

**Agua Caliente Sanitaria En Hoteles Con Climatización Centralizada
Todo-Agua: Comportamientos Operacionales**

***Sanitary Hot Water In Hotels With Chilled Water Centralized Air
Conditioning System: Operational Behaviors***

Autores:

Ms.C. Reineris Montero Laurencio. Centro de Estudio de Energía y Tecnología Avanzada de Moa. Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa. Cuba. Las Coloradas s/n. Telef: 0124-604476, rmontero@ismm.edu.cu

Ing. Amable Seberino Chirino Rodríguez. Departamento de Matemática e Informática. Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa. Cuba. Las Coloradas s/n. Telef: 0124-604476, achirino@ismm.edu.cu.

Ms.C. Ever Góngora Leyva. Centro de Estudio de Energía y Tecnología Avanzada de Moa. Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa. Cuba. Las Coloradas s/n. Telef: 0124-604476, egongora@ismm.edu.cu

RESUMEN:

En este trabajo se abordan las principales deficiencias que inciden en la operación de los sistemas de agua caliente sanitaria en hoteles con sistemas de climatización centralizados todo-agua, a partir de experiencias obtenidas durante diagnósticos energéticos. Tomando como caso de estudio un hotel, se realizan mediciones específicas de caudales de agua caliente para todas las situaciones posibles de demanda de una habitación y la evaluación de los intercambiadores de calor de placa, demostrándose las insuficiencias en su operación. Mediante modelos matemáticos que reflejan el porcentaje de ocupación horario de hoteles, se determinó su relación con el comportamiento de la recuperación del calor en las enfriadoras.

PALABRAS CLAVES: Agua Caliente Sanitaria, hoteles, Intercambiadores de calor de placas, sistemas de climatización centralizados todo-agua, ocupación.

ABSTRACT:

In this work are approached the main deficiencies that impact in the operation of the systems of sanitary hot water in hotels with chilled water centralized air conditioning systems, starting from experiences obtained during energy diagnostic. Taking like case of study a hotel, they are carried out specific mensurations of flows of hot water for all the situations possible of demand of a room, and the evaluation of the heat exchangers of badges, being demonstrated the inadequacies in their operation. By means of mathematical models that reflect the occupation percentage schedule of hotels, their relationship was determined with the behavior of the recovery of the heat in the cooling ones.

KEYWORDS: Sanitary Hot Water, hotels, heat exchangers of badges, centralized air conditioning systems, occupation.

INTRODUCCIÓN:

El transporte del agua caliente en hoteles con sistemas de climatización centralizada todo-agua, representa entre el dos y el seis por ciento del consumo de energía eléctrica total. Las bombas que garantizan la impulsión del agua caliente en cada uno de los circuitos que componen el sistema de agua caliente sanitaria (ACS), operan las 24 horas del día y los 365 días del año.

Los sistemas de ACS típicos en hoteles con climatización centralizada (ver Figura.1), están compuestos por tres circuitos de bombeo:

- Circuito primario de agua caliente (CPAC): mediante la recirculación de un determinado volumen de agua, se recupera el calor en los condensadores de las enfriadoras. Este volumen de agua pasa como fluido caliente por una de las placas de un intercambiador de calor hasta volver nuevamente al condensador de las enfriadoras. En caso que la temperatura del agua en el CPAC no garantice la temperatura del agua caliente de servicio, mediante un calentador o caldera se le incrementa la temperatura al agua en el propio CPAC.
- Circuito secundario de agua caliente (CSAC): circula un volumen de agua a contraflujo, por la otra placa del intercambiador de calor de placas, proveniente del agua a temperatura ambiente (ATA) que se rasarse en el sistema ACS (igual a la que se consume), más el volumen de agua del servicio que no se consume y retorna. Una vez que el agua gana calor en el intercambiador de calor de placas, se va almacenando en unos tanques.
- Circuito de recirculación: favorece la circulación del agua caliente por la red de tuberías de servicio distribuida por todo el hotel.

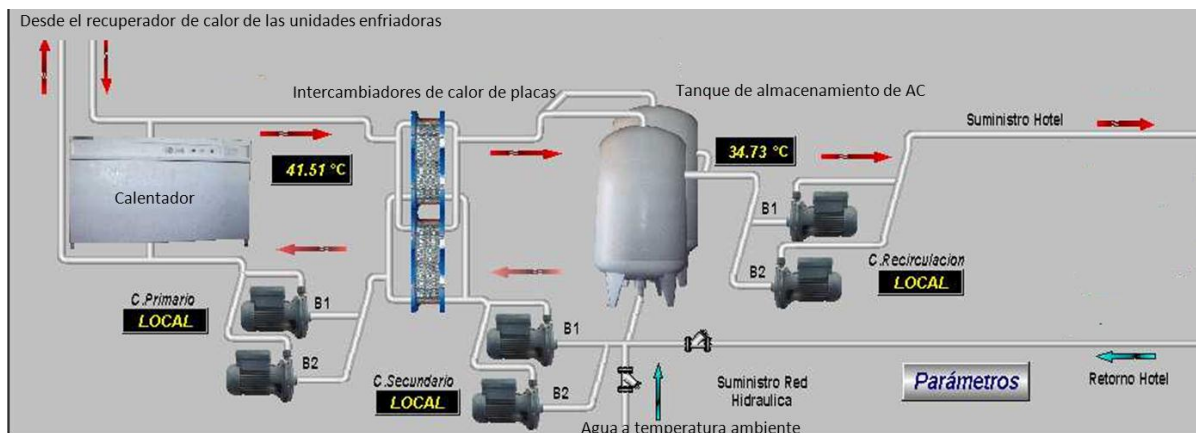


Fig.1. Sistema de Agua Caliente Sanitaria típico de un hotel.

Los portadores energéticos que por lo general se utilizan en el calentamiento auxiliar son: gas licuado del petróleo (GLP), diesel, fuel oil y energía eléctrica.

En la norma cubana NC: 45-6 de 1999 [1] se establece que en los hoteles con sistemas de climatización centralizados todo-agua o agua helada (SCCAH) como suelen llamarse, se debe implementar la recuperación de calor como requisito que permite utilizar el calor de la etapa de condensación de la unidades enfriadoras. Este calor se utiliza en el calentamiento del agua sanitaria, la cual puede usarse no

solo por los clientes, sino para otros usos tales como la cocción de alimentos, en lavanderías, etc.

Los parámetros de la condensación varían en el tiempo, esto depende en primer lugar de las condiciones técnicas de los condensadores y de la temperatura ambiente como parámetro fundamental del medio de enfriamiento [2-4]. En Cuba predomina el turismo de Sol y Playa [5], esto obliga a que los hoteles se ubiquen en las cercanías del mar. El ambiente agresivo del mar contribuye al deterioro sobre todo de los condensadores de las enfriadoras.

Después de varios años de explotación, las enfriadoras se sustituyen debido al fin de su vida útil. Las nuevas enfriadoras poseen condensadores con características distintas a los anteriores, sin embargo las bombas del CPAC se mantienen operando bajo condiciones similares de caudal y presión [6].

Es conocido que el condensador de las enfriadoras es un intercambiador de calor que puede ser enfriado por aire y por agua. Por aire, utilizando ventiladores que regulan el flujo mediante etapas de ventilación en función de la temperatura de condensación, y por agua mediante el CPAC.

La norma cubana NC: 220-3 [7] complementa lo planteado por la NC: 45-6 [1] referido a la recuperación de calor cuando expresa: se requiere la recuperación de calor en los equipos acondicionadores de aire mayores de 35 kW (10 TR) de capacidad frigorífica o compresores mayores de 11 kW, para edificios con servicio de agua caliente con un rango de entrada mayor de 22 kW (combustible fósil) ó 12 kW de potencia eléctrica, a no ser que se demuestre que el sistema no resulta efectivo económicamente por encima de su vida útil.

Todos los elementos mencionados anteriormente permiten definir como objetivo de la presente investigación: *Presentar situaciones operacionales típicas de los sistemas de agua caliente sanitaria en hoteles con sistema de climatización centralizado todo-agua, que reflejen el comportamiento energético de estos sistemas como base para la implementación de mejoras tecnológicas y de explotación.*

MÉTODOS:

Para realizar la investigación se seleccionó un sistema de ACS en un hotel, describiéndose las características técnicas de los componentes principales del sistema (bombas, intercambiadores de calor de placas, calentadores de apoyo, entre otros). Luego de esta caracterización se realizaron las siguientes acciones:

- Estudio del comportamiento del consumo del GLP utilizado en el calentamiento de apoyo del sistema de ACS, determinándose los valores promedios mensuales.
- Estudio de la demanda de ACS de una habitación característica, teniendo en cuenta los diferentes porcentajes de apertura de las mezcladoras del lavamanos y la ducha del baño.
- Evaluación de la eficiencia del intercambiador de calor (IC) de placas del sistema en relación a: el coeficiente global de transferencia de calor, la capacidad de trabajo, el calor real entregado, la relación entre el flujo del agua en el CPAC y la temperatura del agua en el CSAC, el comportamiento de las áreas de transferencia de calor.
- Establecimiento de las relaciones entre los modelos de ocupación horaria de las habitaciones de

hoteles con respecto a la diferencia de temperatura del agua que recupera calor en el condensador de las enfriadoras. Se identificaron los modelos de regresión correspondientes.

- Finalmente se muestran las consideraciones de los autores acerca de las insuficiencias energéticas de los SCCAH fundamentales de los sistemas de ACS en el contexto.

RESULTADOS:

El sistema de ACS caso de estudio corresponde a un hotel del polo turístico de Holguín. En las condiciones de experimentación, se recupera calor de una enfriadora de la marca FRIOCLIMA [8], con una capacidad de 180 toneladas de refrigeración. La enfriadora cuenta con dos compresores que poseen condensación por aire y por agua con 100 % de recuperación de calor vinculado a la producción de ACS y una potencia calorífica de 540 000 kcal/h. Para el aprovechamiento del calor de los condensadores, el sistema de ACS cuenta con 2 intercambiadores de calor a placas de la marca Alfa Laval.

El sistema cuenta con 4 tanques de almacenamiento de igual capacidad que suman un total de 20 m³. El agua almacenada en los tanques es impulsada a las diferentes dependencias del hotel y la que no se consume retorna apoyada por la bomba de recirculación. En correspondencia con el consumo del hotel se va incorporando agua a temperatura ambiente. La impulsión de ACS en los tres circuitos a través de bombas centrífugas con ejes dispuestos verticalmente. En la Tabla.1 aparecen las características fundamentales de los accionamientos que conforman los circuitos de bombeo.

Tabla.1. Datos de las tres bombas del sistema de ACS.

Parámetros	Bomba CPAC	Bomba CSAC	Bomba CR
Q (m ³ /h)	28	7	7
H (m)	27	20	20
P (kW)	4.6	2.6	2.6
I (A)	7.5	4.4	4.4
N (r.p.m)	3500	3440	3420
Factor de potencia	0.89	0.88	0.86
U (Volt)	460	460	460

Para el calentamiento de apoyo se cuenta con un calentador de GLP de la marca TELEDYNE LAARS, con una capacidad de entrada de 229 300 kcal/h y una presión de gas de 30 kg/cm². Cuando la temperatura de entrada es inferior a la necesaria en el CPAC (60 °C), se manda una señal y la caldera es conectada automáticamente por un tiempo promedio de 12 minutos, lográndose una temperatura adecuada de envío del ACS hacia el hotel (50 °C). La temperatura de salida del agua hacia el hotel, también depende de la transferencia de calor que se logre los intercambiadores, cuando se logra esta temperatura se desconecta el calentador.

Se implementó un sistema automático de medición (SAM) mediante el Sistema de Supervisión y Control de Procesos EROS versión 5.5.5.0 [9, 10].

Consumo promedio mensual de GLP en calentamiento de agua y demanda de ACS en habitaciones

El calentador tiene emplazado un metrocontador para registrar el consumo de GLP. Estas mediciones

permitieron conformar el gráfico de la Figura 2, donde aparecen los consumos promedios mensuales de GLP para el calentamiento auxiliar de agua del hotel, correspondientes a un periodo de 6 años.

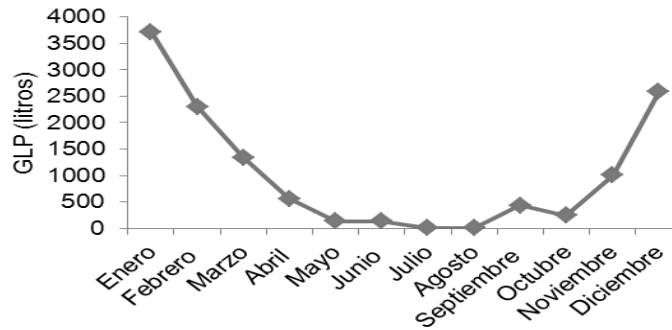


Fig.2. Consumo promedio mensual de GLP del hotel en el calentamiento auxiliar de agua.

Se aprecia que en los meses de invierno, en los cuales las unidades enfriadoras trabajan menos, es cuando se incrementa la demanda de GLP del calentador. En los meses más calurosos del año (mayo, junio, julio, agosto, septiembre y octubre) son muy bajos los consumos de GLP debido a que se hace máxima la recuperación de calor en los condensadores de las enfriadoras, en correspondencia con el incremento sustancial de las cargas térmicas.

Para tener un estimado de cómo se comportaría el consumo de ACS en una habitación típica, se midió el caudal para la apertura de las mezcladoras (mono-mando) del lavamanos y la ducha. Se inclinó el mango de las válvulas hasta el tope de arriba en el punto neutro (fría-caliente) y se fue cambiando la posición horizontal: 100 % del AC, 50 % de AC, AF=AC, AF=50%, AF=100% y válvula cerrada completamente. Los resultados de las mediciones se reflejan en la Tabla 2.

Tabla.2. Resultados obtenidos de la posible demanda de AC en una habitación.

% apertura mezcladoras	Lavamanos (l/min)	Ducha (l/min)	Sumatoria (l/min)
AF=AC cerrada	2	2	4
AF 100 %	2	2	4
AF 50%	4	3	7
AF=AC (0%)	6	6.5	12.5
AC 50%	7.5	11	18.5
AC 100%	9	14	23

*AC es agua caliente y AF es el agua fría (temperatura ambiente)

Evaluación de los intercambiadores de calor de placas

Los equipos que garantizan la transferencia de calor entre los circuitos primario y secundario del sistema de agua caliente sanitaria, son intercambiadores de calor de placas marca Alfa Laval, modelo MG – FG, de acero AISI 313, tipo Clip-on, con temperatura de diseño de 110 °C y presión de trabajo 0,69 MPa, el área de transferencia de calor es de 6,9 m², formada por 43 placas de 120 mm de longitud y 0,5 mm de espesor, con arreglo 1 x 24L. Estos dispositivos garantizan una potencia calorífica de 651,3 kW, para caudales de 82 y 20,7 m³/h en el circuito primario y secundario respectivamente.

A partir de los datos ofrecidos por el fabricante se conoce que la enfriadora marca FRIOCLIMA aporta entre 70,5 y 141 kW de calor para una capacidad de trabajo entre 50 y 100 % respectivamente, se estimó el comportamiento del coeficiente global de transferencia de calor, a través de la ecuación general de Fourier, según se muestra en la Figura 3, existiendo correspondencia con lo planteado por Ramesh y Kenneth en 1990 [11], quienes plantean que para estos tipo de intercambiadores de calor de acero inoxidable el coeficiente global de transferencia de calor oscila entre 3 y 7 kW/m²K y su eficiencia superior al 93 %. Esos valores dependen de la geometría, del material del intercambiador de calor y de las propiedades de los fluidos y sus parámetros de trabajo (Incropera, 2003).

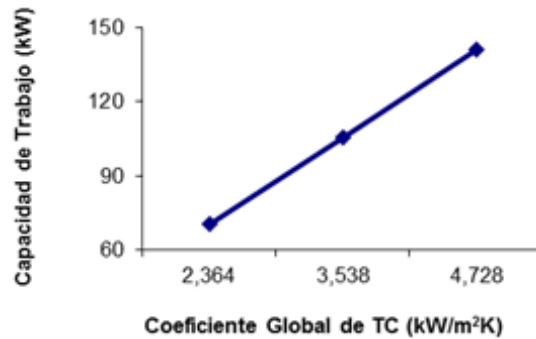


Fig.3. Comportamiento del coeficiente global de transferencia de calor $Ucaln$ (kW/m²K) versus Cantidad de calor disponible $UdRn$ (kW)

A través del modelo propuesto por Kern [12] se comprobó que los valores teóricos de la temperatura del agua caliente a la salida del intercambiador de calor se corresponden con los experimentales para un coeficiente global de transferencia de calor igual a 1,5 kW/m²K, 40 kW de calor entregado por el fluido caliente, que representa entre el 28 y el 42 % del calor total disponible en una sola enfriadora con los dos compresores trabajando a máxima capacidad (70,5 kW), y una diferencia de temperatura promedio de 2,39 y 3,3 °C para el fluido caliente y el frío respectivamente, siendo el área necesaria para las condiciones actuales de operación un 42 % menor que la real. Este comportamiento exige el funcionamiento de los ventiladores de los condensadores enfriados por aire, encargados de evacuar el calor entregado por el refrigerante en el condensador, ver Figura 4. Esto puede estar provocado por las incrustaciones que producen en las placas, por la mala calidad del agua.

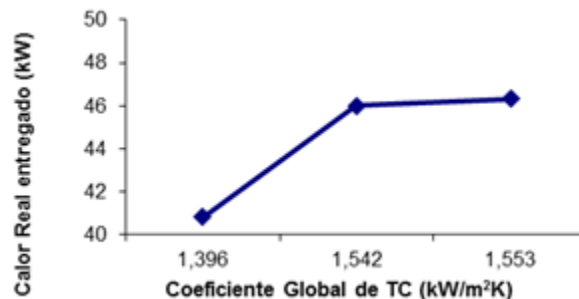


Fig.4 Comportamiento del coeficiente global de transferencia de calor versus Cantidad de calor real disponible.

Con el objetivo de estimar el área de transferencia de calor que garantice que el agua caliente sanitaria a la salida del intercambiador de calor (circuito secundario) cumpla con los estándares requeridos, se asume que: la temperatura de la misma alcanza valores de 50, 55 y 60 °C; la temperatura del agua de reposición en condiciones ambientales (ATA) es de 22 °C; la temperatura del agua a la entrada del intercambiador de calor en el circuito primario es de 62 °C, manteniendo una diferencia de temperatura en el recuperador de calor de 5 °C con respecto a la salida.

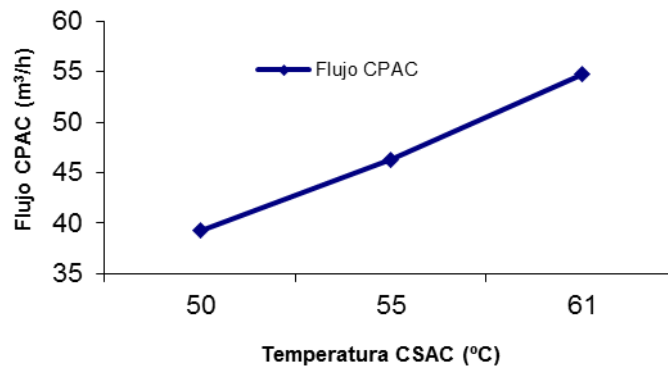


Fig.5. Flujo de agua en el CPAC en función de la temperatura del agua a la salida

Esto implica que para un flujo de agua 7,02 m³/h en el circuito secundario, se necesita un caudal de agua en el circuito primario superior al que puede entregar la enfriadora de FRIOCLIMA por si sola (entre 6 y 24 m³/h), garantizando una diferencia de temperatura de 5 °C, según se muestra la Figura 5.

Los resultados demuestran que cuando se trabaja con una diferencia de temperatura superior a los 17 °C en el circuito secundario, se necesita un mayor caudal de agua y a su vez una mayor área de transferencia de calor. La Figura 6 muestra el comportamiento de las áreas calculadas por los dos métodos LMTD y NTU con respecto al caudal de agua necesario.

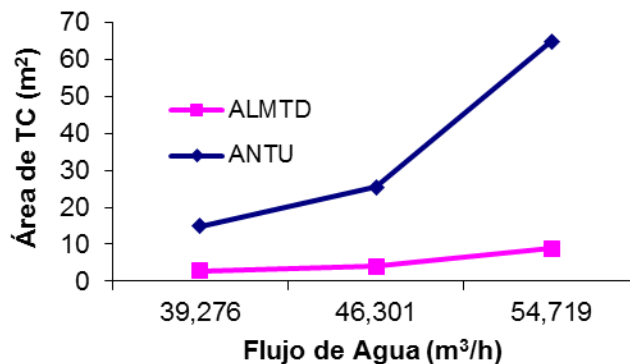


Fig.6. Comportamiento de las áreas de transferencia de calor (m²) por los métodos del NTU y LMTD en función del flujo de agua en el circuito primario (m³/h).

Relación entre la ocupación y la recuperación de calor en las enfriadoras

Fue necesario realizar una búsqueda bibliográfica para tener una idea del comportamiento de las ocupaciones horarias en hoteles. Esta tarea se desarrolló debido a la imposibilidad de contar con una domótica en las habitaciones del hotel caso de estudio que cumpliera con estos requisitos. Se encontraron estudios que reflejan comportamientos ocupacionales similares [13, 14]. Con los porcentajes ocupacionales se pudo confeccionar el gráfico de la Figura 7. En este gráfico aparece la dispersión entre la hora del día y el porcentaje de ocupación de hoteles con características similares al hotel del caso de estudio.

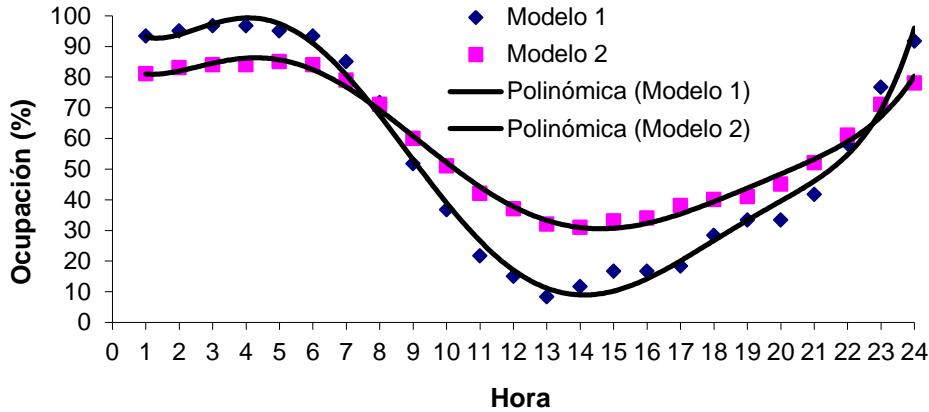


Fig.7. Resultados de estudios de comportamiento de la ocupación de hoteles.

Los modelos de regresión reflejan expresiones matemáticas correspondientes a polinomios del 6to orden con coeficiente de correlación de 0,99. Las expresiones son las siguientes.

- Modelo 1: $y = 0,00004x^6 - 0,0032x^5 + 0,0912x^4 - 1,1319x^3 + 5,5909x^2 - 9,1677x + 5,647$; $R^2 = 0,99$ (3)
- Modelo 2: $y = 0,000085x^6 - 0,006224x^5 + 0,170152x^4 - 2,054634x^3 + 10,003486x^2 - 17,277396x + 102,322828$; $R^2 = 0,99$ (4)

Para mostrar que la recuperación de calor en la condensación del ciclo de refrigeración de las enfriadoras, es proporcional al calor que se extrae del hotel mediante los circuitos secundarios de agua fría (CSAF) se presenta el gráfico de la Figura 8. Estos valores corresponden al promedio de 30 días de monitoreo con el SAM.

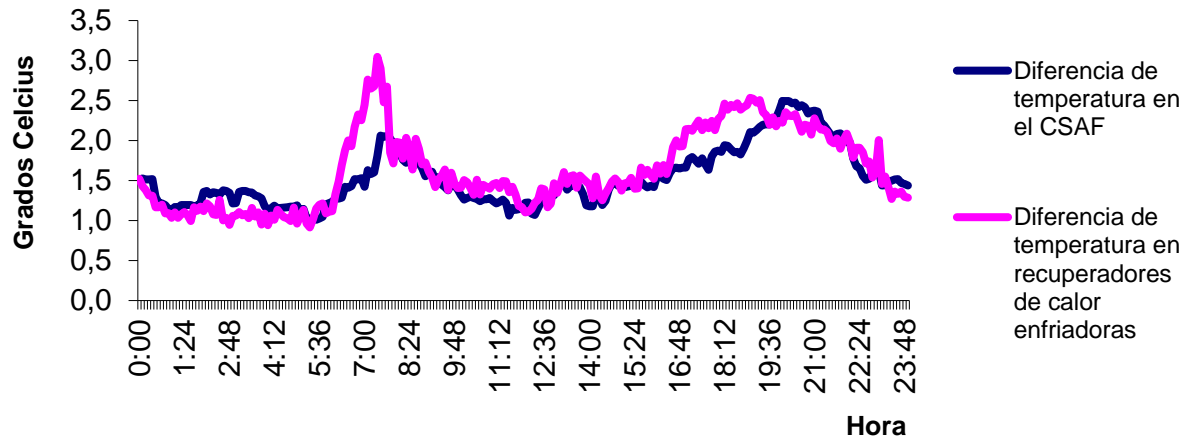


Fig.8. Variaciones promedio de la diferencia de temperatura en la recuperación de calor de las enfriadoras y en el CSAF de una zona de habitaciones.

Finalmente se determinaron las relaciones entre los datos del comportamiento de las ocupaciones y los diferenciales de temperatura del agua en la recuperación de calor (condensador de las enfriadoras). Los resultados se manifiestan en la Figura 9, indicando que existen coeficientes de correlación superiores a 0,81 entre estas variables.

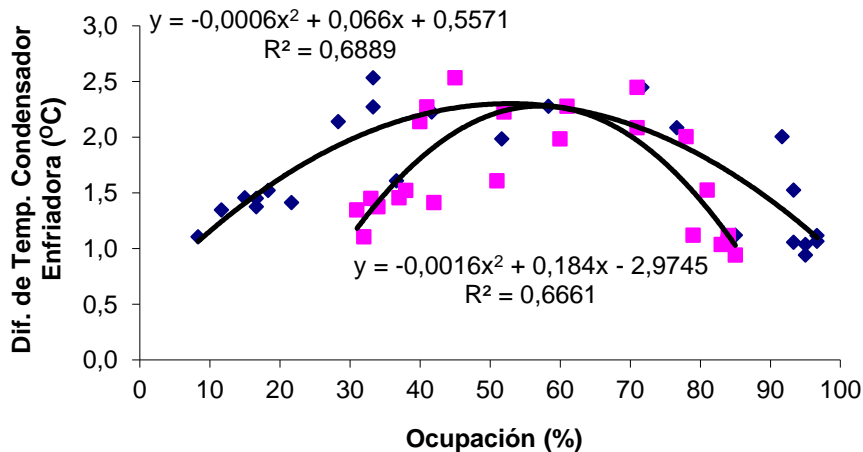


Fig.9. Relación entre ocupación y diferencia de temperatura en la recuperación de calor de los condensadores de las enfriadoras.

DISCUSIÓN:

El análisis de los resultados del caso de estudio se centra en los siguientes aspectos:

- Cuando funcionan los dos compresores de la enfriadora FRIOCLIMA la temperatura del agua en el CPAC alcanza valores de hasta 64 °C. Cuando trabaja un solo compresor, la temperatura no sobrepasa los 56 °C y como consecuencia se pone en funcionamiento el calentador de agua para garantizar la temperatura de envío del agua caliente de servicio a 50 °C.
- En ocasiones, cuando hay solamente un compresor funcionando, el calentador de agua permanece hasta 44 minutos trabajando para mantener la temperatura del agua en el CPAC en 60 °C.

- Se comprobó que la temperatura de los gases de escape en el calentador de agua está alrededor de los 208 °C, y que las pérdidas de calor por este concepto y a través de las paredes del calentador, son significativos.

- La cantidad de calor disponible en la recuperadora de calor de la enfriadora FRIOCLIMA, a pesar de no ser suficiente, no se aprovecha en su totalidad: de 141 kW disponible solo se utilizan 40 kW.

- La diferencia de temperatura del fluido frío y caliente en el intercambiador de calor de placas solo alcanza valores entre los 2 y 3 °C.

- Los niveles de recuperación de calor de las enfriadoras de los SCCAH, para los sistemas de ACS de hoteles están estrechamente relacionados con la ocupación horaria. Los picos de recuperación de calor coinciden con ocupaciones entre el 50 y el 70 %, en los horarios comprendidos entre las 7:00 - 9:00 horas y las 20:00 – 23:00 horas.

Por otra parte, a partir del reconocimiento de los sistemas de ACS durante los diagnósticos energéticos realizados en diferentes hoteles turísticos permiten realizar las siguientes consideraciones:

Una adecuada operación de los sistemas de ACS, partiendo de la manipulación de los fluidos del CPAC y CSAC que en la actualidad es constante, permitiría:

- Una mejor recuperación de calor en las enfriadoras, favoreciendo la condensación del refrigerante, lo cual conlleva a un menor consumo de energía eléctrica de los compresores.

- Entre más calor se recupere de las enfriadoras, menos cantidad del portador energético se utiliza en el calentamiento auxiliar.

Dentro de las causas que inciden en el comportamiento energético de los sistemas de ACS y que se reflejan en el comportamiento de las temperaturas del agua en los diferentes circuitos del sistema, se encuentran:

- El deficiente control de la temperatura de envío debido a que no se establece la mejor variable de referencia. En ocasiones se toma la temperatura de retorno, la temperatura en los tanques de almacenamiento o la propia temperatura de envío.

- Aparecen desequilibrios de presiones y caudales en las redes que inciden en las pérdidas de temperatura del fluido. En ocasiones por esta causa el servicio de ACS no llega a las habitaciones.

- Los propios regímenes de explotación de las áreas habitacionales crean un estado muy cambiante en el suministro de agua que en ocasiones provoca retardos en el fluido.

- Los sistemas de calentamiento auxiliar trabajan en determinadas situaciones como aporte permanente de calor y no como respaldo.

- Para ciertas condiciones de operación es insuficiente la ganancia de calor desde las enfriadoras. Esto provoca un consumo adicional del tipo de energía que se utilice en el calentamiento auxiliar. En el peor de los casos se ponen a trabajar etapas de la climatización centralizada, como solución emergente para obtener una fuente de calor en períodos de invierno, de baja ocupación o de condiciones ambientales desfavorables.

- Cálculos inadecuados que provocan el sobredimensionamiento del sistema durante el diseño.

- Relación constante entre los caudales de agua del circuito primario y secundario, los cuales no se adaptan en muchos de los casos a las necesidades reales del fluido.

- Régimen de operación constante de la bomba de recirculación, independientemente de la demanda (en las diferentes temporadas y horarios del día).

- No se emplean energías alternativas para el calentamiento del agua, insertadas en el sistema de ACS que favorezcan la concepción de sistemas híbridos con la consecuente disminución de los portadores energéticos en el calentamiento auxiliar.

CONCLUSIONES:

1. Los horarios en los que se incrementa la cantidad de calor recuperado en las enfriadoras (incremento de la diferencia de temperatura del agua en el CPAC), coinciden con los horarios de mayor porcentaje ocupacional de las habitaciones y locales del hotel. La cantidad de calor recuperado dependerá de las condiciones del medio refrigerante (temperatura ambiente), de las características del condensador utilizado, de las propiedades del refrigerante y del flujo de agua en el CPAC.

2. Resultan insuficientes las investigaciones relacionadas con los sistemas de ACS en hoteles con SCCAH, las cuales podrían aportar sugerencias operacionales relacionadas con los procesos de

transferencia de calor, comportamiento de los termo-fluidos y el empleo de los portadores energéticos. El reconocimiento de las características operacionales de cada uno de los elementos del sistema, permite sustentar las propuestas de mejoras en función de la eficiencia energética.

BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS:

- [1] OFICINA NACIONAL DE NORMALIZACIÓN, "NC-45- 1-3 Bases del diseño para el turismo". 1999.
- [2] BRAUN, J. E., "Supervisory Control Strategies and Optimization". ASHRAE Applications Handbook. 1999, p. 36.
- [3] NORFORD, L., "Energy estimating and modeling methods". ASHRAE Handbook - Fundamentals Unated State: ASHRAE, 2009, p. 39.
- [4] ÁLVAREZ-GUERRA PLACENCIA, M.; RODRÍGUEZ SANTOS, O.; et al., "Temas avanzados de refrigeración y acondicionamiento de aire". Universidad de Cienfuegos: UNIVERSO SUR, 2008. 200 p. ISBN 978-959-257-180-8.
- [5] TORRES RODRÍGUEZ, R. M., "Tecnología para la gestión de los servicios técnicos en hoteles de sol y playa: aplicaciones en hoteles del polo turístico de Guardalavaca". Tesis Doctoral, Universidad de Holguín. 2008.
- [6] DELGADO VELÁZQUEZ, O., "Componentes de la climatización centralizada en hoteles: propuestas para racionalizar el consumo energético". Tesis de Ingeniería, Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa. Moa, 2009.
- [7] OFICINA NACIONAL DE NORMALIZACIÓN, "NC -220-1,2,6-9 Requisitos de diseño para la eficiencia energética". 2002.
- [8] FRIOCLIMA, "Enfriadoras de agua de condensación por aire con compresores alternativos y baterías de condensadores en W". 2002.
- [9] NUÑEZ ESTENOZ, M.; RODRÍGUEZ RODRÍGUEZ, Y., "Sistema Automático de Medición para variables termohidráulicas en la Climatización Centralizada del Hotel Blau Costa Verde". Tesis de Ingeniería, Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa. 2009
- [10] ARCE ARIAS, J. M., "Evaluación termoenergética de la operación de un Circuito Secundario de Agua Fría a flujo variable en Climatización Centralizada". Tesis de Ingeniería Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa. Moa, 2012.
- [11] RAMESH K., S.; KENNETH J., B., Heat Transfer and Mass. 1990.
- [12] KERN, D., "Procesos de Transferencia de Calor". México: MacGraw Hill Book Company, 1990. 980 p.
- [13] ENERGY DESIGN RESOURCES, "Guestroom controls for the hospitality sector: The Orchard Garden Hotel, a case study". e-News, January 2010, no. 68, p. 4.
- [14] ENERGY DESIGN RESOURCES, "Guest Room Occupancy Controls ". e -News, Octubre 2011, no. 73, p. 5.

Recibido: 20-11-13

Aceptado: 10-1-14