

Fecha de presentación: septiembre, 2015 Fecha de aceptación: octubre, 2015 Fecha de publicación: diciembre, 2015

ARTÍCULO 12

ALTERNATIVAS DE PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN INSTALACIONES HOTELERAS CON CLIMATIZACIÓN CENTRALIZADA

ALTERNATIVES FOR SANITARY HOT WATER PRODUCTION IN HOTEL BUILDINGS WITH CHILLED WATER SYSTEMS

MSc. Yarelis Valdivia Nodal¹

E-mail: yvaldivia@ucf.edu.cu

MSc. Yamilé Díaz Torres¹

Dra. C. Margarita Lapido Rodríguez¹

¹Universidad de Cienfuegos. Cuba.

¿Cómo referenciar este artículo?

Valdivia Nodal, Y., Díaz Torres, Y., & Lapido Rodríguez, M. (2015). Alternativas de producción de agua caliente sanitaria en instalaciones hoteleras con climatización centralizada. Revista Universidad y Sociedad [seriada en línea], 7 (3). pp. 88-94. Recuperado de <http://rus.ucf.edu.cu/>

RESUMEN

Se presenta un estudio comparativo de alternativas de calentamiento auxiliar para la producción de agua caliente sanitaria en instalaciones hoteleras con climatización centralizada. Se utilizan la evaluación termodinámica y el costo del ciclo de vida como herramientas para la selección de la variante más económica y de menor impacto ambiental. Se evalúan tres alternativas de calentamiento auxiliar: con resistencias eléctricas, gas licuado de petróleo y energía solar. Los resultados demuestran que el sistema con calentador solar de apoyo aunque son la mejor opción desde el punto de vista energético y ambiental, su elevado costo de inversión y el tiempo de recuperación de la inversión no lo hacen una opción atractiva. El menor costo de ciclo de vida lo tiene el calentador a gas que aunque contribuye en mayor medida al impacto ambiental por concepto de emisiones de CO₂, sin lugar a dudas es la alternativa más factible desde el punto de vista económico y de operación a lo largo de su vida útil.

Palabras clave:

Agua caliente sanitaria, climatización centralizada, calentadores auxiliares.

ABSTRACT

A comparative study of alternative auxiliary heating for sanitary hot water in hotel buildings with chilled water plant is presented. Thermodynamics assessment and life cycle cost are the tools for selecting the most economical option and reduced environmental impact. Three alternatives are evaluated for auxiliary heating: electric, gas and solar collectors heaters. The obtained results showed that the system with solar auxiliary heater even are the best option in energetic and environmental terms, the high investment cost and payback period do not confirm as an attractive option. The lower life cycle cost is achieved with gas heater that although most contributes to the environmental impact by way CO₂ emissions, there is no doubt it is the most feasible alternative from an economic and operation point of view during its lifetime.

Keywords:

Sanitary hot water, chiller water system, auxiliary heaters.

INTRODUCCIÓN

Los sistemas de producción de agua caliente sanitaria (ACS) están muy extendidos en la sociedad moderna donde la disponibilidad de agua caliente es considerada un requisito de confort imprescindible. Uno de los sectores que más demanda este servicio es el sector hotelero, donde las necesidades de agua caliente sanitaria representan una parte importante del consumo energético. Estas necesidades varían sensiblemente dependiendo de la categoría del hotel y nivel de ocupación, alcanzando valores de hasta un 15-25 % del consumo total de energía del mismo.

La producción de agua caliente sanitaria puede lograrse a través de diferentes tecnologías. Una parte significativa es producida por calderas de agua caliente, aunque en la mayoría de las instalaciones hoteleras que poseen sistemas de climatización centralizada se obtiene a partir del aprovechamiento del calor de condensación residual, según lo establecido por la norma NC 45-6:1999.

En estas instalaciones, la disponibilidad de calor para la recuperación es variable y, en ciertas condiciones de operación, resulta insuficiente para satisfacer la demanda de ACS, lo que conlleva a la necesidad de un calentamiento auxiliar y por tanto un consumo adicional de energía. Los portadores energéticos que por lo general se utilizan para ello son: gas licuado del petróleo (GLP), diesel, fuel oil y energía eléctrica.

Hasta el momento, en Cuba, no se reporta el empleo de energías renovables para el calentamiento auxiliar en tales sistemas. Ello sin dudas favorecería la disminución del consumo de energía primaria y la reducción del impacto ambiental asociado.

Varios autores (Atkinson, 2009; Montero, 2010; Rahman, 2011; Bernardo, 2012; Ayompe, 2013) refieren que no existe una única variante para el calentamiento de agua sanitaria, que ello depende de diversos factores como las características de la edificación, equipamiento disponible, el uso de la fuente de calor residual, disponibilidad y costo del agua, tarifa eléctrica, regulaciones, así como parámetros climatológicos y de operación que aseguren el confort y un funcionamiento adecuado del equipamiento.

Gong, G. et al (2012), realizan un estudio termodinámico sobre el comportamiento de un sistema combinado que proporciona agua caliente sanitaria y aire acondicionado simultáneamente para un hotel. Evalúan el desempeño del sistema y sus componentes para un amplio rango de condiciones de operación y estiman el potencial energético y ahorro de los costos asociados al sistema combinado, con lo que demuestran la utilidad de este tipo de esquemas en instalaciones hoteleras. Del mismo modo dejan explícito la importancia de contar con un modelo termodinámico para la optimización de

parámetros como la temperatura de evaporación y el flujo de agua caliente sanitaria.

Montero (2014), aborda las principales deficiencias que inciden en la operación de los sistemas de agua caliente sanitaria en hoteles con climatización centralizada todo agua. Realiza mediciones de caudales de agua caliente para diferentes situaciones de demanda en habitaciones del hotel caso de estudio, evalúa los intercambiadores de placas y comprueba que una adecuada operación de los sistemas permitiría una mayor recuperación de calor en las enfriadoras (favoreciendo la condensación del refrigerante) y un menor consumo de energía eléctrica de los compresores.

La selección adecuada de los calentadores auxiliares debe realizarse sobre la base de criterios energéticos, económicos y ambientales. En este sentido, la evaluación energética y el costo de ciclo de vida constituyen herramientas de apoyo en la toma de decisiones, tanto en el diseño como en la operación de los sistemas. El objetivo principal de este trabajo es realizar un estudio comparativo de alternativas tecnológicas de producción de agua caliente sanitaria en sistemas de climatización centralizada con recuperación de calor y calentadores auxiliares, que faciliten la selección de la variante más adecuada.

En las instalaciones que poseen climatización centralizada, el sistema de producción de agua caliente sanitaria está integrado por las enfriadoras de agua que incorporan recuperadores de calor sensible, en los que se logra el aprovechamiento del potencial térmico del refrigerante en este punto del ciclo. Este calor se utiliza para calentar agua en un circuito cerrado, donde por medio de intercambiadores de calor agua-agua el mismo se transfiere en un circuito secundario al agua de consumo.

Cuando la cantidad de calor recuperado es insuficiente para alcanzar la temperatura deseada del agua para consumo, entonces se requiere del uso de calentadores auxiliares para satisfacer estas necesidades.

En este estudio se tendrán en cuenta las siguientes consideraciones:

- Se limita el sistema solamente al circuito de producción de agua caliente sanitaria y los componentes que intervienen en dicho esquema, para el cálculo de la eficiencia.
- En la comparación de alternativas solo se evaluarán tres tipos de calentadores auxiliares: del tipo eléctrico, con gas, y colectores solares.
- Se estima el costo de la energía eléctrica mediante el cálculo de un promedio ponderado, según la tarifa eléctrica del hotel, el cual es 0,249 \$/kWh, así como el costo del GLP de 0,42 CUC/kg.
- El costo del ciclo de vida se realiza bajo la suposición de que el sistema se encuentra trabajando con un 50 % de

recuperación de calor, por ser el caso en que se necesita mayor uso del calentador auxiliar y como consecuencia mayor consumo energético.

- Los costos de instalación y mantenimiento se estimaron como un 15% y 1 % del costo total del sistema respectivamente.
- Presión de referencia 1 bar, Temperatura de referencia, 25°C.

DESARROLLO

En este estudio se utilizan los métodos de análisis termodinámico (energético y exergético) y del costo del ciclo de vida para determinar los indicadores de eficiencia energética y económicos necesarios. Dentro de los índices se determinan la eficiencia energética del sistema combinado de producción de agua fría y caliente por la expresión 1 donde η representa la eficiencia energética del sistema de recuperación de calor con el calentador de apoyo.

$$\eta = \frac{Q_{recup} + Q_{apoy}}{W_{apoyo}} \quad (1)$$

Donde, Q_{rec} , Q_{ap} y W_{ap} son la capacidad de calor producida por el recuperador de calor, cantidad de calor producida por el calentador de apoyo y la energía suministrada por el calentador auxiliar, respectivamente, en kW, las cuales se determinan por las siguientes expresiones de cálculo:

$$Q_{rec} = m_{agua} \cdot \rho \cdot (t_{rc} - t_{rc}) \quad (2)$$

$$Q_{ap} = m_{agua} \cdot \rho \cdot (t_p - t_{rc}) \quad (3)$$

C_p , es el calor específico del agua, (kJ/kgK); t_{rc} , la temperatura del agua a la entrada del recuperador, (K), y t_{rec} , temperatura del agua a la salida del recuperador, t_{ap} es la temperatura del agua a la salida del calentador de apoyo, t_{acs} es la temperatura de agua de consumo, en (K).

La expresión (4) define que la eficiencia exergética (ε) que relaciona los flujos de exergía según el concepto de productos/recursos, de acuerdo a la siguiente expresión:

$$\varepsilon = \eta \frac{1 - T_0/T_{acs}}{\left(1 - \frac{T_0}{T_{rec}}\right) + \left(1 - \frac{T_0}{T_p}\right)} \quad (4)$$

Donde:

T_0 , T_{acs} , T_{rec} y T_p son las temperaturas de referencia, agua caliente de consumo, salida del recuperador de calor, y agua caliente a la salida del calentador auxiliar respectivamente, en (K).

Costo del ciclo de vida

El costo del ciclo de vida de cualquier equipo es el costo total de toda su vida, desde la adquisición, instalación, operación y mantenimiento hasta el desmontaje y disposición final del mismo. La metodología a utilizar en esta investigación es tomada de la Norma Europea (UNI EN ISO 14040: 1997) y de manera muy general de otras bibliografías. Este método de análisis compara el total acumulativo de costos de instalación, operación y mantenimiento de dos o más alternativas según:

$$CCV = VPN = -k_0 + \sum_{i=1}^n \frac{F_i}{(i+D)^i} \quad (5)$$

En este caso en flujo de caja (F_i) incluye: costo inicial (K_0),

costo de instalación, costo de la energía, costo de operación, costo de mantenimiento, que se considerarán positivos. De forma general el flujo de caja se puede calcular como:

$$F_c = (I_i - G_i - D_p) * (1 - t/100) + D_p \quad (6)$$

Donde I , G , t , son los ingresos (\$), gastos (\$), tasa de impuestos (%) y depreciación del equipamiento en el año i , quedando la expresión:

$$CCV = -[K_0 + \sum_{i=1}^n \frac{G_i}{(i+D)^i}] \quad (7)$$

Dado que en muchos equipos y sistemas energéticos los costos de la energía y el mantenimiento constituyen las partidas principales, es importante considerar, no solo los costos actuales, sino también las tasas de incremento anual esperadas en los precios de la energía y en los costos de la mano de obra y materiales para el mantenimiento y reparación del sistema.

Estudio de caso en una instalación hotelera

La instalación en estudio cuenta con dos enfriadoras de la marca CHAWT- 1402 de configuración simétrica con 404 kW de capacidad cada una, conectadas en paralelo a flujo constante y como sustancia refrigerante utiliza R22. Se recupera calor de ambas enfriadoras en un circuito cerrado de agua caliente que es circulada por tres tanques de 5m³, dos intercambiadores de calor agua – agua que elevan la temperatura del agua del tanque superior a 50°C y de ahí es bombeada a los bloques habitacionales. Este sistema cuenta además con un calentador auxiliar que es el encargado de llevar el agua a la temperatura deseada (60°C). La presión de succión es de 3.9 bar; presión de descarga, 17.3 bar; flujo de refrigerante, 2.45 kg/s el flujo de

agua caliente circuito primario, 5.83 kg/s flujo de agua caliente circuito secundario 2.8 kg/s, flujo de agua en el evaporador, 19.4 kg/s flujo de aire en el condensador 48.35 kg/s, Potencia eléctrica 110 kW, rendimiento insentrópico 0.8.

Los resultados del análisis termodinámico se muestran en la tabla 1, para el sistema de climatización centralizada con recuperación de calor, operando a 100, 75 y 50% de la capacidad frigorífica y 50% de recuperación de calor para cada capacidad de frío mencionada anteriormente. Además se muestra la cantidad de calor que necesita el calentador de apoyo para elevar la temperatura hasta 60 °C.

Tabla 1. Resultados del análisis termodinámico para diferentes condiciones de operación y por ciento de recuperación de calor.

Parámetros de operación/ capacidad frigorífica	100%	75%	50%
Trabajo de compresión (kW)	226.48	170.20	113.78
COP	3.57	4.75	7.10
Rendimiento del sistema	5.85	5.28	4.71
Temperatura a la salida del recuperador (°C)	71.2	61.9	55.3
Temperatura a la salida del calentador auxiliar(°C)	71.2	61.9	60.0
Temperatura de consumo de ACS (°C)	84.1	64.8	51.0
Q Recuperado (kW)	517,24	291,53	129,92
Q calentador auxiliar (kW)	0	0	114.07
Consumo de energía del calentador auxiliar (kWh)	0	0	13688
Consumo del chiller (kWh)	489207	367632	245754

Se puede apreciar que cuando el sistema trabaja al 100% y 75 % de capacidad frigorífica no es necesario utilizar calentador auxiliar pues se satisface la temperatura deseada (60°C), no así en el caso en que la operación es al 50 % donde se requiere el apoyo.

Caso de estudio 1. Calentador de gas

El régimen de trabajo del calentador a gas estará sujeto a las condiciones de operación del sistema para las cuales se requiera de calentamiento auxiliar. Se considera en el estudio una caldera del tipo piro-tubular, marca Pegasus-F2-102 de 99 kW de potencia útil; 1.25kg/s de caudal de agua; alcanza temperaturas entre 60-80°C y 85% de eficiencia. Teniendo en cuenta que el sistema trabaja un promedio de 120 días al año bajo condiciones a cargas parciales, (75% y 50%) se estima un consumo total de 209 952 kg de GLP al año, trabajando 18

horas al día. Según datos del proveedor este tipo de calderas en el mercado tienen un costo de 5787 CUC.

A partir de la ecuación de balance térmico, se determina la eficiencia del calentador a gas como la razón que representa el calor útil (producción de agua caliente), entre el calor disponible (consumo de combustible), según la ecuación 8.

$$\eta = \frac{Q_{\text{útil}}}{Q_{\text{disp}}} = \frac{Q_{\text{acs}}}{m_{\text{gas}} \cdot c_r} \tag{8}$$

Donde m_{gas} es el flujo de gas necesario para calentar el agua en el calentador (kg/s), c_r es el valor calórico del combustible GLP (49742 kJ/Kg).

Caso de estudio 2. Calentador eléctrico

En el caso del calentador eléctrico, prácticamente el 99% de la energía que consume se convierte en calor, por lo tanto su potencia eléctrica es casi la misma que su potencia térmica. En este caso de estudio se seleccionan 4 calentadores del tipo CE-120-AS, de 30 kW de potencia eléctrica cada uno, para un total de 120 kW, capacidad de 450 lts. Igualmente considerando un tiempo de operación diario de 18 horas, durante el período de estimación constituye el elemento de mayor consumo energético, con 256 608 kWh al año, así como de mayor impacto ambiental con 241,2 ton de emisiones de CO₂ anuales, y representa la variante de mejor eficiencia.

Caso de estudio 3. Calentador solar

En régimen estacionario, el calor útil por la unidad de tiempo o la potencia calorífica Q_u , alcanzada por un campo de colectores solares se obtiene por las ecuaciones 9 y 10.

$$\int_{t1}^{t2} Q \quad d = A_c * \int_{t1}^{t2} G \quad d * \int_{t1}^{t1} \eta \quad d \tag{9}$$

$$\int_{t1}^{t2} Q \quad d = \dot{m}_e * \rho * \int_{t1}^{t2} (t_s - t_e) \quad d \tag{10}$$

En donde, G en W/m², es la radiación incidente por unidad de superficie. Ac es el área útil de colectores solares (m²); \dot{m}_e es el

flujo másico en el campo de captación solar, t_s y t_e son temperaturas de entrada y salida del circuito (°C); η es la eficiencia del colector solar (%). La eficiencia del colector se puede expresar en términos de la eficiencia óptica y las pérdidas de calor al ambiente se calculan por la ecuación (15):

Para el esquema propuesto se muestra en la figura 1, teniendo en cuenta la ecuación 11, así como los datos técnicos del colector solar ORCUS: Área total/Área de apertura(área útil) 2.57 /2.24 m² Rendimiento óptico del colector 60.5 %. Coeficiente

global de pérdidas de primer grado $0,850\text{W/K}\cdot\text{m}^2$; Coeficiente global de pérdidas de segundo grado $0,010\text{W/K}^2\cdot\text{m}^2$. De acuerdo a las condiciones meteorológicas de la región se requieren un total de 115 colectores solares para satisfacer la demanda de agua caliente con la temperatura requerida calculada bajo las condiciones de trabajo del 50 % de la capacidad frigorífica y el 30 % de recuperación.

$$\eta = c_0 - (c_1 - c_2 * (t_m - t_{amb})) * \frac{(t_m - t_{amb})}{G_t} \quad (11)$$

Donde c_0 es el rendimiento óptico del colector; c_1 y c_2 son los coeficientes de pérdidas lineal y cuadrático de colector ($\text{W/m}^2\text{K}$), ($\text{W/K}^2\cdot\text{m}^2$); t_m es la temperatura media del fluido (K) y t_{amb} la temperatura ambiente (K). Igualando las expresiones 9, 10 y 11 se determina el comportamiento dinámico del campo de colectores solares y se estima con precisión el área colectora requerida para producir agua caliente con la temperatura y flujo másico especificado.

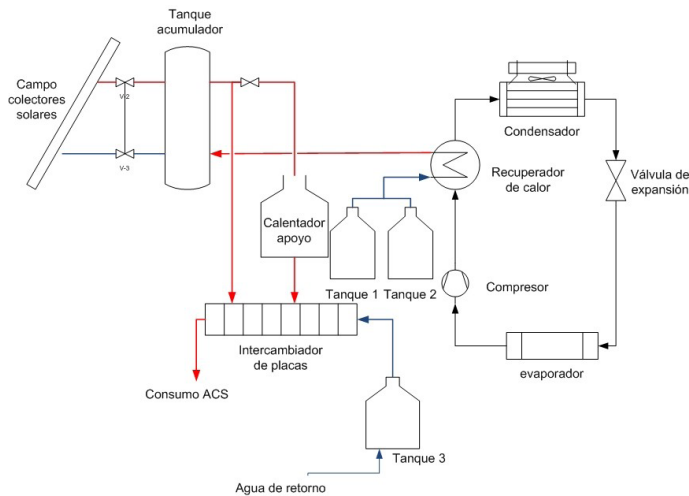


Figura 1. Esquema del sistema de apoyo mediante energía solar.

El régimen de operación estimado es el siguiente: A las 8:30 de la mañana, cuando la radiación solar alcanza aproximadamente $200\text{-}250\text{W/m}^2$, se conecta una bomba que hace circular el agua por el circuito primario hasta que se alcanza valores de temperatura iguales a la entregada por el recuperador de calor. Con el incremento de los niveles de radiación, empieza el intercambio de calor hasta obtener los valores de temperatura requeridos para ACS como se puede apreciar en la figura 2 a) para un día típico del mes de mayo. En caso de que las condiciones meteorológicas impidan que el sistema entregue la energía térmica necesaria se utilizará un calentador auxiliar de gas como se observa en la figura 2b). Así mismo se procederá a almacenar la energía térmica excedente así garantizar las 24 horas de operación. Se tiene en cuenta además que Potencia nominal de las bombas del campo colectores (1% de

la potencia entregada por al campo de colectores solares, $2,5\text{ kW}$.

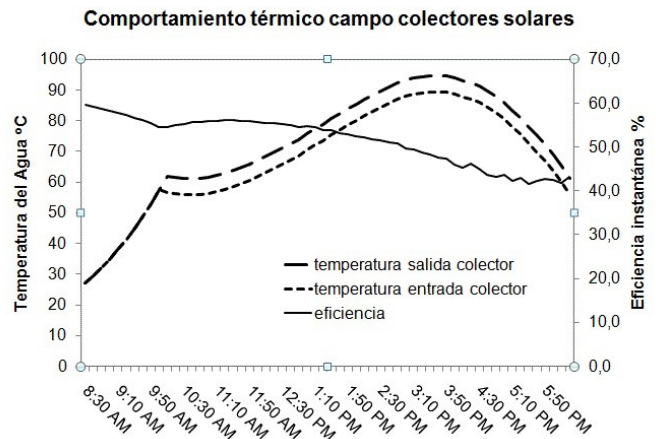


Figura 2a) Comportamiento térmico del campo de colectores solares

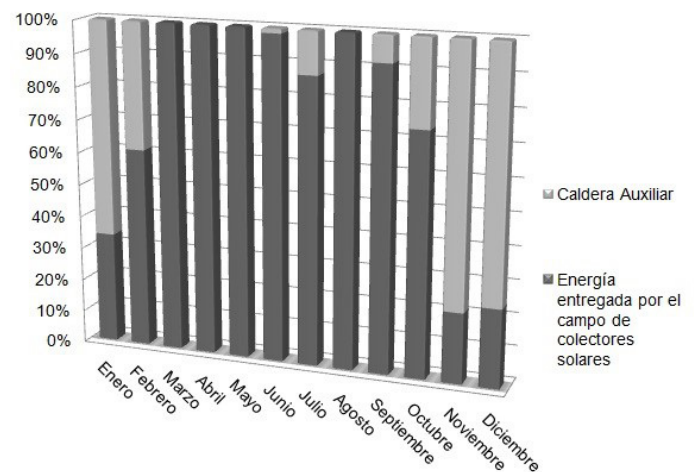


Figura 2b) % de contribución de la energía solar y la auxiliar

El sistema de forma general entregará $15\ 654,73\text{ kWh}$ al año de energía calorífica. Comparado con un sistema convencional este ahorra aproximadamente $53\ 953\text{ lt GLP/año}$, y representa una reducción de $343,3\text{ kg}$ ($0,3\text{ ton}$) de gases de CO_2 anuales emitidos al medio.

Los resultados de la comparación termodinámica, y de ciclo de vida del sistema combinado se muestran en la tabla 4 para las alternativas calentadores eléctrico, a GLP y solar.

Datos meteorológicos de la región

Las condiciones meteorológicas de radiación y temperatura de la región de Cienfuegos donde está ubicado el caso de estudio, son las que se muestran en la figura 3. Reflejando que existe un comportamiento favorable de las variables

meteorológicas que más inciden en la implementación de un sistema de apoyo por de calentamiento solar.

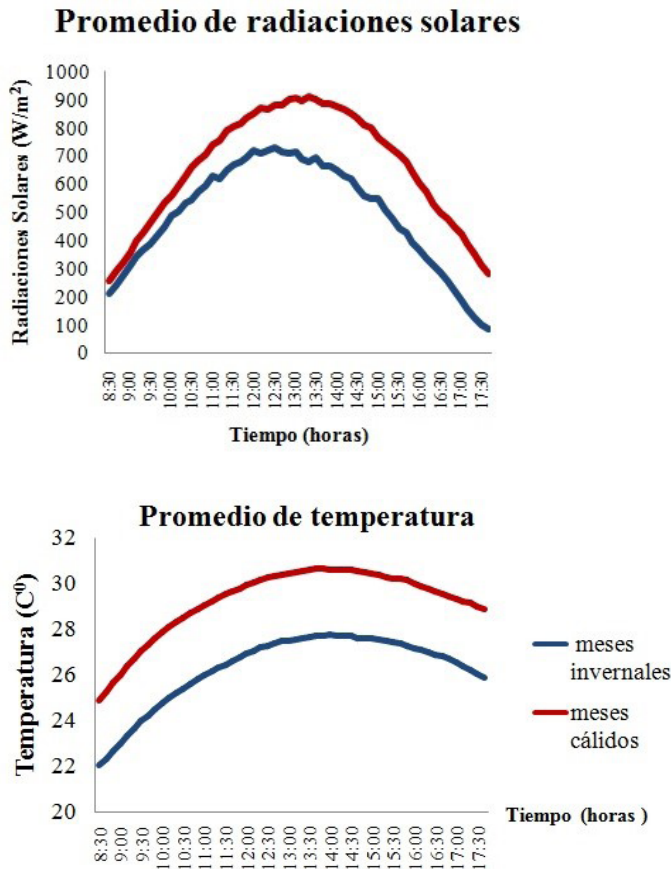


Figura 3. Condiciones climatológicas de la región de Cienfuegos a, promedio de radiaciones solares; b: promedio de temperatura. Tomado del Centro Meteorológico de Cienfuegos 2013.

A partir del esquema de la figura 1 y los datos del sistema de climatización centralizada mostrada en la tabla 1 se realizó el análisis termodinámico del sistema con recuperación de calor teniendo en cuenta tres condiciones de operación 100, 75 y 50% de capacidad frigorífica y 50% de recuperación de calor.

Tabla 2. Resultados del análisis energético, exergético, económico y Costo del Ciclo de Vida.

Resultados	Calentador Solar	Calentador de Gas	Calentador Eléctrico
η	1.79	1.83	2.06
ϵ	1.23	1.26	1.42
Costo inicial (\$)	320 540	5 787	14 169
Costo de Operación(\$)	10 901.2	18 160.4	126 448

Costo de Mantenimiento (\$)	3 795,2	248,2	1 427,4
CCV (\$)	762 839,6	49 879,1	286 913,5
Consumo de energía (kWh)	95 836	209 952	256 608
Costo de energía (\$/kWh)	23863.1	52278.0	63895.4
Costo de agua caliente (\$/ton)	0.141	0.308	0.377
Emissiones (ton-CO ₂ /año)	90.1	197.4	241.2
PRI (años)	5	1	2

Los resultados del análisis termodinámico demuestran que el sistema con calentadores eléctricos posee un mayor rendimiento energético y exergético, por ser este un equipamiento altamente eficiente. No obstante el elemento de mayor relevancia es su elevado consumo energético, superior al del calentador a gas y al solar en 18,2% y 62,6% respectivamente.

Por su parte el calentador a gas, no tan eficiente como el eléctrico pero si respecto al solar, es la alternativa de menor CCV, por su bajo costo de inversión y con un periodo de recuperación de la inversión de 1 año, con lo que resulta la variante más atractiva, su consumo energético es un 18,2% menor que el calentador eléctrico y representa solamente el 14% del costo de producción de agua por el calentador eléctrico.

El menor costo de producción de agua caliente está dado por el calentador solar 0,141 \$/ton, lo cual es 2,6 veces menor que con calentador eléctrico y 1,22 veces menor que con el calentador a gas. El gas ocupa el segundo lugar en cuanto a eficiencia ($\eta=1.82$) después del calentador eléctrico ($\eta=2,06$).

CONCLUSIONES

El sistema con el calentador auxiliar a gas, tiene el menor costo del ciclo de vida a lo largo de su vida útil comparado con el resto de las alternativas, con una reducción del consumo energético de manera fiable y comprometida con el medio ambiente. Las emisiones equivalen a 197,4 tonCO₂/año, 15,4% menos que el equivalente con calentador eléctrico.

En el caso de los calentadores solares, desde el punto de vista energético y ambiental son la mejor opción teniendo en cuenta en bajo consumo de energía requerido lo que se traduce en menores emisiones en ton de CO₂. Pero el factor determinante es su elevado costo inicial que prolonga el periodo de recuperación de la inversión a 5 años, lo cual no se considera atractivo desde el punto de vista económico, además la desventaja de que se necesita la utilización de una fuente de apoyo, en

este caso con GLP, para los días de invierno y lluvia en los que la radiación solar es muy baja.

Por el alto costo inicial del sistema solar, dentro del costo del ciclo de vida de un equipamiento con un uso promedio de 4 meses al año, por tratarse de un sistema auxiliar en una instalación con la que se satisfacen las necesidades de agua caliente la mayor parte del tiempo, no se justifica la propuesta de adquisición de esta nueva tecnología, que aunque atractiva desde el punto de vista energético y amigable con el medio ambiente, resulta excesivamente cara.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Armas, J. C., et al. (2011). *Evaluación termodinámica de sistemas de climatización centralizados por agua helada usando herramientas de inteligencia artificial*. Revista Ingeniería e Investigación. 31 (2), pp.134-142.
- Atkinson, G., & Colvin, T. (2009). *Solar Hot-Water Heating System*. ASHRAE Journal 51 (9), pp. 44-53.
- Ayompe, L.M., Duffy, A. (2013). *Analysis of the thermal performance of a solar water heating system with flat plate collectors in a temperate climate*. Applied Thermal Engineering, pp. 447-454.
- Bernardo, L. R., Davidsson, H., & Björn, K. (2012). *Retrofitting Domestic Hot Water Heaters for Solar Water Heating Systems in Single-Family Houses in a Cold Climate: A Theoretical Analysis*. Energies, 5, pp. 4110-4131
- Bérriz Pérez, L., & Álvarez González, M. (2008). Manual para el diseño de calentadores solares. La Habana: Cubasolar.
- Comité Europeo de Normalización. (1997). Norma Europea UNI EN ISO 14040.
- Energy Design Resources. (2010). Guestroom controls for the hospitality sector: The Orchard Garden Hotel, a case study. e-News, 68, p. 4.
- Gong, G. et al. (2012.) *Thermodynamic simulation of condensation heat recovery characteristics of a single stage centrifugal chiller in a hotel*. Applied Energy 91, pp. 326-333.
- Montero Laurencio. R., Góngora Leyva, E., Chirino Rodríguez. A. (2014). *Agua caliente sanitaria en hoteles con climatización centralizada todo-agua: Comportamientos operacionales*. Retos Turísticos, 2 (1).
- Rahman, M. M., & Rahman, H. Y. (2011). *Performance newly developed integrated space conditioning and domestic water heating device*. Journal of Energy and Environment. 3 (1), pp. 23-27.
- República de Cuba. (1999). Oficina Nacional de Normalización. "NC 45-6: Bases para el diseño y construcción de inversiones turísticas". Parte 6: Requisitos de mecánica.
- Tsatsaronis G., & Morosuk, T. (2008). *A general exergy-based method for combining a cost analysis with an environmental impact analysis*. En: International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Boston, Massachusetts, USA.
- Tzong, S. L. (2010). *Second-Law analysis to improve the energy efficiency of screw liquid chillers*. Entropy 12, pp. 375-389.
- Vargas, J. E. (2010). *Análisis y propuesta de solución para la producción de agua caliente sanitaria en el Hotel Barlovento*. Tesis de Maestría, Universidad de Matanzas, Cuba.