

Design and Thermo-Fluid Dynamic Evaluation of a Solar Air Collector with “Serpentine Absorber” Under High-Andean Conditions in Puno

Dilmar Humberto Siguayro Coila¹; Franz Anthony Mamani Nina²; Arnold Luigui Chili Yanapa³;
Jose Manuel Ramos Cutipa⁴

^{1,2,3,4} Universidad Nacional del Altiplano Puno, Perú, 73343385@est.unap.edu.pe, 76880069@est.unap.edu.pe,
70747446@est.unap.edu.pe, jramos@unap.edu.pe

Abstract– This work proposes the geometric design and material selection of a box-type solar air collector, oriented to high-Andean conditions (Puno, Peru). The system incorporates an internal tubular serpentine that conducts the air flow in parallel passes, prioritizing manufacturability criteria (commercial tube, separation tolerances, and return radii) and thermal performance. The methodology integrates a first-order model based on energy balance, estimation of optical gain via $(\tau\alpha)$, and quantification of losses due to conduction, convection (internal and external), and radiation, employing standard correlations to obtain the convective coefficient. As a result, the final dimensions of the collector and the serpentine (number of passes, total length, and exchange area) are defined, together with relevant thermo-fluid parameters (Re , Nu , h_i , and UA) for representative irradiance and flow rate scenarios. The design remains ready for its implementation and CAD documentation (SOLIDWORKS) and for a subsequent experimental validation under real conditions.

Keywords– Solar air collector, serpentine, design, heat transfer, thermal efficiency.

Diseño y Evaluación Termo-Fluidodinámica de un Colector Solar de Aire con "Absorbedor Serpentin" Bajo Condiciones Altoandinas de Puno

Dilmar Humberto Siguayro Coila¹, Franz Anthony Mamani Nina²,

Arnold Luigui Chili Yanapa³ y Jose Manuel Ramos Cutipa⁴

^{1,2,3,4}Universidad Nacional del Altiplano Puno, Perú, 73343385@est.unap.edu.pe, 76880069@est.unap.edu.pe, 70747446@est.unap.edu.pe, jramos@unap.edu.pe

Resumen—Este trabajo propone el diseño geométrico y la selección de materiales de un colector solar de aire tipo caja, orientado a condiciones altoandinas (Puno, Perú). El sistema incorpora un serpentín tubular interno que conduce el flujo de aire en pasadas paralelas, priorizando criterios de manufacturabilidad (tubo comercial, tolerancias de separación y radios de retorno) y desempeño térmico. La metodología integra un modelo de primer orden basado en balance de energía, estimación de ganancia óptica mediante $(\tau\alpha)$ y cuantificación de pérdidas por conducción, convección (interna y externa) y radiación, empleando correlaciones estándar para la obtención del coeficiente convectivo. Como resultado se definen las dimensiones finales del colector y del serpentín (número de pasadas, longitud total y área de intercambio), junto con parámetros termofluidos relevantes (Re , Nu , h_i y UA) para escenarios representativos de irradiancia y caudal. El diseño queda listo para su implementación y documentación en CAD (SOLIDWORKS) y para una validación experimental posterior en condiciones reales.

Palabras clave: colector solar de aire; serpentín; diseño; transferencia de calor; eficiencia térmica.

I. INTRODUCCIÓN

Las zonas altoandinas del sur del Perú, como la región Puno, presentan una combinación crítica para el confort térmico y la productividad: bajas temperaturas ambientales durante gran parte del año y, simultáneamente, una disponibilidad relevante de radiación solar. En climas de altura del territorio peruano se han reportado valores diarios de radiación global del orden de 4.6–7.0 kWh/m²·day, con promedios alrededor de 5.2 kWh/m²·day, lo que respalda el uso de tecnologías solares térmicas de baja y media temperatura para calefacción y acondicionamiento de aire. En este contexto, los colectores solares de aire (CSA) se consideran alternativas atractivas para calefacción de ambientes, secado y aplicaciones agroindustriales, debido a su construcción relativamente simple, facilidad de operación y menor riesgo de fugas frente a sistemas con [1], [2].

Un colector solar de aire típico integra una cubierta transparente, una superficie absorbente y un canal de flujo donde el aire incrementa su temperatura al intercambiar calor con el absorbente. No obstante, la literatura coincide en que el desempeño térmico de los CSA está limitado por propiedades del fluido de trabajo: el aire posee baja conductividad térmica y capacidad calorífica comparada con líquidos, lo que reduce el coeficiente convectivo interno y, por tanto, la eficiencia térmica

si no se emplean estrategias geométricas o de intensificación de transferencia de calor. Por ello, una línea dominante de investigación consiste en modificar el canal de flujo y la geometría del absorbente (rugosidades, aletas, turbuladores, arreglos internos) para romper la subcapa laminar, elevar el número de Nusselt y mejorar la extracción de energía desde la placa caliente hacia el aire [3].

Desde el punto de vista de evaluación del desempeño, estudios experimentales y numéricos suelen reportar eficiencias térmicas promedio en el rango aproximado de 30–45 % para configuraciones de referencia, incrementándose con mejoras geométricas y condiciones de operación adecuadas. En particular, se destaca la influencia del caudal másico de aire, ya que existe un compromiso entre incremento de ΔT (a menor caudal) y aumento de potencia útil Q_u (a mayor caudal), además del efecto de las pérdidas térmicas hacia el ambiente. Para cuantificar el rendimiento, se emplean de forma estándar: (i) la potencia útil $Q_u = \dot{m} c_p (T_{out} - T_{in})$ y (ii) la eficiencia instantánea $\eta_t = Q_u / (I_T A_p)$, donde I_T es la irradiancia incidente y A_p el área proyectada del colector [4].

El diseño térmico de un CSA requiere, además, decisiones de materiales y tratamiento superficial. Se reconoce que el absorbente suele ser una placa metálica pintada de negro y cubierta por vidrio, buscando alta absorptancia solar y reducción de pérdidas; en modelaciones y estudios CFD se emplean frecuentemente valores de absorptancia y transmitancia neta del orden de $\alpha \approx 0,95$ y $\tau \approx 0,95$ como aproximación para capturar pérdidas por reflexión. Estas hipótesis, junto con un adecuado aislamiento de la caja (p. ej. lana de vidrio), permiten construir un modelo térmico coherente para el análisis preliminar y su posterior simulación. En paralelo, para asegurar factibilidad de manufactura y disponibilidad local, resulta razonable seleccionar componentes comerciales (tuberías de cobre, espesores normalizados, láminas metálicas) desde catálogos técnicos, en lugar de asumir dimensiones sin respaldo de mercado [5].

En este trabajo se propone el *diseño geométrico y termo-fluidodinámico* de un colector solar de aire tipo serpentín orientado a condiciones frío-altiplánicas, con enfoque en criterios de selección de materiales y dimensiones manufacturables. El serpentín (tubo metálico curvado) se plantea como absorbe-

dor/intercambiador principal, alojado en una caja colectora con cubierta transparente y aislamiento térmico. La simulación se ejecuta mediante un enfoque CFD con transferencia de calor conjugada, aprovechando que el modelado numérico permite analizar el comportamiento térmico y del flujo sin fabricar múltiples prototipos, reduciendo tiempo y costos en la etapa de diseño.

Finalmente, dado que el objetivo central es establecer una base sólida de diseño térmico y geometría para su implementación CAD/CAE, el presente artículo prioriza la predicción de T_{out} , ΔT y η_t bajo condiciones de radiación y operación seleccionadas. El análisis detallado de caída de presión y potencia de bombeo (o potencia del ventilador), aunque relevante para la optimización termo-hidráulica, se deja para una fase posterior de ingeniería de detalle, debido a que la literatura señala que los elementos intensificadores de transferencia suelen incrementar la pérdida de carga y el consumo asociado, requiriendo una selección específica del sistema de impulsión y una evaluación integral del factor termo-hidráulico [7].

Los colectores solares de aire (CSA) de placa plana se describen típicamente como un sistema con una cubierta transparente situada sobre una placa absorbadora, donde el aire circula por el canal para captar calor [8]. Sin embargo, un problema ampliamente reportado es que el coeficiente de transferencia de calor entre la placa absorbadora y el flujo de aire es relativamente bajo, lo que conduce a eficiencias térmicas reducidas si no se incorporan estrategias de intensificación [9]. Por ello, el desarrollo tecnológico de los CSA ha priorizado mejoras orientadas a introducir convección forzada, incrementar el área efectiva de intercambio y aumentar la turbulencia del aire dentro del canal [10].

Diversas configuraciones geométricas (aletas longitudinales, superficies corrugadas, pin-fins, rugosidad artificial y elementos turbuladores) se han estudiado con el fin de elevar el número de Nusselt y mejorar la extracción de energía desde el absorbador hacia el aire. En el caso de sistemas con aletas y configuraciones mejoradas, se reporta que los incrementos de rendimiento se asocian a un aumento del área de intercambio y a una mayor mezcla del flujo, aunque la efectividad final depende del caudal másico y de las pérdidas térmicas [11]. De forma complementaria, revisiones recientes consolidan la evidencia de que la intensificación térmica en CSA se logra principalmente mediante modificaciones en el canal/absorbador que elevan la convección interna, pero introducen compromisos termo-hidráulicos que deben ser gestionados en el diseño [12].

Para comparar diseños de CSA se emplean métricas estándar como el calor útil $Q_u = \dot{m}c_p(T_{out} - T_{in})$ y la eficiencia instantánea $\eta = Q_u/(I A_c)$ [13]. Revisiones especializadas también enmarcan la eficiencia desde balances energéticos tipo Hottel–Whillier–Bliss, expresando η como el cociente entre la energía útil y la radiación incidente. Además, se destaca la necesidad de reportar resultados bajo procedimientos de prueba comparables; por ejemplo, se mencionan enfoques estandarizados como los métodos de ensayo del estándar ASHRAE 93 para evaluación del desempeño de colectores

[14].

En los últimos años, el análisis numérico (CFD) ha ganado relevancia para evaluar campos de temperatura y velocidad, investigar variaciones de condiciones de contorno y reducir iteraciones experimentales durante la etapa de diseño. Por ejemplo, trabajos numéricos establecen la eficiencia térmica instantánea como parámetro central, $\eta_t = Q_u/(I_T A_p)$, y consideran simultáneamente el consumo de potencia de bombeo relacionado con la pérdida de presión como criterio complementario [15]. En cuanto al modelado radiativo, es práctica común incorporar pérdidas por reflexión mediante una absorptividad efectiva del absorbador del orden de 0.95 y una transmitancia neta del vidrio también del orden de 0.95 en las condiciones de contorno térmicas [16]. Asimismo, en simulaciones recientes se adoptan modelos de turbulencia (p. ej. $k-\epsilon$) y condiciones típicas para representar operación en régimen turbulento bajo irradiancias de 600–1000 W/m² [17].

Para sustentar el dimensionamiento preliminar de un CSA orientado a condiciones frías de altura, es crucial incorporar el recurso solar y el comportamiento estacional del ambiente. En un estudio en los Andes del Perú se reporta radiación solar global diaria media del orden de 5.2 kWh/m², con variaciones mensuales aproximadas entre 4.6 y 7.0 kWh/m², lo que respalda el uso de soluciones solares térmicas para calefacción y acondicionamiento de aire en climas altoandinos [18]. En este contexto, el aporte del presente estudio radica en adaptar el diseño preliminar de un colector solar de aire con absorbador serpentín a condiciones altoandinas de Puno, incorporando criterios de manufacturabilidad, selección de componentes comerciales y una evaluación termo-fluidodinámica inicial como base para su futura validación experimental. El objetivo del presente trabajo es desarrollar el **diseño geométrico**, la **selección de materiales comerciales** y la **evaluación termo-fluidodinámica preliminar** (cálculo y simulación CFD) de un colector solar de aire tipo **serpentín**, orientado a condiciones frío-altiplánicas, reportando parámetros de desempeño como T_{out} , ΔT , Q_u y η bajo irradiancias representativas. Para ello, se definió la **arquitectura del colector** (caja, cubierta transparente, aislamiento y canal de aire) y se establecieron criterios de manufacturabilidad para su integración CAD/CAE. Asimismo, se seleccionaron el **tubo del serpentín** y los materiales principales mediante **catálogo técnico comercial** (diámetro exterior y espesor normalizados), asegurando la disponibilidad y replicabilidad del diseño. Del mismo modo, se determinó la **longitud total del serpentín** y las dimensiones globales del colector a partir de restricciones geométricas (p. ej., espacio disponible, radio mínimo de curvatura y distribución interna) y criterios de transferencia de calor. Finalmente, se formuló un **modelo térmico preliminar** considerando conducción, convección y radiación, y se estableció un conjunto de **parámetros de diseño finales** (dimensiones del colector, longitud del tubo, propiedades ópticas adoptadas y caudal de aire de operación) listos para su documentación en los resultados.

II. MATERIALES Y MÉTODOS

El presente trabajo aborda el **diseño geométrico**, la **selección de materiales** y un **modelo térmico de primer nivel** para un colector solar de aire tipo caja (*single-pass*) con **absorbedor plano negro** y un **serpentín tubular interno** que guía el flujo de aire en pasadas paralelas. Adicionalmente, se emplea modelado CAD y verificación CAE en **SOLIDWORKS** (ensamble, interferencias, y un intento de simulación térmica/CFD simplificada).

El alcance se centra en el desempeño térmico (T_{out} , $\dot{Q}_u$, η). La **caída de presión** (pérdidas por fricción/singularidades y potencia de ventilación) se declara como **línea futura**, dado que el objetivo principal es cerrar una geometría fabricable y térmicamente consistente en etapa de prototipado (en revisiones recientes esta separación por etapas es habitual) [19].



Fig. 1. Diagrama de flujo del desarrollo

La localidad de diseño corresponde al altiplano (Puno). Para estandarizar la presentación de resultados (y permitir comparación futura), se reportan escenarios nominales de irradiancia habituales en evaluación de colectores:

$$G \in \{600, 800\} \text{ W/m}^2$$

Además, el modelo utiliza:

- T_a : temperatura ambiente [$^{\circ}\text{C}$]
- V_w : velocidad del viento [m/s]
- T_{in} : temperatura de entrada del aire [$^{\circ}\text{C}$]
- $\dot{m}$: caudal másico [kg/s]

Se adopta una caja rectangular con apertura:

$$L_c = 2,00 \text{ m}, \quad W_c = 1,00 \text{ m}, \quad A_c = L_c W_c = 2,00 \text{ m}^2$$

La cámara interna incluye: absorbedor, serpentín (conducto principal del aire), aislamiento posterior/lateral y cubierta transparente.

Se adopta **vidrio solar de bajo hierro de 3.2 mm** (uso típico en aplicaciones solares), con transmitancia luminosa/solar del orden de $\tau \approx 0,91$ según ficha técnica representativa [20]. En CAD/SOLIDWORKS se recomienda definir material como *Glass* (o *Low-iron glass* si se dispone) y asignar espesor $t_g = 3,2 \text{ mm}$.

Para mantener coherencia entre el **modelo térmico** y el **modelo CAD**, la cubierta se parametriza con el material de vidrio seleccionado (Fig. 6) y el espesor $t_g = 3,2 \text{ mm}$. En implementaciones donde la biblioteca local de SOLIDWORKS no incluye una opción explícita de “vidrio solar” o “low-iron glass”, se puede asignar un material de *vidrio genérico* para representar la estructura (masa térmica y conducción en sólido). De manera complementaria, las **propiedades ópticas** de la cubierta (en particular la transmitancia solar τ) se incorporan en el modelo mediante la ganancia óptica $S = (\tau\alpha)_{ef} G$, lo que permite que el balance energético refleje el comportamiento real del vidrio solar seleccionado (alta τ).

Si en la instalación solo estuviera disponible la carpeta *Fibras de vidrio genéricas* (p.ej. “Fibra de vidrio-S”), dicha selección debe entenderse como una **aproximación numérica para conducción** (validación del espesor y del ensamble) y no como una caracterización óptica del material. En ese caso, el criterio de diseño se mantiene: el vidrio solar se representa ópticamente por $\tau \approx 0,91$ (vidrio low-iron de 3.2 mm) y el absorbedor por α alto (recubrimiento negro), porque estos parámetros determinan la fracción de radiación que se transforma en calor útil.

Para cuantificar el efecto de t_g sobre las pérdidas por conducción a través de la cubierta, se calcula la resistencia térmica:

$$R_{g,cond} = \frac{t_g}{k_g A_c}, \quad (1)$$

donde k_g es la conductividad térmica del vidrio (orden de $k_g \sim 1 \text{ W/(m K)}$ en vidrios arquitectónicos/solares) y A_c el área de apertura. Con $t_g = 0,0032 \text{ m}$ y $A_c = 2,0 \text{ m}^2$:

$$R_{g,cond} = \frac{0,0032}{(1,0)(2,0)} = 1,6 \times 10^{-3} \text{ K/W}, \quad (2)$$

$$\left(\frac{1}{R_{g,cond}} \right) \approx 625 \text{ W/K}.$$

Este resultado confirma que, para espesores comerciales, la conducción en el vidrio no representa el principal “cuello de botella”; por tanto, las pérdidas globales del colector están dominadas por **convección externa por viento y radiación** (Ecs. (10) y (6)). En consecuencia, la elección de un vidrio de alta τ , el sellado perimetral y el aislamiento posterior/lateral son determinantes para maximizar la eficiencia [21], [22].

Para el absorbedor se recomienda **Aluminio AA1100** por su disponibilidad industrial y uso frecuente como lámina, con propiedades térmicas reportadas en fichas técnicas (útil para asignación en CAD/CAE) [23]. En el modelo geométrico se plantea una placa delgada (p.ej. $t_p = 1,0 \text{ mm}$ como valor inicial fabricable; ajustable).

El recubrimiento negro se adopta por su alta **absortancia solar** (α elevada). Como referencia de literatura y datos

técnicos, superficies negras tipo pintura pueden presentar α cercana a 0.9–0.95 y emisividades elevadas, lo que obliga a incluir radiación en el balance [21], [24].

Para minimizar pérdidas por conducción, se propone aislamiento posterior/lateral (p.ej. lana de vidrio o EPS) definido por k_{ins} y espesor t_{ins} (valores a fijar según disponibilidad local y prototipo).

Se adoptó un tubo comercial de catálogo para el serpentín, con las siguientes dimensiones:

$$D_o = 50,00 \text{ mm} = 0,05 \text{ m}, \quad t = 1,15 \text{ mm} = 0,00115 \text{ m}$$

$$D_i = D_o - 2t = 0,05 - 2(0,00115) = 0,0477 \text{ m}$$

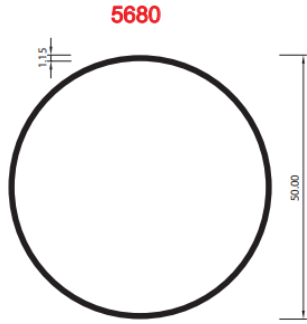


Fig. 2. Tubo comercial adoptado para el serpentín ($D_o = 50 \text{ mm}$, $t = 1,15 \text{ mm}$). **Fuente:** Catálogo Corporación Limatambo (2020) [25].

Se impone una separación libre para montaje/inspección:

$$\text{gap} = 0,06 \text{ m}$$

El paso centro-centro:

$$p = D_o + \text{gap} = 0,05 + 0,06 = 0,11 \text{ m}$$

De acuerdo a su croquis del camino del serpentín, se adopta:

$$R_b = 30 \text{ mm} = 0,03 \text{ m}$$

La longitud equivalente por retorno (media circunferencia):

$$L_U = \pi R_b$$

Se definió el diseño con:

$$N = 16 \text{ tramos rectos}, \quad (N - 1) = 15 \text{ retornos}$$

Este arreglo se implementa en CAD mediante croquis de trayectoria (ver §II).

La potencia útil al aire:

$$\dot{Q}_u = \dot{m} c_p (T_{out} - T_{in}) \quad (3)$$

La eficiencia térmica instantánea:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_u}{G A_c} \quad (4)$$

La ganancia óptica superficial:

$$S = (\tau\alpha)_{ef} G \approx \tau \alpha G \quad (5)$$

donde τ corresponde al vidrio ($t_g = 3,2 \text{ mm}$, baja presencia de hierro; referencia $\tau \sim 0,91$) [26]. El recubrimiento negro se justifica por α alta (referencias técnicas reportan altos valores en pinturas/superficies negras), lo que eleva S . [27], [28]

El intercambio radiativo entre absorbedor (p) y cubierta (g):

$$\dot{Q}_{rad,pg} = \frac{\sigma A (T_p^4 - T_g^4)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_g} - 1\right)} \quad (6)$$

Esto es crítico porque la pintura negra también incrementa ε_p . [28], [27]

Para el flujo interno (diámetro D_i):

$$Re = \frac{\rho v D_i}{\mu} \quad (7)$$

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (8)$$

$$h_i = \frac{Nu k_{air}}{D_i} \quad (9)$$

Las propiedades del aire ($\rho, \mu, k_{air}, Pr, c_p$) se evalúan a la temperatura media del flujo.

Se adopta una correlación práctica para pérdidas convectivas sobre la cubierta:

$$h_w = 5,7 + 3,8 V_w \quad (10)$$

Pérdidas por conducción:

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{T_{base} - T_a}{R_{th}}, \quad R_{th} = \sum_i \frac{t_i}{k_i A_i} \quad (11)$$

Para reportar en formato comparable se emplea la forma normalizada usada ampliamente en ensayos y reportes:

$$\eta = \eta_0 - a_1 \left(\frac{T_m - T_a}{G} \right) - a_2 \left(\frac{(T_m - T_a)^2}{G} \right), \quad (12)$$

con $T_m = (T_{in} + T_{out})/2$. Esta forma se encuentra en documentos de referencia asociados a métodos de evaluación y curvas de eficiencia (EN/ISO). [29], [30]

Se evalúan tres escenarios:

$$\dot{m} \in \{0,010, 0,020, 0,030\} \text{ kg/s}$$

El modelado geométrico del colector y del serpentín se realizó de manera secuencial en CAD, siguiendo las etapas descritas a continuación:

1. **Caja 2 m × 1 m:** croquis base → *Extrude* → espesor de paredes → aberturas de entrada/salida.
2. **Placa absorbadora:** croquis → *Extrude* (espesor t_p) → asignación material AA1100
3. **Trayectoria del serpentín:** croquis 2D/3D con $N = 16$ tramos y 15 retornos → definición de p , gap , R_b .
4. **Barrido del tubo:** perfil circular D_o → *Sweep* siguiendo la trayectoria → verificación de interferencias.
5. **Cubierta de vidrio:** placa $t_g = 3,2 \text{ mm}$ → posicionamiento → holguras.
6. **Aislamiento:** volúmenes laterales/posteriores (si se modela) → material k_{ins} .
7. **Ensamble:** aplicación de mates, verificación final del conjunto y preparación del modelo para documentación técnica.

III. RESULTADOS

Se consolidó un colector tipo caja:

$$L_c = 2,00 \text{ m}, \quad W_c = 1,00 \text{ m}, \quad A_c = 2,00 \text{ m}^2$$

Para el serpentín:

$$D_o = 0,05 \text{ m}, \quad t = 0,00115 \text{ m}, \quad D_i = 0,0477 \text{ m}$$

$$\text{gap} = 0,06 \text{ m}, \quad p = 0,11 \text{ m}, \quad R_b = 0,03 \text{ m}$$

Se asumió longitud recta por tramo:

$$L_r = W_c - D_o = 1,00 - 0,05 = 0,95 \text{ m}$$

Longitud por retorno:

$$L_U = \pi R_b = \pi(0,03) = 0,09425 \text{ m}$$

Longitud total de tubo:

$$L_t = N L_r + (N-1) L_U = 16(0,95) + 15(0,09425) = 16,61 \text{ m} \quad (13)$$

Área externa de intercambio del tubo:

$$A_{tubo} = \pi D_o L_t = \pi(0,05)(16,61) = 2,61 \text{ m}^2 \quad (14)$$

El arreglo con $N = 16$ maximiza longitud efectiva e intercambio dentro del volumen disponible de la caja y formaliza tolerancias (gap) para montaje. El uso de $R_b = 30$ mm obedece a su trayectoria CAD y define retornos compactos en el croquis.

Se calcularon coeficientes internos de convección para tres caudales usando propiedades representativas:

$$\rho = 0,80 \text{ kg/m}^3, \quad \mu = 1,8 \times 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s},$$

$$k_{air} = 0,026 \text{ W/m}\cdot\text{K}, \quad Pr = 0,71$$

Área interna de flujo:

$$A_f = \frac{\pi D_i^2}{4} = \frac{\pi(0,0477)^2}{4} = 1,79 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Velocidad media:

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho A_f}$$

Resultados (turbulento en los 3 casos):

- $\dot{m} = 0,010 \text{ kg/s}$: $v = 6,99 \text{ m/s}$, $Re = 1,48 \times 10^4$, $Nu = 43,6$, $h_i = 23,8 \text{ W/m}^2\text{K}$
- $\dot{m} = 0,020 \text{ kg/s}$: $v = 13,99 \text{ m/s}$, $Re = 2,97 \times 10^4$, $Nu = 75,9$, $h_i = 41,3 \text{ W/m}^2\text{K}$
- $\dot{m} = 0,030 \text{ kg/s}$: $v = 20,98 \text{ m/s}$, $Re = 4,45 \times 10^4$, $Nu = 104,9$, $h_i = 57,2 \text{ W/m}^2\text{K}$

Capacidad de intercambio:

$$UA = h_i A_{tubo}$$

Con $A_{tubo} = 2,61 \text{ m}^2$:

$$UA = \{62,1, 107,9, 149,2\} \text{ W/K} \quad \text{para}$$

$$m = \{0,010, 0,020, 0,030\} \text{ kg/s}$$

Con vidrio solar $t_g = 3,2 \text{ mm}$, la transmitancia típica del orden de $\tau \approx 0,91$ incrementa la potencia que llega al absorbedor [31]. La pintura negra eleva α (alta absorción), por lo que $S = (\tau\alpha)G$ aumenta; simultáneamente la emisividad puede ser alta, por lo que el término radiativo (6) debe considerarse (balance realista). [32], [33]

Para reportar desempeño de forma estándar se utiliza (3)–(4). Se adopta:

$$c_p = 1006 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}, \quad T_{in} = 10^\circ\text{C}$$

y se reportan escenarios nominales:

$$G \in \{600, 800\} \text{ W/m}^2$$

Con eficiencias objetivo de referencia (rango típico en literatura de colectores de aire, usado aquí como meta preliminar de diseño):

$$\eta = 0,40 \text{ para } G = 600, \quad \eta = 0,45 \text{ para } G = 800$$

(meta preliminar)

La potencia útil:

$$\dot{Q}_u = \eta G A_c, \quad \Delta T = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{m} c_p}, \quad T_{out} = T_{in} + \Delta T$$

$$\dot{Q}_u = 0,45(800)(2) = 720 \text{ W}$$

- $\dot{m} = 0,010$: $\Delta T = 71,6^\circ\text{C} \Rightarrow T_{out} = 81,6^\circ\text{C}$
- $\dot{m} = 0,020$: $\Delta T = 35,8^\circ\text{C} \Rightarrow T_{out} = 45,8^\circ\text{C}$
- $\dot{m} = 0,030$: $\Delta T = 23,9^\circ\text{C} \Rightarrow T_{out} = 33,9^\circ\text{C}$

$$\dot{Q}_u = 0,40(600)(2) = 480 \text{ W}$$

- $\dot{m} = 0,010$: $\Delta T = 47,7^\circ\text{C} \Rightarrow T_{out} = 57,7^\circ\text{C}$
- $\dot{m} = 0,020$: $\Delta T = 23,9^\circ\text{C} \Rightarrow T_{out} = 33,9^\circ\text{C}$
- $\dot{m} = 0,030$: $\Delta T = 15,9^\circ\text{C} \Rightarrow T_{out} = 25,9^\circ\text{C}$

Los resultados confirman la tendencia esperada: caudales menores elevan ΔT (mayor temperatura de salida), mientras caudales mayores disminuyen ΔT pero sostienen un intercambio convectivo interno más intenso (h_i y UA mayores). En paralelo, la elección de **vidrio solar** (alta τ) y **absorbedor negro** (alta α) incrementa la ganancia óptica (5), justificando un diseño orientado a calentamiento efectivo.[33]

Tabla I
RESULTADOS GEOMÉTRICOS FINALES DEL DISEÑO (COLECTOR 2 M × 1 M Y
SERPENTÍN CON $N = 16$).

Parámetro	Símbolo	Valor
Longitud del colector	L_c	2.00 m
Ancho del colector	W_c	1.00 m
Área de apertura	A_c	2.00 m ²
Diámetro exterior del tubo	D_o	0.05 m
Espesor del tubo	t	0.00115 m
Diámetro interior del tubo	D_i	0.0477 m
Separación libre	gap	0.06 m
Paso centro-centro	p	0.11 m
Radio de retorno	R_b	0.03 m
Número de tramos	N	16
Número de retornos	$N - 1$	15
Longitud recta por tramo	L_r	0.95 m
Longitud total de tubo	L_t	16.61 m
Área externa del tubo	A_{tubo}	2.61 m ²

Tabla II
RESULTADOS TERMOFLUIDOS INTERNOS PARA TRES CAUDALES (CÁLCULO
POR Re , Nu , h_i Y UA).

$\dot{m}$ (kg/s)	v (m/s)	Re	Nu	h_i (W/m ² K)	UA (W/K)
0.010	6.99	$1,48 \times 10^4$	43.6	23.8	62.1
0.020	13.99	$2,97 \times 10^4$	75.9	41.3	107.9
0.030	20.98	$4,45 \times 10^4$	104.9	57.2	149.2

Tabla III
RESULTADOS ENERGÉTICOS PRELIMINARES (ESCENARIOS NOMINALES).

Escenario	G (W/m ²)	η	$\dot{m}$ (kg/s)	$\dot{Q}_u$ (W)	T_{out} (°C)
A	800	0.45	0.010	720	81.6
A	800	0.45	0.020	720	45.8
A	800	0.45	0.030	720	33.9
B	600	0.40	0.010	480	57.7
B	600	0.40	0.020	480	33.9
B	600	0.40	0.030	480	25.9

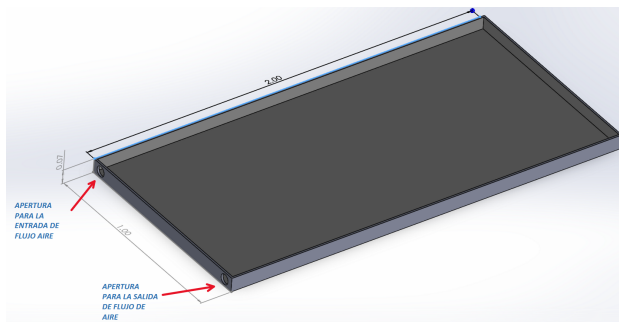


Fig. 3. Modelado de la caja del colector ($L_c = 2,00$ m, $W_c = 1,00$ m) con aberturas de entrada y salida. **Fuente: Elaboración propia (SOLIDWORKS).**

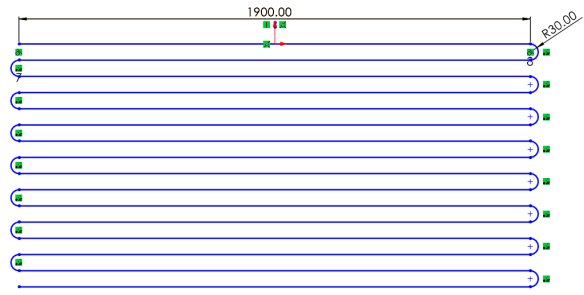


Fig. 4. Croquis del camino del serpentín: $N = 16$ tramos y 15 retornos con $R_b = 30$ mm y paso $p = 0,11$ m. **Fuente: Elaboración propia (SOLIDWORKS).**

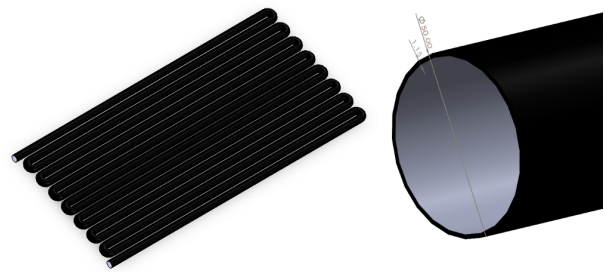


Fig. 5. Serpentín final mediante Sweep usando perfil circular $D_o = 50$ mm y espesor $t = 1,15$ mm. **Fuente: Elaboración propia (SOLIDWORKS).**

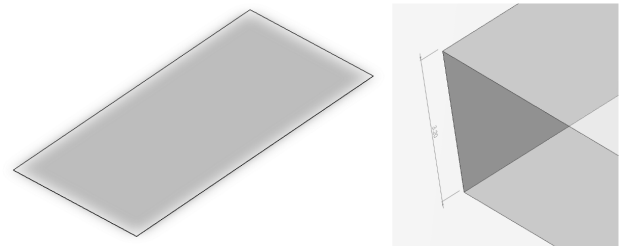


Fig. 6. Cubierta de vidrio solar de bajo hierro, $t_g = 3,2$ mm, para reducir pérdidas convectivas y permitir alta transmitancia ($\tau \sim 0,91$). **Fuente: Elaboración propia (SOLIDWORKS).**

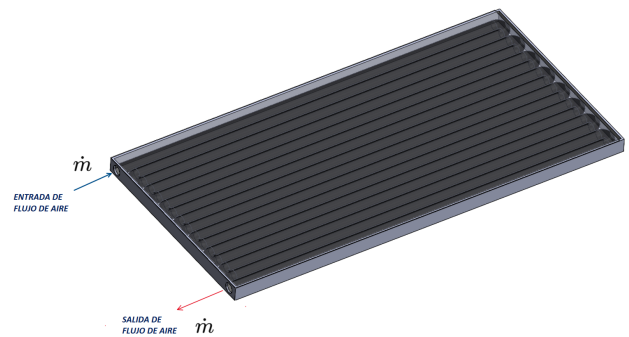


Fig. 7. Ensamblaje CAD final del colector: caja, absorbedor negro, serpentín interno y cubierta de vidrio. **Fuente: Elaboración propia (SOLIDWORKS).**

IV. CONCLUSIONES

En este trabajo se desarrolló un diseño de colector solar de aire tipo caja orientado a condiciones altoandinas de Puno, integrando: (i) la selección de materiales comerciales y componentes disponibles localmente, (ii) la definición geométrica del sistema (caja, absorbedor, cubierta y serpentín), y (iii) una modelación térmica de primer orden basada en balances de energía y correlaciones de transferencia de calor. En concordancia con los objetivos planteados, se concluye lo siguiente:

En cuanto al diseño y la geometría, se definió una configuración funcional y fabricable para un colector de aproximadamente 2×1 m, donde el serpentín se parametrizó mediante el número de tramos o pasadas N , el paso p , el radio de retorno R_b , la longitud total del tubo L_t y el área de intercambio A_{tubo} . Esta parametrización permite replicar el diseño en CAD (SOLIDWORKS) y ajustar la geometría según restricciones de manufactura y montaje.

Respecto a la selección de materiales, la adopción de un tubo comercial de catálogo asegura reproducibilidad, disponibilidad y control dimensional. Asimismo, la selección de una cubierta transparente y de un aislamiento posterior/lateral permite reducir las pérdidas térmicas globales, mejorando el desempeño esperado del colector.

En términos de desempeño térmico, el modelo implementado, basado en la ganancia óptica $S = (\tau\alpha)G$, las pérdidas globales U_L y la transferencia de calor al aire $\dot{Q}_u = \dot{m}c_p\Delta T$, permitió estimar el comportamiento del colector bajo irradiancias representativas. Los resultados muestran coherencia física con el comportamiento esperado de los calentadores solares de aire: a menores caudales se incrementa la elevación de temperatura (ΔT), mientras que a mayores caudales se favorece una entrega térmica más estable.

Asimismo, el recubrimiento negro del absorbedor se justificó por su alta absorptancia solar α , lo que incrementa la ganancia óptica efectiva $(\tau\alpha)_{ef}$ y, por ende, la fracción de irradiancia convertida en calor útil. Este criterio resulta favorable para el calentamiento en la etapa de diseño, manteniendo explícito que recubrimientos selectivos, con alta α y baja ε , podrían elevar aún más la eficiencia en una implementación posterior.

Finalmente, dado que el objetivo principal fue la definición de geometrías y parámetros térmicos para prototipado, el análisis detallado de caída de presión y potencia de ventilación no se incluyó en esta fase. Esta decisión metodológica resulta consistente con una primera versión centrada en diseño y transferencia de calor, dejando el análisis termo-hidráulico y la optimización energética para estudios posteriores.

V. AGRADECIMIENTOS

Nuestro agradecimiento especial y reconocimiento al Vicerrectorado de Investigación de la Universidad Nacional del Altiplano Puno, por su invaluable apoyo y financiamiento otorgado mediante el Contrato N° 0085-2025-VRI-UNA-PUNO, el cual ha sido una pieza fundamental para la ejecución y culminación exitosa del presente trabajo de investigación.

REFERENCIAS

- [1] Y. Alaiwi and T. Ahmed, "Solar Air Heaters: Classifications and Enhancement—A Review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2024.
- [2] A. Kashyap *et al.*, "Applications of intelligent methods in solar heaters: An updated review," *Green Energy and Intelligent Systems*, 2023.
- [3] A. Sharma, A. K. Sharma, and R. P. Saini, "A comprehensive review on thermal performance enhancement of solar air heaters," *Journal of Cleaner Production*, vol. 268, 2020.
- [4] A. Kabeel, M. Abdelgaied, and A. Khalil, "Experimental and numerical performance evaluation of solar air heaters," *Energy Reports*, vol. 7, pp. 190–205, 2021.
- [5] A. H. Khechekhouche, A. M. Benkhedda, and M. M. Mahmoudi, "Experimental and numerical study of a solar air heater with selective absorber coating," *Solar Energy Materials and Solar Cells*, vol. 223, Art. no. 110970, 2021.
- [6] M. Al-Khatib, H. A. Al-Waked, and M. A. Al-Rawashdeh, "Numerical investigation of thermal and flow characteristics of solar air heaters using CFD modeling," *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 23, Art. no. 100877, 2021.
- [7] M. Midhat, M. A. Islam, M. Rahman, and A. Hasan, "Experimental and numerical investigation of tubular solar air heater with serpentine flow channel," *Renewable Energy Focus*, vol. 40, pp. 150–161, 2022.
- [8] J. A. Duffie and W. A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, 4th ed. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, 2013.
- [9] A. Saxena, V. Varun, and S. P. Elangovan, "A comprehensive review on solar air heaters," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 46, pp. 273–298, 2015.
- [10] S. A. Kalogirou, *Solar Energy Engineering: Processes and Systems*, 2nd ed. Oxford, UK: Academic Press, 2014.
- [11] A. E. Kabeel, A. Khalil, S. M. Shalaby, and M. E. Zayed, "Experimental investigation of the thermal performance of a flat plate solar air heater," *Applied Thermal Engineering*, vol. 107, pp. 432–440, 2016.
- [12] H. F. Oztup and H. I. Al-Salem, "Energy and exergy analysis of a solar air heater," *Energy*, vol. 37, no. 1, pp. 142–152, 2012.
- [13] S. P. Sukhatme and J. K. Nayak, *Solar Energy: Principles of Thermal Collection and Storage*, 4th ed. New York: McGraw-Hill, 2018.
- [14] ASHRAE, "Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors," ASHRAE Standard 93-2003, Atlanta, 2003.
- [15] A. S. Yadav and J. L. Bhagoria, "Numerical investigation of flow through a solar air heater with triangular rib roughness," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 79, pp. 236–247, 2013.
- [16] Y. A. Cengel and A. J. Ghajar, *Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications*, 5th ed. New York, NY: McGraw-Hill, 2015.
- [17] ANSYS Inc., *ANSYS Fluent Theory Guide*, Release 2021 R1, 2021.
- [18] Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología del Perú (SENAMHI), "Atlas de energía solar del Perú," Lima, Perú, 2017.
- [19] T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera, and D. P. DeWitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 8th ed. Hoboken, NJ: Wiley, 2017.
- [20] Dassault Systèmes, *SOLIDWORKS 2021 User's Guide*, France, 2021.
- [21] G. N. Tiwari, *Solar Energy: Fundamentals, Design, Modeling and Applications*. Boca Raton, FL: CRC Press, 2002.
- [22] A. A. El-Sebaei and S. M. Shalaby, "Solar drying of agricultural products: A review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, no. 1, pp. 37–43, 2012.
- [23] ASM International, *ASM Handbook*, Vol. 2. Materials Park, OH, 1990.
- [24] C. E. Kennedy, "Review of solar selective absorber materials," NREL, Tech. Rep., 2002.
- [25] Corporación Limatambo, *Catálogo de productos: tuberías y accesorios*, Lima, Perú, 2020..
- [26] K. T. Rane, S. V. Karmare, and R. R. Kulkarni, "Selective solar absorbers review," *Materials Today: Proceedings*, vol. 4, no. 2, pp. 4056–4064, 2017.
- [27] F. M. White, *Fluid Mechanics*, 8th ed. McGraw-Hill, 2016.
- [28] ISO, "Solar thermal collectors—Test methods," ISO 9806:2017, 2017.
- [29] P. S. Chauhan and N. S. Thakur, "A review on heat transfer and friction factor correlations for artificially roughened solar air heaters," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, no. 6, pp. 3705–3719, 2012, doi: 10.1016/j.rser.2012.03.034.
- [30] CEN, "Solar collectors—Test methods," EN 12975-2:2006, 2006.
- [31] Y. A. Cengel and M. A. Boles, *Thermodynamics: An Engineering Approach*, 9th ed. McGraw-Hill, 2019.

- [32] A. Saxena, Varun, and A. A. El-Sebaei, "Advances in solar air collectors," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 46, pp. 167–189, 2015.
- [33] G. N. Tiwari, *Solar Energy: Fundamentals, Design, Modelling and Applications*. Alpha Science International, 2016.