

**BALANCE DE EXERGIA DE UNA EMBARCACION FLUVIAL Y DE UN
PROTOTIPO EXPERIMENTAL DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE A ESCALA
DE LABORATORIO**

JOSE RAFAEL MACHACON TORRES

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR
FACULTAD DE INGENIERÍA
PROGRAMA DE INGENIERIA MECÁNICA Y MECATRÓNICA
CARTAGENA DE INDIAS
2012**

**BALANCE DE EXERGIA DE UNA EMBARCACION FLUVIAL Y DE UN
PROTOTIPO EXPERIMENTAL DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE A ESCALA
DE LABORATORIO**

JOSE RAFAEL MACHACON TORRES

Trabajo 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 INGENIERIA MECÁNICA Y MECATRÓNICA
CARTAGENA DE INDIAS
2012**

Cartagena de indias D.T. y C.13 de Febrero de 2012

Señores

COMITÉ CURRICULAR
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR
Facultad de Ingenierías
Cartagena

Estimados Señores

Luego de revisar el trabajo de grado “**Balance de exergia de una embarcación fluvial y de un prototipo experimental de acondicionamiento de aire a escala de laboratorio**” del estudiante José Rafael Machacón Torres; 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 Ingeniero Mecánico.

Cordialmente,

Juan Gabriel Fajardo Cuadro
Director de proyecto

DEDICATORIA

Dedico este gran logro a mí DIOS y a mi familia, mi mama Diana Torres, mi papa José Machacón por ser los pilares que me sostuvieron durante toda esta ardua labor, a mi Abuela Flor Cuervo por ser mi guía espiritual y moral, y en especial a mi Tío José Torres quien me brindo la oportunidad de estudiar en esta maravillosa universidad.

AGRADECIMIENTOS

- A mi DIOS por permitirme culminar satisfactoriamente esta meta y continuar adelante para ser un excelente profesional y ser humano.
- Mi familia por todo su respaldo y confianza que me brindaron.
- M.E. Bienvenido Sarria López Ph.D, por brindarme la oportunidad de pertenecer al Grupo EOLITO, y el apoyo y asesoría brindada.
- M.E. Juan Fajardo Cuadro, M.Eng, Ph.D(c) por ser mi tutor, guía y amigo que me permitió realizar este trabajo de grado, colaborándome arduamente en todo el proceso investigativo y quien me animo a culminar esta meta.
- Agradecimientos al M.E. Carlos Rodríguez Jaraba, M.Eng (c) por sus consejos y valiosos conocimiento impartidos para la realización de este trabajo de grado.
- M.E. Justo Ramos Madrid M.B.A, que en paz descansa, por ser mi primer tutor y guía al momento de iniciar esta carrera.
- A mis amigos que estuvieron apoyándome para llegar al final de este logro; Juan Carlos López, Greicy Barrios Heredia, Daniel Yabrudy, Adrian Nájera, Vanessa Nájera, María Carolina Frago Ramos, Juan Manuel Guerreo Estrada, Marcel Franco Bonfante, Manuel Figueredo Cano, Anibal Martínez, Jesús David Garavito y en especial a esta maravillosa mujer Yuranis Esther Paternina Díaz, a quien le agradezco por haberse convertido en el complemento de mi vida y me decía, da lo mejor de ti.
- A Cotecmar por la oportunidad de realizar mi pasantía en sus instalaciones y brindarme la información requerida para el proyecto de investigación.

RESUMEN

El presente trabajo de grado hace parte del proyecto 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 Mecatrónica de la Universidad Tecnológica de Bolívar.

El sistema de acondicionamiento de aire de las embarcaciones tipo nodriza fluvial construidas por COTECMAR, representa un gran consumidor de la energía total requerida por la embarcación, por lo tanto es necesario cuantificar la cantidad de la energía consumida por el sistema de acondicionamiento de aire e identificar los puntos más críticos donde se degradada la misma. Para lo anterior es necesario realizar un análisis Exergetico del sistema de acondicionamiento de aire del buque tipo nodriza fluvial, y mediante este análisis validar una metodología de cálculo exegético orientado a embarcaciones marítimas y establecerla en un documento por escrito tipo paper, para convertirlo en una recomendación que permita cuantificar la energía consumida por estos navíos.

TABLA DE CONTENIDO

LISTA DE FIGURAS	6
LISTA DE TABLAS	7
INTRODUCCION	8
OBJETIVO GENERAL.....	9
OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	10
CAPITULO I.....	11
1. ESTADO DEL ARTE.....	11
1.1 JUSTIFICACION DE LA INVESTIGACION	13
1.2 CONCEPTOS BASICOS DE EXERGIA	14
CAPITULO II.....	18
2. BALANCE ENERGÉTICO DEL BUQUE TIPO NODRIZA FLUVIAL VII	18
2.1 CONDICIONES DE DISEÑO	20
2.2 ECUACIONES Y CONSIDERACIONES FUNDAMENTALES PARA EL CALCULO DE LA CARGA TERMICA.....	22
2.3 PROCEDIMINETO PARA DETERMINAR LA CARGA DE ENFRIAMIENTO DEL PROTOTIPO EXPERIMENTAL DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE	25
CAPITULO III.....	31
3. BALANCE DE EXERGIA DEL BUQUE TIPO NODRIZA FLUVIAL VII	31
3.1 GANANCIA DE EXERGIA DEBIDO A LA CARGA DE ENFRIAMIENTO	32
3.2 GANANCIA DE EXERGIA POR INFILTRACION O VENTILACION	33
3.3 GANANCIA DE EXERGIA A TRAVÉS DE PAREDES, TECHOS Y PISOS .	33
3.4 GANANCIA DE EXERGIA POR MEDIO DE OCUPANTES, EQUIPOS MENORES, EQUIPOS DE POTENCIA Y LUCES	34
3.5 GANANCIA DE EXERGIA DEBIDO A LA INCIDENCIA DEL SOL.....	34
3.6 GANANCIA DE EXERGIA DEBIDO AL CONSUMO ELÉCTRICO DEL FAN COIL, BOMBA Y CHILLER DE ENFRIAMIENTO	35

3.7 RESUMEN DE LOS CÁLCULOS DE LAS DIFERENTES GANANCIAS DE EXERGIA EN EL BUQUE TIPO NODRIZA FLUVIAL VII	35
CAPITULO IV	41
4. MEDICIONES EN EL BUQUE SENEN ALBERTO ARAUJO	41
Figura 4-9. Temperatura promedio del aire vs hora (puente)	63
4.1 MODELO EXPERIMENTAL DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE	64
4.2 FUNCIONAMIENTO DEL PROTOTIPO EXPERIMENTAL DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE	68
4.3 PROCEDIMIENTO PARA EL DESARROLLO DE LA EXPERIMENTACIÓN EN EL PROTOTIPO DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE	69
CAPITULO V	70
5. METODOLOGIA EXPERIMENTAL	70
5.1 CALIBRACIÓN DE LAS TERMOCUPLAS:	71
5.2 CALIBRACIÓN DE LOS SENSORES DE CALOR:	72
5.3 CALIBRACIÓN DEL SENSOR DE FLUJO DE AIRE:	73
5.4 CALIBRACIÓN DEL SENSOR DE HUMEDAD RELATIVA:	74
5.5 DISEÑO DE EXPERIMENTOS	75
5.6 UBICACIÓN DE LOS SENSORES	76
5.7 ANALISIS DE INCERTIDUMBRE	79
CAPITULO VI	81
6. FORMULACIÓN MATEMÁTICA PARA EL CÁLCULO DEL POTENCIAL DE ENERGÍA PERDIDA EN EL PROTOTIPO EXPERIMENTAL DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE	81
CAPITULO VII	83
7. ANALISIS DE LOS RESULTADOS	83
De la figura 7-3, se puede concluir que la prueba evaluada a 4000 W con una temperatura de Set Point en 20°C y con velocidad del ventilador HIGH, se observa que la temperatura al interior del local se estabiliza después de 10 min, en una temperatura promedio de 27 °C, esto significa que aunque fue evaluado con una carga térmica superior a la de placa, el sistema se encuentra operando en las condiciones de funcionamiento.	85
CONCLUSION	93
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS	95
ANEXOS (TABLAS)	97

LISTA DE FIGURAS

Figura 2-1. Balance de Energía para un Buque tipo Nodriza Fluvial.....	19
Figura 2-2. Variación porcentual de la carga de enfriamiento por local	29
Figura 3-1. Variación porcentual de la eficiencia exergetica por local.....	39
Figura 3-2. Ganancias de exergía para el local Centro de operaciones tácticas..	40
Figura 5-1. Termocupla Superficial Tipo K.....	71
Figura 5-2. Termocupla Calor Tipo Omega	72
Figura 5-3. Sensor Flujo de Aire	73
Figura 5-4. Sensor Humedad Relativa	74
Figura 7-1. Relación de la temperatura del aire evaluado a 20°C y las variaciones de velocidades del ventilador	86
Figura 7-2. Relación de la temperatura del aire evaluado a 22°C y las variaciones de velocidades del ventilador	87
Figura 7-3. Relación de la temperatura del aire evaluado a 24°C y las variaciones de velocidades del ventilador	88
Figura 7-4. Curvas de Carga de Enfriamiento	89
Figura 7-5. Curvas de exergia (20°C – LOW)	90
Figura 7-6. Curvas de exergia (22°C – HIGH).....	91
Figura 7-7. Curva de exergia (24°C – LOW).....	92
Figura 7-8. Prototipo experimental de A.A	¡Error! Marcador no definido.
Figura 7-9. Vista lateral prototipo experimental de A.A...¡Error! Marcador no definido.	
Figura 7-10. Montaje del Modelo Experimental sobre la base	¡Error! Marcador no definido.
Figura 7-11. Vista interior del prototipo experimental de A.A.....	65
Figura 7-12. Imagen Actual del prototipo experimental de A.A.... ¡Error! Marcador no definido.	
Figura 7-13. Modulo de Adquisición de datos y tablero de operación del banco de resistencias.	66

Figura 7-14. Banco de resistencias.....	66
Figura 7-15. Equipo de acondicionamiento de Aire.....	67

LISTA DE TABLAS

Tabla 2-15. Carga de Enfriamiento Requerida por local.....	28
Tabla 3-1 Ecuaciones Fundamentales para el análisis exergetico.....	36
Tabla 3-2 Exergía destruida por local.....	38
Tabla 6-1 Balance de Exergía para el modelo experimental de A.A.....	82
Tabla 7-1. Cociente de potencia térmico (EER) para 20°C - LOW.....	90
Tabla 7-2. Cociente de potencia térmico para 22°C - HIGH.....	91
Tabla 7-3. Cociente de potencia térmico para 24°C - LOW.....	92
Tabla 2-2. CLTD para paredes expuestas al sol.....	97
Tabla 2-3. Corrección del CLDT por latitud y mes de diseño.....	98
Tabla 2-4. CLTD para techos.....	98
Tabla 2-5. Diferencial de temperatura.....	99
por carga de enfriamiento.....	99
Tabla 2-6. Coeficiente global de transferencia de calor para vidrios.....	100
Tabla 2-7. Coeficiente de sombreado para vidrios.....	101
Tabla 2-8. Factor de ganancia de calor.....	102
Tabla 2-9. Factor de carga de enfriamiento para vidrios sin sombra.....	102
Tabla 2-10. Factor de carga de enfriamiento para vidrios con sombra.....	103
Tabla 2-11. Ganancia de calor típica de los motores eléctricos.....	104
Tabla 2-12. Ganancia de calor sensible y latente por personas.....	105
Tabla 2-13. Carga de enfriamiento para calor sensible por personas.....	106
Tabla 2-14. Caudal de infiltración o ventilación para puertas en una fachada o en dos fachadas.....	106

INTRODUCCION

Los sistemas de acondicionamiento de aire tienen un intensivo consumo energético, lo cual se ve reflejado principalmente en los altos requerimientos de energía eléctrica, por esto es necesario establecer principios y estrategias que conduzcan al ahorro energético y al uso eficiente de la energía con un fuerte carácter de sustentabilidad. Por lo tanto, este proyecto busca orientar a la Corporación hacia el diseño óptimo de embarcaciones mediante la implementación de unas recomendaciones, en las cuales se establezcan una metodología de cálculo que permitan cuantificar la degradación de la energía por el sistema de acondicionamiento de aire y se establezcan planes de gestión integral de la energía con el fin de contribuir al uso racional de la energía y lograr satisfacer las necesidades de la Armada Nacional y del mercado nacional e internacional.

Al realizar un estudio exergetico del sistema de acondicionamiento de aire de las embarcaciones tipo nodriza fluvial construidas por COTECMAR, se busca establecer una metodología de análisis que permita cuantificar la cantidad de energía degradada en estas embarcaciones y reducir el consumo de energía por parte de estos sistemas. El objetivo de una optimización termodinámica es minimizar las ineficiencias, mientras que el objetivo de la optimización termoeconomica es estimar los valores óptimos de los costos de las ineficiencias.

OBJETIVO GENERAL

Realizar un análisis exergetico 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.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- ▶ Realizar el balance exergetico del buque tipo nodriza fluvial VII
- ▶ Calcular el potencial de energía perdida (exergía destruida) del local más crítico del buque tipo nodriza fluvial VII (COT) empleado el modelo experimental a escala de laboratorio.
- ▶ Generar un software de cálculo de exergía para el modelo experimental de acondicionamiento de aire.

CAPITULO I

1. ESTADO DEL ARTE

Uno de los grandes retos que tiene el sector de la ingeniería hoy día es diseñar sistemas energéticos más eficientes y agradables con el medio ambiente. Para ello, se parte de los principios básicos de la termoeconomía, disciplina que permite asignar costos a las ineficiencias de un sistema, a partir de normas y recomendaciones medioambientales que permitan garantizar la distribución de bienes y servicios a la sociedad de forma equitativa, para no tener que comprometer el consumo de las futuras generaciones.

La Termoeconomía es una disciplina que combina el análisis termodinámico y económico para el sistema térmico. En la optimización termoeconómica, el objetivo es reducir al mínimo el costo de energía por unidad del producto, para maximizar el ciclo de vida del sistema.

EL análisis de la exergía de sistemas térmicos es una poderosa herramienta para evaluar el grado de rendimiento y localizar irreversibilidades. Esta se convierte en una herramienta de gran importancia, debido a que relaciona el concepto de la eficiencia de la energía con el desarrollo sostenible de las edificaciones o construcciones. **[1]**.

Por esta razón en este trabajo de grado se desarrolla un análisis exergetico de todo el sistema de refrigeración de un buque tipo nodriza fluvial para identificar los equipos termodinámicamente ineficientes y los puntos críticos que generan estas condiciones. Por medio de la exergía, se puede determinar de forma cuantitativa el valor termodinámico de cualquier recurso, proponiendo estrategias para su ahorro y uso eficiente.

El potencial de trabajo de la energía contenida en un sistema, es el trabajo máximo útil que pueden ser obtenidos del sistema. Esta propiedad depende del estado del ambiente como del estado del sistema. Por lo tanto la exergía es una propiedad combinada. Dado que el valor de la exergía de un sistema o de flujo depende del estado tanto del sistema o el flujo y una referencia del medio ambiente, un entorno de referencia debe ser especificado antes de la realización de un análisis de exergía.

El medio ambiente es a menudo modelado como un entorno de referencia similar para el medio ambiente real en que un sistema o flujo existe. Esta capacidad de personalizar el entorno de referencia para que coincida con el medio ambiente local real es a menudo una ventaja del análisis de exergía.

En concreto, el análisis de exergía es un método eficaz y una herramienta para:

- La combinación y la aplicación de la conservación de la masa u la conservación de la energía, juntos con los análisis de sistemas energéticos. Mejorar la eficiencia de uso de los recursos energéticos.
- Revelar o no y en qué medida es posible diseñar más eficientemente los sistemas existentes.

- Identificar si un sistema, contribuye o logra el desarrollo sostenible o insostenible.

El concepto de la exergía hasta el momento ha sido aplicado a construcciones o edificaciones relativamente por pocas investigaciones. Por ejemplo el concepto ha sido aplicado para el análisis de los sistemas de calefacción, sistemas de bomba de calor y para almacenamiento de energía térmica.

El método del análisis de la exergía para construcciones y sistemas de acondicionamiento de aire, calefacción y ventilación (HAVC) se encuentra basado en un modelo donde los flujos de energía se desarrollan a partir de la demanda energética del edificio hacia el lado de la oferta de la energía.

1.1 JUSTIFICACION DE LA INVESTIGACION

Realizar un estudio exergetico del sistema de acondicionamiento de aire de las embarcaciones tipo nodriza fluvial construidas por COTECMAR, para establecer una metodología de análisis que permita cuantificar la cantidad de energía degradada en estas embarcaciones y reducir el consumo de energía por parte de estos sistemas. El objetivo de una optimización termodinámica es minimizar las ineficiencias, mientras que el objetivo de la optimización termoeconomica es estimar los valores óptimos de los costos de las ineficiencias. Los sistemas de acondicionamiento de aire tienen un intensivo consumo energético, lo cual se ve reflejado principalmente en los altos requerimientos de energía eléctrica, por esto es necesario establecer principios y estrategias que conduzcan al ahorro energético y al uso eficiente de la energía con un fuerte carácter de sustentabilidad.

El ahorro energético es, en cierta forma, un concepto económico que está asociado al concepto tiempo y a su vez, a la calidad de la energía requerida por los equipos. Un equipo consume tanta energía dependiendo de la cantidad de tiempo que funcione o de cómo sea la calidad de la energía con que el equipo que esté operando. Energéticamente cuesta más dinero si el equipo funciona largas jornadas, o si no se están utilizando los recursos de la manera más eficiente posible, en este sentido, el ahorro debe ser una preocupación del usuario del equipo, es decir, del consumidor energético, el cual debe tener también la adecuada sensibilidad frente a la conservación y uso racional de la energía, para que de esta forma se contribuya al cuidado y preservación del medio ambiente.

1.2 CONCEPTOS BASICOS DE EXERGIA

Un Análisis Exegético identifica los componentes del sistema con mayores ineficiencias termodinámicas y los procesos que las causan. Como herramienta de diagnóstico la termoeconomía se puede utilizar para determinar la presencia de anomalías, su ubicación y posibles causas. Para esto se requiere un sistema de monitoreo y hardware de adquisición de datos para evaluar el sistema de acondicionamiento de aire de un prototipo a escala de laboratorio de un local del buque Tipo Nodriza Fluvial VII.

La necesidad de analizar de forma rápida y efectiva el comportamiento de sistemas utilizados en la industria del aire acondicionado y la refrigeración han convertido los métodos de simulación en una herramienta de mucha popularidad en estos tiempos.

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 agua helada a la salida del evaporador para la climatización de locales y el agua caliente a la salida del recuperador para el calentamiento de agua sanitaria.

La termoeconomía se puede utilizar como una herramienta para el diseño y optimización de sistemas, para el análisis y diagnóstico de sistemas existentes, como herramienta para la evaluación costo beneficio de acciones de mantenimiento o mejoramiento, como herramienta para el cálculo y asignación de costos en sistemas energéticos complejos [2].

La exergía es una propiedad que permite determinar la 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 éste 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. [3].

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

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

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:

$$X_{calor} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q \quad (1.1)$$

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 decremента. 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.

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:

$$X_{trabajo} = W - W_{alr} \text{ (para trabajo de frontera)} \quad (1.2.)$$

$$X_{trabajo} = W \text{ (para otras formas de trabajo)} \quad (1.3)$$

Donde $W_{atr} = P_0(V_2 - V_1)$, P_0 es la presión atmosférica, y V_1 y V_2 son los volúmenes iniciales y finales del sistema.

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 $m\Psi$, donde:

$$\Psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{v^2}{2} + gz \quad (1.4)$$

La transferencia de exergía que dada por:

$$X_{masa} = m\Psi \quad (1.5)$$

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:

$$X_{dest} = T_0 S_{gen} \geq 0 \quad (1.6)$$

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

El principio de disminución de 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

CAPITULO II

2. BALANCE ENERGÉTICO DEL BUQUE TIPO NODRIZA FLUVIAL VII

Para el cálculo del balance energético del buque, se basó en el modelo de balance de energía en las construcciones, el cual se centra en balancear la transferencia de calor por zona y por superficie.

El balance energético de las construcciones por zona es un modelo de no equilibrio geométrico con el nodo de aire por zona, lo que representa la capacidad termina del volumen requerido por la construcción. [4]

En la figura 2-1, se pueden identificar las diferentes formas de ganancias de calor que intervienen en el método de cálculo de la carga térmica requerida por el buque tipo nodriza fluvial.

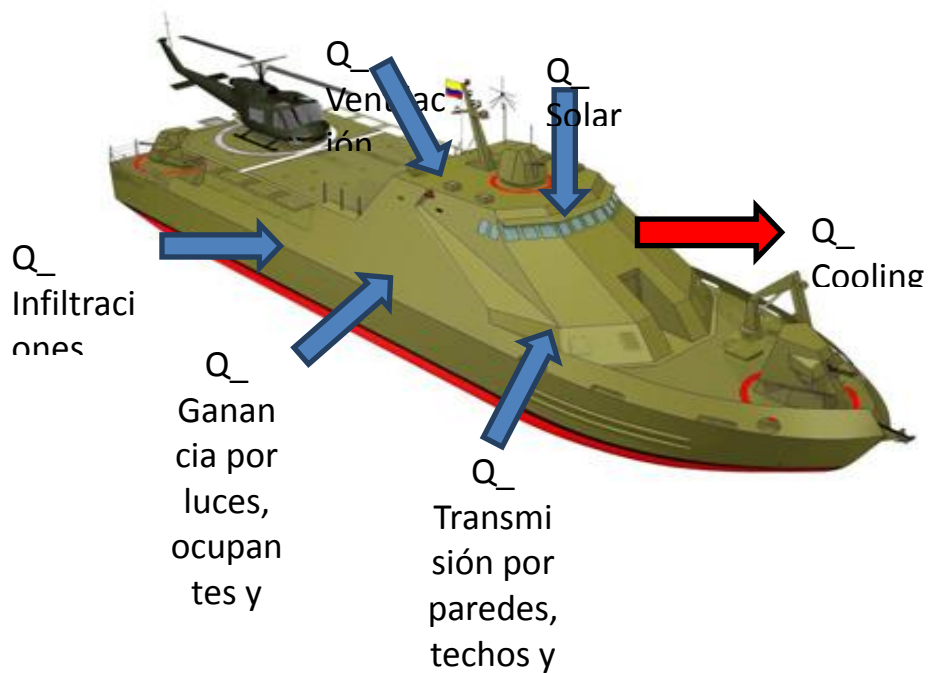


Figura 2-1. Balance de Energía para un Buque tipo Nodriza Fluvial

La ecuación fundamental empleada para el balance de energía, es la siguiente:

$$\frac{\Delta Q_{aire}}{dt} = Q_{heating} - Q_{cooling} + Q_{inf} + Q_{vent} + Q_{tran} + Q_{gain} + Q_{sol} \quad (2.1)$$

donde;

$\frac{\Delta Q_{aire}}{dt}$ = es el cambio de la energía 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 este energía es asumida como cero.

$Q_{heating}, Q_{cooling}$ = son las energías 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 $Q_{heating} = 0$

Q_{inf}, Q_{vent} = son las energías 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 Q_{inf}, Q_{vent} es igual a cero.

Q_{tran} = es energía térmica ganada por la transmisión de calor a través de las paredes, techos y pisos.

Q_{gain} = es la energía térmica ganada por el efecto de las luces, ocupantes, electrodomésticos (equipos menores) y equipos de potencia.

Q_{sol} = son las energías térmicas ganadas debidas al sol, es decir las ganancias solares absorbidas en las superficies interiores de todas las ventanas.

2.1 CONDICIONES DE DISEÑO

Las condiciones de diseño, son los parámetros del buque y condiciones climáticas, que se toman para el cálculo de la carga térmica. Este estudio se realizo dadas las siguientes condiciones:

Temperatura Exterior: 95 °F (35°C)

Humedad relativa (80.3%)

Temperatura Interior de Diseño: 75.2°F (24°C)

Humedad relativa interna: 50%

Variación de la temperatura diaria exterior: 21 °F

Mes de Diseño: Julio

Hora de diseño: 14Horas

Latitud: 10°20'33.15"N

Longitud: 75°30'12.39"O

Los anteriores datos fueron suministrados por:

Instituto de Hidrología y Estudios Ambientales (IDEAM)

Nota: Para el recalcu de la carga térmica de la embarcación fluvial nodriza VII, se empleo información suministrada a través de la investigación 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 de Lorena Aguádelo y Juan Jacob Silva[5].

2.2 ECUACIONES Y CONSIDERACIONES FUNDAMENTALES PARA EL CALCULO DE LA CARGA TERMICA

La metodología de cálculo de carga térmica empleada fue la CLDT/SCL/CLF [6] para sistemas de aire acondicionado, de donde se obtuvieron todas las diferentes formas de ganancias de calor, que intervienen en el buque. Las ecuaciones fundamentales se pueden observar en la tabla 2-1.

Tabla 2-1. Ecuaciones fundamentales y criterios para el cálculo de la carga térmica

TIPO DE CARGA	ECUACIÓN	Criterios	FUENTES
Transmisión por paredes y techos	$q_{tran,paredes,i} = U * A * CLTD_c$ <p>CLTD = diferencia de temperatura para la carga de enfriamiento según el grupo al que pertenece la pared LM = corrección de acuerdo a la latitud y el mes de diseño seleccionado K = corrección por color $CLTD_c = [(CLTD + LM) k + (78 - Tr) + (To - 85)]$</p>	<p>Usar el valor de K = 0.65 para paredes de colores claros; k = 0.83 para paredes de color medio (azul, verde, rojo claro, café claro, madera sin pintar, concreto color natural), k = 1 para colores oscuros (azul oscuro, rojo oscuro, café, verde).</p> <p>En la tabla 2-2, se encuentran CLTD para paredes expuestas al sol, en la tabla 2-3, se encuentra la corrección del CLTD por latitud y mes de diseño, y en la tabla 2-4, se encuentran los CLTD para techos.</p>	ASHRAE (1989) Fundamentals Handbooks

Vidrio	$q_{conduccion} = U * A * CLTD_c$ $q_{radiacion} = U * SC * SHGF * CLF$ <p>SC = Coeficiente de sombreado para vidrio SHGF = Factor de ganancia de calor para vidrios CLF = factor de carga de enfriamiento para vidrios</p>	<p>En la tabla 2-5 se encuentran el diferencial de temperatura por carga de enfriamiento por conducción a través de vidrios, en la tabla 2-6 se encuentran el coeficiente global de transferencia de calor para vidrios, y en la tabla 2-7 se encuentran el coeficiente de sombreado para vidrio. En la tabla 2-8 se encuentra el factor de ganancia de calor solar SHG. En la tabla 2-9, se encuentra el factor de carga de enfriamiento para vidrios sin sombreado interior. En la tabla 2-10, se encuentra el factor de carga de enfriamiento para vidrios con sombreado interior.</p>	<p>ASHRAE (1989) Fundamentals Handbooks</p>
Iluminación	$q_{ilumina} = 3.41 * W * CLF * Full * Fsa$ $Full = \frac{W_{instalado}}{W_{usado}} = \frac{64}{64} = 1$ <p>Fsa = factor especial de iluminación que depende del tipo de iluminación y balastro. CLF = factor de carga de enfriamiento dependiendo del # de horas encendida.</p>	<p>El CLF = 1.0, cuando el equipo de A. A se encuentra operando solo cuando las luces están encendidas. También es 1,0 cuando las luces permanecen encendidas durante más de 16 horas. Fsa = El factor especial de iluminación para instalación de dos lámparas fluorescentes desde 0,94 para lámparas T8 con balastro electrónico hasta 1,21 para lámparas T12 ahorradoras de energía con un balastro electromagnético estándar. Instalación de alta intensidad de descarga, pueden tener un factor especial de iluminación que varía de 1.07 a 1.44, dependiendo del vatiaje de la lámpara y de la cantidad de lámparas por instalación, y deben ser tratados individualmente.</p>	<p>ASHRAE (1989) Fundamentals Handbooks</p>
Equipos de potencia	$q_{motor} = 2545 * \left(\frac{P}{E_M}\right) * F_{UM} * F_{LM}$ <p>P = potencia nominal del motor en HP E_M = eficiencia del motor menor a 1.0 F_{UM} = factor de uso.</p>	<p>El factor de uso se emplea solo cuando se conoce que el motor será usado de forma intermitente durante un tiempo significativo de operación.</p>	<p>ASHRAE (1989) Fundamentals Handbooks</p>
Equipos menores	$q_{sensible} = q_{entrada} * F_U * F_R$ <p>F_U = factor de uso F_R = factor de radiación</p>	<p>En la tabla 2-11 se encuentra la ganancia de calor típica de los motores eléctricos.</p>	<p>ASHRAE (1989) Fundamentals Handbooks</p>
Personas	$q_{sensible} = G_{sp} * N * CLF$ $q_{latente} = G_{lp} * N$ <p>G_{sp}, S_{lp} = ganancia de calor sensible y latente. CLF = factor de carga de enfriamiento para personas</p>	<p>En la tabla 2-12 se encuentra la ganancia de calor sensible y latente por personas. En la tabla 2-13 se encuentra el factor de carga de enfriamiento para calor sensible por personas.</p>	<p>ASHRAE (1989) Fundamentals Handbooks</p>

Infiltración Puertas	$q_s = 1.1 * CFM * \Delta T$ $q_l = 4840 * CFM * \Delta W$ <p>$\Delta T = \text{diferencia de temp.} = TempExte - TempInterior (^{\circ}F)$</p> <p>$\Delta W = \text{diferencia de humedades especifica en } \frac{lb \text{ de vapor de agua}}{lb \text{ de aire seco}}$</p> <p>Los valores de W se obtienen de la carga psicrométrica</p> <p>$CFM = \text{caudal de infiltración o ventilación en } \frac{ft^3}{min}$</p>	<p>En la tabla 1-14, se encuentran los valores de caudal de infiltraciones o ventilación.</p>	<p>ASHRAE (1989) Fundamentals Handbooks</p>
-----------------------------	---	---	---

2.3 PROCEDIMIENTO PARA DETERMINAR LA CARGA DE ENFRIAMIENTO DEL PROTOTIPO EXPERIMENTAL DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

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 Trame Corporación basada en las curvas del serpentín de enfriamiento.

Determinar las condiciones del aire a la entrada del serpentín.

100% recirculado – 100% aire exterior – Mezcla de aire.

1. Trazar la línea de relación de calor sensible (SHR) del sistema
2. Determinar las condiciones del aire a la salida del serpentín usando las curvas del serpentín
3. Calcular la cantidad específica de aire necesaria para satisfacer las ganancias de calor del espacio mediante la ecuación

$$Cfm_{suministro} = \frac{Q_{sensible}}{1.085 * (TBS_{espacio} - TBS_{suministro})} \quad (2.2)$$

4. Determinar la carga total de enfriamiento mediante la ecuación

$$Cargadeenfriamiento = 4.5 * Cfm_{suministro} * (h_1 - h_2) \quad (2.3)$$

Las ecuaciones para el cálculo de la carga de enfriamiento, fueron tomadas de *Fundamentals ASHRAE 1989*, Metodología de cálculo de carga térmica CLDT/SCL/CLF para sistemas de aire acondicionado.

Relación de calor sensible

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

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

$$Relacion\ de\ Calor\ Sensible = \frac{Calor\ Sensible}{Calor\ Sensible + Calor\ Latente} \quad (2.4)$$

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

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

$$Cfm_{suministro} = \frac{Q_{sensible}}{1.085 * (TBS_{espacio} - TBS_{suministro})} \quad (2.5)$$

donde,

$TBS_{esp} = \text{Temperatura de bulbo seco del espacio, } ^\circ\text{F}$

$TBS_{sum} = \text{Temperatura de bulbo seco de suministro, } ^\circ\text{F}$

TBS_{sum}= Temperatura de Bulbo seco de suministro, °F.

El valor de 1,085 no es un valor constante, es el producto de la densidad de aire, por su calor específico y el factor de conversión de 60 minutos por hora. Estas propiedades de aire están dadas a condiciones estándar (aire seco 69.5 °F de bulbo seco a nivel del mar); a otras condiciones y elevación producirá un cambio de este factor.

Densidad = 0.075 lb/ft³

Calor específico = 0.24 Btu/lb°F

0.075 x 0.24 x 60 min/hr = 1.085

Carga Total del Equipo

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

$$CargadeEnfriamiento \left(\frac{Btu}{hr} \right) = 4.5 * Cfm_{suministro} * (h_1 - h_2) \quad (2.6)$$

donde,

Aire de suministro en cfm.

h_1 = Es la entalpía del aire de entrada, Btu/lb.

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


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

Densidad del aire = 0.075 lb/ft³

0.075 x 60 min/hr = 4.5

2.4 RESUMEN DE LOS CÁLCULOS DE LAS DIFERENTES GANANCIAS DE CALOR EN EL BUQUE TIPO NODRIZA FLUVIAL VII

Tabla 2-15. Carga de Enfriamiento Requerida por local

	<i>Carga de Enfriamiento (BTU/hr)</i>	<i>Toneladas Refrigeración</i>
C.Oper Tact	5099,07	0,42
Cama ECF3	6640,46	0,55
Cama ECF2	12976,59	1,08
Cama ECF1	11655,27	0,97
Cama Trip3	10338,71	0,86
Cama Trip2	8304,56	0,69
Cama Trip1	5473,50	0,46
Cons Ing.	4136,78	0,34
Rancho	30274,91	2,52
Oficina 1-19	3122,60	0,26
C3I	3038,68	0,25
Enfermería	5316,42	0,44
Cama Comand	9680,42	0,81
Cama Comand 2	6498,53	0,54
Puente	27670,03	2,31
Buque Nod VII	150226,55	12,52

De la Tabla 2-15, se puede observar que la mayor ganancia de calor fue encontrada cuando el buque se encuentra en operación a las 14 horas, lo que nos indica que es en esa hora, cuando el sistema de refrigeración está sometido a su máxima condición de trabajo y es cuando se presenta el mayor consumo de energía por parte del sistema de acondicionamiento de aire. También se puede inferir que de todos los compartimientos, el local que mayor carga de enfriamiento requiere es el Rancho, con una carga de enfriamiento equivalente a 30274,91Btu/hr, o 2.52 TR (toneladas de refrigeración).

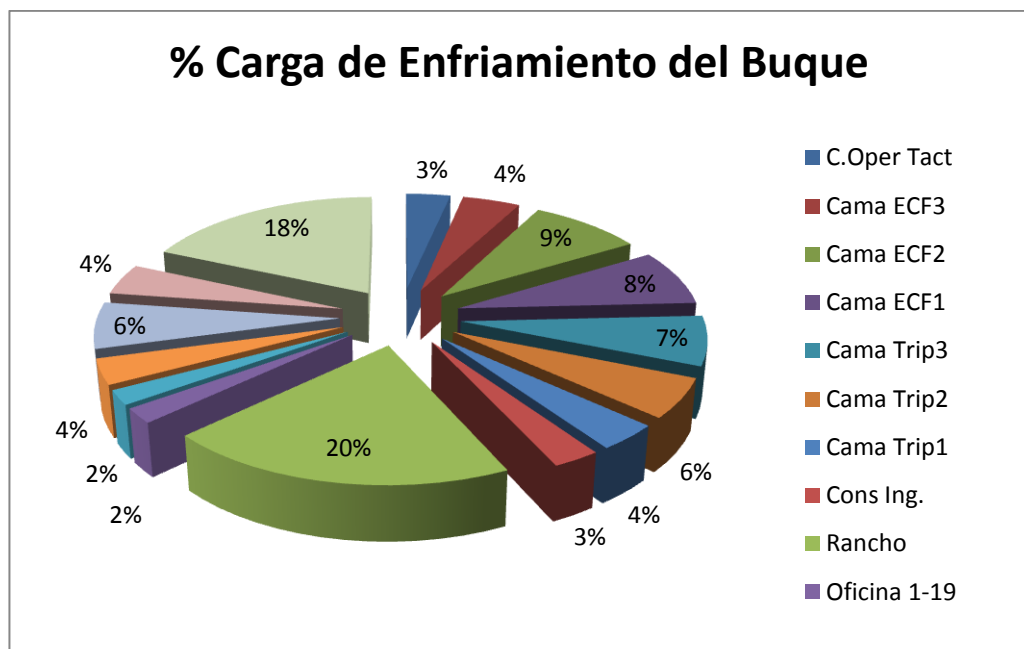


Figura 2-2. Variación porcentual de la carga de enfriamiento por local

En la Figura 2-2, se muestra la carga térmica requerida por cada uno de los compartimientos del buque, donde el local que mayor demanda presenta es el Rancho, el cual registro un 20 %, también se puede inferir que los locales que representan el 60% del consumo total de la energía del buque son: Rancho, El Puente, Camarote ECF2, Camarote ECF1, Camarote tripulación 3 y el camarote C3.

Mediante la Figura 2-3, se puede observar las diferentes ganancias de calor para el local **centro de operaciones tácticas**, el cual fue seleccionado como el local mas optimo para realizar las pruebas experimentales de laboratorio y el moldeamiento computacional debido a la configuración de los mamparos y la ubicación dentro del buque.

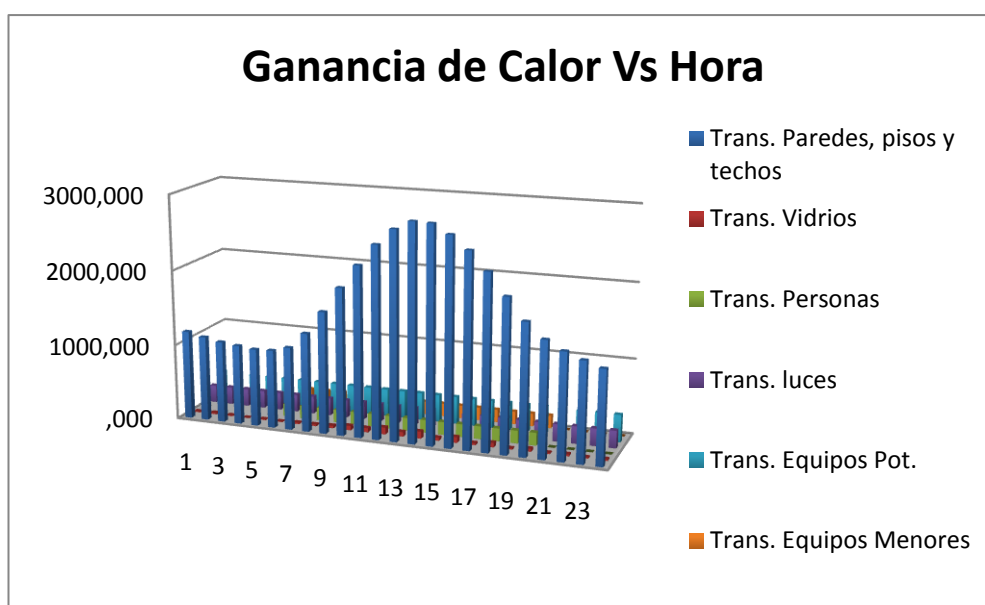


Figura 2-3. Ganancias de Calor para el local Centro de operaciones tácticas

De la figura 2-3 notamos la distribución de las diferentes ganancias de calor, lo cual nos permite deducir que la mayor ganancia de calor fue debido a la ganancia de calor a través de las paredes, techos y pisos, arrojando un valor de 2856.78 Btu/h. Que al ser comparado con la carga de refrigeración requerida por ese local, representa el 56% de la carga total requerida por el compartimiento.

CAPITULO III

3. BALANCE DE EXERGIA DEL BUQUE TIPO NODRIZA FLUVIAL VII

Para el cálculo del balance exegético, es necesario tener claro cada variable presente en el modelo energético de las construcciones. Para el cálculo del balance exegético del buque, se baso en el modelo de balance de exergía por zonas, propuesto por P. Sakulpipatsin (2010) [7].

La ecuación para el balance exegético está definida como:

$$\frac{\Delta X_{aire}}{dt} = X_{heating} - X_{cooling} + X_{inf} + X_{vent} + X_{tran} + X_{gain} + X_{elect} + X_{sol} - X_{dest}$$

o

$$X_{dest} = X_{tran} + X_{gain} + X_{elect} + X_{sol} - X_{cooling} \quad (3.1)$$

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 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_{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_{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_{sol} = son las exergias térmicas ganadas debidas al sol, es decir las ganancias solares absorbidas en las superficies interiores de todas las ventanas.

X_{elect} = son las exergias ganadas debidas al consumo eléctrico del fan coil, de la bomba y del chiller de enfriamiento.

3.1 GANANCIA DE EXERGIA DEBIDO A LA CARGA DE ENFRIAMIENTO

El cálculo de la ganancia de exergía por efecto del enfriamiento de los equipos se calcula así:

$$X_{cooling} = Q_{cooling} * \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \quad (3.2)$$

donde;

T_0 = temperatura ambiente a condiciones estandar de 25°C

T_i = temperatura promedio del aire al interior del local

$Q_{cooling}$ = carga de enfriamiento requerida en el local

$Q_{heating}$ = carga de calefaccion requerida en el local

3.2 GANANCIA DE EXERGIA POR INFILTRACION O VENTILACION

El cálculo de la ganancia de exergía por ventilación e infiltraciones se calcula así:

$$X_{inf} = Q_{inf} * \left(1 - \frac{T_0}{T_i - T_0} * \ln \left(\frac{T_i}{T_0} \right) \right) \quad (3.3)$$

$$X_{vent} = Q_{vent} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{vent,out} - T_{vent,int}} * \ln \left(\frac{T_{vent,out}}{T_{vent,int}} \right) \right) \quad (3.4)$$

donde;

T_0 = temperatura ambiente a condiciones estandar de 25°C

T_i = temperatura interior del local de 24°C

$T_{vent,out}$ = temperatura del aire de suministro en el exterior

$T_{vent,in}$ = temperatura del aire en el interior del local

Q_{inf} = carga debido a las infiltraciones en el local

Q_{vent} = carga debido por efecto de ventilacion en el local

3.3 GANANCIA DE EXERGIA A TRAVÉS DE PAREDES, TECHOS Y PISOS

El cálculo de la ganancia de exergía por a través de paredes, techos y pisos se calcula así:

$$X_{tran} = \sum_{i=1}^n X_{tran,i} = \sum_{i=1}^n \left(Q_{tran,i} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{surface,i}} \right) \right) \quad (3.5)$$

donde;

T_0 = temperatura ambiente a condiciones estandar de 25°C

$T_{surface,i}$ = temperatura superficial del lado interior de la pared

$Q_{tran,i}$ = carga debida a la transmisión de calor en paredes, o en techos, o en pisos

3.4 GANANCIA DE EXERGIA POR MEDIO DE OCUPANTES, EQUIPOS MENORES, EQUIPOS DE POTENCIA Y LUCES

El cálculo de la ganancia de exergía por efecto de los ocupantes, equipos menores y equipos de potencia se calcula así

$$X_{gain} = \sum_{i=1}^n X_{gain,i} = \sum_{i=1}^n \left(Q_{gain,i} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{source,i}} \right) \right) \quad (3.6)$$

donde;

T_0 = temperatura ambiente a condiciones estandar de 25°C

$T_{surface,i}$ = temperatura de la superficie analizada

$Q_{gain,i}$ = carga ter. debida a los efectos de los ocupantes, eq menores y eq. potencia y luces

3.5 GANANCIA DE EXERGIA DEBIDO A LA INCIDENCIA DEL SOL

El cálculo de la ganancia de exergía por efecto de la incidencia del sol se calcula así:

$$X_{sol} = Q_{sol} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{sun}} \right) \quad (3.7)$$

donde;

T_0 = temperatura ambiente a condiciones estandar de 25°C

$T_{sun} = 6000K$

$$Q_{sol} = \text{Carga termica a traves de los vidrios}$$

3.6 GANANCIA DE EXERGIA DEBIDO AL CONSUMO ELÉCTRICO DEL FAN COIL, BOMBA Y CHILLER DE ENFRIAMIENTO

El cálculo de la ganancia de exergía debido al consumo eléctrico de fan coil, la bomba y el chiller se calcula así:

$$X_{elect} \approx Q_{elect,local}$$

$$Q_{elect,local} = Q_{elect,fan\ coil} + \left(\frac{Q_{local}}{Q_{total}} * Q_{elect,bomba} \right) + \left(\frac{Q_{local}}{Q_{total}} * Q_{elect,chiller} \right) \quad (3.8)$$

$$Q_{elect,fan\ coil} = 169.62 \text{ Btu/hr}$$

$$Q_{elec_Bomba} = 5088.8 \text{ Btu/hr}$$

3.7 RESUMEN DE LOS CÁLCULOS DE LAS DIFERENTES GANANCIAS DE EXERGIA EN EL BUQUE TIPO NODRIZA FLUVIAL VII


En la Tabla 3-1, se encuentran las ecuaciones fundamentales empleadas para el análisis de la exergía, estos cálculos se efectuaron mediante el modelo de balance de exergía por zonas, propuesto por P. Sakulpipatsin.

Tabla 3-1 Ecuaciones Fundamentales para el análisis exergetico

TIPO DE EXERGIA DEBIDO A	ECUACIÓN	VARIABLES	FUENTES DE DATOS
Carga de enfriamiento	$X_{cooling} = Q_{cooling} * \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right)$	$T_0 = 25^{\circ}\text{C}$ $T_i = \text{temp. promd. aire al inteirior del local}$ $Q_{cooling} = \text{cargadeenfr}$	Energy and Building 42(2010) 90-90 Science Direct
Carga de infiltraciones	$X_{inf} = Q_{inf} * \left(1 - \frac{T_0}{T_i - T_0} * \ln\left(\frac{T_i}{T_0}\right)\right)$	$T_0 = 25^{\circ}\text{C}$ $T_i = \text{temp. interior}$ $Q_{inf} = \text{cargadeinfiltraciones}$	Energy and Building 42(2010) 90-90 Science Direct
Carga de ventilación	$X_{vent} = Q_{vent} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{vent,out} - T_{vent,int}} * \ln\left(\frac{T_{vent,out}}{T_{vent,int}}\right)\right)$	$T_0 = 25^{\circ}\text{C}$ $T_{vent,out} = \text{temp. delaire desuministro enel exterior dellocal}$ $T_{vent,int} = \text{temp. delaire enel interior dellocal}$ $Q_{inf} = \text{cargadeventilacion}$	Energy and Building 42(2010) 90-90 Science Direct
Carga de paredes, techos y pisos	$X_{tran} = \sum_{i=1}^n X_{tran,i} = \sum_{i=1}^n \left(Q_{tran,i} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{surface,i}}\right)\right)$	$T_0 = 25^{\circ}\text{C}$ $T_{surface,i} = \text{temperaturasuperficial}$ $Q_{tran,i} = \text{cargadebidoaparedes, techos, pisos}$	Energy and Building 42(2010) 90-90 Science Direct

Carga de ocupantes, equipos y luces	$X_{gain} = \sum_{i=1}^n X_{gain,i} = \sum_{i=1}^n \left(Q_{gain,i} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{source,i}} \right) \right)$	$T_0 = 25^{\circ}C$ $T_{surface,i} = \text{temperatura de la superficie analizada}$ $Q_{gain,i} = \text{carga debida a ocupantes, equipos y luces}$	Energy and Building 42(2010) 90-90 Science Direct
Carga de la incidencia del sol	$X_{sol} = Q_{sol} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{sun}} \right)$	$T_0 = 25^{\circ}C$ $T_{sun} = 6000K$ $Q_{sol} = \text{Carga termica a traves de los vidrios}$	Energy and Building 42(2010) 90-90 Science Direct
Carga del consumo eléctrico del fan coil, bomba y el chiller	$Q_{elect,local} = Q_{elect,fancoil} + \left(\frac{Q_{local}}{Q_{total}} * Q_{elect,bomba} \right) + \left(\frac{Q_{local}}{Q_{total}} * Q_{elect,chiller} \right)$	$Q_{elect,fancoil} = \text{consumo electrico del fancoil}$ $Q_{elect,bomba} = \text{consumo electrico de la bomba}$ $Q_{elect,chiller} = \text{consumo electrico del chiller de enfriamiento}$	Energy and Building 42(2010) 90-90 Science Direct

Tabla 3-2 Exergía destruida por local

	Xdest por local (Btu/hr)
C. Oper Tact	1349,05
Cama ECF3	2257,33
Cama ECF2	4410,47
Cama ECF1	4095,08
Cama Trip3	3524,62
Cama Trip2	2830,17
Cama Trip1	1902,68
Cons Ing.	1391,41
Rancho	9082,43
Oficina 1-19	1103,54
C3I	1103,33
Enfermería	1935,76
Cama Comand	2683,39
Cama Comand 2	2315,66
Puente	7482,49

En la Tabla 3-2, se puede detallar la variación de la exergía destruida por local, de donde se analizó que el local que mayor destrucción de exergía presentó fue el Rancho, con un valor de 9082.43 Btu/hr, lo que nos indica que de todos los compartimientos del buque, es en este local donde se genera la mayor pérdida de energía por parte del sistema de acondicionamiento de aire.

También se puede establecer, que para el local Centro de Operaciones Tácticas, de la energía requerida para satisfacer las condiciones de confort del local, se están perdiendo 1349.05 Btu/hr.

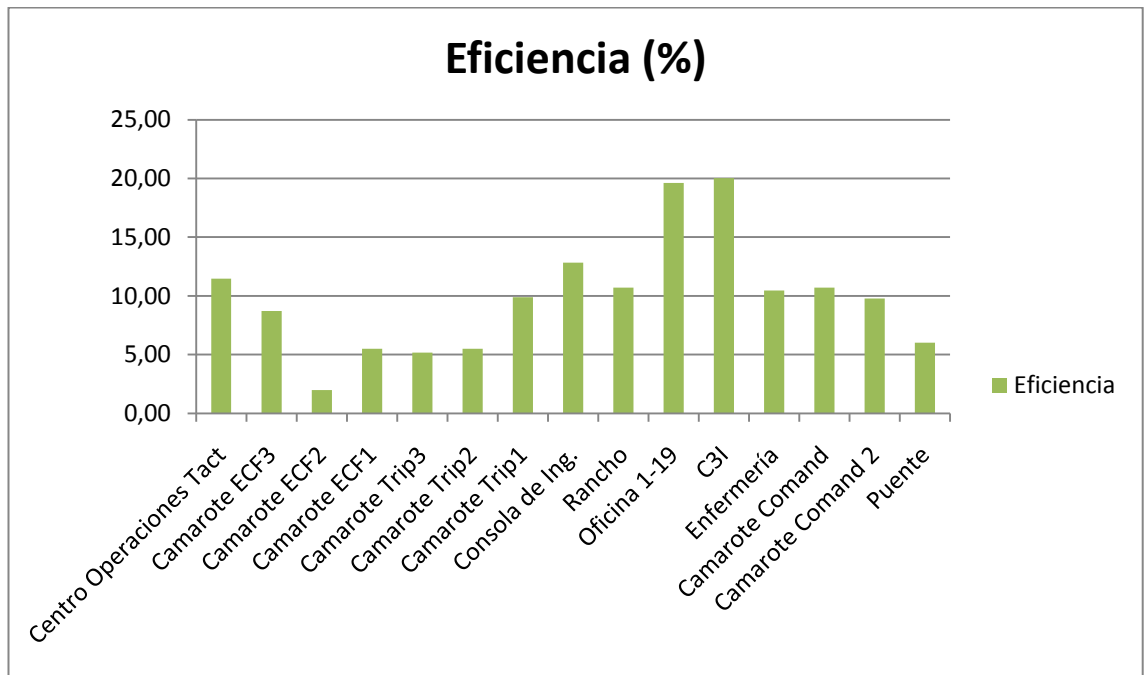


Figura 3-1. Variación porcentual de la eficiencia exergetica por local

De la Figura 3-1, se puede analizar que de todos los compartimientos el local que presenta la mayor eficiencia exergetica es el camarote C3I (20.03%). Es decir, que de todos los compartimientos del buque, el local donde se degrada menos la energía es en el Camarote C3I. Lo que nos permite inferir que a medida que la eficiencia exergetica aumenta, el % de destrucción de exergía disminuye, como es el caso que se presenta en el camarote C3I que nos arroja una destrucción de exergía equivalente a 1103.33 BTU/hr.

La ecuación de la eficiencia exergetica que se empleo fue de la siguiente manera:

$$n_{II} = \frac{X_{out}}{X_{in}} = \frac{X_{trans} + X_{gains} + X_{sol} - X_{Coolin}}{X_{Electrico}}$$

A partir de la ecuación de la eficiencia exergetico, se puede concluir que el 60% de los locales que presentan la mayor destrucción de la exergía tenemos: Rancho, El Puente, Camarote ECF2, Camarote ECF1, Camarote tripulación 3 y el camarote C3I, arrojándonos un valor de 28595.09 Btu/hr.

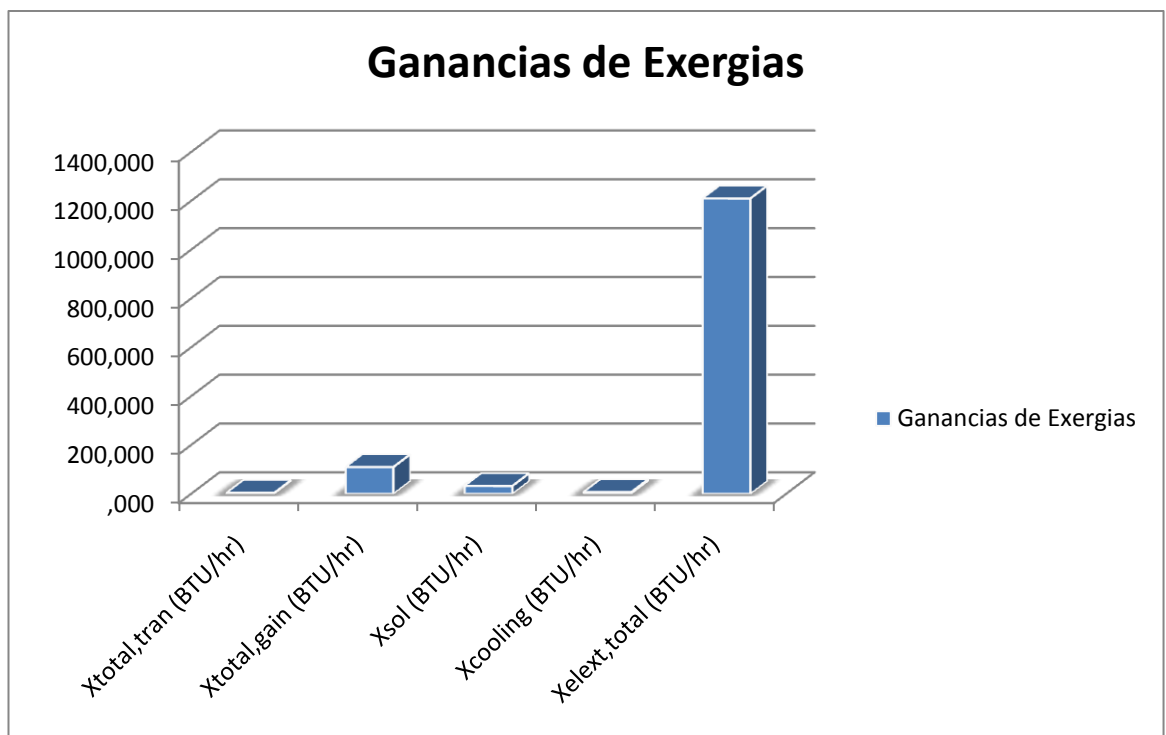


Figura 3-2. Ganancias de exergía para el local Centro de operaciones tácticas

De la Figura 3-2, se observa la distribución de las diferentes ganancias de exergía, lo cual nos permite inferir que la mayor ganancia de exergía es debida a la exergía eléctrica con un valor promedio de 1210.17Btu/h. Que al compararlo con la exergía destruida por el local, la ganancia de exergía eléctrica, representa el 89.70% de la exergía destruida total por el local.

CAPITULO IV

4. MEDICIONES EN EL BUQUE SENEN ALBERTO ARAUJO

Las variables medidas fueron:

- Temperatura superficial en una de las pares al interior de cada local.
- Temperatura de aire con respecto a la guía para habitabilidad de la tripulación en buques (guide for crew habitability on ships en ingles) de la American Bureau of Shipping (ABS). En la cual se recomienda que la temperatura para confort humano debe estar en 22 ± 1 °C. y Humedad Relativa 30% mínimo y 70% máximo.
- Temperatura de suministro y retorno de aire.
- Humedad Relativa de Suministro y Humedad Relativa de Retorno de aire.
- Velocidad de Suministro de aire.

Nota: Todos los equipos del Buque fluvial son de 12000 BTU/h.

Tabla 4-3 Mediciones Camarote tropa #1

ESPACIO:	Camarote Rancho de tropa # 1				Nota		Fan Coil Marca BLUELINE de 12000 BTU/hr. Normalmente se encuentra 9 personas dentro del recinto. No hay puerta, el pasillo no se encuentra con A.A, Fan coil empezo a arrojar cubos de hielo cuando se apago el generador y lo volvieron a encender							
HORA DE INICIO	(13:50)		HORA FINAL	(15:50)			POSICION (100 mm)		POSICION (1100 mm)		POSICION (1700 mm)		V1 (m/s)	V2 (m/s)
HORA	No Personas	Temp. Sup	Temp. (°C)	HR (%)	Temp. (°C)	HR (%)	Temp. (°C)	HR (%)	3,1	2,75	3,16			
1350	4	31,5	25,9	NA	26	45	26,3	50						
1355	2	31	26,3		25,2	45	26,8	47	Tsum (°C)	Tretor (°C)	Vpromd1 (m/s)			
1400	2	31,5	26,7		26,3	40	26,7	47	6,1	24	3,00			
1405	2	31,5	27		26,5	41	26,9	49	Tamb (°C)	36,9				
1410	2	32	27,1		26,8	41	26,7	49	HRSum (%)	Hrretor (%)				
1415	2	32	27,3		26,7	42	26,8	50	94	44				
1420	2	31,8	27,2		26,2	41	26,9	49						
1425	2	31,6	27		26,1	41	27,1	48						
1430	2	31,5	26,9		26	40	27,2	48						
1435	2	31,5	26,8		26	40	27,2	47						
1440	2	31,5	26,8		25,9	40	27,2	46						
1445	2	30	26,8		26	40	27,2	46						

1450	2	31	26,8	26,1	40	27	47
1455	2	30,8	26,8	26,3	40	26,7	46
1500	2	31	26,8	26,2	40	26,2	46
1505	1	32,1	26,9	26,8	40	27	48
1510	1	32	27,9	27,4	39	27,5	50
1515	2	31,6	27,2	27,4	41	27,5	49
1520	1	32	27,3	26,8	45	27,4	50
1525	1	32	27,3	27,1	49	27,8	52
1530	2	32,2	27,3	27,2	50	27,9	54
1535	1	31,5	27,3	26,5	48	28	51
1540	1	30,6	27,1	26,5	48	28	51
1545	1	27,9	27	26,5	47	28	51
1550	1	27,7	26,9	26,5	48	28	51
	Prom	31,19	26,98	26,44	42,84	27,20	48,88

Figura 4-3. Temperatura promedio del aire vs hora (tropa1)

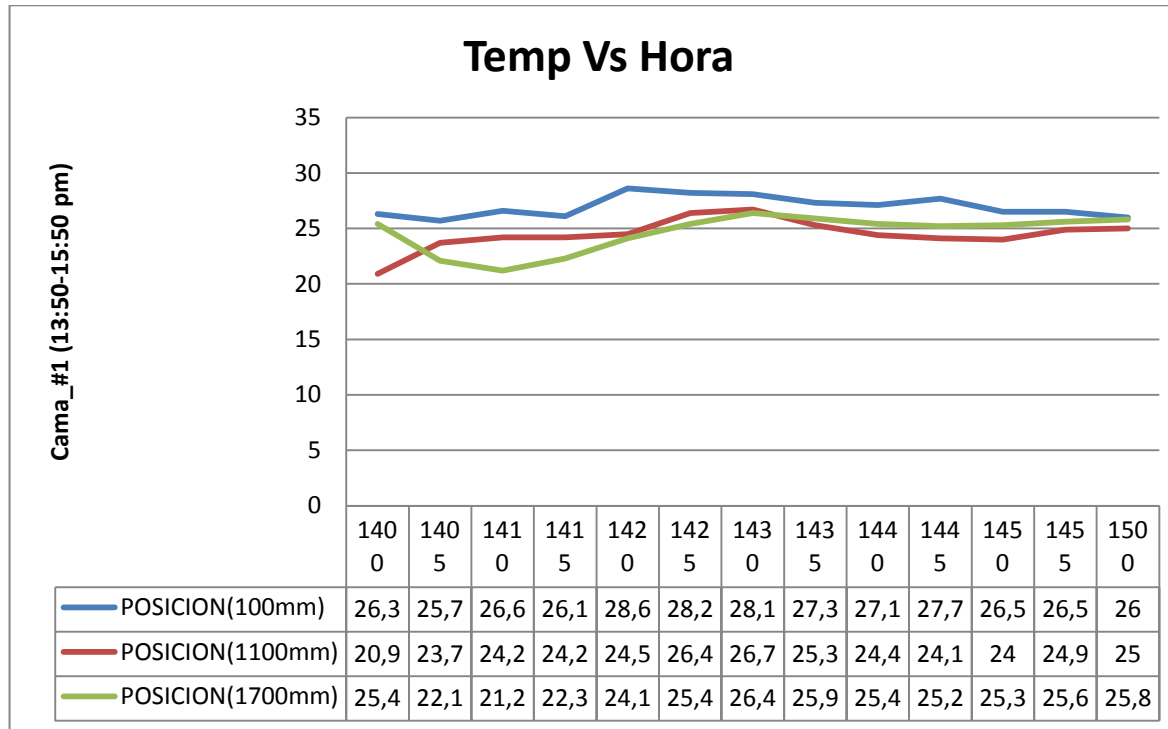


Tabla 4-4 Mediciones Camarote capitán

ESPACIO:		Camarote Capitán				Nota	Fan Coil Marca BLUELINE de 12000 BTU/hr. Trabaja en condiciones optimas de operación. Normalmente se encuentra 1 persona dentro del recinto. A las 12:00 pm, apagaron el fan coil					
HORA DE INICIO	10:50 a.m.	HORA FINAL	12:50 p.m.									
HORA	No Personas	Temp. Sup (°C)	POSICION (100 mm)		POSICION (1100 mm)		POSICION (1700 mm)		V1 (m/s)	V2 (m/s)	V3 (m/s)	
			Temp. (°C)	HR (%)	Temp. (°C)	HR (%)	Temp. (°C)	HR (%)	3,69	3,23	2,9	
1050	3	27,2	27,2	NA	28,3	69	27,8	68				
1055	2	27,4	27,2		28,3	62	27,7	68	Tsum (°C)	Tretor (°C)	Vpromd (m/s)	
1100	1	27	26,9		28	52	27,1	61	14,2	29,7	3,27	
1105	1	26,1	25		27,3	48	26,4	58				
1110	2	25	23,9		26,8	45	25,4	58	HRSum (%)	Hrretor (%)		
1115	2	24,8	24,4		26,5	45	25,3	57	98	41		
1120	2	25,5	24,4		26,4	44	25,3	57				
1125	2	25	24,3		26	43	24,9	56				
1130	1	24,7	23,6		25,6	41	24,5	53				
1135	1	23,6	22,9		24,9	38	23,7	50				
1140	2	23,5	22,9		24,5	42	23,4	53				
1145	1	23	22,2		24,5	39	23,2	53				
1150	1	23,5	22,6		24,1	40	23	52				
1155	1	22,7	21,4		23,5	34	22,1	46				
1200	1	23	22		23,2	41	21,1	51				
1205	1	27	25		25,9	60	24,2	67				
1210	1	24	24,7		25,6	52	24,1	68				

1215	1	23,6	23,2	24,7	48	23,5	63
1220	1	23	22,8	24,1	44	23	58
1225	1	21,1	21,2	23,7	47	22,8	60
1230	1	20,5	20,7	23,3	44	22,5	57
1235	1	19,6	19,9	23,1	41	22	55
1240	1	19,2	20,3	23	38	21	55
1245	2	19,5	20,9	22,9	43	21,4	57
1250	2	19,5	20,5	22,7	43	21,4	56
	Prom	23,56	23,204	25,076	45,72	23,872	57,48

Figura 4-4. Temperatura promedio del aire vs hora (Cama Capitan)

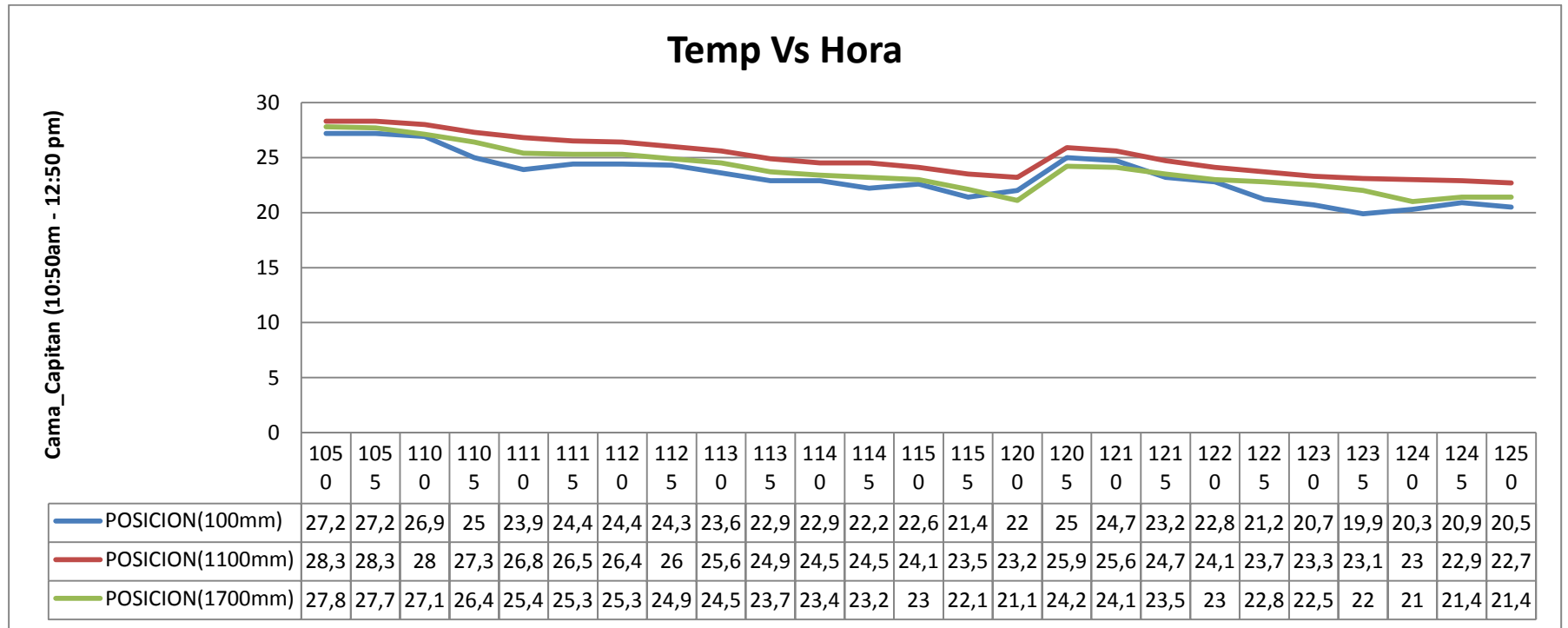


Tabla 4-5 Mediciones Camarote Rancho Tropa #2

ESPACIO:		Camarote Rancho de tropa # 2				Nota	Fan Coil Marca BLUELINE de 12000 BTU/hr. Trabaja en condiciones optimas de operación. Normalmente se encuentra 6 personas dentro del recinto. Las mediciones se tubieron que dividir en 2 dias. Rejillas de suministro sucias.					
HORA DE INICIO	(03:30 - 04:30 pm)	HORA FINAL	(08:35 - 09:35 am)									
HORA	No Personas	Temp. Sup	POSICION (100 mm)		POSICION (1100 mm)		POSICION (1700 mm)		V1 (m/s)	V2 (m/s)	V3 (m/s)	
			Temp. (°C)	HR (%)	Temp. (°C)	HR (%)	Temp. (°C)	HR (%)	3,06	3,02	3,54	
1530	3	20,5	22,4	NA	22,9	44	24,9	52	4,12	4	4,3	
1535	2	21	22,1		22,9	44	24,9	52	Tsum (°C)	Tretor (°C)	Vpromd1 (m/s)	
1540	2	22,8	21,5		22,8	43	24,9	51	6,1	24	3,21	
1545	2	19,8	21,2		23,1	42	24,8	50	17,6	25,6		
1550	2	20,5	21		23	42	24,8	50	HRSum (%)	Hrretor (%)	Vpromd2 (m/s)	
1555	3	22,3	20,9		23,1	40	24,7	50	94	44	4,14	
1600	2	22,5	20,8		23,3	43	24,8	50	66	57		
1605	4	22,7	20,7		23	42	24,8	51				
1610	4	19,2	20,6		23,2	44	24,8	50				
1615	2	20,7	20,6		23,1	49	24,9	54				
1620	2	20,4	20,6		23,2	44	25,1	52				
1625	2	20,5	20,5		23,2	42	24,8	52				
1630	2	20,6	20,4		23,1	42	24,8	51				
0835	2	17,7	25,4		21,6	44	25	51				
0840	2	17,7	23,4		21,7	46	24,3	52				
0845	2	17,7	22,5		21,6	45	23,8	54				
0850	2	16,6	21,5	21,8	44	23,6	56					

0855	2	17	21	22,3	47	23,4	55
0900	2	18,5	20,6	23,9	50	23,4	57
0905	2	19,1	20,4	23,7	54	23,5	59
0910	3	19	20,8	22,9	52	23,9	62
0915	1	19,6	21,1	22,4	51	24,2	63
0920	2	20,5	21	22,2	47	24,1	62
0925	2	18,5	20,2	22,2	46	24	60
0930	2	20,1	20,7	22,1	45	23,9	59
0935	2	19,2	20,4	22,1	43	23,9	57
	Prom	19,80	21,24	22,71	45,19	24,38	54,31

Figura 4-5. Temperatura promedio del aire vs hora (tropa 2)

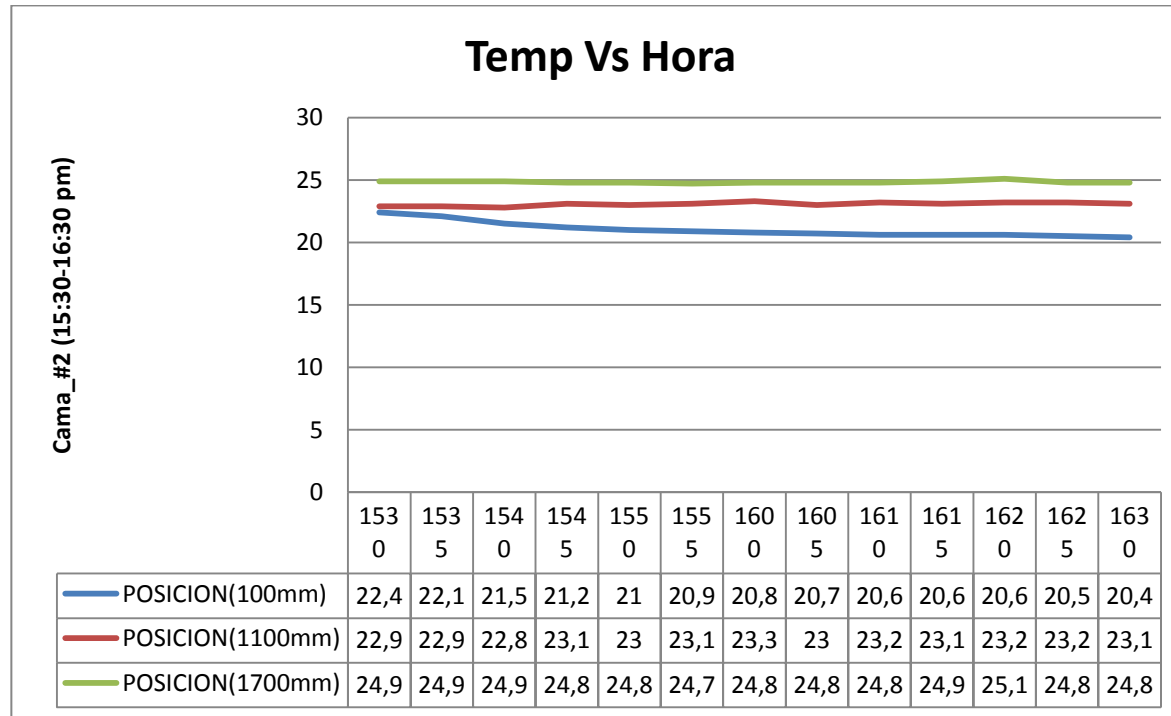


Figura 4-5.1. Temperatura promedio del aire vs hora (tropa 2)

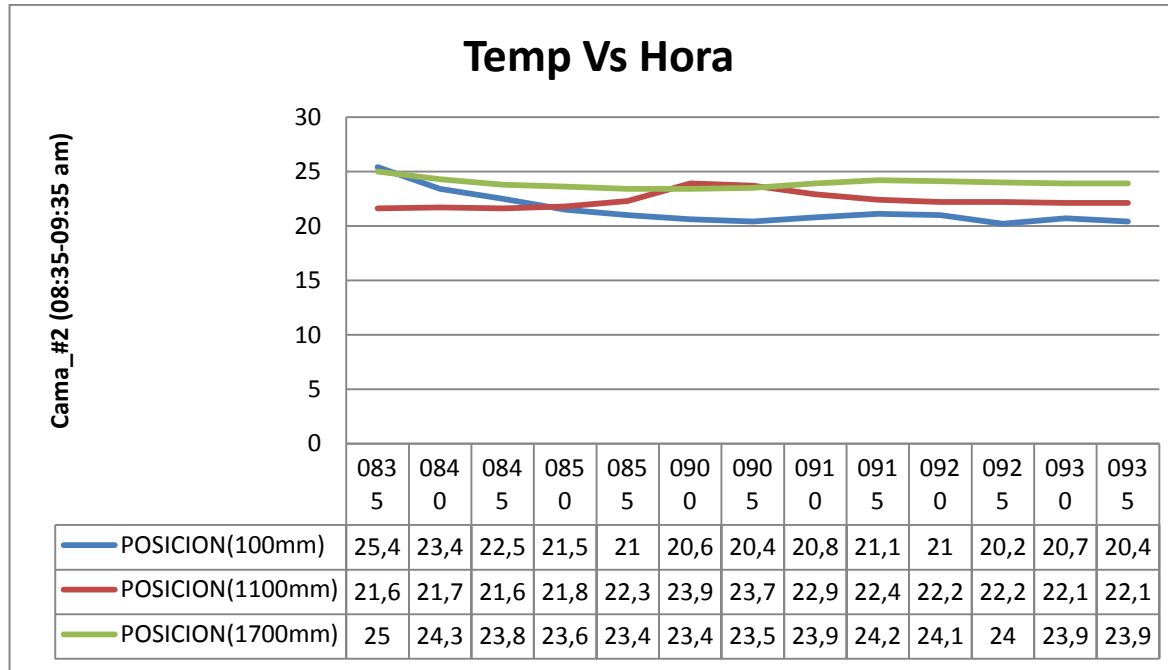


Tabla 4-6 Mediciones Camarote Rancho Tropa #3

ESPACIO:	Camarote Rancho de tropa # 3						Nota	Fan Coil Marca BLUELINE de 12000 BTU/hr. Normalmente se encuentra 6 personas dentro del recinto. Rejillas sucias, condensación				
HORA DE INICIO	(02:00)		HORA FINAL	(04-00 pm)								
HORA	No Personas	Temp. Sup	POSICION (100 mm)		POSICION (1100 mm)		POSICION (1700 mm)		V1 (m/s)	V2 (m/s)	V3 (m/s)	
			Temp. (°C)	HR (%)	Temp. (°C)	HR (%)	Temp. (°C)	HR (%)	2,78	3,12	3,12	
1400	1	24,7	26,3	NA	20,9	96	25,4	52				
1405	1	25	25,7		23,7	68	22,1	60	Tsum (°C)	Tretor (°C)	Vpromd1 (m/s)	
1410	1	25,3	26,6		24,2	59	21,2	65	6,3	28,3	3,01	
1415	1	24,3	26,1		24,2	57	22,3	76				
1420	1	28,1	28,6		24,5	61	24,1	73	HRSum (%)	Hrretor (%)		
1425	2	26,3	28,2		26,4	62	25,4	73	93	56		
1430	1	26,7	28,1		26,7	60	26,4	72				
1435	1	25,1	27,3		25,3	61	25,9	69				
1440	1	26,2	27,1		24,4	60	25,4	66				
1445	1	26,5	27,7		24,1	59	25,2	66				
1450	2	26,7	26,5		24	60	25,3	66				
1455	2	27,3	26,5		24,9	60	25,6	65				
1500	2	26	26		25	59	25,8	65				
1505	1	26,3	26		24,7	60	25,8	65				
1510	1	28,5	26,3		24,8	65	25,8	72				
1515	1	29	26,1		25,1	64	25,8	72				

1520	1	27,2	27,5	25	63	25,7	72
1520	1	26,7	27,5	25,1	63	25,8	72
1525	1	28,1	27,5	25,5	66	25,9	74
1530	1	27,6	26,3	25,3	62	25,8	71
1535	2	27,7	26,5	25,1	62	25,9	71
1540	2	27	26	25,2	62	25,8	72
1545	2	28,5	26,3	25,4	63	25,9	72
1550	2	29,6	26,7	25,5	62	25,9	71
1555	2	29	27,5	25,5	62	26	72
1600	2	28,7	27,7	25,2	62	26,2	72
	Prom	27,00	26,87	24,83	63,00	25,25	69,08

Figura 4-6. Temperatura promedio del aire vs hora (Rancho tropa #3)

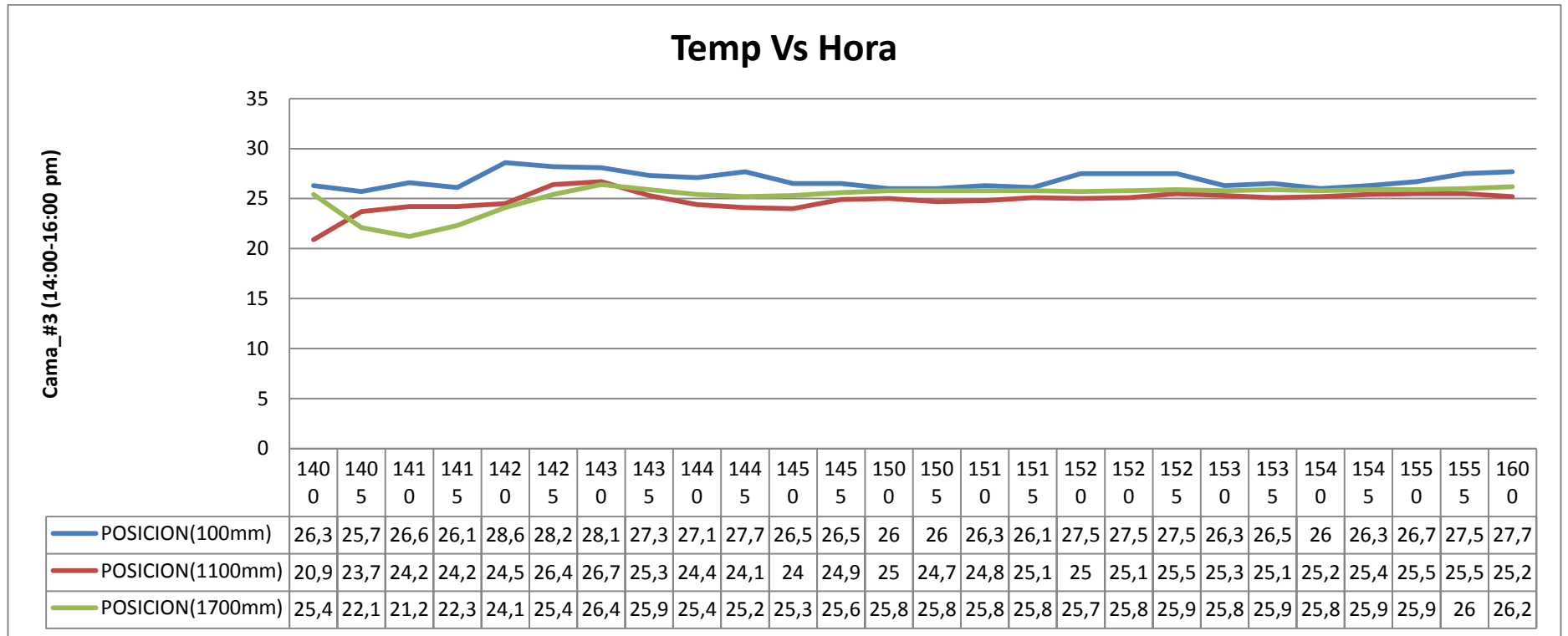


Tabla 4-7 Mediciones Camarote Rancho Tropa #4

ESPACIO:	Camarote Rancho de tropa # 4			Nota	Fan Coil Marca BLUELINE de 12000 BTU/hr. Trabaja en condiciones optimas de operación. Normalmente se encuentran 6 persona dentro del recinto. A las 10:50 am, apagaron el fan coil. A las 11:05 se volvieron a encender y los volvieron apagar a las 02:20 pm						
HORA DE INICIO	(10:50 am - 11:50 am)	HORA FINAL	(02:00 pm- 03:00 pm)		POSICION (100 mm)	POSICION (1100 mm)	POSICION (1700 mm)	V1 (m/s)	V2 (m/s)	V3 (m/s)	
HORA	No Personas	Temp. Sup (°C)	Temp. (°C)	HR (%)	Temp. (°C)	HR (%)	Temp. (°C)	HR (%)			
10:50	1	24,5	25,1	NA	23,1	86	25	60	3,15	3,45	4,47
10:55	1	25,5	25,1		24,6	84	25,1	66	Tsum (°C)	Tretor (°C)	Vpromd1 (m/s)
11:00	1	25	25		24,4	69	25,1	69	10,5	23,7	3,69
11:05	1	24,8	24,6		24,2	69	25,1	69			
11:10	1	25,7	24,5		24,1	68	25,1	69	HRSum (%)	Hrretor (%)	Vpromd2 (m/s)
11:15	1	26,4	24,4		23,9	65	25,1	67	99	61	3,97
11:20	1	26,3	24,4		24,1	65	25,1	67			
11:25	1	27,5	24,4		24,2	65	25,1	67			
11:30	1	26,5	24,5		24,1	61	25,1	66			
11:35	1	27,5	24,5		24	58	25	64			
11:40	1	26,5	24,5		24,1	59	25	63			
11:45	2	26,7	24,6		24,4	63	25,1	64			
11:50	3	27,7	24,6		24,6	62	25,3	66			
1400	1	35,8	27,2		23,9	63	27,8	56			
1405	1	31	27,1		25,9	58	28	56			

1410	1	30,1	27	26,3	50	28,1	55
1415	1	31	27	26,3	50	28,1	55
1420	1	31,5	26,9	26,4	52	28,2	56
1425	1	32,5	27	27,7	56	28,7	59
1430	1	31,7	27,2	28,4	58	29,1	61
1435	3	31,7	27,3	27,9	52	28,9	60
1440	4	31	27,4	27,4	49	28,7	58
1445	1	32,7	27,4	27,1	50	28,7	56
1450	1	32	27,3	27,1	50	28,9	57
1455	1	32,5	27,3	27,1	50	29	56
1500	1	32,2	27,2	27,2	51	29	57
	Prom	29,09	25,90	25,48	60,12	26,82	61,50

Figura 4-7. Temperatura promedio del aire vs hora (Rancho tropa #4)

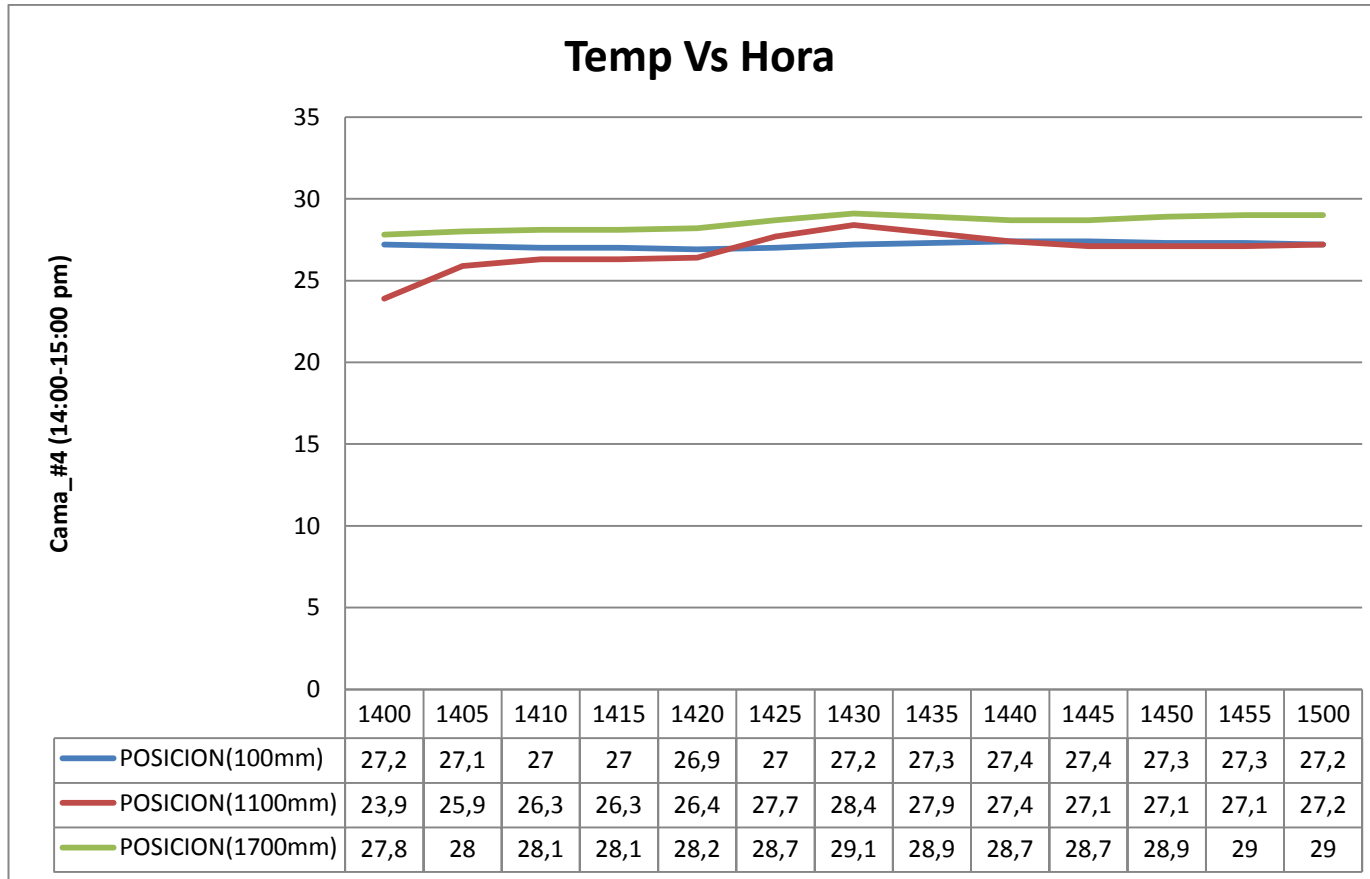


Tabla 4-8 Mediciones Camarote Segundo al mando

ESPACIO:	Camarote 2Do al mando						Nota Fan Coil Marca BLUELINE de 12000 BTU/hr. Trabaja en condiciones optimas de operación. Normalmente se encuentra 6 personas dentro del recinto. Rejillas de suministro sucias. Apagaron el fan coil a las 1205 pm				
HORA DE INICIO	(10:55)		HORA FINAL	(12:55)							
HORA	No Personas	Temp. Sup	POSICION (100 mm)		POSICION (1100 mm)		POSICION (1700 mm)		V1 (m/s)	V2 (m/s)	V3 (m/s)
			Temp. (°C)	HR (%)	Temp. (°C)	HR (%)	Temp. (°C)	HR (%)	3,54	3,58	3,69
1055	1	26,5	26,6	NA	25,8	69	27,9	91			
1100	1	25,7	25,3		24,7	53	27,1	80	Tsum (°C)	Tretor (°C)	Vpromd1 (m/s)
1105	1	24,3	25,2		23,5	53	26,8	70	14,7	28,6	3,60
1110	1	24,5	24,5		24	57	26,4	61			
1115	1	24,3	24,4		24,1	51	26,1	60	HRSum (%)	Hrretor (%)	
1120	1	23,7	24,2		23,7	48	25,8	59	99	59	
1125	1	22,2	24		23,7	45	25,4	56			
1130	1	22,5	23,8		23,1	44	24,5	55			
1135	1	23,2	23,7		23	51	24,6	56			
1140	1	22,3	23,4		23	42	24,3	54			
1145	1	23,1	23,4		23,9	44	24,9	62			
1150	1	21,8	23,5		23,6	48	24,6	60			
1155	1	21,1	23,3		22,6	48	24,3	57			

1200	1	21,8	23	22,5	49	24,2	57
1205	1	24,7	23,3	25,4	50	26,1	60
1210	1	23,7	24,2	25,7	58	25,8	66
1215	1	22,2	24,2	23,6	56	24,9	63
1220	1	21,5	23,1	22,2	61	24,9	60
1225	1	22,1	23,4	22,9	59	24,4	63
1230	2	21,7	23,4	22,6	56	24,1	61
1235	1	21,7	23,3	22,4	54	23,4	61
1240	1	21	23	22	53	23	60
1245	1	20,1	22,9	21,6	54	22,7	60
1250	1	19,6	22,8	21,6	55	22,6	60
1255	2	20	22,6	21,6	55	21,7	61
	Prom	22,61	23,78	23,31	52,52	24,82	62,12

Figura 4-8. Temperatura promedio del aire vs hora (camarote segundo al mando)

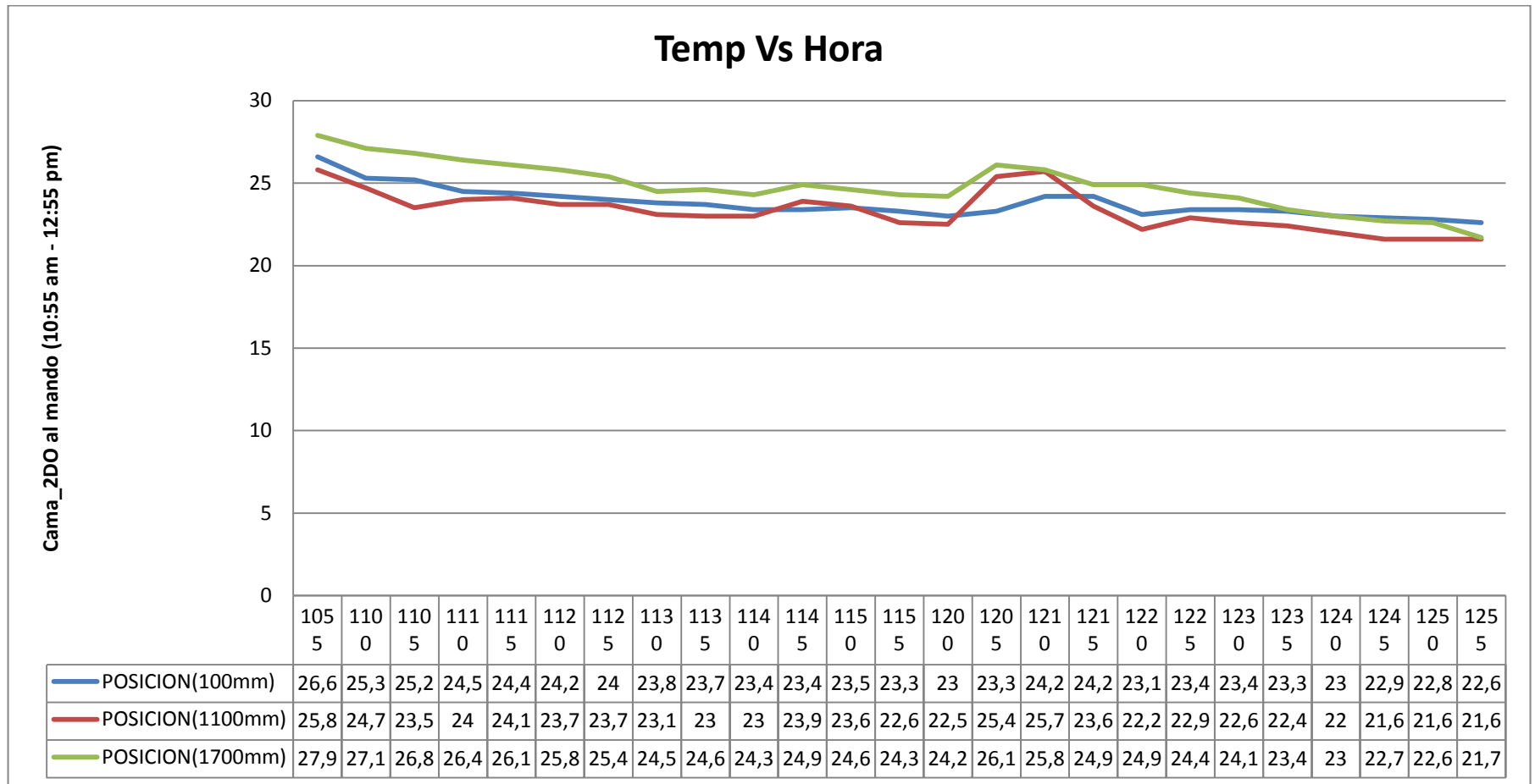
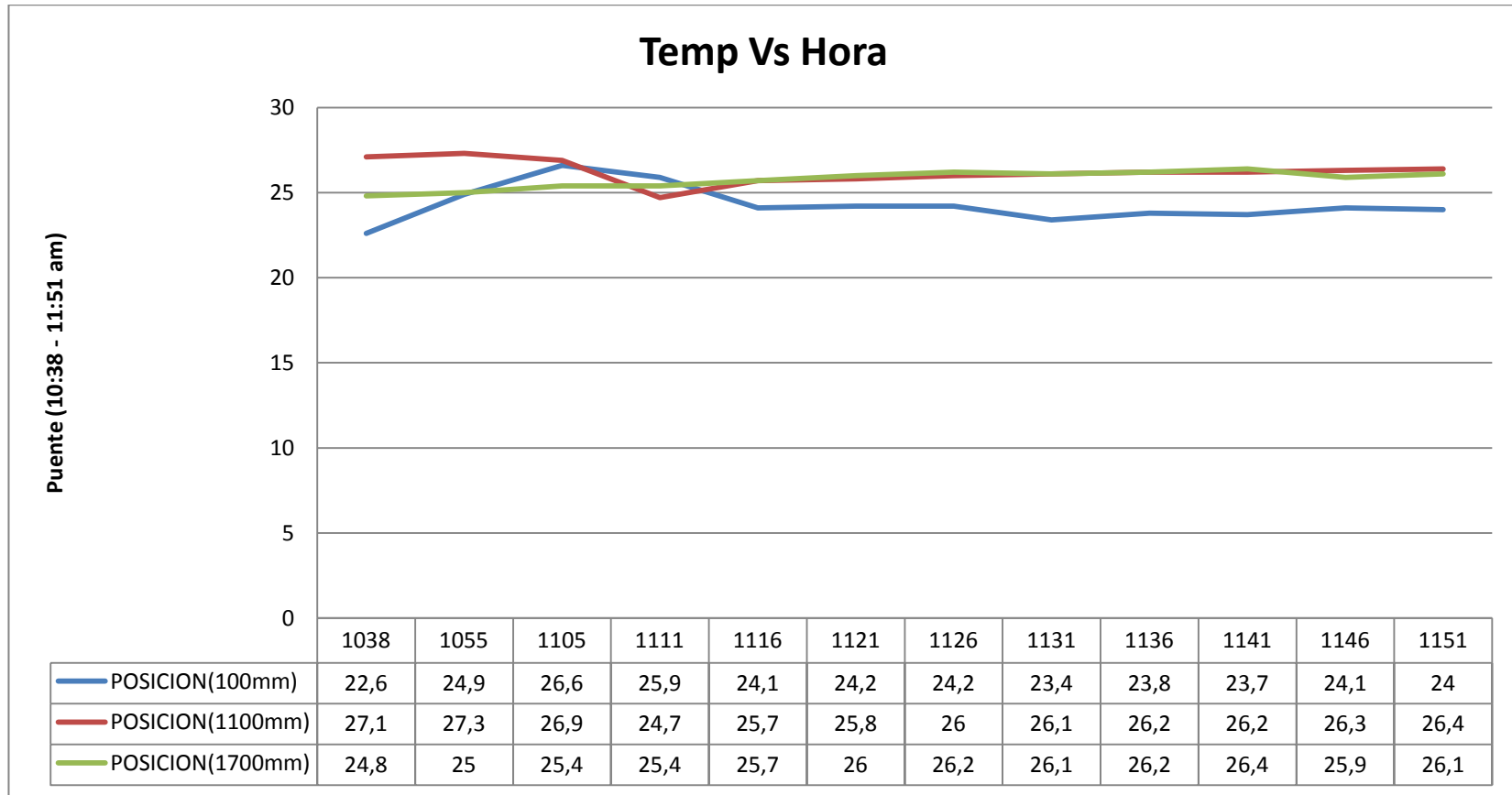


Tabla 4-9 Mediciones Camarote Puente

ESPACIO:	Puente			Nota	Fan Coil Marca BLUELINE de 12000 BTU/hr. Trabaja en condiciones optimas de operación. Normalmente se encuentra 6 personas dentro del recinto.											
HORA DE INICIO	(10:38)	HORA FINAL	(15:00)		HORA	No Personas	Temp. Sup	POSICION (100 mm)		POSICION (1100 mm)		POSICION (1700 mm)		V1 (m/s)	V2 (m/s)	V3 (m/s)
							Temp. (°C)	HR (%)	Temp. (°C)	HR (%)	Temp. (°C)	HR (%)	3,82	3,2	3,77	
1038	6	26,5	22,6	NA			27,1	55	24,8	58			3,81	3,84	4,17	
1055	6	25,7	24,9					27,3	55	25	58			Tsum (°C)	Tretor (°C)	Vpromd1 (m/s)
1105	7	24,3	26,6					26,9	40	25,4	46			11,3	24,2	3,60
1111	8	24,5	25,9					24,7	55	25,4	46			10,8	24,5	
1116	9	24,3	24,1					25,7	55	25,7	47			HRSum (%)	Hrretor (%)	Vpromd2 (m/s)
1121	10	23,7	24,2					25,8	55	26	45			94	40	3,94
1126	8	22,2	24,2					26	53	26,2	42			94	44	
1131	9	22,5	23,4					26,1	52	26,1	42					
1136	8	23,2	23,8					26,2	53	26,2	42					
1141	12	22,3	23,7					26,2	55	26,4	43					

1146	9	23,1	24,1		26,3	55	25,9	43
1151	7	21,8	24		26,4	54	26,1	43
1335	6	21,1	23,8		26,5	54	25,9	50
1340	9	21,8	23,8		26,5	53	25,8	48
1345	8	24,7	23,9		26,5	57	25,9	48
1350	7	23,7	25		26,5	53	26,1	46
1355	6	22,2	24,2		26,5	51	26	45
1400	5	21,5	24,1		26,4	50	25,8	42
1425	7	22,1	24,1		26,4	50	25,8	43
1430	7	21,7	25		26,9	55	26,6	51
1435	6	21,7	25		26,9	55	26,6	49
1440	9	21	25,4		27	56	26,6	45
1445	11	20,1	25		27	55	26,2	46
1450	6	19,6	25,4		27	57	26,6	48
1455	5	20,5	25,3		27,2	57	26,6	48
1500	5	20,1	23,3		27,3	54	26,2	45
	Prom	22,53	24,42		26,51	53,62	26,00	46,50

Figura 4-9. Temperatura promedio del aire vs hora (puente)



4.1 MODELO EXPERIMENTAL DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

El prototipo experimental de acondicionamiento de aire, es un modelo mediante el cual se busca optimizar el sistema de acondicionamiento de aire de las embarcaciones tipo nodriza fluvial. Para ello se selecciono un local representativo en el buque, después se analizo cual eran las condiciones más críticas de operación, es decir la carga térmica mas critica, evaluada en el local. Con estos datos, se procedió al diseño de un prototipo a escala de laboratorio bajo las mismas condiciones físicas, que el local real dentro del buque, con lo que se puede analizar de manera fácil y dinámica todas las condiciones que afecten el confort térmico; analizando factores como: carga térmica por conducción, carga térmica por convección, carga térmica por radiación e infiltración. Es muy importante resaltar que para el estudio práctico de todas estas condiciones se podrán variar los parámetros térmicos del local de una manera controlada (velocidad del aire, temperatura de bulbo seco, flujo de aire, carga térmica, entre otros), mediante un sistema de adquisición de datos que estará instalado en el modelo experimental.

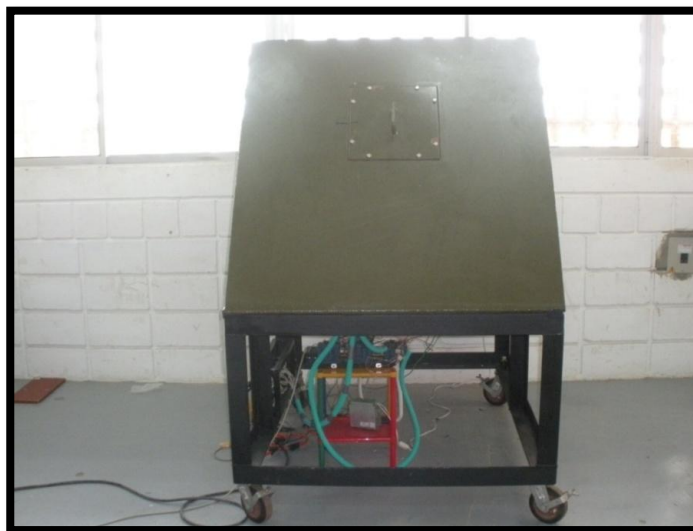


Figura 4-10. Prototipo Experimental de acondicionamiento de aire

En el estudio de fenómenos en los que intervienen flujo de fluidos es de mucha conveniencia realizar modelos experimentales para observar su comportamiento físico, ya que sería muy costoso e inadecuado realizar los mismos estudios a escala real. Con el modelo experimental se busca realizar análisis de las condiciones térmicas que se producen en la embarcación, como son: Temperatura, Humedad relativa y velocidad del aire que afectan el confort térmico de la tripulación. Esta información se encuentra más detallada en la Tesis de Grado Diseño de un modelo experimental para el estudio del acondicionamiento de aire. [8]



Figura 4-11. Vista interior del prototipo experimental de A.A

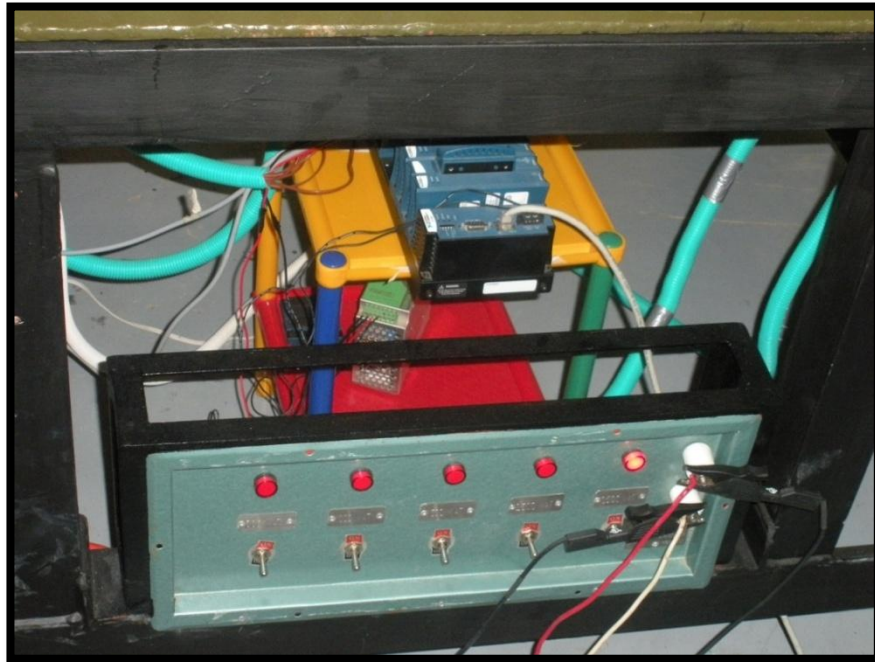


Figura 4-13. Modulo de Adquisición de datos y tablero de operación del banco de resistencias.

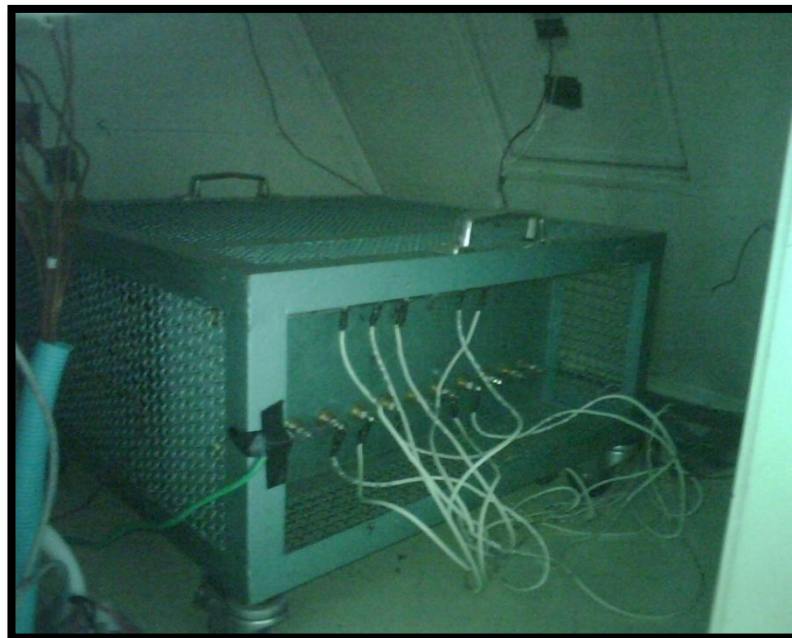


Figura 7-14. Banco de resistencias

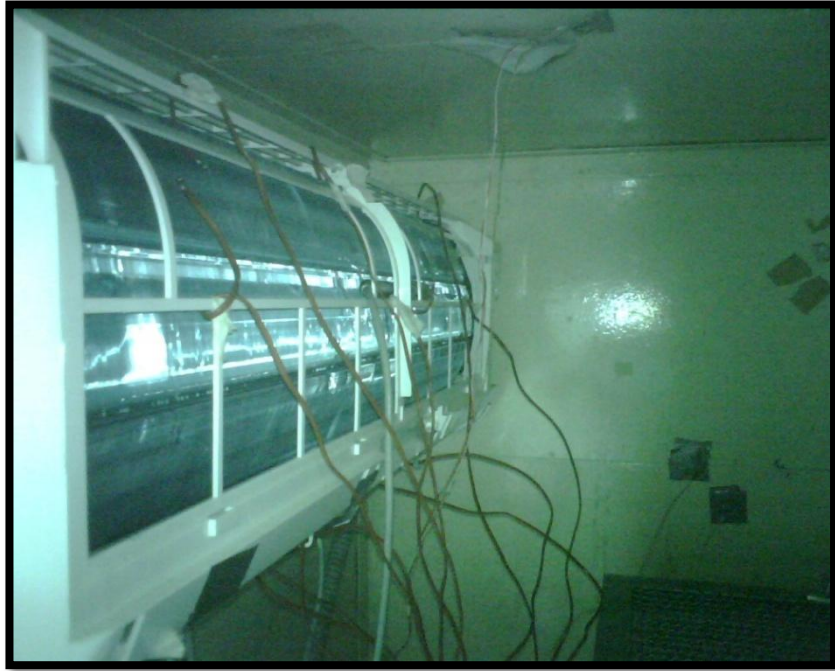


Figura 7-15. Equipo de acondicionamiento de Aire

4.2 FUNCIONAMIENTO DEL PROTOTIPO EXPERIMENTAL DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

- 1) Colocar en funcionamiento el equipo de acondicionamiento de aire, el modulo de adquisición de datos y el conjunto de resistencias, según los paramentaros dados en la coordinación de actividades para el buen funcionamiento del modelo experimental.
- 2) Regular la potencia del banco de resistencias hasta obtener el valor deseado de la potencia; la cual es tomada como la carga interna del modelo de acondicionamiento de aire.
- 3) Registrar la temperatura superficial del conjunto de resistencias.
- 4) Medir la velocidad y la temperatura del aire a una distancia óptima del banco de resistencias.
- 5) Registrar la temperatura superficial en cada una de las paredes del modelo experimental.
- 6) Medir la temperatura, flujo de aire y la humedad relativa para el suministro y el retorno de aire en el modelo experimental.

4.3 PROCEDIMIENTO PARA EL DESARROLLO DE LA EXPERIMENTACIÓN EN EL PROTOTIPO DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

Variando las condiciones internas, calcule la carga térmica total que afecta al modelo experimental. Para el cálculo de carga térmica en el interior del modelo experimental se asume como la potencia generada por el sistema de resistencias eléctricas instaladas, para ello se tendrá que validar este dato, calculando el flujo de calor que se transmite desde el sistema de resistencias eléctricas hasta el interior del modelo experimental, lo anterior se evalúa aplicando la metodología de cálculo de carga térmica CLDT/SCL/CLF para sistemas de aire acondicionado, el cual se encuentra detallado en el capítulo 2. Balance energético del buque tipo nodriza fluvial VII.

Variables a medir en el modelo experimental:

- ✓ Temperatura superficial
- ✓ Humedad relativa interior y exterior
- ✓ Flujo de calor superficial
- ✓ Temperatura exterior
- ✓ Flujo de aire

Equipos necesarios para las mediciones:

- ✓ Sensor de Flujo de Aire Termodinámico
- ✓ Sensor de humedad relativa
- ✓ Termocuplas de aire
- ✓ Termocuplas de temperatura superficial
- ✓ Sensor de Flujo de calor
- ✓ Hardware y software de adquisición de datos

CAPITULO V

5. METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Objetivo general

Desarrollar y Analizar experimentos para determinar el comportamiento de la carga térmica y capacidad de refrigeración necesaria, en el prototipo de acondicionamiento de aire.

Objetivos específicos

- Analizar el comportamiento de la carga térmica al variar la potencia del banco de resistencias eléctricas (carga térmica interna).
- Evaluar las variables más críticas que afectan a la temperatura de confort.

Para realizar los experimentos en el prototipo de acondicionamiento de aire se necesita variar las condiciones térmico-ambientales a las que se encuentra expuesto el modelo experimental.

Variación de las Condiciones Térmicas Internas: Para la variación de las condiciones térmicas internas es necesario variar la potencia de las resistencias eléctricas, con lo cual se generarían cargas térmicas diferentes.

Variación de las Condiciones Térmicas Externas: Las condiciones externas se evaluarán bajo parámetros térmicos controlados (dentro del laboratorio de investigación).

En esta guía, se expone solo la práctica de la evaluación del sistema de acondicionamiento de aire por medio de la variación de condiciones térmicas reales internas y externas.

Pero es claro que no es la única práctica que se puede realizar en este modelo experimental, ya que la misma cuenta con un sistema de adquisición de datos de última tecnología donde se miden variables como: Temperatura superficial, humedad relativa, flujo y temperatura del aire interior y exterior y flujo de calor superficial

5.1 CALIBRACIÓN DE LAS TERMOCUPLAS:

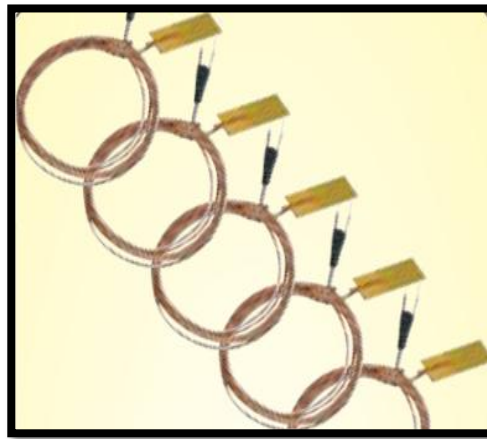


Figura 5-1. Termocupla Superficial Tipo K

El rango de medición de estos sensores es de -200°C hasta 700°C , las termocuplas fueron calibradas con dos tipos de temperaturas bases, estas fueron la temperatura ambiente y la temperatura superficial de una de las paredes del modelo.

5.2 CALIBRACIÓN DE LOS SENSORES DE CALOR:

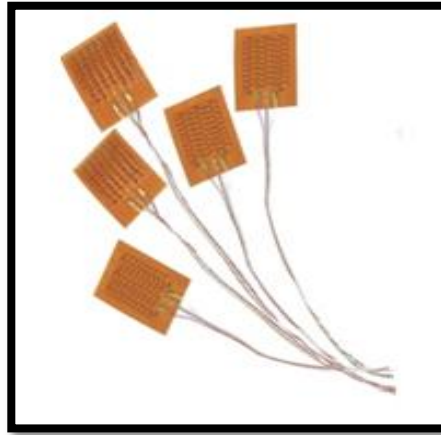


Figura 5-2. Termocupla Calor Tipo Omega

Los sensores de calor, poseen un rango de temperatura admisible máximo de 150°C (300°F), y con un flujo de calor máximo de 30000 BTU/ft²Hr

Para la calibración del sensor de calor se empleo el siguiente procedimiento: Se busco la guía del sensor y se encontró un factor de corrección, el cual se ajusto en la programación de LabView, también se tuvo en cuenta la correcta ubicación de los sensores para poder registrar los datos precisos. El factor de corrección es: $\frac{100 \cdot 10^{-3}}{6.37 \cdot 10^{-6}} = 15699 \text{ BTU/ft}^2 \text{ hr}$

5.3 CALIBRACIÓN DEL SENSOR DE FLUJO DE AIRE:



Figura 5-3. Sensor Flujo de Aire

El sensor de flujo de aire, tiene un rango admisible de (-20°C) a (70°C) de temperatura ambiente.

Según la guía de operación del sensor, para poder calibrar dicho instrumento es necesario establecer una curva de operación del sensor, donde se establecen los parámetros de tensión de corriente vs flujo de aire. Para facilitar esta curva de operación se realizó una programación básica en SILAB donde se encontraron los puntos máximos de operación del sensor, adicionalmente se empleó un Thermo-anemometro, para verificar el flujo de aire medido por el sensor, y al realizar este procedimiento de comprobación se obtuvieron resultados iguales, lo que nos permitió inferir que el sensor se encontraba ajustado a nuestras condiciones de operación.

5.4 CALIBRACIÓN DEL SENSOR DE HUMEDAD RELATIVA:

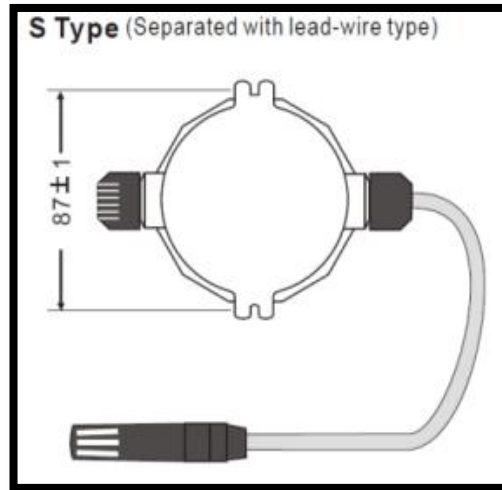


Figura 5-4. Sensor Humedad Relativa

Tiene un rango de medición de 0 – 100 % HR, correspondiente a la salida de voltaje de 4-20mA.

La medición de la humedad relativa consiste en la relación entre la presión parcial del vapor de agua en el gas de que se trate y la presión de saturación del vapor, a una temperatura dada. Por lo tanto la humedad relativa es función de la temperatura. La medición es expresada como un porcentaje. La humedad relativa es un parámetro utilizado principalmente en aplicaciones ambientales como acondicionamiento de aire o mediciones meteorológicas ya que impacta directamente en el confort humano. Cuando los niveles de humedad relativa son bajos puede producirse electricidad estática que dañe al equipamiento electrónico. Para la medición de la humedad relativa en el interior del modelo experimental se utilizará un sensor de humedad relativa de la THR-300 series de la referencia TRH-302S, la cual posee una extensión de tipo cable-plomo que facilitará la toma de mediciones en el modelo experimental.

5.5 DISEÑO DE EXPERIMENTOS

Para la ejecución de las pruebas experimentales, se empleo un diseño de experimentos basado en combinaciones de varias variables. Las variables que se emplearon fueron, la temperatura del Set Point, la ganancia de calor suministrada al interior del prototipo experimental (banco de resistencias) y la velocidad de blower del mini-Split. El arreglo para estas pruebas experimentales quedo de la siguiente forma:

A = Matriz de temperatura del Set Point.

B = Matriz de Velocidades del Blower

C= Resultado Experimental

20
A = 22
24

B = HIGH MED LOW

20_HIGH 20_MED 20_LOW
C = 22_HIGH 22_MED 22_LOW
24_HIGH 24_MED 24_LOW

El resultado de la matriz C, lo que nos muestra son las 9 combinaciones empleadas para las corridas experimentales, ya que se hicieron variaciones de velocidades del blower del mini-Split al igual que las variaciones de la temperatura de Set-Point.

5.6 UBICACIÓN DE LOS SENSORES

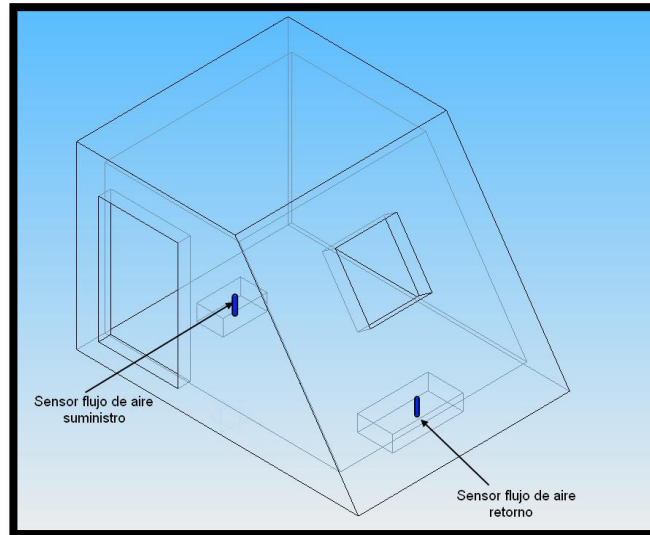


Figura 5-5. Ubicación de los sensores de Flujo de aire

Se emplearon 2 sensores, uno ubicado en la rejilla de suministro de aire y el otro ubicado en la rejilla de retorno de aire, controlando de esta forma el flujo de aire que circula en el modelo.

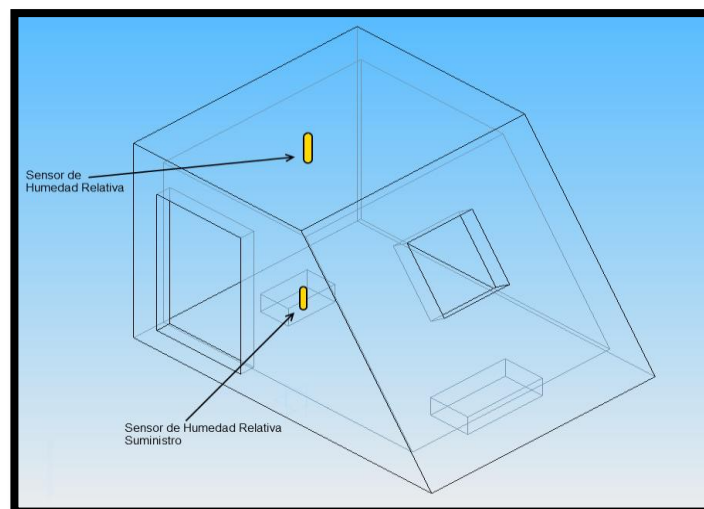


Figura 5-5. Ubicación de los sensores de Humedad

Para la medición de la humedad relativa del local se uso 2 sensores de la siguiente manera: el primero se ubico en la rejilla de suministro de aire, y el segundo se coloco en un lugar estratégico.

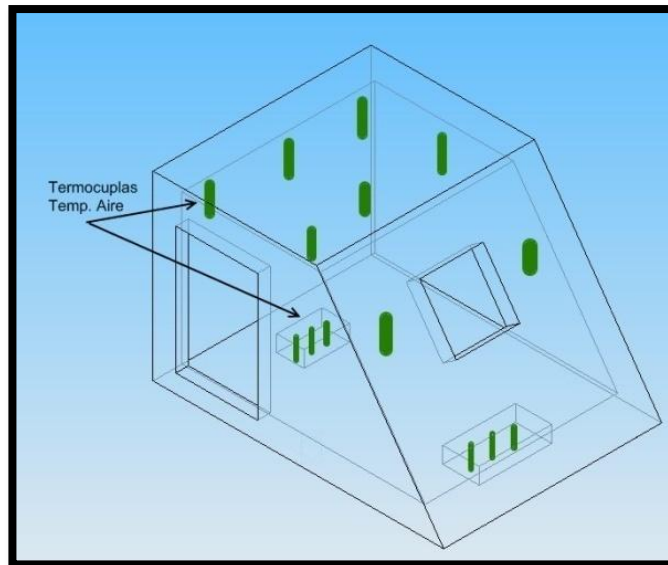


Figura 5-6. Ubicación de las termocuplas de aire

Para controlar la temperatura del aire dentro del local se colocaron 20 termocuplas de Temp. Aire. 6 sensores ubicados en los ductos de suministro y retorno, 6 sensores ubicados en el techo y 8 sensores ubicados en las paredes del prototipo.

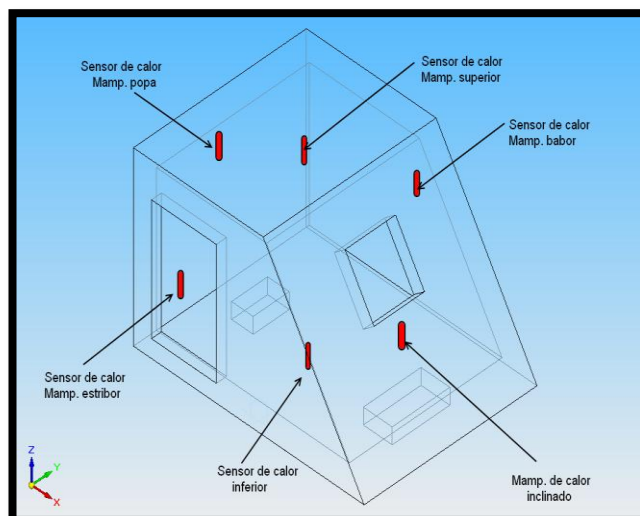


Figura 5-6. Ubicación de los sensores de calor

Para la medición del flujo de calor se colocaron 6 sensores en el interior de las paredes dentro del local.

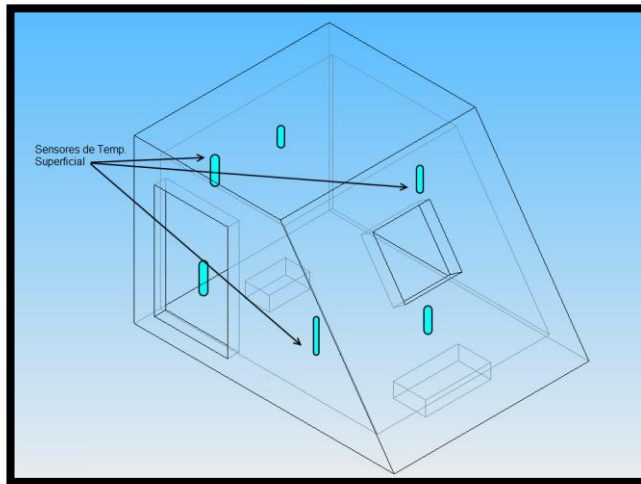


Figura 5-6. Ubicación de los sensores de calor

Para verificar la temperatura superficial dentro del local se instalaron 6 sensores, uno en cada una de las caras del modelo de Acondicionamiento de Aire

5.7 ANALISIS DE INCERTIDUMBRE

Para una correcta validación del modelo experimental de acondicionamiento de aire se necesita tener en cuenta la incertidumbre asociada con los datos medidos y la incertidumbre asociada con el prototipo, para que estas puedan ser cuantificadas. Para ello, se emplea el método propuesto por Kline and McClintock (1953), donde se agregan los errores de los componentes en cuadraturas, la incertidumbre asociada con las entradas del modelo (como por ejemplo, las propiedades térmicas del material, condiciones de fronteras, ventilación e infiltraciones). La incertidumbre experimental debida a la carga de enfriamiento, es calculada de la siguiente manera:

$$e'_Q = \pm \sqrt{(e'_{\dot{v}_{aire}})^2 + (e'_{\Delta t})^2 + (e'_{\Delta \rho})^2 + (e'_{cp})^2} \quad (6.0)$$

donde;

$e'_{\dot{v}_{aire}}$ = incertidumbre debida a la velocidad de flujo volumetrico de aire

$e'_{\Delta t}$ = incertidumbre debida al diferencial de temperatura

$e'_{\Delta \rho}$ = incertidumbre debido a la densidad

e'_{cp} = incertidumbre debido al calor especifico

Los ventiladores de velocidad constante tienen una precisión de ± 0.01 y el diferencial de presión no puede caer por debajo de ~ 0.2 pulgadas de mercurio.

El máximo error relativo en la medición de la presión es ± 0.01 . Lo que implica, que la incertidumbre total debida al flujo volumétrico de aire sea igual a ± 0.02 .

Es decir que $e'_{\dot{v}_{aire}} = \pm 0.02$

$e'_{\Delta t}$ = incertidumbre debida al diferencial de temperatura. Que se genera entre la entrada y salida del aire. La temperatura en promedio se estima en $\pm 0.5^\circ C$. Así, que el diferencial de temperatura se calcula así:

$$e'_{\Delta t} = \sqrt{0.5^2 + 0.5^2} \approx \pm 0.71 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.1)$$

Los dos últimos términos de la ecuación, representan la incertidumbre debido a la densidad y el calor específico del aire. Debido que la densidad y el calor específico son calculados en función de la temperatura. El calor específico del aire varía en 0.2 %, la densidad del aire varía en un 16%, la temperatura medida del aire varía ($\pm 0.5^\circ\text{C}$). En condiciones normales esto equivale a $\pm 5\%$, y una densidad de $\pm 0.1\%$.

Para una diferencia de temperatura de 10°C , la incertidumbre de la carga de refrigeración sería de $\pm 7.4 \%$

Al aplicar la ecuación 6.0 obtenemos la incertidumbre debida a la carga de refrigeración.

$$e'_Q = \pm \sqrt{(e'_{\dot{v}_{\text{aire}}})^2 + (e'_{\Delta t})^2 + (e'_{\Delta\rho})^2 + (e'_{c_p})^2}$$

$$e'_{\dot{v}_{\text{aire}}} = \pm 0.02$$

$$e'_{\Delta t} = 0.71 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$e'_{\Delta\rho} = \pm 0.01$$

$$e'_{c_p} = \pm 0.01$$

$$e'_Q = \sqrt{(0.02)^2 + (0.71)^2 + (0.01)^2 + (0.01)^2} = 0.71$$

$$e'_Q = 0.71$$

CAPITULO VI

6. FORMULACIÓN MATEMÁTICA PARA EL CÁLCULO DEL POTENCIAL DE ENERGÍA PERDIDA EN EL PROTOTIPO EXPERIMENTAL DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

Las ecuaciones para el balance exergetico las podemos escribir como aparece en el capítulo 3. Balance exergetico del modelo experimental de acondicionamiento de aire. Con baso a los calores obtenidos del balance energético, se tiene que:

$$x_{dest} = X_{Mamp,i} + X_{Banco Resist} - X_{cooling} \quad (6.1)$$

donde;

$$X_{Mamp,i} = Q_{tran,i} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{surface,i}}\right) \quad (6.2)$$

Nota: El $Q_{Mamp,i}$, también puede ser obtenido mediante los sensores de calor, instalados en el modelo de acondicionamiento de aire.

$$X_{Banco Resist} = Q_{Banco Resist} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{surface,i}}\right) \quad (6.3)$$

$$X_{cooling} = Q_{cooling} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{surface,i}}\right) \quad (6.4)$$

Luego sumando las ecuaciones (6.2) y (6.3) y restando la ecuación (6.4), obtenemos el potencial de energía perdido (Exergía destruida), para cada intervalo de tiempo de prueba.

Con base en el balance exergetico para el modelo experimental de acondicionamiento de aire, se genero un programa para el cálculo de la exergía destruida en el prototipo experimental. En la tabla 6-1, se puede observar el balance exergetico para el modelo.

Tabla 6-1 Balance de Exergía para el modelo experimental de A.A

Tiempo Prueba (min)	Q Mamp Piso (Btu/h)	To (rankine)	Tsurface,i (rankine)	X Mamp Piso (Btu/h)	Q cooling (BTU/hr)	To (rankine)	Ti (rankine)	Xcooling (BTU/hr)	Q equipo menores (BTU/hr)	To (rankine)	Fuente (rankine)	X equipos menores (BTU/hr)	Xtotal,tran (BTU/hr)	Xdest (BTU/hr)
10,022	-487,45	536,67	542,322	-5,08	10474,73	536,67	542,322	109,17	6000,00	536,67	550,818	154,11	558,62	820,62
20,022	-283,89	536,67	534,42	1,20	13395,43	536,67	534,42	-56,40	6000,00	536,67	550,17	147,23	560,67	759,97
30,022	-176,75	536,67	532,296	1,45	13902,99	536,67	532,296	-114,24	6000,00	536,67	549,9	144,35	552,23	800,66
40,022	-198,20	536,67	531,846	1,80	20744,62	536,67	531,846	-188,16	6000,00	536,67	549,882	144,16	555,95	824,70
50,022	-198,20	536,67	530,28	2,39	14180,41	536,67	530,28	-170,88	6000,00	536,67	549,792	143,20	552,64	852,40
60,022	-144,63	536,67	530,622	1,65	14188,68	536,67	530,622	-161,72	6000,00	536,67	549,738	142,63	554,36	795,52

Los valores de las Ganancias de Calor a través de los mamparos, son obtenidos directamente del sistema de adquisición de datos, al igual que las temperaturas superficiales para cada caso, el único valor calculado es el correspondiente a la carga de enfriamiento entregada por el equipo de acondicionamiento de aire tipo Mini-Split.

CAPITULO VII

7. ANALISIS DE LOS RESULTADOS

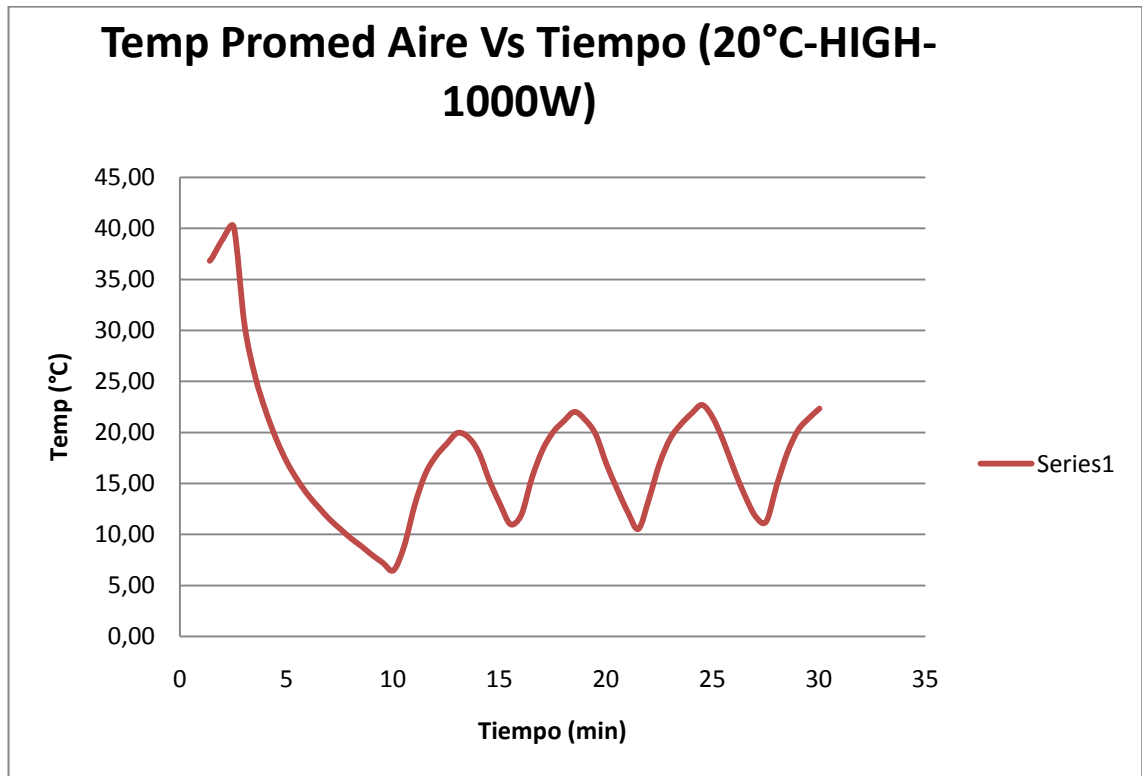


Figura 7-1. Prueba 20°C - HIGH - 1000W

De la grafica 7-1, se puede observar el comportamiento del equipo de acondicionamiento de aire, el cual logra el periodo de estabilización del aire a los 10 min, también se logra observar que el sistema de regulación de la temperatura se encuentra operando de forma eficiente, por que mantiene la temperatura en el interior de local en 20°C.

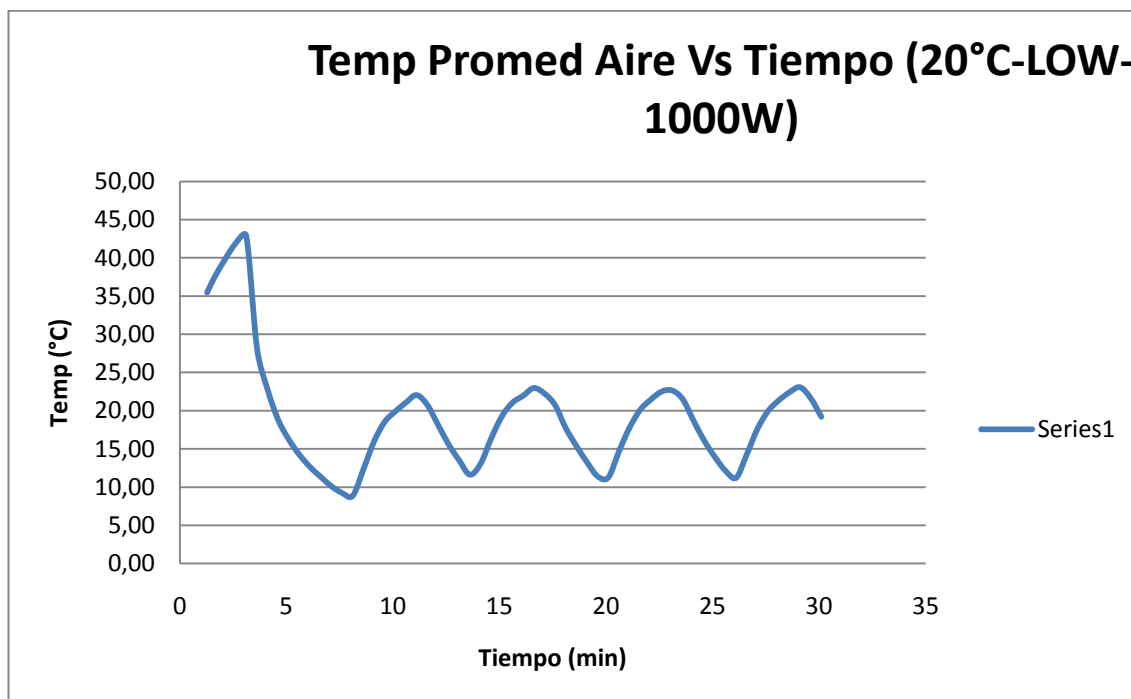


Figura 7-2. Prueba 20°C - LOW - 1000W

De la figura 7-2, para la prueba con una carga térmica equivalente a los 1000 W, y con las configuraciones de la temperatura del set point de 20°C y con velocidad del ventilador LOW, demora un intervalo de tiempo equivalente a los 8 min, para que el equipo de acondicionamiento de aire encienda la unidad y este mantenga la temperatura de estabilización deseada. Este comportamiento se observa dado que se está operando el sistema de acondicionamiento de aire con una carga inferior a la que él fue diseñado.

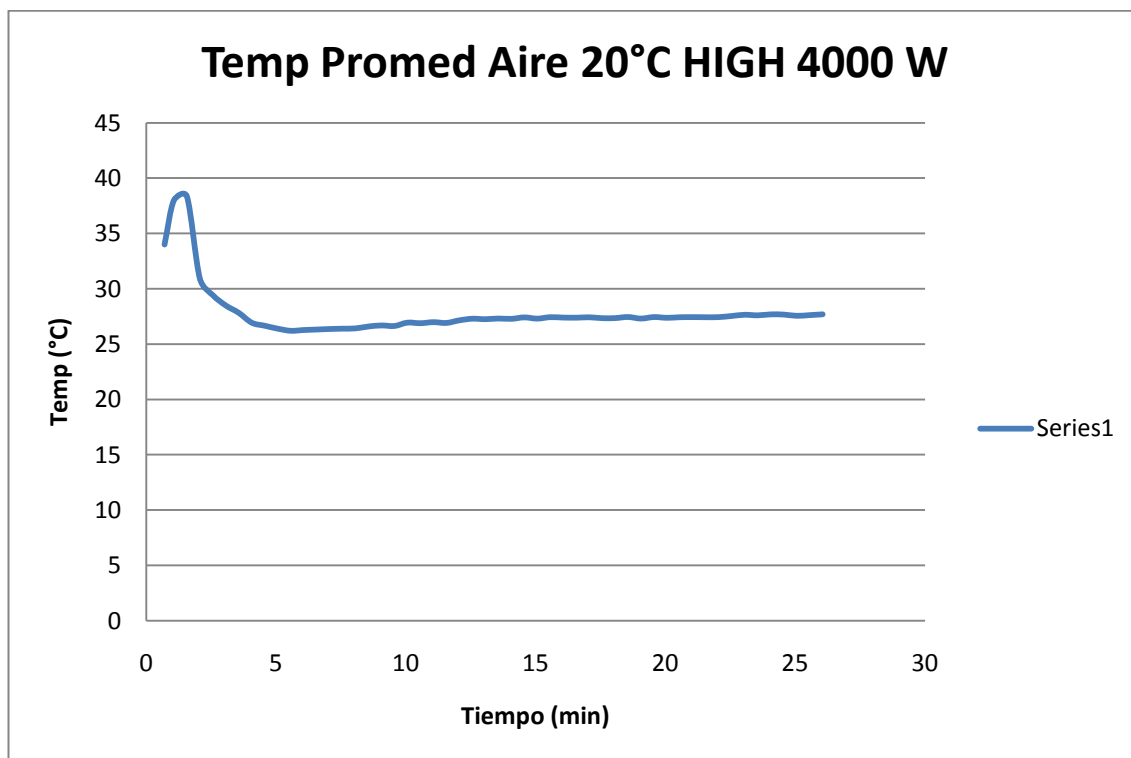


Figura 7-3. Prueba 20°C - HIGH - 4000W

De la figura 7-3, se puede concluir que la prueba evaluada a 4000 W con una temperatura de Set Point en 20°C y con velocidad del ventilador HIGH, se observa que la temperatura al interior del local se estabiliza después de 10 min, en una temperatura promedio de 27 °C, esto significa que aunque fue evaluado con una carga térmica superior a la de placa, el sistema se encuentra operando en las condiciones de funcionamiento.

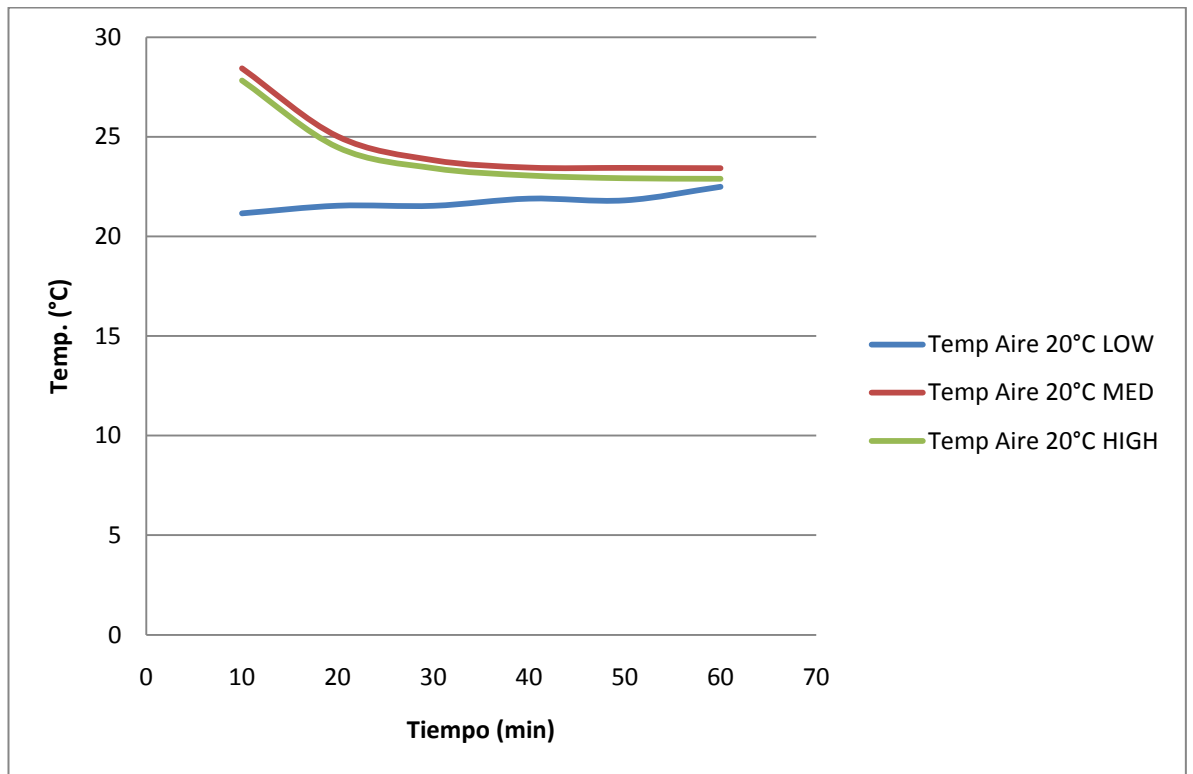


Figura 7-4. Relación de la temperatura del aire evaluado a 20°C y las variaciones de velocidades del ventilador

De la Figura 7-4, se puede observar que de las tres variaciones de velocidad del ventilador con respecto a la temperatura del Set-Point, la combinación más estable es la curva correspondiente a 20°C con velocidad del ventilador **LOW**, ya que mediante esta combinación se logra mantener la temperatura de confort en el interior del prototipo acorde a lo establecido en la guía para habitabilidad de la tripulación en buques (guide for crew habitability on ships en ingles) de la American Bureau of Shipping (ABS), en la cual se establece que para confort humano la temperatura debe estar en 22 ± 2 °C.

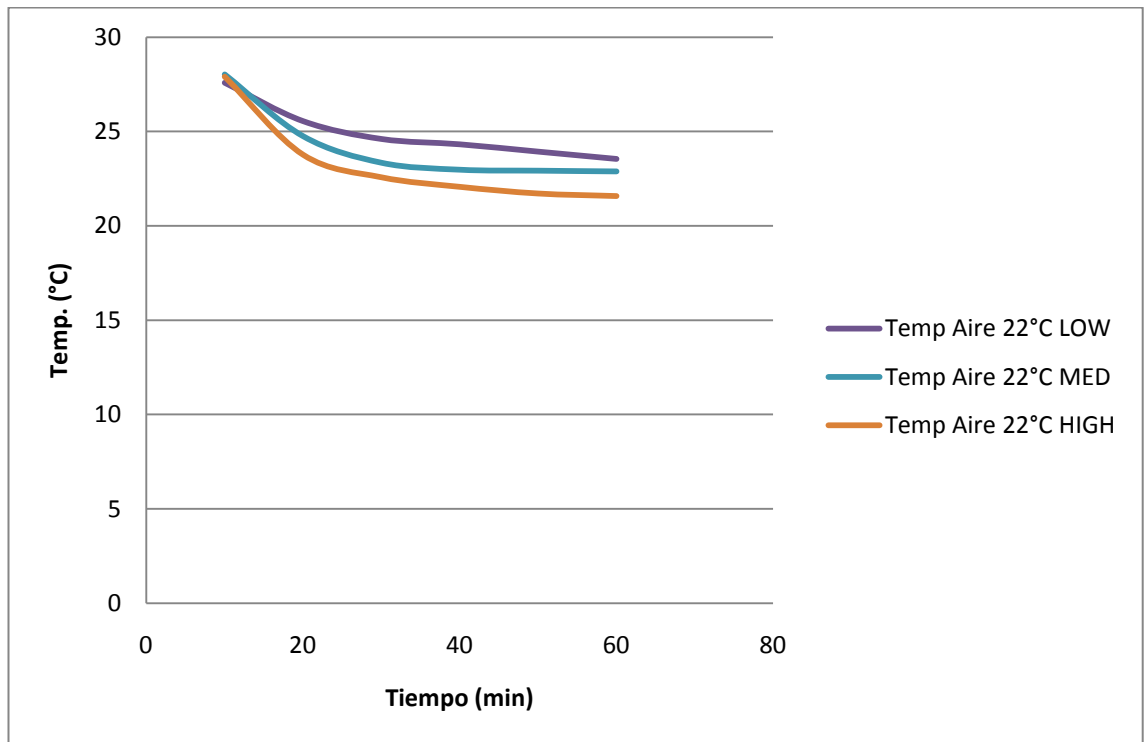


Figura 7-5. Relación de la temperatura del aire evaluado a 22°C y las variaciones de velocidades del ventilador

Para esta otra combinación de velocidad del ventilador y temperatura del Set-Point, se puede inferir que la curva más suave y acorde a los requerimientos de confort térmico, es la curva de color anaranjado, en la cual la combinación establecida es 22°C con velocidad **HIGH**. Esto nos quiere decir, que con esta combinación se logra llegar de forma más rápida al confort térmico, claro que para poder arrojar una verdadera conclusión con respecto a cuál sería la combinación adecuada para una óptima operación del equipo, se debe analizar las curvas de carga térmica y consumo eléctrico de la unidad.

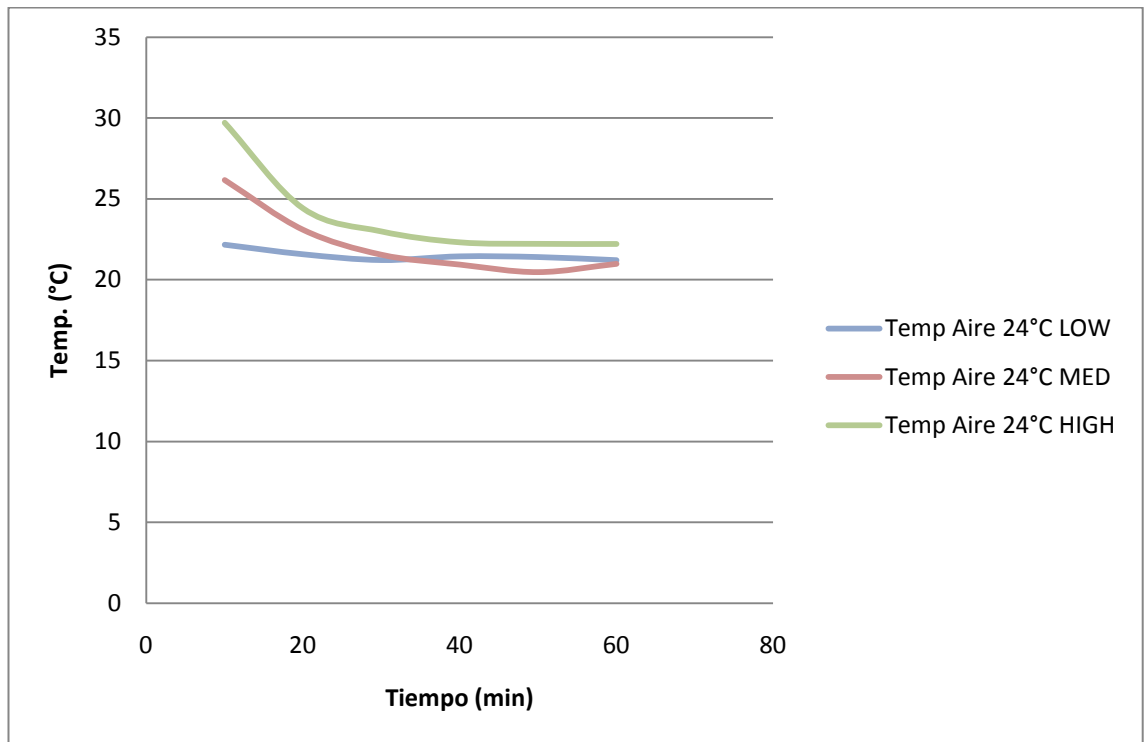


Figura 7-6. Relación de la temperatura del aire evaluado a 24°C y las variaciones de velocidades del ventilador

Con respecto a esta última combinación, observamos que la curva correspondiente a velocidad del ventilador en **LOW**, y temperatura de Set-Point en 24°C, es la combinación más apropiada para mantener una temperatura estable de confort, con esto no significa que sea la combinación más óptima, para ello es necesario analizar además de las curvas de enfriamiento y consumo eléctrico, el cociente de potencia térmica. Con dicho indicador, si es posible emitir una verdadera recomendación, con la cual se genere una cultura de operación eficiente de los sistemas de acondicionamiento de aire, que para este objeto de estudio, serían los sistemas tipo mini-split, empleados en las embarcaciones tipo nodriza fluvial.

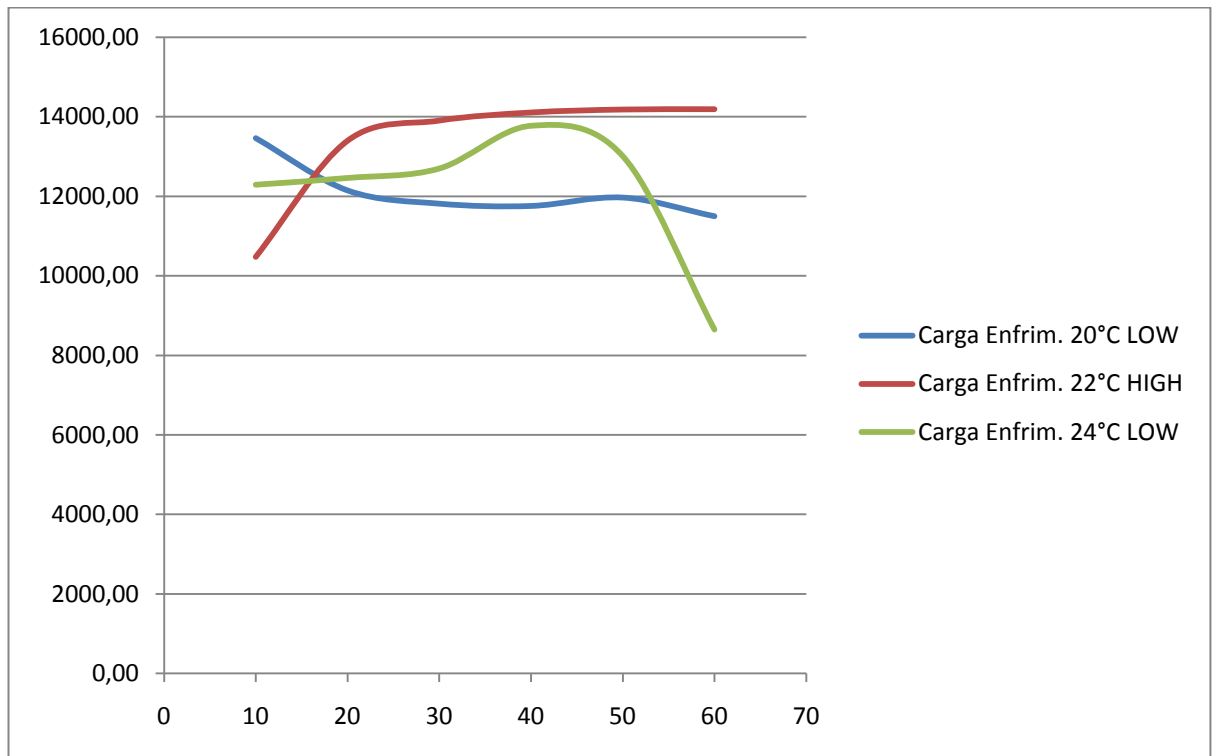


Figura 7-7. Curvas de Carga de Enfriamiento

Luego de haber inferido que de las 9 combinaciones, las tres mejores son las evaluadas con temperatura de Set-Point en 20°C y velocidad del ventilador en LOW, temperatura de Set-Point en 22°C y velocidad del ventilador en HIGH, y temperatura de Set-Point en 24°C y velocidad del ventilador en LOW. Si se observa con detalle estas curvas de carga de enfriamiento, se puede notar que dos de las curvas, se encuentran en un rango de operación de carga entregada por el equipo cerca de los 11800 BTU/H y 12400 BTU/H, luego se podría concluir que la tercera curva, correspondería a una entrega de carga, superior a la requerida, pero para estar seguro de esta condición, es mejor analizar el cociente de potencia térmica y a su vez, mirar el potencial de energía perdida, y con esta información, si deducir cual sería la condición más eficiente para operar estos equipos.

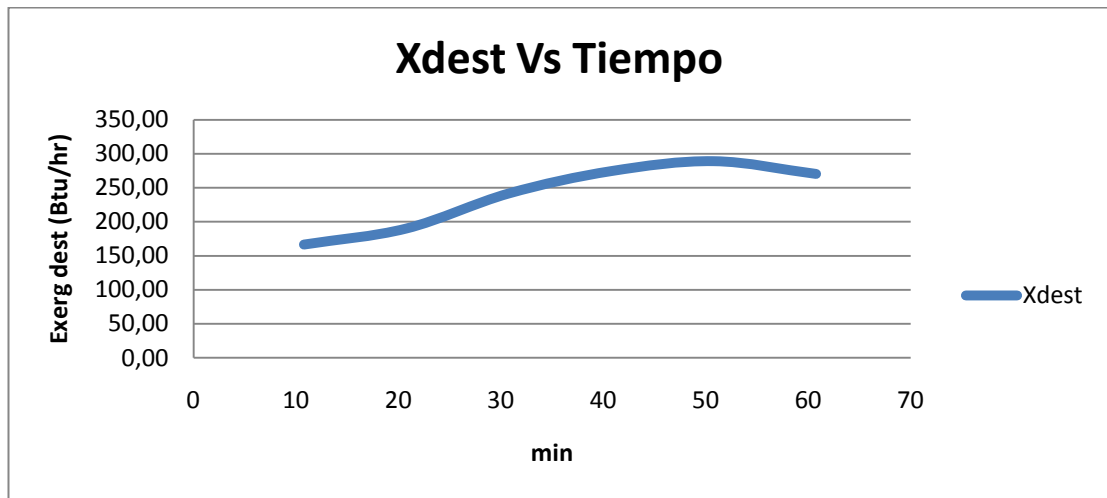


Figura 7-8. Curvas de exergia (20°C – LOW)

Tabla 7-1. Cociente de potencia térmico (EER) para 20°C - LOW

Prueba a 20 °C LOW		
Carga. Efrim. (Btu/h)	Consumo Electrico Equipo (W)	EER
13458,54	929,875	14,47
12143,92	944,873	12,85
11810,44	935,874	12,62
11752,60	953,872	12,32
11963,86	944,873	12,66
11494,19	956,871	12,01
Promedio		12,82

Al analizar la curva de la exergia destruida y ver la tabla del cociente de potencia térmico, se puede inferir que en esta combinación la mayor pérdida de energía durante todo el proceso de refrigeración ocurre los 40 y 55 min de puesta en marcha la prueba, arrojando una cifra de 270 BTU / H, pero a pesar de esta pérdida de energía, la eficiencia del equipo acondicionamiento de aire, se mantiene en promedio en 12.82.

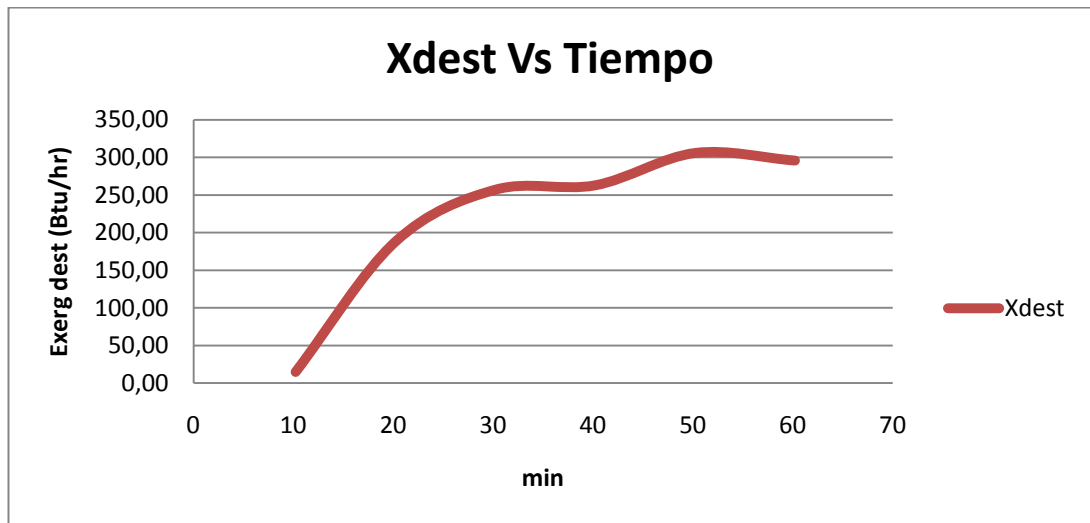


Figura 7-9. Curvas de exergia (22°C – HIGH)

Tabla 7-2. Cociente de potencia térmico para 22°C - HIGH

Prueba a 22 °C HIGH		
Carga. Efrim. (Btu/h)	Consumo Eléctrico Equipo (W)	EER
10474,73	752,899	13,91
13395,43	1082,854	12,37
13902,99	1070,856	12,98
14106,34	1076,855	13,10
14180,41	1058,858	13,39
14188,68	1046,859	13,55
Promedio		13,22

Para la combinación de 22°C y velocidad en HIGH, observamos que presenta una eficiencia muy alta, con una cifra en promedio de 13.22, lo que nos permite inferir que esta es una excelente opción de operación de alta eficiencia para unidades tipo mini-split, ya que si observamos la cantidad de energía perdida durante el proceso de enfriamiento, esta cifra es de 255 BTU / H, lo cual sería aceptable en términos energéticos, ya que sabemos que la idea de los equipos de alta eficiencia es reducir al máximo el mal uso de la energía.

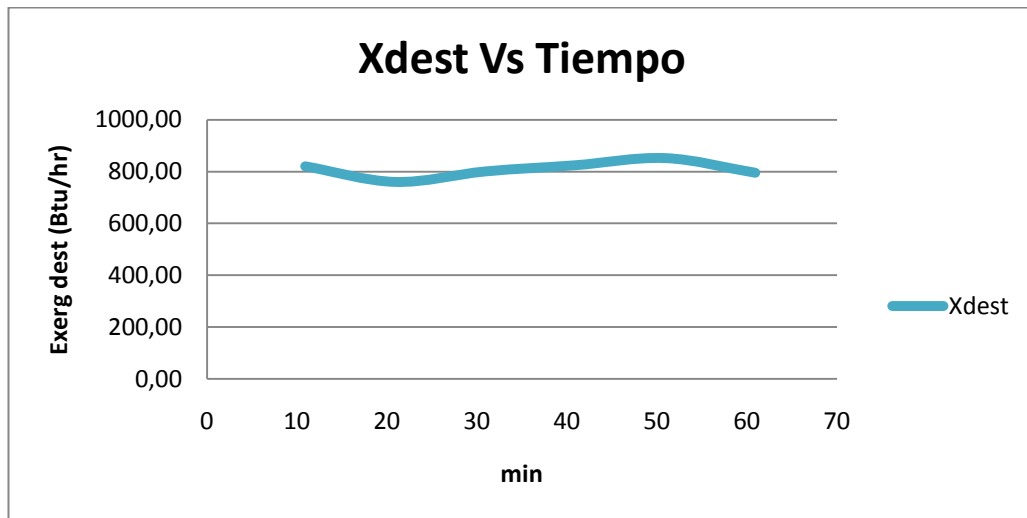


Figura 7-10. Curva de exergia (24°C – LOW)

Tabla 7-3. Cociente de potencia térmico para 24°C - LOW

Prueba a 24 °C LOW		
Carga. Efrim. (Btu/h)	Consumo Electrico Equipo (W)	EER
12290,14	977,869	12,57
12459,59	968,87	12,86
12697,13	959,871	13,23
13771,29	962,871	14,30
13010,45	965,87	13,47
8649,70	980,868	8,82
Promedio		12,54

Para esta ultima combinación, se logra concluir que a pesar de tener un buen índice de eficiencia, no es mejor que la combinación de 22°C – HIGH, ya que para la combinación de 24°C – LOW, la perdida de energía durante el proceso de enfriamiento es muy alto, lo cual limitaría su condición de operación, como un equipo de alta eficiencia.

CONCLUSION

Luego de realizar el balance de energía para el buque tipo nodriza fluvial VII se encontró que el local con mayor demanda energética es el Rancho, registrando un 20 % (30274,91Btu/hr) de la carga total del buque a las condiciones más críticas de operación, cuyo valor calculado fue de 150226.65 Btu/hr. Además se observó que del total de ganancias de calor para el Rancho, la transmisión de calor a través de las paredes, techos y pisos, es la más significativa con un valor máximo de 2856.78 Btu/h. Que al ser comparado con la carga térmica requerida por ese local representa el 56% de la carga total necesaria por el local. Mientras que para el local centro de operaciones tácticas, se requiere una carga de enfriamiento de

En cuanto al balance exergetico se halló que la mayor destrucción de la exergía la presenta el Rancho (9082.43 Btu/hr), lo que indica que de todos los compartimientos del buque, es quien genera la mayor pérdida de energía por parte del sistema de acondicionamiento de aire de la embarcación. También se puede establecer, que para el local Centro de Operaciones Tácticas, de la energía requerida para satisfacer las condiciones de confort del local, se están perdiendo 1349.05 Btu/hr.

Para comprobar que las condiciones de confort del buque tipo nodriza fluvial, están acorde a lo establecido en la guía para habitabilidad de la tripulación en buques (guide for crew habitability on ships en ingles) de la American Bureau of Shipping (ABS) se empleo una instalación experimental de acondicionamiento de aire a escala de laboratorio en la cual se simuló las condiciones del centro de operaciones tácticas del buque dado a la configuración de los mamparos y la temperatura de confort requerida en dicho local.

Los resultados arrojados de la experimentación fueron que cuando se establece una temperatura de 22°C y una velocidad HIGH, se logra controlar la temperatura del aire en un rango admisible de 22°C – 24°C, lo cual se encuentra acorde al a guía ABS, en la cual se recomienda que la temperatura para confort humano debe estar en 22 ± 1 °C. Además se concluyo que de todas las pruebas realizadas variando temperaturas en el rango de (20 – 24 °C), y velocidad del ventilador (HIGH – MED – LOW), la mejor configuración para estabilización de la temperatura de confort es 22°C con velocidad HIGH, ya que además de garantizar una temperatura de confort, presenta una alta eficiencia para el equipo de acondicionamiento de aire por encima 13, lo que supera la norma técnica Colombiana NTC-4366 del 2002, en la cual se estable un EER = 10, para equipos de recinto.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- **[1]** Zhentao Wei, Radu Zmeureanu, Exergy analysis of variable air volume systems for an office building. *Energy Conversion and Management* 50(2009) 387-392 Science Direct.
- **[2]** José Fernando Bosch Moreno, 2007, “Modelo Termoeconómico de una Central Térmica De Ciclo Combinado”. Tesis Maestral, Medellín – Colombia, Universidad Pontificia Bolivariana.
- **[3]** YUNUS A. ÇENGEL, Termodinámica. Universidad de Nevada en Reno: Mc Graw Hill, 2003.
- **[4]** P. Sakulpipatsin, L.C.M, Itard, H.J. van der kooi, E.C. Boelman, P.G. Luscuere, An exergy application for analysis of buildings and HVA systems. *Energy and Building* 42(2010) 90-90 ScienceDirect.
- **[5]** Trabajo de grado Evaluación del sistema de acondicionamiento de aire del buque tipo nodriza fluvial VII mediante el empleo de la metodología de calculo de carga térmica CLDT/CLFde la ASHRAE. Universidad Tecnológica de Bolívar. Lorena Aguádelo y Juan Jacob Silva.
- **[6]** *Fundamentals ASHRAE Handbook*, 1989.
- **[7]** **EXERGY EFFICIENT BUILDING DESIGN.** Poppong SAKULPIPATSIN MSc in Computer Science, Chulalongkorn University. MSc in Energy Conversion and Management, University of Applied Sciences Offenburg geboren te Suphan Buri, Thailand

- **[8]** Tesis sobre Diseño de una Instalación Experimental para el estudio del acondicionamiento de aire. Universidad Tecnológica de Bolívar. Jerónimo Hincapié
- Sarria L. Bienvenido. Mecánica de los fluidos aplicada. Cartagena: Universidad Tecnológica de Bolívar, 2007.
- Juan C. Armas Valdes, Margarita Lapido Rodríguez, Julio Gómez Sarduy, Pablo Roque Díaz, 2008. Optimización termoeconomica de sistemas de climatización por agua helada a partir de técnicas de inteligencia artificial.
- Gong, M. and Wall, G., On Exergetics Economics and Optimization of Technical Processes to Meet environmental Conditions, Presented at TAIES '97, June 10-13, pp. 453-460, Beijing, China, 1997.

ANEXOS (TABLAS)

Tabla 2-2. CLTD para paredes expuestas al sol

Latitud Norte								
Hora solar	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
Hora Máxima	18	9	10	11	14	16	17	18
CLTD Mínimo	-1	-1	-1	-1	-1	0	1	0
CLTD Máximo	26	39	55	51	46	63	72	55
diferencia del CLTD	27	40	56	52	47	63	71	55

Tabla 2-3. Corrección del CLDT por latitud y mes de diseño

Mayo/Julio	Latitud			HORIZONTAL
	0	8	16	
N	10	7	4	-2
NNE				
NNW	7	5	3	
NE				
NW	5	4	3	
ENE				
WNW	0	0	0	
E				
W	-3	-2	-1	
ESE				
WSW	-7	-5	-4	
SE				
SW	-8	-7	-5	
SSE				
SSW	-9	-9	-7	
S	-8	-7	-7	

Tabla 2-4. CLTD para techos

HORA SOLAR	CLTD PARA TECHOS
1	1
2	-2
3	-3
4	-3
5	-5
6	-3
7	6
8	19
9	34
10	49
11	61
12	71
13	78
14	79
15	77
16	70
17	59
18	45
19	30
20	18
21	12
22	8

23	5
24	3
Hora Máxima CLTD	14
Mínimo CLTD	-5
Máximo CLTD	79
Diferencia CLTD	84

**Tabla 2-5. Diferencial de temperatura
por carga de enfriamiento**

Hora	CLTD
1	0
2	2
3	0
4	-2
5	0
6	-2
7	0
8	0
9	0
10	4
11	0
12	9
13	0
14	13
15	0
16	14
17	0
18	12
19	0
20	8
21	0
22	4
23	0
24	2

Tabla 2-6. Coeficiente global de transferencia de calor para vidrios

PART A ---- VERTICAL PANELS (EXTERIOR WINDOWS, SLIDING PATIO DOORS, AND PARTITIONS) --- FLAT GLASS, GLASSBLOCK, AND PLASTIC SHEET				PART B ---- HORIZONTAL PANELS (SKYLIGHTS)--- FLATGLASS, GLASS BLOCK AND PLASTICDOMES			
Description	Winter	Exterior		Description	Winter	Exterior	
		summer	interior			summer	interior
Flat Glassb single glass	1,1	1,04	0,73	Flat Glassb single glass	1,23	0,83	0,96
insulating glass--doublec	0,62	0,65	0,51	insulating glass--doublec	0,7	0,57	0,62
0,1875-in.air spaced	0,58	0,61	0,49	0,1875-in.air spaced	0,65	0,54	0,59
0,25-in.air spaced	0,49	0,56	0,46	0,25-in.air spaced	0,59	0,49	0,56
0,5-in.air spacee				0,5-in.air spacee			
0,5-in.air space, low emittance coatingf				0,5-in.air space, low emittance coatingf			
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	0,5
insulating glass--triplec				Glass Blockh			
0,25-in,air spaced	0,39	0,44	0,38	11*11*3in.thick with cavity divider	0,53	0,35	0,44
0,5-in, air spacesg storm windows	0,31	0,39	0,3	12*12*4in.thick with cavity divider	0,51	0,34	0,42
1-in.to 4-in.air spaced	0,5	0,5	0,44	Plastic Domesk			
Plastic Sheet single glazed				single-walled	1,15	0,8	*
0,125-in.thick	1,06	0,98	*	double-walled	0,7	0,46	*
0,25-in.thick	0,96	0,89	*	PART C---ADJUSTMENT FACTORS FOR VARIOUS WINDOW AND SLIDING PATIO DOOR TYPES(MULTIPLY U VALUES IN PARTS A AND B BY THESE FACTORS)			
0,5-in.thick	0,81	0,76	*				
insulating unit---doublec				Description single glass Double or triple glass storm windows			
0,25-in.air spaced	0,55	0,56	*	Windows			
0,5-in.air spacec	0,43	0,45	*	All Glass1	1	1	1
			*	Wood Sash--80%Glass	0,9	0,95	0,9
Glass Block				Wood Sash--60%Glass	0,8	0,85	0,8
6*6*4in.thick	0,6	0,57	0,46	Metal sash--80%Glass	1	1,20m	1,20m
8*8*4in.thick	0,56	0,54	0,44	sliding patio doors			
with cavity divider	0,48	0,46	0,38	Wood Frame	0,95	1	*
12*12*4in.thick	0,52	0,5	0,41	Metal Frame	1	1,10m	*
with cavity divider	0,44	0,42	0,36				
12*12*2in.thick	0,6	0,57	0,46				

Tabla 2-7. Coeficiente de sombreado para vidrios

A. Single Glass				
Type of Glass	Nominal Thickness	Solar Trans.b	Shading Coefficient	
			ho=4,0	ho=3,0
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 2-8. Factor de ganancia de calor

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

Tabla 2-9. Factor de carga de enfriamiento para vidrios sin sombra

Hora	Tipo de construcción del cuarto	Latitud N								
		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 2-10. Factor de carga de enfriamiento para vidrios con sombra

Hora	Tipo de construcción del cuarto	Latitud N								
		N	NE	E	SE	S	SW	W	NW	HOR
1	M	0,08	0,03	0,03	0,03	0,04	0,06	0,05	0,05	0,06
2		0,07	0,02	0,02	0,03	0,04	0,05	0,05	0,04	0,05
3		0,06	0,02	0,02	0,02	0,03	0,04	0,04	0,04	0,04
4		0,06	0,02	0,02	0,02	0,03	0,04	0,04	0,03	0,04
5		0,07	0,02	0,02	0,02	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
6		0,73	0,56	0,47	0,3	0,09	0,07	0,06	0,07	0,12
7		0,66	0,76	0,72	0,56	0,16	0,11	0,09	0,11	0,27
8		0,65	0,74	0,8	0,74	0,22	0,14	0,11	0,14	0,44
9		0,73	0,58	0,76	0,81	0,38	0,16	0,13	0,17	0,59
10		0,8	0,37	0,62	0,79	0,58	0,19	0,15	0,19	0,72
11		0,86	0,29	0,41	0,68	0,75	0,22	0,16	0,2	0,81
12		0,89	0,27	0,27	0,49	0,83	0,38	0,17	0,21	0,85
13		0,89	0,26	0,24	0,33	0,8	0,59	0,31	0,22	0,85
14		0,86	0,24	0,22	0,28	0,68	0,75	0,53	0,3	0,81
15		0,82	0,22	0,2	0,25	0,5	0,83	0,72	0,52	0,71
16		0,75	0,2	0,17	0,22	0,35	0,81	0,82	0,73	0,58
17		0,78	0,16	0,14	0,18	0,27	0,69	0,81	0,82	0,42
18		0,91	0,12	0,11	0,13	0,19	0,45	0,61	0,69	0,25
19		0,24	0,06	0,06	0,08	0,11	0,15	0,16	0,16	0,14
20		0,2	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
21		0,2	0	0	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
22		0,13	0,04	0,04	0,05	0,07	0,08	0,08	0,08	0,08
23		0,1	0	0	0	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
24		0,1	0	0	0	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1

Tabla 2-11. Ganancia de calor típica de los motores eléctricos

Potencia	Tipo de Motor	rpm nominal	Eficiencia del motor %	Localización del motor y equipo respecto a la condición del espacio y corriente de aire		
				A	B	C
				Motor y equipo dentro, Btu/h	Motor y equipo afuera Btu/h	Motor dentro y equipo afuera. Btu/h
0.05	8 Shaded pole	1500	35	360	130	240
0.08	8 Shaded pole	1500	35	580	200	380
0.125	8 Shaded pole	1500	35	900	320	590
0.16	8 Shaded pole	1500	35	1160	400	760
0.25	8 plit phase	1750	54	1180	640	540
0.33	8 plit phase	1750	56	1500	940	660
0.50	8 plit 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	15500	12700	2790
7.5	3 – phase	1750	84	22700	19100	3640
10	3 – phase	1750	85	29900	24500	4490
15	3 – phase	1750	86	44400	38200	6210
20	3 – phase	1750	87	58500	50900	7610
25	3 – phase	1750	88	72300	63600	8590
30	3 – phase	1750	89	85700	76300	9440
40	3 – phase	1750	89	114000	102000	12600
50	3 – phase	1750	89	143000	127000	12600
60	3 – phase	1750	89	172000	153000	15700
75	3 – phase	1750	90	212000	191000	18900
100	3 – phase	1750	90	283000	255000	21200
125	3 – phase	1750	90	353000	318000	28300
150	3 – phase	1750	91	420000	382000	35300
200	3 – phase	1750	91	569000	509000	37800
250	3 – phase	1750	91	699000	382000	50300

Tabla 2-12. Ganancia de calor sensible y latente por personas

Grado de actividad		Calor Total (Btu/h)		Calor sensible (Btu/h)	Calor Latente (Btu/h)	% Calor Radiante sensible	
		Adulto	Promedio (Hombre/mujer)			Bajo	Alto
Sentado en el teatro	Teatro	390	330	225	105	60	27
Sentado en el teatro de noche	Teatro, noche	390	350	245	105		
Trabajos ligeros	Oficinas, hoteles, apartamentos	450	400	245	105		
Trabajo en la oficina con actividad moderada	Oficinas, hoteles, apartamentos	475	450	245	155	58	38
De pie, trabajo ligero, caminando	Grandes y pequeños almacenes	550	450	250	200		
Trabajos sedentarios	Restaurante	550	500	250	200		
Trabajo liviano en banco	Fabrica	490	550	250	250	49	35
Baile moderado	Salón de baile	800	750	275	275		
Caminando, trabajos en maquinas ligeras.	Fabrica	900	850	275	475		
bolos	bolera	1000	1000	305	545	54	19
Trabajo pesado	fabrica	1500	1450	375	625		
Trabajo con maquinaria pesada	fabrica	1500	1450	580	870		
Atletismo	Gimnasio	2000	1800	710	1090		

Tabla 2-13. Carga de enfriamiento para calor sensible por personas

FACTOR DE CARGA DE ENFRIAMIENTO PARA CALOR SENSIBLE POR PERSONAS	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 2-14. Caudal de infiltración o ventilación para puertas en una fachada o en dos fachadas

Designación	m ³ / h por m ³ de superficie		m ³ / h	
	No utilizada	Utilización media	Constantemente abierta	
			Sin vestíbulo	Con vestíbulo
Puerta giratoria – funcionamiento normal. Paneles abiertos	14.5	95	2040	1530
Puerta de cristal – rendija 5 mm	82.0	183	1190	850
Puerta de madera (2.1 * 0.9 m)	18.0	119	1190	850
Pequeña puerta de fabrica	14.0	119	-	-
Puerta de garaje o de carga	36.5	82	-	-
Rampa de garaje	35.5	124	-	-