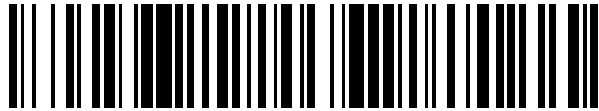


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 719 708**

21 Número de solicitud: 201800017

51 Int. Cl.:

F02C 6/00 (2006.01)

F02C 1/00 (2006.01)

F02C 1/04 (2006.01)

12

SOLICITUD DE PATENTE

A1

22 Fecha de presentación:

12.01.2018

43 Fecha de publicación de la solicitud:

12.07.2019

71 Solicitantes:

**ROBERT ART EN PEDRA S.L. (100.0%)
C/ Mayor, 38B
46135 Albalat Dels Sorells (Valencia) ES**

72 Inventor/es:

DESCO SÁNCHEZ, Alejandro

74 Agente/Representante:

DESCO SÁNCHEZ, Alejandro

54 Título: **Turbina de gas con al menos una etapa de compresión y expansión y método asociado de enfriamiento o calentamiento intermedio mediante máquina frigorífica**

57 Resumen:

Turbina de gas con al menos una etapa de compresión y expansión y método asociado de enfriamiento o calentamiento intermedio mediante máquina frigorífica.

La presente invención consiste en una turbina de gas con diferentes etapas de compresión precedidas por sendos intercambiadores. Éstos, constituyen el sistema evaporador de una máquina frigorífica, teniendo por objetivo descender la temperatura del fluido de trabajo de la turbina de gas. De este modo, se alcanzaría la presión final deseada del mismo, realizando un trabajo menor al que se hubiera debido realizar para llevarlo hasta a esa misma presión en una única etapa de compresión carente de enfriamiento previo, redundando en una mayor eficiencia de la propia turbina de gas.

El sistema condensador de la máquina frigorífica puede después ceder el calor absorbido previamente entre las diferentes etapas de expansión e incluso previamente a la etapa de combustión. La etapa de compresión de la máquina frigorífica es accionada mecánicamente por la propia turbina.

El sistema posee una válvula que puede invertir el sentido de circulación del fluido de trabajo de la máquina frigorífica.

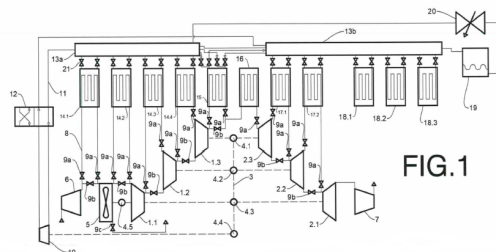


FIG.1

ES 2 719 708 A1

DESCRIPCIÓN

Turbina de gas con al menos una etapa de compresión y expansión y método asociado de enfriamiento o calentamiento intermedio mediante máquina frigorífica.

5 La presente invención se refiere a una turbina de gas que pudiera seguir el ciclo termodinámico de Brayton. Hace uso de una compresión partida en diferentes etapas, pudiendo ser su fluido de trabajo enfriado hasta temperaturas incluso menores a las de la propia admisión del difusor. Esto se consigue mediante el uso de una máquina frigorífica, accionada por el propio eje de la

10 turbina, encargada de absorber parte del calor generado entre las diferentes etapas de compresión y/o admisión, logrando rendimientos sensiblemente mayores a los obtenidos sin este método, e incluso mayores a los obtenidos mediante el uso de los ya conocidos intercambiadores aire-aire, aire-líquido u otros sistemas que se mencionarán más adelante y que actualmente son conocidos en el estado de la técnica.

15 El hecho de que los compresores sean incapaces de realizar procesos adiabáticos reversibles, dado que realizan su labor de compresión en un tiempo finito, les impide actuar como sistemas isentrópicos, por lo que a medida que se comprime el fluido de trabajo, éste gana temperatura en mayor medida a la que lo haría si el proceso fuera reversible.

20 Esta ganancia térmica es la que motiva la necesidad de dividir la compresión del fluido de trabajo de las turbinas en varias etapas, para así poder bajar su temperatura entre las mismas, logrando necesitar de un menor trabajo para lograr la presión final deseada del que sería necesario si se empleara una única etapa de compresión sin refrigeración.

25 Del mismo modo, el sistema puede ceder el calor absorbido, y el generado por el trasiego del fluido de trabajo de la máquina frigorífica, antes de la cámara de combustión de la turbina o entre sus diferentes etapas de expansión, a modo de recalentamiento del fluido de trabajo de la turbina de gas, así como al medio ajeno y exterior a la propia turbina.

30 De igual forma que los compresores, las turbinas, donde se realiza el proceso de expansión del fluido de trabajo de la turbina, son incapaces de realizar procesos adiabáticos reversibles, dado que realizan su labor en un tiempo finito, lo que les impide actuar como sistemas isentrópicos, por lo que a medida que se expande el fluido de trabajo, éste cede calor en mayor medida que

35 a la que lo haría si el proceso fuera reversible, no pudiendo extraer del fluido la misma cantidad de trabajo mecánico.

Sector de la técnica

40 La presente invención se halla encuadrada en el sector de la técnica perteneciente a la industria aeroespacial y a la de producción energética, es decir, los dos sectores donde mayoritariamente se hace uso de las turbinas de gas.

Antecedentes a la invención

45 Son conocidos diversos sistemas utilizados para lograr un enfriamiento del fluido de trabajo entre las diferentes etapas de compresión de las turbinas de gas. Los hay que se valen de intercambiadores de superficie y contacto indirecto que producen una cesión de calor entre el fluido presurizado en las etapas precedentes y algún fluido refrigerante, ya sea aire

50 atmosférico, agua, etc. Su objetivo es tratar de acercar la temperatura del fluido presurizado a la temperatura que poseía previamente a su compresión, manteniendo constante su presión, con el fin de reducir el trabajo necesario para volver a incrementar su presión en las etapas posteriores.

Se conocen a su vez diversos tipos de dispositivos para tratar de extraer el calor presente en el fluido de trabajo. Algunos de estos métodos serían los *enfriadores evaporativos*, que se basan en un filtro húmedo por el que se hace discurrir el fluido de trabajo, en nuestro caso aire, con el fin de que éste ceda calor al agua líquida para lograr un cambio de estado.

5 Se conoce también el uso de los *sistemas de niebla*, que se basan en el mismo principio que los enfriadores evaporativos, con la salvedad de que hacen uso de atomizadores de agua que rocían ésta sobre el fluido de trabajo.

10 Asimismo, los sistemas de *compresión húmeda por refrigeración mecánica* basan su principio de funcionamiento en la inyección de agua atomizada directamente al caudal de fluido de trabajo de la turbina de forma previa a su compresión, logrando temperaturas aparentemente tan bajas como se desee, con la salvedad de que el consumo energético suele hacer este sistema económicamente inviable, así como sus necesidades de espacio.

15 No obstante, la capacidad de extracción térmica de estos métodos se ha demostrado considerablemente mejorable, dado de que en el mejor de los casos tan sólo logran bajar la temperatura del fluido de trabajo de la turbina unas decenas de grados, por lo que se ha ideado un nuevo método, cuyas características son el objeto de la presente invención.

20 También son conocidos sistemas de recalentamiento que permiten la cesión de calor al fluido de trabajo de la turbina de gas en sus etapas de expansión o antes de la propia etapa de combustión. No obstante, los sistemas conocidos se valen del reaprovechamiento de la temperatura de los gases de escape a su salida de la última etapa de expansión, sistema a priori inaplicable en una turbina destinada al uso aeroespacial.

25 A continuación, se procede a enumerar las diferentes patentes y solicitudes que, como precedentes en el estado de la técnica, han servido como base para la presente invención: DE 10231827 AI (ALSTOM SWITZERLAND LTD), EP 1873375 A2 (HITACHI LTD), WO 20090738 AI (DRESSER RAND CO ET AL.), CN 203822467U U (NO 703 RES INSTCHINA CSIC), US 2010058801 AI (MASANI KARL D ETAL.), ES 2017070102.

Descripción de la invención

35 La turbina de gas es del tipo de las que están constituidas por un sistema de compresión dividido en varias etapas, aplicándose una compresión teóricamente adiabática (según el ciclo Brayton) al fluido de trabajo, aire atmosférico en este caso.

40 No obstante y con ánimo de incrementar la eficiencia del ciclo, mediante la reducción del trabajo que es necesario realizar en las diferentes etapas para comprimir el fluido de trabajo hasta la presión deseada, se ha decidido reducir forzosamente la temperatura del mismo a la entrada de las distintas etapas de compresión hasta una temperatura incluso inferior a la que tendría de no sufrir ninguna cesión de calor.

45 Para la realización de este trabajo, y que tenga sentido desde un punto de vista termodinámico, y por ende económico, se ha ideado la utilización de un ciclo frigorífico, siendo accionado mecánicamente el compresor que lo anima mediante el propio eje de la turbina, previa adecuación de su velocidad de giro mediante el uso de un sistema de transmisión.

50 Haciendo uso de los distintos elementos evaporadores de la máquina frigorífica, como un intercambiador construido en un material con un alto índice de conductividad térmica -para mejorar la conducción de calor entre el fluido de trabajo de la turbina y el fluido de trabajo de la máquina frigorífica- y aislado tanto como sea posible del exterior, con el fin de evitar la absorción de calor circundante, podemos lograr enfriar el aire hasta la temperatura deseada.

Sabiendo que la eficiencia de la máquina frigorífica depende del cociente entre el calor absorbido y la diferencia entre el calor cedido por la máquina y el absorbido, podemos deducir que cuanto más pequeña sea la diferencia entre el calor absorbido y el cedido, mayor será la eficiencia de la máquina, pudiendo sobrepasar holgadamente la unidad.

5 Aquí es donde cobra especial importancia el papel que realiza el sistema condensador de la máquina frigorífica. Éste debe tener una gran capacidad de cesión de calor, tanto por construcción como por situación, para lograr lo expuesto en el párrafo anterior, ya que cuanto mayor sea la eficiencia de la máquina, menor será el trabajo que tenga que realizar el compresor (ya que éste está accionado por la propia turbina), conllevando un mayor rendimiento de la turbina de gas, ya que éste depende del trabajo realizado por las etapas de expansión -tomado del fluido de trabajo-, el absorbido por los diferentes compresores, por el compresor de la máquina frigorífica y el calor -en forma de combustible- necesario para mantener en funcionamiento el sistema.

15 Asimismo, se contempla en la presente invención la posibilidad de ubicar el citado sistema de condensación después de la última etapa de compresión -y antes de la cámara de combustión, entre las diferentes etapas de expansión así como en un medio ajeno a la turbina de gas.

20 Esto permitiría ceder calor al fluido de trabajo de la turbina de gas justo antes de la etapa de combustión, reduciendo el calor que sería necesario aportar externamente mediante la quema de combustible y por ende mejorando la eficiencia global del sistema. De igual manera, la cesión de calor entre las diferentes etapas de expansión permitiría elevar la temperatura del fluido de trabajo de la turbina de gas a modo de recalentamiento y con ello aumentar la cantidad de trabajo que sería posible extraer del mismo durante las sucesivas expansiones en la turbina.

30 Por último, el sistema incorpora una válvula inversora que posibilitaría invertir el sentido de circulación del fluido de trabajo de la máquina frigorífica, posibilitando la extracción de calor de un medio ajeno a la turbina -o incluso de su propio fluido de trabajo una vez desechado- y la posterior cesión antes de la etapa de combustión, así como otras combinaciones a priori no rentables desde un punto de vista energético.

35 **Breve descripción de los dibujos**

Para mejor comprensión de cuanto queda descrito en la presente memoria, se acompaña de unos dibujos en los que, tan sólo a título ejemplificativo, se representan varios casos prácticos de realización de la turbina.

40 Tanto la FIG.1 como la FIG.2 muestran esquemáticamente el funcionamiento del sistema en sus dos configuraciones reivindicadas, donde la variación entre ellas se produce en función de la posición de la válvula inversora (12). Se puede observar la interacción entre la máquina frigorífica y la turbina de gas, siendo ésta última la que produce el trabajo necesario para accionar la máquina frigorífica y la primera la que puede absorber o ceder parte del calor generado en el proceso de compresión del fluido de trabajo de la turbina en las etapas precedentes a la combustión realizada en la cámara de combustión (16). Asimismo, es ésta, la máquina frigorífica, la encargada de ceder o absorber calor en las sucesivas etapas de expansión en la citada turbina o en un medio externo.

50 Enumeración de partes:

- (1.1, 1.2, 1.3): Primera, segunda y tercera etapa de compresión
- (2.1, 2.2, 2.3): Tercera, segunda y primera etapa de expansión

- (3): Eje de la turbina y sus accesorios -línea de trazo discontinuo-
- (4.1, 4.2, 4.3, 4.4, 4.5): Transmisiones, o cajas reductoras/multiplicadoras de velocidad de giro
- 5 – (5): Ventilador
- (6): Difusor/entrada de aire de la turbina -(7): Tobera/salida de gases de la turbina
- 10 – (8): Conducciones para el fluido de trabajo de la turbina de gas, representadas por línea de trazo continuo
- (9a): Válvulas que permiten la entrada o salida del fluido de trabajo de la turbina de gas hacia los elementos intercambiadores
- 15 – (9b): Válvula baipás que permite la circunvalación de los elementos intercambiadores por parte del fluido de trabajo de la turbina de gas
- (9c): Válvula que permite la salida total o parcial de fluido de trabajo de la turbina de gas al medio ajeno a la misma
- 20 – (10): Etapa de compresión de la máquina frigorífica
- (11): Conducciones para el fluido de trabajo de la máquina frigorífica, representadas por línea de trazo continuo
- 25 – (12): Válvula que permite la inversión del sentido de circulación del fluido de trabajo de la máquina frigorífica. La válvula representada consiste en un sistema de cuatro vías y dos posiciones
- 30 – (13a): Sistema de distribución del fluido de trabajo de la máquina frigorífica entre los elementos intercambiadores de la misma (14.1, 14.2, 14.3, 14.4, 15)
- (13b): Sistema de distribución del fluido de trabajo de la máquina frigorífica entre los elementos intercambiadores de la misma (15,17.1, 17.2, 18.1, 18.2 y 18.3)
- 35 – (14.1, 14.2, 14.3, 14.4): Elementos que permiten el intercambio de calor - posible en ambos sentidos- entre el fluido de trabajo de la turbina de gas y el fluido de trabajo de la máquina frigorífica
- 40 – (15): Elemento que permite el intercambio de calor-posible en ambos sentidos- entre el fluido de trabajo de la turbina de gas y el fluido de trabajo de la máquina frigorífica
- (16): Cámara de combustión de la turbina de gas
- 45 – (17.1, 17.2): Elementos que permiten el intercambio de calor - posible en ambos sentidos- entre el fluido de trabajo de la turbina de gas y el fluido de trabajo de la máquina frigorífica
- 50 – (18.1, 18.2, 18.3): Elementos que permiten el intercambio de calor- posible en ambos sentidos- entre el fluido de trabajo de la máquina frigorífica y un medio externo al mismo, ya sea el aire circundante o el fluido de trabajo de la turbina de gas una vez éste haya salido del sistema termodinámico.

- (19): Depósito y/o elemento separador de las fases líquida y gaseosa del fluido de trabajo de la máquina frigorífica
 - 5 – (20): Etapa de expansión de la máquina frigorífica
 - (21): Válvulas que regulan el paso del fluido de trabajo de la máquina frigorífica a los diferentes elementos intercambiadores (14.1, 14.2, 14.3, 14.4, 15, 17.1, 17.2, 18.1, 18.2, 18.3)
- 10 Las FIG.3a y FIG.3b muestran dos disposiciones hipotéticas, en las cuales se aprecia un elemento (9) genérico, que corresponde a la unificación de los elementos (9a) y (9b) presentes en la FIG.1 y FIG.2 en un único cuerpo, una válvula con cuatro vías de paso para el fluido de trabajo de la máquina frigorífica y dos posiciones, una, la mostrada en la FIG.3a, donde permite el paso del fluido de trabajo de la turbina de gas entre un elemento y otro, obviando cualquier elemento intercambiador con la máquina frigorífica, así como una segunda posición, mostrada
- 15 en la FIG.3b, donde permite el paso del fluido de trabajo de la turbina de gas a un elemento intercambiador genérico (18) -el cual podría representar cualquier elemento (14.1, 14.2, 14.3, 14.4 15, 17.1, 17.2, 18.1, 18.2, 18.3)- y de vuelta a un segundo elemento de la turbina de gas.
- 20 Asimismo, las FIG.3a y FIG.3b muestran dos disposiciones hipotéticas, en las cuales se aprecia un elemento (21) genérico, que corresponde a la unificación de las parejas de elementos (21) presentes en la FIG.1 y FIG.2, cada conjunto de dos válvulas (21) que restringen el paso de caudal entre el fluido de trabajo de la máquina frigorífica y sendos intercambiadores. Corresponde a una válvula con cuatro vías de paso para el fluido de trabajo
- 25 de la máquina frigorífica y dos posiciones, una, la mostrada en la FIG.3a, donde permite el paso del fluido de trabajo de la máquina frigorífica entre un elemento y otro, obviando cualquier elemento intercambiador con la turbina de gas, así como una segunda posición, mostrada en la FIG.3b, donde permite el paso del fluido de trabajo de la máquina frigorífica a un elemento intercambiador genérico (18) -el cual podría representar cualquier elemento (14.1, 14.2,
- 30 14.3,14.4 15,17.1,17.2,18.1,18.2,18.3)- y de vuelta a un segundo elemento de la máquina frigorífica.

Enumeración de partes en las FIG.3a y FIG.3b:

- 35 – (8): Conducciones para el fluido de trabajo de la turbina de gas, representadas por línea de trazo continuo
- (9): Válvula de cuatro vías y dos posiciones
- 40 – (11): Conducciones para el fluido de trabajo de la máquina frigorífica, representadas por línea de trazo continuo
- (21): Válvula de cuatro vías y dos posiciones
- 45 – (18): Elemento intercambiador genérico

Por último, en la FIG.4 se representa un detalle común a las FIG.1 y FIG.2, donde se aprecia con más claridad la interacción entre los elementos distribuidores (13a, 13b), el elemento intercambiador (15) precedente a la cámara de combustión (16) y las diferentes válvulas (21)

50 que regulan la circulación del fluido de trabajo de la máquina frigorífica.

Descripción de una realización preferida

Atendiendo a la FIG.1 podemos observar cómo la turbina de gas consta de un difusor o admisión (6) por donde toma aire atmosférico que pudiera ser decelerado, incrementando su presión dinámica, al atravesar éste elemento. A continuación, éste, el fluido de trabajo de la turbina de gas, puede tomar dos caminos, uno a través de la válvula (9b) que le permite acceder directamente al ventilador (5) u otro, mediante las válvulas (9a) por donde atravesará un primer intercambiador (14.1) de contacto indirecto superficial. Cabe la posibilidad de que las tres válvulas puedan estar abiertas o cerradas parcialmente, permitiendo un flujo parcial del fluido de trabajo de la turbina de gas a través de cada uno de los dos caminos citados anteriormente.

Después del ventilador (5) el fluido de trabajo de la turbina de gas puede tomar dos caminos; El primero, donde parte del fluido de trabajo puede ser devuelto al medio externo mediante una válvula (9c). Y el segundo, en el cual parte o la totalidad del fluido es conducido a una primera etapa de compresión (1.1) siguiendo el mismo camino descrito con anterioridad, si bien mediante las válvulas (9a) donde circulará a través del intercambiador (14.2), si bien mediante la circunvalación de la etapa de intercambio (14.2) mediante la válvula (9b), o una combinación de ambas. Una vez acaecida la primera etapa de compresión, el fluido de trabajo puede o bien atravesar el conjunto de válvulas (9a) para circular a través del intercambiador (14.3) o bien puede dirigirse directamente a una segunda etapa de compresión (1.2) mediante el baipás que genera la válvula (9b). También puede ser conducido de forma parcial a través de ambos conjuntos de válvulas.

Tras superar la segunda etapa de compresión (1.2) el fluido es conducido a una tercera etapa de compresión (1.3) siguiendo el mismo camino descrito con anterioridad. El fluido de trabajo puede o bien atravesar el conjunto de válvulas (9a) para circular a través del intercambiador (14.4) o bien puede dirigirse directamente a una tercera etapa de compresión (1.3) mediante el baipás que genera la válvula (9b). Asimismo, puede ser conducido de forma parcial por ambos recorridos.

Tras la tercera etapa de compresión (1.3) el fluido de trabajo de la turbina puede o bien atravesar el conjunto de válvulas (9a) para circular a través del intercambiador (15) o bien puede dirigirse directamente a la cámara de combustión (16) mediante el baipás que genera la válvula (9b). Es aquí, en la cámara de combustión (16) donde necesariamente se eleva la temperatura del fluido de trabajo de la turbina y con ello su entalpia.

Una vez elevada la temperatura del fluido de trabajo de la turbina de gas en la cámara de combustión (16), éste continúa su recorrido hacia una primera etapa de expansión (2.3). De nuevo, el fluido de trabajo puede o bien atravesar el conjunto de válvulas (9a) para circular a través del intercambiador (17.1) o bien puede dirigirse directamente a una segunda etapa de expansión (2.2) mediante el baipás que genera la válvula (9b). Asimismo, puede ser conducido de forma parcial por ambos recorridos.

Seguidamente, el fluido de trabajo puede o bien atravesar el conjunto de válvulas (9a) para circular a través del intercambiador (17.2) o bien puede dirigirse directamente a una tercera etapa de expansión (2.3) mediante la circunvalación que genera la válvula (9b). Del mismo modo, puede ser conducido de forma parcial por ambos recorridos.

Tras recorrer la última etapa de expansión (2.3), el fluido de trabajo se dirige a una tobera (7) o salida de gases de escape, donde es devuelto a la atmósfera, pudiendo generar un empuje en el caso de las turbinas de aplicación aeroespacial.

En todo momento, el fluido de trabajo de la turbina de gas discurre entre las diferentes partes que constituyen el sistema por sus propias conducciones (8). El sistema comprendido por las diferentes etapas de compresión (1.1,1.2,1.3), el ventilador (5) y las etapas de expansión (2.3,

2.2, 2.1), así como la etapa de compresión de la máquina frigorífica (10) giran solidariamente gracias a uno o varios ejes (3) impulsados por las etapas de expansión (2.3, 2.2, 2.1), adecuándose las distintas velocidades de giro de cada uno de los elementos mediante el uso de transmisiones o cajas reductoras y/o multiplicadoras de velocidad (4.1, 4.2, 4.3, 4.4, 4.5).

5 Tanto en la configuración mostrada en la FIG.1 como en la FIG.2, la máquina frigorífica consta de un compresor (10), que eleva la presión del fluido de trabajo, en este caso cualquier fluido refrigerante conocido en el estado de la técnica, cuando éste se encuentra totalmente en fase gaseosa, discurriendo el mismo por unas líneas o conducciones (11). El compresor (10) es accionado mecánicamente por la turbina, transformando la velocidad de giro de su eje (3) en una más adecuada para el funcionamiento de la máquina frigorífica mediante el uso de una caja de velocidades (4.4).

15 La diferencia entre ambas situaciones, las propuestas en las FIG.1 y FIG.2 radica en la válvula inversora (12) que permite la circulación del fluido de trabajo de la máquina frigorífica en dos sentidos distintos, lo que conlleva la posibilidad de poder invertir la situación de sus focos caliente y frío. Según la FIG.1, tras elevar su presión en el compresor (10), el fluido refrigerante viaja por las conducciones (11) hasta un primer elemento distribuidor (13b) donde puede hacerse circular, ya sea en serie -siguiendo consecutivamente la disposición de los
20 intercambiadores- o en paralelo-accediendo a cada uno de los intercambiadores fluido de trabajo en idénticas condiciones- o en una combinación de éstas a los distintos intercambiadores, que, en este caso, actuarían como condensadores de la máquina frigorífica, cediendo calor a los diferentes medios con los que se hayan en contacto indirecto superficial.

25 El elemento intercambiador de contacto indirecto superficial (15) podría actuar tanto como condensador como evaporador de la máquina frigorífica, en función del distribuidor (13b, 13a) del que sea surtido de fluido de trabajo de la máquina frigorífica. En la disposición propuesta por la FIG.1, en el caso de funcionar como condensador, al ser provisto de fluido refrigerante por el elemento distribuidor (13b) a través de las diferentes válvulas (21) que regulan la
30 circulación del fluido de trabajo de la máquina frigorífica, podría ceder calor al fluido de trabajo de la turbina, elevando la temperatura de éste antes de alcanzar la cámara de combustión (16).

35 Los intercambiadores de contacto indirecto superficial situados entre fases de expansión (17.1, 17.2) funcionando como condensadores de la máquina frigorífica, en el caso de ser provistos del fluido de trabajo de la máquina frigorífica por parte del sistema de distribución (13b), podrían ceder calor entre las diferentes etapas de expansión (2.3, 2.2, 2.1) a modo de recalentamiento -elevando la temperatura del fluido de trabajo de la turbina-, como los demás sistemas ya conocidos en el estado de la técnica, consiguiendo una mayor eficiencia global del sistema al permitir una mayor extracción de trabajo mecánico por parte de las etapas de
40 expansión.

45 Por último, los intercambiadores superficiales ajenos a la turbina -también de contacto indirecto- (18.1, 18.2, 18.3) en el caso de ser provistos del fluido de trabajo de la máquina frigorífica por parte del sistema de distribución (13b), también podrían actuar como condensadores, cediendo calor a un medio indeterminado, que bien pudiera ser un medio ajeno a la turbina de gas, como una corriente de aire circundante a una aeronave -en el caso de una aplicación aeroespacial-, una corriente de cualquier fluido conocido en el estado de la técnica, o incluso el propio fluido de trabajo de la turbina de gas en cualquier disposición posible, hasta incluso después de haber sido evacuado este por la tobera (7).

50 Tras haber pasado parcial o totalmente de fase gaseosa a líquida en cualquiera de las etapas de condensación posibles, el fluido de trabajo de la máquina frigorífica viaja a un elemento separador de fases (19) que bien pudiera hacer las veces de depósito. A continuación, el fluido de trabajo de la máquina frigorífica circula hasta una etapa de expansión (20) donde su presión

5 decrece bruscamente, propiciando el cambio de fase -de líquida a gaseosa- que se dará posteriormente en el sistema evaporador. Una vez ya en el segundo elemento distribuidor (13a), el fluido de trabajo puede ser conducido según tres disposiciones posibles o una combinación de éstas, como se ha mencionado anteriormente, si bien siguiendo una redistribución en serie, en paralelo, o un compendio de éstas, actuando siempre como elementos evaporadores -debido a la configuración propiciada por la situación de la válvula inversora (12)-.

10 En el caso de ser reconducido al elemento intercambiador de contacto indirecto superficial (14.1), el fluido de trabajo de la máquina frigorífica podría absorber calor del fluido de trabajo de la turbina de gas, propiciando una bajada de temperatura de éste entre las etapas de admisión (6) y compresión en el ventilador (5). Lo mismo sucedería en el caso de ser reconducido al resto de elementos intercambiadores (14.2, 14.3, 14.4, 15) donde éstos podrían absorber calor entre las diferentes etapas de compresión (1.1, 1.2, 1.3), en el caso de los intercambiadores (14.3, 14.4), o entre la etapa de compresión en el ventilador (5) y la primera etapa de compresión en el compresor (1.1), como sería el caso del segundo elemento intercambiador (14.2). El caso del último intercambiador (15) sería el más desfavorable, pues absorbería calor antes de la etapa de combustión (16), lo cual a priori carece de utilidad práctica. En el resto de situaciones, al absorber calor -y por ende bajar la temperatura- del fluido de trabajo de la turbina de gas, se lograría una mayor eficiencia del sistema, debido a que el fluido de trabajo de la turbina es enfriado de forma politrópica, aproximadamente isobárica, al ceder calor en los intercambiadores al sistema evaporador de la máquina frigorífica. Una menor temperatura, conservando la presión, redundaría en un menor trabajo de compresión en las diferentes etapas, debido a que la eficiencia isentrópica de las etapas de compresión no es ideal, pues se trata de máquinas reales y no de sistemas reversibles.

20 Una vez el fluido refrigerante abandona el segundo sistema distribuidor (13a), y con ello el sistema evaporador, viaja de nuevo al compresor (10), donde se le volverá a imprimir el trabajo necesario para completar de nuevo el ciclo termodinámico de la máquina frigorífica.

30 Pese a que los elementos distribuidores (13a, 13b) permitan la circulación de fluido de trabajo de la máquina frigorífica a lo largo de sus diferentes sistemas intercambiadores, dependerá de la posición de las válvulas reguladoras (9a, 9b y 9c) la circulación del fluido de trabajo de la turbina de gas a través de éstos, lo que determinará la posibilidad de intercambio indirecto superficial entre ambos fluidos de trabajo.

40 Atendiendo a la FIG.2 podemos observar como el sistema termodinámico formado por la turbina de gas permanece invariable, no así el constituido por la máquina frigorífica. La principal diferencia física radica en la posición adoptada por la válvula inversora (12). En este caso, el fluido de trabajo de la máquina frigorífica invierte su sentido de circulación a lo largo del circuito -y por ende el orden de paso a través de las diferentes etapas- redundando en una evidente diferencia operacional del sistema, ya que esta inversión implica una inversión en la situación de sus focos caliente y frío.

45 El ciclo termodinámico se inicia en la fase de compresión (10) que eleva la presión del fluido de trabajo de la máquina frigorífica, en este caso cualquier fluido refrigerante conocido en el estado de la técnica, cuando éste se encuentra mayoritariamente en fase gaseosa, discurriendo el mismo por unas líneas o conducciones (11), siendo el sistema compresor (10) accionado mecánicamente por la turbina, transformando la velocidad de giro de su eje (3) en una más adecuada para el funcionamiento de la máquina frigorífica mediante el uso de una caja de velocidades (4.4). Una vez elevada la presión del fluido refrigerante, aún en estado gaseoso, éste, mediante la válvula inversora (12) es conducido por sus líneas (11) hasta un primer elemento distribuidor (13a), donde toma parte la etapa de condensación.

5 Como en la disposición mostrada por la FIG.1., en función de la apertura de las diferentes
 válvulas reguladoras (21) y de la distribución realizada por el elemento distribuidor (13a), los
 distintos elementos intercambiadores (14.1, 14.2, 14.3, 14.4, 15) pueden actuar como
 condensadores de la máquina frigorífica, cediendo calor al fluido de trabajo de la turbina de gas
 -en función de la apertura de las distintas válvulas (9a, 9b y 9c)- antes, entre y después de las
 distintas etapas de compresión. Esta situación, a priori, sólo cobra sentido en el caso del
 elemento intercambiador (15), pues al actuar como etapa de condensación, podría ceder calor
 al fluido de trabajo de la turbina de gas justo antes de la etapa de combustión producida en la
 cámara de combustión (16), incrementando la temperatura del mismo y propiciando una mejora
 10 en la eficiencia global del sistema.

Tras haber pasado parcial o totalmente de fase gaseosa a líquida en cualquiera de las etapas
 de condensación posibles, el fluido de trabajo de la máquina frigorífica circula hasta una etapa
 de expansión (20) donde su presión decrece bruscamente, propiciando el cambio de fase que
 15 se dará posteriormente en el sistema evaporador. A continuación, viaja a un elemento
 separador de fases (19) que bien pudiera hacer las veces de depósito. Tras abandonar este
 último elemento (19), el fluido de trabajo de la máquina frigorífica circula hasta el segundo
 elemento distribuidor (13b) donde, en función de la apertura de las diferentes válvulas
 reguladoras (21) y de la distribución realizada por el elemento distribuidor (13b), los distintos
 20 elementos intercambiadores (15,17.1,17.2) pueden actuar como evaporadores de la máquina
 frigorífica, absorbiendo calor del fluido de trabajo de la turbina de gas -en función de la apertura
 de las distintas válvulas (9a, 9b y 9c)- antes y entre las distintas etapas de expansión o de un
 medio externo o incluso ajeno al fluido de trabajo de la turbina de gas, como sería el caso de
 los elementos (18.1, 18.2, 18.3). Esta distribución carece de sentido en los elementos
 25 intercambiadores (15,17.1,17.2), pues absorber calor del fluido de trabajo de la turbina en esas
 etapas redundaría en una disminución de la eficiencia global del sistema. No obstante, en el
 caso de los elementos intercambiadores (18.1, 18.2, 18.3), absorber calor de un medio ajeno al
 sistema, como podría ser cualquier fluido conocido en el estado de la técnica, o incluso el
 propio fluido de trabajo de la turbina de gas tras ser expulsados por la tobera (7) sí que
 30 resultaría eficiente, si, como se ha mencionado con anterioridad, éste calor absorbido, más el
 impreso por el trabajo del elemento compresor (10), son distribuidos por el elemento
 distribuidor (13a) hasta el elemento intercambiador (15), donde cedería la citada suma de
 calores al fluido de trabajo de la turbina de gas antes de la etapa de combustión (16).

35 Una vez el fluido de trabajo de la máquina frigorífica abandona el segundo sistema distribuidor
 (13b), y con ello el sistema evaporador, viaja de nuevo al compresor (10), donde se le volverá a
 imprimir el trabajo necesario para completar de nuevo el ciclo termodinámico de la máquina
 frigorífica.

40 Ahondando en la explicación termodinámica del sistema, las diferentes etapas de compresión,
 que pudieran ser graduales, en función de la disposición de los álabes, número de éstos y
 velocidad de giro relativa de cada una de las etapas -gracias a las diferentes relaciones de
 transmisión posibles entre ellas-, o ecuanímes, tratan de comprimir el fluido de trabajo de la
 turbina de gas de forma adiabática, cosa imposible en la práctica pues se trata de máquinas
 45 reales y no de sistemas reversibles, siendo pues su rendimiento isentrópico imperfecto.

Las etapas en la que cualesquiera de los intercambiadores pudieran actuar como
 condensadores, independientemente de si se tratara de la configuración mostrada en la FIG.1
 o de la mostrada en la FIG.2, éstos, hablando de nuevo en un hipotético trabajo reversible,
 50 tratarían de enfriar isobáricamente el fluido de trabajo de la turbina de gas -o de un medio
 externo en el caso de los intercambiadores (18.1, 18.2, 18.3)-, al absorber calor del mismo, que
 sería asimilado por el sistema termodinámico formado por la máquina frigorífica.

5 Por su parte, en las diferentes etapas de expansión, el fluido de trabajo de la turbina de gas experimenta una expansión adiabática en las mismas -hablando nuevamente de trabajos reversibles, no de la situación que se pudiera dar en la realidad, dependiente de innumerables factores-. Hasta ser devuelto al medio externo a la turbina de gas, tras pasar o no por un sistema de evacuación de gases, recuperando su presión inicial, la que tenía antes de ser absorbido y transformado por el sistema. Cabe mencionar que ésta expansión, la acaecida entre las diferentes etapas de expansión, es la única del ciclo que produce trabajo mecánico en lugar de consumirlo, por lo que todo sistema o método que pudiera facilitar una mayor extracción energética -cesión de calor antes de la etapa de combustión o entre las diferentes etapas de expansión-, una disminución del trabajo consumido por las etapas de compresión - reduciendo la temperatura del fluido de trabajo de la turbina de gas antes de las sucesivas etapas de compresión y entre las mismas-, o una disminución del trabajo consumido por la etapa de compresión de la máquina frigorífica, redundarían en una mayor eficiencia global del sistema termodinámico de la turbina de gas, que es el fin último de la presente invención.

15 Como se puede observar, el sistema se muestra en su estado más elemental, básico. Puede ser mejorado considerablemente mediante la pertinente adición de las mejoras típicas tanto del ciclo frigorífico como del ciclo de turbina de gas, como los sistemas de recalentamiento o enfriamiento actualmente conocidos en el estado de la técnica en el caso de ésta última, por ejemplo. No obstante, se ha decidido omitir las posibles mejoras, ajenas a las formas más elementales de los sistemas conocidos en el estado de la técnica, para así reducir el sistema a su estado más primario, en aras de simplificar la redacción y comprensión de la presente invención. Se ha pasado por alto también la descripción de una hipotética asociación en paralelo de varias etapas en la compresión y expansión junto con más de una máquina frigorífica, por la redundancia que ello supone.

25 Es evidente que la presente invención tendría un amplísimo campo de aplicación, tanto en la industria aeroespacial como en la de producción energética, pudiendo, en este último caso complementar a las centrales de ciclo combinado o a las de cogeneración en su búsqueda de la mayor eficiencia posible. Por su parte, en la industria aeroespacial tendría gran aplicación a la hora de crear motores más eficientes, con menores consumos y emisiones de gases nocivos que son emitidos directamente a la atmósfera. Redundaría a su vez en un aumento de la autonomía de servicio de las citadas aeronaves, abaratando el coste del transporte de mercancías o pasajeros.

35

REIVINDICACIONES

- 5 1. Turbina de gas con al menos una etapa de compresión, al menos una etapa previa de enfriamiento a la misma, al menos una etapa de recalentamiento precedente a la etapa de combustión y al menos una etapa de expansión precedida de una etapa de recalentamiento, que puede comprender una primera etapa de compresión (1.1), una segunda etapa de compresión (1.2) y una tercera etapa de compresión (1.3), accionadas por al menos un eje (3) que pudiera ser movido por al menos una etapa de expansión (2.3), una segunda etapa de expansión (2.2) y/o una tercera etapa de expansión (2.1), caracterizado el sistema porque las 10 etapas de enfriamiento previo a cada etapa de compresión y las etapas de recalentamiento previas a cada etapa de expansión y combustión son realizadas mediante una máquina frigorífica. El sistema de la máquina frigorífica comprende al menos un sistema evaporador (13a, 15,14.2,14.3,14.4) que hace las veces de sistema intercambiador con la turbina de gas, en donde la máquina frigorífica comprende al menos una etapa de compresión (10), al menos 15 una caja de velocidades (4.4), al menos un sistema condensador (13b, 15,17.1,17.2) que hace las veces de sistema intercambiador con el fluido de trabajo de la turbina de gas, al menos una etapa de expansión (20), al menos un sistema condensador (18.1, 18.2, 18.3) que puede hacer las veces de sistema intercambiador con un medio ajeno al sistema constituido por la turbina de gas, al menos un elemento intercambiador (15) que puede hacer las veces de evaporador y 20 condensador en función del sistema distribuidor (13a, 13b) que lo alimenta, y en donde el fluido de trabajo de la máquina frigorífica, que puede ser cualquier fluido refrigerante conocido en el estado de la técnica, pasa por la etapa de compresión (10), dicha etapa de compresión (10) está actuado por la caja de velocidades (4.4) también accionada por el eje (3) de las etapas de expansión (2.3, 2.2, 2.1), dicha etapa de compresión (10) está conectada al sistema 25 condensador (13b, 15, 17.1, 17.2, 18.1, 18.2, 18.3) el cual intercambia calor con el fluido de trabajo de la turbina, de forma previa a cada etapa de expansión (2.2, 2.1) o con un medio ajeno al fluido de trabajo de la misma (18.1,18.2,18.3), a cuya salida se dispone la etapa de expansión (20) tras la que se dispone el sistema evaporador (13a, 14.2, 14.3, 14.4) de la máquina frigorífica, el cual intercambia calor con el fluido de la turbina de forma previa a cada 30 etapa de compresión (1.1, 1.2, 1.3). Circulando el todo momento el fluido de trabajo de la turbina de gas entre las distintas etapas mediante una serie de conducciones (8) así como el fluido de trabajo de la máquina frigorífica mediante sus propias conducciones (11).
- 35 2. Turbina de gas según la reivindicación 1 caracterizada porque a la entrada y a la salida de la etapa de compresión (10) de la máquina frigorífica se dispone una válvula inversora (12) que permite la inversión del sentido de circulación del fluido de trabajo de la máquina frigorífica, posibilitando la actuación del citado sistema evaporador (13a, 14.2, 14.3, 14.4) como sistema condensador y del sistema condensador (13b, 17.1,17.2,18.1,18.2,18.3) como sistema evaporador, facilitando la cesión de calor al fluido de trabajo de la turbina por parte del fluido de 40 trabajo de la máquina frigorífica en el elemento intercambiador (15) actuando como sistema condensador -al ser alimentado por el elemento (13a)- mientras que el sistema comprendido por los elementos intercambiadores (13b, 17.1, 17.2, 18.1, 18.2, 18.3) absorben calor de un medio ajeno al de la propia turbina de gas o incluso del propio fluido de trabajo de la turbina de gas, incluyendo la posibilidad de intercambio una vez el fluido de trabajo de la turbina de gas 45 haya abandonado el sistema termodinámico.
- 50 3. Turbina de gas según la reivindicación 1 o 2, caracterizada porque entre el sistema condensador (13b, 17.1, 17.2, 18.1, 18.2, 18.3), y la etapa de expansión (20) comprende al menos un elemento que puede hacer las veces de depósito (19) o elemento separador de fases del fluido de trabajo de la máquina frigorífica.
4. Turbina de gas según la reivindicación 1 o 2, caracterizada porque el fluido de trabajo es aire atmosférico.

5. Turbina de gas según la reivindicación 1 o 2, caracterizada porque a la entrada y a la salida de la misma se disponen respectivamente un elemento difusor (6) que posibilita la admisión del aire atmosférico así como el aumento de la presión dinámica del mismo y un elemento (7) que facilita la evacuación del fluido de trabajo de la turbina de gas una vez éste ha completado el ciclo termodinámico así como su posible elevación de la velocidad.
6. Turbina de gas según la reivindicación 5 caracterizada porque a la salida del elemento difusor (6) se dispone mediante las conducciones (8) un elemento intercambiador (14.1) conectado a su vez al segundo elemento distribuidor (13a) mediante las líneas (11) que intercambia calor entre el fluido de trabajo de la turbina de gas y el de la máquina frigorífica. A su vez, a la salida del elemento intercambiador (14.1) se dispone un ventilador (5) a cuya salida se dispone el elemento intercambiador (14.2). El ventilador (5) puede ser accionado por el eje de la turbina de gas (3), previa adecuación en un elemento reductor o multiplicador de la velocidad (4.5).
7. Turbina de gas según la reivindicación 6, caracterizada porque los elementos intercambiadores de calor (14.1, 14.2, 14.3, 14.4, 15, 17.1, 17.2, 18.1, 18.2, 18.3) son del tipo de contacto indirecto superficial entre los diferentes fluidos de trabajo.
8. Turbina de gas según la reivindicación 1 o 2, caracterizada porque comprende unas válvulas (9a, 9b, 9c) que pueden o no permitir el paso del fluido de trabajo de la turbina de gas.
9. Turbina de gas según la reivindicación 1 o 2, caracterizada porque comprende unas válvulas (21) que pueden permitir o no el paso del fluido de trabajo de la máquina frigorífica entre sus elementos distribuidores (13a, 13b) y los distintos elementos intercambiadores (14.1, 14.2, 14.3, 14.4, 15, 17.1, 17.2, 18.1, 18.2, 18.3).
10. Turbina de gas según la reivindicación 1 o 2, caracterizada porque comprende distintos elementos transmisores de potencia (4.1, 4.2, 4.3) que pueden modificar la velocidad de giro entre sus distintos ejes (3).
11. Turbina de gas según la reivindicación 1 o 2, caracterizada porque comprende varias etapas de compresión, expansión y máquinas frigoríficas, asociadas en paralelo.
12. Método de operación de una turbina de gas según las reivindicaciones 1 o 2, con al menos una etapa de compresión axial (1.1) accionados por un eje (3) movido por al menos una etapa de expansión (2.3), caracterizado porque comprende una máquina frigorífica de ciclo cerrado con las etapas de:
- i) aumentar la presión de un fluido refrigerante por un compresor (10), actuado por una caja de velocidades (4.4) accionada por el eje (3);
 - ii) licuar total o parcialmente el fluido refrigerante en una etapa de condensación (13b, 17.1, 17.2, 18.1, 18.2, 18.3) que cede calor al exterior o al propio fluido de trabajo de la turbina de gas;
 - iii) disponer el fluido refrigerante en un depósito o elemento separador de fases (19) cuya salida comprende una etapa de expansión (20) de reducción de la presión del fluido de trabajo;
 - iv) evaporar total o parcialmente el fluido refrigerante en un sistema evaporador (13a, 14.2, 14.3, 14.4), captando el calor del fluido de la turbina de gas.
13. Método de operación de una turbina de gas según la reivindicación 12 en donde:

- i) el fluido refrigerante viaja por unas conducciones (11) desde el compresor (10) a la etapa de condensación (13b, 17.1, 17.2, 18.1, 18.2, 18.3), en donde cede calor hasta producirse un cambio de fase gaseosa a líquida;
- 5 ii) el fluido refrigerante licuado es recogido en un depósito o elemento separador de fases (19), viajando por unas mencionadas conducciones (11) hasta una válvula de expansión (20), en donde su presión decrece bruscamente, propiciando el cambio de fase posterior en el sistema evaporador (13a, 14.2, 14.3, 14.4);
- 10 (iii) el fluido refrigerante puede pasar por una válvula (21) que puede invertir su sentido de circulación, propiciando la inversión de funciones entre los sistemas evaporador (13a, 14.2, 14.3, 14.4) y condensador (13b, 17.1, 17.2, 18.1, 18.2, 18.3), que a su vez, sendos sistemas intercambiadores (13a, 13b) pueden surtir indistintamente a un elemento intercambiador (15) que intercambia calor con el fluido de trabajo de la turbina de gas entre la última etapa de
15 compresión (2.3) y la etapa de combustión (16).
14. Método de operación de una turbina de gas según la reivindicación 13 en donde el fluido de trabajo de la máquina frigorífica, a su paso por la etapa de expansión (20), sufre un abrupto
20 descenso en su presión según una expansión adiabática.
15. Turbina de gas según la reivindicación 1 o 2, caracterizada porque comprende unos elementos distribuidores (13a, 13b) que pudieran estar conformados por un conjunto de válvulas de cuatro vías y dos posiciones según la distribución sugerida por el elemento (21) de las FIG.3a y FIG.3b.
25
16. Turbina de gas según la reivindicación 1 o 2, caracterizada porque comprende unos elementos distribuidores (9) en las FIG.3a y FIG.3b, que pudieran estar comprendidos por válvulas de cuatro vías y dos posiciones, que distribuyen el fluido de trabajo de la máquina frigorífica en sustitución de las parejas de elementos (9a) y su elemento (9b) asociado. Los
30 elementos (9a, 9b, 9c) pueden consistir en válvulas de dos vías y dos posiciones.

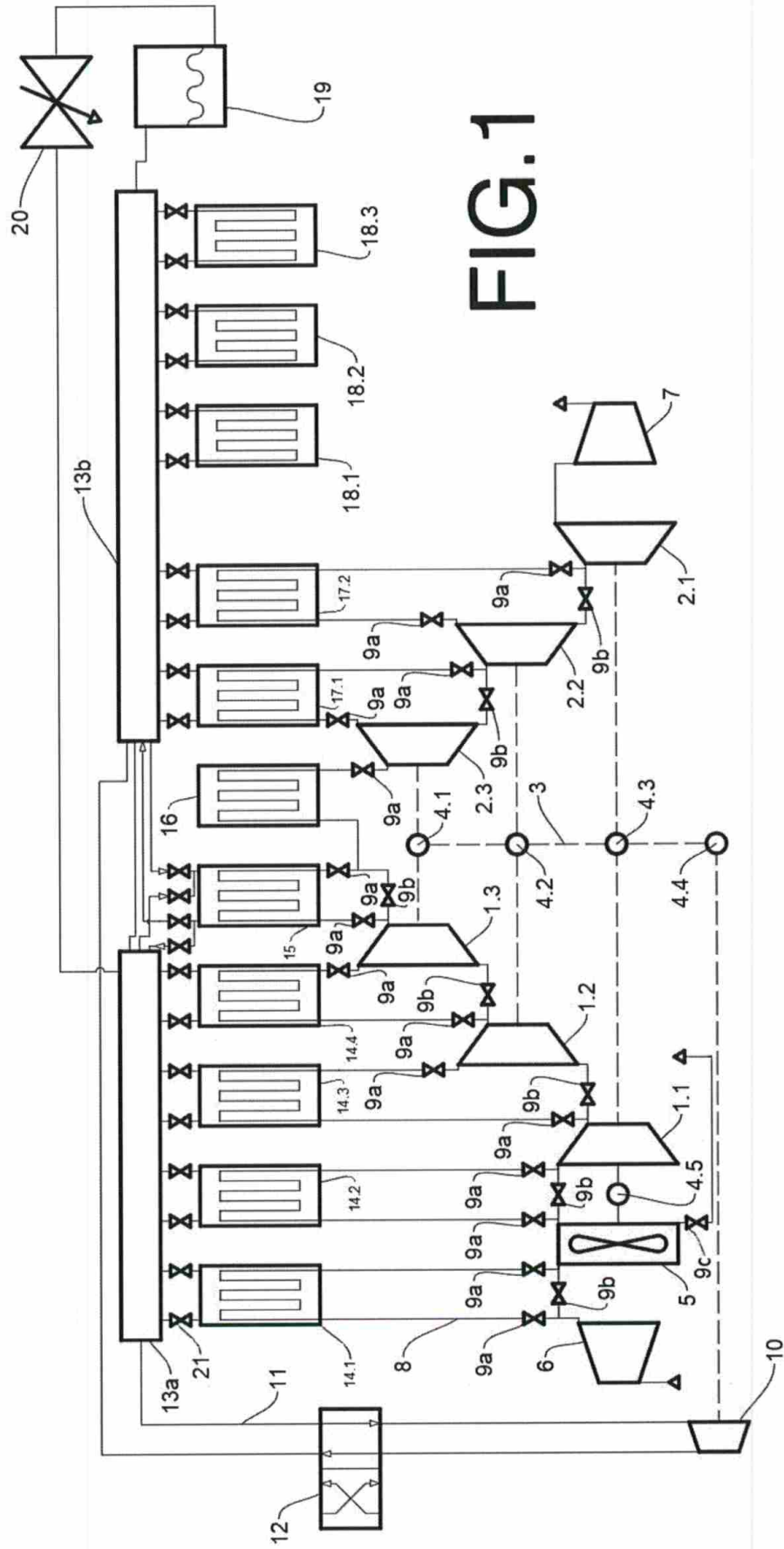
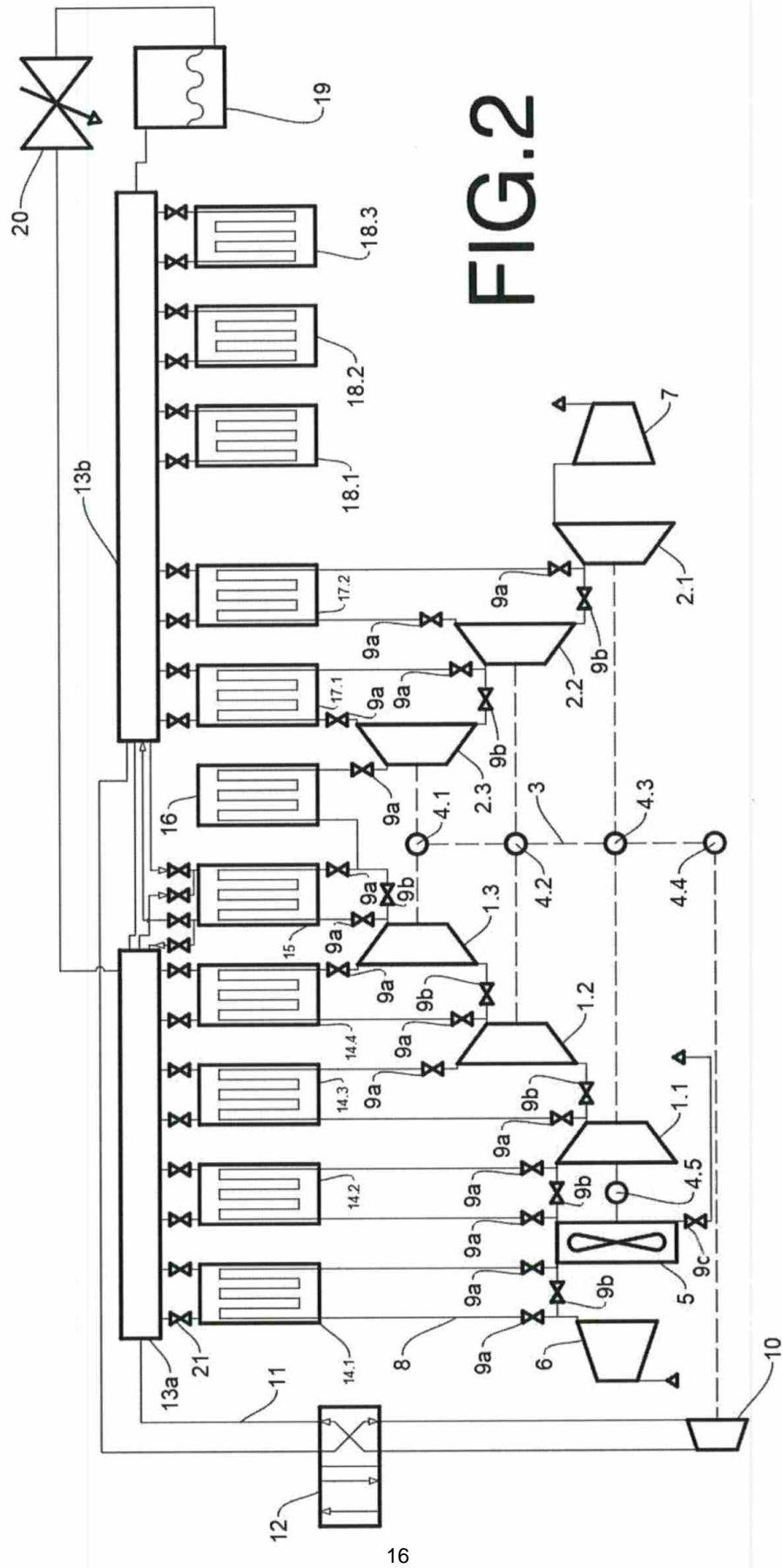
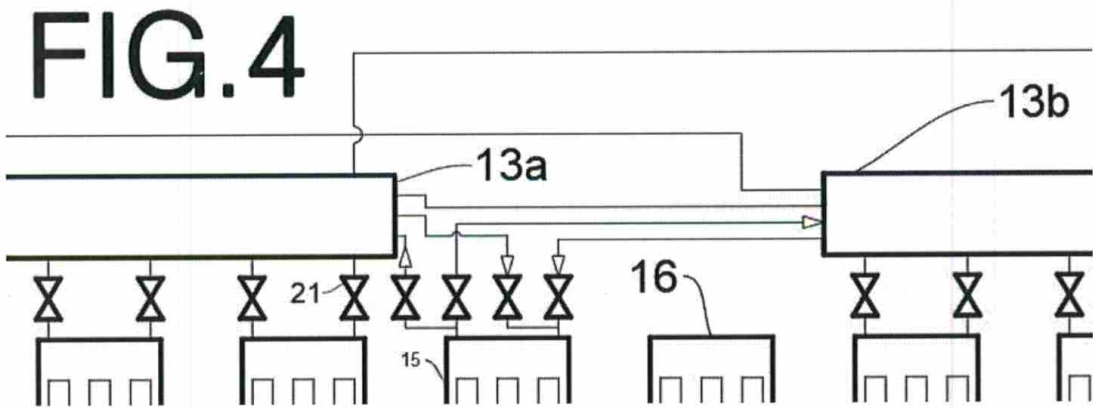
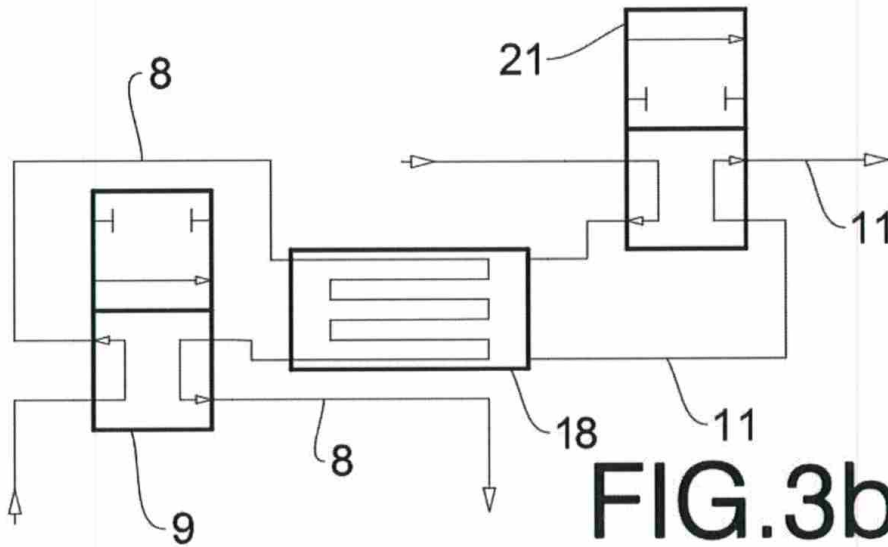
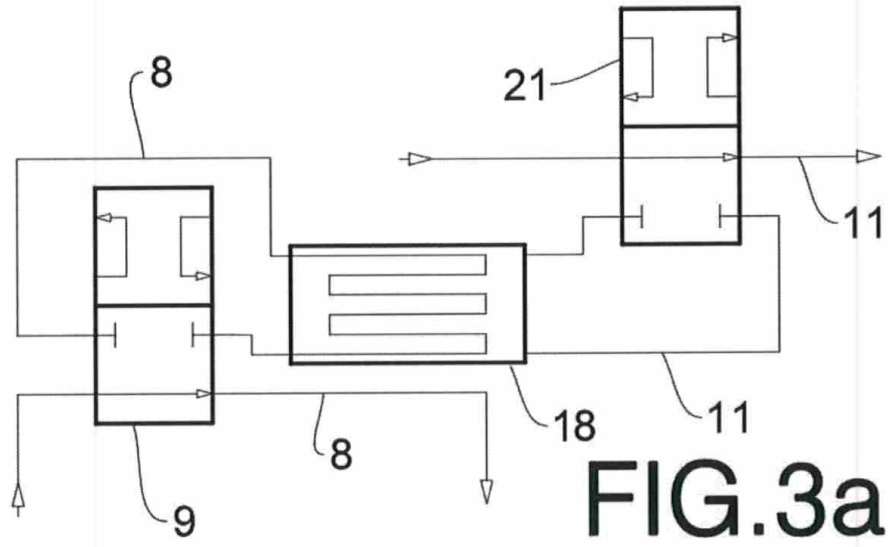


FIG.1







- ②① N.º solicitud: 201800017
 ②② Fecha de presentación de la solicitud: 12.01.2018
 ③② Fecha de prioridad:

INFORME SOBRE EL ESTADO DE LA TECNICA

⑤① Int. Cl.: Ver Hoja Adicional

DOCUMENTOS RELEVANTES

Categoría	⑤⑥ Documentos citados	Reivindicaciones afectadas
Y	WO 2017144761 A1 (DESCO SANCHEZ ALEJANDRO) 31/08/2017, Todo el documento.	1-16
Y	US 2008041057 A1 (THOMAS MARK ODELL) 21/02/2008, Todo el documento.	1-16
A	CN 101915224 A (UNIV SHAOXING) 15/12/2010, Resumen; figuras.	1-16
A	EP 0364106 A2 (ORMAT INC) 18/04/1990, Resumen; figura 3.	1-16
A	US 2010064688 A1 (SMITH DOUGLAS W P) 18/03/2010, Resumen; descripción: párrafos [0008 - 0009]; figura 2a.	1-16
A	WO 2006111362 A1 (COMPOWER AB et al.) 26/10/2006, resumen; figuras.	1-16

Categoría de los documentos citados

X: de particular relevancia
 Y: de particular relevancia combinado con otro/s de la misma categoría
 A: refleja el estado de la técnica

O: referido a divulgación no escrita
 P: publicado entre la fecha de prioridad y la de presentación de la solicitud
 E: documento anterior, pero publicado después de la fecha de presentación de la solicitud

El presente informe ha sido realizado

para todas las reivindicaciones

para las reivindicaciones nº:

Fecha de realización del informe
22.01.2019

Examinador
M. P. Prytz González

Página
1/2

CLASIFICACIÓN OBJETO DE LA SOLICITUD

F02C6/00 (2006.01)

F02C1/00 (2006.01)

F02C1/04 (2006.01)

Documentación mínima buscada (sistema de clasificación seguido de los símbolos de clasificación)

F02C

Bases de datos electrónicas consultadas durante la búsqueda (nombre de la base de datos y, si es posible, términos de búsqueda utilizados)

INVENES, EPODOC