

ANÁLISIS DEL DESEMPEÑO DE UN COLECTOR SOLAR DE PLACA PLANA MEDIANTE CFD CONSIDERANDO DIFERENTES CONDICIONES DE OPERACIÓN

Tamayo Nuñez Jannet (1), Ramírez Minguela José de Jesús (2)

1 [Licenciatura en Ingeniería Química, Universidad de Guanajuato] | [jannettamayo@gmail.com]

2 [Departamento de Ingeniería Química, División de Ciencias Naturales y Exactas, Campus Guanajuato, Universidad de Guanajuato] | [jdj.ramirezminguela@ugto.mx]

Resumen

En este trabajo se presenta el análisis numérico del desempeño de un colector solar de placa plana en estado estacionario mediante CFD (Dinámica de Fluidos Computacional, por sus siglas en inglés) utilizando el software ANSYS considerando una geometría en tres dimensiones, así como diferentes condiciones de operación, tales como la variación de: flujos volumétricos a la entrada, temperaturas de entrada del fluido y condiciones climatológicas (cantidad de calor captada por radiación por el colector solar). La construcción de la geometría se realizó con base en un colector solar comercial. De las simulaciones realizadas se obtienen las temperaturas de salida del flujo, los cuales permiten calcular la eficiencia del modelo empleado.

Abstract

This paper presents the numerical analysis of the performance of a steady-state flat plate solar collector using CFD (Computational Fluid Dynamics) using the software ANSYS considering a geometry in three dimensions as well as different operating conditions, such as the variation of: volumetric flows at the inlet, fluid inlet temperatures and climatological conditions (amount of heat captured from radiation by the solar collector). The construction of the geometry is based on a commercial solar collector. From the simulations the fluid outlet temperatures were obtained, which allow to calculate the efficiency of the model used.

Palabras Clave

Colector solar de placa plana; análisis numérico; variación condiciones de operación

INTRODUCCIÓN

El uso térmico de la energía solar para la producción de calor a partir de la luz del sol es uno de los métodos de transformación de energía más viejos. Esta tecnología ha sido conocida y— en ocasiones incluso inconscientemente— usada por siglos. Esta ha sido redescubierta y usada de nuevo durante los últimos 45 años. Hoy en día, esta tecnología está lista para su aplicación, pero después de este corto periodo de crecimiento, hay un gran potencial de desarrollo en este campo, especialmente en el campo de los colectores solares [1].

Principalmente dos tipos de colectores solares para calefacción doméstica y producción de agua caliente son usados actualmente: colectores de placa plana y colectores de tubos evacuados. Éstos se caracterizan por diferentes costos y desempeño, por lo que es muy importante elegir el colector adecuado para cada aplicación con el fin de optimizar el comportamiento de todo el sistema, el ahorro energético y la recuperación de la inversión financiera [2].

Los colectores de placa plana suelen presentar un absorbedor de metal en una carcasa rectangular plana. La cubierta de vidrio en la superficie superior y el aislamiento en el otro lado limitan las pérdidas térmicas. La energía solar absorbida por la placa se transfiere al líquido que fluye dentro de los tubos colectores. Los tubos están en buen contacto térmico con la superficie del absorbedor. El aire está presente en el espacio entre la placa del absorbedor y la cubierta transparente [2].

En este trabajo se presenta el análisis numérico del desempeño de dos colectores solares de placa plana conectados en serie bajo diferentes condiciones de operación, cuyo fluido de trabajo es agua.

MATERIALES Y MÉTODOS

El modelo tridimensional empleado, mostrado en la Figura 1, consiste en dos colectores solares de placa plana conectados en serie. Cada colector posee una cantidad de 10 tubos colectores equidistantes entre sí. La entrada de flujo a cada colector se encuentra en el extremo izquierdo de

su cabezal inferior y la salida, en el extremo derecho de su cabezal superior. Dicho modelo se construyó con las dimensiones enlistadas en la Tabla 1, las cuales corresponden a las dimensiones de un colector solar de placa plana comercial.

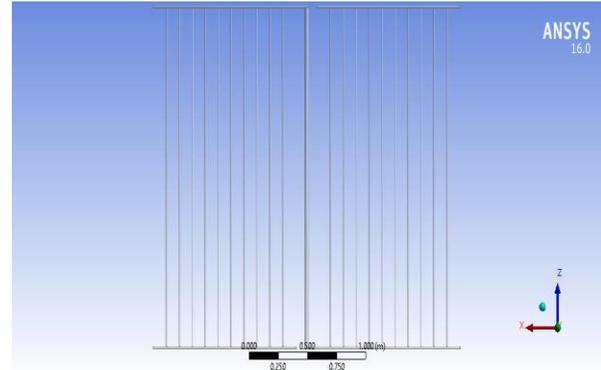


Figura 1: Modelo de dos colectores solares de placa plana conectados en serie empleado para el análisis numérico.

Tabla 1: Dimensiones de los colectores que conforman el modelo utilizado. Las dimensiones corresponden a un solo colector.

Dimensiones del colector solar	
Diámetro de los cabezales (m)	0.01905
Diámetro de los tubos colectores (m)	0.0127
Diámetro del tubo conector entre los dos colectores (m)	0.035
Altura del colector (m)	2.11
Longitud del colector (m)	1.22

El sistema de colectores se diseñó con una inclinación de 30° con respecto a la horizontal. Además se consideró estado estacionario y se despreciaron las pérdidas de calor en el tubo conector.

Para realizar el análisis numérico, el modelo fue mallado con celdas cuadriláteras obteniendo un total de 567,023 elementos y 671,653 nodos.

La validación del modelo fue llevada a cabo bajo las siguientes condiciones de operación.

- Temperatura de entrada: 293.05 K
- Flujo volumétrico: 2.3525L/min
- Radiación: 1229.4905W/m²

Las diferentes condiciones de operación utilizadas para el análisis numérico son las mostradas a continuación en las tablas: Tabla 2, Tabla 3 y Tabla 4.

Tabla 2: Valores para las pruebas con variación de flujo de entrada.

Prueba	Temperatura de entrada (K)	Flujo de entrada (L/min)	Radiación (W/m ²)
1	293.15	0.5	1000
2	293.15	1	1000
3	293.15	1.5	1000
4	293.15	2	1000
5	293.15	2.5	1000
6	293.15	3	1000
7	293.15	3.5	1000
8	293.15	4	1000
9	293.15	4.5	1000
10	293.15	5	1000

Tabla 3: Valores para las pruebas con variación de radiación.

Prueba	Temperatura de entrada (K)	Flujo de entrada (L/min)	Radiación (W/m ²)
1	293.15	2.5	500
2	293.15	2.5	600
3	293.15	2.5	700
4	293.15	2.5	800
5	293.15	2.5	900
6	293.15	2.5	1000
7	293.15	2.5	1100
8	293.15	2.5	1200
9	293.15	2.5	1300
10	293.15	2.5	1400

Tabla 4: Valores para las pruebas con variación de temperatura de entrada.

Prueba	Temperatura de entrada (K)	Flujo de entrada (L/min)	Radiación (W/m ²)
1	278.15	2.5	1000
2	283.15	2.5	1000
3	288.15	2.5	1000
4	293.15	2.5	1000
5	298.15	2.5	1000
6	303.15	2.5	1000
7	308.15	2.5	1000
8	313.15	2.5	1000
9	318.15	2.5	1000
10	323.15	2.5	1000

La eficiencia (η) del sistema de colectores se calcula empleando la Ecuación 1:

$$\eta = \frac{mC_p\Delta T}{\dot{Q}A} \quad (\text{Ecuación 1})$$

Donde:

η = eficiencia del sistema

m = flujo másico, kg/s

C_p = calor específico, J/kg·K

ΔT = diferencia de temperaturas a la entrada y salida del sistema, K

\dot{Q} = Flujo de calor captado por radiación, W/m²

A = área equivalente del colector, m²

Durante el análisis numérico de cada uno de los casos se usaron los modelos Laminar y κ -Épsilon con un porcentaje de turbulencia del 5% según correspondiera de acuerdo al número de Reynolds. Para $Re < 2300$ se considera laminar y $Re > 2300$ turbulento.

Las propiedades del agua empleadas para realizar los cálculos y el análisis numérico son:

Densidad (ρ) = 998.2 kg/m³

Calor específico (C_p) = 4182 J/kg·K

Viscosidad dinámica (μ) = 0.001003 kg/m·s

Los resultados obtenidos para cada una de las condiciones de operación que se analizaron fueron los que se muestran a continuación en las tablas: Tabla 5, Tabla 6 y Tabla 7.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Con la validación del modelo empleado se obtuvo una temperatura de salida de 307.89288 K, eficiencia de 0.6205 y un área equivalente de 3.1843m², observando los siguientes contornos de distribución de presión (Figura 2) y de temperatura (Figura 3).

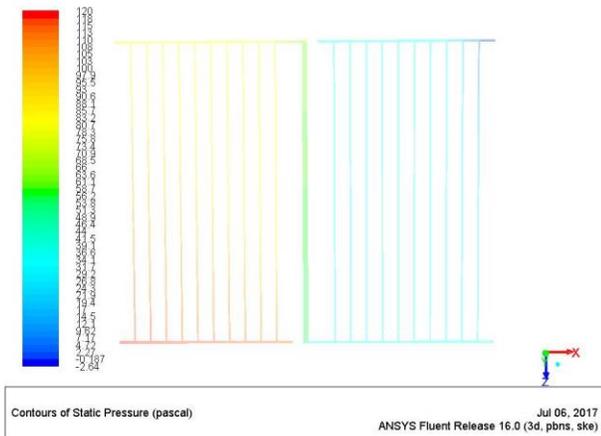


Figura 2: Contorno de distribución de presión obtenido de la validación.

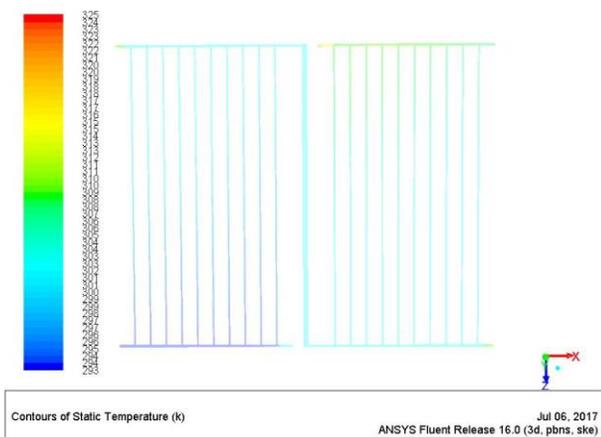


Figura 3: Contorno de distribución de temperatura obtenido de la validación.

Tabla 5: Resultados de las pruebas con variación de flujo de entrada.

Prueba	Flujo de entrada (L/min)	Temperatura de salida (K)	Eficiencia η	Diferencia de temperaturas (K) ΔT
1	0.5	333.47984	0.44058446	40.3298400
2	1	321.4724200	0.61881813	28.3224200
3	1.5	312.3331	0.62869893	19.1831000
4	2	307.54314	0.62895303	14.3931400
5	2.5	304.52199	0.6211681	11.3719900
6	3	302.6296900	0.62136682	9.4796900
7	3.5	301.23359	0.61816582	8.0835900
8	4	300.26657	0.62196133	7.1165700
9	4.5	299.47775	0.62214912	6.3277500
10	5	298.84466	0.62211471	5.6946600

Tabla 6: Resultados de las pruebas con variación de radiación.

Prueba	Radiación (W/m ²)	Temperatura de salida (K)	Eficiencia η	Diferencia de temperaturas (K) ΔT
1	500	298.83084	0.62060494	5.6808400
2	600	299.97702	0.62151641	6.8270200
3	700	301.11139	0.6212459	7.9613900
4	800	302.2516400	0.62144449	9.1016400
5	900	303.36979	0.62025766	10.2197900
6	1000	304.51896	0.6210026	11.3689600
7	1100	305.66853	0.62163195	12.5185300
8	1200	306.80753	0.62167527	13.6575300
9	1300	307.9119	0.62025687	14.7619000
10	1400	309.07737	0.62142498	15.9273700

Tabla 7: Resultados de las pruebas con variación de temperatura de entrada.

Prueba	Temperatura de entrada (K)	Temperatura de salida (K)	Eficiencia η	Diferencia de temperaturas (K) ΔT
1	278.15	289.53101	0.6216608	11.3810100
2	283.15	294.53002	0.62160672	11.3800200
3	288.15	299.51253	0.62065137	11.3625300
4	293.15	304.5258	0.62137621	11.3758000
5	298.15	309.53281	0.62175912	11.3828100
6	303.15	314.50432	0.62020292	11.3543200
7	308.15	319.52831	0.62151332	11.3783100
8	313.15	324.52055	0.62108945	11.3705500
9	318.15	329.52424	0.621291	11.3742400
10	323.15	334.53194	0.6217116	11.3819400

CONCLUSIONES

En la mayoría de los casos analizados el sistema simulado mantuvo una eficiencia de alrededor de 0.62.

Se puede apreciar que el incremento en la temperatura del fluido es prácticamente independiente de la temperatura de entrada. En cambio, es inversamente proporcional al flujo de entrada y directamente proporcional al flujo de calor. Es decir, el incremento en la temperatura del fluido será mayor cuanto menor sea el flujo volumétrico y mayor sea el flujo de calor captado por radiación.

Se puede deducir que el régimen de flujo óptimo es el turbulento, ya que con flujo laminar el sistema presenta valores de eficiencia menores.

REFERENCIAS

- [1] Shemelin, V. & Matuska, T. (2017). Detailed Modeling of Flat Plate Solar Collector with Vacuum Glazing. *International Journal of Photoenergy*, Volume 2017(2017), pp. 1-9. doi: 10.1155/2017/1587592
- [2] Zambolin, E. & Del Col, D. (2010). Experimental analysis of thermal performance of flat plate and evacuated tube solar collectors in stationary standard and daily conditions. *Solar Energy*, 84(2010), pp. 1382–1396.