

**DIAGNÓSTICO ENERGÉTICO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO  
Y REFRIGERACIÓN DE UN BUQUE TIPO NODRIZA FLUVIAL**

**CARLOS MANUEL RODRÍGUEZ JARABA**

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
CARTAGENA**

**2006**

**DIAGNÓSTICO ENERGÉTICO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO  
Y REFRIGERACIÓN DE UN BUQUE TIPO NODRIZA FLUVIAL**

**CARLOS MANUEL RODRÍGUEZ JARABA**

**Monografía presentada como requisito parcial para optar al título de  
Ingeniero Mecánico**

**Juan Gabriel Fajardo Cuadro, ME, MSc.  
Asesor**

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
CARTAGENA**

**2006**

## **RESUMEN**

### **Título del Trabajo**

Diagnóstico Energético del Sistema de Aire Acondicionado y Refrigeración de un Buque Tipo Nodriza Fluvial

### **Autor**

Carlos Manuel Rodríguez Jaraba

### **Objetivo general**

Realizar el diagnóstico energético de los sistemas de aire acondicionado y refrigeración de un buque tipo nodriza fluvial, mediante el recalcu de la carga térmica y la determinación de las capacidades de los equipos requeridos por el buque, para evaluar el estado actual de tales sistemas y establecer ahorros energéticos.

### **Metodología**

En la presente monografía se realizó una investigación del tipo descriptiva, mediante la cual se buscó establecer las condiciones actuales de los sistemas de refrigeración y aire acondicionado que están instalados y fueron calculados en el proceso de diseño del buque tipo nodriza fluvial VI construido en el astillero de Cotecmar para la Armada de Colombia. Por lo tanto, se describe aquí las condiciones de tales sistemas basados en la

comparación entre el cálculo comprobatorio de la carga de enfriamiento y refrigeración requerida por el buque realizado en la presente monografía, el cálculo previo hecho por el departamento de Maquinaria y Propulsión de la División de Investigación, Desarrollo e Innovación (DIDESI) de Cotecmar y el sistema real actualmente instalado después de culminado el proceso de construcción de la nodriza.

Los cálculos de carga térmica realizados para el sistema de aire acondicionado se basaron en las recomendaciones dados por agencias y organismos navales dedicados a la regulación e investigación en la industria marítima y naval a nivel internacional, y cuyos parámetros son seguidos por todos los astilleros encargados de la construcción de buques a nivel mundial; particularmente se siguió la metodología propuesta por la Sociedad de Arquitectos Navales e Ingenieros Marinos (SNAME). Para la determinación de las capacidades de los equipos del sistema de aire acondicionado se empleó la metodología de la Trane (Curvas del serpentín – coil curves) y se comparó con los resultados obtenidos en el calculo de diseño preliminar el cual se desarrolló con la metodología propuesta por la Carrier. Para el sistema de refrigeración se aplicó, tanto para el cálculo de la carga térmica como para la determinación de las capacidades de los equipos, la metodología propuesta por la SNAME complementada con valores recomendados para aplicaciones marinas dados por la Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE)

## **Resultados**

A partir de los recálculos de las cargas de enfriamiento y refrigeración requeridas por los sistemas de aire acondicionado y refrigeración

respectivamente, se pudo establecer los valores reales necesarios para tales sistemas en la nodriza; este cálculo comprobatorio está basado en los datos de construcción finales, equipos e iluminación actualmente instalados y se siguió rigurosamente cada una de las recomendaciones dadas en la literatura para buques, dando prioridad a los valores dados para buques navales, antes que para buques mercantes, siempre que estos estaban disponibles; es necesario tener en cuenta que el diseño previo realizado en Cotecmar estuvo basado en los datos obtenidos a partir de los planos de construcción, iluminación y del listado de equipos; por lo que necesariamente al emplear los valores reales las capacidades de los equipos varía.

Mediante la realización del cálculo comprobatorio se determinó que la carga térmica del sistema de aire acondicionado es menor que la calculada previamente, y por ende el sistema realmente requerido será de menor capacidad que el instalado actualmente; la reducción de esta capacidad determinada a partir de datos de fabricantes de equipos disponibles comercialmente es de un 20,6% y la reducción de la capacidad recalculada en relación con el cálculo de diseño previo es de un 13,42%; esto representa ahorros económicos tanto por inversión inicial como por operación durante toda la vida útil del equipo. Por otro lado pudo establecerse que la operación de las unidades terminales del sistema de aire acondicionado tipo fan – coil (ventilador – serpentín) trabajan en algunos espacios acondicionados muy por debajo de su capacidad instalada, siendo el espacio más crítico el SEIT del buque en donde las unidades operan a una carga del 15 % de su capacidad, lo que representa una operación ineficiente y por tanto un consumo energético mayor al realmente requerido. Solo en el camarote ECF 1 del buque y espacios con condiciones similares se determinó que las unidades fan – coil están subdimensionadas pues están trabajando por encima de su capacidad nominal, por lo que no logra suplir las necesidades

de enfriamiento del espacio. A partir de esto se establece para futuros diseños la necesidad de una mejor distribución de las unidades terminales de cada espacio, acorde a los cálculos realizados.

En relación con el sistema de refrigeración se determinó que la unidad condensadora requerida y disponible comercialmente representa una reducción de 28,7 % de su capacidad que equivale a un ahorro energético de 11.597 Kwh por año de operación del buque trabajando a plena carga las 24 horas del día y con una disponibilidad de aproximadamente 7880 horas/año. La unidad evaporadora instalada en el cuarto frío es adecuada para la capacidad demandada mientras que la instalada en el cuarto de enfriamiento está trabajando en un mínimo porcentaje por encima de su capacidad nominal.

En conjunto, para los dos sistemas evaluados, aire acondicionado y refrigeración, se pueden obtener ahorros económicos por operación anual de los equipos por un valor aproximado de \$ 12.550.883. El ahorro obtenido por inversión inicial al cambiar el chiller de enfriamiento para el sistema de aire acondicionado es de aproximadamente \$4.400.000

**Asesor**

MSc. Juan Fajardo Cuadro

Nota de Aceptación:

---

---

---

---

---

---

Firma del evaluador

---

Firma del evaluador

Cartagena, Octubre de 2006

A Dios, mi Padre Celestial, por ser mi guía y sustento y quien con sus incontables bendiciones me ha llenado de sabiduría y fortaleza para alcanzar todas mis metas. A mis padres Manuel y Etilvia por su amor y apoyo incondicional. A mi hermano Jorge quien es un ejemplo a seguir por su tenacidad. A mis amigos por sus oraciones y apoyo.

**Carlos**

## **AGRADECIMIENTOS**

El autor expresa sus agradecimientos a:

- Dios, quien me llenó de sabiduría para desarrollar satisfactoriamente la presente monografía de grado.
- Mi familia por su incondicional apoyo.
- PhD. Bienvenido Sarria por su asesoría y apoyo en la realización del presente trabajo.
- MSc. Juan Fajardo, asesor de la presente monografía.
- CC. Ricardo Lugo por su apoyo dentro de Cotecmar y su disposición para resolver mis inquietudes.
- Karol León por su colaboración en la toma de mediciones en campo.
- Cotecmar, por ofrecerme su plena colaboración y facilitar mi labor en el desarrollo de la presente monografía de grado.
- Todos los educadores que de una u otra manera participaron en mi desarrollo académico y a la Universidad Tecnológica de Bolívar.

## CONTENIDO

	<b>Pág.</b>
INTRODUCCIÓN.....	16
1. EFICIENCIA ENERGÉTICA EN SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACIÓN .....	17
1.1. Generalidades .....	18
1.2. Disminución de las Necesidades de Energía .....	20
1.3. Incremento de la Eficiencia Energética .....	22
1.4. Correcta Regulación del Sistema .....	23
2. SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN EN BUQUES .....	25
2.1. CRITERIOS GENERALES PARA LOS SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO .....	26
2.2. SISTEMAS TÍPICOS DE AIRE ACONDICIONADO EN BUQUES.....	28
2.2.1. SISTEMAS TÍPICOS EN BUQUES MERCANTES.....	28
2.2.1.1. Sistema Central de Zona Única.....	28
2.2.1.2. Sistema Central Multizona.....	29
2.2.1.3. Sistema de Recalentamiento Terminal.....	30
2.2.1.4. Sistema de Inducción Aire-Agua .....	32
2.2.1.5. Sistema de Doble Ducto de alta velocidad. ....	34
2.2.2. SISTEMAS TÍPICOS EN BUQUES NAVALES.....	36
3. DISEÑO DE SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO EN BUQUES..	38
3.1. VALORES DE CONFORT RECOMENDADOS POR LA ABS (AMERICAN BUILDING OF SHIP).....	38
3.1.1. Temperatura del aire .....	38
3.1.2. Humedad Relativa .....	39
3.1.3. Gradiente vertical de espacios encerrados .....	39
3.1.4. Velocidad de Aire .....	39
3.1.5. Gradiente Horizontal en área de Camarotes.....	39

3.2. METODOLOGÍA DE DISEÑO DE SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO .....	40
3.2.1. CONDICIONES DE DISEÑO.....	40
3.2.1.1. Espacios acondicionados .....	42
3.2.1.2. Espacios no acondicionados.....	44
3.2.1.3. Prácticas de diseño en los sistemas de aire acondicionado....	45
3.2.2. COMPONENTES Y CÁLCULOS DE LA CARGA TÉRMICA.....	46
3.2.2.1. Carga por transmisión .....	46
3.2.2.2. Carga por transmisión + solar .....	50
3.2.2.3. Carga por iluminación.....	52
3.2.2.4. Cargas por equipos.....	54
3.2.2.5. Carga por personas .....	56
3.2.2.6. Carga por infiltración .....	59
3.2.2.7. Carga de ventilación .....	60
3.2.2.7.1. Cálculo basado en el aumento permisible de temperatura....	61
3.2.2.7.2. Cálculo basado en la tasa de cambio de aire.....	61
3.2.3. COMPONENTES Y CÁLCULOS DE LA CARGA DEL SISTEMA.....	62
3.2.3.1. Carga del local.....	63
3.2.3.2. Carga por ventilador .....	63
3.2.3.3. Carga por los ductos de suministro de aire .....	65
3.2.3.4. Carga por trayectoria de retorno .....	66
3.2.3.5. Carga por aire exterior.....	67
3.2.3.5.1. Cálculo por nivel de ocupación .....	67
3.2.3.5.2. Cálculos de la tasa de cambio de aire .....	68
4. DISEÑO DE SISTEMAS DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN EN BUQUES .....	69
4.1. CRITERIOS DE REFRIGERACIÓN DE LA SNAME.....	69
4.2. COMPONENTES Y CÁLCULOS DE LA CARGA DE REFRIGERACIÓN .....	72

5.	CÁLCULO COMPROBATORIO Y DIAGNÓSTICO ENERGÉTICO DE LOS SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACIÓN.....	81
5.1.	SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO .....	81
5.1.1.	Descripción del Sistema Actual de Aire Acondicionado.....	81
5.1.2.	Recálculo de la Carga Térmica del Sistema de Aire Acondicionado .....	82
5.1.3.	Determinación de las Capacidades de los Equipos .....	89
5.1.3.1.	Metodología de la Trane .....	89
5.1.3.2.	Cálculo de las capacidades de los equipos según la metodología de la Trane. ....	98
5.1.4.	Diagnóstico y Ahorro Energético del Sistema de Aire Acondicionado.....	103
5.2.	SISTEMA DE REFRIGERACIÓN .....	105
5.2.1.	Descripción del Sistema Actual de Refrigeración .....	105
5.2.2.	Recálculo de la Carga Térmica del Sistema de Refrigeración .....	106
5.2.3.	Determinación de la capacidad y Diagnóstico Energético del Sistema de Refrigeración .....	110
6.	CONCLUSIONES .....	113
7.	RECOMENDACIONES .....	115
	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	117
	ANEXOS .....	119

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.	Sistema Central de Zona – Única (Tipo A).....	28
Figura 2.	Sistema Central Multizona (Tipo C).....	29
Figura 3.	Sistema de Recalentamiento Terminal (Tipo D).....	31
Figura 4.	Sistema de Inducción Aire – Agua (Tipo E).....	32
Figura 5.	Sistema de Doble Ducto (tipo G).....	35
Figura 6.	Disipación de calor en buques navales .....	58
Figura 7.	Cambio de aire promedio para refrigeradores por 24 horas debido a la infiltración y a la apertura de puertas. ....	75
Figura 8.	Ganancia de calor producida por el aire que entra al refrigerador .....	75
Figura 9.	Porcentaje del espacio refrigerado disponible para almacenamiento de productos .....	79
Figura 10.	Coeficiente de Transmisión para superficies aleteadas de serpentines de enfriamiento (tubo y aleta de cobre) .....	80
Figura 11.	Mezcla de aire a la entrada del serpentín de enfriamiento .....	89
Figura 12.	Condiciones del aire de entrada en la carta psicrométrica .....	90
Figura 13.	Determinación de la condición de la mezcla de aire .....	91
Figura 14.	Trazado de la línea de la relación de calor sensible SHR .....	92
Figura 15.	Condiciones posibles del suministro de aire según la línea del SHR .....	93
Figura 16.	Trazado de la línea SHR para una condición diferente que no pasa por el punto de referencia.....	94
Figura 17.	Curvas del serpentín .....	95
Figura 18.	Determinación de la condición del aire de suministro.....	96
Figura 19.	Proceso psicrométrico del sistema de aire acondicionado en la nodriza .....	102
Figura 20.	Esquema de funcionamiento del sistema de refrigeración.....	106

## LISTA DE TABLAS

Tabla 1.	Requerimientos de las condiciones interiores para confort de la ABS .....	40
Tabla 2.	Temperaturas para los cálculos por transmisión recomendadas por la SNAME para espacios no acondicionados .....	48
Tabla 3.	Cargas por iluminación asumidas.....	53
Tabla 4.	Conversión de la iluminación a carga de calor.....	53
Tabla 5.	Factores de uso recomendados para equipos típicos en aplicaciones marinas.....	55
Tabla 6.	Eficiencias de motores eléctricos. ....	56
Tabla 7.	Disipación de calor por personas en buques mercantes .....	57
Tabla 8.	Condiciones promedio de la carga por productos en sistemas de refrigeración para buques navales.....	73
Tabla 9.	Ganancia de calor por motores eléctricos en sistemas de refrigeración. ....	79
Tabla 10.	Capacidad de los fan coil instalados en cada espacio del buque .....	82
Tabla 11.	Cuadro de resumen de la carga térmica por espacios .....	88
Tabla 12.	Resumen del cálculo de la capacidad del sistema.....	100
Tabla 13.	Cuadro comparativo del Chiller instalado y el propuesto .....	103
Tabla 14.	Determinación de la capacidad de los fan coil en algunos espacios representativos.....	104
Tabla 15.	Condiciones para diseño del sistema de refrigeración .....	107
Tabla 16.	Resumen del cálculo de la carga térmica para el cuarto frío.....	108
Tabla 17.	Resumen del cálculo de la carga térmica para el cuarto de verduras .....	109
Tabla 18.	Cuadro comparativo de la unidad condensadora instalada y propuesto para el sistema de refrigeración. Ahorros obtenidos .....	111

## **LISTA DE ANEXOS**

**ANEXO A.** Cálculo Comprobatorio de la Carga Térmica y Determinación de la capacidad del equipo de Aire Acondicionado.

**ANEXO B.** Cálculo Comprobatorio de la Carga Térmica y Determinación de la capacidad del equipo de Refrigeración.

**ANEXO C.** Especificaciones Técnicas del Chiller empleado en el Sistema de Aire Acondicionado del buque tipo Nodriza.

**ANEXO D.** Especificaciones Técnicas de las unidades tipo Fan – Coil empleadas en el Sistema de Aire Acondicionado del buque tipo Nodriza.

**ANEXO E.** Especificaciones Técnicas de la unidad condensadora empleada en el Sistema de Refrigeración.

**ANEXO F.** Especificaciones Técnicas de las unidades evaporadoras empleadas en el Sistema de Refrigeración.

**ANEXO G.** Coeficiente global de transferencia de calor U de las estructuras empleadas en la construcción de un buque.

**ANEXO H.** Especificaciones Técnicas de los Mamparos divisorios empleados en la Nodriza.

## INTRODUCCIÓN

La preservación y buen uso de los recursos renovables y no renovables ha sido desde siempre uno de los principales aspectos que ha preocupado a la humanidad. El principio de “aprovechar lo máximo con el uso de lo mínimo” ha tomado una importancia incalculable a tal punto que en las últimas décadas palabras como optimización, eficiencia, uso racional y ahorro, son casi obligatorias dentro del universo de la ingeniería. De todos los contextos que nos circundan, el tema energético es quizás el que mayor importancia ha adquirido dentro de esta cultura de conservación y concientización.

En este caso específico se ha identificado la necesidad de evaluar el diseño de los sistemas de aire acondicionado y refrigeración de un buque tipo Nodriza Fluvial con el objetivo de determinar posibles ahorros, que se ven representados en disminución del consumo de combustible, dado el significativo impacto que tiene dicho consumo en la operación del buque, los altos costos de este energético en la actualidad, el incremento periódico en el precio del mismo, la dificultad de abastecimiento en las zonas de operación del buque y las políticas internacionales para la reducción de emisiones a la atmósfera y preservación del medio ambiente.

El presente trabajo empieza con una breve descripción de las medidas y conceptos de ahorro energético aplicados a sistemas de aire acondicionado, seguido en la segunda parte de un resumen de los criterios que se tienen en cuenta en los sistemas de aire acondicionado en aplicaciones marinas, así como los tipos de sistemas comúnmente usados en tales casos.

La tercera parte hace referencia a la metodología empleada para el diseño de los sistemas de aire acondicionado propuesta por la Sociedad de

Arquitectos Navales e Ingenieros Marinos (SNAME) para buques mercantes complementada con valores recomendados para buques navales.

Posterior a esto, se da la metodología propuesta para el cálculo y diseño de sistemas de refrigeración para buques, también desarrollada por la SNAME. Finalmente se realiza el cálculo comprobatorio de los sistemas, basado en datos reales de lo instalado en la nodriza y se determina la capacidad requerida por los equipos, realizando posterior a esto el diagnóstico de los sistemas de la nodriza, comparando lo calculado con el cálculo previo de diseño y con lo actualmente instalado.

# 1. EFICIENCIA ENERGÉTICA EN SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO

## 1.1. Generalidades

Un sistema de aire acondicionado bien proyectado y ejecutado, orientado hacia el ahorro de energía, debe contar con equipos eficientes, uso de combustibles económicos o fuentes de energía alternativas y a esto debe agregarse una correcta operación, mediante temperaturas, velocidad de distribución de fluidos, tiempos de utilización y sistemas de control óptimos. Por otra parte, la aplicación de un adecuado aislamiento térmico y la mejora en la hermeticidad de los edificios es fundamental, dado que ello implica equipos más pequeños con menor consumo energético durante toda la vida útil.

Los proyectos deben realizarse en función de la característica de la instalación y estructurados de manera coherente, debiéndose efectuar un balance energético con un análisis económico para definir la solución más conveniente.

Deben fraccionarse la capacidad de los equipamientos a fin de adaptar la producción de aire acondicionado a la demanda de calor del sistema *en la magnitud y momento que se produce*, con objeto de conseguir en cada instante, el régimen de potencia más cercano al de máximo rendimiento.

Para ello, es necesario establecer las distintas tecnologías a emplear ya sea agua fría o expansión directa, los tipos de condensación a agua o aire, etc., considerando el diseño de la instalación para la función a que va a ser utilizada.

Debe tenerse en cuenta que instalar equipamientos más eficientes, adoptar aislamientos más eficaces, proyectar edificios que disipen menos energía o proveer instalaciones que recuperen energía, obliga a mayores inversiones económicas que deben retornar con el ahorro que pueda conseguirse, sobre la base del tiempo que se considere necesario establecer como razonable.

Para esbozar los lineamientos básicos a adoptar en el proyecto, debe conocerse el problema en su real dimensión, como ser la cantidad y características de los consumos y los ahorros que se pueden obtener, por lo que se hace necesario medir con datos objetivos los procesos energéticos que se producen, para determinar donde es posible y conveniente la aplicación de nuevas tecnologías.

En el caso de *edificios existentes* el proyecto de mejoras energéticas consiste en actuar sobre cada problema concreto, por ejemplo, controlar los niveles de trabajo de los equipos o set-point de operación, verificar los flujos de aire y agua, analizar la posición de los sensores ambientales, optimizar los consumos mejorando las operaciones de mantenimiento, como la limpieza de los filtros, control del estado de funcionamiento de los equipos, circulación del aire o agua, etc. En muchos casos se trata de problemas por una mala ejecución, como la poca circulación del aire o subdimensionamiento de los equipos, que requieren para su solución, la ejecución de trabajos y de nuevas inversiones.

En las *ampliaciones de los edificios*, la modificación de las instalaciones de aire acondicionado por aumento de los sistemas instalados, cambios de tecnologías, etc. Requieren una estrategia de crecimiento. El agregar nuevas máquinas a las ya existentes para satisfacer necesidades de ampliación no previstas, lleva muchas veces a resultados finales de instalaciones de distinta

técnica, con bajos índices de eficiencia, altos costos de espacio, gestión y mantenimiento, por lo que debe analizarse siempre con mucho detenimiento la posibilidad de adicionar los equipamientos de la manera más racional posible.

Un punto crítico en la fase del diseño lo constituye muchas veces la falta de datos ciertos y significativos sobre las características de las necesidades de acondicionamiento y su programa de desarrollo a corto, medio y largo plazo debido a las continuas innovaciones y modificaciones tecnológicas, por lo que se debe contar con una información completa y lo mas actualizada posible, con objeto de prever los futuros cambios en los procesos, que permitan una adecuada planificación del proyecto orientado al ahorro energético.

Existen numerosas tecnologías y medios de aplicación para disminuir el consumo energético, por lo que se deben analizar las características particularidades de cada caso, de modo de aplicar conceptos de diseño en la selección de los sistemas, que permitan obtener menores gastos en la fase de explotación y mantenimiento, pudiéndose considerar para su estudio los siguientes parámetros básicos:

- ❑ Disminución de las necesidades de energía
- ❑ Incremento de la eficiencia energética
- ❑ Correcta regulación del sistema

## **1.2. Disminución de las Necesidades de Energía**

La forma más clara de ahorrar energía es la de buscar todas aquellas soluciones que limiten en forma temporal o cualitativamente los consumos energéticos del sistema. Es indispensable como primer medida en la fase

inicial del proyecto, la adopción de soluciones arquitectónicas que tiendan a la reducción del consumo energético mediante *un correcto uso del aislamiento térmico*, teniendo en cuenta la radiación solar y una adecuada especificación de aventanamientos para reducir ganancias de calor e infiltraciones, ya que ello implica equipos de aire acondicionado y calefacción más pequeños, con un consumo menor.

Los vidrios de las ventanas actúan como una *trampa de calor* dado que dejan pasar la luz solar y calientan los elementos del ambiente, pero la radiación calórica invisible que estos emiten a su vez no pasa a través del vidrio, por lo cual el calor almacenado no puede escapar denominándose *efecto invernadero*, de modo que las reflexiones sucesivas de la radiación calórica en las paredes, pisos y mobiliario de un recinto hacen que éste actúe prácticamente como una caja negra que absorbe toda la radiación incidente. Si bien en invierno este efecto invernadero es sumamente beneficioso, no lo es en verano, debiéndose dotar de una buena protección solar a las ventanas.

Además, es muy importante analizar la automatización de los circuitos de alumbrado en función de los horarios de uso y de acuerdo a los requerimientos.

La utilización de *lámparas de alto rendimiento* constituye un elemento a considerar, así como también reguladores que permitan reducir automáticamente el nivel de iluminación y el eventual apagado, en función de las reales necesidades.

Entre las muchas formas de lograr ahorro energético en instalaciones de aire acondicionado se puede mencionar como la más simple *su propio aislamiento térmico* y la disminución o aumento de la temperatura de diseño

o set-point de los locales según sea invierno o verano respectivamente, que puede suponer un ahorro anual, siempre que ello no implique una reducción substancial de las condiciones de confort.

### **1.3. Incremento de la Eficiencia Energética**

Se pueden mencionar las siguientes acciones para lograr ese objetivo:

- Zonificación de los equipamientos para satisfacer sus necesidades particulares.
- Adecuada selección de las temperaturas de evaporación y condensación.
- Empleo de sistemas de distribución de fluidos con motores de velocidad variable.
- Aplicación de equipos de bomba de calor
- Sistemas de cogeneración.
- Aprovechamiento del calor de condensación de los equipos de refrigeración o el calor latente de los humos en calderas.
- Recuperación del calor del aire de descarga de ventilación.
- Métodos de acumulación térmica.

Es necesario en el diseño efectuar la zonificación y la parcialización adecuada de la capacidad de los equipamientos a fin de adaptar la generación de aire acondicionado a la demanda de calor del sistema *en la magnitud y momento que se produce*. Debe recordarse que la eficiencia de las máquinas se reduce a cargas parciales.

Las temperaturas de diseño en la evaporación o la condensación son factores muy importantes en la determinación del proyecto desde el punto de vista energético, por lo que debe analizarse con detenimiento la temperatura

de enfriamiento en la distribución de los fluidos y el uso de los sistemas de condensación por agua contraponiendo los menores consumos de operación con los mayores costos de mantenimiento que los de aire, teniendo en cuenta que el agua potable comienza a ser un recurso cada vez menos económico.

El uso de métodos de regulación *mediante equipos de distribución de fluidos a velocidad variable* representa un ahorro importante en el consumo energético con respecto a los de velocidad constante. Tal es el caso de los sistemas de volumen variable en las instalaciones todo aire, la regulación mediante bombas de velocidad variable en los sistemas todo agua o los sistemas VRV en los todo refrigerante.

Estos temas son muy importantes y puede llegar a ser determinantes para definir el partido de un proyecto global de aire acondicionado y requieren un análisis muy particularizado.

#### **1.4. Correcta Regulación del Sistema**

Es fundamental disponer de los medios de ajustes necesarios para adaptar los parámetros de funcionamiento de los equipos de modo que se logre una mejora en cuanto a sus condiciones de funcionamiento. Adicionalmente a su optimización, en grandes edificios es conveniente adoptar un *sistema de gestión integral* que posibilite la operación y regulación, con un programa orientado hacia la reducción del consumo energético, así como una disminución de los costos de mantenimiento, siendo dichos datos útiles para definir las reales necesidades del servicio, correcciones y posibles mejoras al funcionamiento.

De esa manera, puede disponerse de un control directo de cada uno de los parámetros de la instalación, proporcionando en tiempo real la información

de lo que está pasando en el edificio, para tomar decisiones de ahorro energético, tales como selección de las condiciones interiores de confort, fijación o adecuación de los set-point, pudiéndose agregar el control de la iluminación, bombas de agua, etc., debido a que si se desean obtener ahorros energéticos significativos es necesario medir y controlar continuamente el funcionamiento de todas las instalaciones.

## 2. SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN EN BUQUES

Hoy por hoy los estudios sobre diseño de embarcaciones arrojan resultados sobre factores que pueden llegar a afectar las condiciones de trabajo (vivienda) en un barco, por lo que en la actualidad se hace énfasis en aquello que a nivel de diseño se puede hacer para mejorar la estadía a bordo de un buque, de esta manera las estadísticas de los diferentes estudios hasta el momento han sido empleadas para mejorar el entorno de trabajo a bordo de los barcos optimizando siempre la calidad de vida de los tripulantes.

Algunos de los aspectos principales a tener en cuenta a nivel general son:

- Ergonomía
- Iluminación
- Temperatura
- Condiciones Sanitarias
- Exposición a Gases
- Agentes Químicos
- Ruidos

Según algunas estadísticas los principales problemas en cuanto a confort están relacionados con la exposición al ruido y a la **climatización interior** del buque por lo que actualmente son tema de importancia para los ingenieros, diseñadores y arquitectos navales. [11]

## **2.1. CRITERIOS GENERALES PARA LOS SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO**

El acondicionamiento de buques, lo mismo si se trata de un buque de pasajeros de lujo, o de carga, sigue la misma norma que en las instalaciones de tierra. Aunque algunos sistemas no son adecuados para buques debido al excesivo costo inicial o a la imposibilidad de cumplir los requerimientos de choques y vibraciones de la instalación.

Un sistema de aire acondicionado en un buque debe proporcionar un ambiente en el cual el personal pueda vivir y trabajar sin estrés térmico; aumentar la eficiencia de la tripulación; aumentar la confiabilidad de equipos electrónicos y equipos similares; y prevenir el rápido deterioro de equipos de armamento especial a bordo de buques navales.

Los factores que deben ser considerados en el diseño de un sistema de aire acondicionado en buques son:

- El sistema debe funcionar apropiadamente bajo las condiciones de balanceo y cabeceo del buque.
- Los materiales de construcción deben resistir los efectos corrosivos del aire de mar y el agua salada.
- El sistema debe ser diseñado para operación ininterrumpida durante el viaje y para operación continua en la ronda anual. Debido a que los buques no pueden recibir fácilmente servicio en su ruta, deben transportarse algunos equipos en stand-by, partes de repuesto de todos los elementos esenciales, y carga extra de refrigerante.

- El sistema no debería tener ruidos o vibración inaceptables, y debe cumplir con los criterios de niveles de ruido requeridos por las especificaciones de la construcción naval.
- Los equipos deben ocupar el mínimo de espacio acorde con los costos y la confiabilidad. Los pesos deben mantenerse al mínimo.
- Ya que un buque puede pasar a través de uno o más ciclos completos de estaciones en un solo viaje y experimenta cambios de operación de invierno a verano en cuestión de horas, el sistema debe ser suficientemente flexible para compensar los cambios climáticos con un mínimo de atención por parte del personal operativo del barco.
- La infiltración a través de puertas hacia el exterior generalmente no se tiene en cuenta. Sin embargo, en ocasiones las especificaciones para buques mercantes requieren que se asuma una carga por infiltración para el calentamiento de los cuarto del tren de timoneo y el puente.
- La carga solar debe considerarse en todas las superficies expuestas sobre la línea de agua. Si un compartimiento tiene más de una superficie expuesta, se utiliza la superficie con la mayor carga solar, y los otros extremos expuestos se calculan a la temperatura exterior del ambiente.
- Las condiciones de diseño interior de la carga de enfriamiento se dan en bulbo seco con un máximo de humedad relativa. La temperatura del aire a la salida del serpentín de enfriamiento para buques mercantes se asume en 49 °F de bulbo seco. Para buques navales se asume en 51.5 °F de bulbo seco. Tanto para buques navales como mercantes, el bulbo húmedo es consecuente con 95% HR. Esta temperatura del aire a la salida del serpentín se cambia solo en los casos en donde se requiera un control de la humedad en el periodo de enfriamiento. [4]
- Cuando se calculan las cargas de calefacción en invierno, la transmisión de calor a través de las superficies adyacentes a espacios de maquinarias en cualquiera de las dos direcciones, no se toma en cuenta.

## 2.2. SISTEMAS TÍPICOS DE AIRE ACONDICIONADO EN BUQUES [4]

### 2.2.1. Sistemas típicos en buques mercantes

Los sistemas de aire acondicionado instalados en buque mercantes se clasifican de acuerdo al espacio donde se emplean en (1) camarotes de pasajeros, (2) cuartos de la tripulación y espacios pequeños similares, y (3) espacios públicos.

#### 2.2.1.1. Sistema Central de Zona Única.

Los espacios públicos son tratados como una zona y son manejados eficazmente como un sistema de zona – única. Como excepción, los espacios grandes pueden requerir dos sistemas. Normalmente se seleccionan sistemas centrales de ventilador – serpentín (fan coil) montados en campo o ensamblados en fábrica para los espacios públicos de gran tamaño. En la figura 1 se muestra el esquema de un sistema típico, el cual es conocido como *sistema Tipo A*.

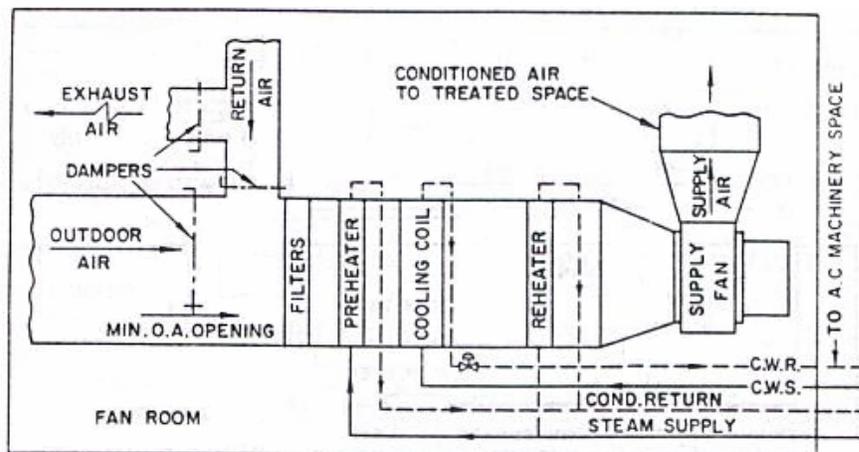
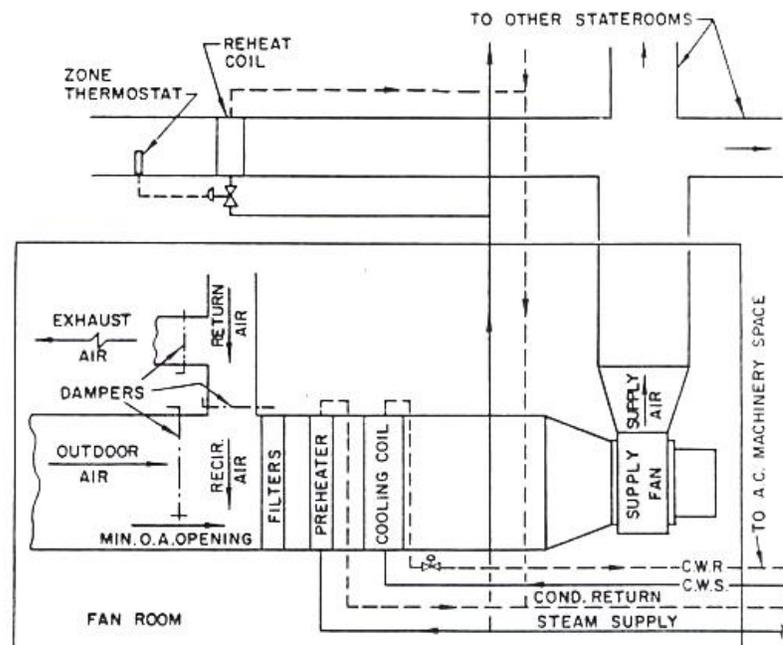


Figura 1. Sistema Central de Zona – Única (Tipo A)

Bajo ciertas condiciones, es deseable evitar el uso de conductos de retorno y usar completamente aire exterior, lo cual requiere de mayor capacidad de refrigeración. Tanto el aire exterior como el de retorno se filtran antes de ser precalentados, enfriados, y recalentados como es necesario en la unidad central. La temperatura deseada se mantiene mediante un termostato que modula la válvula de regulación del flujo de vapor hacia el serpentín de recalentamiento. En ocasiones se proporciona un control de humedad. Durante un clima suave, frecuentemente el regulador de tiro (damper) se abre para admitir 100% de aire exterior automáticamente.

### 2.2.1.2. Sistema Central Multizona

Normalmente para los cuartos de la tripulación y de los oficiales se emplea un sistema central multizona, también conocido como **sistema Tipo C** (figura 2)



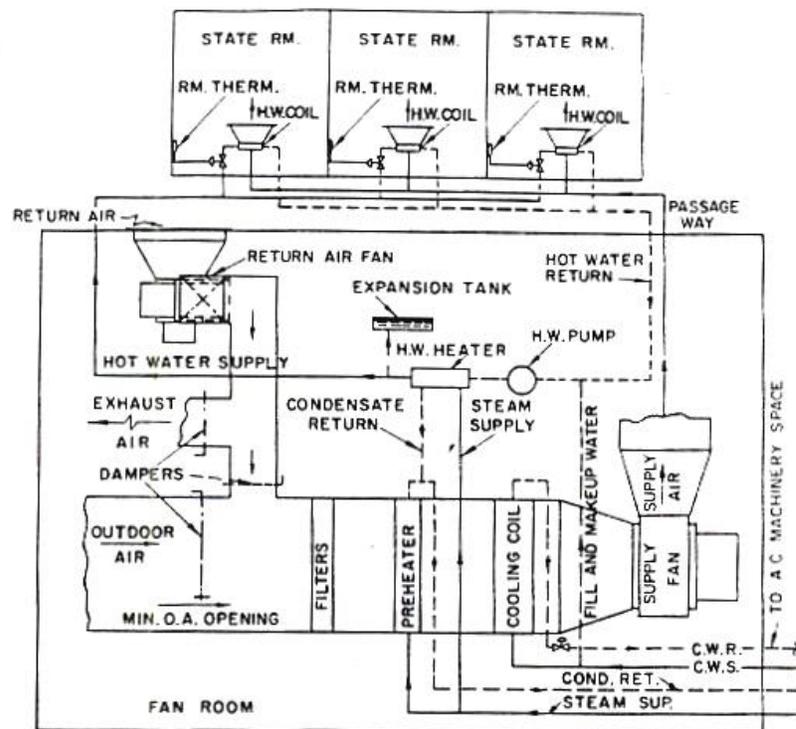
**Figura 2. Sistema Central Multizona (Tipo C)**

Los espacios se dividen en zonas de acuerdo a las similitudes de cargas y de exposiciones. Cada zona tiene un serpentín de recalentamiento para suministrar aire a una temperatura adecuada para todos los espacios. Estos serpentines, normalmente del tipo calentados por vapor, se controlan mediante un termostato. El control manual del volumen de aire es el único medio para el control de las condiciones de ocupación. Los filtros, serpentines de enfriamiento y los desviadores o damper son fundamentalmente los mismos que para los sistemas *Tipo D* que se explican en la siguiente sección.

Cada componente de carga de calor sensible interna varían considerablemente, particularmente las cargas solares y por luces. Los métodos de control termostático no pueden compensar esas grandes variaciones; por lo tanto, este tipo de sistema no siempre puede satisfacer los requerimientos individuales de cada espacio. El control de volumen es propicio para ruidos, aspiraciones y olores.

#### **2.2.1.3. Sistema de Recalentamiento Terminal**

El sistema de recalentamiento terminal, o ***sistema Tipo D***, normalmente se usa para los camarotes de pasajeros, cuartos de oficiales y de la tripulación, y espacios pequeños varios. En la figura 3 se muestra el esquema de este tipo de sistema.



**Figura 3. Sistema de Recalentamiento Terminal (Tipo D)**

El aire acondicionado se suministra a capa espacio de acuerdo con sus requerimientos de máxima carga de enfriamiento de diseño. La temperatura de bulbo seco de la habitación se controla mediante un recalentador. Un termostato controla automáticamente el volumen de agua caliente que fluye a través del serpentín de recalentamiento en cada espacio. A través de los conductos fluye una mezcla de aire recirculado con aire exterior hacia los espacios acondicionados. En un sistema de estación central se filtra, deshumidifica y enfría un mínimo de aire exterior mezclado con aire de retorno o recirculado mediante serpentines de enfriamiento de agua fría, entonces se distribuye mediante el ventilador de suministro hacia los espacios a través de conductos convencionales.

Reguladores de tiro o dampers controlan el volumen de aire exterior. Se permite aire no recirculado para cuartos de operación y espacios de hospital.



El aire primario se distribuye a unidades de inducción localizadas en cada uno de los espacios que serán acondicionados. Unas boquillas en las unidades de inducción, a través de las cuales pasa el aire primario, inducen una relación fija de aire de la habitación (secundario) que fluye a través de un serpentín de agua y lo mezcla con el aire primario. Entonces, la mezcla de aire tratado se descarga hacia la habitación a través de la rejilla de suministro. El aire de la habitación es o calentado o enfriado por medio del serpentín de agua. El flujo de agua (fría o caliente) hacia el serpentín se puede controlar ya sea manual o automáticamente para mantener las condiciones deseadas en la habitación.

Este sistema no requiere conductos para el aire de retorno o recirculado debido a que solo se necesita una cantidad fija de aire exterior (primario) para ser acondicionada en el equipo de la estación central. Esa cantidad relativamente pequeña de aire acondicionado debe ser enfriada a un punto de rocío suficientemente bajo para atender toda la carga latente (del aire exterior más el aire de la habitación). Es distribuida a alta velocidad y presión y por consiguiente requiere poco espacio para los ductos de distribución de aire. Sin embargo, el ahorro de espacio se compensa con el espacio adicional requerido para las tuberías de agua, las bombas de agua secundarias, los gabinetes de inducción en los camarotes, y la tubería de drenaje.

Las temperaturas de diseño de los espacios se mantienen durante condiciones intermedias, (es decir, la temperatura exterior está por encima del punto de cambio y el agua fría está en las unidades de inducción), con aire primario calentado en la unidad de la estación central de acuerdo a un horario de temperatura predeterminada. La capacidad de la unidad en los

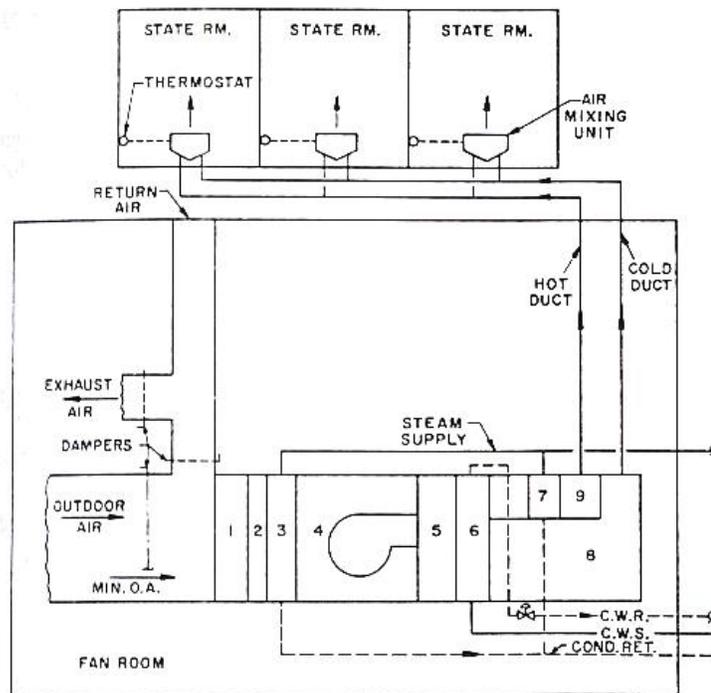
espacios que requieren enfriamiento debe ser suficiente para satisfacer la carga de calor sensible del cuarto más la carga del aire primario.

Cuando las temperaturas exteriores están por debajo del punto de cambio, el chiller está asegurado, y las temperaturas de diseño de los espacios se mantienen mediante la circulación de agua caliente hacia las unidades de inducción. El aire primario precalentado proporciona enfriamiento para los espacios que tienen una carga de enfriamiento. La capacidad de la unidad en los espacios que requieren calentamiento debe ser suficiente para satisfacer la carga de calor del cuarto más la carga del aire primario. Se requieren análisis detallados para determinar el punto de cambio y los horarios de temperatura para el agua y el aire.

#### **2.2.1.5. Sistema de Doble Ducto de alta velocidad.**

El sistema de doble ducto de alta velocidad, también conocido como el **sistema tipo G**, se usa generalmente para los mismos espacios que los sistemas tipo D y E. En el sistema tipo G, todo el aire es filtrado, enfriado, y deshumidificado en la unidad central, como se observa en la figura 5.

La configuración de los serpentines de aire de suministro es esencial para asegurar un diseño eficiente. Un ventilador de alta presión hace circular aire a altas velocidades de aproximadamente 6000 fpm (30 m/s) a través de dos ductos o tuberías, uno lleva aire frío y el otro aire caliente. En la unidad central un recalentador de vapor calienta el aire de acuerdo a los requerimientos de la temperatura del aire exterior.



**Figura 5. Sistema de Doble Ducto (tipo G)**

El suministro de aire caliente y frío circula hacia una unidad mezcladora de aire en cada espacio. Cada unidad mezcladora tiene una válvula de control que establece la proporción de aire caliente y frío desde los dos ductos para satisfacer la demanda en respuesta al termostato del cuarto. Cualquier temperatura deseada, dentro de los límites de capacidad del equipo, puede obtenerse y mantenerse rápidamente con esta disposición, sin tener en cuenta la variación de carga en los espacios adyacentes. Las unidades mezcladoras de aire incorporan reguladores autocontenidos que mantienen un volumen constante del aire total entregado a los diferentes espacios, sin tener en cuenta los ajustes en el aire de suministro hacia los cuartos debajo de la línea.

Algunas de las ventajas de este sistema incluyen:

- Todos los equipos de acondicionamiento están centralizados, y simplifican el mantenimiento y la operación.
- El sistema puede calentar y enfriar espacios adyacentes simultáneamente sin cambio en el ciclo y con un mínimo de controles automáticos.
- Debido a que el aire solo se distribuye desde los cuartos de ventiladores, no habrá en los espacios acondicionados tuberías de agua o vapor, equipos eléctricos o cableado.
- Con todo el equipo de acondicionamiento centralizado, es posible utilizar enfriamiento por expansión directa con el uso de refrigerantes halocarbonados, eliminando todos los equipos intermedios de enfriamiento de agua.

### **2.2.2. Sistemas típicos en buques navales**

En buques navales, se usan para la mayoría de las aplicaciones, los sistemas de recalentamiento por zona. Algunos buques con la energía eléctrica suficiente han usado sistemas de recalentamiento terminal de baja velocidad con calentadores eléctricos en los espacios acondicionados.

Algunos buques más modernos han usado una unidad ventilador – serpentín con ventilador, serpentín de enfriamiento de agua fría, y serpentín de calentamiento eléctrico en los espacios que tienen requerimientos bajos o medios de calor sensible por unidad de área del espacio. La unidad se complementa con sistemas convencionales en los espacios con altas cargas sensibles o latentes.

Para el caso particular del buque tipo nodriza fluvial construido en Cotecmar el sistema empleado es del tipo todo agua similar al sistema de inducción aire – agua, aunque no se emplean ductos para el suministro de aire, solo para aire exterior cuando se requiere; en este tipo de sistema una unidad central ubicada en el cuarto de maquinas, lejos de los espacios acondicionados, enfría un fluido (agua o salmuera) que es bombeado a unidades del tipo serpentín – ventilador (Fan – coil) ubicadas en cada espacio acondicionado; estas unidades se encargan de suministrar el aire necesario para suplir la carga de cada local, las condiciones del aire de entrada pueden variar dependiendo se empleen o no ductos para el suministro de aire de renovación proveniente del exterior.

### **3. DISEÑO DE SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO EN BUQUES**

#### **3.1. VALORES DE CONFORT RECOMENDADOS POR LA ABS (AMERICAN BUILDING OF SHIP) [8]**

La ABS es una de las agencias reguladoras para la construcción y operación de buques mercantes y de pasajeros, y que establece los parámetros requeridos que estos deben cumplir para su navegación. Los sistemas de aire acondicionado no son regulados por este tipo de agencias, sin embargo establecen recomendaciones para ser tenidas en cuenta en el momento del diseño para mantener las condiciones de confort para las personas.

A continuación se muestran los requerimientos dados por la ABS para los diferentes aspectos que deben ser considerados para el confort. Los buques navales, no quedan incluidos dentro del cumplimiento de estas agencias reguladoras, y la naval de cada país establece los criterios que deben cumplir, es así como lo hace la USN en los Estados Unidos y algunos de los valores recomendados para buques navales aparecen consignados en la referencia [2].

##### **3.1.1. Temperatura del aire**

Para confort, un sistema de aire acondicionado deberá ser capaz de mantener un rango de temperatura ajustable entre  $\geq 18^{\circ}\text{C}$  ( $64^{\circ}\text{F}$ ) y  $\leq 26.5^{\circ}\text{C}$  ( $80^{\circ}\text{F}$ ) en todos los espacios para pasajeros y de recreación y los espacios para la tripulación. Esta temperatura deberá mantenerse mediante un controlador de temperatura. Para cabinas de pasajeros, se debe proporcionar un dispositivo de control termostático individual para cada cabina. Para los

restantes espacios de alojamientos y de recreación, deberá colocarse un dispositivo de control termostático central.

### **3.1.2. Humedad Relativa**

El sistema debe ser capaz de proveer y mantener una humedad relativa dentro de un rango de 30% mínimo a 70% máximo.

### **3.1.3. Gradiente de temperatura vertical de espacios encerrados**

La diferencia en temperatura desde 100 mm (4 in) por encima de la cubierta y hasta 1700 mm (67 in) por encima de la cubierta debe ser mantenida a 3°C (6°F)

### **3.1.4. Velocidad de Aire**

Las velocidades del aire no deben exceder los 30 m/min o los 100 ft/min (0.5 m/s o 1,7 ft/s) en el centro del espacio.

### **3.1.5. Gradiente de temperatura Horizontal en área de Camarotes**

En las cabinas, la diferencia de temperatura entre la superficie del mamparo interior adyacente a los camarotes y la temperatura promedio del aire dentro de la cabina deberá ser menor que 10°C (18°F)

En la siguiente tabla se resumen los requerimientos de las condiciones interiores antes mencionadas.

<i>Item</i>	<i>Requirement or Criterion for Notation</i>
Air Temperature	Adjustable range of air temperatures between $\geq 18^{\circ}\text{C}$ ( $64^{\circ}\text{F}$ ) and $\leq 26.5^{\circ}\text{C}$ ( $80^{\circ}\text{F}$ ).
Relative Humidity	A range from 30% minimum to 70% maximum.
Vertical Gradient	The acceptable range is $0\text{-}3^{\circ}\text{C}$ ( $0\text{-}6^{\circ}\text{F}$ ).
Air Velocity	Not exceed 30 meters-per-minute or 100 feet-per-minute ( $0.5\text{ m/s}$ or $1.7\text{ ft/s}$ ) at the center of the space.
Horizontal Gradient (Berthing)	The horizontal temperature gradient in cabins shall be $<10^{\circ}\text{C}$ ( $18^{\circ}\text{F}$ ).

**Tabla 1. Requerimientos de las condiciones interiores de la ABS**

## **3.2. METODOLOGÍA DE DISEÑO DE SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO**

Los valores, ecuaciones y procedimientos dados en la presente sección para el cálculo de la carga térmica y de los componentes de un sistema de aire acondicionado están basados en la metodología propuesta por la Sociedad de Arquitectos Navales e Ingenieros Marinos (SNAME por sus siglas en inglés)[1], complementado con los valores recomendados por la Naval de los Estados Unidos USN para el diseño de sistemas de aire acondicionado en buques navales que aparecen en la referencia [2].

### **3.2.1. CONDICIONES DE DISEÑO**

Los requerimientos del sistema de Aire acondicionado de un buque dependen de datos específicos que deben recopilarse antes de realizar los cálculos necesarios para el mismo. Tales datos incluyen:

- ❑ Temperatura de Bulbo seco del aire exterior
- ❑ Temperatura de bulbo seco de diseño del espacio acondicionado
- ❑ Temperatura de bulbo húmedo de diseño del espacio acondicionado
- ❑ Temperatura de diseño del agua de mar
- ❑ Dimensiones de cada espacio
- ❑ Construcciones adjuntas a cada espacio
- ❑ Luces en cada espacio
- ❑ Equipos en cada espacio
- ❑ Ocupación de cada espacio
- ❑ Requerimientos de ventilación del espacio
- ❑ Tipo de sistema de enfriamiento
- ❑ Tipo de sistema de ventilación

La mayoría de estos datos se pueden obtener de la información disponible en las especificaciones de construcción del barco, en los planos de disposición general, planos estructurales, planos de disposición de luces y el listado de equipos; sin embargo si las especificaciones y los planos no dan la información requerida se debe hacer uso de valores recomendados [1].

Para el propósito de determinar las ganancias de calor (carga de enfriamiento) de un compartimiento para el periodo de enfriamiento, el calor puede ser adicionado directamente a un compartimiento de varias fuentes entre las que se incluyen [2]:

- ❑ A través de los límites del compartimiento desde las áreas adjuntas, el aire del ambiente, el agua de mar, o por radiación solar (calor sensible).
- ❑ De las luces dentro de los compartimientos (calor sensible)
- ❑ Del personal dentro del compartimiento (Calor sensible y latente)
- ❑ De los equipos dentro del compartimientos (Calor sensible y latente)

- De la carga dentro del compartimiento. (Calor sensible y latente)
- Desde los procesos desarrollados dentro del compartimiento. (Calor sensible y latente)
- De los varios sistemas localizados dentro o que pasan a través del compartimiento. (Calor sensible y latente).
- Del aire suministrado al compartimiento desde las áreas que lo rodean o desde el ambiente. (Calor sensible y latente)

#### **3.2.1.1. Espacios acondicionados**

Normalmente todos los compartimientos, salones de descanso, salones de recreación, rancho, comedores, oficinas, cuartos de transmisión de radio y radar, cuartos de cartas de navegación, enfermerías y el puente de mando deben ser enfriados durante el periodo enfriamiento y calentados durante el periodo de calefacción. Los pasillos y los huecos de escaleras dentro de la envolvente acondicionada deberán ser acondicionados indirectamente mediante aire de retorno siempre que sea posible.

#### **Temperaturas de diseño para acondicionamiento de aire (°F)**

A continuación se muestran los valores de temperatura recomendados tanto para buques mercantes, propuestos por la SNAME, como para buques navales (recopilados en la referencia 2 a partir de datos de la Naval de los Estados Unidos USN); también se dan los valores de temperatura de superficies horizontales y verticales empleados para el cálculo de la carga por radiación solar y el factor de vidrio empleado para el cálculo de la carga por trasmisión a través de vidrios y ventanas.

<b>Tipo de buque</b>	<b>Mercantes [1]</b>		<b>Navales [2]</b>
<i>Periodo de enfriamiento</i>			
□ Bulbo seco del aire exterior	95		90
□ Bulbo húmedo de aire exterior	82		81
□ Bulbo seco de aire interior	78		80
□ Bulbo húmedo de aire interior	65 (50% HR)		(55% HR)
□ Agua de mar	85		85
<i>Periodo de calefacción</i>			
□ Bulbo seco del aire exterior	0		10
□ Bulbo seco del aire interior	70		65/70
□ Agua de mar	28		28
<i>Ganancias Solares</i>			
	Única	Múltiples	
□ Cubierta de acero horizontal	145	130	140
□ Superficie de acero vertical	125	115	120
□ Factor solar del vidrio(Btu/h·ft <sup>2</sup> )	160	120	

### **Requerimientos mínimos de aire exterior**

La cantidad mínima de aire exterior a proveer en un sistema de aire acondicionado se determinará por el nivel ocupación y/o la rata de cambio de aire.

### **Ocupación**

La cantidad mínima de aire exterior basado en la ocupación del espacio será de 12 cfm/persona para espacios de alta ocupación (por ejemplo, espacios

de recreación, comedores y ranchos) y de 15 cfm/personas para espacios acondicionados de baja ocupación (por ejemplo, camarotes y oficinas)

### **Rata de Cambio de Aire**

La rata mínima de cambio de aire deberá ser de 20 minutos para espacios de alta ocupación, 60 minutos para el puente de mando y 30 minutos para los demás espacios. Estas ratas no deben exceder los 50 cfm/persona.

#### **3.2.1.2. Espacios no acondicionados**

Los espacios que no son acondicionados serán ventilados conforme a los requerimientos de la tabla 2.

El aire fresco para cualquier espacio se determina por la rata de cambio requerida o por el aumento de temperatura límite. La cantidad mínima de aire de suministro para cualquier espacio está limitada a 30 cfm por persona o mínimo 35 cfm por terminal. Adicional a estos requerimientos, se deben balancear los requerimientos de extracciones.

En todos los casos el aumento de temperatura permisible debe proporcionar temperaturas en el espacio dentro de los valores indicados de temperatura de los equipos eléctricos instalados en la habitación.

*En el presente trabajo no se incluyeron los cálculos para los espacios no acondicionados pues solo se evaluó el sistema de aire acondicionado sin incluir el sistema de ventilación.*

### **3.2.1.3. Prácticas de diseño en los sistemas de aire acondicionado**

Los criterios que se dan a continuación son considerados como buenas prácticas de diseño según la SNAME para buques mercantes.

#### **Aire de Suministro**

La diferencia de temperatura máxima de diseño entre el aire de suministro y la temperatura interior de diseño será de 30°F.

La mínima cantidad de aire total estará basada en una rata de cambio de 6 minutos para espacios de alta ocupación y de 8 minutos para los espacios restantes.

#### **Humedad Relativa**

La humedad relativa del aire de suministro de diseño a la salida del serpentín no debe exceder 95% HR.

La humedad relativa de diseño del sistema no excederá 50% HR.

Habitaciones individuales dentro del sistema no excederán 69% HR.

#### **Vapor y Aire estándar**

Para los cálculos del sistema de Aire Acondicionado AC, se consideran el aire y el vapor con las siguientes propiedades:

- Calor específico del aire seco 0.24 Btu / lb°F
- Volumen específico del aire seco 13.34 ft<sup>3</sup> / lb
- Calor específico del vapor de agua 0.45 Btu / lb°F
- Calor de vaporización 1055 Btu / lb

### **3.2.2. COMPONENTES Y CÁLCULOS DE LA CARGA TÉRMICA**

La primera fase en el diseño de sistemas AC es establecer los requerimientos de carga de enfriamiento y de ventilación para cada espacio individual del buque.

La programación de producción puede requerir que los cálculos de la carga del sistema AC sean hechos durante o antes de completar el desarrollo del diseño del buque y de realizar la selección de los equipos y de la iluminación. Por tal motivo el diseñador del AC necesitará hacer suposiciones. Los cálculos basados en estas suposiciones se consideraran como estimativos y deben ser recalculados cuando se establezcan las condiciones reales, para asegurar que el sistema AC instalado se desempeñe tal y como se especificó en el diseño inicial.

A continuación se proporciona la forma de determinar la carga térmica según la metodología propuesta por la SNAME para buques mercantes y se complementa con recomendaciones dadas para buques navales. Cuando se suministran datos empleados para aplicaciones navales se indica que son para tales casos; los valores, ecuaciones y demás datos dados son los recomendados para buques mercantes disponibles en la referencia [1]

#### **3.2.2.1. Carga por transmisión**

La carga por transmisión es el calor sensible que fluye a través de las superficies que rodean el espacio debido a una diferencia de temperatura a través de dichas superficies.

La ganancia de calor en las superficies límites se calcula mediante la ecuación:

$$q = U \times A \times \Delta T \quad (3.1)$$

donde,

$q$  = Flujo de calor a través de la superficie, Btu/h.

$U$  = Coeficiente global de transferencia de calor de la superficie, Btu/ft<sup>2</sup>°F.

$A$  = Área de la superficie, ft<sup>2</sup>.

$\Delta T$  = Diferencia de temperatura a través de la superficie, °F.

Para cada superficie o porción que tenga valores diferentes de  $U$  y  $\Delta T$  deben realizarse cálculos por separado. Cuando la temperatura de diseño del cuarto no se especifica, se pueden usar los valores listados en la tabla 2.

Los valores de  $U$  se toman del Technical and Research Bulletin No 4 – 7 [3], siempre y cuando no se tengan valores disponibles de  $U$  para las estructuras empleadas en el buque. El coeficiente global de transferencia de calor para las estructuras compuestas comunes a las construcciones presentes en los buques no se prestan para derivaciones teóricas; estos valores comúnmente se obtienen de ensayos de paneles a escala completa [4]. En la referencia [3] se da un método para determinar los coeficientes cuando no se tienen disponibles datos de ensayos.

Para los cálculos de la carga de enfriamiento no se consideran el efecto de enfriamiento de un espacio adjunto a menos que sea un equipo de aire acondicionado o refrigeración el que mantenga el valor temperatura más bajo en el espacio.

**Tabla 2. Temperaturas en °F para los cálculos por transmisión recomendadas por la SNAME para espacios no acondicionados [1]**

	COOLING	HEATING
Air Conditioning Equipment and Fan Rooms	110	40
Baggage	110	60
Battery Room	110	40
Bonded Stores	110	40
Bosn's Stores	115	30
Bow Thruster Room	110	40
Butcher Shop	105	40
Canvas Room	105	40
Capstan Machinery Room	110	30
Cargo Control Room	105	70
Cargo Oil Tanks	140	40
Cargo Spaces Above Waterline	120	20
Cargo Spaces Below Waterline	100	40
Carpenter Shop	105	60
Cleaning Gear Locker	105	60
CO <sub>2</sub> Room	110	40
Deck Lockers, Deck Stores	110	30
Deck Toilet	110	60
Dry Stores	110	50
Elec. & Engrs. Workshops	105	60
Elevator Machinery Room	110	40
Emerg. Generator Room	110	40
Engrs. Stores	115	30

**Tabla 2. Temperaturas para los cálculos por transmisión recomendadas por la SNAME para espacios no acondicionados [1] (Continuación)**

	COOLING	HEATING
Fresh Water Tanks	120	35
F.O. Filling Station	110	30
F.O. Settling Tanks	120	70
F.O. Storage Tanks	120	40
Galley and Galley Pantry	105	50
Garbage Room	105	50
Gyro Room	105	40
Hawser Room	115	30
Lateral Thruster Comp't.	110	40
Laundries - Service	105	70
Linen Lockers, Daily Service	105	60
Linen Room - Clean	105	60
Linen Room - Soiled	105	40
Machine Shop	110	60
Machinery & Boiler Casings	140	70
Machinery & Boiler Spaces	130	50
M.G. & Resistor Rooms	110	30
Oil Skin Lockers	105	40
Paint Rooms Deck & Engr.'s	105	40
Pantries Service	105	60
Passageways & Stairwells Inside A.C. Areas	80	65
Passageways & Stairwells Outside A.C. Areas	105	60

**Tabla 2. Temperaturas para los cálculos por transmisión recomendadas por la SNAME para espacios no acondicionados [1] (Continuación)**

	COOLING	HEATING
Pump Room	110	40
Sewage Tank Space	110	40
Shaft Alley	105	40
Steering Gear Room	110	40
Stores - Ship's Dry Daily Galley & Bulk Food	105	50
Stores - Steward's & Misc.	105	50
Stevedores Toilets	110	60
Toilets Outside A.C. Spaces	110	60
Toilets & Showers, Medical Spaces	85	75
Toilets & Showers Within A.C. Spaces	85	70
Voids Above Waterline	120	20
Voids Below Waterline	100	40
Winch M.G. Room	110	30
Windlass Machinery Room	110	40

### 3.2.2.2. Carga por transmisión + solar

La carga por transmisión+solar es el calor sensible que fluye a través de las superficies del espacio que dan al ambiente exterior y están expuestas al sol. La carga es adicional a la carga por transmisión para el extremo o extremos afectados, pero la carga total (solar+transmisión) se calcula en un solo paso.

La ganancia de calor por transmisión + solar se calcula usando una variación de la ecuación (3.1):

$$q = U \times A \times Te \quad (3.2)$$

donde,

$Te =$  Diferencia de temperatura efectiva a través de la superficie.  
Temperatura efectiva de la tabla 4 referencia [1] menos temperatura interior

El coeficiente U se toma para “radiación solar” en la referencia [3].

La ganancia de calor por transmisión + solar para vidrios se calcula usando la ecuación:

$$q = G_{sf} \times A \quad (3.3)$$

donde  $G_{sf}$  = Factor solar del vidrio, en Btu/hr·ft<sup>2</sup>

Cuando se tienen más de una superficie de un mismo espacio expuesta al sol, se deben desarrollar cálculos por separado para cada superficie y se usa la mayor ganancia simultánea para la determinación de la carga. Las áreas verticales sombreadas no se deben incluir en el cálculo, estas deben ser calculadas con el sol a un ángulo de 45° desde el horizonte.

Los valores para los factores solares de vidrios y las temperaturas efectivas para los cálculos de superficies únicas y múltiples se encuentran en la sección 3.2.1. Los valores que aparecen allí consignados para buques mercantes están basados en una temperatura de bulbo de seco del ambiente de 95°F. Si se especifica una temperatura exterior de diseño diferente, los

valores de temperatura dados deben ser ajustados dependiendo si sube o baja.

### 3.2.2.3. Carga por iluminación

La carga por iluminación es el calor sensible generado por las luces del cuarto. Cuando se conocen las luces instaladas, la ganancia de calor se calcula para el modo normal de iluminación de un cuarto en el cual, para los cálculos, se considera que todas las luces están en la parte superior y en la cornisa controladas por interruptores de pared y luces de estaciones de trabajo, por ejemplo, las luces de escritorios en oficinas.

La carga por luces se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$q = I.W. + F.W. \times B.F. \times 3,41 \quad (3.4)$$

donde,  $q$  = Carga por iluminación, en Btu/h

$I.W.$  = Potencia en vatios de las luces incandescentes

$F.W.$  = Potencia en vatios de las luces fluorescentes

$B.F.$  = Factor de resistencia 1,25 para buques mercantes

3,41 = Factor de conversión, Btu/h por Watt

Para buques navales el factor de resistencia para luces fluorescentes es de 4.5 Watt por cada luz fluorescente [2]

Cuando la potencia de la iluminación instalada no es conocida, la carga por luces para barcos mercantes se estima usando la ecuación:

$$q = A \cdot L.C. \quad (3.5)$$

donde  $A =$  Área de la cubierta, en  $\text{ft}^2$

$L.C. =$  Constante de carga. Btu/h por  $\text{ft}^2$

El valor se  $LC$  se obtiene a partir de la siguiente tabla

**Tabla. 3 Cargas por iluminación asumidas [1]**

<b>Espacio</b>	<b>Constante de carga (Btu/h-ft<sup>2</sup>)</b>
Camarotes de pasajeros	7
Camarotes del capitán y del ingeniero en jefe	7
Camarotes de oficiales	4
Camarotes de la tripulación	4
Espacios públicos y comedores	9
Oficinas	7
Otros espacios	7

El área de la cubierta usada cuando se estima el cálculo de la carga por iluminación debe estar basada en las dimensiones finales.

Todas las cargas estimadas por luces deben ser recalculadas cuando se conocen la carga instalada de iluminación.

Si no se conoce la potencia de la iluminación en buques navales, la ganancia de calor por luces se estima basándose en los requerimientos de bujía – pío. Los requerimientos de bujía – pío de la iluminación puede ser convertidos una carga de calor como se indica en la siguiente tabla:

**Tabla 4. Conversión de la iluminación a carga de calor [2]**

Requerimientos de iluminación, Bujía – pío	3	7	14	21	28	42
Carga de calor de luz incandescente, Btu/hr-ft <sup>2</sup>	2.5	4.3	8.2	11.0	13.6	-
Carga de calor de luz fluorescente, Btu/hr-ft <sup>2</sup>	-	2.8	5.0	7.0	8.9	15.0
<b>Nota:</b> Las cargas en Btu están basadas en los niveles actuales de luces mantenidas						

#### 3.2.2.4. Cargas por equipos

La carga por equipos es calor sensible y latente generado por la operación de equipos dentro del espacio acondicionado.

Para los espacios acondicionados, se incluyen en los cálculos de la carga de enfriamiento tanto la componente del calor sensible como latente, sin embargo para los espacios ventilados, solo se incluyen en los cálculos de la carga el componente sensible.

La ganancia de calor por equipos debe estar basada en los datos de disipación de calor para los equipos instalados. La mejor fuente para tales datos es el fabricante del equipo, sin embargo, a menudo los equipos no se han seleccionados cuando se hacen los cálculos del AC, casos en los cuales deben utilizarse otras fuentes de datos de disipación de calor como manuales de fabricantes para equipos y elementos similares o el manual de Fundamentos de la ASHRAE [5].

La tabla 6 disponible en la referencia [1] proporciona datos de la disipación de calor para los equipos marinos típicos y se pueden usar cuando no se tenga disponible información más exacta de un diseño específico.

Todas las ganancias de calor estimadas deben ser recalculadas después de haber seleccionados los equipos y al conocer los datos reales de disipación de calor.

Cuando se conocen o estiman los datos de disipación de calor, la ganancia de calor del equipo puede ser calculada mediante:

$$q_s = q_{sd} \times U.F. \times H.F \quad (3.6)$$

$$q_l = q_{ld} \times U.F. \quad (3.7)$$

donde  $q_s$  = Carga sensible del equipo, en Btu/h

$q_l$  = Carga latente del equipo, en Btu/h

$q_{sd}$  = Disipación de calor sensible del equipo, en Btu/h

$q_{ld}$  = Disipación de calor latente del equipo, en Btu/h

$U.F.$  = Factor de uso, tabla 6

$H.F.$  = Factor de campana o cubierta de extracción.

Usar 0,5 para carga sensible donde se fije sobre el equipo una cubierta de extracción. La carga latente para ese equipo se considera cero. Usar 1,0 para carga sensible cuando no se fija sobre el equipo una cubierta de extracción.

**Tabla. 5 Factores de uso recomendados para equipos típicos en aplicaciones marinas [1]**

Espacio	Factor de Uso
Cuarto de equipo de propulsión	0,5
Cuarto de computador	1,0
Cuarto de control del motor	1,0
Cuartos de ventiladores	1.0
Cocina	0,5
Cuarto de equipo de giro	0,5
Despensa	0,5
Cuarto de equipos de radar	0,5
Cuarto de radio	0,3
Espacios restantes	0,3

Para motores eléctricos la ganancia de calor sensible puede ser calculada usando una de las dos siguientes ecuaciones:

$$q_s = \frac{\text{Motor Brake Horsepower} \times 2545 \times U.F}{\text{Motor Efficiency}} \quad (3.8)$$

o

$$q_s = \text{Motor Kw Rating} \times 3412 \times U.F \quad (3.9)$$

Las eficiencias de los motores se encuentran en la siguiente tabla

**Tabla 6. Eficiencias de motores eléctricos\* [1]**

Potencia del motor, HP	Eficiencia del motor
De 1/8 o menos	0,5
De 1/6 hasta ¼	0,6
De 1/3 hasta menos de 2	0,7
De 2 hasta 10	0,85
Mayores de 10	0,9

\*Usar cuando no se tenga disponible información más exacta

### 3.2.2.5. Carga por el personas

La carga por personas es la ganancia de calor sensible o latente generados por los ocupantes del cuarto.

La ganancia de calor por personas se calcula usando las ecuaciones:

$$q_s = HD_s \cdot P \quad (3.10)$$

y

$$q_s = HD_l \cdot P \quad (3.11)$$

donde  $q_s$  = ganancia de calor sensible, Btu/h

$q_l$  = ganancia de calor latente.

$HD_s$  = Factor de disipación de calor sensible, Btu/h.

$HD_l$  = Factor de disipación de calor latente, Btu/h.

Para los factores de disipación de calor latente y sensible ver la tabla 8 para buques mercantes [1] y la figura 6 para buques navales [2]

$P$  = Número de ocupantes

La disipación de calor de las personas varía con la temperatura del cuarto y el nivel de actividad. Valores recomendados se muestran en la siguiente tabla

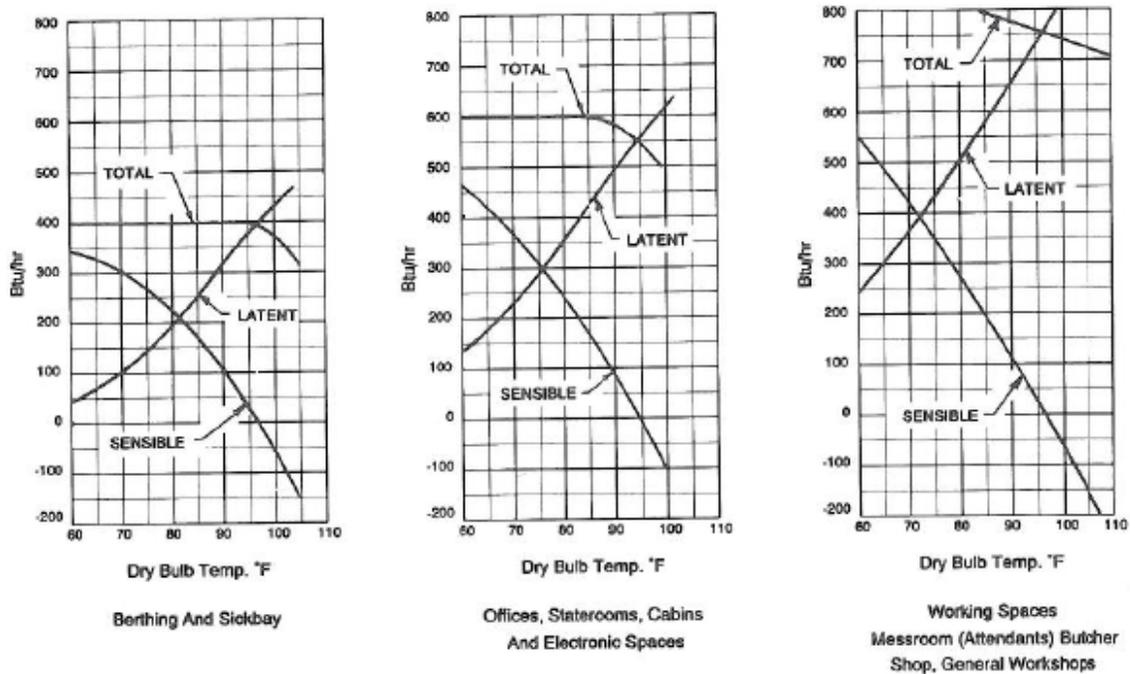
**Tabla 7. Disipación de calor por personas en buques mercantes [1]**

T. BS cuarto °F	Espacios de trabajo o atención de mesas		Espacios Restantes	
	Sensible	Latente	Sensible	Latente
75	360	440	300	300
76	345	455	290	310
77	330	470	275	325
78	315	485	265	335
79	300	500	250	350
80	285	515	240	360
81	270	530	230	370
82	255	545	215	385
83	240	560	205	355
84	225	575	190	410
85	210	590	180	420

Para espacios de comedores, se añaden 30 Btu/h por calor sensible y latente por persona comiendo como un requerimiento para la disipación de calor de los alimentos.

La ocupación de los camarotes estará basada en el número de puestos de dormir. Para oficinas, ranchos, instalaciones de comedores, cuartos de trabajo y espacios similares, la ocupación será 2/3 de la capacidad de asientos redondeado al número entero más cercano.

La ganancia de calor por persona en los diferentes compartimientos de un buque naval se obtiene de la figura 6.



**Figura 6. Disipación de calor por personas en buques navales [2]**

### 3.2.2.6. Carga por infiltración

La infiltración es la filtración de aire exterior hacia el interior del espacio acondicionado. Esta infiltración impone una carga de calor sensible y una latente. Normalmente, la infiltración solo se considera para espacios que no están presurizados y tienen acceso directo al ambiente. Se recomienda que solo se aplique una carga por infiltración al puente de mando ya que es común en la práctica tener las puertas del puente abiertas cuando se navega © tierra. Todas las puertas restantes se consideran cerradas. Los requerimientos especiales de infiltración deben ser detallados en la construcción.

La ganancia de calor por infiltración se calcula mediante

$$\text{Sensible} \quad q_s = 1,08 \cdot Q \cdot \Delta t \quad (3.12)$$

$$\text{Latente} \quad q_l = 0,68 \cdot Q \cdot \Delta G \quad (3.13)$$

Donde  $q_s$  = Ganancia de calor sensible, Btu/h

$$1,08 = \text{Valor constante} = 60 \times C_{p\_aire} \times \rho_{aire}$$

$Q$  = Cantidad de aire, cfm

$\Delta t$  = Diferencia de temperatura entre la temperatura de bulbo seco exterior de diseño y la temperatura de bulbo seco de diseño del cuarto.

$q_l$  = Ganancia de calor latente, Btu/h

0,68 = valor constante

$\Delta G$  = Diferencia del contenido de humedad del aire exterior y del aire del cuarto a las condiciones de diseño, granos de humedad por libra de aire seco

La rata de cambio por infiltración deberá ser de 60 minutos para los cálculos de enfriamiento y de 10 minutos para los de calefacción. Las dimensiones usadas en el cálculo del volumen son las alturas finales de las cubiertas y las dimensiones horizontales dentro de los mamparos divisorios.

### **3.2.2.7. Carga de ventilación**

Un sistema de ventilación sirve para el doble propósito de remover contaminantes y el calor generado dentro del espacio. Su capacidad para controlar la temperatura está limitada en que solo puede mantener una temperatura ambiente en el cuarto por encima de la temperatura del aire exterior. Para mantener un espacio a una temperatura menor a la temperatura del aire exterior, se debe emplear alguna forma de refrigeración para enfriar el aire de suministro.

Los requerimientos de ventilación de un espacio están determinados por uno de los siguientes métodos:

- 1) Aumento de temperatura permisible, °F
- 2) Rata de cambio de aire, R/C

La mayoría de los espacios que tienen un aumento de temperatura permisible también tienen un requerimiento de rata máxima de cambio de aire.

El aire de suministro por ventilación para cualquier espacio no será menor de 35 cfm para buques mercantes (75 cfm para buques navales)

### 3.2.2.7.1. Cálculo basado en el aumento permisible de temperatura

La cantidad de aire de ventilación para un cuarto basado en el aumento de temperatura permisible se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$Q = \frac{q_s}{1,08 \cdot \Delta t} \quad (3.14)$$

donde  $Q$  = Cantidad de aire, cfm

$q_s$  = Carga de calor sensible del cuarto

$\Delta t$  = Aumento de temperatura permisible

### 3.2.2.7.2. Cálculo basado en la rata de cambio de aire

Requerimientos de aire de ventilación basados en la rata de cambio de aire se calculan usando la ecuación:

$$Q = \frac{V}{R/C} \quad (3.15)$$

donde  $Q$  = Cantidad de aire, cfm

$V$  = Volumen del cuarto, ft<sup>3</sup>

$R/C$  = Rata de cambio de aire, minutos por cambio

Las dimensiones usadas en el cálculo del volumen son las alturas finales de las cubiertas y las dimensiones horizontales dentro de los mamparos divisorios.

### **3.2.3. COMPONENTES Y CÁLCULOS DE CARGA DEL SISTEMA**

Después de que se establecen los requerimientos de carga de los espacios individuales, los espacios se agrupan para formar uno o más sistemas. Teóricamente, todos los espacios acondicionados por un sistema deberían tener características similares tales como:

- 1) Uso, por ejemplo; periodo de ocupación
- 2) Densidad de ocupación, que establece el factor de calor sensible SHF
- 3) Potencial de olores (para evitar la transferencia de olores inadecuados vía el aire de retorno).

La mayoría de los buques mercantes, sin embargo, son demasiado pequeños para justificar sistemas separados basados en agrupaciones teóricas. Por ejemplo, generalmente los únicos espacios que tienen una alta densidad de ocupación son los comedores y ranchos pero los requerimientos de aire para estos espacios son normalmente demasiado pequeños para garantizar un sistema separado. Es una práctica común, por lo tanto, dividir los espacios en dos sistemas de aproximadamente igual capacidad y colocados de forma que se alcance una distribución de aire económica. Se recomienda, mas no es un requerimiento, que el puente tenga un sistema separado para minimizar los requerimientos de energía.

La carga del sistema para diseños en buques mercantes se calcula de forma diferente que la carga del sistema para aplicaciones navales. A continuación se explica la metodología de cálculo para buques mercantes y al final de cada sección se dan las consideraciones aplicadas para buques navales.

Los componentes de carga del sistema son los siguientes

#### **3.2.3.1. Carga del local**

Los componentes de la carga del local o habitación se explicaron en detalle en la sección 3.2.2 y corresponden a los diferentes componentes de la carga térmica. Para este caso, la carga tanto para buques mercantes como navales es similar.

#### **3.2.3.2. Carga por ventilador**

La carga por ventilador es el calor sensible añadido al aire cuando pasa a través de un ventilador y no es diferente de la carga de calor sensible de equipos descrita anteriormente, excepto que por conveniencia se expresa preferiblemente en términos del aumento de temperatura del aire a través del ventilador antes que como flujo de calor (Btuh)

Cuando la potencia del motor del ventilador usado se conoce, la carga por ventilador se calcula en una de las dos formas dependiendo de si el motor del ventilador esta ubicado dentro o fuera de la corriente de aire.

Cuando el motor del ventilador esta dentro de la corriente de aire, la carga por ventilador se calcula usando la ecuación:

$$t_f = \frac{\text{Potencia al freno del motor} \times 2545 \times \text{U.F.}}{\text{Eficiencia del motor} \times 1.08 \times Q} \quad (3.16)$$

donde  $t_f$  = Aumento de la temperatura del aire a través del ventilador,  
°F

$Q$  = Capacidad del ventilador, cfm

Factor de uso U.F.= 1 (ver tabla 6)

Cuando el motor del ventilador esta por fuera de la corriente de aire, la carga por ventilador se calcula usando la ecuación:

$$t_f = \frac{\text{Potencia al freno del motor} \times 2545}{1.08 \times Q} \quad (3.17)$$

Cuando las características del motor del ventilador no son conocidas, la carga por ventilador podría estimarse usando la ecuación:

$$t_f = F \times SP \quad (3.18)$$

donde  $F$  = factor del ventilador 0,6 (Motor por fuera de la corriente de aire)

0,8 (Motor dentro de la corriente de aire)

$SP$  = Presión estática del ventilador, Pulgadas de agua

Generalmente los sistemas de aire acondicionados marinos requieren un rango de 2 a 4 pulgadas de agua para sistemas de baja velocidad y de 5 a 8 para sistemas de alta velocidad. Si no son conocidos los requerimientos de presión, se recomienda usar un valor de 3 pulgadas de agua para sistemas

de aire acondicionado de baja velocidad y 6 pulgadas de agua para sistemas de alta velocidad.

Los cálculos de aumento de temperatura deben ser redondeados al grado más cercano. Todas las cargas por ventilador estimadas deben ser recalculadas cuando el motor haya sido seleccionado.

### 3.2.3.3. Carga por los ductos de suministro de aire

El calor sensible se añade o se extrae del aire en un ducto cuando este pasa a través de espacios que tienen temperaturas de bulbo seco mayores o menores según sea el caso; sin embargo, esta carga solo se considera para los cálculos de la carga de enfriamiento. Esta carga también se expresa en términos de un aumento en la temperatura del aire.

La carga por ducto de suministro se estima usando el recorrido más largo del ducto después del serpentín de enfriamiento. El aumento de temperatura se calcula usando la ecuación:

$$t_r = \frac{LD \times 1.5^\circ \text{F}}{100'} \quad (3.19)$$

donde  $t_r$  = Aumento de temperatura

LD = Longitud del recorrido más largo del ducto en pies.

Los cálculos de aumento de temperatura deben ser redondeados al grado más cercano con un mínimo aumento de 2° F.

Para los **buques navales** no se incluye este cálculo [2].

### 3.2.3.6. Carga por trayectoria de retorno

La carga por trayectoria de retorno es el calor sensible tomado por el aire recirculado cuando pasa a través de pasillos, escaleras y los ductos de retorno. También se expresa en términos de un aumento de temperatura.

Para los sistemas en los cuales a los pasillos y escaleras se les suministra directamente aire acondicionado, la carga por trayectoria de retorno se estima usando el recorrido más largo de los ductos de retorno. La ecuación para calcular el aumento de temperatura será:

$$t_r = \frac{LD \times 0.5^\circ \text{F}}{100'} \quad (3.20)$$

donde  $t_r$  = Aumento de temperatura

LD = Longitud del recorrido más largo del ducto en pies.

Para los sistemas en los cuales a los pasillos y escaleras se les suministra indirectamente aire acondicionado, la carga por trayectoria de retorno puede asumirse será de 5° F para simplificar los cálculos o puede ser determinada por un proceso de dos pasos:

- 1) La ganancia de calor en pasillo y escaleras puede ser determinada usando un cálculo de balance de calor o asumiendo un aumento de temperatura de 3 °F.
- 2) Se le suma la ganancia en los ductos de retorno calculada usando la ecuación (20).

Todos los aumentos de temperatura deben ser redondeados al grado más cercano.

Para los **buques navales** se asume que los pasillos y espacios de escaleras están a 0,5 °F más que la temperatura de diseño de los compartimientos a menos que se le suministre aire acondicionado directamente al espacio.

### **3.2.3.7. Carga por aire exterior**

La acumulación de olores ofensivos en los espacios acondicionados se controla por la extracción del aire acondicionado viciado hacia la atmósfera. Una cantidad igual de aire exterior se introduce en el sistema de suministro de aire para mantener el balance del sistema. Los requerimientos de aire exterior se calculan separadamente para cada espacio acondicionado; sin embargo, esta es una carga del sistema y no una carga del local cuando el aire exterior se introduce en el sistema de suministro de aire y no directamente en el local.

Se requieren dos cálculos para determinar el aire exterior requerido para cada espacio. Uno de los cálculos está basado en la ocupación del espacio, el otro cálculo se basa en la rata de cambio de aire. La mayor de estas dos cantidades será la mínima cantidad requerida de aire exterior.

#### **3.2.3.7.1. Cálculo por nivel de ocupación**

Los requerimientos de aire exterior basados en el nivel de ocupación se calculan usando la siguiente ecuación:

$$Q = O_f \cdot P \quad (3.21)$$

donde  $Q$  = cantidad de aire exterior en cfm

$O_f$  = Rata de aire exterior, mínimas cfm por persona

$P$  = Ocupantes del espacio.

El nivel de ocupación se determina de la misma manera que se hizo en la sección 3.2.2.5 para cálculo de la carga por personas. Las ratas recomendadas para ventilación según el nivel de ocupación se dan en la sección 3.2.1.1 que corresponde a las condiciones de diseño para espacios acondicionados.

#### **3.2.3.7.2. Cálculos de la rata de cambio de aire**

Los requerimientos de aire exterior basados en la rata de cambio de aire se calculan de la misma forma que los requerimientos de ventilación dados en la sección de carga por ventilación usando la ecuación:

$$Q = \frac{V}{R/C} \quad (3.22)$$

donde  $Q$  = Cantidad de aire, cfm

$V$  = Volumen del cuarto, ft<sup>3</sup>

$R/C$  = Rata de cambio de aire, minutos por cambio

## **4. DISEÑO DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN EN BUQUES**

### **4.1. CRITERIOS DE REFRIGERACIÓN DE LA SNAME [2]**

La carga de calor de refrigeración para buques navales se basa en espacios de congelación desde 0 a -10°F y espacios fríos a 33°F. Las temperaturas se asumen que serán de 140°F para superficies expuestas al sol, 120 °F para espacios adyacentes a maquinarias, 100°F para otros espacios no refrigerados, 90 °F para superficies expuestas al agua de mar, y 80 °F para espacios acondicionados a menos que sea citadas otras temperaturas de diseño en las especificaciones particulares del barco.

Para construcciones mercantes la Administración Marítima da un valor de temperaturas de diseño para cuartos de congelamiento de 0 ° F, 35°F para espacios fríos y 40°F para espacios de descongelación. Las temperaturas de superficies se asumen serán de 120 °F para las superficies expuestas al sol o espacios adyacentes a maquinarias y de 100°F para todos los espacios restantes excepto aquellos adyacentes a los espacios refrigerados.

Donde la temperatura de un espacio adyacente es más baja que la temperatura del espacio que está siendo diseñado, de tal forma que habría una pérdida de calor hacia el espacio adyacente, la pérdida de calor se desprecia en los cálculos.

Por flexibilidad, la práctica naval proporciona para algunos espacios refrigerados la capacidad de mantener ya sea la temperatura de 0°F o la temperatura de 33°F. Igualmente, la práctica de diseño mercante también permite que algunos de los espacios refrigerados puedan ser usados ya sea

como espacios de congelamiento o como espacios fríos o espacios de descongelación.

Los componentes de la carga de calor para los espacios refrigerados incluyen las cargas por transmisión, por infiltración, por ventilación, por productos, y por equipos.

Los valores de U usados para los cálculos de la carga por transmisión en espacios refrigerados para buques navales se muestran en el capítulo 21 tabla 6 de la referencia [2].

La carga por infiltración es la ganancia de calor a través de la entrada de aire cuando se abren las puertas y a través de las rendijas. Para muchos diseños la temperatura de la entrada de aire se asume de 100°F con un 60% de humedad relativa, cuando el aire es de espacios no refrigerados. Si el aire es de espacios refrigerados, la temperatura del aire se asume será de 50°F y 80% de humedad relativa.

Se debe considerar una carga por ventilación para los espacios de carga de almacenamiento de frutas y vegetales. Esto consiste de una ganancia de calor por la introducción de aire exterior, lo cual se requiere para el desplazamiento del aire viciado del compartimiento. La carga por ventilación es importante solo donde excede la carga por infiltración, y entonces se usa en lugar de la carga por infiltración para las condiciones de operación que están siendo calculadas. Las condiciones del aire exterior se asumen de 100°F y 80% de humedad relativa. La cantidad de aire exterior se basa en el uso de un ventilador de suministro con una capacidad igual al volumen total del espacio por hora por almacén de carga. El ventilador se asume operará a un máximo de 20 minutos en una hora. Solo será ventilado un espacio o sistema refrigerado a la vez, y los espacios se ventilan solo durante el

periodo de operación normal, no durante las operaciones de pulldown (llevar la carga desde la temperatura a la que se introduce al espacio refrigerado hasta la temperatura de operación normal).

La carga de calor por productos consiste en la ganancia de calor debido al calor interno del producto y de los contenedores. Adicional, para cuartos enfriados, la carga de calor por productos también incluye el calor de respiración de frutas y vegetales.

La carga de calor por equipos incluye el calor introducido por los motores de los ventiladores para recirculación y ventilación. Los ventiladores para recirculación generalmente trabajan a plena velocidad solo durante las operaciones de pulldown; se usa a baja velocidad, generalmente 50% de la máxima, durante la operación normal lo que reduce la carga de calor.

Las cargas por refrigeración se determinan para dos condiciones, pulldown y operación normal. La condición de pulldown se considera que será el periodo durante el cual la temperatura del producto dentro del espacio es reducida a la temperatura de diseño. La condición normal es el periodo durante el cual las temperaturas de diseño se mantienen en el sistema.

Las cargas para las unidades de condensación se seleccionan de la siguiente forma:

- Para condiciones de pulldown, operación continua de todas las unidades de condensación en un sistema.

- Para la condición de operación normal, la operación de la unidad de condensación no excede las 18 horas por día con el compresor en stand-by asegurado.

Los serpentines de enfriamiento se seleccionan basados en la selección del compresor para las operaciones de pulldown, o en la temperatura de diseño del serpentín de refrigerante para operaciones normales, se elige la condición que establezca los requerimientos máximos de superficie del serpentín.

Para diseños navales el equipo para plantas de carga se basa en el cálculo de la condición de pulldown para espacios de congelación de cinco días y un pulldown de tres días para cuartos de enfriamiento. Los diseños para buques mercantes requieren que cada compresor tenga suficiente capacidad para reducir los compartimientos refrigerados hasta las temperaturas de diseño dentro de 72 horas después de cargado.

#### **4.2. COMPONENTES Y CÁLCULOS DE LA CARGA DE REFRIGERACIÓN**

La capacidad de un sistema de refrigeración debe ser suficiente tanto para la condición de pulldown como para la condición de operación normal. Los cálculos deben ser hechos para ambas condiciones para dimensionar adecuadamente los componentes de refrigeración. Además, cuando se piensa usar los espacios ya sea para congelación o enfriamiento, o para enfriamiento o descongelación, se deben desarrollar los cálculos para ambos

servicios para determinar la operación que tiene la mayor carga de refrigeración.

Las cargas de refrigeración son la suma de las cargas por transmisión, por infiltración, por ventilación, por productos y por equipos.

Dado que generalmente los espacios son pensados para almacenar una variedad de productos, no se requiere por lo general cálculos exactos, y puede usarse un valor promedio para los productos en los diferentes cálculos de cargas. Las condiciones promedio para la carga por productos empleadas en los cálculos navales se dan en la tabla 8.

**Tabla 8. Condiciones de la carga por productos en sistemas de refrigeración**

	Storage Space	
	Chill	Freeze
Final temperature, °F	33	0
Entering temp. max., °F	55	15
Time permitted for reducing temp., days:		
ship's refrigerated stores	2	2
refrigerated cargo spaces	3	5
Average product wt., lb/ft <sup>3</sup>	29.7	35.9
Average product specific heat, Btu/lb	0.85	0.40
Average container wt., lb/ft <sup>3</sup>	3.2	3.64
Average container specific heat, Btu/lb	0.65	0.65
Respiration rate, Btu/24 hr:		
entering condition	3.20	—
final condition	1.08	—

La **carga de refrigeración por transmisión** se calcula empleando la siguiente ecuación:

$$L_t = 24AU(t_1 - t_2) \quad (4.1)$$

donde  $A$  = área superficial, ft<sup>2</sup>

$U$  = Coeficiente global de transferencia, Btu/hr·ft<sup>2</sup>·°F

$t_1$  = Temperatura de la superficie exterior, °F

$t_2$  = Temperatura de la superficie interior, °F

La carga por transmisión se determina para cada uno de los límites del compartimiento. La carga por transmisión total es la suma de todas las cargas individuales de cada superficie límite.

La **carga de calor por infiltración** para cada espacio refrigerado se calcula mediante:

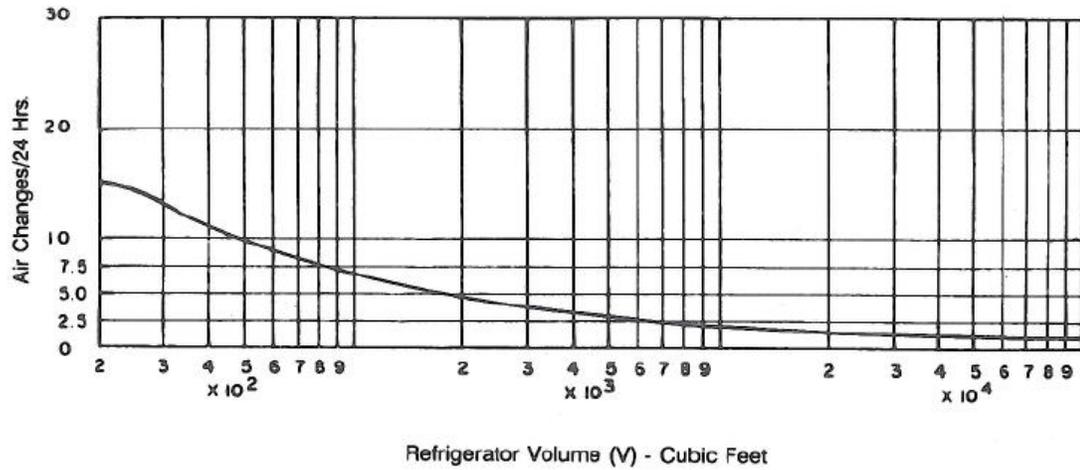
$$L_i = VCH_a \quad (4.2)$$

donde  $V$  = Volumen del espacio de almacenamiento.

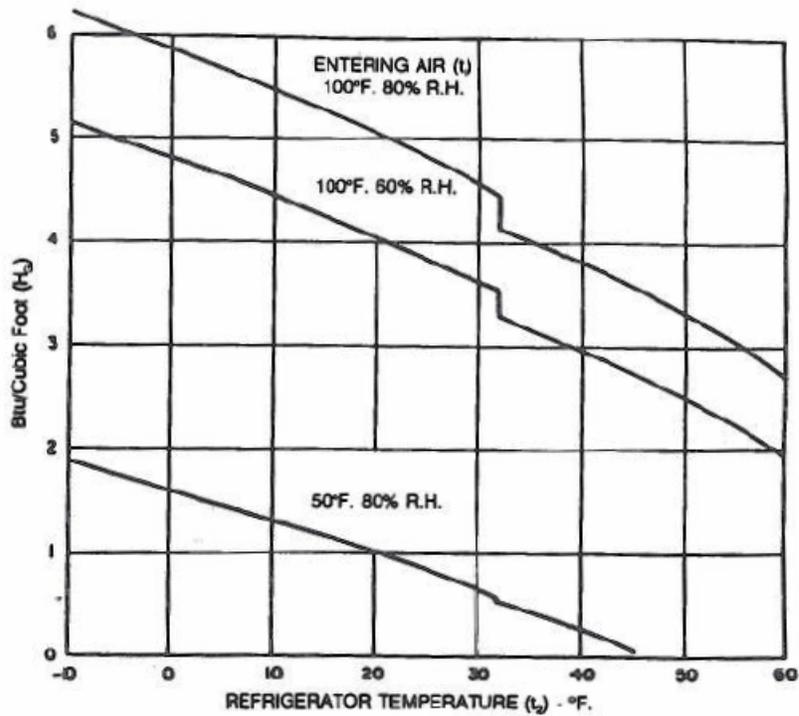
$C$  = Número de cambios de aire por 24 horas

$H_a$  = Ganancia de calor por aire infiltrado, Btu/ft<sup>2</sup>

Se asume que la cantidad de aire infiltrado al espacio es función del tamaño del espacio y es el promedio de los cambios de aire por 24 horas. Los valores de cambios de aire para espacios de diferentes tamaños se muestran en la figura 7 y la ganancia de calor por pies cúbicos de aire que entra al espacio a diferentes temperaturas del aire se muestra en la figura 8.



**Figura 7. Cambio de aire promedio para refrigeradores por 24 horas debido a la infiltración y a la apertura de puertas.**



**Figura 8. Ganancia de calor producida por el aire que entra al refrigerador.**

El tamaño del espacio es el volumen entre la cubierta inferior final, la superficie interior del aislamiento de la cubierta superior, y las superficies interiores del aislamiento de mamparo a mamparo.

La **carga por ventilación** se calcula usando:

$$L_v = 8VH_a \quad (4.3)$$

donde  $V$  = Volumen del espacio de almacenamiento.

$H_a$  = Ganancia de calor por aire infiltrado, Btu/ft<sup>2</sup>

La carga de calor por ventilación se usa cuando esta excede la carga por infiltración y se usa en lugar de esta última para la condición de operación que esta siendo calculada. No se incluye en la carga de pulldown. La cantidad de aire exterior se obtiene tomando un tercio del volumen total del espacio. La capacidad del ventilador de suministro se basa en el volumen del espacio y el ventilador es operado a un máximo de 20 minutos por hora.

El **peso total del producto** se determina mediante:

$$PW = AhrW_p \quad (4.4)$$

donde  $PW$  = Peso total del producto

$A$  = Área de la cubierta

$h$  = Altura del producto almacenado, ft

$r$  = Relación del volumen utilizable y el volumen total

$W_p$  = Densidad del producto, lb/ft<sup>3</sup>

El **peso total del contenedor** se determina con la ecuación:

$$CW = AhrW_c \quad (4.5)$$

donde  $CW$  = Peso total del contenedor

$W_c$  = Peso del contenedor en  $\text{lb/ft}^3$

La **carga de calor interna del producto** consiste en la ganancia de calor debido al calor interno del producto y del contenedor y se calcula usando la siguiente ecuación:

$$L_p = (PW \cdot C_p + CW \cdot C_c)(t_1 - t_2) \quad (4.6)$$

donde  $PW$  = Peso total del producto, lb

$C_p$  = Calor específico del producto,  $\text{Btu/lb}^\circ\text{F}$

$CW$  = Peso total del contenedor, lb

$C_c$  = Calor específico del contenedor,  $\text{Btu/lb}^\circ\text{F}$

$t_1$  = Temperatura inicial,  $^\circ\text{F}$

$t_2$  = Temperatura final,  $^\circ\text{F}$

Las condiciones promedio que comúnmente se asumen para la carga por producto y los tiempos permitidos para la reducción de temperatura se dan en la referencia 2 y se muestran en la tabla 8.

También se incluyen las **cargas por calor de respiración de frutas y vegetales**, tanto para pulldown como para la operación normal para cuartos de enfriamiento, y estas se calculan empleando las siguientes ecuaciones:

$$\text{Respiración de pre- enfriamiento} = PW \frac{(R_1 + R_2)}{2} \quad (4.7)$$

$$\text{Respiración de almacenamiento} = PW \cdot R_2 \quad (4.8)$$

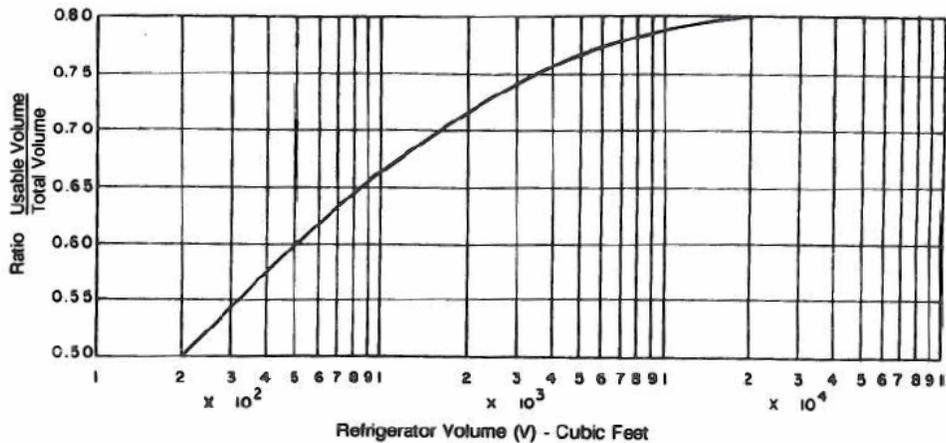
donde  $PW$  = peso total del producto, lb

$R_1$  = Rata de respiración a la temperatura de entrada, Btu/lb por 24 hr

$R_2$  = Rata de respiración a la temperatura final, Btu/lb por 24 hr

El calor específico y las ratas de respiración empleadas en los cálculos navales se dan en la tabla 8.

El volumen disponible de un espacio refrigerado para el máximo almacenamiento del producto es el volumen restante después de tener en cuenta el espacio para: empaques, el aire de circulación, la estantería de la cubierta, los serpentines de enfriamiento y las otras obstrucciones. El volumen disponible para el almacenado de los productos, basado en las instalaciones típicas empleadas en buques navales, se muestra en la figura 9.



**Figura 9. Porcentaje del espacio refrigerado disponible para almacenamiento de productos**

La carga por equipos normalmente es una carga debido a los motores eléctricos de los ventiladores. En la tabla 9 se da la ganancia de calor basada en la potencia de un motor eléctrico.

**Tabla 9. Ganancia de calor por motores eléctricos empleados en sistemas de refrigeración.**

Motor Rating, hp	Equipment Load, Btu/hr-hp
1/20 to 1/8	5500
1/8 to 1/2	4250
1/2 to 3	3700
3 to 20	2900

La carga de enfriamiento debe ser suministrada entre unidades condensadoras múltiples para permitir (cuando se requiera) flexibilidad de operación bajo condiciones de pulldown y de operación normal y para permitir el uso de equipos idénticos en cada uno de los sistemas del buque. Las unidades debe ser seleccionadas, donde sea viable, para igualar las

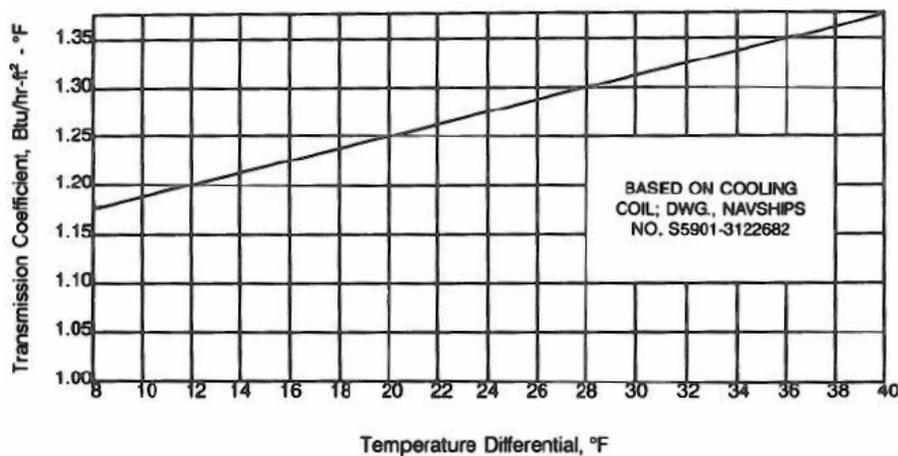
cargas en unidades condensadoras múltiples durante el periodo de pulldown y de operación normal.

El área superficial del serpentín de enfriamiento para cada espacio refrigerado se basa en la carga de enfriamiento del espacio y el diferencial de temperatura entre el espacio y el refrigerante en los serpentines de enfriamiento y puede ser determinada por la ecuación:

$$A = \frac{L_{pd}}{U(t_2 - t_r)} \quad (4.10)$$

donde  $L_{pd}$  = Carga de enfriamiento en pulldown del espacio, Btu/h  
 $U$  = Coeficiente global de transferencia, Btu/hr-ft<sup>2</sup>-°F  
 $t_2$  = Temperatura del espacio, °F  
 $t_r$  = Temperatura de entrada del refrigerante al serpentín de enfriamiento, °F

El coeficiente de transferencia para serpentines de enfriamiento en aplicaciones navales se obtiene a partir de la figura 10.



**Figura 10. Coeficiente de Transmisión para superficies aleteadas de serpentines de enfriamiento (tubo y aleta de cobre)**

## **5. CÁLCULO COMPROBATORIO Y DIAGNÓSTICO DE LOS SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACIÓN**

### **5.1. SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO**

#### **5.1.1. Descripción del sistema actual de Aire Acondicionado**

EL sistema de aire acondicionado instalado actualmente en la nodriza VI es del tipo todo agua, y está conformado por una unidad marina marca Carrier modelo 30 HWC 025, para refrigerante R-22, con una capacidad nominal de 19.9 toneladas de refrigeración, la cual consta de un compresor del tipo semi – hermético recíprocante multi-etapas (2), un chiller para agua dulce, un condensador del tipo del casco y tubo enfriado para agua de mar sin costura con tubos de cupro níquel 90/10 y un sistema de control por microprocesador electrónico. Esta unidad, mediante un sistema de bombeo y una red de tuberías de cobre aisladas con poliuretano, provee de agua fría a las diferentes unidades terminales tipo fan – coil (unidad serpentín – ventilador) instaladas en los compartimientos, oficinas y demás espacios del buque que están acondicionados. Cada unidad terminal tiene un termostato para establecer el set – point de temperatura y posee una válvula reguladora de caudal de agua fría que permite el control de la temperatura en la habitación. El Anexo C contiene las especificaciones técnicas del Chiller del sistema de aire acondicionado y el Anexo D las especificaciones técnicas de los fan – coil instalados cuyas referencias son Fan coil marca Multiaqua CFFZA 04 y CFFZA 06 que entregan capacidades de enfriamiento de 11.400 Btuh (1 Ton aprox.) y 17.300 Btuh (1,5 Ton aprox.).

La ubicación de los fan – coil en cada espacio y sus capacidades de enfriamiento se muestra en la siguiente tabla:

**Tabla 10. Capacidad de los Fan – Coil instalados en cada espacio**

Espacio	Cant.	Referencia	Capacidad Total de Enfriamiento Btuh (Ton)	Observación
Puente	4	3 CFFZA 06 1 CFFZA 04	57400 (5.5)	1 Fan coil de renovación
Rancho	2	1 CFFZA 06 1 CFFZA 04	28700 (2.5)	Enfriamiento
S.E.I.T	1	CFFZA 06	17300 (1.5)	Enfriamiento
Cuarto de radio	1	CFFZA 04	11400 (1)	Enfriamiento
Camarote Comandante	1	CFFZA 04	11400 (1)	Enfriamiento
Camarote del 2do Comandante	1	1 CFFZA 04	11400 (1)	Enfriamiento
Enfermería	1	1 CFFZA 04	11400 (1)	Enfriamiento
Oficina C3I	1	1 CFFZA 04	11400 (1)	Enfriamiento
Maestría de Armas	1	1 CFFZA 04	11400 (1)	Enfriamiento
Pasillo cubierta principal	1	1 CFFZA 04	11400 (1)	Renovación de aire
Camarote Tripulación 1	1	1 CFFZA 04	11400 (1)	Enfriamiento
Camarote Tripulación 2	1	1 CFFZA 04	11400 (1)	Enfriamiento
Camarote Tripulación 3	1	1 CFFZA 04	11400 (1)	Enfriamiento
Camarote ECF 1	1	1 CFFZA 04	11400 (1)	Enfriamiento
Camarote ECF 2	1	1 CFFZA 04	11400 (1)	Enfriamiento
Camarote ECF 3	1	1 CFFZA 04	11400 (1)	Enfriamiento

### **5.1.2. Recálculo de la Carga Térmica del Sistema de Aire Acondicionado**

Los sistemas de aire acondicionado y refrigeración instalados en las unidades Nodriza construidas por el astillero COTECMAR hasta las nodrizas de segunda generación, representaban aproximadamente el 30% del

consumo eléctrico total de la embarcación tal y como lo determinó Lugo y Sierra [7], por lo que los ahorros alcanzables en tales sistemas repercuten de manera considerable en los análisis globales de tipo energético y económico de este tipo buque; por ello se considera necesario revisar los sistemas actualmente instalados para verificar su correcto dimensionamiento; por tal motivo se procede a realizar el recalcu de la carga térmica basado, siempre que fue posible, en los datos reales disponibles de lo actualmente instalado en la nodriza.

El procedimiento de cálculo de carga térmica utilizado es el recomendado por la Sociedad de Arquitectos Navales e Ingenieros Marinos (SNAME) [1], complementado con algunas de las recomendaciones dadas en el Marine Engineering [2] para el cálculo de la carga térmica para aplicaciones navales, lo cual aplica en el presente caso, debido a que la nodriza es un buque militar empleado por la naval de Colombia. Los detalles de las fórmulas y valores recomendados empleados para el cálculo aparecen en el capítulo 3.

El cálculo se realizó tomando como base las condiciones climatológicas de la ciudad de Cartagena de Indias a las 12:00 m y suponiendo que la unidad se encuentra en operación; considerado esta como la condición crítica en donde el sistema debe suplir la mayor demanda de enfriamiento.

Los compartimentos o espacios que cubre el sistema de aire acondicionado y que son evaluados en el cálculo de carga térmica son:

- Camarotes ECF (Elemento de combate fluvial) 1, 2 y 3 (camarotes empleados para el personal de combate, que realizan patrullaje en tierra)

- Camarotes de tripulación 1, 2 y 3 (camarotes empleados para el personal permanente encargado de la operación y navegación del buque)
- Camarote del Comandante
- Camarote del Segundo comandante
- Enfermería
- Oficinas C3I y Maestría de Armas
- Rancho o comedor.
- Puente de Mando.
- Cuarto de Radio.
- S.E.I.T (Cuarto de inteligencia)
- Consola de Ingeniería. (Control de los equipos de propulsión, generación de energía eléctrica y demás sistemas)

Para el recálculo de la carga térmica que requiere suplir el sistema de aire acondicionado se tuvieron en cuenta las siguientes condiciones recomendadas y las características reales del buque, realizando el cálculo según las ecuaciones contenidas en el capítulo 3.

- ❑ La temperatura de diseño de aire exterior se asume será 95 °F de bulbo seco con 70 % HR según el promedio de las condiciones dadas por el IDEAM para Cartagena [12].
- ❑ La temperatura de diseño de aire interior se asume será de 80 °F y 55% de HR según propone la SNAME [2] para buques navales; se recomienda emplear este valor debido a que los buques navales tienen menor espacio disponible que los mercantes y se busca con esto equipos de menor capacidad que implican menor tamaño y peso. Este valor está dentro del rango de temperaturas propuesto por la ABS para confort de las personas © un buque, tal y como se muestra en la

sección 3.1.1. El valor empleado en el cálculo previo fue de 77 °F de BS y 50% de HR.

- ❑ Los valores de temperatura de espacios adjuntos a los espacios acondicionados se tomaron de los valores recomendados en la tabla 2 y el valor para los pasillos, que son acondicionados indirectamente, se empleó un aumento de 0,5 °F como se recomienda para buques navales [2].
- ❑ Las áreas de cada espacio fueron medidas en campo para corregir los valores que se habían empleado en el cálculo previo, puesto que estos estuvieron basados en los datos disponibles en los planos de construcción del buque. La corrección de tales datos mostró una reducción de la carga por transmisión.
- ❑ Se tomaron los valores del coeficiente global de transferencia de calor U basados en la referencia [4] para las estructuras del tipo 0 y 92; en el anexo G se muestran los valores de U para los tipos de configuración empleadas en el cálculo (lamina de acero sin aislamiento y con 3 pulgadas de aislamiento), se dan los valores de U dependiendo de si el calor fluye horizontalmente o verticalmente hacia arriba o abajo, y si la superficie esta expuesta externamente: al ambiente (ya sea soleada o bajo sombra), al agua de mar o a un espacio adyacente interior. Hay que anotar que los valores dados por la referencia [4] son dados para estructuras aisladas con fibra de vidrio mientras que el aislamiento empleado en la nodriza fue poliuretano expandido siendo necesario para futuros cálculos establecer los valores reales de U para los aislantes empleados en las nodrizas.

Para los mamparos de lana de roca mineral se tomaron los datos de U proporcionados por el fabricante. Ver anexo H. Esto representó una disminución de la carga térmica, puesto que se habían tomado para tales estructuras los valores dados por la SNAME para una lamina de

acero sin aislamiento, cuando los mamparos tienen un núcleo en lana de roca mineral para la cual el valor de U es significativamente menor.

- ❑ La carga por radiación solar a través de vidrios se calculó basado en las áreas reales expuestas al sol medidas en campo y con los factores de vidrio dados en la sección 3.2.1.1. Representó un aumento de la carga térmica pues las áreas tomadas en el cálculo preliminar eran menores a las reales.
- ❑ La carga por iluminación se evaluó teniendo en cuenta los datos de placa tomados de las luces instaladas en cada espacio y se incluyeron las luces de cama en cada camarote que no habían sido consideradas.
- ❑ Los valores de disipación de calor empleados en la carga por equipos fueron estimados, ya que no se tienen datos disponibles de los fabricantes de los equipos.
- ❑ La carga por persona se tomó basados en los datos dados para buques navales que aparecen en la figura 6 de acuerdo al espacio. Para el cálculo se consideró una ocupación completa del comedor; el nivel de ocupación para las oficinas, el cuarto de radio, el SEIT y el puente se tomó según el número de personas que comúnmente trabajan en estos espacios basados en la experiencia; para los camarotes se consideró el nivel de ocupación según el número de camas disponibles pues estos permanecen completamente llenos. Para la determinación de la capacidad total de la unidad no se incluyó en el cálculo el número de personas en cinco camarotes y en la enfermería, esto con el fin de evitar realizar dos veces el cálculo por personas, ya que estas quedan incluidas en el cálculo al considerar su ubicación en otros espacios, tales como el comedor y las oficinas. Por tal motivo, fue necesario realizar un nuevo cálculo de la carga térmica para aquellos espacios en donde no se consideró la carga por personas para establecer la capacidad máxima de enfriamiento requerida en estos espacios,

teniendo en cuenta que la carga por personas es significativa; como la condición de ocupación completa de los camarotes solo se cumple en la noche cuando los elementos de combate fluvial abordan el buque para descansar, se corrigieron los valores de temperatura. Esto se hace con la finalidad de determinar la capacidad de la unidad terminal que debe ir ubicada en estos espacios y evitar un subdimensionamiento de la misma.

- ❑ La carga que corresponde a la carga por ventilador empleado para el suministro de aire en cada espacio, se tomó como una carga por equipo y no como aumento de temperatura del aire de entrada al serpentín de enfriamiento.
- ❑ Para la determinación estimada de la capacidad en cfm requerida para cada espacio se empleó la ecuación (14), empleando un diferencial de temperatura promedio de 25° según recomienda la SNAME (referencia [1], apéndice A). Con este valor se determinó el porcentaje de aire del exterior que se necesita para renovación, el cual se requiere para determinar la capacidad total del equipo, lo cual se explica con detalle en la siguiente sección.

Luego de haber realizado los cálculos de carga para cada uno de los recintos de interés, se resume toda la información en un formato general y se emplean para determinar la capacidad en toneladas, requeridas para garantizar las condiciones de confort de los tripulantes.

En el anexo A se encuentran los detalles de los cálculos de carga térmica para cada cuarto y el formato general de resumen se muestra en la tabla 11.

**Tabla 11. Cuadro de resumen de la carga térmica por espacios**

RESUMEN CARGAS TERMICAS														
DATOS DEL ESPACIO		CONDICIÓN CRÍTICA C1				CONDICIONES PARA CAMAROTES OCUPADOS DE NOCHE C2				SALIDAS DE AIRE BASADAS EN			CFM C1	CFM C2
ESPACIO	ESTACION	BTU/hr			SHR	BTU/hr			SHR	R/C	PERS	EXT		
		SENS	LAT	TOTAL		SENS	LAT	TOTAL						
CAMAROTE ECF 3	14-17 B	4373	2025	6398	0,68						135		162	
CAMAROTE TRIPULACION 3	14-17 E	3426	0	3426	1,00	4312	2700	7012	0,61	43			127	160
CAMAROTE TRIPULACION 2	17-20 B	3401	0	3401	1,00	3659	2025	5684	0,64	37			126	136
CAMAROTE TRIPULACION 1	17-20 E	2575	0	2575	1,00	2501	1350	3851	0,65	35			95	93
CAMAROTE ECF 2	20-24 B	9269	3375	12644	0,73					49			343	
CAMAROTE ECF 1	20-24 E	9269	3375	12655	0,73					49			343	
CONSOLA INGENIERIA	7-9 B	2684	700	3384	0,79						35		99	
RANCHO	11-17 E	10718	8395	19113	0,56						345		397	
OFICINA 1-19-1-L	17-19 E	1403	700	2103	0,67						35		52	
C3I	19-21 E	1491	700	2191	0,68						35		55	
CAMAROTE 2DO COM	21-24 E	3098	0	3098	1,00	2043	670	2713	0,75			53	115	76
CAMAROTE COMANDANTE	21-24 B	2948	0	2948	1,00	1893	670	2563	0,74			53	109	70
ENFERMERIA	17-21 B	2059	0	3098	0,66	2336	1340	3676	0,64			53	76	87
PUENTE	17-21 B	16097	700	16797	0,96					84			596	
S.E.I.T.	18-21 B	1817	700	2517	0,72						35		67	
CUARTO DE RADIO	18-21 E	2450	700	3150	0,78						35		91	
	<b>TOTALES</b>	<b>77080</b>	<b>21370</b>	<b>99500</b>	<b>0,77</b>			<b>TOTALES</b>		297	655	159	<b>2855</b>	
	VALORES EMPLEADOS EN EL CÁLCULO GLOBAL DEL EQUIPO							TOTAL AIRE EXTERIOR		1111				
								AIRE TOTAL ESTIMADO		2855				

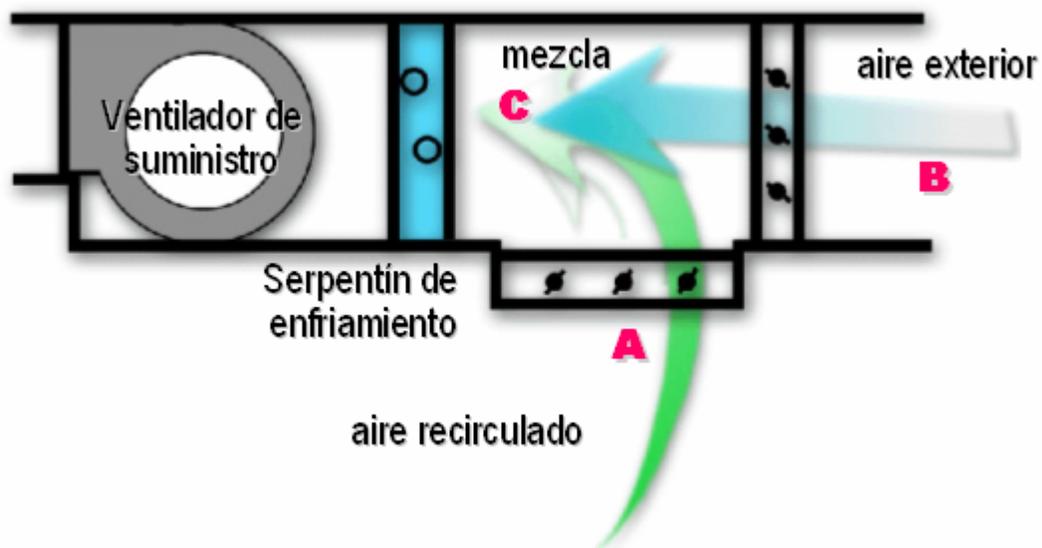
### 5.1.3. Determinación de las capacidades de los equipos

Para la determinación de la capacidad total en toneladas de refrigeración del equipo de enfriamiento y la capacidad de enfriamiento y flujo de aire de suministro en cfm de las unidades terminales tipo fan – coil requeridas para cada espacio acondicionado, se empleó la metodología propuesta por la Trane Corporation basada en las curvas del serpentín de enfriamiento (coil curves) que se explica a continuación.

#### 5.1.3.1. Metodología de la Trane

##### Determinación de las condiciones del aire de entrada

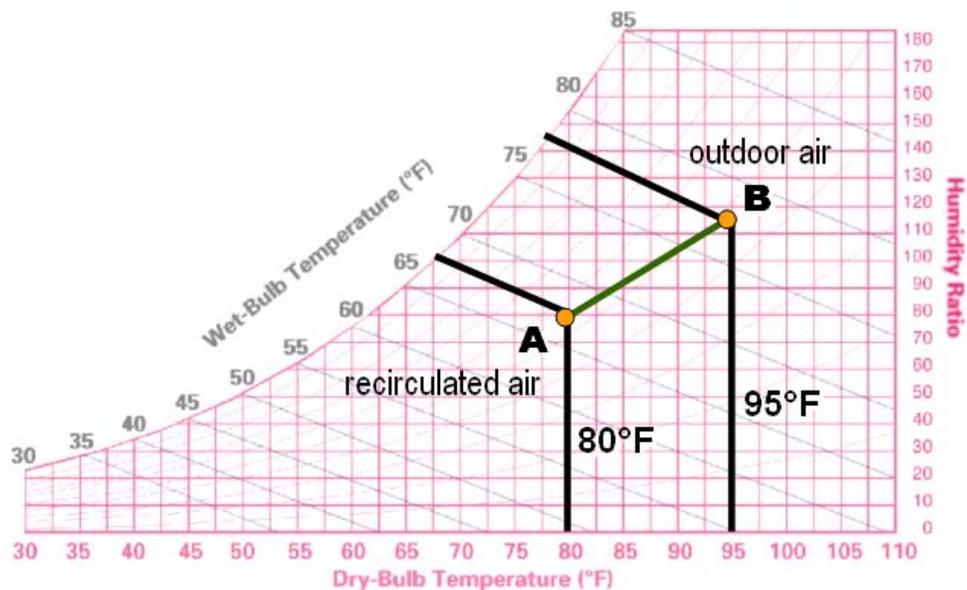
Las condiciones del aire a la entrada del serpentín pueden ser 100% aire recirculado (A), 100% aire exterior, o una mezcla de los dos (C)



*Figura 11. Mezcla de aire a la entrada del serpentín de enfriamiento.*

Si el aire exterior (B) se mezcla con aire recirculado (A), las condiciones de la mezcla resultante estará en algún punto sobre la línea recta que une los dos puntos (figura12).

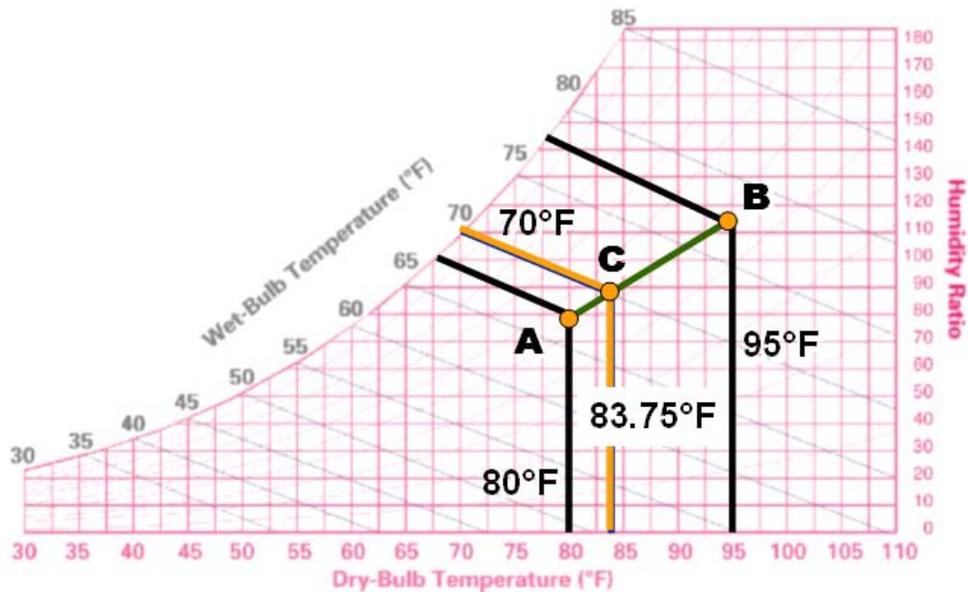
Si la mezcla es mitad y mitad, esta condición estará en el punto medio de la línea entre A y B. Si más de la mitad de la mezcla es aire recirculado (A), la condición de la mezcla estará más cercana a A que a B



**Figura 12. Condiciones del aire de entrada en la carta psicrométrica**

Teniendo los valores en cfm de aire exterior y de aire recirculado requeridos por el sistema, se determina el porcentaje que representa cada uno del total de aire.

A partir de este valor se determina la temperatura de bulbo seco de la mezcla, multiplicando la temperatura de bulbo seco de cada una de las condiciones de aire por su porcentaje correspondiente y sumando los resultados.



**Figura 13. Determinación de la condición de la mezcla de aire**

En la carta psicrométrica, el punto C que corresponde a la mezcla de aire se determina mediante la intersección del valor de temperatura de bulbo seco con la línea que une los puntos A y B que corresponden a las condiciones del aire recirculado y exterior respectivamente.

### Relación de calor sensible

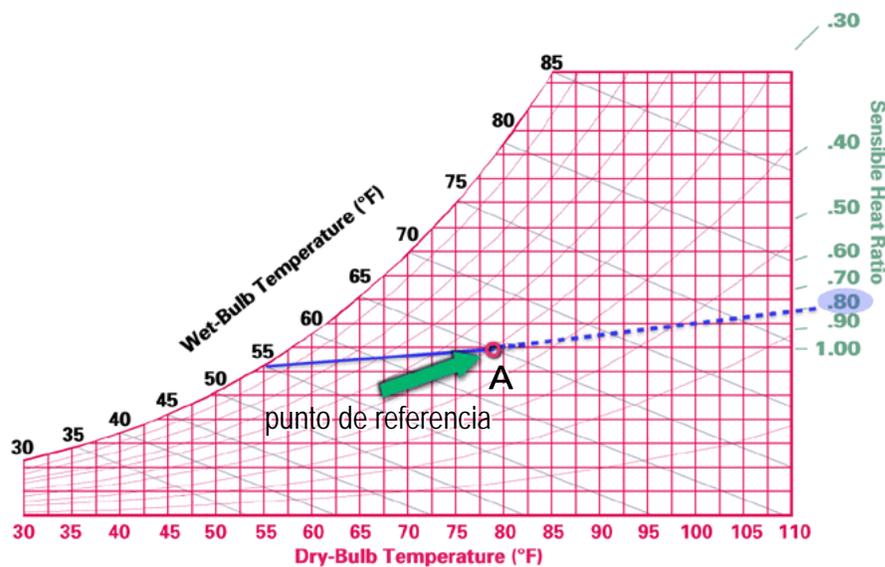
Otro de los términos que se deben conocer para la determinación de la capacidad de los equipos es la relación de calor sensible, SHR, que se refiere a la relación entre la ganancia de calor sensible con respecto a la ganancia de calor total (Calor sensible más calor latente).

Una vez que se conoce esta relación, se puede trazar la línea de SHR en la carta psicrométrica.

$$\text{Relación de Calor Sensible (SHR)} = \frac{\text{Calor Sensible}}{\text{Calor Sensible} + \text{Calor Latente}} \quad (5.1)$$

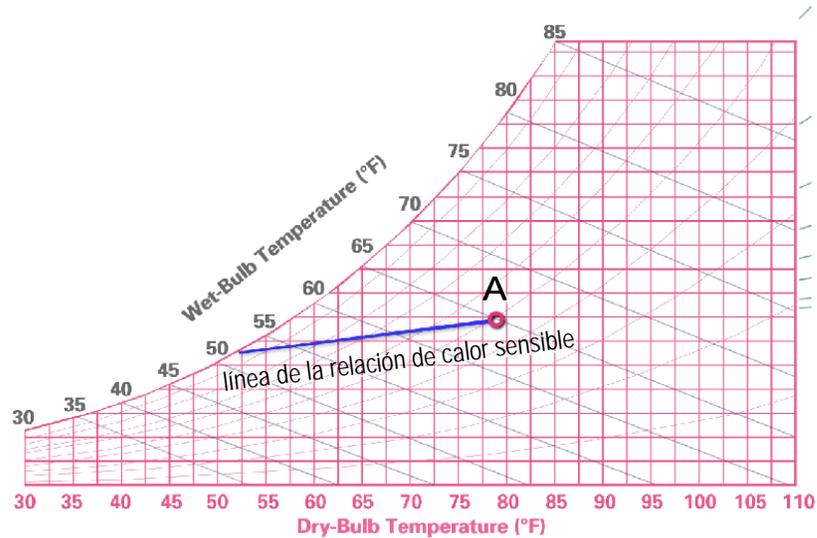
En la carta psicrométrica aparece una escala en el extremo superior derecho donde se dan los valores del SHR. También aparece un punto de referencia en un punto medio de la carta a una condición de 78 °F de Bulbo seco y 65°F de Bulbo húmedo.

La línea de relación de calor sensible se obtiene trazando una línea desde el valor en la escala de SHR hasta la curva de saturación pasando por el punto de referencia. Figura 14.



**Figura 14. Trazado de la línea de la relación de calor sensible SHR**

El aire de suministro con cualquier combinación de temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo que esté ubicada en esta línea (figura 15) será capaz de absorber en las proporciones correctas el calor sensible y latente del espacio para mantener las condiciones de diseño deseadas.

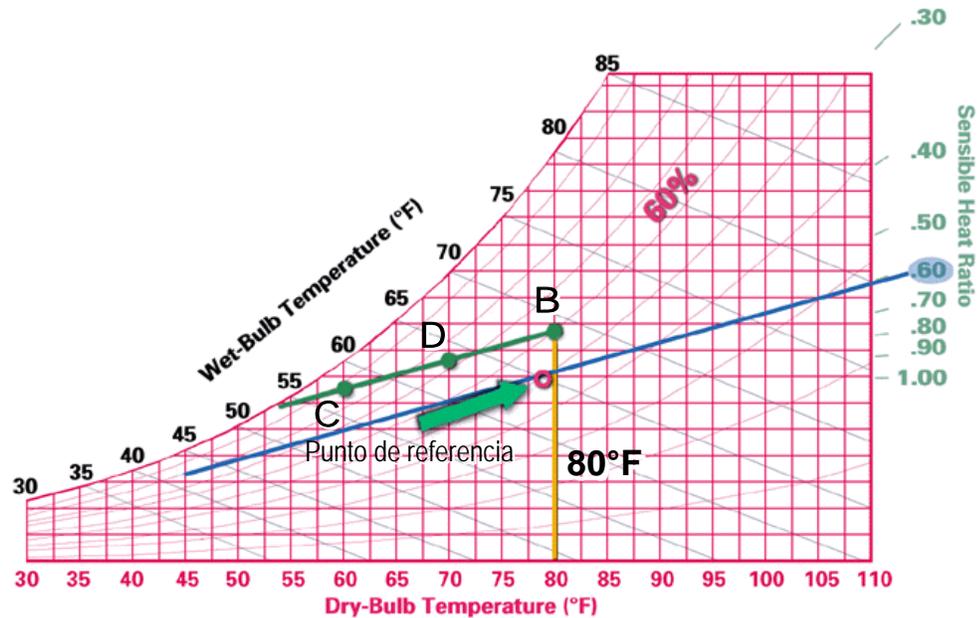


**Figura 15. Condiciones posibles del suministro de aire según la línea del SHR**

Sin embargo, cada una de estas combinaciones, requiere una cantidad diferente de aire para cumplir esta tarea. Si el aire de suministro es caliente, se requiere una cantidad de aire mayor que si el aire de suministro es frío.

Las líneas de relación de calor sensible para otras condiciones se trazan dibujando una línea que pase por la condición del aire (B) que sea paralela a la línea trazada desde el valor de SHR en la escala hasta el punto de referencia. Figura 16.

El aire de suministro mantendrá las condiciones deseadas en el espacio tanto en C como en D. Para cada una de esas combinaciones se requerirá una cantidad de aire diferente.



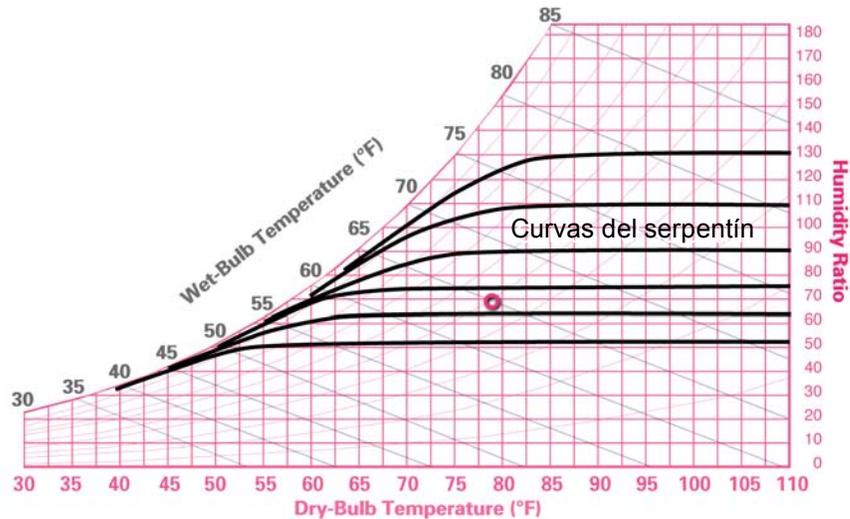
**Figura 16. Trazado de la línea SHR para una condición diferente que no pasa por el punto de referencia**

### **Determinación del flujo de aire de suministro**

En la metodología de la Trane se introduce un conjunto nuevo de curvas en la carta psicrométrica denominadas **curvas del serpiente** que aparecen dibujadas en la figura 17; estas representan los cambios en las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo cuando el aire pasa a través de un serpentín de enfriamiento típico; estas describen aproximadamente el desempeño del serpentín. Las curvas de desempeño exactas del serpentín dependen de la geometría real del serpentín.

Estas curvas se establecen a partir de cientos de ensayos de laboratorio de serpentines de diferentes geometrías a diferentes temperaturas del aire y del

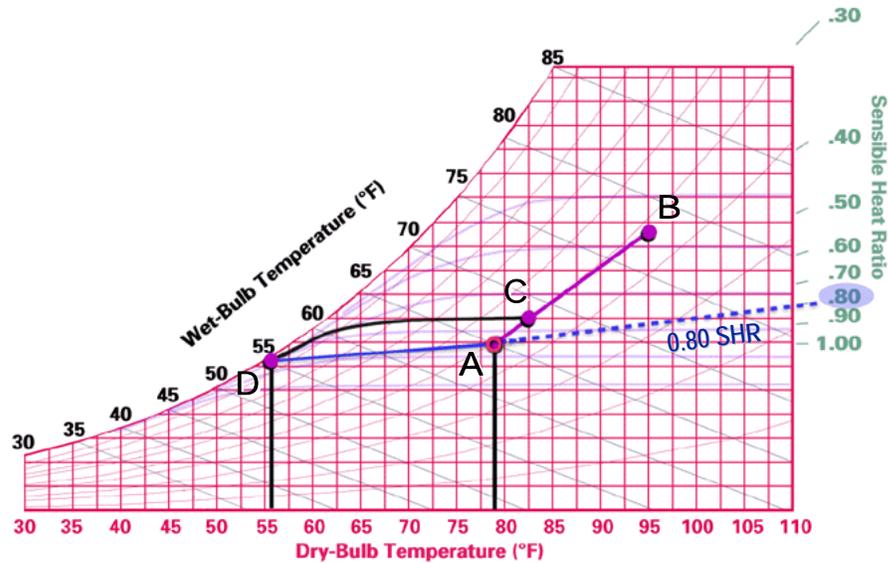
refrigerante. Estas curvas permiten determinar las condiciones de salida del serpentín y pospone la selección del serpentín hasta el diseño final.



**Figura 17. Curvas del serpentín**

Después de determinar la condición del aire de mezcla de entrada y trazar la línea de relación de calor sensible del espacio, se utilizan como guía la curva del serpentín más cercana, dibujando la curva desde la condición de mezcla de aire **C** hasta que intersecte la línea SHR

El punto **D** en la figura 18, en el cual la curva cruza la línea SHR, representa la condición del aire de suministro que absorberá el calor sensible y latente del espacio en las proporciones correctas para mantener las condiciones deseadas en el espacio.



**Figura 18. Determinación de la condición del aire de suministro.**

Conociendo las condiciones del aire de suministro, se procede a calcular la cantidad específica de aire necesaria para satisfacer las ganancias de calor del espacio. La ganancia de calor se determina por la siguiente fórmula

$$\text{Aire de suministro (cfm)} = \frac{\text{Calor Sensible}}{1.085 \times (T_{\text{BS esp}} - T_{\text{BS sum}})} \quad (5.2)$$

donde  $T_{\text{BS esp}}$  = Temperatura de Bulbo seco del espacio, °F

$T_{\text{BS sum}}$  = Temperatura de Bulbo seco de suministro, °F

El valor de 1,085 no es un valor constante, es el producto de la densidad de aire, por su calor específico y el factor de conversión de 60 minutos por hora. Estas propiedades de aire están dadas a condiciones estándar (aire seco

69.5 °F de bulbo seco a nivel del mar); a otras condiciones y elevación producirá un cambio de este factor.

Densidad = 0.075 lb/ft<sup>3</sup>

Calor específico = 0.24 Btu/lb°F

0.075 x 0.24 x 60 min/hr = 1.085

### **Carga Total del Equipo**

La carga total de enfriamiento, en Btu/hr, se calcula mediante la siguiente formula:

$$\text{Carga de Enfriamiento (Btu/hr)} = 4.5 \times \text{Aire de suministro} \times (h_1 - h_2) \quad (5.3)$$

donde, Aire de suministro en cfm.

$H_1$  = Es la entalpía del aire de entrada, Btu/lb

$h_2$  = Es la entalpía del aire de salida, Btu/lb

El valor de 4,5 no es constante, es el producto de la densidad del aire a condiciones estándar y el factor de conversión de 60 minutos por hora. Si el aire está a otras condiciones y elevaciones el factor cambiará.

Densidad del aire = 0.075 lb/ft<sup>3</sup>

0.075 x 60 min/hr = 4.5

### **5.1.3.2. Cálculo de las capacidades de los equipos según la metodología de la Trane.**

Para la determinación de la capacidad del sistema y de las unidades terminales tipo fan – coil se realizó el siguiente procedimiento basado en la metodología explicada en la sección precedente (ver resumen en la tabla 12 y el proceso en la carta psicrométrica en la figura 19):

1) Con los valores determinados para el flujo de aire para renovación y la cantidad establecida del flujo total estimado calculados para una diferencia de temperatura de 25° F según recomienda la SNAME [1] en su apéndice A, se determina el porcentaje de aire necesario del exterior y el porcentaje de aire recirculado y se calcula la temperatura de bulbo seco del aire de mezcla multiplicando cada porcentaje por su respectivo valor de temperatura según la condición del mismo. Para aire recirculado 80 °F y para el aire exterior 95 °F, obteniendo una temperatura de bulbo seco para el aire de mezcla de 85,84 °F.

2) En la carta psicrométrica se unen los puntos de la condición del aire recirculado y del aire exterior mediante una línea recta y se interceptan con el valor de bulbo seco determinado en el paso anterior, para determinar las condiciones del aire a la entrada (mezcla de aire). Tal condición es aire a 85.85 °F de bulbo seco y 75,92 °F de bulbo húmedo.

3) Basado en el resumen de cálculo de carga térmica, figura 11, se determina la relación de calor sensible  $SHR = 0,77$ , y con este valor se traza la línea de referencia del SHR del sistema cruzando el punto de referencia ubicado a 78 °F de Bulbo seco y 65°F de Bulbo húmedo.

4) Se traza la línea del SHR para la condición de 80° F BS y 55 %HR trazando una línea paralela a la línea de referencia del SHR determinada en el paso anterior.

5) Siguiendo la curva del serpentín más cercana a la condición del aire de entrada (mezcla de aire) como guía, se traza desde este punto la curva del serpentín hasta que se intercepte con la línea del SHR. Este punto es la condición del aire de suministro del sistema que será de 60,16 °F BS y 59,46 °F BH.

6) Conociendo la condición del aire del espacio y la condición del aire de suministro se calcula el flujo de aire de suministro en cfm mediante la ecuación (5,2) cuyo resultado es de 2767 cfm.

7) Se determina mediante la carta psicrométrica las entalpías del aire de entrada y del aire de suministro (39.39 Btu/lb y 26,09 Btu/lb respectivamente) y empleando la ecuación 5,3 se calcula la capacidad de enfriamiento en Btu/hr haciendo uso del flujo de aire de suministro determinado en el punto precedente (2767 cfm). La capacidad determinada fue de 165.614 Btu/hr que se llevan a toneladas de refrigeración sabiendo que 12.000 Btu/hr equivalen a 1 Tonelada de Refrigeración. La capacidad en toneladas requerida por el equipo es de 13,8 TR y se recomienda un factor de seguridad de 10% para suplir cualquier carga adicional. La capacidad final del equipo será de 15,8 Toneladas de refrigeración.

**Tabla 12. Resumen del cálculo de la capacidad del sistema.**

<b>METODOLOGÍA DE LA TRANE (CURVAS DEL SERPENTÍN)</b>				
<b>CONDICIONES DEL AIRE DEL SISTEMA</b>				
	T BS °F	T BH °F	% DE AIRE	h (Btu/lb)
AIRE RECIRCULADO	80	68,167	61%	31,23
AIRE DEL EXTERIOR	95	86,102	39%	50,69
MEZCLA DE AIRE	85,84	75,92	100%	39,39
AIRE DE SUMINISTRO	60,16	59,46		26,09
<b>CAPACIDAD DEL SISTEMA</b>				
FLUJO DE AIRE DE SUMINISTRO	2.767 Cfm		Ecuación 5.2	
CARGA DE ENFRIAMIENTO	165.614 Btu/h		Ecuación 5.3	
CARGA DE ENFRIAMIENTO	13,80 TR		12.000 Btu/h = 1 TR	
10% Factor de Seguridad	15,18 TR			
EQUIPO SELECCIONADO	15,8 TR		30 HWC 018 Anexo C	

Para la determinación de las capacidades de las unidades terminales tipo fan – coil se empleó el mismo procedimiento. Los espacios para los cuales se realizó el cálculo fueron los de mayor carga térmica, seleccionados según el calor total calculado, ver resumen de cargas en la tabla 11. Los espacios para los cuales se realizaron los cálculos son representativos de los restantes ya que poseen similares condiciones; y son los siguientes:

- El Rancho o Comedor
- El Puente de mando
- Camarote ECF 1
- Camarote tripulación 3
- Cuarto de Radio
- SEIT

Para el cálculo del rancho, del Camarote ECF 1 y de Tripulación 3, el cuarto de radio y el SEIT, se tuvo en cuenta que el aire de entrada es 100%

recirculado ya que por el reducido espacio dentro del buque no es práctico instalar un conducto de renovación de aire a cada fan – coil; por tal motivo, solo hay conductos de suministro de aire exterior instalados en el puente y en el pasillo de la cubierta principal, ver tabla 10.

Por esta razón, para el cálculo para el puente se debe considerar una mezcla de aire de 50% de aire recirculado y 50% de aire exterior, ya que el flujo de aire de suministro estimado con  $\Delta T$  promedio de 25° fue de 596 cfm y la mitad del aire de renovación equivale a 556 cfm. Ver tabla 14 para los resultados obtenidos.



# PSYCHROMETRIC CHART

© 2003 AMERICAN STANDARD INC.  
BAROMETRIC PRESSURE: 29,921 in. HG

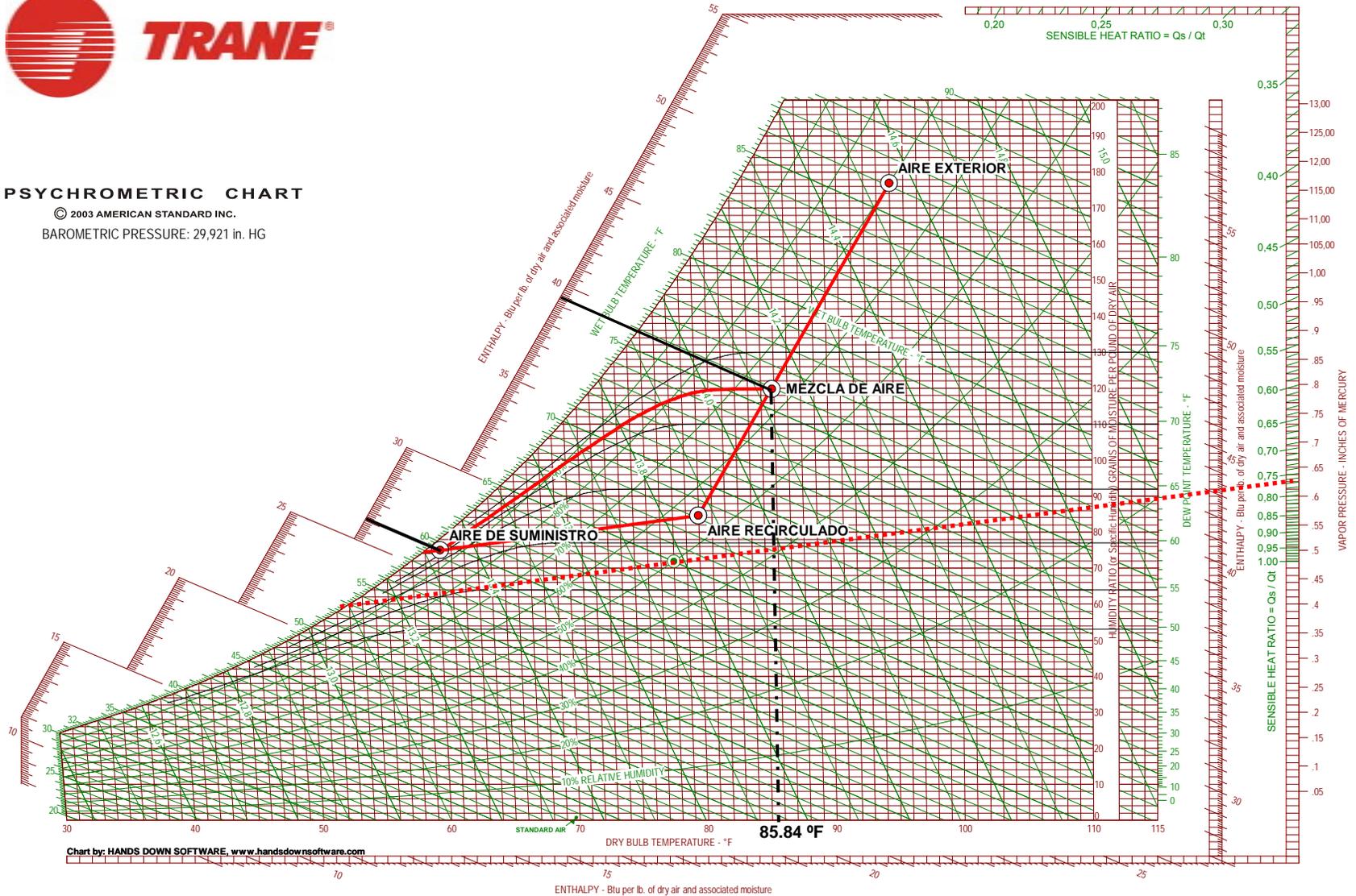


Figura 19. Proceso psicrométrico del sistema de aire acondicionado en la nodriza

#### 5.1.4. Diagnóstico y Ahorro Energético del Sistema de Aire Acondicionado.

A partir de los datos calculados en la sección anterior se hace un análisis comparativo de los equipos actualmente instalados con relación a los propuestos, basada su selección en el diagnóstico desarrollado en el presente trabajo; esto con el propósito de establecer la diferencia entre los consumos energéticos y los ahorros obtenibles al emplear los equipos propuestos

En la tabla 13 se muestran los resultados para el chiller de agua fría:

**Tabla 13. Cuadro comparativo del Chiller instalado y el propuesto**

ITEM	INSTALADO	PROPUESTO
Referencia del Equipo	30 HWC 025	30 HWC 018
Capacidad Nominal (TR)	19,9	15,8
Reducción de Capacidad (%)	20,6%	
Potencia Consumida (Kw.)	16,2	13,2
Reducción de Consumo (Kw.)	3	
Reducción Potencia Consumida (%)	18,5%	
Ahorro Consumo Diario (Kwh./día) Operando 24 h/día	72	
Ahorro Anual (Kwh./año) Disponibilidad 90% = 7884 h/año	23652	
Ahorro por Operación (\$/año)	<b>\$ 8.421.531</b>	
Ahorro por Inversión Inicial (\$)	<b>\$4.400.000</b>	
<i>Todos los cálculos se realizan con un factor de carga al 100%</i>		
<b>COSTO DE COMBUSTIBLE DIESEL</b>		
Costo del combustible (\$/gal)	\$ 4.685	(1)
Consumo del Generador gal/h/Kw.	0,076	(2)
Costo del Kw. (\$/Kwh.)	\$ 356	
1. Precio del Diesel a Septiembre de 2006		
2 Dato del fabricante para Generador Caterpillar C 4.4		

La tabla 14 resume la capacidad de las unidades fan coil requeridas por el sistema en algunos espacios representativos, y se compara con la capacidad instalada para evaluar a que porcentaje trabajan las unidades actuales.

**Tabla 14. Determinación de la capacidad de los fan coil en algunos espacios representativos.**

ESPACIO	SHR	Qs Btu/h	CONDICIONES DEL AIRE A LA ENTRADA Y SALIDA DEL SERPENTÍN									
			T BS °F				T BS °F				Entalpías (Btu/lb)	
			AE	AR	% AE	%AR	AEnt	AS	dT	Cfm	h ent	h sal
CAMAROTE ECF 1	0,73	9280	95	80	0%	100%	80	65	15	570,223	32,46	27,74
RANCHO	0,56	10718	95	80	0%	100%	80	55	25	395,149	32,46	20,00
PUENTE	0,96	16097	95	80	50%	50%	87,5	63,5	24	618,156	41,48	28,50
CUARTO DE RADIO	0,78	2450	95	80	0%	100%	80	65	15	150,538	32,46	27,83
SEIT	0,72	1817	95	80	0%	100%	80	64	16	104,653	32,46	27,13
CAMAROTE TRIP 3	0,61	4312	95	80	0%	100%	80	56,5	23,5	169,112	32,46	23,21

ESPACIO	CAPACIDAD			Condición de Operación
	Requerida		Instalada	
	Btu/h	TR	TR	
CAMAROTE ECF 1	12094	1,0	0,95	106%
RANCHO	22151	1,8	2,39	77%
PUENTE	36104	3,0	4,78	63%
CUARTO DE RADIO	3134	0,3	0,95	27%
SEIT	2510	0,2	1,44	15%
CAMAROTE TRIP 3	7035	0,59	0,95	62%

Se observa que solo en el camarote EFC 1 (y espacios de similares condiciones – Camarote ECF2) las unidades instaladas no tienen la capacidad suficiente para suplir la carga térmica del sistema.

En los restantes espacios los equipos están trabajando muy por debajo de su capacidad nominal siendo el caso más crítico la unidad instalada en el SEIT.

A pesar de que los equipos actualmente instalados están trabajando de forma ineficiente, no hay una propuesta para su cambio debido a que las unidades disponibles comercialmente que ofrecen la capacidad necesaria no pueden ser instalados en la nodriza por su gran tamaño.

## **5.2. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN**

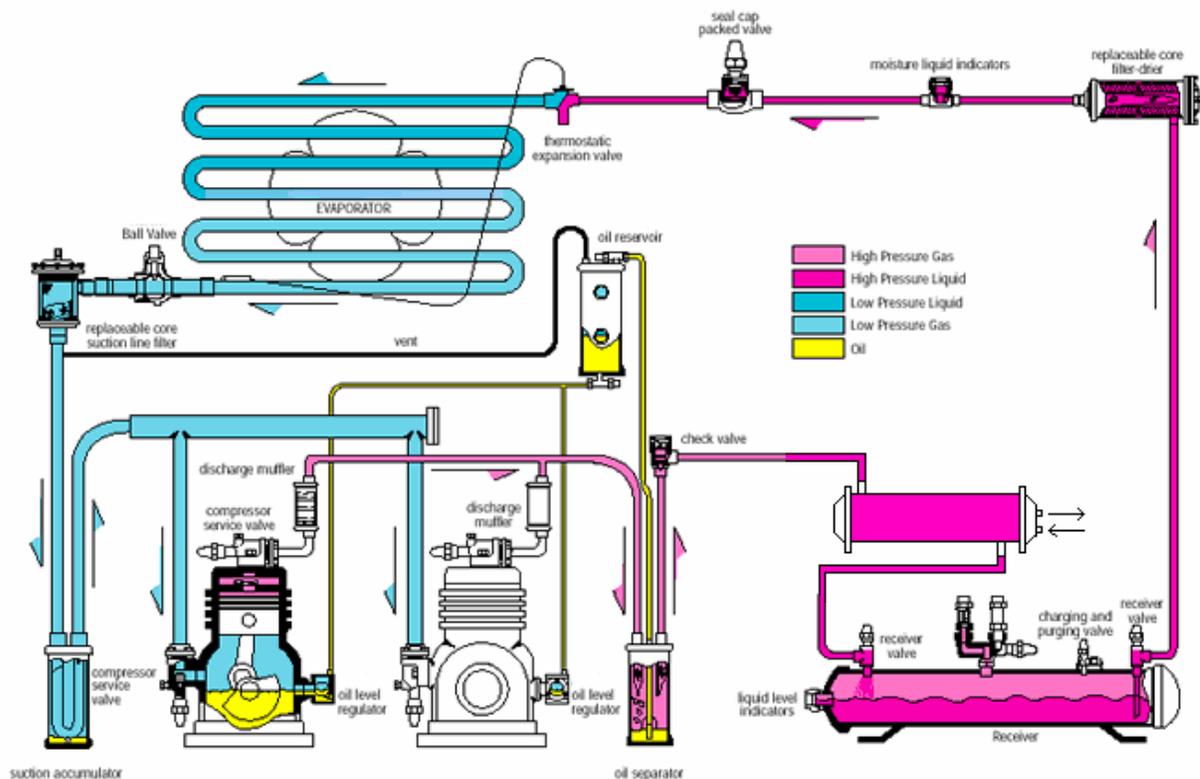
### **5.2.1. Descripción del sistema actual de Refrigeración**

El sistema frigorífico consta de dos unidades condensadoras marca Russell de la serie RW con referencia RWD500L22 para baja temperatura con capacidad de 31.000 Btu/h a una temperatura de succión de -10 °F, cada una compuesta por un condensador de tubo y coraza enfriado por agua de mar; un compresor Copeland Discus modelo 2DL3-040E-TFC200 para trabajo con refrigerante 22. El sistema de cuartos frigoríficos incluye un recinto a -4 °F (-20 °C) para carnes y otro a 33° F (0,5 °C) para verduras. Únicamente trabaja una unidad para ambos cuartos, la otra funciona en stand-by.

Las unidades están ubicadas en el cuarto de máquinas; desde allí el refrigerante líquido es bombeado por tuberías aisladas con poliuretano hasta las unidades evaporadoras de aire forzado ubicadas en el cuarto de verduras y el cuarto frío.

Las unidades evaporadoras son marca Heatcraft modelo FBA 080 para temperatura de evaporación -20° y -5° C, la primera para el cuarto frío y la segunda para el cuarto de verduras cuyas capacidades basadas en la temperatura de evaporación es de 6905 Btuh (1740 Kcal/h) y 7580 Btuh (1910 Kcal/h) respectivamente; cada unidad posee dos ventiladores de 1580 rpm que suministran un flujo de aire de 1083 cfm.

En la figura 20 se muestra el esquema del funcionamiento del sistema de refrigeración



**Figura 20. Esquema de funcionamiento del sistema de refrigeración.**

Los anexos E y F contiene las especificaciones técnicas de los equipos utilizados en el sistema de refrigeración.

### **5.2.2. Recálculo de la Carga Térmica del Sistema de Refrigeración**

De igual forma que para el aire acondicionado, el recálculo de la carga térmica para los cuartos fríos se efectuará de acuerdo al procedimiento recomendado por la SNAME para este tipo de aplicación, que se explica en detalle el capítulo 4. Las tablas 16 y 17 son los formatos usados para el cálculo de la carga térmica del cuarto de congelación (cámara para carnes) y de enfriamiento (cámara para verduras) respectivamente que resumen el resultado del cálculo comprobatorio para el sistema de refrigeración.

Los valores de temperatura de diseño empleados para el cálculo fueron de 0° y 33° F para el cuarto de congelación y de enfriamiento respectivamente, en la tabla 15 se resumen las condiciones empleadas que son complementadas con los valores dados para buques navales que aparecen en la tabla 8.

**Tabla 15. Condiciones para diseño del sistema de refrigeración**

Temperatura exterior	95 F	35 C
Humedad relativa	70 %	
Superficies expuestas al sol	140 F	60 C
Superficies adyacentes a espacios de máquinas	100 F	37 C
Superficies adyacentes a espacios acondicionados	80 F	26 C
Temperatura cuarto de congelación	-4 F	-20 C
Temperatura cuarto de enfriamiento	33 F	0 C
% de llenado de los cuartos	80 %	

**Tabla 16. Resumen del cálculo de la carga térmica para el cuarto frío.**

<b>ESPACIO CUARTO FRIO</b> ESPACIO N° 1-17-2-A		<b>PROCESO:</b> Congelamiento		<b>TEMP °F:</b> -4			
<b>TIPO DE CARGA</b>		<b>DIMENSIONES (ft):</b> 9,08 x 41,51 x 7,05 Longitud Area Lateral Altura					
1= Cubierta superior 2= Cubierta inferior 3= Mamparos BBR 4= Mamparo EBR 5= Mamparo proa 6= Mamparo popa		Vol interior. 376,77 ft <sup>3</sup>					
		<b>Peso total del producto (PW) Vol Total x % de llenado x ratio x Wp</b> 376,8 x 0,8 x 1 x 35,9 = 10820,9 lb					
		<b>Peso total del contenedor (CW) Vol Total x % de llenado x ratio x Wc</b> 376,8 x 0,8 x 1 x 3,64 = 1097,2 lb					
<b>CALCULOS</b>							
TIPO DE CARGA	TRANSMISION					AL CARGAR	NORMAL
	To	Td	AREA	U	Horas		
1	140	144	42,3	0,090	24,0	13166,0	13166,0
2	80	84	64,5	0,090	24,0	12426,6	12426,6
3	140	144	68,5	0,087	24,0	19249,7	19249,7
4	33	37	64,0	0,087	24,0	3207,0	3207,0
5	80	84	41,5	0,087	24,0	7280,8	7280,8
6	100	104	41,5	0,044	24,0	4507,2	4507,2
<b>GANANCIA DE CALOR POR TRANSMISION</b>						<b>59837</b>	<b>59837</b>
<b>INFILTRACION</b>		(Vol X Ha X Air changes / 24 hrs)				<b>7460</b>	<b>7460</b>
Vol	Ha	Cambios de aire					
376,8	1,8	11					
<b>VENTILACION</b>		(Vol X Ha X 24 hrs / 3)					
Vol	Ha	<b>NO APLICA</b>					
<b>GANANCIA DE CALOR POR PRODUCTO LP= (PWCp+CWCc)(t1-t2)/Dias</b>						<b>42754</b>	
PW	Cp	CW	Cc	t1	t2		
10820,9	0,35	1097,2	0,65	15,0	-4,0	2	
<b>RESPIRACION DEL PRODUCTO EN EL ENFRIAMIENTO = PW (R1 + R2)/2</b>							
PW	R1	R2	<b>NO APLICA</b>				
<b>RESPIRACION DEL PRODUCTO EN ALMACENAMIENTO (PW x R2)</b>							
PW	R2	<b>NO APLICA</b>					
<b>SUBTOTAL BTU/24 H</b>						<b>110052</b>	<b>67297</b>
<b>SUBTOTAL BTU/ H</b>						<b>4585</b>	<b>2804</b>
<b>MAS 10% DE SEGURIDAD</b>						<b>5044</b>	<b>3084</b>
<b>CAPACIDAD EN TONELADAS DE REFRIGERACION DEL COOLER</b>						<b>0,42</b>	<b>0,26</b>
<b>CALOR POR MOTOR DEL VENTILADOR n° x hp x Btu/hrs-hp</b>						<b>2125</b>	<b>2125</b>
N°	hp						
2	0,25	4250					
<b>CAPACIDAD DE LA UNIDAD CONDENSADORA</b>						<b>0,60</b>	<b>0,43</b>

**Tabla 17. Resumen del cálculo de la carga térmica para el cuarto de verduras**

<b>ESPACIO CTO VERDURAS</b> ESPACIO N° 1-17-2-A		<b>PROCESO:</b> Enfriamiento		<b>TEMP °F:</b> 33			
<b>TIPO DE CARGA</b>		<b>DIMENSIONES (ft):</b> 9,07628 x 5,47 x 7,05 Largo Ancho Alto					
1= Cubierta superior 2= Cubierta inferior 3= Mamparos BBR 4= Mamparo EBR 5= Mamparo proa 6= Mamparo popa		<b>Volumen Interior</b> 350,07 ft <sup>3</sup>					
		<b>Peso total del producto (PW) Vol Total x % de llenado x ratio x Wp</b> 350,1 x 0,8 x 1 x 28,71 = 8040,5 lb					
		<b>Peso total del contenedor (CW) Vol Total x % de llenado x ratio x Wc</b> 350,1 x 0,8 x 1 x 3,20 = 896,2 lb					
<b>CÁLCULOS</b>							
<b>TIPO DE CARGA</b>	<b>TRANSMISION</b>					<b>AL CARGAR</b>	<b>NORMAL</b>
	T <sub>O</sub>	T <sub>D</sub>	AREA	U	Horas		
1	140,0	107,0	49,6	0,090	24,0	11470,3	11470,3
2	80,0	47,0	49,6	0,090	24,0	5038,4	5038,4
3	-4,0	-37,0	64,0	0,087	24,0	<b>Se desprecia</b>	
4	80,0	47,0	64,0	0,087	24,0	6282,9	6282,9
5	80,0	47,0	38,6	0,087	24,0	3785,1	3785,1
6	100,0	67,0	38,6	0,044	24,0	2697,9	2697,9
<b>GANANCIA DE CALOR POR TRANSMISION</b>						<b>29275</b>	<b>29275</b>
<b>INFILTRACION</b> (Vol X ha X Air changes / 24 hrs)		Vol ha Cambios de aire				<b>13443</b>	
350,1 3,2 12							
<b>VENTILACION</b> (Vol X ha X 24 hrs / 3)		Vol ha					<b>8962</b>
350,1 3,2 8,0							
<b>GANANCIA DE CALOR POR PRODUCTO LP= (PWCp+CWCc)(t1-t2)/Dias</b>						<b>81587</b>	
PW	Cp	CW	Cc	t1	t2		
8040,5	0,85	896,2	0,65	55	33	2	
<b>RESPIRACION DEL PRODUCTO EN EL PRE-ENFRIAMIENTO = PW (R1 + R2)/2</b>						<b>17207</b>	
PW	R1	R2					
8040,5	3,20	1,08					
<b>RESPIRACION DEL PRODUCTO EN ALMACENAMIENTO (PW x R2)</b>							<b>8684</b>
PW	R2						
8040,5	1,08						
<b>SUBTOTAL BTU/24 H</b>						<b>141511</b>	<b>46920</b>
<b>SUBTOTAL BTU/ H</b>						<b>5896</b>	<b>1955</b>
<b>MAS 10% DE SEGURIDAD</b>						<b>6486</b>	<b>2151</b>
<b>CAPACIDAD EN TONELADAS DE REFRIGERACION</b>						<b>0,54</b>	<b>0,18</b>
<b>CALOR POR MOTOR DEL VENTILADOR °nª x hp x btu/Hrs</b>						<b>2125</b>	<b>2125</b>
Nº	hp						
2	0,25	4250					
<b>CAPACIDAD DE LA UNIDAD CONDENSADORA</b>						<b>0,72</b>	<b>0,36</b>

### **5.2.3. Determinación de la capacidad y Diagnóstico Energético del Sistema de Refrigeración**

Después de realizado el cálculo comprobatorio del sistema de refrigeración de la nodriza VI se determina que se necesitan 0.54 toneladas de refrigeración para llevar la carga máxima del cuarto de verduras de 13 °C (55 °F) (valor de temperatura máxima de entrada al cuarto según SNAME [2], ver tabla 8) hasta 0,5 °C (33 °F) y 0.18 toneladas de refrigeración para mantener la máxima carga de este cuarto en 0,5 °C (33 °F).

Por otro lado se necesitan 0.42 toneladas de refrigeración para llevar la carga máxima del cuarto frío de -9 °C (15 °F) (valor de temperatura máxima de entrada al cuarto de enfriamiento según SNAME [2], ver tabla 8) hasta -20°C (-4 °F) y 0.26 toneladas de refrigeración para mantener la máxima carga de este cuarto en -20°C (-4 °F).

Se determina la capacidad total del equipo incluyendo el calor que transmiten los ventiladores del evaporador y se suman los valores obtenidos para cada cuarto que corresponden a las condiciones de máximo requerimiento.

El valor total obtenido es de 1,31 Toneladas de refrigeración. La capacidad de la unidad actualmente instalada para una temperatura de succión de -10 °F es de 31.000 Btu/h (2,58 TR), que representa una unidad trabajando al 50% de su capacidad. Se hace la selección de la unidad para trabajar a las mismas condiciones de temperatura, proponiendo una unidad de menor capacidad. En la tabla 18 aparece el cuadro comparativo de la unidad instalada y la propuesta basada en el cálculo comprobatorio realizado en la sección anterior y se dan los ahorros obtenidos por el cambio de la unidad

condensadora. En el anexo E aparecen las especificaciones técnicas de la unidad actualmente instalada y la propuesta.

**Tabla 18. Cuadro comparativo de la unidad condensadora instalada y propuesto para el sistema de refrigeración. Ahorros obtenidos.**

ITEM	INSTALADO	PROPUESTO
Referencia del Equipo	RWD500L22	RWD300L22
Capacidad Nominal (Btu/h)	31000	22100
Capacidad Nominal (TR)	2,6	1,8
Reducción de Capacidad (%)	28,7%	
Potencia Consumida (HP)	5	3
Potencia Consumida (Kw)	3,68	2,21
Reducción de Consumo (Kw)	1,47	
Reducción Potencia Consumida (%)	40%	
Ahorro Consumo Diario (Kwh./día) Operando 24 h/día	35,3	
Ahorro Anual (Kwh/año) Disponibilidad 90% = 7884 h/año	11597	
Ahorro por Operación (\$/año)	\$ 4.129.352	
<i>Todos los cálculos se realizan con un factor de carga al 100%</i>		
<b>COSTO DE COMBUSTIBLE DIESEL</b>		
Costo del combustible (\$/gal)	\$ 4.685	1
Consumo del Generador gal/h/Kw	0,076	2
Costo del Kw (\$/Kwh)	\$ 356	
1. Precio del Diesel a Septiembre de 2006		
2 Dato del fabricante para Generador Caterpillar C 4.4		

Las unidades evaporadoras deberán suplir 0,6 toneladas de refrigeración para el cuarto frío y 0,72 toneladas para el cuarto de enfriamiento; estos valores corresponden a la condición máxima de operación de cada cuarto incluyendo el calor producido por los motores de los ventiladores.

Para los mismos valores de temperatura de evaporación  $-20^{\circ}$  y  $-5^{\circ}$  C, se realiza la selección de la unidad evaporadora requerida en cada cuarto según la capacidad ofrecida por equipos disponibles comercialmente y se comparan con los actualmente instalados para determinar si los equipos instalados logran suplir la demanda que requiere el sistema y establecer posibles ahorros energéticos y económicos.

El cuarto frío requiere de  $0,6 \text{ TR} = 72.000 \text{ Btu/h} = 1815 \text{ Kcal/h}$ , esta última son las unidades de las capacidades de los evaporadores que aparecen en el catálogo (Anexo F); Para una temperatura de evaporación de  $-20^{\circ}\text{C}$  se determina que el equipo actualmente instalado requiere un aumento en su capacidad de 4,25 % para suplir lo demandado por el sistema. En este caso no es necesario cambiar la unidad pues en el cálculo se empleó un factor de seguridad de 10% por lo que el valor realmente requerido por el sistema es menor. El valor requerido sin el factor de seguridad de 10% es de 0,52 TR que equivale a 1565 Kcal/h, valor que logra suplir la unidad actualmente instalada.

Para el caso del cuarto de verduras se requiere una unidad de  $0,72 \text{ TR} = 8640 \text{ Btu/h} = 2177 \text{ Kcal/h}$  siendo la unidad instalada de una capacidad de  $0,63 \text{ TR} = 7579,5 \text{ Btu/h} = 1910 \text{ Kcal/h}$  para una temperatura de evaporación de  $-5^{\circ}\text{C}$ ; lo que representa una unidad trabajando con una capacidad menor a la requerida.

## 6. CONCLUSIONES

Con la terminación del presente trabajo se concluye:

- ❑ Para el correcto diseño de sistemas de aire acondicionado y de refrigeración para buques navales se hace necesario seguir los parámetros, condiciones y recomendaciones que ofrecen en la literatura los organismos dedicados a la investigación, regulación y construcción de este tipo de buques, debido a que hay una variación significativa en los parámetros que se siguen para el diseño de tales sistemas para este tipo de buques en relación a los disponibles para buques mercantes.
- ❑ El diseño de los sistemas de aire acondicionado y de refrigeración instalados en buques, requieren de su evaluación o diagnóstico después de construido el buque, ya que al recalcular las cargas térmicas en base lo realmente instalado nos permite identificar si el sistema cumple con los requerimientos de desempeño para los cuales fue diseñado.
- ❑ La unidad de enfriamiento actualmente instalada en la nodriza VI para el sistema de aire acondicionado esta trabajando por debajo de su capacidad nominal; en base a los cálculos realizados se determinó que al cambiar la unidad por una de menor tamaño que cumpla con los requerimientos reales del sistema, se producirá una reducción en la capacidad de 20%, lo que trae consigo una reducción del consumo energético que se ve reflejado en ahorros económicos, tanto por operación como por la inversión inicial.

- ❑ La unidades tipo fan coil trabajan en su mayor parte muy por debajo de su capacidad nominal, determinándose que en algunos espacios llegan a trabajar hasta en un factor de carga del 15%; por otro lado solo en dos espacios, Camarote ECF 1 y el Rancho, la unidades no son capaces de cumplir con los requerimiento de carga por lo que en estos espacios no se alcanzan las condiciones de confort de diseño.
  
- ❑ La unidad condensadora del sistema de refrigeración que debe suplir las condiciones máximas de operación del cuarto frío y el de verduras, esta sobrediseñada, y se encuentra trabajando al 50% de su capacidad; el reemplazar la unidad existente por otra de menor capacidad representa un ahorro en el consumo de energía del 40%.
  
- ❑ La unidad evaporadora del cuarto frío cumple con los requerimientos de carga de dicho espacio, pero la ubicada en el cuarto de verduras esta trabajando con un mínimo porcentaje por encima de su capacidad nominal.
  
- ❑ En conjunto, para los dos sistemas evaluados (aire acondicionado y refrigeración), se pueden obtener ahorros económicos por operación a plena carga de los equipos por un valor aproximado de \$ 12.550.883 por año, trabajando 7880 horas/año las 24 horas al día. Y se obtiene un ahorro por inversión inicial de \$4.400.000 aproximadamente con la propuesta de un chiller de enfriamiento de menor capacidad para el sistema de aire acondicionado.

## 7. RECOMENDACIONES

Para completar los resultados obtenidos en este trabajo, se recomienda lo siguiente:

- ❑ Determinar mediante mediciones periódicas en los buques tipo nodriza las condiciones de temperatura de las superficies expuestas al sol y las temperaturas de los espacios adyacentes a los locales acondicionados, para ser utilizados en el cálculo de la carga térmica de los sistemas de aire acondicionado y refrigeración, con el objetivo de obtener resultados más acorde a la realidad del buque bajo las condiciones de explotación de los mismos en el territorio colombiano.
- ❑ Determinar experimentalmente los valores del coeficiente global de transferencia de calor teniendo en cuenta las configuraciones de estructuras y materiales empleados en los buques tipo nodriza, ya que los valores empleados están dados para estructuras navales que difieren de las utilizadas en la construcción de la nodriza y para un material aislante diferente, fibra de vidrio, cuando el empleado en el buque fue poliuretano.
- ❑ Tener en consideración cada una de las recomendaciones dadas para el diseño de sistemas de aire acondicionado y de refrigeración en buques navales, para los diseños futuros de las próximas nodrizas.

- ❑ En base a los resultados obtenidos, establecer una metodología que permita para futuros diseños una mejor distribución de las unidades tipo fan – coil.
  
- ❑ Realizar la evaluación en campo del sistema de aire acondicionado mediante la medición de temperaturas y presión del sistema para determinar el coeficiente de operación COP, y verificar así el desempeño de la unidad instalada durante su operación.
  
- ❑ Evaluar en campo las condiciones de operación del sistema de refrigeración para verificar la veracidad de los cálculos realizados y establecer con ayuda del propietario del buque (Armada de Colombia) las condiciones reales de carga por producto que requiere suplir el sistema y el porcentaje real de llenado de cada cuarto.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] SNAME. Recommended Practices for Merchant Ship Heating, Ventilation and Air Conditioning Design Calculations. Technical and Research Bulletin 4-16. 1980.
  
- [2] SNAME. Marine Engineering. 1992, Cap. 21.
  
- [3] SNAME. Thermal Insulation Report. Technical and Research Bulletin 4-7. New York. 1963.
  
- [4] ASHRAE. Applications Handbook. 1995. Cap. 10.
  
- [5] ASHRAE. Fundamentals Handbook. 1977.
  
- [6] ASHRAE. Refrigeration, Systems and Applications Handbook. 1994
  
- [7] **Lugo**, Ricardo y Sierra A. Evaluación energética de los sistemas de conversión y consumo de energía de un buque tipo nodriza fluvial. Tesis de grado. Especialización en Eficiencia Energética. Universidad del Atlántico. 2004.
  
- [8] Guide for Passenger Comfort on Ships. American Bureau of Shipping ABS. Houston, TX. USA. 2002.
  
- [9] Documentos de Clases. Diplomado Uso Racional de la Energía. Módulo de Refrigeración y Aire Acondicionado. UTB. 2006.

[10] **Quadri**, Nestor. Sistemas de aire acondicionado, calidad del aire interior. Editorial Alsina

[11] <http://www.semm.org/medmarit/pdfrev/1mm51aehs2.pdf>

[12] <http://www.ideam.gov.co/sectores/aero/climat/index41.htm>

[13] <http://www.handsdownsoftware.com>

# **ANEXOS**

**ANEXO A. CÁLCULO COMPROBATORIO DE LA CARGA TÉRMICA Y  
DETERMINACIÓN DE LA CAPACIDAD DEL EQUIPO DE AIRE  
ACONDICIONADO**

**ANEXO B. CÁLCULO COMPROBATORIO DE LA CARGA TÉRMICA Y  
DETERMINACIÓN DE LA CAPACIDAD DEL EQUIPO DE  
REFRIGERACIÓN**

### Cálculo comprobatorio del cuarto frío

<b>ESPACIO CUARTO FRIO</b> ESPACIO N° 1-17-2-A		PROCESO: Congelamiento		TEMP °F: -4				
<b>TIPO DE CARGA</b>		<b>DIMENSIONES (ft):</b> 9,08 x 41,51 x 7,05 Longitud Area Lateral Altura						
1= Cubierta superior 2= Cubierta inferior 3= Mamparos BBR 4= Mamparo EBR 5= Mamparo proa 6= Mamparo popa		Vol interior. 376,77 ft <sup>3</sup>						
		<b>Peso total del producto (PW) Vol Total x % de llenado x ratio x Wp</b>						
		376,8 x 0,8 x 1 x 35,9 = 10820,9 lb						
		<b>Peso total del contenedor (CW) Vol Total x % de llenado x ratio x Wc</b>						
376,8 x 0,8 x 1 x 3,64 = 1097,2 lb								
<b>CALCULOS</b>								
TIPO DE CARGA	<b>TRANSMISION</b>					<b>AL CARGAR</b>	<b>NORMAL</b>	
	T <sub>O</sub>	T <sub>D</sub>	AREA	U	Horas			
1	140	144	42,3	0,090	24,0	13166,0	13166,0	
2	80	84	64,5	0,090	24,0	12426,6	12426,6	
3	140	144	68,5	0,087	24,0	19249,7	19249,7	
4	33	37	64,0	0,087	24,0	3207,0	3207,0	
5	80	84	41,5	0,087	24,0	7280,8	7280,8	
6	100	104	41,5	0,044	24,0	4507,2	4507,2	
<b>GANANCIA DE CALOR POR TRANSMISION</b>						<b>59837</b>	<b>59837</b>	
<b>INFILTRACION</b>		(Vol X Ha X Air changes / 24 hrs)				<b>7460</b>	<b>7460</b>	
Vol	Ha	Cambios de aire						
376,8	1,8	11						
<b>VENTILACION</b>		(Vol X Ha X 24 hrs / 3)						
Vol	Ha	<b>NO APLICA</b>						
<b>GANANCIA DE CALOR POR PRODUCTO LP= (PWCp+CWCc)(t1-t2)/Días</b>						<b>42754</b>		
PW	Cp	CW	Cc	t1	t2			Días
10820,9	0,35	1097,2	0,65	15,0	-4,0	2		
<b>RESPIRACION DEL PRODUCTO EN EL ENFRIAMIENTO = PW (R1 + R2)/2</b>								
PW	R1	R2	<b>NO APLICA</b>					
<b>RESPIRACION DEL PRODUCTO EN ALMACENAMIENTO (PW x R2)</b>								
PW	R2	<b>NO APLICA</b>						
<b>SUBTOTAL BTU/24 H</b>						<b>110052</b>	<b>67297</b>	
<b>SUBTOTAL BTU/ H</b>						<b>4585</b>	<b>2804</b>	
<b>MAS 10% DE SEGURIDAD</b>						<b>5044</b>	<b>3084</b>	
<b>CAPACIDAD EN TONELADAS DE REFRIGERACION DEL COOLER</b>						<b>0,42</b>	<b>0,26</b>	
<b>CALOR POR MOTOR DEL VENTILADOR °n<sup>a</sup> x hp x Btu/hrs-hp</b>						<b>2125</b>	<b>2125</b>	
N°	hp							
2	0,25	4250						
<b>CAPACIDAD DE LA UNIDAD CONDENSADORA</b>						<b>0,60</b>	<b>0,43</b>	

### Cálculo comprobatorio del cuarto de verduras

<b>ESPACIO CTO VERDURAS</b>		<b>PROCESO:</b> Enfriamiento		<b>TEMP °F:</b> 33		
ESPACIO N° 1-17-2-A						
<b>TIPO DE CARGA</b>		<b>DIMENSIONES (ft):</b> 9,07628 x 5,47 x 7,05				
1= Cubierta superior 2= Cubierta inferior 3= Mamparos BBR 4= Mamparo EBR 5= Mamparo proa 6= Mamparo popa		Largo		Ancho		
		Alto				
		<b>Volumen Interior</b>		350,07		ft <sup>3</sup>
		<b>Peso total del producto (PW) Vol Total x % de llenado x ratio x Wp</b>		350,1 x 0,8 x 1 x 28,71 = 8040,5 lb		
<b>Peso total del contenedor (CW) Vol Total x % de llenado x ratio x Wc</b>		350,1 x 0,8 x 1 x 3,20 = 896,2 lb				
<b>CÁLCULOS</b>						
<b>TIPO DE CARGA</b>		<b>TRANSMISION</b>				<b>AL CARGAR</b>
		T <sub>O</sub>	T <sub>D</sub>	AREA	U	
1	140,0	107,0	49,6	0,090	24,0	11470,3 5038,4 <b>Se desprecia</b> 6282,9 3785,1 2697,9
2	80,0	47,0	49,6	0,090	24,0	
3	-4,0	-37,0	64,0	0,087	24,0	
4	80,0	47,0	64,0	0,087	24,0	
5	80,0	47,0	38,6	0,087	24,0	
6	100,0	67,0	38,6	0,044	24,0	
<b>GANANCIA DE CALOR POR TRANSMISION</b>						<b>29275</b>
<b>INFILTRACION</b>		(Vol X ha X Air changes / 24 hrs)				<b>13443</b>
Vol	ha	Cambios de aire				
350,1	3,2	12				
<b>VENTILACION</b>		(Vol X ha X 24 hrs / 3)				<b>8962</b>
Vol	ha					
350,1	3,2	8,0				
<b>GANANCIA DE CALOR POR PRODUCTO LP= (PWCp+CWc)(t1-t2)/Días</b>						<b>81587</b>
PW	Cp	CW	Cc	t1	t2	
8040,5	0,85	896,2	0,65	55	33	
<b>RESPIRACION DEL PRODUCTO EN EL PRE-ENFRIAMIENTO = PW (R1 + R2)/2</b>						<b>17207</b>
PW	R1	R2				
8040,5	3,20	1,08				
<b>RESPIRACION DEL PRODUCTO EN ALMACENAMIENTO (PW x R2)</b>						<b>8684</b>
PW	R2					
8040,5	1,08					
<b>SUBTOTAL BTU/24 H</b>						<b>141511</b>
<b>SUBTOTAL BTU/ H</b>						<b>5896</b>
<b>MAS 10% DE SEGURIDAD</b>						<b>6486</b>
<b>CAPACIDAD EN TONELADAS DE REFRIGERACION</b>						<b>0,54</b>
<b>CALOR POR MOTOR DEL VENTILADOR °nª x hp x btu/Hrs</b>						<b>2125</b>
N°	hp					
2	0,25	4250				
<b>CAPACIDAD DE LA UNIDAD CONDENSADORA</b>						<b>0,72</b>
						<b>0,36</b>

**Cuadro comparativo de la unidad condensadora instalada vs la propuesta**

<b>ITEM</b>	<b>INSTALADO</b>	<b>PROPUESTO</b>
Referencia del Equipo	RWD500L22	RWD300L22
Capacidad Nominal (Btu/h)	31000	22100
Capacidad Nominal (TR)	2,6	1,8
Reducción de Capacidad (%)	28,7%	
Potencia Consumida (HP)	5	3
Potencia Consumida (Kw)	3,68	2,21
Reducción de Consumo (Kw)	1,47	
Reducción Potencia Consumida (%)	40%	
Ahorro Consumo Diario (Kwh./día) Operando 24 h/día	35,3	
Ahorro Anual (Kwh/año) Disponibilidad 90% = 7884 h/año	11597	
Ahorro por Operación (\$/año)	\$ 4.129.352	
<i>Todos los cálculos se realizan con un factor de carga al 100%</i>		
<b>COSTO DE COMBUSTIBLE DIESEL</b>		
Costo del combustible (\$/gal)	\$ 4.685	1
Consumo del Generador gal/h/Kw	0,076	2
Costo del Kw (\$/Kwh)	\$ 356	
1. Precio del Diesel a Septiembre de 2006		
2 Dato del fabricante para Generador Caterpillar C 4.4		

**ANEXO C. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL CHILLER EMPLEADO  
EN EL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO DEL BUQUE TIPO  
NODRIZA**

**ANEXO D. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LAS UNIDADES TIPO  
FAN COIL EMPLEADAS EN EL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO  
DEL BUQUE TIPO NODRIZA.**

**ANEXO E. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LA UNIDAD  
CONDENSADORA EMPLEADA EN EL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN**

**ANEXO F. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LA UNIDAD  
EVAPORADORA EMPLEADA EN EL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN**

**ANEXO G. COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR U  
DE LAS ESTRUCTURAS EMPLEADAS EN LA CONSTRUCCIÓN DE  
BUQUES**

**ANEXO H. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LOS MAMPAROS  
EMPLEADOS EN LA NODRIZA**