



## Trabajo Fin de Máster

Validación de tecnología híbrida solar de placa plana para el suministro energético en edificios residenciales.

Autor

María del Pilar Gómez Vera

Director/es

Jose Antonio Turégano Romero

Ingeniería / Escuela de Ingeniería y Arquitectura  
2013

## Validación de tecnología híbrida solar de placa plana para el suministro energético en edificios residenciales.

### **Resumen:**

Se presenta la validación de la tecnología PVT, colectores fotovoltaicos que aprovechan la temperatura producida en el panel para la producción de calor.

## ÍNDICE

### Índice

- 1. CONTEXTO ACTUAL DE LA POLÍTICA ENERGÉTICA**
- 2. TECNOLOGÍA HÍBRIDA SOLAR TÉRMICA-FOTOVOLTAICA (PVT)**
  - 2.1. TIPOLOGÍA DE COLECTORES (PVT)**
  - 2.2. CONCLUSIONES DE INTERÉS EN EL ESTADO DEL ARTE**
- 3. FASES DEL PROYECTO**
- 4. DEFINICIÓN DE LAS ECUACIONES MATEMÁTICAS QUE DEFINEN EL MODELO FÍSICO**
  - 4.1. ECUACIONES CARACTERÍSTICAS COLECTOR SOLAR TÉRMICO**
  - 4.2. CURVA DE RENDIMIENTO TÉRMICO**
    - 4.2.1. INTERPRETACIÓN DE LA CURVA DE RENDIMIENTO DE UN COLECTOR SOLAR TÉRMICO CONVENCIONAL**
  - 4.3. RENDIMIENTO TÉRMICO COLECTOR SOLAR DE PLACA PLANA PVT**
- 5. RESULTADOS OBTENIDOS EN LA SIMULACIÓN**
- 6. CONCLUSIONES**

## 1. CONTEXTO ACTUAL DE LA POLÍTICA ENERGÉTICA

Actualmente, la sociedad actual se halla inmersa en la problemática de la dependencia en la importación energética, que afecta tanto a España, como a la Unión Europea y que plantea tanto la incertidumbre en la seguridad del suministro, como en la competitividad de la economía. Por otro lado, la política energética también está influenciada por los desafíos que a nivel mundial presenta el cambio climático.

Para poder enfocar estos desafíos, es necesario seguir las líneas marcadas tanto a nivel estatal como a nivel europeo, las cuales, se centran en fomentar la investigación y el uso de energías renovables, así como de impulsar las medidas de ahorro y eficiencia energética, además de reducir las emisiones de GEI.

Para encaminarnos hacia una economía eficiente y baja en carbono, fue aprobado en el Consejo Europeo de marzo de 2007, con proyección hacia el año 2020, los siguientes objetivos:

- 20% de reducción de gases de efecto invernadero por debajo de los niveles de 1990
- 20% del consumo energético final de energías renovables
- 20% de reducción de consumo en energía primaria comparado con los niveles tendenciales. Para ello, es necesaria la mejora del rendimiento de los edificios existentes y fomento de nuevos edificios altamente eficientes, lo que conlleva a su vez, entre otras medidas, la optimización del rendimiento en la generación, transporte y distribución de calor y electricidad.

Por otro lado, la Directiva 2010/31/UE de 19 de mayo de 2010 relativa a la eficiencia energética de edificios (directiva EPBD), establece, que a partir del 31 de diciembre de 2020 todos los edificios de nueva construcción sean edificios de consumo de energía casi nulo (Nearly Zero Energy Buildings, NZEB).

Para poder llevar a cabo todas estas acciones, ha sido necesaria la introducción de nuevos conceptos, como el de generación distribuida de energía, la cual es definida por el DPCA (Distribution Power Coalition of America) como aquella tecnología a pequeña escala, que proporciona la electricidad al consumidor en puntos más cercanos que la generación centralizada y que se puede conectar directamente al consumidor o la red de transporte o distribución. Es importante señalar, que es necesario la complementariedad entre generación distribuida y centralizada, para el óptimo desarrollo de los futuros sistemas eléctricos de potencia.

Con la producción descentralizada de energía eléctrica se logra, en el caso de las energías renovables, la eliminación de efectos medioambientales derivados de la transformación y transporte de la energía. Por otro lado, se logra una estructura productiva más amplia que contribuye a la diversificación energética y a la potenciación de los recursos autóctonos.

En este marco energético y legislativo, la investigación de las tecnologías de generación distribuida inmaduras, entre las que se encuentra la tecnología híbrida solar PVT (fotovoltaica-térmica), suscita una importante trascendencia para los sectores con un elevado consumo energético.

## 2. TECNOLOGÍA HÍBRIDA SOLAR TÉRMICA-FOTOVOLTAICA (PVT)

Un colector híbrido térmico –fotovoltaico, denominado asimismo, colector PVT, consiste a grandes rasgos, en un panel fotovoltaico que funciona como absorbedor, del colector solar térmico convencional [2, 23].

Esta combinación de estas dos tecnologías solares, tiene su origen en el funcionamiento propiamente dicho, de un módulo fotovoltaico. Una célula solar tiene una energía fotónica límite correspondiente a la energía particular de banda prohibida (energía del gap) por debajo de la cual la conversión eléctrica no tiene lugar. Los fotones de mayor longitud de onda (que la correspondiente

en función de la anchura de banda prohibida) no tienen la suficiente energía para excitar el electrón, creando pares electrón-hueco que contribuyan a crear corriente, por lo que toda la energía se pierde. Por otro lado, fotones con longitudes de onda inferiores (menor longitud de onda implica mayor irradiancia) crean el par electrón-hueco, pero toda la energía en exceso se pierde en forma de calor [13].

Por regla general, un módulo fotovoltaico convencional convierte 4-17% de la radiación solar de entrada en electricidad, dependiendo del tipo de células solares en uso y las condiciones de trabajo. En otras palabras, más del 50% de la energía solar incidente es convertida en calor (después de deducir la porción reflejada) [23].

Esto podría provocar dos consecuencias indeseables: una caída en la eficiencia de la célula (típicamente 0,4%/°C [14]) y una permanente estructura de peligro del módulo si el estrés térmico permanece en un período prolongado, ya que la temperatura máxima suele oscilar en torno a los 85°C [13].

El propósito del absorbedor de placa es doble, por un lado mediante el enfriamiento de las células solares con una corriente de fluido como el aire o el agua, el rendimiento de electricidad puede ser mejorado [23] y por otro lado, aprovechar la energía térmica producida, la cual en un módulo fotovoltaico convencional, se cede al ambiente.

## 2.1. TIPOLOGÍA DE COLECTORES (PVT)

Los paneles híbridos se pueden clasificar principalmente según dos criterios: su funcionamiento, es decir, si se desarrollan o no en el concepto de la concentración, y por el fluido caloportador de trabajo, donde interviene aire o agua.

- **COLECTORES PVT (SIN CONCENTRACIÓN):** se trata de colectores de placa plana, muy similares a los colectores solares térmicos convencionales, con la única salvedad de que incluyen un módulo fotovoltaico en la parte superior de la placa absorbedora.
- **COLECTORES PVT CON CONCENTRACIÓN:** como los módulos fotovoltaicos son habitualmente caros, el objetivo de la concentración es aumentar la radiación incidente, por lo que se desarrolla una mayor potencia.
- **COLECTORES PVT “AIRE”:** representan una amplia variedad de diseños, en lo que el flujo se puede hacer circular por encima y/o por debajo del conjunto células fotovoltaicas-placa absorbedora colector solar.
- **COLECTORES PVT “AGUA”:** Definido por la geometría del canal por el que circula el agua, pudiendo variar sus dimensiones, geometría y diseño.

Las ventajas que podemos obtener de los colectores solares planos con respecto a los colectores de enfoque, que concentran la radiación solar; es que éstos utilizan la energía solar directa y difusa, no requieren movimiento continuo para dar seguimiento al sol, prácticamente no necesitan mantenimiento y son mecánicamente de construcción más simple que los colectores concentradores [19].

El diseño de cada colector depende fundamentalmente de la aplicación específica a la cual vaya a destinarse. Este debe ser diferente si por ejemplo se trata de calentar agua para una piscina (22 – 30°C), agua para uso doméstico (40 - 60 °C) o aire para el acondicionamiento calorífico de edificios (90 -100 °C) [19].

## 2.2. CONCLUSIONES DE INTERÉS EN EL ESTADO DEL ARTE

Zondag et al. [18] especificaron que el rendimiento térmico y eléctrico de un colector híbrido PVT es menor, que los rendimientos correspondientes a ambas tecnologías trabajando por independiente. Sin embargo, ellos enfatizaron que los colectores PVT producen más energía por unidad de área, que cada tecnología por separado. Esta característica, es particularmente considerable, en aquellos lugares donde la superficie disponible es muy reducida.

El trabajo elaborado por Zakherchenko R. et al. [Photovoltaic solar panel for a hybrid PV/ thermal system, 2004], señalaba la importancia de tener un buen contacto térmico entre las células solares y el absorbéedor térmico (bond). Por otro lado, determinaron que los módulos PV comerciales no deberían ser usados directamente en los diseños PVT. Ellos introdujeron un material de sustrato con 2 mm de placa de aluminio cubierto por 2  $\mu\text{m}$  de película aislante, donde la conductividad térmica era solo un 15% menor que la del aluminio. Por otro lado, concluyeron que el área de las células solares debería ser más pequeña que el tamaño del absorbéedor, y que su distribución debería localizarse en la parte del colector donde entra el refrigerante.

Otra conclusión relacionada con la ubicación de las células en el colector PVT, es presentada por Miroslav Bosanac et al. [2], donde concluyen que la eficiencia eléctrica se reduce cuando el caudal de fluido caloportador es baja, debido a que las células fotovoltaicas distribuidas más próximas a la salida de dicho fluido dentro del colector PVT no logran una refrigeración eficiente.

Sandnes and Rekstad [A photovoltaic/thermal (PV/T) collector with a polymer absorber plate: experimental study and analytic model, 2002] investigaron el rendimiento energético de un colector PVT/agua con células solares de silicio cristalino (ya sea con o sin cubierta) adheridas a los absorbédores térmicos de polímero. La forma cuadrada de los canales absorbédores tipo caja fueron recubiertos con granulado cerámico. Esto mejora la transferencia de calor al flujo de agua. El análisis mostró que la presencia de células solares reduce la absorción de calor sobre un 10% de la radiación incidente, y el cristal de la cubierta (si existe) reduce la eficiencia óptica alrededor de un 5%. Esta aplicación para un sistema de calentamiento de agua para baja temperatura es prometedora.

## 3. FASES DEL PROYECTO

En este proyecto, se ha seleccionado un colector híbrido solar térmico- fotovoltaico en estudio, cuyo objetivo es validarla mediante el programa de cálculo dinámico Trnsys. El fluido seleccionado para transportar el calor del panel fotovoltaico ha sido el agua, ya que el calor específico es mayor que el del aire ( $\approx 1\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$  [17]), por lo que tiene mayor capacidad de absorción del calor, es decir, mayor inercia térmica. Esta característica favorable, se ve reflejada en el factor de extracción de calor (collector heat removal factor)  $F_R$ .

Las principales fases que se han llevado a cabo para el desarrollo de este proyecto se presentan a continuación:

- Revisión del estado del arte de la tecnología PVT
- Estudio de las bases fotovoltaicas y térmicas intrínsecas en esta tecnología
- Búsqueda y selección de las ecuaciones matemáticas que definen el comportamiento de estos colectores
- Desarrollo de un Excel que permita una comparativa de los resultados suministrados por el Trnsys
- Estudio del software Trnsys 16
- Estudio de la curva de rendimiento del colector en estudio (Revisión de la norma UNE 12975-2)

- Desarrollo de la bancada de ensayo en el Transys, para la validación del modelo
- Modificación de los parámetros necesarios para la convergencia de la curva ensayada con la suministrada por el Trnsys
- Cálculo de las demandas
- Desarrollo de una bancada de trabajo
- Resultados
- Conclusiones

#### **4. DEFINICIÓN DE LAS ECUACIONES MATEMÁTICAS QUE DEFINEN EL MODELO FÍSICO**

El rendimiento térmico de un colector es usualmente descrito por la producción de calor útil, como una función de la radiación como input y de la temperatura de operación del colector con respecto a su entorno. Cuando la ecuación de la curva de rendimiento es conocida para un colector solar específico, el diseñador del sistema tiene la información necesaria para emplear cualquiera de las técnicas de cálculo computacionales, en este caso, el programa de cálculo dinámico Trnsys, para poder predecir la producción energética del colector, en el periodo de análisis prefijado (días, estaciones ó años).

##### **4.1. ECUACIONES CARACTERÍSTICAS COLECTOR SOLAR TÉRMICO**

La ecuación que define un captador solar, es la que nos proporciona la energía captada por éste, entendiéndose como la energía solar incidente sobre dicho colector, menos las pérdidas asociadas al sistema. Con esta ecuación evaluamos la energía útil capaz de captar este dispositivo.

$$Q_u(\text{energía captada}) = Q_{\text{incidente}} - Q_{\text{pérdidas}} \xrightarrow{\text{siendo}} \left\{ \begin{array}{l} Q_{\text{incidente}} = \overbrace{I \cdot (\tau \cdot \alpha)}^S \cdot A_c \\ Q_{\text{pérdidas}} = U_L \cdot A_c \cdot (\overline{T_p} - T_a) \end{array} \right\}$$

##### **[5] (ecuación 1)**

donde

$$\left\{ \begin{array}{l} S \text{ proporción de radiación solar absorbida} \\ \tau \text{ absorvidad normal a la superficie (collector plate absorptance)} \\ \alpha \text{ transmitancia normal a la superficie (cover transmittance)} \\ A_c \text{ área colector solar} \\ U_L \text{ coeficiente de pérdidas totales} \\ \overline{T_p} \text{ temperatura media del absorbedor de placa colector solar térmico} \\ T_a \text{ temperatura ambiente} \end{array} \right\}$$

Aplicar la ecuación anterior (ecuación 1) para obtener la energía captada por el colector solar, presenta una dificultad, derivada del desconocimiento de la temperatura media del absorbedor de placa  $\overline{T_p}$ , la cual tendríamos que medirla directamente mediante una serie de sensores colocados sobre ella. Sin embargo, el diseñador del sistema, sabe o puede calcular con precisión razonable, la temperatura de entrada del fluido caloportador al colector  $T_{i,f}$ .

Si la placa del absorbedor y los tubos por los que circula el fluido caloportador tuviesen un coeficiente de conductividad térmica infinito, entonces las temperaturas medias de fluido y placa serían iguales, pero esto en realidad nunca ocurre puesto que no todo el calor absorbido en la placa del absorbedor pasa al fluido para transformarse en energía térmica útil. Por lo que si se quiere

sustituir la temperatura de la placa del absorbedor por la del fluido caloportador se deberá introducir un factor de corrección, llamado factor de eficiencia  $F_R$ .

Con el fin de proporcionar una expresión más útil para el cálculo de la energía real captada por el colector, Hottel-Whillier reescribieron esta ecuación, sustituyendo  $\overline{T_p}$  por  $T_{i,f}$  e introduciendo el factor de extracción de calor  $F_R$  [1].

$$F_R = \frac{Q_u}{A_C \cdot S - A_C \cdot U_L \cdot (T_{i,f} - T_a)} \quad [1,5] \text{ (ecuación 2)}$$

Quedando la ecuación de la energía captada, según la ecuación siguiente (**ecuación 3**):

$$Q_u = F_R \cdot A_C \cdot [S - U_L \cdot (T_{i,f} - T_a)] \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{hr ó W}} \right] \quad [1,5] \text{ (ecuación 3)}$$

Considerada por Duffie and Beckman, como la ecuación más importante en el libro publicado [1], hay que señalar que en la literatura existen múltiples autores que en lugar de  $T_{i,f}$  introducen  $T_m$  (temperatura media del fluido caloportador), por lo que el calor útil resultante será penalizado tanto por  $F_R$  como por  $T_m$ , obteniendo una potencia térmica inferior que al considerar la ecuación definida por Duffie and Beckman.

#### 4.2. CURVA DE RENDIMIENTO TÉRMICO

Una vez definida la energía captada por el fluido, se puede evaluar el rendimiento de un captador solar térmico, como el cociente entre esta energía térmica útil extraída por el fluido de trabajo y la irradiación solar incidente sobre éste.

$$\eta_T = \frac{F_R \cdot A_C \cdot [S - U_L \cdot (T_{i,f} - T_a)]}{I \cdot A_C \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{hr ó W}} \right]} = F_R \cdot (\tau \cdot \alpha) - \frac{F_R \cdot U_L \cdot (T_{i,f} - T_a)}{I} \quad [2] \text{ (ecuación 4)}$$

No obstante, si consideramos que las pérdidas térmicas dependen de la diferencia entre el absorbedor y el ambiente, es necesario, para obtener una curva de rendimiento más fidedigna, poder ajustar la ecuación anterior, considerando esta diferencia de temperaturas. Cuando las temperaturas en el absorbedor son bajas, esta relación es prácticamente lineal y se expresa a partir del coeficiente lineal de pérdidas térmicas  $a_1$  ( $\text{W/m}^2 \text{ K}$ ). Por lo que si consideramos la temperatura media del fluido, ya que la temperatura no es igual en todos los puntos del fluido [7]; la cual se define por la media aritmética de las temperaturas a la entrada y a la salida; se puede prescindir del parámetro  $F_R$  considerado en la ecuación anterior (ecuación 4).

Sustituyendo los valores en la ecuación:

$$\eta_T = (\tau \cdot \alpha) - a_1 \cdot \frac{(T_m - T_a)}{I} = \eta_0 - a_1 \cdot \frac{(T_m - T_a)}{I} \quad [5] \text{ (ecuación 5)}$$

Al aumentar la temperatura en el absorbedor aumenta el error cometido utilizando para el cálculo de las pérdidas térmicas una expresión lineal. Para temperaturas altas en el absorbedor, al aumentar las pérdidas térmicas por radiación, se utiliza una expresión cuadrática para calcular las pérdidas térmicas globales. En este caso la expresión de la curva de rendimiento del captador sería:

$$\eta_T = \eta_0 - a_1 \cdot \frac{(T_m - T_a)}{I} - a_2 \cdot \frac{(T_m - T_a)^2}{I} \quad [5, 16] \text{ (ec. 6)}$$

$$\xrightarrow{\text{donde}} \left\{ T_m = \frac{T_{i,f} + T_s}{2} \right\} \quad [7, 16] \text{ (ecuación 7)}$$

donde

$$\left\{ \begin{array}{l} \eta_0 \text{ rendimiento óptico del captador} \rightarrow [\text{adimensional}] \\ a_1 \text{ coeficiente lineal de pérdidas térmicas} \rightarrow [\text{kJ}/\text{hr} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}] \\ a_2 \text{ coeficiente cuadrático de pérdidas térmicas} \rightarrow \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{hr}} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^2 \right] \\ T_s \text{ temperatura de entrada del fluido caloportador} \rightarrow [\text{K}] \end{array} \right\}$$

En la ecuación de la curva de rendimiento,  $a_1$  define una variación lineal, mientras que  $a_2$  denota una variación cuadrática de las pérdidas térmicas. Se trata de una aproximación matemática al modelo físico real [7].

La intersección con la ordenada  $\eta_0$ , representa una medida de la capacidad del colector para absorber energía solar y transferirla al fluido del colector. En el caso de un colector PVT, la producción eléctrica provoca que el rendimiento óptico disminuya, de acuerdo con la primera ley de la termodinámica. La pendiente de la ecuación definida por  $a_1$ , representa una medida de la capacidad del colector para evitar pérdidas de calor con el ambiente. En el caso de un colector PVT, esta capacidad es mejorada por la producción eléctrica [2].

#### 4.2.1. INTERPRETACIÓN DE LA CURVA DE RENDIMIENTO DE UN COLECTOR SOLAR TÉRMICO CONVENCIONAL

La curva de rendimiento muestra claramente que el rendimiento del captador se reduce si la irradiancia disminuye y si la diferencia de temperaturas, entre captador y ambiente, aumenta. Por lo tanto, un factor importante a tener en cuenta es que cuanto mayor sea la diferencia de temperaturas entre la temperatura media del fluido caloportador en el absorbéedor y la temperatura ambiente, mayores serán también las pérdidas térmicas y por lo tanto menor la cantidad de energía útil que se podrá aprovechar.

Esto significa, que el rendimiento disminuye a medida que la temperatura del captador aumenta en exceso. Por ello es importante hacer trabajar a los captadores a la temperatura más baja posible, siempre que sea compatible con la temperatura mínima necesaria para su utilización (condiciones de diseño de la instalación), conforme a las condiciones climatológicas generales del emplazamiento. Por otro lado, trabajando a esta mínima temperatura posible, tenemos que verificar que no se produzcan sobrecalentamientos, los cuales ya han sido considerados en el predimensionado de la instalación.

No obstante, existen posibles sobrecalentamientos puntuales, que se derivan de circunstancias imprevisibles, como que la demanda energética disminuya considerablemente por una desocupación inhabitual o que se produzcan condiciones meteorológicas diferentes a las contempladas en el diseño, para esa temporada del año.

#### 4.3. RENDIMIENTO TÉRMICO COLECTOR SOLAR DE PLACA PLANA PVT

Para caracterizar el rendimiento de un colector solar PVT correctamente, debe ser realizado un balance energético que considere toda la energía que fluye hacia el colector y desde el propio colector (pérdidas). Para un típico colector solar de placa plana con células fotovoltaicas como “absorbéedor”, este balance podría ser expresado como:

$$Q_{u,PVT} = S - (U_L + Q_{heatcapacity}) - E \quad [2] \quad (\text{ecuación 8})$$

donde

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_{heatcapacity} \text{ proporción de energía térmica almacenada por el colector} \\ E \text{ proporción de energía eléctrica extraída del colector} \end{array} \right\}$$

Dicho balance de energía o flujos energéticos son representados en la figura (figura 1), correspondiente al apartado que aborda las pérdidas térmicas del colector con respecto a su entorno.

La energía térmica almacenada por el colector  $Q_{heatcapacity}$ , es una función de la masa y de los tipos de materiales con los que ha sido construido el colector.

La masa térmica del colector aumenta y disminuye en el transcurso del día, en función de si la energía es almacenada o liberada por dicha masa térmica. En la mayoría de los casos, los efectos de la capacidad calorífica del colector son omitidos [2], por lo que el cálculo del calor útil puede ser simplificado a:

$$Q_{u,PVT} = S - U_L - E = Q_u - E \quad [2] \text{ (ecuación 9)}$$

Primeramente, se tendrían que desarrollar, las ecuaciones características para el cálculo del calor útil en un colector solar térmico convencional, es decir, fijar los parámetros  $S$  y  $U_L$  de la ecuación anterior (ecuación 9), referenciando para ello, al modelo refundido por Duffie and Beckman [1]. Florschuetz modificó el modelo analítico para colectores de placa plana desarrollado por Hottel–Willier para que así pudiese ser aplicado para colectores PVT. Se concluyó que a efectos prácticos los parámetros  $F'$  y  $F_R$  de los colectores térmicos, podían ser aplicados a los colectores PVT [3]. Posteriormente, se desarrollará el cálculo de la energía eléctrica proporcionada por las células fotovoltaicas “E”, fundamentándose en el estudio elaborado por Evans, D.L.- Florschuetz, L.W. [4].

### GANANCIA ÚTIL DE LA RADIACIÓN SOLAR INCIDENTE $Q_u$

$$Q_u = F_R \cdot A_c \cdot [S - U_L \cdot (T_{i,f} - T_a)] \quad [1] \text{ (ecuación 10)}$$

donde

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_u \text{ ganancia útil o calor útil} \rightarrow [\text{kJ}/\text{hr}] \\ F_R \text{ factor de extracción de calor (collector heat removal factor)} \rightarrow [\text{adimensional}] \\ A_c \text{ área total del colector} \rightarrow [\text{m}^2] \\ S \text{ radiación solar absorbida por unidad de área} \rightarrow [\text{kJ}/\text{hr} \cdot \text{m}^2] \\ U_L \text{ coeficiente de pérdidas totales (total loss coefficient)} \rightarrow [\text{kJ}/\text{hr} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}] \\ T_{i,f} \text{ temperatura del fluido a la entrada} \rightarrow [\text{K}] \\ T_a \text{ temperatura ambiente} \rightarrow [\text{K}] \end{array} \right\}$$

### FACTOR DE EXTRACCIÓN DE CALOR (COLLECTOR HEAT REMOVAL FACTOR) $F_R$

Es conveniente definir un valor que relacione la ganancia de energía útil real de un colector con la ganancia útil si la superficie del colector está a la temperatura del fluido a la entrada. Este parámetro representado por el “factor de extracción de calor  $F_R$ ” fue definido por Duffie and Beckman [1] y puede compararse a la eficiencia de un intercambiador de calor convencional, definido como la relación de la transferencia de calor real y la máxima transferencia de calor posible:

$$F_R = \frac{\dot{m} \cdot C_{p,f}}{A_c \cdot U_L} \cdot \left[ 1 - \exp \left( -\frac{A_c \cdot U_L \cdot F'}{\dot{m} \cdot C_p} \right) \right] \quad [1] \text{ (ecuación 11)}$$

donde

$$\left\{ \begin{array}{l} F_R \rightarrow [\text{adimensional}] \\ \dot{m} \text{ caudal de fluido que circula por el panel} \rightarrow [\text{kg}/\text{hr}] \\ C_{p,f} \text{ calor específico del fluido de trabajo} \rightarrow [\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K}] \\ F' \text{ factor de eficiencia del colector (collector efficiency factor)} \rightarrow [\text{adimensional}] \end{array} \right\}$$

El valor del factor de evacuación del calor es menor de la unidad, debido a que la energía captada por el captador si todo el captador se encuentra a la temperatura de entrada, implicaría que las pérdidas térmicas  $U_L$  serían nulas y por tanto, la energía absorbida por el colector “S” sería mayor que la energía real captada  $Q_u$ . Es decir, la máxima ganancia posible de energía en un colector solar

convencional, se produce cuando todo el conjunto del colector se encuentra a la temperatura de entrada del fluido caloportador [2].

Comúnmente, los colectores cuyo fluido de trabajo es el agua, tienen valores de  $F_R$  entre 0,7 y 0,9 [2].

### FACTOR DE EFICIENCIA DEL COLECTOR $F'$

El factor de eficiencia  $F'$  viene dado por:

$$F' = \frac{1/U_L}{W \cdot \left[ \frac{1}{U_L \cdot [D + (W - D) \cdot F]} + \frac{1}{C_b} + \frac{1}{\pi \cdot D_i \cdot h_{fi}} \right]} \quad [1] \text{ (ecuación 12)}$$

donde

$$\left. \begin{array}{l} F' \rightarrow [\text{adimensional}] \\ W \text{ ancho aleta} \rightarrow [\text{m}] \\ D \text{ diámetro exterior del tubo} \rightarrow [\text{m}] \\ F \text{ factor de eficiencia estándar de aletas consecutivas con perfil rectangular (fin efficiency) } \rightarrow [\text{adimensional}] \\ C_b \text{ conductividad unión aleta - tubo (conductance of the bond between the fin and tube)} \rightarrow [\text{W/m} \cdot \text{K}] \\ D_i \text{ diámetro interior tubo} \rightarrow [\text{m}] \\ h_{fi} \text{ coeficiente de transferencia de calor entre fluido - pared tubo (heat transfer coefficient of fluid)} \rightarrow [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}] \end{array} \right\}$$

El denominador representa la resistencia a la transferencia de calor del fluido al aire ambiente. El numerador es la resistencia a la transferencia de calor del absorbedor de placa al aire ambiente.

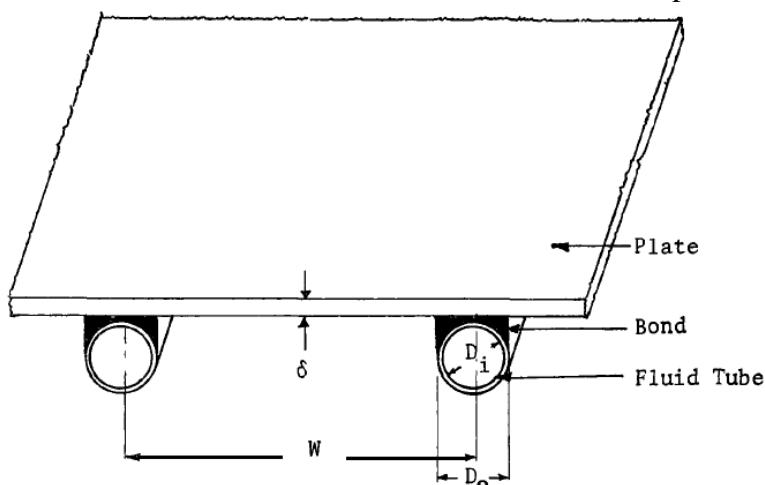


Figura 1. Padam Singh (1978) An Analytical and Experimental Performance Analysis of a Flat-Absorber Cylindrical Parabolic Concentrator and a Flat-Plate Solar Collector

La conductividad enlace aleta-tubo (bond)  $C_b$  puede obtenerse a partir de la siguiente ecuación:

$$C_b = \frac{k_b \cdot b}{\delta_b} \quad [1] \text{ (ecuación 13)}$$

donde

$$\left. \begin{array}{l} C_b \rightarrow [\text{W/m} \cdot \text{K}] \\ k_b \text{ conductividad térmica del material del enlace (bond thermal conductivity)} \rightarrow [\text{W/m} \cdot \text{K}] \\ b \text{ anchura del enlace (bond width)} \rightarrow \text{se simplifica con diámetro exterior conductor } D \text{ ó } D_o \rightarrow [\text{m}] \\ \delta_b \text{ espesor del enlace (average bond thickness)} \rightarrow \text{se simplifica por espesor aletas } \delta \rightarrow [\text{m}] \end{array} \right\}$$

La conductancia de enlace puede ser muy importante para describir con precisión el rendimiento del colector. Whillier and Saluja [Effects of Materials and Construction Details on the Thermal Performance of Solar Water Heaters, 1965] han demostrado mediante experimentos que un simple cableado de sujeción de los tubos a las aletas, da lugar a bajas conductividades de unión y a pérdida

significativas de rendimiento. Por lo que concluyen, que es necesario tener un contacto tubo-aleta formado por metal-metal, de modo que la conductividad de la unión sea superior a 30 [W/m·°C] [1].

### FACTOR DE EFICIENCIA DE LAS ALETAS F

El factor de eficiencia de las aletas **F**, viene determinado por:

$$F = \frac{\tanh \left[ \frac{m \cdot (W - D)}{2} \right]}{\frac{m \cdot (W - D)}{2}} \text{ siendo } m = \left( \frac{U_L}{k \cdot \delta} \right) \quad [1] \text{ (ecuación 14)}$$

donde

$$\left\{ \begin{array}{l} F \rightarrow [\text{adimensional}] \\ m \rightarrow [m^{-2}] \\ k \text{ conductividad de las aletas (fin thermal conductivity) } \rightarrow [W/m \cdot K] \\ \delta \text{ espesor de las aletas (fin thickness) } \rightarrow [m] \end{array} \right\}$$

### COEFICIENTE DE PÉRDIDAS TOTALES (TOTAL LOSS COEFICIENT) **U<sub>L</sub>**

Las pérdidas térmicas en un colector solar se producen por fenómenos de conducción, convección y radiación. Las pérdidas debidas a la conducción son generalmente insignificantes, excepto en diseños con materiales de baja calidad. Las pérdidas convectivas son una función lineal de la diferencia de temperatura entre la cubierta acristalada y el ambiente. Estas pérdidas pueden ser considerables debido a los efectos del viento en la cubierta acristalada. En el interior del colector, la convección transfiere calor al acristalamiento a partir de las células fotovoltaicas [2], si entre el acristalamiento y las células existe un “volumen de aire” que posibilite dicha transferencia térmica, es decir, que no exista vacío [11]. Las pérdidas radiativas son relativamente pequeñas en usos para acondicionamiento de agua (ACS) o para el rango de temperaturas de un sistema de calefacción. Sin embargo, puesto que estas pérdidas son una función de la diferencia entre la cuarta potencia de la temperatura absoluta (0 K ó -273,15 °C) del absorbedor y la temperatura absoluta cielo, que suele ser varios grados más baja que la temperatura del aire ambiente, las pérdidas de radiación puede llegar a ser significativa a temperaturas de funcionamiento más altas.

La siguiente figura (figura 2) representa los flujos energéticos del colector con su entorno:

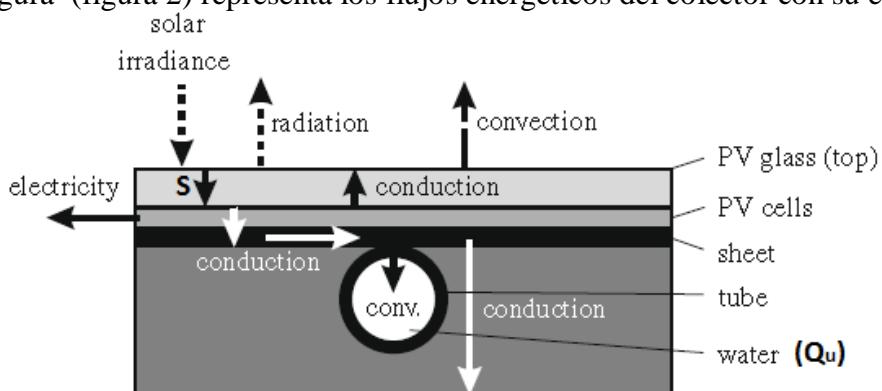


Figura 2. R. Santbergen et al. (2010) Detailed analysis of the energy yield of systems with covered sheet-and-tube PVT collectors

De dicho balance energético, una de las transferencias de calor, que entraña una mayor complicación en su comprensión, es la que se produce dentro del propio conducto mediante el fenómeno de convección:

En tubos horizontales, la dirección de la corriente de convección forzada es transversal al vector de la aceleración gravitatoria. En procesos de calentamiento, el fluido en contacto con la pared está más caliente (más ligero) y asciende a lo largo de ésta. Las corrientes típicas de convección natural, producen un aumento en el coeficiente de transmisión de calor, en relación al de convección forzada [12].

En la figura inferior (figura 3) se representan los perfiles de flujo en convección mixta laminar en un tubo horizontal.

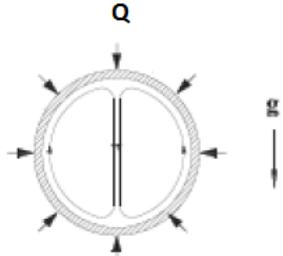
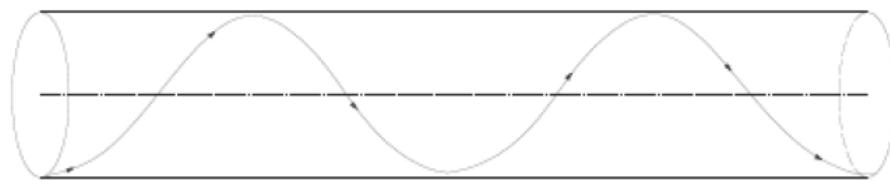


Figura 3.  
Galiana

mediante  
un banco  
de



solares térmicos. Implementación de nuevos componentes  
**COEFICIENTE DE PÉRDIDAS TÉRMICAS PARTE SUPERIOR COLECTOR (TOP LOSS COEFICIENT)**

El rendimiento térmico global de un colector está fuertemente influenciado por los intercambios energéticos que tienen lugar entre el ambiente externo y la superficie del colector. Para el diseño o modelización del colector, estos intercambios energéticos son usualmente descritos en términos de coeficiente de pérdidas de calor en la superficie o cubierta del colector  $U_t$ , el cuál combina los procesos de transferencia de calor tanto por radiación como por convección. El cálculo de  $U_t$  mediante una ecuación semi-empírica, fue primeramente propuesta por Hottel and Woertz (1942). Este método ha sido usado y refinado por diferentes autores, siendo Klein (1979) quien desarrolló una ecuación empírica para el cálculo de  $U_t$  así como unas gráficas ajustadas para valores medios de temperatura de la placa absorbadora que oscilen entre la temperatura ambiente y 200°C, dentro de  $\pm 0,3 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$  [1].

$$U_t = \left\{ \frac{N}{C \cdot \left[ \frac{(\bar{T}_P - T_a)}{(N + f)} \right]^e} + \frac{1}{h_w} \right\}^{-1} + \frac{\sigma \cdot (\bar{T}_P + T_a) \cdot (\bar{T}_P^2 + T_a^2)}{(\varepsilon_p + 0,00591 \cdot N \cdot h_w)^{-1} + \frac{2 \cdot N + f - 1 + 0,133 \cdot \varepsilon_p}{\varepsilon_g} - N}$$

[1] (ecuación 15)

donde

Elena López  
(2009)  
Simulación  
TRNSYS de  
de ensayos  
colectores

$$\left. \begin{array}{l} U_t \text{ coeficiente de pérdidas térmicas parte superior colector (top) } \rightarrow [W/m^2 \cdot K] \\ N \text{ número de cubiertas de cristal en el colector} \\ C \rightarrow [\text{adimensional}] \\ \overline{T_p} \text{ temperatura media de la placa absorbedora } \rightarrow \text{se aproxima a } T_m \text{ (ecuación 7)} \rightarrow [K] \\ f \rightarrow [W/m^2 \cdot K] \\ e \rightarrow [\text{adimensional}] \\ h_w \text{ pérdidas térmicas por convección por efecto del viento } \rightarrow [W/m^2 \cdot K] \\ \sigma \text{ constante de Stefan – Boltzmann } \rightarrow 5,67 \cdot 10^{-8} \left( \frac{W}{m^2 \cdot K^4} \right) \\ \epsilon_p \text{ emisividad de la placa absorbedora } \rightarrow [\text{adimensional}] \\ \epsilon_g \text{ emisividad de la cubierta acristalada } \rightarrow [\text{adimensional}] \end{array} \right\}$$

Hay que considerar que en un colector solar térmico convencional, la temperatura de la placa absorbedora implica que exista una mayor o menor diferencia de temperatura con el exterior, por tanto, las pérdidas térmicas en la parte superior del colector tendrán mayor o menor influencia, respectivamente, en la contabilidad de las pérdidas totales presentes en el funcionamiento del colector. Por otro lado, en un colector PVT, la temperatura media de la placa absorbedora, es consecuencia de la conducción a partir de las células fotovoltaicas, considerándose una aproximación a la misma, la temperatura media del fluido caloportador [2], formulada a partir de la ecuación 7. Se plantea en la literatura, otra alternativa a este cálculo de la temperatura de la placa absorbedora, no obstante, resulta imposible aplicar esta ecuación (ecuación 16), ya que uno de sus parámetros a introducir, en concreto,  $U_L$  es el coeficiente de pérdidas global, cuya obtención requiere del cálculo previo de  $U_t$ . Por otro lado, el calor útil  $Q_u$  también es desconocido en esta fase del cálculo.

$$\overline{T_p} = T_a + \frac{S - E - Q_u}{U_L} \quad [9] \quad (\text{ecuación 16})$$

### CÁLCULO C

$$C \xrightarrow{\text{donde}} \left\{ \begin{array}{l} C = 520 \cdot (1 - 0,000051 \cdot \beta^2) \xrightarrow{\text{para}} 0^\circ < \beta \text{ (inclinación del colector)} < 70^\circ \\ C = 70 \xrightarrow{\text{para}} 70^\circ < \beta \text{ (inclinación del colector)} < 90^\circ \end{array} \right\} [1]$$

(ecuación 17)

### CÁLCULO F

$$f = (1 + 0,089 \cdot h_w - 0,1166 \cdot h_w \cdot \epsilon_p) \cdot (1 + 0,07866 \cdot N) [1] \quad (\text{ecuación 18})$$

donde

$$\left\{ \begin{array}{l} f \rightarrow [W/m^2 \cdot K] \\ h_w \rightarrow [W/m^2 \cdot K] \end{array} \right\}$$

### PÉRDIDAS TÉRMICAS POR CONVECCIÓN POR EFECTO DEL VIENTO $h_w$

La transferencia de calor convectivo inducido por el viento en la parte superior del colector, puede significar un papel significativo en la determinación del valor de  $U_t$  y, por lo tanto, en la eficiencia global del colector. Algunos análisis paramétricos han sido llevados a cabo para estimar el impacto de las pérdidas energéticas convectivas inducidas por el viento en el cálculo de  $U_t$  y el rendimiento del colector (Watmuff et al., 1977; Ramsey and Charmchi, 1980). Los estudios mostraron que la elección de  $h_w$  era de gran importancia cuando el colector no tenía cubierta [10].

Uno de los estudios experimentales más precoz para la obtención de la transferencia de calor convectivo forzado por el viento, fue el llevado a cabo por Jurges (1924). La velocidad del aire fue medida en el centro del túnel de viento y el análisis de los resultados produjo una correlación para las superficies lisas, la cual fue considerada tanto por Watmuff et al. (1977) como por Duffie and Beckman (1991) como de imprecisa, ya que podría incluir efectos de radiación y convección libre,

por lo que se sobreestima el valor de  $h_w$  [10]. La versión modificada de la ecuación de Jurges, fue desarrollada por Watmuff et al. (1977):

$$h_w = 3 \cdot V_{viento} + 2,8 \xrightarrow{\text{para}} V_{viento} \leq 5 \text{ (m/s)} \quad [10] \quad (\text{ecuación 19})$$

### CÁLCULO E

$$e = 0,430 \cdot \left(1 - \frac{100}{\bar{T}_P}\right) \quad [1] \quad (\text{ecuación 20})$$

donde

$$\left. \begin{array}{l} e \rightarrow [\text{adimensional}] \\ \{\bar{T}_P \text{ temperatura media de la placa absorbbedora} \rightarrow \text{se aproxima a } T_m \text{ (ecuación 7)} \rightarrow [K]\} \end{array} \right\}$$

### COEFICIENTE PÉRDIDAS TÉRMICAS PARTE INFERIOR COLECTOR (BOTTOM LOSS COEFICIENT) $U_b$

Las pérdidas térmicas a través de la parte inferior del colector  $U_b$  (bottom), vienen representadas por la siguiente ecuación (ecuación x):

$$U_b = \frac{k}{L_b} \quad [1] \quad (\text{ecuación 21})$$

donde

$$\left. \begin{array}{l} U_b \text{ pérdidas térmicas parte inferior (bottom)} \rightarrow [W/m^2 \cdot K] \\ k \text{ conductividad térmica del aislamiento parte inferior colector (bottom) y bordes(edge)} \rightarrow [W/m \cdot K] \\ L_b \text{ espesor aislamiento parte inferior colector (bottom)} \rightarrow [m] \end{array} \right\}$$

### COEFICIENTE DE PÉRDIDAS EN LOS BORDES DEL COLECTOR (EDGE LOSS COEFICIENT $U_e$ )

Tanto las pérdidas térmicas por fenómenos de convección y radiación se producen en todas las superficies expuestas de los colectores. Para la mayoría de los colectores, la evaluación de las pérdidas en los bordes del colector es complicado. Sin embargo, en un sistema bien diseñado, estas pérdidas deberían ser pequeñas, así que no es necesario calcularlas con gran precisión. Tabor (1958) recomendó, un aislamiento de aproximadamente el mismo espesor que el aislamiento inferior (bottom)[1]. Las pérdidas a través de los bordes lindantes del perímetro del colector, deben ser referenciadas al área del colector, cuyo valor puede ser calculado a partir de la siguiente ecuación (ecuación 22):

$$U_e = \frac{k}{L_e} \cdot p \cdot c \quad [1] \quad (\text{ecuación 22})$$

donde

$$\left. \begin{array}{l} U_e \text{ pérdidas térmicas bordes (edge)} \rightarrow [W/m^2 \cdot K] \\ k \text{ conductividad térmica del aislamiento parte inferior colector (bottom) y bordes(edge)} \rightarrow [W/m \cdot K] \\ L_e \text{ espesor aislamiento bordes colector (edge)} \rightarrow [m] \\ p \text{ perímetro del colector} \rightarrow [m] \\ c \text{ alto o grosor del colector} \rightarrow [m] \end{array} \right\}$$

Finalmente, se puede definir el coeficiente global de pérdidas de calor,  $U_L$ , en  $W/m^2K$ , como la suma de los coeficientes de pérdidas por la parte de superior, bordes o laterales y parte inferior o trasera del colector.

$$U_L = U_t + U_b + U_e \quad [1] \quad (\text{ecuación 23})$$

Una vez obtenido el valor del coeficiente de pérdidas globales en  $W/m^2K$ , se tendrá que hacer una conversión de unidades, para poder introducirlo en la ecuación (ecuación 10) para el cálculo del calor útil  $Q_u$  en  $kJ/hr \cdot m^2 \cdot K$ . Para poder concluir el cálculo de todos los parámetros que

conforman dicha ecuación, es necesario introducir el parámetro S que representa la radiación solar absorbida por el colector.

### RADIACIÓN SOLAR ABSORBIDA POR UNIDAD DE ÁREA S

La proporción de radiación solar incidente en la superficie del colector, que finalmente resulta absorbida, es función de las propiedades ópticas de la cubierta del colector (acristalamiento) y de la superficie absorbedora (células fotovoltaicas).

$$S = I \cdot (\alpha \cdot \tau) \quad [1] \text{ (ecuación 23)}$$

donde

$$\left\{ \begin{array}{l} S \rightarrow [\text{kJ}/\text{hr} \cdot \text{m}^2] \\ \alpha \text{ absorbividad normal a la superficie (collector plate absorptance)} \rightarrow [\text{adimensional}] \\ \tau \text{ transmitancia normal a la superficie (cover transmittance)} \rightarrow [\text{adimensional}] \\ I_T \text{ radiación solar incidente superficie inclinada (solar energy incident on a tilted collector)} \rightarrow [\text{kJ}/\text{hr} \cdot \text{m}^2] \end{array} \right.$$

Concluido el cálculo del calor útil que se transfiere al fluido caloportador en el interior de un colector solar convencional, para determinar la transferencia real de energía al fluido en un colector PVT, se introduce el parámetro E, que corresponde a la energía eléctrica producida por las células fotovoltaicas.

### EFICIENCIA MÓDULO FOTOVOLTAICO COMO FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA DE OPERACIÓN

La eficiencia de conversión energética de una célula solar se define como el cociente entre la máxima potencia eléctrica que se puede entregar a la carga y la potencia de la radiación incidente sobre el dispositivo. Esta eficiencia y la potencia máxima se obtienen únicamente si la resistencia de carga es la adecuada:

$$\eta_e = \frac{P_{\max}}{I \cdot A_{\text{mód}}} = \frac{V_{\text{pmp}} \cdot I_{\text{pmp}}}{I \cdot A_{\text{mód}}} \quad [13] \text{ (ecuación 24)}$$

donde

$$\left\{ \begin{array}{l} \eta_e \text{ eficiencia eléctrica módulo fotovoltaico} \rightarrow [\text{adimensional}] \\ P_{\max} \equiv E \text{ potencia eléctrica máxima o electricidad generada a partir de la irradiancia} \rightarrow [\text{W}] \\ V_{\text{pmp}} \text{ tensión correspondiente al punto de máxima potencia} \rightarrow [\text{V}] \\ I_{\text{pmp}} \text{ intensidad del punto de máxima potencia} \rightarrow [\text{A}] \\ I \text{ irradiancia} \rightarrow \left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \right] \\ A_{\text{cél/mód}} \text{ área células que conforman el módulo fotovoltaico} \rightarrow [\text{m}^2] \end{array} \right. \quad [13]$$

El pronunciado efecto que la temperatura de operación de una célula/módulo fotovoltaico ejerce sobre la eficiencia eléctrica, está bien documentado en la literatura. El fenómeno que se produce, responde a un aumento ligero de la corriente de cortocircuito ( $I_{\text{CC}} \rightarrow V=0$ ) conforme asciende la temperatura de la célula, por el contrario, aparece una fuerte disminución de la tensión de circuito abierto ( $V_{\text{ca}} \rightarrow I=0$ ), por lo que consecuentemente, el valor de máxima potencia descenderá, así como el rendimiento de la célula solar, con dicho aumento de la temperatura. Por tanto, la temperatura de las células solares fotovoltaicas, es un parámetro a controlar, ya que tiene un efecto muy significativo en la respuesta eléctrica del módulo. Para ello, es necesario incorporar un adecuado modelado de los coeficientes de temperatura de los principales parámetros eléctricos [13].

La relación anteriormente mencionada, entre la temperatura de la célula fotovoltaica y el rendimiento eléctrico, puede definirse según la siguiente ecuación (ecuación 25) planteada por Evans and Florschuetz (1977):

$$\eta_e = \eta_{T_{ref}} \cdot [1 - \beta_{ref} \cdot (T_c - T_{ref})] \quad [14] \text{ (ecuación 25)}$$

donde

$$\left\{ \begin{array}{l} \eta_e \text{ eficiencia eléctrica módulo fotovoltaico} \rightarrow [\text{adimensional}] \\ \eta_{T_{ref}} \text{ eficiencia eléctrica módulo a la temperatura de referencia } T_{ref} \rightarrow [\text{adimensional}] \\ T_{ref} \text{ temperatura de referencia para una irradiancia de } 1000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \rightarrow 25^\circ\text{C (STC)} \text{ [Ref. 13]} \\ \beta_{ref} \text{ coeficiente de temperatura a la temperatura de referencia } T_{ref} \rightarrow [\%/\text{°C}] \\ T_c \text{ temperatura de operación de la célula/módulo} \rightarrow [\text{°C}] \end{array} \right\}$$

La predicción del rendimiento eléctrico del módulo fotovoltaico, en términos de potencia eléctrica desarrollada, es decir, el cálculo de la energía eléctrica como desviación de las condiciones de ensayo estándar informado por el fabricante del módulo, es modelado de forma diversa, según los autores, considerando factores como los de la transmitancia del cristal  $\tau$  que recubre el módulo fotovoltaico, en el caso de la ecuación desarrollada por (Jie et al., 2007):

$$E = (I \cdot \tau) \cdot A_{mód} \cdot \eta_{T_{ref}} \cdot [1 - \beta_{ref} \cdot (T_c - T_{ref})] \quad [14] \text{ (ecuación 26)} \xrightarrow{\text{siendo}} \left\{ E [\text{W}] \xrightarrow{Q_u} \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{hr}} \right] \right\}$$

Los valores de  $\eta_{T_{ref}}$  y  $\beta_{ref}$  normalmente, son aportados por los fabricantes en la ficha técnica del módulo fotovoltaico. No obstante, el coeficiente de temperatura, puede ser calculado a partir de la siguiente ecuación (ecuación 27) desarrollada por Garg and Agarwal (1995), en la que se verifica que dicho coeficiente no solo depende de las características técnicas de los materiales de fabricación de las células, sino además, de la temperatura de referencia  $T_{ref}$ :

$$\beta_{ref} = \frac{1}{T_0 - T_{ref}} \quad [14] \text{ (ecuación 27)}$$

donde  $\{T_0$  temperatura en la que la eficiencia eléctrica del módulo PV desciende a cero}

Con respecto a las variables climatológicas relevantes, en la predicción de la temperatura de operación de las células fotovoltaicas, Griffith JS. Et al. (1981) comprobaron que el aumento de la temperatura de la célula fotovoltaica con respecto al ambiente, es extremadamente sensible a la velocidad del viento, menos sensible a la dirección del viento, y prácticamente insensible a la temperatura atmosférica. Por otro lado, resulta evidente su fuerte dependencia con la irradiación incidente [15].

El ambiente térmico que establece el valor instantáneo de la temperatura de operación de los módulos fotovoltaicos es bastante complejo. Deben ser tenidos en cuenta, en el balance energético del módulo para la estimación de  $T_c$ , tanto los procesos internos que tienen lugar en los materiales semiconductores durante el bombardeo por fotones; los cuales permiten la producción de electricidad pero también la liberación de energía no convertida en forma de calor; así como los mecanismos de transferencia de calor estándar como la convección y la radiación [15].

Un procedimiento establecido, para formular la temperatura de operación de la célula/módulo, implica recurrir a la temperatura de operación nominal de la célula (TONC), definida como, la temperatura que alcanzan las células solares, cuando se somete al módulo a unas condiciones de operación establecidas en una irradiancia de  $800 \text{ W/m}^2$ , con una temperatura ambiente de  $20^\circ\text{C}$ , velocidad del viento  $1 \text{ m/s}$  y una distribuciónpectral AM 1,5 [13]:

$$T_c = T_a + \left( \frac{I}{I_{TONC}} \right) \cdot \left( \frac{U_{L,TONC}}{U_L} \right) \cdot (T_{c,TONC} - T_{a,TONC}) \cdot \left[ 1 - \left( \frac{\eta_e}{\tau \cdot \alpha_{PV}} \right) \right] \quad [15] \text{ (ecuación 28)}$$

donde

$$\left\{ \begin{array}{l} T_c \text{ temperatura de operación de la célula/módulo} \rightarrow [K] \xrightarrow{\text{convertir a}} [^{\circ}\text{C}] \text{ para cálculo E (ecuación 26)} \\ \quad T_a \rightarrow [K] \\ \quad I_{TONC} \rightarrow 800 \text{ W/m}^2 \\ U_{L,TONC} \rightarrow \text{coeficiente de pérdidas térmicas globales en condiciones de cálculo TONC} \rightarrow [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}] \\ \quad T_{c,TONC} \text{ temperatura célula en las condiciones de cálculo TONC} \rightarrow [K] \\ \quad T_{a,TONC} \rightarrow 20 + 273 \text{ [K]} \end{array} \right\}$$

No obstante, si queremos definir una potencia eléctrica que contemple la influencia de la absorción solar de las células fotovoltaicas  $\alpha_{PV}$ , además de establecer una relación entre la temperatura de las células fotovoltaicas y el fluido caloportador ( $T_p \approx T_m$ ) es preciso recurrir a la ecuación desarrollada por Hendrie (Evaluation of Combined Photovoltaic/Thermal Collectors, 1979):

$$E = (I \cdot \alpha_{PV} \cdot \tau) \cdot A \cdot \eta_{T_{ref}} \cdot [1 - \beta_{ref} \cdot (T_m - T_{ref})] \quad [14] \text{ (ecuación 26)}$$

siendo  $\left\{ E \text{ [W]} \xrightarrow{Q_u} \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{hr}} \right] \right\}$

### FACTOR DE EMPAQUETAMIENTO (PACKING FACTOR) FE

El último de los parámetros a introducir en el colector PVT “Type50a”, es el factor de empaquetamiento, definido como:

$$FE = \frac{A_c}{A_{mód}} \quad [13] \text{ (ecuación 27)}$$

### TEMPERATURA DE ESTANCIAMIENTO (STAGNATION TEMPERATURE)

Un factor importante a evaluar en los ensayos de los colectores solares térmico, es la temperatura de estancamiento, definida como la temperatura del captador durante los períodos de no extracción de calor útil del captador, cuando la radiación solar y la temperatura ambientes circundantes son elevadas. Su cálculo viene definido por la UNE-EN 12975-2 (ecuación 28) y el valor obtenido en el estudio, para dicha temperatura de estancamiento es de aproximadamente  $87^{\circ}\text{C}$ , para un caudal de 0 kg/hr. Esto implica, que a nivel captador térmico no hay problemas de sobrecalentamiento, no obstante, si comenzara a operar el panel a temperaturas altas, las pérdidas térmicas serían mayores, por la diferencia entre la temperatura del colector PVT y el entorno. Por otro lado, a nivel fotovoltaico habría que considerar, además de que la potencia eléctrica desarrollada disminuye con la temperatura ( $\beta=-0,0043/{^{\circ}\text{C}}$  → módulo A-230P), si la temperatura de las células sobrepasa un cierto valor, entre  $85$  y  $100^{\circ}\text{C}$ , los materiales encapsulados se dañan de forma irreversible y el módulo puede llegar a quedar inservible [13]. En el caso del módulo fotovoltaico A-230P, el fabricante estipula que su temperatura máxima de funcionamiento oscila en torno a los  $85^{\circ}\text{C}$ , por lo que el colector PVT, solo sufriría una disminución de la producción eléctrica.

$$t_{stg} = t_{as} + \frac{G_s}{G_m} \cdot (t_{sm} - t_{am}) \quad [16] \text{ (ecuación 28)}$$

donde

$$\left. \begin{array}{l} t_{stg} \text{ temperatura de estancamiento} \rightarrow [^{\circ}\text{C}] \\ t_{as} \text{ temperatura ambiente seleccionada} \rightarrow [^{\circ}\text{C}] \\ G_s \text{ irradiancia solar seleccionada} \rightarrow [\text{W/m}^2] \\ G_m \text{ irradiancia solar natural o simulada en el plano de captación (medida)} \rightarrow [\text{W/m}^2] \\ t_{sm} \text{ temperatura del absorbedor (medida)} \rightarrow [^{\circ}\text{C}] \\ t_{am} \text{ temperatura del aire circundante (medida)} \rightarrow [^{\circ}\text{C}] \end{array} \right\}$$

Una vez desarrolladas todas las ecuaciones que definen el modelo físico del colector híbrido térmico-fotovoltaico, se procederá al estudio de la curva de rendimiento del colector en estudio, a su validación por medio del simulador Trnsys, así como al cálculo de las demandas características de una vivienda, en el anexo.

A continuación, se llevará a cabo un análisis de los resultados obtenidos y las conclusiones derivadas de los mismos.

## 5. RESULTADOS OBTENIDOS EN LA SIMULACIÓN

Con la bancada de ensayo realizada se esperan obtener valores aproximados en la bancada de trabajo.

$\eta$ eléctrico	$\eta$ térmico	$\eta$ total	Producción eléctrica (Wh/day)	Producción térmica (Wh/day)	Producción total (Wh/day)
15,4	18,7	34,1	501,5	904,3	1405,8

## 6. CONCLUSIONES

Se esperaban obtener unos rendimientos térmicos globales más elevados, no obstante, tal y como se puede corroborar en el resto de la literatura, el funcionamiento de los colectores PVT en conjunto, suelen tener peores rendimientos que a nivel independiente cada tecnología.

No obstante, esta tecnología permite una aplicación en edificios en los que su limitación de espacio, imposibilita la instalación de tecnología fotovoltaica y solar térmica de forma individualizada.

Es importante, continuar con la investigación de la influencia de los diferentes componentes (aletas, diámetros de los conductos, espacios entre los conductos, transferencia de calor entre los diferentes elementos que conforman el colector) para ajustar la tecnología hacia una mayor producción fotovoltaica u térmica.

Además, a pesar de que para la bancada de ensayo, la curva de rendimiento casi convergía con la obtenida en el estudio experimental (tesis doctoral), una vez montada la bancada de trabajo, los

resultados no siguen una misma dinámica, con lo que muestra que la validación no ha sido del todo correcta, es decir, se tendría que seguir ajustando los parámetros de ajuste. Es más, se recomienda programar por lenguaje Fortran, de forma que se puedan acceder a las ecuaciones matemáticas que Trnsys ha definido para cada modelo. Asimismo, se podrá trabajar el comportamiento hidráulico del colector, lo que resultaría importante, para determinar la transferencia de calor entre la placa absorbadora y el fluido caloportador; así como la propia temperatura de la placa absorbadora.

En definitiva, Trnsys como programa de simulación ofrece muchas ventajas al diseñador de la instalación, pero un manejo exhaustivo del Trnsys, requiere un trabajo muy meticuloso y que queda fuera del alcance de este proyecto fin de máster

## Referencias

- [1] J. A. Duffie, and W. A. Beckman.: Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, Solar Engineering of Thermal Processes, 1980.
- [2] Miroslav Bosanac, Bent Sørensen\*, Ivan Katic, Henrik Sørensen\*\*, Bruno Nielsen\*\*, Jamal Badran.: Danish Technological Institute, Solar Energy Centre, \*Novator Advanced Technology Consulting, \*\*Esbensen Consulting Engineers Ltd., Photovoltaic/Thermal Solar Collectors and Their Potential in Denmark, 2003.
- [3] P.G. Charalambous <sup>a</sup>, G.G. Maidment <sup>a</sup>, S.A. Kalogirou <sup>b</sup>, K. Yiakoumetti.: <sup>a</sup> London South Bank University, London, UK, <sup>b</sup> Higher Technical Institute, Nicosia, Cyprus, Photovoltaic thermal (PV/T) collectors: A review, 2007.
- [4] Evans, D.L., Florschuetz, L.W.: Mechanical Engineering Faculty, Arizona State University, Tempe, U.S.A., Cost studies on terrestrial photovoltaic power systems with sunlight concentration, 1977.
- [5] José Daniel Carrero Rico.: Departamento de Ingeniería y Mecánica de Fluidos, Escuela Superior de Ingenieros Industriales, Universidad de Sevilla, Estudio Paramétrico de Instalaciones de Energía Solar para Producción de Agua Caliente Sanitaria, Proyecto Fin de Carrera, 2006.

- [6] Padam Singh.: Department of Electrical Engineering Faculty of Science and Engineering University of Ottawa, Ottawa, Canada, An Analytical and Experimental Performance Analysis of a Flat-Absorber Cylindrical Parabolic Concentrator and a Flat-Plate Solar Collector, 1978.
- [7] Fernando Maldonado Noguera.: Departamento de Telecomunicaciones e Ingeniería de Sistemas, Ingeniería Técnica de Telecomunicaciones, Especialidad en Sistemas Electrónicos, Universidad Autónoma de Barcelona, Energía Solar Térmica, Proyecto Fin de Carrera, 2010.
- [8] R. Santbergen <sup>a</sup>, C.C.M. Rindt <sup>a</sup>, H.A. Zondag <sup>b</sup>, R.J.Ch. van Zolingen <sup>a</sup>.: <sup>a</sup> Eindhoven University of Technology, Department of Mechanical Engineering, Eindhoven, <sup>b</sup> Energy research Centre of the Netherlands (ECN), The Netherlands, Detailed analysis of the energy yield of systems with covered sheet-and-tube PVT collectors, 2010.
- [9] J. Bilbao, A. B. Sproul.: School of Photovoltaic and Renewable Energy Engineering, University of New South Wales, Kensington, Australia, Analysis of a Plate Photovoltaic-Thermal (PVT) Models.
- [10] S. Sharples, P. S. Charlesworth.: Building Science Research Unit, School of Architecture, University of Sheffield, U.K., Full-Scale Measurements of Wind-Induced Convective Heat Transfer From a Roof-Mounted Flat Plate Solar Collector, 1997.
- [11] Frank P. Incropera, David P. DeWitt.: Fundamentals of heat and mass transfer, Cuarta Edición, Editorial Prentice Hall, 1999.
- [12] Elena López Galiana.: Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial, Intensificación Industrias Químicas, Universidad Politécnica de Cartagena, Simulación mediante TRNSYS de un banco de ensayos de colectores solares térmicos. Implementación de nuevos componentes, 2009.
- [13] Ángel Antonio Bayod Rújula.: Departamento de Ingeniería Eléctrica, Universidad de Zaragoza, Energías renovables: Sistemas fotovoltaicos, 2009.
- [14] E. Skoplaki, J.A. Palyvos.: Solar Engineering Unit, School of Chemical Engineering, National Technical University of Athens, Athens, Greece, On the temperature dependence of photovoltaic module electrical performance: A review of efficiency/power correlations, 2008.
- [15] E. Skoplaki, J.A. Palyvos.: Solar Engineering Unit, School of Chemical Engineering, National Technical University of Athens, Athens, Greece, Operating temperature of photovoltaic modules: A survey of pertinent correlations, 2008.
- [16] UNE-EN 12975-2.: Sistemas solares térmicos y componentes, Captadores Solares, Parte 2: Métodos de ensayo, 2006.
- [17] Grupo de Termotecnia, Departamento de Ingeniería Energética y Mecánica de Fluidos, Universidad de Sevilla, Colección de Tablas y Gráficas de Termotecnia, 2002.
- [18] H.A. Zondag<sup>a</sup>, D.W. de Vries<sup>a</sup>, W.G.J. van Helden<sup>b</sup>, R.J.C. van Zolingen<sup>c</sup>, A.A. van Steenhoven <sup>a</sup>.: <sup>a</sup>Eindhoven University of Technology, MB Eindhoven, The Netherlands, <sup>b</sup>Energy Research Centre of the Netherlands ECN, ZG Petten, The Netherlands, <sup>c</sup> Shell Solar Energy B.V., AV Helmond, The Netherlands, The yield of different combined PV-thermal collector designs, 2003.
- [19] José Antonio Turégano Romero.: Máster Oficial de Energías Renovables y Eficiencia Energética, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, Universidad de Zaragoza, Asignatura energía solar térmica, 2011-2012.

[20] Stewart Robinson.: Operations and Information Management Group, Aston Business School, Aston University, Birmingham, United Kingdom, Simulation Model Verification and Validation: Increasing the Users' Confidence, 1997.

[21] Pilar Gómez Vera.: Escuela Universitaria Politécnica de Ingenieros Técnicos Industriales, Universidad de Las Palmas de Gran Canaria, Proyecto Fin de Carrera, Distribución e Instalaciones de almacén de productos de la construcción adaptado a P.M.R. (Personas de Movilidad Reducida), 2010.

[21] Documento Básico de Ahorro de Energía, Sección HE 4, Contribución solar mínima de agua caliente sanitaria, Código Técnico de la Edificación, 2006.

[22] Productor y distribuidor TiSUN, Sistemas solares para condiciones extremas, Sede Central en Solarpark Söll, Tirol.

[23] T.T. Chow.: Building Energy and Environmental Technology Research Unit, Division of Building Science and Technology, College of Science and Engineering, City University of Hong Kong, Hong Kong, China, A review on photovoltaic/thermal hybrid solar technology, 2010.

### **Referencias del trnsys para las ecuaciones que emplean**

[A] Florschuetz L.W.: Extension of the Hottel-Whillier-Bliss Model to the analysis of Combined Photovoltaic/Thermal Flat Plate Collectors, Winnipeg, 1976.

[B] Duffie J.A. and Beckman W.A.: Solar Engineering of Thermal Processes – Second Edition, Wiley-Interscience, Ne