

Universidad Nacional Autónoma de Nicaragua

UNAN-MANAGUA

Facultad Regional Multidisciplinaria

FAREM-ESTELÍ

V Ingeniería en Energías Renovables

Tema:

Propuesta de optimización de sistemas térmicos para Agua Caliente Sanitaria (A.C.S), bajo aspectos de Eficiencia Energética y ahorro en el Hotel Selva Negra, Matagalpa 2016.

Br. María José Talavera Meneses mariajoseh@yahoo.es

Br. Juan David López Rivera lopez.david57.jl@gmail.com

Tutor: MSc. Ericks Klaus Jürgen Kulke altertecinfo@gmail.com

Resumen

Se propone optimizar los sistemas térmicos mediante medidas y cálculos de eficiencia energética y de viabilidad económica, además la proyecto de la instalación de un sistema de recuperación de calor, el cual según los cálculos teóricos tiene una transferencia de calor aceptable para suplir la demanda del edificio Karen en el hotel Selva Negra. La energía solar térmica para agua caliente solar es empleada como tecnología principal en la industria hotelera, y en la mayor parte sin obtener los resultados esperados de ido a realizar estudios previos por lo cual se obra por brindar una metodología que de paso a evaluar correctamente las tecnologías y el uso de alternativas novedosas como la recuperación de calor en este caso de dos compresores del cuarto frío del hotel Selva Negra Matagalpa. Con la metodología empleada se logra realizar una comparativa en cuanto a eficiencia energética y de ahorro económica de dos sistemas térmicos como lo son la recuperación de calor y los solares térmicos, debido a las condiciones de trabajo muestra mayor eficiencia energética y rentabilidad económica la recuperación de calor de compresores herméticos y cabe señalar que el ahorro y la eficiencia energética es un instrumento eficaz para la reducción de emisiones de CO₂, las cuales se calcularon con el consumo anual de electricidad 879.32 Kwh lo que dio como resultado reducción de emisiones de 338.46 Kg de CO₂ eq.

La energía más barata es aquella que no se consume.

Introducción

El medio ambiente es uno de los pilares de la actividad turística y por ello muchas empresas se han dado a la tarea de preocuparse por él, al contrario, traería consecuencias negativas a su negocio. El hotel Selva Negra, Matagalpa que es el espacio del presente estudio no es la excepción, su filosofía sustentable es tratar de la misma manera a otros y a nuestro planeta, pensando en el futuro ya que el turismo es un beneficiario del sistema, no la fuerza impulsora, por ello se comenzó a utilizar la gestión medio ambiental y la implementación de las energías renovables desde sus orígenes.

Uno de los principales puntos de implementación de energía renovable radica en el aprovechamiento de la energía solar para ACS, un servicio básico que se debe brindar en la industria hotelera para el confort de sus clientes. Para suplir la demanda de ACS se han instalado sistemas solares térmicos de circulación forzada y termosifón y actualmente un sistema de recuperación de calor, esto para erradicar la dependencia de combustibles fósiles como fuente de generación de energía.

La optimización de sistemas térmicos sin un estudio previo de las fuentes de generación y su eficiencia provoca daños en los equipos, acorta su vida útil y correcto funcionamiento, por tanto, nuestra investigación se enfoca en realizar los estudios pertinentes de los sistemas térmicos solares y de recuperación de calor bajo aspectos de ahorro mediante mediciones prácticas y cálculos.

Con la necesidad latente de contribuir a la disminución del impacto ambiental el interés de parte de los responsables del hotel selva negra, es el de implementar sistemas de recuperación de calor y por consiguiente reducir el consumo de energía eléctrica. El estudio técnico de la optimización de los sistemas térmicos para ACS será el primero realizado en la institución y será un pilar para futuras instalaciones que involucren energía renovable y eficiencia energética.

Si se continúa con la tendencia de instalar sistemas térmicos sin una referencia de un estudio que abarque mediciones de parámetros fundamentales en los sistemas, no se aprovechara los recursos con los que cuenta el Hotel Selva Negra a un cien por ciento y se seguirán dando fallos, los cuales no permiten que se cubra de manera adecuada y eficiente la demanda de los ocupantes.

La energía más barata es la que no se consume o la que se aprovecha de manera eficiente, al realizar el estudio se pueden comprobar varios aspectos teóricos en relación a la recuperación de calor como por ejemplo el incremento de la eficiencia del sistema de refrigeración (cuarto frío) absorbiendo el calor generado en el trabajo de compresión y facilitando el proceso de condensado lo cual se refleja en el consumo energético, además el calor recuperado se aprovecha para la generación de agua caliente sanitaria.

Metodología

Ubicación del área de estudio

El estudio se realizará en el Hotel Selva Negra, Matagalpa una “Finca Integral” turística y autosuficiente que depende cada vez menos del exterior, La reserva se encuentra a 140 km de la carretera Matagalpa - Jinotega.

Tipo de estudio

Esta investigación es cuantitativa, ya que nos permitirá examinar los datos de manera científica, específicamente en forma numérica, la investigación se realizará de manera práctica y aplicada, consistirá en tomar datos que son necesarios para la comparación entre los sistemas térmicos para ACS los cuales son sistema de recuperación de calor y solar térmico.

Universo y ámbito

Sistemas térmicos para ACS: Solar térmico y recuperación de calor, ubicados en el Hotel Selva Negra Matagalpa

Tipo de muestreo

El tipo de muestreo que se implementara es intencional o de conveniencia, ya que se seleccionan los sistemas térmicos que tienen aplicación en el hotel selva Negra, para realizar medidas y cálculos con el fin de optimizar la eficiencia de los sistemas.

Enfoque del estudio

Según el nivel de profundidad o alcance la investigación se clasifica como correlacional puesto que se comparan la eficiencia de ambos sistemas térmicos.

Etapas de la investigación

Para cumplir los objetivos planteados esta investigación se dividirá en tres etapas, las cuales permitirán realizar el estudio de manera sistemática y estructurada, se a continuación:

Etapa de recopilación de datos técnicos de los sistemas térmicos para ACS en el hotel Selva Negra, Matagalpa.

En esta etapa se visitó el hotel selva negra en el mes de febrero del año 2016, dicha visita se realizó con el propósito de establecer coordinaciones con la gerente administrativa de dicho lugar, a fin de solicitar estudios sobre eficiencia energética del sistema solar térmico ya instalado en el hotel y el dimensionado de un sistema de recuperación de calor en la cámara del cuarto frío.

Etapa de Pasantía en Sonn Solar Costa Rica.

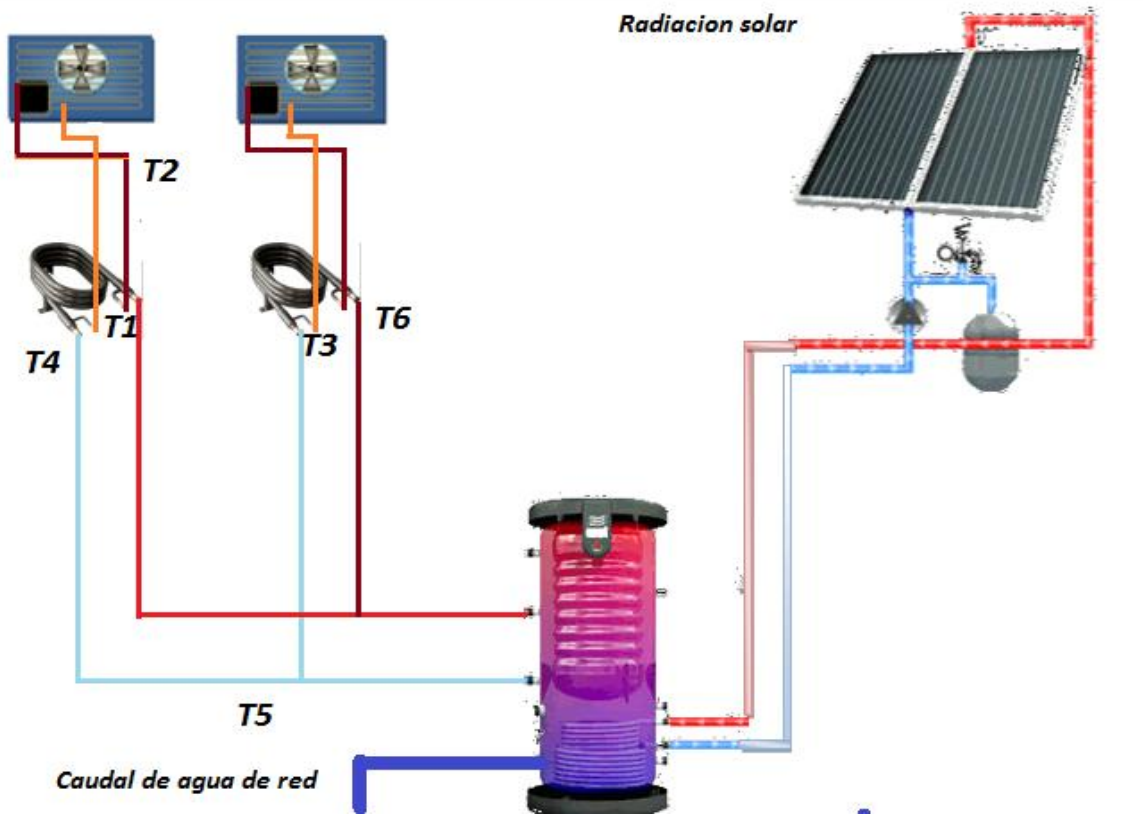
La recopilación de información de sistemas de recuperación de calor se hizo a través de la visita a la empresa Sonn Solar en Costa Rica donde se presenciaron los procesos tecnológicos que se requieren para la elaboración de los sistemas de recuperación de calor su diseño, cálculos, fabricación, mantenimiento e instalación en lecherías, dos pinos y hoteles quienes son los clientes principales de esta tecnología.

Esta visita se realizó con el propósito de conocer la tecnología e identificar componentes y el funcionamiento de los sistemas de recuperación de calor, se logró además concretar los puntos y parámetros clave para el monitoreo y cálculo de eficiencia del sistema, fortalecer y desarrollar conocimientos técnicos en un área real de trabajo. Con esto se adquirieron habilidades y destrezas para realizar instalaciones de sistemas térmicos siendo de suma importancia al momento de la realización de esta investigación, conociendo el proceso de cálculos y dimensionamiento que utilizan en dicha empresa se logra hacer un estudio de confiabilidad en el hotel Selva Negra.

Se dio mantenimiento en hotel Guachipilín Guanacaste el cual los sistemas de recuperación de calor estaban funcionando con un tanque de 3000L en este sistema medimos las temperaturas en áreas claves del sistema siguiendo las recomendaciones de los técnicos encargados.

Etapa de Campo

Se define nuestra metodología de investigación en la práctica mediante el uso de herramientas de recopilación, tabulación y análisis de Datos de los sistemas térmicos para ACS que posteriormente nos permiten realizar cálculos de eficiencia energética y ahorro para cumplir los objetivos de nuestra investigación. El siguiente esquema resume los parámetros fundamentales a evaluar



- T1: Entrada de refrigerante
- T2: Punto medio del refrigerante
- T3: Salida del refrigerante
- T4: Entrada del agua fría
- T5: Punto medio del Agua fría
- T6: Salida de Agua fría.
- Caudal de agua de red

Eficiencia en el sistema de recuperación de calor

Cada uno de los tipos de intercambiador presenta ventajas y desventajas en su aplicación. Pero se puede decir que el diseño de intercambiador de contraflujo es el más eficiente de cuando se compara la razón de transferencia de calor por unidad de área de superficie. La eficiencia de un intercambiador de contraflujo se debe al hecho que la diferencia de temperatura ΔT entre los dos fluidos sobre la longitud del intercambiador de calor es maximizada¹. Es por ello que para el estudio se trabaja con un intercambiador de doble tubo coaxial con flujo contracorriente.

Según los cálculos de diseño de intercambiador el calor transferido del refrigerante R-404A de ambas unidades condensadora son de $14,789.747 \frac{j}{s}$ con dicho dato procedemos al análisis de eficiencia por el método de efectividad NTU.

La definición de la efectividad es la siguiente:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{Q_{max}}$$

El calor máximo transferible se define en función del fluido con menos capacidad calorífica:

$$Q_{max} = (\dot{m} cp)_{min} * \Delta T_{max}$$

Donde:

$$\dot{m} = \text{Flujo masico del refrigerante}$$

$$cp = \text{Calor especifico del refrigerante}$$

$$\Delta T_{max} = \text{Diferencial de temperaturqa del refrigerante}$$

Para nuestro caso el fluido con menor capacidad calorífica es el refrigerante R-404A y, por tanto:

$$Q_{max} = (0.046 \frac{Kg}{s} * 1,200 \frac{j}{kg.K})_{min} * 311.75 K$$

$$Q_{max} = 17,208.6 \frac{j}{s}$$

¹ Extraído de pagina oficial de la UNAM MEXICO www.cie.unam.mx/~ojs/pub/HeatExchanger/node27.html

La eficiencia es calculada del sistema de recuperación de calor es

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{Q_{max}}$$

$$\varepsilon = \frac{14,789.747 \frac{j}{s}}{17,208.6}$$

$$\varepsilon = 0.8594 \approx 86\%$$

Ahorro energético de las unidades condensadoras con la instalación de intercambiadores de calor

En el ciclo de refrigeración en la etapa de condensación se activa el Fan-Coil que en este caso se encarga por medio de aire de bajar la alta temperatura que se genera en el proceso de compresión del refrigerante para así poder generarse la condensación del fluido en esa etapa las unidades condensadoras consumen 1 y 1 ½ hp² de energía respectivamente lo que traducido a Kilovatios es 1.86 Kw y estas unidades tienen un uso promedio de 14 horas, por consiguiente:

$$1.86 \text{ Kw} * 14 = 26.6 \text{ Kw/h}$$

En un mes el consumo de las unidades condensadoras es de 781.2 Kw, lo cual utilizando el intercambiador de calor o bien podemos llamarle enfriamiento por agua se evitaría en consumo de energía lo que se traduce en ahorro económico.

Eficiencia en los sistemas solares térmicos

El área de captación de los 4 colectores solares es de 7.6 m² y su eficiencia teoría es de 35% esta es proporcionada por los datos del fabricante (Swissol) la radiación solar calculada es de 4.64Kw/m²día teniendo en cuenta estos datos obtenemos que los colectores solares absorben 35.26 Kw al día de los cuales aprovechan 12.34Kw los cuales son destinados a suplir la demanda de ACS.

Comparación de rendimiento de sistemas térmicos en el Hotel Selva Negra, Matagalpa.

Sistema de recuperación de calor	Sistema solar térmico
Eficiencia = 86%	Eficiencia = 35 %
Energía Producida = 14.78 Kw	Energía producida = 12.34Kw

I. Resultados

Mediante los pasos realizados en el Software InterQ se obtienen los siguientes datos del dimensionado de un intercambiador de calor de doble tubo Unidad condensadora BHT019L6CFM entre los cuales el más importante es el calor transferido del refrigerante al agua.

Intercambiador de calor de doble tubo			
Diseño			
El calor transferido es Q = 2,854.74 J/S			
Tubo		Anulo	
Fluido caliente: R404A		Fluido frio: H2O	
Flujo masico (Wh)= 0.04669 Kg/s		Flujo masico (Wc)= 0.02 Kg/s	
Temperatura de entrada (T1)= 93°C		Temperatura de entrada (t1)= 17°C	
Temperatura de salida (T2)= 54.4 °C		Temperatura de entrada (t2)= 455°C	

Tabla 1 Resultado dimensionado de Recuperación de calor

Para alcanzar la velocidad deseada se necesitará un área de flujo en el tubo interno de:

$$at = \frac{Wh}{Phxvh}$$

$$at = 0.00325441813938 \text{ m}^2$$

Para el área de flujo calculada, el diámetro interno del tubo será:

$$Di = \sqrt{\frac{4xat}{\pi}}$$

$$Di = 0.0643721685257 \text{ m}$$

Estos diámetros de tubería del intercambiador proporcionados por el software se deben adecuar a los diámetros estándar de tuberías que se pueden adquirir en nuestra localidad para un dimensionado con mayor precisión se ingresan los diámetros de tubería adecuados para dicho estudio.

Intercambiador de calor de doble tubo			
Diametro interno calculado (D1)= 0.0643721685257			
D1= 0,050 m	Diametro interno del tubo interno		
D0= 0,052 m	Diametro externo del tubo interno		
Ds= 0,08 m	Diametro interno del tubo externo		

Tabla 2 Resultado dimensionado intercambiador de calor, diámetro interno

El área del flujo del fluido en el tubo calculado mediante la siguiente ecuación

$$a_t = \frac{\pi x D^2}{4} \text{ es de } (a_t) = \mathbf{0,0019634375 \text{ m}^2}.$$

Dato con el cual sustituyendo en la ecuación $Vt = \frac{Wh}{Ph \times at}$ obtenemos la velocidad en el tubo la cual es de $(vt) = \mathbf{1.6751043228 \text{ m/s}}$

El área del flujo del fluido en el Anulo calculado mediante la siguiente ecuación

$$a_s = \pi x \frac{D_8^2 - D_0^2}{4} \text{ es de } (a_s) = \mathbf{0,002902746 \text{ m}^2}.$$

Dato con el cual sustituyendo en la ecuación $vs = \frac{Wc}{Pc \times as}$ obtenemos la velocidad en el anulo la cual es

$$(vs) = \mathbf{0.0258605637151 \text{ m/s}}$$

Los diámetros Equivalentes para cumplir con estas velocidades de fluidos son

$$Deq = 4 x \frac{\pi x (D_8^2 - D_0^2)}{4 x \pi x D_0}$$

$$Deq = \mathbf{0.0710769230769}$$

$$D'eq = \frac{4 x \pi x \frac{D_8^2 - D_0^2}{4}}{\pi x (D_0 + D_8)}$$

$$D'eq = \mathbf{0.0279866305905}$$

Coefficiente de transferencia en el anulo.

$$Re_A = \frac{Deq \times \rho_c \times v_A}{\mu_c}$$

$$Pr_A = \frac{C_c \times \mu_c}{k_c}$$

$$Re_A = 1,83$$

$$Pr_A = 7.249,86$$

El flujo en la zona anular es laminar.

$$Nus_A = 1,86 x \left[Re_A \times Pr_A \times \left(\frac{Deq}{L} \right) \right]^{0,33}$$

$$Nus_A = 11,68$$

$$h_0 = \frac{Nus_A \times k_c}{D_{eq}}$$

$$h_0 = 95,31 \text{ J/s m}^2 \text{ K}$$

La diferencia media logarítmica de temperaturas es:

$$DMLT_{cc} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - T_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - T_1}{T_2 - T_1}\right)}$$

$$DMLT = 37,70$$

El coeficiente global de transferencia de calor para el equipo sin ensuciamiento es:

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_0} + \frac{1}{h_{io}}}$$

$$U_c = 29,72 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

El área de transferencia de calor para el equipo sin ensuciamiento es:

$$A_c = \frac{Q}{U_c \times DMLT}$$

$$A_c = 10,65 \text{ m}^2$$

El coeficiente global de transferencia de calor para el equipo con ensuciamiento es:

$$U_D = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{io}} + R_d}$$

$$U_D = 29,72 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

El área de transferencia de calor para el equipo con ensuciamiento es:

$$A_D = \frac{Q}{U_D \times DMLT}$$

$$A_D = 10,65 \text{ m}^2$$

El área de transferencia de cada tubo es:

$$A_t = \pi \times D_o \times L$$

$$A_t = 0,59 \text{ m}^2$$

La caída de presión en el intercambiador de calor es algo importante de conocer y es uno de los datos que se calculan de manera teórica para el tubo y el anulo

TUBO

$$\Delta P_t = 4 \times f_t \times \frac{L}{D_i} \times \rho \times \frac{v^2}{2} \times \left(\frac{\mu h}{\mu h_w} \right)^{-0,25}$$

$$\Delta P_t = 2987069,30 \text{ Pascales (N/m}^2\text{)}$$

ANULO

$$\Delta P_1 = 4 \times f_A \times \frac{L}{D'_{eq}} \times P_c \times \frac{v^2}{2} \times \left(\frac{\mu C}{\mu C W} \right)^{-0,17}$$

$$\Delta P_1 = 271,12 \text{ Pascales (N/m}^2\text{)}$$

El cálculo del intercambiador de calor para la unidad BHT010X6CFM se realiza tal y como en el caso anterior, la variación de resultados se presenta por la capacidad frigorífica de la misma y se obtiene un incremento de calor involucrado del refrigerante al agua.

Intercambiador de calor de doble tubo	
Tubo	Anulo
Fluido caliente: R404A	Fluido Frio: H2O
Wh=0.1952Kg/s	
T1=93°C	t1=17°C
T2=54.4°C	t2=55°C
Ch=1584 J/Kg.K	Cc=4184 J/Kg.K

**Los valores calculados son Q y Wc
Q=11.935.00J/s y Wc= 0,08 Kg/s**

$$Q = W_h \times C_h \times (T_1 - T_2)$$

$$W_c = Q / C_c (t_2 - t_1)$$

tm= 36°C y Tm= 73.7°C

Tabla 3 resultado intercambiador de calor de doble tubo

Para alcanzar la velocidad deseada se necesitará un área de flujo en el tubo interno de:

$$a_t = \frac{W_h}{\rho_h \times v_h}$$

$$a_t = 0.000778426142047 \text{ m}^2$$

Para el área de flujo calculada, el diámetro interno del tubo será:

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \times a_t}{\pi}}$$

$$D_i = 0.0314825694364 \text{ m}$$

Estos diámetros de tubería del intercambiador proporcionados por el software se deben adecuar a los diámetros estándar de tuberías que se pueden adquirir en nuestra localidad para un dimensionado con mayor precisión se ingresan los diámetros de tubería adecuados para dicho estudio.

Intercambiador de calor de doble tubo			
Diametro interno calculado (D1)= 0.0643721685257			
D1= 0,050 m	Diametro interno del tubo interno		
D0= 0,052 m	Diametro externo del tubo interno		
Ds= 0,08 m	Diametro interno del tubo externo		

Tabla 4 Resultado de dimensionado de intercambiador de calor

El área del flujo del fluido en el tubo calculado mediante la siguiente ecuación

$$a_t = \frac{\pi \times D^2}{4} \text{ es de } (a_t) = \mathbf{0.0019634375 \text{ m}^2}.$$

Dato con el cual sustituyendo en la ecuación $V_t =$

$$\frac{W_h}{\rho \times a_t} \text{ obtenemos la velocidad en el tubo la cual es de } (v_t) = \mathbf{0.396460871328 \text{ m/s}}$$

El área del flujo del fluido en el Anulo calculado mediante la siguiente ecuación

$$a_s = \pi \times \frac{D_8^2 - D_0^2}{4} \text{ es de (as) } = 0.002902746 \text{ m}^2. \text{ Dato con el cual sustituyendo en la ecuación}$$

$$v_s = \frac{W_c}{\rho_c \times a_s} \text{ obtenemos la velocidad en el anulo la cual es}$$

$$(v_s) = 0.00618560307304 \text{ m/s}$$

Los diámetros Equivalentes para cumplir con estas velocidades de fluidos son

$$Deq = 4 \times \frac{\pi \times (D_8^2 - D_0^2)}{4 \times \pi \times D_0}$$

$$Deq = 0.0710769230769$$

$$D'eq = \frac{4 \times \pi \times \frac{D_8^2 - D_0^2}{4}}{\pi \times (D_0 + D_8)}$$

$$D'eq = 0.0279866305905$$

Cálculo de los coeficientes de transferencia en el tubo y en la zona anular:

TUBO

$$Re_t = \frac{D_i \times \rho_h \times v_t}{\mu_h}$$

$$Pr_t = \frac{C_h \times \mu_h}{k_h}$$

$$Re_t = 6.994,04$$

$$Pr_t = 7,59$$

El flujo en el tubo es turbulento.

$$Nus_t = 0,023 \times Re_t^{0,8} \times Pr_t^{0,33}$$

$$Nus_t = 53,45$$

$$h_i = \frac{Nus_t \times K_h}{D_i}$$

$$h_i = 37,93 \text{ J/s m}^2 \text{ K}$$

$$h_{i_o} = h_i \times \frac{D_i}{D_o}$$

$$h_{i_o} = 36,47 \text{ J/s m}^2 \text{ K}$$

ANULO

$$Re_A = \frac{D_{eq} \times \rho_c \times v_A}{\mu c}$$

$$Pr_A = \frac{C_c \times \mu c}{k_c}$$

$$Re_A = 0,44$$

$$Pr_A = 7.249,86$$

El flujo en la zona anular es laminar.

$$Nus_A = 1,86 \times \left[Re_A \times Pr_A \times \left(\frac{D_{eq}}{L} \right) \right]^{0,33}$$

$$Nus_A = 7,28$$

$$h_o = \frac{Nus_A \times k_c}{D_{eq}}$$

$$h_o = 59,45 \text{ J/s m}^2 \text{ K}$$

La diferencia media logarítmica de temperaturas es:

$$DMLT_{cc} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - T_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - T_1}{T_2 - T_1}\right)}$$

$$DMLT = 37,70$$

El coeficiente global de transferencia de calor para el equipo sin ensuciamiento es:

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{io}}}$$

$$U_c = 10,08 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

El área de transferencia de calor para el equipo sin ensuciamiento es:

$$A_c = \frac{Q}{U_c \times DMLT}$$

$$A_c = 7,51 \text{ m}^2$$

El coeficiente global de transferencia de calor para el equipo con ensuciamiento es:

$$U_D = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{io}} + R_d}$$

$$U_D = 10,08 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

El área de transferencia de calor para el equipo con ensuciamiento es:

$$A_D = \frac{Q}{U_D \times DMLT}$$

$$A_D = 7,51 \text{ m}^2$$

El área de transferencia de cada tubo es:

$$A_t = \pi \times D_o \times L$$

$$A_t = 0,59 \text{ m}^2$$

El número de tubos, redondeado es:

$$N_t = \frac{A}{A_t}$$

$$N_t = 13$$

El área de transferencia del equipo, teniendo en cuenta el ensuciamiento, para el número de tubos redondeado es:

$$A_{\text{equipo}} = N_t \times A_t$$

$$A_{\text{Equipo}} = 7,65 \text{ m}^2$$

Rentabilidad económica

La recuperación de la inversión en el Sistema de Recuperación de Calor se da en dos años y en el Sistema Solar Térmico en tres. Lo que da como resultado un ahorro notable ante cualquier sistema que se desee implementar.

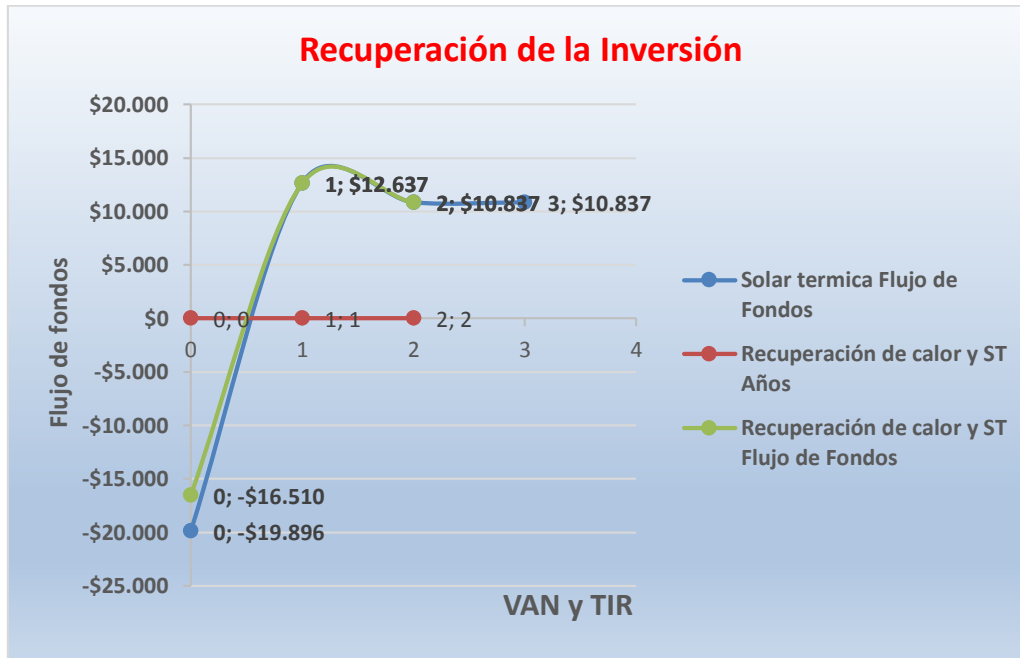


Grafico 1. Comparación entre la recuperación de la inversión en los Sistemas Térmicos Recuperación de calor y Solar Térmico

Según los resultados del VAN el Sistema de Recuperación de calor es la mejor opción, dado que la inversión se recupera en dos años, pero sin dejar de lado la opción Solar Térmica, que aún se mantiene como una opción viable desde el punto de vista de la rentabilidad, a través del indicador TIR arroja valores positivos.

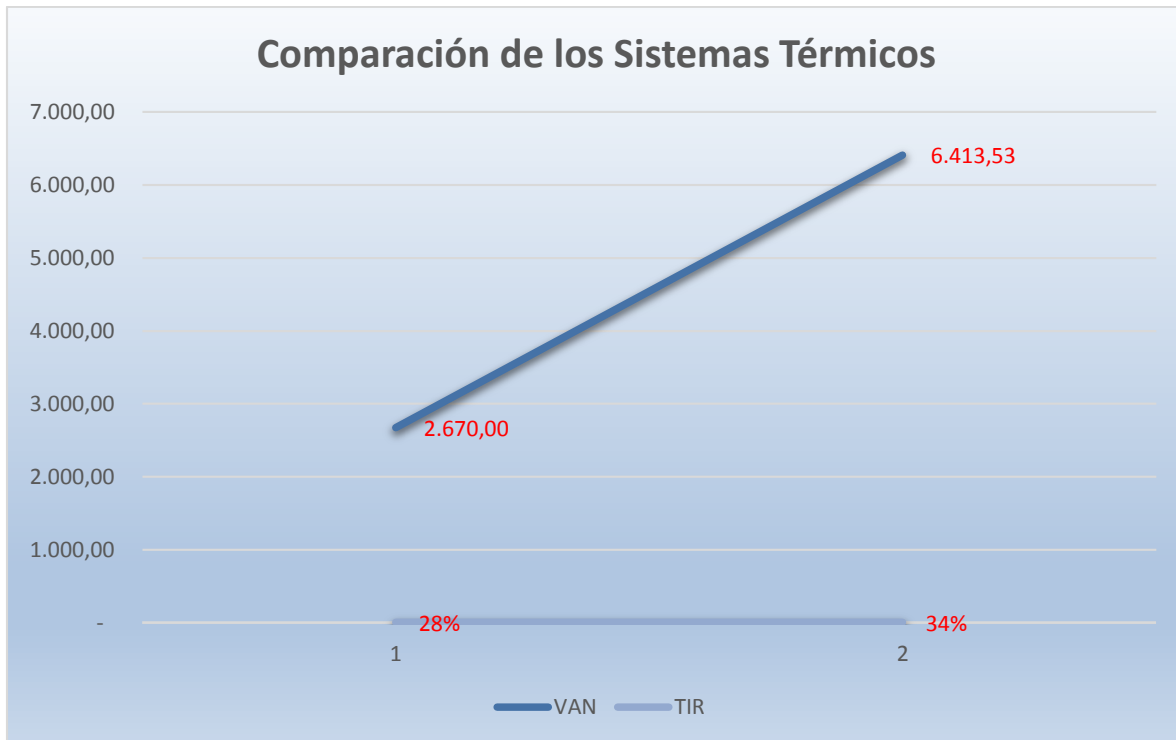


Grafico 2. Comparación TIR y VAN en los Sistemas Térmicos Recuperación de Calor con respaldo Solar Térmico y Solar Térmico

Uno de los resultados más notables, es la evidencia numérica del ahorro monetario ante la implementación de cualquiera de las alternativas renovables evaluadas. Se observa que, si bien existe un ahorro, éste es en menor medida para el Sistema Solar Térmico que para el sistema de recuperación de calor. Esto se debe a los montos de inversión asociados a cada una.

Conclusiones

- Se propone optimizar los sistemas térmicos mediante medidas de eficiencia energética lo cual incluye la instalación de un sistema de recuperación de calor, el cual según los cálculos teóricos tiene una transferencia de calor aceptable para suplir la demanda del edificio Karen en el hotel Selva Negra.
- Sumando 2 transferencias de calor de las unidades condensadoras del cuarto frío de selva negra se obtiene que se transfiere 14,789.74 J/s lo que equivale a 14.789 747 Kw y la energía suministrada por los colectores solares es de 12.34Kw. siendo mayor la energía del sistema de recuperación de calor.
- La eficiencia determinada por el método de efectividad NTU es de 86% en el sistema de recuperación de calor mientras que los colectores solamente aprovechan el 35% de energía solar que incide, claramente tiene una mayor efectividad el sistema de recuperación de calor aprovechando casi todo el calor residual de las unidades condensadoras.
- En un mes el consumo de las unidades condensadoras es de 781.2 Kw, lo cual utilizando el intercambiador de calor o bien podemos llamarle enfriamiento por agua se evitaría en consumo de energía lo que se traduce en ahorro económico.
- Teniendo en cuenta la transferencia de calor de ambos sistemas térmicos se debe contar con un sistema de respaldo (Backup) en cualquiera de ellos para suplir la demanda requerida en el hotel selva negra o bien crear un sistema híbrido con ambas tecnologías.
- Dentro del análisis financiero realizado, se calculó el TIR y VAN, los cuales reflejaron, que el mismo es atractivo para el inversionista.
- Los valores obtenidos al realizar el análisis de la relación beneficio – costo, muestran que el proyecto es bueno para su ejecución, ya que los mismos son superiores a uno.
- Los resultados de la implementación de Sistemas Térmicos como son Recuperación de Calor y Solar Térmico son factibles, dado que el ahorro de energía anual es de \$10,837.
- Al realizar el estudio y análisis financiero se demostró que el sistema de Recuperación de Calor para ACS es un método más factible y económico que el calentamiento de agua con Energía Solar Térmica, lo que confirma la hipótesis inicial.

- Este estudio tiene un impacto ambiental desde el punto de vista del calentamiento global al Recuperar el calor residual para ACS conlleva un ahorro de energía y una reducción de las emisiones de CO₂.
- Concluimos que el ahorro y la eficiencia energética es un instrumento eficaz para la reducción de emisiones de CO₂, las cuales se calcularon con el consumo anual de electricidad 879.32 Kwh lo que dio como resultado reducción de emisiones de 338.46 Kg de CO₂ eq.

II. Bibliografía

- Hernández, J. 1998. «Diccionario Enciclopédico Espasa.» En *Energía*, de J Hernandez, 661. España: Espasa Calpe S.A.
- M, Fernández. 2010. «Energía Solar Termica.» En *Energía Solar. Sistemas térmicos para ACS*, de Manuel Fernández Barrera, 11. Madrid: Liber Factory. https://books.google.com.ni/books?id=9fmeE2trzcoC&printsec=frontcover&dq=cual+es+la+energia+solar+termica&hl=es&sa=X&ved=0ahUKEwjOzLql6avOAhWH9h4KHSb_BwsQ6wEIRjAE#v=onepage&q=cual%20es%20la%20energia%20solar%20termica&f=false.
- stagl, Mick Common y Sigrid. 2008. «Termodinamica .» En *Física para la ciencia y la tecnología, Volumen 1*, de Michael Common y Sigrid Stagl, 26,27. Barcelona: Reverte.
- Wilson Buffa . 2003. «Segunda ley de la termodinamica.» En *Fisica quinta edición*, de Antony J. Buffa con Bo Hou Jerry D. Wilson, 419,420. Mexico : Pearson Pretince Hall .
- Kurt C. Rolle. s.f. «Termodinamica.» En *Termodinamica Sexta edición* , 551. Pearson Pretince Hall .
- Esquerra Pizà, Pere. 1988. «Recuperación de calor .» En *Dispositivos y sistemas para el ahorro de energía*, de Perez Esquerra Pizà, 116. España, Barcelona : MARCOMBO BOIXAREU .
- Astarloa, Enrique Azpilicueta. s.f. *Hacia un óptimo energético. Instalaciones y energía*. <http://www.tectonica-online.com/temas/energia/optimo-energetico-instalaciones-enrique-azpilicueta/31/>.
- Dondé Castro . 2005. En *Mario Dondé Castro*, de Teoria y Aplicaciones a la Ingeniería Transporte de Momentinun y Calor, 481. Merida: Ediciones de la universidad Autonoma de Yucatan.
- Abriata, J. 2013. «ENERGÍA.» De José PabloAbriata. Buenos Aires.
- DisNorte-DisSur. s.f. *DisNorte-DisSur* . <http://www.disnorte-dissur.com.ni/que-es-la-eficiencia-energetica-y-para-que-sirve>.
- DOSSAT, ROY J. 1980. *PRINCIPIOS DE REFRIGERACIÓN*. MÉXICO: Hemus, 2004.
- Mat, Reef. s.f. *Max-Tec*. <http://www.maximatec.com/gases.htm>.
- Indubel. s.f. *Gases Refrigerantes* . <http://www.indubel.com.ar/pdf/gases/refrigerantes.pdf>.

