

**Universidad Nacional Autónoma de Nicaragua**

**UNAN-MANAGUA**

**Facultad Regional Multidisciplinaria**

**FAREM-ESTELI**

**Departamento de Ciencias, Tecnología y Salud**



**Tesis para optar al título de Ingeniero 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.

**Autores:**

Br. López Rivera Juan David

Br. Talavera Meneses María José

**Tutor:**

MSc. Ericks Klaus Jürgen Kulke

Estelí, Nicaragua, Enero 2017

Por medio de la presente hago constar que los estudiantes egresados de la carrera de Ingeniería en Energías Renovables de la Facultad Regional Multidisciplinaria UNAN FAREM – ESTELÍ , **María José Talavera Meneses y Juan David López Rivera**, han finalizado su trabajo de investigación, presentando el documento de Tesis con el título: **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.**

En cumplimiento de los requisitos establecidos en el Reglamento de Régimen Académico Estudiantil, ellos han incorporado las observaciones brindadas por el Tribunal Evaluador de Tesis y demás correcciones.

Se valora que el documento final del trabajo de investigación cumple con los requisitos establecidos en su modalidad de graduación y doy por aprobado la redacción final del documento para su posterior entrega a la Universidad.

Sin más a que hacer referencia, me suscribo.

Atentamente,



---

MSc. Erich Klaus Jurgen Kulke  
Tutor de Tesis

## **Dedicatoria**

Este trabajo y sus frutos están dedicados a:

Dios, El Señor alfa y omega, principio y fin, quien es el pilar fundamental para mi vida, quien guía mis pasos, y toma dominio y control de mis decisiones.

Gloria, mi madre la mujer más pura e integra que he podido conocer, es un orgullo ser su hija y seguir su ejemplo, quien ha sido indispensable para el desarrollo de mi tesis donde tuve que lidiar con muchos obstáculos que gracias a sus consejos todos los supere.

A la memoria de mi padre Elías, Papá cuídame desde el cielo, tu recuerdo vivirá en mi memoria. *“No sé de qué está hecha la eternidad, pero cruzaría todos los ríos y entregaría todos mis tesoros al capitán del barco por mirarte una vez más papá”.*

Nos volveremos a encontrar.

*“Me sé cómo un pájaro, mi ala derecha son mis decisiones, triunfos, éxitos, logros y esfuerzos, mi ala izquierda son **mis padres** sus consejos, su determinación, su educación, su amor, paciencia y comprensión. Si un ala me faltara no podría volar, son mi complemento y equilibrio”*

Con mucho amor, María José Talavera Meneses.

---

## **Agradecimientos**

Principalmente Agradezco a Dios el ser omnipotente que me dio la sabiduría para culminar esta etapa de mi vida, su palabra ha sido mi guía en todo momento, grande eres Dios toda la honra y gloria sea para ti.

A mis padres **Elías Antonio Talavera Gonzales** te extraño papá cuídame desde el cielo, *“siempre he creído que la muerte es un halo que no alcanzamos a comprender, no la veo como una ausencia, sino como una pausa, imagino a mi padre coleccionando polvo de estrellas como si sus manos tuvieran el espacio suficiente para guardar la memoria del infinito, sus brazos siempre tuvieron todo el amor que necesite”*, gracias padre porque desde el primer día que entre a la carrera me viste como una Ingeniera, y fueron esas las palabras que siempre recordé cuando quise desistir, padre hoy soy tu Ingeniera. **Gloria Meneses Montalván** por ser una mujer virtuosa y luchadora, que nos brindó una buena educación con todas las pruebas y luchas, siempre serás la persona que le dé sentido a mi vida, sus enseñanzas son impresionantes y su amor invaluable, sus consejos los aplico cada día, todos valieron la pena, gracias madre. Padres su educación y consejos han sido de mucha ayuda en mi vida, gracias por todo, por aguantarme en todos mis momentos de crisis, cuando pensaba en rendirme siempre pensé en ustedes para continuar, los amo infinitamente. Ha sido un privilegio ser su hija.

A mi familia por su apoyo en todos los momentos que los necesite en principal a mi abuelita **Lidia Montalván** por darme consejos sabios en todo momento, a mis hermanos **Alejandra Talavera** y **Elías Talavera** por ser parte de mi vida, gracias por tolerarme a lo largo de estos años ha sido bonito compartir la infancia, tristezas y alegrías con ustedes los amo, A mi tío **José Atanasio Meneses** por siempre estar en todo momento para mi mamá y mis hermanos.

A mi tutor **MSc. Ericks Klaus Jürgen Kulke** gracias por su esfuerzo y dedicación, sus conocimientos, sus orientaciones y motivación han sido fundamentales para mi formación como investigador, ha sido capaz de ganarse mi lealtad y respeto, me siento en deuda por todo lo recibido durante todo el tiempo que ha durado esta tesis.

A mis amigas por estar siempre a mi lado **Heydi María Siles Rodríguez** gracias por su apoyo, por soportar mis momentos de estrés, por ser tan especial y linda conmigo, por estar pendiente de mí, gracias Hermana por toda su amistad y amor, **Ada Francis Laguna Blandón**, **Cindy Stephanie Sotelo**, gracias por estar disponibles siempre para mí por estar en los momentos más tristes e importantes de mi vida, por ser siempre un apoyo incondicional, por quererme tal cual soy. Gracias.

A todos aquellos que están cerca de mí y le regalan a mi vida amor y felicidad, así también a los que se marcharon dejando enseñanzas y lecciones de vida. Gracias.

Con mucho amor, **María José Talavera Meneses.**

## **Resumen**

En esta investigación 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.

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 de las diferentes fuentes energéticas eléctrico, Solar Térmica y Sistema de Recuperación de Calor todos son viables para el calentamiento de agua, pero desde el punto de vista económico el sistema de recuperación es más rentable.

Esto confirma que la optimización de sistemas térmicos; Solar Térmico y Recuperación de Calor para Agua Caliente Sanitaria es un tema de mucho interés.

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.

Esta investigación puede servir como guía para futuros proyectos e instalaciones de recuperación de calor ya que en muchos hoteles y en otros procesos industriales el calor residual es significativo.

---

Se calculó el costo anual de la energía eléctrica necesaria para cubrir la demanda de ACS haciendo comparación entre los sistemas térmicos Solar Térmico y recuperación de calor e identificar el ahorro anual de energía, que resultó ser de 10,837.32\$. Con el ahorro anual se obtuvo un valor presente neto de 2,670\$, una tasa interna de retorno de 15%, un B/C de y un tiempo de recuperación de la inversión de 2 años, con lo cual se concluyó que la instalación del sistema de recuperación de calor en las unidades condensadoras del cuarto frío del Hotel Selva Negra es rentable.

La energía más barata es la que no se consume, Además, el ahorro y la eficiencia energética es un instrumento eficaz para la reducción de emisiones de CO<sub>2</sub>, 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 CO<sub>2</sub> eq.

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 CO<sub>2</sub>. Con las recientes subidas de los precios de la energía, la recuperación del calor constituye una rentable inversión, con un breve plazo de amortización.

---

## Índice

I.	Introducción.....	1
1.1.	Antecedentes.....	2
1.2.	Planteamiento del problema .....	3
1.3.	Formulación del problema.....	4
1.4.	Justificación.....	5
II.	Objetivos.....	6
2.1.	Objetivo General.....	6
2.2.	Objetivos Específicos .....	6
III.	Marco teórico.....	7
3.1.	Energía.....	7
3.3.1.	Energía Solar Térmica.....	7
3.2.	Termodinámica.....	10
3.2.1.	Leyes de la Termodinámica.....	10
3.2.1.	Transformación de la Energía.....	14
3.3.	Sistemas de Recuperación .....	16
3.4.	Intercambiador de calor .....	18
3.5.	Eficiencia de Conversión de Energía.....	19
3.5.1.	Eficiencia Energética.....	20
3.6.	Refrigeración .....	20
3.6.1.	Ciclo de refrigeración .....	20
3.6.2.	Ciclo real de refrigeración .....	21
3.6.3.	Refrigerante .....	22
3.6.4.	Propiedades de los refrigerantes .....	25
3.7.	Entalpia.....	26
IV.	Hipótesis .....	27
4.1.	Operacionalización de las variables .....	27
V.	Diseño Metodológico .....	29
5.1.	Ubicación del área de estudio.....	29
5.2.	Tipo de estudio .....	29
5.4.	Tipo de muestreo .....	30

5.5. Enfoque del estudio .....	30
5.6. Etapas de la investigación.....	30
5.6.1. Etapa de recopilación de datos técnicos de los sistemas térmicos para ACS en el hotel Selva Negra, Matagalpa.....	30
5.6.2. Etapa de Pasantía en Sonn Solar Costa Rica. ....	36
5.7. Etapa de Campo.....	37
5.7.1. O.1. Diseño de sistema térmico de recuperación de calor en dos unidades condensadoras del cuarto frío, en el Hotel Selva Negra. ....	38
5.7.2. O.2. Evaluar los sistemas térmicos de recuperación de calor y solar térmicos para A.C.S en aspectos de eficiencia energética. ....	49
5.7.3. OE3 Determinar la rentabilidad económica del uso de fuentes térmicas de recuperación de calor y energía solar térmica para A.C.S.....	53
VI. Impacto medioambiental.	67
VII. Resultados.....	70
VIII. Conclusiones .....	83
IX. Recomendaciones .....	85
X. Bibliografía.....	86
XI. Anexos .....	87

## Índice de Figuras

<i>Figura 1 Esquema de circulación forzada, Sistemas térmicos para agua caliente sanitaria, Amador Martínez Jiménez, Energía Solar Térmica. ....</i>	<i>9</i>
<i>Figura 2 Esquema de una maquina térmica, Segunda ley de la termodinámica, Wilson Buffa, Física quinta edición.....</i>	<i>11</i>
<i>Figura 3 Esquema de un intercambiador tubular coaxial, Elaboración propia.....</i>	<i>16</i>
<i>Figura 5 Esquema de Funcionamiento de recuperación de calor, Enrique AzpilicuetaAstarloa, Instalaciones y energía. ....</i>	<i>17</i>
<i>Figura 4 Equipos aplicados a la recuperación de calor. Elaboración propia. ....</i>	<i>17</i>
<i>Figura 6 Figura 7Esquema de clasificación de intercambiadores de calor, Emilio Eguía López, El Problema Del Biofouling en Intercambiadores de Calor-Condensadores. ....</i>	<i>18</i>
<i>Figura 8 Ubicación del hotel Selva Negra Matagalpa, Google Maps App .....</i>	<i>29</i>
<i>Figura 9Plano de área de estudio seleccionada en el Hotel Selva Negra Matagalpa, Elaboración propia.....</i>	<i>31</i>
<i>Figura 10 Acercamiento al Plano de área de estudio seleccionada en el Hotel Selva Negra Matagalpa, Elaboración propia .....</i>	<i>32</i>
<i>Figura 11 Diagrama de puntos claves para mediciones en los Sistemas Térmicos creación propia .....</i>	<i>37</i>
<i>Figura 12 Sistema de A/A R22 básico con dispositivo de control fijo, Refrigeración Training Services .....</i>	<i>44</i>

## Índice de Tablas

<i>Tabla 1</i> Clasificación de los principales refrigerantes (DOSSAT, 1980) .....	24
<i>Tabla 2</i> Entalpia a -15°C de varios refrigerantes. (Indubel, s.f.) .....	26
<i>Tabla 3</i> Cuadro de Operacionalización de variables. ....	28
<i>Tabla 4</i> Características de las unidades condensadoras del cuarto frío, selva negra. Elaboración propia. ....	34
<i>Tabla 5</i> Propiedades Físicas del refrigerante R-404 <sup>a</sup> . Gas servei/Ficha técnica refrigerantes/R-404A .....	35
<i>Tabla 6</i> Temperatura promedio del Agua de la red. Datos obtenidos de Datalogger Delta Sol M. ....	39
<i>Tabla 7</i> Promedio mensual de datos de radiación solar. Obtenidos de datalogger DeltaSol M con sonda Cs10 .....	40
<i>Tabla 8</i> Horas usos de las unidades codeadoras datos obtenidos de un horometro.....	41
<i>Tabla 9</i> Temperatura del refrigerante a la entrada y la salida del compresor. Obtenidas del Datalogger DeltaSol M con sonda PT100. ....	42
<i>Tabla 10</i> Propiedades de los fluidos involucrados en el intercambio de calor para diseño de intercambiador. Elaboración propia. ....	43
<i>Tabla 11</i> Vapor sobrecalentado de refrigerante R404A. Superheated Vapor Table Sua .....	44
<i>Tabla 12</i> Vapor sobrecalentado de refrigerante R404A. Superheated Vapor Table Sua.....	45
<i>Tabla 13</i> calculo intercambiador de calor de doble tubo .....	47
<i>Tabla 14</i> calculo intercambiador doble tubo .....	48
<i>Tabla 15</i> calculo intercambiador de calor doble tubo.....	48
<i>Tabla 16</i> Costes de la tarifa de Energía con los demás cobros según el INE .....	54
<i>Tabla 17</i> Flujo de fondos en el Sistema Recuperación de Calor con respaldo Solar Térmico .....	58
<i>Tabla 18</i> Flujo de fondos Sistema Solar Térmico .....	63
<i>Tabla 19</i> Calculo de emisiones en la plantilla de Excel Cálculo automático de emisiones totales en relación a los consumos energéticos de sus instalaciones.....	69
<i>Tabla 20</i> Resultado dimensionado de Recuperación de calor .....	70
<i>Tabla 21</i> Resultado dimensionado intercambiador de calor, diámetro interno.....	71
<i>Tabla 22</i> resultado intercambiador de calor de doble tubo .....	75
<i>Tabla 23</i> Resultado de dimensionado de intercambiador de calor.....	76

## Índice de gráficos

<i>Grafico 1 Temperatura promedio del Agua de la red. Datos obtenidos de Datalogger DeltaSol M. ....</i>	<i>39</i>
<i>Grafico 2 Promedio mensual de datos de radiación solar. Obtenidos de datalogger DeltaSol M con sonda</i>	<i>52</i>
<i>Grafico 3 Flujo de fondos en el Sistema de Recuperación de calor con respaldo solar térmico .....</i>	<i>71</i>
<i>Grafico 4 .Valores de VAN Sistema Recuperación de calor con respaldo Solar Térmico.....</i>	<i>72</i>
<i>Grafico 5 Flujo de fondos Sistema Solar Térmico .....</i>	<i>63</i>
<i>Grafico 6 Grafica con valores del VAN en Sistema Solar Térmico.....</i>	<i>65</i>
<i>Grafico 7 . Comparación entre la recuperación de la inversión en los Sistemas Térmicos Recuperación de calor y Solar Térmico .....</i>	<i>93</i>
<i>Grafico 8 . Comparación TIR y VAN en los Sistemas Térmicos Recuperación de Calor con respaldo Solar Térmico y Solar Térmico.....</i>	<i>94</i>

## Índice de anexos

<i>Anexo 1 Recuperación de calor en hotel Guachipilín .....</i>	<i>99</i>
<i>Anexo 2 Recuperador de Refrigerante.....</i>	<i>99</i>
<i>Anexo 3 Foto de la instalación de colectores solares en la cocina Selva Negra .....</i>	<i>100</i>
<i>Anexo 4 Sistema Térmico Termosifón en el Hotel Selva Negra .....</i>	<i>100</i>
<i>Anexo 5 Cuarto Frio Hotel Selva Negra .....</i>	<i>101</i>
<i>Anexo 6 Delta Sol M.....</i>	<i>89</i>
<i>Anexo 7 Proforma Altertec.....</i>	<i>90</i>
<i>Anexo 9 Unidades condensadores del cuarto frio, de la cocina del Hotel Selva Negra .....</i>	<i>92</i>
<i>Anexo 10 Fotos de la empresa Soon Solar pasantías en Costa Rica .....</i>	<i>93</i>
<i>Anexo 11 Instalación sistema de recuperación de calor Hotel Guachipilín en Costa Rica .....</i>	<i>93</i>
<i>Anexo 12 Delta Sol M y WZM.....</i>	<i>94</i>
<i>Anexo 13 Aspectos Administrativos .....</i>	<i>95</i>

## Abreviaturas

ACS	Agua Caliente Sanitaria
EE	Eficiencia Energética
SST	Sistemas Solares Térmicos
INTUR	Instituto Nicaragüense de Turismo
BTU	Unidad Térmica Británica
INE	Instituto Nicaragüense de Energía
TIR	Tasa Interna de Retorno
VAN	Valor Actual Neto
RB/C	Relación Beneficio Costo
RI	Recuperación de la Inversión

## Nomenclatura o Simbología

<b><i>DLMT</i></b>	Diferencia media logarítmica de temperatura
<b><i>D'eq</i></b>	Diámetro equivalente
<b><i>h</i></b>	Entalpía
<b><i>m</i></b>	Gasto en masa o flujo másico
<b><i>T</i></b>	Temperatura
<b><i>t</i></b>	Tiempo
<b><i>V</i></b>	Volumen
<b><i>P</i></b>	Presión
<b><i>Q</i></b>	Caudal
<b><i>J</i></b>	Equivalente mecánico de calor
<b><i>Kwh</i></b>	Equivalente a mil vatios-hora
<b><i>Kg</i></b>	Masa
<b><i>L</i></b>	Litros
<b><i>At</i></b>	Área de transferencia
<b><i>U<sub>D</sub></i></b>	Coefficiente global
<b><i>Cal</i></b>	Calorías
<b><i>C<sub>h</sub></i></b>	Capacidad Calorífica
<b><i>K<sub>h</sub></i></b>	Conductividad Térmica
<b><i>μ<sub>h</sub></i></b>	Viscosidad
<b><i>ρ<sub>h</sub></i></b>	Densidad
<b><i>W<sub>h</sub></i></b>	Flujo másico

## **I. Introducción**

El turismo es una actividad que tiene una relevancia económica importante captando 253 millones de dólares en divisas según el INTUR<sup>1</sup> en el año 2015, lo que ha generado que el sector hotelero en Nicaragua tenga una tasa de crecimiento del 3% anual<sup>2</sup>. Ya que el crecimiento de las industrias genera un alto impacto medioambiental, con el auge de la industria hotelera será directamente proporcional el crecimiento del impacto medioambiental.

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.

---

<sup>1</sup> Dato obtenido de la página oficial [www.intur.gob.ni](http://www.intur.gob.ni). Publicación actualizada el 7 de enero del 2016

<sup>2</sup>obtenido de la Asociación de Hoteles de Nicaragua (Ashotnic)

## **1.1. Antecedentes**

El hotel Selva Negra tiene como objetivo desarrollar la integración sostenible en todas sus operaciones. Comenzando en el hotel, donde los huéspedes se alojan en bungalows dentro de una reserva natural protegida, poseen duchas con agua calentada por el sol, comen en un restaurante que ofrece productos orgánicos de la granja mientras admiran las vistas del lago que almacena el agua que se utilizará para generar electricidad.

Desde sus orígenes existe un proyecto de integración sostenible involucra a todas las actividades en la finca, incluyendo la producción de café, la ganadería, productos lácteos, frutas y vegetales, la producción de flores, y el turismo. Toda la finca funciona como una sola compañía y es compatible con todas sus operaciones, el proyecto de integración sostenible es una meta a largo plazo y se financia lentamente a través de su propia generación de ingresos.

El hotel selva negra busca continuamente maneras de aumentar los procesos sostenibles y la reutilización de los residuos para minimizar el impacto en el medio ambiente. Hay dos frases que pueden resumir estos esfuerzos. En primer lugar, en toda la finca y en Selva Negra Hotel sólo se produce alrededor de un barril de desechos a la semana. En segundo lugar, toda la finca produce menos CO<sub>2</sub> que un hogar estadounidense promedio.

En la implementación de sistemas solares térmicos se ha tenido diferentes experiencias a lo largo del año, sin embargo, se ha calculado la eficiencia y rendimiento de los sistemas a través de un método de investigación primitivo denominado “observación” instalando distintos modelos de sistemas térmicos y optando por el que ha logrado mejores resultados.

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.

## **1.2. Planteamiento del problema**

El Hotel Selva Negra, Matagalpa es una finca de multi-servicios con el establecimiento ecológico como el principal destino turístico, es caracterizado por brindar atención a sus clientes brindando todo el confort que demanda un turista, pero de manera amigable con el medio ambiente. Siguiendo esa tendencia se han implementado soluciones alternativas para el calentamiento de ACS como lo es la energía térmica solar a lo largo de estos años y se implementara la instalación de un sistema de recuperación de calor.

Sin embargo, las instalaciones realizadas se han hecho sin un estudio previo del potencial del recurso o fuente de generación y no se ha evaluado la EE de los sistemas ya instalados (SST) para detectar puntos débiles en los mismos o en dado caso la selección de la tecnología adecuada para el calentamiento de ACS.

Se estudiará el uso de fuentes energéticas de recuperación de calor y energía solar térmica para el calentamiento de ACS bajo aspectos de ahorro y EE con el fin de hacer una comparación en cuanto a consumo y ahorro de ambas tecnologías y su correcto aprovechamiento mediante mediciones prácticas en áreas claves de los sistemas.

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.

### **1.3. Formulación del problema**

La optimización de los servicios a base de energía térmica está presentando serias dificultades en la industria hotelera, debido a la carencia de estudios que den paso a una guía comparativa para la instalación de tecnologías adecuadas en sistemas térmicos con un ahorro y eficiencia energética aceptable.

#### **1.4. Justificación**

En industrias hoteleras es fundamental “brindar servicios acordes, en naturaleza y calidad con la categoría que ostenta el establecimiento<sup>3</sup>”, para hacer placentera la estancia del cliente, para ello se cuenta con diferentes sistemas en cada una de sus aéreas que dependen de diferentes tipos de energía para su correcto funcionamiento.

El Hotel Selva Negra tiene una multitud de proyectos para mantener nuestro planeta sano y feliz. El laboratorio orgánico, la generación de metano utilizado como combustible para cocinar y generación de energía, así como la central hidroeléctrica para generar electricidad a la granja, ACS con energía solar térmica entre otros. Todo esto con el esfuerzo de maximizar los procesos sostenibles y sustentables de la institución.

Al prestar servicios de ACS para el confort de los ocupantes se cuenta con sistemas solares térmicos para el calentamiento de agua y se instalara una tecnología nueva de recuperación de calor de dos compresores del cuarto frio implementando la EE que es una herramienta que ayuda a reducir el consumo energético de los sistemas eléctricos y térmicos, y a su vez busca optimizar el desempeño de los mismos, evaluando sus parámetros de funcionamiento, sus consumos energéticos, la variación de la carga durante el periodo de trabajo, sus rendimientos, entre otros parámetros específicos de cada equipo<sup>4</sup>.

Al tener claro el concepto de la institución de aprovechar al máximo los recursos con los cuales cuenta, es de gran importancia realizar un estudio de los sistemas de agua caliente sanitaria (ACS) utilizando dos fuentes de energía, solar térmica recuperación de calor y someterlas a aspectos de ahorro y eficiencia energética con el objetivo de mostrar beneficios, ventajas y desventajas haciendo una comparativa.

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 frio) 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.

---

<sup>3</sup> Legislación Civil de Nicaragua para industrias hoteleras, Capitulo 8, articulo 23, ítem b.

<sup>4</sup> Manual de Eficiencia Energética para MYPES.

## **II. Objetivos**

### **2.1. Objetivo General**

- Proponer optimizar los sistemas térmicos para Agua Caliente Sanitaria (ACS), bajo aspectos de Eficiencia Energética y ahorro en el Hotel Selva Negra, Matagalpa 2016.

### **2.2. Objetivos Específicos**

- Diseño de sistema térmico de recuperación de calor en dos unidades condensadoras del cuarto frío, en el Hotel Selva Negra.
- Evaluar los sistemas térmicos de recuperación de calor y solar térmicos para A.C.S en aspectos de eficiencia energética. (que hacemos)
- Determinar la rentabilidad económica del uso de fuentes térmicas de recuperación de calor y energía solar térmica para A.C.S.

### **III. Marco teórico**

#### **3.1. Energía**

Capacidad de un cuerpo o sistema para producir un trabajo. Se conoce con el nombre de trabajo mecánico de una fuerza el producto de la misma por el camino que recorre su punto de aplicación. La energía de un cuerpo se mide por el trabajo que produce al desplazarse o desde el que sería capaz de producir desde su posición de reposo hasta otro punto previamente determinado; de aquí surge su división en energía cinética y potencial. Tanto la energía mecánica la energía eléctrica se pueden producir en calor que, a su vez, se puede considerar otra forma de energía. (Hernández, 1998).

#### **3.3.1. Energía Solar Térmica.**

La energía solar térmica o energía termo solar, consiste en el aprovechamiento de la energía del sol para generar calor mediante el uso de colectores o paneles solares térmicos. Esta energía solar se encarga de calentar agua u otro tipo de fluidos a temperaturas que podrán oscilar entre 40° y 50°, con un rendimiento aceptable, y no debiendo superar los 80°, con un rendimiento menor. (M, Fernández, 2010).

##### ***3.3.1.1. Clasificación de los Sistemas solares térmico.***

###### ***3.3.1.1.1. Sistemas solares térmicos circuito abierto***

El agua de consumo pasa directamente por los colectores solares. Este sistema reduce costos y es más eficiente (energéticamente hablando), pero presenta problemas en zonas con temperaturas por debajo del punto de congelación del agua, así como en zonas con alta concentración de sales que acaban obstruyendo los paneles. (M, Fernández, 2010).

###### ***3.3.1.1.2. Sistemas solares térmicos circuito cerrado***

El agua de consumo no pasa directamente por los colectores solares. Este sistema es el más común. Se utiliza un líquido anticongelante que atraviesa los tubos dentro de los colectores y se calienta por la acción de la radiación solar. El líquido caliente atraviesa el circuito hidráulico primario hasta llegar al acumulador, en el interior del cual se produce un intercambio de calor entre el circuito primario y el secundario. (M, Fernández, 2010).

En función del tipo de la circulación del fluido.

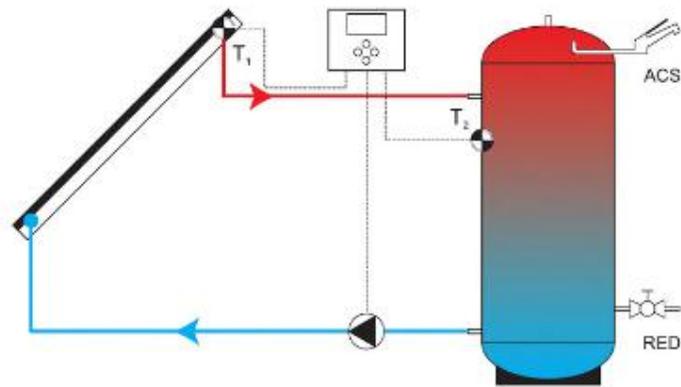
#### *3.3.1.1.3. Circulación natural*

Son los denominados sistemas termofónicos, en este tipo de depósito se coloca en un nivel superior a los colectores para permitir la convección por diferencia de temperatura. Para facilitar el movimiento del agua tiene que haber una diferencia suficiente de temperatura entre el colector y el acumulador y una altura entre el acumulador y los colectores mayor de 30 centímetros. (M, Fernández, 2010).

#### *3.3.1.1.4. Circulación forzado*

Estos sistemas ya no funcionan por termosifón, sino que la circulación del fluido será forzada por una bomba.

Estas instalaciones constan de un sistema captador, un sistema de acumulación con intercambiador de calor, una bomba de circulación y un regulador que controla el circuito. (M, Fernández, 2010).



**Figura 1** Esquema de circulación forzada, Sistemas térmicos para agua caliente sanitaria, Amador Martínez Jiménez, Energía Solar Térmica.

## **3.2. Termodinámica**

La termodinámica es la disciplina que dentro de la ciencia madre, la física, se ocupa del estudio de las relaciones que se establecen entre el calor y el trabajo de las formas de energía. Entre otras cuestiones la termodinámica se ocupa de analizar los efectos que producen los cambios de magnitudes tales como: la temperatura, la densidad, la presión, la masa, el volumen, en los sistemas y a un nivel macroscópico. La base sobre la cual se ciernen todos los estudios de la termodinámica es la circulación de la energía y como es capaz de infundir movimiento. (stagl, 2008).

### **3.2.1. Leyes de la Termodinámica**

#### ***3.2.1.1. Primera ley de la termodinámica***

La primera ley de la termodinámica establece que la energía no puede crearse ni destruirse solo puede transformarse de una forma a otra. Tomemos el ejemplo de una planta generadora de electricidad a base de carbón. Al producirse la combustión. La totalidad de la energía química del carbón se convierte en otras formas de energía: energía eléctrica en el nivel de producción deseado que se envía por la red de suministro. Energía calorífica como calor residual que se elimina mediante refrigeración por agua o que se libera en la atmosfera y energía química en los residuos. Como la ceniza. Nótese que la energía eléctrica enviada se transforma a su vez, en trabajo o calor en hogares y fábricas. (stagl, 2008).

#### ***3.2.1.2. Segunda ley de la termodinámica***

Entropía (desorden)

Existen diferentes formas de enunciar la segunda ley de la termodinámica, pero en su versión más simple, establece que “el calor jamás fluye espontáneamente de un objeto frío a un objeto caliente”.

Forma de Kelvin – Planck de la segunda ley de la termodinámica. En la práctica, se encuentra que todas las máquinas térmicas sólo convierten una pequeña fracción del calor

absorbido en trabajo mecánico. Por ejemplo, un buen motor de un automóvil tiene una eficiencia aproximada de 20% y los motores diésel tienen una eficiencia en el rango de 35% a 40%. En base a este hecho, el enunciado de Kelvin – Planck de la segunda ley de la termodinámica es el siguiente:

“Es imposible construir una máquina térmica que, operando en un ciclo, no tenga otro efecto que absorber la energía térmica de una fuente y realizar la misma cantidad de trabajo”.

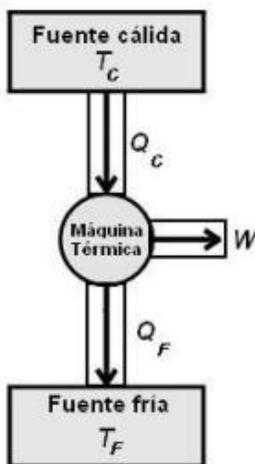


Figura 15.1 Representación esquemática de una máquina térmica.

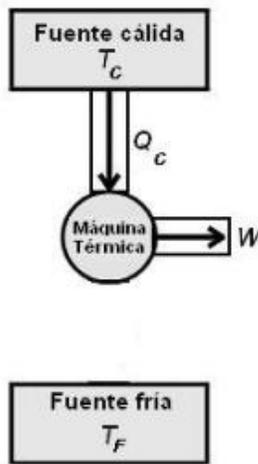


Figura 15.2 Representación esquemática de una máquina térmica imposible de construir.

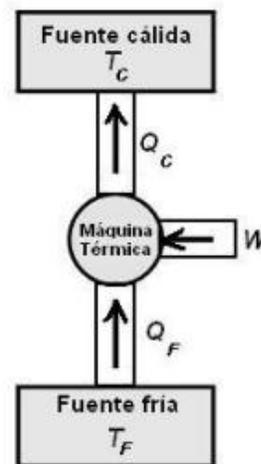


Figura 15.3 Representación esquemática de un refrigerador.

Figura 2 Esquema de una máquina térmica, Segunda ley de la termodinámica, Wilson Buffa, Física quinta edición.

Esto es equivalente a afirmar que “es imposible construir una máquina de movimiento perpetuo (móvil perpetuo) de segunda clase”, es decir, una máquina que pudiera violar la segunda ley de la termodinámica. (Una máquina de movimiento perpetuo de primera clase es aquella que puede violar la primera ley de la termodinámica (conservación de la energía), también es imposible construir una máquina de este tipo). La figura 15.2 es un diagrama esquemático de una máquina térmica perfecta imposible de construir.

Un refrigerador es una máquina térmica que opera en sentido inverso, como se muestra de manera esquemática en la figura 15.3. La máquina absorbe calor  $Q_f$  de la fuente fría y

entrega calor QC a la fuente cálida. Esto sólo puede ser posible si se hace trabajo sobre el refrigerador. De la primera ley, se ve que el calor cedido a la fuente caliente debe ser igual a la suma del trabajo realizado y el calor absorbido de la fuente fría. Por lo tanto, se ve que el refrigerador transfiere calor del cuerpo más frío a un cuerpo más cálido (la cocina).

Enunciado de Clausius de la segunda ley de la termodinámica

Resulta deseable construir un refrigerador que pueda realizar su proceso con el mínimo de trabajo. Si se pudiera construir uno donde el proceso de refrigeración se realice sin ningún trabajo, se tendría un refrigerador perfecto. Esto es imposible, porque se violaría la segunda ley de la termodinámica, que es el enunciado de Clausius de la segunda ley (Rudolf Clausius, alemán, 1822-1888):

“Es imposible construir una máquina cíclica, que no tenga otro efecto que transferir calor continuamente de un cuerpo hacia otro, que se encuentre a una temperatura más elevada”.

En términos sencillos, el calor no puede fluir espontáneamente de un objeto frío a otro cálido. Este enunciado de la segunda ley establece la dirección del flujo de calor entre dos objetos a diferentes temperaturas. El calor sólo fluirá del cuerpo más frío al más cálido si se hace trabajo sobre el sistema.

Aparentemente los enunciados de Kelvin – Planck y de Clausius de la segunda ley no están relacionados, pero son equivalentes en todos sus aspectos. Se puede demostrar (pero aquí no lo hacemos) que, si un enunciado es falso, el otro también lo es.

La segunda ley de la termodinámica establece cuáles procesos de la naturaleza pueden ocurrir o no. De todos los procesos permitidos por la primera ley, solo ciertos tipos de conversión de energía pueden ocurrir. Los siguientes son algunos procesos compatibles con la primera ley de la termodinámica, pero que se cumplen en un orden gobernado por la segunda ley.

1) Cuando dos objetos que están a diferente temperatura se ponen en contacto térmico entre sí, el calor fluye del objeto más cálido al más frío, pero nunca del más frío al más cálido.

2) La sal se disuelve espontáneamente en el agua, pero la extracción de la sal del agua requiere alguna influencia externa.

3) Cuando se deja caer una pelota de goma al piso, rebota hasta detenerse, pero el proceso inverso nunca ocurre. Todos estos son ejemplos de procesos irreversibles, es decir procesos que ocurren naturalmente en una sola dirección. Ninguno de estos procesos ocurre en el orden temporal opuesto. Si lo hicieran, violarían la segunda ley de la termodinámica. La naturaleza unidireccional de los procesos termodinámicos establece una dirección del tiempo.

La segunda ley de la termodinámica, que se puede enunciar de diferentes formas equivalentes, tiene muchas aplicaciones prácticas. Desde el punto de vista de la ingeniería, tal vez la más importante es en relación con la eficiencia limitada de las máquinas térmicas. Expresada en forma simple, la segunda ley afirma que no es posible construir una máquina capaz de convertir por completo, de manera continua, la energía térmica en otras formas de energía. (Wilson Buffa, 2003)

### ***3.2.1.3. Tercera ley de la termodinámica***

Cero Absoluto.

Es posible relacionar la entropía con el modelo molecular de los estados de la materia, es decir si pensamos que en el estado gaseoso las moléculas están en constante aumento, en el líquido solo se mueven entre ellas y en el sólido las partículas solo vibran, entonces podemos intuir que:  $S(\text{gases}) > S(\text{líquidos}) > S(\text{sólidos})$  Si observamos que la tendencia de la entropía está relacionada con el estado de agregación del sistema (orden) y sabemos que éste está relacionado con la temperatura, entonces tendrá que existir una temperatura a la cual los cristales tendrán una entropía nula.

Se enuncia la tercera ley de la termodinámica como: Tercera Ley: "La entropía de los cristales perfectos de todos los elementos y compuestos es cero en el cero absoluto de temperatura" Al hablar de cristales estamos relacionando la tercera ley con los cambios

orden-desorden. De esta forma cualquier sustancia a una temperatura mayor que 0°K tendrá un valor positivo de entropía.

Como la entropía es una función de estado, entonces el cambio de entropía en una reacción química vendrá dado por la diferencia entre la entropía de los productos (estado final) y los reactivos (estado inicial)  $DS = \Delta S(\text{productos}) - \Delta S(\text{reaccionantes})$  Un poco de historia: Formulación de la Tercera Ley Walther Hermann Nernst (1864-1941) encontró que al disminuir la temperatura y acercarse al cero absoluto, el calor específico de las sustancias disminuye continuamente.

Desde luego, al llegar a estas temperaturas las sustancias están en la fase sólida. No existe ninguna sustancia que a estas temperaturas sea gas o líquido. De estos resultados Nernst formuló en 1906 la tercera ley de la termodinámica, que se refiere a las propiedades termodinámicas de las sustancias en la cercanía del cero absoluto de temperatura. Una consecuencia de la tercera ley es que el calor específico de todas las sustancias se anula al llegar su temperatura a ser cero grados absolutos, es decir a -273°C (Kurt C. Rolle).

### **3.2.1. Transformación de la Energía**

El calor es la forma de energía que se transfiere de un sistema a otro debido a una diferencia de temperatura. Un análisis termodinámico se interesa en la cantidad de transferencia de calor conforme un sistema pasa por un proceso, de un estado de equilibrio a otro. La ciencia que trata la determinación de las velocidades de esas transferencias de energía es la transferencia de calor.

La transferencia de energía como calor siempre se produce del medio que tiene la temperatura más elevada hacia el de temperatura más baja, y la transferencia se detiene cuando los dos medios alcanzan la misma temperatura.

El calor se puede transferir de tres formas diferentes: conducción, Convección y radiación.

Conducción: es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de interacciones entre esas partículas.

La conducción puede tener lugar en los sólidos, líquidos o gases. En los gases y líquidos la conducción se debe a las colisiones y a la difusión de las moléculas durante su movimiento aleatorio. En los sólidos se debe a la combinación de las vibraciones de las moléculas. El mecanismo de transferencia de calor por conducción está regido por la ley de Fourier, que dice que la velocidad de la conducción de calor a través de una capa plana es proporcional a la diferencia de temperatura a través de ésta y al área de transferencia de calor, pero es inversamente proporcional al espesor de esa capa.

Convección: es la transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacentes que se encuentran en movimiento y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos. Entre más rápido es el movimiento del fluido, mayor es la transferencia de calor por convección.

Se le llama convección forzada cuando el fluido es forzado a fluir sobre la superficie haciendo uso de medios externos, y convección natural cuando el movimiento del fluido es causado por las fuerzas de empuje que son inducidas por las diferencias de densidad debidas a la variación de la temperatura. El mecanismo de transferencia de calor por convección está regido por la ley de enfriamiento de Newton, que dice que la transferencia de calor es proporcional a la diferencia de temperatura.

Radiación: es la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas, como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas.

La transferencia de calor por radiación no requiere de un medio interpuesto. La radiación térmica es la transferencia de calor provocada por los cuerpos debido a su temperatura. Todos

los cuerpos que tengan una temperatura mayor del cero absoluto emitirán radiación térmica. La velocidad máxima de radiación que puede ser emitida desde una superficie a determinada temperatura se expresa mediante la ley de Stefan-Boltzmann. (Kurt C. Rolle).

### 3.3. Sistemas de Recuperación

El calor residual de un proceso se escapa siempre a través de un fluido (aire, gases, líquido). El sistema más económico y más eficaz de recuperación de calor será el que permita emplear directamente el fluido que lo contiene en otro proceso donde el calor puede aprovecharse. Ahora bien, esto no es siempre posible; de hecho, esta situación raramente se da en aplicaciones prácticas por lo que hay que pensar en un equipo que permita transmitir el calor a otro fluido que puede aplicarse al proceso en general, por consiguiente, los equipos de recuperación de calor residual son intercambiadores térmicos más o menos complejos, aunque en algunos casos se trata propiamente de verdaderos sistemas de recuperación de calor. (Esquerra Pizà, Pere, 1988).

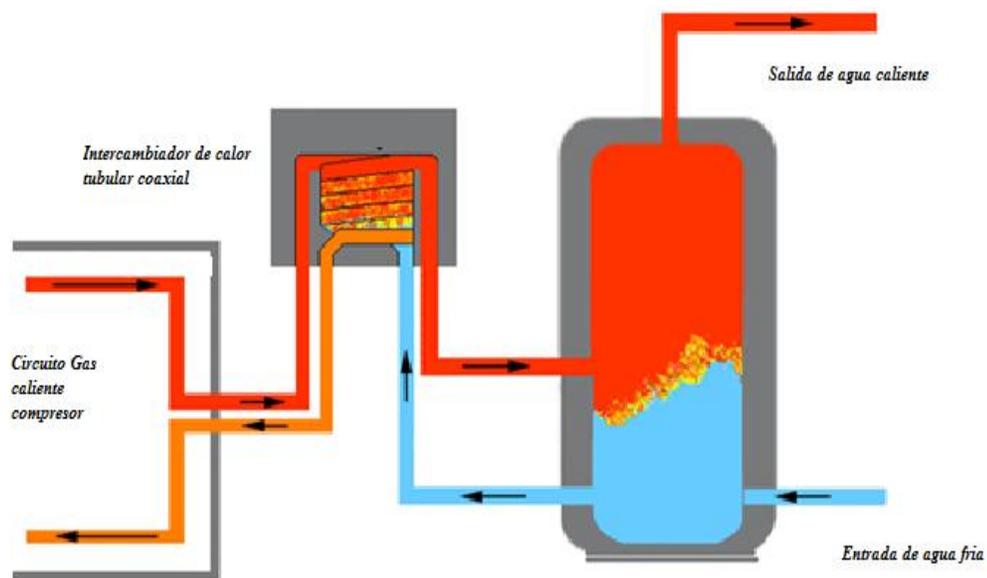


Figura 3 Esquema de un intercambiador tubular coaxial, Elaboración propia.

En la actualidad se pueden considerar los siguientes equipos como normalmente aplicados a la recuperación de calor:

- Intercambiadores de envolvente y tubos.
- Intercambiadores de placas.
- Intercambiadores gas-gas acoplados por líquido.
- Recuperadores.
- Ruedas térmicas o intercambiadores rotativos.
- Tubos de calor.
- Bombas de calor.

Figura 4 Equipos aplicados a la recuperación de calor. Elaboración propia.

De entre todos ellos, probablemente cabe considerar como sistemas de intercambio las bombas de calor y los llamados intercambiadores gas-gas acoplados por líquido. (Esquerra Pizà, Pere, 1988)

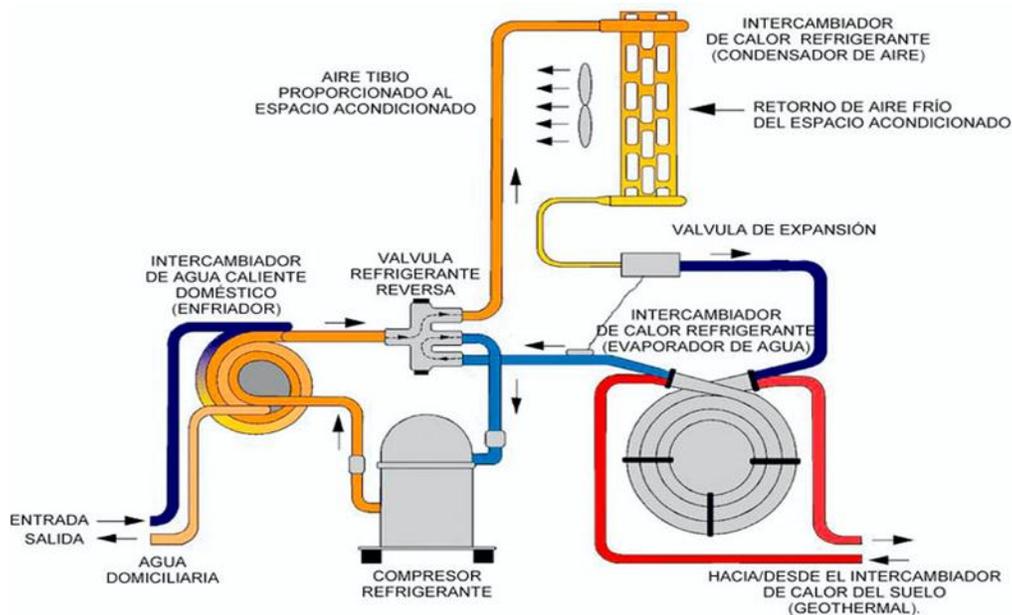


Figura 5 Esquema de Funcionamiento de recuperación de calor, Enrique Azpilicueta Astarloa, Instalaciones y energía.

### 3.4. Intercambiador de calor

El intercambiador de calor es uno de los equipos más abundantes en la industria de proceso y en la industria en general. Es un dispositivo que sirve para pasar calor de un fluido a otro. Los más sencillos son los tanques provistos de un serpentín o una chaqueta y de un dispositivo de agitación. Los más importantes son los de doble tubo. Los de cascara y tubos, que son los más usuales, y los de flujo cruzado. El movimiento de la corriente fría en relación con la caliente es diferente en cada uno de ellos. Así, en el de doble tubo se da en paralelo o en contracorriente, mientras que el segundo existe una mezcla de estos patrones y en el tercero las direcciones de los flujos son perpendiculares. (Dondé Castro, 2005).

Clasificación de intercambiadores de calor

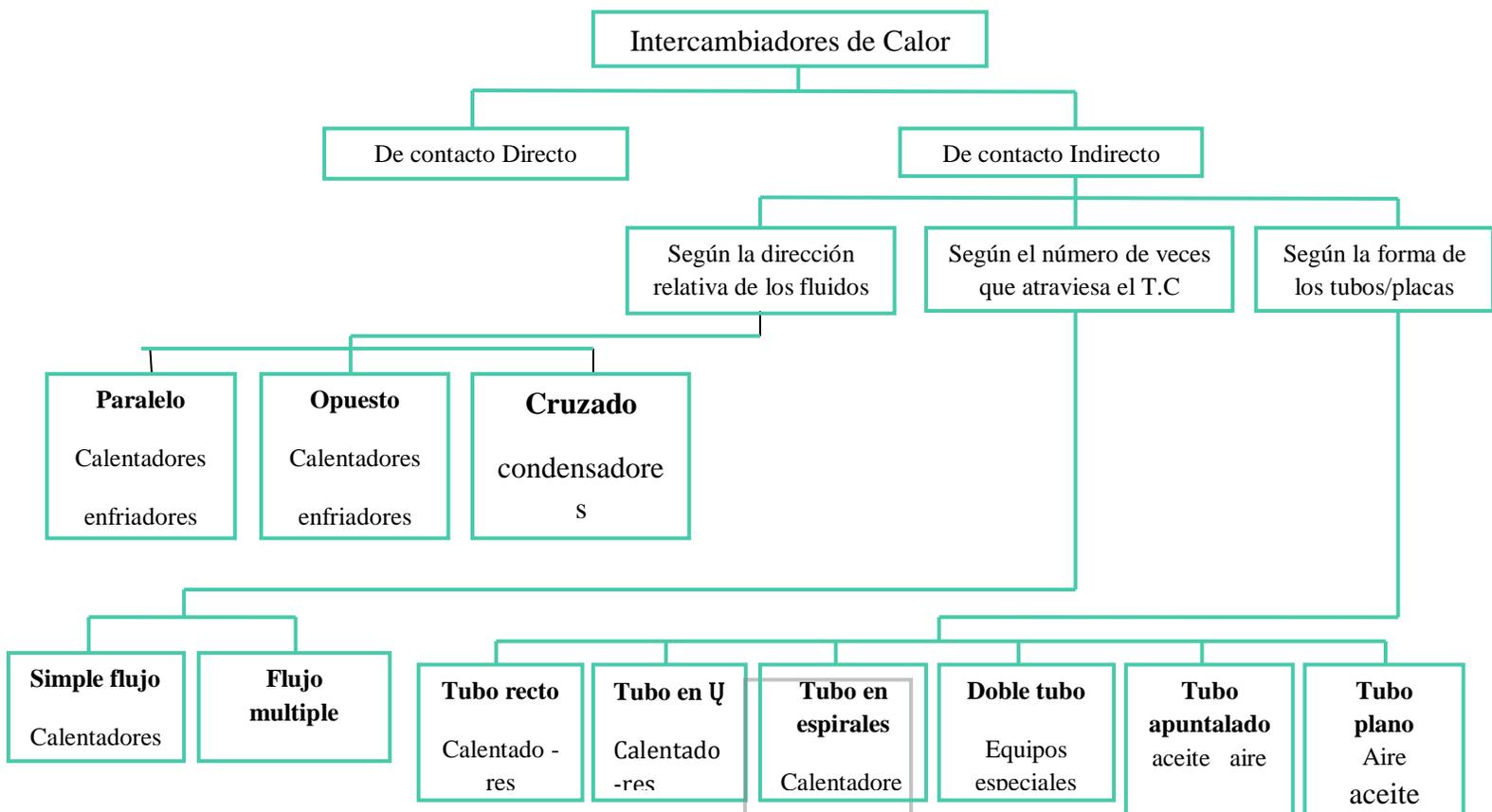


Figura 6 Figura 7 Esquema de clasificación de intercambiadores de calor, Emilio Eguía López, El Problema Del Biofouling en Intercambiadores de Calor-Condensadores.

### **3.5. Eficiencia de Conversión de Energía**

Eficiencia es uno de los términos usados con más frecuencia en la termodinámica, e indica cuán bien se realiza un proceso de conversión o transferencia de energía.

(Primera Ley de la Termodinámica) es particularmente útil cuando se analiza la conversión de la energía de una forma a otra. Formas comunes de energía que están presentes en la vida diaria son: calor (asociado con la temperatura), mecánica (asociada con el movimiento), eléctrica, química (reacciones entre sustancias), radiación electromagnética (solar, microondas, rayos X), nuclear (fisión en los reactores nucleares y fusión en el sol) y por supuesto la almacenada en los alimentos.

La conversión de cualquier forma de energía en otra se puede realizar utilizando dispositivos adecuados. Por ejemplo, la energía mecánica es muy versátil y se puede transformar totalmente en calor por medio de la fricción, en energía eléctrica a través de generadores, o bien en cualquier otra forma de energía. El calor, o energía térmica, se convierte en energía eléctrica en las grandes plantas de potencia que están diseminadas por todo el mundo.

La energía eléctrica es también muy versátil: puede ser totalmente convertida en energía mecánica por medio de un motor eléctrico, en calor a través de una resistencia eléctrica, en energía electroquímica cargando una batería de automóvil o en radiación electromagnética en un horno de microondas.

La energía nuclear se transforma en energía eléctrica en los cientos de reactores nucleares diseminados por el mundo y a partir de ello en cualquier otra forma de energía.

La energía química puede ser transformada en calor mediante la combustión de materiales (oxidación) o directamente en electricidad a través de dispositivos electroquímicos. Por ejemplo, dentro de una celda de combustible el hidrógeno reacciona en forma controlada –

no explosiva- con el oxígeno formando agua y simultáneamente generando energía eléctrica.

La energía de la radiación solar (radiación electromagnética, fotones) se puede convertir directamente en calor o bien en energía química vital para la biosfera a través del fenómeno de fotosíntesis. En las celdas fotovoltaicas la energía de los fotones es convertida directamente en electricidad. (Abriata, 2013)

### **3.5.1. Eficiencia Energética**

La Eficiencia Energética es el conjunto de acciones que permiten optimizar la relación entre la cantidad de energía consumida y los productos y servicios finales obtenidos, lo cual se puede lograr a través de la implementación de mejores hábitos de consumo e inversiones a nivel tecnológico. (DisNorte-DisSur, s.f.).

## **3.6. Refrigeración**

### **3.6.1. Ciclo de refrigeración**

En un sistema de refrigeración mecánica existen dos presiones en el sistema de compresión: la de vaporización o baja presión y la de condensación o alta presión. La refrigeración actúa como un medio de transporte para remover el calor del evaporador. Un cambio de estado de líquido a vapor y viceversa permite al refrigerante absorber y descargar grandes cantidades de calor en forma eficiente. El ciclo de refrigeración opera de la siguiente forma: el refrigerante a alta presión que sale de la línea de descarga del compresor, pasa hacia el condensador. Conforme pasa a través del condensador, el refrigerante a alta presión es enfriado por algún medio externo (por ejemplo, un ventilador) y conforme la temperatura del vapor del refrigerante alcanza la temperatura de saturación correspondiente a la alta presión en el condensador, el vapor se condensa y de ahí al dispositivo que separa el lado de alta presión del sistema de baja presión.

La reducción de presión en el refrigerante líquido provoca que éste hierva o se vaporice hasta que el refrigerante alcance la temperatura de saturación correspondiente a la de su presión. Conforme el refrigerante de baja temperatura pasa a través del evaporador, el calor fluye a través de las tuberías del evaporador hacia el refrigerante, haciendo que la acción de ebullición continúe hasta que el refrigerante se encuentre totalmente vaporizado. La válvula de expansión o tubo capilar regulan el flujo del refrigerante a través del evaporador según se requiera para mantener una diferencia de temperatura determinada a cierto sobrecalentamiento deseado entre la temperatura de evaporación y el refrigerante que sale del evaporador.

El vapor refrigerante que sale del evaporador viaja a través de la línea de succión y de ahí a la entrada del compresor. El compresor toma el vapor a baja presión y lo comprime aumentando tanto su presión como su temperatura y repitiéndose nuevamente el ciclo. (DOSSAT, 1980)

### **3.6.2. Ciclo real de refrigeración**

En un sistema de refrigeración mecánica existen dos presiones en el sistema de compresión: la de vaporización o baja presión y la de condensación o alta presión. La refrigeración actúa como un medio de transporte para remover el calor del evaporador. Un cambio de estado de líquido a vapor y viceversa permite al refrigerante absorber y descargar grandes cantidades de calor en forma eficiente.

El ciclo de refrigeración opera de la siguiente forma: el refrigerante a alta presión que sale de la línea de descarga del compresor, pasa hacia el condensador. Conforme pasa a través del condensador, el refrigerante a alta presión es enfriado por algún medio externo (por ejemplo, un ventilador) y conforme la temperatura del vapor del refrigerante alcanza la temperatura de saturación correspondiente a la alta presión en el condensador, el vapor se condensa y de ahí al dispositivo que separa el lado de alta presión del sistema de baja presión. La reducción de presión en el refrigerante líquido provoca que éste hierva o se vaporice hasta que el refrigerante alcance la temperatura de saturación correspondiente a la de su presión.

Conforme el refrigerante de baja temperatura pasa a través del evaporador, el calor fluye a través de las tuberías del evaporador hacia el refrigerante, haciendo que la acción de ebullición continúe hasta que el refrigerante se encuentre totalmente vaporizado. La válvula de expansión o tubo capilar regulan el flujo del refrigerante a través del evaporador según se requiera para mantener una diferencia de temperatura determinada a cierto sobrecalentamiento deseado entre la temperatura de evaporación y el refrigerante que sale del evaporador.

El vapor refrigerante que sale del evaporador viaja a través de la línea de succión y de ahí a la entrada del compresor. El compresor toma el vapor a baja presión y lo comprime aumentando tanto su presión como su temperatura y repitiéndose nuevamente el ciclo. (DOSSAT, 1980)

### **3.6.3. Refrigerante**

Un refrigerante es cualquier cuerpo o sustancia que actúa como agente de enfriamiento absorbiendo calor de otro cuerpo o sustancia. Con respecto al ciclo compresión-vapor, el refrigerante es el fluido de trabajo del ciclo el cual alternativamente se vaporiza y se condensa absorbiendo y cediendo calor, respectivamente. Para que un refrigerante sea apropiado y se le pueda usar en el ciclo compresión-vapor, debe poseer ciertas propiedades químicas, físicas y termodinámicas que lo hagan seguro y económico durante su uso.

#### **Refrigerante R-404<sup>a</sup>**

El R-404A (HFC-404 A) es un compuesto inocuo para la capa de ozono desarrollado para ser una alternativa a largo plazo a los refrigerantes R-502 (CFC-502) y R-22 (HCFC-22) en aplicaciones de refrigeración comercial de temperatura media y baja. Entre las aplicaciones donde el R-404A constituye un refrigerante de reconversión adecuado cabe citar los expositores de congelados de supermercados, los armarios expositores refrigerados, las vitrinas, la refrigeración de transportes y las máquinas de hielo. El R-404A ha sido desarrollado como sustituto del R-502, pero no es un sustituto directo, pues los aceites minerales y los lubricantes de alquilbenceno, utilizados tradicionalmente con R-502, no son

miscibles con R-404A. Los técnicos de mantenimiento deben consultar al fabricante del equipo original los lubricantes recomendados.

El R-404A es una mezcla. Por este motivo, es esencial cargar los sistemas únicamente con líquido del cilindro, no vapor. La carga de vapor de R-404A puede hacer que la composición del refrigerante sea inadecuada y podría dañar el sistema.

#### Refrigerante R-22

Este refrigerante es del grupo de los HCFC, inicialmente estaba diseñado para aire acondicionado, pero hasta hace poco se emplea para todo. Evapora a  $-40,8^{\circ}\text{C}$  a presión atmosférica, es miscible con el aceite mineral y sintético, pero en bajas temperaturas es recomendable utilizar separador de aceite. Acepta poco recalentamiento ya que de lo contrario aumentaría demasiado la temperatura de descarga. Absorbe 8 veces más humedad que el R-12. Actualmente se prohíbe su empleo en equipos e instalaciones nuevas excepto para equipos de aire acondicionado inferior a 100kw. Las fugas también se pueden detectar con lámpara. (Mat, s.f.)

*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.*

N° Refrigerante	Nombre	Composición química	Aplicaciones
		<b>COMPUESTOS INORGÁNICOS</b>	
R717	Amoniaco	NH <sub>3</sub>	Refrigeración industrial
R718	Agua	H <sub>2</sub> O	Refrigeración industrial
R744	Dióxido de carbono	CO <sub>2</sub>	Refrigeración industrial
	<b>Hidrocarburos</b>	<b>COMPUESTOS ORGÁNICOS</b>	
R170	Etano	CH <sub>3</sub> CH <sub>3</sub>	Refrigeración industrial, Sistemas en cascada.
R290	Propano	CH <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>3</sub>	Mesclas, enfriadores industriales, A/A pequeños.
R600 <sub>a</sub>	Isobutano	CH(CH <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> CH <sub>3</sub>	Refrigeración doméstica. Inflamable.
	<b>Clorofluorocarbonos (CFC)</b>	<b>Hidrocarburos Halogenados</b>	
R11	Triclorofluorometano	CCl <sub>3</sub> F	Chillers de baja presión espumado.
R12	Diclorodifluorometano	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	Refr. Doméstica, A/A vehículos.
R115	Cloropentafluoroetano	C <sub>2</sub> F <sub>5</sub> CL	Baja temperatura. Efecto invernadero alto.
	<b>Hidroclorofluorocarbonos(HCFC)</b>		
R22	Clorodifluorometano	CHClF <sub>2</sub>	A/A, bombas de calor, refrigeración comercial e industrial.
R141b	1,1dicloro-1-fluoroetano	CH <sub>3</sub> CCl <sub>2</sub> F	Espumado, solvente.
R142b	1-cloro-1,1difluoroetano	CH <sub>3</sub> CCIF <sub>2</sub>	Alta temperatura. Inflamable.
	<b>Hidrofluorocarbonos (HFC)</b>		
R32	Difluorometano	CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	Baja temperatura, inflamable.
R125	Pentanfluoroetano	CHF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	Efecto invernadero alto, baja y media temperatura.
	<b>Mezclas Azeotrópicas</b>		
R502	HCFC+CFC	R22/R115	Refrigeración comercial baja temperatura, refrigerante de equipos móviles
R507	HFC+HFC	R125/R134 <sub>a</sub>	Reemplaza al R502, gabinetes de supermercados, temperaturas baja y media.

Tabla 1 Clasificación de los principales refrigerantes (DOSSAT, 1980)

### **3.6.4. Propiedades de los refrigerantes**

#### **3.6.4.1. Propiedades Termodinámicas**

Presión - Debe operar con presiones positivas.

- Temperatura - Debe tener una temperatura crítica por arriba de la temperatura de condensación. Debe tener una temperatura de congelación por debajo de la temperatura del evaporador. Debe tener una temperatura de ebullición baja.

- Volumen - Debe tener un valor bajo de volumen específico en fase vapor, y un valor alto de volumen en fase líquida.

- Entalpia - Debe tener un valor alto de calor latente de vaporización.

- Densidad

- Entropía Propiedades Físicas y Químicas

- No debe ser tóxico ni venenoso.

- No debe ser explosivo ni inflamable.

- No debe tener efecto sobre otros materiales.

- Fácil de detectar cuando se fuga.

- Debe ser miscible con el aceite.

- No debe reaccionar con la humedad.

- Debe ser un compuesto estable. Fácilmente se comprende que ninguno de los refrigerantes conocidos reúne todas estas cualidades; es decir, no existe un refrigerante ideal, por lo que, en base a un balance de ventajas, deberá seleccionarse el que reúna el mayor número de estas características de acuerdo al diseño requerido. (Indubel, s.f.)

### 3.7. Entalpia

Entalpia Es la propiedad que representa la cantidad total de energía térmica o contenido de calor, en un fluido. Sus unidades son kcal/kg. Para la mayoría de los refrigerantes, se considera que su entalpia es cero a una temperatura de saturación de  $-40^{\circ}\text{C}$ . Entonces, el calor agregado o sustraído de un refrigerante, desde ese punto, se considera que es su entalpia total. En la mayoría de los trabajos de transferencia de calor, se manejan los cambios de entalpia que ocurren durante un proceso. Generalmente, no hay necesidad de conocer el contenido de energía absoluta. (Indubel, s.f.)

Refrigerante No.	Entalpia a $-15^{\circ}\text{C}$ (kcal/kg)		
	Líquido <i>h<sub>f</sub></i>	Latente <i>h<sub>fg</sub></i>	Vapor <i>h<sub>g</sub></i>
12	5.33	37.89	43.22
22	6.53	51.78	58.31
30	0.94	90.05	91.00
123	6.66	43.87	50.53
134a	7.55	49.06	56.61
170	56.39	84.44	140.83
500	6.56	46.66	53.22
502	6.06	37.40	43.46
717	26.83	313.89	340.72
718*	4.47	595.17	599.64

Tabla 2 Entalpia a  $-15^{\circ}\text{C}$  de varios refrigerantes. (Indubel, s.f.)

## **IV. Hipótesis**

Aprovechar el calor residual de los sistemas de refrigeración es una opción rentable para la producción de agua caliente sanitaria en comparación a los Sistemas Solares Térmicos.

### **4.1. Operacionalización de las variables**

Variable independiente: Sol, Estaciones meteorológicas.

Variable dependiente: Temperatura,  $\Delta T$ , Tiempo, Presión, volúmenes de agua fría y caliente, Energía eléctrica, Radiación solar.

**Cuadro de operacionalización de variables**

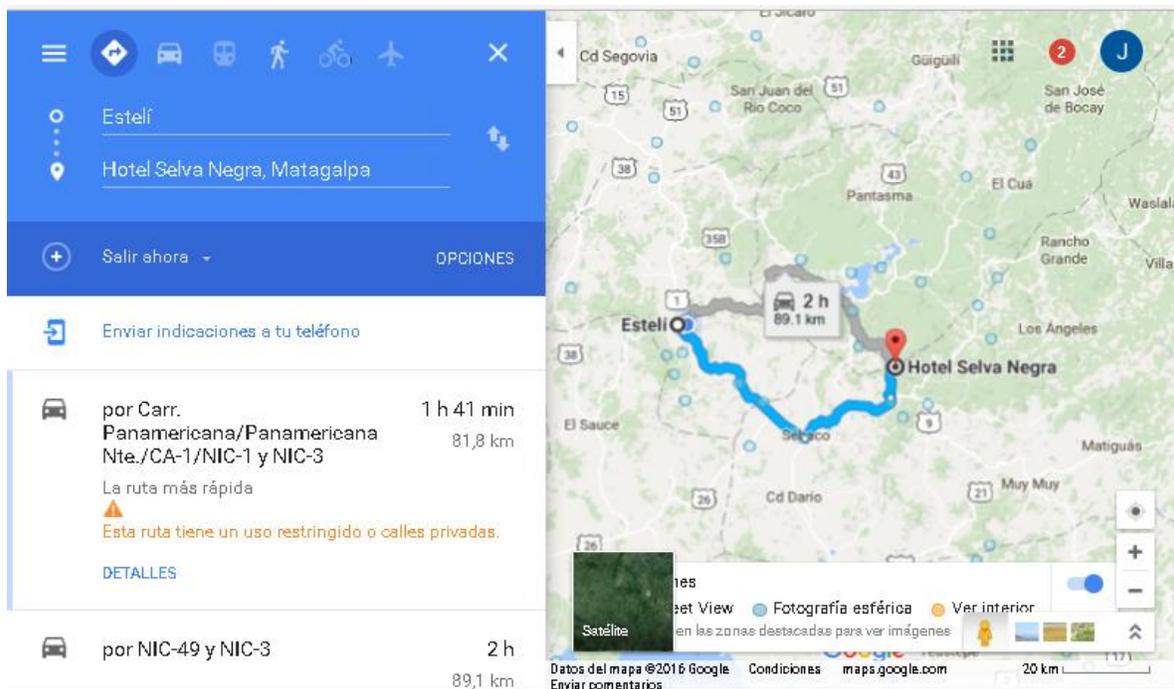
Variables	Definición Operacional	Indicadores	Instrumentación
Temperatura	Magnitud que representa el estado térmico de los cuerpos, las variaciones de este parámetro producen en los cuerpos diferentes fenómenos, como la dilatación y contracción, variación en la resistencia eléctrica.	°C y Kelvin	Termómetros digitales, termómetros análogos
Volúmenes de agua caliente	Cantidad de agua por unidad de tiempo que lleva un curso de agua a un punto determinado.	(m <sup>3</sup> /s)	Caudalímetro
Presión del flujo	Es la cantidad de fluido (volumen) que pasa por un área dada en la unidad de tiempo.	PSI	Manómetro
Radiación solar	La radiación solar es el flujo de energía que recibimos del sol en forma de ondas electromagnéticas de diferentes frecuencias (luz visible, infrarrojo y ultravioleta).	(W/m <sup>2</sup> )	Piranómetro
Tiempo	El Tiempo es una magnitud física fundamental, el cual puede ser medido utilizando un proceso periódico, entendiéndose como un proceso que se repite de una manera idéntica e indefinidamente.	Horas y fracciones Segundos	Horómetro
Energía eléctrica	Trabajo que realiza un campo eléctrico conservativo sobre una carga eléctrica.	kW	Contador de tiempo digital
$\Delta T$	La diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD, del inglés Logarithmic mean temperature difference) se usa para determinar la fuerza que impulsa la transferencia de calor en sistemas de flujo, particularmente en intercambiadores de calor.	Joule	Calorímetro

**Tabla 3 Cuadro de Operacionalización de variables.**

## V. Diseño Metodológico

### 5.1. 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.



**Figura 8** Ubicación del hotel Selva Negra Matagalpa, Google Maps App

### 5.2. 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.

### **5.3. Universo y ámbito**

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

### **5.4. 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.

### **5.5. 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.

### **5.6. 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 plantean a continuación:

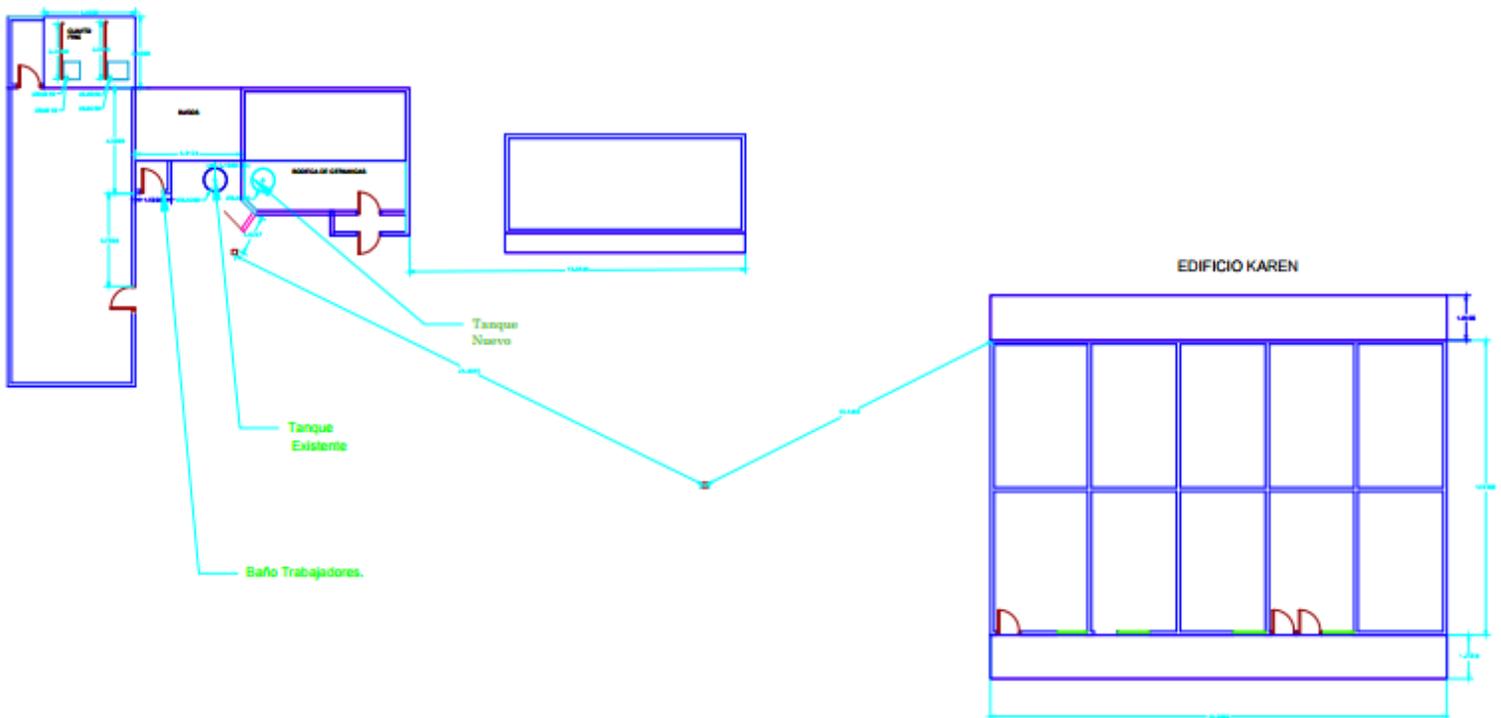
#### **5.6.1. Etapa de recopilación de datos técnicos de los sistemas térmicos para ACS en el hotel Selva Negra, Matagalpa.**

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 frio.

### **5.6.1.1. Dimensiones del área de estudio seleccionada**

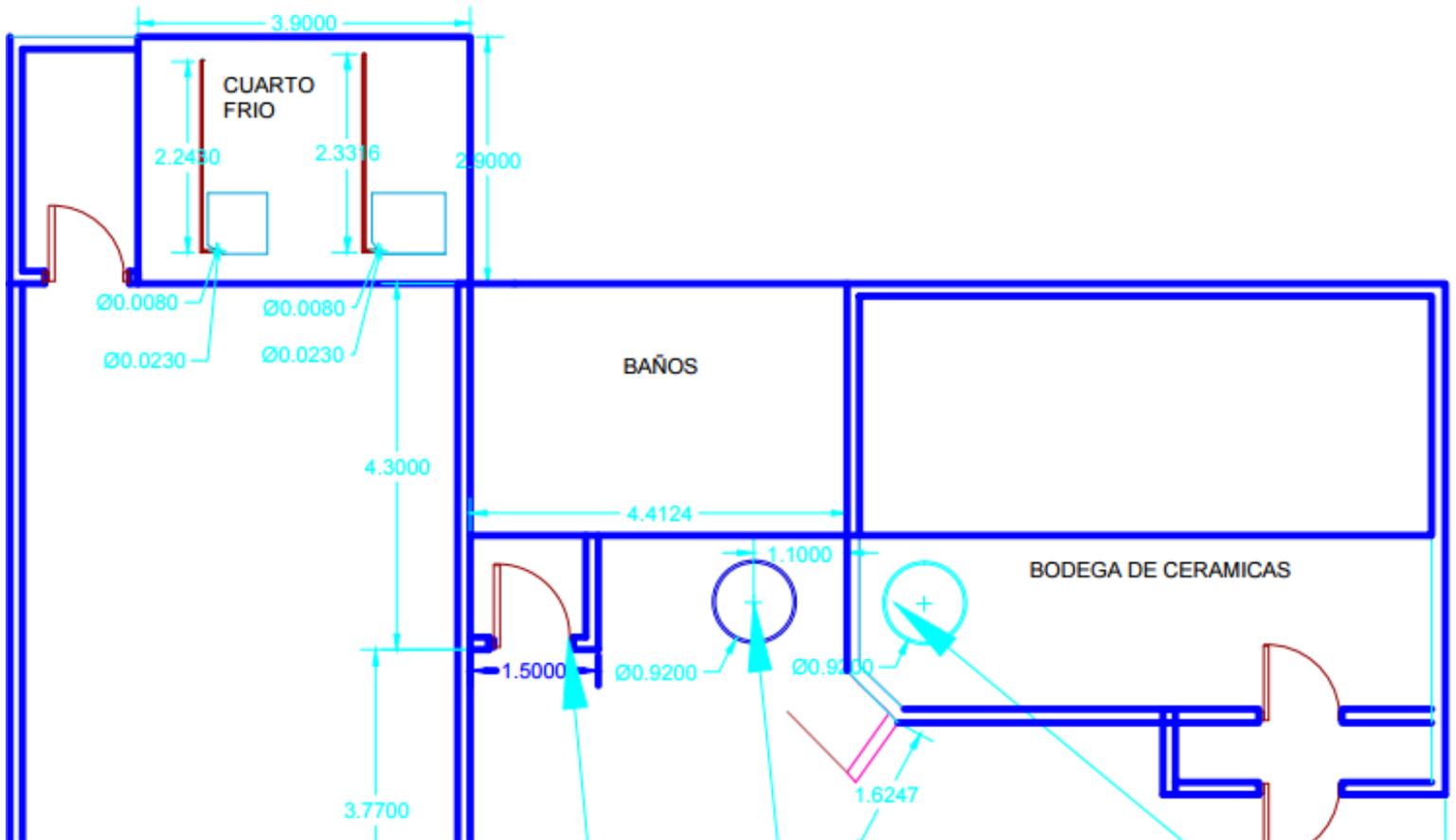
El estudio se centrará en tres áreas del hotel selva negra, el cuarto Karen, la cocina y el área de lavado. Para esta etapa necesitamos conocer las dimensiones del lugar, posteriormente diseñar e instalar los equipos de medición, por consiguiente, calcular las pérdidas las cuales se mencionarán más adelante en este documento.

### **Diseño en AutoCAD**



**Figura 9** Plano de área de estudio seleccionada en el Hotel Selva Negra Matagalpa, Elaboración propia

**Diseño AutoCAD**



**Figura 10**Acercamiento al Plano de área de estudio seleccionada en el Hotel Selva Negra Matagalpa, Elaboración propia

### **5.6.1.2. Recopilación de datos de sistemas térmicos para ACS**

En el Hotel Selva Negra se encuentran instalados 17 sistemas solares térmicos 4 de estos son sistemas forzados y 13 termosifón, de los cuales se tomaron 4 como objeto de investigación.

Se evaluaron los sistemas térmicos solar de circulación forzada instalados en la cocina del Hotel Selva Negra, estos cuentan con 4 captadores solares los cuales dos son marca Swissol con un área de absorción de 2 m<sup>2</sup> y los otros dos son marca MegaSun con un área de absorción de 1.8 m<sup>2</sup>. El sistema cuenta con un tanque de 852 litros.

**5.6.1.3. Recopilación de datos de unidades condensadoras del cuarto frio del hotel selva negra, Matagalpa.**

El hotel Selva negra cuenta con un cuarto frio formado de una cámara de congelamiento y refrigeración para preservar alimentos y carnes, el cual tiene un consumo eléctrico considerable. Mediante la observación en primera instancia como grupo investigador pudimos apreciar la gran emanación de calor residual que las unidades generaban por lo cual se investigan las características de los compresores para crear una alternativa para su posterior uso en ACS. El cuarto frio alberga dos unidades condensadoras marca BOHN-Heatcraf cuyos modelos y características son las siguientes:

Unidad condensadora 1		Unidad condensadora 2	
Modelo	BHT019L6 CF	Modelo	BHT010X6CFM
compresor hermético CF06K6E		compresor hermético RS70CIE	
Capacidad en BtU a 90°F temperatura de succión	0°F = 12,100	Capacidad en BtU a 32°C temperatura ambiente	-6°c = 26,000 BtU <sup>5</sup>
Refrigerante R- 404A			
Voltaje 220 V			

**Tabla 4**Características de las unidades condensadoras del cuarto frio, selva negra. Elaboración propia.

<sup>5</sup> Datos obtenidos del catálogo de productos evaporadores y unidades condensadora BOHN-HEATCRAFT

*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.*

<b>PROPIEDADES FISICAS</b>		<b>R-404 A</b>
Peso molecular	(g/mol)	97.61
Temperatura ebullición a (1,013 bar)	(°C)	-46.45
Deslizamiento temperatura de ebullición (a 1,013 bar)	(K)	0.7
Temperatura crítica	(°C)	72.07
Presión crítica	(bar abs)	37.31
Densidad crítica	(Kg/m <sup>3</sup> )	484
Densidad del líquido (25°C)	(Kg/m <sup>3</sup> )	1048
Densidad del líquido (-25°C)	(Kg/m <sup>3</sup> )	1236
Densidad del vapor saturado (a 1,013 bar)	(Kg/m <sup>3</sup> )	5.41
Presión del vapor (25°C)	(bar abs)	12.42
Presión del vapor (-25°C)	(bar abs)	2.49
Calor latente de vaporización (a 1,013 bar)	(KJ/Kg)	200
Calor específico del líquido (25°C) (1,013 bar)	(KJ/Kg.K)	1.64
Calor específico del vapor (25°C) (1,013 bar)	(KJ/Kg.K)	0.88
Conductibilidad térmica del líquido (25°C)	(W/mk)	0.064
Conductibilidad térmica del vapor (1,013 bar)	(W/mk)	0.0143
Solubilidad con el agua (25°C)	(ppm)	Despreciable
Límite de inflamabilidad (25°C)	(% vol)	Ninguno
Toxicidad (AEL)	(ppm)	1000
ODP	-	0
PCA (GWP)	-	3922

<b>Ejemplo de un ciclo de refrigeración comercial</b>		<b>R-404A</b>
Presión de evaporación	(bar)	2.54
Presión de condensación	(bar)	20.36
Trabajo de compresión		8
Temperatura de descarga	(°C)	95
COP		1.8
Capacidad neta de refrigeración	(KJ/Kg)	97
Capacidad volumétrica de refig.	(KJ/Kg)	1027
Temperatura deslizamiento (evap.)	(°C)	0.5
Temperatura deslizamiento (cond.)	(°C)	0.3

Tabla 5 Propiedades Físicas del refrigerante R-404<sup>a</sup>. Gas servei/Ficha técnica refrigerantes/R-404A

### **5.6.2. 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 el 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.

### 5.7. 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 eficiencia energética y ahorro para cumplir los objetivos de nuestra investigación. el siguiente esquema resume los parámetros fundamentales a evaluar

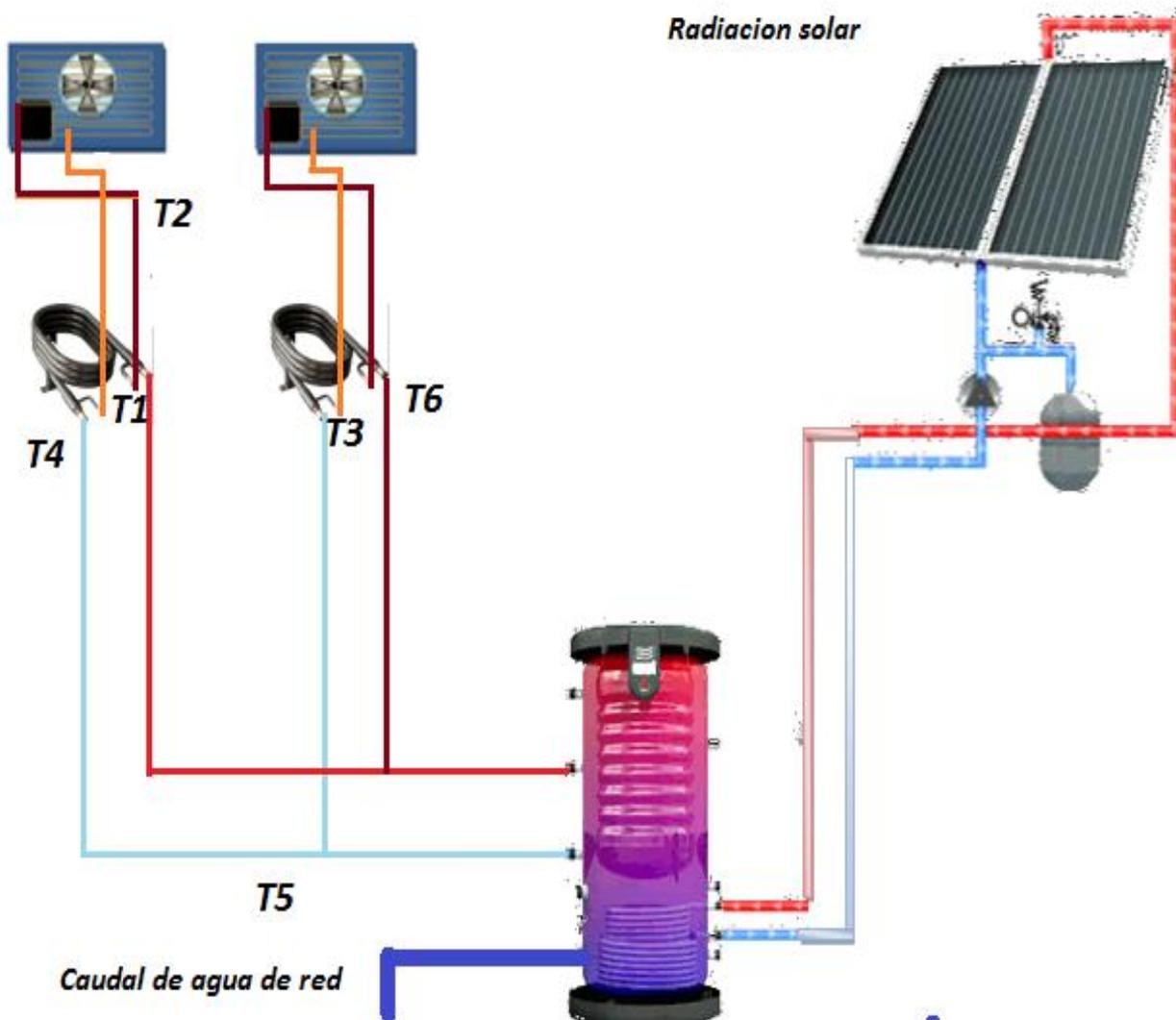


Figura 11 Diagrama de puntos claves para mediciones en los Sistemas Térmicos creación propia

Donde:

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

#### **5.7.1. O.1. Diseño de sistema térmico de recuperación de calor en dos unidades condensadoras del cuarto frio, en el Hotel Selva Negra.**

Para llevar a cabo el primer objetivo de la investigación se realizaron medidas en los sistemas térmicos para ACS las cuales contienen datos fundamentales a la hora de realizar diseño y dimensionado.

##### ***5.7.1.1. Mediciones en los sistemas térmicos para ACS***

Para estas medidas se utilizaron los siguientes instrumentos que fueron seleccionados por cumplir los requisitos y fueron traídos en su mayoría de la empresa SoonSolar ubicada en Costa Rica en la cual se realizó una pasantía para conocer los procesos de fabricación e instalación de sistemas térmicos para generación de ACS. (Ver anexo)

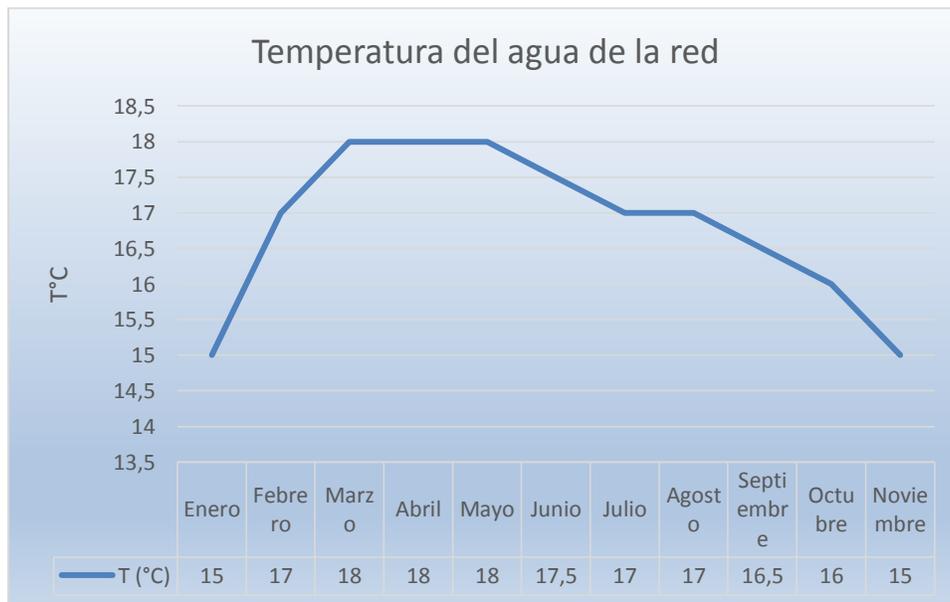
Para estas medidas se usará el Delta Sol M de Resol que cuenta con 15 entradas para sondas de temperatura TP1000 y con entradas para dos sensores v40 (caudal) y sonda cs10 (para radiación) se requiere además la aplicación V bus para registrar los datos online desde Selva negra Matagalpa, hasta la oficina de ALTERTEC en Estelí.

5.7.1.1.1. *Temperaturas de agua de red+*

Para la evaluación de la temperatura de red se hicieron mediciones mediante una sonda PT1000 registrando los datos mediante el Delta Sol M por un lapso de tiempo comprendido de enero a noviembre del 2016.

Mes	Temperatura (°C)	Mes	Temperatura (°C)
Enero	15	Julio	17
Febrero	17	Agosto	17
Marzo	18	Septiembre	16.5
Abril	18	Octubre	16
Mayo	17.5	Noviembre	15
Junio	17	Promedio	16.81 $\cong$ 17

**Tabla 6** Temperatura promedio del Agua de la red. Datos obtenidos de Datalogger Delta Sol M.



**Grafico 1** Temperatura promedio del Agua de la red. Datos obtenidos de Datalogger DeltaSol M.

5.7.1.1.2. Radiación Solar

Sonda Cs10

Se colocó un sensor **Sonda Cs10** para medir la radiación solar incidente sobre los captadores solares. También llamado polarímetro y actinómetro es un instrumento meteorológico utilizado para medir de manera muy precisa la radiación solar, ya que es fundamental conocer la energía que nos brinda la fuente.

Mes	En promedio mensual normal de la radiación directa (kW / m <sup>2</sup> / día)
1 Enero	5.02
2 Febrero	5.55
3 Marzo	6.1
4 Abril	5.8
5 Mayo	4.21
6 Junio	4.12
7 Julio	3.76
8 Agosto	3.81
9 Septiembre	3.97
10 Octubre	4.25

Tabla 7 Promedio mensual de datos de radiación solar. Obtenidos de datalogger DeltaSol M con sonda Cs10

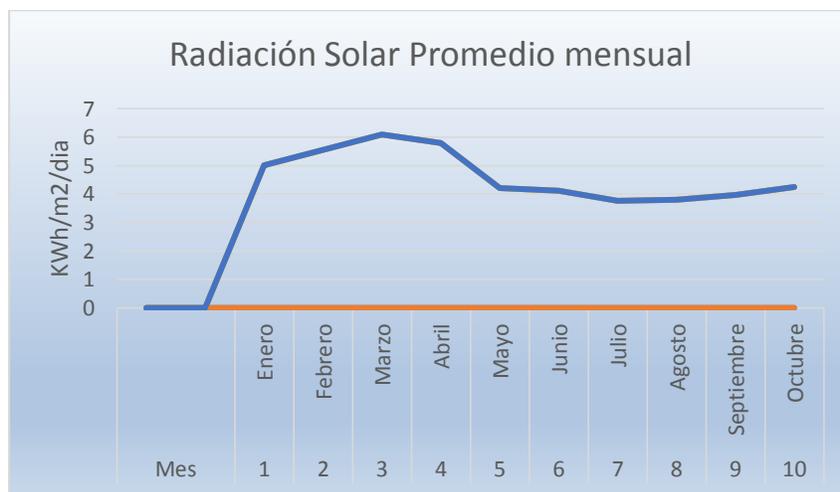


Grafico 2 Promedio mensual de datos de radiación solar. Obtenidos de datalogger DeltaSol M con sonda Cs10

*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.*  
**5.7.1.1.3. Horas uso de las unidades condensadoras**

Para determinar las horas usos en las unidades condensadoras se utilizó un contador de horas digital marca Quartz en el cual se tomaron registros periódicos cada semana en un lapso de 3 meses para sacar un promedio del uso real de las maquinas.

Horas uso de los compresores	
1	12
2	13
3	14
4	12
5	13
6	14
7	12
8	13
9	12
10	13
11	14
12	12
13	15
14	14
15	15
16	15
17	13
18	14
19	13
20	14
21	14
22	15
23	14
24	14
25	12
26	15
27	14
28	15
29	14
30	14
Promedio	13.6

**Tabla 8**Horas usos de las unidades codeadoras datos obtenidos de un horometro

*5.7.1.1.4. Temperatura de salida y entrada de las unidades condensadoras*

Para Calcular la temperatura promedio de entrada y salida de refrigerante del compresor hermético se utilizaron sondas de temperatura Consiste en un alambre de platino que a 0 °C tiene 100 ohm y que al aumentar la temperatura aumenta su resistencia eléctrica. El incremento de la resistencia no es lineal, pero si creciente y característico del platino de tal forma que mediante tablas es posible encontrar la temperatura exacta a la que corresponde.

Temperatura entrada del compresor en el mes de Agosto		Temperatura salida del compresor en el mes de Agosto	
Dias	T°C	Dias	T°C
1	-4	1	90
2	-2	2	95
3	-4	3	92
4	-3	4	91
5	-4	5	95
6	-3	6	93
7	-5	7	93
8	-4	8	95
9	-4.5	9	92
10	-4	10	93
11	-2	11	95
12	-4	12	93
13	-3	13	92
14	-2	14	90
15	-4	15	95
16	-3	16	94
17	-4	17	92
18	-3	18	91
19	-4	19	90
20	-2	20	95
21	-4	21	93
22	-3	22	94
23	-2	23	92
24	-4	24	91
25	-2	25	95
26	-3	26	94
27	-4	27	92
28	-3	28	95
29	-2	29	93
30	-2	30	91
Promedio	-3.25 ≈ -4	Promedio	92.86 ≈ 93

**Tabla 9**Temperatura del refrigerante a la entrada y la salida del compresor. Obtenidas del Datalogger DeltaSol M con sonda PT100.

### 5.7.1.2. Cálculo de Diseño de intercambiadores de calor para unidades condensadoras del cuarto frío.

Se realizará la instalación de un sistema de recuperación de calor para suplir la demanda de agua caliente sanitaria en el edificio Karen, para ello realizamos un dimensionado del intercambiador de calor, que posteriormente ayudará a calcular la eficiencia del sistema de manera teórica. Se utiliza un software de diseño y evaluación de intercambiador de doble tubo llamado INTERQ<sup>6</sup> en el cual se deben conocer los parámetros físicos y químicos de los fluidos involucrados en el intercambio para introducirlos al software los cuales deben de ser: Flujo Másico, Temperatura de entrada, temperatura de salida, capacidad calorífica, conductividad térmica, viscosidad, densidad, longitud de tubos.

Dimensionado de un intercambiador de calor de doble tubo Unidad condensadora

BHT019L6CFM

Flujo caliente (R-404A) Fluido 1	Flujo frío (H2O) Fluido 2
$(T_1)$ Temperatura a la entrada del intercambiador = $93^{\circ}\text{C}$ $(T_2)$ Temperatura a la salida del intercambiador = $54.4^{\circ}\text{C}$ $(P_1)$ Presión a la entrada del compresor = $471\text{ kPa}$ $(P_2)$ Presión a la salida del compresor = $1,915\text{ kPa}$ $(C_h)$ Capacidad Calorífica = $1,584 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$ $(K_h)$ Conductividad Térmica = $0.03558 \frac{\text{J}}{\text{s}\cdot\text{m}\cdot\text{K}}$ $(\mu_h)$ Viscosidad = $0.00015 \frac{\text{Kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}$ $(\rho_h)$ Densidad = $25.136 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$ $(W_h)$ Flujo masico = $\dot{m}?$	$(T_3)$ Temperatura a la entrada del intercambiador = $17^{\circ}\text{C}$ $(T_4)$ Temperatura a la salida del intercambiador = $55^{\circ}\text{C}$ $(C_h)$ Capacidad Calorífica = $4184 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$ $(K_h)$ Conductividad Térmica = $0.58 \frac{\text{J}}{\text{s}\cdot\text{m}\cdot\text{K}}$ $(\mu_h)$ Viscosidad = $1.005 \frac{\text{Kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}$ $(\rho_h)$ Densidad = $1,000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$ $(W_h)$ Flujo másico = $\dot{m}?$ <sup>8</sup>

Tabla 10 Propiedades de los fluidos involucrados en el intercambio de calor para diseño de intercambiador. Elaboración propia.

<sup>6</sup>trabajo final de M. SoledadKruszyn para la carrera de Ingeniería en Alimentos en la Universidad Nacional de Quilmes, <http://www.interq.com.ar/>

<sup>7</sup> Propiedades extraídas de ficha técnica del refrigerante 404A, Gas Servei, <http://www.gas-servei.com/images/Ficha-tecnica-R404A.pdf>

<sup>8</sup>Propiedades físicas y químicas del H2O extraídas de <http://www.monografias.com/trabajos14/propiedades-agua/propiedades-agua.shtml>

Cálculo del flujo másico del refrigerante  $W_h$

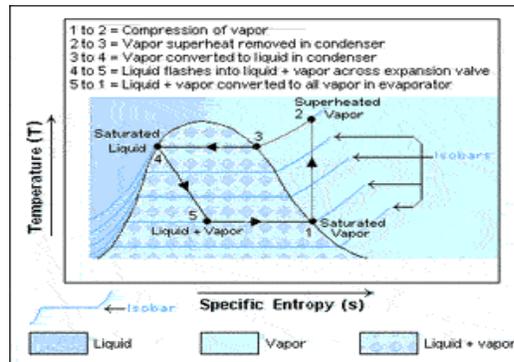


Figura 12 Sistema de A/A R22 básico con dispositivo de control fijo, Refrigeración Training Services

( $P_1$ ) Presión a la entrada del compresor =  $338 \text{ kPa}$

( $T_1$ ) Temperatura a la salida del evaporador =  $-4 \text{ }^\circ\text{C}$

( $P_2$ ) Presión a la salida del compresor =  $1,915 \text{ kPa}$

( $T_2$ ) Temperatura a la salida del compresor =  $93 \text{ }^\circ\text{C}$

Calculo de la entalpia 1  $h_1$  a  $338 \text{ kPa}$  y  $-4 \text{ }^\circ\text{C}$

**Table 2 (continued)**  
**Suva® 404A (HP62) Superheated Vapor—Constant Pressure Tables**

V = Volume in  $\text{m}^3/\text{kg}$     H = Enthalpy in  $\text{kJ}/\text{kg}$     S = Entropy in  $\text{kJ}/(\text{kg})(\text{K})$     (Saturation Properties in parentheses)

TEMP. °C	ABSOLUTE PRESSURE, kPa												TEMP. °C
	320.0 (-18.43°C)			330.0 (-17.59°C)			340.0 (-16.77°C)			350.0 (-15.97°C)			
	V	H	S	V	H	S	V	H	S	V	H	S	
	(0.0620)	(357.5)	(1.6237)	(0.0602)	(358.0)	(1.6233)	(0.0585)	(358.5)	(1.6230)	(0.0569)	(359.0)	(1.6226)	
-15	0.0631	360.3	1.6347	0.0610	360.2	1.6317	0.0590	360.0	1.6287	0.0571	359.8	1.6258	-15
-10	0.0646	364.5	1.6507	0.0625	364.3	1.6477	0.0605	364.2	1.6447	0.0586	364.0	1.6418	-10
-5	0.0662	368.7	1.6665	0.0640	368.5	1.6635	0.0619	368.4	1.6605	0.0600	368.2	1.6577	-5
0	0.0677	372.9	1.6822	0.0655	372.8	1.6792	0.0634	372.6	1.6762	0.0614	372.5	1.6734	0
5	0.0692	377.2	1.6977	0.0669	377.1	1.6947	0.0648	376.9	1.6918	0.0628	376.8	1.6890	5
10	0.0707	381.5	1.7131	0.0684	381.4	1.7101	0.0663	381.2	1.7072	0.0642	381.1	1.7044	10
15	0.0722	385.9	1.7284	0.0699	385.8	1.7254	0.0677	385.6	1.7225	0.0656	385.5	1.7198	15
20	0.0737	390.3	1.7435	0.0713	390.2	1.7406	0.0691	390.0	1.7377	0.0670	389.9	1.7349	20
25	0.0752	394.7	1.7585	0.0728	394.6	1.7556	0.0705	394.5	1.7528	0.0684	394.3	1.7500	25
30	0.0766	399.2	1.7735	0.0742	399.1	1.7706	0.0719	399.0	1.7677	0.0697	398.8	1.7650	30
35	0.0781	403.8	1.7883	0.0756	403.6	1.7854	0.0733	403.5	1.7826	0.0714	403.4	1.7798	35

Tabla 11 Vapor sobrecalentado de refrigerante R404A. Superheated Vapor Table Sua

Ya que en la tabla de vapor sobrecalentado no hay un valor para la temperatura de  $-4 \text{ }^\circ\text{C}$  se procede a realizar el cálculo con la siguiente formula de interpolación lineal:

$$h_x = h_1 + \frac{T_x - T_1}{T_2 - T_1} * (h_2 - h_1)$$

Sustituyendo

$$h_x = 364.3 \frac{Kj}{Kg} + \frac{-4^{\circ}C - (-10^{\circ}C)}{-5^{\circ}C - (-10^{\circ}C)} * (368.5 \frac{Kj}{Kg} - 364.3 \frac{Kj}{Kg})$$

$$h_x = 367.66 \frac{Kj}{Kg}$$

$$h_1 = 367.66 \frac{Kj}{Kg}$$

Calculo de la entalpia 2  $h_2$  a 1900  $kPa$  y 93  $^{\circ}C$

TEMP. °C	1900.0			2000.0			2200.0			2400.0			TEMP. °C
	(41.91°C)			(44.08°C)			(48.17°C)			(52.00°C)			
	V	H	S	V	H	S	V	H	S	V	H	S	
	(0.0095)	(385.4)	(1.5991)	(0.0089)	(385.7)	(1.5972)	(0.0078)	(386.1)	(1.5931)	(0.0069)	(386.0)	(1.5884)	
45	0.0098	389.2	1.6110	0.0090	386.9	1.6009	—	—	—	—	—	—	45
50	0.0103	395.1	1.6296	0.0095	393.1	1.6203	0.0080	388.6	1.6009	—	—	—	50
55	0.0107	401.0	1.6475	0.0099	399.1	1.6388	0.0085	395.1	1.6210	0.0073	390.4	1.6019	55
60	0.0111	406.7	1.6649	0.0103	405.0	1.6566	0.0089	401.4	1.6400	0.0077	397.3	1.6227	60
65	0.0115	412.4	1.6817	0.0107	410.8	1.6738	0.0093	407.5	1.6581	0.0081	403.9	1.6422	65
70	0.0119	418.0	1.6982	0.0111	416.5	1.6906	0.0097	413.5	1.6757	0.0085	410.2	1.6607	70
75	0.0123	423.6	1.7144	0.0115	422.2	1.7071	0.0101	419.4	1.6927	0.0089	416.3	1.6785	75
80	0.0127	429.1	1.7303	0.0119	427.9	1.7232	0.0104	425.2	1.7093	0.0092	422.3	1.6957	80
85	0.0130	434.7	1.7459	0.0122	433.5	1.7390	0.0108	431.0	1.7255	0.0096	428.3	1.7124	85
90	0.0134	440.3	1.7613	0.0125	439.1	1.7545	0.0111	436.7	1.7414	0.0099	434.2	1.7288	90
95	0.0137	445.8	1.7765	0.0129	444.7	1.7699	0.0114	442.4	1.7571	0.0102	440.1	1.7448	95
100	0.0140	451.4	1.7915	0.0132	450.3	1.7850	0.0117	448.1	1.7725	0.0105	445.9	1.7605	100
105	0.0144	456.9	1.8063	0.0135	455.9	1.7999	0.0120	453.8	1.7877	0.0108	451.7	1.7760	105
110	0.0147	462.5	1.8209	0.0138	461.5	1.8146	0.0123	459.5	1.8026	0.0111	457.5	1.7912	110

Tabla 12 Vapor sobrecalentado de refrigerante R404A. Superheated Vapor Table Sua

Ya que en la tabla de vapor sobrecalentado no hay un valor para la temperatura de  $-4^{\circ}C$  se procede a realizar el cálculo con la siguiente formula de interpolación lineal:

$$h_x = h_1 + \frac{T_x - T_1}{T_2 - T_1} * (h_2 - h_1)$$

Sustituyendo

$$h_x = 440.3 \frac{Kj}{Kg} + \frac{93^{\circ}C - (90^{\circ}C)}{95^{\circ}C - (90^{\circ}C)} * (445.8 \frac{Kj}{Kg} - 440.3 \frac{Kj}{Kg})$$

$$h_x = 443.6 \frac{Kj}{Kg}$$

$$h_2 = 443.6 \frac{Kj}{Kg}$$

Potencia del compresor ( $w_{in}$ ) = 12,100 BTu = 3.5461Kw

Flujo Másico del refrigerante R404A

$$W_h = \frac{w_{in}}{h_2 - h_1}$$

$$W_h = \frac{3.5461Kw}{443.6 \frac{Kj}{Kg} - 367.66 \frac{Kj}{Kg}}$$

$$W_h = 0.04669 \frac{Kg}{s}$$

Calculo de la unidad condensadora BHT010X6CFM con compresor hermético RS70CIE

Potencia del compresor ( $w_{in}$ ) = 26,000 BTu = 3.51Kw

Flujo Másico del refrigerante R-404A

$$W_h = \frac{w_{in}}{h_2 - h_1}$$

$$W_h = \frac{7.6198 \text{ Kw}}{447.5 \frac{\text{Kj}}{\text{kg}} - 408.48 \frac{\text{Kj}}{\text{kg}}}$$

$$W_h = 0.1952 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

Una vez obtenidos los datos necesarios procedemos al cálculo en el software interQ el cual nos brinda el calor de intercambio y otros datos que se deben considerar a la hora de la instalación.

Intercambiador de calor de doble tubo		
Fluido caliente	Nombre	Fluido frio
R404A		H2O
Wh=0.1952Kg/s	Flujo masico	Wc=Kg/s
T1=93°C	Temperatura de entrada	t1=17°C
T2=54.4°C	Temperatura de salida	t2=55°C
Ch=1584J/K	Capacidad calorifica	Cc=4184J/Kg K
Kh=0.03654831J/smK	Conductividad termica	Kc=0.58J/m K
μh=0.00017Kg/s	Viscosidad	μc=1.0058Kg/m s
ph=59.98 Kg/m <sup>3</sup>	Densidad	pc=1000Kg/m <sup>3</sup>
longitud de los tubos (L) 3.6 m		

**Tabla 13** calculo intercambiador de calor de doble tubo

*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.*

Intercambiador de calor de doble tubo	
Tubo	Anulo
Fluido caliente: R404A	Fluido Frio: H2O
Wh=0.04669Kg/s	
T1=93°C	t1=17°C
T2=54.4°C	t2=55°C
Ch=1584 J/Kg.K	Cc=4184 J/Kg.K
<p><b>Los valores calculados son Q y Wc</b>  <b>Q=2.854,74J/s y Wc= 0,02 Kg/s</b></p> <p><math>Q= Wh \times Ch \times (T1-T2)</math></p> <p><math>Wc= Q/ Cc(t2-t1)</math></p> <p><b>tm= 36°C y Tm= 73.7°C</b></p>	

**Tabla 14** calculo intercambiador doble tubo

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
<p><b>Los valores calculados son Q y Wc</b>  <b>Q=11.935.00J/s y Wc= 0,08 Kg/s</b></p> <p><math>Q= Wh \times Ch \times (T1-T2)</math></p> <p><math>Wc= Q/ Cc(t2-t1)</math></p> <p><b>tm= 36°C y Tm= 73.7°C</b></p>	

**Tabla 15** calculo intercambiador de calor doble tubo

### **5.7.2. O.2. Evaluar los sistemas térmicos de recuperación de calor y solar térmicos para A.C.S en aspectos de eficiencia energética.**

Para calentar el agua a un  $\Delta T$  de  $28^{\circ}\text{C}$  se necesita 1800 Kcal/h que al convertirla a Kw/h son 2.09 Kw por persona en total por las 35 personas serian 73.26 Kw la demanda. Esta demanda teórica es la que se requiere para cumplir servicios acordes, en naturaleza y calidad con la categoría que ostenta el establecimiento. Esta demanda teórica suponiendo una ocupación total del edificio Karen se tomará como referencia para comparar los sistemas térmicos para ACS.

#### **5.7.2.1. 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  $\Delta T$  entre los dos fluidos sobre la longitud del intercambiador de calor es maximizada<sup>9</sup>. 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:

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

---

<sup>9</sup> Extraído de pagina oficial de la UNAM MEXICO [www.cie.unam.mx/~ojs/pub/HeatExchanger/node27.html](http://www.cie.unam.mx/~ojs/pub/HeatExchanger/node27.html)

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:

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

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

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 hp<sup>10</sup> 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.

---

<sup>10</sup> Ver anexo de ficha técnica de unidad condensadora BOHN-HEATCRAFT

**5.7.2.2. Eficiencia en los sistemas solares térmicos**



El área de captación de los 4 colectores solares es de 7.6 m<sup>2</sup> y su eficiencia teórica es de 35% esta es proporcionada por los datos del fabricante (Swissol) la radiación solar calculada es de 4.64Kw/m<sup>2</sup>día 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.

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

### **5.7.3. OE3 Determinar la rentabilidad económica del uso de fuentes térmicas de recuperación de calor y energía solar térmica para A.C.S.**

Para determinar la energía eléctrica y el ahorro en consumos de Kwh con la implementación del sistema de recuperación de calor y la comparación con el sistema solar térmico, se realizó un cálculo de la recuperación de la inversión en los dos sistemas térmicos para determinar cuál de los dos sistemas es más factible y el ahorro inmediato en costes de combustible.

#### **5.7.3.1. Análisis financiero - Cálculos de rentabilidad económica en sistemas térmicos para ACS -Beneficio económico**

##### **El costo de energía por litro de agua**

Se define a la kilocaloría como la cantidad de energía que hay que entregar a 1 kilogramo de agua en estado líquido para que se temperatura se eleve en 1 grado Celsius. Basándose en esta definición, se hace el cálculo siguiente:<sup>11</sup>

$$\frac{1Kg}{40Kg} \times \frac{1Kcal}{x} = 40Kcal$$

$$\frac{1^{\circ}C}{45^{\circ}C} \times \frac{40Kcal}{X} = 1800Kcal$$

Para calentar el agua a un  $\Delta T$  de  $28^{\circ}C$  se necesita 1800 Kcal/h que al convertirla a Kw/h son 2.09 Kw por persona en total por las 35 personas serian 73.26 Kw.

---

<sup>11</sup> Acondicionamiento térmico de edificios Ing. Victorino Santiago Díaz e Ing. Raúl Oscar Barrenechea. Página 15

### Ahorro de energía eléctrica

Este cálculo se realiza con la tarifa del hotel selva negra T-4-H la cual tiene un precio de 5C\$ el Kw, la cabaña tiene una ocupación de 35 huéspedes con un consumo de 40 litros de ACS por persona según la categoría del hotel.

Cantidad de Personas	Litros de agua	Tarifa eléctrica según el INI	IVA
35	40	5C\$	15%

Concepto	Importe C\$
Energia (kWh)	352.01
Demanda	20,980.49
Comercializacion	1,993.61
Regulacion INE	233.26
IVA	3,533.91
<b>Total</b>	<b>27,093.28</b>

**Tabla 16 Costes de la tarifa de Energía con los demás cobros según el INE**

$$35 \text{ personas} \times 40 \text{ L} = \frac{1400 \text{ L}}{24 \text{ h}} = 58.33 \text{ L}$$

$$\text{Total de factura} = 27,093.28 \text{ C\$} \times 12 \text{ meses} = \frac{325,119.36 \text{ C\$}}{30 \text{ C\$}} = 10,837.32 \text{ \$}$$

El coste de energía eléctrica mensual estimado para ACS en la cabaña Karen seria de 903.11\$ mensual, el ahorro anual es de 10,837.32\$

Tanque eléctrico	Precio C/U	Precio total
2	900\$	1800\$

La inversión inicial para ACS con energía suministrada de la red es de 1800\$.

Por lo tanto.

Inversión inicial es de

$$i_0 = 1800\$$$

Costo fijo es de:

$$\mathbf{Coste Fijo} = 903.11\$ \times 12 \text{ meses} = 10,837.32\$$$

$$i_1 = 10,837.32\$ + 1800\$ = 12,637\$$$

### **5.7.3.2. Criterios de análisis económico financiero**

Para fines de evaluación de esta investigación se señalan algunos indicadores tales como: el valor actual neto (V.A.N.), tasa interna de retorno (T.I.R.), relación beneficio costo (Rb/c) y recuperación de la inversión (RI).

Estos indicadores nos permitieron medir la rentabilidad de este proyecto considerando el valor cronológico del dinero, es decir el cambio en el tiempo que tuvo este valor.

#### **5.7.3.2.1. Valor actual neto**

Es la sumatoria de los Flujos Netos de Caja anuales actualizados menos la inversión inicial. Con este indicador de evaluación se conoce el valor del dinero actual (hoy) que va recibir el proyecto en el futuro, a una tasa de interés y un periodo determinado, a fin de comparar este valor con la inversión inicial.

El Valor Actual Neto de una Inversión corresponde al Flujo Neto de Caja actualizado con una determinada tasa de descuento.

#### **5.7.3.2.2. Tasa de actualización o descuento**

Es aquella medida de rentabilidad mínima exigida por el proyecto que permite recuperar la inversión inicial, cubrir los costos efectivos de producción y obtener beneficios, la tasa de actualización representa la tasa de interés a la cual los valores futuros se actualizan al presente.

#### **5.7.3.2.3. Criterios para aceptar el VAN:**

Si el VAN da negativo ( $VAN < 0$ ) la rentabilidad se haya debajo de la tasa mínima lo que constituye una pérdida económica y por lo tanto no es recomendable llevar a cabo el proyecto, es decir se rechaza.

Si el VAN es igual a cero ( $VAN = 0$ ) de la rentabilidad se estará recuperando toda la inversión, es decir que los costos de producción y las ganancias mínimas son iguales, es indiferente ejecutar o rechazar el proyecto.<sup>12</sup>

Si el VAN es positivo ( $VAN > 0$ ) la rentabilidad está por encima de la tasa de descuento, es decir que una vez recuperada la inversión y cubiertos los costos de producción, la utilidad obtenida es superior a la tasa de rendimiento esperada, el proyecto se debe ejecutar.

#### **5.7.3.2.4. Tasa interna de retorno**

Esta tasa sirve como base en la determinación del interés que ganará la inversión y que permite determinar cuánto interés podrá ganar anualmente el proyecto sobre el monto total de la inversión, esta tasa porcentual reduce a 0 el valor actual neto del proyecto.

Una forma para operacionalizar la TIR mediante el Tanteo o aproximaciones sucesivas su manejo supone encontrar un VAN positivo y otro negativo a tasas distintas.

#### **Criterios de decisión de la T.I.R.:**

Si la  $TIR > 0$  a la tasa de actualización el proyecto se acepta.

Si la  $TIR < 0$  a la tasa de actualización no es atractivo invertir en el proyecto.

Si la  $TIR =$  a la tasa de actualización es indiferente invertir en el proyecto.

#### **- Relación beneficio costo**

Esta relación muestra la cantidad de dinero actualizado que recibirá el proyecto por cada unidad monetaria invertida. Este indicador mide la relación que existe entre los ingresos de un proyecto y los costos incurridos a lo largo de su vida útil incluyendo la inversión total.

#### **Criterios de decisión de la Relación de Beneficio Costo:**

Si la  $Rb/c > 1$  el proyecto es aceptable porque el beneficio es superior al costo.

Si la  $Rb/c < 1$  el proyecto se debe rechazar porque no existen beneficios.

Si la  $Rb/c = 1$  es indiferente llevar a cabo el proyecto ya que no hay beneficios ni pérdidas.

---

<sup>12</sup> Matemáticas financieras para toma de decisiones empresariales

- **Recuperación de la inversión**

Se emplea para medir el tiempo que requiere el proyecto para recuperar la inversión inicial por medio de los ingresos efectivos generados a lo largo de su vida útil.

**5.7.3.3. Calculo de indicadores financieros**

**VALOR ACTUAL NETO**

**Formula general del V.A.N.**

$$V.A.N. = A + \sum_{s=1}^n \frac{Q_s}{(1+i)^s}$$

$$V.A.N. = -A + \frac{Q_1}{(1+i)^1} + \frac{Q_1}{(1+i)^2} + \frac{Q_1}{(1+i)^3} + \dots + \frac{Q_1}{(1+i)^5}$$

Donde:

A = desembolso inicial	
i = rentabilidad mínima que le exigimos a la inversión	
Q <sub>s</sub> = Flujo de caja del momento s	n= n° de años que dura la inversión

**V.A.N Sistema recuperación de calor con respaldo ST**

Sistema recuperación de calor con respaldo ST para ACS		
	Proyecto A	Proyecto B
Tasa de descuento	15%	32%
	Proyecto A	Proyecto B
<b>Período</b>	<b>Flujo de Fondos</b>	<b>Flujo de Fondos</b>
0	-\$16,510	-\$16,510
1	\$12,637	\$12,637
2	\$10,837	\$10,837

**Tabla 17**Flujo de fondos en el Sistema Recuperación de Calor con respaldo Solar Térmico

Flujo de fondos en el Sistema de Recuperación de Calor

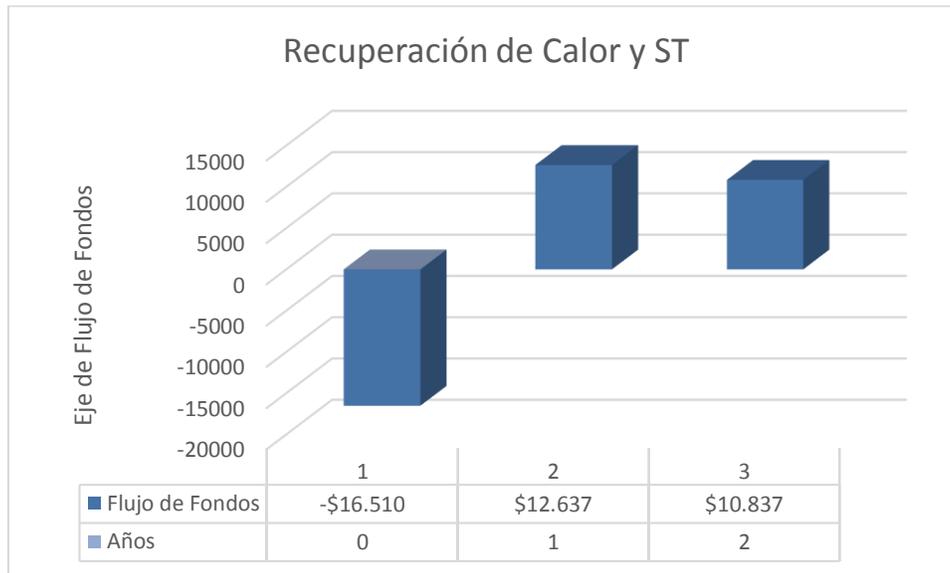


Grafico 3Flujo de fondos en el Sistema de Recuperación de calor con respaldo solar térmico

Tasa de interés	Inversión inicial
0.15 ≈ 15%	\$16,510

$$V.A.N. = -A + \frac{Q1}{(1+i)^1} + \frac{Q1}{(1+i)^2} + \frac{Q1}{(1+i)^3} + \dots + \frac{Q1}{(1+i)^5}$$

$$V.A.N. = -16,510 + \frac{12,637}{(1+0.15)^1} + \frac{10,837}{(1+0.15)^2}$$

$$V.A.N. = -16,510 + \frac{12,637}{1.15} + \frac{10,837}{1.32}$$

$$V.A.N. = -16,510 + 10,988.70 + 8,191.23$$

$$V.A.N = -16,510 + 19,179.93$$

$$V.A.N = 2,670$$

*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.*

Conclusión: El VAN > 0, el proyecto es atractivo ya que una vez que se analizaron los instrumentos financieros de VAN este nos indica que teniendo una inversión inicial de \$16,510 en la implementación de un sistema de recuperación de calor con respaldo solar térmico se da un ahorro de energía eléctrica con su inversión inicial anual es de 12,637\$ en los siguientes dos años se ahorran 10,837\$ anuales.

Tasa de interés	Inversión inicial
0.32 ≈ 32%	\$16,510

$$V.A.N. = -A + \frac{Q1}{(1+i)^1} + \frac{Q1}{(1+i)^2} + \frac{Q1}{(1+i)^3} + \dots + \frac{Q1}{(1+i)^5}$$

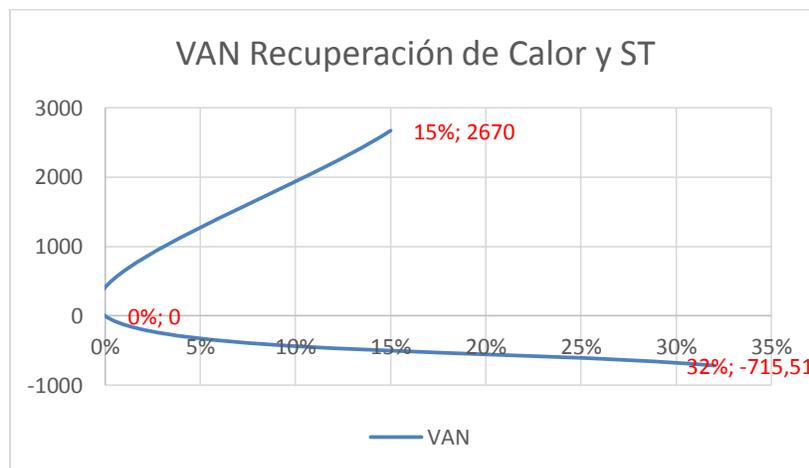
$$V.A.N. = -16,510 + \frac{12,637}{(1+0.32)^1} + \frac{10,837}{(1+0.32)^2}$$

$$V.A.N. = -16,510 + \frac{12,637}{1.32} + \frac{10,837}{1.742}$$

$$V.A.N = -16,510 + 95,743.48 + 6,221.010$$

$$V.A.N = 16,510 + 15,794.49$$

$$V.A.N = -715.51$$



**Gráfico 4. Valores de VAN Sistema Recuperación de calor con respaldo Solar Térmico**

## T.I.R. Tasa interna de rentabilidad

### Formula general del T.I.R

$$T.I.R = i_1 + (i_2 - i_1) \left[ \frac{V.A.N_1}{V.A.N_1 + V.A.N_2} \right]$$

Donde:

$i_1 =$  tasa de inteters V.A.N positivo

$i_2 =$  tasa de intetes V.A.N negativo

Tasa de interés ultimo V.A.N positivo	Tasa de interés primer V.A.N. negativo
0.15 $\approx$ 0.15%	0.32 $\approx$ 0.32%

$$T.I.R. = i_1 + (i_2 - i_1) \left[ \frac{V.A.N_1}{V.A.N_1 + V.A.N_2} \right]$$

$$T.I.R. = 0.15 + (0.326 - 0.15) \left[ \frac{2,670}{2,670 + 715.51} \right]$$

Conclusión: Este TIR indica el Rendimiento de Capital Invertido ya que este rinde el 28% anual.

### Relación beneficio costo

$$\frac{Rb}{c} = \frac{FN^1}{(1+i)^1} + \frac{FN^2}{(1+i)^2} + \dots, \quad \frac{FN^n}{(1+i)^n}$$

$$I_0 + \frac{FN^1}{(1+i)^1} + \frac{FN^2}{(1+i)^2} + \dots, \quad \frac{FN^n}{(1+i)^n}$$

Tasa interés	0.15 $\approx$ 15%
--------------	--------------------

$$Rbc = \frac{12,637}{1.15} + \frac{10,837}{1.323}$$

$$Rbc = \frac{10,988.70 + 8,191.23}{-16,510}$$

$$Rbc = \frac{19,179.93}{16,510}$$

$$Rbc = 1.16$$

Conclusión: La relación beneficio costo de este proyecto, indica que por cada dólar que se invierte, dicho proyecto generará ingresos de \$ 1.16 es decir que el proyecto se acepta ya que los beneficios son superiores que los costos.

#### **Recuperación de la inversión**

$$RI = \frac{IT}{\frac{FN_1 + FN_2 + FN_0}{N}}$$

$$RI = \frac{IT}{FN_p}$$

$$RI = \frac{16,510}{\frac{12,637 + 10,837}{2}}$$

$$RI = \frac{16,510}{11,737}$$

$$RI = 1.40 \approx 2$$

Conclusión: La recuperación de la inversión en el sistema de Recuperación de Calor con respaldo SST se da en dos años.

VALOR ACTUAL NETO

V.A.N Sistema solar térmico

<b>Sistema Solar Térmico para ACS</b>		Proyecto A	Proyecto B
Tasa de descuento		15%	35%
		Proyecto A	Proyecto B
		<b>Flujo de Fondos</b>	<b>Flujo de Fondos</b>
<b>Período</b>			
0		-\$19,896	-\$19,896
1		\$12,637	\$12,637
2		\$10,837	\$10,837
3		\$10,837	\$10,837

Tabla 18 Flujo de fondos Sistema Solar Térmico

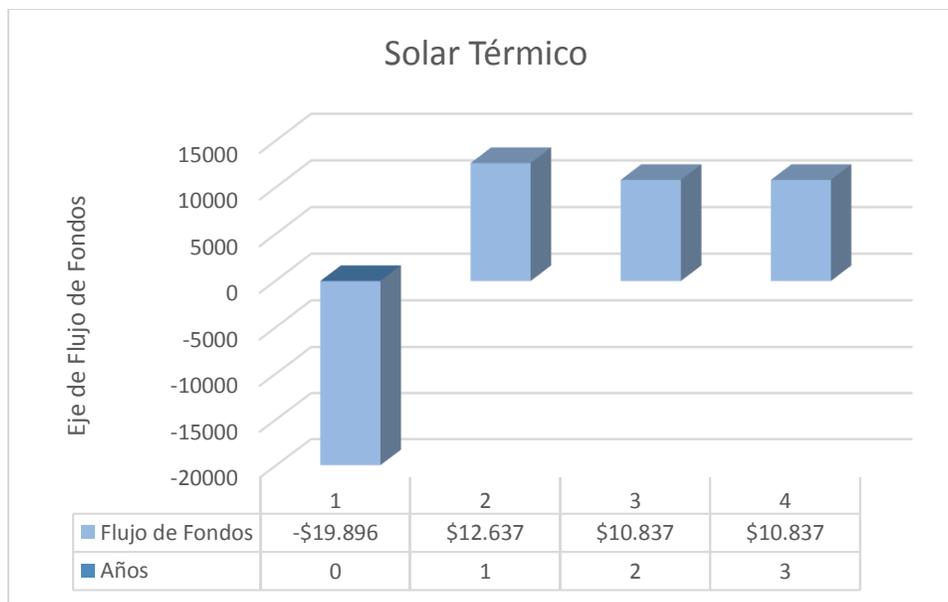


Grafico 5 Flujo de fondos Sistema Solar Térmico

Tasa de interés	Inversión inicial
0.15 ≈ 15%	\$19,896

$$V.A.N. = -A + \frac{Q1}{(1+i)^1} + \frac{Q1}{(1+i)^2} + \frac{Q1}{(1+i)^3} + \dots + \frac{Q1}{(1+i)^5}$$

$$V.A.N. = -19,896 + \frac{12,637}{(1 + 0.15)^1} + \frac{10,837}{(1 + 0.15)^2} + \frac{10,837}{(1 + 0.15)^3}$$

$$V.A.N. = -19,896 + \frac{12,637}{1.15} + \frac{10,837}{1.32} + \frac{10,837}{1.520}$$

$$V.A.N = -19,896 + 10,988.70 + 8,191.23 + 7,129.60$$

$$V.A.N = -19,896 + 26,309.53$$

$$V.A.N = 6,413.53$$

Conclusión: El VAN > 0, el proyecto es atractivo ya que una vez que se analizaron los instrumentos financieros de VAN este nos indica que teniendo una inversión inicial de \$19,896 en la implementación de un sistema Solar Térmico para ACS se da un ahorro de energía eléctrica con una inversión inicial anual es de 12,637\$. En los siguientes tres años se ahorran 12,637\$ anuales.

$$V.A.N. = -A + \frac{Q1}{(1 + i)^1} + \frac{Q1}{(1 + i)^2} + \frac{Q1}{(1 + i)^3} + \dots \frac{Q1}{(1 + i)^5}$$

$$V.A.N. = -19,896 + \frac{12,637}{(1 + 0.32)^1} + \frac{10,837}{(1 + 0.32)^2} + \frac{10,837}{(1 + 0.32)^3}$$

$$V.A.N. = -19,896 + \frac{12,637}{1.35} + \frac{10,837}{1.822} + \frac{10,837}{2.46}$$

$$V.A.N = -19,896 + 9,360.74 + 5,947.85 + 4,405.29$$

$$V.A.N = -19,896 + 19,713.88$$

$$V.A.N = -182.12$$

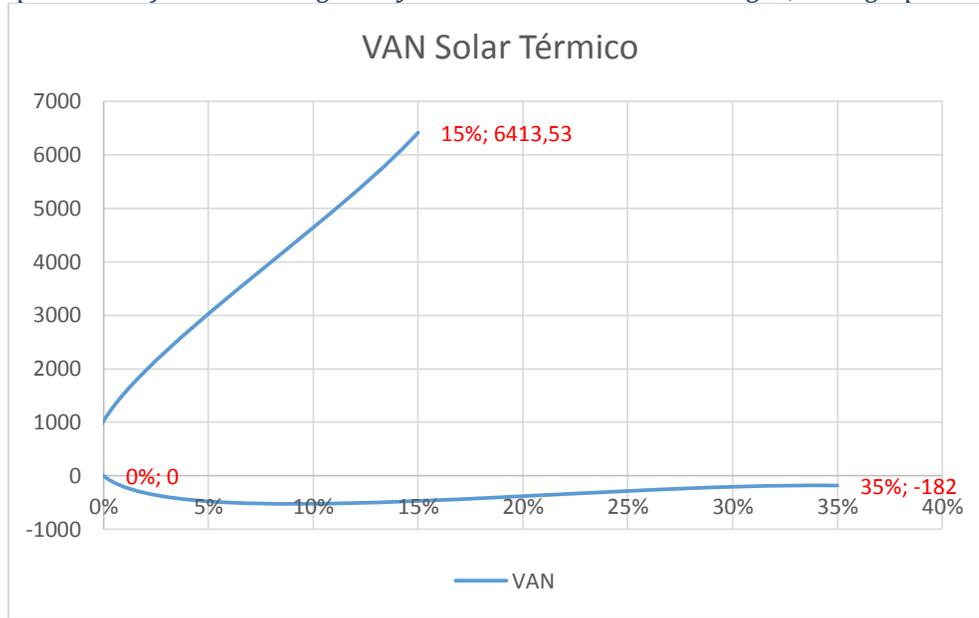


Gráfico 6 Gráfica con valores del VAN en Sistema Solar Térmico

### T.I.R. Tasa interna de rentabilidad

Tasa de interés último V.A.N positivo	Tasa de interés primer V.A.N. negativo
0.15 ≈ 15%	0.32 ≈ 32%

$$T.I.R = i_1 + (i_2 - i_1) \left[ \frac{V.A.N_1}{V.A.N_1 + V.A.N_2} \right]$$

$$T.I.R = 0.15 + (0.32 - 0.15) \left[ \frac{6,413.53}{6,413.53 + 182.12} \right]$$

$$T.I.R = 0.34 \approx 34\%$$

Conclusión: Este TIR indica el Rendimiento de Capital Invertido ya que este rinde el 34% anual.

**Relación beneficio costo**

$$\frac{Rb}{c} = \frac{FN^1}{(1+i)^1} + \frac{FN^2}{(1+i)^2} + \dots, \quad \frac{FN^n}{(1+i)^n}$$

$$I_0 + \frac{FN^1}{(1+i)^1} + \frac{FN^2}{(1+i)^2} + \dots, \quad \frac{FN^n}{(1+i)^n}$$

Tasa interés	0.15 ≈ 15%
--------------	------------

$$Rbc = \frac{10,988.70 + 8,191.23 + 7,129.60}{19,896}$$

**Rbc = 1.32%**

Conclusión: La relación beneficio costo de este proyecto, indica que por cada dólar que se invierte, dicho proyecto generará ingresos de \$ 1.32 es decir que el proyecto se acepta ya que los beneficios son superiores que los costos.

**Recuperación de la inversión**

$$RI = \frac{IT}{\frac{FN_1+FN_2+FN_0}{N}}$$

$$RI = \frac{IT}{FN_p}$$

$$RI = \frac{19,896}{\frac{12,637+10,837+10,837}{3}}$$

**RI = 1.159 ≈ 2**

Conclusión: La recuperación de la inversión en el sistema Solar Térmico se da en 2 años.

## **VI. Impacto medioambiental.**

### **Descripción del estudio y sus alternativas.**

Esta propuesta ayuda a preservar los recursos naturales, ya que promueve el reemplazo de la energía eléctrica por la energía Renovable (impacto ambiental).

### **Impacto ambiental**

Este estudio tendrá 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 CO<sub>2</sub>. Con las recientes subidas de los precios de la energía, la recuperación del calor constituye a menudo una rentable inversión, con un breve plazo de amortización. Y el respectivo ahorro económico por parte del usuario al no utilizar la red eléctrica. Para llevar a cabo el análisis de impacto ambiental en la realización del estudio de plan de negocios implementación de recuperación de calor para ACS para ello se buscaron las normas que regulan dichos ámbitos para así tener un cumplimiento de acuerdo a lo establecido, las normas aplicables son:

La norma ISO 14000 es un conjunto de documentos de gestión ambiental) que, una vez implantados, afectará todos los aspectos de la gestión de una organización en sus responsabilidades ambientales y ayudará a las organizaciones a tratar sistemáticamente asuntos ambientales, con el fin de mejorar el comportamiento ambiental y las oportunidades de beneficio económico. Los estándares son voluntarios, no tienen obligación legal y no establecen un conjunto de metas cuantitativas en cuanto a niveles de emisiones o métodos específicos de medir esas emisiones. Por el contrario, ISO 14000 se centra en la organización proveyendo un conjunto de estándares basados en procedimientos y unas pautas de las que una empresa puede construir y mantener un sistema de gestión ambiental.

El desarrollo de nuestra investigación actual se basa fundamentalmente en la ENERGIA, siendo esta un componente esencial en prácticamente cualquier tipo de actividad que podamos realizar hoy en día, ya sea doméstica o industrial.

Hasta tal punto hemos llegado que la Energía es un factor que puede usarse como indicador del crecimiento económico de un país (a través de la demanda de energía final) o incluso como indicador del nivel de eficiencia, industrialización y tecnificación del mismo (a través de la intensidad energética), y actualmente es uno de los principales caballos de batalla de todos aquellos países industrializados que se denominan como "energéticamente dependientes" (aquellos que no disponen de la principal fuente primaria de energía usada actualmente: los combustibles fósiles).

Y, sin embargo, a pesar de la importancia que este recurso tiene en nuestras vidas, continuamos siendo extraordinariamente ineficientes en su transformación, gestión y uso. Gran parte de este valioso recurso (hasta dos tercios de la energía) se pierde en forma de "CALOR RESIDUAL", y eso sin contar con las pérdidas que se producen por un uso o aprovechamiento ineficiente del tercio de energía que sí que "*consumimos*".

Así, nuestros sistemas de generación eléctrica son actualmente ineficientes, y esto se ha venido aceptando hasta hace bien poco como un mal menor que era inevitable.

### **Impacto ambiental positivo**

Las Energías Renovables, constituye, frente a los combustibles fósiles, una fuente inagotable, contribuye al autoabastecimiento energético nacional y es menos perjudicial para el medio ambiente, evitando los efectos de su uso directo contaminación atmosférica, residuos, etc. y los derivados de su generación excavaciones, minas, canteras, etc.

Los efectos de la energía solar térmica y recuperación de calor sobre los principales factores ambientales, son los siguientes:

Recuperar el calor conlleva un ahorro de energía y una reducción de las emisiones de CO<sub>2</sub>. Con las recientes subidas de los precios de la energía, la recuperación del calor constituye a menudo una rentable inversión, con un breve plazo de amortización.

*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.*

Suelo al no producirse ni contaminantes, ni vertidos, ni movimientos de tierra, la incidencia sobre las características físico-químicas del suelo o su erosión es nula.

Aguas superficiales y subterráneas no se produce alteración de los acuíferos o de las aguas superficiales ni por consumo, ni por contaminación por residuos o vertidos.

Flora y fauna: la repercusión sobre la vegetación es nula, y, al eliminarse los tendidos eléctricos, se evitan los posibles efectos perjudiciales para las aves.

### Calculo de Emisiones de CO2

#### FACTOR DE EMISIÓN DE CONSUMO ELÉCTRICO

	Consumo anual	Unidades de medida física	Factor de emisión (Kg de CO2 eq/kWh)		Kg de CO2 eq
Electricidad	879.12	kWh	0.385	Kg de CO2 eq/kWh	<b>338.4612</b>

**Tabla 19** Calculo de emisiones en la plantilla de Excel Cálculo automático de emisiones totales en relación a los consumos energéticos de sus instalaciones.

Se calcularon las emisiones de CO2 con el consumo anual de electricidad 879.32 Kwh lo que dio como resultado reducción de emisiones de 338.46 Kg de CO2 eq.

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.

## VII. 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 20** 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 21** 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  $V_t = \frac{Wh}{Ph \times a_t}$  obtenemos la velocidad en el tubo la cual es de  $(v_t) = \mathbf{1.6751043228 \text{ m/s}}$

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

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

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.

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

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

$$Re_A = 1,83$$

$$Pr_A = 7.249,86$$

El flujo en la zona anular es laminar.

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

$$Nus_A = 11,68$$

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

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

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:

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

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

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

$$A_C = \frac{Q}{U_C x DMLT}$$

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

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:

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

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

El área de transferencia de cada tubo es:

$$A_t = \pi x D_0 x L$$

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

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

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

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

ANULO

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

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

*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.*  
 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 22 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			
Diámetro interno calculado (D1)= 0.0643721685257			
D1= 0,050 m	Diámetro interno del tubo interno		
D0= 0,052 m	Diámetro externo del tubo interno		
Ds= 0,08 m	Diámetro interno del tubo externo		

**Tabla 23 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

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

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

$a_s = \pi \times \frac{D_8^2 - D_0^2}{4}$  es de (as) = **0.002902746 m<sup>2</sup>**. Dato con el cual sustituyendo en la ecuación  $vs = \frac{W_c}{\rho_c \times a_s}$  obtenemos la velocidad en el anulo la cual es

( vs )= **0.00618560307304 m/s**

Los diametros Equivalentes para cumplir con estas velocidades de fluidos son

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

$$Deq = \mathbf{0.0710769230769}$$

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

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

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:

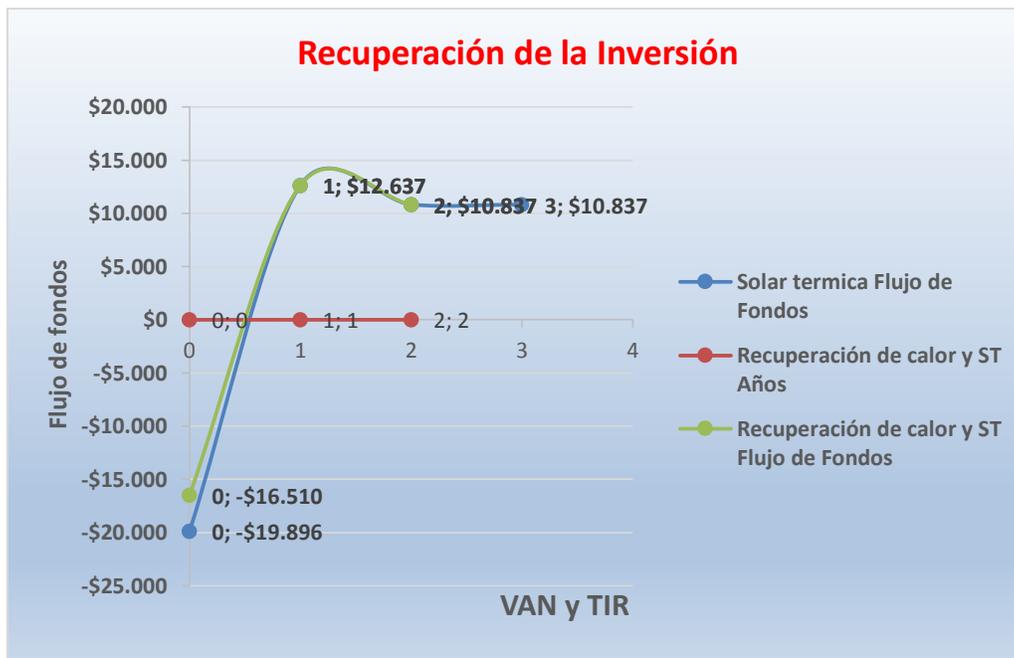
*Propuesta de optimización de sistemas térmicos para Agua Caliente Sanitaria (A.C.S), bajo aspectos de Eficiencia Energética y ahorro en el Hotel Selva Negra, Matagalpa 2016.*

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

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

### 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 7. 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 8. 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.

## **VIII. 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 CO<sub>2</sub>.
- Concluimos que el ahorro y la eficiencia energética es un instrumento eficaz para la reducción de emisiones de CO<sub>2</sub>, 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 CO<sub>2</sub> eq.

## **IX. Recomendaciones**

- Realizar mantenimiento general de los sistemas solares térmicos, lo que incluye limpieza en los colectores y cambios del aislante.
- Tomar las medidas adecuada para el uso de gases refrigerante siguiendo los pasos adecuados y utilizando los equipos recomendados.
- Capacitación al personal, tomar influencia en los sectores para que los equipos sean accesibles como es el recuperador de refrigerante, llevar los gases refrigerantes reciclados al centro de acopio siguiendo reglamento para el control de sustancias que agotan la capa de ozono *decreto No.91-2000*
- Para futuras investigaciones este es un ejemplo en pequeña escala en la parte de hotelería y turismo, de antemano se puede decir existen potenciales en los centros de acopio y lecherías en todas las industrias y hoteles donde hay del mismo tipo de refrigeración.
- Esta investigación es una referencia a los centros de acopio y lecherías en otros países esta tecnología ya actúa en el mercado.

## **X. Bibliografía**

- Esquerra Pizà, Pere. (1988). Recuperación de calor . En P. Esquerra Pizà, *Dispositivos y sistemas para el ahorro de energía* (pág. 116). España, Barcelona : MARCOMBO BOIXAREU .
- Abriata, J. (2013). ENERGÍA. En J. Pablo Abriata. Buenos Aires, Argentina .
- Astarloa, E. A. (s.f.). *Hacia un óptimo energético. Instalaciones y energía*. Obtenido de <http://www.tectonica-online.com/temas/energia/optimo-energetico-instalaciones-enrique-azpilicueta/31/>
- DisNorte-DisSur. (s.f.). *DisNorte-DisSur* . Obtenido de <http://www.disnorte-dissur.com.ni/que-es-la-eficiencia-energetica-y-para-que-sirve>
- Dondé Castro . (2005). En T. y. Transporte de Momentinun y Calor, *Mario Dondé Castro* (pág. 481). Merida, Mexico : Ediciones de la universidad Autonoma de Yucatan.
- DOSSAT, R. J. (1980). *PRINCIPIOS DE REFRIGERACIÓN*. MÉXICO: Hemus, 2004.
- Hernández, J. (1998). Diccionario Enciclopédico Espasa. En J. Hernandez, *Energía* (pág. 661). España: Espasa Calpe S.A.
- Indubel. (s.f.). *Gases Refrigerantes* . Obtenido de <http://www.indubel.com.ar/pdf/gases/refrigerantes.pdf>
- Kurt C. Rolle. (s.f.). Termodinamica. En *Termodinamica Sexta edición* (pág. 551). Pearson Pretince Hall .
- M, Fernández. (2010). Energia Solar Termica. En M. F. Barrera, *Energía Solar. Sistemas térmicos para ACS* (pág. 11). Madrid
- Mat, R. (s.f.). *Max-Tec*. Obtenido de Maxima Tecnologia S.A: <http://www.maximatec.com/gases.htm>
- stagl, M. C. (2008). Termodinamica . En M. C. Stagl, *Física para la ciencia y la tecnología, Volumen I* (págs. 26,27). Barcelona, España: Reverte.
- Wilson Buffa . (2003). Segunda ley de la termodinamica. En A. J. Jerry D. Wilson, *Física quinta edición* (págs. 419,420). Mexico : Pearson Pretince Hall .

## **XI. Anexos**

### **Anexo 1 Recuperación de calor en hotel Guachipilín**



### **Anexo 2 Recuperador de Refrigerante**



**Anexo 3 Foto de la instalación de colectores solares en la cocina Selva Negra**



**Anexo 4 Sistema Térmico Termosifón en el Hotel Selva Negra**



**Anexo 5 Cuarto Frio Hotel Selva Negra**



**Anexo 6 Delta Sol M**





Personalizar...

Pro  
c

**FACTURA PROFORMA**

<b>Ciente</b>		Fecha	17-Sept-16
Nombre	Hotel Selva Negra , Attn. Sra. Karen Kúhl	Nº pedido	01
Dirección	HOTEL ZOY, Gasol Esso Central 1 c al E, 2 1/2 c al N	Representante	
Ciudad	Jinotega Depto. POB	FOB (franco a bordo)	
Tel :	2782 2039 E-mail: hotelzoy@yahoo.com.mx		

Anexo 7  
Proforma  
Altertec

Cantidad	Descripción	Precio unitario	TOTAL
	<b>Sistema solar térmico para HOTEL SELVA NEGRA, Jinotega</b>		
	<b>Sistemas térmico y recuperación de calor con cinco colectores, con volumen de dos tanques de 220 galones.</b>		
	<i>El sistema está dimensionado para cubrir la demanda de agua caliente para las habitaciones Casa Karen con una ocupación <math>\phi</math> de 100%, ~ 35 personas ( 5 habitaciones para 5 personas y 5 habitaciones para 2 personas)</i>		
	<i>La oferta incluye material, mano de obra y puesta en marcha para:</i>		
2	* Tanques presurizados de 220 glns, $\phi$ 1.0 m x 2.35 m de alto equipado con válvula de seguridad, válvula antiretorno, anodo de sacrificio contra corrosion, 2 resistencias de respaldo eléctrico de 220V/4.5kW y termostato automatico	1,875.00 \$	<b>3,750.00 \$</b>
5	* Colectores planos con area de 2.2 m2 de absorción c/u instalados en el techo y conexión a los tanques	535.00 \$	<b>2,675.00 \$</b>
2	* Condensadores/Intercambiadores (TAUSCH SPLIT)	693.00 \$	<b>1,386.00 \$</b>
2	* Grupo hidraulico con control termodiferencial, sensores, cables, bomba de recirculación de 115V/50W	536.00 \$	<b>1,072.00 \$</b>
2	Material de instalación sistema hibrido solar-recuperación * 6 Llaves de pase * Desaireador automatico del sistema solar * 2 Timer para sistema de recirculacion * Tubos cobre de 3/4" y accesorios * Material de aislamiento Armaflex del circuito solar * Conexión de tubería al sistema de distribución de la casa con tubo de $\phi$ 1" * Conexión del respaldo eléctrico, cable extencion sensor	695.00 \$	<b>1,390.00 \$</b>
1	Material para tubería 1"+ 3/4" CPVC de distribución AC tanques-Casa Karen y tubería de recirculación 1/2"CPVC	1,668.00 \$	<b>1,668.00 \$</b>
1	Mano de obra para instalación y puesto en marcha del sistema incluye desmontaje de 5 sistemas en mal estado	1,890.00 \$	<b>1,890.00 \$</b>
1	Transporte camion del material Managua Hotel Selva Negra	280.00 \$	<b>280.00 \$</b>
	<b>Precio incluye transporte del material al lugar de instalación.</b>		
	NOTA: 1.- La forma de pago : 75% al ordenar los equipos y 25% a la entrega de estos. 2. Precio no incluye modificaciones o instalaciones para correcciones de la orientacion hacia el Sur de los colectores 3. Organismos que esten extentos del IVA, deben presentar una orden ministerial de la DGI.		
	Subtotal		<b>14,111.00 \$</b>

**Detalles de pago**

En efectivo

Con cheque

Banco \_\_\_\_\_

Número \_\_\_\_\_

15% I.G.V.	2,116.65 \$
2% IR y Alcaldía	282.22 \$
<b>TOTAL</b>	<b>16,509.87 \$</b>

Equipo disponible para entrega en max 20 dias a partir de orden de compra.  
Validez de la oferta 14 dias

UNAN

Cheque a nombre de ALTERTEC - Las Segovias

Precio en Dolares o su equivalente en Cordobas al tipo de cambio de BANCENTRO del dia de la compra



altertec  
ALTERNATIVAS TECNOLÓGICAS PARA EL DESARROLLO

**ALTERTEC - Las Segovias**  
COTRAN SUR, 2c al Oeste, 1 c al Sur  
Estelí, Nicaragua  
Tel. (+505) 2713 3482 Móvil: (+505) 8406 - 5440

Nº de factura: 1609-171

Personalizar...

## FACTURA PROFORMA

### Ciente

Nombre **Hotel Selva Negra , Attn. Sra. Karen Kühl**  
Dirección **HOTEL ZOY, Gasol Esso Central 1 c al E, 2 1/2 c al N**  
Ciudad **Jinotega** Depto. **POB**  
Tel : **2782 2039** E-mail: [hotelzoy@yahoo.com.mx](mailto:hotelzoy@yahoo.com.mx)

Fecha **17-Sept-16**  
Nº pedido **01**  
Representante  
FOB (franco a bordo)

Anexo

Profor

SST

Cantidad	Descripción	Precio unitario	TOTAL
	<b>Sistema solar térmico para HOTEL SELVA NEGRA, Jinotega</b>		
	<b>Sistemas térmico con volumen de dos tanques de 220 galones:</b>		
	<i>El sistema está dimensionado para cubrir la demanda de agua caliente para las habitaciones Casa Karen con una ocupación <math>\phi</math> de 100%, ~ 35 personas ( 5 habitaciones para 5 personas y 5 habitaciones para 2 personas)</i>		
	<b>La oferta incluye material, mano de obra y puesta en marcha para:</b>		
2	* Tanques presurizados de 220 glns, $\phi$ 1.0 m x 2.35 m de alto equipado con válvula de seguridad, válvula antiretorno, anodo de sacrificio contra corrosión, 2 resistencias de respaldo eléctrico de 220V/4.5kW y termostato automático	1,875.00 \$	<b>3,750.00 \$</b>
13	* Colectores planos con área de 2.2 m2 de absorción c/u instalados en el techo y conexión a los tanques	535.00 \$	<b>6,955.00 \$</b>
2	* Grupo hidráulico con control termodiferencial, sensores, cables, bomba de recirculación de 115V/50W	536.00 \$	<b>1,072.00 \$</b>
2	Material de instalación sistema híbrido solar-recuperación * 6 Llaves de pase * Desaireador automático del sistema solar * 2 Timer para sistema de recirculación * Tubos cobre de 3/4" y accesorios * Material de aislamiento Armaflex del circuito solar * Conexión de tubería al sistema de distribución de la casa con tubo de $\phi$ 1" * Conexión del respaldo eléctrico, cable extensión sensor	695.00 \$	<b>1,390.00 \$</b>
1	Materiales para tubería 1"+ 3/4" CPVC de distribución AC tanques-Casa Karen y tubería de recirculación 1/2"CPVC	1,668.00 \$	<b>1,668.00 \$</b>
1	Mano de obra para instalación y puesta en marcha del sistema incluye desmontaje de 5 sistemas en mal estado	1,890.00 \$	<b>1,890.00 \$</b>
1	Transporte camión del material Managua Hotel Selva Negra	280.00 \$	<b>280.00 \$</b>
	<b>Precio incluye transporte del material al lugar de instalación.</b>		
	NOTA: 1.- La forma de pago : 75% al ordenar los equipos y 25% a la entrega de estos.  2. Precio no incluye modificaciones o instalaciones para correcciones de la orientación hacia el Sur de los colectores  3. Organismos que estén exentos del IVA, deben presentar una orden ministerial de la DGI.		

Subtotal **17,005.00 \$**

### Detalles de pago

En efectivo

Con cheque

Banco \_\_\_\_\_  
Número \_\_\_\_\_

15% I.G.V. **2,550.75 \$**

2% IR y Alcaldía **340.10 \$**

**TOTAL 19,895.85 \$**

Equipo disponible para entrega en max 20 días a partir de orden de compra.  
Validez de la oferta 14 días

UN

Cheque a nombre de ALTERTEC - Las Segovias

Precio en Dolares o su equivalente en Cordobas al tipo de cambio de BANCENTRO del día de la compra

01

**Anexo 9 Unidades condensadores del cuarto frio, de la cocina del Hotel Selva Negra**



**Anexo 10 Fotos de la empresa Soon Solar pasantías en Costa Rica**



**Anexo 11 Instalación sistema de recuperación de calor  
Hotel Guachipilín en Costa Rica**



**Anexo 12 Delta Sol M y WZM**



## **Anexo 13 Aspectos Administrativos**

### **Recursos Humanos, Materiales y Financiero**

#### **Recursos**

Para realizar un proyecto es necesario contar con unos recursos que posibiliten que el proyecto se lleve a cabo. Los recursos a prever son los humanos (con quién hacer), materiales y financieros (con qué hacer).

#### **Recursos humanos**

Identificar a las personas que participarán para llevar a cabo el proyecto y cada una de sus actividades. Definir y distribuir las distintas funciones y tareas. Identificar las distintas actividades y las personas responsables de su realización, así como la capacitación de las personas, la experiencia y el tiempo que podrán dedicar al proyecto.

#### **Recursos materiales**

Se debe hacer una enumeración lo más detallada posible de los recursos materiales que deberán ser utilizados en las tareas del proyecto. Por ello, hay que tener presente:

#### **Las instalaciones necesarias.**

Material fungible, de índole diversa, que es necesario para diseñar las actividades.

Instrumentos, materiales, herramientas, etc.

---

*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.*  
Material audiovisual, de transporte, deportivo, cultural, etc.

### **Recursos financieros**

Tener previsto los gastos de desarrollo. Elaborar un presupuesto realista que cubra los gastos materiales, de reuniones, de transporte, de locales, de equipos, de sueldos, etc. La financiación permite enunciar cómo serán previstos los gastos y qué institución, organización, o actividad/es va/n a financiar el proyecto.

### **Facilitadores – Obstaculizadores**

Instancias que ayudan a la gestión o la obstaculizan. Fortalezas y debilidades del emprendimiento.

### **Impacto estimado**

Proyectar un resultado estimado, apoyándolo en los indicadores iniciales y en el resultado de las conclusiones, surgidas del procesamiento de datos obtenidos (entrevistas, encuestas, observaciones, etc.) y el marco de teoría (aportados en la fundamentación).