras mantener la instalación en funcionamiento con las dos bombas se observó que la instalación era capaz de mantenerse más tiempo en funcionamiento sin que el compresor parase por alta presión de descarga pero la mejoría en el condensado del refrigerante solo permitía mantener el servicio aproximadamente 5 minutos más. Por lo tanto, se desestimó que el problema se ubicase en el caudal de agua proporcionado por las bombas de agua.

- Limpieza del interior del condensador

Tras analizar el problema y observar que la temperatura del condensador era muy elevada se llevó a cabo una limpieza del interior del condensador ya que al estar muy sucio es posible que la transmisión de calor no fuera suficiente como para evacuar todo el calor debido a la aparición en las paredes de los tubos: sarro, aceite, algas o cualquier otro tipo de incrustaciones. Estas limpiezas se realizaban alternativamente a los condensadores cada 2 meses. Normalmente se usaba un equipo diferente cada mes, coincidiendo con las salidas del buque a la mar y tras ese mes de uso se realizaba su limpieza.

La limpieza consiste en quitar las tapas del condensador y mediante una varilla larga con un cepillo incorporado en su extremo se cepillaba el interior de los tubos. Además se usaba agua a presión para extraer toda la suciedad e incrustaciones producidas por el agua salada. La intensa limpieza de los tubos no solucionó definitivamente el problema.

- Regulación de las válvulas de expansión termostáticas de las gambuzas

La regulación de estas válvulas se realiza en un tornillo de regulación que comprime un resorte. Este resorte determina la diferencia de presión necesaria entre el recalentamiento producido a la salida del evaporador y la propia presión del resorte más la presión de salida del condensador para compensar la apertura y cierre de la aguja que permite el paso de fluido al evaporador. Si esta válvula no está bien regulada es posible que la válvula no cierre completamente cuando la gambusa ya tiene la temperatura deseada y por el evaporador continúe circulando fluido refrigerante generando que el compresor no pare su funcionamiento o por el contrario puede además hacer que cierre el paso de fluido antes de alcanzar la temperatura deseada y el compresor arranque y pare con frecuencia y en intervalos de tiempo muy pequeños los cuales perjudican a los elementos del sistema, principalmente al compresor.

Además se comprobó que los bulbos de temperatura de estas válvulas estuviesen colocados correctamente y hacían buen contacto con la línea a la salida del evaporador y de esta manera no se falseara la temperatura medida. Esta medida tampoco resolvió el problema.



Figura 5.1: Estado del condensador previo a su limpieza
Fuente: Fotografía de colección propia en la instalación

- Revisión del nivel de R-507 en el circuito.

La falta de refrigerante en la instalación puede estar motivada por una fuga o baja carga inicial y sus efectos son [14]:

- **Al tener poco refrigerante su velocidad aumenta, por lo que en el condensador no se llega a licuar totalmente.**
- **Aparecen burbujas (de vapor) en el visor de líquido.**
- La falta de refrigerante hace que disminuya la presión mínima y máxima del compresor, pudiendo producir un salto del presostato de baja presión.
- Disminución de la Temperatura de evaporación \Rightarrow Aumento del trabajo del compresor.
- Si no se licua el gas, la válvula de expansión será fuente de ruidos y sufrirá un mayor desgaste al pasar gas a gran velocidad a través de ella.
- Al entrar al evaporador menor cantidad de líquido no se aprovecha el efecto de la evaporación en todo el área de transmisión por lo que se ve afectada la capacidad frigorífica.
- Por la falta de entrada de refrigerante aumenta la temperatura del compresor al no poder refrigerarse con el propio fluido.

Por otro lado si existe sobrecarga de refrigerante en la instalación los efectos son [14]:

- **El exceso de refrigerante hace que las presiones mínimas y máximas aumenten \rightarrow aumenta la temperatura máxima del refrigerante.**
- Un subenfriamiento excesivo que provoca que se acumule líquido a la salida del condensador \rightarrow aumento de la presión de descarga \rightarrow disminución del rendimiento del ciclo.

Primero se realizó una búsqueda de posibles fugas de refrigerante para determinar que no se producían pérdidas de refrigerante.

Esto se comprueba mediante la aplicación de un detector de fugas de espuma y el llenado con nitrógeno a presión de tramos de línea, midiendo la estanqueidad mediante la variación de la presión interna. Una vez comprobado que no existían fugas en la línea se continúa con las pruebas de nivel de refrigerante.

Para comprobar su nivel y realizar un llenado óptimo:

- Se recoge todo el líquido refrigerante de la instalación en el condensador.
 - Se arrancan las gambuzas de una en una durante aproximadamente 2 minutos y después se paran para conseguir llenar la línea de todo el circuito con refrigerante.
 - Una vez la línea está completamente llena se añade refrigerante por aspiración del compresor en el separador de aceite hasta que dejan de aparecer burbujas de vapor por el visor de líquido ubicado en la línea tras el condensador.
- Instalación de aislamiento térmico en las tuberías de aspiración del compresor

Otro posible origen del problema puede encontrarse en el recalentamiento producido en la línea de aspiración del compresor. Por este motivo se renovó el aislamiento térmico en toda la línea.

Tras realizar estas pruebas no se pudo determinar el origen del problema por lo que se continuó estudiando los diferentes elementos.

6 Análisis de los elementos principales

Para conocer el verdadero funcionamiento del ciclo así como las características en cada uno de sus puntos es necesario dibujar este ciclo sobre un Diagrama de Mollier (Ver Anexo: A) colocando los datos recopilados y siguiendo el ciclo de refrigeración conocido como Ciclo Inverso de Rankine.

Para dibujar este ciclo sobre el diagrama vamos a ayudarnos de un software de uso libre llamado CoolPack [10]; es una colección de modelos de simulación para sistemas de refrigeración y cada uno de los modelos tiene un propósito específico. Con este programa se puede elegir el fluido refrigerante utilizado, en este caso es el R-507a, y se pueden añadir los datos obtenidos de la instalación para poder describir el ciclo seguido por la planta frigorífica y seguidamente obtener los valores correspondientes a cada punto del ciclo de manera precisa y no mediante una aproximación realizada sobre el diagrama.

Los puntos principales a tener en cuenta en el ciclo son:

- Aspiración del compresor
- Descarga del compresor
- Condensación del fluido refrigerante en el condensador
- Evaporación del fluido en el evaporador

Y los principales datos que hacen falta para poder trazar correctamente el ciclo son:

- Temperatura de Evaporación:

En la planta frigorífica se dispone de 5 evaporadores los cuales están calibrados para trabajar a 3 temperaturas distintas en función de la finalidad de cada cámara. Por este motivo existen varias extracciones de fluido refrigerante a unas presiones y temperaturas de evaporación determinadas para poder obtener finalmente la temperatura deseada en el evaporador y la gambuza.

Las presiones de cada evaporador terminarán igualándose a la entrada del compresor y será muy próxima a la temperatura y presión del evaporador que tenga la presión más baja y la temperatura más fría, es por este motivo por el que se puede determinar que la presión de evaporación de las gambuzas más frías será la presión de baja a la entrada del compresor. Presión que sí se puede medir mediante un manómetro ubicado en el compresor.

Prestando atención a la presión de baja del compresor recogida en los casos de mayor demanda de potencia de la planta obtenemos la temperatura correspondiente a esas presiones que son:

Presión de baja del compresor (bar): 1,8 - 1,9

Temperatura del R507 (°C): -32 hasta -34



Figura 6.1: Manómetro de baja presión

Situado en la aspiración del compresor

Fuente: Fotografía de colección propia en la instalación

Tabla 6.1: Temperaturas y presiones de evaporación

Tª Gambuzas (°C)		Tª Evaporación (°C)	Presión correspondiente (bar)
-18		-33	1,89
13	Δt (-15)	-2	5,90
8		-7	4,99

Desconociendo las presiones o las temperaturas de evaporación de cada evaporador se atiende a los valores prácticos del Δt .

Cuando el fluido a enfriar es un gas y, particularmente aire, estos valores son variables y se hallan en función del grado higrométrico deseado para el aire en la cámara fría. Estos valores oscilan de forma general entre 4 y 14° C [13].

En ese sentido:

Se le ha añadido a la temperatura habitual de la cámara un poco más de los valores generales (15°C) para situar los valores en el caso de mayor demanda de potencia además de que se puede comprobar que la temperatura estimada de las cámaras a -18°C es muy próxima a la calculada a través de las presiones medidas. De estas temperaturas se determina que la de las cámaras de congelación es correcta comparándola con la temperatura correspondiente a la presión de baja del compresor siguiendo el ciclo sobre el diagrama de Mollier(Figura: 6.4).

- Temperatura de Condensación: **40°C**

Esta temperatura se ha determinado en función de la temperatura correspondiente a la presión de alta del compresor.

- Subenfriamiento: **4°C**

Se ha determinado que el subenfriamiento del líquido está producido por la refrigeración del líquido por debajo de la temperatura de condensación que es de 40°C. Como la temperatura de entrada del agua de mar es de 32°C se aplica un valor intermedio (Figura 6.2).

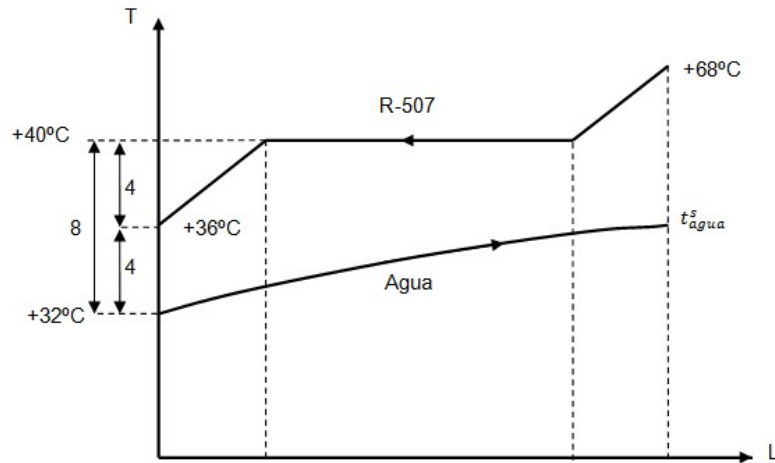


Figura 6.2: Cálculo de la temperatura de subenfriamiento
Fuente: realización propia

Tabla 6.2: Propiedades del fluido refrigerante en el ciclo

Punto	t (°C)	p (bar)	v m^3/kg	h (kJ/kg)	s kJ/(kg·K)
1	-23,000	1,892	0,104820	356,057	1,6613
2	68,013	18,795	0,012086	406,079	1,6613
3	36,000	18,795	N/A	224,875	1,155
4	-33,000	1,892	0,104817	224,875	1,204

$$40 - 32 = 8^{\circ}\text{C} \rightarrow 8/2 = 4^{\circ}\text{C}$$

- Sobrecalentamiento: **10°C**

El sobrecalentamiento útil es el que se produce dentro del evaporador una vez el fluido frigorífico ya se ha evaporado pero aún tiene la capacidad de absorber calor. Además este hecho ayuda a asegurarse de que todo el líquido se ha evaporado impidiendo la llegada de gotas al compresor que pueden ser perjudiciales para su integridad física. Este recalentamiento viene dado por la diferencia entre la temperatura de evaporación y la temperatura a la salida del evaporador. En este caso se aplica un recalentamiento común para todos los evaporadores debido a que se desconocen las temperaturas exactas de evaporación y de salida de los evaporadores. Como norma general en la práctica de las instalaciones frigoríficas el recalentamiento suele ser entre 4 y 14 °C [13]. En este sistema he determinado que será de 10°C.

- Se ha supuesto además que:

$$\eta_{isentrópico} = 1$$

Una vez obtenidos estos datos se pueden insertar en el Coolpack para obtener el ciclo (Figura: 6.3).

El ciclo obtenido sobre el diagrama de Mollier (Figura: 6.4) hace referencia a un ciclo de compresión simple de una etapa debido a que Coolpack a pesar de ser un programa con muchas herramientas, no permite calcular el ciclo realizando varias extracciones de fluido a diferentes temperaturas. Por este motivo se tienen que dibujar sobre la gráfica manualmente y una vez determinados los puntos sí que podemos ubicar el puntero sobre el diagrama para conocer los valores correspondientes.

Además del ciclo también podemos obtener del software una tabla donde vienen reflejados los valores en los puntos más característicos del ciclo (Tabla: 6.2)

Cycle input

Select cycle type:

One stage Two stage, closed intercooler

Two stage, open intercooler Two stage, open intercooler, load at intermediate pressure

Cycle name: Draw cycle

Values:

Evaporating temperature: °C Condensing temperature: °C

Superheat: K Subcooling: K

Dp evaporator: Bar Dp condenser: Bar

Dp suction line: Bar Dp liquid line: Bar

Dp discharge line: Bar

Isentropic efficiency [0-1]:

Cycle creation

Create new

Calculated:

Qe [kJ/kg] 163,167

Qc [kJ/kg] 163,167

COP: 6,3747E9

W [kJ/kg] 0,000

Figura 6.3: Datos suministrados al software

El sobrecalentamiento y el subenfriamiento se añade en K debido a que es un incremento de temperatura lo que se suma a la temperatura de evaporación y a la de condensación y no una temperatura absoluta que sí debería ser expresada en °C

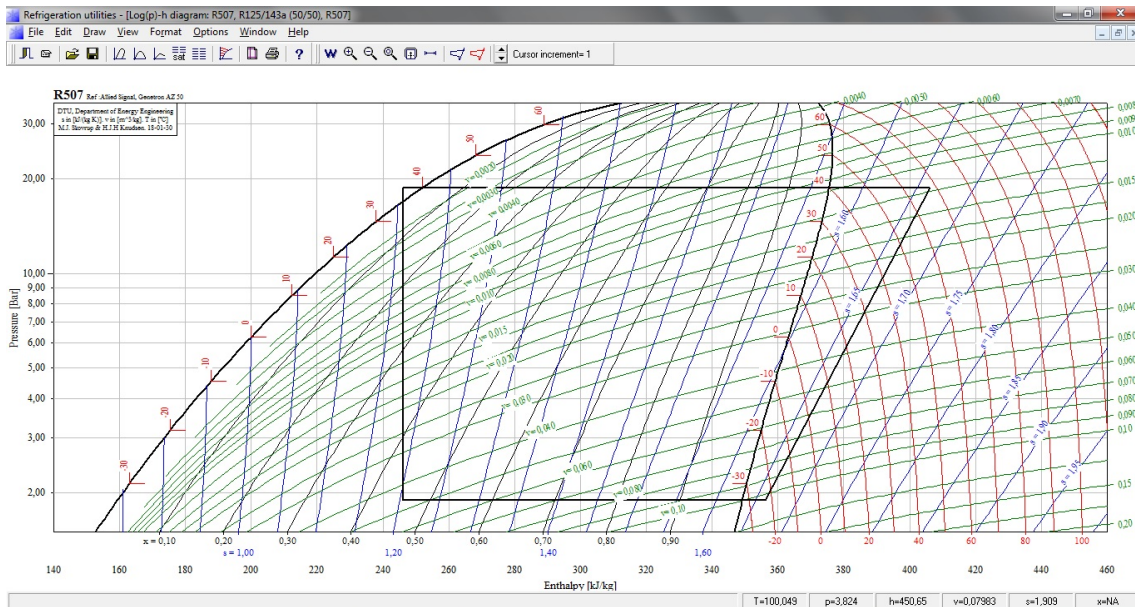


Figura 6.4: Ciclo sobre diagrama de Mollier

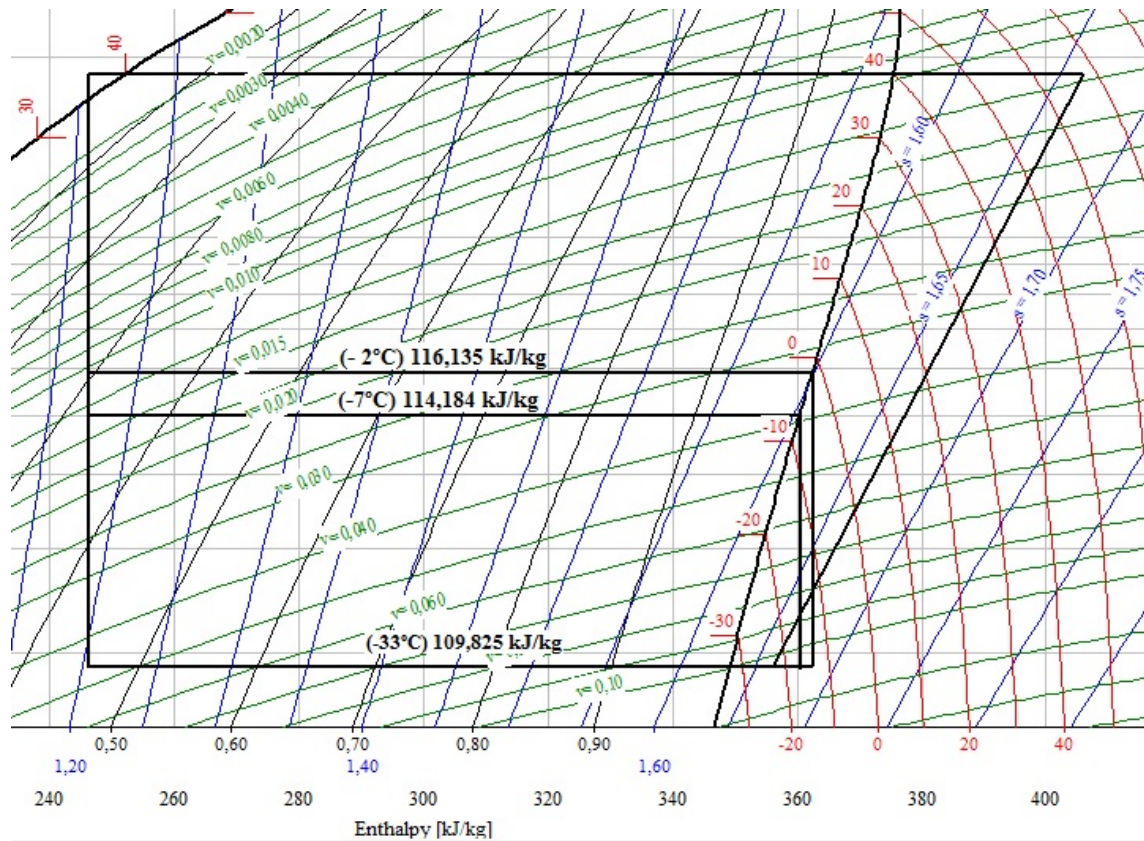


Figura 6.5: Diferencias de entalpías de cada extracción

Δh	kJ/kg
-2°C	116,135
-7°C	114,184
-33°C	109,825

Fuente: realización propia

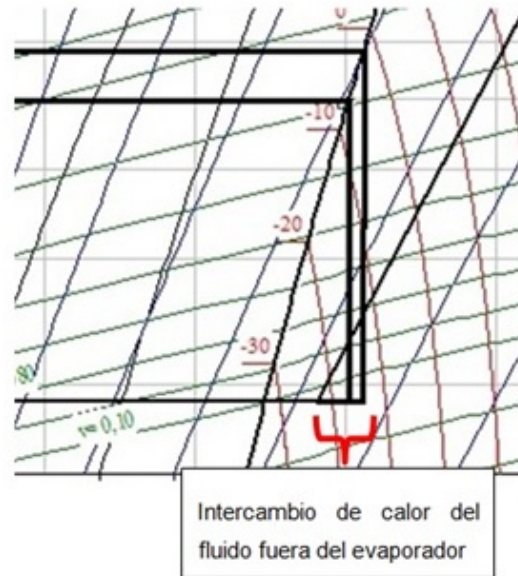


Figura 6.6: Intercambio de calor del fluido fuera del evaporador

Fuente: realización propia

Para dibujar sobre el diagrama las extracciones de los otros evaporadores se toman como puntos de partida las presiones y temperaturas obtenidas en la tabla (Tabla: 6.2).

Como se puede observar, las extracciones de fluido de los evaporadores llegan hasta la curva de saturación y seguidamente sus presiones caen a entalpía constante para igualarse con la presión de los otros evaporadores en la línea de aspiración del compresor.

Seguidamente, una vez igualadas sus presiones y al mezclarse el refrigerante proveniente de todos los evaporadores se produce una disminución de la temperatura del fluido proveniente de los evaporadores más calientes (-2°C y -7°C).

Esta absorción de calor (Figura: 6.6) es desestimada en el estudio del ciclo debido a que:

- Este intercambio de temperatura mayormente se realiza entre el mismo fluido frigorífico por lo tanto, el calor extraído del exterior es mínimo;
- el calor que se extrae del medio exterior se produce fuera de los evaporadores, en las líneas de aspiración del compresor y por lo tanto no es útil.

La finalidad de este estudio se centra en mejorar el sistema de condensación, por lo tanto es importante determinar si el condensador instalado actualmente tiene las dimensiones y el rendimiento adecuado para asegurar el buen funcionamiento en diferentes condiciones de carga a las que pueda ser sometido. Para ello se necesita conocer las características y capacidades de los demás elementos de la planta frigorífica para realizar un balance y determinar la viabilidad de este condensador. En el cálculo de estas instalaciones frigoríficas los principales elementos a tener en cuenta son:

- Evaporadores
- Compresores
- Condensadores

Esto es debido a que las potencias de ambos están directamente relacionadas por el Primer Principio de la Termodinámica [13]:

$$Q_k = Q_0 + P_c \quad (6.1)$$

Donde:

Q_k =Potencia del condensador
 Q_o =Potencia de los evaporadores
 P_c =Potencia del compresor

Por lo tanto, una vez conocidas las potencias de dos de ellos podemos determinar la potencia necesaria para el elemento restante. En este caso el condensador.

7 Cálculos teóricos

En la práctica, en la instalación con las condiciones actuales de todos los elementos, se ha experimentado que la planta frigorífica no es capaz de mantener un correcto funcionamiento con dos o más gambuzas demandando potencia al mismo tiempo cuando ambas requieren una gran producción de frío en ciertas condiciones establecidas. Por ejemplo, con la gambuza de pescado o de carnes y otra gambuza como puede ser la antecámara, la cual durante la preparación de las comidas los cocineros abren y cierran la puerta en repetidas ocasiones aun habiendo un dispositivo de cortinas plásticas que evitan en gran medida la entrada de aire del exterior. Este fenómeno se incrementa principalmente cuando existe una temperatura del agua de entrada al condensador que comienza a ser superior a los 28°C y en algunas franjas horarias alcanza los 32°C.

Por este motivo se analizarán las características que se requieren de los elementos para las diferentes condiciones de demanda en las que se puede encontrar la instalación.

7.1 Evaporadores

Conocidas las potencias máximas de los evaporadores (Tabla: 4.3), se desarrolla cuando por su interior circula un flujo másico tal que, con la cantidad de calor que puede absorber el fluido por cada kilogramo en esas condiciones de presión y temperatura, sea máximo. Por ello se determina la siguiente condición:

- La instalación frigorífica parte de un punto al que denominaremos “Arranque” en el cuál todas las cámaras se encuentran a temperatura ambiente, obligando a que se requiera una producción de frío importante para lograr alcanzar la temperatura deseada por lo cual la válvula termostática estará abierta al 100 % requiriendo así la mayor demanda de flujo másico admisible por el evaporador y desarrollando de esta manera su máxima potencia [13].

$$Q_0 = \dot{m} \cdot q_{abs} \quad (7.1)$$

Dónde:

Q_0 = Potencia evaporador (kJ/s)

\dot{m} = Caudal másico (kg/s)

q_{abs} = Calor absorbido por kilogramo de fluido (kJ/kg)

De esta ecuación, conocida la potencia del evaporador y el q_{abs} obtenemos que el flujo másico que circulará por cada evaporador:

$$\dot{m} = \frac{Q_0}{q_a}$$

↓

$$\frac{\frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

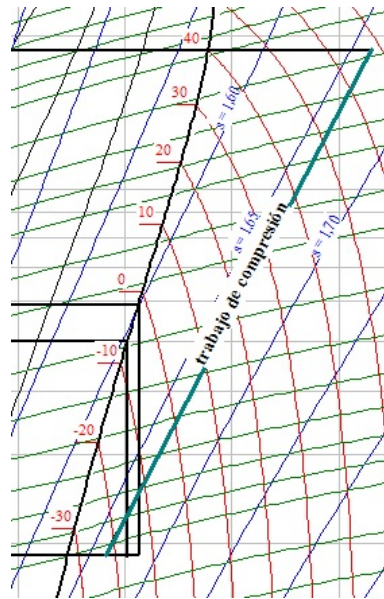


Figura 7.1: Trabajo de compresión desde el punto 1 al punto 2
Fuente: realización propia mediante Coolpack

Tabla 7.1: Cálculo caudales máxicos para los evaporadores a pleno rendimiento

Gamбуza	Potencia Evaporador (kW)	$q_{abs}(\Delta h)$ (kJ/kg)	\dot{m} (kg/s)
Carne	3,09	109,825	0,0281
Pescado	4,40	109,825	0,0400
Lácteos	4,55	114,184	0,0398
Vegetales	5,27	114,184	0,0461
Antecámara	5,27	116,135	0,0454

7.2 Compresor

La característica principal que nos preocupa en nuestro cálculo con respecto al compresor es el trabajo efectuado para lograr estas potencias frigoríficas en los evaporadores.

Existen varias maneras para calcular la potencia del compresor, pero atendiendo a los datos de los que se disponen se utilizará la siguiente [13]:

$$P_c = \dot{m} \cdot w \quad (7.2)$$

Donde:

- P_c = Potencia del compresor (kW)
- \dot{m} = Flujo máxico (kg/s)
- w = trabajo realizado por el compresor (kJ/kg)

Calculemos el trabajo realizado por el compresor por cada kilogramo de fluido refrigerante desde el punto 1 hasta el punto 2 (Figura: 7.1). Esto es:

$$W = h_2 - h_1 = 50,022 \text{ kJ/kg}$$

7.3 Condensador

Según el Primer Principio de la Termodinámica, la potencia que tendrá que desarrollar el condensador para disipar todo el calor, es decir la potencia necesaria, será la suma del trabajo realizado por el compresor y la potencia desarrollada por el o los evaporadores tras absorber el calor de las gambuzas. Sin embargo la potencia real desarrollada por el condensador depende de otros factores y de otros elementos del sistema que veremos a continuación.

Atendiendo a las características técnicas del condensador, la cantidad de calor que podrá transmitir dicho condensador vendrá determinado por:

$$Q_k = K \cdot A \cdot \theta \quad (7.3)$$

[13]

Donde:

K= coeficiente global de transmisión térmica del condensador $\left(\frac{kW}{m^2 \cdot C}\right)$

A= superficie de transmisión térmica del condensador (m^2)

θ = DTML entre la temperatura de condensación y la temperatura media del fluido de condensación ($^{\circ}C$)

El fluido de condensación, en nuestro caso agua, puede actuar de dos maneras:

- Por su calor sensible
- Por su calor latente de vaporización

Examinaremos solo el primer caso debido a que no se trata de un condensador de calor latente. Actuando el fluido de condensación por absorción de calor sensible, sólo podrá absorber por kilogramo en circulación y por grado de elevación de temperatura una cantidad igual a su calor específico a presión constante $C_p = \frac{kJ}{kg \cdot C}$

En consecuencia, para una variación entre sus temperaturas de salida T_S y de entrada T_E en el condensador, para evacuar Q_k kilocalorías el caudal de fluido necesario es [13]:

$$Q_k = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_S - T_E) \quad (7.4)$$

Donde:

\dot{m} = caudal másico de agua (kg/s)

c_p = calor específico del agua a presión constante (kJ/kg $\cdot^{\circ}C$)

Como el fluido de condensación utilizado es agua de mar, el caudal de agua será:

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \dot{v} \cdot \rho \text{ (km/m}^3\text{)} \\ \rho_{\text{agua marina}} &= 1023,34 \text{ kg/m}^3 \text{ [11]} \end{aligned}$$

Y el calor específico será:

$$C_p(\text{agua}) = 3,983 \left(\frac{kJ}{kg \cdot C}\right) \text{ [13]}$$

El caudal de agua que debería circular según el fabricante del condensador es de $5 \text{ m}^3/h$:

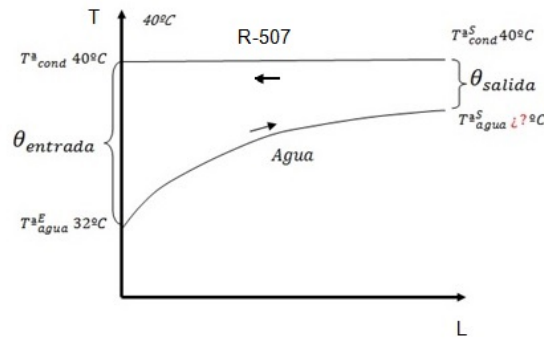


Figura 7.2: Intercambio térmico entre fluidos a contraflujo en el condensador

Fuente: realización propia

$$q_m = 1,421 \text{ kg/s}$$

De todas las incógnitas que nos encontramos (Ver eq: 7.4) nos queda por calcular la diferencia de temperatura media logarítmica (DTML), para la cual nos hace falta la temperatura de salida del agua del condensador.

$$Q_k = q_m \cdot C_p \cdot (T_S - T_E)$$

$$T_S = \frac{Q_k}{q_m \cdot C_p} + T_E$$

La DTML viene definida por:

$$\theta_1 = T_{cond}^a - T_E^a$$

$$\theta_2 = T_{cond}^a - T_S^a$$

$$\theta_{media} = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln \frac{\theta_1}{\theta_2}}$$

7.4 Cálculos en diferentes condiciones según diseño

Como se explicó anteriormente cuando el buque se encuentra en ciertas condiciones existen problemas para mantener el correcto funcionamiento de la instalación. Por lo tanto se realiza un análisis teórico tomando como referencias los valores de diseño de las diferentes posibilidades que pueden producirse durante el funcionamiento y se compara con la situación actual para tratar de determinar y focalizar el problema existente.

Los posibles casos que se analizarán son (Tabla:7.2):

1. Carne y pescado (2 evaporadores más pequeños)
2. Vegetales y antecámara (2 evaporadores más grandes)
3. Carne, pescado y lácteos (3 evaporadores más pequeños)
4. Vegetales, antecámara y lácteos (3 evaporadores más grandes)
5. Carne, pescado, lácteos y vegetales (4 evaporadores más pequeños)
6. Gambuzas de vegetales, antecámara, lácteos y pescado (4 evaporadores más grandes)
7. Gambuzas de carne y antecámara (Caso que estudiaremos más adelante)

Tabla 7.2: Cálculos de potencias para los diferentes casos de la instalación

Cámaras en funcionamiento		1	2	3	4	5	6	7
Potencia evaporadores	kW	7,490	10,540	12,040	15,090	17,310	19,490	8,360
Caudal másico (\dot{m})	kg/s	0,068	0,092	0,108	0,131	0,154	0,171	0,074
Potencia compresor	kW	3,411	4,579	5,405	6,572	7,713	8,576	3,677
Q_k Necesario	kW	10,901	15,119	17,445	21,662	25,023	28,066	12,037
T ^a Salida agua	°C	33,926	34,563	35,036	35,673	36,322	36,804	34,072
DMTL	°C	6,993	6,636	6,362	5,977	5,562	5,236	6,912
Q_k Desarrollado	kW	21,881	20,766	19,906	18,702	17,404	16,383	21,630
$Q_k^{Des} - Q_k^{Nec}$	kW	10,980	5,647	2,462	-2,960	-7,619	-11,683	9,593

Realizando un análisis de los datos obtenidos en el cálculo (Tabla 7.2), se deduce que entre las potencias desarrolladas por el condensador en cada caso y las potencias realmente desarrolladas, existen ciertas condiciones que no son admisibles para la instalación. Pero aún en los casos donde la instalación teóricamente sí que debe ser capaz de funcionar adecuadamente, en la práctica no es así. Por este motivo se analizarán todos los aspectos influyentes.

8 Análisis de la capacidad de condensación

Tras realizar las diferentes comprobaciones de los equipos y su funcionamiento, no se pudo esclarecer dónde se ubicaba el problema. Por lo tanto se dispondrá a realizar un análisis más detallado de los problemas relacionados con la condensación. Las variables que influyen en la condensación del fluido refrigerante vienen definidas por: (Ecuaciones 7.3 y 7.4).

De aquí quedan determinadas las variables que influyen, y de todas ellas, las variables en las que nosotros podemos actuar directamente con el cambio o la mejora de algún elemento son:

1. K : coeficiente de transmisión térmica
2. A : área de transmisión térmica
3. \dot{m} : caudal másico de agua que circula por el interior del condensador

8.1 Coeficiente global (K) y área de transmisión térmica (A)

El coeficiente K determina, por unidad de superficie y por grado de temperatura, la cantidad de calor que es capaz de transmitirse en el condensador desde un fluido que circula por el interior de sus tubos hasta otro fluido que circula por el exterior de los mismos, teniendo en cuenta las características de cada uno de los fluidos y del medio que los separa, en nuestro caso los tubos. Este coeficiente está directamente relacionado con el área de transmisión térmica del condensador y comúnmente expresado por los fabricantes de condensadores como un solo coeficiente denominado $K \cdot A$ o $U \cdot A$ debido a la relación directa que tiene el coeficiente K sobre el área de transmisión.

Para el caso analizado de un condensador de tubos cilíndricos, la ecuación que determina este coeficiente es [8]:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot \frac{d_1}{d_2}} + \frac{\epsilon}{\lambda \cdot \frac{d_m}{d_2}} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (8.1)$$

Donde:

K = coeficiente global de transmisión térmica

α_1 = coeficiente de transmisión térmica del fluido interior de los tubos

α_2 = coeficiente de transmisión térmica del fluido exterior de los tubos

λ = conductividad térmica del material de los tubos

d_2 = diámetro exterior de la tubería

d_1 = diámetro interior de la tubería

d_m = diámetro medio de la tubería

ϵ = espesor del tubo

El cálculo de α en la ecuación (Ecuación: 8.1) se obtiene a partir del número de Nusselt para cada fluido, el cual se determina mediante la ecuación [8]:

$$Nu = \alpha \cdot \frac{D}{\lambda} \quad (8.2)$$

↓

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{D} \quad (8.3)$$

D= diámetro de la tubería por donde circula el fluido

λ = conductividad térmica del material del tubo

α = coeficiente de transmisión térmica del fluido

Este número de Nusselt se puede obtener fácilmente si se trata de un flujo laminar y si se trata de un flujo turbulento estará definido en función del número de Reynolds y el número de Prandtl según la correlación de Dittus y Boelter [8].

$$Nu_D = 0,023 \cdot Re_D^{0,8} \cdot Pr^n \quad (8.4)$$

Donde:

Nu_D = número de Nusselt considerado como longitud característica el diámetro

Re_D = número de Reynolds

Pr = número de Prandtl

El exponente de Pr tiene el valor de $n=0,3$ cuando el fluido se enfría y $n=0,4$ cuando el fluido se calienta.

El número de Reynolds [8] depende de:

- De la velocidad de circulación ω en m/s;
- Del diámetro de la tubería: D en m;
- De la viscosidad cinemática del fluido: ν ($\nu_c = \frac{\mu}{\rho}$) en m^2/s

$$Re = \frac{\omega \cdot D}{\nu_c} \quad (8.5)$$

El número de Prandtl [8] es al igual que el número de Reynolds un número adimensional que depende de:

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda} \quad (8.6)$$

μ = viscosidad dinámica del fluido

C_p = calor específico del fluido

λ = coeficiente de conductividad térmica del fluido

Analizando los factores que influyen directamente al coeficiente global de transmisión térmica se observa que dependen principalmente de:

- Materiales utilizados en el condensador
- Dimensionamiento y disposición de los elementos
- Características propias de los fluidos
- Temperaturas de los fluidos

- Velocidad de circulación de los fluidos (Caudal)

Como se puede observar, gran parte de estas variables están intrínsecamente relacionadas con las características de diseño del condensador. Por ello, para poder mejorar este coeficiente de transmisión térmica se podría:

- Sustituir el condensador de manera que su coeficiente de transmisión aumente permitiendo así extraer mayor cantidad de calor manteniendo todas las demás variables
- Aumentar el área de transmisión térmica con un condensador de similares propiedades pero de mayor tamaño

El hecho de sustituir el condensador es una posibilidad que requeriría de una gran aportación económica debido a su elevado coste y a las modificaciones que habría que realizar a los circuitos para poder acoplarlo en la instalación. Por lo tanto habrá que analizar otras opciones que puedan mejorar el sistema de condensación de manera más económica y sencilla.

Existen propiedades de los fluidos que varían con su temperatura como por ejemplo la viscosidad.

En este caso, sólo se podría influir en la velocidad de circulación de los fluidos que afectan al número de Reynolds y a consecuencia al número de Nusselt, en caso de flujos turbulentos afectando a dicho coeficiente ya que la temperatura de entrada del agua no es modificable debido a que se trata de la temperatura del agua de mar del lugar y en las condiciones en las que se encuentre el buque. La temperatura de condensación es la establecida y descrita por el ciclo de funcionamiento y no está a disposición y por último la temperatura de salida del agua dependerá a su vez de todos los demás factores ya que es un producto de estos.

La velocidad de los fluidos al pasar por el condensador sólo puede ser modificable variando:

- Caudal
- Sección de paso

Se dispone de dos fluidos diferentes que circulan por espacios diferentes, el R507 y el agua.

Fluido refrigerante: el caudal de R507 que circula por los evaporadores se ha determinado que es el máximo posible para desarrollar su máxima potencia y para influir en la velocidad de circulación del refrigerante sólo existe la posibilidad de variar su sección de paso, por lo tanto, vuelve a tratarse de una modificación del condensador.

Agua: existe la posibilidad de variar la sección de paso como con el R507 aunque en este caso existe la opción de modificar el caudal de agua que circula. Opción que analizaremos a continuación.

Hay que destacar que al disminuir el caudal de los fluidos aumenta el valor de K y a la inversa.

8.2 Caudal másico de agua de refrigeración del condensador

El caudal másico de agua que circula tiene una gran importancia a la hora de determinar la cantidad de calor que es capaz de extraer el condensador así que se estudiará detenidamente los efectos de variar el caudal de agua de condensación.

Debido a su implicación en la capacidad de condensación es muy probable que el problema de la instalación se encuentre en el caudal de agua que circula por lo que se comenzará por analizar el circuito de agua y comprobar las características de la bomba de agua instalada.

Según el diseño de la instalación, está determinado que el caudal de agua que debe circular por el interior del condensador son $5 m^3/h$ pero el caudal proporcionado por una bomba centrífuga varía en función de las pérdidas de carga producidas en la línea, es decir, de la altura manométrica que tiene que vencer.

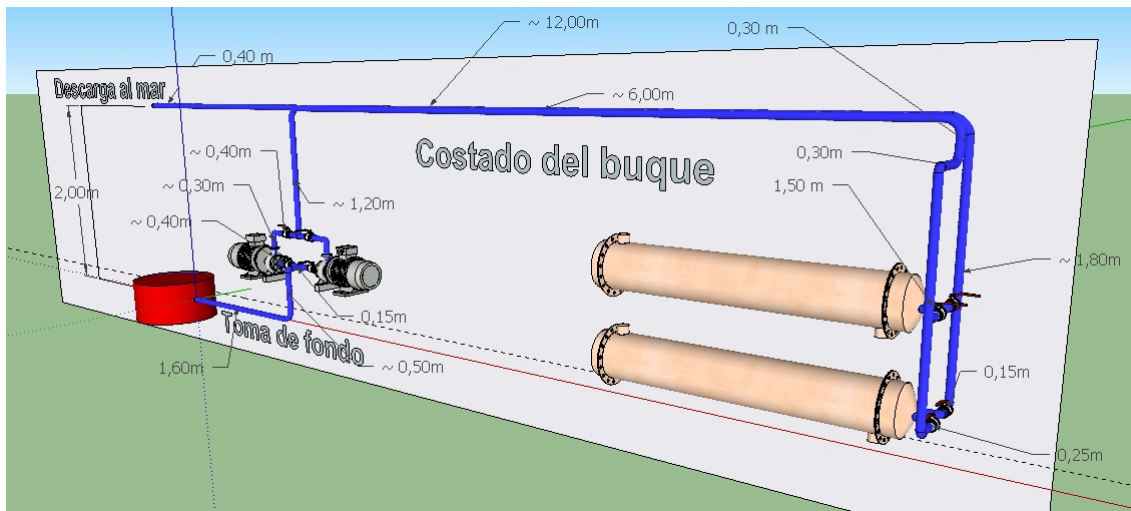


Figura 8.1: Circuito de agua para la refrigeración de los condensadores
Realización propia mediante software SketchUp

Estas pérdidas varían en función del caudal de agua que circule y del circuito en sí mismo, por ello hay que realizar una comparación entre la curva característica de la bomba y la curva de las alturas manométricas del circuito en función de diferentes caudales.

Una vez obtenidas estas dos curvas y representadas una frente a la otra, se observará que cortan en un punto. Ese punto de corte determinará el caudal exacto que desarrollará la bomba en el circuito en esas condiciones.

Los puntos que se suelen utilizar y que son suficientes para crear la curva de alturas manométricas suelen ser los referentes al menor caudal de la bomba, al máximo caudal, y un punto intermedio de ambos.

Como el diseño está pensado para un caudal de $5 \text{ m}^3/\text{h}$ se ha escogido este punto intermedio para así poder determinar si la bomba elegida en el diseño proporciona el caudal suficiente simplemente encontrándose este punto $Q = (H_A)$ dentro de la curva característica de la bomba.

Para el cálculo del caudal real suministrado por la bomba se parte del estudio del circuito (Figura: 8.1) y las pérdidas de carga originadas por el rozamiento al circular el fluido por el interior de la tubería y sus accesorios. Para ello vamos a apoyarnos en la ecuación de Bernoulli.

$$Z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma} + h_A = Z_2 + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} + h_T \quad (8.7)$$

[5]

Donde:

Z= altura en el punto determinado

v= velocidad del fluido

g= fuerza de la gravedad

P= presión manométrica

h_t = pérdidas de carga totales

γ = peso específico del fluido

Por lo tanto:

$$h_A = \Delta Z + \frac{\Delta v^2}{2g} + \frac{\Delta P}{\gamma} + h_T \quad (8.8)$$

Las pérdidas de carga h_T se dividen en dos tipos:

■ Pérdidas de carga por fricción o primarias

Vienen descritas por la ecuación de Darcy-Weisbach, que es (Ecuación: 8.9) [5]:

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (8.9)$$

h_f = pérdida de carga debida a la fricción.(m)
 f = factor de fricción (adimensional)
 L = longitud de la tubería (m)
 D = diámetro de la tubería (m)
 v = velocidad media del fluido (m/s)
 g = aceleración de la gravedad $\approx 9,8$ (m/s^2)

■ Pérdidas de carga por accesorios o secundarias

- Estrechamientos o ensanchamientos (Ecuación: 8.10) [5]

$$h_k = K \cdot \left(\frac{v^2}{2g} \right) \quad (8.10)$$

K = coeficiente tabulado para los diferentes tipos de estrechamientos y ensanchamientos [1]

- Accesorios (Ecuación: 8.11) [5]

$$h_l = f \cdot \left(\frac{\sum L_{eq}}{D} \right) \cdot \left(\frac{v^2}{2 \cdot g} \right) \quad (8.11)$$

L_{eq} = longitud equivalente, m

Dentro de los accesorios, en nuestro circuito nos encontramos con un condensador multi-tubular de 4 pasos. Este elemento en concreto ofrece unas pérdidas que son determinadas mediante la siguiente fórmula (Ecuación: 8.12):

$$\Delta P_{condensador} = \left(2 f \frac{L}{D} \rho N_{pt} \right) + \left(\rho \frac{v^2}{2} K_f N_{pt} \right) \quad (8.12)$$

N_{pt} = número de pasos de los tubos
 K_f = factor de corrección (normalmente se utiliza 4)
 f = factor de fricción
 v = velocidad del fluido
 L = longitud del tubo de cada paso
 D = diámetro interior del tubo
 ρ = densidad del fluido

Fuente: [4]

En el caso de las pérdidas de carga originadas a su paso por el condensador, estas son consideradas como un incremento de la presión ΔP por lo tanto habrá que determinar que la pérdida de carga que ocasiona es similar a impulsar una columna de agua en vertical de la misma magnitud.

Para comenzar a calcular las pérdidas de carga primero hay que determinar los dos puntos que se van a analizar. Estos dos puntos están ubicados: el inicio en la toma de agua de mar situada en el macho de fondo y el final a la salida de la tubería en el costado del buque.

Tabla 8.1: Características para el cálculo de las pérdidas de carga

Longitud total de tubería	27,25 m
Densidad del agua salada	1023,34 kg/m ³
Viscosidad cinemática	1,05 · 10 ⁻⁶ m ² /s [11]
Caudal teórico según diseño	5,0 m ³ /h
Velocidad del agua por la tubería	2,26 m/s
Diámetro interior tubería *	0,02786 m
Rugosidad relativa ϵ/D	0,0018
Material tubería	Acero comercial
Peso específico del agua	$\rho \cdot g = 10028,73 \text{ kg/m}^2 \text{ s}^2$
Altura Z (medida en circuito)	2 m

* = Según norma ASME [2] para un Schedule 10

9 Cálculos del caudal de agua de la bomba

9.1 Pérdidas de carga primarias

Se quiere determinar las pérdidas de carga primarias sufridas en la tubería y para ello se necesita conocer la velocidad a la que circula el fluido.

$$Q = 5m^3/h = 1,38 \cdot 10^{-3} m^3/s \quad (9.1)$$

$$Q = V \cdot A \rightarrow V_{tuberia} = \frac{Q}{A} = \frac{1,38 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot \frac{0,02786^2}{4}} = 2,26 \frac{m}{s} \quad (9.2)$$

De la ecuación anterior (Ecuación: 8.9) se conocen todas las variables menos el factor de fricción f , el cual se determina a través del diagrama de Moody (Anexo: A).

Para obtener el factor de fricción en este ábaco hay que conocer primero la rugosidad relativa de la tubería y el número de Reynolds. Por ello, lo primero será conocer cómo se mueve el agua a través de la tubería para determinar si se mueve describiendo un flujo laminar o turbulento, dependiendo de si este número de Reynolds toma un valor inferior o superior a 2300 respectivamente.

$$Re = 60452,5 \approx 6,0 \cdot 10^4 \text{ (Ver ecuación: 8.5)}$$

La rugosidad relativa de la tubería se calcula también mediante un ábaco (Ver Anexo: B) en el cual necesitamos conocer el tipo de material utilizado y el diámetro interior de la tubería.

- Tubería de acero comercial de $\phi_{interior} = 27,86$ mm
- Rugosidad relativa $\epsilon/D = 0,0018$

Una vez conocido el número de Reynolds se sabe que el fluido se mueve en un régimen turbulento ($Re > 2300$) y se podrá obtener el factor de fricción mediante el diagrama de Moody (Ver Anexo:A)

- Factor de fricción: $f = 0,026$

Con estos datos ya se podrá determinar las pérdidas de carga primarias.

Sustituyendo:

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} = 0,026 \cdot \frac{27,25}{0,02786} \cdot \frac{2,26^2}{2 \cdot 9,8} = 6,62 m \quad (9.3)$$

Tabla 9.1: Pérdidas de carga por accesorios

Elemento	Longitud equivalente	Cantidad	Total (metros)
Codo 90° curva media	0,7 m	2	1,4
Curva 90° Radio largo	0,3 m	5	1,5 m
Curva 90° R/D = 1	0,5 m	7	3,5 m
Válvula de bola abierta	1,025 m	4	4,1 m
T con salida directa	0.5 m	2	1 m
T con salida lateral	1,7 m	2	3,4 m
Válvula de compuerta abierta	0,2	1	0,2

Tabla 9.2: Datos del condensador para el cálculo

Número de tubos	4
Número de pasos de los tubos	4
Longitud de los tubos	1,5 metros
Diámetro interior de los tubos	0,0165 metros
Material de los tubos	Constastan Cu 55 %/Ni 45 % [7]
Rugosidad absoluta	0.0015 mm

9.2 Pérdidas de carga secundarias

9.2.1 Pérdidas de carga debida a accesorios

Para calcular las pérdidas de carga secundarias es necesario calcular la longitud de tubería equivalente referente a los accesorios y para ello hay que apoyarse de tablas y ábacos que establecen relaciones entre los metros de tubería equivalente y los diámetros de las tuberías para cada tipo de accesorio (Ver Anexo: C).

- Longitud de tubería equivalente (Tabla: 9.1): $L_{eq} = 15,1$ m

Sustituyendo nuevamente en la ecuación de Darcy Weisbach (Ver ec: 8.9) las pérdidas de carga por accesorios equivalen a:

$$h_l = 3,67 \text{ m}$$

9.2.2 Pérdidas de carga debidas a estrechamientos y ensanchamientos

En la toma de mar tenemos un estrechamiento de la tubería. Según la ecuación (8.10):

- $K_{estrechamiento} [1] = 0,5$

$$h_k = 0,5 \cdot \left(\frac{2,26^2}{2 \cdot g} \right) = 0,13 \text{ m} \quad (9.4)$$

9.2.3 Pérdidas de carga debida a accesorios puntuales (condensador)

Como las características de los tubos del condensador son diferentes a las del resto de tuberías es necesario volver a determinar cómo se mueve el agua a través de ellos.

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4} = 2,14 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (9.5)$$

$$Q_{tubo} = \frac{Q_{total}}{4(tubos)} = 3,47 \cdot 10^{-4} m^3/s \quad (9.6)$$

$$v = \frac{Q_{tubo}}{A_{tubo}} = \frac{3,47 \cdot 10^{-4}}{2,14 \cdot 10^{-4}} = 1,62 m/s \quad (9.7)$$

$$Re = \frac{1,62 \cdot 0,0165}{1,05 \cdot 10^{-6}} = 25517,8 \approx 2,5 \cdot 10^4 \quad (9.8)$$

$$Rugosidad\ relativa = \frac{\epsilon}{D} = \frac{0,0015}{16,5} = 9,09 \cdot 10^{-5} \approx 0,0001 \quad (9.9)$$

Con estos datos, mediante el diagrama de Moody (Ver Anexo:A) determinamos el factor de fricción:

- $f = 0,026$

Y sustituyendo en la ecuación (8.12):

$$\Delta P_{condensador} = \left(2 \cdot 0,026 \cdot \frac{1,5}{0,0165} \cdot 1023,34 \cdot 1,62^2 \cdot 4 \right) + \left(1023,34 \cdot \frac{1,62^2}{2} \cdot 4 \cdot 4 \right) \quad (9.10)$$

$$\Delta P_{condensador} = 72268,49 Pa \quad (9.11)$$

$$\frac{\Delta P_{condensador}}{\rho \cdot g} = \frac{72268,49 \frac{kg}{m \cdot s^2}}{1023,34 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,8 \frac{m}{s^2}} = 7,20 m \quad (9.12)$$

Por último, las pérdidas de carga totales serán la suma de todas las anteriores:

$$h_T = h_{primarias} + h_{secundarias} + \Delta P_{condensador}$$

$$h_T = 6,62 + (3,67 + 0,13) + 7,20 = 17,62 m$$

Una vez conocidas las pérdidas de carga totales y las pérdidas producidas por el condensador se puede regresar a la ecuación de Bernouilli (Ver eq: 8.11):

$$h_A = Z_{final} - Z_{inicial} + \left(\frac{v_{final}^2 - v_{inicial}^2}{2 \cdot g} \right) + \left(\frac{P_{final} - P_{inicial}}{\rho \cdot g} \right) + h_T \quad (9.13)$$

$$h_A = (0 - (-2,00)) + \left(\frac{0^2 - (2,26^2)}{2 \cdot 9,8} \right) + \left(\frac{0 - (1023,34 \cdot 9,8 \cdot 2)}{1023,34 \cdot 9,8} \right) + 17,62 = 17,36 m \quad (9.14)$$

$$h_A = 17,36 m$$

9.3 Caudal de agua suministrado por la bomba

Para determinar el caudal que suministra la bomba de agua en las condiciones de la instalación es necesario conocer el punto en el que cortan la curva característica de la bomba de agua con la curva descrita por la altura manométrica para los diferentes caudales. Se necesitan al menos tres puntos que se calcularán de manera análoga al realizado con un caudal de $5 \text{ m}^3/\text{s}$ y los otros puntos elegidos serán los referentes al máximo y mínimo caudal proporcionado por la bomba de agua.

■ **Pérdidas de carga para $Q = 8 \text{ m}^3/\text{s}$**

Agua a través de la tubería:

$$\begin{aligned}\omega_{tuberia} &= 3,64 \text{ m/s} \\ Re &= 96581,3 \approx 9,5 \cdot 10^4 \\ f &= 0,025\end{aligned}$$

Agua a través del condensador:

$$\begin{aligned}\omega_{condensador} &= 2,59 \text{ m/s} \\ Re &= 40700 \approx 4 \cdot 10^4 \\ f &= 0,02\end{aligned}$$

Pérdidas de carga:

$$\begin{aligned}h_f &= 16,53 \text{ m} \\ h_l &= 9,15 \text{ m} \\ h_k &= 0,33 \text{ m} \\ \Delta P_{condensador} &= 154767,03 \text{ Pa} = 15,43 \text{ m} \\ h_T &= 41,44 \text{ m} \\ h_A &= 40,764 \text{ m}\end{aligned}$$

■ **Pérdidas de carga para $Q = 1,5 \text{ m}^3/\text{s}$**

Agua a través de la tubería:

$$\begin{aligned}\omega_{tuberia} &= 0,68, \text{ m/s} \\ Re &= 18042,67 \approx 2 \cdot 10^4 \\ f &= 0,03\end{aligned}$$

Agua a través del condensador:

$$\begin{aligned}\omega_{condensador} &= 0,48 \text{ m/s} \\ Re &= 7542,85 \approx 7 \cdot 10^3 \\ f &= 0,032\end{aligned}$$

Pérdidas de carga:

$$\begin{aligned}h_f &= 0,69 \text{ m} \\ h_l &= 0,38 \text{ m} \\ h_k &= 0,01 \text{ m} \\ \Delta P_{condensador} &= 7373,40 \text{ Pa} = 0,73 \text{ m} \\ h_T &= 1,81 \text{ m} \\ h_A &= 1,79 \text{ m}\end{aligned}$$

Como se explicó anteriormente, el punto en el que estas dos curvas se cortan determina el punto en el que el caudal de agua suministrado por la bomba coincide con la altura manométrica determinada para ese caudal, por lo tanto el caudal que proporciona la bomba en este sistema es (Figura 9.1):

$$Q_{(h_A=25)} = 5900 \text{ dm}^3/\text{h} = 1,67 \text{ kg/s} \quad (9.15)$$

Tabla 9.3: Curva característica de la bomba de agua Azcue modelo CP 25/160

Bomba de agua Azcue modelo CP 25/160								
Altura manométrica (m)	15	22	25	27	28	29	30	32
Caudal (dm^3/h)	8000	6500	5500	4750	4000	3250	2500	1500

Tabla 9.4: Curva de altura manométrica

Curva altura manométrica			
Caudal (dm^3/h)	1500	5000	8000
Altura manométrica (m)	1,79	17,36	40,76

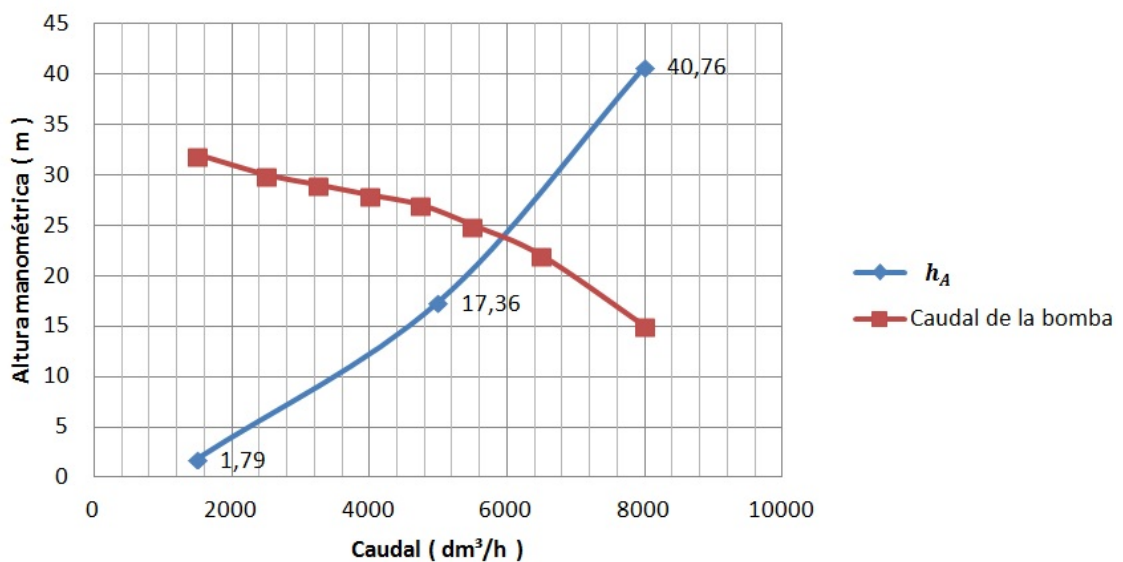


Figura 9.1: Curva característica de la bomba y curva de altura manométrica

Fuente: Realización propia

Tabla 9.5: Datos registrados de las temperaturas de entrada y salida del agua en el condensador. Día 27/08/2017

Hora de la medición	00 - 04	04 - 08	08 - 12	12 - 16	16 - 20	20 - 24
Entrada	30,6	30,9	31	31,1	32	32
Salida	37,5	35,5	33	33,2	40	39

9.4 Caudal real que circula por el condensador

Una vez obtenido el caudal de agua que debe suministrar la bomba se quiere calcular el caudal real que está circulando por el condensador en función de la cantidad de calor que está evacuando el condensador a través de la ecuación 7.4 tomando como temperaturas reales las tomadas a la entrada y salida del condensador (Tabla: 9.5)

En estos datos se observa como la temperatura del agua de entrada al condensador alcanza los 32°C y la salida alcanza los 40°C cuando se encontraban bajo demanda las gambuzas de carnes y la antecámara. Esto quiere decir que para que el calor extraído sea suficiente para el buen funcionamiento debe estar circulando como mínimo el caudal que viene determinado por la ecuación (Ecuación: 7.4):

Datos:

$$T_s = 40^{\circ}\text{C} ; T_e = 32^{\circ}\text{C}$$

$$C_p = 3,983 \text{ kJ}/(\text{kg}^{\circ}\text{C})$$

$$Q_k(\text{antecámara y carnes}) = 12,037 \text{ kW}$$

Las temperaturas de entrada y salida fueron tomadas en las tuberías de entrada y salida de agua del condensador mediante un termómetro de infrarrojos y se determina que los evaporadores funcionan a pleno rendimiento.

El caudal másico de agua necesario que debe circular en estas condiciones de máximo rendimiento para extraer esa cantidad de calor será :

$$q_m(\text{necesario}) = \frac{12,037}{3,983 \cdot (40 - 32)} = 0,377 \text{ kg/s} \quad (9.16)$$

Para extraer la cantidad de calor en el condensador para el correcto funcionamiento de la instalación en esta situación es necesario que circule al menos un caudal másico igual a: $q_m = 0,377 \text{ kg/s}$ y teóricamente el caudal que está circulando para conseguir esa extracción de calor es: $q_m(\text{teórico}) = 1,67 \text{ kg/s}$ (Ver ecuación: 9.15), por lo tanto:

$$q_m(\text{necesario}) = 0,377 \text{ kg/s} \ll q_m(\text{teórico}) = 1,67 \text{ kg/s} \quad (9.17)$$

De esta comparación se determina que el caudal que suministra la bomba es mucho mayor que el caudal mínimo necesario para el correcto funcionamiento. Por lo tanto, se deduce que no debe existir ningún problema en el dimensionamiento de la bomba de agua, pero si se entiende que debe existir algún tipo de problema con el caudal de agua que consigue circular por el condensador.

10 Resultados

Una vez que se determinó que el caudal de agua insuficiente podría ser el causante de la avería, se dispuso a comprobar el funcionamiento de las bombas de agua, desacoplando la tubería de descarga de la bomba y acoplando una manguera destinada a llenar un bidón.

Al comprobar el buen estado de la bomba, que elevaba la presión y la circulación del agua era correcta, se desestimó el mal estado de las bombas como causa y se prosiguió con la revisión de la tubería y sus accesorios.

El problema podría encontrarse en alguna obstrucción en la tubería, ya sea por una válvula que no esté completamente abierta, un golpe en la tubería o algún otro tipo de impedimento. Por ello se llevó a cabo una revisión de la línea para averiguar el motivo del gran aumento de las pérdidas de carga en la línea.

Cuando se dispuso a desmontar partes de la línea de agua para analizar el interior de las tuberías, tras el condensador, se descubrió que las tuberías que se encontraban a la salida de éste presentaban claros signos de corrosión e incrustaciones a lo largo de toda la línea. Estas incrustaciones estaban produciendo grandes retenciones al paso del agua, haciendo que el caudal de agua se viera gravemente mermado.

Como se observa en la imagen (Figura: 10.1), el interior de la tubería está casi obstruido y se convierte en un complicado laberinto a la circulación del agua.

Una vez se comprobó el estado de toda la línea de tuberías y accesorios, se determinó que el único problema que existía se encontraba en las tuberías de agua ubicadas aguas abajo del condensador. Posiblemente por el incremento en la temperatura del agua tras la absorción de calor en el condensador.

Localizado este problema se llevó a cabo la sustitución de 14,35 metros de las tuberías afectadas tras el condensador.

Tras la sustitución del tramo de tubería, se comprobó que la instalación ya era capaz de funcionar correctamente sin observar un calentamiento significativo en la carcasa del intercambiador de calor y sin experimentar ningún fallo con el servicio de los equipos.

Como consecuencia, se determina que el problema que venía ocurriendo durante algunos años era consecuencia de la corrosión y oxidación e incrustaciones de los materiales debido al paso del agua de mar por su interior.

Para tratar de reducir al máximo posible este fenómeno de corrosión existe, ubicado en la tubería de agua a la salida del condensador, un ánodo de zinc que será revisado con mayor frecuencia debido a que era frecuente que cuando se realizaba el cambio de éste, durante la limpieza de los condensadores, el ánodo aparecía completamente consumido.

Como solución se dispuso a crear dos nuevas órdenes de trabajo para el mantenimiento de la planta frigorífica:

- Sustitución mensual del ánodo de zinc de la tubería de agua a la salida del condensador
- Revisión semestral del estado de las tuberías de agua de la instalación.



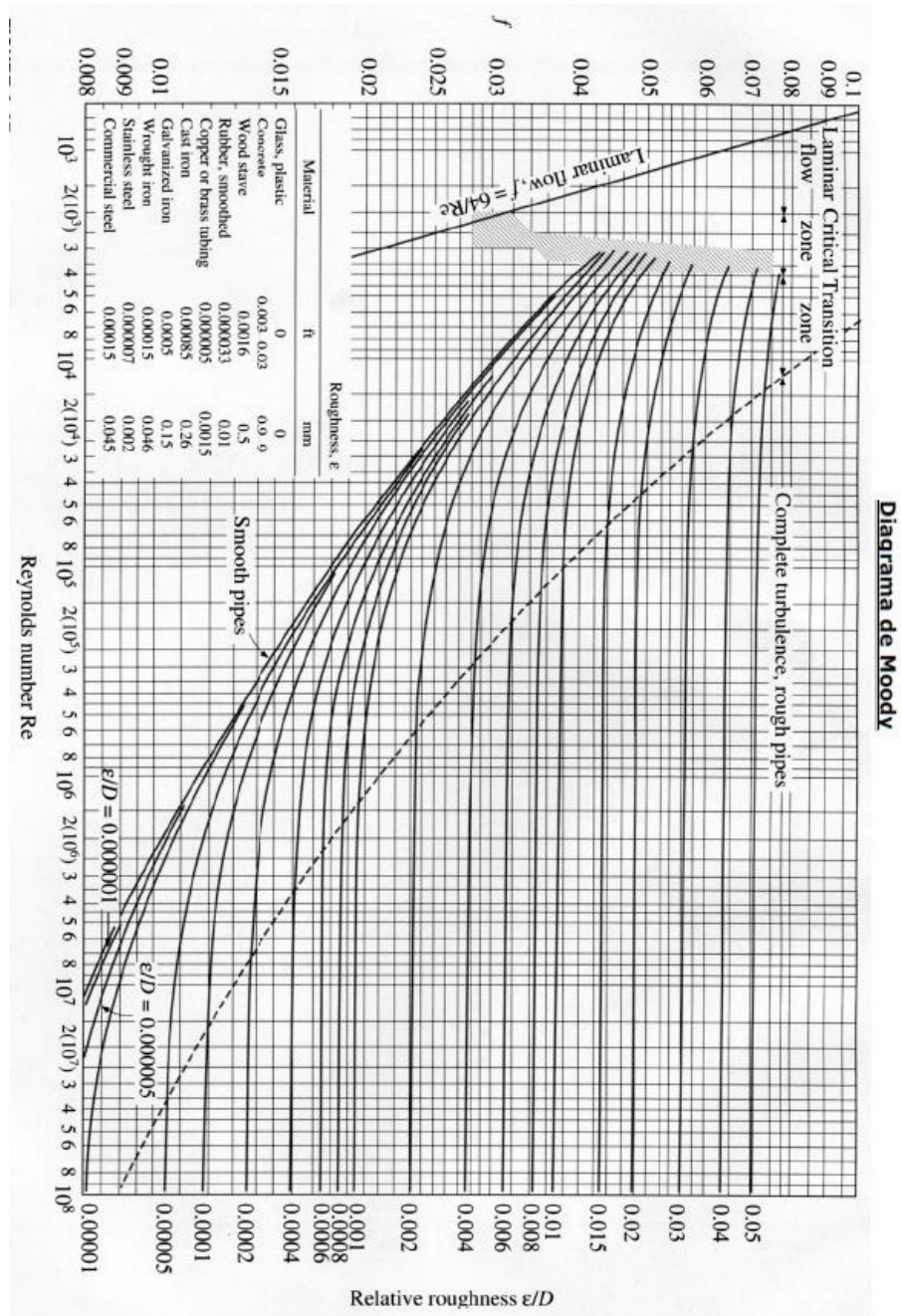
Figura 10.1: Sección de la tubería de agua a la salida del condensador
Fuente: Fotografía de colección propia en la instalación

11 Conclusiones

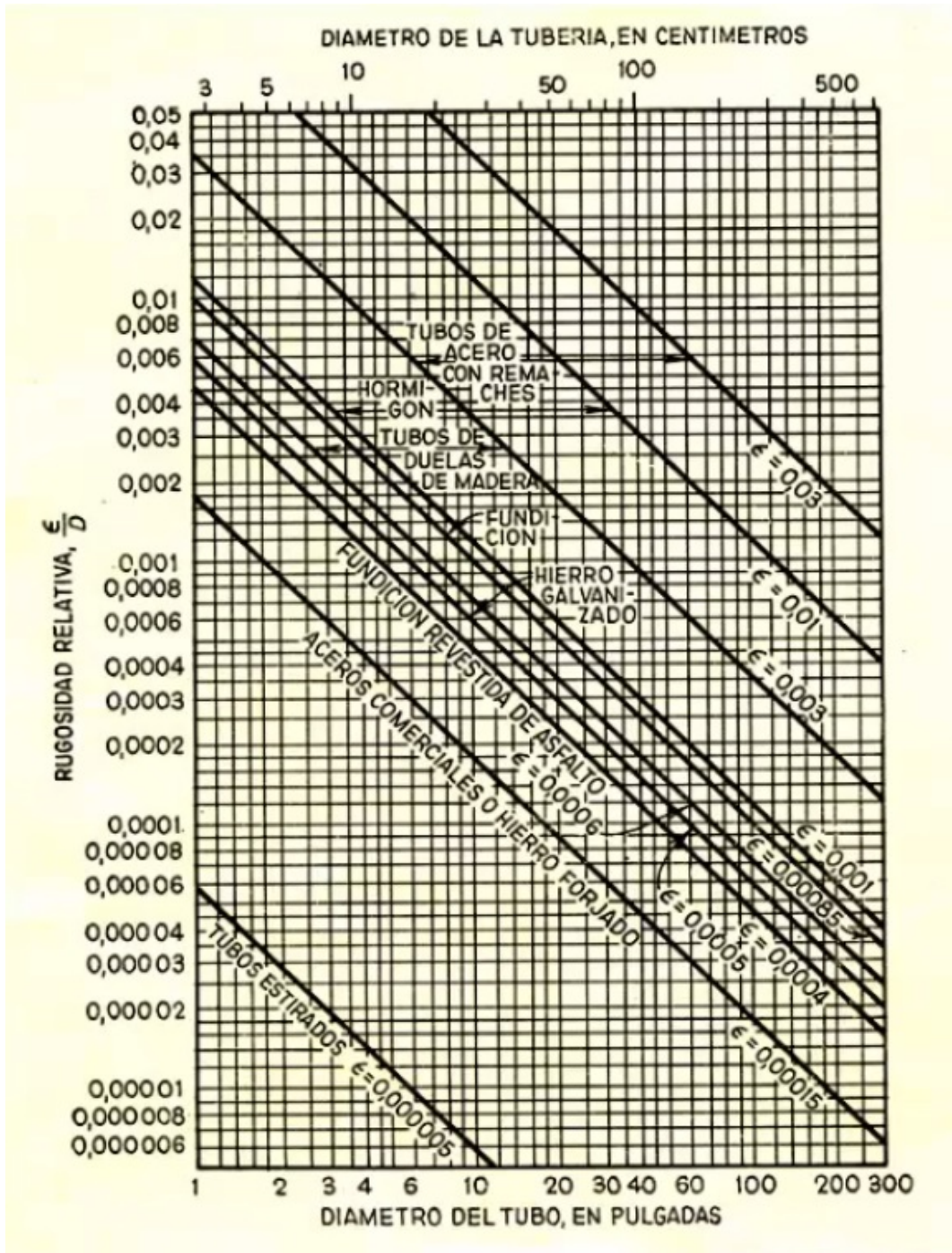
1. Se llevó a cabo el estudio en profundidad de las características de todos los elementos que se ven implicados en el funcionamiento de la instalación frigorífica así como la interacción entre ellos.
2. Se ha requerido la recogida de datos in situ para calcular, con la ayuda de diferente software y tablas, las condiciones reales en las que operaban los equipos.
3. Se propusieron diferentes motivos que inicialmente podrían haber causado la avería. Tras la realización de verificaciones se determinó que no eran los causantes de la misma.
4. Debido a la relación que existe entre las variables que influyen en el ciclo, fue necesario comparar los funcionamientos teóricos con los reales. Al comparar los resultados se pudo acotar el problema, que se encontraba en la cantidad de calor que se extraía en el condensador.
5. Se analizaron las posibles opciones que explican la falta de disipación de calor.
6. Mediante el estudio de las características de la bomba y las pérdidas sufridas en la línea se deduce, al comparar con los datos reales obtenidos, que el caudal real de agua que circula es muy inferior al necesario.
7. Se encuentra el problema en la obstrucción de la línea de agua de refrigeración, debido a fenómenos de corrosión e incrustaciones y se soluciona definitivamente.
8. Se introducen modificaciones en el programa de mantenimiento de la instalación frigorífica, concretamente en lo que se refiere al ánodo de zinc y a la tubería de agua salada de refrigeración.
9. No fue posible analizar la composición de la sustancia depositada en la tubería, lo que habría aclarado definitivamente la causa que lo produjo.

Anexos

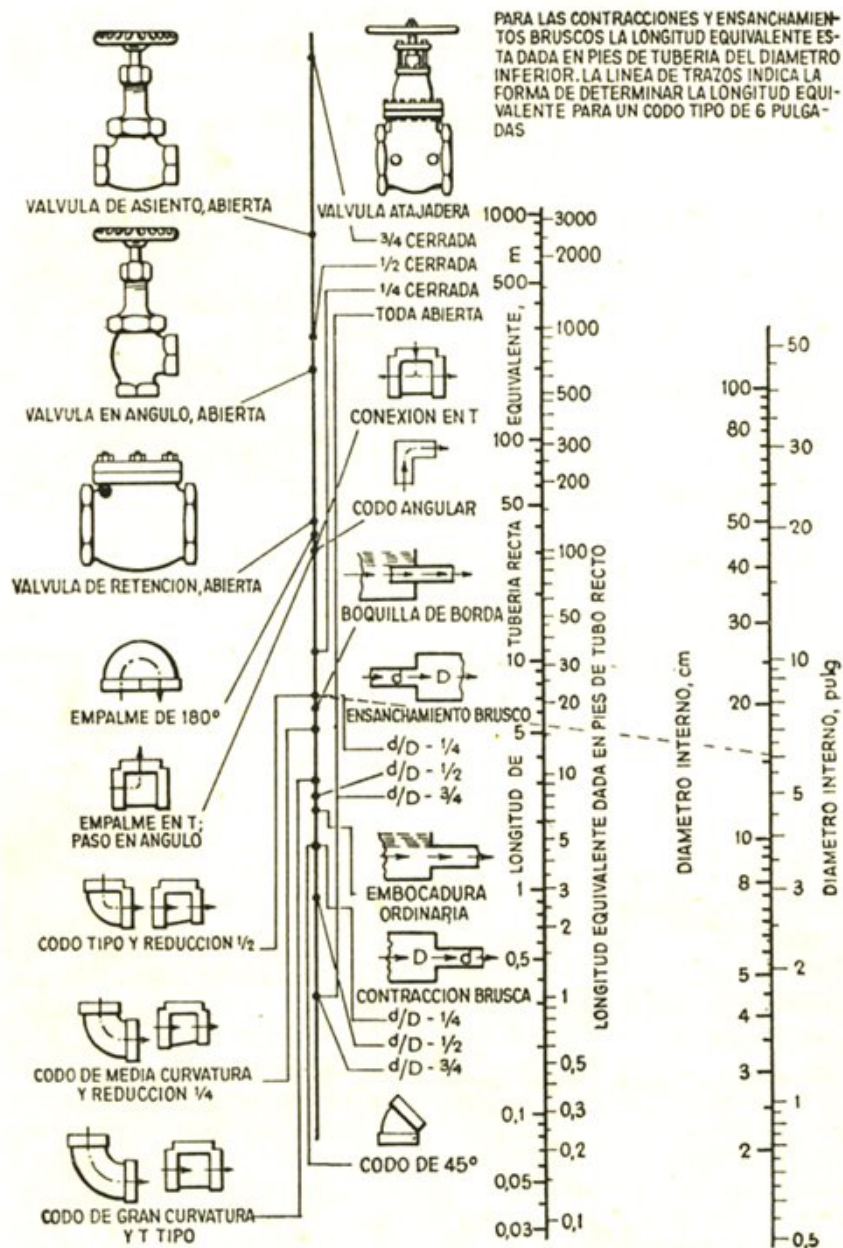
A Diagrama de Moody



B Ábaco rugosidad relativa



C Longitud de tubería equivalente para pérdidas de carga localizadas





LARGOS EQUIVALENTES PARA LAS PÉRDIDAS DE CARGA LOCALIZADAS

Largos equivalentes para pérdidas de carga localizadas. (Expresado en metros de tubería recta)*

DIAMETRO D																				
mm	pulg	CODO 90° CURVA LARGA	CODO 90° CURVA MEDIA	CODO 90° CURVA CORTA	CODO 45°	CURVA 90° R/D - 1/2	CURVA 90° R/D - 1	CURVA 45°	ENTRADA NORMAL	ENTRADA EXTENDIDA	VÁLVULA DE CORTE ABIERTA	VÁLVULA DE GLOBO ABIERTA	VÁLVULA DE GLOBO EN ÁNGULO ABIERTA	TEE CON PASAJE DIRECTO	TEE CON SALIDA LATERAL	TEE CON SALIDA BILATERAL	VÁLVULA DE PIE Y FILTRO	SALIDA CANALIZACIÓN	VÁLVULA DE RETENCIÓN TIPO BOLA	VÁLVULA DE RETENCIÓN TIPO CHAPALETA
13	½	0,3	0,4	0,5	0,2	0,2	0,3	0,2	0,2	0,4	0,1	4,9	2,6	0,3	1,0	1,0	3,6	0,4	1,1	1,6
19	¾	0,4	0,6	0,7	0,3	0,3	0,4	0,2	0,3	0,5	0,1	6,7	3,6	0,4	1,4	1,4	5,6	0,5	1,6	2,4
25	1	0,5	0,7	0,8	0,4	0,3	0,5	0,2	0,3	0,7	0,2	8,2	4,6	0,5	1,7	1,7	7,3	0,7	2,1	3,2
32	1 ¼	0,7	0,9	1,1	0,5	0,4	0,6	0,3	0,4	0,9	0,2	11,3	5,6	0,7	2,3	2,3	10,0	0,9	2,7	4,0
38	1 ½	0,9	1,1	1,3	0,6	0,5	0,7	0,3	0,5	1,0	0,3	13,4	6,7	0,9	2,8	2,8	11,6	1,0	3,2	4,8
50	2	1,1	1,4	1,7	0,8	0,6	0,9	0,4	0,7	1,5	0,4	17,4	8,5	1,1	3,5	3,5	14,0	1,5	4,2	6,4
63	2 ½	1,3	1,7	2,0	0,9	0,8	1,0	0,5	0,9	1,9	0,4	21,0	10,0	1,3	4,3	4,3	17,0	1,9	5,2	8,1
75	3	1,6	2,1	2,5	1,2	1,0	1,3	0,6	1,1	2,2	0,5	26,0	13,0	1,6	5,2	5,2	20,0	2,2	6,3	9,7
100	4	2,1	2,8	3,4	1,3	1,3	1,6	0,7	1,6	3,2	0,7	34,0	17,0	2,1	6,7	6,7	23,0	3,2	6,4	12,9
125	5	2,7	3,7	4,2	1,9	1,6	2,1	0,9	2,0	4,0	0,9	43,0	21,0	2,7	8,4	8,4	30,0	4,0	10,4	16,1
150	6	3,4	4,3	4,9	2,3	1,9	2,5	1,1	2,5	5,0	1,1	51,0	26,0	3,4	10,0	10,0	39,0	5,0	12,5	19,3
200	8	4,3	5,5	6,4	3,0	2,4	3,3	1,5	3,5	6,0	1,4	67,0	34,0	4,3	13,0	13,0	52,0	6,0	16,0	25,0
250	10	5,5	6,7	7,9	3,8	3,0	4,1	1,8	4,5	7,5	1,7	85,0	43,0	5,5	16,0	16,0	65,0	7,5	20,0	32,0
300	12	6,1	7,9	9,5	4,6	3,6	4,8	2,2	5,5	9,0	2,1	102,0	51,0	6,1	19,0	19,0	78,0	9,0	24,0	38,0
350	14	7,3	9,5	10,5	5,3	4,4	5,4	2,5	6,2	11,0	2,4	120,0	60,0	7,3	22,0	22,0	90,0	11,0	28,0	45,0

Los valores indicados para válvulas de globo, también se aplican a grifos, válvulas de duchas y válvulas de descarga.

Bibliografía

- [1] AIRES, U. T. N. D. B., “Hidráulica general y aplicada. Gráficos y tablas”. URL: <http://www.civil.frba.utn.edu.ar/>, [en línea], consultado el 17 de diciembre de 2017. Departamento de Ingeniería Civil.
- [2] ASME, *Welded and Seamless Wrought Steel Pipe*. 2015, ISBN 9780791870273.
- [3] BITZER, “Catálogo de productos BITZER”. [en línea], consultado el 18 de julio de 2017. URL: <https://www.bitzer.de/shared-media/documentation/kp-520-3.pdf>.
- [4] BUTHOD, P.; THOMPSON, R. E.; WILSON, A. J., *Process component design*. University of Tulsa, 1994.
- [5] DE LAS HERAS JIMÉNEZ, S., *Mecánica de fluidos en ingeniería*. Universitat Politècnica de Catalunya. Iniciativa Digital Politècnica, 2012.
- [6] GAS-SERVEI, “Catálogo de refrigerantes Gas-Servei.SL”. [en línea], consultado el 12 de noviembre de 2017. URL: <https://www.gas-servei.com>.
- [7] GOODFELLOW.CORPORATION. URL: <http://www.goodfellow.com/S/Constantan-Aleacion-de-Resistencia.html>, [en línea], consultado el 18 de septiembre de 2017. Materiales para Investigación Científica y Fabricación.
- [8] HOLMAN, J. P.; *et al.*, “Transferencia de calor”. 1980.
- [9] IZAR CONSTRUCCIONES NAVALES, S.A. ASTILLERO DE GIJÓN, *Instrucciones de Servicio para Planta Frigorífica*. 2001.
- [10] JAKOBSEN, A.; RASMUSSEN, B. D.; ANDERSEN, S. E., “CoolPack–Simulation tools for refrigeration systems”. 1999.
- [11] KAYE, G. W. C.; LABY, T. H., “Kaye & Laby - Tables of Physical and Chemical Constants,(16th edition 1995) 2.7.9 Physical properties of sea water”. [en línea], consultado el 7 de junio de 2017. URL: <http://www.kayelaby.npl.co.uk>.
- [12] PRECISION PIPEWORK LTD, “Catálogo de bombas Azcue”. [en línea], consultado el 10 de noviembre de 2017. URL: <http://www.bombas-azcue.co.uk/azcue>
- [13] RAPIN, P.; JACQUARD, P., *Instalaciones frigoríficas*. v. 2, Marcombo, 1997, ISBN 9788426710925.
- [14] RENEDO, C. J., “Tecnología Frigorífica (II) Material de apoyo del profesor”. [en línea], consultado el 9 de septiembre de 2017. Universidad de Cantabria. Departamento Ingeniería Eléctrica y Energética.