

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA
**UNIVERSIDAD
CATÓLICA**
DEL PERÚ

Diseño de un sistema híbrido de calentamiento de agua sanitaria que aproveche la energía solar y eléctrica para una capacidad de 4500 litros por día para la ciudad de Puno Región Puno en Perú.

Tesis para optar el Título de **INGENIERO MECÁNICO**, que presenta el bachiller:

JEAN PAUL EDUARDO SALCEDO CUENCA

ASESOR: Dr. Luis Ricardo Chirinos García

Lima, Junio de 2016

RESUMEN

En el presente trabajo se ha realizado el diseño de un sistema híbrido de calentamiento de agua sanitaria a 40°C que aprovecha la energía solar y eléctrica para un hotel de 30 habitaciones con un consumo de 4500 litros por día en la ciudad Puno.

Para el diseño del sistema de calentamiento se comenzó por cuantificar la radiación solar en la zona de trabajo mediante de valores promedios históricos de radiación solar horizontal diaria, a partir de ello se realizó un modelamiento matemático para superficies inclinadas en la cual se determinó que para una inclinación de 20° en la superficie de captación entre los meses de Abril y Agosto se logra un incremento de captación de radiación solar de hasta 4 MJ/m^2 por día.

Luego, se realizó la selección y diseño del colector solar parabólico compuesto, el cual es un colector concentrador semiestacionario, debido a que durante el año se realiza solo 2 variaciones en la inclinación de la superficie de captación. Este colector está conformado por un absorbedor de cobre, una envolvente de tubo de vidrio, un reflector de aluminio y una cubierta de vidrio. El colector solar diseñado tiene un ratio de concentración de 2.3 y tiene un coeficiente de pérdida de calor bajo de $0.72 \text{ W/m}^2\text{-K}$

Finalmente, se realizó diseño del sistema de calentamiento de agua que consta de 2 circuitos: el circuito primario y secundario, en donde el circuito primario calienta un portador de energía y mediante un intercambiador calienta el agua del circuito secundario. Para el diseño del sistema se realizó balances térmicos en estado estable al sistema de captación, al intercambiador y al acumulador. Como resultado de los balances térmicos se determinó necesario un área de captación de 34.5 m^2 , en donde se tiene temperaturas de hasta 74°C . Además, se determinó las diferentes temperaturas en la cual trabajaría cada punto del sistema de calentamiento y a partir ello se realizó el diseño un sistema de transporte del fluido portador de energía, la selección de un intercambiador de calor, la selección de tanques de almacenamiento y la selección de un sistema auxiliar de calentamiento de agua.


 PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TÍTULO	Diseño de un sistema híbrido de calentamiento de agua sanitaria que aproveche la energía solar y eléctrica para un capacidad de 4500 litros por día para la ciudad de Puno Región Puno en Perú.
ÁREA	Energía # 391
PROPUESTO POR	Dr. Luís Ricardo Chirinos García
ASESOR	Dr. Luís Ricardo Chirinos García
TESISTA	Jean Paul Eduardo Salcedo Cuenca
CÓDIGO	2010.0381
FECHA	22 de octubre de 2015


DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:

La ciudad de Puno es una de las zonas más visitadas de la provincia por los turistas, por ello cuenta con varios hoteles en la zona, en las cuales es necesario el uso del agua caliente sanitaria que se encuentra alrededor de los 40 °C.

Con el fin de calentar el agua sanitaria, se sabe que la temperatura de agua de red más baja durante el año es de 7 °C teniendo así un gradiente de temperatura a calentar de 38 °C, lo que significa un gran gasto energía eléctrica.

Por otro lado, la ciudad de Puno cuenta con una radiación solar anual entre 5.5 a 6 kW-h/m², por ello se propone diseñar un sistema híbrido de calentamiento de agua sanitaria, teniendo como caso de estudio un hotel mediano de 30 habitaciones en el cual se tiene un consumo de 150 litros de agua caliente por cuarto durante las 24 horas del día.

Por lo tanto, el presente trabajo tiene como objetivo el diseño de un sistema de híbrido de calentamiento de agua sanitaria que aproveche la energía solar y eléctrica para una capacidad de 4500 litros por día para la ciudad de Puno Región Puno en Perú. En la cual, se incluye el diseño del colector solar, la selección del sistema de almacenamiento de agua caliente, el diseño del sistema de transporte, la selección del sistema de calentamiento auxiliar y de los accesorios.






TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

Diseño de un sistema híbrido de calentamiento de agua sanitaria que aproveche la energía solar y eléctrica para un capacidad de 4500 litros por día para la ciudad de Puno Región Puno en Perú.

Introducción

1. Generalidades.
2. Geometría y radiación solar.
3. Diseño del colector solar.
4. Diseño del sistema de calentamiento solar.
5. Costos

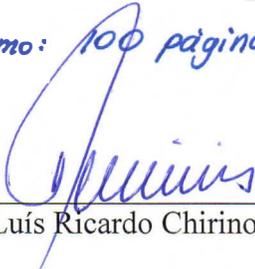
Conclusiones

Bibliografía

Anexos

Planos

Máximo: 100 páginas


Dr. Luis Ricardo Chirinos García

Asesor



AGRADECIMIENTOS

Al Dr. Luis Chirinos por su apoyo, dedicación y paciencia durante el desarrollo del presente documento.



ÍNDICE

1	GENERALIDADES.....	5
1.1	Energía Solar.....	5
1.1.1	Energía Solar en Perú.....	5
1.2	Consideraciones ambientales del lugar.....	6
1.3	Demanda de agua caliente sanitaria.....	8
1.4	Legionella.....	8
2	GEOMETRÍA Y RADIACIÓN SOLAR.....	12
2.1	Ángulos solares.....	12
2.1.1	Declinación.....	13
2.1.2	Ángulo horario.....	13
2.1.3	Ángulo azimut de la superficie.....	14
2.1.4	Ángulo de incidencia.....	14
2.2	Cálculo para la obtención de la radiación solar total promedio en un día sobre un plano inclinado.....	14
2.2.1	Radiación solar total sobre la atmósfera.....	14
2.2.2	Índice de claridad.....	15
2.2.3	Radiación difusa promedio por día.....	15
2.2.4	Factor de radiación total sobre plano inclinado en la superficie atmosférica.....	16
2.2.5	Factor de radiación total sobre un plano inclinado en la superficie terrestre.....	16
2.2.6	Resultados obtenidos.....	17
2.3	Cálculo para la obtención de la radiación solar total por hora sobre un plano inclinado.....	18
2.3.1	Factor de radiación difusa horaria.....	18
2.3.2	Factor de radiación total horaria.....	18
2.3.3	Radiación total horaria sobre una superficie inclinada.....	19

2.3.4	Factor de radiación total horaria sobre una superficie inclinada	19
2.3.5	Resultados obtenidos.....	20
3	DISEÑO DEL COLECTOR.....	22
3.1	Selección del colector	23
3.1.1	Colector plano.....	23
3.1.2	Colector de tubo evacuado	24
3.1.3	Colector parabólico Compound.....	25
3.1.4	Colector cilindro parabólico.....	26
3.2	Definición de la configuración del colector solar	27
3.3	Geometría del colector compound	29
3.3.1	Longitud de arco del reflector.....	31
3.3.2	Ratio de concentración	33
3.3.3	Altura del colector	34
3.3.4	Ancho de apertura.....	34
3.4	Selección de materiales para el colector CPC.....	35
3.5	Análisis térmico del colector CPC	36
3.5.1	Determinación de coeficientes de transferencia de calor.....	37
3.5.2	Determinación de resistencias térmicas	46
3.5.3	Balance térmico del colector solar.....	49
3.5.4	Determinación del flujo de calor útil en el fluido portador de energía.....	52
4	DISEÑO DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO SOLAR	61
4.1	Selección del sistema de calentamiento.....	61
4.2	Balance térmico del sistema de calentamiento.....	65
4.2.1	Balance de energía del colector solar	66
4.2.2	Balance de energía del intercambiador de calor	67
4.2.3	Balance de energía en el acumulador.....	68
4.2.4	Fracción solar	71

4.3	Cálculo del área de captación y temperaturas de trabajo	71
4.4	Selección de equipos del circuito primario.....	75
4.4.1	Sistema de captación	75
4.4.2	Bomba del circuito primario	76
4.4.3	Cálculo del vaso de expansión.....	78
4.4.4	Tuberías.....	81
4.4.5	Espesor del aislamiento de las tuberías	81
4.5	Selección de equipos del circuito secundario	83
4.5.1	Selección de intercambiador de calor externo	83
4.5.2	Tanque de acumulación de agua	83
4.5.3	Espesor de aislamiento del tanque de acumulación de agua	85
4.5.4	Bomba de circulación del circuito secundario.....	86
4.5.5	Bomba de distribución de agua caliente sanitaria	87
4.5.6	Válvula mezcladora.....	88
4.5.7	Subsistema de calentamiento auxiliar	89
5	COSTOS.....	92
	CONCLUSIONES	97
	BIBLIOGRAFIA	99

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Definición
α_c	: Absorbancia de la cubierta.
α_e	: Absorbancia de la envolvente.
α_r	: Absorbancia del receptor.
α_{re}	: Absorbancia del reflector.
H_1	: Altura baja del colector.(m)
H_2	: Altura media del colector.(m)
H_3	: Altura alta del colector.(m)
h	: Altura estática de la instalación. (m)
W	: Ancho total del colector solar. (m)
Z_s	: Ángulo azimut de superficie. (°)
θ_c	: Ángulo de aceptación. (°)
β	: Ángulo de inclinación del colector. (°)
h	: Ángulo horario. (°)
h_{ss}	: Ángulo horario de puesta de sol. (°)
h'_{ss}	: Ángulo horario de puesta de sol en una superficie inclinada. (°)
θ_c	: Ángulo de aceptación. (rad)
A_c	: Área de la cubierta. (m ²)
g	: Aceleración de la gravedad. ($\frac{m}{s^2}$)
A_c	: Área de la cubierta. (m ²)
A_e	: Área de la envolvente. (m ²)
A_r	: Área del receptor. (m ²)
A_{re}	: Área del reflector. (m ²)
θ_t	: Ángulo de truncamiento. (°)
A_i	: Área de un elemento del colector. (m ²)
θ_m	: Ángulo medio (°)
h_{fi}	: Coeficiente de transferencia de calor por convección del interior del receptor. ($\frac{W}{m^2K}$)
C_{pcons}	: Calor específico del agua de consumo. ($\frac{kJ}{kg-K}$)

C_p	: Calor específico del fluido portador de energía. $(\frac{kJ}{kg-K})$
C_{p1}	: Calor específico del fluido portador de energía en el circuito primario. $(\frac{kJ}{kg-K})$
C_{p2}	: Calor específico del fluido portador de energía en el circuito secundario. $(\frac{kJ}{kg-K})$
C_{min}	: Capacidad calorífica mínima. $(\frac{kW}{K})$
a	: Coeficiente alfa del portador de energía.
b	: Coeficiente beta del portador de energía.
C_{e-agua}	: Coeficiente de expansión del agua.
$C_{e-calorportador}$: Coeficiente de expansión del fluido portador de energía.
f	: Coeficiente de fricción.
$h_{c,e \rightarrow c}$: Coeficiente de transferencia de calor convectivo entre la envolvente y la cubierta.
$h_{i \rightarrow j}$: Coeficiente de transferencia de calor entre dos elementos del colector. $(\frac{W}{m^2-K})$
$h_{c,c \rightarrow a}$: Coeficiente de transferencia de calor por convección entre el reflector y el ambiente. $(\frac{W}{m^2-K})$
$h_{R,c \rightarrow a}$: Coeficiente de transferencia de calor por radiación entre el reflector y el ambiente. $(\frac{W}{m^2-K})$
C_{pr}	: Coeficiente de presión.
U_L	: Coeficiente global de pérdida de calor. $(\frac{W}{m^2-K})$
U_o	: Coeficiente global de transferencia de calor. $(\frac{W}{m^2-K})$
k_{aire}	: Conductividad térmica del aire. $(\frac{W}{m-K})$
k	: Conductividad térmica del fluido. $(\frac{W}{m-K})$
k_f	: Conductividad térmica del material empleado $(\frac{W}{m-K})$
k_{fref}	: Conductividad térmica del material de referencia. $(\frac{W}{m-K})$
k_r	: Conductividad térmica del receptor. $(\frac{W}{m-K})$
k_{re}	: Conductividad térmica del reflector. $(\frac{W}{m-K})$

K	: Constante adimensional cuyo valor está tabulado en función de la altitud del lugar.
G	: Constante de Catalán = 0.91597
σ	: Constante de Stefan-Boltzmann = $5.67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4}$
G_{sc}	: Constante solar. ($\frac{W}{m^2}$)
δ	: Declinación. ($^{\circ}$)
ρ	: Densidad del fluido. ($\frac{kg}{m^3}$)
D_{ir}	: Diámetro interno del receptor. (m)
D_{it}	: Diámetro interno de la tubería. (m)
D_{or}	: Diámetro externo del receptor. (m)
D_{et}	: Diámetro exterior de la tubería (m)
N	: Día representativo del mes.
ϵ_c	: Emisividad de la cubierta.
ϵ_e	: Emisividad de la envolvente.
ϵ_r	: Emisividad del receptor.
s_{re}	: Espesor del reflector. (m)
$\epsilon_{ef,e \rightarrow c}$: Emisividad efectiva entre la envolvente y la cubierta
$\epsilon_{ef,e \rightarrow re}$: Emisividad efectiva entre la envolvente y el reflector
d_{ref}	: Espesor mínimo de referencia (m)
β_{aire}	: Expansión térmica del aire. (1/K)
α_I	: Factor alfa de radiación horaria
β_I	: Factor beta de radiación horaria
ρ_G	: Factor de albedo
C	: Factor de concentración.
γ	: Factor de corrección para radiación difusa.
F'	: Factor de eficiencia del colector.
$r_{b,\beta}$: Factor de radiación total horaria sobre una superficie inclinada.
\bar{R}_B	: Factor de radiación total sobre plano inclinado en la superficie atmosférica.

F_R	: Factor de pérdida de calor.
\dot{q}_c	: Flujo de calor absorbido por la cubierta. $(\frac{W}{m^2})$
\dot{q}_e	: Flujo de calor absorbido por la envolvente. $(\frac{W}{m^2})$
\dot{q}_{re}	: Flujo de calor absorbido por el reflector. $(\frac{W}{m^2})$
\dot{m}_2	: Flujo másico del agua que ingresa al intercambiador de calor. $(\frac{kg}{s})$
\dot{m}_{cons}	: Flujo másico del agua que se consume. $(\frac{kg}{s})$
\dot{m}	: Flujo másico de fluido portador de energía. $(\frac{kg}{s})$
\dot{m}_1	: Flujo másico del fluido portador de energía en el circuito primario. $(\frac{kg}{s})$
\dot{q}_u	: Flujo de calor útil en el fluido portador de energía. $(\frac{W}{m^2})$
g	: Gravedad. (m^2/s)
\bar{K}_T	: Índice de claridad.
L	: Latitud. ($^\circ$)
L_{total}	: Longitud de arco total. (m)
L_t	: Longitud de la tubería. (m)
L_c	: Longitud de los colectores. (m)
G_r	: Número de Grashof.
Nu	: Número de Nusselt.
Re	: Número de Reynolds.
Pr	: Número de Prandtl.
n	: Número promedio de reflexiones.
n_o	: Número promedio de reflexiones antes de salir del colector.
Y	: Porcentaje de agua en el fluido portador de energía (%)
$P_{m\acute{a}x}$: Presión máxima en el vaso de expansión. (bar)
$P_{m\acute{i}n}$: Presión mínima en el vaso de expansión (bar)
S	: Radiación absorbida por el colector. $(\frac{W}{m^2})$
H_D	: Radiación difusa diario. (MJ/m^2)
I_D	: Radiación difusa horaria. (MJ/m^2)

\bar{H}_D	: Radiación difusa promedio por día sobre una superficie horizontal terrestre. (MJ/m ²)
I_d	: Radiación difusa recibida por el colector. ($\frac{W}{m^2}$)
H_o	: Radiación solar total sobre la atmósfera. (MJ/m ²)
H	: Radiación total diario. (MJ/m ²)
I	: Radiación total horaria. (MJ/m ²)
\bar{H}	: Radiación total promedio por día sobre una superficie horizontal en la superficie terrestre. (MJ/m ²)
\bar{H}_o	: Radiación total promedio por día sobre una superficie horizontal sobre la atmósfera. (MJ/m ²)
\bar{H}_t	: Radiación total promedio por día sobre una superficie inclinada en la superficie terrestre. (MJ/m ²)
I_t	: Radiación total recibida por el colector. ($\frac{W}{m^2}$)
I_u	: Radiación útil. ($\frac{W}{m^2}$)
r_e	: Radio externo del tubo absorbedor. (m)
r_o	: Radio interno del tubo absorbedor. (m)
ρ_c	: Reflectancia de la cubierta.
ρ_e	: Reflectancia de la envolvente.
ρ_{re}	: Reflectancia del reflector
ρ_r	: Reflectancia del receptor.
R_{tot}	: Resistencia térmica total. ($\frac{K}{W}$)
$R_{c \rightarrow a}$: Resistencia térmica entre la cubierta y el ambiente. ($\frac{K}{W}$)
$R_{e \rightarrow re}$: Resistencia térmica entre la envolvente y el reflector. ($\frac{K}{W}$)
$R_{e \rightarrow c}$: Resistencia térmica entre la envolvente y la cubierta. ($\frac{K}{W}$)
$R_{re \rightarrow a}$: Resistencia térmica entre el reflector y el ambiente. ($\frac{K}{W}$)
$R_{re \rightarrow c}$: Resistencia térmica entre el reflector y la cubierta. ($\frac{K}{W}$)
$R_{r \rightarrow e}$: Resistencia térmica entre el receptor y la envolvente. ($\frac{K}{W}$)
T_{cons}	: Temperatura del agua a la salida del tanque. (K)
T_{sum}	: Temperatura de agua de almacenamiento. (K)

T_{red}	: Temperatura del agua de red. (K)
T_t	: Temperatura del agua de tanque. (K)
T_a	: Temperatura del ambiente. (K)
T_k	: Temperatura del cielo. (K)
T_c	: Temperatura de la cubierta. (K)
T_{ci}	: Temperatura de entrada al colector. (K)
T_e	: Temperatura de la envolvente. (K)
T_i	: Temperatura de ingreso al colector del fluido portador de energía. (K)
T_{ici}	: Temperatura de ingreso al intercambiador de calor. (K)
T_r	: Temperatura del receptor. (K)
T_{re}	: Temperatura del reflector. (K)
τ_c	: Transmitancia de la cubierta.
τ_e	: Transmitancia de la envolvente.
T_{co}	: Temperatura de salida del colector. (K)
T_{ico}	: Temperatura de salida del intercambiador de calor. (K)
T	: Temperatura máxima que puede alcanzar el fluido portador de energía. ($^{\circ}$ K)
X	: Semi ancho de apertura del colector truncado. (m)
S	: Valor adimensional S
v	: Velocidad del fluido al interior de la tubería. ($\frac{m}{s}$)
μ	: Viscosidad dinámica del fluido portador de energía. (Pa-s)
v_{aire}	: Viscosidad del aire. (m^2/s)
V_{ins}	: Volumen del fluido portador de energía instalado (l)

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 Radiación solar horizontal en el Perú	6
Figura 1.2 Temperaturas de desarrollo de la Legionella	9
Figura 3.1 Colector solar plano	23
Figura 3.2 Colector de tubo evacuado.....	25
Figura 3.3 Esquema del colector CPC.....	26
Figura 3.4 Tipos de absorbedores de colector CPC	26
Figura 3.5 Colector cilíndrico parabólico.....	27
Figura 3.6. Secciones de diferentes configuraciones para colector CPC.....	28
Figura 3.7. Curvas de eficiencias de colectores CPC con tubo evacuado de Hottel-Whillier-Bliss.....	28
Figura 3.8 Sección transversal del colector CPC.....	29
Figura 3.9 Detalle del sistema coordinado del colector CPC	31
Figura 3.10 Colector CPC truncado.....	33
Figura 3.11 Dimensiones de una unidad colectora	35
Figura 3.12 Flujos de pérdida de calor del colector CPC.....	37
Figura 3.13. Circuito térmico del colector solar CPC	37
Figura 3.14 Colector CPC de siete receptores	57
Figura 3.15 Dimensiones de tuberías de cobre del colector CPC.....	58
Figura 3.16 Dimensiones de la carcasa del colector CPC	58
Figura 4.1 Colector de almacenamiento integral	62
Figura 4.2 Sistema de calentamiento por termosifón.....	62
Figura 4.3 Sistema de calentamiento de recirculación.....	63
Figura 4.4 Sistema de calentamiento por circulación indirecta forzada.....	64
Figura 4.5 Sistema típico de calentamiento de agua sanitaria.....	65
Figura 4.6 Esquema general del sistema de calentamiento.....	66
Figura 4.7 Esquema de balance de energía del colector solar	67
Figura 4.8 Esquema de balance de energía del intercambiador de calor	67
Figura 4.9 Esquema de balance de energía en el acumulador	69
Figura 4.10 Estratificación en el tanque de acumulación.....	71
Figura 4.11 Disposición y distancia mínima entre cada colector.....	76
Figura 4.12 Esquema de distribución de colectores	76
Figura 4.13 Bomba de circulación Gundfos.....	78

Figura 4.14 Electrobomba centrífuga Pedrollo 0.85 HP	78
Figura 4.15 Esquema del tanque acumulador de agua caliente	85
Figura 4.16 Bomba de circulación Grundfos Alpha2.....	86
Figura 4.17 Electrobomba centrífuga Pedrollo 1.5 HP	88
Figura 4.18 Válvula mezcladora con protección antiquemaduras	89



INTRODUCCIÓN

El sol es nuestra fuente de energía permanente y esta llega a nuestro planeta de dos formas distintas: incidiendo sobre los objetos iluminados por el sol denominado radiación directa y por la reflexión de la radiación solar absorbida por el aire, denominada radiación difusa. La radiación solar interceptada por la Tierra es la principal fuente de energía renovable a nuestro alcance. La cantidad de radiación solar captada por nuestro planeta es de aproximadamente 5.4×10^{24} J una cifra que representa 4500 veces la energía que se consume. (Ambientum 2015)

La energía solar es la fuente de energía más antigua que ha existido en el mundo. Su primera aplicación registrada a gran nivel se remonta a los años de 287-212 A.C. con el incendio de la flota romana en la bahía de Siracusa por Arquímedes en la cual se empleó un dispositivo óptico que concentró la radiación solar en un punto que permitió quemar la flota a distancia. (Kalogirou 2009: 20)

Luego de casi 2000 años desde el primer recuerdo de uso de la energía solar, se realizó la primera aplicación de la energía solar con el uso de colectores concentradores en la cual involucra un sistema de seguimiento del sol. En el siglo 18 se realizó la construcción de hornos solares que eran capaces de poder fundir hierro, cobre y otros metales, estos hornos eran construidos con hierro pulido, lentes de vidrio y espejos y fue la primera aplicación a gran escala que se utilizó en todo Europa. (Kalogirou 2009: 20-21)

En la actualidad se busca captar la radiación solar para generar electricidad con paneles fotovoltaicos o captar la radiación solar por medio de colectores que permitan utilizarlos como intercambiadores de calor. Este último se puede dividir en función del sistema de seguimiento del sol y a medida que el sistema de seguimiento aumenta se obtienen mayores ratios de concentración y temperaturas máximas del fluido a calentar. No obstante, los sistemas de seguimiento solar más sofisticados como son los de dos ejes están destinados a la generación de energía eléctrica a diferencia de los sistemas estacionarios y los de seguimiento en un solo eje que se emplean para calentamiento de agua, calefacción, procesos de secado, desalinización u otros procesos térmicos.

Durante el último siglo los avances en el estudio de los colectores solares para procesos térmicos que tienen mayor uso se han resumido en los siguientes tipos de colectores:

Colectores planos: Son superficies planas en la cual la radiación atraviesa la cubierta transparente del colector e incide sobre una superficie que tiene una gran capacidad de absorción, una gran cantidad de la energía absorbida por el plano se transporta por medio de un fluido al interior de pequeños tubos para su almacenamiento. Para este tipo de colector se puede obtener máximo un ratio de concentración¹ unitario y se alcanzan rangos de temperaturas en el receptor entre 30 a 80 °C. (Kalogirou 2009)

Colector Parabólico Compound (CPC): Son concentradores que se basan en la óptica sin imagen², estas tienen la capacidad de poder reflejar los rayos incidentes hacia el receptor dentro de amplios límites de ángulo de aceptación³. Estos colectores tienen como característica la reducción de movimiento y con ello adecuarse al cambio de la orientación solar. Para este tipo de colector se puede obtener un ratio de concentración entre 1 a 5 si no se utiliza un sistema de seguimiento y valores de 5 a 15 si se utiliza un sistema de seguimiento. Además, se pueden obtener temperaturas en el receptor entre 60 a 240 °C. (Kalogirou 2009: 133)

Colectores Parabólicos: Son concentradores en donde el reflector es fabricado doblando una plancha de material reflectivo otorgándole una forma parabólica y el receptor es un tubo situado en el foco de la parábola que capta toda la radiación incidente en el receptor. Para emplear este tipo de colector es necesario utilizar un sistema de seguimiento del sol debido a que el ángulo de aceptación es muy pequeño, por ello se necesita regular continuamente. Para este tipo de colector se puede obtener un ratio de concentración entre 10 a 85 y se puede alcanzar rangos de temperaturas entre 60 a 400 °C. (Kalogirou 2009: 142)

La selección del tipo de colector es una parte importante del proyecto ya que esta busca encontrar una mejor alternativa al colector plano se busca obtener concentraciones de radiación más altas con una reducción de espacio para estos colectores. Estas alternativas se analizaran a partir de las tecnologías previamente presentadas.

¹ Ratio de concentración: Es el valor obtenido de la división del área de apertura entre el área del receptor del colector.

² Óptica sin imagen: Es una rama científica de la óptica en la cual se estudia la forma óptima de transferencia de radiación luminosa entre una fuente y su receptor.

³ Ángulo de aceptación: Es el ángulo máximo en la cual la radiación directa solar puede ser capturada por el concentrador solar.

La importancia del estudio de uso de la energía solar en el Perú se debe a que el país es privilegiado al poder contar con una radiación solar importante sobre todo la superficie terrestre, en especial sobre las zona de la costa sur y la zona de la sierra sobre los 2500 msnm donde se tiene una disponibilidad de energía solar diaria entre 5.5 a 6.0 kW h/m². Además, otras de las razones por la cual nuestro país es privilegiado debido a que la disponibilidad es bastante grande y uniforme durante todo el año.

Además, el sector de la energía se encuentra en un periodo de cambio y reflexión. Las fuentes de energía convencionales son contaminantes y limitadas, por ello se hace necesario el rápido desarrollo de sistemas limpios y sostenibles como los colectores solares. También, al usar calentadores solares de agua se tiene la ventaja de ser un sistema seguro y confiable en la cual no tendrá riesgos de explosión, fugas o filtraciones de gases.

La sierra en la zona sur del país que comprende Puno tienen unas temperaturas promedio que están alrededor de los 10 °C. En estas zonas de más de 3800 msnm, en las noches la temperatura desciende a temperaturas cercanas a cero grados. Además, en épocas de invierno en estas zonas ocurre el fenómeno del friaje donde se tienen temperaturas aún más bajas. El calentamiento del agua para momentos en la cual esta puede llegar a congelarse a temperatura ambiente es de gran importancia para que el hombre pueda emplearlos en su limpieza o calefacción. Es por estas temperaturas que existe una mayor demanda de agua caliente sanitaria a diferencia de otras localidades.

Se protegerá al fluido portador de energía debido a que la temperatura del ambiente será más baja que la temperatura que va alcanzar el fluido luego de la transferencia de calor. También, se considerará la caída de temperatura del sistema de transporte del fluido desde los colectores hasta el sistema de almacenamiento. Además, se tomará en consideración los sistemas de almacenamiento de agua que deberán estar bien aislados y que la temperatura del agua almacenada no decaiga más de la propuesta durante un día.

Otra de las consideraciones es sobre la radiación solar que durante el año es alta y constante por lo general, pero no garantiza que durante el año pueda existir un cielo nublado que haga que la radiación solar pierda su intensidad y no pueda calentar el

agua de manera óptima. Por ello, también se considerará el uso de un sistema de calentamiento como respaldo en caso se presente la reducción de la radiación solar.

El proyecto se situará en la ciudad de Puno en la cual existe una gran cantidad de hoteles y hospedajes. En su mayoría estos hoteles disponen de calentadores de agua que utilizan en su mayoría colectores planos, se pretende presentar una mejor alternativa de colector que pueda concentrar una mayor radiación solar, calentar el agua en un menor tiempo y utilizar menores espacios. Además, el calentador solar supone una mayor inversión a comparación de lo que usan combustible y energía eléctrica, pero esta inversión se ve recuperada por el costo nulo de la fuente. La cantidad de agua caliente sanitaria con la que se trabajará será de 150 litros por habitación por día para un hotel de 30 habitaciones con lo que se tendrá una capacidad del calentamiento de agua de 4500 litros por día.

Por ello, se propone diseñar un sistema de calentamiento de agua por medio de energía solar mediante el uso de colectores solares, que va ser destinada para uso sanitario con una capacidad de 4500 litros por día. Los colectores solares serán evaluados para poder elegir aquella que sin la necesidad de realizar mucho movimiento sobre el colector sea capaz de poder captar la mayor cantidad de radiación solar y también ser capaz de poder calentar el fluido en un área más compacta.

OBJETIVO GENERAL

Diseñar un sistema híbrido de calentamiento de agua sanitaria que aproveche la energía solar y eléctrica para una capacidad de 4500 litros por día para la ciudad de Puno Región Puno en Perú.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Identificar el lugar de incidencia de la radiación solar sobre del colector solar.
- Determinar el tipo de colector solar para el sistema de calentamiento de agua.
- Diseñar un sistema de transporte del fluido portador de energía.
- Seleccionar un sistema de sistema de transferencia de energía para elevar la temperatura del agua hasta 60 grados centígrados.
- Seleccionar un sistema de almacenamiento de agua caliente.
- Seleccionar un sistema de calentamiento auxiliar.
- Seleccionar accesorios complementarios del sistema de calentamiento.

CAPÍTULO 1 GENERALIDADES

1.1 Energía Solar

La energía solar es aquella energía que llega a la Tierra en forma de radiación electromagnética procedente del Sol, la cual ha sido generada por un proceso de fusión nuclear. El aprovechamiento de la energía solar se puede realizar por conversión térmica (energía solar térmica) y por conversión fotovoltaica (energía solar fotovoltaica). [INTEF 1 2015]

La energía solar térmica consiste en aprovechar la energía procedente del Sol para transferirla a un medio portador de energía. Mientras que la energía solar fotovoltaica se basa en la captación de la energía solar y su transformación en energía eléctrica por medio de modulo fotovoltaicos. [MILARIUM 1]

El uso de la energía solar tiene un doble objetivo, por un lado es la de ahorrar en energías no renovables como la energía y por otro lado tiene el objetivo de a reducir el impacto ambiental generado por las energías no renovables. [JUTGLAR 2004]

1.1.1 Energía Solar en Perú

La energía solar en Perú es un recurso energético que tenemos en gran cantidad a lo largo de todo el territorio peruano. En la mayoría de lugares del Perú se tiene una energía solar bastante grande y uniforme en donde se tiene una radiación promedio de 4-5 kW-h/m² por día en la costa y la selva, por otro lado se tiene los valores más altos entre 5-6 kW-h/m² por día en la zonas de la costa norte y sur y en la sierra en aquellas zonas que superan los 2500 msnm. [HORN 2006:1]

En la Figura 1.1 se puede ver la radiación solar horizontal total durante un año, en donde la región de Puno tiene cuenta con una importante radiación solar durante el año.

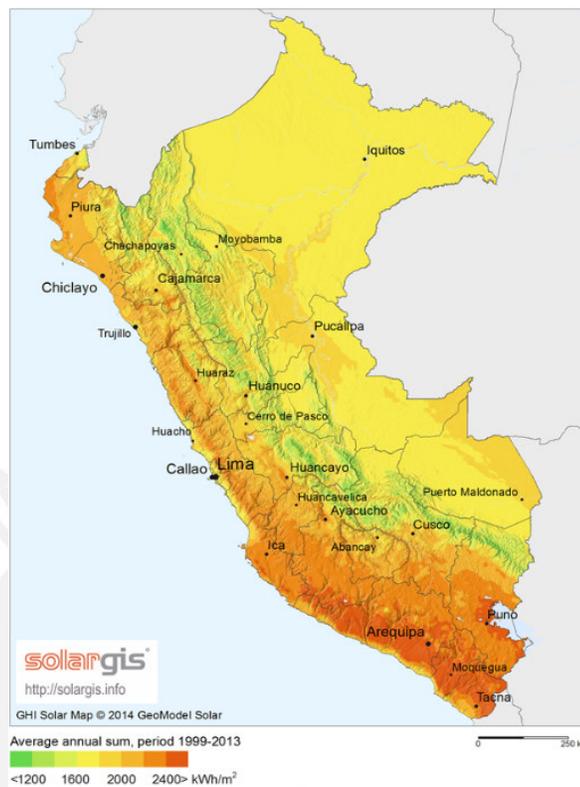


Figura 1.1 Radiación solar horizontal en el Perú
Fuente: [SOLARGIS 1]

1.2 Consideraciones ambientales del lugar

El lugar donde se sitúa el proyecto es en el distrito de Puno, departamento de Puno y las condiciones ambientales del lugar que se tomaran en cuenta para el desarrollo del proyecto son la temperatura y la radiación solar del lugar.

La radiación solar sobre una superficie está condicionada por factores como el periodo del año, latitud, longitud del lugar, orientación e inclinación de la superficie, condiciones climáticas del lugar, etc.

Dada una ubicación, la condición óptima de inclinación y orientación de una superficie para conseguir una mayor ganancia de radiación solar es aquella que sigue la trayectoria del Sol, de manera que la superficie se mantiene perpendicular al Sol en cada instante. La medición de este valor siempre teniendo la superficie de manera perpendicular a la incidencia de la radiación es muy complicada. Por lo que generalmente se recurre a medir la radiación solar sobre superficie horizontal y

mediante métodos numéricos se estima la radiación sobre superficies con una determinada inclinación y orientación. [CEIC 2011:2]

Por esta razón, para el diseño del sistema de calentamiento de agua se utilizan valores promedios históricos de radiación solar horizontal de la zona como se muestra en la Tabla 1.1. Mientras que la temperatura ambiental de la ciudad de Puno es como se muestra en la Tabla 1.2

Tabla 1.1 Radiación solar horizontal diaria promedio por mes

Mes	Radiación solar horizontal diaria	Energía solar promedio diario
	kW-h/m ² /d	MJ/m ²
Enero	5.84	21.024
Febrero	5.84	21.024
Marzo	5.66	20.376
Abril	5.65	20.34
Mayo	5.63	20.268
Junio	5.39	19.404
Julio	5.57	20.052
Agosto	5.94	21.384
Septiembre	6.49	23.364
Octubre	6.84	24.624
Noviembre	7.01	25.236
Diciembre	6.5	23.4

Fuente: [NASA 1]

Tabla 1.2 Temperaturas ambientales de la ciudad de Puno

Puno 3820 msnm			
Mes	T Prom.	T max	T min
	°C	°C	°C
Enero	10.8	15.7	3.3
Febrero	10.8	15.6	3.3
Marzo	10.7	15.6	3
Abril	9.9	16.1	1
Mayo	8.2	16	-2.6
Junio	6.9	15.3	-6.1
Julio	6.7	15.3	-5.5
Agosto	7.8	16	-4.4
Septiembre	9.3	16.8	-2
Octubre	10.3	17.5	0.3
Noviembre	11.2	17.7	0.8
Diciembre	11.4	16.8	1.1

Fuente: [NASA 1]

1.3 Demanda de agua caliente sanitaria

El agua caliente sanitaria es agua destinada al consumo humano que ha sido calentada de tal forma que se puede utilizar para el uso sanitario como: lavaderos duchas, etc. y para otros usos de limpieza.

Según las normas legales en instalaciones sanitarias IS.010 se obtiene el siguiente valor para el diseño de instalaciones de agua caliente como se muestra en la Tabla 1.3. La cual se asumirá que se encuentra a una temperatura de 40°C debido a la ausencia de esta temperatura en la norma. Se toma la temperatura debido a que es una temperatura típica utilizada para el servicio de agua caliente sanitaria. [ASHRAE 2011:1]

Tabla 1.3 Dotación de agua caliente sanitaria para hoteles.

Dotaciones para establecimientos de hospedaje	
Hoteles, apart-hoteles, hostales	150 l por dormitorio

Para el proyecto se ha determinado un caso de estudio de 30 habitaciones, sabiendo que por habitación se tiene un consumo 150 litros se tiene un consumo total 4500 litros de agua caliente sanitaria a 40°C por día. No obstante, debido a los problemas que se tiene por la bacteria de la Legionella en la acumulación de agua caliente, se necesita elevar la temperatura del agua hasta 60°C con el fin de evitar este problema. [MSSI 2003:1]

Por ello se realiza un nuevo cálculo en la dotación de agua caliente sanitaria para 60°C [CSCAE 1]. En la cual se considera una temperatura de agua de red de 7 °C, la cual es la más crítica del año.

$$D_f(60^\circ\text{C}) = D_i(40^\circ\text{C}) \times \left(\frac{40 - T_a}{60 - T_a} \right) = 150 \times \left(\frac{40 - 7}{60 - 7} \right) = 94 \frac{L}{\text{día}}$$

1.4 Legionella

La temperatura del almacenamiento del agua caliente sanitaria no puede ser la misma temperatura de suministro que es 40 °C. Esto es debido a que podría convertirse en un foco de propagación de la bacteria Legionella Pneumophilia, causante de la legionelosis.

La Legionella es una bacteria ambiental capaz de sobrevivir en un amplio intervalo de condiciones físico-químicas, crecen en agua a temperaturas comprendidas entre 20 °C y 50 °C, destruyéndose a 70 °C. Tienen un desarrollo óptimo entre 35 °C y 45 °C. Por debajo de los 20 °C la bacteria permanece latente, sin multiplicarse y esta no sobrevive en temperaturas superiores a los 60 °C tal como se puede ver en la Figura 1.2. [HERNÁNDEZ 1999:1]

Su nicho ecológico natural son las aguas superficiales, como lagos, ríos, estanques, formando parte de su flora bacteriana. Desde estos reservorios naturales la bacteria puede colonizar los sistemas de abastecimiento de las ciudades y, a través de la red de distribución de agua, se incorpora a los sistemas de agua sanitaria (fría o caliente) u otros sistemas que requieren agua para su funcionamiento en procesos de refrigeración. [MARTÍNEZ 2007]

La infección por Legionella se denomina Legionelosis y se contagia por la inhalación de la bacteria cuando pequeñas gotas con la bacteria penetran hasta el pulmón. Esta infección puede presentarse como una enfermedad febril si es leve y si es severo puede llevar a complicaciones pulmonares y generar una pulmonía.

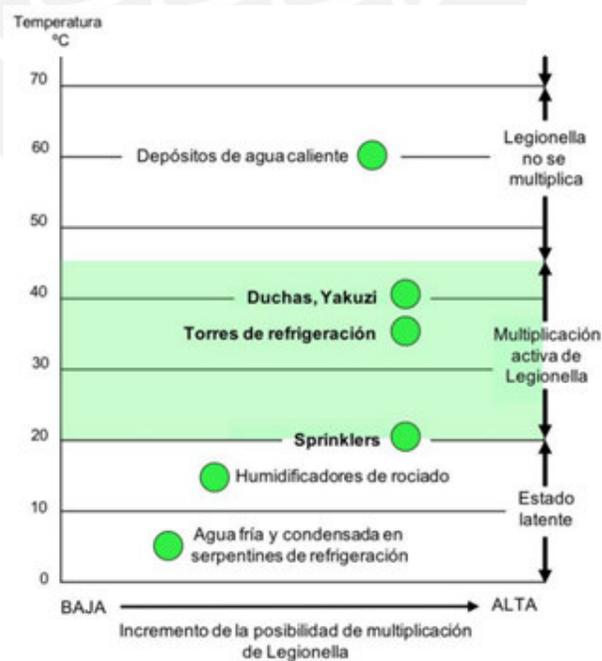


Figura 1.2 Temperaturas de desarrollo de la Legionella.
Fuente: [HERNÁNDEZ 1999:2]

REFERENCIAS CAPÍTULO 1

- [ASHRAE 2011:1] : AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. HVAC Applications. 2011. Atlanta. p. 50.11.
- [CEIC 2011:1] : CONSEJERÍA DE ECONOMÍA, INNOVACIÓN Y CIENCIA. Energía solar térmica a baja temperatura: Generalidades. España.
[En línea] Disponible en:
https://www.agenciaandaluzadelaenergia.es/sites/default/files/energia_solar_termica_a_baja_temperatura_generalidades.pdf. Noviembre 2015
- [CSCAE 1] : CSCAE. Instalaciones solares térmicas: Pre dimensionamiento y dimensionado. España. Diapositiva 11.
[En línea] Disponible en:
http://www.coavn.org/coavn/cte/cursonavarra/he4_03_dimensionado.pdf. Noviembre 2015.
- [HERNÁNDEZ 1999:1] : HERNÁNDEZ, Ana. Legionelosis: medidas de prevención y control en instalaciones de suministro de agua. España. p. 1-2
- [HERNÁNDEZ 1999:2] : Ibíd. p. 3.
- [HORN 2006:1] : HORN, Manfred. El estado actual del uso de la energía solar en el Perú. *Los retos energéticos del Perú*. Lima. 2006. p. 10-11
- [INTEF 1 2015] : INSTITUTO NACIONAL DE TECNOLOGÍAS EDUCATIVAS Y DE FORMACIÓN DE PROFESORADO. Proyecto Newton. España.
[En línea] Disponible en:
http://newton.cnice.mec.es/materiales_didacticos/energia/solar.htm. Noviembre 2015
- [JUTGLAR 2004:1] : JUTGLAR, Lluís. Energía Solar: Energías Alternativas y medio ambiente. Primera edición. p. 9.

- [MARTÍNEZ 2007] : REY MARTÍNEZ, Francisco; VELASCO GÓMEZ, Eloy.
Calidad de ambientes interiores. España, 2007. p 69-71
- [MILARIUM 1] : MILARIUM. Energía solar fotovoltaica.
[En línea]. Disponible en:
<http://www.milarium.com/Bibliografia/Monografias/Energia/EnergiasRenovables/EnergiaSolarFotovoltaica.asp>.
Noviembre 2015
- [MSSI 2003:1] : MINISTERIO DE SANIDAD, SERVICIOS SOCIALES E
IGUALDAD. Sistemas de agua caliente sanitaria.
[En línea] Disponible en:
http://www.mssi.gob.es/ciudadanos/saludAmbLaboral/ag-enBiologicos/pdfs/3_leg.pdf. Noviembre 2015.
- [NASA 1] : NASA. Surface meteorology and solar energy
[En línea] Disponible en:
<https://eosweb.larc.nasa.gov/cgi-bin/sse/retscreen.cgi?email=rets%40nrcan.gc.ca&step=1&lat=-15.49&lon=-70.1&submit=Submit>. Noviembre 2015
- [SOLARGIS 1] : SOLAR GIS. Global horizontal irradiation (GHI)
[En línea]. Disponible en:
<http://solargis.info/doc/free-solar-radiation-maps-GHI>.
Noviembre 2015.

CAPÍTULO 2

GEOMETRÍA Y RADIACIÓN SOLAR

El Sol es la principal fuente de energía renovable en la Tierra, la energía proveniente de esta es conocida como energía solar, la cual llega a nosotros en forma de ondas electromagnéticas. La emisión o transferencia de energía en forma de ondas electromagnéticas provenientes del Sol que llegan hasta la atmósfera de la Tierra es conocida como radiación solar y las ondas que llegan hasta la superficie terrestre, luego de sufrir considerables interacciones con la atmósfera es conocida como radiación atmosférica.

La cantidad de energía por unidad de tiempo y área que llega hasta la atmósfera es conocida como constante solar G_s , cuyo valor es de 1373 W/m^2 . Este valor representa la energía solar que incide sobre una superficie perpendicular a los rayos del Sol. Si bien es cierto, esta cantidad de energía no es la que llega hasta la Tierra y es porque una gran cantidad de esta se dispersa, se refleja hacia el espacio y es absorbida por la atmósfera. Como resultado de las interacciones con la atmósfera la radiación llega a la superficie terrestre en todas las direcciones y es conocida como radiación difusa. Por otro lado, la radiación que llega directamente atravesando la atmósfera es conocida como radiación directa. [KALOGIROU 2014:1]

Para determinar la radiación solar de la zona en la cual se realizará el proyecto es necesario contar con instrumentos meteorológicos como: piranómetros,⁴ pirheliómetros⁵ o actinógrafos⁶. Por otro lado, existe la posibilidad de realizar un modelo matemático para calcular la radiación solar

2.1 Ángulos solares

Para lograr determinar la radiación solar incidente sobre una superficie se necesita conocer los siguientes parámetros que determinan la posición del Sol durante el año.

⁴ Piranómetro: Instrumento que mide la radiación semiesférica directa y difusa (global) que se mide sobre una superficie horizontal en un ángulo de 180 grados.

⁵ Pirheliómetro: Instrumento que mide la radiación solar directa mediante un sensor colocado normalmente en el foco solar.

⁶ Actinógrafo: Instrumento que registra la radiación global mediante un sensor termomecánico, protegido por una cúpula en vidrio.

2.1.1 Declinación

Es el ángulo formado entre la línea imaginaria que se forma entre la Tierra-Sol y el plano del Ecuador y la cual queda representado en la ecuación 2.1 [KALOGIROU 2014:2]

En la Tabla 2.1 se presenta los cálculos realizados para la declinación mensual del Sol tomando en cuenta un día representativo de cada mes.

$$\delta = 23.45 \sin\left[\frac{360}{365}(284 + N)\right] \quad (\text{Ec. 2.1})$$

Donde:

N = Día representativo del mes.

Tabla 2.1 Declinación para cada día representativo del mes

Mes	N	Día medio	Declinación
			°
Enero	i^7	17	-20.917
Febrero	$31+i$	47	-12.955
Marzo	$59+i$	75	-2.418
Abril	$90+i$	105	9.415
Mayo	$120+i$	135	18.792
Junio	$151+i$	162	23.086
Julio	$181+i$	198	21.184
Agosto	$212+i$	228	13.455
Septiembre	$243+i$	258	2.217
Octubre	$273+i$	288	-9.599
Noviembre	$304+i$	318	-18.912
Diciembre	$334+i$	344	-23.050

2.1.2 Ángulo horario

El ángulo horario h se define como el ángulo a través del cual la Tierra podría girar para traer el meridiano de referencia directamente bajo el Sol y esta queda definida por la ecuación 2.2. [KALOGIROU 2014:3]

$$h = \mp 0.25 * (\text{minutos con respecto al mediodía solar}) \quad (\text{Ec. 2.2})$$

⁷ i : Representa el día medio de cada mes.

2.1.3 Ángulo azimut de la superficie

Se define como el ángulo comprendido entre la línea hipotética Norte-Sur (meridiano local) y la proyección horizontal de la normal a la superficie de captación.

2.1.4 Ángulo de incidencia

Se define al ángulo de incidencia como el ángulo que surge de la normal de la superficie del colector solar con respecto a la dirección de la radiación directa y esta queda definida por la ecuación 2.3. [KALOGIROU 2014:4]

$$\begin{aligned}
 \cos(\theta) = & \sin(L) \sin(\delta) \cos(\beta) - \cos(L) \sin(\delta) \sin(\beta) \cos(Z_s) \\
 & + \cos(L) \cos(\delta) \cos(h) \cos(\beta) \\
 & + \sin(L) \cos(\delta) \cos(h) \sin(\beta) \cos(Z_s) \\
 & + \cos(\delta) \sin(h) \sin(\beta) \sin(Z_s)
 \end{aligned}
 \tag{Ec. 2.3}$$

Donde:

- L = Latitud (°)
- δ = Declinación (°)
- β = Ángulo de inclinación del colector (°)
- h = Ángulo horario (°)
- Z_s = Ángulo azimut de superficie (°)

2.2 Cálculo para la obtención de la radiación solar total promedio en un día sobre un plano inclinado.

La radiación solar que se obtiene por medición es sobre una superficie horizontal, pero debido a que el plano receptor de la radiación solar se encuentra inclinado se necesita realizar una conversión de dicha radiación para obtener el valor real de radiación que incide durante todo el día. Estos cálculos se encuentran orientados para obtener un valor promedio diario de cada mes utilizando el día medio que se empleó para el cálculo de la declinación.

2.2.1 Radiación solar total sobre la atmósfera

La radiación total incidente sobre una superficie horizontal sobre la atmósfera durante un día puede ser expresada por la ecuación 2.4 [KALOGIROU 2014:5]

$$H_o = \frac{24 \times 3600 G_{sc}}{\pi} \left[1 + 0.033 \cos\left(\frac{360N}{365}\right) \right] \left[\cos(L) \cos(\delta) \cos(h_{ss}) + \left(\frac{\pi h_{ss}}{180}\right) \sin(L) \sin(\delta) \right] \quad (\text{Ec. 2.4})$$

Donde:

H_o = Radiación solar total sobre la atmósfera (MJ/m²)

G_{sc} = Constante solar (W/m²)

N = Día representativo del mes.

L = Latitud (°)

δ = Declinación (°)

h_{ss} = Ángulo horario de puesta de sol (°)

2.2.2 Índice de claridad

Se conoce así, a un valor adimensional que representa la relación que existe entre la radiación total sobre una superficie horizontal en la Tierra con la radiación total sobre una superficie horizontal sobre la atmósfera de la Tierra y está representada por la ecuación 2.5 [KALOGIROU 2014:6]

$$\bar{K}_T = \frac{\bar{H}}{\bar{H}_o} \quad (\text{Ec. 2.5})$$

Donde:

\bar{H} = Radiación total promedio por día sobre una superficie horizontal en la superficie terrestre (MJ/m²)

\bar{H}_o = Radiación total promedio por día sobre una superficie horizontal sobre la atmósfera (MJ/m²)

2.2.3 Radiación difusa promedio por día

Para determinar la radiación difusa sobre la superficie terrestre se puede utilizar una ecuación empírica desarrollada por Liu y Jordan (1977) representada en la ecuación 2.6. [KALOGIROU 2014:7]

$$\frac{\bar{H}_D}{\bar{H}} = 1.390 - 4.027 \bar{K}_T + 5.531 \bar{K}_T^2 - 3.108 \bar{K}_T^3 \quad (\text{Ec. 2.6})$$

Donde:

\bar{H}_D = Radiación difusa promedio por día sobre una superficie horizontal terrestre (MJ/m²)

\bar{H} = Radiación total promedio por día sobre una superficie horizontal en la superficie terrestre (MJ/m²)

\bar{K}_T = Índice de claridad

2.2.4 Factor de radiación total sobre plano inclinado en la superficie atmosférica.

La ecuación 2.7 presentada por Liu y Jordan (1977) presenta un factor estimado en la cual relaciona la radiación solar sobre una superficie inclinada con una superficie horizontal en la superficie atmosférica. [KALOGIROU 2014:8]

$$\bar{R}_B = \frac{\cos(L + \beta)\cos(\delta)\sin(h'_{SS}) + \left(\frac{\pi}{180}\right)h'_{SS}\sin(L + \beta)\sin(\delta)}{\cos(L)\cos(\delta)\sin(h_{SS}) + \left(\frac{\pi}{180}\right)h_{SS}\sin(L)\sin(\delta)} \quad (\text{Ec. 2.7})$$

Donde:

L = Latitud (°)

β = Ángulo de inclinación del colector (°)

δ = Declinación (°)

h'_{SS} = Ángulo horario de puesta de sol en una superficie inclinada (°) Ver ecuación 2.9

h_{SS} = Ángulo horario de puesta de sol (°)

$$h'_{SS} = \min\{h_{SS}, \cos^{-1}[-\tan(L + \beta)\tan(\delta)]\} \quad (\text{Ec. 2.8})$$

2.2.5 Factor de radiación total sobre un plano inclinado en la superficie terrestre.

La ecuación 2.9 representa la relación entre la radiación total sobre una superficie inclinada y la radiación total sobre una superficie horizontal en la superficie terrestre. [KALOGIROU 2014:9]

$$\bar{R} = \frac{\bar{H}_t}{\bar{H}} = \left(1 - \frac{\bar{H}_D}{\bar{H}}\right)\bar{R}_B + \frac{\bar{H}_D}{\bar{H}} \left[\frac{1 + \cos(\beta)}{2}\right] + \rho_G \left[\frac{1 - \cos(\beta)}{2}\right] \quad (\text{Ec. 2.9})$$

Donde:

\bar{H}_t = Radiación total promedio por día sobre una superficie inclinada en la superficie terrestre (MJ/m²)

\bar{H} = Radiación total promedio por día sobre una superficie horizontal en la superficie terrestre (MJ/m²)

\bar{H}_D = Radiación difusa promedio por día sobre una superficie horizontal terrestre (MJ/m²)

\bar{R}_B = Factor de radiación total sobre plano inclinado en la superficie atmosférica

ρ_G = Factor de albedo.

β = Ángulo de inclinación del colector (°)

2.2.6 Resultados obtenidos

Con la obtención de la radiación total promedio para un día de cada mes se verifica, en la Tabla 2.2, cuál es el mes con la menor cantidad de radiación solar. Para el caso de estudio de este proyecto se selecciona el mes de Marzo, adicionalmente se selecciona el mes de Junio por ser el mes que tiene las temperaturas más bajas del año.

Tabla 2.2 Resultados obtenidos de la radiación total promedio sobre un plano inclinado

Mes	Inclinación	Radiación solar total atmósfera	Índice de claridad	Radiación difusa promedio	Factor de radiación total	Factor de inclinación en plano inclinado	Radiación total sobre el plano inclinado
	°	MJ/m ²		MJ/m ²			MJ/m ²
Enero	0	38.891	0.541	7.115	1.000	1.000	21.024
Febrero	0	37.935	0.554	6.895	1.000	1.000	21.024
Marzo	0	37.081	0.550	6.756	1.000	1.000	20.376
Abril	20	32.245	0.631	5.502	1.131	1.092	22.209
Mayo	20	29.929	0.677	4.747	1.246	1.186	24.030
Junio	20	26.789	0.724	3.762	1.306	1.246	24.172
Julio	20	29.322	0.684	4.587	1.279	1.213	24.315
Agosto	20	32.075	0.667	5.189	1.178	1.132	24.206
Septiembre	0	34.497	0.677	5.470	1.000	1.000	23.364
Octubre	0	38.691	0.636	6.555	1.000	1.000	24.624
Noviembre	0	40.559	0.622	6.990	1.000	1.000	25.236
Diciembre	0	40.897	0.572	7.358	1.000	1.000	23.400

Fuente: [NASA 1]

Elaboración propia

2.3 Cálculo para la obtención de la radiación solar total por hora sobre un plano inclinado

Para realizar el diseño posterior del colector solar es necesario conocer la distribución de la radiación solar durante diferentes horas del día.

2.3.1 Factor de radiación difusa horaria.

La ecuación 2.10 representa la relación entre la radiación difusa para cada hora de un día en particular sobre la radiación difusa para un día en particular. [KALOGIROU 2014:10]

No obstante, para este trabajo se hará uso de los valores promedio mensuales de radiación difusa.

$$r_d = \frac{I_D}{H_D} = \frac{\pi}{24} \frac{\cos(h) - \cos(h_{ss})}{\sin(h_{ss}) - \frac{2\pi h_{ss}}{360} \cos(h_{ss})} \quad (\text{Ec. 2.10})$$

Donde:

- I_D = Radiación difusa horaria (MJ/m²)
- H_D = Radiación difusa diario (MJ/m²)
- h_{ss} = Ángulo horario de puesta de sol (°)
- h = Ángulo horario (°)

2.3.2 Factor de radiación total horaria.

Con el fin de determinar la radiación total horaria sobre una superficie inclinada se necesita conocer cuál es la radiación total horaria sobre una superficie horizontal como muestra la ecuación 2.11, que relaciona la radiación total del día con la radiación para una hora en particular. [KALOGIROU 2014:11]

$$r = \frac{I}{H} = \frac{\pi}{24} [\alpha + \beta \cos(h)] \frac{\cos(h) - \cos(h_{ss})}{\sin(h_{ss}) - \frac{2\pi h_{ss}}{360} \cos(h_{ss})} \quad (\text{Ec. 2.11})$$

Donde:

- I = Radiación total horaria (MJ/m²)
- H = Radiación total diario (MJ/m²)
- α = Ecuación 2.12

β = Ecuación 2.13

h_{ss} = Ángulo horario de puesta de sol (°)

h = Ángulo horario (°)

$$\alpha = 0.409 + 0.5016 \sin(h_{ss} - 60) \quad (\text{Ec. 2.12})$$

$$\beta = 0.6609 - 0.4767 \sin(h_{ss} - 60) \quad (\text{Ec. 2.13})$$

2.3.3 Radiación total horaria sobre una superficie inclinada.

La ecuación 2.14 presenta la radiación total horaria sobre una superficie en donde el primer término es la radiación directa que cae sobre la superficie, el segundo término es la radiación difusa que capta la superficie y el último término es la radiación que capta la superficie por rebote de la radiación que no cae directamente sobre la superficie. [NORTON 1992:1]

$$I_t = (I - I_D)r_{b,\beta} + I_D \left[\frac{1 + \cos(\beta)}{2} \right] + \rho_G \left[\frac{1 - \cos(\beta)}{2} \right] I \quad (\text{Ec. 2.14})$$

Donde:

I = Radiación total horaria (MJ/m²)

I_D = Radiación difusa horaria (MJ/m²)

ρ_G = Factor de albedo.

β = Ángulo de inclinación del colector (°)

$r_{b,\beta}$ = Factor de radiación total horaria sobre una superficie inclinada. Ver ecuación 2.15

2.3.4 Factor de radiación total horaria sobre una superficie inclinada.

El factor de radiación total horaria sobre una superficie inclinada que se presenta en la ecuación 2.15 es un valor que muestra como se incrementa o disminuye la radiación directa sobre la superficie captadora en función a como su inclinación se encuentra orientada en la dirección de los rayos solares. [NORTON 1992:2]

$$r_{b,\beta} = \frac{\left(\frac{\sin(\delta) (\sin(L) \cos(\beta) - \cos(L) \sin(\beta) \cos(Z_s)) + \cos(\delta) \cos(h) (\cos(L) \cos(\beta) + \sin(L) \sin(\beta) \cos(Z_s)) + \cos(\delta) \sin(\beta) \sin(Z_s) \sin(h)}{\cos(\delta) \cos(h) \cos(L) + \sin(\delta) \sin(L)} \right)}{\cos(\delta) \cos(h) \cos(L) + \sin(\delta) \sin(L)} \quad (\text{Ec. 2.15})$$

Donde:

- δ = Declinación (°)
 L = Latitud (°)
 β = Ángulo de inclinación del colector (°)
 h = Ángulo horario (°)
 Z_s = Ángulo azimut de superficie (°)

2.3.5 Resultados obtenidos

Los resultados que se muestran en la Tabla 2.3 es la suma que se obtiene para nueve horas de radiación solar sobre el colector. En esta tabla se presenta la energía total captada sobre una superficie horizontal y sobre la superficie inclinada considerada entre los meses de Abril y Agosto. Además, en la Tabla 2.3 se presenta la energía captada sobre el colector ocasionado por la radiación difusa. Los datos de radiación solar de cada hora de trabajo para un día representativo de cada mes se presentan en el Anexo 1.

Tabla 2.3 Radiación solar promedio diaria para 9 horas de captación solar

Mes	Radiación total horizontal (MJ/m ²)	Radiación total inclinada (MJ/m ²)	Radiación difusa total inclinada (MJ/m ²)
Enero	20.311	20.311	6.818
Febrero	20.446	20.446	6.671
Marzo	20.014	20.014	6.626
Abril	20.179	21.816	5.472
Mayo	20.249	23.525	4.768
Junio	19.451	23.634	3.797
Julio	20.065	23.787	4.619
Agosto	21.278	23.733	5.183
Septiembre	23.044	23.044	5.396
Octubre	24.015	24.015	6.367
Noviembre	24.405	24.405	6.710
Diciembre	22.568	22.568	7.032

Fuente: [NASA 1]
Elaboración propia

REFERENCIAS CAPÍTULO 2

- [KALOGIROU 2014:1] : KALOGIROU, SOTERIS. Solar Energy Engineering.
Segunda edición. p. 91-92.
- [KALOGIROU 2014:2] : Ibíd. p. 56
- [KALOGIROU 2014:3] : Ibíd. p. 58
- [KALOGIROU 2014:4] : Ibíd. p. 62-63
- [KALOGIROU 2014:5] : Ibíd. p. 93
- [KALOGIROU 2014:6] : Ibíd. p. 96
- [KALOGIROU 2014:7] : Ibíd. p. 104
- [KALOGIROU 2014:8] : Ibíd. p. 105
- [KALOGIROU 2014:9] : Ibíd. p. 104
- [KALOGIROU 2014:10] : Ibíd. p. 98
- [KALOGIROU 2014:11] : Ibíd. p. 98
- [NORTON 2004:1] : NORTON, BRIAN. Solar Energy Thermal Technology.
Primera edición. p. 18-19.
- [NORTON 2004:1] : Ibíd. p.18-19

CAPÍTULO 3

DISEÑO DEL COLECTOR

El colector solar es la parte principal del sistema de calentamiento de agua, ya que es una clase especial de intercambiadores de calor que transforma la energía de radiación solar en energía interna de un fluido de transporte, es decir absorbe la energía de radiación solar y lo convierte en calor.

Los colectores solares se pueden clasificar por ser del tipo estacionario o de seguimiento. Los primeros son colectores que tienen la misma área de intercepción de radiación solar con el área de absorción y además no realizan un seguimiento de la trayectoria solar. Mientras que el segundo es capaz de concentrar la energía solar en un área reducida, aumentando la intensidad energética. En la Tabla 3.1 se puede ver los diferentes tipos de colectores que existen.

Tabla 3.1: Clasificación de los colectores solares

Movimiento	Tipos de colector	Tipo de absorbedor	Ratio de concentración	Rango de temperaturas (°C)
Estacionario	Colector plano	Plano	1	30 - 80
	Colector de tubo evacuado	Plano	1	50 - 200
	Colector parabólico Compound	Tubular	1 - 5	60 - 240
Seguimiento en un eje	Colector parabólico Compound	Tubular	5 - 15	60 - 300
	Colector lineal Fresnel	Tubular	10 - 40	60 - 250
	Colector cilíndrico	Tubular	15 - 50	60 - 300
	Colector parabólico	Tubular	10 - 85	60 - 400
Seguimiento en dos ejes	Reflector de disco parabólico	Puntual	600 - 2000	100 - 1500
	Colector de Heliostato	Puntual	300 - 1500	150 - 2000

Fuente: [KALOGIROU 2014:1]

3.1 Selección del colector

Al ser el sistema de calentamiento de agua un proceso que no requiere una gran cantidad de temperatura en el fluido de transporte se reducirá la selección a los siguientes colectores:

- Colector plano.
- Colector de tubo evacuado.
- Colector parabólico Compound.
- Colector parabólico.

3.1.1 Colector plano

El colector plano consiste de un absorbedor, una cubierta transparente, un marco y un aislamiento. Entre las características principales de los colectores planos es que utilizan la radiación solar directa y difusa, no requieren un sistema de seguimiento solar, son baratos y no requiere mucho mantenimiento. En la Figura 3.1 se muestra un esquema de las partes del colector plano.

Como principio de operación la radiación ingresa al colector a través de la cubierta transparente, llega hasta el absorbedor y en este punto la radiación se convierte en energía térmica. Es necesario tener una buena conductividad térmica para transferir el calor recogido de la superficie absorbente a los tubos absorbentes donde el calor se transfiere finalmente al fluido. Por lo general una mezcla de agua y glicol con aditivos anticorrosión se utilizan como fluido portador de energía, que a la vez protege el colector de daños por las heladas. [WEISS 2008:1]

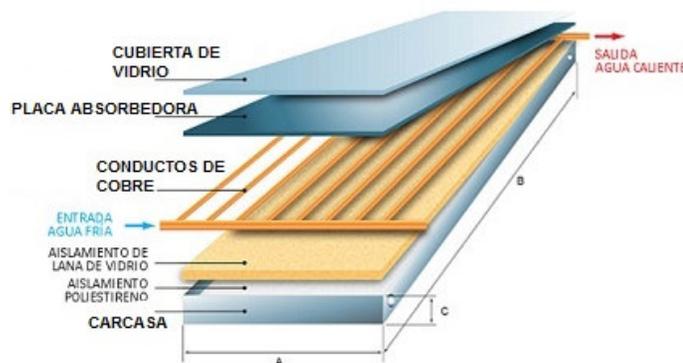


Figura 3.1 Colector solar plano
Fuente: [EN LÍNEA 1]

3.1.2 Colector de tubo evacuado

Los colectores solares de tubo evacuado consisten en filas de tubos de vidrio conectadas a una tubería principal. En la Figura 3.2 se puede ver este tipo de colector, donde la superficie absorbente se encuentra en un tubo al vacío en el cual se tiene presión de alrededor de 10^{-3} mbar. Esto crea una gran condición de aislamiento para reducir al mínimo las pérdidas de calor a través de los mecanismos de transferencia de calor de convección y radiación. Como resultado se pueden obtener temperaturas más altas que las obtenidas en los colectores solares planos. Dependiendo del tipo de mecanismo de extracción el calor del absorbedor se puede clasificar por flujo directo o por tubo termosifón bifásico.

En los tubos de flujo directo, el fluido portador de energía fluye a través del absorbedor. Estos colectores son clasificados de acuerdo a la disposición de los tubos como concéntrico o de tubo en U. Mientras que en los tubos termosifón bifásico, el calor absorbido es transferido utilizando el principio de tubo de calor sin contacto directo con el fluido portador de energía.

Comparando los tubos de termosifón bifásico y los de flujo directo tienen valores de eficiencia muy parecidos, pero el de flujo directo tiene algunas ventajas como ser más económico y compacto. Además, los tubos de flujo directo pueden ser instalados perfectamente verticalmente u horizontalmente brindando una gran variedad de posibilidades de instalación, lo que permite que estos colectores solares puedan ser usados donde otros no pueden.

Por otro lado, los tubos de termosifón bifásico necesitan ser instalados con un ángulo mínimo de inclinación de alrededor 25 grados que permita que el fluido interno pueda regresar al absorbedor. No obstante la instalación y mantenimiento de estos es más sencillo que los de flujo directo ya que se pueden cambiar los tubos individualmente sin necesidad que afecte a todo el sistema de calentamiento. [FOSTER 2010:1]

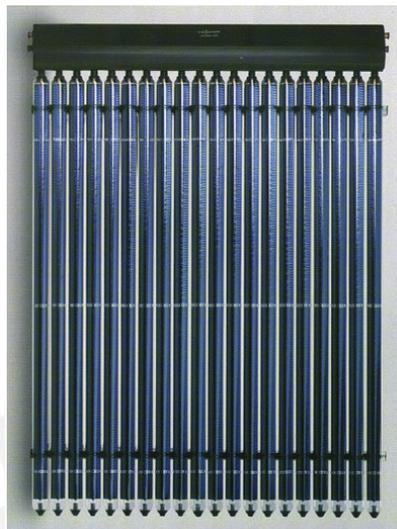


Figura 3.2 Colector de tubo evacuado
Fuente: [KALOGIROU 2014:2]

3.1.3 Colector parabólico Compound

Los colectores parabólico compound (CPC) son colectores que pertenecen tanto al grupo de estacionarios como el de concentradores y se caracterizan por utilizar la óptica de la no imagen. Estos colectores tienen la capacidad de reflejar al absorbedor toda la radiación incidente dentro de amplios límites. La importancia de estos colectores radica en que no requiere un sistema de seguimiento que le permita acomodarse a la orientación solar cambiante, ya que para ello utiliza un reflector con dos secciones de una parábola una frente al otro. En la Figura 3.3 se puede ver un esquema del colector CPC.

Los concentradores parabólicos compuestos pueden aceptar la radiación entrante a través de un rango amplio de ángulos. Por medio del uso de múltiples reflexiones internas cualquier radiación al entrar por la abertura del colector, que se encuentre dentro del ángulo de aceptación del colector, logrará llegar hasta la superficie absorbente. El absorbente puede tomar una variedad de configuraciones como: plana, bifacial, cuña o cilíndrica como se muestra en la Figura 3.4.

El colector CPC es un tipo de colectores que se encuentra entre los colectores de baja temperatura (Menor de 80 °C) como los planos y los de alta temperatura como son los

parabólicos (Mayor de 200 °C). Estos tipos de colectores se encuentran diseñados para aprovechar la radiación difusa como los colectores planos, pero reduciendo las altas pérdidas de calor. Además, por lo general tienen factores de concentración entre 1 a 2, pero si se quieren obtener mayores concentraciones se pueden hacer algunos ajustes anuales que permitan aumentar estos valores y alcanzar altas temperaturas como los colectores parabólicos. [WEISS 2008:2]

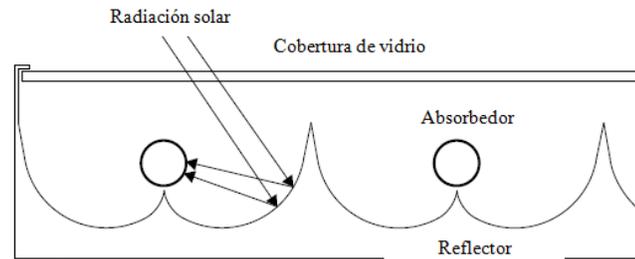


Figura 3.3 Esquema del colector CPC
Fuente: [KALOGIROU 2014:3]

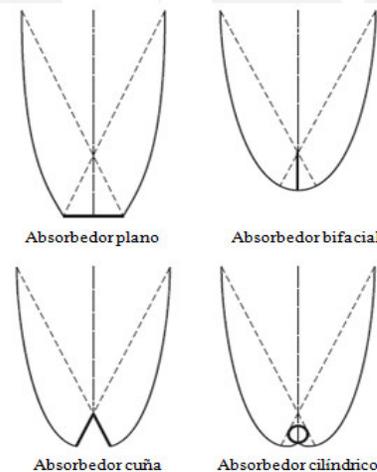


Figura 3.4 Tipos de absorbedores de colector CPC
Fuente: [KALOGIROU 2014:4]

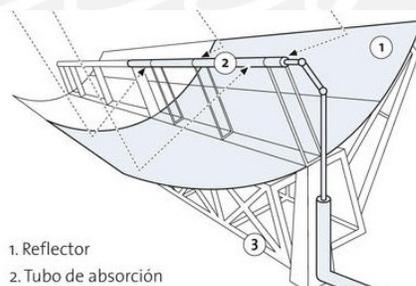
3.1.4 Colector cilindro parabólico

Los colectores de cilindro parabólico son colectores que concentran la radiación solar antes que pueda ser recibida por el absorbedor. La superficie reflectora de los colectores cilíndricos parabólicos también llamados concentradores lineales de imagen tienen una sección transversal parabólica. En la Figura 3.5 se aprecia la disposición del colector cilíndrico parabólico.

Como principio de funcionamiento la geometría de la parábola es tal que toda luz que viaja paralelo al eje de un espejo parabólico se va reflejar en un solo punto focal desde cualquier lugar a lo largo de la curva. Esto es debido a que el sol se encuentra muy lejos y toda la luz solar que viene directamente es esencialmente paralela por lo que si la parábola se encuentra con el sol, la luz del sol se concentra en el punto focal. Al extenderse la forma parabólica a tres dimensiones a lo largo de una sola dirección se crea una línea focal a lo largo de la cual se coloca el tubo absorbedor, en donde se transforma la radiación solar en calor.

Entre las características principales de los colectores cilindro parabólicos como otros sistemas de concentración solar necesitan seguir el movimiento relativo del Sol a lo largo del eje en el cual se encuentre orientado el colector, por ello estos colectores necesitan un sistema de seguimiento.

Como los colectores cilíndrico parabólico utilizan solo radiación directa, ante la presencia de cielos nublado esta situación se convierte en un factor crítico, el mantenimiento periódico para la limpieza de espejos también es esencial para asegurar un adecuado desempeño en el campo de colectores cilindro parabólico. [WEISS 2008:3]



1. Reflector
2. Tubo de absorción

Figura 3.5 Colector cilindro parabólico
Fuente: [MILLENIUM 1]

3.2 Definición de la configuración del colector solar

El colector solar compuesto (CPC) con receptor tubular varía en relación a la presencia o ausencia de cobertor, la cantidad de tubos envolventes sobre el receptor tal como se muestra en la siguiente Figura 3.6. La figura a presenta un colector solar con doble envolvente alrededor del tubo receptor y una cubierta, la figura b presenta

un colector con una envolvente y una cubierta, y la figura c presenta un colector sin envolvente con una cubierta.

Adicionalmente se debe mencionar en el caso de aquellos receptores con tubos envoltantes si existe la presencia de vacío en estos tienen una mayor eficiencia con respecto a aquellos que no se encuentren al vacío. Todas las configuraciones mencionadas alteran la eficiencia del colector tal como se muestra en la Figura 3.7.

De acuerdo a las curvas de la Figura 3.7 se tiene la máxima eficiencia del colector cuando se tiene un solo tubo envolvente y sin cobertor, pero debido a la exposición directa del reflector a la intemperie hace que la superficie reflectora se limpie con regularidad, por ello para el proyecto se trabajará con un cobertor y un solo tubo envolvente al vacío. [NORTON 2004:1]

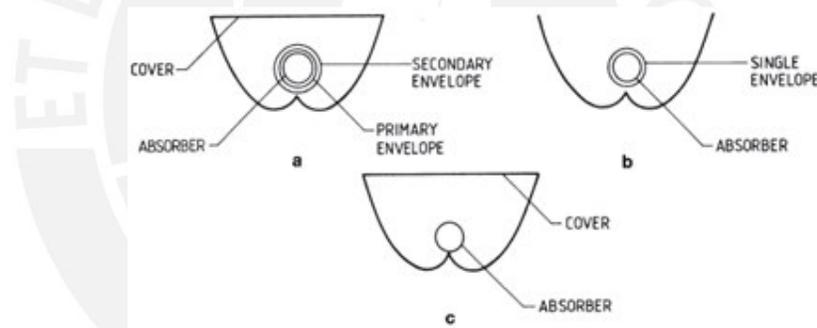


Figura 3.6. Secciones de diferentes configuraciones para colector CPC
Fuente: [NORTON 2004:2]

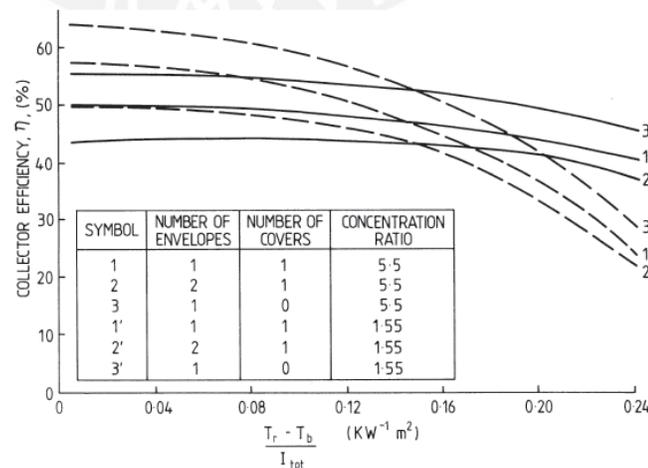


Figura 3.7. Curvas de eficiencias de colectores CPC con tubo evacuado de Hottel-Whillier-Bliss
Fuente: [NORTON 2004:3]

3.3 Geometría del colector compound

Para el diseño del colector CPC se requiere definir la geometría exacta de la unidad. En la cual se tendrá un colector con un ratio de concentración moderado entre 1.9 y 10. Para esto se tendrá que realizar un truncamiento del colector para poder ahorrar una cantidad considerable de material reflector con una pequeña pérdida de ratio de concentración. Para el dimensionamiento se hará uso de la ecuaciones planteadas por P.K. SHAH et al. [SHAH 1990:1]

La Figura 3.8 representa al colector CPC con un absorbedor cilíndrico en donde el tubo de vidrio toca el reflector. Se define el centro "O" del absorbedor cilíndrico como origen el sistema de coordenadas cartesianas y el eje óptico del concentrador se representa por el eje y. Para lograr determinar el ratio ideal de concentración se necesita diseñar las curvas AB y BF por separado de la curva del reflector ABF.

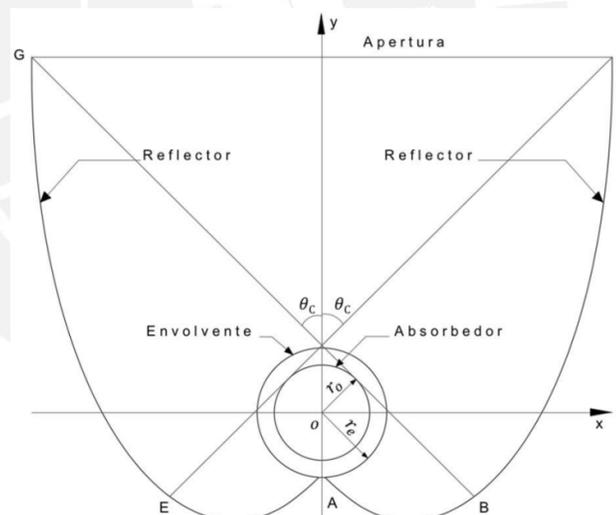


Figura 3.8 Sección transversal del colector CPC
Fuente: [SHAH 1990:2]

El ángulo θ es el ángulo medido desde el eje y negativo en sentido anti horario a la línea que une el punto de origen "O" y el punto de tangencia "S", como se puede ver en la Figura 3.9. Además, se define al ángulo β como el ángulo comprendido entre los puntos ROA.

Para el diseño del colector CPC se definió las dimensiones del tubo receptor y envolvente tal como se presenta en la Tabla 3.2

Tabla 3.2 Datos de entrada medidas del receptor y envolvente

Tubo receptor		Tubo envolvente	
Diámetro exterior	Diámetro interior	Diámetro exterior	Diámetro interior
mm	mm	mm	mm
16	14	34	30

Tabla 3.3 Datos de entrada ángulos de aceptación y truncamiento

Ángulo de aceptación	Ángulo de truncamiento
θ_c (°)	θ_t (°)
25	60

A partir de la geometría que se presenta en Figura 3.9 se pueden obtener las siguientes ecuaciones [SHAH 1990:3]:

$$\theta' = \theta + \beta \tag{Ec. 3.1}$$

$$\theta = \arccos\left(\frac{r_o}{r_e}\right) \tag{Ec. 3.2}$$

$$\beta = \left[\left(\frac{r_e}{r_o}\right)^2 - 1 \right]^{\frac{1}{2}} - \arccos\left(\frac{r_o}{r_e}\right) \tag{Ec. 3.3}$$

$$\theta' = \left[\left(\frac{r_e}{r_o}\right)^2 - 1 \right]^{\frac{1}{2}} \tag{Ec. 3.4}$$

Donde:

r_e = Radio externo del tubo absorbedor (m).

r_o = Radio interno del tubo absorbedor (m).

Reemplazando los valores de la Tabla 3.2 en las ecuaciones 3.2, 3.3 y 3.4 se obtienen los siguientes valores:

$$\theta = 62.15^\circ$$

$$\beta = 46.31^\circ$$

$$\theta' = 108.4^\circ$$

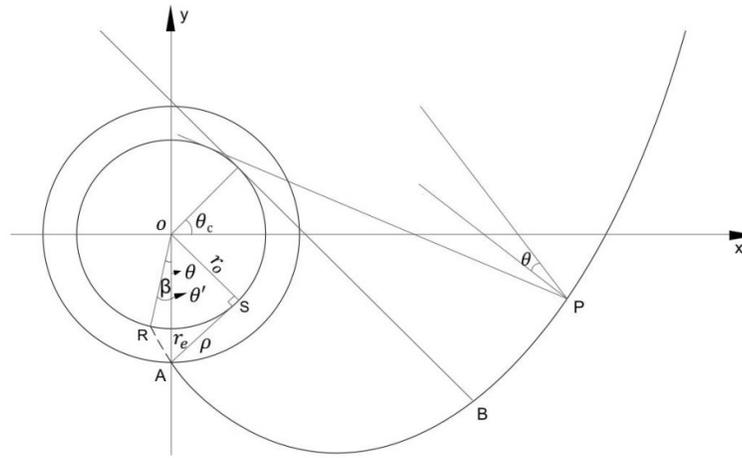


Figura 3.9 Detalle del sistema coordenado del colector CPC
Fuente: [SHAH 1990:4]

3.3.1 Longitud de arco del reflector

La longitud de arco del reflector comprende desde el punto "A" hasta el punto "F" en el caso de ser un colector CPC completo y en el caso de ser un colector CPC truncado se define hasta el punto "F' ". Para la definición del colector CPC truncado se observa en la Figura 3.10 los puntos y dimensiones con los cuales se trabajará.

Esta longitud de arco es una parte importante para definir la cantidad de material reflector que se necesita para el colector. Se define la longitud de arco del reflector por medio de la ecuación 3.5 [SHAH 1990:5].

$$L = 2 \left(\int_{AB} dl + \int_{BF} dl \right) = L_{AB} + L_{BF} \quad (\text{Ec. 3.5})$$

Para la longitud de arco del reflector comprendido entre AB se emplea la ecuación 3.6.

$$2 \int_{AB} dl = 2 r_o \int_{\arccos\left(\frac{r_o}{r_e}\right)}^{\theta_c + \frac{\pi}{2}} \theta' d\theta \quad (\text{Ec. 3.6})$$

Se resuelve la ecuación 3.6 y se tiene la siguiente ecuación 3.7.

$$L_{AB} = 2 \int_{AB} dl = r_o \left[\theta_c + \frac{\pi}{2} - \arccos\left(\frac{r_o}{r_e}\right) \right] \left[\theta_c + \frac{\pi}{2} + \arccos\left(\frac{r_o}{r_e}\right) + 2\beta \right] \quad (\text{Ec. 3.7})$$

Reemplazando los valores de la Tabla 3.2, Tabla 3.3 y ecuación 3.3 en la ecuación 3.7 se obtiene la longitud del arco AB:

$$L_{AB} = 0.034 \text{ m}$$

Para la el arco BF' la integral de línea queda expresada por la ecuación 3.8.

$$L_{BF'} = 2 \int_{BF'} dl = r_o(2\pi + \theta_c - \theta_t + 2\beta) \left(\frac{\cos(\theta_m)}{\sin(\theta_m)} - \ln \tan \left(\frac{\theta_m}{2} \right) \right) - 2r_o(1 - \operatorname{cosec}(\theta_m)) - 4r_o(G - S) \quad (\text{Ec. 3.8})$$

Donde:

- G = Constante de Catalán = 0.91597
- θ_m = Ángulo medio. Ver ecuación 3.9
- S = Valor adimensional S. Ver ecuación 3.10

$$\theta_m = \frac{\theta_c + \theta_t}{2} \quad (\text{Ec. 3.9})$$

Donde:

- θ_c = Ángulo de aceptación (°).
- θ_t = Ángulo de truncamiento (°).

$$S = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\sin[(2k - 1)\theta_m]}{(2k - 1)^2} \quad (\text{Ec. 3.10})$$

Reemplazando los valores de la Tabla 3.3 en la ecuación 3.9 se obtiene el valor del ángulo medio y queda de la siguiente forma:

$$\theta_m = 42.5^\circ$$

Para determinar el valor adimensional S se realiza la sumatoria de la ecuación 3.10 empleando el valor de ángulo medio y se obtiene el siguiente valor:

$$S = 0.732$$

Luego, para determinar la longitud de arco BF' se emplean los valores S, θ_m y β hallados previamente y reemplazando los valores de la Tabla 3.2 y Tabla 3.3 en la ecuación 3.8 se obtiene el siguiente valor:

$$L_{BF'} = 0.119m$$

Finalmente, para determinar la longitud de arco del colector solar se emplea los valores L_{AB} y $L_{BF'}$ en la ecuación 3.5 y se obtiene el siguiente valor:

$$L_{total} = 0.154 m$$

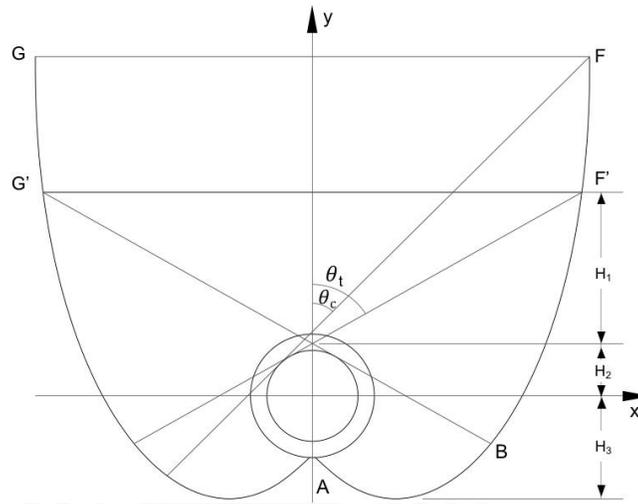


Figura 3.10 Colector CPC truncado
Fuente: [SHAH 1990:6]

3.3.2 Ratio de concentración

El ratio de concentración es la cantidad de radiación que es admitida por la zona de apertura hasta el absorbedor y queda expresada por la división entre el área de apertura sobre el área del absorbedor tal como queda expresado en la ecuación 3.11. [SHAH 1990:7]

$$C = \frac{2x}{2\pi r_o} \tag{Ec. 3.11}$$

Donde:

X= Semi ancho de apertura del colector truncado (m)

Mediante relaciones geométricas se obtiene la siguiente expresión para el ratio de concentración en la ecuación 3.12.

$$C = \frac{1}{\pi} \left[-\cos(\theta_t) + \frac{(2\pi + \theta_c - \theta_t + 2\beta + \sin(\theta_c + \theta_t))}{1 - \cos(\theta_c + \theta_t)} \sin(\theta_t) \right] \tag{Ec. 3.12}$$

Donde:

θ_c = Ángulo de aceptación (°).

θ_t = Ángulo de truncamiento (°).

Para determinar el ratio de concentración del colector solar se reemplaza los valores de la Tabla 3.3 y el valor β obtenido previamente en la ecuación 3.12 y se obtiene el siguiente valor:

$$C = 2.3$$

3.3.3 Altura del colector

Como se observa en la Figura 3.10 el colector CPC se ha dividido en tres secciones para poder definir la altura final del colector truncado, y esta se representa en la siguiente ecuación [SHAH 1990:8]

$$H = H_1 + H_2 + H_3 \quad (\text{Ec. 3.13})$$

Donde:

H_1 = Altura baja del colector. (m) Ver ecuación 3.14.

H_2 = Altura media del colector. (m) Ver ecuación 3.15.

H_3 = Altura alta del colector. (m) Ver ecuación 3.16.

$$H_1 = \pi r_o C \cot(\theta_t) \quad (\text{Ec. 3.14})$$

$$H_2 = r_o \operatorname{cosec}(\theta_t) \quad (\text{Ec. 3.15})$$

$$H_3 = r_o \left(\frac{\pi}{2} + \beta \right) \quad (\text{Ec. 3.16})$$

Para determinar los valores H_1 , H_2 y H_3 se emplea los valores C y β hallados previamente y los valores de la Tabla 3.2 y Tabla 3.3 en las ecuaciones 3.14, 3.15 y 3.16, con ello se obtiene lo siguiente:

$$H_1 = 0.034m$$

$$H_2 = 0.009m$$

$$H_3 = 0.019m$$

Finalmente, para definir la altura total del colector truncado se suman los valores H_1 , H_2 y H_3 y se obtiene el valor H .

$$H = 0.061m$$

3.3.4 Ancho de apertura

El ancho de apertura del colector CPC se representa por la ecuación 3.17. [SHAH 1990:9]

$$W = 2 \pi r_o C \quad (\text{Ec. 3.17})$$

Donde:

r_o = Radio interno del tubo absorbedor (m).

C = Factor de concentración.

Para determinar el valor de ancho de apertura del colector se emplean el factor de concentración hallado previamente y se reemplaza los valores de la Tabla 3.2 en la ecuación 3.17 y se obtiene el siguiente valor:

$$W = 0.112 \text{ m}$$

Como resumen de la geometría del colector CPC se presenta la Tabla 3.4 que presenta las diferentes áreas para cada componente del colector tomando como característica una longitud de 1 m y la Figura 3.11 que presenta las dimensiones del colector solar.

Tabla 3.4 Áreas de cada componente del colector

Áreas de cada componente del colector CPC (m ²)	
Receptor	0.05
Envolvente	0.11
Reflector	0.15
Cubierta	0.12

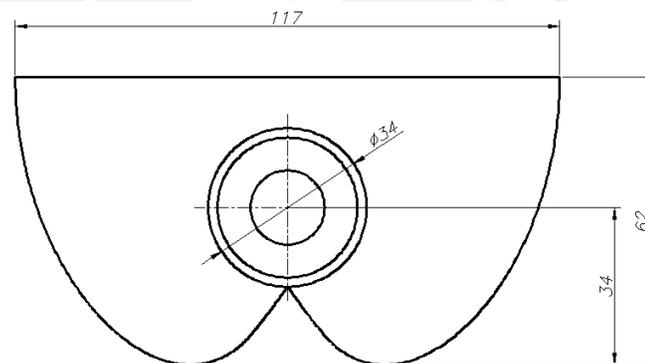


Figura 3.11 Dimensiones de una unidad colectora

3.4 Selección de materiales para el colector CPC

Para el diseño térmico del colector se necesita definir los materiales de cuatro componentes esenciales del colector que son: la cubierta, el reflector, la envolvente y el receptor. Una vez definidos los materiales se tendrán los valores absorbancia, reflectancia, transmitancia y emisividad.

Para la cubierta del colector debe ser un material transparente para la radiación solar y opaca para la radiación térmica, con ello se logra que un efecto invernadero en el interior del colector lo cual aumenta el rendimiento del colector al reducir las pérdidas

por convección. Para estas condiciones de trabajo el material con la cual se realizará el proyecto es vidrio. [WEISS 2008:4]

El reflector del colector solar debe ser de un material altamente reflectante que permita concentrar la radiación solar en el receptor. Para esta condición los posibles materiales que se podrían utilizar son el espejo y el aluminio, en donde el espejo tiene un alto valor de reflectancia pero su limitante es la rigidez para la forma parabólica que se requiere por lo cual este material queda descartado. [WEISS 2008:5]

La envoltente debe ser de un material similar a la cubierta que permita la incidencia de la radiación y que esta llegue hasta el receptor, ya que la labor principal de la envoltente cubrir el receptor y que entre ellos exista un vacío que reduzca las pérdidas por convección. Para estas condiciones se utilizará un material de vidrio.

El receptor debe ser de un material que resista altas temperaturas que pueda alcanzar el fluido de trabajo, además debe tener una superficie absorbadora que permita una alta absorbancia en longitudes de onda corta, debe tener una alta conductividad térmica que permita ceder rápidamente el calor brindado por el Sol hacia el fluido de trabajo. Para estas condiciones se utilizará un receptor de tubo de cobre con una superficie selectiva. [CEDIC 2008] En la Tabla 3.5 se presenta las propiedades térmicas de los diferentes materiales.

Tabla 3.5 Propiedades térmicas de los materiales del colector CPC

Componente	Material	Emisividad	Reflectancia	Absorbancia	Transmitancia
reflector	Aluminio	0.07	0.9	0.1	0
receptor	cobre	0.12*	0.1	0.9	-
envoltente	vidrio	0.9	0.06	0.04	0.9
cubierta	vidrio	0.9	0.06	0.04	0.9

Fuente: [NORTON 1987:1]

(*) La emisividad del receptor esta expresado por la siguiente expresión $0.05+0.00002Tr^8$

3.5 Análisis térmico del colector CPC

El colector CPC recibe la radiación solar a través del cobertor, en donde la radiación a traviesa dicho cobertor e incide los rayos sobre el reflector que luego los redirige hacia el receptor, teniendo de esa forma altas temperaturas en el receptor. No obstante, en

⁸ Tr: Temperatura del receptor

el colector al estar en un ambiente más frío que la temperatura del receptor se generan pérdidas de calor por la interacción del receptor con la envolvente, reflector y cobertor tal como se puede ver en la Figura 3.12, en el cual se presenta los flujos térmicos para la mitad del colector solar debido a que existe una simetría en la geometría del colector solar.

Para poder determinar estas pérdidas de calor se realiza un circuito térmico equivalente para el colector CPC tal como se muestra en la Figura 3.13.

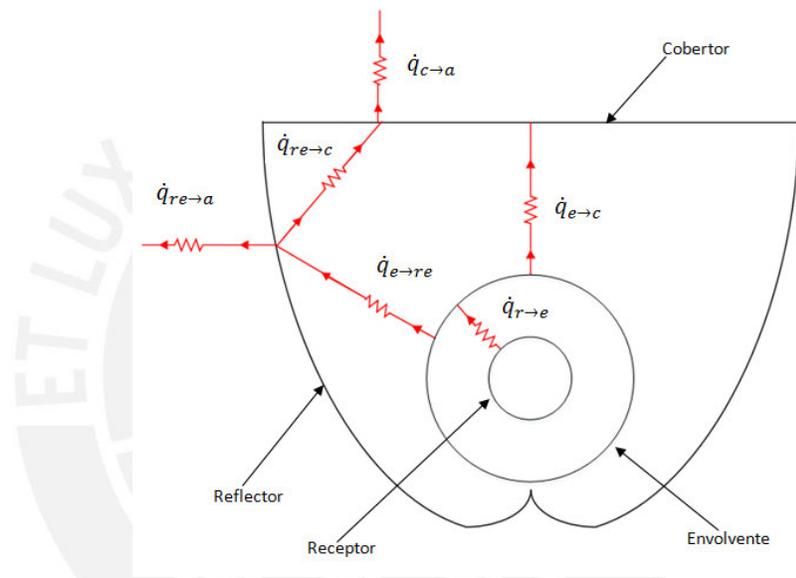


Figura 3.12 Flujos de pérdida de calor del colector CPC

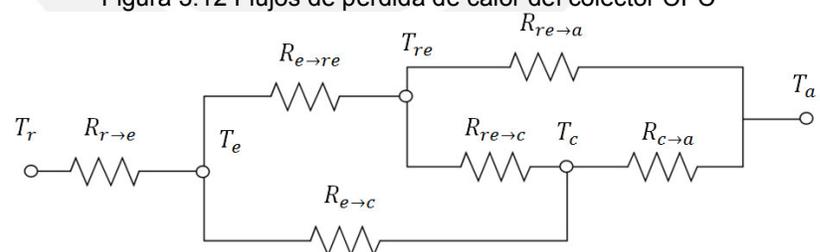


Figura 3.13. Circuito térmico del colector solar CPC

3.5.1 Determinación de coeficientes de transferencia de calor

La determinación de los coeficientes de transferencia de calor se realizará utilizando los valores de propiedades térmicas de los materiales del colector que se presentan en la Tabla 3.5.

Se asumen las temperaturas del receptor, la envolvente, el reflector, la cubierta y el ambiente, tal como se presentan en la Tabla 3.6.

Tabla 3.6 Temperaturas asumidas para el análisis del colector CPC.

Temperaturas asumidas para el colector CPC (K)	
Receptor	333
Envolvente	284.4
Reflector	280
Cubierta	278.5
Ambiente	274

Coefficiente de transferencia de calor entre el receptor y la envolvente

Este coeficiente de transferencia de calor está constituido solo por la radiación debido a que existe un vacío entre el receptor y la envolvente lo que hace que no exista convección y queda expresada por la ecuación 3.18. [NORTON 2004:4]

Coefficiente de transferencia de calor por radiación

$$h_{R,r \rightarrow e} = \frac{\sigma (T_r^2 + T_e^2)(T_r + T_e)}{\left(\frac{1}{\epsilon_r}\right) + \frac{A_r}{A_e} \left(\frac{1}{\epsilon_e} - 1\right)} \quad (\text{Ec. 3.18})$$

Donde:

$$\sigma = \text{Constante de Stefan-Boltzmann} = 5.67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$$

$$T_r = \text{Temperatura del receptor (K)}$$

$$T_e = \text{Temperatura de la envolvente (K)}$$

$$A_r = \text{Área del receptor (m}^2\text{)}$$

$$A_e = \text{Área de la envolvente (m}^2\text{)}$$

$$\epsilon_r = \text{Emisividad del receptor}$$

$$\epsilon_e = \text{Emisividad de la envolvente}$$

Reemplazando los valores de temperatura de la Tabla 3.6 y propiedades térmicas del colector de la Tabla 3.5 en la ecuación 3.18 se obtiene el coeficiente de transferencia de calor entre el receptor y envolvente:

$$h_{R,r \rightarrow e} = \frac{5.67 \times 10^{-8} (333^2 + 284.4^2)(333 + 284.4)}{\left(\frac{1}{0.1166}\right) + \frac{0.099}{0.213} \left(\frac{1}{0.9} - 1\right)} = 0.778 \frac{W}{m^2 K}$$

Coeficiente de transferencia de calor entre envolvente y la cubierta

Este coeficiente de transferencia de calor está constituido por la convección por el aire que existe en el interior del colector la cual se expresa en la ecuación 3.19 y la radiación que es emitida por la envolvente y queda expresada en la ecuación 3.22. [NORTON 2004:5]

Coeficiente de transferencia de calor por convección

$$h_{c,e \rightarrow c} = \frac{k_{aire} Nu}{H_1} \quad (\text{Ec. 3.19})$$

Número de Nusselt

$$Nu = \frac{G_r^{0.1825 + 0.0736 \cos(\beta - 45)}}{1.24 + 0.66104 \cos(\beta - 45)} 0.398 \left(\frac{H_1}{W} \right)^{0.365} \quad (\text{Ec. 3.20})$$

Donde:

G_r = Número de Grashof. Ver ecuación 3.21

β = Ángulo de inclinación del colector (°)

H_1 = Altura desde la parte superior de la envolvente hasta la cubierta (m)

W = Ancho total del colector solar (m)

Numero de Grashof

$$G_r = \frac{g \beta_{aire} (T_e - T_c) H_1^3}{v_{aire}^2} \quad (\text{Ec. 3.21})$$

Donde:

g = gravedad (m²/s)

T_e = Temperatura de la envolvente (K)

T_c = Temperatura de la cubierta (K)

v_{aire} = Viscosidad del aire (m²/s)

β_{aire} = Expansión térmica del aire (1/K)

H_1 = Altura desde la parte superior de la envolvente hasta la cubierta (m)

Para determinar la transferencia de calor por convección se parte por determinar las propiedades del aire para una temperatura media entre la envolvente y la cubierta, la cual se puede obtener a partir de la tabla de propiedades del aire en el Anexo 2. En la Tabla 3.7 se presenta las propiedades del aire a utilizar.

$$T_{med} = \frac{T_c + T_e}{2} = 281.4 \text{ K}$$

Tabla 3.7 Propiedades del aire para 281.4 K a 64 kPa

Propiedades	Temperatura	Densidad	Calor específico	Conductividad térmica	Número de Prandtl	Expansión térmica	Viscosidad
Unidades	K	kg/m ³	J/kg-K	W/m-K		1/K	m ² /s
	281.45	0.79103	1005.04	0.025007	0.713	3.5x10 ⁻³	1.7 x10 ⁻⁵

Con las propiedades del aire determinadas y los valores hallados previamente se realiza el cálculo para determinar el número de Grasshof

$$Gr = \frac{9.81 \times 3.55 \times 10^{-3} \times (284.4 - 278.5) \times 0.034^3}{1.7 \times 10^{-5}} = 15813$$

A partir de la determinación del número de Grasshof y empleando una inclinación del colector en 20° se procede a resolver la ecuación 3.20 para obtener el número de Nusselt.

$$Nu = \frac{15813^{0.1825 + 0.0736 \cos(20-45)}}{1.24 + 0.66104 \cos(20 - 45)} \times 0.398 \left(\frac{0.034}{\frac{0.116}{2}} \right)^{0.365} = 1.909$$

Finalmente, se procede a determinar el coeficiente de calor por convección de la ecuación 3.19 utilizando como longitud característica la altura H_1 del colector solar.

$$h_{c,e \rightarrow c} = \frac{0.025 \times 1.909}{0.034} = 1.409 \frac{W}{m^2 K}$$

Coefficiente de transferencia de calor por radiación

$$h_{R,e \rightarrow c} = \epsilon_{ef,e \rightarrow c} \sigma (T_e^2 + T_c^2)(T_e + T_c) \tag{Ec. 3.22}$$

Donde:

σ = Constante de Stefan-Boltzmann = $5.67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$

T_e = Temperatura de la envolvente (K)

T_c = Temperatura de la cubierta (K)

$\epsilon_{ef,e \rightarrow c}$ = Emisividad efectiva entre la envolvente y la cubierta. Ver ecuación

3.23

$$\epsilon_{ef,e \rightarrow c} = \frac{\epsilon_c \epsilon_e \rho_{re}^n}{1 - \rho_{re}^{2n} \rho_c \rho_e} \tag{Ec. 3.23}$$

Donde:

- ϵ_c = Emisividad de la cubierta
- ϵ_e = Emisividad de la envolvente
- ρ_c = Reflectancia de la cubierta
- ρ_e = Reflectancia de la envolvente
- ρ_{re} = Reflectancia del reflector
- n = Número promedio de reflexiones

Para determinar la transferencia de calor por radiación entre la envolvente y la cubierta se parte por determinar el valor de emisividad efectiva entre la envolvente y la cubierta, a partir de las propiedades térmicas que tienen estos dos componentes como se muestra en la ecuación 3.23

$$\epsilon_{ef,e \rightarrow c} = \frac{0.9 \times 0.9 \times 0.9^{0.47}}{1 - 0.9^2 \times 0.47 \times 0.06 \times 0.06} = 0.765$$

Determinado el valor de emisividad efectiva se procede a resolver la ecuación 3.22 con las temperaturas asumidas al inicio de los cálculos.

$$h_{R,e \rightarrow c} = 0.722 \times 5.67 \times 10^{-8} (284.4^2 + 278.5^2)(284.4 + 278.5) = 3.868 \frac{W}{m^2 K}$$

Coefficiente de transferencia de calor entre envolvente y el reflector [NORTON 2004:6]

Coefficiente de transferencia de calor por convección

$$h_{C,e \rightarrow re} = h_{C,e \rightarrow c} f_{rat} \quad (\text{Ec. 3.24})$$

Donde:

$h_{C,e \rightarrow c}$ = coeficiente de transferencia de calor convectivo entre la envolvente y la cubierta $\left(\frac{W}{m^2 K}\right)$

$$f_{rat} = 0.55 \quad (\text{Ec. 3.25})$$

A partir de la relación experimental f_{rat} con el coeficiente de transferencia de calor entre la envolvente y la cubierta se procede a calcular la transferencia de calor por convección entre la envolvente y el reflector como se muestra en la ecuación 3.24

$$h_{C,e \rightarrow re} = 1.409 \times 0.55 = 0.775 \frac{W}{m^2 K}$$

Coefficiente de transferencia de calor por radiación

$$h_{R,e \rightarrow re} = \epsilon_{ef,e \rightarrow re} \sigma (T_e^2 + T_{re}^2)(T_e + T_{re}) \quad (\text{Ec. 3.26})$$

Donde:

$$\sigma = \text{Constante de Stefan-Boltzmann} = 5.67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4}$$

$$T_e = \text{Temperatura de la envolvente (K)}$$

$$T_{re} = \text{Temperatura del reflector (K)}$$

$\epsilon_{ef,e \rightarrow re}$ = Emisividad efectiva entre la envolvente y el reflector. Ver ecuación

3.27

$$\epsilon_{ef,e \rightarrow re} = \frac{1 + \rho_{re}^n \rho_c}{1 - \rho_{re}^{2n} \rho_c \rho_e} (1 - \rho_{re}^n) \epsilon_e \quad (\text{Ec. 3.27})$$

Donde:

ρ_e = Reflectancia de la envolvente

ρ_{re} = Reflectancia del reflector

ρ_c = Reflectancia de la cubierta

ϵ_e = Emisividad de la envolvente

n = Número promedio de reflexiones

Para determinar la transferencia de calor por radiación entre la envolvente y el reflector se parte por determinar el valor de emisividad efectiva entre la envolvente y el reflector, a partir de las propiedades térmicas que tienen estos dos componentes como se muestra en la ecuación 3.27.

$$\epsilon_{ef,e \rightarrow re} = \frac{1 + 0.9^{0.57} 0.06}{1 - 0.9^{2 \times 0.57} 0.06 \times 0.06} (1 - 0.06^{0.57}) 0.9 = 0.055$$

Determinado el valor de emisividad efectiva se procede a resolver la ecuación 3.26 con las temperaturas asumidas al inicio de los cálculos.

$$h_{R,e \rightarrow re} = 0.055 \times 5.67^{-0.8} (284.4^2 + 280^2) (284.4 + 280) = 0.285 \frac{W}{m^2 K}$$

Coefficiente de transferencia de calor entre cobertor y el ambiente [NORTON 2004:7]

Coefficiente de transferencia de calor por convección

$$h_{C,c \rightarrow a} = \frac{k_{aire} Nu}{W} \quad (\text{Ec. 3.28})$$

Donde:

k_{aire} = Conductividad térmica del aire ($\frac{W}{m \cdot K}$)

Nu = Número de Nusselt. Ver ecuación 3.29 y 3.30.

W = Ancho total del colector solar (m)

Número de Nusselt para flujo laminar

$$Nu = 0.664 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (\text{Ec. 3.29})$$

Donde:

Re = Número de Reynolds

Pr = Número de Prandtl

Número de Nusselt para flujo turbulento

$$Nu = 0.036 Pr^{\frac{1}{3}} (Re^{0.8} - 23000) \quad (\text{Ec. 3.30})$$

Donde:

Re = Número de Reynolds. Ver ecuación 3.31

Pr = Número de Prandtl

Número de Reynolds

$$Re = v \frac{W}{\frac{v_{\text{aire}}}{\rho_{\text{aire}}}} \quad (\text{Ec. 3.31})$$

Tabla 3.8 Propiedades del aire para 276.25 K a 64 kPa

Propiedades	Temperatura	Densidad	Calor específico	Conductividad térmica	Número de Prandtl	Expansión térmica	Viscosidad
Unidades	K	kg/m ³	kJ/kg-K	W/m-K		1/K	m ² /s
	276.25	0.77855	1005.038	0.025007	0.713	3.56E-03	1.77E-05

Para determinar el número de Nusselt que se empleará, primero se determina si el aire del exterior al colector es turbulento ($Re > 50\,000$) para la cual se empleará la ecuación 3.29 de lo contrario se empleará la ecuación 3.30. Para este cálculo se emplea las propiedades del aire las cuales se muestran en la Tabla 3.8.

$$Re = 3.5x \frac{0.116}{\frac{1.77x10^{-5}}{0.792}} = 18303.3$$

Una vez que se determinó el número de Reynolds se procede a determinar el número de Nusselt la cual para este caso es de flujo laminar.

$$Nu = 0.664 x 18303.3^{\frac{1}{2}} x 0.713^{\frac{1}{3}} = 80.25$$

Finalizado el cálculo del número de Reynolds se procede a determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección entre la cubierta y el ambiente como se muestra en la ecuación 3.28.

$$h_{c,c \rightarrow a} = \frac{0.025 \times 80.25}{0.116} = 17.10 \frac{W}{m^2 K}$$

Coefficiente de transferencia de calor por radiación

$$h_{R,c \rightarrow a} = \epsilon_c \sigma (T_c^2 + T_k^2)(T_c + T_k) \quad (\text{Ec. 3.32})$$

Donde:

$$\sigma = \text{Constante de Stefan-Boltzmann} = 5.67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$$

T_c = Temperatura de la cubierta (K)

T_k = Temperatura del cielo (K). Ver ecuación 3.33

ϵ_c = Emisividad de la cubierta

$$T_k = 0.0552 T_a^{1.5} \quad (\text{Ec. 3.33})$$

Donde:

T_a = Temperatura del ambiente (K)

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor por radiación como se muestra en la ecuación 3.32 se necesita la temperatura del cielo la cual es una temperatura en un punto distante a la cual se encuentra el colector y para ello se emplea la ecuación 3.33

$$T_k = 0.0552 \times 274^{1.5} = 250.35 \text{ K}$$

Determinado la temperatura del cielo se procede con el cálculo de transferencia de calor por radiación.

$$h_{R,c \rightarrow a} = 0.9 \times 5.67 \times 10^{-8} (278.5^2 + 250.3^2)(278.5 + 250.3) = 3.784 \frac{W}{m^2 K}$$

Coefficiente de transferencia de calor entre el reflector y la cubierta [NORTON 2004:8]

Coefficiente de transferencia de calor por conducción

$$h_{Cd, re \rightarrow c} = 4 \left(\frac{k_{re} s_{re}}{L_{total}^2} \right) (T_{re} - T_c) \quad (\text{Ec. 3.34})$$

Donde:

k_{re} = Conductividad térmica del reflector $\left(\frac{W}{m \cdot K} \right)$

s_{re} = Espesor del reflector (m)

T_{re} = Temperatura del reflector (K)

T_c = Temperatura de la cubierta (K)

L_{total} = Longitud de arco total (m)

A diferencia de otros elementos del colector la transferencia de calor se realiza por conducción debido a que existe un contacto entre el reflector y la cubierta. Para determinar este coeficiente de transferencia de calor se emplea la ecuación 3.34. Se asume un valor de espesor de reflector en este caso 0.3 mm y se emplea un valor de conductividad térmica del aluminio de $209 \frac{W}{m \cdot K}$.

$$h_{cd, re \rightarrow c} = 4 \left(\frac{209.3 \times 0.0003}{0.15^2} \right) (280 - 278.5) = 15.86 \frac{W}{m^2 K}$$

Coefficientes de Transferencia de calor por radiación

$$h_{R, re \rightarrow c} = \epsilon_{ef, re \rightarrow c} \sigma (T_e^2 + T_c^2)(T_e + T_c) \frac{A_e}{A_{re}} \quad (\text{Ec. 3.35})$$

Donde:

σ = Constante de Stefan-Boltzmann = $5.67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4}$

T_c = Temperatura de la cubierta (K)

T_e = Temperatura de la envolvente (K)

A_{re} = Área del reflector (m^2)

A_e = Área de la envolvente (m^2)

$\epsilon_{ef, re \rightarrow c}$ = Emisividad efectiva entre el reflector y la cubierta. Ver ecuación 3.36

$$\epsilon_{ef, re \rightarrow c} = \epsilon_c \left[\frac{1 - \rho_{re}^n \rho_e}{1 - \rho_{re}^{2n} \rho_c \rho_e} (1 - \rho_{re}^n) + \frac{1 - \rho_{re}^{n_o}}{1 - \rho_{re}^{n_o} \rho_c} \frac{A_c - A_e}{A_e} \right] \quad (\text{Ec. 3.36})$$

Donde:

ϵ_c = Emisividad de la cubierta

ρ_c = Reflectancia de la cubierta

ρ_e = Reflectancia de la envolvente

ρ_{re} = Reflectancia del reflector

n = Número promedio de reflexiones

n_o = Número promedio de reflexiones antes de salir del colector

A_c = Área de la cubierta (m^2)

A_e = Área de la envolvente (m^2)

Para determinar la transferencia de calor por radiación entre el reflector y la cubierta se parte por determinar el valor de emisividad efectiva entre el reflector y la cubierta, a partir de las propiedades térmicas que tienen estos dos componentes como se muestra en la ecuación 3.35

$$\epsilon_{ef, re \rightarrow c} = 0.9 \left[\frac{1 - 0.9^{0.57} \times 0.06}{1 - 0.9^{2 \times 0.57} \times 0.06 \times 0.06} (1 - 0.9^{0.57}) + \frac{1 - 0.9^{1.6}}{1 - 0.9^{1.6} \times 0.06} \frac{0.116 - 0.106}{0.106} \right]$$

$$= 0.064$$

Determinado el valor de emisividad efectiva se procede a resolver la ecuación 3.35 con las temperaturas asumidas al inicio de los cálculos.

$$h_{R, re \rightarrow c} = 0.064 \times 5.67 \times 10^{-8} (284.4^2 + 278.5^2)(284.4 + 278.5) \frac{0.017}{0.154} = 0.224 \frac{W}{m^2 K}$$

Coefficiente de transferencia de calor entre el reflector y el ambiente.

Para el siguiente coeficiente se asume que el valor es un 10% del coeficiente de transferencia de calor entre la cubierta y el ambiente y queda expresado por la ecuación 3.37 [NORTON 2004:9]

$$h_{re \rightarrow a} = (h_{R, c \rightarrow a} + h_{C, c \rightarrow a}) \times 0.1 \quad (\text{Ec. 3.37})$$

Donde:

$h_{R, c \rightarrow a}$ = Coeficiente de transferencia de calor por radiación entre el reflector y el ambiente ($\frac{W}{m^2 K}$)

$h_{C, c \rightarrow a}$ = Coeficiente de transferencia de calor por convección entre el reflector y el ambiente ($\frac{W}{m^2 K}$)

Se determina el coeficiente de transferencia de calor entre el reflector y el ambiente mediante la ecuación 3.37.

$$h_{re \rightarrow a} = (3.784 + 17.10) \times 0.1 = 2.088 \frac{W}{m^2 K}$$

3.5.2 Determinación de resistencias térmicas

La resistencia térmica es la resistencia u oposición de transferencia de calor. Para el diseño del colector solar se necesita determinar la resistencia térmica total del colector desde el receptor hacia el ambiente y con ello determinar el coeficiente global de

pérdida de calor. Por ello se emplearán la ecuación 3.38 para determinar la resistencia térmica de convección, radiación o conducción que involucren dos elementos del colector y luego se determinará la resistencia total para cada par de elementos del colector con la ecuación 3.39.

$$R_{i \rightarrow j} = \frac{1}{h_{i \rightarrow j} A_i} \quad (\text{Ec. 3.38})$$

Donde:

$h_{i \rightarrow j}$ = Coeficiente de transferencia de calor entre dos elementos del colector

$$\left(\frac{W}{m^2 K} \right)$$

A_i = Área de un elemento del colector (m^2)

$$\frac{1}{R_{i \rightarrow j}} = \frac{1}{R_{R, i \rightarrow j}} + \frac{1}{R_{C, i \rightarrow j}} + \frac{1}{R_{Cd, i \rightarrow j}} \quad (\text{Ec. 3.39})$$

Resistencia térmica entre el receptor y la envolvente

Para determinar esta resistencia térmica de la ecuación 3.38 solo se empleará el coeficiente de transferencia de calor por radiación y el área del receptor.

$$R_{r \rightarrow e} = \frac{1}{0.778 \times 0.05} = 25.76 \frac{K}{W}$$

Resistencia térmica entre la envolvente y la cubierta

Para determinar esta resistencia térmica de la ecuación 3.38 se empleará el coeficiente de transferencia de calor por radiación y convección y el área de la envolvente.

$$R_{C, e \rightarrow c} = \frac{1}{1.409 \times 0.106} = 6.64 \frac{K}{W}$$

$$R_{R, e \rightarrow c} = \frac{1}{3.86 \times 0.106} = 2.42 \frac{K}{W}$$

$$\frac{1}{R_{e \rightarrow c}} = \frac{1}{2.42} + \frac{1}{6.64} \rightarrow R_{e \rightarrow c} = 1.773 \frac{K}{W}$$

Resistencia térmica entre la envolvente y el reflector

Para determinar esta resistencia térmica de la ecuación 3.38 se empleará el coeficiente de transferencia de calor por radiación y convección y el área de la envolvente.

$$R_{C,e \rightarrow re} = \frac{1}{0.775 \times 0.106} = 12.07 \frac{K}{W}$$

$$R_{R,e \rightarrow re} = \frac{1}{0.285 \times 0.106} = 32.85 \frac{K}{W}$$

$$\frac{1}{R_{e \rightarrow re}} = \frac{1}{32.85} + \frac{1}{12.07} \rightarrow R_{e \rightarrow re} = 8.831 \frac{K}{W}$$

Resistencia térmica entre la cubierta y el ambiente

Para determinar esta resistencia térmica de la ecuación 3.38 se empleará el coeficiente de transferencia de calor por radiación y convección y el área de la cubierta.

$$R_{C,c \rightarrow a} = \frac{1}{17.101 \times 0.116} = 0.5 \frac{K}{W}$$

$$R_{R,c \rightarrow a} = \frac{1}{3.784 \times 0.116} = 2.26 \frac{K}{W}$$

$$\frac{1}{R_{c \rightarrow a}} = \frac{1}{0.5} + \frac{1}{2.26} \rightarrow R_{c \rightarrow a} = 0.409 \frac{K}{W}$$

Resistencia térmica entre el reflector y la cubierta

Para determinar esta resistencia térmica de la ecuación 3.38 se empleará el coeficiente de transferencia de calor por radiación y conducción y el área del reflector

$$R_{Cd,re \rightarrow c} = \frac{1}{15.86 \times 0.154} = 0.408 \frac{K}{W}$$

$$R_{R,re \rightarrow c} = \frac{1}{0.225 \times 0.154} = 28.905 \frac{K}{W}$$

$$\frac{1}{R_{re \rightarrow c}} = \frac{1}{0.408} + \frac{1}{28.905} \rightarrow R_{re \rightarrow c} = 0.403 \frac{K}{W}$$

Resistencia térmica entre el reflector y el ambiente

Para determinar esta resistencia térmica de la ecuación 3.38 solo se empleará el coeficiente de transferencia de calor por radiación y el área del reflector.

$$R_{re \rightarrow a} = \frac{1}{2.088 \times 0.154} = 3.107 \frac{K}{W}$$

Coefficiente global de pérdida de calor

$$U_L = \frac{1}{R_{tot}A_r} \quad (\text{Ec. 3.40})$$

Donde:

R_{tot} = Resistencia térmica total ($\frac{K}{W}$)

A_r = Área del receptor (m^2)

El circuito térmico del colector CPC se muestra tal como se ve en la Figura 3.13 y la resistencia total se determina por medio de simplificaciones de red del tipo estrella-triángulo.

$$R_{tot} = 27.6 \frac{K}{W}$$

A partir de la resistencia total del colector CPC se determina el coeficiente global de pérdida de calor como se muestra en la ecuación 3.40

$$U_L = \frac{1}{27.6 \times 0.05} = 0.726 \frac{W}{m^2K}$$

3.5.3 Balance térmico del colector solar

Para verificar si las temperaturas que se asumieron en un inicio se emplean las siguientes ecuaciones y una vez determinadas las nuevas temperaturas se vuelven a realizar los cálculos anteriores hasta determinar las temperaturas reales. La ecuación 3.41 es un balance térmico de la envolvente, la ecuación 3.42 es un balance térmico del reflector y la ecuación 3.43 es un balance térmico de la cubierta. [NORTON 2004:10]

$$\frac{T_r - T_e}{R_{r \rightarrow e}} - \frac{T_e - T_{re}}{R_{e \rightarrow re}} - \frac{T_e - T_c}{R_{e \rightarrow c}} + \dot{q}_e A_e = 0 \quad (\text{Ec. 3.41})$$

$$\frac{T_e - T_{re}}{R_{e \rightarrow re}} - \frac{T_{re} - T_c}{R_{re \rightarrow c}} - \frac{T_{re} - T_a}{R_{re \rightarrow a}} + \dot{q}_{re} A_{re} = 0 \quad (\text{Ec. 3.42})$$

$$\frac{T_{re} - T_c}{R_{re \rightarrow c}} + \frac{T_e - T_c}{R_{e \rightarrow c}} - \frac{T_c - T_a}{R_{c \rightarrow a}} + \dot{q}_c A_c = 0 \quad (\text{Ec. 3.43})$$

Donde:

T_r = Temperatura del receptor (K)

T_e = Temperatura de la envolvente (K)

T_{re} = Temperatura del reflector (K)

- T_c = Temperatura de la cubierta (K)
 T_a = Temperatura del ambiente (K)
 $R_{r \rightarrow e}$ = Resistencia térmica entre el receptor y la envolvente ($\frac{K}{W}$)
 $R_{e \rightarrow re}$ = Resistencia térmica entre la envolvente y el reflector ($\frac{K}{W}$)
 $R_{e \rightarrow c}$ = Resistencia térmica entre la envolvente y la cubierta ($\frac{K}{W}$)
 $R_{re \rightarrow c}$ = Resistencia térmica entre el reflector y la cubierta ($\frac{K}{W}$)
 $R_{re \rightarrow a}$ = Resistencia térmica entre el reflector y el ambiente ($\frac{K}{W}$)
 $R_{c \rightarrow a}$ = Resistencia térmica entre la cubierta y el ambiente ($\frac{K}{W}$)
 \dot{q}_{re} = Flujo de calor absorbido por el reflector ($\frac{W}{m^2}$) . Ver ecuación 3.44
 \dot{q}_c = Flujo de calor absorbido por la cubierta ($\frac{W}{m^2}$) . Ver ecuación 3.45
 \dot{q}_e = Flujo de calor absorbido por la envolvente ($\frac{W}{m^2}$) . Ver ecuación 3.46
 A_e = Área de la envolvente (m^2)
 A_{re} = Área del reflector (m^2)
 A_c = Área de la cubierta (m^2)

Flujo de calor absorbido por el reflector

La ecuación 3.44 representa el flujo de calor absorbido por el reflector en donde el primer bloque de términos representa aquella radiación directa que logra llegar hasta el receptor, mientras que el segundo bloque de términos representa aquella radiación que no logra llegar hasta el receptor. [NORTON 2004:11]

$$\dot{q}_{re} = I_u \tau_c \alpha_{re} \left[n + \rho_{re}^n \rho_e \left(1 - \frac{\theta_c}{\pi} \right) \right] + (I_t - I_u) \tau_c \alpha_{re} \left(\frac{\rho_{re}^{n_0} - 1}{\rho_{re} - 1} \right) \quad (\text{Ec. 3.44})$$

Donde:

- I_t = Radiación total recibida por el colector ($\frac{W}{m^2}$)
 I_u = Radiación útil ($\frac{W}{m^2}$)
 τ_c = Transmitancia de la cubierta
 α_{re} = Absorbancia del reflector
 ρ_{re} = Reflectancia del reflector
 ρ_e = Reflectancia de la envolvente
 n = Número promedio de reflexiones

n_o = Número promedio de reflexiones antes de salir del colector

θ_c = Ángulo de aceptación (rad)

A partir de las propiedades térmicas de los distintos materiales del colector y la radiación incidente para el mes de Enero se determina el flujo de calor absorbido por el reflector.

$$\dot{q}_{re} = 526.1 \times 0.9 \times 0.1 \left[0.57 + 0.9^{0.57} \times 0.06 \times \left(1 - \frac{0.436}{\pi} \right) \right] + (626.9 - 526.07) \times 0.9 \times 0.1 \times \left(\frac{0.9^{1.6} - 1}{0.9 - 1} \right) = 43.8 \frac{W}{m^2}$$

Flujo de calor absorbido por la cubierta

La ecuación 3.45 representa el flujo de calor absorbido por la cubierta en donde el primer término en entre paréntesis representa la radiación que es absorbida instantáneamente por la cubierta, mientras que el segundo término representa aquella radiación que atravesó la cubierta, pero no logró incidir la radiación en el receptor y se reflejó en la parte inferior de la cubierta. [NORTON 2004:12]

$$\dot{q}_c = I_t \alpha_c (1 + \tau_c \rho_e \rho_{re}^{2n}) \quad (\text{Ec. 3.45})$$

Donde:

I_t = Radiación total recibida por el colector ($\frac{W}{m^2}$)

α_c = Absorbancia de la cubierta

τ_c = Transmitancia de la cubierta

ρ_{re} = Reflectancia del reflector

ρ_e = Reflectancia de la envolvente

n = Número promedio de reflexiones

A partir de las propiedades térmicas de los distintos materiales del colector y la radiación incidente se determina el flujo de calor absorbido por la cubierta.

$$\dot{q}_c = 626.9 \times 0.04 \times (1 + 0.9 \times 0.06 \times 0.9^{2 \times 0.57}) = 26.27 \frac{W}{m^2}$$

Flujo de calor absorbido por la envolvente

La ecuación 3.46 presenta aquella radiación que atravesó la cubierta del colector y representa entre paréntesis el primer término, aquella radiación que fue absorbida

directamente por la envolvente, segundo presenta la radiación reflejada por el reflector, el tercero presenta la radiación que atravesó la envolvente, llegó al receptor y se reflejó hacia la envolvente. [NORTON 2004:13]

$$\dot{q}_e = I_u \tau_c \rho_{re}^n \alpha_e \left[1 + \rho_e \rho_c \rho_{re}^{2n} \left(\frac{A_e}{A_c} \right) + \tau_e \rho_r \right] \quad (\text{Ec. 3.46})$$

Donde:

- I_u = Radiación útil ($\frac{W}{m^2}$)
- τ_c = Transmitancia de la cubierta
- τ_e = Transmitancia de la envolvente
- α_e = Absorbancia de la envolvente
- ρ_{re} = Reflectancia del reflector
- ρ_e = Reflectancia de la envolvente
- ρ_c = Reflectancia de la cubierta
- ρ_r = Reflectancia del receptor
- n = Número promedio de reflexiones
- A_e = Área de la envolvente (m^2)
- A_c = Área de la cubierta (m^2)

A partir de las propiedades térmicas de los distintos materiales del colector y la radiación incidente se determina el flujo de calor absorbido por la envolvente.

$$\dot{q}_e = 526.07 \times 0.9 \times 0.9^{0.57} \times 0.04 \left[1 + 0.06 \times 0.06 \times 0.9^{2 \times 0.57} \times \left(\frac{0.106}{0.116} \right) + 0.9 \times 0.1 \right] = 19.48 \frac{W}{m^2}$$

3.5.4 Determinación del flujo de calor útil en el fluido portador de energía

Para determinar el calor útil que se obtiene del colector y va será transmitido hacia el fluido en el interior del tubo receptor se utiliza la siguiente fórmula. [KALOGIROU 2014:5]

$$\dot{q}_u = F_R \left[S - \frac{A_r}{A_c} U_L (T_i - T_a) \right] \quad (\text{Ec. 3.47})$$

Donde:

- F_R = Factor de pérdida de calor. Ver ecuación 3.53
- S = Radiación absorbida por el colector. ($\frac{W}{m^2}$) Ver ecuación 3.54
- A_r = Área del receptor (m^2)
- A_c = Área de la cubierta (m^2)

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

T_i = Temperatura de ingreso al colector del fluido portador de energía (K)

T_a = Temperatura ambiente (K)

Coeficiente global de transferencia de calor

$$U_o = \left[\frac{1}{U_L} + \frac{D_{or}}{h_{fi}D_{ir}} + \frac{D_{or} \ln \frac{D_{or}}{D_{ir}}}{2k_r} \right]^{-1} \quad (\text{Ec. 3.48})$$

Donde:

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

h_{fi} = Coeficiente de transferencia de calor por convección del interior del receptor ($\frac{W}{m^2K}$)

D_{or} = Diámetro externo del tubo receptor (m)

D_{ir} = Diámetro interno del receptor (m)

k_r = Conductividad térmica del receptor ($\frac{W}{mK}$)

Coeficiente de transferencia de calor por convección del interior del receptor

$$h_{fi} = \frac{Nu k}{D_{ir}} \quad (\text{Ec. 3.49})$$

Donde:

Nu = Número de Nusselt. Ver ecuación 3.50

k = Conductividad térmica del fluido ($\frac{W}{mK}$)

D_{ir} = Diámetro interno del receptor (m)

Número de Nusselt del fluido interior del receptor

El número de Nusselt del fluido como se muestra en la ecuación 3.50 se emplea solo si el número de Reynolds es turbulento ($Re > 2300$), de otro modo se empleará un número de Nusselt igual a 4.364.

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad (\text{Ec. 3.50})$$

Donde:

Re = Número de Reynolds

Pr = Número de Prandtl

$$Re = \frac{\rho v D_{ir}}{\mu} \quad (\text{Ec. 3.51})$$

Donde:

ρ = Densidad del fluido ($\frac{kg}{m^3}$)

v = Velocidad del fluido al interior de la tubería ($\frac{m}{s}$)

D_{ir} = Diámetro interno del receptor (m)

μ = Viscosidad dinámica del fluido portador de energía (Pa-s)

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor en el interior de la tubería receptora se emplean las propiedades del fluido portador de energía. El portador de energía es el propilenglicol cuyas propiedades se encuentran tabuladas en la Tabla 3.9. Para comenzar el cálculo se determina el número de Reynolds para determinar si el flujo es turbulento o laminar.

Tabla 3.9 Propiedades del propilenglicol para 333 K

Propiedades	Temperatura	Densidad	Calor específico	Conductividad térmica	Número de Prandtl	Viscosidad dinámica
Unidades	K	kg/m ³	kJ/kg-K	W/m-K		Pa-s
	333	995	3.9	0.5	8	1x10 ⁻³

$$Re = \frac{995 \times 0.07 \times 0.013}{0.001} = 1051 < 2300$$

Se logra determinar que el fluido es laminar y con ello se procede a determinar el número de Nusselt es 4.36.

$$Nu = 4.36$$

Se determina el coeficiente de transferencia de calor del fluido al interior del receptor como se muestra en la ecuación 3.49

$$h_{fi} = \frac{4.364 \times 0.48}{0.0138} = 151.35 \frac{W}{m^2K}$$

Finalmente, con el coeficiente de calor calculado, las propiedades físicas del receptor y las propiedades del fluido se determina el coeficiente global de transferencia de calor como se muestra en la ecuación 3.48.

$$U_o = \left[\frac{1}{0.726} + \frac{0.01588}{151.35 \times 0.0138} + \frac{0.0158 \ln \left(\frac{0.0158}{0.0138} \right)}{2 \times 370} \right]^{-1} = 0.72 \frac{W}{m^2K}$$

Factor de eficiencia del colector

La ecuación 3.52 representa una relación entre el coeficiente global de pérdida de calor y el coeficiente global de transferencia de calor. [KALOGIROU 2014:6]

$$F' = \frac{U_o}{U_L} \quad (\text{Ec. 3.52})$$

Donde:

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

U_o = Coeficiente global de transferencia de calor $\left(\frac{W}{m^2K}\right)$

$$F' = \frac{0.7222}{0.7265} = 0.99$$

Factor de pérdida de calor

Es un valor que representa cuanto flujo de calor que ingresó hasta el fluido portador de energía se mantiene en este, hasta terminar todo su recorrido por el colector. [KALOGIROU 2014:7]

$$F_R = \frac{\dot{m}C_p}{A_c U_L} \left[1 - \exp \left(- \frac{U_L F' A_c}{\dot{m}C_p} \right) \right] \quad (\text{Ec. 3.53})$$

Donde:

\dot{m} = Flujo másico de fluido portador de energía $\left(\frac{kg}{s}\right)$

C_p = Calor específico del fluido portador de energía $\left(\frac{kJ}{kg K}\right)$

A_c = Área de la cubierta (m^2)

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

F' = Factor de eficiencia del colector

$$F_R = \frac{0.01 \times 3900}{0.116 \times 0.726} \left[1 - \exp \left(- \frac{0.726 \times 0.99 \times 0.116}{0.01 \times 3900} \right) \right] = 0.99$$

Radiación absorbida por el colector

Para determinar la radiación absorbida por el receptor se necesita determinar factores que influyen en la pérdida de la radiación incidente por medio de las propiedades de los materiales que se emplean para realizar el colector como: transmisión, reflexión, absorción y emisión. Para ello empleamos la siguiente ecuación [KALOGIROU 2014:8]

$$S = I_t \tau_c \rho_{re}^n \alpha_r \gamma \quad (\text{Ec. 3.54})$$

Donde:

I_t = Radiación total recibida por el colector ($\frac{W}{m^2}$)

τ_c = Transmitancia de la cubierta

ρ_{re} = Reflectancia del reflector

α_r = Absorbancia del receptor

n = Número promedio de reflexiones

γ = Factor de corrección para radiación difusa. Ver ecuación 3.55

Factor de corrección para radiación difusa

El factor de corrección por radiación difusa es un factor que toma en cuenta la radiación difusa que se pierde al exterior afuera del ángulo de aceptación del CPC. [KALOGIROU 2014:9]

$$\gamma = 1 - \left(1 - \frac{1}{C}\right) \frac{I_d}{I_t} \quad (\text{Ec. 3.55})$$

Donde:

I_t = Radiación total recibida por el colector ($\frac{W}{m^2}$)

I_d = Radiación difusa recibida por el colector ($\frac{W}{m^2}$)

C = Factor de concentración

A partir de la radiación difusa y total del mes de Enero y el factor de concentración característico del diseño del colector se determina el siguiente factor de corrección.

$$\gamma = 1 - \left(1 - \frac{1}{2.1}\right) \frac{210.4}{626.9} = 0.807$$

$$S = 626.9 \times 0.9 \times 0.9^{0.57} \times 0.9 \times 0.807 = 386.2 \frac{W}{m^2}$$

A partir de la radiación absorbida por el receptor y las pérdidas que ocurren en el colector se determina el calor útil que se tiene por metro cuadrado de colector.

$$\dot{q}_u = 0.99 \left[626.9 - \frac{0.05}{0.116} \times 0.72 (330 - 284) \right] = 368 \frac{W}{m^2}$$

En la Tabla 3.10 se presenta el calor útil del colector solar para cada mes del año.

Tabla 3.10 Calor útil brindado por el colector para los meses del año

Mes	Calor útil
	(W/m ²)
Enero	368
Febrero	373
Marzo	363
Abril	421
Mayo	470
Junio	486
Julio	478
Agosto	470
Septiembre	451
Octubre	460
Noviembre	465
Diciembre	418

Se realizó el análisis térmico del colector para un solo colector, pero para el proyecto se juntará 7 colectores que formará un nuevo colector CPC como se ve en la Figura 3.14. Este nuevo colector CPC consta de siete pequeños colectores CPC, una cubierta, una carcasa y material aislante.

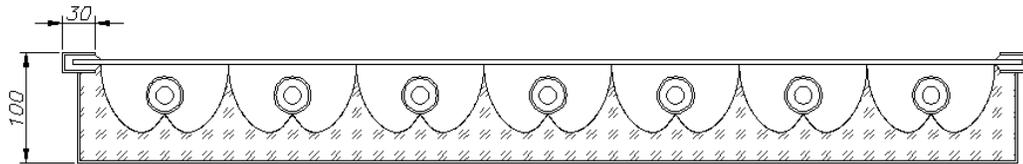


Figura 3.14 Colector CPC de siete receptores

Como se mencionó anteriormente los materiales de los pequeños colectores CPC son: aluminio para el reflector, cobre para los receptores y vidrio para los tubos de la envoltura. Debido a que los siete pequeños colectores van a trabajar en conjunto se necesita conectar los tubos de cobre del receptor como se muestra en la Figura 3.15, todas las tuberías del receptor serán de 1/2" y las tuberías que los conectan serán de 3/4", y estarán soldadas con las medidas que se muestran en milímetros.

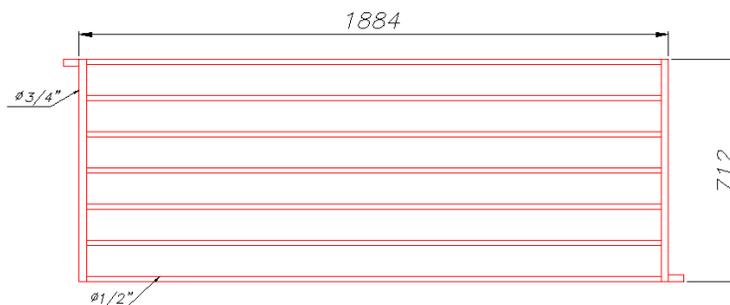


Figura 3.15 Dimensiones de tuberías de cobre del colector CPC

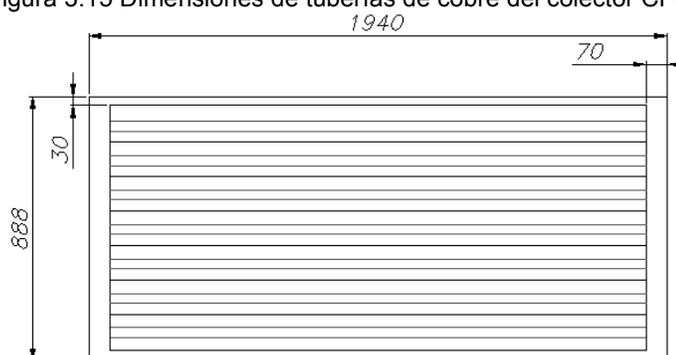


Figura 3.16 Dimensiones de la carcasa del colector CPC

La cubierta como se mencionó anteriormente será de vidrio anti reflejante y tendrá una dimensión de 1.83 x 0.87 metros. Esta cubierta se fijará en la carcasa mediante una junta de silicona.

El aislamiento permite reducir las pérdidas térmicas por conducción, el material que se empleará será lana de vidrio y esta se ubicará entre la envolvente y la cubierta del colector. La carcasa es la caja que contiene al resto de los componentes, los protege del exterior y da rigidez al conjunto. El material que se empleará será aluminio de 1 mm de espesor con unas medidas de 1.9 m de largo, 0.89 m de ancho y un alto de 0.1m.

REFERENCIAS CAPÍTULO 3

- [CEDIC 2008] : CENTRO ESPAÑOL DE INFORMACIÓN DEL COBRE.
El cobre: La elección profesional. Madrid, 2008.
[En línea]. Disponible en:
http://elcobre.com/sites/default/files/publication_files/cobre-en-solar-termica.pdf. Noviembre 2015.
- [EN LÍNEA 1] : [En línea]. Disponible en:
<http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn188.html>. Noviembre 2015.
- [FOSTER 2010:1] : FOSTER, ROBERT; GHASSEMI, MAJID. Solar Energy: Renewable Energy and the Environment. p. 78-79
- [KALOGIROU 2014:1] : KALOGIROU, SOTERIS. Solar Energy Engineering. Segunda edición. p. 126.
- [KALOGIROU 2014:2] : Ibíd. p. 137.
- [KALOGIROU 2014:3] : Ibíd. p. 135.
- [KALOGIROU 2014:4] : Ibíd. p. 134.
- [KALOGIROU 2014:5] : Ibíd. p.
- [KALOGIROU 2014:6] : Ibíd. p.
- [KALOGIROU 2014:7] : Ibíd. p.
- [KALOGIROU 2014:8] : Ibíd. p.
- [KALOGIROU 2014:9] : Ibíd. p.
- [MILLENIUM 1] : [En línea]. Disponible en:
<http://www.solarmillennium.de/espa%C3%B1ol/archiv/tecnologia/centrales-cilindro-parabolicas/campo-solar/index.html>.
Noviembre 2015.
- [NORTON 2004:1] : NORTON, BRIAN. Solar Energy Thermal Technology. Primera edición. p. 142-145.
- [NORTON 2004:2] : Ibíd. p. 142
- [NORTON 2004:3] : Ibíd. p. 147
- [NORTON 2004:4] : Ibíd. p. 140
- [NORTON 2004:5] : Ibíd. p. 140

- [NORTON 2004:6] : Ibíd. p. 140
- [NORTON 2004:7] : Ibíd. p. 141
- [NORTON 2004:8] : Ibíd. p. 141
- [NORTON 2004:9] : Ibíd. p. 139
- [NORTON 2004:10] : Ibíd. p. 142
- [NORTON 2004:11] : Ibíd. p. 137
- [NORTON 2004:12] : Ibíd. p. 138
- [NORTON 2004:13] : Ibíd. p. 137
- [NORTON 1987:1] : NORTON, BRIAN; PRAPAS, D.E. Thermal Analysis of Compound-Parabolic Concentrating Solar Energy Collectors. p. 121.
- [SHAH 1990:1] : SHAH, P.K. Geometry of ideal CPC collectors with gap between absorber and reflector. p.13
- [SHAH 1990:2] : Ibíd. p. 14
- [SHAH 1990:3] : Ibíd. p. 14-15
- [SHAH 1990:4] : Ibíd. p. 15
- [SHAH 1990:5] : Ibíd. p.16-17
- [SHAH 1990:6] : Ibíd. p. 16
- [SHAH 1990:7] : Ibíd. p. 17
- [SHAH 1990:8] : Ibíd. p. 17
- [SHAH 1990:9] : Ibíd. p. 17-18
- [WEISS 2008:1] : WEISS, WERNER; ROMMEL, MATTHIAS. Process Heat Collectors: State of the Art within Task 33/IV. p.4-7 [En línea]. Disponible en: <http://aee-intec.at/0uploads/dateien560.pdf>. Noviembre 2015.
- [WEISS 2008:2] : Ibíd. p. 12-15
- [WEISS 2008:3] : Ibíd. p. 16-19
- [WEISS 2008:4] : Ibíd. p. 5
- [WEISS 2008:5] : Ibíd. p. 17

CAPÍTULO 4

DISEÑO DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO SOLAR

4.1 Selección del sistema de calentamiento

Un sistema de calentamiento solar de agua consiste de los siguientes componentes: colectores solares, un tanque de almacenamiento de agua, un sistema de circulación y un sistema de respaldo o refuerzo. El principio de funcionamiento de los sistemas de calentamiento solar es la siguiente:

En primer lugar los colectores solares que se encuentran en los techos de las viviendas captan la radiación solar y lo utilizan para calentar el líquido en el interior del absorbedor del colector, luego el sistema de circulación mueve el líquido calentado por los colectores solares, después mediante un intercambio de calor este líquido calienta el agua que se encuentra en el tanque de almacenamiento aislado, finalmente el tanque de almacenamiento mantiene el agua caliente hasta su uso.

Para el diseño del sistema de calentamiento solar se parte por identificar los distintos tipos de sistemas de calentamiento de agua que existen. Los diversos sistemas de calentamiento solar se pueden dividir en sistemas activos o pasivos en la cual se clasifican sobre la base de si cuentan con una fuerza externa para el funcionamiento del sistema de circulación.

Los sistemas de calentamiento pasivos se pueden dividir en dos tipos según el lugar donde se almacena el agua los cuales son los sistemas de colector de almacenamiento integral (ICS) y los termosifones.

El sistema ICS combina el colector y el tanque de almacenamiento solar, este tipo de sistema se encuentra alojado en una caja aislada con una cubierta de cristal sobre la cual ingresa la radiación solar y calienta el tanque de almacenamiento, la cual se encuentra una placa reflectora que permite concentrar una mayor radiación solar como se muestra en la Figura 4.1. Dado que el agua se almacena al aire libre este sistema solo es adecuado para climas cálidos donde hay poca pérdida de calor por las noches.

El sistema por termosifón no almacena agua en el colector ya que circula el agua en el colector sin la ayuda de una bomba hacia el tanque de almacenamiento que siempre debe encontrarse por encima de los colectores como se muestra en la Figura 4.2.

En el principio de funcionamiento del termosifón el agua fluye de forma natural a través del sistema en donde el agua más caliente se eleva hasta el tanque y el agua más fría baja y se dirige hacia los colectores para el calentamiento de esta. Dado que este tipo de sistema necesita que el tanque se encuentre por encima de los colectores que se encontraran en el exterior este sistema es adecuado para climas cálidos.

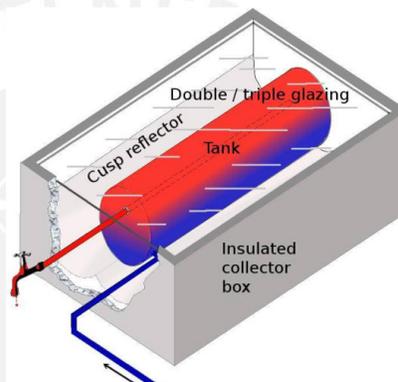


Figura 4.1 Colector de almacenamiento integral
 Figura: [EN LÍNEA 1]

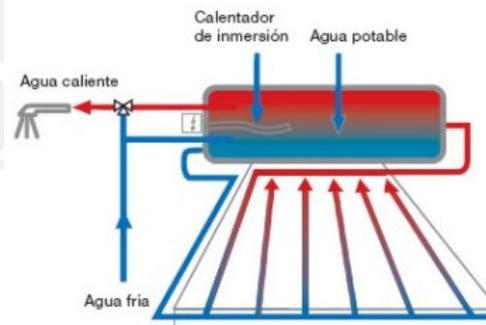


Figura 4.2 Sistema de calentamiento por termosifón
 Fuente: [EN LINEA 2]

Los sistemas de calentamiento solar activo emplean bombas para hacer circular el fluido portador de energía porque estos sistemas de calentamiento tienen sus tanques de almacenamiento en puntos más alejados al lugar de captación de la radiación solar y estos tanques son colocados en cuartos en donde la pérdida de calor se reduce a diferencia de los sistemas de calentamiento pasivo. Es por ello, que la selección del sistema de calentamiento no será del tipo pasivo sino activo.

Los sistemas activos soportan climas más fríos que los sistemas pasivos, pero estos sistemas se pueden diferenciar por ser del tipo directo o indirecto. Los sistemas de calentamiento solar de agua directo o también llamado de bucle abierto hace circular la misma agua que utilizamos para fines sanitarios por los colectores y el tanque de almacenamiento como se ven en la Figura 4.3, mientras que los sistemas indirectos emplean un fluido anticongelante que circula en un circuito cerrado por el colector y luego mediante un intercambiador de calor calienta el agua en el tanque de almacenamiento como se ve en la Figura 4.4.

El sistema de calentamiento de recirculación forzada cuenta con las siguientes ventajas: tiene una alta eficiencia, dispone de una construcción simple, tiene una posición flexible para el colector y cuenta con un riesgo de sobrecalentamiento bajo. Mientras que las desventajas que presenta son las siguientes: tiene una protección limitada para climas con congelamientos infrecuentes, su uso es inapropiado para su uso con agua dura y necesita válvulas de drenaje automático.

El sistema de calentamiento por circulación indirecta forzada cuenta con las siguientes ventajas: tiene una buena protección contra el congelamiento, no tiene problemas con agua dura y tiene una posición flexible para el colector. Mientras que las desventajas que presenta son las siguientes: La presencia de una doble pared de intercambio de calor y el líquido anticongelante reduce eficiencia y el fluido anticongelante se puede descomponer a altas temperaturas.

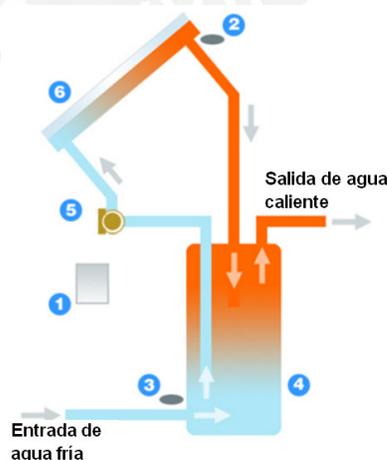


Figura 4.3 Sistema de calentamiento de recirculación
Fuente: [EN LINEA 3]

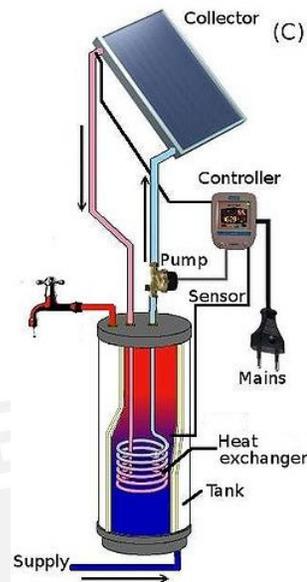


Figura 4.4 Sistema de calentamiento por circulación indirecta forzada
Fuente: [EN LINEA 4]

Para el proyecto se trabajará con el sistema de calentamiento por circulación indirecta forzada ya que es el único sistema de calentamiento que puede soportar las temperaturas de congelamiento en las noches de la ciudad de Puno donde la temperatura cae por debajo de los $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ en épocas de invierno.

El sistema de calentamiento solar seleccionado será un sistema no compacto ya que no se tiene al intercambiador de calor al interior del tanque de acumulación, debido a que los intercambiadores de calor externos como los de placa tienen una alta potencia específica de transmisión, es pequeño en tamaño en relación a su área de transferencia de calor y bajo precio. [MTEST 2013:1]

Como se muestra en la Figura 4.5 el sistema de calentamiento cuenta con dos secciones conocidas como circuito primario y circuito secundario.

El circuito primario es la parte del sistema de calentamiento en la cual se produce la captación la energía solar por medio de los colectores solares, además, de los colectores solares el circuito primario consta de un vaso de expansión, una bomba de circulación, las tuberías y el fluido portador de energía.

El circuito secundario es la parte del sistema de calentamiento en la cual se realiza el calentamiento del agua sanitaria por medio del intercambiador de calor que calienta el agua con la ayuda del fluido portador de energía, además, del intercambiador de calor el circuito secundario consta de un acumulador de agua, una bomba de circulación, un subsistema de calentamiento auxiliar y una válvula mezcladora que brinda el agua de consumo a una temperatura de 40 °C.

El fluido portador de energía que se emplea en el circuito primario no puede ser solamente agua debido a las temperaturas bajo cero que se tiene en la ciudad de Puno, por ello, se empleará un fluido anticongelante como mezcla que puede ser el etilenglicol o propilenglicol. Para el proyecto se emplea el propilenglicol debido a que el etilenglicol es tóxico y cualquier falla en el sistema de intercambio de calor produciría la contaminación del agua potable. [MTEST 2013:2]

La proporción de anticongelante en la mezcla será 30% propilenglicol y 70% agua debido a que las temperaturas más bajas registradas son de -8°C y con esta mezcla el punto de congelamiento del fluido portador de energía es menor a -10°C.

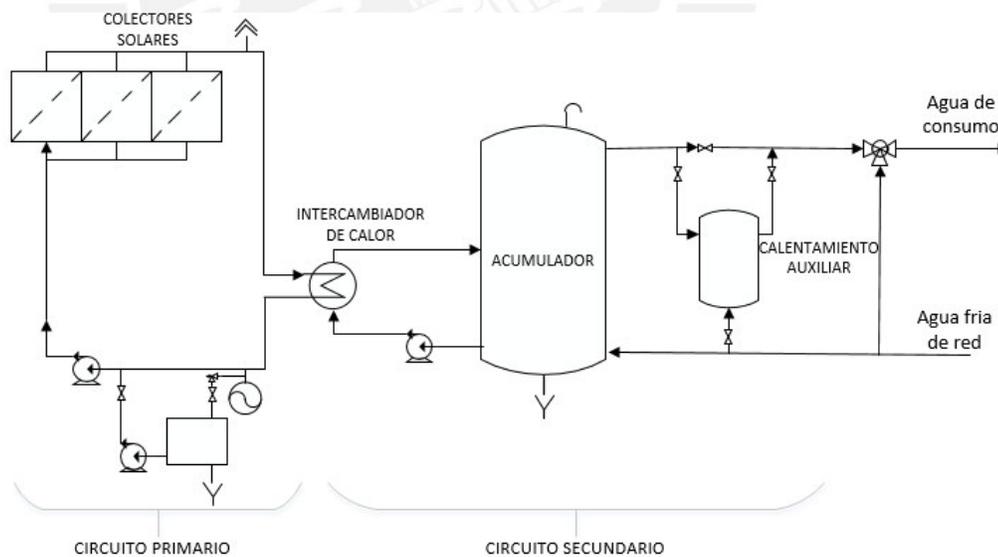


Figura 4.5 Sistema típico de calentamiento de agua sanitaria

4.2 Balance térmico del sistema de calentamiento

El balance térmico del sistema de calentamiento de agua sanitaria tiene como objetivo en un primer momento determinar el área de captación solar y las temperaturas en la

cuales trabaja distintos puntos del sistema de calentamiento de agua suponiendo un valor de fracción solar que luego se calculará al determinar el área de captación solar.

Para lograr esto se realizará un sistema de ecuaciones las cuales involucra el balance energía del colector, el balance de energía en el acumulador, el balance de energía del intercambiador de calor y la fracción solar.

Todas las ecuaciones que se plantean a continuación se realizan en estado estable de las cuales las incógnitas serán el área de captación solar, las temperaturas de ingreso y salida del colector, las temperatura de ingreso y salida del intercambiador de calor, la temperatura del tanque y la temperatura de salida del tanque tal como se muestra en la Figura 4.6

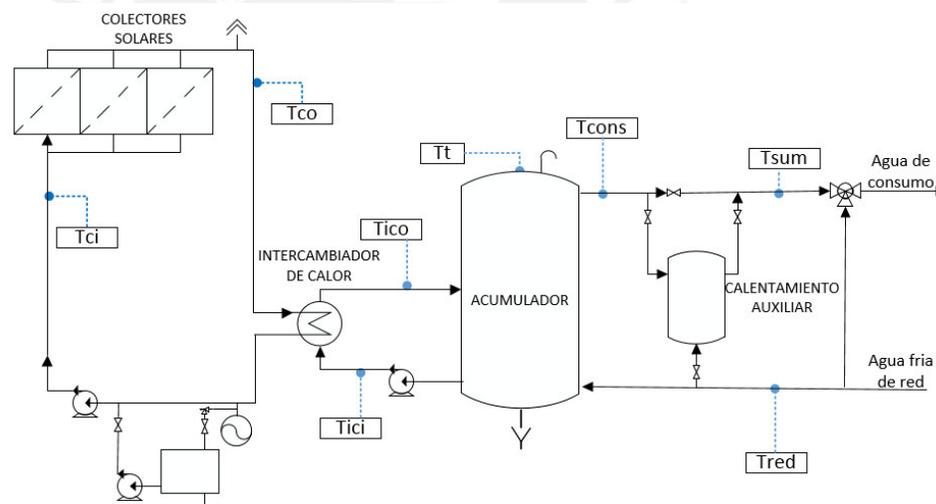


Figura 4.6 Esquema general del sistema de calentamiento

4.2.1 Balance de energía del colector solar

Para determinar el balance de energía de los colectores solares, que se muestra en la ecuación 4.1, sin conocer la cantidad de colectores se supone un colector único para los cálculos en la cual se tiene una temperatura de ingreso T_{ci} y una temperatura de salida T_{co} , un flujo másico \dot{m}_1 y un calor útil q_u que representa la radiación incidente menos la pérdida de calor como se muestra en la Figura 4.7.

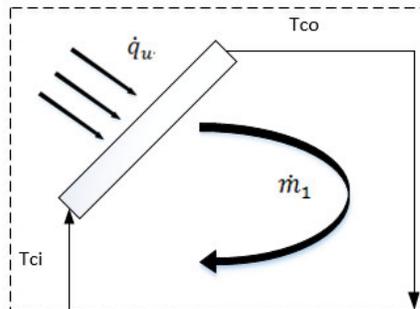


Figura 4.7 Esquema de balance de energía del colector solar

$$\dot{q}_u A_c = \dot{m}_1 C_{p1} (T_{co} - T_{ci}) \quad (\text{Ec. 4.1})$$

Donde:

\dot{q}_u = Flujo de calor útil en el fluido portador de energía ($\frac{W}{m^2}$)

A_c = Área de la cubierta (m^2)

\dot{m}_1 = Flujo másico del fluido portador de energía en el circuito primario ($\frac{kg}{s}$)

C_{p1} = Calor específico del fluido portador de energía en el circuito primario ($\frac{kJ}{kg-K}$)

T_{co} = Temperatura de salida del colector (K)

T_{ci} = Temperatura de entrada al colector (K)

4.2.2 Balance de energía del intercambiador de calor

Para determinar el balance de energía en el intercambiador, que se muestra en la ecuación 4.2, se asume un valor de flujo másico del circuito primario y secundario la cual se asumirá de igual magnitud y las variables que se determinarán son la temperatura de salida del colector T_{co} , la temperatura de entrada al colector T_{ci} , la temperatura de ingreso al intercambiador de calor T_{ici} y la temperatura de salida al intercambiador de calor T_{ico} como se presenta en la Figura 4.2.

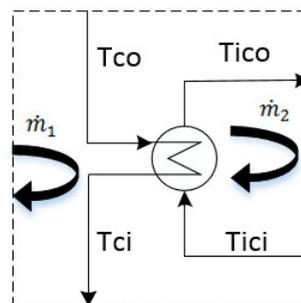


Figura 4.8 Esquema de balance de energía del intercambiador de calor

$$\dot{m}_1 C_{p1} (T_{co} - T_{ci}) = \dot{m}_2 C_{p2} (T_{ico} - T_{ici}) \quad (\text{Ec. 4.2})$$

Donde:

\dot{m}_1 = Flujo másico del fluido portador de energía en el circuito primario ($\frac{kg}{s}$)

\dot{m}_2 = Flujo másico del agua que ingresa al intercambiador de calor ($\frac{kg}{s}$)

C_{p1} = Calor específico del fluido portador de energía en el circuito primario ($\frac{kJ}{kgK}$)

C_{p2} = Calor específico del fluido portador de energía en el circuito secundario
($\frac{kJ}{kgK}$)

T_{co} = Temperatura de salida del colector (K)

T_{ci} = Temperatura de entrada al colector (K)

T_{ico} = Temperatura de salida del intercambiador de calor (K)

T_{ici} = Temperatura de ingreso al intercambiador de calor (K)

Efectividad en el intercambiador de calor

Se asume un valor de efectividad del intercambiador de calor 0.7 la cual es un valor mínimo que se tiene en los intercambiadores de calor.

$$\varepsilon_{ic} = \frac{\dot{m}_2 C_{p2} (T_{ico} - T_{ici})}{C_{min} (T_{co} - T_{ici})} \quad (\text{Ec. 4.3})$$

Donde:

\dot{m}_2 = Flujo másico del agua que ingresa al intercambiador de calor ($\frac{kg}{s}$)

C_{p2} = Calor específico del fluido portador de energía en el circuito secundario.

($\frac{kJ}{kgK}$)

C_{min} = Capacidad calorífica mínima ($\frac{kW}{K}$). Ver ecuación 4.4

T_{co} = Temperatura de salida del colector (K)

T_{ico} = Temperatura de salida del intercambiador de calor (K)

T_{ici} = Temperatura de ingreso al intercambiador de calor (K)

$$C_{min} = \min(\dot{m}_1 C_{p1}, \dot{m}_2 C_{p2}) \quad (\text{Ec. 4.4})$$

4.2.3 Balance de energía en el acumulador

Para determinar el balance de energía en el acumulador de agua caliente, que se muestran en la ecuación 4.5, se parte por determinar el flujo másico del consumo de

agua total sobre la cantidad de horas que opera el sistema de calentamiento solar, la cual según el estudio de radiación solar en el capítulo 2 fue de 9 horas. Las suposiciones que realizan para este balance de energía son que el flujo másico de consumo es el mismo flujo másico de agua de red que ingresa al tanque y la temperatura de agua de red se asume igual a la temperatura del suelo.

Las variables para el balance de energía son la temperatura de ingreso al intercambiador de calor T_{ico} , la temperatura de salida del intercambiador de calor T_{ico} , la temperatura promedio al interior del acumulador T_t y la temperatura de salida del tanque del acumulador T_{cons} como se muestra en la Figura 4.9.

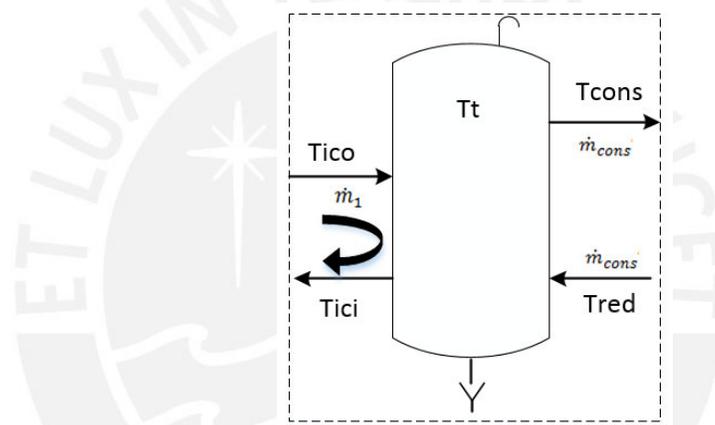


Figura 4.9 Esquema de balance de energía en el acumulador

$$\dot{m}_2 C_{p2}(T_{ico} - T_{ici}) = \dot{m}_{cons} C_{pcons}(T_{cons} - T_{red}) \quad (\text{Ec. 4.5})$$

Donde:

\dot{m}_2 = Flujo másico del agua que ingresa al intercambiador de calor ($\frac{kg}{s}$)

\dot{m}_{cons} = Flujo másico del agua que se consume ($\frac{kg}{s}$)

C_{p2} = Calor específico del fluido portador de energía en el circuito secundario. ($\frac{kJ}{kgK}$)

C_{pcons} = Calor específico del agua de consumo ($\frac{kJ}{kgK}$)

T_{ico} = Temperatura de salida del intercambiador de calor (K)

T_{ici} = Temperatura de ingreso al intercambiador de calor (K)

T_{cons} = Temperatura del agua a la salida del tanque (K)

T_{red} = Temperatura del agua de red (K)

Balance de energía del acumulador con mezcla total

En la ecuación 4.6 representa un balance de energía en el tanque de acumulación en donde toda el agua en su interior se encuentra completamente mezclado a diferencia de la ecuación 4.5, en donde se tiene un balance de energía con temperaturas distintas en la salida del tanque y el ingreso al ingreso del intercambiador de calor.

$$\dot{m}_2 T_{ico} + \dot{m}_{cons} T_{red} = (\dot{m}_2 + \dot{m}_{cons}) T_t \quad (\text{Ec. 4.6})$$

Donde:

\dot{m}_2 = Flujo másico del agua que ingresa al intercambiador de calor ($\frac{kg}{s}$)

\dot{m}_{cons} = Flujo másico del agua que se consume ($\frac{kg}{s}$)

C_{p2} = Calor específico del fluido portador de energía en el circuito secundario. ($\frac{kJ}{kgK}$)

C_{pcons} = Calor específico del agua de consumo ($\frac{kJ}{kgK}$)

T_{ico} = Temperatura de salida del intercambiador de calor (K)

T_{red} = Temperatura del agua de red (K)

T_t = Temperatura del agua de tanque (K)

Estratificación del acumulador

La estratificación en el tanque de acumulación de agua caliente representa la diferencia de temperaturas a diversos niveles en el tanque, en donde se tiene el fluido más caliente en la parte superior y la más fría en la parte inferior como se muestra en la 4.11. El valor de la estratificación en el tanque de acumulación varía entre 0 y 1, en donde se tiene un valor cercano a 0 si la temperatura en el tanque es homogénea y un valor cercano al 1 si la temperatura de salida del tanque es similar a la temperatura de salida del intercambiador de calor.

$$E = \frac{T_{cons} - T_t}{T_{ico} - T_t} \quad (\text{Ec. 4.7})$$

Donde:

T_{ico} = Temperatura de salida del intercambiador de calor (K)

T_{cons} = Temperatura del agua a la salida del tanque (K)

T_t = Temperatura del agua de tanque (K)

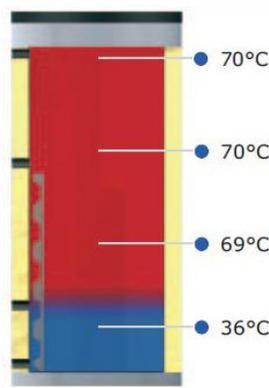


Figura 4.10 Estratificación en el tanque de acumulación

4.2.4 Fracción solar

El valor de fracción solar varía desde el valor de 0 al 1, en donde este valor representa la contribución solar para aumentar la temperatura del agua desde la temperatura de red hasta la temperatura de suministro, la cual es de 60 °C con el fin de evitar el problema de la Legionella. En caso se obtenga un valor menor a 1 el subsistema de calentamiento auxiliar permite calentar el agua hasta la temperatura de suministro.

$$f = \frac{\dot{m}_{cons} C_{pcons} (T_{cons} - T_{red})}{\dot{m}_{cons} C_{pcons} (T_{sum} - T_{red})} = \frac{(T_{cons} - T_{red})}{(T_{sum} - T_{red})} \quad (\text{Ec. 4.8})$$

Donde:

T_{cons} = Temperatura del agua a la salida del tanque (K)

T_{red} = Temperatura del agua de red (K)

T_{sum} = Temperatura de agua de almacenamiento (K)

4.3 Cálculo del área de captación y temperaturas de trabajo

Para determinar el área de captación del sistema de calentamiento se parte por determinar el área de captación para un mes en particular como Enero, en donde se tiene un calor útil del 387 W/m² para el colector parabólico compuesto, una temperatura de agua de red de 12 °C y una temperatura de suministro de 60 °C.

Además, para desarrollar los cálculos se necesita determinar el flujo másico del consumo de agua sanitaria, la cual es un valor que se obtiene del consumo diario promedio entre las horas de Sol en la cual el sistema de calentamiento solar

funcionará. En el capítulo 2 se mostró un análisis de la radiación solar para 9 horas el cual representa la cantidad de horas que el sistema funciona.

El consumo diario promedio de agua caliente sanitaria a 60°C, que se estimó anteriormente es de 2820 l/día y para un proceso de trabajo de 9 horas se tiene un flujo másico de 0.087 kg/s.

Finalmente, para el cálculo inicial se asume un valor de estratificación de 0.1, una efectividad del intercambiador de calor de 0.7, una fracción solar de 1 y un flujo másico en el circuito primario igual al circuito secundario. El valor de flujo másico del circuito primario con la cual se trabajará será de 0.4kg/s, debido a que no se tiene temperaturas muy elevadas en el colector solar cerca al punto de ebullición del fluido y no hay una gran pérdida de carga en las tuberías.

A partir de los valores iniciales que se plantearon en la ecuación 4.8, se determina el valor de la temperatura de salida del tanque como se muestra a continuación:

$$1 = \frac{(T_{cons} - 285)}{(333 - 285)} \rightarrow T_{cons} = 333 \text{ } ^\circ K$$

Una vez determinada la temperatura de salida del tanque, se determina la temperatura del agua del tanque y la temperatura de salida del intercambiador de calor mediante una resolución de ecuaciones simultaneas entre la ecuación 4.6 y 4.7.

$$0.4 \times T_{ico} + 0.087 \times 285 = (0.4 + 0.087) \times T_t$$

$$0.1 = \frac{333 - T_t}{T_{ico} - T_t}$$

En la ecuación 4.7 se despeja la temperatura de salida del intercambiador

$$T_{ico} = \frac{333 - T_t}{0.1} + T_t$$

Se reemplaza la expresión de la temperatura de salida del intercambiador despejada en la ecuación 4.6 y se determina la temperatura del agua de tanque.

$$0.4 \times \left(\frac{333 - T_t}{0.1} + T_t \right) + 0.087 \times 285 = (0.4 + 0.087) \times T_t \rightarrow T_t = 331.9 \text{ } ^\circ K$$

Una vez determinada la temperatura del agua del tanque, se determina la temperatura del agua a la salida del intercambiador.

$$T_{ico} = \frac{333 - 331.9}{0.1} + 331.9 \rightarrow T_{ico} = 342.1 \text{ } ^\circ K$$

Ahora se procede a determinar la temperatura de ingreso del agua al intercambiador mediante la ecuación 4.5.

$$0.4 \times 4180 \times (342.1 - T_{ici}) = 0.087 \times 4180 \times (333 - 285) \rightarrow T_{ici} = 331.7 \text{ } ^\circ\text{K}$$

Luego, se procede a determinar la temperatura de salida del colector solar del fluido portador de energía mediante la ecuación 4.3, para la cual la capacidad calorífica mínima es la que brinda el lado primario del intercambiador de calor.

$$0.7 = \frac{0.4 \times 4180 \times (342.1 - 331.7)}{0.4 \times 3900 \times (T_{co} - 331.7)} \rightarrow T_{co} = 347.7 \text{ } ^\circ\text{K}$$

Después, se procede a determinar la temperatura de ingreso del fluido portador de energía al colector solar mediante la ecuación 4.2.

$$0.4 \times 3900 \times (347.7 - T_{ci}) = 0.4 \times 4180 \times (342.1 - 331.7) \rightarrow T_{ci} = 336.5 \text{ } ^\circ\text{K}$$

Finalmente se determina el área de captación solar mediante la ecuación 4.1.

$$367.6 \times A_c = 0.4 \times 3900 \times (347.7 - 336.5) \rightarrow A_c = 47.4 \text{ } m^2$$

Una vez que se calcula el área de captación solar se procede a emplear el área como un dato y la fracción solar como una incógnita en las ecuaciones planteadas. Mediante un sistema de ecuaciones simultáneas se procede a determinar las temperaturas incógnitas y la fracción solar para cada mes del año que se presentan en la Tabla 4.1.

Tabla 4.1 Temperaturas de trabajo y fracción solar del sistema de calentamiento para un área de captación de diseño en Enero.

	Temperatura de salida del colector	Temperatura de ingreso al colector	Temperatura de salida del intercambiador de calor	Temperatura de ingreso del intercambiador de calor	Temperatura de salida del tanque	Fracción solar	Temperatura de agua del tanque
	Tco	Tci	Tico	Tici	Tcons	f	Tt
Unidad	(K)	(K)	(K)	(K)	(K)	(%)	(K)
Enero	348	337	342	332	333	100	332
Febrero	348	337	342	332	333	100	332
Marzo	346	335	341	331	332	98	331
Abril	355	342	349	337	338	111	337
Mayo	362	348	355	342	343	121	342
Junio	363	349	356	342	344	121	343
Julio	362	348	355	341	343	119	342
Agosto	363	349	356	342	344	122	343
Septiembre	362	348	355	342	344	122	342
Octubre	365	351	358	345	346	129	345
Noviembre	366	352	359	346	347	131	346
Diciembre	357	345	351	339	341	116	339

A partir de los resultados presentados en la Tabla 4.1 se puede apreciar que en el mes de Noviembre se cuenta con mayor fracción solar y corresponde con el mes con las más altas temperaturas. Con la finalidad de que las temperaturas no lleguen hasta valores cercanos al punto de ebullición y para reducir el área de captación, se realizan los cálculos para el mes de Noviembre.

Realizando los cálculos de área de captación solar para el mes de Noviembre con una fracción solar del 100 % para dicho mes, tal como se realizó para el mes de Enero, se obtiene un área de captación solar de 34.5 m² y a partir de la nueva área se determina nuevos valores de temperaturas de trabajo y fracción solar como se presenta en la Tabla 4.2.

Tabla 4.2 Temperaturas de trabajo y fracción solar del sistema de calentamiento para un área de captación de diseño en Noviembre

	Temperatura de salida del colector	Temperatura de ingreso al colector	Temperatura de salida del intercambiador de calor	Temperatura de ingreso del intercambiador de calor	Temperatura de salida del tanque	Fracción solar	Temperatura de agua del tanque
	Tco	Tci	Tico	Tici	Tcons	f	Tt
Unidad	(K)	(K)	(K)	(K)	(K)	(%)	(K)
Enero	333	324	329	321	322	76	321
Febrero	333	324	329	321	322	76	321
Marzo	332	323	327	320	321	74	320
Abril	338	328	333	324	325	84	324
Mayo	343	332	338	328	329	92	328
Junio	344	332	338	328	329	92	328
Julio	343	332	337	327	328	91	327
Agosto	344	333	338	328	329	93	328
Septiembre	343	333	338	328	329	93	329
Octubre	346	335	341	331	332	98	331
Noviembre	347	336	342	332	333	100	332
Diciembre	340	331	336	327	328	88	327

4.4 Selección de equipos del circuito primario

4.4.1 Sistema de captación

El área de captación total que se empleará en el proyecto será de 36 m². Para lograr esta área de captación se emplean 25 colectores con una área de captación 1.47 m² cada uno.

La distribución de los colectores solares se realiza de forma que los colectores no estén afectados por la sombra que generan los colectores y se distribuyen en baterías, las cuales corresponden a pequeños bloques de colectores juntos que se comportan como un único colector. [MTEST 2013:3]

Para el cálculo de distancia mínima que debe existir entre cada colector se emplea ecuación 4.9. Se sabe que solo se tendría el problema de sombra entre colectores para los meses en los cuales se tenga que realizar una inclinación al colector entre los meses de Abril y Agosto. [CLENZO 2011:1]

$$d = (L_c \text{sen}(\alpha))K \quad (\text{Ec. 4.9})$$

Donde:

L_c = Longitud de los colectores (m).

β = Ángulo de inclinación del colector (°).

K = Constante adimensional cuyo valor está tabulado en función de la altitud del lugar.

Como se presenta en la Figura 4.11 la disposición de los colectores es apuntando hacia el norte, ya que es la posición en donde se recibe una mayor radiación solar en el hemisferio sur. Para determinar la distancia mínima se emplea como valores iniciales la longitud del colector de 0.89 m, la inclinación del colector de 20° y la constante adimensional de 0.98 para una latitud de 20° y el mes de Abril, el cual es el más crítico, la cual se obtiene de la tabla en el Anexo 4. [CLENZO 2011:2]

$$d = (0.89 \times \text{sen}(20)) \times 0.98 = 0.30 \text{ m}$$

Del cálculo se obtiene una distancia mínima de 0.30 m, pero para que el usuario pueda transitar entre estos para realizar el cambio de posición se pone una distancia

0.7 m entre los colectores. Finalmente, para evitar que la sombra de las paredes llegue hasta los colectores se propone colocar los colectores a una altura de 1.2 m.

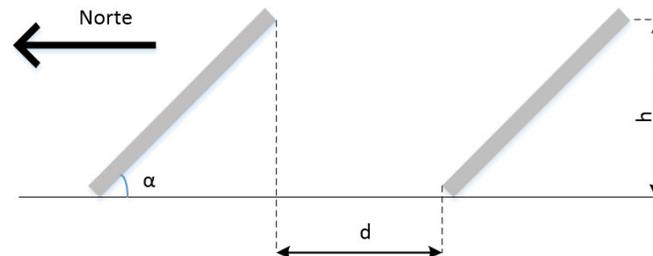


Figura 4.11 Disposición y distancia mínima entre cada colector

En el proyecto la distribución de las baterías de colectores solares será en paralelo, debido a que los colectores conectados en serie hacen que el fluido recorra una mayor distancia y tenga una mayor pérdida de carga. Además, en caso que uno de los colectores falle todo el circuito estaría inoperativo.

Las baterías de colectores que se propone es de 4 unidades conectadas en serie, que serán conectadas con otros cuatro baterías de 4 colectores cada uno como se muestra en la Figura 4.12.

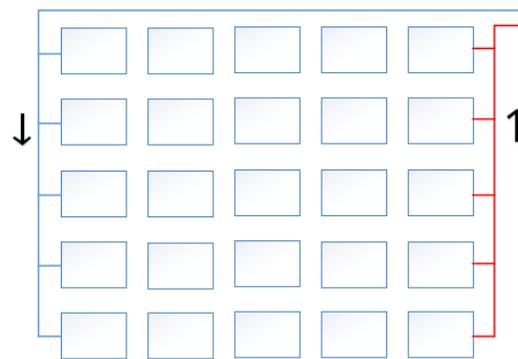


Figura 4.12 Esquema de distribución de colectores

4.4.2 Bomba del circuito primario

Para la selección de la bomba del circuito primario se necesita como valores principales el caudal total de 1447 l/h y la pérdida de carga total que se tiene en todo el circuito primario. Para determinar la pérdida de carga total en el circuito primario se debe calcular la pérdida de carga por causa de fricción en las tuberías y conexiones

del sistema primario. Además, se debe determinar la pérdida de carga por parte del intercambiador de calor.

Finalmente, para determinar la pérdida de carga por fricción en las tuberías, expresada en metros de columna de agua, se emplea la ecuación de Darcy-Weisbach (1875) como se puede ver en la ecuación 4.10.

$$h = f \left(\frac{L_t}{D_{it}} \right) \left(\frac{V^2}{2g} \right) \quad (\text{Ec. 4.10})$$

Donde:

f = Coeficiente de fricción

L_t = Longitud de la tubería (m)

D_{it} = Diámetro interno de la tubería (m)

v = Velocidad del fluido al interior de la tubería ($\frac{m}{s}$)

g = Aceleración de la gravedad ($\frac{m}{s^2}$)

El coeficiente de fricción es una función del número de Reynolds (Re) y del coeficiente de rugosidad relativa de la superficie interna de la tubería de cobre y esta se determina mediante el diagrama de Moody, el cual se presenta en el Anexo 11. Los valores de pérdida de carga se presentan en el Anexo 5 y Anexo 6.

Por otro lado para determinar la pérdida de carga que ocurre en el intercambiador de calor se verifica en el catálogo del intercambiador, en el cual se tiene una pérdida de 0.59 m.c.a. Con los valores obtenidos se procede a determinar la pérdida de carga sumando los valores determinados.

$$H_{total} = H_{fricción} + H_{intercambiador} = 4.29 + 0.59 = 4.88 \text{ m. c. a}$$

Por lo tanto la bomba a seleccionar en el circuito primario debe poder tener una altura manométrica de 4.88 m.c.a. como mínimo y un caudal de trabajo de 1447 l/h. Por ello, se seleccionó una bomba de circulación marca Grundfos modelo ALPHA2 25-80 tal como se ve en la Figura 4.13.



Figura 4.13 Bomba de circulación Grundfos

Para determinar la bomba de llenado del circuito primario se emplea la pérdida de carga que se tiene en el circuito primario y se suma la altura geométrica desde el sótano hasta el techo de 15.2 m., con lo que se obtiene una altura manométrica de 19.96 m.c.a. y con un caudal de 1447 l/h se selecciona una bomba centrífuga Pedrollo de 0.85 HP modelo CPM610.



Figura 4.14 Electrobomba centrífuga Pedrollo 0.85 HP

4.4.3 Cálculo del vaso de expansión

En el circuito primario se tiene al fluido portador de energía, el cual estará en constantes cambios de temperaturas debido al calentamiento por parte del colector.

Esto ocasiona en el fluido un cambio de volumen y presencia de variaciones de presiones peligrosas por causa de las variaciones de temperatura que necesitan amortiguarse para evitar la rotura de algún elemento de la instalación solar. Por ello se realiza el cálculo del volumen del vaso de expansión como se muestra en la ecuación 4.11. [MTEST 2013:4]

Volumen total del vaso de expansión

$$V_t = V_{ins} C_{e-calorportador} C_{pr} \quad (\text{Ec. 4.11})$$

Donde:

- V_{ins} : Volumen del fluido portador de energía instalado (l)
 $C_{e-calorportador}$: Coeficiente de expansión del fluido portador de energía.
 Ver ecuación 4.13
 C_{pr} : Coeficiente de presión. Ver ecuación 4.12

Coeficiente de presión

$$C_{pr} = \frac{P_{m\acute{a}x}}{P_{m\acute{a}x} - P_{m\acute{i}n}} \quad (\text{Ec. 4.12})$$

Donde:

- $P_{m\acute{a}x}$: Presión máxima en el vaso de expansión (bar)
 $P_{m\acute{i}n}$: Presión mínima en el vaso de expansión (bar)

Coeficiente de expansión del fluido portador de energía

$$C_{e-calorportador} = C_{e-agua} (a (1.8 T + 32)^b) \quad (\text{Ec. 4.13})$$

Donde:

- C_{e-agua} : Coeficiente de expansión del agua. Ver ecuación 4.14
 T : Temperatura máxima que puede alcanzar el fluido portador de energía (°K)
 a : Coeficiente alfa del portador de energía. Ver ecuación 4.15
 b : Coeficiente beta del portador de energía. Ver ecuación 4.16

Coeficiente de expansión del agua

$$C_{e-agua} = (3.24 T^2 + 102.13 T - 2708.3)10^{-6} \quad (\text{Ec. 4.14})$$

Donde:

- T : Temperatura máxima que puede alcanzar el fluido portador de energía (°K)

Coeficiente alfa del portador de energía

$$a = -0.0134 (Y^2 - 143.8 Y + 1918.2) \quad (\text{Ec. 4.15})$$

Donde:

- Y : Porcentaje de agua en el fluido portador de energía (%)

Coeficiente beta del portador de energía

$$b = 3.5 \times 10^{-4} (Y^2 - 94.57 Y + 500) \quad (\text{Ec. 4.16})$$

Donde:

Y: Porcentaje de agua en el fluido portador de energía (%)

Presión mínima de funcionamiento

$$P_{min} = 1.5 + 0.1 h \quad (\text{Ec. 4.17})$$

Donde:

h = Altura estática de la instalación (m)

Para comenzar a realizar el cálculo se comienza determinando la presión mínima de funcionamiento mediante la ecuación 4.17. El vaso de expansión se encuentra en el sótano del hotel y los colectores solares se encuentran en el techo del hotel a una altura de 15.2 m. con respecto al sótano (cota entre sótano y techo).

$$P_{min} = 1.5 + 0.1 * 15.2 = 3.02 \text{ bar}$$

Luego, de determinar la presión mínima de funcionamiento se determina el coeficiente de presión en donde la presión máxima del circuito primario es 10 bar.

$$C_{pr} = \frac{10}{10 - 3.02} = 1.43$$

Después, se determina el coeficiente de expansión del fluido portador de energía para la cual se necesita determinar el coeficiente de expansión de agua que está en función de la temperatura más alta en el circuito primario.

En el diseño del sistema de calentamiento se determinó que la temperatura más alta que se lograría en el colector ocurre en el mes de noviembre y es 74 °C, pero esta temperatura se puede elevar si la radiación solar que se tiene para un día en particular está por encima de lo calculado por eso se asumirá una temperatura máxima de 90°C.

$$C_{e-agua} = (3.24x90^2 + 102.13x90 - 2708.3)x10^{-6} = 0.0327$$

Luego, al finalizar el cálculo de coeficiente expansión del agua se determina el coeficiente de expansión del fluido portador de energía. Como el fluido portador de energía es propilenglicol se debe multiplicar por un factor de corrección que se presenta en la ecuación 4.13. Para lograr el cálculo se necesita determinar los coeficientes alfa y beta del portador de energía.

$$a = -0.0134x(30^2 - 143.8x30 + 1918.2) = 20.04$$

$$b = 3.5x10^{-4}x(30^2 - 94.57x30 + 500) = -0.502$$

$$C_{e-calorportador} = 0.0327x(20.04x(1.8x90 + 32)^{-0.502}) = 0.0465$$

Finalmente, al determinar el coeficiente expansión del fluido portador de energía y el coeficiente presión, ambos se multiplican por el volumen de 119.7 l, que corresponde al fluido térmico.

$$V_t = 119.7 \times 0.0465 \times 1.43 = 7.97 \text{ l}$$

Con el volumen total se selecciona el vaso de expansión, que corresponde a 12 litros.

4.4.4 Tuberías

Para la selección de tuberías del sistema se empleará las recomendaciones de la guía ASIT de la energía solar térmica [ASIT 2010:1].

En esta guía se presenta que en el circuito primario se podría utilizar tuberías de cobre y de acero inoxidable con uniones roscadas, soldadas o embridadas y una protección exterior con pintura anticorrosiva. Mientras que en el circuito secundario de la instalación podrán utilizarse tuberías de cobre, de acero negro, acero inoxidable o material plástico compatibles con el fluido que se utiliza.

Para el proyecto se empleará tuberías de cobre debido a su excelente conductividad térmica, su resistencia a la corrosión atmosférica y acuosa, la fiabilidad y sencillez de montaje mediante uniones, su capacidad de soportar altas temperaturas y su longevidad hacen que el cobre sea ideal para instalaciones solares térmicas. [ELCOBRE 1]

Las tuberías de cobre serán tubos estirados en frío y sus uniones serán roscadas, cuando sea necesario utilizar en el mismo circuito materiales diferentes sea deberá realizar una protección catódica mediante conectores dieléctricos con el fin de evitar la corrosión.

4.4.5 Espesor del aislamiento de las tuberías

Para determinar el espesor de aislamiento en las tuberías se empleará el procedimiento simplificado de selección de espesores mínimos de aislamiento térmico del manual técnico de energía solar térmica, el cual recomienda para un diámetro de

tubería menor de 35 mm emplear un espesor de 20 mm si se encuentra en el interior de la vivienda y 30 mm si se encuentra en el exterior de la vivienda. [MTEST 2013:5]

No obstante, esta recomendación se emplea en el caso de tener un material de conductividad térmica de referencia a 10 °C de 0.040 W/m-K, en caso se emplee un aislamiento con una conductividad térmica diferente, se emplea la ecuación 4.18 para determinar el espesor mínimo.

$$d = \frac{D_{et}}{2} \left[e^{\frac{k_f}{k_{fref}} \ln\left(\frac{D_{et} + 2d_{ref}}{D_{et}}\right)} - 1 \right] \quad (\text{Ec. 4.18})$$

Donde:

D_{et} : Diámetro exterior de la tubería (m)

d_{ref} : Espesor mínimo de referencia (m)

k_f : Conductividad térmica del material empleado (W/m-K)

k_{fref} : Conductividad térmica del material de referencia (W/m-k)

Los aislantes térmicos más habituales para las tuberías con fluido caliente son los aislantes de espuma elastomérica, lana mineral y polietileno.

El aislante de espuma elastomérica posee un coeficiente conductividad térmica baja con una excelente flexibilidad y facilidad de instalación, mientras que la lana mineral es un aislante con una muy baja conductividad térmica de las cuales las más conocidas son la lana de vidrio y lana de roca que presentan una solución muy eficaz para aislamiento de tuberías en instalaciones de frío y calor.

Finalmente, el aislamiento de polietileno es un polímero que al igual que la espuma elastomérica presenta una gran flexibilidad para adecuarse al diámetro y trayectoria de la tubería, pero su conductividad térmica es más elevada que los anterior aislantes.

Para todo el circuito hidráulico se empleará lana de vidrio por ser el aislante con menor coeficiente de conductividad térmica (0.036W/m-K), pero para las conexiones entre los colectores se empleará el aislante de espuma elastomérica debido a que son conexiones que durante el año se encontrarán en movimiento.

$$d = \frac{0.02857}{2} \left[e^{\frac{0.036}{0.04} \ln\left(\frac{0.02857 + 2 \times 0.03}{0.02857}\right)} - 1 \right] = 25.26 \text{ mm}$$

4.5 Selección de equipos del circuito secundario

4.5.1 Selección de intercambiador de calor externo

El dimensionado del intercambiador de calor se realiza a partir de los siguientes parámetros: potencia nominal, caudales de diseño, valores de temperatura de ingreso al intercambiador de calor en la parte primaria y secundaria, y la efectividad del intercambiador de calor.

Como se presentó anteriormente la efectividad del colector se expresa a partir de la ecuación 4.3, pero también se puede expresar de la siguiente forma:

$$\varepsilon_{ic} = \frac{\dot{m}_2 C_{p2}(T_{ico} - T_{ici})}{\dot{m}_1 C_{p1}(T_{co} - T_{ici})} = \frac{P}{\dot{m}_1 C_{p1}(T_{co} - T_{ici})} \quad (\text{Ec. 4.19})$$

A partir de la efectividad del colector que se asumió como 0.7, se determina cuanto debería ser la potencia mínima que debería tener el intercambiador de calor. Para ello se emplean los valores de temperatura nominal del sistema para la cual se empleará las temperaturas del mes de Noviembre por ser el mes con mayor fracción solar y a partir de la cual se determinó el área de captación solar.

$$P > 0.7 \times 0.4 \times 3900 \times (347 - 332) = 16.4 \text{ kW}$$

Con una potencia mayor a 16.4 kW se cuenta con un catálogo de intercambiador de calor de placas desmontables con una potencia de diseño de 20 kW y que trabaja con propilenglicol en el circuito primario y agua en el circuito secundario.

4.5.2 Tanque de acumulación de agua

El acumulador se utiliza para almacenar el agua caliente que se obtiene al calentarse el agua de red con el sistema de calentamiento y se almacena hasta el requerimiento del usuario manteniendo la calidad sanitaria del agua y reduciendo las pérdidas térmicas.

Los acumuladores pueden tener una disposición horizontal o vertical. Por lo general, se emplean acumuladores verticales por el grado de estratificación alto que se obtiene en el tanque, esta estratificación se emplea para utilizar la temperatura alta del agua

que se encuentra en la parte superior del tanque por encima de los 60 °C y pueda ser utilizada por el usuario.

No obstante, debido a que para la extracción del agua caliente se realiza mediante una toma por la parte superior del tanque, debido a que se quiere utilizar la temperatura más alta del tanque, se necesita una bomba de circulación para este propósito que permita llevar el agua hasta el calentamiento auxiliar, por esta situación se propone que la extracción del agua caliente se realice en la parte inferior del tanque.

La extracción del agua por la parte inferior del tanque se propone para aprovechar la columna de agua que se tiene en el tanque y con ello reducir el consumo eléctrico por parte de la bomba de circulación.

La disposición de entradas y salidas del agua en el tanque de acumulación es como se muestra en la Figura 4.15, en donde la entrada del agua de red se efectúa por la parte superior del tanque, la salida del agua que se calienta en el intercambiador de calor se realiza por la parte inferior del tanque y la entrada al intercambiador se realiza por encima de la salida del intercambiador, y la salida del agua de consumo se realiza a la misma altura de la salida del intercambiador.

Esta disposición ocasiona una transferencia de calor natural al interior del tanque debido a la gradiente de temperaturas del fluido lo que permitirá mezclar el agua en el tanque.

Para el proyecto se necesita la acumulación de agua caliente sanitaria de 2820 litros por día, la cual se obtiene de la demanda básica de 94 litros por habitación en el hotel calculada en el capítulo 1 y al multiplicarla por las 30 habitaciones en el hotel se obtiene la capacidad de almacenamiento. Se selecciona dos tanques de acumulación no presurizado de la marca SunMaxx Solar de una capacidad de 1570 litros (415 galones) de 1.22 m de diámetro y 1.47 m de altura.

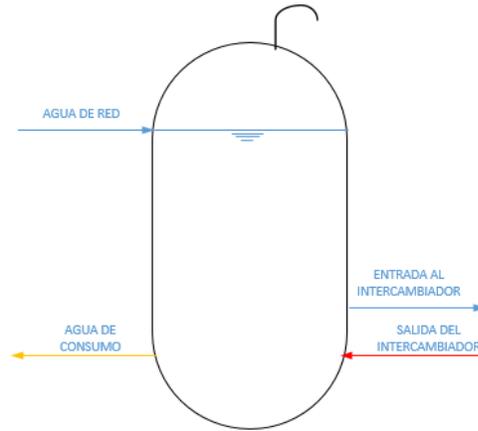


Figura 4.15 Esquema del tanque acumulador de agua caliente

4.5.3 Espesor de aislamiento del tanque de acumulación de agua

Para determinar el espesor de aislamiento el tanque de acumulación se empleará el procedimiento simplificado de selección de espesores mínimos de aislamiento térmico del manual técnico de energía solar térmica, la cual recomienda un espesor mínimo de aislamiento de 50 mm para un material aislante de referencia a 10°C con conductividad de 0.040 W/m-K.

Cuando se emplee un material de conductividad térmica distinta a la referencia de 0.040 W/m-K se puede emplear la ecuación 4.20 para determinar el nuevo espesor mínimo de aislamiento.

$$d = d_{ref} \frac{k_f}{k_{fref}} \quad (\text{Ec. 4.20})$$

Donde:

d_{ref} : Espesor mínimo de referencia (m)

k_f : Conductividad térmica del material empleado (W/m-K)

k_{fref} : Conductividad térmica del material de referencia (W/m-k)

El tanque de acumulación de agua que se seleccionó dispone de un aislamiento de una pulgada de espesor y se verificará si este espesor cumple con el mínimo recomendado donde el aislamiento es espuma de poli-isocianurato que tiene una conductividad térmica de 0.02 W/m-K [AUS 2011:1]

$$d = 50 \times \frac{0.02}{0.04} = 25 \text{ mm}$$

Se obtiene un espesor mínimo de 25 mm, el cual se encuentra por debajo del espesor instalado en el tanque de acumulación de agua caliente.

4.5.4 Bomba de circulación del circuito secundario

Para la selección de la bomba del circuito secundario se necesita como valores principales el caudal total de 1440 l/h, el cual se obtiene del flujo másico de 0.4 kg/s y la pérdida de carga total que se tiene en todo el circuito primario.

Para determinar la pérdida de carga total en el circuito primario se debe calcular la pérdida de carga por causa de fricción por las tuberías y conexiones del circuito secundario. Además, se debe determinar la pérdida de carga por parte del intercambiador de calor. Al igual que el cálculo de pérdida de carga para la bomba del circuito primario se emplea la ecuación 4.10, para el cálculo de pérdida de carga en circuito secundario.

A partir del Anexo 7 se estima que la pérdida de carga total en el circuito secundario es de 1.583 m.c.a., a la cual se le debe sumar la pérdida de carga ocasionado por el intercambiador de calor, que alcanza 0.59 m.c.a. La pérdida total de carga es de 2.17 m.c.a. Con la altura manométrica de 2.17 m.c.a. y el caudal de 1440 l/h se determina la bomba de circulación para el circuito secundario. Se selecciona una bomba de circulación Grundfos modelo ALPHA2 25-40 como se ve en la Figura 4.16.



Figura 4.16 Bomba de circulación Grundfos Alpha2

4.5.5 Bomba de distribución de agua caliente sanitaria

Para la selección de la bomba de distribución se debe considerar que las tuberías instaladas en el hotel son de material de cobre. Para el cálculo de pérdida de carga debido a la fricción se emplea la distribución de las tuberías que se presentan en el Anexo 12.

Se realiza el dimensionado de red estableciendo un caudal instantáneo mínimo de agua caliente sanitaria de 0.13 l/s para cada cuarto, el cual comprende el caudal del lavamanos y la ducha como se muestra en Anexo 8 [AFTA 2012:1].

A partir del caudal instantáneo calculado para los diversos tramos de tuberías se multiplica por el coeficiente de simultaneidad en función del caudal instantáneo calculado como se muestra en la Anexo 9.

Finalmente, se realiza el cálculo de pérdida de carga en las tuberías para la distribución de agua caliente sanitaria, tal como se realizó en el cálculo de pérdida de carga para la selección de bomba en el circuito primario. Los resultados de pérdida de carga a causa de las tuberías y los resultados de pérdida de carga a causa de los accesorios se presentan en la Anexo 10.

A partir de las dos tablas se puede determinar que la pérdida de carga total es de 3.67 m.c.a, además, del cálculo de pérdida de carga se debe adicionar la altura que debe recorrer el agua desde el sótano hasta el cuarto piso, siendo así 11.2 metros de altura.

Finalmente, para determinar la altura manométrica en la selección de la bomba se necesita garantizar que exista una presión residual en los grifos de 100 kPa que es equivalente a 10.2 m.c.a. [AFTA 2012:2].

$$H_{man} = \text{altura geométrica} + \text{pérdida de carga} + \text{presión residual en los grifos}$$

$$H_{man} = 11.2 + 3.67 + 10.2 = 25.07 \text{ m. c. a.}$$

Para la selección de la bomba se tendrá un altura manométrica de 25.07 m.c.a y un caudal de 5688 l/h, el cual se obtiene del máximo caudal multiplicado por el factor de

simultaneidad. Se elige una electrobomba centrífuga Pedrollo modelo CPm 650M como se ve en la Figura 4.17



Figura 4.17 Electrobonba centrífuga Pedrollo 1.5 HP

4.5.6 Válvula mezcladora

Es una válvula de tres vías que tiene como fin suministrar agua a una temperatura constante, en donde la válvula mezcladora termostática mezcla agua caliente y fría con un diferencial de al menos 7°C.

La válvula mezcladora es un elemento complementario al acumulador de agua caliente debido a que la temperatura a la cual se ajusta el acumulador es de alrededor 60 °C con el fin de prevenir el desarrollo de la bacteria de la Legionella. Sin embargo, la temperatura a la cual se encuentra el agua en el acumulador solar no puede ser utilizada por el usuario debido a que podría producir quemaduras, por ello se emplea la válvula mezcladora que reduce la temperatura del agua hasta los 40 °C que es una temperatura ideal para el uso de agua caliente sanitario.

El uso de una válvula mezcladora permite que el control automático del fluido realice una buena gestión del agua caliente puesto que no se produce ninguna pérdida de agua al intentar ajustar la temperatura al nivel deseado.

Para la selección de la válvula se debe tomar en cuenta lo siguiente: la aplicación de la válvula; la distribución del caudal (asimétrica o simétrica), intervalos de temperaturas del fluido durante su operación.

Para el proyecto se empleará una válvula mezcladora termostática de caudal simétrico para un intervalo de temperatura de 35-70°C para una conexión de 3/4 " de la marca Taco-novamix como se muestra en la Figura 4.18.



Figura 4.18 Válvula mezcladora con protección anti quemaduras

4.5.7 Subsistema de calentamiento auxiliar

La energía auxiliar se utiliza como un complemento al aporte que realiza el sistema de calentamiento solar, debido a que la energía solar no puede cubrir el 100% de la demanda del usuario en algunos días del año por la radiación solar que se presente. Este subsistema de calentamiento auxiliar suministra la energía necesaria para cubrir la demanda prevista y garantizando la continuidad del suministro de agua caliente al usuario.

El subsistema de calentamiento auxiliar que se utilizará en el proyecto es de energía eléctrica, debido a que el sistema eléctrico es más seguro que las instalaciones de gas por no incluir combustible inflamable, no hace falta una instalación de gas, se tiene un mayor control de la temperatura con el uso de la energía eléctrica y es un sistema que no necesita muchas revisiones como el sistema a gas.

El sistema de calentamiento eléctrico funcionará primordialmente como respaldo ante la caída de temperatura en tanque de acumulación de agua caliente que es calentada por energía solar. Sin embargo, como función secundaria se encuentra el calentamiento del agua a partir del agua de red en caso no existiera radiación solar que permitiera el calentamiento del agua en los tanques de acumulación.

Por ello, se seleccionó dos calentadores eléctricos instantáneos que permitan calentar el agua con un salto de hasta 35°C con un caudal de 4.2 litros por minuto cada uno, los cuales se colocarán en paralelo para que el caudal máximo sea la suma de ambos.

REFERENCIAS CAPÍTULO 4

- [AFTA 2012:1] : ASOCIACIÓN DE FABRICANTES DE TUBO DE ACERO Dimensionado de las instalaciones. p.4 España. 2012
[En línea]. Disponible en:
<http://www.afta-asociacion.com/wp-content/uploads/Cap-4-Dimensionado-de-Instalaciones.pdf>. Noviembre 2015
- [AFTA 2012:2] : Ibid. p.7
- [ASIT 2010:1] : [En línea] . Disponible en :
http://www.minetur.gob.es/energia/desarrollo/EficienciaEnergetica/RITE/Reconocidos/Reconocidos/Guia_Asit_de_la_energia_solar_termica.pdf. Noviembre 2015
- [AUS 2011:1] : AUSTRALIAN URETHANE & STYRENE
[En línea]. Disponible en :
http://www.aus-styrene.com.au/pir_foam.html
Noviembre 2015
- [CONDE 2011:1] : CONDE M. ENGINEERING. Thermophysical properties of brines. p.6-9. Zurcich, 2011.
[En línea]. Disponible en:
<http://www.mrc-eng.com/Downloads/Brine%20Properties.pdf>.
Noviembre 2015
- [CLENSO 2011:1] : CLEAN ENERGY SOLAR. Cálculo de la distancia entre filas de colectores. p.1
[En línea]. Disponible en:
<http://www.cleanergysolar.com/2011/09/15/tutorial-calculo-de-la-distancia-entre-filas-de-colectores/>
Noviembre 2015
- [CLENSO 2011:2] : CLEAN ENERGY SOLAR. Factor de corrección de K. p.1
[En línea]. Disponible en:
<http://www.cleanergysolar.com/2011/09/15/tutorial-tablas-factor-de-correccion-de-k/>

- Noviembre 2015
- [ELCOBRE 1] : En línea]. Disponible en: <http://elcobre.com/areas-de-aplicacion/solar-termica>. Noviembre 2015
- [EN LINEA 1] : [En línea]. Disponible en:
<http://sunisthefuture.net/wp-content/uploads/2011/04/Integrated-Collector-Storage-or-ICS-system-for-Sunisthefuture-blog-23-April-7-20114.jpg> Noviembre 2015.
- [EN LINEA 2] : [En línea]. Disponible en:
<http://www.universalsolarpr.com/CALENTADOR%20SOLAR%20UNIVERSAL-3.jpg>. Noviembre 2015
- [EN LINEA 3] : [En línea]. Disponible en:
http://www.funinthesunsolar.com/wp-content/uploads/2013/09/FNS-Direct_System.jpg.
Noviembre 2015
- [EN LINEA 4] : [En línea]. Disponible en:
http://www.cherrymortgages.com/cherry_pictures/Indirect-solar-water-exchanger-heating-system-mains-powered-electric-pump.jpg. Noviembre 2015
- [MTEST 2013:1] : MANUAL TÉCNICO DE ENERGÍA SOLAR TÉRMICA. Volumen II: Aspectos Técnicos y Normativos. Uruguay. 2013. p. 39.
[En línea]. Disponible en:
<http://www.eleche.com.uy/media2/design/style000001/00000000030000001437.pdf>. Noviembre 2015
- [MTEST 2013:2] : Ibíd. p. 86
- [MTEST 2013:3] : Ibíd. p. 113-119
- [MTEST 2013:4] : Ibíd. p. 42
- [MTEST 2013:5] : Ibíd. p. 154

CAPÍTULO 5

COSTOS

Para determinar los costos del sistema de calentamiento se distribuyen los costos de los materiales necesarios en tres partes: los colectores solares, el circuito primario del sistema de calentamiento y el circuito secundario del sistema de calentamiento.

Colector solar

Tabla 5.1 Costo de insumos para la construcción del colector solar

Ítem	Nombre	Cant.	Característica	Precio (S/.)
1	Tubo de cobre de 1/2"	50	Tubo de cobre 1/2" x 6m tipo M	2257.2
2	Tubo de cobre de 3/4"	6	Tubo de cobre 3/4" x 6m tipo M	452.8
3	Plancha de Aluminio liso	14	Plancha lisa de aluminio, espesor 0.30mm, 3m de largo x 1 m de ancho.	821.8
4	Plancha de Aluminio liso	30	Plancha lisa de aluminio, espesor 1 mm, 3m de largo x 1 m de ancho.	3324.4
5	Aislamiento de fibra de vidrio	4	Paquete de aislante de fibra de vidrio de 1.2 m de ancho x 12 m de largo, 50 mm de espesor.	279.6
6	Tubos de vidrio	175	Tubos de vidrio de borosilicato 1" x 1.8 m.	10500
7	Luna de vidrio	35	Luna de vidrio pulida incolora. Unidad de 1 m ² por 3 mm de espesor.	1400
8	Estaño	1	Carrete de soldadura de estaño-plomo 50/50	54.4

Fuente: Maveri- Manufacturas-Ventas S.R.L

Circuito primario

Tabla 5.2 Costos de insumos para la instalación del circuito primario del sistema de calentamiento

Ítem	Nombre	Cant.	Característica	Precio (S/.)
1	Vaso de expansión	1	Vaso de expansión cerrado con una capacidad de 12 l, 305 mm de altura, 270 mm de diámetro, con rosca de 3/4" de diámetro y 10 bar de presión	284.3

2	Purgador de aire	1	Purgador automático, especial para aplicaciones de energía solar térmica, equipado con válvula de esfera y cámara de acumulación de vapor.	336.8
3	Bomba centrífuga de 0.85 HP	1	Modelo CPM610, cuerpo de hierro fundido, impulsor de latón con protector térmico incorporado, eje rotor montado en rodamientos y sello mecánico grafito cerámico, nivel de ruido medio - bajo.	478.1
4	Bomba de circulación 50W	1	Electrobomba de circulación automática de tres velocidades, con una potencia de 50W. Alimentación monofásica a 220V.	1557.7
5	Anti congelante propilenglicol	2	Bidón de propilenglicol puro de 20 litros	616
6	Tubo de cobre de 1"	12	Tubo de cobre 1" x 6 m. tipo M	1546.9
7	Tubo de cobre de 3/4"	1	Tubo de cobre 3/4" x 6 m. tipo M	75.4
8	Tubo de abasto	70	Tubo de abasto trenzado en vinilo de 1/2"x1/2"x40cm	686
9	Codo de cobre de 1"	23	Codo de cobre 1"x 90°	90.9
10	Codo de cobre de 3/4"	20	Codo de cobre 3/4"x 90°	33.9
11	Tee de cobre de 1"	10	Tee de cobre 1"	104.9
12	Reducción de cobre de 1" a 3/4"	10	Reducción de cobre de 1" a 3/4"	26.9
13	Reducción de cobre de 3/4" a 1/2"	50	Reducción de cobre de 3/4" a 1/2"	95.6

14	Aislamiento de fibra de vidrio	60	Aislamiento rígido de lana de vidrio recubierto papel kraft aluminio reforzado, forma cilíndrica dimensionalmente estable de 1"x25mm. Longitud 1.2 m.	770.7
15	Aislamiento flexible	28	Aislamiento tubular flexible. Elastómero extruido de célula cerrada Nitril-PVC de 1/2" x 1m de longitud x 25 mm de espesor.	448.8
16	Válvula compuerta	5	Válvula compuerta de cuerpo de bronce 125 lbs de 3/4"	103
17	Válvula compuerta	4	Válvula compuerta de cuerpo de bronce 125 lbs de 1"	108.4
18	Válvula check	5	Válvula check swing de cuerpo de bronce PN16 de 3/4"	165
19	Válvula de equilibrado	5	Válvula roscada de cuerpo de bronce	206.5

Fuente: Maveri- Manufacturas-Ventas S.R.L/ INDELCASA S.A/ SALVADOR ESCODA S.A.

Circuito secundario

5.3 Costos de insumos para la instalación del circuito secundario del sistema de calentamiento

Ítem	Nombre	Cant.	Característica	Precio (S/.)
1	Acumulador de agua caliente	2	Acumulador de aluminio de 1570 l, 1.22 m de diámetro, 1.47 m de altura, forrado en el interior con un liner EPDM y aislado con espuma de isocianurato de 1".	15549
2	Intercambiador de placas	1	Intercambiador de placas de acero inoxidable AISI 316, potencia 20 kW, presión máxima de trabajo 8 bar y temperatura máxima de 100°C.	2098.9
3	Válvula mezcladora	1	Válvula mezcladora termostática de 3 vías, de 3/4", con ajuste de la salida de agua entre 30°C y 65°C.	269.4
4	Válvula de 3 vías	1	Válvula de 3 vías motorizada de 3/4" para temperaturas entre 5 a 95 °C	336

5	Bomba centrífuga de 1.5 HP	1	Bomba centrífuga con una potencia de 1.5 HP Cuerpo de hierro fundido, impulsor de latón con protector térmico incorporado,	1168.6
6	Calentador eléctrico 12 kW	2	Calentador eléctrico de 12 kW con un salto de temperatura de 35°C para un caudal de 4.2 l/min	1600
7	Bomba de circulación 21W	2	Electrobomba de circulación automática de cuerpo hidráulico en fundición de hierro o bronce del tipo rotor encapsulado, de tres velocidades, con una potencia de 21W. Alimentación monofásica a 220V.	1477.8
8	Tubo de cobre de 3/4"	7	Tubo de cobre 3/4" x 6m tipo M	528.3
9	Tubo de cobre de 1"	2	Tubo de cobre 1"x 6m tipo M	257.8
10	Codo de cobre 1"x90°	6	Codo de cobre 1"x 90°	23.7
11	Codo de cobre 3/4" x90°	38	Codo de cobre 3/4"x 90°	64.4
12	Reducción 1"a 3/4"	5	Reducción de cobre de 1" a 3/4"	13.5
13	Tee de cobre de 1"	2	Tee de cobre 1"	20.9
14	Tee de cobre de 3/4"	4	Tee de cobre 3/4"	13.4
15	Aislamiento de fibra de vidrio	10	Aislamiento rígido de lana de vidrio recubierto papel kraft aluminio reforzado, forma cilíndrica dimensionalmente estable de 1"x25mm. Longitud 1.2 m.	128.5
16	Aislamiento de fibra de vidrio	35	Aislamiento rígido de lana de vidrio recubierto papel kraft aluminio reforzado, forma cilíndrica dimensionalmente estable de 3/4"x25mm. Longitud 1.2 m.	306.3
17	Válvula compuerta de 1"	6	Válvula compuerta de cuerpo de bronce 125 lbs de 1"	162.6

18	Válvula compuerta de 3/4 "	19	Válvula compuerta de cuerpo de bronce 125 lbs de 3/4"	487.8
19	Válvula check	7	Válvula check swing de cuerpo de bronce PN16 de 3/4"	231

Fuente: Maveri- Manufacturas-Ventas S.R.L/ SUNMAXXSOLAR/ SALVADOR ESCODA S.A.

El costo total que se obtiene de los materiales empleados para el sistema híbrido de calentamiento de agua es de 51563.9 soles. El costo determinado se considera como un costo fijo para el calentamiento de agua y luego se considera como un costo variable el consumo eléctrico del sistema auxiliar de calentamiento de agua.

Se realiza una comparación de costos empleando el sistema híbrido de calentamiento de agua con el calentamiento eléctrico de agua. Para la cual se toma en consideración que el consumo de agua caliente se realiza en todas las habitaciones durante todo el año.

Para el calentamiento eléctrico se toma como un costo fijo el calentador eléctrico de 1600 soles y como costo variable el consumo eléctrico que permite elevar la temperatura del agua hasta 40 °C tomando en consideración la temperatura de agua de red para los diferentes meses del año.

El cálculo de consumo eléctrico para el calentamiento eléctrico y el sistema híbrido de calentamiento de agua está expresado en el Anexo 13 y se determina que a partir de 32 meses el costo del sistema híbrido comienza a ser menor que el calentamiento eléctrico.

CONCLUSIONES

1. El sistema híbrido de calentamiento de agua sanitaria diseñado cumple con el objetivo de calentar agua para un hotel de 30 habitaciones con una capacidad de 4500 litros por día aprovechando la energía solar y la energía eléctrica.
2. Se logró identificar la incidencia de la radiación solar para una superficie en la ciudad de Puno mediante un modelamiento matemático de la radiación solar horaria para superficies inclinadas en los diferentes meses del año.
3. Se determinó para el proyecto el uso del colector parabólico compuesto debido a que emplea una tecnología en la cual concentra la radiación solar con un ratio de concentración de 2.3 realizando dos ajustes de inclinación durante el año y tiene un coeficiente de pérdida de calor bajo de $0.72 \text{ W/m}^2\text{-K}$.
4. Se diseñó un sistema cerrado de transporte del fluido portador de energía que recibe la radiación solar desde el colector solar hasta el intercambiador de calor empleando propilenglicol a través de tuberías de cobre que fluye mediante una bomba de recirculación.
5. Se seleccionó un intercambiador de calor de placas de una capacidad de 20 kW que permite elevar la temperatura del agua en el tanque de acumulación hasta 60°C , debido a que por la turbulencia que se genera en su interior permite la máxima transferencia de calor, son ampliables y de fácil limpieza.
6. Se logró seleccionar un sistema de almacenamiento de agua caliente que consta de dos tanques no presurizados con el fin de abaratar los precios en el sistema de calentamiento y que permita conservar la temperatura interna del tanque de 60°C y se evite la proliferación de la bacteria de la Legionella.
7. Se logró seleccionar un sistema de calentamiento auxiliar del tipo eléctrico la cual tiene una capacidad de calentamiento del 10 % del total de agua caliente que se emplea durante el día, debido al factor de simultaneidad en el uso del agua caliente que recomienda la norma técnica de instalaciones sanitarias para edificaciones.

8. Se seleccionó accesorios que complementaron el sistema de calentamiento para su correcto funcionamiento como la válvula mezcladora que garantiza el suministro de agua a 40 °C. para evitar las quemaduras del usuario.



BIBLIOGRAFIA

AMBIENTUM

- [1] 2015 *"El Sol, fuente básica de energía"*. Enciclopedia Medioambiental. Madrid. Consulta: Junio del 2015.
<http://www.ambientum.com/enciclopedia_medio_ambiental/energia/El_Sol_fuente_basica_de_energia.asp>

ASOCIACIÓN DE FABRICANTES DE TUBO DE ACERO

- [2] 2012 *Dimensionado de las instalaciones*. España. Consulta: Noviembre del 2015. <<http://www.afta-asociacion.com/wp-content/uploads/Cap-4-Dimensionado-de-Instalaciones.pdf>>

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS

- [3] 2011 *HVAC Applications 2011, ASHRAE HANDBOOK*. Atlanta, 2011.

CONDE, Marco y RAMOS, Zamir

- [4] 2014 *Diseño de un calentador solar de placa de calor para calentamiento de agua para uso doméstico*. Tesis para obtener el título de Ingeniero Mecánico. México: Universidad Nacional Autónoma de México, Facultad de Ingeniería.

DUFFIE, John et al

- [5] 2006 *Solar Engineering of Thermal Processes*. Tercera edición. John Wiley & Sons, Inc. 2006.

ECHEVARRÍA, César

- [6] 2011 *Diseño de un colector cilindro parabólico compuesto con aplicación para el calentamiento de agua*. Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico-Eléctrico. Piura: Universidad de Piura, Facultad de Ingeniería.

EZQUERRO, Ignacio

- [7]2012 *Diseño integral de una instalación de agua caliente sanitaria con aporte solar térmico para un bloque de 50 viviendas*. Proyecto fin de carrera. Zaragoza: Escuela de Ingeniería y Arquitectura de Zaragoza.

FOSTER, Robert y GHASSEMI, Majid

- [8] 2010 *Solar Energy: Renewable Energy and the Environment*. 2010

- HERNÁNDEZ, Ana
[9] 1999 *Legionelosis: medidas de prevención y control en instalaciones de suministro de agua*. España. 1999.
- HORN, Manfred
[10] 2006 El estado actual del uso de la energía solar en el Perú. *Los retos energéticos del Perú*. Lima. 2006
- JUTGLAR, Lluís
[11] 2004 *Energía Solar: Energías Alternativas y medio ambiente*. Primera edición. Barcelona, 2004.
- KALOGIROU, Soteris
[12] 2014 *Solar Energy Engineering*. Segunda edición. Elsevier. Oxford, 2014.
- MARTINEZ, Juan et al.
[13] 2013 *Manual técnico de energía solar térmica*
Volumen II: Aspectos Técnicos y Normativos. Uruguay. 2013
- NORTON, Brian
[14] 2004 *Solar Energy Thermal Technology*. Primera edición. Nueva York, 2004.
- PETELA, Richard
[15] 2010 *Engineering thermodynamics of thermal radiation*. Primera edición. Mc Graw Hill. Nueva York, 2010
- SENAMHI
[16] 2003 *"Atlas de energía solar del Perú"*. Electrificación rural a base de energía fotovoltaica en el Perú. Lima, 2003.
- WINSTON, Roland et al.
[17] 2005 *Nonimaging optics*. Primera edición. Elsevier. California, 2005
- Normas**
2006 *NORMA TÉCNICA I.S. 010 INSTALACIONES
SANITARIAS PARA EDIFICACION*