

**ANALISIS TERMOECONÓMICO DEL AISLAMIENTO TÉRMICO DE UN BUQUE
TIPO NODRIZA**

DEIBYS DAVID BARRETO PONTON

MARTHA ISABEL IMITOLA BENITO REBOLLO

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR

FACULTAD DE INGENIERÍA

PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA

CARTAGENA DE INDIAS

2013

**ANALISIS TERMOECONÓMICO DE AISLAMIENTO TÉRMICO DE UN BUQUE
TIPO NODRIZA**

DEIBYS DAVID BARRETO PONTON

MARTHA ISABEL IMITOLA BENITO REBOLLO

Tesis de grado presentado para optar el título de Ingeniero Mecánico

ME, M.Sc Juan Gabriel Fajardo Cuadro

Director

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR

FACULTAD DE INGENIERÍA

PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA

CARTAGENA DE INDIAS

2013

Cartagena de Indias D.T. H. y C. 29 de octubre del 2013

Señores

COMITÉ CURRICULAR

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR

Facultad de Ingenierías

Cartagena de Indias

Estimados Señores

Presentamos para su consideración el trabajo de grado “**ANÁLISIS TERMOECONOMICO DE AISLAMIENTO TERMICO DE UN BUQUE TIPO NODRIZA**” como requisito para optar por el título de Ingenieros Mecánicos.

Cordialmente,

Martha Isabel Imitola BenitoRebollo

C.C. 1.143.355.303 de Cartagena

Deibys David Barreto Pontón

C.C.1.065.645.864 de Valledupar

Cartagena de Indias D.T. H. y C. 29 de octubre del 2013

Señores

COMITÉ CURRICULAR

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR

Facultad de Ingenierías

Cartagena de Indias

Estimados Señores

Luego de revisar el trabajo de grado **“ANÁLISIS TERMOECONÓMICO DE AISLAMIENTO TÉRMICO DE UN BUQUE TIPO NODRIZA”** de los estudiantes, Martha Isabel Imitola Benito Rebollo y Deibys David Barreto Pontón; considero que cumple con los objetivos propuestos, por lo que estoy de acuerdo en presentarlo formalmente para su calificación y así optar por el título de Ingenieros Mecánicos.

Cordialmente,

Juan Gabriel Fajardo Cuadrado

Director de Proyecto

Cartagena de Indias D.T. H. y C. 29 de octubre del 2013

AUTORIZACIÓN

Yo, Martha Isabel Imitola BenitoRebollo, identificado con cedula de ciudadanía 1.143.355.303 de Cartagena. Autorizo a la UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR, para hacer uso de este trabajo de grado y publicarlo en el catálogo on-line de su biblioteca.

Cordialmente,

Martha Isabel Imitola BenitoRebollo

C.C.1.143.355.303 de Cartagena

Cartagena de Indias D.T. H. y C. 29 de octubre del 2013

AUTORIZACIÓN

Yo, Deibys David Barreto Pontón, identificado con cedula de ciudadanía 1.065.645.864 de Valledupar. Autorizo a la UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR, para hacer uso de este trabajo de grado y publicarlo en el catálogo on-line de su biblioteca.

Cordialmente,

Deibys David Barreto Pontón

C.C. 1.065.645.864 de Valledupar

Nota de aceptación

Firma del presidente del jurado

Firma del jurado

Firma del jurado

Cartagena de Indias D.T. H. y C. 29 de octubre del 2013

Dedicatoria

Dedico mi trabajo de grado y próxima carrera profesional a Dios y a mi familia, A Víctor mi hermano por el apoyo silencioso en la nueva etapa de mi vida que decidí recorrer, a mis amigos por las buenas experiencias y compañía incondicionalmente.

Deibys David Barreto Pontón

Dedico Mi trabajo de grado y próxima carrera profesional a Dios y mi familia, a mi madre y a mi padre por el acompañamiento, paciencia, confianza y apoyo que me brindaron, a mis abuelos, Adela Cruz y Juan Imitola, por el amor que me han brindado, al Ingeniero, profesor y amigo Juan Fajardo Cuadro, por creer en mí y brindarme la confianza para sacar este proyecto adelante y muy especialmente a Cesar Ángel por toda la ayuda, amor y respeto que me ha brindado.

Martha Imitola Benito Rebollo

Agradecimientos

Los Autores expresan sus Agradecimientos a:

- Dios gracias por estas siempre con nosotros, por hacer tu voluntad en cada uno de los pasos que damos en nuestras vidas.
- A nuestros padres, por apoyarnos en todo que necesitamos y querernos, por la excelente educación que nos brindaron, por el apoyo y la confianza que depositaron en nosotros.
- A M.E. M.S.c. Juan Fajardo Cuadro por ser nuestro tutor, guía y amigo, por apoyar nuestras decisiones y ayudarnos en todo lo que necesitamos.
- A nuestros amigos en especial a José Martínez Trespacios, Jeniffer Juan, Alexander Narvaez y compañeros de estudios por el apoyo y colaboración que nos brindaron.
- A nuestros profesores de ingeniería, Edgardo Arrieta, Vladimir Quiroz, Alfredo Abuchar, Eugenio Yime, Bienvenido Sarria, Luis Castellano, Jairo Useche, Luis Majana Coneo por todos los conocimientos brindados en el transcurso de la carrera.
- A la Universidad Tecnológica de Bolívar por brindarnos la oportunidad de estudiar nuestra carrera universitaria en tan prestigiosa universidad.

Contenido	
LISTA DE FIGURAS	13
LISTA DE TABLAS	14
INTRODUCCION	16
OBJETIVOS.....	19
➤ OBJETIVO GENERAL	19
➤ OBJETIVOS ESPECIFICOS	19
1. ESTADO DEL ARTE	20
1.1 TRANSFERENCIA DE CALOR.....	20
1.1.1 Conducción	20
1.1.2 Convección	21
1.1.3 Radiación	23
1.2 EXERGIA (PRINCIPIO DE SEGUNDA LEY DE LA TERMODINAMICA)	24
1.2.1 Transferencia de exergía en forma de calor:	25
1.2.2 Transferencia de exergía en forma de trabajo:.....	25
1.2.3 Transferencia de exergía en forma de masa:.....	26
1.2.4 Análisis Exergético	27
1.3 TERMOECONOMIA.....	28
1.3.1 Análisis Termoeconómico.....	29
1.3.2 Ecuaciones auxiliares.....	32
1.4 AISLAMIENTO TERMICO	34
1.4.1 Poliuretano extruido	35
1.4.2 Fibra de vidrio.....	36

1.4.3 Lana de roca	37
2. CONFIGURACION DE AISLANMIENTO TERMICO	38
2.1 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR	40
2.2 MÉTODO EXPERIMENTAL PARA DETERMINAR PROPIEDADES TÉRMICAS.....	42
2.2.1 Coeficiente global de transferencia de calor y resistencia del aire para el flujo de calor	43
3. CALCULO DE CARGA TERMICA	46
3.1 CONDICIONES DE DISEÑO	46
3.2 HOJA DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA Y RESULTADOS	50
3.3 DETERMINACIÓN DE LAS CAPACIDADES DE LOS EQUIPOS	58
3.3.1 Metodología Trane Corporation	58
4. CALCULO DE BALANCE EXERGÉTICO.....	63
5. ANÁLISIS TERMOECONOMICO	69
5.1 COSTO FUEL C_F Y COSTO PRODUCT C_P	69
<i>Ejemplo del cálculo de costo de fuel</i>	73
5.2 COSTO REMAMENTES Z	74
5.2.1 Costo de inversión y capital Z^{IC}	74
5.2.2 Costo de operación y mantenimiento Z^{OM}	76
5.2.3 Costo de destrucción de exergia	77
5.3 INDICADORES TERMOECONOMICOS	78
5.3.1 Costo $Z+C_D$	78
5.3.2 Diferencia de costo relativo (r)	79
5.3.3 Factor exergoeconómico f	80

5.4	EVALUACIÓN TERMOECONÓMICA	82
6.	CONCLUSIONES	87
7.	RECOMENDACIONES.....	89
8.	REFERENCIA BIBLIOGRAFICA	90
9.	ANEXOS.....	93
9.1	ANEXO A. TABLAS PARA CALCULO DE CARGA TERMICA	93
9.2	ANEXO B. ESPECIFICACIONES TECNICAS DE LOS MAMPARAS EMPLEADOS EN LA NODRIZA.....	112
9.3	ANEXO C. ESPECIFICACIONES TECNICAS DEL FAN-COIL MULTIAQUA CFFZA-04 Y CFFZA-06.....	114
9.4	ANEXO D. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL CHILLER INSTALADO DUNHAM BUSH WCS20-6SP	122
9.5	ANEXO E. COTIZACIONES DE AISLAMIENTOS Y EQUIPOS INSTALADOS.....	131

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 Esquema de Mecanismos de Transferencia de Calor	20
Figura 2 Modelo de la Transferencia de Calor por Conducción	21
Figura 3 Modelo de Transferencia de Calor por Convección	22
Figura 4 Tasa de Costos Asociados con Fuel y Product Para un Intercambiador de Calor	34
Figura 5. Ejemplo de Cálculo de Carga Térmica del Camarote Trip 3.....	52
Figura 6. Cálculo Tipo de Carga Térmica del Camarote Trip 2.....	53
Figura 7. Hoja de Resultados de Carga Térmica del Buque por Local Según Orientación.....	54
Figura 8. Hoja de Resultados de los Tipos de Carga del Buque Según la Orientación Crítica.	55
Figura 9 Carga y Hora Crítica Según Orientación.....	56
Figura 10 Cargas Según Hora Crítica del Buque.....	57
Figura 11 Carga Térmica en el Buque Según Configuraciones	58
Figura 12 Mezcla de Aire a la Entrada del Serpentin de Enfriamiento. (Torres Machacón, 2012)	59
Figura 13 Condiciones del Aire de Entrada en la Carta Psicométrica.....	59
Figura 14 Trazado de la Línea SHR para una Condición Diferente que no pasa por el Punto de Referencia.....	60
Figura 15 Determinación de la Condición del Aire de Suministro.	61
Figura 16 Carga de Enfriamiento en el Buque Según Configuraciones	62
Figura 17 Exergía Destruída Total	68
Figura 18 Eficiencia Exergetica.....	68
Figura 19 Gen Power Vs BSFC	71

LISTA DE TABLAS

Tabla 1 Configuraciones aislamiento en embarcaciones tipo nodriza	39
Tabla 2 Coeficientes de Transferencia de Calor de materiales.....	42
Tabla 3 Conductancias y Resistencias de Superficies Para el Aire (ASHRAE, HVAC Fundamental Handbook, 1997).....	44
Tabla 4 Coeficientes Globales de Transferencia de Calor	44
Tabla 5 Ecuaciones Fundamentales para el Cálculo de la Carga Térmica.....	48
Tabla 6 Ecuaciones Fundamentales para el Análisis Exergético.....	66
Tabla 7 Prime Rating	71
Tabla 8 Propiedades de Diesel Marino Ecopetrol	72
Tabla 9 Precio de los Equipos que Componen el SAA	74
Tabla 10 Inversión para la Configuración de Referencia	75
Tabla 11. Costos $Z+CD$	78
Tabla 12. Factor Exergoeconómico	81
Tabla 13. Diferencia de Costos Relativos	¡Error! Marcador no definido.
Tabla 14. Tabla Comparativa de Indicadores Termoeconómicos	84
Tabla 15. Tablas de Ahorro Energético por el Cambio de Aislamiento.....	86
Tabla 16 CLTD Para Paredes Expuestas al Sol (ASHRAE, Fundamental Handbook, 1989)	94
Tabla 17 Corrección de los CLTD por Latitud y Mes Aplicados a Paredes y Techos (ASHRAE, Fundamental Handbook, 1989).....	95
Tabla 18 Enfriamiento por Conducción a Través de Vidrios (ASHRAE, Fundamental Handbook, 1989).....	95
Tabla 19 CLTD para Techos (ASHRAE, Fundamental Handbook, 1989).....	96
Tabla 20 Coeficiente Global U para vidrios (ASHRAE, Fundamental Handbook, 1989).....	97
Tabla 21 Coeficiente de Sombreado para Vidrios SC (ASHRAE, Fundamental Handbook, 1989)	98

Tabla 22 Factor de Ganancia de Calor Solar SHGF (ASHRAE, Fundamental Hamdbook, 1989)	101
Tabla 23 Factor de Carga de Enfriamiento (CLF) para Vidrios sin Sombreado Interior (Incluye Vidrios Reflectivos y Absorbentes de Calor) (ASHRAE, Fundamental Hamdbook, 1989).....	103
Tabla 24 Factor de Enfriamiento (CLF) para Vidrios con Sombreado Interior (Incluye Vidrios Reflectivos y Absorbentes de Calor) (ASHRAE, Fundamental Hamdbook, 1989)	104
Tabla 25 Valores de Clasificación b Calculado para Diferentes Envolventes de Construcciones y Velocidades de Circulación del Aire en el Espacio (ASHRAE, Fundamental Hamdbook, 1989).....	105
Tabla 26 Factor de carga de enfriamiento (CLF) para luces según el tiempo de encendido (ASHRAE, Fundamental Hamdbook, 1989)	107
Tabla 27 Ganancia de Calor por Personas (ASHRAE, Fundamental Hamdbook, 1989).....	108
Tabla 28 Factor de Carga de Enfriamiento para Calor Sensible por Personas (ASHRAE, Fundamental Hamdbook, 1989).....	109
Tabla 29 Factores de Uso, Factores de Radiación y Factores de Carga para Electrodomésticos Eléctricos con Campana de Extracción (ASHRAE, Fundamental Hamdbook, 1989)	109
Tabla 30. Ganancia de Calor de Motores Eléctricos Típicos (ASHRAE, Fundamental Hamdbook, 1989).....	110
Tabla 31 Datos Representativos en Motores Eléctricos Típicos (ASHRAE, Fundamental Hamdbook, 1989).....	111

INTRODUCCION

El diseño de sistemas eficientes y rentables, que también cumplen con los requisitos ambientales, es uno de los retos más importantes que han enfrentado los ingenieros. Teniendo en cuenta que: Hay necesidad de energía y que todos los recursos naturales son finitos, es indispensable reconocer el gasto innecesario de las fuentes de energía, por lo tanto es importante entender los mecanismos que la degradan, para mejorar los sistemas generadores de la esta y reducir el impacto ambiental que se está presentando en el planeta. La termoeconómica proporciona una poderosa herramienta para el estudio sistemático y la optimización de los sistemas.

La correcta selección del aislante térmico que utilizan las embarcaciones nodrizas tipo fluvial a partir de un análisis termoeconómico entran en el proceso de optimización termoeconómica que se les ha realizado a las embarcaciones nodrizas tipo fluvial fabricadas por COTECMAR para la armada colombiana por parte de investigación *Optimización Energética en Buques tipo Nodriza Fluvial VII* realizado por el grupo en energías alternativas y fluidos EOLITO del programa de Ingeniería Mecánica y Mecatronica de la Universidad Tecnológica de Bolívar. Dentro de estos estudios se ha dado una gran importancia al sistema de acondicionamiento de aire ya que se está considerando el alto consumo energético; lo cual se ve reflejado principalmente en los altos requerimientos de energía eléctrica.

La implementación de optimización termoeconómica en embarcaciones tipo nodriza fluvial fue una secuencia de estudios referentes a la mejora continua de los gastos energéticos del buque en el sistema de acondicionamiento de aire y sus instalaciones. Las cuales comienzan con el trabajo de grado **"Diagnóstico Energético Del Sistema De Aire Acondicionado Y Refrigeración De Un Buque Tipo Nodriza Fluvial"** (Jaraba Rodriguez, 2006) en la cual se realizó el

diagnostico energético de los sistemas de aire acondicionado y refrigeración de un buque tipo nodriza fluvial, mediante el recalcu de carga térmica y la determinación de las capacidades de los equipos por el buque, para evaluar el estado actual de tales sistema y establecer ahorros energéticos. Posteriormente se realizó **"Evaluación Del Sistema De Acondicionamiento De Aire Del Buque Tipo Nodriza Fluvial VII Mediante El Empleo De La Metodología De Cálculo De Carga Térmica CLDT/CLF De La ASHRAE"** (Agudelo & Silva, 2008) con él se evaluó en su etapa de diseño el sistema de acondicionamiento de aire del buque tipo nodriza fluvial VII construido por COTECMAR, mediante el recalcu de la carga térmica y la capacidad de los equipos requeridos, aplicando la metodología CLTD/CLF de la ASHRAE, con el propósito de establecer la demanda horaria del buque para diferentes posiciones, la orientación y hora de mayor criticidad y determinar las posibles oportunidades de ahorro energético. Siguiendo la línea de estudios con la investigación de José Rafael Machacón Torres titulada **"Balance De Exergía De Una Embarcación Fluvial Y De Un Prototipo Experimental De Acondicionamiento De Aire A Escala De Laboratorio"** (Torres Machacón, 2012) se realizó un análisis exergoeconómicos del sistema de acondicionamiento de aire de una embarcación tipo nodriza fluvial con la finalidad de reducir el consumo energético del sistema de acondicionamiento de aire.

Ampliando los estudios anteriormente mencionados, se realizó el estudio termoeconómico de la selección del aislamiento térmico de embarcaciones fluviales las cuales no cuentan con una metodología que contiene valores térmicos y económicos para la función de estos dentro de las instalaciones. Estos actualmente son seleccionados a partir de normas obsoletas que no tienen en cuenta los materiales modernos con mejores propiedades y costos de los mismos.

La termoeconómica es una disciplina que combina el análisis termodinámico y económico para un sistema, dando lugar a la optimización termoeconómica que se utilizó para estimar los valores óptimos de los costos de las ineficiencias. Esto

conlleva la realización en primer lugar de un inventario de costos de operación, mantenimiento y capital correspondientes al sistema de acondicionamiento de aire y aislamiento térmico del buque para seguir con el análisis energético y continuamente el análisis exergético del sistema influenciado por los distintos aislamientos, por último se realizó la determinación de los costos de las corrientes y se obtuvieron indicadores termoeconómicos que nos permitieron evaluar de manera rigurosa las relaciones costo beneficios de cada uno de los aislantes en sus distintas configuraciones.

OBJETIVOS

➤ OBJETIVO GENERAL

Seleccionar el aislamiento térmico que presente los mejores indicadores termoeconómico para el Buque Tipo Nodriza Fluvial

➤ OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Realizar unos inventarios de costos de operación, mantenimiento y capital correspondientes al sistema de acondicionamiento de aire del buque.
- Realizar análisis energético, exegético y determinación de los costos de las corrientes.
- Encontrar la mejor combinación de los indicadores termoeconómicos que perciba la mejor relación costo beneficio.

1. ESTADO DEL ARTE

1.1 TRANSFERENCIA DE CALOR

El calor se transfiere, o se transmite de Superficies y/o fluidos más calientes a cosas más frías. Si están en contacto varios objetos con temperaturas distintas, los que están más calientes se enfrían y los que están más fríos se calientan. Tienden a alcanzar una temperatura común. Esta igualación de temperaturas se lleva a cabo de tres maneras. (Pérez Silva, s.f.) (Figura 1).

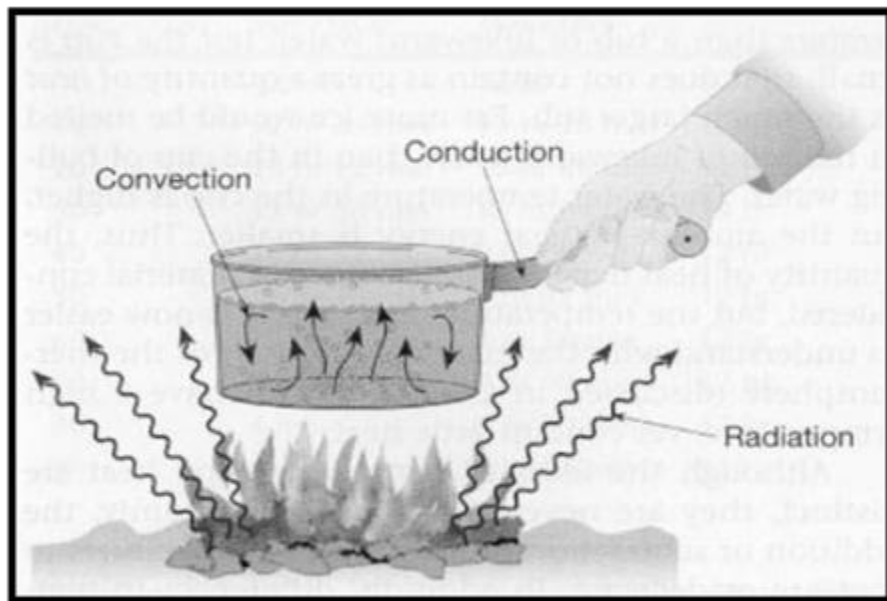


Figura 1 Esquema de Mecanismos de Transferencia de Calor

Fuente: (Pérez Silva, s.f.)

1.1.1 Conducción

La conducción de calor sólo ocurre si hay diferencias de temperatura entre dos partes del medio conductor. Para un volumen de espesor Δx , con área de sección

transversal A y cuyas caras opuestas se encuentren a diferentes T1 y T2, con T2 > T1, se encuentra que el calor ΔQ transferido en un tiempo Δt fluye del extremo caliente al frío. Si se llama H (en Watts) al calor transferido por unidad de tiempo, la rapidez de la transferencia de calor H= ΔQ/Δt, está dada por el ley de la conducción de calor de Fourier (Figura 2) $H = \frac{dQ}{dt} = -KA \frac{dT}{dx}$ (1-1).

$$H = \frac{dQ}{dt} = -KA \frac{dT}{dx} \quad (1-1)$$

Donde K (en watt/m.K) se llama conductividad térmica del metal, magnitud que representa capacidad con la cual la sustancia conduce calor y produce la consiguiente variación de temperatura; y dT/dx es el gradiente de temperatura. El signo menos indica que la conducción de calor es en la dirección decreciente de la temperatura.

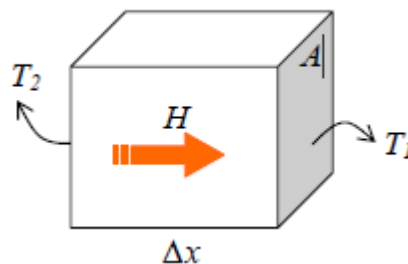


Figura 2 Modelo de la Transferencia de Calor por Conducción

Fuente: (Pérez Silva, s.f.)

1.1.2 Convección

La convección es el mecanismo de transferencia de calor por movimiento de masa o circulación dentro de la sustancia. Puede ser natural producida solo por las diferencias de densidades de la materia; o forzada, cuando la materia es obligada

a moverse de un lugar a otro, por ejemplo el aire con un ventilador o el agua con una bomba. Sólo se produce en líquidos y gases donde los átomos y moléculas son libres de moverse en el medio.

En la naturaleza, la mayor parte del calor ganado por la atmósfera por conducción y radiación cerca de la Superficie, es transportado a otras capas o niveles de la atmósfera por convección (Figura 3).

Un modelo de transferencia de calor H por convección, llamado ley de enfriamiento de Newton, es el siguiente $H = hA(T_A - T)$ 1-2):

$$H = hA(T_A - T) \quad 1-2$$

Donde h se llama coeficiente de conversión, en watt/(m².K), A es la Superficie que entrega calor con una temperatura T_A al fluido adyacente, que se encuentra a una temperatura T .

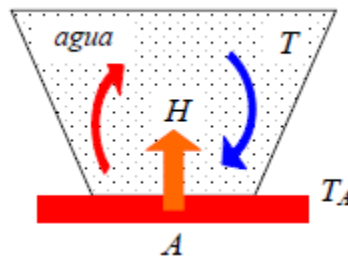


Figura 3 Modelo de Transferencia de Calor por Convección

Fuente: (Pérez Silva, s.f.)

El flujo de calor por convección es positivo ($H > 0$) si el calor se transfiere desde la Superficie de área A al fluido ($T_A > T$) y negativo si el calor se transfiere desde el fluido hacia la Superficie ($T_A < T$)

1.1.3 Radiación

La radiación térmica es energía emitida por la materia que se encuentra a una temperatura dada, se produce directamente desde la fuente hacia afuera en todas las direcciones. Esta energía es producida por los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas constitutivos y transportada por ondas electromagnéticas o fotones, por lo tanto recibe el nombre de radiación electromagnética. La masa en reposo de un fotón (que significa luz) es idénticamente nula. Por lo tanto, atendiendo a relatividad especial, un fotón viaja a la velocidad de la luz y no se puede mantener en reposo. (La trayectoria descrita por un fotón se llama rayo). La radiación electromagnética es una combinación de campos eléctricos y magnéticos oscilantes y perpendiculares entre sí, que se propagan a través del espacio transportando energía de un lugar a otro.

A diferencia de la conducción y la convección, o de otros tipos de onda, como el sonido, que necesitan un medio material para propagarse, la radiación electromagnética es independiente de la materia para su propagación, de hecho, la transferencia de energía por radiación es más efectiva en el vacío.

Sin embargo, la velocidad, intensidad y dirección de su flujo de energía se ven influidos por la presencia de materia. Así, estas ondas pueden atravesar el espacio interplanetario e interestelar y llegar a la Tierra desde el Sol y las estrellas. La longitud de onda y la frecuencia de las ondas electromagnéticamente, relacionadas mediante la expresión $\lambda\nu=C$, son importantes para determinar su energía, su visibilidad, su poder de penetración y otras características. Independientemente de su frecuencia y longitud de onda, todas las ondas electromagnéticas se desplazan en el vacío con una rapidez constante $C=299792\text{Km/s}$, llamada velocidad de la luz.

Los fotones son emitidos o absorbidos por la materia. De longitud de la onda de la radiación está relacionada con la energía de los fotones, por una ecuación

desarrollada por Planck $E = h \left(\frac{c}{\lambda} \right)$ (1-3).

$$E = h \left(\frac{c}{\lambda} \right) (1-3)$$

1.2 EXERGIA (PRINCIPIO DE SEGUNDA LEY DE LA TERMODINAMICA)

La exergía (o disponibilidad) es una propiedad que permite determinar máxima cantidad de energía disponible en cierto estado específico de un sistema. En otras palabras es la fracción de la energía que puede ser transformada en trabajo mecánico, mientras que la parte restante sin utilidad práctica, recibe el nombre de entropía. Se conoce como el estado muerto al estado del ambiente, debido a que esté no puede efectuar ningún trabajo desde el punto de vista termodinámico.

Un sistema estará en estado muerto cuando se encuentre en equilibrio termodinámico con sus alrededores. En este estado, el sistema se encontrara a la temperatura y presión de sus alrededores, no tendrá energía cinética o potencial relativa a su entorno, además no se presentara reacciones con sus alrededores, ni se presentaran efectos magnéticos, eléctricos ni de tensión Superficial entre el sistema y su entorno.

Las propiedades de un sistema en estado muerto, se indican con el subíndice cero, así: T_0, P_0, h_0, s_0, u_0 . La temperatura y presión del estado muerto son:

$$T_0 = 25^\circ C (77^\circ F) \text{ y } P_0 = 1 \text{ atm } (14.7 \text{ psia})$$

La exergía al igual que la energía puede transferirse desde o hacia un sistema en tres formas; calor, trabajo y flujo másico (Cengel & Boles, 2003).

1.2.1 Transferencia de exergía en forma de calor:

La transferencia de calor Q en una localidad con temperatura absoluta siempre va acompañada de una transferencia de exergía X_{calor} , cuya ecuación es

$$X_{calor} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q \quad (1-4):$$

$$X_{calor} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q \quad (1-4)$$

Esta relación proporciona la transferencia de exergía que acompaña a la transferencia de calor, siempre que T sea más grande o menor que T_0 .

Cuando $T > T_0$, la transferencia de calor a un sistema incrementa la transferencia de exergía de ese sistema, mientras que la transferencia de calor del sistema la disminuye. Otro caso es cuando $T < T_0$, la transferencia de calor Q es el calor desechado en el medio frío. Y por último tenemos $T = T_0$, la transferencia de calor es cero, dado a que ocurre en el punto de transferencia.

1.2.2 Transferencia de exergía en forma de trabajo:

Se sabe que la exergía es el potencial de trabajo útil, por ende la transferencia de calor por trabajo se denota así $X_{trabajo} = W - W_{alr}$ (para trabajo de frontera)

$$(1-5) X_{trabajo} = W \quad (\text{para otras formas de trabajo}) \quad (1-6):$$

$$X_{trabajo} = W - W_{air}(\text{para trabajo de frontera}) \quad (1-5)$$

$$X_{trabajo} = W \quad (\text{para otras formas de trabajo}) \quad (1-6)$$

Donde $W_{air} = P_0(V_2 - V_1)$, $P_0 =$ es la presión atmosférica, y V_1 y V_2 son los volúmenes iniciales y finales del sistema, W es el trabajo total y $X_{trabajo}$ es la exergía transferida en forma de trabajo.

1.2.3 Transferencia de exergía en forma de masa:

La masa contiene exergía al igual que la energía y la entropía, el flujo másico es un medio por el cual se transporta exergía, entropía y energía dentro o fuera de un sistema.

Cuando una cantidad de masa m entra o sale de un sistema, una cantidad de exergía Ψ , donde $\Psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{v^2}{2} + gz$ (1-7):

$$\Psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{v^2}{2} + gz \quad (1-7)$$

La transferencia de exergía que dada por $X_{masa} = m\Psi$ (1-8):

$$X_{masa} = m\Psi \quad (1-8)$$

La exergía de un sistema se incrementa por $m\Psi$ cuando una cantidad m de masa entra, y la exergía de un sistema decrece cuando la misma cantidad de masa en el mismo estado sale del sistema.

La exergía destruida es una cantidad positiva para todos los procesos reales y toma el valor de cero para un proceso reversible. La exergía destruida es la representación del potencial de trabajo perdido, es llamado como irreversibilidad o trabajo perdido. Las irreversibilidades como la fricción, transferencia de calor, expansión o compresión en estado de no cuasi equilibrio generan entropía, y por ende destruyen la exergía, así $X_{dest} = T_0 S_{gen} \geq 0$ (1-9):

$$X_{dest} = T_0 S_{gen} \geq 0 \quad (1-9)$$

Se sabe que ningún proceso real es verdaderamente reversible, por consiguiente existe destrucción de exergía durante un proceso.

El principio de disminución de exergía no implica que la energía de un sistema no pueda aumentar. La variación de exergía de un sistema puede ser positiva o negativa, pero la exergía destruida no puede ser negativa.

$X_{dest} > 0$, se trata de un proceso irreversible

$X_{dest} = 0$, se trata de un proceso reversible

$X_{dest} < 0$, se trata de un proceso imposible

1.2.4 Análisis Exergético

El análisis exergético permite localizar las irreversibilidades, discernir sus causas y cuantificarlas rigurosamente mediante las destrucciones de exergía que originan.

Todo esto es sumamente útil en el desarrollo, evaluación y optimización de sistemas. Un análisis energético estricto invitaría a pensar que la única causa de las ineficiencias energéticas radica en las pérdidas de energía desde el sistema a su ambiente (Villalón, Torrent, & Aragón, 2009).

Dado el alto consumo de energía eléctrica que implica la puesta en marcha de los sistemas de climatización y su elevado costo de inversión y operación, se impone la aplicación de técnicas que permitan concebir desde la etapa de diseño una instalación que satisfaga la demanda térmica a suplir pero que a la vez sus parámetros de trabajo y variables de diseño garanticen que el costo de sus productos finales sean mínimos, definiendo estos productos finales como: el aire de refrigeración a la salida del serpentín (Valdivia-Nodal, Lapidó-Rodríguez, & Gómez-Sarduy, 2011).

1.3 TERMOECONOMIA

La termoeconomía, término propuesto por Evans y Tribus en 1962 (Torres Cuadra & Valero Capilla, 2000), que nace como una nueva disciplina en la década de los 60 con el objeto de estudiar la conexión existente entre la Economía y la Termodinámica, sentar las bases teóricas de una ciencia del ahorro de energía y obtener así modelos que recojan la limitación que supone no disponer de una cantidad ilimitada de recursos, estableciendo los criterios más robustos para evaluar la eficiencia y el costo de los productos obtenidos del proceso cuestionado.

Según Gaggioli, R.A. y El-Sayed (Palmar & Lugo de la Rosa, 2011), las metodologías para estudios termoeconómicos desarrolladas hasta la fecha se pueden clasificar en dos grupos:

- Optimización del diseño, operación y/o mantenimiento de un sistema energético., en este caso el objetivo es minimizar el costo unitario de exergía del producto.
- Determinar el costo de los productos y flujos físicos de materia y energía de una instalación. Esto nos permite llevar a cabo una distribución adecuada de los costos, y por ende establecer los precios adecuadamente de una planta. El conocer los costos de los flujos principales y de los equipos que presentan una mayor destrucción de exergía, es útil ya que sirve de información a la hora de ver la viabilidad de un proyecto.

Los fundamentos de la termoeconomía son determinar los costos reales de los productos y servicios, proporcionar una base racional para precios de bienes o servicio, proveer un medio para localizar y controlar gastos, y proporcionar información en las que puedan basarse y evaluarse las decisiones de operación.

1.3.1 Análisis Termoeconómico

El análisis termoeconómico combina la primera y segunda ley de la termodinámica en conjunto con datos económicos e introduce conceptos nuevos como Fuel y Producto, estructura productiva, ahorro energético, costos de irreversibilidades, consumo adicional de fuel, costos de mantenimiento, costo de inversión, entre costos. Los mecanismos de degradación de la calidad de la energía se traducen en términos de costo, consumo, etc.

Para la aplicación de un análisis termoeconómico de un sistema cualquiera, el análisis necesita de un modelo matemático que establezca los estados de referencia del sistema.

Un balance de costo es formulado para todo el sistema cuando este opera en un

estado estable $\dot{C}_{P,tot} = \dot{C}_{F,tot} + \dot{Z}_{tot}^{CI} + \dot{Z}_{tot}^{OM}$ (1-10).

$$\dot{C}_{P,tot} = \dot{C}_{F,tot} + \dot{Z}_{tot}^{CI} + \dot{Z}_{tot}^{OM} \quad (1-10)$$

Donde,

C=denota costos de rata asociados:

- Flujo de materia
- Potencia
- Transferencia de calor

Z= representa todos los costos remanentes, es toda la inversión de capital realizada; equipo, aislamiento, operación y mantenimiento de estos.

1.3.1.1 Costos Remanentes

El costo exergético usualmente se ve envuelto en balance de costos realizados para todos y cada uno de los componentes, un balance de costos aplicado al un equipo indicado como la suma de los costos asociados con todos los flujos exergéticos de salida igual a la suma de todos los flujos exergéticos de entrada más el monto apropiado debido al capital y mantenimiento últimos términos es denotada por (Z) donde la inversión (Z_{CI}) y los gastos de operación y mantenimiento (Z_{om}) la suma de los dos $\dot{Z} = \dot{Z}_{CI} + \dot{Z}_{OM}$ (1-11).

$$\dot{Z} = \dot{Z}_{CI} + \dot{Z}_{OM}(1-11)$$

1.3.1.2 Costo de tasa de flujo de producto y fuel

Según A. Bejan (ASHRAE, HVAC Fundamental Handbook, 1997) la evaluación exergética y de costos, de un fuel y un producto son definidos para cada componente de un sistema. El costo de las ratas de flujo asociados con el fuel C_F y el producto C_P de un componente son calculados de manera similar a la exergia

de la rata de flujo E_F y E_P $\dot{C}_{P,k} = \dot{C}_{F,k} + \dot{Z}_k$ (1-12).

$$\dot{C}_{P,k} = \dot{C}_{F,k} + \dot{Z}_k \quad (1-12)$$

1.3.1.3 Costos de la exergía

Para un sistema operativo en el estado estacionario que puede haber un número de entradas y salidas de corrientes de material, así como intercambios de calor y el trabajo de interacción con el entorno. Asociado a estas transferencias de materia y energía son las transferencias de exergía dentro y fuera del sistema. La exergía mide el valor termoeconómico verdadero de tales efectos, y los costos sólo se deben asignar a las mercancías de valor, tiene sentido utilizar exergía como base para la asignación de costos en los sistemas térmicos. De hecho, la termoeconomía se basa en la noción de que la exergía es la única base racional para la asignación de coste a las interacciones que un sistema térmico experimenta con su entorno y para las fuentes de ineficiencia dentro de ellas. Nos referimos a este enfoque como un costo exergético. Costos de exergía asociados a cada flujo de exergía. Por lo tanto para las corrientes de entrada y salida de la materia con una tasa de transferencia de exergía asociada de \dot{E}_i y \dot{E}_e , el poder W , y la tasa de transferencia de exergía asociada a la ecuación de transferencia de

calor que escribimos, respectivamente $\dot{C}_i = c_i \dot{E}_i = c_i (\dot{m}_i e_i)$ (1-13)

$$\dot{C}_e = c_e \dot{E}_e = c_e (\dot{m}_e e_e) \quad (1-14) \quad \dot{C}_w = c_w \dot{W} \quad (1-15) \quad \dot{C}_q = c_q \dot{E}_q \quad (1-16).$$

$$\dot{C}_i = c_i \dot{E}_i = c_i (\dot{m}_i e_i) \quad (1-13)$$

$$\dot{C}_e = c_e \dot{E}_e = c_e (\dot{m}_e e_e) \quad (1-14)$$

$$\dot{C}_w = c_w \dot{W} \quad (1-15)$$

$$\dot{C}_q = c_q \dot{E}_q \quad (1-16)$$

Aquí c_i , c_e , c_w y c_q denotan costes medios por unidad de exergía

1.3.2 Ecuaciones auxiliares

De acuerdo con el modelo de análisis termoeconómico, a continuación se definen los tres procesos más comunes en cuanto a la formulación de ecuaciones auxiliares para el costo de fuel y producto.

1. la definición de producto para un componente envuelve una simple corriente exergética, como por ejemplo, en una turbina, el costo unitario de esta corriente de salida es calculada a partir del balance. Las relaciones auxiliares se formulan para las corrientes exergéticas de salida remanentes que sean usadas en la definición de FUEL o en la definición de exergía perdida asociada con el componente considerado.
2. Cuando la definición de producto para un componente envuelve m corrientes exergéticas, se deben formular m-1 relaciones auxiliares referidas a dichos productos. Cuando se carece de información acerca del

proceso de producción de cada una de las m corrientes, se puede asumir que cada unidad de exergía es suplida a cada corriente de producto al mismo costo promedio.

3. Cuando la definición de FUEL para un componente envuelve la diferencia entre los estados de entrada y de salida de una misma corriente de materia, el costo promedio por unidad de exergía permanece constante para esta corriente. Este costo cambia solo cuando se suministra exergía a la corriente, la cual sería parte de la definición de producto.

1.3.2.1 Ecuaciones auxiliares en sistemas de intercambio de calor

Ecuaciones F

El total de los costos asociados con la exergía recuperada de un flujo (corriente de exergía) en un componente, es igual, al costo a la cual la exergía removida fue suministrada a la misma corriente en el componente aguas arriba $\dot{C}_F = \dot{C}_1 - \dot{C}_2$ (1-17).

$$\dot{C}_F = \dot{C}_1 - \dot{C}_2 \quad (1-17)$$

La diferencia de exergía de esta corriente entre la entra y la salida es considerada en la definición de fuel para el componente $\frac{C_2}{E_2} = \frac{C_1}{E_1}$ (1-18).

$$\frac{C_2}{E_2} = \frac{C_1}{E_1} \quad (1-18)$$

Ecuaciones P

Cada unidad de exergía es suministrada a cualquier corriente asociada con el producto de un componente al igual costo promedio $C_{P,K}$ este costo puede ser calculado directamente del balance de costos y las ecuaciones F **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** $(\dot{C}_3 - \dot{C}_4) = \dot{Z}_{HX} + (\dot{C}_1 - \dot{C}_2)$ (1-20).

$$\dot{C}_P = \dot{C}_4 - \dot{C}_3 \quad T_3 < T_0 \quad (1-19)$$

$$(\dot{C}_3 - \dot{C}_4) = \dot{Z}_{HX} + (\dot{C}_1 - \dot{C}_2) \quad (1-20)$$

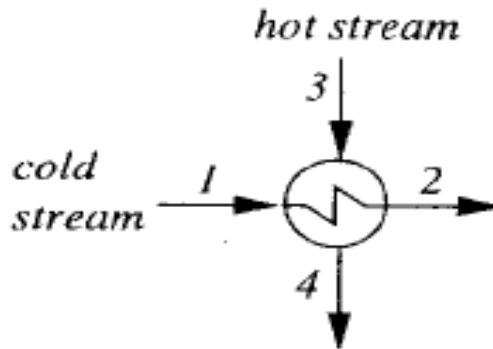


Figura 4 Tasa de Costos Asociados con Fuel y Product Para un Intercambiador de Calor

Fuente: (Bejan, Tsatsaronis, & Moran, 1996)

Después de la introducción de las tasas de costes asociados con el combustible y el producto C_F y C_P , podemos definir los costes medios por unidad de exergía del combustible y el producto de un componente. el costo promedio unitario de la C_F

$$\dot{C}_F = \frac{C_F}{\dot{E}_F} \quad \dot{C}_P = \frac{C_P}{\dot{E}_P} \quad (1-21) \quad (1-22).$$

del fuel y C_p del product

$$\dot{C}_F = \frac{\dot{C}_F}{\dot{E}_F} \quad (1-21)$$

$$\dot{C}_P = \frac{\dot{C}_P}{\dot{E}_P} \quad (1-22)$$

1.4 AISLAMIENTO TERMICO

Los aislamientos térmicos funcionan reduciendo la transferencia de calor hacia o desde el ambiente través de la Superficie envolvente de la instalación mediante de uso de materiales aislantes o de baja conductividad térmica (valor U).

La conductividad térmica es muy parecida entre los materiales aislantes, por lo que no es esta característica la principal diferencia entre ellos; la diferencia radica en sus características físico químicas, por lo que se debe tener en cuenta lo siguiente: las contracciones y dilataciones de las láminas, su resistencia al fuego, la acción de disolventes y agentes atmosféricos, las especificaciones mecánicas, absorción de agua y la máxima temperatura de empleo.

Existe varios tipos de aislamientos térmicos para la construcción y algunos de ellos son: BLOCK HABEL, POLIESTIRENO, PLACAS AISLANTES, POLIURETANO EXTRUIDO, BLOCK VULKANO entre otros. (Arroyo & Laurent) (Escoda) (Consejería de Economía y Hacienda, Comunidad de Madrid, 2002).

1.4.1 Poliuretano extruido

La espuma rígida de poliuretano es un material de construcción que se utiliza como aislamiento térmico de alta eficiencia, aislamiento acústico e impermeabilizante.

La alta capacidad aislante del poliuretano proyectado no se consigue en la construcción con ningún otro de los materiales aislantes comúnmente empleados. Esta característica especial se debe a la baja conductividad térmica que posee el gas espumante ocluido en el interior de las celdas cerradas.

La capacidad de aislamiento del poliuretano proyectado es muy robusta frente a los efectos de envejecimiento a los que están expuestos habitualmente los aislamientos térmicos, y con el poliuretano proyectado es muy fácil el tratamiento de puentes térmicos.

El poliuretano tradicional es un material compuesto de celdas cerradas(> 90%) y ligero, de baja densidad. puede utilizarse combinado con otros materiales para reducir la transmisión del ruido. Podemos señalar como muy positivo el efecto de sellado que realiza en los cerramientos por ser un sistema continuo estanco, aportado por esta razón un buen resultado en cuanto al aislamiento al ruido aéreo, incrementando este aislamiento.

El poliuretano actúa como una membrana reguladora de humedad, ya que, siendo impermeable, es permeable al vapor de agua. El grado de permeabilidad al vapor de agua se puede reducir aumentando la densidad de la espuma.

1.4.2 Fibra de vidrio

El fibrato se realiza a través de los orificios de un plato perforado, soportado por un eje y dotado de un movimiento de rotación muy rápido.

Este aparato es alimentado con vidrio fundido, por un órgano de reparto, paier, que recibe el vidrio fundido de la parte delantera del horno. Después de este primer estirado mecánico, horizontal, debido a las fuerza centrífuga, las fibras se alargan verticalmente, por la acción mecánica y térmica de un quemador circular de llama rápida.

Un material aislante se caracteriza por el valor de su conductividad térmica; su poder aislante es tanto más elevado cuanto más pequeña es su conductividad.

La fibra de vidrio es un material compuesto. El fieltro, que se forma en cadena, está constituido por fibras entrecruzadas desordenadamente, que impiden las corrientes de convección del aire. Es evidente que la conductividad térmica del fieltro será muy poca conductividad sólida real, sino una conductividad aparente y que será el balance de los efectos conjugados de varios procesos de cambios de calor. La conductividad térmica resulta, en la práctica, de la combinación de la transmisión gaseosa y de la radiación. El valor de dicha conductividad varía de 0,032 a 0,045 W/(m*K) (a 10°C).

1.4.3 Lana de roca

La lana de roca es un aislante constituido por un entrelazado de filamentos de material pétreo que forma un fieltro que mantiene entre ellos aire en estado inmóvil.

Esta estructura permite obtener productos muy ligeros que por su peculiar configuración, ofrecen elevados niveles de protección frente al calor, ruido y el fuego.

Está reconocida internacionalmente como aislante acústico (por su estructura flexible) y térmica, por el entrelazado que mantiene el aire inmóvil, siendo, además incombustibles, dado su origen inorgánico. Es un producto natural transformado mediante el proceso de producción.

La lana de roca es elaborada a partir de roca diabásicas (rocas basálticas), obteniéndose un producto de propiedades complementarias a la fibra de vidrio. Es un producto especialmente indicado para los aislamientos térmicos en la industria (altas temperaturas).

La lana de roca ofrece una rentabilidad ya que:

- Con un sólo producto se satisfacen las exigencias de las normativas acústicas, de seguridad y térmicas.
- El aislamiento es una inversión que se amortiza en menos de 5 años, ya que su coste es bajo, no requiere mantenimiento y tiene una alta duración.

2. CONFIGURACION DE AISLANMIENTO TERMICO

El objetivo principal de este estudio es establecer el mejor desempeño del sistema de acondicionamientos de aire a partir del cambio de aislantes térmicos en el mercado industrial (Fibra de Vidrio, Lana de Roca y Poliuretano) en diferentes niveles de espesores (4, 3-1/2, 3, 2-1/2, 2, 1-1/2 y 1 pulgadas) para las paredes de las embarcaciones tipo nodriza fluvial construidas por COTECMAR. La evaluación del desempeño del sistema de acondicionamiento de aire es mediante un análisis termoeconómico del sistema, manteniendo el confort requerido para la tripulación del buque, y propiciando el óptimo desempeño del SAA (sistema de acondicionamiento de aire).

En la Tabla 1 se listan las diferentes configuraciones de tipos de aislante evaluados, para la embarcación tipo nodriza fluvial en estudio.

Está mantiene actualmente la configuración 1 mostrada en la Tabla 1; la cual cuenta con fibra de vidrio de 4" de espesor como aislante de las paredes de los camarotes, pisos y techos que rodean el cuarto de verduras y cuarto frío, para evitar que entre calor a estos lugares e impedir un sobredimensionamiento del SAA y con fibra de vidrio de 3" de espesor para las demás paredes que conforman los locales restantes y la súper estructura

Tabla 1 Configuraciones aislamiento en embarcaciones tipo nodriza

CONFIGURACION 1		CONFIGURACION 7		CONFIGURACION 13	
FIBRA DE VIDRIO 4"	Cuarto de Verduras	LANA DE ROCA 4"	Cuarto de verduras	POLIURETANO 4"	Cuarto de verduras
	Cuarto frio		Cuarto frio		Cuarto frio
FIBRA DE VIDRIO 3"	Súper Estructura	LANA DE ROCA 3" 1/2	Súper Estructura	POLIURETANO 3" 1/2	Súper Estructura
CONFIGURACION 2		CONFIGURACION 8		CONFIGURACION 14	
FIBRA DE VIDRIO 4"	Cuarto de verduras	LANA DE ROCA 4"	Cuarto de verduras	POLIURETANO 4"	Cuarto de verduras
	Cuarto frio		Cuarto frio		Cuarto frio
FIBRA DE VIDRIO 3" 1/2	Súper Estructura	LANA DE ROCA 3"	Súper Estructura	POLIURETANO 3"	Súper Estructura
CONFIGURACION 3		CONFIGURACION 9		CONFIGURACION 15	
FIBRA DE VIDRIO 3"	Cuarto de verduras	LANA DE ROCA 3"	Cuarto de verduras	POLIURETANO 3"	Cuarto de verduras
	Cuarto frio		Cuarto frio		Cuarto frio
FIBRA DE VIDRIO 2" 1/2	Súper Estructura	LANA DE ROCA 2" 1/2	Súper Estructura	POLIURETANO 2" 1/2	Súper Estructura
CONFIGURACION 4		CONFIGURACION 10		CONFIGURACION 16	
FIBRA DE VIDRIO 3"	Cuarto de verduras	LANA DE ROCA 3"	Cuarto de verduras	POLIURETANO 3"	Cuarto de verduras
	Cuarto frio		Cuarto frio		Cuarto frio
FIBRA DE VIDRIO 2"	Súper Estructura	LANA DE ROCA 2"	Súper Estructura	POLIURETANO 2"	Súper Estructura
CONFIGURACION 5		CONFIGURACION 11		CONFIGURACION 17	
FIBRA DE VIDRIO 2"	Cuarto de verduras	LANA DE ROCA 2"	Cuarto de verduras	POLIURETANO 2"	Cuarto de verduras
	Cuarto frio		Cuarto frio		Cuarto frio
FIBRA DE VIDRIO 1" 1/2	Súper Estructura	LANA DE ROCA 1" 1/2	Súper Estructura	POLIURETANO 1" 1/2	Súper Estructura
CONFIGURACION 6		CONFIGURACION 12		CONFIGURACION 17	
FIBRA DE VIDRIO 2"	Cuarto de verduras	LANA DE ROCA 2"	Cuarto de verduras	POLIURETANO 2"	Cuarto de verduras
	Cuarto frio		Cuarto frio		Cuarto frio
FIBRA DE VIDRIO 1"	Súper Estructura	LANA DE ROCA 1"	Súper Estructura	POLIURETANO 1"1/2	Súper Estructura

2.1 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

En múltiples aplicaciones industriales el calor es transferido a todo, en dos pasos en un proceso estacionario: Desde el fluido más caliente a una pared sólida, de la pared al fluido más frío. Cuando en un proceso existen más de un modo de transferencia se emplea comúnmente el coeficiente de transferencia de calor U basado en la diferencia total de temperatura entre los dos fluidos (Polo, 2009).

El coeficiente global de transferencia de calor U basado en la diferencia de temperaturas de los fluidos se define como $\dot{Q} = UA(t_2 - t_1)$ (2-1):

$$\dot{Q} = UA(t_2 - t_1) \quad (2-1)$$

Donde A es el área de transferencia de calor de la Superficie.

Las caídas de temperatura a través de cada parte de la trayectoria del flujo de

$$\begin{aligned} t_1 - t_{s1} &= qR_1 \\ \text{calor son: } t_{s1} - t_{s2} &= qR_2 \\ t_{s2} - t_2 &= qR_3 \end{aligned}$$

Donde t_{s1} y t_{s2} son las temperaturas Superficiales caliente y fría de la pared respectivamente, R_1 , R_2 y R_3 son resistencias térmicas. Debido a que a través de cada resistencia térmica fluye la misma cantidad de calor, estas ecuaciones se pueden combinar obteniendo que $(t_1 - t_2)/q = (1/UA) = R_1 + R_2 + R_3$ (2-2):

$$(t_1 - t_2)/q = (1/UA) = R_1 + R_2 + R_3 \quad (2-2)$$

Las ecuaciones son análogas a un circuito eléctrico: para flujos térmicos que fluyen a través de diferentes resistencias en serie, los valores de resistencia se suman

$$R_o = R_1 + R_2 + R_3 + \dots + R_n \quad (2-3):$$

$$R_o = R_1 + R_2 + R_3 + \dots + R_n \quad (2-3)$$

De forma similar, la conductancia es el recíproco de la resistencia, y para el flujo de calor a través de resistencias en paralelo, las conductancias son aditivas

$$C = (1/R_o) = (1/R_1) + (1/R_2) + (1/R_3) + \dots + (1/R_n)$$

$$(2-4) \quad C = (1/R_o) = (1/R_1) + (1/R_2) + (1/R_3) + \dots + (1/R_n) \quad (2-4):$$

$$C = (1/R_o) = (1/R_1) + (1/R_2) + (1/R_3) + \dots + (1/R_n) \quad (2-4)$$

Para la transferencia de calor por convección, la resistencia térmica es inversamente proporcional al coeficiente de convección, h_c y a la respectiva área

Superficial $R_c = (1/h_c A) \quad (2-5)$

$$R_c = (1/h_c A) \quad (2-5)$$

La resistencia térmica por radiación es similar a la de convección $R_r = (1/h_r A) \quad (2-6)$

$$R_r = (1/h_r A) \quad (2-6)$$

Sin embargo la aplicación de estos coeficientes está limitada ya que el término "coeficiente de radiación" h_r , no tiene significado físico, excepto en los cálculos. Es función de las temperaturas, de las propiedades de radiación y del arreglo geométrico del recinto y del cuerpo en cuestión.

2.2 MÉTODO EXPERIMENTAL PARA DETERMINAR PROPIEDADES TÉRMICAS.

Para determinar los valores de los coeficientes globales de transferencia de calor U de los materiales con sus respectivos espesores evaluados en este estudio, se utilizó la caja caliente que se encuentra en la Universidad Tecnológica de Bolívar en el laboratorio de conductividad térmica la cual fue desarrollado en **Diseño de una Instalación experimental tipo caja caliente para el estudio de las propiedades de transferencia de calor** (De Avila González, 2009)

Con la caja caliente, se evaluaron muestras compuestas de acero naval de ¼", poliuretano de 30 Kg/m², lamina galvanizada calibre 22 y en algunos casos de un refuerzo tipo bulbo HP 80x6. La dimensión nominal de las muestras fue de 50 x 45 cm, como un área real de medición de 45 x 45 cm y espesor de 1 a 3 pulgadas.

En la Tabla 2 se mostraran los resultados alcanzados de las mediciones realizadas por los experimentos. Con cada uno de los espesores y materiales que se tuvieron en cuenta para el proyecto. Estos resultados fueron obtenidos del estudio **Evaluación experimental de las Propiedades Térmicas a Paneles Empleados en la Construcción Naval a Través del Método Caja Caliente** (Arnedo & Fuentes, 2013)

Tabla 2 Coeficientes de Transferencia de Calor de materiales

MATERIA	U(BTU/h/Ft ² F)	MATERIA	U(BTU/h/Ft ² F)
FIBRA DE VIDRIO 4"	0,223	LANA DE ROCA 1"1/2	0,302
FIBRA DE VIDRIO 3"1/2	0,243	LANA DE ROCA 1"	0,314
FIBRA DE VIDRIO 3"	0,257	POLIURETANO 4"	0,048
FIBRA DE VIDRIO 2"1/2	0,281	POLIURETANO 3"1/2	0,088
FIBRA DE VIDRIO 2"	0,311	POLIURETANO 3"	0,124
FIBRA DE VIDRIO 1"1/2	0,319	POLIURETANO 2"1/2	0,167

FIBRA DE VIDRIO 1"	0,334	POLIURETANO 2"	0,213
LANA DE ROCA 4"	0,256	POLIURETANO 1"1/2	0,246
LANA DE ROCA 3"1/2	0,265	POLIURETANO 1"	0,283
LANA DE ROCA 3"	0,277	MANPARO DIVISORIO	0,231
LANA DE ROCA 2"1/2	0,283	MAMPARO HUMEDO	0,134
LANA DE ROCA 2"	0,288	MAMPARO ACUSTICO	0,174

2.2.1 Coeficiente global de transferencia de calor y resistencia del aire para el flujo de calor

Para obtener un coeficiente global de transferencia de calor correcto con respecto a los materiales utilizados se tuvo en cuenta la resistencia del aire a la transferencia de calor, dando como resultado la suma de las resistencias en serie similar a la de un circuito eléctrico, y el aire según la dirección del flujo de calor que se presente para la transferencia dada, como se muestra en la ecuación

$$U = \frac{1}{R_1 + \frac{1}{U} + R_2} \quad (2-7).$$

En la Tabla 3 se muestran los valores de

conductancia y resistencia de Superficies para el aire.

$$U = \frac{1}{R_1 + \frac{1}{U} + R_2} \quad (2-7)$$

Los valores de U se asumen dependiendo de la dirección del flujo de calor, ya sea horizontal, vertical, hacia abajo o hacia arriba, si la Superficie está expuesta externamente a: al ambiente (soleado o bajo sombra), el agua de mar o a un espacio adyacente interior, como se muestra en Tabla 4.

Tabla 3 Conductancias y Resistencias de Superficies Para el Aire (ASHRAE, HVAC Fundamental Handbook, 1997)

Position of Surface	Direction of Heat Flow	Surface Emittance, ϵ					
		Non-reflective $\epsilon = 0.90$		Reflective $\epsilon = 0.20$			
		h_i	R	h_i	R	h_i	R
STILL AIR							
Horizontal	Upward	9.26	0.11	5.17	0.19	4.32	0.23
Sloping—45°	Upward	9.09	0.11	5.00	0.20	4.15	0.24
Vertical	Horizontal	8.29	0.12	4.20	0.24	3.35	0.30
Sloping—45°	Downward	7.50	0.13	3.41	0.29	2.56	0.39
Horizontal	Downward	6.13	0.16	2.10	0.48	1.25	0.80
MOVING AIR (Any position)		h_o	R				
Wind (for winter) 6.7 m/s (24 km/h)	Any	34.0	0.030	—	—	—	—
Wind (for summer) 3.4 m/s (12 km/h)	Any	22.7	0.044	—	—	—	—

Notes:

1. Surface conductance h_i and h_o measured in $W/(m^2 \cdot K)$; resistance R in $m^2 \cdot K/W$.
2. No surface has both an air space resistance value and a surface resistance value.
3. For ventilated attics or spaces above ceilings under summer conditions (heat flow down), see [Table 5](#).
4. Conductances are for surfaces of the stated emittance facing virtual blackbody surroundings at the same temperature as the ambient air. Values are based on a surface-air temperature difference of 5.5°C and for surface temperatures of 21°C.
5. See [Chapter 3](#) for more detailed information, especially [Tables 5](#) and [6](#) and see [Figure 1](#) for additional data.
6. Condensate can have a significant impact on surface emittance (see [Table 2](#)).

Tabla 4 Coeficientes Globales de Transferencia de Calor

[Redacted]				
	↓			
F 4"	0,180	0,188	0,190	sol
	0,180	0,188	0,190	sombra
	0,184	0,192	0,195	agua mar

	0,158	0,171	0,175	interior
F 3"	0,200	0,211	0,214	sol
	0,200	0,211	0,214	sombra
	0,206	0,216	0,220	agua mar
	0,174	0,190	0,195	interior
F 0"		1,755	1,614	sol
	1,491	1,320	1,206	sombra
	1,484	1,309	1,198	agua mar
	1,113	0,930	0,801	interior
Mamparo Divisorio		0,175		
Mamparo Húmedo		0,113	0,113	
Mamparo Acústico		0,141	0,141	

3. CALCULO DE CARGA TERMICA

El cálculo de la carga térmica se realizó siguiendo la metodología "Diferencia de Temperatura de la Carga de Enfriamiento/Factor de Carga de Enfriamiento (CLDT/CLF)" de la American Society of Heating, Refrigerating and Air - conditioning Engineers (ASHRAE) (ASHRAE, HVAC Fundamental Handbook, 1997), en la Tabla 5 se presentan las distintas formas de calor sugeridas en la metodología CLDT/CLF, la cual se evaluó el sistema bajo condiciones reales utilizando herramientas que ayudaron, facilitaron y organizaron el trabajo, para el cálculo de la carga térmica se consideró la tesis **“Evaluación Del Sistema De Acondicionamiento De Aire Del Buque Tipo Nodriza Fluvial VII Mediante El Empleo De La Metodología De Cálculo De Carga Térmica CLDT/CLF De La ASHRAE”** (Agudelo & Silva, 2008), con la cual se volvieron a realizar los cálculos para las distintas configuraciones a evaluar y se Obtuvieron nuevos resultados.

3.1 CONDICIONES DE DISEÑO

La temperatura de diseño del aire exterior que se asume será de 101.61 °F (38.67°C) de bulbo seco con 80% HR según el promedio de las condiciones dadas por IDEAM (Instituto de hidrología, Meteorología y Estudios Ambientales) (<http://www.ideam.gov.co/sectores/aero/climat>, s.f.) para las ciudades de patrullaje de las embarcaciones nodriza tipo fluvial las cuales son Cartagena, Puerto Carreño, Barrancabermeja y Leticia. La temperatura de diseño de aire interior se asume de 17.2 °F (24°C) y 50% HR según propone la SNAME (The Society of Naval Architects and Marine Engineers) está dentro del rango permitido de confort para buques navales. Este valor está dentro del rango de temperaturas propuesto por la ABS para confort de las personas en un buque, tal y como aparece en la referencia (American Bureau of Shipping, 2002).

Para el recalcu de carga térmica de la embarcación fluvial nodriza se utilizaron los modelos de las hojas de calculas suministrados en la tesis “**Evaluación Del Sistema De Acondicionamiento De Aire Del Buque Tipo Nodriza Fluvial VII Mediante El Empleo De La Metodología De Cálculo De Carga Térmica CLDT/CLF De La ASHRAE**” (Agudelo & Silva, 2008), en la cual se consideró: a) los efectos de almacenamiento de calor e inercia térmica; b) el efecto de la variación de la Superficie, c) el uso de valores adecuados de coeficientes globales de transferencia de calor, y d) la orientación de navegación del buque.

En la Tabla 5, se encuentran las ecuaciones 3-1 hasta 3-7 empleadas para el análisis de la exergía, estos cálculos se efectuaron mediante la metodología CLDT/CLF, ASHRAE (1989) Fundamentals Handbooks (ASHRAE, Fundamental Hamdbook, 1989). (Ver Anexos A).

Tabla 5 Ecuaciones Fundamentales para el Cálculo de la Carga Térmica

TIPO DE CARGA	ECUACIÓN	VARIABLES	Número
Transmisión por paredes y techos	$q_{tran,paredes,i} = U * A * CLTD_c$ $CLTD_c = [(CLTD + LM)k + (78 - Tr) + (To - 85)]$	<p>CLTD = diferencia de temperatura para la carga de enfriamiento ¡Error! No se le ha dado un nombre al marcador.</p> <p>segun el grupo al que pertenece la pared ¡Error! No se le ha dado un nombre al marcador.</p> <p>LM = correccion de acuerdo a la latitud y el mes de diseño seleccionado ¡Error! No se le ha dado un nombre al marcador.</p> <p>K = correccion por color</p>	3-1
Vidrio	$q_{conduccion} = U * A * CLTD_c$ $q_{radiacion} = U * SC * SHGF * CLF$	<p>SC = Coeficiente de sombreado para vidrio Tabla 21</p> <p>SHGF = Factor de ganancia de calor solar Tabla 23</p> <p>CLF = factor de carga de enfriamiento para vidrios Tabla 25 Tabla 24 Tabla 18</p> <p>CLTD = diferencia de temperatura para la carga de enfriamiento Tabla 22</p>	3-2
Iluminación	$q_{ilumina} = 3.41 * W * CLF * Full * Fsa$	$Full = \frac{W_{instalado}}{W_{usado}} = \frac{64}{64} = 1$ <p>Fsa = <i>factorespecialdeiluminaciondependedel tipodeiluminariaybalastro</i> ¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.</p>	3-3

		<i>CLF = factor de carga de enfriamiento, depende de # de horas encendida</i> ¡Error! No se ha dado un nombre al marcador.	
Equipos de potencia	$q_{motor} = 2545 * \left(\frac{P}{E_M}\right) * F_{UM} * F_{LM}$	<p><i>P = potencia nominal del motor en HP</i></p> <p><i>E_M = eficiencia del motor como una fracción decimal menor a 1.0</i> Tabla 31</p> <p><i>F_{UM} = factor de uso, se aplica cuando se conoce que el motor será usado de forma intermitente durante un tiempo significativo de</i> <i>nouso del total de horas de operación</i> Tabla 32</p>	3-4
Equipos menores	$q_{sensible} = q_{entrada} * F_U * F_R$	<p><i>F_U = Factor de uso</i> Tabla 30</p> <p><i>F_R = Factor de radiación</i> Tabla 30</p>	3-5
Personas	$q_{sensible} = G_{sp} * N * CLF$ $q_{latente} = G_{lp} * N$	<p><i>G_{sp}, G_{lp} = ganancias de calor sensible y latente respectivamente</i> Tabla 28</p> <p><i>CLF = factor de carga de enfriamiento para personas</i> Tabla 29</p>	3-6
Infiltración Puertas	$q_s = 1.1 * CFM * \Delta T$ $q_l = 4840 * CFM * \Delta W$	<p><i>ΔT = diferencia de temp. = TempExte - TempInterior (°F)</i></p> <p><i>ΔW = diferencia de humedad específica en $\frac{lb \text{ de vapor de agua}}{lb \text{ de aire seco}}$</i></p> <p><i>Los valores de W se obtienen de la carga psicrométrica</i></p> <p><i>CFM = caudal de infiltración o ventilación en $\frac{ft^3}{min}$</i></p>	3-7

Fuente: (Agudelo & Silva, 2008)

3.2 HOJA DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA Y RESULTADOS

El análisis fue realizado utilizando herramientas que ayudaron, facilitaron y organizaron el trabajo el cual presentaremos posteriormente con un ejemplo de la hoja de cálculo realizada donde se encontraran los resultados obtenidos en cada uno de los locales del buque.

Para esto se tuvo en cuenta los tipos de carga térmica como son: Carga por transmisión por paredes y techos, Carga por transmisión en vidrio, Carga por iluminación, equipos de potencia y posteriormente las cargas por equipos menores, por personas e infiltraciones.

Ejemplo paso a paso de los cálculos realizados por herramienta computacional Excel, suministramos de la tesis **“Evaluación Del Sistema De Acondicionamiento De Aire Del Buque Tipo Nodriza Fluvial VII Mediante El Empleo De La Metodología De Cálculo De Carga Térmica CLDT/CLF De La ASHRAE”** (Agudelo & Silva, 2008), las cuales fueron modificaron para realizar los cálculos de carga térmica para diferentes tipos de aislamientos estudiados, en sus diferentes espesores:

Inicialmente se realizó un análisis de cada local para calcular las cargas térmicas mencionas, como se observa Figura 5, teniendo en cuenta las orientaciones cardinales y las horas del días, el ejemplo escogido fue con respecto a la orientación critica en este caso Sur para la selección de los equipos a utilizar.

Igualmente se realizó lo anterior para todos los locales, teniendo en cuenta los tipos de carga térmica y el método CLTD/CLF, incluyendo las formulas respectivas.

Inmediatamente después de calcular los tipos de carga para cada loca, se formó una hoja del total de los distintos tipos de carga térmica que se analizan por

separado, esto para cada local, lo cual se obtuvo de los valores que se muestran en la parte derecha del ejemplo anterior, el cual pertenece a las cargas por transmisión por paredes.


Continuando con el ejemplo del Camarote TRIP 3 se muestra en la Figura 6, los tipos de carga totales de manera detalla, en la parte derecha se obtiene el total de cargas latentes y sensibles, en la parte inferior de esta se establecen las cargas más críticas de cada tipo.

A continuación se llevan estos valores a una hoja de Figura 7 donde se analiza los locales por separado y a una orientación específica, en este caso la orientación SUR y obtenemos un resultado total de la nodriza a las distintas horas solares que se muestra en la parte derecha de la tabla y en la parte inferior se obtiene la hora crítica de cada local y de toda la nodriza que se seleccionó en base a la información obtenida en la tabla. En la parte inferior se calcula la relación de calor sensible y se evalúa también las condiciones de aire de cada local.

Teniendo en cuenta que el estudio se realizó con respecto a los aislamientos térmicos evaluados como son Lana de Roca, Poliuretano y Fibra de Vidrio, se tuvo en cuenta la totalidad de la carga térmica en el buque; no por camarote.

En la Figura 8, se muestra como se dividieron los tipos de cargas totales según su orientación más crítica para verificar el comportamiento que se presenta hora-hora en toda la nodriza, por lo que en esta misma hoja se insertaron gráficos que demuestran dicho comportamiento de cargas y cuáles son las cargas térmicas críticas en el buque.

CUADRO DE MANDO						
ESPACIO ADJUNTO	Tipo de Carga	Mamparo lateral a babor			Grupo Pared	G
CASCO	Largo (ft)	7,48	Ancho (ft)	11,65	Area (ft²)	87,14
INFORMACION	U (Btu/[hxft²x°F])	0,2105556	Orientacion	S	Estructura o Aislante	POLIURETANO
	Variación de Temperatura diaria ext (°F)	21	Mes diseño	Julio		
GENERAL	T. Ext °F	101,67	T. Int (Tr) °F	75,2	Text - Tint	26,47



NEXT
BACK

CAMAROTE TRIP 3	CASCO										Q MAMPARO LATERAL BABOR
	Hora Solar	U	A	CLTDc	CLTD	To	LM	k	f	g	
1				5,97	4					109,54	109,54
2				3,97	2					72,84	72,84
3				2,97	1					54,49	54,49
4				1,97	0					36,15	36,15
5				0,97	-1					17,80	17,80
6				1,97	0					36,15	36,15
7				2,97	1					54,49	54,49
8				6,97	5					127,89	127,89
9				13,97	12					256,32	256,32
10				23,97	22					439,81	439,81
11				32,97	31					604,94	604,94
12		0,2105556	87,14	40,97	39	91,17	-7	1		751,73	751,73
13				46,97	45					861,82	861,82
14				47,97	46					880,16	880,16
15				44,97	43					825,12	825,12
16				38,97	37					715,03	715,03
17				32,97	31					604,94	604,94
18				26,97	25					494,85	494,85
19				21,97	20					403,11	403,11
20				16,97	15					311,37	311,37
21				13,97	12					256,32	256,32
22				11,97	10					219,63	219,63
23				9,97	8					182,93	182,93
24				6,97	5					127,89	127,89

Figura 5. Ejemplo de Cálculo de Carga Térmica del Camarote Trip 3.

Camarote Trip 2	Hora Solar	TRANSMISION							SOL		GANANCIAS						INFILTRACION		Qs	Ql	Qcooling	
		CUBIERTA SUPERIOR	CUBIERTA INFERIOR	MAMPARO LATERAL A PROA	MAMPARO LATERAL A POPA	MAMPARO A PROA	MAMPARO A POPA	TRANSMISION POR PAREDES Y TECHOS	VIDRIO		ILUMINACION	EQUIPOS DE	EQUIPOS MENORES		PERSONAS		INFILTRACION					
									CONDUCCION	RADIACION			N	DE	SENSIBLE	LATENTE	SENSIBLE	LATENTE				SENSIBLE
1	787,27	1980,03	109,54	81,04	79,76	527,28	3564,92	0,00	0,00	728,48	872,57	0,00	0,00	1176,00	930,00	0,00	0,00	6341,97	930,00	7271,97		
2	787,27	1980,03	72,84	81,04	79,76	527,28	3528,22	0,00	0,00	728,48	872,57	0,00	0,00	1220,10	930,00	0,00	0,00	6349,37	930,00	7279,37		
3	787,27	1980,03	54,49	81,04	79,76	527,28	3509,88	0,00	0,00	728,48	872,57	0,00	0,00	1249,50	930,00	0,00	0,00	6360,43	930,00	7290,43		
4	787,27	1980,03	36,15	81,04	79,76	527,28	3491,53	0,00	0,00	728,48	872,57	0,00	0,00	1278,90	930,00	0,00	0,00	6371,48	930,00	7301,48		
5	787,27	1980,03	17,80	81,04	79,76	527,28	3473,18	0,00	0,00	728,48	872,57	0,00	0,00	1308,30	930,00	0,00	0,00	6382,53	930,00	7312,53		
6	787,27	1980,03	36,15	81,04	79,76	527,28	3491,53	0,00	0,00	728,48	872,57	0,00	0,00	617,40	930,00	0,00	0,00	5709,98	930,00	6639,98		
7	787,27	1980,03	54,49	81,04	79,76	527,28	3509,88	0,00	0,00	728,48	872,57	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	5110,93	0,00	5110,93		
8	787,27	1980,03	127,89	81,04	79,76	527,28	3583,27	0,00	0,00	728,48	872,57	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	5184,32	0,00	5184,32		
9	787,27	1980,03	256,32	81,04	79,76	527,28	3711,71	0,00	0,00	728,48	872,57	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	5312,76	0,00	5312,76		
10	787,27	1980,03	439,81	81,04	79,76	527,28	3895,19	0,00	0,00	728,48	872,57	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	5496,24	0,00	5496,24		
11	787,27	1980,03	604,94	81,04	79,76	527,28	4060,32	0,00	0,00	728,48	872,57	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	5661,37	0,00	5661,37		
12	787,27	1980,03	751,73	81,04	79,76	527,28	4207,11	0,00	0,00	728,48	872,57	201,50	0,00	720,30	930,00	0,00	0,00	6729,96	930,00	7659,96		
13	787,27	1980,03	861,82	81,04	79,76	527,28	4317,20	0,00	0,00	728,48	872,57	201,50	0,00	852,60	930,00	0,00	0,00	6972,35	930,00	7939,00		
14	787,27	1980,03	880,16	81,04	79,76	527,28	4335,55	0,00	0,00	728,48	872,57	201,50	0,00	249,90	930,00	0,00	0,00	6388,00	930,00	7318,00		
15	787,27	1980,03	825,12	81,04	79,76	527,28	4280,50	0,00	0,00	728,48	872,57	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	5881,55	0,00	5881,55		
16	787,27	1980,03	715,03	81,04	79,76	527,28	4170,41	0,00	0,00	728,48	872,57	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	5771,46	0,00	5771,46		
17	787,27	1980,03	604,94	81,04	79,76	527,28	4060,32	0,00	0,00	728,48	872,57	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	5661,37	0,00	5661,37		
18	787,27	1980,03	494,85	81,04	79,76	527,28	3950,23	0,00	0,00	728,48	872,57	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	5551,28	0,00	5551,28		
19	787,27	1980,03	403,11	81,04	79,76	527,28	3858,49	0,00	0,00	728,48	872,57	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	5459,54	0,00	5459,54		
20	787,27	1980,03	311,37	81,04	79,76	527,28	3766,75	0,00	0,00	728,48	872,57	201,50	0,00	779,10	930,00	0,00	0,00	6348,40	930,00	7278,40		
21	787,27	1980,03	256,32	81,04	79,76	527,28	3711,71	0,00	0,00	728,48	872,57	201,50	0,00	911,40	930,00	0,00	0,00	6425,66	930,00	7355,66		
22	787,27	1980,03	219,63	81,04	79,76	527,28	3675,01	0,00	0,00	728,48	872,57	201,50	0,00	1014,30	930,00	0,00	0,00	6491,86	930,00	7421,86		
23	787,27	1980,03	182,93	81,04	79,76	527,28	3638,31	0,00	0,00	728,48	872,57	201,50	0,00	1087,80	930,00	0,00	0,00	6528,66	930,00	7458,66		
24	787,27	1980,03	127,89	81,04	79,76	527,28	3583,27	0,00	0,00	728,48	872,57	0,00	0,00	1131,90	930,00	0,00	0,00	6316,22	930,00	7246,22		
		CARGA CRITICA SEGUN TIPO DE							TRANSMISION POR PAREDES Y	VIDRIO		ILUMINACION	EQUIPOS DE	EQUIPOS MENORES		PERSONAS		INFILTRACION		Qs	Ql	Qcooling
CAMAROTE TRIP 2									4335,55	0,00	0,00	728,48	872,57	201,50	0,00	1308,30	930,00	0,00	0,00	6972,35	930,00	9399,00

Figura 6. Cálculo Tipo de Carga Térmica del Camarote Trip 2.

HORA SOLAR	CAMAROTE ECF 3		CAMAROTE ECF 2		CAMAROTE ECF 1		CAMAROTE TRIP 3		CAMAROTE TRIP 2		CAMAROTE TRIP 1	
	Qs	Ql	Qs	Ql	Qs	Ql	Qs	Ql	Qs	Ql	Qs	Ql
1	5953,41	930,00	9356,15	930,00	9234,34	930,00	6742,64	930,00	6341,97	930,00	5118,66	930,00
2	5956,12	930,00	9350,86	930,00	9229,05	930,00	6743,87	930,00	6349,37	930,00	5126,06	930,00
3	5964,83	930,00	9355,57	930,00	9233,76	930,00	6751,84	930,00	6360,43	930,00	5137,11	930,00
4	5973,54	930,00	9360,27	930,00	9238,46	930,00	6759,80	930,00	6371,48	930,00	5148,16	930,00
5	5982,25	930,00	9364,98	930,00	9243,17	930,00	6767,77	930,00	6382,53	930,00	5159,21	930,00
6	5312,04	930,00	8698,77	930,00	8576,96	930,00	6098,30	930,00	5709,98	930,00	4486,66	930,00
7	4715,33	0,00	8106,07	0,00	7984,26	0,00	5502,34	0,00	5110,93	0,00	3887,61	0,00
8	4798,10	0,00	8204,85	0,00	8083,04	0,00	5588,08	0,00	5184,32	0,00	3961,00	0,00
9	4942,93	0,00	8377,71	0,00	8255,91	0,00	5738,12	0,00	5312,76	0,00	4089,44	0,00
10	5149,83	0,00	8624,67	0,00	8502,86	0,00	5952,47	0,00	5496,24	0,00	4272,92	0,00
11	5336,04	0,00	8846,93	0,00	8725,12	0,00	6145,39	0,00	5661,37	0,00	4438,06	0,00
12	6423,36	930,00	9966,29	930,00	9844,48	930,00	7238,67	930,00	6729,96	930,00	5506,64	930,00
13	6679,80	930,00	10246,76	930,00	10124,95	930,00	7499,58	930,00	6972,35	930,00	5749,03	930,00
14	6097,79	930,00	9668,75	930,00	9546,95	930,00	6918,32	930,00	6388,00	930,00	5164,68	930,00
15	5584,32	0,00	9143,27	0,00	9021,46	0,00	6402,61	0,00	5881,55	0,00	4658,24	0,00
16	5460,18	0,00	8995,10	0,00	8873,29	0,00	6274,00	0,00	5771,46	0,00	4548,15	0,00
17	5336,04	0,00	8846,93	0,00	8725,12	0,00	6145,39	0,00	5661,37	0,00	4438,06	0,00
18	5211,90	0,00	8698,75	0,00	8576,95	0,00	6016,78	0,00	5551,28	0,00	4327,97	0,00
19	5108,45	0,00	8575,28	0,00	8453,47	0,00	5909,60	0,00	5459,54	0,00	4236,23	0,00
20	5985,60	930,00	9432,40	930,00	9310,59	930,00	6783,03	930,00	6348,40	930,00	5125,09	930,00
21	6055,83	930,00	9490,61	930,00	9368,81	930,00	6851,02	930,00	6425,66	930,00	5202,34	930,00
22	6117,35	930,00	9544,12	930,00	9422,32	930,00	6911,05	930,00	6491,86	930,00	5268,55	930,00
23	6149,47	930,00	9568,23	930,00	9446,42	930,00	6941,68	930,00	6528,66	930,00	5305,35	930,00
24	5930,00	930,00	9336,75	930,00	9214,94	930,00	6719,98	930,00	6316,22	930,00	5092,90	930,00
CARGA TERMICA POR LOCAL MAX (Btu/h)	6679,80	930,00	10246,76	930,00	10124,95	930,00	7499,58	930,00	6972,35	930,00	5749,03	930,00
RELACION DE CALOR SENSIBLE (SHR)	0,88		0,92		0,92		0,89		0,88		0,86	
HORA CRITICA POR LOCAL	13		13		13		13		13		13	
CONDICIONES DEL AIRE A LA ENTRADA DE	AIRE RECIRCULADO		AIRE RECIRCULADO		AIRE RECIRCULADO		AIRE RECIRCULADO		AIRE RECIRCULADO		AIRE RECIRCULADO	
CARGA TERMICA TOTAL MAX (Btu/h)	Qs =	137757,45	Ql =	13886,25								
CARGA TERMICA TOTAL MAX (Ton R.)	Qs =	11,48	Ql =	1,16								
HORA CRITICA TOTAL	13											

Figura 7. Hoja de Resultados de Carga Térmica del Buque por Local Según Orientación.

TRASMISION DE CALOR EN LOS DIFERENTES TIPOS DE CARGA														
Hora Solar	TRANSMISION POR PAREDES Y	VIDRIO		ILUMINACIO N	EQUIPOS DE POTENCIA	EQUIPOS MENORES		PERSONAS		INFILTRACION		Qs	Qi	QT
		CONDUCCION	RADIACION			SENSIBLE	LATENTE	SENSIBLE	LATENTE	SENSIBLE	LATENTE			
1	49088,91	452,66	40,12	7422,96	14842,80	12564,67	2320,33	8584,80	7130,00	0,00	0,00	92996,91	9450,33	102447,24
2	48047,17	553,58	40,12	7422,96	14842,80	12564,67	2320,33	9020,90	7130,00	0,00	0,00	92492,20	9450,33	101942,53
3	47569,06	452,66	30,09	7422,96	14842,80	12564,67	2320,33	9324,70	7130,00	0,00	0,00	92206,94	9450,33	101657,27
4	47229,73	351,73	30,09	7422,96	14842,80	12564,67	2320,33	9608,90	7130,00	0,00	0,00	92050,88	9450,33	101501,21
5	46612,84	452,66	30,09	7422,96	14842,80	12564,67	2320,33	9853,90	7130,00	0,00	0,00	91779,92	9450,33	101230,25
6	47229,73	351,73	90,27	7422,96	14842,80	16914,17	2320,33	6389,60	8060,00	0,00	0,00	93241,25	10380,33	103621,58
7	48818,03	452,66	160,47	7422,96	14842,80	14099,17	2320,33	2636,20	2170,00	0,00	0,00	88432,29	4490,33	92922,62
8	51979,44	452,66	220,65	7422,96	14842,80	14099,17	2320,33	2763,60	2170,00	0,00	0,00	91781,28	4490,33	96271,61
9	56436,40	452,66	381,12	7422,96	14842,80	14099,17	2320,33	2876,30	2170,00	0,00	0,00	96511,42	4490,33	101001,75
10	61911,37	654,51	581,72	7422,96	14842,80	14099,17	2320,33	2940,00	2170,00	0,00	0,00	102452,53	4490,33	106942,86
11	66630,67	452,66	752,22	7422,96	14842,80	14099,17	2320,33	3003,70	2170,00	6292,97	405,92	113497,15	4896,25	118393,40
12	70733,10	906,83	832,46	7422,96	14842,80	22859,67	2320,33	10015,60	11160,00	6292,97	405,92	133906,38	13886,25	147792,63
13	73740,53	452,66	802,37	7422,96	14842,80	22859,67	2320,33	11343,50	11160,00	6292,97	405,92	137757,45	13886,25	151643,70
14	74218,64	1108,68	682,01	7422,96	14842,80	22859,67	2320,33	5566,40	11160,00	6292,97	405,92	132994,13	13886,25	146880,38
15	72923,08	452,66	501,48	7422,96	14842,80	14099,17	2320,33	2244,20	2170,00	0,00	0,00	112486,35	4490,33	116976,68
16	69915,65	1159,14	351,04	7422,96	14842,80	14099,17	2320,33	2082,50	2170,00	0,00	0,00	109873,26	4490,33	114363,59
17	66353,13	452,66	270,80	7422,96	14842,80	14099,17	2320,33	1960,00	2170,00	0,00	0,00	105401,51	4490,33	109891,84
18	62374,27	1058,22	190,56	7422,96	14842,80	14099,17	2320,33	1876,70	2170,00	0,00	0,00	101864,68	4490,33	106355,01
19	58595,98	452,66	110,33	7422,96	14842,80	14099,17	2320,33	1832,60	2170,00	0,00	0,00	97356,50	4490,33	101846,83
20	55234,01	856,36	100,30	7422,96	14842,80	18696,67	2320,33	6017,20	8060,00	0,00	0,00	103170,30	10380,33	113550,63
21	53383,36	452,66	100,30	7422,96	14842,80	14347,17	2320,33	6105,40	7130,00	0,00	0,00	96654,65	9450,33	106104,98
22	52149,59	654,51	70,21	7422,96	14842,80	14347,17	2320,33	6717,90	7130,00	0,00	0,00	96205,14	9450,33	105655,47
23	51054,60	452,66	100,30	7422,96	14842,80	13944,17	2320,33	7144,20	7130,00	0,00	0,00	94961,69	9450,33	104412,02
24	49759,05	553,58	100,30	7422,96	14842,80	12564,67	2320,33	7384,30	7130,00	0,00	0,00	92627,66	9450,33	102077,99
Hora Critica	TRANSMISION POR PAREDES Y	VIDRIO		ILUMINACIO N	EQUIPOS DE POTENCIA	EQUIPOS MENORES		PERSONAS		INFILTRACION		Qs	Qi	QT
13	73740,53	452,66	802,37	7422,96	14842,80	22859,67	2320,33	11343,50	11160,00	6292,97	405,92	137757,45	13886,25	151643,70

Figura 8. Hoja de Resultados de los Tipos de Carga del Buque Según la Orientación Crítica.

El ejemplo anterior es tomado de los cálculos de la Fibra de vidrio de 3" con orientación SUR la cual es la crítica del estudio.

El estudio fue realizado para la configuración de fibra de vidrio de 3 a 4" dentro de las orientaciones cardinales (norte, sur, este, oeste, noreste, noroeste, sureste, suroeste) las cuales puede viajar el buque, dentro de las horas solares.

En la Figura 9 se encuentran la máxima carga térmica de cada una de las orientaciones cardinales en su respectiva hora crítica para el buque; dando como resultado orientación crítica SUR, en su hora crítica 13:00 con carga térmica de 12, 64 Toneladas de refrigeración (TR).

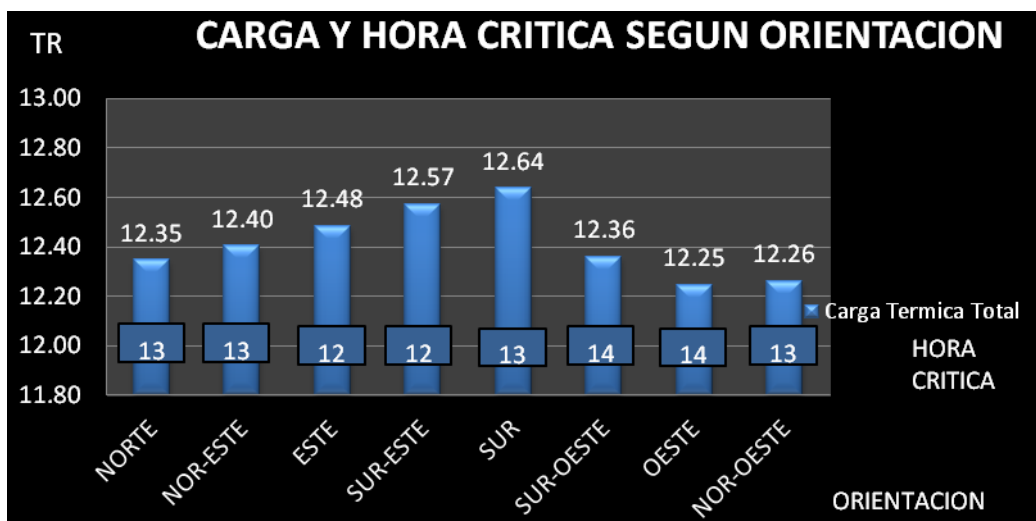


Figura 9 Carga y Hora Crítica Según Orientación

Para observar mejor los resultados de los cálculos realizados en el buque se analizó la gráfica de pastel que se muestra en la Figura 9 la cual representa los porcentajes de ganancia térmica de cada uno de los tipos de transferencias de calor que se presentan en el buque. El mayor porcentaje de ganancia de calor del buque es la transmisión que se realiza por las paredes y techos es el 51% en comparación con el resto de calor ganado, esta grafica nos muestra la hora crítica y orientación que es de 13 horas y orientación sur respectivamente.

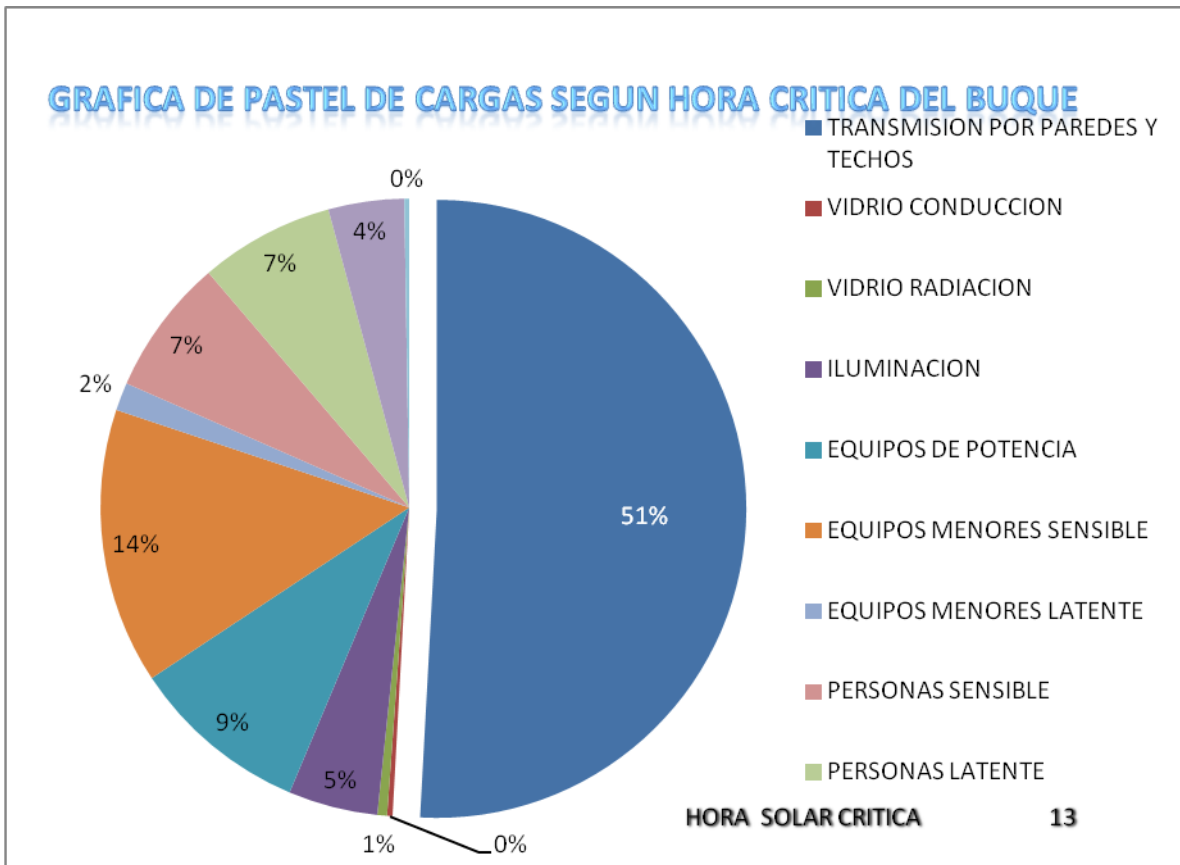


Figura 10 Cargas Según Hora Crítica del Buque

Obtenido el estado de máxima carga térmica en las instalaciones del buque (Orientación: Sur, Hora Crítica: 13:00); con la cual se realizó la evaluación de carga térmica para cada una de las configuraciones de aislantes desde fibra de vidrio 1" hasta poliuretano 3,5" como se muestran en la Figura 11, obteniendo como resultado una reducción de carga térmica significativa para las configuraciones de poliuretano de 2", 2,5", 3" y 3,5" pulgadas.

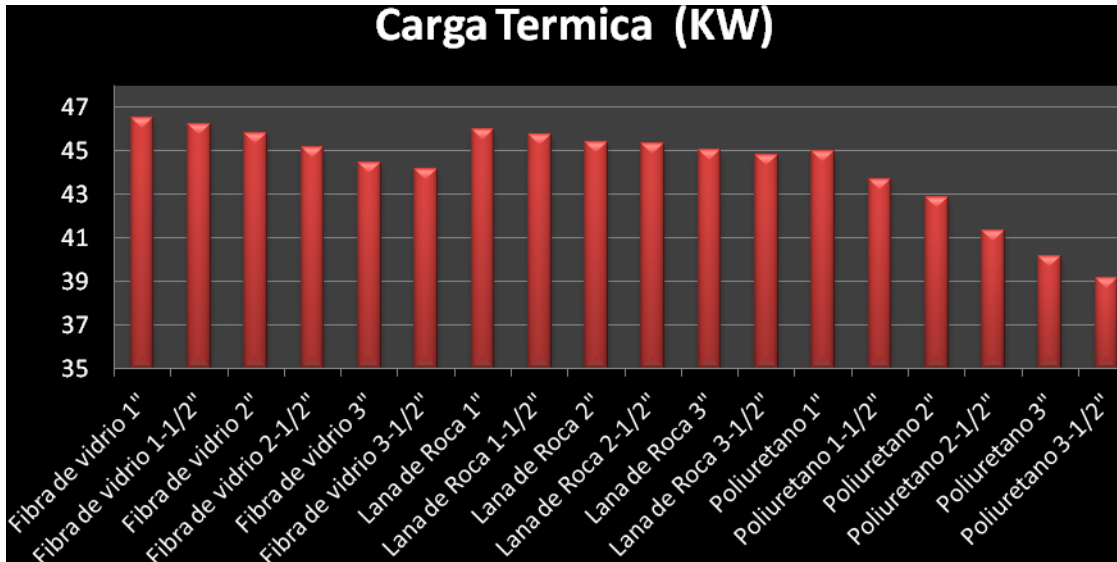


Figura 11 Carga Térmica en el Buque Según Configuraciones

3.3 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.

3.3.1 Metodología Trane Corporation

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), Si el aire exterior (B) se mezcla con aire recirculado (A), las condiciones de la mezcla estarán determinado con la línea que une la condición del aire exterior con la del aire interior para determinar la condición de la mezcla a la entrada del serpentín, esta temperatura estará dada

en cualquier punto de la línea recta ya sea cerca de la condición de aire exterior o aire interior o en su defecto en la mitad de las mismas Figura 12.

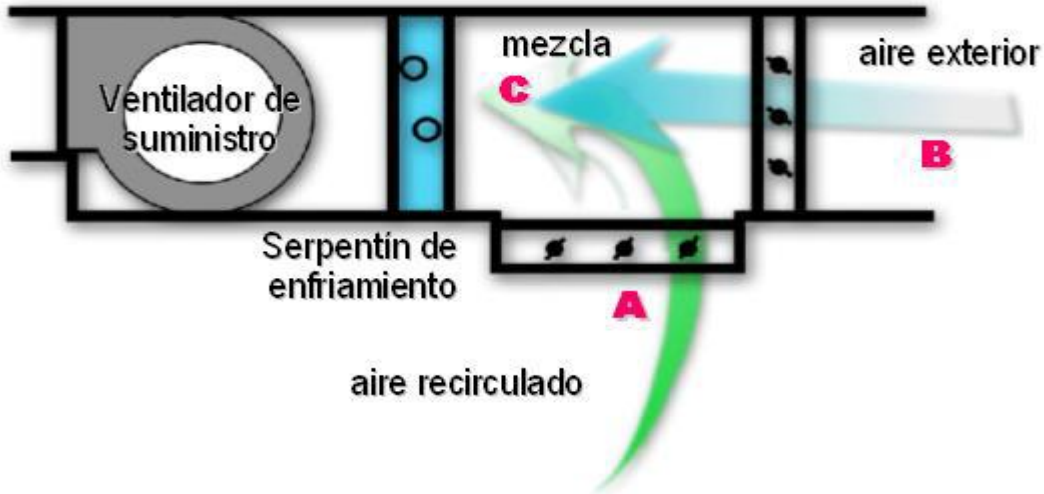


Figura 12 Mezcla de Aire a la Entrada del Serpentin de Enfriamiento. (Torres Machacón, 2012)

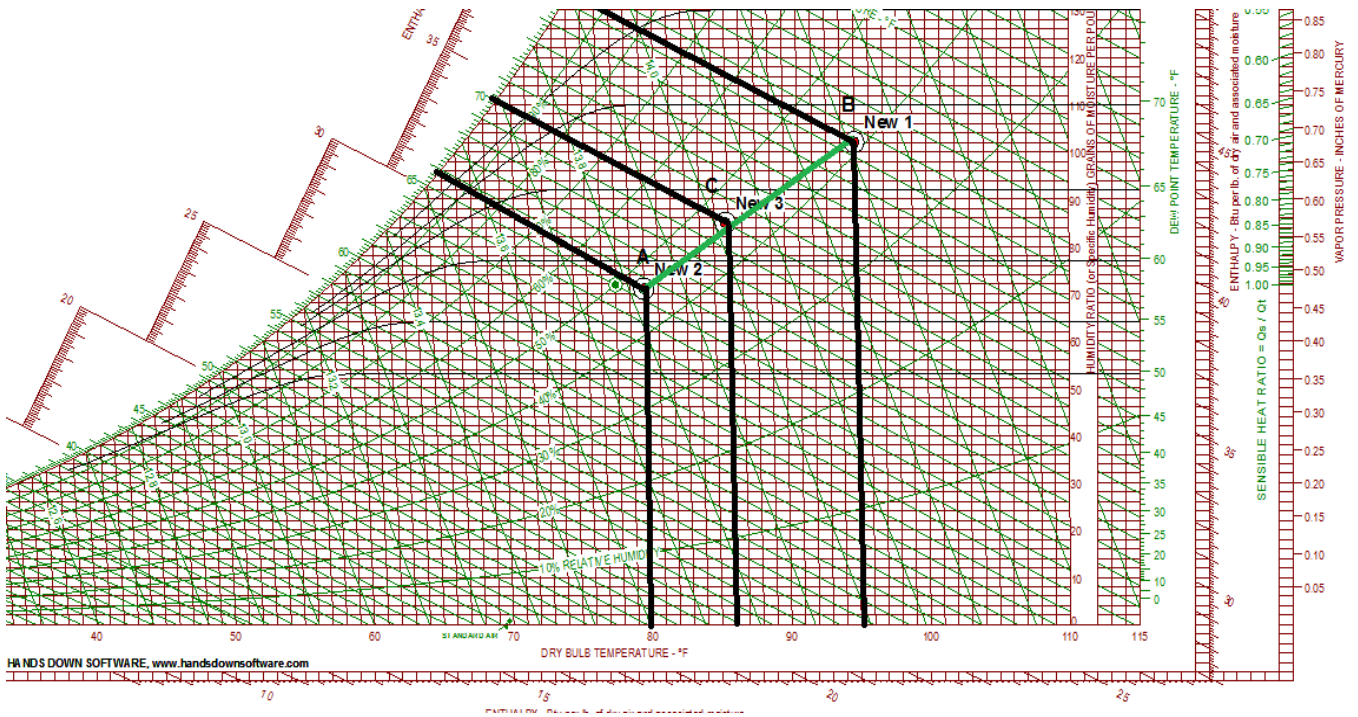


Figura 13 Condiciones del Aire de Entrada en la Carta Psicométrica.

La temperatura del punto A es la del aire interior y B la temperatura del aire exterior, C es la temperatura del aire de mezcla a la entrada del serpentín, se traza una línea perpendicular a cada uno de los puntos para poder hallar la temperatura del bulbo seco de cada una de ellas (Figura 13).

Se traza la línea de relación de calor sensible (SHR) del sistema; se traza la línea de relación de calor sensible de referencia desde el SHR determinado pasando por el punto de referencia (78°BS y 65°F Bh), La línea para otra condición se dibuja trazando una paralela a la anterior Figura 14.

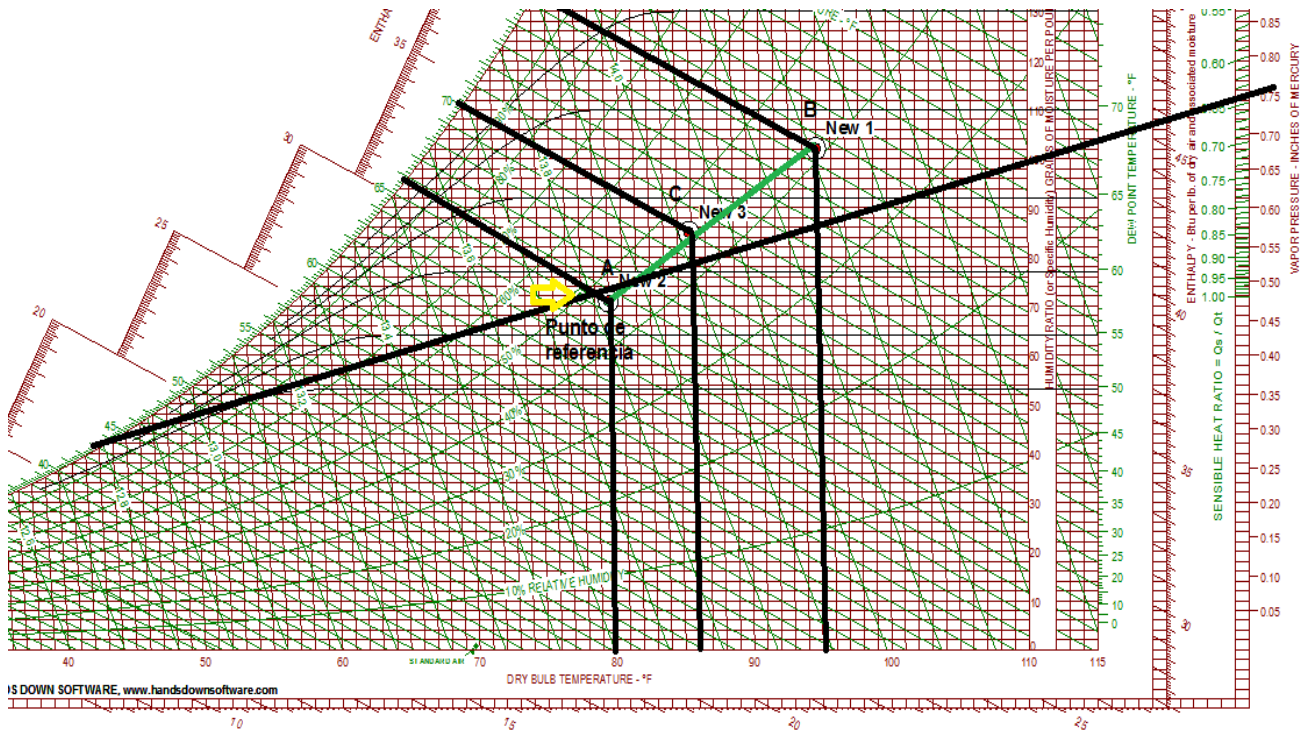


Figura 14 Trazado de la Línea SHR para una Condición Diferente que no pasa por el Punto de Referencia.

El método propuesto por la Trane implementa un nuevo conjunto de curvas en la carta psicrométrica la Figura 15 cual fueron llamadas **Curvas de Serpentin** son representadas en la en la curva que representa los puntos CD; ellas revelan los cambios en las temperaturas del bulbo seco y bulbo húmedo cuando el aire pasa a través de un serpentín de enfriamiento típico; donde se describen el desempeño

del serpentín con datos aproximados. 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 serpentín de diferentes geometrías a diferentes temperaturas del aire y del refrigerante. Estas curvas permiten establecer las condiciones de salida del serpentín y pospone la selección de serpentín hasta el diseño final.

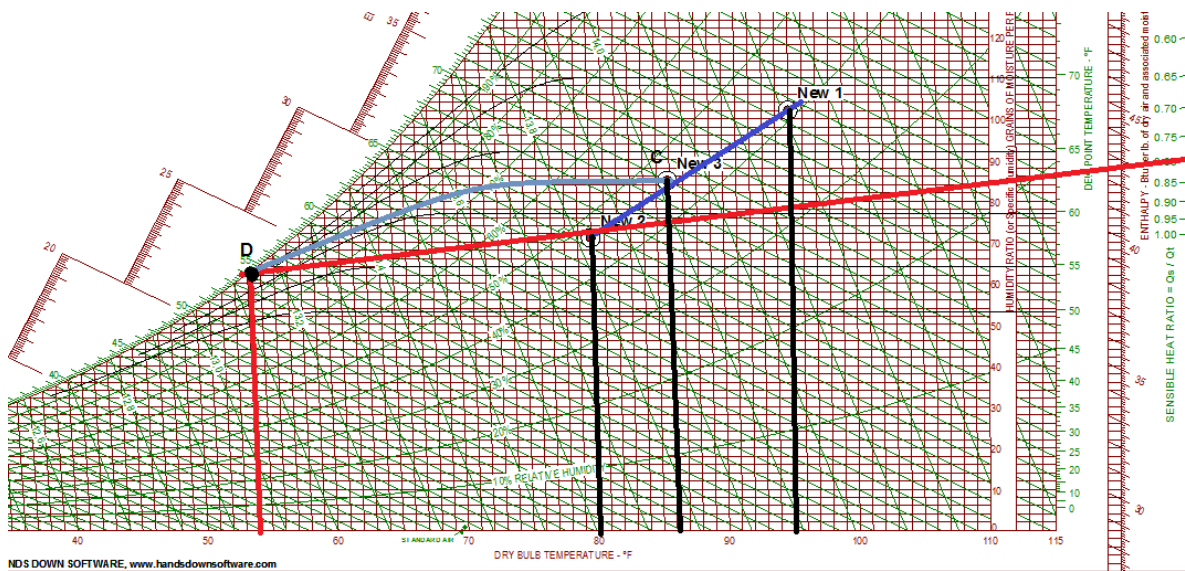


Figura 15 Determinación de la Condición del Aire de Suministro.

Determinan las condiciones del aire a la salida del serpentín usando las curvas del serpentín; utilizando un ensayo de prueba y error se sigue como guía la curva del serpentín más cercana a la condición del aire de mezcla a la entrada, hasta que intercepte la línea de relación de calor sensible del sistema.

Se calculó la cantidad específica de aire necesaria para satisfacer las ganancias de calor del espacio mediante la
$$cfm = \frac{Q_{Sensible}}{1,085x(TBS_{recirculado} - TBS_{suministro})}$$

(3-8):

$$cfm = \frac{Q_{sensible}}{1,085x(TBS_{recirculado} - TBS_{suministro})} \quad (3-8)$$

Se determinó la carga total de enfriamiento mediante la *Carga de enfriamiento* = $4,5Xcfm_{suministro} X(h_{recirculado} - h_{suministro})$ (3-9:

$$Carga\ de\ enfriamiento = 4,5Xcfm_{suministro} X(h_{recirculado} - h_{suministro}) \quad (3-9)$$

La grafica de la Figura 16 nos muestra cada una de las configuraciones con sus respectivas toneladas de refrigeración (TR) que debe ser suministrado por sistema de aire acondicionado del buque, en su orientación y hora crítica. Se observa uno de los principales ahorros económicos por operación en plena carga de los equipos e inversión inicial, con el uso poliuretano de espesores de 2, 2,5, 3 y 3,5 pulgadas con los cuales la reducción de carga de enfriamiento hace posible el cambio del chiller de enfriamiento a uno de menor capacidad nominal.

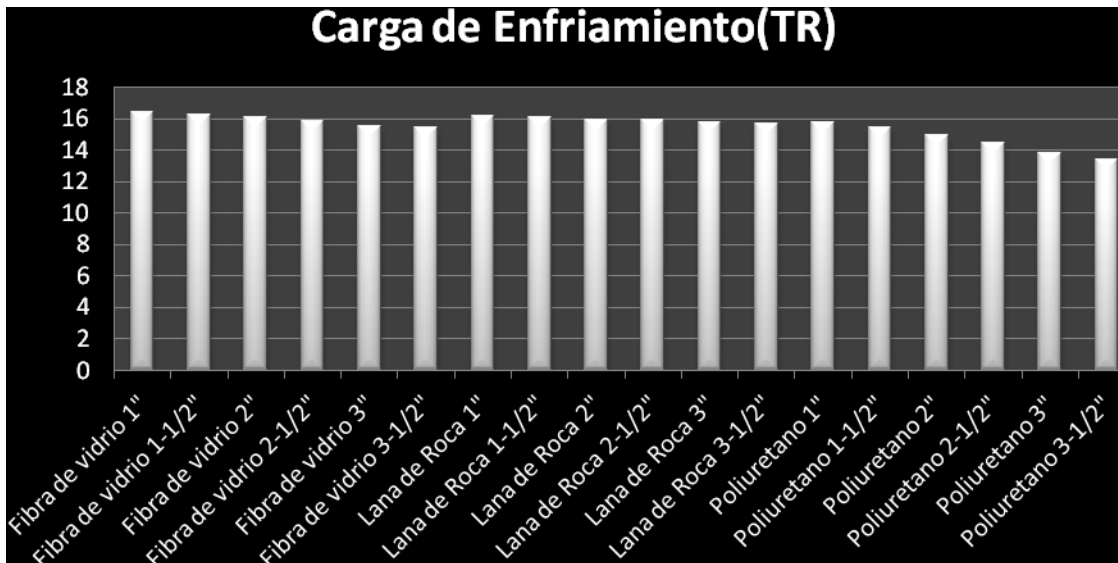


Figura 16 Carga de Enfriamiento en el Buque Según Configuraciones .

4. CALCULO DE BALANCE EXERGÉTICO

Para el cálculo del balance exergético del buque, se utilizó el modelo de balance de exergía por zonas, propuesto por P. Sakulpipatsin en su tesis doctoral "Exergy Efficient Building Design" (SAKULPIPATSIN, 2008).

La ecuación para el balance exergético se definió como $\frac{\Delta X_{aire}}{dt} = X_{heating} - X_{cooling} + X_{tran} + X_{gain} + X_{sol} - X_{dest}$ (4-1) y

$$X_{dest} = X_{tran} + X_{gain} + X_{sol} - X_{cooling} \quad (4-2):$$

$$\frac{\Delta X_{aire}}{dt} = X_{heating} - X_{cooling} + X_{tran} + X_{gain} + X_{sol} - X_{dest} \quad (4-1)$$

$$X_{dest} = X_{tran} + X_{gain} + X_{sol} - X_{cooling} \quad (4-2)$$

Donde;

$\frac{\Delta X_{aire}}{dt}$ = Es el cambio de la exergía térmica del aire en la zona, en un intervalo de tiempo dt. Debido a que no existen reacciones químicas ni cambios de presión en el transporte de energía, por lo tanto el valor de esta variación de exergía es asumida como cero.

$X_{heating}, X_{cooling}$ = Son las exergías eléctricas suministradas por el calentamiento o enfriamiento de los equipos, respectivamente. En este caso, solo tenemos aporte de enfriamiento por parte del sistema de acondicionamiento de aire, por lo tanto el valor de $X_{heating} = 0$

X_{tran} = Es la exergía térmica ganada por la transmisión de calor a través de las paredes, techos y pisos.

X_{gain} = Es la exergía térmica ganada por el efecto de las luces, ocupantes, electrodomésticos (equipos menores) y equipos de potencia.

X_{inf}, X_{vent} = Son las exergías térmicas ganadas por infiltración y ventilación. Dado que en el centro de operaciones tácticas del buque tipo nodriza fluvial VII y VIII no se presentan ganancias de calor por infiltraciones o ventilación, el valor de las X_{inf}, X_{vent} es igual a cero.

X_{sol} = Son las exergias térmicas ganadas debidas al sol, es decir las ganancias solares absorbidas en las Superficies interiores de todas las ventanas.

La obtención de los valores exergéticos para cada uno de las variables presentes en el modelo energético, la transferencia de calor por paredes, pisos y techos, incidencia solar, ganancia por personas, iluminarias y equipos menores, carga de enfriamiento y carga de enfriamiento del buque se realizó utilizando herramientas que ayudaron, facilitaron y organizaron el trabajo.

Para el análisis exergético de la embarcación fluvial nodriza se utilizaron los modelos de las hojas de calculas suministrados en la tesis **"Balance De Exergía De Una Embarcación Fluvial Y De Un Prototipo Experimental De Acondicionamiento De Aire A Escala De Laboratorio"** (Torres Machacón, 2012). Se usaron las cargas térmicas para las distintas configuraciones de aislamiento térmico en estudio y los cambios a valores reales de temperaturas de estado de referencia o ambiente $T_0=38,67$ °C (561,33 °R), Temperatura del sol $T_{Sun}=1800$ °R, Temperatura de la piel Humana $T_{Source}=550,88$ °R, Temperatura equipos de potencia $T_{Source}=689$ °R y Temperatura equipos menores $T_{Source}=590$ °R y se continuo con el análisis termoeconómico el cual describiremos más adelante.

En la Tabla 6, se encuentran las ecuaciones $X_{inf} = Q_{inf} * \left(1 - \frac{T_0}{T_i - T_0} * \ln\left(\frac{T_i}{T_0}\right)\right)$ (4-3) hasta

$$Q_{elect,local} = Q_{elect,fancoil} + \left(\frac{Q_{local}}{Q_{total}} * Q_{elect,bomba}\right) + \left(\frac{Q_{local}}{Q_{total}} * Q_{elect,chiller}\right) \quad (4-8)$$

empleadas para el análisis de la exergía, estos cálculos se efectuaron mediante el modelo de balance de exergía por zonas, propuesto por P. Sakulpipatsin (SAKULPIPATSIN, 2008), utilizado en edificaciones estructurales.

Tabla 6 Ecuaciones Fundamentales para el Análisis Exergético

TIPO DE EXERGIA DEBIDO A	ECUACIÓN	VARIABLES
Carga de infiltraciones	$X_{inf} = Q_{inf} * \left(1 - \frac{T_0}{T_i - T_0} * \ln\left(\frac{T_i}{T_0}\right)\right)$ (4-3)	$T_0 = 25^\circ\text{C}$ $T_i = \text{temp. interior}$ $Q_{inf} = \text{carga de infiltraciones}$
Carga de ventilación	$X_{vent} = Q_{vent} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{vent,out} - T_{vent,int}} * \ln\left(\frac{T_{vent,out}}{T_{vent,int}}\right)\right)$ (4-4)	$T_0 = 25^\circ\text{C}$ $T_{vent,out} = \text{temp. del aire de suministro en el exterior del local}$ $T_{vent,int} = \text{temp. del aire en el interior del local}$ $Q_{inf} = \text{carga de ventilación}$
Carga de paredes, techos y pisos	$X_{tran} = \sum_{i=1}^n X_{tran,i} = \sum_{i=1}^n \left(Q_{tran,i} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{surface,i}}\right)\right)$ (4-5)	$T_0 = 25^\circ\text{C}$ $T_{surface,i} = \text{temperatura superficial}$ $Q_{tran,i} = \text{carga debido a paredes, techos, pisos}$
Carga de ocupantes, equipos y luces	$X_{gain} = \sum_{i=1}^n X_{gain,i} = \sum_{i=1}^n \left(Q_{gain,i} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{source,i}}\right)\right)$ (4-6)	$T_0 = 25^\circ\text{C}$ $T_{surface,i} = \text{temperatura de la superficie analizada}$ $Q_{gain,i} = \text{carga debido a ocupantes, equipos y luces}$
Carga de la incidencia del sol	$X_{sol} = Q_{sol} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{sun}}\right)$ 4-7	$T_0 = 25^\circ\text{C}$ $T_{sun} = 6000\text{K}$ $Q_{sol} = \text{Carga térmica a través de los vidrios}$

Carga de Enfriamiento (eléctrico del fan coil, bomba y el chiller)	$Q_{elect,local} = Q_{elect,fancoil} + \left(\frac{Q_{local}}{Q_{total}} * Q_{elect,bomba}\right) + \left(\frac{Q_{local}}{Q_{total}} * Q_{elect,chiller}\right)$ <p style="text-align: center;">(4-8)</p>	$Q_{elect,fancoil} = \text{consumoelectricodelfancoil}$ $Q_{elect,bomba} = \text{consumoelectricodelabomba}$ $Q_{elect,chiller} = \text{consumoelectricodelchillerdeenfr}$
-----------------------------------------------------------------------------------	------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

Fuente: (Torres Machacón, 2012)

En la Figura 17 y Figura 18 respectivamente se muestran la exergía total destruida y la eficiencia exergetica total de cada una de los distintos aislamientos térmicos en su estado crítico (Orientación: Sur; Hora Critica: 13:00) se detalla la diferencia de eficacia del poliuretano con respecto al resto de los aislantes, y el mejor desempeño cuando existe un mayor espesor, dado que este reduce carga térmica que se transmite por las paredes aisladas en el buque siendo menor la destrucción de exergía y mayor la eficiencia exergetica.

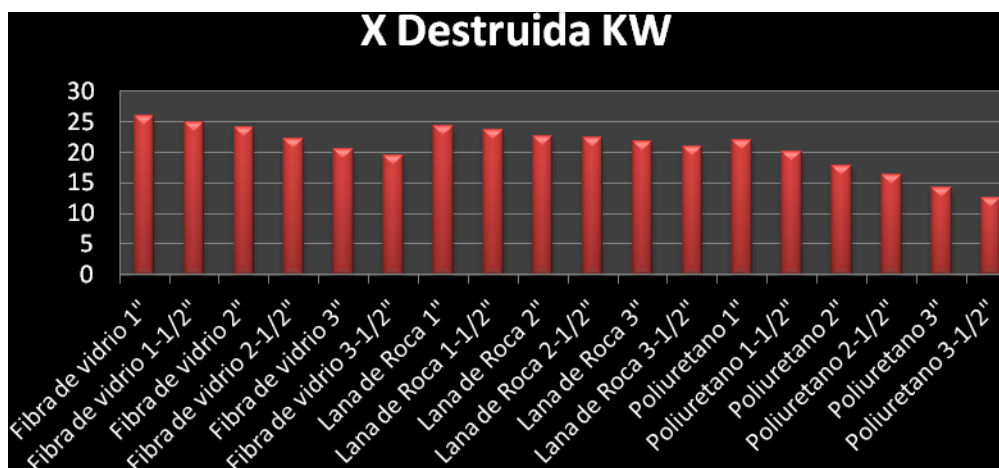


Figura 17 Exergía Destruida Total

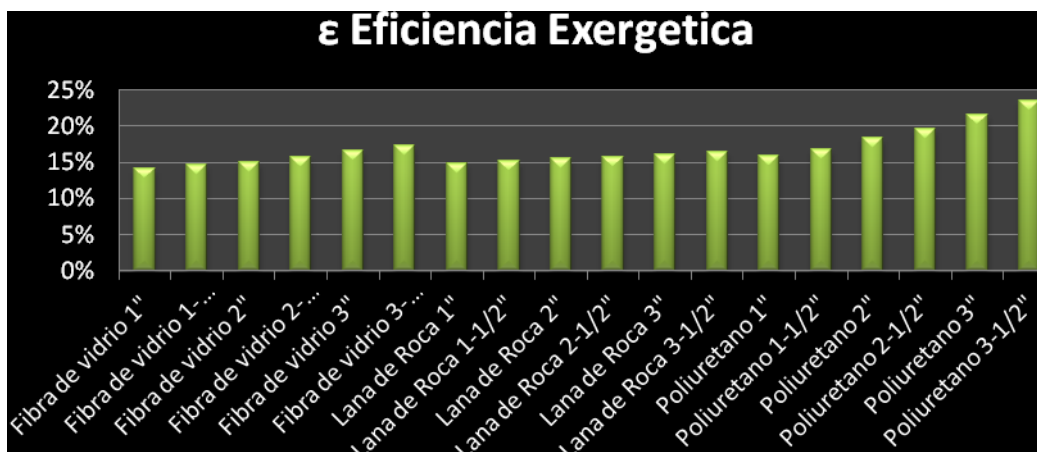


Figura 18 Eficiencia Exergetica

5. ANÁLISIS TERMEOCONOMICO

Con la implementación del análisis Termoeconómico se busca la optimización del sistema de aire acondicionado con respecto a la relación costo beneficio ofrecida por los distintos tipos de aislantes.

Para el cálculo del análisis termoeconómico del sistema de aire acondicionado (SAA) del buque, se presenta en el modelo propuesto por A. Bejan y G. Tsatasaronis en su libro Thermal Desing and Optimization (ASHRAE, HVAC Fundamental Hanbook, 1997). Los cuales sugieren la evaluación termoeconómica detallada del diseño de un sistema térmico, el cual se fundamenta en un conjunto de variables calculadas para cada componente del sistema.

En el presente capitulo se muestran los conceptos del fuel, product y los indicadores termoeconómicos los cuales ayudan en la evaluación termoeconómica.

5.1 COSTO FUEL C_F Y COSTO PRODUCT C_P

Los conceptos de Fuel y de Product se define de acuerdo a la finalidad de operación de los componentes de un sistema. El Fuel representa los recursos empleados en la generación del producto.

Fuel: Combustible necesario para la generación de energía eléctrica, utilizada por los equipos que conforman el SAA del buque.

Product: Aire frio a la salida de los serpentines

Para obtener el costo de fuel necesario para poner en funcionamiento el SAA; El cual está compuesto por un chiller WCS 20-6 DUNHAM BUSH, una bomba , 14

unidades Fan coil CFFA-04 1 TR y 5 unidades fan coil CFFZA-06 1,5 TR. (Anexo B, C,D)

-Partiendo de conocer la demanda eléctrica que requiere el SAA a partir de la carga de enfriamiento necesaria en Kilo Watts-

$$KWh = \frac{\text{Carga de Enfriamiento}}{EER \times 1000} \quad (5-1)$$

$$KWh = \frac{\text{Carga de Enfriamiento}}{EER \times 1000} \quad (5-1)$$

Donde,

Energy Efficiency Ration (EER) obtenidos en fichas técnicas de los equipos instalados

-Cantidad de combustible requerida por el generador C4.4 DITA Caterpillar para suplir la necesidad energética.

En la Figura 19 se grafica el Gen Power Vs BSFC (Brake specific fuel consumption), eficiencia del combustible), en la Tabla 7 se muestran las características del generador C4.4 DITA Caterpillar. Estos parámetros se utilizan para encontrar una ecuación polinómica en la cual se puedan obtener kg de combustible para determinados kwh necesarios por el SAA.

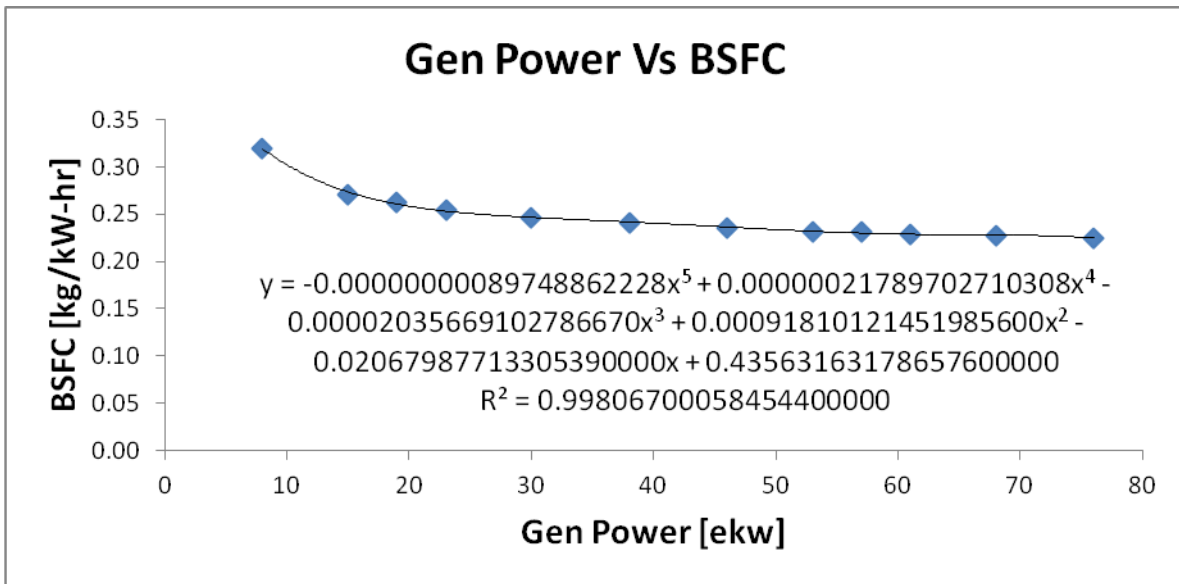


Figura 19 Gen Power Vs BSFC

Tabla 7 Prime Rating

Gen		Engine	Engine			Fuel
Power	Percent	Power	BMEP	BSFC	BSFC	Rate
ekW	Load	kW	kPa	g/kW-hr	kg/kW-hr	L/hr
8	10	8.7	132	320	0,32	3.3
15	20	17.2	261	271	0,27	5.6
19	25	21.3	324	262	0,26	6.7
23	30	25.4	386	255	0,26	7.7
30	40	33.5	507	246	0,25	9.8
38	50	41.3	625	241	0,24	11.8
46	60	49.4	748	236	0,24	13.9
53	70	57.6	872	232	0,23	15.9
57	75	61.7	935	231	0,23	17.0
61	80	65.8	998	229	0,23	18.0
68	90	74.2	1124	227	0,23	20.0
76	100	82.7	1253	225	0,23	22.1

Fuente: Ficha Técnica C4.4 DITA Caterpillar

-Dependiendo de las características del Diesel Marino se realiza la cotización

Precio del galón de Diesel Marino US \$ 3,74

Precio por kilogramo de combustible US \$ 1,11

En el se muestran las propiedades y características de Diesel Marino que vende Ecopetrol.

se muestran las propiedades y características de Diesel Marino que vende Ecopetrol.

Tabla 8 Propiedades de Diesel Marino Ecopetrol

Producto : Diesel marino				
Grado	Aceite combustible para motores			
Referencia	Resolución 80195 de1999/ ISO8217			
Actualización	12 de Abril de 2011			
Características	Unidades	Métodos	Mínimo	Máximo
Azúfre	g/100 g	ASTM D 2622		1,50

Cenizas	g/100 g	D 482		0,01
Densidad a 15 °C	Kg/m3	ASTM D 287		890
Índice de Cetano		ASTM D 976	40	
Número de Cetano		ASTM D 613	40	
Punto de Inflamación	°C	ASTM D-93	60	
Residuos de carbón, Micro (10 % fondo)	g/100 g	ASTM D4530		0,2
Viscosidad a 40 °C	mm2/s	ASTM D445	1,5	6,0

Fuente: Ecopetrol

El costo product será valorado por la línea de costo fuel C_F y la inversión de Capital, operación y mantenimiento como muestra la ecuación

$$\dot{C}_{P,tot} = \dot{C}_{F,tot} + \dot{Z}_{tot}^{CI} + \dot{Z}_{tot}^{OM} \quad (1-10).$$

Ejemplo del cálculo de costo de fuel

A continuación se muestra un ejemplo de cálculo del costo por capacidad de refrigeración en el buque. Para una tonelada de refrigeración (12000 BTU/hr) en la configuración de referencia.

$$KWh_{Chiller} = \frac{\text{Carga de Enfriamiento}}{EER \times 1000} = \frac{12000 \text{ BTU/hr}}{19,8 \times 1000} = 18,61 \text{ kWh}$$

$$KWh_{Fan Coil} = \frac{12000 \text{ BTU/hr}}{11,7 \times 1000} = 9,93 \text{ kWh}$$

$$KWh_{Total} = KWh_{Chiller} + KWh_{Fan Coil} = 26,74 \text{ kWh}$$

$$\begin{aligned}
 Kg_{fuel} = & -0,00000000089748862228kwh^5 + 0,00000021789702710308kwh^4 \\
 & - 0,00002035669102786670kwh^3 \\
 & + 0,0000009181012145198600kwh^2 - 0,0206798771330681000kwh \\
 & + 0,435631631786683 = 1,63Kg_{fuel}
 \end{aligned}$$

$$Costo\ Fuel = Kg_{fuel} \times Costo\ Kg_{fuel} = 1,63 \times 1,11 = US\ \$1,81$$

5.2 COSTO REMAMENTES Z

5.2.1 Costo de inversión y capital Z^{IC}

Los costos de inversión de capital se obtuvieron por la cotización de los equipos que componen el SAA mostrados en la

Tabla 9.

En la Tabla 10 se muestran la inversión para la configuración de referencia como es la lámina de fibra de vidrio de 3"

En los Anexos (B; C; D; E) se encuentra con mayor detalle todo los costos y cotizaciones de los aislamientos para sus respectivas configuraciones.

Tabla 9 Precio de los Equipos que Componen el SAA

Cant.	Descripción	Referencia	Valor Un. USD	Valor To. USD
1	Chiller	WCS20-6 DUNHAM BUSH	\$ 29.570,00	\$ 29.570,00
1	Bomba	IHM 15H-WM2	\$ 530,70	\$ 530,70
14	Fan coil 1 ton	CFFWA-04	\$ 630,00	\$ 8.792,00
5	Fan coil 1,5 ton	CFFWA-06	\$ 688,00	3.440,00
1	Fibra de Vidrio 1"	Lamina 1 m ²	\$ 14,49	\$ 14,49
1	Fibra de Vidrio 1-1/2"	Lamina 1 m ²	\$ 21,06	\$ 21,06

1	Fibra de Vidrio 2"	Lamina 1 m ²	\$ 23,64	\$ 23,64
1	Fibra de Vidrio 2-1/2"	Lamina 1 m ²	\$ 29,12	\$ 29,12
1	Fibra de Vidrio 3"	Lamina 1 m ²	\$ 34,60	\$ 34,60
1	Fibra de Vidrio 3-1/2"	Lamina 1 m ²	\$ 38,50	\$ 38,50
1	Fibra de Vidrio 4"	Lamina 1 m ²	\$ 42,85	\$ 42,85
1	Poliuretano 1"	Lamina 1,22mX2,44m	\$ 22,75	\$ 22,75
1	Poliuretano 1-1/2"	Lamina 1,22mX2,44m	\$ 32,32	\$ 32,32
1	Poliuretano 2"	Lamina 1,22mX2,44m	\$ 41,89	\$ 41,89
1	Poliuretano 2-1/2"	Lamina 1,22mX2,44m	\$ 51,47	\$ 51,47
1	Poliuretano 3"	Lamina 1,22mX2,44m	\$ 61,04	\$ 61,04
1	Poliuretano 3-1/2"	Lamina 1,22mX2,44m	\$ 70,61	\$ 70,61
1	Poliuretano 4"	Lamina 1,22mX2,44m	\$ 80,18	\$ 80,18
1	Lana de Roca 1"	Lamina 1,22mX0,61m	\$ 5,74	\$ 5,74
1	Lana de Roca 1-1/2"	Lamina 1,22mX0,61m	\$ 7,40	\$ 7,40
1	Lana de Roca 2"	Lamina 1,22mX0,61m	\$ 9,50	\$ 9,50
1	Lana de Roca 2-1/2"	Lamina 1,22mX0,61m	\$ 11,78	\$ 11,78
1	Lana de Roca 3"	Lamina 1,22mX0,61m	\$ 12,67	\$ 12,67
1	Lana de Roca 3-1/2"	Lamina 1,22mX0,61m	\$ 14,54	\$ 14,54
1	Lana de Roca 4"	Lamina 1,22mX0,61m	\$ 16,99	\$ 16,99

En la configuración de referencia, obtenemos que el área a cubrir requiere de 60 láminas de fibra de vidrio de 4" y 179 láminas de fibra de vidrio 3".

Tabla 10 Inversión para la Configuración de Referencia

Cant.	Descripción	Referencia	Valor Un. USD	Valor To. USD
1	Chiller	WCS20-6 DUNHAM BUSH	\$ 29.570,00	\$ 29.570,00
1	Bomba	IHM 15H-WM2	\$ 530,70	\$ 530,70
14	Fan coil 1 ton	CFFWA-04	\$ 630,00	\$ 8.792,00
5	Fan coil 1,5 ton	CFFWA-06	\$ 688,00	3.440,00
179	Fibra de Vidrio 3"	Lamina 1 M ²	\$ 38,50	\$ 6.194,21
60	Fibra de Vidrio 4"	Lamina 1 m ²	\$ 42,85	\$ 2.570,87
Inversión Total IC				\$ 51.097,78

Para realizar la nivelación de los costos de inversión y capital se utilizó la amortización de la inversión en 20 años, con un préstamo bancario donde el interés es del 26,82% efectivo anual, ya que en éste lapso se culmina el pago de

la deuda $Z^{IC} = \frac{IC \times i \times (1+i)^n}{[(1+i)^n - 1]}$ (5-2).

$$Z^{IC} = \frac{IC \times i \times (1+i)^n}{[(1+i)^n - 1]} \quad (5-2)$$

Donde,

IC: Inversión de capital

i: interés

n: Periodo de tiempo

5.2.2 Costo de operación y mantenimiento Z^{OM}

Los costos de operación y mantenimiento se obtuvieron a partir del salario de los mantenedores del buque, los cuales se nivelan a horas de la siguiente

manera $Z^{OM} = \frac{SM \times NP}{ND \times HT}$ (5-3)

$$Z^{OM} = \frac{SM \times NP}{ND \times HT} \quad (5-3)$$

Donde SM: Salario de mantenedores US \$ 584,31

NP: Número de personas (2 personas)

ND: Números de días trabajados en el mes (26 días)

HT: Número de horas trabajadas diarias (12 horas diarias)

5.2.3 Costo de destrucción de exergía

En el balance de costo formulado para un componente no hay un término de coste directamente relacionado con destrucción de exergía. En consecuencia, el costo asociado con la destrucción de exergía en un componente o proceso es un coste oculto, pero muy importante, que puede ser revelado sólo a través de un análisis termoeconómico.

En la Ecuación 5-4 se presenta el costo de destrucción de exergía a partir de la multiplicación del costo fuel por unidad de exergía y la exergía destruida del SAA

$$\dot{C}_D = c_F \dot{E}_D \quad (5-4)$$

Donde

\dot{C}_D = costo de destrucción de exergía

c_F = Costo Fuel Por Unidad de Exergía

E_D = Exergía Destruída

5.3 INDICADORES TERMOECONOMICOS

Los Indicadores termoeconómicos, desempeñan un papel central en la evaluación termoeconómica y optimización de sistemas térmicos.

Los indicadores termoeconómicos que se describen a continuación se aplican a la evaluación del diseño de un sistema nuevo y la evaluación del desempeño de un sistema existente.

5.3.1 Costo $Z+C_D$

La suma del costo de $Z + C_D$ nos muestra el costo total asociado a la obtención de los componentes del sistema y al funcionamiento inadecuado del equipo. Por esto es importante ordenar decreciente los $Z + C_D$,

Al calcular los costos $Z + C_D$ como se muestra en la ecuación $Z + C_D$ (5-5 se deben verificar los resultados con valores altos, esto sucede porque los equipos son ineficientes o porque son costosos pero eficientes.

$$Z + C_D \text{ (5-5)}$$

En la Tabla 11 se muestran los valores de $Z + C_D$ para todas las configuraciones estudiadas

Tabla 11. Costos $Z+C_D$

Aislante	Espesores	Costo Total Aislamiento	Z+CD (\$/h)
Fibra de vidrio 1"	1	\$ 4,01	\$ 11.53
Fibra de vidrio 1-1/2"	1.5	\$ 5,19	\$ 11.50
Fibra de vidrio 2"	2	\$ 6,31	\$ 11.45
Lana de Roca 1"	1	\$ 2,15	\$ 11.36
Fibra de vidrio 2-1/2"	2.5	\$ 7,29	\$ 11.33
Lana de Roca 1-1/2"	1.5	\$ 2,55	\$ 11.31
Lana de Roca 2"	2	\$ 3,31	\$ 11.26
Lana de Roca 2-1/2"	2.5	\$ 3,85	\$ 11.25
Fibra de vidrio 3"	3	\$ 8,77	\$ 11.22
Lana de Roca 3"	3	\$ 4,42	\$ 11.21
Lana de Roca 3-1/2"	3.5	\$ 4,87	\$ 11.16
Fibra de vidrio 3-1/2"	3.5	\$ 9,46	\$ 11.15
Poliuretano 1"	1	\$ 2,25	\$ 11.14
Poliuretano 1-1/2"	1.5	\$ 2,82	\$ 10.98
Poliuretano 2"	2	\$ 3,80	\$ 10.74
Poliuretano 2-1/2"	2.5	\$ 4,37	\$ 10.53
Poliuretano 3"	3	\$ 5,35	\$ 10.22
Poliuretano 3-1/2"	3.5	\$ 5,92	\$ 9.99

5.3.2 Diferencia de costo relativo (r)

Esta variable expresa el aumento relativo en el costo promedio por unidad de exergía entre el combustible y el producto del componente. El r es una variable útil para la evaluación y optimización de un componente del sistema. En una optimización de los costes de un sistema, iterativamente, por ejemplo, si el costo de combustible es de los principales cambios en los componentes del sistema en una iteración a la siguiente, el objetivo es minimizar la diferencia de costo relativo por unidad de exergía del producto para la configuración. $r = \frac{c_P - c_F}{c_F}$ (5-6) (Tabla 12).

$$r = \frac{c_P - c_F}{c_F} \quad (5-6)$$

Donde

$c_p = \text{Costo Product por unidad de exergía}$

$c_f = \text{Costo fuel por unidad de exergía}$

Tabla 12. Diferencia de Costos Relativos

Aislante	Espesores	Costo Total Aislamiento	r
Fibra de vidrio 2-1/2"	2.5	\$ 7,29	10.03
Lana de Roca 2"	2	\$ 3,31	10.04
Lana de Roca 1-1/2"	1.5	\$ 2,55	10.30
Lana de Roca 1"	1	\$ 2,15	10.49
Fibra de vidrio 2"	2	\$ 6,31	10.54
Fibra de vidrio 1-1/2"	1.5	\$ 5,19	10.75
Fibra de vidrio 1"	1	\$ 4,01	10.98
Poliuretano 3-1/2"	3.5	\$ 5,92	6.84
Poliuretano 3"	3	\$ 5,35	7.45
Poliuretano 2-1/2"	2.5	\$ 4,37	8.13
Poliuretano 2"	2	\$ 3,80	8.61
Fibra de vidrio 3-1/2"	3.5	\$ 9,46	9.23
Poliuretano 1-1/2"	1.5	\$ 2,82	9.29
Fibra de vidrio 3"	3	\$ 8,77	9.53
Lana de Roca 3-1/2"	3.5	\$ 4,87	9.56
Lana de Roca 3"	3	\$ 4,42	9.76
Poliuretano 1"	1	\$ 2,25	9.80
Lana de Roca 2-1/2"	2.5	\$ 3,85	9.95

5.3.3 Factor exergoeconómico f

Las fuentes de costos del sistema pueden agruparse en dos categorías. La primera consiste en los gastos no relacionados con la exergía (inversiones de capital y gastos operativos y de mantenimiento), mientras que la segunda

categoría consiste en la destrucción de exergía. Al evaluar el rendimiento de un componente, queremos saber la importancia relativa de cada categoría. Definido así en la ecuación $f = \frac{z}{z+c_F E_D}$ (5-7).

$$f = \frac{z}{z+c_F E_D} \quad (5-7)$$

El Factor exergoeconómico expresa una relación de la contribución del costo no relacionado con la exergía y con el aumento de costo total.

Un valor bajo del factor exergoeconómico calculado para una configuración, sugiere que los ahorros de costos en todo el sistema podrían lograrse mediante la mejora de la eficiencia de la configuración (reducción de la destrucción de exergía) aunque la inversión de capital para este componente aumentará.

Si el valor es alto, sugiere una disminución en los costes de inversión del sistema, a comparación su eficiencia exergética (Tabla 13).

Tabla 13. Factor Exergoeconómico

Aislante	Espesores	Costo Total Aislamiento	<i>f</i>
Poliuretano 3-1/2"	3.5	\$ 5,92	0.53
Poliuretano 3"	3	\$ 5,35	0.51
Poliuretano 2-1/2"	2.5	\$ 4,37	0.49
Fibra de vidrio 3"	3	\$ 8,77	0.48
Fibra de vidrio 3-1/2"	3.5	\$ 9,46	0.48
Poliuretano 2"	2	\$ 3,80	0.48
Fibra de vidrio 2-1/2"	2.5	\$ 7,29	0.47
Lana de Roca 3-1/2"	3.5	\$ 4,87	0.47
Poliuretano 1-1/2"	1.5	\$ 2,82	0.47
Fibra de vidrio 2"	2	\$ 6,31	0.46
Lana de Roca 2"	2	\$ 3,31	0.46
Lana de Roca 2-1/2"	2.5	\$ 3,85	0.46
Lana de Roca 3"	3	\$ 4,42	0.46
Poliuretano 1"	1	\$ 2,25	0.46

Fibra de vidrio 1"	1	\$ 4,01	0.45
Fibra de vidrio 1-1/2"	1.5	\$ 5,19	0.45
Lana de Roca 1"	1	\$ 2,15	0.45
Lana de Roca 1-1/2"	1.5	\$ 2,55	0.45

5.4 EVALUACIÓN TERMOECONÓMICA

En la evaluación termoeconómica se busca cuál de las configuración es la mejor con respecto a la relación costo beneficio, con los indicadores termoeconómicos anteriormente mencionados.

Para mejorar la rentabilidad de la instalación térmica que consta de varias configuraciones, se recomienda la siguiente metodología (ver Figura 20) :

1. Clasificar las configuraciones en orden de importancia decreciente, usando la suma $Z + C_D$
2. Considere la posibilidad de cambios en el diseño inicial de las configuraciones para los valores de $Z + C_d$ altos.
3. Observe y analice las configuraciones con una alta diferencia relativa de costos r , sobre todo cuando son los valores de los costos y las tasas de $Z + C_d$ sea alta.
4. Utilizar el factor exergoeconómico f para identificar la fuente mayor de costos (inversión de capital o el costo de la destrucción de exergía)
 - a) Si el valor f es alto, investigar si es rentable reducir la inversión de capital para el componente a expensas de su eficiencia.
 - b) Si el valor f es bajo, trate de mejorar la eficiencia de las configuración mediante el aumento de la inversión de capital.

5. Si los valores de la eficiencia exergética de una configuración son bajos o se presenta un valor alto en la tasa de destrucción de exergía, nos está indicando que debemos mejorar la eficiencia exergética.

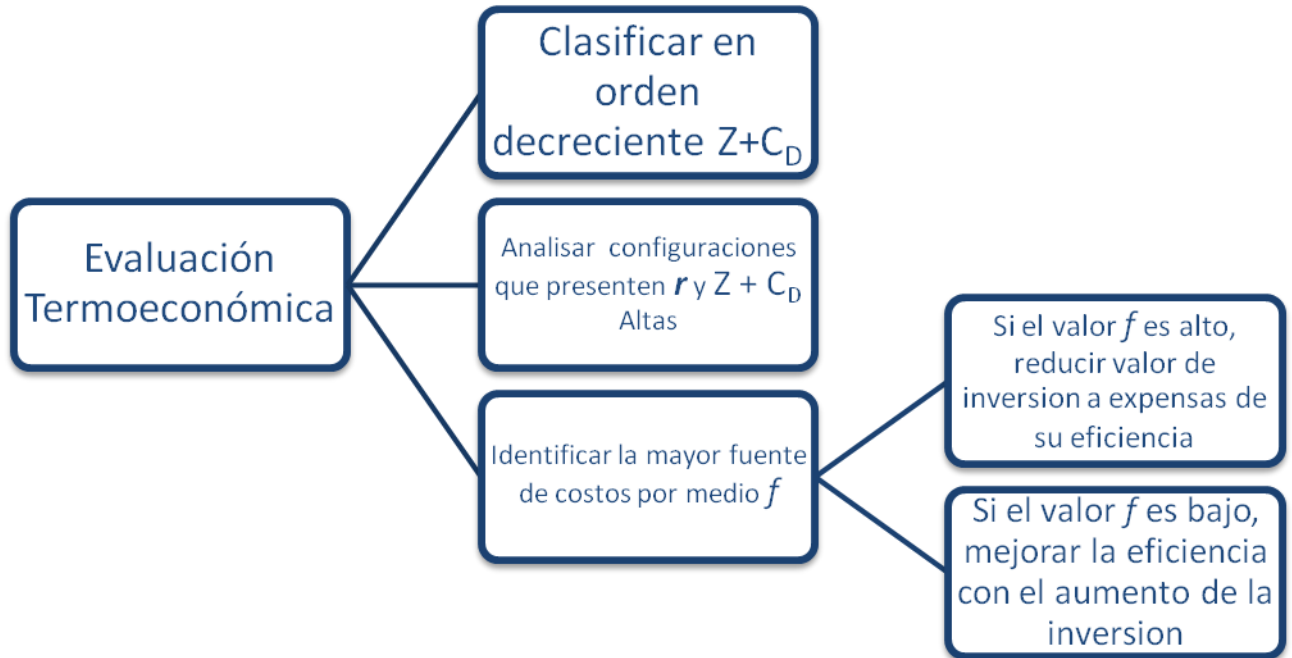


Figura 20 Diagrama de flujo de evaluación termoeconómica

En la Tabla 14 se muestran los valores de los indicadores termoeconómicos calculados. Lo que nos arroja como conclusión que el poliuretano de 3-1/2 es la configuración más representativa de costo-beneficio con respecto al resto de configuraciones estudiadas para el SAA del Buque Tipo Nodriza Fluvial

Tabla 14. Tabla Comparativa de Indicadores Termoeconómicos

CONFIGURACIÓN	$Z \left(\frac{\$}{h} \right)$	$C_F \left[\frac{\$}{kw} \right]$	$C_D \left(\frac{\$}{h} \right)$	$Z + C_D \left(\frac{\$}{h} \right)$	r	f
Poliuretano 3-1/2"	\$ 4,19	\$ 5,68	\$ 4,34	\$ 8,54	6,38	0,49
Poliuretano 3"	\$ 4,18	\$ 5,82	\$ 4,56	\$ 8,74	6,96	0,48
Poliuretano 2-1/2"	\$ 4,14	\$ 6,04	\$ 4,86	\$ 9,00	7,62	0,46
Poliuretano 2"	\$ 4,13	\$ 6,19	\$ 5,06	\$ 9,18	8,09	0,45
Fibra de vidrio 3"	\$ 4,28	\$ 5,89	\$ 4,91	\$ 9,19	9,35	0,47
Poliuretano 1-1/2"	\$ 4,10	\$ 6,37	\$ 5,29	\$ 9,39	8,75	0,44
Poliuretano 1"	\$ 4,08	\$ 6,48	\$ 5,45	\$ 9,52	9,23	0,43
Lana de Roca 3-1/2"	\$ 4,16	\$ 6,46	\$ 5,40	\$ 9,56	9,02	0,44
Fibra de vidrio 3-1/2"	\$ 4,31	\$ 6,36	\$ 5,27	\$ 9,57	8,71	0,45
Lana de Roca 3"	\$ 4,15	\$ 6,49	\$ 5,45	\$ 9,60	9,21	0,43
Lana de Roca 2-1/2"	\$ 4,13	\$ 6,53	\$ 5,50	\$ 9,63	9,39	0,43
Lana de Roca 2"	\$ 4,11	\$ 6,54	\$ 5,52	\$ 9,64	9,47	0,43
Lana de Roca 1-1/2"	\$ 4,09	\$ 6,59	\$ 5,59	\$ 9,68	9,72	0,42
Lana de Roca 1"	\$ 4,07	\$ 6,62	\$ 5,64	\$ 9,72	9,90	0,42
Fibra de vidrio 2-1/2"	\$ 4,24	\$ 6,51	\$ 5,48	\$ 9,72	9,48	0,44
Fibra de vidrio 2"	\$ 4,21	\$ 6,59	\$ 5,61	\$ 9,82	9,97	0,43
Fibra de vidrio 1-1/2"	\$ 4,17	\$ 6,65	\$ 5,69	\$ 9,86	10,17	0,42
Fibra de vidrio 1"	\$ 4,13	\$ 6,70	\$ 5,74	\$ 9,88	10,39	0,42

Para una mejor comprensión del ahorro termoeconómico, se realizó una comparación porcentual de cada una de las configuraciones con respecto a la transferencia de calor y la carga de enfriamiento con la que se toman las decisiones pertinente.

Al tener como referencia la configuración de fibra de vidrio de 3 pulgadas relacionamos los porcentajes de los costos exergético, energéticos y de productos. En la Tabla 15 se representan el ahorro de la transferencia de calor por paredes en la cual observamos que el poliuretano de 3,5 pulgadas nos representa un ahorro exergético del 55% y el porcentaje de ahorro de costos de producto de 56%, en conclusión esta es la configuración más apropiada con respecto a ahorro beneficio que debería tener el buque.

Tabla 15. Tablas de Ahorro Energético por el Cambio de Aislamiento

MATERIAL	TRANSFERENCIAS DE CALOR POR TECHOS Y PAREDES			CARGA DE ENFRIAMIENTO		
	ENERGIA BTU/H	EXERGIA BTU/H	C _{product}	ENERGIA BTU/H	EXERGIA BTU/H	C _{product}
FIBRA DE VIDRIO 3"	73,740.53	2,307.09	\$ 2.04	86,749.58	3,843.77	\$ 4.26
FIBRA DE VIDRIO 1"	-10%	-38%	-35%	-5%	-23%	-19%
FIBRA DE VIDRIO 1,5"	-8%	-32%	-29%	-5%	-19%	-16%
FIBRA DE VIDRIO 2"	-6%	-23%	-21%	-3%	-15%	-13%
FIBRA DE VIDRIO 2,5"	-3%	-12%	-11%	-2%	-7%	-6%
FIBRA DE VIDRIO 3,5"	1%	6%	6%	1%	4%	4%
LANA DE ROCA 1"	-7%	-26%	-23%	-4%	-16%	-13%
LANA DE ROCA 1,5"	-6%	-22%	-19%	-3%	-13%	-11%
LANA DE ROCA 2"	-4%	-15%	-13%	-2%	-9%	-7%
LANA DE ROCA 2,5"	-4%	-13%	-11%	-2%	-8%	-6%
LANA DE ROCA 3"	-3%	-8%	-7%	-2%	-5%	-4%
LANA DE ROCA 3,5"	-2%	-4%	-3%	-1%	-2%	-1%
POLIURETANO 1"	-2%	-10%	-7%	-1%	-6%	-4%
POLIURETANO 1,5"	1%	2%	4%	1%	1%	3%
POLIURETANO 2"	7%	18%	19%	4%	11%	12%
POLIURETANO 2,5"	12%	29%	30%	7%	18%	19%
POLIURETANO 3"	20%	44%	44%	11%	27%	28%
POLIURETANO 3,5"	25%	55%	56%	14%	34%	35%

6. CONCLUSIONES

Con el desarrollo del presente trabajo se obtuvieron las siguientes conclusiones:

- ✓ En el cálculo de carga térmica se determinó que la orientación de mayor criticidad es el SUR, esto se logró ubicando el buque en todas las orientaciones posibles. y además se obtuvo la mayor carga térmica a las 13 horas solar según la orientación crítica, este análisis permitió evaluar el sistema de aire acondicionado en su estado de máxima operación.
- ✓ El tipo de carga que más afecta al buque en el aumento de carga térmica es la transmisión que se realiza por las paredes y techos que representa el 51% en comparación con el resto de calor ganado.
- ✓ Se pueden obtener ahorros económicos por operación en carga plena de los equipos e inversión inicial, con el uso poliuretano de espesores de 2, 2,5, 3 y 3,5 pulgadas con los cuales la reducción de carga de enfriamiento hace posible el cambio del chiller de enfriamiento a uno de menor capacidad nominal con respecto al caso de referencia.
- ✓ El análisis exergetico nos muestra la exergía total destruida y la eficiencia exergetica total donde se detalla la eficacia del poliuretano con respecto al resto de los aislantes, y el mejor desempeño cuando existe un espesor mayor, dado que este reduce carga térmica que se transmite por las

paredes aisladas en el buque obteniendo una menor destrucción de exergía y una mayor eficiencia exergética.

- ✓ Del análisis con los indicadores termoeconómico se puede obtener que las configuraciones con mejor relación costo beneficio son de poliuretano de 2", 2,5", 3", 3,5" que cuentan con los mejores indicadores. Como son los menor resultado de la suma de $Z + C_D$, un mayor r y un f mínimo.
- ✓ Los ahorros de energía presentados por los cambios de configuración en la transferencia de calor por paredes aisladas y reducción de la carga de enfriamiento, se presentaron en mayor medida para los aislamientos de poliuretano, obteniendo un máximo en poliuretano de 3,5" con ahorros de 25% y 14% respectivamente.

7. RECOMENDACIONES

Con los resultados del presente trabajo se recomienda lo siguiente:

- ✓ Determinar mediante mediciones habituales en los buques tipo nodriza las condiciones de temperaturas 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, con el objetivo de obtener resultados acorde a la realidad del buque bajo las condiciones térmicas reales.
- ✓ Realizar estudios del comportamiento térmico de los materiales usados como mamparos divisorios, húmedos y acústicos, para determinar así el coeficiente global de transferencia de calor para estos materiales en los cuales existe transferencia de calor por paredes en el interior del buque.
- ✓ El uso de aislantes de poliuretano de espesores de 2", 2,5", 3" y 3,5" los cuales ofrecen una mejor relación costo beneficios, además que la carga de refrigeración con estos aislantes es suplida por un chiller de menor capacidad nominal, lo que genera ahorros económicos por operación en desplazamiento en lastre e inversión inicial.
- ✓ Recomendamos el uso de material aislante de la configuración 14 la cual cuenta con poliuretano de 3" y poliuretano de 4", porque cumple con las mejores condiciones de inversión y benefician en la reducción de carga térmica para el buque.

8. REFERENCIA BIBLIOGRAFICA

- Agudelo, L., & Silva, J. J. (2008). *Evaluacion Del Sistema De Acondicionamiento De Aire Del Buque Tipo Nodriz Fluvial VII Mediante El Empleo De La Metodologia De Calculo De Carga Termica CLDT/CLF De La ASHRAE*. Cartagena: UTB.
- American Bureau of Shipping, A. (2002). *Guide for Passenger Comfort on Ships*. Houston, Texas, USA.
- Arnedo, A., & Fuentes, G. (2013). *Evaluación Experimental De Las Propiedades Térmicas A Paneles Empleados En La Construcción Naval A Traves Del Metodo Caja Caliente*.
- Arroyo, N., & Laurent, M. (s.f.). *Aislamiento Térmico*.
- ASHRAE. (1989). *Fundamental Handbook*. Atlanta, USA.
- ASHRAE. (1997). *HVAC Fundamental Handbook*. USA.
- ASTM. (2005). *Standard Test Method for Thermal Performance of Building Materials and Envelope Assemblies by Means of a Hot Box Apparatus*. USA: ASTM.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G., & Moran, M. (1996). *Thermal Design and Optimization*. John Wiley & son,INS.
- Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2003). *Termodinamica*. Mc Graw Hill.
- Consejería de Economía y Hacienda, Comunidad de Madrid. (2002). *Guía Sobre Materiales Aislantes y Eficiencia Energética*. Madrid.

De Avila González, A. J. (2009). *Diseño de una Instalación experimental tipo caja caliente para el estudio de las propiedades de transferencia de calor*. Cartagena: UTB.

Escoda, S. I. (s.f.). *Manual de Aislamiento en la Industria*.

<http://www.ideam.gov.co/sectores/aero/climat>. (s.f.).

Jaraba Rodriguez, C. (2006). *Diagnostico Energetico Del Sistema De Aire Acondicionado Y Refrigeracion De Un Buque Tipo Nodriza Fluvial*. Cartagena: UTB.

Palmar, L., & Lugo de la Rosa, L. (2011). *Análisis Termoeconómico De Un Sistema De Cogeneración De Turbina De Gas Modelo Siemens SGT-300 De Un Complejo Petroquímico De La Ciudad De Barranquilla*. Cartagena: UTB.

Pérez Silva, C. G. (s.f.). *Calor Conceptos y Tipos de Transferencia de Calor*. Obtenido de <http://www.monografias.com/trabajos88/calor-conceptos-y-tipos-transferencia-calor/calor-conceptos-y-tipos-transferencia-calor.shtml>

Polo, W. (2009). *Diseño De Una Instalación Experimental Para El Calculo De Coeficiente Global De Transferencia De Calor U*. Cartagena, Bolivar, Colombia: UTB.

SAKULPIPATSIN, P. (2008). *Exergy Efficient Building Design*.

Torres Cuadra, C., & Valero Capilla, A. (2000). *Curso de Doctorado Termoeconomía*. Zaragoza, España.

Torres Machacón, J. R. (2012). *Balance De Exergía De Una Embarcación Fluvial Y De Un Prototipo Experimental De Acondicionamiento De Aire A Escala De Laboratorio*. Cartagena, Bolivar, Colombia: UTB.

Valdivia-Nodal, Y., Lapidó-Rodríguez, M., & Gómez-Sarduy, J. R. (2011).
Optimización de sistemas centralizados de agua helada en la etapa.

Villalón, J. M., Torrent, J. G., & Aragón, E. Q. (2009). *Termoeconomía y Optimización Energética.* Madrid.

9. ANEXOS

9.1 ANEXO A. TABLAS PARA CALCULO DE CARGA TERMICA

North Latitude								
Wall Facing	N	NE	E	SE	S	SW	W	NW
1	3	3	4	4	4	5	6	5
2	2	2	2	2	2	4	5	3
3	1	1	1	1	1	3	3	2
4	0	0	0	0	0	1	2	1
5	-1	-1	-1	-1	-1	0	1	0
6	2	9	11	5	0	0	1	0
7	7	27	31	18	1	2	2	2
8	8	36	47	32	5	5	5	5
9	9	39	54	42	12	8	8	8
10	12	35	55	49	22	12	11	11
11	15	30	50	51	31	16	15	15
12	18	26	40	48	39	26	19	18
13	21	26	33	42	45	38	27	21
14	23	27	31	36	46	50	41	27
15	24	27	30	32	43	59	56	37
16	24	26	29	30	37	63	67	47
17	25	25	27	27	31	61	72	55

18	26	22	24	24	25	52	67	55
19	22	18	19	19	20	37	48	41
20	15	14	15	15	15	24	29	25
21	11	11	12	12	12	17	20	17
22	9	9	10	10	10	13	15	13
23	7	7	8	8	8	10	11	10
24	5	5	6	6	5	8	8	7
Hr of Máximo CLTD	18	9	10	11	14	16	17	18
Mínimum CLTD	-1	-1	-1	-1	-1	0	1	0
Máximo CLTD	26	39	55	51	46	63	72	55
Difference CLTD	27	40	56	52	47	63	71	55

Tabla 16 CLTD Para Paredes Expuestas al Sol (ASHRAE, Fundamental Hamdbook, 1989)

Lat.	Mes	N	NNE	NE	ENE	E	ESE	SE	SSE		
			NNW	NW	WNW	W	WSW	SW	SSW	S	HOR
0	may/jul	10	7	5	0	-3	-7	-8	-9	-8	-4
8		7	5	4	0	-2	-5	-7	-9	-7	-2
16		4	3	3	0	-1	-4	-5	-7	-7	0

Tabla 17 Corrección de los CLTD por Latitud y Mes Aplicados a Paredes y Techos (ASHRAE, Fundamental Handbook, 1989)

Hour	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
CLTD,F	0	-2	-2	0	4	9	13	14	12	8	4	2

Tabla 18 Enfriamiento por Conducción a Través de Vidrios (ASHRAE, Fundamental Handbook, 1989)

Table 5 Cooling Load Temperature Differences for Calculating Cooling Load from Flat Roofs

Roof No	Description of Construction	Weight lb/ft ²	U-value Btu/(h·ft ² ·F)	Solar Time, hr																								Hour of			
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	CLTD	CLTD	CLTD	CLTD
Without Suspended Ceiling																															
1	Steel sheet with 1-in. (or 2-in.) insulation	7 (8)	0.213 (0.124)	1	-2	-3	-3	-5	-3	6	19	34	49	61	71	78	79	77	70	59	45	30	18	12	8	5	3	14	-5	79	84
2	1-in. wood with 1-in. insulation	8	0.170	6	3	0	-1	-3	-3	-2	4	14	27	39	52	62	70	74	74	70	62	51	38	28	20	14	9	16	-3	74	77
3	4-in. 1.w. concrete	18	0.213	9	5	2	0	-2	-3	-3	1	9	20	32	44	55	64	70	73	71	66	57	45	34	25	18	13	16	-3	73	76
4	2-in. h.w. concrete with 1-in. (or 2-in.) insulation	29	0.206 (0.122)	8	5	3	0	-1	-1	3	11	20	30	41	51	59	65	66	66	62	54	45	36	29	22	17	16	-1	67	68	
5	1-in. wood with 2-in. insulation	19	0.109	3	0	-3	-4	-5	-7	-6	-3	5	16	27	39	49	57	63	64	62	57	48	37	26	18	11	7	16	-7	64	71
6	6-in. 1.w. concrete	24	0.158	22	17	13	9	6	3	1	1	3	7	15	23	33	43	51	58	62	64	62	57	50	42	35	28	18	1	54	63
7	2.5-in. wood with 1-in. insulation	13	0.130	29	24	20	16	13	10	7	6	6	9	13	20	27	34	42	48	53	55	56	54	49	44	39	34	19	6	56	50
8	8-in. 1.w. concrete	31	0.126	35	30	26	22	18	14	11	9	7	7	9	13	19	25	33	39	46	50	53	54	53	49	45	40	20	7	54	47
9	4-in. h.w. concrete with 1-in. (or 2-in.) insulation	52 (52)	0.200 (0.120)	25	22	18	15	12	9	8	8	10	14	20	26	33	40	46	50	53	52	48	43	38	34	30	18	8	53	45	
10	2.5-in. wood with 2-in. insulation	13	0.093	30	26	23	19	16	13	10	9	8	9	13	17	23	29	36	41	46	49	51	50	47	43	39	35	19	8	51	43
11	Roof terrace system	75	0.106	34	31	28	25	22	19	16	14	13	13	15	18	22	26	31	36	40	44	45	46	45	43	40	37	20	13	46	33
12	6-in. h.w. concrete with 1-in. (or 2-in.) insulation	75 (75)	0.192 (0.117)	31	28	25	22	20	17	15	14	14	16	18	22	26	31	36	40	43	45	45	44	42	40	37	34	19	14	45	31
13	4-in. wood with 1-in. (or 2-in.) insulation	17 (18)	0.106 (0.078)	38	33	30	28	25	22	20	18	17	16	17	18	21	24	28	32	36	39	41	43	43	42	40	22	16	43	27	
With Suspended Ceiling																															
1	Steel Sheet with 1-in. (or 2-in.) insulation	9 (10)	0.134 (0.092)	2	0	-2	-3	-4	-4	-1	9	23	37	50	62	71	77	78	74	67	56	42	28	18	12	8	5	15	-4	78	82
2	1-in. wood with 1-in. insulation	10	0.115	20	15	11	8	5	3	2	3	7	13	21	30	40	48	55	60	62	61	58	51	44	37	30	25	17	2	62	60
3	4-in. 1.w. concrete	20	0.134	19	14	10	7	4	2	0	0	4	10	19	29	39	48	56	62	65	64	61	54	46	38	30	24	17	0	65	65
4	2-in. h.w. concrete with 1-in. insulation	30	0.131	28	25	23	20	17	15	13	13	14	16	20	25	30	35	39	43	46	47	46	44	41	38	35	32	18	13	47	34
5	1-in. wood with 2-in. insulation	10	0.083	25	20	16	13	10	7	5	5	7	12	18	25	33	41	48	53	57	57	56	52	46	40	34	29	18	5	57	52
6	6-in. 1.w. concrete	26	0.109	32	28	23	19	16	13	10	8	7	8	11	16	22	29	36	42	48	52	54	54	51	47	42	37	20	7	54	47
7	2.5-in. wood with 1-in. insulation	15	0.096	34	31	29	26	23	21	18	16	15	15	16	18	21	25	30	34	38	41	43	44	44	42	40	37	21	15	44	29
8	8-in. 1.w. concrete	33	0.093	39	36	33	29	26	23	20	18	15	14	14	15	17	20	25	29	34	38	42	45	46	45	44	42	21	14	46	32
9	4-in. h.w. concrete with 1-in. (or 2-in.) insulation	53 (54)	0.128 (0.090)	30	29	27	26	24	22	21	20	20	21	22	24	27	29	32	34	36	38	38	38	37	36	34	33	19	20	38	18
10	2.5-in. wood with 2-in. insulation	15	0.072	35	33	30	28	26	24	22	20	18	18	18	20	22	25	28	32	35	38	40	41	41	40	39	37	21	18	41	23
11	Roof terrace system	77	0.082	30	29	28	27	26	25	24	23	22	22	22	23	23	25	26	28	29	31	32	33	33	33	33	32	22	22	33	11
12	6-in. h.w. concrete with 1-in. (or 2-in.) insulation	77 (77)	0.125 (0.088)	29	28	27	26	25	24	23	22	21	21	22	23	25	26	28	30	32	33	34	34	34	33	32	31	20	21	34	13
13	4-in. wood with 1-in. (or 2-in.) insulation	19 (20)	0.082 (0.064)	35	34	33	32	31	29	27	26	24	23	22	21	22	22	24	25	27	30	32	34	35	36	37	36	23	21	37	16

Tabla 19 CLTD para Techos (ASHRAE, Fundamental Hamdbook, 1989)

Table 8 Coefficients of Transmission (U) of Windows, Skylights, and Light Transmitting Partitions

These values are for heat transfer from air to air, Btu/(hr · ft² · F). To calculate total heat gain including solar transmission, see Chapter 28.

PART A—VERTICAL PANELS (EXTERIOR WINDOWS, SLIDING PATIO DOORS, AND PARTITIONS)—FLAT GLASS, GLASS BLOCK, AND PLASTIC SHEET				PART B—HORIZONTAL PANELS (SKYLIGHTS)—FLAT GLASS, GLASS BLOCK, AND PLASTIC DOMES			
Description	Exterior ^a			Description	Exterior ^a		
	Winter	Summer	Interior		Winter ⁱ	Summer ^j	Interior ^l
Flat Glass ^b				Flat Glass ^c			
single glass	1.10	1.04	0.73	single glass	1.23	0.83	0.96
insulating glass—double ^c				insulating glass—double ^c			
0.1875-in. air space ^d	0.62	0.65	0.51	0.1875-in. air space ^d	0.70	0.57	0.62
0.25-in. air space ^d	0.58	0.61	0.49	0.25-in. air space ^d	0.65	0.54	0.59
0.5-in. air space ^e	0.49	0.56	0.46	0.5-in. air space ^e	0.59	0.49	0.56
0.5-in. air space, low emittance coating ^f				0.5-in. air space, low emittance coating ^f			
e = 0.20	0.32	0.38	0.32	e = 0.20	0.48	0.36	0.39
e = 0.40	0.38	0.45	0.38	e = 0.40	0.52	0.42	0.45
e = 0.60	0.43	0.51	0.42	e = 0.60	0.56	0.46	0.50
insulating glass—triple ^c				Glass Block ^h			
0.25-in. air spaces ^d	0.39	0.44	0.38	11 × 11 × 3 in. thick with cavity divider	0.53	0.35	0.44
0.5-in. air spaces ^g	0.31	0.39	0.30	12 × 12 × 4 in. thick with cavity divider	0.51	0.34	0.42
storm windows				Plastic Domes ^k			
1-in. to 4-in. air space ^d	0.50	0.50	0.44	single-walled	1.15	0.80	—
Plastic Sheet				double-walled	0.70	0.46	—
single glazed				PART C—ADJUSTMENT FACTORS FOR VARIOUS WINDOW AND SLIDING PATIO DOOR TYPES (MULTIPLY U VALUES IN PARTS A AND B BY THESE FACTORS)			
0.125-in. thick	1.06	0.98	—	Description	Single Glass	Double or Triple Glass	Storm Windows
0.25-in. thick	0.96	0.89	—				
0.5-in. thick	0.81	0.76	—	Windows			
insulating unit—double ^c				All Glass ^l	1.00	1.00	1.00
0.25-in. air space ^d	0.55	0.56	—	Wood Sash—80% Glass	0.90	0.95	0.90
0.5-in. air space ^e	0.43	0.45	—	Wood Sash—60% Glass	0.80	0.85	0.80
Glass Block ^h				Metal Sash—80% Glass	1.00	1.20 ^m	1.20 ^m
6 × 6 × 4 in. thick	0.60	0.57	0.46	Sliding Patio Doors			
8 × 8 × 4 in. thick	0.56	0.54	0.44	Wood Frame	0.95	1.00	—
—with cavity divider	0.48	0.46	0.38	Metal Frame	1.00	1.10 ^m	—
12 × 12 × 4 in. thick	0.52	0.50	0.41				
—with cavity divider	0.44	0.42	0.36				
12 × 12 × 2 in. thick	0.60	0.57	0.46				

Tabla 20 Coeficiente Global U para vidrios (ASHRAE, Fundamental Handbook, 1989)

A. Single Glass					
Type Glass	of	Nominal Thickness	Solar Trans.b	Shading Coefficient	
				<i>h_o=4,0</i>	<i>h_o=3,0</i>
Clear		1/8in	0,84	1	1
		1/4in	0,78	0,94	0,95
		3/8in	0,72	0,9	0,92
		1/2in	0,67	0,87	0,88
Heat Absorbing		1/8in	0,64	0,83	0,85
		1/4in	0,46	0,69	0,73
		3/8in	0,33	0,6	0,64
		1/2in	0,24	0,53	0,58
B. Insulating Glass					
Clear Out, Clear In		1/8in.c	0,71c	0,88	0,88
Clear Out, Clear In		1/4in	0,61	0,81	0,82
Heat Absorbingd					
Clear Out, Clear In		1/4in	0,36	0,55	0,58

Tabla 21 Coeficiente de Sombreado para Vidrios SC (ASHRAE, Fundamental Hamdbook, 1989)

Table 9 Cooling Load Temperature Differences for Conduction through Glass

Hour	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22
CLTD,F	0	-2	-2	0	4	9	13	14	12	8	4

Corrections: The values in the table were calculated for an inside temperature of 78 F and an outdoor maximum temperature of 95 F with an outdoor daily range of 21 F. The table remains approximately correct for other outdoor maximums (93-102 F) and other outdoor daily ranges (16-34 F), provided the outdoor daily average temperature remains approximately 85 F. If the room air temperature is different from 78 F, and/or the outdoor daily average temperature is different from 85 F, the following rules apply: (a) For room air temperature less than 78 F, add the difference between 78 F and room air temperature; if greater than 78 F, subtract the difference. (b) For outdoor daily average temperature less than 85 F, subtract the difference between 85 F and the daily average temperature; if greater than 85 F, add the difference.

ASHRAE Fundamentals 197. Capitulo 25

Tabla 22 CLDT Diferencia de temperatura para carga de enfriamiento de vidrios (ASHRAE, Fundamental Hamdbook, 1989)

JULY	0°N Latitude							8°N Latitude					
	N	NE/NW	E/W	SE/SW	S	HOR		N	NE/NW	E/W	SE/SW	S	HOR
	115	201	195	77	38	260		77	195	204	93	39	272
	16°N Latitude							24° N Latitude					
	55	187	210	111	42	277		45	176	213	129	46	278
	32°N Latitude							40°N Latitude					
	40	167	215	150	72	273		38	163	216	170	109	262
	48° N Latitude							56°N Latitude					
	37	156	214	187	146	244		37	147	211	201	177	221
	64°N Latitude												
49	148	207	211	200	192								

Tabla 23 Factor de Ganancia de Calor Solar SHGF (ASHRAE, Fundamental Hamdbook, 1989)

solar time	Room Construcccion	N. Latitude Fenestration Facing								
		N	NE	E	SE	S	SW	W	NW	HOR
1	M	0,23	0,07	0,07	0,09	0,12	0,15	0,15	0,14	0,16
2		0,2	0,06	0,06	0,08	0,11	0,13	0,13	0,12	0,14
3		0,18	0,06	0,06	0,07	0,09	0,12	0,11	0,11	0,12
4		0,16	0,05	0,05	0,06	0,08	0,1	0,1	0,09	0,11
5		0,14	0,04	0,04	0,05	0,07	0,09	0,09	0,08	0,09
6		0,34	0,21	0,18	0,14	0,08	0,09	0,09	0,09	0,11
7		0,41	0,36	0,33	0,26	0,11	0,1	0,09	0,1	0,16
8		0,46	0,44	0,44	0,38	0,14	0,12	0,1	0,11	0,24
9		0,52	0,45	0,5	0,48	0,21	0,13	0,11	0,13	0,33
10		0,59	0,4	0,51	0,54	0,31	0,15	0,12	0,14	0,43
11		0,65	0,36	0,45	0,55	0,42	0,17	0,13	0,16	0,52
12		0,7	0,33	0,39	0,51	0,52	0,23	0,14	0,17	0,59
13		0,73	0,31	0,35	0,45	0,57	0,33	0,19	0,18	0,64
14		0,75	0,3	0,32	0,4	0,58	0,44	0,29	0,21	0,67
15		0,76	0,28	0,29	0,36	0,53	0,53	0,4	0,3	0,66
16		0,74	0,26	0,26	0,33	0,47	0,58	0,5	0,42	0,62
17		0,75	0,23	0,23	0,29	0,41	0,59	0,56	0,51	0,55
18		0,79	0,21	0,21	0,25	0,36	0,53	0,55	0,53	0,47
19		0,61	0,17	0,17	0,21	0,29	0,41	0,41	0,39	0,38

20		0,5	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
21		0,4	0,1	0,1	0,2	0,2	0,3	0,3	0,3	0,3
22		0,34	0,11	0,11	0,14	0,18	0,24	0,23	0,22	0,24
23		0,3	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
24		0,3	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2	0,2

Tabla 24 Factor de Carga de Enfriamiento (CLF) para Vidrios sin Sombreado Interior (Incluye Vidrios Reflectivos y Absorbentes de Calor) (ASHRAE, Fundamental Handbook, 1989)

N. Latitude	Fene- stration Facing	Room Con- struction	Solar Time, hr																							
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
N	L		0.07	0.05	0.04	0.04	0.05	0.70	0.65	0.65	0.74	0.81	0.87	0.91	0.91	0.88	0.84	0.77	0.80	0.92	0.27	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08
	M		0.08	0.07	0.06	0.06	0.07	0.73	0.66	0.65	0.73	0.80	0.86	0.89	0.89	0.86	0.82	0.75	0.78	0.91	0.24	0.18	0.15	0.13	0.11	0.09
	H		0.09	0.09	0.08	0.07	0.09	0.75	0.67	0.66	0.74	0.80	0.86	0.89	0.88	0.85	0.80	0.73	0.76	0.88	0.23	0.17	0.14	0.13	0.11	0.10
NE	L		0.02	0.01	0.01	0.01	0.02	0.55	0.76	0.75	0.60	0.39	0.31	0.28	0.27	0.25	0.23	0.20	0.16	0.12	0.06	0.05	0.04	0.03	0.02	0.02
	M		0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.56	0.76	0.74	0.58	0.37	0.29	0.27	0.26	0.24	0.22	0.20	0.16	0.12	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03
	H		0.03	0.03	0.03	0.03	0.04	0.57	0.77	0.74	0.58	0.36	0.28	0.26	0.25	0.23	0.21	0.19	0.16	0.11	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04
E	L		0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.45	0.71	0.80	0.77	0.64	0.43	0.29	0.25	0.23	0.20	0.17	0.14	0.10	0.06	0.05	0.04	0.03	0.02	0.02
	M		0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.47	0.72	0.80	0.76	0.62	0.41	0.27	0.24	0.22	0.20	0.17	0.14	0.11	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03
	H		0.04	0.03	0.03	0.03	0.03	0.48	0.72	0.80	0.75	0.61	0.40	0.25	0.22	0.21	0.19	0.16	0.14	0.10	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04
SE	L		0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.29	0.56	0.74	0.82	0.81	0.70	0.52	0.35	0.30	0.26	0.22	0.18	0.13	0.08	0.06	0.05	0.04	0.03	0.03
	M		0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.30	0.56	0.74	0.81	0.79	0.68	0.49	0.33	0.28	0.25	0.22	0.18	0.13	0.08	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04
	H		0.04	0.04	0.04	0.03	0.04	0.31	0.57	0.74	0.81	0.79	0.67	0.48	0.31	0.27	0.23	0.20	0.17	0.13	0.07	0.07	0.06	0.05	0.05	0.05
S	L		0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.08	0.15	0.22	0.37	0.58	0.75	0.84	0.82	0.71	0.53	0.37	0.29	0.20	0.11	0.09	0.07	0.06	0.05	0.04
	M		0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.09	0.16	0.22	0.38	0.58	0.75	0.83	0.80	0.68	0.50	0.35	0.27	0.19	0.11	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05
	H		0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.11	0.17	0.24	0.39	0.59	0.75	0.82	0.79	0.67	0.49	0.33	0.26	0.18	0.10	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05
SW	L		0.05	0.04	0.03	0.02	0.02	0.06	0.10	0.13	0.16	0.18	0.22	0.38	0.59	0.76	0.84	0.83	0.72	0.48	0.18	0.13	0.11	0.08	0.07	0.06
	M		0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.07	0.11	0.14	0.16	0.19	0.22	0.38	0.59	0.75	0.83	0.81	0.69	0.45	0.15	0.12	0.10	0.08	0.07	0.06
	H		0.06	0.05	0.05	0.04	0.04	0.08	0.12	0.15	0.18	0.20	0.23	0.39	0.59	0.75	0.82	0.80	0.68	0.43	0.14	0.11	0.09	0.08	0.07	0.06
W	L		0.05	0.04	0.03	0.02	0.02	0.05	0.08	0.11	0.13	0.14	0.15	0.17	0.30	0.53	0.72	0.83	0.83	0.63	0.19	0.14	0.11	0.08	0.07	0.06
	M		0.05	0.05	0.04	0.04	0.03	0.06	0.09	0.11	0.13	0.15	0.16	0.17	0.31	0.53	0.72	0.82	0.81	0.61	0.16	0.12	0.10	0.08	0.07	0.06
	H		0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.07	0.10	0.12	0.14	0.16	0.17	0.18	0.31	0.54	0.71	0.81	0.80	0.59	0.15	0.11	0.09	0.07	0.06	0.06
NW	L		0.04	0.04	0.03	0.02	0.02	0.06	0.10	0.13	0.16	0.19	0.20	0.21	0.22	0.30	0.52	0.73	0.83	0.71	0.19	0.13	0.10	0.08	0.07	0.05
	M		0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.07	0.11	0.14	0.17	0.19	0.20	0.21	0.22	0.30	0.52	0.73	0.82	0.69	0.16	0.12	0.09	0.08	0.07	0.06
	H		0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.08	0.12	0.15	0.18	0.20	0.21	0.22	0.23	0.30	0.52	0.73	0.81	0.67	0.15	0.11	0.08	0.07	0.06	0.05
HOR	L		0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.10	0.26	0.43	0.59	0.72	0.81	0.87	0.87	0.83	0.74	0.60	0.44	0.27	0.15	0.12	0.09	0.08	0.06	0.05
	M		0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.12	0.27	0.44	0.59	0.72	0.81	0.85	0.85	0.81	0.71	0.58	0.42	0.25	0.14	0.12	0.10	0.08	0.07	0.06
	H		0.06	0.06	0.06	0.05	0.05	0.13	0.29	0.45	0.60	0.72	0.81	0.85	0.84	0.79	0.70	0.56	0.40	0.23	0.13	0.11	0.09	0.08	0.08	0.07

L=Light construction: frame exterior wall, 2-in. concrete floor slab, approximately 30 lb of material/sq ft of floor area.

M=Medium construction: 4-in. concrete exterior wall, 4-in. concrete floor slab, approximately 70 lb of building material/sq ft of floor area.

H=Heavy construction: 6-in. concrete exterior wall, 6-in. concrete floor slab, approximately 130 lb of building materials/sq ft of floor area.

Tabla 25 Factor de Enfriamiento (CLF) para Vidrios con Sombreado Interior (Incluye Vidrios Reflectivos y Absorbentes de Calor) (ASHRAE, Fundamental Handbook, 1989)

Room Envelope Construction* (mass of floor area, lb/ft ²)	Room Air Circulation and Type of Supply and Return**			
	Low	Medium	High	Very High
2-in. Wood Floor (10)	B	A	A	A
3-in. Concrete Floor (40)	B	B	B	A
6-in. Concrete Floor (75)	C	C	C	B
8-in. concrete Floor (120)	D	D	C	C
12-in. concrete Floor (160)	D	D	D	D

*Floor covered with carpet and rubber pad; for a floor covered only with floor tile take next classification to the right in the same row.

**Low: Low ventilation rate—minimum required to cope with cooling load due to lights and occupants in interior zone. Supply through floor, wall or ceiling diffuser. Ceiling space not vented and $h=0.4 \text{ Btu}/(\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{deg F})$ (where h =inside surface convection coefficient used in calculation of b classification).

Medium: Medium ventilation rate, supply through floor, wall or ceiling diffuser. Ceiling space not vented and $h=0.6 \text{ Btu}/(\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{deg F})$.

High: Room air circulation induced by primary air of induction unit or by fan coil unit. Return through ceiling space and $h=0.8 \text{ Btu}/(\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{deg F})$.

Very High: High room air circulation used to minimize temperature gradients in a room. Return through ceiling space and $h=1.2 \text{ Btu}/(\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{deg F})$.

Tabla 26 Valores de Clasificación b Calculado para Diferentes Envoltentes de Construcciones y Velocidades de Circulación del Aire en el Espacio (ASHRAE, Fundamental Handbook, 1989)

Table 15A Cooling Load Factors When Lights Are on for 8 Hours

"a" Coef- ficients	"b" Class- ification	Number of hours after lights are turned on																							
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
0.45	A	0.02	0.46	0.57	0.65	0.72	0.77	0.82	0.85	0.88	0.46	0.37	0.30	0.24	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	0.04	0.03	0.03	0.02
	B	0.07	0.51	0.56	0.61	0.65	0.68	0.71	0.74	0.77	0.34	0.31	0.28	0.25	0.22	0.20	0.18	0.16	0.15	0.13	0.12	0.11	0.10	0.09	0.08
	C	0.11	0.55	0.58	0.60	0.63	0.65	0.67	0.69	0.71	0.28	0.26	0.25	0.23	0.22	0.20	0.19	0.18	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.12
	D	0.14	0.58	0.60	0.61	0.62	0.63	0.64	0.65	0.66	0.22	0.22	0.21	0.20	0.20	0.19	0.19	0.18	0.18	0.17	0.16	0.16	0.16	0.15	0.15
0.55	A	0.01	0.56	0.65	0.72	0.77	0.82	0.85	0.88	0.90	0.37	0.30	0.24	0.19	0.16	0.13	0.10	0.08	0.07	0.05	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02
	B	0.06	0.60	0.64	0.68	0.71	0.74	0.76	0.79	0.81	0.28	0.25	0.23	0.20	0.18	0.16	0.15	0.13	0.12	0.11	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06
	C	0.09	0.63	0.66	0.68	0.70	0.71	0.73	0.75	0.76	0.23	0.21	0.20	0.19	0.18	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.11	0.10	0.10
	D	0.11	0.66	0.67	0.68	0.69	0.70	0.71	0.72	0.72	0.18	0.18	0.17	0.17	0.16	0.16	0.15	0.15	0.14	0.14	0.13	0.13	0.13	0.12	0.12
0.65	A	0.01	0.66	0.73	0.78	0.82	0.86	0.88	0.91	0.93	0.29	0.23	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.01
	B	0.04	0.69	0.72	0.75	0.77	0.80	0.82	0.84	0.85	0.22	0.19	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12	0.10	0.09	0.08	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05
	C	0.07	0.72	0.73	0.75	0.76	0.78	0.79	0.80	0.82	0.18	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.11	0.10	0.10	0.09	0.08	0.08	0.07
	D	0.09	0.73	0.74	0.75	0.76	0.77	0.77	0.78	0.79	0.14	0.14	0.13	0.13	0.13	0.12	0.12	0.11	0.11	0.11	0.10	0.10	0.10	0.10	0.09
0.75	A	0.01	0.76	0.80	0.84	0.87	0.90	0.92	0.93	0.95	0.21	0.17	0.13	0.11	0.09	0.07	0.06	0.05	0.04	0.03	0.02	0.02	0.02	0.01	0.01
	B	0.03	0.78	0.80	0.82	0.84	0.85	0.87	0.88	0.89	0.15	0.14	0.13	0.11	0.10	0.09	0.08	0.07	0.07	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04
	C	0.05	0.80	0.81	0.82	0.83	0.84	0.85	0.86	0.87	0.13	0.12	0.11	0.10	0.10	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.06	0.05
	D	0.06	0.81	0.82	0.82	0.83	0.83	0.84	0.84	0.85	0.10	0.10	0.10	0.09	0.09	0.09	0.08	0.08	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07

Table 15B Cooling Load Factors when Lights Are on for 10 Hours

"a" Coef- ficients	"b" Class- ification	Number of hours after lights are turned on																							
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
0.45	A	0.03	0.47	0.58	0.66	0.73	0.78	0.82	0.86	0.88	0.91	0.93	0.49	0.39	0.32	0.26	0.21	0.17	0.13	0.11	0.09	0.07	0.06	0.05	0.04
	B	0.10	0.54	0.59	0.63	0.66	0.70	0.73	0.76	0.78	0.80	0.82	0.39	0.35	0.32	0.28	0.26	0.23	0.21	0.19	0.17	0.15	0.14	0.12	0.11
	C	0.15	0.59	0.61	0.64	0.66	0.68	0.70	0.72	0.73	0.75	0.76	0.33	0.31	0.29	0.27	0.26	0.24	0.23	0.21	0.20	0.19	0.18	0.17	0.16
	D	0.18	0.62	0.63	0.64	0.66	0.67	0.68	0.69	0.69	0.70	0.71	0.27	0.26	0.26	0.25	0.24	0.23	0.23	0.22	0.21	0.21	0.20	0.19	0.19
0.55	A	0.02	0.57	0.65	0.72	0.78	0.82	0.85	0.88	0.91	0.92	0.94	0.40	0.32	0.26	0.21	0.17	0.14	0.11	0.09	0.07	0.06	0.05	0.04	0.03
	B	0.08	0.62	0.66	0.69	0.73	0.75	0.78	0.80	0.82	0.84	0.85	0.32	0.29	0.26	0.23	0.21	0.19	0.17	0.15	0.14	0.12	0.11	0.10	0.09
	C	0.12	0.66	0.68	0.70	0.72	0.74	0.75	0.77	0.78	0.79	0.81	0.27	0.25	0.24	0.22	0.21	0.20	0.19	0.17	0.16	0.15	0.14	0.14	0.13
	D	0.15	0.69	0.70	0.71	0.72	0.73	0.73	0.74	0.75	0.76	0.76	0.22	0.22	0.21	0.20	0.20	0.19	0.18	0.18	0.17	0.17	0.16	0.16	0.15
0.65	A	0.02	0.66	0.73	0.78	0.83	0.86	0.89	0.91	0.93	0.94	0.95	0.31	0.25	0.20	0.16	0.13	0.11	0.08	0.07	0.05	0.04	0.04	0.03	0.02
	B	0.06	0.71	0.74	0.76	0.79	0.81	0.83	0.84	0.86	0.87	0.89	0.25	0.22	0.20	0.18	0.16	0.15	0.13	0.12	0.11	0.10	0.09	0.08	0.07
	C	0.09	0.74	0.75	0.77	0.78	0.80	0.81	0.82	0.83	0.84	0.85	0.21	0.20	0.18	0.17	0.16	0.15	0.14	0.14	0.13	0.12	0.11	0.11	0.10
	D	0.11	0.76	0.77	0.77	0.78	0.79	0.79	0.80	0.81	0.81	0.82	0.17	0.17	0.16	0.16	0.15	0.15	0.14	0.14	0.14	0.13	0.13	0.12	0.12
0.75	A	0.01	0.76	0.81	0.84	0.88	0.90	0.92	0.93	0.95	0.96	0.97	0.22	0.18	0.14	0.12	0.09	0.08	0.06	0.05	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02
	B	0.04	0.79	0.81	0.83	0.85	0.86	0.88	0.89	0.90	0.91	0.92	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12	0.10	0.09	0.08	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05
	C	0.07	0.81	0.82	0.83	0.84	0.85	0.86	0.87	0.88	0.89	0.89	0.15	0.14	0.13	0.12	0.12	0.11	0.10	0.10	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07
	D	0.08	0.83	0.83	0.84	0.84	0.85	0.85	0.86	0.86	0.87	0.87	0.12	0.12	0.12	0.12	0.11	0.11	0.11	0.10	0.10	0.10	0.09	0.09	0.09

Table 15C Cooling Load Factors when Lights are on for 12 Hours

0.45	A	0.05	0.49	0.59	0.67	0.73	0.78	0.83	0.86	0.89	0.91	0.93	0.94	0.95	0.51	0.41	0.33	0.27	0.22	0.17	0.14	0.11	0.09	0.07	0.06
	B	0.13	0.57	0.61	0.65	0.69	0.72	0.75	0.77	0.79	0.82	0.83	0.85	0.87	0.43	0.39	0.35	0.31	0.28	0.25	0.23	0.21	0.18	0.17	0.15
	C	0.19	0.63	0.65	0.67	0.69	0.71	0.73	0.74	0.76	0.77	0.79	0.80	0.81	0.37	0.35	0.33	0.31	0.29	0.27	0.26	0.24	0.23	0.21	0.20
	D	0.22	0.66	0.67	0.68	0.69	0.70	0.71	0.72	0.73	0.74	0.74	0.75	0.76	0.32	0.31	0.30	0.29	0.28	0.27	0.26	0.26	0.25	0.24	0.23
0.55	A	0.04	0.58	0.66	0.73	0.78	0.82	0.86	0.89	0.91	0.93	0.94	0.95	0.96	0.42	0.34	0.27	0.22	0.18	0.14	0.11	0.09	0.07	0.06	0.05
	B	0.11	0.65	0.68	0.72	0.74	0.77	0.79	0.81	0.83	0.85	0.86	0.88	0.89	0.35	0.32	0.28	0.26	0.23	0.21	0.19	0.17	0.15	0.14	0.12
	C	0.15	0.69	0.71	0.73	0.75	0.76	0.78	0.79	0.80	0.81	0.83	0.84	0.85	0.30	0.29	0.27	0.25	0.24	0.22	0.21	0.20	0.19	0.17	0.16
	D	0.18	0.72	0.73	0.74	0.75	0.76	0.76	0.77	0.78	0.78	0.79	0.80	0.80	0.26	0.25	0.24	0.24	0.23	0.22	0.22	0.21	0.20	0.20	0.19
0.65	A	0.03	0.67	0.74	0.79	0.83	0.86	0.89	0.91	0.93	0.94	0.95	0.96	0.97	0.33	0.26	0.21	0.17	0.14	0.11	0.09	0.07	0.06	0.05	0.04
	B	0.09	0.73	0.75	0.78	0.80	0.82	0.84	0.85	0.87	0.88	0.89	0.90	0.91	0.27	0.25	0.22	0.20	0.18	0.16	0.15	0.13	0.12	0.11	0.10
	C	0.12	0.76	0.78	0.79	0.80	0.81	0.83	0.84	0.85	0.86	0.86	0.87	0.88	0.24	0.22	0.21	0.20	0.19	0.17	0.16	0.15	0.14	0.14	0.13
	D	0.14	0.79	0.79	0.80	0.80	0.81	0.82	0.82	0.83	0.83	0.84	0.84	0.85	0.20	0.20	0.19	0.18	0.18	0.17	0.17	0.16	0.16	0.15	0.15
0.75	A	0.02	0.77	0.81	0.85	0.88	0.90	0.92	0.94	0.95	0.96	0.97	0.97	0.98	0.23	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	0.04	0.03	0.03
	B	0.06	0.81	0.82	0.84	0.86	0.87	0.88	0.90	0.91	0.92	0.92	0.93	0.94	0.19	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12	0.10	0.09	0.08	0.08	0.07
	C	0.09	0.83	0.84	0.85	0.86	0.87	0.88	0.88	0.89	0.90	0.90	0.91	0.91	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.12	0.11	0.10	0.10	0.09
	D	0.10	0.85	0.85	0.86	0.86	0.86	0.87	0.87	0.88	0.88	0.88	0.89	0.89	0.14	0.14	0.14	0.13	0.13	0.12	0.12	0.12	0.11	0.11	0.11

Table 15D Cooling Load Factors when Lights are on for 14 Hours

0.45	A	0.07	0.51	0.61	0.68	0.74	0.79	0.83	0.87	0.89	0.91	0.93	0.94	0.95	0.96	0.97	0.53	0.42	0.34	0.27	0.22	0.18	0.14	0.12	0.09
	B	0.18	0.61	0.65	0.68	0.72	0.74	0.77	0.79	0.81	0.83	0.85	0.86	0.88	0.89	0.90	0.46	0.41	0.37	0.34	0.30	0.27	0.24	0.22	0.20
	C	0.24	0.67	0.69	0.71	0.73	0.74	0.76	0.77	0.79	0.80	0.81	0.82	0.83	0.84	0.85	0.41	0.39	0.36	0.34	0.32	0.30	0.28	0.27	0.25
	D	0.26	0.71	0.72	0.72	0.73	0.74	0.75	0.76	0.77	0.78	0.78	0.79	0.80	0.80	0.80	0.36	0.35	0.34	0.33	0.32	0.31	0.30	0.29	0.28
0.55	A	0.06	0.69	0.68	0.74	0.79	0.83	0.86	0.89	0.91	0.93	0.94	0.95	0.96	0.97	0.98	0.43	0.35	0.28	0.22	0.18	0.15	0.12	0.09	0.08
	B	0.15	0.68	0.71	0.74	0.77	0.79	0.81	0.83	0.85	0.86	0.88	0.89	0.90	0.91	0.92	0.38	0.34	0.31	0.27	0.25	0.22	0.20	0.18	0.16
	C	0.19	0.73	0.75	0.76	0.78	0.79	0.80	0.81	0.83	0.84	0.85	0.86	0.86	0.87	0.88	0.34	0.32	0.30	0.28	0.26	0.25	0.23	0.22	0.21
	D	0.22	0.76	0.77	0.77	0.78	0.79	0.79	0.80	0.81	0.81	0.82	0.82	0.83	0.83	0.84	0.29	0.28	0.28	0.27	0.26	0.25	0.24	0.24	0.23
0.65	A	0.05	0.69	0.75	0.80	0.84	0.87	0.89	0.92	0.93	0.95	0.96	0.96	0.97	0.98	0.98	0.34	0.27	0.22	0.17	0.14	0.11	0.09	0.07	0.06
	B	0.11	0.75	0.78	0.80	0.82	0.84	0.85	0.87	0.88	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.29	0.26	0.24	0.21	0.19	0.17	0.16	0.14	0.13
	C	0.15	0.79	0.80	0.82	0.83	0.84	0.85	0.86	0.86	0.87	0.88	0.89	0.89	0.90	0.91	0.26	0.25	0.23	0.22	0.20	0.19	0.18	0.17	0.16
	D	0.17	0.81	0.82	0.82	0.83	0.83	0.84	0.84	0.85	0.85	0.86	0.86	0.87	0.87	0.87	0.23	0.22	0.21	0.21	0.20	0.20	0.19	0.18	0.18
0.75	A	0.03	0.78	0.82	0.86	0.88	0.91	0.92	0.94	0.95	0.96	0.97	0.97	0.98	0.98	0.99	0.24	0.19	0.16	0.12	0.10	0.08	0.07	0.05	0.04
	B	0.08	0.82	0.84	0.86	0.87	0.88	0.90	0.91	0.92	0.92	0.93	0.94	0.94	0.95	0.96	0.21	0.19	0.17	0.15	0.14	0.12	0.11	0.10	0.09
	C	0.11	0.85	0.86	0.87	0.88	0.88	0.89	0.90	0.90	0.91	0.91	0.92	0.92	0.93	0.93	0.19	0.18	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11
	D	0.12	0.87	0.87	0.87	0.88	0.88	0.89	0.89	0.89	0.90	0.90	0.90	0.90	0.91	0.91	0.16	0.16	0.15	0.15	0.14	0.14	0.14	0.13	0.13

Table 15E Cooling Load Factors when Lights are on for 16 Hours

0.45	A	0.12	0.54	0.63	0.70	0.76	0.81	0.85	0.88	0.90	0.92	0.94	0.95	0.96	0.97	0.97	0.98	0.98	0.54	0.43	0.35	0.28	0.23	0.18	0.15
	B	0.23	0.66	0.69	0.72	0.75	0.78	0.80	0.82	0.84	0.85	0.87	0.88	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.49	0.44	0.39	0.35	0.32	0.29	0.26
	C	0.29	0.72	0.74	0.75	0.77	0.78	0.80	0.81	0.82	0.83	0.84	0.85	0.86	0.87	0.88	0.88	0.89	0.45	0.42	0.39	0.37	0.35	0.33	0.31
	D	0.31	0.75	0.76	0.77	0.77	0.78	0.79	0.79	0.80	0.81	0.81	0.82	0.82	0.83	0.83	0.84	0.84	0.40	0.39	0.37	0.36	0.35	0.34	0.33
0.55	A	0.10	0.63	0.70	0.76	0.81	0.84	0.87	0.90	0.92	0.93	0.95	0.96	0.97	0.97	0.98	0.98	0.99	0.44	0.35	0.28	0.23	0.18	0.15	0.12
	B	0.19	0.72	0.75	0.77	0.80	0.82	0.84	0.85	0.87	0.88	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.94	0.40	0.36	0.32	0.29	0.26	0.24	0.21
	C	0.24	0.77	0.79	0.80	0.81	0.82	0.83	0.84	0.85	0.86	0.87	0.88	0.88	0.89	0.90	0.90	0.91	0.37	0.34	0.32	0.30	0.29	0.27	0.25
	D	0.26	0.80	0.80	0.81	0.82	0.82	0.83	0.83	0.84	0.84	0.85	0.85	0.86	0.86	0.86	0.87	0.87	0.33	0.32	0.31	0.30	0.29	0.28	0.27
0.65	A	0.07	0.71	0.77	0.81	0.85	0.88	0.90	0.92	0.94	0.95	0.96	0.97	0.97	0.98	0.98	0.99	0.99	0.34	0.27	0.22	0.18	0.14	0.12	0.09
	B	0.15	0.78	0.81	0.82	0.84	0.86	0.87	0.88	0.90	0.91	0.92	0.92	0.93	0.94	0.94	0.95	0.96	0.31	0.28	0.25	0.23	0.20	0.18	0.16
	C	0.18	0.82	0.83	0.84	0.85	0.86	0.87	0.88	0.89	0.89	0.90	0.90	0.91	0.92	0.92	0.93	0.93	0.28	0.27	0.25	0.24	0.22	0.21	0.20
	D	0.20	0.84	0.85	0.85	0.86	0.86	0.87	0.87	0.88	0.88	0.89	0.89	0.90	0.90	0.90	0.90	0.90	0.25	0.25	0.24	0.23	0.22	0.22	0.21
0.75	A	0.05	0.79	0.83	0.87	0.89	0.91	0.93	0.94	0.95	0.96	0.97	0.98	0.98	0.98	0.99	0.99	0.99	0.24	0.20	0.16	0.13	0.10	0.08	0.07
	B	0.11	0.85	0.86	0.87	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.93	0.94	0.95	0.95	0.96	0.96	0.96	0.97	0.22	0.20	0.18	0.16	0.15	0.13	0.12
	C	0.13	0.87	0.88	0.89	0.89	0.90	0.91	0.91	0.92	0.92	0.93	0.93	0.94	0.94	0.94	0.95	0.95	0.20	0.19	0.18	0.17	0.16	0.15	0.14
	D	0.14	0.89	0.89	0.89	0.90	0.90	0.90	0.91	0.91	0.91	0.91	0.92	0.92	0.92	0.92	0.93	0.93	0.18	0.18	0.17	0.17	0.16	0.16	0.15

Tabla 27 Factor de carga de enfriamiento (CLF) para luces según el tiempo de encendido (ASHRAE, Fundamental Handbook, 1989)

Degree of Activity		Total Heat, Btu/h		Sensible Heat, Btu/h	Latent Heat, Btu/h	% Sensible Heat that is Radiant ^b	
		Adult Male	Adjusted, M/F ^a			Low V	High V
Seated at theater	Theater, matinee	390	330	225	105		
Seated at theater, night	Theater, night	390	350	245	105	60	27
Seated, very light work	Offices, hotels, apartments	450	400	245	155		
Moderately active office work	Offices, hotels, apartments	475	450	250	200		
Standing, light work; walking	Department store, retail store	550	450	250	200	58	38
Walking, standing	Drug store, bank	550	500	250	250		
Sedentary work	Restaurant ^c	490	550	275	275		
Light bench work	Factory	800	750	275	475		
Moderate dancing	Dance hall	900	850	305	545	49	35
Walking 3 mph; light machine work	Factory	1000	1000	375	625		
Bowling ^d	Bowling alley	1500	1450	580	870		
Heavy work	Factory	1500	1450	580	870	54	19
Heavy machine work; lifting	Factory	1600	1600	635	965		
Athletics	Gymnasium	2000	1800	710	1090		

Notes:

1. Tabulated values are based on 75°F room dry-bulb temperature. For 80°F room dry bulb, the total heat remains the same, but the sensible heat values should be decreased by approximately 20%, and the latent heat values increased accordingly.

2. Also refer to Table 4, Chapter 8, for additional rates of metabolic heat generation.

3. All values are rounded to nearest 5 Btu/h.

^aAdjusted heat gain is based on normal percentage of men, women, and children for the application listed, with the postulate that the gain from an adult female is

85% of that for an adult male, and that the gain from a child is 75% of that for an adult male.

^bValues approximated from data in Table 6, Chapter 8, where is air velocity with limits shown in that table.

^cAdjusted heat gain includes 60 Btu/h for food per individual (30 Btu/h sensible and 30 Btu/h latent).

^dFigure one person per alley actually bowling, and all others as sitting (400 Btu/h) or standing or walking slowly (550 Btu/h).

Tabla 28 Ganancia de Calor por Personas (ASHRAE, Fundamental Handbook, 1989)

HORAS DESPUES DE ENTRAR AL ESPACIO	TOTAL DE HORAS DENTRO DEL ESPACIO		
	2	10	14
1	0,49	0,53	0,58
2	0,58	0,62	0,66
3	0,17	0,69	0,72
4	0,13	0,74	0,77
5	0,1	0,77	0,8
6	0,08	0,8	0,83
7	0,07	0,83	0,85
8	0,06	0,85	0,87
9	0,05	0,87	0,89
10	0,04	0,89	0,9
11	0,04	0,42	0,91
12	0,03	0,34	0,92
13	0,03	0,28	0,93
14	0,02	0,23	0,94
15	0,02	0,2	0,47
16	0,02	0,17	0,38
17	0,02	0,15	0,31
18	0,01	0,13	0,26
19	0,01	0,11	0,23
20	0,01	0,1	0,2
21	0,01	0,09	0,17
22	0,01	0,08	0,15
23	0,01	0,07	0,13
24	0,01	0,06	0,11

Tabla 29 Factor de Carga de Enfriamiento para Calor Sensible por Personas (ASHRAE, Fundamental Hamdbook, 1989)

Appliance	Usage Factor F_U	Radiation Factor F_R	Load Factor $F_L = F_U F_R$ Elec/Steam
Griddle	0.16	0.45	0.07
Fryer	0.06	0.43	0.03
Convection oven	0.42	0.17	0.07
Charbroiler	0.83	0.29	0.24
Open-top range w/o oven	0.34	0.46	0.16
Hot-top range			
without oven	0.79	0.47	0.37
with oven	0.59	0.48	0.28
Steam cooker	0.13	0.30	0.04

Sources: Alereza and Breen (1984), Fisher (1998).

Tabla 30 Factores de Uso, Factores de Radiación y Factores de Carga para Electrodomésticos Eléctricos con Campana de Extracción (ASHRAE, Fundamental Hamdbook, 1989)

Motor Nameplate or Rated Horsepower	Motor Type	Nominal rpm	Full Load Motor Efficiency, %	Location of Motor and Driven Equipment with Respect to Conditioned Space or Airstream		
				A	B	C
				Motor in, Driven Equip- ment in, Btu/h	Motor out, Driven Equip- ment in, Btu/h	Motor in, Driven Equip- ment out, Btu/h
0.05	Shaded pole	1500	35	360	130	240
0.08	Shaded pole	1500	35	580	200	380
0.125	Shaded pole	1500	35	900	320	590
0.16	Shaded pole	1500	35	1160	400	760
0.25	Split phase	1750	54	1180	640	540
0.33	Split phase	1750	56	1500	840	660
0.50	Split phase	1750	60	2120	1270	850
0.75	3-Phase	1750	72	2650	1900	740
1	3-Phase	1750	75	3390	2550	850
1.5	3-Phase	1750	77	4960	3820	1140
2	3-Phase	1750	79	6440	5090	1350
3	3-Phase	1750	81	9430	7640	1790
5	3-Phase	1750	82	15,500	12,700	2790
7.5	3-Phase	1750	84	22,700	19,100	3640
10	3-Phase	1750	85	29,900	24,500	4490
15	3-Phase	1750	86	44,400	38,200	6210
20	3-Phase	1750	87	58,500	50,900	7610
25	3-Phase	1750	88	72,300	63,600	8680
30	3-Phase	1750	89	85,700	76,300	9440
40	3-Phase	1750	89	114,000	102,000	12,600
50	3-Phase	1750	89	143,000	127,000	15,700
60	3-Phase	1750	89	172,000	153,000	18,900
75	3-Phase	1750	90	212,000	191,000	21,200
100	3-Phase	1750	90	283,000	255,000	28,300
125	3-Phase	1750	90	353,000	318,000	35,300
150	3-Phase	1750	91	420,000	382,000	37,800
200	3-Phase	1750	91	569,000	509,000	50,300
250	3-Phase	1750	91	699,000	636,000	62,900

Tabla 31. Ganancia de Calor de Motores Eléctricos Típicos (ASHRAE, Fundamental Handbook, 1989)

Horsepower	0.05-0.25	0.16-0.33	0.67-0.75	1 and up
AC open	1.4	1.35	1.25	1.15
AC TEFC ^a and DC	—	1.0	1.0	1.0

Note: Some shaded pole, capacitor start, and special purpose motors have a service factor varying from 1.0 up to 1.75.

^a Some totally enclosed fan-cooled (TEFC) motors have a service factor above 1.0.

Tabla 32 Datos Representativos en Motores Eléctricos Típicos (ASHRAE, Fundamental Handbook, 1989)

9.2 ANEXO B. ESPECIFICACIONES TECNICAS DE LOS MAMPARAS EMPLEADOS EN LA NODRIZA

● WALL PANEL SYSTEM 壁板系统

Type No. 型号 B50A

0.6mm Thickness of steel sheet finished with PVC film or galvanized
0.6mm 厚的贴膜钢板或镀锌钢板
Rock wool of density 150kg/m³
岩棉 150kg/m³

Type No. 型号 B30A

0.6mm Thickness of steel sheet finished with PVC film or galvanized
0.6mm 厚的贴膜钢板或镀锌钢板
Rock wool of density 150kg/m³
岩棉 150kg/m³

Type No. 型号 B50C

0.6mm Thickness of steel sheet finished with PVC film or galvanized
0.6mm 厚的贴膜钢板或镀锌钢板
Rock wool of density 150kg/m³
岩棉 150kg/m³

Type No. 型号 B25C

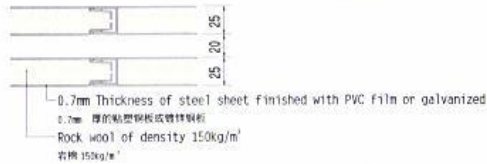
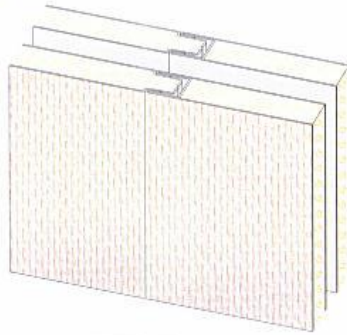
0.6mm Thickness of steel sheet finished with PVC film or galvanized
0.6mm 厚的贴膜钢板或镀锌钢板
Rock wool of density 150kg/m³
岩棉 150kg/m³

Type No.	型号	B50A	B30A	B50C	B25C
Fire class	防火级别	B-15	B-0	B-15	B-0
Dimension	尺寸	550mm width Required length (Max. 3000mm Height) 高度可选 (最高 3000mm)			
Weight	重量	18.4 kg/m ²	15.2 kg/m ²	17.9 kg/m ²	14.0 kg/m ²
Sound reduction	隔声量	33 dB(A)	31 dB(A)	33 dB(A)	31 dB(A)
Thermal transmittance	传热系数	0.68 kcal/m ² h ^o C	1.13 kcal/m ² h ^o C	0.68 kcal/m ² h ^o C	1.36 kcal/m ² h ^o C
Surface finish	面材	PVC film or galvanized(PVC film 150μ, low flame spread) 贴 PVC 或镀锌(PVC 厚度 150μ, 低烟焰)			
Tolerances	公差	Width:±,Height:±3,Thickness:± 宽度:±,高度:±3,厚度:±			

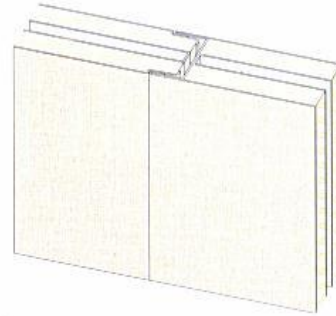
● WALL PANEL SYSTEM 壁板系统



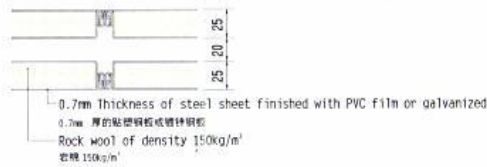
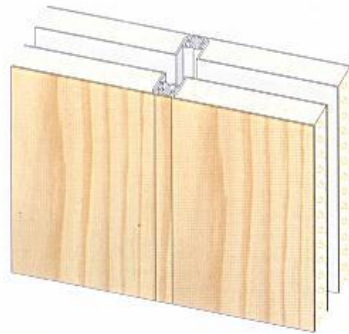
Type No. B70SA
型号 B70SA



Type No. B50SA
型号 B50SA



Type No. B70SC
型号 B70SC



Type No. B50SC
型号 B50SC



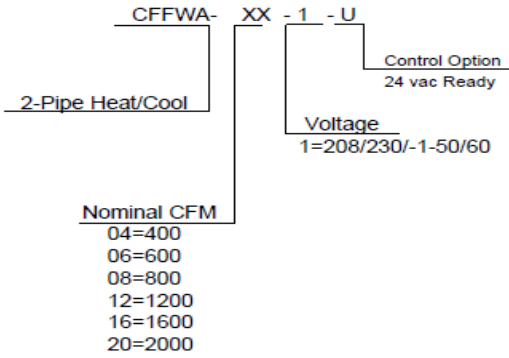
Type No.	型号	B70SA	B50SA	B70SC	B50SC
Fire class	防火级别	B-15	B-0	B-15	B-0
Dimension	尺寸	550mm width Required length (Max. 3000mm Height)高度 550mm 高度可选 (最高 3000mm)			
Weight	重量	28.9kg/m ²	27.4 kg/m ²	27.9 kg/m ²	26.4kg/m ²
Sound reduction	隔声量	44dB (A)	42dB (A)	44dB (A)	42 dB (A)
Thermal transmittance	传热系数	0.68 kcal/m ² h°C	0.85kcal/m ² h°C	0.68 kcal/m ² h°C	0.85kcal/m ² h°C
Surface finish	面材	PVC film or galvanized(PVC film 150μ, low flame spread) 黏 PVC 或镀锌(PVC 厚度 150μ 低播焰)			
Tolerances	公差	Width±1, Height±3, Thickness ±1		宽度 ±1, 高度 ±3, 厚度 ±1	

**9.3 ANEXO C. ESPECIFICACIONES TECNICAS DEL FAN-COIL MULTIAQUA
CFFZA-04 Y CFFZA-06**



CFFWA NOMENCLATURE BREAKDOWN

2-Pipe Heat/Cool Universal Mount Fan Coil



Available Model Numbers

CFFWA-04-1-U
CFFWA-06-1-U
CFFWA-08-1-U
CFFWA-12-1-U
CFFWA-16-1-U
CFFWA-20-1-U

CFFWA Product Specifications

Physical Data								
Model Number	Height (in)	Length (in)	Depth (in)	Weight (lbs)	Cooling Rows FPI	Water Inlet (in)	Water Outlet (in)	Drain (in)
CFFWA-04-1-U	25.27	40.31	9.01	79.37	2-13	1/2	1/2	1/2
CFFWA-06-1-U	25.27	40.31	9.01	83.77	3-13	1/2	1/2	1/2
CFFWA-08-1-U	25.27	40.31	9.01	88.18	4-13	1/2	1/2	1/2
CFFWA-12-1-U	25.27	52.13	9.01	116.84	3-13	3/4	3/4	1/2
CFFWA-16-1-U	25.27	75.78	9.01	158.73	3-14	3/4	3/4	1/2
CFFWA-20-1-U	25.27	75.78	9.01	163.14	4-14	1	1	1/2

Electrical Data						
Model Number	CFM	Volts/Phase/Hertz	Motor HP	Full Load Ampacity	Fuse or HACR Circuit Breaker Per Circuit	
					Minimum Amps	Maximum Amps
CFFWA-04-1-U	436	208/230-1-50/60	1/15	0.56	.70	2
CFFWA-06-1-U	520		1/15	0.56	.70	2
CFFWA-08-1-U	650		1/8	0.83	1.04	3
CFFWA-12-1-U	735		1/8 & 1/20	2.09	2.49	4
CFFWA-16-1-U	1360		1/8 & 1/8	3.18	3.59	5
CFFWA-20-1-U	1335		1/8 & 1/8	3.18	3.59	5

CFFWA Chilled Water Performance Data

CFFWA-04 COOLING CAPACITIES					
CFM	EWT (°F)	GPM	ENTERING AIR TEMPERATURE (F)		
				80° D.B. / 67° W.B.	75° D.B. / 63° W.B.
436	42	1.5	TC	10.5	8.0
			SC	7.9	7.0
			WPD	3.6	3.6
		2.0	TC	11.8	9.0
			SC	8.4	7.4
			WPD	6.0	6.0
		2.5	TC	12.7	9.7
			SC	8.7	7.6
			WPD	9.0	9.0
		3.0	TC	13.3	10.2
			SC	9.0	7.8
			WPD	12.6	12.6

CFFWA-04 COOLING CAPACITIES					
CFM	EWT (°F)	GPM	ENTERING AIR TEMPERATURE (F)		
				80° D.B. / 67° W.B.	75° D.B. / 63° W.B.
436	45	1.5	TC	9.6	7.3
			SC	7.6	6.7
			WPD	3.6	3.6
		2.0	TC	10.8	8.3
			SC	8.1	7.1
			WPD	6.0	6.0
		2.5	TC	11.6	8.9
			SC	8.3	7.3
			WPD	9.0	9.0
		3.0	TC	12.2	9.3
			SC	8.6	7.5
			WPD	12.6	12.6

CFFWA Hot Water Performance Data

CFFWA-04 HEATING CAPACITIES												
ENTERING AIR (°F)	CFM	GPM	WPD	ENTERING WATER TEMPERATURE (°F)								
				100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°
50	436	1.5	3.6	13	15.6	18.1	20.7	23.3	25.9	28.5	31.1	33.7
		2	6	13.8	16.3	19	21.7	24.4	27.1	29.8	32.5	35.2
		2.5	9	13.9	16.7	19.5	22.3	25	27.8	30.6	33.4	36.2
		3	12.6	14.2	17	19.9	22.7	25.2	28.4	31.2	34	36.9

CFFWA-04 HEATING CAPACITIES												
ENTERING AIR (°F)	CFM	GPM	WPD	ENTERING WATER TEMPERATURE (°F)								
				100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°
60	436	1.5	3.6	10.4	13	15.6	18.1	20.7	23.3	25.9	28.5	31.1
		2	6	10.8	13.6	16.3	19	21.7	24.4	27.1	29.8	32.5
		2.5	9	11.1	13.9	16.7	19.5	22.3	25	27.8	30.6	33.4
		3	12.6	11.5	14.4	17.2	20.1	23	25.9	28.7	31.6	34.5

CFFWA-04 HEATING CAPACITIES												
ENTERING AIR (°F)	CFM	GPM	WPD	ENTERING WATER TEMPERATURE (°F)								
				100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°
70	436	1.5	3.6	7.8	10.4	13	15.6	18.1	20.7	23.3	25.9	28.5
		2	6	8.1	10.8	13.6	16.3	19	21.7	24.4	27.1	29.8
		2.5	9	8.3	11.1	13.9	16.7	19.5	22.3	25	27.8	30.6
		3	12.6	8.5	11.3	14.2	17	19.9	22.7	25.5	28.4	31.2

CFFWA-04 HEATING CAPACITIES												
ENTERING AIR (°F)	CFM	GPM	WPD	ENTERING WATER TEMPERATURE (°F)								
				100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°
80	436	1.5	3.6	5.2	7.8	10.4	13	15.6	18.1	20.7	23.3	25.9
		2	6	5.4	8.1	10.8	13.6	16.3	19	21.7	24.4	27.1
		2.5	9	5.6	8.3	11.1	13.9	16.7	19.5	22.3	25	27.8
		3	12.6	5.7	8.5	11.3	14.2	17	19.9	22.7	25.5	28.4

CFFWA Chilled Water Performance Data

CFFWA-06 COOLING CAPACITIES					
CFM	EWT (°F)	GPM	ENTERING AIR TEMPERATURE (F)		
				80° D.B. / 67° W.B.	75° D.B. / 63° W.B.
520	42	3.0	TC	18.4	14.1
			SC	13.0	11.4
			WPD	14.7	14.7
		3.5	TC	19.2	14.7
			SC	13.3	11.6
			WPD	19.3	19.3
		4.0	TC	19.9	15.2
			SC	13.6	11.8
			WPD	24.3	24.3
		4.5	TC	20.3	15.5
			SC	13.7	11.9
			WPD	29.9	29.9

CFFWA-06 COOLING CAPACITIES					
CFM	EWT (°F)	GPM	ENTERING AIR TEMPERATURE (F)		
				80° D.B. / 67° W.B.	75° D.B. / 63° W.B.
520	45	3.0	TC	16.9	12.9
			SC	12.4	10.9
			WPD	14.7	14.7
		3.5	TC	17.6	13.5
			SC	12.7	11.1
			WPD	19.3	19.3
		4.0	TC	18.2	13.9
			SC	12.9	11.3
			WPD	24.3	24.3
		4.5	TC	18.6	14.2
			SC	13.1	11.4
			WPD	29.9	29.9

CFFWA Hot Water Performance Data

CFFWA-06 HEATING CAPACITIES												
ENTERING AIR (°F)	CFM	GPM	WPD	ENTERING WATER TEMPERATURE (°F)								
				100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°
50	520	3	14.7	20.9	25	29.2	33.4	37.5	41.7	45.9	50.1	54.2
		3.5	19.3	21.2	25.5	29.7	33.9	38.2	42.4	46.7	50.9	55.2
		4	24.3	21.5	25.7	30	34.3	38.6	42.9	47.2	51.5	55.8
		4.5	29.9	21.6	25.9	30.2	34.5	38.9	43.2	47.5	51.8	56.1

CFFWA-06 HEATING CAPACITIES												
ENTERING AIR (°F)	CFM	GPM	WPD	ENTERING WATER TEMPERATURE (°F)								
				100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°
60	520	3	14.7	16.7	20.9	25	29.2	33.4	37.5	41.7	45.9	50.1
		3.5	19.3	17	21.2	25.5	29.7	33.9	38.2	42.4	46.7	50.9
		4	24.3	17.2	21.5	25.7	30	34.3	38.6	42.9	47.2	51.5
		4.5	29.9	17.3	21.6	25.9	30.2	34.5	38.9	43.2	47.5	51.8

CFFWA-06 HEATING CAPACITIES												
ENTERING AIR (°F)	CFM	GPM	WPD	ENTERING WATER TEMPERATURE (°F)								
				100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°
70	520	3	14.7	12.5	16.7	20.9	25	29.2	33.4	37.5	41.7	45.9
		3.5	19.3	12.7	17	21.2	25.5	29.7	33.9	38.2	42.4	46.7
		4	24.3	12.9	17.2	21.5	25.7	30	34.3	38.6	42.9	47.2
		4.5	29.9	13	17.3	21.6	25.9	30.2	34.5	38.9	43.2	47.5

CFFWA-06 HEATING CAPACITIES												
ENTERING AIR (°F)	CFM	GPM	WPD	ENTERING WATER TEMPERATURE (°F)								
				100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°
80	520	3	14.7	8.3	12.5	16.7	20.9	25	29.2	33.4	37.5	41.7
		3.5	19.3	8.5	12.7	17	21.2	25.5	29.7	33.9	38.2	42.4
		4	24.3	8.6	12.9	17.2	21.5	25.7	30	34.3	38.6	42.9
		4.5	29.9	8.7	13	17.3	21.6	25.9	30.2	34.5	38.9	43.2

CFFWA CFM and Glycol Adjustments

CAPACITY CORRECTION FACTORS												
MODEL #	CFFWA-04		CFFWA-06		CFFWA-08		CFFWA-12		CFFWA-16		CFFWA-20	
CFM	TC	SC	TC	SC	TC	SC	TC	SC	TC	SC	TC	SC
325	0.88	0.84										
350	0.90	0.86										
375	0.92	0.88										
400	0.95	0.90	0.91	0.87								
425	0.98	0.92	0.93	0.89								
450			0.95	0.91								
500			0.98	0.93	0.87	0.84						
525					0.89	0.86						
550					0.92	0.88						
575					0.94	0.90	0.88	0.82				
600					0.96	0.92	0.90	0.84				
625					0.98	0.94	0.92	0.86				
650							0.94	0.89				
675							0.96	0.91				
700							0.98	0.93				
1025												
1050											0.77	0.73
1075									0.76	0.72	0.79	0.75
1100									0.78	0.74	0.81	0.77
1125									0.80	0.76	0.83	0.79
1150									0.82	0.78	0.85	0.81
1175									0.84	0.80	0.87	0.83
1200									0.86	0.82	0.89	0.85
1225									0.88	0.84	0.91	0.87
1250									0.91	0.87	0.93	0.89
1275									0.93	0.89	0.95	0.91
1300									0.95	0.91	0.97	0.93
1325									0.97	0.93	0.99	0.95
1350									0.99	0.95	1.00	1.00

Propylene Glycol & GPM Adjustment Factors			
Ambient Temp	Propylene Glycol %	Capacity Reduction	GPM Adjustment = 100% Capacity
28° F	10%	x 0.99	x 1.01
20° F	20%	x 0.98	x 1.03
8° F	30%	x 0.98	x 1.07
-5° F	40%	x 0.97	x 1.11
-28° F	50%	x 0.96	x 1.16

**9.4 ANEXO D. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL CHILLER INSTALADO
DUNHAM BUSH WCS20-6SP**



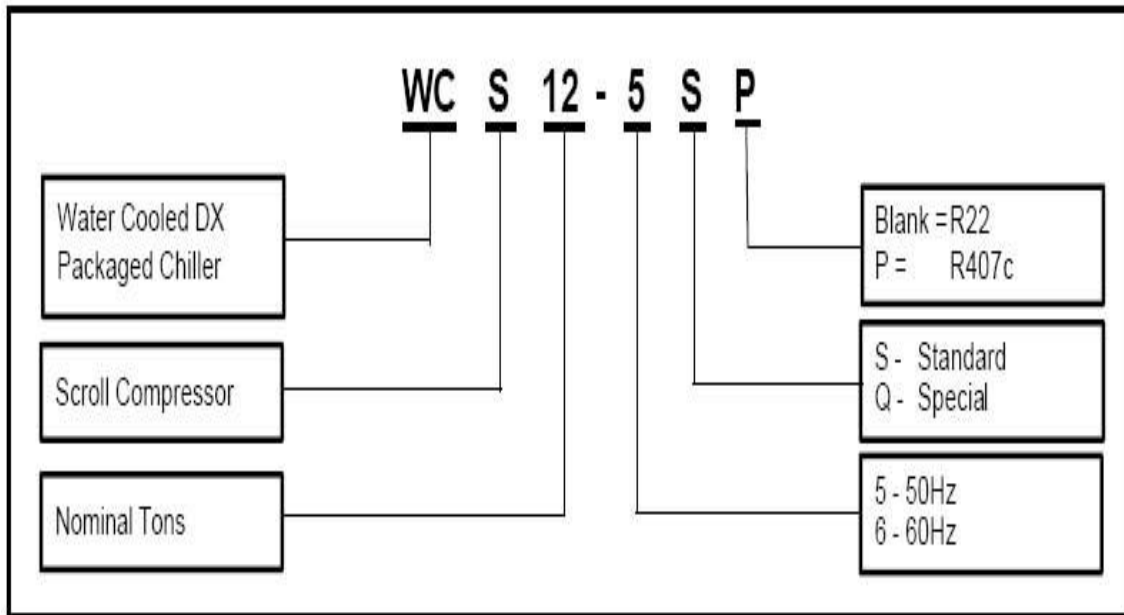


FIGURE 1 : SCROLL COMPRESSOR

1. DELIVERING THE HIGHEST EFFICIENCY
 Scroll compressor gives efficiencies 10% higher than any competitive compressor on the market today – at the right conditions.

2. DELIVERING THE QUIETEST OPERATION
 Scroll technology gives you compressor operation that is many times quieter than other technologies.

3. DELIVERING THE INDUSTRY'S BEST VALUE
 Scroll compressor clearly delivers more system value because of its high efficiency, fewer required components, increased reliability and quieter operation.

4. DELIVERING FOR THE FUTURE
 Scroll compressor is by far the most advanced products in the industry today for air conditioning, refrigeration and heat pump applications.

Size Range

- 32 models from 12 to 62 tons.
- Standard version available
- Rated with R22 and R407c. Consult factory for use of other HFC refrigerants.

Compressor

- Scroll hermetic type operating at 2950 RPM (50Hz); 3550 RPM (60Hz).
- High EER, low sound power level and high reliability.
- Controlled orbit with floating seals and advanced scroll geometry.
- No-contact scroll design and 100% motor cooled by suction gas.
- Thermostat fitted to prevent thermal overload.
- Capability of 50% tandem unloading.

Evaporator

- Vessels constructed in accordance to ASME CODES Sections VIII Division I for unfired pressure vessels.
- Dunham-Bush high efficiency inner-fin tubes design for compactness and weight reduction.
- 250 psig on refrigerant side design pressure.
- 150 psig on water side design pressure.
- Approval Stamp available from JKPP (Malaysia), UDT (Poland), BPA, China State Bureau of Quality and Technical Supervision of the People's Republic of China and ASME.
- 1" thick PE foam closed cell insulation.

Condenser

- Vessels constructed in accordance to ASME CODES Sections VIII Division I for unfired pressure vessels.
- Removable heads and interchangeable end-for-end for job flexibility.
- 3/4" OD seamless, extended surface copper tubes.
- 300 psig on refrigerant side design pressure
- 150 psig on water side design pressure
- Approval Stamp available from JKKP (Malaysia), UDT (Poland), BPA, China State Bureau of Quality and Technical Supervision of the People's Republic of China and ASME.

Electrical/Control

- Reliable microprocessor based controller with electromechanical system is standard for all models.
- Chilled water pump control.

PERFORMANCE DATA

R22

50 Hz								60 Hz							
Model WCS	Leaving Chilled Water Temp.	Condenser Water Entering Temp. °F						Model WCS	Leaving Chilled Water Temp.	Condenser Water Entering Temp. °F					
		75		85		95				75		85		95	
	°F	Tons	kWI	Tons	kWI	Tons	kWI		°F	Tons	kWI	Tons	kWI	Tons	kWI
12-5	42	12.1	8.5	11.4	9.4	10.9	10.6	15-6	42	14.3	10.2	13.5	11.3	12.8	12.7
	44	12.6	8.5	12.0	9.4	11.3	10.6		44	14.9	10.2	14.1	11.3	13.3	12.7
	46	13.1	8.5	12.4	9.4	11.8	10.6		46	15.5	10.2	14.6	11.3	13.9	12.7
	48	13.7	8.5	12.9	9.4	12.2	10.5		48	16.1	10.2	15.2	11.3	14.5	12.7
	50	14.2	8.5	13.4	9.4	12.7	10.5		50	16.8	10.2	15.9	11.3	15.0	12.7
17-5	42	17.2	11.4	16.4	12.9	15.5	14.5	20-6	42	20.3	13.7	19.3	15.5	18.3	17.4
	44	17.9	11.4	17.1	12.9	16.2	14.5		44	21.1	13.7	20.1	15.4	19.1	17.4
	46	18.6	11.4	17.7	12.9	16.8	14.5		46	22.0	13.7	20.9	15.4	19.9	17.4
	48	19.4	11.4	18.5	12.9	17.5	14.5		48	22.9	13.7	21.8	15.4	20.7	17.3
	50	20.1	11.5	19.2	12.9	18.2	14.4		50	23.8	13.7	22.6	15.4	21.5	17.3
20-5	42	21.0	14.5	20.1	16.1	19.1	17.9	25-6	42	24.8	17.5	23.7	19.3	22.5	21.5
	44	21.9	14.6	20.9	16.1	19.9	17.9		44	25.8	17.5	25.1	19.4	23.4	21.5
	46	22.7	14.6	21.7	16.1	20.7	17.9		46	26.8	17.5	25.6	19.4	24.4	21.5
	48	23.7	14.7	22.6	16.2	21.5	17.9		48	27.9	17.6	26.7	19.4	25.3	21.5
	50	24.6	14.7	23.5	16.2	22.3	17.9		50	29.0	17.7	27.7	19.4	26.3	21.5
25-5	42	25.8	17.9	24.6	20.0	23.3	22.5	30-6	42	30.5	21.5	29.0	24.0	27.5	27.0
	44	26.8	17.9	25.6	20.0	24.2	22.4		44	31.7	21.5	30.2	24.0	28.6	26.9
	46	27.9	17.9	26.6	20.0	25.2	22.4		46	32.9	21.5	31.4	24.0	29.8	26.9
	48	29.0	17.9	27.7	20.0	26.2	22.4		48	34.2	21.5	32.6	24.0	30.9	26.9
	50	30.1	17.9	28.7	20.0	27.3	22.4		50	35.6	21.5	33.9	24.0	32.2	26.8

PERFORMANCE DATA

R407c

50 Hz								60 Hz							
Model WCS	Leaving Chilled Water Temp.	Condenser Water Entering Temp. °F						Model WCS	Leaving Chilled Water Temp.	Condenser Water Entering Temp. °F					
		75		85		95				75		85		95	
	°F	Tons	kW	Tons	kW	Tons	kW		°F	Tons	kW	Tons	kW	Tons	kW
12-5SP	42	12.5	8.8	11.7	10.0	10.8	11.3	15-6SP	42	14.7	10.6	14.2	12.3	12.8	13.5
	44	13.0	8.8	12.2	10.0	11.3	11.2		44	15.3	10.6	15.0	12.3	13.3	13.5
	46	13.6	8.8	12.7	9.9	11.8	11.2		46	16.0	10.6	15.6	12.3	13.9	13.5
	48	14.2	8.8	13.3	9.9	12.3	11.2		48	16.7	10.6	16.1	12.3	14.5	13.5
	50	14.8	8.8	13.8	9.9	12.9	11.2		50	17.4	10.6	16.7	12.3	15.2	13.5
17-5SP	42	17.0	12.4	10.0	14.5	15.5	13.8	20-6SP	42	21.0	14.0	19.0	10.6	10.2	19.1
	44	18.6	12.4	17.9	14.5	16.2	15.9		44	21.9	14.8	20.5	16.8	19.1	19.0
	46	19.4	12.3	18.3	14.5	16.9	15.9		46	22.9	14.8	21.4	16.8	19.9	19.0
	48	20.2	12.3	18.9	14.5	17.6	15.8		48	23.9	14.8	22.3	16.7	20.8	19.0
	50	21.1	12.3	19.8	14.4	18.4	15.8		50	24.9	14.8	23.3	16.7	21.7	19.0
20-5SP	42	22.0	15.5	20.6	17.3	19.1	19.5	25-6SP	42	26.0	18.5	24.3	20.8	22.6	23.4
	44	23.0	15.5	21.5	17.4	20.0	19.6		44	27.1	18.6	25.4	20.8	23.6	23.5
	46	24.0	15.6	22.5	17.4	20.9	19.6		46	28.3	18.7	26.5	20.9	24.6	23.5
	48	25.1	15.7	23.4	17.5	21.8	19.6		48	29.6	18.8	27.7	20.9	25.7	23.5
	50	26.1	15.7	24.5	17.5	22.7	19.7		50	30.8	18.9	28.9	21.0	26.8	23.6
25-5SP	42	27.0	19.0	25.3	21.4	23.6	24.2	30-6SP	42	31.8	22.8	29.8	25.7	27.8	29.0
	44	28.1	19.0	26.4	21.4	24.6	24.1		44	33.2	22.8	31.2	25.6	29.1	28.9
	46	29.3	19.0	27.6	21.3	25.7	24.1		46	34.6	22.7	32.5	25.6	30.4	28.9
	48	30.6	18.9	28.7	21.3	26.9	24.0		48	36.1	22.7	33.9	25.5	31.7	28.8
	50	31.9	18.9	30.0	21.2	28.0	24.0		50	37.6	22.7	35.4	25.5	33.1	28.8

PHYSICAL SPECIFICATIONS

R22

60Hz

UNIT MODEL	15-6	20-6	25-6	30-6	35-6	40-6	50-6	60-6	
Nominal Capacity	Ton	14	20	25	30	35	40	50	60
Compressors Type (Qty)		Single (2)	Single (2)	Single (2)	Single (2)	Single (1) Tandem (1)	Tandem (2)	Tandem (2)	Tandem (2)
% Step Capacity Reduction		0, 50, 100	0, 50, 100	0, 50, 100	0, 50, 100	0, 25, 50, 75, 100	0, 25, 50, 75, 100	0, 25, 50, 75, 100	0, 25, 50, 75, 100
EVAPORATOR									
Model		CHD006481A	CHD007481A	CHD007601B	CHD008601A	CHD008601A	CHD010601A	CHD011601B	CHD012601B
Water Volume, Gallons		3.9	4.5	5.5	8.1	8.1	10.7	12.9	15.4
Minimum Flow Rate	GPM	19.4	29.1	37.3	49.7	55.9	62.1	68.3	93.4
Maximum Flow Rate	GPM	62.7	94.7	116.2	164.3	168.3	206.0	206.4	367.8
Pressure Drop	Psi	7.4	4.1	3.2	4.3	5.7	5.1	7.6	3.8
Water Conn. Size	inch	3 MPT	3 MPT	3 MPT	3 MPT	3 MPT	4 MPT	4 MPT	4 MPT
CONDENSER									
Model		CDS06D080 ART	CDS06D080 BRT	CDS08D080 ART	CDS08D080 BRT	CDS08D080 CRT	CDS10D080 ART	CDS10D080 BRT	CDS10D080 CRT
Water Volume, Gallons		2.8	3.3	4.6	4.9	5.6	7.7	8.9	9.9
Minimum Flow Rate	GPM	19.0	23.0	29.3	33.3	38.0	48.4	58.7	68.2
Maximum Flow Rate	GPM	76.1	91.9	117.3	133.2	152.2	193.4	234.6	272.6
Pressure Drop	Psi	2.3	3.5	3.2	3.9	4.2	2.4	2.7	3.1
Water Conn. Size	inch	2 MPT	2 MPT	2.5 MPT	2.5 MPT	2.5 MPT	4 MPT	4 MPT	4 MPT
ELECTRICAL									
Compressor (Each):	RLA	10.5	13.5	16.0	18.5	12.0	13.5	16.0	18.5
	LRA	100	128	168	189	124	128	128	189
Unit Data :	RLA	21	27	32	37	48	64	64	71
	MCA	24	30	36	42	51	57	68	79
	MFS	40	50	50	60	60	70	80	100
GENERAL									
Unit Length	inch	92	92	94	94	95 1/4	96 3/4	96 3/4	96 3/4
Unit Width	inch	24	24	24	24	34	35	35	35
Unit Height	inch	60 3/4	62	64	65 1/8	53 3/4	56 7/8	58 1/4	61 1/8
Refrigerant Charge, R22	lbs	32	44	55	66	76	88	110	132
Unit Shipping Weight	lbs	1351	1402	1636	1757	2159	2861	3102	3316
Unit Operating Weight	lbs	1413	1474	1729	1868	2276	3019	3289	3533

PHYSICAL SPECIFICATIONS

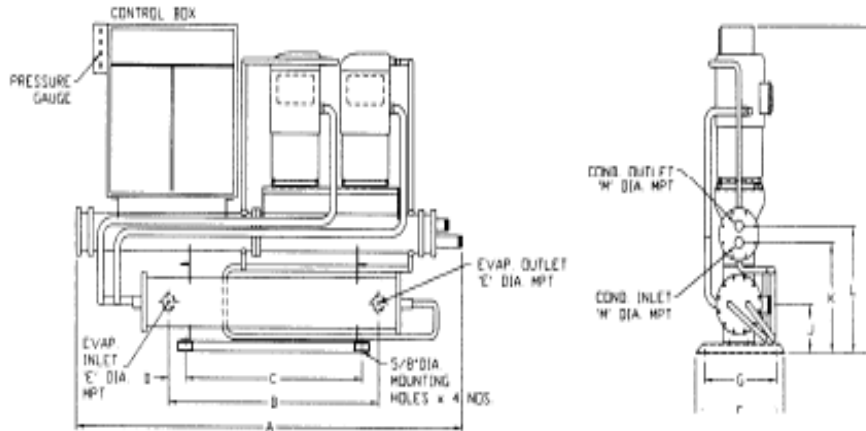
R407C

60Hz

UNIT MODEL		15-6SP	20-6SP	25-6SP	30-6SP	35-6SP	40-6SP	50-6SP	60-6SP
Nominal Capacity	Ton	15	20	25	31	35	41	51	62
Compressors Type (Qty)		Single (2)	Single (2)	Single (2)	Single (2)	Single (1) Tandem (1)	Tandem (2)	Tandem (2)	Tandem (2)
% Step Capacity Reduction		0, 50, 100	0, 50, 100	0, 50, 100	0, 50, 100	0, 25, 50, 75, 100	0, 25, 50, 75, 100	0, 25, 50, 75, 100	0, 25, 50, 75, 100
EVAPORATOR									
Model		CHD006481A	CHD007481A	CHD007601B	CHD008601A	CHD008601A	CHD010601A	CHD011601B	CHD012601B
Water Volume, Gallons		3.7	4.5	5.5	8.1	8.1	10.7	12.9	15.4
Minimum Flow Rate	GPM	19.4	29.1	37.3	49.7	55.9	62.1	68.3	93.4
Maximum Flow Rate	GPM	62.7	94.7	116.2	164.3	168.3	206.0	206.4	367.8
Pressure Drop	Psi	6.9	4.3	3.3	4.7	5.9	5.3	3.9	4.0
Water Conn. Size	inch	3 MPT	3 MPT	3 MPT	3 MPT	3 MPT	4 MPT	4 MPT	4 MPT
CONDENSER									
Model		CDS06D080 ART	CDS06D080 BRT	CDS08D080 ART	CDS08D080 BRT	CDS08D080 CRT	CDS10D080 ART	CDS10D080 BRT	CDS10D080 CRT
Water Volume, Gallons		2.3	2.8	3.6	4.1	4.7	5.9	7.2	8.3
Minimum Flow Rate	GPM	19.0	23.0	29.3	33.3	38.0	48.4	58.7	68.2
Maximum Flow Rate	GPM	76.1	91.9	117.3	133.2	152.2	193.4	234.6	272.6
Pressure Drop	Psi	2.6	3.7	3.2	4.1	4.5	2.5	2.8	3.3
Water Conn. Size	inch	2 MPT	2 MPT	2.5 MPT	2.5 MPT	2.5 MPT	4 MPT	4 MPT	4 MPT
ELECTRICAL									
Compressor (Each):	RLA	10.5	14	15.5	19	12	14	15.5	19
	LRA	100	128	168	189	124	128	158	189
Unit Data :	RLA	11	26	31	38	46	56	62	76
	MCA	24	32	35	43	51	60	66	81
	MFS	40	50	50	60	70	80	80	100
GENERAL									
Unit Length	inch	92	92	94	94	95 1/4	96 3/4	96 3/4	96 3/4
Unit Width	inch	24	24	24	24	34	35	35	35
Unit Height	inch	60 3/4	62	64	65 1/8	53 3/4	56 7/8	58 1/4	61 1/8
Refrigerant Charge, R407c	lbs	31	43	54	65	75	86	108	129
Unit Shipping Weight	lbs	1330	1401	1632	1700	2100	2000	2100	2510
Unit Operating Weight	lbs	1412	1473	1728	1867	2275	3017	3287	3530

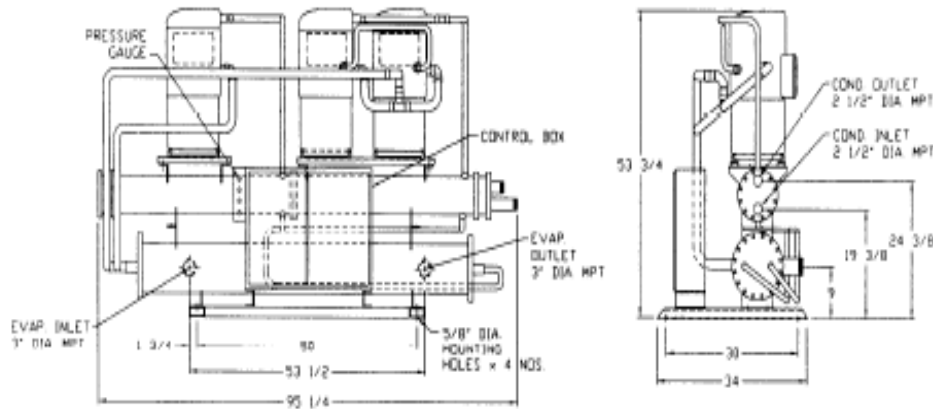
DIMENSIONAL DATA

2 SINGLE COMPRESSOR

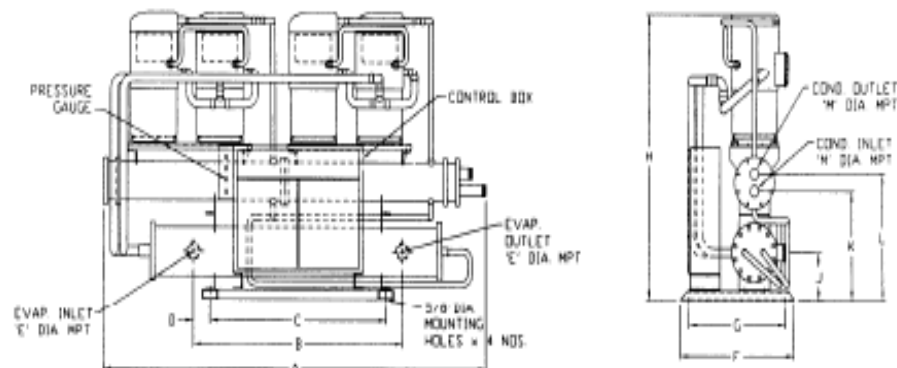


50 HZ													60 HZ												
MODEL	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M	MODEL	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M
WCS 13-S	32	44	40	2	3	24	20	51.34	7.78	10	19	2	WCS 15-S	32	44	40	2	3	24	20	51.34	7.78	10	19	2
WCS 17-S	34	50	40	3	3	24	20	51.34	7.78	10	19	2	WCS 20-S	34	44	40	2	3	24	20	53	8.38	17.18	20.18	2
WCS 23-S	37	44	40	2	3	24	20	53	8.38	17.18	20.18	2	WCS 25-S	34	50	40	3	3	24	20	51	8.38	17.14	22.14	2.12
WCS 25-S	34	50	40	3	3	24	20	55	8.38	17.14	22.14	2.12	WCS 30-S	34	50	40	3	3	24	20	54.18	9	19.38	24.38	2.12

1 SINGLE & 1 TANDEM COMPRESSOR



2 TANDEM COMPRESSOR



9.5 ANEXO E. COTIZACIONES DE AISLAMIENTOS Y EQUIPOS INSTALADOS

1. OFERTA ECONOMICA

Alternativa No. 1 Placas en Lana Mineral de Roca sin recubrimiento

Descripcion	Cantidad	Vr. Unitario	Vr. Total
Placa Térmica Rígida densidad 80 Kg/m ³ 0.61m x 1.22m x 1.0"	1	9.525	9.525
Placa Térmica Rígida densidad 80 Kg/m ³ 0.61m x 1.22m x 1.5"	1	12.271	12.271
Placa Térmica Rígida densidad 80 Kg/m ³ 0.61m x 1.22m x 2.0"	1	15.754	15.754
Placa Térmica Rígida densidad 80 Kg/m ³ 0.61m x 1.22m x 2.5"	1	19.537	19.537
Placa Térmica Rígida densidad 80 Kg/m ³ 0.61m x 1.22m x 3.0"	1	21.015	21.015
Placa Térmica Rígida densidad 80 Kg/m ³ 0.61m x 1.22m x 3.5"	1	24.107	24.107
Placa Térmica Rígida densidad 80 Kg/m ³ 0.61m x 1.22m x 4.0"	1	28.168	28.168
Total oferta			130.377

Alternativa No. 2 Placas en Poliuretano sin recubrimiento.

Descripcion	Cantidad	Vr. Unitario	Vr. Total
Placa Poliuretano 1.0" 1.22m x 2.44m	1	37.726	37.726
Placa Poliuretano 1.5" 1.22m x 2.44m	1	53.600	53.600
Placa Poliuretano 2.0" 1.22m x 2.44m	1	69.474	69.474
Placa Poliuretano 2.5" 1.22m x 2.44m	1	85.348	85.348
Placa Poliuretano 3.0" 1.22m x 2.44m	1	101.222	101.222
Placa Poliuretano 3.5" 1.22m x 2.44m	1	117.096	117.096
Placa Poliuretano 4.0" 1.22m x 2.44m	1	132.970	132.970
Total oferta			597.436

VALOR EQUIPO:

Electro bomba monoblock 15H-2.0MW	\$	638.000
TOTAL	\$	638.000

Mas 16% IVA

The following will detail our quote FOB plant, Easley SC;				
MODEL	QTY	DESCRIPTION	PRICE	NET TOTAL
CFFWA04-1-U	14	1 Ton Universal Mount Ductless	\$ 579,33	\$ 8.110,62
		■ 208/230/1		
		■ Hydronic H/C Fan Coil		
		■ Requires a 1/2" Water Valve or Circulator		
		<input type="checkbox"/>		
CFFWA06-1-U	5	1.5 Ton Universal Mount Ductless	\$ 635,15	\$ 3.175,75
		■ 208/230/1		
		■ Hydronic H/C Fan Coil		
		■ Requires a 1/2" Water Valve or Circulator		
		<input type="checkbox"/>		
			TOTAL =	\$ 11.286,37

CHILLER SCROLL CONDENSADO POR AGUA DE RIO, MARCA: DUNHAM BUSH

1 Chiller Condensado por Agua dulce (agua de rio) Mod: WCS20-6SP \$25.036,92

SCROLL COMPRESSOR (2)

• Manufacturer DBM

Descripciones Minimias:

• Base Price (R-407c Unit, Voltage: 208V/3/60) Refrigerant: R-407c

• Controlador electromecánico - STD

• Capacity (Tons): 21.8, Input power (kW): 17.2, RLA (A): 28

• Evaporator: Fluid flow (USgpm): 4.5, EFT (°F): 54.00, LFT (°F): 44.00
Pressure drop (psi): 6.9, Fouling factor(hr·ft·°F/Btu):0.00010, Fluid: Water

• Condenser: Fluid flow (USgpm): 64.5, EFT (°F): 85.0, LFT (°F): 95.0
Pressure drop (psi): 0.6, Fouling factor (hr·ft·°F/Btu): 0.00025, Fluid: Water

incluye los siguientes accesorios:

• WFS1:Water Flow Switch :NEMA1, min fluid & ambient 32°F (interruptor de flujo)

• RIS: Rubber in shear isolator (Cauchos Antivibratorios)