

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 779 933**

51 Int. Cl.:

F28D 20/00 (2006.01)

F03G 6/06 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **05.06.2015 PCT/IB2015/054269**

87 Fecha y número de publicación internacional: **10.12.2015 WO15186107**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **05.06.2015 E 15730289 (4)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **08.01.2020 EP 3152510**

54 Título: **Instalación de conversión de calor en energía mecánica con refrigeración optimizada mediante un sistema de recuperación y almacenamiento de una parte de la energía térmica del fluido de trabajo**

30 Prioridad:

05.06.2014 FR 1455124

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:

20.08.2020

73 Titular/es:

**COMMISSARIAT À L'ÉNERGIE ATOMIQUE ET
AUX ÉNERGIES ALTERNATIVES (100.0%)
25, Rue Leblanc, Bâtiment "Le Ponant D"
75015 Paris, FR**

72 Inventor/es:

**BOURDON, DELPHINE;
BRUCH, ARNAUD y
COUTURIER, RAPHAËL**

74 Agente/Representante:

LEHMANN NOVO, María Isabel

ES 2 779 933 T3

Aviso: En el plazo de nueve meses a contar desde la fecha de publicación en el Boletín Europeo de Patentes, de la mención de concesión de la patente europea, cualquier persona podrá oponerse ante la Oficina Europea de Patentes a la patente concedida. La oposición deberá formularse por escrito y estar motivada; sólo se considerará como formulada una vez que se haya realizado el pago de la tasa de oposición (art. 99.1 del Convenio sobre Concesión de Patentes Europeas).

DESCRIPCIÓN

Instalación de conversión de calor en energía mecánica con refrigeración optimizada mediante un sistema de recuperación y almacenamiento de una parte de la energía térmica del fluido de trabajo

Campo técnico

5 La presente invención se refiere a un sistema de recuperación y almacenamiento de una parte de la energía térmica (calor) disponible en el circuito de refrigeración del fluido de trabajo de una máquina térmica para una instalación de conversión de calor en energía mecánica con una eficiencia mejorada con fuerte calor, de acuerdo con la reivindicación 1, y un método de funcionamiento de una instalación de este tipo.

10 Aunque la invención está particularmente adaptada para una central solar de concentración, debido a su posible lugar de implantación, según se describe a continuación, se puede implementar con la misma facilidad en cualquier instalación de conversión del calor en energía mecánica y, en particular, después en electricidad utilizando una turbina de expansión y, por tanto, un refrigerador asociado.

Estado de la técnica

15 La tecnología solar térmica de concentración consiste en la concentración de la radiación solar con la ayuda de espejos para calentar un fluido caloportador que sirve como fuente caliente en un ciclo termodinámico. La concentración permite alcanzar temperaturas más o menos altas y, por lo tanto, beneficiarse de rendimientos de conversión termodinámica más o menos importantes.

Las tecnologías desarrolladas se distinguen por su método de concentración de los rayos solares, el transporte (y posiblemente el almacenamiento) del calor (fluidos caloportadores) y la conversión termodinámica (turbinas de vapor, turbinas de gas, motores Stirling).

20 Normalmente se distinguen cuatro grandes familias de centrales solares térmicas de concentración (también denominadas como centrales solares termodinámicas de concentración o centrales heliotermodinámicas, del acrónimo inglés CSP para "Planta de energía solar de concentración"): sistemas con colectores de forma cilindro-parabólica con foco lineal, aquellos con concentradores lineales de Fresnel, los sistemas con torre con receptor central y por último, los sistemas con parábolas con foco móvil.

25 Una central CSP es una central que concentra los rayos del sol con la ayuda de espejos para calentar un fluido caloportador. Este fluido sirve como fuente caliente para una turbina de expansión que acciona un alternador con el fin de producir electricidad.

A continuación, se describe un ejemplo de una central CSP de tipo cilindro-parabólica ya instalada, en particular en España, en Andalucía, con una potencia de 50 MWE.

30 En esta central, el aceite térmico se calienta en un área constituida por varias filas de espejos con forma cilíndrico-parabólica agrupados en lo que comúnmente se denomina un "campo solar". El calor de este aceite o bien se almacena en un fluido de almacenamiento que normalmente, en el caso de estas centrales de tipo cilindro-parabólico, es una mezcla de sales de nitratos, o bien se envía a los intercambiadores de calor para producir vapor directamente. Este vapor se expande en una turbina para producir electricidad.

35 A la salida de la turbina de expansión, el vapor se condensa mediante un enfriador de aire que utiliza agua o aire exterior como fuente fría. Acto seguido, el vapor condensado vuelve a los intercambiadores para ser evaporado de nuevo y a continuación enviado a la turbina de expansión.

En una configuración de este tipo, puede haber, por lo tanto, dos circuitos de fluido distintos, a saber, el circuito de fluido de trabajo que incluye la turbina de expansión y que se conecta a través de intercambiadores de calor al circuito principal de aceite térmico y el circuito de refrigeración del condensador que incluye la turbina de expansión.

40 La eficiencia de la turbina de expansión está directamente relacionada con la temperatura de entrada del vapor y la temperatura del punto bajo del ciclo, es decir, la temperatura en el condensador.

La turbina de expansión, como elemento de conversión termodinámica, está limitada por la eficiencia teórica de Carnot según la ecuación $\eta = 1 - T_{fría}/T_{caliente}$ con T en Kelvin. Por lo tanto, la eficiencia teórica de una turbina de expansión depende de la temperatura de la fuente caliente pero también de la de la fuente fría.

45 Por lo tanto, para una temperatura caliente dada que depende de los receptores solares en el caso de una central CSP, o de una cámara de combustión en el caso de una central de gas o de carbón, cuanto más alta sea la temperatura fría (temperatura en el condensador), más disminuye la eficiencia de la turbina de expansión.

50 En el caso de una central CSP, la implantación se realiza preferentemente en una región con fuerte insolación, que por lo tanto puede tener altas temperaturas durante el día. Una solución sencilla para la fuente fría es extraer agua de un río o de la capa freática, pero se trata de un recurso raro en las regiones desérticas o áridas. Las capas freáticas son, por ejemplo, cuaternarias en África. Además, incluso cuando existe, esta fuente de frío es cada vez más difícil y

costosa de explotar debido a las regulaciones ambientales. Además, el tratamiento del agua extraída es costoso y requiere un suministro regular de productos químicos.

5 La publicación [1] alude a este tema con gran detalle. En particular, en esta publicación se investigan cuatro posibles lugares de implantación de centrales CSP en África con las temperaturas medias actuales y previstas para los próximos años. De esta investigación se desprende que el recalentamiento previsto del planeta afectará particularmente a las regiones que ya se consideran cálidas, en particular a los lugares de implantación previstos para las plantas CSP.

En estas condiciones, es probable que la necesidad de refrigeración de estas plantas CSP sea crucial.

10 Se puede hacer referencia a la publicación [2] en la que se realiza una presentación de las diferentes tecnologías para la refrigeración de las centrales de producción eléctrica.

Se utilizan cuatro tecnologías mayoritariamente, cuyo funcionamiento se describe brevemente a continuación.

15 Los sistemas de refrigeración húmedos denominados "abiertos" toman un volumen de agua de un río o un mar que realiza la refrigeración del vapor en el condensador. Acto seguido, el agua se descarga aguas abajo de la extracción, a temperatura más alta, directamente en el río o el mar. A título indicativo, el orden de magnitud del volumen de agua requerido que se extrae es aproximadamente igual a 160 litros/kWhe (kilovatio hora eléctrico), sin agua evaporada.

20 Los sistemas de refrigeración húmedos denominados "cerrados" permiten reducir de forma importante las extracciones de agua del exterior porque la refrigeración del agua que circula en este circuito está garantizada por sí mismo por la presencia de torres de refrigeración. El agua consumida corresponde a la cantidad necesaria para mantener constante el nivel del circuito cerrado mientras que una parte del agua se evapora a través de las torres de refrigeración. Igualmente, a título indicativo, el orden de magnitud del volumen de agua necesario es de 6 litros/kWhe, de los cuales 2 litros/kWhe corresponden a la parte evaporada.

25 Los sistemas de refrigeración por aire tienen un circuito adicional, que es intermedio entre el condensador de la turbina de expansión y el intercambiador. La cantidad de agua consumida se reduce en un 95 % con relación a los sistemas de refrigeración húmedos abiertos, sirviendo el consumo restante para las purgas y las fugas. A título de ejemplo, una central CSP cilíndrico-parabólica que funciona actualmente en el desierto de California con un sistema de refrigeración húmedo consume aproximadamente unos 3 litros/kWhe (kilovatios hora eléctricos). Con un sistema de refrigeración por aire, el consumo se reduce a un valor de 3 a 3,4 litros/kWhe, de los cuales 0,75 litros/kWhe se utilizan para la limpieza de los espejos.

30 Por otro lado, los inconvenientes de un sistema de refrigeración por aire son numerosos. De hecho, el coste de inversión es mucho más alto que el de los sistemas de refrigeración húmedos, el ruido generado es considerable, la eficiencia se ve afectada significativamente lo que hace que, el consumo de energía sea importante y, por último, la superficie requerida es también considerable.

35 Los sistemas de refrigeración denominados "híbridos" combinan, bajo diversas formas, un sistema de refrigeración por aire con pulverización de agua. La utilización de la pulverización de agua permite mejorar la eficiencia del aerocondensador cuando hace calor en el ambiente exterior. El consumo de agua es menor que el de los sistemas de refrigeración húmedos.

40 En un sistema de refrigeración sin agua o con muy poca agua, se utiliza bien un aerocondensador denominado seco, en el que se condensa el vapor procedente de la turbina de expansión, o bien un aereorefrigerante denominado seco que refrigera un fluido de transferencia, a menudo agua glicolada para evitar posibles heladas nocturnas, que asegura la condensación del vapor procedente de la turbina en el interior del condensador.

La arquitectura es la misma para los aereorefrigerantes y los aerocondensadores con tuberías de alimentación y de retorno de vapor o de fluido de transferencia y ventiladores que hacen circular el aire ambiente. Los ventiladores se disponen a unos pocos metros del suelo para dejar un paso de aire suficiente para no crear caídas de presión y evitar la succión de polvo.

45 Por lo tanto, una posibilidad para la refrigeración de una central CSP es por lo tanto utilizar un sistema de refrigeración que utilice el aire ambiente directamente como fuente fría a través de un aerocondensador seco. Por lo tanto, en un sistema de este tipo, el aire ambiente se utiliza para disipar el calor residual de la turbina de expansión, que corresponde aproximadamente del 65 al 85 % del calor producido por los receptores solares en función de la eficiencia de conversión, que oscila entre aproximadamente el 15 % para las turbinas de expansión de las máquinas térmicas de ciclo Rankine de pequeñas dimensiones, hasta aproximadamente el 35 % para las turbinas de vapor de grandes dimensiones. Un sistema de refrigeración con aerocondensador seco es utilizado, por ejemplo, por la empresa Novatec en las centrales CSP con concentradores lineales de Fresnel.

55 Como ya se ha mencionado, la principal ventaja de un sistema de este tipo es el ahorro de agua. Los principales inconvenientes son el coste de la energía consumida que se dedica a la alimentación eléctrica de los ventiladores y, la pérdida de eficiencia de la central cuando la temperatura del aire exterior supera los 30 a 35 °C.

El cambio de un sistema de refrigeración húmedo a un sistema de refrigeración por aire representa una pérdida equivalente al 3 % de la energía eléctrica anual producida en España, y tiene un valor del 5 al 10% en África del norte, según la publicación [1].

5 Otra fuente de información estima, en lo que a ella respecta, el coste adicional de la producción eléctrica para un sistema de refrigeración por aire en un 10 % y la pérdida de energía producida en un 7 %: publicación [3].

Un sistema de refrigeración híbrido permite limitar al 1% la pérdida de energía producida por un consumo de agua del orden del 50 % del de un sistema húmedo.

10 La penalización inducida por un sistema de refrigeración con un aerocondensador seco, es decir, la pérdida de energía producida debido a su funcionamiento, es la más importante durante el día cuando hace mucho calor en el exterior, lo que lamentablemente corresponde a períodos de fuerte insolación, por lo tanto, de altas producciones eléctricas y, por lo tanto, de altas necesidades de refrigeración en el condensador de la turbina de expansión.

15 Una de las posibles soluciones para evacuar toda la potencia térmica en el condensador de la máquina térmica de conversión de calor en electricidad, en casos de temperatura exterior muy alta, es sobredimensionar los aerocondensadores de aire, es decir, instalar dispositivos calibrados para evacuar toda esta potencia térmica en el caso más extremo correspondiente a las altas temperaturas más extremas. Los mayores inconvenientes de esta solución son el muy importante coste de inversión y el consumo de energía de los ventiladores durante todo el año, mientras que las épocas en que hace mucho calor son limitadas en el tiempo.

20 Actualmente son posibles otros sistemas de refrigeración para los condensadores de las máquinas de conversión eléctrica de las centrales solares, aunque hoy en día todavía están en fase de estudio y/o de prototipo. Se puede citar el ejemplo de los sistemas basados en la utilización de un fluido caloportador desecante entre el condensador y el aire ambiente: véase la publicación [4]. Este tipo de sistema tiene rendimientos mayores que los de los sistemas convencionales de refrigeración por aire y permite una función de almacenamiento natural basada en el principio de un fluido desecante y las variaciones de temperatura del aire exterior.

Por otra parte, ya se han propuesto otros sistemas de refrigeración.

25 Por lo tanto, la solicitud de patente de EE.UU. US 2009/0158736 propone un sistema en el que se utiliza el suelo como fuente fría, con un intercambiador incrustado en el suelo. Los inconvenientes del sistema descrito son numerosos y se pueden enumerar de la siguiente manera:

- se necesitan longitudes de tubería considerables para asegurar el intercambio de calor con el suelo, lo que representa un coste financiero y energético e induce a un importante mantenimiento,
- 30 - la transferencia de calor es poco eficiente,
- la regeneración térmica del suelo, es decir, el retorno del suelo a una configuración térmica inicial, antes del intercambio de calor, no está garantizada debido a la baja conductividad térmica del suelo. En este caso, la eficiencia de la fuente fría representada por el suelo tiende a degradarse a medida que se utiliza.

35 Además, a partir de la patente US4054246 sabemos además de sistemas que almacenan el calor del sol durante el verano o el frío del suelo en un lecho de rocas dispuesto debajo de una casa.

En lugar de construir sistemas de refrigeración con condensadores para las máquinas de conversión de energía térmica, otras soluciones consisten más bien en evacuar una parte de la energía térmica de la turbina de expansión, es decir, aguas arriba del condensador.

40 Por lo tanto, la publicación [5] considera un sistema que combina una máquina de absorción para la producción de frío, un almacenamiento de fluido frío y, a continuación, el retorno del frío almacenado al aire en la entrada del aerocondensador a través de un intercambiador. El sistema de refrigeración previsto tiene varios inconvenientes importantes que se pueden resumir como sigue:

- el sistema es particularmente complejo ya que acopla varios componentes y máquinas,
- 45 - el consumo de energía eléctrica es particularmente alto en la medida en que la máquina de absorción y los circuitos añadidos deben ser alimentados,
- la implementación de un sistema de este tipo requiere un gran volumen de almacenamiento.

50 La publicación [6] propone, en lo que a ella respecta, un almacenamiento por material de cambio de fase (del acrónimo MCP del francés o PCM del inglés) para retrasar la evacuación de una parte de la potencia térmica de la turbina de expansión. El sistema de almacenamiento propuesto es caro de construir y complicado de implementar, en particular debido a la adición de un intercambiador adicional.

La patente US 7340899 B1 describe una central solar térmica con un circuito de refrigeración para la máquina térmica que comprende dos depósitos en serie, un depósito de almacenamiento de agua caliente y un depósito de

almacenamiento de agua fría. En esta patente, el depósito de almacenamiento de agua caliente está dimensionado para almacenar temporalmente el fluido de refrigeración una vez que éste último haya refrigerado el fluido de trabajo. Cuando el fluido de refrigeración haya alcanzado una temperatura lo suficientemente baja como para circular de nuevo en el condensador de la máquina térmica, entonces se puede transferir al depósito de almacenamiento de agua fría.

5 El sistema de refrigeración descrito consiste, por lo tanto, en almacenar todo el fluido de refrigeración primero en el depósito caliente y, a continuación en el frío, lo que implica un dimensionamiento muy importante de los depósitos de almacenamiento que puede ser prohibitivo en términos de coste y/o capacidad de instalación. Además, incluso con un tamaño muy considerable, no es seguro que los depósitos descritos puedan evacuar un exceso de energía térmica (calor) producido por la máquina. Por otra parte, esta patente US 7340899 B1 no dice nada sobre la solución aportada

10 a este problema de la evacuación del exceso de calor. El documento US 7340899 B1 describe una instalación para convertir el calor en energía mecánica en función del preámbulo de la reivindicación 1.

Por lo tanto, es necesario mejorar la eficiencia del sistema de refrigeración del condensador de una instalación de conversión de calor en electricidad en caso de temperaturas exteriores muy altas. En otros términos, es necesario mantener los rendimientos nominales de un condensador de una instalación de conversión de calor en electricidad,

15 en caso de temperaturas exteriores muy altas.

En términos más generales, es necesario mejorar la eficiencia de una instalación de conversión de calor en energía mecánica y en particular después en electricidad, en particular de una central solar termodinámica (CSP) que incluya una instalación de este tipo, en caso de temperaturas exteriores muy altas.

El propósito general de la invención es satisfacer al menos parte esta(s) necesidad(es).

Presentación de la invención

20 Para ello, la invención tiene por objeto, en primer lugar, según un aspecto, una instalación de conversión de calor en energía de acuerdo con la reivindicación 1.

En otras palabras, la invención tiene por objeto una instalación para la conversión de calor en energía mecánica que comprende:

- una máquina térmica capaz de someter un fluido de trabajo a un ciclo termodinámico,
- 25 - un dispositivo de refrigeración que comprende:
 - un circuito de refrigeración capaz de permitir la circulación de un fluido de refrigeración,
 - un medio de refrigeración por ventilación forzada o aire forzado (aerotermino) que permite refrigerar el fluido de refrigeración calentado por el fluido de trabajo de la máquina térmica,
 - un depósito de material de almacenamiento térmico por calor sensible,
 - 30 - estando concebido el depósito para almacenar una parte del calor evacuado por el circuito de refrigeración del fluido de trabajo y estando concebido el depósito para volver a emitir esta parte del calor al circuito de refrigeración del fluido de trabajo de la máquina térmica durante las horas donde la temperatura exterior sea la más fría con el fin de evacuar el calor almacenado.

De acuerdo con una forma de realización ventajosa, la invención se refiere a una instalación de conversión de calor en electricidad que comprende:

35

- una máquina térmica capaz de someter un fluido de trabajo a un ciclo termodinámico denominado de Rankine, comprendiendo la máquina térmica una turbina de expansión de vapor,
- un depósito de material de almacenamiento térmico por calor sensible como medio de almacenamiento de una parte del calor evacuado por el circuito de refrigeración de la turbina, siendo capaz el depósito de volver a emitir esta parte del calor en el circuito de refrigeración del fluido de trabajo de la máquina térmica durante las horas donde la temperatura exterior sea la más fría, con el fin de evacuar el calor almacenado.
- 40

De acuerdo con una forma de realización ventajosa, la máquina térmica es una máquina con ciclo orgánico de Rankine (ORC). Al igual que la publicación [6] que considera un almacenamiento de calor para retrasar la evacuación de una parte de la energía térmica de la turbina de expansión, la invención también propone almacenar una parte de la energía térmica en caso de calor elevado. Pero, contrariamente a esta publicación, el almacenamiento de acuerdo con la invención por calor sensible es fácil de realizar y fácil de implementar y por otra parte se hace en el circuito de refrigeración del fluido de trabajo y no en el propio fluido de trabajo.

45

El medio de almacenamiento, de acuerdo con la invención, permite almacenar el calor excesivo evacuado por la turbina durante las pocas horas del día donde la temperatura exterior es demasiado alta, con el fin de asegurar una eficiencia suficiente del intercambiador de calor refrigerado por aire (en particular un aerocóndensador o un aerorefrigerante) que asegure la refrigeración del fluido de trabajo, y eliminar este calor cuando el intercambiador de

50

calor está menos solicitado porque la producción de vapor y por tanto eléctrica es menor y al mismo tiempo la temperatura exterior permite una evacuación más fácil del calor.

5 El intercambiador de la máquina térmica se puede dimensionar como normalmente o incluso subdimensionar con relación a las máquinas térmicas existentes. Por lo tanto, se reduce su coste de funcionamiento y se aumenta la eficiencia general de la instalación de conversión en electricidad y por lo tanto de una central solar CSP.

10 La invención, implementada con un circuito de refrigeración intermedio de agua, puede permitir utilizar, como aerocondensador/aerorefrigerante de refrigeración del condensador de la máquina térmica, tanto un aerocondensador/aerorefrigerante seco como un aerocondensador/aerorefrigerante húmedo, si bien la implementación en un aerocondensador/aerorefrigerante seco permitiría compensar total o parcialmente la actual disminución de la eficiencia de la central debido al consumo excesivo de electricidad de los ventiladores de los aerocondensadores/aerorefrigerantes secos y a los picos de temperatura exterior.

En otras palabras, la invención permite aumentar la eficiencia de conversión de una instalación de conversión de calor en electricidad durante períodos de calor alto o muy alto, con un coste razonable.

15 La invención se puede implementar ventajosamente en regiones con temperaturas muy altas durante el día, generalmente en áreas con clima árido, y bajas temperaturas por la noche.

En particular, las posibles áreas para la implantación de centrales solares CSP son aquellas, especialmente en los climas áridos semidesérticos con cielos mayormente despejados, en las que la diferencia de temperatura entre el día y la noche es significativa en todas las estaciones.

20 Por ejemplo, en la región de Ouarzazate, en la cual se han realizado construcciones de centrales solares CSP, se observa que la diferencia de temperatura media entre el día y la noche es de 15 a 20 °C, y esta diferencia sigue presente incluso en los días más calurosos del año.

25 De acuerdo con la invención, esta diferencia de temperatura entre el día y la noche se puede aprovechar con el fin de almacenar una parte del calor evacuado por la turbina durante las horas más calurosas del día y devolverlo al circuito de la máquina térmica durante las horas más frías de la noche, lo que permite que el aerocondensador/aerorefrigerante funcione en su régimen nominal en todo momento y por lo tanto no perjudique su eficiencia.

30 Ventajosamente, el depósito de material de almacenamiento se realiza bajo la forma de un almacenamiento líquido denominado "termoclina", que se puede realizar ventajosamente mediante un pozo en el suelo, estando el pozo conectado al circuito de refrigeración del fluido de trabajo de la máquina térmica por al menos un circuito de fluidos. Se especifica en este caso que un almacenamiento líquido termoclina es un único depósito en el que hay un líquido con un área caliente, un área fría y un área intermedia de pequeño volumen que es el área denominada "termoclina" en las que se establece una estratificación térmica dentro del depósito.

El pozo a realizar para constituir el depósito de almacenamiento de calor de acuerdo con la invención se puede realizar durante la construcción de una nueva instalación. También se puede realizar igualmente en una instalación existente.

35 El almacenamiento líquido por termoclina también se puede realizar ventajosamente bajo la forma de un lecho fluidizado estabilizado por un lecho de rocas. En este caso, el almacenamiento de calor de acuerdo con la invención se lleva a cabo, por lo tanto, a la vez en el líquido caloportador y en un lecho de rocas. Para la aplicación de la invención a una central solar, el almacenamiento en un lecho de rocas es ventajoso porque las rocas pueden estar presentes en abundancia in situ en el lugar de la central. Otros materiales de almacenamiento por calor sensible pueden ser adecuados solos o en combinación con un almacenamiento líquido termoclina. En general, se pueden considerar 40 materiales baratos y disponibles, tales como desechos de cerámica, ladrillos, rodamientos de bolas usados.

45 De acuerdo con una característica ventajosa de la invención, el fluido caloportador del circuito de refrigeración es simplemente agua. De acuerdo con el estado de la técnica, el agua glicolada se utiliza generalmente como fluido caloportador de los circuitos de refrigeración porque el glicol permite evitar las heladas nocturnas. El calor almacenado de acuerdo con la invención permite utilizar simplemente agua en lugar y a la plaza de esta agua glicolada, porque el calor almacenado también permite evitar la helada nocturna.

De acuerdo con una variante ventajosa, el pozo tiene una forma de pirámide truncada con la base dispuesta lo más profundo en el suelo. Esta forma de pirámide truncada permite reducir ventajosamente la profundidad del pozo para un mismo volumen.

50 La invención también tiene por objetivo un método de funcionamiento de la instalación descrita anteriormente, según el cual se llevan a cabo las siguientes etapas:

i/ durante la noche, intercambio de calor entre el depósito de almacenamiento térmico y el circuito de refrigeración del fluido de trabajo de la máquina térmica,

ii/ durante el día, en caso de que la potencia evacuada por el fluido de trabajo sea inferior a un valor umbral predeterminado, aislamiento fluídico del depósito,

iii/ durante el día, en caso de que la potencia evacuada por el fluido de trabajo supere un valor umbral predeterminado, intercambio de calor entre el circuito de refrigeración del fluido de trabajo de la máquina térmica y el depósito de almacenamiento térmico con el fin de almacenar una parte del calor evacuado por el fluido de trabajo en el depósito.

5 La invención también se refiere a una central solar termodinámica (CSP), que comprende una instalación descrita anteriormente. En términos más generales, la invención se refiere a cualquier instalación de producción eléctrica por conversión de calor y que funcione en un país cálido y cuya eficiencia sea función de la temperatura exterior.

Por último, la invención se refiere a la utilización de una instalación descrita anteriormente en una región donde la diferencia de temperatura exterior entre la noche y el día sea al menos igual a 10 °C.

Descripción detallada

10 Otras ventajas y características de la invención serán más claras cuando se lea la descripción detallada de la invención realizada a título ilustrativo y no limitativo con referencia a las siguientes figuras entre las cuales:

- la figura 1 es una vista general esquemática de una central solar CSP ya operada por la solicitante;

- la figura 2 es una vista esquemática simplificada de la central CSP de acuerdo con la figura 1;

- la figura 3 es una vista esquemática simplificada de una central CSP con un ejemplo de sistema de evacuación del calor de la turbina de acuerdo con la invención durante una fase de almacenamiento de este calor en un depósito;

15 - la figura 4 es una vista esquemática simplificada de una central CSP con un ejemplo de sistema para la evacuación del calor de la turbina de acuerdo con la invención durante una fase de eliminación de este calor;

- la figura 5 es una vista esquemática en corte de un ejemplo ventajoso de depósito para almacenar una parte de la energía térmica evacuada por la turbina de la máquina térmica, de acuerdo con la invención.

20 - la figura 6 es un gráfico que muestra las curvas características de potencia suministrada por la central CSP de última generación, ilustrada en las figuras 1 y 2, habiendo sido realizadas estas curvas durante un día muy caluroso de verano;

- la figura 7 recupera las curvas características de la potencia suministrada por la central CSP de acuerdo con la figura 6 y muestra un primer modo de funcionamiento del sistema de acuerdo con la invención;

25 - la figura 8 recupera las curvas características de la potencia suministrada por la central CSP de acuerdo con la figura 6 y muestra un segundo modo de funcionamiento del sistema de acuerdo con la invención.

En la descripción que sigue, los términos "entrada", "salida", "aguas arriba", "aguas abajo", se utilizan por referencia con la dirección de circulación de fluidos dentro de una instalación de acuerdo con la invención.

Los términos "arriba", "abajo", "inferior", "superior" se consideran, en lo que a ellos respecta, con referencia a la implantación en el suelo de un depósito de almacenamiento de calor de acuerdo con la invención.

30 En aras de la claridad, los mismos elementos en una instalación 3 de última generación y en una instalación 3 de acuerdo con la invención se designan con las mismas referencias numéricas.

La central solar termodinámica (CSP) 1, que se representa esquemáticamente en la figura 1, es una central prototipo y ya es operada por la demandante.

35 No describiremos en este caso en detalle la parte 2 de la central 1 que realiza la producción de calor en sentido estricto. En esencia, esta parte 2 comprende dos grupos de varios espejos cilíndrico-parabólicos que forman lo que se suele designar campos solares 20, 21. El fluido caloportador, que como se indica en la figura 1 es aceite, circula en un circuito 22 que suministra su energía a una instalación 3 para convertir el calor del aceite en electricidad, que se refiere más específicamente a la invención.

40 De forma más precisa, la máquina térmica 3 de conversión eléctrica es una máquina que funciona de acuerdo con un ciclo termodinámico denominado Ciclo Rankine Orgánico (acrónimo del inglés ORC).

Esta máquina 3 comprende, en primer lugar, un circuito principal 3a con una turbina de expansión 30 que permite la producción de electricidad a partir de vapor, un evaporador 31 para recuperar la energía térmica emitida del circuito 22 y vaporizar el fluido de trabajo, que es un fluido frigorígeno en el ejemplo ilustrado de la figura 1, para enviarlo aguas abajo hacia la turbina 30 a través de una bomba 32 que hace circular el fluido de trabajo en el circuito 3a.

45 Un condensador 33 se proporciona aguas abajo de la turbina 30: su función es evacuar, por condensación, la energía no transformada por la turbina 30.

La condensación se hace posible en el condensador 33 por un circuito de refrigeración 3b dedicado en el que circula un líquido de refrigeración, también llamado fluido de transferencia, que es agua glicolada en el ejemplo ilustrado de

la figura 1. El agua glicolada se enfría finalmente por medio de un aerorefrigerante seco 34 que incorpora un ventilador que le suministra aire exterior. La circulación del líquido de refrigeración en el circuito 3b se garantiza por medio de una bomba 35.

5 En lugar de tener un circuito adicional 3b con un fluido de transferencia dedicado, según se muestra en las figuras 1 y 2, también es posible tener un único circuito de refrigeración 3a con el condensador 33 y el aerorefrigerante 34 constituyendo entonces un único componente, que es un aerocondensador seco, en el que el vapor procedente de la turbina de expansión se condensa directamente.

Por "aerocondensador" se entiende en este caso y en el ámbito de la invención, un intercambiador de calor en el que circula un fluido en forma de vapor y se condensa con el aire ambiente forzado por un ventilador.

10 Por "aerorefrigerante" se entiende un intercambiador de calor en el que un fluido líquido o gaseoso se refrigera por una corriente de aire externa forzada por un ventilador.

15 Después de consultar los perfiles de temperatura anuales típicos en el sitio de implantación de esta central 1 CSP y las necesidades de refrigeración habituales de la máquina térmica 3 ORC, el aerorefrigerante 34 ha sido dimensionado durante la construcción para una potencia dada a una temperatura exterior de aproximadamente 25 °C. Los casos de temperaturas del aire exterior de 30°C y 35°C han sido considerados, respectivamente, como poco frecuentes y raros y, por lo tanto, no han sido considerados inicialmente como dimensionamiento.

Sin embargo, al final, como han podido observar los inventores, la necesidad de refrigeración de la máquina térmica 3 ORC resultó ser mayor de lo que se esperaba inicialmente y la aparición de temperaturas del aire exterior superiores a 30°C fue mayor de lo previsto.

20 Por lo tanto, se ha demostrado que el aerorefrigerante 34 instalado fue subdimensionado para las horas más calurosas del verano, cuando la máquina térmica 3 ORC giraba a pleno régimen. Esto tiene la consecuencia restrictiva de obligar al equipo de explotación a desenfocar ciertas líneas de espejos de los campos solares 20, 21, es decir, a cambiar su orientación para no concentrar los rayos del sol en estas partes de los campos solares 20, 21 durante los períodos más calientes. Por lo tanto, esto conduce a una degradación de la eficiencia de la producción de energía de la central
25 1, ya que el pleno potencial de los campos solares 20, 21 no está disponible en estos momentos. La producción eléctrica efectiva de la máquina térmica 3 ORC se reduce entonces en comparación con la producción eléctrica máxima teórica, correspondiendo esta última a la máxima producción eléctrica posible a la vista del único recurso solar disponible.

30 Para responder a esta problemática de la pérdida de eficiencia de la central solar 1 CSP durante las horas muy calurosas, que es inducida por la pérdida de eficiencia del aerorefrigerante 34 alimentado directamente por el aire exterior, los inventores pensaron en construir un sistema para almacenar una parte del calor evacuado por la turbina 30 durante las horas más calurosas.

35 Según se ilustra en las figuras 3 y 4, este sistema 4 comprende un depósito de almacenamiento que consiste en un depósito de almacenamiento líquido por termoclina bajo la forma de un lecho fluidizado estabilizado en un lecho de rocas 40 para almacenar dicha parte de calor de la turbina 30 durante las horas más calurosas, con el fin de devolverlo durante las horas más frías a través de los circuitos 3c, 3d al circuito del fluido de trabajo 3a de la máquina térmica 3.

Por lo tanto, el circuito 3c, 3d es un circuito de refrigeración adicional, derivado del circuito de refrigeración principal 3b.

40 En este sistema 4, el almacenamiento de calor de acuerdo con la invención se realiza ventajosamente a la vez en el líquido caloportador y en el lecho de rocas. Con un sistema 4 de almacenamiento de este tipo, el líquido caloportador puede ser simplemente agua, mientras que en los sistemas de refrigeración de última generación es necesario añadir glicol al agua para evitar la helada nocturna. En otras palabras, el calor almacenado de acuerdo con la invención puede permitir evitar la utilización de glicol de acuerdo con el estado de la técnica.

45 De forma más precisa, según se ilustra en la figura 3, cuando la potencia térmica evacuada por la máquina térmica está por debajo de un valor umbral predeterminado, al menos la válvula 42 está en su posición cerrada.

50 Cuando la potencia térmica evacuada por la turbina 30 supera un valor umbral predeterminado, que corresponde a las horas más calurosas de un día de verano, entonces se acciona el sistema de válvulas 42 para permitir la circulación de una parte del flujo de calor en el circuito 3c y, por tanto, en el depósito de almacenamiento 40 previsto para este fin. La otra parte del flujo de calor evacuado por la turbina 30 se evacua a través del aerorefrigerante 34 como de costumbre. Durante el almacenamiento, la válvula 43 se abre y la 44 se cierra. En su posición abierta, la válvula 43 permite conectar de forma fluida la salida del depósito de almacenamiento 40 a la entrada del aerorefrigerante 34 a través del circuito 3c. Por lo tanto, la parte de la potencia térmica en exceso del valor umbral predeterminado se almacena en el depósito 40, mientras que al mismo tiempo se deja pasar el fluido de refrigeración del circuito de refrigeración adicional 3c al circuito de refrigeración principal 3b.

55 Según se muestra en la figura 4, cuando se quiera eliminar el calor almacenado en el depósito 40, se abre la válvula 42, se cierra la válvula 43 y se abre la válvula 44. En su posición abierta, la válvula 44 permite conectar la salida del depósito de almacenamiento 40 y la salida del aerorefrigerante 34 a través del circuito 3d. El fluido que circula en el

ES 2 779 933 T3

circuito 3b puede entonces fluir a través del circuito 3d hacia el depósito de almacenamiento 40, que vuelve a emitir su calor almacenado aguas arriba de la turbina 30. Por lo tanto, se puede volver a emitir desde el depósito 40 la parte de calor para evacuar el calor almacenado dentro del circuito de refrigeración principal 3b.

5 En algunas configuraciones para las fases de almacenamiento y eliminación de calor en/desde el depósito 40, la bomba 35 inicialmente dedicada a la circulación del fluido de refrigeración en el circuito 3b es suficiente por sí sola para hacer circular el fluido a través de los circuitos 3c, 3d y el depósito 40. Si es necesario, se puede considerar añadir una o más bombas para realizar esta circulación.

Según se puede ver en la figura 3, el sentido de circulación del fluido de refrigeración permite que el único depósito 40 se cargue térmicamente llevando el fluido a la parte caliente del depósito y empujándolo hacia su parte fría.

10 Por el contrario, según se ve en la figura 4, el sentido de circulación del fluido de refrigeración permite descargar térmicamente el único depósito 40 llevando el fluido de refrigeración a la parte fría y empujándolo hacia la parte caliente.

Una configuración de acuerdo con las figuras 3 y 4 permite aprovechar los circuitos ya instalados para la eliminación del calor nocturno, pero con el fin de aumentar la producción de electricidad, como el de la figura 1.

15 Una configuración de acuerdo con la figura 4 permite aislar completamente el circuito 3c dedicado por lo tanto sólo a la evacuación de la parte de calor de la turbina 30.

Según se muestra en la figura 5, el lecho de rocas se realiza preferentemente en un pozo 40. En esta figura 5, también se muestra la forma preferida del pozo 40: el pozo 40 tiene la forma de una pirámide truncada con la base dispuesta lo más profundo en el suelo.

20 No es obligatorio construir el lecho de rocas 4 en un pozo 40 subterráneo, y en cualquier instalación 3 se puede disponer de cualquier tipo de depósito 40 adecuado, que pueda almacenar una parte del calor evacuado por la turbina de expansión 30 durante las horas más calurosas, con el fin de devolverlo durante la noche por intercambio con el circuito 3a de la máquina térmica 3. Preferentemente, se elige un único depósito de almacenamiento de líquido por termoclina.

25 La figura 6 ilustra una situación típica que ocurrió durante un día de verano en el prototipo de la central solar 1, según se ilustra en la figura 1.

En esta figura 6 se representan las siguientes cantidades:

- "Texto": temperatura del aire exterior en °C;

30 - "P_CS": potencia máxima en kW que puede ser recuperada en el campo solar 20, 21 en un momento dado. Esta cantidad es independiente del funcionamiento de la máquina 3 ORC y del aerorefrigerante 34;

- "Pelec ORC": potencia eléctrica suministrada por la máquina 3 ORC en base a P_CS y un aerorefrigerante 34 sin restricciones. Por lo tanto, este valor corresponde a la máxima potencia eléctrica que se puede generar en un momento dado;

35 - "P_{cond ORC}": energía que es necesario disipar en el condensador 33 de la máquina de 3 ORC cuando ésta es alimentada con P_CS en su evaporador 31;

- "Paéro max": potencia máxima del aerorefrigerante 34 en función de las condiciones de temperatura exterior.

En este caso se especifica que las potencias indicadas "P_CS" y "P_{cond ORC}" han sido escaladas con el valor de la máxima potencia eléctrica teórica recuperable en el campo solar 20, 21. La potencia "Pelec ORC" en lo que a ella respecta ha sido escalada con el valor de la máxima potencia eléctrica teórica producida por la máquina 3 ORC.

40 Según se puede ver en la figura 6, durante el día de verano, la temperatura exterior supera los 35 °C en la mitad del día y la potencia suministrada a la máquina 3 se aproxima al valor nominal. En estas condiciones, el aerorefrigerante 34 que ha sido instalado inicialmente y que se alimenta directamente del aire exterior es claramente insuficiente para satisfacer las necesidades de refrigeración de la Máquina 3, porque Paéromax < P_{cond ORC}.

45 En otras palabras, durante el período D representado en la figura 6, la potencia que se puede evacuar por el condensador 33 es menor que la potencia realmente requerida, debido a las temperaturas demasiado altas. Como ya se ha mencionado, la única solución actual para evitar que la máquina 3 se detenga debido a una refrigeración insuficiente del condensador 33 es desenfocar los espejos de los campos solares 20, 21 para reducir la entrada de calor Pcs a la máquina 3. Como resultado, se constata que la producción eléctrica efectiva cae entonces al 59 % de la producción eléctrica potencial.

50 La potencia térmica que un aerorefrigerante 34 puede evacuar se expresa de acuerdo con la siguiente ley:

$$P_{th} = K * S * \Delta T$$

Con Pth: potencia térmica intercambiable en W;

K: coeficiente de transmitancia térmica medio (en W/m²/K);

S: área de intercambio en m²;

ΔT : Diferencia de temperatura media entre fluido caliente y frío (en K)

- 5 Por lo tanto, de acuerdo con la invención, cuando el exceso de calor evacuado por la turbina 30 ya no puede ser evacuado por el aerorefrigerante 34, se almacena en el material 40 de almacenamiento térmico por calor sensible, es decir, durante las horas más calurosas del día, y esta potencia almacenada se evacua durante las horas más frías, al final del día o durante la noche.

En general, el método de funcionamiento del sistema de acuerdo con la invención comprende las siguientes etapas:

- 10 i/ por la noche, intercambio de calor entre el depósito de almacenamiento térmico 40 y el circuito de fluido de trabajo 3a de la máquina 3 a través del circuito 3b,
- ii/ durante el día, en caso de que la potencia evacuada por el fluido de trabajo sea inferior a un valor umbral predeterminado, aislamiento fluidico del depósito 40,
- 15 iii/ durante el día, en caso de que la potencia evacuada por el fluido de trabajo supere un valor umbral predeterminado, intercambio de calor entre el circuito del fluido de trabajo 3a de la máquina 3 y el depósito de almacenamiento térmico 40 a través del circuito 3b, con el fin de almacenar una parte del calor evacuado por el fluido de trabajo en el depósito 40.

Se pueden considerar dos modos de funcionamiento.

- 20 En caso de que la potencia térmica suministrada por la turbina 30 supere un valor límite predeterminado, entonces el exceso de la potencia se envía al depósito 40 de almacenamiento térmico. Cuando la potencia suministrada por la turbina 30 cae por debajo de este valor límite predeterminado, entonces el calor del depósito 40 se puede evacuar mediante el aerorefrigerante 34. Estos diferentes períodos de almacenamiento del exceso de potencia de la turbina 30 y de eliminación del depósito 40, respectivamente, se muestran como áreas sombreadas en la figura 7.

- 25 De acuerdo con una segunda forma de realización, se fija la potencia eléctrica del aerorefrigerante 34. La potencia máxima que se puede evacuar por el aerorefrigerante es variable durante el día: es máxima cuando las temperaturas exteriores son bajas, y mínima durante los períodos cálidos y de fuerte insolación.

- 30 Al igual que antes, cuando la potencia térmica suministrada por la turbina 30 está por encima de un valor límite predeterminado, entonces el exceso de potencia se envía al depósito 40 de almacenamiento térmico. Cuando la potencia suministrada por la turbina 30 cae por debajo de este valor límite predeterminado, entonces el calor del depósito 40 se puede evacuar mediante el aerorefrigerante 34. Las áreas sombreadas en la figura 8 también muestran el almacenamiento y la eliminación del exceso de potencia térmica de la turbina 30.

La primera forma de realización (potencia térmica límite predeterminada) permite reducir los consumos eléctricos de los aerorefrigerantes, especialmente fuera de los períodos de producción eléctrica.

- 35 De acuerdo con la publicación [1], el aerorefrigerante se dimensiona clásicamente de tal manera que no se tiene en cuenta el 1 % de las horas más calurosas del año, es decir, el aerorefrigerante se subdimensiona para ese 1 % de horas más calurosas y la central funcionará inevitablemente en régimen degradado durante esas horas. En el caso de estudio considerado, esto corresponde aproximadamente a un dimensionamiento para una temperatura exterior de 35°C. Un dimensionamiento de este tipo es ventajoso en la medida de que permite reducir al mínimo los costes de inversión de los aerocondensadores/aerorefrigerantes de la central CSP, así como su coste anual de funcionamiento.

- 40 La principal desventaja es la obligación de hacer funcionar los aerocondensadores/aerorefrigerantes en un régimen degradado durante los períodos de insolación muy fuerte, lo que penaliza la eficiencia de la producción eléctrica de la central CSP y, por lo tanto, su rentabilidad.

La invención que se acaba de describir permite mantener o incluso minimizar el dimensionamiento habitual de los aerocondensadores/aerorefrigerantes sin afectar a la eficiencia de producción de una central CSP.

- 45 Se pueden prever otras variantes y mejoras sin por ello salirse del ámbito de la invención.

La invención no se limita a los ejemplos que se acaban de describir; en particular, las características de los ejemplos ilustrados se pueden combinar entre sí dentro de variantes no ilustradas.

La expresión "que incluye uno" se debe entender como sinónimo de "que incluye por lo menos uno", a menos que se especifique lo contrario.

REFERENCIAS CITADAS

- [1]: Kevin Damerau et al. «Costs of reducing water use of concentrating solar power to sustainable levels: Scénarios for North Africa», Energy Policy, 2011
- 5 [2]: «Comparison of alternate cooling technologies for california power plants, Economies, environmental and other tradeoffs», California Energy Commission, Febrero 2002
- [3]: «Realising the potential of concentrating solar power in Australia», IT power, Mayo 2012
- [4]: C. Martin et al. «Novel Dry Cooling Technology for Power Plants», SunShot Concentrating Solar Program Review 2013
- 10 [5]: V. Gadhamshetty et al. «Improving Air-Cooled Condenser Performance in Combined Cycle Power Plants», Journal of Energy Engineering ASCE, Agosto 2006
- [6]: Lorenzo Pistocchini et al. «Feasability Study of an Innovative Dry-Cooling System with Phase-Change Material Storage for CSP Multi-MW Size Power Plant», Journal of Solar Energy Engineering, Agosto 2011

REIVINDICACIONES

1. Instalación (1) para convertir el calor en energía mecánica, caracterizada por que comprende:
- una máquina térmica (3) capaz de someter un fluido de trabajo a un ciclo termodinámico,
 - un depósito (4, 40) de material de almacenamiento térmico por calor sensible como medio de almacenamiento de una parte del calor evacuado por el circuito de refrigeración del fluido de trabajo, siendo capaz el depósito de volver a emitir esta parte del calor en el circuito (3a) de refrigeración del fluido de trabajo de la máquina térmica durante las horas donde la temperatura exterior es la más fría, con el fin de evacuar el calor almacenado.
2. Instalación (1) de acuerdo con la reivindicación 1, siendo la instalación una instalación de conversión de calor en electricidad que comprende:
- una máquina térmica (3) capaz de someter un fluido de trabajo a un ciclo termodinámico denominado de Rankine, comprendiendo la máquina térmica una turbina (30) de expansión de vapor del fluido de trabajo,
 - un depósito (4, 40) de material de almacenamiento térmico por calor sensible como medio para almacenar una parte del calor evacuado por el circuito de refrigeración de la turbina, siendo capaz el depósito de volver a emitir esta parte del calor en el circuito (3a) de refrigeración del fluido de trabajo de la máquina térmica durante las horas donde la temperatura exterior es la más fría, con el fin de evacuar el calor almacenado.
3. Instalación (1) de acuerdo con la reivindicación 2, siendo la máquina térmica una máquina de Ciclo Rankine Orgánico (ORC).
4. Instalación (1) de acuerdo con una de las reivindicaciones 1 a 3, siendo el depósito un almacenamiento líquido denominado "termoclina", es decir, un único depósito en el que está presente un líquido con un área caliente, un área fría y un área intermedia de pequeño volumen en las que se establece una estratificación térmica dentro del depósito.
5. Instalación (1) de acuerdo con la reivindicación 4, estando estabilizado el almacenamiento líquido termoclina por un lecho de rocas.
6. Instalación de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones anteriores en la que el fluido caloportador del circuito de refrigeración es agua.
7. Instalación (1) de acuerdo con una de las reivindicaciones anteriores, estando realizado el depósito bajo la forma de un pozo en el suelo, estando el pozo conectado al circuito del fluido de trabajo de la máquina térmica a través de al menos un circuito de fluidos (3c, 3d).
8. Instalación (1) de acuerdo con la reivindicación 7, teniendo el pozo la forma de una pirámide truncada con la base dispuesta en lo más profundo del suelo.
9. Central solar termodinámica (CSP), que comprende una instalación de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones 2 a 8.
10. Método de funcionamiento de la instalación de acuerdo con una de las reivindicaciones 1 a 8, según el cual se realizan las siguientes etapas:
- i/ durante la noche, intercambio de calor entre el depósito de almacenamiento térmico (4, 40) y el circuito de refrigeración del fluido de trabajo (3a) de la máquina térmica,
 - ii/ durante el día, en caso de que la potencia evacuada por el fluido de trabajo sea inferior a un valor umbral predeterminado, aislamiento fluídico del depósito,
 - iii/ durante el día, en caso de que la potencia evacuada por el fluido de trabajo sea superior a un valor umbral predeterminado, intercambio de calor entre el circuito de refrigeración del fluido de trabajo (3a) de la máquina térmica y el depósito de almacenamiento térmico con el fin de almacenar una parte del calor evacuado por el fluido de trabajo en el depósito (4, 40).
11. Utilización de una instalación de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 8 en una región donde la diferencia de temperatura exterior entre la noche y el día es al menos igual a 10 °C.

Fig.1 (ESTADO DE LA TÉCNICA)

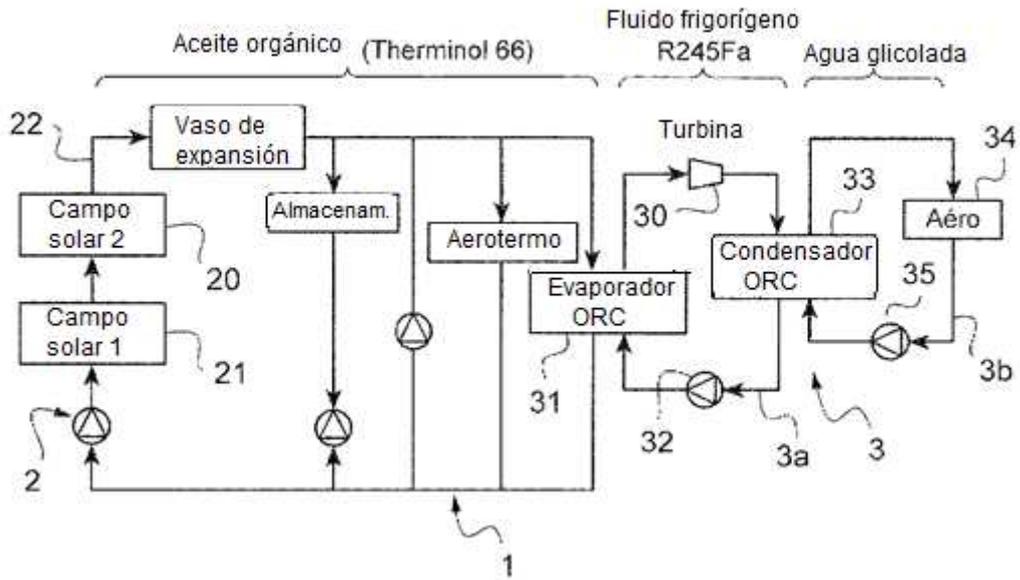
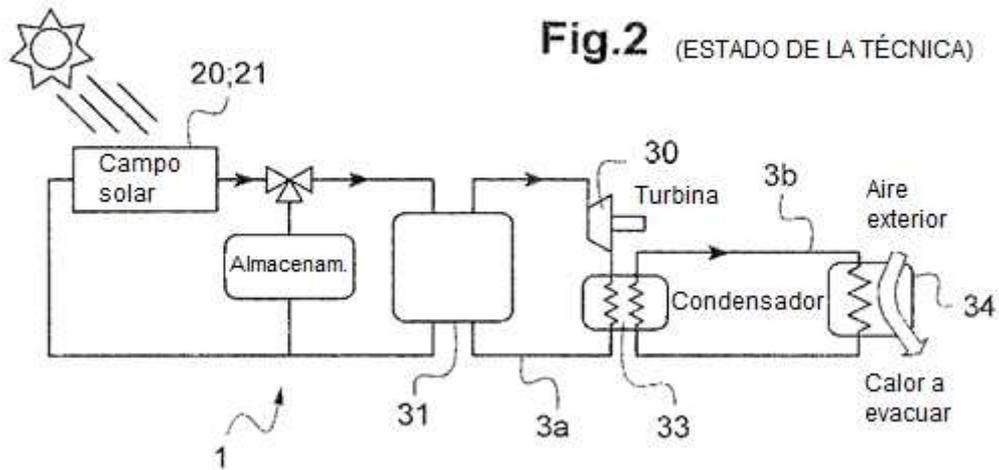


Fig.2 (ESTADO DE LA TÉCNICA)



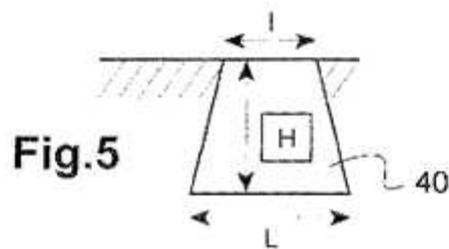
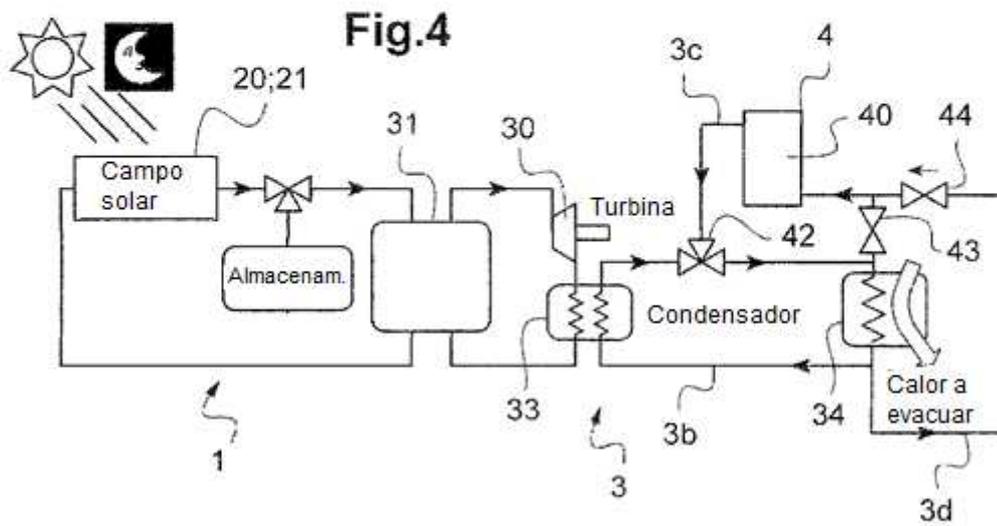
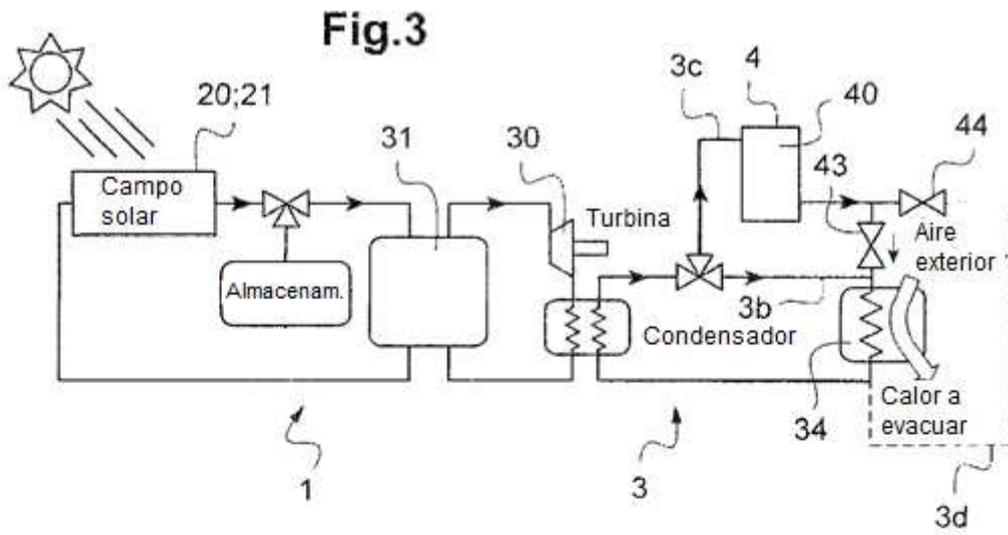


Fig.6

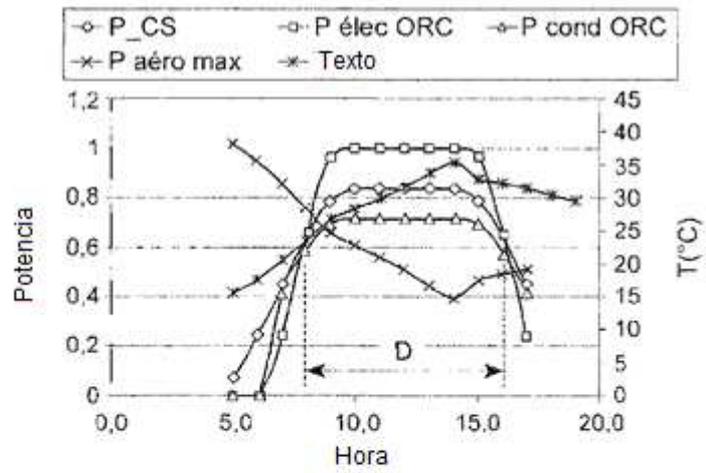


Fig.7

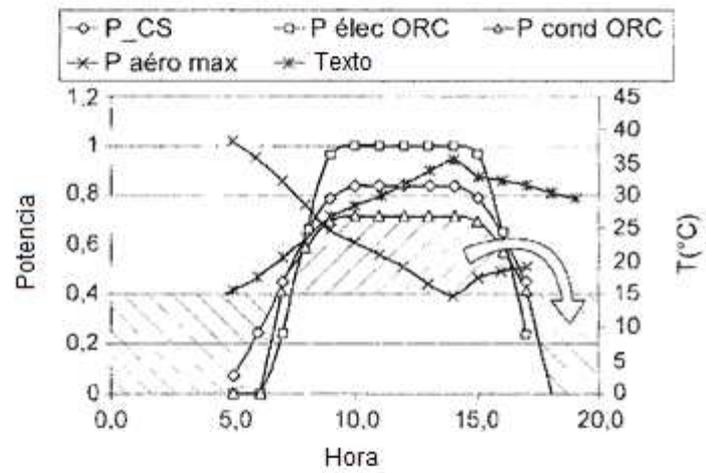


Fig.8

