

PRODUCCIÓN DIRECTA DE AIRE CALIENTE EN COLECTORES SOLARES FRESNEL PARA LA INDUSTRIA MINERA: ESTUDIO DE PREFACTIBILIDAD**Famiglietti A.*, Lecuona-Neumann A.*, Rahjoo M.*, Ibarra M.**, Roa J.*****

* Grupo ITEA, Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Universidad Carlos III de Madrid, 28911 Leganés, Madrid, España, antonio_famiglietti@live.it

**Centro de Tecnologías para Energía Solar, Fraunhofer Chile Research, Vicuña Mackenna 4860, Macul, Santiago, 7820436, Chile, mercedes.ibarra@fraunhofer.cl

***Demede Engineering & Research, Laguna de Marquesado 47 Nave K Polígono Villaverde, Madrid, 28021, España, javier@demede.es

<https://doi.org/10.34637/cies2020.2.4146>

RESUMEN

Los colectores solares de concentración son una tecnología adecuada para proporcionar calor a media temperatura. En este trabajo se presenta un diseño innovador para la generación solar directa de aire caliente para procesos térmicos industriales mediante colectores tipo Fresnel comerciales. El aire se utiliza como fluido caloportador, calentado dentro del receptor solar en configuración de circuito abierto, antes de ser entregado al usuario a 300/400 °C. Se utiliza un turbocompresor comercial de automoción para impulsar el aire a través del campo solar sin consumo de energía auxiliar de bombeo, gracias a un diseño en ciclo Brayton. Varios procesos industriales necesitan aire caliente por debajo de 400 °C, especialmente para el secado, común a diferentes sectores, incluida la minería. En este trabajo se modela y simula una instalación solar a escala industrial, revelando la viabilidad de la propuesta.

PALABRAS CLAVE: Concentración, Aire caliente, minas, calor solar de proceso

ABSTRACT

Concentrating solar collector are suitable technology for providing medium temperature heat. An innovative layout is presented in this work aiming at direct solar hot air generation for industrial thermal processes using commercial Linear Fresnel collectors. Air is used as heat transfer fluid, heated inside the solar receiver in an open circuit configuration before to be delivered to user at 300/400 °C. An automotive turbocharger is used to blow across the solar field avoiding auxiliary energy consumption for pumping, thanks to a Brayton cycle layout. Several industrial processes need hot air in the low and medium temperature range, below 400 °C, especially for drying, common to different sectors, including mining. An industrial-scale solar air heater is modeled and simulated in this work, revealing the feasibility of the proposed facility.

KEYWORDS: Solar Energy, Congress Proceedings, Instructions

INTRODUCCIÓN

La industria representa el 38% del consumo mundial final de energía [1]. La minería es uno de los sectores más demandantes de energía, representa el 4% del total en los usos finales.

El suministro de energía para la industria minera actualmente depende en gran medida de los combustibles fósiles, por lo que las emisiones de contaminantes son una preocupación ambiental relevante, ya sea por el problema del cambio climático global, ya sea por el impacto ambiental local. Las comunidades locales luchan contra los efectos nocivos de las minas en la salud y el medio ambiente y se están implementando regulaciones ambientales cada vez más estrictas para las nuevas instalaciones [2]. Entre los desafíos de la industria minera, el suministro de energía es un tema relevante, ya que el costo de energía es de hasta el 40% del costo total de operación minera. En muchos casos, las minas están ubicadas en áreas remotas, fuera del alcance de la red eléctrica y del suministro de gas natural canalizado, por lo que se hace gran uso de combustible diésel para la generación eléctrica y para consumos térmicos [3]. Alrededor del 40% del consumo de energía térmica está entre 100 °C y 400 °C, y el restante 60% por debajo de 100 °C [2].

La Fundación Chile [4] clasificó los procesos térmicos en la minería del cobre, e indicó la viabilidad potencial de la aplicación de energía solar. El proceso de secado de cobre, así como el precalentamiento de los minerales requieren calor de proceso a media temperatura, por medio de aire caliente $T > 180$ °C.

Además, la industria minera presenta un consumo de agua elevado, que ha generado conflictos con otros usuarios del agua, especialmente los agricultores. La desalinización del agua de mar es una fuente de agua alternativa considerada por la minería, aunque es muy demandante de energía. Muchas mineras están construyendo su propia planta de desalinización [5].

Los colectores solares de concentración permiten alcanzar temperaturas en el rango 150-400 °C. El uso de aire atmosférico como fluido caloportador en los propios tubos receptores de los colectores solares de concentración simplifica el arreglo de la instalación reduciendo sus costes y riesgos, a través de la eliminación del uso de aceite térmico, agua a presión o vapor, y se prescinde del intercambiador de calor para calentar aire de proceso.

En el arreglo propuesto en este trabajo, las desventajas introducidas por la baja densidad del aire, así como su baja capacidad y conductividad térmicas se alivian a través de la turbo-alimentación según tecnología patentada (Spain Patent No. P201630068, 2016).

Este estudio cuantifica la factibilidad técnica de su aplicación para calor de proceso en la industria minera.

GENERACION DIRECTA DE AIRE SOLAR

Los colectores solares de concentración (de tipo cilindro-parabólicos PTC o tipo Fresnel lineal LFC) permiten alcanzar temperaturas superiores con respecto a colectores solares planos o de tubo de vacío y para escalas medias y grandes ofrecen ventajas económicas.

La producción de aire caliente con energía solar de concentración es complicada y costosa por el uso de un líquido caloportador que fluya por el colector, necesiéndose cambiadores de calor HX, con riesgo de fugas e incluso incendios si se usan aceites térmicos. La regeneración y sustitución del mismo al cabo de su vida útil es un coste adicional. El uso de agua presurizada o vapor lleva asociados otros riesgos y costes evitables, Fig.1.

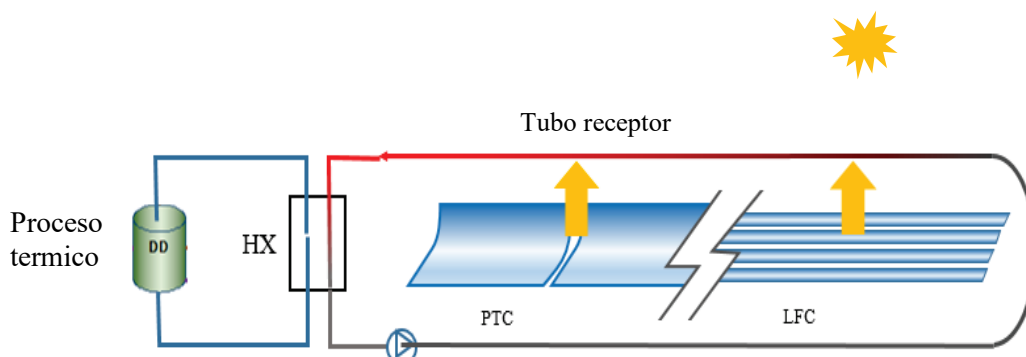


Fig.1. Ejemplo de generación de aire caliente con colectores de concentración (PTC o LFC) y líquido caloportador.

En la generación directa, la eliminación del líquido caloportador (HTF en inglés Heat Transfer Fluid) y el intercambiador de calor asociado daría como resultado un sistema de calefacción de circuito abierto que usa solo aire ambiente como fluido de transferencia de calor y de entrega HTDF (Heat Transfer and Delivery Fluid), con menores costos y complejidad, además de menores riesgos asociados con fugas, evitando el uso de anticongelante, la reducción de costes de mantenimiento y nulo impacto ambiental.

La baja capacidad calorífica volumétrica del gas en comparación con una sustancia líquida es uno de los principales obstáculos para la implementación de HTDF gaseoso en instalaciones solares. Con densidades usuales, para lograr la

capacidad de calor adecuada $\dot{m}c_p$ capaz de absorber la energía solar entrante con una temperatura final aceptable, se puede requerir una alta velocidad de flujo v dentro del receptor. Esto da como resultado una caída de presión de estancamiento alta Δp_t . La potencia de bombeo \dot{W}_p requerida para impulsar el gas a través del tubo puede ser notable, llegando incluso a ser del mismo orden de magnitud de la energía solar captada, en algunos casos. La ecuación 1 proporciona la dependencia de \dot{W}_p de la velocidad y densidad promedio:

$$\Delta p_t = \frac{1}{2} \rho v^2 f \frac{L_t}{D_{in}}; f = 0,316 Re_D^{-\frac{1}{4}}; \frac{W_p}{\dot{m}} = \frac{\Delta p_t}{\rho_{in}} \sim 0,316 L_t \rho^{-0,25} D_{in}^{-1,25} \mu^{0,25} v^{1,75} \quad (ec.1)$$

Por otro lado, la transferencia de calor que se produce entre la superficie del tubo irradiado y el flujo interno de gas es baja, lo que induce una alta sobre-temperatura de pared $\Delta T_w = T_w - T$. Una temperatura de pared excesivamente alta T_w puede superar el límite térmico del tubo receptor solar, por degradación del recubrimiento ópticamente selectivo.

$$\Delta T_w = T_w - T = \frac{\dot{q}_u}{h} = \frac{\dot{q}_u D_{in}}{k 0,023 Re_D^{0,8} Pr^{0,4}} = \frac{\dot{q}_u D_{in}^{0,2} \mu^{0,4}}{0,023 c_p^{0,4} v^{0,8} \rho^{0,8} k^{0,6}} \quad (ec.2)$$

El diseño innovador propuesto aquí, Fig.2, ya patentado (Spain Patent No. P201630068, 2016), tiene como objetivo aliviar los inconvenientes del HTDF atmosférico mediante la turboalimentación. En este diseño se propone el uso de un turbocompresor de automoción estándar para aumentar la densidad del aire antes de bombearlo a través del receptor solar. Para un caudal másico dado \dot{m} , necesario según la energía solar, un aumento en la densidad da como resultado una velocidad media más baja, disminuyendo la potencia de bombeo. Además de eso, recuperar las potencias de compresión y bombeo, con la turbina inherente al turbocompresor, abre la posibilidad de trabajar con caudales más altos para limitar la temperatura de la pared, protegiendo así la superficie ópticamente selectiva del receptor. Esto configura un ciclo Brayton de circuito abierto, cuyo objetivo principal es proporcionar un flujo de aire a temperatura media después de la expansión, en lugar de energía mecánica en el eje del turbocompresor. El calentamiento directo del aire solar sin consumo de energía externo se logra a medida que la turbina acciona el compresor después del calentamiento solar.

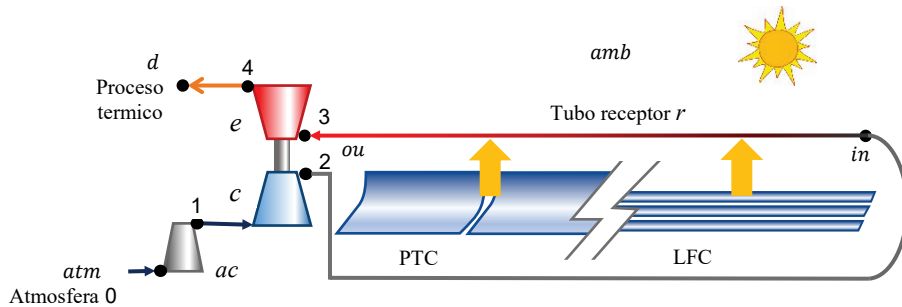


Fig.2. Generación directa de aire caliente en colectores solares de concentración (PTC o LFC) con turboalimentación TURBOSOL®, compresor c , turbina e , compresor auxiliar ac .

MODELO DE PLANTA INDUSTRIAL

Como estudio preliminar, se consideró un campo de colectores Linear Fresnel (LFC), que tiene una superficie reflectante efectiva de 633 m^2 , considerando 24 módulos LFC con un factor de concentración $C = W_a / \overbrace{D_{ex} \pi}^P = 22,74$, formando $n_p = 4$ lazos paralelos de $n_s = 6$ módulos en serie. Cada módulo tiene longitud activa $L_m = 5,28 \text{ m}$ y abertura $W_a = 5 \text{ m}$ con una superficie reflectante de $A_m = 26,40 \text{ m}^2$. Las pérdidas térmicas de los tubos receptores de diámetro externo estándar $D_{ex} = 70 \text{ mm}$ se consideran a través de un coeficiente global de pérdidas de U_L función de la temperatura de pared, según [6]. La potencia útil \dot{Q}_u que se transfiere al aire resulta de las ecuaciones (3),(4) y (5), usando el factor de disipación F_R según [7]. La eficiencia óptica máxima se asume $\eta_{opt0} = 0.632$, los factores correctivos longitudinal y trasversal, $IAM_L(\theta_L)$ y $IAM_T(\theta_T)$ dependen de la orientación del campo y la posición del sol [8], [9] así como el factor de pérdidas de los extremos $f_{end}(\theta_L) = \dot{Q}_r / \dot{Q}_s$ [10], siendo \dot{Q}_r la potencia

solar recibida por el tubo solar, y \dot{Q}_s la potencia solar concentrada. G_{bn} indica la irradiancia solar normal directa.

$$\dot{Q}_s = G_{bn} IAM_T(\theta_T) IAM_L(\theta_L) \eta_{op0} W_a L_m n_s n_p \quad (\text{ec.3})$$

$$\dot{Q}_u = F_R L_m P_{ex} [\dot{q}_s - U_L (T_{in} - T_{amb})] = \dot{m} (c_{p,ou} T_{ou,t} - c_{p,in} T_{in,t}) \quad (\text{ec.4})$$

$$F_R \langle \dot{m} \rangle = \frac{\dot{m} c_p}{L_m P_{ex} U_L} \left[1 - \exp \left(- \frac{L_m F' P_{ex} U_L}{\dot{m} c_p} \right) \right]; \quad F' = \frac{1}{1 + \frac{U_L P_{ex}}{h_a P}} \quad (\text{ec.5})$$

Durante el funcionamiento el sistema de turboalimentación se encuentra en equilibrio mecánico, cuando la turbina está moviendo el compresor, no necesiéndose energía mecánica por fuente externa (potencia del compresor auxiliar nula). Esta condición de funcionamiento autónomo o freewheeling se logra cuando está verificada la ec.(6), con \dot{W}_e la potencia de la turbina y \dot{W}_c la potencia del compresor con el rendimiento mecánico del eje η_m .

$$\dot{W}_e \eta_m - \dot{W}_c = \dot{W}_{net} = 0 \quad (\text{ec. 6})$$

\dot{W}_e y \dot{W}_c se pueden obtener a partir de las eficiencias isoentrópicas total a total η_e y η_c , las relaciones de presiones $\pi_c = \frac{p_{2t}}{p_{1t}}$ y $\pi_e = \frac{p_{3t}}{p_{4t}}$, y las temperaturas T_{1t} y T_{3t} , siendo $\gamma = c_p/c_v$, de acuerdo con la Fig.2, ecs. (7) y (8). Las temperaturas de salida T_{2t} y T_{4t} resultan en las ecs. (8) y (9), asumiendo gas ideal caloríficamente perfecto.

$$\dot{W}_c = \dot{m} c_{p,c} T_{1t} \left(\pi_c^{\frac{\gamma_c-1}{\gamma_c}} - 1 \right) \eta_c^{-1} \quad (\text{ec.7})$$

$$\dot{W}_e = \dot{m} c_{p,e} T_{3t} \left[1 - \pi_e^{\frac{\gamma_e-1}{\gamma_e}} \right] \eta_e \quad (\text{ec.8})$$

$$T_{2t} = T_{1t} \left[1 + \left(\pi_c^{\frac{\gamma_c-1}{\gamma_c}} - 1 \right) \eta_c^{-1} \right] \quad (\text{ec.9})$$

$$T_{4t} = T_{3t} \left[1 - \eta_e \left(1 - \pi_e^{\frac{\gamma_e-1}{\gamma_e}} \right) \right] \quad (\text{ec.10})$$

El rendimiento del compresor y de la turbina se ha modelado de acuerdo con los mapas de los fabricantes, en función del caudal, la relación de presión, la temperatura de entrada y la velocidad de giro. El modelo de las turbomáquinas, junto con el modelo de colector y receptor descrito anteriormente, permiten determinar el punto operativo del sistema en condiciones de estado estacionario, según la posición e irradiancia solar en condiciones ambientales dadas.

RESULTADOS

El calentador de aire solar turbo-asistido, que aquí se describe, se ha simulado en días típicos representativos del año, extraído del Año Meteorológico Típico TMY [11] para la ubicación de Santiago de Chile (Chile). La Fig. 3 muestra el funcionamiento del sistema, a través de los perfiles de temperaturas en los principales puntos del circuito de la Fig.2, así como el caudal másico entregado \dot{m} .

La Fig. 3(a) se refiere a un día despejado de verano, en enero. La temperatura del compresor de salida se ve afectada por la relación de compresión π_c , ec. (9), y varía a lo largo del día, alcanzando los 150 °C como máximo. T_3 resulta de la potencia solar ganada \dot{Q}_u , ec. (4), a través del tubo receptor por el flujo de aire y debe ser lo suficientemente alto para proporcionar la potencia requerida en la turbina, pero asegurando de que no se supere el límite térmico de la temperatura máxima de la pared. La temperatura de pared máxima se alcanza al extremo del tubo T_{w3} , y se mantiene por debajo de 600 °C, Fig.3(a), tal y como indican fabricantes de tubos receptores. La temperatura del aire a la salida de la turbina entregada al usuario T_4 muestra un perfil asombrosamente plano a lo largo de las horas de funcionamiento, entre 300 °C y 350 °C, sin necesidad de control alguno. Esto puede considerarse muy favorable para las aplicaciones industriales. El caudal másico varía a lo largo del día entre 0,3 kg/s y 0,7 kg/s.

Se puede observar que el sistema no está funcionando durante la primera y la última hora del día cuando la irradiancia solar concentrada es baja. Esto se debe principalmente a que el rango de funcionamiento del compresor no ofrece suficiente eficiencia a tasas de flujo másico muy bajas, como se requiere en condiciones de baja irradiancia, con lo cual se asume en esta simulación que el sistema este apagado a muy baja irradiancia, sin tener en cuenta un mecanismo auxiliar que ventilara.

En un día típico de invierno (agosto), con un cielo despejado se alcanzan temperaturas más bajas que en el caso anterior como indica la Fig. 3(b). No obstante, la temperatura de entrega se mantiene superior a 300 °C aunque el caudal másico entregado es menor, alrededor de 0,25 kg/s. Las horas de funcionamiento son menos, de acuerdo con las horas del día.

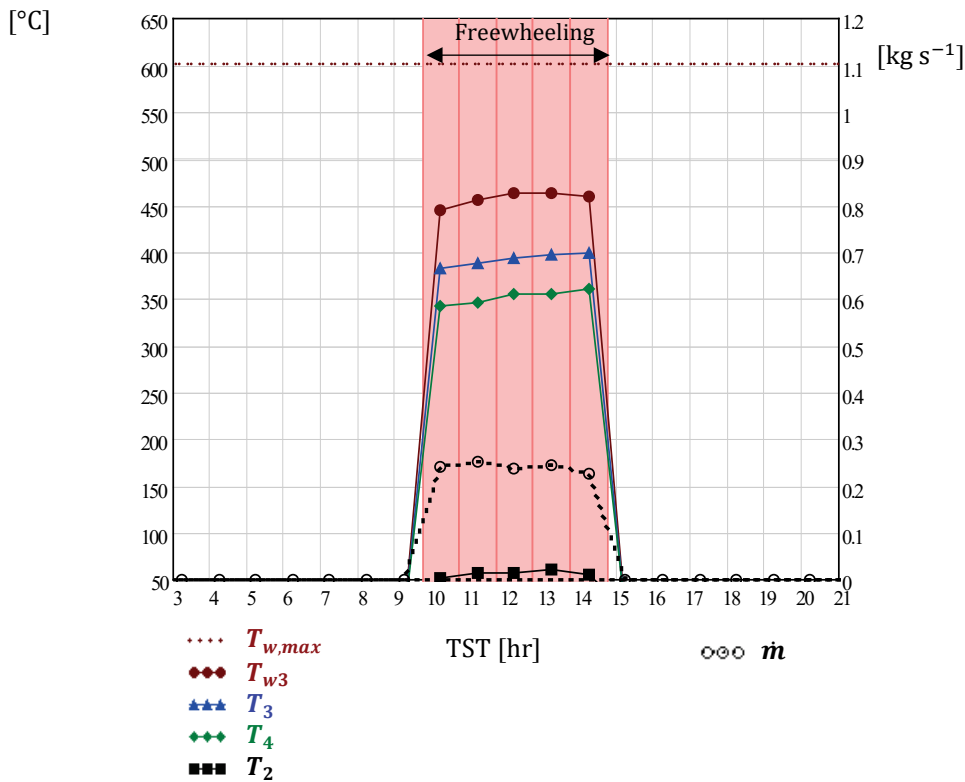
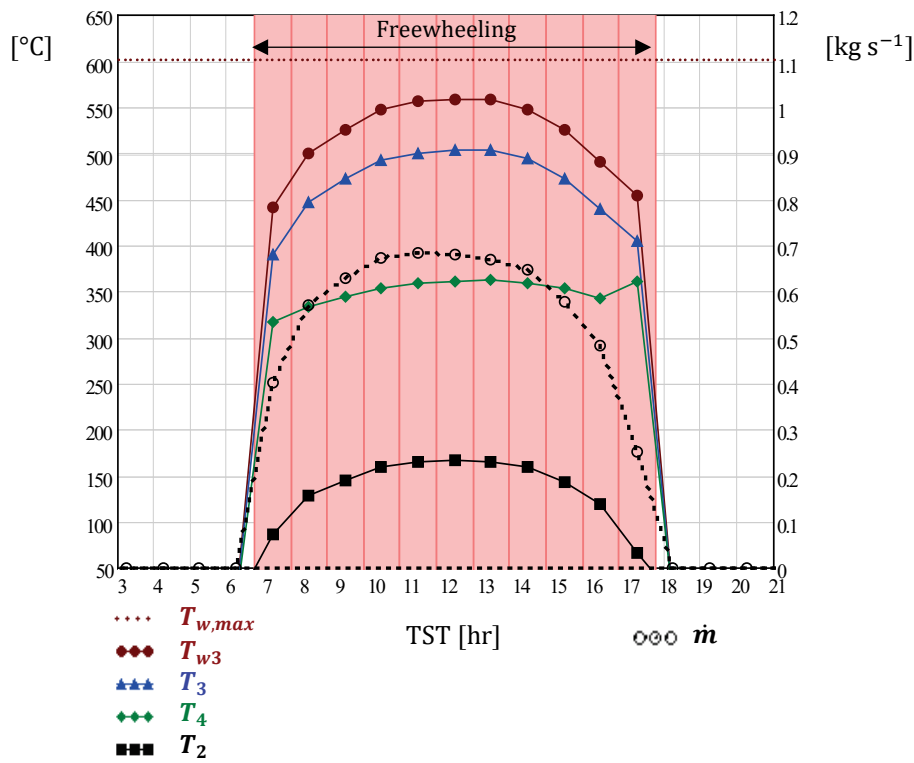


Fig.3. Temperaturas y caudal másico en un día típico de verano (a), temperaturas y caudal en día típicos de invierno (b). TMY en Santiago de Chile.

La extensión de las simulaciones a lo largo del año meteorológico típico TMY permite la evaluación de las horas de funcionamiento, así como la energía térmica entregada al usuario por cada mes y por año, entre otros parámetros

relevantes. La Fig.4 muestra la energía entregada por mes $Q_a = \sum \dot{Q}_{a_i} \text{ hr}$ siendo i las horas de funcionamiento por cada mes y $\dot{Q}_a = (T_4 c_{p,a} - T_{amb} c_{p,amb}) \dot{m}$ la potencia térmica entregada sobre la ambiente a T_{amb} . También se reportan las pérdidas térmicas $Q_L = \sum \dot{Q}_{L_i} \text{ hr}$ y las pérdidas ópticas de los extremos $Q_{fend} = \sum \dot{Q}_{fend_i} \text{ hr}$, correspondientes a $\dot{Q}_L = \dot{Q}_r - \dot{Q}_a$ y $\dot{Q}_{fend} = \dot{Q}_s - \dot{Q}_r = \dot{Q}_s (1 - f_{end})$. La energía solar normal directa disponible es $Q_{bn} = \sum \dot{Q}_{bn_i} \text{ hr}$ con $\dot{Q}_{bn} = G_{bn} L_m W_a n_s n_p$. A lo largo del año la temperatura de entrega del aire varía entre 300 y 400 °C, mientras el caudal masico varía entre 0,2 y 0,7kg/s. El sistema entrega 394 MW hr a lo largo del año, funcionando 2340 hr, correspondiente a 620 kW hr $\text{m}^{-2} \text{y}^{-1}$ frente a los 1800 kW hr $\text{m}^{-2} \text{y}^{-1}$ de energía solar directa disponibles, con una eficiencia global media durante las horas de funcionamiento de $\frac{Q_a}{Q_{bn}} = 0,34$.

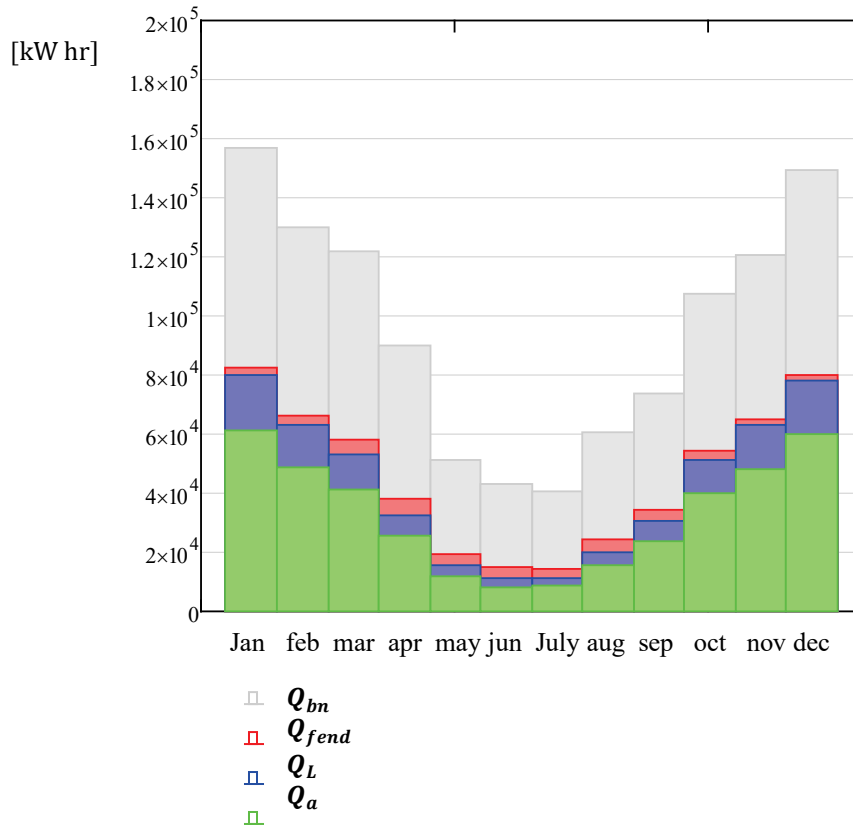


Fig.4. Energía por mes. Descomposición.

CONCLUSIONES

Las necesidades de aire de procesos térmicos industriales de media temperatura, tanto en la industria minera como en otros sectores, se pueden satisfacer usando el sistema propuesto TURBOSOL, consumiendo energía completamente renovable y sin insumo de sustancias no naturales ni peligrosas; solo se emplea aire. Las necesidades de aire a menor temperatura también se pueden combinar mezclando el aire solar producido \dot{m} con aire ambiente \dot{m}_{amb} .

El aire de suministro se encuentra a temperatura suficientemente alta para favorecer su transporte hasta el punto de consumo y alimentar, puro o diluido, el secado de cobre, así como para precalentamiento del mineral. La desalinización solar también es una aplicación potencial de la tecnología presentada, entre otras. La ligera sobrepresión posible con este sistema permitiría burbujear en agua de mar o lodos, eliminando la acción de maquinaria en contacto. El uso de colector de canal cilindro-parabólico PTC permitiría una captación mayor del recurso solar disponible a la vez que reduciría la diferencia entre verano e invierno.

Los resultados indican que el sistema propuesto podría cubrir una parte relevante de las necesidades térmicas de una industria minera en la capital de Chile, Santiago, y en lugares con niveles de radiación solar similares. Es de prever que lugares con radiación solar más favorable en el norte de este país, esta solución presente aún mejores resultados.

AGRADECIMIENTOS

Se agradece la financiación parcial del proyecto de Doctorado Industrial “Producción directa de aire a alta temperatura y a presión turboalimentada en colectores solares de concentración” BOCM (10/01/2018), Orden 4586/2017, de 13 de diciembre, proyecto IND2017/AMB7769.

La Dra. Mercedes Ibarra agradece la financiación de los proyectos 13CEI2-21803 de CORFO (Corporación de Fomento de la Producción) y CONICYT/FONDAP/15110019 “Solar Energy Research Center” SERC-Chile de CONICYT.

REFERENCIAS

- [1] International Energy Agency, “KEY WORLD ENERGY STATISTICS 2019,” 2018.
- [2] S. Nasirov and C. A. Agostini, “Mining experts’ perspectives on the determinants of solar technologies adoption in the Chilean mining industry,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 95, no. July, pp. 194–202, 2018.
- [3] J. P. Paredes Sánchez, “Solar energy applications in mining: A case study,” *Green Energy Technol.*, no. 9783319541983, pp. 273–285, 2018.
- [4] S. J. Álvaro Jesam, Ignacio Moreno, María Eugenia Fernández, “Estudio de Diseño de Instituto Tecnológico Solar Minero (ITSM).” 2018.
- [5] Cochilco, “Water consumption forecast in copper mining 2017-2028,” p. 30, 2017.
- [6] F. Burkholder and C. Kutscher, “Heat-Loss Testing of Solel’s UVAC3 Parabolic Trough Receiver,” *NREL Tech. Rep.*, vol. TP-550-423, no. January, p. 19, 2008.
- [7] J. A. Duffie, W. A. Beckman, and J. McGowan, *Solar Engineering of Thermal Processes*, vol. 53, no. 4. 1985.
- [8] A. Rabl, *Active Solar Collectors and Their Applications*. 1985.
- [9] S. Karathanasis, *Linear Fresnel Reflector Systems for Solar Radiation Concentration*. 2019.
- [10] A. Heimsath, G. Bern, D. Van Rooyen, and P. Nitz, “Quantifying optical loss factors of small linear concentrating collectors for process heat application,” *Energy Procedia*, vol. 48, no. March 2016, pp. 77–86, 2014.
- [11] A. Habte et al., “Best Practices Handbook for the Collection and Use of Solar Resource Data for Solar Energy Applications: Second Edition,” *Nrel*, no. December 2017, pp. 2.1-2.22, 2017.