

Estudio comparativo del método de cálculo de carga térmica para sistemas de aire acondicionado en buques

Carlos Rodríguez Jaraba^a
Bienvenido Sarría López^a
Juan Fajardo Cuadro^a
Ricardo Lugo Villalba^b

Resumen

Este artículo presenta el estudio comparativo entre las prácticas recomendadas por la Sociedad de Arquitectos Navales e Ingenieros Marinos –*Sname*– para el diseño de sistemas de acondicionamiento de aire en buques y la metodología de cálculo de carga térmica CLTD/CLF desarrollada por la Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Acondicionamiento de Aire –*Ashrae*–. Para verificar la diferencia en los resultados obtenidos al emplear las consideraciones y ecuaciones de cálculo propuestas se utilizaron datos de diseño del buque de río tipo nodriza VI construido por Cotecmar, y se demostró que mediante el uso de la metodología de la *Sname* se obtienen sistemas de acondicionamiento de aire sobredimensionados. También se evaluaron los coeficientes globales de transferencia de calor comparando los resultados tabulados por la *Sname* con los valores obtenidos a través del método de zona. Por último, se determinó la influencia de las cargas térmicas calculadas en la capacidad del equipo de enfriamiento requerido en un local del buque.

Palabras clave: Metodología de cálculo de carga térmica, CLTD/CLF, carga térmica, método de zona, coeficiente global de transferencia de calor.

Abstract

This article presents a comparative study between the practices recommended by the Society of Naval Architects and Marine Engineers –*SNAME*– for the design of air conditioning systems on ships and the methodology of thermal charge calculation CLTD/CLF developed by the American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers –*ASHRAE*–. To verify the difference in the results obtained when applying the proposed considerations and equations of calculus, ship design data of the VI riverine patrol and supply ship built by Cotecmar, it demonstrated that by means of the use of the methodology of the *SNAME*, over-sized air conditioning systems are obtained. And the global coefficients of heat transference were also evaluated comparing the results tabulated by the *SNAME* with the values obtained through zone method. Finally, the influence of the calculated thermal charges in the capacity of the equipment of cooling required on the premises of the ship was determined.

Key words: Thermal charge calculation method, CLTD/CLF, thermal charge, zone method, global coefficients of heat transference.

Fecha de recepción: 2 de noviembre de 2007
Fecha de aceptación: 17 de diciembre de 2007

^a Universidad Tecnológica de Bolívar. Departamento de Ingeniería Mecánica.

^b Cotecmar. Departamento de Maquinaria y Propulsión.

Autor corresponsal: cmrodriguezjaraba@yahoo.es

Introducción

Las prácticas recomendadas para los cálculos de diseño de sistemas de aire acondicionado en buques, y en particular las referentes al cálculo de la carga térmica publicada por la Sociedad de Arquitectos Navales e Ingenieros Marineros –*Sname*– en 1980¹, empleada en el astillero de Cotecmar, evalúa los espacios que se van a acondicionar usando el concepto de ganancias de calor instantáneas el cual considera que todas las ganancias de calor, internas y externas son transmitidas directa e inmediatamente al local.

Asimismo, por ser esta una evaluación del flujo de calor estable, recomienda también el uso de coeficientes o factores que evalúan mediante un solo cálculo la transferencia por conducción y radiación a través de superficies de vidrio (ventanas) y no considera la variación diaria en los diferenciales de temperaturas requeridos para determinar los componentes externos de carga (conducción a través de estructuras expuestas a la radiación solar: casco, cubiertas superiores, ventanas) debido a la latitud y mes considerados en el diseño.

Al realizar cálculos basados en las recomendaciones de la *Sname* no se tiene en cuenta el efecto de almacenamiento de calor o efecto de retardo térmico. La mayor parte de las fuentes de ganancia de calor transfieren energía tanto por convección como por radiación. La energía radiante es la absorbida por las paredes, pisos, muebles y otros objetos; solo cuando estos alcanzan una temperatura mayor a la del aire interior se transfiere el calor por convección al espacio. Este efecto de almacenamiento térmico es muy importante en la determinación de la capacidad del equipo de acondicionamiento de aire y evita sobredimensionar el sistema ya que la carga de enfriamiento determinada será menor a la ganancia de calor máxima instantánea de un espacio en un momento dado. En las diferentes metodologías desarrolladas por la *Ashrae* para el cálculo de la carga térmica o carga de enfriamiento se considera el efecto de almacenamiento, una de ellas es la método CLTD/CLF propuesto inicialmente en 1977².

Por otro lado, la metodología de la *Sname* recomienda el uso de coeficientes globales de transferencia de calor (factor U) para estructuras navales que datan de un reporte de aislamiento térmico de 1963 (*Sname*), los cuales hoy son inadecuados por ser para dimensiones y características geométricas diferentes al tipo de estructuras que se emplean en la industria naval. Adicional a esto, los valores tabulados en el reporte fueron determinados en ensayos experimentales en paneles con aislamiento de fibra de vidrio, mientras que en las patrulleras de río construidas en Cotecmar se emplea poliuretano expandido.

Por lo tanto, es necesario evaluar la metodología para determinar la carga térmica y los valores del factor U con el propósito de mejorar y optimizar los diseños de los sistemas de acondicionamiento de aire en la construcción de buques.

Estado del arte

Dentro del presente artículo se abordan dos áreas específicas relacionadas con el cálculo de carga térmica o de enfriamiento: La primera hace referencia a las ecuaciones y consideraciones de cálculo empleadas para evaluar los diferentes componentes de la carga térmica (las cargas externas por transmisión o conducción en superficies soleadas y no soleadas, por conducción y radiación en vidrios, y las cargas internas por conducción a través de particiones internas, carga por personas, por equipos y por iluminación). La segunda tiene que ver con los valores del coeficiente global de transferencia de calor empleados en el cálculo de la carga por transmisión a través del casco y los mamparos.

En estudios preliminares de Hart, Fulton y Cox (2004), se determinó que los valores de U establecidos por la *Sname* en su *Reporte de Aislamiento Térmico* (1963) no son adecuados puesto que no han venido a la par con los cambios en las configuraciones y materiales aislantes usados en la construcción naval, a diferencia de los aislamientos térmicos en envolventes de edificios. Mientras las normas de aislamientos térmicos en edificios residenciales y comerciales y ambientes industriales han cambiado de forma dramática en los últimos cuarenta años

¹ Technical and Research Bulletin 4-16.

² Fundamentals Handbook. Ashrae. 1977.

debido a los aumentos significativos en los costos de la energía y a la mayor comprensión del desempeño de los aislamientos, las normas para la industria naval no han cambiado.

Hart, Fulton y Cox (2004), demostraron que el uso de los valores propuestos produce espesores de aislamientos mayores a los realmente requeridos, principalmente porque las configuraciones de los refuerzos empleados en la construcción naval, así como la profundidad, espesores y espaciado de los mismos han variado a lo largo de los años. Esto afecta considerablemente el flujo de calor en las estructuras navales, debido a que a través de los refuerzos metálicos, de mayor conductividad que el aislamiento, se producen puentes térmicos.

Por otro lado, mientras hay varias opciones disponibles para la selección de diferentes materiales como aislamientos en un buque, los datos publicados por la *Sname* en su reporte se enfocan en los valores del coeficiente global para estructuras aisladas con fibra de vidrio semirrígida. En el caso particular del buque Nodriza VI el aislamiento empleado es poliuretano expandido, por lo que los valores del factor U utilizados en el momento de determinar la carga por transmisión son inadecuados.

Los datos contenidos en la publicación de la *Sname* fueron obtenidos mediante ensayos térmicos que se desarrollaron para determinar el desempeño del aislamiento en combinación con refuerzos angulares bidimensionales, mientras que los refuerzos de la nodriza son de geometría en T y de bulbo.

Como conclusión Hart, Fulton y Cox (2004) establecieron que es necesario reevaluar los valores del factor U debido a que los requerimientos térmicos inadecuados por el uso de valores errados resultan en exceso de peso y de costos en consumo de combustible, así como por generadores y equipos de acondicionamiento de aire y de ventilación sobredimensionados.

Desarrollo de la metodología de cálculo de carga térmica

A lo largo de los últimos años la *Ashrae* ha venido desarrollando diferentes proyectos de investigación

en aras de cálculos más exactos y de obtener mejores resultados en la determinación de la carga térmica (también llamada carga de enfriamiento). Es así como las metodologías empleadas para el diseño de sistemas de acondicionamiento de aire han evolucionado.

En la edición del *Manual de Fundamentos* de la *Ashrae* de 1972 se describieron dos métodos de cálculo de la carga de enfriamiento. En el primer procedimiento, el método de la Diferencia Total de Temperatura Equivalente (*TETD* por sus siglas en inglés), varios componentes de la ganancia de calor del espacio se conjugan para obtener una tasa instantánea total de la ganancia de calor del espacio, de donde se obtiene la carga de enfriamiento instantánea usando factores de peso (*Ashrae*, 1977).

El segundo procedimiento se introdujo por primera vez en el volumen del año de 1972, y fue el método de las Funciones de Transferencia (*TFM*). Aunque utilizaba un principio similar al primero, empleaba factores de respuesta completamente diferentes para convertir la ganancia de calor en carga de enfriamiento. Estos factores fueron llamados coeficientes de las funciones de transferencia.

Para eliminar las discrepancias entre estos métodos la *Ashrae* realizó investigaciones que condujeron al CLTD/CLF (Diferencia de temperatura de la carga de enfriamiento / Factor de carga de enfriamiento), desarrollado como método de cálculo manual, que utilizaba los valores de CLTD y CLF tabulados. Los valores fueron calculados haciendo uso del método de las funciones de transferencia el cual proporciona las cargas de enfriamiento para condiciones ambientales y tipos de zonas estandarizadas. Esas cargas fueron normalizadas, de tal forma que el diseñador podía determinarlas para cada hora con una multiplicación sencilla.

En trabajos posteriores (McQuiston et al., 1993) se realizaron revisiones al método CLTD/CLF, con la finalidad de obtener resultados más exactos, lo cual condujo al CLTD/SCL/CLF en el que se introduce un nuevo factor, la carga de enfriamiento solar (SCL), para calcular la carga por radiación en vidrios (fenestración). Este era más exacto y fácil de usar. También se generaron datos para CLTD y CLF a partir de los nuevos coeficientes de funcio-

nes de transferencia por conducción y factores de respuesta desarrollados en el proyecto de investigación de la *Ashrae* RP-472. Debido al número de datos disponibles de forma impresa se desarrolló un *software* para elaborar las tablas de CLTD y CLF.

En volúmenes más recientes del *Manual de Fundamentos* de la *Ashrae* (2005) se muestra el método de Balance de Calor (*HB*) y el de Serie Radiante en el Tiempo (*RTS*). Ambos están fundamentados en que la estimación de la carga de enfriamiento implica cálculos de balance de calor por conducción, convectivos y radiantes de superficie a superficie, para cada una de las superficies de los locales y un balance de calor convectivo para el aire del local.

El método de balance de calor resuelve de forma directa el problema que se basa en la aplicación del primer principio de la termodinámica. La ventaja es que no contiene ningún conjunto de parámetros arbitrarios, ni ninguno de los procesos se deja de lado. Es necesario el uso de computadores para algunos cálculos que requieren aproximaciones rigurosas.

El de serie radiante en el tiempo es un método simplificado para desarrollar cálculos de carga de enfriamiento que se derivan del método de balance de calor, y reemplaza de forma efectiva los demás métodos simplificados (sin balance de calor), tales como el de funciones de transferencia (*TFM*), el de diferencia de temperatura de la carga de enfriamiento/factor de carga de enfriamiento, y el método de diferencia total de temperatura equivalente.

Las series radiantes en el tiempo se desarrollaron para ofrecer un método riguroso que no requiera cálculos iterativos y cuantifique la contribución de cada componente a la carga de enfriamiento total. Tiene la característica de permitir al usuario inspeccionar y comparar los coeficientes para diferentes tipos de construcción y de zonas en una forma que ilustra su efecto relativo en los resultados, por tal motivo facilita el uso del juicio del ingeniero durante el proceso de cálculo de la carga de enfriamiento.

Aunque el método de serie radiante en el tiempo es simple en conceptos, implica demasiados cálculos

para ser usado de forma práctica como método manual, no obstante, puede ser fácilmente implementado en una sencilla hoja de cálculo computarizada.

Comparación de metodologías de cálculo

En vista de lo anterior, es necesario comparar los resultados obtenidos por la metodología recomendada por la *Sname*, con aquellos logrados al emplear otras más modernas como la CLTD/CLF propuesta por la *Ashrae*, que si bien no es la más actual, es de cálculo manual, permite estimar la carga hora a hora y sirve para evaluar la carga térmica de un local con mayor exactitud que con el método de la *Sname*, que realiza solo un cálculo y no considera la variación en el tiempo de cada carga ni evalúa la ocurrencia simultánea de las mismas.

En el proceso comparativo se realizaron cálculos ejemplo para las diferentes ganancias de calor o componentes de carga. Aquí se muestran las ecuaciones empleadas en cada una de las metodologías, y se determina la diferencia resultante. Los valores que no variaron o se consideraron iguales para una u otra metodología están indicados y se calculó el porcentaje de variación de la carga (reducción o incremento) al emplear la metodología de la *Ashrae*. Posteriormente se realizó el análisis comparativo del cálculo del coeficiente global de transferencia de calor por métodos propuestos por la *Ashrae* con los valores tabulados en el reporte de la *Sname* (1963), y finalmente fue evaluada la carga térmica usando ambas metodologías en un espacio de la Nodriza VI, para determinar la capacidad requerida del equipo de acondicionamiento de aire y la influencia de la carga térmica en la misma.

Todos los cálculos realizados se basan en las condiciones de diseño reales del buque y en las características del cuarto de radio de la Nodriza VI; estos datos son indicados a continuación.

Condiciones de diseño

Considerando las áreas de ronda de las patrulleras de río, se establecen las siguientes condiciones de diseño para el cálculo:

- Temperatura de diseño exterior: 95°F.
- Humedad relativa exterior: 80%.
- Temperatura de diseño interior: 80°F, según recomendaciones de la *Sname* para buques de guerra (*Sname*, 1992).
- Humedad relativa interior: 50%.
- Variación diaria de temperatura: 21°F (valor asumido).
- Latitud aproximada de las zonas de navegación entre 0° y 6° latitud norte; se considera para los cálculos una latitud de 0° LN.
- Mes de diseño: julio.

Datos del local

- Cubierta superior expuesta al sol con área de 70,80 ft², compuesta por lámina de acero de 1/4" de espesor más aislamiento de poliuretano expandido de 3".
- Cubierta inferior de acero naval de 1/4" de espesor, zona adyacente acondicionada.
- Mamparo lateral de babor termoacústico de lana de roca mineral con $U= 0,1739$ Btu/h.ft² °F, (CYMP), espacio adyacente a un pasillo acondicionado indirectamente (se considera una temperatura de 0,5°F por encima de la temperatura de diseño interior), con un área de 56,47 ft².
- Mamparo lateral de babor al exterior de acero naval de 1/4" de espesor más aislamiento de poliuretano expandido de 3" con un área de 16,66 ft². Se considera una superficie no soleada.
- Mamparo lateral de estribor termoacústico de lana de roca mineral con $U= 0,1739$ Btu/h.ft² °F, con un área de 74,28 ft², adyacente a espacio no acondicionado a una temperatura de 95°F.
- Mamparo de proa termoacústico de lana de roca mineral, adyacente a espacio acondicionado.
- Mamparo de popa expuesto al sol de acero naval de 1/4" de espesor más aislamiento de poliuretano expandido de 3" con un área de 33,08 ft². En este mamparo se encuentra un vidrio blindado con un área de 3,15 ft²; con un espesor de 1²⁷/₃₂" (47 mm).
- Iluminación: Dos lámparas de techo de 600 mm T8 de 2 x 17 W con balastro magnético.

- Equipos: Una unidad terminal (*fan coil*) de 1 TR con 1 motor de 1/15 HP y consumo de potencia de 124 W, puede operar a tres velocidades, y equipos varios de comunicación.
- Nivel de ocupación: El espacio es ocupado por dos personas.

A continuación se explican las cargas evaluadas.

Ganancia de calor por transmisión

Según la *Sname*

La carga por transmisión q_t para superficies no soleadas según la *Sname* se determina mediante la ecuación:

$$q_t = U \times A \times \Delta T \quad (1)$$

Los valores de U recomendados son los contenidos en el *Reporte de Aislamiento Térmico* 4-3 de 1963, como ya se mencionó.

Para determinar la carga por transmisión para superficies externas expuestas al sol se emplea la siguiente ecuación:

$$q_{ss} = U \times A \times T_e \quad (2)$$

Los valores de temperatura exterior que se toman para determinar la diferencia de temperatura equivalente T_e son dados por la *Sname* (1980) y se muestran en el Cuadro 1.

Cuadro 1. Temperaturas efectivas y factores de vidrio

Cálculos para superficie única	
Vertical	125°F
Horizontal	145°F
Factor solar para vidrio	160 Btu/h ft ²
Cálculos para superficies múltiples	
Vertical	115°F
Horizontal	130°F
Factor solar para vidrio	120 Btu/h ft ²

Fuente: *Sname* (1980).

Según la *Ashrae*

La carga por conducción para superficies no soleadas se calcula mediante la siguiente expresión:

$$q_i = U \times A \times \Delta T \quad (3)$$

La carga por conducción para superficies externas verticales (paredes) expuestas al sol se calcula mediante la ecuación:

$$q_{ssv} = U \times A \times \text{CLTDc} \quad (4)$$

El valor del CLTD aparece tabulado en el *Fundamentals Handbook* de la *Ashrae* (1989 y 1997) y debe ser corregido cuando se diseña para una latitud diferente a 40°N y un mes de diseño diferente a julio mediante el factor LM, y cuando se tiene una variación diaria de temperatura diferente a 21°F y temperaturas de diseño exterior e interior diferentes a 95°F y 78°F respectivamente. También se aplica un factor de corrección por el color exterior de la superficie (k). Todas estas correcciones se expresan en la siguiente ecuación:

$$\text{CLTDc} = [(\text{CLTD} + \text{LM}) \cdot k + (78 - \text{Tr}) + (\text{To} - 85)] \quad (5)$$

La carga por transmisión para superficies externas horizontales (techos) expuestas al sol se calcula mediante la ecuación:

$$q_{ssh} = U \times A \times \text{CLTDc} \quad (6)$$

Siendo para el caso de superficies horizontales (techos):

$$\text{CLTDc} = [(\text{CLTD} + \text{LM}) \cdot k + (78 - \text{Tr}) + (\text{To} - 85)] \cdot f \quad (7)$$

Donde f es un factor de ventilación aplicable a ventiladores o conductos sobre techo falso (cielo raso); si no existen allí conductos ni ventilación este factor es igual a 1, lo cual ocurre en el buque Nodriza VI.

Cálculo ejemplo

Para el caso de superficies no expuestas al sol se observa que la ecuación correspondiente es similar en ambos métodos, esto si se consideran que tienen valores iguales para el coeficiente global de transferencia de calor o factor U . Posteriormente se realiza un análisis de las diferencias entre el valor

de U tabulado por la *Sname* y los calculados por un método de la *Ashrae*.

Superficie horizontal

Para efectos de comparación de la carga por transmisión de superficies expuestas al sol, se realiza un cálculo ejemplo para una superficie horizontal soleada (cubierta superior) con área de 70,80 ft², compuesta por lámina de acero de ¼" de espesor más aislamiento de poliuretano expandido de 3". Se considera para ambos casos el mismo valor de U .

Resultados obtenidos según la *Sname*:

$$q_{ssh} = U \times A \times \text{Te} = U \times 70,80 \times (145-80) = 4602 \cdot U$$

Resultados obtenidos según la *Ashrae*:

$$q_{ssh} = U \times A \times \text{CLTDc} = U \times 70,80 \times (72,5) = 5133 \cdot U$$

El resultado detallado para el CLTDc se muestra a continuación:

$$\begin{aligned} \text{CLTDc} &= [(79 + (-4)) \cdot (1) + (78 - 80) + (84,5 - 85)] \cdot (1) \\ &= 72,5 \end{aligned}$$

Para determinar este valor se consideran las condiciones de diseño previamente establecidas, y adicional a ello se selecciona el tipo de techo n.º1 por ser el grupo que más se acerca a las características de construcción del buque (lámina de acero con 1" o 2" de aislamiento). Se toma el mayor valor de CLTD tabulado para techos que corresponde a las 14 horas (2 p.m.), *Ashrae* (1989).

Superficie vertical

Para evaluar superficies soleadas verticales se realiza el cálculo para el mamparo de popa expuesto al sol de acero naval de ¼" de espesor más aislamiento de poliuretano expandido de 3" con un área de 33,08 ft²; igual que en el caso anterior se considera el U igual para ambas metodologías.

Resultados obtenidos según la *Sname*:

$$q_{ssv} = U \times A \times \text{Te} = U \times 33,08 \times (125-80) = 1488,6 \cdot U$$

Resultados obtenidos según la *Ashrae*:

$$q_{ssv} = U \times A \times \text{CLTDc} = U \times 33,08 \times (66,5) = 2199,82 \cdot U$$

El resultado detallado para el CLTDc se muestra a continuación:

$$\text{CLTDc} = [(72 + (-3)) \cdot (1) + (78 - 80) + (84,5 - 85)] = 72,5$$

El grupo de pared utilizado para seleccionar el CLTD fue el G, que corresponde a cortinas metálicas con aislamiento de 1" a 3". Se toma el mayor valor de CLTD tabulado para el grupo de pared que corresponde a una superficie con orientación oeste a las 17 horas (5 p.m.) y se corrige por latitud y mes de diseño para esa orientación (*Ashrae*, 1989).

Superficies no soleadas o particiones internas

Como ya se mencionó, la ecuación para ambos casos es igual y por lo tanto, la carga térmica será igual siempre que el U empleado sea el mismo, pues los valores de temperatura se suponen iguales y el área será la misma.

Para efectos de comparación de la carga por transmisión de superficies no soleadas, se realiza un cálculo ejemplo para el mamparo lateral de babor, que es termoacústico, de lana de roca mineral, con $U = 0,1739 \text{ Btu/h.ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$ y que tiene como espacio adyacente un pasillo el cual es acondicionado indirectamente (se considera una temperatura de $0,5^\circ\text{F}$ por encima de la temperatura de diseño interior). El área es de $56,47 \text{ ft}^2$.

Resultados obtenidos según la *Sname*

$$q_i = U \times A \times \Delta T = 0,1739 \times 56,47 \times (80,5 - 80) = 4,91 \text{ Btu/h}$$

Resultados obtenidos según la *Ashrae*

$$q_i = U \times A \times \Delta T = 0,1739 \times 56,47 \times (80,5 - 80) = 4,91 \text{ Btu/h}$$

Ganancia de calor a través de vidrios

Según la *Sname*

La ganancia de calor que combina la transmisión (conducción) y la radiación solar para vidrios se calcula mediante:

$$q_v = G_{sf} \times A \quad (8)$$

Según la *Ashrae* (1989)

Esta carga se divide en una carga por conducción a través de la superficie y en una carga debido a la radiación que es transmitida al interior del espacio acondicionado. Para la ganancia de calor por conducción a través de un vidrio se emplea la siguiente ecuación:

$$q_{condv} = U \times A \times \text{CLTDc} \quad (9)$$

$$\text{siendo: } \text{CLTDc} = \text{CLTD} + (78 - \text{Tr}) + (\text{Tr} - 85) \quad (10)$$

La ganancia de calor producto de la radiación solar a través de vidrios se determina mediante la siguiente ecuación:

$$q_{radv} = A \times SC \times \text{SHGF} \times \text{CLF} \quad (11)$$

La carga total por vidrios será:

$$q_v = q_{condv} + q_{radv} \quad (12)$$

Cálculo ejemplo

Se realizó el cálculo por ambos métodos para el vidrio blindado de $1^{27}/_{32}$ " de espesor con un área de $3,15 \text{ ft}^2$.

Resultados obtenidos según la *Sname*

$$q_{radv} = G_{sf} \times A = 160 \times 3,15 = 504 \text{ Btu/h}$$

Resultados obtenidos según la *Ashrae*

$$q_{condv} = U \times A \times \text{CLTDc} = 1,04 \times 3,15 \times 11,5 = 37,674 \text{ Btu/h}$$

El U es para un vidrio plano sencillo por no tener datos tabulados para vidrio blindado. Se tomó el mayor valor de CLTD tabulado para conducción en vidrios, que corresponde a las 16 horas (4 p.m.) y se corrigió para las temperaturas de diseño.

$$q_{radv} = A \times SC \times \text{SHGF} \times \text{CLF} = 3,15 \times 0,87 \times 201 \times 206 \times 0,53$$

$$q_{radv} = 291,945 \text{ Btu/h}$$

El factor de sombreado (SC) seleccionado es para un vidrio sencillo de 2" de espesor, y el mayor factor de ganancia de calor solar ($SHGF$) elegido es

para la latitud de diseño de 0° N que corresponde a un vidrio con orientaciones noreste y/o noroeste. A partir de allí se selecciona el mayor factor de carga de enfriamiento *CLF* considerando el buque como una construcción media y para vidrios sin sombreado interior. El valor corresponde a las 18 horas (6 p.m.), por lo tanto la carga total a través del vidrio será:

$$q_v = 37,674 + 291,945 = 329,62 \text{ Btu/h}$$

Ganancia de calor por iluminación

Según la *Sname*

La carga por iluminación se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$q_{il} = I.W. + F.W. \times B.F. \times 3,41 \quad (13)$$

B.F. es el factor de resistencia (equivale a 1,25 para buques mercantes) y 3,41 es el factor de conversión de vatios (W) a Btu/h.

Según la *Ashrae* (2005)

La carga por iluminación se determina mediante la ecuación:

$$q_i = 3,41 \times W \times CLF \times F_{ul} \times F_{sa} \quad (14)$$

siendo,

W = potencia en vatios de las luminarias.

F_{ul} = potencia en vatios instalada / potencia en vatios usada.

F_{sa} = factor especial de iluminación. Este depende del tipo de luminaria y de balastro.

CLF = factor de carga de enfriamiento, que depende del número de horas que permanecen encendidas las luces.

Cálculo ejemplo

Para el cálculo se considera la iluminación del cuarto de radio que consiste en dos lámparas fluorescentes dobles de techo de 600 mm T8 de 17 W con balastro magnético.

Resultados obtenidos según la *Sname*

$$q_{il} = 68 \times 1,25 \times 3,41 = 289,85 \text{ Btu/h}$$

Resultados obtenidos según la *Ashrae*

$$q_{il} = 3,41 \times 68 \times 1 \times 1 \times 0,91 = 211,01 \text{ Btu/h}$$

Se considera que se usa toda la potencia en vatios instalada por lo que *F_{ul}* es igual a 1. El valor de *F_{sa}* se obtiene de los valores tabulados para diferentes tipos de lámparas fluorescentes (*Ashrae*, 2005). El *CLF* se considera 1 suponiendo que las luces solo están prendidas cuando el equipo de acondicionamiento de aire está encendido.

Ganancia de calor por personas

Según la *Sname* y la Armada de los Estados Unidos

Las ganancias de calor sensible y latente se determinan respectivamente mediante las siguientes ecuaciones:

$$q_{psen} = G_{sp} \times N \quad (15)$$

$$q_{plat} = G_{lp} \times N \quad (16)$$

Los valores recomendados por la *Sname* para la disipación de calor sensible *G_{sp}* o latente *G_{lp}* por personas aparecen tabulados en el *Technical and Research Bulletin* (1980) y varían con la temperatura del cuarto y el nivel de actividad. Este último se encuentra dividido en espacios de trabajo y de atención de mesas y todos los espacios restantes.

Por otro lado, la Armada de los Estados Unidos proporciona gráficas para determinar la disipación de calor sensible y latente para buques de guerra según el tipo de espacio y el valor de temperatura, como se observa en el Gráfico 1.

Según la *Ashrae* (2005)

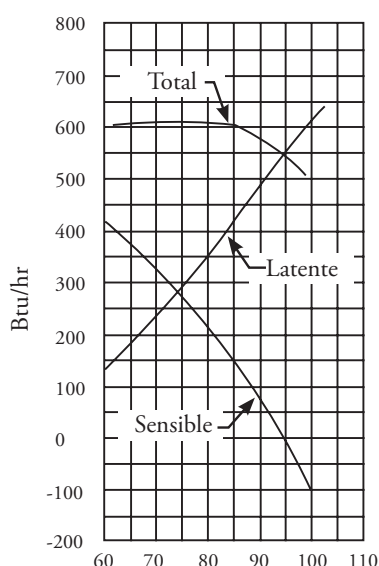
Las ganancias de calor sensible y latente se determinan mediante las siguientes ecuaciones:

$$q_{psen} = G_{sp} \times N \times CLF \quad (17)$$

$$q_{plat} = G_{lp} \times N \quad (18)$$

El valor de *CLF* para la carga sensible depende del tiempo de ocupación del espacio.

Gráfico 1. Disipación de calor sensible y latente

Fuente: *Sname* (1992).

Los valores de disipación por personas están disponibles en el Cuadro 2 según el tipo de actividad y espacio.

Los valores tabulados se basan en una temperatura del espacio de 75°F. Para temperaturas de 80°F, el calor total permanece igual, pero los valores de calor sensible deben disminuirse en 20% aproximadamente, y los de calor latente incrementarse en igual proporción.

Cálculo ejemplo

Se evaluó el cuarto de radio de acuerdo con las condiciones de temperatura de diseño considerando la ocupación permanente de dos personas.

Resultados según la *Sname*

$$q_{psen} = G_{sp} \times N = 240 \times 2 = 480 \text{ Btu/h}$$

Cuadro 2. Ganancia de calor por ocupantes de espacios acondicionados

Grado de actividad	Espacio	Calor total, Btu/h		Calor sensible Btu/h	Calor latente Btu/h
		Hombre adulto	Ajustado M/F ²		
Sentado en el teatro	Teatro, matiné	390	330	225	105
Sentado en el teatro, noche	Teatro, noche	390	350	245	105
Sentado, trabajo muy ligero	Oficina, hoteles y apartamentos	450	400	245	155
Trabajo de oficina de actividad moderada	Oficina, hoteles y apartamentos	475	450	250	200
De pie, trabajo ligero; caminando	Almacén por departamento, almacén de ventas	550	450	250	200
Caminando, de pie	Droguerías, bancos	550	500	250	250
Trabajo sedentario	Restaurantes	490	550	275	275
Trabajo ligero en mesa	Fábricas	800	750	275	475
Baile moderado	Salón de baile	900	850	305	545
Caminando a 3 mph; trabajo ligero en máquina	Fábricas	1.000	1.000	375	625
Juego de bolos	Salón de boliche	1.500	1.450	580	870
Trabajo pesado	Fábricas	1.500	1.450	580	870
Trabajo pesado en máquinas; levantándose	Fábricas	1.600	1.600	635	965
Actividades atléticas	Gimnasio	2.000	1.800	710	1.090

Fuente: *Ashrae* (2005).

$$q_{plat} = G_{ip} \times N = 360 \times 2 = 720\text{Btu/h}$$

Se seleccionaron los valores para la columna de todos los espacios restantes por no ser un espacio de trabajo ni de atención de mesas.

Resultados según el gráfico de Armada de los Estados Unidos.

$$q_{psen} = G_{sp} \times N = 240 \times 2 = 480\text{Btu/h}$$

$$q_{plat} = G_{ip} \times N = 350 \times 2 = 700\text{Btu/h}$$

Se seleccionó el Gráfico 1 para oficinas, camarotes, cabinas y espacios electrónicos.

Resultados según la *Ashrae* (2005)

$$q_{psen} = G_{sp} \times N \times CLF = 245 \times 2 \times 1 \times 0,8 = 392\text{Btu/h}$$

$$q_{plat} = G_{ip} \times N = 155 \times 2 \times 1,2 = 372\text{Btu/h}$$

Se considera un grado de actividad en el cuarto de radio como "Sentado, trabajo muy ligero". Los valores de 0,8 y 1,2 en los cálculos para calor sensible y latente respectivamente representan el decremento e incremento del 20% recomendado para una temperatura de 80°F.

El valor de *CLF* se tomó igual a 1 debido a que la temperatura del espacio no se mantiene constante durante las 24 horas del día (*Ashrae*, 1977), esto se debe a que en ciertas horas el equipo de acondicionamiento de aire se apaga.

Ganancia de calor por equipos

Según la *Sname*

La carga por equipos puede ser calculada cuando se conocen o estiman los datos de disipación de calor mediante las ecuaciones 19 y 20:

$$q_s = q_{sd} \times U.F. \times H.F. \tag{19}$$

$$q_l = q_{ld} \times U.F. \tag{20}$$

UF es el factor de uso (Cuadro 3), y *HF* representa el factor de campana. Se usa 0,5 para la carga sensible de equipos que tienen una campana de extrac-

ción, y se considera cero su carga latente. Se usa 1 cuando no hay campana de extracción sobre el equipo.

Según la *Ashrae*

La ganancia de calor sensible $q_{sensible}$ para equipos genéricos de tipo eléctrico, de vapor y de gas, bajo una campana extractora, puede estimarse usando la siguiente ecuación:

$$q_{sensible} = q_{entrada} \times F_U \times F_R \times CLF \tag{21}$$

o,

$$q_{sensible} = q_{entrada} \times F_L \times CLF \tag{22}$$

Donde el F_L se define como la relación entre la ganancia de calor sensible y la energía nominal de entrada $q_{entrada}$, proporcionada por los fabricantes de los equipos.

Los factores de uso F_U , de radiación F_R y de carga F_L aparecen tabulados en el *Fundamental Handbook* (2005) de la *Ashrae*.

Una alternativa para determinar la ganancia de calor por equipos de cocina es hacer uso directo de los valores recomendados para estos, disponibles en los manuales de la *Ashrae* de 2001 y 2005.

Cuadro 3. Factores de uso recomendados para equipos típicos en aplicaciones marinas

Espacio	Factor de uso (U. F.)
Cuarto de equipo de propulsión	0,5
Cuarto de computo	1,0
Cuarto de control del motor	1,0
Cuartos de ventiladores	1,0
Cocina	0,5
Cuarto de equipo de giro	0,5
Dispensa	0,5
Cuarto de equipos de radar	0,5
Cuarto de radio	0,3
Espacios restantes	0,3

Fuente: *Sname* (1980).

El valor de carga latente se determina de los valores tabulados sin la necesidad de hacer ninguna corrección (ecuación 23).

$$q_l = q_{latente} \quad (23)$$

donde $q_{latente}$ es la ganancia de calor latente del equipo disponible en diferentes tablas (Ashrae, 2005).

Ganancia de calor por equipos de potencia (motores eléctricos)

Según la Sname

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

$$q_{motor} = \frac{\text{Potencia al freno del motor} \times 2545 \times U.F.}{\text{Eficiencia del motor}} \quad (24)$$

o,

$$q_{motor} = \text{Potencia nominal del motor Kw} \times 3412 \times U.F. \quad (25)$$

Las eficiencias de los motores se encuentran en el Cuadro 4.

Cuadro 4. Eficiencias de motores eléctricos

Potencia del motor, HP	Eficiencia del motor
De 1/8 o menos	0,50
De 1/6 hasta 1/4	0,60
De 1/3 hasta menos de 2	0,70
De 2 hasta 10	0,85
Mayores de 10	0,90

Fuente: Sname (1980).

Según la Ashrae

Para determinar la ganancia de calor producto de equipos que funcionan con motores eléctricos, es necesario tener en cuenta la ubicación tanto del equipo como del motor que lo acciona. Esta ganancia de calor puede ser determinada directamente (Cuadro 5) o a través de las ecuaciones que se explican a continuación.

Si tanto el equipo como el motor están ubicados dentro del espacio acondicionado la ecuación de cálculo de la ganancia de calor instantánea será:

$$q_{motor} = 2545 \times \left(\frac{P}{E_M} \right) \times F_{UM} \times F_{LM} \quad (26)$$

P = la potencia nominal del motor en HP

E_M = eficiencia del motor, como una fracción decimal menor a 1,0

F_{UM} = factor de uso; puede ser igual a 1,0 o una fracción decimal menor a 1,0. El factor de uso se aplica cuando se conoce que el motor funcionará en forma intermitente con un tiempo significativo de no uso del total de las horas de operación. Para aplicaciones convencionales este valor será igual a 1,0.

F_{LM} = factor de carga que corresponde a la fracción de la potencia nominal del eje que está siendo desarrollada por el equipo bajo las condiciones de la carga de enfriamiento estimada.

Cuando el motor está ubicado por fuera del espacio acondicionado pero el equipo se encuentra en el interior, la ganancia de calor instantánea será:

$$q_{motor} = 2545 \times P \times F_{UM} \times F_{LM} \quad (27)$$

Cuando el motor está ubicado dentro del espacio acondicionado pero el equipo conducido se encuentra en el exterior, la ganancia de calor instantánea será:

$$q_{motor} = 2545 \times P \left(\frac{1 - E_M}{E_M} \right) \times F_{UM} \times F_{LM} \quad (28)$$

El Cuadro 5 proporciona las eficiencias promedio y los datos representativos de motores eléctricos típicos.

Si la carga del motor eléctrico es una porción apreciable de la carga de enfriamiento, la eficiencia del motor debe obtenerse de los fabricantes.

Normalmente la ganancia de calor debe ser dividida en partes iguales entre los componentes radiante y convectivo para los cálculos de

carga de enfriamiento, a menos que la literatura técnica de los fabricantes indique otra cosa.

El componente radiante de la ganancia de calor sensible de equipos de potencia se retrasa para

convertirse en carga de enfriamiento de la misma manera que las otras categorías de carga. Por ello debe multiplicarse la ganancia de calor instantánea determinada mediante las ecuaciones 26, 27 y 28, por el factor *CLF*.

Cuadro 5. Ganancias de calor y eficiencias promedio de motores comunes

Datos de placa del motor o potencia nominal	Tipo de motor	Rpm	Eficiencia del motor a plena carga, %	Localización del motor y del equipo con respecto al espacio acondicionado		
				Motor y equipo dentro, Btu/h	Motor fuera, equipo dentro, Btu/h	Motor dentro, equipo fuera, Btu/h
0,05	De polo sombreado	1.500	35	350	130	240
0,08	De polo sombreado	1.500	35	580	200	380
0,125	De polo sombreado	1.500	35	900	320	590
0,16	De polo sombreado	1.500	35	1.160	400	760
0,25	Fase dividida	1.750	54	1.180	640	540
0,33	Fase dividida	1.750	56	1.500	840	660
0,50	Fase dividida	1.750	60	2.120	1.270	850
0,75	Trifásico	1.750	72	2.650	1.900	740
1,00	Trifásico	1.750	75	3.390	2.550	850
1,50	Trifásico	1.750	77	4.960	3.820	1.140
2,00	Trifásico	1.750	79	6.440	5.090	1.350
3,00	Trifásico	1.750	81	9.430	7.640	1.790
5,00	Trifásico	1.750	82	15.500	12.700	2.790
7,50	Trifásico	1.750	84	22.700	19.100	3.640
10,00	Trifásico	1.750	85	29.900	24.500	4.490
15,00	Trifásico	1.750	85	44.400	38.200	6.210
20,00	Trifásico	1.750	87	58.500	50.900	7.610
30,00	Trifásico	1.750	89	85.700	76.300	9.440
40,00	Trifásico	1.750	89	114.000	102.000	12.600
50,00	Trifásico	1.750	89	143.000	127.000	15.700
60,00	Trifásico	1.750	89	172.000	153.000	18.900
75,00	Trifásico	1.750	90	212.000	191.000	21.200
125,00	Trifásico	1.750	90	353.000	318.000	35.300
150,00	Trifásico	1.750	91	420.000	382.000	37.800
200,00	Trifásico	1.750	91	569.000	509.000	50.300
250,00	Trifásico	1.750	91	699.000	636.000	62.900

Fuente: *Ashrae* (2005).

Como no existe componente de carga latente para los equipos de potencia, la carga de enfriamiento por este tipo de equipos será:

$$q_{smotor} = q_{motor} \times CLF \quad (29)$$

$$\begin{aligned} q_{motor} &= 2545 \times \left(\frac{P}{E_M} \right) \times F_{UM} \times F_{LM} \\ &= 2545 \times \left(\frac{1/15}{0,35} \right) \times 0,75 \times 1 = 363,57 \text{ Btu/h} \end{aligned}$$

$$q_{smotor} = q_{motor} \times CLF = 363,57 \times 1 = 363,57 \text{ Btu/h}$$

Cálculo ejemplo

Se evaluó el motor del ventilador-serpentin (*fan coil*) instalado en el cuarto de radio. El motor es de 1/15 HP y puede ser operado en tres velocidades con consumo de 124 W. Para efecto de comparación se realiza el cálculo considerando que el motor opera a plena carga y de forma continua durante ocho horas al día y se apaga por control de temperatura 15 minutos por cada hora de operación.

Resultados según la Sname

$$\begin{aligned} q_{motor} &= \frac{HP_{Motor} \times 2545 \times U.F.}{\text{Eficiencia del motor}} = \frac{1/15 \times 2545 \times 0,3}{0,5} \\ &= 101,8 \text{ Btu/h} \end{aligned}$$

Se empleó el factor de uso y la eficiencia del motor recomendados (cuadros 3 y 4 respectivamente).

Resultados según la Ashrae (2005)

El equipo y el motor están ubicados dentro del espacio acondicionado, por lo tanto se emplea la ecuación 26.

Se consideró el factor de uso igual a 0,75 y el *CLF* igual a 1, debido a que el equipo se apaga después de las horas de trabajo.

Comparación de resultados obtenidos

A partir de los ejemplos previamente desarrollados se realizó un cuadro comparativo para determinar el incremento o decremento de la carga térmica al ser evaluada por ambos métodos (Cuadro 6).

Coefficiente global de transferencia de calor

Una de las limitantes de los resultados obtenidos en los cálculos de carga térmica desarrollados por Lugo (2005) y Rodríguez (2006) fue hacer uso directo de los valores del coeficiente global de transferencia de calor tabulados en el *Reporte de Aislamiento Térmico 4-3* de 1963 de la *Sname*, los cuales se determinaron para estructuras aisladas con fibra de vidrio, mientras que en la nodriza se

Cuadro 6. Comparación de los componentes de carga

Tipo de carga	<i>Sname</i>	<i>Ashrae</i>	Variación	%
	Btu/h			
Conducción en superficies horizontales expuestas al sol	4602·U	5133·U	Aumentó	11,54
Conducción en superficies verticales expuestas al sol	1488,6·U	2199,82·U	Aumentó	47,78
Conducción a través de particiones (superficies no soleadas)	4,91	4,91	Igual	0,00
Ganancia a través de vidrios	504,00	329,62	Disminuyó	34,60
Iluminación	289,85	211,01	Disminuyó	27,20
Sensible por personas	480,00	392,00	Disminuyó	18,33
Latente por personas	720,00	372,00	Disminuyó	48,33
Equipos de potencia	101,8	367,57	Aumentó	257,00

Fuente: Resultado de la investigación.

utiliza poliuretano expandido. Es importante anotar que el uso de tales valores se justificó en sus estudios por no poseer datos disponibles para las estructuras navales aisladas con poliuretano ni las herramientas experimentales para evaluarlos. Tal limitante ha sido el punto de partida para justificar dentro de un proyecto en ejecución el desarrollo de un dispositivo de medición que permita determinar los coeficientes considerando las características de construcción de las envolventes de los buques en Cotecmar. El uso del reporte de la *Sname* para los cálculos de diseño del sistema de acondicionamiento de aire de las patrulleras de río no generó equipos con capacidades inferiores a las requeridas, por el contrario, se considera como un factor de seguridad adicional que se evidencia en el sistema instalado en la Nodriz VI el cual cumple con los requerimientos de temperatura y humedad en cada uno de los espacios del buque. Desde el punto de vista energético tal consideración produce sistemas sobredimensionados que representan pérdidas de energía, y por ende económicas, en la explotación del buque.

A partir de los valores de conductividad térmica tabulados por la *Ashrae* (2005), se observó que el poliuretano expandido con densidad de 40 kg/m^3 empleado en la Nodriz VI es de menor conductividad ($k= 0,18 \text{ Btu.in/ft}^2\text{.h.}^\circ\text{F}$), que el valor de las placas o losas de fibra de vidrio ($0,230 \text{ Btu.in/ft}^2\text{.h.}^\circ\text{F}$) empleadas en el reporte de la *Sname* para determinar experimentalmente el valor de U . Basados en estos valores podríamos afirmar que el valor de U para las estructuras aisladas con poliuretano será menor que el valor del reporte con fibra de vidrio. Adicional a esto, las dimensiones de los refuerzos empleados en la actualidad en la construcción de buques son mucho mayores que los utilizados en los ensayos del reporte, y la geometría es diferente (refuerzo en L para el reporte frente a refuerzo en T y tipo bulbo de la nodriz), lo que incrementa el flujo de calor en los puentes térmicos generados por la configuración de la estructura. Eso trae consigo diferencias sustanciales en los valores de U con respecto a las configuraciones de refuerzos actuales, por lo que los valores de U tabulados no resultan adecuados (Hart et al., 2004).

Para respaldar dicha afirmación realizamos el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor empleando el *método de zona*, recomendado por la *Ashrae* para estimar de forma aproximada el factor U de estructuras en las que se producen puentes térmicos, aunque *Ashrae* manifiesta que si el panel tiene una estructura metálica interna unida en uno o ambos lados a una cubierta metálica se produce un problema especial de flujo de calor lateral que el método no cubre (*Ashrae*, 2005). Por lo tanto, los cálculos fueron realizados solo con el propósito de mostrar las variables que afectan el desempeño térmico de una estructura o panel que contiene un metal u otro material de alta conductividad que atraviesa total o parcialmente el aislamiento, y hacer comparaciones entre las diferentes geometrías de los refuerzos y aislantes empleados en la nodriz con respecto a los ensayados en el reporte de la *Sname*.

Resaltamos que para estructuras como las presentes en la nodriz es recomendable hacer evaluaciones experimentales mediante ensayos en la *caja caliente con caja de guarda* o la *caja caliente calibrada*, y/o hacer uso de herramientas de simulación computacional, para obtener resultados confiables y precisos (*Ashrae*, 2005).

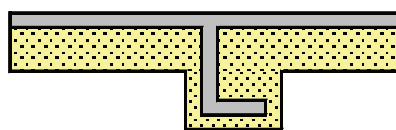
El *método de zona* requiere dos cálculos por separado: uno para una porción limitada escogida, *Zona A*, que contiene el elemento con alta conductividad; el otro para la porción restante más sencilla de la construcción, llamada *Zona B*. Se combinan los dos cálculos, y se calcula el factor U por unidad de área total.

Se aplican las leyes básicas de la transferencia de calor sumando las conductancias por áreas $C \cdot A$ de los *elementos en paralelo*, y sumando las resistencias por áreas $R \cdot A$ de los *elementos en serie*.

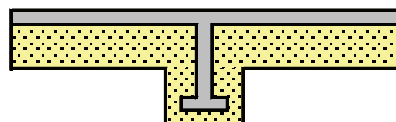
La forma de la superficie de la *Zona A* se determina a partir del elemento de metal. Para una viga de metal, la superficie de la *Zona A* es una tira de ancho W , en el centro de la viga. El valor de W se calcula de la ecuación empírica:

$$W = m + 2d \quad (30)$$

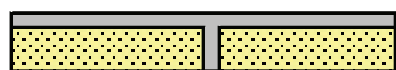
Gráfico 2. Esquemas de las estructuras o paneles evaluados



A. Panel con refuerzo angular más aislamiento



B. Panel con refuerzo "T" más aislamiento



C. Panel con refuerzo tipo bulbo más aislamiento

Fuente: Elaboración propia.

donde,

m = ancho o diámetro del final de la trayectoria de calor en el metal, en pulgadas;

d = distancia desde la superficie del panel al metal, en pulgadas. El valor de d no debe ser menor a 0,5 pulgadas (para aire quieto).

Mediante el método de *zona* se evaluaron tres geometrías de refuerzo y dos tipos de aislamientos. El primer cálculo fue realizado para el refuerzo de

acero angular (perfil en L) de 6" x 4" x 1/4", espaciados 36" entre refuerzos con 3" de aislamiento de fibra de vidrio y 1" de aislamiento alrededor del refuerzo; estas son las características del refuerzo ensayado en el reporte de la *Sname* (Gráfico 2A).

Luego se evaluaron las envolventes empleadas en Cotecmar en la construcción de la patrullera de río Nodriz VI.

La primera es un panel con refuerzo en T de 10" x 3" x 1/4" espaciados 24" entre refuerzos, con 3" de aislamiento de poliuretano expandido y 1" de aislamiento alrededor de la parte final del refuerzo (Gráfico 2B).

La segunda es un panel con refuerzo tipo bulbo de 3" x 1/4" espaciados 24" entre refuerzos, con 3" de aislamiento de poliuretano expandido; en los cálculos de este último no se consideró el bulbo del refuerzo (Gráfico 2C). En esta estructura en particular hay que anotar que en la práctica de instalación del aislamiento por parte de los contratistas responsables, se observaron errores puesto que la parte final del bulbo del refuerzo no es completamente aislada y logra estar en contacto con la lámina de acero galvanizado con la que se recubre el aislamiento, lo que genera un serio problema de flujo de calor debido a la alta conductividad de los materiales metálicos en contacto. Esto produce puntos o zonas de calor que resultan en mayores valores de U , y por ende menor desempeño térmico del sistema de aislamiento.

Cuadro 7. Comparación del factor U en Btu/h.ft².°F para diferentes geometrías de refuerzo y aislamientos

Geometría del refuerzo	Aislamiento	Fuente	Determinado	Valor
En L	Fibra de vidrio	Tabla <i>Sname</i>	Ensayos	0,111
En L	Fibra de vidrio	Método de zona	Cálculo del autor	0,089
En L	Poliuretano	Método de zona	Cálculo del autor	0,071
En T	Poliuretano	Método de zona	Cálculo del autor	0,074
En I	Poliuretano	Método de zona	Cálculo del autor	0,107

Fuente: Resultado de la investigación.

Cuadro 8. Comparación entre componentes de carga

Componente de carga	<i>Sname</i>	<i>Asbrae</i>	Condición	% de cambio
Cubierta superior soleada	538,45	526,01	Disminuyó	2,3
Conducción mamparo a popa soleado	172,67	235,99	Aumentó	-36,7
Mamparo lateral a babor - partición	32,65	32,65	Igual	0,0
Mamparo lateral a estribor - partición	193,77	193,77	Igual	0,0
Vidrio	Conducción	503,74	Disminuyó	46,6
	Radiación	231,35		
Iluminación	289,85	211,01	Disminuyó	27,2
Equipo de potencia	101,80	363,57	Aumentó	-257
Personas	Sensible	480,00	Disminuyó	18,3
	Latente	720,00		
Totales	3032,93	2596,03	Disminuyó	14,4

Fuente: Resultado de la investigación.

Cuadro 9. Comparación de capacidades de refrigeración obtenidas

Característica	<i>Sname</i>	<i>Asbrae</i>
Calor sensible (Btu/h)	2312,93	2224,03
Calor latente (Btu/h)	720,00	372,00
Relación de calor sensible (SHF)	0,76	0,86
Temperatura del espacio °F	80,00	80,00
Temperatura de suministro °F	59,00	63,00
Aire de suministro (cfm)	101,51	120,58
h1 (Btu/lb)	31,40	31,40
h2 (Btu/lb)	24,50	26,50
Capacidad de refrigeración (Btu/h)	3151,92	2658,71
Capacidad de refrigeración (TR)	0,2627	0,2216
% Reducción		15,65%

Fuente: Resultado de la investigación.

Los resultados para el coeficiente global de transferencia de calor se resumen en el Cuadro 7.

Cálculo de carga para un espacio del buque en estudio

Para determinar la influencia del método de cálculo de carga térmica en la capacidad final del equipo de acondicionamiento de aire se evaluaron cada una de los componentes de carga para el local estudiado, el cuarto de radio de la Nodriza VI, y mediante la metodología de las curvas del serpiente de la *Trane Corporation* (Rodríguez, 2006), se determinó la capacidad requerida para el cuarto de radio a partir de los resultados de carga térmica de ambas metodologías.

Se emplearon las ecuaciones previamente indicadas para cada componente de carga y se hizo uso de los factores U tabulados por la *Sname* en los cálculos de ambas metodologías debido a que los valores de U determinados por el método de zona (Cuadro 7) no pueden ser considerados como datos de diseño válidos por los problemas de flujo lateral que generan las estructuras evaluadas. Como ya se mencionó, para obtener valores aceptables es necesario llevar a cabo estimaciones experimentales o simulaciones computacionales.

Por lo tanto, en la comparación entre los métodos de cálculo de carga térmica solo se evalúa el procedimiento de cálculo y los resultados obtenidos de los componentes de carga considerados sin tomar en cuenta las diferencias en el coeficiente global de transferencia de calor y su efecto en las cargas por conducción.

En el Cuadro 8 se muestra un comparativo de las cargas calculadas. Los valores tabulados para la *Ashrae* difieren de los calculados previamente en los ejemplos, debido a que estos corresponden a los resultados obtenidos a la hora pico (16 horas / 4 p.m.) que representa la mayor carga total; esta resulta de las sumatorias de cada componente de carga individual para cada hora del día.

El Cuadro 9 muestra la comparación de las capacidades obtenidas a partir de los resultados de carga térmica para cada metodología; también se muestran los valores de temperatura y entalpías del aire obtenidos de la carta psicrométrica para el cálculo del flujo de aire de suministro y la capacidad del equipo.

Mediante la metodología CLTD/CLF se obtuvo una menor capacidad requerida por el equipo de acondicionamiento de aire para suplir la carga demandada por el cuarto de radio.

Conclusiones

La metodología para el diseño de sistemas de aire acondicionado empleadas por el astillero de Cotecmar en la construcción de buques, y se puede decir que por la industria astillera en general, se encuentra desactualizada pues aún considera que la ganancia de calor producto de los diferentes componentes se transmite de manera instantánea al espacio, lo cual es errado ya que realmente se produce el efecto de almacenamiento y la ganancia de calor se transmite al espacio tiempo después de haber sido producida. Tal efecto es considerado por el método CLTD/CLF de la *Ashrae* mediante el factor de carga de enfriamiento CLF.

Las cargas por conducción de superficies expuestas no consideran la variación en la diferencia de tem-

peratura debido a la localización (latitudes diferentes), los meses de diseño y la orientación de las superficies.

Para el caso de la carga a través de vidrios no se consideran las características del tipo de vidrio, pues no se evalúa la carga por conducción que tiene en cuenta el factor U el cual depende de las características del vidrio empleado, y la carga producto de la radiación solar no considera las variaciones debido al ángulo de incidencia de la radiación y las características de sombra del vidrio.

En la carga por iluminación no se tiene en cuenta los efectos producidos por el tipo de luminaria y de balastro ni el efecto de almacenamiento térmico.

En la carga por personas se presentan diferencias entre los valores tabulados; los suministrados por la *Ashrae* son más actuales que los recomendados por la *Sname*.

La carga por equipos de potencia representa la de mayor diferencia entre los dos métodos de cálculo, siendo mucho menor el resultado de la *Sname*. Esto se debe a los bajos factores de uso que recomienda en comparación con el tiempo real de uso elevado del equipo evaluado (unidad terminal de suministro de aire) y las diferencias entre las eficiencias de los motores tabuladas por ambas metodologías. Es de anotar que los valores tabulados por la *Ashrae* corresponden a datos más actuales, además esta, a diferencia de la *Sname*, no considera el efecto de la ubicación del equipo y el motor en la ganancia de calor.

Por otro lado, en la actualidad los coeficientes globales de transferencia de calor tabulados por la *Sname* son inadecuados para el diseño del sistema de aislamiento de las patrulleras de río y de buques en general y en el cálculo del sistema de aire acondicionado debido a las diferencias presentes en las dimensiones y características geométricas de las envolventes del buque y en el tipo de aislamiento empleado.

El uso de la metodología de la *Ashrae* muestra una reducción de 15,65% en la capacidad real requerida para el local de estudio con respecto al valor obte-

nido por la metodología de la *Sname*, sin considerar en los cálculos las diferencias del factor U . Esto demuestra que el uso de las prácticas recomendadas por la *Sname* para el diseño de sistemas de acondicionamiento de aire en buques puede generar equipos sobredimensionados.

Recomendaciones

Para determinar el factor U de estructuras como las presentes en el buque nodriza, en las cuales se producen puentes térmicos, se requiere hacer uso de evaluaciones experimentales basados en el método de caja caliente y/o herramientas de simulación computacional (*Ashrae*, 2005 y Hart et al., 2004), debido a que los métodos numéricos de solución disponibles en la literatura no cubren los efectos del flujo de calor en dos y tres dimensiones, producidos en paneles con estructuras metálicas internas que atraviesen total o parcialmente el aislamiento, y que están unidas en uno o ambos lados a una cubierta o revestimiento metálico. Como ya se afirmó, esto trae un problema especial de flujo de calor lateral el cual está presente en la Nodriza VI. Las evaluaciones experimentales y simulaciones computacionales aquí recomendadas serán desarrolladas dentro del marco del proyecto conjunto UTB-Cotecmar cofinanciado por Colciencias con código 1244-327-19801 titulado "Optimización Energética de Buques".

Por otro lado, es necesario determinar los factores CLTD para las estructuras y tipos de zonas encontradas en la construcción de buques mediante el método de las funciones de transferencia, con el propósito de obtener valores más precisos de la carga de enfriamiento al considerar las características de diseño propias de los buques, antes que utilizar valores tabulados que no fueron determinados para el tipo de construcciones presentes en estos.

Se recomienda evaluar la totalidad de locales acondicionados del buque aplicando la metodología CLTD/CLF para determinar como influye el procedimiento de cálculo de carga térmica en la capacidad total del equipo de acondicionamiento de aire del buque Nodriza VI; adicional a ello verificar los resultados obtenidos al realizar los cálculos

de carga de enfriamiento con los métodos más actuales desarrollados por la *Ashrae* (método de balance de calor y/o de serie radiante en el tiempo) y obtener así sistemas.

Se requiere evaluar en las envolventes instaladas la generación de puntos calientes debido a los puentes térmicos generados por los refuerzos metálicos haciendo uso de termografía, y verificar qué tanto afecta el desempeño térmico de las estructuras aisladas la práctica de no aislar completamente la parte final de los refuerzos menores (Gráfico 2C).

Abreviaturas

A	=	Área superficial de transferencia de calor, ft ² .
$CLTD$	=	Diferencia de temperatura equivalente de la carga de enfriamiento.
$CLTD_c$	=	Diferencia de temperatura corregida para la carga de enfriamiento.
$F.W.$	=	Potencia en vatios de las luces fluorescentes.
G_{sf}	=	Factor solar del vidrio, BTU/h.ft ² .
$I.W.$	=	Potencia en vatios de las luces incandescentes.
N	=	Número de ocupantes del espacio.
T_o	=	Temperatura promedio exterior, °F.
T_r	=	Temperatura de diseño interior, °F.
U	=	Coefficiente global de transferencia de calor, Btu/h.ft ² .°F.
Δt	=	Diferencia de temperatura a través de la superficie de transferencia y/o aumento de temperatura permisible, °F.

Referencias

- Ashrae, (1977), *Fundamentals Handbook*, Atlanta, USA.
- Ashrae, (1989), *Fundamentals Handbook*, Atlanta, USA.

- Ashrae, (1997), *Fundamentals Handbook*, Atlanta, USA.
- Ashrae, (2001), *Fundamentals Handbook*, Atlanta, USA.
- Ashrae (2005), *Fundamentals Handbook*, Atlanta, USA.
- CYMP. Accommodation Systemn. Catálogo de productos
- Hart G., H., Fulton P. y Cox G. (2004), "Ship Configurations: Insulation Design and Application" [en línea], disponible en: http://www.sname.org/sections/san_diego/PCI%20Paper1.htm, recuperado el 14 de agosto de 2007.
- Lugo, R. (2005) "Cálculo de carga térmica Nodri-za Fluvial VI". Informe Técnico n.º ARC-019-514-02. Cotecmar, Cartagena, Colombia.
- Rodríguez, C. M. (2006) Diagnóstico energético del sistema de aire acondicionado y refrigeración de un buque tipo nodriza fluvial. [Monografía de grado]. Universidad Tecnológica de Bolívar, Cartagena, Colombia.
- Sname (1963), *Thermal Insulation Report*. Technical and Research Bulletin 4-7. New York.
- Sname (1980), *Recommended Practices for Merchant Ship Heating, Ventilation and Air Conditioning Design Calculations*. Technical and Research Bulletin 4-16.
- Sname, (1992), *Marine Engineering*, cap. 21.
- Spitler, J. D., F. C. McQuiston y K. Lindsey. 1993. *The CLTD/SCL/CLF Cooling Load Calculation Method*, *Ashrae Transactions*. 99(1): 183-192.

