

Universidad de **Cádiz**

Proyectos de fin de carrera de **Ingeniería Técnica Naval**

**DISEÑO Y CÁLCULO DEL SISTEMA DE  
AIRE ACONDICIONADO DE UN YATE  
TRANSOCEÁNICO**

**Adrián GALLARDO FERNÁNDEZ**



Centro: **E. U. I. T. NAVAL**  
Titulación: **I. T. NAVAL**  
Fecha: **Octubre 2011**





## **AVISO IMPORTANTE:**

El único responsable del contenido de este proyecto es el alumno que lo ha realizado.

La Universidad de Cádiz, La Escuela Universitaria de Ingeniería Técnica Naval, los Departamentos a los que pertenecen el profesor tutor y los miembros del Tribunal de Proyectos Fin de Carrera así como el mismo profesor tutor **NO SON RESPONSABLES DEL CONTENIDO DE ESTE PROYECTO.**

Los proyectos fin de carrera pueden contener errores detectados por el Tribunal de Proyectos Fin de Carrera y que estos no hayan sido implementados o corregidos en la versión aquí expuesta.

La calificación de los proyectos fin de carrera puede variar desde el aprobado (5) hasta la matrícula de honor (10), por lo que el tipo y número de errores que contienen puede ser muy diferentes de un proyecto a otro.

Este proyecto fin de carrera está redactado y elaborado con una finalidad académica y nunca se deberá hacer uso profesional del mismo, ya que puede contener errores que podrían poner en peligro vidas humanas.

Fdo. La Comisión de Proyectos de Fin de Carrera  
Escuela Universitaria de Ingeniería Técnica Naval  
Universidad de Cádiz

## Índice

Índice.....	1
Descripción del Proyecto.....	7
Bibliografía.....	11
Datos Técnicos de Base.....	13
Preámbulo.....	15
Símbolos.....	16
I Refrigeración.....	19
1. Balance térmico.....	20
1.1 Cargas de calor sensible.....	20
a) Coeficiente global de transmisión.....	20
1.1.1. Ganancia de calor sensible del local.....	24
a) Ganancia debida a la transmisión de calor.....	24
b) Ganancia debida al alumbrado.....	42
c) Ganancia debida a las personas.....	50
d) Resumen.....	52
1.1.2. Ganancia de calor sensible del aire exterior.....	54
a) Caudal de aire exterior.....	54
b) Ganancia de calor sensible del aire exterior.....	54
1.1.3. Ganancia suplementaria de calor sensible del local.	
60	
a) Ganancia debida al trabajo del ventilador de	
impulsión.....	60
b) Ganancia debida al recalentamiento en los conductos	
de aire de impulsión.....	61
c) Ganancia debida a las fugas de aire en los conductos	
de impulsión.....	61

---

1.2. Cargas de calor latente. ....	64
1.2.1. Ganancia de calor latente del local.....	64
a) Ganancia debida a las personas.....	64
1.2.2. Ganancia de calor latente del aire exterior.....	68
1.2.3. Ganancia suplementaria de calor latente del local.	71
a) Fugas en conductos de aire de impulsión.....	71
2. Elección de la batería. ....	74
2.1 Determinación del punto de rocío de la batería. ....	74
2.1.1. Factor de by-pass.....	75
2.1.2. Factor de ganancia efectiva de calor sensible del local. ....	75
a) Ganancia efectiva de calor sensible del local. ....	76
b) Ganancia efectiva de calor latente del local. ....	76
3. Caudal de aire tratado del local.....	82
4. Ganancia total de calor o carga de la batería. ....	86
a) Ganancia total de calor sensible ..... 86	
b) Ganancia adicional de calor sensible..... 86	
c) Ganancia total de calor latente..... 87	
5. Número de filas de la batería. ....	88
6. Diagrama psicométrico. ....	89
a) Caudal de aire recirculado..... 89	
b) Temperatura de bulbo seco del aire a la entrada de la cámara de mezcla ..... 89	
c) Temperatura de bulbo seco del aire a la entrada de la batería..... 89	



d) Temperatura de bulbo seco del aire a la salida de la batería.....	90
e) Temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del local.....	91
f) Factor de ganancia total de calor sensible.....	92
g) Factor de ganancia total de calor sensible del local	92
h) Factor de ganancia efectiva de calor sensible del local .....	93
7. Condensación de agua en la batería de refrigeración .....	93
II Calefacción.....	95
1. Balance térmico .....	95
1.1. Cargas de calor sensible .....	95
a) Coeficiente global de transmisión.....	95
a) Pérdida debida a la transmisión de calor.....	96
b) cálculos.....	97
2. Elección de la batería .....	112
2.1. Determinación del punto de rocío de la batería .....	112
2.1.1. Factor de by-pass.....	112
2.1.2. Factor de pérdida de calor sensible del local.....	112
3. Caudal de aire tratado .....	113
4. Perdida total de calor o carga de la batería .....	113
5. Número de filas de la batería. ....	113
6. Diagrama psicrométrico .....	113
a) Caudal de aire recirculado.....	113

b) Temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del humectador .....	114
c) Temperatura de bulbo seco del aire a la salida de la batería.....	114
d) Humedad específica de saturación del humidador .....	115
III Distribución del aire en espacios acondicionados.....	117
1. Proyecto de conductos de aire .....	117
a) Velocidad del aire .....	117
b) Espacio disponible.....	118
1.1. Conductos.....	118
1.2. Unidades terminales.....	120
1.3. Rejillas.....	120
1.4. Extracción de humos en incendios.....	121
2. Calculo de conductos.....	121
2.1. Método de cálculo .....	121
2.2. Planos .....	122
a) Disposición general de conductos.....	122
b) Disposición de conductos principales.....	122
c) Rejillas .....	122
3. Presión estática de la instalación .....	123
3.1 Conductos de aire de impulsión. ....	123
3.1.1. Perdida de presión estática.....	123
3.2. Conductos de aire de retorno .....	124
3.2.1. Perdida de presión estática.....	124

---

3.3. Conductos de aire exterior .....	125
3.3.1. Pérdida de presión estática.....	125
3.4. Pérdida de carga en la unidad climatizadora.....	125
4. Selección de ventilador .....	126
a) Motor eléctrico.....	127
IV Elementos para el tratamiento del aire .....	128
1. Descripción del equipo.....	128
1.1. Unidad de tratamiento de aire.....	128
a) Cámara de mezcla.....	128
b) Filtro .....	129
c) Humectador.....	129
d) Batería de enfriamiento.....	130
e) Batería de calefacción.....	130
f) Ventiladores impulsores.....	130
1.2. Unidad enfriadora de agua (Chiller Water).....	131
a) Compresor.....	131
b) Evaporador .....	131
c) Caudal de agua en el evaporador .....	132
d) Condensador .....	132
e) Caudal de agua en el condensador.....	133
f) Componentes adicionales .....	133
1.2.1. Bomba centrífuga.....	134
1.2.2. Tanque de expansión .....	135
1.3. Fan Coils. ....	135
2. Esquemas .....	135



---

2.1. Esquema de refrigeración .....	135
3. Calefacción .....	136
3.1. Vapor para la calefacción .....	136
3.2. Vapor para humidificación.....	137
3.3. Tubería de vapor y condensado.....	138
a) Tuberías antes de la válvula reductora.....	139
b) Tubería después de la válvula reductora .....	139
c) Tubería de la batería de calefacción.....	140
d) Tubería del humidificador .....	140
e) Tubería de condensado.....	141
4. Lista de equipos .....	142
V. Presupuesto.....	144
VI. Documentación .....	146
VII. Planos.....	191

## Descripción del Proyecto.

El proyecto consiste en el diseño e instalación de un sistema de aire acondicionado para un buque transoceánico de 45 metros de eslora. El tipo de instalación considerada es el de un sistema central todo-aire con distribución de caudal variable controlado, simple tubo, de baja presión, baja velocidad, con control individual de caudal de aire, regulación individual de las condiciones térmicas y recirculación parcial del caudal de aire suministrado.

El estudio se lleva acabo teniendo en cuenta los siguientes reglamentos y reglas:

- Convenio Internacional para la Seguridad de la Vida Humana en el Mar (SERVIMAR)
- Convenio 92 de International Labour Organization (ILO)
- Inspeccion de Buques de la ADMINISTRACION ESPAÑOLA, en relación con los convenios SERVIMAR e ILO.
- International Maritime Organization (IMO)
- Lloyd's Register of Shipping, en lo relacionado al convenio SERVIMAR.

El cálculo térmico y volumétrico ha sido elaborado de acuerdo con la disposición general del buque, en lo que se refiere a las zonas cerradas y el esquema de aislamiento térmico de locales, desarrollados por el Astillero, y cumpliendo las condiciones de proyecto establecidas por MARITIME ADMINISTRARION STANDARD.

Como resultado del cálculo volumétrico se ha previsto un aporte de aire exterior basada en  $27 \text{ m}^3/\text{h}$  por persona y aplicado solamente a cabinas.

La instalación esta constituida principalmente por dos unidades climatizadoras o de tratamiento de aire del exterior (UTE), una unidad enfriadora de agua y ventiladores para mover el aire.

Una unidad es de mayor capacidad que la otra, la capacidad total de refrigeración del circuito de agua fría es de 123 Kw. La potencia y el caudal de la primera son de 2,46 Kw. y  $340 \text{ m}^3/\text{h}$ , mientras que la potencia y caudal de la segunda son de 4,437 Kw. y  $680 \text{ m}^3/\text{h}$ .

Módulo de calefacción formado por resistencias eléctricas sumergidas diseñado como un elemento compacto para suministrar agua caliente al sistema de circulación de agua de la unidad enfriadora. El agua circula a través del tanque del módulo donde es calentada por las resistencias eléctricas manteniendo la temperatura automáticamente por un controlador digital, la capacidad es de  $2 \times 18 \text{ Kw}$ .

Incluye también un conjunto de aportación de agua fría incluyendo tanque de expansión, válvula de reducción de presión y manómetro para conectar al suministro de agua dulce del buque, adecuado para sistemas mayores de 70 Kw. de capacidad frigorífica.

Se dispone de dos bombas de circulación de agua en bronce (1 unidad de repuesto), de potencia 3 CV.

Sistemas de Variación de frecuencia para eliminar los picos de corriente en el arranque de los compresores, por medio de un arranque lineal y progresivo del voltaje y frecuencia.

El proceso de enfriamiento y deshumidificación del aire se realiza por refrigeración indirecta, en el que el agua en un circuito cerrado, es enfriada por expansión directa del refrigerante R407C en el evaporador de la unidad enfriadora.

El calentamiento del aire se efectúa mediante intercambio vapor-aire en el serpentín situado para este fin en la unidad climatizadora.

Para obtener una mayor eficiencia el equipo tiene un sistema automático de control de temperatura de verano e invierno.

La distribución del aire se realiza a través de una red de conductos de pared simple en chapa de acero galvanizado, debidamente aislados para evitar condensaciones y transferencia de calor. La sección de los conductos es preferiblemente de sección circular.

Debido a que es un buque de pasajeros y en concreto uno destinado al ocio, en cada terminal se ha previsto una unidad atenuadora con difusor que permite la distribución del aire sin ruido apreciable ni corrientes molestas.

Existen paneles de control en cada estancia para adecuar la temperatura y flujo de aire a gusto de la persona que se encuentre en ese momento en la estancia.



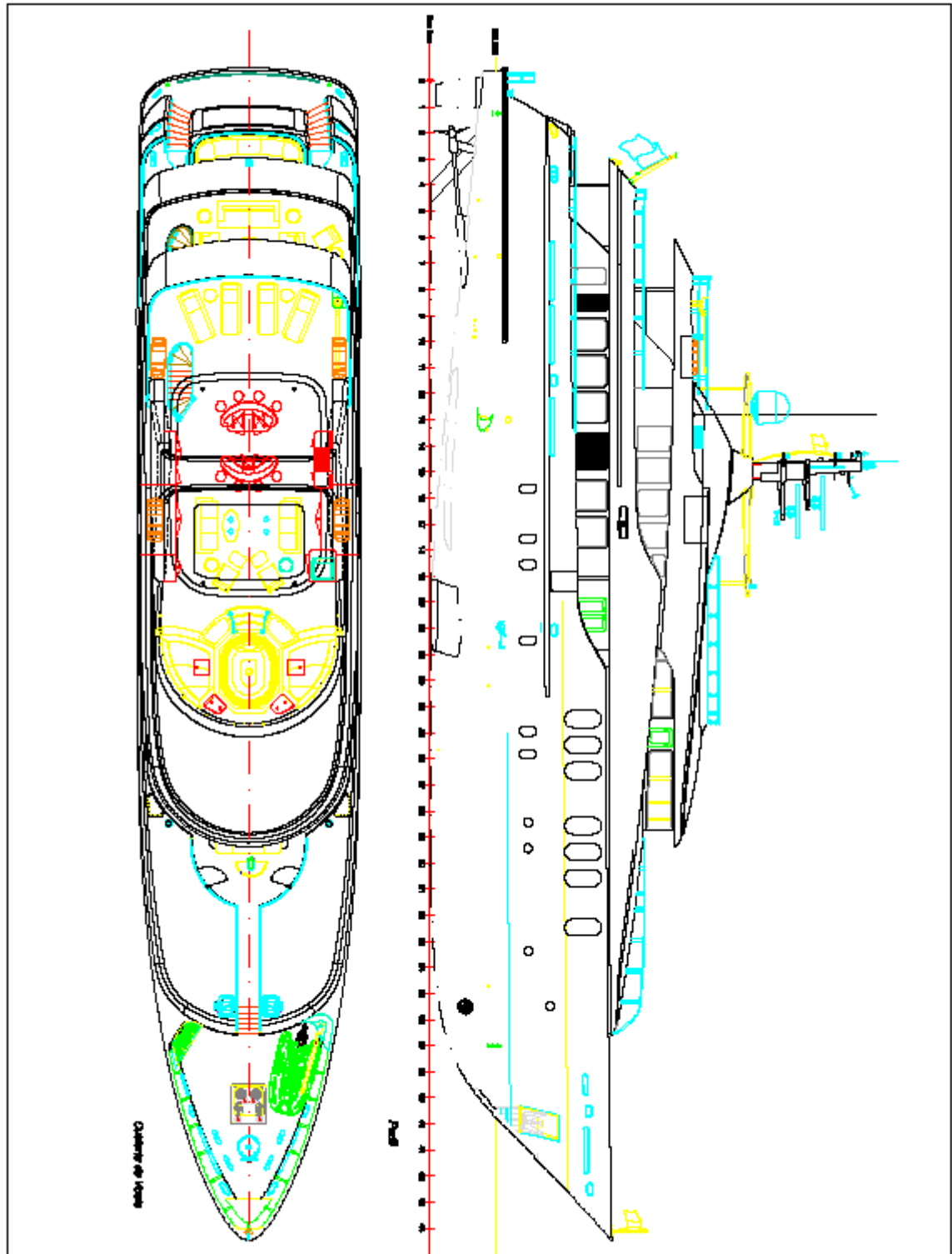
La extracción en los aseos está basada en 15 renovaciones a la hora, por razones obvias.

De forma general, el aire de retorno pasa desde los diferentes locales a los pasillos a través de rejillas instaladas en las puertas y en los falsos techos.

Se contempla la instalación de válvulas cortafuegos con control eléctrico a 24 V en los mamparos y cubiertas con el fin de cumplir con SOLAS.

## Bibliografía

- Catálogo de AQUA-AIR en [www.aquaair.net](http://www.aquaair.net).
- Normas ISO para el aire acondicionado.
- Manual de Aire Acondicionado. Carrier.
- Marine Engineering. Roy L. Harrinton.
- Acondicionamiento del Aire y Refrigeración. Carlo Pezetti.
- <http://www.vicemyacht.com>.
- <http://www.emc.uji.es/assignatura/obtener.php?letra=9&codigo=29&fichero=1082540441929>.
- Ventilación Industrial. E. Carnicer. Ed. Paraninfo, 1994.  
Capítulos 3 y 4.
- Thermal Environmental Engineering. Thomas H. Kuehn, James W. Ramsey, James L. Threlkeld. Ed. Prentice Hall, 1998. Capítulo 18.
- MARITIME ADMINISTRARION STANDARD.
- SERVIMAR
- ILO – IMO.



Eslora 45 m – Manga 8,5 m – Puntal 5,2 m

## Datos Técnicos de Base.

Condiciones climáticas:

Verano

### Aire exterior

Temperatura de Bulbo seco → 35 °C (95 °F)

Temperatura de Bulbo húmedo → 30 °C (86 °F)

Humedad relativa → 70%

### Aire interior

Temperatura de Bulbo seco → 27 °C (72 °F)

Temperatura de Bulbo húmedo → 15,5 °C (60 °F)

Humedad relativa → 50%

Temperatura del Agua de Mar: 32 °C (90 °F)

Invierno

### Aire exterior

Temperatura de Bulbo seco → 0 °C (32 °F)

Humedad relativa → No se considera

### Aire interior

Temperatura de Bulbo seco → 22 °C (72 °F)

Humedad relativa → 50%

Temperatura del Agua de Mar: 0 °C (32 °F)

(Temperaturas según ISO para confort en el mar)

Sistema: Conducto único, baja velocidad, control individual del caudal de aire.



Renovación del 35% del aire total, aproximadamente según balance volumétrico.

Agua de circulación a 30 °C a la entrada de los condensadores de los circuitos frigoríficos.

Fluido para el intercambio de calor con aire:

Agua refrigerada por expansión directa con R407C.

Fluido para calefacción y humidificación:

Vapor saturado a 2 bar, tomándolo del sistema de vapor del barco a 7 bar.

Energía eléctrica disponible:

Potencia:

Alterna trifásica, 440V/60Hz

Control y señalización:

Alterna monofásica, 230V/60VHz mediante transformadores incorporados en los arranques y paneles.

Los datos se han tomado de las normas ISO detalladas en el apartado de documentación. (Documento 1 y Documento2).

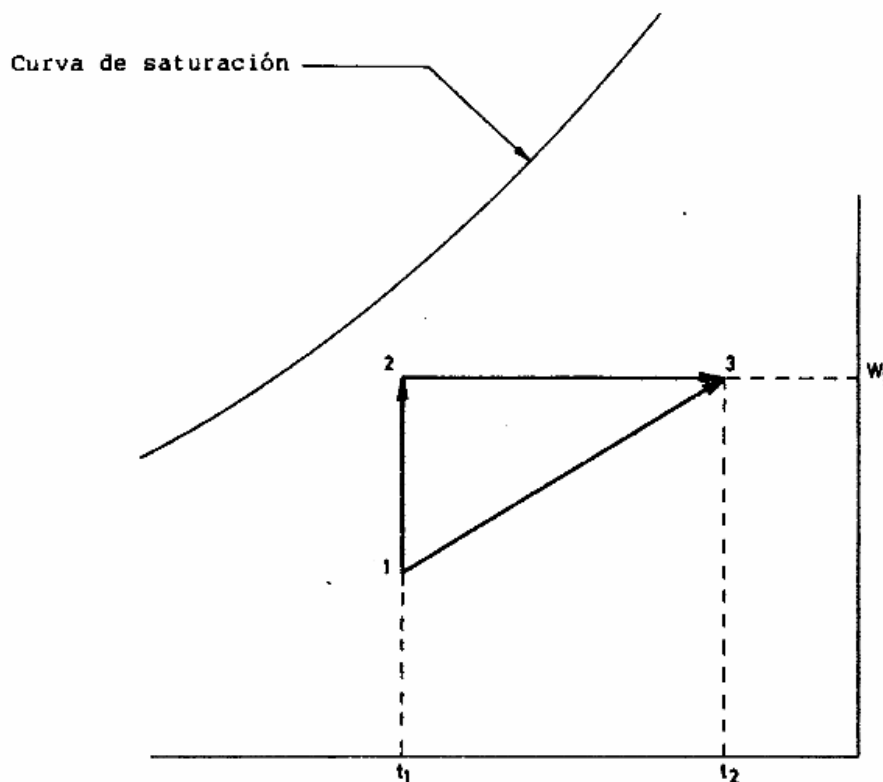
## Preámbulo

En todos los procesos en los que el aire pasa de una temperatura de bulbo seco  $t_1$  inicial a otra  $t_2$  final, se producen variaciones de energía térmica.

A efectos de evaluación de los cambios de energía, el proceso desde el estado 1 al estado 3 (figura abajo), se puede considerar descompuesto en un proceso por partes de 1-2 a temperatura de bulbo seco,  $t_1$ , constante seguido por otro 2-3 a humedad específica  $W_1$ , constante.

Los intercambios de calor en los procesos 1-2 y 2-3 se denominan ganancias de calor latente y de calor sensible, respectivamente.

Curva de saturación



## Símbolos

FB	Factor de by-pass.
FCSE	Factor ganancia efectiva de calor sensible del local.
FCSET	Factor de ganancia global efectiva de calor sensible.
FGSL	Factor de ganancia de calor sensible del local.
FGSLT	Factor de ganancia global de calor sensible.
FGST	Factor de ganancia total de calor sensible.
FPSL	Factor de pérdida de calor sensible del local.
FPSLT	Factor de pérdida global de calor sensible.
GAS	Ganancia adicional de calor sensible.
GLAE	Ganancia de calor latente debida al aire exterior.
GLAET	Ganancia global calor latente debida al aire exterior.
GLEL	Ganancia efectiva de calor latente del local.
GLELT	Ganancia global efectiva de Calor latente.
GLL	Ganancia de calor latente del local.
GLLT	Ganancia global de calor latente.
GLS	Ganancia suplementaria de calor latente del local.
GLST	Ganancia global suplementaria de calor latente.
GLT	Ganancia total de calor latente.
GSAE	Ganancia de calor sensible debida al aire exterior.
GSAET	Ganancia global de calor sensible debida al aire exterior.
GSEL	Ganancia efectiva de calor sensible del local.

---

GSELT	Ganancia global efectiva de calor sensible.
GSL	Ganancia de calor sensible del local.
GSLT	Ganancia global de calor sensible.
GSS	Ganancia suplementaria de calor sensible del local.
GSST	Ganancia global suplementaria de calor sensible.
GST	Ganancia total de calor sensible.
GTC	Ganancia total de calor.
PDR	Punto de rocío de la batería.
PSL	Pérdida de calor sensible del local.
PSLT	Pérdida global de calor sensible.
PDR	Temperatura de rocío o punto de rocío de la batería.
$Q_{ae}$	Caudal de aire exterior.
$Q_{aet}$	Caudal total de aire exterior.
$Q_{ar}$	Caudal de aire recirculado.
$Q_a$	Caudal de aire tratado del local.
$Q_{at}$	Caudal total de aire tratado.
$t_{ai}$	Temperatura de bulbo seco del aire impulsado al local.
$t_e$	Temperatura de bulbo seco del aire exterior o temperatura de bulbo seco del local supuesta.
$t_{ea}$	Temperatura de bulbo seco del aire a la entrada de la batería (Verano) o humectador (Invierno).
$t_{eb}$	Temperatura de bulbo seco del aire a la entrada de la batería (Invierno).



$t_{em}$  Temperatura de bulbo seco del aire a la entrada de la unidad de mezcla.

$t_i$  Temperatura de bulbo seco del aire ambiente del local.

$t_m$  Temperatura de bulbo seco de mezcla del aire de retorno y aire exterior.

$t_{sa}$  Temperatura de bulbo seco del aire a la salida de la batería.

$W_e$  Humedad específica del aire exterior.

$W_{ea}$  Humedad específica del aire a la entrada de la batería (Verano) o humectador (Invierno).

$W_i$  Humedad específica del aire del local.

$W_s$  Humedad específica de saturación del humectador.

$W_{sa}$  Humedad específica del aire a la salida de la batería (Verano) o humectador (Invierno).

## I Refrigeración

Para lograr las condiciones ambientales en verano, es necesario conocer la carga de refrigeración máxima instantánea sobre las zonas a acondicionar en el buque.

Conociendo dicha carga y con ella el caudal de aire tratado, podemos seleccionar el tipo de climatizador y por tanto la batería o serpentín de enfriamiento a utilizar.

Esta carga procede tanto del exterior como del interior del buque:

Cargas exteriores:

- Transmisión de calor (conducción y radiación).
- Aire exterior necesario para la ventilación de los habitáculos.

Cargas interiores:

- Transmisión de calor (conducción).
- Personas.
- Alumbrado.
- Aparatos y equipos eléctricos.
- Unidad de aire acondicionado.
- Conductos de aire acondicionado.

Esto está en el Documento 3, en el apartado de Documentación.

## 1. Balance térmico

De acuerdo con lo anteriormente dicho en el preámbulo, las cargas se clasifican, según provengan, en cargas de calor sensible o latente.

### 1.1 Cargas de calor sensible

#### a) Coeficiente global de transmisión.

El coeficiente global de transmisión en cada caso se ha calculado teniendo en cuenta la disposición del aislamiento. (Pág. 16)

$$U = \frac{1}{\frac{1}{f_e} + \frac{x_e}{k_e} + \frac{x_a}{k_a} + \frac{x_i}{k_i} + \frac{1}{f_i}}$$

donde:

$f_e$  = Coeficiente pelicular exterior, en kcal/m<sup>2</sup> h °C.

$f_i$  = Coeficiente pelicular interior, en kcal/m<sup>2</sup> h °C.

$x_a$  = Espesor de la cámara de aire, en m.

$x_e$  = Espesor del material aislante exterior (chapa de acero), en m.

$x_i$  = Espesor del material aislante interior (lana de roca), en m.

$k_a$  = Conductancia de la cámara de aire, en kcal/m<sup>2</sup> h °C.

$k_e$  = Conductividad térmica del material aislante exterior, en kcal/m h °C

$k_i$  = Conductividad térmica del material aislante interior, en kcal/m h °C

A continuación se expresan los valores numéricos de los coeficientes globales de transmisión según espacios:

Cubierta expuesta a la radiación solar (tipo 1)

$$f_e =$$

$$f_i =$$

$$x_a = 0,065 \text{ m}$$

$$x_e = 0,008 \text{ m}$$

$$x_i = 0,05 \text{ m}$$

$$k_a = 19,23 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

$$k_e = 36 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$$

$$k_i = 0,0416 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$$

$$U = 0,83 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

Mamparo expuesto a la radiación solar (tipo 2)

$$f_e =$$

$$f_i =$$

$$x_a = 0,065 \text{ m}$$

$$x_e = 0,008 \text{ m}$$

$$x_i = 0,025 \text{ m}$$

$$k_a = 19,23 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

$$k_e = 36 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$$

$$k_i = 0,0416 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$$

$$U = 1,65 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

Cubierta de separación de local no acondicionado (tipo 3)

$$f_e = 10,63 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

$$f_i = 8 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

$$x_a = 0,065 \text{ m}$$

$$x_e = 0,008 \text{ m}$$

$$x_i = 0,025 \text{ m}$$

$$k_a = 19,23 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

$$k_e = 36 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$$

$$k_i = 0,0416 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$$

$$U = 1,21 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

Mamparo de separación de local no acondicionado (tipo 4)

$$f_e = 10,63 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

$$f_i = 8 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

$$x_a = 0,065 \text{ m}$$

$$x_e = 0,008 \text{ m}$$

$$x_i = 0,015 \text{ m}$$

$$k_a =$$

$$k_e = 36 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$$

$$k_i = 0,0416 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$$

$$U = 1,72 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

Cubierta de separación de local circulado con aire de retorno  
(tipo 5)

$$f_e = 10,63 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

$$f_i = 8 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

$$\begin{aligned}x_a &= 0,065 \text{ m} \\x_e &= 0,008 \text{ m} \\x_i &= 0,025 \text{ m} \\k_a &= 19,23 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \\k_e &= 36 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C} \\k_i &= 0,0416 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C} \\U &= 1,21 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}\end{aligned}$$

Mamparo separación local circulando con aire de retorno (tipo

6)

$$\begin{aligned}f_e &= 10,63 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \\f_i &= 8 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \\x_a &= 0,065 \text{ m} \\x_e &= 0,008 \text{ m} \\x_i &= 0,015 \text{ m} \\k_a &= \\k_e &= 36 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C} \\k_i &= 0,0416 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C} \\U &= 1,72 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}\end{aligned}$$

Cubierta puente (tipo 7)

$$\begin{aligned}f_e &= 10,63 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \\f_i &= 8 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \\x_a &= 0,065 \text{ m} \\x_e &= 0,008 \text{ m} \\x_i &= 0,025 \text{ m} \\k_a &= \end{aligned}$$

$$k_e = 36 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$$

$$k_i = 0,0416 \text{ kcal/m h } ^\circ\text{C}$$

$$U = 1,22 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

Ventanas (tipo 9), (conducción)

$$U = 3,2 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

Ventanas (tipo 10), (radiación)

$$U = 300 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

Catálogo del aislamiento usado en el barco, por conveniencia de aislamiento acústico y térmico se usa el PI 156, cuyas especificaciones están en el apartado Documentación. (Doc. 4 y 5)

### 1.1.1. Ganancia de calor sensible del local

#### a) Ganancia debida a la transmisión de calor

El cálculo térmico se ha efectuado teniendo en cuenta que la transmisión de calor se realiza por conducción y radiación.

Tanto las cubiertas como los mamparos, interiores y exteriores, están sujetos a transmisión de calor por conducción.

La transmisión de calor por radiación afecta a todas las cubiertas y mamparos exteriores.

La formula que se usa para el cálculo de la ganancia de calor por conducción es:

$$GSL = \Delta t \cdot A \cdot U$$

siendo:

GSL = Ganancia de calor sensible del local, en kcal/h

A = Superficie de la estancia, en  $\text{m}^2$

$U$  = Coeficiente global de transmisión, en  $\text{kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$

$\Delta t$  =  $(t_e - t_i)$

$t_i$  = Temperatura del bulbo seco del local en  $^\circ\text{C}$ . (según cálculos)

$t_e$  = Temperatura del bulbo seco del aire exterior (según cálculos) o temperatura del bulbo seco del local supuesta, en  $^\circ\text{C}$ .

Las temperaturas de bulbo seco del local supuestas son:

Local circulado con aire de retorno

(pasillos y escaleras)  $\rightarrow 30^\circ\text{C}$

Local no acondicionado

(p.e. pañoles, almacenes...)  $\rightarrow 40^\circ\text{C}$

Por otra parte, en el caso de ganancia de calor por radiación, la formula utilizada es:

$$GSL = \Delta t \cdot A \cdot U$$

siendo:

$GSL$  = Ganancia de calor sensible del local, en  $\text{kcal/h}$

$A$  = Superficie de la estancia, en  $\text{m}^2$

$U$  = Coeficiente global de transmisión, en  $\text{kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$

$\Delta t$  = Diferencia equivalente de temperatura, en  $^\circ\text{C}$ .

Para los cálculos de la diferencia equivalente de temperatura se ha tenido en cuenta que las cubiertas expuestas a la radiación solar pueden estar pintadas de un color oscuro (a gusto del armador) y los mamparos expuestos con un color claro.



También se tiene en cuenta el efecto “pantalla” de las cortinas.

En los documentos 7 y 8 se especifican las ganancias por Conducción y por Radiación.

Cargas de Refrigeración								
Ganancia de calor sensible del local por transmisión.								
Habitáculo: Camarote Engineer					Cubierta: Lower Deck			Nº1
Tipo	Cantidad	Te	Ti	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	GSL
2	1	35	27	8	2,75 x 1,5 m	4,125	1,65	54,45
6	1	30	27	3	3,15 x 1,5 m	4,75	1,72	24,51
4	1	40	27	13	2,7 x 1,5 m	4,05	1,72	90,59
6	1	30	27	3	2,7 x 1,5 m	4,05	1,72	20,9
3	1	40	27	13		7,95	1,21	125,05
5	1	30	27	3		7,95	1,21	28,86
9	1	35	27	8	0,63 x 0,45	0,28	3,2	7,17
10	1				0,63 x 0,45	0,28	300	85,05
$\Sigma=$								436,58

Cargas de Refrigeración								
Ganancia de calor sensible del local por transmisión.								
Habitáculo: Camarote Crew 1					Cubierta: Lower Deck			Nº2
Tipo	Cantidad	Te	Ti	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	GSL
2	1	35	27	8	2,15 x 1,5 m	3,15	1,65	41,58
4	1	40	27	13	2,85 x 1,5 m	4,275	1,72	95,59
6	1	30	27	3	2,4 x 1,5 m	3,6	1,72	18,58
6	1	30	27	3	2,1 x 1,5 m	3,225	1,72	16,64
3	1	40	27	13		5,65	1,21	88,87

5	1	30	27	3		5,65	1,21	20,51
9	1	35	27	8	0,63 x 0,45	0,28	3,2	7,17
10	1				0,63 x 0,45	0,28	300	85,05
$\Sigma=$								373,99

Cargas de Refrigeración								
Ganancia de calor sensible del local por transmisión.								
Habitáculo: Camarote Crew 2					Cubierta: Lower Deck			Nº3
Tipo	Cantidad	Te	Ti	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	GSL
2	1	35	27	8	4,15 x 1,5 m	6,225	1,65	82,17
4	1	40	27	13	2 x 1,5 m	3	1,72	67,08
4	1	40	27	13	2,4 x 1,5 m	3,6	1,72	80,5
6	1	30	27	3	2,5 x 1,5 m	3,75	1,72	19,35
3	1	40	27	13		7,2	1,21	113,26
5	1	30	27	3		7,2	1,21	26,14
9	1	35	27	8	0,63 x 0,45	0,28	3,2	7,19
10	1				0,63 x 0,45	0,28	300	85,05
$\Sigma=$								480,74

Cargas de Refrigeración								
Ganancia de calor sensible del local por transmisión.								
Habitáculo: Camarote Crew 3					Cubierta: Lower Deck			Nº4
Tipo	Cantidad	Te	Ti	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	GSL
2	1	35	27	8	4,15 x 1,5 m	6,225	1,65	82,17
4	1	40	27	13	2 x 1,5 m	3	1,72	67,08
4	1	40	27	13	2,4 x 1,5 m	3,6	1,72	80,5
6	1	30	27	3	2,5 x 1,5 m	3,75	1,72	19,35
3	1	40	27	13		7,2	1,21	113,26
5	1	30	27	3		7,2	1,21	26,14
9	1	35	27	8	0,63 x 0,45	0,28	3,2	7,19
10	1				0,63 x 0,45	0,28	300	85,05
$\Sigma=$								480,74

Cargas de Refrigeración								
Ganancia de calor sensible del local por transmisión.								
Habitáculo: Lavandería					Cubierta: Lower Deck			Nº5
Tipo	Cantidad	Te	Ti	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	GSL
2	1	35	27	8	1,87 x 1,5 m	2,805	1,65	37,03
6	1	30	27	3	2,55 x 1,5 m	3,825	1,72	19,74
6	1	30	27	3	1,85 x 1,5 m	2,78	1,72	14,34
6	1	30	27	3	3,16 x 1,5 m	4,74	1,72	24,46
3	1	40	27	13		5,83	1,21	91,71
5	1	30	27	3		5,83	1,21	21,16

$\Sigma=$								208,44
-----------	--	--	--	--	--	--	--	--------

Cargas de Refrigeración								
Ganancia de calor sensible del local por transmisión.								
Habitáculo: Comedor trip. y pas.					Cubierta: Lower Deck			Nº6
Tipo	Cantidad	Te	Ti	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	GSL
2	1	35	27	8	3,7 x 1,5 m	5,55	1,65	73,26
6	1	30	27	3	4,2 x 1,5 m	6,3	1,72	32,51
6	1	30	27	3	8,53 x 1,5 m	12,8	1,72	66,05
6	1	30	27	3	4,8 x 1,5 m	7,2	1,72	37,15
6	1	30	27	3	3,1 x 1,5 m	4,65	1,72	23,99
3	1	40	27	13		19,38	1,21	304,85
5	1	30	27	3		19,38	1,21	70,35
9	2	35	27	8	0,63 x 0,45	0,28	3,2	14,34
10	2				0,63 x 0,45	0,28	300	170,1
$\Sigma=$								792,6

Cargas de Refrigeración								
Ganancia de calor sensible del local por transmisión.								
Habitáculo: Aseo VIP					Cubierta: Lower Deck			Nº7
Tipo	Cantidad	Te	Ti	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	GSL
2	1	35	27	8	2,7 x 1,5 m	4,05	1,65	53,46
6	1	30	27	3	2,7 x 1,5 m	4,05	1,72	20,9

6	1	30	27	3	2,9 x 1,5 m	4,35	1,72	22,45
6	1	30	27	3	4 x 1,5 m	6	1,72	30,96
6	2	30	27	3	1,2 x 1,5 m	1,8	1,72	18,58
6	2	30	27	3	1,4 x 1,5 m	2,1	1,72	21,68
3	1	40	27	13		8,7	1,21	136,85
5	1	30	27	3		8,7	1,21	31,58
9	1	35	27	8	0,63 x 0,45	0,28	3,2	7,17
10	1				0,63 x 0,45	0,28	300	85,05
$\Sigma=$								428,68

Cargas de Refrigeración								
Ganancia de calor sensible del local por transmisión.								
Habitáculo: Camarote VIP					Cubierta: Lower Deck			Nº8
Tipo	Cantidad	Te	Ti	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	GSL
2	1	35	27	8	2,9 x 1,5 m	4,35	1,65	57,42
6	2	30	27	3	4,7 x 1,5 m	7,05	1,72	72,76
6	1	30	27	3	3,5 x 1,5 m	5,25	1,72	27,09
3	1	40	27	13		15,77	1,21	248,06
5	1	30	27	3		15,77	1,21	57,25
9	2	35	27	8	0,63 x 0,45	0,28	3,2	14,34
10	2				0,63 x 0,45	0,28	300	170,1
$\Sigma=$								646,93

Cargas de Refrigeración								
Ganancia de calor sensible del local por transmisión.								
Habitáculo: Camarote de inv. 3					Cubierta: Lower Deck			Nº9
Tipo	Cantidad	Te	Ti	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	GSL
2	1	35	27	8	2,8 x 1,5 m	4,2	1,65	55,44
6	1	30	27	3	2,5 x 1,5 m	3,75	1,72	19,35
6	1	30	27	3	3,2 x 1,5 m	4,8	1,72	24,77
6	1	30	27	3	2,8 x 1,5 m	4,2	1,72	21,67
6	1	30	27	3	0,8 x 1,5 m	0,4	1,72	2,06
6	1	30	27	3	1 x 1,5 m	1,5	1,72	7,74
3	1	40	27	13		7,8	1,21	122,7
5	1	30	27	3		7,8	1,21	28,31
9	1	35	27	8	0,63 x 0,45	0,28	3,2	7,17
10	1				0,63 x 0,45	0,28	300	85,05
$\Sigma=$								374,26

Cargas de Refrigeración								
Ganancia de calor sensible del local por transmisión.								
Habitáculo: Camarote de inv. 4					Cubierta: Lower Deck			Nº10
Tipo	Cantidad	Te	Ti	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	GSL
2	1	35	27	8	3.1 x 1,5 m	4,65	1,65	61,38
6	2	30	27	3	2,9 x 1,5 m	4,35	1,72	44,9
6	1	30	27	3	3,1 x 1,5 m	4,65	1,72	23,99
3	1	40	27	13		8,99	1,21	141,41

5	1	30	27	3		8,99	1,21	32,63
9	1	35	27	8	0,63 x 0,45	0,28	3,2	7,17
10	1				0,63 x 0,45	0,28	300	85,05
$\Sigma=$								396,53

Cargas de Refrigeración								
Ganancia de calor sensible del local por transmisión.								
Habitáculo: Camarote de inv. 2					Cubierta: Lower Deck			Nº11
Tipo	Cantidad	Te	Ti	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	GSL
2	1	35	27	8	2,9 x 1,5 m	4,35	1,65	57,42
4	1	40	27	13	4,35 x 1,5 m	6,53	1,72	146,01
6	1	30	27	3	2,8 x 1,5 m	4,2	1,72	21,67
6	1	30	27	3	2,9 x 1,5 m	4,35	1,72	22,45
6	1	30	27	3	0,74 x 1,5 m	1,11	1,72	5,73
3	1	40	27	13		10,33	1,21	162,49
5	1	30	27	3		10,33	1,21	37,5
9	2	35	27	8	0,63 x 0,45	0,28	3,2	14,34
10	2				0,63 x 0,45	0,28	300	170,1
$\Sigma=$								637,71



Cargas de Refrigeración								
Ganancia de calor sensible del local por transmisión.								
Habitáculo: Camarote de inv. 1					Cubierta: Lower Deck			Nº12
Tipo	Cantidad	Te	Ti	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	GSL
2	1	35	27	8	3 x 1,5 m	4,5	1,65	59,4
6	1	30	27	3	3,3 x 1,5 m	4,95	1,72	25,54
6	1	30	27	3	3 x 1,5 m	4,5	1,72	23,22
4	1	40	27	13	3,6 x 1,5 m	5,4	1,72	120,74
6	1	30	27	3	0,35 x 1,5 m	0,525	1,72	2,71
3	1	40	27	13		10,43	1,21	162,65
5	1	30	27	3		10,43	1,21	37,86
9	2	35	27	8	0,63 x 0,45	0,28	3,2	14,34
10	2				0,63 x 0,45	0,28	300	170,1
$\Sigma=$								616,56

Cargas de Refrigeración								
Ganancia de calor sensible del local por transmisión.								
Habitáculo: Aseo del Armador					Cubierta: Main Deck			Nº13
Tipo	Cantidad	Te	Ti	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	GSL
2	2	35	27	8	3,2 x 2,3 m	7,36	1,65	194,3
4	1	40	27	13	6,7 x 2,3 m	15,41	1,72	344,57
6	1	30	27	3	7,5 x 2,3 m	17,25	1,72	89,01
1	1	35	27	8		22,72	0,83	150,86
5	1	30	27	3		22,72	1,21	82,47

9	2	35	27	8	0,63 x 0,45	0,28	3,2	7,17
10	2				0,63 x 0,45	0,28	300	170,1
$\Sigma=$								1038,48

Cargas de Refrigeración								
Ganancia de calor sensible del local por transmisión.								
Habitáculo: Camarote Armador					Cubierta: Main Deck			Nº14
Tipo	Cantidad	Te	Ti	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	GSL
2	2	35	27	8	4 x 2,3 m	9,2	1,65	242,88
6	2	30	27	3	7,2 x 2,3 m	16,56	1,72	170,9
1	1	35	27	8		28,8	0,83	191,23
5	1	30	27	3		28,8	1,21	104,54
9	6	35	27	8	0,63 x 0,45	0,28	3,2	43,01
10	6				0,63 x 0,45	0,28	300	510,3
$\Sigma=$								1285,63

Cargas de Refrigeración								
Ganancia de calor sensible del local por transmisión.								
Habitáculo: Despacho Armador					Cubierta: Main Deck			Nº15
Tipo	Cantidad	Te	Ti	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	GSL
2	2	35	27	8	3,35 x 2,3 m	7,71	1,65	203,54
6	2	30	27	3	3,4 x 2,3 m	7,82	1,72	80,7
5	2	30	27	3		11,55	1,21	83,85
9	3	35	27	8	0,63 x 0,45	0,28	3,2	21,5

10	3				0,63 x 0,45	0,28	300	255,15
$\Sigma=$								644,74

Cargas de Refrigeración								
Ganancia de calor sensible del local por transmisión.								
Habitáculo: Cocina					Cubierta: Main Deck			Nº16
Tipo	Cantidad	Te	Ti	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	GSL
6	1	30	27	3	3 x 2,3 m	9,2	1,72	47,47
6	1	30	27	3	3,4 x 2,3 m	7,82	1,72	40,35
6	1	30	27	3	5 x 2,3	11,5	1,72	59,34
6	1	30	27	3	2,3 x 2,3	5,29	1,72	27,3
6	1	30	27	3	1,3 x 2,3	3	1,72	15,48
5	2	30	27	3		16,04	1,21	116,45
$\Sigma=$								306,39

Cargas de Refrigeración								
Ganancia de calor sensible del local por transmisión.								
Habitáculo: Bodega y pasillo					Cubierta: Main Deck			Nº17
Tipo	Cantidad	Te	Ti	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	GSL
6	2	30	27	3	1 x 2,3 m	2,3	1,72	23,74
6	2	30	27	3	3,4 x 2,3 m	7,82	1,72	80,7
6	2	30	27	3	1,7 x 2,3 m	3,91	1,72	40,35
6	2	30	27	3	0,83 x 2,3 m	1,91	1,72	19,71
2	1	35	27	8	5 x 2,3 m	11,5	1,65	151,8

6	4	30	27	3	0,84 x 2,3 m	1,93	1,72	39,84
6	1	30	27	3	3,5 x 2,3 m	8,05	1,72	41,54
6	2	30	27	3	0,85 x 2,3 m	1,96	1,72	22,23
5	2	30	27	3		8,2	1,21	59,53
9	5	35	27	8	0,63 x 0,45	0,28	3,2	35,84
10	5				0,63 x 0,45	0,28	300	425,25
$\Sigma=$								940,53

Cargas de Refrigeración								
Ganancia de calor sensible del local por transmisión.								
Habitáculo: Vestíbulo Principal					Cubierta: Main Deck			Nº18
Tipo	Cantidad	Te	Ti	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	GSL
2	1	35	27	8	2,7 x 2,3 m	6,2	1,65	81,84
6	2	30	27	3	4,3 x 2,3 m	9,9	1,72	102,69
6	1	30	27	3	2,7 x 2,3 m	6,2	1,72	31,99
6	2	30	27	3	1,9 x 2,3 m	4,37	1,72	45,1
5	2	30	27	3		13,7	1,21	99,5
$\Sigma=$								361,12

Cargas de Refrigeración								
Ganancia de calor sensible del local por transmisión.								
Habitáculo: Comedor					Cubierta: Main Deck			Nº19
Tipo	Cantidad	Te	Ti	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	GSL
2	2	35	27	8	4 x 2,3 m	9,2	1,65	242,88
6	1	30	27	3	6,5 x 2,3 m	14,95	1,72	77,14
5	2	30	27	3		28	1,21	203,28
9	8	35	27	8	0,63 x 0,45	0,28	3,2	57,34
10	8				0,63 x 0,45	0,28	300	680,4
$\Sigma=$								1261,04

Cargas de Refrigeración								
Ganancia de calor sensible del local por transmisión.								
Habitáculo: Puente de Mando					Cubierta: Upper Deck			Nº20
Tipo	Cantidad	Te	Ti	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	GSL
2	1 (Circ.)	35	27	8	21,4 x 2,8 m	59,92	1,65	790,94
6	1	30	27	3	6,3 x 2,8 m	17,64	1,72	91,02
7	1	35	27	8		18,2	0,83	120,85
5	1	30	27	3		18,2	1,21	66,07
9	18	35	27	8	0,63 x 0,45	0,28	3,2	129,02
10	18				0,63 x 0,45	0,28	300	1530,9
$\Sigma=$								2728,8

Cargas de Refrigeración								
Ganancia de calor sensible del local por transmisión.								
Habitáculo: Camarote Capitán					Cubierta: Upper Deck			Nº21
Tipo	Cantidad	Te	Ti	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	GSL
2	1	35	27	8	2,5 x 2,8 m	7	1,65	92,4
6	2	30	27	3	3,6 x 2,8 m	10,08	1,72	104,03
6	1	30	27	3	2,5 x 2,8 m	7	1,72	36,12
1	1	35	27	8		9	0,83	59,76
5	1	30	27	3		9	1,21	32,67
9	2	35	27	8	0,63 x 0,45	0,28	3,2	14,34
10	2				0,63 x 0,45	0,28	300	170,1
$\Sigma=$								509,42

Cargas de Refrigeración								
Ganancia de calor sensible del local por transmisión.								
Habitáculo: Despensa y Radio					Cubierta: Upper Deck			Nº22
Tipo	Cantidad	Te	Ti	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	GSL
2	1	35	27	8	1,6 x 2,8 m	4,48	1,65	59,14
6	1	30	27	3	3,8 x 2,8 m	10,64	1,72	54,9
6	2	30	27	3	2,5 x 2,8 m	7	1,72	72,24
6	1	30	27	3	2,2 x 2,8 m	6,16	1,72	31,79
2	1	35	27	8	4,75 x 2,8 m	13,3	1,65	175,56
2	1	35	27	8	0,91 x 2,8 m	2,55	1,65	33,66
6	1	30	27	3	1,75 x 2,8 m	4,9	1,72	25,28

6	1	30	27	3	2,2 x 2,8 m	6,16	1,72	31,79
6	1	30	27	3	2,6 x 2,8 m	7,3	1,72	37,67
6	1	30	27	3	2,65 x 2,8 m	7,42	1,72	38,29
1	1	35	27	8		15,44	0,83	102,52
5	1	30	27	3		15,44	1,21	56,05
9	2	35	27	8	0,63 x 0,45	0,28	3,2	14,34
10	2				0,63 x 0,45	0,28	300	170,1
$\Sigma=$								903,33

Cargas de Refrigeración								
Ganancia de calor sensible del local por transmisión.								
Habitáculo: Gimnasio					Cubierta: Upper Deck			Nº23
Tipo	Cantidad	Te	Ti	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	GSL
2	1	35	27	8	2,6 x 2,8 m	7,28	1,65	96,1
6	1	30	27	3	2,45 x 2,8 m	6,7	1,72	34,57
2	1	35	27	8	0,21 x 2,8 m	0,6	1,65	7,92
6	1	30	27	3	2,6 x 2,8 m	7,28	1,72	37,56
6	1	30	27	3	1,85 x 2,8 m	5,18	1,72	26,73
2	1	35	27	8	0,8 x 2,8 m	2,25	1,65	29,7
1	1	35	27	8		6,76	0,83	44,89
5	1	30	27	3		6,76	1,21	24,21
9	2	35	27	8	0,63 x 0,45	0,28	3,2	14,34
10	2				0,63 x 0,45	0,28	300	170,1
$\Sigma=$								486,12

Cargas de Refrigeración								
Ganancia de calor sensible del local por transmisión.								
Habitáculo: Sala de estar sup.					Cubierta: Upper Deck			Nº24
Tipo	Cantidad	Te	Ti	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	GSL
2	2	35	27	8	6,1 x 2,8 m	17,08	1,65	450,09
6	2	30	27	3	7,5 x 2,8 m	21	1,72	216,72
1	1	35	27	8		45,75	0,83	303,78
5	1	30	27	3		45,75	1,21	166,07
9	12	35	27	8	0,63 x 0,45	0,28	3,2	86,02
10	12				0,63 x 0,45	0,28	300	1020,6
$\Sigma=$								2243,28

Cargas de Refrigeración								
Ganancia de calor sensible del local por transmisión.								
Habitáculo: Lazarette					Cubierta: Lower Deck			Nº25
Tipo	Cantidad	Te	Ti	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	GSL
2	2	35	27	8	5,9 x 1,5 m	8,85	1,65	233,64
4	1	30	27	3	8,1 x 1,5 m	12,15	1,72	20,9
4	2	30	27	3	1 x 1,5 m	1,5	1,72	15,48
2	1	35	27	8	8,1 x 1,5 m	12,15	1,65	160,38
3	1	40	27	13		47,8	1,21	751,9
5	1	30	27	3		47,8	1,21	173,51
$\Sigma=$								1355,81



## b) Ganancia debida al alumbrado

Para el calculo de la ganancia de calor sensible debida al alumbrado se ha tenido en cuenta tanto el tipo de lámpara usada en cada habitáculo, (fluorescente o incandescente), como la potencia instalada.

Las formulas para la ganancia de calor de las lámparas fluorescentes, incandescentes y LEDs son, respectivamente:

$$GSL = P \cdot F_s \cdot 0,86$$

donde:

GSL = Ganancia de calor sensible debida al alumbrado, en kcal/h.

P = Potencia instalada, en W.

$F_s$  = Factor de simultaneidad (Documento 9)

El factor de simultaneidad utilizado depende de la potencia instalada y del número de juegos de lámparas instalados. El juego esta compuesto por una o dos lámparas, según criterio.

La energía disipada en la resistencia limitadora es del 25% de la energía absorbida por la lámpara fluorescente..

Para este buque, se le ofreció al armador la posibilidad de usar luces de bajo consumo de tecnología LED, tiene un consumo menor que las halógenas y producen la misma luz, además de durar más.

Cargas de Refrigeración							
Ganancia de calor sensible al local debida al alumbrado							
GSL (alumbrado) = N° de lámparas · Potencia · Factor simultaneidad · Constante							
Local	Tipo lámpara	N° lámpara	P. Unitaria (W)	P. Instalada (W)	Simultaneidad	Constante	GSL
1	LED	4	20	80	1	0,86	54,4
1	LED Doble	1	20	20	1	0,86	17,2
1	LED	4	11	44	1	0,86	37,84
1	TV LED	1	57	57	1	0,86	49,02
2	LED	4	20	80	1	0,86	54,4
2	LED Doble	1	20	20	1	0,86	17,2
2	LED	3	11	33	1	0,86	28,38
2	TV LED	1	57	57	1	0,86	49,02
3	LED	3	20	60	1	0,86	51,6
3	LED Doble	1	20	20	1	0,86	17,2

Local	Tipo lámpara	Nº lámpara	P. Unitaria (W)	P. Instalada (W)	Simultaneidad	Constante	GSL
3	LED	2	11	22	1	0,86	18,92
3	TV LED	1	57	57	1	0,86	49,02
4	LED	3	20	60	1	0,86	51,6
4	LED Doble	1	20	20	1	0,86	17,2
4	LED	2	11	22	1	0,86	18,92
4	TV LED	1	57	57	1	0,86	49,02
5	LED	1	20	20	1	0,86	17,2
5	LED Doble	1	20	20	1	0,86	27,2
6	LED	6	20	120	1	0,86	103,2
6	LED Doble	2	20	40	1	0,86	34,4
6	TV LED	1	70	70	1	0,86	60,2
7	LED	14	20	280	0,8	0,86	192,64
7	LED	1	11	11	1	0,86	9,46

Local	Tipo lámpara	Nº lámpara	P. Unitaria (W)	P. Instalada (W)	Simultaneidad	Constante	GSL
7	LED Largo	1	5	5	1	0,86	4,3
8	LED	8	20	160	1	0,86	137,6
8	LED Doble	1	20	20	1	0,86	17,2
8	LED Largo	1	5	5	1	0,86	4,3
8	LED	2	11	22	1	0,86	18,92
8	TV LED	1	70	70	1	0,86	60,2
9	LED	13	20	260	0,8	0,86	178,88
9	LED Doble	1	20	20	1	0,86	17,2
9	LED Largo	1	5	5	1	0,86	4,3
9	LED	2	11	22	1	0,86	18,92
9	TV LED	1	70	70	1	0,86	60,2
10	LED	11	20	220	0,8	0,86	151,36
10	LED Doble	1	20	20	1	0,86	17,2

Local	Tipo lámpara	Nº lámpara	P. Unitaria (W)	P. Instalada (W)	Simultaneidad	Constante	GSL
10	LED Largo	1	5	5	1	0,86	4,3
10	LED	1	11	11	1	0,86	9,46
10	TV LED	1	70	70	1	0,86	60,2
11	LED	16	20	320	0,75	0,86	206,4
11	LED Doble	1	20	20	1	0,86	17,2
11	LED Largo	1	5	5	1	0,86	4,3
11	LED	4	11	44	1	0,86	37,84
11	TV LED	1	70	70	1	0,86	60,2
12	LED	14	20	280	0,8	0,86	192,64
12	LED Largo	1	5	5	1	0,86	4,3
12	LED Doble	1	20	20	1	0,86	17,2
12	TV LED	1	70	70	1	0,86	60,2
13	LED	17	20	340	0,75	0,86	219,3

Local	Tipo lámpara	Nº lámpara	P. Unitaria (W)	P. Instalada (W)	Simultaneidad	Constante	GSL
13	LED Doble	2	20	40	1	0,86	34,4
14	LED	16	20	320	0,75	0,86	206,4
14	LED Largo	6	5	30	1	0,86	25,8
14	LED Doble	1	20	20	1	0,86	17,2
14	TV LED	1	70	70	1	0,86	60,2
15	LED	9	20	180	1	0,86	154,8
15	LED Doble	1	20	20	1	0,86	17,2
16	LED	5	20	100	1	0,86	86
16	LED Doble	1	20	20	1	0,86	17,2
17	LED	9	20	180	1	0,86	154,8
17	LED Doble	1	20	20	1	0,86	17,2
18	LED	14	20	280	0,8	0,86	192,64
18	LED Doble	1	20	20	1	0,86	17,2

Local	Tipo lámpara	Nº lámpara	P. Unitaria (W)	P. Instalada (W)	Simultaneidad	Constante	GSL
19	LED	19	20	380	0,75	0,86	245,1
19	LED	8	11	88	1	0,86	75,68
19	LED Largo	10	5	50	1	0,86	43
19	LED Doble	2	20	40	1	0,86	34,4
20	LED	16	20	320	0,75	0,86	206,4
20	LED Doble	7	20	140	1	0,86	120,4
20	LED	2	11	22	1	0,86	18,92
21	LED	8	20	160	1	0,86	137,6
21	LED Doble	1	20	20	1	0,86	17,2
21	LED	1	11	11	1	0,86	9,46
21	TV LED	1	70	70	1	0,86	60,2
22	LED	9	20	180	1	0,86	154,8
22	LED Doble	5	20	100	1	0,86	86

---

22	LED	3	11	33	1	0,86	28,38
23	LED	6	20	120	1	0,86	103,2
23	LED Doble	1	20	20	1	0,86	17,2
23	TV LED	1	57	57	1	0,86	49,02
24	LED	6	20	120	1	0,86	103,2
24	LED Doble	1	20	20	1	0,86	17,2
24	TV LED	1	70	70	1	0,86	60,2
25	LED	8	20	160	1	0,86	137,6



c) Ganancia debida a las personas.

El calor total emitido por una persona depende de su grado de actividad pero es independiente de la temperatura de bulbo seco del local, sin embargo, el desglose de dicho calor en calor sensible y calor latente del local depende de la temperatura de bulbo seco.

El calor disipado al aire ambiente en la forma de calor sensible se ha tomado de la tabla siguiente, en función de la temperatura de bulbo seco del local, considerando en cada espacio un número de personas según criterio personal en función de la cantidad de personas que es capaz de alojar el yate, que es de máximo 17 personas.

El calor sensible obtenido del Documento 10, para 27 °C es:

Persona realizando esfuerzo físico: 66 kcal/h

Persona sentada: 51 kcal/h

Persona de pie: 61 kcal/h

La formula para la ganancia de calor de las personas es la siguiente:

$GSL = \text{Numero de personas en cada local} \times \text{Calor sensible por persona}$ ; donde:

$GSL = \text{Ganancia de calor sensible debida a las personas}$ , en kcal/h.

Cargas de Refrigeración.			
Ganancia de calor sensible del local debida a las personas.			
GSL (personas) = N° de personas x Calor sensible por persona.			
Local	N° de personas	Calor persona	GSL (personas)
1	1	61	61
2	1	61	61
3	1	61	61
4	1	61	61
5	1	66	66
6	4	61	244
7	1	51	51
8	2	61	122
9	2	61	122
10	2	61	122
11	2	61	122
12	2	61	122
13	1	51	51
14	2	61	122
15	2	51	102
16	1	66	66
17	3	66	198
18	10	51	510
19	10	61	610
20	2	61	122

21	1	61	61
22	2	61	122
23	5	66	330
24	5	51	255
25	13	66	858

## d) Resumen

La ganancia global de calor sensible es  $GSLT$ , donde:

$$GSLT = \sum GSL = \sum GSL_{transmision} + \sum GSL_{alumbrado} + \sum GSL_{personas}$$

Cargas de Refrigeración.				
Ganancia de calor sensible total de cada local.				
$\sum GSL = \sum GSL_{transmision} + \sum GSL_{alumbrado} + \sum GSL_{personas}$				
Local	Transmisión	Alumbrado	Personas	GSL(kcal/h)
1	436,58	158,46	61	656,04
2	373,99	149	61	583,99
3	480,74	136,74	61	678,48
4	480,74	136,74	61	678,48
5	208,44	44,4	66	318,84
6	792,6	197,8	244	1234,4
7	428,68	206,4	51	686,08
8	646,93	238,22	122	1007,15
9	374,26	279,5	122	775,76
10	396,53	242,52	122	761,05

11	637,71	325,94	122	1085,65
12	616,56	274,34	122	1012,9
13	1038,48	253,7	51	1343,18
14	1285,63	309,6	122	1717,23
15	644,74	172	102	918,74
16	306,39	103,2	66	475,59
17	940,53	172	198	1310,53
18	361,12	209,84	510	1080,96
19	1261,04	398,18	610	2269,22
20	2728,8	345,72	122	3196,52
21	509,42	224,46	61	794,88
22	903,33	269,18	122	1294,51
23	486,12	169,42	330	985,54
24	2243,28	180,6	255	2678,88
25	1355,81	137,6	858	2351,41
$\Sigma$ (kcal/h)=	19938,5	5335,56	4622	29896

### 1.1.2. Ganancia de calor sensible del aire exterior

#### a) Caudal de aire exterior

El aire exterior es necesario para la ventilación de los locales y para reponer el aire extraído de aseos, cocina, almacenes... y cuyo caudal se envía al exterior.

El caudal de aire exterior necesario en cada caso se ha tomado del documento 11.

$$q_{ae} = \text{Caudal de ventilación} + \text{Caudal de extracción}$$

donde:

$$\text{Caudal de ventilación} = \text{Caudal por persona} \times n^{\circ} \text{ de personas}$$

El número de personas considerado en cada local es igual al utilizado en la obtención de ganancia de calor sensible del local debida a las personas.

$$\text{Caudal de extracción} = \text{Caudal por superficie del suelo} \times \text{superficie de suelo}$$

siendo:

$$q_{ae} = \text{caudal de aire exterior, en m}^3/\text{h}$$

El caudal total de aire exterior ( $q_{aet}$ ) se define por:

$$q_{aet} = \sum q_{ae}$$

#### b) Ganancia de calor sensible del aire exterior

Esta ganancia de calor sería la que se produciría en el local si el aire exterior entrase directamente en el mismo a la temperatura exterior ( $t_e$ ) y se enfriase hasta la temperatura controlada ( $t_i$ ).

$$GSAE = q_{ae} \cdot (t_e - t_i) \frac{c_p}{v_e}$$

siendo:

$GSAE$  = Ganancia de calor sensible debida al aire exterior, en kcal/h.

$q_{ae}$  = Caudal de aire exterior, en  $m^3/h$ .

$t_e$  = Temperatura de bulbo seco del aire exterior, en  $^{\circ}C$ .

$t_i$  = Temperatura de bulbo seco del aire en el interior del local.

$C_p$  = Calor específico del aire a  $21^{\circ}C$  y 50% de HR, en kcal/kg $^{\circ}C$ .

$V_e$  = Volumen específico del aire a  $21^{\circ}C$  y 50% de HR, en  $m^3/kg$ .

La ganancia global de calor sensible del aire exterior es  $GSAET$ .

donde:

$$GSAET = \Sigma GSAE$$

Cargas de Refrigeración.					
Caudal de Aire Exterior.					
$q_{ae} = \text{Ventilación} \times \text{N}^{\circ} \text{ personas} + \text{extracción} \times \text{m}^2 \text{ de piso}$					
Local	Ventilación (m <sup>3</sup> /kg por persona)	N <sup>o</sup> de personas	extracción (m <sup>3</sup> /kg por m <sup>2</sup> piso)	m <sup>2</sup> de piso	q <sub>ae</sub> (m <sup>3</sup> /h)
1	51	1	6	7,95	98,7
2	51	1	6	5,65	84,9
3	51	1	6	7,2	94,2
4	51	1	6	7,2	94,2
5	17	1			17
6	25	4			100
7			36,6	8,7	318,42
8	51	2	6	15,77	196,62
9	51	2	6	7,8	148,8
10	51	2	6	8,99	155,94
11	51	2	6	10,33	163,98
12	51	2	6	10,43	164,58
13			36,6	22,72	831,55
14	51	2	6	28,8	274,8
15	51	2	4,6	11,5	154,9
16			73	16,04	1170,92
17	13	3	0,9	8,2	46,38

---

18	17	10			170
19	51	10			510
20	17	2			34
21	51	1	6	9	105
22	17	2			34
23	17	5			85
24	51	5			255
25	17	13			221
$q_{aet}(m^3/h)$					$\Sigma = 5529,89$



Cargas de Refrigeración.						
Ganancia de calor sensible debida al aire exterior.						
$GSAE = q_{ae} \cdot (t_e - t_i) \frac{c_p}{v_e}$						
Local	$q_{ae}(m^3/h)$	$t_e$ (°C)	$t_i$ (°C)	$c_p$ (kcal/kg°C)	$v_e$ (m <sup>3</sup> /kg)	GSAE(kcal/h)
1	98,7	35	27	0,245	0,845	228,94
2	84,9	35	27	0,245	0,845	196,93
3	94,2	35	27	0,245	0,845	218,5
4	94,2	35	27	0,245	0,845	218,5
5	17	35	27	0,245	0,845	39,43
6	100	35	27	0,245	0,845	231,95
7	318,42	35	27	0,245	0,845	738,58
8	196,62	35	27	0,245	0,845	456,07
9	148,8	35	27	0,245	0,845	345,15
10	155,94	35	27	0,245	0,845	361,71
11	163,98	35	27	0,245	0,845	380,36
12	164,58	35	27	0,245	0,845	381,75
13	831,55	35	27	0,245	0,845	1928,8
14	274,8	35	27	0,245	0,845	637,41
15	154,9	35	27	0,245	0,845	359,29
16	1170,92	35	27	0,245	0,845	2715,98
17	46,38	35	27	0,245	0,845	107,58
18	170	35	27	0,245	0,845	394,32
19	510	35	27	0,245	0,845	1182,96

---

20	34	35	27	0,245	0,845	78,86
21	105	35	27	0,245	0,845	243,6
22	34	35	27	0,245	0,845	78,86
23	85	35	27	0,245	0,845	197,16
24	255	35	27	0,245	0,845	591,48
25	221	35	27	0,245	0,845	512,62
GSAET (kcal/h)						12826,73

### 1.1.3. Ganancia suplementaria de calor sensible del local.

La ganancia suplementaria de calor sensible del local no se basa en datos reales puesto que aun no se conocen ni la unidad climatizadora ni la red de conductos, por lo tanto los calores de la misma son únicamente estimaciones.

#### a) Ganancia debida al trabajo del ventilador de impulsión.

En la presente instalación, la ganancia suplementaria de calor sensible debida al ventilador se ha tomado del Documento 11, en la sección correspondiente a:

- instalación centralizada
- Altura total manométrica del ventilador entre 40 y 50 mm.c.a.
- Diferencia entre 10 y 12,5 °C de la temperatura del aire del local respecto de la del aire impulsado.

Mediante una doble interpolación de los datos del documento, se deduce que la ganancia suplementaria, para una diferencia de temperatura de 11 °C y una altura manométrica total de 45 mm.c.a., es del 4% de la ganancia de calor sensible del local (GSL).

En esta ganancia esta incluida:

- La degradación en energía térmica del 20% de la energía eléctrica recibida por el motor de accionamiento.
- La energía cinética y potencial suministrada al aire.
- La degradación en energía térmica del 20% de la energía mecánica recibida por la transmisión por correas.

b) Ganancia debida al recalentamiento en los conductos de aire de impulsión.

Se ha supuesto una media de 2000 kcal/h de ganancia de calor sensible del local. Los conductos están aislados con 25 mm de lana de roca y atraviesan locales no acondicionados siendo su longitud media de 3 m. con estos datos, en el Gráfico 1 en la sección de Documentación, obtenemos la ganancia debida a este concepto, que es de un 1,2% de GSL.

Del mismo grafico se deduce que los factores de corrección para tener en cuenta tanto la diferencia entre la temperatura del local travesado (aprox. 35 °C) y la del aire impulsado (aprox. 17 °C) a la velocidad del aire en el conducto de 9 m/s aproximadamente, como el valor de la temperatura en el local acondicionado es de 27 °C, los valores de corrección son 1,33 y 1,11 respectivamente.

La ganancia corregida es por tanto:  $(1,33 \times 1,11) \times 1,2 = 1,77\%$   
GSL

c) Ganancia debida a las fugas de aire en los conductos de impulsión.

Las fugas en los conductos de aire de impulsión, antes de que se llegue a los locales, se traduce en una disminución de la capacidad frigorífica de la instalación, que es preciso compensar mediante un aumento equivalente de la ganancia de calor sensible al local.

Esta ganancia se estima en un 3% GSL, obtenido del gráfico 1 y Documento 12.

En resumen, la ganancia suplementaria de calor sensible del local es:

Al ventilador de impulsión → 4% GSL.

Al recalentamiento en los conductos de aire de impulsión → 1,77% GSL.

A las fugas en los conductos de impulsión → 3% GSL.

Total → 8,77% GSL.

La ganancia global suplementaria de calor sensible es GSST.

donde:

$$GSST = \sum GSS$$

Cargas de Refrigeración.		
Ganancia suplementaria de calor sensible.		
GSS (kcal/h) = 8,77% GSL		
Local	GSL (kcal/h)	GSS (kcal/h)
1	656,04	57,54
2	583,99	51,22
3	678,48	59,5
4	678,48	59,5
5	318,84	27,96
6	1234,4	108,26
7	686,08	60,17
8	1007,15	88,33
9	775,76	68,03
10	761,05	66,74
11	1085,65	95,21
12	1012,9	88,83
13	1343,18	117,8
14	1717,23	150,6
15	918,74	80,57
16	475,59	41,71
17	1310,53	114,93
18	1080,96	94,8
19	2269,22	199,01

20	3196,52	280,34
21	794,88	69,71
22	1294,51	113,53
23	985,54	86,43
24	2678,88	234,94
25	2351,41	206,22
GSST (kcal/h)		2621,88

## 1.2. Cargas de calor latente.

### 1.2.1. Ganancia de calor latente del local.

#### a) Ganancia debida a las personas

Tal como se expuso al tratar la ganancia de calor sensible debido a las personas, parte del calor total emitido por las mismas se convierte en calor latente del local, en función de la temperatura del bulbo seco del mismo, ver el Documento 10.

El calor latente obtenido, para 27 °C (80 °F) es:

Persona realizando esfuerzo físico → 152 kcal/h

Persona sentada → 71 kcal/h

Persona de pie → 76 kcal/h

La formula para la ganancia de calor de las personas es la siguiente:

$GLL = N^{\circ}$  de personas en cada local x calor latente por persona  
siendo:

GLL = Ganancia de calor latente debida a las personas, en kcal/h.

La ganancia global de calor latente debida a las personas es GLLT.

donde:

$$\text{GLLT} = \sum \text{GLL}$$

En el interior de los locales no existe otro origen de ganancia de calor latente.



Cargas de Refrigeración.			
Ganancia de calor latente del local.			
GLL (Personas) = N° de personas x Calor latente por persona			
Local	N° de personas	Calor lat. por pers. (kcal/h)	GLL (kcal/h)
1	1	76	76
2	1	76	76
3	1	76	76
4	1	76	76
5	1	152	152
6	4	76	304
7	1	71	71
8	2	76	152
9	2	76	152
10	2	76	152
11	2	76	152
12	2	76	152
13	1	71	71
14	2	76	152
15	2	71	142
16	1	152	152
17	3	152	456
18	10	71	710

---

19	10	76	760
20	2	76	152
21	1	76	76
22	2	76	152
23	5	152	760
24	5	71	355
25	13	76	988
GLLT (kcal/h)			6517

### 1.2.2. Ganancia de calor latente del aire exterior.

La ganancia de calor latente debida al aire exterior esta dada por:

$$GLAE = \frac{q_{ae} \cdot (W_e - W_i) \cdot h_s}{v_e}$$

siendo:

GLAE = Ganancia de calor latente debida al aire exterior, en kcal/h.

$q_{ae}$  = Caudal de aire exterior, calculado en el apartado correspondiente a la ganancia de calor sensible por el mismo concepto, en m<sup>3</sup>/h.

$W_e$  = Humedad especifica del aire exterior, en gr/kg.

$W_i$  = Humedad especifica del aire del local, en gr/kg.

$h_s$  = Entalpía del vapor saturado a la temperatura de rocío del aire a 21 °C y 50% de HR, en kcal/gr.

$v_e$  = Volumen especifico del aire a 21 °C y 50% HR, en m<sup>3</sup>/kg.

La ganancia global de calor latente debida al aire exterior es GLAET.

donde:

$$GLAET = \Sigma GLAE$$

Cargas de Refrigeración.						
Ganancia de calor latente debida al aire exterior.						
$GLAE = q_{ae} (W_e - W_i) h_s/v_e$						
Local	$q_{ae}$ (m <sup>3</sup> /h)	$W_e$ (gr/kg)	$W_i$ (gr/kg)	$h_s$ (kcal/gr)	$v_e$ (m <sup>3</sup> /h)	GLAE (kcal/h)
1	98,7	25,2	11,1	0,6	0,845	988,17
2	84,9	25,2	11,1	0,6	0,845	850,01
3	94,2	25,2	11,1	0,6	0,845	943,12
4	94,2	25,2	11,1	0,6	0,845	943,12
5	17	25,2	11,1	0,6	0,845	170,2
6	100	25,2	11,1	0,6	0,845	1001,18
7	318,42	25,2	11,1	0,6	0,845	3187,97
8	196,62	25,2	11,1	0,6	0,845	1968,53
9	148,8	25,2	11,1	0,6	0,845	1489,76
10	155,94	25,2	11,1	0,6	0,845	1561,25
11	163,98	25,2	11,1	0,6	0,845	1641,74
12	164,58	25,2	11,1	0,6	0,845	1647,75
13	831,55	25,2	11,1	0,6	0,845	8325,34
14	274,8	25,2	11,1	0,6	0,845	2751,25
15	154,9	25,2	11,1	0,6	0,845	1550,83
16	1170,92	25,2	11,1	0,6	0,845	11723,06
17	46,38	25,2	11,1	0,6	0,845	464,35
18	170	25,2	11,1	0,6	0,845	1702,01
19	510	25,2	11,1	0,6	0,845	5106,04

---

20	34	25,2	11,1	0,6	0,845	340,4
21	105	25,2	11,1	0,6	0,845	1051,24
22	34	25,2	11,1	0,6	0,845	340,4
23	85	25,2	11,1	0,6	0,845	851,01
24	255	25,2	11,1	0,6	0,845	2553,02
25	221	25,2	11,1	0,6	0,845	2212,62
GLAET (kcal/h)						55364,34

### 1.2.3. Ganancia suplementaria de calor latente del local.

#### a) Fugas en conductos de aire de impulsión.

Al tratar la ganancia suplementaria de calor sensible del local se consideraron tres orígenes de la misma.

En el caso de la ganancia suplementaria de calor latente del local sólo hay que considerar el tercero de los citados en ese apartado anterior.

El porcentaje de ganancia de calor latente es igual al de ganancia de calor sensible, es decir, un 3% de GLL.

La ganancia global de calor latente suplementaria es GLST.

donde:

$$GLST = \sum GLS$$

Cargas de Refrigeración.		
Ganancia suplementaria de calor latente.		
GLS (kcal/h) = 3% GLL		
Local	GLL (kcal/h)	GLS (kcal/h)
1	76	2,28
2	76	2,28
3	76	2,28
4	76	2,28
5	152	4,56
6	304	9,12
7	71	2,13
8	152	4,56
9	152	4,56
10	152	4,56
11	152	4,56
12	152	4,56
13	71	2,13
14	152	4,56
15	142	4,26
16	152	4,56
17	456	13,68
18	710	21,3
19	760	22,8
20	152	4,56

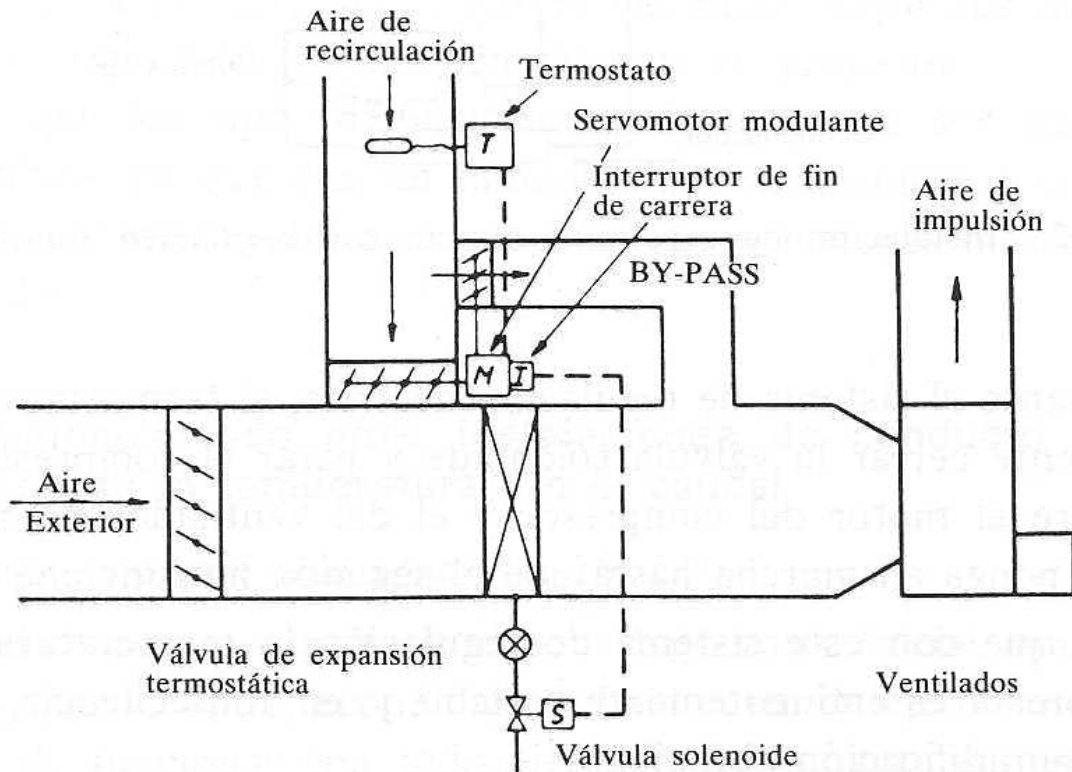
---

21	76	2,28
22	152	4,56
23	760	22,8
24	355	10,65
25	988	29,64
GLST (kcal/h)		195,51



## 2. Elección de la batería.

Antes de describir el proceso, un pequeño esquema del funcionamiento:



Tomando la temperatura del aire de retorno, el termostato T regulará el caudal de aire que atraviesa la batería fría y el caudal de by-pass, actuando sobre un servomotor, M.

### 2.1 Determinación del punto de rocío de la batería.

El punto de rocío, o temperatura equivalente de superficie de la batería, es la temperatura media de la superficie de la batería a la que las transferencias de calor de cada uno de los fluidos (aire y agua) son cuantitativamente iguales.

El método de cálculo utilizado para determinar el punto de rocío de la batería de enfriamiento está basado en el denominado Factor de Ganancia Global Efectiva de Calor Sensible (FCSET) que establece una relación entre balance térmico, factor de by-pass (FB)

y punto de rocío de la batería de enfriamiento (PDR), haciendo mas sencilla la determinación del cauda de aire tratado y la elección del equipo que vamos a colocar en el buque.

### 2.1.1. Factor de by-pass

Por definición, el rendimiento de la batería de enfriamiento es:

$$\frac{t_{ea} - t_{sa}}{t_{ea} - PDR}$$

El factor de by-pass representa el porcentaje de aire que pasa a través de la batería sin sufrir ningún cambio y depende tanto de las características de la batería como de sus condiciones de funcionamiento. De esta definición se deduce que el factor de by-pass y el rendimiento son complementarios.

El factor de by-pass estimado para el cálculo es 0,1, según el Documento 13.

### 2.1.2. Factor de ganancia efectiva de calor sensible del local.

El factor de ganancia efectiva de calor sensible de un local es la relación entre la ganancia efectiva de calor sensible y la ganancia efectiva total de calor del mismo.

$$FCSE = \frac{GSEL}{GSEL + GLEL}$$

De la definición resulta evidente que para conocer el factor de ganancia efectiva de calor tanto sensible del local, es necesario calcular previamente la ganancia efectiva de calor tanto sensible como latente del local.

a) Ganancia efectiva de calor sensible del local.

Como se puede ver en la formula siguiente, esta ganancia representa la suma de las ganancias de calor del local, del aire exterior que pasa por la batería sin sufrir cambio y la suplementaria.

$$GSEL = GSL + (FB \cdot GSAE) + GSS$$

La ganancia global efectiva de calor sensible es:

$$GSELT = GSLT + (FB \cdot GSAET) + GSST$$

siendo:

$$GSLT = 29896 \text{ kcal/h}$$

$$FB = 0,1$$

$$GSAET = 12826,73 \text{ kcal/h}$$

$$GSST = 2621,88 \text{ kcal/h}$$

Dando como resultado  $GSELT = 33800,6 \text{ kcal/h}$ .

b) Ganancia efectiva de calor latente del local.

Lo expuesto en el apartado anterior para la ganancia efectiva de calor sensible del local es valido para la ganancia de calor latente del local.

$$GLEL = GLL + (FB \cdot GLAE) + GLS$$

La ganancia global efectiva de calor latente es:

$$GLELT = GLLT + (FB \cdot GLAET) + GLST$$

siendo:

$$GLLT = 6517 \text{ kcal/h}$$

$$FB = 0,1$$

$$GLAET = 55364,34 \text{ kcal/h}$$

$$GLST = 195,51 \text{ kcal/h}$$

Dando como resultado  $GLELT = 12248,9 \text{ kcal/h}$ .

Aunque para cada local existe un factor de ganancia efectiva de calor sensible, el cálculo del punto de rocío de la batería se efectúa en base al valor global del mismo, definido por la relación siguiente:

$$FCSET = \frac{GSELT}{GSELT + GLELT}$$

$$FCSET = 0,73$$

Conocidos todos los datos necesarios:

- Factor de by-pass: 0,1
- Factor de ganancia efectiva global de calor sensible: 0,73
- Temperatura de bulbo seco del local: 27 °C
- Humedad relativa: 50%

El punto de rocío (PDR) correspondiente a estos valores, se calcula mediante interpolación en la tabla de aire (Documento 14), resultando un valor de 12,75 °C.

Este punto de rocío está definido gráficamente por la intersección de la curva de saturación y la recta trazada por el punto representativo de las condiciones del aire en el interior del local con una pendiente determinada en base al factor (FCSET).

Cargas de Refrigeración.					
Ganancia efectiva de calor sensible del local.					
GSEL = GSL + (FB x GSAE) + GSS					
Local	GSL (kcal/h)	FB (factor by-pass)	GSAE (kcal/h)	GSS (kcal/h)	GSEL (kcal/h)
1	436,58	0,1	228,94	57,54	517,01
2	373,99	0,1	196,93	51,22	444,9
3	480,74	0,1	218,5	59,5	562,09
4	480,74	0,1	218,5	59,5	562,09
5	208,44	0,1	39,43	27,96	240,34
6	762,6	0,1	231,95	108,26	894,06
7	428,68	0,1	738,58	60,17	562,71
8	646,93	0,1	456,07	88,33	780,87
9	374,26	0,1	345,15	68,03	476,81
10	396,53	0,1	361,71	66,74	499,44
11	637,71	0,1	380,36	95,21	770,96
12	616,56	0,1	381,75	88,83	743,57
13	1038,48	0,1	1928,8	117,8	1349,16
14	1285,63	0,1	637,41	150,6	1499,97
15	644,74	0,1	359,29	80,57	761,24
16	306,39	0,1	2715,98	41,71	619,7
17	940,53	0,1	107,58	114,93	1066,22
18	361,12	0,1	394,32	94,8	495,35
19	1261,04	0,1	1182,96	199,01	1578,35

---

20	2728,8	0,1	78,86	280,34	3017,03
21	509,42	0,1	243,6	69,71	603,49
22	903,33	0,1	78,86	113,53	1024,75
23	486,12	0,1	197,16	86,43	592,27
24	2243,28	0,1	591,48	234,94	2537,37
25	1355,81	0,1	512,62	206,22	1613,29
GSELT (kcal/h)					23813,01

Cargas de Refrigeración.					
Ganancia efectiva de calor latente del local.					
GLEL = GLL + (FB x GLAE) + GLS					
Local	GLL (kcal/h)	FB (factor by-pass)	GLAE (kcal/h)	GLS (kcal/h)	GLEL (kcal/h)
1	76	0,1	988,17	2,28	177,01
2	76	0,1	850,01	2,28	163,28
3	76	0,1	943,12	2,28	172,59
4	76	0,1	943,12	2,28	172,59
5	152	0,1	170,2	4,56	173,58
6	304	0,1	1001,18	9,12	413,24
7	71	0,1	3187,97	2,13	391,93
8	152	0,1	1968,53	4,56	353,41
9	152	0,1	1489,76	4,56	305,54
10	152	0,1	1561,25	4,56	312,69
11	152	0,1	1641,74	4,56	320,73
12	152	0,1	1647,75	4,56	321,34
13	71	0,1	8325,34	2,13	905,66
14	152	0,1	2751,25	4,56	431,69
15	142	0,1	1550,83	4,26	301,34
16	152	0,1	11723,06	4,56	1328,87
17	456	0,1	464,35	13,68	516,12
18	710	0,1	1702,01	21,3	901,5
19	760	0,1	5106,04	22,8	1293,4

---

20	152	0,1	340,4	4,56	190,6
21	76	0,1	1051,24	2,28	183,4
22	152	0,1	340,4	4,56	190,6
23	760	0,1	851,01	22,8	867,9
24	355	0,1	2553,02	10,65	620,95
25	988	0,1	2212,62	29,64	1238,9
GLELT (kcal/h)					12248,95



### 3. Caudal de aire tratado del local.

El caudal de aire tratado se deduce de un balance de calor sensible efectivo del local.

Para un factor de by-pass nulo ( $\eta=1$ ) de la batería de enfriamiento, el aire saldría de la misma a la temperatura de rocío ( $t_{sa} = PDR$ ) y después de sufrir recalentamiento desde ( $t_{sa}$ ) hasta ( $t_{ai}$ ), entraría en el local donde, experimentando un calentamiento hasta la temperatura de bulbo seco del local ( $t_i$ ), compensaría las ganancias de calor sensible y suplementaria del local.

$$q_a \frac{c_p}{v_e} (t_i - PDR) = GSL + GSS$$

En realidad el factor de by-pass no es nulo y el caudal de aire ha de compensar, además, la ganancia de calor sensible del aire exterior que pasa por la batería sin modificar su estado (sección 2.1.1.). Esta ganancia se sumaría al segundo miembro de la expresión anterior (sección a) de 2.1.2.) que aplicada a la instalación completa nos da para el caudal total:

$$q_{at} \frac{c_p}{v_e} (1 - FB) \cdot (t_i - PDR) = GSELT$$

siendo:

GSELT	=	23813,01 kcal/h
$v_e$	=	0,845 m <sup>3</sup> /kg.
$c_p$	=	0,245 kcal/kg °C.
FB	=	0,1

$$t_i = 27 \text{ °C}$$

$$\text{PDR} = 12,75 \text{ °C}$$

resultando:

$$q_{at} = 6403,94 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Caudal de aire tratado.							
$q_{at} = GSEL \times v_e / c_p \times (1 - FB) \times (t_i - PDR)$							
Local	GSEL (kcal/h)	$v_e$ (m <sup>3</sup> /kg)	$c_p$ (kcal/kg °C)	1-FB	$t_i$ (°C)	PDR (°C)	$q_a$ (m <sup>3</sup> /h)
1	517,01	0,845	0,245	0,9	27	12,75	139,04
2	444,9	0,845	0,245	0,9	27	12,75	119,65
3	562,09	0,845	0,245	0,9	27	12,75	151,16
4	562,09	0,845	0,245	0,9	27	12,75	151,16
5	240,34	0,845	0,245	0,9	27	12,75	64,63
6	894,06	0,845	0,245	0,9	27	12,75	240,44
7	562,71	0,845	0,245	0,9	27	12,75	151,33
8	780,87	0,845	0,245	0,9	27	12,75	210
9	476,81	0,845	0,245	0,9	27	12,75	128,23
10	499,44	0,845	0,245	0,9	27	12,75	134,31
11	770,96	0,845	0,245	0,9	27	12,75	207,33
12	743,57	0,845	0,245	0,9	27	12,75	200
13	1349,16	0,845	0,245	0,9	27	12,75	362,82
14	1499,97	0,845	0,245	0,9	27	12,75	403,38
15	761,24	0,845	0,245	0,9	27	12,75	204,72
16	619,7	0,845	0,245	0,9	27	12,75	166,65
17	1066,22	0,845	0,245	0,9	27	12,75	286,73
18	495,35	0,845	0,245	0,9	27	12,75	133,21
19	1578,35	0,845	0,245	0,9	27	12,75	424,46
20	3017,03	0,845	0,245	0,9	27	12,75	811,36

---

21	603,49	0,845	0,245	0,9	27	12,75	162,29
22	1024,75	0,845	0,245	0,9	27	12,75	275,58
23	592,27	0,845	0,245	0,9	27	12,75	159,28
24	2537,37	0,845	0,245	0,9	27	12,75	682,37
25	1613,29	0,845	0,245	0,9	27	12,75	433,86
q <sub>at</sub> (m <sup>3</sup> /h)							6404

#### 4. **Ganancia total de calor o carga de la batería.**

La ganancia total de calor se define como la suma de la ganancia total de calores sensible y latente:

$$GTC = GST + GAS + GLT$$

##### a) Ganancia total de calor sensible

Como puede apreciarse la ganancia total de calor sensible es la suma de las ganancias de calor sensible de los locales, debida al aire exterior y la suplementaria.

$$GST = GSLT + GSAET + GSST$$

Con los datos:

$$GSLT = 29896 \text{ kcal/h}$$

$$GSAET = 12826,73 \text{ kcal/h}$$

$$GSST = 2621,88 \text{ kcal/h}$$

Se obtiene que  $GST = 45344,61 \text{ kcal/h}$

##### b) Ganancia adicional de calor sensible

La ganancia adicional de calor sensible, que se estiman en 2°C, es debida al recalentamiento del aire en los conductos de retorno y no afecta al balance energético de los locales, pero interviene en el balance térmico para la elección de la batería de enfriamiento.

$$GAS = q_{at} \frac{c_p}{v_e} \Delta t$$

siendo:

$$c_p = 0,245 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = 2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$q_{at} = 6404 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$v_e = 0,845 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Se obtiene que GAS = 3713,56 kcal/h

### c) Ganancia total de calor latente

La ganancia total de calor latente es la suma de las ganancias de calor latente de la instalación, la debida al aire exterior y la suplementaria.

$$GLT = GLLT + GLAET + GLST$$

Con los datos:

$$GLLT = 6517 \text{ kcal/h}$$

$$GLAET = 55364,34 \text{ kcal/h}$$

$$GLST = 195,51 \text{ kcal/h}$$

Se obtiene que GLT = 62076,85 kcal/h

Por lo tanto la carga de la batería es:

$$GTC = GST + GAS + GLT$$

resultando:

$$GTC = 111.135,02 \text{ kcal/h}$$

Pasándolo a frigorías-hora: 111.135,02 frig/h

De lo anterior se deduce que la batería de enfriamiento debe estar dimensionada para cubrir 77794,5 frig/h, es un 70% de GTC, así como para un caudal total de aire de 4482,8 m<sup>3</sup>/h, un 70% de q<sub>at</sub>.

Ya estamos en condiciones de seleccionar el tipo de unidad climatizadora, siendo el modelo elegido, el AV30P3-1VHD de AQUA-

AIR. La especificación y características están en los documentos 15 y 16.

### **5. Número de filas de la batería.**

El número de filas se determina calculando en primer lugar la velocidad del aire en el frente de la batería, mediante la siguiente relación:

$$V = \frac{q_{at}}{a_{fo}}$$

siendo:

$V$  = velocidad del aire en el frente de la batería, en m/s

$q_{at}$  = caudal total de aire tratado, en m<sup>3</sup>/h

$a_{fo}$  = superficie frontal de la batería, en m<sup>2</sup>

Este dato se obtiene de la ficha técnica del constructor adjunta anteriormente.

$$q_{at} = 1,78 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$a_{fo} = 1,41 \text{ m}^2$$

$$V = 1,26 \text{ m/s}$$

Con el dato de la velocidad frontal del aire y de la carga de la batería, el fabricante nos dice que la batería tiene que tener una profundidad de 4 filas.

## 6. Diagrama psicométrico.

El ciclo de evolución del aire esta representado en el diagrama psicométrico considerando el conjunto de todos los locales como uno solo.

Para representar la evolución del aire en la instalación es necesario tener los datos siguientes.

a) Caudal de aire recirculado

$$q_{ar} = q_{at} - q_{aet}$$

con los datos:

$$q_{at} = 6404 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$q_{aet} = 5529,89 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{resultando } q_{ar} = 871,11 \text{ m}^3/\text{h}$$

b) Temperatura de bulbo seco del aire a la entrada de la cámara de mezcla

$$t_{em} = t_i + 2 \text{ }^\circ\text{C}$$

siendo:

$$t_i = 27 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{resultando } t_{em} = 29 \text{ }^\circ\text{C}$$

El aumento de 2 °C se debe al recalentamiento del aire en los conductos de retorno y esta representado por el segmento comprendido entre ( $t_i$ ) y ( $t_{em}$ ).

c) Temperatura de bulbo seco del aire a la entrada de la batería



La temperatura de bulbo seco cumple la ley de mezcla en todos los procesos con convergencia de flujos de aire en los que no se alcance la saturación.

El punto representativo del estado del aire en el diagrama psicrométrico es el punto de intersección de la recta que une las temperaturas de bulbo seco del aire exterior ( $t_e$ ) y del aire a la entrada de la cámara de mezcla ( $t_{em}$ ), con la recta correspondiente a ( $t_{ea} = \text{cte.}$ ).

$$t_{ea} = \frac{q_{aet} \cdot t_e + q_{ar} \cdot t_{em}}{q_{at}}$$

Con los datos calculados previamente, el resultado es  $t_{ea} = 34,2 \text{ °C}$

y según el diagrama

$$W_{ea} = 22,4 \text{ gr/kg}$$

La temperatura de bulbo seco del aire a la entrada de la batería es la misma que la temperatura de bulbo seco del aire cuando sale de la cámara de mezcla ( $t_{ea} = t_m$ ).

d) Temperatura de bulbo seco del aire a la salida de la batería

De la definición de factor de by-pass se deduce:

$$t_{sa} = \text{PDR} + \text{FB} (t_{ea} - \text{PDR})$$

con los datos:

$$\text{PDR} = 12,75 \text{ °C}$$

$$\text{FB} = 0,1$$

$$t_{ea} = 34,2 \text{ °C}$$

La temperatura de bulbo seco resulta que  $t_{sa} = 27,35 \text{ °C}$

e) Temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del local

La temperatura de bulbo seco del aire se deduce de un balance de calor sensible del espacio acondicionado.

El aire entra a una temperatura de bulbo seco ( $t_{ai}$ ), que es la que tratamos de determinar, y se calienta en el espacio a acondicionar hasta una temperatura ambiental elegida ( $t_i$ ). Considerando que el calor sensible absorbido por el aire en el espacio acondicionado es igual a la ganancia global de calor sensible (GSLT), resulta:

$$q_{at} \frac{c_p}{v_e} (t_i - t_{ai}) = GSLT$$

y por tanto

$$t_{ai} = t_i - \frac{GSLT \cdot v_e}{c_p \cdot q_{at}}$$

Con los datos:

$t_i$	=	27 °C
GSLT	=	29896 kcal/h
$v_e$	=	0,845 m <sup>3</sup> /kg
$c_p$	=	0,245 kcal/kg. °C
$q_{at}$	=	6404

el resultado es  $t_{ai} = 10,9 \text{ °C}$

## f) Factor de ganancia total de calor sensible

El factor de ganancia total de calor sensible representa la fracción de la ganancia total de calor que corresponde a la ganancia de calor sensible y define la pendiente de la recta de evolución del aire en la batería.

$$FGST = \frac{GST + GAS}{GTC}$$

para:

$$GST = 45344,61 \text{ kcal/h}$$

$$GAS = 3713,56 \text{ kcal/h}$$

$$GTC = 111.135,02 \text{ kcal/h}$$

El factor de ganancia total de calor sensible es:

$$FGST = 0,44$$

## g) Factor de ganancia total de calor sensible del local

El factor de ganancia global de calor sensible, representa la fracción de la ganancia global de calor, que corresponde a la ganancia global de calor sensible y define la pendiente de la recta de evolución del aire en el local.

$$FGSLT = \frac{GSLT}{GSLT + GLLT}$$

para:

$$GSLT = 29896 \text{ kcal/h}$$

$$GLLT = 6517 \text{ kcal/h}$$

resulta que  $FGSLT = 0,82$

#### h) Factor de ganancia efectiva de calor sensible del local

El factor de ganancia efectiva global de calor sensible calculado anteriormente en otro apartado es:

$$FCSET = 0,73$$

Para todos los cálculos anteriores, se ha utilizado una carta psicométrica, Gráfico 2 en el apartado Documentación.

### **7. Condensación de agua en la batería de refrigeración**

La cantidad de agua condensada durante el proceso de enfriamiento es el producto de la masa total de aire seco circulado por la diferencia entre las humedades específicas a la entrada y la salida de la batería.

$$q_{ac} = m_a (W_{ea} - W_{sa})$$

Donde la masa de aire seco se calcula mediante la ecuación de los gases perfecto, tomando el aire como tal.

$$m_a = \frac{P_a \cdot V_a}{R_a \cdot T}$$

Para la temperatura absoluta del aire a la entrada de la batería

$$T = t_{ea} + 273$$

y una presión parcial de aire de

$$P_a = P_m - P_v$$

correspondiente a una presión parcial del vapor de agua dada por:

$$P_v = \frac{W_{ea} \cdot P_m}{\frac{R_a}{R_v} + W_{ea}}$$

siendo:

$R_a$  = constante de los gases perfectos para el aire seco, en  
m kg/kg °K

$R_v$  = constante de los gases perfectos para el agua, en  
m kg/kg °K

A partir de los datos siguientes:

$V_a$	=	6404 m <sup>3</sup> /h
$R_a$	=	29,26 m.kg/kg.°K
$R_v$	=	47,07 m.kg/kg.°K
$t_{ea}$	=	34,2 °C
$T$	=	307,2 °K
$P_m$	=	10332,2 kg/m <sup>2</sup>
$P_v$	=	252,1 kg/m <sup>2</sup>

se obtiene:

$P_a$	=	10080,1 kg/m <sup>2</sup>
$m_a$	=	7181,6 kg aire seco/h
$W_{ea}$	=	22,4 gr/kg (s/diagrama)
$W_{sa}$	=	11,3 gr/kg (s/diagrama)
$q_{ac}$	=	79,7 kg/h → 79,7 l/h

## II Calefacción

Para conseguir las condiciones ambientales de invierno, y poder determinar la batería y serpentín de calefacción, es necesario conocer la carga de calefacción.

Esta carga se calcula considerando las temperaturas invernales nocturnas, por este motivo no se tienen en cuenta las ganancias de calor producidas por fuentes internas (personas, alumbrado, etc.), sino solo las pérdidas de calor sensible por transmisión.

### 1. Balance térmico

#### 1.1. Cargas de calor sensible

##### a) Coeficiente global de transmisión

Según la bibliografía consultada para el proyecto, el coeficiente global de transmisión es prácticamente igual para invierno que para verano.

Cubierta expuesta a la radiación solar (tipo 1)

$$U = 0,83 \text{ kcal/m}^2\text{h } ^\circ\text{C}$$

Mamparo expuesto a la radiación solar (tipo 2)

$$U = 1,65 \text{ kcal/m}^2\text{h } ^\circ\text{C}$$

Cubierta de separación de local no acondicionado (tipo 3)

$$U = 1,21 \text{ kcal/m}^2\text{h } ^\circ\text{C}$$

Mamparo de separación de local no acondicionado (tipo 4)

$$U = 1,72 \text{ kcal/m}^2\text{h } ^\circ\text{C}$$

Cubierta de separación de local circulando con aire de retorno (tipo 5)

$$U = 1,21 \text{ kcal/m}^2\text{h } ^\circ\text{C}$$

Mamparo de separación de local circulando con aire de retorno (tipo 6)

$$U = 1,72 \text{ kcal/m}^2\text{h } ^\circ\text{C}$$

Cubierta puente (tipo 7)

$$U = 1,22 \text{ kcal/m}^2\text{h } ^\circ\text{C}$$

Ventanas (tipo 9), (conducción)

$$U = 3,2 \text{ kcal/m}^2\text{h } ^\circ\text{C}$$

a) Pérdida debida a la transmisión de calor

El cálculo térmico se ha efectuado teniendo en cuenta que la transmisión de calor se realiza por conducción.

La formula utilizada para la pérdida de calor por conducción es:

$$PSL = A \cdot U \cdot (t_i - t_e)$$

siendo:

PSL = Pérdida de calor sensible del local, en kcal/h.

A = Superficie en  $\text{m}^2$ .

U = Coeficiente global de transmisión, en  $\text{kcal/m}^2\text{h } ^\circ\text{C}$ .

$t_i$  = Temperatura de bulbo seco en local, en  $^\circ\text{C}$ .

$t_e$  = Temperatura de bulbo seco del aire exterior o temperatura de bulbo seco del local supuesta, en  $^\circ\text{C}$ .

Todos estos datos han sido utilizados anteriormente y están en la sección Documentación.

Las temperaturas de bulbo seco del local supuestas son:

Local circulando con aire de retorno (pasillos y escaleras) →  
18 °C

La perdida global de calor sensible del local es PSLT

donde:

$$PSLT = \sum PSL$$

b) cálculos

Cargas de Calefacción								
Perdida de calor sensible del local por transmisión								
Habitáculo: Camarote Engineer					Cubierta: Lower Deck			Nº1
Tipo	Cantidad	Ti	Te	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	PSL
2	1	22	0	22	2,75 x 1,5 m	4,125	1,65	149,75
6	1	22	17,5	4,5	3,15 x 1,5 m	4,75	1,72	36,77
4	1	22	7	15	2,7 x 1,5 m	4,05	1,72	104,5
6	1	22	17,5	4,5	2,7 x 1,5 m	4,05	1,72	31,35
3	1	22	7	15		7,95	1,21	144,3
5	1	22	17,5	4,5		7,95	1,21	43,29
9	1	22	0	22		0,28	3,2	19,71
$\Sigma =$								529,63



Cargas de Calefacción								
Perdida de calor sensible del local por transmisión								
Habitáculo: Camarote Crew 1					Cubierta: Lower Deck			Nº2
Tipo	Cantidad	Ti	Te	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	PSL
2	1	22	0	22	2,15 x 1,5 m	3,15	1,65	114,35
4	1	22	7	15	2,85 x 1,5 m	4,275	1,72	110,3
6	1	22	17,5	4,5	2,4 x 1,5 m	3,6	1,72	27,86
6	1	22	17,5	4,5	2,1 x 1,5 m	3,225	1,72	24,96
3	1	22	7	15		5,65	1,21	102,55
5	1	22	17,5	4,5		5,65	1,21	30,76
9	1	22	0	22		0,28	3,2	19,71
$\Sigma=$								430,49

Cargas de Calefacción								
Perdida de calor sensible del local por transmisión								
Habitáculo: Camarote Crew 2					Cubierta: Lower Deck			Nº3
Tipo	Cantidad	Ti	Te	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	PSL
2	1	22	0	22	4,15 x 1,5 m	6,225	1,65	226
4	1	22	7	15	2 x 1,5 m	3	1,72	77,4
4	1	22	7	15	2,4 x 1,5 m	3,6	1,72	92,88
6	1	22	17,5	4,5	2,5 x 1,5 m	3,75	1,72	29,03
3	1	22	7	15		7,2	1,21	130,68
5	1	22	17,5	4,5		7,2	1,21	39,2
9	1	22	0	22		0,28	3,2	19,71

$\Sigma=$	614,87
-----------	--------

Cargas de Calefacción								
Perdida de calor sensible del local por transmisión								
Habitáculo: Camarote Crew 3					Cubierta: Lower Deck			Nº4
Tipo	Cantidad	Ti	Te	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	PSL
2	1	22	0	22	4,15 x 1,5 m	6,225	1,65	226
4	1	22	7	15	2 x 1,5 m	3	1,72	77,4
4	1	22	7	15	2,4 x 1,5 m	3,6	1,72	92,88
6	1	22	17,5	4,5	2,5 x 1,5 m	3,75	1,72	29,03
3	1	22	7	15		7,2	1,21	130,68
5	1	22	17,5	4,5		7,2	1,21	39,2
9	1	22	0	22		0,28	3,2	19,71
$\Sigma=$								614,87

Cargas de Calefacción								
Perdida de calor sensible del local por transmisión								
Habitáculo: Lavandería					Cubierta: Lower Deck			Nº5
Tipo	Cantidad	Ti	Te	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	PSL
2	1	22	0	22	1,87 x 1,5 m	2,805	1,65	101,82
6	1	22	17,5	4,5	2,55 x 1,5 m	3,825	1,72	29,61
6	1	22	17,5	4,5	1,85 x 1,5 m	2,78	1,72	21,52
6	1	22	17,5	4,5	3,16 x 1,5 m	4,74	1,72	36,69
3	1	22	7	15		5,83	1,21	105,81

5	1	22	17,5	4,5		5,83	1,21	31,75
$\Sigma=$								327,2

Cargas de Calefacción								
Perdida de calor sensible del local por transmisión								
Habitáculo: Comedor trip. y pas.					Cubierta: Lower Deck			Nº6
Tipo	Cantidad	Ti	Te	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	PSL
2	1	22	0	22	3,7 x 1,5 m	5,55	1,65	201,5
6	1	22	17,5	4,5	4,2 x 1,5 m	6,3	1,72	48,76
6	1	22	17,5	4,5	8,53 x 1,5 m	12,8	1,72	99,07
6	1	22	17,5	4,5	4,8 x 1,5 m	7,2	1,72	55,73
6	1	22	17,5	4,5	3,1 x 1,5 m	4,65	1,72	35,99
3	1	22	7	15		19,38	1,21	351,75
5	1	22	17,5	4,5		19,38	1,21	105,52
9	2	22	0	22		0,28	3,2	39,42
$\Sigma=$								937,71

Cargas de Calefacción								
Perdida de calor sensible del local por transmisión								
Habitáculo: Aseo VIP					Cubierta: Lower Deck			Nº7
Tipo	Cantidad	Ti	Te	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	PSL
2	1	22	0	22	2,7 x 1,5 m	4,05	1,65	147,02
6	1	22	17,5	4,5	2,7 x 1,5 m	4,05	1,72	31,35
6	1	22	17,5	4,5	2,9 x 1,5 m	4,35	1,72	33,7

6	1	22	17,5	4,5	4 x 1,5 m	6	1,72	46,44
6	1	22	17,5	4,5	1,2 x 1,5 m	1,8	1,72	13,93
6	1	22	17,5	4,5	1,4 x 1,5	2,1	1,72	16,25
3	1	22	7	15		8,7	1,21	157,91
5	1	22	17,5	4,5		8,7	1,21	47,37
9	1	22	0	22		0,28	3,2	19,71
$\Sigma=$								513,66

Cargas de Calefacción								
Perdida de calor sensible del local por transmisión								
Habitáculo: Camarote VIP					Cubierta: Lower Deck			Nº8
Tipo	Cantidad	Ti	Te	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	PSL
2	1	22	0	22	2,9 x 1,5 m	4,35	1,65	157,91
6	1	22	17,5	4,5	4,7 x 1,5 m	7,05	1,72	54,57
6	1	22	17,5	4,5	3,5 x 1,5 m	5,25	1,72	40,64
3	1	22	7	15		15,77	1,21	286,23
5	1	22	17,5	4,5		15,77	1,21	85,87
9	2	22	0	22		0,28	3,2	39,42
$\Sigma=$								664,62

Cargas de Calefacción								
Perdida de calor sensible del local por transmisión								
Habitáculo: Camarote Invit. 3					Cubierta: Lower Deck			Nº9
Tipo	Cantidad	Ti	Te	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	PSL
2	1	22	0	22	2,8 x 1,5 m	4,2	1,65	152,46
6	1	22	17,5	4,5	2,5 x 1,5 m	3,75	1,72	29,03
6	1	22	17,5	4,5	3,2 x 1,5 m	4,8	1,72	37,15
6	1	22	17,5	4,5	2,8 x 1,5 m	4,2	1,72	32,51
6	1	22	17,5	4,5	0,8 x 1,5 m	0,4	1,72	3,1
6	1	22	17,5	4,5	1 x 1,5 m	1,5	1,72	11,61
3	1	22	7	15		7,8	1,21	141,57
5	1	22	17,5	4,5		7,8	1,21	42,47
9	1	22	0	22		0,28	3,2	19,71
$\Sigma=$								469,6

Cargas de Calefacción								
Perdida de calor sensible del local por transmisión								
Habitáculo: Camarote Invit. 4					Cubierta: Lower Deck			Nº10
Tipo	Cantidad	Ti	Te	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	PSL
2	1	22	0	22	3,1 x 1,5 m	4,65	1,65	168,8
6	1	22	17,5	4,5	2,9 x 1,5 m	4,35	1,72	33,7
6	1	22	17,5	4,5	3,1 x 1,5 m	4,65	1,72	35,99
3	1	22	7	15		8,99	1,21	163,17
5	1	22	17,5	4,5		8,99	1,21	48,95

9	1	22	0	22		0,28	3,2	19,71
$\Sigma=$								470,28

Cargas de Calefacción								
Perdida de calor sensible del local por transmisión								
Habitáculo: Camarote Invit. 2					Cubierta: Lower Deck			Nº11
Tipo	Cantidad	Ti	Te	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	PSL
2	1	22	0	22	2,9 x 1,5 m	4,35	1,65	157,91
4	1	22	7	15	4,35 x 1,5 m	6,53	1,72	168,47
6	1	22	17,5	4,5	2,8 x 1,5 m	4,2	1,72	32,51
6	1	22	17,5	4,5	1,9 x 1,5 m	4,35	1,72	33,67
6	1	22	17,5	4,5	0,74 x 1,5 m	1,11	1,72	8,59
3	1	22	7	15		10,33	1,21	187,49
5	1	22	17,5	4,5		10,33	1,21	56,25
9	2	22	0	22		0,28	3,2	39,42
$\Sigma=$								684,3

Cargas de Calefacción								
Perdida de calor sensible del local por transmisión								
Habitáculo: Camarote Invit. 1					Cubierta: Lower Deck			Nº12
Tipo	Cantidad	Ti	Te	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	PSL
2	1	22	0	22	3 x 1,5 m	4,5	1,65	163,35
6	1	22	17,5	4,5	3,3 x 1,5 m	4,95	1,72	38,31
6	1	22	17,5	4,5	3 x 1,5 m	4,5	1,72	34,83

4	1	22	7	15	3,6 x 1,5 m	5,4	1,72	139,32
6	1	22	17,5	4,5	0,35 x 1,5 m	0,525	1,72	4,06
3	1	22	7	15		10,43	1,21	189,3
5	1	22	17,5	4,5		10,43	1,21	56,79
9	2	22	0	22		0,28	3,2	39,42
$\Sigma=$								665,39

Cargas de Calefacción								
Perdida de calor sensible del local por transmisión								
Habitáculo: Aseo del Armador					Cubierta: Main Deck			Nº13
Tipo	Cantidad	Ti	Te	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	PSL
2	2	22	0	22	3,2 x 2,3 m	7,36	1,65	534,34
4	1	22	7	15	6,7 x 2,3 m	15,41	1,72	397,58
6	1	22	17,5	4,5	7,5 x 2,3 m	17,25	1,72	133,5
1	1	22	0	22		22,72	1,21	604,8
5	1	22	17,5	4,5		22,72	1,21	123,71
9	2	22	0	22		0,28	3,2	39,42
$\Sigma=$								1833,3

Cargas de Calefacción								
Perdida de calor sensible del local por transmisión								
Habitáculo: Camarote Armador					Cubierta: Main Deck			Nº14
Tipo	Cantidad	Ti	Te	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	PSL
2	2	22	0	22	4 x 2,3 m	9,2	1,65	667,92
6	2	22	17,5	4,5	7,2 x 2,3 m	16,56	1,72	256,35
1	1	22	0	22		28,8	1,21	766,66
5	1	22	17,5	4,5		28,8	1,21	156,82
9	6	22	0	22		0,28	3,2	118,27
$\Sigma=$								1966

Cargas de Calefacción								
Perdida de calor sensible del local por transmisión								
Habitáculo: Despacho Armador					Cubierta: Main Deck			Nº15
Tipo	Cantidad	Ti	Te	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	PSL
2	2	22	0	22	3,35 x 2,3 m	7,71	1,65	559,75
6	2	22	17,5	4,5	3,4 x 2,3 m	7,82	1,72	121,05
5	2	22	17,5	4,5		11,55	1,21	125,78
9	3	22	0	22		0,28	3,2	59,14
$\Sigma=$								865,72



Cargas de Calefacción								
Perdida de calor sensible del local por transmisión								
Habitáculo: Cocina					Cubierta: Main Deck			Nº16
Tipo	Cantidad	Ti	Te	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	PSL
6	1	22	17,5	4,5	3 x 2,3 m	9,2	1,72	71,21
6	1	22	17,5	4,5	3,4 x 2,3 m	7,82	1,72	60,53
6	1	22	17,5	4,5	5 x 2,3 m	11,5	1,72	89,01
6	1	22	17,5	4,5	2,3 x 2,3 m	5,29	1,72	40,95
6	1	22	17,5	4,5	1,3 x 2,3 m	3	1,72	23,22
5	2	22	17,5	4,5		16,04	1,21	174,68
$\Sigma=$								459,59

Cargas de Calefacción								
Perdida de calor sensible del local por transmisión								
Habitáculo: Bodega y pasillo					Cubierta: Main Deck			Nº17
Tipo	Cantidad	Ti	Te	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	PSL
6	2	22	17,5	4,5	1 x 2,3 m	2,3	1,72	35,6
6	2	22	17,5	4,5	3,4 x 2,3 m	7,82	1,72	121,05
6	2	22	17,5	4,5	1,7 x 2,3 m	3,91	1,72	60,53
6	2	22	17,5	4,5	0,83 x 2,3 m	1,91	1,72	29,57
2	1	22	0	22	5 x 2,3 m	11,5	1,65	417,45
6	4	22	17,5	4,5	0,84 x 2,3 m	1,93	1,72	59,75
6	1	22	17,5	4,5	3,5 x 2,3 m	8,05	1,72	62,31
6	2	22	17,5	4,5	0,85 x 2,3 m	1,96	1,72	30,35

5	2	22	17,5	4,5		8,2	1,21	89,3
9	5	22	0	22		0,28	3,2	98,56
$\Sigma=$								1004,5

Cargas de Calefacción								
Perdida de calor sensible del local por transmisión								
Habitáculo: Vestíbulo Principal					Cubierta: Main Deck			Nº18
Tipo	Cantidad	Ti	Te	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	PSL
2	1	22	0	22	2,7 x 2,3 m	6,2	1,65	225,06
6	2	22	17,5	4,5	4,3 x 2,3 m	9,9	1,72	153,25
6	1	22	17,5	4,5	2,7 x 2,3 m	6,2	1,72	48
6	2	22	17,5	4,5	1,9 x 2,3 m	4,37	1,72	67,65
5	2	22	17,5	4,5		13,7	1,21	149,2
$\Sigma=$								643,14

Cargas de Calefacción								
Perdida de calor sensible del local por transmisión								
Habitáculo: Comedor					Cubierta: Main Deck			Nº19
Tipo	Cantidad	Ti	Te	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	PSL
2	2	22	0	22	4 x 2,3 m	9,2	1,65	667,92
6	1	22	17,5	4,5	6,3 x 2,3 m	14,95	1,72	115,71
5	2	22	17,5	4,5		28	1,21	304,92
9	8	22	0	22		0,28	3,2	157,7
$\Sigma=$								1246,25

Cargas de Calefacción								
Perdida de calor sensible del local por transmisión								
Habitáculo: Puente de Mando					Cubierta: Upper Deck			Nº20
Tipo	Cantidad	Ti	Te	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	PSL
2	1 (Circ.)	22	0	22	21,4 x 2,8 m	59,92	1,65	2175,1
6	1	22	17,5	4,5	6,3 x 2,8 m	17,64	1,72	136,53
7	1	22	0	22		18,2	0,83	332,33
5	1	22	17,5	4,5		18,2	1,21	99,1
9	18	22	0	22		0,28	3,2	354,82
$\Sigma=$								3097,9

Cargas de Calefacción								
Perdida de calor sensible del local por transmisión								
Habitáculo: Camarote Capitán					Cubierta: Upper Deck			Nº21
Tipo	Cantidad	Ti	Te	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	PSL
2	1	22	0	22	2,5 x 2,8 m	7	1,65	254,1
6	2	22	17,5	4,5	3,6 x 2,8 m	10,08	1,72	156,04
6	1	22	17,5	4,5	2,5 x 2,8 m	7	1,72	54,18
1	1	22	0	22		9	0,83	164,34
5	1	22	17,5	4,5		9	1,21	49,01
9	2	22	0	22		0,28	3,2	39,42
$\Sigma=$								717,09

Cargas de Calefacción								
Perdida de calor sensible del local por transmisión								
Habitáculo: Despensa y Radio					Cubierta: Upper Deck			Nº22
Tipo	Cantidad	Ti	Te	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	PSL
2	1	22	0	22	1,6 x 2,8 m	4,48	1,65	162,62
6	1	22	17,5	4,5	3,8 x 2,8 m	10,64	1,72	82,35
6	2	22	17,5	4,5	2,5 x 2,8 m	7	1,72	54,18
6	1	22	17,5	4,5	2,2 x 2,8 m	6,16	1,72	47,68
2	1	22	0	22	4,75 x 2,8 m	13,3	1,65	482,79
2	1	22	0	22	0,91 x 2,8 m	2,55	1,65	92,57
6	1	22	17,5	4,5	1,75 x 2,8 m	4,9	1,72	37,93
6	1	22	17,5	4,5	2,2 x 2,8 m	6,16	1,72	47,68
6	1	22	17,5	4,5	2,6 x 2,8 m	7,3	1,72	56,5
6	1	22	17,5	4,5	2,65 x 2,8 m	7,42	1,72	57,43
1	1	22	0	22		15,44	0,83	281,93
5	1	22	17,5	4,5		15,44	1,21	84,07
9	2	22	0	22		0,28	3,2	19,71
$\Sigma =$								1507,5

Cargas de Calefacción								
Perdida de calor sensible del local por transmisión								
Habitáculo: Gimnasio					Cubierta: Upper Deck			Nº23
Tipo	Cantidad	Ti	Te	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	PSL
2	1	22	0	22	2,6 x 2,8 m	7,28	1,65	264,26

6	1	22	17,5	4,5	2,45 x 2,8 m	6,7	1,72	51,86
2	1	22	0	22	0,21 x 2,8 m	0,6	1,65	21,78
6	1	22	17,5	4,5	2,6 x 2,8 m	7,28	1,72	56,35
6	1	22	17,5	4,5	1,85 x 2,8 m	5,18	1,72	40,09
2	1	22	0	22	0,8 x 2,8 m	2,25	1,65	81,68
1	1	22	0	22		6,76	0,83	123,44
5	1	22	17,5	4,5		6,76	1,21	36,81
9	2	22	0	22		0,28	3,2	19,71
$\Sigma=$								695,98

Cargas de Calefacción								
Perdida de calor sensible del local por transmisión								
Habitáculo: Sala estar superior					Cubierta: Upper Deck			Nº24
Tipo	Cantidad	Ti	Te	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	PSL
2	2	22	0	22	6,1 x 2,8 m	17,08	1,65	620
6	2	22	17,5	4,5	7,5 x 2,8 m	21	1,72	162,54
1	1	22	0	22		45,75	0,83	835,4
5	1	22	17,5	4,5		45,75	1,21	249,11
9	12	22	0	22		0,28	3,2	19,71
$\Sigma=$								1886,8

Cargas de Calefacción								
Pérdida de calor sensible del local por transmisión								
Habitáculo: Lazarette					Cubierta: Lower Deck			Nº25
Tipo	Cantidad	Ti	Te	$\Delta t$	Dimensiones	Área	U	PSL
2	2	22	0	22	5,9 x 1,5 m	8,85	1,65	321,26
4	1	22	7	15	8,1 x 1,5 m	12,15	1,72	313,47
4	2	22	7	15	1 x 1,5 m	1,5	1,72	38,7
2	1	22	0	22	8,1 x 1,5 m	12,15	1,65	441,05
3	1	22	7	15		47,8	1,21	867,57
5	1	22	17,5	4,5		47,8	1,21	260,27
$\Sigma=$								2242,3

$$PSLT = 25088,69 \text{ kcal/h}$$

A este valor hay que restarle la ganancia de calor debida a las personas y a las luces.

$$PSLT = 25088,69 - 5335,56 - 4622 = 15131,13 \text{ kcal/h}$$

## **2. Elección de la batería**

### 2.1. Determinación del punto de rocío de la batería

El método utilizado para selección la batería de calefacción, consiste simplemente en determinar el factor de pérdida global de calor sensible.

#### 2.1.1. Factor de by-pass

El factor de by-pass estimado para el cálculo, al igual que en refrigeración en el apartado anterior, es 0,1. (Documento 13).

#### 2.1.2. Factor de pérdida de calor sensible del local

El factor de pérdida global de calor sensible representa la fracción de la pérdida global de calor, que corresponde a la pérdida global de calor sensible y define la pendiente de la recta de evolución del aire en el local.

$$FPSLT = \frac{PSLT}{PSLT + PLLT}$$

Como se ha indicado en la introducción de CALEFACCION, la ganancia de calor latente es nula, ya que se toma de noche. Por lo tanto también lo es la pérdida de calor latente (PLLT) y como consecuencia el factor de pérdida global de calor sensible es la unidad.

Conocidos los datos:

Factor de by-pass: 0,1

Factor de pérdida global de calor sensible: 1

Temperatura de bulbo seco del local: 21 °C, 50% HR.

Calculamos el punto de rocío (PDR) mediante interpolación en la tabla del aire, siendo su valor 10,15 °C.

### **3. Caudal de aire tratado**

Habiéndose dimensionado el ventilador para la condición de refrigeración, el caudal total de aire está impuesto por ese apartado y es igual al calculado anteriormente, es decir, 6404 m<sup>3</sup>/h.

### **4. Pérdida total de calor o carga de la batería**

La carga de la batería es, en este caso, igual a la pérdida global de calor sensible, o sea, 15131,13 kcal/h.

### **5. Número de filas de la batería.**

La velocidad del aire en el frente de la batería es la misma que en refrigeración, es decir, 1,26 m/s.

Con este dato y el de la carga de la batería, el fabricante nos dice que la batería debe de tener una profundidad de ½ fila y 2 unidades de calefacción.

### **6. Diagrama psicrométrico**

En este diagrama se representa el ciclo de evolución del aire.

Para representar la evolución del aire en la instalación tener los datos siguientes:

a) Caudal de aire recirculado

$$q_{ar} = 871,11 \text{ m}^3/\text{h}$$



b) Temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del humectador

El punto representativo del estado del aire en el diagrama psicrométrico es el punto de intersección de la recta que une las temperaturas de bulbo seco del aire exterior ( $t_e$ ) y el aire en el local acondicionado ( $t_i$ ), con la recta correspondiente a ( $t_{ea} = \text{cte.}$ ).

$$t_{ea} = \frac{(q_{aet} \cdot t_e) + (q_{ar} \cdot t_i)}{q_{at}}$$

siendo:

$$q_{aet} = 5529,89 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$t_e = -12 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$q_{ar} = 871,11 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$t_i = 21 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$q_{at} = 6404 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{resultando: } t_{ea} = 7,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

La temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del humedecedor es igual a la temperatura del aire a la salida de la cámara de mezcla ( $t_{ea} = t_m$ ).

c) Temperatura de bulbo seco del aire a la salida de la batería

La temperatura de bulbo seco del aire se deduce de un balance de calor sensible del espacio acondicionado.

El aire entra a una temperatura de bulbo seco ( $t_{sa}$ ), que es la que tratamos de determinar y se enfría en el espacio a acondicionar hasta una temperatura ambiental elegida ( $t_i$ ). Este proceso de

enfriamiento del aire se efectúa a humedad específica constante, por lo que el calor cedido es solo sensible.

Considerando que el calor cedido por el aire al espacio acondicionado es igual al calor sensible perdido global (PSLT), resulta:

$$q_{at} \cdot \frac{c_p}{v_e} \cdot (t_{sa} - t_i) = PSLT$$

y por tanto

$$t_{sa} = \frac{PSLT \cdot v_e}{q_{at} \cdot c_p} + t_i$$

Con los datos siguientes:

$$PSLT = 15131,13 \text{ kcal/h}$$

$$v_e = 0,845 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$q_{at} = 6404 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$c_p = 0,245 \text{ kcal/kg}\cdot^\circ\text{C}$$

$$t_i = 21 \text{ }^\circ\text{C}$$

obtenemos:

$$t_{sa} = 29,15 \text{ }^\circ\text{C}$$

d) Humedad específica de saturación del humidador

El rendimiento del humidador,  $\zeta_1$ , es

$$\frac{W_i - W_{ea}}{W_s - W_{ea}}$$

Siendo el numerador el aumento de la humedad específica del aire desde la condición de entrada hasta la del local y el denominador el aumento de la humedad específica desde la condición de entrada hasta la saturación.

El rendimiento del humectador se considera igual a la unidad cuando la humedad específica de saturación es igual a la del local acondicionado ( $W_s = W_i$ ).

En este caso el proceso del aire en el humedador estaría representado por la línea que une el punto de la condición de entrada con el punto de rocío correspondiente a la temperatura de bulbo seco del local.

Para el rendimiento del humedador seleccionado, el aire que sale del mismo debe tener necesariamente la misma humedad específica ( $W_{sa}$ ) que el aire a la temperatura de bulbo seco del local ( $W_i$ ).

En base a la definición anterior y teniendo en cuenta los valores siguientes:

$$\begin{aligned}W_i &= 7,8 \text{ gr/kg. (s/diagrama)} \\W_{ea} &= 5 \text{ gr/kg. (s/diagrama)} \\ \zeta_1 &= 90\% \text{ (Rendimiento del lavador)}\end{aligned}$$

La humedad específica de saturación a la salida del humectador sería:

$$W_s = 8,11 \text{ gr/kg de aire seco.}$$

Como puede comprobarse en el diagrama psicométrico, el punto de rocío de la batería y la temperatura de saturación del aire ambiente a 21 °C y 50% HR es 10,15 °C.

Con todos estos datos, la elección de la planta de calefacción son dos unidades calefactoras IH-2401-182 de AQUA-AIR de dos etapas, 18 Kw. de potencia y 15368 kcal/h, especificaciones en Documento 18.

### **III Distribución del aire en espacios acondicionados.**

#### **1. Proyecto de conductos de aire**

El sistema utilizado para el proyecto de conductos de aire es el de baja velocidad, que tiene la ventaja principal de la disminución de ruido, vital para un sistema de pasajeros como el de este buque, aunque presenta el inconveniente del aumento del tamaño de los conductos, lo que aumenta el coste.

Como resultado del cálculo de la presión total requerida por la instalación, el sistema de distribución es de baja presión (clase I).

Para dimensionar el sistema de conductos se han tenido en cuenta los siguientes factores.

#### a) Velocidad del aire

La tabla 1, en la sección Documentación, presenta las velocidades recomendables del aire en su movimiento en el interior de los espacios acondicionados, tomando en consideración la sensación de confort de los ocupantes. De la tabla se deduce que el movimiento del aire es deseable y necesario.

Las velocidades recomendadas en las bocas de salida o impulsión, para que el nivel de ruido sea aceptable, pueden verse en la tabla 2. La gama de velocidades más utilizada para el cálculo de conductos de aire es la comprendida entre 2,5 y 4 m/s.

En la tabla 3 se presentan las velocidades en m/s recomendadas en las rejillas y conductos, definidas en función de la sección bruta.

#### b) Espacio disponible

El espacio disponible para conductos de aire de impulsión y de aire de retorno presenta, como es lógico, limitaciones que obligan a adoptar un determinado sistema de conductos.

La solución práctica adoptada en este proyecto, gracias a que los cálculos lo respaldan, es que los conductos circulares no superan los 180 mm de diámetro, lo que nos permite que todos los que instalemos no se vean afectados por las limitaciones de espacio.

Para cumplir la misión de circular el aire desde la unidad climatizadora hasta el local que va a ser acondicionado, el sistema consta de:

- Conductos
- Unidades terminales
- Rejillas

#### 1.1. Conductos

Los conductos utilizados van en función de la estancia a la que vayan y la cubierta.

Los tubos de la cubierta baja en la zona de la tripulación son rectangulares, los de los camarotes de invitados son circulares, menos los ascendentes que son rectangulares.

El resto de conductos, tanto de retorno a las unidades como de distribución son circulares.

En los pasos por mamparos clase A o B y cubiertas, los conductos de sección superior a  $0,02 \text{ m}^3$  llevan manguitos de chapa de acero de 3 mm de espesor y 900 mm de longitud (450 mm a cada lado cuando sea posible), con aislamiento contra fuego de la misma integridad que el mamparo o cubierta atravesado.

Los tubos circulares son de tipo helicoidal, de espesor 0,6 mm y reforzados con manta de aluminio incombustible, reforzado con lana de vidrio.

Los conductos rectangulares son, igualmente, en acero galvanizado de espesor 0,6 mm, con aislante de espuma de polietileno auto extinguido.

Todos los tubos pueden verse en la sección Documentación, documentos 19, 20 y 21.

Dentro de los conductos encontramos otros elementos:

- Codos.

Los codos utilizados pueden ser de 90 y 45°, documento 22.

Los codos rectangulares ordinarios, tienen la relación entre el radio medio y su lado menos ancho (R/D), igual a 1,25, que es la que se considera óptima.

- Transformaciones.

No se han tomado en cuenta las piezas de reducción que impliquen una disminución de menos de 5 cm en una de las dimensiones del conducto rectangular, debido a que implican un aumento de coste que no compensa la ventaja que se obtiene.

- Derivaciones.

Las derivaciones circulares que se utilizan son de 45°, documento 23.

## 1.2. Unidades terminales

Las unidades terminales o bocas de impulsión utilizadas para la salida y la extracción del aire en el espacio acondicionado son de caudal variable, tipo by-pass, es decir, el caudal de aire es regulado mediante la aleta cuando las condiciones ambientales han sido alcanzadas, en respuesta a la señal enviada por el termostato del terminal de la estancia. El aire entonces es desviado. La especificación de material y tablas de flujo y presión están en el documento 24 y tabla 4.

## 1.3. Rejillas

### Rejillas de aire de retorno

Las rejillas de aire de retorno utilizadas son de dos tipos, AT y AGS.

El tipo AT se utilizara en los conductos de aire de retorno y para by-pass del caudal de aire.

El tipo AGS se utilizara en las puertas de los diferentes espacios acondicionados.

(Documento 25).

La disposición de las rejillas de exhaustación se ve en la sección de planos.

#### 1.4. Extracción de humos en incendios.

Cada extracción cuenta con un actuador contra incendios, cuando detecta humo, activa la extracción al máximo para evacuar lo antes posible el humo del camarote o la estancia, la especificación se detalla en el apartado Documentación, en el documento 26.

## **2. *Calculo de conductos***

### 2.1. Método de cálculo

El método de cálculo utilizado se basa en la pérdida de carga constante por unidad de longitud de conducto.

El cálculo se inicia con la sección de la velocidad de aire en puntos concretos de la instalación. Las velocidades consideradas son 10,5 m/s en la descarga del ventilador y 7,5 m/s, en las entradas del climatizador, tanto del aire exterior como del aire recirculado.

Con el caudal total de aire tratado, obtenemos la pérdida por rozamiento por unidad de longitud, que resulta 0,17 mm.c.a. para conductos de aire de impulsión, 0,09 mm.c.a. para conductos de aire de retorno y 0,07 mm.c.a. para conductos de aire exterior.

También se obtiene de dicho grafico el diámetro del conducto circular y, por tanto, la sección rectangular inicial equivalente.

En cada cubierta, el caudal de aire de retorno respecto del caudal impulsado está en la misma proporción que el total recirculado respecto al total tratado.



El aire de aseos, también se extrae mecánicamente.

El resto del aire, hasta completar el caudal tratado, sale al exterior, a través de rejillas instaladas según planos, creando una sobre presión en el interior que impide infiltraciones de aire exterior.

La pérdida de presión en los conductos de aire está en el documento 27.

## 2.2. Planos

### a) Disposición general de conductos

La disposición de conductos de entrada y de exhaustación esta representada en el plano, así como los distintos difusores y derivaciones.

También esta representada, la situación de las UTA, los Fan Coils y los Exhaust Fan.

### b) Disposición de conductos principales

Los conductos principales de aire y las válvulas de corte de los mismos están detallados en el apartado de planos.

### c) Rejillas

Las rejillas instaladas para retorno del aire al climatizador son las siguientes:

- Rejilla AT de 225x225 para extracciones.
  - o Para caudales que van desde 200 a 750 m<sup>3</sup>/h.  
(19 locales) – 1 por local.
- Rejilla AT de 450x450 para extracción.
  - o Para caudal de 800 m<sup>3</sup>/h. 1 para Lazarette.

- Rejilla AT de 425x425 para aspiraciones.
  - o Para caudal de 1300 m<sup>3</sup>/h. 4 en MD y UP.
- Rejilla AT de 600x500 en upper deck.
  - o Aspiración en babor.
- Rejilla AT de 400x400 en upper deck.
  - o Aspiración en estribor.
- Rejilla AGS de 325x325 para puertas.
  - o Para caudal menor a 800 m<sup>3</sup>/h. 16 rejillas.
- Rejilla AGS de 425x425 para puertas
  - o Para caudal hasta 1400 m<sup>3</sup>/h. 11 rejillas.
- Rejillas AT de aspiración de 400x200 en lower deck.

### **3. Presión estática de la instalación**

Las pérdidas en todos los conductos están en los documentos 28, 29 y 30.

#### **3.1 Conductos de aire de impulsión.**

El conducto de aire de impulsión que ofrece mayor resistencia al aire es el que empieza en la UTA1 y termina en los FC del salón principal, y es el que se ha utilizado para definir las presiones estática y dinámica del ventilador.

##### **3.1.1. Perdida de presión estática**

La pérdida de presión estática es igual a la pérdida de carga por fricción en los conductos y pérdidas locales.

Perdida de carga = Long. Equivalente total x Perdida de carga por unidad de longitud.

Longitudes equivalentes:

#### Lower Deck

- Conductos: 43,1 metros
- Codos: 2,1 metros

#### Main Deck

- Conductos: 23,6 metros
- Codos: 5,1 metros

#### Upper Deck

- Conductos: 33,5 metros
- Codos: 4,15 metros

Longitud total equivalente = 111,55 metros

Perdida de carga total =  $111,55 \times 0,15 = 16,73$  mm.c.a.

### 3.2. Conductos de aire de retorno

El conducto que ofrece mayor resistencia al aire es el de la Main Deck.

#### 3.2.1. Perdida de presión estática

En este caso usamos el mismo criterio que el usado para los conductos de impulsión.

Perdida de carga = Longitud equivalente total x Perdida de carga por unidad de longitud.

Longitudes equivalentes:

#### Lower Deck

- Conductos: 52,5 metros
- Codos: 2,25 metros

#### Main Deck

- Conductos: 47,1 metros

- Codos: 1,5 metros

#### Upper Deck

- Conductos: 14,4 metros
- Codos: 1 metro

Perdida de carga total =  $118,75 \times 0,098 = 11,64$  mm.c.a.

### 3.3. Conductos de aire exterior

Siendo el conducto de aire exterior un simple colector, no existe duda donde se produce la pérdida de carga.

#### 3.3.1. Perdida de presión estática

Aplicando la formula ya conocida:

Perdida de carga = Long. Equivalente total x Perdida de carga por unidad de longitud.

Longitudes equivalentes:

- Conductos: 7,5 metros
- Codos: 0,8 metros

Perdida de carga total =  $8,3 \times 0,092 = 0,76$  mm.c.a.

Perdida de carga en la boca de extracción: 1,5 mm.c.a.

Perdida de carga en la boca de impulsión: 1,5 mm.c.a.

Perdida total: 3,76 mm.c.a.

### 3.4. Perdida de carga en la unidad climatizadora

Las perdidas según el fabricante (AQUA-AIR) son:

- Toma de aire: 2 mm.c.a.
- Mezcla de aire: 2 mm.c.a.
- Filtro de baja vel.: 10 mm.c.a.
- Humectador: 13 mm.c.a.

- batería de enf.: 12 mm.c.a.
- batería eléctrica: 1 mm.c.a.

Perdida total de carga en la unidad: 40 mm.c.a.

Perdida total de presión estática ( $P_e$ ) = 72,13 mm.c.a.

#### 4. Selección de ventilador

El ventilador seleccionado es el Sodeca Super-Vent SV-400/H, especificaciones en la sección Documentación, documento 31 y 32.

Para el caudal de aire tratado ( $6404 \text{ m}^3/\text{h}$ ) la velocidad de salida del ventilador es 6,5 m/s. Para la selección del ventilador se usa la tabla 5.

La diferencia entre la velocidad de salida del ventilador y la que habíamos tomado inicialmente (6 m/s), nos determina una recuperación de presión estática que es necesario descontar de la presión estática total.

Lo hayamos con la formula siguiente:

$$R_v = 0,75 \left[ \left( \frac{V_r}{4} \right)^2 - \left( \frac{V_t}{4} \right)^2 \right]$$

donde:

$V_r$  = Velocidad real a la salida del ventilador, en m/s.

$V_t$  = Velocidad teórica a la salida del ventilador, en m/s.

Resultando:

$V_r = 6,5 \text{ m/s}$ .

$V_t = 6 \text{ m/s}$ .

$R_v = 0,3 \text{ mm.c.a.}$

resulta que la presión estática total requerida por el sistema es:

$$P_e = 72,13 \text{ mm.c.a.} - 0,3 \text{ mm.c.a.} = 71,83 \text{ mm.c.a.},$$

más la presión dinámica correspondiente a la velocidad de 6,5 m/s, que según la tabla es:  $P_d = 2,7 \text{ mm.c.a.}$

Y nos da una presión total requerida de:

$$P_t = 74,53 \text{ mm.c.a.}$$

Conocida la presión total requerida y el caudal de aire tratado, las restantes condiciones de funcionamiento del ventilador están definidas en las curvas características y dado que el fabricante no nos suministra un ventilador que cubra las necesidades, se opta para evitar empachos, instalar dos ventiladores similares (características unitarias):

$$\text{Potencia al eje} = 550 \text{ W}$$

$$\text{Potencia sonora} = 52 \text{ dB}$$

$$\text{Velocidad angular} = 1250 \text{ rpm}$$

$$\text{Caudal} = 3600 \text{ m}^3/\text{h} \sim 1 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{Rendimiento} = 85\%$$

#### a) Motor eléctrico

Potencia del motor eléctrico:

$$P_m = 550 \text{ W} \times 1,2 = 660 \text{ W}$$

La potencia del motor es un 20% superior a la potencia del ventilador, para vencer las pérdidas debidas a la transmisión.

Para la cubierta Lazarette, se selecciona un ventilador de otro tipo, ya que las necesidades son distintas, se opta por un ventilador

helicoidal de la marca Sodeca, modelo HCT -31-4M, documentos 33 y 34.

Aunque las características de este modelo de ventilador se detallan en la especificación adjunta, son las siguientes:

Potencia al eje: 80 W

Potencia sonora: 52 dB

Velocidad angular: 1450 rpm

Caudal máximo: 1550 m<sup>3</sup>/h

## **IV Elementos para el tratamiento del aire**

### ***1. Descripción del equipo***

#### **1.1. Unidad de tratamiento de aire**

La Unidad de Tratamiento de Aire (UTA), esta formada por las diferentes secciones que, a continuación, se detallan. Sus dimensiones y pesos las podemos ver en las hojas de catalogo adjuntas en el apartado Documentación, documentos 35, 36 y 37.

##### **a) Cámara de mezcla**

En ella se mezcla el aire exterior necesario para la ventilación y el aire de retorno. Esta construida en chapa de acero galvanizado, además, de aislante acústico.

Incorpora una rejilla reguladora para aire exterior y otra para aire recirculado.

La rejilla de aire exterior permanece regulada para mantener constante el caudal a suministrar. También permite suministrar el

100% de aire que es capaz de dar, cuando se quiera utilizar como ventilación.

#### b) Filtro

El filtro es para baja velocidad, como requiere la instalación, ignífugo, resistente a la humedad y con junta de neopreno para evitar la entrada de impurezas.

Está fabricado con marco de chapa galvanizada, tela metálica galvanizada electro-soldada y remaches, se puede montar con cualquier manta filtrante o espuma.

El material filtrante es papel de fibra de vidrio.

Para elegir este tipo de material, se ha tenido en cuenta lo siguiente:

Tamaño, concentración y características de los agentes contaminantes presentes en el aire exterior y de retorno, además del tamaño de las partículas a eliminar y el rendimiento necesario para ello.

#### c) Humectador

Esta parte se encarga de mantener constantes las condiciones de humedad establecidas para invierno.

La forma de lograrlo es mediante un tubo de cobre con boquillas, por el tubo circula vapor de agua, y en cada boquilla lo que se hace es pulverizar el vapor. Estas, están dispuestas de manera que el vapor sale en sentido contrario al que lleva el aire (contracorriente).



#### d) Batería de enfriamiento

La superficie de intercambio térmico esta formada por tubos de cobre y aletas de aluminio, resistentes a la corrosión, además de sus colectores de entrada y de salida para el agua.

#### e) Batería de calefacción

Esta batería es igual que la anterior, solo que por los tubos de entrada y salida, ira agua condensada.

#### f) Ventiladores impulsores.

Los ventiladores seleccionados para cada estancia, para evitar un empacho debido a la falta de espacio no se usa una unidad grande, sino medianas en distintos puntos, estas unidades son de los modelos AQOCW-16, AQOCW-12, AQOW-20, AQOW-24 y AQOW-10.

Los caudales y demás prestaciones, además de la situación de cada tipo escogido, se detallan en el apartado Documentación, documentos 38, 39 y 40 de AQUA-AIR.

Entre todos son capaces de suministrar un volumen de aire total de 29589 m<sup>3</sup>/h.

Tiene conductos flexibles para una fácil instalación, válvulas, purga de aire.

Los motores eléctricos de cada ventilador varia la potencia dependiendo del modelo, desde 460 W hasta 190 W, asíncronos trifásicos.

Los conductos son de cobre y los disipadores de aluminio.

Además, tiene una bandeja de derrame con un drenaje para purgar las posibles condensaciones.

Salida para el aire impulsado.

## 1.2. Unidad enfriadora de agua (Chiller Water)

La unidad enfriadora de agua (Chiller Water) se ha seleccionado en función de la necesidad frigorífica calculada para todas las estancias. Como se dijo anteriormente, el modelo recomendado para las necesidades es AV30P3-1VHD de Aqua-Air, cuya capacidad máxima es de 105,5 kW.h.

La unidad esta formada a su vez por 3 unidades AC10.

La unidad lleva instalada además, cableado, bandeja de drenaje y una pantalla de control.

Incorpora circuitos de tuberías para refrigeración y lubricación, además de una bomba incorporada.

### a) Compresor

La unidad contiene, en cada subunidad, un compresor de tipo tornillo abierto, de funcionamiento suave y silencioso, lubricado por aceite y de alto rendimiento.

Gracias a que esta ensamblado en subunidades, el mantenimiento es de fácil acceso.

### b) Evaporador

Como anteriormente, cada subunidad, tiene un evaporador horizontal multitubular de expansión directa.

Los tubos son de cobre y la chapa que los recubre es de acero inoxidable.

Los tubos, como es norma, van recubiertos de material termoaislante.

Incluye además:

- Válvula de purga.
- Válvula de drenaje.
- Tomas de entrada y salida de agua salada.

#### c) Caudal de agua en el evaporador

El caudal de agua necesario para los evaporadores y la batería de enfriamiento, se calcula mediante una relación entre la carga total que va a necesitar la instalación y el incremento de temperatura establecido en las condiciones de cálculo.

$$q_e = \frac{GTC}{1000 \cdot \Delta t}$$

donde:

$$GTC = 111.135,02 \text{ kcal/h}$$

$$\Delta t = 6^\circ \text{ C}$$

$$q_e = 18,52 \text{ m}^3/\text{h}$$

#### d) Condensador

Las carcasas son de acero inoxidable y los tubos en cobre, al igual que el evaporador.

Además tiene:

- Válvula de seguridad.

- Válvula de purga.
- Válvula de corte.

#### e) Caudal de agua en el condensador

En la siguiente formula se muestra el caudal necesario en el condensador para disipar el calor necesario para el funcionamiento:

$$q_c = \frac{GTC + (c.m. \cdot 860)}{1000 \cdot \Delta t}$$

donde:

c.m. = consumo de la maquina, en kW. (39,8 kW)

GTC = 111.135,02 kcal/h

$\Delta t = 6^\circ \text{C}$

$q_c = 24,23 \text{ m}^3/\text{h}$

#### f) Componentes adicionales

además de todo lo mencionado anteriormente, la unidad incorpora elementos adicionales como:

- Inverter. Para controlar el flujo según se necesite enfriar o calentar. (Documento 41).
- Válvula de reducción de presión. Para seguridad y para mantener constante el caudal de agua de refrigeración.
- Válvula de bola. Para permitir el paso de agua de refrigeración o cortarlo.
- Planta calentadora sumergida.
- Cableado eléctrico. Necesario para el funcionamiento.

- PLC. La unidad incorpora una unidad PLC para el correcto y eficaz manejo de la unidad.
- Termostatos y presostatos. Tanto para alta como baja temperatura y presión. (Documento 42).

### 1.2.1. Bomba centrífuga

Hay cuatro bombas centrífugas, dos de aspiración de agua de mar, otra para la unidad enfriadora y otra de respeto, garantizan el suministro de agua de enfriamiento.

Con la ecuación de Bernouilli obtenemos la energía que la bomba necesita suministrar al circuito:

$$H_B = h_a + h_g + P_{ct} + P_{ev} + P_{cb}$$

donde:

$h_a$  = Altura geométrica en la aspiración de la bomba, en m.

$h_g$  = Altura geométrica en la descarga de la bomba, en m.

$P_{ct}$  = Pérdida de carga de la tubería (aspiración y descarga), en

m.c.a.

$P_{ev}$  = Pérdida de carga en el evaporador, en m.c.a.

$P_{cb}$  = Pérdida de carga en la batería de enfriamiento, en m.c.a.

siendo:

$$h_a = 0$$

$$h_g = 0$$

$$P_{ct} = 0,1 \text{ m}$$

$$P_{ev} = 18 \text{ kPa} = 1,8 \text{ m.c.a.}$$

$$P_{cb} = 3 \text{ m.c.a.}$$

resulta que:

$$H_b = 4,9 \text{ m.c.a.}$$

Se establece el modelo para una altura manométrica de 4,9 m.c.a., la bomba seleccionada es la XT200-B-40-30F, con un caudal máximo de 52 m<sup>3</sup>/h y una potencia de 22,37 kW. Documentos 43 y 44.

### 1.2.2. Tanque de expansión

Este tanque se instala para la expansión y contracción de agua en el circuito, ya que cuando el agua se calienta en un circuito, se debe tener para la expansión. Documento 45.

### 1.3. Fan Coils.

Debido al reducido espacio y a que no se puede instalar una gran unidad de enfriamiento, como se ha dicho anteriormente, se opta por dos unidades principales de capacidad media-baja y después, para cada compartimento se opta por colocar unidades de media potencia. Estos son iguales que las unidades de tratamiento de aire, solo que ofrecen un mayor flujo de aire ya enfriado. Las características son similares, se adjunta ficha técnica de todos los modelos utilizados en el apartado Documentación.

## **2. Esquemas**

### 2.1. Esquema de refrigeración

En el apartado de planos, se detalla por cubierta los conductos de aire, tanto de salida, entrada y retorno y el de agua de refrigeración y refrigerante (R-407C).

Las tuberías del circuito de agua se han dimensionado para que la velocidad no supere los 3 m/s.

Cada termostato individual colocado en cada compartimento, regula el flujo de aire, a través del PLC que lleva la unidad enfriadora, comunica y regula la cantidad de agua para el correcto funcionamiento del circuito y para garantizar la temperatura que se ha demandado. La especificación del termostato esta en el apartado de especificaciones.

### **3. Calefacción**

#### **3.1. Vapor para la calefacción**

Para determinar la masa de vapor necesario para la calefacción se halla en primer lugar el calor total necesario para elevar la temperatura desde que el aire entra a la batería a la temperatura de bulbo seco ( $t_{eb}$ ) hasta que sale de la misma a la temperatura de bulbo seco a la salida ( $t_{sa}$ ).

Calor a suministrar:

$$H_e = q_{at} \cdot \frac{c_p}{v_e} (t_{sa} - t_{eb})$$

siendo:

$$q_{at} = 6404 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$c_p = 0,24 \text{ kcal/kg}\cdot^\circ\text{C}$$

$$t_{sa} = 27,35 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{eb} = 10,55 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$v_e = 0,85 \text{ m}^3/\text{kg}$$

dando como resultado:

$$H_c = 30377,6 \text{ kcal/h}$$

Como el vapor después de la válvula reductora esta a 2 bar, la masa de vapor es igual a:

$$M_{v1} = \frac{H_c}{h_{fg}}$$

donde:

$h_{fg}$  = Entalpía del vapor saturado a 2 bar

siendo:

$$H_c = 30377,6 \text{ kcal/h}$$

$$h_{fg} = 646,4 \text{ kcal/kg}$$

resulta que:

$$M_{v1} = 47 \text{ kg/h}$$

### 3.2. Vapor para humidificación

El aire cuando sale del humectador ha elevado su temperatura de bulbo seco desde la ( $t_{ea}$ ) hasta ( $t_{eb}$ ) y ha incrementado también su humedad desde ( $W_{ea}$ ) hasta ( $W_{sa} = W_i$ ).

Usando el diagrama psicrométrico y transformando las unidades, se determina el aumento de calor para la humidificación utilizando la formula:

$$H_h = \frac{q_{at}}{v_e} \cdot (h_{as} - h_{ae})$$

donde:

$h_{as}$  = Entalpía específica del aire a la salida del humectador

$h_{ae}$  = Entalpía específica del aire a la entrada del humectador



siendo:

$$q_{at} = 6404 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$h_{as} = 6,61 \text{ kcal/kg (para una } t_{ea} = 10,5 \text{ °C)}$$

$$h_{ae} = 5,63 \text{ kcal/kg (para una } W_{sa} = W_i = 6,1 \text{ g/kg)}$$

$$v_e = 0,85 \text{ m}^3/\text{kg}$$

da como resultado:

$$H_h = 7383 \text{ kcal/h}$$

Al igual que en el vapor para calefacción, el vapor después de la válvula reductora esta a 2 bar.

$$M_{v1} = \frac{H_c}{h_{fg}}$$

siendo:

$$H_h = 7383 \text{ kcal/h}$$

$$h_{fg} = 646,4 \text{ kcal/kg}$$

resulta que:

$$M_{v2} = 11,42 \text{ kg/h}$$

### 3.3. Tubería de vapor y condensado

Para determinar el diámetro de los tubos se usa la siguiente formula:

$$d = \sqrt[5]{\frac{4 \cdot q}{\pi \cdot 3,6 \cdot 10^{-3} \cdot k}}$$

donde:

$$q = \text{caudal en m}^3/\text{h}$$

$$k = \text{cte} = 4,56586, \text{ para el vapor}$$

$k = \text{cte} = 0,18143$ , para condensado

a) Tuberías antes de la válvula reductora

El caudal de vapor es:

$$q_v = M_{vt} \cdot v_a$$

donde

$v_a$  = volumen específico del vapor a 7 bar

$M_{vt}$  = masa total de vapor (de la calefacción y la humidificación)

Teniendo como datos:

$$M_{vt} = M_{v1} + M_{v2} = 47 + 11,42 = 58,42 \text{ kg/h}$$

$$v_a = 0,275 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$q_v = 16,07 \text{ m}^3/\text{h}$$

El diámetro resulta:

$d = 17,3 \text{ mm}$ , pero se escoge 20 mm ya que es el diámetro comercial mas cercano.

b) Tubería después de la válvula reductora

Como en el apartado anterior es:

$$q_v = M_{vt} \cdot v_d$$

Donde:

$v_d$  = volumen específico del vapor a 2 bar

Teniendo como datos:

$$M_{vt} = 58,42 \text{ kg/h}$$

$$v_d = 0,9 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$q_{vt} = 52,58 \text{ m}^3/\text{h}$$

El diámetro resulta:

$d = 27,8 \text{ mm}$ , pero se escoge  $30 \text{ mm}$  ya que es el diámetro comercial mas cercano.

c) Tubería de la batería de calefacción

$$q_{v1} = M_{v1} \cdot v_d$$

Teniendo como datos:

$$M_{v1} = 47 \text{ kg/h}$$

$$v_d = 0,9 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$q_{v1} = 42,3 \text{ m}^3/\text{h}$$

El diámetro resulta:

$d = 25,5 \text{ mm}$ , pero se escoge  $30 \text{ mm}$  ya que es el diámetro comercial mas cercano.

d) Tubería del humidificador

$$q_{v2} = M_{v2} \cdot v_d$$

Teniendo como datos:

$$M_{v2} = 11,42 \text{ kg/h}$$

$$v_d = 0,9 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$q_{v2} = 10,28 \text{ m}^3/\text{h}$$

El diámetro resulta:

$d = 14,5 \text{ mm}$ , pero se escoge  $15 \text{ mm}$  ya que es el diámetro comercial mas cercano.

e) Tubería de condensado

$$q_{ct} = M_{v1} \cdot v_c$$

Teniendo como datos:

$$M_{v1} = 47 \text{ kg/h}$$

$$v_c = 0,00106 \text{ m}^3/\text{kg}, \text{ para } 2 \text{ bar de presión}$$

$$q_{ct} = 0,05 \text{ m}^3/\text{h}$$

El diámetro resulta:

$d = 6,25 \text{ mm}$ , pero se escoge  $15 \text{ mm}$  ya que es el diámetro comercial mas cercano.

#### 4. Lista de equipos

A continuación se detalla una lista de equipos, modelo, peso, etc.

Nº	Equipo	Cant.	Sigla	Flujo de aire	Modelo	Consumo	Voltaje	Peso (Kg)	Localización	Termostato
1	Fan Coil	1	FC-1	560 m <sup>3</sup> /h	AQOW-10C	0,19 kW	1x230v/60	11,8	Camarote Crew 2	1
2	Fan Coil	1	FC-2	560 m <sup>3</sup> /h	AQOW-10C	0,19 kW	1x230v/60	11,8	Camarote Crew 3	1
3	Fan Coil	1	FC-3	560 m <sup>3</sup> /h	AQOW-10C	0,19 kW	1x230v/60	11,8	Camarote Eng.	1
4	Fan Coil	1	FC-4	560 m <sup>3</sup> /h	AQOW-10C	0,19 kW	1x230v/60	11,8	Camarote Crew 1	1
5	Fan Coil	1	FC-5	900 m <sup>3</sup> /h	AQOCW-16C	0,46 kW	1x230v/60	14,5	Lavandería	1
6	Fan Coil	1	FC-6	1131 m <sup>3</sup> /h	AQOW-20C	0,25 kW	1x230v/60	23,0	Comedor Trip.	1
7	Fan Coil	1	FC-7	560 m <sup>3</sup> /h	AQOW-10C	0,19 kW	1x230v/60	11,8	Pasillo	1
8	Fan Coil	1	FC-8	900 m <sup>3</sup> /h	AQOCW-16C	0,46 kW	1x230v/60	14,5	Camarote VIP	1
9	Fan Coil	1	FC-9	680 m <sup>3</sup> /h	AQOCW-12C	0,31 kW	1x230v/60	14,5	Camarote Inv. 3	1
10	Fan Coil	1	FC-10	680 m <sup>3</sup> /h	AQOCW-12C	0,31 kW	1x230v/60	14,5	Camarote Inv. 4	1
11	Fan Coil	1	FC-11	900 m <sup>3</sup> /h	AQOCW-16C	0,46 kW	1x230v/60	14,5	Camarote Inv. 1	1
12	Fan Coil	1	FC-12	900 m <sup>3</sup> /h	AQOCW-16C	0,46 kW	1x230v/60	14,5	Camarote Inv. 2	1
13	Fan Coil	1	FC-13	900 m <sup>3</sup> /h	AQOCW-16C	0,46 kW	1x230v/60	14,5	Baño Arm. Babor	1
14	Fan Coil	1	FC-14	900 m <sup>3</sup> /h	AQOCW-16C	0,46 kW	1x230v/60	14,5	Baño Arm. Estrib.	
15	Fan Coil	1	FC-15	1357 m <sup>3</sup> /h	AQOW-24C	0,38 kW	1x230v/60	25,0	Camarote Arm. B	1
16	Fan Coil	1	FC-16	1357 m <sup>3</sup> /h	AQOW-24C	0,38 kW	1x230v/60	25,0	Camarote Arm. E	
17	Fan Coil	1	FC-17	1357 m <sup>3</sup> /h	AQOW-24C	0,38 kW	1x230v/60	25,0	Cocina	1
18	Fan Coil	1	FC-18	1131 m <sup>3</sup> /h	AQOW-20C	0,25 kW	1x230v/60	23,0	Despensa	1
19	Fan Coil	1	FC-19	1131 m <sup>3</sup> /h	AQOW-20C	0,25 kW	1x230v/60	23,0	Vestíbulo Princ.	1
20	Fan Coil	1	FC-20	1357 m <sup>3</sup> /h	AQOW-24C	0,38 kW	1x230v/60	25,0	Comedor Estrib.	1
21	Fan Coil	1	FC-21	1357 m <sup>3</sup> /h	AQOW-24C	0,38 kW	1x230v/60	25,0	Comedor Babor	
22	Fan Coil	1	FC-22	1357 m <sup>3</sup> /h	AQOW-24C	0,38 kW	1x230v/60	25,0	Salón Princ. Bb.	1
23	Fan Coil	1	FC-23	1357 m <sup>3</sup> /h	AQOW-24C	0,38 kW	1x230v/60	25,0	Salón Princ. Es.	
24	Fan Coil	1	FC-24	1131 m <sup>3</sup> /h	AQOW-20C	0,25 kW	1x230v/60	23,0	Puente de Mando	1
25	Fan Coil	1	FC-25	1131 m <sup>3</sup> /h	AQOW-20C	0,25 kW	1x230v/60	23,0	Puente de Mando	
26	Fan Coil	1	FC-26	1131 m <sup>3</sup> /h	AQOW-20C	0,25 kW	1x230v/60	23,0	Camarote Capit.	1
27	Fan Coil	1	FC-27	1131 m <sup>3</sup> /h	AQOW-20C	0,25 kW	1x230v/60	23,0	Despensa-Radio	1
28	Fan Coil	1	FC-28	560 m <sup>3</sup> /h	AQOW-10C	0,19 kW	1x230v/60	11,8	Gimnasio	1

29	Fan Coil	1	FC-29	1131 m <sup>3</sup> /h	AQOW-20C	0,25 kW	1x230v/60	23,0	Sala estar Es.	1
30	Fan Coil	1	FC-30	1131 m <sup>3</sup> /h	AQOW-20C	0,25 kW	1x230v/60	23,0	Sala estar Bb.	
31	Fan Coil	1	FC-31	1131 m <sup>3</sup> /h	AQOW-20C	0,25 kW	1x230v/60	23,0	Comedor	1
32	Fan Coil	1	FC-32	900 m <sup>3</sup> /h	AQOW-16C-EXP	0,46 kW	1x230v/60	14,5	Lazarette	1
33	Unidad Trat. Aire	1	UTA-1	680 m <sup>3</sup> /h	AQFAH-04C	2,46 kW	1x230v/60	20,5	Upper Deck	FAMP-02C Control Panel
34	Calentador	1	Incluido en UTA		FAHE-2401-4		1x230v/60			
35	Unidad Trat. Aire	1	UTA-1	680 m <sup>3</sup> /h	AQFAH-04C	2,46 kW	1x230v/60	20,5	Upper Deck	FAMP-02C Control Panel
36	Calentador	1	Incluido en UTA		FAHE-2401-4		1x230v/60			
37	Bombas Toma M.	2	P-1/2	-----	XT200B-40-30F	2,25 kW	3x440v/60	---	Engine Room	---
38	Bomba Agua Ref.	1	P-3	-----	XT200B-40-30F	2,25 kW	3x440v/60	---	Engine Room	---
39	Respeto Bomba	1	P-4	-----	XT200B-40-30F	2,25 kW	3x440v/60	---	Engine Room	---
40	Inversor	1	INV-1	-----	MC3000	11,2 kW	1x230v/60	5,5	Engine Room	---
41	Inversor	1	INV-2	-----	MC3000	11,2 kW	1x230v/60	5,5	Engine Room	---
42	Inversor	1	INV-3	-----	MC3000	14,91 kW	1x230v/60	5,5	Engine Room	---
43	Unidad Enfriad.	1	CW-1	-----	AV30P3-1VHD	105,5 kW.h	3x440v/60	30Tn	Engine Room	PLC
44	Extracción Baño	1	E-1	625 m <sup>3</sup> /h	SV-250/H	0,14 kW	1x230v/60	10,8	Baño Armador	---
45	Extracción Baño	1	E-2	240 m <sup>3</sup> /h	SV-125/H	0,08 kW	1x230v/60	5,2	Pasillo	---
46	Extracción Baño	1	E-3	180 m <sup>3</sup> /h	SV-125/H	0,08 kW	1x230v/60	5,2	Camarote Inv. 1	---
47	Extracción Baño	1	E-4	180 m <sup>3</sup> /h	SV-125/H	0,08 kW	1x230v/60	5,2	Camarote Inv. 2	---
48	Extracción Baño	1	E-5	90 m <sup>3</sup> /h	SV-125/H	0,08 kW	1x230v/60	5,2	Camarote Inv. 3	---
49	Extracción Baño	1	E-6	90 m <sup>3</sup> /h	SV-125/H	0,08 kW	1x230v/60	5,2	Camarote Inv. 4	---
50	Extracción Baño	1	E-7	95 m <sup>3</sup> /h	SV-125/H	0,08 kW	1x230v/60	5,2	Camarote Capit.	---
51	Extracción Baño	1	E-8	90 m <sup>3</sup> /h	SV-125/H	0,08 kW	1x230v/60	5,2	Camarote Crew 1	---
52	Extracción Baño	1	E-9	90 m <sup>3</sup> /h	SV-125/H	0,08 kW	1x230v/60	5,2	Camarote Crew 3	---
53	Extracción Baño	1	E-10	90 m <sup>3</sup> /h	SV-125/H	0,08 kW	1x230v/60	5,2	Camarote Crew 2	---
54	Extracción Baño	1	E-11	90 m <sup>3</sup> /h	SV-125/H	0,08 kW	1x230v/60	5,2	Camarote Ingen.	---
55	Extracción Baño	1	E-12	60 m <sup>3</sup> /h	SV-125/H	0,08 kW	1x230v/60	5,2	Cocina U.D.	---
56	Extracción Baño	1	E-13	35 m <sup>3</sup> /h	SV-125/H	0,08 kW	1x230v/60	5,2	Cocina M.D.	---
57	Extracción Baño	1	E-14	190 m <sup>3</sup> /h	SV-125/H	0,08 kW	1x230v/60	5,2	Gimnasio	---
58	Ext. Secadora	1	E-15	425 m <sup>3</sup> /h	SV-250/H	0,14 kW	1x230v/60	10,8	Lavandería	---
59	Ext. Desp. y Alm.	1	E-16	580 m <sup>3</sup> /h	SV-250/H	0,14 kW	1x230v/60	10,8	Despensa U.D.	---
60	Ext. Lazarette	1	E-17	800 m <sup>3</sup> /h	HCT-31-4M	0,18 kW	1x230v/60	8,0	Lazarette	---
61	Sum. Lavad. Pp.	1	S-18	105 m <sup>3</sup> /h	SV-125/H	0,08 kW	1x230v/60	5,2	Lavadero	---
62	Sum. Lavad. Pr.	1	S-19	105 m <sup>3</sup> /h	SV-125/H	0,08 kW	1x230v/60	5,2	Salón Tripulac.	---
63	Ext. Salón Trip.	1	E-20	200 m <sup>3</sup> /h	SV-125/H	0,08 kW	1x230v/60	5,2	Salón Tripulac.	---

## V. Presupuesto

En el apartado siguiente, se detalla los precios de los equipos que se proponen, así como las horas que requiere si instalación y prueba en el buque y el coste de ingeniería que conlleva.

<b>EQUIPOS Y ELEMENTOS DE DISTRUBUCION</b>			
Descripción	Unidades	Precio Unitario (€)	Precio Total (€)
Unidad Tratamiento de Aire. AQFAH-04C	2	20.450	40.900
Unidad Enfriadora Agua. AV30P3-1VHD	1	11.300	11.300
Boma Suministro Agua. XT200B-40-30F	4	160	640
Rejilla AT de 225x225	19	27	513
Rejilla AT de 450x450	1	45	45
Rejilla AT de 425x425	4	34	136
Rejilla AT de 400x200	2	24	48
Rejilla AT de 600x500	1	60	60
Rejilla AT de 400x400	1	31	31
Rejilla AGS de 325x325	16	28,50	296
Rejilla AGS de 425x425	11	33,50	368,5
Boca de extracción LK-200	4	19,80	79,20
Boca de extracción LK-160	7	16,20	113,40
Boca de extracción LK-125	9	11,60	104,40
Boca de impulsión LK-200	32	19,8	633,60
Unidad Fan Coil AQOW-10C	6	110,40	662,40
Unidad Fan Coil AQOCW-16C	7	148,50	1039,50
Unidad Fan Coil AQOW-20C	10	309,40	3094
Unidad Fan Coil AQOCW-12C	2	124,50	249
Unidad Fan Coil AQOW-24C	7	345	2415
Termostatos digitales Sapphire	25	50	1250
Invertir – Unidad de control remoto	3	150	450
<b>TOTAL</b>			<b>64428</b>

<b>DISEÑO Y CALCULO DE LA INSTALACION</b>				
Descripción	Meses*	Horas/Día	Euros/hora	Precio (€)
Desarrollo	5	8	26	20800
Pruebas	1	8	20	3200
<b>TOTAL</b>				<b>24000</b>

\*Se contabiliza 20 días laborables por mes.

<b>INSTALACIONES DE EQUIPOS</b>				
Descripción	Unidades	Precio/hora (€)	Horas de Inst.	Precio Total (€)
Unidad Tratamiento de Aire. AQFAH-04C	2	23	24	1140
Unidad Enfriadora Agua. AV30P3-1VHD	1	23	24	552
Bomba Suministro Agua. XT200B-40-30F	4	23	32	2944
Rejilla AT de 225x225	19	23	12	5244
Rejilla AT de 450x450	1	23	1	23
Rejilla AT de 425x425	4	23	2	184
Rejilla AT de 400x200	2	23	1	46
Rejilla AT de 600x500	1	23	1	23
Rejilla AT de 400x400	1	23	1	23
Rejilla AGS de 325x325	16	23	10	3680
Rejilla AGS de 425x425	11	23	8	2024
Boca de extracción LK-200	4	23	2	184
Boca de extracción LK-160	7	23	2	322
Boca de extracción LK-125	9	23	2	414
Boca de impulsión LK-200	32	23	6	4416
Unidad Fan Coil AQOW-10C	6	23	4	552
Unidad Fan Coil AQOCW-16C	7	23	4	644
Unidad Fan Coil AQOW-20C	10	23	5	1150
Unidad Fan Coil AQOCW-12C	2	23	1	46
Unidad Fan Coil AQOW-24C	7	23	4	644
Termostatos digitales Sapphire	25	23	4	2300
Invertir – Unidad de control remoto	3	23	2	138
<b>TOTAL</b>				<b>26657</b>



## **VI. Documentación**

A continuación se detallan especificaciones, planos, tablas, normas y datos que se han utilizado para el proyecto.

## Air-conditioning and ventilation of dry provision rooms on board ships — Design conditions and basis of calculations

### 0 Introduction

This International Standard is fundamentally based on ISO 7547 which shall be available when applying this International Standard.

### 1 Scope and field of application

This International Standard specifies design conditions and suitable methods of calculation for air-conditioning and ventilation of dry provision rooms on board seagoing merchant ships, when specified by the shipowner.

It applies for all conditions except those encountered in extremely hot climates (i.e. with a higher enthalpy than that stated in 4.2).

NOTE — Users of this International Standard should note that, while observing the requirements of the Standard, they should at the same time ensure compliance with such statutory requirements, rules and regulations as may be applicable to the individual ship concerned.

### 2 Reference

ISO 7547, *Air-conditioning and ventilation of accommodation spaces on board ships — Design conditions and basis of calculations.*

### 3 Definitions

For the purposes of this International Standard, the definitions in ISO 7547 apply.

### 4 Design conditions

#### 4.1 General

A dry provision store shall be kept dry, cool and well ventilated. The air supply to the room should be diffused in order to avoid

excessive drying of stores exposed to a direct jet of air at a relatively high speed. Even distribution of air throughout the room should be arranged.

All ducts serving a dry provision room shall be adequately rat-proofed.

NOTE — All temperatures stated are dry bulb temperatures.

#### 4.2 Summer temperatures and humidities

Outside air: +35 °C and 70 % relative humidity

Indoor air: +27 °C and 50 % relative humidity

#### 4.3 Winter temperature

Heating is not a requirement. However, if required, the air supplied to the room may be pre-heated, to a maximum temperature of 22 °C.

#### 4.4 Outdoor air

The minimum quantity of outdoor air shall not be less than 50 % of the total air supplied to the room.

#### 4.5 Occupancy

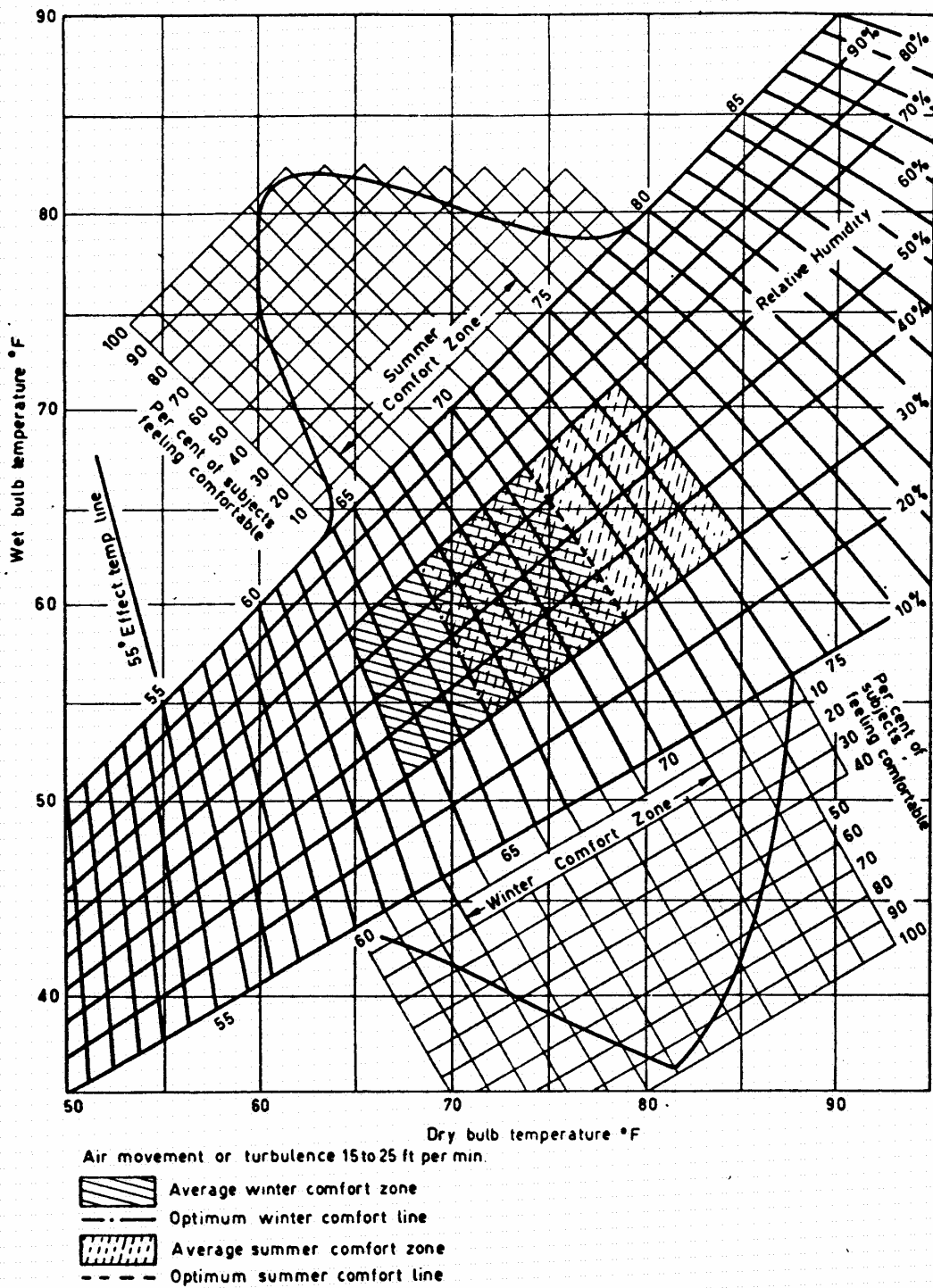
The number of persons to be allowed for in a dry provision room shall be one, unless otherwise stated by the purchaser.

### 5 Calculation of heat gains and losses

The total heat gains and losses shall be calculated in accordance with ISO 7547.

ISO Store order #: 520539/Downloaded: 2002-11-11  
Single user licence only, copying and networking prohibited

Documento 1. Temperaturas aceptadas para verano e invierno.



Documento 2. Curvas de humedad y temperatura según estación.

MATERIAL	DESCRIPCIÓN	Espesor (mm)	Peso específico (kg/m³)	RESISTENCIA R		
				Por m de espesor	Por el espesor considerado - x 10 <sup>-3</sup>	
<b>MATERIALES AISLANTES</b>						
COLCHÓN O ALMOHADILLADO *	Fibra de algodón		13 - 32	31,0		
	Lana mineral fibrosa (de roca, escorias o vidrio)		24 - 64	29,8		
	Fibra de madera Fibra de madera con varias capas unidas con grapas y expandidas		33 - 58 24 - 32	32,2 29,8		
PANELES Y LOSAS	Fibra de vidrio		152	32,2		
	Fibra de madera o de caña Losas acústicas Revestimiento interior (losas, entramado, pavimento)		308 240	19,5 23,0		
	Subtejado Impregnado o enlucido		320	21,2		
	Espuma de vidrio Panel de corcho (sin aglomerante) Sedas de cardo (aglutinante de asfalto) Espuma de plásticos Virutas de madera (en paneles prefabricados)		144 184 - 120 136 26 352	20,1 29,8 24,2 27,8 14,7		
	MATERIALES DE RELLENO	Papel macerado o pulpa Fibra de madera (secuía o pino) Lana mineral (roca, escorias o vidrio) Serrín o virutas de madera Vermiculita expandida		60 - 56 32 - 56 32 - 80 120 - 240 172	20,8 24,8 24,8 17,9 14,8	
		AISLAMIENTO PARA TECHUMBRES	Todos los tipos Prefabricado para utilización en subtejado	250	22,0	
		<b>AIRE</b>				
LÁMINA DE AIRE		Posición horizontal	Flujo de calor ascendente (invierno)	20 - 100		174
		"	" (verano)	20 - 100		160
	"	descendente (invierno)	20		209	
	"	"	40		236	
	"	"	100		252	
	"	"	200		256	
	"	" (verano)	20		174	
	"	"	40		191	
	"	"	100		203	
	Inclinación de 45°	ascendente (invierno)	20 - 100		183	
	"	descendente (verano)	20 - 100		183	
	vertical	horizontal (invierno)	20 - 100		199	
	"	" (verano)	20 - 100		174	
CONVECCIÓN	Posición horizontal	Flujo de calor ascendente	---	---	125	
	inclinación 45°	"	---	---	127	
		vertical	horizontal	---	---	140
	inclinación 45°	horizontal	descendente	---	---	150
		horizontal	"	---	---	190
	Viento de 20 km/h	Todas las posiciones (invierno)	Todas las direcciones		25	
	Viento de 12 km/h	Todas las posiciones (verano)	Todas las direcciones		52	

\* Incluidas las capas eventuales de papel sobre una o dos caras.

Documento 3. Resistencia térmica de los materiales de construcción.



# PANEL PI

Soluciones de Aislamiento de Equipamientos Industriales.

### DESCRIPCIÓN

Panel semirrígido de lana de vidrio.

### APLICACIONES

- Aislamiento térmico y absorción acústica en: calorifugado industrial, cámaras frigoríficas, cisternas, salas de máquinas, transporte de fluidos.
- Aislamiento resistente a vibraciones\*.

\* Resistencia a las vibraciones

El producto ha sido sometido a vibraciones verticales de 900 ciclos/minuto y con una de amplitud 0,5 mm. Después de dos horas se han obtenido los siguientes resultados:

- Desplazamiento Nulo.
- Calentamiento 0 mm.

### REACCIÓN AL FUEGO

A1; Incombustible según Euroclases (EN 13501-1).

### TEMPERATURA LÍMITE DE EMPLEO

Panel PI 156: Desde -30 °C hasta +150 °C.

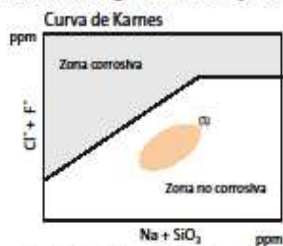
Panel PI 256: Desde -30 °C hasta +200 °C.

### PRESENTACIÓN

Panels	Espesor (mm)	Largo (m)	Ancho (m)	m <sup>2</sup> /bulto	m <sup>2</sup> /palet	m <sup>2</sup> /camión
Panel PI 156	30	1,35	0,60	19,44	311,04	5599
	40			16,20	259,20	4666
	50			12,96	207,36	3732
Panel PI 256	40	1,35	0,60	9,72	155,32	2799
	50			8,10	129,60	2333

### CORROSIÓN DE ACEROS

No corrosivo. Según ASTM C-795 y C-871.



(1): posición de las lanas minerales de Isover España.

www.isover.net  
+34 901 33 22 11  
isover.es@saint-gobain.com

## Panel PI 156

### ABSORCIÓN ACÚSTICA

Frecuencia (Hz)	Coeficiente de absorción $\alpha$ Sabine						
	100	250	500	1000	2000	4000	
Espesor (mm)	30	0,10	0,32	0,55	0,66	0,79	0,77
	50	0,19	0,43	0,77	0,82	0,94	0,83

### CONDUCTIVIDAD TÉRMICA

Temp. °C	10	50	100	150
$\lambda$ (W/m·K)	0,036	0,045	0,058	0,075

\* Temperatura media en el aislamiento.

DENSIDAD APROXIMADA 20 kg/m<sup>3</sup>

## Panel PI 256

### ABSORCIÓN ACÚSTICA

Frecuencia (Hz)	Coeficiente de absorción $\alpha$ Sabine						
	100	250	500	1000	2000	4000	
Espesor (mm)	40	0,13	0,42	0,74	0,85	0,95	0,89

### CONDUCTIVIDAD TÉRMICA

Temp. °C	10	50	100	150	200
$\lambda$ (W/m·K)	0,035	0,039	0,051	0,060	0,071

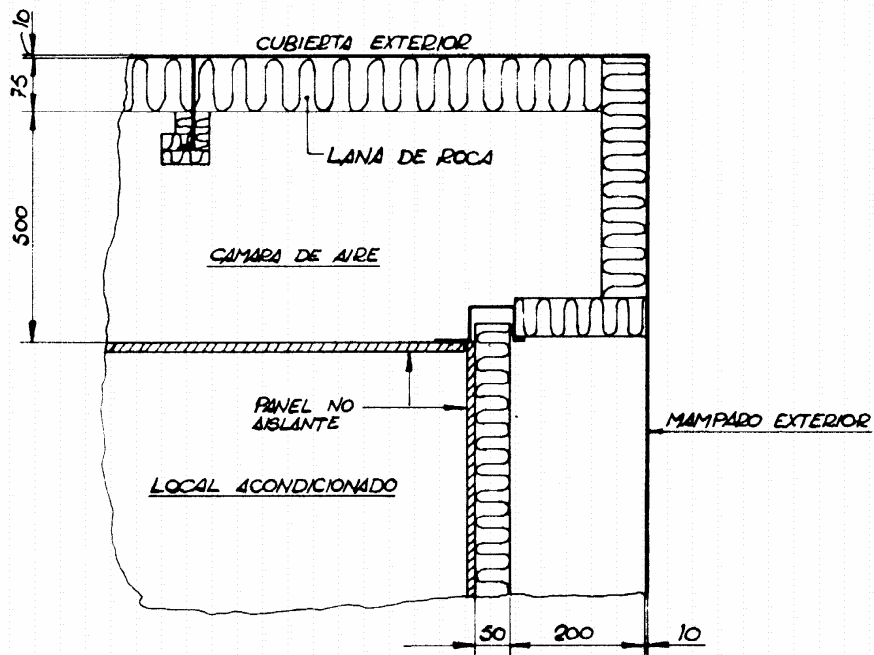
\* Temperatura media en el aislamiento.

DENSIDAD APROXIMADA 34 kg/m<sup>3</sup>

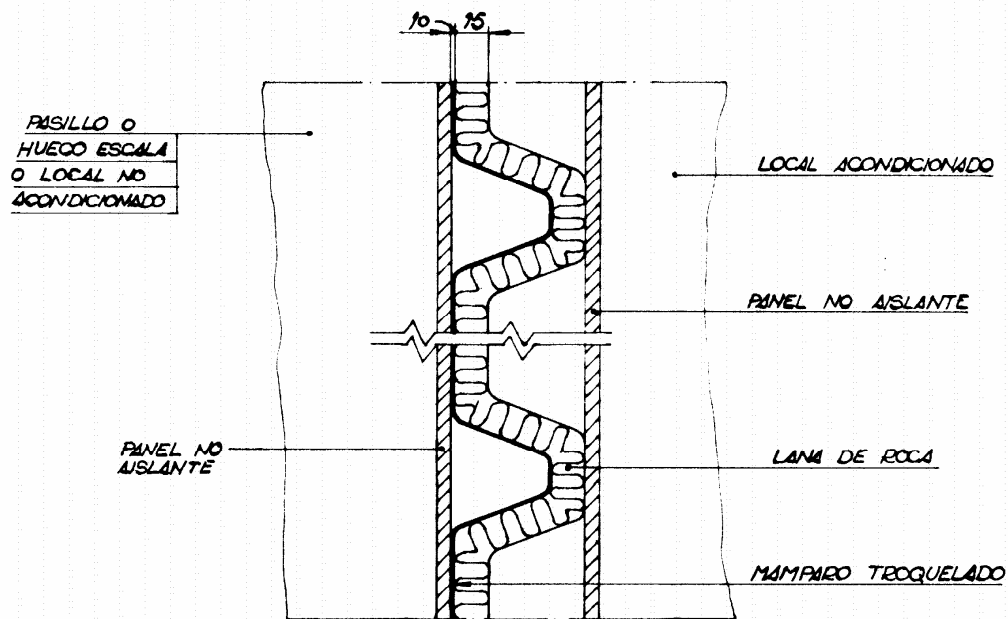
### UTILIZACIÓN

Información referente a almacenamiento, transporte e instalación, consultar: [www.isover.net/utilizacion](http://www.isover.net/utilizacion)





**AISLAMIENTO EN CUBIERTA Y MAMPARO EXTERIORES**



**AISLAMIENTO EN MAMPARO INTERIOR**

Documento 6. Colocación del aislamiento en los mamparos y cubiertas.

Solar Exposures	EQUIVALENT TEMPERATURE DIFFERENCE, deg F <sup>a</sup>	
	Deck	Bulkhead or Shell
Wood deck only.....	35	
Steel deck only.....	50	
Bulkhead or shell only—dark color.....		35
→ Bulkhead or shell only—light color.....		20
→ Wood deck and bulkhead (or shell)—dark.....	25	25
Wood deck and bulkhead (or shell)—light.....	25	15
→ Steel deck and bulkhead (or shell)—dark	35	25
→ Steel deck and bulkhead (or shell)—light	35	15
→ Single glass, deck over space exposed <sup>b</sup> ...	110 Btu/hr-sq ft	
Single glass, deck over space not exposed <sup>b</sup>	80 Btu/hr-sq ft	

<sup>a</sup> Equivalent temperature for solar heat gain only; transmission gain is not included.  
<sup>b</sup> The shading effect of curtains and blinds is included. See reference [1] for double and special glass. For additional information, see Fig. 1.

Documento 7. Temperaturas de cubiertas y mamparos.

Space	ASSUMED TEMPERATURE, deg F	
	Cooling	Heating
Machinery and boiler spaces, deck . . . . .	130	70
Machinery and boiler spaces, bulkhead..	120	70
Machinery and boiler casings, deck . . . . .	140	70
Machinery and boiler casings, bulkhead.	130	70
Motor generator and resistor, deck . . . . .	130	30
Motor generator and resistor, bulkhead..	120	30
Toilet space in air conditioning area . . . . .	b	70
Miscellaneous stowage and lockers in air conditioning area . . . . .	b	c
Passages and stairwells . . . . .	b	65
Galley and pantry hood areas . . . . .	140	70
Miscellaneous stowage and stores spaces outside air conditioning areas . . . . .	105	50
Settling tanks . . . . .	120	70
Fuel oil tanks . . . . .	120	40
Cargo oil tanks . . . . .	c	40
Voids above waterline . . . . .	120	40
Voids below waterline . . . . .	100	40
Fresh water tanks . . . . .	120	30
Cargo spaces above waterline . . . . .	110	20
Cargo spaces below waterline . . . . .	100	40
Seawater . . . . .	85	30
Shaft alley . . . . .	105	40

\* Depends on ventilation treatment and number of unheated exposures. The following are recommended:

Exposures	SOURCE OF SUPPLY		
	Heated	Tempered	Weather
0	70	60	50
1	65	50	40
2	55	40	30
over 2	40	30	20

b Air-conditioning design inside dry bulb temperature plus 5 deg F.  
 c Use cargo pumping temperature,  $t_c$ , except where it may cool during a voyage, in which case use  $t_c - 20$ , but not less than 110 F.

Documento 8. Temperaturas de cubiertas y mamparos. (Continuación).



Total Watts Installed	NUMBER OF FIXTURES		
	4 or less	5 and 6	7 and over
Up to 200	100	...	...
201-300	100	90	80
301-400	90	80	75
401-600	...	75	70
601 and over	...	70	60

Documento 9. Factores de simultaneidad dependiendo de los Vatios instalados y el número de puntos.

Activity Classification	ROOM DRY BULB TEMPERATURE, Deg F							
	75		76		78		80	
	S	L	S	L	S	L	S	L
Waiters.....	350	510	320	540	290	570	260	600
Persons Eating*	280	240	260	260	250	270	240	280
All Others.....	270	230	250	250	230	270	200	300

\* 30 Btu/hr is allowed for both the sensible and latent heat of food.

Documento 10. Disipación de calores latentes y sensibles de las personas, según situación.

APLICACION	NÚMERO DE FUMADORES	m³/h POR PERSONA		m³/h por m² de superficie de suelo Mínima *	
		Recomendada	Mínima *		
Apartamento { Normal Lujo	Pequeño	34	25	-	
	Muy pequeño	51	42	6,0	
	Hall de banco	Pequeño	17	13	-
	Barbería	Grande	25	17	-
	Salón de belleza	Muy pequeño	17	13	-
Bolsa	Muy grande	85	51	-	
Bar	Grande	51	42	-	
Corredores (insuflación o extracción)	-	-	-	4,6	
Grandes almacenes	Pequeño	13	8,5	0,9	
Sala de consejo	Muy grande	85	51	-	
Farmacia ***	Grande	17	13	-	
Fábricas ***	Ninguno	17	13	1,8	
Precio único	Ninguno	13	8,5	-	
Salón de funeraria	Ninguno	17	13	-	
Garage **	-	-	-	18,3	
Hospital { Quirófano : : : : Habitación privada Sala común	Ninguno	-	-	36,6	
	Ninguno	51	42	6,0	
	Ninguno	34	25	-	
Habitación de hotel	Grande	51	42	6,0	
Cocina { Restaurante *** Privada	-	-	-	73,0	
	-	-	-	36,6	
Laboratorio ***	Pequeño	34	25	-	
Sala de conferencias	Muy grande	85	51	22,8	
Despacho { Común Privado Privado	Pequeño	25	17	-	
	Ninguno	42	25	4,6	
	Grande	51	42	4,6	
Restaurante { Cafetería *** Comedor ***	Grande	20	17	-	
	Grande	25	20	-	
Aula **	Ninguno	-	-	-	
Tienda al detall	Ninguno	17	13	-	
Teatro o sala de cine **	Ninguno	13	8,5	-	
Teatro o sala de cine	Pequeño	25	17	-	
Cuartos de aseó ** (Extracción)	-	-	-	36,6	

\* Cuando se utilizan los mínimos, adoptar el valor mayor.

\*\* Respetar los reglamentos eventuales.

\*\*\* Puede estar determinado por el caudal extraído.

\*\*\*\* Utilizar estos valores a no ser que los caudales no estén determinados por la presencia de otras fuentes de contaminación o por la reglamentación.

\*\*\*\*\* Se recomienda el funcionamiento con aire fresco total para evitar los riesgos de explosión debidos a los anestésicos.

Documento 11. Caudales de aire exterior.

Condiciones	Presión total del ventilador (en mm de columna de agua) <sup>4</sup>	Acondicionadores centrales <sup>1</sup>					Acondicionadores autónomos <sup>2</sup>				
		Diferencia de temperatura entre el aire del local y el aire de impulsión					Diferencia de temperatura entre el aire del ambiente y el aire de impulsión				
		5,5 °C	8,5 °C	11 °C	14 °C	17 °C	5,5 °C	8,5 °C	11 °C	14 °C	17 °C
Porcentaje del calor sensible ambiente											
Motor del ventilador situado fuera del ambiente acondicionado o del flujo de aire.	13	1,2	0,8	0,6	0,5	0,4	2,2	1,5	1,1	0,9	0,7
	19	1,9	1,3	1,0	0,8	0,6	3,5	2,4	1,8	1,4	1,2
	25	2,7	1,8	1,4	1,1	0,9	4,8	3,2	2,4	1,9	1,6
	32	3,9	2,6	1,9	1,6	1,3	6,5	4,3	3,2	2,6	2,2
	38	4,6	3,1	2,3	1,9	1,6	7,8	5,2	3,9	3,1	2,6
	45	5,4	3,6	2,7	2,2	1,8	9,1	6,1	4,6	3,6	3,0
	50	6,2	4,1	3,1	2,5	2,1	10,4	6,9	5,2	4,2	3,5
	76	10,4	6,9	5,2	4,2	3,5	16,7	11,2	8,4	6,7	5,6
	100	15,3	10,2	7,7	6,1	5,1					
	127	19,2	12,8	9,6	7,7	6,4					
153	24,4	16,3	12,2	9,9	8,2						
200	38,0	25,4	19,0	15,2	12,7						
Motor del ventilador situado fuera del ambiente acondicionado o en el flujo de aire.	13	1,0	1,1	0,8	0,8	0,5	3,7	1,8	1,4	1,1	0,9
	19	2,0	1,8	1,3	1,1	0,9	4,2	2,8	2,1	1,7	1,4
	25	3,6	2,4	1,8	1,5	1,2	5,8	3,8	2,9	2,3	1,9
	32	5,0	3,4	2,5	2,0	1,7	7,0	5,1	3,8	3,1	2,6
	38	6,0	4,0	3,0	2,4	2,0	8,2	6,1	4,6	3,7	3,1
	45	7,9	4,7	3,5	2,8	2,4	10,7	7,2	5,4	4,3	3,6
	50	8,9	5,4	4,0	3,2	2,7	12,2	8,2	6,1	4,9	4,1
	76	13,2	8,8	6,6	5,3	4,4	19,5	13,1	9,8	7,8	6,5
	100	19,0	12,7	9,5	7,6	6,4					
	127	24,8	15,9	11,9	9,5	8,0					
153	30,9	20,0	15,0	12,0	10,0						
200	45,5	30,3	22,8	18,2	15,2						

1960 © Carrier Corporation. Reproducción autorizada de la Carrier Corporation, Syracuse, New York, U.S.A.  
 1 En las instalaciones en las que la batería de enfriamiento se encuentre antes del ventilador (es decir, en la aspiración), este calor es transmitido al aire de impulsión y debe, por lo tanto, añadirse al calor sensible ambiente. En las instalaciones en las que la batería de enfriamiento se encuentre detrás del ventilador, este calor debe añadirse al calor total general. Es decir, multiplicar el calor sensible ambiente por el porcentaje indicado y añadirse al calor total general.  
 2 Rendimiento del ventilador, 70 %.  
 3 Rendimiento del motor, 80 %.  
 4 La presión total del ventilador es igual a la suma de las presiones estática y dinámica en la boca de impulsión del mismo.

Documento 12. Ganancias de calores debidas a los ventiladores.

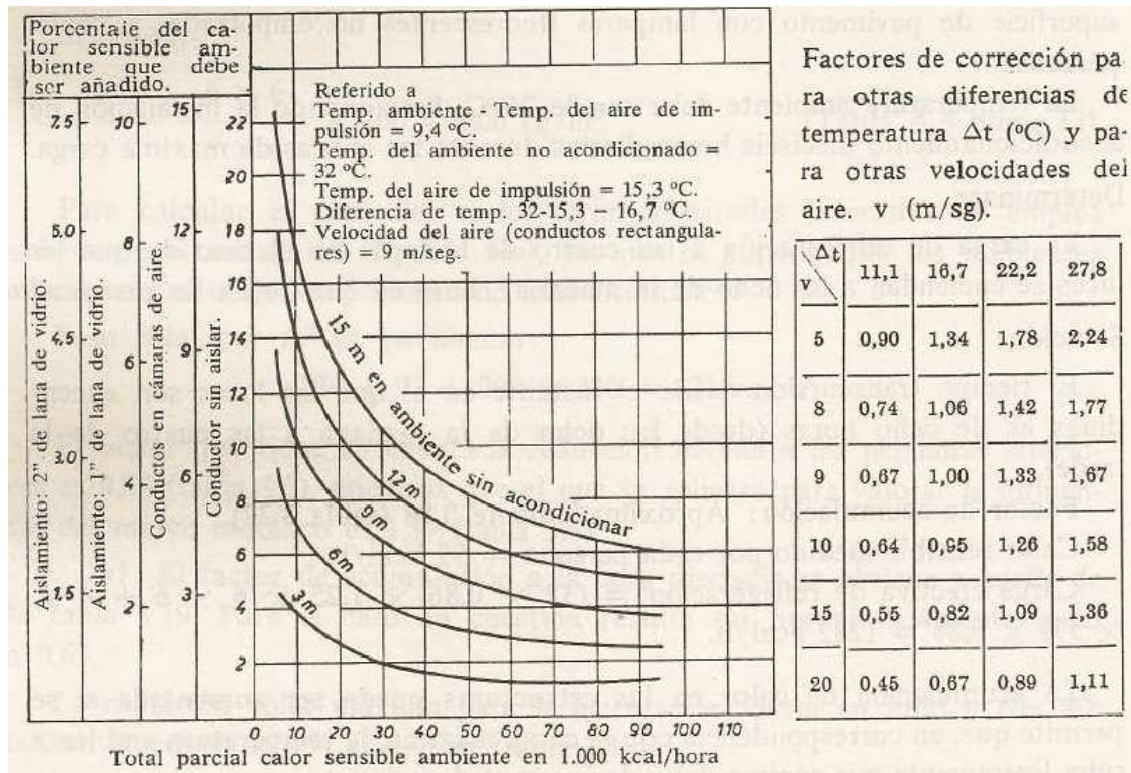
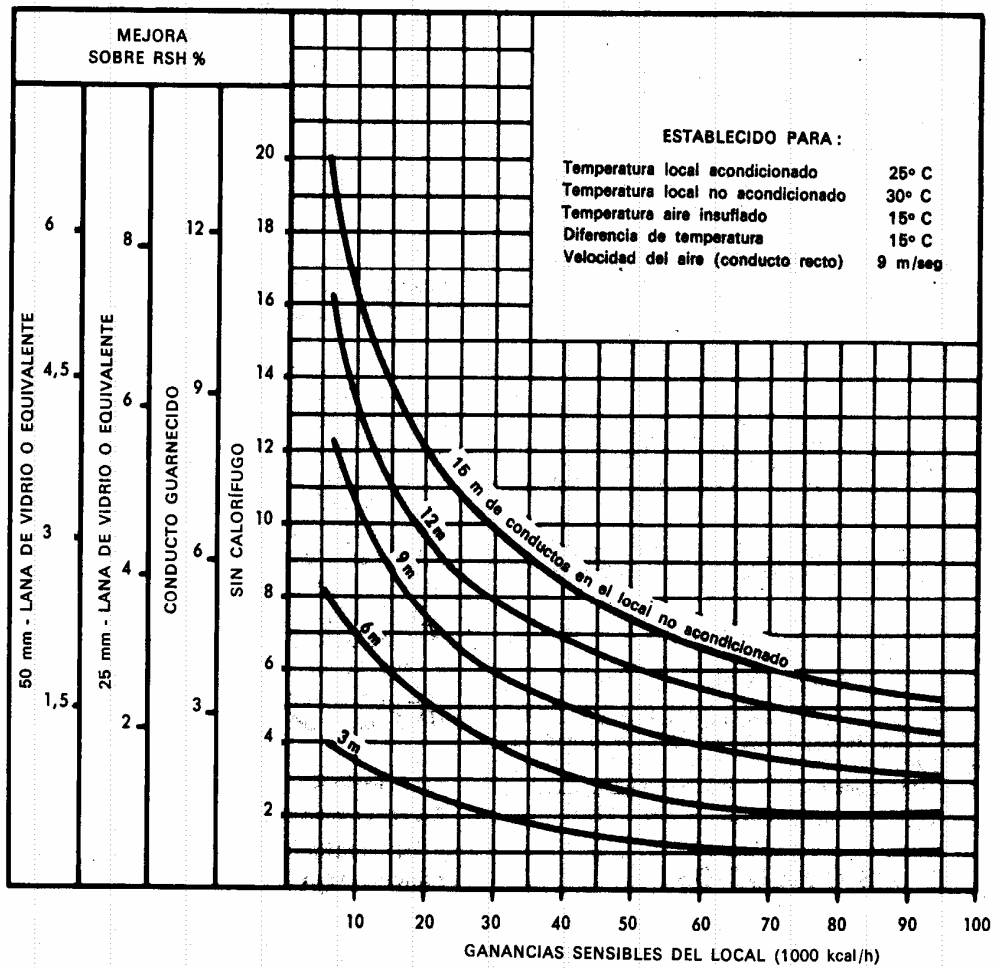


Gráfico 1. Ganancia debida al recalentamiento en los conductos de aire de impulsión.

Expresadas en porcentaje de las ganancias sensibles del local



COEFICIENTES DE CORRECCIÓN PARA DIFERENTES VALORES DE LA VELOCIDAD DEL AIRE Y DE LA DIFERENCIA DE TEMPERATURA

Diferencia de temperatura °C	Velocidad en el conducto (m/seg)					
	5	8	9	10	15	20
10	0,90	0,74	0,68	0,64	0,55	0,45
15	1,34	1,08	1,00	0,96	0,82	0,67
20	1,80	1,43	1,33	1,27	1,09	0,89
25	2,23	1,78	1,67	1,58	1,36	1,11
30	2,69	2,12	2,00	1,89	1,63	1,33

COEFICIENTE DE CORRECCIÓN PARA DIFERENTES VALORES DE LA TEMPERATURA EN EL LOCAL ACONDICIONADO

Temperatura interior (°C)	Coefficiente
24	0,946
24° 5	0,972
25	1,000
25° 5	1,028
26	1,055
26° 5	1,082
27	1,110

Documento 12. Ganancias y coeficientes de corrección.

Factor de bypass	Tipo de la aplicación	Ejemplo
0,30 a 0,50	Balace térmico pequeño o medio con pequeño SHF (ganancias latentes grandes)	Apartamentos
0,20 a 0,30	Acondicionamiento de confort clásico, balace térmico relativamente pequeño, o algo mayor pero con pequeño SHF	Tiendas pequeñas Fábrica
0,10 a 0,20	Acondicionamiento de confort clásico	Tiendas grandes Banco, fábrica
0,05 a 0,10	Ganancias sensibles grandes o caudal de aire exterior grande	Tienda grande Restaurante, fábrica
0 a 0,10	Funcionamiento con aire fresco total	Hospital, quirófano, fábrica

Documento 13. Factores de by-pass.



Tempe- ratura °C <i>t</i>	Pres. absoluta kg/cm <sup>2</sup> <i>p</i>	Volumen específico		Peso espec. vapor kg/m <sup>3</sup> <i>γ''</i>	Entropía kcal/kg °C		Entalpía kcal/kg		Calor de vap. kcal/kg <i>r</i>
		agua dm <sup>3</sup> /kg <i>v'</i>	vapor m <sup>3</sup> /kg <i>v''</i>		agua <i>s'</i>	vapor <i>s''</i>	agua <i>i'</i>	vapor <i>i''</i>	
0	0,006228	1,0002	206,3	0,004846	0	2,1863	0	597,2	597,2
5	0,008890	1,0000	147,2	0,006795	0,0182	2,1551	5,03	599,4	594,4
10	0,012513	1,0004	106,4	0,009396	0,0361	2,1253	10,04	601,6	591,6
15	0,017376	1,0010	77,99	0,01282	0,0536	2,0970	15,04	603,8	588,8
20	0,02383	1,0018	57,84	0,01729	0,0708	2,0697	20,03	606,0	586,0
25	0,03229	1,0030	43,41	0,02304	0,0876	2,0436	25,02	608,2	583,2
30	0,04325	1,0044	32,93	0,03036	0,1042	2,0187	30,00	610,4	580,4
35	0,05733	1,0061	25,25	0,03960	0,1205	1,9947	34,99	612,5	577,5
40	0,07520	1,0079	19,55	0,05114	0,1366	1,9718	39,98	614,7	574,7
45	0,09771	1,0099	15,28	0,06544	0,1524	1,9498	44,96	616,8	571,8
50	0,12578	1,0121	12,05	0,08298	0,1679	1,9287	49,95	619,0	569,0
55	0,16051	1,0145	9,584	0,1043	0,1833	1,9085	54,94	621,0	566,1
60	0,2031	1,0171	7,682	0,1302	0,1984	1,8891	59,94	623,2	563,3
65	0,2555	1,0199	6,206	0,1611	0,2133	1,8702	64,93	625,2	560,3
70	0,3177	1,0228	5,049	0,1981	0,2280	1,8522	69,93	627,3	557,4
75	0,3931	1,0258	4,136	0,2418	0,2425	1,8349	74,94	629,3	554,4
80	0,4829	1,0290	3,410	0,2933	0,2567	1,8178	79,95	631,3	551,3
85	0,5894	1,0323	2,830	0,3534	0,2708	1,8015	84,96	633,2	548,2
90	0,7149	1,0359	2,361	0,4235	0,2848	1,7858	89,98	635,1	545,1
95	0,8619	1,0396	1,981	0,5045	0,2985	1,7708	95,01	637,0	542,0
100	1,03323	1,0435	1,673	0,5977	0,3121	1,7561	100,04	638,9	538,9
105	1,2318	1,0474	1,419	0,7045	0,3255	1,7419	105,08	640,7	535,6
110	1,4609	1,0515	1,210	0,8265	0,3387	1,7282	110,12	642,5	532,4
115	1,7239	1,0558	1,036	0,9650	0,3519	1,7150	115,18	644,3	529,1
120	2,0245	1,0603	0,8914	1,122	0,3647	1,7018	120,3	646,0	525,7
125	2,3666	1,0650	0,7701	1,299	0,3775	1,6895	125,3	647,7	522,4
130	2,7544	1,0697	0,6680	1,496	0,3901	1,6772	130,4	649,3	518,9
135	3,192	1,0746	0,5817	1,719	0,4026	1,6652	135,5	650,8	515,3
140	3,685	1,0798	0,5084	1,967	0,4150	1,6539	140,6	652,5	511,9
145	4,237	1,0850	0,4459	2,243	0,4272	1,6428	145,8	654,0	508,2

Documento 14. Tablas del aire para cálculo del punto de rocío.



Documento 15. Capacidad: 30 Toneladas – 360000 BTU – 90718,47 Kcal →(105,5 kW.h)  
La unidad esta formada por otras tres subunidades modelo AC10.



COMPACT CHILLER UNIT AC07 AND AC10

**Features**

- ▶ High Efficiency Scroll Compressors
- ▶ Stainless steel, copper brazed plate heat exchangers
- ▶ Multi-circuit cupronickel heat exchanger
- ▶ Compact design
- ▶ Stainless steel drain pan/base
- ▶ Low and high refrigerant pressure access ports
- ▶ Low and high refrigerant pressure safety switches
- ▶ Unit mounted electrical component enclosure
- ▶ All units are precharged and fully run tested with **R-407C Refrigerant**
- ▶ Solid state digital temperature controller
- ▶ Available in 208/230-3-60, 460-3-60, 220-3-50 and 380/415-3-50
- ▶ Available in Cooling Only or Reverse Cycle configuration

Specifications		AC07 GD	AC07 GDK	AC07 GE	AC07 GEK	AC10 GD	AC10 GDK	AC10 GE	AC10 GEK
Capacity	BTU/H	90,000				120,000			
	Kcal/H	22,500				30,000			
	Tons	7.5				10			
Length	Inches	27.00							
	mm	686							
Width	Inches	17.50							
	mm	445							
Height	Inches	26.5				31			
	mm	724				787			
Weight	lbs	250				270			
	kg	113				122			
Power Supply		208-3-60	220-3-50	460-3-60	380-3-50	208-3-60	220-3-50	460-3-60	380-3-50
Amp Draw		21.0	22	10	11	27.0	30.4	13.4	15.2
Power	Watts	5,370	5,240	5,750	5,240	7,770	8,050	7,770	8,050
Minimum Chillwater Flow Rate	GPM	18				24			
	LPM	68				91			
Chillwater Inlet/Outlet		1-3/8" OD Male hose connection				1-5/8" OD Male hose connection			
Minimum Seawater Flow Rate	GPM	30				40			
	LPM	114				152			
Seawater Inlet/Outlet		1-5/8" OD Male hose connection				1-5/8" OD Male hose connection			

AQUA-AIR MANUFACTURING, division of the James D. Nall Co., Inc.  
 1050 East 9th Street, Hialeah, Florida 33010 U.S.A.  
 Ph. 800-328-1043 305-884-8363 Fax 305-883-8549  
[sales@aquair.com](mailto:sales@aquair.com) [www.aquair.com](http://www.aquair.com)

Documento 17. Características técnicas para la unidad enfriadora.



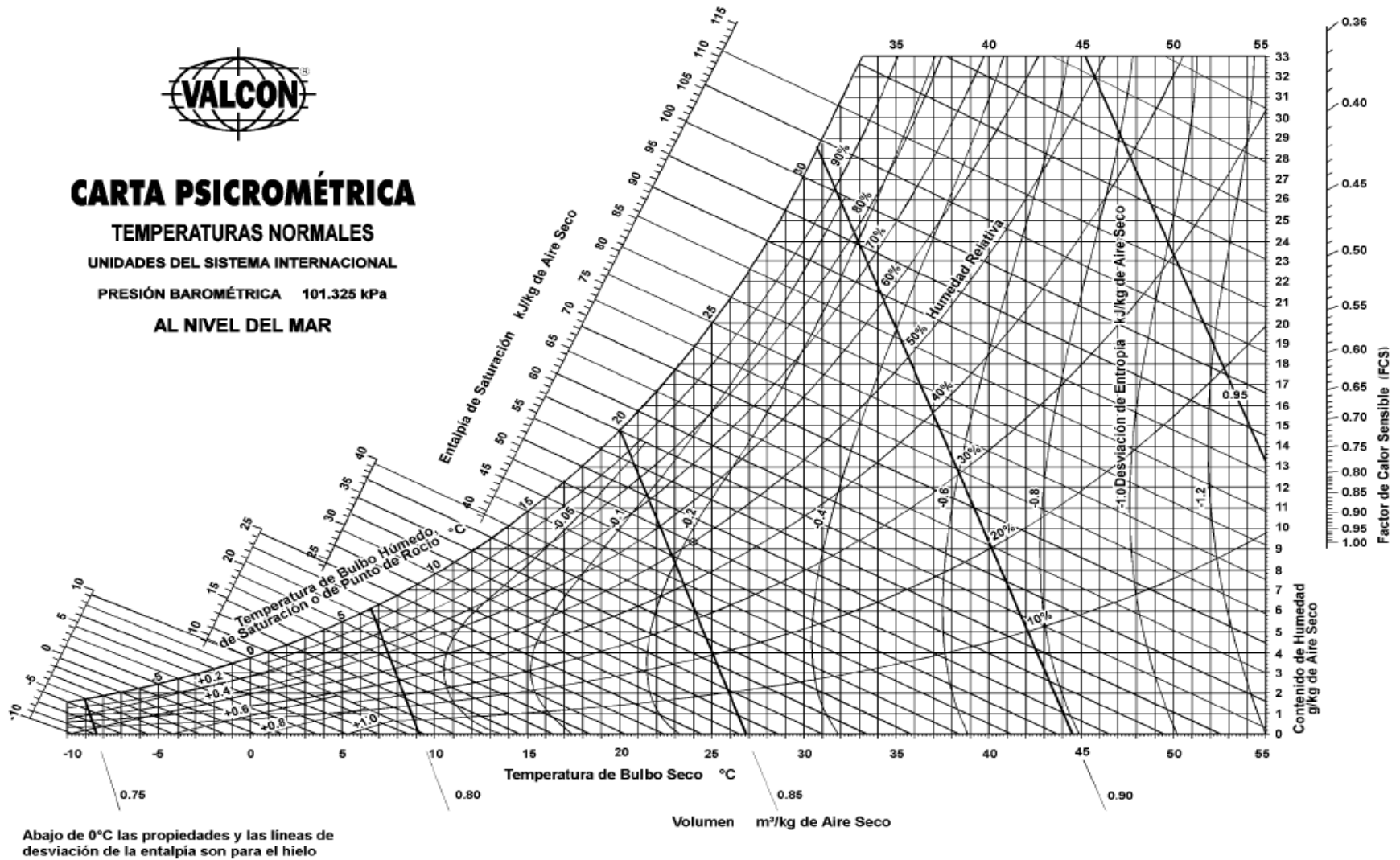
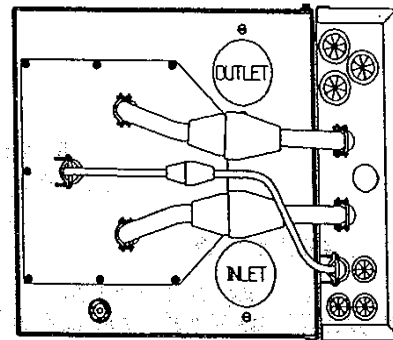
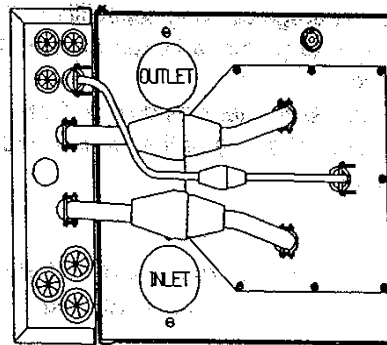
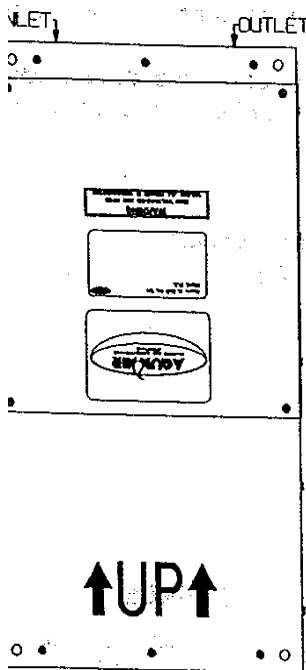


Gráfico 2. Carta Psicrométrica.



KW	BTUH	KCAL/H	240-1PH UNITS			240-3PH UNITS		
			MODEL	AMPS	STAGES	MODEL	AMPS	STAGES
6	20490	5123	IH-2401-061	26	1	IH-2403-061	15	1
9	30735	7684	IH-2401-091	38	1	IH-2403-091	22	1
12	40980	10245	IH-2401-092	38	2	IH-2403-122	29	2
			IH-2401-122	51	2			
15	51225	12806	IH-2401-123	51	3	IH-2403-152	36	2
			IH-2401-152	64	2			
			IH-2401-153	64	3			
18	61470	15368	IH-2401-182	76	2	IH-2403-182	44	2
21	71715	17929	IH-2401-183	76	3	IH-2403-212	52	2
			IH-2401-212	89	2			
24	81960	20490	IH-2401-213	89	3	IH-2403-242	58	2
			IH-2401-243	100	3			
27	92205	23051	IH-2401-273	114	3	IH-2403-272	65	2

ALTERNATE HEATER  
MODULE MOUNTING POSITIONS



Documento 18. Especificaciones de IH-2401-182 de AQUA-AIR.

Velocidad del aire sobre personas	Sensación de que la temperatura ambiente se ha rebajado en
0,1 m/s	0° C
0,3 m/s	1° C
0,7 m/s	2° C
1 m/s	3° C
1,6 m/s	4° C
2,2 m/s	5° C
3 m/s	6° C
4,5 m/s	7° C
6,5 m/s	8° C

Tabla 1. Velocidades del aire en movimiento.

Aplicación	Velocidad (m/s)
Estudios de radiodifusión	1.5 ÷ 2.5
Residencias	2.5 ÷ 4
Apartamentos	2.5 ÷ 4
Iglesias	2.5 ÷ 4
Dormitorios (hotel)	2.5 ÷ 4
Teatros	2.5 ÷ 4
Oficinas particulares	2.5 ÷ 4
Salas de cine	5
Oficinas públicas	5 ÷ 6.5
Almacenes comerciales	7.5 ÷ 10

Tabla 2. Velocidades recomendadas en las bocas de salida.

APLICACIÓN	FACTOR DE CONTROL DE RUIDO (conductos principales)	Conductos principales		Conductos derivados	
		Suministro	Retorno	Suministro	Retorno
Residencias	3	5	4	3	3
Apartamentos Dormitorios hotel Dormitorios hospital	5	7,5	6,5	6	5
Oficinas particulares Despachos dirección Bibliotecas	6	10	7,5	8	6
Salas cine/teatro Auditorios	4	6,5	5,5	5	4
Oficinas públicas Restaurantes Comercios Bancos	7,5	10	7,5	8	6
Comercios Cafeterías	9	10	7,5	8	6
Locales industriales	12,5	15	9	11	7,5

Tabla 3. Velocidades en rejillas y conductos (retorno).

### Tubo helicoidal corrugado autoconectable galvanizado

Espesor	0,5	0,6	0,7
	1405	1406	1407
Ø D mm	/m.l.	/m.l.	/m.l.
100	3,60	4,56	6,15
125	4,35	5,62	6,47
135	4,88	5,94	7,00
150	5,19	6,57	7,63
160	5,62	7,21	8,35
175	5,94	7,74	8,90
180	6,10	7,82	9,10
200	7,00	8,80	10,07
225	7,74	9,75	11,34
250	8,69	10,81	12,51
280	10,18	11,98	13,78
300	10,71	12,51	15,48
315	11,90	13,81	16,69
355	12,93	15,05	17,38
400	14,84	17,38	19,82
450		20,20	22,37
500			25,41
560			28,00
600			30,60
630			32,98

Documento 19. Diámetros y espesores de tubo helicoidal corrugado galvanizado.



**CE**  
Nº 099/CPDA/43/0103

### M3603L Manta aluminio puro incombustible

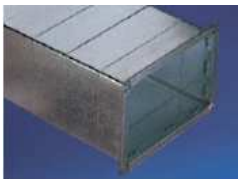
Manta de lana de vidrio URSA AIR conforme a la norma UNE EN 13162 recubierta por una de sus caras con un complejo de aluminio puro reforzado con malla, provisto de una lengüeta.

- Código designación: T3-Z38
- Reacción al fuego: A2 d0 s1
- Lambda ( $\lambda_{90/90}$ ): 0,036 W/m·K

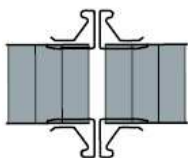


Dimensiones y características		Norma	Unidad		
Dimensiones (I)	Espesor (d)	EN 823	mm	30	50
	Largo (l)	EN 822	m	16	8
	Ancho (b)	EN 822	m	1,2	1,2
Aislamiento térmico (I)(II)	Resistencia térmica (R <sub>s</sub> )	EN 12667 / EN 12939	m <sup>2</sup> ·K/W	0,85	1,35
Tolerancias (I)	Tolerancias en espesor (Δd)	EN 823	% ; mm	-3;+10	-3;+10
	Escuadrado	EN 824	mm/m	(--)	(--)
	Planimetría (S <sub>max</sub> )	EN 825	mm	6	6
Estabilidad (II)(III)	Estabilidad dimensional (23°C y 90%) (Δε)	EN 1604	%	1	1
Comportamiento mecánico (V)	Tracción paralela a las caras (σ <sub>t</sub> )	EN 1608	KPa	>4,5	>4,5
	Resistencia a compresión (σ <sub>n</sub> )	EN 826	kPa	(--)	(--)
	Compresibilidad (d <sub>i</sub> -d <sub>s</sub> )	EN 12431	mm	(--)	(--)
Comportamiento ante el vapor (III)	Resistencia a la difusión del vapor (Z)	EN 12087	m <sup>2</sup> ·hPa/mg	38	38
	Permeabilidad al vapor de la lana (μ)	EN 12087	(--)	1	1
Comportamiento acústico (I)	Rigidez dinámica (s')	EN 29052	MN/m <sup>2</sup>	(--)	(--)
	Absorción acústica (α <sub>w</sub> )	EN 354/A1	(--)	(--)	(--)
	Resist. específica al paso del aire (r <sub>a</sub> )	EN 29053	kPa·s/m <sup>2</sup>	5	5
	Resistencia al paso del aire (R <sub>a</sub> )	EN 29013	KPa·s/m	0,15	0,25

Documento 20. Aislante para conductos.



### Conducto rectangular galvanizado



unión MARCO

Longitud tramo estándar: 1.500 mm

Espesor mm	0,6	0,8	1,0	1,2
	440620	440820	441020	441220
	/m <sup>2</sup>	/m <sup>2</sup>	/m <sup>2</sup>	/m <sup>2</sup>

Documento 21. Conducto rectangular galvanizado.

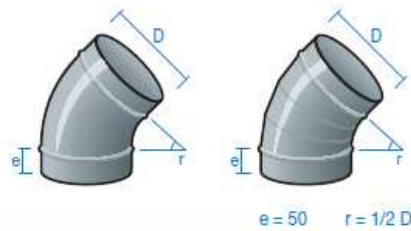


### Aislamiento térmico interior adhesivo

espuma de polietileno autoextinguible

5 mm		10 mm	
5	50	3	30
/m <sup>2</sup>	/m <sup>2</sup>	/m <sup>2</sup>	/m <sup>2</sup>

**Codo 45°**



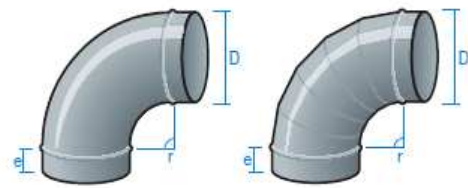
e = 50    r = 1/2 D

**estampado    engatillado**

30140    31140

Ø D mm	estampado	engatillado
80	3,72	6,20
100	4,16	6,50
125	5,05	7,50
135		7,70
150	6,24	8,70
160	6,92	8,90
175		9,10
180	8,08	9,80
200	9,08	10,80

**Codo 90°**



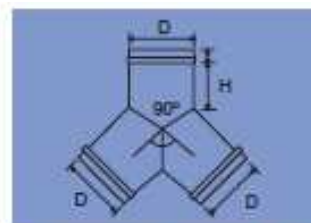
e = 50    r = 1/2 D

**estampado    engatillado**

30190    31190

Ø D mm	estampado	engatillado
80	4,43	7,40
100	4,83	7,70
125	6,24	8,20
135		8,60
150	8,32	9,70
160	9,63	10,50
175		11,30
180	11,57	12,20
200	13,72	15,00

Documento 22. Codos de 45° y 90°.



NOMINAL	DERIVACIÓN SIMPLE 45°
100	21,58
125	21,87
135	23,75
150	24,68
175	27,61
200	29,29

Documento 23. Derivación simple.

## LK 100 / 125 / 160 / 200

### CONSTRUCTION

The LK exhaust air valves are manufactured in steel plate with white epoxy paint (RAL 9010) high resistant to corrosion.

The units are manufactured by frame and disc or seal.

The frame joint and the fitting collar assure a perfect watertightness.

### DIMENSIONS

The LK exhaust air valves comes in sizes 100, 125, 160 y 200 mm diameter. These nominal sizes correspond to the inside diameters of the connecting ducts.



Documento 24. Bocas de salida y extracción.



**AIR FLOW REGULATING AND NOISE LEVEL DIAGRAMS**

S= Frame-Disc Space

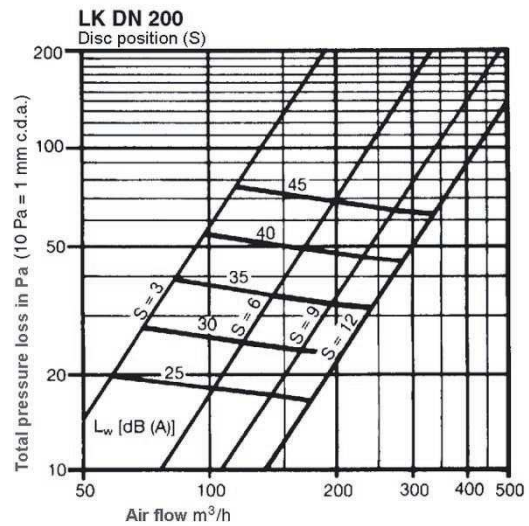
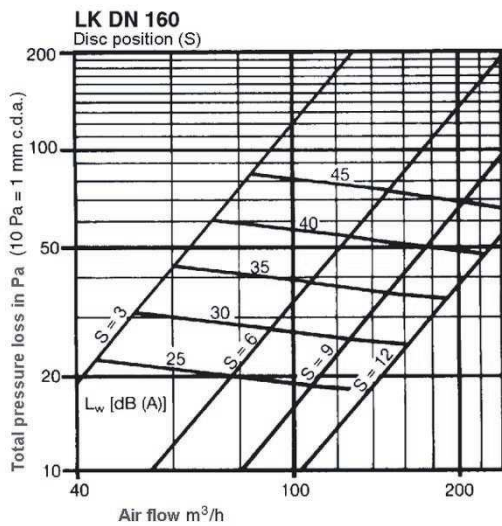
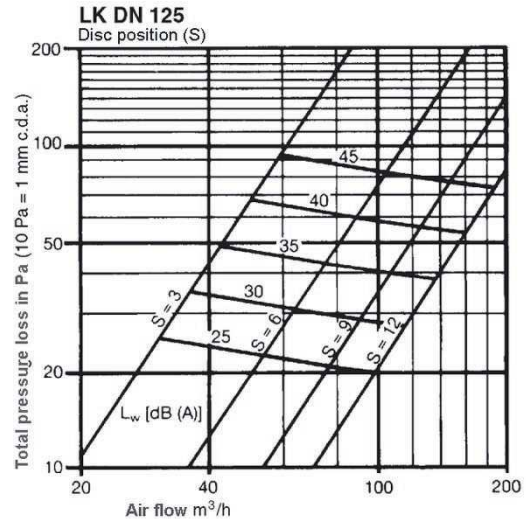
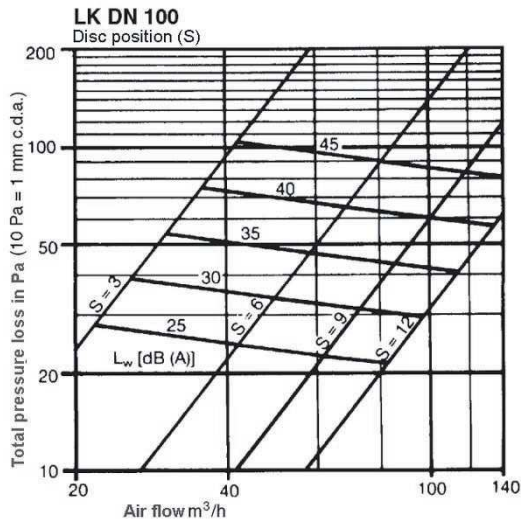
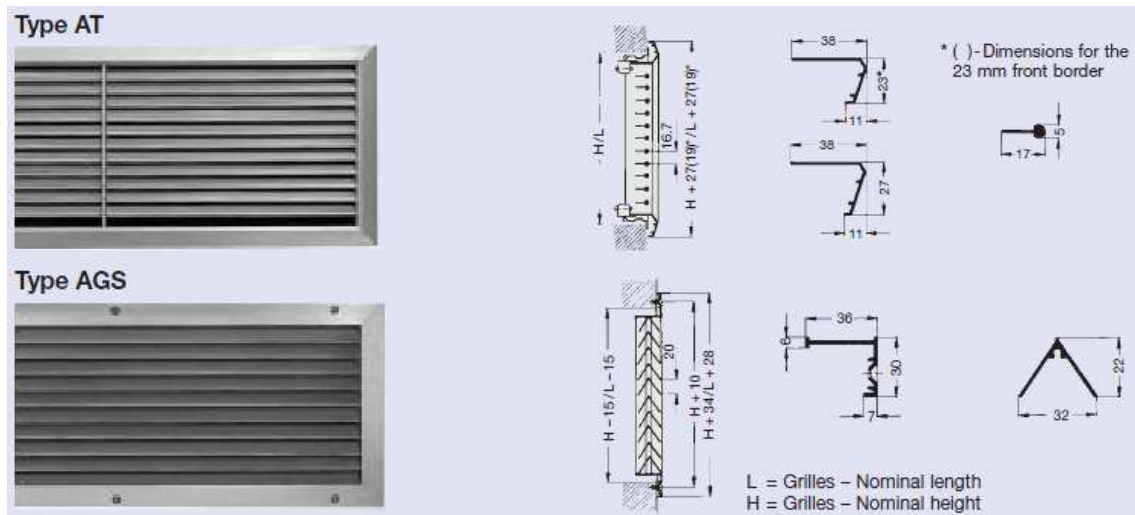


Tabla 4. Presiones nominales y flujos para diámetros de las bocas.



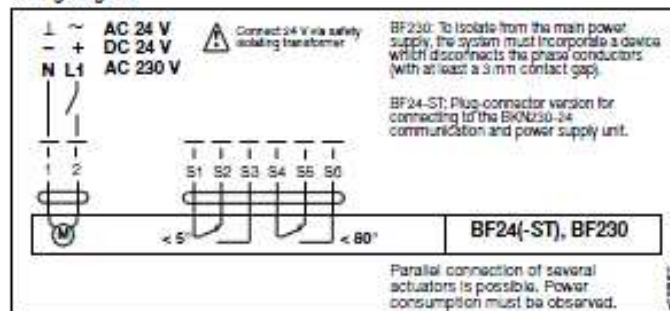


Documento 25. Rejillas tipo AT y AGS.

**BF24(-ST), BF230 Spring-return actuators 90°**



Wiring diagram



Technical data	BF24(-ST)	BF230
Nominal voltage	AC 24 V 50/60 Hz DC 24 V	AC 230 V 50/60 Hz -
Nominal voltage range	AC 19.2...28.8 V DC 21.6...28.8 V	AC 198...264 V -
Power consumption		
- motoring	7W	8W
- holding	2W	3W
For wire sizing	10 VA (Imax 8.3A@5ms)	12.5 VA (Imax 500mA@5ms)
Protection class	IP54	II
Degree of protection	IP54	
Auxiliary switch	2 x SPDT 6(3)A, AC 250V V (contacts gold plate on silver)	
- Switching points	5°, 80°	
Connecting cable	- motor - auxiliary switches	1 m, 2 x 0.75 mm <sup>2</sup> (halogen-free) 1 m, 6 x 0.75 mm <sup>2</sup> (halogen-free) (BF24-ST with plug connectors, suitable for BKN230-24)
Angle of rotation	95° (incl. 5° spring pretensioning)	
Damper rotation	12 mm form-fit (10 mm with adapter supplied)	
Torque	- motor - spring-return	min. 18 Nm min. 12 Nm
Running time	- motor - spring-return	140 s ~ 16 s (@ Tamb = 20 °C)
Direction of rotation	selected by mounting L/R	
Position indication	mechanical with pointer	
Ambient temperature range	-30... +50 °C	
- Normal duty		
- Safety duty	The safe position will be attained up to max. 75 °C when initiated by a thermal trip	
Non-operating temperature	-40... +80 °C	
Humidity test	to EN 60730-1	
EMC	CE according to 89/336/EEC	
Low Voltage Directive	CE according to 73/23/EEC	
Sound power level	motor max. 45 dB(A); spring = 62 dB(A)	
Service life	min. 60 000 safe positions	
Maintenance	maintenance-free	
Weight	2900 g	3100 g

**Open/Close actuator (AC/DC 24 V and AC 230 V)**

**Application**  
The type BF... spring-return actuator is intended for the operation of fire and smoke dampers in ventilation and air-conditioning systems.

**Mode of operation**  
The BF... actuator moves the damper to its normal working position while tensioning the return spring at the same time. If the power supply is interrupted, the energy stored in the spring moves the damper back to its safe position.

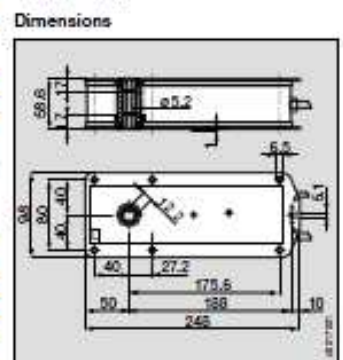
**Signalling**  
There are two fixed microswitches in the spring-return actuator BF... for indicating the end positions of the damper. Intermediate positions of the damper blade are shown by a mechanical indicator.

**Manual operation**  
Without power supply the damper can be operated manually and fixed in any required position. Release of the locking mechanism can be achieved manually or automatically by applying the supply voltage.

Connection is by means of flexible leads. The actuator BF24 is also available with plug connectors suitable for attachment to the Type BKN230-24 communication and power supply unit fitted to their connecting leads (ordering code: BF24-ST). This allows the actuator to be incorporated into the SBS-Control damper monitoring system.

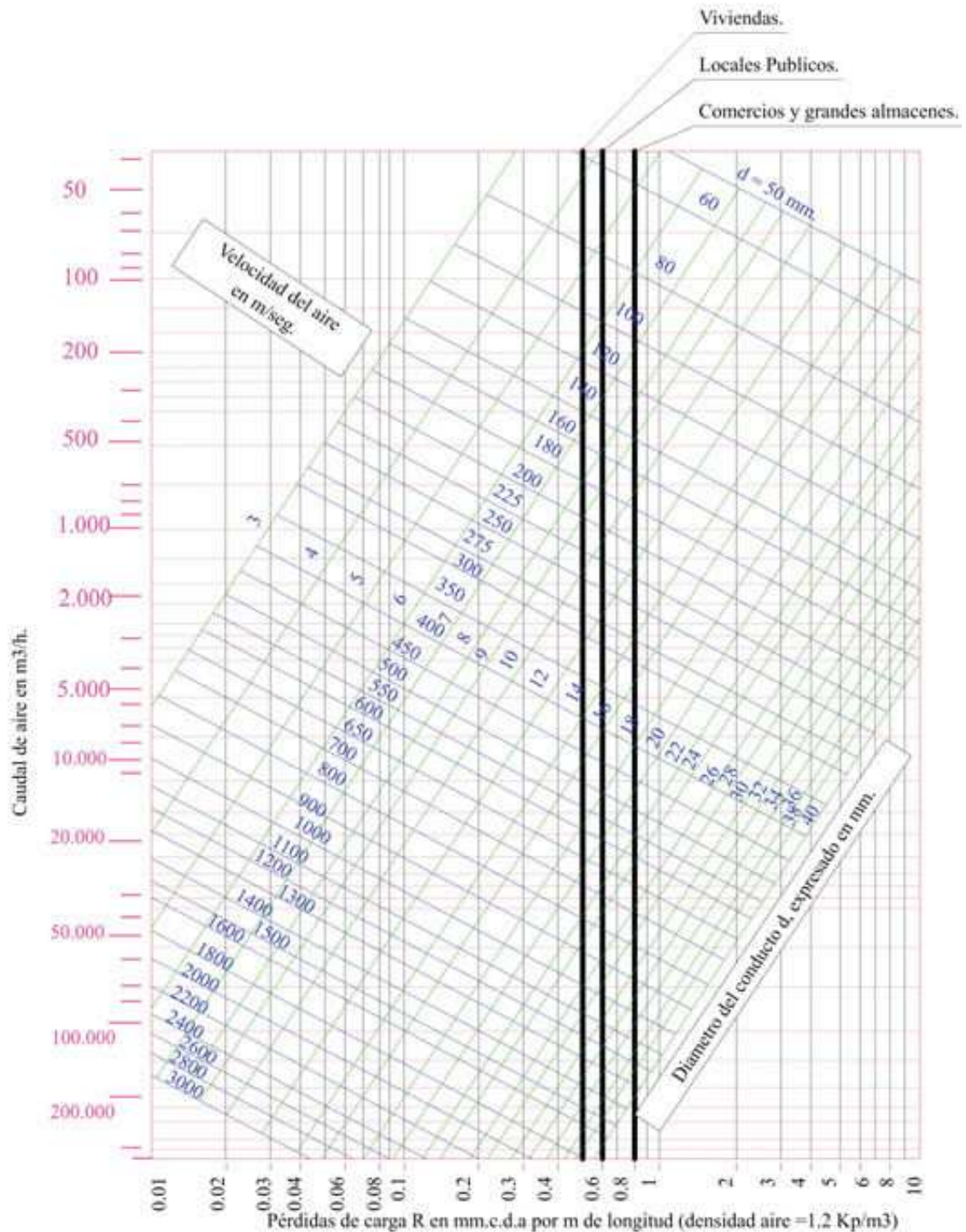
**Electrical accessories for BF24(-ST)**  
BAE72(-S) Thermoelectric Tripping Device (with test button), see pages 10/11.

**Important**  
Read the note concerning installation and supply on page 2.



Documento 26. Actuador contra incendios.

### Perdida de presión en los conductos de aire. (Conducto circular de chapa)

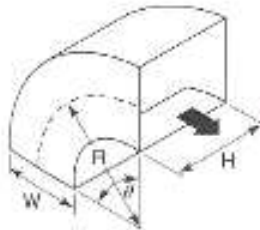


Viviendas.  
Locales Publicos.  
Comercios y grandes almacenes.

Documento 27. Pérdida de presión en los conductos de aire.



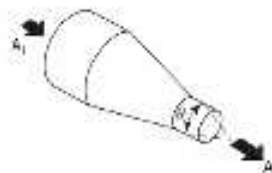
**TABLAS DE COEFICIENTES DE PÉRDIDA EN ACCESORIOS  
(CONDUCTOS DE AIRE)**



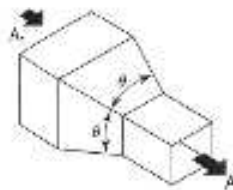
$\theta = 90^\circ$

r/W	H/W										
	0,25	0,5	0,75	1	1,5	2	3	4	5	6	8
0,5	1,5	1,40	1,30	1,20	1,10	1,10	0,98	0,92	0,89	0,85	0,83
0,75	0,57	0,52	0,48	0,44	0,40	0,39	0,39	0,40	0,42	0,43	0,44
1	0,27	0,25	0,23	0,21	0,19	0,18	0,18	0,19	0,20	0,20	0,21
1,5	0,22	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,14	0,15	0,16	0,17	0,17
2	0,20	0,18	0,16	0,15	0,14	0,13	0,13	0,14	0,14	0,15	0,15

**Codo rectangular (radio suave)**



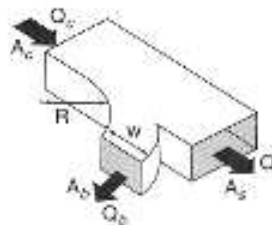
A <sub>1</sub> /A	$\theta$						
	10°	15°-40°	50°-60°	90°	120°	150°	180°
2	0,05	0,05	0,06	0,12	0,18	0,24	0,26
4	0,05	0,04	0,07	0,17	0,27	0,35	0,41
6	0,05	0,04	0,07	0,18	0,28	0,36	0,42
10	0,05	0,05	0,08	0,19	0,29	0,37	0,43



$$\Delta P = C \rho \frac{v_p^2}{2}$$

( $v_p$  = velocidad en la sección A)

**Contracciones**



$R/W = 10$

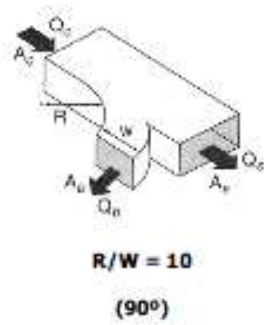
(90°)

A <sub>b</sub> /A <sub>c</sub>	A <sub>s</sub> /A <sub>c</sub>	Q <sub>b</sub> /Q <sub>c</sub>							
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
0,25	0,25	0,55	0,50	0,60	0,85	1,2	1,8	3,1	4,4
0,35	0,25	0,35	0,35	0,50	0,80	1,3	2,0	2,8	3,8
0,50	0,50	0,62	0,48	0,40	0,40	0,48	0,60	0,78	1,1
0,67	0,50	0,52	0,40	0,32	0,30	0,34	0,44	0,62	0,92
1,0	0,50	0,44	0,38	0,38	0,41	0,52	0,68	0,92	1,2
1,0	1,0	0,67	0,55	0,46	0,37	0,32	0,29	0,29	0,30
1,33	1,0	0,70	0,60	0,51	0,42	0,34	0,28	0,26	0,26
2,0	1,0	0,60	0,52	0,43	0,33	0,24	0,17	0,15	0,17

$$\Delta P = C \rho \frac{v^2}{2}$$

**C en derivación**

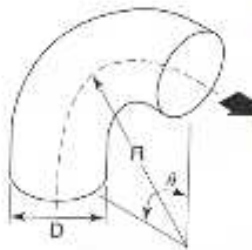
Documento 28. Perdidas en codos y accesorios.



A <sub>0</sub> /A <sub>2</sub>	A <sub>3</sub> /A <sub>2</sub>	Q <sub>2</sub> /Q <sub>1</sub>							
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
0,25	0,25	-0,01	-0,03	-0,01	0,05	0,13	0,21	0,29	0,38
0,35	0,25	0,08	0	-0,02	-0,01	0,02	0,08	0,16	0,24
0,50	0,50	-0,03	-0,06	-0,05	0	0,06	0,12	0,19	0,27
0,67	0,50	0,04	-0,02	-0,04	-0,03	-0,01	0,04	0,12	0,23
1,0	0,50	0,72	0,48	0,28	0,13	0,05	0,04	0,09	0,18
1,0	1,0	-0,02	-0,04	-0,04	-0,01	0,06	0,13	0,22	0,30
1,33	1,0	0,10	0	0,01	-0,03	-0,01	0,03	0,10	0,20
2,0	1,0	0,62	0,38	0,23	0,13	0,08	0,05	0,06	0,10

$$\Delta P = C \rho \frac{v^2}{2}$$

C en conducto principal



R/D	0,50	0,75	1,00	1,50	2,00	2,50
C <sub>0</sub>	0,71	0,33	0,22	0,15	0,13	0,12

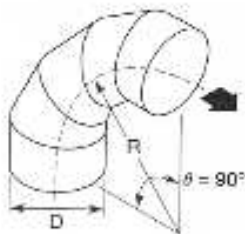
  

θ	0	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
K	0	0,31	0,45	0,60	0,70	0,85	1,0	1,13	1,20	1,28	1,40

$$C = C_0 K$$

$$\Delta P = C \rho \frac{v^2}{2}$$

C en codo suave circular

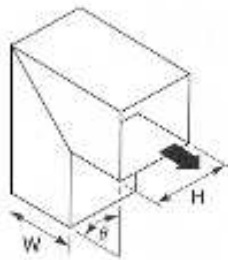


Piezas	R/D				
	0,50	0,75	1,00	1,50	2,00
5	-	0,46	0,33	0,24	0,19
4	-	0,50	0,37	0,27	0,24
3	0,98	0,54	0,42	0,34	0,33

$$\Delta P = C \rho \frac{v^2}{2}$$

C en codo varias piezas

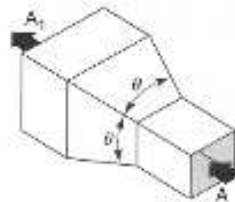
Documento 29. Perdidas en codos y accesorios. (Continuación).



$\theta$	H/W					
	0,5	0,75	1,0	2,0	3,0	4,0
20	0,08	0,08	0,07	0,07	0,06	0,06
30	0,17	0,17	0,16	0,15	0,13	0,13
45	0,37	0,36	0,34	0,31	0,28	0,27
60	0,59	0,57	0,55	0,52	0,46	0,43
75	0,87	0,84	0,81	0,77	0,67	0,63
90	1,30	1,20	1,20	1,10	0,98	0,92

$$\Delta P = C \rho \frac{v^2}{2}$$

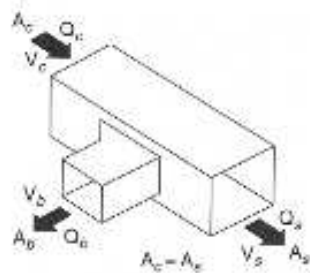
C en codo rectangular



A <sub>1</sub> /A	$\beta$					
	30	45	60	90	120	180
2	0,25	0,29	0,31	0,32	0,33	0,30
4	0,50	0,56	0,61	0,63	0,63	0,63
6	0,58	0,68	0,72	0,76	0,76	0,75
≥10	0,59	0,70	0,80	0,87	0,85	0,86

$$\Delta P = C \rho \frac{v^2}{2}$$

C en transición rectangular





V <sub>b</sub> /V <sub>c</sub>	Q <sub>b</sub> /Q <sub>c</sub>							
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
0,2	0,91							
0,4	0,81	0,79						
0,6	0,77	0,72	0,70					
0,8	0,78	0,73	0,69	0,66				
1,0	0,78	0,98	0,85	0,79	0,74			
1,2	0,90	1,11	1,16	1,23	1,03	0,86		
1,4	1,19	1,22	1,26	1,29	1,54	1,25	0,92	
1,6	1,35	1,42	1,55	1,59	1,63	1,50	1,31	1,09

$$\Delta P = C \rho \frac{v^2}{2}$$

C en "T" (45°)

Documento 30. Perdidas en codos y accesorios. (Continuación).





## SUPER-VENT

Extractores en línea para conductos, de bajo nivel sonoro

Extractores en línea, montados dentro de una envolvente acústica

Altas prestaciones en presión disponible

Fácil instalación y mantenimiento

Bridas normalizadas para conducto en aspiración e impulsión

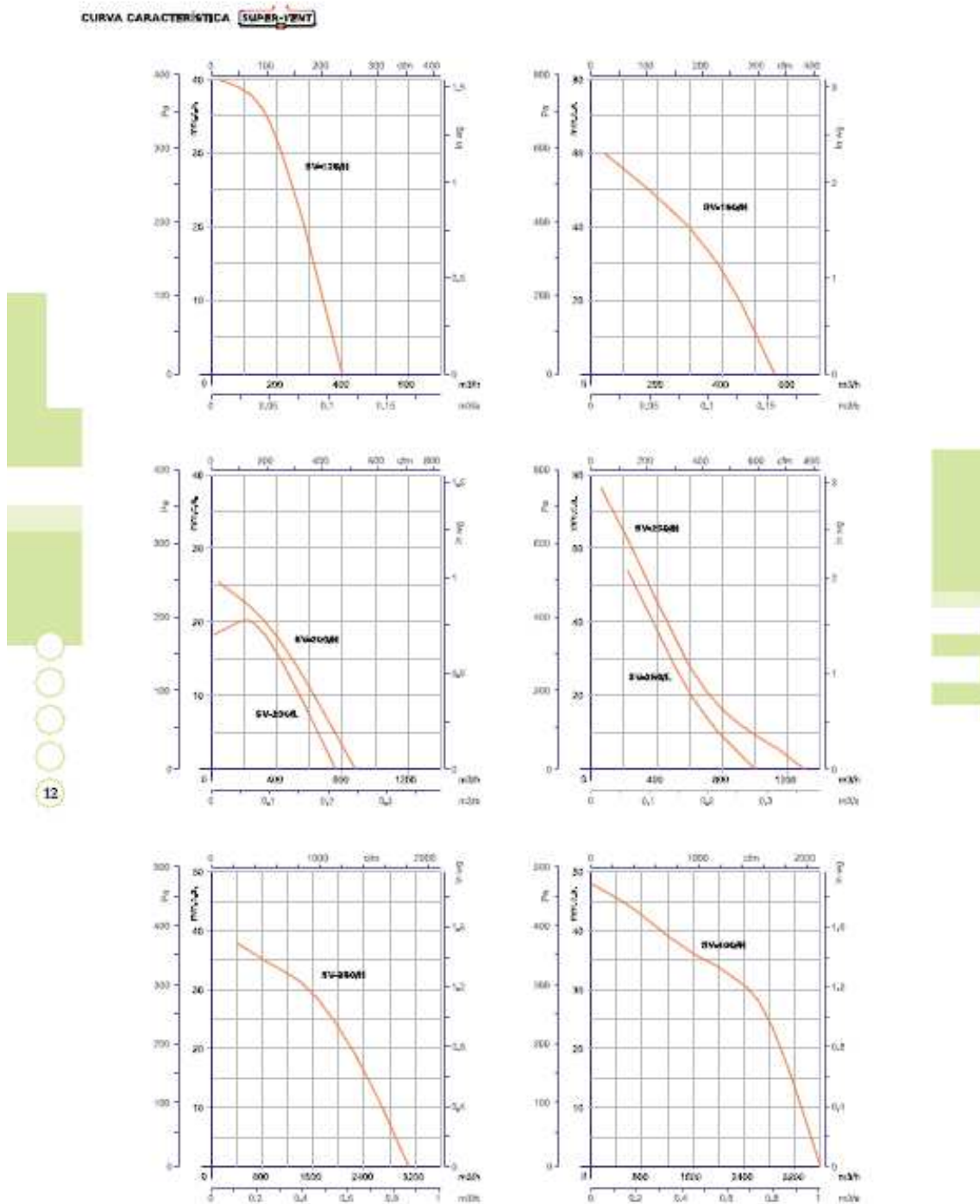
**10**

Modelo	mm	Versión	Código
SV-125H	125	BASIC	370125100000
SV-125HT	125	TIMER	370125130000
SV-150H	150	BASIC	370150100000
SV-150HT	150	TIMER	370150130000
SV-200H	200	BASIC	370200100000
SV-200HT	200	TIMER	370200130000
SV-250L	250	BASIC	370250200000
SV-250H	250	BASIC	370250100000
SV-250L	250	BASIC	370250200000
SV-350H	350	BASIC	370350100000
SV-400H	400	BASIC	370400100000

**DATOS TÉCNICOS**

Modelo	220v, 50 Hz					
	rpm	w	m³/h	mmH <sub>2</sub> O	db(A)	Kg
SV-125H	2200	80	400	40	30	5,2
SV-125HT	2220	80	400	40	30	5,2
SV-150H	2200	170	560	60	40	6,8
SV-150HT	2200	170	560	60	40	6,8
SV-200H	1240	120	800	27	44	8,0
SV-200HT	1240	120	800	27	44	8,0
SV-250L	1280	100	750	20	42	8,0
SV-250H	2380	140	1300	78	48	10,8
SV-250L	2360	120	1000	55	46	10,8
SV-350H	1380	370	3100	38	50	30,8
SV-400H	1260	550	3600	48	52	30,8

Documento 31. Ventiladores de la marca Sodega.




Documento 32. Curvas características de los ventiladores utilizados.


$\Delta P$ (mm.c.a.)	Velocidad (m/s) Centrífugo	Velocidad (m/s) Axial
6	2-2.5	4.5-7.5
12	2.5-7.5	6.5-9.5
18	3.5-8.5	8.5-11.5
25	4-10	9.5-13.5
37	4-12.5	-

Tabla 5. Elección de velocidades en función del incremento de presión.





# HCH HCT



**Ventiladores helicoidales**

**Características constructivas**

- Aro soporte en chapa de acero laminado.
- Caja de conexión en el exterior protección IP-55 (HCT).
- Hélices: Son orientables en origen y se suministran, indistintamente, en dos versiones.  
Versión PL: hélices en poliamida 6 reforzada con fibra de vidrio (en los modelos 80, 90 y 100, el núcleo es de fundición de aluminio).  
Versión AL: hélices en fundición de aluminio.  
Los modelos HCT-40-2T y HCT-45-2T, sólo pueden suministrarse en versión AL.
- Motores normalizados 230/400 V, 50 Hz hasta 5,5 CV y 400/690V, 50 Hz para potencias superiores; monofásico 230V, 50 Hz. Aislamiento clase F y protección IP-55. (IP-54 modelos 45-4M-0,5 y 56-4M-0,75)
- Acabado anticorrosivo en resina de poliéster, polimerizada a 180°C., previo desengrase, fosfatación y pasivado.
- Bajo demanda pueden suministrarse con:  
Hélices aspirantes (sentido del aire hélice-motor).  
Hélices reversibles 100%.  
Certificación ATEX, categoría 2, para atmósferas explosivas y marcado  $\text{CE} \text{ Ex II 2 G/D EEx e o d}$

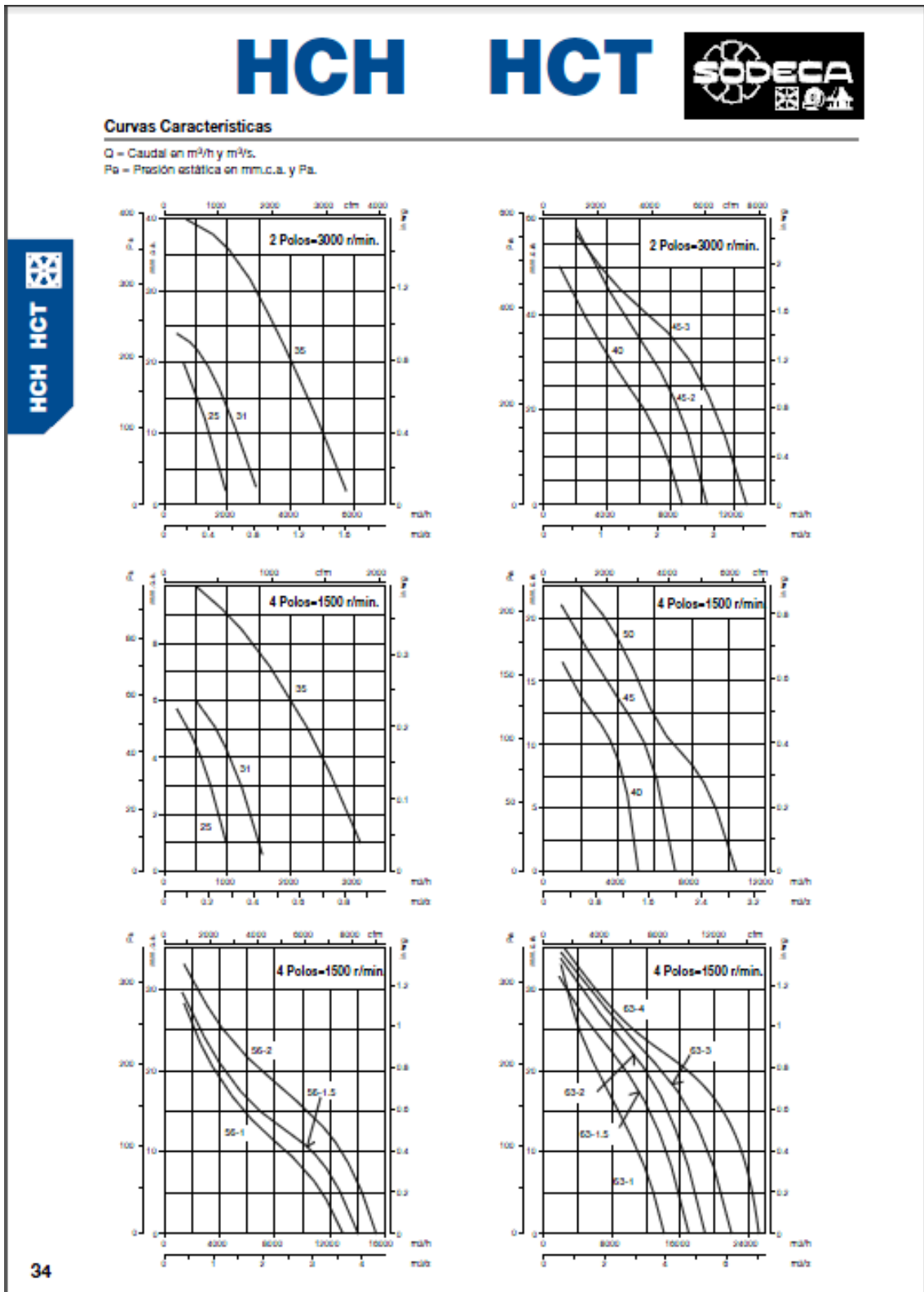
**Características técnicas**

Modelo	Velocidad (r/min)	Intensidad máxima admisible (A)			Potencia instalada (kW)	Caudal máximo (m <sup>3</sup> /h)	Nivel de presión sonora dB(A)	Peso Aprox. Kg.	
		230V	400V	690V				HCH	HCT
HCT-25-2T	2775	0,58	0,34		0,12	1940	64		7
HCT-25-2M	2775	0,90			0,12	1940	64		7
HCT-25-4T	1445	0,57	0,33		0,06	980	50		7
HCT-25-4M	1445	0,58			0,06	980	50		7
HCT-31-2T	2750	1,12	0,85		0,18	2900	70		8
HCT-31-2M	2700	1,45			0,18	2900	70		8
HCT-31-4T	1450	0,60	0,34		0,08	1550	52		8
HCT-31-4M	1450	0,65			0,08	1550	52		8
HCH-35-2T	2800	2,15	1,25		0,37	5750	77	9	12
*HCT-35-2M	2750	2,90			0,37	5750	77		12
HCH-35-4T	1440	0,64	0,37		0,10	3100	59	7	10
HCT-35-4M	1440	0,87			0,10	3100	59		10
HCH-40-2T-1,5	2900	4,68	2,70		1,10	8750	84	17	25
HCH-40-4T-0,33	1450	1,58	0,91		0,25	5100	64	13	21
HCT-45-2T-2	2900	5,89	3,40		1,50	10900	86		31
HCT-45-2T-3	2900	8,23	4,75		2,20	12800	86		34
HCT-45-2/4T-3	2860/1460	-	4,80/1,80		2,20/0,60	12800/8400	86/73		33

**NOVEDAD**  
Motores de 2 velocidades

HCH HCT

Documento 33. Ventilador de cubierta Lazarette.



Documento 34. Curvas de ventilador de cubierta Lazarette.



**FRESH AIR MAKEUP UNIT AQFAH SERIES**

### FEATURES

- Four models to choose from ranging in size from 200 to 900 CFM
- Units are constructed of corrosion resistant aluminum
- Hi-static fan motors for extensive fresh air ducting networks
- Removable access panels on both the top and sides are insulated internally to prevent external condensation
- Washable air inlet filter
- Internally mounted INCOLOY rod type heating elements for cold weather operation down to 23 deg Fahrenheit ( -5 deg Centigrade )
- Modulating chillwater flow valve for precise air temperature control in the cooling mode
- Modulating SCR heater element control for precise air temperature control in the heating mode
- Insulated and internally coated aluminum drain pan with ant-slosh foam media inside
- Condensate outlets on both sides of the fan coil
- All unit coil assemblies are pressure tested to assure leak-proof performance
- All units are test run to assure proper operation and air flow output

Documento 35. Características de las UTA.

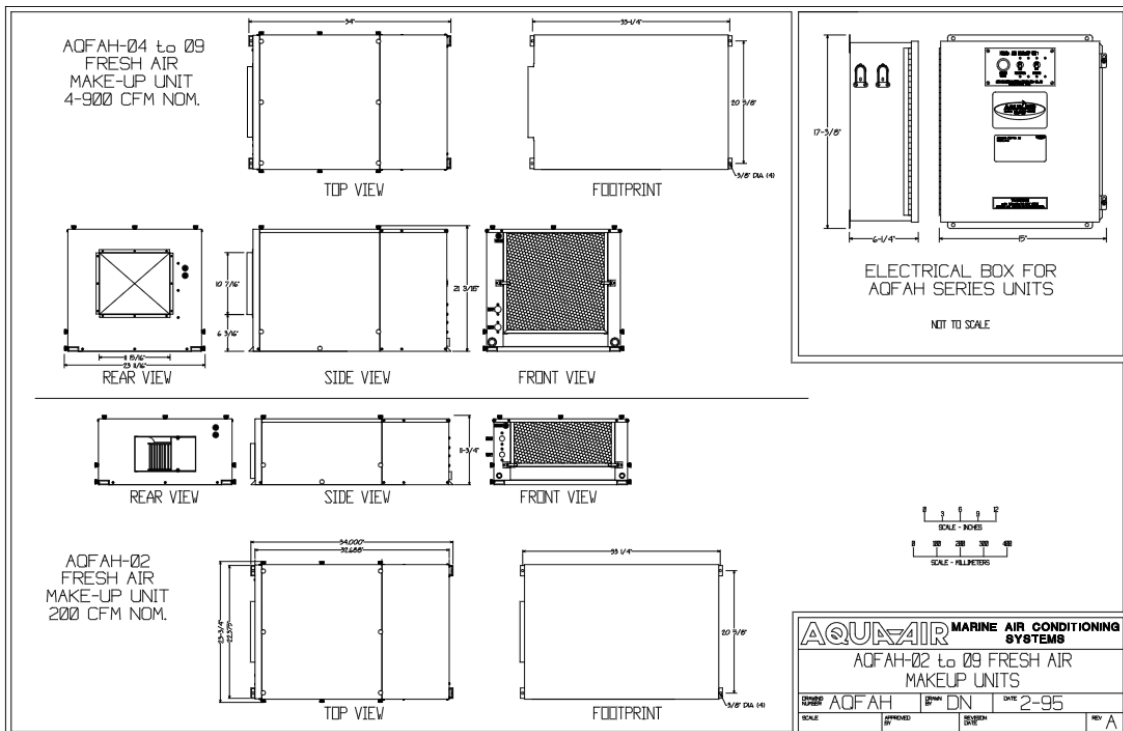
## AQFAH UNIT SPECIFICATIONS

SPECIFICATION		02	04	06	09
NOMINAL CAPACITY	CFM CMH	200 340	400 680	600 1020	900 1530
WEIGHT	LBS KGS	45.0 20.5	55.0 25.0	59.0 26.8	83.0 28.6
LENGTH	IN MM	34 864			
WIDTH	IN MM	23-3/4 603			
HEIGHT	IN MM	11-3/4 299	21-3/16 538		
POWER SUPPLY		208-230 / 1 / 60		200-220 / 1 / 50	
AMP DRAW @ 230-1-60		10.4	19	28	42
POWER	W	2460	4437	6644	10056
STANDARD HEATER SIZE	KW	2	4	6	9
CHILLWATER INLET / OUTLET	FPT	1/2"	3/4"	1"	1"
CHILLWATER FLOW	GPM LPM	5.3 19.9	10.5 39.8	15.8 59.8	23.7 89.7
DUCT CONNECTION	IN MM	5-7/8 x 10-1/4 149 x 260	10-7/16 x 11-15/16 265 x 303		
MINIMUM INTAKE GRILLE	IN <sup>2</sup> CM <sup>2</sup>	60 390	120 775	180 1160	270 1740
DRAIN FITTING	FPT	3/4" 2 / UNIT			
MAIN BREAKER SIZE		15A	25A	35A	50A

80948.WPD

*AQUA-AIR MANUFACTURING, division of the James D. Nall Co., Inc.  
1050 East 9th Street, Hialeah, Florida 33010 U.S.A.  
Ph. 305-884-8363 Fax 305-883-8549 Email sales@aquair.com*

Documento 36. Especificaciones de las UTA.



Documento 37. Vistas de las UTA.


**CHILLWATER FAN COIL**
**AQOCW**

## FEATURES

- High capacity squirrel cage blower is designed for quiet operation with flexible duct systems.
- Standard 6" flexible duct connector installed on the unit. This connector also adapts to Aqua-Air AT series adapter duct tees.
- Three way motorized water valve is pre-installed on the unit. A separate valve assembly is not necessary.
- Dual condensate outlets on the drain pan are factory connected into a common 1/2" hose barb tee for ease of installation.
- Vertically adjustable mounting legs with rubber vibration pads and mounting screws.
- The air bleeder is mounted on the end of a 12" plastic tube for easy access during commissioning of the system.
- All surfaces that might have condensate form on them are covered in 1/8" thick foam insulation.
- Units available for 115/1/60, 100/1/50, 208-230/1/60 and 200-220/1/50 power inputs.
- Aqua-Air BH series blower heaters bolt directly to the discharge of the blower.

<b>SPECIFICATIONS</b>	<b>AQOCW-12</b>	<b>AQOCW-16</b>
<b>COOLING CAPACITY</b>	12,000 BTU/HR 3,024 KCAL/HR	16,000 BTU/HR 4,032 KCAL/HR
<b>AIR FLOW CAPACITY</b>	400 CFM 680 M <sup>3</sup> H	530 CFM 900 M <sup>3</sup> H
<b>WEIGHT</b>	32 LBS 14.5 KGS	32 LBS 14.5 KGS
<b>AMPERAGE DRAW</b>	2.7 @ 115-1-60 1.4 @ 230-1-60	4.0 @ 115-1-60 2.0 @ 230-1-60
<b>POWER CONSUMPTION</b>	311 W	460 W
<b>MINIMUM RETURN AIR GRILLE SIZE</b>	120 in <sup>2</sup> 774 cm <sup>2</sup>	144 in <sup>2</sup> 929 cm <sup>2</sup>
<b>MINIMUM SUPPLY AIR GRILLE SIZE</b>	60 in <sup>2</sup> 387 cm <sup>2</sup>	72 in <sup>2</sup> 465 cm <sup>2</sup>
<b>CHILLWATER INLET / OUTLET SIZE</b>	5/8" OD 16 mm OD	5/8" OD 16 mm OD
<b>MAXIMUM DUCT HEATER</b>	2 Kw	3Kw

ADD "C" TO THE END OF THE MODEL NUMBER FOR A 208-230/1/60 UNIT, "CK" FOR A 200-220/1/50 UNIT

80940.WPD

**AQUA-AIR MANUFACTURING**, division of the James D. Nall Co., Inc.  
 1050 East 9th Street, Hialeah, Florida 33010 U.S.A.  
 Ph. 305-884-8363 Fax 305-883-8549 Email sales@aquair.com

Documento 38. Especificaciones de Fan Coil.





## CHILLWATER FAN COIL

## AQOW

### FEATURES

- High capacity squirrel cage blower is designed for quiet operation with flexible duct systems.
- Standard flexible duct connector installed on the unit. This connect also adapts to Aqua-Air AT series adapter duct tees.
- Three way motorized water valve is pre-installed on the unit. A separate valve assembly is not necessary.
- Dual condensate outlets on the drain pan are factory connected into a common 1/2" hose barb tee for ease of installation.
- Vertically adjustable mounting legs with rubber vibration pads and mounting screws.
- The air bleeder is mounted on the end of a 12" plastic tube for easy access during commissioning of the system.
- All surfaces that might have condensate form on them are covered in 1/8" thick foam insulation.
- Units available for 115/1/60, 100/1/50, 208-230/1/60 and 200-220/1/50 power inputs.
- Aqua-Air BH series blower heaters bolt directly to the discharge of the blower.

SPECIFICATIONS		AQOW-05		AQOW-07		AQOW-10	
COOLING CAPACITY		5,000 BTU/HR 1,260 KCAL/HR		7,000 BTU/HR 1765 KCAL/HR		10,000 BTU/HR 2,520 KCAL/HR	
AIR FLOW CAPACITY		135 CFM	230 MPH	270 CFM	460 MPH	330 CFM	560 MPH
WEIGHT		14 LBS	6.4 KG	17 LBS	7.7 KG	26 LBS	11.8 KG
WIDTH	A	15-1/8"	384mm	14-1/2"	368mm	16"	406mm
LENGTH	B	13-3/8"	340mm	14-1/2"	368mm	14-3/8"	365mm
HEIGHT	C	12"	305mm	12-7/8"	327mm	14-1/4"	362mm
AIR DISCHARGE	D	7-3/4"	197mm	8-7/8"	225mm	8-1/2"	216mm
CENTER LINE	E	2-3/4"	70mm	2-7/8"	73mm	2-7/8"	73mm
AMP DRAW 115 / 230		2.0	1.0	2.0	1.0	3.0	1.5
POWER, WATTS		127		127		190	
MIN RETURN AIR		64 in <sup>2</sup>	413 cm <sup>2</sup>	72 in <sup>2</sup>	465 cm <sup>2</sup>	100 in <sup>2</sup>	645cm <sup>2</sup>
MIN SUPPLY AIR		32 in <sup>2</sup>	207 cm <sup>2</sup>	40 in <sup>2</sup>	258 cm <sup>2</sup>	48 in <sup>2</sup>	310 cm <sup>2</sup>
CHILLWATER IN / OUT		5/8"	16mm	5/8"	16mm	5/8"	16mm
FLEX DUCT COLLAR		4"	102mm	5"	127mm	5"	127mm
MAXIMUM HEATER		1 KW		1.5 Kw		1.5KW	

ADD 'C' TO THE END OF THE MODEL NUMBER FOR A 208-230/1/60 UNIT, 'CK' FOR A 200-220/1/50 UNIT 80938 WPD

**AQUA-AIR MANUFACTURING, division of the James D. Nall Co., Inc.**  
 1050 East 9th Street, Hialeah, Florida 33010 U.S.A.  
 Ph. 305-884-8363 Fax 305-883-8549 Email sales@aquair.com

Documento 39. Especificaciones de Fan Coil.



## CHILLWATER FAN COIL AQOW-20, 24

### FEATURES

- • High capacity squirrel cage blower is designed for quiet operation with flexible duct systems.
- • Standard 7" ( 178mm ) flexible duct connector installed on the unit.
- • Three way motorized water valve is pre-installed on the unit. A separate valve assembly is not necessary. Valve motor assembly can be easily removed by hand.
- • Dual condensate outlets on the drain pan are factory connected into a common 1/2" hose barb tee for ease of installation. Sloped drain pan standard.
- • Vertically adjustable mounting legs with rubber vibration pads and mounting screws.
- • The air bleeder is mounted on the end of a 12" plastic tube for easy access during commissioning of the system.
- • All surfaces that might have condensate form on them are covered in 1/8" thick foam insulation.
- • Units available for 115/1/60 and 208-230/1/60 power inputs.
- • Aqua-Air BH series blower heaters bolt directly to the discharge of the blower.

<b>Technical Specifications</b>						
<b>MODEL</b>			<b>AQOW-20</b>		<b>AQOW-24</b>	
<b>Cooling Capacity</b>	<b>BTU/HR</b>		20,000		24,000	
	<b>KCAL/HR</b>		5,040		6,048	
	<b>TONS</b>		1.57		2.00	
<b>Air Flow Capacity</b>	<b>CFM / m<sup>3</sup>/HR</b>		667	1,131	800	1,357
<b>Weight</b>	<b>LBS / KGS</b>		51	23	54	25
<b>Width</b>	<b>A</b>	<b>IN / MM</b>	22-3/4	578	22-3/4	578
<b>Length</b>	<b>B</b>	<b>IN / MM</b>	19-3/4	502	20-3/4	527
<b>Height</b>	<b>C</b>	<b>IN / MM</b>	16-9/16	421	16-9/16	421
<b>Air Discharge Center Line</b>	<b>D</b>	<b>IN / MM</b>	12-1/4	311	12-3/4	324
	<b>E</b>	<b>IN / MM</b>	4-1/4	108	4-1/4	108
<b>Amp Draw</b>	<b>115 / 230</b>	<b>115 / 230</b>	2.6	1.3	4.0	2.0
<b>Power</b>	<b>WATTS</b>		249		380	
<b>Minimum Return Air</b>	<b>in<sup>2</sup> / cm<sup>2</sup></b>		180 in <sup>2</sup>	1,161 cm <sup>2</sup>	200 in <sup>2</sup>	1,290 cm <sup>2</sup>
<b>Minimum Return Air</b>	<b>in<sup>2</sup> / cm<sup>2</sup></b>		100 in <sup>2</sup>	645 cm <sup>2</sup>	120 in <sup>2</sup>	774 cm <sup>2</sup>
<b>Chillwater Inlet / Outlet</b>	<b>IN / MM</b>		7/8"	22mm	7/8"	22mm
<b>Flex Duct Collar</b>	<b>IN / MM</b>		7"	178mm	7"	178mm
<b>Maximum Heater</b>	<b>KW</b>		3 Kw		4 Kw	

I:\WORD\FCT180937.WPD

Documento 40. Especificaciones de Fan Coil.



## EQUIPOS MÓVILES

**Captura, transferencia y gestión de datos en tiempo real para obtener un valor de negocio real**

El sistema MC3000 de Symbol Technologies es un equipo móvil ligero y resistente, ideal para aplicaciones de trabajo intensivo en las que se necesita una captura de datos de alta calidad en todo el ámbito de la empresa. Su ergonomía superior y la flexibilidad de su configuración agilizan la toma de decisiones y aumentan la satisfacción de los empleados, ya sea en la tienda, en el muelle de carga o en una ruta de reparto.

**Flexibilidad, rendimiento y capacidad sin precedentes**

Una amplia gama de opciones, entre las que se incluyen la posibilidad de lectura láser unidimensional (1D) y de imágenes 2D, pantalla en color o monocroma, comunicaciones por lotes (batch) o inalámbrica y tres configuraciones de teclado posibles, le permiten satisfacer las necesidades de los clientes y los empleados, además de cumplir los requisitos de TI. Y, para una mayor comodidad y productividad, la configuración del lector láser está equipada con un cabezal de lectura giratorio que permite tres posiciones: izquierda, derecha y frontal.

**Rendimiento y fiabilidad en condiciones variables**

Por su diseño resistente y un sellado conforme a la norma IP54, el sistema MC3000 garantiza un uso ininterrumpido y el máximo tiempo productivo al margen del polvo, la humedad y las temperaturas extremas. El sistema MC3000 está diseñado tanto para aplicaciones de interior como de exterior; resiste caídas desde 1,2 m sobre hormigón y permite trabajar con temperaturas muy dispares, lo que supone un ahorro en equipos y en mantenimiento.

**Canalice todo el valor de su información con Microsoft Windows CE**

La solución MC3000 de Symbol, que lleva a su empresa la informática móvil de próxima generación, está basada en el sistema operativo Windows® CE. Con procesamiento en tiempo real, mayor velocidad y rendimiento, avanzadas prestaciones multimedia y de exploración Web, su organización puede ser realmente "móvil", con interoperabilidad entre PC, servidores, servicios Web y dispositivos.

**Servicios para una implementación perfecta**

Symbol Enterprise Mobility Services va más allá de la conectividad inalámbrica y los dispositivos móviles, con el objetivo de que todos los aspectos de su solución de movilidad funcionen a la perfección y con la máxima eficiencia.

Si desea más información, póngase en contacto con nosotros llamando al +1 800 722 6234 o al +1 631 738 2400, o visite nuestra página Web:

[www.symbol.com/mc3000](http://www.symbol.com/mc3000).

**Características****Beneficios**

Diseño ligero y ergonómico.	Reduce la fatiga del usuario y aumenta la productividad en aplicaciones que requieren un uso intensivo.
Cabezal de lectura ajustable con tres posiciones: izquierda, derecha y frontal.	El usuario puede ajustar las posiciones de lectura para conseguir la máxima comodidad y productividad.
Pantalla monocroma/color a 320 x 320 de resolución (con retroiluminación).	Resolución un 30% superior a la de 1/4 VGA. Facilita la visualización en numerosos entornos, lo que contribuye a una mayor precisión.
Conectividad de LAN inalámbrica 802.11b/g.	Permite el intercambio de datos en tiempo real, para una máxima productividad.
Diseño resistente.	Diseñado para soportar varias caídas desde 1,2 m sobre hormigón y hasta 500 rodamientos.
Sellado conforme a la norma IP54.	Protección contra agua y polvo para un rendimiento fiable en condiciones ambientales difíciles.
Procesador Intel XScale PXA270 y sistema operativo Microsoft Windows CE.	Aprovechamiento del rendimiento de la CPU a través de interfaces muy conocidas y compatibilidad con una amplia gama de aplicaciones de software.
Opciones de teclado de 26, 36 y 48 teclas.	Ofrece varios modos de entrada de datos para aumentar al máximo la eficiencia.
Gestión de dispositivos con la plataforma de servicios de movilidad (Mobility Services Platform, MSP).	Permite la supervisión en tiempo real de parámetros críticos de la infraestructura inalámbrica y de los equipos móviles.

**symbol**  
The Different Mobility Company™

Documento 41. Inverter. Control remoto.


**SAPPHIRE DIGITAL THERMOSTAT TWS**

Sapphire -The most advanced, aesthetically pleasing, rugged digital thermostat to grace the marine air conditioning industry yet. The technology, features and benefits address all our predecessors and those of the competition.

- Sapphire blue LED display
- Virtually unlimited colors of Vimar® bezels to choose from
- Largest fan and heater circuit rating in the business.
- User friendly programming
- Unique fuse protection for circuits.



TWSV Sapphire Digital Thermostat  
Shown with VIMAR VB-Nickel Bezel  
Actual Size

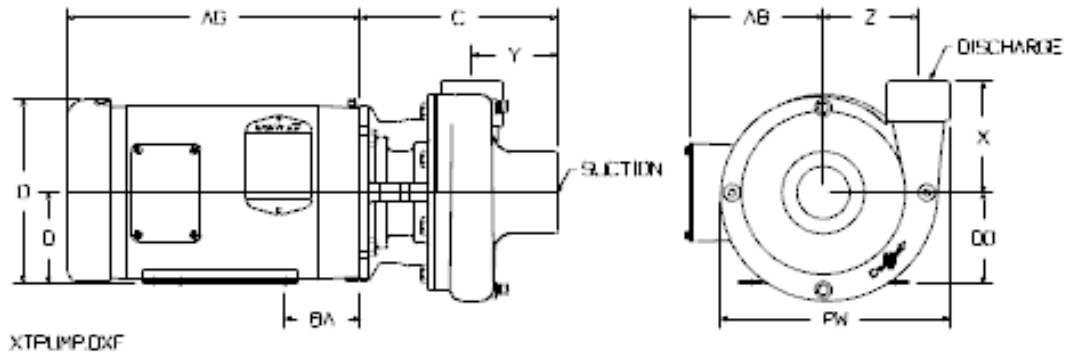
**AQUA-AIR MANUFACTURING**, division of the James D. Nall Co., Inc.  
1050 East 9th Street, Hialeah, Florida 33010 U.S.A.  
Ph. 305-884-8363 Fax 305-883-8549 E-mail sales@aquair.com

Documento 42. Termostatos digitales instalados en cada camarote y estancia.

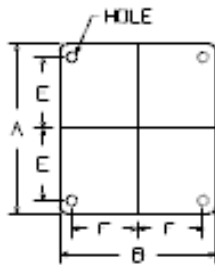


**CENTRIFUGAL PUMP XT SERIES**

The XT Series Centrifugal Pump is available in bronze for seawater use, cast iron for chillwater use or stainless steel for special applications. Motors are available for all voltages, 50 and/or 60 Hertz, single or three phase. The standard motor style is TEFC (Totally Enclosed Fan Cooled). The ODP (Open Drip-Proof) style motor is available on special order. Flow rates up to 400 GPM and 160 feet of head are possible with this series of pumps.



XTPUMP.DXF



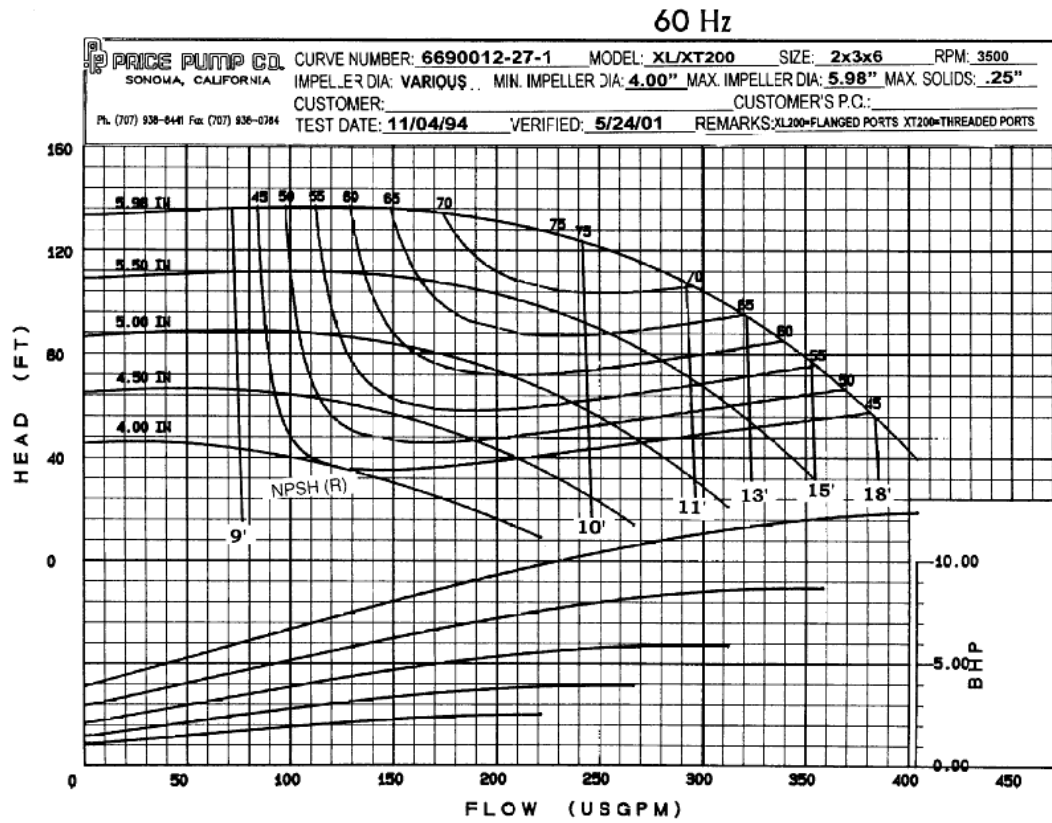
PUMP END DIMENSIONS								
MODEL	C	DO	PW	X	Y	Z	DISCHARGE	SUCTION
XT100	6-5/8"	4"	8-3/8"	4"	2-3/8"	3-1/2"	1"x11-1/2"	1-1/2"x11-1/2"
XT150	7-9/16"	4-1/8"	8-3/4"	4-1/4"	3-1/4"	3-5/8"	1-1/2"x11-1/2"	2"x11-1/2"
XT200	7-5/16"	4-7/16"	9-5/16"	4-1/2"	2-7/8"	3-3/4"	2"x11-1/2"	3"x8"

			JM MOTOR END DIMENSIONS										ODP		TEFC	
HP	RPM	FRM	A	B	D	E	F	HOLE	BA	O	P	AR	AG	AR	AG	
1-1/2	3800	143/JM	6-1/2"	5-15/16"	3-1/2"	2-3/4"	2"	11/32"	2-7/8"	6-7/8"	6-5/8"	5-1/4"	8-3/4"	6-3/4"	11-1/4"	
2		145/JM														
3		145/JM														
5		182/JM														
7-1/2		184/JM														
10	213	8-1/2"	6-1/2"	4-1/2"	3-3/4"	2-1/4"	2-3/4"	13/32"	3-1/2"	8-7/16"	7-7/8"	5-7/8"	11-1/8"	7-3/8"	14-3/4"	
15	213	9-1/2"	8"	5-1/4"	4-1/4"	3-1/2"	13/32"	3-1/8"	10-1/16"	9-9/16"		N/A	7-3/8"	14-7/16"		

I:\wordpct\80990-70.wpd

**AQUA-AIR MANUFACTURING, division of the James D. Nall Co., Inc.**  
 1050 East 9th Street, Hialeah, Florida 33010 U.S.A.  
 Ph. 305-884-8363 Fax 305-883-8549 Email sales@aquair.com

Documento 43. Especificaciones de la bomba centrifuga.

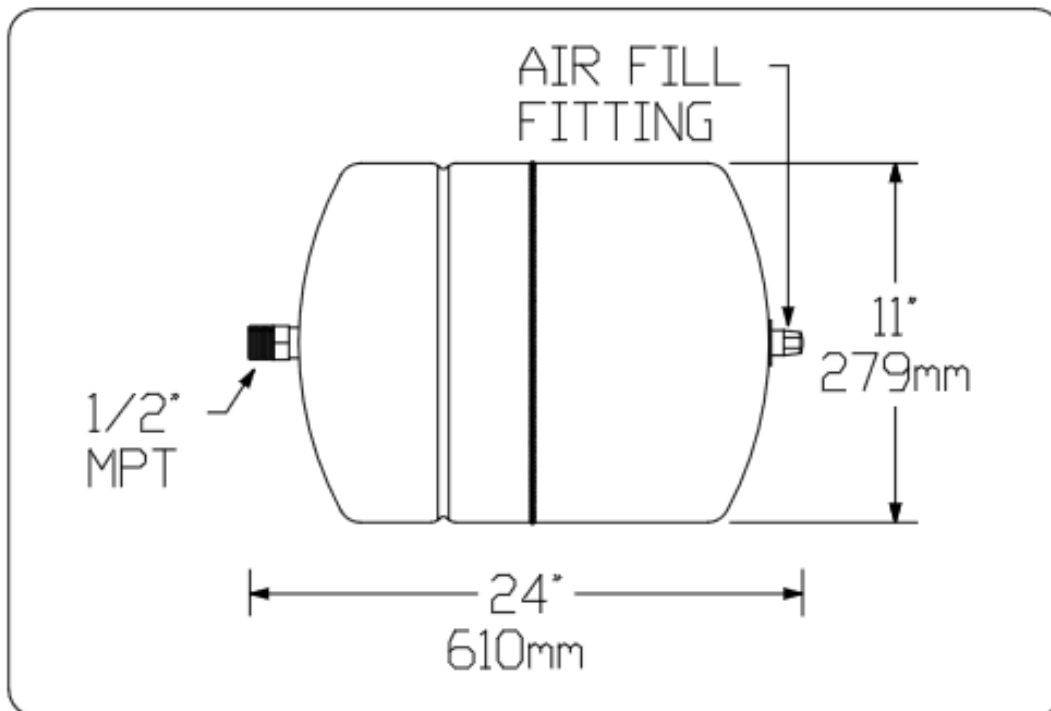


Documento 44. Tabla de Presión-Caudal.



### EXT-445 EXPANSION TANK

The EXT-445 Expansion Tank allows for the expansion and contraction of water in a closed loop chillwater system. When water is heated in a closed loop system a provision must be made for expansion. The flexible diaphragm in the center of the expansion tank provides a barrier between the expanded water and the factory precharge of air. As the expanded water enters the tank the diaphragm exerts pressure on the precharged air, compressing it and increasing the tank pressure. The expanded water reenters the system when the system temperature decreases; thus, maintaining system pressure within defined limits.



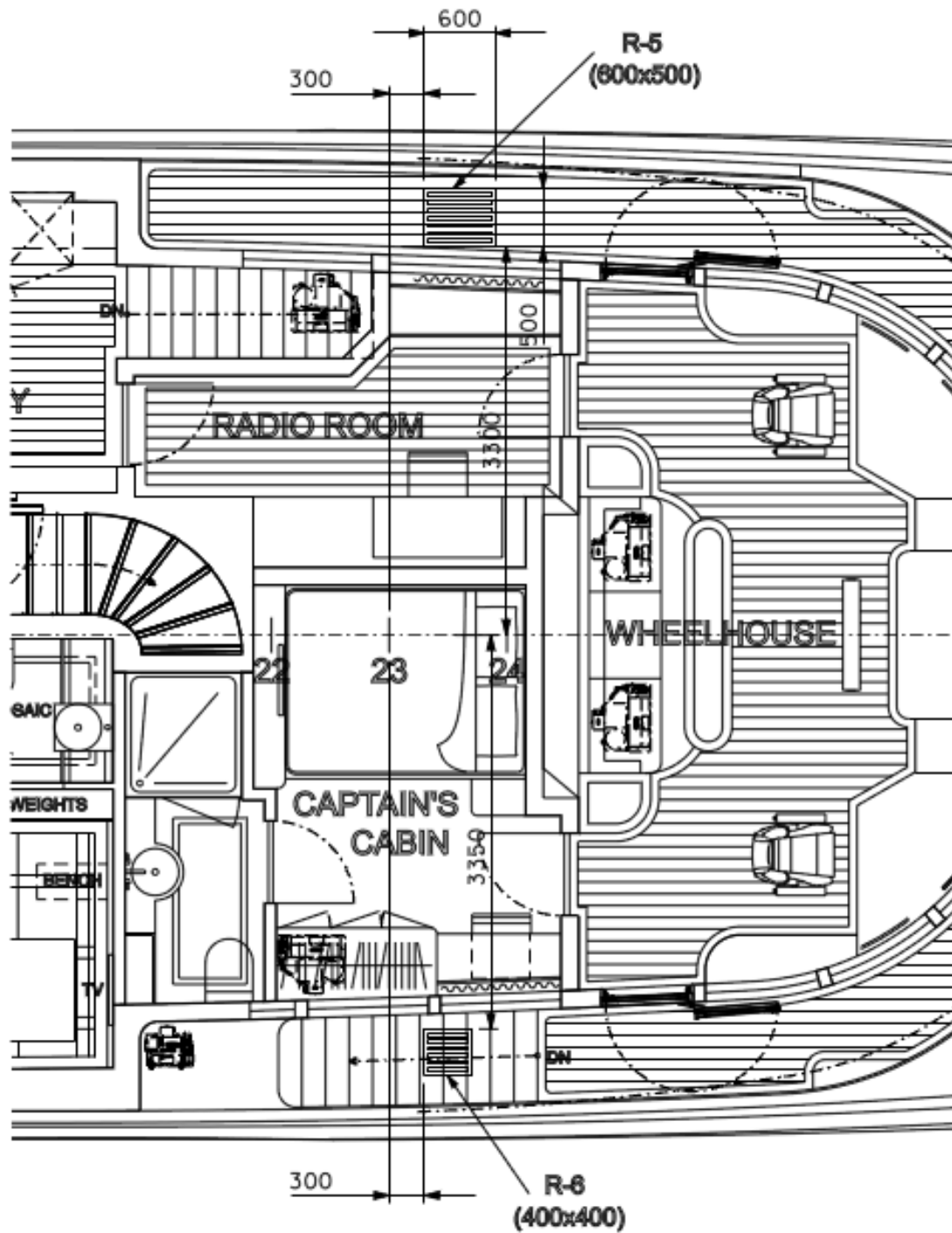
MAXIMUM WORKING PRESSURE: 30 PSIG  
 MAXIMUM WORKING TEMPERATURE: 212°F / 100°C  
 WEIGHT: 5.0 LBS / 2.3 KG

AQUA AIR MANUFACTURING, div of the JAMES D. NALL CO. INC.  
 1050 E. 9th STREET, HIALEAH, FLORIDA 33010 U.S.A.  
 PH. 305-884-8363 FAX. 305-883-8549

80980-02

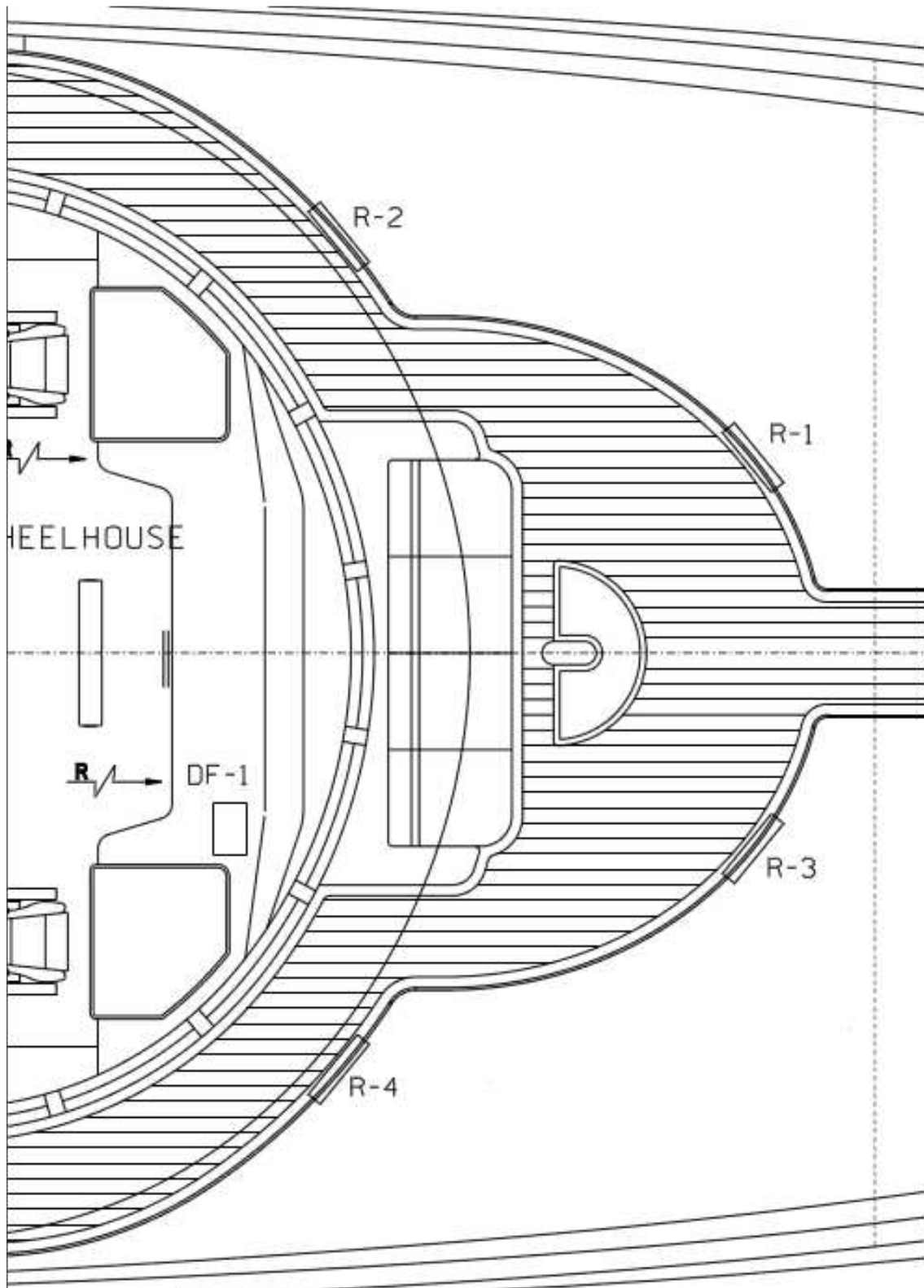
Documento 45. Tanque de expansión.

## VII. Planos

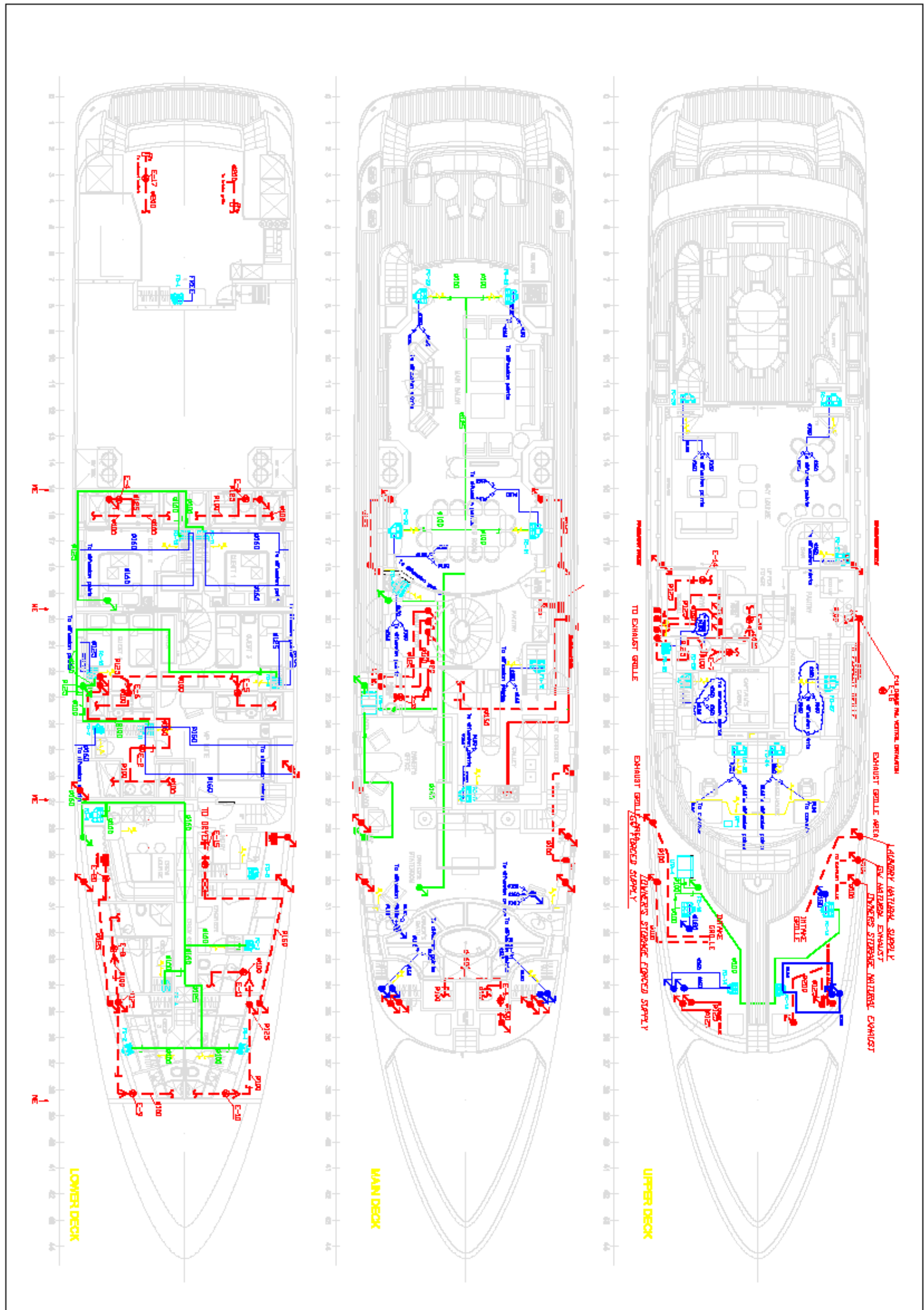


Plano 1. Ubicación de rejillas.



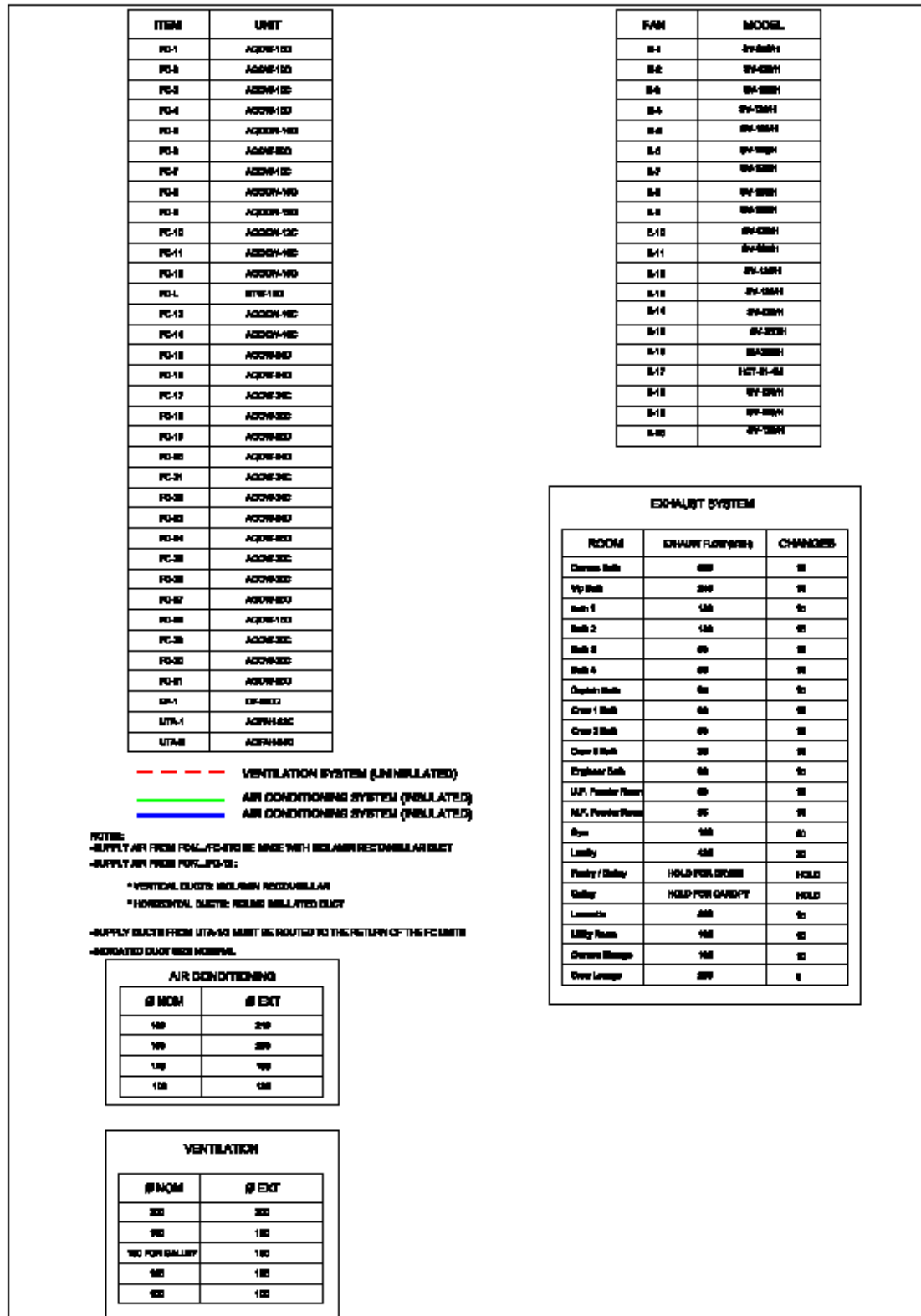


Plano 2. Ubicación de rejillas.



Plano 3. Distribucion de los conductos.





Plano 4. Leyenda plano de conductos.



