



Centro Universitario de la Defensa en la Escuela Naval Militar

TRABAJO FIN DE GRADO

*Diseño de un sistema de climatización con bomba de calor para
el Buque-Escuela "Juan Sebastián de Elcano"*

Grado en Ingeniería Mecánica

ALUMNO: Juan Hernández de Armijo González-Cela

DIRECTORES: Jose Ignacio Iglesias Prado
Lara Febrero Garrido

CURSO ACADÉMICO: 2025-2026

UniversidadeVigo



Centro Universitario de la Defensa en la Escuela Naval Militar

TRABAJO FIN DE GRADO

*Diseño de un sistema de climatización con bomba de calor para
el Buque-Escuela "Juan Sebastián de Elcano"*

Grado en Ingeniería Mecánica
Intensificación en Tecnología Naval
Cuerpo General

UniversidadeVigo

RESUMEN

El presente Trabajo Fin de Grado desarrolla el diseño de un sistema de climatización basado en una bomba de calor reversible agua de mar-agua para su aplicación en el buque-escuela “Juan Sebastián de Elcano”. El objetivo principal es mejorar la eficiencia energética del sistema actual, garantizando condiciones adecuadas de confort térmico durante las distintas rutas de navegación, en línea con normativas exigentes en materia ambiental.

Para ello, se analiza el sistema de climatización existente y las condiciones climáticas de operación del buque. A partir de este estudio, se determinan las cargas térmicas de los distintos compartimentos mediante la aplicación de la norma ISO 7547, obteniéndose una demanda total de 265,02 kW en modo refrigeración y 193,35 kW en modo calefacción.

Con estos resultados, se realiza el dimensionado de una bomba de calor agua de mar-agua y la selección de sus principales componentes, entre los que destacan un compresor GEA Grasso V, intercambiadores Alfa Laval y válvulas de expansión termostáticas. Asimismo, se define su integración en la instalación existente del buque.

Finalmente, se lleva a cabo una validación técnica y un análisis económico basado en estimaciones justificadas. Los resultados demuestran la viabilidad del sistema propuesto, así como su capacidad para mejorar la eficiencia energética y reducir el impacto ambiental mediante el uso de refrigerante R-717, incorporando además la producción de calefacción y refrigeración con un único equipo.

PALABRAS CLAVE

Bomba de calor agua-agua, Demanda energética, Eficiencia energética, Refrigerante R-717, Integración de sistemas.

AGRADECIMIENTOS

Me gustaría agradecer en primer lugar a mis tutores, agradecerles su apoyo y dedicación, todo el tiempo invertido en mí y sin los cuales no habría sido capaz ni por asomo de sacar este trabajo adelante. Muchas gracias, Lara, y muchas gracias, Jose.

También me gustaría agradecer desde la distancia al AN Delgado Martínez, porque se ha mostrado siempre disponible y con voluntad de ayudarme. Sabiendo que tiene muchas obligaciones que cumplir y que lo fácil hubiera sido no prestarme atención, le estoy especialmente agradecido. Además, con su experiencia y entendimiento acerca del J.S.E. ha aportado datos, planos, manuales... sin los cuales este trabajo no tendría ningún rigor. Muchas gracias, David.

Gracias también a mi familia. Ellos son el pilar fundamental de mi vida. Mis padres y mis hermanos, con los que tengo la suerte de contar, son la principal razón de que hoy esté aquí escribiendo estos agradecimientos. Ellos han sacado mi mejor versión y me han sacado adelante en los momentos difíciles.

Gracias en especial a mi padre, que me ha inculcado grandes valores desde pequeño, que ha sido un ejemplo de vida siempre y que supone un orgullo para mí poder decir que estoy en la ENM por él y el sentimiento de querer a España que me ha enseñado; y que tras cinco no fáciles años estoy a apenas unos pocos meses de entregar despacho. Gracias Papá.

Por supuesto gracias a mi madre, por todo el cariño que me ha dado, por todos los sacrificios que ha hecho en su vida y por enseñarme tanto. Podría alargarme mucho más pero las palabras se quedarían cortas, gracias por tanto. Muchas gracias, Mamá.

Gracias a mis compañeros de camarera, que han tenido que aguantarme durante estos meses de realización del Trabajo de Fin de Grado.

Casi terminando, me gustaría agradecer a todos los que me han ayudado y acompañado en mi trayectoria, especialmente al resto de mis familiares, a mis amigos y a los que han estado presentes en los momentos más difíciles. Considero que soy una persona muy afortunada de haber encontrado tanta gente buena en mi vida. Gracias.

Por último, gracias a Dios, el que nunca falla y siempre ha estado y estará ahí. La verdadera razón de cualquier cosa que haga en mi vida, como este TFG, porque al final es Él el que me la ha dado. Gracias porque ha sido un apoyo fundamental en los pequeños momentos duros de este trabajo, pero sobre todo de la vida. Si estoy hoy aquí es por su voluntad. Gracias por escucharme también en mis momentos buenos y por todas esas personas que has puesto en mi vida, por las que tanto tengo que agradecer. Gracias por todos los que han rezado por mí y gracias por escucharlos. Gloria a Dios.

CONTENIDO

Contenido	5
Índice de Figuras	7
Índice de Tablas.....	8
1 Introducción y objetivos	10
1.1 Introducción	10
1.2 Objetivos	11
1.3 Estructura de la memoria	11
2 Estado del arte	12
2.1 Sistemas de climatización en buques	12
2.2 Bomba de calor	13
2.2.1 Definición y tipos	13
2.2.2 Ciclo de refrigeración	14
2.2.3 Eficiencia	15
2.3 Aplicación de las bombas de calor en el ámbito naval	16
2.4 Evolución de los refrigerantes y el uso del R-717	17
2.5 Marco normativo.....	20
2.5.1 Normativa internacional obligatoria	20
2.5.2 Normas técnicas.....	20
2.5.3 Normativa que regula el uso de refrigerantes	21
3 Desarrollo del TFG.....	22
3.1 Descripción general de la plataforma de estudio	22
3.2 Sistema de climatización antiguo del buque-escuela Juan Sebastián de Elcano	23
3.2.1 Componentes y especificaciones técnicas	24
3.2.2 Funcionamiento del ciclo de refrigeración	24
3.3 Sistema de climatización actual del buque-escuela Juan Sebastián de Elcano	25
3.3.1 Componentes y especificaciones técnicas	25
3.3.2 Funcionamiento del ciclo de refrigeración	26
3.3.3 Mantenimiento y seguridad	27
3.4 Diferencia entre el sistema de climatización actual y el antiguo	27
3.5 Diseño del sistema de climatización	28
3.6 Cálculo de la demanda de calefacción y refrigeración.....	29
3.6.1 Suposiciones realizadas en el cálculo.	31
3.6.2 Cálculos de los coeficientes de transmisión de calor (k).....	32
3.6.3 Ejemplo: Alojamiento del Sr. comandante.	35

3.6.4 Ejemplo: Zona de habitabilidad oficiales BR	44
3.6.5 Cálculo total de la demanda para todos los compartimentos.....	48
3.7 Cálculo de los parámetros del ciclo frigorífico	49
3.8 Selección de componentes	57
3.8.1 Compresor.....	57
3.8.2 Evaporador.....	59
3.8.3 Condensador	61
3.8.4 Válvulas de expansión	62
4 Resultados y validación.....	65
4.1 Configuración final del sistema propuesto.....	65
4.1.1 Análisis de la carga térmica y criterios de diseño.....	66
4.2 Validación termodinámica del ciclo con R-717	66
4.3 Esquema del sistema y configuración funcional.....	66
4.4 Integración en el sistema de control del buque	67
4.5 Localización e instalación en el compartimento de aire acondicionado	68
4.6 Balance de caudales y compatibilidad con la instalación existente	68
4.7 Reutilización de unidades terminales y alcance de climatización	68
4.8 Análisis económico del sistema propuesto	69
4.8.1 Metodología de estimación económica	69
4.8.2 Estimación del coste de los equipos principales.....	69
4.8.3 Coste de instalación y puesta en marcha	70
4.8.4 Coste total del sistema y viabilidad económica	70
5 Conclusiones y líneas futuras	71
5.1 Conclusiones	71
5.2 Líneas futuras	72
6 Bibliografía.....	73
Anexo I: Implicaciones Sociales, Económicas y Ambientales	76
Implicaciones sociales.....	76
Implicaciones económicas	76
Implicaciones ambientales	76
Anexo II: Reflexiones Éticas y Sociales	77
Anexo III: Siglas y variables	78
Anexo IV: Fichas técnicas de componentes seleccionados.....	80

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2-1 Ciclo de refrigeración	14
Figura 2-2 Válvula de 4 vías - [32]	15
Figura 2-3 Temperatura del agua del mar - [33]	16
Figura 2-4 Evolución en el uso de refrigerantes - IA	18
Figura 3-1 Buque-escuela Juan Sebastián de Elcano	23
Figura 3-2 Compresor Carrier 5F60 - [34]	24
Figura 3-3 Esquema planta aire acondicionado principal antigua – [11]	25
Figura 3-4 Esquema planta aire acondicionado principal actual - [26]	26
Figura 3-5 Esquema de los pasos de diseño del sistema de climatización	29
Figura 3-6 Diagrama psicrométrico - [35]	33
Figura 3-7 Valores conductividad térmica - [19]	34
Figura 3-8 Alojamiento Sr. comandante	35
Figura 3-10 Tabla de calor por iluminación - [19]	39
Figura 3-11 Zona de habitabilidad oficiales BR	45
Figura 3-12 Esquema del ciclo de refrigeración	53
Figura 3-13 Compresor GEA Grasso V series - Anexo IV: Fichas técnicas de componentes seleccionados	59
Figura 3-14 Evaporador Alfa Laval Industrial Semi-Welded - familia T10 - Anexo IV: Fichas técnicas de componentes seleccionados	61
Figura 3-15 Condensador Alfa Laval Aalborg MD - Anexo IV: Fichas técnicas de componentes seleccionados	62
Figura 3-16 Válvula de expansión termostática Danfoss TEA 85-85 para R-717 - Anexo IV: Fichas técnicas de componentes seleccionados	64
Figura 4-1 Esquema del sistema de climatización propuesto - AutoCAD	67
Figura 4-2 SICP en la Armada - [36]	68

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2-1 Comparativa refrigerantes.....	19
Tabla 3-1 Comparativa sistema de climatización antiguo y actual	28
Tabla 3-2 Compartimentos considerados en el cálculo.....	30
Tabla 3-3 Condiciones iniciales	31
Tabla 3-4 Espesor paredes del buque	32
Tabla 3-5 Coeficientes de transmisión	34
Tabla 3-6 Características generales alojamiento Sr comandante	35
Tabla 3-7 Pérdidas de transmisión pared interior.....	36
Tabla 3-8 Pérdidas de transmisión techo.....	36
Tabla 3-9 Pérdidas de transmisión portillos	37
Tabla 3-10 Pérdidas de transmisión pared interior.....	37
Tabla 3-11 Pérdidas de transmisión por suelo.....	37
Tabla 3-12 Tabla de emisión de calor corporal - [19].....	38
Tabla 3-13 Carga aportada por personas	38
Tabla 3-14 Ganancias efecto solar horizontal	38
Tabla 3-15 Ganancias efecto solar vertical	38
Tabla 3-16 Ganancias efecto solar portillos	39
Tabla 3-17 Cargas por iluminación	39
Tabla 3-18 Demanda de aire por ocupación.....	40
Tabla 3-19 Demanda de aire por baño	40
Tabla 3-20 Carga total del compartimento.....	41
Tabla 3-21 Pérdidas por transmisión pared exterior.....	41
Tabla 3-22 Pérdidas por transmisión por techo.....	42
Tabla 3-23 Pérdidas de transmisión portillos	42
Tabla 3-24 Pérdidas de transmisión pared interior.....	42
Tabla 3-25 Pérdidas de transmisión suelo	43
Tabla 3-26 Demanda de aire por ocupación.....	43
Tabla 3-27 Demanda de aire por baño	44
Tabla 3-28 Carga total alojamiento Sr comandante	44
Tabla 3-29 Características generales zona oficiales BR.....	45
Tabla 3-30 Pérdidas transmisión paredes adyacentes a máquinas	46
Tabla 3-31 pérdidas de transmisión suelo	46
Tabla 3-32 Cargas por personas	46
Tabla 3-33 Demanda de aire por ocupación.....	47
Tabla 3-34 Carga final de compartimento.....	47

Tabla 3-35 Pérdidas de transmisión paredes adyacentes a máquinas.....	48
Tabla 3-36 Pérdidas de transmisión suelo	48
Tabla 3-37 Demanda total compartimento	48
Tabla 3-38 Demanda total modo refrigeración	49
Tabla 3-39 Demanda total modo calefacción	49
Tabla 3-40 Datos conocidos problema	51
Tabla 3-41 Propiedades termodinámicas de los puntos significativos del ciclo	52
Tabla 3-42 Datos del condensador en modo refrigeración.....	56
Tabla 3-43 Datos del evaporador en modo refrigeración.....	56
Tabla 3-44 Condiciones de selección del compresor	57
Tabla 3-45 Valores compresor GEA Grasso V series (alternativo)	58
Tabla 3-46 Valores compresor Sabroe SMC (alternativo)	58
Tabla 3-47 Valores compresor GEA Grasso M series (tornillo).....	59
Tabla 3-48 Condiciones de selección del evaporador	60
Tabla 3-49 Valores Alfa Laval Industrial Semi-Welded - familia T10.....	60
Tabla 3-50 Condiciones selección condensador.....	61
Tabla 3-51 Valores condensador Alfa Laval Aalborg MD	62
Tabla 3-52 Condiciones de diseño de las válvulas de expansión.....	63
Tabla 4-1 Resumen de los parámetros del sistema.....	66
Tabla 4-2 Precio estimado de los componentes del sistema	69

1 INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

1.1 Introducción

El buque-escuela Juan Sebastián de Elcano (J.S.E.) es un buque de la Armada cuya principal finalidad es la formación de los alumnos de la Escuela Naval Militar como futuros oficiales. Se trata de un buque de vela con capacidad de navegar a motor, considerado por su aparejo “bergantín goleta” de cuatro palos. A bordo se reproducen las condiciones reales de la vida en la mar, permitiendo que los alumnos adquieran competencias técnicas y valores esenciales para su futuro. Este buque constituye, por tanto, un escenario híbrido entre centro de enseñanza y unidad operativa, donde la habitabilidad es crucial, ya que la dotación permanece largos periodos de tiempo en un espacio reducido que debe garantizar condiciones adecuadas de descanso y trabajo [1] [2].

Aunque la habitabilidad de un buque podría aparentar ser algo accesorio, se trata de un factor técnico que condiciona de forma directa el bienestar, la seguridad y el rendimiento de la dotación [2]. La normativa internacional sobre condiciones de vida a bordo, como el Maritime Labour Convention (MLC, 2006), subraya la necesidad de garantizar espacios adecuados de alojamiento y un ambiente interior controlado, al tratarse de elementos estrechamente ligados a la salud y a la operatividad del personal embarcado, especialmente relevante al tratarse de un buque militar. En este contexto, mejorar los sistemas de climatización no solo impacta en la comodidad, sino también en la calidad del descanso y la capacidad de trabajo sostenido durante campañas prolongadas [2].

Esta cuestión cobra especial relevancia en un barco como el J.S.E., donde conviven la instrucción de los alumnos, vida diaria y exigencias operativas de una dotación numerosa. El J.S.E. realiza cada año cruceros de instrucción de larga duración, con escalas internacionales y travesías oceánicas que lo exponen a condiciones meteorológicas variables. El buque debe ser capaz de responder con fiabilidad ante ambientes cálidos, fríos, secos y húmedos como consecuencia de su cambiante singladura año tras año [3]. El buque-escuela ha navegado en latitudes inferiores a 55° S y superiores a 55° N. Esta diversidad climática incrementa las exigencias sobre el sistema de climatización, que debe mantener el confort interior con independencia del entorno exterior y de las cargas internas [2].

En este contexto, la implementación de un sistema de bomba de calor reversible representa una oportunidad clara de mejora desde el punto de vista de la eficiencia energética del buque [4]. A diferencia de los sistemas convencionales basados en resistencias eléctricas o calderas para calefacción y enfriadoras independientes para refrigeración, la bomba de calor permite aprovechar la energía térmica disponible en el medio exterior (aire o agua de mar) y transferirla al interior con un coeficiente de rendimiento (COP) superior a la unidad, lo que implica que por cada unidad de energía eléctrica consumida se obtienen varias unidades de energía térmica útil [4]. Este mayor rendimiento se traduce directamente en una reducción del consumo energético global asociado a la climatización, uno de los

principales servicios auxiliares a bordo, y por tanto en una disminución del consumo de combustible de los grupos electrógenos y de las emisiones asociadas [4]. En un buque que realiza navegaciones prolongadas y atraviesa múltiples zonas climáticas, la mejora de la eficiencia en los sistemas de climatización no solo supone un ahorro económico acumulado a lo largo de cada campaña, sino también un avance hacia una operación más sostenible y alineada con las actuales exigencias de optimización energética en el sector naval.

En este TFG se plantea la implementación de una bomba de calor reversible como alternativa tecnológica para modernizar el sistema de climatización actual. En los últimos años el sector naval ha comenzado a incorporar bombas de calor reversibles en diferentes clases de buques [5] [6]. Se trata de una tecnología madura en tierra pero reciente en su adaptación al entorno marino. La bomba de calor en buques ha supuesto un salto hacia la modernización ofreciendo calefacción y refrigeración con un rendimiento superior al de métodos convencionales [4]. Además, ofrecen una regulación más estable de la temperatura y una mejor deshumidificación, aspectos especialmente relevantes en climas tropicales [7].

1.2 Objetivos

El objetivo principal de este trabajo es el diseño y cálculo de un sistema de climatización basado en una bomba de calor agua-agua para su aplicación en el buque-escuela “Juan Sebastián de Elcano”. Este sistema se plantea como una alternativa eficiente para garantizar condiciones adecuadas de confort térmico en los espacios habitables del buque durante sus diferentes rutas de navegación.

Para alcanzar este objetivo general, se plantean varios objetivos específicos. En primer lugar, se pretende analizar los sistemas de climatización empleados en el buque en los últimos años, con el fin de comprender su funcionamiento y evaluar sus prestaciones energéticas. Por otro lado, se busca caracterizar las condiciones climáticas a las que está sometido el buque durante sus travesías, considerando las distintas zonas geográficas en las que opera habitualmente. A partir de este contexto, se persigue determinar las cargas térmicas de los espacios habitables mediante la aplicación de la normativa correspondiente, estableciendo así las necesidades reales de climatización. Con base en estos resultados, se plantea el objetivo de abordar la selección y el dimensionado de una bomba de calor adecuada para cubrir la demanda térmica del buque. Finalmente, se tratará de evaluar la viabilidad técnica y económica de la solución propuesta, analizando su posible implementación en la instalación existente.

1.3 Estructura de la memoria

En el Capítulo 2 se recoge el estado del arte, en el que se analizan los sistemas de climatización utilizados en el ámbito naval, así como las tecnologías disponibles, prestando especial atención a las bombas de calor y a los refrigerantes empleados. En el Capítulo 3 se desarrolla el cálculo de las cargas térmicas del buque, así como el dimensionado del sistema de climatización propuesto y la selección de sus componentes principales. El Capítulo 4 presenta los resultados del trabajo, incluyendo la configuración final del sistema, su integración en la instalación existente, la validación técnica de la solución y el análisis económico asociado. Finalmente, el Capítulo 5 recoge las conclusiones obtenidas y plantea posibles líneas futuras de desarrollo del trabajo.

2 ESTADO DEL ARTE

2.1 Sistemas de climatización en buques

Un sistema de climatización en un buque es el conjunto de equipos e instalaciones destinados a suministrar y controlar, en la cantidad y momento necesarios, las condiciones de temperatura, humedad relativa y pureza del aire en los distintos espacios a bordo, con el fin de garantizar tanto el confort de la tripulación y pasaje como la correcta conservación de equipos y cargas. A diferencia de las instalaciones terrestres, los sistemas navales deben adaptarse a condiciones específicas como la compartimentación estanca, los espacios reducidos, la presencia de vibraciones, el ambiente marino altamente corrosivo y la necesidad de elevada fiabilidad y redundancia operativa [4] [8].

Desde el punto de vista funcional, un sistema integral de climatización debe cumplir tres misiones técnicas fundamentales: ventilación, calefacción y aire acondicionado. La ventilación consiste en el movimiento y renovación del aire interior para mantener niveles adecuados de oxígeno, evitar la acumulación de dióxido de carbono y otros contaminantes, y evacuar el calor generado por personas y equipos. En el entorno naval, resulta especialmente crítica en zonas como la cámara de máquinas, el puente de gobierno y los espacios habitables [9]. La calefacción tiene como finalidad elevar la temperatura de los espacios interiores cuando las condiciones exteriores lo requieren. Habitualmente se realiza mediante serpentines o intercambiadores de agua caliente instalados en los sistemas de climatización, alimentados por calderas o por sistemas de recuperación de calor del motor principal y de los grupos electrógenos. Las resistencias eléctricas se utilizan normalmente como sistema auxiliar o de apoyo. El aire acondicionado comprende el enfriamiento mecánico del aire y el control de la humedad relativa mediante instalaciones frigoríficas, siendo habitual en buques el uso de condensadores refrigerados por agua de mar a través de intercambiadores agua-agua de mar [9].

Actualmente, existen múltiples tipos de sistemas de climatización en buques. Con motivo de aclarar las distintas opciones que ofrece la climatización de un buque, se presenta una clasificación de dichos sistemas.

En cuanto a su funcionalidad, los sistemas de climatización en buques se clasifican en [10]:

- HVAC: sistema global de confort que implica calefacción, ventilación y aire acondicionado.
- Refrigeración de provisiones: conservación de alimentos/carga, no tiene como función el confort humano.
- Sistemas de refrigeración industrial: refrigeración de procesos o cargas.

En cuanto al fluido que llega al local se diferencia la siguiente clasificación [10]:

- Todo aire: solo el aire es el que transporta frío/calor al local.
- Todo agua: solo el agua es el que transporta frío/calor al local.
- Aire-agua: utiliza aire para ventilación y agua para climatizar.

Desde el punto de vista de la producción térmica, puede distinguirse entre sistemas de expansión directa, en los que el refrigerante llega directamente al evaporador sin circuito intermedio de agua, habituales en equipos compactos o tipo split; y sistemas de agua helada, donde una enfriadora central produce agua fría que se distribuye por el buque, permitiendo mayor eficiencia, centralización y redundancia en instalaciones de gran porte [5] [10]. En cuanto a la generación de frío y calor, puede realizarse mediante enfriadoras y calderas independientes, mediante resistencias eléctricas como apoyo térmico, o mediante bombas de calor reversibles que, invirtiendo el ciclo frigorífico, permiten producir frío y calor con un único equipo [5].

Finalmente, según la arquitectura del sistema, pueden distinguirse instalaciones autocontenidas, en las que todos los componentes se integran en una sola unidad, típicas de embarcaciones pequeñas; sistemas tipo split, con compresor separado del evaporador para reducir ruido y facilitar la instalación; y sistemas centralizados, en los que la producción térmica se sitúa en una sala de máquinas y se distribuye a los distintos compartimentos, siendo esta última la solución más habitual en buques de gran tamaño debido a su mayor eficiencia, facilidad de mantenimiento y posibilidad de incorporar redundancia [10].

2.2 Bomba de calor

2.2.1 Definición y tipos

Una bomba de calor es una máquina térmica que transfiere energía desde un foco frío a otro caliente mediante un ciclo frigorífico, pudiendo utilizarse para proporcionar calefacción o refrigeración. La refrigeración busca extraer calor de un espacio frío, mientras que la calefacción busca cederlo a un espacio caliente [4].

Aunque, por un lado, las bombas de calor presentan costos iniciales más elevados que otros sistemas convencionales, por otro lado, debido a que presentan un rendimiento superior (un COP entre 1,5-4 normalmente) son una gran opción para ahorro a largo plazo [4].

Según el origen de la fuente energética y del medio de distribución de calor se pueden clasificar en los siguientes sistemas [4]:

- Aire-Aire: son sistemas que emplean el aire exterior como foco frío. Las condiciones climatológicas condicionan el funcionamiento del sistema, disminuyendo notablemente su rendimiento con la temperatura exterior cuando ésta descende. Cuando esto ocurre por debajo de los 5 °C se puede generar escarcha.
- Aire-Agua: son sistemas que emplean el aire exterior como foco frío y calientan un circuito de agua. El agua tiene mucho mayor calor específico que el aire, por lo tanto el condensador será más pequeño y tendrá más eficiencia. La distribución de calor se realiza mediante radiadores, fancoils, o suelo radiante. Dependiendo de la zona geográfica, puede aparecer escarcha en el evaporador, lo que se traduce en una disminución del rendimiento.
- Agua-Aire: estos sistemas extraen el calor de un circuito de agua y lo transfieren a un circuito de aire. El mayor condicionante de estos sistemas es la necesidad de estar próximos a una fuente abundante de agua (ríos, lagos o aguas subterráneas poco profundas).

- Agua-Agua: son sistemas que extraen calor de un circuito de agua y lo transfieren a otro circuito de agua. Aquí se engloban las bombas de calor geotérmicas, que emplean como foco exterior la tierra para el intercambio de calor. Los intercambiadores en el terreno pueden ser superficiales o profundos. Los sistemas agua-agua tienen la ventaja de la estabilidad de temperatura a lo largo de todo el año. Esto se traduce en unos mejores COP estacionales. Estos sistemas presentan gran inercia térmica. Sin embargo, esta peculiaridad implica que para alcanzar la temperatura de consigna se necesita más tiempo que un sistema convencional de calefacción.

La bomba de calor reversible puede invertir su ciclo utilizando los mismos elementos y componentes. Esto presenta una gran ventaja ya que una sola bomba de calor puede actuar de calefactor y refrigerador mediante la utilización de una válvula de inversión de 4 vías [7] [5].

2.2.2 Ciclo de refrigeración

El ciclo ideal de refrigeración de la bomba de calor se compone de los siguientes cuatro procesos principales [4] [11], que se pueden apreciar en la Figura 2-1, de elaboración propia:

- Compresión isentrópica (1-2): el refrigerante entra al compresor como vapor saturado a baja presión y es comprimido, aumentando significativamente su presión y temperatura. Este gas a alta presión se descarga hacia el condensador.
- Cesión de calor en el condensador (2-3): el gas a alta temperatura cede calor al receptor (foco caliente), lo que provoca que el gas se licúe automáticamente.
- Estrangulamiento isoentálpico (3-4): el refrigerante líquido a alta presión atraviesa la válvula de expansión termostática. Esto reduce drásticamente su presión y temperatura antes de entrar al evaporador.
- Absorción de calor en el evaporador (4-1): el refrigerante, a baja temperatura, absorbe calor del medio que se desea enfriar (foco frío) y se evapora por completo.

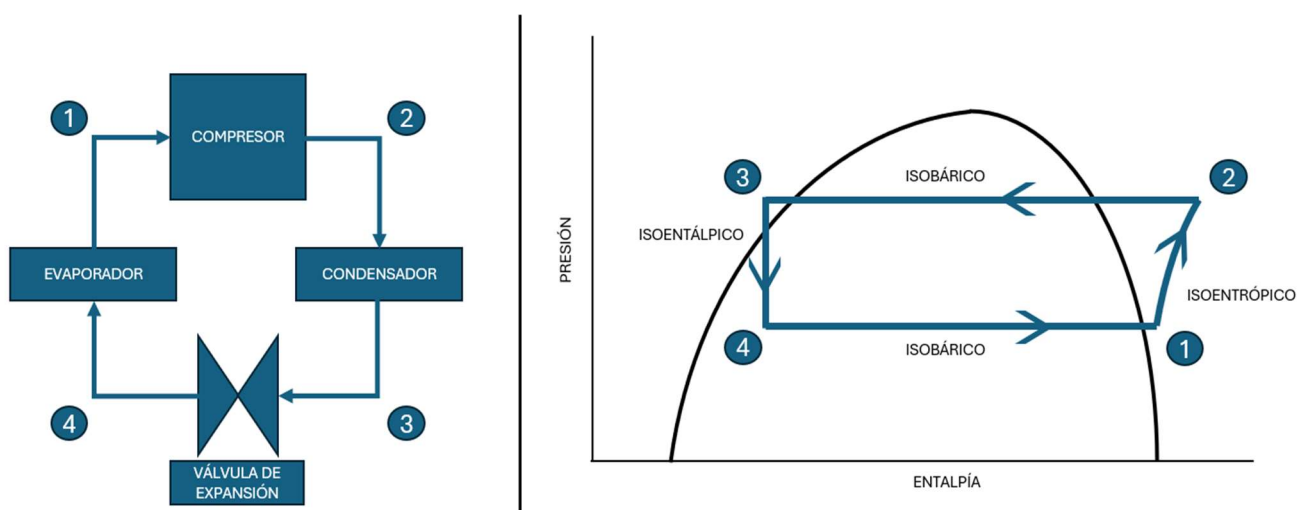


Figura 2-1 Ciclo de refrigeración

Este ciclo es termodinámicamente idéntico tanto en refrigeración como en calefacción. La diferencia radica en el efecto útil que se desea obtener. En refrigeración, el objetivo es el calor absorbido en el evaporador, es decir, el enfriamiento del foco frío. En calefacción mediante bomba de calor, el efecto útil es el calor cedido en el condensador al foco caliente. En bombas de calor reversibles, una válvula de cuatro vías permite invertir el papel de los intercambiadores, de modo que el que actúa como evaporador en modo refrigeración pasa a funcionar como condensador en modo calefacción, y viceversa [7].

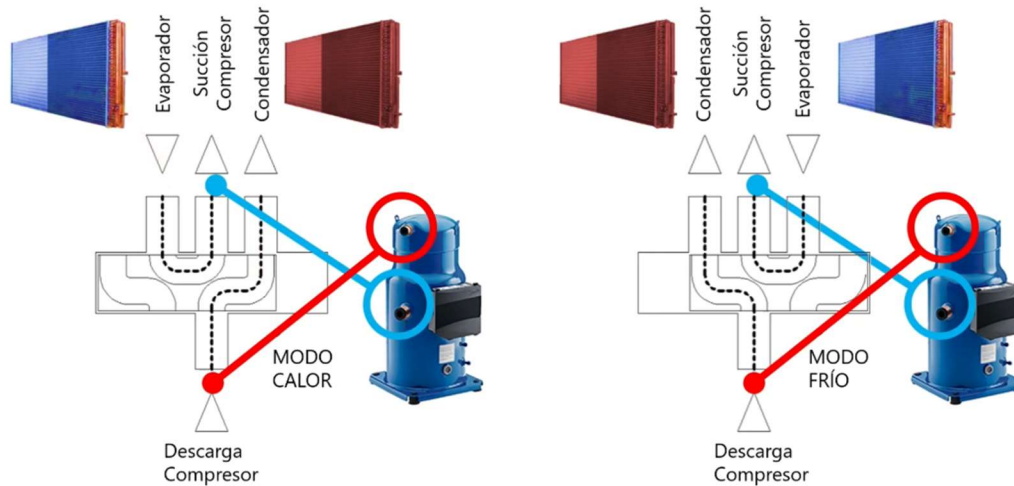


Figura 2-2 Válvula de 4 vías - [32]

2.2.3 Eficiencia

La eficiencia de los sistemas basados en ciclo de compresión de vapor se evalúa mediante coeficientes de rendimiento que relacionan el efecto útil obtenido con la energía eléctrica consumida por el compresor. En función del modo de operación, pueden definirse distintos coeficientes de rendimiento. En modo calefacción se emplea el COP de calefacción, definido como la relación entre el calor cedido en el condensador y la energía eléctrica suministrada al sistema:

$$COP_{calefacción} = \frac{Q_{cond}}{W} \quad (1)$$

En modo refrigeración se define el COP de refrigeración, que relaciona el calor absorbido en el evaporador con la energía eléctrica consumida:

$$COP_{refrigeración} = \frac{Q_{evap}}{W} \quad (2)$$

En algunos contextos, especialmente en climatización, este coeficiente en modo refrigeración también se expresa mediante el EER (Energy Efficiency Ratio), que representa la misma relación entre potencia frigorífica y potencia eléctrica consumida. Desde el punto de vista termodinámico, ambos parámetros están relacionados a través del balance energético del ciclo, ya que el calor cedido en el condensador es igual a la suma del calor absorbido en el evaporador y el trabajo aportado al compresor:

$$Q_{cond} = Q_{evap} + W \quad (3)$$

Por este motivo, para unas mismas condiciones de funcionamiento, el COP en modo calefacción es siempre superior al COP en modo refrigeración. En condiciones reales de operación, las bombas de calor presentan habitualmente valores de COP comprendidos entre 1,5 y 4, pudiendo alcanzar valores superiores en sistemas optimizados. Estos valores dependen principalmente del salto térmico entre el

foco frío y el foco caliente, disminuyendo a medida que aumenta la diferencia de temperatura entre ambos [5] [6].

2.3 Aplicación de las bombas de calor en el ámbito naval

El desarrollo de la tecnología de bombas de calor se remonta a mediados del siglo XIX, cuando en 1856 Peter von Rittinger construyó el primer dispositivo práctico basado en la transferencia de calor mediante trabajo mecánico. Aunque en sus orígenes esta tecnología se aplicó principalmente en procesos industriales, sentó las bases del actual ciclo de compresión de vapor empleado tanto en refrigeración como en calefacción [8] [9].

A comienzos del siglo XX, el desarrollo de sistemas de refrigeración mecánica permitió su incorporación progresiva en el ámbito marítimo, inicialmente con fines de conservación de alimentos y ventilación forzada en buques mercantes y de pasaje. Durante las décadas de 1930 a 1960, el aire acondicionado comenzó a instalarse en grandes transatlánticos y posteriormente en otros buques civiles, consolidando la climatización como un servicio esencial a bordo. En esta etapa, los sistemas estaban orientados principalmente al enfriamiento y utilizaban tecnologías convencionales de compresión de vapor [9].

Entre las décadas de 1970 y 1990, con la madurez de los compresores herméticos y la mejora en los refrigerantes, comenzaron a desarrollarse equipos compactos capaces de operar tanto en modo refrigeración como en modo calefacción. En el ámbito marítimo, su implantación inicial se produjo principalmente en embarcaciones de recreo y buques de pequeño porte, donde las bombas de calor aire-aire y aire-agua ofrecían una solución integrada para confort térmico [9].

A partir de los años 2000, la mejora en la eficiencia energética de los compresores, la incorporación de sistemas con compresión de velocidad variable y el desarrollo de controles electrónicos avanzados permitieron optimizar el rendimiento estacional de las bombas de calor. Estos avances tecnológicos, junto con la creciente preocupación por el consumo energético y las emisiones, favorecieron su consideración en aplicaciones marítimas de mayor escala. En esta etapa comenzó a estudiarse también el potencial de las bombas de calor para aprovechar el calor residual de los motores principales y sistemas auxiliares del buque [9].

Durante la década de 2010, la intensificación de la normativa ambiental y la regulación de refrigerantes con alto potencial de calentamiento global impulsaron aún más la transición hacia sistemas térmicos más eficientes. En paralelo, la investigación técnica empezó a analizar la viabilidad de integrar bombas de calor en buques comerciales, especialmente en aquellos con alta demanda hotelera, como cruceros y ferris. Se exploraron configuraciones con agua de mar como foco térmico debido a su estabilidad de temperatura y disponibilidad constante durante la navegación [7] [9].

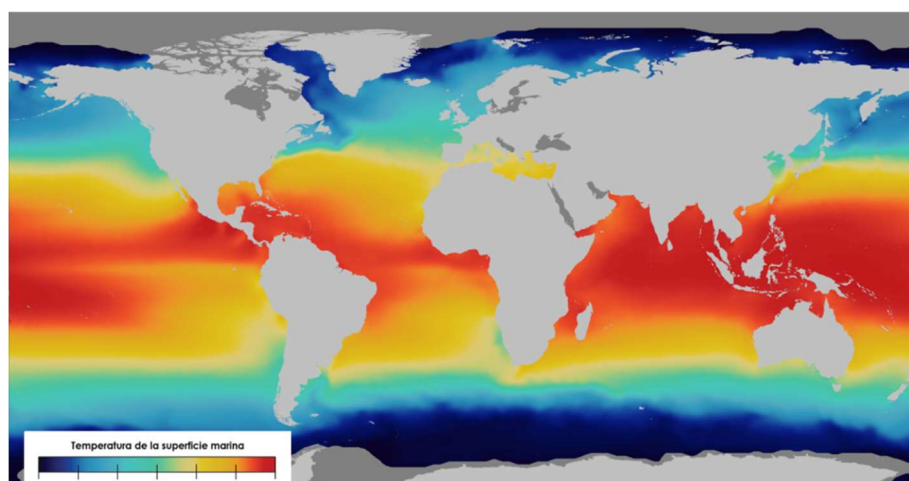


Figura 2-3 Temperatura del agua del mar - [33]

En la actualidad, la implementación de bombas de calor en el sector naval se encuentra en una fase de expansión progresiva. En los últimos años, la bomba de calor, especialmente en configuración reversible, ha ido ganando presencia en el sector naval como tecnología habilitadora de eficiencia energética y reducción de emisiones. Su interés crece por tres razones principales: en primer lugar, la electrificación progresiva de servicios auxiliares y la necesidad de reducir la demanda térmica cubierta con calderas o resistencias; en segundo lugar, la oportunidad de aprovechar focos térmicos de baja temperatura disponibles a bordo (agua de refrigeración de motores, aire exterior o agua de mar); y finalmente, la presión regulatoria para reducir el impacto climático de los refrigerantes y del consumo energético del buque. En este contexto, diversos trabajos recientes destacan que el uso de la bomba de calor permite multiplicar la energía térmica útil entregada por cada kW eléctrico consumido, lo que la convierte en una opción atractiva frente a soluciones puramente resistivas o esquemas de generación térmica menos eficientes [5].

Desde el punto de vista de aplicaciones, la implantación de bombas de calor se observa en dos líneas principales. La primera es su uso en HVAC y servicios de confort y control de humedad, donde el sistema reversible puede cubrir calefacción y refrigeración con el mismo equipo, simplificando la arquitectura de planta y mejorando el rendimiento estacional. La segunda línea es la integración de bombas de calor como tecnología de aprovechamiento: en vez de disipar al mar/atmósfera calor de baja calidad, se eleva su nivel térmico para cubrir demandas útiles como precalentamiento, lo cual encaja con la tendencia general de recuperación de calor en sistemas energéticos marinos [5] [9].

En cuanto a tipologías tecnológicas, destaca el interés por las bombas de calor con foco agua de mar, debido a la mayor estabilidad térmica del agua frente al aire y a la disponibilidad permanente del recurso en navegación. La literatura sobre climatización basada en agua de mar describe configuraciones donde el agua de mar actúa como foco frío/caliente a través de intercambiadores, mejorando el comportamiento del sistema frente a variaciones climáticas y permitiendo operación eficiente en un rango amplio de condiciones. En paralelo, aparecen desarrollos orientados a mitigar corrosión, biofouling y requisitos de seguridad [5].

La implantación en buques electrificados y de corta distancia (como ferris por ejemplo) está especialmente documentada: estudios de casos con datos operacionales muestran que integrar una bomba de calor “de agua” para aprovechar calor de baja temperatura puede mejorar la eficiencia y la economía del sistema térmico en escenarios con alta dependencia eléctrica, donde cada kWh ahorrado se traduce en más autonomía o menor tamaño de baterías/generación auxiliar. Además, en buques con objetivos de reducción de emisiones en puerto, se ha evaluado el uso de bombas de calor alimentadas por energía eléctrica de tierra como medida de mitigación, con reducciones significativas del impacto climático [5] [6].

2.4 Evolución de los refrigerantes y el uso del R-717

La selección del refrigerante ha sido históricamente uno de los aspectos más determinantes en el diseño de sistemas de refrigeración y bombas de calor. Desde el desarrollo de la refrigeración mecánica en el siglo XIX, la elección del fluido de trabajo ha estado condicionada por múltiples factores, entre los que destacan las propiedades termodinámicas, la seguridad, la disponibilidad industrial y, más recientemente, el impacto ambiental. La evolución de los refrigerantes puede interpretarse como una sucesión de distintas etapas tecnológicas y regulatorias que han ido modificando los criterios de selección a lo largo del tiempo [8] [12].

En las primeras aplicaciones de refrigeración mecánica, a finales del siglo XIX y comienzos del siglo XX, los sistemas utilizaban principalmente lo que hoy se conoce como refrigerantes naturales. Entre ellos se encontraban el amoníaco (NH_3), el dióxido de carbono (CO_2), el dióxido de azufre (SO_2), el metilcloruro y diversos hidrocarburos. En esta etapa inicial, los criterios de elección se centraban fundamentalmente en las propiedades termodinámicas del fluido, como su calor latente de vaporización, su presión de funcionamiento o su estabilidad química, así como en su disponibilidad industrial. El

amoniaco destacó rápidamente como uno de los refrigerantes más eficaces para sistemas de compresión de vapor, lo que favoreció su adopción en instalaciones industriales, fábricas de hielo, cámaras frigoríficas y buques dedicados al transporte de productos perecederos. Durante esta primera etapa, las cuestiones ambientales todavía no formaban parte de los criterios de diseño, y las preocupaciones principales estaban relacionadas con la eficiencia del sistema y la viabilidad técnica de las instalaciones [13].

A partir de la década de 1930 comenzó lo que se conoce como la primera gran transición de refrigerantes, impulsada por la aparición de los clorofluorocarbonos (CFC). Estos compuestos sintéticos fueron desarrollados con el objetivo de resolver algunos de los problemas asociados a los refrigerantes naturales utilizados hasta entonces, especialmente su toxicidad o inflamabilidad. Los CFC, y posteriormente los HCFC, se caracterizaban por su elevada estabilidad química, baja toxicidad, ausencia de inflamabilidad y facilidad de manejo, lo que los convirtió en refrigerantes muy atractivos para aplicaciones domésticas y comerciales. Durante gran parte del siglo XX, estos refrigerantes sintéticos dominaron el mercado de la refrigeración y la climatización, permitiendo la expansión masiva de sistemas de aire acondicionado y refrigeración en edificios, vehículos y aplicaciones comerciales [13].

Sin embargo, a partir de la década de 1970 comenzaron a surgir evidencias científicas sobre el impacto ambiental de estos compuestos. Investigaciones atmosféricas demostraron que determinados refrigerantes, especialmente los CFC, contribuían al agotamiento de la capa de ozono estratosférico. Este descubrimiento dio lugar a una segunda gran transición en el sector de la refrigeración, impulsada por acuerdos internacionales como el Protocolo de Montreal (1987), que estableció la eliminación progresiva de los CFC y posteriormente de los HCFC [14]. Como alternativa, se introdujeron los hidrofluorocarbonos (HFC), que no dañaban la capa de ozono pero presentaban un elevado Potencial de Calentamiento Global (GWP). Con el tiempo, también se reconoció el impacto climático de estos compuestos, lo que condujo a una tercera transición en la industria de la refrigeración [13].

Esta tercera transición, iniciada a finales del siglo XX y consolidada en las primeras décadas del siglo XXI, se caracteriza por el retorno a los refrigerantes naturales. La creciente preocupación por el cambio climático y las regulaciones internacionales destinadas a reducir las emisiones de gases de efecto invernadero han impulsado la búsqueda de refrigerantes con Potencial de Agotamiento de Ozono (ODP) nulo y Potencial de Calentamiento Global (GWP) muy reducido. En este contexto, sustancias como el dióxido de carbono (CO_2), los hidrocarburos y el amoniaco han recuperado protagonismo en el desarrollo de nuevos sistemas de refrigeración y bombas de calor [13]. La transición se puede ver representada en la Figura 2-4, realizada mediante inteligencia artificial.



Figura 2-4 Evolución en el uso de refrigerantes - IA

Dentro de este grupo, el amoníaco (R-717) ocupa una posición especialmente destacada debido a su larga trayectoria histórica y a sus excelentes propiedades termodinámicas [9] [13]. Desde finales del siglo XIX ha sido uno de los refrigerantes más utilizados en sistemas de compresión de vapor, particularmente en aplicaciones industriales de gran capacidad. Su elevado calor latente de vaporización, su alta conductividad térmica y su bajo peso molecular permiten obtener sistemas altamente eficientes con caudales más reducidos de refrigerante en comparación con otros fluidos. Estas características han contribuido a que el amoníaco se mantenga como uno de los refrigerantes más eficientes desde el punto de vista energético [9].

No obstante, el amoníaco presenta también ciertas limitaciones que condicionaron su uso durante el periodo de expansión de los refrigerantes sintéticos. En la actualidad, el renovado interés por los refrigerantes naturales ha reforzado el papel del amoníaco como una de las soluciones más prometedoras para sistemas de refrigeración y bombas de calor de gran capacidad. Su ODP nulo y su GWP prácticamente igual a cero, junto con su elevada eficiencia energética, lo convierten en una alternativa especialmente atractiva en un contexto de creciente regulación ambiental. Además, los avances recientes en el diseño de intercambiadores de calor, sistemas indirectos y tecnologías de control han permitido mejorar significativamente la seguridad y fiabilidad de las instalaciones que emplean este refrigerante. Como resultado, el amoníaco continúa consolidándose como un refrigerante de referencia en aplicaciones industriales y marítimas, especialmente en sistemas de alta potencia donde la eficiencia energética y el bajo impacto ambiental son factores clave en el diseño del sistema [5] [9] [13].

En la actualidad conviven diferentes tipos de refrigerantes, tanto naturales como sintéticos, cada uno con características específicas en términos de eficiencia energética, impacto ambiental, seguridad y campo de aplicación. Entre los más utilizados se encuentran el R-717 (amoníaco), el R-134a, el R-404A y el dióxido de carbono (R-744), cuyos principales aspectos comparativos se resumen en la siguiente tabla [5] [9] [15].

Refrigerante	Tipo	Ventajas	Inconvenientes
R-717	Natural	Alta eficiencia energética, elevado calor latente, ODP = 0, GWP $\approx$ 0, muy utilizado en instalaciones industriales	Tóxico, ligeramente inflamable, requiere medidas de seguridad
R-134a	HFC	Baja toxicidad, no inflamable, ampliamente utilizado en climatización	GWP elevado, regulado por normativa europea
R-404A	HFC	Buen rendimiento en refrigeración comercial y baja temperatura	GWP muy alto ($\sim$ 3920), en proceso de eliminación progresiva
R-744 (CO ₂)	Natural	ODP = 0, GWP = 1, no inflamable, muy seguro ambientalmente	Altas presiones de operación, diseño más complejo
Hidrocarburos (R-290, R-600a)	Natural	Alta eficiencia, GWP muy bajo	Inflamables, limitaciones de carga de refrigerante

Tabla 2-1 Comparativa refrigerantes

Esta comparación pone de manifiesto que, aunque existen diferentes alternativas tecnológicas, el amoníaco continúa siendo una de las opciones más eficientes desde el punto de vista energético y ambiental en instalaciones de gran capacidad, lo que explica su amplia utilización en aplicaciones industriales y en determinados sistemas de refrigeración marítima.

2.5 Marco normativo

Para poder realizar el diseño de un sistema de climatización para el buque-escuela J.S.E. es necesario establecer el marco normativo bajo el cual trabajar. Los organismos que afectan en este trabajo en normativa internacional marítima son: la Organización Marítima Internacional (IMO) y la Organización Internacional del Trabajo (ILO) [15] [16]. Cabe destacar la condición particular del buque objeto de estudio. El J.S.E. es un buque militar perteneciente a la Armada Española, por lo que no está legalmente obligado a cumplir determinados convenios internacionales aplicables a la marina mercante, como el Convenio SOLAS (Safety of Life at Sea) o el Convenio MLC (Maritime Labour Convention). No obstante, de forma similar a lo que ocurre con el Convenio MARPOL, relativo a la prevención de la contaminación procedente de los buques, la Armada Española adopta habitualmente estas normativas internacionales como referencia técnica y operativa, aun cuando su cumplimiento no sea jurídicamente obligatorio [17]. Esta práctica responde al compromiso institucional con la seguridad, la protección ambiental y las buenas prácticas marítimas. Por este motivo, en el presente trabajo se considerará que dichas normativas son de aplicación de referencia en el diseño, tratándolas como criterios de obligado cumplimiento para el desarrollo del sistema propuesto.

2.5.1 Normativa internacional obligatoria

En el ámbito de la normativa internacional aplicable a los sistemas de climatización a bordo, destacan especialmente los convenios establecidos por la Organización Marítima Internacional (IMO) y la Organización Internacional del Trabajo (ILO).

Por un lado, el Convenio SOLAS (Safety of Life at Sea), establecido por la IMO, regula diversos aspectos relacionados con la seguridad de los buques. Aunque su alcance es amplio, resulta especialmente relevante en aquellos casos en los que los sistemas de climatización o ventilación pueden afectar a la habitabilidad, a la seguridad de la tripulación o a la protección contra incendios. En este sentido, el convenio establece una serie de requisitos técnicos orientados a garantizar el funcionamiento seguro de estos sistemas. Entre ellos se incluyen la necesidad de proporcionar una ventilación adecuada en los espacios habitables, asegurar una correcta renovación del aire interior y garantizar que los sistemas de ventilación puedan operar de forma segura en situaciones de emergencia. Por otro lado, se exige que los conductos y componentes asociados estén fabricados con materiales no combustibles y que los sistemas de ventilación dispongan de dispositivos de parada o aislamiento que permitan su desconexión en caso de incendio, evitando así la propagación del humo o las llamas a través de los conductos [18].

Por otro lado, el Convenio sobre el Trabajo Marítimo (MLC, 2006), desarrollado por la Organización Internacional del Trabajo (ILO), establece los requisitos mínimos relativos a las condiciones de vida y trabajo de la tripulación a bordo. En relación con los sistemas de climatización y ventilación, este convenio exige que los buques dispongan de instalaciones capaces de garantizar condiciones habitables adecuadas para la tripulación. Entre los aspectos contemplados se incluyen la provisión de sistemas de ventilación o climatización suficientes para mantener un ambiente confortable, el control de la humedad en los espacios habitables y la adecuada renovación del aire interior, con el objetivo de asegurar condiciones saludables durante la permanencia de la tripulación a bordo [16].

2.5.2 Normas técnicas

La principal norma aplicable al proyecto es la norma ISO 7547, que establece los criterios para el diseño de los sistemas de ventilación y climatización en los espacios habitables de los buques. Esta norma define las condiciones ambientales que deben garantizarse a bordo en términos de temperatura, humedad relativa, calidad del aire y tasas de ventilación, proporcionando valores de referencia que permiten asegurar condiciones adecuadas de confort para la tripulación y los pasajeros.

Además, la norma especifica los parámetros de diseño que deben considerarse en los sistemas de climatización marítimos, incluyendo las condiciones climáticas exteriores de cálculo, los niveles de renovación de aire requeridos en los diferentes compartimentos y los criterios para la distribución del

aire en espacios habitables. De esta manera, la ISO 7547 proporciona una base técnica común que facilita el diseño y dimensionado de los sistemas HVAC en buques, permitiendo comparar soluciones y garantizar un nivel mínimo de habitabilidad a bordo [19].

Esta norma se ha convertido en una referencia ampliamente utilizada en el ámbito de la ingeniería naval y en numerosos proyectos europeos relacionados con el diseño de sistemas de climatización marítimos. Su aplicación permite establecer un marco técnico homogéneo que asegura la coherencia entre las condiciones de diseño adoptadas y los requisitos internacionales de habitabilidad en buques [20] [21].

2.5.3 Normativa que regula el uso de refrigerantes

El uso de refrigerantes en buques está regulado por normativa internacional y europea orientada a reducir el impacto ambiental de estas sustancias y garantizar su manipulación segura. A nivel internacional, la OMI establece el marco aplicable a través del Convenio MARPOL, concretamente en su Anexo VI sobre prevención de la contaminación atmosférica. Este anexo prohíbe las emisiones deliberadas de sustancias que agotan la capa de ozono y regula el control y mantenimiento de instalaciones que empleen refrigerantes, en línea con los compromisos adquiridos en el Protocolo de Montreal, que impulsó la eliminación progresiva de los CFC (clorofluorocarbonos) y HCFC (hidroclorofluorocarbonos), como el antiguo R-12 o el R-22 [17] [14].

En el ámbito de la Unión Europea, la normativa principal es el Reglamento (UE) 2024/573, relativo a los gases fluorados de efecto invernadero. Este reglamento establece un calendario de reducción progresiva de los HFC con alto potencial de calentamiento global (GWP), impone obligaciones de control periódico de fugas, recuperación del refrigerante durante el mantenimiento y desmantelamiento, y exige la certificación del personal que manipula estos gases. Refrigerantes ampliamente utilizados en el sector naval como el R-404A y el R-134a, ambos HFC (hidrofluorocarbonos), se ven afectados por estas restricciones debido a su elevado GWP, especialmente el R-404A, cuyo uso está siendo progresivamente limitado y sustituido por alternativas de menor impacto ambiental [22].

Además del marco ambiental, deben considerarse las exigencias de las sociedades de clasificación y las normas de seguridad aplicables a bordo, particularmente cuando se emplean refrigerantes inflamables o de nueva generación. En conjunto, esta normativa promueve la transición hacia refrigerantes con menor impacto climático y sistemas de climatización más eficientes y sostenibles en el ámbito marítimo [23] [24].

3 DESARROLLO DEL TFG

3.1 Descripción general de la plataforma de estudio

El buque-escuela Juan Sebastián de Elcano constituye una de las unidades más representativas de la Armada Española. Fue entregado en agosto de 1928 y construido en los astilleros Echevarrieta y Larrinaga, en Cádiz. Su misión principal es la formación de los Guardiamarinas mediante cruceros de instrucción en la mar [1]. Con el objetivo de prolongar su vida operativa, el buque dispone actualmente de un Plan de Conservación orientado a garantizar la continuidad estructural y funcional de la plataforma, permitiendo alcanzar el siglo de servicio de actividad, aplicando para ello intervenciones periódicas de actualización y mantenimiento [2].

Desde el punto de vista dimensional, el buque presenta una eslora máxima de 113 metros, incluyendo el bauprés, una manga máxima de 13 metros y un desplazamiento a plena carga de aproximadamente 3.770 toneladas. La organización estructural se distribuye en cinco cubiertas (bodega, baja, alta, principal y de botes), configurando una plataforma compartimentada en cuatro grandes secciones estancas que contribuyen a asegurar la flotabilidad y la seguridad pasiva del conjunto, dentro de las limitaciones propias de una construcción histórica. En cuanto a dotación se refiere, cuenta con una dotación fija aproximada de 200 personas, a los que se añaden aproximadamente 100 personas durante los cruceros de instrucción [1].

Además de su sistema de propulsión a vela, dispone de un motor diésel que proporciona propulsión auxiliar mecánica, así como de una planta eléctrica compuesta por tres motores auxiliares destinados a alimentar los sistemas de habitabilidad, servicios generales y equipos auxiliares a bordo [11].

Estructuralmente, el buque cuenta con un casco de acero y divisiones interiores en gran medida construidas en madera. Dispone también de aproximadamente 180 portillos que comunican determinados compartimentos con el exterior. Entre los espacios interiores se encuentran compartimentos de habitabilidad, cámaras de máquinas, aseos, comedores, salas de ocio, una enfermería, despachos, tanques de combustible, tanques de agua y despensas o cámaras frigoríficas. De todos ellos, los espacios climatizados corresponden principalmente a las zonas de habitabilidad, salas de ocio, despachos, comedores y enfermería, mientras que los aseos reciben climatización de forma indirecta. En conjunto, estas áreas suponen una superficie climatizada aproximada de 1264 m² y un volumen climatizado cercano a 2781 m³ [1] [11].

Cabe destacar, además, que durante los cruceros de instrucción el buque realiza habitualmente travesías transoceánicas que abarcan zonas climáticas muy diversas, desde regiones tropicales hasta latitudes templadas del Atlántico, lo que implica condiciones ambientales muy variables para los sistemas de habitabilidad y climatización [2] [11].

En la reforma integral realizada en el año 2025, y como parte del compromiso de la Armada para que el J.S.E. alcance su primer centenario en plenas condiciones operativas, se llevó a cabo una modernización completa de la planta de producción de frío. Se sustituyó el sistema de aire acondicionado original por una nueva planta enfriadora de agua diseñada por la firma Frizonia. Este cambio representa una transición desde una tecnología de refrigeración tradicional hacia una instalación más moderna, capaz de responder con mayor fiabilidad a las exigentes rutas transatlánticas del buque [25].

La principal ventaja de este cambio reside en la automatización y la facilidad de manejo para la dotación. Mientras que el sistema anterior requería de una intervención más manual para seleccionar los equipos y ajustar su funcionamiento, la nueva planta se gestiona mediante un sistema de control automatizado que se integra directamente en los sistemas de control del barco. Esto permite que el equipo ajuste su potencia de forma autónoma según las necesidades de cada momento, mejorando no solo la comodidad a bordo, sino también la seguridad, al permitir que los operarios supervisen todo el proceso desde las pantallas de control remoto de la plataforma [25]. En la Figura 3-1, fotografía de cosecha propia se puede apreciar la plataforma que es objeto de estudio.



Figura 3-1 Buque-escuela Juan Sebastián de Elcano

3.2 Sistema de climatización antiguo del buque-escuela Juan Sebastián de Elcano

Dado que el presente trabajo se centra en el diseño de un sistema de climatización para el J.S.E., resulta necesario describir previamente los sistemas de climatización que ha empleado el buque a lo largo de su vida operativa. En primer lugar, se analiza el sistema anterior, cuya utilización se extendió desde 1978, con diversas mejoras introducidas en 2012, hasta su sustitución durante la reforma integral realizada en 2025.

El sistema de aire acondicionado principal antiguo era el sistema del buque encuadrado dentro de los equipos auxiliares del mismo, encargado de enfriar los compartimentos de habitabilidad. Para enfriar los compartimentos utilizaba unidades terminales como fancoils y unidades enfriadoras o climatizadoras [11].

3.2.1 Componentes y especificaciones técnicas

- Compresores: la planta enfriadora constaba de tres compresores alternativos (CARRIER, modelo 5F60), que utilizaban refrigerante R-404A. Uno de los tres compresores se mantenía permanentemente como reserva. La capacidad frigorífica de cada uno de ellos era de 64.200 frigorías, una potencia de 30 CV y funcionaban a 1450 rpm mediante accionamiento eléctrico directo [11].



Figura 3-2 Compresor Carrier 5F60
- [34]

- Separadores de aceite: uno por cada compresor. Contaban con retorno al cárter mediante válvula de boya [11].
- Condensadores marinos: dos unidades refrigeradas por agua de mar y dotadas de válvulas de seguridad taradas a 22 kg/cm² [11].
- Evaporadores: dos unidades donde el refrigerante absorbía el calor del agua del circuito secundario [11].
- Bombas de circulación: el buque estaba dotado de dos bombas, una de ellas de reserva, situadas junto a la planta de tratamiento de aguas residuales, y que se encargaban de mover el agua enfriada por el buque [11].

3.2.2 Funcionamiento del ciclo de refrigeración

El ciclo de refrigeración comenzaba en los compresores. El compresor aspiraba el gas refrigerante y lo comprimía, aumentando su presión y temperatura. Posteriormente, el refrigerante pasaba al condensador, donde se enfriaba mediante agua de mar hasta condensar y pasar a estado líquido. Después, el líquido atravesaba el filtro secador y era inyectado en el evaporador mediante una válvula de expansión termostática. En el evaporador, el refrigerante absorbía el calor del agua del circuito de distribución, enfriándola hasta una temperatura aproximada de 6 °C. De este modo se cerraba el ciclo del refrigerante, retornando nuevamente al compresor para reiniciar el proceso.

Para la distribución del agua enfriada se empleaba un sistema de tuberías que la conducía hasta dos tipos de unidades terminales. Por un lado, los climatizadores, que impulsaban el aire a través de conductos y lo distribuían mediante rejillas regulables y orientables en los distintos compartimentos de habitabilidad y en la radio. Por otro lado, el aire que llegaba a los fancoils era descargado directamente en el local donde se encontraban instalados, como despachos, oficinas y comedores.

El sistema contaba con una lógica de control automatizada basada en un termostato de tres etapas. En condiciones de máxima demanda funcionaban dos compresores a plena capacidad; a medida que la

demanda disminuía, el sistema reducía automáticamente la capacidad de los compresores y los desconectaba siguiendo un orden de arranque preseleccionado.

El sistema también podía actuar como calefacción. En este modo se detenían los grupos de enfriamiento y se utilizaba un calentador el cual empleaba agua caliente procedente de la caldera para calentar el agua que circulaba hacia los fancoils. Los modos de aire acondicionado y calefacción no pueden ser utilizados simultáneamente [11]. El sistema antiguo se representa en la Figura 3-3.

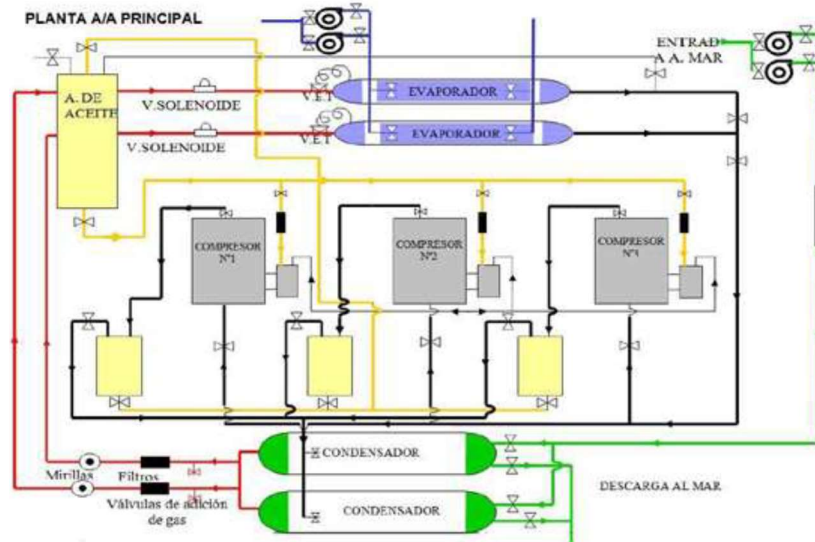


Figura 3-3 Esquema planta aire acondicionado principal antigua – [11]

3.3 Sistema de climatización actual del buque-escuela Juan Sebastián de Elcano

La planta de agua refrigerada (CWP) es un sistema auxiliar esencial del J.S.E., cuya función primordial es la producción y recirculación de agua enfriada. Este fluido se distribuye a través de una red de tuberías para alimentar el sistema de climatización (HVAC), encargado de acondicionar los compartimentos de habitabilidad, así como para proporcionar refrigeración crítica a diversos equipos electrónicos de a bordo. El sistema está diseñado para ofrecer el 100% de la capacidad de refrigeración necesaria incluso bajo las condiciones ambientales más desfavorables [25].

3.3.1 Componentes y especificaciones técnicas

El sistema integra componentes de alta eficiencia diseñados para funcionar en ambiente marino [25]:

- **Compresores:** la planta cuenta con compresores de tornillo compacto del fabricante Bitzer (Modelo CSW7573-60Y). Estos equipos operan con el refrigerante R-134a. Cuentan con una intensidad máxima de operación de 170 A y una potencia máxima de entrada de 55 kW.
- **Condensadores marinos:** el sistema cuenta con dos unidades Bitzer de tipo "multitubular". Los tubos están fabricados en CuNi 90/10, una aleación resistente a la corrosión, ya que utilizan agua de mar para la disipación del calor (43,3 m³/h).
- **Evaporador:** el sistema utiliza un evaporador común de doble circuito de la marca Bitzer, donde el refrigerante absorbe el calor del agua del circuito secundario.
- **Bombas de circulación:** el sistema incluye bombas específicas para el circuito de agua fría (TAG PMP-AR01/02) y para el circuito de condensación de agua de mar.

- Válvulas de expansión: Se utilizan válvulas de expansión electrónicas con controladores paso a paso de la marca Carel, que garantizan una inyección precisa de refrigerante.

3.3.2 Funcionamiento del ciclo de refrigeración

El proceso termodinámico se desarrolla de forma cíclica para transferir el calor del interior del buque al agua de mar [12] [25] [26] (ver Figura 3-4):

1. Compresión: el ciclo comienza cuando el compresor de tornillo aspira el gas refrigerante a baja presión y temperatura desde el evaporador. Mediante el movimiento de sus rotores, el gas es comprimido, elevando significativamente su presión y su temperatura.
2. Condensación: el gas caliente a alta presión entra en el condensador multitubular. Al entrar en contacto térmico con el agua de mar, el refrigerante cede su calor, se enfría y condensa, pasando a estado líquido.
3. Expansión: el refrigerante líquido atraviesa el filtro deshidratador y llega a la válvula de expansión electrónica. Esta válvula reduce drásticamente la presión del líquido, lo que provoca un descenso inmediato de su temperatura, preparándolo para absorber calor nuevamente.
4. Evaporación: Finalmente, el refrigerante a baja presión entra en el evaporador. Al estar más frío que el agua del circuito del buque, absorbe el calor de esta, enfriándola hasta la temperatura de enfriamiento. En este proceso, el refrigerante vuelve a convertirse en gas y regresa al compresor para reiniciar el ciclo.

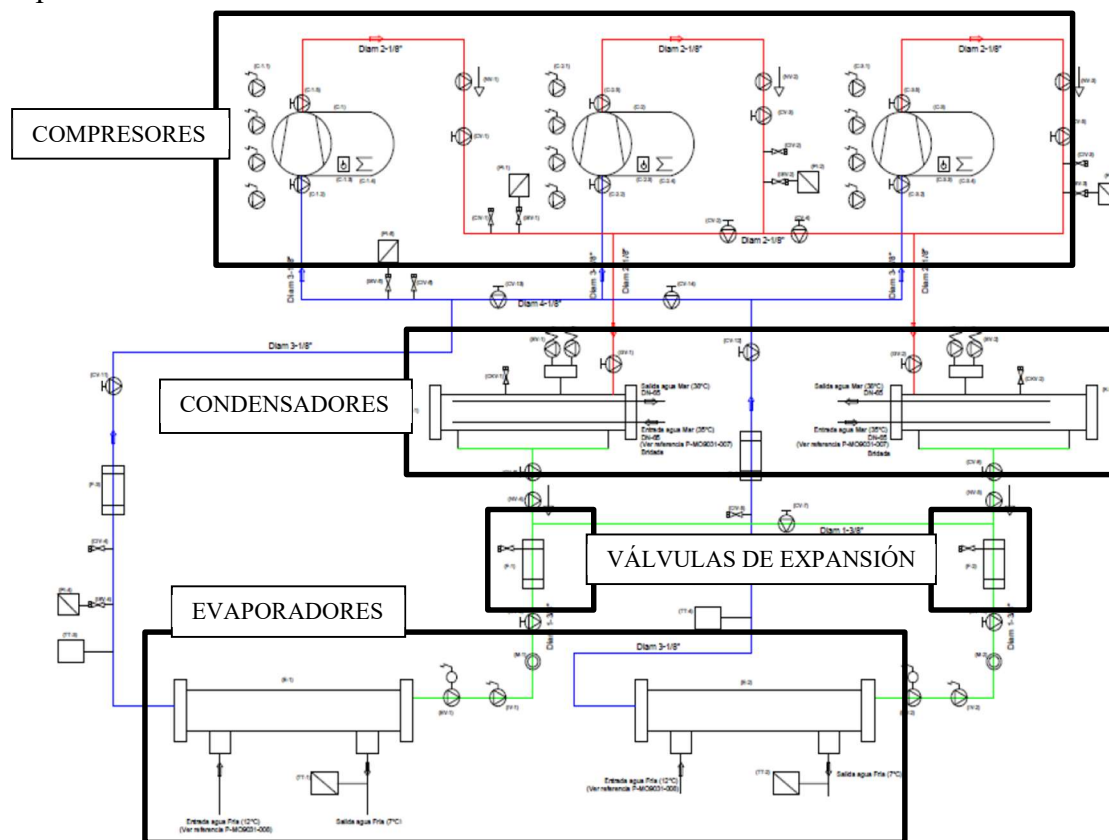


Figura 3-4 Esquema planta aire acondicionado principal actual - [26]

La planta cuenta con una lógica de control automatizada gestionada por controladores Eliwell/Carel y un PLC central. El sistema permite modular la capacidad de refrigeración de cada compresor en etapas del 25%, 50%, 75% y 100% mediante válvulas solenoides internas. La activación de un segundo

compresor solo ocurre cuando el primero ha alcanzado su capacidad máxima y la demanda térmica del buque aún no ha sido satisfecha. El operario puede monitorizar todas las presiones y temperaturas a través de una interfaz hombre-máquina (HMI) o de forma remota mediante el sistema de gestión de plataforma integrado (IPMS) [25].

3.3.3 Mantenimiento y seguridad

Para garantizar la integridad de la planta, se han implementado rigurosos protocolos de seguridad y mantenimiento [25]:

- Seguridad: el sistema dispone de una "cadena de seguridad" que incluye presostatos de alta y baja presión, interruptores de flujo de agua, sensores de nivel de aceite y protección antihielo en el evaporador. Cualquier desviación crítica provoca una parada controlada de la unidad y el envío de una alarma al IPMS.
- Mantenimiento: se establecen tareas diarias de registro de parámetros, inspecciones visuales semanales de fugas de aceite o refrigerante y análisis anuales de la acidez del aceite del compresor y de sus vibraciones. Es vital mantener la carga exacta de refrigerante, ya que una falta de gas reduce la eficiencia y un exceso podría inundar el evaporador, dañando gravemente los tornillos del compresor.

3.4 Diferencia entre el sistema de climatización actual y el antiguo

Ambos sistemas utilizan un ciclo de refrigeración por compresión mecánica de vapor para enfriar agua (circuito secundario), la cual es impulsada por bombas hacia los fancoils y climatizadores para acondicionar el aire.

La principal diferencia tecnológica entre ambos sistemas radica en el corazón del ciclo de refrigeración y el fluido utilizado. Mientras que la planta de actual emplea compresores de tornillo compacto diseñados para operar con refrigerante R-134a, el sistema antiguo utiliza compresores alternativos que funcionan con R-404A. Además, la planta de actual está dimensionada para una capacidad de 150 kW, mientras que el otro sistema consta de tres compresores de 64.200 frigorías (~75 kW) cada uno, manteniendo siempre uno de ellos en reserva permanente.

En cuanto al control y versatilidad operativa, el sistema de actual presenta una integración digital avanzada que permite tanto el control local como la monitorización remota a través del Sistema de Gestión de Plataforma Integrado (IPMS) del buque. Por el contrario, el sistema antiguo se gestiona mediante una lógica de control más sencilla basada en un termostato de tres etapas para modular la demanda. Además, este último especifica un modo de calefacción dedicado que utiliza agua caliente procedente de la caldera para alimentar los fancoils, aclarando que no puede funcionar simultáneamente con el modo de aire acondicionado, una funcionalidad no detallada en los extractos técnicos de la planta de agua fría de Frizonia [11] [25].

Característica	Sistema antiguo de climatización	Sistema actual
Tipo de ciclo de frío	Compresión mecánica de vapor	Compresión mecánica de vapor
Fluido refrigerante	R-404A	R-134a
Tipo de compresor	Alternativo	De tornillo compacto
Capacidad frigorífica	Tres compresores de 64.200 frigorías cada uno (~75 kW), con uno en reserva	Planta enfriadora con capacidad total de 150 kW

Característica	Sistema antiguo de climatización	Sistema actual
Configuración operativa	Funcionamiento escalonado de compresores con uno en reserva permanente	Unidad compacta integrada
Sistema de control	Control mediante termostato de tres etapas	Sistema de control digital avanzado
Distribución de frío	Agua fría impulsada hacia fancoils y climatizadores	Agua fría impulsada hacia fancoils y climatizadores
Funcionamiento simultáneo frío/calor	Incompatible	Incompatible

Tabla 3-1 Comparativa sistema de climatización antiguo y actual

3.5 Diseño del sistema de climatización

El análisis del sistema de climatización actualmente instalado en el buque muestra que la planta frigorífica existente está diseñada exclusivamente para la producción de agua fría destinada al sistema HVAC. Este sistema funciona mediante un ciclo de compresión mecánica de vapor con refrigerante R-134a y utiliza agua de mar como medio de condensación para disipar el calor extraído del circuito de agua del circuito secundario que alimenta los fancoils y climatizadores [25].

Desde el punto de vista termodinámico, el sistema presenta una configuración agua-agua, en la que el intercambio térmico se produce entre el circuito de agua del sistema de climatización y el circuito de agua de mar empleado para la condensación del refrigerante. Sin embargo, la planta está optimizada únicamente para el modo de refrigeración, produciendo agua fría para cubrir la demanda de aire acondicionado, mientras que la calefacción del buque se obtiene mediante sistemas independientes [25].

En este contexto, se plantea la implementación de una bomba de calor reversible agua-agua, capaz de proporcionar tanto refrigeración como calefacción utilizando el agua de mar como foco térmico exterior. La estabilidad térmica del medio marino y su elevada capacidad de intercambio de calor permiten mejorar el rendimiento del sistema en comparación con otras configuraciones, contribuyendo a aumentar la eficiencia energética global del sistema de climatización [4].

Además, el diseño de un nuevo sistema ofrece la posibilidad de seleccionar un refrigerante más adecuado desde el punto de vista técnico y ambiental, en línea con las tendencias actuales de reducción del impacto climático de los gases refrigerantes. Teniendo en cuenta todo esto, se plantea el desarrollo de un nuevo sistema de climatización basado en una bomba de calor reversible agua-agua, cuyo diseño conceptual se desarrolla en los apartados siguientes [5] [15].

Para poder diseñar un sistema de climatización para el buque-escuela es necesario seguir los siguientes pasos. En primer lugar, calcular la demanda necesaria para cubrir las necesidades del buque en función de las condiciones climatológicas, el dimensionado del buque, las condiciones de transmisión propias y las cargas internas presentes. Para ello es necesario cumplir con la normativa de obligado cumplimiento y tomar como referencia la normativa técnica aplicable, realizando los cálculos con el mayor grado de precisión posible y adoptando, en caso necesario, criterios de diseño conservadores que minimicen el riesgo de error. En segundo lugar, se procede a la selección del sistema a emplear, en este caso una bomba de calor reversible. Luego se pasaría al diseño del circuito de refrigeración y finalmente el dimensionado del mismo [26]. Se esquematizan los pasos a seguir en la Figura 3-5, de elaboración propia.

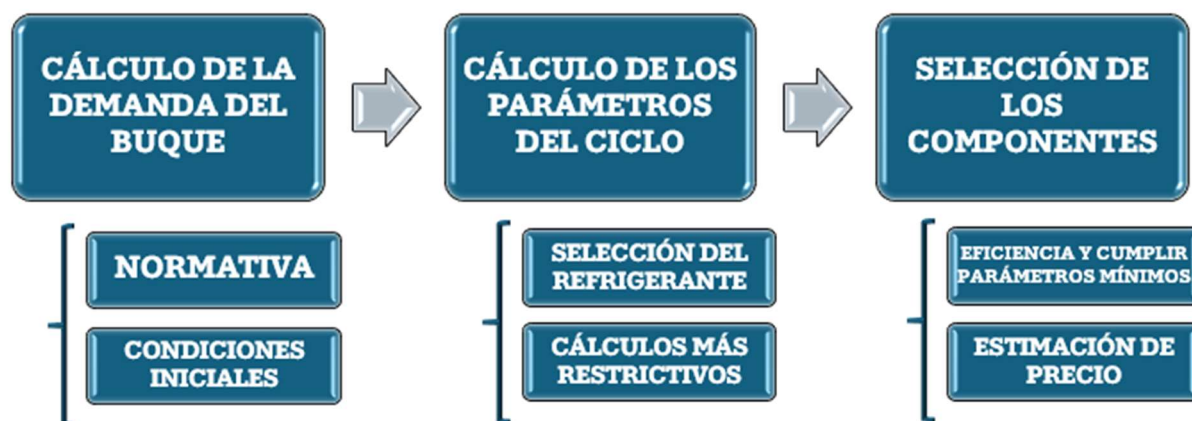


Figura 3-5 Esquema de los pasos de diseño del sistema de climatización

3.6 Cálculo de la demanda de calefacción y refrigeración

Para realizar el cálculo de la demanda se sigue esencialmente la norma ISO 7547 sobre “Embarcaciones y tecnología marina. Aire acondicionado y ventilación de los alojamientos. Condiciones de diseño y bases de cálculo”. Para el estudio de la demanda se toma en cuenta únicamente aquellos compartimentos que van a ser climatizados. Todos los datos de los compartimentos están obtenidos de planos actualizados del buque o ratificados por uno de los oficiales actualmente destinados en el J.S.E [19].

Los compartimentos que son sometidos a estudio en el presente trabajo son los siguientes, y se referirá a los mismos de esta manera a partir del presente párrafo:

Nombre del compartimento	Nombre del compartimento	Ubicación
Cámara de control central	Baño 4	Cubierta baja
Sollado 2	Sollado3	
Sollado 4	Sollado 5	
Sollado 1	Sollados marinería BR	
Camareta Ginés de Marfa	Sollados marinería ER	
Lavandería	-	
Comedor de oficiales y camarotes 11 y 12	Sollado de guardiamarinas	Cubierta principal
Zona de habitabilidad oficiales BR	Suite sollado de guardiamarinas	

Nombre del compartimento	Nombre del compartimento	Ubicación
Zona de habitabilidad oficiales ER	Enfermería	
Repostería de oficiales	Hogar del marinero	
Baños de oficiales	Zona de suboficiales	
Repostería de guardiamarinas y jefatura de estudios	Camarotes suboficiales BR	
Cámara de guardiamarinas	Camarotes suboficiales ER	
Suite	Baños de suboficiales	
Capilla	-	
Cámara del Sr. comandante	Alojamiento 2º comandante	Cubierta alta
Cámara de jefes	Habilitación	
Repostería del Sr. comandante	Comandancia	
Alojamiento del Sr. comandante	Sala de oficiales	
Camarotes oficiales BR	Comedor de marinería	
Repostería de jefes	Camarote del contraaestore	
Barbería	Aula Jorge Juan	Cubierta de botes
Detall	Cuarto de derrota del Sr. comandante	
Sala de vídeo y electrónica	Cuarto de derrota de guardiamarinas	

Tabla 3-2 Compartimentos considerados en el cálculo

En este apartado se redacta detalladamente la explicación de la estructura que se sigue de los apartados de estudio de cada compartimento y cómo se aplica la norma ISO 7547 en cada paso, con el objetivo de asegurar que los cálculos cumplan con los estándares de la ingeniería naval. Durante la redacción de los cálculos se habla indistintamente de condiciones de invierno y modo calefacción. De igual manera se habla de modo refrigeración o condiciones de verano indistintamente.

En el apartado de datos generales y medición se define la geometría del espacio. La normativa ISO 7547 es muy estricta en cómo deben tomarse estas medidas para evitar errores de subdimensionamiento:

- Volumen bruto: al calcular el volumen de las cabinas no se debe deducir el volumen de los muebles, armarios o equipos fijos.
- Áreas de acero: áreas de transmisión de mamparos y cubiertas deben medirse "de acero a acero".

Los coeficientes de transmisión representan la capacidad de aislamiento de las paredes. La norma permite dos opciones:

- Valores tabulados: si no se conoce el detalle constructivo, se usan valores fijos.
- Cálculo específico.

En el cálculo de ganancias en modo refrigeración se suman todas las fuentes de calor que el equipo debe extraer:

- Transmisión: es el calor que atraviesa las paredes por simple diferencia de temperatura.
- Aporte solar: es un cálculo adicional e independiente. La norma añade un "incremento de temperatura" virtual a las paredes soleadas.
- Personas: la norma asigna una emisión fija por actividad. Para personas en reposo (sentadas), cada una aporta 70 W de calor sensible (temperatura) y 50 W de calor latente (humedad).
- Iluminación: si no se conoce la potencia real, la norma obliga a usar valores mínimos.

Para el cálculo de pérdidas en modo calefacción la normativa cambia radicalmente su criterio de aplicación:

- Restricción del apartado: la norma indica que para calefacción solo se debe aplicar el cálculo de transmisión de calor.
- Margen de seguridad: se deben despreciar las ganancias por sol, personas y luces. Esto se hace porque el sistema debe ser capaz de calentar el compartimento incluso si está vacío, a oscuras y es de noche.

La ventilación y el aire de renovación son los apartados más críticos para la salud y el cumplimiento legal:

- Mínimo higiénico: el suministro de aire exterior no debe ser inferior a 0,008 m³/s por persona.
- Tratamiento térmico: este aire entra a -20 °C o +35 °C y debe ser acondicionado antes de entrar al local. Su cálculo requiere conocer la densidad del aire, que la norma fija en 1,20 kg/m³.

Aunque la norma no lo exige explícitamente, la práctica habitual en proyectos navales (como se ve en las fuentes de referencia) es añadir un coeficiente de seguridad del 8% al total de la carga calculada para absorber imprevistos o fugas no contabilizadas.

3.6.1 Suposiciones realizadas en el cálculo.

Para realizar el cálculo de la demanda se han tomado las siguientes condiciones:

Condiciones de diseño iniciales en modo refrigeración			Condiciones de diseño iniciales en modo calefacción		
Exterior	Temperatura	35 °C	Exterior	Temperatura	-20 °C
	Humedad relativa	70%		Humedad relativa	-
Interior	Temperatura	25 °C	Interior	Temperatura	22 °C
	Humedad relativa	50%		Humedad relativa	-

Tabla 3-3 Condiciones iniciales

Temperatura interior en modo refrigeración de 25 °C (basando esta decisión en el contraste de diversas fuentes como temperatura de confort real y sabiendo que es más restrictiva que la que propone la norma) [3].

Para el cálculo de coeficientes de transmisión se han supuesto los tres distintos casos de pared. Ya que resulta inviable la medición real de cada compartimento y sus paredes, se han establecido estos valores estándar basados en la información aportada por el oficial de seguridad interior destinado actualmente en el buque.

En la Tabla 3-4 se pueden apreciar los materiales que se emplean en los distintos tipos de pared existentes en el buque y sus respectivos espesores (d):

Pared vertical con contacto con el exterior (paredes pertenecientes al casco del buque)	Acero: d = 10 mm
	Lana de roca: d = 80 mm
	Madera de pino/abeto: d= 100 mm
Pared interior (suelo y paredes interiores)	Madera de pino/abeto: d= 100 mm
Pared horizontal exterior (cubiertas en contacto con el exterior)	Madera de pino/abeto: d= 100 mm

Tabla 3-4 Espesor paredes del buque

Para los compartimentos adyacentes se tendrá en cuenta tanto si el compartimento es adyacente a una cámara de máquinas, si tiene contacto directo al exterior o si es adyacente a otro compartimento climatizado ya que no hay pérdidas de transmisión en este último caso [19]. Por otro lado, los baños, tal como indica la norma, se consideran espacios sin climatizar, con una carga interna de 0 personas. Sí se tienen en cuenta las pérdidas que generan por transmisión de paredes (verticales y horizontales). Para el cálculo de pérdidas por aire de renovación se coge la más restrictiva entre la impuesta por la norma entre renovación por volumen del baño y la impuesta por ocupación del compartimento. Para la altura de los compartimentos se ha supuesto una altura uniforme de 2,2 m, que es una aproximación coherente con la realidad. Se toman todas las paredes del buque como superficies claras. Esto se asume para el cálculo del aporte solar sabiendo que las paredes exteriores del casco son blancas y las de la cubierta, pudiendo considerarse prácticamente despreciables en el resultado final, son marrón claro [19] [1].

La dotación total del buque es de aproximadamente 200 personas entre oficiales, suboficiales y marinería. Sin embargo, su mayor cometido es el de realizar el crucero de instrucción de los GGMM, donde la cantidad de personas embarcadas aumenta hasta prácticamente su máximo de capacidad, aproximadamente 300 personas. Para el cálculo de las cargas debido a las personas se ha aplicado el siguiente criterio. Para aquellos compartimentos donde se monte vigilancia se contabiliza el número exacto de personas que componen la vigilancia en el compartimento. Para los sollados y camarotes se supondrá que la cantidad de personas en dicho compartimento será la mitad de su capacidad máxima; esta aproximación se hará debido a que los sollados nunca están ocupados por su máxima capacidad durante la navegación (casi siempre vacíos) y su máxima habitabilidad ocurre por las noches, cuando no hay cargas de iluminación y de aporte solar [1] [11] [19].

3.6.2 Cálculos de los coeficientes de transmisión de calor (k)

Algunos cálculos se pueden hacer independientemente al compartimento objeto de estudio y que son comunes para todos los compartimentos. A partir de las condiciones iniciales de temperatura se puede calcular el salto entálpico entre interior y exterior utilizando para ello el diagrama psicrométrico.

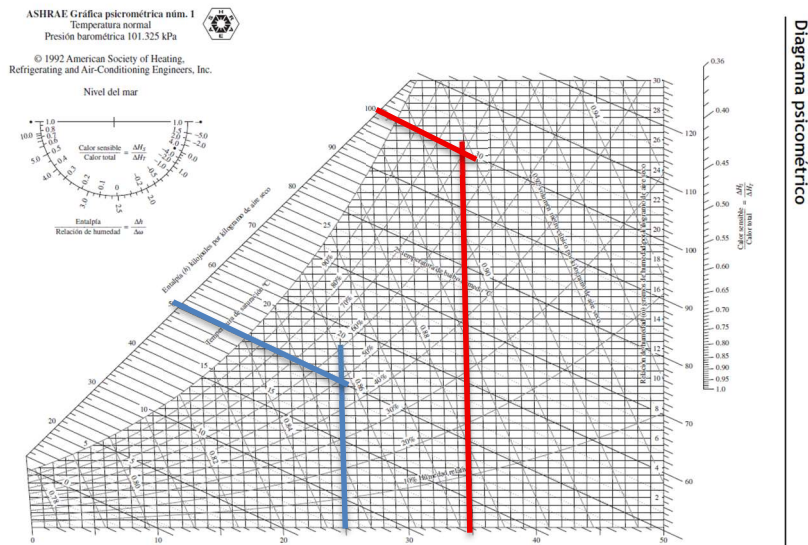


Figura 3-6 Diagrama psicrométrico - [35]

Entrando en el diagrama psicrométrico (Figura 3-6) con +35 °C - 70% humedad relativa y +25 °C - 50% humedad relativa, se obtiene un salto entálpico de 48,95 kJ/kg, que es igual a 11,7 kcal/kg para las condiciones de verano.

$$\Delta H = 11,7 \text{ kcal/kg}$$

Para las condiciones de invierno en vez de usar el salto entálpico, al no haber un requisito de humedad que cumplir, el cálculo de invierno se simplifica al calor sensible, que es la energía necesaria solo para elevar la temperatura del aire desde los -20 °C exteriores hasta los +22 °C interiores.

Para el cálculo de los coeficientes de transmisión se aplica la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{k} = \sum \frac{1}{\alpha} + \frac{\sum \frac{d}{\lambda} + M_L + M_b}{\mu} \quad (3)$$

Donde:

- Inversa del coeficiente del aire: se aplica para superficies exteriores expuestas al viento y para superficies interiores. El coeficiente del aire (α) es igual a 80 W/(m²·K) para las superficies exteriores expuestas al viento y 8 W/(m²·K) para las superficies interiores no expuestas al viento.
- Espesor y conductividad: se debe dividir el espesor de cada material (d) en metros por su conductividad térmica (λ). Los valores de se encuentran en el Anexo B de la ISO 7547, reflejada en la Figura 3-7. Se aplica 0,14 para el pino, 0,8 para el cristal, 0,03 para lana de roca o 50 para el acero.
- Factor de corrección (μ): es un valor que compensa la pérdida a través de las estructuras de acero. Se utiliza 1,2 si el aislamiento es plano y de espesor uniforme (el caso de aplicación en el presente proyecto) o 1,45 si el aislamiento es corrugado.
- M_L : es el aislamiento térmico de un espacio de aire, en grados kelvin por metro cuadrado por vatio y se supone igual a 0.

- Mb : es el aislamiento térmico entre las diferentes capas del material y se supone igual a 0.

Material	Peso específico del material seco kg/m ³	Valor práctico de la conductividad térmica, λ con un contenido normal de humedad W/(m·K)
Aluminio		200
Acero dulce		50
Cristal de ventana	2 600	0,8
Madera (flujo del calor en ángulos rectos con las fibras):		
– abeto, pino	500	0,14
– haya, roble	700	0,16
Cartón	600 400	0,04 0,05
Hojas de fibra de madera:		
– dura	1 000	0,13
– medio dura	600	0,06
– blanda	300	0,052
Lámina de corcho (expandido) ^{a b}	140 210	0,04 0,05
Lana mineral: ^{a c}		
– fibra de vidrio		
– fibra de 6 μ m	15 a 100	0,04
– fibra de 20 μ m	40 a 200	0,05
– algodón mineral, lana de roca	35 a 200	0,05
Hojas de fibra mineral	400	0,06
Cubiertas de suelos:		
– alfombras y moquetas de fibra		0,045
– corcho		0,06
– baldosas de goma o plástico		0,4
– baldosas cerámicas		1,8

Figura 3-7 Valores conductividad térmica - [19]

Aplicando la ecuación (3) se obtienen los resultados reflejados en la Tabla 3-5:

Coeficientes de transmisión (k)	
Cristal	6,5
Pared vertical exterior	0,34
Pared horizontal exterior	0,83
Pared vertical interior	0,76

Tabla 3-5 Coeficientes de transmisión

Para comprender cómo se realiza el cálculo de la demanda se va a ejemplificar mediante dos compartimentos, seleccionados por tener gran cantidad de variables diferentes que se deben tener en cuenta.

3.6.3 Ejemplo: Alojamiento del Sr. comandante.

El primer compartimento del cuál se va a ejemplificar el cálculo realizado es el alojamiento del Sr. comandante. Este cuenta con el dormitorio, despacho y aseo, tal y como se puede apreciar en la Figura 3-8. Las características generales del compartimento se especifican en la Tabla 3-6.



Figura 3-8 Alojamiento Sr. comandante

Características generales		
Ubicación	Cubierta alta	
Altura compartimento	2,2 m	Es la aplicada a todos los compartimentos
Area total	36,24 m ²	
Area baño	7,51 m ²	
Area pared horizontal exterior	36,24 m ²	Se corresponde con el área del compartimento al ser el techo superior
Area pared vertical exterior	25,67 m ²	
Area pared vertical interior	39,34 m ²	Para el cálculo del área de la pared interior para aquellos compartimentos con 1 o 2 paredes con contacto exterior (la mayor parte de los compartimentos de estudio), las áreas de los compartimentos se aproximan a áreas rectangulares.
Area adyacente a cámara de máquinas	0 m ²	
Portillos	2	
Personas	1	

Tabla 3-6 Características generales alojamiento Sr comandante

El cálculo del área de pared vertical interior se hace resolviendo el siguiente sistema para paredes con 1 pared exterior:

$$A = xy$$

$$P = 2x + 2y$$

$$x = 11,67 \text{ m}$$

$$A = 36,24 \text{ m}^2$$

El cálculo del área de pared vertical interior se hace resolviendo el siguiente sistema para paredes con 2 paredes exteriores (para un ejemplo de 10 m de longitud total de pared exterior y un área de 20 m²):

$$A = xy$$

$$P = 2x + 2y$$

$$2x = 10 \text{ m}$$

$$A = 20 \text{ m}^2$$

3.6.3.1 Cálculo para modo refrigeración

Para realizar el cálculo, resulta necesario primeramente que se calculen las pérdidas de transmisión que genera la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior debido a la transmisión de calor a través de la pared del casco. Las pérdidas de transmisión siguen la ecuación (4).

$$Q = \Delta T \cdot k \cdot A \quad (4)$$

El área ocupada por los portillos se toma como despreciable, siendo un cálculo final más restrictivo

Pérdidas de transmisión por pared exterior	
ΔT	10 °C
k	0,34
A	25,67 m ²
Q	86,49 W

Tabla 3-7 Pérdidas de transmisión pared interior

Ahora se calculan las pérdidas de transmisión que genera la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior debido a la transmisión de calor a través del techo del compartimento.

Pérdidas de transmisión por el techo	
ΔT	10 °C
k	0,83
A	36,24 m ²
Q	479,63 W

Tabla 3-8 Pérdidas de transmisión techo

A continuación se calculan las pérdidas de transmisión que genera la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior debido a la transmisión de calor a través de los portillos del compartimento.

Para ello se toma como diámetro de cada portillo 317 mm. Como el compartimento presenta 2 portillos, el área total de cristal es de 0,16 m².

Pérdidas de transmisión por los portillos	
ΔT	10 °C
k	6,5
A	0,16 m ²
Q	10,25 W

Tabla 3-9 Pérdidas de transmisión portillos

Por otro lado, se calculan las pérdidas de transmisión que genera la diferencia de temperatura entre los compartimentos adyacentes y el interior del propio compartimento debido a la transmisión de calor a través de las paredes interiores del compartimento.

Para este apartado se toman como adyacentes a pasillos interiores todas las paredes interiores del compartimento. Como indica la norma, la diferencia entre un pasillo interior y un compartimento sin climatizar se toma igual a 2 °C. Se asumirá este error en cálculos intermedios pero en el cálculo final se restarán todas las paredes interiores que tengan contacto adyacente a otro compartimento climatizado.

Pérdidas de transmisión por paredes interiores	
ΔT	2 °C
k	0,76
A	39,34 m ²
Q	59,54 W

Tabla 3-10 Pérdidas de transmisión pared interior

El siguiente cálculo correspondería a las ganancias que se generarían por transmisión con un compartimento de máquinas adyacente. Dado que el compartimento no tiene paredes adyacentes a una cámara de máquinas este apartado no generará pérdidas de transmisión.

Se calculan en este apartado las pérdidas de transmisión que genera la diferencia de temperatura entre el compartimento inferior y el interior del compartimento debido a la transmisión de calor a través del suelo del compartimento. Para este apartado, debido a la complejidad estructural del buque, se toma la suposición restrictiva de que los compartimentos inferiores son siempre pasillos ($\Delta T = 2$ °C) excepto cuando el compartimento inferior se trate de una cámara de máquinas.

Pérdidas de transmisión por suelo	
ΔT	2 °C
k	0,76
A	36,24 m ²
Q	54,85 W

Tabla 3-11 Pérdidas de transmisión por suelo

Para el cálculo del calor aportado por las personas se empleará la Tabla 3-12:

Actividad	Tipo de calor	Emisión (W)
Sentado en reposo	Calor sensible	70
	Calor latente	50
Trabajo medio/duro	Calor sensible	85
	Calor latente	150

Tabla 3-12 Tabla de emisión de calor corporal - [19]

Puesto que en el caso de el “*Alojamiento del Sr. comandante*” se toma realiza los cálculos para el aporte de calor que genera una persona el calor aportado será igual a 120 W.

Carga interna aportada por personas	
Personas	1
Calor sensible	70 W
Calor latente	50 W
Q	120 W

Tabla 3-13 Carga aportada por personas

Para el cálculo de la ganancia por efecto solar se aplica la ecuación (4). Para superficies claras, según establece la norma es establecerá un incremento de temperatura de 12 °C y 16 °C para superficies verticales y horizontales respectivamente.

Para el cálculo de la ganancia por efecto solar a través de los portillos, el aumento de calor por metro cuadrado debido a las superficies de cristal claro es igual a 350 W/m². Por tanto, el cálculo de la ganancia debido al efecto solar sería el siguiente:

Ganancia por efecto solar horizontal	
$\Delta T_{\text{horizontal}}$	16 °C
$k_{\text{horizontal exterior}}$	0,83
Área horizontal exterior	36,24 m ²
Q	479,63 W

Tabla 3-14 Ganancias efecto solar horizontal

Ganancia por efecto solar vertical	
$\Delta T_{\text{horizontal}}$	12 °C
$k_{\text{horizontal exterior}}$	0,34
Área horizontal exterior	25,67 m ²
Q	103,79 W

Tabla 3-15 Ganancias efecto solar vertical

Ganancia por efecto solar en portillos	
Área total de portillos	0,16 m ²
Aumento de calor / m ² (G)	350 W/m ²
Q	55,22 W

Tabla 3-16 Ganancias efecto solar portillos

En este apartado se calculan las cargas añadidas debido a la iluminación del compartimento, la cual aporta calor. Para ello se sigue la siguiente tabla de aplicación de la norma ISO 7547.

Espacio	Calor aportado por la iluminación general W/m ²	
	Incandescente	Fluorescente
Cabinas, etc.	15	8
Comedores de tripulación o pasaje	20	10
Gimnasios, etc.	40	20

Figura 3-9 Tabla de calor por iluminación - [19]

Por tanto, como la iluminación general del buque es fluorescente y al tratarse de un compartimento de tipo “cabina” se empleará el valor 8 W/m².

Para el cálculo se toma el área total del compartimento pero excluyendo el área del baño ya que su uso es esporádico y así lo contempla la norma de referencia.

Aporte de calor por iluminación	
Calor de iluminación por metro cuadrado	8 W/m ²
Área	28,73 m ²
Q	229,84 W

Tabla 3-17 Cargas por iluminación

El aire de renovación también genera una demanda. La norma referencia establece que por cada compartimento es necesario una renovación de aire mínima por persona y segundo. La ecuación que aplicar para el cálculo de la demanda es la siguiente:

$$Q = \dot{V} \cdot \rho \cdot 1,163 \cdot \Delta H \cdot 3600 \cdot P \quad (5)$$

Se obtienen los siguientes resultados:

Demanda de aire de renovación por ocupación	
Caudal mínimo de renovación	$8 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \cdot \text{pers}$
Densidad del aire	$1,20 \text{ kg/m}^3$
Factor de conversión	$1,163 \text{ W} \cdot \text{h/kcal}$
Diferencia entálpica	$11,70 \text{ kcal/kg}$
Personas	1
Q	470,26 W

Tabla 3-18 Demanda de aire por ocupación

También se establece un mínimo aire de renovación para los baños. Esta condición genera una demanda que puede llegar a ser más restrictiva. La demanda para los baños es de 10 veces el volumen el compartimento cada hora. Sigue la siguiente ecuación:

$$Q = 10 \cdot V \cdot 1,1 \cdot \rho \cdot \Delta H \cdot 1,163 \cdot P \quad (6)$$

El factor “1,1” es un margen de sobrepresión del 10% que se añade al suministro para que el aire fluya siempre "desde la habitación hacia el baño".

Demanda de aire de renovación por baño	
Área	$7,51 \text{ m}^2$
Altura compartimento	$2,20 \text{ m}$
Factor de sobrepresión	1,10
Densidad	$1,20 \text{ kg/m}^3$
Diferencia entálpica	$11,70 \text{ kcal/kg}$
Factor de conversión	$1,163 \text{ W} \cdot \text{h/kcal}$
Q	2967,58 W

Tabla 3-19 Demanda de aire por baño

Para dimensionar el caudal de suministro de aire de un compartimento, la metodología dicta que se debe elegir el valor más restrictivo entre el aire necesario por ocupación y el aire necesario para compensar la extracción del baño. En este caso el valor más restrictivo es el que impone la extracción del baño.

$$Q = 2967,58 \text{ W}$$

3.6.3.1.1 Cálculo final de la demanda del compartimento

Carga total del compartimento	
Transmisión pared exterior	86,49 W
Efecto solar en la pared	103,79 W
Transmisión techo exterior	479,63 W
Efecto solar techo	195,34 W
Transmisión portillos	10,25 W
Efecto solar portillos	55,22 W
Transmisión paredes interiores	59,54 W
Transmisión paredes ady. a máquinas	0,00 W
Transmisión suelo	54,85 W
Personas	120,00 W
Iluminación	229,84 W
Aire de renovación	2967,58 W
TOTAL	4289,28 W

Tabla 3-20 Carga total del compartimento

3.6.3.2 Cálculo en modo calefacción

Para el cálculo de la demanda en condiciones de invierno, la norma específica que solo se debe aplicar el cálculo de transmisión de calor, omitiendo ganancias solares o internas para asegurar la capacidad del sistema en el peor escenario posible.

En primer lugar se calculan las pérdidas de transmisión que genera la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior debido a la transmisión de calor a través de la pared del casco. Las pérdidas de transmisión siguen la ecuación (4).

Pérdidas de transmisión por pared exterior	
ΔT	42 °C
k	0,34
A	25,67 m ²
Q	363,26W

Tabla 3-21 Pérdidas por transmisión pared exterior

A continuación se calculan las pérdidas de transmisión que genera la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior debido a la transmisión de calor a través del techo del compartimento.

Pérdidas de transmisión por el techo	
ΔT	42 °C
k	0,83
A	36,24 m ²
Q	512,76 W

Tabla 3-22 Pérdidas por transmisión por techo

Se calculan las pérdidas de transmisión que genera la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior debido a la transmisión de calor a través de los portillos del compartimento.

Pérdidas de transmisión por los portillos	
ΔT	42 °C
k	6,5
A	0,16 m ²
Q	43,07 W

Tabla 3-23 Pérdidas de transmisión portillos

En cuanto a las paredes interiores del compartimento, en este apartado se calculan las pérdidas de transmisión que genera la diferencia de temperatura entre los compartimentos adyacentes y el interior del propio compartimento debido a la transmisión de calor.

Para este apartado se toman como adyacentes a pasillos interiores todas las paredes interiores del compartimento. Para las condiciones de invierno la norma establece una diferencia de temperatura entre pasillo interior y compartimento igual a 5 °C.

Pérdidas de transmisión por paredes interiores	
ΔT	5 °C
k	0,76
A	39,34 m ²
Q	148,85 W

Tabla 3-24 Pérdidas de transmisión pared interior

Seguidamente se calculan las pérdidas de transmisión que genera la diferencia de temperatura entre el compartimento inferior y el interior del compartimento debido a la transmisión de calor a través del suelo del compartimento.

Para este apartado, debido a la complejidad estructural del buque, se toma la suposición restrictiva de que los compartimentos inferiores son siempre pasillos ($\Delta T = 5$ °C) excepto cuando el compartimento inferior se trate de una cámara de máquinas.

Pérdidas de transmisión por suelo	
ΔT	5 °C
k	0,76
A	36,24 m ²
Q	137,12 W

Tabla 3-25 Pérdidas de transmisión suelo

El aire de renovación también genera una demanda en modo refrigeración. La norma referencia establece por cada compartimento es necesario una renovación de aire mínima. La ecuación que hay que aplicar para las condiciones de invierno es la siguiente:

$$Q = \dot{V} \cdot \rho \cdot C_p \cdot \Delta T \cdot P \quad (7)$$

Se obtienen los siguientes cálculos:

Demanda de aire de renovación por ocupación	
Caudal mínimo de renovación	$8 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \cdot \text{pers}$
Densidad del aire	1,20 kg/ m ³
Calor específico	1005 J/kgK
Diferencia de temperatura	42 °C
Personas	1
Q	405,22 W

Tabla 3-26 Demanda de aire por ocupación

También se establece un mínimo aire de renovación para los baños. Esta condición genera una demanda que puede llegar a ser más restrictiva. La demanda para los baños es de 10 veces el volumen el compartimento cada hora. Sigue la siguiente ecuación:

$$Q = \frac{10 \cdot V \cdot 1,1 \cdot \rho \cdot C_p \cdot \Delta T}{3600} \quad (8)$$

El factor “1,1” es un margen de sobrepresión del 10% que se añade al suministro para que el aire fluya siempre "desde la habitación hacia el baño".

Demanda de aire de renovación por baño	
Área	7,51 m ²
Altura compartimento	2,20 m
Renovaciones mínimas por hora	10
Factor de sobrepresión	1,10
Densidad	1,20 kg/ m ³
Diferencia de temperatura	42 °C
Calor específico	1005 J/kgK
Q	2557,1 W

Tabla 3-27 Demanda de aire por baño

Para dimensionar el caudal de suministro de aire de un compartimento, la norma dicta que se debe elegir el valor más restrictivo entre el aire necesario por ocupación y el aire necesario para compensar la extracción del baño. En este caso el valor más restrictivo es el que impone la extracción del baño.

$$Q = 2557,1 \text{ W}$$

3.6.3.2.1 Cálculo final de la demanda del compartimento

Carga total del compartimento	
Transmisión pared exterior	363,26 W
Transmisión techo exterior	512,76 W
Transmisión portillos	43,07 W
Transmisión paredes interiores	148,85 W
Transmisión suelo	137,12 W
Aire de renovación	2557,11 W
TOTAL	3762,18 W

Tabla 3-28 Carga total alojamiento Sr comandante

3.6.4 Ejemplo: Zona de habitabilidad oficiales BR

Para entender de una mejor manera los procedimientos seguidos se va a analizar un compartimento distinto cuya característica principal es tratarse de un compartimento adyacente a máquinas. En la figura 3-11 se puede observar en naranja la *zona de habitabilidad de oficiales BR* y como parte de su pared es adyacente al *guardacalor*, en azul, considerado parte de la cámara de máquinas.

Además, cabe destacar de que el compartimento en su conjunto, que incluye diferentes camarotes de oficiales, se encuentra en la cubierta superior a la cámara de máquinas, lo que afectará a las pérdidas de transmisión por el suelo.

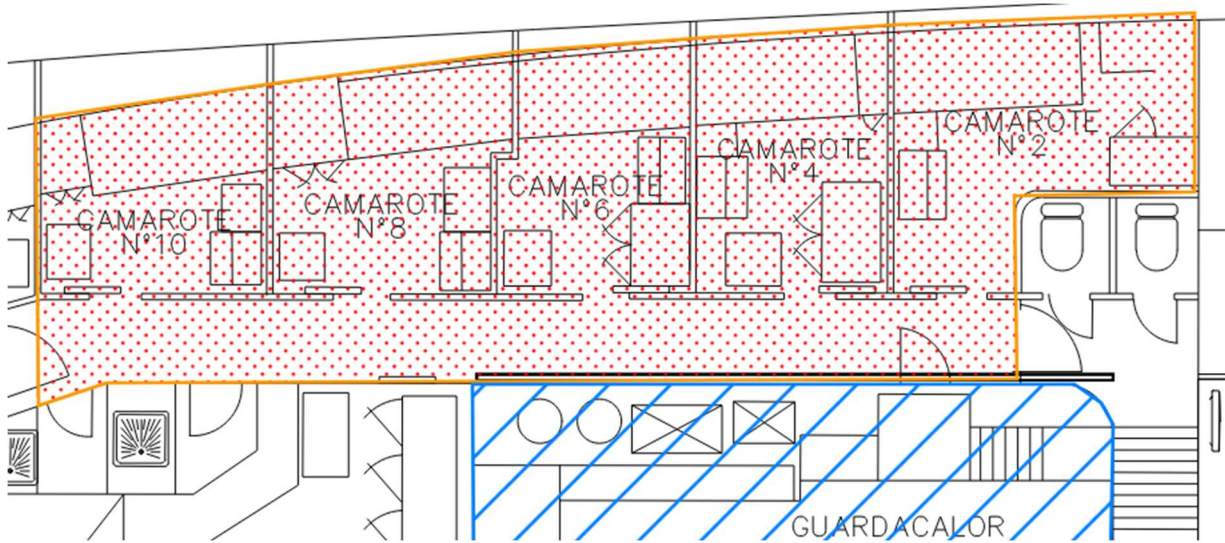


Figura 3-10 Zona de habitabilidad oficiales BR

Características generales		
Ubicación	Cubierta principal	
Altura compartimento	2,2 m	Es la aplicada a todos los compartimentos
Area total	38,33 m ²	Toda esta área es adyacente a la cámara de máquinas
Area pared vertical exterior	26,09 m ²	
Area pared vertical interior	17,41 m ²	Para el cálculo del área de la pared interior para aquellos compartimentos con 1 o 2 paredes con contacto exterior (la mayor parte de los compartimentos de estudio), las áreas de los compartimentos se aproximan a áreas rectangulares. A esta área se le resta el adyacente a máquinas.
Area adyacente a cámara de máquinas	22,90 m ²	
Personas	5	Una persona por cada camarote

Tabla 3-29 Características generales zona oficiales BR

3.6.4.1 Cálculo para modo refrigeración

A continuación se realizan los cálculos de la demanda de verano. Como para la mayoría de los apartados ya se ha visto cómo se realizan los cálculos, esta segunda ejemplificación será más resumida y centrada en las variaciones notables respecto al primer compartimento visto.

La ecuación de aplicación en paredes adyacentes a máquinas es la misma que la usual para pérdidas de transmisión. La diferencia es que en el caso de paredes adyacentes a una cámara de máquinas, la norma establece que la diferencia de temperatura es igual a 18 °C. Para el cálculo se emplea la ecuación (4).

Pérdidas de transmisión por paredes verticales adyacentes a cámara de máquinas	
ΔT	18 °C
k	0,76
A	22,90 m ²
Q	311,96 W

Tabla 3-30 Pérdidas transmisión paredes adyacentes a máquinas

En este apartado se calculan las pérdidas de transmisión que genera la diferencia de temperatura entre el compartimento inferior y el interior del compartimento debido a la transmisión de calor a través del suelo del compartimento.

Para este apartado, como el compartimento inferior es la cámara de máquinas, nuevamente se usa la diferencia de temperatura indicada.

Pérdidas de transmisión por suelo	
ΔT	18 °C
k	0,76
A	38,33 m ²
Q	522,12 W

Tabla 3-31 pérdidas de transmisión suelo

Carga interna aportada por personas	
Personas	5
Calor sensible	70 W
Calor latente	50 W
Q	600 W

Tabla 3-32 Cargas por personas

En el apartado de aire de renovación, como el compartimento de estudio no tiene baño, únicamente se empleará la siguiente ecuación (5) para el cálculo de la demanda de aire de renovación:

Demanda de aire de renovación por ocupación	
Caudal mínimo de renovación	$8 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \cdot \text{pers}$
Densidad del aire	$1,20 \text{ kg/m}^3$
Factor de conversión	$1,163 \text{ W} \cdot \text{h/kcal}$
Diferencia entálpica	$11,70 \text{ kcal/kg}$
Personas	5
Q	2351,31 W

Tabla 3-33 Demanda de aire por ocupación

Teniendo todos los cálculos en cuenta, quedaría de la siguiente manera el cálculo final de la carga total del compartimento en modo refrigeración:

Carga total del compartimento	
Transmisión pared exterior	87,90 W
Efecto solar en la pared	105,48 W
Transmisión techo exterior	0,00 W
Efecto solar techo	0,00 W
Transmisión portillos	0,00 W
Efecto solar portillos	0,00 W
Transmisión paredes interiores	26,35 W
Transmisión paredes ady. a máquinas	311,96 W
Transmisión suelo	522,12 W
Personas	600 W
Iluminación	306,64 W
Aire de renovación	2351,31 W
TOTAL	4311,76 W

Tabla 3-34 Carga final de compartimento

3.6.4.2 Cálculo para modo calefacción

Para el cálculo de la demanda en condiciones de invierno la única variación conceptual que establece la norma es que la diferencia de temperatura entre el interior del compartimento y la cámara de máquinas es igual a 17°C .

Pérdidas de transmisión por paredes verticales adyacentes a cámara de máquinas	
ΔT	17 °C
k	0,76
A	22,90 m ²
Q	294,63 W

Tabla 3-35 Pérdidas de transmisión paredes adyacentes a máquinas

Pérdidas de transmisión por suelo	
ΔT	17 °C
k	0,76
A	38,33 m ²
Q	493,11 W

Tabla 3-36 Pérdidas de transmisión suelo

Carga total del compartimento	
Transmisión pared exterior	369,28 W
Transmisión pared ady. a máquinas	294,63 W
Transmisión paredes interiores	65,88 W
Transmisión suelo	493,11 W
Aire de renovación	2026,08 W
TOTAL	3248,88 W

Tabla 3-37 Demanda total compartimento

3.6.5 Cálculo total de la demanda para todos los compartimentos

Entendiendo cómo se realizan los cálculos para cada compartimento, las siguientes tablas muestran los cálculos finales de la demanda para las condiciones de verano e invierno respectivamente.

Para el cálculo se realiza la suma de cada compartimento por separado y se restan las pérdidas de transmisión de las paredes adyacentes entre compartimentos climatizados ya que se han tenido en cuenta de manera duplicada.

Por otro lado, la transmisión de estas paredes, las duplicadas, se tiene que restar nuevamente porque se ha supuesto en los cálculos que todas las paredes interiores, exceptuando las adyacentes a máquinas, son paredes que colindan con un pasillo ($\Delta T = 2$ °C), pero realmente no generan pérdidas de transmisión.

Demanda total del buque en modo refrigeración		
Demanda total	246.483,04 W	$\sum Q$
Demanda por paredes duplicadas	544,88 W	$Q = \sum A \cdot \Delta T \cdot k$
Demanda por transmisión inexistente	544,88 W	$Q = \sum A \cdot \Delta T \cdot k$
TOTAL	245.393,28 W	

Tabla 3-38 Demanda total modo refrigeración

Demanda total del buque en modo calefacción		
Demanda total	181.175,62 W	$\sum Q$
Demanda por paredes duplicadas	1.361,69 W	$Q = \sum A \cdot \Delta T \cdot k$
Demanda por transmisión inexistente	1.361,69 W	$Q = \sum A \cdot \Delta T \cdot k$
TOTAL	179.029,24 W	

Tabla 3-39 Demanda total modo calefacción

Aplicando el criterio establecido por la norma de factor de seguridad del 8% se obtiene el siguiente resultado final:

$$Q_{ref} = 265,02 \text{ kW}$$

$$Q_{cal} = 193,35 \text{ kW}$$

3.7 Cálculo de los parámetros del ciclo frigorífico

Para el diseño del sistema partimos como dato base de la potencia de diseño, que es la demanda final calculada en el apartado anterior. El sistema consta de tres circuitos independientes: el circuito de agua de mar, el circuito de agua y el circuito del refrigerante. Los intercambios de calor se producen en el condensador y evaporador. Teniendo en cuenta los resultados obtenidos, los cuales muestran una mayor demanda en modo refrigeración que en modo calefacción, para la realización de los cálculos se considera únicamente el modo refrigeración por tratarse del modo más restrictivo y simplemente se comprobará que estas condiciones calculadas también satisfacen las condiciones de calefacción [4] [26].

Para establecer las bases del cálculo térmico, se han fijado temperaturas de diseño del agua de mar de 30 °C para el verano y 7 °C para el invierno. Estos valores se fundamentan en una toma de agua situada a 3 metros de profundidad y un área de navegación estándar que abarca desde los 50°N hasta los 50°S. La elección de estas cifras responde a un análisis de las condiciones reales en el rango geográfico del buque [27]:

- Zonas cálidas: en regiones tropicales y subtropicales, el agua superficial alcanza 28–30 °C.
- Zonas templadas: en latitudes medias, es común que el agua descienda hasta los 6–8 °C en invierno.

- Efecto de la profundidad: a 3 metros de calado, el comportamiento térmico es muy similar al de la superficie, aunque con una ligera atenuación de las temperaturas más extremas.

La diferencia de temperaturas en el evaporador se define como la diferencia entre la temperatura de salida del agua (circuito secundario) del evaporador y la temperatura de evaporación del refrigerante. Se considera una diferencia de temperaturas de 5 °C [26].

Para poder enfriar el compartimento mediante fancoils es necesario que el agua del circuito secundario llegue al componente terminal a 12 °C por debajo de la temperatura del compartimento que se pretende climatizar, siendo esta diferencia la que hace posible el intercambio de calor agua-aire en el evaporador [26].

Por otra parte, hay que considerar la diferencia entre la temperatura de condensación del refrigerante y la temperatura de salida del agua de mar del condensador. Se considera una diferencia de temperaturas igual a 4 °C. También se considera una diferencia de temperatura de 4 °C entre el agua del mar a la entrada del condensador y a la salida [26].

Para poder considerar la aplicación real del sistema es necesario establecer un rendimiento para el compresor, ya que no se puede considerar un rendimiento idílico del 100%. Se considera un rendimiento global del compresor de 0,675 [26].

En el ciclo de compresión de vapor es necesario definir un cierto grado de recalentamiento y de subenfriamiento para garantizar un funcionamiento seguro y estable de la instalación. El grado de recalentamiento se define como la diferencia entre la temperatura real del vapor a la salida del evaporador y la temperatura de saturación correspondiente a la presión de evaporación. Se adopta un valor de 4 °C con el fin de asegurar que el refrigerante llegue al compresor en estado completamente vapor [26].

Por su parte, el grado de subenfriamiento es la diferencia entre la temperatura de saturación en el condensador y la temperatura real del líquido a su salida. Se considera un valor de 3 °C para garantizar que el refrigerante entre a la válvula de expansión en estado totalmente líquido, evitando la formación de burbujas de vapor y mejorando la estabilidad del proceso de expansión [26].

Se considera como refrigerante el R-717 (amoníaco). La elección del R-717 frente al R-404A y al R-134a se justifica principalmente por criterios ambientales y de eficiencia energética. El amoníaco es un refrigerante natural con ODP (ozone depletion potential) nulo y GWP (global warming potential) prácticamente cero, lo que lo sitúa en clara ventaja frente al R-404A (GWP muy elevado y fuertemente restringido por normativa) y al R-134a (GWP significativo y progresivamente limitado). Desde el punto de vista regulatorio y de sostenibilidad, el R-717 representa una solución alineada con las exigencias actuales. Además, el amoníaco presenta excelentes propiedades termodinámicas, con alto calor latente y buena conductividad térmica, lo que permite obtener rendimientos elevados y reducir el caudal másico necesario para una misma potencia frigorífica. Aunque requiere mayores precauciones de seguridad debido a su toxicidad, su amplia implantación en instalaciones industriales demuestra su viabilidad técnica. Por tanto, el R-717 constituye una alternativa más eficiente y ambientalmente favorable frente al R-404A y al R-134a [15] [23] [26].

Para el cálculo de los parámetros del ciclo frigorífico se parte de los datos conocidos y las suposiciones realizadas, que permiten obtener los datos de diseño y representar el ciclo de

funcionamiento del sistema sobre los correspondientes diagramas termodinámicos. Posteriormente se obtienen los valores de todas las propiedades termodinámicas en los puntos significativos del ciclo. Por último, realizando los correspondientes balances de masa y energía, se obtendrán los caudales de refrigerante y los flujos de calor y potencias que se intercambian. Todo esto será imprescindible para poder seleccionar los componentes del sistema. Todos los cálculos del ciclo realizados se basan en [26].

Datos conocidos		
Q_o	265,02 kW	Producción frigorífica
T_{com}	25 °C	Temperatura del compartimento a enfriar
$T_{s,a,evap}$	13 °C	Temperatura agua (circ. sec.) en la salida del evaporador
ΔT	5 °C	Diferencia entre salida del agua y T_e del refrigerante
GR	4 °C	Grado de recalentamiento en el evaporador
$T_{am,e,cond}$	30 °C	Temperatura del agua de mar a la entrada del condensador
$T_{am,s,cond}$	34 °C	Temperatura del agua de mar a la salida del condensador
ΔT_{cond}	4 °C	Diferencia de temperaturas en el condensador
GS	3 °C	Grado de subenfriamiento en el condensador
ρ_v	0,75	Rendimiento volumétrico
η_i	0,75	Rendimiento indicado
η_m	0,9	Rendimiento mecánico
η_e	0,95	Rendimiento eléctrico

Tabla 3-40 Datos conocidos problema

Para el cálculo de los puntos significativos del ciclo se calcula las presiones de trabajo y las temperaturas de los puntos de vapor sobrecalentado y líquido subenfriado.

La temperatura de evaporación se obtiene a partir de la del agua del circuito secundario y de la diferencia de temperaturas en el evaporador:

$$T_e = T_a - \Delta T_{evap} = 13 - 5 = 8 \text{ °C} \quad (9)$$

La presión de evaporación se obtiene a partir de la temperatura de evaporación y mediante la utilización del diagrama termodinámico del refrigerante:

$$T_e = 8\text{ }^{\circ}\text{C} \rightarrow P_e = 577,4\text{ kPa}$$

La temperatura de condensación se obtiene a partir de la temperatura de salida del agua de mar y de la diferencia de temperaturas en el condensador:

$$T_c = T_{am,s,cond} + \Delta T_{cond} = 34 + 4 = 38\text{ }^{\circ}\text{C} \quad (10)$$

Utilizando el diagrama termodinámico del refrigerante se obtiene la presión de condensación a partir de la temperatura de condensación:

$$T_c = 38\text{ }^{\circ}\text{C} \rightarrow P_c = 1470\text{ kPa}$$

La temperatura de salida del refrigerante en el evaporador se obtiene a partir de la temperatura de evaporación y sumando el grado de recalentamiento:

$$T_{s,evap} = T_e + GR = 8 + 4 = 12\text{ }^{\circ}\text{C} \quad (11)$$

La temperatura de salida del refrigerante en el condensador se obtiene como la resta de la temperatura de condensación menos el grado de subenfriamiento:

$$T_{s,cond} = T_c - GS = 38 - 3 = 35\text{ }^{\circ}\text{C} \quad (12)$$

Los parámetros calculados permiten determinar las propiedades del refrigerante en las diferentes etapas del ciclo termodinámico. Del punto 1 se conoce su presión (P_e) y temperatura ($T_{s,evap}$); del punto 2 se conoce su presión (P_c) y su entropía es igual a la del punto 1; del punto 3 se conoce su presión (P_c) y su temperatura ($T_{s,cond}$); y del punto 4 se conoce su presión (P_e) y su entalpía al ser igual a la del punto 3 por tratarse de un proceso de expansión isoentálpica. A continuación, quedan representados los puntos significativos en la Tabla 3-41 Propiedades termodinámicas de los puntos significativos del ciclo

y en la Figura 3-11, de elaboración propia:

Punto	$T[^{\circ}\text{C}]$	$P[\text{kPa}]$	$h[\text{kJ/kg}]$	$s[\text{kJ/kgK}]$	$v[\text{m}^3/\text{kg}]$	$X[\text{kg/kg}]$
1	12	577,4	1500	5,70	0,22	Vrec
2	100	1470	1668	5,70	0,12	Vrec
3	35	1470	366	1,56	$1,7 \cdot 10^{-3}$	Lsub
4	8	577,4	366	1,58	0,02	0,10

Tabla 3-41 Propiedades termodinámicas de los puntos significativos del ciclo

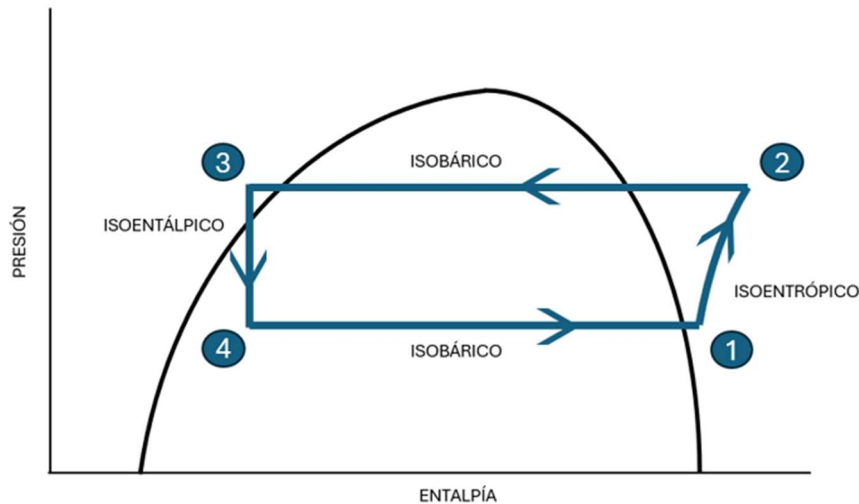


Figura 3-11 Esquema del ciclo de refrigeración

Seguidamente, se pasa a calcular los parámetros que caracterizan el funcionamiento de la instalación. Partimos de los datos obtenidos de los puntos significativos del ciclo.

El efecto refrigerante se obtiene como la diferencia de entalpías entre los puntos de salida y entrada del refrigerante en el evaporador:

$$q_0 = h_1 - h_4 = 1500 - 366 = 1134 \frac{kJ}{kg} \quad (13)$$

El caudal másico se obtiene a partir de la potencia frigorífica que necesita producir la instalación y teniendo en cuenta el efecto refrigerante:

$$Me = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{265,02}{1134} = 0,2337 \frac{kg}{s} = 841,33 \frac{kg}{h} \quad (14)$$

El caudal volumétrico que desplaza el compresor se obtiene teniendo en cuenta el caudal másico y el volumen específico del vapor en las condiciones de aspiración (punto 1):

$$V = Me \cdot v_1 = 0,2337 \cdot 0,22 = 0,0514 \frac{m^3}{s} = 185,09 \frac{m^3}{h} \quad (15)$$

El caudal volumétrico teórico se obtiene a partir del caudal volumétrico real teniendo en cuenta el rendimiento volumétrico:

$$V_T = \frac{V}{p_v} = \frac{0,0514}{0,75} = 0,0685 \frac{m^3}{s} = 246,72 \frac{m^3}{h} \quad (16)$$

El trabajo específico de compresión se obtiene como la diferencia de entalpía entre el punto de entrada al compresor (1) y el punto de salida de este (2):

$$w = h_2 - h_1 = 1668 - 1500 = 168 \frac{kJ}{kg} \quad (17)$$

La potencia de compresión isoentrópica necesaria se obtiene de la multiplicación del caudal másico que desplaza el compresor y el trabajo específico de compresión:

$$Wi = Me \cdot w = 0,2337 \cdot 168 = 39,26 \text{ kW} \quad (18)$$

El rendimiento del compresor se calcula como el producto del rendimiento indicado y el rendimiento mecánico:

$$\eta_c = \eta_i \cdot \eta_m = 0,75 \cdot 0,9 = 0,675 \quad (19)$$

La potencia requerida en el árbol del compresor se obtiene a partir de la potencia de compresión isoentrópica y el rendimiento del compresor:

$$Wc = \frac{Wi}{\eta_c} = \frac{39,26}{0,675} = 58,16 \text{ kW} \quad (20)$$

La potencia eléctrica necesaria en el compresor se obtiene de la potencia requerida por el árbol del compresor y teniendo en cuenta el rendimiento eléctrico:

$$We = \frac{Wc}{\eta_e} = \frac{58,16}{0,95} = 61,22 \text{ kW} \quad (21)$$

El calor específico de condensación se obtiene como la diferencia de entalpía entre los puntos de entrada (punto 2) y salida (punto 3) en el condensador:

$$q_c = h_2 - h_3 = 1668 - 366 = 1302 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (22)$$

La potencia de condensación se obtiene del producto del caudal másico de refrigerante y el calor específico de condensación:

$$Qc = Me \cdot q_c = 0,2337 \cdot 1302 = 304,28 \text{ kW} \quad (23)$$

El COP del ciclo se obtiene de la relación entre la potencia frigorífica que se produce y la potencia de compresión isoentrópica:

$$COP_c = \frac{Qo}{Wi} = \frac{265,02}{39,26} = 6,75 \quad (24)$$

El COP de la instalación se obtiene de la relación entre potencia frigorífica producida y la potencia eléctrica requerida para el accionamiento del compresor:

$$COP_{ins} = \frac{Qo}{We} = \frac{265,02}{61,22} = 4,33 \quad (25)$$

Una vez calculados los parámetros necesarios del ciclo resulta imprescindible conocer también la temperatura de entrada del agua en el evaporador, así como el caudal del agua de este circuito secundario.

Sabiendo la diferencia de temperatura de agua entre salida y entrada y teniendo en cuenta la temperatura de agua que se precisaba a la salida del evaporador para poder refrigerar el compartimento (13 °C), obtenemos la temperatura de entrada del agua del circuito secundario en el evaporador:

$$\Delta T_{a,evap} = T_{e,a,evap} - T_{s,a,evap} = 3 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (26)$$

$$T_{e,a,evap} = T_{s,a,evap} + \Delta T_{a,evap} = 16 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

El caudal másico de agua se obtiene teniendo en cuenta que la potencia frigorífica es igual a la variación de entalpía que sufre el agua en el evaporador y de la cual se conoce su valor específico y su variación de temperatura:

$$Q_o = M_{a,evap} \cdot C_{p_a} \cdot \Delta T_{a,evap} \quad (27)$$

$$C_{p_a} = 4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$\Delta T_{a,evap} = 3 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$M_{a,evap} = \frac{Q_o}{C_{p_a} \cdot \Delta T_{a,evap}} = \frac{265,02}{4,18 \cdot 3} = 21,13 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 76.082 \text{ kg/h}$$

El caudal másico de agua de mar se obtiene teniendo en cuenta que la potencia de condensación es igual a la variación de entalpía que sufre el agua de mar en el condensador y de la cual se conoce su valor específico y su variación de temperatura. Se corresponde con la ecuación (27):

$$Q_c = M_{am,cond} \cdot C_{p_{am}} \cdot \Delta T_{am,cond}$$

$$C_{p_{am}} = 4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$\Delta T_{am,cond} = 4 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$M_{am,cond} = \frac{Q_c}{C_{p_{am}} \cdot \Delta T_{am,cond}} = \frac{304,28}{4 \cdot 4} = 19,01 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 68.463 \text{ kg/h}$$

Lo siguiente que se debe realizar es el cálculo del dimensionado de los intercambiadores de calor. Para dimensionar los intercambiadores de calor (evaporador y condensador) se emplea el método de diferencia de temperatura logarítmica media (LMTD), apropiado al encontrarse uno de los fluidos en cambio de fase, por lo que su temperatura puede considerarse prácticamente constante en el evaporador y en el condensador. Además, es el método más utilizado en dimensionamiento preliminar y verificación de área cuando se conocen las temperaturas de entrada y salida [28].

Para el cálculo se adoptan coeficientes globales de transmisión de calor $U = 2800 \text{ W/m}^2\text{K}$ para el intercambio refrigerante-agua de mar (valor representativo para un intercambiador tubular de titanio) y $U = 3200 \text{ W/m}^2\text{K}$ para el intercambio refrigerante-circuito secundario por tratarse de valores globales efectivos que engloban las resistencias convectivas de ambos lados, la conducción a través de la pared y las resistencias adicionales asociadas a ensuciamiento. En el intercambio con agua de mar se considera un “U” inferior debido a la mayor tendencia a incrustación, deposiciones y aplicando márgenes conservadores de operación por corrosión [29].

En el circuito secundario las condiciones son más controladas y la propensión al ensuciamiento es menor, lo que reduce la resistencia térmica adicional y permite un coeficiente global algo más elevado. Por esta razón se emplea $U = 3200 \text{ W/m}^2\text{K}$, manteniendo una coherencia física con el hecho de que, a

igualdad de tipología de intercambiador y régimen de flujo, el lado de agua de mar suele penalizar el intercambio respecto a un circuito secundario limpio [29].

Primero se calcula el dimensionado del condensador. Se utiliza para ello los datos de la Tabla 3-42:

Datos condensador en refrigeración		
Q_c	304,28 kW	Es la carga térmica calculada para el agua de mar
U	2800 W/m ² K	Coef. global de transmisión refrigerante-agua de mar
Agua de mar	De 30-34 °C	Temperaturas de entrada y salida del agua de mar
ΔT_{am}	4 °C	Diferencia de temperatura de agua de mar entre la entrada y la salida del condensador
T_{cond}	38 °C	Temperatura de condensación del refrigerante
ΔT_1	8 °C	$\Delta T_1 = 38 - 30$
ΔT_2	4 °C	$\Delta T_2 = 38 - 34$
$LMTD$	5,77	$LMTD = (\Delta T_1 - \Delta T_2) / \ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)$

Tabla 3-42 Datos del condensador en modo refrigeración

Para el cálculo del área necesaria se usa la siguiente ecuación [29]:

$$A = \frac{Q}{U \cdot LMTD} \quad (28)$$

$$A = \frac{304280}{2800 \cdot 5,77}$$

$$A \approx 18,85 \text{ m}^2$$

En segundo lugar se dimensiona el evaporador, utilizando los datos reflejados en la Tabla 3-43:

Datos del evaporador en refrigeración		
Q_o	265,02 kW	Es la carga térmica absorbida por el evaporador
U	3200 W/m ² K	Coef. global de transmisión refrigerante-agua
Agua	De 16-13 °C	Temperaturas de entrada y salida de agua
ΔT_a	3 °C	Diferencia de temperatura de agua entre la entrada y la salida del evaporador
T_{evap}	8 °C	Temperatura de evaporación del refrigerante
ΔT_1	8 °C	$\Delta T_1 = 16 - 8$
ΔT_2	5 °C	$\Delta T_2 = 13 - 8$
$LMTD$	6,38	$LMTD = (\Delta T_1 - \Delta T_2) / \ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)$

Tabla 3-43 Datos del evaporador en modo refrigeración

$$A = \frac{Q}{U \cdot LMTD}$$

$$A = \frac{265020}{3200 \cdot 6,38}$$

$$A \approx 12,98 \text{ m}^2$$

Para comprobar la viabilidad del sistema en modo calefacción se analizan las condiciones de funcionamiento en invierno. Se considera una temperatura del agua de mar de 7 °C y una temperatura del agua del circuito de climatización de aproximadamente 45 °C para alimentar los fancoils. Manteniendo diferencias de temperatura similares a las utilizadas en el modo refrigeración, se obtiene una temperatura de evaporación aproximada de 2 °C y una temperatura de condensación cercana a 49 °C [26].

Aunque estas condiciones implican un mayor salto térmico en el compresor, el sistema puede proporcionar una potencia térmica equivalente a la potencia de condensación del ciclo, que en el diseño obtenido es de aproximadamente 304 kW. Esta potencia es superior a la potencia frigorífica de diseño (265 kW), lo cual confirma que los componentes seleccionados para el modo refrigeración son capaces de cubrir también las necesidades de calefacción del sistema [26].

3.8 Selección de componentes

3.8.1 Compresor

El compresor es el elemento encargado de aspirar el refrigerante a la presión de evaporación y comprimirlo hasta la presión de condensación, permitiendo así el funcionamiento del ciclo frigorífico. Su selección debe garantizar que el equipo pueda trabajar en las condiciones de temperatura y presión calculadas. Por otro lado, es el elemento que más condiciona el funcionamiento del ciclo, ya que debe ser capaz de aspirar el caudal volumétrico calculado en las condiciones de evaporación y condensación de diseño [12].

A partir de los resultados obtenidos en el cálculo del ciclo se establecen las condiciones que deben cumplir los compresores candidatos.

Condiciones de diseño del compresor	
Parámetro	Valor requerido
Refrigerante	R-717
Potencia frigorífica	265,02 W
Temperatura de evaporación	8 °C
Temperatura de condensación	38 °C
Caudal másico de refrigerante	0,2337 kg/s
Caudal volumétrico de aspiración	185,09 m ³ /h
Caudal volumétrico teórico	246,72 m ³ /h
Potencia eléctrica estimada	61,22 kW

Tabla 3-44 Condiciones de selección del compresor

Teniendo en cuenta estos datos condicionantes se consideran tres posibles compresores candidatos y se presentan sus distintas características específicas para verificar si cumple con los criterios requeridos.

El primero es el *GEA Grasso V series*. La serie Grasso V es una gama de compresores alternativos industriales fabricados por GEA Group, empresa alemana especializada en tecnología de refrigeración industrial y sistemas térmicos. Estos compresores están diseñados específicamente para trabajar con refrigerantes naturales como el amoníaco (R-717) y se utilizan en instalaciones de refrigeración industrial, cámaras frigoríficas y bombas de calor de gran capacidad. Se caracterizan por su elevada robustez, alta eficiencia energética y posibilidad de regulación de capacidad. En la Tabla 3-45 se muestran los parámetros específicos del compresor, adjuntados también en el *Anexo IV: Fichas técnicas de componentes seleccionados*.

Compresor GEA Grasso V series (alternativo)		
Parámetro	Valor	Cumple
Refrigerante	R-717	Sí
Potencia frigorífica	200-1500 kW	Sí
Temperatura de evaporación	Desde -40 hasta +15 °C	Sí
Temperatura de condensación	Hasta 55 °C	Sí
Caudal volumétrico teórico	290-1590 m ³ /h	Sí
Potencia eléctrica estimada	50-300 kW	Sí

Tabla 3-45 Valores compresor GEA Grasso V series (alternativo)

Los siguientes tipos de compresores candidatos son los de la serie *Sabroe SMC (alternativo)*. La serie Sabroe SMC, fabricada por Johnson Controls, corresponde a compresores alternativos destinados a aplicaciones de refrigeración industrial. Estos compresores están diseñados para trabajar con refrigerantes naturales y permiten un control flexible de capacidad, lo que facilita la adaptación del sistema a diferentes cargas térmicas. En la Tabla 3-46 se pueden ver sus parámetros específicos [30].

Compresor Sabroe SMC (alternativo)		
Parámetro	Valor	Cumple
Refrigerante	R-717	Sí
Potencia frigorífica	130-1225 kW	Sí
Temperatura de evaporación	Rango industrial	Sí
Temperatura de condensación	Hasta 55 °C	Sí
Caudal volumétrico teórico	225-1350 m ³ /h	Sí
Potencia eléctrica estimada	40-250 kW	Sí

Tabla 3-46 Valores compresor Sabroe SMC (alternativo)

La tercera opción que se propone son los compresores *GEA Grasso M series (tornillo)*, fabricados también por GEA Group. Los compresores de tornillo presentan una construcción más compacta y una operación más continua que los alternativos, siendo habituales en instalaciones de refrigeración industrial de gran tamaño [30].

Compresor GEA Grasso M series (tornillo)		
Parámetro	Valor	Cumple
Refrigerante	R-717	Sí
Potencia frigorífica	200-2000 kW	Sí
Temperatura de evaporación	Rango industrial	Sí
Temperatura de condensación	Hasta 60 °C	Sí
Caudal volumétrico teórico	231-870 m ³ /h	Sí
Potencia eléctrica estimada	75-400 kW	Sí

Tabla 3-47 Valores compresor GEA Grasso M series (tornillo)

El criterio principal de selección es el caudal volumétrico requerido por la instalación, que según los cálculos realizados es de 246,72 m³/h. Este valor se sitúa dentro del rango de operación de la serie Grasso V, que comienza aproximadamente en 290 m³/h, lo que permite cubrir la demanda de la instalación manteniendo un margen adecuado de funcionamiento [21] [26].

Además, esta serie está específicamente diseñada para aplicaciones industriales con amoníaco, ofreciendo alta eficiencia, robustez y posibilidad de control de capacidad.

Aunque tanto el Sabroe SMC como el GEA Grasso M podrían cubrir el rango de funcionamiento requerido, el primero presenta características muy similares pero con un rango de potencia más amplio del necesario, mientras que el segundo corresponde a un compresor de tornillo, generalmente empleado

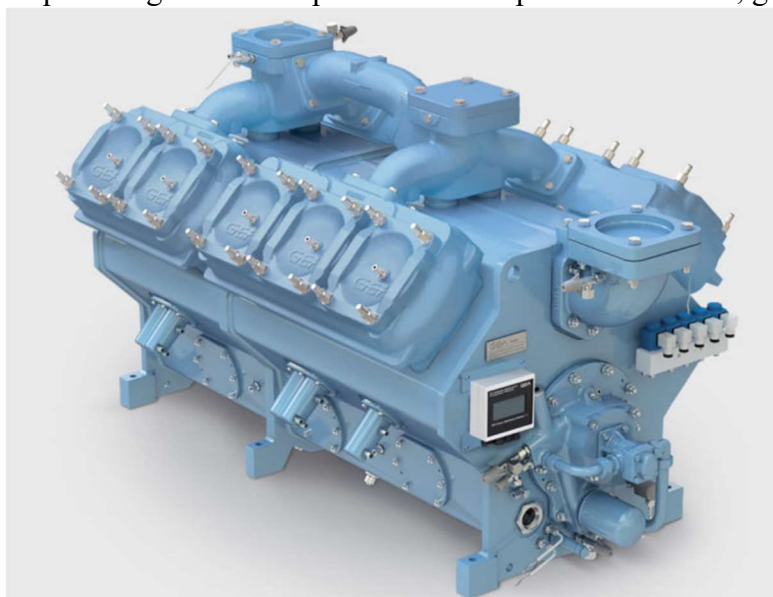


Figura 3-12 Compresor GEA Grasso V series - Anexo IV: Fichas técnicas de componentes seleccionados

en instalaciones de mayor capacidad. Por estos motivos, el GEA Grasso V se considera la alternativa más adecuada para esta instalación

3.8.2 Evaporador

El intercambiador del lado de agua en el circuito secundario es el componente encargado de transferir calor entre el refrigerante y el circuito secundario de climatización. En modo refrigeración actúa como evaporador, absorbiendo calor del agua dulce, mientras que en modo calefacción pasa a

actuar como condensador, cediendo calor a ese mismo circuito. Por tanto, al tratarse de una bomba de calor reversible, la selección no debe limitarse a comprobar el funcionamiento en evaporación, sino que debe garantizar que el equipo sea apto para trabajar en ambos regímenes [12].

Para este tipo de aplicación con R-717, una solución especialmente adecuada es el intercambiador de placas semisoldadas, ya que este tipo de equipo está pensado para refrigerantes como el amoníaco y puede emplearse tanto en procesos de evaporación como de condensación [13] [28].

Condiciones de diseño del evaporador	
Parámetro	Valor requerido
Refrigerante	R-717
Potencia modo refrigeración	265,02 kW
Fluido secundario	Agua
Temperatura agua en refrigeración	De 16 °C a 13 °C
Temperatura de evaporación	8 °C
Área estimada de refrigeración	13 m ²
Requisito adicional	Compatibilidad evaporación-condensación

Tabla 3-48 Condiciones de selección del evaporador

Se propone seleccionar un intercambiador de placas semisoldadas Alfa Laval de la familia M10 o T10, priorizando la familia M10 como referencia de selección.

La razón principal es que la línea Alfa Laval Industrial Semi-Welded está expresamente orientada a aplicaciones con amoníaco y el fabricante indica de forma clara su uso tanto en evaporación como en condensación, que es precisamente lo que exige una bomba de calor reversible. Además, en aplicaciones reales de bombas de calor de NH₃ estos intercambiadores se emplean en ambos cometidos, lo que refuerza la coherencia de la elección. La elección de M10 frente a T10 es porque el rango de potencias se adapta mejor a las condiciones del proyecto. Las especificaciones se pueden apreciar en el *Anexo IV: Fichas técnicas de componentes seleccionados*.

Evaporador Alfa Laval Industrial Semi-Welded – familia T10		
Parámetro	Valor	Cumple
Compatibilidad con evaporación	Sí	Sí
Compatibilidad con condensación	Sí	Sí
Refrigerante	R-717 / NH ₃ industrial	Sí
Fluido secundario	Agua/soluciones acuosas	Sí
Potencia	300-1500 kW	Sí
Tipo	Placas semisoldadas	Sí
Aplicación reversible	Compatible	Sí

Tabla 3-49 Valores Alfa Laval Industrial Semi-Welded - familia T10



Figura 3-13 Evaporador Alfa Laval Industrial Semi-Welded - familia T10 - Anexo IV: Fichas técnicas de componentes seleccionados

3.8.3 Condensador

El intercambiador del lado de agua de mar es el componente encargado de transferir calor entre el refrigerante y el medio marino. En modo refrigeración actúa como condensador, rechazando al agua de mar el calor absorbido en el evaporador, mientras que en modo calefacción pasa a actuar como evaporador, extrayendo calor del agua de mar para cederlo posteriormente al circuito secundario, de agua. Se debe garantizar compatibilidad tanto con condensación como con evaporación, además de una adecuada resistencia a la corrosión provocada por el agua de mar [12].

En este caso, la tipología más adecuada es un intercambiador carcasa y tubos, ya que en aplicaciones marinas ofrece mayor robustez frente a incrustaciones, suciedad y corrosión que otras soluciones más compactas [12].

Condiciones de diseño del condensador	
Parámetro	Valor requerido
Refrigerante	R-717
Potencia modo refrigeración	304,28 kW
Fluido secundario	Agua de mar
Temperatura agua de mar en refrigeración	De 30 °C a 34 °C
Temperatura de condensación	38 °C
Área estimada de refrigeración	19 m ²
Requisito adicional	Compatibilidad evaporación-condensación
Condición constructiva	Alta resistencia a corrosión marina

Tabla 3-50 Condiciones selección condensador

La opción principal es el *Alfa Laval Aalborg MD*. Es un intercambiador carcasa y tubos orientado a aplicaciones marinas. Esta familia de condensadores presenta una elevada resistencia al agua de mar, hasta el punto de no requerir ánodos de sacrificio en la configuración descrita en su documentación. Además, la propia compañía lo presenta como solución para sistemas marinos de refrigeración y calentamiento, lo que encaja bien con el carácter reversible de la instalación, según las especificaciones del *Anexo IV: Fichas técnicas de componentes seleccionados*.

Condensador Alfa Laval Aalborg MD		
Parámetro	Valor	Cumple
Compatibilidad con evaporación	Compatible	Sí
Compatibilidad con condensación	Compatible	Sí
Refrigerante	Compatible con R-717	Sí
Fluido secundario	Agua de mar	Sí
Potencia	Configurable	Sí
Tipo	Carcasa y tubos	Sí
Resistencia a corrosión	Muy alta	Sí

Tabla 3-51 Valores condensador Alfa Laval Aalborg MD

Se propone seleccionar un intercambiador carcasa y tubos marino Alfa Laval Aalborg MD porque es la alternativa que mejor responde a los requisitos específicos del proyecto: trabajo con agua de mar, necesidad de alta resistencia a la corrosión, uso en entorno marino y compatibilidad funcional con una instalación reversible [12] [21] [28].

Además, su selección es coherente con el dimensionado realizado, ya que la potencia de condensación calculada, 304,28 kW, se sitúa dentro de un rango perfectamente asumible por intercambiadores marinos de esta tipología. El modelo exacto deberá concretarse posteriormente mediante selección detallada del fabricante en función de la presión de diseño, materiales definitivos, pérdidas de carga admisibles y validación del funcionamiento reversible.

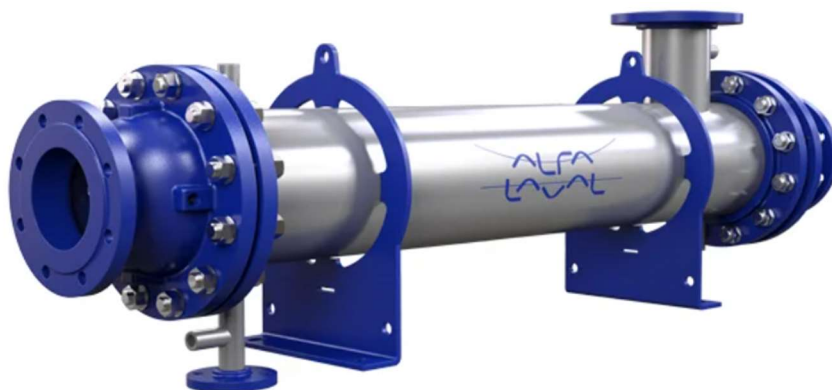


Figura 3-14 Condensador Alfa Laval Aalborg MD - Anexo IV: Fichas técnicas de componentes seleccionados

3.8.4 Válvulas de expansión

Dado que la instalación diseñada funciona como bomba de calor reversible, el circuito frigorífico debe permitir la inversión del sentido de circulación del refrigerante cuando el sistema cambia entre

modo refrigeración y modo calefacción. En estas condiciones, el intercambiador que actúa como evaporador en refrigeración pasa a funcionar como condensador en calefacción, y viceversa. Por este motivo, la solución adoptada consiste en disponer dos válvulas de expansión, una en cada rama del circuito, de manera que cada una actúe cuando el intercambiador correspondiente funciona como evaporador. Cuando el sistema opera en el modo contrario, el refrigerante circula a través de un bypass con válvulas antirretorno, evitando el paso por la válvula que queda fuera de servicio [4] [26].

La selección de las válvulas de expansión se realiza tomando como referencia el modo refrigeración, ya que corresponde al caso más restrictivo desde el punto de vista de potencia y caudal de refrigerante. A partir de los cálculos realizados en el ciclo frigorífico, se obtienen las condiciones de funcionamiento que debe cumplir el dispositivo de expansión.

Condiciones de diseño de las válvulas de expansión	
Parámetro	Valor requerido
Refrigerante	R-717
Potencia frigorífica requerida	265,02 kW
Caudal másico de refrigerante	0,2337 kg/s
Presión de evaporación	577,4 kPa
Presión de condensación	1470 kPa
Diferencia de presión en la expansión	892,6 kPa

Tabla 3-52 Condiciones de diseño de las válvulas de expansión

El criterio principal para la selección de la válvula es que sea capaz de regular correctamente el caudal másico de refrigerante requerido por el evaporador, que en este caso es de 0,2337 kg/s, equivalente a 841,3 kg/h. La válvula debe permitir el paso de este caudal sin limitar la capacidad frigorífica del sistema, garantizando al mismo tiempo una correcta expansión del refrigerante entre la presión de condensación y la presión de evaporación [10] [12].

Además del caudal, es imprescindible comprobar que la válvula es compatible con las presiones de funcionamiento del sistema. En el ciclo calculado, la presión máxima corresponde a la presión de condensación, que alcanza 1470 kPa (14,7 bar), por lo que la válvula seleccionada debe admitir presiones de trabajo superiores a este valor. Al emplearse R-717 como refrigerante, la válvula debe estar específicamente diseñada para operar con este fluido y garantizar la compatibilidad de materiales y las condiciones de seguridad requeridas.

Considerando estas condiciones, se selecciona como solución adecuada una válvula de expansión termostática Danfoss TEA 85-85 para R-717, equipada con ecualización externa, característica que mejora la regulación del recalentamiento en evaporadores con pérdidas de carga apreciables. Este modelo presenta una capacidad nominal de aproximadamente 295 kW, valor superior a la potencia frigorífica de diseño del sistema (265,02 kW), lo que garantiza que el dispositivo puede alimentar el evaporador con el caudal de refrigerante requerido. Además, la válvula admite presiones máximas de trabajo del orden de 19 bar, superiores a la presión máxima de condensación calculada en el sistema.

Aunque en algunos sistemas de climatización se utilizan válvulas de expansión electrónicas, en instalaciones que emplean amoníaco (R-717) es habitual utilizar válvulas de expansión termostáticas debido a su robustez, simplicidad y alta fiabilidad en aplicaciones industriales. Además, no requieren sistemas electrónicos de control adicionales y permiten mantener adecuadamente el grado de recalentamiento en el evaporador, garantizando que el refrigerante llegue al compresor en estado

completamente vapor. Estas características las hacen especialmente adecuadas en instalaciones de potencia elevada y funcionamiento relativamente estable como en este caso [8] [12].

En consecuencia, se adoptan dos válvulas de expansión Danfoss TEA 85-85 para R-717, una para cada sentido de funcionamiento de la bomba de calor reversible. La elección se justifica porque el modelo seleccionado cumple simultáneamente los dos criterios fundamentales de selección: es capaz de manejar el caudal de refrigerante requerido por la instalación y soporta las presiones máximas de operación del ciclo, garantizando así un funcionamiento seguro y adecuado del sistema frigorífico [4].



Figura 3-15 Válvula de expansión termostática Danfoss TEA 85-85 para R-717 - Anexo IV: Fichas técnicas de componentes seleccionados

4 RESULTADOS Y VALIDACIÓN

4.1 Configuración final del sistema propuesto

A partir del análisis realizado en los apartados anteriores, se ha definido una solución de climatización basada en una bomba de calor reversible de tipo agua de mar-agua, diseñada para satisfacer las necesidades térmicas del buque-escuela Juan Sebastián de Elcano en sus distintos escenarios operativos.

El sistema propuesto se concibe como una instalación centralizada capaz de proporcionar tanto refrigeración como calefacción mediante la inversión del ciclo frigorífico, empleando el agua de mar como foco térmico exterior y utilizando como refrigerante amoníaco (R-717). Esta elección permite mejorar la eficiencia del sistema y reducir su impacto ambiental frente a soluciones convencionales basadas en refrigerantes sintéticos, adaptándose además a las condiciones variables de operación del buque.

Desde el punto de vista funcional, la instalación se articula en tres circuitos claramente diferenciados. Por un lado, el circuito frigorífico, en el que circula el refrigerante y se desarrolla el ciclo de compresión de vapor. Por otro, el circuito secundario de agua, encargado de transportar la energía térmica hacia los espacios habitables mediante los fancoils ya existentes en el buque. Finalmente, el circuito de agua de mar actúa como foco térmico exterior, permitiendo la cesión o absorción de calor en función del modo de funcionamiento.

Resumen de los parámetros del sistema	
Demanda de refrigeración	265,02 kW
Demanda de calefacción	193,35 kW
Tipo de sistema	Bomba de calor reversible agua de mar-agua
Refrigerante	R-717
Compreso	GEA Grasso V
Intercambiador de agua	Alfa Laval T10
Intercambiador de agua de mar	Alfa Laval Aalborg MD
Válvulas de expansión	Danfoss TEA 85 (dos unidades)
Tipo de instalación	Centralizada

COP_{ins}	4,33
COP_c	6,75

Tabla 4-1 Resumen de los parámetros del sistema

4.1.1 Análisis de la carga térmica y criterios de diseño

El cálculo de la carga térmica se ha realizado sobre una superficie climatizada de 1.264 m², aplicando la norma ISO 7547 para condiciones representativas de operación del buque. Como resultado, se obtiene una demanda de 245,39 kW en modo refrigeración.

Con el fin de garantizar la fiabilidad del sistema frente a incertidumbres propias de un buque de estas características, como pérdidas térmicas adicionales o degradación de aislamientos, se ha aplicado un coeficiente de seguridad del 8%, estableciendo una potencia frigorífica de diseño de 265,02 kW.

En modo calefacción, la demanda calculada es de 179,03 kW, lo que conduce a una potencia de diseño de 193,35 kW tras aplicar el mismo margen. La diferencia entre ambas condiciones confirma que el dimensionado del sistema viene determinado por el modo refrigeración, siendo este el caso más exigente. Como consecuencia, el sistema operará en modo calefacción con un margen de reserva aproximado del 27%, lo que favorece la estabilidad de funcionamiento y reduce el esfuerzo mecánico de los equipos.

4.2 Validación termodinámica del ciclo con R-717

El sistema se basa en un ciclo de compresión de vapor que utiliza amoníaco (R-717) como refrigerante, seleccionado por su elevada eficiencia y su impacto ambiental prácticamente nulo. La validación del ciclo se ha realizado considerando condiciones desfavorables en el foco térmico exterior, adoptando una temperatura de agua de mar de 30 °C.

Bajo estas condiciones, el ciclo opera con una presión de evaporación de 577,4 kPa (correspondiente a una temperatura de evaporación de 8 °C) y una presión de condensación de 1.470 kPa (38 °C). Estos valores permiten garantizar el intercambio térmico necesario tanto en modo refrigeración como en modo calefacción.

El rendimiento teórico del ciclo alcanza un COP de 6,75. Considerando las pérdidas reales asociadas a los equipos (compresor, intercambiadores y auxiliares) el rendimiento global de la instalación se sitúa en un COP de 4,33, valor coherente con instalaciones de este tipo.

Para satisfacer la demanda térmica calculada, el sistema requiere un caudal de refrigerante de 841,33 kg/h. Este valor ha sido determinante en la selección del compresor GEA Grasso V, cuya capacidad permite operar de forma segura incluso en condiciones de carga variable.

4.3 Esquema del sistema y configuración funcional

La configuración del sistema se representa en el esquema desarrollado en AutoCAD (Figura 4-1), donde se muestran los tres circuitos principales: el circuito frigorífico (rojo), el circuito de agua que alimenta los fancoils (azul) y el circuito de agua de mar (verde).

El funcionamiento del sistema se basa en la interacción entre estos tres circuitos. En modo refrigeración, el refrigerante evapora en el intercambiador conectado al circuito de agua, enfriando el fluido que se distribuye a los fancoils a una temperatura de aproximadamente 7 °C. El calor extraído se transfiere posteriormente al agua de mar a través del intercambiador correspondiente.

En modo calefacción, el ciclo se invierte mediante una válvula de cuatro vías. En este caso, el sistema extrae calor del agua de mar y lo cede al circuito de agua, proporcionando temperaturas de impulsión del orden de 45 °C, adecuadas para el funcionamiento de los fancoils existentes.

La presencia de dos válvulas de expansión termostáticas permite adaptar el funcionamiento del sistema a ambos modos de operación, regulando el caudal de refrigerante en función del intercambiador que actúa como evaporador en cada caso.

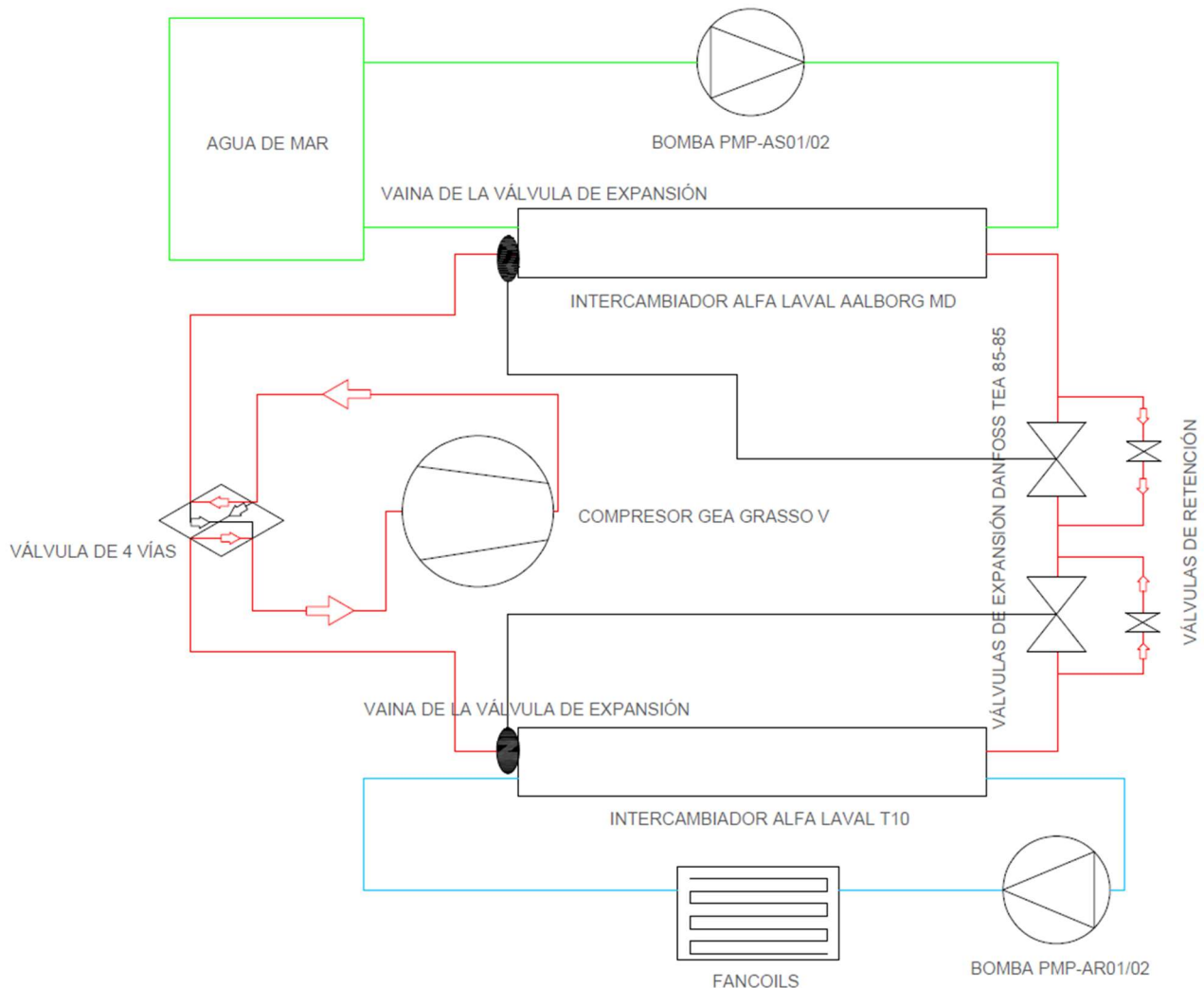


Figura 4-1 Esquema del sistema de climatización propuesto - AutoCAD

4.4 Integración en el sistema de control del buque

La planta propuesta se integra en el Sistema Integrado de Control de Plataforma (SICP), permitiendo su supervisión y operación desde las consolas de control del buque. Esta integración posibilita una gestión automática de la potencia en función de la demanda térmica, evitando un funcionamiento innecesario a carga máxima [32].

El sistema de control permite modular la capacidad del compresor en distintos niveles de carga, optimizando el consumo energético y reduciendo el desgaste de los equipos. Por otro lado, también facilita la monitorización de variables clave como temperaturas, presiones y caudales, así como la detección de posibles fallos [32].

Desde el punto de vista operativo, esta automatización simplifica la gestión de la instalación y mejora la seguridad, al permitir la parada controlada del sistema ante desviaciones de los parámetros de diseño.



Figura 4-2 SICP en la Armada - [36]

4.5 Localización e instalación en el compartimento de aire acondicionado

La instalación física de la nueva planta se proyecta en el compartimento de aire acondicionado principal ya existente, aprovechando su ubicación estratégica para minimizar las modificaciones estructurales de gran calado en la plataforma. Este espacio técnico se encuentra situado específicamente bajo el sollado de proa, quedando delimitado longitudinalmente entre las cuadernas 66 y 72. Estructuralmente, el local está separado del tanque de aguas residuales por el mamparo estanco ME-72, el cual es atravesado por un túnel que permite la comunicación de servicios. En esta ubicación, la maquinaria se asienta sobre una zona de sentinas que contiene lingotes de lastre distribuidos tanto en la crujía como en ambas bandas, lo que proporciona una base sólida para el montaje de la nueva bomba de calor de amoníaco. Mantener esta ubicación permite reutilizar las conexiones críticas con los colectores de agua de mar y las bombas de circulación actuales, garantizando una transición tecnológica eficiente que no interfiere con la compartimentación estanca ni con la estabilidad original del buque [11].

4.6 Balance de caudales y compatibilidad con la instalación existente

El análisis hidráulico del sistema confirma su compatibilidad con la infraestructura existente del buque. Para cubrir la demanda térmica de diseño, se requieren caudales de aproximadamente 76.082 kg/h en el circuito de agua y 68.463 kg/h en el circuito de agua de mar.

Estos valores se encuentran dentro de las capacidades de las bombas actualmente instaladas (PMP-AR y PMP-AS), lo que permite su reutilización sin necesidad de modificaciones. Asimismo, las tuberías existentes son adecuadas para estos caudales, evitando la necesidad de intervenciones estructurales en el buque [25].

En consecuencia, la implantación del sistema se limita principalmente a la sustitución del equipo de producción térmica, manteniendo la red de distribución existente. Esta estrategia reduce la complejidad de la instalación y refuerza la viabilidad técnica de la solución propuesta.

4.7 Reutilización de unidades terminales y alcance de climatización

Un factor determinante para la viabilidad técnica y económica de la propuesta es la reutilización de los fancoils existentes como elementos terminales del sistema. Estos equipos, diseñados para operar con agua como fluido de intercambio, son compatibles tanto con las condiciones de funcionamiento en modo refrigeración, con temperaturas de impulsión del orden de 7 °C, como en modo calefacción, donde se alcanzan valores en torno a 45 °C. La reutilización de estas unidades permite evitar intervenciones en los espacios habitables y reduce significativamente la complejidad de la modernización.

El diseño contempla el aprovechamiento de las 16 unidades fancoil actualmente instaladas en zonas críticas del buque, como los camarotes de mando, la Cámara de jefes, la enfermería y distintas dependencias de control y servicio. Estos equipos se integran en la nueva red centralizada impulsada por la bomba de calor, manteniendo la distribución de aire existente y garantizando la compatibilidad entre el nuevo sistema frigorífico con R-717 y los elementos terminales [11] [25].

Desde el punto de vista del alcance, la propuesta permite unificar la climatización sobre una superficie total de 1.264 m², integrando compartimentos que anteriormente dependían de equipos autónomos de expansión directa. Esta centralización reduce las necesidades de mantenimiento y elimina el uso de refrigerantes sintéticos en múltiples equipos distribuidos.

Por otro lado, se ha priorizado la climatización directa de los espacios de mayor ocupación, como los sollados y zonas de mando, garantizando una mayor estabilidad térmica frente a condiciones exteriores variables. Por el contrario, zonas de menor demanda, como aseos y espacios de tránsito, continúan recibiendo climatización indirecta, optimizando el uso del caudal de aire disponible.

4.8 Análisis económico del sistema propuesto

4.8.1 Metodología de estimación económica

La estimación económica del sistema propuesto se ha realizado a partir de referencias reales de mercado, catálogos técnicos de fabricantes y costes típicos en instalaciones HVAC industriales de potencia similar. Dado que los equipos seleccionados no disponen de precios comerciales públicos cerrados, se ha adoptado un enfoque basado en valores representativos ajustados a las condiciones de diseño del sistema.

En este sentido, se ha optado por establecer valores únicos de coste en lugar de rangos, adoptando un criterio conservador que tiende hacia estimaciones al alza. Este enfoque permite evitar desviaciones optimistas y proporciona una visión más realista de la inversión necesaria para la implantación del sistema.

Los valores considerados tienen en cuenta factores como la potencia térmica (≈ 265 kW), el uso de materiales adecuados para ambiente marino, la compatibilidad con refrigerante R-717 y los requisitos de integración en el sistema del buque.

4.8.2 Estimación del coste de los equipos principales

Componentes	Referencia	Coste estimado (€)
Compresor alternativo	GEA Grasso V	70.000
Intercambiador de placas	Alfa Laval T10	25.000
Intercambiador marino multitubular	Alfa Laval Aalborg MD	45.000
Válvulas de expansión (2 unidades)	Tipo termostática	4.000
Válvula de cuatro vías	Aplicación industrial	5.000
Sistema de control e integración	Adaptación al IPMS existente	12.000
TOTAL	-	161.000

Tabla 4-2 Precio estimado de los componentes del sistema

A partir de los componentes seleccionados en el capítulo 4.1, se realiza una estimación del coste de los equipos principales del sistema. En el caso de la bomba de calor reversible, los intercambiadores de calor actúan alternativamente como evaporador o condensador en función del modo de funcionamiento, por lo que se consideran como intercambiadores principales del sistema. La estimación económica se aprecia en la Tabla 4-2.

Estos valores son coherentes con equipos industriales de media potencia y reflejan la necesidad de emplear soluciones robustas y adaptadas al entorno naval, especialmente en el caso del intercambiador de agua de mar y del compresor [33] [35].

4.8.3 Coste de instalación y puesta en marcha

El coste de implantación incluye montaje mecánico, conexiones hidráulicas, integración eléctrica, aislamiento, instrumentación y puesta en marcha.

En instalaciones industriales, este coste suele situarse entre el 30% y el 60% del coste de los equipos. Sin embargo, en este caso, la reutilización de la infraestructura existente entre la que se incluye tuberías, bombas y fancoils reduce significativamente la complejidad de la instalación [34].

No obstante, debe tenerse en cuenta que, aunque solo se reutilizan 16 fancoils, el sistema pasa a climatizar un mayor número de compartimentos mediante integración en la red existente, lo que implica ajustes en distribución, equilibrado hidráulico y control. Considerando estos factores y adoptando un criterio conservador, se estima un coste de instalación de 80.000 € [35].

4.8.4 Coste total del sistema y viabilidad económica

El coste total del sistema se obtiene como la suma del coste de los equipos y el coste de instalación.

Coste total estimado: 241.000 €

Este valor es coherente con instalaciones HVAC industriales en el rango de 250 kW, especialmente teniendo en cuenta el uso de refrigerante natural, la adaptación a entorno marino y la integración en un sistema existente [33] [35].

Desde el punto de vista operativo, la utilización de una bomba de calor reversible permite mejorar significativamente la eficiencia energética frente a la planta actual, reduciendo el consumo eléctrico necesario para cubrir la demanda térmica. La eliminación de múltiples equipos autónomos y la centralización del sistema reducen las necesidades de mantenimiento.

En consecuencia, aunque la inversión inicial es relevante, la reducción de costes de operación y la mejora del rendimiento energético permiten considerar la solución propuesta como económicamente viable a medio y largo plazo.

5 CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS

5.1 Conclusiones

El presente trabajo ha tenido como objetivo el diseño y dimensionado de un sistema de climatización basado en una bomba de calor reversible agua-agua para su aplicación en el buque-escuela Juan Sebastián de Elcano, planteando una solución eficiente y técnicamente viable para garantizar condiciones adecuadas de confort térmico en los espacios habitables.

El análisis del sistema de climatización existente ha permitido comprender su funcionamiento, identificar sus limitaciones energéticas y establecer un punto de partida realista para el desarrollo de la propuesta. Asimismo, el estudio de las condiciones climáticas asociadas a las rutas del buque ha permitido definir adecuadamente el escenario de diseño, asegurando que la solución planteada responde a las exigencias reales de operación. A partir de este contexto, la determinación de las cargas térmicas mediante la aplicación de la norma ISO 7547 ha permitido cuantificar las necesidades del sistema, obteniéndose demandas del orden de 265 kW en modo refrigeración y 193 kW en modo calefacción. Estos resultados han servido como base para el dimensionado de la bomba de calor y la selección de sus componentes, definiendo una solución completa y coherente desde el punto de vista técnico.

El diseño desarrollado mantiene la arquitectura del sistema existente, lo que ha permitido plantear su integración mediante la reutilización de los circuitos de agua y agua de mar, así como de los fancoils instalados. Esta estrategia reduce la complejidad de la intervención y refuerza la viabilidad de su implementación en el buque. Uno de los aspectos más relevantes del trabajo es la sustitución del refrigerante R-134a por amoníaco (R-717), lo que supone una mejora significativa tanto en eficiencia energética como en impacto ambiental, alineando la propuesta con las tendencias actuales del sector.

La validación del sistema confirma que los parámetros de funcionamiento se mantienen dentro de rangos adecuados, garantizando su operatividad y compatibilidad con la instalación existente. El análisis económico realizado permite concluir que, pese a la inversión inicial requerida, la solución es viable a medio y largo plazo debido a la reducción de los costes de operación.

En conclusión, el trabajo desarrollado demuestra que es posible diseñar un sistema de climatización más eficiente, sostenible y adaptado a las condiciones reales del buque, cumpliendo con los objetivos planteados y ofreciendo una solución con potencial de aplicación en el ámbito naval. Además, el enfoque adoptado en este trabajo pone de manifiesto la importancia de integrar criterios de eficiencia energética y sostenibilidad en el diseño de sistemas térmicos en el ámbito naval. La combinación de una tecnología madura como la bomba de calor con el uso de refrigerantes naturales y la reutilización de infraestructuras existentes demuestra que es posible plantear soluciones técnicamente avanzadas sin necesidad de intervenciones complejas, abriendo la puerta a su aplicación en otros buques con características similares.

5.2 Líneas futuras

Como evolución del presente trabajo, se plantean diversas líneas de desarrollo orientadas a avanzar hacia una posible implementación real del sistema propuesto.

En primer lugar, podría abordarse el desarrollo de la ingeniería de detalle del sistema, definiendo con mayor precisión las características constructivas de los equipos seleccionados, así como las condiciones específicas de operación y los requisitos de certificación naval. Este nivel de definición permitiría pasar de un diseño conceptual a una solución lista para su ejecución.

Por otro lado, resultaría de interés profundizar en el análisis energético mediante la simulación del sistema en diferentes escenarios de operación, lo que permitiría optimizar su funcionamiento y evaluar con mayor precisión su rendimiento en condiciones reales de navegación.

Desde el punto de vista económico, podría completarse el estudio mediante la elaboración de un presupuesto detallado y el análisis del retorno de la inversión, incorporando variables como los costes de operación, mantenimiento y vida útil del sistema.

Por otro lado, una línea de desarrollo relevante sería la optimización de la integración del sistema en el control del buque, definiendo estrategias avanzadas de regulación que permitan adaptar el funcionamiento de la instalación a la demanda térmica en cada momento, mejorando así su eficiencia global.

Finalmente, podría valorarse el análisis de refrigerantes alternativos al considerado en este trabajo, como el CO₂, teniendo en cuenta la evolución normativa y las tendencias actuales en el ámbito de la climatización. En este sentido, el estudio de soluciones basadas en refrigerantes de bajo potencial de calentamiento global permitiría comparar su viabilidad técnica, eficiencia y condiciones de seguridad en aplicaciones navales, complementando la selección realizada en este proyecto.

6 BIBLIOGRAFÍA

- [1] ENM, Maniobra del buque-escuela "Juan Sebastián de Elcano", 2017.
- [2] Armada, «Armada - Ministerio de defensa,» [En línea]. Available: <https://armada.defensa.gob.es/ArmadaPortal/page/Portal/ArmadaEspañola/buquessuperficie/pressLang-es/14Buqueescuela--01buque-escuela-juan-sebastian-de-elcano-a-71>. [Último acceso: 2026].
- [3] «Bienestar y productividad: Legado del enfoque humanista de la administración.,» *Revista Científica Ciencia y Sociedad*, pp. 178-183, 2023.
- [4] P. Espiñeira, «Bomba de calor hoy - Funcionamiento e implantación para calefacción y ACS,» Calor y frío, 06 04 2022. [En línea]. Available: <https://www.caloryfrio.com/calefaccion/bomba-de-calor/bomba-de-calor.html>.
- [5] Y. Gu, «Shipboard applications of heat pumps and thermal energy storage under dual carbon targets: Opportunities and challenges,» *Journal of energy storage*, 20 12 2025.
- [6] S. Brötje, «A Case Study on the Heat Pump Integration for Enhanced Efficiency in Battery-Electric Short-Sea Ferries,» MOSES, Delft, 2023.
- [7] F. B. Kanchiralla, «Heat Pump as an Emission Reduction Measure for Ships: Environmental and Economic Assessment,» MOSES, Gothenburg, 2023.
- [8] G. F. Hundy, A. R. Trott y T. C. Welch, Refrigeration and Air Conditioning Fourth Edition, New York: Elsevier, 2008.
- [9] K. Van Dokkum, Ship Knowledge: A Modern Encyclopedia, Enkhuizen: Dokmar, 2020.
- [10] A. Hafner, C. Gabrielii y K. Widell, «Refrigeration units in marine vessels,» *Nordic Council Ministers*, 2019.
- [11] ENM, Servicio de energía y propulsión del buque-escuela Juan Sebastián de Elcano, 2017.
- [12] J. K. Carson, Refrigeration: Theory and Applications, Bookboon, 2013.
- [13] ASHRAE Handbook – Refrigeration, Atlanta: ASHRAE, 2022.
- [14] S. d. M. A. y R. Naturales, «Protocolo de Montreal relativo a las Sustancias que Agotan la Capa de Ozono (Protocolo de Montreal),» Gobierno de México, 17 02 2022. [En línea].

Available: <https://www.gob.mx/semarnat/acciones-y-programas/protocolo-de-montreal-relativo-a-las-sustancias-que-agotan-la-cap-a-de-ozono-protocolo-de-montreal>. [Último acceso: 01 02 2026].

- [15] ASHRAE, «ASHRAE Standard 34 – Designation and Safety Classification of Refrigerants,» ASHRAE, Atlanta, 2022.
- [16] IMO, «International Maritime Organization – About IMO,» 2023. [En línea]. Available: <https://www.imo.org/>. [Último acceso: 06 02 2026].
- [17] I. L. O. (ILO), «Maritime Labour Convention, 2006 (MLC, 2006),» International Labour Organization, Geneva, 2006.
- [18] IMO, «International Convention for the Safety of Life at Sea (SOLAS),» IMO, London, 1974.
- [19] ISO, «ISO 7547. Embarcaciones y tecnología marina. Aire acondicionado y ventilación de los alojamientos. Condiciones de diseño y bases de cálculo,» AENOR, Madrid, 2002.
- [20] R. de Góngora Escrivá de Romaní, «Definición e implantación de herramientas avanzadas 3D en el diseño integrado y eficiente de sistemas HVAC en buques, desde el proyecto conceptual hasta la producción,» Universidad Politécnica de Madrid, Madrid, 2015.
- [21] P. Diez Echave, «Diseño y cálculo del sistema de aire acondicionado para un buque de 138.000 m³,» Universidad de Cantabria, Santander, 2016.
- [22] IMO, «Convenio MARPOL,» International Maritime Organization, London, 1978.
- [23] European Parliament and Council of the European Union, «Regulation (EU) 2024/573 of the European Parliament and of the Council on fluorinated greenhouse gases,» Official Journal of the European Union, Brussels, 2024.
- [24] DNV, «DNV Rules for Classification – Ships: Refrigeration Installations,» DNV, Oslo, 2023.
- [25] Navantia, «Juan Sebastián de Elcano: chilled water plants technical manual,» San Fernando, 2026.
- [26] J. Fernández Seara, Sistemas de refrigeración por compresión, Móstoles: Ciencia 3, 2004.
- [27] «Variation in Ocean Temperature,» Libretexts Geoscience, 06 03 2026. [En línea]. Available: https://geo.libretexts.org/Courses/Gettysburg_College/Oceans_of_Data_%28Gownaris%29/04%3A_Salinity_Temperature_and_Density_in_the_Ocean/4.03%3A_Ocean_Temperature. [Último acceso: 10 06 2026].
- [28] T. L. Bergman y A. S. Lavine, Fundamentals of Heat and Mass Transfer. Wiley., Los Angeles: Wiley, 2017.
- [29] D. Q. Kern, Process Heat Transfer, Singapore: McGraw-Hill, 1965.
- [30] Sabroe, «Manual de compresores Sabroe SMC-104-106-10-MK3-1,» Sabroe.
- [31] GEA, «Compresores de tornillo de GEA,» GEA, Berlín.
- [32] Navantia, «Sistema integrado de control de plataforma SICP,» Navantia, 2025. [En línea]. Available: <https://www.navantia.es/es/producto/sistema-integrado--control-plataforma-sicp/>. [Último acceso: 02 2026].
- [33] ASHRAE, ASHRAE Handbook – HVAC Systems and Equipment, ASHRAE, 2020.

- [34] RSMeans, Mechanical Cost Data, RSMeans, 2023.
- [35] I. E. Agency, «The Future of Heat Pumps,» IEA, 2022.
- [36] Keyter, «Válvula de cuatro vías: un componente clave en los sistemas de climatización reversibles,» 2024. [En línea]. Available: <https://www.keyter.com/es/la-valvula-de-cuatro-vias-un-componente-clave-en-los-sistemas-de-climatizacion-reversibles/>. [Último acceso: 01 2026].
- [37] B. t. u. t. A. classrooms, «Temperatura superficial del mar,» GBH, [En línea]. Available: <https://lsintspl3.wgbh.org/es/lesson/buac17-il-iloceanoverturn/4>. [Último acceso: 01 2026].
- [38] Carlyle, «Open-Drive Reciprocating Compressor,» Caryle, [En línea]. Available: <https://www.carlylecompressor.com/products/compressor/5f/>.
- [39] ScalofrioS, «Psicrometría,» ScalofrioS, 2015. [En línea]. Available: <http://www.scalofrios.es/Climatizacion/psicrometria.htm>. [Último acceso: 01 2026].

ANEXO I: IMPLICACIONES SOCIALES, ECONÓMICAS Y AMBIENTALES

Implicaciones sociales

La implementación de un sistema de climatización basado en bomba de calor en el buque-escuela Juan Sebastián de Elcano tiene un impacto directo en la calidad de vida de la dotación. La mejora del confort térmico en los espacios habitables contribuye a garantizar condiciones adecuadas de descanso, trabajo y formación para los guardiamarinas y el resto de la tripulación.

Un ambiente interior correctamente climatizado influye positivamente en la salud, reduciendo problemas asociados a temperaturas extremas, humedad elevada o mala calidad del aire. Además, favorece el rendimiento cognitivo y físico del personal embarcado, lo cual es especialmente relevante en un buque cuya misión principal es la formación.

Desde el punto de vista social, este tipo de mejoras refuerza el compromiso de la Armada con el bienestar de su personal, alineándose con estándares internacionales como el Maritime Labour Convention (MLC, 2006), aunque no sea de obligado cumplimiento para buques militares.

Implicaciones económicas

La adopción de una bomba de calor reversible supone una inversión inicial superior respecto a sistemas tradicionales de climatización. Sin embargo, esta inversión se ve compensada a medio y largo plazo debido a la mejora en la eficiencia energética del sistema.

El mayor rendimiento (COP elevado) permite reducir el consumo eléctrico asociado a la climatización, lo que implica un menor consumo de combustible en los grupos electrógenos del buque. Esto se traduce en una disminución de los costes operativos durante las campañas de navegación, especialmente en travesías de larga duración.

Además, la integración de un único sistema capaz de proporcionar tanto calefacción como refrigeración simplifica la instalación y reduce costes asociados al mantenimiento, repuestos y operación de sistemas independientes.

Por tanto, desde un punto de vista económico, la solución propuesta resulta viable y alineada con criterios de optimización de recursos en el ámbito naval.

Implicaciones ambientales

Uno de los principales beneficios del sistema propuesto es la reducción del impacto ambiental asociado a la operación del buque. La mejora de la eficiencia energética implica una menor demanda de energía eléctrica y, en consecuencia, una reducción del consumo de combustible fósil y de las emisiones de gases contaminantes. Además, la posible utilización de refrigerantes naturales como el amoníaco (R-717), con Potencial de Calentamiento Global (GWP) prácticamente nulo y sin impacto sobre la capa de ozono, supone una mejora significativa frente a refrigerantes tradicionales como los HFC. La adopción de este tipo de tecnologías contribuye a la reducción de la huella de carbono del buque y al cumplimiento de las directrices internacionales en materia de sostenibilidad, como las establecidas por la Organización Marítima Internacional (IMO).

En conjunto, la implementación de una bomba de calor representa un avance hacia una operación más respetuosa con el medio ambiente en el sector naval.

ANEXO II: REFLEXIONES ÉTICAS Y SOCIALES

El desarrollo del presente Trabajo de Fin de Grado implica no solo la aplicación de conocimientos técnicos, sino también la consideración de aspectos éticos relacionados con el impacto de la ingeniería en la sociedad y el entorno.

Desde el punto de vista ético, el diseño de sistemas de climatización debe priorizar la seguridad y el bienestar de las personas. En este sentido, la elección de tecnologías, materiales y refrigerantes debe realizarse garantizando la protección de la salud de la tripulación, evitando riesgos innecesarios y cumpliendo con las normativas aplicables. Además, el ingeniero tiene la responsabilidad de contribuir al desarrollo sostenible. La selección de soluciones energéticamente eficientes y con bajo impacto ambiental responde a un compromiso ético con la reducción del cambio climático y la preservación de los recursos naturales.

En el caso concreto de este proyecto, la propuesta de una bomba de calor no solo busca mejorar el rendimiento técnico del sistema, sino también reducir el consumo energético y las emisiones asociadas, lo que refleja una orientación hacia una ingeniería más responsable. Por otro lado, es importante considerar el contexto militar del buque. Aunque determinadas normativas no sean de obligado cumplimiento, existe una responsabilidad ética de adoptar buenas prácticas internacionales en materia de seguridad, habitabilidad y protección ambiental.

Finalmente, este trabajo pone de manifiesto el papel del ingeniero como agente de cambio, capaz de desarrollar soluciones que mejoren la eficiencia, el bienestar humano y el respeto por el entorno, integrando criterios técnicos, sociales y éticos en el proceso de diseño.

ANEXO III: SIGLAS Y VARIABLES

Listado de siglas y abreviaturas

- HVAC: heating, ventilation and air conditioning (Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado).
- MLC: Maritime Labour Convention (Convenio sobre el Trabajo Marítimo, 2006).
- GGMM: guardiamarinas.
- J.S.E. / JSE: Buque Escuela Juan Sebastián de Elcano.
- IMO / OMI: Organización Marítima Internacional.
- ILO / OIT: Organización Internacional del Trabajo.
- SOLAS: Safety of Life at Sea (Convenio para la Seguridad de la Vida Humana en el Mar).
- MARPOL: Maritime Pollution (Convenio para prevenir la contaminación por los buques).
- ISO: International Organization for Standardization (Organización Internacional de Normalización).
- CFC / HCFC / HFC: diferentes familias de gases refrigerantes (Cloro-, Hidrocloro- e Hidrofluorocarbonos).
- GWP / PCA: global warming potential (potencial de calentamiento global).
- ODP / PAO: ozone depletion potential (potencial de agotamiento de ozono).
- NH₃: amoníaco (refrigerante natural R-717).
- CO₂: dióxido de carbono (refrigerante natural).
- CWP: chilled water plant (planta de agua refrigerada).
- TAG: identificador o etiqueta técnica de un equipo.
- PLC: Programmable Logic Controller (Controlador Lógico Programable).
- HMI: human-machine interface (interfaz hombre-máquina).
- IPMS: Integrated Platform Management System (Sistema de Gestión de Plataforma Integrado).
- BR / ER: banda de babor y banda de estribor.
- LMTD: logarithmic mean temperature difference (diferencia de temperatura logarítmica media).
- COP / EER: coeficientes de rendimiento en calefacción y refrigeración respectivamente.
- UE: Unión Europea.
- EUR-ACE: Sello Internacional de Calidad en ingeniería.
- Lsub: líquido subenfriado.
- Vrec: vapor recalentado.
- ASHRAE: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- AENOR: Asociación Española de Normalización y Certificación.
- UTA: unidad de tratamiento de aire
- COP_{cal} / COP_{ref}: coeficientes de rendimiento específicos para calor y frío

Listado de variables en ecuaciones y tablas

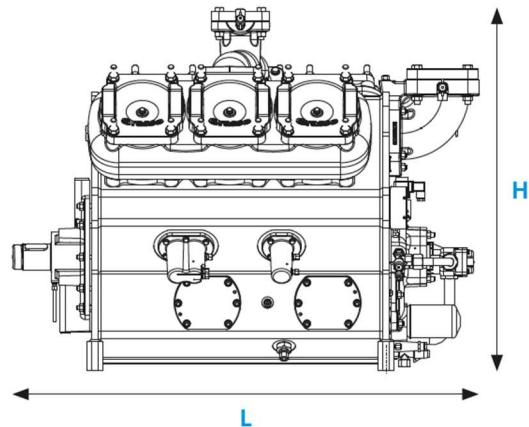
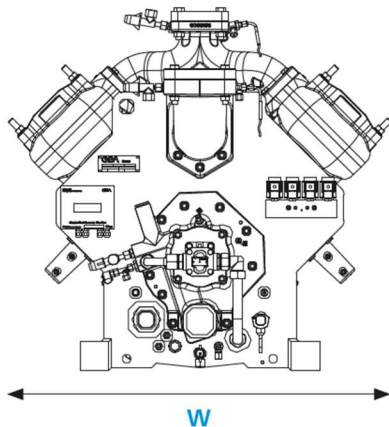
- Q_{tot} / Q_{ren} : carga térmica total o por aire de renovación.
- k : coeficiente de transmisión térmica de los cerramientos.
- A : superficie o área de las paredes, techos o portillos.
- ΔT : diferencia de temperatura entre el exterior y el interior (o compartimentos adyacentes).
- ρ : densidad del aire.
- ΔH : salto entálpico del aire.
- V : volumen del compartimento o caudal volumétrico.
- P : número de personas (ocupación) o puntos de diseño.
- α : coeficiente de convección del aire (interior o exterior).
- d : espesor de cada capa de material de la pared.
- λ : conductividad térmica de los materiales (acero, lana de roca, madera, etc.).
- μ : factor de corrección para puentes térmicos en la estructura.
- M_L : aislamiento térmico de una cámara de aire.
- G : aumento de calor por metro cuadrado en superficies de cristal (aporte solar).
- C_p : calor específico del aire.
- T_e / T_c : temperaturas de evaporación y condensación del refrigerante.
- P_e / P_c : presiones de evaporación y condensación.
- G_R / G_S : grados de recalentamiento y subenfriamiento.
- h_1, h_2, h_3, h_4 : entalpías del refrigerante en los cuatro puntos principales del ciclo.
- s : entropía del refrigerante.
- v : volumen específico del vapor de refrigerante.
- X : título o calidad del vapor.
- q_o / q_c : efecto refrigerante y calor de condensación específicos.
- M_e : caudal másico de refrigerante.
- V / V_T : caudal volumétrico real y teórico del compresor.
- p_v : rendimiento volumétrico del compresor.
- w : trabajo específico de compresión.
- $W_i / W_c / W_e$: potencias de compresión (isoentrópica, en el árbol y eléctrica).
- η_i, η_m, η_e : rendimientos indicado, mecánico y eléctrico.
- M_a / M_{am} : caudal másico de agua y agua de mar.
- $C_{p,a} / C_{p,am}$: calor específico del agua y del agua de mar.
- U : coeficiente global de transmisión de calor de los intercambiadores.
- Q_{ref} / Q_{cal} : potencias finales de diseño tras aplicar el factor de seguridad.

ANEXO IV: FICHAS TÉCNICAS DE COMPONENTES SELECCIONADOS

Ficha técnica del compresor GEA Grasso V series:



cooling systems are available.



SINGLE-STAGE COMPRESSORS

Models	Swept volume* (m ³ /h)	Number of cylinders	Speed min ⁻¹	Cooling cap. (kW) ** NH ₃		Dimensions (mm)			Weight (kg)
				-10/+35°C	0/+40°C	L	W	H	
GEA Grasso V 300	290	4	1,500	155	237	882	933	922	575
GEA Grasso V 450	435	6	1,500	233	355	1,076	933	922	751
GEA Grasso V 600	580	8	1,500	310	474	1,363	933	922	1,042
GEA Grasso V 700	637	4	1,200	367	549	1,062	1,076	1,013	794
GEA Grasso V 1100	955	6	1,200	550	823	1,306	1,076	1,013	1,054
GEA Grasso V 1400	1,274	8	1,200	734	1,098	1,666	1,076	1,027	1,495
GEA Grasso V 1800	1,592	10	1,200	917	1,372	1,909	1,076	1,027	1,725

Ficha técnica del intercambiador de calor Alfa Laval Aalborg MD series:



Aalborg MD

Multi-purpose heat exchanger in noble materials



Aalborg MD coolers and condensers are shell and tube heat exchangers applicable as dump condensers, drain coolers or oil coolers. The straight tube design condenser in extremely durable materials is available in designs for either atmospheric or pressurized operation (up to 16 bar(g)).

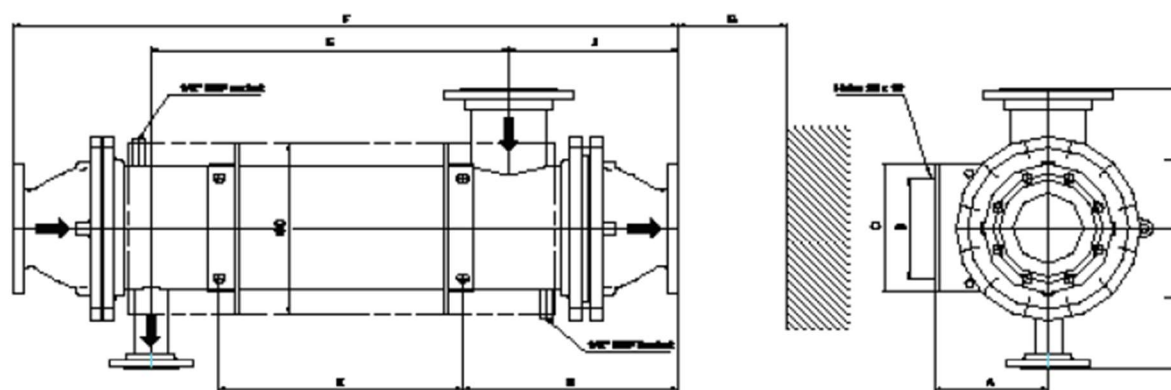
Description

The Aalborg MD tank washing heat exchanger is designed for horizontal installation and an operating pressure of 16 bar(g) and eliminates the need for sacrificial anodes.

The externally sealed floating head tube sheet of the straight tube coolers/condensers compensates for thermal expansion. The design conditions for the shell and tube side are 16 bar(g)/204°C and 16 bar(g)/100°C respectively.

The capacity range of the Aalborg MD cooler is 400 – 6,000 kg/h steam at 3 bar(g)/157°C is subcooled to 80°C with 32°C seawater.





Standard product range

Capacity and dimensions

Type	A	B	C	ØD	E	F	G	H	I	J	K
MD15	200	220	270	270	L - 275	L + 233	L - 100	360	254	281	Acc. to dimension dwg
MD20	250	220	280	325	L - 290	L + 285	L - 100	400	280	319	Acc. to dimension dwg
MD25	250	220	280	380	L - 314	L + 363	L - 100	475	307	374	Acc. to dimension dwg
MD30	250	220	280	425	L - 349	L + 385	L - 100	540	332	411	Acc. to dimension dwg
MD40	350	300	300	610	1555	1940	2100		375	635	1200
MD50	450	350	300	715	2470	4260	3100		425	820	193

L is the length of straight tubes

	Nozzles	MD15	MD20	MD25	MD30	
Sea water inlet	N1	DN100	DN125	DN150	DN200	Fixed size
Sea water outlet	N2	DN100	DN125	DN150	DN200	Fixed size
Steam inlet	N3	DN100	DN125	DN150	DN200	Max. size
Condensate outlet	N4	DN40	DN40	DN50	DN65	Max. size
Inlet for drain cooling (optional)	N5	DN100	DN125	DN150	DN200	Max. size

Standard programme – weights in kg

Type/Length	600	750	850	1000	1200	1500	1800	2000
MD15	93	99	104	110	119	132	143	151
MD20	137	148	155	166	180	202	220	234
MD25	209	226	238	255	279	314	339	360
MD30	277	302	319	343	377	426	461	480

Ficha técnica del intercambiador de calor Alfa Laval Industrial Semi-Welded - familia T10:



Alfa Laval T10

Gasketed plate heat exchanger for a wide range of applications

Introduction

Alfa Laval Industrial line is a wide product range that is used in virtually all types of industry.

Designed for high throughput, this model delivers excellent thermal performance. A large selection of plate and gasket types is available.

Applications

- Biotech and Pharmaceutical
- Chemicals
- Energy and Utilities
- Food, Dairy and Beverages
- Home and Personal care
- HVAC and Refrigeration
- Machinery and Manufacturing
- Marine and Transportation
- Mining, Minerals and Pigments
- Pulp and Paper
- Semiconductor and Electronics
- Steel
- Water and Waste treatment

Benefits

- High energy efficiency – low operating cost
- Flexible configuration – heat transfer area can be modified
- Easy to install – compact design
- High serviceability – easy to open for inspection and cleaning and easy to clean by CIP
- Access to Alfa Laval's global service network

Features

Every detail is carefully designed to ensure optimal performance, maximum uptime and easy maintenance. Selection of available features, depending on configuration some features may not be applicable:



- CurveFlow™ distribution area
- ClipGrip™ gasket attachment
- Offset gasket groove
- OmegaPort™ noncircular port holes
- Leak chamber
- SteerLock™ plate alignment
- FlexFlow™ plate design



- Compact frame
- Fixed bolt head
- Key hole bolt opening
- Lifting lug
- Lining
- Lock washer
- Tightening bolt cover

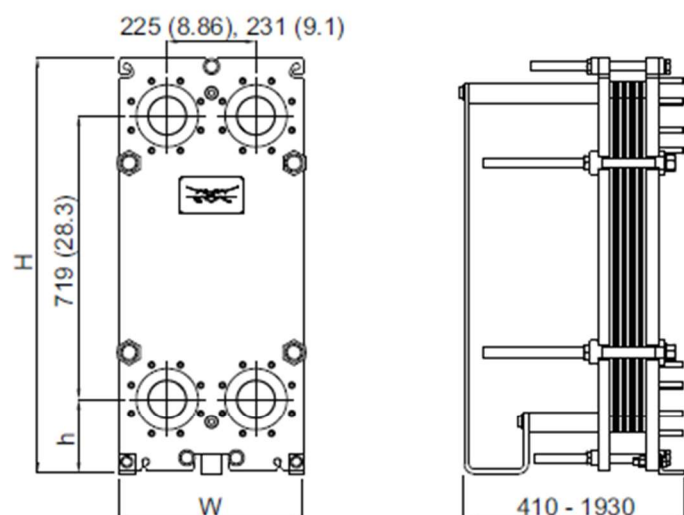
Alfa Laval 360° Service Portfolio

Our extensive service offering ensure top performance from your Alfa Laval equipment throughout its life cycle. The Alfa Laval 360 Service Portfolio include installation services, cleaning and repair as well as spare parts, technical documentation and trouble shooting. We also offer replacement, retrofit, integrity testing, monitoring and much more.

For information about our complete service offering and how to contact us - please visit www.alfalaval.com/service.

Dimensional drawing

Measurements mm (inches)



Frame type	H	W	h
FM ALS, PED	1054 (41.5")	470 (18.5")	190 (7.48")
FG ALS, PED, Marine ¹	1054 (41.5")	470 (18.5")	190 (7.48")
FG ASME	1054 (41.5")	470 (18.5")	190 (7.48")
FD ALS, PED	1054 (41.5")	470 (18.5")	190 (7.48")
FD ASME	1054 (41.5")	470 (18.5")	190 (7.48")

¹ Marine includes the pressure vessel codes: ABS, BV, CCS, ClassNK, DNV, KR, LR, RINA, and RMRS.

The number of tightening bolts may vary depending on pressure rating.

Technical data

Plates	Type	Free channel, mm (inches)
Bc	Single plate	2.55 (0.10)
B	Single plate	2.52 (0.099)
M	Single plate	3.95 (0.155)
BDc	Double wall plate	2.6 (0.10)
Mc	Single plate	3.95 (0.155)

Materials

Heat transfer plates	304, 316/316L, C276, D205, C2000, Ni, Ti, TiPd
Field gaskets	NBR, EPDM, FKM, HNBR, HeatSeal
Flange connections	Metal lined: stainless steel, Alloy 254, titanium, Alloy C276, Nickel 200/201, TiPd11
Frame and pressure plate	Carbon steel, epoxy painted

Other materials may be available on request.

Operational data

Frame type	Max. design pressure barg (psig)	Max. design temperature °C (°F)
FM, PED	10.0 (145)	180 (356)
FM, pvcALS	10.0 (145)	180 (356)
FG, pvcALS	15.0 (218)	150 (302)
FG, ASME	10.4 (151)	250 (482)
FG, PED	15.0 (218)	150 (302)
FG, Marine ¹	15.0 (218)	200 (392)
FD, pvcALS	25.0 (362)	200 (392)
FD, ASME	21.0 (304)	250 (482)
FD, PED	25.0 (362)	200 (392)

¹ Marine includes the standards: ABS, BV, CCS, ClassNK, DNV, KR, LR, RINA, and RMRS.

Extended pressure and temperature rating may be available on request.

General remarks for technical information

- The global offering presented in this leaflet may not be available for all regions
- All combinations may not be configurable

Flange connections

Frame type	Connection standard
FM, pvcALS	EN 1092-1 DN100 PN10
	ASME B16.5 Class 150 NPS 4
	JIS B2220 10K 100A
FM, PED	EN 1092-1 DN100 PN10
	ASME B16.5 Class 150 NPS 4
	EN 1092-1 DN100 PN16
FG, pvcALS	ASME B16.5 Class 150 NPS 4
	JIS B2220 10K 100A
	JIS B2220 16K 100A
FG, Marine ¹	EN 1092-1 DN100 PN16
	ASME B16.5 Class 150 NPS 4
	JIS B2220 10K 100A
FG, ASME	JIS B2220 16K 100A
	ASME B16.5 Class 150 NPS 4
	EN 1092-1 DN100 PN16
FG, PED	EN 1092-1 DN100 PN16
	ASME B16.5 Class 150 NPS 4
	EN 1092-1 DN100 PN25
FD, pvcALS	ASME B16.5 Class 150 NPS 4
	JIS B2220 16K 100A
	JIS B2220 20K 100A
FD, ASME	ASME B16.5 Class 150 NPS 4
	ASME B16.5 Class 300 NPS 4 (Rectangular Loose Flange)
	EN 1092-1 DN100 PN25
FD, PED	ASME B16.5 Class 150 NPS 4
	EN 1092-1 DN100 PN25

¹ Marine includes the standards: ABS, BV, CCS, DNV, ClassNK, KR, LR, RINA, and RMRS.

Ficha técnica de la válvula de expansión termostática Danfoss TEA 85-85:

Danfoss Design Center | 068G6009
Thermostatic expansion valve, TEA 85-85, R717



Thermostatic expansion valve, TEA 85-85, R717

068G6009

Temperature range [°C]: -50 - 0, Rated capacity R717 [kW]: 295, Body material: Cast iron GGG40.3, Connection type: Weld flange, Connection size [in]: 3/4 in, Pressure equalization: Externally equalized

Where to buy

Product specifications

Characteristic	Value
Approval	EAC
Body material	Cast iron GGG40.3
Capillary tube length [in]	192.0 in
Capillary tube length [mm]	5000 mm
China RoHS compliance	Out of scope
Connection size [in]	3/4 in
Connection type	Weld flange
Contains batteries	No
DG Indicator Profile	Other Dangerous Goods
Direction	Straightway
Equalization connection type	M
Equalization connector	Weld nipple 6.5 mm
EU RoHS compliance	Out of scope
Flow direction indicator	Embossed 1-way arrow
Fluid Group	1
Material Description	TEA 85-85 Therm. Exp.Valve
Max. test pressure [bar]	28.5 bar
Max. test pressure [psig]	413.0 psig
Max. Working Pressure [bar]	19.0 bar
Max. Working Pressure [psig]	276 psig

Characteristic	Value
Packing format	Single pack
Parts included	Weld nipple
PED category	Art. 4, par. 3
Pressure equalization	Externally equalized
Product accessories	Flanges
Product description	Thermostatic Expans. Valve
Product group	Expansion valves
Product line	Industrial Refrigeration
Product name	Thermostatic expansion valve
Product Type	TEA 85-85
Quantity per packing format	1 pc
Rated cap. conditions [IMP]	Subcooling=7,2 °F, tcond=89,6 °F, tevap=59 °F
Rated cap. conditions [SI]	Subcooling=4K, tcond=32 °C, tevap=15 °C
Rated capacity R717 [kW]	295.0 kW
Rated capacity R717 [TR]	85.0 TR
REACH Candidate List substances	Lead (CAS no. 7439-92-1)
Refrigerants	R717
SCIP dossier no.	36edeb64-8ad3-4d4f-be91-c10b973ca10e
SCIP dossier product name	TEA TEAT
Serviceable	TXV spare parts
Superheat setting	Adjustable
Temperature range [°C] [max]	0 °C
Temperature range [°C] [min]	-50 °C
Temperature range [°F] [max]	32 °F
Temperature range [°F] [min]	-58 °F
Gross weight	3.212 Kilogram
Net weight	3.194 Kilogram
Volume	6.248 Liter
EAN/UPC	5702422025559
Proposition 65	Cancer and Reproductive Harm