

Trabajo Fin de Grado
Grado en Marina

Proyecto de instalación frigorífica de gambuza en un buque

DOCUMENTO N°1: MEMORIA

Autor/a:
Alexander Callejo Fontalba
Director/a:
Juan Luis Larrabe Barrena

ÍNDICE

DOCUMENTO N°1: MEMORÍA

1- Introducción	
1.1 - Objeto del proyecto.....	1
1.2 - Alcance del proyecto.....	1
1.3 - Descripción de la instalación.....	2
2- Estudio comparativo gases fluorados bajo gdwp – alto gdwp.....	3-6
3- Normativa aplicable	
3.1 – Rite (reglamento instalaciones térmicas).....	7-8
3.2 – Nbe-ct-79.....	8
3.3 – Marpol.....	9
3.4 – Solas.....	10
3.5 – Otras normativas.....	11
4- Características del local	
4.1 – Ubicación.....	13
4.2 – Condiciones termohigrometricas.....	13
4.3 – Locales adyacentes.....	13
5- Cálculos térmicos	
5.1 – Base de cálculo.....	15
5.2 – Cálculo de necesidades térmicas de las cámaras	
5.2.1 Gambuza de conservación.....	16-28
5.2.2. Gambuza de congelación.....	29-42

5.3 – Cálculo de evaporadores.....	43-49
5.4 – Cálculo de compresores	
5.4.1 Cálculo del compresor cámara de conservación.....	50-54
5.4.1 Cálculo del compresor cámara de congelación.....	55-60
5.5 – Cálculo de condensador.....	61-67
5.6 – Selección de bomba hidráulica.....	68-69
5.7 – Cálculo de válvulas de expansión.....	69-70
5.8 – Cálculo de tubería frigorífica.....	70-74
6 –Instalación eléctrica	
6.1 – Instalación eléctrica.....	75
6.2 – Selección de aparamenta y equipos.....	76-77
7- Anexos	
7.1 - Bibliografía.....	79-80
7.2 - Tablas y diagramas.....	81-83

1. INTRODUCCIÓN

1.1 OBJETO DEL PROYECTO

El objetivo principal del presente proyecto es definir y justificar los elementos constructivos para la instalación frigorífica de gambuza de un buque dedicado a la pesca de 80 metros de eslora.

La gambuza dispone de una antecámara y dos cámaras frigoríficas, una de congelados y otra de conservación.

La antecámara será refrigerada mediante el aire acondicionado general del buque y por tanto no es de nuestra competencia, la cámara frigorífica de congelación estará fijada a una temperatura de -25°C y la de conservación a $+4^{\circ}\text{C}$.

1.2. ALCANCE DEL PROYECTO

Dentro del alcance del presente proyecto se definen el diseño, cálculo y selección de los elementos que comprenden la instalación frigorífica de las cámaras de conservación y congelación de víveres para la tripulación, así como los siguientes apartados:

- 1- Cálculos de los elementos
- 2- Planos de montaje e instalación
- 3- Normativa y seguridad aplicable
- 4- Presupuesto

1.3. DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN

La instalación consta de los siguientes elementos:

- Dos compresores abiertos marca Bitzer cada uno capaz de desarrollar la potencia frigorífica necesaria para refrigerar las dos cámaras, uno de ellos estará en reserva (standby).
- Dos motores eléctricos marca WEG cada uno con la potencia necesaria para dar servicio a su compresor. Las correas y el alineamiento vienen de fábrica correctamente dimensionados.
- Dos condensadores multitubulares especiales para agua de mar, cada uno con su compresor.
- Un evaporador forzado con su motor eléctrico y resistencias de desescarche para la cámara de conservación a 4 °C
- Un evaporador forzado con su motor eléctrico y resistencias de desescarche para la cámara de congelación a -20°C
- Un cuadro donde se encuentran los distintos aparatos de medida y control: manómetros, presostatos, etc.
- Un cuadro eléctrico de fuerza y maniobra.
- Un sistema de aceite para todo el circuito.
- A exigencia del armador se requerirá un coeficiente de seguridad del 30% en conservación y del 40% en congelación.

La instalación funciona de la siguiente manera:

La instalación se trata de una compresión simple por expansión directa para cámaras de dos distintas temperaturas.

En este tipo de instalación se prevee un Regulador de Presión de Evaporación, situado en la salida del evaporador más caliente.

La función del RPE es de evitar que la temperatura de evaporación no descienda por debajo de un valor límite. El valor límite de temperatura de evaporación está en función de la utilización de la cámara fría, más precisamente en función de los productos a conservar.

La regulación se dará mediante un termostato. El termostato controla la electroválvula que permite la alimentación en fluido del evaporador.

2. ESTUDIO COMPARATIVO GASES FLUORADOS BAJO GWP - ALTO GWP.

Se llaman fluidos frigorígenos o frigoríficos a los compuestos químicos, fácilmente licuables, cuyos cambios de estado se utilizan como fuentes productoras de frío (liberación del calor latente de evaporación).

Existe una gran variedad de estos fluidos frigorígenos en el mercado, cada uno se adapta a la aplicación que deseamos realizar. Por ejemplo un determinado número de ellos se utilizan por la industria frigorífica, y otros se emplean solamente para la producción de frío a bajas temperaturas, en petroquímica especialmente y de forma muy particular en la licuefacción de gases combustibles como el metano, en el rectificado de subproductos de la industria petrolífera, o en la fabricación industrial de gases, como son los hidrocarburos ligeros (metano, etileno, propano) que, siendo por sí mismos subproductos del petróleo, se emplean también como fluidos frigorígenos a pesar de su gran inflamabilidad.

Nos limitaremos únicamente a citarlos ya que interesan sólo en los casos de "bajas" temperaturas, para la producción de frío entre -100°C y -200°C obtenidos por medio de máquinas frigoríficas en cascada cuya primera etapa emplee un fluido convencional.

Numerosas experiencias de laboratorio han confirmado las averiguaciones efectuadas en 1972-1974 acerca de la disminución del espesor de capa de ozono que protege la tierra de los rayos ultravioletas, con el consiguiente peligro para nuestro planeta y que implicaron a los CFC (clorofluorocarbonos).

Esta aseveración indujo a los Estados Unidos a prohibir los aerosoles cuyos propulsores fuesen los CFC (o bien mezclas conteniendo CFC). La convención de Viena de 1985 para la protección del ozono y, después, el protocolo de Montreal en 1987, revisado en 1989 en ocasión de la reunión celebrado en Londres, "congelaron" durante unos años la utilización de los CFC antes de llegar a su definitiva prohibición. Aquí debe hacerse notar que en la actualidad se halla suspendida la fabricación de algunos refrigerantes.

Las precisas experiencias de laboratorio han demostrado, asimismo, que la molécula de los compuestos de cloro y flúor que contienen átomos de hidrógeno HCFC (Hidroclorofluorocarbonos) han resultado menos nocivos para la capa de ozono.

Se ha hecho pues indispensable la puesta en marcha de fluidos que sustituyan los CFC, por lo que se han añadido tablas de nuevos fluidos a los fluidos frigorígenos hasta ahora utilizados, precisando sus características y adecuada aplicación.

En el momento actual, esta sustitución no deja de presentar problemas de compatibilidad con los materiales, aceites y demás componentes de un circuito frigorífico.

La Unión Europea ha publicado la revisión del Reglamento de Gases Fluorados (F-gas) que se aplicará a partir del 1 de enero de 2015, a la vez que busca compromisos serios y viables con países desarrollados y en vías de desarrollo a través de los protocolos de Montreal y Kyoto. Dicho Reglamento persigue la reducción de casi un 80% de las emisiones de CO₂-eq de ahora a 2030, y propone, entre otras medidas, la disminución regulada de CO₂-eq. Esta disposición podría conllevar serios ajustes en el mercado, dado que parece poco probable alcanzar el objetivo si se continúa de forma habitual.

Asimismo, el consumo energético es otra prioridad, por lo que inevitable reconducir tendencias hacia refrigerantes que combinen los atributos de buen rendimiento termodinámico y menor impacto ambiental posible, que a la vez sean seguros, energéticamente eficientes y económicamente viables.

Por un lado, el R-22 será prohibido a finales de 2014, por lo que no estará permitido el mantenimiento de instalaciones de frío industrial que aún operen con este gas, así como el R-404A se verá penalizado por el impuesto sobre gases fluorados (IGF) y la reducción gradual de la Fgas. Los refrigerantes que actualmente se proponen para sustituir al R-22 no alcanzan los niveles de capacidad frigorífica y eficiencia del R-22 y en algunos casos dichos refrigerantes tienen un PCA mayor que el refrigerante que se reemplaza, convirtiéndolo en una opción también dañina con nuestro medioambiente, y/o suponte distintos grados de modificación del sistema que pueden resultar muy costosos.[1]

Refrigerantes como el R-407F, diseñado para ofrecer el mejor rendimiento posible a media y baja temperaturas tanto en nuevas instalaciones como en reconversiones de R-22 ó de R-404A con mínimas modificaciones, mejora la eficiencia energética en un 10% comparado con el R-404A (o incluso más dependiendo del sistema y sus ajustes), contribuyendo notablemente a un ahorro de costes. Otros refrigerantes nuevos, como el R-448A para baja temperatura o como el R-450A para sistemas combinados en cascada con CO₂ son soluciones ya siendo ensayadas para nuevas instalaciones o ciertas reconversiones.

Para instalaciones frigoríficas de gambuza el refrigerante más usado hasta ahora era el R-404A, pero debido a su elevado costo y su obligatoria sustitución de aquí a 2030 ha caído en desuso. Para nuestro proyecto se utilizará R-407F.

Las sólidas ventajas del R407F

1. Reducción en las emisiones de carbono.

Pruebas realizadas anteriormente ya habían permitido establecer el mejor rendimiento del gas R407F en relación con otros gases a los que está sustituyendo de forma paulatina, como el R404A y el R407A. Así, su potencial de calentamiento atmosférico (1.824) es cerca de un 50% menor que el del refrigerante R404A (3.922), y más bajo que cualquier otra alternativa utilizada en refrigeración comercial.

2. Ahorro en las facturas de consumo de energía.

En cuanto al consumo energético, el 8% de ahorro evidenciado en este ensayo de Tewis (ahorro debido estrictamente al refrigerante y en el peor de los casos, y con criterios muy restrictivos sobre influencia de la diferencia de temperatura ambiente), ratifica los ahorros de otros trabajos de campo realizados por Honeywell con ahorros de hasta el 15% en relación a los sistemas que operan con el R404A.

3. Aplicación en instalaciones ya existentes.

Para la utilización del R407F, no es necesaria una sustitución de las instalaciones de refrigeración. Con una serie de ajustes mínimos, Genetron Performax® LT o R407F puede utilizarse sin ningún problema en las instalaciones existentes. De esta forma, la necesaria renovación del parque de instalaciones de refrigeración con gas que están afrontando establecimientos comerciales e industrias encuentra un óptimo aliado en este nuevo refrigerante.

4. Homologado por los principales fabricantes de componentes, y manejable por técnicos e instaladores.

El R407F está homologado por los principales fabricantes de compresores, válvulas y otros componentes, y su manipulación no comporta diferencias significativas para los técnicos e instaladores habituales de

lo que se desprende que pueden manejarlo sin grandes cambios y de forma segura. [2]

3. NORMATIVA APLICABLE

Para la realización del proyecto se han tenido en cuenta las siguientes normativas:

3.1. Reglamento de seguridad para plantas e instalaciones frigoríficas (real decreto 3099/1977, de 8 de septiembre)

El Reglamento de Seguridad para Plantas e Instalaciones Frigoríficas, que fue aprobado por el Real Decreto 3099/1977, de 8 de septiembre, y posteriormente desarrollado, modificado y cumplimentado por diversas disposiciones, ha contribuido en gran medida a potenciar y fomentar la seguridad en las instalaciones frigoríficas, normalmente destinadas a proporcionar de forma segura y eficaz los servicios de frío y climatización necesarios para atender las condiciones higrotérmicas e higiénicas exigibles en los procesos industriales, así como los requisitos de bienestar higrotérmico y de sanidad en las edificaciones.

Reglamentación relativa a Instrucciones Técnicas Complementarias

ITC-MI-IF-01: Terminología

ITC-MI-IF-02: Clasificación de los refrigerantes

ITC-MI-IF-03: Clasificación de los sistemas de refrigeración

ITC-MI-IF-04: Utilización de los diferentes refrigerantes

ITC-MI-IF-05: Diseño, construcción, materiales y aislamiento empleados en los componentes frigoríficos

ITC-MI-IF-06: Componentes de las instalaciones

ITC-MI-IF-07: Sala de máquinas específica, diseño y construcción

ITC-MI-IF-08: Protección de instalaciones contra sobrepresiones

ITC-MI-IF-09: Ensayos, pruebas y revisiones previas a la puesta en servicio

ITC-MI-IF-10: Marcado y documentación

ITC-MI-IF-11: Cámaras frigoríficas, cámaras de atmósfera artificial y locales refrigerados para proceso

ITC-MI-IF-12: Instalaciones eléctricas

ITC-MI-IF-13: Medios técnicos mínimos requeridos para la habilitación como empresa frigorista

ITC-MI-IF-14: Mantenimiento, revisiones e inspecciones periódicas de las instalaciones frigoríficas

ITC-MI-IF-15: Puesta en servicio de las instalaciones frigoríficas

ITC-MI-IF-16: Medidas de prevención y de protección personal

ITC-MI-IF-17: Manipulación de refrigerantes y reducción de fugas en las instalaciones frigoríficas

ITC-MI-IF-18: Identificación de tuberías y símbolos a utilizar en los esquemas de las instalaciones frigoríficas

ITC-MI-IF-19: Relación de normas UNE de referencia

3.2. NBE-CT-79

Real Decreto 2429/79, de 6 de julio, por el que se aprueba la normativa básica de la edificación NBE-CT-79, sobre condiciones térmicas en los edificios

Esta Norma tiene como objeto establecer las condiciones térmicas exigibles a los edificios, así como los datos que condicionan su determinación.

Esta Norma es de aplicación en todo tipo de edificios de nueva planta.

A los efectos de esta NBE, los edificios quedan definidos térmicamente por los siguientes conceptos:

- a) La transmisión global de calor a través del conjunto del cerramiento, definida por su coeficiente KG.
- b) La transmisión de calor a través de cada uno de los elementos que forman el cerramiento, definida por sus coeficientes K.
- c) El comportamiento higrotérmico de los cerramientos.
- d) La permeabilidad al aire de los cerramientos.

Esta norma quedo derogada por la siguiente normativa:

- DB-HE: Documento Básico de Ahorro de Energía del Código Técnico de la Edificación CTE

3.3. MARPOL

Anexo VI. Reglas para prevenir la contaminación atmosférica ocasionada por los buques 1973 (MARPOL), modificado por el Protocolo de 1978, y modificado por el protocolo de 1997, con las enmiendas que introduzca la Organización, a condición de que dichas enmiendas se adopten y hagan entrar en vigor de conformidad con lo dispuesto en el artículo 16 del presente Convenio.

Situación actual de los refrigerantes según el MARPOL

HFC	R-134a	HFC-134a	1,1,1,2-tetrafluoroethane	No current limitations
HFC	R-227ea	HFC-227ea	1,1,1,2,3,3,3-heptafluoropropane	No current limitations
HFC	R-23	HFC-23	trifluoromethane	No current limitations
HCFC	R-22	HCFC-22	chlorodifluoromethane	Installations using R-22 may be erected until 2020
CFC	R-11	CFC-11	trichlorofluoromethane	No new installations as from 19 May 2005
CFC	R-12	CFC-12	dichlorodifluoromethane	No new installations as from 19 May 2005
CFC	R-13	CFC-13	chlorotrifluoromethane	No new installations as from 19 May 2005
CFC	R-113	CFC-113	trichlorotrifluoroethane	No new installations as from 19 May 2005
CFC	R-114	CFC-114	1,2-dichloro-1,1,2,2-tetrafluoroethane	No new installations as from 19 May 2005
CFC	R-115	CFC-115	1-chloro-1,1,2,2,2-pentafluoroethane	No new installations as from 19 May 2005
CFC	R-116	CFC-116	hexachloroethane	No new installations as from 19 May 2005

Figura 1.1 Situación de los refrigerantes según el Marpol (Fuente: MARPOL ANEXO VI)

3.4. SOLAS

El objetivo principal del convenio SOLAS es especificar normas de construcción, equipamiento y explotación de buques para garantizar su seguridad y la de las personas embarcadas. Los Estados de abanderamiento que hayan adoptado el SOLAS son responsables de garantizar que los buques bajo su pabellón cumplan con sus prescripciones, mediante los oportunos reconocimientos y emisión de los certificados establecidos en el Convenio como prueba de dicho cumplimiento. Las disposiciones de control también permiten a los gobiernos contratantes a inspeccionar los buques de otros Estados contratantes si hay motivos fundados para creer que el buque y su equipo no cumplen sustancialmente con los requisitos de la Convención, este procedimiento se conoce con el nombre de Estado Rector del Puerto.

Para este proyecto se tendrá en cuenta lo expuesto en la siguiente disposición:

Capítulo II-1 Construcción – Estructura, compartimiento y estabilidad, instalaciones de maquinas e instalaciones eléctricas.

Este es un capítulo bastante amplio que comprende cinco partes:

Parte A: Incluye prescripciones sobre aspectos estructurales, mecánicos y eléctricos aplicables a los buques y también relativas a la protección contra la corrosión de los tanques de lastre de agua de mar.

Parte B: Incluye instrucciones especiales relativas al compartimiento y estabilidad tanto de los buques de pasaje como aquellos de transbordo rodado y otras prescripciones sobre varios temas como el lastrado, dobles fondos, construcción de mamparos y puertas estancas, medios de bombeo de agua de sentina y lucha contra averías entre otros.

Parte C: Incluye prescripciones sobre las máquinas y sus sistema de mando, aparatos de gobierno, calderas de vapor, sistemas de aire comprimido, ventilación en los espacios de maquinas, comunicaciones puente-maquinas y sistemas de alarmas para las máquinas.

Parte D: Instrucciones sobre las fuentes de energía eléctrica principal y de emergencia, sistema de alumbrado y precauciones sobre descargas eléctricas, incendios de origen eléctrico y otros riesgos de otro tipo.

Parte E: Prescripciones complementarias relativas a espacios de maquinas sin dotación permanente.

3.5 OTRAS NORMATIVAS

- Normativa UNE 100-171-89 para climatización, aislamiento térmico y materiales para cámaras frigoríficas.
- Reglamentación técnico-sanitaria sobre las condiciones generales de almacenamiento frigorífico de alimentos (R. D. 168/1985 de 6 de febrero).
- Reglamento de equipos a presión y sus Instrucciones Técnicas Complementarias. Real Decreto 2060/2008 de 12 de Diciembre.
- Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión e Instrucciones Técnicas Complementarias. Real Decreto 560/2010, de 7 de Mayo.
- Cualquier otra normativa o reglamentación, aplicables a este tipo de instalaciones

4. CARACTERÍSTICAS DEL LOCAL

4.1. UBICACIÓN

Las dos cámaras frigoríficas y la antecámara están situadas en la cubierta forecastle a babor.

A proa de las dos cámaras nos encontramos con la antecámara destinada a los productos no perecederos (cereales, conservas, etc) e irá refrigerado mediante el aire acondicionado general del buque.

Dan a popa a un salón dónde la tripulación disfruta de su tiempo de ocio y que va refrigerado con el aire acondicionado general del buque.

A babor el local recibe la temperatura del exterior.

A estribor tenemos un pasillo interior refrigerado con el aire acondicionado general del buque.

El techo y el plan dan ambos a locales interiores con aire acondicionado general.

4.2. CONDICIONES TERMOHIGROMÉTRICAS

Las condiciones termohigrométricas del proyecto son las siguientes:

Condiciones	Tª Exterior (°C)	Humedad Exterior (%)	Tª Interior (°C)	Humedad interior (%)
Verano	35	70	24	50
Invierno	-20	70	22	35

4.3. LOCALES ADYACENTES

Gambuza	Proa	Popa	Estribor	Babor	Techo	Plan
Conservación	Antecámara	Salón	G. Congelación	Exterior	Interior	Interior
Congelación	Antecámara	Salón	Pasillo	G.Conservación	Interior	Interior

5. CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

5.1 BASE DE CÁLCULO

Para el cálculo de las gambuzas frigoríficas se han tenido en cuenta los siguientes datos:

Gambuza de conservación

Temperatura interior de proyecto: 4°C

Tiempo de funcionamiento: 18 horas

Tª Exterior verano: 35	°C	Tª Interior verano: 25	°C
Humedad relativa: 70	%	Humedad relativa: 50	%

MAMPARO	LARGO (m)	ANCHO (m)	ALTO (m)	S (m ²)
Mamparo proa	2,4	2,4	2,4	5,76
Mamparo popa	2,4	2,4	2,4	5,76
Mamparo estribor	3,05	2,4	2,4	7,32
Mamparo babor	3,05	2,4	2,4	7,32
Plan				7,32
Techo				7,32

Gambuza de congelación

Temperatura interior de proyecto: -20°C

Tiempo de funcionamiento: 18 horas

Tª Exterior verano: 35	°C	Tª Interior verano: 25	°C
Humedad relativa: 70	%	Humedad relativa: 50	%

MAMPARO	LARGO (m)	ANCHO (m)	ALTO (m)	S (m ²)
Mamparo proa	2,4	2,4	2,4	5,76
Mamparo popa	2,4	2,4	2,4	5,76
Mamparo estribor	3,05	2,4	2,4	7,32
Mamparo babor	3,05	2,4	2,4	7,32
Plan				7,32
Techo				7,32

5.2 CÁLCULO DE NECESIDADES TÉRMICAS DE LAS CÁMARAS

5.2.1. GAMBUZA DE CONSERVACIÓN

A) CÁLCULO DEL FLUJO DE CALOR

La cantidad de calor (flujo de calor) que es capaz de de atravesar un muro de superficie muy grande en relación a su espesor e , en régimen estacionario, y a cuyos lados existen temperaturas t_e y t_i (exterior e interior, con $t_e > t_i$), viene dado por la fórmula:

$$Q = K \times S \times \Delta T \quad \text{Ec.1}$$

Dónde:

K = Coeficiente global de transmisión de calor de la pared ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$) o ($\text{Kcal}/\text{hm}^2\text{°C}$).

S = Superficie del cerramiento, (m^2)

Δt = Diferencia de temperaturas ($t_e - t_i$) (°C)

B) CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISIÓN

A) En un cerramiento simple

En un cerramiento simple de caras planoparalelas, formado por un solo material homogéneo, el coeficiente global de transmisión de calor, K , viene dado por:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_i} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_e} \quad \text{Ec.2}$$

Donde:

e = Espesor del cerramiento (m)

λ = conductividad térmica del cerramiento ($\text{Kcal}/\text{h m °C}$).

h_i y h_e = Coeficientes superficiales de transmisión de calor interior y exterior, respectivamente, ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$) o ($\text{Kcal}/\text{hm}^2\text{°C}$).

B) En un cerramiento compuesto.

En el caso de un cerramiento compuesto, formado por una serie de capas planoparalelas, de distintos materiales, el coeficiente global de transmisión de calor, $1/K$, viene dado por la siguiente expresión:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_i} + \sum \frac{e_j}{\lambda_j} + \frac{1}{h_e} \quad \text{Ec.3}$$

Donde:

e_j = Espesor de la capa j (m).

λ_j = Conductividad térmica de la capa j , (Kcal/h m °C).

C) CÁLCULO DE LOS COEFICIENTES SUPERFICIALES DE TRANSMISIÓN DE CALOR

Los coeficientes superficiales de transmisión de calor, que se van a usar en el cálculo de los aislamientos del presente proyecto, han sido tomados de la tabla que aparece en la NBE CT 79:

Posición del cerramiento y sentido del flujo de calor		Situación del cerramiento					
		De separación con espacio exterior o local abierto			De separación con otro local, desván o cámara de aire		
		$1/h_i$	$1/h_e$	$1/h_i + 1/h_e$	$1/h_i$	$1/h_e$	$1/h_i + 1/h_e$
Cerramientos verticales o con pendiente sobre la horizontal $> 60^\circ$ y flujo horizontal		0,13 (0,11)	0,07 (0,06)	0,20 (0,17)	0,13 (0,11)	0,13 (0,11)	0,26 (0,22)
Cerramientos horizontales o con pendiente sobre la horizontal $\leq 60^\circ$ y flujo ascendente		0,11 (0,09)	0,06 (0,05)	0,17 (0,14)	0,11 (0,09)	0,11 (0,09)	0,22 (0,18)
Cerramientos horizontales y flujo descendente		0,20 (0,17)	0,06 (0,05)	0,26 (0,22)	0,20 (0,17)	0,20 (0,17)	0,40 (0,34)

Resistencias térmicas superficiales en $\text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C/kcal}$ ($\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$)

(Tabla 1.1 Coeficientes superficiales de transmisión según NBE CT79)

Para el cálculo de las gambuzas frigoríficas del proyecto se han tomado los siguientes datos:

COEFICIENTES SUPERFICIALES DE TRANSMISION DE CALOR (m ² h°C/kcal)			
Posición del cerramiento	1/h _i	1/h _e	1/h _i + 1/h _e
Cerramientos verticales	0,13	0,07	0,2
Techo	0,2	0,06	0,26
Suelo	0,11	0,06	0,17

D) CÁLCULO DEL ESPESOR DEL AISLANTE

Para realizar el cálculo del espesor del aislante es antes es necesario fijar el flujo de calor máximo permisible en el aislamiento. Dado que en este caso se trata de una cámara frigorífica de conservación tomaremos el siguiente valor de Q:

$$Q = 9,28 \text{ W/m}^2$$

Considerando unas pérdidas en el cerramiento $Q = (\text{Kcal/hm}^2)$, prefijadas según las condiciones de proyecto y para una superficie $S = 1 \text{ m}^2$, tendremos:

$$K = Q / \Delta T \quad (\text{W/m}^2) \text{ o } (\text{Kcal/hm}^2) \quad \text{Ec.4}$$

Aislante empleado: ESPUMA DE POLIURETANO

Conductividad térmica (λ): 0,02 W/m²°C

MAMPARO PROA		
Local adyacente : Dry prov room		
TªInterior:	4	°C
TªExterior:	8	°C
ΔT :	4	°C
$K = Q / \Delta T$:	2,32	W/m ² K
1/K :	0,43103448	W/m ² K

Para calcular el espesor utilizaremos la Ecuación 2 del cálculo de coeficiente de transmisión:

$$e: \quad 0,00462069 \text{ m}$$

Se colocará un panel frigorífico de 0,025 m

MAMPARO POPA		
Local adyacente : Salón		
TªInterior:	4	°C
TªExterior:	25	°C
ΔT :	21	°C
$K = Q / \Delta T$:	0,44190476	W/m ² K
1/K :	2,26293103	W/m ² K

e: 0,04125862 m

Se colocará un panel frigorífico de 0,050 m

MAMPARO ESTRIBOR		
Local adyacente : Cool Room		
TªInterior:	4	°C
TªExterior:	-20	°C
ΔT :	-24	°C
$K = Q / \Delta T$:	-0,3866667	W/m ² K
1/K :	-2,5862069	W/m ² K

Se toma un espesor mínimo por ser favorable

Se colocará un panel frigorífico de 0,025 m

MAMPARO BABOR		
Local adyacente : Exterior		
TªInterior:	4	°C
TªExterior:	35	°C
ΔT :	31	°C
$K = Q / \Delta T$:	0,29935484	W/m ² K
1/K :	3,34051724	W/m ² K

e: 0,06281034 m

Se colocará un panel frigorífico de 0,08 m

PLAN		
Local adyacente : Factory		
TªInterior:	4	°C
TªExterior:	15	°C
$\Delta T :$	11	°C
$K = Q / \Delta T :$	0,84363636	W/m ² K
1/K :	1,18534483	W/m ² K

e: 0,0203069 m

Se colocará un panel frigorífico de 0,03 m

TECHO		
Local adyacente : Local interior		
TªInterior:	4	°C
TªExterior:	25	°C
$\Delta T :$	21	°C
$K = Q / \Delta T :$	0,44190476	W/m ² K
1/K :	2,26293103	W/m ² K

e = 0,04005862 m

Se colocará un panel frigorífico de 0,05 m

RESUMEN AISLANTES A COLOCAR

MAMPARO	ESPESOR (mm)	ESPESOR COMERCIAL (mm)
Mamparo proa	4,6	25
Mamparo popa	41,26	50
Mamparo estribor	0	25
Mamparo babor	62,81	80
Plan	20,31	30
Techo	40,06	50

MAMPARO	e (m)	λ (W/m ² C)	1/h _i + 1/h _e	K (W/m ²)
Mamparo proa	0,025	0,02	0,2	0,69
Mamparo popa	0,05	0,02	0,2	0,37
Mamparo estribor	0,025	0,02	0,2	0,69
Mamparo babor	0,08	0,02	0,2	0,24
Plan	0,03	0,02	0,17	0,60
Techo	0,05	0,02	0,26	0,36

E). CÁLCULO DE LAS PÉRDIDAS POR TRANSMISIÓN EN CERRAMIENTOS**Q₁**

MAMPARO	S (m ²)	Δt (°C)	K (W/m ²)	W
Mamparo proa	5,76	4	0,69	15,89
Mamparo popa	5,76	21	0,37	44,80
Mamparo estribor	7,32	-24	0,69	0,00
Mamparo babor	7,32	31	0,24	54,03
Plan	7,32	11	0,60	48,22
Techo	7,32	21	0,36	55,70

Total pérdidas Q ₁ :	218,63 W
Infiltraciones	15,00 %

Total pérdidas Q₁:	251,42 W
--------------------------------------	-----------------

F). CÁLCULO DE LAS PÉRDIDAS POR RENOVACIONES DE AIRE Q₂

$$Q_2 = V \times \Delta h \times n$$

Ec.5

Q = Potencia de enfriamiento para el aire de renovación, en kJ/día.

n = Número de renovaciones de aire por día.

V = Volumen interior de la cámara, en m³.

Δh = Diferencia de entalpías entre el aire exterior e interior de la cámara en kJ/m³

TABLA 11. ESTIMACIÓN MEDIA DEL NÚMERO DE RENOVACIONES DEL AIRE DE LA CÁMARA, DEBIDO A LA APERTURA DE PUERTAS E INFILTRACIONES CADA 24 HORAS					
Volumen interior m ³	Temperatura POSITIVA t ≥ 0°C	Temperatura NEGATIVA t < 0°C	Volumen interior m ³	Temperatura POSITIVA t ≥ 0°C	Temperatura NEGATIVA t < 0°C
5	50,1	38,0	500	3,7	2,8
10	31,1	24,2	625	3,3	2,5
15	25,3	19,6	750	2,9	2,3
20	21,2	16,9	1.000	2,5	1,9
25	18,7	14,9	1.250	2,2	1,7
30	16,7	13,5	1.800	1,66	1,42
40	14,3	11,7	2.400	1,43	1,22
50	12,8	10,2	3.000	1,35	1,11
75	10,1	8,0	4.000	1,23	0,99
100	8,7	6,7	5.000	1,17	0,93
125	7,7	6,0	6.000	1,11	0,86
150	7,0	5,4	8.000	1,05	0,85
200	5,9	4,6	10.000	0,97	0,83
250	5,3	4,1	12.000	0,91	0,81
375	4,2	3,2	14.000	0,87	0,80

En caso de tráfico intenso de personal o mercancías, multiplíquense los valores de la tabla por 2
Si los periodos de almacenaje son muy largos, deben multiplicarse por 0,6

Tabla 1.2. Estimación media del número de renovaciones del aire de la cámara

Volumen:	17,57	m ³
Renovaciones:	23,20	ren/día
T^a Exterior	35	°C
H.Rel exterior	70	%
T^aInterior cámara	4	°C
H.Rel producto	80	%
Entalpia Exterior	99,7	Kj/Kg
Peso específico exterior	1,102	Kg/m ³
Entalpia interior	14,13	Kj/Kg
Peso específico interior	1,267	Kg/m ³
Dif.entalpías total	91,9667	Kj/Kg

Total pérdidas Q₂:	433,84	W
--------------------------------------	--------	---

G) CALCULO DE CALOR DESPRENDIDO POR VENTILADORES Q₃

$$Q_3 = V \times Q_v \quad \text{Ec.6}$$

En la industria frigorífica se suelen suponer unos valores del calor aportado por los ventiladores entre 42 y 209 kJ/m día. Para nuestro proyecto vamos a utilizar un valor de 123 kJ/m día.

$$Q_3 = 25,01 \text{ W}$$

H) CALCULO DE CALOR DESPRENDIDO POR PERSONAS Q_4

$$Q_4 = N \times q \times t$$

Ec.7

N = Número de personas en la cámara

q = Potencia calorífica desprendida por persona, en kW.

t = Tiempo de permanencia en la cámara, en s

Carga debida a la ocupación	
Temperatura de la cámara, en °C	Calor por persona en kW
15	0,179
10	0,209
5	0,239
2	0,245
1	0,264
0	0,27
-5	0,299
-10	0,329
-15	0,359
-18	0,378
-20	0,389
-25	0,444

Tabla 1.3.Carga debida a la ocupación

Nº de personas: 2

Calor por persona: 0,24 kW

Tiempo por persona: 3 horas

Total Q_4:	60,00 W
--------------------------------	---------

I) CALCULO DE CALOR DESPRENDIDO POR ILUMINACIÓN Q₅

$$Q_5 = f \times S \times P \times t \quad \text{Ec.8}$$

f = Factor de iluminación, 1 para luces no fluorescentes, 1,25 para fluorescentes.

S = Superficie de la cámara a iluminar, en m².

P = Potencia lumínica de las lámpara instaladas, en kW.

t = Tiempo de la iluminación funcionando, en s.

Factor de iluminación	1,25 Fluor.
Superficie de la cámara	7,32 m ²
Potencia lumínica	12 W/m ²
Tiempo de iluminación	3 horas

Total iluminación Q ₅ :	13,73 W
------------------------------------	---------

J) CALCULO DE PÉRDIDAS POR ENFRIAMIENTO DE LA CARGA Q₆

Enfriamiento sin congelación de productos frescos:

$$Q = m \cdot C_{ep} \cdot (T_i - T_r) \quad \text{Ec.9}$$

Enfriamiento sin congelación de productos congelados:

$$Q = m \cdot C_{ed} \cdot (T_i - T_r) \quad \text{Ec.10}$$

Enfriamiento con congelación de productos frescos:

$$Q = m \cdot C_{ep} \cdot (T_i - T_{cong}) + m \cdot C_i + m \cdot C_{ed} \cdot (T_{cong} - T_r) \quad \text{Ec.11}$$

C_{ep} = Calor específico previo a la congelación, en kJ/kg.°C.

C_{ed} = Calor específico después de la congelación, en kJ/kg.°C.

T_i = Temperatura de entrada a la cámara, en °C.

T_f = Temperatura final de cámara, en °C.

T_{cong} = Temperatura de congelación del producto, en °C.

C_1 = calor latente de congelación, en kJ/kg.

Producto	T^a Congelación (°C)	C_{ep} (kJ/kg.°C)	C_{ed} (kJ/kg.°C)	C_1 (kJ/kg)
Vegetales	-2	2,93	1,67	234,3
Pescados	0 a 2	3,77	2,09	301,25
Carnes	-2	3,35	1,88	255,23
Lacteos	0	3,35	2,09	271,96

Tabla 1.4 Calores específicos, latentes y T^a congelación productos.

Masa de producto	300	kg
Producto	Vegetales	
T^a entrada producto	15	°C
T^a final producto	4	°C

Total Q_6 :	9669	kJ/dia
---------------	------	--------

Total enf.carga Q_6 :	111,91	W
-------------------------	--------	---

K) CALCULO DE PÉRDIDAS POR REFRIGERACIÓN DEL EMBALAJE Q_7

Enfriamiento de productos con embalajes

$$Q_7 = C_m \cdot m \cdot C_{em} \cdot (T_i - T_f)$$

Ec.12

C = Coeficiente de la masa del embalaje respecto a la total del producto,

m = Masa del producto, en kg/día.

C_{em} = Calor específico del embalaje, en este caso supondremos .

T_i = Temperatura a la cual el producto entra en la cámara, en °C.

T_f = Temperatura de régimen de la cámara, en °C.

Coeficiente de masa	0,1	
Masa del producto	300	kg

Calor específico emb	0,628	Kj/día °C
Temperatura entrada	15	°C
Temperatura salida	4	°C

Total emb. Q_7 (Kj):	207,24	kJ/día
------------------------	--------	--------

Total enf.carga Q_7 :	2,40	W
-------------------------	------	---

L) CALCULO DE PÉRDIDAS POR RESPIRACIÓN DE PRODUCTO Q_8

Enfriamiento de productos por respiración:.

$$Q_8 = m \cdot q_r \quad \text{Ec.13}$$

m = Masa del producto, en kg.

q_r = Calor de respiración del producto, en kJ/kg.día.

Masa del producto	300	kg
Calor de respiración	5,62	Kj/kg día

Total respiración Q_8 :	1686	kJ/día
---------------------------	------	--------

Total enf.carga Q_8 :	19,51	W
-------------------------	-------	---

M) CALCULO DE PÉRDIDAS POR DESESCARCHE Q_9

Resistencias desescarche	2200	W
T. funcionamiento	1	h

Total desescarche Q_9 :	91,667	W
---------------------------	--------	---

Total enf.carga Q_8 :	91,67	W
-------------------------	-------	---

CARGAS TOTALES DE NECESIDADES TÉRMICAS GAMBUZA DE CONSERVACIÓN

Q₁ CALCULO DE CALOR POR TRANSMISIONES	251,42 W
Q₂ CALCULO DE CALOR POR RENOVACIONES DE AIRE	433,84 W
Q₃ CALCULO DE CALOR DESPRENDIDO POR VENTILADORES	25,01 W
Q₄ CALCULO DE CALOR DESPRENDIDO POR PERSONAS	60,00 W
Q₅ CALCULO DE CALOR DESPRENDIDO POR ILUMINACIÓN	13,73 W
Q₆ CALCULO DE PÉRDIDAS POR ENFRIAMIENTO DE LA CARGA	111,91 W
Q₇ CALCULO DE PÉRDIDAS POR REFRIGERACIÓN DEL EMBALAJE	2,40 W
Q₈ CALCULO DE PÉRDIDAS POR RESPIRACIÓN DE PRODUCTO	19,51 W
Q₉ CALCULO DE PÉRDIDAS POR DESESCARCHE	91,67 W
TOTAL CARGAS DE REFRIGERACIÓN	1.009,49 W
FUNCIONAMIENTO DE LA CÁMARA	757,11 W
COEFICIENTE DE SEGURIDAD	30 %
CARGAS TOTALES DE REFRIGERACIÓN W	984,25 W

5.2.2 .GAMBUZA DE CONGELACIÓN

A) CÁLCULO DEL FLUJO DE CALOR

La cantidad de calor (flujo de calor) que es capaz de de atravesar un muro de superficie muy grande en relación a su espesor e, en régimen estacionario, y a cuyos lados existen temperaturas t_e y t_i (exterior e interior, con $t_e > t_i$), viene dado por la fórmula:

$$Q = K \times S \times \Delta T \quad \text{Ec.1}$$

Dónde:

K = Coeficiente global de transmisión de calor de la pared ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$) o ($\text{Kcal}/\text{hm}^2\text{°C}$).

S = Superficie del cerramiento, (m^2)

Δt = Diferencia de temperaturas ($t_e - t_i$) (°C)

B) CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISIÓN

A) En un cerramiento simple

En un cerramiento simple de caras planoparalelas, formado por un solo material homogéneo, el coeficiente global de transmisión de calor, K , viene dado por:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_i} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_e} \quad \text{Ec.2}$$

Donde:

e = Espesor del cerramiento (m)

λ = conductividad térmica del cerramiento ($\text{Kcal}/\text{h m °C}$).

h_i y h_e = Coeficientes superficiales de transmisión de calor interior y exterior, respectivamente, ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$) o ($\text{Kcal}/\text{hm}^2\text{°C}$).

B) En un cerramiento compuesto.

En el caso de un cerramiento compuesto, formado por una serie de capas planoparalelas, de distintos materiales, el coeficiente global de transmisión de calor, $1/K$, viene dado por la siguiente expresión:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_i} + \sum \frac{e_j}{\lambda_j} + \frac{1}{h_e} \quad \text{Ec.3}$$

Donde:

e_j = Espesor de la capa j (m).

λ_j = Conductividad térmica de la capa j , (Kcal/h m °C).

Posición del cerramiento y sentido del flujo de calor		Situación del cerramiento					
		De separación con espacio exterior o local abierto			De separación con otro local, desván o cámara de aire		
		$1/h_i$	$1/h_e$	$1/h_i + 1/h_e$	$1/h_i$	$1/h_e$	$1/h_i + 1/h_e$
Cerramientos verticales o con pendiente sobre la horizontal > 60° y flujo horizontal		0,13 (0,11)	0,07 (0,06)	0,20 (0,17)	0,13 (0,11)	0,13 (0,11)	0,26 (0,22)
Cerramientos horizontales o con pendiente sobre la horizontal < 60° y flujo ascendente		0,11 (0,09)	0,06 (0,05)	0,17 (0,14)	0,11 (0,09)	0,11 (0,09)	0,22 (0,18)
Cerramientos horizontales y flujo descendente		0,20 (0,17)	0,06 (0,05)	0,26 (0,22)	0,20 (0,17)	0,20 (0,17)	0,40 (0,34)

Resistencias térmicas superficiales en $\text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}/\text{kcal}$ ($\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}$)

(Tabla 1.1 Coeficientes superficiales de transmisión según NBE CT79)

Para el cálculo de las gambuzas frigoríficas del proyecto se han tomado los siguientes datos:

COEFICIENTES SUPERFICIALES DE TRANSMISION DE CALOR ($\text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}/\text{kcal}$)			
Posición del cerramiento	$1/h_i$	$1/h_e$	$1/h_i + 1/h_e$
Cerramientos verticales	0,13	0,07	0,2
Techo	0,2	0,06	0,26
Suelo	0,11	0,06	0,17

D) CÁLCULO DEL ESPESOR DEL AISLANTE

Para realizar el cálculo del espesor del aislante es antes es necesario fijar el flujo de calor máximo permisible en el aislamiento. Dado que en este caso se trata de una cámara frigorífica de conservación tomaremos el siguiente valor de Q:

$$Q = 9,28 \text{ W/m}^2$$

Considerando unas pérdidas en el cerramiento $Q = (\text{Kcal/hm}^2)$, prefijadas según las condiciones de proyecto y para una superficie $S = 1 \text{ m}^2$, tendremos:

$$K = Q / \Delta T \quad (\text{W/m}^2) \text{ o } (\text{Kcal/hm}^2\text{°C}) \quad \text{Ec.4}$$

Aislante empleado: ESPUMA DE POLIURETANO

Conductividad térmica (λ): 0,02 $\text{W/m}^2\text{°C}$

MAMPARO PROA		
Local adyacente : Dry prov room		
TªInterior:	-20	°C
TªExterior:	8	°C
ΔT :	28	°C
$K = Q / \Delta T$:	0,28571429	$\text{W/m}^2\text{K}$
$1/K$:	3,5	$\text{W/m}^2\text{K}$

e: 0,066 m

Se colocará un panel frigorífico de 0,025 m

MAMPARO POPA		
Local adyacente : Salón		
TªInterior:	-29	°C
TªExterior:	25	°C
ΔT :	54	°C
$K = Q / \Delta T$:	0,14814815	$\text{W/m}^2\text{K}$
$1/K$:	6,75	$\text{W/m}^2\text{K}$

e: 0,131 m

Se colocará un panel frigorífico de 0,150 m

MAMPARO ESTRIBOR	
Local adyacente : Pasillo	
TªInterior:	-20 °C
TªExterior:	25 °C
ΔT :	45 °C
$K = Q / \Delta T$:	0,17777778 W/m ² K
1/K :	5,625 W/m ² K

e: 0,1085 m

Se colocará un panel frigorífico de 0,125 m

MAMPARO BABOR	
Local adyacente : Dry Prov	
TªInterior:	-20 °C
TªExterior:	4 °C
ΔT :	24 °C
$K = Q / \Delta T$:	0,33333333 W/m ² K
1/K :	3 W/m ² K

e: 0,056 m

Se colocará un panel frigorífico de 0,06m

PLAN	
Local adyacente : Factory	
TªInterior:	-20 °C
TªExterior:	15 °C
ΔT :	35 °C
$K = Q / \Delta T$:	0,22857143 W/m ² K
1/K :	4,375 W/m ² K

e: 0,0841 m

Se colocará un panel frigorífico de 0,100 m

TECHO		
Local adyacente : Local interior		
TªInterior:	-20	°C
TªExterior:	25	°C
ΔT :	45	°C
$K = Q / \Delta T$:	0,17777778	W/m ² K
1/K :	5,625	W/m ² K

$$e = 0,1073$$

Se colocará un panel frigorífico de 0,125 m

RESUMEN AISLANTES A COLOCAR

MAMPARO	ESPESOR (mm)	ESPESOR COMERCIAL (mm)
Mamparo proa	66,0	80
Mamparo popa	131,00	150
Mamparo estribor	0,1085	120
Mamparo babor	56,00	60
Plan	84,10	100
Techo	107,30	125

MAMPARO	e (m)	λ (W/m ² C)	1/h _i + 1/h _e	K (W/m ²)
Mamparo proa	0,08	0,02	0,2	0,24
Mamparo popa	0,15	0,02	0,2	0,13
Mamparo estribor	0,12	0,02	0,2	0,16
Mamparo babor	0,06	0,02	0,2	0,31
Plan	0,1	0,02	0,17	0,19
Techo	0,125	0,02	0,26	0,15

E). CÁLCULO DE LAS PÉRDIDAS POR TRANSMISIÓN EN CERRAMIENTOS**Q₁**

MAMPARO	S (m ²)	Δt (°C)	K (W/m ²)	W
Mamparo proa	5,76	28	0,24	38,40
Mamparo popa	5,76	54	0,13	40,39
Mamparo estribor	7,32	45	0,16	53,13
Mamparo babor	7,32	24	0,31	54,90
Plan	7,32	35	0,19	49,56
Techo	7,32	45	0,15	50,60

Total pérdidas Q ₁ :	286,9 W
Infiltraciones	15,00 %

Total pérdidas Q₁:	358,72 W
--------------------------------------	-----------------

F). CÁLCULO DE LAS PÉRDIDAS POR RENOVACIONES DE AIRE Q₂

$$Q_2 = V \times \Delta h \times n$$

Ec.5

Q = Potencia de enfriamiento para el aire de renovación, en kJ/día.

n = Número de renovaciones de aire por día.

V = Volumen interior de la cámara, en m³.

Δh = Diferencia de entalpías entre el aire exterior e interior de la cámara en kJ/m³

TABLA 11. ESTIMACIÓN MEDIA DEL NÚMERO DE RENOVACIONES DEL AIRE DE LA CÁMARA, DEBIDO A LA APERTURA DE PUERTAS E INFILTRACIONES CADA 24 HORAS					
Volumen interior m ³	Temperatura POSITIVA t ≥ 0°C	Temperatura NEGATIVA t < 0°C	Volumen interior m ³	Temperatura POSITIVA t ≥ 0°C	Temperatura NEGATIVA t < 0°C
5	50,1	38,0	500	3,7	2,8
10	31,1	24,2	625	3,3	2,5
15	25,3	19,6	750	2,9	2,3
20	21,2	16,9	1.000	2,5	1,9
25	18,7	14,9	1.250	2,2	1,7
30	16,7	13,5	1.800	1,66	1,42
40	14,3	11,7	2.400	1,43	1,22
50	12,8	10,2	3.000	1,35	1,11
75	10,1	8,0	4.000	1,23	0,99
100	8,7	6,7	5.000	1,17	0,93
125	7,7	6,0	6.000	1,11	0,86
150	7,0	5,4	8.000	1,05	0,85
200	5,9	4,6	10.000	0,97	0,83
250	5,3	4,1	12.000	0,91	0,81
375	4,2	3,2	14.000	0,87	0,80

En caso de tráfico intenso de personal o mercancías, multiplíquense los valores de la tabla por 2
Si los periodos de almacenaje son muy largos, deben multiplicarse por 0,6

Tabla 1.2. Estimación media del número de renovaciones del aire de la cámara

Volumen:	17,57 m ³
Renovaciones:	23,20 ren/día

T^a Exterior	35	°C
H.Rel exterior	70	%
T^aInterior cámara	4	°C
H.Rel producto	80	%
Entalpia Exterior	99,7	Kj/Kg
Peso específico exterior	0,907	Kg/m ³
Entalpia interior	-18,8	Kj/Kg
Peso específico interior	0,717	Kg/m ³
Dif.entalpias total	103,9075	Kj/Kg

Total pérdidas Q₂:	490,17	W
--------------------------------------	--------	---

G) CALCULO DE CALOR DESPRENDIDO POR VENTILADORES Q₃

$$Q_3 = V \times Q_v$$

Ec.6

V = Volumen de la cámara, en m³

Q_v = Calor estimado que desprenden los ventiladores

En la industria frigorífica se suelen suponer unos valores del calor aportado por los ventiladores entre 42 y 209 kJ/m día. Para nuestro proyecto vamos a utilizar un valor de 123 kJ/m día.

$$Q_3 = 25,01 \text{ W}$$

H) CALCULO DE CALOR DESPRENDIDO POR PERSONAS Q_4

$$Q_4 = N \times q \times t$$

Ec.7

N = Número de personas en la cámara

q = Potencia calorífica desprendida por persona, en kW.

t = Tiempo de permanencia en la cámara, en s

Carga debida a la ocupación	
Temperatura de la cámara, en °C	Calor por persona en kW
15	0,179
10	0,209
5	0,239
2	0,245
1	0,264
0	0,27
-5	0,299
-10	0,329
-15	0,359
-18	0,378
-20	0,389
-25	0,444

Tabla 1.3.Carga debida a la ocupación

Nº de personas: 2

Calor por persona: 0,24 kW

Tiempo por persona: 3 horas

Total Q_4:	60,00 W
--------------------------------	---------

I) CALCULO DE CALOR DESPRENDIDO POR ILUMINACIÓN Q₅

$$Q_5 = f \times S \times P \times t \quad \text{Ec.8}$$

f = Factor de iluminación, 1 para luces no fluorescentes, 1,25 para fluorescentes.

S = Superficie de la cámara a iluminar, en m².

P = Potencia lumínica de las lámpara instaladas, en kW.

t = Tiempo de la iluminación funcionando, en s.

Factor de iluminación	1,25 Fluor.
Superficie de la cámara	7,32 m ²
Potencia lumínica	12 W/m ²
Tiempo de iluminación	3 horas

Total iluminación Q₅:	13,73 W
---	---------

J) CALCULO DE PÉRDIDAS POR ENFRIAMIENTO DE LA CARGA Q₆

Enfriamiento sin congelación de productos frescos:

$$Q = m \cdot C_{ep} \cdot (T_1 - T_r) \quad \text{Ec.9}$$

Enfriamiento sin congelación de productos congelados:

$$Q = m \cdot C_{ed} \cdot (T_1 - T_r) \quad \text{Ec.10}$$

Enfriamiento con congelación de productos frescos:

$$Q = m \cdot C_{ep} \cdot (T_1 - T_{cong}) + m \cdot C_1 + m \cdot C_{ed} \cdot (T_{cong} - T_r) \quad \text{Ec.11}$$

m = Cantidad diaria de mercancía introducida, en kg/día.

C_{ep} = Calor específico previo a la congelación, en kJ/kg.°C.

C_{ed} = Calor específico después de la congelación, en kJ/kg.°C.

T_i = Temperatura de entrada a la cámara, en °C.

T_f = Temperatura final de cámara, en °C.

T_{cong} = Temperatura de congelación del producto, en °C.

C_1 = calor latente de congelación, en kJ/kg.

Producto	T ^a Congelación (°C)	C _{ep} (kJ/kg.°C)	C _{ed} (kJ/kg.°C)	C ₁ (kJ/kg)
Vegetales	-2	2,93	1,67	234,3
Pescados	0 a 2	3,77	2,09	301,25
Carnes	-2	3,35	1,88	255,23
Lacteos	0	3,35	2,09	271,96

Tabla 1.4 Calores específicos, latentes y T^a congelación productos.

Masa de producto	400 kg
Producto	Pescados
T ^a entrada producto	15 °C
T ^a final producto	-20 °C

Total Q ₆ :	143416 kJ/dia
------------------------	---------------

Total enf.carga Q ₆ :	1659,91 W
----------------------------------	-----------

K) CALCULO DE PÉRDIDAS POR REFRIGERACIÓN DEL EMBALAJE Q₇

$$Q_7 = C_m \cdot m \cdot C_{em} \cdot (T_i - T_f) \quad \text{Ec.12}$$

C = Coeficiente de la masa del embalaje respecto a la total del producto,

m = Masa del producto, en kg/día.

C_{em} = Calor específico del embalaje, en este caso supondremos .

T_i = Temperatura a la cual el producto entra en la cámara, en °C.

T_f = Temperatura de régimen de la cámara, en °C.

Coeficiente de masa	0,1
Masa del producto	400 kg
Calor específico emb	0,628 Kj/día °C
Temperatura entrada	15 °C
Temperatura salida	-20 °C

Total emb. Q₇ (Kj):	879,2 kj/día
---------------------------------------	--------------

Total enf.carga Q₇:	10,18 W
---------------------------------------	---------

L) CALCULO DE PÉRDIDAS POR RESPIRACIÓN DE PRODUCTO Q₈

$$Q_8 = m \cdot q_r \quad \text{Ec.13}$$

m = Masa del producto, en kg.

q_r = Calor de respiración del producto, en kJ/kg.día.

Masa del producto	400	kg
Calor de respiración	5,62	Kj/kg día

Total respiración Q ₈ :	2248	kJ/día
------------------------------------	------	--------

Total enf.carga Q ₈ :	26,02	W
----------------------------------	-------	---

M) CALCULO DE PÉRDIDAS POR DESESCARCHE Q₉

Resistencias desescarche	3300	W
T. funcionamiento	1	h

Total desescarche Q ₉ :	137,5	W
------------------------------------	-------	---

Total enf.carga Q ₈ :	137,5	W
----------------------------------	-------	---

CARGAS TOTALES DE NECESIDADES TÉRMICAS GAMBUZA DE CONGELACIÓN

Q₁ CALCULO DE CALOR POR TRANSMISIONES	358,72 W
Q₂ CALCULO DE CALOR POR RENOVACIONES DE AIRE	490,17 W
Q₃ CALCULO DE CALOR DESPRENDIDO POR VENTILADORES	25,01 W
Q₄ CALCULO DE CALOR DESPRENDIDO POR PERSONAS	60,00 W
Q₅ CALCULO DE CALOR DESPRENDIDO POR ILUMINACIÓN	13,73 W
Q₆ CALCULO DE PÉRDIDAS POR ENFRIAMIENTO DE LA CARGA	1.659,91 W
Q₇ CALCULO DE PÉRDIDAS POR REFRIGERACIÓN DEL EMBALAJE	10,18 W
Q₈ CALCULO DE PÉRDIDAS POR RESPIRACIÓN DE PRODUCTO	26,02 W
Q₉ CALCULO DE PÉRDIDAS POR DESESCARCHE	137,50 W
TOTAL CARGAS DE REFRIGERACIÓN	2.781,23 W
FUNCIONAMIENTO DE LA CÁMARA	2.085,92 W
COEFICIENTE DE SEGURIDAD	40,00 %
CARGAS TOTALES DE REFRIGERACIÓN W	2.920,29 W

5.3 CÁLCULO DE EVAPORADORES

El enfriamiento de gases, y particularmente del aire de los locales, es idéntico en su principio, al de los líquidos, debiendo tenerse en cuenta los tres elementos siguientes:

1. El coeficiente de transmisión superficial entre el aire (o gas) y la superficie fría, es mucho más bajo que su homólogo en el caso de enfriamiento de líquido.
2. Al igual que en los evaporadores enfriadores de líquidos, la velocidad de circulación del fluido a enfriar es un factor primordial para aumentar el valor del coeficiente global de transmisión térmica.
3. Salvo en los casos particulares, el gas que se desea enfriar es el aire atmosférico. Este aire será el de una cámara fría en la que se desean conservar alimentos perecederos, o el que, después de tratado, se descarga en locales climatizados.

Un factor importante para el comportamiento de estos evaporadores (factor ausente en los enfriadores de líquidos) interviene en su funcionamiento: es la "escarcha" que tiene a oponerse al intercambio de calor entre el fluido frigorígeno y el medio ambiente.

Evaporadores con circulación forzada

Existen tres grandes tipos de evaporadores, a saber:

- Los evaporadores de techo, fijados en dicha superficie de las cámaras frigoríficas
- Los evaporadores murales situados contra, y fijados en las paredes de las cámaras frigoríficas.
- Los frigoríferos, con boca de descarga, que descansan en el suelo de las cámaras frigoríficas.

Separación entre aletas

Los sistemas automáticos por ciclos de desescarche actualmente utilizados permiten reducir la separación entre aletas hasta valores que no parecían aceptables más que en los evaporadores de aire empleados en climatización.

Dichas separaciones, variables de acuerdo con el criterio de cada constructor van, desde 4 a 16 mm, encontrando corrientemente las separaciones siguientes, en cifras redondas ya que estas separaciones corresponden muy a menudo a fracciones de pulgada:

4-6-8-10-12-16 mm

La selección de la separación óptima depende de:

- La temperatura de la cámara a enfriar.
- La frecuencia de los desescarches.
- La naturaleza de los productos a enfriar.

Pudiendo verse, en una cámara fría de temperatura positiva, un evaporador cuyas aletas tienen una separación media si el producto almacenado despidе mucho vapor de agua y, en una cámara de conservación de productos congelados, el evaporador tiene una separación reducida entre aletas debido a que, en este caso, los productos congelados y embalados tienen una emisión de vapor de agua prácticamente nula.[3]

Principios de desescarche

El desescarche de un evaporador es la operación que consiste en hacer fundir la escarcha acumulada a fin de optimizar el intercambio térmico.

Para fundir la escarcha es necesario aportarle calor. Este calor puede ser llevado:

- Por el aire o el agua en las instalaciones a temperatura positiva.
- Por resistencias eléctricas o por los gases calientes de la descarga en las instalaciones a temperatura negativa.

Durante el desescarche, el grupo frigorífico está parado mientras que el ventilador del evaporador sigue en funcionamiento.

El accionamiento del desescarche se hace a partir de un programador y lo para a las horas compatibles con la utilización de la instalación [4].

Nomenclatura utilizada

T_c	Temperatura del aire en la cámara a la entrada del evaporador °C
T_e	Temperatura de evaporación °C
	Salto térmica (
Δt₁	T _c - T _e)
HR	Humedad relativa de la cámara
Q_{ev}	Capacidad del evaporador en las condiciones dadas
Q_n	Capacidad nominal del evaporador

SELECCIÓN DE UN EVAPORADOR

El salto térmico Δt₁

El salto térmico $\Delta t_1 = T_c - T_e$ es la diferencia entre la temperatura del aire en la cámara a la entrada del evaporador **T_c** y la temperatura de evaporación **T_e** y hay que determinarlo previamente a la selección del evaporador. Cuanto menor sea el salto térmico seleccionado, el evaporador obtenido será de mayor tamaño.

El salto térmico depende de varios factores como la temperatura de la cámara, el tipo de género a enfriar, la humedad relativa, etc. En general, cuanto menor sea la temperatura de la cámara, menor deberá ser el salto térmico seleccionado. Por otra parte, a mayor salto térmico le corresponde menor humedad relativa **HR** en la cámara y la relación entre ambos parámetros evoluciona aproximadamente según el diagrama **GR1**.

Los factores Fr y Fc

Una vez fijado el salto térmico Δt_1 , y sabiendo la temperatura de la cámara **T_c**, se obtiene la temperatura de evaporación **T_e**, según la relación explicada anteriormente.

Con estos datos, entrando en el diagrama **GR2** se tiene el factor de corrección **F_c**.

Conociendo el refrigerante a utilizar se obtiene el factor **F_r** según el cuadro siguiente

FACTOR DEL REFRIGERANTE - REFRIGERANT FACTOR		
R-404 A = 1	R-22 = 0,95	R-134a = 0,90

Figura 2. Factor del refrigerante (Fuente: Frimetal)

Según el fabricante para el refrigerante del proyecto (R-407 F) rinde un 3% menos que el R-404, por lo tanto tomamos un Fr de 0,97.

Cálculo de la Capacidad Nominal Qn

Si la capacidad frigorífica del evaporador en las condiciones dadas de trabajo es Qev, la capacidad Nominal del evaporador Qn será la siguiente:

$$Q_n = \frac{Q_{ev}}{F_c \times F_r}$$

Entrando en la tabla de datos del evaporador de la gama elegida, se selecciona el modelo que tenga la Capacidad Nominal que más se aproxime por arriba a Qn.[5]

GR-1

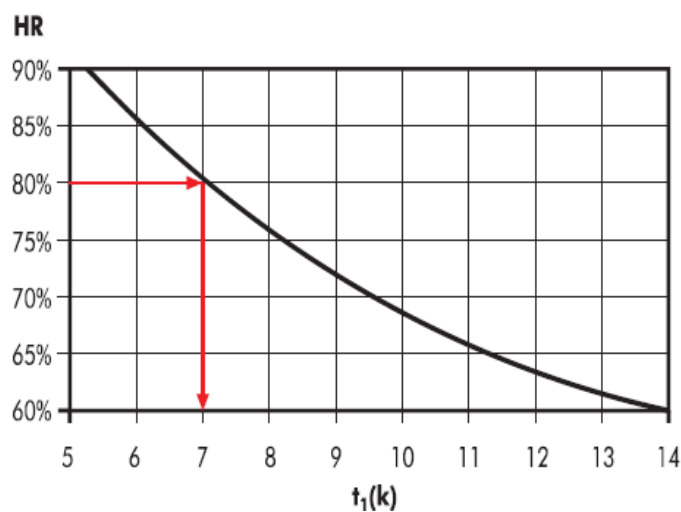


Figura 3. Factor GR1 (Fuente: Frimetal)

GR-2

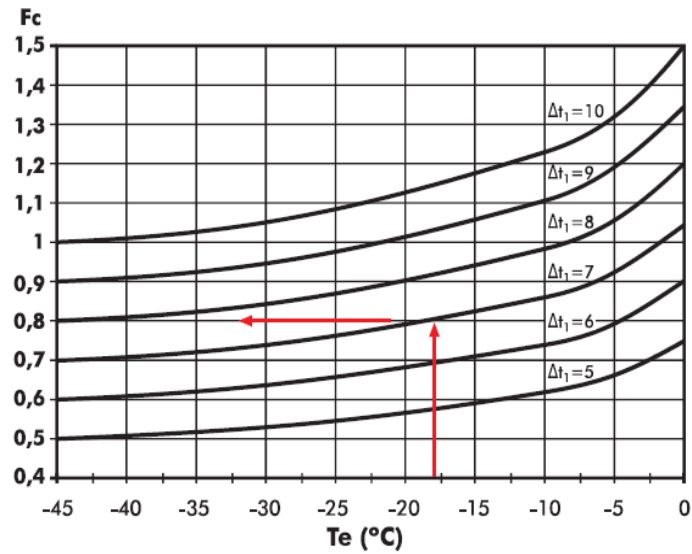


Figura 4. Factor GR2 (Fuente: Frimetel)

Separación de aletas

CÁMARA	SEPARACIÓN DE ALETAS	APLICACIÓN
+10°C	De 2,8 a 4,2 mm	Género fresco delicado, salas de trabajo
0/+2°C	De 3,3 a 6 mm	Conservación género fresco
-18/-25°C	De 6 a 9 mm	Conservación productos congelados
-40°C	De 9 a 12 mm	Túneles de congelación rápida

CÁLCULO DEL EVAPORADOR CÁMARA +4°C

Temperatura interior:	4 °C
Δt recomendado:	8 °C
Temperatura evaporación T_e :	-4 °C
Humedad relativa cámara:	80 %
Capacidad del evaporador Q_{ev} :	984,25 W

GR1:	7 $t_1(K)$
GR2:	0,9 $T_e(^{\circ}C)$

Fr:	0,97
Fc:	0,9

$$Q_n = 1.127,43 \text{ W}$$

EVAPORADOR SELECCIONADO CÁMARA +4°C**FRM 148 E**

Capacidad nominal	2.470 W
Superficie	11 m ²
Volumen interior	2 m ³
Caudal aire	1.500 m ³ /h
Ventiladores	1 x 300 n x Ø
Consumo	0 A
Potencia absorbida	80 W
Proyección aire	12 m
Desescarche eléctrico	2 +1 n°
Potencia	1.650 W

CÁLCULO DEL EVAPORADOR CÁMARA -20°C

Temperatura interior:	-20 °C
Δt recomendado:	6 °C
Temperatura evaporación T_e :	-26 °C
Humedad relativa cámara:	80 %
Capacidad del evaporador Q_{ev} :	2.920,29 W

$$\mathbf{GR1:} \quad 7 \quad t_1(\text{K})$$

$$\mathbf{GR2:} \quad 0,79 \quad T_e(^{\circ}\text{C})$$

$$\mathbf{Fr:} \quad 0,97$$

$$\mathbf{Fc:} \quad 0,79$$

$$\mathbf{Q_n =} \quad 3.810,90 \quad \text{W}$$

EVAPORADOR SELECCIONADO CÁMARA -20°C**FRB 175 E**

Capacidad nominal	4.000 W
Superficie	14 m ²
Volumen interior	4 m ³
Caudal aire	3.100 m ³ /h
Ventiladores	2 x 300 n x Ø
Consumo	1 A
Potencia absorbida	160 W
Proyección aire	14 m
Desescarpe eléctrico	2+1 n°
Potencia	3.300 W

5.4. CÁLCULO DE COMPRESORES

El compresor alternativo

Los compresores alternativos se clasifican según su carcasa y su dispositivo de accionamiento. Hay dos tipos de compresores según su carcasa: Los abiertos y los herméticos

El término hermético hace referencia al tipo de carcasa en cuyo interior se encuentra el compresor y se puede dividir, a su vez, en dos tipos: los que están completamente soldados y Los reparables. Por su parte-, los mecanismos de accionamiento pueden estar tanto en el interior de La coraza como en el exterior de ella. Si el compresor es hermético, el dispositivo de accionamiento será directo. El árbol del compresor y el del motor son el mismo.

Compresores abiertos

Existen dos tipos diferentes de compresores abiertos: los accionados por correa y los de mando directo. Cualquier compresor que tenga el motor en la parte exterior de la carcasa deberá tener un obturador de árbol para evitar que el refrigerante se escape a la atmósfera. La disposición de este obturador no ha cambiado apenas en muchos años.

Los compresores de mando directo están cerrados con pernos y se pueden desmontar para realizar las Labores de mantenimiento de las piezas internas.

Compresores accionados por correa.

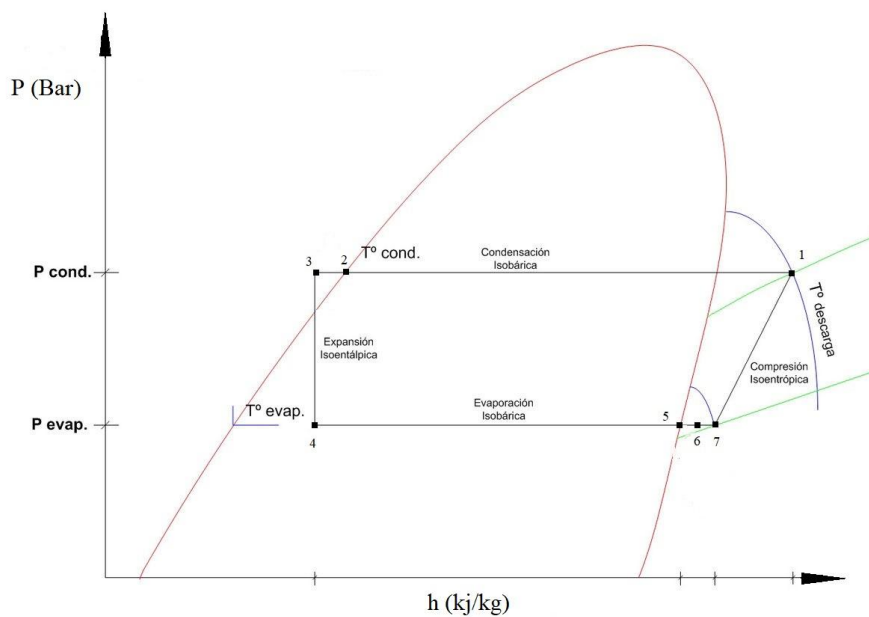
El compresor accionado por correa fue el primer tipo de compresor que se creó y hoy en día se sigue utilizando, en cierta medida. En la unidad accionada por correa, el motor y su árbol se encuentran paralelos al árbol del compresor y el motor está junto al compresor. Fíjese en que, dado que el árbol del molar y el compresor están paralelos, ambos árboles tiran hacia los lados para estirar las correas. Este trabajo impone un esfuerzo a ambos árboles y es preciso que el fabricante lo compense en los cojinetes del árbol [6]

5.4.1. CÁLCULO DEL COMPRESOR CÁMARA DE CONSERVACIÓN

A) CÁMARA DE CONSERVACIÓN

Temperatura de agua de mar	35 °C
ΔT^a de condensación	15 °C
Temperatura de condensación	50 °C
Temperatura de cámara frigorífica	4 °C
ΔT^a Cámara frigorífica	8 °C
Temperatura de evaporación	-4 °C

Subenfriamiento de líquido:	10 °C
Recalentamiento :	15 °C



Punto	P (bar)	T ^a (°C)	V (m ³ /kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	24,31	80	0,014	480	1,856
2	24,31	50	0,0099	279,2	1,26
3	24,31	40	0,00078	256	1,26
4	5,518	-4	0,015	256	1,26
5	5,518	-4	0,055	405	1,76
6	5,518	1	0,056	422	1,82
7	5,518	11	0,06	432	1,86

Caudal másico:

$$q_m = \frac{\phi_0}{h_5 - h_4} \quad \text{Ec.14}$$

$$q_m = \frac{\phi_0}{h_5 - h_4} = \frac{0,98 \text{ kW}}{405 - 256} \times 3600 = 23,78 \text{ kg/h}$$

ϕ_0 = Potencia frigorífica a instalar (kW)

h_4 = Valor entrada entalpia al compresor (kJ/kg)

h_5 = Valor salida entalpia al compresor (kJ/kg)

Volumen aspirado:

$$V_a = q_m \times v'' \quad \text{Ec.15}$$

$$V_a = q_m \times v'' = 23,78 \text{ kg/h} \times 0,06 \text{ m}^3/\text{kg} = 1,43 \text{ m}^3/\text{h}$$

q_m = Caudal másico de la instalación (kg/h)

v'' = Volumen específico a la entrada del compresor (m^3/kg)

Relación de compresión:

$$\tau = \frac{P_a}{P_b} \quad \text{Ec.16}$$

$$\tau = \frac{P_a}{P_b} = \frac{24,31}{5,518} = 4,403$$

P_a = Presión alta (bar)

P_b = Presión baja (bar)

Rendimiento volumétrico:

$$\eta_v = 1 - 0,05 \times \tau \quad \text{Ec.17}$$

$$\eta_v = 1 - 0,05 \times \tau = 0,78$$

Volumen barrido por el compresor:

$$V_b = \frac{V_a}{\eta_v} \quad \text{Ec.18}$$

$$V_b = \frac{V_a}{\eta_v} = \frac{1,43}{0,78} = 1,83 \text{ m}^3/\text{h}$$

Potencia teórica para la compresión:

$$P_{th} = \frac{qm \times (h_1 - h_7)}{3600} \quad \text{Ec.19}$$

$$P_{th} = \frac{qm \times (h_1 - h_7)}{3600} = \frac{23,78 \text{ kg/h} \times (480 - 432) \text{ kJ/kg}}{3600} = 0,320 \text{ kW}$$

h_1 = Valor entalpia salida del compresor (kJ/kg)

h_7 = Valor entalpia entrada del compresor (kJ/kg)

Potencia real para la compresión:

$$P_r = \frac{P_{th}}{\eta_i} \quad \text{Ec.20}$$

$$P_r = \frac{P_{th}}{\eta_i} = \frac{0,320}{0,78} = 0,410 \text{ kW}$$

η_i = Rendimiento interno del compresor igual al rendimiento volumétrico

Potencia útil en el eje del compresor

$$P_{ue} = \frac{P_r}{\eta_m} \quad \text{Ec.21}$$

$$P_{ue} = \frac{P_r}{\eta_m} = \frac{0,410}{0,9} = 0,455 \text{ kW}$$

η_m = Rendimiento mecánico

Con los datos expuestos seleccionamos un compresor en el programa del fabricante Bitzer y nos da el siguiente compresor:

G) Selección del compresor	2T-2Y BITZER
Volumen barrido teórico	1,83 m ³ /h
Volumen barrido compresor catalogo	19,68 m ³ /h

H) Condiciones reales de trabajo

Volumen barrido real del compresor (Vb.r)	19,68 m ³ /h
---	-------------------------

Volumen aspirado real (Va.r)	15,345 m ³ /h
------------------------------	--------------------------

Caudal masico real (Cm.r)	255,748 Kg/h
---------------------------	--------------

Potencia frigorifica	10,585 Kw
----------------------	-----------

Potencia teorica compresor real (Pcompteo.r)	3,410 Kw
--	----------

Potencia compresor real (Pcomp.r)	5,115 Kw
--	----------

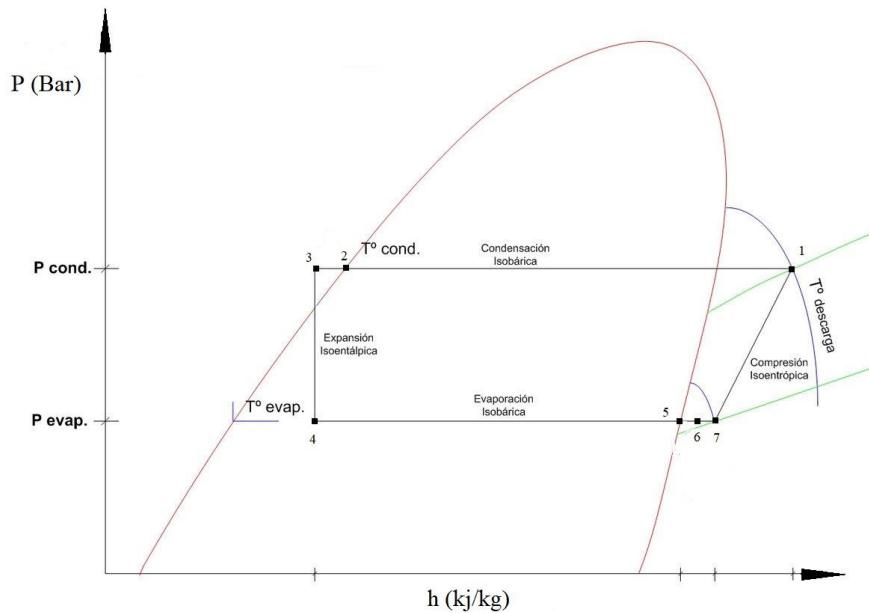
5.4.2. CÁLCULO DEL COMPRESOR CÁMARA DE CONGELACIÓN

A) CÁMARA DE CONGELACIÓN -20°C

Temperatura de agua de mar	35 °C
ΔT^a de condensación	15 °C
Temperatura de condensación	50 °C

Temperatura de cámara frigorífica	-20 °C
ΔT^a Cámara frigorífica	6 °C
Temperatura de evaporación	-26 °C

Subenfriamiento de líquido:	10 °C
Recalentamiento :	15 °C



Punto	P (bar)	Tª(°C)	V (m ³ /kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	24,31	80	0,014	480	1,856
2	24,31	50	0,0099	279,2	1,26
3	24,31	40	0,00078	256	1,26
4	2,451	-26	0,043	256	1,26
5	2,451	-26	0,125	400	1,84
6	2,451	-21	0,124	410	1,86
7	2,451	-11	0,123	418	1,88

Caudal másico:

$$q_m = \frac{\Phi_0}{h_5 - h_4} \quad \text{Ec.14}$$

$$q_m = \frac{\Phi_0}{h_5 - h_4} = \frac{2,92 \text{ kW}}{400 - 256} \times 3600 = 73,01 \text{ kg/h}$$

Φ_0 = Potencia frigorífica a instalar (kW)

h_4 = Valor entrada entalpia al compresor (kJ/kg)

h_5 = Valor salia entalpa al compresor (kJ/kg)

Volumen aspirado:

$$V_a = q_m \times v'' \quad \text{Ec.15}$$

$$V_a = q_m \times v'' = 73,01 \text{ kg/h} \times 0,123 \text{ m}^3/\text{kg} = 8,98 \text{ m}^3/\text{h}$$

q_m = Caudal másico de la instalación (kg/h)

v'' = Volumen específico a la entrada del compresor (m³/kg)

Relación de compresión:

$$\tau = \frac{P_a}{P_b} \quad \text{Ec.16}$$

$$\tau = \frac{P_a}{P_b} = \frac{24,31}{2,451} = 9,9184$$

P_a = Presión alta (bar)

P_b = Presión baja (bar)

Rendimiento volumétrico:

$$\eta_v = 1 - 0,05 \times \tau \quad \text{Ec.17}$$

$$\eta_v = 1 - 0,05 \times \tau = 0,504$$

Volumen barrido por el compresor:

$$V_b = \frac{V_a}{\eta_v} \quad \text{Ec.18}$$

$$V_b = \frac{V_a}{\eta_v} = \frac{8,97}{0,504} = 17,81 \text{ m}^3/\text{h}$$

Potencia teórica para la compresión:

$$P_{th} = \frac{q_m \times (h_1 - h_7)}{3600} \quad \text{Ec.19}$$

$$P_{th} = \frac{q_m \times (h_1 - h_7)}{3600} = \frac{73,01 \text{ kg/h} \times (480 - 418) \text{ kJ/kg}}{3600} = 1,26 \text{ kW}$$

h_1 = Valor entalpia salida del compresor (kJ/kg)

h_7 = Valor entalpia entrada del compresor (kJ/kg)

Potencia real para la compresión:

$$P_r = \frac{P_{th}}{\eta_i} \quad \text{Ec.20}$$

$$P_r = \frac{P_{th}}{\eta_i} = \frac{1,26}{0,504} = 2,5 \text{ kW}$$

η_i = Rendimiento interno del compresor igual al rendimiento volumétrico

Con los datos expuestos seleccionamos un compresor en el programa del fabricante Bitzer y nos da el siguiente compresor:

Potencia útil en el eje del compresor

$$P_{ue} = \frac{P_r}{\eta_m} \quad \text{Ec.21}$$

$$P_{ue} = \frac{P_r}{\eta_m} = \frac{2,5}{0,9} = 2,78 \text{ kW}$$

η_m = Rendimiento mecánico

H) Condiciones reales de trabajo	
Volumen barrido real del compresor (Vb.r)	19,68 m ³ /h
Volumen aspirado real (Va.r)	9,920 m ³ /h
Caudal masico real (Cm.r)	80,653 Kg/h
Potencia frigorifica	3,226 Kw
Potencia teorica compresor real (Pcompteo.r)	1,389 Kw
Potencia compresor real (Pcomp.r)	3,223 Kw

Por lo expuesto anteriormente y según el fabricante obtenemos el siguiente compresor para nuestro proyecto:

CÁLCULO DE COMPRESOR

1. Temperaturas del proyecto

Temperatura de condensación	50 °C
Temperatura de evaporación congelación	-26 °C
Temperatura de evaporación conservación	-4 °C

2. Demanda de las cámaras

Cámara de conservación +4°C	0,98 kW
Cámara de congelación -20°C	2,92 kW
Demanda total cámaras frigoríficas	3,90 kW

3. Volumen de barrido

Volumen de barrido cámara conservación	1,83 m ³ /h
Volumen de barrido cámara congelación	17,81 m ³ /h
Volumen de barrido total	19,64 m ³ /h
Volumen de barrido compresor	19,68 m ³ /h

4. Características del compresor seleccionado

Compresor seleccionado	2T-2Y BITZER
Refrigerante	R407F
Temperatura de referencia	Temp. en el punto de rocío
Temp. de evaporación	-26 °C
Temp. de condensación	50 °C
Líquido subenfriado (después condensador)	10 K
Temperatura de gas aspirado	15 °C
Recalentamiento útil	100 %
Velocidad del compresor	0 /min
Regulador de capacidad	100 %
Escalones de capacidad	100%
Potencia frigorífica	4,66 kW

Potencia en el evap.	4,66 kW
Potencia en el eje	3,36 kW
Capacidad del condensador	8,03 kW
COP/EER	1,39
Caudal másico	146,7 kg/h
Modo de funcionamiento	Acopla. (1:1)
Velocidad compresor	1450 /min
Motor necesario	4 kW
Temp. Gas de descarga no enfriado	122,2 °C

5.5. CÁLCULO DEL CONDENSADOR

La finalidad que se pide a un condensador de agua es idéntica a la que se consigue con el condensador de aire; deberá cumplir igualmente las tres funciones definidas:

- Enfriamiento de los vapores comprimidos;
- Condensación de los vapores enfriados;
- Subenfriamiento del líquido condensado.

La tercera función sólo podrá lograrse si lo permite la temperatura del agua y sí, por otra parte, la superficie ha sido ampliamente calculada.

El agua, al igual que el aire absorbe el flujo calorífico del fluido frigorígeno traduciéndose en el calentamiento del agua que sirve a fines de condensación. Este calentamiento condiciona el caudal de agua que debe proporcionarse al condensador y, como que su coste por metro cubico es elevado, puede parecer interesante disminuir el caudal de agua necesario para la condensación siempre que se acepte un calentamiento más alto a fin de reducir los gastos de consumo de agua. La contrapartida de esta economía será la elevación de la temperatura de condensación del fluido frigorígeno y, correlativamente, un descenso del rendimiento global de la instalación.

Los condensadores de agua ofrecen en su realización más diversidad que los condensadores de aire y, teniendo en cuenta la naturaleza de los dos fluidos presentes, los coeficientes globales de transmisión térmica son mayores que en los de aire.

Condensadores multitubulares

Son la superación lógica de los condensadores coaxiales a contracorriente. Con objeto de evitar la colocación en paralelo de numerosos elementos de condensadores coaxiales, con el natural inconveniente de tener que multiplicar las uniones, se agrupan en paralelo, en el interior de una virola de gran diámetro, todos los tubos destinados a la circulación de agua. La condensación del fluido se efectúa en el exterior de dichos tubos de agua, sirviendo la parte inferior de la virola como recipiente del líquido condensado. Podemos encontrarlos bajo dos formas bien distintas:

- Condensadores multitubulares horizontales;
- Condensadores multitubulares verticales;

Condensadores multitubulares horizontales de tubos lisos.

Están formados al igual que las calderas multitubulares con tubos de humos, comprendiendo:

- Un cuerpo cilíndrico llamado calandria, construido de tubo de acero estirado sin soldadura, o bien, si el diámetro es demasiado grande, con chapa de acero doblada y soldada.
- En los extremos laterales de la calandria van soldadas dos tapas de fondo, de acero, que incorporan tantos agujeros como tubos componen el haz multitubular.
- Un haz tubular construido con tubos de acero estirado sin soldadura, mandrinados o soldados en las tapas de fondo.
- Las tomas de entrada y salida del fluido frigorígeno, situadas a cada extremo de la calandria, y en oposición una de la otra,.
- Dos tapas exteriores de fundición o bien formadas cada una por una brida de acero y un fondo embutido soldado en la brida.

Estas tapas incorporan los dispositivos con los pasos necesarios para la unión en paralelo de un número determinado de tubos a fin de obtener que, en cada uno de ellos, la velocidad de circulación del agua esté comprendida entre 1 y 2,5 m/s asegurando de esta forma un buen coeficiente de transmisión global. Llevan también incorporadas las tomas para la entrada E y la salida S del agua.

Estas tomas se sitúan una en cada tapa de fondo.

- Dos juntas de caucho aseguran la estanqueidad del agua entre las tapas y las placas tubulares. [7]

Potencia útil del motor eléctrico:

El motor eléctrico debe tener una potencia de al menos 10 a 20% superior a la solicitada por el compresor.

$$P_{um} = P_{comp} \times 1,20 \quad \text{Ec.22}$$

$$P_{um} = 3,235 \text{ kW} \times 1,20 = 3,882 \text{ kW}$$

La potencia nominal del motor no deberá ser inferior a 3,882 kW

El fabricante Bitzer nos indica que para el compresor seleccionado hay que colocar un motor eléctrico de 4 kW.

Potencia del condensador:

$$\Phi_k = \phi_0 + P_{um} \quad \text{Ec.23}$$

$$\Phi_k = \phi_0 + P_{um} = 4,66 \text{ kW} + 4 = 8,66 \text{ kW}$$

ϕ_0 = Potencia frigorífica de la instalación (kW)

DATOS DE PARTIDA CÁLCULO DEL CONDENSADOR

Φ_k : 8660 W

Tª condensación: $\theta_k = 50^\circ\text{C}$

Coefficiente global de transmisión: $K = 940 \text{ W/m}^2 \text{ K}$

Temperatura del agua entrada: $\theta_{we} = 35^\circ\text{C}$

Temperatura del agua salida: $\theta_{ws} = 45^\circ\text{C}$

Calor específico del agua: $c = 4,185 \text{ kJ/kg K}$

Velocidad del agua en el haz multitubular: $1,20 < w < 2 \text{ m/s}$

Equivalencia de las pérdidas de carga en cada una de las cámaras de agua de los extremos: 0,6 m

Naturaleza del haz tubular: tubo de cobre Trefimetaux con aletas tipo D $\varnothing 14 \times 18,8 \times 0,9$

Longitud haz tubular: $1,80 < l < 2,50 \text{ m}$

Envolvente de acero $R_{p0,2}$: 220 N/mm² o tubo de acero 49-112

A) Superficie de condensación

$$A \text{ (m}^2\text{)} = \frac{\phi k}{K \times \Delta m} \quad \text{Ec.24}$$

$$A \text{ (m}^2\text{)} = \frac{\phi k}{K \times \Delta m} = \frac{8660 \text{ W}}{940 \times 9,10} = 0,991 \text{ m}^2$$

$$\text{Valor de } \Delta m = \frac{\Delta \text{ máx} - \Delta \text{ mín}}{2,3 \log \frac{\Delta \text{ máx}}{\Delta \text{ mín}}} \quad \text{Ec.25}$$

$$\text{Valor de } \Delta m = \frac{\Delta \text{ máx} - \Delta \text{ mín}}{2,3 \log \frac{\Delta \text{ máx}}{\Delta \text{ mín}}} = \frac{15-5}{2,3 \log \frac{15}{5}} = 9,10 \text{ K}$$

B) Longitud desarrollada del haz aleteado

El tubo de 14 x 18,8 x 0,9 tiene una superficie exterior A_i m/m² de 0,158 m²

$$L_f = \frac{A}{A_f} \quad \text{Ec.26}$$

$$L_f = \frac{A}{A_f} = \frac{0,991}{0,158} = 6,26 \text{ m}$$

Conjunto de los tubos del haz

$$Q_{h2O} = \frac{\phi k \times 10^{-3}}{(\theta_{ws} - \theta_{we}) \times C_{esp}} \quad \text{Ec.27}$$

$$Q_{h2O} = \frac{\phi k \times 10^{-3}}{(\theta_{ws} - \theta_{we}) \times C_{esp}} = \frac{8660 \times 10^{-3}}{(45-30) \times 4,185} = 0,138 \text{ kg/s}$$

Teniendo en cuenta la masa volumétrica del agua 1 kg/dm³

$$Q_{h2O} = Q_m = 0,14 \text{ dm}^3/\text{s}$$

Sección mínima del conjunto

$$\text{Velocidad de agua máxima: } w = 2 \text{ m/s (20 dm/s), } s = \frac{0,138}{20} = 6,89 \times 10^{-3} \text{ dm}^2$$

Sección máxima del conjunto

$$\text{Velocidad de agua mínima: } w = 1,2 \text{ m/s (12 dm/s), } s = \frac{0,138}{12} = 0,0115 \text{ dm}^2$$

Tendremos (en cm^2): $7 < s < 11$

Sección de un tubo

$$\frac{\pi \times D^2}{4} = \frac{\pi \times 1,4^2}{4} = 1,54 \text{ cm}^2 \qquad \frac{\pi \times D^2}{4} \qquad \text{Ec.28}$$

Cantidad de tubos posibles en el conjunto

$$\frac{7}{1,54} < n < \frac{11}{1,54}$$

$$4,5 < n < 7,15$$

o sea:

$$5 < n < 7$$

C) Longitud del haz aleteado

Número total de tubos

$$\frac{L_f}{2,5} < N < \frac{L_f}{1,8}$$

$$\frac{6,26}{2,5} < N < \frac{6,26}{1,8}$$

$$2,5 < N < 3,5$$

o sea:

$$3 < N < 4$$

Número de pasos de agua

Para disponer la entrada y la salida de agua en una misma tapa o fondo, hace falta un número par de pasos.

Tomamos 2 como número de pasos.

Número de tubos: $6 \times 2 = 12$ tubos

Longitud del haz tubular

$$\frac{L_f}{12}$$

Ec.29

$$\frac{L_f}{12} = \frac{6,26}{12} = 0,52 \text{ m}$$

Con los datos calculados vamos al programa de selección del fabricante, en nuestro caso será el mismo que el del compresor Bitzer dando el siguiente resultado:

Selección del Compresor: Condensa. enfriados por agua

Valores de entrada:

Modelo de condensador	K073HB
Número de pasos	2
Serie	Resistente al agua de mar
Refrigerante	R407F
Agente enfriador	Agua
Temperatura de condensación	50,0 °C
Temperatura de entrada agua	35,0 °C
Caudal	0,90 m ³ /h
Líquido subenfriado (después condensador)	1,00 K
Factor de ensuciamiento	0,000040 m ² K/W

Resultado

Modelo de condensador	K073HB
Número de pasos	2
Capacidad del condensador	8 kW
Capacidad máxima admisible	13,16 kW
Temp. de condensación	50 °C
Temp. salida agua	42,7 °C
Caudal	0,9 m ³ /h
Caudal mínimo	0,85 m ³ /h
Caudal máximo	2,75 m ³ /h
Velocidad del flujo	0,52 m/s
Pérdida de carga	0,01 bar

5.6. SELECCIÓN DE BOMBA HIDRÁULICA

Para la selección de la bomba hidráulica se toman los siguientes datos:

Caudal: 1,8 m³/h

Las bombas de agua deberán ser capaces de vencer una presión de 10 m.c.a

Con los datos mencionados seleccionamos la bomba en el catalogo del fabricante

Grundfoss, obteniendo el siguiente modelo:

Tipo	MAGNA3 25-100
Motor	
Caudal	1.8 m ³ /h
Alt.	10.01 m
Pot. P1	0.134 kW
Bomb+motor Eta	36.5 % =Bomba Eta *motor Eta
Total Eta	36.5 % =Eta relativa punto de trabajo
Consumo energía	262 kWh/Año
Emisión CO2	149 kg/Año

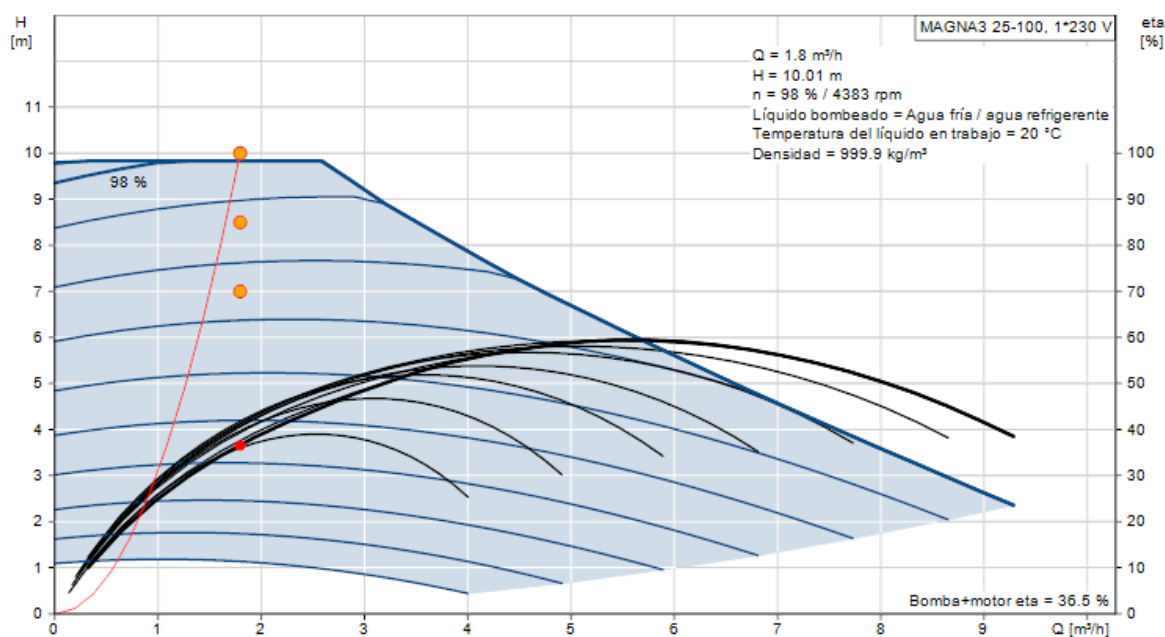


Figura 5. Curva de funcionamiento bomba Grundfos, (Fuente: product-selection.grundfos.com)

5.7. CÁLCULO DE VÁLVULAS DE EXPANSIÓN

Las válvulas de expansión termostática regulan la inyección de líquido refrigerante en los evaporadores. La inyección se controla en función del recalentamiento del refrigerante. Por tanto, son especialmente adecuadas para inyección de líquido en evaporadores "secos", en los cuales el recalentamiento a la salida del evaporador es proporcional a la carga de éste^[8]

Para la selección de las válvulas de expansión utilizaremos los siguientes datos:

GAMBUZA FRIGORÍFICA CONSERVACIÓN

Temperatura interior:	4 °C
Δt recomendado:	8 °C
Temperatura evaporación Te:	-4 °C
Humedad relativa cámara:	80 %
Potencia frigorífica:	1 kW
Refrigerante R407F	

Utilizando el programa de selección del fabricante Danfoss obtenemos la siguiente válvula:

Tipo	T2 - X
NS	10
Rango	N
Nominal capacity [W]	1014
Capacidad mín. [W]	253.5
Carga [%]	99
DP [bar]	19.77
Velocidad, ent. [m/s]	0.14

GAMBUZA FRIGORÍFICA CONGELACIÓN

Temperatura interior: -20 °C
 Δt recomendado: 6 °C
 Temperatura evaporación Te: -26 °C
 Humedad relativa cámara: 80 %
 Potencia frigorífica: 4 kW
 Refrigerante R407F

Tipo	T2 - 3
NS	10
Rango	N
Nominal capacity [W]	4260
Capacidad mín. [W]	1065
Carga [%]	94
DP [bar]	22.39
Velocidad, ent. [m/s]	0.62

5.8. CÁLCULO DE TUBERÍA FRIGORÍFICA

Un problema importante a solucionar (durante el dimensionado de una instalación) es la selección correcta del diámetro de las tuberías. Esto es fundamental para asegurar el retorno de aceite al compresor, así como para garantizar el normal funcionamiento de la válvula de expansión (de hecho, el buen funcionamiento en general de la instalación).

Velocidades de circulación

Además de las medidas a adoptar para la instalación de las tuberías frigoríficas, es indispensable aplicar las velocidades suficientes a los gases para que sean capaces de arrastrar al aceite.

Sin embargo, no se puede aumentar demasiado la velocidad pues ello tiene la nefasta consecuencia de aumentar la pérdida de presión, e indirectamente el consumo de energía.

En cuanto a la velocidad, hay que tomar un valor que garantice el arrastre del aceite limitando las pérdidas de presión. Ello exige respetar los siguientes límites:

- **Línea de líquido:** velocidad máxima: 1,5 m/s. Más allá, nos exponemos a ruidos, vibraciones, golpes de ariete y un desgaste prematuro de componentes.

- **Línea de aspiración:** velocidad máxima:15 m/s. Más allá, nos exponemos a ruidos y de vibraciones; velocidad mínima: 7 m/s en las partes ascendentes y 3 m/s en las partes horizontales y descendentes.

- **Línea de descarga:** Mismas observaciones que para línea de aspiración.

- **Línea de líquido condensador recipiente:** velocidad máxima:1 m/s. [9]

CÁLCULO DE TUBERÍA

Línea de líquido:

Caudal máxico: 146,7 kg/h

Volumen específico línea de líquido: 0,0008 m³/kg

Caudal : 0,11736 m³/h

Velocidad: $0,5 < v < 1,5$

Tubería seleccionada: 3/8"

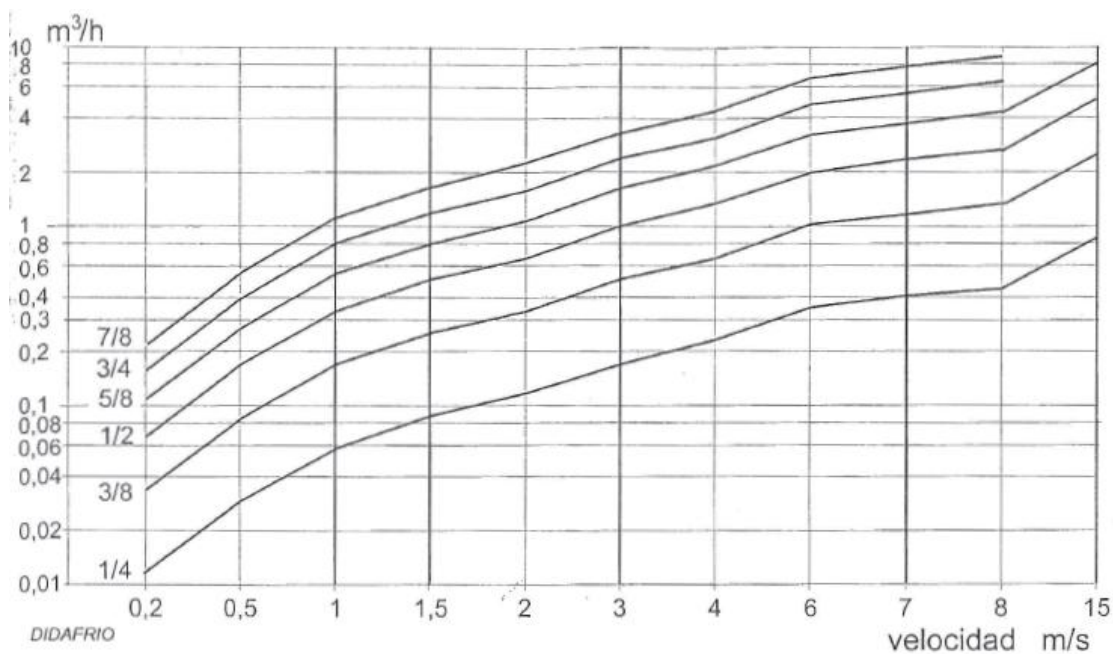


Figura 6. Ábaco Caudal y velocidad, (Fuente: Didafrio)

Línea de aspiración:

Caudal másico: 146,7 kg/h

Volumen específico línea de aspiración: 0,1236 m³/kg

Caudal : 18,14 m³/h

Velocidad: $7 < v < 15$

Tubería seleccionada: 1 1/8"

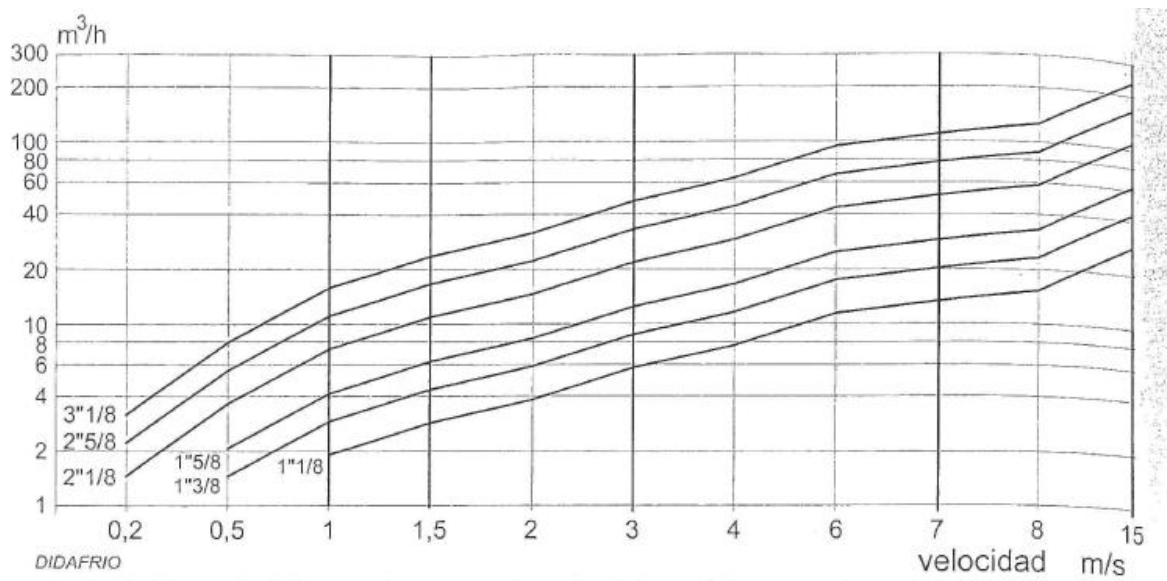


Figura 6. Ábaco Caudal y velocidad, (Fuente: Didafrio)

Línea de descarga:

Caudal máxico: 146,7 kg/h

Volumen específico línea de descarga: 0,004 m³/kg

Caudal : 5,868 m³/h

Velocidad: $7 < v < 15$

Tubería seleccionada: 5/8"

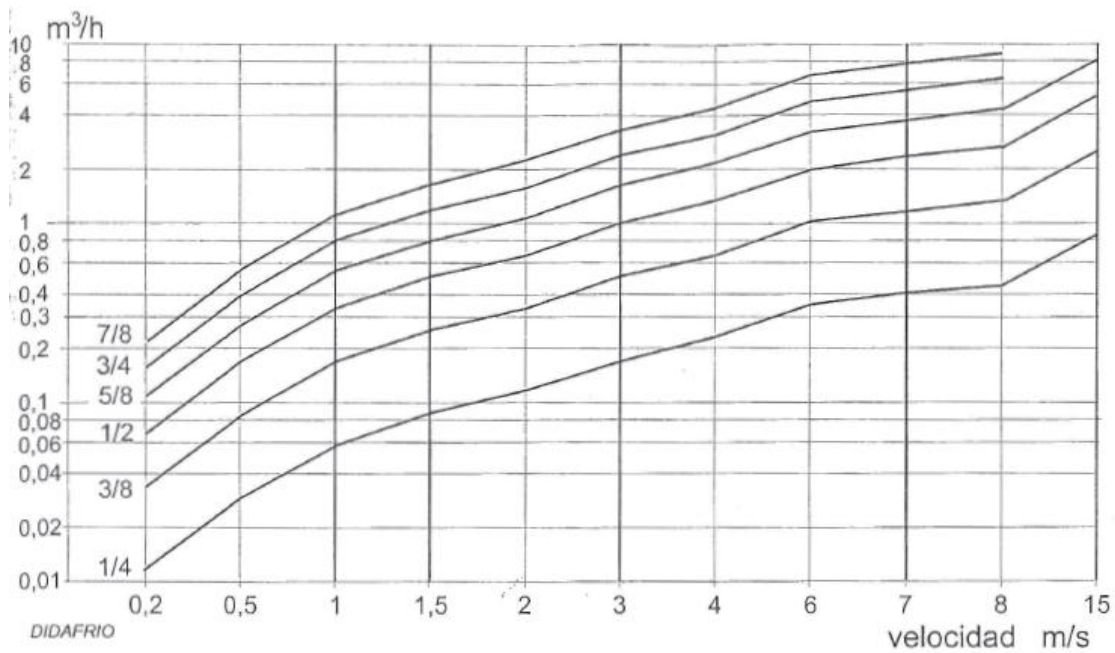


Figura 6. Ábaco Caudal y velocidad, (Fuente: Didafrio)

6. INSTALACIÓN ELÉCTRICA

6.1 - DESCRIPCIÓN INSTALACIÓN ELÉCTRICA

El astillero facilitará la acometida al cuadro eléctrico de fuerza y maniobra situado en la cámara de máquinas.

La corriente a suministrar es de 230/440V / III / 60 Hz.

La instalación eléctrica constará de los siguientes elementos:

1 - Cuadro eléctrico de fuerza y maniobra capaz de controlar la instalación frigorífica de gambuza, compuesto por los siguientes aparatos:

- a) Réles
- b) Luminarias
- c) Presotatos
- d) Interruptores magnetotérmicos
- e) Disyuntores
- f) Interruptor diferencial
- g) Válvula solenoide
- h) Bornas
- i) Resistencias de desescarche
- j) Interruptores y pulsadores
- k) Otros elementos necesarios para el control y funcionamiento del sistema.

2- Motores eléctricos WEG 132S 5,5 kW

3- Resistencias de carter en compresores para el aceite.

4- Resistencias desescarche cámara de conservación

5- Resistencias desescarche cámara de congelación.

6.2 - SELECCIÓN DE APARAMENTA Y EQUIPOS

Motor eléctrico

Tal y como se menciona en el punto 5.5. necesitamos un motor eléctrico capaz de desarrollar una potencia de 4 kW a 1450 rpm.

Seleccionamos un motor marca WEG por su robustez y por contar con los certificados marítimos.

Características del motor:

Carcasa : 132S

Potencia : 5,5 kW

Frecuencia : 50 Hz

Polos : 2

Rotación nominal : 2940 rpm

Deslizamiento : 2,00 %

Voltaje nominal : 230/400 V

Corriente nominal : 17,7/10,2 A

Corriente de arranque : 140/80,6 A

I_p/I_n : 7,9

Corriente en vacío : 5,91/3,40 A

Par nominal : 17,9 Nm Par d

Protección : IP55

Masa aproximada : 69 kg

Nivel de ruido : 67 dB

Para seleccionar los equipos eléctricos de seguridad primero debemos definir el consumo de los principales elementos:

Equipos	Potencia (kW)	Intensidad (A)
Motor eléctrico	5,5	17,7
Motor ventilador evaporador Cámara conservación	0,08	0,38
Motor ventilador evaporador Cámara congelación	0,176	0,76
Resistencia desescarche Cámara conservación	1,65	7,8
Resistencia desescarche Cámara congelación	3,3	14,35
Resistencia cárter compresor 1	0,07	0,3
Resistencia cárter compresor 2	0,07	0,3

Tendremos por tanto un consumo de 10,846 kW que resumiendo quedará como 11 kW.

Selección de interruptores automáticos

Fuerza

Cuadro de fuerza: Interruptor general de potencia de 50 A

Motor eléctrico: Interruptor magnetotérmico de 32 A

Motor ventilador evaporador cámara de conservación: Interruptor magnetotérmico de 10A

Motor ventilador evaporador cámara de congelación: Interruptor magnetotérmico de 10A

Resistencia desescarche Cámara conservación: Interruptor magnetotérmico de 16A

Resistencia desescarche Cámara congelación: Interruptor magnetotérmico de 25A

Maniobra

Cuadro de maniobra: Interruptor general de 25 A

7. ANEXOS

7.1 BIBLIOGRAFÍA

RAPIN. P.J & JACQUARD.P (1997) *Instalaciones frigoríficas. Tomo 1 Física*, Barcelona: Marcombo [1]

ARNABAT.I (2015). *Ponencia Honeywell: "Nuevos refrigerantes de bajo PCA para soluciones industriales: El reto de la nueva Fgas"* Recuperado de : <https://www.caloryfrio.com/feria-climatizacion/ponencias-feria-climatizacion/ponencia-honeywell-nuevos-refrigerantes-de-bajo-pca-soluciones-industriales-reto-nueva-fgas.html>
Honeywell S.L. & Tewis Smart Solutions International. *SOSTENIBILIDAD Y EFICIENCIA ENERGÉTICA: SEÑAS DE IDENTIDAD DEL R407F* . Recuperado de : http://www.tewis.com/newtewis/blog/descargas/tewis_honeywell407f.pdf. [2]

RAPIN. P.J & JACQUARD.P (1997) *Instalaciones frigoríficas. Tomo 2 Tecnología*, Barcelona: Marcombo.[3] [7]

CABEZA, FRANCIS (2014) *Las bases del frío* (5ª edición), Barcelona: AMV Ediciones. [4] [8] [9]

WHITMAN, W.C. & JOHNSON, W.M. *Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado II Refrigeración comercial*. Madrid: Paraninfo, 2000. [6]

FRIMETAL.(2015) *Catalogo general evaporadores*. Madrid. Disponible en: <http://www.frimetal.es/Catalogo-de-Frimetal/catalogo-frimetal-2012.html> [5]

MELGAREJO MORENO, P. *Aislamiento, cálculo y construcción de cámaras frigoríficas*. A. Madrid Vicente, 1995.

MENGUAL MUÑOZ ALBERTO & M.B IÑAKI (2012) *NBE CT 79: Condiciones Térmicas en los Edificios*

Disponible:

http://www.urikipedia.org/hoja/NBE_CT_79:_Condiciones_T%C3%A9rmicas_en_los_Edificios

Convenio Internacional para la Seguridad de la Vida Humana en el Mar, Wikipedia 2016.

Disponible en:

https://es.wikipedia.org/wiki/Convenio_Internacional_para_la_Seguridad_de_la_Vida_Humana_en_el_Mar

Software utilizados:

Bitzer software. (2017). Barakaldo: Bitzer

Coolselector 2. (2017). Barakaldo: Danfoss

Webs de fabricantes consultadas.

www.bitzer.de

www.danfoss.com

www.grundfoss.com

www.frimetal.es

www.weg.com

www.reftec.ch

<http://www.deka-controls.com>

7.2 TABLAS Y DIAGRAMAS

R407F										R407F															
Temperature (°C)	Liquid Pressure (kPa)	Liquid Pressure bar	Vapor Pressure (kPa)	Vapor Pressure (bar)	Liquid Density (kg/m³)	Vapor Density (kg/m³)	Liquid Volume (m³/kg)	Vapor Volume (m³/kg)	Internal Energy (kJ/kg)	Internal Energy (kJ/kg)	Liquid Enthalpy (kJ/kg)	Vapor Enthalpy (kJ/kg)	Temperature (°C)	Liquid Pressure (kPa)	Liquid Pressure bar	Vapor Pressure (kPa)	Vapor Pressure (bar)	Liquid Density (kg/m³)	Vapor Density (kg/m³)	Liquid Volume (m³/kg)	Vapor Volume (m³/kg)	Internal Energy (kJ/kg)	Internal Energy (kJ/kg)	Liquid Enthalpy (kJ/kg)	Vapor Enthalpy (kJ/kg)
-60,15	48,3	0,483	32,5	0,325	1415,17	1,53	0,0007	0,6521	118,82	361,52	118,85	382,7	10,85	879,9	8,799	747,4	7,474	1176,52	30,67	0,0008	0,0326	216,16	395,34	216,91	419,71
-59,15	51,1	0,511	34,5	0,345	1412,18	1,62	0,0007	0,6154	120,13	362,04	120,16	383,29	11,85	906,3	9,063	771,3	7,713	1172,52	31,67	0,0009	0,0316	217,63	395,74	218,4	420,1
-58,15	54	0,54	36,7	0,367	1409,19	1,72	0,0007	0,5812	121,44	362,55	121,48	383,89	12,85	933,2	9,332	795,8	7,958	1168,49	32,68	0,0009	0,0306	219,1	396,13	219,9	420,48
-57,15	57,1	0,571	39	0,39	1406,19	1,82	0,0007	0,5492	122,75	363,07	122,79	384,48	13,85	960,8	9,608	821	8,21	1164,43	33,73	0,0009	0,0296	220,57	396,52	221,4	420,86
-56,15	60,3	0,603	41,4	0,414	1403,18	1,93	0,0007	0,5193	124,07	363,58	124,11	385,08	14,85	989	9,89	846,7	8,467	1160,35	34,81	0,0009	0,0287	222,05	396,9	222,91	421,23
-55,15	63,6	0,636	43,9	0,439	1400,17	2,04	0,0007	0,4913	125,38	364,1	125,43	385,67	15,85	1017,8	10,178	873	8,73	1156,23	35,91	0,0009	0,0278	223,54	397,29	224,42	421,59
-54,15	67,1	0,671	46,5	0,465	1397,15	2,15	0,0007	0,4652	126,7	364,61	126,75	386,26	16,85	1047,2	10,472	899,9	8,999	1152,07	37,05	0,0009	0,027	225,03	397,66	225,93	421,95
-53,15	70,7	0,707	49,3	0,493	1394,12	2,27	0,0007	0,4407	128,02	365,12	128,07	386,85	17,85	1077,2	10,772	927,5	9,275	1147,89	38,21	0,0009	0,0262	226,52	398,03	227,46	422,3
-52,15	74,5	0,745	52,2	0,522	1391,08	2,39	0,0007	0,4177	129,33	365,64	129,39	387,44	18,85	1107,9	11,079	955,6	9,556	1143,67	39,41	0,0009	0,0254	228,01	398,4	228,98	422,63
-51,15	78,5	0,785	55,2	0,552	1388,04	2,52	0,0007	0,3961	130,65	366,15	130,71	388,03	19,85	1139,2	11,392	984,5	9,845	1139,42	40,64	0,0009	0,0246	229,52	398,76	230,52	422,99
-50,15	82,6	0,826	58,4	0,584	1384,99	2,66	0,0007	0,3759	131,97	366,66	132,03	388,62	20,85	1171,2	11,712	1014	10,14	1135,13	41,9	0,0009	0,0239	231,02	399,12	232,05	423,32
-49,15	86,9	0,869	61,7	0,617	1381,94	2,8	0,0007	0,3569	133,3	367,17	133,36	389,2	21,85	1203,8	12,038	1044,1	10,441	1130,81	43,2	0,0009	0,0232	232,53	399,47	233,6	423,64
-48,15	91,4	0,914	65,2	0,652	1378,88	2,95	0,0007	0,3391	134,62	367,68	134,69	389,78	22,85	1237,1	12,371	1074,9	10,749	1126,44	44,53	0,0009	0,0225	234,05	399,82	235,15	423,96
-47,15	96	0,96	68,8	0,688	1375,8	3,1	0,0007	0,3223	135,94	368,19	136,01	390,37	23,85	1271,1	12,711	1106,5	11,065	1122,04	45,9	0,0009	0,0218	235,57	400,16	236,7	424,27
-46,15	100,9	1,009	72,6	0,726	1372,73	3,26	0,0007	0,3065	137,27	368,7	137,34	390,95	24,85	1305,8	13,058	1138,7	11,387	1117,6	47,3	0,0009	0,0211	237,1	400,49	238,27	424,57
-45,15	105,9	1,059	76,5	0,765	1369,64	3,43	0,0007	0,2916	138,6	369,21	138,67	391,53	25,85	1341,1	13,411	1171,6	11,716	1113,11	48,75	0,0009	0,0205	238,63	400,82	239,84	424,86
-44,15	111,1	1,111	80,6	0,806	1366,54	3,6	0,0007	0,2776	139,93	369,71	140,01	392,1	26,85	1377,2	13,772	1205,2	12,052	1108,59	50,23	0,0009	0,0199	240,17	401,15	241,41	425,14
-43,15	116,6	1,166	84,9	0,849	1363,44	3,78	0,0007	0,2644	141,26	370,22	141,34	392,68	27,85	1414	14,14	1239,5	12,395	1104,02	51,76	0,0009	0,0193	241,71	401,46	242,99	425,41
-42,15	122,2	1,222	89,4	0,894	1360,33	3,97	0,0007	0,252	142,59	370,73	142,68	393,25	28,85	1451,5	14,515	1274,6	12,746	1099,41	53,32	0,0009	0,0188	243,26	401,78	244,58	425,68
-41,15	128	1,28	94	0,94	1357,21	4,16	0,0007	0,2402	143,92	371,23	144,01	393,82	29,85	1489,7	14,897	1310,5	13,105	1094,75	54,93	0,0009	0,0182	244,81	402,08	246,18	425,94
-40,15	134,1	1,341	98,9	0,989	1354,08	4,36	0,0007	0,2291	145,25	371,74	145,35	394,39	30,85	1528,7	15,287	1347,1	13,471	1090,04	56,59	0,0009	0,0177	246,37	402,38	247,78	426,18
-39,15	140,4	1,404	103,9	1,039	1350,94	4,57	0,0007	0,2186	146,59	372,24	146,69	394,96	31,85	1568,5	15,685	1384,5	13,845	1085,28	58,29	0,0009	0,0172	247,94	402,67	249,39	426,42
-38,15	146,9	1,469	109,2	1,092	1347,79	4,79	0,0007	0,2087	147,93	372,74	148,04	395,53	32,85	1608,9	16,089	1422,6	14,226	1080,47	60,04	0,0009	0,0167	249,51	402,95	251	426,65
-37,15	153,6	1,536	114,6	1,146	1344,63	5,02	0,0007	0,1994	149,27	373,24	149,38	396,09	33,85	1650,2	16,502	1461,6	14,616	1075,61	61,84	0,0009	0,0162	251,09	403,23	252,63	426,86
-36,15	160,6	1,606	120,3	1,203	1341,46	5,25	0,0007	0,1905	150,61	373,74	150,73	396,66	34,85	1692,2	16,922	1501,3	15,013	1070,7	63,69	0,0009	0,0157	252,68	403,49	254,26	427,07
-35,15	167,9	1,679	126,1	1,261	1338,29	5,49	0,0007	0,1821	151,95	374,24	152,08	397,22	35,85	1735,1	17,351	1541,9	15,419	1065,73	65,59	0,0009	0,0152	254,27	403,75	255,9	427,26
-34,15	175,4	1,754	132,2	1,322	1335,1	5,74	0,0007	0,1742	153,29	374,74	153,43	397,77	36,85	1778,7	17,787	1583,3	15,833	1060,7	67,54	0,0009	0,0148	255,87	404	257,55	427,45
-33,15	183,1	1,831	138,6	1,386	1331,9	6	0,0008	0,1666	154,64	375,24	154,78	398,33	37,85	1823,1	18,231	1625,5	16,255	1055,61	69,56	0,0009	0,0144	257,48	404,25	259,21	427,62
-32,15	191,1	1,911	145,1	1,451	1328,69	6,27	0,0008	0,1595	155,99	375,73	156,13	398,88	38,85	1868,4	18,684	1668,6	16,686	1050,46	71,63	0,001	0,014	259,1	404,48	260,88	427,78
-31,15	199,4	1,994	152	1,52	1325,47	6,55	0,0008	0,1527	157,34	376,23	157,49	399,43	39,85	1914,4	19,144	1712,6	17,126	1045,24	73,76	0,001	0,0136	260,72	404,7	262,55	427,92
-30,15	208	2,08	159	1,59	1322,24	6,84	0,0008	0,1463	158,69	376,72	158,85	399,98	40,85	1961,3	19,613	1757,5	17,575	1039,96	75,96	0,001	0,0132	262,35	404,92	264,24	428,06
-29,15	216,8	2,168	166,3	1,663	1319	7,13	0,0008	0,1402	160,04	377,21	160,21	400,53	41,85	2009,1	20,091	1803,2	18,032	1034,61	78,22	0,001	0,0128	263,99	405,12	265,93	428,17
-28,15	226	2,26	173,9	1,739	1315,74	7,44	0,0008	0,1344	161,4	377,71	161,57	401,07	42,85	2057,7	20,577	1849,9	18,499	1029,18	80,55	0,001	0,0124	265,64	405,31	267,64	428,28
-27,15	235,4	2,354	181,7	1,817	1312,48	7,76	0,0008	0,1289	162,75	378,19	162,93	401,62	43,85	2107,1	21,071	1897,5	18,975	1023,68	82,95	0,001	0,0121	267,3	405,5	269,35	428,37
-26,15	245,1	2,451	189,9	1,899	1309,2	8,09	0,0008	0,1236	164,11	378,68	164,3	402,15	44,85	2157,5	21,575	1946	19,46	1018,1	85,43	0,001	0,0117	268,96	405,67	271,08	428,45
-25,15	255,1	2,551	198,2	1,982	1305,91	8,43	0,0008	0,1186	165,47	379,17	165,67	402,69	45,85	2208,7	22,087	1995,4	19,954	1012,44	87,98	0,001	0,0114	270,64	405,83	272,82	428,51
-24,15	265,5	2,655	206,9	2,069	1302,61	8,78	0,0008	0,1139	166,84	379,66	167,04	403,22	46,85	2260,8	22,608	2045,9	20,459	1006,7	90,61	0,001	0,011	272,32	405,97	274,57	428,55
-23,15	276,2	2,762	215,9	2,159	1299,29	9,14	0,0008	0,1094	168,2	380,14	168,41	403,76	47,85	2313,9	23,139	2097,3	20,973	1000,86	93,33	0,001	0,0107	274,02	406,1	276,33	428,58
-22,15	287,2	2,872	225,2	2,252	1295,96	9,52	0,0008	0,1051	169,57	380,62	169,79	404,28	48,85	2367,8	23,678	2149,7	21,497	994,94	96,14	0,001	0,0104	275,72	406,22	278,1	428,58
-21,15	298,5	2,985	234,8	2,348	1292,62	9,9	0,0008	0,101	170,94	381,1	171,17	404,81	49,85	2422,7	24,227	2203,1	22,031	988,91	99,04	0,001	0,0101	277,44	406,33	279,89	428,57
-20,15	310,2	3,102	244,6	2,446	1289,27	10,3	0,0008	0,0971	172,31	381,58	172,55	405,33	50,85	2478,5	24,785	2257,6	22,576	982,78	102,03	0,001	0,0098	279,17	406,42	281,69	428,54
-19,15	322,2	3,222	254,9	2,549	1285,9	10,71	0,0008	0,0934	173,68	382,06	173,93	405,85	51,85	2535,2	25,352	2313,1	23,131	976,54	105,13	0,001	0,0095	280,91	406,49	283,51	428,49
-18,15	334,6	3,346	265,4	2,654	1282,51	11,14	0,0008	0,0898	175,06	382,53	175,32	406,37	52,85	2593	25										

