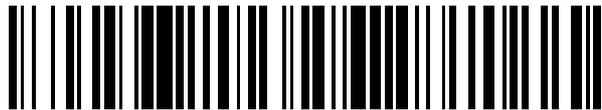


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 678 215**

21 Número de solicitud: 201830534

51 Int. Cl.:

F01K 7/44 (2006.01)

F01K 7/40 (2006.01)

12

PATENTE DE INVENCION CON EXAMEN

B2

22 Fecha de presentación:

04.06.2018

43 Fecha de publicación de la solicitud:

09.08.2018

Fecha de modificación de las reivindicaciones:

07.11.2018

Fecha de concesión:

30.10.2019

45 Fecha de publicación de la concesión:

07.11.2019

73 Titular/es:

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE MADRID (20.0%)
Avda. Ramiro de Maeztu nº 7
28040 MADRID (Madrid) ES y
UNIVERSIDAD NACIONAL DE EDUCACIÓN A
DISTANCIA (UNED) (80.0%)**

72 Inventor/es:

**ROVIRA DE ANTONIO, Antonio y
MARTINEZ-VAL PEÑALOSA, Jose Maria**

74 Agente/Representante:

UNGRÍA LÓPEZ, Javier

54 Título: **DISPOSITIVO PARA GENERACIÓN DE ENERGÍA MECÁNICA SEGÚN CICLOS TERMODINÁMICOS AVANZADOS CON RANGOS DE TEMPERATURA DELIMITADOS EN EL APOORTE DE CALOR**

57 Resumen:

Dispositivo para generación de energía mecánica según ciclos termodinámicos avanzados con rangos de temperatura delimitados en el aporte de calor, que comprende un condensador (1), una bomba (2), un divisor de caudales (3), un regenerador (4), un equipo de aporte de calor principal (8), un expansor (7), un regenerador secundario (10), un expansor secundario (9) y un elemento de unión de caudales (11) configurando un ciclo termodinámico avanzado para la producción de energía mecánica en el que la temperatura de aporte calor en el calentamiento está delimitada por la aplicación y los elementos antedichos se configuran para maximizar la producción de energía.

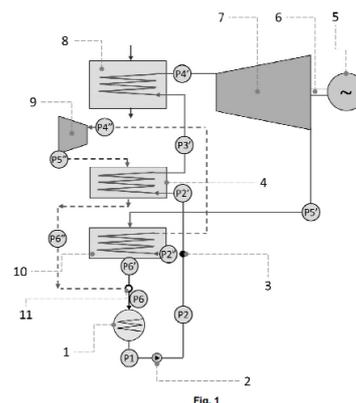


Fig. 1

ES 2 678 215 B2

Aviso: Se puede realizar consulta prevista por el art. 41 LP 24/2015.
Dentro de los seis meses siguientes a la publicación de la concesión en el Boletín Oficial de la Propiedad Industrial cualquier persona podrá oponerse a la concesión. La oposición deberá dirigirse a la OEPM en escrito motivado y previo pago de la tasa correspondiente (art. 43 LP 24/2015).

DESCRIPCIÓN

DISPOSITIVO PARA GENERACIÓN DE ENERGÍA MECÁNICA SEGÚN CICLOS TERMODINÁMICOS AVANZADOS CON RANGOS DE TEMPERATURA DELIMITADOS EN EL APORTE DE CALOR

5

Objeto y sector técnico de la invención

La invención se encuadra en el campo de los ciclos termodinámicos para la producción de potencia mecánica, a su vez convertible en energía eléctrica. Su uso resulta de interés
10 relevante en la industria energética, particularmente cuando el foco calorífico tiene limitaciones en el rango de temperaturas durante el aporte de calor, tanto en la máxima como en la mínima, siendo las temperaturas máximas, además, reducidas respecto de lo habitual en las centrales con oxidación de un combustible. Ello hace que sea especialmente aplicable a la energía termosolar y a la recuperación de calor residual de
15 otra instalación o de otro ciclo termodinámico de alta temperatura.

Antecedentes de la invención

Uno de los objetivos de la termodinámica ha sido, desde su inicio, el estudio de las máquinas para la producción de energía mecánica a partir de energía térmica. No en
20 vano, las primeras bases termodinámicas se establecieron con el estudio de las máquinas de vapor, que constituyeron los primeros motores térmicos de éxito empleados a nivel industrial.

Desde entonces y hasta la actualidad se han propuesto numerosos ciclos
25 termodinámicos que han sido el núcleo de los distintos motores térmicos que se conocen. Todos ellos tienen en común las siguientes características: se hace evolucionar cíclicamente un volumen fluido por uno o varios equipos mecánicos, sufriendo así el fluido de trabajo diversos procesos termodinámicos entre los que se encuentran, ineludiblemente, al menos un proceso de aporte de calor desde una fuente térmica y al
30 menos un proceso de cesión de calor o refrigeración hacia un sumidero térmico, que suele ser en último fin el ambiente.

Los campos de aplicación de los motores térmicos más comunes son la propulsión de
vehículos y la generación de energía eléctrica. Aunque hay ciclos predominantes en cada
35 aplicación, para ambas han sido empleados con gran éxito dispositivos o motores que

materializan ciclos de tipo Otto, Diesel, Joule/Brayton y Rankine. Minoritariamente se han empleado otros dispositivos que siguen otros tipos de ciclos, como los Stirling, Ericsson y Kalina entre otros. En el caso de la generación eléctrica es muy frecuente el empleo de instalaciones de ciclo combinado que, efectivamente, combinan dos ciclos, uno de alta temperatura de tipo Brayton que trabaja con aire y otro de baja temperatura de tipo Rankine que trabaja con agua, estando ambos acoplados térmicamente por una caldera de recuperación de calor.

Dos de los principales factores para medir las prestaciones de un ciclo son el trabajo mecánico y el rendimiento termodinámico, que es el cociente entre la energía mecánica producida dividida entre la energía térmica suministrada desde la fuente de calor. Es conocido que ambos parámetros mejoran conforme la temperatura máxima del ciclo crece y que, además, el rendimiento térmico máximo alcanzable por un ciclo termodinámico de potencia es limitado y que crece, específicamente, conforme el cociente entre la temperatura media de aporte de calor y la temperatura media de cesión de calor aumenta (no siendo la media la aritmética sino una ponderada por las variaciones de entropía).

Esta es la razón por la que, en las diversas aplicaciones, se hayan buscado históricamente las mayores temperaturas de trabajo admisibles mecánicamente por los materiales para el aporte de calor y las menores temperaturas de cesión de calor, limitadas por la temperatura ambiental o del medio refrigerante.

La aplicación natural de la invención es la generación de energía mecánica para la producción de electricidad. En dicho campo, son absolutos dominadores a día de hoy los ciclos Brayton, gracias a las turbinas de gas, y los ciclos Rankine basados en turbinas de vapor.

Los ciclos tipo Brayton alcanzan una temperatura máxima muy elevada, superior a 1700 K. Aunque la temperatura media de aporte de calor es menor que este valor, porque dicho aporte comienza desde la finalización de la compresión, la temperatura media es elevada. La temperatura mínima absoluta es muy baja, ya que toman aire del ambiente, pero ceden calor también a una temperatura media alta debido a que los gases de escape se expulsan en torno a 800 o 900 K. Con esta tecnología se obtienen rendimientos mayores del 40 %.

Los ciclos de tipo Rankine alcanzan temperaturas medias en el foco caliente más moderadas, pero ceden calor a una temperatura media muy próxima a la ambiental ya que la condensación se produce a temperatura constante muy baja. En este caso los
5 rendimientos pueden rebasar en algunos casos el 50 %.

No obstante, el cociente entre las temperaturas medias caliente y fría no es el único factor determinante ni limitante del rendimiento alcanzado por un ciclo termodinámico. También juegan un papel importante las irreversibilidades termodinámicas en los
10 procesos, entre las que destacan las de los equipos expansores y compresores, que se tienden a reducir con la evolución de la tecnología, y las asociadas a la transferencia de calor entre los distintos equipos, que se reducen conforme la diferencia de temperatura entre el cuerpo que cede calor y el que lo absorbe es pequeña, para lo que es ideal que las capacidades caloríficas (producto del caudal másico por el calor específico) de las
15 corrientes de los fluidos involucrados se asemejen, siendo ideal que sean iguales, diciéndose en ese caso que el cambiador de calor está equilibrado.

En la actualidad, debido principalmente al deseo de emplear fuentes renovables de energía como la solar o la geotérmica así como calores residuales, hay aplicaciones en
20 las que se dispone de moderada temperatura de aporte de calor, dado que es difícil alcanzar las temperaturas habituales tras un proceso de combustión. Además, en unas ocasiones pueden existir condicionantes relacionados con la temperatura mínima durante el aporte de calor (por ejemplo, debido al empleo de aceites térmicos o de sales fundidas como fluidos de transferencia de calor en centrales termosolares) o no existir (como
25 podría ser en el caso de las fuentes geotérmicas y el calor residual) o ser muy bajos o despreciables, siendo estos condicionantes los que se tienen en cuenta con la presente invención, dotando a los ciclos termodinámicos de las modificaciones oportunas para mejorar su comportamiento, rendimiento y trabajo respectivamente en cada caso.

30 El rendimiento de los ciclos Brayton alimentados con fuente térmica de media o baja temperatura es usualmente muy bajo, aun introduciendo un intercambiador regenerativo o recuperador. Se han planteado soluciones como la descrita en la solicitud de patente española, P20120034, cuyos solicitantes son los mismos de la presente; la patente ES 0390877 A1 que describe mejoras para la refrigeración de la compresión y para la fase

de regeneración; o las patentes US 7401475 B2 y WO 0006876 A1, con las que se proponen compresiones y expansiones casi isotermas.

Los ciclos de tipo Rankine trabajando con fluidos orgánicos alcanzan mayores
5 rendimientos que los ciclos Brayton pero quedan alejados de valores satisfactorios. Estos ciclos emplean fluidos condensables, entendiéndose por esto que hacen uso del cambio de fase en alguno de sus procesos. De esta forma, la cesión de calor al sumidero se hace a temperatura muy baja y constante, por el cambio de fase, siendo la temperatura media de cesión de calor muy cercana a la ambiental. En el aporte de calor también hay cambio de
10 fase, por lo que durante parte del calentamiento puede haber temperatura constante (si la presión es inferior a la del punto crítico), aunque suele estar alejada de la máxima.

Para incrementar la temperatura media de aporte de calor el ciclo se hace, también en este caso, regenerativo. La forma de regenerar depende del tipo de fluido. En este
15 sentido, es posible clasificar los fluidos según tres tipos:

- negativos o húmedos: entendiéndose como tales a aquellos fluidos para los que la entropía del vapor saturado siempre decrece con la presión de saturación;
- isentrópicos: entendido como tales en el estado actual del arte a aquellos cuya entropía de vapor saturado prácticamente no varía con la presión excepto en las
20 cercanías del punto crítico y excepto a presiones varios órdenes de magnitud por debajo de la del punto crítico, que decrece;
- positivos o secos: entendiéndose como tales a aquellos cuya entropía de vapor saturado crece con la presión excepto en las cercanías del punto crítico y excepto a presiones varios órdenes de magnitud por debajo de la del punto crítico, que
25 decrece.

Para fluidos negativos, el estado termodinámico del fluido a la salida de la turbina o del expansor es vapor húmedo. Al ser la temperatura muy baja, exactamente la mínima, la regeneración no se puede realizar con este estado térmico y se materializa, por tanto,
30 con la extracción de una fracción del caudal en la turbina o el expansor, a mayor temperatura, y tiene como misión precalentar el líquido antes de su evaporación.

Para fluidos isentrópicos o positivos, el estado termodinámico del fluido a la salida de la turbina o del expansor es vapor seco, a mayor temperatura que la mínima. La
35 regeneración se efectúa de forma similar a los ciclos Brayton, aprovechando el calor

sensible del vapor de salida del expansor. El objetivo es precalentar el líquido antes del cambio de fase.

Los ciclos Rankine regenerativos, subcríticos o supercríticos, han sido muy estudiados y se están empleando con frecuencia en aplicaciones de baja temperatura. Por ejemplo, la patente EP 1801364 A1 propone un dispositivo para materializar ciclos transcíticos; la ES 2374874 T3 describe un dispositivo para el aprovechamiento del calor de desecho mediante ciclos de Rankine de fluidos orgánicos (ORC). Por otro lado, Chen et al. en “A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat” (Renewable and Sustainable Energy Reviews, 14 (2010), pp. 3059-3067, Elsevier) hace una revisión de ciclos Rankine, subcríticos y supercríticos, con distintos fluidos de trabajo orgánicos, y Zhai et al. en “Categorization and analysis of heat sources for organic Rankine cycle systems” (Renewable and Sustainable Energy Reviews, 64 (2016), pp. 790-805, Elsevier) explican cuáles son las características importantes a la hora de diseñar los ciclos de Rankine de fluidos orgánicos en función del tipo de fuente y de las limitaciones de ésta.

Ya se regenere de una u otra forma, con la regeneración aumenta el cociente entre temperaturas medias de aporte y cesión de calor y mejora el rendimiento. Sin embargo, las irreversibilidades empeoran. Si la regeneración se materializa con un intercambiador de mezcla el proceso es altamente irreversible por la mezcla. Si es con un intercambiador de contacto existen dos posibilidades: la condensación de cierta fracción de vapor extraída de la turbina o del expansor para calentar el líquido (para fluidos negativos) o bien la pérdida de calor sensible del vapor para calentar el líquido (para fluidos isentrópicos o positivos). En ambos casos, existen altas diferencias de temperatura entre las dos corrientes, caliente y fría, que causan la irreversibilidad. En un caso debido a la condensación a temperatura constante de una de las corrientes y en el otro debido al desequilibrado térmico del regenerador al ser el calor específico a presión constante (C_p) del vapor notablemente menor que el del líquido.

Para mejorar estas características se han ideado y desarrollado ciclos específicos, basados bien en el ciclo Brayton o bien en la idea de hibridar ambos tipo, Rankine y Brayton, si el fluido es condensable.

En el caso de basarse en ciclos Brayton, la variante se denomina ciclo con recompresión o ciclo Feher, y se caracteriza por introducir dos regeneradores o recuperadores en lugar de solo uno así como un segundo compresor, baipás del primero, ubicado antes de la cesión de calor, de forma que el caudal másico que se calienta en el primer regenerador es menor, lo que compensa su mayor Cp y equilibra el intercambiador. La segunda regeneración, con el baipás incorporado, es estándar. El ciclo se describe, por ejemplo, en el texto "Fundamentals and Applications of Supercritical Carbon Dioxide (sCO₂) Based Power Cycles" (Klaus Brun, Peter Friedman, Richard Dennis; Woodhead Publishing, ISBN: 9780081008041).

10

En el caso de trabajar con un fluido condensable, se debe destacar el antecedente presentado en ES2439619 A2 por los mismos solicitantes que en la presente invención. En concreto, el ciclo que se describe sigue el tradicional ciclo Rankine supercrítico y regenerativo pero se dispone de un compresor adicional antes de la condensación del fluido, que hace de baipás de la bomba, por lo que se implementa en paralelo un ciclo Brayton. El regenerador o recuperador, solo uno en este caso, está equilibrado porque el mayor Cp del líquido queda compensado por el menor gasto másico. Dicha configuración se denomina ciclo híbrido Brayton-Rankine.

15

Es habitual asociar cada ciclo determinado a una temperatura máxima concreta. Por ejemplo, cuando se habla de temperaturas máximas menores de 250 °C, la solución más aceptada son los ciclos Rankine trabajando con fluidos orgánicos, por su simplicidad. Para temperaturas en torno a los 400 °C, es común usar ciclos Rankine convencionales trabajando con agua. Para temperaturas máximas de hasta 800 °C, se postula como mejor candidato el de recompresión trabajando con CO₂. Para temperaturas mayores se suele proponer ciclos Brayton regenerativos convencionales.

20

25

Esta asociación, aun siendo lo habitual en el estado de la técnica, no es la mejor, ya que la temperatura de inicio del calentamiento juega un papel importante. Por ejemplo, para una temperatura máxima de 400 °C, quizás el ciclo más apropiado no es el mismo para un calentamiento desde 100 °C hasta 400 °C que para otro desde 300 °C hasta 400 °C. Asimismo, no es lo mismo tener el condicionante de temperatura mínima de calentamiento (se ha de maximizar el rendimiento) que no tenerlo (se ha de maximizar el trabajo), como ocurriría en ocasiones con las fuentes geotérmicas o de calor residual, en las que, cuanto mayor calor se recupere de la fuente mejor, para lo que es necesario

30

35

empezar a calentar el fluido del ciclo termodinámico con una temperatura baja para que la temperatura residual de la fuente sea asimismo baja.

5 El objeto de la invención es, precisamente, prescribir la materialización del ciclo y los fluidos más adecuados incorporando ese matiz en su selección y, así, definir solución y las variantes que son aconsejables para ajustarse a la fuente térmica en función de dicho requerimiento en rango de temperaturas.

Descripción general de la invención

10 Como se acaba de mencionar, con la presente invención se prescriben ciclos termodinámicos avanzados y apropiados para la temperatura máxima de trabajo y el rango de temperaturas durante el calentamiento, de forma que se asocian ciclos termodinámicos avanzados a rangos concretos de temperatura de calentamiento. En concreto, se distinguen cuatro casos, para temperaturas máximas medias o medias-altas
15 combinadas con limitación o no en la temperatura mínima de calentamiento, siendo de interés en la invención las de temperatura máxima media con y sin limitación en la temperatura mínima de aporte de calor y la de temperatura máxima media-alta con limitación en la temperatura mínima de aporte de calor.

20 En el caso de que la temperatura máxima de aporte de calor sea media, entendiendo por tal que está por debajo de 450 °C, y que no exista limitación para la temperatura mínima del aporte de calor o sea baja, por debajo de 120 °C, siendo dichos condicionantes propios de la recuperación de calor, residual o no, de media temperatura, se prescribe una instalación que comprenda:

- 25
- un fluido que evoluciona en el ciclo termodinámico avanzado, denominado fluido de trabajo, que es de tipo condensable y de los denominados isentrópicos, preferentemente propano, isobutano o hexafluoruro de azufre;
 - un condensador para la condensación del fluido de trabajo, refrigerado por un fluido refrigerante como puede ser aire, agua o cualquier otro, cuya temperatura a
30 la entrada del equipo está marcada por el medio ambiente;
 - una bomba de impulsión para circular y presurizar el fluido de trabajo en fase líquida que sale del condensador;
 - un equipo de aporte de calor principal al fluido de trabajo, alimentado térmicamente por un fluido calorífero que proviene de una fuente térmica;

- dos máquinas expansoras o turbinas que expanden el fluido de trabajo en fase gaseosa, denominadas máquina expansora o turbina y máquina expansora secundaria o turbina secundaria, respectivamente;
- 5 - dos intercambiadores de calor tipo regenerador, denominados regenerador y regenerador secundario, cada uno de ellos con dos circuitos, el primario que recibe calor y el secundario que lo cede;
- un elemento divisor de caudal de flujos primario y secundario que divide el flujo total de fluido de trabajo en sendos caudales, primario y secundario;
- un elemento de unión de caudales primario y secundario;
- 10 - un elemento transmisor o transformador de la potencia mecánica producida como puede ser un eje o un generador eléctrico, entre otros.

Los componentes indicados se conectan de la siguiente forma:

- la salida del condensador está conectada con la entrada a la bomba de impulsión;
- 15 - la salida de la bomba de impulsión está conectada con el elemento divisor de caudales de flujos primario y secundario, que divide la corriente en sendos flujos, primario y secundario;
- la primera salida del elemento divisor de caudales de flujos primario y secundario, por la que fluye el flujo primario, está conectada con el regenerador por la entrada de su circuito primario;
- 20 - La salida del circuito primario del regenerador está conectada con el conducto o colector de entrada del equipo de aporte de calor principal, que está alimentado por el fluido calorífero de la fuente térmica;
- el conducto o colector de salida del equipo de aporte de calor principal está conectado a la entrada de la máquina expansora;
- 25 - la salida de la máquina expansora está conectada al regenerador secundario por la entrada de su circuito secundario;
- la salida del circuito secundario del regenerador secundario está conectada al elemento de unión de caudales de flujos primario y secundario por la primera de sus entradas;
- 30 - la segunda salida del elemento divisor de caudales de flujos primario y secundario, por la que fluye el flujo secundario, está conectada con el regenerador secundario por la entrada de su circuito primario;
- la salida del circuito primario del regenerador secundario está conectada con la máquina expansora secundaria;
- 35

- la salida de la máquina expansora secundaria está conectada al regenerador por la entrada de su circuito secundario;
- la salida del circuito secundario del regenerador está conectada al elemento de unión de caudales de flujos primario y secundario por su segunda entrada;
- 5 - la salida del elemento de unión de caudales está conectada con la entrada del condensador;

De esa forma, durante la evolución del ciclo termodinámico avanzado tienen lugar los siguientes procesos:

- 10 - El flujo primario se calienta en fase gaseosa y a presión supercrítica en el equipo de aporte de calor principal desde la salida del regenerador, a una temperatura baja, que permite un aprovechamiento eficaz del calor residual, y hasta la temperatura máxima de aporte de calor;
- inmediatamente a continuación se expande en la máquina expansora, la cual realiza el trabajo mecánico sobre el exterior;
- 15 - después cede calor al flujo secundario en el regenerador secundario;
- el flujo secundario, después de recibir dicho aporte de calor en el regenerador secundario, se expande en la máquina expansora secundaria, que realiza trabajo mecánico sobre el exterior;
- después cede calor al flujo primario en el regenerador;
- 20 - ambos flujos ya expandidos y habiendo cedido calor en los respectivos regeneradores se mezclan y se envía la mezcla al condensador;
- y a la salida del condensador el flujo total se bombea y se divide en los dos flujos, primario y secundario, para enviarlos los respectivos aportes de calor mencionados en el equipo de aporte de calor principal y regenerador secundario,
- 25 respectivamente.

En el caso de que la temperatura máxima de aporte de calor sea media-alta, entendiéndose por ello que es menor de 750 °C, y que exista una temperatura mínima del aporte de calor, mayor que 270 °C, siendo dichos condicionantes propios de las centrales termosolares con concentración alta (con campos de heliostatos y receptor central en torre), se prescribe una instalación que comprenda los mismos componentes que en el caso anterior con la excepción de que se incluye una turbina de gas en ciclo cerrado, funcionando preferentemente con aire presurizado o dióxido de carbono presurizado, que requiere de un refrigerador para materializar el foco frío dicha turbina de gas.

La turbina de gas en ciclo cerrado está alimentada térmicamente por el fluido calorífero que proviene de la fuente térmica y refrigerada gracias a su refrigerador, que coincide físicamente con el equipo de aporte de calor principal del ciclo avanzado, por lo que la turbina de gas en ciclo cerrado se refrigera conforme el fluido de trabajo del ciclo avanzado se calienta.

Los componentes anteriores se conectan de la siguiente forma:

- la salida del condensador está conectada con la entrada a la bomba de impulsión;
- la salida de la bomba de impulsión está conectada con el elemento divisor de caudales de flujos primario y secundario, que divide la corriente en sendos flujos, primario y secundario;
- la primera salida del elemento divisor de caudales de flujos primario y secundario, por la que fluye el flujo primario, está conectada con el regenerador por la entrada de su circuito primario;
- la salida del circuito primario del regenerador está conectada con el conducto o colector de entrada del equipo de aporte de calor principal, siendo la fuente térmica que alimenta al equipo el gas expandido proveniente de la turbina de gas en ciclo cerrado y quedando la turbina de gas refrigerada gracias al fluido de trabajo, que se calienta;
- el conducto o colector de salida del equipo de aporte de calor principal está conectado a la entrada de la máquina expansora;
- la salida de la máquina expansora está conectada al regenerador secundario por la entrada de su circuito secundario;
- la salida del circuito secundario del regenerador está conectada al elemento de unión de caudales de flujos primario y secundario por la primera de sus entradas;
- la segunda salida del elemento divisor de caudales de flujos primario y secundario, por la que fluye el flujo secundario, está conectada con el regenerador secundario por la entrada de su circuito primario;
- la salida del circuito primario del regenerador secundario está conectada con la máquina expansora secundaria;
- la salida de la máquina expansora secundaria está conectada al regenerador por la entrada de su circuito secundario;
- la salida del circuito secundario del regenerador está conectada al elemento de unión de caudales de flujos primario y secundario por su segunda entrada;

- la salida del elemento de unión de caudales de flujos primario y secundario está conectada con la entrada del condensador.

De esa forma, durante la evolución del ciclo termodinámico avanzado tienen lugar los siguientes procesos:

- 5 - El flujo primario, pre-calentado en el regenerador, completa su calentamiento en fase gaseosa hasta la temperatura máxima y a presión supercrítica gracias a la cesión de calor por parte de la turbina de gas en ciclo cerrado en el equipo de aporte de calor principal de aporte de calor;
- inmediatamente a continuación se expande en la máquina expansora, la cual
10 realiza el trabajo mecánico sobre el exterior;
- después cede calor al flujo secundario en el regenerador secundario;
- el flujo secundario, después de recibir dicho aporte de calor en el regenerador secundario, se expande en la máquina expansora secundaria, que realiza trabajo mecánico sobre el exterior;
- 15 - después cede calor al flujo primario en el regenerador;
- ambos flujos, primario y secundario, expandidos y habiendo cedido calor en los respectivos regeneradores, se mezclan y se envía la mezcla al condensador;
- y a la salida del condensador el flujo total se bombea y se divide en los dos flujos, primario y secundario, para enviarlos los respectivos aportes de calor mencionados
20 en el equipo de aporte de calor principal y regenerador, respectivamente.

Como variante de las dos configuraciones descritas, se prescribe la supresión del regenerador, para lo cual el flujo primario proveniente de la primera salida del elemento divisor de caudales de flujos primario y secundario se conecta con el colector de entrada
25 del elemento de aporte de calor principal, y la salida de la máquina expansora secundaria se conecta con el elemento de unión de caudales de flujos primario y secundario por su segunda entrada.

En el caso de que la temperatura máxima de aporte de calor sea media, entendiéndose por
30 tal que sea menor de 450 °C, y que exista una temperatura mínima del aporte de calor, mayor que 290 °C, siendo dichos condicionantes los habitual en las centrales termosolares con concentración media (con campos de colectores cilindro-parabólicos o receptores lineales tipo Fresnel de reflexión), se prescribe una instalación que comprenda los mismos componentes que en el caso primero con las excepciones de que se
35 suprimen la máquina expansora secundaria y el regenerador secundario y se incorpora

una máquina compresora o compresor. Los componentes anteriores se conectan de la siguiente forma:

- la salida del condensador está conectada con la entrada a la bomba de impulsión;
- la salida de la bomba de impulsión está conectada con el regenerador por la entrada de su circuito primario;
- la salida del circuito primario del regenerador está conectada con el elemento de unión de caudales de flujos principal y equilibrador por la primera de sus entradas;
- la salida del elemento de unión de caudales de flujos principal y equilibrador está conectada con el conducto o colector de entrada del equipo de aporte de calor principal, que está alimentado por el fluido calorífero de la fuente térmica;
- el conducto o colector de salida del equipo de aporte de calor principal está conectado a la entrada de la máquina expansora;
- la salida de la máquina expansora está conectada al regenerador por la entrada de su circuito secundario;
- la salida del circuito secundario del regenerador está conectada al elemento de división de caudal de flujos principal y equilibrador, que divide el caudal en sendos flujos, principal y el equilibrador;
- la primera salida del elemento de división de caudales de flujos principal y equilibrador, por la que fluye el flujo principal, está conectada con la entrada del condensador;
- la segunda salida del elemento de división de caudales de flujos principal y equilibrador, por la que fluye el flujo equilibrador, está conectada con la entrada de la máquina compresora;
- la salida de la máquina compresora está conectada el elemento de unión de caudales de flujos principal y equilibrador por la segunda de sus entradas;

De esa forma, los componentes quedan conectados conformando un ciclo híbrido Brayton-Rankine, en el que tienen lugar los siguientes procesos:

- el fluido de trabajo se calienta en fase gaseosa y a presión supercrítica en el equipo de aporte de calor principal desde la salida del elemento de unión de caudales de los flujos principal y equilibrador, abarcando un rango de temperaturas la temperatura mínima de aporte de calor hasta la temperatura máxima de aporte de calor;

- inmediatamente a continuación se expande en la máquina expansora, en la cual realiza el trabajo mecánico sobre el exterior;
 - después cede calor circulando por el circuito secundario del regenerador y consecuentemente se enfría;
 - 5 - y a la salida del circuito secundario del regenerador, el flujo se divide en dos caudales, el principal y el equilibrador;
 - el caudal equilibrador se dirige a la máquina compresora, que se conecta a su salida con el elemento de unión de caudales;
 - el caudal principal se dirige al condensador, donde se condensa a una temperatura
 - 10 de consigna superior a la del medio refrigerante, cediendo calor al entorno, bombeándose posteriormente el líquido condensado en la bomba de impulsión;
 - el caudal principal, tras ser presurizado, se calienta regenerativamente en el circuito primario del regenerador con el calor cedido por la totalidad del gas que se enfría en el circuito secundario de dicho regenerador, y finalmente llega al
 - 15 elemento de unión con el flujo equilibrador;
 - en dicho elemento de unión se une dicho caudal principal con el caudal equilibrador que se ha comprimido en fase gaseosa, entrando ambos como un solo flujo en el equipo de aporte de calor principal.
- 20 La aplicación está también caracterizada por el tipo de fuente térmica. El calor aportado en equipo de aporte de calor principal procede de alguna de las siguientes fuentes:
- una instalación de captación de energía termosolar,
 - de origen geotérmico,
 - de cualquier tipo de combustión,
 - 25 - de reacciones y radiaciones nucleares,
 - del calor cedido de un ciclo Brayton de temperatura más alta, en su rama fría, que la temperatura de aporte de calor principal de este ciclo.

Breve descripción de las figuras

- 30 La figura 1 muestra la configuración prescrita para el caso de temperatura máxima de aporte de calor media y que no exista limitación en la temperatura mínima de aporte o sea baja. Las figuras 2 y 3 muestran las configuraciones prescritas para los caso de que la temperatura máxima del aporte de calor sea, respectivamente, media-alta o media y sí exista limitación en la temperatura mínima de dicho aporte.

Para facilitar la comprensión de las figuras y de las materializaciones preferentes de la invención, a continuación se relacionan los elementos relevantes de la misma, que aparecen en las figuras, y los puntos termodinámicos característicos:

- 5 1. Condensador, refrigerado por un fluido refrigerante como puede ser aire, agua o cualquier otro.
2. Bomba de impulsión que circula y presuriza el fluido de trabajo en fase líquida.
3. Elemento divisor de caudales de los flujos primario y secundario.
4. Intercambiador de calor regenerativo o regenerador.
5. Generador eléctrico.
- 10 6. Eje de las máquinas rotativas y del generador eléctrico.
7. Máquina expansora o turbina.
8. Equipo de aporte de calor principal al fluido alimentado térmicamente por un fluido calorífero.
9. Máquina expansora secundaria o turbina secundaria.
- 15 10. Intercambiador de calor regenerativo secundario o regenerador secundario, por el que el flujo secundario calienta al primario.
11. Elemento de unión de caudales de los flujos primario y secundario.
12. Turbina de gas en ciclo cerrado con su refrigerador (13).
13. Refrigerador de la turbina de gas en ciclo cerrado (12).
- 20 14. Elemento divisor de caudales principal y equilibrador.
15. Elemento de unión de caudales principal y equilibrador.
16. Máquina compresora o compresor.

Además de los identificadores anteriores, que hacen referencia a elementos físicos del
25 circuito para materializar la invención, en los dibujos se utilizan las siguientes etiquetas alfabético-numéricas para identificar a distintos estados termodinámicos del fluido de trabajo y sus respectivos flujos:

- P1. Flujo a la salida del condensador (1) y entrada a la bomba (2).
- P2. Flujo a la salida de la bomba (2).

- P2'. Flujo primario a la salida del elemento divisor de caudales de flujos primario y secundario (3) por la primera de sus salidas y entrada al regenerador secundario (10) por el circuito primario (figuras 1 y 2).
- 5 P2''. Flujo secundario a la salida del elemento divisor de caudales de flujos primario y secundario (3) por la segunda de sus salidas y entrada al regenerador (4) por su circuito primario (figuras 1 y 2).
- P3'. Flujo a la entrada al equipo de aporte de calor principal (8) (figuras 1 y 2).
- P3p. Flujo principal a la salida del regenerador (4) por su circuito primario y entrada al elemento de unión de caudales de flujos principal y equilibrador (15) por la primera de sus entradas (figura 3).
- 10 P3e. Flujo equilibrador a la salida de la máquina compresora (16) y entrada al elemento de unión de caudales de flujos principal y equilibrador (15) por la segunda de sus entradas (figura 3).
- P3. Flujo total a la entrada del equipo de aporte de calor principal (8) (figura 3).
- 15 P4'. Flujo primario a la salida del equipo de aporte de calor principal (8) y entrada a la máquina expansora (7) (figuras 1 y 2).
- P4''. Flujo secundario a la entrada de la máquina expansora secundaria (9) (figuras 1 y 2).
- P4. Flujo total a la salida del equipo de aporte de calor principal (8) y entrada a la máquina expansora (7) (figura 3).
- 20 P5'. Flujo primario a la salida de la máquina expansora (7) y entrada al regenerador secundario (10) por su circuito secundario (figuras 1 y 2).
- P5''. Flujo secundario a la salida de la máquina expansora secundaria (9) (figuras 1 y 2).
- 25 P5. Flujo total a la salida de la máquina expansora (7) y entrada al regenerador (4) por su circuito secundario (figura 3).
- P6'. Flujo primario a la salida del regenerador secundario (10) por su circuito secundario y entrada al elemento de unión de caudales de flujos primario y secundario (11) por la primera de sus entradas (figuras 1 y 2).
- 30 P6''. Flujo secundario a la salida del regenerador (4) por su circuito secundario y entrada al elemento de unión de caudales de flujos primario y secundario (11) por la segunda de sus entradas (figuras 1 y 2).
- P6. Flujo total a la salida del regenerador (4) por su circuito secundario (figura 3).

P6p. Flujo principal a la salida del elemento divisor de caudales de flujos principal y equilibrador (14) por la primera de sus salidas y de entrada al condensador (1) (figura 3).

5 P6e. Flujo equilibrador a la salida del elemento divisor de caudales de flujos principal y equilibrador (14) por la segunda de sus salidas y de entrada a la máquina compresora (16) (figura 3).

Descripción de una realización preferida

10 De forma preferente se selecciona el propano como fluido de trabajo en los ciclos termodinámicos avanzados, por su alta disponibilidad y su buen comportamiento, si bien son susceptibles de ser usados cualquier fluido isentrópico, entre los que destacan adicionalmente el isobutano y el hexafloruro de azufre.

15 Se describen a continuación unas realizaciones preferentes de la invención, aunque no únicas o limitativas.

20 Como ejemplo de materialización para el caso de que la temperatura máxima de aporte de calor sea media y que no exista una temperatura mínima del aporte de calor, destacan las instalaciones de recuperación de calor, residual o no, de media temperatura. En dicho ejemplo, la temperatura máxima de la corriente de gases de los que se pretende recuperar calor se sitúa en el entorno de los 400 °C.

25 En ese caso, se prescribe que el propano condensa en el condensador (1) a una temperatura de 35 °C, que se corresponde con una presión de saturación de 12,2 bar. En la bomba de alimentación (2) se incrementa la presión de trabajo hasta 175 bar, por lo que se trabajan en condiciones supercríticas (la presión crítica del propano es de 42,5 bar).

30 El flujo principal, aproximadamente el 60 % del total, se calienta en el regenerador (4) hasta la temperatura de 334 K y se introduce en el equipo de aporte de calor principal (8) donde se calienta hasta una temperatura de 650 K. Para ello, el fluido de transferencia de calor se introduce a 673 K y sale a 339 K.

El flujo principal se expande en la máquina expansora (7) y, tras la expansión, se envía al regenerador secundario (10) a una temperatura de 541 K, donde calienta al flujo secundario, que es aproximadamente el 40 % del total, hasta una temperatura de 536 K. Tras dicho calentamiento, el flujo secundario se expande en la máquina expansora
5 secundaria (9), de donde sale a una temperatura de 416 K, y se emplea para calentar al flujo primario en el regenerador (4).

Los flujos primario y secundario se mezclan a la salida de los respectivos regeneradores y se introducen en el condensador (1) a una temperatura de 321 K.

10

Como ejemplo de materialización para el caso de que la temperatura máxima de aporte de calor sea media-alta y que exista una temperatura mínima del aporte de calor, destacan las instalaciones de centrales termosolares de alta concentración que usan sales fundidas como fluido de transferencia de calor. En dicho ejemplo, la temperatura
15 máxima de las sales se sitúa en el entorno de los 600 °C, existiendo también una temperatura mínima para evitar su congelación, tomando ésta un valor en el entorno de los 270 °C.

En ese caso, se prescribe que el fluido de transferencia de calor, la sal fundida, se envíe
20 al generador térmico de la turbina de gas en ciclo cerrado (12). Ésta trabaja con aire o dióxido de carbono presurizado, entre otros fluidos, seleccionándose este último por su mejor comportamiento. La temperatura del gas a la entrada al compresor se especifica en 348 K, toda vez que ha sido enfriado en el refrigerador (13) de la turbina de gas en ciclo cerrado (12) por el fluido de trabajo, propano. La relación de compresión de la turbina de
25 gas en ciclo cerrado (12) se especifica de 8,5:1, y la temperatura máxima del dióxido de carbono tras su calentamiento por las sales fundidas será menor que la máxima admisible por éstas, por ejemplo 20 K menor.

En cuanto al ciclo avanzado, se prescribe que el propano condensa en el condensador
30 (1) a una temperatura de 35 °C, que se corresponde con una presión de saturación de 12,2 bar. En la bomba de alimentación (2) se incrementa la presión de trabajo hasta 175 bar, por lo que se trabajan en condiciones supercríticas.

El flujo principal, aproximadamente el 60 % del total, se calienta en el regenerador (4) hasta la temperatura de 343 K y se introduce en el equipo de aporte de calor principal (8) donde, a la vez que se calienta hasta la temperatura de consigna, 613 K, refrigera la turbina de gas en ciclo cerrado (12).

5

El flujo principal se expande en el expansor (7) y, tras la expansión, se envía al regenerador secundario (10) a una temperatura de 499 K, donde calienta al flujo secundario, que es aproximadamente el 40 % del total, hasta una temperatura de 494 K. Tras dicho calentamiento, el flujo secundario se expande en el expansor secundario (9), de donde sale a una temperatura de 363 K, y se emplea para calentar al flujo primario en el regenerador (4).

10

Los flujos primario y secundario se mezclan a la salida de los respectivos regeneradores y se introducen en el condensador (1) a una temperatura de 324 K.

15

Como ejemplo de materialización para el caso de que la temperatura máxima de aporte de calor sea media y que exista una temperatura mínima del aporte de calor, destacan las instalaciones de centrales termosolares de media concentración que usan aceite térmico como fluido de transferencia de calor. En dicho ejemplo, la temperatura máxima del aceite se sitúa en el entorno de los 400 °C, existiendo también una temperatura mínima, tomando ésta un valor en el entorno de los 290 °C.

20

Se prescribe que el propano condensa en el condensador (1) a una temperatura de 35 °C, que se corresponde con una presión de saturación de 12,2 bar. En la bomba de alimentación (2) se incrementa la presión de trabajo hasta 175 bar, por lo que se trabajan en condiciones supercríticas.

25

El caudal equilibrador se establece en el 25 % del total, por lo que el principal es el 75 %. Este flujo principal se precalienta en el regenerador (4) hasta una temperatura de 533 K. El flujo equilibrador, que viene de la máquina compresora (16) a 473 K, se mezcla con el principal y, ambos, se calientan en el equipo de aporte de calor principal (8) hasta 650 K. Tras este calentamiento el flujo total se expande en la máquina expansora (7), de donde

30

sale a una temperatura de 537 K y se introduce en el regenerador (2) para precalentar el flujo principal. A la salida del regenerador (2), el flujo total se encuentra a 325 K y se divide en dos flujos en el elemento divisor de caudales del flujo principal y equilibrador (14), el flujo principal que va al condensador (1) y el equilibrador que se dirige a la máquina compresora (16).

REIVINDICACIONES

1. Dispositivo para generación de energía mecánica según ciclos termodinámicos avanzados con rangos de temperatura delimitados en el aporte de calor que comprende:

- 5
- un fluido que evoluciona en el ciclo termodinámico avanzado, denominado fluido de trabajo, que es de tipo condensable y de los denominados isentrópicos, preferentemente propano, isobutano o hexafluoruro de azufre;
 - un condensador (1) para la condensación del fluido de trabajo, refrigerado por un fluido refrigerante cuya temperatura a la entrada del equipo está marcada por el
- 10
- medio ambiente;
 - una bomba (2) de impulsión para circular y presurizar el fluido de trabajo en fase líquida que sale del condensador (1);
 - un equipo de aporte de calor principal (8) al fluido de trabajo, alimentado térmicamente por un fluido calorífero;
- 15
- dos máquinas expansoras o turbinas que expanden el fluido de trabajo en fase gaseosa, denominadas máquina expansora o turbina (7) y máquina expansora secundaria o turbina secundaria (9), respectivamente;
 - dos intercambiadores de calor tipo regenerador, denominados regenerador (4) y regenerador secundario (10), cada uno de ellos con dos circuitos, el primario que
- 20
- recibe calor y el secundario que lo cede;
 - un elemento divisor de caudal de flujos primario y secundario (3) que divide el flujo total de fluido de trabajo en sendos caudales, primario y secundario;
 - un elemento de unión de caudales primario y secundario (11);
 - un elemento transmisor o transformador de la potencia mecánica producida;
- 25
- caracterizado** por que la temperatura máxima de aporte de calor es menor de 450 °C y que no existe limitación para la temperatura mínima del aporte de calor o es baja, menor de 120 °C, y se conectan los componentes anteriores de la siguiente forma:
- la salida del condensador (1) está conectada con la entrada a la bomba (2) de impulsión;
- 30
- la salida de la bomba (2) de impulsión está conectada con el elemento divisor de caudales de flujos primario y secundario (3), que divide la corriente en sendos flujos, primario y secundario;

- la primera salida del elemento divisor de caudales de flujos primario y secundario (3), por la que fluye el flujo primario, está conectada con el regenerador (4) por la entrada de su circuito primario;
- La salida del circuito primario del regenerador (4) está conectada con el conducto o colector de entrada del equipo de aporte de calor principal (8), que está alimentado por el fluido calorífero de la fuente térmica;
- el conducto o colector de salida del equipo de aporte de calor principal (8) está conectado a la entrada de la máquina expansora (7);
- la salida de la máquina expansora (7) está conectada al regenerador secundario (10) por la entrada de su circuito secundario;
- la salida del circuito secundario del regenerador secundario (10) está conectada al elemento de unión de caudales de flujos primario y secundario (11) por la primera de sus entradas;
- la segunda salida del elemento divisor de caudales de flujos primario y secundario (3), por la que fluye el flujo secundario, está conectada con el regenerador secundario (10) por la entrada de su circuito primario;
- la salida del circuito primario del regenerador secundario (10) está conectada con la máquina expansora secundaria (9);
- la salida de la máquina expansora secundaria (9) está conectada al regenerador (4) por la entrada de su circuito secundario;
- la salida del circuito secundario del regenerador (4) está conectada al elemento de unión de caudales (11) por su segunda entrada;
- la salida del elemento de unión de caudales de flujos primario y secundario (11) está conectada con la entrada del condensador (1).

25

2. Dispositivo para generación de energía mecánica según ciclos termodinámicos avanzados con rangos de temperatura delimitados en el aporte de calor según reivindicación primera **caracterizado** por que comprende los mismos componentes descritos en la reivindicación primera con la excepción de que se incluye una turbina de gas en ciclo cerrado (12), funcionando preferentemente con aire presurizado o dióxido de carbono presurizado, que requiere de un refrigerador (13) para materializar el foco frío dicha turbina de gas; la temperatura máxima de aporte de calor es menor de 750 °C; la mínima durante el aporte térmico es mayor que 270 °C; la turbina de gas en ciclo cerrado (12) está alimentada térmicamente por el fluido calorífero que proviene de la fuente térmica y refrigerada gracias a su refrigerador (13), que coincide físicamente con el

35

equipo de aporte de calor principal (8) del ciclo avanzado, por lo que el fluido de trabajo del ciclo avanzado se calienta con el gas expandido proveniente de la turbina de gas en ciclo cerrado (12) y quedando la turbina de gas en ciclo cerrado refrigerada gracias al fluido de trabajo, que se calienta.

5

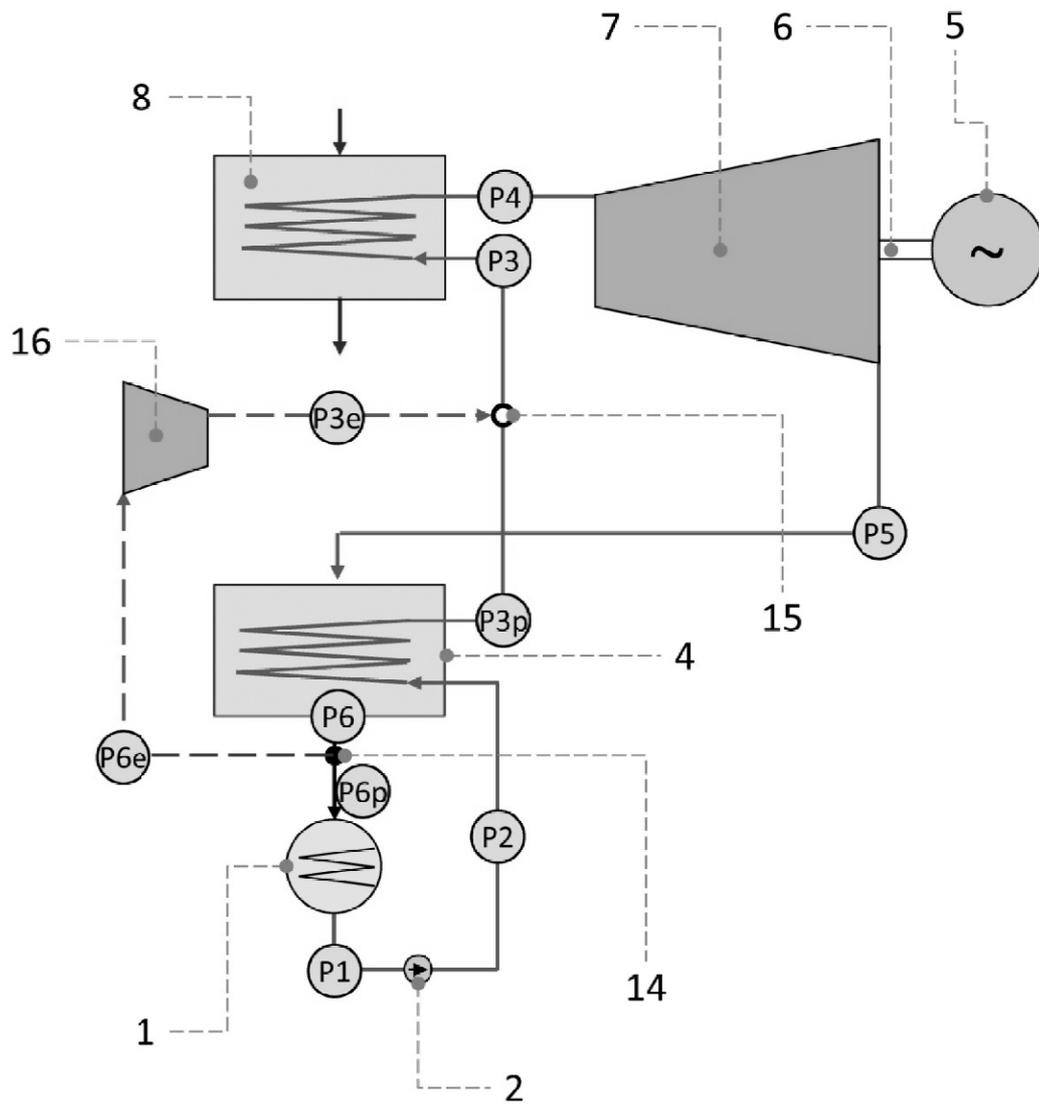


Fig. 3