



Universidad
Politécnica
de Cartagena

SECCIÓN DE POSTGRADO Y TÍTULOS PROPIOS

Proyecto Fin de Periodo Formativo Doctorado

**Estudio de idoneidad sobre la utilización de
elementos insertados en captadores solares
cilindro parabólicos para mejorar la eficiencia
térmica.**

Autor/a: Juan Manuel Durán Pastrana
Directores: José Pérez García
Juan Pedro Solano Fernández

Cartagena, Octubre de 2014

Contenido

Resumen	5
1. Introducción	5
2. Modelo matemático de PTCs.....	7
3. Discusión.....	11
3.1 Parámetros de diseño y fluidos típicos en PTCs.....	11
3.2 Utilización de elementos insertados en PTCs	15
3.3 Nanofluidos en PTCs.....	17
3.4 Elementos insertados y nanofluidos en PTCs e intercambiadores industriales..	22
4. Conclusiones.....	22
Referencias bibliográficas.....	24
Anexo 1.....	27

Lista de figuras

Figura 1. Esquema de PTCs (Fuente [1])	5
Figura 2. Curvas caracterísitcas (Fuente [2]).....	6
Figura 3. Sistema de seguidor solar a dos ejes (Fuente [3]).....	7
Figura 4. Esquema de transmisión de calor en un PTC (Fuente [3]).....	8
Figura 5. Número de Reynolds a T=473 K y una velocidad de 0,25m/s, para distintos diámetros de tubo absorbedor y fluidos.....	13
Figura 6. Número de Reynolds a T=473 K y una velocidad de 0,25m/s, para distintos diámetros de tubo absorbedor y para el Therminol VP1.	14
Figura 7. Número de Reynolds a T=673 K y un diámetro de 0,066m, para distintas velocidades y fluidos.	14
Figura 8. Número de Reynolds a T=673 K y un diámetro de 0,066m, a bajas velocidades y distintos fluidos.	15
Figura 9. Número de Reynolds a T=673 K y un diámetro de 0,066m, para distintas velocidades y para el fluido Therminol VP1.....	15
Figura 10. Efecto del espesor de la película de poros sobre el coeficiente de transmisión de calor en el absorbedor (Fuente [17]).....	16
Figura 11. Efecto del espesor de la película de poros sobre la caída de presión en el absorbedor (Fuente [17]).....	17
Figura 12. Número de Reynolds para un nanofluido constituido con Syltherm 800 a 473 K y distintas nanopartículas en función de la concentración volumétrica de partículas.....	19
Figura 13. Número de Reynolds para un nanofluido constituido con Therminol VP1 a 473 K y distintas nanopartículas en función de la concentración volumétrica de las partículas.	19
Figura 14. Número de Reynolds para un nanofluido constituido con Syltherm 800 a 673 K y distintas nanopartículas en función de la concentración volumétrica de partículas.....	20
Figura 15. Número de Reynolds para un nanofluido constituido con Therminol VP1 a 673 K y distintas nanopartículas en función de la concentración volumétrica de partículas.....	20
Figura 16. Número de Reynolds para un nanofluido constituido con Nitrate Salt a 673 K y distintas nanopartículas en función de la concentración volumétrica de partículas.....	21
Figura 17. Número de Reynolds para un nanofluido constituido con Hitec XL a 673 K y distintas nanopartículas en función de la concentración volumétrica de partículas.....	21

Nomenclatura

ρ_f , densidad del fluido térmico a la temperatura promediada del segmento “i” del absorbedor (kg/m^3).

A_f , sección transversal del fluido (m^2).

C_f , calor específico del fluido en el segmento “i” (J/kg K).

$T_{i,f}$, temperatura de entrada del fluido al absorbedor en el segmento “i” (K).

$T_{i,a}$, temperatura del absorbedor en el segmento “i” (K).

F_f , caudal volumétrico de fluido (m^3/s).

h_f , coeficiente de transmisión de calor por convección del fluido ($\text{W/m}^2 \text{K}$).

D_{ai} , diámetro interior del tubo absorbedor (m).

ρ_a , densidad del absorbedor (kg/m^3).

A_a , sección transversal del absorbedor (m^2).
 C_a , calor específico del absorbedor ($J/kg\ K$).
 T_{i_v} , temperatura del tubo de vidrio protector en el segmento "i" (K).
 T_{i_a} , temperatura del absorbedor en el segmento "i". (K)
 Q_{sol} , irradiancia solar directa por unidad de absorbedor (W/m).
 η_a , rendimiento óptico del absorbedor.
 α_a , absortancia del absorbedor.
 h_a , coeficiente de transmisión de calor por convección en el espacio circular entre el absorbedor y el tubo protector de vidrio ($W/m^2\ K$).
 D_{ae} , diámetro exterior del tubo absorbedor (m).
 D_{vi} , diámetro exterior del tubo absorbedor (m).
 σ , constante de Stefan-Boltzmann.
 ε_a , emisividad del absorbedor.
 ε_v , emisividad del vidrio.
 I_{ba} , radiación normal directa por unidad de área de colector (W/m^2).
 A_c , apertura del colector (m^2).
 w , ancho del captador (m).
 L , longitud del captador (m).
 η_v , rendimiento óptico del vidrio.
 τ_v , transmisividad del vidrio.
 ρ_v , densidad del absorbedor (kg/m^3).
 A_v , sección transversal del vidrio ($J/kg\ K$).
 T_{i_v} , temperatura del tubo de vidrio protector en el segmento "i" (K).
 T_{amb} , temperatura ambiente (K).
 η_v , rendimiento óptico del vidrio.
 α_v , absortancia del vidrio.
 h_v , coeficiente de transmisión de calor por convección en el aire ambiente ($W/m^2\ K$).
 D_{ve} , diámetro exterior del tubo protector de vidrio (m).
 T_{sky} , temperatura estimada del cielo (K).
 k_{air} , conductividad térmica del aire ($W/m\ K$).

Resumen

En este trabajo se lleva a cabo una revisión bibliográfica con el objeto de estudiar la idoneidad de introducir en colectores solares cilindro parabólicos (PTCs, *Parabolic Trough Collector*) elementos insertados que mejoren su rendimiento térmico. El fin de introducir ese tipo de elementos en el interior del tubo absorbedor es promover la transición al régimen turbulento, aumentando por tanto el coeficiente de transferencia de calor por convección entre la pared del absorbedor y el fluido térmico. Se trata de una técnica empleada en intercambiadores de calor en diferentes aplicaciones industriales.

La revisión bibliográfica también se ocupará de la búsqueda de trabajos de investigación en los que se usen nanofluidos como fluidos caloportadores en este tipo de captadores, o se introduzca algún otro tipo de mejora que suponga un incremento en la eficiencia de los PTCs.

En el presente trabajo se analizan parámetros de diseño de los PTCs, tales como el diámetro del tubo absorbedor o el caudal o la velocidad del fluido en su interior, así como propiedades de los fluidos térmicos más comunes empleados en este tipo de captadores, con el objetivo de estudiar el número de Reynolds para determinar si el flujo por el interior del absorbedor es laminar o turbulento. Del mismo modo, también se estudia si se produce algún tipo de variación en el flujo en el caso de introducir elementos insertados en el interior del absorbedor, o si varía el tipo de régimen al emplear nanofluidos e incluso nanofluidos con elementos insertados.

1. Introducción

Los colectores solares cilindro parabólicos son captadores concentradores solares de foco lineal, que transforman la radiación solar directa en energía térmica, gracias al calentamiento de un fluido de trabajo que puede llegar hasta los 400 °C en los casos más favorables.



Figura 1. Esquema de PTCs (Fuente [1])

En la Figura 1 se pueden observar los componentes fundamentales de un PTC:

- *Reflector Cilíndrico Parabólico*: su misión es la de reflejar y concentrar sobre el receptor la radiación solar directa incidente sobre la superficie. A grandes rasgos es un espejo curvo que forma en una de sus dimensiones una parábola, de forma que concentra sobre su línea focal toda la radiación reflejada. Entre los materiales usados para la reflexión, se encuentran plásticos recubiertos con películas de plata o aluminio, chapas metálicas, o el más usado: vidrios sobre los que se deposita una capa de plata junto con un protector de base de cobre y pintura epoxi.

- *Tubo Receptor o Absorbedor*: es un elemento fundamental en un PTC, pues el rendimiento global del colector depende en gran parte de la calidad termodinámica del absorbente. Puede constar de un solo tubo o de dos tubos concéntricos. En este último caso, el tubo interior es metálico de elevada absorptancia (>90%) y de baja emisividad (<30%) en el espectro infrarrojo, lo que se traduce en un elevado rendimiento térmico. Por otro lado, el tubo exterior es de cristal y tiene el objetivo de reducir las pérdidas térmicas por convección del tubo metálico, así como de protegerlo frente a condiciones meteorológicas adversas. Ambos tubos suelen llevar un tratamiento para aumentar la transmisividad de la radiación solar, lo que provoca un aumento del rendimiento óptico del colector.

- *Sistema de Seguimiento Solar*: El seguimiento del Sol se hace con el objetivo de aprovechar el mayor número de horas posibles de luz solar, de forma que la radiación solar llegue lo más perpendicularmente posible al colector y se proyecte hacia el foco continuamente. Los PTCs pueden tener seguimiento a dos ejes o a un único eje. En el caso de ser a un solo eje, la orientación puede ser Norte-Sur o Este-Oeste.

Este tipo de colectores tiene una eficiencia termodinámica muy buena en comparación con otros, y es por ello por lo que se usan en algunos procesos industriales como en la producción de acetona, el procesado de residuos, en la industria láctea, así como en la producción de electricidad, donde se han realizado

numerosos trabajos de investigación. Aun así, una de las mayores desventajas de este tipo de colectores es que sólo hace uso de la radiación solar directa, siendo incapaz de captar la radiación difusa. Debido a ello, los costes se incrementan, pues es necesario instalar un sistema de seguimiento solar que necesita de un aporte secundario de energía y de mantenimiento.

En la Figura 2, se representan las curvas características de un colector solar cilindro parabólico y otro plano. Puede observarse como el cilindro parabólico es mucho más eficiente cuanto mayor es la temperatura de trabajo.

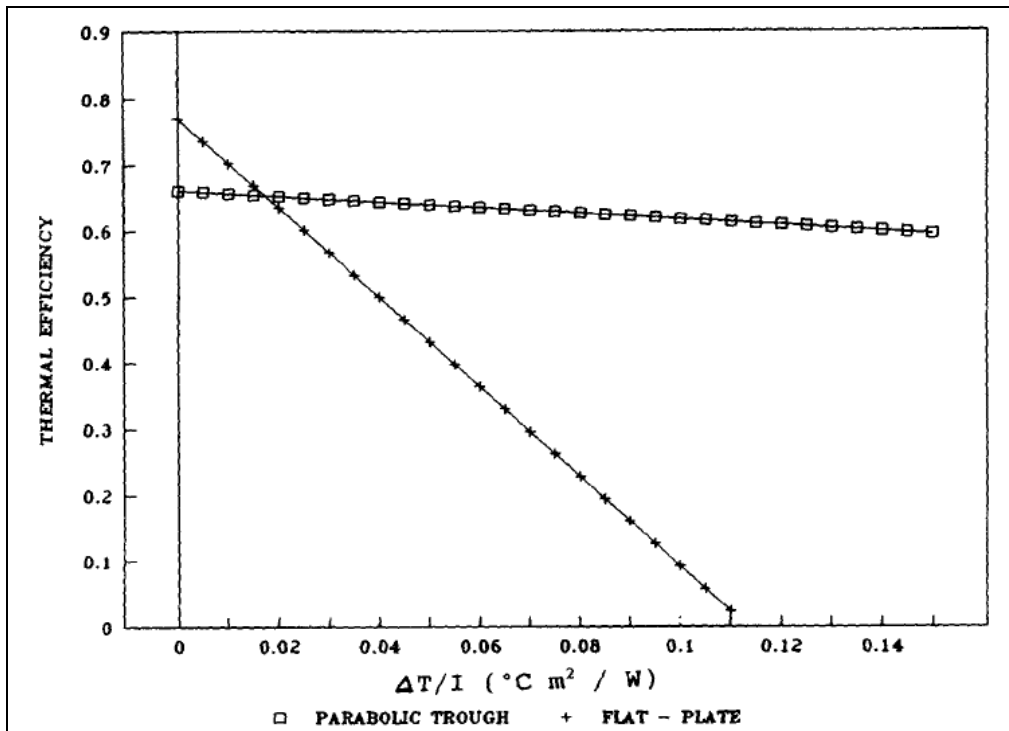


Figura 2. Curvas de eficiencia típicas de colectores cilindro parabólicos y planos, (fuente [2]).

2. Modelo matemático de PTCs

En este apartado se presenta el modelo analítico empleado por Ouagued et al. [3] en su estudio sobre la estimación de la temperatura, pérdidas y ganancias de calor de un PTC usando distintos tipos de fluidos térmicos.

Los autores asumen las siguientes consideraciones para plantear el modelo matemático:

- Flujo en el interior del absorbedor unidimensional.
- Hay vacío en el espacio anular entre el absorbedor y el tubo de vidrio exterior. No hay transmisión de calor por conducción ni por convección desde el absorbedor hacia ese tubo de vidrio exterior.
- Los diámetros y las superficies de concentración son constantes.

- No se consideran las pérdidas por conducción en los soportes al final de cada captador.
- El PTC está montado sobre un sistema de seguimiento a dos ejes, por lo que sigue perfectamente al sol durante el día. Con esto se consigue que la apertura del colector permanezca siempre normal al sol (Figura 3).

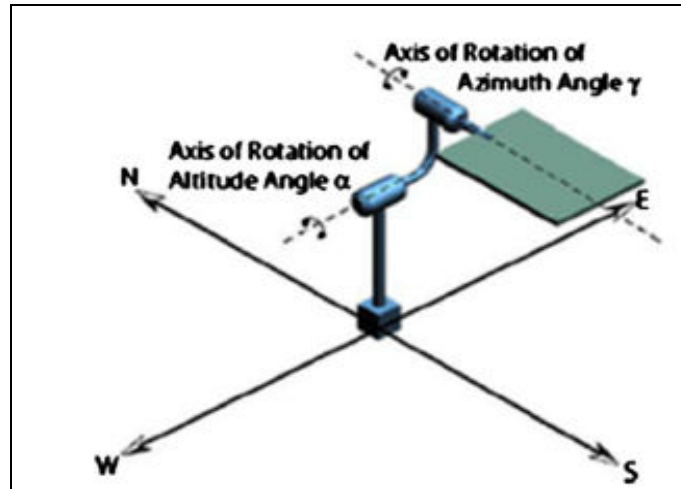


Figura 3. Sistema de seguidor solar a dos ejes, (fuente [3]).

El modelo analítico que presentan los autores, es un balance de energía entre el fluido térmico que circula por el interior del absorbedor y el exterior. La energía solar reflejada por los espejos sobre el absorbedor se convierte en energía térmica. La mayor parte de esta energía se transfiere el fluido térmico por convección forzada, el resto vuelve al tubo protector de vidrio por radiación y convección natural. Esa fracción de energía atraviesa el tubo de vidrio por conducción y junto con la energía absorbida por el vidrio se transfiere al medio por convección y al exterior por radiación, constituyendo las únicas pérdidas térmicas que consideran los autores. Con estas premisas se construye un sistema de ecuaciones de transmisión de calor, que se completa con datos geométricos del colector, el tipo de fluido térmico, propiedades ópticas y térmicas de los materiales y las condiciones ambientales. En la Figura 4 se presenta un esquema sobre lo comentado anteriormente.

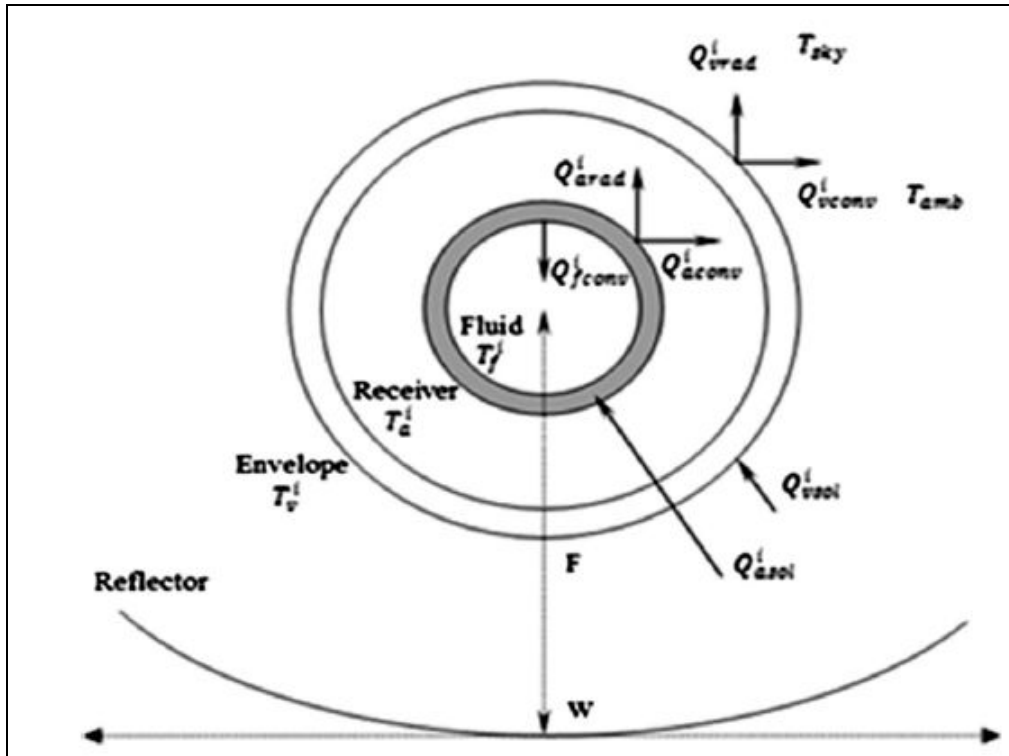


Figura 4. Esquema de transmisión de calor en un PTC, (fuente [3]).

A la hora de plantear el sistema de ecuaciones diferenciales que rige el problema, los autores dividen en N segmentos el absorbedor y el tubo de vidrio exterior, aplicando el balance de energía a cada uno de los segmentos.

Balance de energía en el fluido térmico

Para un segmento "i" cualquiera de longitud Δz , a lo largo del eje z , el balance de energía por unidad de longitud del segmento es:

$$\rho_f A_f C_f \frac{dT_f^i}{dt} = \frac{F_f \rho_f C_f}{\Delta z} (T_f^{i-1} - T_f^i) + h_f \pi D_{ai} (T_a^i - T_f^i) \quad (1)$$

Siendo:

$$A_f = \pi \frac{D_{ai}^2}{4} \quad (2)$$

El coeficiente de transmisión de calor por convección h_f es igual a:

$$h_f = Nu_f \frac{k_f}{D_{ai}} \quad (3)$$

El número de Nusselt depende del tipo de flujo a través del absorbedor. Los autores consideran que en condiciones de operación típica, el flujo es turbulento completamente desarrollado y calculan el número de Nusselt mediante la correlación de Gnielinski.

Balance de energía en el absorbedor

La ecuación de balance en un segmento “i” del absorbedor por unidad de longitud es la siguiente:

$$\rho_a A_a C_a \frac{dT_a^i}{dt} = Q_{sol} \eta_a \alpha_a - h_f \pi D_{ae} (T_a^i - T_f^i) - h_a \pi D_{ae} (T_a^i - T_v^i) - \frac{\sigma \pi D_{ae} (T_a^{i4} - T_v^{i4})}{\frac{1}{\epsilon_a} + \frac{D_{ae}(1 - \epsilon_v)}{\epsilon_v D_{vi}}} \quad (4)$$

A_a se define:

$$A_a = \frac{\pi}{4} (D_{ae}^2 - D_{ai}^2) \quad (5)$$

La radiación solar normal incidente por unidad de longitud del absorbedor es:

$$Q_{sol} = I_{ba} \frac{A_c}{L} \quad (6)$$

$$A_c = w L \quad (7)$$

La eficiencia óptica del absorbedor es:

$$\eta_a = \eta_v \tau_v \quad (8)$$

Para determinar el coeficiente de transmisión de calor por convección entre el absorbedor y el tubo de vidrio exterior, los autores suponen que existe vacío en ese espacio anular entre ambos (P < 100 mmHg), y que se produce convección libre entre ambas superficies.

Balance de energía en el tubo de vidrio exterior

Al igual que en los apartados anteriores, la ecuación de balance para un segmento “i” por unidad de longitud es:

$$\rho_v A_v C_v \frac{dT_v^i}{dt} = Q_{sol} \eta_v \alpha_v + h_a \pi D_{as} (T_a^i - T_v^i) + \frac{\sigma \pi D_{as} (T_a^{i*} - T_v^{i*})}{\frac{1}{\epsilon_a} + \frac{D_{as}(1 - \epsilon_v)}{\epsilon_v D_{vi}}} - h_v \pi D_{vs} (T_v^i - T_{amb}) - \sigma \pi D_{vs} \epsilon$$

(9)

Siendo

$$A_v = \frac{\pi}{4} (D_{vs}^2 - D_{vi}^2) \quad (10)$$

$$T_{sky} = 0,0552 T_{amb}^{1,5} \quad (11)$$

El coeficiente de transmisión de calor por convección entre el tubo exterior de vidrio y la atmósfera viene dado por:

$$h_v = Nu_{air} \frac{K_{air}}{D_{vs}} \quad (12)$$

Donde al igual que ocurría anteriormente, el número de Nusselt depende de si la convección es forzada o natural. Si hay viento, el proceso será mediante convección forzada y los autores emplean para el cálculo de ese coeficiente la correlación de Zukauskas.

3. Discusión

3.1 Parámetros de diseño y fluidos típicos en PTCs

Uno de los objetivos de este trabajo ha sido la definición de las variables geométricas y de diseño, tales como el diámetro interior del tubo absorbedor y la velocidad o el caudal de fluido, que unidas a las propiedades del fluido térmico, caractericen el flujo por el interior del absorbedor de dichos captadores y permitan calcular el número de Reynolds, para, de esta forma, determinar si el flujo se produce en régimen laminar, de transición o turbulento.

El diámetro interior del absorbedor de los primeros PTCs que se comercializaron oscila según Fernández-García et al. [4] entre los 30 y los 40 mm. Incluso se emplean diámetros menores, como es el caso de Kalogirou et al. [2], donde se considera que para obtener la mayor eficiencia térmica el diámetro interior del absorbedor debe ser del orden de los 12 mm. O el trabajo llevado a cabo por Edenburn [5], que considera un diámetro de 22 mm en su estudio para los laboratorios Sandia. En todos esos casos, se trata de captadores pequeños y medianos, para aplicaciones por debajo de los 250 °C. Para temperaturas mayores, como las necesarias para la generación de electricidad mediante turbina de vapor, se emplean captadores mayores, en los que el diámetro del absorbedor es del orden de los 70 mm, como coinciden también, además de Fernández-García et al. [4], Liu et al. [6], Vásquez Padilla et al. [7], Ouagued et al. [3], y Hachicha et al. [8], entre otros.

Por otro lado, los caudales de fluido empleados por el interior del tubo absorbedor son muy variados. En la bibliografía consultada, estos caudales varían entre $9,5 \cdot 10^{-5}$ m³/s de Edenburn [5] (lo que supone una velocidad de 0,25 m/s para su absorbedor de 22 mm), hasta un amplio rango de velocidades como el aplicado por Cheng et al. [9], que varía entre los 0,6 y los 5 m/s, o el caudal empleado por Ouagued et al. [3] de $1 \cdot 10^{-4}$ m³/s (para su diámetro de 0,066 m supone una velocidad de 0,03 m/s), o el usado por Hachicha et al. [8] que varía entre $7,95 \cdot 10^{-4}$ y $9,46 \cdot 10^{-4}$ m³/s, que para el diámetro de su absorbedor supone una velocidad comprendida entre los 0,23 y los 0,28 m/s.

Por último, es necesario conocer algunas propiedades del fluido caloportador que recorre el tubo absorbedor. Las propiedades necesarias para el cálculo del número de Reynolds son la densidad y la viscosidad dinámica. Los fluidos más comúnmente usados en este tipo de captadores son aceites térmicos, cuyas propiedades dependen de la temperatura de trabajo. Así, por ejemplo, Cheng et al. [9] hace una simulación numérica de un PTC con distintos fluidos de trabajo, las propiedades de dichos fluidos aparecen como correlaciones experimentales en función de la temperatura del fluido. Se trata de los fluidos térmicos más comunes para su uso en este tipo de captadores. En concreto, aparecen correlaciones de una silicona que opera en fase líquida, Syltherm 800; un aceite sintético que opera en fase líquido-vapor, Therminol VP1; y dos mezclas de sales, Sales de Nitrato (60% NaNO₃, 40 % KNO₃) y Hitec XL (48% Ca(NO₃)₂, 7% NaNO₃, 45% KNO₃).

De lo comentado anteriormente, puede concluirse que lo habitual en PTCs comerciales es trabajar con diámetros de absorbedor entre 30 y 40 mm para aplicaciones de baja temperatura, y diámetros del orden de 70 mm para temperaturas superiores a los 250 °C. Para todos ellos la velocidad del fluido en su interior puede estar comprendida entre un amplio rango que varía entre 0,03 y 5 m/s. Usando las correlaciones experimentales para la densidad y la viscosidad dinámica de los fluidos térmicos más comunes [9], si se calcula el número de Reynolds para una temperatura de 200 °C, un diámetro de absorbedor que varía entre los 20 y los 50 mm [4], y una velocidad del fluido de 0,25 m/s [5], se observa cómo sólo la sal Hitec XL opera en régimen laminar, y el Syltherm 800 para un amplio rango de diámetros está en números de Reynolds inferiores a 12.000. Teóricamente el flujo sólo es claramente turbulento para Reynolds mayores a 12.000 pues entre 2.300 y 12.000 puede ser también un régimen de transición donde podrían emplearse los elementos insertados. Por último, el Therminol VP1 opera en régimen turbulento (véase Figuras 5 y 6). Para el fluido constituido por una mezcla de sales de nitrato no se dispone de información sobre sus propiedades a 200°C, debido a que sólo se emplean a altas temperaturas. Posiblemente, éste sea también el motivo por el que las sales Hitec XL operan en régimen laminar y es que se han concebido para trabajar a temperaturas superiores. Si se repite el cálculo para una temperatura de trabajo de 400 °C y un diámetro de absorbedor de 66 mm, para un rango de velocidades que varía entre los 0,03 y los 5 m/s, se observa que tan sólo las sales a bajas velocidades operan en régimen laminar. En concreto, la mezcla de sales de nitrato para velocidades superiores a 0,08 m/s ya trabaja con Reynolds superiores a 5.000 y la sal Hitec XL, a partir de velocidades de 0,23 m/s se encuentra en números de Reynolds superiores a 4.000, pudiendo ambas operar en régimen turbulento o de transición. Para los otros dos fluidos, en esas

condiciones, se encuentran circulando en régimen turbulento, como puede observarse en las Figuras 7, 8, y 9.

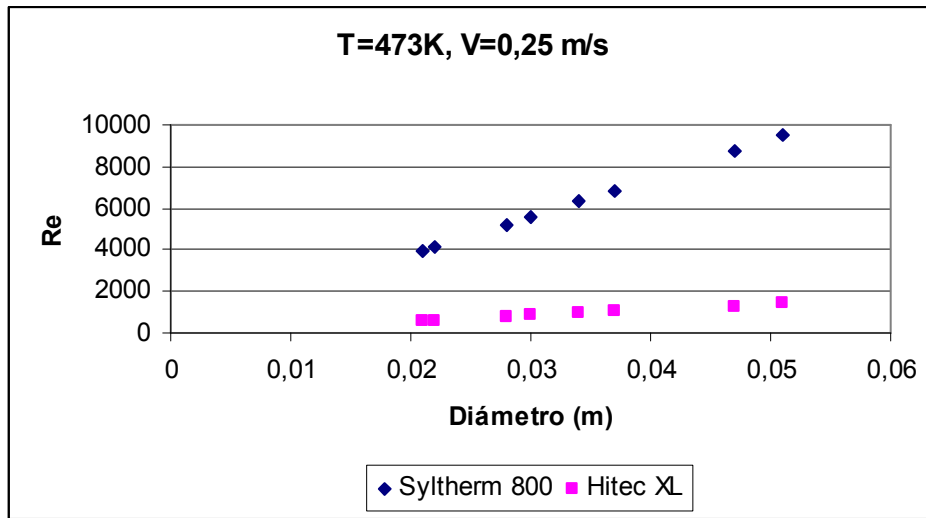


Figura 5. Número de Reynolds a T=473 K y una velocidad de 0,25m/s, para distintos diámetros de tubo absorbedor y fluidos.

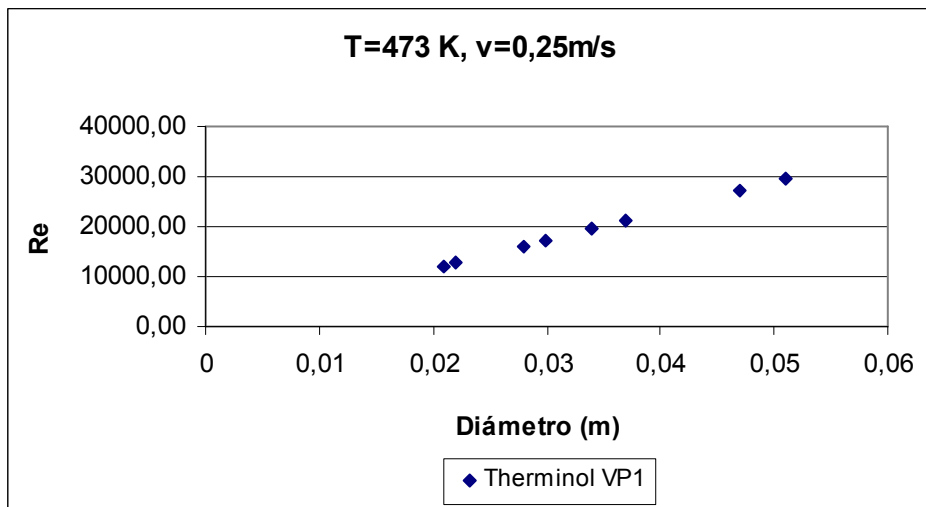


Figura 6. Número de Reynolds a T=473 K y una velocidad de 0,25m/s, para distintos diámetros de tubo absorbedor y para el Therminol VP1.

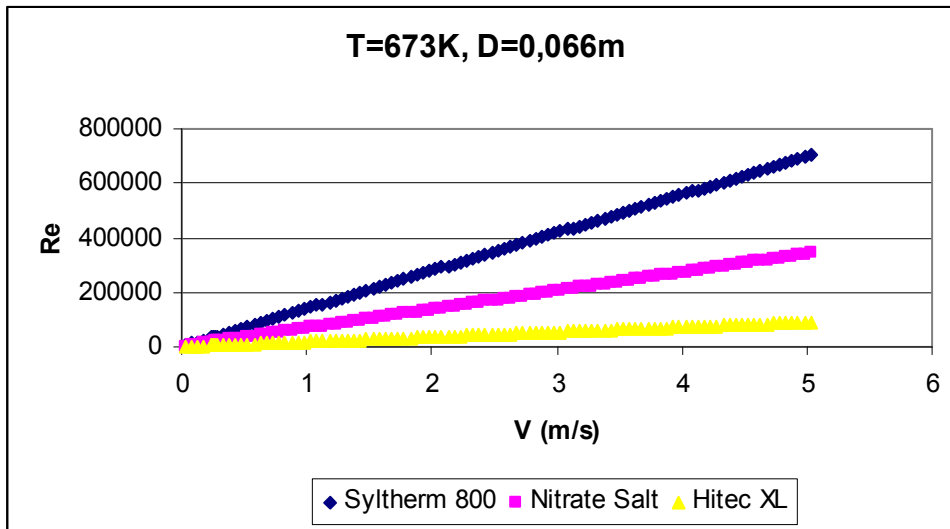


Figura 7. Número de Reynolds a T=673 K y un diámetro de 0,066m, para distintas velocidades y fluidos.

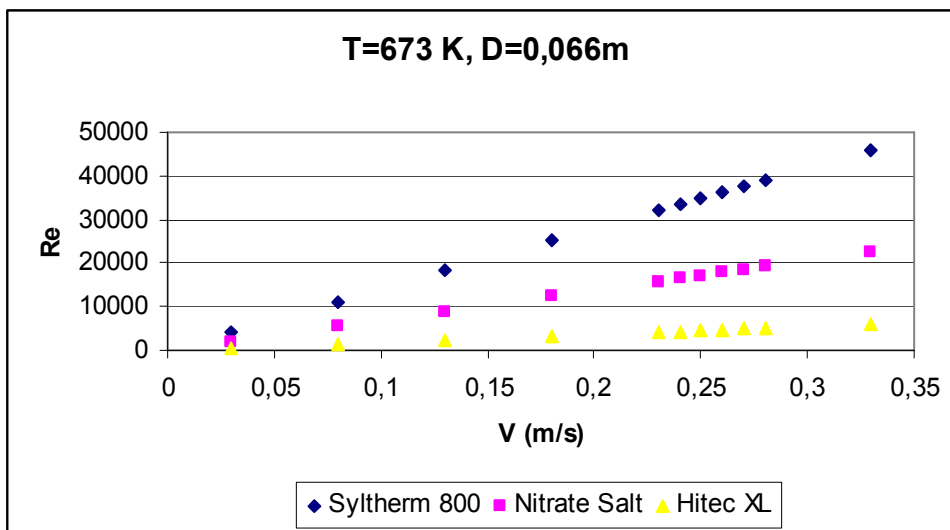


Figura 8. Número de Reynolds a T=673 K y un diámetro de 0,066m, a bajas velocidades y distintos fluidos.

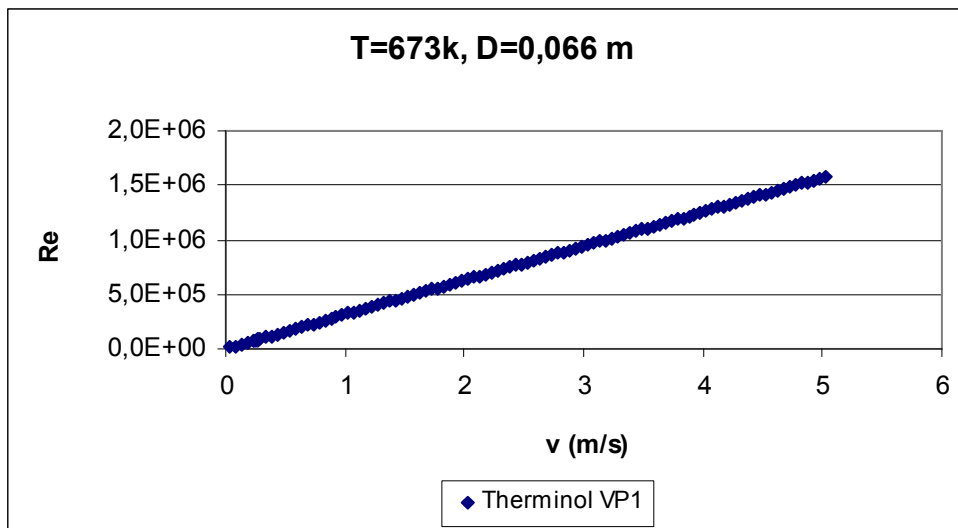


Figura 9. Número de Reynolds a $T=673$ K y un diámetro de $0,066$ m, para distintas velocidades y para el fluido Therminol VP1.

En las gráficas anteriores se puede observar la diferencia de comportamiento en cuanto al número de Reynolds se refiere de las sales con respecto a los otros fluidos. El motivo es que estas sales por debajo de aproximadamente 220 °C solidifican, por lo que se suelen emplear para temperaturas superiores a los 260 °C como indica Zavoico [10] en su documento de diseño básico de una torre solar para los Laboratorios Sandia. El uso de sales, y fundamentalmente de mezclas de sales de nitrato se está extendiendo en las plantas de generación eléctrica basadas en PTCs, pues permiten trabajar a temperaturas superiores a las alcanzadas con otros fluidos térmicos, manteniendo sus propiedades inalterables hasta temperaturas de unos 620 °C como indican Zaversky et al. [11], Ferri et al [12], y Miliozzi [13] en sus respectivos trabajos sobre la aplicación de estas sales en la generación de energía eléctrica a partir de PTCs.

Por último, para mejorar el rendimiento de los PTCs, de forma económica en sus aplicaciones para la generación eléctrica o en otras aplicaciones industriales, se lleva a cabo también la generación directa de vapor en el interior del tubo absorbedor, usando agua como fluido caloportador. Aunque, al igual que ocurría con los anteriores fluidos, el flujo se encuentra en régimen turbulento, como indican en sus trabajos Kalogirou [14] y Lobón et al. [15, 16] entre otros.

3.2 Utilización de elementos insertados en PTCs

El objetivo de introducir elementos insertados en el tubo absorbedor es, en general, adelantar el régimen de transición a la turbulencia para aumentar el coeficiente de transferencia de calor. Como se ha visto en el apartado anterior, lo habitual es que los PTCs trabajen en régimen turbulento, aunque para determinados fluidos a baja temperatura o baja velocidad pueden operar también en régimen laminar y/o de transición. Se ha encontrado numerosa bibliografía que estudia la introducción de elementos insertados en este tipo de captadores. Cabría destacar el trabajo de Reddy et al. [17], que estudia la mejora en la eficiencia

energética de un PTC añadiendo superficies porosas en el interior del tubo absorbedor, y considerando que el flujo en el interior del tubo es en todo momento turbulento. Como resultado obtiene una mejora del orden de un 17,5% en la transferencia de calor y un aumento en la pérdida de carga del orden de 2 kPa. En las Figuras 10 y 11 se observa como para un mismo número de Reynolds, al aumentar el espesor de la película porosa aumenta el coeficiente de transmisión de calor y también la pérdida de carga.

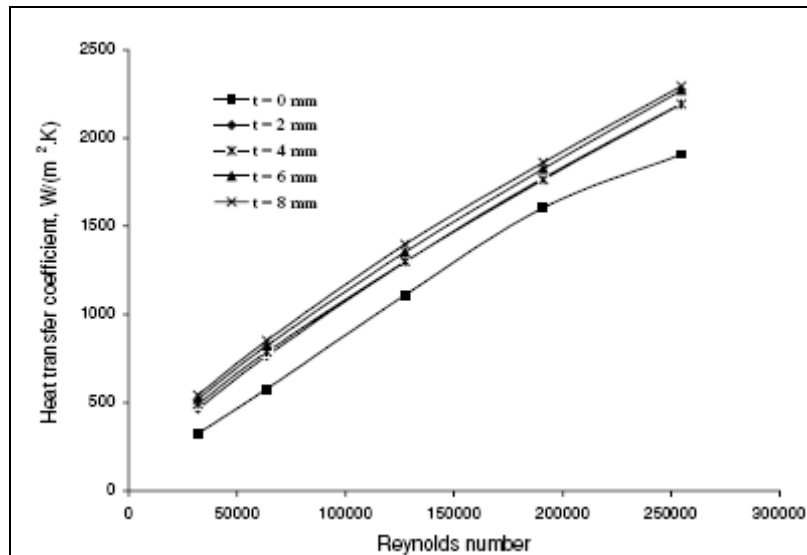


Figura 10. Efecto del espesor de la película de poros sobre el coeficiente de transmisión de calor en el absorbedor [17]

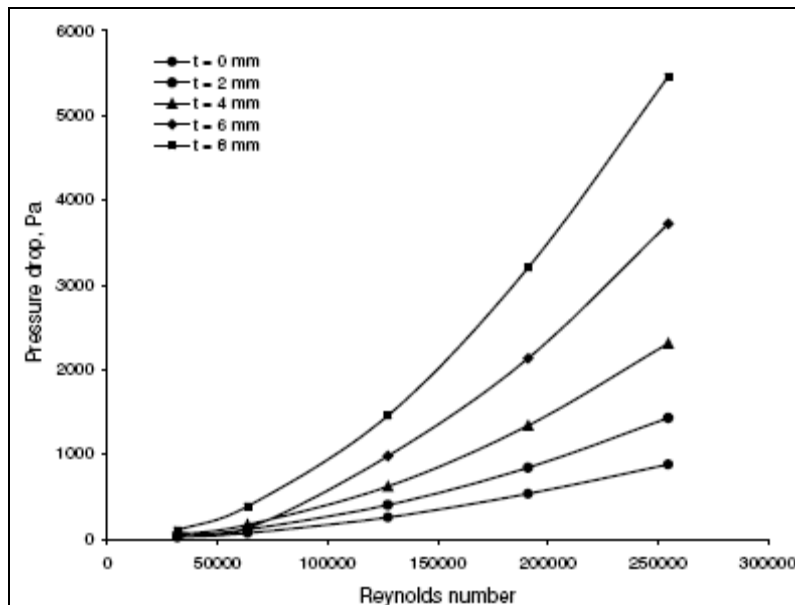


Figura 11. Efecto del espesor de la película de poros sobre la caída de presión en el absorbedor [17]

Otro caso sería el de Cheng et al [18] que estudia las mejoras en el rendimiento de un PTC al que se le introducen generadores de vórtices longitudinales en el

interior del tubo absorbedor. Al igual que en el caso anterior, se considera régimen turbulento en el interior del absorbedor, llegando a las conclusiones de que se aumenta el número de Reynolds, disminuyendo las pérdidas térmicas y mejorando el rendimiento térmico, aunque aumenta la caída de presión en el interior del tubo. Esos generadores de vórtices son protuberancias dispuestas en la zona inferior del interior del tubo absorbedor.

En ambos trabajos se emplea como fluido caloportador un aceite térmico, también aparece en la bibliografía consultada casos en los que se lleva a cabo la generación directa de vapor (usando por tanto agua como fluido térmico) con la introducción de elementos insertados. Es el caso, entre otros, de Wang et al. [19], que estudia las mejoras producidas al introducir material poroso metálico en la zona de vapor sobrecalentado, consiguiendo que disminuya la pérdida de carga en esa zona, disminuyendo también la diferencia de temperatura circunferencial, alargando la vida del absorbedor, así como mejorando la transferencia de calor en esa sección. Como en los trabajos anteriores, también se considera flujo turbulento tanto en el interior del tubo como dentro de los poros.

3.3 Nanofluidos en PTCs.

Otro de los objetivos de este trabajo ha sido el de estudiar la viabilidad de emplear nanofluidos en PTCs. Este tipo de fluidos proporcionan un mayor coeficiente de conductividad térmica, así como presentan una mayor viscosidad, pudiendo darse el caso de que para las condiciones de operación y diámetros de captador frecuentemente utilizados el régimen del flujo sea laminar o de transición, con lo que la utilización de elementos insertados sería una opción a considerar si se emplean nanofluidos como fluidos de trabajo en los PTCs.

Los nanofluidos son fluidos con partículas sólidas en suspensión de tamaño nanométrico que mejoran las propiedades térmicas del fluido. Según Javadi et al. [20] las nanopartículas más utilizadas para constituir los nanofluidos son óxidos cerámicos (Al_2O_3 , CuO), carburos metálicos (SiC), Nitruros (SiN), metales (Al , Cu , Ag , Ti), y no metales (grafito, carbón), entre otros; y como fluidos base se usan tanto agua, como aceites u otros lubricantes, etilenglicol, biofluidos, soluciones de polímeros, etc.

En el caso de los PTCs, como indica Mahian et al. [21], se puede mejorar entre un 5% y un 10% la eficiencia del captador con pequeñas concentraciones de partículas, alrededor del 0,05% en volumen. Evidentemente, no todo son ventajas, los nanofluidos presentan también algunos inconvenientes como por ejemplo: son caros de producir, aumentando por tanto los costes del sistema; además, para altas temperaturas aumentan los problemas de inestabilidad y deposiciones, por lo que para esas aplicaciones hay que estudiar exactamente qué tipo de nanofluidos escoger, así como su tamaño y concentración volumétrica; aumentan la pérdida de carga; y además, pueden provocar problemas de erosión y corrosión en los componentes del sistema.

Al igual que en los fluidos habituales, es necesario conocer algunas propiedades de los nanofluidos, en concreto, la densidad y la viscosidad dinámica para estudiar si con los rangos de velocidad y diámetros con los que operan los PTCs, estos nuevos fluidos trabajan en régimen laminar o turbulento. Para obtener dichas propiedades se han empleado las correlaciones y valores propuestos por Suresh et al. [22], Pak y Cho [23], Einstein [24] y Auerkari [25].

Se ha calculado el número de Reynolds para una condición de funcionamiento a baja temperatura (473K), y otra a alta temperatura (673 K). Para el caso de baja temperatura se emplea una velocidad de 0,25 m/s y un diámetro interior medio de absorbedor de 35 mm. Para la aplicación a alta temperatura se considera un diámetro interior del absorbedor de 66 mm y una velocidad de flujo de 0,2 m/s. Para cada caso se estudia el número de Reynolds en función de la concentración de distintas nanopartículas. La fracción volumétrica se hace variar entre 0,01% y 5%, las nanopartículas estudiadas se toman de Javadi et al. [20]. En su estudio aparece un detallado resumen de las nanopartículas, así como los tamaños y concentraciones más empleados en colectores solares, y entre ellos en PTCs. Atendiendo a ese estudio, las nanopartículas consideradas son las siguientes: alúmina, grafito, plata, y cobre. Se emplean como fluidos base los analizados en los apartados anteriores. Los resultados se muestran en las figuras siguientes.

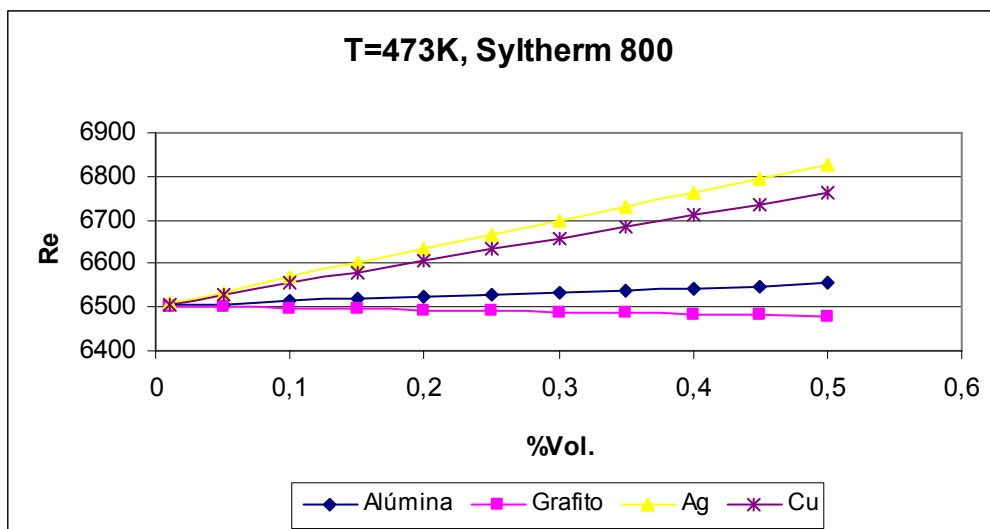


Figura 12. Número de Reynolds para un nanofluido constituido con Syltherm 800 a 473 K y distintas nanopartículas en función de la concentración volumétrica de partículas.

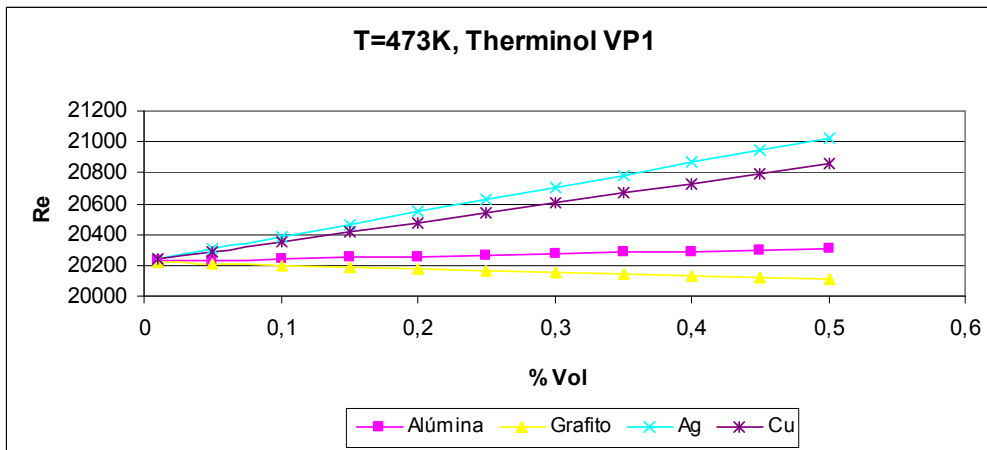


Figura 13. Número de Reynolds para un nanofluido constituido con Therminol VP1 a 473 K y distintas nanopartículas en función de la concentración volumétrica de las partículas.

En las Figuras 12 y 13 se representa la variación del número de Reynolds de dos fluidos térmicos usados en PTCs a 473 K añadiéndoles distintas nanopartículas, en función de la fracción volumétrica de las partículas en el fluido base. Puede observarse como en el caso del Syltherm el flujo podría ser de transición o turbulento, mientras que el Therminol opera en régimen turbulento. Salvo el grafito, al aumentar la concentración en volumen de partículas aumenta el número de Reynolds. Con el grafito ocurre al contrario porque al aumentar la cantidad de nanopartículas aumenta más la viscosidad del nanofluido que lo que lo hace la densidad, disminuyendo por tanto el número de Reynolds. En comparación con las Figuras 5 y 6, en las que tan sólo se analizaba el número de Reynolds de los fluidos base, con el uso de nanofluidos aumenta el número de Reynolds, pues como se ha comentado, aunque aumenta la viscosidad, aumenta también en mayor medida la densidad del nanofluido.

En las figuras siguientes se presenta la variación del número de Reynolds con el porcentaje en volumen de partículas para los nanofluidos anteriores, pero esta vez la temperatura de operación es de 673 K.

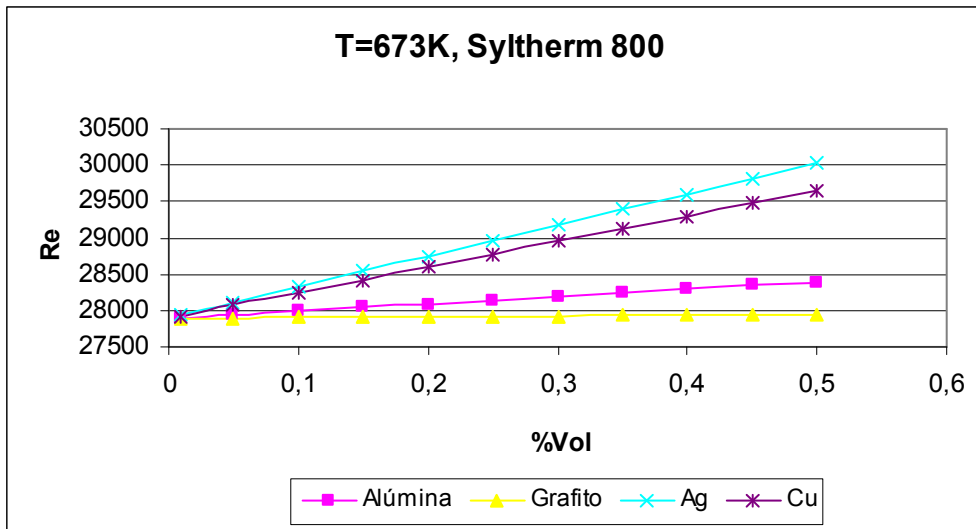


Figura 14. Número de Reynolds para un nanofluido constituido con Syltherm 800 a 673 K y distintas nanopartículas en función de la concentración volumétrica de partículas.

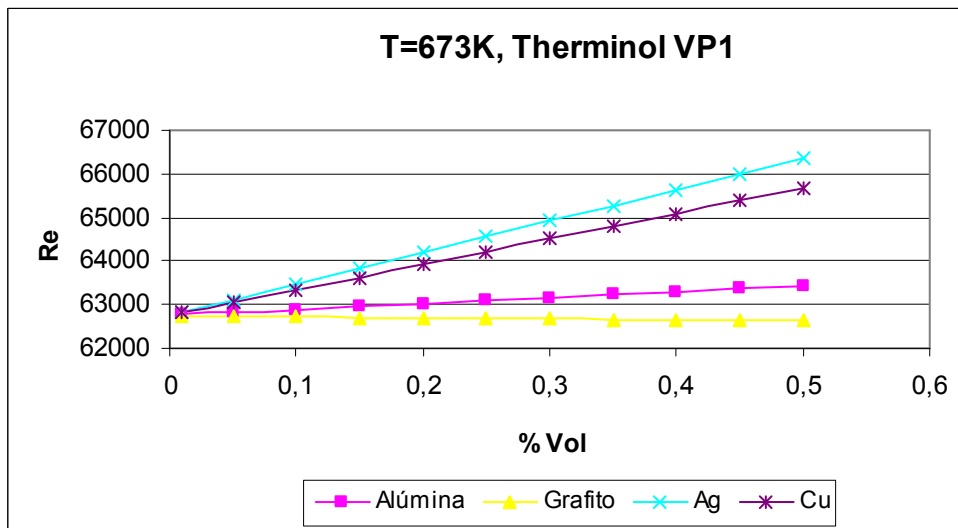


Figura 15. Número de Reynolds para un nanofluido constituido con Therminol VP1 a 673 K y distintas nanopartículas en función de la concentración volumétrica de partículas.

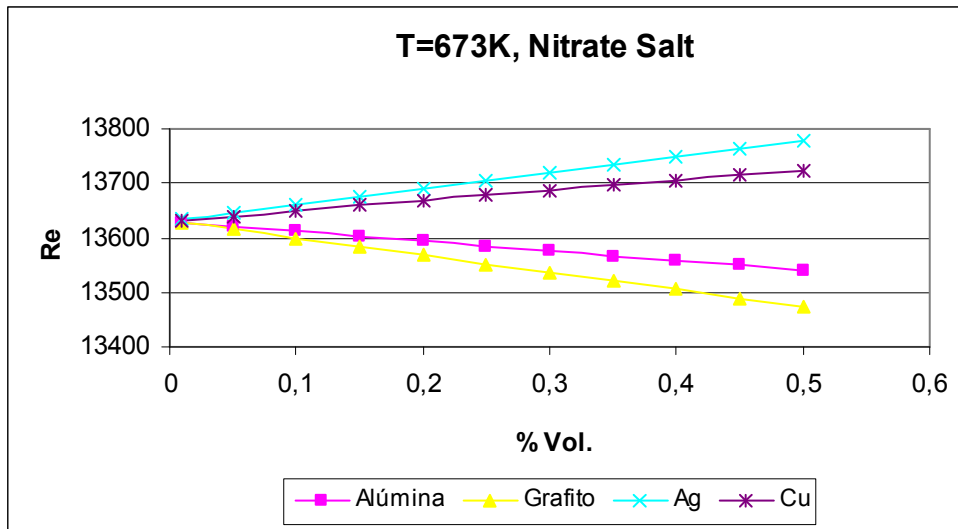


Figura 16. Número de Reynolds para un nanofluido constituido con Nitrate Salt a 673 K y distintas nanopartículas en función de la concentración volumétrica de partículas.

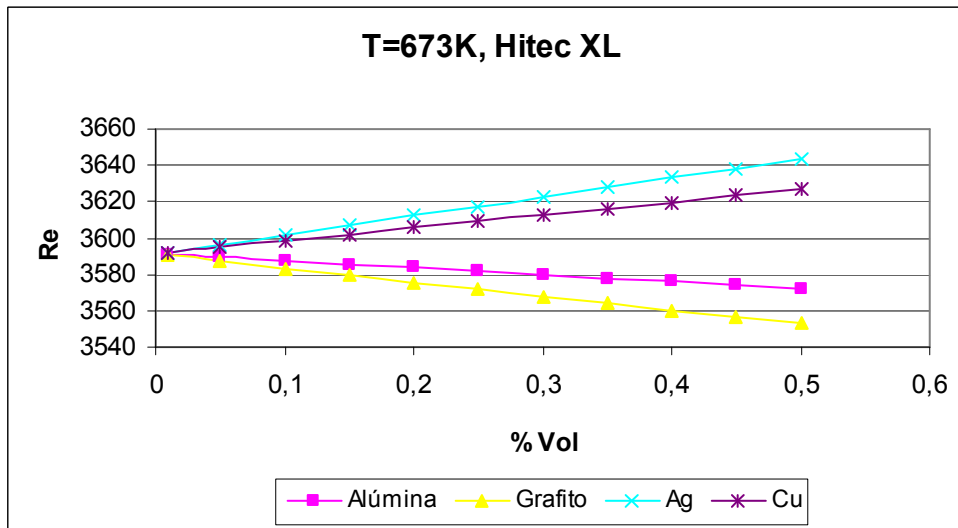


Figura 17. Número de Reynolds para un nanofluido constituido con Hitec XL a 673 K y distintas nanopartículas en función de la concentración volumétrica de partículas.

Como puede observarse en las figuras anteriores, salvo el nanofluido formado con fluido base Hitec XL que podría encontrarse en régimen de transición o turbulento, el resto se encuentra en régimen turbulento. En estas gráficas, tanto los nanofluidos constituidos con grafito como con alúmina, disminuyen el número de Reynolds al aumentar la fracción volumétrica de partículas, pues al aumentar esa concentración aumenta más la viscosidad del nanofluido que lo que lo hace la densidad. El fenómeno opuesto ocurre con los nanofluidos formados por plata y cobre, pues tienen elevadas densidades. En estas gráficas se han incluido nanofluidos formados con sales, pues a 673 K ya se encuentran en estado líquido. No obstante, en la bibliografía consultada no se han encontrado referencias al uso de sales con nanofluidos en PTCs.

Todos estos resultados se encuentran acordes con la bibliografía consultada, en concreto con los resultados obtenidos por Sokhansefat et al. [26], que estudia la mejora en la transferencia de calor en un PTC empleando un nanofluido constituido por alúmina (Al_2O_3) y aceite térmico *Syltherm 800*. Se trata de una aplicación a baja temperatura (como máximo 230 °C), y según el autor, el nanofluido circula por el interior del absorbedor en régimen turbulento.

3.4 Elementos insertados y nanofluidos en PTCs e intercambiadores industriales.

El trabajo de Waghole et al. [27] es el único que se ha encontrado en la bibliografía consultada que trata el uso de nanofluidos con elementos insertados en PTCs. Estudia la transferencia de calor y el factor de fricción del flujo en el interior del absorbedor, tanto con láminas en espiral insertada como sin ella, de un nanofluido constituido por agua y plata. Se considera que el flujo varía entre los regímenes laminar y de transición, para un rango de números de Reynolds comprendidos entre 500 y 8000. Se llega a la conclusión de que aunque el factor de fricción aumenta entre 1 y 1,75 veces el del absorbedor sin elementos insertados, la eficiencia del captador mejora entre un 135 y un 205% más que sin elementos insertados.

Se han encontrado otros estudios en la bibliografía sobre nanofluidos con elementos insertados, pero esta vez, circulando por el interior de tubos de intercambiadores de calor. Así, por ejemplo, Reddy y Rao [28] analizan el factor de fricción y el coeficiente de transmisión de calor de un nanofluido constituido por TiO_2 y una mezcla de etilenglicol agua, circulando por el interior del tubo de un intercambiador con muelles insertados. Sus experimentos se llevan a cabo en régimen turbulento, obteniendo un aumento tanto de la transmisión térmica como del factor de fricción sobre el fluido base sin elementos insertados, del orden de un 13,8% y un 10,7% respectivamente, con una concentración de nanopartículas de 0,02%. Otro trabajo realizado en este mismo sentido es el de Azmi et al. [29] que estudia el aumento del factor de fricción y del coeficiente de transmisión de calor de un nanofluido constituido por TiO_2 y agua en una concentración superior al 3% en volumen, y a 30 °C, por el interior del tubo de un intercambiador de calor añadiendo inserciones de láminas en espiral. El estudio se lleva a cabo también en régimen turbulento.

4. Conclusiones

Tras la revisión bibliográfica llevada a cabo, se ha puesto de manifiesto que los captadores solares cilíndrico-parabólicos operan generalmente en régimen turbulento. Sin embargo, hay algunas aplicaciones a baja temperatura y alta temperatura, en las que dependiendo del tipo de fluido utilizado, condiciones de operación y diámetro del absorbedor, el régimen del flujo puede ser turbulento o de transición. Además, se han encontrado numerosos estudios sobre la introducción de elementos insertados con el fin de mejorar la transmisión de calor

y la eficiencia del captador, aunque ello suponga un aumento del factor de fricción y por tanto de las pérdidas de carga. Se ha estudiado la influencia de elementos de rugosidad artificial fija (protuberancias o elementos insertados fijos en el interior de los tubos que actúan sobre el flujo próximo a la pared del tubo, es decir, sobre la capa límite) y también de láminas en espiral, que actúa principalmente como turbulizador del núcleo central del flujo en la tubería. En la mayor parte de los casos se ha estudiado la influencia de estos elementos en régimen turbulento, según los autores. Sin embargo no se han encontrado trabajos sobre PTCs en los que el dispositivo insertado sea un muelle, lo que podría dar pie a un futuro campo de investigación en este sentido.

Por otro lado, también se ha reportado el empleo de nanofluidos en este tipo de captadores. Pero igualmente, el flujo se encuentra generalmente en régimen turbulento, aunque en algunas aplicaciones a baja temperatura el flujo por el interior del absorbedor podría ser turbulento o de transición. Del mismo modo, existen trabajos con ambas técnicas de mejora implementadas en el ámbito de los intercambiadores de calor industriales (nanofluidos y dispositivos insertados). Sin embargo, en el ámbito de los PTCs sólo se ha encontrado un trabajo en el que se utilicen ambas técnicas de mejora, por lo que claramente sería interesante realizar algún estudio en esta dirección, aunque a la vista de los resultados obtenidos, parece lógico orientarlo a aplicaciones de baja temperatura.

El objetivo de este estudio era determinar la idoneidad de la utilización de dispositivos insertados en los PTCs como técnica de mejora de la eficiencia térmica. Como se ha visto a lo largo de este trabajo, esto parece posible en determinadas aplicaciones a baja temperatura, con fluidos concretos y condiciones de flujo y diámetros de absorbedor determinados. En este sentido se abre una posible línea de investigación en la que se podría analizar la mejora en la eficiencia y en la transmisión de calor de los PTCs utilizados en esas aplicaciones. En el Anexo 1 se enumeran algunas de esas aplicaciones a baja temperatura en las que se emplean los PTCs.

Referencias bibliográficas

- [1] Documentos IDAE. Energía solar Térmica. *Mapa Tecnológico: Calor y Frío Renovables*. Observatorio Tecnológico de la Energía, Febrero 2012.
- [2] Kalogirou S. A., Lloyd S., Ward J., Eleftheriou P. *Design and Performance Characteristics of a Parabolic-Trough Solar-Collector System*. Applied Energy 47 (1994) 341-354.
- [3] Ouagued M., Khellaf A., Loukarfi L. *Estimation of the temperature, heat gain and heat loss by solar parabolic trough collector under Algerian climate using different thermal oils*. Energy Conversion and Management 75 (2013) 191-201.
- [4] Fernández-García A., Zarza E., Valenzuela L., Pérez M. *Parabolic-trough solar collectors and their applications*. Renewable and Sustainable Energy Reviews 14 (2010) 1695-1721.
- [5] Edenburn M. W. *Performance analysis of a cylindrical parabolic focusing collector and comparison with experimental results*. Solar Energy, Vol. 18, pp, 437-444. Pergamon Press 1976. Printed in Great Britain.
- [6] Liu Q., Yang M., Lei J., Jin H, Gao Z, Wang Y. *Modeling and optimizing parabolic trough solar collector systems using the least squares support vector machine method*. Solar Energy 86 (2012) 1973-1980.
- [7] Vasquez Padilla R., Demirkaya G., Goswami D. Y., Stefanakos E., Rahman M. M. *Heat transfer analysis of parabolic trough solar receiver*. Applied Energy 88 (2011) 5097-5110.
- [8] Hachicha A.A., Rodríguez I., Capdevila R., Oliva A. *Heat transfer analysis and numerical simulation of a parabolic trough solar collector*. Applied Energy 111 (2013) 581-592.
- [9] Cheng Z.D., He Y.L., Cui F.Q., Xu R.J., Tao Y.B. *Numerical simulation of a parabolic trough solar collector with nonuniform solar flux conditions by coupling FVM and MCRT method*. Solar Energy 86 (2012) 1770-1784.
- [10] Zavoico A.B. *Solar power tower design basis document*. Sandia National Laboratories, SAND 2001-2100, Rev. 0. Nexant, San Francisco, 94104 CA, July 2001.
- [11] Zaversky F., Medina R., García-Barberena J., Marcelino Sánchez M., Astrain D. *Object-oriented modeling for the transient performance simulation of parabolic trough collectors using molten salt as heat transfer fluid*. Solar Energy 95 (2013) 192-215.
- [12] Ferri, R., Cammi, A., Mazzei, D. *Molten salt mixture properties in RELAP5 code for thermodynamic solar applications*. International Journal of Thermal Sciences 47 (2008), 1676-1687.
- [13] Miliozzi A., Giannuzzi G.M., Tarquini P., La Barbera A. *ENEA Progetto solare ad alta temperatura: Fluido termovettore: dati di base della miscela di nitrati di sodio e potassi*. ENEA/SOL/RD/2001/07, Rev. 0.0.

- [14] Kalogirou S. *Parabolic Trough Collector System for Low Temperature Steam Generation: Design and Performance Characteristics*. Applied Energy, Vol. 55, No. 1. (1996) pp. 1-19.
- [15] Lobón D. H., Valenzuela L., Baglietto E. *Modeling the dynamics of the multiphase fluid in the parabolic-trough solar steam generating systems*. Energy Conversion and Management 78 (2014) 393–404.
- [16] Lobón D. H., Baglietto E., Valenzuela L., Zarza E. *Modeling direct steam generation in solar collectors with multiphase CFD*. Applied Energy 113 (2014) 1338–1348.
- [17] Reddy K. S., Ravikumar K., Satyanarayana G. V. *Numerical Investigation of Energy-Efficient Receiver for Solar Parabolic Trough Concentrator*. Heat Transfer Engineering, 29,11 (2008) : 961–972, 2008.
- [18] Cheng Z. D., He Y. L., Cui F. Q. *Numerical study of heat transfer enhancement by unilateral longitudinal vortex generators inside parabolic trough solar receivers*. International Journal of Heat and Mass Transfer 55 (2012) 5631–5641.
- [19] Wang P., Liu D. Y., Xu C. *Numerical study of heat transfer enhancement in the receiver tube of direct steam generation with parabolic trough by inserting metal foams*. Applied Energy 102 (2013) 449–460.
- [20] Javadi F. S., Saidur R., Kamalisarvestani M. *Investigating performance improvement of solar collectors by using nanofluids*. Renewable and Sustainable Energy Reviews 28 (2013) 232–245.
- [21] Mahian O., Kianifar A., Kalogirou S. A., Pop I., Wongwises S. *A review of the applications of nanofluids in solar energy*. International Journal of Heat and Mass Transfer 57 (2013) 582–594.
- [22] Suresh S., Venkitaraj K. P., Selvakumar P., Chandrasekar M. *A comparison of thermal characteristics of Al₂O₃/water and CuO/water nanofluids in transition flow through a straight circular duct fitted with helical screw tape inserts*. Experimental Thermal and Fluid Science 39 (2012) 37–44.
- [23] Pak B. C., Cho Y. *Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particle*. Exp. Heat Transf. 11 (1998) 151–170.
- [24] Einstein A. *Investigation on the Theory of Brownian motion*. Dover, New York, 1956.
- [25] Auerkari P. *Mechanical and physical properties of engineering alumina ceramics*. VTT Manufacturing Technology Technical Research Center of Finland, 1792.
- [26] Sokhansefat T., Kasaeian A. B., Kowsary F. *Heat transfer enhancement in parabolic trough collector tube using Al₂O₃ / synthetic oil nanofluid*. Renewable and Sustainable Energy Reviews 33 (2014) 636–644.
- [27] Waghole D. R., Warkhedkar R. M., kulkarni V. S., Shrivastva R. K. *Experimental Investigations on Heat Transfer and Friction Factor of Silver Nanofluid in absorber/Receiver of Parabolic Trough Collector with Twisted Tape Inserts*. 68th Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association, ATI2013. Energy Procedia 45 (2014) 558 – 567.

- [28] Chandra Sekhara Reddy M., Vasudeva Rao V. *Experimental investigation of heat transfer coefficient and friction factor of ethylene glycol water based TiO₂ nanofluid in double pipe heat exchanger with and without helical coil inserts*. International Communications in Heat and Mass Transfer 50 (2014) 68–76.
- [29] Azmi W. H., Sharma K. V., Sarma P. K., Mamat R., Anuar S. *Comparison of convective heat transfer coefficient and friction factor of TiO₂ nanofluid flow in a tube with twisted tape inserts*. International Journal of Thermal Sciences 81 (2014) 84-93.
- [30] Balghouthi M., Bel Hadj Ali A., Eddine Trabelsi S., Guizani A. *Optical and thermal evaluations of a medium temperature parabolic trough solar collector used in a cooling installation*. Energy Conversion and Management 86 (2014) 1134–1146.

Anexo 1

Se enumeran a continuación algunas aplicaciones a baja temperatura en las que se emplean captadores solares cilindro parabólicos, fuente [4].

- Aplicaciones industriales, en sectores de la alimentación, bebidas, industria textil, equipamientos de transportes, tratamientos metálicos, plásticos y químicos, también en procesos de limpieza, secado, evaporación, pasteurización, esterilización, pinturas, y tratamientos superficiales. Generalmente la temperatura necesaria en estos procesos es inferior a 300 °C, entre 92 °C -204 °C según ciertas fuentes, de acuerdo a ECOHEATCOOL entre 100 °C -400 °C. Como inconveniente a su empleo en la industria está el coste de la tierra, la posibilidad de encontrar otras fuentes renovables más baratas, o el necesitar periodos de retorno de inversión menores a 5 años.
- Agua caliente sanitaria, los PTCs sólo podrían competir con los captadores planos cuando haya una gran demanda pues para la misma potencia se usaría menos superficie (hospitales, piscinas climatizadas, grandes edificios, aeropuertos, estaciones de autobús, tren...). En este caso a la desventaja de los costes se añadiría la posibilidad de ubicación limitada, baja resistencia a las cargas de viento, etc.
- Bombeo de agua con energía generada a partir de PTCs, aunque ésta es una aplicación poco común, sólo empleada en grandes explotaciones aisladas y con dificultad para proveerse de otras fuentes de energía.
- Desalación de agua.
- Procesos de destoxificación de efluentes líquidos o gaseosos.
- Climatización por absorción empleando PTCs, pues estos sistemas trabajan entre 140 °C -160 °C, temperaturas a las que pequeños PTCs serían muy eficientes, aunque de momento tampoco es muy frecuente su uso.

En esta última aplicación, cabe destacar el estudio realizado por Balghouthi M. et al. [30], donde se analiza la eficiencia óptica y térmica de un campo de colectores solares cilindro parabólicos empleados como fuente de energía térmica para una instalación de climatización por absorción localizada en el Centro de Investigaciones y Tecnologías de la Energía de Túnez. Dicho estudio, pone de manifiesto como la instalación funciona correctamente y con un alto rendimiento, aportando los autores algunas mejoras para aumentar el rendimiento.