



Ángulo de inclinación preferente para calentadores solares operando en régimen de circulación natural en Cuba

Preferred tilt angle for solar heaters operating in natural circulation regime in Cuba

Lázara Rosemary Moratón-Linares^I, Jorge Luis Verdecia-Rodríguez^I, Andy Sánchez-Rodríguez^I, Alberto Menéndez-Pérez^{I,*}, Lenin Pita-Canto^{II}, Rubén Borrajo-Pérez^I

I. Universidad Tecnológica de la Habana José Antonio Echeverría, CETER. La Habana, Cuba

II. Universidad Técnica de Manabí, Facultad de Ciencias Matemáticas, Físicas y Químicas. Portoviejo. Ecuador

*Autor de correspondencia: amenendez@mecanica.cujae.edu.cu

Este documento posee una [licencia Creative Commons Reconocimiento-No Comercial 4.0 internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/)



Recibido: 3 de marzo de 2021

Aceptado: 12 de abril de 2021

Resumen

En el trabajo se realizó la modelación de un colector solar plano para calentamiento de aire operando en régimen de convección natural en las condiciones de Cuba. Se determinó el ángulo de inclinación del colector que permita obtener la mayor extracción de energía con un mayor rendimiento energético anual de la instalación. Para ello se realiza la simulación del colector variando su ángulo de inclinación, buscando así el de mayor eficiencia. El análisis se realizó siguiendo una aproximación numérica siguiendo el método de los volúmenes finitos. El cálculo fue realizado en estado estacionario y bajo régimen turbulento de flujo. Fue obtenido el ángulo de inclinación con mayor rendimiento

energético entre 45 y 50 grados. Debido a la similitud entre el comportamiento del flujo de masa y la eficiencia media anual es el flujo de masa y su influencia en el calor útil el efecto predominante en los cambios de eficiencia. Existe asimetría en el perfil de **velocidades** del colector pues se alcanzan las mayores velocidades en la mitad inferior del colector.

Palabras claves: colector de aire solar; ángulo de inclinación; convección natural; CFD, computacional fluid dynamics.

Abstract

The best tilt for solar air collector working in natural convection regime under Cubans conditions.

The paper dealt with the modeling of a flat solar collector for air heating operating in a natural convection regime in Cuba. The angle of tilt for the collector which allows the greatest extraction of energy and a greater annual energy efficiency of the installation was determined. The collector simulation is performed by varying the tilt angle, looking for the one with the highest efficiency. A numerical approach following the finite volume method was applied. The calculations were

carried out in steady state and the flow regime was turbulent. The tilt angle having the best energy efficiency was obtained ranging from 45° to 50°. Due to the similarity between the mass flow behavior and annual average efficiency, the mass flow and its influence on useful heat are the predominant effect in the efficiency changes. An asymmetric velocity profile was found since the higher speeds are reached in the lower half of the collector.

Key words: tilt angle; natural convection; CFD, computational fluid dynamics.

Cómo citar este artículo:

Moratón Linares LR, Verdecia Rodríguez JL; Sánchez Rodríguez A, et al. Ángulo de inclinación preferente para calentadores solares planos de aire operando en régimen de circulación natural en Cuba. Ingeniería Mecánica. 2021;24(3):e629. ISSN 1815-5944.

Introducción

El ángulo de inclinación con que debe ser instalado un colector solar plano es objeto de estudio desde hace largo tiempo [1, 2]. De estudios previos se conoce, y constituyen hoy reglas prácticas en la rama del aprovechamiento de la energía solar, que si se desea alcanzar máxima disponibilidad de energía anual entonces la mejor inclinación de la superficie es aquella que es igual a la latitud del sitio, donde se ubica la misma [3]. Para que la disponibilidad de energía sea máxima durante el verano, la inclinación de la superficie deberá ser 10° o 15° menor que la latitud geográfica. Mientras que para lograr la máxima disponibilidad de energía en invierno la inclinación debe ser de 10° a 15° mayor que la latitud del lugar. La inclinación de la superficie, no obstante, no

constituye una variable crítica desde el punto de vista de disponibilidad, pues variaciones de 15° solo determinan cambios de aproximadamente 5 % en la disponibilidad de energía. Todos estos resultados corresponden a superficies con azimut 0° o 180° , dependiendo de si la superficie se halla en el hemisferio norte o sur. El ángulo de inclinación de la superficie receptora que recibe mayor cantidad de radiación solar incidente puede no coincidir con el ángulo de inclinación que alcanza la máxima salida de energía del sistema solar. Esta diferencia se expresa claramente en sistemas de calentamiento de aire que funcionan en régimen de convección natural, pues lógicamente existe un ángulo de inclinación que garantiza la mayor disponibilidad de energía incidente y otro valor de ángulo de inclinación, diferente, que permite la mayor extracción de energía del sistema colector a través de la convección natural [4].

En la literatura no existen trabajos investigativos que ofrezcan resultados sobre cuál debe ser el ángulo de inclinación más adecuado de la superficie colectora que garantice la mayor salida energética para colectores operando en régimen de circulación natural. En particular, para las latitudes correspondientes a nuestro país no existe un criterio fundamentado para la colocación de los colectores que operan en régimen de circulación natural en cuanto a la inclinación de la superficie. Poder determinar cuál es el ángulo más adecuado de inclinación de los colectores de circulación natural en esta región próxima al trópico de Cáncer pudiera significar importantes reducciones de las áreas de colección que hoy se instalan, debido a los bajos rendimientos de las instalaciones.

Los colectores solares se clasifican en dos grupos que son: colector de baja temperatura, utilizado fundamentalmente en sistemas domésticos de calefacción, calentamiento de agua y calentamiento de aire para su aprovechamiento en el secado de semillas, frutas, tabaco entre otros; y colector de alta temperatura conformado mediante espejos y utilizado generalmente para producir energía eléctrica. [5] Dentro de los diversos tipos de colectores solares, los colectores solares planos son los más comunes. Estos pueden ser diseñados y utilizados en aplicaciones donde se requiere que la energía sea liberada a bajas temperaturas, debido a que la temperatura de operación de este tipo de colectores difícilmente alcanza los 100°C [5].

En general se pretende que dentro del colector haya una gran área de contacto entre la placa absorbidora y el aire circulando a través del colector, para asegurar una buena transferencia de calor. Estudios de laboratorio indican que el área de absorción debe ser entre 2 y 4 veces el área de vidrio expuesta al sol [5-6].

En Koulibalhy et al [8] se realiza un estudio sobre colectores solares de aire planos. En el estudio se realiza un análisis del comportamiento del colector solar bajo régimen de convección natural y para un ángulo de inclinación fija de 30° . En el estudio se consideraron diferentes valores para la altura del canal de circulación de aire y se estudiaron varias longitudes del colector diferentes. La aproximación empleada fue numérica. Entre los resultados del trabajo se hallan la dependencia entre la longitud del colector y la temperatura de salida del aire. La cual fue encontrada aumentando en la medida en que es mayor la longitud del colector. De igual manera, la eficiencia del colector se encontró aumentando en la medida que la longitud disminuye, siempre y cuando se mantenga fija la altura del canal. De la misma forma cuando se mantiene constante la longitud del canal, el rendimiento del colector aumenta en la medida en que el canal se hace más alto. Lo anterior relacionado con un perfil de temperaturas más amplio y en consecuencia menores temperaturas en la región cercana al vidrio donde ocurren las mayores pérdidas por convección al medio. El trabajo finalmente presenta correlaciones para el cálculo de la temperatura y de la eficiencia en función de los parámetros estudiados.

Chamoli et al [9] desarrollaron un trabajo de intensificación de la transferencia de calor en un colector de aire utilizando generadores de vórtices con circulación forzada. Los autores utilizaron una aproximación numérica para un régimen de flujo turbulento con números de Reynolds variando entre 3500 y 16000. Se investigó la razón de aspecto y el ángulo de ataque de los generadores de vórtices (GVs). Entre los resultados se encontró que el número de Nusselts y el factor de fricción aumentaron con el crecimiento del ángulo de ataque de los GV's entre 30° y 60° , sin embargo, estos valores disminuyeron con el posterior incremento del ángulo de ataque por encima de los 60° . Los mayores valores del número de Nusselt y el factor de fricción aparecen para el ángulo de ataque igual a 60° y la razón de aspecto igual a 1.

Yang et al [10] desarrollaron un trabajo acerca del empleo de aletas desplazadas en la superficie de la placa absorbidora de un colector solar plano con el objetivo de mejorar la eficiencia térmica del equipo. Se estudiaron colectores solares con circulación forzada para bajos valores de flujo de aire. Lo anterior para disminuir lo más posible la potencia de bombeo demandada por el aire en su paso a través de colector. Para el estudio se realizó la optimización numérica de los parámetros de las aletas desplazadas a partir de la realización de experimentos que siguieron una metodología basada en los estándares de la norma ASHRAE 93-2003. En el trabajo se empleó un flujo de aire en el entorno de los $100\text{ m}^3/\text{h}$ mientras que el valor de la irradiación solar en el área de colección fue de $600\text{ W}/\text{m}^2$.

Ogbonna et al [11] realizaron un estudio basado en la medición de las temperaturas del colector solar plano y el flujo de trabajo para un año completo, cubriendo la estación seca y lluviosa en Port Harcourt, Nigeria. Se emplearon las ecuaciones de balance de energía para la transferencia de calor y de esta manera desarrollar un modelo matemático que relaciona la temperatura del fluido con la geometría del colector. La temperatura óptima del fluido obtenida para la estación seca, lluviosa y combinada fue: $317,4\text{ K}$; $314,9\text{ K}$ y $316,2\text{ K}$ respectivamente. La insolación utilizada fue: $83,23$; $76,61$ y $79,9\text{ W}/\text{m}^2$ respectivamente a la cual corresponde una eficiencia media del colector igual a: $0,190$; $0,20$ y $0,197$ respectivamente.

Por otro lado, Alta et al [12] realizaron una comparación entre 3 tipos de colector solar plano para el calentamiento de aire, dos de ellos poseían aletas y el otro no, además uno de los colectores con aletas posee una tapa de vidrio simple mientras que los dos restantes poseen una tapa doble de vidrio. En este trabajo fueron evaluadas las razones del rendimiento energético y exergético para varias tasas de flujo de aire (20, 50 y 100 m³/m²h), ángulos de inclinación (0°, 15° y 30°) y condiciones de temperatura contra tiempo. Basándose en las razones de rendimiento energético y exergético el colector con doble cubierta y aletas es más efectivo y presenta una diferencia de temperatura entre la entrada y la salida mayor que los otros colectores.

A pesar de los trabajos encontrados en la literatura sobre colectores solares planos en ellos se aprecia que el tratamiento del régimen de convección natural es menos frecuente para el caso del calentamiento del aire. De la misma forma, la influencia del ángulo de inclinación sobre el comportamiento de los colectores planos de aire no es una de las temáticas más frecuente en los artículos consultados. Precisamente esa es la razón que motiva la realización de este trabajo.

Métodos y Materiales

Para lograr el estudio de los colectores solares planos se creó un dominio computacional capaz de reflejar fielmente el comportamiento de un colector real. El dominio de flujo consistió en un sector de colector solar plano para calentamiento de aire, con una placa absorbidora lisa. El mismo queda conformado como un emparedado, compuesto de una placa de vidrio de 5 mm, un canal de 50 mm por donde transita el aire, una placa absorbidora de 3 mm y una capa de aislante de 30 mm. El parámetro a estudiar será el ángulo de inclinación del colector que tomará valores de: 30, 35, 40, 45, 50 y 55 grados. Estos valores han sido seleccionados en concordancia con estudios anteriores [6], en los cuales se obtuvo que ángulos menores a los aquí estudiados (20, 25) no lograban valores de rendimiento adecuados, debido a la ventaja de mayores inclinaciones cuando se está en presencia de convección natural a pesar de que los valores de radiación puedan ser elevados.

Para el análisis se considera el aire como un medio continuo e incompresible. Las propiedades termo-físicas del vidrio, la placa absorbidora y el aislante se consideran constantes y sus valores se determinan para una temperatura fija dentro del intervalo de operación. El flujo de aire es estacionario y se encuentra dentro del régimen de flujo turbulento. El aislante solo intercambia calor con el ambiente exterior por convección, mientras que la cubierta de vidrio intercambia calor con el ambiente por convección y por radiación. Las superficies de las caras del vidrio, placa absorbidora y del aislante (superficies sólidas) correspondientes a la entrada y a la salida del aire se consideran adiabáticas.

Uno de los parámetros más importantes en el comportamiento del colector es la temperatura del aire a la salida del mismo. La determinación de esta magnitud se realiza, para cada uno de los modelos y condiciones estudiadas, obteniendo el valor promedio en masa de la temperatura en la superficie de salida, ecuación 1:

$$\bar{T}_{out} = \frac{1}{\dot{m}_0} \int_0^y \int_0^z \dot{m}(y,z) T(y,z) dy dz \quad (1)$$

Siendo $\dot{m}(y,z)$ y $T(y,z)$ el flujo de masa y la Temperatura, ambos en función de las coordenadas variables de la superficie de salida. Por otro lado, el flujo de masa en kg/s se calcula, ecuación 2:

$$\dot{m} = \int_0^y \int_0^z \rho u(y,z) dy dz \quad (2)$$

Para la determinación de la eficiencia del colector se utiliza la ecuación 3:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{util}}{\dot{Q}_{recibido}} \quad (3)$$

Donde el calor útil ($\dot{Q}_{util}$) puede determinarse mediante la ecuación 4:

$$\dot{Q}_{util} = \dot{m} c_p (T_s - T_e) \quad (4)$$

Además, $\dot{Q}_{recibido}$ en Watts, es la velocidad de transferencia de energía proveniente del sol y incidente sobre el colector, que es calculada automáticamente por el calculador solar "Solar Ray Tracing" en función de las bases de datos mundiales de irradiación solar, las condiciones locales y las características de la superficie receptora. C_p : es el calor específico del aire a presión constante en J/kgK y $T_s - T_e$ es la diferencia de temperatura entre la salida y la entrada del aire al colector en grados Kelvin. A partir del calor transferido puede determinarse el valor del número de Nusselt correspondiente al colector en las condiciones en que este está trabajando, ecuación 5:

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad (5)$$

Siendo h es el coeficiente de transferencia de calor por convección en W/m²K, L la longitud característica en metros, en este caso la altura del canal, y k es la conductividad térmica del fluido en W/mK. Por otro lado, el coeficiente de transferencia de calor es determinado a partir de la ecuación 6:

$$h = \frac{Q_{util}}{A\Delta T} \quad (6)$$

Donde A es el área de intercambio de calor, en este caso, el área de la placa absorbidora en metros. ΔT es la diferencia de temperaturas determinadas por la ecuación 7:

$$\Delta T = \frac{T_{placa} - (T_{sal} - T_{entr})}{2} \quad (7)$$

En la que T_{placa} es la temperatura de la placa absorbidora en grados kelvin

La simulación numérica se realizó empleando un solucionador 3D, estacionario, con formulación implícita, basada en presión y para ello se usa el código del software comercial FLUENT 6.3. Las ecuaciones diferenciales parciales que gobiernan los procesos, es decir, las ecuaciones para la masa, la cantidad de movimiento y la energía son resueltas para la condición estacionaria. El acoplamiento presión-velocidad es llevado a cabo usando el algoritmo SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations*). La discretización usada para presión es el esquema *Body Force Weighted*, en correspondencia con la influencia de la temperatura sobre la densidad del aire, mientras que, para energía, cantidad de movimiento y turbulencia se emplea un esquema UPWIND de Segundo Orden.

Para la incorporación de la radiación solar al modelo se emplea el modelo de carga solar contenido en FLUENT 6.3. Se aplicó el calculador solar para determinar la irradiación solar recibida en el año, haciendo el análisis para el día medio de cada mes, tabla 1. Se empleó un día de cada mes que reproduce con bastante certeza el comportamiento promedio de un mes como se afirma en Duffie [13]. Se consideró siempre que el colector estaría trabajando en las coordenadas correspondientes a 22° de latitud norte y -82° de longitud oeste. Dicha simulación se efectuó para el horario comprendido entre las 8 am y las 5 pm.

Tabla 1. Día medio de cada mes. Fuente: [11]

Mes	Día	Mes	Día
Enero	17	Julio	17
Febrero	16	Agosto	16
Marzo	16	Septiembre	15
Abril	15	Octubre	15
Mayo	15	Noviembre	14
Junio	11	Diciembre	10

Las ecuaciones que rigen los fenómenos presentes en el modelo son la ecuación de continuidad, las de momento de la cantidad de movimiento en cada eje y la de conservación de la energía. En coordenadas cartesianas y en notación tensorial quedan como, ecuaciones 8, 9 y 10:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (8)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u_i' u_j'} \right] + \rho g \quad (9)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \left(\frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \right] \quad (10)$$

La malla en la dirección perpendicular al flujo se construyó de forma diferenciada en cada zona según fuese necesario. Para la altura del vidrio se tomó una relación de aumento progresivo igual a 1 y un espaciado de 0,25 cm. En el caso del canal de aire, se aplicó un mallado de paso creciente partiendo desde la superficie que divide el canal del aire y el vidrio y la superficie que divide el canal de aire y la placa absorbidora, dirigiéndolo hacia el centro del canal, de forma que se obtienen elementos de menor tamaño en la medida en que nos acercamos a las dos superficies sólidas. Esto garantiza que los mayores gradientes de temperatura y velocidad, en las capas límite térmica e hidrodinámica, sean mejor calculados. En la cercanía de la pared la malla posee un mayor refinamiento. En el caso del vidrio y del aislante al ser sólidos y no existir efectos convectivos internos, es permisible una malla que posea una menor cantidad de elementos o lo que es lo mismo, una menor densidad de malla. En estas zonas, los fenómenos presentes son fenómenos difusivos. Una vez terminado el mallado de todos los volúmenes el modelo quedó como se aprecia en la figura 1 y un número total de elementos aproximadamente igual a 114 000 elementos.

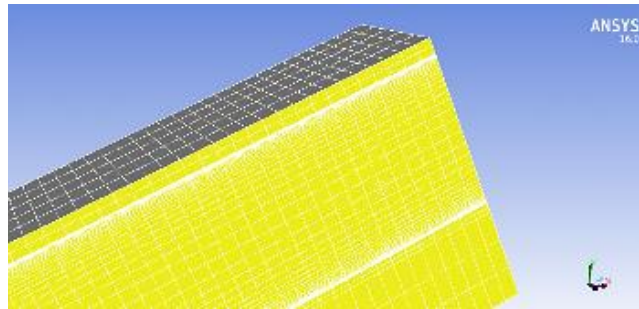


Fig. 1. Sección del canal y área de salida del colector malladas. Fuente: autores

Las condiciones de contorno colocadas al dominio computacional se corresponden con las condiciones de frontera físicas del colector. Las condiciones de contorno impuestas al aire fueron: en la entrada del aire *Pressure inlet* y en la salida del aire *Pressure outlet*. Ambas condiciones establecen la presión manométrica en las secciones de entrada y salida con valor nulo. Las superficies de contacto entre aire-placa absorbidora y entre aire-vidrio se consideraron como paredes, con adherencia e impermeabilidad. A todos los límites de los sólidos se les colocó condición de Pared con condiciones térmicas diferentes. Las superficies frontales y las traseras del vidrio, de la placa y del aislante se consideraron adiabáticas. La pared del fondo del colector se consideró Pared con convección y se impuso la temperatura del aire ambiente exterior y el coeficiente de transferencia de calor por convección. La pared superior del vidrio se consideró con transferencia de calor mixta, se le impuso el coeficiente de transferencia del calor por convección, la temperatura del aire ambiente y la temperatura de radiación exterior. En las superficies que separan una región de otra se realiza el cálculo de la transferencia de calor conjugada. Las superficies laterales fueron tratadas como simétricas.

Ambas superficies del vidrio están expuestas a la irradiación solar, determinada por el modelo de carga solar. La superficie superior de la placa absorbidora recibe la radiación solar determinada por el modelo y de acuerdo con la transmisibilidad que posee el vidrio que se utiliza en el modelo. La figura 2 representa el dominio computacional empleado en el trabajo y en ella se destacan las condiciones de contorno que se han implementado en cada una de las superficies limitantes del modelo.

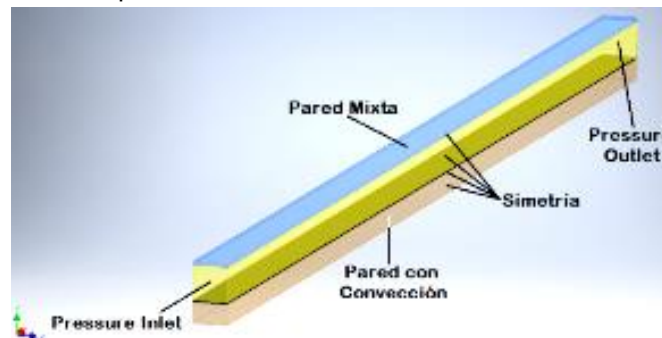


Fig. 2. Condiciones de contorno empleadas. Fuente: autores

El colector está diseñado de los siguientes materiales: la cubierta de vidrio, la placa absorbidora de acero y el aislante de fibra de vidrio. Las propiedades termo-físicas de dichos materiales y del fluido de trabajo, que es aire, son presentados en la tabla 2.

Tabla 2. Propiedades termo-físicas de los materiales del colector. Fuente [8]

Propiedad	Vidrio	Placa	Aislante	Aire
Calor específico [J/kgK]	830	502,5	830	1006,43
Densidad [kg/m ³]	2200	8030	20	1,185
Conductividad térmica [W/mK]	1,15	16,3	0,1	0,0242

Entre las condiciones de operación se encuentran que la temperatura de entrada del aire al colector, que coincide con la temperatura ambiente es 27 °C y el efecto de la aceleración de la gravedad es 9,80 m/s² actuando en la dirección negativa del eje *y*. Para tener en consideración el efecto de variación de densidad que ocurre en el aire se emplea el modelo de Boussinesq.

El modelo de turbulencia empleado es el tipo *k-epsilon* (RNG). Este modelo es recomendado para el estudio de canales de colectores planos similares al aquí estudiado por Singh [14]. Los criterios empleados para la convergencia de las soluciones fueron que los residuos de la ecuación de la continuidad y de los componentes de la velocidad fueran menores de 10⁻⁴ y en el caso de la energía los residuos debían estar por debajo de 10⁻⁸.

La figura 3 muestra el valor de la temperatura media de salida del aire del colector y el flujo de masa a través del colector como una función del número de elementos que caracteriza la densidad de la malla. Siendo la variación de la temperatura del orden del 1,6 % y la del flujo de masa del orden de 2,7 %, se considerará que la malla de mayor densidad tiene suficiente resolución como para considerarla definitiva y será la que se empleará en este trabajo.

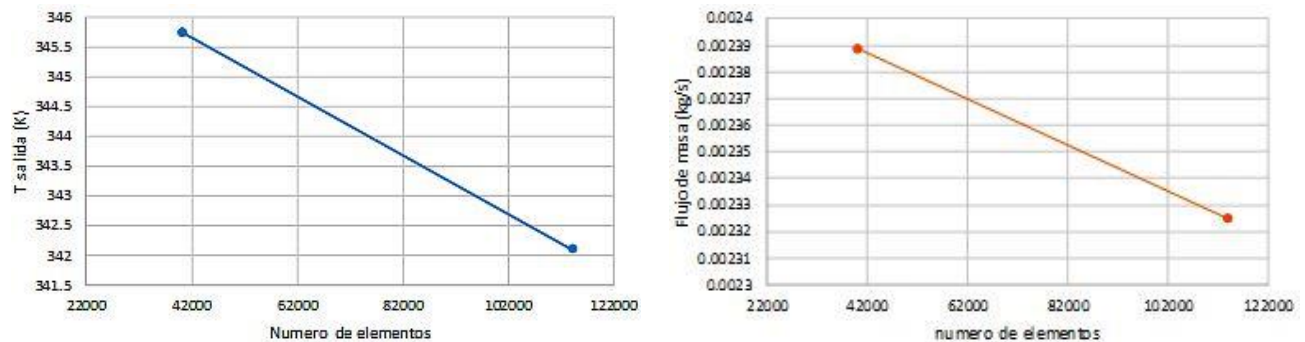


Fig. 3. Estudio de convergencia de la malla. Fuente: autores

Resultados y Discusión

Las simulaciones se realizaron para diez horas de cada día promedio de cada mes, para los doce meses del año y para los ángulos de inclinación: 30, 35, 40, 45, 50 y 55 grados. Concluidos los experimentos numéricos se procesaron los resultados que a continuación se presentan. La figura 4 muestra el comportamiento de la eficiencia o rendimiento medio anual del colector solar como función del ángulo de inclinación. Para la determinación de la eficiencia media anual se siguió el siguiente procedimiento. Para cada hora simulada, se obtienen el valor del calor útil y el del calor recibido que corresponde al modelo y condición ensayada. Los valores de estas magnitudes a lo largo del mes son sumados de manera independiente, para cada mes. A seguir se obtiene la eficiencia mensual para cada ángulo de inclinación utilizando las magnitudes sumadas previamente y finalmente se calcula el valor promedio de la eficiencia anual a partir de los valores obtenidos para cada uno de los meses del año.

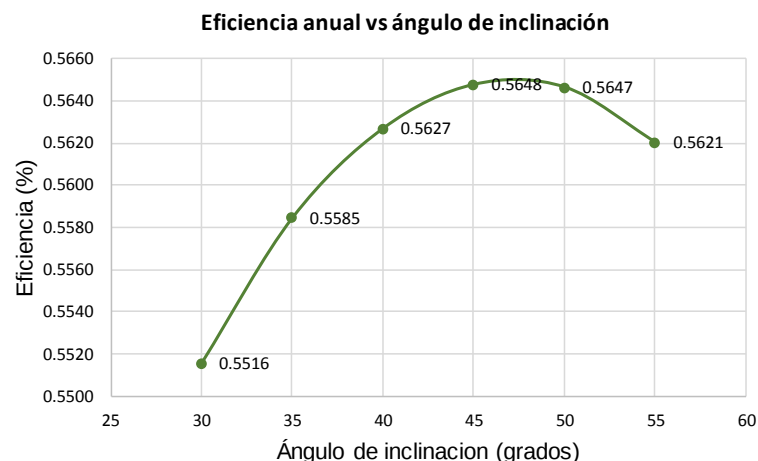


Fig. 4. Eficiencia media anual en función del ángulo de inclinación del colector. Fuente: autores

Como puede observarse en la figura 4, el valor de la eficiencia media anual de un colector solar plano de aire es variable y se aprecia que su valor aumenta a partir de los menores ángulos de manera continua, hasta que finalmente para los mayores ángulos de inclinación comienza a decaer su valor. Los mayores valores para la eficiencia media anual se obtienen para ángulos de inclinación que están entre 45° y 50° aunque puede apreciarse que el valor para estos dos últimos ángulos es prácticamente el mismo, razón por la cual no fue estudiado un ángulo adicional entre estos dos.

Cuando los valores de la eficiencia media mensual del colector son graficados como función de los meses del año para cada uno de los ángulos de inclinación puede notarse el comportamiento que posee este parámetro.

La figura 5 muestra un comportamiento interesante que ocurre cuando los ángulos de inclinación del colector son modificados. Se observa que cuando el ángulo de inclinación es más alto la variación en los valores de eficiencia se hace mayor, luego, cuando estamos en presencia de ángulos más pequeños la curva de eficiencia posee un valor más estable. Este comportamiento está relacionado con varios hechos: el primero es que los ángulos pequeños más cercanos al valor de la latitud del lugar que se estudia deben de estar menos expuestos a variaciones pues como se sabe la declinación solar es simétrica con respecto a ángulos iguales a la latitud. Otro aspecto es que los ángulos mayores que fueron estudiados, al ser mayores que la latitud, poseen un mejor desempeño en los meses de invierno y en consecuencia sufren una significativa pérdida de eficiencia en los meses de verano. No obstante, este comportamiento es un hecho que demuestra que las ganancias de eficiencia obtenidas en invierno para los colectores de mayor inclinación son superiores a las que se obtienen en verano para los de menor inclinación. Parece ser la convección natural la responsable de este comportamiento, pues es muy beneficiada con los aumentos en el ángulo de inclinación.

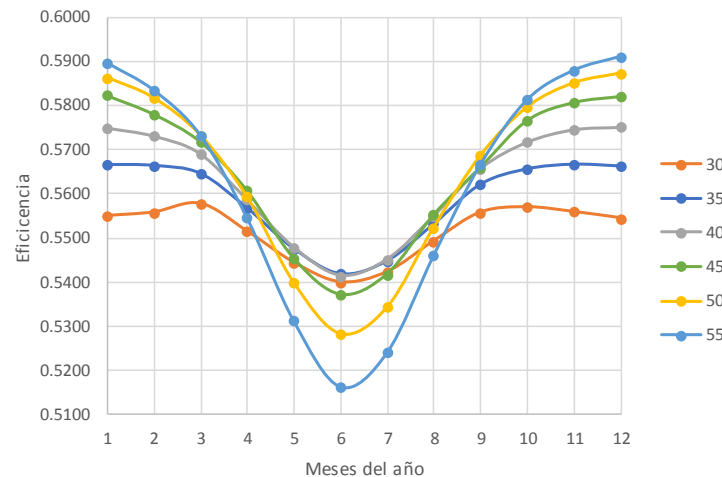


Fig. 5. Valores mensuales de eficiencia del colector según el ángulo de inclinación. Fuente: autores

La figura 6 muestra cómo se comportan la temperatura media anual y el flujo de masa medio anual en función del ángulo de inclinación del colector. Se aprecia como en la medida en que el ángulo crece la temperatura experimenta una disminución prácticamente lineal para los ángulos estudiados, mientras que por otra parte el flujo de masa aumenta con el ángulo de inclinación, aunque la razón de aumento es decreciente. La similitud entre el comportamiento del flujo de masa y la eficiencia media anual mostrada en la figura 6, permite afirmar que es el flujo de masa y su influencia en el calor útil es el efecto predominante en los cambios de eficiencia. Otro aspecto que conspira contra la eficiencia del colector trabajando a ángulos de inclinación bajos es el hecho de que al existir menores flujos de masa circulando se alcanzan mayores temperaturas de salida, como se aprecia en la figura 6. Lógicamente una mayor temperatura de salida implica una temperatura media del colector más elevada y en consecuencia mayores pérdidas al medio pues estas son una función directa de la diferencia de temperaturas entre las paredes expuestas y el medio ambiente. Lo anterior es fácilmente demostrable si se observan los perfiles de temperatura del colector para tres ángulos de inclinación diferentes en el mismo día del año y a la misma hora del día. Nótese que las figuras fueron rotadas de manera que están presentadas horizontalmente, pero esto es solamente un artificio para facilitar su presentación.

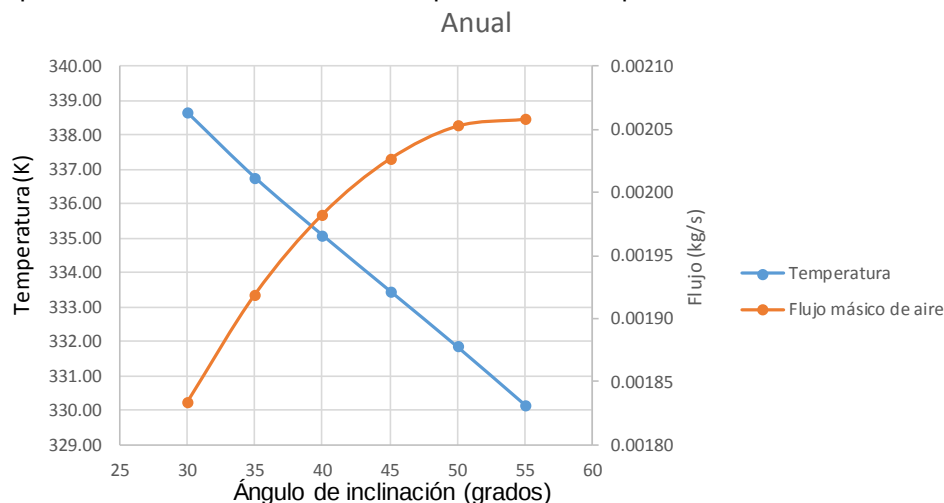


Fig. 6. Temperatura y flujo de masa medios anuales en función del ángulo de inclinación. Fuente: autores

En la figura 7 puede notarse que las temperaturas medias del colector con 30° de inclinación son mayores que las del colector con 55°. Una placa absorbadora a mayor temperatura produce mayores temperaturas en las paredes expuestas del modelo, pues es solamente un fenómeno de conducción térmica el que ocurre entre la placa absorbadora y el aislante inferior. Con respecto a la pared inferior del vidrio ocurre algo similar, aunque el fenómeno en este caso no es puramente difusivo. Claro que, a pesar de los resultados obtenidos para la eficiencia del colector plano de aire, es el destino final del aire caliente el que finalmente decidirá el ángulo de inclinación, pues en dependencia de la aplicación que se vaya a tratar de implementar estará determinado el valor del ángulo. Este trabajo solo ofrece elementos que pueden ser de utilidad para la toma de decisiones en el diseño de campos de colectores para calentamiento de aire asociados a una aplicación particular.

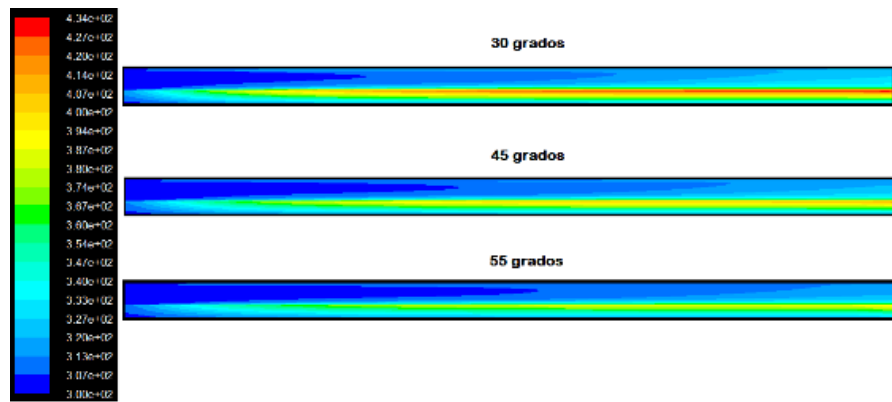


Fig. 7. Perfiles de temperatura para 30°, 45° y 55° de inclinación en igual día y hora del año. Fuente: autores

En la figura 8 puede notarse que la velocidad media en la sección de paso de los colectores aumenta en la medida en que el ángulo de inclinación se hace mayor.

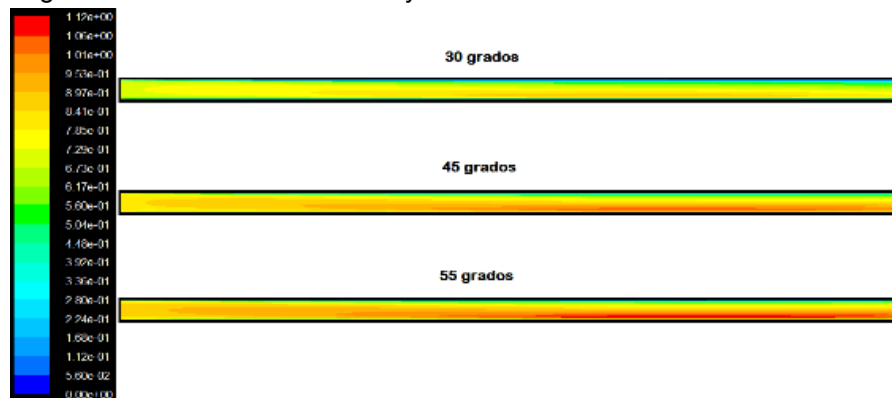


Fig. 8. Perfiles de velocidad para 30°, 45° y 55° de inclinación. Fuente: autores

Un aspecto a destacar de la figura 9 es que los perfiles de velocidad son asimétricos, pues al ser la diferencia de densidad lo que genera el movimiento, se hace más veloz el fluido que está cerca de la placa absorbidora pues es allí donde se obtienen los gradientes de densidad más elevados. Los perfiles de velocidad poseen características similares al que se observa en la figura 9. En esta se observa como las mayores velocidades están distribuidas más cerca de la placa absorbidora que coincide con el límite inferior de la figura. El perfil de velocidades se va modificando a lo largo del recorrido del fluido en la medida en que este se va calentando, pues a la entrada (figura izquierda) el perfil es más uniforme al igual que sucede con la temperatura.

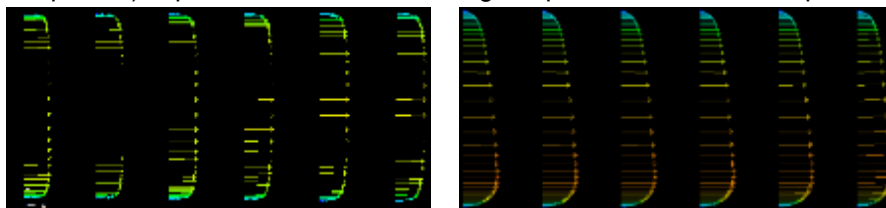


Fig. 9. Perfil de velocidad para un ángulo de 45° en las regiones de entrada y de salida del colector. Fuente: autores

Si se analiza el comportamiento de los colectores con diferentes ángulos de inclinación y de manera separada en los periodos de invierno y verano, los comportamientos de las magnitudes involucradas pueden apreciarse en las figuras siguientes.

Puede apreciarse en las figuras 10,11 y 12 que para alcanzar los mayores valores de eficiencia media anual en los colectores solares planos de aire es necesario sacrificar el comportamiento de estos en el periodo de verano. Aunque este resultado pudiera parecer contraproducente, es importante notar que a pesar de que como se dijo antes en verano los valores de radiación recibida son mayores, no es justificado utilizar ángulos bajos pues estos como se aprecia en la figura 12 poseen siempre eficiencias menores que las obtenidas para los mayores ángulos, independientemente del periodo analizado. Solo para los menores ángulos la eficiencia posee una tendencia a hacerse comparable en ambos periodos. La figura 11 y la figura 12 muestran la similitud en los comportamientos entre eficiencia y flujo de masa.

La figura 10 muestra que la tendencia en la temperatura de salida del aire del colector aumenta con la disminución del ángulo, pero aún es mayor en invierno que en verano, aunque todo indica que esta diferencia se tiende a reducir cuando el ángulo se hace menor. Este comportamiento es lógico, pues los ángulos elevados reciben más

radiación en invierno que en verano y ya se sabe que estos son necesarios con el objetivo de favorecer la convección natural.

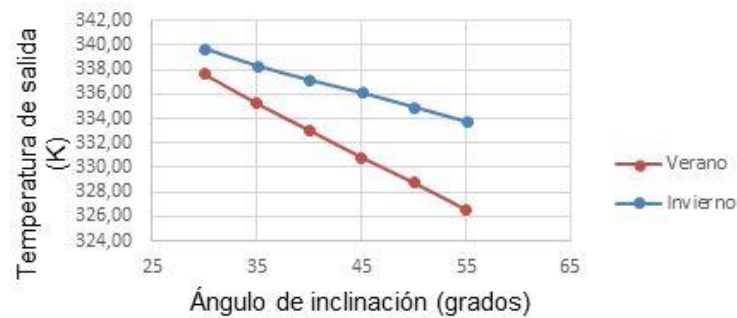


Fig. 10. Comportamiento de la temperatura de salida en función del ángulo de inclinación del colector en los periodos de invierno y verano. Fuente: autores

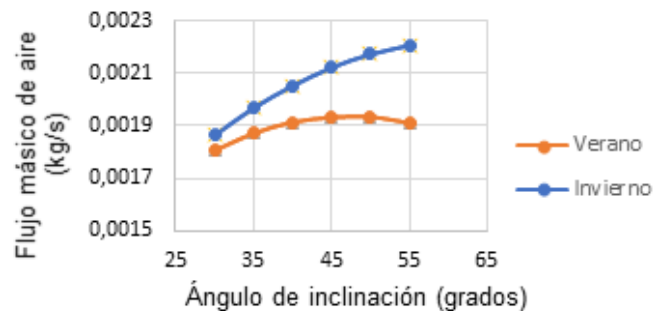


Fig. 11. Comportamiento del flujo de masa en función del ángulo de inclinación del colector en los periodos de invierno y verano. Fuente: autores

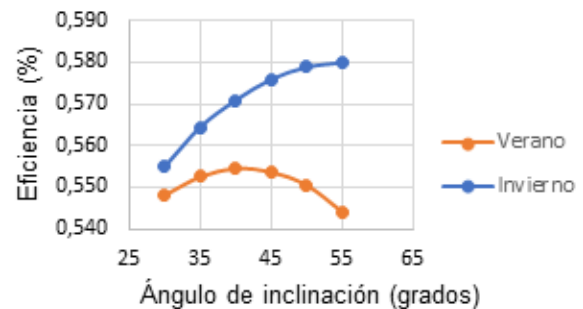


Fig. 12. Comportamiento de la eficiencia media mensual en función del ángulo de inclinación del colector en los periodos de invierno y verano. Fuente: autores

Finalmente, en la figura 13 se presenta el valor del Número de Nusselt para algunos de los ángulos extremos aquí estudiados y como puede apreciarse su comportamiento es similar al que sigue la eficiencia del colector. La eficiencia está muy relacionada con el valor del calor útil que a su vez se asocia fuertemente con el flujo de masa que circula por el colector. Estas dependencias son responsables por el comportamiento del número de Nusselt contra el ángulo de inclinación del colector.

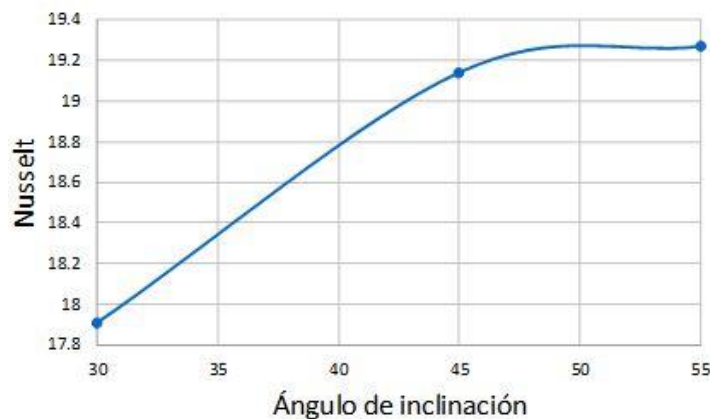


Fig. 13. Comportamiento del número de Nusselt versus el ángulo de inclinación. Fuente: autores

Los ángulos bajos de inclinación del colector presentan curvas de eficiencia del colector más estable en el año asociadas con ángulos más cercanos a la latitud. Los ángulos elevados de inclinación del colector presentan curvas de eficiencia del colector de mejor desempeño en invierno, sufriendo una significativa pérdida de eficiencia en los meses de verano. Las ganancias de eficiencia obtenidas en invierno para los colectores con mayor ángulo de inclinación son superiores a las que se obtienen en verano para los de menor inclinación.

Conclusiones

El mejor ángulo de inclinación para un colector solar plano para calentamiento de aire trabajando en convección natural no coincide con la latitud del lugar donde se encuentra ubicado el colector. Para colectores solares planos utilizados en calentamiento de aire en las condiciones cubanas, el ángulo de inclinación que garantiza la mayor eficiencia está entre 45 y 50°.

La temperatura de salida del aire del colector fue hallada incrementándose con la disminución del ángulo de inclinación. El flujo de masa de aire a través del colector se encontró creciendo con el ángulo de inclinación de este. El flujo de masa presenta un efecto predominante sobre el calor útil del colector solar, lo cual lleva al resultado de mayor eficiencia para ángulos elevados. El comportamiento del número de Nusselt sigue una tendencia similar al de la eficiencia, reafirmando la relación entre el calor útil y el flujo de masa.

Referencias

1. Matheswaran M, Arjunan T, Somasundaram D. Analytical investigation of solar air heater with jet impingement using energy and exergy analysis. *Solar Energy*. 2018;161:25-37.
2. Priyam A, Chand P. Thermal and thermohydraulic performance of wavy finned absorber solar air heater. *Solar Energy*. 2016;130:250-9.
3. Vengadesan E, Senthil R. A review on recent developments in thermal performance enhancement methods of flat plate solar air collector. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2020;134:110315.
4. Alic E, Das M, Akpınar EK. Design, manufacturing, numerical analysis and environmental effects of single-pass forced convection solar air collector. *Journal of Cleaner Production*. 2021;311:127518.
5. Dong Z, Chang L, Jianjun Z, Jinlong J, Zhoujian A, Linjun W. Thermal economic analysis of a double-channel solar air collector coupled with draught fan: Based on energy grade. *Renewable Energy*. 2021;170:936-47.
6. Chen C, Diao Y, Zhao Y, Wang Z, Zhu T, Wang T, et al. Numerical evaluation of the thermal performance of different types of double glazing flat-plate solar air collectors. *Energy*. 2021;12:1087.
7. Reddy J, Das B, Negi S. Energy, exergy, and environmental (3E) analyses of reverse and cross-corrugated trapezoidal solar air collectors: An experimental study. *Journal of Building Engineering*. 2021;41:102434.
8. González-Bayón JJ, Borrajo-Pérez R, Koulibaly A. Análisis paramétrico del desempeño térmico de colectores solares planos de aire de circulación natural. *Ingeniería Mecánica*. 2016;19(2):68-77.
9. Chamoli S, Lu R, Xu D, Yu P. Thermal performance improvement of a solar air heater fitted with winglet vortex generators. *Solar Energy*. 2018;159:966-83.
10. Yang M, Yang X, Li X, Wang Z, Wang P. Design and optimization of a solar air heater with offset strip fin absorber plate. *Applied Energy*. 2014;113:1349-62.
11. Oko COC, Nnamchi SN. Heat transfer in a low latitude flat-plate solar collector. *Thermal science*. 2012;16(2):583-91.
12. Alta D, Bilgili E, Ertekin C, Yaldiz O. Experimental investigation of three different solar air heaters: Energy and exergy analyses. *Applied Energy*. 2010;87(10):2953-73.
13. Duffie JA, Beckman WA, Worek W. *Solar engineering of thermal processes*. USA;1994.
14. Singh S. Performance evaluation of a novel solar air heater with arched absorber plate. *Renewable Energy*. 2017;114:879-86.

Conflicto de intereses

Los autores declaran que no existen conflictos de intereses

Contribución de los autores

Lázara Rosemary Moratón Linares. <https://orcid.org/0000-0001-6606-0207>

Realizó contribuciones en el análisis e interpretación de los datos. Participó en la búsqueda de información, en el diseño de la investigación, en la recolección de los datos, así como en la redacción y aprobación del informe final.

Jorge Luis Verdecia Rodríguez. <https://orcid.org/0000-0002-0023-2966>

Participó en la obtención de datos y en la revisión crítica de su contenido, así como en la redacción del informe final.

Andy Sánchez Rodríguez. <https://orcid.org/0000-0003-4789-1456>

Realizó contribuciones en el análisis matemático de las soluciones, así como en la redacción del informe final.

Alberto Menéndez Pérez. <https://orcid.org/0000-0002-2110-6491>

Participó en la revisión bibliográfica, en la revisión crítica de su contenido, así como en la redacción y aprobación del informe final.

Lenin Pita Canto. <https://orcid.org/0000-0002-1468-615X>

Participó en la revisión crítica de su contenido, así como en la redacción del informe final.

Rubén Borrajo-Pérez. <https://orcid.org/0000-0002-8236-0581>

Participó en la búsqueda de información, y en la revisión crítica de su contenido, así como en la redacción y aprobación del informe final.