

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 733 500**

51 Int. Cl.:

F01C 1/077 (2006.01)

F01C 17/02 (2006.01)

F01K 3/24 (2006.01)

F01K 7/00 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **12.11.2013 PCT/IB2013/060085**

87 Fecha y número de publicación internacional: **22.05.2014 WO14076637**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **12.11.2013 E 13812137 (1)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **03.04.2019 EP 2920433**

54 Título: **Expansor rotativo y planta de cogeneración de energía eléctrica y térmica que comprende el expansor rotativo**

30 Prioridad:

15.11.2012 IT MI20121944

14.01.2013 IT MI20130040

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

29.11.2019

73 Titular/es:

I.V.A.R. S.P.A. (100.0%)

Via IV Novembre 181

25080 Prevalle (BS), IT

72 Inventor/es:

OLIVOTTI, SERGIO

74 Agente/Representante:

VALLEJO LÓPEZ, Juan Pedro

ES 2 733 500 T3

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

DESCRIPCIÓN

Expansor rotativo y planta de cogeneración de energía eléctrica y térmica que comprende el expansor rotativo

5 La presente invención se refiere a una planta de cogeneración de energía eléctrica y térmica que comprende un expansor rotativo (que a continuación, por motivos de brevedad, se denomina un "expansor" o "expansor rotativo"). El expansor es particularmente aplicable en máquinas que realizan ciclos termodinámicos directos y/o inversos del tipo Rankine o Rankine-Hirn.

10 A continuación, algunas consideraciones históricas se hacen en relación a los ciclos termodinámicos y máquinas termodinámicas relativas.

15 En 1816, Robert Stirling ideó un motor con un ciclo térmico de aire caliente en circuito abierto a partir de un flujo intermitente compuesto de cuatro etapas: aspiración de aire a presión atmosférica a temperatura ambiente, compresión de aire aspirado, calentamiento rápido y expansión del aire comprimido, expulsión del aire de escape. En una evolución posterior, con el objetivo de aumentar el rendimiento térmico, mientras se mantiene el ciclo de cuatro fases sin variaciones, se desarrollaron muchas soluciones con diferentes tipos de motores alternativos y rotativos de circuito cerrado y un intercambiador de calor bidireccional, conocido como "regenerador" se insertó en el circuito.

20 A partir de 1824, Sadi Carnot afirmó el principio según el cual para que una máquina térmica funcione debe haber dos fuentes de calor a diferentes temperaturas. En su escrito, Carnot teorizó sobre el ciclo de Carnot, es decir, un ciclo puramente teórico que tiene la característica de ser el ciclo termodinámico, que evoluciona entre las dos fuentes a diferentes temperaturas, con un mayor rendimiento termodinámico. Para realizar este ciclo se requiere un estudio de una máquina térmica teórica capaz de obtener el mejor rendimiento térmico posible mediante el uso de materiales perfectamente aislantes, con una ausencia de fricción y un gas perfecto como fluido operativo.

25 El ciclo está representado en su totalidad en la figura 1a. Está constituido por dos transformaciones adiabáticas y dos transformaciones isotérmicas. El área comprendida entre las cuatro transformaciones que definen el ciclo representa el trabajo neto L obtenido por medio del ciclo. El trabajo se obtiene por una diferencia entre los trabajos positivos $L_2 = AB + BC$ y los trabajos negativos $L_1 = CD + DA$, es decir: $L = L_2 - L_1$.

30 El calor total Q que la máquina térmica retiene por sí mismo también está dada por la diferencia entre la cantidad que ha absorbido y la cantidad que se ha descargado. La conclusión obvia es que el trabajo L que la máquina puede producir viene dado por el calor que ha absorbido menos el calor que produce $L = Q_2 - Q_1$.

35 De lo anterior se puede deducir que, como se conoce, solo una parte del calor proporcionado por la máquina se transforma en trabajo, mientras que la parte restante se descarga necesariamente en el exterior del sistema. Por lo tanto, para las máquinas térmicas es posible definir el rendimiento como correspondiente a la relación entre el trabajo que la máquina produce y el calor que es necesario suministrar en la entrada a la máquina, es decir: $\eta = L/Q_2$. Como $L = Q_2 - Q_1$, se obtiene la siguiente expresión: $\eta = (Q_2 - Q_1)/Q_2 = 1 - Q_1/Q_2$. En el caso de una máquina de Carnot, el rendimiento puede definirse así: $\eta = 1 - Q_1/Q_2 = 1 - T_1/T_2$ donde el calor ha sido reemplazado por temperaturas absolutas expresadas en grados Kelvin.

40 En sustancia, para mejorar el rendimiento térmico es necesario reducir progresivamente la cantidad Q_1/Q_2 , restada del valor 1 que reduce el rendimiento. Para hacer esto, los valores del numerador y el denominador deben estar lo más separados posible, es decir, la fuente de calor debe funcionar a la temperatura más alta posible y la fuente de frío debe estar a la temperatura más baja posible.

45 Existen limitaciones tecnológicas sobre la temperatura de la fuente de calor en términos de ciclo y material; también en la fuente de frío existen posibilidades limitadas: normalmente es necesario utilizar la temperatura ambiente externa o la temperatura de un líquido refrigerante que circula en un intercambiador.

50 El gráfico de la figura 1a representa del ciclo de Carnot conocido como "ordinario", pero, utilizando las mismas reglas termodinámicas, ciclo de "refrigeración" de Carnot (figura 1b) también se puede utilizar. En la práctica, las transformaciones pueden tener lugar en la dirección opuesta, haciendo uso de un volumen del que se resta el calor (en lugar de agregarse). Para llevar a cabo esta operación se requiere trabajo. Por lo tanto, de manera opuesta a la máquina ordinaria de Carnot, ya mencionada anteriormente, en la máquina de refrigeración es necesario suministrar trabajo para restar calor.

55 La mejor aplicación de la máquina térmica reversible, que utiliza el ciclo de Carnot, es la definida como la "bomba de calor". Sin embargo, aunque en el ciclo ordinario de Carnot el rendimiento es bastante fácil de calcular, para el ciclo de refrigeración el rendimiento es difícil de calcular y, por lo tanto, para las bombas de calor se define simplemente como "efecto de refrigeración útil" o "coeficiente de rendimiento", es decir, la relación entre el calor sustraído a baja temperatura y el trabajo necesario para sustraerlo. A partir del ciclo de Carnot, la tecnología evolucionó a través de estudios realizados por numerosos ingenieros, científicos y tecnólogos. Entre ellos, Rankine fue el primero en

- estudiar la máquina de vapor (con un condensador separado) científicamente y con un fuerte enfoque. Entre 1858 y 1859 realizó un ciclo de funcionamiento de la máquina. La figura 2a ilustra el esquema de funcionamiento de un sistema de vapor con el ciclo de Rankine, en el que la caldera constituye la fuente de calor que suministró el calor Q_c al motor y el condensador constituye la fuente de frío Q_{cond} en la que el calor residual fluye después de haber producido el trabajo L_t ; el trabajo mecánico L_t se obtiene mediante el expansor volumétrico (turbina) y se puede utilizar para cualquier uso (tracción, producción de electricidad, etc.).
- La figura 3a ilustra esquemáticamente el ciclo de Rankine: la línea continua representa el ciclo teórico y la línea discontinua el ciclo real.
- Naturalmente, en un diseño una situación ideal es la hipótesis general para cada transformación, mientras que las transformaciones reales nunca son perfectas, ya que es imposible tener isobaras perfectas, adiabáticas perfectas, isotermas perfectas, isocoras perfectas.
- En el ciclo: primero la caldera debe suministrar el calor necesario Q_c para transformar el agua de condensación en vapor saturado a una alta temperatura y presión (transformación D-A). En este punto, el vapor entra en la turbina y se expande por medio de una isobara (transformación A-B), y luego continúa expandiéndose por medio de un adiabático (transformación B-C). El trabajo se obtiene a partir de la máquina en este tramo. En la siguiente transformación C-C, el fluido agotado se comprime (a una presión constante) y se fuerza a transitar a través del intercambiador-condensador, produciendo la cabeza (Q_{cond}) y transformándola en agua de condensación que luego, por medio del trabajo (L_p) de la bomba de alta presión, se devuelve a la caldera. Desde el punto D hasta el punto A, el fluido condensado se calienta a un volumen constante (transformación isocora) para devolverlo a la presión calibrada.
- Un ciclo térmico adicional es el ciclo de Rankine-Hirn (también conocido como el ciclo térmico de "vapor sobrecalentado", lo que representa una evolución del ciclo de Rankine ordinario. El ciclo Rankine-Hirn, en la técnica anterior, se puede realizar con una máquina térmica casi igual a la utilizada para un ciclo ordinario de Rankine, al que se agregan uno o más sobrecalentadores del vapor saturado, ubicados entre la caldera y la turbina.
- En esencia, en el ciclo de Rankine ordinario, se utiliza una bomba para introducir agua de condensación en la caldera para ser transformada en vapor de alta temperatura y de alta presión, que luego se envía directamente a la turbina.
- En el ciclo de Rankine ordinario el agua de condensación, a través de una bomba, se introduce en la caldera para ser transformado en vapor a alta temperatura y alta presión, que luego se envía directamente a la turbina. En el ciclo Rankine-Hirn, antes de enviarse a la turbina, el vapor saturado que sale de la caldera se sobrecalienta en los intercambiadores-sobrecalentadores apropiados, que son directamente cepillados por la llama y/o los humos de combustión de la caldera. Este detalle permite aumentar la temperatura del vapor saturado de volumen variable, es decir, sin aumentar la presión, lo que permite obtener un mayor rendimiento térmico.
- Con el objetivo de evitar el uso de materiales especiales y/o la predisposición de especificaciones técnicas costosas (que limitarían la ventaja económica de la solución), el aumento de temperatura se mantiene dentro de límites predeterminados. Con una geometría particular de la turbina también es posible realizar un sobrecalentamiento doble, o "recalentamiento": en este caso, el vapor que sale de la caldera se somete a un primer sobrecalentamiento antes de enviarse a una primera turbina (a alta presión), en cuya salida el vapor sufre un segundo sobrecalentamiento antes de enviarse a una segunda turbina (a presión media), por lo tanto, es posible un aumento adicional en el rendimiento general.
- Los ciclos de Rankine y Rankine-Hirn se ilustran esquemáticamente en las figuras 9a-9d, 10a-10d y 11, que muestran las transformaciones termodinámicas que componen los ciclos en el diagrama entrópico TS (temperatura-entropía).
- En mayor detalle, la figura 9a muestra el diagrama entrópico de un ciclo de Rankine ordinario donde: en el tramo A-B se bombea el agua condensada en la caldera; en el tramo B-C, la caldera suministra el calor necesario para transformar el agua condensada en vapor saturado a alta temperatura y presión; en el tramo C-D-E, el vapor entra en la turbina y se expande, produciendo trabajo; en el tramo E-A, el vapor agotado, que transita en el condensador, produce calor y se transforma en agua condensada que luego se vuelve a bombear a la caldera, lo que garantiza la continuidad del ciclo.
- La figura 9b evidencia el área del gráfico correspondiente a la cantidad de calor suministrada a la máquina térmica y transmitida al vapor enviado a la turbina. La figura 9c muestra el área del gráfico correspondiente a la cantidad de calor cedida al condensador. La figura 9d muestra la diferencia entre las dos áreas mencionadas anteriormente, que corresponde al trabajo útil obtenido con el ciclo.
- La figura 10a muestra el diagrama entrópico en relación con el ciclo de Rankine-Hirn. Las figuras 10b, 10c y 10d muestran las áreas térmicas adicionales con respecto al ciclo ordinario de Rankine. La diferencia, con respecto al

ciclo ordinario de Rankine, se relaciona con la etapa de sobrecalentamiento con vapor saturado, que se produce en la trayectoria entre la caldera y la turbina y corresponde a la mayor cantidad de calor (sección D-D') de la figura 10a, correspondiente a las áreas térmicas de la figura 10b), el mayor rendimiento térmico del condensador (sección D"-A) de la figura 10a, correspondiente al área térmica de la figura 10c) y el mayor trabajo producido en la expansión adicional (sección D'-D" de la figura 10a, correspondiente al área térmica de la figura 10d).

El análisis de los intercambios de energía permite aclarar cómo la etapa de sobrecalentamiento permite que el ciclo de Rankine-Hirn produzca un mayor trabajo útil que el trabajo producido en un ciclo ordinario, con un mayor rendimiento.

Por último, la figura 11 muestra un ciclo de Rankine-Hirn con doble sobrecalentamiento. El ciclo comprende un primer sobrecalentamiento de la sección D-D', una primera expansión en una primera turbina (o etapa de alta presión) en el tramo D'-D", un segundo sobrecalentamiento en la sección D"-D'" y una segunda expansión en una segunda turbina (o etapa de presión media de la turbina) en la sección D'"- D'IV.

Al término de este ciclo, en la sección D'IV-A, el vapor agotado, el tránsito en el intercambiador-condensador, produce calor y se transforma en agua condensada que luego, a través de una bomba de alta presión (en la sección A-B) retorna a la caldera, para que el ciclo pueda recomenzar.

En sustancia, hay un sobrecalentamiento doble, en serie, que eleva dos veces el punto de inicio de dos expansiones sucesivas: esto permite aumentar aún más el área del gráfico que se corresponde con el trabajo realizado por la máquina térmica. Por lo tanto, el sobrecalentamiento permite nuevamente aumentar el trabajo útil y el rendimiento, tanto con respecto al ciclo ordinario de Rankine como con respecto al ciclo de Rankine-Hirn, con un solo sobrecalentamiento.

En conclusión, en 1873 George Brayton se dio cuenta de un motor capaz de explotar la expansión completa del gas hasta la presión atmosférica; de hecho, este fue el precursor de la turbina de gas de flujo continuo que, en la actualidad, es la más utilizada en las grandes plantas de cogeneración y/o de producción de energía eléctrica. En general, se han desarrollado varios motores que realizan un ciclo de Rankine, de Rankine-Hirn u otro ciclo termodinámico. Sin embargo, el solicitante ha encontrado que estas soluciones presentan inconvenientes y son susceptibles de mejora de varias maneras. Esto es particularmente cierto en el uso de motores conocidos con cogenerador y potencia pequeña a media (por debajo de 50 KWh); en estos casos los inconvenientes hacen que su uso a gran escala sea problemático.

En detalle, las máquinas que utilizan motores de combustión interna alternativos son mecánicamente complicadas, ruidosas (y, también por esta razón que se hacen para funcionar a bajas revoluciones), son particularmente contaminantes y tienen costes muy altos de mantenimiento. Los expansores centrífugos de desplazamiento, aunque se utilizan en algunos microcogeneradores de baja potencia, no son adecuados para ciclos de vapor de alta presión sobrecalentados. El expansor rotativo de Wankel también está aún en pruebas experimentales y, en cualquier caso, presenta grandes problemas de sellado, además de requerir válvulas de inyección y descarga de vapor.

En cuanto a patentes, el documento WO 2012/123500 describe un método de conversión de energía a partir de una fuente caliente en energía mecánica de acuerdo con un ciclo termodinámico aplicado a un fluido de trabajo en seco.

También se conocen documentos de patente relativos a otras máquinas de tipo rotativo.

Por ejemplo, el documento US 2011/100321 describe un dispositivo de alimentación (bomba o motor) de un tipo rotativo que comprende una cavidad toroidal, un árbol de transmisión inclinado, dos rotores provistos de pistones y dos juntas universales concéntricas que conectan el árbol a los rotores.

El documento WO 97/10419 ilustra un motor/bomba/compresor del tipo rotativo provisto de una junta universal doble en la cual la relación de compresión se puede cambiar mientras el motor está operativo. El motor tiene dos rotores, cada uno provisto de dos elementos radiales. Los elementos radiales de los rotores definen cámaras internamente de la cámara del motor. Cada rotor está conectado a un árbol diferente, uno dispuesto concéntricamente internamente del otro. Aunque los elementos radiales giran alrededor de los árboles respectivos, la velocidad angular de los mismos oscila por efecto de la aspiración, compresión y combustión de la mezcla aire-combustible y la expulsión de los gases de escape. Debido a esta oscilación y debido a que cada par de radios está desfasado 90° con respecto a la otra pareja, las dimensiones de la cámara aumentan y disminuyen alternativamente.

El documento US 3 337 123 ilustra un compresor rotativo provisto de dos ejes coaxiales que tienen pistones respectivos que realizan un movimiento de avance y un movimiento retardado entre sí.

El documento WO 2008/061271 describe un método y un motor de pistón de pala giratoria para convertir energía térmica en energía de grado superior. Según el documento WO 2008/061271, se prevé que el fluido de trabajo que emerge del motor del pistón de palas rotativas se licua en una unidad de refrigeración y se suministra en estado licuado a una bomba de presión y se suministra desde este último a otro intercambiador de calor para evaporación y

se suministra en forma expandida desde esta última a las cámaras del motor del pistón de pala giratoria para mover los pistones.

5 En general, las soluciones conocidas, aparte de tener problemas relacionados con la complejidad mecánica y el funcionamiento, son normalmente adecuadas solo para uso para un ciclo termodinámico específico y son difíciles de usar en diferentes ciclos o de manera reversible. Un inconveniente adicional de algunas soluciones conocidas se relaciona con el rendimiento global limitado que se puede obtener.

10 Una desventaja de las soluciones conocidas que utilizan ciclos de Rankine-Hirn del tipo descrito anteriormente consiste en la dificultad de llevar a cabo etapas de sobrecalentamiento. En particular, la posibilidad de realizar un sobrecalentamiento está subordinada a la presencia de dos turbinas distintas (o expansores) en serie, en la entrada a cada una de las cuales se realiza un sobrecalentamiento respectivo. Esta configuración complica considerablemente la estructura de los motores térmicos de tipo conocido y aumenta los costes de fabricación y funcionamiento.

15 En esta situación, el objetivo se basa la presente invención, en sus diversos aspectos y/o realizaciones, es divulgar una planta de cogeneración o microcogeneración capaz de producir energía eléctrica y calor de una manera eficiente y/o con un alto rendimiento termodinámico. Un objetivo adicional de la presente invención es realizar un plano de cogeneración o microcogeneración de fabricación simple y/o económica y/o de pequeño tamaño.

20 Un objetivo adicional de la presente invención es proporcionar un expansor rotativo que es, en particular, utilizable en motores térmicos realizando ciclos de dirección termodinámica y/o inversos del tipo Rankine o Rankine-Hirn y que, entre otras cosas, sea capaz de evitar uno o más de los inconvenientes citados anteriormente.

25 Un objetivo adicional de la presente invención es divulgar un expansor rotatorio caracterizado por un alto rendimiento termodinámico y/o por una excelente relación peso-potencia. Un objetivo adicional de la presente invención es proporcionar un expansor rotativo caracterizado por una estructura mecánica simple y/o que sea de fabricación rápida. Un objetivo adicional de la presente invención es proporcionar un expansor rotativo caracterizado por un bajo coste de fabricación.

30 Estos objetivos, y otros adicionales, que surgirán más plenamente durante el curso de la siguiente descripción, se consiguen sustancialmente mediante una planta de cogeneración de energía eléctrica y de calor, según una o más de las reivindicaciones que se acompañan, así como de acuerdo con los siguientes aspectos.

35 En particular, la invención se refiere a una planta de cogeneración de energía eléctrica y de calor según la reivindicación 1.

40 En un aspecto, la invención se refiere a un expansor rotativo utilizable en particular para la realización de máquinas térmicas capaces de utilizar ciclos termodinámicos directos y/o inversos de tipo de Rankine y/o de Rankine-Hirn.

En un aspecto, el expansor rotativo se puede utilizar como un aparato capaz de producir energía mecánica utilizando flujos de fluido presurizado, ciclos exotérmicos o endotérmicos, o puede bombear, aspirado, comprimir, por medio de las etapas de reducción dinámica y aumentar el volumen de las cámaras.

45 En un aspecto, el expansor rotativo comprende:

- un alojamiento provisto de una cavidad interna que define un cilindro toroidal (o un cilindro anular);
- un primer par de pistones y un segundo par de pistones alojados de manera giratoria en el interior del cilindro toroidal (o el cilindro anular), estando cada par de pistones conectado a un disco de accionamiento respectivo,
- 50 - una carcasa y una conexión cinética de tres árboles (o transmisión) alojada en dicha carcasa y configurada y predispuesta para operar una transmisión de accionamiento desde y/o hacia dichos dos pares de pistones, comprendiendo la conexión cinética un árbol primario, un primer árbol secundario y un segundo árbol secundario, estando conectado cada árbol secundario a un par respectivo de pistones.

55 En un aspecto, el expansor rotativo puede estar provisto de cualquier sistema de transmisión de accionamiento entre los dos pares de pistones y el árbol primario, en particular, ser capaz de utilizar una transmisión con cuatro engranajes elípticos, de los cuales dos enclavados a 90° entre los mismos en el árbol primario y los otros dos enclavados respectivamente en los discos de accionamiento de un par y el otro par de pistones, o que son capaces de usar cualquier otro mecanismo cinemáticamente equivalente.

60 En un aspecto, una rotación continua del árbol primario determina una variación cíclica periódica de la velocidad de rotación del primer árbol secundario y el segundo árbol secundario.

65 En un aspecto, el árbol primario determina una variación cíclica periódica de la velocidad angular del primer y el segundo árbol secundario y los pares correspondientes de pistones rotativos internos del cilindro toroidal, lo que

permite la generación de cuatro cámaras distintas que tienen un volumen y relación variable, a la que corresponde, por cada rotación completa del árbol primario, ocho fases de reducción y ocho etapas de volumen dinámico en aumento.

5 En un aspecto, la transmisión del accionamiento entre los pistones y el árbol primario se obtiene con la articulación cinética que comprende una junta universal concéntrica doble que conecta el primer y el segundo árbol secundario al árbol primario, caracterizado por que, mientras que el árbol primario gira con una velocidad angular constante, los dos árboles secundarios giran a una velocidad angular que es periódicamente mayor que, igual o inferior a la velocidad del árbol primario. En un aspecto, el primer par de pistones está conectado a un primer disco de accionamiento y el segundo par de pistones está conectado a un primer disco de accionamiento y el segundo par de pistones está conectado a un segundo disco de accionamiento. En un aspecto, el primer árbol secundario es sólido y está limitado sólidamente en un extremo del mismo a una semijunta y en su extremo opuesto al primer disco de accionamiento. En un aspecto, el segundo árbol secundario es hueco y está sólidamente limitado en un extremo del mismo a una semijunta respectiva y en un extremo opuesto del mismo con el segundo disco de accionamiento. En un aspecto, el aspecto primario está sólidamente limitado a una primera semijunta y una segunda semijunta, colocadas a 90° entre sí y ubicadas en dos circunferencias de trabajo diferentes, teniendo la primera semijunta un diámetro más pequeño que la segunda semijunta. En un aspecto, la conexión cinética comprende un disco interno en el que cuatro pasadores de accionamiento están rígidamente fijos, colocados a 90° entre sí, destinados a conectar mecánicamente la primera semijunta, sólidamente conectada al árbol primario, con la semijunta del primer árbol secundario.

En un aspecto, la conexión cinética se caracteriza por un ángulo de inclinación entre el árbol primario y los dos árboles secundarios, siendo el ángulo de inclinación seleccionable y/o variable, manual o automáticamente, de una manera tal como para determinar un aumento o una reducción en la diferencia entre la velocidad promedio y las velocidades mínimas y máximas de los pares de pistones correspondientes, permitiendo la selección y/o la variación una modificación, incluyendo la dinámica, de la relación de volumen entre las cámaras, es decir, la relación de expansión-compresión de la misma.

En un aspecto, el cilindro toroidal (o cilindro anular) está provisto de una primera abertura de entrada y una segunda abertura de entrada, distintas entre sí, para la entrada del cilindro de vapor de alta presión y una primera abertura de expulsión y una segunda abertura de expulsión, distintas entre sí, para la descarga del vapor de baja presión usado, que se relaciona respectivamente con dos secciones diferentes que, en el expansor rotativo, pueden usarse en paralelo, es decir, realizar el ciclo de calor en las dos secciones o en serie, realizando un ciclo de calor a alta presión-temperatura en la primera sección y un ciclo de calor a media presión-temperatura en la segunda sección.

En un aspecto, las aberturas de entrada y las aberturas de expulsión se consiguen en el alojamiento. En un aspecto, las aberturas de entrada y las aberturas de expulsión son simétricas y están ubicadas a 180° entre sí, pudiendo determinar, en un solo cilindro toroidal (o anular), dos secciones distintas de carga y descarga del vapor.

En un aspecto, por medio de una rotación angular, manual o automática de la carcasa con respecto a las aberturas de entrada y de salida, es posible adelantar o retrasar las etapas del ciclo de calor, con el objetivo de optimizar el rendimiento termodinámico y/o facilitar el arranque autónomo del expansor rotativo.

En un aspecto, el expansor rotativo está totalmente sin válvulas de carga-descarga y los mecanismos relativos, como los pares de pistones, en el movimiento en el cilindro toroidal (o cilindro anular), determinan la apertura y el cierre de las dos aberturas de entrada y las dos aberturas de expulsión del fluido termodinámico.

En un aspecto independiente, la presente invención se refiere además a una planta de cogeneración de energía eléctrica y de calor que comprende el expansor rotativo anteriormente mencionado configurado tal como para realizar un ciclo termodinámico de Rankine o de Rankine-Hirn para la producción de energía eléctrica y térmica para una o más unidades de vivienda o para otros usuarios de cualquier tipo.

En un aspecto, la planta de cogeneración comprende un generador de vapor dispuesto aguas arriba del expansor rotativo y conectado a la misma tal como para proporcionar un flujo de vapor de agua a alta temperatura y a alta presión capaz de establecer en rotación los dos pares de pistones del expansor rotativo.

En un aspecto, la planta de cogeneración comprende un alternador/generador eléctrico dispuesto aguas abajo del expansor rotativo y conectado al mismo para recibir la energía mecánica a partir de los dos pares de pistones rotativos y producir una cantidad de energía eléctrica destinada para el envío a una planta de usuario, que comprende preferiblemente una o más unidades de vivienda (u otros usuarios de cualquier tipo).

En un aspecto, la planta de cogeneración comprende un intercambiador/condensador dispuesto aguas abajo del expansor rotativo y conectado al mismo tal como para recibir del mismo un flujo de vapor de escape a baja presión, tal como para extraer de la misma una cantidad de calor destinado para el envío a una planta de calefacción y/o a una planta de producción de agua sanitaria caliente, preferiblemente de una o más unidades de vivienda (u otros usuarios de cualquier tipo).

- 5 En un aspecto, el generador de vapor se identifica por una caldera provista de un quemador de combustible. En un aspecto adicional que no forma parte de la presente invención, la planta de cogeneración está configurada por medio de conductos de transporte adecuados del vapor saturado de tal manera que el flujo de vapor producido por el generador de vapor se inyecta en el expansor rotativo simultáneamente a través de la primera y la segunda
10 abertura de entrada en forma de un flujo doble de vapor, donde cada abertura de entrada recibe sustancialmente la mitad del flujo de vapor y cada abertura de salida expulsa sustancialmente la mitad del flujo de vapor, de tal manera que produce una rotación equilibrada del primer y el segundo par de pistones y una variación uniforme y simétrica, a lo largo de una rotación completa de los pistones, del volumen de las cámaras, las dos mitades del flujo de vapor expulsado desde las dos aberturas de salida se transportan al intercambiador/condensador.
- 15 En un aspecto, preferentemente alternativo a lo anterior, la planta de cogeneración se configura por medio de conductos especiales de transporte de vapor, de tal manera que el flujo de vapor producido por el generador de vapor se inyecta en el expansor rotativo completo a través de la primera abertura de entrada, para producir una rotación de los pares de pistones, y expulsados completamente a través de la primera abertura de salida, y desde allí se reinyecta completamente en el expansor rotativo a través de la segunda abertura de entrada, para producir una rotación de los pares de pistones, y se expulsan por completo a través de la segunda abertura de salida hacia el intercambiador/condensador, tal como para determinar una ruta en serie del vapor que llega desde el generador de vapor. En un aspecto, la ruta incluye una inyección inicial de vapor en una cámara del expansor rotativo a través de la primera abertura de entrada, una primera expulsión de la cámara a través de la primera abertura de salida, una
20 reinyección posterior en otra cámara de expansión rotativa a través de la segunda abertura de entrada y una posterior expulsión de la cámara adicional a través de la segunda abertura de salida. En un aspecto, la planta de cogeneración comprende un primer intercambiador/sobrecalentador situado en una posición intermedia entre el generador de vapor y el expansor rotativo, estando el primer intercambiador/sobrecalentador configurado y predispuesto para operar un sobrecalentamiento del flujo de vapor.
- 25 En un aspecto, la planta de cogeneración comprende un segundo intercambiador/sobrecalentador configurado y predispuesto como para operar un sobrecalentamiento de la corriente de vapor y dispuesto en una posición intermedia entre la primera abertura de salida y la segunda abertura de entrada, tal como para sobrecalentar el flujo de vapor que transita a lo largo de la ruta en serie en un punto aguas abajo de la primera expulsión desde el expansor rotatorio y aguas arriba de la reinyección sucesiva en el expansor rotativo.
- 30 En un aspecto, el primer y/o el segundo intercambiador-sobrecalentador también puede separarse del generador de vapor verdadero y propia y la planta puede comprender conductos especiales configurados para permitir someter el vapor a un primer sobrecalentamiento en la salida del generador de vapor, aguas arriba de la primera abertura de entrada, y un segundo sobrecalentamiento del vapor en el viaje entre la primera abertura de expulsión y la segunda abertura de expulsión.
- 35 En un aspecto, el primer y/o segundo intercambiador-sobrecalentador se puede integrar en la estructura y/o en el conducto de los gases de escape del generador de vapor.
- 40 En un aspecto, el generador de vapor y/o el primer y/o segundo intercambiador-sobrecalentador puede usar un quemador de combustible (por ejemplo, gas) o cualquier fuente de calor externa, tal como la energía solar, biomasa, combustible no refinado, residuos industriales de alta temperatura, fusión en frío u otros, capaces de producir vapor saturado a alta temperatura y presión.
- 45 En un aspecto, la planta de cogeneración comprende conductos apropiados que conectan conductos apropiados que conectan el generador de vapor con los intercambiadores-sobrecalentadores de vapor, con el expansor rotativo y el último con el intercambiador/condensador.
- 50 En un aspecto, la planta de cogeneración comprende un conmutador de presión conectado operativamente al generador de vapor y configurado de tal manera como para regular la presión del vapor internamente del generador de vapor.
- 55 En un aspecto, la planta de cogeneración comprende un aparato electrónico de control configurado tal como para detectar una demanda de energía eléctrica y/o energía térmica de un usuario de la planta eléctrica o calentamiento, con el objetivo de predisponer y controlar la planta de cogeneración de energía eléctrica y térmica.
- 60 En un aspecto, el aparato de control electrónico está conectado operativamente al generador de vapor y/o al conmutador de presión tal como para establecer un valor calibrado del conmutador de presión sobre la base de la demanda de energía eléctrica y/o calor, estando configurado preferiblemente el aparato de control electrónico para detectar un valor de presión y/o un valor de temperatura del vapor internamente del generador de vapor.
- 65 En un aspecto, la planta de cogeneración comprende una válvula de retención del vástago, en la salida del generador, conectado operativamente a, y controlable por, el aparato de control electrónico, de modo que al llegar a la presión requerida en el generador de vapor, la válvula se coloca en una configuración abierta que permite la salida del vapor a alta presión del generador de vapor y, a través de las aberturas de entrada de la carcasa del expansor

rotativo, el vapor se inyecta en el cilindro toroidal (o anular) y determina un arranque y su funcionamiento normal.

5 En un aspecto, la planta de cogeneración comprende un regulador conectado operativamente al alternador/generador eléctrico y configurado tal que comanda la producción de energía eléctrica y controla la tensión y/o los valores de corriente producidos por el mismo.

En un aspecto, la planta de cogeneración comprende un depósito de recogida, situado aguas abajo del intercambiador/condensador y configurado tal como para recibir el agua de condensación del mismo.

10 En un aspecto, la planta de cogeneración comprende una bomba, preferiblemente activada por el expansor rotativo y configurada tal como para devolver el agua de condensación, contenida en el depósito, para el interior del generador para ser calentado y transformado de nuevo en vapor, de forma que se garantice la continuidad del ciclo termodinámico.

15 En un aspecto, la planta de cogeneración está configurada y predispuesta para operar por lo menos las siguientes etapas y para pasar entre una y otra etapa:

- una etapa de espera, en la que el generador de vapor mantiene el vapor interno del mismo a una presión calibrada determinada, correspondiente al valor calibrado del conmutador de presión, determinada por medio de un aparato de control electrónico, para poder activar el ciclo rápidamente,
- 20 - una etapa de inicio, en la cual el generador de vapor calienta su vapor internamente de manera tal que aumente su presión, permitiendo la etapa, cuando los usuarios realizan una demanda de energía eléctrica, hacer coincidir el valor calibrado con el cambio de presión y, por lo tanto, a la necesidad efectiva;
- 25 - una etapa de funcionamiento normal, en la cual el aparato de control electrónico controla la apertura de la válvula de retención, lo que provoca la salida de vapor del generador de vapor y la inyección del vapor en el cilindro toroidal o el cilindro anular del cilindro giratorio, lo que determina la rotación de los dos pares de pistones y, en consecuencia, el accionamiento del alternador, dando lugar a la producción de energía eléctrica en la cantidad solicitada por los usuarios.

30 En un aspecto adicional independiente, la presente invención se refiere a un método de cogeneración de energía eléctrica y térmica de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 6 que comprende las etapas siguientes:

- predisponer una planta de cogeneración de acuerdo con cualquiera de los aspectos anteriores, configurada para realizar un ciclo termodinámico de Rankine o de Rankine-Hirn;
- 35 - producir un flujo de vapor a alta presión por medio de un generador de vapor;
- enviar el flujo de vapor al expansor rotativo de la planta de cogeneración;
- ajustar en rotación, a través del flujo de vapor, el primer par de pistones y el segundo par de pistones del expansor rotativo;
- 40 - producir, por medio de un alternador/generador eléctrico dispuesto aguas abajo del expansor rotativo y conectado al mismo, tal como para recibir energía mecánica desde los dos pares de pistones rotativos, una cantidad de energía eléctrica destinada a una planta de usuario, preferiblemente de una o más unidades de vivienda u otros usuarios de cualquier tipo;
- 45 - extraer, por medio de un intercambiador/condensador dispuesto aguas abajo del expansor rotativo y conectado al mismo para recibir desde el mismo un flujo de vapor de escape a baja presión, una cantidad de calor destinada a ser enviada a una planta de calefacción y/o de producción de agua sanitaria caliente, preferiblemente de una o más unidades de vivienda u otros usuarios de cualquier tipo.

50 En un aspecto, la etapa de enviar el flujo de vapor al expansor rotativo comprende la etapa de inyectar el vapor en el expansor rotativo simultáneamente a través de la primera y la segunda abertura de entrada en una forma de un flujo de vapor dual, donde cada abertura de entrada recibe sustancialmente la mitad del flujo de vapor y cada abertura de salida expulsa sustancialmente la mitad del flujo de vapor, de tal manera que produce una rotación equilibrada del primer y el segundo par de pistones y una variación uniforme, a lo largo de una rotación completa de los pistones, del volumen de las cámaras, las dos mitades del flujo de vapor expulsado desde las dos aberturas de salida que se transportan al intercambiador/condensador.

55 En un aspecto, la etapa de enviar el flujo de vapor al expansor rotativo comprende las etapas de inyectar el vapor en el expansor rotativo totalmente a través del primer orificio de entrada tal como para producir una rotación del par de pistones, expulsando por completo el vapor a través de la primera abertura de salida, para luego volver a inyectar el vapor por completo en el expansor rotativo a través de la segunda abertura de entrada, tal como para producir una rotación de los pares de pistones, y expulsar el vapor completamente a través de la segunda abertura de salida hacia el intercambiador/condensador, para determinar una ruta en serie del vapor que viene desde el generador de vapor.

60 En un aspecto, el método comprende la etapa de sobrecalentamiento del flujo de vapor en la salida del generador de vapor por medio de un primer intercambiador de calentador situado en una posición intermedia entre el generador de

vapor y el expansor rotativo.

En un aspecto, el método comprende la etapa de sobrecalentamiento del flujo de vapor en tránsito a lo largo de la ruta en serie en un punto aguas abajo de la abertura de salida y aguas arriba de la segunda abertura de entrada, a través de la cual se vuelve a inyectar el vapor en el expansor rotativo, operando la etapa de sobrecalentamiento por medio de un segundo intercambiador-sobrecalentador dispuesto en una posición intermedia entre la primera abertura de salida y la segunda abertura de entrada.

Otras características y ventajas aparecerán más completamente a partir de la descripción detallada que sigue.

La descripción se hará a continuación con referencia a los dibujos adjuntos, proporcionados puramente a modo de ejemplo no limitativo, en los que:

- Las figuras 1a y 1b representan las gráficas de los ciclos teóricos de Carnot, respectivamente ordinarios y de refrigeración;
- Las figuras 2a y 2b representan diagramas termodinámicos y componentes principales relativos de los ciclos de Rankine, respectivamente ordinarios y de refrigeración;
- Las figuras 3a y 3b representan los gráficos de los ciclos teóricos de Rankine, respectivos ordinarios y de refrigeración;
- La figura 4 muestra la sección de una realización de ejemplo de un expansor rotativo según la presente invención, realizada utilizando un cilindro toroidal (o cilindro anular) y una junta cinética que activa los dos pares de pistones alojados en el cilindro toroidal;
- Las figuras 4a y 4b muestran respectivamente el anillo externo y el disco de accionamiento interno de la junta cinética, con los pasadores relativos;
- Las figuras 5 y 6 muestran la sección genérica de un expansor rotativo, según la presente invención, realizada por medio de un cilindro toroidal (o cilindro anular) que utiliza, como transmisión de accionamiento entre los pistones y el árbol primario, una combinación específica de cuatro engranajes elípticos;
- La figura 7 representa un diagrama de bloques de una posible realización de un microgenerador de energía eléctrica y térmica, que no forma parte de la presente invención, que comprende el expansor rotativo, utilizado en un ciclo termodinámico ordinario de Rankine;
- Las figuras de 8a a 8h ilustran esquemáticamente las posiciones asumidas por los dos pares de pistones del expansor rotativo, objeto de la presente invención, internamente del cilindro toroidal (o cilindro anular), para cada rotación individual del árbol primario;
- Las figuras 9a-9d ilustran esquemáticamente el ciclo ordinario de Rankine en el diagrama entrópico T-S;
- Las figuras 10a-10d ilustran esquemáticamente el ciclo de Rankine-Hirn, con un solo sobrecalentamiento, en el diagrama entrópico T-S;
- La figura 11 ilustra el ciclo de Rankine-Hirn con sobrecalentamiento doble, en el diagrama entrópico T-S;
- La figura 12 ilustra el diagrama de bloques de una posible realización de un microgenerador de energía eléctrica y térmica, que no forma parte de la presente invención, que comprende un expansor rotativo usado con una configuración de flujo dual equilibrado y utilizado en un ciclo termodinámico de Rankine-Hirn con un solo sobrecalentamiento;
- La figura 13 ilustra el diagrama de bloques de una posible realización adicional de un microgenerador de energía eléctrica y térmica, según la presente invención, que comprende un expansor rotativo usado con una configuración de doble flujo en serie y utilizado en un ciclo termodinámico de Rankine-Hirn con un solo sobrecalentamiento;
- La figura 14 ilustra un diagrama de bloques de una posible realización adicional de un microgenerador de energía eléctrica y térmica, de acuerdo con la presente invención, que comprende un expansor rotativo usado con una configuración en serie de doble flujo y usado en un ciclo termodinámico de Rankine-Hirn con solo un sobrecalentamiento;
- La figura 15 ilustra un diagrama de bloques de una posible realización adicional de un microgenerador de energía eléctrica y térmica, de acuerdo con la presente invención, que comprende un expansor rotativo usado con una configuración en serie de doble flujo y utilizado en un ciclo termodinámico de Rankine-Hirn con doble sobrecalentamiento.

Con referencia a las figuras de los dibujos, el número de referencia 1 indica en su totalidad un expansor rotatorio, de acuerdo con la presente invención, mientras que el número 50 indica un microgenerador de acuerdo con la presente invención.

Las figuras 4, 4a y 4b ilustran el expansor rotativo 1 de la presente invención, que puede funcionar ventajosamente en una máquina térmica que realiza un ciclo termodinámico directo o inverso de Rankine o Rankine-Hirn.

El expansor rotativo 1 comprende una carcasa, que consiste preferiblemente en dos mitades 11, 12 acopladas entre sí, que define internamente una cavidad que constituye el cilindro toroidal (o cilindro anular). El expansor rotativo 1 comprende además un primer par de pistones 24-25 y un segundo par de pistones 34-35, respectivamente conectados a un primer disco de accionamiento 23 y a un segundo disco de accionamiento 33, donde los discos de accionamiento, con su perfil, determinan la terminación de la circunferencia interna del cilindro toroidal (o cilindro

anular).

5 El cilindro del expansor rotativo se representa a modo de ejemplo con una forma toroidal; de hecho, se puede observar la sección circular del cilindro (y, en consecuencia, la forma del par de pistones 24-25 visibles en la sección). El cilindro puede, alternativamente, tener una forma anular, es decir, tener una conformación de anillo y una sección que es, por ejemplo, cuadrada o rectangular.

10 En una realización preferida pero no exclusiva, objeto de la idea inventiva, el expansor rotativo 1 comprende: un alojamiento 13 que aloja los mecanismos de transmisión de movimiento, y un soporte 15 para un árbol motor primario 41. El árbol de transmisión primario está preparado con la estría necesaria para sujetar un volante 71 y un sistema de arranque genérico 72 que está configurado para hacer girar el volante 71 de manera que mueva los pistones 24-25-34-35 en la dirección correcta y hasta una posición correspondiente a las dos aberturas de entrada 81-82 para recibir el flujo de vapor capaz de determinar el arranque del expansor rotativo 1. El sistema de posicionamiento 72 mencionado anteriormente puede ser, a modo de ejemplo, un piñón u otro mecanismo que se acopla (en el momento adecuado) con un bastidor u otro componente del volante 71.

20 Los dos pares de pistones 24-25 y 34-35, que se encuentran dentro del cilindro toroidal (o cilindro anular), determinan una creación dinámica recíproca de cuatro cámaras rotativas distintas (C1-C2-C3-C4) que, en rotación, asumen un volumen periódicamente variable entre un valor mínimo y un valor máximo.

25 La velocidad angular diferente de los dos pares de pistones 24-25 y 34-35 se obtiene por el sistema de unión cinemática particular, una parte integral de la presente idea inventiva, en el que el árbol primario 41 está vinculado solidariamente a dos horquillas 42 y 43 (respectivamente, una primera y segunda semijuntas) posicionadas perpendicularmente entre las mismas y operando en diferentes circunferencias de trabajo. La primera horquilla 42, por medio del accionamiento de disco interna 51 y sus cuatro pasadores 52, 53, 54 y 55, está conectada mecánicamente a una horquilla 22 (o semijunta) de un árbol secundario sólido 21 que se dirige hacia el disco de accionamiento 23 y el par de pistones 24-25. Una segunda horquilla 43, a través del disco de accionamiento externo 61 y sus cuatro pasadores 62, 63, 64 y 65, está conectada mecánicamente a una horquilla 32 (o respectiva semijunta) de un árbol secundario 31 que se dirige hacia el disco de accionamiento 33 y el par de pistones 34-35.

30 El árbol primario 41 tiene un cierto ángulo de inclinación W con respecto a los árboles secundarios 21 y 31; por lo tanto, al explotar la configuración mutua de las horquillas y los árboles, se obtiene lo siguiente: el árbol primario 41 es forzado por el volante 71 para girar a velocidad constante, mientras que los dos árboles secundarios 21 y 31, aunque tienen la misma velocidad promedio, giran con una velocidad angular periódicamente variable (es decir, utilizando para este propósito lo que es precisamente la principal "anomalía" de la junta universal). La característica está bien evidenciada en las figuras 8a-8h, donde se puede observar que en el movimiento de rotación los dos pares de pistones 24-25 y 34-35 que se acercan cíclicamente y se alejan entre sí, creando una variación periódica continua del volumen de las cuatro cámaras C1, C2, C3, C4, delimitadas por los propios pistones. Los pistones de los dos pares de pistones están posicionados internamente del cilindro toroidal, alternados entre sí: esto significa que (como se desprende de los diagramas de las figuras 8a-8h), avanzando circularmente a lo largo del cilindro toroidal hay un primer encuentro con un pistón (24) que pertenece al primer par de pistones, un pistón (34) que pertenece al segundo par de pistones, el pistón adicional (25) que pertenece al primer par de pistones y el pistón adicional (35) que pertenece al segundo par de pistones, completando así un ancho angular de toda una revolución.

45 Particularmente adecuado para su uso como el fluido operativo en el expansor rotativo 1 de la presente invención es vapor de agua, otro gas o líquido adecuado para el propósito.

50 Con referencia a las figuras 8a-8c, el expansor rotativo 1 de la presente idea inventiva, se define como "flujo dual", ya que en el mismo cilindro hay dos de aberturas de entrada (o carga) 81-82 de vapor a alta presión y dos aberturas de expulsión (o descarga) 91-92 del vapor de baja presión o de escape, normalmente simétricas a 180° entre sí. Esto significa que el expansor rotativo 1 puede dividirse funcionalmente en dos "secciones" que pueden ser atravesadas independientemente por un flujo de vapor; una primera sección es la que se encuentra entre la primera abertura de entrada 81 hasta la primera abertura de expulsión 91, mientras que una segunda sección está comprendida entre la segunda abertura de entrada 82 hasta la segunda abertura de descarga 92. El paso del vapor a alta presión y su expansión interna de las dos secciones determina la rotación de los pares de pistones y, en consecuencia, de las cámaras correspondientes C1-C2-C3-C4, respectivamente definidas entre dos pistones adyacentes.

60 El expansor rotativo 1 se caracteriza porque, para cada revolución del árbol primario (árbol de accionamiento), con el uso "paralelo" en un flujo equilibrado dual, ocho posibles ciclos térmicos individuales se pueden hacer, completos con entrada-expansión-expulsión del vapor o, con el uso en "serie", en una sola corriente, pueden realizarse cuatro ciclos térmicos, completos con entrada-expansión-transferencia-expansión-expulsión de vapor.

65 Nótese que, sin apartarse de la idea inventiva, el expansor rotativo 1 puede estar equipado con cualquier sistema para transmitir accionamiento entre los dos pares de pistones y el árbol primario. En particular, como se muestra en las figuras 5 y 6, es posible usar una transmisión con cuatro engranajes elípticos, dos de los cuales están

codificados a 90° entre sí en el árbol primario y los otros dos respectivamente en los discos de accionamiento de uno y el otro par de pistones. En esta realización, para obtener una rotación de los dos pares de pistones a diferentes velocidades periódicamente variables y con valores opuestos, y para obtener una rotación general a una velocidad constante, se pueden usar dos pares de engranajes elípticos 41a-41b y 21a-31a. Los primeros dos engranajes 41a-41b están enclavados, a 90° entre sí, en el árbol primario 41 y los dos segundos engranajes 21a-31a, a su vez están enclavados en el primer y segundo árbol secundario, coaxiales entre sí.

Con referencia a lo anterior, y por razones de claridad, se enumeran a continuación, a modo de ejemplo no limitativo, los principales modos funcionales que pueden ser adoptados por un sistema de cogeneración 50 usando el expansor rotativo 1 de la presente invención.

La figura 7 ilustra un primer modo funcional para el expansor rotativo 1, basado en el ciclo ordinario de Rankine, donde el sistema de cogeneración 50 está configurado, por medio de conductos apropiados para el transporte del vapor, con una inyección paralela, de tal forma que el flujo de vapor producido por el generador de vapor 10 se inyecta (a alta temperatura y presión) en el expansor rotativo 1, dividiendo el flujo completo en exactamente la mitad en cada una de las dos aberturas de carga 81, 82 o, respectivamente, la mitad en el primera y segunda "sección", en la que el vapor se expande, produciendo un trabajo útil, luego se expulsa (a baja temperatura y presión) a través de los dos orificios de escape 91, 92 hacia el intercambiador-condensador 3. En esta configuración, en la sucesión de ciclos térmicos, hay una variación simétrica del volumen de las cámaras con una rotación perfectamente equilibrada de los dos pares de pistones, una circunstancia que permite la rotación, incluso a muy alta velocidad, sin vibración ni ruido.

La figura 12 ilustra un segundo modo funcional preferido del expansor rotativo 1, basado en el ciclo de Rankine-Hirn con un solo sobrecalentamiento del vapor saturado, donde el sistema de cogeneración 50 está configurado, con conductos apropiados para el transporte de vapor con inyección paralela, de tal manera que el flujo de vapor producido por el generador de vapor 10 (por medio de un quemador 10a) a alta temperatura y presión primero se hace pasar a través de un primer intercambiador-sobrecalentador 10c, donde el vapor experimenta un aumento adicional de temperatura sin un aumento de la presión, y luego se inyecta en el expansor rotativo 1, dividiendo todo el flujo exactamente por la mitad en cada una de las dos aberturas de entrada 81, 82 o, respectivamente, por la mitad en la primera y la mitad en la segunda "sección", donde el vapor se expande, produciendo un trabajo útil, luego para ser expulsado (a baja temperatura y presión), a través de las dos aberturas de descarga 91, 92 hacia el intercambiador-condensador 3. En esta configuración, en la sucesión de ciclos térmicos, hay una variación simétrica del volumen de las cámaras con una rotación perfectamente equilibrada de los dos pares de pistones, una circunstancia que permite una rotación, incluso a muy alta velocidad, sin vibración ni ruido.

En la figura 13 se ilustra un tercer modo funcional del expansor rotativo 1, que hace uso del ciclo de Rankine-Hirn con solo un proceso de sobrecalentamiento de vapor, en el que el sistema de cogeneración 50 se configura mediante conductos de transporte de vapor apropiados con inyección "en serie", de manera que el flujo de vapor producido por el generador de vapor 10 (utilizando un quemador 10a), a alta temperatura y presión, se hace pasar a través de un primer intercambiador/sobrecalentador 10c, donde el vapor experimenta un aumento de temperatura adicional sin un aumento de la presión y luego se inyecta por completo a través de la primera abertura de entrada 81, en la primera sección del expansor rotativo 1, donde se expande hasta la "presión media", creando un trabajo útil, y luego se "decanta" por completo, a través de la primera abertura de expulsión 91, y la segunda abertura de entrada 82, en la segunda sección del expansor rotativo, donde se completa la expansión, creando un trabajo útil adicional, hasta que alcanza la presión baja antes de ser expulsado por completo, a través de la segunda abertura de expulsión 92, hacia el intercambiador de calor/condensador 3, para la continuación del ciclo.

En otras palabras, la figura 13 ilustra una realización que proporciona un doble flujo "en serie", y comprende además un respectivo primer intercambiador de calor-sobrecalentador 10c situado (como en la planta de la figura 12) en una posición intermedia entre el generador de vapor 10 y el expansor rotativo 1. El primer intercambiador-sobrecalentador de calor está configurado para operar un sobrecalentamiento del flujo de vapor, de modo que el sistema de la figura 13 logra un ciclo de Rankine-Hirn, es decir, un ciclo de Rankine con sobrecalentamiento.

En la figura 14 se muestra un cuarto modo funcional del expansor rotativo 1, que hace uso del ciclo de Rankine-Hirn con un solo sobrecalentamiento, en el que se configura el sistema de cogeneración 50, mediante conductos de transporte adecuados "en serie", de modo que el flujo de vapor producido por el generador de vapor 10 (por un quemador 10a), a alta temperatura y presión, se inyecta completamente a través de la primera abertura de entrada 81 en la primera sección del expansor rotativo 1, donde se expande hasta una "presión media-baja", que crea un trabajo útil, y luego se "decanta" por completo, a través de la abertura de expulsión 91 y se hace para cruzar el intercambiador de calor-sobrecalentador 10d, donde el vapor experimenta un aumento considerable de la temperatura y la presión y luego se inyecta a través de la segunda abertura de entrada 82 en la segunda sección del expansor rotatorio, para completar la expansión del vapor y producir un trabajo útil antes de ser expulsado por completo (a baja temperatura y presión), a través de la segunda abertura de expulsión 92, hacia el intercambiador de calor/condensador 3, para la continuación del ciclo.

La figura 15 ilustra un quinto modo funcional del expansor rotativo 1, que hace uso del ciclo de Rankine con dos sobrecalentamientos de Hirn, donde el sistema de cogeneración 50 está configurado, mediante conductos de transporte de vapor apropiados con inyección en "serie", de modo que el flujo del vapor saturado producido por el generador de vapor 10 a alta temperatura y presión pasa a través del primer intercambiador-sobrecalentador 10c, donde el vapor experimenta un aumento de temperatura sin un aumento de la presión, luego se inyecta a través de la primera abertura de entrada 81, la primera sección del expansor rotativo 1, donde se expande a "presión promedio" creando un trabajo útil, después de lo cual se expulsa por completo a través de la primera abertura de expulsión 91, se induce a pasar a través del segundo intercambiador de calor-sobrecalentador 10d, donde el vapor sufre nuevamente un aumento de temperatura y presión y luego se introduce completamente, a través del segundo puerto de entrada 82, en la segunda sección del expansor rotativo 1, de tal manera que se completa la expansión del vapor y se realiza un trabajo útil antes de ser expulsado completamente (a baja temperatura y presión), a través de la segunda salida de expulsión 92, hacia el intercambiador de calor/condensador 3, para la continuación del ciclo.

En otras palabras, la figura 15 muestra, como en las figuras 13 y 14, una planta con doble flujo en serie; sin embargo, este sistema se completa con una etapa adicional de sobrecalentamiento: de hecho, la planta comprende el segundo intercambiador-sobrecalentador 10d configurado para operar un sobrecalentamiento del flujo de vapor y dispuesto en una posición intermedia entre la primera abertura de expulsión y la segunda abertura de entrada, de manera que intercepte y sobrecaliente el flujo de vapor en tránsito a lo largo de la trayectoria en serie en un punto aguas abajo de la primera expulsión del expansor rotativo y aguas arriba de la reinserción posterior del expansor rotativo.

La planta de la figura 15 parece ser la más completa, ya que incluye tanto un primer sobrecalentamiento del vapor de agua (aguas arriba del expansor rotativo) y un sobrecalentamiento posterior del vapor entre una sección y la otra de la trayectoria de la misma en serie en el expansor rotativo. Por lo tanto, esta planta realiza un ciclo de Rankine-Hirn con doble sobrecalentamiento (o calentamiento adicional).

El segundo sobrecalentamiento ("interno" de la trayectoria del expansor rotativo) permite aumentar la energía del vapor que sale de la primera sección del expansor rotativo, antes de que se inyecte en la segunda sección: de esta manera aumenta la eficiencia de la planta considerablemente, sin embargo, sin requerir un alto gasto de energía, ya que la entrada de energía actúa directamente sobre el vapor y no requiere un cambio de estado. En la práctica, el vapor se sobrecalienta antes de enviarlo al intercambiador de calor/condensador, es decir, antes de pasar al estado líquido, para proporcionar vapor a la segunda sección a alta energía pero sin "derrochar" energía en una transición de estado.

La configuración en serie del sistema de las figuras 13, 14 o 15 se puede obtener gracias a la peculiar estructura del expansor rotativo de la presente invención, pudiendo tener dos secciones independientes definidas por dos aberturas de entrada 81, 82 y aberturas de expulsión. 91, 92 diferentes, y esto hace posible realizar incluso ciclos termodinámicos muy diversificados. De hecho, como hay dos secciones independientes definidas por dos aberturas de entrada y descarga diferentes, se puede introducir vapor desde el generador de vapor (posiblemente sobrecalentado) en la primera sección, luego se sobrecalienta nuevamente y se vuelve a inyectar en la segunda sección. En contraste, en la técnica anterior, el "sobrecalentamiento doble" no es posible con los expansores normales y puede ser posible solo con turbinas de doble etapa o con dos turbinas diferentes en serie, con un aumento obvio en los costes operativos y de fabricación.

En contraste, la planta de la presente invención solo puede emplear un expansor rotativo 1 (es decir, una turbina) que tiene dos entradas y dos salidas independientes a través de las cuales un ciclo puede funcionar en serie en la trayectoria de vapor de la siguiente manera: entrada en la primera abertura de entrada inyección - salida desde la primera abertura de salida - entrada en la segunda abertura de entrada - salida en la segunda salida de expulsión.

Además, las instalaciones de las figuras 12, 13, 14 y 15 son particularmente adecuadas para aplicaciones que requieren una alta producción de energía y/o calor, tales como aplicaciones industriales.

El primer y/o segundo sobrecalentamiento, respectivamente por el primer y el segundo intercambiador de calor-sobrecalentador, pueden elevar la temperatura del vapor hasta valores, por ejemplo, de 500 °C-600 °C.

Como se muestra en las figuras 12, 13, 14 o 15, el conmutador de presión 10b mencionado anteriormente está preferiblemente conectado al generador de vapor, al primer y/o segundo intercambiador-sobrecalentador (incluso más preferiblemente a todos los órganos del calentador) tan como para ajustar la presión y/o la temperatura operativa.

La planta de cogeneración de electricidad y calor 50 incluye el expansor rotativo 1 anteriormente mencionado que está configurado y predispuesto a utilizar cualquier generador de vapor 10 que hace uso de cualquier quemador de combustible 10a o de cualquier fuente de calor externa, tal como energía solar, biomasa, combustible sin refinar, escape industrial a alta temperatura, fusión en frío u otros, adecuados para producir vapor a alta temperatura y presión.

A continuación, se hace una descripción de la operación del expansor rotativo de la presente invención, en una aplicación "preferente" de la misma, es decir, dentro de una planta de cogeneración de electricidad y calor 50, ventajosamente utilizables por ejemplo en el campo doméstico para la producción de energía eléctrica y térmica para una o más unidades de vivienda.

5 Con referencia a la figura 12, se representa un diagrama de bloques de la unidad de cogeneración 50, aunque no exclusivamente, en el que utiliza un ciclo termodinámico con solo un sobrecalentamiento de Rankine-Hirn, equipado con uno o más de los siguientes componentes:

- 10 - un generador de vapor 10 que tiene un quemador de combustible 10a y 10b de un conmutador de presión, capaz de proporcionar al sistema la cantidad requerida de vapor saturado de alta presión y temperatura;
- un control electrónico 6, conectado operativamente al generador de vapor 10, capaz de detectar la demanda de electricidad por parte de los usuarios, para determinar la calibración del conmutador de presión 10b y controlar la
- 15 - un intercambiador-sobrecalentador 10c, integrado térmicamente en el generador 10 o en el conducto de escape de humos del quemador 10a, que tiene el propósito de aumentar el valor de la temperatura del vapor en la salida del generador 10, antes de enviar el vapor sobrecalentado en el expansor rotativo 1;
- un expansor rotativo 1, el objeto principal de la presente invención, capaz de recibir el vapor a alta temperatura y presión producida por el generador 10 y luego sobrecalentarse en el intercambiador de calor-sobrecalentador
- 20 10c, transformándolo (a través de la rotación de los pistones, como se representa en las figuras 8a-8h) en trabajo útil adecuado para operar el alternador/generador de corriente eléctrica 2;
- un alternador/generador de corriente eléctrica 2, conectado mecánicamente al expansor rotativo 1, con un segundo regulador de tensión-tensión 2a conectado, dispuesto para controlar los valores de tensión y/o corriente;
- un intercambiador-condensador 3, dispuesto aguas abajo del expansor rotativo 1 y unido al mismo para recibir el
- 25 flujo de vapor de escape a baja presión y transformarlo en agua condensada, al sustraer una cantidad de calor destinada a ser enviada a un sistema de calefacción y/o a la producción de agua caliente sanitaria, para el suministro a una o más unidades de vivienda u otros usuarios de cualquier tipo;
- un tanque para recoger el agua condensada 4, posicionado aguas abajo del intercambiador/condensador 3;
- una bomba de alta presión 5, preferiblemente accionada por el expansor rotativo 1, capaz de devolver el agua
- 30 condensada al interior del generador 10, para garantizar la continuidad del ciclo termodinámico.

En el ciclo termodinámico, el expansor rotativo 1 de la presente idea inventiva realiza dos funciones principales: la primera es utilizar el vapor, producido por el generador 10 de alta temperatura y presión y llevar a una mayor

35 temperatura debido al intercambiador de calor-sobrecalentador 10c, para transformarla, durante el ciclo de expansión, en un trabajo útil (correspondiente a las líneas C-D^{II} del gráfico de la figura 10a), la segunda función es "comprimir" el vapor de escape, a baja temperatura y presión, y expulsarlo, obligándolo a pasar a través del intercambiador-condensador 3 (correspondiente a las secciones D^{II}-A del gráfico de la figura 10a), con el menor gasto posible de energía y asegurando la continuidad del ciclo.

40 En la realización preferida que utiliza el ciclo de Rankine-Hirn termodinámico con un sobrecalentamiento solamente, la funcionalidad operativa se realiza preferiblemente a través de las siguientes etapas:

- una etapa de espera, en la que el dispositivo de control electrónico 6, asistido por un conmutador de presión 10b, controla la operación del quemador 10a y, por lo tanto, la entrada de calor al generador 10, con el objetivo de
- 45 mantener el vapor saturado en la cantidad predeterminada o temperatura-presión automáticamente determinada;
- una fase preparatoria, en la que, al producirse una demanda de electricidad de los usuarios, el quemador 10a del generador 10 se activa para calentar el vapor saturado hasta los valores de temperatura-presión determinados automáticamente;
- una etapa de inicio, en la que el dispositivo de control electrónico 6 ordena la apertura de la válvula 6b, lo que
- 50 provoca la salida "controlada" del vapor desde el generador 10 hacia el intercambiador de calor-sobrecalentador 10c y la inyección del vapor en un sistema hipotético de arranque automático (no mostrado en la figura) y, simultáneamente, a través de las aberturas de carga 81-82, respectivamente en la primera y segunda sección 1 del expansor rotativo, para establecer los dos pares de pistones y el árbol principal, mecánicamente conectado al alternador/generador 2, en rotación;
- 55 - una etapa de funcionamiento normal, en la que al utilizar el equipo electrónico 6 que controla el quemador 10a y determina la temperatura-presión del generador de vapor 10, si es necesario, la velocidad de rotación del expansor rotativo 1 también podría regularse para adaptarse a la demanda real y/o a la necesidad de producción de electricidad.

60 Numerosas ventajas se alcanzan con la presente invención, que evita uno o más de los inconvenientes descritos para las soluciones conocidas. Primero, el expansor rotativo 1 tiene un mejor rendimiento mecánico y mejora la eficiencia volumétrica, lo que lleva a una mejora significativa en la eficiencia general del ciclo de Rankine y/o de Rankine-Hirn. Una ventaja indiscutible está representada por el hecho de que, como puede usar un sistema de combustión de alto rendimiento (condensación), las emisiones de contaminantes se reducen drásticamente. Otra

65 ventaja es que el expansor rotativo 1 está completamente libre de válvulas de carga-descarga y mecanismos relacionados, ya que los pistones en movimiento también realizan esta función. El considerable espacio disponible

en la circunferencia del cilindro toroidal (o cilindro anular) permite múltiples soluciones para la disposición de las aberturas de entrada y salida, destinadas a mejorar la dinámica en las trayectorias de fluido de trabajo.

El expansor rotativo 1 también tiene las siguientes ventajas adicionales:

- 5
- todos sus componentes son fácilmente producibles en serie, con una reducción considerable de los costes de producción;
 - no hay necesidad de materiales especiales o aleaciones diferentes a los utilizados normalmente en los motores convencionales;
- 10
- la lubricación del cilindro, pistón y disco duro del mismo está garantizada por el fluido termodinámico (vapor de agua desmineralizada) utilizado en circuito cerrado (sin necesidad de mantenimiento);
 - la lubricación de la transmisión cinemática se puede garantizar con un aceite mineral de un tipo conocido, ya que se puede contener en un sumidero con un sello hidráulico perfecto;
- 15
- en aplicaciones con un alto número de revoluciones, con el fin de reducir la fricción mecánica y aumentar los rendimientos, los pistones pueden estar libres de correas elásticas y construirse para explotar las características de viscosidad del fluido;
 - para aplicaciones en medio/bajo número de revoluciones que requieren sello de alta presión, el cilindro y el pistón pueden tener una forma toroidal utilizando las correas elásticas de los motores rotativos convencionales.
- 20

Por último, con su gran simplicidad constructiva y el hecho de que tiene muy poca necesidad de mantenimiento, el expansor rotativo 1 de la presente invención evita los inconvenientes típicos de los motores alternativos conocidos de combustión interna o los expansores rotativos, lo que hace que la industrialización de las pequeñas unidades de cogeneración y/o trigeneración sea posible para unidades de vivienda individuales o pequeñas comunidades.

25

REIVINDICACIONES

1. Una planta de cogeneración (50) de energía eléctrica y térmica configurada para realizar un ciclo termodinámico de Rankine o Rankine-Hirn para producir energía eléctrica y térmica, comprendiendo la planta:

- 5 - un expansor rotativo que comprende:
 - un alojamiento (11, 12) provisto de una cavidad interna que define un cilindro toroidal o un cilindro anular; en donde el cilindro anular está provisto de una primera abertura de entrada (81) y una segunda abertura de entrada (82) para la entrada de vapor a alta presión en el cilindro, y de una primera abertura de salida (91) y una segunda abertura de salida (92) para la descarga de vapor de escape;
 - un primer par de pistones (24, 25) y un segundo par de pistones (34-35) alojados de manera giratoria en el interior del cilindro toroidal o el cilindro anular, con dichos pistones respectivos alternados entre sí;
 - una carcasa (13) y una transmisión cinética de tres árboles alojada en dicha carcasa (13), comprendiendo la transmisión un árbol primario (41), un primer árbol secundario (21) y un segundo árbol secundario (31), estando conectado cada árbol secundario a un par respectivo de pistones (24-25; 34-35), en los cuales una rotación continua del árbol primario determina una variación cíclica periódica de la velocidad de rotación del primer árbol secundario (21) y del segundo árbol secundario (31);
 - un generador de vapor (10) dispuesto aguas arriba del expansor rotativo (1) y conectado al mismo para proporcionar un flujo de vapor de agua capaz de poner en rotación los dos pares de pistones (24-25; 34-35);
 - un alternador/generador eléctrico (2) conectado al expansor rotativo (1) para recibir energía mecánica desde los dos pares de pistones rotativos (24-25; 34-35) y producir una cantidad de energía eléctrica destinada al envío a una planta de usuario;
 - un intercambiador/condensador (3) dispuesto aguas abajo del expansor rotativo (1) y conectado al mismo para recibir del mismo un flujo de vapor de escape para extraer del mismo una cantidad de calor;

caracterizada por que unos conductos de transporte de vapor inyectan el flujo de vapor producido por el generador de vapor (10) en el expansor rotativo (1) completamente a través de la primera abertura de entrada (81), para producir una rotación de los pares de pistones, y expulsarse completamente a través de la primera abertura de salida (91), y desde allí se reinyecta completamente en el expansor rotativo (1) a través de la segunda abertura de entrada (82), para producir una rotación de los pares de pistones, y se expulsa por completo a través de la segunda abertura de salida (92) hacia el intercambiador/condensador (3), tal como para determinar una ruta en serie del vapor que llega desde el generador de vapor, incluyendo la ruta una inyección inicial de vapor en una cámara del expansor rotativo a través de la primera abertura de entrada, una primera expulsión de la cámara a través de la primera abertura de salida, una posterior reinyección en otra cámara de expansión rotativa a través de la segunda abertura de entrada y una posterior expulsión de la cámara adicional a través de la segunda abertura de salida.

2. La planta de la reivindicación 1, en la que el árbol primario (41) del expansor rotativo (1) determina una variación cíclica periódica de la velocidad de rotación del primer árbol secundario (21) y del segundo árbol secundario (31) y de los correspondientes pares de pistones (24-25; 34-35) que giran internamente en el cilindro toroidal, permitiendo la generación de cuatro cámaras distintas (C1-C2-C3-C4) que tienen volumen y relación variables, a los que corresponden, para cada rotación completa del árbol primario (41), ocho fases de reducción y ocho etapas crecientes de volumen dinámico.

3. La planta de una de las reivindicaciones anteriores, en la que las aberturas de entrada y las aberturas de salida se proporcionan en el alojamiento (11, 12).

4. La planta de una de las reivindicaciones anteriores, en la que las aberturas de entrada y las aberturas de salida son simétricas.

5. La planta de una de las reivindicaciones anteriores, en la que mediante una rotación angular, ya sea manual o automática, de la carcasa (13) con respecto a las aberturas de entrada y salida (81, 82, 91, 92) es posible avanzar o retrasar las etapas del ciclo térmico para optimizar el rendimiento termodinámico y/o facilitar el arranque autónomo del expansor rotativo (1).

6. La planta de cogeneración (50) de una de las reivindicaciones anteriores, que comprende un intercambiador/sobrecalentador (10d) predisposto para producir un sobrecalentamiento del flujo de vapor y colocarse en una posición intermedia entre la primera abertura de salida (91) y la segunda abertura de entrada (82), tal como para sobrecalentar el flujo de vapor que transita a lo largo de la ruta en serie en un punto aguas abajo de la primera expulsión desde el expansor rotativo y aguas arriba de la reinyección sucesiva en el expansor rotativo.

7. Un método de cogeneración de energía eléctrica y térmica que comprende las etapas de:

- predisponer una planta de cogeneración de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 6, configurada para realizar un ciclo termodinámico de Rankine o de Rankine-Hirn;

- producir un flujo de vapor a alta presión por medio de un generador de vapor (10);
 - enviar el flujo de vapor al expansor rotativo (1) de la planta de cogeneración (50);
 - ajustar en rotación, a través del flujo de vapor, el primer par de pistones (24-25) y el segundo par de pistones (34-35) del expansor rotativo (1);
- 5
- producir, por medio de un alternador/generador eléctrico (2) dispuesto aguas abajo del expansor rotativo (1) y conectado al mismo, tal como para recibir energía mecánica desde los dos pares de pistones rotativos (24-25; 34-35), una cantidad de energía eléctrica destinada a una planta de usuario, preferiblemente de una o más unidades de vivienda u otros usuarios de cualquier tipo;
- 10
- extraer, por medio de un intercambiador/condensador (3) dispuesto aguas abajo del expansor rotativo (1) y conectado al mismo para recibir desde el mismo un flujo de vapor de escape a baja presión, una cantidad de calor destinada a ser enviada a una planta de calefacción y/o de producción de agua sanitaria caliente, preferiblemente de una o más unidades de vivienda u otros usuarios de cualquier tipo.
- 15
8. El método de la reivindicación anterior, en el que:
la etapa de enviar el flujo de vapor al expansor rotativo (1) comprende etapas de inyectar el vapor en el expansor rotativo (1) completamente a través del primer orificio de entrada (81) para producir una rotación del par de pistones (24- 25; 34-35), expulsando completamente el vapor a través de la primera abertura de salida (91), y luego reinyectando el vapor por completo en el expansor rotativo (1) a través de la segunda abertura de entrada (82), para producir una rotación de los pares de pistones (24-25; 34-35), y expulsar el vapor completamente a través de la
- 20
- segunda abertura de salida (92) hacia el intercambiador/condensador (3), tal como para determinar una ruta en serie del vapor que proviene del generador de vapor (10).
- 25
9. El método de las reivindicaciones 7 u 8, que comprende:
- sobrecalentar el flujo de vapor en la salida del generador de vapor (10) por medio de un primer intercambiador-calentador (10c) ubicado en una posición intermedia entre el generador de vapor (10) y el expansor rotativo (1).
- 30
10. El método de una de las reivindicaciones 7 a 9, que comprende:
- sobrecalentar el flujo de vapor en tránsito a lo largo de la ruta en serie en un punto aguas abajo de la abertura de salida (91) y aguas arriba de la segunda abertura de entrada (82), a través de la cual se vuelve a inyectar el vapor en el expansor rotativo (1), realizándose la etapa de sobrecalentamiento por medio de un segundo intercambiador-sobrecalentador (10d) dispuesto en una posición intermedia entre la primera abertura de salida (91) y la segunda abertura de entrada (82).
- 35

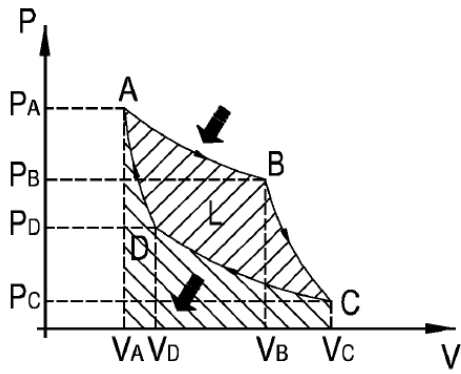


FIG.1a

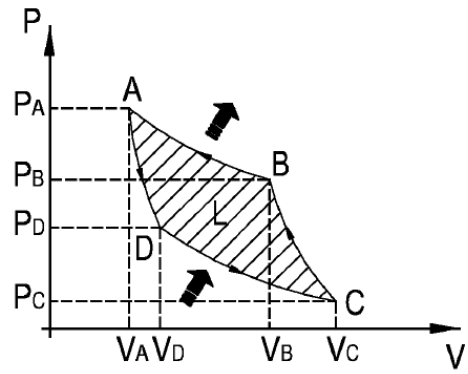


FIG.1b

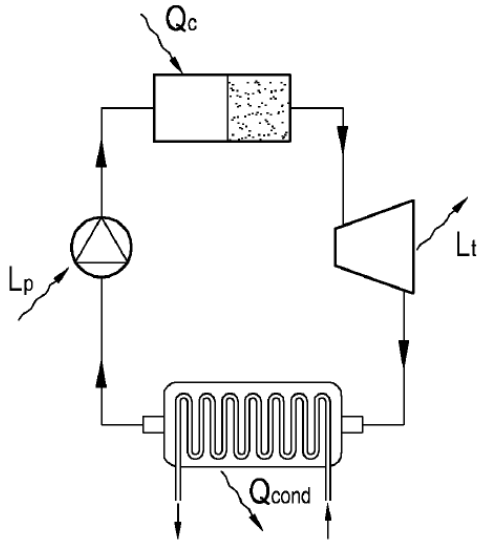


FIG.2a

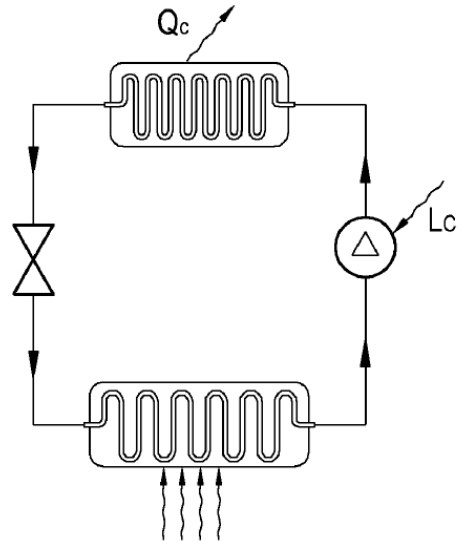


FIG.2b

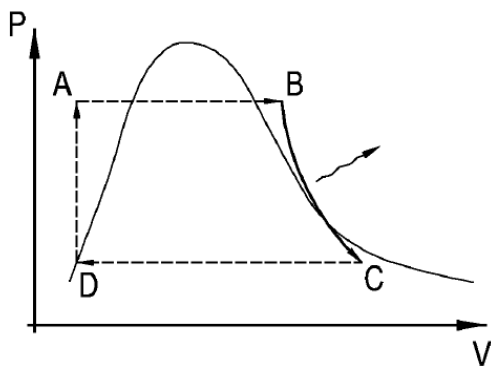


FIG.3a

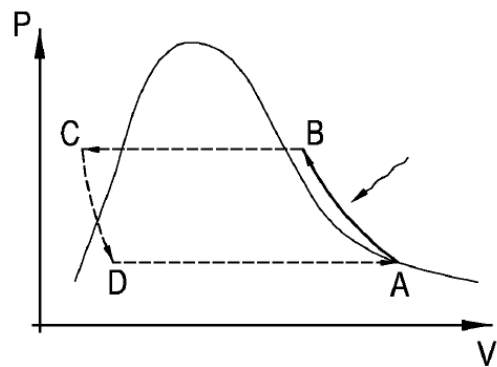


FIG.3b

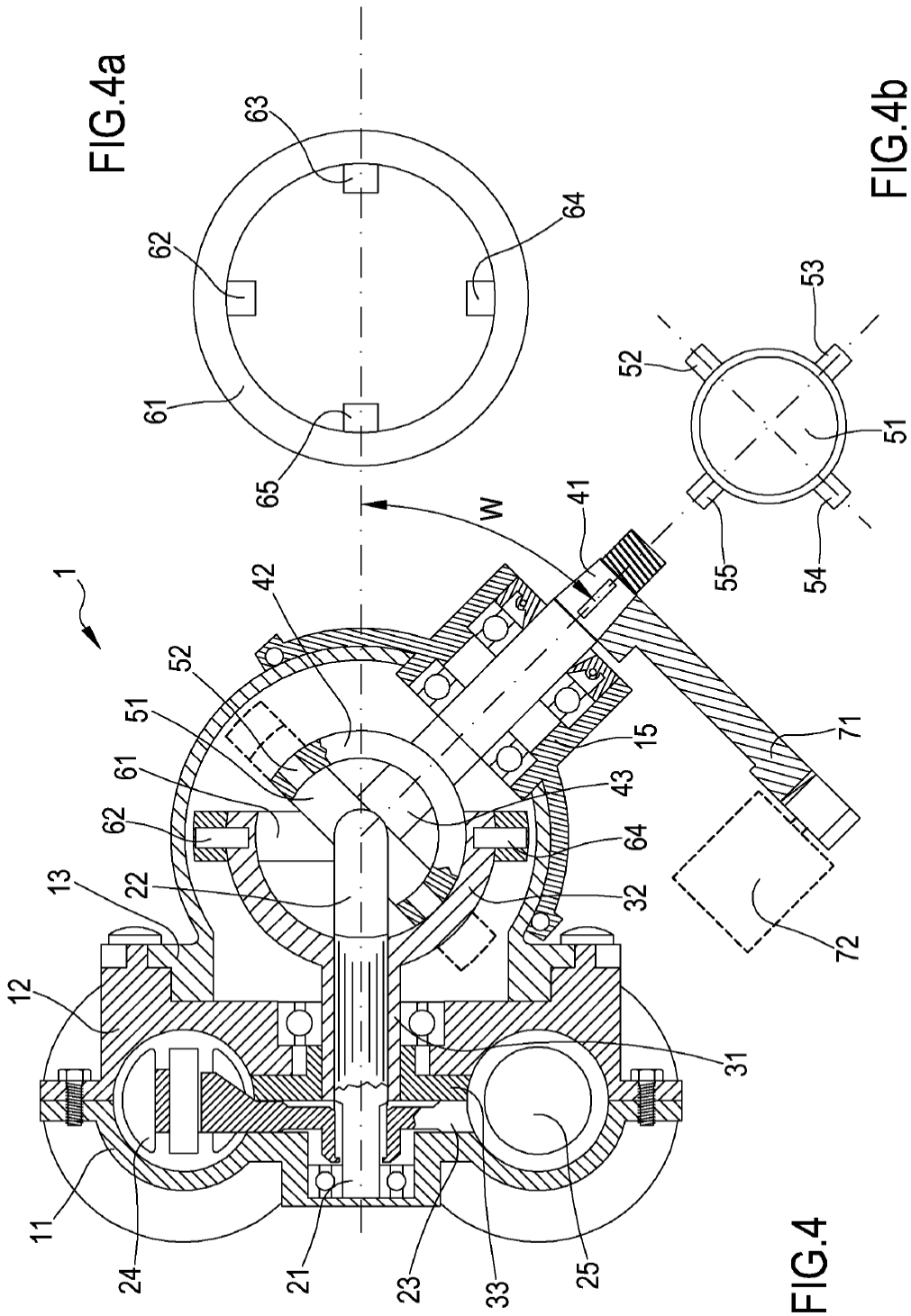


FIG.4a

FIG.4b

FIG.4

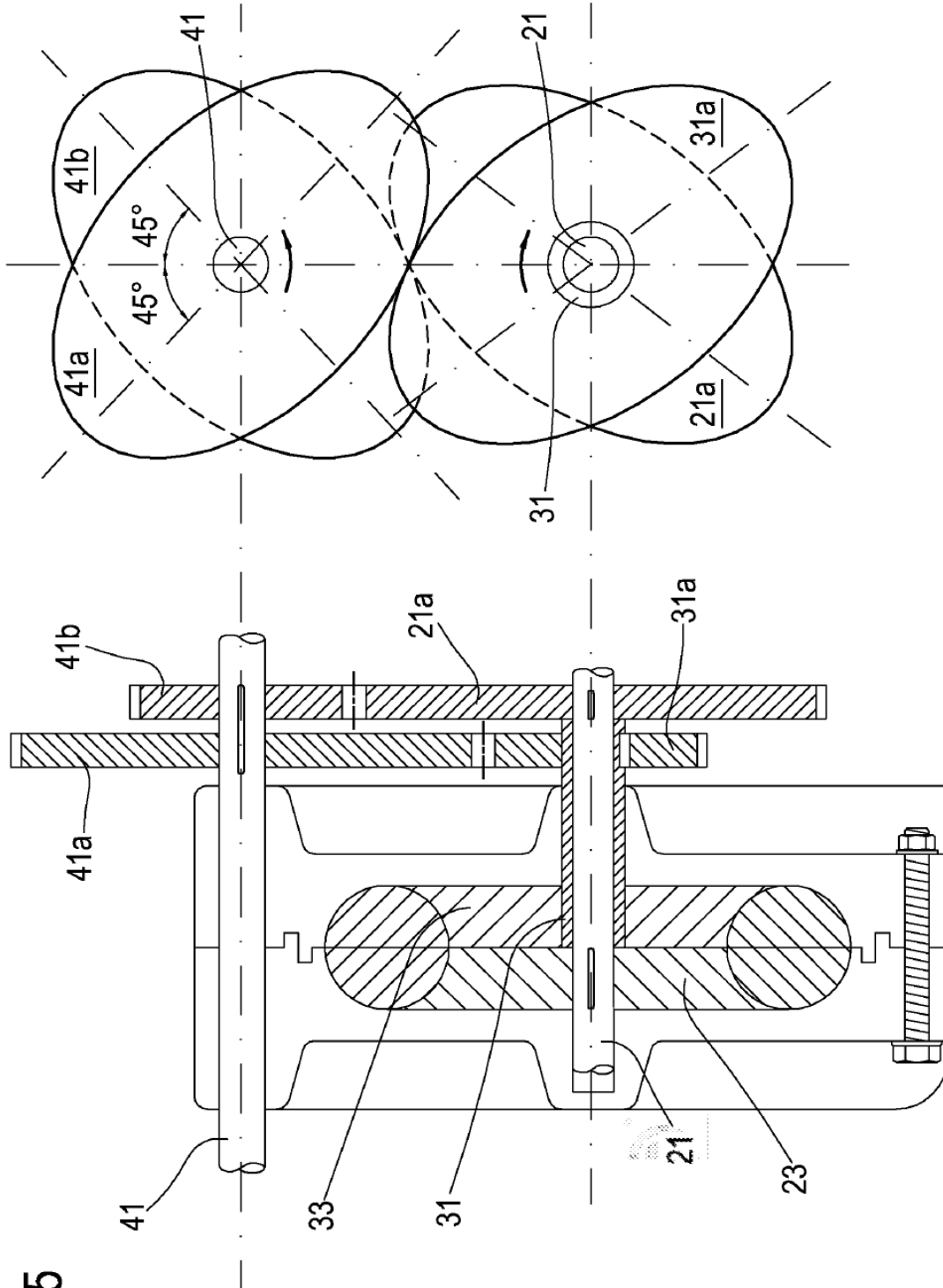


FIG.5

FIG.6

FIG.7

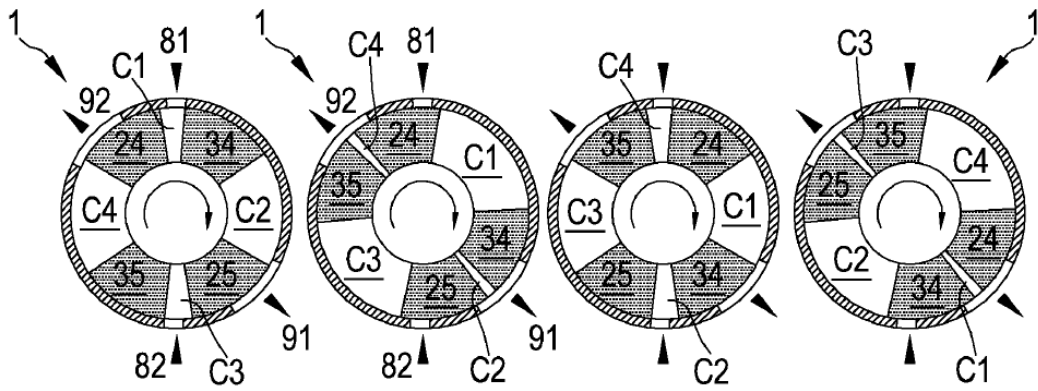
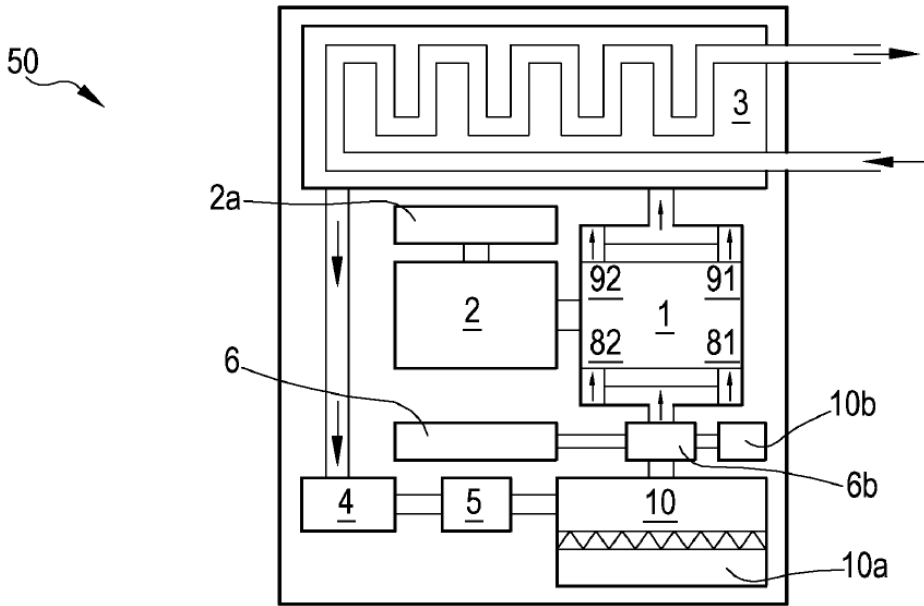


FIG.8a

FIG.8b

FIG.8c

FIG.8d

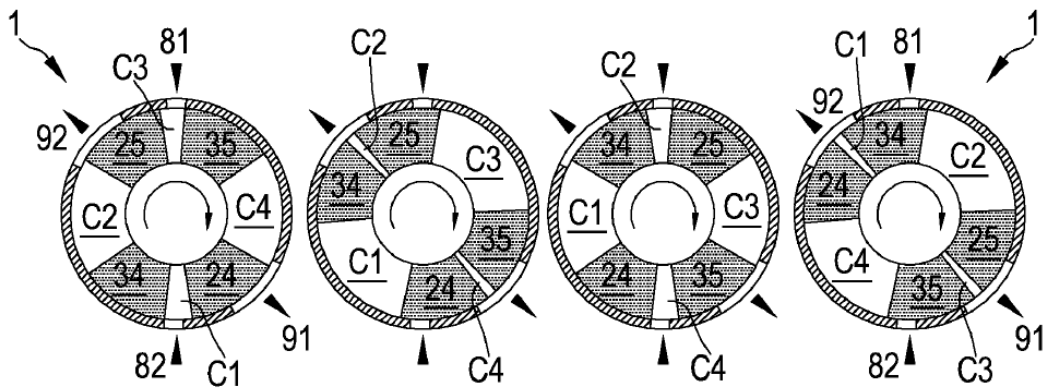


FIG.8e

FIG.8f

FIG.8g

FIG.8h

FIG.9a

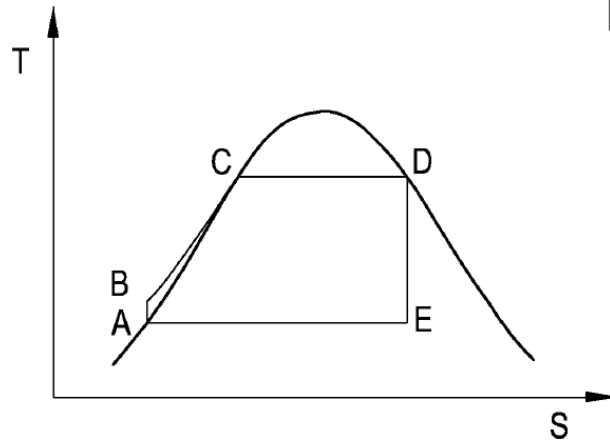


FIG.9b

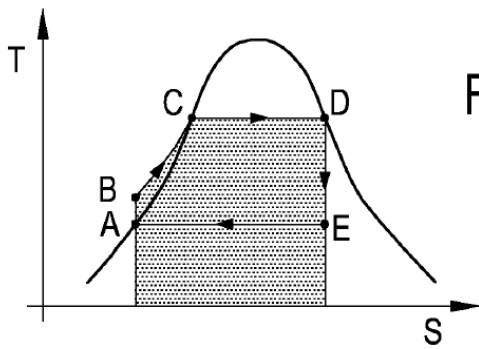


FIG.9c

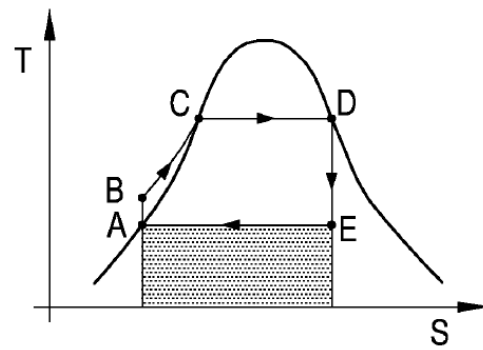
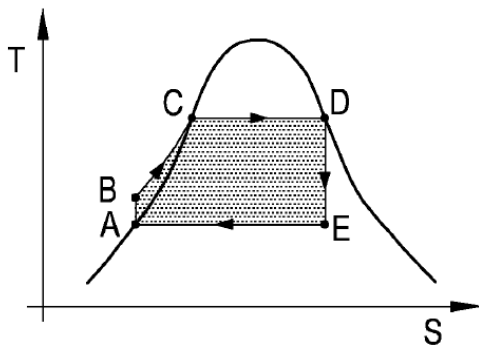


FIG.9d



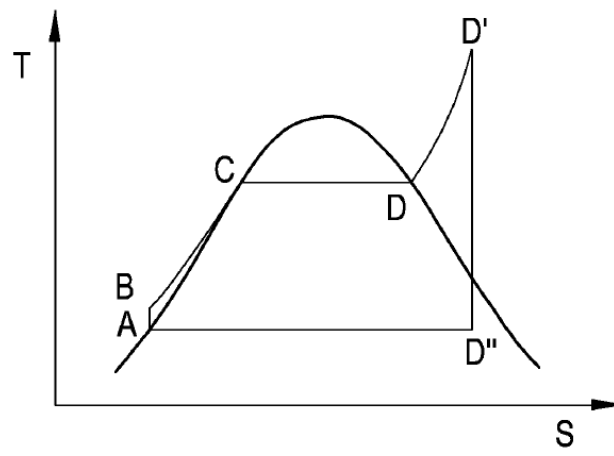


FIG.10a

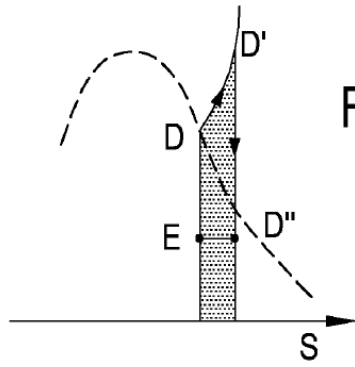


FIG.10b

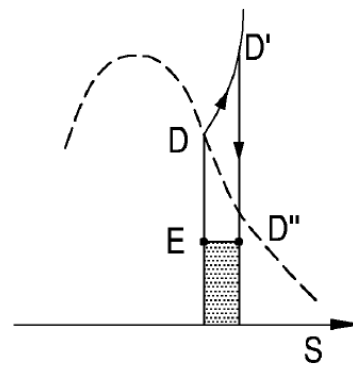


FIG.10c

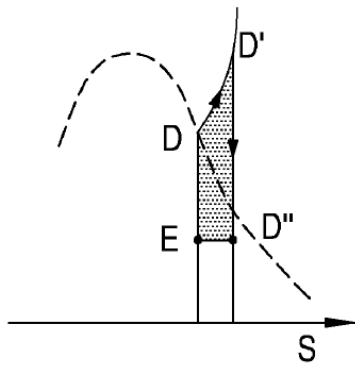


FIG.10d

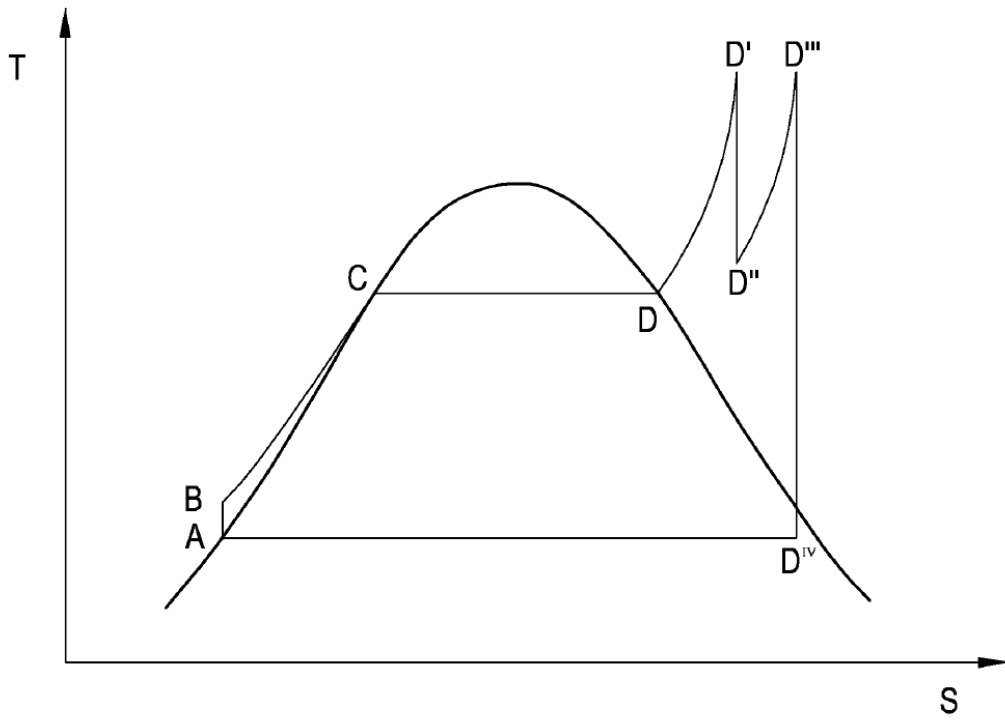


FIG.11

50

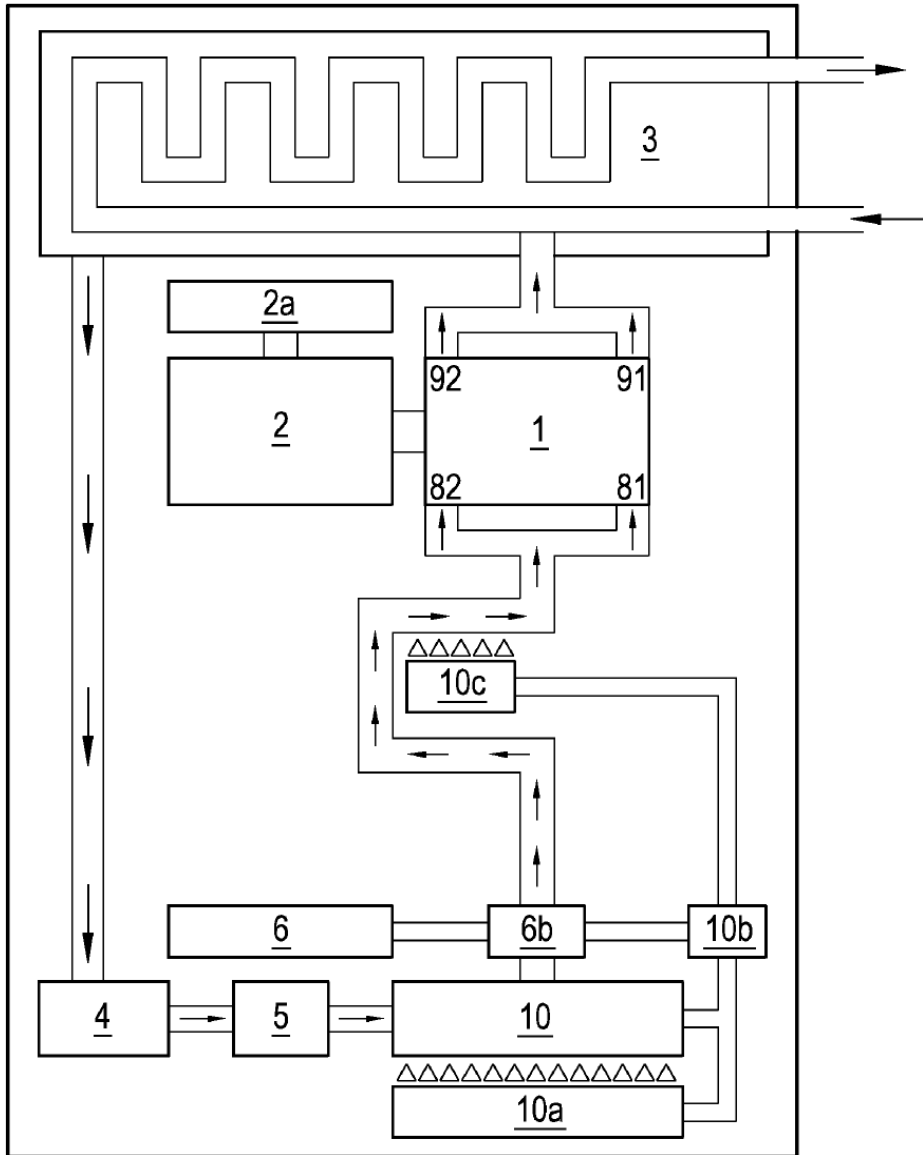


FIG.12

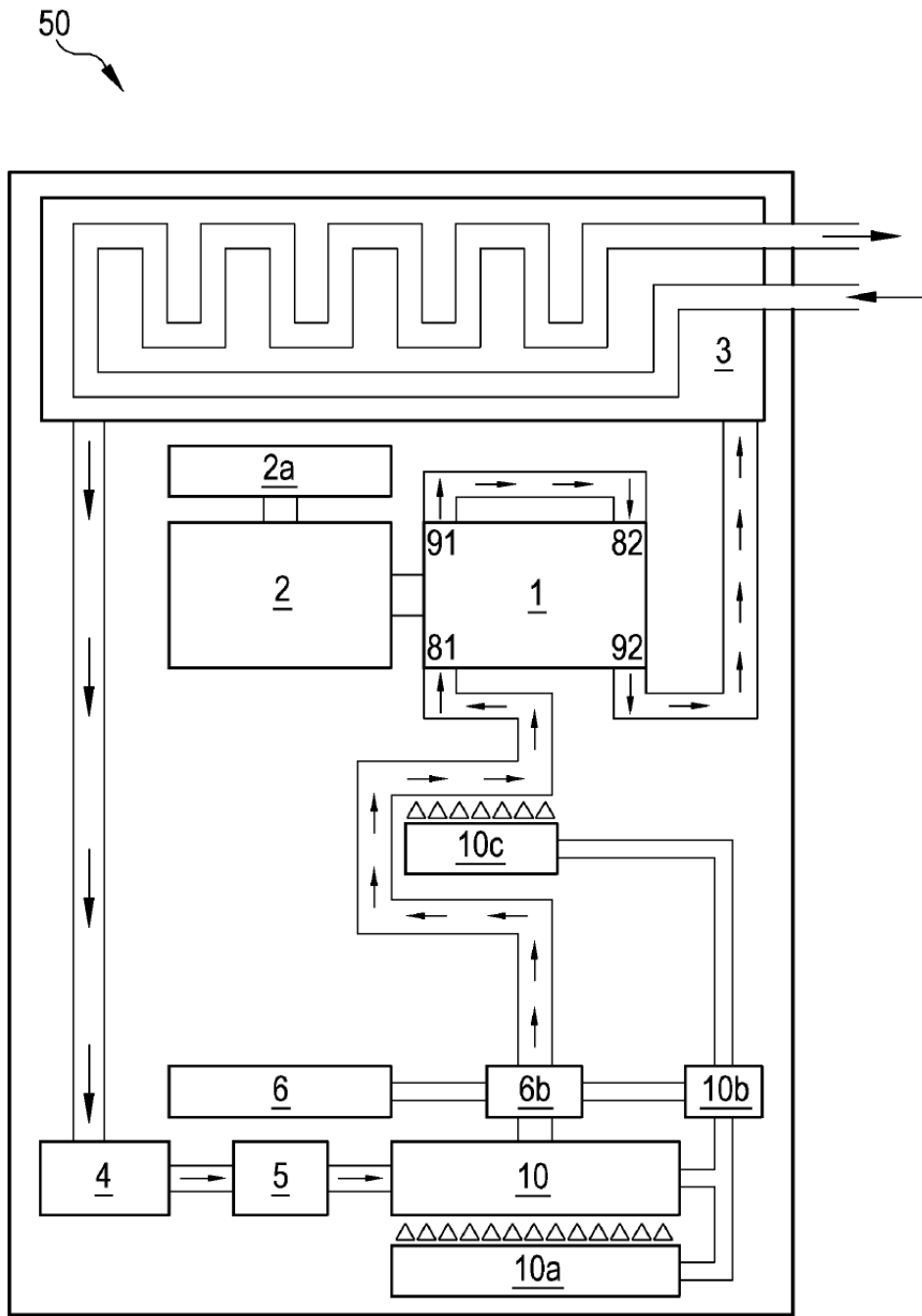


FIG.13

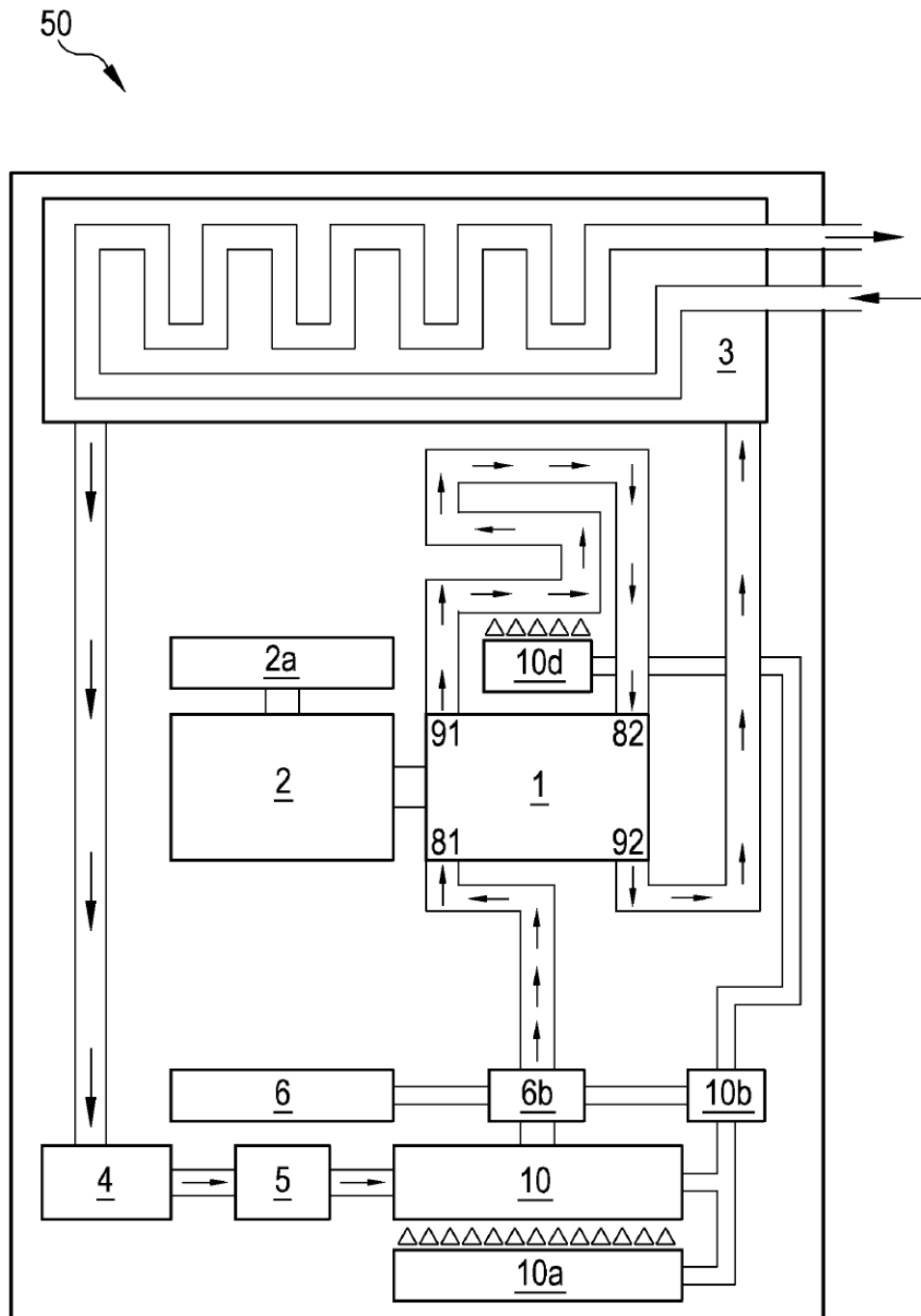


FIG.14

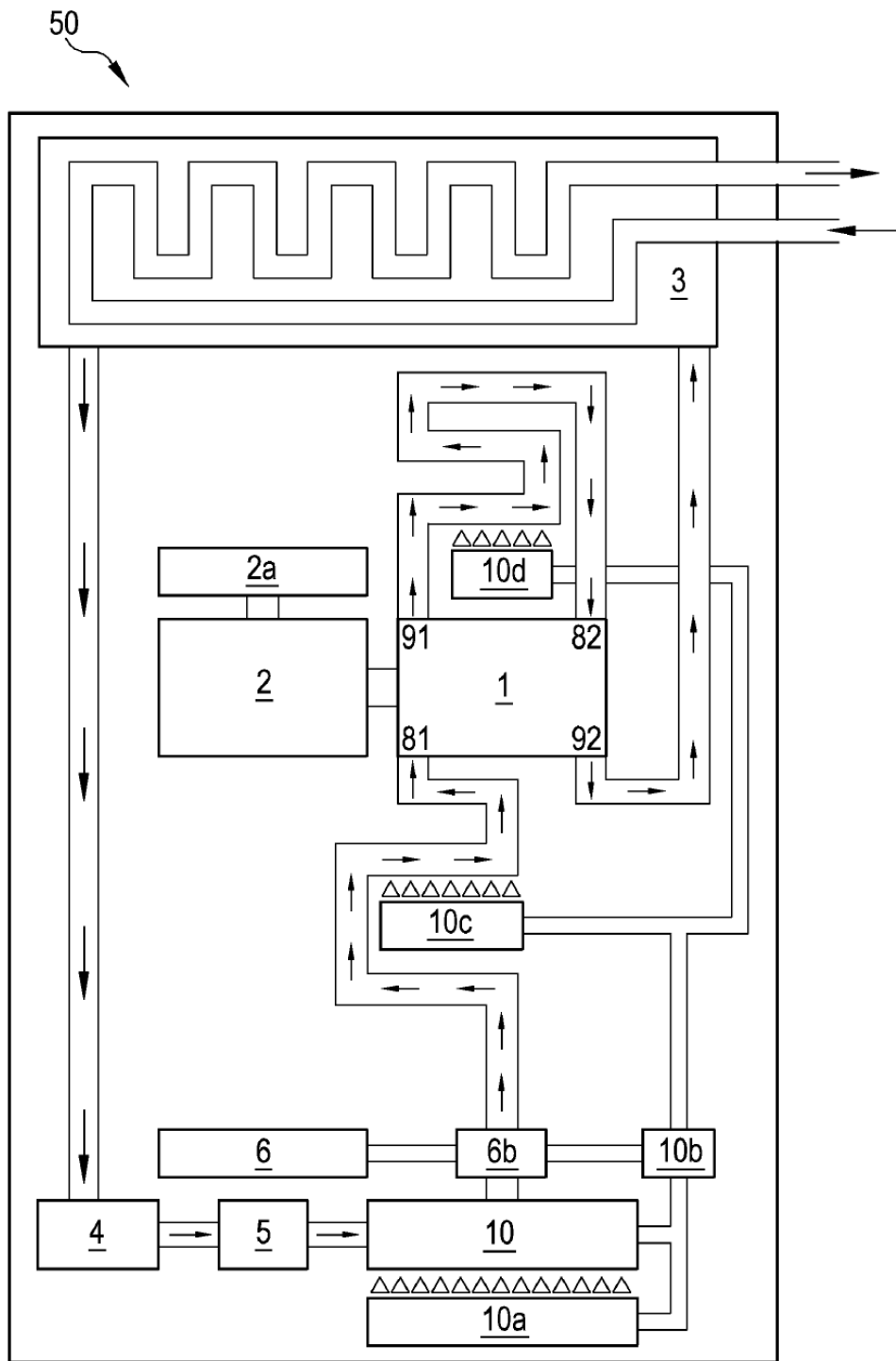


FIG.15