UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

SEDE QUITO

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Tesis previa a la obtención del título de:

INGENIERO MECÁNICO

TEMA:

ANÁLISIS COMPARATIVO DE LA EFICIENCIA DE COLECTORES SOLARES TÉRMICOS Y COLECTORES SOLARES TERMODINÁMICOS UTILIZADOS EN BOMBAS DE CALOR ASISTIDAS POR ENERGÍA SOLAR PARA LA GENERACIÓN DE AGUA CALIENTE EN EL SECTOR RESIDENCIAL.

AUTORES:

OTAVALO CATUCUAMBA TANIA IVON

OLMEDO TUAPANTA LUIS MIGUEL

TUTOR:

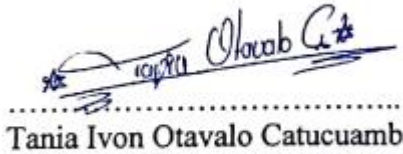
ING. QUITIAQUEZ SARZOSA WILLIAM GIOVANNY, M.Sc.

Quito, Febrero 2018

CESIÓN DE DERECHOS

Nosotros, Tania Ivon Otavalo Catucuamba con documento de identificación Nº 172263350-8 y Luis Miguel Olmedo Tuapanta con documento de identificación Nº 171968664-2, manifestamos por voluntad y cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos los autores del trabajo de titulación: "Análisis comparativo de la eficiencia de colectores solares térmicos y colectores solares termodinámicos utilizados en bombas de calor asistidas por energía solar para la generación de agua caliente en el sector residencial", el mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero Mecánico, en la universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En la aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en nuestra condición de autores, nos reservamos los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribimos este documento en el momento que hacemos la entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.



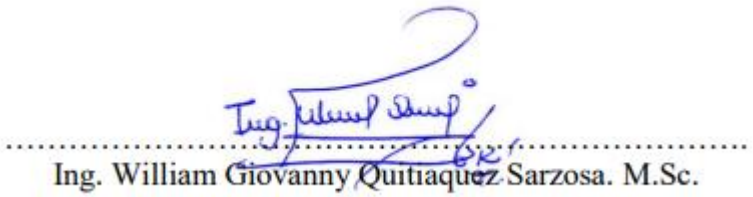
Tania Ivon Otavalo Catucuamba
CI: 17226335-0

Luis Miguel Olmedo Tuapanta
CI: 171968664-2

Quito, Febrero 2018

DECLARATORIA DE COAUTORÍA

Yo, William Giovanny Quitiaquez Sarzosa declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el proyecto de titulación: "Análisis comparativo de la eficiencia de colectores solares térmicos y colectores solares termodinámicos utilizados en bombas de calor asistidas por energía solar para la generación de agua caliente en el sector residencial", realizado por Tania Ivon Otavalo Catucuamba y Luis Miguel Olmedo Tuapanta, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana, para ser considerado como Trabajo Final de Titulación.



Ing. William Giovanny Quitiaquez Sarzosa. M.Sc.

Quito, Febrero 2018

DEDICATORIA

A mis padres, mi Mamita Dolores y mi Papito Ignacio, quienes con su apoyo y ayuda incondicional han sido parte de esta meta cumplida, ya que siempre ambos han estado junto a mí para guiarme, aconsejarme, cuidarme, darme mucho amor durante todo este tiempo y mostrarme con su ejemplo que a pesar de las dificultades con esfuerzo se puede alcanzar todo lo que nos propongamos.

A mis hermanos Bryan, Ronal, Sarahi y Elenita que han sido una gran ayuda y compañía para mí y sobre todo han sido mi motivación principal para mostrarles que con constancia y dedicación podemos alcanzar nuestras metas.

Mi familia y amigos en general quienes de una u otra forma han sido parte de mi carrera al brindarme su ayuda en algún momento gracias.

Tania

Este trabajo va dedicado a mis abuelitos Luis y Elsa, por todo su esfuerzo, dedicación, por escucharme, comprenderme, por ayudarme a continuar en el camino del bien con sus consejos, por siempre levantarme el ánimo incluso en la época más difícil de estudiante que pase, para poder cosechar mis metas y objetivos que me propongo día a día, con solo tenerlos a mi lado me hacen el ser humano más feliz del mundo y estarán orgullosos de la persona que me he convertido.

A mis padres Miguel y Marlene, quiero compartir este logro, por el esfuerzo que realizan a diario por darnos a mí y a mis hermanos lo necesario, incluso trabajando muchas horas y con esto sacrificando el tiempo para estar con la familia, gracias por todo el sacrificio para que sus hijos puedan seguir estudiando y convirtiéndose en mejores personas.

A mis hermanos Juan, Byron, Daniel y Liliana, por ser mis respaldos incondicionales en todos mis proyectos y metas que algún día me propuse, por ser esos amigos que Dios nos da y no nos hace elegir, en quienes confiar y conversar ayudándonos en nuestros estudios y proyectos de la vida.

A mis tíos Raúl, Verónica, Luis Daniel y Mayra, que siempre quisieron verme convertido en un profesional, y sacrificaron un poco de su tiempo y bienestar económico para ayudarme alcanzar esta meta, gracias por sus consejos y caprichos para mí, ahora los digo con certeza que estarán orgullosos de la persona que soy.

A mis primos Raúl Efraín, Carla, Mateo y Francisco, esos hermanos de sangre que estuvieron para darme ánimo y nunca verme derrotado en mí larga vida estudiantil, siempre con una sonrisa me recibían y me daban ánimos.

A mis amigos David (Chino), Tania por ser los hermanos que se elige uno, sobre todo a Tania por ser mi compañera de tesis, por las tantas horas que se dio tiempo para estudiar conmigo, por estar en los malos y buenos momentos, gracias por todo y poder estar alado mío, en este momento cumpliendo nuestra meta.

Luis

AGRADECIMIENTO

Principalmente a Dios por darnos la vida.

A la Universidad Politécnica Salesiana, docentes y personal administrativo de la Facultad de Ingeniería Mecánica, por la formación académica, profesional y personal, brindada durante nuestra educación universitaria.

Al Ing. William Quitiaquez, M.Sc., por su tiempo y paciencia en el transcurso del desarrollo del proyecto técnico, por compartir su conocimiento y experiencia con nosotros.

A un gran amigo Pablo por toda su colaboración al realizar este proyecto.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CESIÓN DE DERECHOS II

DECLARATORIA DE COAUTORÌA III

DEDICATORIA IV

AGRADECIMIENTO VI

ÍNDICE DE FIGURAS XI

ÍNDICE DE TABLAS XIII

NOMENCLATURA XIV

RESUMEN XVI

ABSTRACT XVII

INTRODUCCIÓN 1

OBJETIVO GENERAL 2

OBJETIVOS ESPECÍFICOS 2

CAPITULOI 3

MARCO CONTEXTUAL Y TEÓRICO SOBRE DE LA ENERGÍA SOLAR TÉRMICA Y EL COLECTOR / EVAPORADOR EN UNA BOMBA DE CALOR DE EXPANSIÓN DIRECTA 3

1.1 Consumo energético 3

1.3 Consumo de agua 4

1.4 Contaminación 5

1.5 Protocolo de Kyoto 6

1.6 Tratado de Montreal 6

1.7 Energía solar 7

1.8 Radiación solar 7

1.9 Irradiación 9

1.10 Insolación en el Ecuador 9
1.11 Sistemas solares térmicos para el calentamiento de agua 10
1.12 Bombas de calor 11
1.12.1 Componentes de una bomba de calor 11
1.13 Bomba de calor asistida por energía solar 12
1.14 Colectores solares 14
1.14.1 Tipos de colectores 14
Colectores solares tubulares 15
Colectores solares parabólicos 15
Colector solar plano sin cubierta 16
Colector solar plano con cubierta de vidrio 16
1.14.5 Análisis comparativo de los colectores evaporadores. 19
1.15 Refrigerantes 21
1.16.1 Función del colector evaporador en una bomba de calor con asistencia solar 23
1.17 Selección de alternativas 25
CAPITULO II 29
DISEÑO DEL COLECTOR/EVAPORADOR DE TIPO PLANO CON CUBIERTA Y SIN CUBIERTA PARA UNA BOMBA DE CALOR ASISTIDA CON ENERGÍA SOLAR. 29
2.1 Características generales 29
2.1.1 Posición geográfica 29
2.1.2 Declinación solar 30
2.2.3 Radiación extraterrestre 35
2.2.4 Radiación Total 36
2.3 Fórmulas de aplicación para transferencia de calor y masa en cada colector. 38
2.3.1 Balance de energía del colector solar de placa plana con cubierta 39

2.3.2 Factor de eliminación de calor en el colector 41
2.3.3 Pérdidas de calor en el colector de placa plana con cubierta 45
2.3.4 Pérdida de calor de la placa de absorción al vidrio en el colector de placa plana con cubierta 47
2.3.5 Pérdida de calor de la cubierta de vidrio al ambiente 49
2.3.6 Pérdida de calor inferior en el colector de placa plana con cubierta 51
2.3.7 Pérdida de calor en los bordes en el colector de placa plana con cubierta 51
2.3.8 Pérdidas de calor por conducción en el colector de placa plana con cubierta 52
2.3.9 Eficiencia del colector en el colector de placa plana con cubierta 53
2.3.10 Balance de energía del colector solar de placa plana sin cubierta 54
2.3.11 Pérdidas de calor del colector solar de placa plana sin cubierta 56
2.3.12 Eficiencia del colector placa plana sin cubierta 56
2.3.13 Coeficiente de operación en los sistemas 57
CAPITULO III 58
COMPARACIÓN DE LA EFICIENCIA ENTRE EL COLECTOR PLANO CON CUBIERTA Y COLECTOR PLANO SIN CUBIERTA 58
3.1 Datos meteorológicos de partida. 58
3.1.1 Datos de temperatura ambiente 58
3.1.2 Temperatura ambiente media diaria 60
3.1.3 Temperatura media mensual 62
3.2 Datos radiación solar 63
3.2.1 Variación de la radiación incidente media diaria 65
3.4 Cálculo de la demanda energética 67
3.4.2 Cálculo del consumo de agua caliente sanitaria. 68
3.4.3 Temperatura de consumo 70
3.4.5 Cálculo de la demanda energética mensual 71

3.4.6 Cálculo de la demanda energética diaria 73
3.5 Resultados obtenidos en el colector térmico. 74
3.5.1 Evolución de la radiación solar en el colector térmico. 75
3.5.2 Evolución de la temperatura y la presión en el colector térmico 76
3.6 Comparación entre el colector / evaporador térmico y termodinámico 78
3.6.1 Evolución de la temperatura y radiación en los colectores / evaporador térmico y termodinámico 78
3.5.3 Calor útil en el colector / evaporador térmico y termodinámico 82
3.5.3 Coeficiente de operación del sistema. 84
3.5.4 Radiación solar en el colector / evaporador termodinámico y térmico 86
3.5.5 Eficiencia en el colector térmico y termodinámico 87
CONCLUSIONES 88
RECOMENDACIONES 90
REFERENCIAS 91
ANEXOS 98

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Consumo de energía en las principales ciudades del Ecuador 3
Figura 1.2 Consumo de agua 4
Figura 1.3 Energía solar térmica 7
Figura 1.4 Tipos de radiación 8
Figura 1.5 Mapa de insolación solar promedio 2008 Ecuador 9
Figura 1.6 Sistema solar térmico para calentamiento de agua. 10
Figura 1.7 Componentes de una bomba de calor 11
Figura 1.8 Esquema de una bomba de calor de expansión indirecta (IX SAHP) 13
Figura 1.9 Esquema de una bomba de calor de expansión directa (DX-SAHP) 13
Figura 1.10 Dibujo esquemático de un colector tubular 15
Figura 1.11 Colector solar parabólico 16
Figura 1.12 Colector plano sin cubierta 16
Figura 1.13 Colector plano con cubierta de vidrio 17
Figura 1.14 Componentes del colector solar plano 17
Figura 1.15 Colector / evaporador 23
Figura 1.16 Bomba de calor con asistencia solar 24
Figura 1. 17 Ciclo ideal diagrama T-s (a), diagrama P-h (b) 24
Figura 1. 18 Ciclo real diagrama T-s (a), diagrama P-h (b). 25

Figura 2.1 Posición de la tierra 29
Figura 2.2 Diagrama de ángulos. 30
Figura 2.3 Diagrama del balance de energía en el colector térmico. 39
Figura 2.4 Balance de energía en un colector solar termodinámico. 54

Figura 3.1Variaciones de temperatura ambiente octubre 59
Figura 3.2 Variaciones de temperatura ambiente noviembre. 60
Figura 3.3 Variaciones de temperatura ambiente diciembre. 60
Figura 3.4 Temperatura media octubre 2017 61
Figura 3.5 Temperatura media noviembre 2017. 62
Figura 3.6 Temperatura media diciembre 2017 62

Figura 3.7 Temperatura media mensual. 63
Figura 3.8 Radiación solar incidente de octubre 64
Figura 3.9 Radiación incidente de noviembre 2017 64
Figura 3.10 Radiación incidente de diciembre 2017. 65
Figura 3.11 Valores de la radiación incidente medio diario octubre. 66
Figura 3.12 Valores de la radiación incidente media diaria noviembre 2017. 66
Figura 3.13 Valores de la radiación incidente media diaria diciembre 2017. 67
Figura 3.14 Representación gráfica mensual de la demanda energética. 72
Figura 3.15 Variación de la radiación solar. 75
Figura 3.16 Variación de la radiación solar. 75
Figura 3.17 Temperatura a la entrada y salida del colector / evaporador. 76
Figura 3.18 Presiones a la entrada y salida del colector / evaporador. 76
Figura 3.19 Temperatura a la entrada y salida del colector / evaporador. 77
Figura 3.20 Presiones a la entrada y salida del colector / evaporador 77
Figura 3.21 Variación de la temperatura ambiente y el agua. 79
Figura 3.22 Variación de la radiación promedio, máxima y mínima 79
Figura 3.23 Comparación de la evolución de la temperatura del agua día a) 1 y b) 2. 80
Figura 3. 24 Comparación de la evolución de la temperatura del agua día a) 3 y b) 4. 80
Figura 3.25 Comparación de la evolución de la radiación solar del día (a) 1 y (b) 2 81
Figura 3.26 Comparación de la evolución de la radiación solar del día a) 3 y b) 4 81
Figura 3.27 Calor útil en el colector / evaporador 82
Figura 3.28 Calor útil en el colector / evaporador termodinám vs temperatura delagua 83
Figura 3. 29 Calor útil en el colector / evaporador térmico vs temperatura del agua 83
Figura 3. 30 Coeficiente de operación ideal en los colectores 84
Figura 3. 31 Coeficiente de operación real en los colectores 84
Figura 3. 32 Coeficiente de operación real en el colector / evaporador termodinámico. 85
Figura 3. 33 Coeficiente de operación real en el colector / evaporador térmico 85
Figura 3.34 Radiación solar vs temperatura del agua en el colector / evaporador termodinámico 86
Figura 3.35 Radiación solar vs temperatura del agua en el colector / evaporador térmico. 86
Figura 3. 36 Valores de la eficiencia en los colectores. 87

Figura A. 1 Temperatura en el colector / evaporador…… 109
Figura A. 2 Temperatura de la placa de absorción. 109
Figura A. 3 Imagen de la placa de absorción 110
Figura A. 4 Temperatura del agua condensador. 110
Figura A. 5 Temperatura de la cubierta de vidrio. 111
Figura A. 6 Bomba de calor solar con colector / evaporador térmico. 111
Figura A. 7 Bomba de calor solar con colector / evaporador térmico…..…… 113
Figura A. 8 Bomba de calor solar con colector / evaporador termodinámico…… 113
Figura A. 9 Colector / evaporador térmico y termodinámico…… 114

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. 1 Análisis de los colectores solares 19
Tabla 1. 2 Refrigerantes contaminantes 21
Tabla 1. 3 Parámetros de selección 26
Tabla 1. 4 Criterio de valoración. 26
Tabla 1. 5 Evaluación de alternativas 27

Tabla 2. 1 Latitud y longitud de Quito 32
Tabla 2. 2 Energía solar de Quito en cada mes del año 33
Tabla 2. 3 Cálculo del día del año 34
Tabla 2. 4 Radiación directa y radiación difusa **.** 37
Tabla 2. 5 Propiedades de materiales aislantes 38

Tabla 3. 1 Demanda de ACS de referencia 68
Tabla 3. 2 Valores del consumo diario medio mensual de ACS. 70
Tabla 3. 3 Valores de la demanda energética mensual. 72
Tabla 3. 4 Valores de la demanda energética diaria. 73
Tabla 3. 5 Parámetros y datos del colector de placa plana con cubierta. 74
Tabla 3. 6 Datos de la temperatura y radiación en los colectores 78

NOMENCLATURA

G_O	Radiación solar incidente normal $\left[W/m^{-2}\right]$	F_R	Factor de eliminación de calor
G_{sc}	Constante solar $\left[W/m^{-2}\right]$	U_L	Coeficiente de pérdida de calor global $\left[W/m^{-2}\ K^{-1}\right]$
G_{Total}	Radiación total ó global $\left[W/m^{-2}\right]$	U_t	Coeficiente de pérdida superior $\left[W/m^{-2}\ K^{-1}\right]$
G_D	Radiación directa $\left[W/m^{-2}\right]$	U_b	Coeficiente de pérdida de calor inferior $\left[W/m^{-2}\ K^{-1}\right]$
G_d	Radiación difusa $\left[W/m^{-2}\right]$	U_e	Coeficiente de pérdida de calor de los bordes del colector $\left[W/m^{-2}\ K^{-1}\right]$
G_{cielo}	Radiación del cielo $\left[W/m^{-2}\right]$	h_{fi}	Coeficiente de transferencia de calor dentro de los tubos $\left[W/m^{-2}\ K^{-1}\right]$
h_{cv}	Coeficiente de transferencia de calor de convección $\left[W/m^{-2}\ K^{-1}\right]$	h_{rad}	Coeficiente de transferencia de calor de radiación $\left[W/m^{-2}\ K^{-1}\right]$
k	Conductividad térmica $\left[W/m^{-1}\ K^{-1}\right]$	g	Constante de gravitacional $\left[m^2/s^{-1}\right]$
ν	Viscosidad cinemática $\left[m^2/s^{-1}\right]$	u_{viento}	Velocidad el viento $\left[m/s^{-1}\right]$
W	Distancia entre los tubos $\left[m\right]$	F	Eficiencia de aleta
T_i	Temperatura de entrada del refrigerante $\left[°C\right]$	F'	Factor de eficiencia del colector
T_a	Temperatura ambiente $\left[°C\right]$	η_{col}	Eficiencia térmica del colector $\left[\%\right]$
T_o	Temperatura de salida del refrigerante $\left[°C\right]$	T_{cielo}	Temperatura cielo $\left[°C\right]$
L	Longitud característica $\left[m\right]$	D	Diámetro del tubo $\left[m\right]$
Nu	Número de Nusselt	A_c	Área del colector $\left[m^2\right]$
Ra	Número de Rayleigh	c_p	Calor específico del refrigerante $\left[J/kg^{-1}°C\right]$
Pr	Número de Prandtl	$\dot{m}$	Flujo másico del refrigerante $\left[kg/s^{-1}\right]$
D_i	Diámetro interno del tubo $\left[m\right]$		
DX- SAHP	Bomba de calor solar de expansión directa.	*IPH*	Calor de proceso industrial.
IX- SAHP	Bomba de calor solar de expansión indirecta.	*CFC*	Clorofluorocarbonos.

CO_2	Dióxido de carbono.	$HCFC$	Hidroclorofluorcarbonos.
Q_u	Calorútil $[W]$	R_S	Radiación Solar
Δep	Energía potencial gravitatoria.	kWh	Kilowatts por hora.
COP	Coeficiente de rendimiento	n	Día del año.
DHW	Agua caliente sanitaria.	PTC	Colector solar parabólico
GWP	Potencial de calentamiento global.	GEI	Gases de efecto invernadero
ODP	Potencial de agotamiento de ozono.	Gs	Radiación solar
EPMAPS	Empresa Pública de Agua Potable y Saneamiento	ACS	Agua Caliente Sanitaria

Símbolos griegos

ϕ	Latitud	α	Absortividad
δ	Declinación	γ	Ángulo de azimut
ω	Ángulo de la hora	β	Pendiente de una superficie inclinada
θ	Ángulo de incidencia	β'	Coeficiente de expansión volumétrica
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	ε	Emisividad
θ_Z	Ángulo cenital del sol		

Subíndices y superíndices

a	Ambiente	p	Placa
c	Colector	int	Interno
t	Tubo	ext	Externo
s	Superficie	v	Vidrio
e	Aislante	$cond$	Conducción

RESUMEN

En la presente investigación se realiza un análisis y evaluación de la eficiencia en dos tecnologías solares, como son colector solar térmico, también conocido como colector de placa plana con cubierta y colector solar termodinámico en una bomba de calor asistida por energía solar, para la aplicación solar térmica más común, la producción de agua caliente sanitaria, que en el año 2013, representó el 80% del mercado de energía solar térmica en el sector residencial, para lo cual se realizó ensayos con cada colector / evaporador con una duración de 30 minutos para cada proceso de calentamiento del agua y se analizan las influencias de las condiciones de operación (temperatura del aire, temperatura del agua, intensidad de la radiación solar, entre otros.) y se realiza una comparación bajo diversas condiciones operativas entre los dos sistemas donde se obtuvo diferentes datos experimentales por ejemplo el valor de la temperatura promedio en un día despejado es 23,53°C y con un valor de radiación máxima de 803.3 $W \cdot m^{-2}$ el agua alcanzó un temperatura de 58.9°C en el colector térmico en el día 1, mientras que para el colector termodinámico con una radiación máxima de 1074,0 $W \cdot m^{-2}$ el agua alcanzó una temperatura de 41,91°C, por consiguiente en un día lluvioso en el colector térmico con una radiación mínima de 33,04 $W \cdot m^{-2}$, el agua obtuvo una valor de temperatura de 57,9°C y para el colector termodinámico con una radiación mínima de 42,8 $W \cdot m^{-2}$, el agua alcanzó una temperatura de 34,8°C, de la misma manera con un valor promedio de radiación en el colector térmico y termodinámico se obtuvo los siguientes valores: radiación de 460,71 $W \cdot m^{-2}$ - 64,3°C de temperatura del agua, radiación de 466 $W \cdot m^{-2}$ - 31,3 °C de temperatura respectivamente. Otro factor importante en el desarrollo del proyecto es el calor útil, es decir el calor ganado en los colectores, para el colector térmico el valor máximo de calor útil es de 568.22 W, mientras que para el colector termodinámico es de 89.66 W en un día despejado, dichos factores y parámetros se analizan para obtener la eficiencia en cada colector y al observar determinar mediante los resultados cual es el mejor sistema que puede ser instalado en la bomba.

PALABRAS CLAVE: Colector / evaporador térmico y termodinámico, bomba de calor asistida por energía solar, refrigerante R-134a, agua caliente sanitaria, eficiencia.

ABSTRACT

This research project shows an in-depth analysis as well an evaluation of two solar collector technologies commonly used in heating systems. The studied technologies are flat-plate solar collectors and thermodynamic panels with solar- assisted heat pump. For the purpose of this project, both technologies were tested in their major application, sanitary water heating which represented near to 80% of thermal energy market for the residential sector in 2013. As a part of the tests done, each kind of solar collectors was heated around 30 minutes for every one pump's cycles in order to gather some experimental data as environment temperature besides minimum and maximum solar irradiation. To illustrate, the average temperature measured during a clear day was 23° C meanwhile the maximum solar irradiation was 803.3 W/m2. Under these weather conditions, water reached a temperature of 58.9° C for the flat-plate collector. In the other hand, water reached 41.91° C for the thermodynamic collector, yet the maximum solar irradiation was 1074 W/m2 in this essay. Another important element evaluated in the tests is the useful heat that is the heat gained inside of the collectors. The results for this parameter were 568.22 W for the first kind of collectors and 89.66 W for the second one in a clear day. Finally, all the analyzed elements and parameters help to achieve the efficiency of every collector and determine the best system which can be installed with the heat pump.

KEYWORDS: Thermal and thermodynamic collector/ evaporator, solar- assisted heat pump, coolant R-134, sanitary hot water, and efficiency.

INTRODUCCIÓN

En la actualidad el uso de fuentes renovables de energía ha ido aumentando notoriamente, debido a que estas se obtienen de fuentes virtualmente inagotables, el cuidado del medio ambiente, la contaminación creciente de la atmósfera, el aumento de la población, las altas emisiones de dióxido de carbono (CO_2), contribuyen en gran escala a la contaminación del medio ambiente. Frente a tal problema se impulsa a realizar investigaciones y desarrollar soluciones en cuanto al el uso de energías renovables en una bomba de calor, la misma que será empleada para el calentamiento del agua sanitaria (DHW) en el sector residencial.

La implementación de una bomba de calor asistida por colectores solares muestra la reducción del consumo de la energía eléctrica y la disminución de las emisiones de contaminantes hacia el medio ambiente, tales sistemas pueden funcionar mediante dos tipos de colectores (térmico y termodinámico).

Por medio del presente proyecto se desea realizar un análisis de la eficiencia de los colectores solares térmicos y colectores solares termodinámicos utilizados en bomba de calor asistidas por energía solar, además se realizará una comparación de la eficiencia obtenida en los dos sistemas, para determinar el mejor sistema que puede ser utilizada en una bomba de calor.

OBJETIVO GENERAL

- Analizar la eficiencia de los colectores solares térmicos y colectores solares termodinámicos utilizados en bombas de calor asistidas por energía solar para la generación de agua caliente en el sector residencial.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Realizar un estudio sobre los parámetros de diseño en los componentes de una bomba de calor asistida por energía solar, enfocándose en el colector evaporador del sistema.

- Diseñar un colector solar termodinámico utilizado en bombas de calor asistidas por energía solar, considerando parámetros climáticos de la ciudad de Quito.

- Diseñar un colector solar térmico utilizado en bombas de calor asistidas por energía solar, considerando parámetros climáticos de la ciudad de Quito.

- Comparar la eficiencia obtenida en los dos sistemas de colectores solares, para determinar cuál es el mejor sistema que puede ser instalado en la bomba de calor asistida por energía solar.

- Analizar los resultados obtenidos en los dos sistemas de colectores solares.

- Comparar los resultados y determinar cuál de los sistemas es más factible en una bomba de calor asistida por energía solar

CAPITULO I

MARCO CONTEXTUAL Y TEÓRICO SOBRE DE LA ENERGÍA SOLAR TÉRMICA Y EL COLECTOR / EVAPORADOR EN UNA BOMBA DE CALOR DE EXPANSIÓN DIRECTA

En este capítulo se compila información referente a colectores solares térmicos, colectores solares termodinámicos y sistemas de bombas de calor asistidas por energía solar, los diversos tipos de bombas de calor, colectores solares que serán de gran importancia para conocer el funcionamiento y el uso en la actualidad. También se analiza la contaminación en el planeta que causa el dióxido de carbono (CO_2)y en qué manera afecta a este, con el fin de realizar un análisis entre los dos tipos de colectores, en este capítulo también recopila información básica de consumo de energía.

1.1 Consumo energético

El consumo de agua y energía se está intensificando cada año en la mayoría de los países, actualmente en el Ecuador, según encuestas realizadas por el Instituto Nacional de Estadísticas y Censos (INEC), muestran los índices de consumo eléctrico y gasto mensual promedio en los hogares de las principales ciudades del Ecuador[1, 2].En Quito, por ejemplo, un hogar consume 143,41kWh por mes, con un promedio de gasto de 18,92 dólares. En Guayaquil el consumo es de 182,41 kWh, con un promedio de gasto de USD 25,64; en Cuenca se consume 151,10 kWh por mes, con un gasto de USD 25,64, Guayaquil es la ciudad que en promedio consume más energía eléctrica por hogar al mes[2].

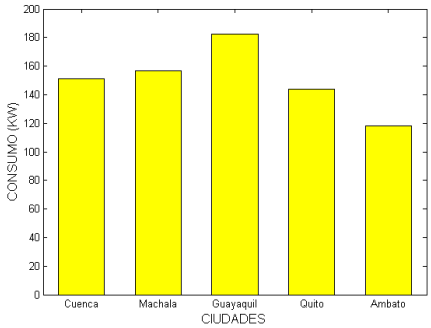


Figura 1.1 Consumo de energía en las principales ciudades del Ecuador *[3]* .

El sector residencial es un gran consumidor tanto de energía como de agua. En todo el mundo, el consumo de agua ha aumentado a lo largo de las dos últimas décadas, lo que implica un mayor consumo de energía y representa aproximadamente el 40% del consumo mundial total de energía. La mayor parte de esta energía se utiliza para la iluminación, calentamiento de agua, cocina y aire acondicionado [1].

Las fuentes de energía renovables pueden satisfacer las demandas energéticas actuales e impactos ambientales, por lo que la energía solar es la fuente de energía renovable viril, siendo un recurso limpio y sostenible [4].

1.3 Consumo de agua

En el Ecuador como en otros países el consumo de agua es muy importante, se dice que cada ecuatoriano dispone aproximadamente de 21000 metros cúbicos al año, según la Comisión Económica para América Latina y el Caribe (CEPAL), el acceso al agua potable es del 92%, con una marcada diferencia entre la zona urbana y la zona rural del 97% y 82%, respectivamente[5].

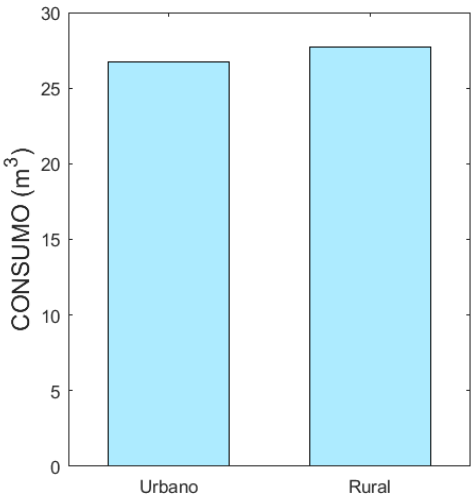


Figura 1.2 Consumo de Agua *[3]*.

Según las prácticas ambientales en los hogares, elaborado por el INEC, realizada en 30365 hogares, cuyos resultados destacaron que las prácticas de ahorro y consumo de agua tiene una interesante variación en el consumo de agua de los tres últimos años, que experimentó un ligero crecimiento en el año 2013 (USD 12,00 consumo mensual), y un posterior descenso

en el año 2014 (USD 10,82). Siendo el valor en el área rural considerablemente más bajo, USD 6,90 versus USD 11,41 del área urbana. Conforme el INEC[3], la práctica de ahorro de agua más importante que realizan los ecuatorianos es el cierre de la llave mientras jabonan los platos (86,28%), seguido de utilizar balde en lugar de manguera (54,31%), revisión de posibles fugas en tuberías (52,64%), y un escaso porcentaje que reutiliza el agua (43,37%).

1.4 Contaminación

La contaminación ambiental es un tema de creciente preocupación por la salud. Según la Organización Mundial de la Salud (OMS), en el año 2012, aproximadamente 7 millones de las muertes prematuras fueron atribuidas a enfermedades producidas por la contaminación atmosférica, confirmando que la contaminación tiene mayor riesgo medioambiental del mundo para la salud[6], se presentan varias enfermedades (enfermedad de las arterias coronarias, accidentes cerebrovasculares, enfermedad pulmonar obstructiva, carcinoma de pulmón y enfermedad respiratoria, infecciones en la infancia) [7].

La producción de energía por métodos tradicionales conduce a más emisiones de gases y aceleró el calentamiento global. Se requieren fuentes alternativas de energía como la energía solar, la energía eólica y la energía geotérmica[8].

Como menciona el Reglamento 2037/2000 de la Comisión Europea, activado el octubre de 2000, el cual tiene por objeto controlar y programar que se prohíban todos loshidroclorofluorocarbonos (HCFC). El objetivo es encontrar una alternativa a los combustibles fósiles, se estima la energía requerida por el mundo aumentará en un 50% de 2005 a 2030 debido al crecimiento de población y desarrollo económico. La estrategia europea para reducir la dependencia energética es el uso de fuentes de energía renovables como la energía solar[4].

1.5 Protocolo de Kyoto

Es un tratado internacional cuyo objetivo principal es lograr que para el año 2008-2012, los países desarrollados disminuyan sus emisiones de gases de efecto invernadero (GEI) a un 5% menos del nivel de emisiones de 1990, el Protocolo de Kyoto adoptado en diciembre de 1997 en la Tercera Conferencia de las Partes de la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el cambio climático (CMNUCC)[9], refleja los acuerdos alcanzados en el complejo proceso de establecer una respuesta a este desafío ambiental y adquiere importancia en el hecho que establece límites a las emisiones de GEI de los países industrializados, siendo parte de la convención de las Naciones Unidas sobre el cambio climático[9, 10].

Al parecer la eficacia del protocolo de Kyoto es muy baja por lo que el 12 de diciembre de 2015 se alcanzó un nuevo acuerdo en la Cumbre de París para tratar de llegar a un nuevo compromiso voluntario y colectivo en la lucha contra el calentamiento global, cuyos objetivos es la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero (GEI) a largo plazo donde los países son quienes ponen sus compromisos sobre la mesa[11].

1.6 Tratado de Montreal

Convenio internacional para la protección de la capa de ozono, mediante la regulación y el control de la producción y el consumo de sustancias agotadoras de la capa de ozono (SAO), los clorofluorocarbonos (CFC) es un de las principales sustancias dañinas, conscientes. El convenio, tienen la obligación de tomar las medidas adecuadas para proteger la salud humana y el medio ambiente contra los efectos nocivos que se derivan o pueden derivarse de actividades humanas que modifican o pueden modificar la capa de ozono, reconociendo que la emisión en todo el mundo de ciertas sustancias puede agotar considerablemente y modificar la capa de ozono en una forma que podría tener repercusiones nocivas sobre la salud y el medio ambiente, conscientes de los posibles efectos climáticos de las emisiones de esas sustancias, decididos a proteger la capa de ozono adoptando medidas preventivas para controlar equitativamente el total de emisiones mundiales de las sustancias que la agotan, con el objetivo final de eliminarlas [12].

1.7 Energía solar

Para Rashidi *et al.*[13], la energía solar es una de las fuentes permanentes de energía, por lo cual todos los consumos de energía de los seres humanos durante el año pueden ser suministrados por el flujo solar de cada hora incidente en la superficie de la tierra, con un impacto medioambiental mínimo.

La energía solar ha experimentado un gran desarrollo en los últimos años hacia el cumplimiento de las necesidades energéticas del planeta, y este se puede agrupar en tres categorías de uso: producción de electricidad (principalmente mediante paneles solares fotovoltaicos), energía solar térmica y energía solar pasiva, los tres aspectos de la energía solar se han desarrollado significativamente en todo el mundo, tanto en términos de investigación e infraestructura [14].

De acuerdo con Leonzio [4], la energía solar tiene un papel importante en todo tipo de actividades: la creciente demanda de recursos energéticos, los elevados precios de los combustibles fósiles y el calentamiento global han mejorado los recursos energéticos sostenibles reduciendo el impacto ambiental.

Figura 1.3 Energía solar térmica *[15]*.

1.8 Radiación solar

La radiación solar (Gs) se define como la cantidad de energía radiada por el sol en forma de ondas electromagnéticas que llegan a la superficie de la Tierra. La radiación solar juega un

papel clave en diversos procesos naturales y ciclo hidrológico. La radiación solar proporciona la energía para muchos procesos naturales, tales como la fotosíntesis, la evaporación, evapotranspiración, la formación de nubes, nieve derretida, entre otros [16].

Según Tobajas [17] y Jutglar [18], esta radiación se la puede subdividir en:

Radiación directa: A nivel del suelo, es la radiación recibida por el Sol sin que sus rayos hayan variado de dirección.

Radiación difusa es la radiación recibida después de que los rayos del Sol hayan variado de dirección a consecuencia de fenómenos de reflexión y de dispersión en la atmósfera (nubes, tormentas).

Radiación reflejada o de albedo es aquella recibida por una superficie después de que la radiación solar se encuentre reflejada sobre un cuerpo cercano.

Radiación global: Es la suma de la directa y la difusa.

Radiación total: Es la suma de la radiación directa, difusa y reflejada; con esta radiación se realizan los cálculos en el sistema.

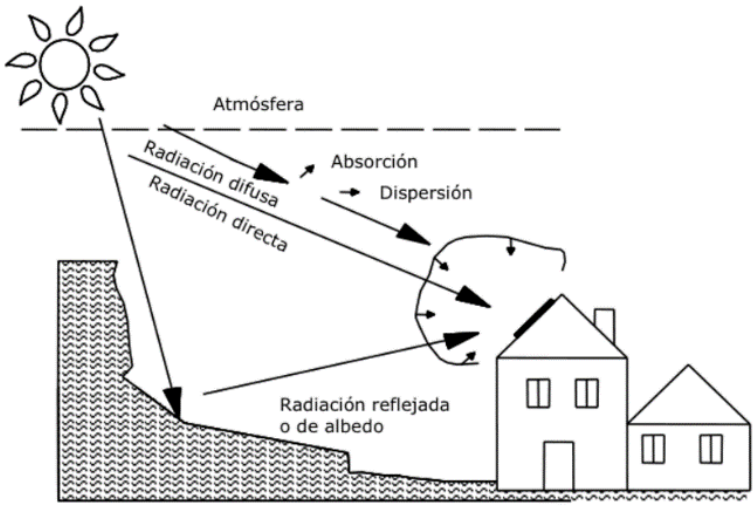


Figura 1.4 Tipos de radiación *[17]*.

1.9 Irradiación

La irradiación solar transitoria en cualquier lugar, con la unidad de $\frac{W}{m^2}$, va cambiando a lo largo del día, que atribuye principalmente al movimiento de la Tierra y el efecto caótica de la atmósfera. Apenas hay manera eficaz para estimar con precisión la irradiación solar transitoria excepto medición práctica[19].

1.10 Insolación en el Ecuador

Es la cantidad de energía solar que llega a una superficie terrestre, medida en $\frac{W \cdot h}{m^2 \cdot dia}$, puede ser directa o difusa. A diferencia de la insolación directa que incide sobre cualquier superficie con un preciso ángulo de incidencia, la difusa cae en la superficie con varios ángulos [20].

En la figura 1.5 se observa que, en la provincia de Pichincha, el valor máximo de insolación es de $4500 \frac{W \cdot h}{m^2 \cdot dia}$, y el mínimo es de $1800 \frac{W \cdot h}{m^2 \cdot dia}$ durante el año.

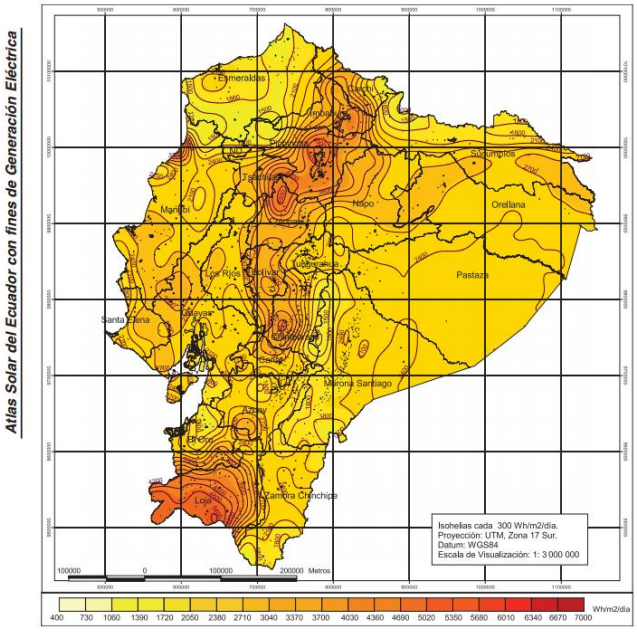


Figura 1.5 Mapa de insolación solar promedio 2008 Ecuador*[20]*.

1.11 Sistemas solares térmicos para el calentamiento de agua

La aplicación solar térmica más común es la producción de agua caliente sanitaria, que, en 2013, representó el 80% del mercado de energía solar térmica[21].

Los sistemas solares híbridos o fotovoltaicos térmicos, utilizan la radiación solar para producir electricidad y energía térmica. Estos sistemas tienen una combinación de células solares con colector solar térmico. Entonces el agua es el líquido más común usado para quitar el calor del panel, pero hay muchas opciones tales como aire o nano-fluido[8].

Para Valdovinos *et al.* [22], se llama sistema solar térmico a toda instalación destinada a convertir la radiación solar en calor útil, el sistema solar de baja temperatura es aquel cuya temperatura de trabajo es menor de 100 °C. Este sistema, de forma general requiere el acoplamiento de tres subsistemas principales:

- Subsistema de captación. - banco de colectores solares.
- Subsistema de acumulación. - uno o varios depósitos acumuladores de energía.
- Subsistema de consumo. - todos los puntos de consumo.

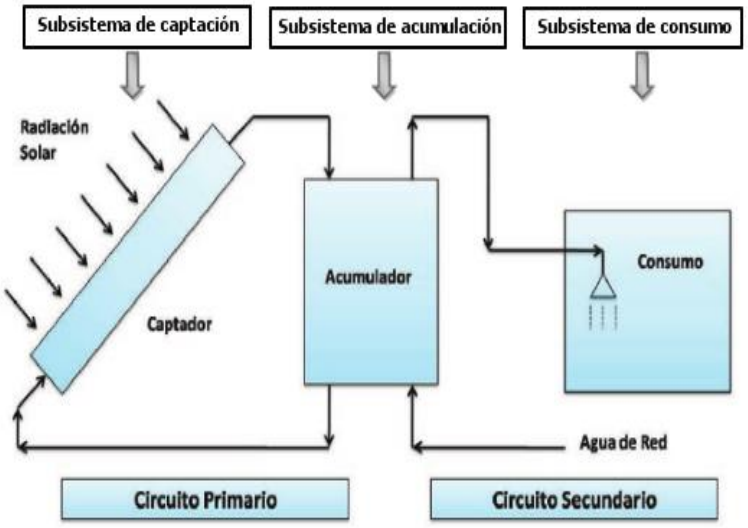


Figura 1.6 Sistema solar térmico para calentamiento de agua *[22]*.

1.12 Bombas de calor

Las bombas de calor son equipos que se utilizan para calefacción y enfriamiento en aplicaciones residenciales y comerciales. Fueron introducidas en la década de 1950 y después de algunas fallas iniciales han ido mejorando y se han convertido en tecnologías más eficientes, seguras y competitivas. Desde la crisis energética de 1973, las fuentes de energía renovable como la energía solar han sido promovidas fuertemente como sustitutos para combustibles fósiles como el petróleo [23].

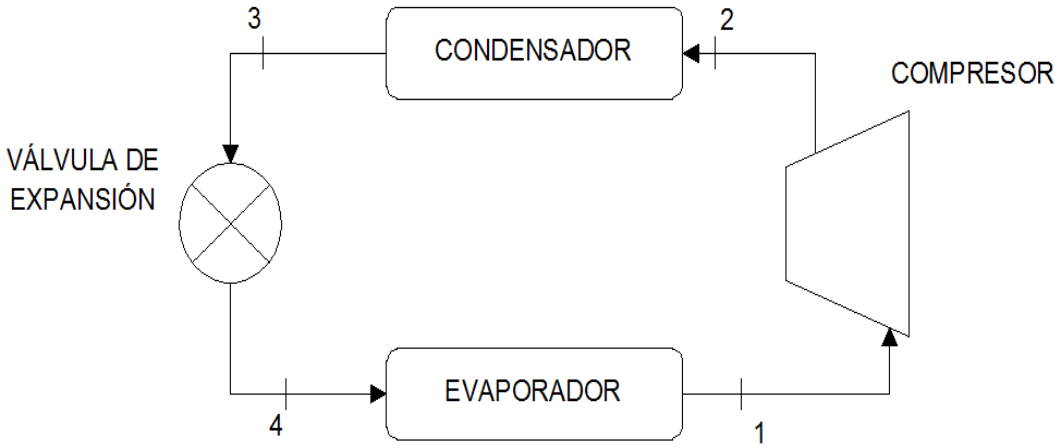


Figura 1.7 Componentes de una bomba de calor *[23]*.

Una bomba de calor es un sistema que permite la obtención de calor a partir de un foco frio por medio de la utilización de un ciclo de refrigeración. El principio de funcionamiento de una bomba de calor es el mismo de un ciclo de refrigeración [24].

1.12.1 Componentes de una bomba de calor

A continuación, se realiza una descripción detallada de cada uno de los componentes de la bomba de calor:

Compresor

Se encarga de aumentar la presión de refrigerante con el fin de otorgar a este la capacidad de ceder calor a temperaturas más elevadas [25], es uno de los dispositivos que se utiliza en los sistemas para aumentar la presión del fluido de trabajo, el compresor puede

comprimir el fluido de trabajo a muy altas presiones, en los compresores la transferencia de calor es casi insignificante $Q = 0$ ya que normalmente está bien aislado [26].

Válvula de expansión

Provoca una caída de presión en el refrigerante con lo que este se vaporiza [25]. Son dispositivos que restringen el paso del flujo, esto se presenta por una súbita variación en el diámetro de la tubería seguida de una expansión, esto causa una caída de presión muy significativa para el fluido de trabajo sin la necesidad de requerir trabajo, las válvulas no producen ningún tipo de trabajo (w = 0), también al estar al mismo nivel el cambio de energía potencial es prácticamente insignificante $(\Delta ep \cong 0)$ [26].

Condensador

Son intercambiadores de calor en el cual ingresan dos tipos de fluidos los cuales realizan un intercambio de calor a través de las paredes de las tuberías del dispositivo sin mezclarse [26]. El condensador suele ser un 10 – 30 % más grande que el evaporador ya que se necesita una superficie mayor para poder condensar los gases provenientes del compresor [27].

Evaporador

En el evaporador también funciona como un intercambiador, en donde se presenta la transferencia de calor o intercambio térmico entre el refrigerante y el medio a enfriar, absorbiendo el calor latente de vaporización del refrigerante [25].

Su tamaño es menor con respecto al condensador debido a que el líquido proveniente del condensador tiene el punto de ebullición mucho más bajo que el medio evaporante[27].

1.13 Bomba de calor asistida por energía solar

Existen bombas de calor de expansión directa (DX-SAHP) y bombas de calor de expansión indirecta (IX-SAHP) son los dos sistemas más utilizados en la actualidad.

En una IX-SAHP, un fluido como el agua se calienta en el sistema solar y, a continuación, en un intercambiador de calor, el proceso de transferencia de calor tiene lugar entre el

evaporador de la bomba de calor y el fluido caliente para elevar la temperatura del evaporador [28].

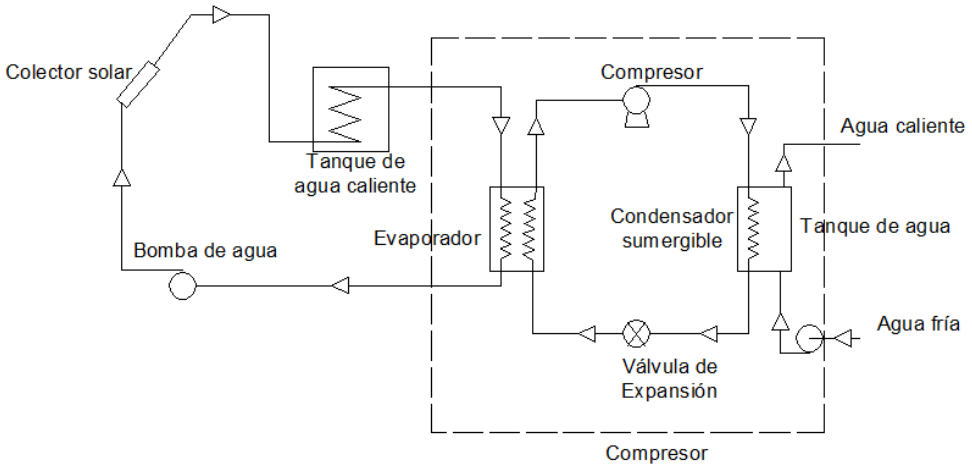


Figura 1.8 Esquema de bombas de calor de expansión indirecta (IX SAHP)*[28]*.

En una bomba de calor asistida solar de expansión directa (DX-SAHP), tubos colectores solares contienen un refrigerante por lo que sirve como el evaporador del sistema.

La evaporación del refrigerante tiene lugar por la radiación solar y causa una disminución de la temperatura de la placa. La reducción de los componentes necesarios y el riesgo de corrosión en el colector son dos principales ventajas de este acoplamiento[28].

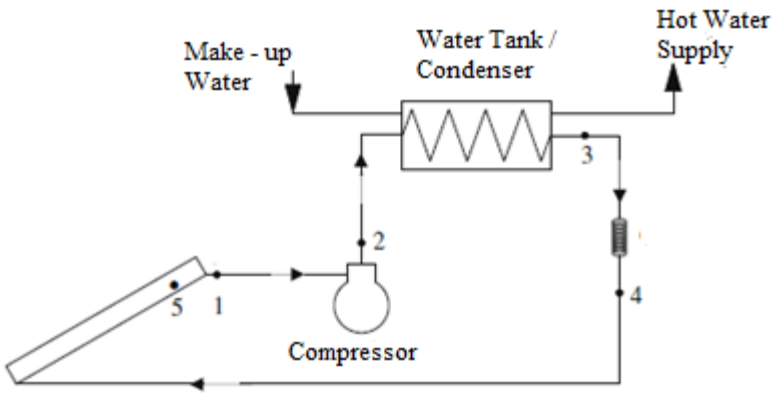


Figura 1.9 Esquema deuna bomba de calor de expansión directa(DX-SAHP)*[29]*.

Con el fin de una combinación de energía solar y bomba de calor muestra potencial para diferentes aplicaciones industriales, el enfriamiento puede lograrse mediante dos métodos

básicos. El primero es un fotovoltaica, donde la energía solar se convierte en energía eléctrica y se utiliza para la refrigeración muy parecido a los métodos convencionales, el segundo utiliza un sistema de refrigeración solar térmica (PV / T), donde un colector solar calienta directamente el refrigerante a través de tubos colectores [4]. En una bomba de calor de expansión directa asistida por energía solar, uno de los factores clave que afectan el coeficiente de rendimiento (COP) es la temperatura de evaporación en el colector / evaporador[30].

1.14 Colectores Solares

El colector o captador solar es el elemento fundamental de cualquier sistema solar térmico, el objetivo principal de estos sistemas es captar la energía solar incidente y trasmitirla al fluido que circula por él[22].Los colectores solares de temperatura media se refieren a colectores cuya potencia excede los 300 W/m^2 (referidos al área del colector transversal) en las condiciones siguientes: irradiación de 1000 W / m², fracción difusa del 15% y temperatura ambiente de 20 ° C a una temperatura de funcionamiento superior a 100 ° C[31].Los colectores absorben la radiación solar entrante y transfieren el calor a un fluido (por ejemplo, aire, agua o aceite térmico) que circula a través de los tubos del colector [32].

1.14.1 Tipos de colectores

Los colectores solares pueden clasificarse principalmente como colectores de baja (LTC), media (MTC) y de alta temperatura (HTC) las temperaturas operativas son: < 80 °C, 80 °C a 250 °C y > 250 °C, respectivamente. Los LTC se utilizan principalmente para aplicaciones de calentamiento de agua y calefacción. Los MTC se utilizan para generar agua caliente, vapor y aire caliente en calefacción de proceso industrial y refrigeración, mientras que un HTC se utiliza principalmente para la generación de energía y para el suministro de agua caliente / vapor. La mayoría de los LTC y MTC son colectores de tipo estacionario y no rastrean el sol, mientras que los HTC son colectores de tipo móvil y rastrean la posición del sol durante un día [33].

Colectores solares tubulares

Los colectores tubulares presentan alto rendimiento de conversión de energía y permiten alcanzar altas temperaturas en el fluido que circula en su interior, son empleados para aplicaciones de climatización general, en procesos industriales, pero también para calentar agua sanitaria para uso doméstico [22].

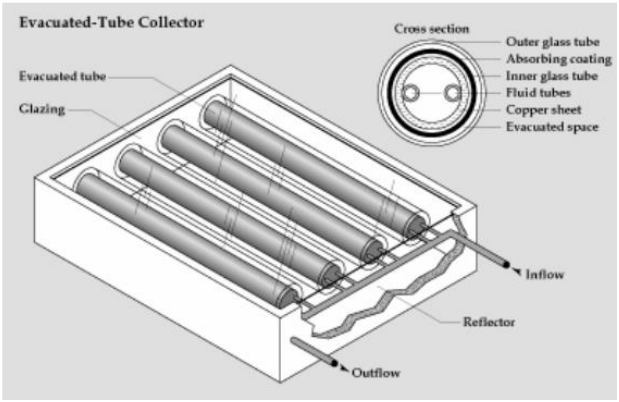


Figura 1.10 Dibujo esquemático de un colector tubular *[22]*.

El colector solar tubular es adecuado para ubicaciones de alta latitud, ya que minimiza las pérdidas de calor. Hoy en día más del 80% del mercado mundial es suministrado por las manufacturas chinas, alcanzando los precios finales de USD 500, considerando los gastos de instalación y de transporte de los hogares de los países desarrollados [34].

Colectores solares parabólicos

El colector parabólico solar es utilizado para la generación de vapor porque se pueden obtener altas temperaturas sin ninguna degradación seria de la eficiencia del colector[35]. Estos sistemas utilizan concentración de la radiación solar y tienen la ventaja de permitir trabajar a temperaturas elevadas (típicamente desde los 80 a unos 120°C) sin necesidad de ajustes horarios o estaciones, hoy en día estos sistemas tienen costo por metro cuadrado similares a colectores planos convencionales [22].

Un colector solar parabólico (PTC) enfoca los rayos solares reflejados desde el reflector parabólico hacia el tubo receptor que se encuentra en la línea focal, luego la radiación solar

reflejada es absorbida y convertida en energía térmica, y transferida al fluido de transferencia de calor (HTF) que fluye en el tubo absorbedor [36].

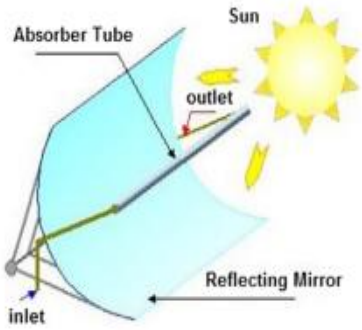


Figura 1.11 Colector solar parabólico *[35]*.

Colector solar plano sin cubierta

Este tipo de colectores son usados para la aplicación de bajas temperaturas o calentamiento de pocos grados, son baratos, como menciona Pérez [37], este tipo de colectores comercialmente son conocidos como colectores termodinámicos, al ser una combinación de colectores solares térmicos planos y las bombas de calor, se instalan fácilmente pero implican importantes pérdida de calor al exterior [22], este tipo de colector consta de un absorbedor pero carecen de una cubierta transparente y ningún aislamiento adicional, de manera que la ganancia de temperatura queda limitada [38]. El rendimiento depende de diferentes factores, entre los cuales los más importantes son la irradiación, la temperatura ambiente, la temperatura media del fluido y la velocidad del viento[39].

Figura 1.12 Colector plano sin cubierta *[40]*.

Colector solar plano con cubierta de vidrio

Un colector de placa plana se compone básicamente de una caja metálica con aislamiento con una cubierta de vidrio o de plástico (la ventana) y de una placa absorbedora de color oscuro, la aislación en la parte posterior del absorbedor y en las paredes laterales reduce las pérdidas de calor por conducción, esta aislación es por lo general de la espuma de poliuretano, lana mineral, fibra de lana de vidrio, entre otros [38].

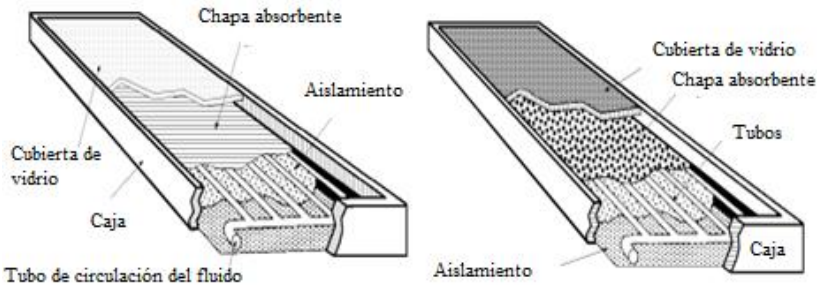


Figura 1.13 Colector plano con cubierta de vidrio *[41]*.

Los colectores con cubierta de vidrio son generalmente utilizados para la producción de agua caliente sanitaria para uso doméstico, instalaciones de calentamiento de piscinas y de calefacción de viviendas [22].

La absorción de la radiación solar en la tapa de vidrio de un colector solar de placa plana aumenta la temperatura de la cubierta por lo cual cambian los valores de los coeficientes de transferencia de calor convectivo y radiactivo[42].

Para Peñaherrera & Sarnosa [43], el colector solar plano consta de los siguientes componentes:

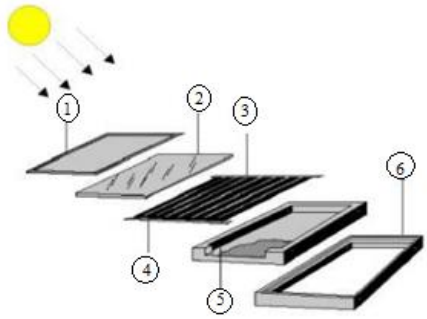


Figura 1.14 Componentes del colector solar plano *[43]*.

Partes

1. Marco de aluminio o metálico.
2. Cubierta transparente.
3. Placa térmica colectora. Enrejado con aletas de cobre.
4. Cabezales de alimentación y descarga de agua.
5. Aislante térmico como poliéster, lana mineral, fibra de vidrio, entre otros.
6. Caja del colector, galvanizada.

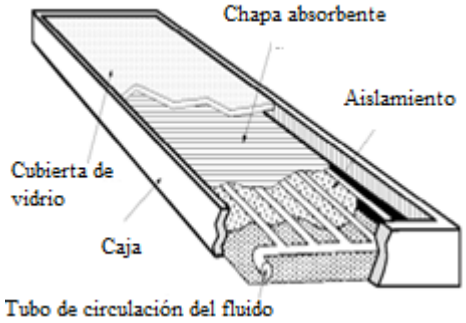
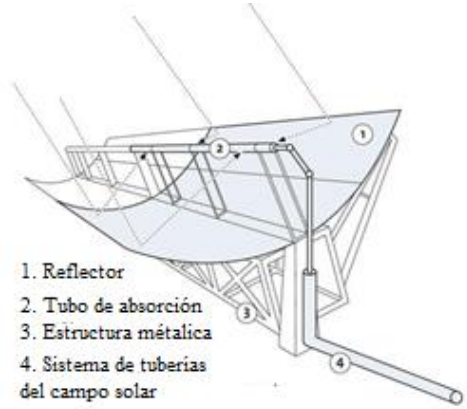
La mayoría de los colectores solares presentan las mismas dimensiones: 1.8 a 2.1 m^2 de superficie. El colector es conectado a un termo tanque de almacenamiento que puede tener capacidad de 115 a 200 litros, aunque los hay de mayor capacidad [44].

1.14.5 Análisis comparativo de los colectores evaporadores.

En la actualidad existen diferentes tipos de colectores, a continuación, se presenta los 4 tipos de colectores antes mencionados con la temperatura de funcionamiento, su costo en el mercado y la vida útil [33].

Tabla 1. 1 Análisis de los colectores solares*[33, 34, 42, 45, 46]*.

Tipo de colector	Esquema	Temperatura de funcionamiento (°C)	Vida útil (años)	Aplicación
Plano sin cubierta		0 – 20	8	En la actualidad este sistema se utiliza para calentar agua sanitaria en departamentos en ciudades grandes[22].
Tubulares		80 - 150	15	Son empleados para aplicaciones de climatización general, en procesos industriales, pero también para calentar agua sanitaria para uso doméstico

Planos con cubierta de vidrio		> 150	10	Generalmente utilizados para la producción de agua caliente sanitaria para uso doméstico, calentamiento de piscinas, dicho colector se analiza en el presente proyecto.
Parabólicos		80 - 120	18	Son utilizados para producción de agua caliente para uso doméstico[36].

1.15 Refrigerantes

En la actualidad las empresas fabricantes de refrigerantes han eliminado muchos de ellos por el mismo hecho de ser peligrosos tanto como al ser humano como al medio ambiente, el uso de refrigerante naturales puede desempeñar un papel vital en el cumplimiento de los objetivos planteados en el protocolo de Kyoto y tratado de Montreal. Debido a los problemas ambientales, el agotamiento de la capa de ozono y el calentamiento global [47].

El potencial de agotamiento de ozono (ODP), es un número que se refiere a la cantidad de agotamiento del ozono causada por una sustancia y el potencial de calentamiento atmosférico (GWP), es una medida que indica cuanto aporta una determinada masa de gas al efecto del calentamiento global [48].

Tabla 1. 2 Refrigerantes contaminantes *[48].*

Refrigerantes	**Descripción**	**T. de vida en la atmósfera (Años)**	**ODP**	**GWP**
R12	Entre los fluidos totalmente halogenados que deben omitirse de acuerdo con las decisiones del tratado de Montreal (1987) [12], se encuentra el R12 que se utiliza en la producción de frío para uso doméstico, para uso industrial y comercial, también se utiliza en el aire acondicionado [49].	102	1	8100
R22	El uso del R22 puede desempeñar un papel malicioso para el cumplimiento de los objetivos del tratado de Montreal y protocolo de Kyoto. Por los problemas ambientales como el agotamiento de la capa de ozono y el calentamiento global, debido a su alta grado de contaminación [50].	12.1	.055	1500

El gran uso de refrigerantes naturales y las diferentes cuestiones como su inflamabilidad, la industria recibió una motivación importante con el descubrimiento de CFC y HCFC. Desde su introducción en 1930, los CFC y los HCFC han sido ampliamente utilizados. Este éxito se puede atribuir a sus excelentes propiedades termo-físicas y de seguridad. Sin embargo, en 1974, se había observado que los CFC y los HCFC son responsables del agotamiento de la capa de ozono [47].

Como considera Calm [51], la mayoría de los países desarrollados establecen límites, en cuanto al uso de refrigerantes, requiriendo la eliminación de R-22, tales cambios produjeron un renovado interés por los "refrigerantes naturales" particularmente el amoníaco, el dióxido de carbono, los hidrocarburos y el agua, en este caso se recomienda el uso del R410a como sustituto del R12.

El refrigerante R22 necesita ser eliminado de forma urgente, un sustituto potencial es el refrigerante R407c, el cual puede desempeñar un papel vital en el cumplimiento de los objetivos del protocolo internacional de Kyoto y tratado de Montreal, el R407c tiene un cero potencial de agotamiento del ozono y considerablemente potencial de calentamiento global en comparación con el R22[52], ya que su coeficiente de rendimiento es ligeramente inferior al de R22, pero en general, R290 tiene mejores propiedades medioambientales [47].

1.16.1 Función del colector evaporador en una bomba de calor con asistencia solar

Mediante la energía solar se calienta el refrigerante R134a que circula por el colector de una bomba de calor, empleando un colector solar como evaporador, que se llama un sistema de bomba de calor asistida solar de expansión directa (DX-SAHP) [53].

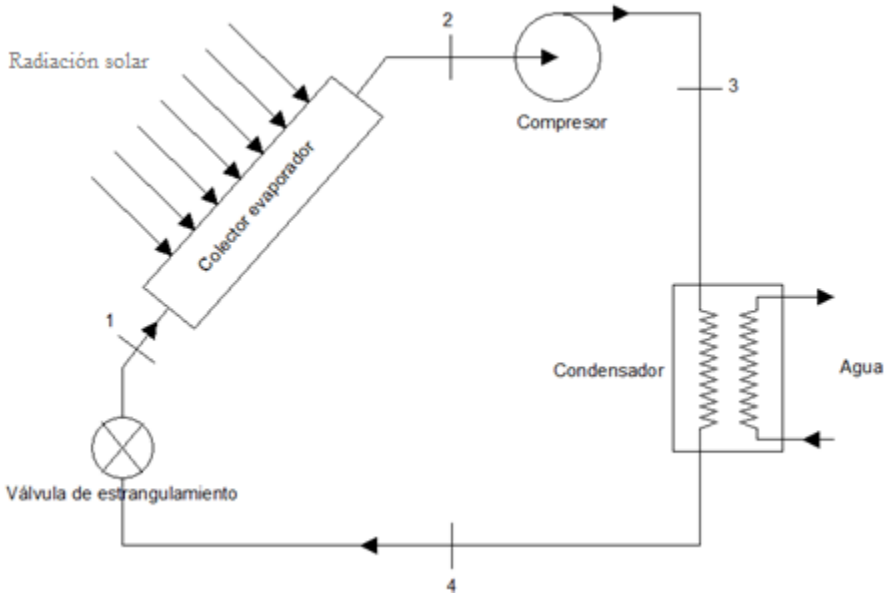


Figura 1.15 Colector / evaporador *[53]*.

La energía solar para aplicaciones de agua y de calefacción de espacio es explotado principalmente en plantas tradicionales por medio de paneles solares con cubierta de vidrio en la que la principal preocupación es evitar dispersiones térmicas para el medio ambiente debido a la transferencia de calor por convección y por irradiación. La temperatura del panel es bastante más alta que la del medio ambiente, de modo que el rendimiento térmico del colector (es decir la relación entre la energía térmica explotada y la irradiación solar incidente) es baja, debido a las pérdidas térmicas[54].

Al acoplar los colectores solares con el lado frío (evaporador) de una bomba de calor, que tiene su lado caliente (condensador) conectado a la carga térmica del usuario, es posible realizar una "Actualización térmica" que puede garantizar un ahorro de energía más alto que

los que son típicos de sistemas tradicionales de agua y de calefacción de aire, incluso si se compara con las bombas de calor aire-agua o geotérmica[54].

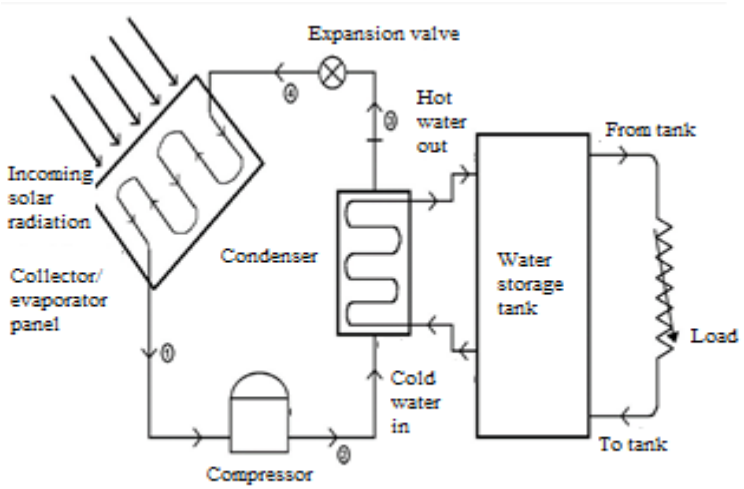


Figura 1.16 Bomba de calor con asistencia solar *[55]*.

En la Figura 1.17 se observa el ciclo de refrigeración por compresión de vapor: el refrigerante entra al compresor en el estado 1 como vapor saturado y se comprime isoentrópicamente hasta la presión del condensador. Después el refrigerante entra al condensador como vapor sobrecalentado en el estado 2 y sale como liquido saturado en el estado 3, el refrigerante entra al evaporador en el estado 4 con una mezcla saturada de baja calidad [55, 56].

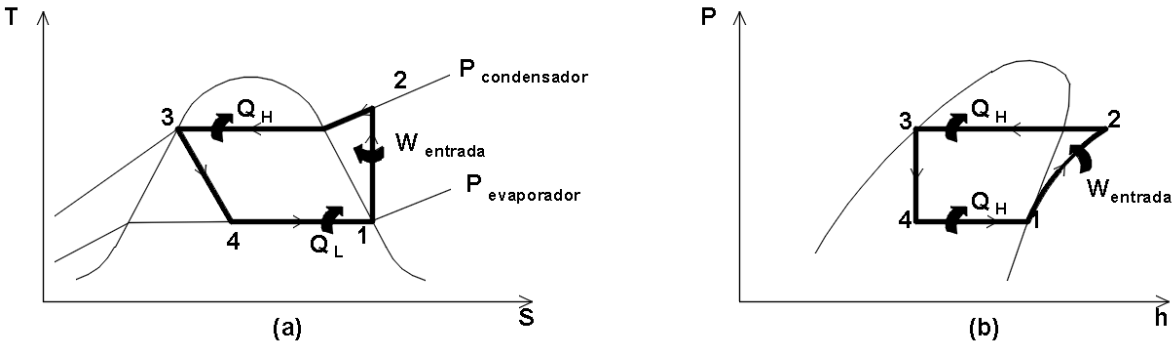


Figura 1. 17Ciclo ideal diagrama T-s (a), diagrama P-h (b). *[55]*.

En un sistema de bomba de calor solar de expansión directa, el colector funciona como el evaporador, donde el refrigerante se evapora directamente, la aplicación del evaporador-

colector puede reducir el número de componentes en un sistema de la bomba de calor y un costo más bajo a su vez, el evaporador-colector también puede evitar el problema de congelación nocturna del colector de agua tradicional[57].

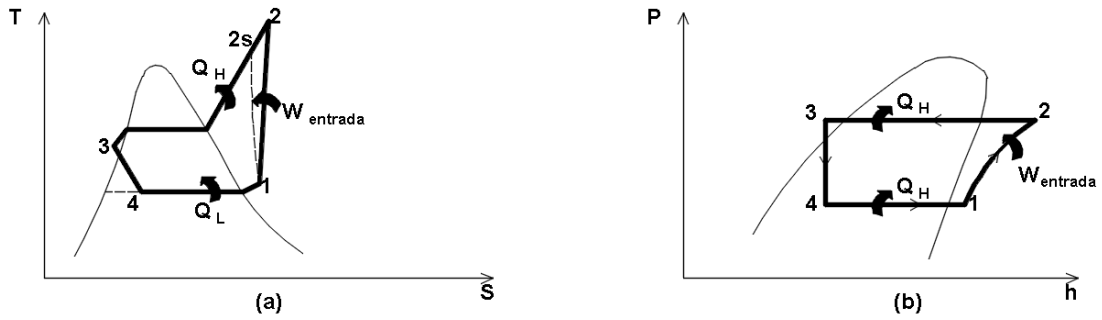


Figura 1. 18 Ciclo real diagrama T-s (a), diagrama P-h (b).

En el ciclo real de refrigeración (Figura 1.18) existen irreversibilidades que ocurren en los diferentes componentes, las más comunes son la fricción del fluido lo que causa pérdidas de presión y la trasferencia de calor desde los alrededores, por lo que es fácil diseñar el sistema del modo que el refrigerante se sobrecaliente ligeramente en la entrada del compresor estado 1 y se subenfría a la salida del condensador estado 3[56].

1.17 Selección de alternativas

A continuación, se menciona dos tipos de colectores que se puede utilizar para el en una bomba de calor con asistencia solar para el calentamiento de agua, donde se tomará en cuenta los siguientes parámetros:

Tabla 1. 3 Parámetros de selección

Parámetros	Argumento
Temperatura de operación	El rango de temperatura normal a la que trabaja el colector de manera eficaz.
Dimensiones	Medidas apropiadas para el manejo e implementación en la bomba de calor.
Control de parámetros de diseño	Los parámetros establecidos deben mantener una tolerancia correcta según los cálculos de diseño.
Pérdida de calor	Cantidad de calor desechado al ambiente.
Costo	De acuerdo a los materiales que se emplearan para la construcción e implementación al sistema de una bomba de calor.

Para la selección de la alternativa adecuada se realizará una evaluación numérica de cada uno de los parámetros establecidos a los cuales se les asignará un valor, el cual determine el valor de importancia de cada parámetro aplicados en los dos tipos de colectores.
En la Tabla de evaluación se utilizará una escala del 1 al 3, donde:

Tabla 1. 4 Criterio de valoración.

Parámetros	1	2	3
Temperatura de operación	Baja	Promedio	Alta
Dimensiones	Grande	Mediano	Pequeño
Control de parámetros de diseño	No satisfactorio	Regularmente satisfactorio	Satisfactorio
Perdida de calor	Alta	Normal	Baja
Costo	Alto	Medio	Bajo

Tabla 1.5 Evaluación de alternativas

		Alternativas							
		Colector plano simple sin cubierta		**Colectores planos con cubierta de vidrio**		**Colectores parabólicos**		**Colectores tubulares**	
Parámetros	Factor de ponderación	Valor	Calificación	Valor	Calificación	Valor	Calificación	Valor	Calificación
Costo	0.1	2	0.2	3	0.3	1	0.1	2	0.2
Dimensiones	0.1	3	0.3	2	0.2	1	0.1	2	0.2
Pérdidas de calor	0.2	2	0.4	2	0.4	2	0.4	1	0.2
Control de parámetros de diseño	0.2	3	0.6	3	0.6	1	0.2	1	0.2
Temperatura de operación	0.4	2	0.8	2	0.8	3	1.2	1	0.4
Total	**1.00**		**2.3**		**2.3**		**2.1**		**1.2**

Los resultados que se muestran en la Tabla 1.5, del análisis que se realizó para cada alternativa planteada, muestran que el colector plano con cubierta de vidrio y el colector plano sin cubierta, son las alternativas más viables para realizar el análisis comparativo ya que estas obtuvieron mayor puntuación en la evaluación de cada parámetro.

A partir de las alternativas seleccionadas, se empezará a determinar las ecuaciones que son necesarias para realizar los cálculos, el diseño y puesta en funcionamiento de los colectores seleccionados.

CAPITULO II

DISEÑO DEL COLECTOR/EVAPORADOR DE TIPO PLANO CON CUBIERTA Y SIN CUBIERTA PARA UNA BOMBA DE CALOR ASISTIDA CON ENERGÍA SOLAR.

En este capítulo se seleccionará las ecuaciones para los cálculos respectivos, en los colectores solares planos con cubierta y los colectores solares planos sin cubierta, luego se realiza un análisis comparativo de cada uno de los colectores, para verificar cuál de ellos es el más eficiente.

2.1 Características generales

2.1.1 Posición geográfica

La posición geográfica sobre la superficie de la Tierra (Figura 2.1) se describe por dos coordenadas: latitud y longitud, la latitud es una coordenada geográfica que especifica la posición norte-sur de un punto en la superficie de la Tierra, estas líneas que discurren en la dirección este-oeste como círculos paralelos al Ecuador, que van desde 0 en el Ecuador hasta 90 en los polos. Entre estos límites, hay cuatro Latitudes: dos en el hemisferio norte (Círculo Polar Ártico, Trópico de Cáncer) y dos en el hemisferio Sur (Trópico de Capricornio, Círculo Antártico) [58].

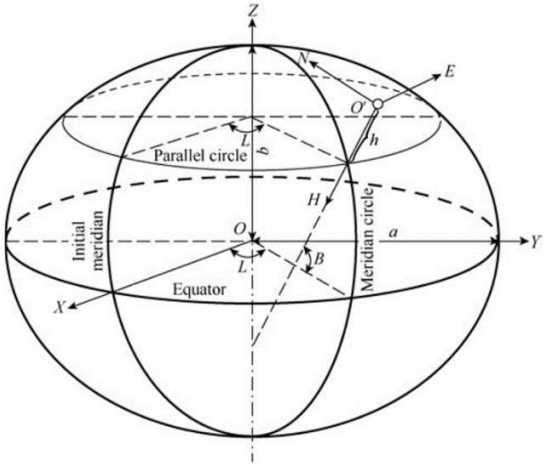


Figura 2.1 Posición de la tierra *[59]*.

2.1.2 Declinación solar

Para procesos solares térmicos es muy importante el medio de captación de la energía solar, ya que con base a esto se puede diseñar todo el sistema que opere utilizando y aprovechando el mayor porcentaje posible. Para recolectar la mayor cantidad de energía radiante procedente del sol, es necesario contar con un sistema de colectores que ofrezcan su cara perpendicular a la incidencia de los rayos solares, a la hora en el que el sol se encuentra en su posición más alta sobre el meridiano local (12 horas tiempo solar) [60].

La relación geométrica entre un plano con cualquier orientación particular relativa a la tierra a cualquier hora y radiación solar incidente, esto es, la posición del sol con respecto a ese plano se puede describir en términos de algunos ángulos como se muestran en el esquema de la figura 2.2 [60].

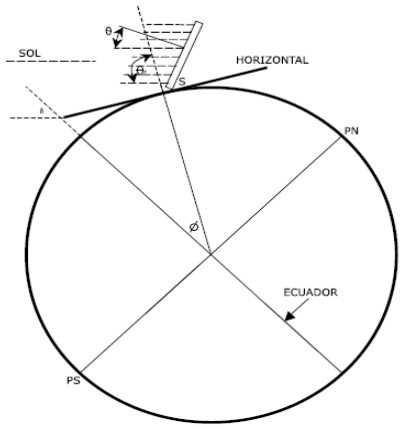


Figura 2.2 Diagrama de ángulos *[60]*.

Según Paz [60], estos ángulos y su definición son los siguientes:

ϕ: Angulo de Latitud en Quito (norte positivo); $(\circ)$

δ: Declinación (posición angular del sol al mediodía con respecto al plano del Ecuador) (Norte positivo); $(\circ)$

γ: Desviación de la normal a la superficie con respecto al meridiano local, el punto cero corresponde al sur, el este es positivo y el oeste negativo; $(\circ)$

ω: Desplazamiento angular del sol al este u oeste del meridiano local debido a la rotación de la tierra sobre su eje a por hora, en las mañanas positivas y tardes negativas; (◦)

θ : Ángulo de incidencia de la radiación, se mide con respecto a la normal, (◦)

Como consideran Stanciu & Stanciu [58], la posición relativa del Sol con respecto a la Tierra se describe mediante la ayuda de un conjunto de ángulos, unidos por la siguiente relación:

$$\cos\theta = \sin\delta\sin\varphi\cos\beta - \sin\delta\cos\varphi\sin\beta\cos\gamma + \cos\delta\cos\varphi\cos\beta\cos\omega... \\ ... + \cos\delta\sin\varphi\sin\beta\cos\gamma\cos\omega + \cos\delta\sin\varphi\sin\gamma\sin\omega \quad \textbf{(1)}$$

Dónde:

$\theta =$ Ángulo de incidencia de la radiación del haz sobre una superficie (el ángulo entre la radiación del haz sobre una superficie y la normal a esa superficie); (◦)

$\varphi =$ Latitud para Quito (Tabla 2.1); (◦)

$\delta =$ Declinación, estimada por la ecuación de Cooper (2) para el día n del año; (◦)

$\beta =$ Pendiente de una superficie inclinada (ángulo entre el plano de la superficie y la horizontal).

$\omega =$ Ángulo de la hora, (◦)

$\gamma =$ Ángulo de azimut de superficie (para colectores de placas planas, es 0 en el hemisferio norte y 180 en el sur); (◦)

Para superficies inclinadas, el ángulo azimut es cero $(\gamma = 0°)$.

Los datos de latitud y longitud para la ciudad de Quito se presentan a continuación en la siguiente Tabla:

Tabla 2.1 Latitud y longitud de Quito[61].

Ciudad de Quito		
	Unidad	**Localización de datos climáticos**
Latitud	°	-0.2298500
Longitud	°	-78.5249500
Elevación	$°m$	1686
Amplitud de la temperatura de la Tierra	$°C$	10.87
Días de helada	Días	0

A continuación, se muestran los datos de la energía solar para la cuidad de Quito en cada mes.

Tabla 2.2 Energía solar de Quito en cada mes del año *[61]*.

Mes	**Temperatura del aire**	**Humedad Relativa**	**Radiación solar diaria - horizontal**	**Presión Atmosférica**	**Velocidad del viento**	**Temperatura de la tierra**
	(^{o}C)	$(\%)$	$\left(\frac{W \cdot h}{m^2 \cdot dia}\right)$	$\left(kP_a\right)$	$\left(\frac{m}{s}\right)$	(^{o}C)
Enero	17.5	80.2	4.14	83.3	1.7	19.2
Febrero	17.6	80.3	4.35	83.3	1.5	19.2
Marzo	18.0	78.7	4.55	83.3	1.4	19.8
Abril	17.9	76.6	4.33	83.3	1.5	19.8
Mayo	17.8	70.9	4.12	83.4	1.7	19.8
Junio	17.3	66.8	4.02	83.5	2.1	19.2
Julio	17.5	57.8	4.27	83.5	2.3	19.9
Agosto	18.6	51.4	4.46	83.5	2.3	21.8
Septiembre	19.3	53.8	4.27	83.4	2.1	22.9
Octubre	19.3	60.3	4.24	83.3	1.9	23.1
Noviembre	18.3	71.2	4.30	83.3	1.9	21.3
Diciembre	17.6	79.8	3.98	83.3	1.8	19.6

La declinación, se calcula con la ecuación aproximada de Cooper[62].

$$\delta = 23.45 sen\left(360\frac{284+n}{365}\right) \quad \textbf{(2)}$$

Dónde:

$n =$ Es el día del año, que se calcula como se muestra en la Tabla

Tabla 2.3 Cálculo del día del año*[63]*.

Cálculo del día del año (n)	
Mes	**Número de día**
Enero	i
Febrero	$31+i$
Marzo	$59+i$
Abril	$90+i$
Mayo	$120+i$
Junio	$151+i$
Julio	$181+i$
Agosto	$212+i$
Septiembre	$243+i$
Octubre	$273+i$
Noviembre	$304+i$
Diciembre	$334+i$

Para el ángulo de la hora (ω), se utiliza la fórmula reportada por Stanciu & Stanciu [58]:

$$\omega = 15^{o}\,(tiempo - 12) \quad \textbf{(3)}$$

Donde:

Tiempo= Horarios al inicio y al final de la hora en consideración (1h hasta 24h).

De la ecuación 3 se calcula el ángulo ω de mayor impacto, es decir cuando el sol produce mayor radiación para este proyecto se seleccionó un periodo de 5 horas entre las 10 am. y las 3 pm., periodo de tiempo en el cual se realizará este proyecto.

2.2.3 Radiación extraterrestre

La cantidad de energía emitida por el sol es tan grande que en caso de convertir sólo el 0,1% de la energía solar que llega a la superficie terrestre a electricidad con la eficiencia del 10%, la potencia de salida sería 17300 GW, es decir 7 veces mayor que la energía solar promedio mundial de consumo de electricidad momentánea en el 2012 [64].

La radiación solar incidente en un plano horizontal fuera de la atmósfera es la radiación solar incidente normal dada por la ecuación 4 [62].

$$G_o = G_{SC}\left(1 + 0.033\ \cos\ \frac{360\ \text{n}}{365}\right)\cos\ \theta_Z \qquad \textbf{(4)}$$

Donde:

G_o = Radiación solar incidente normal; $\left(\frac{W}{m^2}\right)$

G_{SC} = Constante solar; $\left(\frac{W}{m^2}\right)$

$n =$ Día del año; (adimensional)

θ_Z = Angulo cenital del sol; (°)

La irradiación solar total (también llamada constante solar) tiene un valor de $\text{G}_{\text{SC}} = 1367 \pm 3 \frac{W}{m^2}$ [58], y él ángulo cenital del sol se determina mediante la ecuación 5.

$$\cos\theta_Z = \cos\phi\cos\delta\cos\omega + \sin\phi\sin\delta \qquad \textbf{(5)}$$

Donde:

$\cos\theta_Z =$ Ángulo cenital del sol; (°)

2.2.4 Radiación Total

La energía solar que incide sobre una superficie de la tierra se considera que consta de parte directa y difusa.

La radiación solar que llega a la superficie terrestre sin ser dispersada ni absorbida por la atmosfera se denomina radiación solar directa G_D, mientras que cuando la radiación dispersada llega a la superficie terrestre de manera uniforme desde todas las direcciones se denomina radiación solar difusa G_d.La energía solar total G_{Total} que incide sobre la unidad de área de una superficie horizontal se determina mediante la siguiente ecuación [65].

$$G_{Total} = G_D \cos(\theta) + G_d \quad \textbf{(6)}$$

Donde:

G_{Total} = Radiación global; $\left(\frac{W}{m^2}\right)$

G_D = Radiación directa; $\left(\frac{W}{m^2}\right)$

G_d = Radiación difusa; $\left(\frac{W}{m^2}\right)$

Para Cengel [65], θ es el ángulo de incidencia de la radiación directa (el ángulo que forma el rayo del sol con la perpendicular a la superficie) y la radiación difusa varía desde alrededor de 10% de la radiación total, en un día claro, hasta cerca de 100% en un día totalmente nublado.

A continuación, se presentan los datos de la radiación directa y la radiación difusa para la cuidad de Quito obtenidos a través del atlas solar.

Tabla 2.4 Radiación directa y radiación difusa *[20]*.

Meses	**Radiación directa** $\left(\frac{W \cdot h}{m^2 \cdot día}\right)$	**Radiación difusa** $\left(\frac{W \cdot h}{m^2 \cdot día}\right)$
Enero	3000	2300
Febrero	2400	2500
Marzo	2100	2600
Abril	3600	2300
Mayo	3900	2100
Junio	4800	1900
Julio	5100	1700
Agosto	5100	1900
Septiembre	4500	1900
Octubre	4200	2100
Noviembre	4500	2000
Diciembre	4500	2200

La radiación que generan las moléculas de gas y las partículas suspendidas en la atmósfera se denomina radiación cielo G_{cielo} dada por la ecuación.

$$G_{cielo} = \sigma \ T_{cielo}^4 \qquad \textbf{(7)}$$

Donde:

G_{cielo} = Radiación del cielo; $\left(\frac{W}{m^2}\right)$

σ = Constante de Stefan-Boltzmann; $\left(\frac{W}{m^2 \cdot K^4}\right)$

T_{cielo} = Temperatura del cielo; (K)

Según Incropera & De Witt[66], el valor de T_{cielo} depende de las condiciones atmosféricas, que van desde un valor inferior de 230 K, bajo un cielo frio y claro, a uno superior de aproximadamente 285 K bajo las condiciones nubladas y calientes, y como menciona Çengel & Ghajar[67], el valor de la Constante de Stefan-Boltzmann es $5.670x10^{-8}\ \frac{W}{m^2 \cdot K^4}$.

2.3 Fórmulas de aplicación para transferencia de calor y masa en cada colector.

El colector de placa plana con cubierta toma la energía radiante de la radiación solar y la convierte en energía térmica, la radiación solar pasa a través de la cubierta de vidrio, produciendo altas temperaturas en los tubos que se encuentran térmicamente acoplados a una placa de absorción de metal de color negro a través delos cuales fluye el el fluido de trabajo, refrigerante R-134a.

La placa de absorción está alojada en una carcasa con aislamiento en la parte posterior y en los bordes de la carcasa lo cual permite reducir las pérdidas térmicas por conducción a continuación se muestra los distintos de tipos de aislamientos que se pueden utilizar[68]:

Tabla 2.5 Propiedades de materiales aislantes *[67, 66]*.

TIPO DE AISLANTE	*Densidad* , δ $\left(kg/m^3\right)$	*Conductividad térmica* , k $\left(W/m \cdot K\right)$
Fibra de vidrio	56 - 72	0.038 - 0.039
Uretano	70	0.026
Espuma de poliuretano	24 - 40	0.023-0.026

Para este proyecto se utilizará como material aislante la fibra de vidrio, al obtener el mayor valor de conductividad térmica como se muestra en la Tabla 2.5.

Por consiguiente, a medida que la radiación golpea la placa de absorción, se convierte en energía térmica produciendo altas temperaturas en los tubos, la alta temperatura causada por la absorción de la radiación solar hace que el calor fluya de los tubos calientes al refrigerante.

Las altas temperaturas de los tubos también causan la pérdida de calor a través de la parte superior, posterior y lateral del colector de placa plana con cubierta. La pérdida de calor a través de la parte posterior y los lados se reduce mediante el aislante (fibra de vidrio).

La pérdida de calor por la parte superior es una combinación de transferencia de calor por convección y radiación que actúa a lo largo de los tubos. La convección que se presenta en el colector de placa plana con cubierta es convección natural tanto en la superficie del vidrio expuesto al ambiente como en la placa absorción y el vidrio.

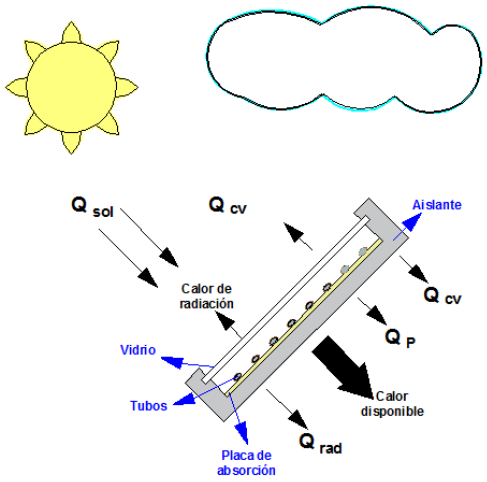


Figura 2.3 Diagrama del balance de energía en el colector térmico*[69]*.

2.3.1 Balance de energía del colector solar de placa plana con cubierta

Para determinar el balance de energía en la superficie, se observa la Figura 2.3 en la que se suman los valores de flujo de energía que atenúan directamente en la superficie y se restan los que se desprenden de la misma [69, 70].

El calor útil $\dot{Q}_u$, en el colector / evaporador térmico se determina por el cambio en la temperatura del refrigerante que se mueve a través del colector T_o - T_i, y el flujo de masa de refrigerante.

$$\dot{Q}_u = \dot{m}\ c_p\ (T_o - T_i) \qquad \textbf{(8)}$$

En condiciones de estado estacionario según Kalogirou [63] y Chen [71] el calor útil en el colector es igual a energía absorbida (Q_{sol}) por el fluido de transferencia de calor menos las pérdidas de calor de la superficie al entorno (Q_p).

$$Q_{sol} - Q_p = \dot{m}\ c_p\ (T_o - T_i) \qquad \textbf{(9)}$$

La radiación solar Q_{sol} para Hussain & Harrison [72], está determinada por el producto del área del colector A_c, la transmitancia (τ) de la cubierta vidrio y la absortancia (α) de la placa absorbente y la radiación total G_{Total}, la ecuación para el calor útil ganado por el colector / evaporador queda expresado como:

$$\dot{Q}_u = A_c F_R [G_t\ (\tau\alpha)\ - U_L\ (T_i - T_a)] \qquad \textbf{(10)}$$

Donde:

$\dot{Q}_u =$ Calor útil; (W)

$A_c =$ Área del colector; (m^2)

$F_R =$ Factor de eliminación de calor; Adimensional

$U_L =$ Coeficiente de pérdida de calor global $\left(\frac{W}{m^2 \cdot K}\right)$

$T_a =$ Temperatura ambiente; (K)

T_o = Temperatura de salida del refrigerante; (K)

T_i = Temperatura de entrada del refrigerante; (K)

2.3.2 Factor de eliminación de calor en el colector

El factor de eliminación de calor como consideran Eismann [73] y Chauhan *et al.*[74], representa la proporción de la ganancia de energía útil real que se produce si la superficie de absorción del colector se encuentra a una temperatura local del fluido y está dada por:

$$F_R = \frac{\dot{m}\, c_p}{A_c\, U_L}\left[1 - \exp\left(-\frac{U_L\, F'\, A_c}{\dot{m}\, c_p}\right)\right] \qquad \textbf{(11)}$$

Donde:

F' = Factor de eficiencia del colector: (Adimensional)

$\dot{m}$ = Flujo másico del refrigerante; $\left(\frac{kg}{s}\right)$

c_p = Calor especifico del refrigerante; $\left(\frac{W}{m^2\, K}\right)$

Para Kalogirou [63] y Duffie [62], el factor de eficiencia del colector es la relación entre la ganancia de energía útil real y la ganancia de energía útil que resulta si la superficie de la placa de absorción del colector se encuentra a la temperatura del fluido local, y se considerando una distribución de temperatura en los tubos del absorbedor.

$$F' = \frac{\frac{1}{U_L}}{W\left\{\frac{1}{U_L\left[D + (W - D)F\right]} + \frac{1}{C_b} + \frac{1}{\pi\, D_i\, h_{f\,i}}\right\}} \qquad \textbf{(12)}$$

Donde:

$W =$ Distancia entre los tubos; (m)

$D =$ Diámetro del tubo; (m)

$D_i =$ Diámetro interno del tubo; (m)

$F =$ Eficiencia de aleta; (adimensional)

$C_b =$ Conductancia del enlace; $\left(\frac{W}{m \cdot K}\right)$

$h_{fi} =$ Coeficiente de transferencia de calor dentro de los tubos; $\left(\frac{W}{m^2 \cdot K}\right)$

Para obtener el coeficiente de transferencia de calor dentro de los tubos h_{fi}, se realiza un análisis según Cengel [65], de conducción de calor en lo tubos como una superficie cilíndrica dada por:

$$Q_t = \frac{T_{\text{int}-tubo} - T_{ext-tubo}}{R_{total}} \qquad \textbf{(13)}$$

Por consiguiente, la resistencia total es la suma de la resistencia por convección y conducción en el tubo y queda expresado como:

$$R_{total-tubos} = \frac{1}{h_{fi}\ A_t} + \frac{\ln\left(\frac{r_{\text{int}-tubo}}{r_{ext-tubo}}\right)}{2\pi\ L_t\ k_t} \qquad \textbf{(14)}$$

Donde:

$A_t =$ Área del tubo; (m^2)

$r_{\text{int}-tubo} =$ Radio interno de tubo; (m)

$r_{ext-tubo} =$ Radio externo de tubo; (m)

$L_{t=}$ Longitud del tubo; (m)

$k_{t=}$ Conductividad térmica del tubo; $\left(\frac{W}{m \cdot K}\right)$

Como mencionan Incropera & De Witt[66], para la convección natural en una superficie cilíndrica se tiene que el coeficiente de transferencia de calor dentro de los tubos se calcula a través de determinar primero el número de Nusselt para demostrar que tipo de flujo se encuentra dentro del colector esto se obtendrá según Cengel [65], mediante la siguiente ecuación:

$$Nu = \frac{h_{fi}\ L_t}{k_t} \tag{15}$$

Cengel & Ghajar [67], mencionan que el número de Nusselt se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387\ Ra\ D_t^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{\Pr}\right)^{9/16}\right]^{8/27}} \right\} \tag{16}$$

Donde:

$Ra =$ Número de Rayleigh; (adimensional)

$\Pr =$ Número de Prandtl; (adimensional)

$D_t =$ Diámetro del tubo; (m)

Para Senapati *et al*. [75], el número de Rayleigh basado en el diámetro del tubo se puede calcular a partir de la siguiente relación:

$$Ra = \frac{g\ \beta \left(T_{s,t} - T_a\right) D_t^{\ 3}}{v^2} P_r \tag{17}$$

Donde:

$g =$ Constante de gravitacional; $9.81\left(\frac{m^2}{s}\right)$

$\beta' =$ Coeficiente de expansión volumétrica; $\beta' = \frac{1}{T}$

$P_r =$ Número de Prandtl; (adimensional)

$D_t =$ Diámetro del tubo; (m)

$\nu =$ Viscosidad cinemática; $\left(\frac{m^2}{s}\right)$

Los términos β, ν y Pr son: el coeficiente de expansión volumétrica, la viscosidad cinemática y el número de Prandtl respectivamente, los cuales se determinan según Cengel & Ghajar [67], a partir de obtener la temperatura de película $(T_{pelicula})$ mediante la siguiente ecuación:

$$T_{pelicula} = \frac{T_{s,t} + T_a}{2} \qquad \textbf{(18)}$$

Donde:

$T_{s,t} =$ Temperatura de la superficie exterior del tubo; (K)

$T_a =$ Temperatura de ambiente; (K)

La conductancia del enlace para Duffie [62], se puede estimar a partir de la conductividad térmica y el espesor del enlace la siguiente ecuación:

$$C_b = \frac{k_b\, b}{\gamma} \qquad \textbf{(19)}$$

Como se mencionó anteriormente el gradiente de la chapa es despreciable, por lo tanto, la región entre la línea central que separa los tubos y la base del tubo según Kalogirou [76], considerarse como un problema clásico de aletas por lo que la eficiencia de la aleta se define por:

$$F = \frac{\tan\left[m\,\frac{(W - D_t)}{2}\right]}{m\,\frac{(W - D_t)}{2}} \qquad \textbf{(20)}$$

Donde:

$W =$ Distancia entre los tubos; (m)

$D_t =$ Diámetro del tubo; (m)

Conforme Duffie & Beckam [62], para mayor comodidad se define la variable m como:

$$m = \sqrt{\frac{U_L}{k\,\delta}} \qquad \textbf{(21)}$$

Donde

$\delta =$ Espesor de la placa; (m)

$k =$ Conductividad térmica de la placa de absorción; $\left(\frac{W}{m \cdot K}\right)$

2.3.3 Pérdidas de calor en el colector de placa plana con cubierta

El valor de Q_p se puede expresar en función del coeficiente de pérdida de calor global del colector, si la placa del colector está a una temperatura media T_P , el valor de Q_p se puede

obtener, siendo T_a la temperatura ambiente, según las consideraciones de Hussain & Harrison [72], el calor perdido se determina mediante la siguiente ecuación:

$$Q_p = A_C - U_L \left(T_P - T_a\right) \quad \textbf{(22)}$$

Donde:

Q_p = Pérdida de energía en el colector.

A_C = Área del colector;

U_L = Coeficiente de pérdida de calor global $\left(\frac{W}{m^2 \cdot K}\right)$

T_P = Temperatura de la placa de absorción; (K)

T_a = Temperatura ambiente; (K)

El coeficiente global de pérdida de calor es una función de la construcción del colector y sus condiciones de operación, dada por la siguiente expresión [76]:

$$U_L = U_t + U_b + U_e \quad \textbf{(23)}$$

Donde:

U_t = Coeficiente de pérdida superior; $\left(\frac{W}{m^2 K}\right)$

U_b = Coeficiente de pérdida de calor inferior; $\left(\frac{W}{m^2 K}\right)$

U_e = Coeficiente de pérdida de calor de los bordes del colector; $\left(\frac{W}{m^2 K}\right)$

2.3.4 Pérdida de calor de la placa de absorción al vidrio en el colector de placa plana con cubierta

Para Hussain & Harrison [72], la transferencia de calor hacia arriba desde la placa absorbente a una temperatura T_p a la cubierta de vidrio a una temperatura T_v se presenta por convección y radiación. En condiciones de estado estable, la transferencia de calor desde la placa de absorción a la cubierta de vidrio es la misma que la pérdida de energía de la cubierta de vidrio al ambiente.

Por lo tanto, la pérdida de calor de la placa de absorción al vidrio viene dada por:

$$Q_{p-v} = A_c\, h_{cv,p-v}\, \left(T_p - T_v\right) + \frac{A_c\, \sigma \left(T_p{}^4 - T_v{}^4\right)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_p}\right) + \left(\frac{1}{\varepsilon_v}\right) - 1} \qquad \textbf{(24)}$$

Donde:

$A_c =$ Área del colector; $\left(m^2\right)$

$h_{cv,p-v} =$ Coeficiente de transferencia de calor de convección entre la placa – vidrio; $\left(\frac{W}{m^2 \cdot K}\right)$

$\varepsilon_p =$ Emisividad de la placa de absorción

$\varepsilon_v =$ Emisividad de la cubierta de vidrio

$\sigma =$ Constante de Stefan-Boltzmann; $5.670x10^{-8}\left(\frac{W}{m^2 \cdot K^4}\right)$

Para ángulos de inclinación de hasta 60 °, el coeficiente de transferencia de calor convectivo, $h_{cv,p-v}$ viene dado por Kalogirou [63] y Zhou*et al.* [77], y como considera Mogrovejo &, Sarmiento [78], el ángulo formado por el colector y la horizontal puede variar de 0° a 90°, para el análisis de este proyecto se utilizará 45grados:

$$Nu = \frac{h_{cv,p-v}\ L}{k} \quad \textbf{(25)}$$

Por consiguiente

$$Nu = 1 + 1.446\left[1 - \frac{1708}{Ra \cdot \cos(\beta)}\right]^{+}\left\{\left\{1 - \frac{1708[\sin(1.8\beta)]^{1.6}}{Ra\cos(\beta)}\right\} + \left\{\left[\frac{Ra\cos(\beta)}{5830}\right]^{0.333} - 1\right\}^{+}\right. \quad \textbf{(26)}$$

Como considera Bellos & Tzivanidis [79], el valor de Rayleigh (Ra), viene dada por:

$$Ra = \frac{g\,\beta^{'}\,\mathrm{Pr}}{\nu^{2}}\left(T_{p} - T_{V}\right)L^{3} \quad \textbf{(27)}$$

Donde:

$g =$ Constante de gravitacional; $9.81\,\frac{m}{s^{2}}$

$\beta^{'} =$ Coeficiente de expansión volumétrica; $\beta = \frac{1}{T}$

$P_{r} =$ Número de Prandtl; (adimensional)

$L =$ Distancia del absorbedor a la cubierta de vidrio; (m)

$\nu =$ Viscosidad cinemática; $\left(\frac{m^{2}}{s}\right)$

Para determinar coeficiente de trasferencia de calor de convección, se despeja $h_{cv,p-v}$ de la ecuación 37 calculada anteriormente el número de Nusselty se obtiene:

$$h_{cv,p-v} = \frac{Nu\ k}{L} \tag{28}$$

El coeficiente de transferencia de calor de radiación $h_{rad,p-v}$, conforme a Abuşkaa & Şevikb [80], entre la placa de absorción y la cubierta de vidrio se calcula a partir de:

$$h_{rad,p-v} = \frac{\sigma \left(T_p{}^2 + T_v{}^2\right)\left(T_p + T_v\right)}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_v} - 1} \tag{29}$$

En consecuencia, con la ecuación 24 se tiene que:

$$Q_{p-v} = A_c \left(h_{cv,p-v} + h_{rad,p-v}\right)\left(T_p - T_V\right) = \frac{T_p - T_V}{R_{p-v}} \tag{30}$$

De la ecuación 30se despeja R_{p-v}.

$$R_{p-v} = \frac{1}{A_c \left(h_{cv,p-v} + h_{rad,p-v}\right)} \tag{31}$$

2.3.5 Pérdida de calor de la cubierta de vidrio al ambiente

La pérdida de calor de la cubierta de vidrio al ambiente se presenta por convección al aire ambiente $\left(\mathrm{T_a}\right)$ y al intercambio de radiación con el cielo $\left(\mathrm{T}_{cielo}\right)$. Por conveniencia Kalogirou [76], considera que la transferencia de calor por convección-radiación combinada generalmente se da en términos de $\left(\mathrm{T_a}\right)$:

$$Q_{v-a} = A_c \left(h_{cv,v-a} + h_{rad,v-a}\right)\left(T_v - T_a\right) = \frac{T_v - T_a}{R_{v-a}} \tag{32}$$

Donde:

$h_{cv,v-a}$ =Coeficiente de transferencia de calor de convección entre la cubierta de vidrio – ambiente; $\left(\frac{W}{m^2 \cdot K}\right)$

$h_{rad,v-a}$ =Coeficiente de transferencia de calor de radiación entre la cubierta de vidrio – ambiente; $\left(\frac{W}{m^2 \cdot K}\right)$

Para Duffie [62], Mortazavi [70], y Colombo *et al.* [81], el coeficiente de transferencia de calor por radiación se determina mediante la siguiente ecuación considerando la temperatura del cielo (T_{cielo}).La temperatura del cielo se estimó a partir de:

$$\mathrm{T}_{cielo} = 0.0552\, T_a^{\,1.5} \tag{33}$$

Por consiguiente, el coeficiente de transferencia de calor por radiación se expresa como:

$$h_{rad,v-a} = \varepsilon_v\, \sigma \left(T_v + T_a\right) \left(T_v^{\,2} + T_a^{\,2}\right) \frac{\left(T_v - T_{cielo}\right)}{\left(T_v - T_a\right)} \tag{34}$$

De la ecuación 31 se tiene:

$$R_{v-a} = \frac{1}{A_c \left(h_{cv,v-a} + h_{rad,v-a}\right)} \tag{35}$$

Las resistencias R_{p-v} y R_{v-a}, es equivalente a la resistencia R_t cuyo valor es igual a la suma del valor de la resistencia térmica de la placa – vidrio y la resistencia térmica vidrio – ambiente el resultado viene dado por[65]:

$$R_t = R_{p-v} + R_{v-a} = \frac{1}{U_t\ A_c} \tag{36}$$

Por lo tanto, se tiene la siguiente igualación:

$$Q_t = \frac{T_p - T_a}{R_t} = U_t \, A_c \left(T_p - T_a\right) \tag{37}$$

Para obtener el coeficiente de pérdida superior U_t, se despeja de la ecuación anterior y se tiene que:

$$U_t = \frac{1}{A_c \; R_t} \tag{38}$$

2.3.6 Pérdida de calor inferior en el colector de placa plana con cubierta

La pérdida de energía en la parte inferior del colector de placa plana con cubierta según Abuşka [80] y Colombo *et al.* [81], está dada por la siguiente expresión:

$$U_b = \frac{k}{L} \tag{39}$$

Donde:

$k =$ Conductividad térmica; $\left(\frac{W}{m \cdot K}\right)$

$L =$ Espesor del aislamiento; (m)

2.3.7 Pérdida de calor en los bordes en el colector de placa plana con cubierta

El coeficiente de transferencia de calor para la pérdida de calor de los bordes del colector se puede obtener mediante la siguiente ecuación [80, 62]:

$$U_e = \frac{(k_e / L_e) A_e \; L_c}{A_c} \qquad \textbf{(40)}$$

Donde:

L_e = Espesor del aislamiento del borde; (m)

k_e = Conductividad del aislamiento del borde; $\left(\frac{W}{m \cdot K}\right)$

A_e = Área de la superficie del aislamiento de los bordes; (m^2)

L_c = Longitud del colector; (m)

A_c = Área del colector; (m^2)

Para calcular el coeficiente global de pérdida de calor se suman los coeficientes de pérdida como muestra la en la ecuación 23 y se tiene que:

$$U_L = U_t + U_b + U_e$$

Finalmente, al reemplazar el coeficiente global U_L, en la ecuación 22 se determina la pérdida de energía en el colector.

$$Q_p = A_C - U_L \left(T_P - T_a\right) \qquad \textbf{(41)}$$

2.3.8 Pérdidas de calor por conducción en el colector de placa plana con cubierta

La pérdida de calor por conducción a través del vidrio y de la placa de absorción se analiza conforme Cengel & Ghajar [67], mediante la ecuación:

$$Q_{cond} = \frac{T_1 - T_2}{R_v} \qquad \textbf{(42)}$$

Por consiguiente, la resistencia térmica a la conducción de un medio se expresa como:

$$R_v = \frac{L_v}{k_v A_v} \tag{43}$$

Donde:

$R_v =$ Resistencia térmica del vidrio

$L_v =$ Espesor del vidrio; (m)

$k_v =$ Conductividad térmica del vidrio; $\left(\frac{W}{m\ K}\right)$

$A_v =$ Área de transferencia vidrio; (m^2)

Para calcular las pérdidas de calor por conducción en la placa de absorción se utilizan las ecuaciones 42 y 43 anteriormente desarrolladas para la resistencia térmica a la conducción en el vidrio:

$$Q_{cond} = \frac{T_1 - T_2}{R_p} \tag{44}$$

Entonces:

$$R_p = \frac{L_p}{k_p A_p} \tag{45}$$

2.3.9 Eficiencia del colector en el colector de placa plana con cubierta

La eficiencia térmica del colector solar se define según Bellos *et al*.[82] y Bellos & Tzivanidis [83], como la relación de la producción de calor útil y la radiación solar:

$$n_{col} = F_R\left[(\tau\alpha) - \frac{U_L(T_i - T_a)}{G_t}\right] \tag{46}$$

Donde:

$F_R =$ Factor de eliminación de calor

$G_{Total} =$ Radiación total; $\left(\frac{W}{m^2}\right)$

$U_L =$ Coeficiente de pérdida de calor global; $\left(\frac{W}{m^2 \cdot K}\right)$

$T_a =$ Temperatura ambiente; (K)

$T_i =$ Temperatura de entrada del refrigerante; (K)

2.3.10 Balance de energía del colector solar de placa plana sin cubierta

En la actualidad según Bunea *et al.*[84], el colector de placa plana sin cubierta (Figura 2.4), al estar descubierto se presenta un aumento en las pérdidas de calor, como resultado a menudo se usa en condiciones de baja temperatura, todos los caudales de energía posibles que pueden contribuir al balance de energía en un colector son:

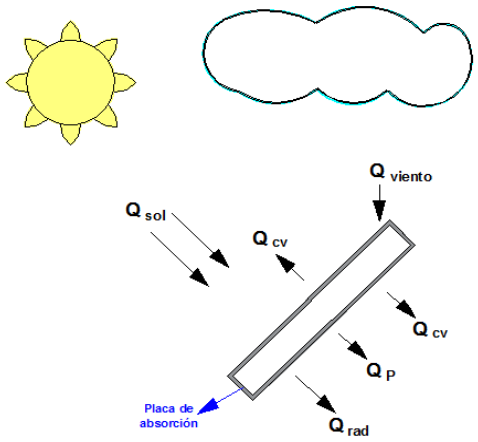


Figura 2.4 Balance de energía en un colector solar termodinámico *[84]*.

En un colector de placa plana sin cubierta de vidrio, las pérdidas de calor por convección y radiación son muy importantes ya que no existe pérdidas por transmitancia, para Kalogirou [76] y Bunea *et al*. [84], el calor útil viene dado por:

$$\dot{Q}_u = A_c \left[\alpha G_t + \varepsilon G_L - U_L \left(T_i - T_a\right)\right] = \dot{m}\, c_p \left[T_o - T_i\right] \quad \textbf{(47)}$$

Donde:

$\dot{Q}_u =$ Calor útil; $\left(W\right)$

$A_c =$ Área del colector; $\left(m^2\right)$

$G_{Total} =$ Radiación total; $\left(\frac{W}{m^2}\right)$

$G_L =$ Radiación de onda; $\left(\frac{W}{m^2}\right)$

$U_L =$ Coeficiente de pérdida de calor global; $\left(\frac{W}{m^2\, K}\right)$

$c_p =$ Calor especifico del refrigerante; $\left(\frac{W}{m^2\, K}\right)$

$T_a =$ Temperatura ambiente; $\left(K\right)$

$T_o =$ Temperatura de salida del refrigerante; $\left(K\right)$

$T_i =$ Temperatura de entrada del refrigerante; $\left(K\right)$

El colector de placa plana sin cubierta es de aluminio, el valor de emisividad $\left(\varepsilon\right)$ es 0,03; mientras que el valor de la absortividad $\left(\alpha\right)$ es de 0,09 [65, 66].

Como considera Kalogirou [63], y Kong *et al.*[53], G_L es el intercambio de la radiación de onda larga entre el absorbedor y el cielo dado por:

$$G_L = \sigma\left(T_{cielo}^4 - T_a^2\right) \quad \textbf{(48)}$$

Donde:

$\sigma =$ Constante de Stefan-Boltzmann; $5.670x10^{-8}\left(\frac{W}{m^2 \cdot K^4}\right)$

2.3.11 Pérdidas de calor del colector solar de placa plana sin cubierta

Para la pérdida de energía Q_p en el colector sin cubierta según Colombo *et al.*[81], se toma en cuenta el flujo de calor del viento, puesto que la superficie está expuesta al ambiente por lo que la pérdida de calor específica se calcula como:

$$h_{viento} = \frac{8.6\ u_{viento}^{0.6}}{\mathrm{L}^{0.4}} \quad \textbf{(49)}$$

Donde:

$u_{viento} =$ Velocidad el viento; $\left(\frac{m}{s}\right)$

Para las pérdidas del colector sin cubierta se analiza según Wang *et al.*[85] y Kong *et al.*[53], y se procede a calcular el coeficiente de pérdida de calor global mediante la ecuación:

$$U_L = h_{viento} + 4\ \varepsilon\ \sigma\ T_a^{\ 3} \quad \textbf{(50)}$$

Donde:

$\varepsilon =$: Emisividad de la placa; (adimensional)

$\sigma =$ Constante de Stefan-Boltzmann; $5.670x10^{-8}\left(\frac{W}{m^2 \cdot K^4}\right)$

2.3.12 Eficiencia del colector placa plana sin cubierta

La eficiencia en el colector sin cubierta se obtiene según Kalogirou [76] y Duffie [62], mediante la siguiente ecuación:

$$n_{col} = \alpha_p \; - \; U_L \frac{\left(T_i - T_a\right)}{G_n} \tag{51}$$

Donde:

$\alpha =$: Absortividad de la placa; (adimensional)

El término G_n, es la radiación incidente neta, y viene dado por:

$$G_n = G_{total} - \frac{\varepsilon_p}{\alpha_p} G_L \tag{52}$$

Donde:

$G_L =$ Radiación de onda

$G_{Total} =$ Radiación total

$\varepsilon_p =$ Emisividad de la placa; (Adimensional)

$\alpha_p =$ Absortividadde la placa; (Adimensional)

2.3.13 Coeficiente de operación en los sistemas

El coeficiente de operación del sistema (COP)se puede definir de manera general como el cociente de la energía o el trabajo útil producido por esa máquina, y la energía o el trabajo externo que debe aplicarse a la misma para que produzca el trabajo o el calor que se le demanda. El coeficiente de operación se puede determinar cómo[71, 30, 86]:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{con}}{\dot{W}_{comp}} \tag{53}$$

Donde:

$\dot{Q}_{con}$ = Calor ganado en el condensador; (W)

$\dot{W}_{comp}$ = Potencia instantánea del compresor; (W)

Para el colector / evaporador térmico y termodinámico la carga de refrigerante R134a es de 125 gramos en el condensador, para trabajar con una carga de refrigerante equivalente en ambos sistemas al momento de realizar las pruebas.

CAPITULO III

COMPARACIÓN DE LA EFICIENCIA ENTRE EL COLECTOR PLANO CON CUBIERTA Y COLECTOR PLANO SIN CUBIERTA

En este capítulo se recopilan los datos meteorológicos necesarios para realizar análisis de cada uno, y mediante gráficas se realizan varias comparaciones en cuanto al desempeño de cada colector en condiciones similares, para determinar qué tipo de colector es el más eficiente.

3.1 Datos meteorológicos de partida.

En la presente investigación, es necesario conocer los datos meteorológicos de partida que se utilizarán, para los respectivos cálculos en este capítulo, tales datos se tomaron en las estaciones meteorológicas, situados en Quito-Ecuador.
Los datos registrados muestran la evolución de las variables en el año 2017, se destaca que las mediciones se realizaron cada 60 minutos, llegando a manejar el promedio de 24 mediciones por día.

3.1.1 Datos de temperatura ambiente

Los datos de temperatura ambiente que se muestran a continuación en las Figuras 3.1, 3.2, 3.3 se basan en un análisis de las variaciones de temperatura, en los meses escogidos para este estudio que son: octubre, noviembre y diciembre.

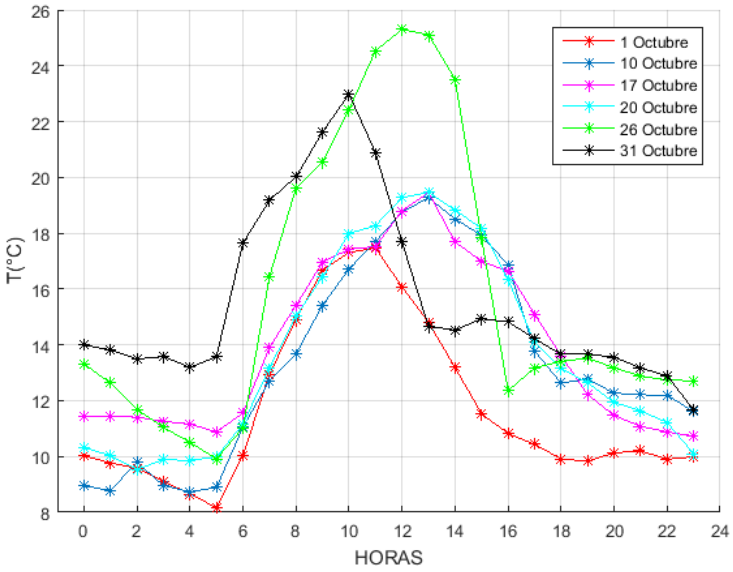


Figura 3.1Variaciones de temperatura ambiente octubre*[86]*.

Se puede notar como la temperatura ambiente en el mes de octubre tiene una variación uniforme durante todo el día, y alcanza un valor máximo de temperatura ambiente de 25,8 º C en el día 26 de octubre.

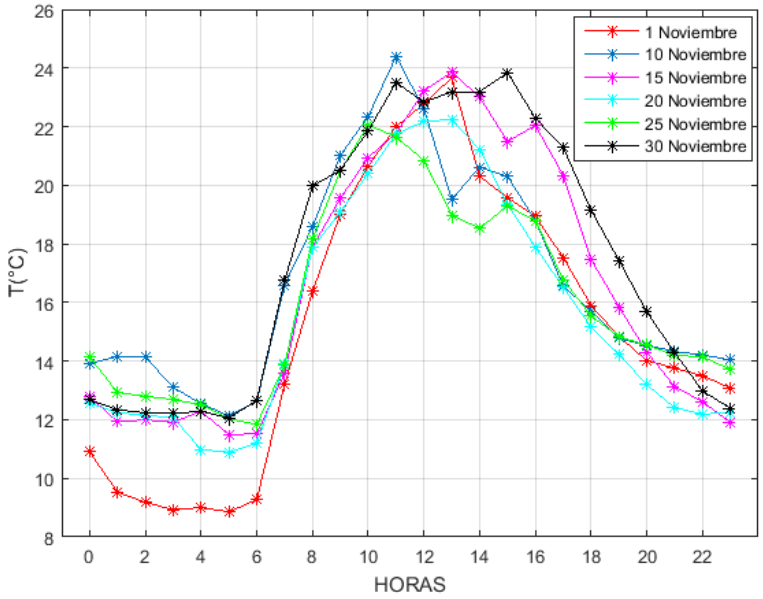


Figura 3.2 Variaciones de temperatura ambiente noviembre*[86]*.

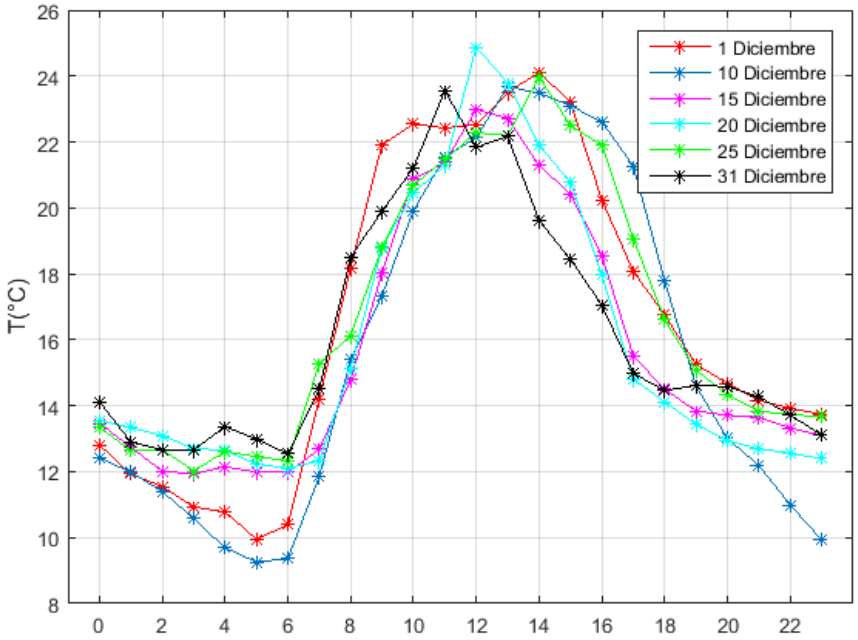


Figura 3.3 Variaciones de temperatura ambiente diciembre*[86]*.

En los tres meses la temperatura ambiente alcanza su valor máximo a las 12 pm.

3.1.2 Temperatura ambiente media diaria

Para obtener una temperatura media total en cada día, se realiza una sumatoria de los valores de las mediciones que se encuentran registradas cada 60 minutos en la Secretaria del Ambiente[87].

Entonces, la media se calcula según Hernández & García [88], mediante la siguiente ecuación:

$$\overline{X} = \frac{\sum_{(=)}^{k} X_i \; f\left(X_i\right)}{n} \textbf{(54)}$$

Donde:

$\overline{X}$ = La media; (Adimensional)

$\sum_{(=)}^{k} X_i \; f\left(X_i\right)$ = Sumatoria de todos los componentes; (Adimensional)

n = Total de componentes; (Adimensional)

Los valores de los resultados obtenidos de la temperatura media de cada día del mes de Octubre, Noviembre y Diciembre, se presentan a continuación en la Figura 3.4, 3.5 y 3.6:

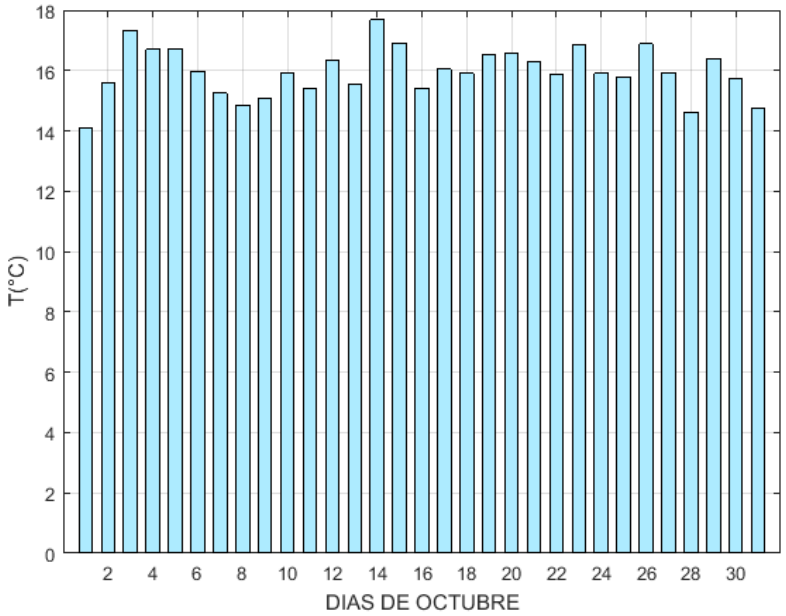


Figura 3.4 Temperatura media octubre 2017 *[87]*.

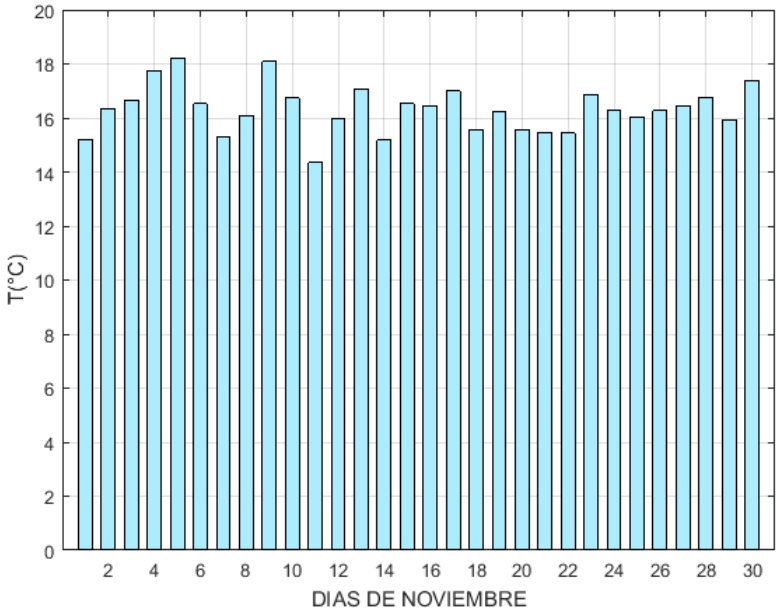


Figura 3.5 Temperatura media noviembre 2017 *[87]*.

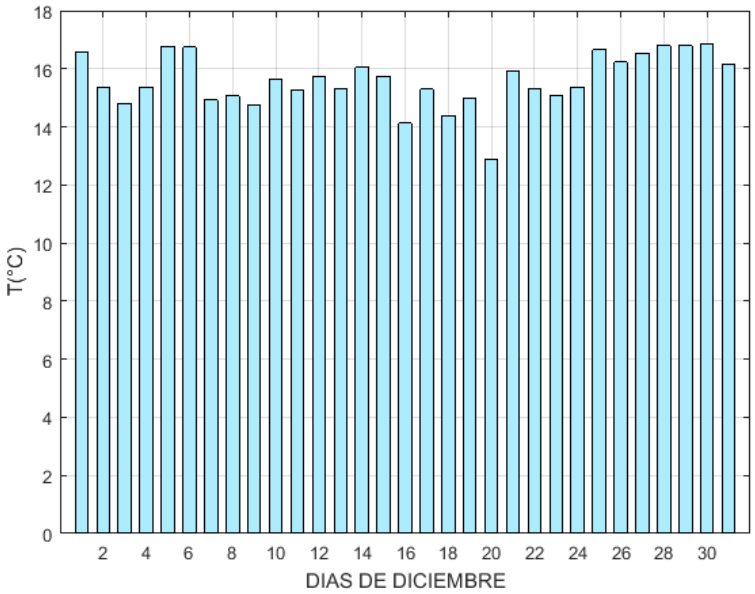


Figura 3.6 Temperatura media diciembre 2017 *[87]*.

3.1.3 Temperatura media mensual

Conociendo la temperatura media diaria, se puede obtener los valores medios mensuales, en la Figura 3.7 se compara la temperatura media normalizada [89], y la temperatura media real.

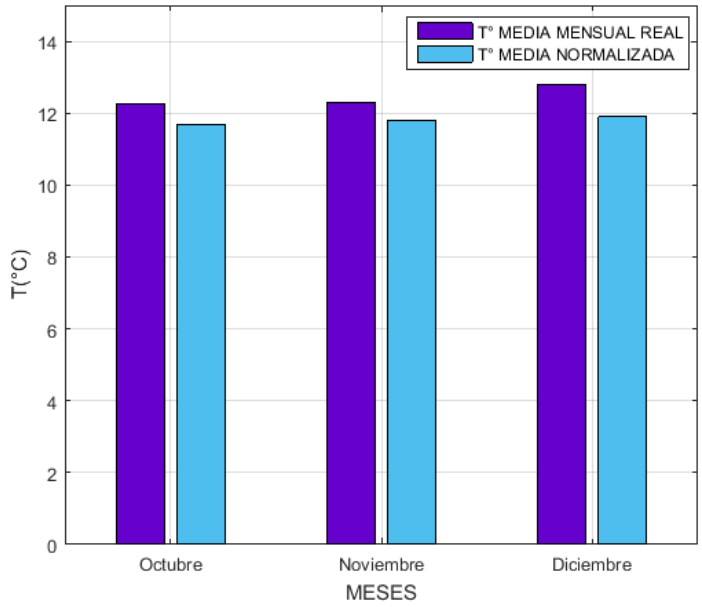


Figura 3.7 Temperatura media mensual *[87]*.

Se observa que la temperatura media mensual real es notablemente mayor a la temperatura media normalizada, debido que, en el año 2017, en el mes de diciembre [90], se presentaron altos niveles de radiación, esto afecta directamente al valor de calor útil y por lo tanto entre mayor sea la temperatura ambiente, mayor será la eficiencia en el colector.

Los datos obtenidos en los tres meses del año 2017 se utilizarán en el estudio de esta investigación.

3.2 Datos radiación solar.

Se parte de los datos proporcionados por la Secretaria de Ambiente [91], que se tomó cada 10 minutos durante los meses de octubre, noviembre y diciembre. Se tienen radiación solar incidente sobre el plano horizontal.

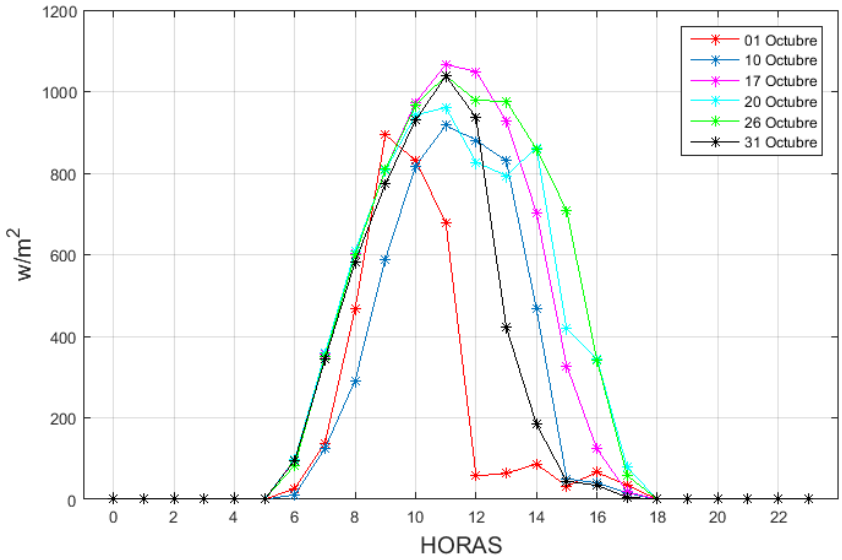


Figura 3.8 Radiación solar incidente de octubre *[91]*.

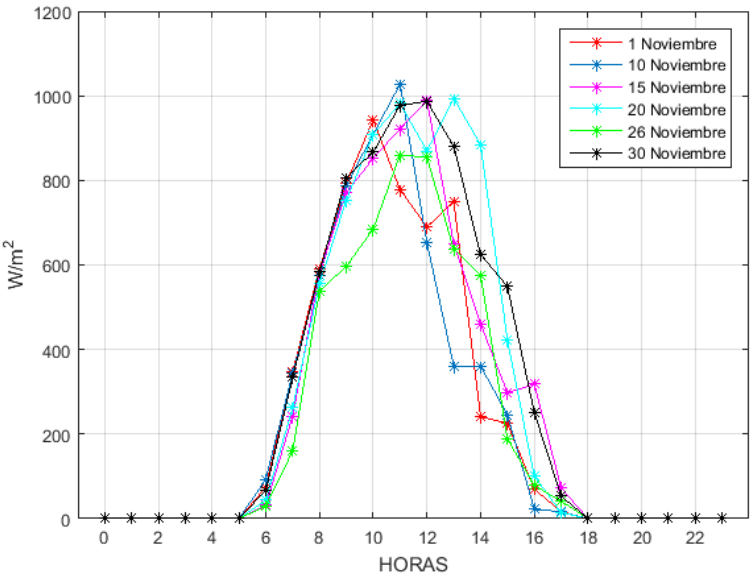


Figura 3.9 Radiación incidente de noviembre 2017*[91]*.

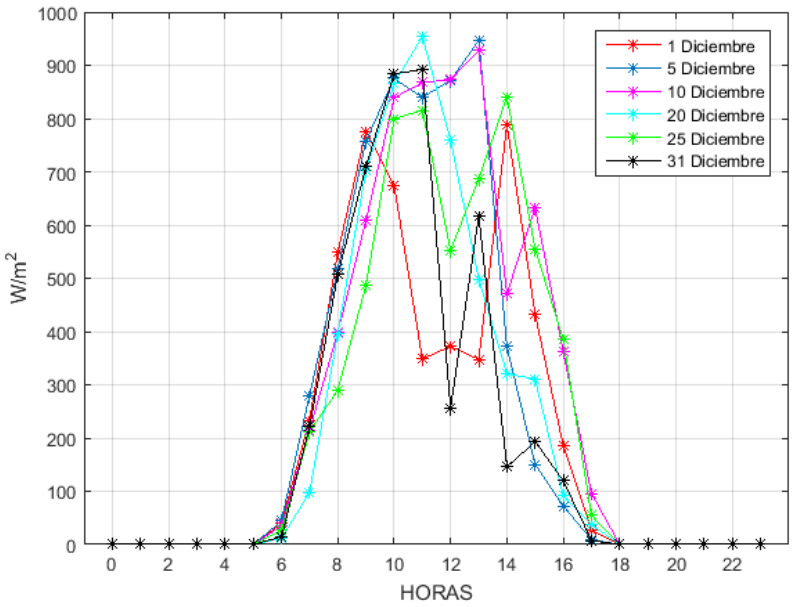


Figura 3.10 Radiación incidente de diciembre 2017*[91].*

Se muestran en las Figuras 3.8, 3.9, 3.10 los datos de radiación solar de 6 días diferentes de los tres meses anteriormente dichos sobre plano horizontal en $\frac{W}{m^2}$.

3.2.1 Variación de la radiación incidente media diaria

Se representa en las Figuras 3.11, 3.12, 3.13 los valores medios de cada día de los tres meses seleccionados anteriormente, partiendo de los valores iniciales de radiación.

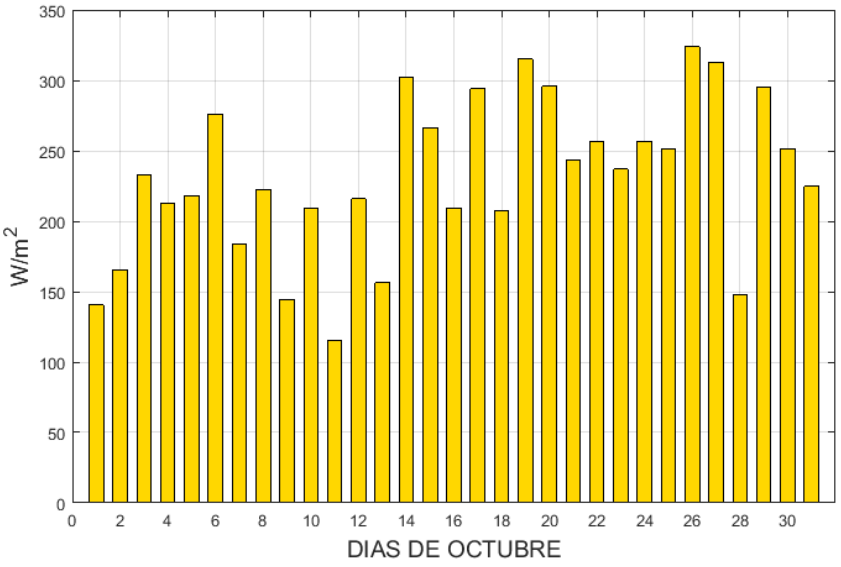


Figura 3.11 Valores de la radiación incidente medio diario octubre *[91]*.

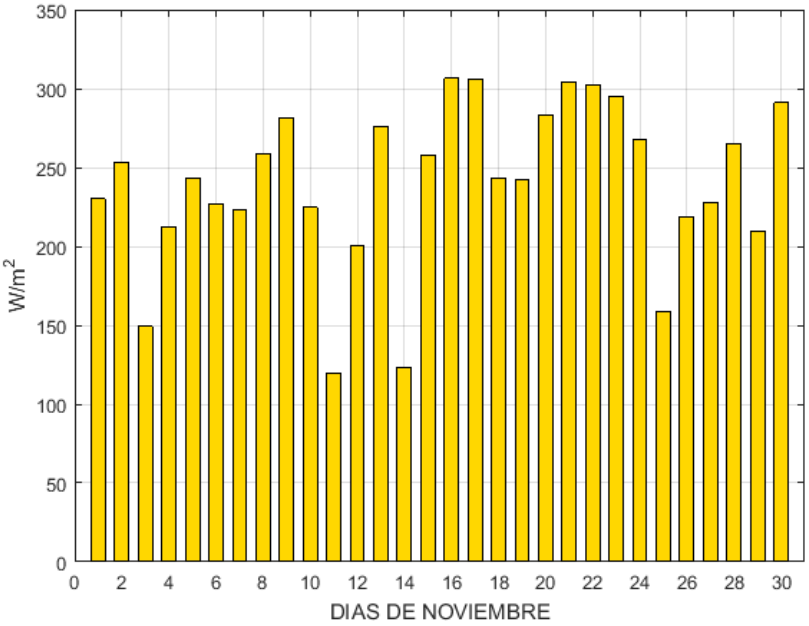


Figura 3.12 Valores de la radiación incidente media diaria noviembre 2017 *[91]*.

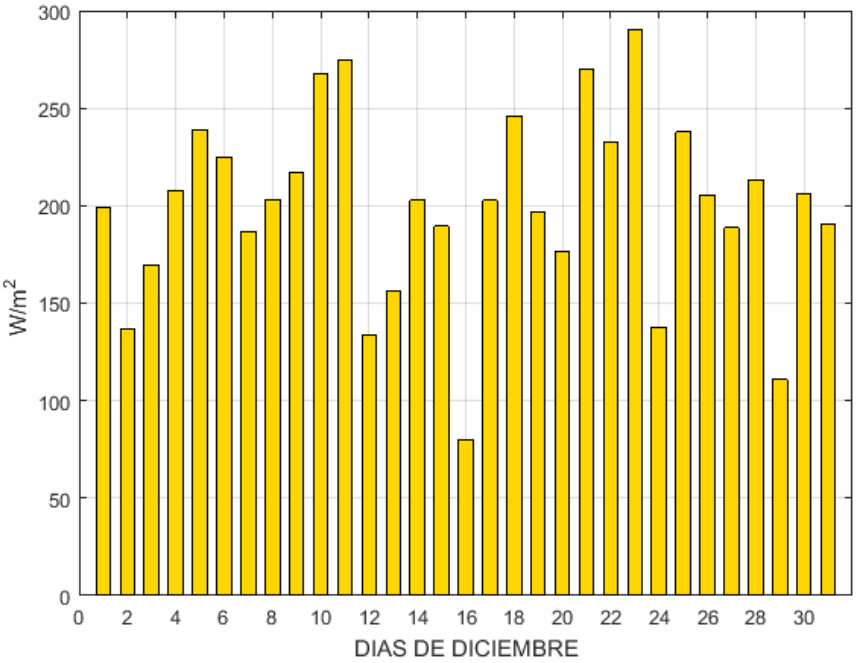


Figura 3.13 Valores de la radiación incidente media diaria diciembre 2017 *[91]*.

3.4 Cálculo de la demanda energética

Al realizar los diferentes cálculos referentes al calentamiento de agua sanitaria, es necesario elegir los datos de referencia con la mayor precisión y establecer las condiciones necesarias para que la instalación funcione correctamente.

Según el instituto Nacional de Eficiencia Energética y Energías Renovables (INER) [92], la demanda energética mensual para el calentamiento de agua sanitaria se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$D_{ACS,mensual} = C_{ACS}\ C_{p,agua}\left(T_{sum} - T_{red}\right) n\ \rho \qquad \textbf{(55)}$$

Donde:

$D_{ACS,mensual}$ = Demanda o carga calorífica mensual; (MJ)

C_{ACS} = Cantidad de agua diaria consumida en una vivienda, $\left(\frac{l}{dia}\right)$

$C_{p,agua}$ = Capacidad calorífica del agua a temperatura media 4187, $\left(\frac{J}{kg \cdot {}^{\circ}C}\right)$

T_{sum} = Temperatura de suministro o acumulación del ACS normalmente, $(47\,°C)$

T_{req} = Temperatura de agua de la red según el lugar a realizar la instalación, $(14-16\,°C)$

n = Número de días del mes considerado.

ρ = Densidad del agua, $\left(\frac{1\ kg}{\text{l}}\right)$

Las propiedades del agua conforme Torres & Romero [93], son constantes para los meses seleccionados.

- Densidad del agua: $1, \left(\frac{\text{kg}}{\text{l}}\right)$
- Calor específico: 4187, $\left(\frac{J}{kg \cdot {}^{\circ}C}\right)$

3.4.2 Cálculo del consumo de agua caliente sanitaria.

Según el Código Técnico de Edificación (CTE) [94], se realizan los cálculos y el dimensionamiento térmico para una vivienda de 4 personas en Ecuador.

Tabla 3. 1 Demanda de ACS de referencia*[94]*.

Demanda de referencia a 60 ℃		
Criterio de demanda	**Litros de ACS día**	
Vivienda	**28**	**Por persona**
Hospitales y clínicas	55	Por persona
Ambulatorio y centro de salud	41	Por persona
Hotel *****	69	Por persona
Hotel/hospital**	34	Por persona
Camping	21	Por persona

Hostal/pensión *	28	Por persona
Residencia	41	Por persona
Centro penitenciario	28	Por persona
Fábricas y talleres	21	Por persona
Restaurantes	8	Por persona
Oficinas	2	Por persona

En la tabla 3.1 se observa quepara una vivienda el consumo adecuado es de 28 litros de ACS por día y persona a una temperatura de suministro de referencia de 60 °C. De lo cual se parte para determinar el consumo diario de ACS por persona:

$$C\left(60^{\circ}C\right)= 28\ \frac{\text{l de ACS}}{\text{persona}\cdot\text{día}}\times 4\ \frac{\text{personas}}{\text{vivienda}} \qquad \textbf{(56)}$$

$$C\left(60^{\circ}C\right)= 112\ \frac{\text{l ACS}}{\text{día}}$$

Según Zabalza *et al*. [95]y el Código Técnico de Edificación[94], en el caso de que se elija una temperatura en el acumulador final diferente de $60^{\circ}C$, se deberá alcanzar la contribución solar mínima correspondiente a la demanda obtenida con la de referencia a $60^{\circ}C$, por lo que la demanda a considerar a efectos de cálculo, según la temperatura elegida, se obtiene la siguiente expresión:

$$D(T)= \sum_{i\,=\,1}^{i\,=\,12} \mathrm{D_i}\ (\mathrm{T}) \qquad \textbf{(57)}$$

$$D(T)= \mathrm{D_i}\ \left(60^{\circ}\ \mathrm{C}\right)\cdot\frac{(60 - T_i)}{(T - T_i)} \qquad \textbf{(58)}$$

Donde:

$D(T)=$ Demanda de agua caliente sanitaria anual a la temperatura T elegida.

$\mathrm{D_i}\ \left(60^{\circ}\ \mathrm{C}\right)=$Demanda de agua caliente sanitaria para el mes (i) a la temperatura (T) elegida.

Demanda de agua caliente sanitaria para el mes (i) a la temperatura de $60^{\circ}C$.

T = Temperatura elegida para el acumulador.

T_i = Temperatura media del agua fría en el mes

3.4.3 Temperatura de consumo

La temperatura de consumo es un factor muy importante para el sistema según Martínez *et al.*[68], a efectos del diseño pueden aceptarse temperaturas de suministro de agua caliente sanitaria entre 45° C y 50° C, pero estos valores se pueden a las necesidades de sistema. Se realiza la consideración que el valor diario de ACS debe ser el mismo para cada día en los tres meses seleccionados, por eso se calcula el consumo diario de ACS en Quito.

Como se considera la Empresa pública metropolitana de agua potable y saneamiento (EPMAPS)[96], la temperatura mínima media del agua de red está entre un rango de 14 a 16°C, en este caso se utiliza 16°C para el mes de octubre, 15°C para el mes de noviembre y 14°C para el mes de diciembre

La temperatura media del acumulador final es de 47°C, con estos datos se puede obtener el consumo diario de ACS a la temperatura del acumulador (47°C), en una vivienda de 4 personas.

Tabla 3. 2 Valores del consumo diario medio mensual de ACS.

Meses	$C_{ACS}(60°C)\left(\frac{l}{día}\right)$	$T_{red}(°C)$	$T_{sum}(°C)$	$C_{ACS}(47°C)\left(\frac{l}{día}\right)$
Octubre		16		158,96
Noviembre	112	15	47	157,5
Diciembre		14		152,12

3.4.5 Cálculo de la demanda energética mensual

El cálculo de la demanda energética puede calcularse a través de la ecuación 55 anteriormente mencionada en el apartado introductorio del cálculo de demanda energética, y viene dada:

$$D_{ACS,mensual} = C_{ACS}\, C_{p,agua} \left(T_{sum} - T_{red}\right) n\, \rho \qquad \textbf{(55)}$$

Donde:

$D_{ACS,mensual}$ = Demanda o carga calorífica mensual; (MJ)

C_{ACS} = Cantidad de agua diaria consumida en una vivienda, $\left(\frac{l}{dia}\right)$

$C_{p,agua}$ = Capacidad calorífica del agua a temperatura media, $\left(4187\ \frac{J}{kg\cdot\ ^{\circ}C}\right)$

T_{sum} = Temperatura de suministro o acumulación del ACS normalmente, 47 $(^{\circ}C)$

T_{req} = Temperatura de agua de la red según el lugar a realizar la instalación, $(^{\circ}C)$

n = Número de días del mes a considerar.

ρ = Densidad del agua, $\left(\frac{kg}{L}\right)$

Las propiedades del agua son constantes para todos los meses [93].

- Densidad del agua: 1, $\left(\frac{kg}{L}\right)$
- Calor específico: 4187, $\left(\frac{J}{kg\cdot\ ^{\circ}C}\right)$

Tabla 3.3 Valores de la demanda Energética mensual.

Meses	$C_{ACS}\ Diario\ (47°C)\left(\frac{l}{día}\right)$	n_{dias} (días)	$\rho\ \left(\frac{kg}{l}\right)$	$C_{P,agua}\ \left(\frac{J}{kg\cdot°C}\right)$	T_{sum} $(°C)$	T_{red} $(°C)$	$D_{ACS,mensual}\ (47°C)$ (MJ)
Octubre	158,96	31	1	4187	47	16	639,61
Noviembre	157,5	30	1	4187	47	15	633,07
Diciembre	152,12	31	1	4187	47	14	651.58

A continuación, se representa en la Figura 3.14, los resultados obtenidos los tres meses, donde se puede observar una comparación mensual de la demanda energética en Quito.

Se observa que no existe una gran diferencia en la demanda energética mensual, ya que en los tres meses seleccionados la temperatura de la red según la EPMAPS [96] , tiene una mínima variación, también se puede notar que en diciembre la demanda energética es mayor debido, a que en ese mes agua de red es menor por lo que las necesidades son mayores.

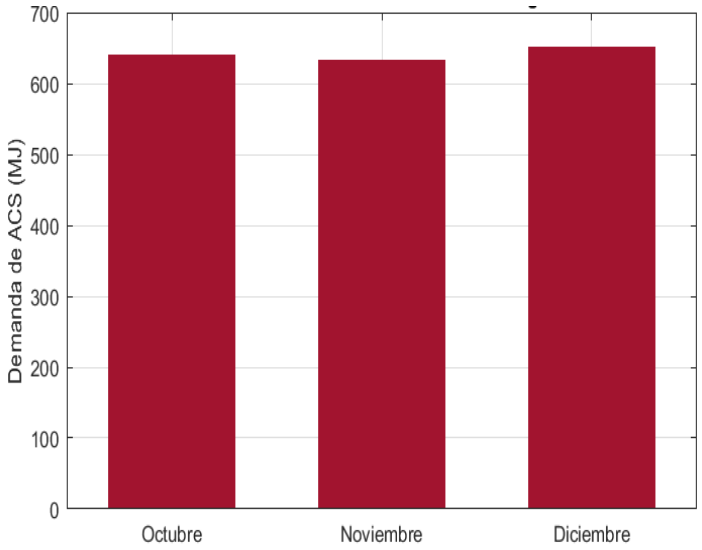


Figura 3.14 Representación gráfica mensual de la demanda energética.

3.4.6 Cálculo de la demanda energética diaria

En la actualidad la demanda diaria de energética se divide en 4 días laborables, debido a que el lunes no se cuenta ya que es el día en que algunas empresas ponen en marcha el proceso productivo, y los fines de semana es mucho menos la demanda debido al descanso de empresas y fábricas[3].

Para obtener los valores de la demanda energética media diaria, se toma los valores de la demanda energética mensual ya calculados y se divide para los días de cada mes y se expresa como:

$$D_{ACS,Diaria} = \frac{D_{ACSMensual}}{N_{dias}} \quad \textbf{(59)}$$

Tabla 3.4 Valores de la demanda Energética diaria.

Meses	$D_{ACS,mensual}\ (47°C)$ (MJ)	$n_{días}$ $(días)$	$D_{ACS,diaria}\ (47°C)$ (MJ)
Octubre	651,58	31	21,02
Noviembre	633,07	30	21,10
Diciembre	639,61	31	20,63

3.5 Resultados obtenidos en el colector térmico.

A continuación, se presentan los parámetros y datos del colector térmico, con los que se realiza la evaluación y las comparaciones del colector.

Tabla 3.5 Parámetros y datos del colector de placa plana con cubierta.

SISTEMA	ELEMENTO	DESCRIPCIÓN
	Placa de absorción (acero)	
	Área de la placa	$1\,(m^2)$
	Espesor de la placa	$0{,}0015\,(m)$
	Absortividad de la placa	0,41
	Emisividad de la placa	0,05
	Tubos (cobre)	
	Diámetro externo de los tubos	$0{,}0064\,(m)$
	Diámetro interno de los tubos	$0{,}004\,(m)$
	Distancia entre los tubos	$0{,}0375(m)$
	Absortividad del tubo	0,25
COLECTOR DE PLACA	Emisividad del tubo	0,04
PLANA CON CUBIERTA	Conductividad térmica	$401\left(W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}\right)$
	Cubierta (vidrio)	
	Espesor de la cubierta	$0{,}004\,(m)$
	Emisividad de la cubierta	0,90
	Transmisividad de la cubierta	0,79
	Conductividad térmica	$0{,}7\left(k\,W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}\right)$
	Aislante (fibra de vidrio)	
	Espesor del aislante	$0{,}045\,(m)$
	Emisividad del aislante	0,90
	Transmisividad del aislante	0,79
	Conductividad térmica del aislante	$0{,}038\left(k\,W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}\right)$

3.5.1 Evolución de la radiación solar en el colector térmico.

A partir de los valores puntuales de la radiación solar, se presenta la evolución de la radiación medida a lo largo de los días de ensayo y también se muestra la radiación difusa, valores con los que se obtiene la radiación global. La Figura 3.15 se muestra la variación de la radiación global, y la comparación entre sus componentes:

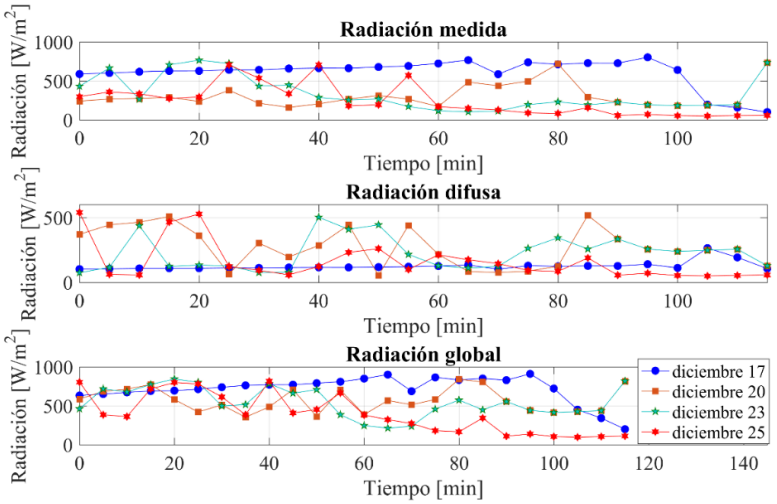


Figura 3.15 Variación de la radiación solar.

A continuación, se presenta la variación que se obtiene de la radiación global donde se observa que el valor máximo de radiación global es de 910, 76 $[W \cdot m^{-2}]$ en día 17 de diciembre y su valor mínimo de radiación es de 97,78 $[W \cdot m^{-2}]$ en el día 25 de diciembre:

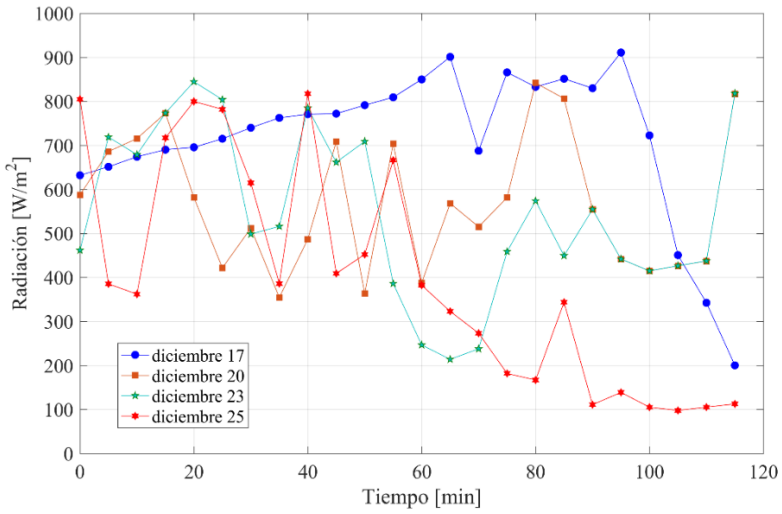


Figura 3.16 Variación de la radiación solar.

3.5.2 Evolución de la temperatura y la presión en el colector térmico

En el colector/ evaporador circula el refrigerante R134a como se puede observar en la Figura 3.17, el refrigerante entra a bajas temperaturas y va incrementado a medida que absorbe el calor del medio. A continuación, se realiza un análisis de la evolución de las temperaturas medidas a la entrada y salida del colector / evaporador tales temperaturas se utilizan para determinar el coeficiente de operación del ciclo.

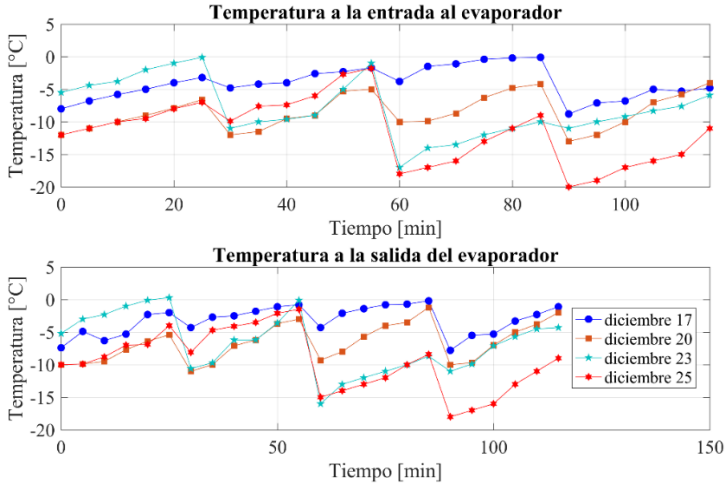


Figura 3.17 Temperatura a la entrada y salida del colector / evaporador.

En la Figura 3.18 se aprecian las variaciones de la presión en la entrada y salida del evaporador.

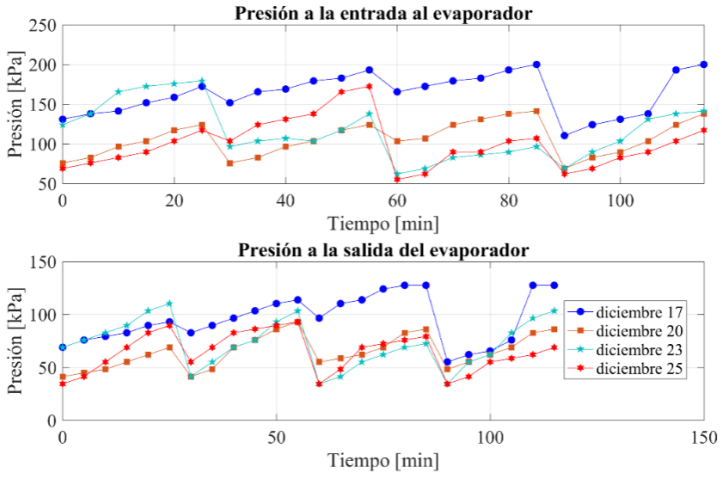


Figura 3.18 Presiones a la entrada y salida del colector / evaporador.

El compresor se encarga de aumentar la presión y la temperatura del refrigerante, las variaciones de las temperaturas y presiones se presentan a continuación en la Figura 3.19:

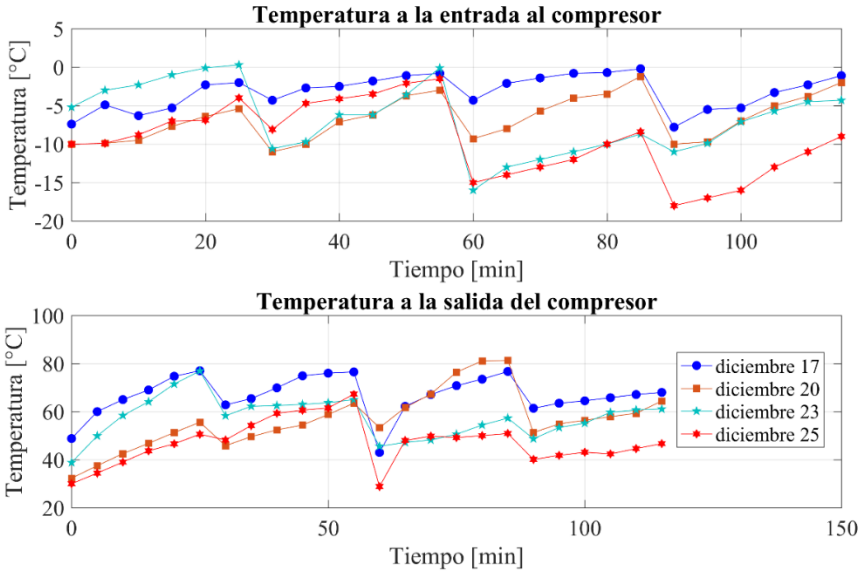


Figura 3.19 Temperatura a la entrada y salida del colector / evaporador.

El valor de la presión va aumentado de 127,55 psi a la entrada del compresor, hasta llegar a la salida del compresor con una presión máxima de 1599.58 psi, las presiones varían también de acuerdo a la carga de refrigerante R134a este caso al sistema se le cargo 130 gramos de refrigerante al compresor en la figura 3.20 se puede ver tales variaciones.

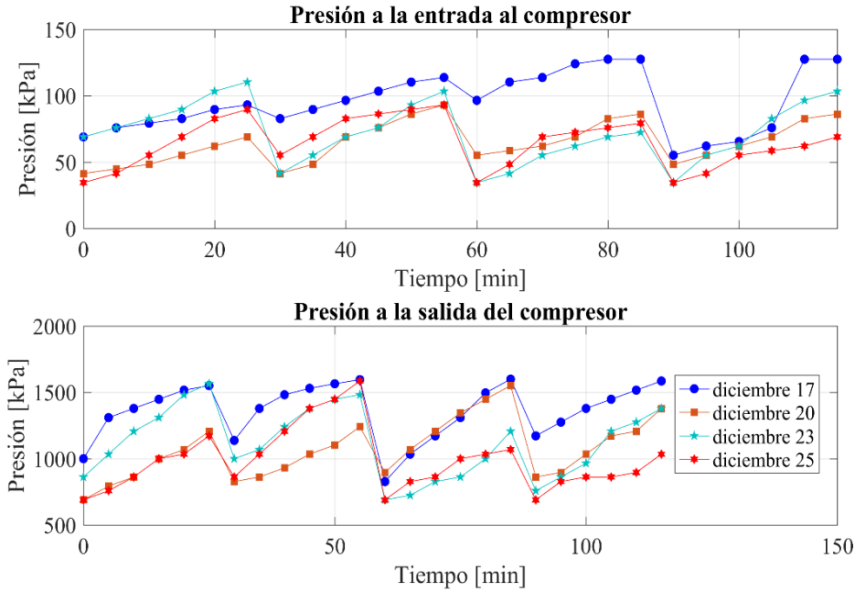


Figura 3.20 Presiones a la entrada y salida del colector / evaporador

3.6 Comparación entre el colector / evaporador térmico y termodinámico

3.6.1 Evolución de la temperatura y radiación en los colectores / evaporador térmico y termodinámico

Para realizar la evolución en las temperaturas y la comparación de la eficiencia de cada colector se analizan los datos que fueron tomados, cada 5 minutos, en 4 días diferentes para cada colector, para lo cual se realizó ensayos con cada colector / evaporador con una duración de 30 minutos para cada proceso de calentamiento del agua, los cuales se presentan a continuación:

Tabla 3.6 Datos de temperatura y radiación en los colectores *[97]*.

	Colector de placa plana con cubierta				**Colector de placa plana sin cubierta**			
Datos	Día 1	Día 2	Día 3	Día 4	Día 1	Día 2	Día 3	Día 4
Fecha	17/12/2017	20/12/2017	22/12/2017	25/12/2017	26/10/2017	30/10/2017	02/11/2017	6/11/2017
Condición clima	Despejado	Nublado	Despejado	Lluvioso	Despejado	Lluvioso	Nublado	Nublado
T. Ambientepromedio $(°C)$	23,53	19,93	21,07	18,20	22,8	16,4	21,4	23,4
T. Máxima agua $(°C)$	58,9	62,3	64,3	57.9	41,9	34,8	31,3	39,9
RadiaciónPromedio $(W \cdot m^{-2})$	564,6	311,4	460,7	259,71	642,2	210,5	466,0	678,7
Radiación Máxima $(W \cdot m^{-2})$	803,3	735,3	778,6	692,8	1074,0	708,8	769,7	911,0
Radiación Mínima $(W \cdot m^{-2})$	100	154,3	126,2	33,04	265,8	42,8	236,8	308,1

En la Tabla 3.6 se puede observar que con una radiación máxima de 803,3 $W \cdot m^{-2}$ el agua alcanzó una temperatura de 58.9 ° C en el colector térmico en el día 1, mientras que para el colector termodinámico con una radiación máxima de 1074,0$W \cdot m^{-2}$ el agua alcanzó una temperatura de 41,9 °C, en conclusión se puede notar que el colector de placa plana con cubierta es más eficiente ya que alcanzó un valor más alto de temperatura pese a que había menor radiación en ese día .

Para mayor apreciación de los datos obtenidos se realizan las siguientes Figuras:

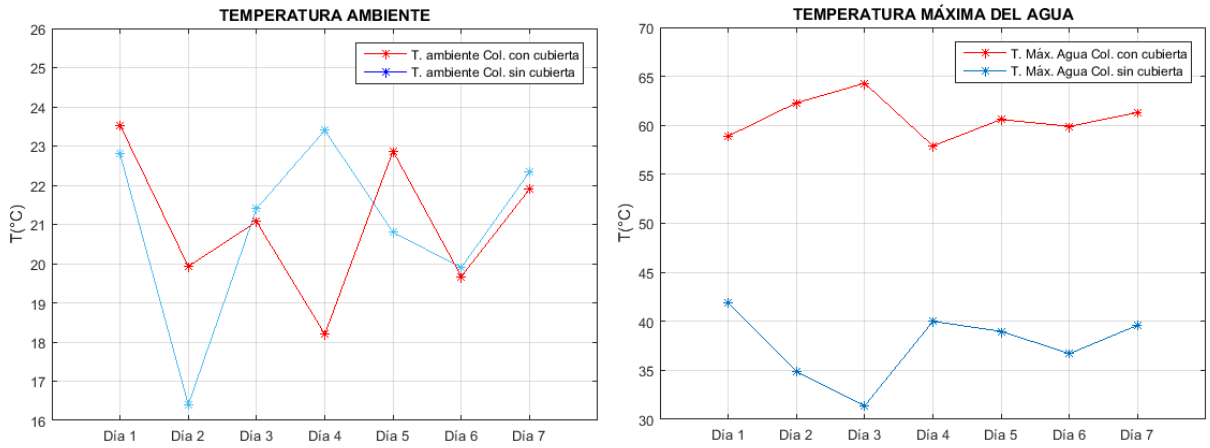


Figura 3.21 Variación de la temperatura ambiente y el agua*[97]*.

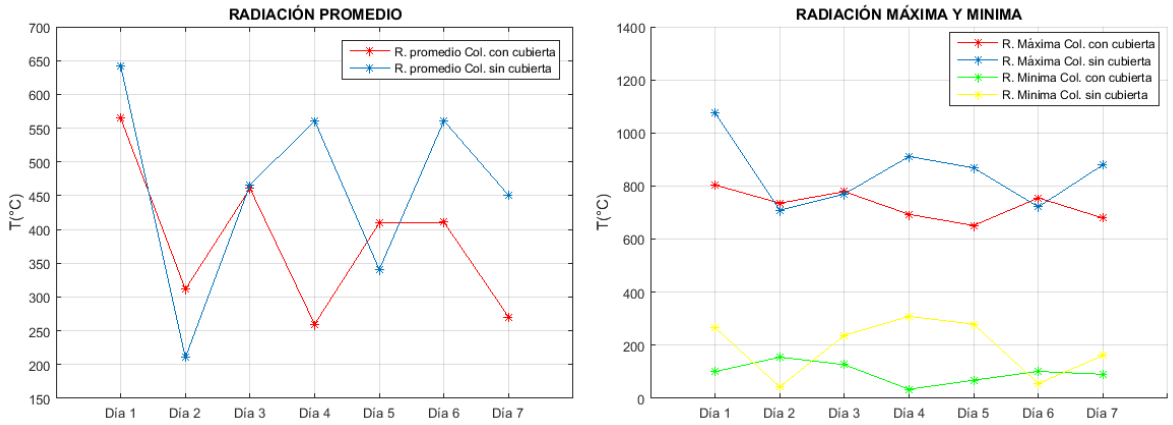


Figura 3.22 Variación de la radiación promedio, máxima y mínima*[97]*.

A continuación, se presentan gráficamente la variación de los valores de la temperatura a los llega el agua tanto en el colector térmico como en el colector termodinámico.

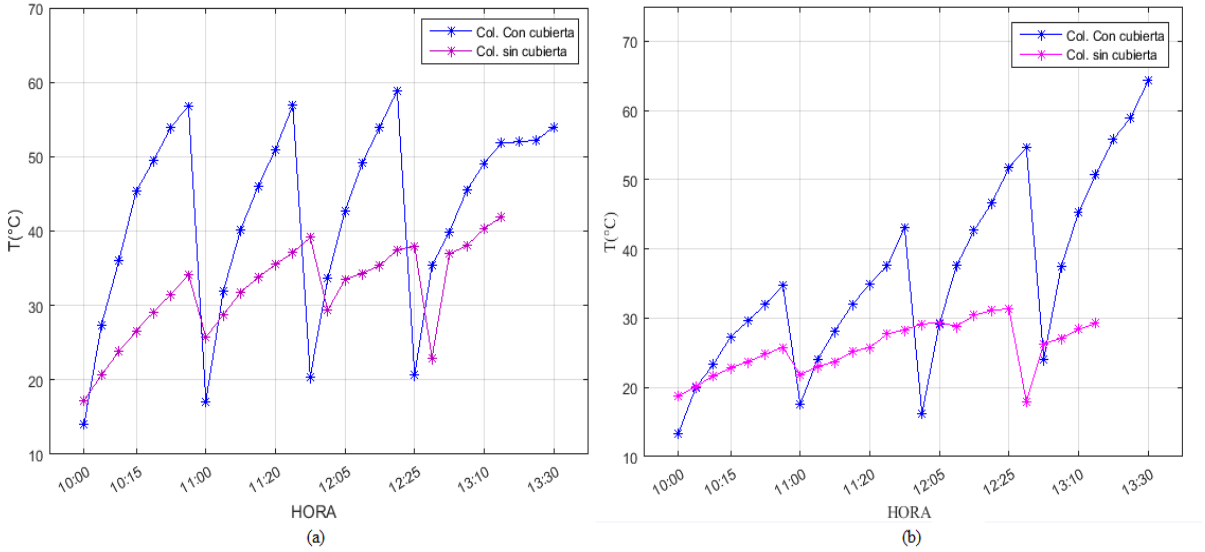


Figura 3.23 Comparación de la evolución de la temperatura del agua día a) 1 y b) 2*[97]*.

La temperatura máxima del agua es de 62.3 °C en el día 2en el colector térmico y la temperatura máxima del agua en el colector termodinámico es de 42.8 °C en el día 1.

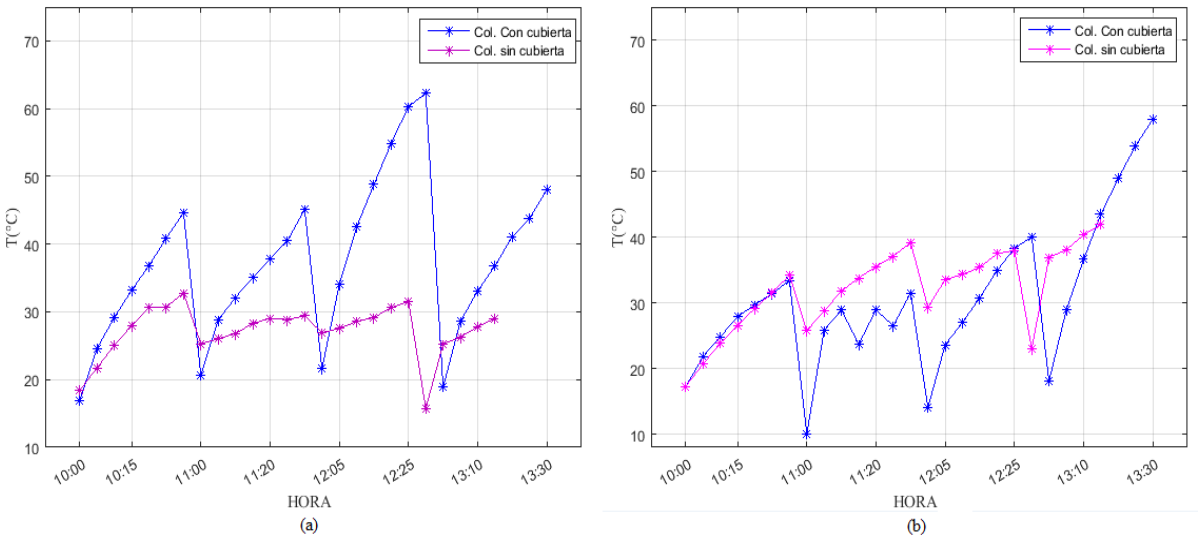


Figura 3. 24 Comparación de la evolución de la temperatura del agua día a) 3 y b) 4*[97]*.

En los 4 días de los datos obtenidos, la temperatura del agua es mayor en el colector de placa plana con cubierta y su valor máximo es 64.3 °C en el día 3 un día despejado.

La radiación solar medida en la estación climatológica en los días más representativos se muestra en la Figura 3.25 donde se aprecian lasvariaciones de la radiación solar durante el largo del día, tanto en el colector / evaporador térmico y colector / evaporador termodinámico.

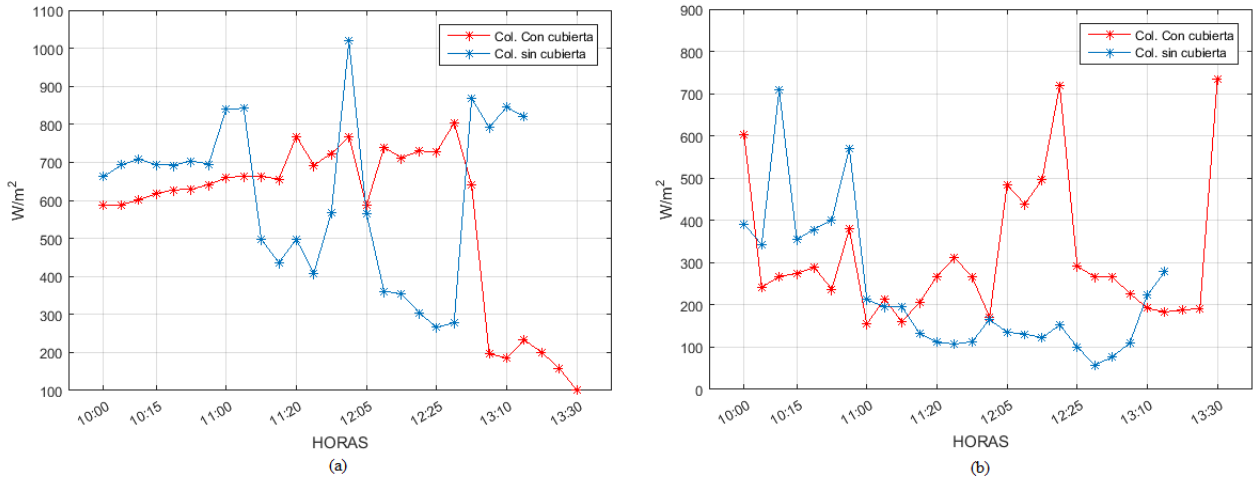


Figura 3.25 Comparación de la evolución de la radiación solar del día (a) 1 y (b) 2*[97]*.

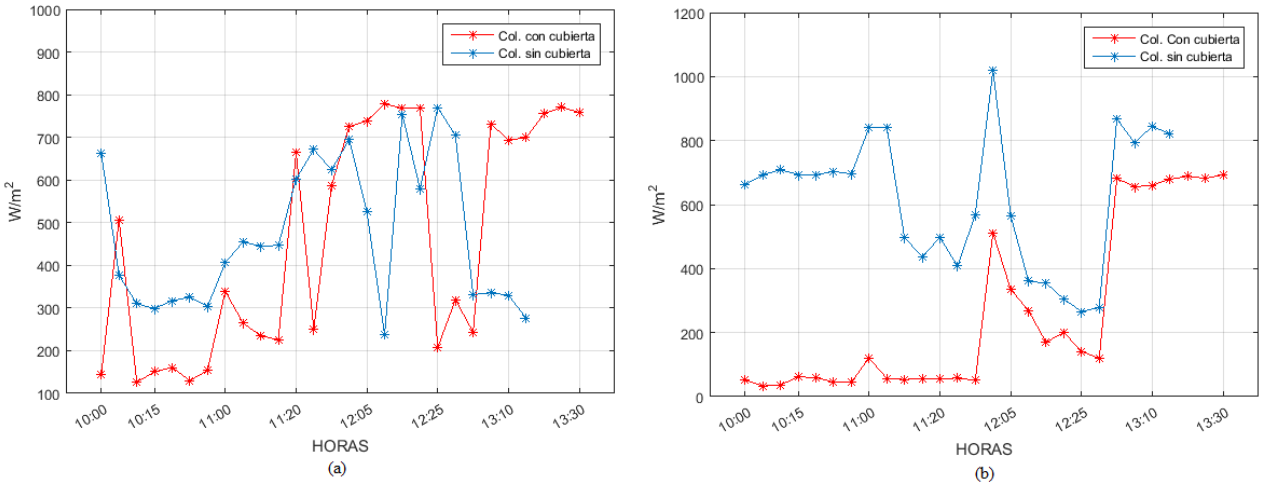


Figura 3.26 Comparación de la evolución de la radiación solar del día a) 3 y b) 4*[97]*.

En las Figuras se puede notar que los valores de radiación máxima se presentan de 11:30 am–12:30 pm tanto en días despejados como nublados.

3.5.3 Calor útil en el colector / evaporador térmico y termodinámico

El calor útil en el colector / evaporador es el calor ganado y es igual a la energía absorbida mediante el sol por el refrigerante R134a menos las pérdidas de calor de la superficie al entorno, dichos valores se encuentran en los anexos 3-6, y se representa en la Figura 3.27.

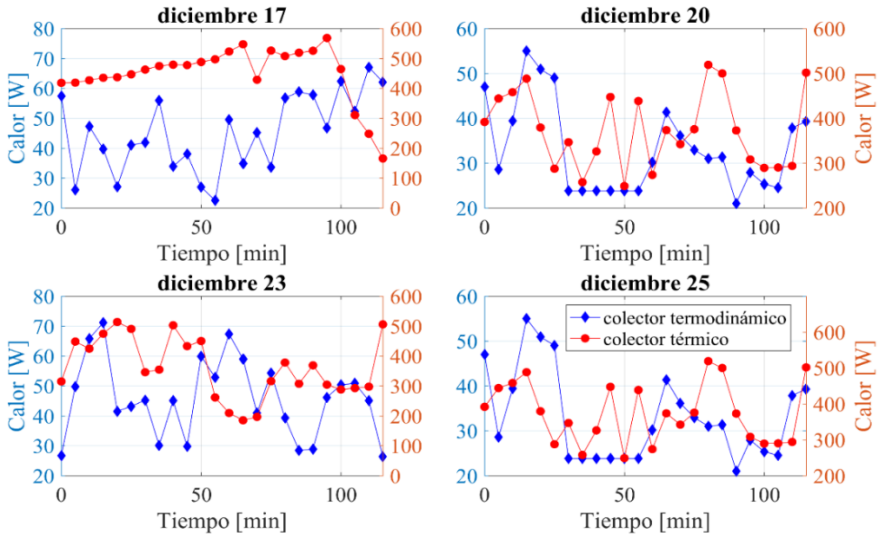


Figura 3.27 Calor útil en el colector / evaporador*[97]*.

Se observa en las figuras que el colector térmico obtiene mayores valores de calor útil, su valor máximo es de 568,22 W el día 17 de diciembre.

A continuación, se presenta los valores de las variaciones del calor útil ganado en cada uno de los colectores / evaporadores, con respecto a la temperatura de calentamiento del agua.

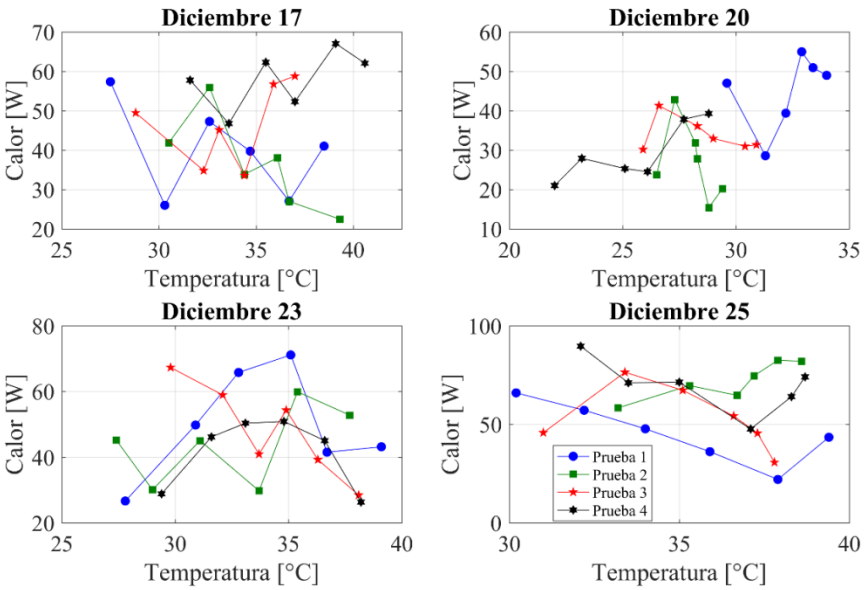


Figura 3.28Calor útil en el colector / evaporador termodinámico vs temperatura del agua *[97]*.

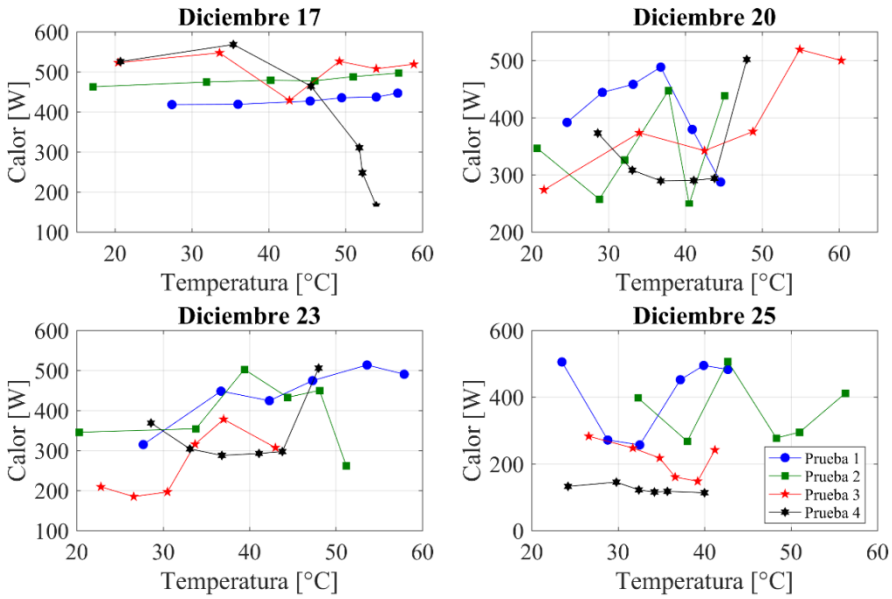


Figura 3.29 Calor útil en el colector / evaporador térmico vs temperatura del agua *[97]*.

3.5.3 Coeficiente de operación del sistema.

Para los valores del coeficiente de operación, se relaciona la cantidad de calor cedida al medio, con respecto a la cantidad de calor de entrada que se requiere para realizar el trabajo en el sistema.

En la Figura 3.30 se presentan los valores del COP ideal:

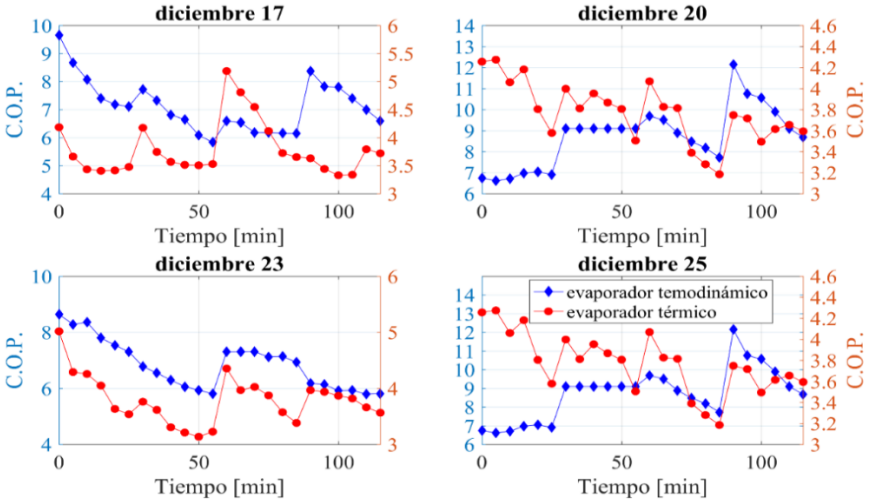


Figura 3.30 Coeficiente de operación ideal en los colectores *[97]*.

Para un buen rendimiento del sistema los valores del coeficiente de operación real deben ser mayores que los valores de coeficiente ideal tales valores se presentan a continuación en la Figura 3.31:

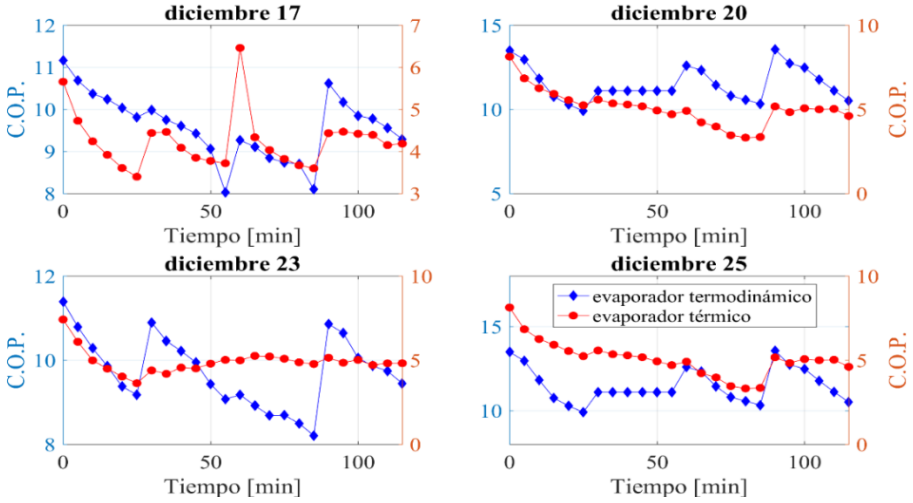


Figura 3.31 Coeficiente de operación real en los colectores *[97]*.

A continuación, en la Figura 3.32, 3.33, se presentan los valores del coeficiente de operación del sistema y la temperatura de calentamiento de agua, tanto del colector / evaporador termodinámico como térmico.

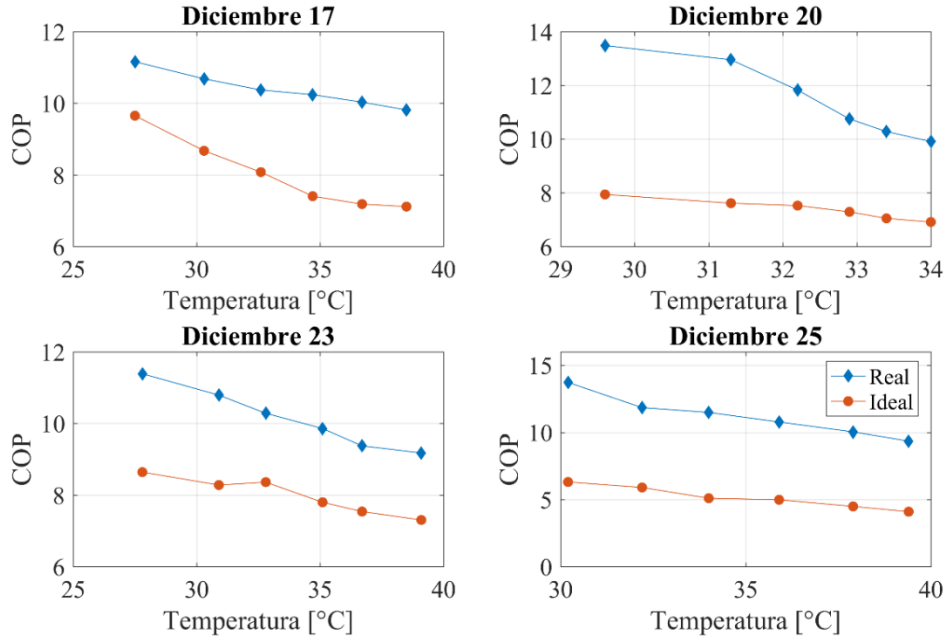


Figura 3.32 Coeficiente de operación real en el colector / evaporador termodinámico *[97]*.

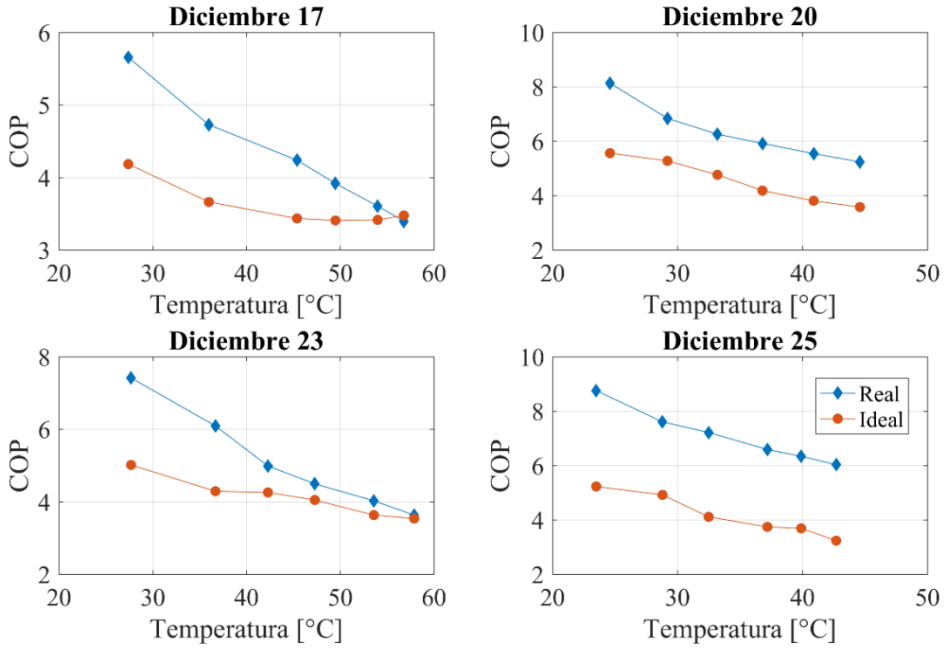


Figura 3.33 Coeficiente de operación real en el colector / evaporador térmico *[97]*.

3.5.4 Radiación solar en el colector / evaporador termodinámico y térmico

En la Figura 3.34 se representan los valores de la variación de la radiación solar junto con la variación de la temperatura de calentamiento agua y se nota que los dos valores tanto de la radiación y la temperatura del agua aumentan proporcionalmente.

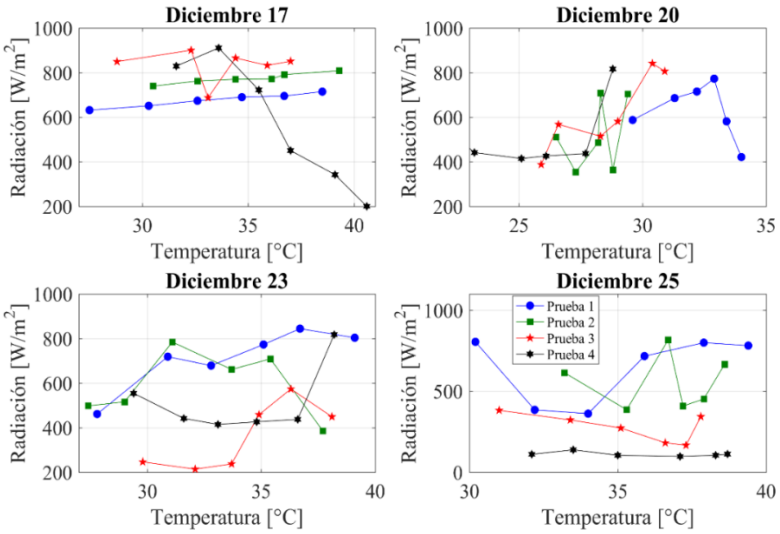


Figura 3.34 Radiación solar vs temperatura del agua en el colector / evaporador termodinámico *[97]*.

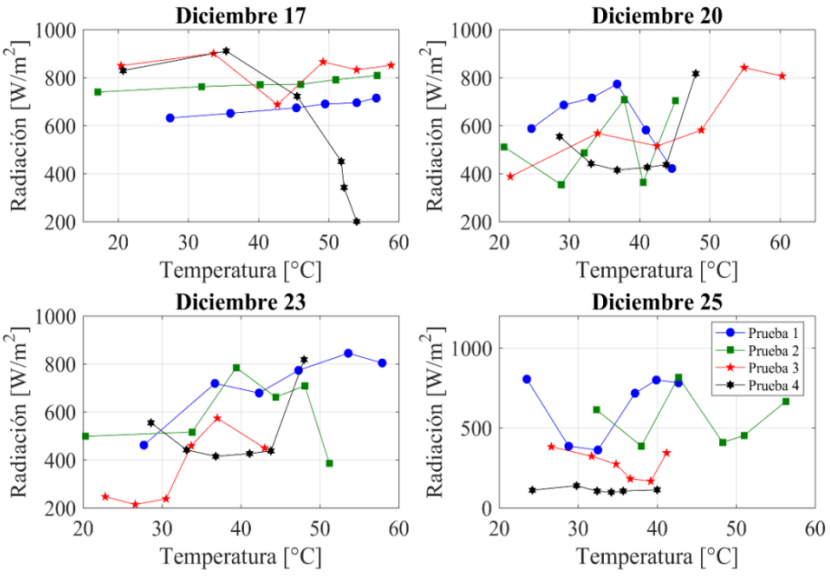


Figura 3.35 Radiación solar vs temperatura del agua en el colector / evaporador térmico *[97]*.

3.5.5 Eficiencia en el colector térmico y termodinámico

La eficiencia en el colector / evaporador se determina mediante la relación de la producción de calor útil y la radiación solar, se puede apreciar dichos valores en la siguiente Figura 3.36:

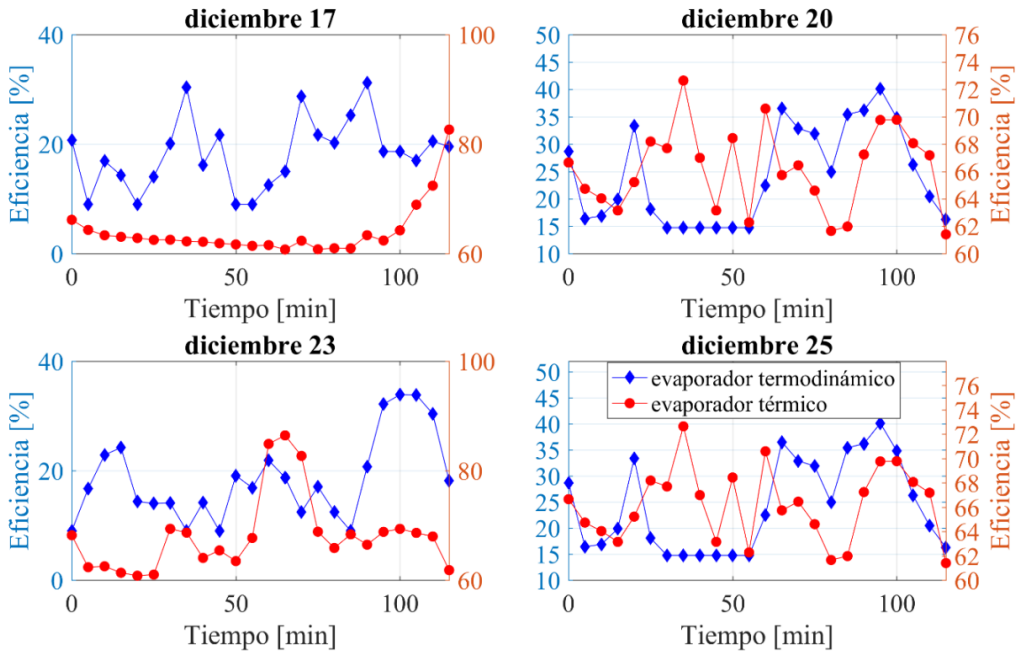


Figura 3.36 Valores de la eficiencia en los colectores *[97]*.

El valor máximo de la eficiencia en el colector térmico es de 86,44 % en día 23 de diciembre y en colector termodinámico 40,11 % el día 20 de diciembre.

CONCLUSIONES

- En este estudio, se analiza un sistema de bomba de calor asistida por energía solar con dos tipos de colectores / evaporadores, térmico y termodinámico bajo condiciones similares, para obtener la eficiencia en cada uno de ellos, se obtuvo datos experimentales de presiones en cada componente por ejemplo en el colector / evaporador se presentó una presión máxima de 199,94 psi a la entrada y un valor de presión máxima de 127,55 psi a la salida colector evaporador, existiendo una caída de presión justo como analiza teóricamente el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor.

- La placa de absorción del colector solar térmico se diseñó considerando una longitud equivalente del colector / evaporador termodinámico que es de 6.4 m, la placa de absorción del colector térmico como el colector termodinámico presentan un área equivalente de $1m^2$, para obtener mejores resultados en los datos obtenidos en cada colector / evaporador para la determinación de la eficiencia. Los resultados en colector térmico obtienen un incremento notable, en los principales cálculos y datos en las horas centrales del día, por ejemplo, el coeficiente de operación llega a una medida de 5.3 en el día 1, también se observó que el colector sin la necesidad de obtener valores de radiación altos como $126,5W/m^2$, pueda llegar a calentar el agua a una temperatura de 23°C.

- Los resultados finales demostraron que con una radiación máxima de 803.3 $W \cdot m^{-2}$ el agua alcanzó un temperatura de 58.9 ° C en el colector térmico en el día 1, mientras que para el colector termodinámico con una radiación máxima de $1074,0\, W \cdot m^{-2}$ el agua alcanzó una temperatura de 41,9 °C, lo cual determina que el colector de placa plana con cubierta es más eficiente ya que alcanzó un valor más alto de temperatura pese a que había menor radiación en ese día.

- Usando los resultados obtenidos en los dos casos examinados existe un mayor rendimiento del calentamiento del agua en el colector térmico al llegar a una temperatura máxima de 58,9°C , mientras que el colector termodinámico llega a una temperatura máxima de 41,9 en un día despejado para ambos casos , por lo que es evidente que el colector térmico es más eficiente para el calentamiento de agua sanitaria, como también lo muestra la eficiencia que se obtuvo en el colector térmico es del 80% en el día 1, en relación a la eficiencia del termodinámico que llega a un máximo de 46% en el día 4.

RECOMENDACIONES

- Colocar medidores de temperatura y presión en diferentes puntos del colector / evaporador, para obtener datos más precisos y evaluar el comportamiento del refrigerante R134a que fluye en el evaporador y así observar los cambios reales que se presentan en el sistema

- Analizar las irreversibilidades del sistema para obtener valores más reales en el desarrollo del cálculo de la eficiencia en cada colector / evaporador y obtener los datos en los dos colectores / evaporadores, bajo las mismas condiciones de radiación, temperatura ambiente, velocidad del viento entre otros.

- Usar un refrigerante ecológico en la bomba de calor solar para lograr observar los cambios que se presentan en el funcionamiento del sistema ya que al utilizar un refrigerante ecológico se ayuda de una u otra forma a la capa de ozono.

- Verificar que el colector térmico se encuentre totalmente aislado tanto en la parte posterior y en los bordes de la carcasa lo cual permite reducir las pérdidas térmicas por conducción, evitar pérdidas de calor al ambiente y obtener mayor eficiencia en el sistema.

REFERENCIAS

[1] C. Matos, A. Briga-Sá, I. Bentes, D. Faria y S. Pereira, «In situ evaluation of water and energy consumptions at the end use level: The influence of flow reducers and temperature in baths,» *Science of the Total Environment,* nº 586, pp. 536-541, 2017.

[2] La Hora Nacional, «La hora,» 31 Agosto 2013. [En línea]. Available: http://lahora.com.ec/index.php/noticias/show/1101556358/-1/Ecuador_consume_18.469_GWh_de_luz_por_hora.html#.WPI-Kvk19dg.

[3] INEC, «Ecuador en cifras,» 9 Junio 2012. [En línea]. Available: http://www.ecuadorencifras.gob.ec/documentos/web-inec/Encuestas_Ambientales/Ambientales2012junio/Presentacio_Junio%202012.pdf.

[4] G. Leonzio, «Solar systems integrated with absorption heat pumps and thermal energy storages: state of art,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* nº 70, pp. 492-505, 2017.

[5] A. Martínez, «El mercurio,» [En línea]. Available: http://www.elmercurio.com.ec/470834-el-consumo-de-agua-en-el-ecuador/.

[6] OMS, «Organización Mundial de la salud,» 2017. [En línea]. Available: http://www.who.int/mediacentre/news/releases/2017/pollution-child-death/es/. [Último acceso: 06 Abril 2017].

[7] L. Attademo, F. Bernardini, R. Garinella y M. T. Compton, «Environmental pollution and risk of psychotic disorders: A review of the science to date,» *Schizophrenia Research,* nº XXX, pp. xxx - xxx, 2016.

[8] M. Alobaid, B. Hughes, J. Calutit, D. O´Connor y A. Heyes, «A review of solar driven absorption cooling with photovoltaic thermal system,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* nº 76, pp. 728-742, 2017.

[9] Sistema Nacional de Información Ambiental, «Sinia,» [En línea]. Available: http://www.sinia.cl/1292/w3-article-48407.html.

[10] Naciones Unidas, «Unfccc,» 1998. [En línea]. Available: https://unfccc.int/resource/docs/convkp/kpspan.pdf.

[11] H. YuanYua y S. LiZhub, «Toward Paris: China and climate change negotiations,» *Advances in Climate Change Research* , nº 6, pp. 56-66, 2015 .

[12] Programa de las Naciones Unidas para el Medio Ambiente , «Protocolo Montreal,» [En línea]. Available: http://www.mma.gob.cl/1304/articles-49410_Protocolo_Montreal.pdf.

[13] S. Rashidi, J. Abolfazli y A. Rashidib, «A review on the applications of porous materials in solar energy systems,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* nº 73, pp. 1198-1210, 2017.

[14] M. Mussard, «Solar energy under cold climatic conditions: A review,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* nº 74, pp. 733-745, 2017.

[15] CEPA, «Instalaciones Cepa,» 14 Agosto 2014. [En línea]. Available: http://www.instalacionescepa.es/solar-termica-y-fotovoltaica.

[16] B. Jahani, Y. Dinpashoh y A. R. Nafch, «Evaluation and development of empirical models for estimating daily solar radiation.,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* nº 73, p. 878–891, 2017.

[17] M. Tobajas , Energía solar térmica para instaladores, Ceysa, 2012.

[18] L. Jutglar, Energìa Solar, Barcelona: Ceac, 2004.

[19] J. Zhang, L. Zhao, S. Deng, W. Xu y Y. Zhang, «A critical review of the models used to estimate solar radiation,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* vol. 70, p. 314–329, 2017.

[20] CONELEC, «Agencia de Regulación y control de Electricidad,» Agosto 2008. [En línea]. Available: http://www.regulacionelectrica.gob.ec/wp-content/uploads/downloads/2015/11/Atlas-Solar-Ecuador-CONELEC-CIE-2008-dic_2014.pdf.

[21] A. Araújo y V. Pereira, «Solar thermal modeling for rapid estimation of auxiliary energy requirements in domestic hot water production: On-off flow rate control,» *Energy,* nº 119 , pp. 637 - 651, 2017.

[22] R. H. Valdovinos Flores , Sistemas solares termicos para el calentamiento de agua domocilliaria; especificaciones tecnicas relativas a la instalacion, operacion y uso de las tecnologia utilizada en Chile., Santiago : Rodrigo H. Valdovinos Flores , 2009.

[23] F. Gorozabel Chata y T. Carbonell Morales, «Actualidad y perspectivas de una bomba de calor de expansión,» *Ingeniería Mecánica,* vol. 19, nº 1, pp. 49-58, 2016.

[24] M. Toro, C. Isaza y F. Chejne, Uso de las bombas de calor de alta temperatura como alternativa para el uso racional de energía en la industria, Medellin: B - Corporación Universitaria Lasallista Facultad de Ingenierías, 2009.

[25] A. Creus Solé, Enerfía geotérmica de baja temperatura, Ceysa, 2012.

[26] D. Lomas y R. Montalvo, Anàlisis y simulaciòn de los sistemas de calentamiento de agua para piscinas, por medio de bombas de calor, Quito: Universidad Politècnica Salesiana, 2017.

[27] C. W. Orbea Paéz y J. P. Vega Peñafiel, Diseño y construccion de una bomba de calor, Quito: Universidad Politécnica Salesiana, 2008.

[28] M. Yousefi y M. Moradali, «Thermodynamic analysis of a direct expansion solar assisted heat pump water heater,» *J. energy South. Afr.,* vol. 26, nº 2, 2015.

[29] T. Chow, G. Pei, K. Fong, Z. Lin, A. Chan y M. Hea, «Modeling and application of direct-expansion solar-assisted heat pump for water heating in subtropical Hong Kong,» *Applied Energy* , nº 87 , p. 643–649, 2010.

[30] X. Sun, J. Wu, Y. Dai y R. Wang, «Experimental study on roll-bond collector/evaporator with optimizedchannel used in direct expansion solar assisted heat pump water heating system,» *Applied Thermal Engineering*, nº 66, pp. 571 - 579, 2014.

[31] I. Iparraguirre, A. Huidobroa, A. Fernández-, L. Valenzuelab,, P. Horta, F. Sallaberryd, T. Osório y A. Sanz, «Solar thermal collectors for medium temperature applications: a comprehensive review and updated database,» *Procedia*, nº 91, pp. 64-71, 2016.

[32] A. Erdogan, C. Ozgur y D. Melek, «Thermal design and analysis of a shell and tube heat exchanger integrating a geothermal based organic Rankine cycle and parabolic trough solar collectors,» *Renewable Energy*, nº 109, pp. 372-391, 2017.

[33] N. Suresh y B. Rao, «Solar energy for process heating: A case study of select Indian industries,» *Journal of Cleaner Production*, nº 151, pp. 439-451, 2017.

[34] L. Juanico, N. Di Lalla y A. González, «Full thermal-hydraulic and solar modeling to study low-cost solar collectors based on a single long LDPE hose,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, nº 73, pp. 187-195, 2017.

[35] S. E. Ghasemi y A. A. Ranjbar, «Numerical thermal study on effect of porous rings on performance of solar parabolic trough collector,» *Applied Thermal Engineering*, nº 118, p. 807–816, 2017.

[36] B. Zou, J. Dong, Y. Yao y Y. Jiang, « A detailed study on the optical performance of parabolic trough solar collectors with Monte Carlo Ray Tracing method based on theoretical analysis,» *Solar Energy*, nº 147, pp. 189-201, 2017.

[37] Pèrez Juan, Colectores solares tèrmicos frente a paneles solares termodinamicos aplicaciòn para ACS, Madrid: Universidad Carlos III de Madrid, 2012.

[38] INENCO, «Inti,» 2007. [En línea]. Available: http://www.inti.gob.ar/e-renova/pdf/colectores_solares_aguacaliente.pdf.

[39] C. Keizer, M. Jong, T. Mendes, M. Katiyar, . W. Folkerts, C. Rindt y H. Zondag, «Evaluating the thermal and electrical performance of several uncovered PVT collectors with a field test,» *Energy Procedia*, nº 91, pp. 20-26, 2016.

[40] A. Niccolò, F. Leonforte y C. Del Pero, «Design, modeling and performance monitoring of a photovoltaic–thermal (PVT) water collector,» *Solar Energy*, nº 112, pp. 85-99, 2015.

[41] M. Loureiro, «Energia solar termica,» 2014. [En línea]. Available: http://www.marioloureiro.net/ciencia/EnerSolarTermica/SolarPROCESOSTERMO/Solar3%20.pdf.

[42] N. Akhtar y S. Mullick, «Effect of absorption of solar radiation in glass-cover(s) on heat transfer coefficients in upward heat flow in single and double glazed flat-plate collectors,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, nº 55, pp. 125-132, 2012.

[43] F. Peñaherrera y H. Sarzosa, «dspaceUPN,» Febrero 2012. [En línea]. Available: file:///C:/Users/Internet/Downloads/CD-4227.pdf.

[44] O. Hernandez y S. Mejia, «Cdigital,» 2010. [En línea]. Available: http://cdigital.uv.mx/bitstream/123456789/40739/1/hernandezdelangeloscar.pdf.

[45] G. Ortiz, «Siatemas Solares Termicos,» Todo solar, Torreon, 2010.

[46] Solar Millennium, «Solar Millenium,» 2017. [En línea]. Available: http://www.solarmillennium.de/espa%C3%B1ol/archiv/tecnologa/centrales-cilindro-parablicas/campo-solar/index.html.

[47] C. Choudhari y S. Sapali, «Performance Investigation of Natural Refrigerant R290 as a Substitute to R22 in Refrigeration Systems,» *Energy Procedia*, nº 109, pp. 346-352, 2017.

[48] C. A. Crincoli Rondón, «Refrigerantes hidrocarburos como alternativa para los sistemas de refrigeración,» 2014.

[49] T. Rachidi, A. Bernatchou, M. Charia y H. Loutfi, «New fluids as substitute refrigerants for R12,» *Solar Energy Materials and Solar Cells*, nº 46, pp. 333-347, 2000.

[50] F. Lontsi, Hamandjoda, O. Sosso y A. Kemajou, «Development and performance analysis of a multi-temperature combined compression/ejection refrigeration cycle using environment friendly refrigerants,» *International journal of refrigeration* , nº 69, pp. 42-50, 2016.

[51] J. Calm, «The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and outlook,» *International journal of refrigeration* , nº 31, pp. 1123-1133, 2008.

[52] S. Kasera y S. C. Bhaduri, «Performance of R407C as an Alternate to R22: A Review,» *Energy Procedia* , nº 109, p. 4 – 10 , 2017.

[53] X. Kong, Y. Li, L. Lin y Y. Yang, «Modeling evaluation of a direct-expansion solarassisted heat pump water heater using R410A,» *International journal of refrigeration* , vol. 76, pp. 136-146, 2017.

[54] F. Scarpa y L. Tagliafico, «Exploitation of humid air latent heat by means of solar assisted heat pumps operating below the dew point,» *Applied Thermal Engineering*, nº 100, p. 820–828, 2016.

[55] P. Malali, S. Chaturvedi y T. Abdel-Salam, «An approximate method for prediction of thermal performance of direct expansion-solar assisted heat pump (DX-SAHP) systems for water heating applications,» *Energy Conversion and Management*, nº 127, pp. 416-423, 2016.

[56] Y. Cengel y M. Boles, Termodinàmica, Mexico: Mc Graw-Hill, 2002.

[57] W. Huang, J. Ji, N. Xu y G. Li, «Frosting characteristics and heating performance of a direct-expansion solar-assisted heat pump for space heating under frosting conditions,» *Applied Energy*, nº 171, pp. 656-666, 2016.

[58] C. Stanciu y D. Stanciu, «Optimum tilt angle for flat plate collectors all over the World – A declination dependence formula and comparisons of three solar radiation models,» *Energy Conversion and Management*, nº 81, pp. 133-143, 2014.

[59] X. Liu, «A true three-dimensional wellbore positioning method based on the earth ellipsoid,» *Petroleum exploration and development*, nº 44, pp. 299-305, 2017.

[60] J. C. Paz Gutierrez, «Declinación solar y pendiente de los colectores solares,» 2006.

[61] NASA, «Atmospheric Science Data Center,» 2017. [En línea]. Available: https://eosweb.larc.nasa.gov/cgi-bin/sse/retscreen.cgi?email=rets%40nrcan.gc.ca&step=1&lat=-0.2298500&lon=-78.5249500&submit=Submit.

[62] J. Duffie y W. Beckam, Solar Engineering of thermal processes, Canada: John Wiley & Sons, 2013.

[63] S. Kalogirou, Solar energy engineering: processes and systems, EEUU: Elsevier, 2009.

[64] S. Nwokolo, «A comprehensive review of empirical models for estimating global solar radiation in Africa,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* nº 78, pp. 955-995, 2017.

[65] Y. Cengel, Transferencia de calor y masa, Mexico DF: Mc Graw-Hill, 2007.

[66] F. P. Incropera y D. P. De Witt, Fundamentos de transferencia de calor, México: Prentice Hall , 1999.

[67] Y. Cengel y A. Ghajar, Heat and mass transfer, New York: McGraw Hill, 2015.

[68] J. C. Martínez Escribano, P. F. Noceto y R. . A. Suárez, Manual Técnico de Energía Solar Térmica, Uruguay, 2013.

[69] G. F. Jones y A. Wilkinson, «Mechanical Engineering Department Flat Plate Solar Collector Performance Test,» *Researchgate,* 2011.

[70] A. Mortazavi y M. Ameri, «Conventional and advanced exergy analysis of solar flat plate air collectors,» *Energy ,* nº 142, pp. 277 - 288, 2018.

[71] J. Chen y J. Yu, «Theoretical analysis on a new direct expansion solar assisted ejector-compression heat pump cycle for water heater,» *Solar Energy,* vol. 142, pp. 299-307, 2017.

[72] S. Hussain y S. J. Harrison, «Evaluation of thermal characteristics of a flat plate solar collector with a back mounted air channel,» *Applied Thermal Engineering,* nº 123, p. 940–952, 2017.

[73] R. Eismann, «Accurate analytical modeling of flat plate solar collectors: Extended correlation for convective heat loss across the air gap between absorber and cover plate,» *Solar Energy,* vol. 122, pp. 1214 - 1224, 2015.

[74] R. Chauhan, T. Singh, N. S. Thakur, N. Kumar, . K. Raj y A. Kumar, «Heat transfer augmentation in solar thermal collectors using impinging air jets: A comprehensive review,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* 2017.

[75] J. R. Senapati, S. K. Dash y S. Roy, «Numerical investigation of natural convection heat transfer from vertical cylinder with annular fins,» *International Journal of Thermal Sciences,* vol. 111, pp. 146 - 159, 2017.

[76] S. A. Kalogirou, Solar Energy Engineering: Procesos and Systems, Academic Press, 2014.

[77] F. Zhou, J. Ji, J. Cai y B. Yu, «Experimental and numerical study of the freezing process of flat-plate solar collector,» *Applied Thermal Engineering* , nº 118, p. 773–784, 2017.

[78] W. F. Mogrovejo León y J. C. Sarmiento Vintimilla , factibilidad técnica y económica en el Ecuador para la mplementación de energía solar, tanto en el campo fotovoltaico como termo solar aplicado a viviendas unifamiliares., Cuenca : Universidad de Cuenca, 2010.

[79] E. Bellos y C. Tzivanidis, «Performance analysis and optimization of an absorption chiller driven by nanofluid based solar flat plate collector,» *Thermal Department, School of Mechanical Engineering*, p. 313, 2017.

[80] M. Abuşka y S. Şevik, «Energy, exergy, economic and environmental (4E) analyses of flat-plate and V-groove solar air collectors based on aluminium and copper,» *Solar Energy*, vol. 158, p. 259–277, 2017.

[81] L. P. Colombo, C. M. Joppoloa, L. Molinarolia y E. Rovelli, «An approximate analytical approach to steady state simulation of unglazed solar collectors,» *Energy Procedia*, vol. 28, pp. 28 -36, 2014.

[82] E. Bellos, C. Tzivanidis, D. Korres y K. . A. Antonopoulos, «Thermal analysis of a flat plate collector with Solidworks and determination of convection heat coefficient between water and absorber,» *Thermal Engineering*, 2015.

[83] E. Bellos y C. Tzivanidis, «Parametric analysis and optimization of a solar driven trigeneration system based on ORC and absorption heat pump,» *Journal of Cleaner Production* , nº 161, pp. 493 - 509, 2017.

[84] M. Bunea, B. Perers, S. Eicher, C. Hildbrand, J. Bony y S. Citherlet, «Mathematical modelling of unglazed solar collectors under extreme operating conditions,» *Solar Energy*, nº 118, pp. 547-561, 2015.

[85] Z. Wang, P. Guo, H. Zhang, W. Yang y S. Mei, «Comprehensive review on the development of SAHP for domestic hot water,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 72, pp. 871-881, 2017.

[86] AccuWeather, «Acuweather,» www.accuweather.com, 2017. [En línea]. Available: https://www.accuweather.com/es/ec/quito/129846/month/129846?monyr=7/01/2017.

[87] Secretaria del Ambiente, «Quito ambiente,» www.quitoambiente.gob.ec, 2017. [En línea]. Available: www.quitoambiente.gob.ec.

[88] M. R. Hernandez y M. Garcia, Estadística, Mexico D.F.: Instituto Politécnico Nacional, 2010.

[89] Climate - data org, «climate data,» www.es.climate-data.org, 2017. [En línea]. Available: https://es.climate-data.org/location/1012/.

[90] E. Jacome, «El comercio,» www.elcomercio.com, 2017. [En línea]. Available: http://www.elcomercio.com/actualidad/indices-radiacion-solar-altos-quito.html.

[91] Secretaria del Ambiente, «Quito ambiente,» www.quitoambiente.gob.ec, 2017. [En línea]. Available: http://www.quitoambiente.gob.ec/ambiente/index.php/datos-horarios-historicos#radiación-solar-rs.

[92] M. Cordovez, «INER,» 2016. [En línea]. Available: https://drive.google.com/file/d/0B0AVHRr32OTpV0MxblJVX0JGaFE/view.

[93] A. Torres y C. Romero, «Influence of aliphatic amides on the temperature of maximum density of water,» *Thermodynamics*, nº 105, pp. 173-178, 2017.

[94] Código Técnico de la Edificación, «CTE,» Junio 2017. [En línea]. Available: https://www.codigotecnico.org/images/stories/pdf/ahorroEnergia/DBHE.pdf.

[95] B. Zabalza, I. Aranda y A. Usón, Energía solar térmica, Zaragoza: Prensas de la universidad de Zaragoza, 2009.

[96] EPMAPS, «Aguaquito,» www.aguaquito.gob.ec, 2017. [En línea]. Available: https://www.aguaquito.gob.ec/?page_id=1392.

[97] Á. Simbaña, V. Toaquiza y W. Quitiaquez , Diseño y construcción de una bomba de calor asisitida por energía solar utilizada para el calentamiento de agua con una capacidad de 60 l/día, Quito: Universidad Politécnica Salesiana, 2018.

[98] B. Karlekar y R. Desmond, Transferencia de calor, Naulcapan: McGRAW-HILL, 1994.

[99] D. Chwieduk, Solar Energy in Buildings, Thermal Balance for wfficient Heating and Cooling.

[100] Instituto Nacional de Metereologia e hidrologia, «servicio meteorologico,» 2011. [En línea]. Available: http://www.serviciometeorologico.gob.ec/wp-content/uploads/anuarios/meteorologicos/Am%202011.pdf.

[101] N. R. Hanson, Constelaciones y Conjeturas, Madrid: Alianza, 1985.

[102] M. Hossain, R. Saidur, H. Fayaz, N. Rahim, M. Islam, J. Ahamed y M. Rahman, «Review on solar water heater collector and thermal energy performance of circulating pipe,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, nº 15, pp. 3801-3812, 2011.

ANEXOS

Anexo 1. Propiedades en los puntos de ebullición y de congelación

	Datos para la ebullición a 1 atm		**Datos para la congelación**		**Propiedades del líquido**		
Sustancia	Punto normal de ebullición, °C	Calor latente De vaporización, hfg, KJ/kg	Punto de Congelación °C	Calor latente De fusión, hif, KJ/kg	Tem., °C	Densidad kg/m3	Calor Especifico Cp, kJ/kg.K
Amoniaco	-33.3	1357	-77.7	322.4	-33.3	682	4.43
					-20	665	4.52
					0	639	4.60
					25	602	4.80
	-185.9	161.6	-189.3	28	-185.6	1394	1.14
Benceno	80.2	394	5.5	126	20	879	1.72
Salmuera (20% de cloruro de sodio por masa)	103.9	-	-17.4	-	20	1150	3.11
n-Butano	-0.5	385.2	-138.5	80.3	-0.5	601	2.31
Bióxido de carbono	-78.4*	230.5 (a 0°C)	-56.6		0	298	0.59
Etanol	8.2	838.3	-114.2	109	25	783	2.46
Etílico, alcohol	78.6	855	-156	108	20	789	2.84
Etilenglicol	198.1	800.1	-10.8	181.1	20	1 109	2.84
Glicerina	179.9	974	18.9	200.6	20	1 261	2.32
Helio	-268.9	22.8			-268.9	146.2	22.8
Hidrógeno	-252.8	445.7	-259.2	59.5	-252.8	70.7	10.0
Isobutano	-11.7	367.1	-160	105.7	-11.7	593.8	2.28
Queroseno	204-293	251	-24.9		20	820	2.00
Mercurio	356.7	294.7	-38.9	11.4	25	13 560	0.139
Metano	-161.5	510.4	-182.2	58.4	-161.5	423	3.49
					-100	301	5.79
Metanol	64.5	1 100	-97.7	99.2	25	787	2.55
Nitrógeno	-195.8	198.6	-210	25.3	-195.8	809	2.06
					-160	596	2.97
Octano	124.8	306.3	-57.5	180.7	20	703	2.10
Aceite (ligero)					25	910	1.80
Oxígeno	-183	212.7	-218.8	13.7	-183	1 141	1.71
Petróleo		230-384			20	640	2.0
Propano	-42.1	427.8	-187.7	80.0	-42.1	581	2.25
					0	529	2.53
					50	449	3.13

Refrigerante-134a	-26.1	216.8	-96.6		-50	1 443	1.23
					-26.1	1 374	1.27
					0	1 295	1.34
					25	1 207	1.43
Agua	100	2 257	0.0	333.7	0	1 000	4.22
					25	997	4.18
					50	988	4.18
					75	975	4.19
					100	958	4.22

Anexo 2. Propiedades físicas del aire a presión atmosférica.

T (K)	ρ (kg/m^3)	C_p $(kJ/kg-°C)$	μ(kg/m-s) $x10^{-5}$	$\nu(m^2/s)$ $x10^{-6}$	k $(W/m-°C)$	$\alpha(m^2/s)$ $x10^{-4}$	Pr
100	3.6010	1.0266	0.692	1.923	0.00925	0.0250	0.770
150	2.3675	1.0099	1.028	4.343	0.01374	0.0575	0.753
200	1.7684	1.0061	1.329	7.490	0.01809	0.1017	0.739
250	1.4128	1.0053	1.488	9.490	0.02227	0.1316	0.722
300	1.1774	1.0057	1.983	16.84	0.02624	0.2216	0.708
350	0.9980	1.0090	2.075	20.76	0.03003	0.2983	0.697
400	0.8826	1.0140	2.286	25.90	0.03365	0.3760	0.689
450	0.7833	1.0207	2.484	31.71	0.03707	0.4222	0.683
500	0.7048	1.0295	2.671	37.90	0.0438	0.5564	0.680
550	0.6423	1.0392	2.848	44.34	0.04360	0.6532	0.680
600	0.5879	1.0551	3.018	51.34	0.04659	0.7512	0.680
650	0.5430	1.0635	3.177	58.51	0.04953	0.8578	0.682
700	0.5030	1.0752	3.332	66.25	0.05230	0.9672	0.684
750	0.4709	1.0856	3.481	73.91	0.05509	1.0774	0.686
800	0.4405	1.0978	3.625	82.29	0.05779	1.1951	0.698
850	0.4149	1.1095	3.765	90.75	0.06028	1.3097	0.692
900	0.3925	1.1212	3.899	99.30	0.06279	1.4271	0.696
950	0.3716	1.1321	4.023	108.2	0.06225	1.5510	0.699
1000	0.3524	1.1417	4.152	117.8	0.06752	1.6779	0.702

Notes: T=temperature, ρ=density, C_p = specific heat capacity, μ=viscosity, $\nu = \mu/\rho$ =kinetic viscosity, k=thermal conductivity, $\alpha = C_p\rho/k$ = heat (thermal) diffusivity, Pr=Prandtl number

Anexo 3. Datos obtenidos el 17 de diciembrede 2017

HORA	TEMP AMB [°C]	VIENTO [m/s]	RAD MED [W/m²]	RAD EXT [W/m²]	RAD DIF [W/m²]	RAD GLOB [W/m²]	FLUJO m [kg/s]	POT COMP [W]	Qu T [W]	Qu TD [W]	Tw T [°C]	Tw TD [°C]	Cop T_{IDEAL}	Cop T_{REAL}
0	26,5	0,0	588,0	1142,0315	102,9000	631,9114	0,0020	61,1486	418,1577	57,37	27,4	27,5	4,18	5,66
5	22,4	0,0	601,2	1155,1203	105,2100	651,2194	0,0021	72,7605	418,9239	26,02	36,0	30,3	3,66	4,73
10	21,0	0,0	617,6	1167,6605	108,0800	674,0253	0,0022	88,3774	426,9767	47,29	45,4	32,6	3,43	4,24
15	21,4	0,0	627,9	1179,6459	109,8825	690,1651	0,0023	97,8237	435,2660	39,73	49,5	34,7	3,41	3,92
20	21,7	0,0	628,5	1191,0710	109,9875	695,4988	0,0025	114,3784	437,0594	27,09	54,0	36,7	3,41	3,60
25	22,0	0,0	641,9	1201,9302	112,3325	714,8647	0,0026	125,4942	446,8076	41,04	56,8	38,5	3,48	3,40
30	22,0	0,0	641,9	1261,7025	112,3325	739,8401	0,0023	95,6519	462,6480	41,85	17,1	30,5	4,17	4,44
35	22,1	0,0	659,2	1267,8723	115,3600	762,4272	0,0025	96,3307	474,4925	55,96	31,9	32,6	3,74	4,46
40	22,2	0,0	664,2	1273,4396	116,2350	770,6173	0,0028	116,0756	478,9853	33,88	40,2	34,4	3,57	4,09
45	22,6	0,0	663,4	1278,4020	116,0950	771,8320	0,0030	139,9277	477,5785	38,04	46,0	36,1	3,51	3,85
50	22,7	0,0	678,4	1282,7570	118,7200	791,2069	0,0032	148,7504	487,9951	27,01	51,0	36,7	3,50	3,77
55	22,8	0,0	692,3	1286,5025	121,1525	809,1062	0,0033	152,5726	496,9365	22,51	56,9	39,3	3,53	3,72
60	22,8	0,0	723,4	1295,5436	126,5950	849,7108	0,0029	78,6845	523,0301	49,49	20,4	28,8	6,19	6,46
65	22,9	0,0	767,4	1294,3738	134,2950	900,8092	0,0033	137,8050	547,2652	34,83	33,6	32,3	4,81	4,33
70	23,0	0,0	586,3	1292,5891	102,6025	687,5446	0,0034	148,3257	428,7389	45,14	42,7	33,1	4,54	4,03
75	23,1	0,0	739,2	1290,1902	129,3600	865,6937	0,0037	166,6222	526,1993	33,60	49,2	34,4	4,12	3,82
80	23,2	0,0	712,2	1287,1784	124,6350	832,6771	0,0038	169,3530	507,7975	56,76	54,0	35,9	3,72	3,67
85	23,6	0,0	729,6	1283,5549	127,6800	851,2996	0,0037	173,5549	518,9807	58,80	58,9	37	3,65	3,60
90	24,3	0,0	728,2	1241,2486	127,4350	829,6121	0,0016	66,9922	525,6269	57,77	20,7	31,6	3,63	4,43
95	24,8	0,0	803,3	1232,8191	140,5775	910,7630	0,0017	69,1933	568,2268	46,77	35,4	33,6	3,44	4,47
100	25,2	0,0	640,6	1223,8038	112,1050	722,5382	0,0018	69,7299	464,2531	62,32	45,5	35,5	3,33	4,42
105	25,5	0,0	196,1	1214,2072	264,9923	450,6327	0,0020	76,5193	310,6110	52,32	51,8	37	3,34	4,39
110	23,8	0,0	158,5	1204,0337	193,3694	342,3657	0,0038	145,1162	247,9060	67,06	52,2	39,1	3,79	4,15
115	22,5	0,0	100,0	1193,2883	106,9277	200,2322	0,0038	139,0065	165,5018	62,07	54,0	40,6	3,72	4,18

Anexo 3. Datos obtenidos el 17 de diciembrede 2017 (Continuación)

Cop TD_{IDEAL}	Cop TD_{REAL}	n T [%]	n TD [%]	Tplaca [°C]	TI, COL [°C]	TI, COMP [°C]	TO, COMP [°C]	TO, COND [°C]	PI, COL [PSI]	PI, COMP [PSI]	PO, COMP	PO, COL	PO, COND
9,65	11,16	66,1735	20,7129	15,9	-8,0	-7,4	48,8	29,8	131,0004	68,9476	999,7398	68,9476	965,2660
8,67	10,68	64,3291	9,0008	9,4	-6,8	-4,9	60,0	38,3	137,8951	75,8423	1310,0038	75,8423	1206,5825
8,08	10,37	63,3473	16,9192	7,5	-5,8	-6,3	65,0	41,3	141,3425	79,2897	1378,9514	79,2897	1344,4776
7,40	10,24	63,0669	14,2860	6,2	-5,0	-5,3	69,0	45,4	151,6847	82,7371	1447,8990	82,7371	1413,4252
7,18	10,03	62,8411	9,0008	4,1	-4,0	-2,3	74,7	50,2	158,5794	89,6318	1516,8465	89,6318	1447,8990
7,11	9,81	62,5024	14,0562	4,1	-3,2	-2,0	77,0	53,4	172,3689	93,0792	1551,3203	93,0792	1482,3728
7,71	9,98	62,5335	20,0958	14,4	-4,8	-4,3	62,8	33,3	151,6847	82,7371	1137,6349	82,7371	1068,6873
7,33	9,75	62,2345	30,3695	11,5	-4,2	-2,7	65,4	39,2	165,4742	89,6318	1378,9514	89,6318	1310,0038
6,81	9,60	62,1561	16,1848	10,2	-4,0	-2,5	69,9	43,2	168,9215	96,5266	1482,3728	96,5266	1413,4252
6,65	9,42	61,8760	21,6755	10,9	-2,6	-1,8	74,9	43,2	179,2637	103,4214	1530,6361	103,4214	1496,1623
6,08	9,06	61,6773	9,0008	10,2	-2,3	-1,1	76,0	45,2	182,7111	110,3161	1565,1098	110,3161	1516,8465
5,83	8,03	61,4180	9,0009	10	-1,7	-0,8	76,5	47,0	193,0532	113,7635	1596,1362	113,7635	1551,3203
6,59	9,27	61,5539	12,5391	14,3	-3,8	-4,3	43,0	19,7	165,4742	96,5266	827,3708	96,5266	689,4757
6,54	9,11	60,7526	14,9773	11,8	-1,5	-2,1	62,2	37,4	172,3689	110,3161	1034,2136	110,3161	965,2660
6,18	8,84	62,3580	28,7430	10,7	-1,1	-1,4	67,1	40,7	179,2637	113,7635	1172,1087	113,7635	1068,6873
6,18	8,73	60,7835	21,6565	10,6	-0,4	-0,8	70,8	45,8	182,7111	124,1056	1310,0038	124,1056	1227,2667
6,15	8,70	60,9837	20,2613	10	-0,2	-0,7	73,5	51,5	193,0532	127,5530	1496,1623	127,5530	1447,8990
6,14	8,10	60,9633	25,2771	8	-0,1	-0,2	76,7	50,2	199,9480	127,5530	1599,5836	127,5530	1516,8465
8,37	10,62	63,3581	31,1988	8,5	-8,8	-7,8	61,4	31,6	110,3161	55,1581	1172,1087	55,1581	1068,6873
7,83	10,17	62,3902	18,6625	8,3	-7,1	-5,5	63,5	37,3	124,1056	62,0528	1275,5300	62,0528	1241,0563
7,80	9,85	64,2531	18,6467	7,2	-6,8	-5,3	64,5	40,7	131,0004	65,5002	1378,9514	65,5002	1344,4776
7,40	9,77	68,9278	17,0097	6,3	-5,0	-3,3	65,8	43,7	137,8951	75,8423	1447,8990	75,8423	1378,9514
6,99	9,56	72,4097	20,5219	4,1	-5,3	-2,3	67,1	46,8	193,0532	127,5530	1516,8465	127,5530	1413,4252
6,59	9,29	82,6550	19,5237	2,7	-4,8	-1,1	68,0	48,8	199,9480	127,5530	1585,7941	127,5530	1482,3728

Anexo 4. Datos obtenidos el 20 de diciembre de 2017.

HORA	TEMP AMB [°C]	VIENTO [m/s]	RAD MED [W/m^2]	RAD EXT [W/m^2]	RAD DIF [W/m^2]	RAD GLOB [W/m^2]	FLUJO M [kg/s]	POT COMP [W]	Qu T [W]	Qu TD [W]	Tw T [°C]	Tw TD [°C]	Cop T_{IDEAL}	Cop T_{REAL}
0	21,0	0,0	241,3	1136,6464	371,2396	587,5037	0,0015	32,8359	391,6101	47,01	24,6	29,6	4,26	8,13
5	20,8	0,0	267,5	1149,9530	443,8407	685,9018	0,0015	38,1065	444,0139	28,60	29,2	31,3	4,27	6,84
10	20,6	0,0	274,5	1162,7133	464,6653	715,3392	0,0016	44,6364	458,0753	39,39	33,2	32,2	4,06	6,26
15	20,5	0,0	288,3	1174,9213	507,5113	773,0768	0,0017	47,7151	488,1977	54,98	36,8	32,9	4,18	5,92
20	20,3	0,0	237,4	1186,5711	361,1417	581,6200	0,0018	55,7819	379,3483	50,93	40,9	33,4	3,80	5,54
25	20,1	0,0	379,4	1197,6573	66,3950	421,4877	0,0019	62,1123	287,4120	48,98	44,6	34	3,58	5,24
30	19,2	0,0	213,6	1259,0690	303,3769	511,8248	0,0015	49,1121	346,5024	23,81	20,7	26,5	4,00	5,57
35	18,9	0,0	160,6	1265,4789	197,0035	354,3994	0,0016	57,0669	257,4560	23,81	28,8	26,5	3,81	5,35
40	18,4	0,0	205,3	1271,2876	284,7511	486,7309	0,0020	71,4292	326,0813	23,81	32,1	26,5	3,95	5,28
45	18,2	0,0	267,6	1276,4922	444,1339	708,3122	0,0021	76,0297	447,3192	23,81	37,8	26,5	3,87	5,18
50	18,1	0,0	312,0	1281,0904	54,6000	363,5438	0,0024	90,6905	248,8115	23,81	40,5	26,5	3,81	4,93
55	18,5	0,0	266,1	1285,0800	439,7487	703,9326	0,0027	105,3782	438,4207	23,81	45,1	26,5	3,50	4,70
60	19,5	0,0	171,4	1295,8415	216,3552	387,7208	0,0017	66,2254	273,7030	30,17	21,6	25,9	4,07	4,91
65	19,4	0,0	483,8	1294,9179	84,6650	568,0774	0,0017	75,2521	373,4406	41,33	34,0	26,6	3,83	4,22
70	19,7	0,0	438,9	1293,3791	76,8075	514,9166	0,0018	79,8180	342,1704	36,12	42,5	28,3	3,81	3,97
75	20,2	0,0	496,1	1291,2258	86,8175	581,3286	0,0019	97,5039	375,5569	32,96	48,8	29	3,39	3,46
80	21,1	0,0	719,4	1288,4590	125,8950	841,6962	0,0022	124,8187	518,9622	30,99	54,9	30,4	3,28	3,32
85	21,9	0,0	291,3	1285,0800	517,1421	806,3446	0,0023	121,6520	499,7539	31,36	60,3	30,9	3,18	3,35
90	19,8	0,0	227,0	1244,4580	335,0921	554,4594	0,0016	59,8322	372,8334	21,01	28,6	22	3,75	5,17
95	19,7	0,0	192,2	1236,2639	256,8909	441,6038	0,0017	69,6912	308,0740	27,93	33,1	23,2	3,72	4,83
100	19,8	0,0	183,5	1227,4824	239,3973	414,7010	0,0018	68,2391	289,3927	25,33	36,8	25,1	3,49	5,06
105	19,9	0,0	187,8	1218,1178	247,9449	426,2124	0,0019	67,9772	290,1053	24,54	41,1	26,1	3,61	5,00
110	19,8	0,0	191,9	1208,1746	256,2745	437,1927	0,0023	82,1638	293,7241	37,84	43,8	27,7	3,65	5,02
115	20,0	0,0	735,3	1197,6573	128,6775	816,8685	0,0024	86,7715	501,6179	39,31	48,0	28,8	3,59	4,60

Anexo 4. Datos obtenidos el 20 de diciembrede 2017 (Continuación).

Cop TD_{IDEAL}	Cop TD_{REAL}	n T [%]	n TD [%]	Tplaca [°C]	TI, COL [°C]	TI, COMP [°C]	TO, COMP [°C]	TO, COND [°C]	PI, COL [PSI]	PI, COMP [PSI]	PO, COMP [PSI]	PO, COL [PSI]	PO, COND [PSI]
6,73	13,48	66,6566	28,6369	4,9	-12,0	-10,0	32,3	20,1	75,8423	41,3685	689,4757	41,3685	655,0019
6,61	12,95	64,7343	16,4108	2,9	-11,0	-9,9	37,5	22,8	82,7371	44,8159	792,8971	44,8159	689,4757
6,70	11,82	64,0361	16,8728	1,9	-10,0	-9,5	42,5	26,2	96,5266	48,2633	861,8446	48,2633	827,3708
6,98	10,75	63,1500	19,8634	-0,2	-9,0	-7,7	46,8	28,2	103,4214	55,1581	999,7398	55,1581	896,3184
7,04	10,28	65,2227	33,3643	-1,3	-7,9	-6,4	51,3	33,1	117,2109	62,0528	1068,6873	62,0528	1034,2136
6,91	9,91	68,1899	18,0708	-1,9	-6,6	-5,4	55,6	37,0	124,1056	68,9476	1206,5825	68,9476	1172,1087
9,10	11,10	67,6994	14,7457	-0,9	-12,0	-11,0	45,8	20,7	75,8423	41,3685	827,3708	41,3685	723,9495
9,10	11,10	72,6457	14,7457	-1,3	-11,5	-10,0	49,6	23,0	82,7371	48,2633	861,8446	48,2633	827,3708
9,10	11,10	66,9942	14,7457	-2,1	-9,5	-7,1	52,4	25,4	96,5266	68,9476	930,7922	68,9476	861,8446
9,10	11,10	63,1528	14,7457	2,7	-9,0	-6,2	54,4	28,0	103,4214	75,8423	1034,2136	75,8423	930,7922
9,10	11,10	68,4406	14,7457	-5	-5,3	-3,7	58,8	32,8	117,2109	86,1845	1103,1611	86,1845	1034,2136
9,10	11,10	62,2816	14,7457	-5,3	-5,0	-3,0	63,5	35,4	124,1056	93,0792	1241,0563	93,0792	1206,5825
9,69	12,59	70,5928	22,4772	7	-10,0	-9,3	53,3	26,1	103,4214	55,1581	896,3184	55,1581	861,8446
9,51	12,32	65,7376	36,4956	5,2	-9,9	-8,0	61,7	33,0	106,8687	58,6054	1068,6873	58,6054	965,2660
8,88	11,43	66,4516	32,8654	5,1	-8,7	-5,7	67,3	36,5	124,1056	62,0528	1206,5825	62,0528	1068,6873
8,48	10,81	64,6032	31,8884	1,4	-6,3	-4,0	76,4	46,7	131,0004	68,9476	1344,4776	68,9476	1310,0038
8,18	10,56	61,6567	24,9226	1,2	-4,8	-3,5	81,1	46,7	137,8951	82,7371	1447,8990	82,7371	1413,4252
7,72	10,33	61,9777	35,4089	1	-4,2	-1,2	81,3	51,0	141,3425	86,1845	1551,3203	86,1845	1496,1623
12,15	13,56	67,2427	36,1575	5,5	-13,0	-10,0	51,3	20,4	68,9476	48,2633	861,8446	48,2633	758,4233
10,76	12,72	69,7625	40,1156	5,2	-12,0	-9,7	54,9	24,8	82,7371	55,1581	896,3184	55,1581	861,8446
10,56	12,48	69,7835	34,7882	4,8	-10,0	-7,0	56,4	27,7	89,6318	62,0528	1034,2136	62,0528	999,7398
9,89	11,77	68,0659	26,2274	3,2	-7,0	-5,0	57,9	31,3	103,4214	68,9476	1172,1087	68,9476	1034,2136
9,10	11,12	67,1841	20,4712	1,5	-5,8	-3,8	59,3	33,3	124,1056	82,7371	1206,5825	82,7371	1137,6349
8,68	10,50	61,4074	16,2518	-0,5	-4,0	-2,0	64,4	38,3	137,8951	86,1845	1378,9514	86,1845	1241,0563

Anexo 5. Datos obtenidos el 23 de diciembre de 2017.

HORA	TEMP AMB [°C])	VIENTO [m/s]	RAD MED [W/m^2]	RAD EXT [W/m^2]	RAD DIF [W/m^2]	RAD GLOB [W/m^2]	FLUJO M [kg/s]	POT COMP [W]	Qu T [W]	Qu TD [W]	Tw T [°C]	Tw TD [°C]	Cop T_{IDEAL}	Cop T_{REAL}
0	24,5	0,0	431,7	1134,3573	75,5475	461,6804	0,0020	42,7941	314,8670	26,66	27,7	27,8	5,02	7,42
5	21,1	0,0	666,6	1147,7776	116,6550	718,7118	0,0021	59,3913	448,2240	49,79	36,7	30,9	4,29	6,09
10	20,8	0,0	265,2	1160,6526	437,0029	678,7457	0,0023	76,5718	424,4501	65,80	42,3	32,8	4,26	4,99
15	21,3	0,0	706,5	1172,9763	123,6375	773,3098	0,0025	92,3977	474,4639	71,14	47,3	35,1	4,05	4,49
20	22,0	0,0	766,2	1184,7428	134,0850	844,5189	0,0030	126,1034	513,5608	41,51	53,6	36,7	3,63	4,03
25	22,6	0,0	724,5	1195,9465	126,7875	803,8357	0,0032	147,6239	490,4688	43,16	57,9	39,1	3,54	3,63
30	23,9	0,0	433,3	1258,2003	75,8275	498,2920	0,0014	60,8271	345,7208	45,23	20,3	27,4	3,76	4,39
35	24,2	0,0	447,0	1264,7326	78,2250	515,9460	0,0017	75,5715	354,3829	30,08	33,8	29	3,61	4,19
40	24,1	0,0	286,8	1270,6640	502,5818	784,5347	0,0019	76,8204	502,6088	45,05	39,4	31,1	3,31	4,56
45	23,9	0,0	255,5	1275,9917	409,4337	661,5010	0,0021	78,9976	432,8524	29,76	44,4	33,7	3,21	4,51
50	23,2	0,0	267,6	1280,7132	444,0028	708,8292	0,0026	94,7320	449,9921	59,92	48,1	35,4	3,14	4,79
55	22,5	0,0	171,3	1284,8263	216,1325	386,1153	0,0030	102,8001	261,4337	52,81	51,2	37,7	3,23	5,02
60	19,5	0,0	117,1	1296,4523	129,4902	246,5752	0,0014	56,0673	209,3210	67,32	22,8	29,8	4,35	4,99
65	19,3	0,0	103,1	1295,6515	110,8690	213,9021	0,0015	58,0145	184,9065	58,94	26,6	32,1	3,97	5,26
70	19,0	0,0	113,4	1294,2351	124,4385	237,6605	0,0017	64,4058	196,5378	40,93	30,5	33,7	4,02	5,22
75	18,8	0,0	195,5	1292,2038	263,6790	458,6138	0,0019	71,6079	315,7789	54,32	33,7	34,9	3,87	5,08
80	18,9	0,0	230,7	1289,5586	344,1260	573,7621	0,0020	77,9086	377,9935	39,24	37,0	36,3	3,57	4,87
85	19,0	0,0	192,7	1286,3007	257,8668	449,2698	0,0020	75,3666	307,1595	28,44	43,0	38,1	3,38	4,77
90	19,8	0,0	227,0	1246,5066	335,0076	554,6046	0,0014	51,2745	368,6917	28,82	28,6	29,4	3,97	5,14
95	19,7	0,0	192,2	1238,4273	256,8377	441,7597	0,0017	68,7751	304,0436	46,17	33,1	31,6	3,94	4,85
100	19,8	0,0	183,5	1229,7596	239,3507	414,8676	0,0018	69,0960	287,7922	50,35	36,8	33,1	3,87	5,01
105	19,9	0,0	187,8	1220,5077	247,8950	426,3948	0,0023	87,3922	292,6665	50,87	41,1	34,8	3,82	4,71
110	19,8	0,0	191,9	1210,6760	256,2215	437,3912	0,0028	104,8754	297,3516	45,04	43,8	36,6	3,66	4,81
115	20,0	0,0	735,3	1200,2692	128,6775	817,8856	0,0031	108,7085	505,7161	26,32	48,0	38,2	3,56	4,82

Anexo 5. Datos obtenidos el 23 de diciembre 2017 (Continuación).

Cop TD_{IDEAL}	Cop TD_{REAL}	n T [%]	n TD [%]	Tplaca [°C]	TI, COL [°C]	TI, COMP [°C]	TO, COMP [°C]	TO, COND [°C]	PI, COL [PSI]	PI, COMP [PSI]	PO, COMP [PSI]	PO, COL [PSI]	PO, COND [PSI]
8,64	11,39	68,2002	9,0009	18,9	-5,5	-5,2	38,8	22,8	124,1056	68,9476	861,8446	68,9476	723,9495
8,28	10,79	62,3649	16,7124	15,7	-4,4	-3,0	49,9	30,0	137,8951	75,8423	1034,2136	75,8423	965,2660
8,36	10,28	62,5345	22,8708	14,6	-3,8	-2,3	58,4	35,7	165,4742	82,7371	1206,5825	82,7371	1103,1611
7,80	9,86	61,3550	24,2295	12,1	-2,0	-1,0	64,1	40,8	172,3689	89,6318	1310,0038	89,6318	1206,5825
7,54	9,37	60,8111	14,3495	10	-1,0	-0,1	71,5	46,2	175,8163	103,4214	1482,3728	103,4214	1413,4252
7,30	9,18	61,0161	14,0202	9,7	-0,1	0,3	76,9	50,0	179,2637	110,3161	1565,1098	110,3161	1482,3728
6,78	10,90	69,3812	14,1000	7,4	-11,0	-10,6	58,3	29,0	96,5266	41,3685	999,7398	41,3685	930,7922
6,54	10,46	68,6860	9,0011	3,9	-10,0	-9,7	62,2	32,0	103,4214	55,1581	1068,6873	55,1581	1034,2136
6,29	10,22	64,0646	14,1953	2,3	-9,6	-6,2	62,5	35,4	106,8687	68,9476	1241,0563	68,9476	1206,5825
6,06	9,95	65,4349	9,0011	1	-9,0	-6,2	63,0	37,4	103,4214	75,8423	1378,9514	75,8423	1241,0563
5,93	9,43	63,4838	19,1018	-0,9	-5,0	-3,6	63,7	40,0	117,2109	93,0792	1447,8990	93,0792	1378,9514
5,81	9,07	67,7087	16,8830	-2,8	-1,0	-0,1	65,0	42,0	137,8951	103,4214	1482,3728	103,4214	1447,8990
7,30	9,18	84,8914	21,8882	9,7	-17,0	-16,0	45,6	14,9	62,0528	34,4738	689,4757	34,4738	551,5806
7,30	8,92	86,4445	18,7429	7,5	-14,0	-13,0	47,2	17,6	68,9476	41,3685	723,9495	41,3685	689,4757
7,31	8,68	82,6969	12,4635	5,7	-13,5	-12,0	48,2	21,0	82,7371	55,1581	827,3708	55,1581	758,4233
7,12	8,69	68,8551	17,0906	4,3	-12,0	-11,0	50,6	24,0	86,1845	62,0528	861,8446	62,0528	827,3708
7,14	8,50	65,8798	12,4668	2,9	-11,0	-10,0	54,4	28,7	89,6318	68,9476	999,7398	68,9476	965,2660
6,93	8,21	68,3686	9,0003	2,1	-10,0	-8,7	57,3	33,3	96,5266	72,3949	1206,5825	72,3949	1103,1611
6,17	10,86	66,4783	20,7297	8,3	-11,0	-11,0	48,7	22,1	68,9476	34,4738	758,4233	34,4738	689,4757
6,13	10,64	68,8256	32,1409	7,2	-10,0	-9,9	53,4	25,5	89,6318	55,1581	861,8446	55,1581	827,3708
5,92	10,05	69,3696	33,8815	6,4	-9,2	-7,1	55,2	27,4	103,4214	62,0528	965,2660	62,0528	930,7922
5,92	9,86	68,6375	33,8434	5,2	-8,3	-5,7	59,7	33,2	131,0004	82,7371	1206,5825	82,7371	1103,1611
5,79	9,74	67,9830	30,3875	2,5	-7,6	-4,5	60,7	35,1	137,8951	96,5266	1275,5300	96,5266	1206,5825
5,80	9,45	61,8321	18,1392	1,4	-5,9	-4,3	61,1	37,6	141,3425	103,4214	1378,9514	103,4214	1275,5300

Anexo 6. Datos obtenidos el 25 de diciembre de 2017.

HORA	TEMP AMB [°C]	VIENTO [m/s]	RAD MED [W/m^2]	RAD EXT [W/m^2]	RAD DIF [W/m^2]	RAD GLOB [W/m^2]	FLUJO M [kg/s]	POT COMP [W]	Qu T [W]	Qu TD [W]	Tw T [°C]	Tw TD [°C]	Cop T_{IDEAL}	Cop T_{REAL}
0	18,3	0,0	298,2	1129,7037	539,2082	804,8235	0,0014	26,7692	505,3881	65,98	23,5	30,2	4,23	8,76
5	18,1	0,0	358,5	1143,3508	62,7375	385,2470	0,0015	33,0461	271,4734	57,16	28,8	32,2	4,12	7,61
10	18,2	0,0	334,1	1156,4548	58,4675	361,8752	0,0017	41,3792	256,7763	47,74	32,5	34	3,81	7,21
15	17,9	0,0	274,8	1169,0094	465,1526	716,9527	0,0020	49,3463	452,1177	36,15	37,2	35,9	3,74	6,59
20	17,8	0,0	294,6	1181,0088	527,3670	799,6099	0,0024	65,5071	494,9020	22,05	39,9	37,9	3,69	6,34
25	17,6	0,0	706,5	1192,4471	123,6375	781,7796	0,0026	68,9956	482,9222	43,46	42,7	39,4	3,72	6,03
30	19,1	0,0	535,4	1256,3835	93,6950	614,7212	0,0017	56,7201	397,6091	58,38	32,3	33,2	4,18	5,34
35	19,5	0,0	334,8	1263,1605	58,5900	385,8780	0,0019	65,9315	267,6575	69,68	38,0	35,3	3,98	5,26
40	19,8	0,0	706,5	1269,3374	123,6375	817,1249	0,0023	82,8184	506,7388	64,72	42,7	36,7	3,82	4,78
45	19,5	0,0	179,7	1274,9113	231,8709	408,9128	0,0024	79,7205	277,4809	74,67	48,3	37,2	3,59	4,82
50	19,4	0,0	194,0	1279,8794	260,4466	452,2041	0,0025	79,3334	294,9083	82,51	51,0	37,9	3,67	4,96
55	19,3	0,0	571,2	1284,2394	99,9600	666,1778	0,0028	98,1657	411,9427	82,10	56,3	38,6	3,36	4,54
60	17,9	0,0	169,5	1297,5957	212,7585	382,2530	0,0014	31,0070	282,8287	45,77	26,6	31	3,77	8,07
65	17,6	0,0	147,7	1297,0408	175,2400	322,8819	0,0016	61,7452	247,5122	76,44	31,7	33,4	3,51	5,15
70	17,3	0,0	128,2	1295,8697	145,2137	273,2656	0,0020	80,5182	217,6575	67,29	34,8	35,1	3,94	4,93
75	17,1	0,0	88,8	1294,0829	93,1720	181,8061	0,0021	73,9590	160,7171	54,26	36,6	36,6	3,84	5,11
80	16,8	0,0	82,0	1291,6813	85,1435	166,8651	0,0022	73,5442	147,8701	45,49	39,2	37,3	3,69	5,42
85	16,7	0,0	155,8	1288,6659	188,6696	343,5594	0,0023	74,1362	241,6956	30,71	41,2	37,8	3,66	5,51
90	15,7	0,0	56,2	1246,5066	56,5415	110,8797	0,0014	50,9512	132,5172	89,66	24,2	32,1	4,19	5,37
95	15,3	0,0	70,0	1238,4273	71,4449	138,7557	0,0015	51,1061	145,1733	71,11	29,8	33,5	3,97	5,37
100	15,0	0,0	53,6	1229,7596	53,8689	105,1658	0,0018	60,0932	122,0176	71,42	32,4	35	3,91	5,44
105	14,8	0,0	50,1	1220,5077	50,1765	97,7859	0,0018	56,4604	115,5628	47,64	34,2	37,1	3,94	5,93
110	14,7	0,0	54,1	1210,6760	54,3095	105,3372	0,0019	58,3163	117,5637	64,04	35,7	38,3	4,07	5,84
115	14,6	0,0	57,9	1200,2692	58,3418	112,5843	0,0020	57,6520	113,4404	74,07	40,0	38,7	3,89	6,02

Anexo 6. Datos obtenidos el 25 de diciembre de 2017 (Continuación).

Cop TD_{IDEAL}	Cop TD_{REAL}	n T [%]	n TD [%]	Tplaca [°C]	TI, COL [°C]	TI, COMP [°C]	TO, COMP [°C]	TO, COND [°C]	PI, COL [PSI]	PI, COMP [PSI]	PO, COMP [PSI]	PO, COL [PSI]	PO, COND [PSI]
5,30	13,73	62,7949	30,5081	15,9	-12,0	-10,0	30,0	19,1	68,9476	34,4738	689,4757	34,4738	620,5281
5,19	11,85	70,4673	26,7503	8,1	-11,0	-9,9	34,4	23,1	75,8423	41,3685	758,4233	41,3685	689,4757
5,09	11,49	70,9571	21,5962	7,2	-10,0	-8,8	39,0	26,4	82,7371	55,1581	861,8446	55,1581	827,3708
4,98	10,78	63,0610	14,9346	6,2	-9,5	-7,0	43,7	30,2	89,6318	68,9476	999,7398	68,9476	896,3184
4,75	10,04	61,8929	9,0008	5,1	-8,0	-6,9	46,6	30,7	103,4214	82,7371	1034,2136	82,7371	999,7398
4,68	9,35	61,7722	17,7114	2,7	-7,0	-4,0	50,6	35,2	117,2109	89,6318	1172,1087	89,6318	1068,6873
5,14	15,45	64,6812	19,4882	16,8	-9,9	-8,1	48,2	27,4	103,4214	55,1581	861,8446	55,1581	827,3708
4,98	14,27	69,3632	23,3831	11,2	-7,6	-4,7	54,2	32,6	124,1056	68,9476	1034,2136	68,9476	999,7398
4,93	13,90	62,0148	21,8849	10,2	-7,4	-4,1	59,3	36,6	131,0004	82,7371	1206,5825	82,7371	1103,1611
4,81	12,87	67,8582	25,6663	7	-6,0	-3,5	60,6	39,8	137,8951	86,1845	1378,9514	86,1845	1241,0563
4,61	12,84	65,2157	29,1132	4,1	-2,7	-2,1	61,5	40,6	165,4742	89,6318	1447,8990	89,6318	1344,4776
4,63	12,39	61,8368	28,9880	1,2	-1,8	-1,5	67,3	45,7	172,3689	93,0792	1585,7941	93,0792	1551,3203
4,44	15,11	73,9899	14,3806	17,9	-18,0	-15,0	28,8	19,6	55,1581	34,4738	689,4757	34,4738	655,0019
4,40	13,74	76,6572	25,1433	16,1	-17,0	-14,0	48,0	22,0	62,0528	48,2633	827,3708	48,2633	792,8971
4,30	13,25	79,6505	21,3582	11,6	-16,0	-13,0	49,8	24,8	89,6318	68,9476	861,8446	68,9476	827,3708
4,36	12,53	88,4003	17,0455	8,6	-13,0	-12,0	49,2	26,2	89,6318	72,3949	999,7398	72,3949	861,8446
4,29	11,88	88,6166	14,3028	7,9	-11,0	-10,0	50,0	28,2	103,4214	75,8423	1034,2136	75,8423	999,7398
4,07	11,61	70,3505	9,0010	6,2	-9,0	-8,4	50,9	30,0	106,8687	79,2897	1068,6873	79,2897	1034,2136
4,84	14,46	119,5144	37,2502	15	-20,0	-18,0	40,1	15,5	62,0528	34,4738	689,4757	34,4738	586,0543
4,76	13,09	104,6251	28,8017	12,8	-19,0	-17,0	41,8	18,9	68,9476	41,3685	827,3708	41,3685	689,4757
4,80	12,60	116,0240	31,6886	10,9	-17,0	-16,0	43,1	21,1	82,7371	55,1581	861,8446	55,1581	792,8971
4,82	12,15	118,1793	24,4772	8,2	-16,0	-13,0	42,4	22,6	89,6318	58,6054	861,8446	58,6054	827,3708
4,64	11,69	111,6070	22,1583	7,4	-15,0	-11,0	44,6	24,4	103,4214	62,0528	896,3184	62,0528	861,8446
4,47	11,22	100,7604	26,0346	5,1	-11,0	-9,0	46,7	28,0	117,2109	68,9476	1034,2136	68,9476	999,7398

Anexo 7.Imágenes termográficas.

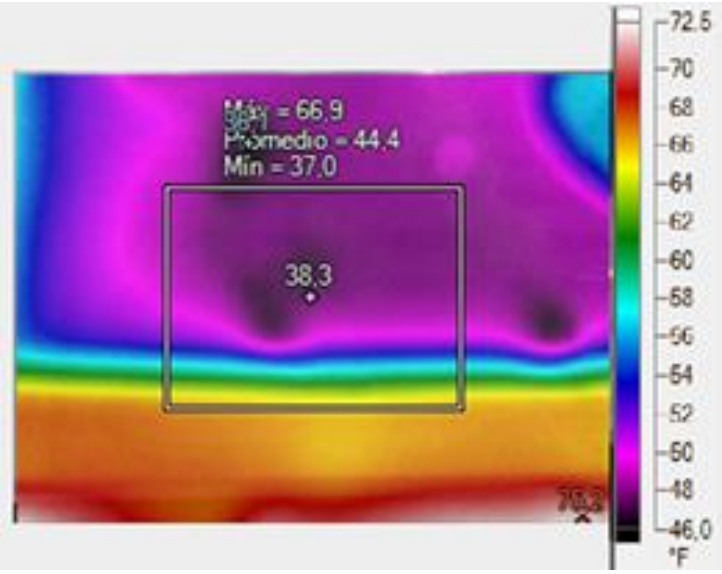


Figura A. 1 Temperatura en el colector / evaporador.

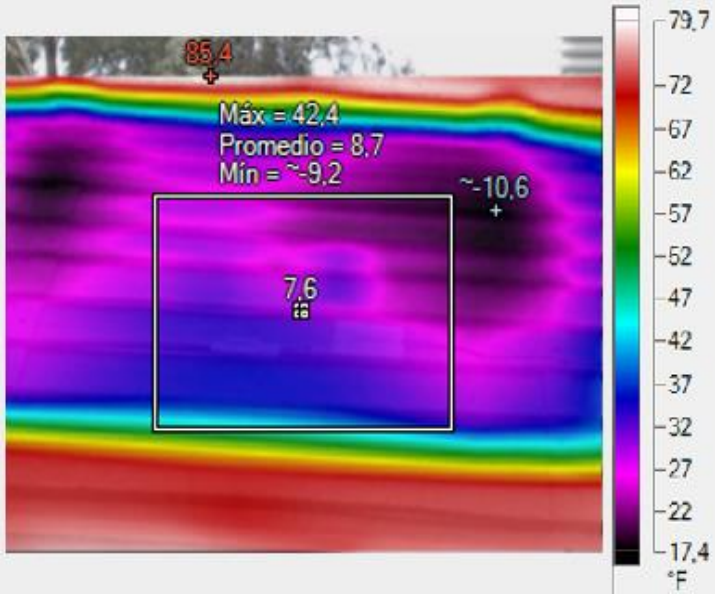


Figura A. 2 Temperatura de la placa de absorción.

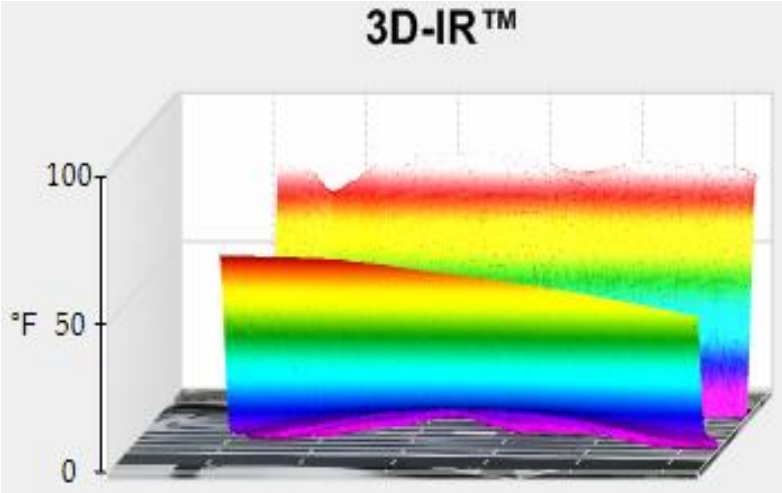


Figura A. 3 Imagen de la placa de absorción

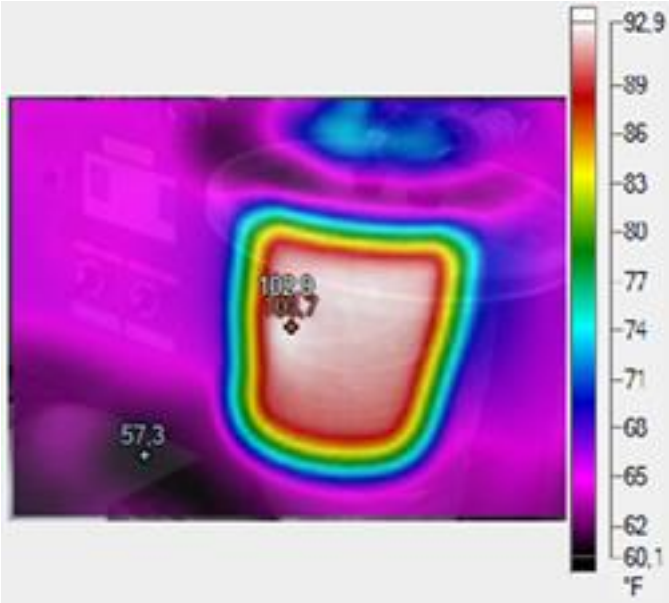


Figura A. 4 Temperatura del agua condensador.

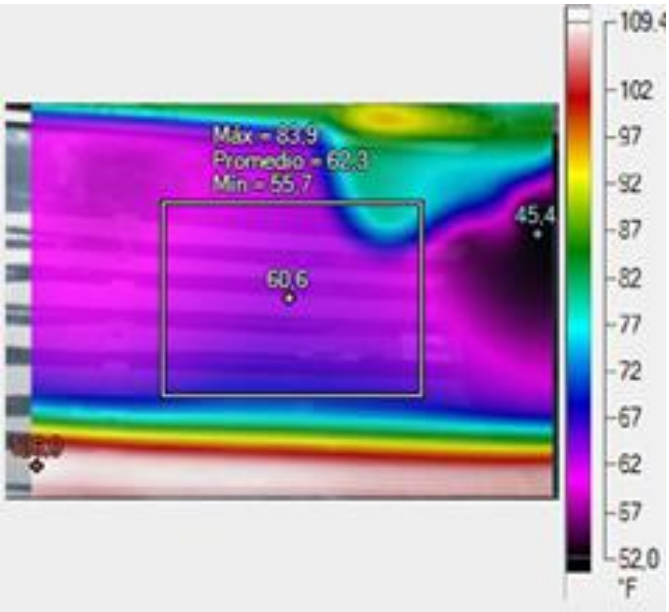


Figura A. 5 Temperatura de la cubierta de vidrio.

Anexo 8.Imágenes de los colectores / evaporador.

Figura A. 6 Bomba de calor solar con colector / evaporador térmico.

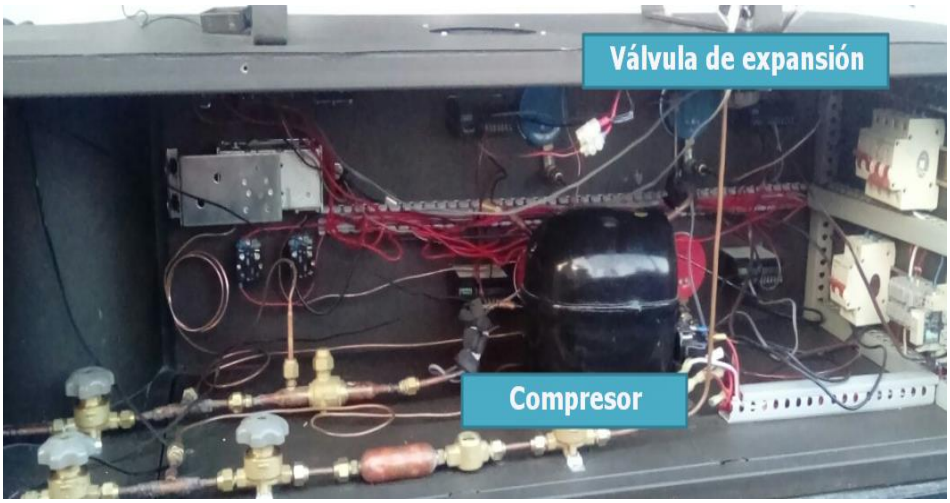


Figura A. 7 Bomba de calor solar con colector / evaporador térmico.

Figura A. 8 Bomba de calor solar con colector / evaporador termodinámico.

Figura A. 9 Colector / evaporador térmico y termodinámico.