

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 439 619**

21 Número de solicitud: 201200731

51 Int. Cl.:

F01K 25/00 (2006.01)

F01K 27/00 (2006.01)

12

SOLICITUD DE PATENTE

A2

22 Fecha de presentación:

16.07.2012

43 Fecha de publicación de la solicitud:

23.01.2014

71 Solicitantes:

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE EDUCACIÓN A
DISTANCIA (50.0%)**

Bravo Murillo, nº 38 4ª pta

28015 Madrid ES y

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE MADRID (50.0%)

72 Inventor/es:

ROVIRA DE ANTONIO, Antonio J.;
MARTÍNEZ-VAL PEÑALOSA, José María y
VALDÉS DEL FRESNO, Manuel

54 Título: **Dispositivo para generación de energía mecánica según un ciclo híbrido Brayton-Rankine regenerativo y equilibrado y procedimiento de uso**

57 Resumen:

Dispositivo para generación de energía según un ciclo híbrido Brayton-Rankine regenerativo y equilibrado y su procedimiento de uso, que comprende un equipo de aporte de calor (8), un expansor (1), un regenerador (2) y un compresor (6) configurando un ciclo Brayton; un condensador (11) y una bomba de impulsión (14) configurando un ciclo Rankine; de forma que por el equipo de aporte de calor y el regenerador, en su circuito secundario, de enfriamiento, circula un caudal másico de fluido que se divide en dos a su salida, uno llamado caudal principal que sigue el ciclo Rankine y otro llamado caudal equilibrador que recorre el ciclo Brayton, regenerándose el líquido del caudal principal tras su paso por el condensador y la bomba, y que se une con el equilibrador tras su paso por el compresor, para completar los ciclos, seleccionándose la cantidad de caudal equilibrador de forma que el regenerador está equilibrado térmicamente.

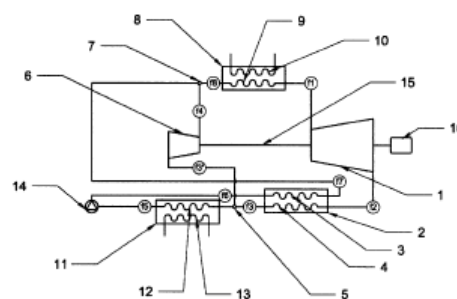


FIG. 1.

DESCRIPCIÓN

Dispositivo para generación de energía mecánica según un ciclo híbrido Brayton-Rankine regenerativo y equilibrado y procedimiento de uso.

Sector de la técnica

La invención se encuadra en el campo de los ciclos termodinámicos para la producción de potencia mecánica, a su vez convertible en energía eléctrica.

Por la evolución del fluido de trabajo y por los componentes empleados, el ciclo propuesto se considera como un híbrido entre los ciclos tipo Brayton y los ciclos tipo Rankine. Su uso resulta de interés relevante en la industria energética, particularmente cuando el foco calorífico es de temperaturas reducidas respecto de lo habitual en las centrales de combustión química. Ello hace que sea especialmente aplicable a la energía termosolar o a la geotérmica. También puede ser aplicable como ciclo de baja temperatura que recoja el calor excedente de un ciclo de alta temperatura.

Problema técnico a resolver y 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 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 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 menos un proceso de cesión de calor 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 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. Por tanto, se trata de dos ciclos distintos trabajando con fluidos de trabajo diferentes y acoplados térmicamente, por una caldera de recuperación de calor.

Uno de los principales factores para medir la prestación de un ciclo es el rendimiento termodinámico, que es el cociente entre la energía mecánica producida dividido por la energía térmica suministrada desde la fuente de calor.

Es sobradamente conocido que el rendimiento térmico máximo alcanzable por un ciclo termodinámico de potencia es limitado. Este rendimiento máximo alcanzable depende de las temperaturas del foco caliente y frío, y coincide con el rendimiento de un ciclo de Carnot, absolutamente teórico, trabajando entre dichas temperaturas de foco caliente o máxima ($T_{\max}$) y de foco frío o mínima ($T_{\min}$), según la expresión:

$$\eta_{CN} = 1 - \frac{Q_f}{Q_c} = 1 - \frac{T_f \cdot \Delta s_f}{T_c \cdot \Delta s_c} = 1 - \frac{T_{\min}}{T_{\max}} = 1 - \frac{1}{CN}$$

siendo:

- η_{CN} el rendimiento del ciclo de Carnot;
- Q_f y Q_c el calor cedido al sumidero térmico y el recibido de la fuente térmica respectivamente;
- T_f y T_c las temperaturas absolutas del sumidero y de la fuente, que son la mínima y la máxima alcanzables en el ciclo;

- Δs_f y Δs_c los valores absolutos de las variaciones de entropía durante la cesión y el aporte de calor;
- y CN el cociente entre las temperaturas máxima y mínima, en adelante factor de Carnot.

La dependencia del rendimiento máximo alcanzable con el cociente de temperaturas máxima y mínima también la siguen los rendimientos de los ciclos materializados con máquinas reales. Esta es la razón por la que, en las diversas aplicaciones, se han 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 es menor porque el aporte de calor comienza desde la finalización de la compresión. La temperatura mínima 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 máximas más moderadas, de hasta 850 K, 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 rendimientos pueden rebasar en algunos casos el 50%. El éxito de los ciclos combinados de turbinas de gas y de vapor, que son ciclos individuales con fluidos diferentes pero acoplados térmicamente, reside en que se aprovecha la cesión de calor del ciclo Brayton para alimentar térmicamente al ciclo de Rankine, de forma que se hace uso de la alta temperatura de aporte de calor de los ciclos Brayton y de la baja temperatura de cesión de calor del ciclo de Rankine, aumentando el factor de Carnot. El rendimiento de los ciclos combinados puede rebasar el 60%.

No obstante, el factor de Carnot no es el único factor determinante ni limitante del rendimiento alcanzado por un ciclo termodinámico. Mediante el desarrollo de la expresión anterior se puede llegar a la siguiente:

$$\eta = 1 - \frac{Q_f}{Q_c} = 1 - \frac{T_{mf} \cdot \Delta s_f}{T_{mc} \cdot \Delta s_c} = 1 - \frac{T_{\min}}{T_{\max}} \cdot \frac{T_{mf}}{T_{\min}} \cdot \frac{T_{\max}}{T_{mc}} \cdot \frac{\Delta s_f}{\Delta s_c} = 1 - \frac{1}{CN} \cdot \frac{1}{F_{mc} \cdot F_{mf} \cdot F_{\Delta s}}$$

donde queda de manifiesto que existen varios motivos por los que no se puede alcanzar el rendimiento de Carnot: cuando la temperatura media de aporte de calor no es la máxima o la de cesión la mínima; o cuando existen irreversibilidades o generación de entropía en alguno de los procesos, que hace que el valor absoluto de la variación de entropía en la cesión de calor (numerador) sea mayor que durante el aporte de calor (denominador). Además del cociente entre temperaturas máxima y mínima o factor de Carnot, se pueden definir tres coeficientes que se pueden llamar respectivamente factor de temperatura media de aporte de calor (F_{mc}), factor de temperatura media de cesión de calor (F_{mf}) y factor de irreversibilidades ($F_{\Delta s}$), que miden el efecto de no poder estar siempre trabajando en temperaturas extremas y el efecto de las irreversibilidades. Los tres tienen un valor menor a la unidad en general y unitario para un ciclo de Carnot.

En la actualidad, debido principalmente al deseo de emplear fuentes renovables de energía como la solar o la geotérmica, hay aplicaciones en las que se dispone de moderada temperatura de aporte de calor, dado que es difícil alcanzar las temperaturas habituales tras un proceso de combustión. En estos casos, el factor de Carnot se merma notablemente y los rendimientos alcanzables son mucho menores a los anteriormente expuestos. Por ejemplo, con ciclos Rankine regenerativos con fluidos orgánicos es difícil superar el 25-27% para un factor de Carnot menor que 2.

El bajo rendimiento, efectivamente, se debe esencialmente al bajo factor de Carnot. Pero, por ello, son los demás factores los que cobran importancia a la hora de tratar de mejorar el rendimiento de los ciclos y de los motores térmicos alimentados con baja temperatura.

En concreto, los ciclos tipo Brayton adolecen de una baja temperatura media de aporte de calor - en comparación con la máxima - y de una alta temperatura media de cesión de calor - en comparación con la mínima -, puesto que el aporte y la cesión de calor se hacen a presión constante y por calor sensible, por lo que la temperatura varía casi proporcionalmente con la cesión y aporte de calor.

Este problema se puede paliar parcialmente si se introduce un intercambiador regenerativo, que aprovecha parte del calor de escape para precalentar el fluido antes del aporte de calor principal con la fuente térmica. Esta solución mejora los factores de temperaturas medias de aporte y cesión de calor, y el rendimiento aumenta. Otra solución, que se puede combinar con la anterior, es la inclusión de compresiones escalonadas con refrigeración intermedia y expansión escalonada con recalentamiento intermedio, que mejoran aún más esos factores y permiten, además, una mayor regeneración. Esta solución es cercana al ciclo Ericsson regenerativo, que teóricamente alcanza el rendimiento de Carnot. No obstante, los factores de temperatura media siguen lejos de la unidad al ser el aporte y la cesión de energía térmica por calor sensible. Además, si el calor de regeneración es muy alto, el factor de irreversibilidades empieza a cobrar relevancia.

El rendimiento de los ciclos Brayton alimentados con fuente térmica de baja temperatura es usualmente muy bajo. 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 emplean fluidos condensables, entendiéndose por esto que hacen uso del cambio de fase en sus procesos. De esta forma, la cesión de calor al sumidero se hace a temperatura muy baja y constante, por el cambio de fase, y el factor de temperatura media de cesión de calor resulta muy cercano a uno. En el aporte de calor también hay cambio de 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. Por este motivo y debido a que gran parte de la energía se obtiene por calor sensible (antes y después de la ebullición en caso de que exista y siempre si la presión es supercrítica), el factor de temperatura media de aporte de calor es menor que la unidad.

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 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: entendiéndose como tales en el estado actual del arte a aquellos cuya entropía de vapor saturado prácticamente no varía 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 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 decrece.

El crecimiento o decrecimiento de la entropía del vapor saturado de los distintos fluidos está muy directamente relacionado con el valor del cociente R/C_p del gas, siendo R la constante característica del gas y C_p el calor específico a presión constante en condiciones de gas ideal, comportamiento alcanzable a muy baja presión y preferentemente alta temperatura, por lo que a estos efectos se puede tomar el C_p del fluido a una milésima parte de su presión crítica y dos veces su temperatura crítica. Caracterizando los fluidos según este parámetro, se halla la equivalencia de que son fluidos negativos aquellos cuyo valor de R/C_p es mayor que $1/12$ en la condición antedicha; aproximadamente isentrópicos cuando el valor de R/C_p queda comprendido entre $1/16$ y $1/12$ en la condición antedicha; y positivos cuando el parámetro R/C_p es menor que $1/16$.

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, con una extracción parcial 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 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 237 487 4 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.

Ya se regenera de una u otra forma, con la regeneración se mejora el factor de temperatura media de aporte de calor y mejora el rendimiento. Sin embargo el factor de irreversibilidades empeora notablemente debido a las altas irreversibilidades en la regeneración, mayores que en los ciclos Brayton. En efecto, 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 C_p del vapor notablemente menor que el del líquido.

Los rendimientos que se alcanzan son mayores que con los ciclos Brayton pero quedan alejados de valores satisfactorios.

Resumiendo, se puede comprobar que no existe en el estado actual de la técnica ningún ciclo que presente simultáneamente los tres factores cercanos a uno, de irreversibilidades ($F_{\Delta S}$), de temperaturas medias de aporte de calor (F_T) y de cesión de calor (F_{Tc}). Este hecho, unido a que las aplicaciones con fuentes de baja temperatura implican un bajo factor de Carnot, deriva en rendimientos térmicos bajos.

El objeto de la invención es, por tanto, mejorar conjuntamente los factores de irreversibilidades y de temperaturas medias, para obtener rendimientos térmicos satisfactorios a pesar del bajo factor de Carnot. El objetivo se consigue mediante un dispositivo que híbrida dos ciclos termodinámicos Rankine y Brayton, compartiendo fluido y de una forma que nunca se ha propuesto. A este respecto son de ayuda los documentos WO 2009125103 A1 y US 8006496 B2, en los que se efectúa una interesante revisión de la literatura de propiedad industrial acerca de los ciclos termodinámicos y los dispositivos para materializarlos. También se puede destacar la patente WO 2007037599 A2 en la que se propone un dispositivo para trabajar indistintamente según ciclos Brayton, Rankine o Stirling, pero de forma independiente y no conjunta o hibridada, y con objetivos diferentes a los de la presente invención. Por último, la patente US 6880344 combina un ciclo Brayton con uno Rankine ORC pero trabajando con fluidos distintos, a modo de un ciclo combinado convencional, completamente distinto al dispositivo ahora propuesto.

Descripción de la invención

Como se acaba de mencionar, el objetivo de la invención es mejorar conjuntamente los factores de irreversibilidades y de temperaturas medias con el fin de obtener rendimientos térmicos satisfactorios.

El valor del factor de temperatura media de cesión de calor se deja cercano a la unidad mediante la cesión de calor al foco frío con un fluido condensable. La solución adoptada para mejorar el factor de temperatura media de aporte de calor es introducir la regeneración del fluido y, opcionalmente, la expansión en dos etapas con recalentamiento intermedio. Por último, para mejorar el factor de irreversibilidades, aún empleando regeneración, el regenerador será de contacto y no de mezcla. Asimismo y por el mismo motivo, se diseña el ciclo para que el regenerador esté equilibrado térmicamente y que tanto la cesión de calor como el aporte sean por calor sensible. Como el C_p del vapor subcrítico es menor que el del líquido, necesariamente el flujo másico de vapor habrá de ser mayor que el del líquido.

Para conseguir los anteriores objetivos se implementa una instalación que comprende:

- un fluido de trabajo condensable, para el que se define el punto pseudo-crítico de una isóbara supercrítica como el punto de mayor calor específico a presión constante, C_p , de la isóbara, siendo este valor de C_p infinito en el punto crítico, y descendiendo su valor conforme aumenta la presión;
- una máquina de expansión del fluido de trabajo en fase gaseosa;
- un intercambiador de calor, tipo regenerador, con dos circuitos, el primario que recibe calor y el secundario que lo cede;
- un elemento de división de caudal que divide el flujo total de entrada en dos caudales o corrientes, denominados flujo principal y flujo equilibrador;
- una máquina para la compresión del fluido en fase gaseosa cuyo eje puede estar unido mecánicamente o solidariamente a la máquina expansora o no;

- un condensador para la condensación del fluido, refrigerado por un fluido refrigerante como puede ser aire, agua o cualquier otro, cuya temperatura a la entrada del equipo está marcada por el ambiente y se denomina T_{amb} ;
- 5 - una bomba de impulsión para circular y presurizar el fluido en fase líquida que sale del condensador;
- un equipo de aporte de calor principal al fluido alimentado térmicamente por un fluido calorífero que proviene de una fuente térmica;
- 10 - un elemento de unión de caudales;
- y un elemento transmisor o transformador de la potencia mecánica producida como puede ser un eje o un generador eléctrico, entre otros.
- 15 Los componentes anteriores se conectan de la siguiente forma:
 - el conducto o colector de salida del equipo de aporte de calor principal está conectado a la entrada de la máquina de expansión;
 - 20 - la salida de la máquina de expansión 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, que divide el caudal en dos: el flujo principal y el equilibrador;
 - 25 - la salida de flujo principal del elemento de división de caudales está conectada con la entrada del condensador;
 - la salida del condensador está conectada con la entrada a la bomba de impulsión;
 - 30 - la salida de la bomba de impulsión está conectada con el regenerador por la entrada de su circuito primario;
 - la salida del flujo equilibrador del elemento de división de caudales está conectada con la entrada de la máquina de compresión;
 - 35 - la salida de la máquina de compresión está unida con la salida del circuito primario del regenerador en el elemento de unión de caudales;
 - la salida del elemento de unión de caudales está conectada con la entrada o colector de entrada del equipo de aporte de calor principal.
 - 40 Quedan configurados dos circuitos termohidráulicos que hacen evolucionar el fluido de trabajo según un ciclo termodinámico denominado ciclo híbrido Rankine-Brayton regenerativo y equilibrado, en el que tienen lugar los siguientes procesos:
 - 45 - el fluido de trabajo se calienta en fase gaseosa y a presión supercrítica en el equipo de aporte de calor principal hasta la temperatura denominada T_{max} , desde la salida del elemento de unión de caudales de los flujos principal y equilibrador;
 - inmediatamente a continuación se expande en la máquina de expansión, en la cual realiza el trabajo mecánico sobre el exterior;
 - 50 - después cede calor circulando por el circuito secundario del regenerador y consecuentemente se enfría;
 - y a la salida del circuito secundario del regenerador, el flujo se divide en dos caudales, el principal y el equilibrador.
 - 55 El caudal equilibrador se dirige a la máquina de compresión, que se conecta a su salida con el equipo de aporte de calor principal, cerrando así un ciclo Brayton, aunque no de caudal constante a lo largo del mismo.
 - 60 El caudal principal se dirige al condensador, donde se condensa a temperatura de consigna T_{min} , cediendo calor al entorno, bombeándose posteriormente el líquido condensado en la bomba de impulsión. Posteriormente se calienta regenerativamente en el circuito primario del regenerador hasta la temperatura de regeneración, T_{reg} , con el calor

cedido por la totalidad del gas que se enfría en el circuito secundario de dicho regenerador, y finalmente llega al elemento de unión con el flujo equilibrador, configurando un ciclo Rankine, aunque no de caudal constante.

5 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.

Las especificaciones termodinámicas esenciales de la invención son:

10 - la temperatura de condensación $T_{\min}$ es la correspondiente a un estado de saturación con una presión $P_{\min}$ inferior a la presión crítica del fluido y cuyos valores de entropía específica de líquido y vapor saturado se denominan S_{liq} y S_{vap} respectivamente y las entalpías específicas de líquido y vapor saturado h_{liq} y h_{vap} respectivamente, siendo dicha temperatura $T_{\min}$ mayor que la temperatura del refrigerante exterior del condensador o sumidero de calor ambiental T_{amb} ;

15 - la presión absoluta en la impulsión de la bomba, P_{imp} , es supercrítica y es mayor que la presión de la isóbara cuyo punto pseudo-crítico presenta un valor del C_p tres veces mayor que el C_p del líquido medido en condiciones de salida de la bomba;

20 - la temperatura absoluta del fluido principal a la salida circuito primario de regeneración, T_{reg} , es igual o superior hasta en un 10% a la temperatura absoluta correspondiente al estado termodinámico con presión P_{imp} y entropía específica S_{vap} ;

25 - en el regenerador la tasa de paso de capacidad calorífica, o producto del calor específico medio por el caudal másico, de cada una de las dos corrientes iguales entre sí, por lo que está equilibrado, especificándose que la proporción de caudal másico equilibrador se prescribe por

$$m_{\text{equilibrador}} / m_{\text{total}} = (1 - C_{p, \text{ secundario}} / C_{p, \text{ primario}})$$

30 siendo $m_{\text{equilibrador}}$ el caudal másico equilibrador, m_{total} el caudal másico total, $C_{p, \text{ secundario}}$ el valor medio del calor específico a presión constante durante el enfriamiento de caudal total y $C_{p, \text{ primario}}$ el calor específico a presión constante medio durante el calentamiento del caudal principal en el circuito primario, ambos en el regenerador, quedando determinado el caudal principal con la ecuación

$$m_{\text{principal}} = m_{\text{total}} - m_{\text{equilibrador}}$$

35 siendo $m_{\text{principal}}$ el caudal másico principal;

40 - se establece la diferencia terminal de temperaturas entre las corrientes del secundario y primario del regenerador en un valor mayor que 0 K y menor que 35 K. Al estar definida la temperatura de salida del flujo primario, T_{reg} , la diferencia terminal de temperaturas en el regenerador determina la temperatura del gas del circuito secundario a la salida de la máquina expansora y entrada al secundario del regenerador, siendo esta temperatura la suma de T_{reg} más la diferencia terminal seleccionada. La entropía correspondiente a ese estado termodinámico se denomina S_{max} por ser la máxima de la instalación, y la generación de entropía en la expansión se denomina Δs . La diferencia $S_{\text{max}} - \Delta s$ es la entropía del vapor a la entrada a la turbina o expansor, siendo la presión en este punto igual a la de impulsión de la bomba menos las pérdidas de carga en el circuito termohidráulico. Ambas magnitudes, entropía y presión, determinan unívocamente la temperatura T_{max} de entrada a la turbina, que se selecciona en el equipo principal de aportación de calor.

50 De esa forma quedan determinados, con todas las anteriores prescripciones, los estados termodinámicos de todos los puntos de entrada y salida de los equipos y, consecuentemente, las entalpías correspondientes a cada uno de ellos.

55 Como variante de montaje, cuando el fluido de trabajo presenta un valor de R/C_p mayor que 1/16, siendo R la constante característica del gas y C_p el calor específico a presión constante medido a dos veces la temperatura absoluta crítica del fluido y a una milésima parte de su presión absoluta crítica, el elemento divisor de caudal se integra en el propio condensador, que se dispone con tres vías por tener:

- una boca o colector de entrada de vapor previo al propio cambiador de calor del condensador,
- 60 - un sistema de recogida o aspiración de vapor en la parte superior,
- y el sistema clásico de recogida de condensado en la parte inferior que colecta dicho condensado o caudal principal y lo dirige a la bomba de impulsión.

Para cualquiera de las variantes, también se prescribe que las entalpías específicas del caudal equilibrador a la salida del compresor y del caudal principal a la salida del circuito primario del regenerador difieren en menos de un 2% respecto del valor dado por el producto de R y la temperatura crítica en valor absoluto en unidades físicas coherentes.

Como variante de montaje, la instalación incorpora una válvula de laminación a la salida del circuito primario del regenerador, que reduce la presión del caudal principal de fluido tras la regeneración y antes de que se mezcle con el caudal equilibrador, para lo que se conecta la salida del circuito primario con la entrada de dicha válvula de laminación y la salida de la válvula de laminación con la entrada de fluido primario del elemento de unión de corrientes. De esa forma la presión de impulsión, P_{imp} , y la presión de aporte de calor principal, ahora denominada P_q , son independientes. El grado de libertad generado se restringe porque se prescribe que la presión de aporte de calor principal, P_q , es menor que la presión de impulsión, P_{imp} , y mayor que la media geométrica de P_{imp} y P_{min} .

Por último, el aporte de calor principal es por calor sensible. Esto implica que la temperatura media de aporte de calor es prácticamente la media aritmética entre la temperatura de entrada al equipo de aporte de calor y la de salida. Esto, a semejanza de los ciclos Brayton, se puede mejorar haciendo la expansión escalonada con recalentamiento intermedio. De esta forma la temperatura de salida del equipo expensor es mayor y la capacidad de regeneración es mayor.

Para ello se prescribe que la expansión se realiza como variante de montaje en dos etapas, con un recalentamiento intermedio hasta la misma T_{max} a una presión intermedia p_{med} , para lo cual:

- la máquina de expansión incluye dos cuerpos de expansión del vapor y además hay un segundo circuito de calentamiento en el equipo de aporte de calor principal;

- se conecta la salida del primer circuito de calentamiento principal a la entrada del primer cuerpo expensor, la salida del primer cuerpo expensor a la entrada del segundo circuito de calentamiento principal, la salida de este segundo circuito a la entrada del segundo cuerpo expensor, y la salida de este último a la entrada del circuito secundario del regenerador;

- se selecciona la presión intermedia p_{med} de forma que las potencias que proporcionan ambos cuerpos del elemento expensor no difieren en más de un 20% entre sí.

Con todo ello, tanto la instalación como el ciclo, con cualquiera de las variaciones propuestas, quedan completamente definidos. 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,
- 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

La figura 1 muestra un ejemplo de materialización del ciclo híbrido Brayton-Rankine indicando los componentes requeridos, mientras que las figuras 2 y 3 presentan los diagramas termodinámicos temperatura-entropía específica y presión-entalpía específica de una definición termodinámica del ciclo usando isobutano como fluido de trabajo.

La figura 4 muestra una configuración con variante en el diseño del condensador de tres vías que permite acceder al vapor saturado.

La figura 5 muestra una configuración que introduce una válvula de laminación que permite introducir un nuevo grado de libertad al diseño termodinámico del ciclo. La figura 6 muestra el diagrama presión-entalpía asociado a esta variante de materialización.

Por último, la figura 7 muestra otra configuración que permite incrementar la temperatura media de aporte de calor. La figura 8 muestra el diagrama temperatura-entropía asociado a la variante.

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. Máquina expansora, que puede ser una turbina.
2. Intercambiador de calor regenerativo o regenerador.
- 10 3. Circuito primario del regenerador (2).
4. Circuito secundario del regenerador (2).
5. Elemento divisor de caudales, que divide el caudal total de fluido en dos, el principal y el equilibrador.
- 15 6. Compresor o máquina compresora.
7. Elemento de unión de caudales, que mezcla los caudales principal y equilibrador para obtener el total.
- 20 8. Equipo de aporte de calor principal al fluido alimentado térmicamente por un fluido calorífero que proviene de una fuente térmica y que puede ser el propio fluido de trabajo del ciclo.
9. Circuito de aporte de calor del equipo de aporte de calor principal (8), en el que se calienta el fluido de trabajo gracias a la energía térmica aportada bien por un fluido calorífero en el circuito secundario (10), que proviene de una fuente térmica, o bien por la propia fuente térmica en caso de que el fluido calorífero coincida con el fluido de trabajo.
- 25 10. Circuito secundario del equipo de aporte de calor principal (8), que transfiere la energía térmica de la fuente térmica al fluido de trabajo.
- 30 11. Condensador, refrigerado por un fluido refrigerante como puede ser aire, agua o cualquier otro, cuya temperatura a la entrada del equipo está marcada por el ambiente y se denomina T_{amb} .
12. Circuito primario del condensador (11), donde se produce la condensación del fluido de trabajo.
- 35 13. Circuito secundario del condensador (11), por el que circula el refrigerante que absorbe el calor de la condensación.
14. Bomba de impulsión que circula y presuriza el fluido de trabajo en fase líquida.
- 40 15. Eje del compresor, del expansor y del generador eléctrico (16).
16. Generador eléctrico.
- 45 17. Variante del condensador de forma que el divisor de caudal queda integrado en el propio condensador configurando un condensador de tres vías.
18. Sistema de recogida de condensado.
19. Sistema de recogida de vapor saturado.
- 50 20. Válvula de laminación a la salida del circuito primario (3) del regenerador (2) que reduce la presión del caudal principal de fluido tras la regeneración y antes de que se mezcle con el caudal equilibrador.
21. Primer cuerpo expansor de la máquina expansora.
- 55 22. Segundo cuerpo expansor de la máquina expansora.
23. Segundo circuito de aporte de calor principal del equipo de aporte de calor principal (8).
- 60 Además de los identificadores anteriores, que hacen referencia a elementos físicos del circuito para ejecutar el ciclo, y de sus sistemas auxiliares, en los dibujos se utilizan las siguientes etiquetas alfabético-numéricas para identificar a distintos estados termodinámicos del fluido de trabajo:

- 5 f1. Estado termodinámico del fluido de trabajo a la salida del equipo de aporte de calor principal (8) y entrada al expansor (1).
- f2. Estado termodinámico del fluido de trabajo a la salida del expansor (1) y entrada al regenerador (2) por su circuito secundario (4).
- f3. Estado termodinámico del fluido de trabajo a la salida del circuito secundario (4) del regenerador (2). Se denomina f3' al punto de entrada al equipo compresor.
- 10 f4. Estado termodinámico del fluido de trabajo a la salida del compresor (6) y entrada al elemento de unión de caudales (7).
- 15 f5. Estado termodinámico del fluido de trabajo correspondiente al líquido saturado condensado que sale del equipo condensador (11) y que entra en la bomba de impulsión (14).
- f6. Estado termodinámico del fluido de trabajo a la salida de la bomba de impulsión (14) y entrada al regenerador (2) por su circuito primario (3).
- 20 f7. Estado termodinámico del fluido de trabajo a la salida del circuito primario (3) del regenerador (2) y entrada bien al elemento de unión de caudales (7) o bien a la válvula de laminación (20).
- f8. Estado termodinámico del fluido de trabajo a la salida del elemento de unión de caudales (7) y entrada al equipo de aporte de calor principal (8).
- 25 f9. Estado termodinámico del fluido de trabajo a la salida de la válvula de laminación (20) y entrada al elemento de unión de caudales (7).
- f10. Estado termodinámico del fluido de trabajo a la salida del primer cuerpo expansor (21) y entrada al segundo circuito de aporte de calor principal (23) cuando la expansión es escalonada con aporte intermedio de calor.
- 30 f11. Estado termodinámico del fluido de trabajo a la salida del segundo circuito de aporte de calor principal (23) y entrada al segundo cuerpo expansor (22) cuando la expansión es escalonada con aporte intermedio de calor.

35 Cada uno de los puntos anteriores queda completamente definido si se especifican dos de sus variables termodinámicas (de entre la temperatura, entropía, entalpía, presión y volumen específico) excepto el punto f5 para el que es solamente necesario especificar la temperatura o la presión de condensación.

Descripción de una forma de realización de la invención

40 La invención requiere identificar fluidos que cumplan satisfactoriamente con los requisitos establecidos en las prescripciones de la invención. Si bien las prescripciones permiten el uso de cualquier fluido, tanto negativos como isentrópicos o positivos, los muy positivos, con valores de R/C_p (medidos a una milésima parte de la presión absoluta crítica y a dos veces la temperatura absoluta crítica) menores a 1/20 no son aconsejables, puesto que la compresión implica una licuefacción del fluido. A elegir entre los negativos y los isentrópicos, siendo ambos válidos,

45 son preferibles los isentrópicos, puesto que la diferencia entre el valor del C_p en estado líquido y en estado gaseoso es menor, lo que permite un menor caudal equilibrador y un menor consumo por parte de equipo de compresión. Para aplicaciones solares con temperaturas máximas en torno a 400°C son los más aconsejables, pero no limitativos:

- 50 - isopropanol;
- acetona;
- 55 - y R141b.

También son aconsejables, aunque se prestan peor, el isobutano y el hexafluoruro de azufre, entre otros.

Se describe a continuación una realización preferida de la invención, aunque no única o limitativa, y posteriormente se introducen ligeras variantes que permiten introducir las diferentes opciones antedichas, tampoco limitativas.

60 Para conseguir materializar la invención descrita y los objetivos propuestos se implementa el siguiente ciclo (figuras 1 a 3):

- el fluido de trabajo se calienta en fase gaseosa en el equipo de aporte de calor principal (8);
- el vapor a la salida del aporte principal de calor se expande en la máquina expansora (1);
- 5 - el vapor a la salida de la máquina expansora (1) se introduce en el regenerador (2) donde cede calor circulando por circuito secundario (4) y consecuentemente se enfría;
- a la salida del circuito secundario (4) del regenerador (3) el flujo se divide en dos caudales, el principal y el equilibrador;
- 10 - el caudal equilibrador se dirige al compresor (6), que se conecta a su salida con el equipo de aporte de calor principal (8) para cerrar un ciclo Brayton, aunque no de caudal constante a lo largo del mismo;
- el caudal principal se dirige al condensador (11) donde se condensa a temperatura constante cediendo calor al entorno;
- 15 - posteriormente se bombea el líquido condensado en la bomba de impulsión (14), tras lo cual se precalienta o regenera en el circuito primario (3) del regenerador (2) y finalmente llega al elemento de unión (7) con el flujo equilibrador, con el que se dirige al equipo de aporte de calor (8) principal, configurando un ciclo Rankine, aunque no de caudal constante.
- 20

El caudal principal es el propio del ciclo Rankine y el que se regenera. El caudal equilibrador es el propio del ciclo Brayton y tiene la misión de ser el caudal másico extra que, unido al principal, cede calor en el regenerador para aumentar la capacidad calorífica del fluido caliente, de C_p menor que el líquido. Ambos caudales reciben el aporte principal de calor proveniente de la fuente térmica (10) simultáneamente, y comparten asimismo expansor o turbina (1).

25

La figura 1 presenta un esquema mecánico de la invención. Las figuras 1 y 2 completan el ejemplo mostrando los diagramas termodinámicos temperatura-entropía específica y presión-entalpía específica del ciclo. Ambos son ejemplarizados con isobutano, fluido prácticamente isentrópico o ligeramente positivo con un factor R/C_p aproximadamente igual a 1/15 medido en las condiciones antedichas.

30

A partir de esta configuración inicial se deben matizar una serie de aspectos. En primer lugar, el inicio de la compresión según el esquema de la figura 1 tiene lugar tras la salida del vapor del regenerador. Sin embargo, el punto inicial de la compresión puede ser la condición de vapor saturado, accesible desde la parte superior del condensador de tres vías (19) si éste cuenta con un depósito o calderín separador de fases tras el intercambiador de calor. Esto es aconsejable dado que la compresión consume menor trabajo si se efectúa a menor temperatura. Esta variante, que ya se ha introducido en las figuras 2 y 3, es posible si el fluido es isentrópico o negativo, pero no cuando es marcadamente positivo puesto que la compresión implicaría una licuefacción con una enorme variación de volumen.

35

40

Por otro lado, la regeneración del líquido es por calor sensible, sin evaporación y hasta una temperatura alta. La presión absoluta de trabajo es muy alta, al menos dos veces la crítica, para evitar no solo que no se produzca evaporación a temperatura constante, sino que el valor del C_p del líquido apenas varíe durante el proceso de regeneración y cumplir, además, la prescripción de que el C_p del punto pseudo-crítico de la isóbara sea como máximo el triple que el C_p del líquido a la salida de la bomba. A presiones subcríticas, el C_p de líquido es casi constante pero se hace infinito durante la evaporación y en el punto crítico. Como se ha dicho, con la invención se evita el cambio de fase en una transferencia interna de calor, ya que implica altas diferencias de temperaturas entre las corrientes. Si la presión es moderadamente supercrítica, no hay discontinuidad en el cambio de fase pero el C_p crece muy rápidamente en la zona cercana al punto crítico y alcanza un máximo en el llamado punto pseudo-crítico, para luego descender, por lo que el comportamiento respecto de las irreversibilidades es similar al caso de una evaporación, aunque algo menos desfavorable. A muy alta presión, sin embargo, cada vez el C_p en el punto pseudo-crítico es menor. Lo que busca la invención es hacer uso de esa propiedad, consiguiendo un precalentamiento prácticamente con C_p constante en el líquido (y también en el vapor que cede calor). El cambio de fase, muy continuo, tiene lugar durante el aporte principal de calor. La variación del C_p en ese proceso de cambio de fase es muy suave, y consiste más en una transición desde el valor del C_p de líquido, mayor, al valor del C_p del vapor, menor, sin pasar por un máximo intermedio muy marcado. Este comportamiento se comprueba observando las isóbaras del isobutano en la figura 2 correspondientes a 40 y 100 bar, moderadamente supercrítica y muy supercrítica respectivamente. La isóbara de 40 bar varía su pendiente hasta que casi es nula (máximo C_p), mientras que la de alta presión es prácticamente una línea recta sin transición marcada entre líquido y vapor.

45

50

55

60

Otra cuestión importante tiene relación con la mezcla de los fluidos principal (que proviene del regenerador) y equilibrador (que procede del equipo compresor). Para evitar las irreversibilidades, ambas corrientes deben mezclarse con el mismo estado termodinámico, o muy aproximado. Esta característica también se prescribe.

- 5 Al incorporarse todas las anteriores restricciones, el ciclo queda muy constreñido, sin apenas grados de libertad. Por ese motivo se introduce una variante que incorpora una válvula para desligar la presión de impulsión y de precalentamiento en el regenerador de la presión de calentamiento principal por la fuente térmica.

10 Por último, el aporte de calor principal es por calor sensible. Esto implica que la temperatura media de aporte de calor es prácticamente la media aritmética entre la temperatura de entrada al equipo de aporte de calor y la de salida. Esto, a semejanza de los ciclos Brayton, se puede mejorar haciendo la expansión escalonada con recalentamiento intermedio. De esta forma la temperatura de salida del equipo expansor es mayor y la capacidad de regeneración es mayor. Esta característica, opcional, también se prescribe.

15 Con todo ello, se pueden definir los procesos y las principales variables del diseño que trabaja en la zona óptima de forma idealizada y aproximada:

1. Se selecciona un fluido con curva de vapor saturado prácticamente isentrópica. Para aplicaciones solares de hasta 400°C son adecuados el isopropanol, la acetona y el R141b. También pueden serlo el isobutano y el hexafluoruro de azufre.
2. Se parte de un condensado que trabaja a una temperatura de saturación $T_{\min}$ del que se puede extraer líquido saturado y vapor saturado. En una aplicación solar $T_{\min}$ tomaría valores en torno a 350 K para que fuera refrigerado por aire.
3. Se recoge una fracción de líquido saturado (la mayor parte) a la presión de condensación y se bombea de forma casi isentrópica hasta una presión de trabajo supercrítica, en torno al doble de la presión absoluta crítica.
4. Se recoge cierta fracción de vapor saturado (una fracción menor) que se comprime hasta la presión de trabajo supercrítica anterior.
5. El líquido comprimido se precalienta en el regenerador con un C_p prácticamente constante hasta que su entropía alcanza el valor del vapor comprimido. En ese momento se tiene una temperatura T_{reg} .
6. Tras la regeneración, se mezcla con la salida del compresor y se procede al calentamiento principal hasta la temperatura de consigna $T_{\max}$ (unos 670 K en aplicaciones solares).
7. El vapor se expande hasta la presión de condensación. La temperatura de salida de la turbina será ligeramente mayor a T_{reg} para poder efectuar la regeneración.
8. El vapor se dirige al regenerador para precalentar el líquido procedente de la bomba. El caudal másico del fluido que se calienta es menor que el del que se enfría de tal manera que la capacidad calorífica de ambas corrientes ($m \cdot C_p$) sea la misma.
9. El vapor que se enfría, a la salida del regenerador, se dirige al condensador, donde se enfría.

50 Para que se cumpla que, efectivamente, la temperatura de salida del compresor y de salida de la turbina es la misma, se ha de cumplir orientativamente que $T_{\text{reg}}^2 = T_{\max} \cdot T_{\min}$. Si bien la igualdad no se satisface debido a que el gamma del vapor no es el mismo durante la compresión que durante la expansión. Asimismo, la relación de presiones ha de cumplir aproximadamente que $T_{\max}/T_{\text{reg}} = (p_{\max}/p_{\min})^{(R/C_p)}$.

55 La estimación aproximada del rendimiento máximo suponiendo todos los procesos sin irreversibilidades se puede calcular considerando la temperaturas medias de cesión de calor igual a $T_{\min}$ y la temperatura media de aporte de calor como la media aritmética de T_{reg} y $T_{\max}$. De esta forma:

$$\eta = 1 - \frac{T_{\min}}{\frac{1}{2} \cdot (T_{\text{reg}} + T_{\max})} = 1 - \frac{2 \cdot T_{\min}}{(\sqrt{T_{\min} \cdot T_{\max}} + T_{\max})} = 1 - \frac{2 \cdot T_{\min}}{\left(\frac{T_{\max}}{\sqrt{CN}} + T_{\max}\right)} = 1 - \frac{2 \cdot \sqrt{CN}}{\sqrt{CN} + 1} \cdot \frac{1}{CN}$$

que para el caso de un factor de Carnot de 1,92 toma un valor del 39,5%, mientras que el rendimiento de Carnot sería de 47,9% y el de otros ciclos convencionales no supera el 28%. Este valor del 39,5% debe ser minorado por el factor de irreversibilidades, que se ha tomado como la unidad al ser todos los procesos ideales. Con un valor de $F_{\Delta s}$ en torno al 90% se puede superar el 35% operando entre 400°C y 75°C, notablemente mejores a los actuales ciclos.

5

REIVINDICACIONES

1. Dispositivo para generación de energía mecánica según un ciclo híbrido Brayton-Rankine regenerativo y equilibrado que comprende:

- 5 - un fluido de trabajo condensable, para el que se define el punto pseudo-crítico de una isóbara supercrítica como el punto de mayor calor específico a presión constante, C_p , de la isóbara, siendo este valor de C_p infinito en el punto crítico, y descendiendo su valor conforme aumenta la presión;
- 10 - un equipo de expansión (1) del fluido de trabajo en fase gaseosa;
- un intercambiador de calor, tipo regenerador (2), con dos circuitos, el primario (3) que recibe calor y el secundario (4) que lo cede;
- 15 - un elemento de división de caudal (5) que divide el flujo total de entrada en dos, denominados flujo principal y flujo equilibrador;
- un equipo para la compresión (6) del fluido en fase gaseosa cuyo eje (15) puede estar unido mecánicamente o solidariamente al equipo expansor (1) o no;
- 20 - un equipo para la condensación (11) del fluido, refrigerado por un fluido refrigerante como puede ser aire, agua o cualquier otro, cuya temperatura a la entrada del equipo está marcada por el ambiente y se denomina T_{amb} ;
- una bomba de impulsión (14) para circular y presurizar el fluido en fase líquida;
- 25 - un equipo de aporte de calor principal (8) al fluido alimentado térmicamente por un fluido calorífero que proviene de una fuente térmica y que puede ser el propio fluido de trabajo del ciclo;
- un elemento de unión de caudales (7);
- 30 - y un elemento transmisor o transformador de la potencia mecánica producida como puede ser un eje o un generador eléctrico (16), entre otros;

y en el que se conectan los componentes anteriores de la siguiente forma:

- 35 - el conducto o colector de salida del equipo de aporte de calor principal (8) se conecta a la entrada del equipo de expansión (1);
- la salida del equipo de expansión (1) se conecta al regenerador (2) por la entrada de su circuito secundario (4);
- 40 - la salida del equipo de condensación (11) se conecta con la entrada a la bomba de impulsión (14);
- la salida de la bomba de impulsión (14) se conecta con el regenerador (2) por la entrada de su circuito primario (3);

caracterizado por que:

- la salida del circuito secundario (4) del regenerador (2) se conecta al elemento de división de caudal (5), que divide el caudal en dos: el flujo principal y el equilibrador;
- 50 - y la salida de flujo principal del elemento de división de caudales se conecta con el equipo de condensación (11);
- y la salida del flujo equilibrador del elemento de división de caudales (5) se conecta con la entrada del equipo de compresión (6);
- 55 - y la salida del equipo de compresión (6) se conecta con la salida del circuito primario (3) del regenerador (2) a través del elemento de unión de caudales (7);
- 60 - y la salida del elemento de unión de caudales (7) se conecta con la entrada o colector de entrada del elemento de aporte de calor principal (8);

2. Procedimiento de uso del dispositivo para generación de energía mecánica según un ciclo híbrido Brayton-Rankine regenerativo y equilibrado, **caracterizado** por que las especificaciones termodinámicas a las que se ajusta su operación son que:

- 5 - la temperatura de condensación de consigna $T_{\min}$ es la correspondiente a un estado de saturación con una presión $P_{\min}$ inferior a la presión crítica del fluido y cuyos valores de entropía específica de líquido y vapor saturado se denominan s_{liq} y s_{vap} respectivamente y las entalpías específicas de líquido y vapor saturado h_{liq} y h_{vap} respectivamente y se selecciona de forma que la temperatura $T_{\min}$ es mayor a la temperatura del refrigerante exterior del condensador, marcada por el ambiente T_{amb} ;
- 10 - la presión absoluta en la impulsión de la bomba, P_{imp} , es supercrítica y es mayor que la presión de la isóbara cuyo punto pseudo-crítico presenta un valor del C_p tres veces mayor que el C_p del líquido medido en condiciones de salida de la bomba, definiéndose el punto pseudo-crítico de una isóbara supercrítica como el punto de mayor C_p de la isóbara;
- 15 - la temperatura absoluta del fluido principal a la salida circuito primario de regeneración, T_{reg} , es igual o superior hasta en un 10% a la temperatura absoluta correspondiente al estado termodinámico con presión P_{imp} y entropía específica s_{vap} ;
- 20 - en el regenerador la tasa de paso de capacidad calorífica, o producto del calor específico medio por el caudal másico de cada una de las dos corrientes, son iguales entre sí, por lo que está equilibrado, especificándose que la proporción de caudal másico equilibrador se prescribe por
$$m_{\text{equilibrador}} / m_{\text{total}} = (1 - c_{p, \text{secundario}} / c_{p, \text{primario}})$$
- 25 siendo $m_{\text{equilibrador}}$ el caudal másico equilibrador, m_{total} el caudal másico total, $c_{p, \text{secundario}}$ el calor específico a presión constante medio durante el enfriamiento de caudal total y $c_{p, \text{primario}}$ el calor específico a presión constante medio durante el calentamiento del caudal principal en el circuito primario, ambos en el regenerador, quedando determinado el caudal principal con la ecuación
$$m_{\text{principal}} = m_{\text{total}} - m_{\text{equilibrador}}$$
- 30 siendo $m_{\text{principal}}$ el caudal másico principal;
- 35 - estableciéndose la diferencia terminal de temperaturas en el regenerador en un valor mayor que 0 K y menor que 35 K, lo que determina la temperatura del gas a la salida del equipo expensor (1) y entrada al secundario (4) del regenerador (2), siendo la temperatura del fluido en ese punto el valor de T_{reg} más la diferencia terminal seleccionada, y cuya entropía, correspondiente a ese estado termodinámico, se denomina s_{max} , y la generación de entropía en la expansión se denomina Δs , siendo la diferencia $s_{\text{max}} - \Delta s$ la entropía del vapor a
- 40 la entrada a la turbina y siendo la presión en este punto de entrada a la turbina igual a la de impulsión de la bomba menos las pérdidas de carga en el circuito termohidráulico, por lo que ambas magnitudes, entropía y presión, determinan unívocamente la temperatura de entrada a la turbina, T_{max} , que se selecciona en el equipo principal de aportación de calor;
- 45 - y quedando determinados, con todas las anteriores prescripciones, los estados termodinámicos de todos los puntos de entrada y salida de los equipos y, consecuentemente, las entalpías correspondientes a cada uno de ellos.

3. Dispositivo para generación de energía mecánica según un ciclo híbrido Brayton-Rankine regenerativo y equilibrado según reivindicación primera y cuyo fluido de trabajo presenta un valor de R/C_p mayor que 1/16, siendo R la constante característica del gas y C_p el calor específico a presión constante medido a dos veces la temperatura absoluta crítica del fluido y a una milésima parte de su presión absoluta crítica, **caracterizado** por que el elemento divisor de caudal se integra en el propio condensador, que se dispone con tres vías (17) por tener:

- 55 - una boca o colector de entrada de vapor previo al propio cambiador de calor del condensador,
- un sistema de recogida o aspiración de vapor (19) en la parte superior,
- 60 - el sistema clásico de recogida de condensado (18) en la parte inferior que colecta dicho condensado o caudal principal y lo dirige a la bomba de impulsión (14).

4. Procedimiento de uso del dispositivo para generación de energía mecánica según un ciclo híbrido Brayton-Rankine regenerativo y equilibrado según reivindicación segunda y con elemento divisor de caudal integrado o no

integrado en el condensador, **caracterizado** por que las entalpías específicas del caudal equilibrador a la salida del compresor (6) y del caudal principal a la salida del circuito primario (3) del regenerador difieren en menos de un 2% respecto del valor dado por el producto de R y la temperatura crítica en valor absoluto en unidades físicas coherentes.

5 5. Dispositivo para generación de energía mecánica según un ciclo híbrido Brayton-Rankine regenerativo y equilibrado según reivindicaciones primera o tercera, **caracterizado** por que en una variante de montaje se incorpora una válvula de laminación (20) a la salida del circuito primario (3) del regenerador (2) que reduce la presión del caudal principal de fluido tras la regeneración y antes de que se mezcle con el caudal equilibrador, para lo que se conecta la salida del circuito primario (3) con la entrada de la válvula de laminación (20) y la salida de la válvula de laminación (20) con la entrada de fluido primario del elemento de unión de corrientes (7).

15 6. Procedimiento de uso del dispositivo para generación de energía mecánica según un ciclo híbrido Brayton-Rankine regenerativo y equilibrado según reivindicación segunda o cuarta, y que incorpora una válvula de laminación a la salida del circuito primario del regenerador, **caracterizado** por que la presión de aporte de calor principal, ahora denominada P_q , menor que la presión de impulsión, P_{imp} , y mayor que la media geométrica de P_{imp} y P_{min} .

20 7. Dispositivo para generación de energía mecánica según un ciclo híbrido Brayton-Rankine regenerativo y equilibrado según reivindicaciones primera, tercera o quinta **caracterizado** por que, en una variante de montaje, la expansión se realiza en dos etapas, con un recalentamiento intermedio hasta la misma T_{max} a una presión intermedia p_{med} , para lo cual:

25 - el equipo de expansión incluye dos cuerpos de expansión (21 y 22) del vapor y un segundo circuito de calentamiento (23) en el equipo de aporte de calor principal (8);

30 - se conecta la salida del primer circuito de calentamiento principal (9) a la entrada del primer cuerpo expansor (21), la salida del primer cuerpo expansor (21) a la entrada del segundo circuito de calentamiento principal (23), la salida de este segundo circuito (23) a la entrada del segundo cuerpo expansor (22), y la salida de este último a la entrada del circuito secundario (4) del regenerador (2).

35 8. Procedimiento de uso del dispositivo para generación de energía mecánica según un ciclo híbrido Brayton-Rankine regenerativo y equilibrado según reivindicaciones segunda, cuarta o sexta, y con expansión en dos etapas con calentamiento intermedio **caracterizado** por que se selecciona la presión intermedia p_{med} de forma que la potencia que proporcionan ambos cuerpos del elemento expansor no difiera en más de un 20%.

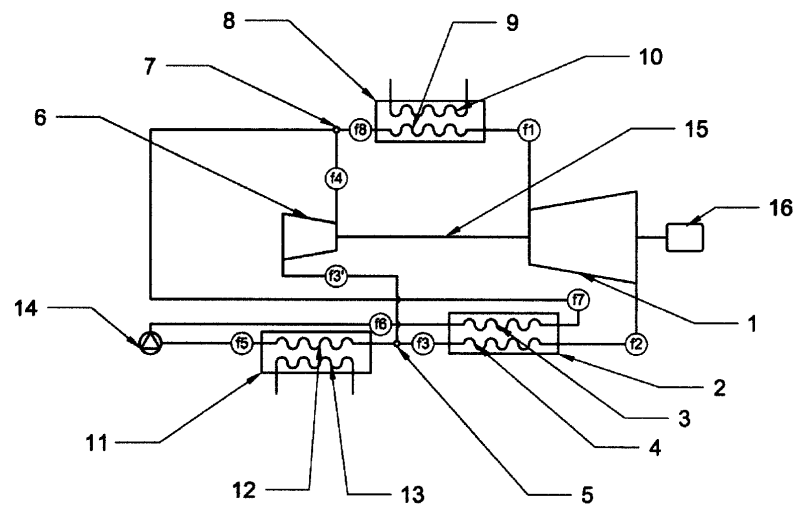


FIG. 1.

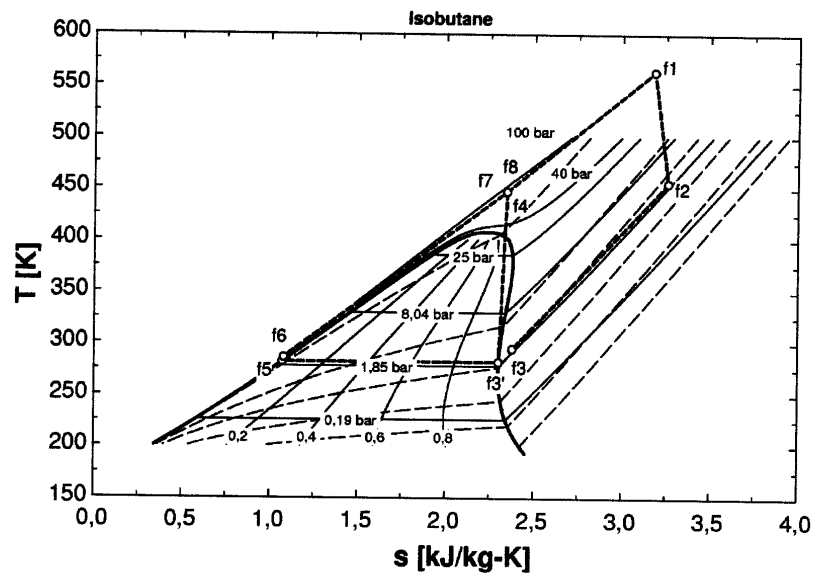


FIG. 2.

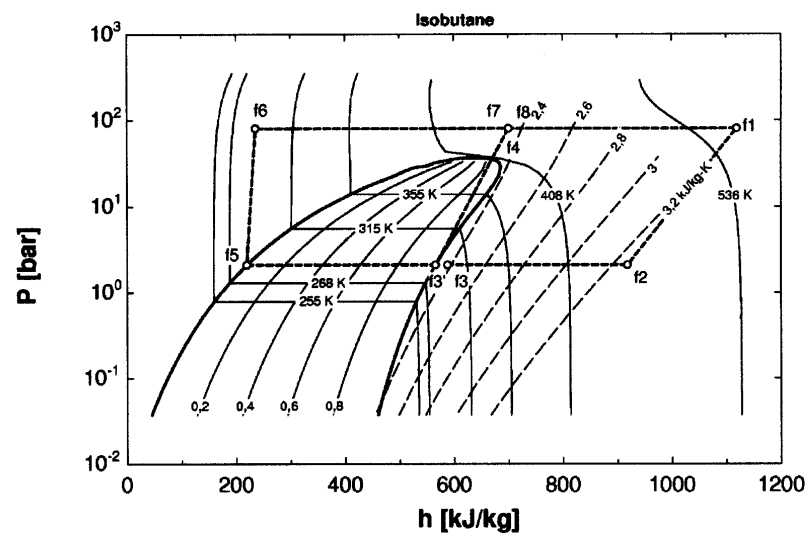


FIG. 3.

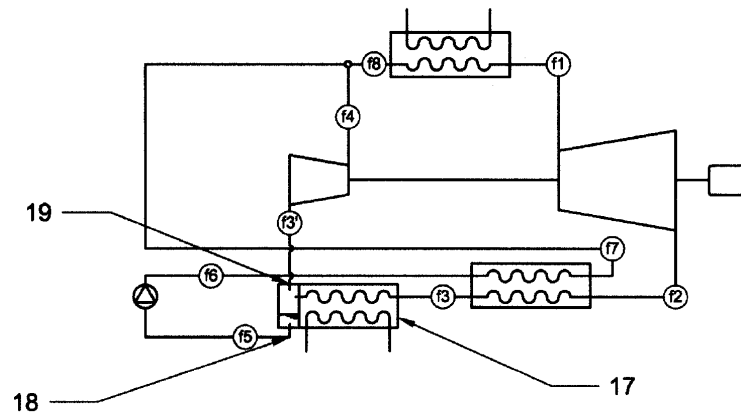


FIG. 4.

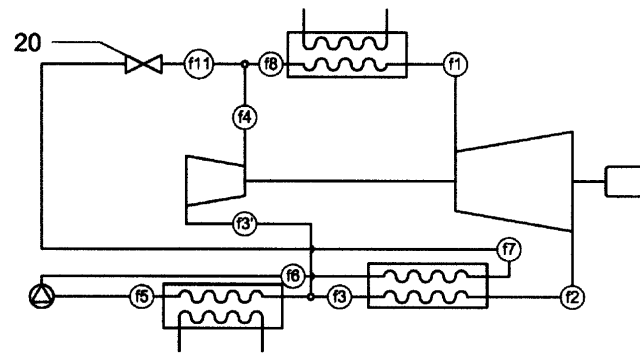


FIG. 5.

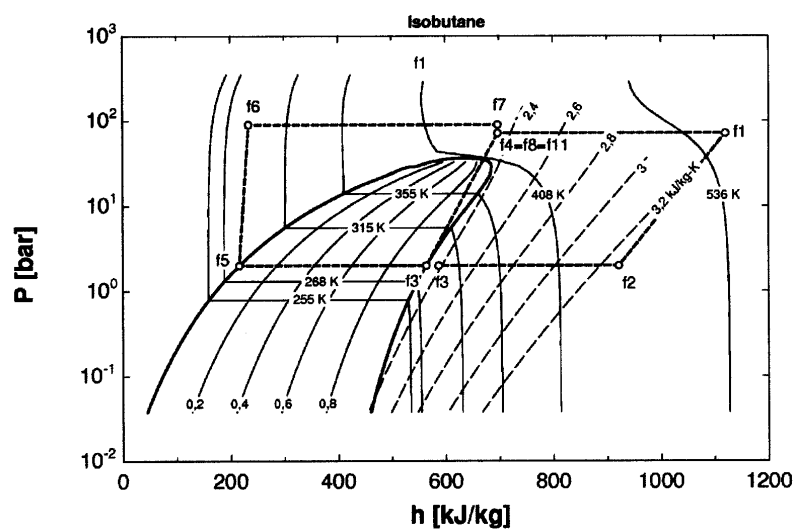


FIG. 6.

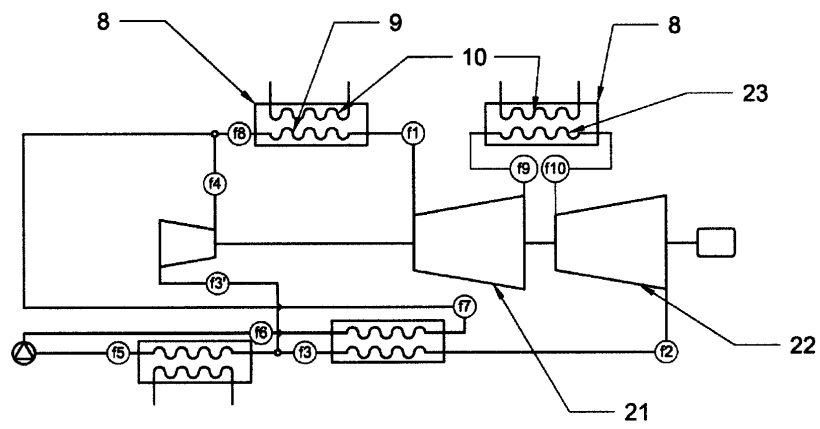


FIG. 7.

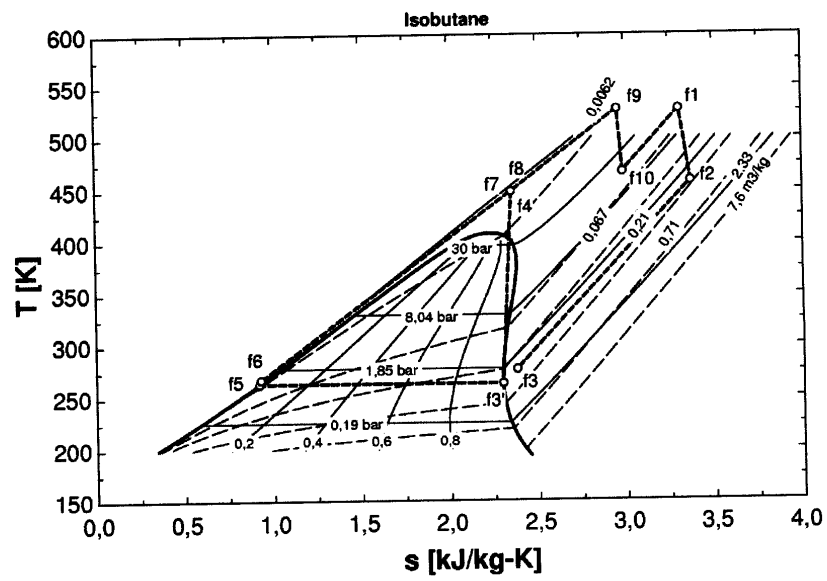


FIG. 8.