

# UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

Área de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales no Renovables



## TESIS DE GRADO PREVIA A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO ELECTROMECAÁNICO

### TÍTULO:

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN CALEFACTOR DE AIRE  
SOLAR, UTILIZANDO EL PRINCIPIO DE TERMOSIFÓN, PARA LA  
CASA SOSTENIBLE DE LA UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA”

### **Autores:**

Julio Vinicio Tenecela González

Luis Alfonso Peña Sotomayor

### **Director:**

Ing. Jorge Luis Maldonado Correa

### **Tutores:**

Mg. Sc. Jesús Betancourt Mena

Dr. Oscar Cruz Fonticiella

### **Fecha:**

Marzo del 2010

**Loja-Ecuador**

# CERTIFICACIÓN

ING. JORGE LUIS MALDONADO CORREA, Director de la Tesis, cuyo tema versa en **“Diseño y Construcción de un Calefactor de Aire Solar, utilizando el principio de Termosifón, para la casa sostenible de la Universidad Nacional de Loja”** de la carrera de Ingeniería Electromecánica de la Universidad Nacional de Loja, a petición de la parte interesada;

## CERTIFICA:

Que el presente *Proyecto de Investigación* fue elaborado bajo mi dirección, y una vez que ha sido culminado, autorizo la presentación del mismo para los fines legales pertinentes.

Loja, Marzo del 2010

.....

**Ing. Jorge Luis Maldonado Correa**

DIRECTOR DE TESIS.

## DECLARACIÓN DE AUTORÍA

Las ideas, hechos, principios, conceptos y resultados vertidos en el presente proyecto de tesis, son de exclusivo responsabilidad de los autores que firman a continuación, quienes a su vez, autorizamos al Área de la Energía, las Industrias y Recursos Naturales no Renovables; hacer uso del presente documento en lo conveniente.

.....  
**Julio Vinicio Tenecela González**  
Egdo. Ingeniería Electromecánica

.....  
**Luis Alfonso Peña Sotomayor**  
Egdo. Ingeniería Electromecánica

## AGRADECIMIENTOS

En necesario dejar constancia de nuestro agradecimiento a la *Universidad Nacional de Loja*, al *Área de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales no Renovables*, representada en cada uno de los docentes que en su momento nos brindaron sus conocimientos y apoyo para la formación como futuros profesionales. De manera especial:

☞ Al *Ing. Jorge Maldonado*, Director de Tesis, por haber colaborado en la realización del presente proyecto.

A nuestros familiares, compañeros y amigos que con su apoyo y ánimo nos impulsaron a la culminación de nuestro Proyecto de Tesis.

## DEDICATORIA

A Dios por ser mi creador; a mis padres luz María y Julio Vicente, gracias por apoyarme en todo momento de forma incondicional.

A los seres que más quiero a mi esposa Rosa Magdalena, mis hijos María Jesús, Julio Sebastián y Paulo Andrés, quienes son la razón para emprender día a día los retos que propone la vida.

*Julio Vinicio Tenecela González*

Ante todo a Dios, a mi familia que siempre me acompaño en todo momento para sobresalir con mis estudios, en forma especial a mi papá, que es ejemplo de responsabilidad y cariño, a mi mamá que es el pilar fundamental de cada una de mis metas, y a mis hermanas, Natalia, María Paula y María Victoria por ser el motivo que me impulsa a superarme y ser mejor cada día.

*Luis Alfonso Peña Sotomayor*

# ÍNDICE GENERAL

CERTIFICACIÓN.....	II
DECLARACIÓN DE AUTORÍA.....	III
AGRADECIMIENTOS.....	IV
DEDICATORIA.....	V
INTRODUCCIÓN.....	16
CAPÍTULO I.....	21
1.1    SISTEMA DE CALEFACCIÓN MEDIANTE FACHADA (PARED TROMBE).....	23
1.1.1 <i>Diferentes usos del muro trombe</i> .....	24
1.2    SISTEMAS DE CALEFACCIÓN CON EL USO DE PANELES SOLARES HÍBRIDOS.....	24
1.3    SISTEMAS DE CALEFACCIÓN MEDIANTE EL USO DE COLECTORES SOLARES.....	25
1.3.1 <i>El Colector</i> .....	26
1.3.2 <i>El sistema de almacenamiento térmico</i> .....	29
1.3.3 <i>Intercambiadores de calor</i> .....	35
2.1    DEMANDA DE DISEÑO.....	39
2.2    METODOLOGÍA DE CÁLCULO DEL COLECTOR SOLAR DE PLACA PLANA.....	44
2.2.1 <i>Ecuaciones de energía</i> .....	44
2.2.2 <i>Radiación proveniente del sol</i> .....	45
2.2.3 <i>Pérdidas de calor del colector</i> .....	45
2.2.4 <i>Coeficiente total de transferencia de calor</i> .....	46
2.2.5 <i>Distribución de temperaturas en los tubos y factor de eficiencia del colector</i> .....	50
2.2.6 <i>Factor de remoción de calor</i> .....	53
2.2.7 <i>Eficiencia del colector</i> .....	54
2.3    DIMENSIONAMIENTO DE LAS TUBERÍAS Y DEL VOLUMEN NECESARIO DE AGUA PARA EL SISTEMA.....	54
2.3.1 <i>Selección de las tuberías</i> .....	54
2.3.2 <i>Volumen del tanque de acumulación térmica</i> .....	56
2.3.3 <i>Pérdidas de calor en el tanque termo acumulador</i> .....	56
2.3.4 <i>Pérdidas en las tuberías</i> .....	58
2.3.5 <i>Pérdidas de temperatura en las tuberías</i> .....	60
2.4    INTERCAMBIADOR DE CALOR DE FLUJO CRUZADO AGUA - AIRE.....	60
2.4.1 <i>Potencia térmica intercambiada en serpentines secos</i> .....	60
2.4.2 <i>Potencia térmica global intercambiada</i> .....	62
2.4.3 <i>Factor (F) en función del intercambiador de flujos cruzados de “N” pasos con fluido sin mezclar</i> .....	63
2.4.4 <i>Coeficiente global de transferencia de calor en serpentines, para superficies secas</i> .....	65
2.4.5 <i>Coeficiente global de transferencia de calor</i> .....	67
2.4.6 <i>Coeficientes de convección</i> .....	69
2.4.7 <i>Coeficientes de convección interior tubos sin cambio de estado</i> .....	69

2.4.8	<i>Coefficientes de convección en el exterior para aletas planas</i> .....	70
3.1	DISEÑO MATEMÁTICO DEL COLECTOR .....	72
3.1.1	<i>Coefficiente de pérdidas de calor hacia arriba del colector <math>[U_t]</math></i> .....	73
3.1.2	<i>Coefficiente de pérdidas de calor hacia abajo del colector <math>[U_b]</math></i> .....	75
3.1.3	<i>Coefficiente de pérdidas de calor por los lados <math>[U_{lad}]</math></i> .....	75
3.1.4	<i>Coefficiente total de pérdidas de calor <math>[UL]</math></i> .....	75
3.2	EFICIENCIA DE ALETA .....	75
3.3	FACTOR DE EFICIENCIA DEL COLECTOR .....	76
3.3.1	<i>Cálculo del Número de Nusselt</i> .....	77
3.3.2	<i>Coefficiente de transferencia de calor entre fluido y tubo</i> .....	78
3.3.3	<i>Cálculo del factor de eficiencia del colector</i> .....	78
3.4	TEMPERATURA DE SALIDA DEL FLUIDO .....	78
3.4.1	<i>Factor de remoción de calor</i> .....	79
3.4.2	<i>Calor útil</i> .....	80
3.4.3	<i>Temperatura de salida del fluido <math>T_{fo}</math></i> .....	80
3.5	TEMPERATURA MEDIA DEL FLUIDO.....	80
3.6	CALCULO DE LA EFICIENCIA DEL COLECTOR.....	80
3.7	DIMENSIONADO DEL TANQUE DE ACUMULACIÓN TÉRMICA.....	81
3.7.1	<i>Pérdidas de calor en el tanque termo acumulador <math>Q_{TA}</math></i> .....	81
3.7.2	<i>Pérdidas en las tuberías</i> .....	82
3.7.3	<i>Pérdida de temperatura en la tubería</i> .....	83
3.8	CÁLCULOS INTERCAMBIADOR .....	84
3.8.1	<i>Sección libre al paso del aire:</i> .....	85
3.8.2	<i>Estimación propiedades del aire húmedo de acuerdo con el diagrama psicrométrico:</i> .....	85
3.8.3	<i>Cálculo del coeficiente de convección para el aire húmedo</i> .....	86
3.8.4	<i>Cálculo del coeficiente de convección para el agua caliente</i> .....	87
3.8.5	<i>Cálculo de la eficiencia de las aletas</i> .....	87
3.8.6	<i>Cálculo del coeficiente global del intercambiador <math>(U_0A_0)</math></i> .....	88
3.8.7	<i>Caudales máxicos totales circulantes</i> .....	89
3.8.8	<i>Flujo de calor intercambiado</i> .....	89
3.9	CAÍDAS DE PRESIÓN EN LA TUBERÍA BAJANTE AL INTERCAMBIADOR.....	91
3.10	SIMULACIÓN DE COLECTOR Y TANQUE TERMOACUMULADOR.....	92
3.11	VALORACIÓN ECONÓMICA .....	105
3.11.1	<i>Costo del sistema</i> .....	105
3.11.2	<i>Comparaciones económicas del sistema solar con una caldera de Diesel, un quemador de gas y un tanque eléctrico</i> .....	106
3.11.3	<i>Marco regulatorio legal</i> .....	109
4.1	DISCUSIÓN.....	110
4.2	CONCLUSIONES.....	111
4.3	RECOMENDACIONES .....	112
<b>BIBLIOGRAFÍA</b> .....		<b>113</b>

## Índice Figuras

Fig. 1.	Esquema de un calefactor de aire solar por termosifón.....	19
Fig. 1.1.	Termocirculación en una pared trombe.....	21
Fig. 1.2.	Usos del muro trombe.....	22
Fig. 1.3.	Estructura de un colector solar plano.....	25
Fig. 1.4.	Colector solar de tubos al vacío.....	26
Fig. 1.5.	Colectores de concentración.....	26
Fig. 1.6.	Tanque acumulador térmico.....	33
Fig. 1.7.	Clasificación de los intercambiadores de calor.....	34
Fig. 1.8.	Intercambiadores de flujos cruzados.....	35
Fig. 2.1.	Componentes del sistema de calefacción.....	36
Fig. 2.2.a	Dimensiones del local.....	38
Fig. 2.2.b	Dimensiones del local.....	39
Fig. 2.3.	Software Hnt89.exe.....	40
Fig. 2.4.	Resultado demanda de diseño.....	41
Fig. 2.5.	Pérdidas en un colector solar de placa plana.....	44
Fig. 2.6.	Circuito térmico de un colector solar de placa plana.....	45
Fig. 2.7.	Dimensiones de la placa y tubo de un colector solar plano.....	48
Fig. 2.8.	Nomograma para gasto de líquido en tuberías redondas.....	53
Fig. 2.9.	Configuración del tubo y aislante.....	56
Fig.2.10.	Diagrama de aire húmedo CARRIER.....	59
Fig. 2.11.	Intercambiador de flujo cruzado N pasos por tubos.....	61
Fig. 2.12.	Factor 'F' para intercambiador de flujo cruzado.....	61
Fig. 2.13.	Esquema básico de serpentines aleteados.....	62
Fig. 2.14.	Dimensiones aleta angular.....	63
Fig. 2.15.	Conjunto unitario aleta + tubo desnudo.....	65



Fig. 3.1.	Medidas en el colector solar de placa plana.....	72
Fig. 3.2.	Diagrama Psicrométrico CARRIER.....	82
Fig.3.3.	Simulación.....	89
Fig. 3.4.	Sistema Auxiliar Hidráulico.....	90
Fig. 3.5.	Consumo ACS.....	90
Fig. 3.6.	Captador Solar.....	91
Fig. 3.7.	Acumulador Solar.....	91
Fig. 3.8.	Regulación del circuito solar.....	92
Fig. 3.9.	Bomba.....	92
Fig. 3.10.	Tuberías.....	93
Fig. 3.11.	Simulación en proceso.....	93
Fig. 3.12.	Simulación en proceso.....	94
Fig. 3.13.	Resultados.....	94
Fig. 3.14.	Balance de Bombas.....	95
Fig. 3.15.	Balance energético.....	95
Fig. 3.16.	Balance energético.....	96
Fig. 3.17.	Balance medio ambiental.....	96
Fig. 3.18.	Control de Temperaturas.....	97
Fig. 3.19.	Control de Temperaturas.....	97
Fig. 3.20.	Control de Temperaturas.....	98
Fig. 3.21.	Control de Temperaturas.....	98
Fig. 3.22.	Control de Temperaturas.....	99
Fig. 3.23.	Control de Temperaturas.....	99
Fig. 3.24.	Control de Temperaturas.....	100
Fig. 3.25.	Control de Temperaturas.....	100

## Índice de Tablas

Tabla 1.1	Comparación de ventajas y desventajas de colectores solares.....	27
Tabla 2.1	Datos de referencia para seleccionar calentadores de agua solares.....	42
Tabla 2.2	Diferencia temperatura entrada colector y ambiente.....	51
Tabla 2.3	Coefficientes de conductividad térmica de algunos materiales.....	55
Tabla 2.4	Dimensiones normalizadas en tuberías de cobre.....	57
Tabla 2.5	Funciones de Bessel modificada de primera y segunda especie.....	64
Tabla 3.1	Grupos adimensionales más comunes.....	74
Tabla 3.2	Valoración económica.....	101
Tabla 3.3	Características sistema solar.....	102
Tabla 3.4	Características sistemas diesel.....	102
Tabla 3.5	Características sistema con quemador de gas.....	103
Tabla 3.6	Características con un tanque eléctrico.....	104
Tabla 3.7	Costos por mes durante 15 años de calentadores de agua.....	105

## SIMBOLOGÍA

<b>A</b>	Área	$m^2$
<b>b</b>	Base	$m$
<b><math>c_p</math></b>	Calor específico	$J/kg^\circ C$
<b>D</b>	Diámetro	$m$
<b><math>EFI_{an}</math></b>	Eficiencia de una aleta anular	%
<b><math>F_m</math></b>	Área media	$m^2$
<b><math>F'</math></b>	Factor de eficiencia del colector	Adimensional
<b><math>F''</math></b>	Factor de flujo del colector	Adimensional
<b><math>F_R</math></b>	Factor de remoción de calor	Adimensional
<b>f</b>	Constante	Adimensional
<b>Gr</b>	Número de Grashof	Adimensional
<b><math>G_T</math></b>	Radiación total	$W/m^2$
<b>g</b>	Constante gravitacional	$9,81 m/s^2$
<b>h</b>	Altura, entalpía de aire,	$m; kJ/kg$
<b><math>h_{ce}</math></b>	Coefficiente de convección para el aire húmedo	
<b><math>h_{fi}</math></b>	Coefficiente de transferencia de calor dentro de los tubos	$W/m^2 K$
<b><math>h_p</math></b>	Pérdida de carga por fricción en los tubos	$m$
<b><math>h_v</math></b>	Coefficiente de transferencia de calor a través del viento	$W/m^2 ^\circ C$

<b><i>k</i></b>	<i>Conductividad térmica</i>	$W/m\ K$
<b><i>l</i></b>	<i>Longitud, espesor</i>	<i>m</i>
<b><i>L</i></b>	<i>Longitud, largo, distancia</i>	<i>m</i>
<b><i>m</i></b>	<i>Masa</i>	<i>kg</i>
<b><i>ṁ</i></b>	<i>Flujo másico del fluido</i>	$kg/s$
<b><i>N</i></b>	<i>Número de cubiertas del colector</i>	<i>Adimensional</i>
<b><i>N<sub>u</sub></i></b>	<i>Número de Nusselt</i>	<i>Adimensional</i>
<b><i>P</i></b>	<i>Perímetro</i>	<i>m</i>
<b><i>p</i></b>	<i>Presión</i>	$N/m^2$
<b><i>P<sub>l</sub></i></b>	<i>Distancia longitudinal entre centros de tubos</i>	<i>m</i>
<b><i>P<sub>t</sub></i></b>	<i>Distancia transversal entre centros de tubos</i>	<i>m</i>
<b><i>Pr</i></b>	<i>Número de Prandtl</i>	<i>Adimensional</i>
<b><i>Q</i></b>	<i>Demanda de diseño</i>	<i>W</i>
<b><i>Q<sub>u</sub></i></b>	<i>Calor útil</i>	<i>W</i>
<b><i>q</i></b>	<i>Energía útil (calor)</i>	<i>J</i>
<b><i>Re</i></b>	<i>Número de Reynolds</i>	<i>Adimensional</i>
<b><i>r</i></b>	<i>Radio</i>	<i>m</i>
<b><i>r<sub>eal</sub></i></b>	<i>Radio exterior aleta anular equivalente</i>	<i>m</i>
<b><i>r<sub>ial</sub></i></b>	<i>Radio interior aleta</i>	<i>m</i>
<b><i>r<sub>ti</sub></i></b>	<i>Radio del tubo interior</i>	<i>m</i>

$r_{te}$	Radio exterior del tubo	m
$S$	Radiación solar absorbida por unidad de área de colector.	$W/m^2$
$s_{al}$	Distancia libre entre aletas	m
$T$	Temperatura	K
$T_{cal}$	Temperatura interior del tanque termo- acumulador	K
$T_{fr}$	Temperatura de la cara exterior de un aislante	K
$T_{fm}$	Temperatura media del fluido	K
$T_e$	Temperatura del agua en la entrada del colector, temperatura seca de aire	K
$T_p$	Temperatura de la placa	K
$T_s$	Temperatura del agua en la salida del colector	K
$T_{ss}$	Temperatura seca de aire a la salida	K
$T_{se}$	Temperatura seca a la entrada	K
$t$	Tiempo	s
$U$	Coficiente de transferencia de calor total	$W/m^2 K$
$U_L$	Coficiente de pérdida de calor total en el colector	$W/m^2 K$
$U_0 A_0$	Coficiente de pérdida de calor total en intercambiador de calor	$W/m^2 K$
$V$	Volumen	$m^3$
$W$	Distancia entre centros de tubos	m
$W_{al}$	Espesor de la aleta	m

### CARACTERES GRIEGOS

$\alpha$	<i>Absortividad</i>	<i>Adimensional</i>
$\beta$	<i>Fracción de canal ocupado por el tubo</i>	<i>m</i>
$\delta$	<i>Espesor</i>	<i>m</i>
$\gamma$	<i>Ángulo azimutal</i>	<i>Radian</i>
$\varepsilon$	<i>Emisividad</i>	<i>Adimensional</i>
$\lambda$	<i>Coefficiente de conductividad térmica del aislante</i>	<i>W/m K</i>
$\lambda_{al}$	<i>Coefficiente de conductividad térmica del material de la aleta</i>	<i>W/m K</i>
$\eta$	<i>Eficiencia</i>	<i>%</i>
$\theta$	<i>Ángulo</i>	<i>radian</i>
$\mu$	<i>Viscosidad dinámica</i>	<i>kg/m s</i>
$\nu$	<i>Viscosidad cinemática</i>	<i>m<sup>2</sup>/s</i>
$\rho$	<i>Densidad</i>	<i>kg/m<sup>3</sup></i>
$\sigma$	<i>Constante de radiación de Stefan-Boltzmann, Fracción de área frontal ocupada por el espesor de la aleta</i>	<i>5,67 × 10<sup>-8</sup> W/m<sup>2</sup> K<sup>4</sup></i>
$\tau$	<i>Transmisividad</i>	<i>Adimensional</i>

## SUBÍNDICES

<i>a</i>	<i>Ambiente</i>
<i>c</i>	<i>Colector, cubierta, columnas</i>
<i>f</i>	<i>Final, fluido, filas</i>
<i>i</i>	<i>Entrada, interior</i>
<i>o</i>	<i>Salida, exterior</i>
<i>p</i>	<i>Placa</i>
<i>t</i>	<i>Tubos, tanque</i>
<i>u</i>	<i>Útil, viento</i>
<i>m</i>	<i>media</i>
<i>as</i>	<i>Aire seco</i>
<i>pv</i>	<i>Vapor de agua</i>
<i>ah</i>	<i>Aire húmedo</i>

## SIGLAS

CCS	Corporación para la Certificación Solar
-----	---

ASHRAE	Sociedad Americana de Calefacción, Refrigeración y Aire acondicionado de Ingenieros
INAMHI	Instituto Nacional de Meteorología en Hidrología
UNL	Universidad Nacional de Loja

## **RESUMEN**

En este trabajo se realiza el diseño de un calefactor termosifónico sostenible, mismo que se configura como la unión de diferentes componentes usados en sistemas de energía solar, como son el colector de placa plana, el tanque acumulador térmico y el intercambiador de calor.

Se determinó un análisis comparativo entre el sistema de calefacción solar, con los más convencionales que funcionan a gas, diesel, electricidad, en donde se detalla la economía de cada sistema.

Para efectuar los cálculos y determinar los valores mencionados se utilizaron las herramientas del EXCEL y MATHCAD en el tratamiento de datos, también se empleó el software profesional DERIVE 6 para realizar el análisis de sistemas de ecuaciones.

Se visitaron a técnicos de COPEXTEL, donde se realizó un intercambio de información y conocimientos acerca de sistemas aplicados en Cuba sobre calentamiento de agua.

## **ABSTRACT**

In this work it is carried out a design of a sustainable heater, with thermosyphon principle that is configured as the union of different components used in systems of solar energy, like they are the solar flat collector, the thermal accumulative tank and the heat exchanger.

A comparative analysis among the system of solar heating, with the most conventional working with gas, diesel, electricity where the economy of each system is detailed, is determined.

To make the calculations and to determine the mentioned values the tools of the EXCEL and MATHCAD they were used in the data treatment, the professional software was also used it DERIVES 6 to carry out the analysis of equation systems.



The authors met with the technicians of COPEXTEL, where it was carried out an exchange of information and knowledge about solar water heater systems applied in Cuba.

## INTRODUCCIÓN

---

El ahorro de energía se ha convertido en una problemática de interés para el Ecuador, que cuenta con doce horas de día y doce horas de noche durante los 365 días del año, ya que se enfrenta a una de las peores crisis energéticas registradas en los últimos 20 años (Javier, 2010), dado que en los últimos meses la central hidroeléctrica de Paute, que es la de mayor demanda energética del país, se encontró con un estiaje mínimo debido a la no presencia de lluvias.

Esto repercutió en que existan apagones en todo el país sobre todo en horas pico, ocasionando que una gran parte del comercio interno y externo del país se vea perjudicado y paralizado dadas las circunstancias.

Las medidas tomadas por las autoridades apuntan a generar un ahorro de la energía eléctrica en la población, hasta que se puedan finiquitar y poner en marcha los proyectos emergentes y los de mediano y largo plazo de generación eléctrica.

La actual Constitución de la República del Ecuador en su artículo 413, manifiesta: “El estado promoverá la eficiencia energética, el desarrollo y uso de prácticas y tecnologías ambientalmente limpias y sanas, así como de energías renovables, diversificadas, de bajo impacto y que no pongan en riesgo la soberanía alimentaria, el equilibrio ecológico de los ecosistemas ni el derecho al agua”.

Con estos antecedentes, en la ciudad de Loja se están realizando estudios acerca del aprovechamiento de la energía solar, como apoyo o reemplazo de diferentes sistemas que usan como medio de energía la electricidad.

La Universidad Nacional de Loja (UNL), ha dado mucha importancia al estudio de los diferentes beneficios que se pueden recibir del sol, entregando al Ecuador profesionales conscientes, humanistas y leales en el cuidado del entorno. Por consiguiente, ahora propone la creación de la primera casa sostenible en la ciudad de Loja, misma que se encuentra ya en ejecución.

Dentro de los objetivos de esta casa, a más de ser un ejemplo de eficiencia energética y cuidado al medio ambiente, también propone la inclusión de los diferentes proyectos realizados por sus estudiantes.

Entre estos se encuentra el: “Diseño y construcción de un calefactor de aire solar, usando el principio de termosifón para la casa sostenible de la Universidad Nacional de Loja”; mismo que ha sido considerado pertinente.

Aún no se ha realizado ningún diseño acerca de calefactores de aire solares en la Universidad, situación que dado el clima de Loja, es necesaria para poder reemplazar el uso de los radiadores térmicos eléctricos, que son los que se usan y encuentran actualmente en el medio.

Al llegar la noche en Loja se tiene una temperatura promedio de 10 a 15 °C, según datos de monitoreo realizados por la estación meteorológica de la UNL, y dado que el consumo de los radiadores varía entre los 1 500 a 3 000 W; repercute en un elevado consumo eléctrico de estos elementos.

Con el presente trabajo se pone a consideración una nueva alternativa para calefacción, misma que pretende ser más económica y amigable con el ambiente, ya que se está impulsando un criterio de sostenibilidad aplicada, de donde al hablar de calefactores solares, sobresale el principio de *termosifón*.

Con una sistematización adecuada de la información referente a calefacción sostenible, sumado a un estudio de sistemas en calentamiento de agua, se establece un diseño que se puede adaptar a las condiciones de la sociedad en la ciudad de Loja.

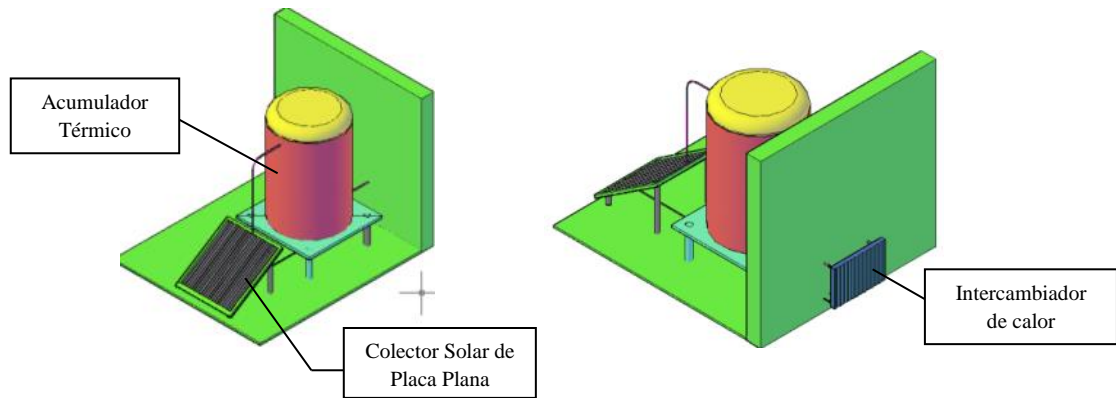
Dicho diseño se lo hizo de tal manera que pueda ser aplicado en diferentes locales, ya sean viviendas, oficinas, etc., ya que se parte con una demanda para una vivienda tipo, que se asemeja a las existentes en Loja.

Adjunto a estos antecedentes se indica que la irradiancia solar promedio en Loja es de 4,3 a 4,5 kWh/ (m<sup>2</sup>/día), dato obtenido del monitoreo realizado por los ingenieros Carlos Samaniego y Edwin Paccha en su tesis de grado. (SAMANIEGO, 2009)

Tras evaluar en el Capítulo I los diferentes métodos de calefacción sostenible, al estudiar el sistema por colectores solares, se evidencia que uno de sus componentes

principales es el sistema de almacenamiento de la energía térmica, que es el que recibe y almacena la energía calorífica entregada por el colector solar, entre los más novedosos y sobresalientes se tienen:

1. Almacenamiento de la energía solar mediante reacciones químicas. Este sistema plantea un almacenamiento de la energía térmica mediante el uso de una bomba de calor química. Por ejemplo, empleo de un sistema reversible de reacción del óxido de calcio con agua (ABLIS, "Reaction Activity of CaO particles prepared by calcinations os some CaCO<sub>3</sub> materials, 2004).
2. Almacenamiento pasivo, se usan generalmente en el acondicionamiento calorífico de edificios y tanto el colector como el sistema de almacenamiento se encuentran incorporados en los distintos componentes del mismo edificio, como: pisos, paredes, recipientes con agua y techos. (Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía, 2009)
3. Almacenamiento en sistemas activos, estos utilizan un fluido de trabajo en movimiento que puede ser agua, aire, aceites o algún otro fluido. Los principales componentes que intervienen en estos sistemas son: el colector solar, la unidad de almacenamiento, sistemas de conversión y control y el lugar donde se hace la descarga de energía. (Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía, 2009)
4. *Almacenamiento en tanques acumuladores de calor. Son el núcleo de los sistemas de calefacción. Alimentados por energía solar térmica con un calentador de gas o eléctrico de ayuda, el acumulador de calor se vuelve el almacén de calor para la energía de un determinado ambiente* (Lynx Solar, 2009). (Ver Figura 1.)



**Figura 1. Esquema de un calefactor de aire solar por termosifón.**

*Fuente. Tenecela González, J.V., Peña Sotomayor, L. A.*

Nótese que el tanque acumulador se encuentra situado por encima del colector solar, con el fin de realizar una convección no forzada usando el termosifón para la circulación del fluido térmico.

Por el lado del intercambiador de calor, dada su amplia variedad, se elige el de flujo cruzado, mismo que requiere de un pequeño ventilador para poder dirigir el aire a través de los tubos a tresbolillo.

Se establecieron inicialmente los siguientes argumentos:

### **Problema científico:**

Actualmente, a partir de la literatura revisada, no se tiene un calefactor de aire solar, diseñado y construido mediante estudios para uso sostenible en la ciudad de Loja.

### **Hipótesis:**

Con un diseño que acople un calentador de agua solar con un intercambiador de calor, se puede aprovechar la radiación solar existente, para crear un calefactor de aire solar para uso sostenible en la ciudad de Loja.

**Objetivo general:**

Desarrollar un calefactor de aire solar, utilizando el principio de termosifón, para la casa sostenible de la Universidad Nacional de Loja, que posibilite una mayor economía y un menor impacto ambiental.

**Objetivos específicos:**

- Sistematizar toda la información posible referente a calefactores de aire solares con principio de termosifón.
- Realizar el dimensionamiento y la selección de los componentes de un calefactor de aire solar, en termosifón.
- Construir en base al diseño, un calefactor solar de aire, que utilice el principio de termosifón.
- Socializar los resultados obtenidos en la presente tesis.

# **CAPÍTULO I. INVESTIGACIÓN DOCUMENTAL DE SISTEMAS DE CALEFACCIÓN SOSTENIBLE**

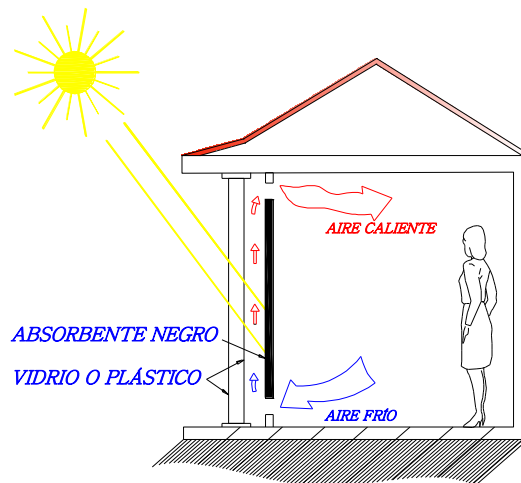
---

En el presente capítulo se explicará cuales son algunos de los sistemas de calefacción sostenibles, explicando su principio de funcionamiento y su posible aporte o no, para el trabajo investigativo.

## 1.1 Sistema de calefacción mediante fachada (Pared Trombe)

En una pared Trombe la radiación solar tras atravesar un vidrio (sólo o doble) es absorbida y acumulada en forma de calor por un elemento de gran capacidad térmica, también llamado elemento confinador, que en este caso puede ser un muro de hormigón, ladrillo o piedra (normalmente entre 20 y 40 cm de grosor).

El vidrio y el elemento confinador se sitúan a una distancia de entre 20 y 150 cm para generar un espacio pequeño o cámara de aire evitando así los efectos conductivos. Este elemento confinador o muro tiene unas perforaciones superiores e inferiores que comunican con el espacio a climatizar, dando lugar a una circulación del aire (termo circulación) tal como se muestra en la *figura 1.1*.



**Figura 1.1. Termocirculación en una pared Trombe.**

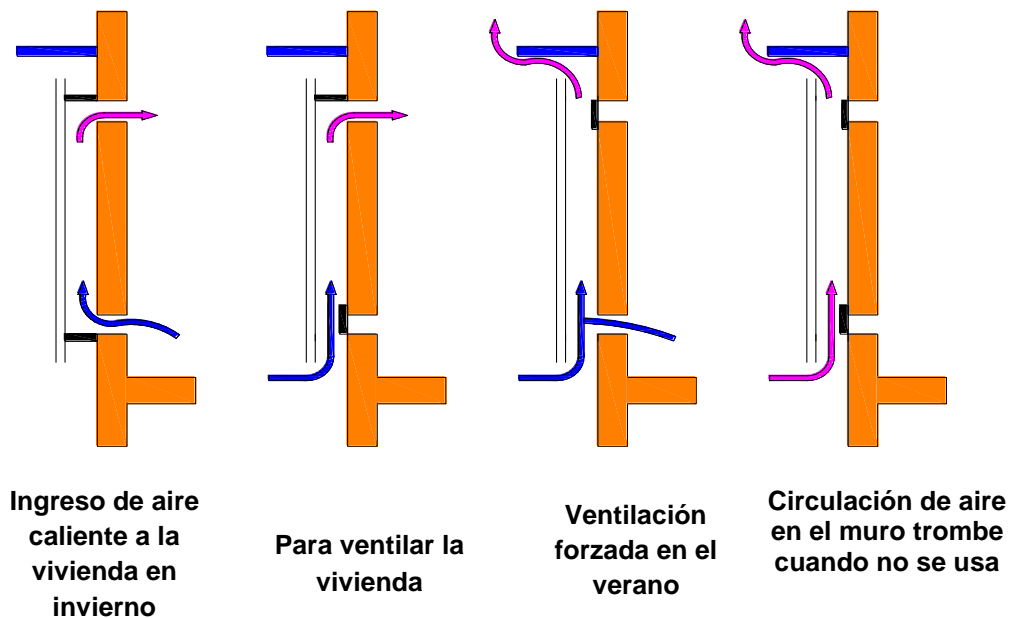
*Fuente.* (ESCUELA Técnica Superior de Ingeniería Industrial (Perú), 2007)

Para un buen dimensionamiento de la pared Trombe se han de tener en cuenta factores externos e internos; entre los externos cabe destacar:

- El clima: Las pérdidas de calor dependen de la diferencia de temperaturas externa e interna del cuarto. Cuanto mayor sea esta diferencia mayores serán las pérdidas por lo que en climas muy fríos se deberá sobredimensionar el muro.
- Latitud y orientación: La energía solar incidente sobre la fachada sur en invierno en latitudes por encima del ecuador y sobre la fachada norte en latitudes por debajo del ecuador, cambia según la latitud, por ello se suele incrementar el tamaño del muro a

medida que aumenta la latitud por recibir éste menos calor. También, se ha de tener en cuenta la trayectoria del sol durante las diferentes épocas del año.

### 1.1.1 Diferentes usos del muro trombe



**Figura 1.2. Usos del muro trombe**

**Fuente.** (SERVICIO Nacional de Capacitación para la Industria de la Construcción (PERÚ), 2004?)

*La casa, almacén, oficina, edificación, etc., tendría que llevar en la arquitectura un diseño de un ventanal de vidrio orientada al Sur para de esa forma captar la irradiación solar y poderla transmitir hasta la pared, pero esta energía se utilizaría fundamentalmente cuando exista la radiación solar, es decir, durante el día y la tarde, en días no nublados.*

## 1.2 Sistemas de calefacción con el uso de paneles solares híbridos.

Hasta ahora, se conocía dos tipos de paneles solares para el aprovechamiento de la energía solar: los módulos fotovoltaicos para generar electricidad y los colectores térmicos para calentar agua. Ambos sistemas son totalmente diferentes e independientes.

En el panel solar híbrido, el calor existente en las células fotovoltaicas, que era un problema, es aprovechado y transferido mediante un fluido caloportador a un



acumulador solar para calentar agua. Con este sistema se consigue aumentar la producción de electricidad en un 15% y reducir el espacio necesario para instalar ambos tipos de energía. (LOPEZ, Luis, 200-)

El panel solar híbrido tiene dos aplicaciones fundamentales que son:

a) Instalado en edificaciones ya sea sobre cubiertas de naves industriales, cubiertas de edificios o sobre el suelo, es capaz de producir energía eléctrica de una forma más eficiente que los módulos convencionales, incrementando su eficiencia en, al menos, un 15%. Además, al mismo tiempo y en el mismo espacio, calienta agua para usos industriales, sanitarios, piscinas, calefacción, etc. Es decir, es un panel solar con cogeneración.

b) La instalación de estos paneles en centrales o huertos solares, incrementa la producción eléctrica en más de un 15%, logrando rendimientos hasta ahora inalcanzables. En este caso el Panel Solar Híbrido es usado como Módulo Fotovoltaico Refrigerado, desaprovechando el agua caliente y concentrando toda su función en la producción de electricidad.

Los Paneles Solares Híbridos, *todavía no se fabrican ni comercializan*. Es un producto patentado y protegido por la ley. Estará disponible cuando se alcance un acuerdo con algún fabricante de módulos solares para su fabricación.

*Como se aprecia, el conocimiento de la tecnología del Panel Solar Híbrido contribuye a un aumento de la cultura en el uso eficiente de la energía solar con fines de calefacción, no obstante al no comercializarse aún no están a disposición ni al alcance inmediato para su utilización a los fines de este estudio.*

### **1.3 Sistemas de calefacción mediante el uso de colectores solares.**

El calor necesario para el acondicionamiento de edificios se puede suministrar mediante técnicas de energía solar con sistemas que, conceptualmente, no son más que versiones mayores de los utilizados en el calentamiento de agua.

Los fluidos utilizados más corrientemente para la transferencia de calor son el agua y el aire. En los climas templados, se tiene que disponer de una fuente energética auxiliar

convencional y el problema de diseño se reduce a decidir la combinación óptima entre la energía solar y la energía auxiliar.

Los elementos constructivos básicos de los calefactores de aire solares más corrientes son: el colector de placa plana, el sistema de almacenamiento y el intercambiador de calor.

Para estos sistemas resulta útil considerar cuatro modos operativos básicos de funcionamiento, según sean las condiciones existentes en un momento determinado:

- a) Si hay energía solar disponible y no hace falta calor en el edificio, la ganancia energética procedente del colector se añade al sistema de almacenamiento.
- b) Si hay energía solar disponible y hace calor en el edificio, la ganancia energética se utiliza para cubrir otras necesidades del edificio.
- c) Si no hay energía solar disponible, y hace falta aplicar calor en el edificio y la unidad de almacenamiento tiene cierta cantidad de energía almacenada, se utiliza dicha energía almacenada para cubrir las necesidades del edificio.
- d) Si no hay energía solar disponible, y hace falta calor en el edificio, y la unidad de almacenamiento se ha agotado, entonces hay que utilizar la energía auxiliar convencional para cubrir las necesidades del edificio.

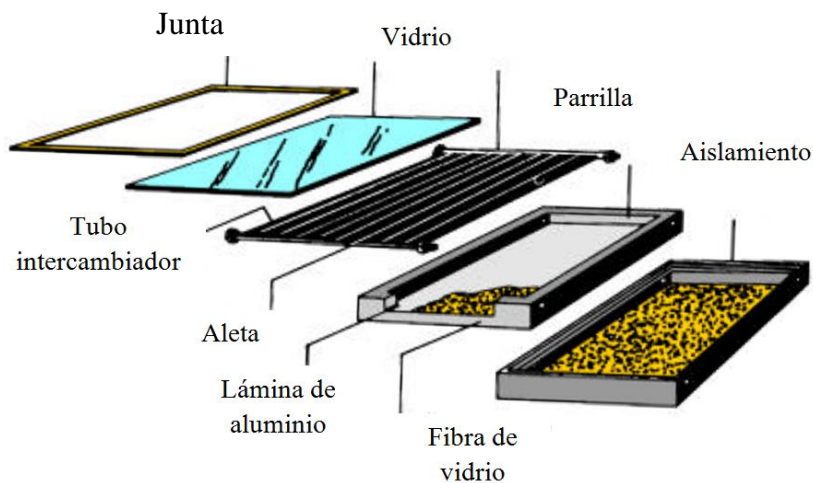
### **1.3.1 El Colector**

El colector solar es el aparato más representativo de la tecnología solar fototérmica, y es éste el elemento más importante de los calentadores solares. Su principal aplicación está en el calentamiento de agua, aunque también se utiliza para secar productos agropecuarios mediante el calentamiento de aire y para destilar agua en comunidades rurales.

*Un colector de placa plana solar está constituido básicamente por:*

- Marco de aluminio o metálico.
- Cubierta transparente, si se trata de vidrio debe tener bajo contenido en fierro.
- Placa térmica colectora. Enrejado con aletas de cobre.
- Cabezales de alimentación y descarga de agua.
- Aislante térmico como poliéster, lana mineral, fibra de vidrio, etc.

- Caja del colector, galvanizada

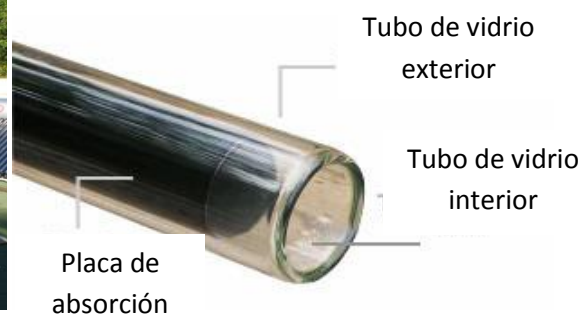


**Figura 1.3. Estructura de un colector solar plano.**

*Fuente:* (Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía, 2009)

Existen diversos tipos de colectores, sin embargo todos se basan en el mismo principio de captación de la radiación solar; entre ellos se tienen:

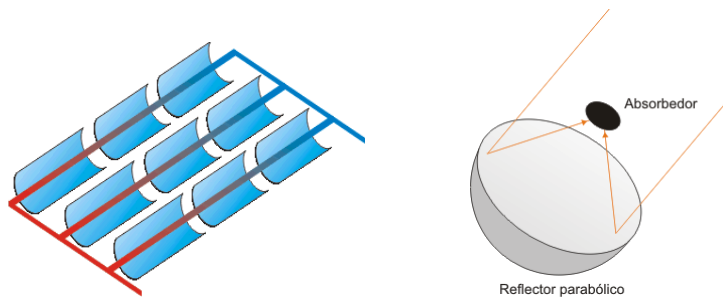
- *Colectores sin cubierta.* Son colectores sin cubierta, sin aislante y sin caja, solamente están compuestos por la placa absorbente, que por lo general es de un material plástico. Aumenta la temperatura del agua entre 2 – 5°C, y *sólo funciona en épocas veraniegas ya que tiene grandes pérdidas*, por eso se usa para calentar el agua de las piscinas.
- *Colectores de vacío.* Están compuestos de una doble cubierta envolvente, herméticamente cerrada, en la cual se ha hecho el vacío, de esta forma las pérdidas por convección se reducen considerablemente (*ver Figura 1.4*). El problema de estos colectores es el *precio elevado y la pérdida de vacío con el tiempo*.



**Figura 1.4. Colector solar de tubos de vacío.**

Fuente: (SWISSCONTACT, 2009)

- *De concentración.* Para la obtención de elevadas temperaturas es necesario recurrir a colectores especiales, ya que con los planos es imposible, estos colectores son los colectores de concentración, cuya filosofía no es más que aumentar la radiación por unidad de superficie (ver Fig. 1.5). Hay varias formas y sistemas, pero la parte común a todos es que necesitan orientación.



**Figura 1.5. Colectores de concentración: Izq. Concentración lineal Der. Concentración puntual.**

Fuente. (Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía, 2009)

Se puede ver a continuación en la Tabla 1.1, las ventajas y desventajas de cada tipo de colector solar:

**Tabla 1.1:** Comparación de las ventajas y desventajas de los colectores solares.

Tipo de Colector	Ventajas	Desventajas
Sin cubierta	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Diseño muy simple</li> <li>• Son los más fáciles de construir.</li> <li>• Más baratos en su construcción.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• No calientan los fluidos hasta la temperatura necesaria para usos domésticos.</li> </ul>
De placa plana	<ul style="list-style-type: none"> <li>• <i>Diseño simple.</i></li> <li>• <i>Fácil de construir.</i></li> <li>• <i>Costo de construcción relativamente barato.</i></li> <li>• <i>Calientan el fluido térmico hasta temperaturas adecuadas para su uso doméstico.</i></li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Precaución con la cubierta adecuada.</li> <li>• Un poco más caros que los colectores sin cubierta.</li> </ul>

De tubos de vacío	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Alcanzan temperaturas bastantes altas.</li> <li>• Eficiencia alta para temperaturas elevadas.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Muy caros en su construcción.</li> <li>• Muy difíciles de construir sin el equipo apropiado.</li> </ul>
De concentración	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Alcanzan muy altas temperaturas.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Elevado costo de construcción.</li> <li>• Dificiles de construir</li> <li>• Requiere un sistema de seguimiento electrónico para seguir el sol.</li> </ul>

**Fuente.** (PEÑA & TENECELA, 2010)

### 1.3.2 El sistema de almacenamiento térmico

Generalmente, la calefacción se requiere precisamente cuando no hay radiación solar. Esto hace que prácticamente todos los procesos de conversión fototérmica requieran de un sistema de almacenamiento, para poder satisfacer las demandas en el momento que sean requeridas. En ocasiones, ni contando con sistemas de almacenamiento se pueden satisfacer todas las demandas, por lo que es necesario considerar además una fuente auxiliar para compensar la energía térmica.

*A continuación, se describirán en forma general algunos sistemas de almacenamiento térmico y sus principios básicos, para así poder determinar el más adecuado para la calefacción sostenible.*

#### 1.3.2.1 Sistemas Pasivos

Los sistemas pasivos se usan generalmente en el acondicionamiento calorífico de edificios y tanto el colector como el sistema de almacenamiento se encuentran incorporados en los distintos componentes del mismo edificio, como: pisos, paredes, recipientes con agua y techos.

Debido a que en estos sistemas las temperaturas de almacenamiento son bajas, usualmente menores de 40°C, se requieren grandes volúmenes del material que sirve como almacén. Por ejemplo, los distintos componentes de un edificio que representan un gran volumen, pueden absorber energía durante las horas de sol y posteriormente cederla durante la tarde o noche.

La ventaja del agua sobre el concreto o ladrillo es que tiene una gran capacidad calorífica, y por lo tanto tiene más capacidad de almacenamiento por unidad de volumen, que los materiales mencionados.

*Este sistema de almacenamiento se puede aplicar tomando en consideración que se debe realizar un diseño constructivo que incluya el almacenamiento de la radiación solar en los mismos componentes que estructuran la casa, edificio, etc.*

### **1.3.2.2 Sistemas activos**

La característica principal de los sistemas activos es que estos utilizan un fluido de trabajo en movimiento que puede ser agua, aire, aceites o algún otro fluido. Los principales componentes que intervienen en estos sistemas son: el colector solar, la unidad de almacenamiento, sistemas de conversión y control y el lugar donde se hace la descarga de energía.

Generalmente, el medio de almacenamiento es agua si por el colector se hace circular un líquido. Similarmente, si en el colector circula aire, el medio de almacenamiento serán rocas o piedras. Las temperaturas alcanzadas en este tipo de sistemas oscilan entre los 50 y 100 °C.

*Este sistema puede ser parte del diseño del calefactor sostenible, sin embargo requiere de un acumulador térmico que conserve la energía almacenada por el fluido, por lo que se debe analizar cuál sería el más adaptable.*

### **1.3.2.3 Almacenamiento en agua**

El agua es el medio ideal de almacenamiento para sistemas activos y pasivos, debido a que tiene una gran capacidad calorífica (calor específico o capacidad térmica específica, por ej.  $c_{pH_2O} = 4,186 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ ) y por lo tanto mayor capacidad de almacenamiento.

El agua puede almacenar casi cinco veces más energía que la que puede almacenar la misma masa de roca o piedra. Además, el medio de transporte de energía, hacia la unidad de almacenamiento, se hace a través de la misma agua. Esta también puede utilizarse en forma directa o mediante el uso de intercambiadores de calor y de manera continua a lo largo del día.

Algunas desventajas que se tienen al utilizar el agua como medio de almacenamiento, es que se necesitan depósitos que generalmente son grandes y caros, se oxidan si son de

metal y hay grandes pérdidas de calor por conducción y convección que tienen que ser evitadas utilizando aislantes. Otro aspecto es que la energía es liberada a diferentes temperaturas. Una de las aplicaciones más comunes se da en los calentadores solares de agua para uso doméstico.

*Sin embargo, con una buena selección del acumulador térmico, el agua vendría a ser el fluido ideal para calefactores de aire solares sostenibles, por su fácil accesibilidad, su gran capacidad de almacenamiento y su bajo costo.*

#### **1.3.2.4 Almacenamiento en piedras o rocas**

Las rocas o piedras también son un buen medio de almacenamiento. En sistemas activos, generalmente se usa lechos de piedra bajo tierra o lechos empaquetados. Como ya se había mencionado, el aire es el fluido de trabajo que remueve o adiciona el calor de la unidad de almacenamiento. En este caso, el calor por lo general no puede ser adicionado y removido al mismo tiempo.

Aunque las rocas o piedras no tienen un calor específico alto, son buenos como medio de almacenamiento debido a que tienen una gran densidad, es de bajo costo, tienen conductividad térmica baja y no tienen problemas de corrosión.

*Dado el espacio que se requiere para implementar este tipo de almacenamiento, es preferente buscar otro tipo de opciones que sean más compactas.*

#### **1.3.2.5 Almacenamiento por calor latente o cambio de fase**

La energía que una sustancia necesita para cambiar de fase, generalmente es mayor que la que se ocupa para tener incrementos de temperatura pequeños en la misma sustancia. Esto da la pauta para pensar que se puede aprovechar el cambio de fase de algunas sustancias para utilizarlas como medios de almacenamiento de energía solar. La idea es que la sustancia absorba la energía solar de forma directa (sistema pasivo) o mediante un colector solar (sistema activo) y cambie de fase. Al cambiar de fase la sustancia conserva en forma latente la energía absorbida. Esta será cedida posteriormente, cuando la sustancia regrese a su estado original.

Los cambios de fase pueden ser sólido-líquido, líquido-vapor y sólido-sólido. El cambio de fase líquido-vapor casi no se utiliza debido a que el vapor genera grandes presiones y en muchos casos no resulta práctico trabajar con este tipo de sistemas debido a que este

tiene que ser diseñado para soportar presiones altas y por lo tanto se hace más complicado y costoso. Por esta razón, lo que más se aprovecha son los cambios de fase líquido-sólido y sólido-sólido.

El tener más capacidad de almacenamiento en las sustancias, reduce el tamaño de los sistemas de almacenamiento y además liberan la energía a una temperatura casi constante.

El uso principal de este tipo de sistemas, que pueden ser pasivos o activos, es en la calefacción de edificios y viviendas y en diversos procesos industriales.

*Lamentablemente, pese a que sería ideal el uso del cambio de fase de algunos elementos en calefacción sostenible, no se aplica dado que requieren de mayor captación de energía solar para realizar su cambio de fase, lo que lleva a usar colectores concentradores, apoyados de sistemas auxiliares complejos, lo que los hace costosos, además requieren de un equipo más sofisticado para su producción.*

#### **1.3.2.6 Almacenamiento por reacciones químicas**

La energía solar también puede almacenarse por medio de reacciones químicas. Estas deben ser reacciones endotérmicas reversibles, que se invierten cuando se requiere que la energía sea liberada. Para que una reacción sea utilizada en el almacenamiento de la energía solar, se requiere que:

- a. La reacción sea reversible.
- b. Los reactivos puedan hacer uso de la energía del espectro solar, tanto como sea posible.
- c. La energía almacenada en la reacción sea grande.
- d. Que los reactivos sean económicos.

*Puede ser conveniente el uso de las reacciones químicas para el almacenamiento de la energía solar, pero por su complejidad, no contribuyen hasta el momento de esta investigación, al tema central que se analiza.*

#### **1.3.2.7 Tanques acumuladores térmicos**

Los tanques acumuladores de calor son el núcleo de los sistemas de calefacción. Alimentados por energía solar térmica con un calentador de gas o eléctrico de ayuda, el



acumulador de calor se vuelve el almacén de calor para la energía de un determinado ambiente.

Un tanque acumulador térmico es un depósito de agua a baja presión que puede ser calentado de varias formas. El principio del sistema es contener energía en el agua a la temperatura adecuada dentro del mismo. Los gastos de energía son menores al estar manteniendo una temperatura ya alta.

La esencia de un tanque acumulador térmico es que permite calentar el agua de varias maneras. La principal fuente de energía que usa este sistema es la energía de los colectores solares térmicos.

El depósito térmico puede ser apoyado con una bomba de aire de calor, una estufa o chimenea de leña, así como un calentador de gas convencional. Se incluyen siempre como elemento de serie calentadores eléctricos de inmersión en el acumulador térmico.

El tamaño del depósito térmico se instala según las características que demandan cada hogar o edificio en cuanto a calefacción y agua caliente sanitaria. Los tamaños varían desde 185 *litros* hasta 900 *litros*.

#### **1.3.2.7.1 Elementos clave de un tanque acumulador térmico**

- Son de baja presión, asegurando así una larga vida útil y de fácil mantenimiento. Pueden ser calentados tanto por sistemas de *energías renovables* como por los métodos tradicionales.
- Siempre incluye conexiones extra de serie, facilitando una gran versatilidad para el caso en que se requiera conectar una estufa o chimenea, un calentador o una caldera de gas. Luego, se tiene una alternativa a la hora de reforzar el sistema cuando la energía solar no está disponible ya sea por *las condiciones meteorológicas o durante la noche para mantener la temperatura*.
- Se pueden añadir serpentines extra durante la manufactura para cualquier otra fuente de calor a presión.
- Resulta ideal para calefacción de domicilios y edificios.

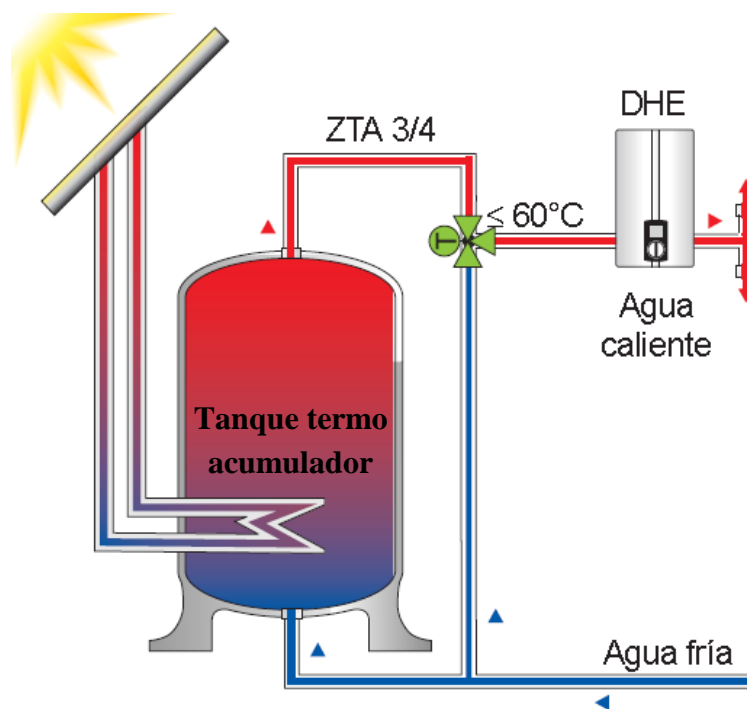
#### **1.3.2.7.2 Beneficios clave**

- Puede reducir o llegar a eliminar la necesidad de una caldera de gas o diesel.

- Con un buen diseño la corrosión o incrustaciones de cal son mínimas en el depósito térmico.
- Requiere un mínimo mantenimiento.
- Posee una larga vida útil, estimada en más de 20 años.
- De fácil instalación y puesta en marcha ya que todas las válvulas, bombas, etc. son externas.
- Ya está probada y en funcionamiento por todo el mundo.

### 1.3.2.7.3 Principios de funcionamiento de un tanque acumulador térmico

Un tanque almacenamiento térmico es un depósito de baja presión hecho de cobre de alta calidad y aislado para retener el calor. El tamaño se calcula en función de la cantidad de energía que se necesite. Todas las bombas de agua y válvulas son de alta calidad y están diseñadas para sistemas de calefacción. *Ver Figura 1.6:*



**Figura 1.6. Sistema de almacenamiento térmico.**

**Fuente.** (Lynx Solar, 2009)

Se emplean colectores solares porque son muy rápidos y eficaces a la hora de calentar el agua. El cálculo de los colectores que se instalan se hace en relación con la cantidad de energía que se necesite para el depósito térmico en particular.

Una vez se ha llenado con agua el depósito, el único momento en que se ha de añadir agua es cuando haya pérdida por evaporación. El almacenamiento térmico se convierte entonces en una fuente de calor.

El principio que sustenta todo el mecanismo es el de mantener siempre una temperatura alta dentro del depósito para que *haya calefacción y agua caliente sanitaria siempre disponible*. Aquí es donde entran los sistemas de apoyo eléctricos, como las resistencias.

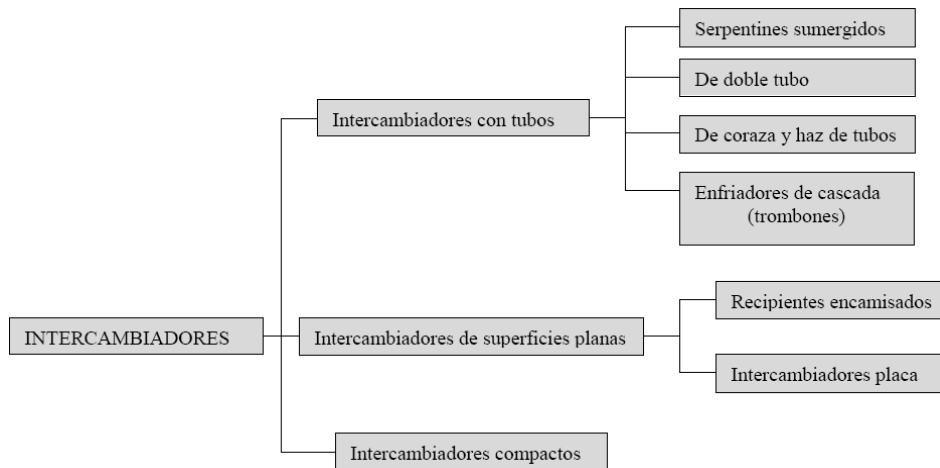
Hay un depósito de expansión encima del depósito de almacenamiento que permite una mayor cantidad de agua almacenada cuando se necesite, dejando así mismo espacio extra para la dilatación del agua caliente cuando el almacenamiento térmico está en su temperatura.

Cuando el edificio se enfría después del verano y la temperatura dentro del recinto empieza a caer, se aprovecha la energía almacenada por medio de algún sistema intercambiador de calor. Con una edificación bien aislada, la energía necesaria para mantener la temperatura deseada no es tan alta, siempre que el almacenamiento térmico se mantenga a cierta temperatura. (Lynx Solar, 2009)

### **1.3.3 Intercambiadores de calor**

Existe mucha variación de diseños en los equipos de intercambio de calor. En ciertas ramas de la industria se han desarrollado intercambiadores muy especializados para ciertas aplicaciones puntuales. Tratar todos los tipos sería imposible, por la cantidad y variedad de ellos que se puede encontrar.

De acuerdo a la *Figura 1.7*, En forma muy general, se pueden clasificar según el tipo de superficie en:



**Figura. 1.7: Clasificación de los intercambiadores de calor.**

**Fuente. (INCROPERA F. y., 1999)**

Los intercambiadores normalmente se clasifican de acuerdo con el arreglo del flujo, y tipo de construcción.

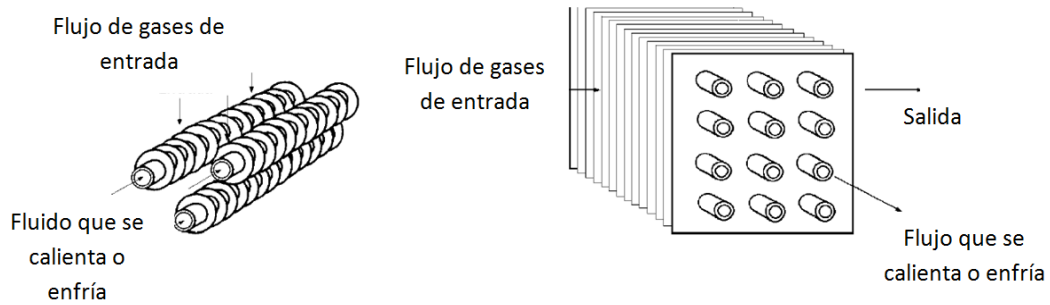
El intercambiador más simple es aquel en que los fluidos caliente y frío se mueven en la misma dirección o en direcciones opuestas en una construcción de tubos concéntricos (doble tubo).

Sin embargo por su variedad, se va a explicar únicamente el intercambiador que a criterio de los autores, es el más conveniente para el sistema de calefacción sostenible en la ciudad de Loja, el cual es el intercambiador de flujos cruzados.

### **1.3.3.1 Intercambiador de flujos cruzados**

En el enfriamiento o calentamiento de gases es interesante utilizar un intercambiador de calor en flujo cruzado (Ver Figura 1.8), en el que uno de los fluidos (líquido o gas) circula por el interior de los tubos, mientras que el otro fluido (gaseoso) se le obliga a circular perpendicularmente al haz de tubos; el flujo del fluido interior puede realizarse mediante convección forzada o libre; el gas que circula por el exterior de los tubos se considera de tipo de mezcla, mientras que el fluido del interior de los tubos se considera sin mezclar; el flujo del gas exterior es con mezcla porque puede moverse libremente entre los tubos cuando intercambia calor, mientras que el fluido del interior de los tubos está confinado y no puede mezclarse con ningún otro flujo o corriente durante el proceso de intercambio de calor.

En un proyecto de intercambiadores de calor es importante especificar si los fluidos están mezclados o sin mezclar y cuál de los fluidos está mezclado.



**Figura 1.8. Intercambiadores de flujos cruzados**

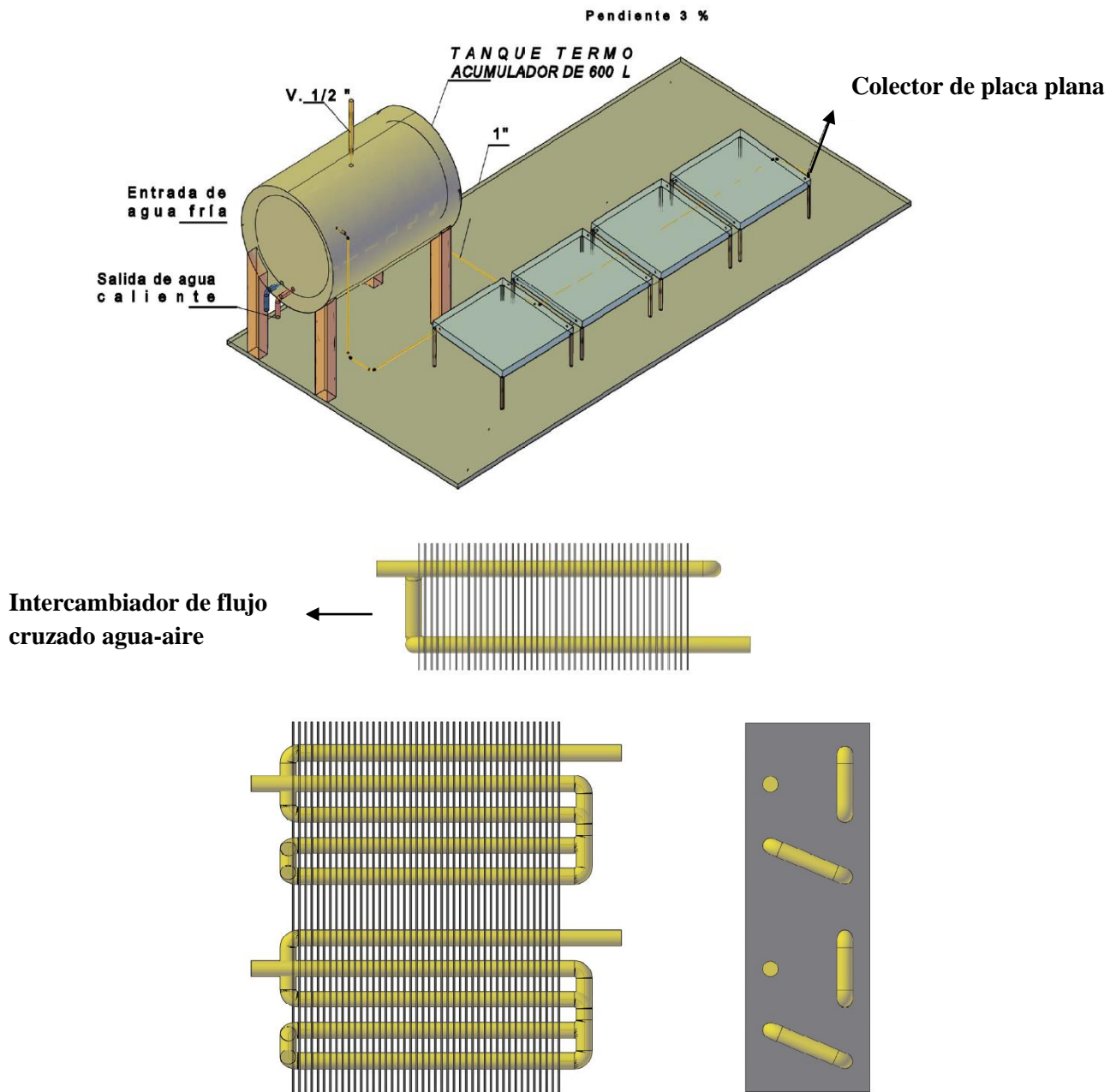
Fuente. (INCROPERA F. y., 1999)

## **CAPÍTULO II METODOLOGÍA DE CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE CALEFACCIÓN DE AIRE SOLAR CON PRINCIPIO DE TERMOSIFÓN**

En el presente capítulo se establecen los componentes del sistema de calefacción sostenible (*ver figura 2.1*), descritos a continuación:

1. Colector solar de placa plana

2. Tanque acumulador térmico
3. Intercambiador de calor de flujo cruzado agua-aire



**Fig. 2.1 Componentes del sistema de calefacción**

Fuente. (PEÑA & TENECELA, 2010)

De la revisión de la literatura en el capítulo I, se determina bajo criterio de los autores, un sistema de calefacción solar sostenible, usando el principio de termosifón, siendo el agua elegida como fluido almacenador y transportador de la energía térmica; sistema que se adapta a las condiciones de la ciudad de Loja.

Como punto de partida para el diseño del calefactor, se requiere fijar una demanda de acuerdo a las condiciones para el confort en la ciudad de Loja.

## 2.1 Demanda de diseño

Para dar inicio al cálculo de la demanda, se establece un lugar o local tipo, con las siguientes características (Ver Figura 2.2a, 2.2b):

Área local =  $30m^2$  (6x5)m

Altura paredes =  $2,5 m^2$

Área pared norte =  $10,5 m^2$

Área pared este =  $11 m^2$

Área pared sur =  $12,5 m^2$

Área pared oeste =  $15 m^2$

Área ventanas norte y este =  $6 m^2$

Humedad relativa = 70% (VILLACIS, 2008)

Temperatura ambiente =  $10\text{ }^\circ\text{C}$   
(INAMHI)

Techo exterior

Bajo el suelo hay tierra

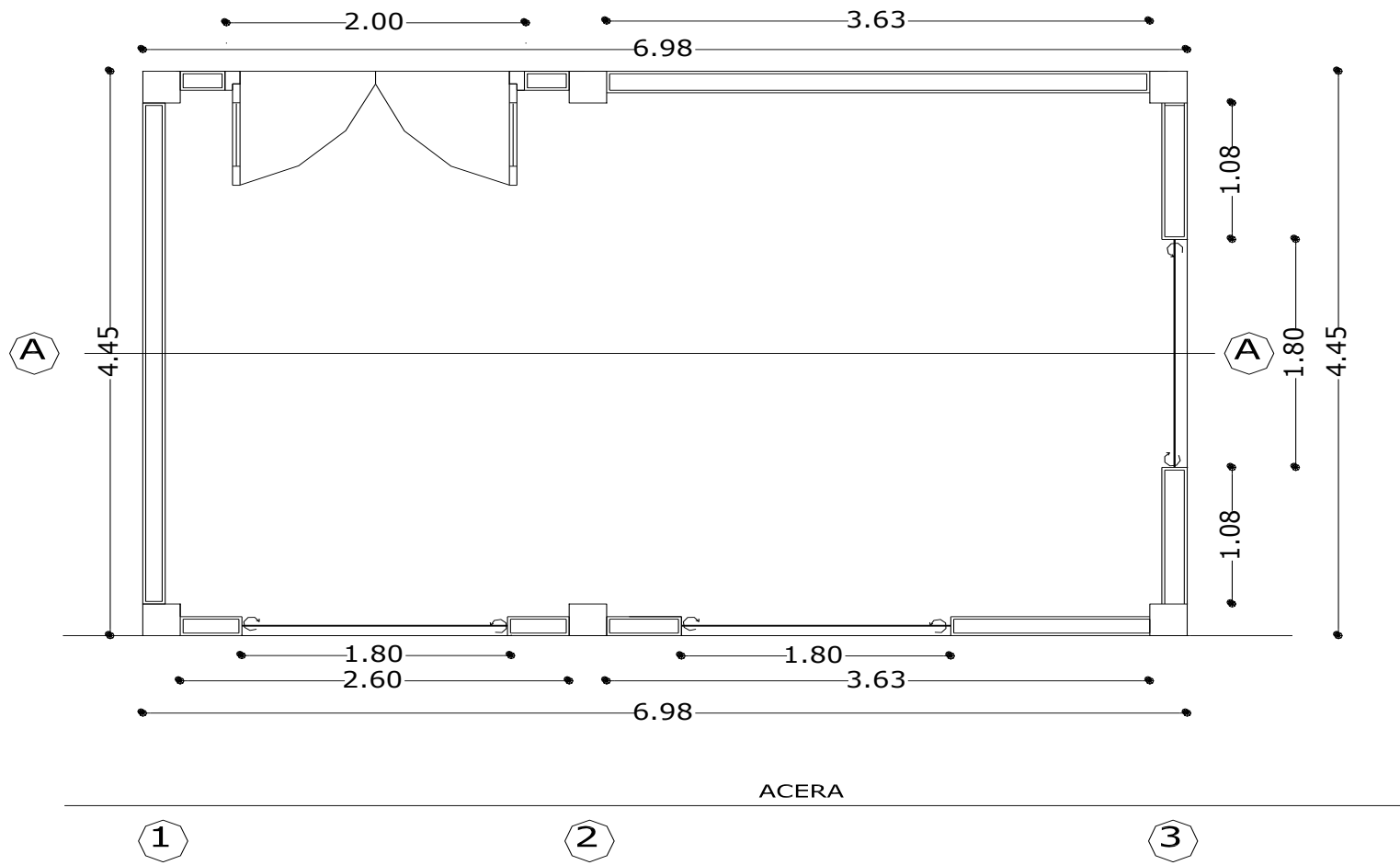
Tipo de vidrio de la ventana = Vidrio ordinario simple

Tipo de cortina = Cortina interior media

Las ventanas poseen marco metálico

Número de personas dentro del local = 3

Tipo de local = departamento.

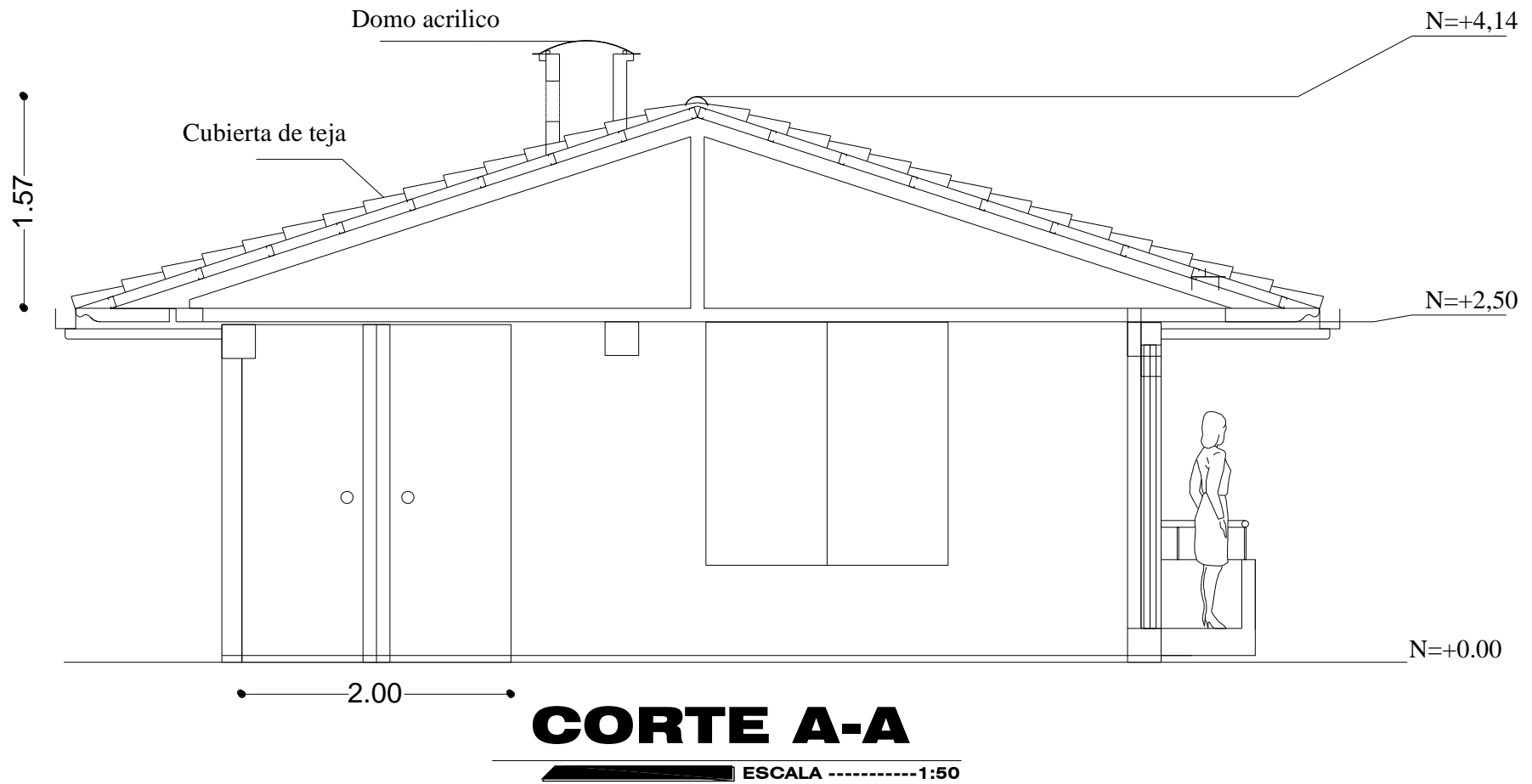


**PLANTA ÚNICA**  
 ESCALA -----1:50

*Figura 2.2a Dimensiones del local.*

Fuente: (PEÑA & TENECELA, 2010).

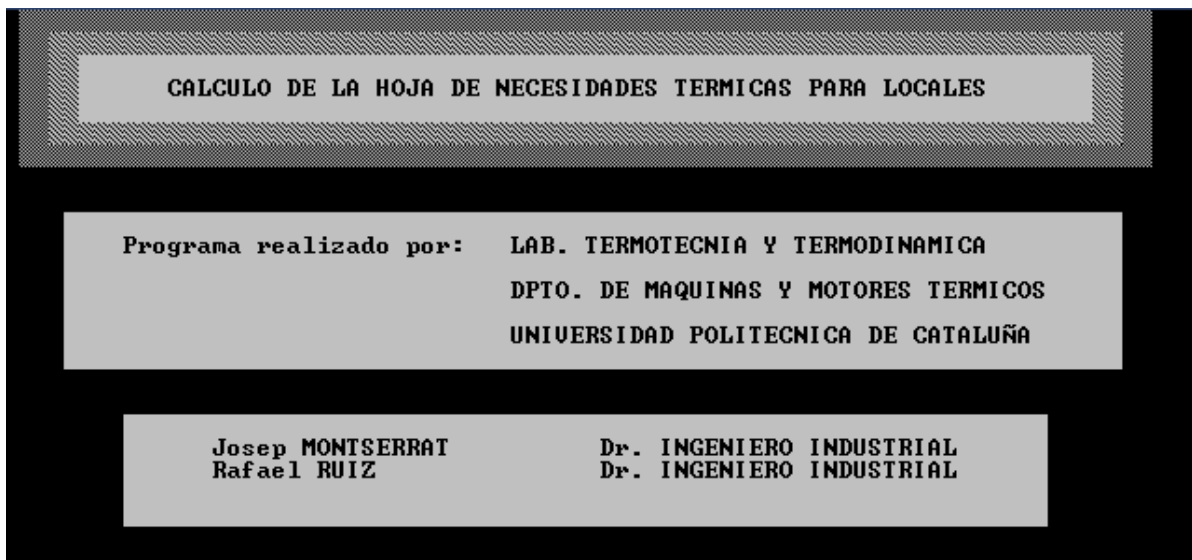




**Figura 2.2b Dimensiones del local.**

Fuente: (PEÑA & TENECELA, 2010).

Para el cálculo de la demanda que requiere el local, se utilizó el software Hnt89.exe (MONSERRAT & RUIZ, "HNT89.exe, cálculo de la hoja de necesidades térmicas para locales" Laboratorio Termomotecnia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, Universidad Politecnica de Cataluña, 1989), se aclara que para el presente cálculo hay a disposición diferentes métodos y programas digitales; la elección de este software (Hnt89.exe), es a juicio de los autores.



**Figura 2.3. Software Hnt89.exe**

**Fuente.** (MONSERRAT & RUIZ, "HNT89.exe, cálculo de la hoja de necesidades térmicas para locales" Laboratorio Termomotecnia, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, Universidad Politecnica de Cataluña, 1989)

La humedad relativa para satisfacer las condiciones interiores de calefacción debe ser del 35%, con una temperatura de bulbo seco de 23 °C, (Carrier, 1966).

A continuación se presentan los datos requeridos por el software para realizar el cálculo de la demanda:

DATOS REQUERIDOS	CANTIDAD	OBSERVACIONES
Humedad relativa	70 %	
Temperatura ambiente	10 °C	
Humedad relativa confort	35 %	
Temperatura de bulbo seco	23°C	
Área pared norte	10,5 m <sup>2</sup>	Exterior Sombra
Área ventana norte	2,0 m <sup>2</sup>	
Área pared este	11,0 m <sup>2</sup>	Exterior soleada

Área ventana este	4,0 m <sup>2</sup>	
Área pared sur	12,5 m <sup>2</sup>	Exterior soleada
Área ventana sur	0	
Área pared oeste	15,0 m <sup>2</sup>	Exterior soleada
Área ventana oeste	0	
Conductividad paredes exteriores	1,2 kcal/h m <sup>2</sup> °C	
Conductividad paredes interiores	1,2 kcal/h m <sup>2</sup> °C	
Conductividad paredes medianeras	1,2 kcal/h m <sup>2</sup> °C	
Conductividad techo	1,1 kcal/h m <sup>2</sup> °C	
Conductividad paredes	1,1 kcal/h m <sup>2</sup> °C	
Área del local	30 m <sup>2</sup>	
Duración de las interrupciones	menos de 9 horas	
Techo exterior	Sí	
Bajo el suelo hay	Tierra	
Tipo de vidrio de la ventana	Vidrio Ordinario Simple	
Tipo de cortina	Cortina Interior media	
Tiene marco metálico la ventana	Sí	
Número de personas en el local	3	
Tipo de local	Departamento	

NECESIDADES TERMICAS EN INVIERNO		
PERDIDAS (kcal/h)		
TRANSMISION	VENTILACION	TOTAL
1602	691	2293
Para conseguir la humedad relativa deseada ha de aportar al local 113.2 g/h de agua.		

**Figura 2.4** Resultado demanda de diseño

**Fuente.** (MONSERRAT & R., HTN89.exe, Cálculo de la hoja de necesidades térmicas para locales, 1989)

Una vez ingresados los datos, el software entrega una demanda de diseño de:

$$2293 \frac{\text{kcal}}{\text{h}} = 2\,665 \text{ W} \approx 2\,670 \text{ W}$$

## 2.2 Metodología de cálculo del colector solar de placa plana

Un colector debe convertir la energía solar en calor el cual es luego transferido por conducción hacia los tubos y mediante convección circula en el interior del colector. La energía que proviene del sol es denominada radiación.

El modelo matemático a continuación detallado hace referencia a lo descrito por (DUFFIE & BECKMAN, Solar Engineering of Thermal Process, 1980). Para el cálculo del área del colector se parte de conocer una demanda de diseño ( $Q$ ), a partir de la cual se define un volumen de agua del sistema, factor que se considera para el dimensionamiento del panel colector.

**Tabla 2.1:** Datos de referencia para seleccionar sistemas de calentadores de agua solares.

Denominación	Área del sistema de captación	Volumen del tanque termoacumulador	Capacidad promedio de entrega diaria	Promedio anual de la temperatura del agua contenida en el tanque termoacumulador K °C
A	1,4	150	200	323 (50)
B	5,6	600	750	321 (48)
C	7	600	900	317 (44)
D	11,2	1200	1200	320 (47)
E	14	1200	1500	320 (47)
F	22,4	2400	2400	316 (43)
G	28	2400	3000	316 (43)

**Fuente:** (ENERGÍA, 1987)

Las relaciones recomendadas (*Tabla 2.1*) que se ofrecen son adecuadas para colectores de 1,4 m<sup>2</sup> de área de captación. Cuando éste no sea el caso, debe utilizarse la relación de 100 litros de volumen del tanque termoacumulador por cada metro cuadrado de área de captación.

### 2.2.1 Ecuaciones de energía

Para calcular el funcionamiento del colector es necesaria una ecuación de balance de energía.

De esta manera el balance se basa en que a energía que entra al colector es igual la energía que sale del colector, dicho en términos semejantes:

### ***Energía útil = energía solar absorbida – pérdidas de energía calorífica***

La energía útil ( $Q_u$ ) es la cantidad de energía en términos de calor añadida al fluido que circula a través de la placa de absorción. Ésta se calcula usando la siguiente ecuación:

$$Q_u = \dot{m}c_p(T_{fo} - T_{fi}) \quad (2.1)$$

Donde

$\dot{m}$  Flujo másico del fluido,  $kg/s$ .

$c_p$  Calor específico del fluido,  $J/(kg K)$ .

$T_{fo}$  Temperatura del fluido a la salida del colector,  $K$ .

$T_{fi}$  Temperatura del fluido a la entrada del colector,  $K$ .

#### **2.2.2 Radiación proveniente del sol**

La cantidad de energía que el colector recibe desde el sol depende del ángulo de incidencia del colector y de las propiedades de la placa de absorción y de la cubierta transparente.

La ecuación para el cálculo de la energía incidente  $E_{inc}$  [W] es:

$$E_{inc} = \tau\alpha IA_a \quad (2.2)$$

Donde:

$\tau$  Transmisividad de la cubierta. (-).

$\alpha$  Absortividad de la placa. (-).

$I$  Irradiación solar que ingresa al colector,  $W/m^2$ .

$A_a$  Área de apertura del colector  $m^2$ .

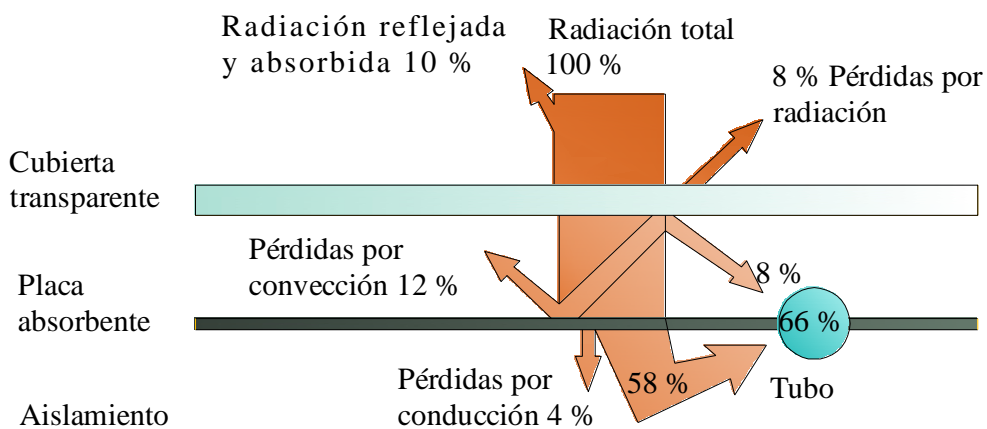
#### **2.2.3 Pérdidas de calor del colector**

Para determinar el valor de la energía de calentamiento del fluido en el colector solar de área  $A_c$ , es necesario determinar las pérdidas de calor. El valor de  $Q_{pérd}$  [W] se puede poner en función del coeficiente global de transmisión de calor de las pérdidas de calor del colector  $U_L$ . Si se conoce  $U_L$  y si la placa del colector se sabe está a una temperatura

media  $T_p$ , el valor de  $Q_{pérd}$  se puede poner, siendo  $T_a$  la temperatura ambiente, en la forma:

$$Q_{pérd} = U_L A_c (T_p - T_a) \quad (2.3)$$

El coeficiente total de transferencia de calor  $U_L$  se determina a partir de la temperatura promedio de la placa de absorción, la cual a su vez, requiere la determinación de la temperatura del tubo y del agua a lo largo de todo el tubo y del factor de remoción de calor que veremos más adelante.



**Figura 2.5 Pérdidas en un colector solar de placa plana**

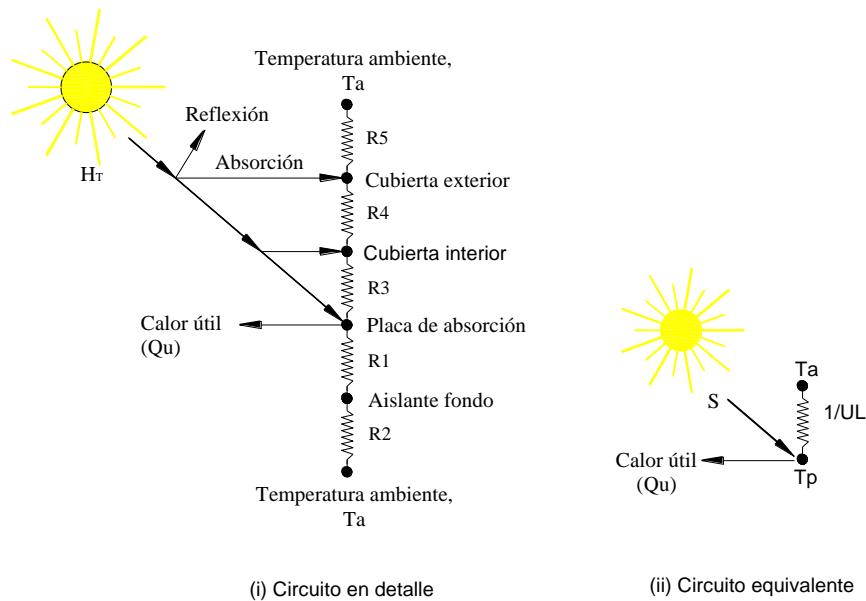
Fuente. (Energía Natural, 2009?)

#### 2.2.4 Coeficiente total de transferencia de calor

La evaluación numérica del coeficiente total de transferencia de calor  $U_L$  requiere determinar las conductancias inferior, superior y lateral en el colector solar.

En la *Figura 2.6*, se muestra el circuito térmico de un colector solar plano que ayuda a visualizar los fenómenos físicos que se producen en el colector solar y así, a partir de este circuito se plantean las ecuaciones de las conductancias.

El siguiente gráfico muestra el circuito térmico de un colector solar de placa plana con dos cubiertas:



**Figura 2.6** Circuito térmico de un colector solar de placa plana con dos cubiertas.

**Fuente:** (Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía, 2009).

Las resistencias del circuito de la Figura 2.6, están dadas como:

$R_1$  está dado por la conductividad del aislante  $k_a$ , y la longitud transversal del mismo.

$R_2$  está dado por el coeficiente convectivo de transferencia de calor entre la placa de absorción y el ambiente.

$R_3$  Resistencia térmica entre la placa de absorción y la cubierta interior.

$R_4$  Resistencia térmica entre la cubierta exterior y la cubierta interior.

$R_5$  Resistencia térmica entre la cubierta exterior y el ambiente.

#### 2.2.4.1 Conductancia por la parte superior [ $U_{sup}$ ]

Esta conductancia se evalúa determinando las resistencias térmicas  $R_3$ ,  $R_4$ , y  $R_5$ , las cuales se muestran en la Figura 2.6. El calor se transfiere entre la placa de absorción y la cubierta interior por convección y radiación en forma paralela; esto mismo, también ocurre entre las dos cubiertas, interior y exterior. Los mismos mecanismos de transferencia son igualmente importantes en la disipación de calor por parte de la cubierta exterior hacia el ambiente.

$$U_{sup} = \frac{1}{R_3 + R_4 + R_5} \quad (2.4)$$

El proceso de cálculo de  $R_3, R_4$  y  $R_5$  es iterativo, además requiere de datos como las temperaturas de las cubiertas y los coeficientes convectivos de transferencia de calor, que por lo general son difíciles de evaluar; esto hace que el cálculo de estas resistencias térmicas sea complicado.

La ecuación empírica, desarrollada por (KLEIN, 1977) luego del procedimiento básico de Hottel y Woertz (1942), es utilizada para el cálculo de la conductancia por la parte superior del colector simplifica el procedimiento mediante resistencias térmicas. Esta ecuación se utiliza para temperaturas de la placa de absorción entre 25 y 225 °C, con un margen de error aproximado de  $\pm 0,3 \text{ W/m}^2$ .

$$U_{sup} = \frac{1}{\frac{N}{\frac{C}{T_p} \left[ \frac{T_p - T_a}{N + f} \right]^\varepsilon + \frac{1}{h_v}} + \frac{\sigma(T_p + T_a)(T_p^2 + T_a^2)}{\frac{1}{\varepsilon_p + 0,00591N h_v} + \frac{2N + f - 1 + 0,133\varepsilon_p - N}{\varepsilon_c}} = W/m^2 K \quad (2.5)$$

Donde:

$N$  = Número de cubiertas.

$T_p$  = Temperatura de la placa,  $K$ .

$T_a$  = Temperatura ambiente,  $K$ .

$\varepsilon_p$  = Emitancia de la placa, (-).

$\varepsilon_c$  = Emitancia de la cubierta de cristal, (-).

$u$  = Velocidad del viento  $m/s$ .

$\theta$  = Inclinación del colector.

$\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \text{K}^4)$  (Coeficiente de radiación de Stefan-Boltzmann).

$h_v = 5.7 + 3.8u \frac{W}{m^2 C}$  (Coeficiente de transferencia de calor del viento),  $W/m^2 \text{ } ^\circ C$

$f = (1 + 0.089hv - 0.1166hv \times \varepsilon_p)(1 + 0.07866N)$  constante.

$C = 520(1 - 0.000051\theta^2)$  constante adimensional.

$\varepsilon = 0.430 \left(1 - \frac{100}{T_p}\right) = 0.313$  constante adimensional.



#### 2.2.4.2 Conductancia por la parte inferior [ $U_b$ ]

La conductividad se evalúa conociendo la resistencia térmica conductiva  $R_l$  y la resistencia térmica convectiva,  $U_b = 1/(R_1 + R_2)$ .

$R_1$  está dado por la conductividad del aislante  $k_a$ , y la longitud transversal del mismo  $l_a$ ;  $R_2$  está dado por el coeficiente convectivo de transferencia de calor entre la placa de absorción y el ambiente, el cual en colectores bien aislados es despreciable.

Si  $R_2 \ll R_l$  entonces  $R_2$  se desprecia; por lo que la conductancia en la parte inferior sería:

$$U_b = \frac{1}{R_1} = \frac{k_a}{l_a} = W/m^2 K \quad (2.6)$$

#### 2.2.4.3 Conductancia por la parte lateral [ $U_{lad}$ ]

El coeficiente de transferencia de calor a través de los lados, se evalúan de manera similar, de esta manera:

$$U_{lad} = \frac{k_a' h P}{l_a' A_c} = W/m^2 K \quad (2.7)$$

Donde:

$P$  = Perímetro del colector solar, (m).

$h$  = Altura del colector solar, (m).

$l_a'$  = Espesor del aislante por los lados, (m).

$k_a'$  = Conductividad del aislante por los lados,  $W/m K$

#### 2.2.4.4 Coeficiente total de pérdidas de calor [ $U_L$ ]

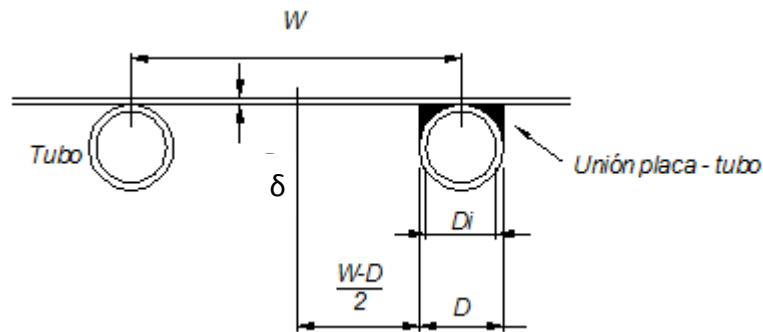
Finalmente, la evaluación del coeficiente total de transferencia de calor  $W/(m^2 K)$  para todo el colector está representada por la sumatoria de las tres conductancias indicadas anteriormente; es decir, inferior, superior y lateral.

$$U_L = U_{sup} + U_b + U_{lad} = W/m^2 K \quad (2.8)$$

### 2.2.5 Distribución de temperaturas en los tubos y factor de eficiencia del colector

En los colectores planos, la superficie de la placa que no se encuentra en contacto directo con el agua, actúa como una superficie extendida (aleta), la cual transfiere calor hacia el fluido, pero igualmente se producen pérdidas por ella, el factor de eficiencia ( $F'$ ) pretende evaluar la eficiencia de la transferencia de calor desde toda la superficie hacia el fluido, y depende únicamente de la configuración geométrica y del valor del coeficiente de pérdidas.

En la Figura 2.7, la distancia entre tubos es  $W$ , el diámetro del tubo es  $D$ , y el espesor de la placa es  $[\delta]$ . Debido a que el material de la placa es un buen conductor, el gradiente de temperatura a través de la placa es despreciable. Se Asume que la placa sobre la unión (o soldadura) está a una temperatura local base  $T_b$ .



**Figura 2.7 Dimensiones de la placa y tubo de un colector solar plano**

Fuente: (GUEVARA & OPS/CEPIS, Teoría para el diseño de calentadores de agua, 2003)

Se define  $F$  como la eficiencia geométrica de una superficie plana. Así:

$$F = \frac{\tanh[m(W - D)/2]}{m(W - D)/2} \quad (2.9)$$

En donde:

$$m = \sqrt{\frac{U_L}{k_p \times \delta}} = m^{-1} \quad (2.10)$$

La ganancia de colector también incluye la energía colectada sobre la región del tubo.

La energía ganada para esta región es:

$$q_{tubo} = D[S - U_L(T_b - T_a)] \quad (2.11)$$

Donde:

S = Radiación absorbida por el colector por unidad de área de superficie de absorción

$$S = G_T * \tau * \alpha \quad (2.12)$$

$G_T$  = Radiación total incidente = 850 W/m<sup>2</sup> (SAMANIEGO, 2009)

$\tau$  = Trasmisividad del vidrio = 0,95 (DUFFIE)

$\alpha$  = Absortividad de la Placa = 0,88 (DUFFIE)

Y para el caso de la ganancia para el tubo y aleta por unidad de longitud en dirección del flujo es:

$$q_u' = [(W - D)F + D][S - U_L(T_b - T_a)] \quad (2.13)$$

El calor útil de la ecuación 2.12 debe ser transferido al fluido. La resistencia del flujo de calor hacia el fluido resulta de la resistencia del tubo al fluido y de la resistencia de la unión-soldadura. La ganancia útil puede ser expresada en:

$$q_u' = \frac{T_b - T_f}{\frac{1}{h_{fi}\pi D_i} + \frac{1}{C_b}} = W/m \quad (2.14)$$

Donde  $D_i$  es el diámetro interior del tubo y  $h_{fi}$  es el coeficiente de transferencia de calor entre el fluido y la pared del tubo, determinado en el caso de convección natural a partir de la ecuación del número de Nusselt:

$$Nu = \frac{hD}{k} = 0,56(Gr Pr)^{0.25} \quad (2.15)$$

$$Nu = 0.56 \left[ \left( \frac{Di \times \rho^2 \times \beta \times g \times \Delta T}{\mu^2} \right) \left( \frac{\mu}{c_p \times k_{agua}} \right) \right]^{0.25} \quad (2.15. a)$$

La conductancia de la unión  $C_b$  se estima de acuerdo a la conductividad térmica de la unión  $k_b$ , su espesor promedio  $\gamma$ , y su ancho  $b$ , además Para este diámetro de tubo no se producen los aumentos significantes en  $F'$ , por lo que  $\frac{1}{cb} = 0$ .

$$C_b = \frac{k_b b}{\gamma} \quad (2.16)$$

Las ecuaciones 2.12 y 2.13 se combinan para determinar el calor de calentamiento del fluido en términos de la temperatura ambiente y de la temperatura del agua. Despejando  $T_b$  en la ecuación 2.13 y sustituyendo en la ecuación 2.12 se obtiene que:

$$q'_u = WF'[S - U_L(T_b - T_a)] = W/m \quad (2.17)$$

Donde el factor de eficiencia del colector  $F'$  es:

$$F' = \frac{1/UL}{W \left[ \frac{1}{U_L[D + (W - D)F]} + \frac{1}{C_b} + \frac{1}{\pi \times D_i \times h_{fi}} \right]} \quad (2.18)$$

Físicamente, el numerador corresponde a la resistencia térmica entre la superficie del colector y el aire ambiente, mientras que el denominador constituye la resistencia térmica entre el fluido y el ambiente.

Si el colector tiene una longitud  $L$  en dirección del flujo, para una temperatura de entrada del fluido  $T_i$ , la temperatura de salida del fluido  $T_{fo}$ , puede ser hallada mediante:

$$T_{fo} = \left[ \exp\left(-\frac{A_c U_L F'}{\dot{m} c_p}\right) \left(T_i - T_a - \frac{S}{U_L}\right) \right] + \frac{S}{A_c U_L} + T_a = {}^\circ C \quad (2.19)$$

Respecto al flujo  $\dot{m}$ , en nuestro caso el flujo es un parámetro de diseño, y para cuando sea necesario calcularlo empleamos la siguiente ecuación:

$$\dot{m} = \frac{U_L F' A_c}{C_p \ln \left[ 1 - \frac{U_L (T_{fo} - T_{fi})}{S - U_L (T_{fi} - T_a)} \right]} = kg/s \quad (2.20)$$

### 2.2.6 Factor de remoción de calor

Se define el factor de remoción de calor  $F_R$  como el parámetro que relaciona el calor de calentamiento que se obtiene efectivamente en el colector, con el que se obtendría si toda la superficie del colector se encontrara a la temperatura del fluido a la entrada.

El factor del flujo del colector se expresa:

$$F'' = \left( \frac{\dot{m} c_p}{A_c U_L F'} \right) \left( 1 - e^{-\frac{1}{A_c U_L F'}} \right) \quad (2.21)$$

Donde  $\frac{\dot{m} c_p}{A_c U_L F'}$  equivale a la capacitancia o proporción de flujo de masa.

Por lo que ahora podemos calcular el factor de remoción en la siguiente expresión:

$$F_R = F'' F' \quad (2.22)$$

El factor de eficiencia del colector también puede ser expresado como:

$$F_R = \frac{\dot{m} C p_{ac}}{A_c U_L} \left[ 1 - \exp\left(-\frac{A_c U_L F'}{\dot{m} C p_{ac}}\right) \right] \quad (2.22 a)$$

El máximo calor transferido en un colector solar ocurre cuando el colector en su totalidad se encuentra a la temperatura de entrada del fluido debiendo ser las pérdidas de calor mínimas. El calor útil en términos del factor de remoción de calor es como sigue:

$$Q_u = A_c F_R [S - U_L (T_{fi} - T_a)] = W \quad (2.23)$$

La temperatura media del fluido se expresa en la expresión:

$$T_{fm} = T_{fi} + \frac{Q_u}{U_L F_R} (1 - F'') = {}^\circ C \quad (2.24)$$

La Corporación para la Certificación Solar (CCS) proporciona valores promedio para clasificar colectores en categorías sugiriendo una diferencia entre temperaturas como se observa en la *Tabla 2.2*. Para colectores de calentamiento de líquidos con un flujo, se

recomienda de 0.01 a 0.02 Kg/s, (DUFFIE & BECKMAN, Solar Engineering of Thermal Process, 1980).

**Tabla 2.2.** Diferencia de temperatura entre la entrada al colector y ambiente, según su aplicación

<i>Categoría</i>	$T_{entrada} - T_{ambiente}$	<i>Aplicación</i>
A	$-5^{\circ}C$	Calentamiento de piscinas en clima cálido
B	$5^{\circ}C$	Calentamiento de piscinas en clima frío
C	$20^{\circ}C$	Calentamiento de agua en clima cálido
D	$50^{\circ}C$	Calentamiento de agua en clima frío
E	$90^{\circ}C$	Calentamiento de agua en procesos industriales

**Fuente:** Corporación para la Certificación Solar (SRCC).

### 2.2.7 Eficiencia del colector

Las ecuaciones básicas para calcular la eficiencia instantánea del colector son:

$$\eta_i = \frac{Q_u}{A_c G_T} = F_R (\tau\alpha) - \frac{F_R U_L (T_{fi} - T_a)}{G_T} = \% \quad (2.25)$$

$$\eta_i = \frac{\dot{m} C_p (T_{fo} - T_{fi})}{A_c G_T} = \% \quad (2.26)$$

## 2.3 Dimensionamiento de las tuberías y del volumen necesario de agua para el sistema.

### 2.3.1 Selección de las tuberías

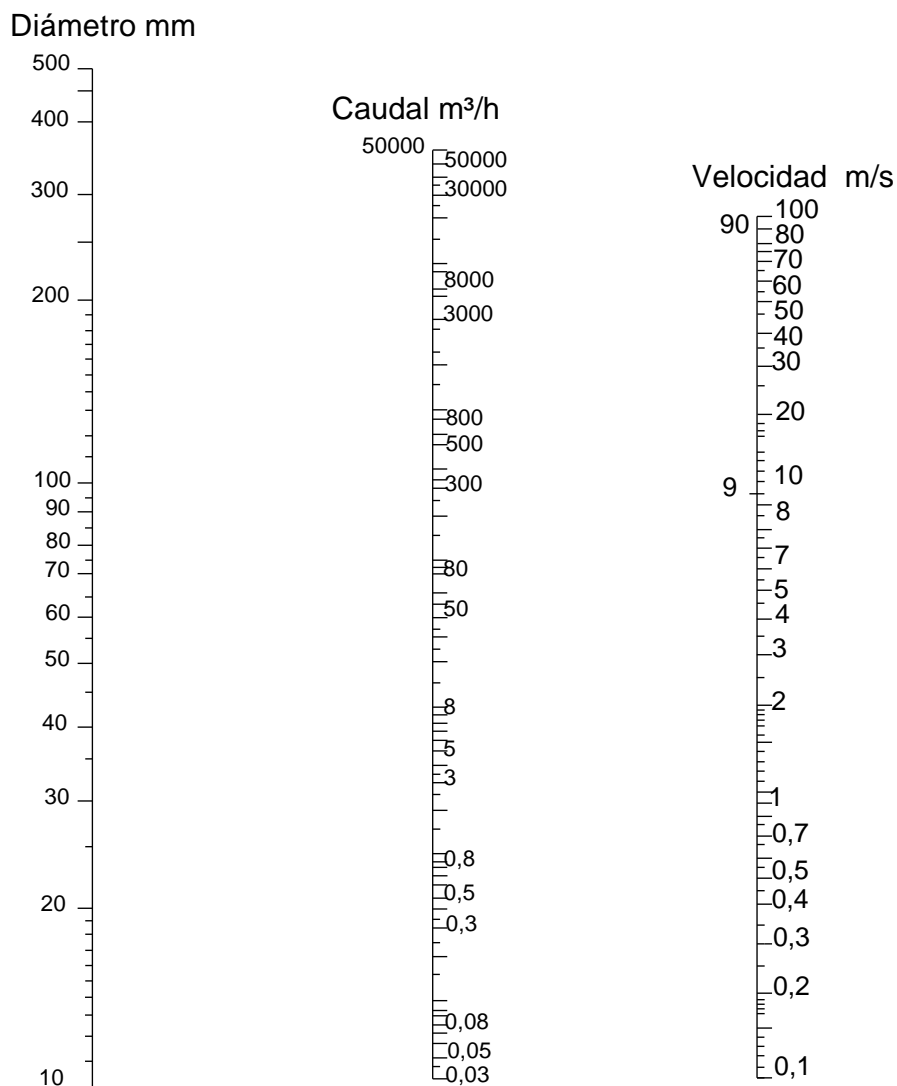
Para la selección del diámetro en las tuberías se utiliza el nomograma presentado en la Figura 2.8, en donde los parámetros requeridos son la velocidad del fluido y el flujo másico.

La velocidad se determinó de acuerdo a parámetros técnicos en los cuales se recomienda que la velocidad del agua debe estar dentro de ciertos límites, que se determinan en función del material con el que está construido las tuberías y de la sección de las mismas. De este modo se puede establecer que las velocidades máximas

no deben superar los 4 a 5 m/seg., en las tuberías de gran diámetro. No es conveniente, por término general, que las velocidades superen los 2,50 m/s.

Los valores mínimos de la velocidad se establecen en función de la rugosidad del material con el que está construido la tubería. No deben admitirse valores de la velocidad inferiores a los 0,30 m/s, para evitar la sedimentación y la formación de depósitos.

Por lo tanto la velocidad establecida será de 0,30 m/seg., y como se conoce el flujo másico, se puede determinar el diámetro conveniente para la tubería.



**Figura 2.8** Nomograma para determinar el gasto de líquidos o gas en tuberías de sección redonda.

**Fuente.** (PÁVLOV, Problemas y ejemplos para el curso de operaciones básicas y aparatos en tecnología química, Editorial Mir, Moscú, 1981)

### 2.3.2 Volumen del tanque de acumulación térmica.

El parámetro fundamental para el dimensionamiento del tanque de acumulación térmica es determinar el volumen suficiente para almacenar agua a la temperatura requerida para calefacción, de ahí la necesidad de conocer una demanda de diseño  $Q$ .

$$\dot{m} = \frac{Q}{C_p(T_s - T_e)} = \text{kg/s} \quad (2.27)$$

Entonces según las interrupciones que se estima en horas de funcionamiento se obtiene la masa de agua que requiere el sistema:

$$m = \dot{m} h = \text{kg} \quad (2.28)$$

Ahora, se calcula el volumen del tanque tomando como dato que la densidad del agua a 50 °C es 988,1 kg/m<sup>3</sup>, entonces el volumen de agua es:

$$V_t = \frac{m}{\rho} = \text{m}^3 \quad (2.29)$$

### 2.3.3 Pérdidas de calor en el tanque termo acumulador

Para que las pérdidas en el tanque termo acumulador no sean considerables hay que tomar en cuenta ciertas consideraciones en el diseño y en la construcción misma del sistema.

El tanque termo acumulador se aislará en toda su superficie exterior con no menos de 75 mm de poliestireno expandido, corcho o lana de vidrio, protegiéndose esta superficie con una envoltura metálica o con malla y 2 cm de enlucido de masilla, cal y cemento.

El tanque termo acumulador se ubicará detrás del último colector del sistema de captación de tal forma que no proyecte sombra al sistema de captación.

El tanque se limpiará con agua fría a una presión de 2 kg/cm<sup>2</sup> (196 MPa), antes de proceder a su instalación.

Para determinar el flujo térmico a través de la capa de aislamiento es necesario conocer la geometría para el tanque de acumulación, se utilizará un tanque cilíndrico, por facilidad de construcción, tanto del tanque como de los soportes del mismo, la altura se



supondrá de un valor que sea razonable, en la ecuación (2.28) se calcula el volumen del tanque, y debe utilizarse la relación de 100 litros de volumen del tanque termo acumulador por cada metro cuadrado de área de captación (ENERGÍA, 1987), siendo necesario conocer el diámetro del tanque termo acumulador con la expresión:

$$D = \sqrt{\frac{V_t \cdot 4}{\pi L}} = m \quad (2.30)$$

Luego es necesario conocer parámetros que ayudarán al cálculo del flujo térmico en el aislamiento, tales como el diámetro medio  $D_m$ , el área media  $F_m$  a través de la cual pasa el calor, como se las expresa en las siguientes ecuaciones:

$$D_m = D + l_{\text{aislante}} \quad (2.31)$$

$$F_m = \pi \left[ D_m L + 2 \left( \frac{D^2}{4} \right) \right] = m^2 \quad (2.32)$$

El flujo térmico a través del aislamiento es:

$$Q_{TA} = \frac{\lambda}{\delta} (T_{cal} - T_{fr}) F_m = W \quad (2.33)$$

El coeficiente de conductividad térmica del aislante plástico alveolar  $\lambda = \frac{W}{m \cdot K}$ , se halla en la [Tabla 2.3]:

**Tabla 2.3:** Coeficientes de conductividad térmica de algunos materiales para 0-100 °C

Material	Densidad (para materiales áridos la densidad de relleno) kg/m <sup>3</sup>	Coeficiente de conductividad térmica W/(m.K)
Amianto	600	0,151
Corcho desmenuzado	160	0,047
Lana de vidrio	200	0,035-0,070
Magnesia de 85%, en polvo	216	0,070
Plástico alveolar	30	0,047

*Fuente:* Tabla XXVIII, pp. 562-563 (PÁVLOV, Problemas y ejemplos para el curso de operaciones básicas y aparatos en tecnología química, Editorial Mir, Moscú, 1981)

### 2.3.4 Pérdidas en las tuberías

Para iniciar este análisis se necesita conocer los coeficientes peliculares del agua dentro del tubo, y del aire en el exterior del mismo; además es necesario conocer las propiedades de cada fluido a la temperatura requerida:

#### a. Para el agua

$$h_1 = \frac{Nu k}{D_i} = \frac{W}{m^2 K} \quad (2.34)$$

Donde:

$Nu$  = Numero de Nusselt, se calcula en función del régimen.

$k$  = Coeficiente de conductividad del agua,  $\frac{W}{m K}$ .

$D_i$  = Diámetro interior del tubo, m.

#### b. Para el aire

$$h_2 = \frac{Nu k}{D_{ext}} = \frac{W}{m^2 K} \quad (2.35)$$

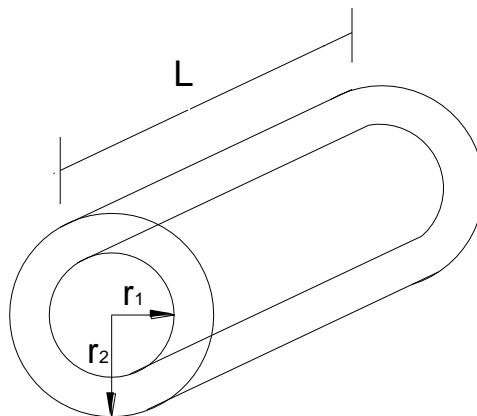
Donde:

$Nu$  = Numero de Nusselt, se calcula en función del régimen.

$k$  = Coeficiente de conectividad del aire,  $\frac{W}{m K}$ .

$D_i$  = Diámetro exterior del tubo, m.

Ahora se determina la configuración del tubo con las características del aislante y las dimensiones para establecer el circuito térmico y calcular el flujo de calor al exterior.



**Figura 2.9 Configuración del tubo y aislante.**

Fuente. (PEÑA & TENECELA, 2010)

Luego, con la ecuación para el circuito térmico establecido para un tubo con un aislante seleccionado, se aplica la expresión:

$$Q_{pt} = \frac{T_i - T_s}{\frac{1}{h_1 + 2 \pi r_1 L} + \frac{\ln \left( \frac{r_2}{r_1} \right)}{2 \pi k L} + \frac{1}{h_1 + 2 \pi r_2 L}} = W \quad (2.36)$$

Finalmente se suman las pérdidas totales para determinar el calor perdido, y se calcula la disminución de temperatura en base del calor desprendido.

**Tabla 2.4.** Dimensiones normalizadas en tuberías de cobre

Medida	Rollo de tubo						Barra de tubo			
	Dext (pulgada)	Dext (mm)	esp (pulgada)	esp (mm)	Dint (pulgada)	Dint (mm)	esp (pulgada)	esp (mm)	Dint (pulgada)	Dint (mm)
3/16"	0,1875	4,763	0,030	0,762	0,128	3,239				
1/4"	0,2500	6,350	0,030	0,762	0,190	4,826				
5/16"	0,3125	7,938	0,030	0,762	0,253	6,414				
3/8"	0,3750	9,525	0,030	0,762	0,315	8,001	0,030	0,762	0,315	8,001
1/2"	0,5000	12,700	0,030	0,762	0,440	11,176	0,030	0,762	0,440	11,176
5/8"	0,6250	15,875	0,032	0,813	0,561	14,249	0,030	0,762	0,565	14,351
3/4"	0,7500	19,050	0,035	0,889	0,680	17,272	0,032	0,813	0,686	17,424
7/8"	0,8750	22,225	0,035	0,889	0,805	20,447	0,032	0,813	0,811	20,599
1"	1,0000	25,400					0,035	0,889	0,930	23,622
1-1/8"	1,1250	28,575					0,040	1,016	1,045	26,543
1-3/8"	1,3750	34,925					0,042	1,067	1,291	32,791
1-5/8"	1,6250	41,275					0,050	1,270	1,525	38,735
2-1/8"	2,1250	53,975					0,060	1,524	2,005	50,927
2-5/8"	2,6250	66,675					0,071	1,803	2,483	63,068
3-1/8"	3,1250	79,375					0,071	1,803	2,983	75,768

3-5/8"	3,6250	92,075					0,080	2,032	3,465	88,011
--------	--------	--------	--	--	--	--	-------	-------	-------	--------

**Fuente:** Tarifas Salvador Escoda S.A., Mayo 2001

### 2.3.5 Pérdidas de temperatura en las tuberías

La potencia térmica perdida por el agua será igual a la cedida al exterior, por lo que podemos escribir de forma aproximada, (TORRELLA, 2002)

$$\dot{m} = \text{Flujo másico del sistema} \quad 0,02 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \text{ (DUFFIE)}$$

$T_{fo}$  = Temperatura de salida del tanque acumulador

$T_f$  = Temperatura a la entrada del intercambiador de calor

$$Q_{ptot} = \dot{m} c_p (T_{fo} - T_f) \quad (2.37)$$

$$Q_{ptot} = Q_{TA} + Q_{pt} \quad (2.38)$$

$Q_{TA}$  = Pérdidas en el tanque acumulador

$Q_{pt}$  = Pérdidas en las tuberías

## 2.4 Intercambiador de calor de flujo cruzado agua - aire

El análisis presentado a continuación es válido para serpentines de tubos aleteados, que por otra parte representa prácticamente el 100% de los elementos que se utilizan en climatizadores o fan-coils.

### 2.4.1 Potencia térmica intercambiada en serpentines secos

El flujo de calor intercambiado en un diferencial de superficie ( $dA$ ), desde el punto de vista de la corriente de aire húmedo será:

$$dQ_t = m_a dh \quad (2.39)$$

Donde:

$dQ_t$  = Potencia térmica total intercambiada en un  $dA$  (kW)

$m_a$  Caudal másico de aire seco ( $kg/s$ )

$h$  Entalpía del aire ( $kJ/kg$  as)

Dicha variación de entalpía se produce únicamente por una modificación de su temperatura seca, manteniéndose constante la humedad específica del aire (potencia térmica total=potencia térmica sensible), por tanto la ecuación de entalpía del aire:

$$dh = (c_{pas} + Wc_{pv})dT_s = c_{pah}dT_s \quad (2.40)$$

$$dW = 0$$

Donde:

$c_{pas}$  Calor específico aire seco  $1$   $kJ/kg$  °C

$c_{pv}$  Calor específico vapor de agua  $1,805$   $kJ/(kg$  °C)

$c_{pah}$  ( $c_{pas}+Wc_{pv}$ ) Calor específico del aire húmedo  $kJ/(kg$  °C)

$W$  Humedad específica del aire húmedo  $kg/(kg$  as)

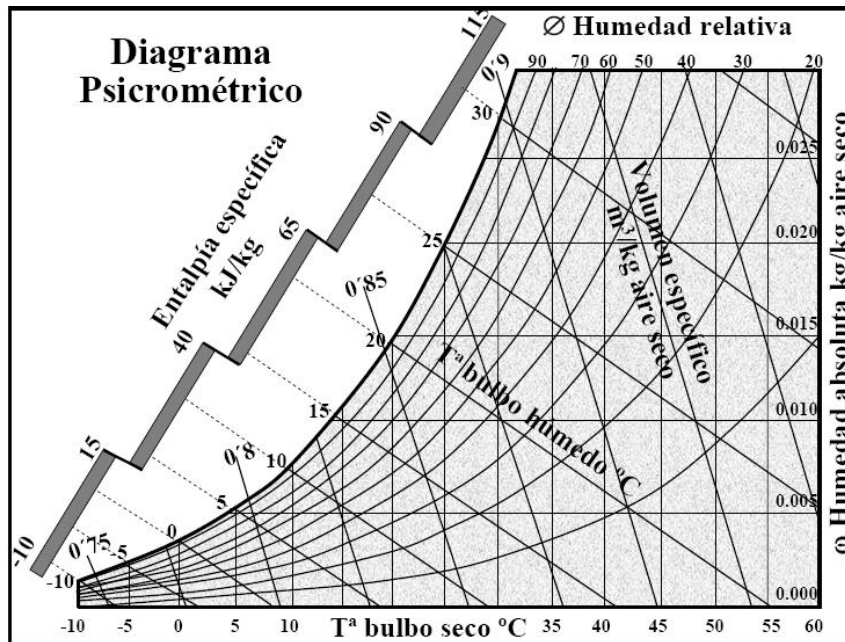
$T_s$  Temperatura seca del aire húmedo °C

Sustituyendo la expresión, (2.40) en la expresión (2.39) se tiene:

$$dQ_T = m_a c_{pah} dT_s = dQ_{sen} \quad (2.41)$$

Ecuación que nos indica la variación de temperatura seca del aire, ante un intercambio de potencia térmica ( $dQ$ ) en un ( $dA$ ).

Para encontrar los valores de la humedad específica, la entalpía y el volumen específico del aire húmedo ( $W$ ,  $h$ , ve respectivamente), se utilizará el diagrama sicrométrico ver Figura 2.10.



**Figura 2.10 Diagrama de aire húmedo CARRIER**

Fuente: (PINAZO J. , 1995)

#### 2.4.2 Potencia térmica global intercambiada

La potencia térmica transferida por un intercambiador de calor viene dada por la expresión:

$$Q_{sen} = m_f c_{pf} (T_{fe} - T_{fs}) = m_a (h_s - h_e) = U_0 A_0 F \Delta T_{lm} = W \quad (2.42)$$

ó:

$$Q_{sen} = m_f c_{pf} (T_{fe} - T_{fs}) = m_a c_{p ah} (T_{ss} - T_{se}) = U_0 A_0 F \Delta T_{lm} = W \quad (2.43)$$

Siendo:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{fe} - T_{ss}) - (T_{fs} - T_{se})}{\ln \frac{(T_{fe} - T_{ss})}{(T_{fs} - T_{se})}} = ^\circ C \quad (2.44)$$

Donde:

$m_f$  Caudal másico del fluido ( $kg/s$ )

$c_{pf}$  Calor específico del fluido

$T_{fs}$  Temperatura del fluido a la salida del intercambiador ( $^\circ C$ )

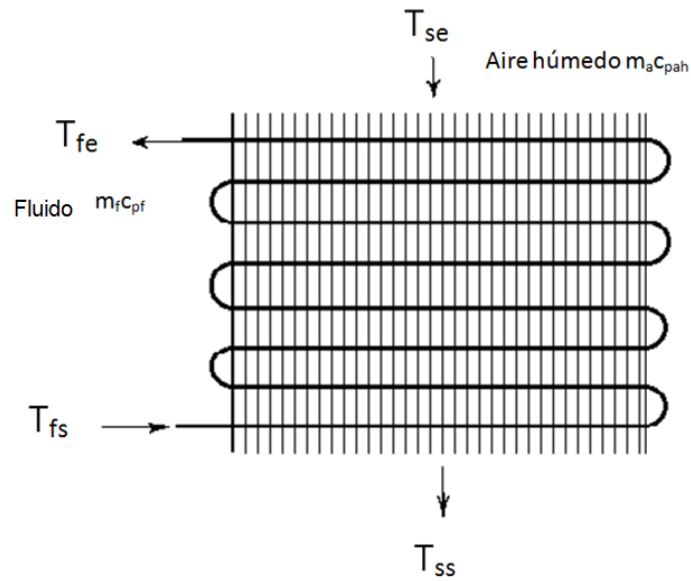
$T_{fe}$	Temperatura del fluido a la entrada del intercambiador ( $^{\circ}C$ )
$m_a$	Masa de aire seco ( $kg\ as/s$ )
$T_{ss}$	Temperatura seca del aire a la salida ( $^{\circ}C$ )
$T_{se}$	Temperatura seca del aire a la entrada ( $^{\circ}C$ )
$h_s$	Entalpía del aire húmedo a la salida ( $kJ/kg\ as$ )
$h_e$	Entalpía del aire húmedo a la entrada ( $kJ/kg\ as$ )
$U_oA_o$	Coefficiente global de transmisión del calor del intercambiador $kW/ ^{\circ}C$
$F$	Factor que depende del tipo de intercambiador y de las temperaturas de trabajo.
$\Delta T_{lm}$	Incremento de temperaturas logarítmico medio ( $^{\circ}C$ )

### **2.4.3 Factor (F) en función del intercambiador de flujos cruzados de “N” pasos con fluido sin mezclar**

En las instalaciones de aire acondicionado se utilizan intercambiadores de calor para el aire en flujos cruzados, y cuando en la parte del aire se disponen aletas (prácticamente el 100%), este fluido se debe considerar como no mezclado.

La disposición esquemática más representativa en aire acondicionado se tiene en la *Figura 2.11*, denominándose:

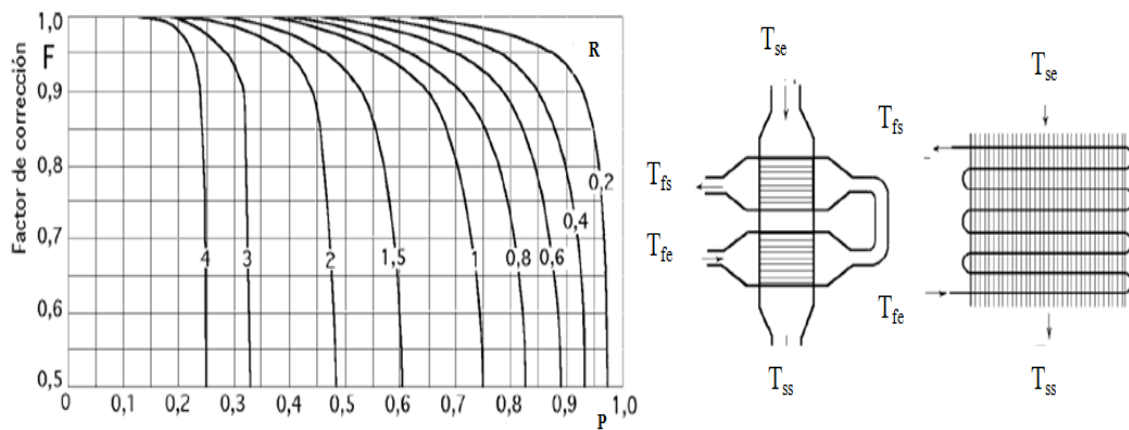
- Intercambiador de flujos cruzados con “N” pasos por tubo. Generalmente conocido como intercambiador con “N” pasos con un fluido mezclado y otro sin mezclar. Caso típico de calentamiento o enfriamiento por agua caliente o fría respectivamente.



**Figura 2.11** Intercambiador de flujo cruzado “N” pasos por tubos, un fluido sin mezclar

Fuente. (PINAZO J. , 1995)

Las relaciones  $F=f(R, P)$  para el tipo de intercambiador visto anteriormente se facilitan en la *Figura 2.12*.



**Figura 2.12** Factor “F” para intercambiador de flujo cruzado con “2” pasos por tubos y un fluido sin mezclar

Fuente. (PINAZO J. M., 1995)

Siendo:

$$R = \frac{(T_{fe} - T_{fs})}{(T_{ss} - T_{se})} \quad (2.45)$$



$$P = \frac{(T_{ss} - T_{se})}{(T_{fe} - T_{se})} \quad (2.46)$$

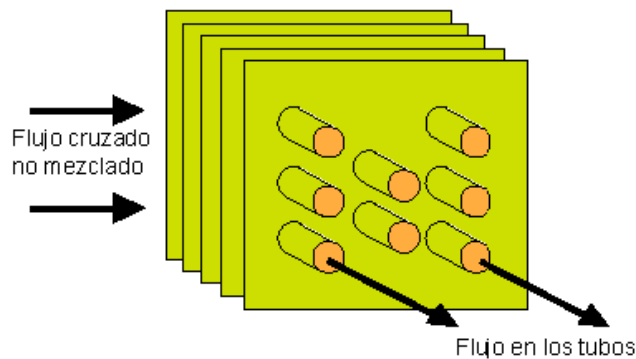
También se puede obtener  $F$  mediante la expresión:

$$F = \frac{\ln \frac{1-P}{1-RP}}{(R-1) \ln \left( \frac{R}{R + \ln(1-RP)} \right)} \quad (2.47)$$

#### 2.4.4 Coeficiente global de transferencia de calor en serpentines, para superficies secas

El análisis que se propone está planteado bajo conducción unidimensional, cuando en rigor el flujo de calor tendría componentes bidimensionales, no obstante la complejidad del cálculo planteado no aporta una mayor exactitud digna de tenerse en cuenta, es por ello que generalmente se aproxima a transmisión de calor unidireccional (PINAZO J. , 1995).

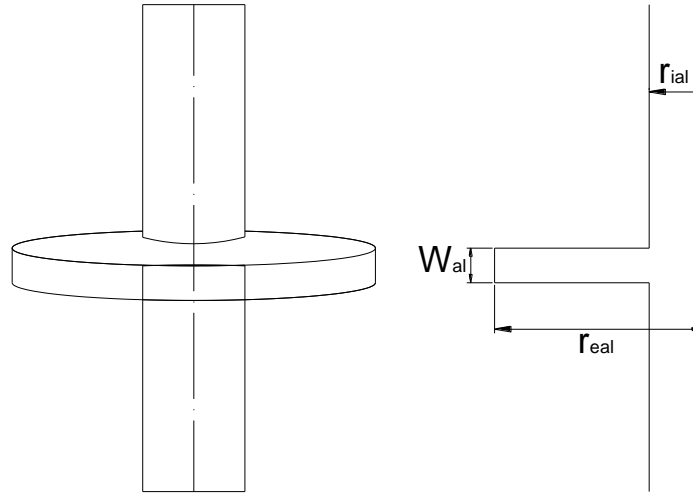
La construcción más típica de serpentines consiste en tubos al tresbolillo aleteados mediante placas rectangulares de espesor uniforme como aletas. Ver *figura 2.13*



**Figura 2.13** Esquema básico de serpentines aleteados.

**Fuente.** "Transferencia de calor", (YUNUS & CENGEL).

Mediante numerosas investigaciones se ha demostrado que la eficiencia de dichas superficies adicionales tiene igual rendimiento que una aleta circular con igual área conocida normalmente como aleta anular, ver *Figura 2.14*, es decir:



**Figura 2.14 Dimensiones aleta angular**

**Fuente.** Manual de climatización, Tomo I, transformaciones psicrométricas (PINAZO J. M., 1995)

$$r_{eal} = \sqrt{\frac{P_t P_l}{\pi}} = m \quad (2.48)$$

Donde:

- $r_{eal}$  → Radio exterior aleta anular equivalente ( $m$ )
- $P_l$  → Distancia longitudinal entre centros de tubos ( $m$ )
- $P_t$  → Distancia transversal entre centros de tubos ( $m$ )

La ecuación para el cálculo de la eficiencia de una aleta anular viene dada como:

$$EFI_{an} = \frac{2 \frac{nr_{ial}}{nr_{eal}}}{nr_{eal} \left(1 - \left(\frac{nr_{ial}}{nr_{eal}}\right)^2\right)} \left( \frac{[K_1(nr_{ial}) \times I_1(nr_{eal})] - [I_1(nr_{ial}) \times K_1(nr_{eal})]}{[I_0(nr_{ial}) \times K_1(nr_{eal})] - [I_1(nr_{eal}) \times K_0(nr_{ial})]} \right) = \% \quad (2.49)$$

Donde:

$$n = \sqrt{\frac{2h_{ce}}{\lambda_{al} W_{al}}} = \% \quad (2.50)$$

Siendo:

- $h_{ce}$  → Coeficiente de convección para el aire húmedo  $kW/(m^2 \cdot ^\circ C)$
- $\lambda_{al}$  → Coeficiente de conductividad térmica del material de la aleta ( $kW/(m \cdot ^\circ C)$ )

$r_{ial}$  → Radio interior aleta ( $m$ )

$w_{al}$  → Espesor de la aleta ( $m$ )

Para obtener  $I_{0nr_{ial}}$ ,  $K_{0nr_{ial}}$ ,  $I_{1nr_{ial}}$ ,  $I_{1nr_{eal}}$ ,  $K_{1nr_{ial}}$ ,  $K_{1nr_{eal}}$ ; se lo hace con la tabulación de las funciones de Bessel modificadas de primera y segunda especie de orden cero y uno respectivamente. Ver *Tabla 2.5*.

**Tabla 2.5.** Funciones de Bessel modificada de primera y segunda especie de orden cero y uno respectivamente.

	$I_0$	$I_1$	$2K_0/\pi$	$2K_1/\pi$
0,0	1,0000	0,0000	$\infty$	$\infty$
0,2	1,0100	0,1005	1,1158	3,0405
0,4	1,0404	0,2040	0,70953	1,3906
0,6	1,0920	0,3137	0,49498	0,82941
0,8	1,1665	0,4329	0,35991	0,54862
1,0	1,2661	0,5652	0,26803	0,38318
1,2	1,3937	0,7147	0,20276	0,27667
1,4	1,5534	0,8861	0,15512	0,20425
1,6	1,7500	1,0848	0,11966	0,15319
1,8	1,9896	1,3172	0,092903	0,11626
2,0	2,2796	1,5906	0,072507	0,089041

Fuente: (PINAZO J. , 1995)

#### 2.4.5 Coeficiente global de transferencia de calor

En estado estacionario el flujo de calor intercambiado por un conjunto unitario (una aleta más el tramo correspondiente de tubo desnudo, ver *Figura 2.15*, en donde se pueden considerar constantes las temperaturas de los medios interior y exterior será:

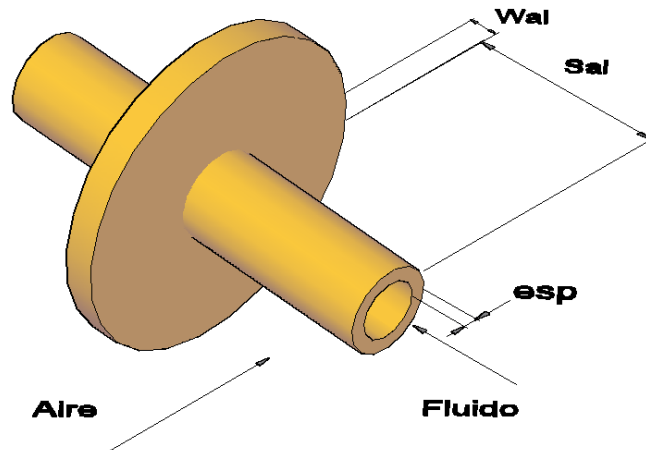
$$Q_{cu} = U_0 A_{cu} (T_f - T_s) = W \quad (2.51)$$

Donde:

$$A_{cu} = 2\pi(r_{sal}^2 - r_{ial}^2) + 2\pi r_{ial} s_{al} = m^2 \quad (2.52)$$

Siendo:

- $Q_{cu}$  → Potencia térmica transferida en un conjunto unitario ( $kW$ )  
 $T_f$  → Temperatura fluido ( $^{\circ}C$ )  
 $T_s$  → Temperatura seca del aire ( $^{\circ}C$ )  
 $r_{ial}$  → Radio interior aleta (m), coincide con el radio exterior del tubo ( $r_{te}$ )  
 $s_{al}$  → Distancia libre entre aletas (m)  
 $A_{cu}$  → Área exterior conjunto unitario (aleta + tubo desnudo) ( $m^2$ )



**Figura 2.15** Conjunto unitario aleta + tubo desnudo

**Fuente.** Manual de climatización, Tomo I, transformaciones psicrométricas (PINAZO J. M., 1995)

Para un número de conjuntos unitarios, es decir para todo el serpentín aleteado, el coeficiente global de transferencia de calor, se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$U_0 A_0 = \frac{L_t N_t}{\frac{1}{2\pi r_{ti} h_{ci}} + \frac{\ln(r_{te}/r_{ti})}{2\pi \lambda_t} + \frac{s_{al} + w_{al}}{2\pi h_{ce} [(r_{sal}^2 - r_{te}^2) E F I_{an} + r_{te} s_{al}]} } = W/m^2 K \quad (2.53)$$

Siendo:

- $r_{ti}$  → radio del tubo interior (m)  
 $r_{te}$  → radio exterior del tubo (m)  
 $h_{ci}$  → Coeficiente de convección para el agua caliente,  $W/m^2 K$   
 $L_t$  → Longitud total de los tubos (m)

$$L_t = \frac{anc \times N_f \times N_c}{N_t} = m \quad (2.53.a)$$

- $N_t$  → Número de tubos en el intercambiador

$N_c$  → Número de columnas

$N_f$  → Número de filas

#### 2.4.6 Coeficientes de convección

Existen numerosas expresiones para la obtención de los coeficientes de convección que se presentan en los serpentines, tanto del lado del aire como del lado del fluido, en cambio de estado o no.

#### 2.4.7 Coeficientes de convección interior tubos sin cambio de estado

Únicamente se tiene en cuenta la situación más representativa de convección forzada, régimen turbulento.

$$10\,000 < Re_D < 10\,000\,000$$

$$0,7 < Pr < 160$$

$$T_{pti} - T_f < 6\text{ °C para líquidos}$$

$$T_{pti} - T_f < 60\text{ °C para gases}$$

$$N_{uD_i} = (0,023)(Re_{D_i}^{0,8})(Pr_{ag}^n) \quad (2.54)$$

Donde:

$$N_{uD_i} = \frac{h_{ci}D_i}{\lambda_f} \quad (2.55)$$

$$Re_{D_i} = \frac{D_i v_{ag} \rho_f}{\mu_f} \quad (2.56)$$

$$Pr = \frac{c_{pf} \mu_f}{\lambda_f} \quad (2.57)$$

Con:

$D_i$  → Diámetro interior tubo ( $2r_{ial} - 2\text{ esp}$ ) (m)

$v$  → Velocidad fluido dentro de tubo  $1,2$  (m/s)

$\rho_f$  → Densidad del fluido ( $kg/m^3$ )

$\mu_f$  → Viscosidad dinámica  $kg/(s\ m)$

$T_{pti}$  → Temperatura de la pared interior (°C)

$n \rightarrow 0,3$  en caso de enfriamiento y  $0,4$  para calentamiento

## 2.4.8 Coeficientes de convección en el exterior para aletas planas

Son en principio bastante escasas las correlaciones existentes en este campo, aconsejándose la desarrollada por Gray y Webb.

Para número de columnas igual o superior a 4;  $j_4$ :

$$j_4 = 0,14 Re_{Dh}^{-0,32} \left( \frac{P_t}{P_l} \right)^{-0,502} \left( \frac{S_{al}}{D} \right)^{0,0312} \quad (2.58)$$

Para número de columnas menor a 4;  $j_N$ :

$$j_N = j_4 \times 0,991 \left( 2,24 Re_{Dh}^{-0,092} \left( \frac{N_c}{4} \right)^{-0,031} \right)^{0,607(4-N_c)} \quad (2.59)$$

Obteniéndose el número de Nusselt mediante:

$$Nu_{Dh} = j_N Re_{Dh} Pr^{0,35} \quad (2.60)$$

Donde:

$$Nu_u = \frac{h_{cs} D_H}{\lambda_f} \quad (2.61)$$

$$Re_{Dh} = \frac{D_H v_m \rho_f}{\mu_f} \quad (2.62)$$

$$Pr = \frac{c_{pf} \mu_f}{\lambda_f} \quad (2.63)$$

$D_H \rightarrow$  Diámetro Hidráulico

$$D_H = \frac{2s_{al}(1-\beta)}{1-\beta + \frac{2s_{al}\beta}{D}} = m \quad (2.64)$$

$\beta \rightarrow$  Fracción de canal ocupado por el tubo

$$\beta = \frac{\pi D^2}{4P_l P_t} \quad (2.65)$$

Donde:  $D \rightarrow$  diámetro exterior de los tubos

$v_m \rightarrow$  Velocidad media

$$v_m = \frac{v_{libre}}{(1 - \sigma)(1 - \beta)} = m/s \quad (2.66)$$

$\sigma \rightarrow$  Fracción de área frontal ocupada por el espesor de la aleta

$$\sigma = \frac{w_{al}}{s_{al} + w_{al}} \quad (2.67)$$

$v_{libre} \rightarrow$  Velocidad del aire a la entrada al serpentín 2,15 (m/s)

El presente capítulo cumple un objetivo importante de la presente investigación, que es el de sistematizar toda la información referente a un calefactor termosifónico sostenible, exhibiendo ya una metodología de cálculo para la selección y diseño del mismo.

Esta metodología parte de diferentes criterios bibliográficos propuestos por autores, que se los ha acoplado con el fin de establecer un sistema adecuado de cálculo.

En el capítulo siguiente se podrá observar los resultados numéricos necesarios para la selección y dimensionamiento del sistema calefactor.

# CAPÍTULO III DESARROLLO MATEMÁTICO DEL SISTEMA DE CALEFACCIÓN SOSTENIBLE POR TERMOSIFÓN

---

Con la metodología planteada en el capítulo anterior se procede a realizar los cálculos respectivos para la selección y dimensionamiento de los componentes.

## 3.1 Diseño matemático del colector

Algunas consideraciones hechas para el modelado matemático de los colectores solares de placa plana son las siguientes (DUFFIE & William, Solar Engineering of Thermal Process, 1980):

- El colector opera en un estado estable.
- El gradiente de temperatura a través de la cubierta es insignificante.
- El flujo de calor se puede considerar unidimensional, tanto a través de las cubiertas, como de los aislamientos laterales.
- El gradiente de temperatura alrededor y a través de los tubos es insignificante.
- El gradiente de temperatura alrededor y a través de la placa de absorción es insignificante.
- En el cálculo de la eficiencia térmica del colector instantánea, la radiación está incidiendo sobre el colector solar con un ángulo de incidencia previamente determinado.
- El área de la placa de absorción es considerada la misma en comparación con el área frontal transparente.
- La radiación sobre la placa plana absorbente del colector es uniforme
- Los efectos del polvo y la suciedad sobre el colector son insignificantes.



La obtención de valores promedio de los parámetros de funcionamiento del colector solar, se puede resumir en los siguientes pasos:

1. Suponer una temperatura promedio de la placa de absorción ( $T_p$ ).
2. Calcular el coeficiente global de pérdidas de transferencia de calor ( $U_L$ ).
3. Evaluar el factor de eficiencia del colector  $F'$  para la configuración geométrica.
4. Determinar el factor de remoción de calor  $F_R$  ó la temperatura del fluido a la salida ( $T_{fo}$ ).
5. Calcular el calor útil ( $Q_u$ ) en el colector y la eficiencia del mismo ( $\eta$ ).
6. Verificar el valor de la temperatura de la placa ( $T_p$ ).

**Datos:**

Área del colector [ $A_c$ ]	5,6 ( $m^2$ )
Temperatura ambiente [ $T_a$ ]	23 °C (296 K)
Temperatura de la placa [ $T_p$ ]	90 °C (353,15 K)
Temperatura de entrada del fluido [ $T_{ef}$ ]	20 °C (363 K)
Emisividad de la placa [ $\varepsilon_p$ ]	0,95(Ver Tabla 4 Anexo)
Emisividad de la cubierta de vidrio [ $\varepsilon_c$ ]	0,88 (Ver Tabla 4 Anexo)
Número de cubiertas [ $N$ ]	1
Velocidad del viento [ $v$ ]	2 m/s
Inclinación del colector [ $\theta$ ]	14 °
Conductividad térmica del aislante (lana de vidrio) [ $K_a$ ]	0,038W/m °C(DUFFIE)
Espesor del aislante del fondo [ $l_{a1}$ ]	0,05m
Espesor del aislante lateral [ $l_{a2}$ ]	0,03m
Área lateral [ $A_s$ ]	0,24 $m^2$
Conductividad térmica de la placa y de los tubos (material cobre) [ $k$ ]	401 W/m °C(DUFFIE)

Nótese que el valor de la temperatura de entrada del fluido al colector se toma en función de un promedio de la diferencia de temperaturas entre el fluido a la entrada al colector y el ambiente, dado en la (Tabla 2.2).

**3.1.1 Coeficiente de pérdidas de calor hacia arriba del colector [ $U_{sup}$ ]**

Para hallar las pérdidas de calor hacia arriba del colector se utiliza la ecuación 2.5:

$$U_{sup} = \frac{1}{\frac{C}{T_p} \left[ \frac{T_p - T_a}{N + f} \right]^\varepsilon + \frac{1}{h_v}} + \frac{\sigma(T_p + T_a)(T_p^2 + T_a^2)}{\frac{1}{\varepsilon_p + 0,00591N h_v} + \frac{2N + f - 1 + 0,133\varepsilon_p}{\varepsilon_c} - N} = W/m^2 K$$

Donde:

$N$  = Número de cubiertas

$T_p$  = Temperatura de la placa [K]

$T_a$  = Temperatura ambiente [K]

$v$  = velocidad del viento (m/s)

$\theta$  = Inclinación del colector

$\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$  (Coeficiente de radiación de Stefan-Boltzmann)

$h_v = 5,7 + 3,8 v \frac{W}{(m^2 \cdot C)}$  (Coeficiente de transferencia de calor del viento)

$f = (1 + 0,089h_v - 0,1166h_v,0,95)(1 + 0,07866 N)$  Factor adimensional.

$C = 520(1 - 0,000051 \theta^2)$  Constante adimensional.

$\varepsilon = 0,430 \left(1 - \frac{100}{T_p}\right) = 0,313$  Constante adimensional.

Entonces:

$h_v = 5,7 + 3,8 \times 2 = 13,33 \text{ W/ (m}^2\text{C)}$

$f = (1 + 0,089 \times 13,33 - 0,1166 \times 13,33 \times 0,95)(1 + 0,07866 \times 1) = 0,77$

$C = 520(1 - 0,000051 \times 14^2) = 514,8$

$\varepsilon = 0,430 \left(1 - \frac{100}{343,15}\right) = 0,31$

$\varepsilon_p$  = Emitancia de la placa = 0,95 (Ver Tabla 7 Anexo)

$\varepsilon_c$  = Emitancia de la cubierta de cristal = 0,88 (Ver Tabla 7 Anexo)

Reemplazamos los datos dados y factores  $f$ ,  $C$  y  $\varepsilon$  calculados, en la ecuación anterior, se tiene:

$$U_{sup} = \frac{1}{\frac{1}{\frac{514,8}{363,15} \left[ \frac{363,15 - 296,15}{1 + 0,77} \right]^{0,31} + 13,33} + \frac{5,76 \times 10^{-8} (363,15 + 296,15)(363,15^2 + 296,15^2)}{\frac{1}{0,95 + 0,00591 \times 1 \times 13,33} + \frac{2 + 0,77 - (1 + 0,133(0,95))}{0,88}} - 1}$$

$$U_{sup} = 7,85 \frac{W}{m^2 K}$$

### 3.1.2 Coeficiente de pérdidas de calor hacia abajo del colector [ $U_b$ ]

Haciendo una relación de la conductividad térmica del aislante y el espesor del mismo en la parte inferior del colector, mediante la ecuación 2.6, se tiene:

$$U_b = \frac{k_a}{l_{a1}} = \frac{\frac{0,038W}{m}K}{0,05m} = 0,76 \frac{W}{m^2K}$$

### 3.1.3 Coeficiente de pérdidas de calor por los lados [ $U_{lad}$ ]

Análogamente al caso anterior, considerando el área del aislante por los lados como producto de la altura  $h$  por el perímetro  $P$  del colector, y de acuerdo a la ecuación 2.7 se tiene:

$$U_{lad} = \frac{k_a}{l_{a2}} \times \frac{hP}{A_c} = \frac{0,038 W/m K}{0,03 m} \times \frac{0,94 m^2}{5,6 m^2} = 0,21 W/m^2K$$

Donde:

$h =$  altura de la parte lateral del colector = 0,1m

$P =$  perímetro del colector = 9,46m

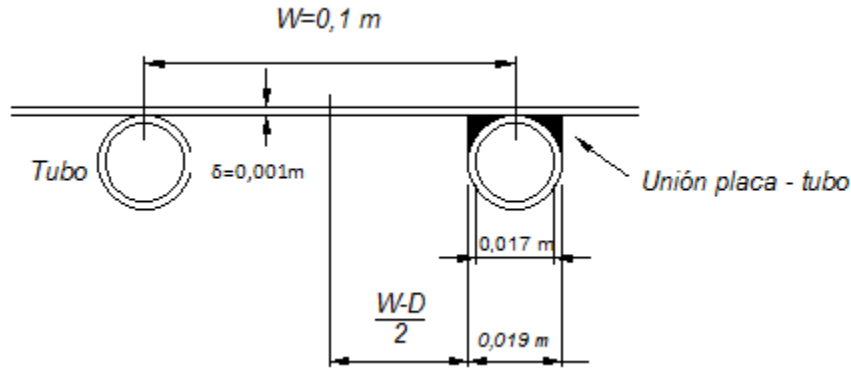
### 3.1.4 Coeficiente total de pérdidas de calor [ $U_L$ ]

Este coeficiente se determina a partir de la ecuación 2.8:

$$U_L = U_{sup} + U_b + U_{lad} = 7,85 + 0,76 + 0,21 = 8,82 W/(m^2 K)$$

## 3.2 Eficiencia de aleta

$k_p =$  conductividad térmica de la placa (cobre) =  $401 \frac{W}{mK}$  (DUFFIE)



**Figura 3.1.** Medidas en el colector solar de placa plana.

**Fuente:** (DUFFIE & William, Solar Engineering of Thermal Process, 1980). Editado por: (PEÑA & TENECELA, 2010)

De acuerdo a la ecuación 2.10 se expresa la variable  $m$  para una aleta:

$$m = \sqrt{\frac{U_L}{k_p \times \delta}} = \sqrt{\frac{8,82 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})}{401 \frac{\text{W}}{\text{m K}} \times 0,001 \text{ m}}} = 4,69 \text{ m}^{-1}$$

Sustituyendo este valor de  $m$  en la ecuación 2.9 se tiene:

$$F = \frac{\tanh\left[\frac{m(W-D)}{2}\right]}{\frac{m(W-D)}{2}} = \frac{\tanh\left[4,69 \frac{0,1 - 0,019}{2}\right]}{4,69 \frac{0,1 - 0,019}{2}} = 0,99$$

### 3.3 Factor de eficiencia del colector

Para el cálculo del factor de eficiencia del colector es importante definir correctamente el coeficiente de transferencia de calor  $h_{fi}$ , del agua hacia la pared del tubo, para lo cual es muy necesario determinar las propiedades.

#### Propiedades del agua (INCROPERA):

Densidad del agua [ $\rho$ ].....988,1 (kg/m<sup>3</sup>)

Viscosidad dinámica [ $\mu$ ]..... 5,966 x 10<sup>-4</sup> [kg/(m s)]

Calor específico [ $c_p$ ]..... 4 186 J/(kg K)

Conductividad térmica [ $k_{\text{agua}}$ ] ..... 0,635 W/(m K)

Además se necesita el valor del número de Reynolds ( $Re$ ) en este caso para flujo laminar su valor es  $207,57 \approx 208$ .

Según la configuración en el colector de tubos paralelos, se utiliza tubería de las siguientes medidas (*Ver tabla 2.4*):

- tubo longitudinal de cobre  $3/4$  de pulgada, siendo sus diámetros los siguientes:
  - Diámetro exterior  $D$  ..... 19,05 mm
  - Diámetro interior  $D_i$  ..... 17,42 mm
- tubo cabezal de 1 pulgada, sus diámetros son:
  - Diámetro exterior  $D$  ..... 25,4 mm
  - Diámetro interior  $D_i$  ..... 23,62 mm

### 3.3.1 Cálculo del Número de Nusselt

Este es el parámetro adimensional que caracteriza la convección y para régimen laminar se calcula según la ecuación 2.15.a.

$$Nu = 0.56 \left[ \left( \frac{D_i \times \rho^2 \times \beta \times g \times \Delta T}{\mu^2} \right) \left( \frac{\mu}{c_p \times k_{agua}} \right) \right]^{0.25}$$

Donde:

$\beta =$  Coeficiente de expansión del agua = 1/368 (WIKIPEDIA, et, al).

$$Nu = 0.56 \left[ \left( \frac{0,017 \text{ m} \times \left( 988,1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)^2 \times \left( \frac{1}{368} \right) \times \left( 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) \times 3 \text{ K}}{\left( 0,000596 \frac{\text{kg}}{\text{m s}} \right)^2} \right) \left( \frac{0,000596 \frac{\text{kg}}{\text{m s}}}{4 186 \frac{\text{W s}}{\text{kg K}} \times 0,635 \frac{\text{W}}{\text{m K}}} \right) \right]^{0.25}$$

$$Nu = 3,01$$

Cabe indicar que el factor  $\Delta T$  descrito en esta ecuación corresponde a la diferencia de temperatura entre el fluido y la pared del tubo, así también  $\beta$  corresponde al coeficiente de expansión térmica del fluido.

### 3.3.2 Coeficiente de transferencia de calor entre fluido y tubo

Este coeficiente se determina observando la *Tabla 3.1*.

**Tabla 3.1.** Grupos adimensionales más comunes.

Símbolo	Nombre	Grupo	Interpretación
$Gr$	Número de Grashof	$L_c \rho^2 \beta g \Delta T / \mu^2$	Razón de las fuerzas de empuje a las viscosas
$Nu$	Número de Nusselt	$hD/k$	Gradiente de temperatura adimensional en la superficie
$Pr$	Número de Prandtl	$c\mu/k$	Razón de las difusividades de momento y térmica
$Re$	Número de Reynolds	$VD/\nu$	Razón de las fuerzas de inercia y viscosas

Fuente. (INCROPERA F. y., 1999)

$$h_{fi} = \frac{Nu \times k_{agua}}{Di} = \frac{3,01 \times 0,635 \frac{W}{mK}}{0,017m} = 112,43 W/m^2K$$

Este es un coeficiente controlante para el cálculo del factor de eficiencia del colector. Cuando se trabaja con agua dicho coeficiente puede alcanzar valores del orden de  $1\ 000\ W/m^2\ K$ .

### 3.3.3 Cálculo del factor de eficiencia del colector.

Aplicando la ecuación 2.17 se tiene:

$$F' = \frac{1/8,82\ W/(m^2\ K)}{0,1\ m \left[ \frac{1}{8,82\ W/(m^2\ K) [0,019\ m + (0,1\ m - 0,019\ m) 0,99]} + \frac{1}{3,14 \times 0,017\ m \times 112,43} \right]} = 0,86$$

$\frac{1}{cb} = 0$ ; Para este diámetro de tubo no se producen los aumentos significantes en  $F'$

### 3.4 Temperatura de salida del fluido

Este factor muy importante, en la práctica suele alcanzar mayores valores al calculado, teniendo en cuenta por otro lado que, mientras mayor sea la temperatura alcanzada, serán mayores también las pérdidas de calor, se dispone de los siguientes datos:

**Datos:**

Área del colector [A<sub>c</sub>] .....5,6 m<sup>2</sup>

Temperatura ambiente [T<sub>a</sub>]..... 23°C (296 K)

Temperatura de entrada del fluido [T<sub>fi</sub>] .....20°C (293,15 K)

Transmisividad del vidrio [τ].....0,95 (DUFFIE)

Absortividad de la placa [α].....0,88 (Ver Tabla 5 Anexo)

La temperatura de entrada del fluido se estima en función de los datos proporcionados en la *Tabla 2.2* que relaciona las temperaturas de entrada, colector y ambiente.

Es de mucha importancia definir la radiación absorbida por el colector por unidad de área de superficie de absorción, (*S*) como la diferencia entre la radiación total solar incidente *G<sub>T</sub>* y las pérdidas ópticas de la siguiente manera (Ver ecuación 2.12).

$$S = G_T \times \tau \times \alpha = 850 \times 0.88 \times 0.95 = 710,6 \text{ W/m}^2$$

**3.4.1 Factor de remoción de calor**

El factor de remoción de calor *F<sub>R</sub>* se calcula a partir de conocer *F'*, este valor ya calculado en el apartado anterior, y el factor *F''* mediante el uso de la ecuación 2.20:

$$F'' = \left( \frac{0,02 \frac{kg}{s} \times 4186 \frac{W s}{kg K}}{5,6 m^2 \times 8,82 \text{ W/(m}^2 K) \times 0,86} \right) \left( 1 - e^{\left( \frac{-1}{\frac{0,02 \frac{kg}{s} \times 4186 \frac{W s}{kg K}}{5,6 m^2 \times 8,82 \text{ W/(m}^2 K) \times 0,86}} \right)} \right)$$

$$F'' = 0,78$$

Finalmente el valor de *F<sub>R</sub>* es igual:

$$F_R = 0,78 \times 0,86 = 0,67$$

### 3.4.2 Calor útil

El calor útil en el colector está determinado por la ecuación 2.22:

$$Q_u = A_c F_R [S - U_L (T_{fi} - T_a)]$$

$$Q_u = 5,6 \text{ m}^2 \times 0,67 \left[ 710,6 - 8,82 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}} \times (293,15 - 296,15) \text{ K} \right] = 2\,765,5 \text{ W}$$

### 3.4.3 Temperatura de salida del fluido $T_{fo}$

La temperatura media del fluido se calcula tomando como referencia la temperatura  $T_{fi}$  a 20 grados según la [Tabla 2.2], y la potencia de entrega del colector, dando lo siguiente:

$$T_{fo} = 20 \text{ }^\circ\text{C} + \frac{2765,5 \text{ W}}{0,02 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4\,186 \frac{\text{W s}}{\text{kg } ^\circ\text{C}}} = 53 \text{ }^\circ\text{C}$$

### 3.5 Temperatura media del fluido

De la ecuación 2.23:

$$T_{fm} = 20 \text{ }^\circ\text{C} + \frac{\frac{2765,5 \text{ W}}{5,6 \text{ m}^2}}{8,82 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}} \times 0,67} (1 - 0,78) = 38,4 \text{ }^\circ\text{C}$$

### 3.6 Calculo de la eficiencia del colector.

La eficiencia de un colector de placa plana se define como:

$$\eta = \frac{\text{Calor ganado por el agua}}{(\text{Radiación Total})(\text{Área del absorbedor})}$$

$$\eta = \frac{Q_u \cdot 100}{G_T \cdot A_c}$$

$$\eta = \frac{2765,5 \text{ W} \times 100}{850 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \times 5,6 \text{ m}^2} = 57,9 \%$$

La eficiencia esta dentro del rango que normalmente tienen los colectores de placa plana, se puede comparar esto con las propuestas que ofrecen distintos fabricantes, mostrados en el Anexo 10.



### 3.7 Dimensionado del tanque de acumulación térmica

Se ha considerado que el tanque de acumulación térmica debe tener el volumen suficiente para almacenar agua a la temperatura requerida para calefacción por lo que es necesario iniciar el cálculo a partir de la demanda de diseño  $Q$ .

$T_s$  —————> Temperatura del fluido a la salida

$T_e$  —————> Temperatura del fluido a la entrada

$Q$  —————> Demanda de Diseño

$$\dot{m} = \frac{Q}{C_p(T_s - T_e)}$$

$$\dot{m} = \frac{2296,5 \frac{kcal}{h}}{1 \frac{kcal}{kg K} (326,15 - 293,15) K}$$

$$\dot{m} = 69,6 \frac{kg}{h}$$

Ahora se estima que el sistema va a funcionar 8 horas durante la noche por lo que se obtiene:

$$m = 69,6 \frac{kg}{h} \times 8 h$$

$$m = 556,8 kg$$

Ahora, se calcula el volumen del tanque tomando como dato que la densidad del agua a 50°C es 988,1 kg/m<sup>3</sup>, entonces el volumen de agua es:

$$V_{tanque} = \frac{m}{\rho} = \frac{556,8 Kg}{988,1 Kg/m^3} = 0,56 m^3 = 560 \text{ litros}$$

Por razones de diseño se dimensiona un tanque de 600 litros, según lo referido en la [Tabla 2.1].

#### 3.7.1 Pérdidas de calor en el tanque termo acumulador $Q_{TA}$

Primero se calcula el tamaño del tanque en función de los 600 litros de agua, asumiendo una altura de 2 m, quedando por conocer su diámetro:

$$D = \sqrt{\frac{0,6 \text{ m}^3 \times 4}{\pi \times 2 \text{ m}}}$$

$$D = 0,62 \text{ m}$$

Entonces el tanque tiene 0,62 m de diámetro y 2 m de largo y está revestido con una capa de aislamiento térmico de plástico alveolar cuyo espesor es de 75 mm. La temperatura de la pared del aparato es de 50 °C y la temperatura de la superficie exterior del aislamiento, de 39 °C.

Ahora se calcula el flujo térmico a través de la capa de aislamiento, siendo necesario conocer:

1. diámetro medio  $D_m$

$$D_m = 0,62 + 0,075 = 0,695 \text{ m}$$

2. el área media  $F_m$

$$F_m = \pi \left[ 0,695 \text{ m} \times 2 \text{ m} + 2 \left( \frac{0,62^2}{4} \right) \right] = 4,97 \text{ m}^2$$

El flujo térmico a través del aislamiento es:

$$Q_{TA} = \frac{0,047 \frac{W}{m K}}{0,075 \text{ m}} (323,15 - 312,15) K \times 4,97 \text{ m}^2 = 34,3 \text{ W}$$

El coeficiente de conductividad térmica del plástico alveolar  $\lambda = 0,047 \frac{W}{m K}$  se halla en la [Tabla 2.3].

### 3.7.2 Pérdidas en las tuberías

Para iniciar este análisis se necesita conocer los coeficientes peliculares dentro del tubo y en el exterior del mismo:

$$h_1 \text{ coeficiente pelicular del agua} = 36,9 \frac{W}{m^2 K}$$

$$h_2 \text{ coeficiente pelicular del aire} = 231,3 \frac{W}{m^2 K}$$

Luego con la ecuación para el circuito térmico establecido para un tubo con un aislante de plástico alveolar se obtiene:

Siendo L aproximada = 11 metros

$$Q_{pt} = \frac{T_i - T_s}{\frac{1}{h_1 + 2 \pi r_1 L} + \frac{\ln \left( \frac{r_2}{r_1} \right)}{2 \pi k L} + \frac{1}{h_1 + 2 \pi r_2 L}} = W$$

$$Q_{pt} = \frac{(53 - 23)^\circ C}{\frac{1}{36,9 \frac{W}{m^2 K} + 2 \pi 0,00635 m (11 m)} + \frac{\ln \left( \frac{0,016 m}{0,00635 m} \right)}{2 \pi 0,047 \frac{W}{m K} (11 m)} + \frac{1}{231,3 \frac{W}{m^2 K} + 2 \pi 0,01635 m (11 m)}} = 87 W$$

Ahora a estas pérdidas le sumamos las que tiene el tanque termo acumulador teniendo lo siguiente:

$$Q_{ptot} = 34,3 W + 87 W = 121 W$$

### 3.7.3 Pérdida de temperatura en la tubería

La potencia térmica perdida por el agua será igual a la cedida al exterior, por lo que podemos escribir de forma aproximada, (TORRELLA, 2002)

$$\dot{m} = \text{Flujo másico del sistema} \quad 0,02 \frac{Kg}{s}$$

$$T_{fo} = \text{Temperatura de salida del tanque acumulador} \quad 53^\circ C$$

$$T_f = \text{Temperatura a la entrada del intercambiador de calor}$$

$$Q_{ptot} = \dot{m} c_p (T_{fo} - T_f)$$

$$121 \text{ W} = 0,02 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} 4186 \frac{\text{J}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} (53 - T_f)$$

$$T_f = \left( -\frac{121}{83,6} + 53 \right) ^\circ\text{C}$$

$$T_f = 51,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Entonces la disminución de temperatura en el trayecto será de 1,5 °C, llegando al intercambiador una temperatura de 51,5 °C

### 3.8 Cálculos Intercambiador

#### Datos intercambiador

- *Tubos a tresbolillo*
- *N° de Columnas:  $N_c = 2$*
- *N° de filas:  $N_f = 6$*
- *N° de tubos:  $N_t = 2$*
- *Espesor aletas:  $w_{al} = 0,001 \text{ m}$*
- *Aletas de Aluminio:  $\lambda_{al} = 0,165 \text{ kW/m}^\circ\text{C}$*
- *Tubos de Cobre:  $\lambda_t = 0,06 \text{ kW/m}^\circ\text{C}$*
- *Anchura intercambiador:  $anc = 0,14 \text{ m}$*
- *Tubo 14/16 ( $r_{ti} = 0,007 \text{ m}$ ,  $r_{te} = 0,008 \text{ m}$ )*
- *Distancia libre entre aletas  $s_{al} = 0,004 \text{ m}$*
- *Distancia transversal entre tubos:  $P_t = 0,06 \text{ m}$*
- *Distancia Longitudinal entre tubos:  $P_l = 0,05 \text{ m}$*

#### Datos corriente agua caliente

- *Temperatura entrada:  $T_{fe} = 51^\circ\text{C}$*
- *Viscosidad dinámica:  $\mu_{ag} = 5,96 \cdot 10^{-4} \text{ kg/m.s}$*
- *Densidad:  $\rho_{ag} = 990, 2 \text{ kg/m}^3$*
- *Conductividad Térmica:  $\lambda_{ag} = 6,34 \cdot 10^{-4} \text{ kW/m } ^\circ\text{C}$*
- *N° de Prandtl:  $P_{rag} = 3,93$*
- *Velocidad del agua por los tubos  $v_{ag} = 1,2 \text{ m/s}$*

#### Datos corriente aire húmedo

- *Temperatura seca a la entrada:  $T_{se} = 10^\circ\text{C}$*
- *Humedad relativa  $\varphi_c = 70\%$*
- *Viscosidad Dinámica  $\mu_{ai} = 1,79 \cdot 10^{-5} \text{ kg/m.s}$*
- *Conductividad Térmica:  $\lambda_{ai} = 2,52 \cdot 10^{-5} \text{ kW/m}^\circ\text{C}$*

- *Nº de Prandtl*:  $Pr_{ai} = 0,71$
- *Velocidad aire sección libre*:  $v_{ai\ libre} = 2,15\ m/s$

### 3.8.1 Sección libre al paso del aire:

La anchura es dato:  $anc = 0,14\ m$

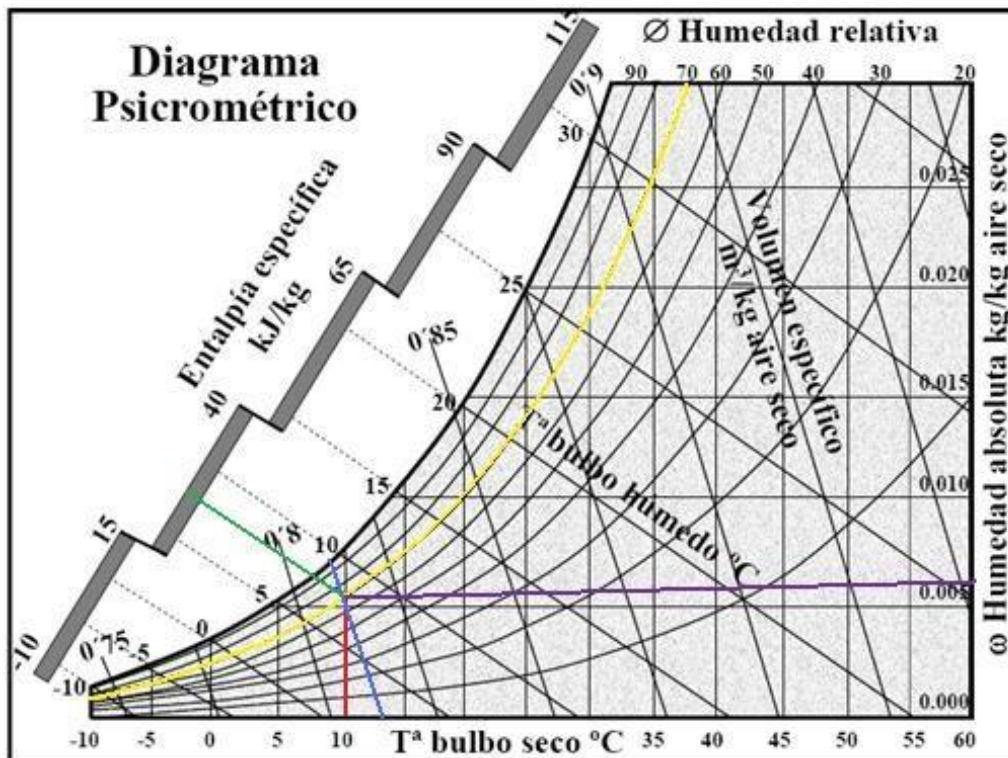
La altura al estar al tresbolillo será:

$$alt = P_z(N_f + 0,5) = 0,06m(6 + 0,5) = 0,39m$$

Y por tanto la sección libre:

$$S_{libre} = anc \times alt = 0,14m \times 0,39m = 0,05m^2$$

### 3.8.2 Estimación propiedades del aire húmedo de acuerdo con el diagrama psicrométrico:



**Figura 3.2 Diagrama Psicrométrico CARRIER**

Fuente. (PINAZO J. M., 1995)

$$T_{se} = 10^{\circ}C \quad \varphi_e = 70\%$$

$$W_e = 0,0055 \frac{kg}{kg} as$$

$$h_e = 23 \frac{kJ}{kg} as$$

$$ve_e = 0,81 \frac{m^3}{kg} as$$

Donde:

$W_e =$  Humedad específica

$h_e =$  Entalpía específica

$v_{e_c} =$  Volumen específico

### 3.8.3 Cálculo del coeficiente de convección para el aire húmedo

$\sigma \rightarrow$  Fracción de área frontal ocupada por el espesor de la aleta

$$\sigma = \frac{w_{al}}{s_{al} + w_{al}} = \frac{0,001m}{0,004m + 0,001m} = 0,2$$

$\beta \rightarrow$  Fracción de canal ocupado por el tubo

$$\beta = \frac{\pi D^2}{4P_t P_t} = \frac{\pi \times (0,016m)^2}{4 \times 0,05m \times 0,06m} = 0,067$$

Donde:  $D \rightarrow$  diámetro exterior de los tubos

$D_H \rightarrow$  Diámetro Hidráulico

$$D_H = \frac{2s_{al}(1-\beta)}{1-\beta + \frac{2s_{al}\beta}{D}} = \frac{2 \times 0,004m \times (1-0,067)}{1-0,067 + \left(\frac{2 \times 0,004m \times 0,067}{0,016m}\right)} = 7,7 \times 10^{-3}m$$

$v_m \rightarrow$  Velocidad media

$$v_m = \frac{v_{ai \text{ librs}}}{(1-\sigma)(1-\beta)} = \frac{2,15 \frac{m}{s}}{(1-0,2)(1-0,067)} = 2,88 \frac{m}{s}$$

$Re_{Dh} \rightarrow$  Reynolds

$$Re_{Dh} = \frac{D_H v_m \rho_f}{\mu_f} = \frac{7,7 \times 10^{-3}m \left(2,88 \frac{m}{s}\right) \left(\frac{1}{0,81 \frac{m^3}{kg}}\right)}{1,79 \times 10^{-5} \frac{kg}{m \cdot s}} = 1529$$

Para número de columnas igual o superior a 4;  $j_4$ :

$$j_4 = 0,14 Re_{Dh}^{-0,32} \left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{-0,502} \left(\frac{s_{al}}{D}\right)^{0,0312}$$

$$j_4 = 0,14 (1529)^{-0,32} \left(\frac{0,06m}{0,05m}\right)^{-0,502} \left(\frac{0,004m}{0,016m}\right)^{0,0312} = 0,012$$

Para número de columnas menor a 4;  $j_N$ :

$$j_N = j_4 \times 0,991 \left( 2,24 Re_{Dh}^{-0,092} \left( \frac{N_c}{4} \right)^{-0,031} \right)^{0,607(4-N_c)}$$

$$j_N = 0,012 \times 0,991 \left( 2,24 \times 1529^{-0,092} \left( \frac{2}{4} \right)^{-0,031} \right)^{0,607(4-2)} = 0,014$$

Número de Nusselt  $N_u$ :

$$N_{u_{Dh}} = j_N Re_{Dh} P_{rai}^{0,35} = 0,014 \times 1529 \times 0,71^{0,35} = 19$$

Coefficiente de convección del aire  $h_c$ :

$$h_{c_e} = \frac{N_{u_{Dh}} \lambda_{ai}}{D_H} = \frac{19 \times (2,52 \times 10^{-5} \frac{kW}{m^{\circ}C})}{7,7 \times 10^{-3} m} = 0,062 \frac{kW}{m^2 \cdot ^{\circ}C}$$

### 3.8.4 Cálculo del coeficiente de convección para el agua caliente

$Re_{Di}$  → Reynolds

$$Re_{Di} = \frac{D_i v_{ag} \rho_f}{\mu_f} = \frac{0,014 m \times 1,2 \frac{m}{s} \times 990,2 \frac{kg}{m^3}}{5,96 \times 10^{-4} \frac{kg}{m \cdot s}} = 27\ 911$$

Donde  $D_i$  es el diámetro interior de la tubería

$$N_{u_{Di}} = 0,023 Re_{Di}^{0,8} P_{rag}^n$$

Donde  $n$ ; es 0,3 en caso de enfriamiento y 0,4 para calentamiento

$$N_{u_{Di}} = 0,023 \times 27911^{0,8} \times 3,93^{0,3} = 125$$

Coefficiente de convección del agua  $h_{ci}$ :

$$h_{ci} = \frac{N_{u_{Di}} \lambda_f}{D_i} = \frac{125 \left( 6,34 \times 10^{-4} \frac{kW}{m^{\circ}C} \right)}{0,014 m} = 5,66 \frac{kW}{m^2 \cdot ^{\circ}C}$$

### 3.8.5 Cálculo de la eficiencia de las aletas

Radio exterior aleta anular equivalente →  $r_{eal}$

$$r_{eal} = \sqrt{\frac{P_t P_i}{\pi}} = \sqrt{\frac{0,06 m \times 0,05 m}{\pi}} = 0,03 m$$

$$n = \sqrt{\frac{2h_{ce}}{\lambda_{al}w_{al}}} = \sqrt{\frac{2 \times 0,062 \frac{kW}{m^2 \cdot ^\circ C}}{0,165 \frac{kW}{m^2 \cdot ^\circ C} \times 0,001m}} = 27,41m^{-1}$$

$$nr_{ts} = 0,22 \quad nr_{sal} = 0,82$$

$$\frac{nr_{ts}}{nr_{sal}} = 0,27$$

Para el cálculo de la eficiencia en las aletas se utiliza la siguiente ecuación:

$$EFI_{an} = \frac{2 \frac{nr_{ts}}{nr_{sal}}}{nr_{sal} \left(1 - \left(\frac{nr_{ts}}{nr_{sal}}\right)^2\right)} \left( \frac{[K_1(nr_{ts}) \times I_1(nr_{sal})] - [I_1(nr_{ts}) \times K_1(nr_{sal})]}{[I_0(nr_{ts}) \times K_1(nr_{sal})] - [I_1(nr_{sal}) \times K_0(nr_{ts})]} \right)$$

$$EFI_{an} = \frac{2 \times 0,27}{0,82(1 - 0,27^2)} \left( \frac{[4,51 \times 0,45] - [0,11 \times 0,83]}{[1,013 \times 0,83] + [0,45 \times 1,69]} \right) = 0,85$$

Para obtener  $I_{0nr_{ial}}$ ,  $K_{0nr_{ial}}$ ,  $I_{1nr_{ial}}$ ,  $I_{1nr_{eal}}$ ,  $K_{1nr_{ial}}$ ,  $K_{1nr_{eal}}$ ; se lo hace con la tabulación de las funciones de Bessel modificadas de primera y segunda especie de orden cero y uno respectivamente. Ver Tabla 2.5.

De donde se obtiene:

$$K_1(nr_{ts}) = 4,51$$

$$I_1(nr_{sal}) = 0,45$$

$$I_1(nr_{ts}) = 0,11$$

$$K_1(nr_{sal}) = 0,83$$

$$I_0(nr_{ts}) = 1,013$$

$$K_0(nr_{ts}) = 1,69$$

### 3.8.6 Cálculo del coeficiente global del intercambiador ( $U_0A_0$ )

$$U_0A_0 = \frac{L_t N_t}{\frac{1}{2\pi r_{ti} h_{ci}} + \frac{\ln(r_{ts}/r_{ti})}{2\pi \lambda_t} + \frac{s_{al} + w_{al}}{2\pi h_{ce} [(r_{sal}^2 - r_{ts}^2) EFI_{an} + r_{ts} s_{al}]}}$$

Siendo:



$$L_t = \frac{ancN_f N_c}{N_t} = \frac{0,14m \times 6 \times 2}{2} = 0,8 \text{ m}$$

Por lo que:

$$U_0 A_0 = \frac{1,8m}{4,02 \frac{m^{\circ}C}{kW} + 0,35 \frac{m^{\circ}C}{kW} + 17,28 \frac{m^{\circ}C}{kW}} = 0,1 \frac{kW}{^{\circ}C}$$

Se observa que la resistencia térmica por convección en el lado del aire húmedo sigue siendo la mayor de todas, pudiendo despreciarse claramente la resistencia ofrecida por conducción a través del tubo.

### 3.8.7 Caudales máxicos totales circulantes

$$m_{ag} = N_t \pi r_{ti}^2 v_{ag} \rho_{ag} = 2 \times \pi \times (0,007m)^2 \times 1,2 \frac{m}{s} \times 990,2 \frac{kg}{m^3} = 0,37 \frac{kg}{s}$$

$$c_{pag} = 4,186 \frac{kJ}{kg^{\circ}C}$$

$$m_{ai} = \frac{v_{ai} \text{ libre } S_{\text{libre}}}{v_{e_s}} = \frac{2,15 \frac{m}{s} \times 0,05m^2}{0,81 \frac{m^3}{kg}} = 0,13 \frac{kg}{s}$$

$$c_{pah} = c_{pas} + W c_{pv} = 1 \frac{kJ}{kg^{\circ}C} + \left( 0,0055 \times 1,805 \frac{kJ}{kg^{\circ}C} \right) = 1,01 \frac{kJ}{kg^{\circ}C}$$

### 3.8.8 Flujo de calor intercambiado

$$Q_{sen} = m_{ag} c_{pag} (T_{fs} - T_{fs}) = m_{ai} c_{pah} (T_{ss} - T_{se}) = U_0 A_0 F \Delta T_{lm}$$

Siendo:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{fs} - T_{ss}) - (T_{fs} - T_{se})}{\ln \frac{(T_{fs} - T_{ss})}{(T_{fs} - T_{se})}}$$

Que en este caso:

$$1,53(51 - T_{fs}) = 0,13(T_{ss} - 10) = 0,074F \frac{(51 - T_{ss}) - (T_{fs} - 10)}{\ln \frac{(51 - T_{ss})}{(T_{fs} - 10)}}$$

Donde al resolver las iteraciones planteadas se encuentran las siguientes temperaturas:

$$T_{ss} = 30 \text{ }^\circ\text{C} \quad (\text{temperatura de salida del aire})$$

$$T_{fs} = 41 \text{ }^\circ\text{C} \quad (\text{temperatura de salida del fluido})$$

Siendo:

$$R = \frac{(T_{fe} - T_{fs})}{(T_{ss} - T_{se})} = \frac{(51^\circ\text{C} - 41^\circ\text{C})}{(30^\circ\text{C} - 10^\circ\text{C})} = 0,5$$

$$P = \frac{(T_{ss} - T_{se})}{(T_{fe} - T_{se})} = \frac{(30^\circ\text{C} - 10^\circ\text{C})}{(51^\circ\text{C} - 10^\circ\text{C})} = 0,48$$

Comprobando con la Figura 2.12 el valor de F, también puede obtenerse mediante la siguiente expresión:

$$F = \frac{\ln \frac{1-P}{1-RP}}{(R-1) \ln \left( \frac{R}{R + \ln(1-RP)} \right)} = \frac{\ln \frac{1-0,48}{1-0,5(0,48)}}{(0,5-1) \ln \left( \frac{0,5}{0,5 + \ln(1-0,5(0,48))} \right)} = 0,95$$

Resultado final:

$$P = 0,48 \qquad R = 0,5 \qquad F = 0,95$$

$$T_{ss} = 30^\circ\text{C} \quad T_{fs} = 41^\circ\text{C}$$

Por lo tanto el flujo de calor intercambiado es:

$$Q = U_0 A_0 F \Delta T_{lm} = 0,1 \frac{\text{kW}}{^\circ\text{C}} \times 0,95 \times \left( \frac{(51^\circ\text{C} - 30^\circ\text{C}) - (41^\circ\text{C} - 10^\circ\text{C})}{\ln \left( \frac{51^\circ\text{C} - 30^\circ\text{C}}{41^\circ\text{C} - 10^\circ\text{C}} \right)} \right)$$

$$Q = 2,6 \text{ kW}$$

Condiciones del aire a la salida de acuerdo con el diagrama sicrométrico:

$$T_{ss} = 30^\circ\text{C} \quad W_s = W_e = 0,0055 \frac{\text{kg}}{\text{kg}} \text{ as}$$

$$\phi_e = 30,00\% \qquad h_e = 34 \text{ kJ/kg as}$$

### 3.9 Caídas de presión en la tubería bajante al intercambiador.

Se realiza un cálculo comparativo de caídas de presión tanto en la tubería hacia abajo y en el intercambiador, luego comparamos si la caída de presión en los tubos vence a la del intercambiador, para este cálculo necesitamos conocer lo siguiente:

Longitud de la tubería de bajada	6 m	(19,6 <i>pies</i> )
Accesorios utilizados (codos)	3	
Intercambiador de calor (ALLEN, WALKER, & JAMES)	1	≈ 4 <i>codos</i>
Longitud equivalente codos 90 ° de cobre $\frac{1}{2}$ <i>pulgada</i>	1,7 <i>pies</i> *	
Caída de presión en tubería de cobre $\frac{1}{2}$ <i>pulgada</i>	1,06 <i>PSI</i>	/100 <i>pies</i> *
Caída de presión en tubería de cobre $\frac{5}{8}$ <i>pulgada</i>	0,4 <i>PSI</i>	/100 <i>pies</i> *

Datos de caída de presión se tomaron de las tablas de caídas de presión en tuberías y accesorios (Ver Tabla 1 Anexo). (Installer's Home Study Course, Water Quality Association, 2010)

#### Paso 1. Tubería de bajada:

- Longitud equivalente de 3 codos de cobre de  $\frac{1}{2}$  *pulgada*,

$$L_e = 3 \text{ codos} \times 1,7 \text{ pies} = 5,1 \text{ pies}$$

- Longitud real del tubo,

$$L_r = 19,6 \text{ pies}$$

- Longitud equivalente total,

$$L_t = 19,6 \text{ pies} + 5,1 \text{ pies} = 24,7 \text{ pies}$$

Para 0,3 *gpm* en un tubo de  $\frac{1}{2}$  *pulgada* la caída de presión es:

$$1,06 \text{ PSI} / 100 \text{ pies}$$

Entonces la carga total por fricción será:

$$Carga = 24,7 \text{ pies} \times 1,06 \text{ PSI} / 100 \text{ pies} = 0,26 \text{ PSI} \approx 0,15 \text{ mca}$$

Es evidente que la carga de la tubería de bajada es mayor que la del intercambiador de calor, entonces se concluye que la dimensión de tubos es la adecuada en este tramo del calefactor.

## **Paso 2. Intercambiador de calor:**

El intercambiador de calor equivale a cuatro codos. Entonces:

$$L_e = 4 \text{ codos} \times 1,7 \text{ pies} = 6,8 \text{ pies}$$

Para 0,3 *gpm* en un tubo de  $5/8$  pulgada la caída de presión es  $0,4 \text{ PSI} / 100 \text{ pies}$

Entonces la carga total por fricción será:

$$Carga = 6,8 \text{ pies} \times 0,4 \text{ PSI} / 100 \text{ pies} = 0,0272 \text{ PSI} \approx 0,01912 \text{ mca}$$

*Carga requerida total*

$$\begin{aligned} &= \text{Carga tubería bajada} + \text{Carga intercambiador} \\ &= 0,15 \text{ mca} + 0,019 \text{ mca} = \mathbf{0,17 \text{ mca}} \end{aligned}$$

El nivel libre del tanque termo acumulador es de 4,60 m, por tanto, la carga disponible supera a la carga requerida garantizando en todo momento la operación satisfactoria de la instalación.

### **3.10 Simulación de colector y tanque termoacumulador**

El software Escosol SD1, es proporcionado por la empresa SALVADOR ESCODA, dedicada a la producción en serie de sistemas solares de calefacción de agua y ambientes, mismo que permite analizar y simular el comportamiento de sistemas solares previo a su construcción. Dado el alto costo de este software, solamente se ha podido acceder al demo, lo que repercute en que solamente se pueda simular de forma limitada el comportamiento de los colectores y del acumulador térmico.

Al iniciar la simulación, el primer paso que solicita el software, es introducir los datos de la temperatura promedio mensual existente en el sector (ver figura 3.3)

The screenshot shows a software window titled 'Simulación'. At the top, there are navigation buttons: '< Anterior', 'Siguiete >', and 'Anular'. Below these are two tabs: 'Propiedades de simulación' (selected) and 'Datos meteorológicos'. The 'Propiedades de simulación' section contains a 'Período simulado' dropdown set to 'Un mes'. Underneath, there are input fields for 'Duración' (set to 'Un mes'), 'Inicio' (745 h), and 'Fin' (1416 h). To the right, there are date selection fields for 'Mes' (Febrero), 'Día' (01), and 'Hora' (01) for the start, and 'Mes' (Febrero), 'Día' (28), and 'Hora' (24) for the end. Below these is a 'Paso de tiempo utilizado durante la simulación' field set to '1 h' and a checkbox 'Trazar las curvas de simulación en una gráfica' which is unchecked. The 'Agua fría' section has two radio buttons: 'El programa genera automáticamente la temperatura' (unchecked) and 'Usar las temperaturas medias mensuales (°C)' (checked). Below this is a table of monthly average temperatures in degrees Celsius:

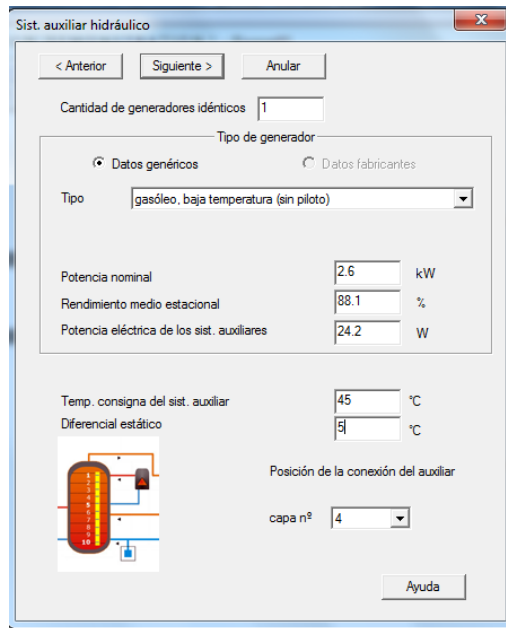
Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio
20	21	23	22	21	22
Julio	Agos.	Sept.	Oct.	Nov.	Dic.
23	22	21	20	22	20

At the bottom of the window, there are two buttons: 'Definir un entomo...' and 'Ayuda'.

**Figura 3.3 Simulación**

Fuente. (ESCODA)

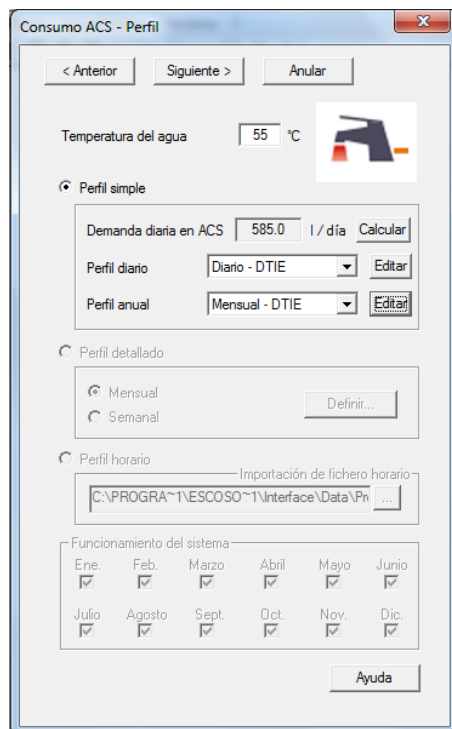
Seguidamente, nos solicita determinar un sistema auxiliar en caso de no contar con la energía solar (ver figura 3.4)



**Figura 3.4 Sistema auxiliar hidráulico**

Fuente. (ESCODA)

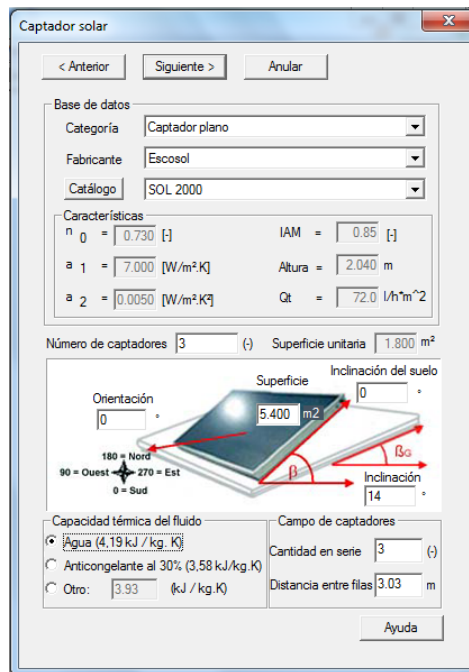
Posteriormente introducimos la cantidad de agua que deseamos calentar, y a que temperatura la requerimos (ver figura 3.5).



**Figura 3.5 Consumo ACS**

Fuente. (ESCODA)

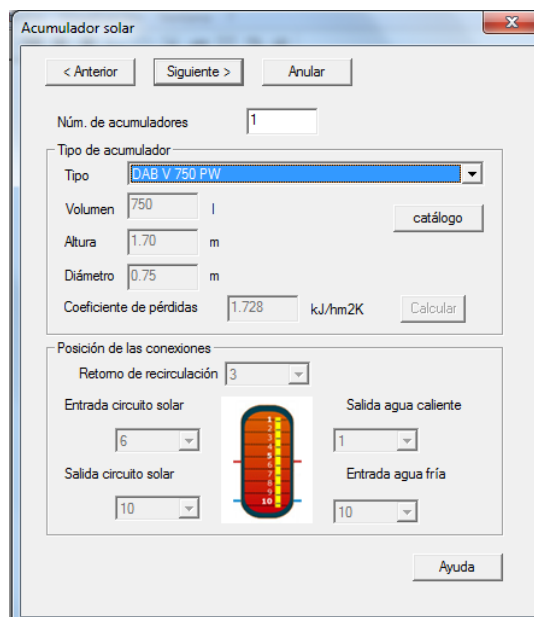
A continuación se procede a la selección del tipo de colector, se elige el colector de placa plana SOL 2000 dado que su diseño se acerca a la realidad del colector construido (ver figura 3.6).



**Figura 3.6 Captador Solar**

Fuente. (ESCODA)

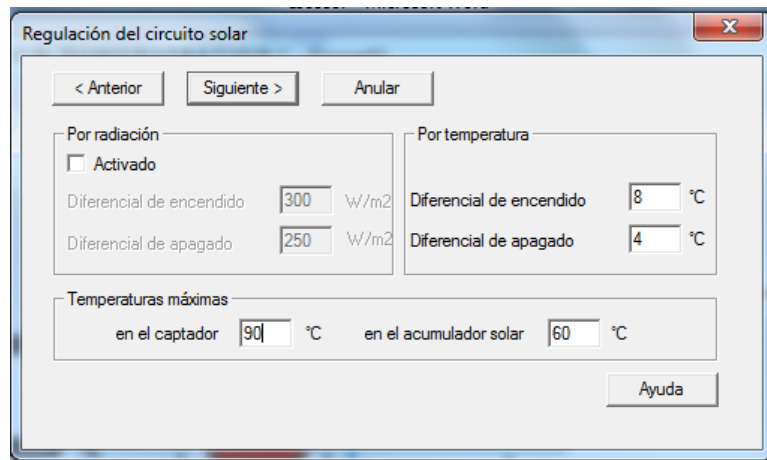
Seguidamente se selecciona el acumulador térmico; el DAB V 750 PW ha sido el seleccionado dado su afín con el construido. El software automáticamente señala los datos correspondientes del acumulador (ver figura 3.7).



**Figura 3.7 Acumulador Solar**

Fuente. (ESCODA)

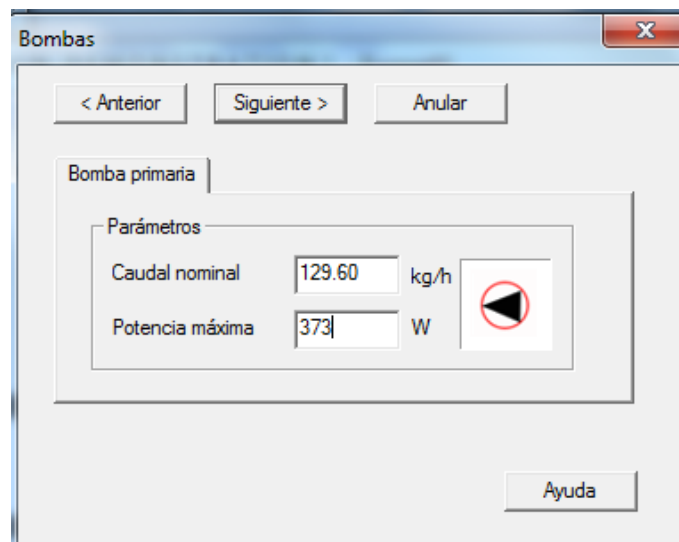
El paso siguiente es para establecer la temperatura en el captador y en el acumulador (ver figura 3.8).



**Figura 3.8 Regulación del circuito Solar**

Fuente. (ESCODA)

En vista de que el software no contempla una circulación del fluido no forzada, solicita introducir los datos de la bomba requerida, para realizar la circulación desde el colector hasta el acumulador (ver figura 3.9).

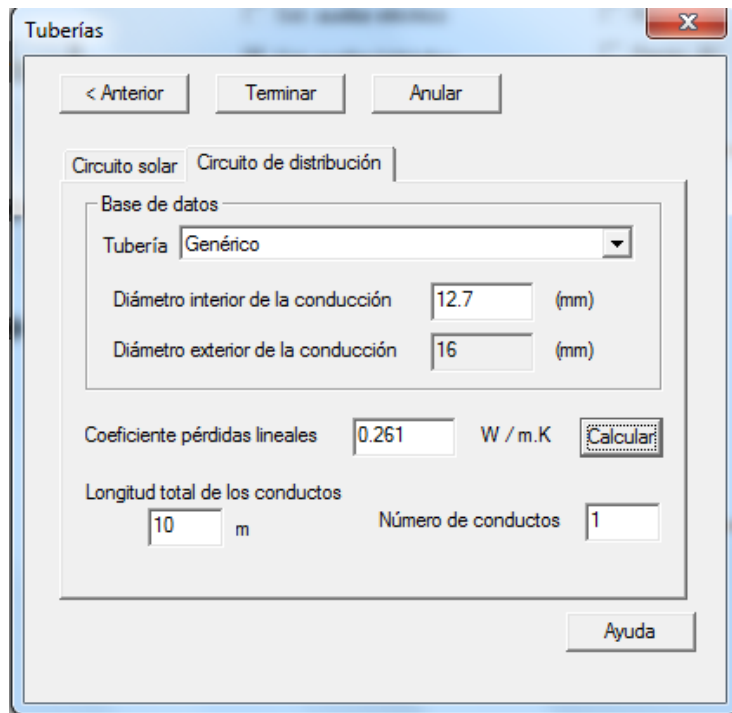


**Figura 3.9 Bomba**

Fuente. (ESCODA)



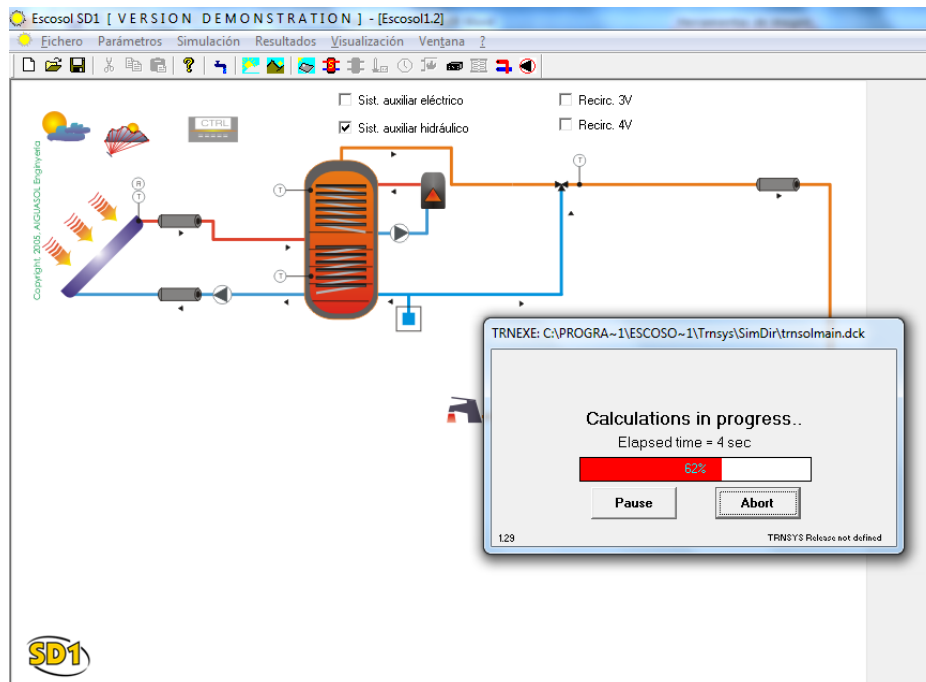
Finalmente seleccionamos el tipo de tubería con sus respectivos diámetros y longitudes (ver figura 3.10).



**Figura 3.10 Tuberías**

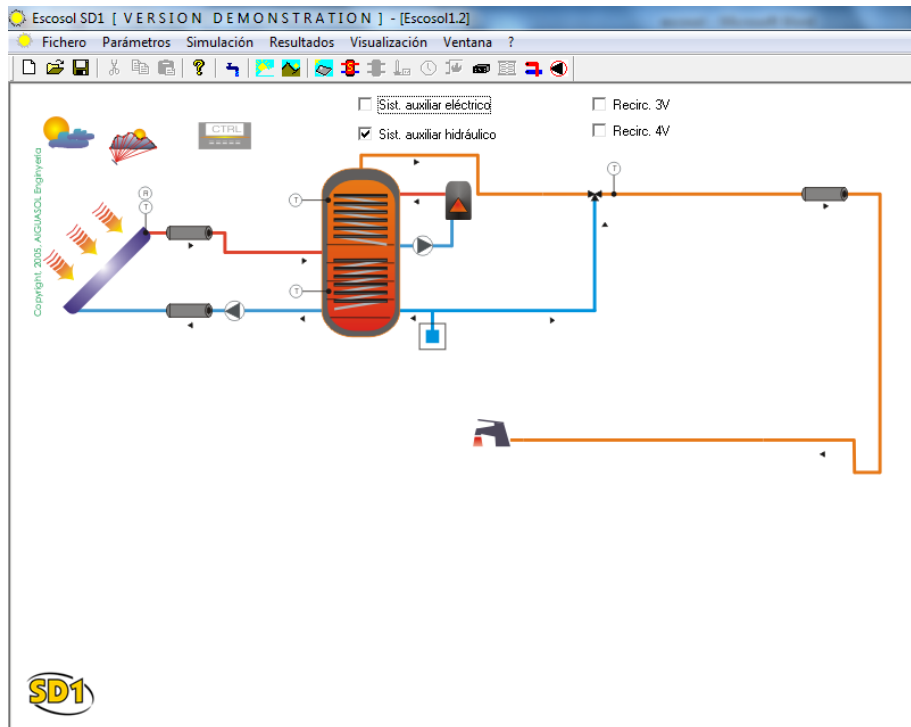
Fuente. (ESCODA)

Una vez que se han introducido todos los datos correspondientes, procedemos a la simulación del sistema (ver figura 3.11, 3.12).



**Figura 3.11 Simulación en proceso**

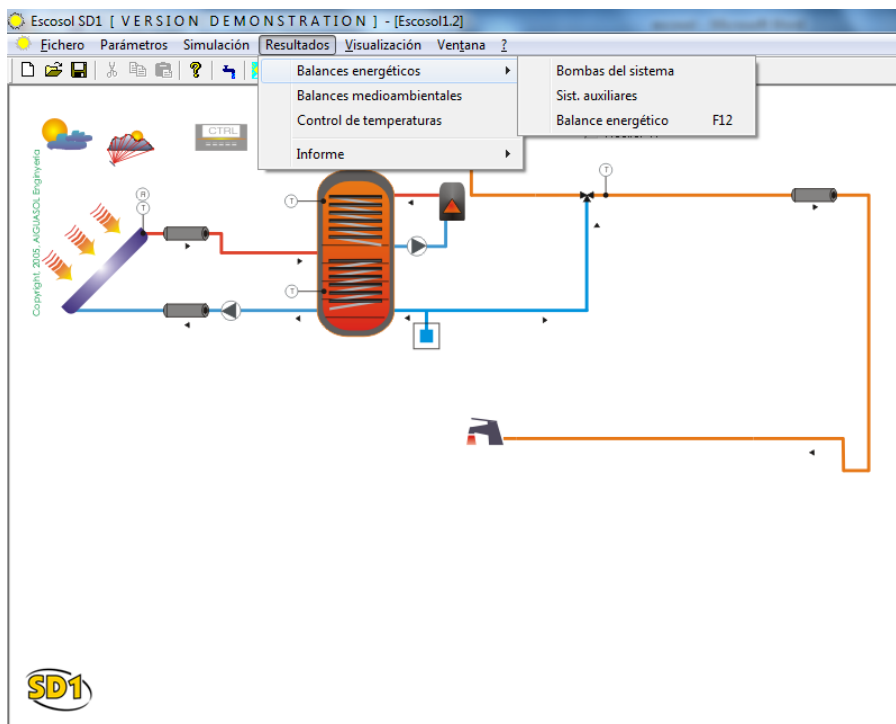
Fuente. (ESCODA)



**Figura 3.12 Simulación en proceso**

Fuente. (ESCODA)

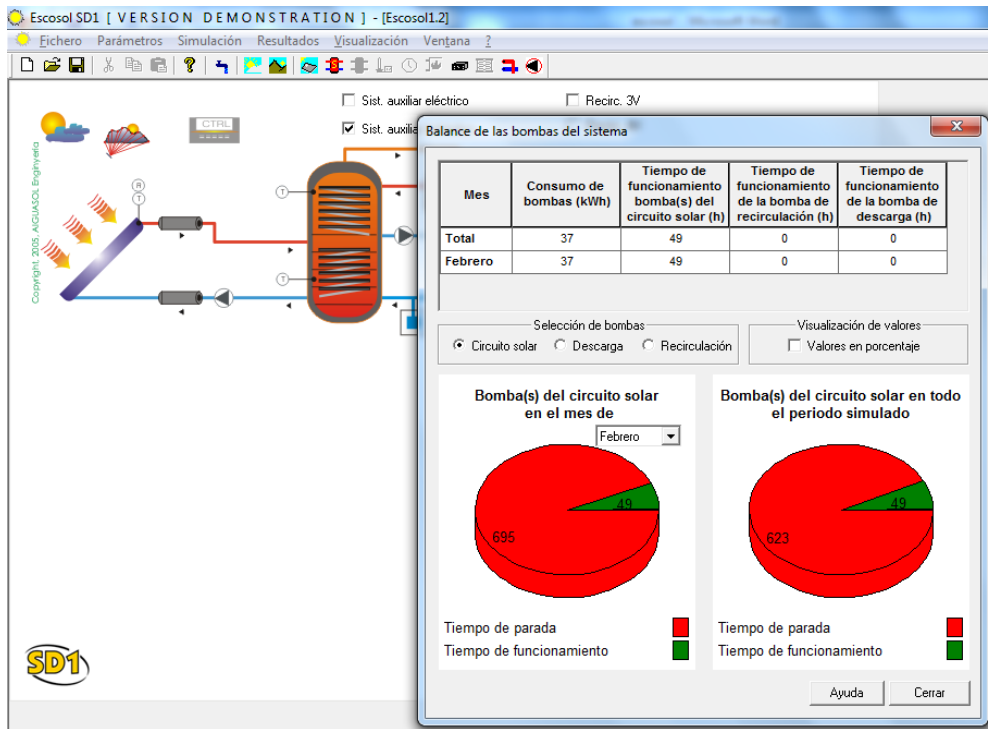
Finalmente se procede a la revisión de los resultados (ver figura 3.13):



**Figura 3.13 Resultados**

Fuente. (ESCODA)

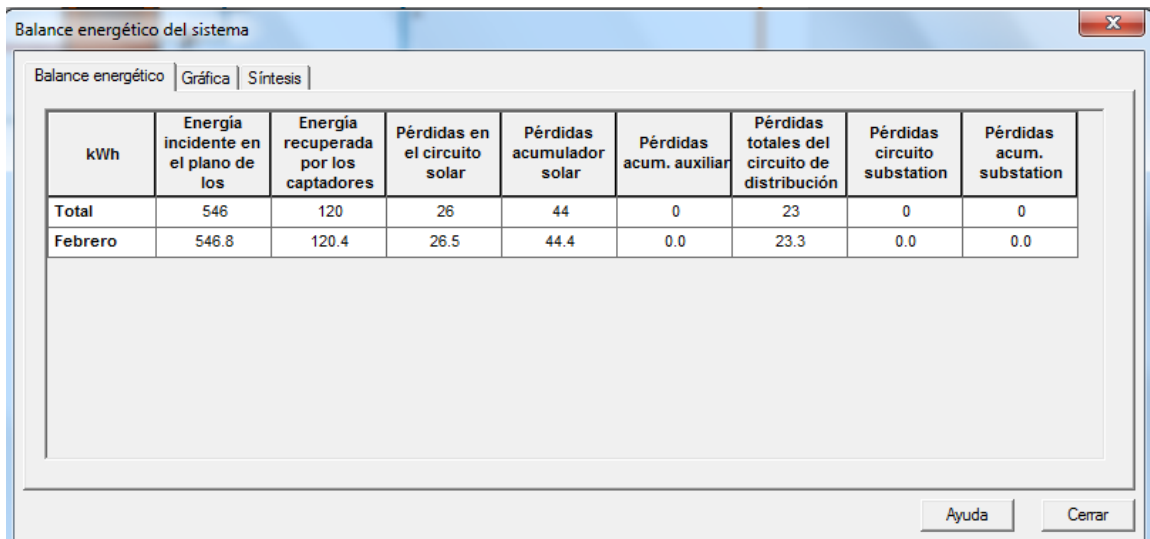
Balance de la Bombas del sistema (ver figura 3.14).



**Figura 3.14** Balance de Bombas

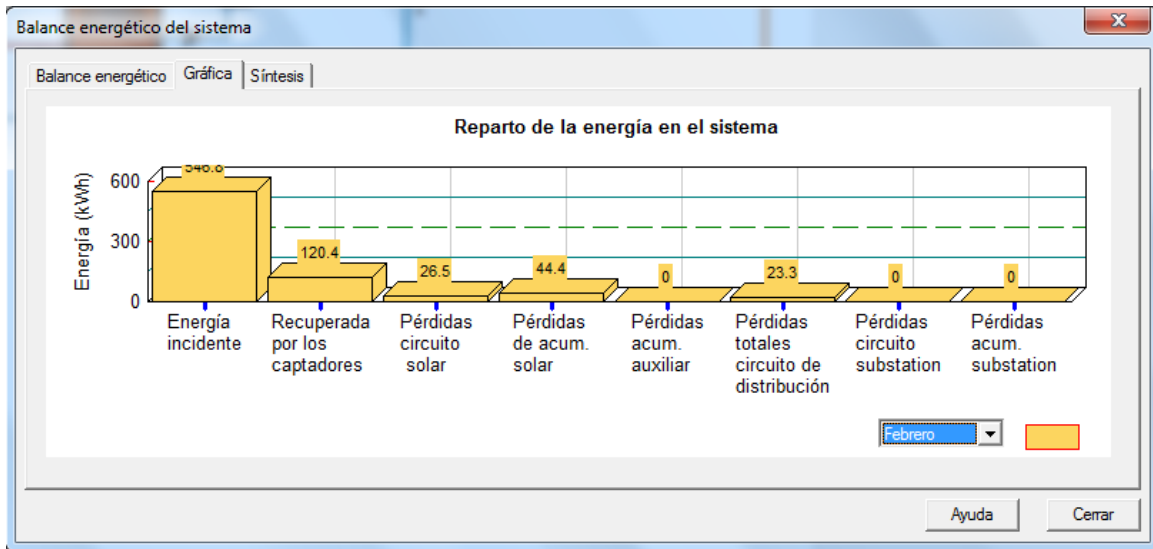
Fuente. (ESCODA)

Balance energético del sistema (ver figura 3.15, 3.16):



**Figura 3.15** Balance energético

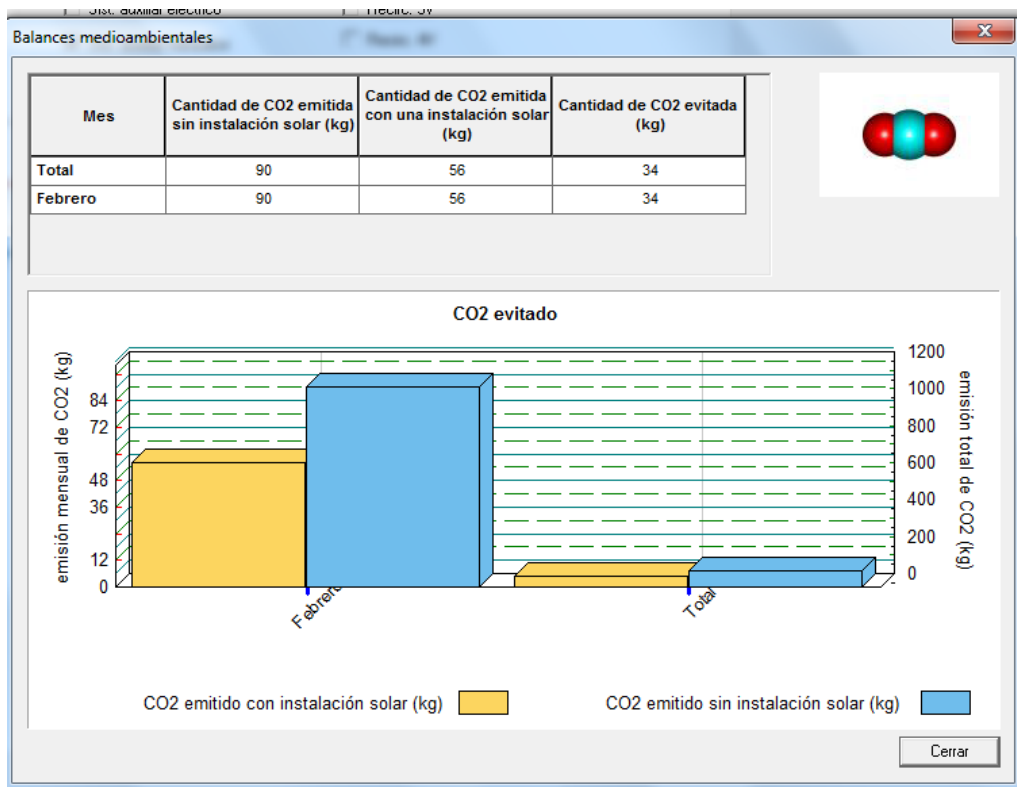
Fuente. (ESCODA)



**Figura 3.16 Balance energético**

Fuente. (ESCODA)

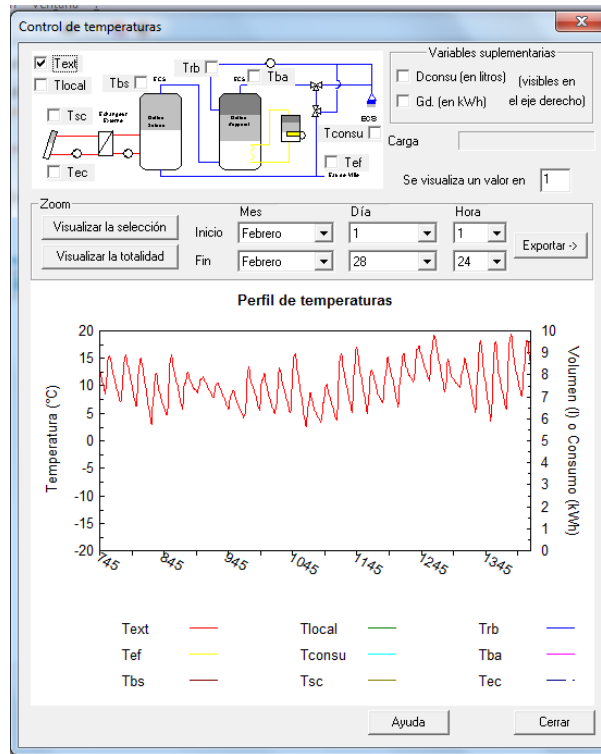
Balance medio ambiental (ver figura 3.17).



**Figura 3.17 Balance medio ambiental**

Fuente. (ESCODA)

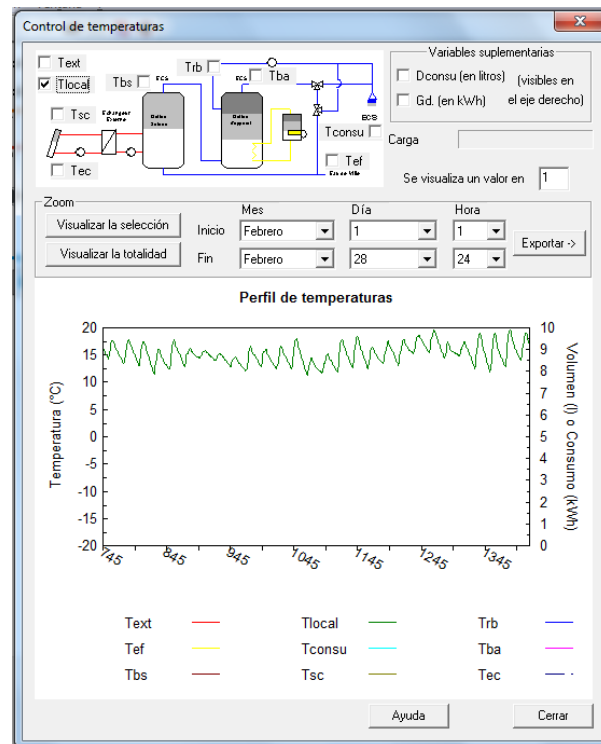
Control de temperaturas.  $T_{ext}$  (Temperatura exterior) ver figura 3.18.



**Figura 3.18** Control de temperaturas

Fuente. (ESCODA)

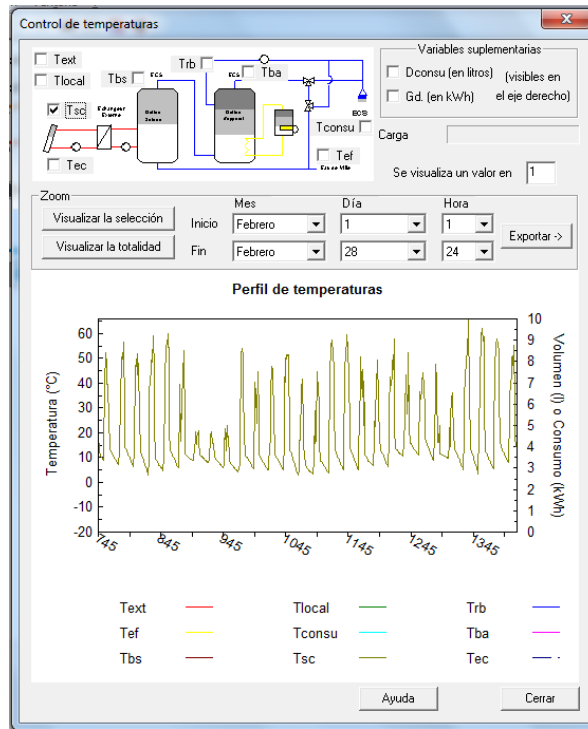
Control de temperaturas.  $T_{local}$  (Temperatura sala de máquinas) ver figura 3.19.



**Figura 3.19** Control de temperaturas

Fuente. (ESCODA)

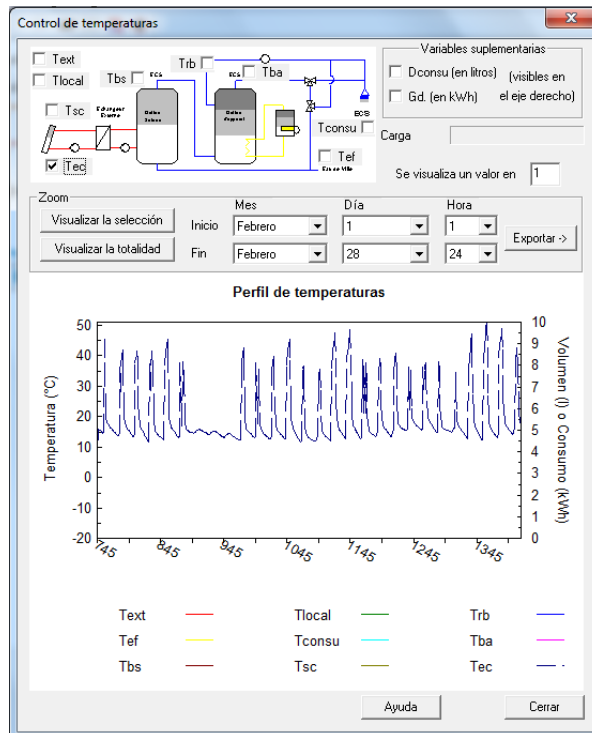
Control de temperaturas.  $T_{sc}$  (Temperatura a la salida de los captadores) ver figura 3.20.



**Figura 3.20** Control de temperaturas

Fuente. (ESCODA)

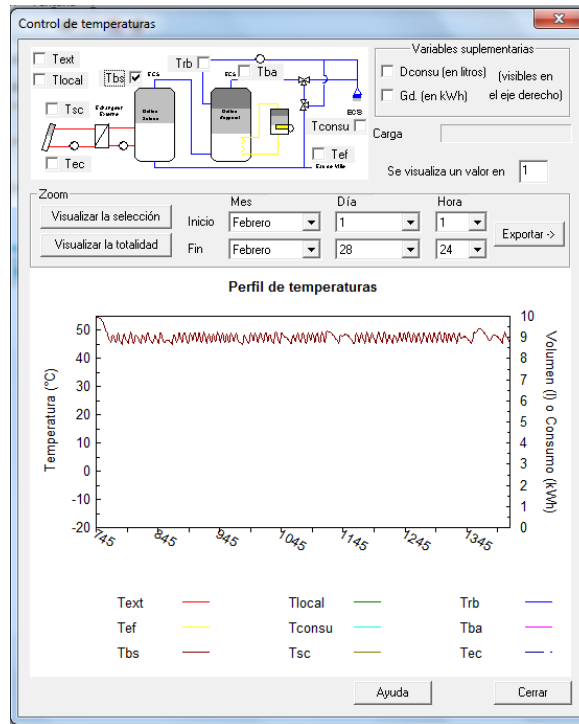
Control de temperaturas.  $T_{rb}$  (Temperatura de retorno del circuito de recirculación) ver figura 3.21.



**Figura 3.21** Control de temperaturas

Fuente. (ESCODA)

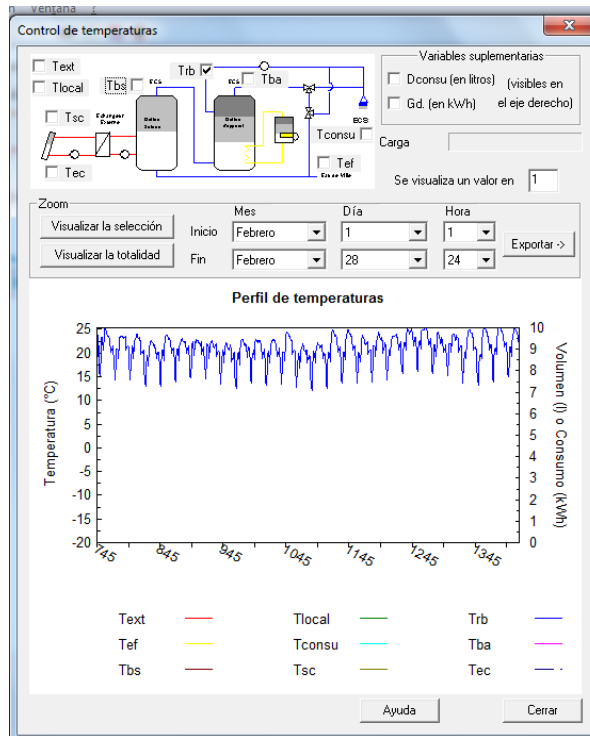
Control de temperaturas.  $T_{bs}$  (Temperatura de salida acumulador solar) ver figura 3.22.



**Figura 3.22** Control de temperaturas

Fuente. (ESCODA)

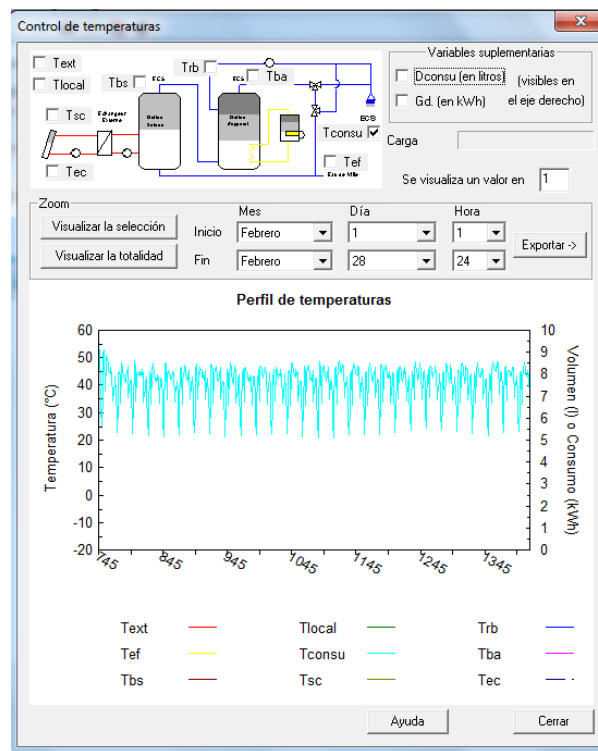
Control de temperaturas.  $T_{ec}$  (Temperatura entradas de captadores) ver figura 3.23.



**Figura 3.23** Control de temperaturas

Fuente. (ESCODA)

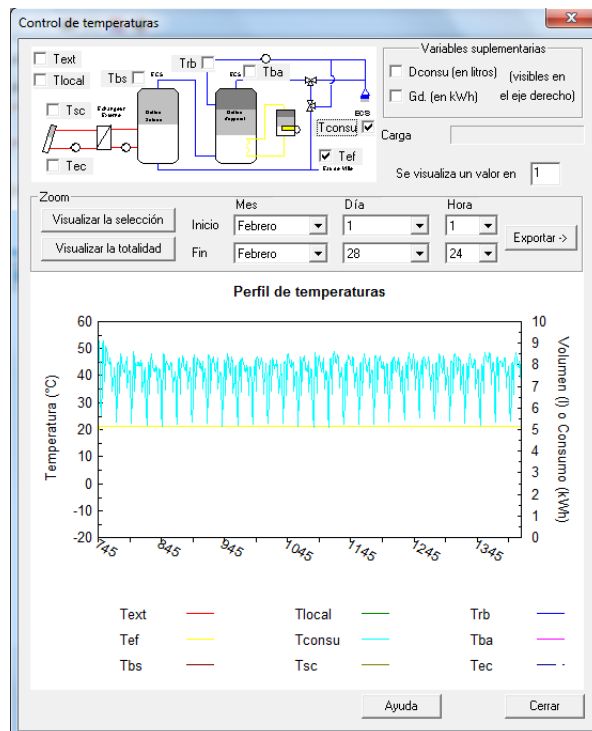
Control de temperaturas.  $T_{\text{consu}}$  (Temperatura en el punto de consumo) ver figura 3.24.



**Figura 3.24** Control de temperaturas

Fuente. (ESCODA)

Control de temperaturas.  $T_{\text{ef}}$  (Temperatura del agua fría) ver figura 3.25.



**Figura 3.25** Control de temperaturas

Fuente. (ESCODA)



### 3.11 Valoración Económica

#### 3.11.1 Costo del sistema

La estructura del sistema consta de los siguientes componentes, con sus respectivos precios:

**Tabla 3.2** Valoración Económica (precios enero 2010, Internet, Disensa Loja)

<b>VALORACIÓN ECONÓMICA</b>			
<b>Descripción</b>	<b>Costo unitario</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Total</b>
Codos polimex de 1"	0,90	10,00	9,00
Tee polimex a de 1" x 1"	1,20	4,00	4,80
Uniones universales polimex de 1"	2,00	7,00	14,00
Tapón polimex de 1"	0,80	4,00	3,20
Válvula de bola de 1"	12,00	1,00	12,00
Bushing polimex de 1"	2,50	5,00	12,50
Tubería polimex de 1"	19,00	1,00	19,00
Bushing polimex de 1 a ½ "	2,50	5,00	12,50
Tubería polimex de ½ "	10,00	1,00	10,00
Lana de vidrio (5 cm)	5,00	6,00	30,00
Lana de vidrio (3 cm)	4,00	6,00	24,00
Brocha 1"	2,00	1,00	2,00
Cemento de contacto	0,75	2,00	1,50
Silicona ABRO	3,80	1,00	3,80
Roscadora para tubería ½ ", 1"	1,00	25,00	25,00
Estructura del colector	80,00	1,00	80,00
Estructura del tanque termo acumulador	150,00	1,00	150,00
Placa del colector de cobre	200,00	2,00	400,00
Plástico cobertor 2mx2m	1,00	2,00	2,00
Plástico negro 1,50 m	1,30	7,00	9,10
Diluyente	1,50	1,00	1,50
Esmalte aluminio 1/4 litro	1,50	2,00	3,00
Vidrio 4mm, 0.8x1.70m	10,00	2,00	20,00
Plancha de aluminio (2 x 1)m		1,00	200,00

Masilla epóxica Rally	2,00	1,00	2,00
Tubería de cobre rígida ½"	30,00	1,00	30,00
Codos de cobre ½"	1,80	19,00	34,20
Tee de cobre ½"	1,80	2,00	3,60
Suelda de aluminio	1,00	5,00	5,00
Otros (copias, impresiones, etc.)	80,00	1,00	80,00
Ventilador 25 watt	25,00	1,00	25,00
Soldaduras en cobre y plancha galvanizada	120,00	1,00	120,00
Tanque Acumulador Térmico	800,00	1,00	800,00
Mano de Obra	800,00	1	800,00
		<b>TOTAL</b>	<b>2 948,70</b>

Fuente: (PEÑA & TENECELA, 2010)

### 3.11.2 Comparaciones económicas del sistema solar con una caldera de Diesel, un quemador de gas y un tanque eléctrico.

Para el presente análisis se utilizó la metodología propuesta por la Fundación Suiza de cooperación para el desarrollo técnico. (SWISSCONTACT, 2009).

#### a. Sistema solar

**Tabla 3.3** Características sistema solar

Eficiencia del sistema solar	53 %
Radiación promedio por año	850 W/m <sup>2</sup>
Costo inicial sistema solar:	\$ 1 500
Costo promedio de mantenimiento por mes	\$ 10
Vida útil del sistema solar	180 meses

Fuente: (PEÑA & TENECELA, 2010)

$$\text{Costo mensual} = \frac{\text{costo inicial} \times \text{costo mantenimiento}}{\text{vida util (meses)}}$$

$$\text{Costo mensual} = \frac{\$ 1 500 + 180 (\$ 10)}{180} = \$ 18,3$$

#### b. Sistema a diesel

**Tabla 3.4** Características del sistema diesel

Eficiencia de una caldera a diesel	70 %
------------------------------------	------

Poder calorífico de diesel	11,7 kWh/kg
Peso específico de diesel	0.765 kg/L.
Costo de diesel por Lit.	\$ 23
Costo inicial del sistema con caldera	\$ 4 500
Costo promedio de mantenimiento por mes	\$30
Vida útil de la caldera	180 meses

Fuente: (PEÑA & TENECELA, 2010)

### Consumo de diesel por mes:

$$\text{Consumo mensual} = \frac{\text{demanda} \times 30 \text{ días}}{\text{poder calorífico del diesel} \times \text{eficiencia}}$$

$$\text{Consumo mensual} = \frac{22,12 \text{ kWh (30 días)}}{11,7 \frac{\text{kg}}{\text{kg}} (0,7)} = 81 \frac{\text{kg}}{\text{mes}}$$

### Costo del diesel

$$\text{Costo diesel} = \frac{\text{Consumo diesel} \times \text{costo diesel}}{\text{Peso específico diesel}}$$

$$\text{Costo diesel} = \frac{81 \frac{\text{kg}}{\text{mes}} \times \$0,23}{0,765 \frac{\text{kg}}{\text{Lit}}} = \$ 24,35$$

### Costo total del sistema

$$\text{Costo total} = \frac{\text{costo inicial} + \text{consumo diesel} + \text{costo mtto en 180 meses}}{180 \text{ meses}}$$

$$\text{Costo tot} = \frac{\$ 4500 + (\$ 24,35 \times 180) + (\$ 30 \times 180)}{180}$$

$$\text{Costo tot} = \$ 79,35/\text{mes}$$

### c. Sistema quemador de gas

**Tabla 3.5.** Características de un sistema de generación de agua caliente con un quemador de gas

Eficiencia de un quemador de gas	85%
Poder calorífico de gas	13.7 kWh/kg
Peso específico de gas	0.54 kg/Lit.
Costo de gas por Lit.	\$ 0,12
Costo inicial del sistema con gas (quemador, tanque):	\$ 1500

Costo solo quemador de gas	\$ 430
Costo promedio de mantenimiento por mes	\$ 10
Vida útil del quemador	7.5 años

Fuente: (PEÑA & TENECELA, 2010)

#### Consumo de gas por mes:

$$\text{Consumo mensual} = \frac{\text{demanda} \times 30 \text{ días}}{\text{poder calorífico del gas} \times \text{eficiencia quemador}}$$

$$\text{Consumo mensual} = \frac{22,12 \text{ kWh} (30 \text{ d})}{13,7 \frac{\text{kg h}}{\text{kg}} (0,85)} = 57 \text{ kg/mes}$$

#### Costo mensual del gas

$$\text{Costo mensual} = \frac{57 \text{ kg} \times \$ 0,12}{0,54 \frac{\text{kg}}{\text{Lt}}} = \$ 12/\text{mes}$$

#### Costo total del sistema:

$$\text{Costo tot} = \frac{\$ 1930 + (180 \times \$ 12) + (180 \times \$ 10)}{180} = \$ 32,7 /\text{mes}$$

#### d. Sistema eléctrico

**Tabla 3.6.** Características de un sistema de generación de agua caliente con un tanque eléctrico:

Eficiencia de una resistencia eléctrica:	98 %
Costo de electricidad por kWh	\$ 0,16
Costo inicial del tanque eléctrico (80 Gls.)	\$ 450
Costo promedio de mantenimiento por mes:	-
Vida útil del tanque eléctrico	15 años

Fuente: (PEÑA & TENECELA, 2010)

#### Consumo de electricidad por mes:

$$\text{Consumo por mes} = \frac{\text{demanda} \times 30 \text{ días}}{\text{Eficiencia de la resistencia eléctrica}}$$

$$\text{Consumo por mes} = \frac{22,12 \text{ kWh} \times 30 \text{ d}}{0,98 \%} = 677 \text{ kWh/mes}$$

#### Costo de electricidad por mes:

*costo electricidad = consumo electrico x costo de electricidad*

*costo electricidad = 677 kWh x \$ 0,16 = \$ 108*

**Costo total del sistema:**

*Costo total =  $\frac{\text{costo inicial x consumo electrico en 180 meses}}{180 \text{ meses}}$*

*Costo total =  $\frac{\$ 450 + (180 \$ 108)}{180} = \$ 110,5$*

**Tabla 3.7.** Costos por mes durante 15 años de diferentes sistemas de calentamiento de agua.

<b>Costo del sistema solar por mes</b>	<b>\$ 18,3</b>
<b>Costo del sistema con caldera de Diesel por mes</b>	<b>\$ 79,3</b>
<b>Costo del sistema con quemador de gas por mes</b>	<b>\$ 32,7</b>
<b>Costo del sistema con tanque eléctrico por mes</b>	<b>\$ 110,5</b>

**Fuente:** (PEÑA & TENECELA, 2010)

Se puede evidenciar, el sistema propuesto es el más económico, en cuanto a costo por mantenimiento y adquisición del sistema, sin resaltar el hecho de que también resulta amigable con el medio ambiente.

Es importante también recalcar que la utilización de combustibles fósiles (diesel, gas) para el calentamiento de agua para la demanda de diseño establecida, *emite 6 067 kg de CO<sub>2</sub>*, razón suficiente para optar por el sistema de calefacción solar.

### **3.11.3 Marco regulatorio legal**

La actual Constitución de la República del Ecuador en su artículo 413, manifiesta: “El estado promoverá la eficiencia energética, el desarrollo y uso de prácticas y tecnologías ambientalmente limpias y sanas, así como de energías renovables, diversificadas, de bajo impacto y que no pongan en riesgo la soberanía alimentaria, el equilibrio ecológico de los ecosistemas ni el derecho al agua”.

En base a este artículo constitucional se comprueba la legitimidad y aplicabilidad de nuestro proyecto.

## **CAPITULO IV PRESENTACIÓN DE RESULTADOS, CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

---

### **4.1 Discusión**

De acuerdo a la demanda del local tipo (2,67 kW), calculada para la implementación del calefactor, se ha podido determinar que el sistema satisface las necesidades pertinentes, entregando una potencia en el intercambiador de 2,6 kW.

El volumen de agua requerido en el sistema es 600 litros, y la temperatura que entrega el colector es de 53 °C.

La temperatura de salida del aire es de 30 °C, cierto es que la necesidad del sistema solicita 23 °C, pero se acepta dado que el comportamiento del ciclo del aire es todo un nuevo proceso de intercambio de calor, mismo que va a generar una variación en esa temperatura, en las recomendaciones se detalla el realizar un estudio al respecto.

El cálculo y diseño se dio en el plazo programado, sin embargo el mayor inconveniente radica en que la mayoría de la información está en inglés y en algunos casos es pagada, además las correlaciones de transferencia de calor son aplicadas en condiciones muy específicas, por lo cual la revisión de literatura es muy extensa y tediosa.

## 4.2 Conclusiones

- Se realizó una investigación documental donde se sistematizó toda la información al alcance posible con respecto a los sistemas de calefacción de aire solares con principio de termosifón.
- En vista de que el sistema requiere de una unión de diferentes componentes como: el colector de placa plana, el tanque termo acumulador, y el intercambiador de calor, se requiere de un estudio y dominio excelente acerca de las metodologías de diseño de cada uno de ellos, ya que se puede considerar que son sistemas con diferentes principios.
- Se realizó el cálculo, dimensionamiento y selección de los componentes de un calefactor de aire solar con termosifón.
- La implementación de este tipo de sistemas que usan la energía solar, es muy beneficiosa para el Ecuador, dada su crisis energética, además de ser sostenibles, y por su bajo costo en función de su vida útil.
- Para la construcción del calefactor se utilizó una placa colectora acanalada, ya que la bibliografía demuestra que cuanto mayor área de transferencia de calor exista, mayor será la eficiencia.

### **4.3 Recomendaciones**

- Estudiar la posibilidad de implementar no solamente el sistema propuesto, ya que existen otras alternativas que de igual forma, se pueden ajustar a las condiciones de la ciudad de Loja.
- Seguir estudiando la tecnología del Panel Solar Híbrido hasta su comercialización y posible adquisición para los fines de la calefacción sostenible.
- Una alternativa al momento de incorporar un sistema de este tipo sería una selección de los componentes ofertados en el mercado, puesto que son mejor diseñados ya que empresas multinacionales han profundizado más sus estudios, dado la alta demanda que existe.
- Se podría continuar el proceso investigativo a través de una tesis que proponga mejorar el sistema mediante la automatización del funcionamiento del calefactor y profundizar el estudio del ciclo del aire.
- Utilizar este tipo de tecnologías no solo en calefacción domiciliaria, sino en procesos como el secado granos, madera, etc.
- Para mejorar la captación de energía en el colector se podría implementar placas reflectoras planas a los lados.



## **Bibliografía**

### **Libros**

ABLIS, S. e. (2004). "Reaction Activity of CaO particles prepared by calcinations os some CaCO<sub>3</sub> materials". S:L.

ALLEN, J., WALKER, J., & JAMES, J. *Calefacción y acondicionamiento de aire*. Labor S.A, España, 1956.

ASHRAE. (2001). *Fundamental Handbook*. . Atlanta. EUA.

BELL, A. A. (2007). *Equations Data and Rules of Thumb (2da Ed. ed.)*. CHICAGO: McGraw-Hill Professional.

Carrier. ( 1966). *Design Data, Design Standard*. La Habana, Cuba: Edición Revolucionaria.

CASTILLO, J. (16 de Enero de 2010). La crisis energética en el Ecuador. *El Universo* , pág. 6A.

CRUZ FONTICIELLA, O. M. (10 de Enero de 2010). Calefacción Nocturna. Santa Clara, Cuba: UCLV.

DUFFIE, J., & BECKMAN, W. (1980). *Solar Engineering of Thermal Process*. New York. EUA.: Wiley and Sons. Cap VI.

ENERGÍA. (1987). *Sistemas solares para el calentamiento del agua empleando la circulación termosifónica*. Habana.

Francois Rozis, J. y. (1997). *Calefacción solar para regiones frías*. Lima: ITDG - Perú.

GUEVARA, S., & OPS/CEPIS, U. . (2003). Teoría para el diseño de calentadores de agua.

HOLMAN, J. (1999). *TRANSFERENCIA DE CALOR* . MEXICO: COMPAÑÍA EDITORIAL CONTINENTAL, S.A. DE C.V.

HOTEL, H. C. (1942). *Perfomance of Flat-Plat Solar Heat Collectors*.

INAMHI. (s.f.). *Instituto Nacional de meteorología en Hidrología*.

INCROPERA, F. y. (1999). *Fundamentos de Transferencia de Calor*. (4ta edición ed.). México: Prentice Hall.

INCROPERA, F., & DEWITT, D. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor*. México: Prentice Hall. Cap VII.

Kern, D. Q. (1999). *Procesos de Transferencia de Calor*. Mexico: COMPAÑÍA EDITORIAL CONTINENTAL, S.A. DE C.V.

KLEIN, S. A. (1977). *Solar Energy*.

MONSERRAT, J., & RUIZ, R. (1989). "HNT89.exe, cálculo de la hoja de necesidades térmicas para locales" Laboratorio Termomotecnía, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, Universidad Politécnica de Cataluña. Barcelona, Cataluña, España.

OROZCO HINCAPIE, C. A. (1993). *Elementos de Ingeniería Solar*. Pereira, Colombia: Publicaciones U.T.P.

PÁVLOV, K. F. (1981). *Problemas y ejemplos para el curso de operaciones básicas y aparatos en tecnología química*. Moscú: Mir.

PINAZO, J. (1995). *Manual de climatización, Tomo I: Transformaciones psicrométricas* (Vol. (Volumen I)). Valencia: Servicio de Publicaciones.

SWISSCONTACT, F. S. (2009). *INGENIERÍA SOLAR*, 73.

TORRELLA, E. e. (2002). *INGENIERÍA TÉRMICA, EJERCICIOS RESUELTOS DE TRANSMISIÓN DE CALOR*. VALENCIA, ESPAÑA: U.P.V.

VILLACIS, A. y. (2008). *Memorias del Instituto Oswaldo Cruz* (Vol. 103). Río de Janeiro.

YUNUS, A., & CENGEL. *Transferencia de Calor*.

ZEVENHOVEN, R. ,. (2009). recovery of heat thermal infra-red radiation: the role of heat conduction and convection, window material and lay-out. s.l.:ECOS 2009

## **Tesis**

SAMANIEGO, C. y. (2009). "*Cálculo, diseño y construcción de una cocina solar accionada con aceite termicomediante el principio de termosifón*". Loja.

## **Sitios Web**

Installer's Home Study Course, Water Quality Association. (10 de Enero de 2010). [www.agualatinoamerica.com](http://www.agualatinoamerica.com). Recuperado el 20 de Enero de 2010.

Energía Natural. (2009?). Recuperado el 13 de Diciembre de 2009, de <http://www.energianatural.com.ar/cs-ac01.html>.

Ingeniería Energética General. (2009). *Demanda Térmica. Cálculo Rápido*. Recuperado el 22 de Diciembre de 2009, de [http://www.energianow.com/herramientas\\_tools.html](http://www.energianow.com/herramientas_tools.html)

Department of Mechanical Engineering Technical University of Denmark. (2001). *CoolPack*. Recuperado el 27 de Diciembre de 2009, de [www.et.dtu.dk/coolpack](http://www.et.dtu.dk/coolpack)

*Lynx Solar*. (2009). Recuperado el 20 de Diciembre de 2009, de <http://lynxsolar-es.com/>

LUGO, C. (2009?). *Transferencia de calor - Monografías.com*. Recuperado el 18 de Diciembre de 2009, de [www.monografias.com](http://www.monografias.com) › Ingeniería

LOPEZ, Luis. (200-). *Panel solar híbrido fotovoltaico/térmico con incremento de eficiencia en sistema fotovoltaico*. Recuperado el 20 de Diciembre de 2009, de [http://www.panelsolarhibrido.es/archivos/panel solar híbrido fotovoltaico.Pdf](http://www.panelsolarhibrido.es/archivos/panel%20solar%20h%C3%ADbrido%20fotovoltaico.Pdf)

ESCUELA Técnica Superior de Ingeniería Industrial (Perú). (20 de agosto de 2007). *Principios fundamentales de paredes trombe y chimeneas solares*. Recuperado el 18 de diciembre de 2009, de disponible en: <http://repositorio.bib.upct.es/dspace/bitstream/10317/153/4/Cap%C3%ADtulo%202.pdf>

SERVICIO Nacional de Capacitación para la Industria de la Construcción (PERÚ). (2004?). *Como convertir una pared en un calefactor solar*. Recuperado el 18 de Diciembre de 2009, de <http://seminario-polu/Sencico.pdf>

# Anexos

---

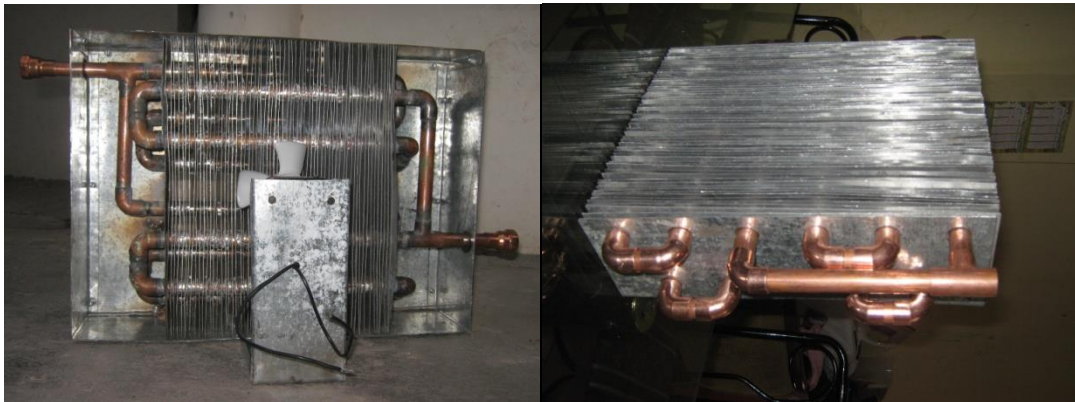
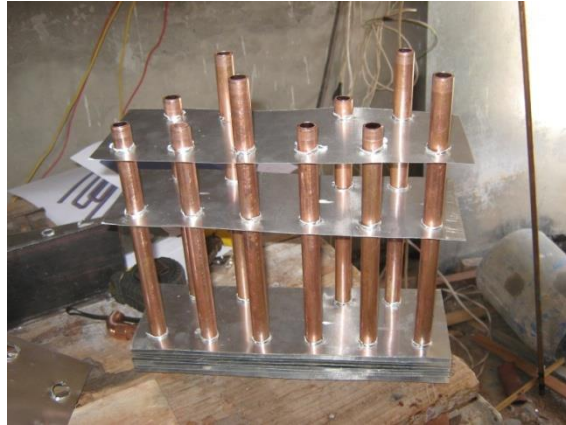






Tabla 1 Anexo. Caída de presión

**Pérdida de Presión en Racores Roscados Comunes Expresada en Pies Equivalentes de Tubería o Tubo**

<b>Tamaño Nominal de Conexión</b>	<b>1/2"</b>	<b>5/8"</b>	<b>3/4"</b>	<b>1"</b>	<b>1-1/4"</b>	<b>1-1/2"</b>	<b>2"</b>
Entrada o Salida del Tanque	0.9	1.0	1.2	1.5	2.0	2.3	2.9
Empalme o Unión	.35	.40	.44	.56	.74	.86	1.10
Codo Estándar	1.7	1.9	2.1	2.6	3.5	4.1	5.2
Te Igual	1.11	1.2	1.4	1.8	2.3	2.7	3.5
Te Salida Lateral	3.3	3.7	4.2	5.3	7.0	8.1	10.4
Válvula Esfera, Abierta	18.6	19.5	23.1	29.4	38.6	45.2	58.0
Válvula Compuerta, Abierta	.35	.40	.44	.56	.74	.86	1.10

Fuente. (Installer's Home Study Course, Water Quality Association, 2010)

Tabla 2 Anexo. Cobre rígido tipo L – C - 130

**Caída de Presión en PSI por cada 100 Pies**

<i>Tamaño Normal</i>	<i>1/2"</i>	<i>5/8"</i>	<i>3/4"</i>	<i>1"</i>	<i>1-1/2"</i>	<i>2"</i>
<i>Flujo Real del DI en US gpm</i>	<i>0.545"</i>	<i>0.666"</i>	<i>0.785"</i>	<i>1.025"</i>	<i>1.505"</i>	<i>1.985"</i>
1.0	1.06	0.40	0.18	--	--	--
2.0	3.84	1.48	0.65	0.18	--	--
3.0	8.10	3.07	1.38	0.38	--	--
4.0	13.9	5.19	2.34	0.64	--	--
5.0	20.9	7.88	3.53	0.96	--	--
6.0	29.3	11.0	4.98	1.35	--	--
7.0	38.9	14.2	6.53	1.80	--	--
8.0	50.2	18.8	8.44	2.32	0.36	--
9.0	61.9	23.3	10.5	2.87	0.44	--
10.0	75.3	28.4	12.7	3.50	0.54	0.14
12.0	--	39.7	17.8	4.89	0.75	0.19
18.0	--	--	37.7	10.5	1.6	0.4

**Fuente.** (Installer's Home Study Course, Water Quality Association, 2010)



**Tabla 3 Anexo. Propiedades del agua en función de su temperatura**

Temperatura T [°C]	Densidad $\rho_{\text{agua}}$ [Kg/m <sup>3</sup> ]	Calor específico C <sub>p</sub> [J/kg.K]	Viscosidad $\mu$ [Pa.s]	Tensión superficial. $\sigma_{\text{agua}}$ [N/m]
0	999.8	421.76	1793x10 <sup>-6</sup>	0.07564
5	1000.0			
10	999.7	419.21	1307x10 <sup>-6</sup>	0.07423
15	999.1			
20	998.2	418.18	1002x10 <sup>-6</sup>	0.07275
25	997.0			
30	995.6	417.84	797.7x10 <sup>-6</sup>	0.07120
35	994.1			
40	992.2	417.85	653.2x10 <sup>-6</sup>	0.06960
45	990.2			
50	988.1	418.06	547.0x10 <sup>-6</sup>	0.06794
55	985.7			
60	983.2	418.43	466.5x10 <sup>-6</sup>	0.06624
65	980.6			
70	977.8	418.95	404.0x10 <sup>-6</sup>	0.06447
75	974.9			
80	971.8	419.63	354.4x10 <sup>-6</sup>	0.06267
85				
90	965.3	420.5	314.5x10 <sup>-6</sup>	0.06080
95				
100	958.4	421.59	281.8x10 <sup>-6</sup>	0.05891

Fuente. (HOLMAN, 1999)

**Tabla 4 Anexo Emisividades normales**

<i>METALES</i>	Estado superficie	Temperatura (°C)	Emisividad	<i>NO METALES</i>	Estado superficie	Temperatura (°C)	Emisividad
Aluminio	placa pulida	25	0,040	Amianto	en cartón	37	0,960
Aluminio	placa pulida	200-600	0,038-0,06	Amianto	en papel	37	0,930
Aluminio	oxidado	100-500	0,20-0,33	Ladrillo	magnesita refractaria	1000	0,380
Aluminio	placa mate	25	0,070	Ladrillo	rojo, rugoso	20	0,930
Antimonio	pulido	37-260	0,28-0,31	Ladrillo	gris, satinado	1100	0,750
Latón	oxidado	200-500	0,600	Ladrillo	sílice	540	0,800
Latón	pulido	20-300	0,05-0,032	Carbón,	filamento	1050-1400	0,526
Latón	placa usada	50-350	0,220	Carbón,	carbonilla bujías	95-270	0,953
Latón	mate	50	0,202	Carbón,	negro de humo	20	0,930
Cromo	pulido	37-1100	0,058	Cerámica	alfarería, satinado	20	0,900
Cobre	negro oxidado	37	0,780	Cerámica	porcelana	22	0,920
Cobre	ligeramente mate	25	0,037	Cerámica	refractaria, negra	93	0,940
Cobre	pulido	37-260	0,04-0,05	Arcilla	caldeada	70	91
Cobre	pulido electrolítico	80	0,018	Hormigón	rugoso	37	0,94
Oro	no pulido	20	0,470	Vidrio	liso	22	0,940
Oro	pulido	37-260	0,020	Vidrio	Pyrex, plomo, sosa	260-530	0,95-0,85
Hierro	oxidado	100	0,740	Hielo	liso	0	0,966
Hierro	esmerilado	20	0,240	Hielo	rugoso	0	0,985
Hierro	pulido	425-1025	0,14-0,38	Mármol	grano fino pulido	22	0,93
Hierro	pulido electrolítico	175-225	0,052-0,064	Mica		37	0,75
Hierro	todo oxidado	20	0,69	Mampostería	emplastecida	0	0,930
Hierro	laminado	925-1100	0,87-0,95	Papel	ordinario	20	0,8-0,9
Fundición	mecanizada	22	0,44	Papel	amianto	20	0,950
Fundición	oxidada a 600°C	200-600	0,64-0,78	Papel	alquitranado	20	0,910
Plomo	oxidado a 200°C	200	0,63	Papel	ordinario	95	0,920
Plomo	oxidado gris	23	0,280	Yeso blanco	rugosa	20	0,930
Plomo	pulido	130-260	0,08-0,056	Porcelana	vidriada	20	0,930
Magnesio	pulido	37-260	0,07-0,13	Cuarzo fundido	rugoso	20	0,930
Magnesio	oxidado	275-825	0,55-0,2	Goma blanda	gris	25	0,860
Molibdeno	para filamentos	700-2600	0,10-0,20	Goma dura	negra rugosa	25	0,950
Molibdeno	pulido	150-480	0,02-0,05	Madera de haya	láminas	25	0,935
Monel	pulido	37	0,170	Madera de encina	láminas	25	0,885
Níquel	oxidado a 600°C	260-540	0,37-0,48	Tierra		37	0,950
Níquel	pulido	100-260	0,045-0,07	<b>PINTURAS</b>			
Níquel	electrolítico	37-260	0,04-0,06	Aluminio	bronce de	100	0,300
Platino	electrolítico	260-540	0,06-0,1	Aluminio	esmaltado rugoso	20	0,390
Platino	placa pulida	260-540	0,06-0,1	Aluminio pintado	calentado a 325°C	150-300	0,350
Platino	oxidado a 600°C	260-540	0,07-0,11	Aluminio	Al 10%, laca 22%	100	0,520
Platino	filamento	26-1225	0,04-0,19	Aluminio	Al 26%, laca 27%	100	0,300
Plata	pulida, pura	225-625	0,02-0,03	Laca	blanca	100	0,925
Plata	pulida	37-370	0,02-0,03	Laca	negra mate	80	0,970
Acero	pulido	23	0,160	Aceite	pintura	20	0,89-0,97
Estaño	brillante	225-265	0,02-0,03	Aceite pintura	todos los colores	100	0,92-0,96
Estaño	pulido	37-370	0,070	Baquelita	esmaltada	80	0,935
Tungsteno	para filamentos	3300	0,390	Esmalte	blanco rugoso	20	0,900
Tungsteno	filamento envejecido	25-3300	0,03-0,35	Esmalte	negro brillante	25	0,876
Cinc	oxidado	20	0,250	Pintura al aceite		1-200	0,885
Cinc	pulido	225-325	0,05-0,06	Imprimación minio		20-1100	0,930

Fuente. (HOLMAN, 1999)

**Tabla 5 Anexo. Absortividad solar de superficies**

<i>METALES</i>	Estado superficial	Absortividad	<i>METALES</i>	Estado superficial	Absortividad
Aluminio	pulido	0.10	Magnesio	pulido	0.19
Aluminio	anodizado	0.14	Magnesio	oxidado	0.55-0.2
Aluminio	en placas	0.15	Niquel	muy pulido	0.15
Bronce	pulido	0.3-0.5	Niquel	pulido	0.36
Bronce	mate	0.4-0.65	Niquel	oxidado	0.79
Cromo	electroplateado	0.41	Platino	brillante	0.31
Cobre	muy pulido	0.18	Plata	muy pulida	0.07
Cobre	decapado	0.25	Plata	pulida	0.13
Cobre	decolorada por exposición	0.64	Acero inoxidable	pulido	0.33
Oro		0.21	Acero inoxidable	decapado	0.52
Hierro	galvanizado pulido	0.34	Tungsteno	muy pulido	0.37
Hierro	galvanizado nuevo	0.64	Cinc	muy pulido	0.34
Hierro	mate, oxidado	0.96	Cinc	pulido	0.55
<i>NO METALES</i>			<i>NO METALES</i>		
Asfalto pavimento		0.85	Hormigón	descolorido	0.65
Asfalto pavimento	libre de polvo	0.93	Hormigón	marrón	0.85
Asfalto pavimento	nuevo	0.93	Hormigón	sucio, oscuro	0.71
Ladrillo	barnizado blanco	0.26	Granito		0.45
Ladrillo	arcilla, barnizado crema	0.36	Grasa		0.75-0.80
Ladrillo	rojo	0.70	Grava		0.29
Ladrillo rojo	satinado oscuro	0.77	Oxido de magnesio		0.15
Mármol	sin pulir	0.47	Pintura aceite	plomo blanco	0.24-0.26
Mármol	blanco	0.44	Pintura aceite	crema clara	0.30
Mármol	con fisuras	0.60	Pintura aceite	verde claro	0.50
Papel aglomerado		0.25	Pintura aluminio		0.55
Papel blanco		0.28	Pintura aceite	gris claro	0.75
Arena		0.76	Pintura aceite negra	sobre hierro galvanizado	
Serrín de madera		0.75	Pizarra	gris plateado	0.79
Nieve	limpia	0.2-0.35	Pizarra	gris azulado	0.85
Hollín, carbón		0.95	Pizarra	gris verdoso	0.88
Oxido de cinc		0.15	Pizarra	gris oscuro	0.90

Fuente. (HOLMAN, 1999)

**Tabla 6 Anexo. Propiedades termofísicas del aire a presión atmosférica**

$T$ (K)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$c_p$ (J/kg·K)	$\mu \cdot 10^7$ (N·s/m <sup>2</sup> )	$\nu \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$k \cdot 10^5$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$Pr$
100	3,5562	1.032	71,1	2,00	9,34	2,54	0,786
150	2,3364	1.012	103,4	4,426	13,8	5,84	0,758
200	1,7548	1.007	132,5	7,590	18,1	10,3	0,737
250	1,3947	1.006	159,6	11,44	22,3	15,9	0,720
300	1,1614	1.007	184,6	15,89	26,3	22,5	0,707
350	0,9950	1.009	208,2	20,92	30,0	29,9	0,700
400	0,8711	1.014	230,1	26,41	33,8	38,3	0,690
450	0,7740	1.021	250,7	32,39	37,3	47,2	0,686
500	0,6964	1.030	270,1	38,79	40,7	56,7	0,684
550	0,6329	1.040	288,4	45,57	43,9	66,7	0,683
600	0,5804	1.051	305,8	52,69	46,9	76,9	0,685
650	0,5356	1.063	322,5	60,21	49,7	87,3	0,690
700	0,4975	1.075	338,8	68,10	52,4	98,0	0,695
750	0,4643	1.087	354,6	76,37	54,9	109	0,702
800	0,4354	1.099	369,8	84,93	57,3	120	0,709
850	0,4097	1.110	384,3	93,80	59,6	131	0,716
900	0,3868	1.121	398,1	102,9	62,0	143	0,720
950	0,3666	1.131	411,3	112,2	64,3	155	0,723
1.000	0,3482	1.141	424,4	121,9	66,7	168	0,726
1.100	0,3166	1.159	449,0	141,8	71,5	195	0,728
1.200	0,2902	1.175	473,0	162,9	76,3	224	0,728
1.300	0,2679	1.189	496,0	185,1	82	238	0,719
1.400	0,2488	1.207	530	213	91	303	0,703
1.500	0,2322	1.230	557	240	100	350	0,685

Fuente. (INCROPERA & DEWITT, 1999)

**Tabla 7 Anexo. Radiation Properties**

Material	Type <sup>a</sup>	Emittance/Temperature, K	Absorptance <sup>b</sup>
Aluminum, pure	H	$\frac{0.102}{573}, \frac{0.130}{773}, \frac{0.113}{873}$	0.09-0.10
Aluminum, anodized	H	$\frac{0.842}{296}, \frac{0.720}{484}, \frac{0.669}{574}$	0.12 - 0.16
Aluminum with SiO <sub>2</sub> Coating	H	$\frac{0.366}{263}, \frac{0.384}{293}, \frac{0.378}{324}$	0.11
Carbon black in acrylic binder	H	$\frac{0.83}{278}$	0.94
Chromium	N	$\frac{0.290}{722}, \frac{0.355}{905}, \frac{0.435}{1072}$	0.415
Copper, polished	H	$\frac{0.041}{338}, \frac{0.036}{463}, \frac{0.039}{803}$	0.35
Gold	H	$\frac{0.025}{275}, \frac{0.040}{468}, \frac{0.048}{668}$	0.20 - 0.23
Iron	H	$\frac{0.071}{199}, \frac{0.110}{468}, \frac{0.175}{668}$	0.44
Lampblack in epoxy	N	$\frac{0.89}{298}$	0.96
Magnesium oxide	H	$\frac{0.73}{380}, \frac{0.68}{491}, \frac{0.53}{755}$	0.14
Nickel	H	$\frac{0.10}{310}, \frac{0.10}{468}, \frac{0.12}{668}$	0.36 - 0.43
Paint			
Parsons black	H	$\frac{0.981}{240}, \frac{0.981}{462}$	0.98
Acrylic white	H	$\frac{0.90}{298}$	0.26
White (ZnO)	H	$\frac{0.929}{295}, \frac{0.926}{478}, \frac{0.889}{646}$	0.12 - 0.18

From Duffie and Beckman (1974)

<sup>a</sup> H is total hemispherical emittance; N is total normal emittance.

<sup>b</sup> Normal solar absorptance.

**Tabla 8 Anexo. Propiedades térmicas de algunos elementos metálicos**

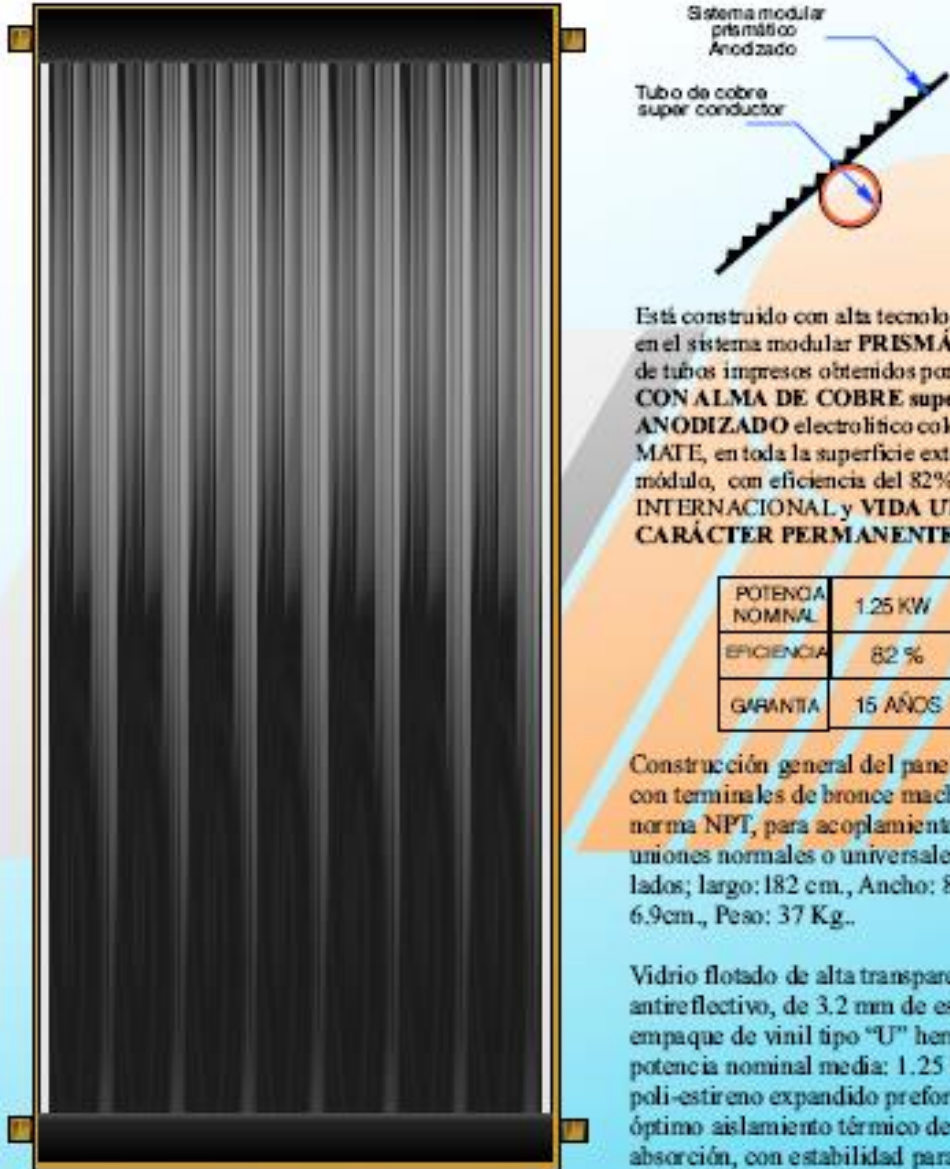
ELEMENTO	Conductividad térmica "k" (W/m <sup>2</sup> K), a la temperatura de:							Propiedades a 20°C				
	200°K	273°K	400°K	600°K	800°K	1000°K	1200°K	ρ Kg/m <sup>3</sup>	c <sub>p</sub> kJ/Kg°C	k W/m <sup>2</sup> K	α × 10 <sup>6</sup> m <sup>2</sup> /seg	T.fusión °K
Aluminio	237.0	236.0	240.0	232.0	220.0			2702	896	236.0	97.5	933
Antimonio	30.2	25.5	21.2	18.2	16.8			6684	208	24.6	17.7	904
Berilio	301.0	218.0	161.0	126.0	107.0	89.0	73.0	1850	1750	205.0	63.3	1550
Bismuto	9.7	8.2						9780	124	7.9	6.5	545
Boro	52.5	31.7	18.7	11.3	8.1	6.3	5.2	2500	1047	28.6	10.9	2573
Cadmio	99.3	97.5	94.7					8650	231	97.0	48.5	594
Cesio	36.8	36.1						1873	230	36.0	83.6	302
Cromo	111.0	94.8	87.3	80.5	71.3	65.3	62.4	7160	440	91.4	29.0	2118
Cobalto	122.0	104.0	84.8					8862	389	100.0	29.0	1765
Cobre	413.0	401.0	392.0	383.0	371.0	357.0	342.0	8933	383	399.0	116.6	1356
Alemanio	96.8	66.7	43.2	27.3	19.8	17.4	17.4	5360	61.6			1211
Oro	327.0	318.0	312.0	304.0	292.0	278.0	262.0	19300	129	316.0	126.9	1336
Hafnio	24.4	23.3	22.3	21.3	20.8	20.7	20.9	13280	23.1			2495
Indio	89.7	83.7	74.5					7300	82.2			430
Iridio	153.0	148.0	144.0	138.0	132.0	126.0	120.0	22500	134	147.0	48.8	2716
Hierro	94.0	83.5	69.4	54.7	43.3	32.6	28.2	7870	452	81.1	22.8	1810
Plomo	36.6	35.5	33.8	31.2				11340	129	35.3	24.1	601
Litio	88.1	79.2	72.1					534	3391	77.4	42.7	454
Magnesio	159.0	157.0	153.0	149.0	146.0			1740	1017	156.0	88.2	923
Manganeso	7.2	7.7						7290	486	7.8	2.2	1517
Mercurio	28.9							13546				234
Molibdeno	143.0	139.0	134.0	126.0	118.0	112.0	105.0	10240	251	138.0	53.7	2883
Niquel	106.0	94.0	80.1	65.5	67.4	71.8	76.1	8900	446	91.0	22.9	1726
Niobio	52.6	53.3	55.2	58.2	61.3	64.4	67.5	8570	270	53.6	23.2	2741
Paladio	75.5	75.5	75.5	75.5	75.5	75.5		12020	247	75.5	25.4	1825
Platino	72.4	71.5	71.6	73.0	75.5	78.6	82.6	21450	133	71.4	25.0	2042
Potasio	104.0	104.0	52.0					860	741	103.0	161.6	337
Renio	51.0	48.6	46.1	44.2	44.1	44.6	45.7	21100	137	48.1	16.6	3453
Rodio	154.0	151.0	146.0	136.0	127.0	121.0	115.0	12450	248	150.0	48.6	2233
Rubidio	58.9	58.3						1530	348	58.2	109.3	312
Silicio	264.0	168.0	98.9	61.9	42.2	31.2	25.7	2330	703	153.0	93.4	1685
Plata	403.0	428.0	420.0	405.0	389.0	374.0	358.0	10500	234	427.0	173.8	1234
Sodio	138.0	135.0						971	1206	133.0	113.6	371
Tántalo	57.5	57.4	57.8	58.6	59.4	60.2	61.0	16600	138	57.5	25.1	3269
Estaño	73.3	68.2	62.2					5750	227	67.0	51.3	505
Titanio	24.5	22.4	20.4	19.4	19.7	20.7	22.0	4500	611	22.0	8.0	1953
Tungsteno	197.0	182.0	162.0	139.0	128.0	121.0	115.0	19300	134	179.0	69.2	3653
Uranio	25.1	27.0	29.6	34.0	38.8	43.9	49.0	19070	113	27.4	12.7	1407
Vanadio	31.5	31.3	32.1	34.2	36.3	38.6	41.2	6100	502	31.4	10.3	2192
Cinc	123.0	122.0	116.0	105.0				7140	385	121.0	44.0	693
Circonio	25.2	23.2	21.6	20.7	21.6	23.7	25.7	6570	272	22.8	12.8	2125

## ANEXO 10.

### CARACTERÍSTICAS DE COLECTORES DE PLACA PROPUESTOS POR FABRICANTES

**PANEL SOLAR FOTOTERMICO  
SUPER PREMIUM**

**MARCA COTAS-4, DE INGENIERÍA SOLAR**



Sistema modular prismático Anodizado

Tubo de cobre super conductor

Está construido con alta tecnología, basandose en el sistema modular PRISMÁTICO de tubos impresos obtenidos por extrusión, **CON ALMA DE COBRE superconductor**, ANODIZADO electrolítico color NEGRO MATE, en toda la superficie exterior del módulo, con eficiencia del 82%, PATENTE INTERNACIONAL y VIDA UTIL DE CARÁCTER PERMANENTE.

POTENCIA NOMINAL	1.25 KW
EFICIENCIA	82 %
GARANTIA	15 AÑOS

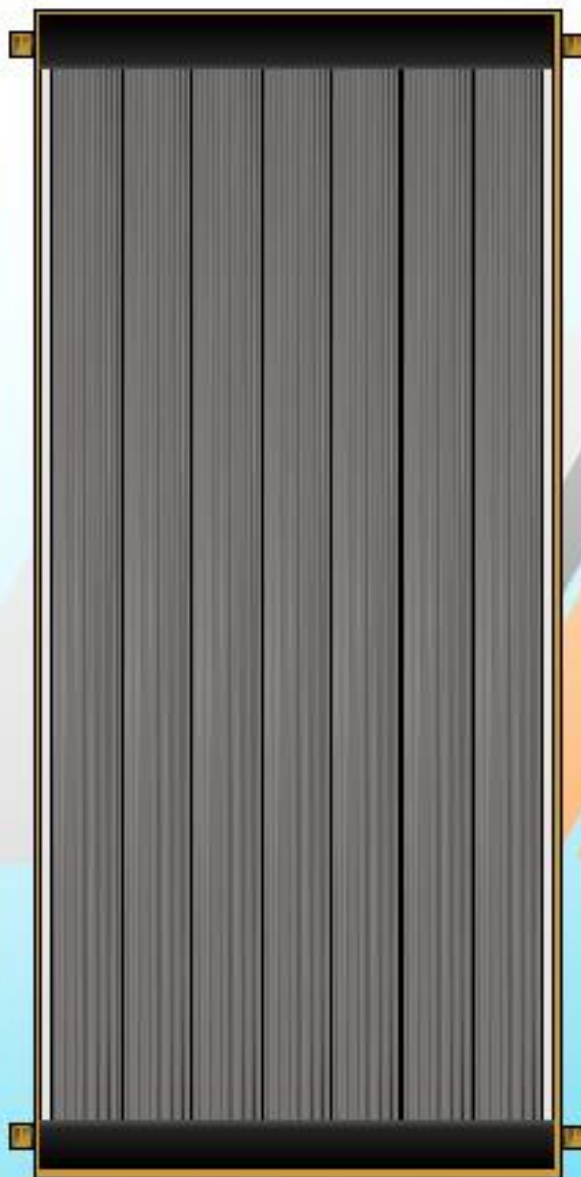
Construcción general del panel: Hermética, con terminales de bronce machos, roscados, norma NPT, para acoplamiento mediante uniones normales o universales a ambos lados; largo: 182 cm., Ancho: 82 cm., espesor: 6.9cm., Peso: 37 Kg.,

Vidrio flotado de alta transparencia, antireflectivo, de 3.2 mm de espesor; empaque de vinil tipo "U" hermético; potencia nominal media: 1.25 Kw., aislante poli-estireno expandido preformado, para óptimo aislamiento térmico de la placa de absorción, con estabilidad para 120 grados centígrados.

El marco de los paneles fototérmicos es de aluminio extruido y ANODIZADO BRONCE patentado y producido para uso exclusivo de los sistemas COTAS-4 de **INGENIERÍA SOLAR**.

## PANEL SOLAR FOTOTERMICO PREMIUM LIGHT

MARCA **COTAJ-4**, DE INGENIERÍA SOLAR



Está construido con alta tecnología, basándose en el sistema modular **MICROPRISMÁTICO** de tubos impresos obtenidos por extrusión, **CON ALMA DE COBRE superconductor**, **ANODIZADO** electrolytico color **NEGRO MATE**, en toda la superficie exterior del módulo, con eficiencia del 78%, **PATENTE INTERNACIONAL** y **VIDA UTIL DE CARÁCTER PERMANENTE**.

POTENCIA NOMINAL	1.25 KW
EFICIENCIA	78 %
GARANTIA	12 AÑOS

Construcción general del panel: Hermética, con terminales de bronce machos, roscados, norma NPT, para acoplamiento mediante uniones normales o universales a ambos lados; largo: 182 cm., Ancho: 82 cm., espesor: 6.9 cm., Peso: 26 Kg.

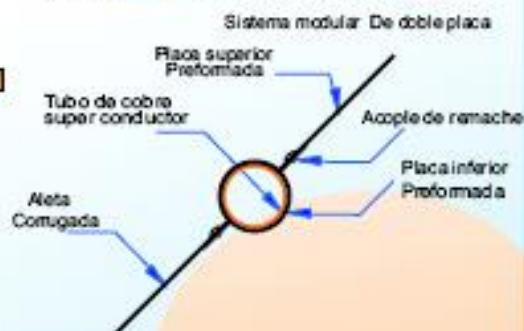
Vidrio flotado de alta transparencia, antirreflexivo, de 3.2 mm de espesor; empaque de vinil tipo "U" hermético; potencia nominal media: 1.25 Kw, aislante poli-estireno expandido preformado, para óptimo aislamiento térmico de la placa de absorción, con estabilidad para 120 grados centígrados.

El marco de los paneles fototérmicos es de aluminio extruido y **ANODIZADO BRONCE** patentado y producido para uso exclusivo de los sistemas **COTAJ-4** de **INGENIERÍA SOLAR**.



## PANEL SOLAR FOTOTERMICO ECONOMICO

MARCA **COTAS-4**, DE INGENIERIA SOLAR



Construido con doble chapa de aluminio con aletas corrugadas, conteniendo entre si nuestro tubo de cobre superconductor, cuyas características de funcionamiento son superiores a las placas tipo israelí.

EFICIENCIA	58 %
GARANTIA	6 AÑOS

Construcción general del panel: Hermética, con terminales de bronce machos, roscados, norma NPT, para acoplamiento mediante uniones normales o universales a ambos lados; largo:182 cm., Ancho: 82 cm., espesor: 6.9 cm., Peso:23,5 Kg..

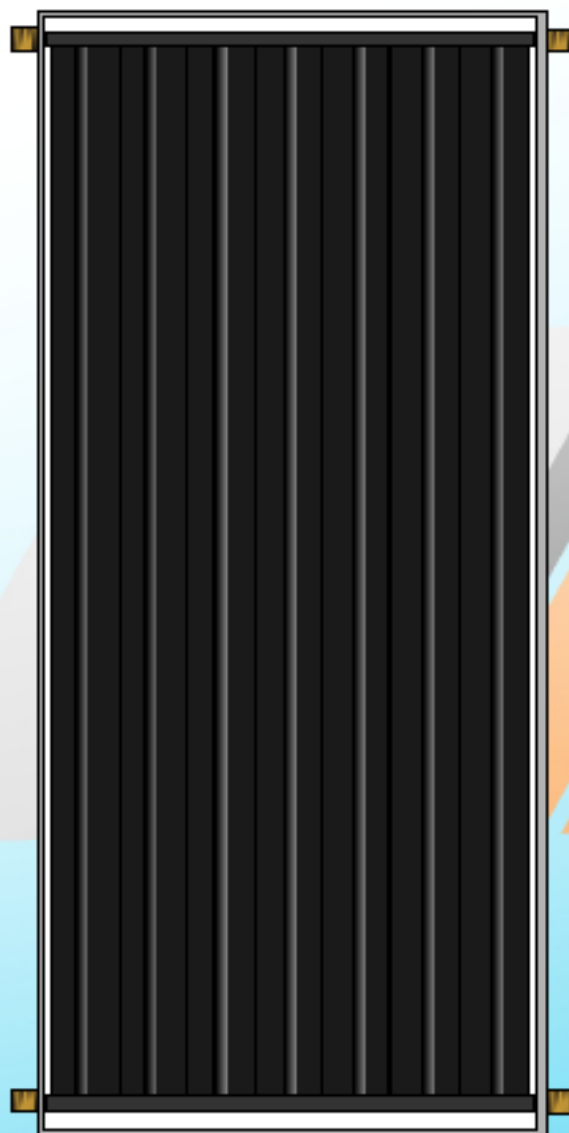
Vidrio flotado de alta transparencia, antireflectivo, de 3.2 mm de espesor; empaque de vinil tipo "U" hermético; aislante poli-estireno expandido preformado, para óptimo aislamiento térmico de la placa de absorción, con estabilidad para 120 grados centígrados.

El marco de los paneles fototérmicos es de aluminio extruido y ANODIZADO NATURAL, patentado y producido para uso exclusivo de los sistemas COTAS-4 de **INGENIERIA SOLAR**.

## PANEL SOLAR FOTOTERMICO

### CONVENCIONAL (israelí)

MARCA **COTAS-4**, DE INGENIERÍA SOLAR



Está construido en **lámina de aluminio preformada** y nuestro exclusivo **tubo de cobre superconductor**, con óptimo contacto entre placa y tubo para obtener la más alta eficiencia térmica en su clase.

EFICIENCIA	45 %
GARANTÍA	5 AÑOS

Construcción general del panel: Hermética, con terminales de bronce machos, roscados, norma NPT, para acoplamiento mediante uniones normales o universales a ambos lados; largo: 182 cm., Ancho: 82 cm., espesor: 6.9 cm., Peso: 21 Kg..

Vidrio flotado de alta transparencia, antireflectivo, de 3.2 mm de espesor; empaque de vinil tipo "U" hermético; aislante poli-estireno expandido preformado, para óptimo aislamiento térmico de la placa de absorción, con estabilidad para 20 grados centígrados.

El marco de los paneles fototérmicos es de aluminio extruido y ANODIZADO NATURAL, patentado y producido para uso exclusivo de los sistemas COTAS-4 de **INGENIERÍA SOLAR**.