

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 537 238**

51 Int. Cl.:

F25B 15/02 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **01.12.2011 E 11191614 (4)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **08.04.2015 EP 2466229**

54 Título: **Bomba de calor de absorción multietapa autoadaptable**

30 Prioridad:

15.12.2010 IT MI20102290

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

03.06.2015

73 Titular/es:

**GUERRA, MARCO (100.0%)
Via San Martino, 22A
24129 Bergamo (BG), IT**

72 Inventor/es:

GUERRA, MARCO

74 Agente/Representante:

CURELL AGUILÁ, Mireia

ES 2 537 238 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

Bomba de calor de absorción multietapa autoadaptable.

5 La presente invención se refiere a una bomba de calor de absorción multietapa y autoadaptable.

Las bombas de calor para ciclos de dos etapas son conocidas, tales como las descritas en el tratado "Evaluation of double lift-cycles for waste heat powered refrigeration" de D.C. Erickson, J. Tang y en "An ammonia-water absorption refrigerator with a large temperature lift for combined heating and cooling" de T. Berlitz, H. Plank y F. Ziegler, Int. J. Refrig. Vol. 21, n°3 pp 219-229, 1998.

Los ciclos de absorción de este tipo son ventajosos debido a su capacidad intrínseca para ser alimentados con calor de baja temperatura en comparación con los ciclos de simple efecto. Por ejemplo, usando H₂O/NH₃ el ciclo puede funcionar a aproximadamente 50°C menos que un ciclo de absorción que no es multietapa.

15 El inconveniente es que el rendimiento del ciclo es de aproximadamente la mitad del ciclo de simple efecto. Por esta razón estos ciclos son también conocidos como de simple-doble efecto de dos etapas.

20 Para operar el ciclo con temperaturas más bajas en el generador, el refrigerante líquido que sale del condensador se divide en dos corrientes. Una de estas dos corrientes de refrigerante líquido se dirige al evaporador; la otra a un absorbedor que se enfría por la evaporación del refrigerante, es decir, a un evaporador de presión intermedia (IPE), que sirve para enfriar el absorbedor de baja presión (LPA).

25 Este tipo de división de corrientes de refrigerante genera dos inconvenientes que hacen que la aplicación de estos ciclos sea problemática.

La división en dos corrientes de refrigerante es típicamente función de a) la geometría del divisor, b) los caudales del refrigerante en la entrada y en las dos salidas y c) las presiones en la entrada y en los dos ramales de salida.

30 El divisor puede ser optimizado para un estado de referencia determinado (potencia térmica al generador, presiones de servicio y cargas térmicas en el evaporador o en el absorbedor de baja presión) para una división óptima del refrigerante entre los dos ramales.

35 Sin embargo, en condiciones de funcionamiento diferentes de la optimización, el divisor divide el refrigerante de forma diferente de una manera no proporcional a los requisitos de los dos ramales de corriente abajo, resultando en pérdidas de rendimiento del ciclo, que en algunos casos son totales.

40 Por las mismas razones sustancialmente hidráulicas, en condiciones transitorias de ciclo, que surgen muy fácilmente, por ejemplo, a medida que la presión del condensador varía (típicamente debido a los cambios de temperatura ambiente en el caso de máquinas de aire condensado) o a medida que la potencia térmica del generador varía o a medida que la presión de evaporación varía, se pueden disparar oscilaciones periódicas de las condiciones del ciclo o inducir inestabilidades por una "retroalimentación" en el efecto de las variaciones del flujo de refrigerante a lo largo de los dos ramales de salida del divisor.

45 Por lo tanto no sólo provoca el divisor pérdidas de rendimiento cuando funciona en condiciones diferentes de aquellas para las que el sistema esté optimizado, sino adicionalmente se pueden disparar oscilaciones e inestabilidad de las condiciones generales cuando en esas condiciones muy comunes en las que existe una variación rápida de las condiciones de presión del ciclo tal como para hacer el control sea problemático, con una reducción asociada significativa del rendimiento y el posible alcance de condiciones limitantes para los parámetros de seguridad del ciclo, con la parada consiguiente.

50 Los problemas de inestabilidad se derivan del hecho de que el refrigerante alimentado para evaporar a presión intermedia a fin de enfriar el absorbedor, tanto si se evapora por completo como permanece parcialmente líquido, resulta "perdido" en calidad de refrigerante útil en el evaporador. Además, si la cantidad de refrigerante alimentada para enfriar el absorbedor es insuficiente, en el sentido de que la absorción es incompleta, el ciclo resulta "cortado" y por lo tanto resulta reducido el alcance de sus condiciones operativas.

55 Se requiere un sistema de división que sea capaz de evaluar en cada momento la cantidad exacta de refrigerante necesaria y de prorratarla exactamente en cada momento a lo largo de un lado y del otro.

60 Ambos factores (evaluación y prorrato) son muy complejos, si no virtualmente inalcanzables, incluso para un sistema divisor mecánico activo (es decir, un motor, una válvula de laminación, etc.).

65 Un objetivo de la presente invención es proporcionar una bomba de calor multietapa que puede funcionar de forma más estable y con mayor rendimiento en condiciones de funcionamiento variables.

Estos y otros objetivos se consiguen proporcionando una bomba de calor multietapa de acuerdo con las enseñanzas técnicas de las reivindicaciones adjuntas.

5 Otras características y ventajas de la invención serán evidentes a partir de la descripción de una forma de realización preferida pero no limitativa de la bomba de calor, proporcionada a título de ejemplo no limitativo en los dibujos adjuntos, en los que:

la figura 1 muestra un esquema simplificado de la bomba de calor de la presente invención;

10 la figura 2 muestra una forma de realización diferente de la presente invención.

Haciendo referencia a dichas figuras, éstas muestran una bomba de calor indicada en general por el número de referencia 1.

15 La bomba de calor ilustrada en la figura 1 funciona con un ciclo que usa como refrigerante un primer fluido (en este caso específico amoníaco), que se absorbe en un segundo fluido (en este caso agua). La bomba de calor de absorción comprende un generador convencional 2 o desorbedor que recibe calor Q desde una fuente de baja temperatura (80-90°C), que puede ser por ejemplo un circuito de refrigeración de motor de combustión interna, un circuito calentado por paneles solares, agua procedente de proceso industrial, etc.

20 La salida de vapor del generador, ventajosamente a través de un rectificador 201, está conectada por medio de un primer conducto 3 a un condensador 4 refrigerado preferentemente por aire.

25 El conducto 6 que sale del condensador 4 atraviesa un intercambiador de calor a contracorriente 34 (opcional), y se pone en comunicación de intercambio de calor con un intercambiador de calor 10 presente aguas abajo de una válvula de laminación 50 prevista en dicho conducto 6.

30 El fluido presente en el conducto 6 (mezcla de vapor y líquido, en función de la cantidad de calor que se haya extraído por el intercambiador de calor 10) desemboca en un separador de líquido/vapor 51.

El separador de líquido vapor presenta una salida de líquido refrigerante 51A conectada a un tercer conducto 6A, que a través de una válvula de laminación 5 une el separador 51 a un evaporador 7 (que como su fuente de calor puede tener aire del ambiente que se haya de enfriar).

35 Una salida del evaporador 7B está conectada por un tercer conducto 8 (que atraviesa eventualmente el intercambiador de calor 34) a una entrada de vapor 52A de un mezclador 52. El mezclador 52 comprende una salida 52C para una mezcla de solución líquida/vapor conectada al intercambiador de calor 10, enfriada por el fluido refrigerante. El mezclador 52 y el intercambiador de calor 10, de hecho, actúan como la unidad de absorción de baja presión 100.

40 Una salida 10B del intercambiador de calor 10 está conectada al lado de aspiración de una bomba 14, de cuyo lado de descarga se extiende un cuarto conducto 15 que desemboca en un mezclador adicional 53.

45 El conducto 15 aguas abajo de la bomba atraviesa un recuperador regenerativo de presión intermedio 54, a continuación, se somete a intercambio de calor con el rectificador 201 (en caso de existir éste) del que la solución rica en amoníaco resta calor para facilitar la condensación de vapor de agua.

50 A través de una válvula de no retorno 32 un quinto conducto 16 conecta una salida de vapor 51B del separador 51 a una entrada de vapor del mezclador adicional 53, que introduce la mezcla de solución líquida/vapor en el intercambiador de calor 57 del absorbedor de presión intermedia que transfiere el calor al exterior. El mezclador 53 y el intercambiador de calor 57 actúan como la unidad de absorción de presión media 200.

55 Una salida del absorbedor de presión intermedia 200 está asociada con el lado de aspiración de una segunda bomba 14A, estando conectado el lado de descarga a un octavo conducto 17 que desemboca en el generador 2 después de someterse a intercambio de calor con un regenerador de alta presión 55, si éste está previsto.

60 En la base del generador 2 está prevista una salida 2C desde la cual se alimenta una solución pobre en amoníaco, a través de un sexto conducto 19 provisto de por lo menos una válvula de laminación 30, a una entrada 2B de solución pobre del mezclador 52.

Si se proporciona, la solución pobre presente en el sexto conducto intercambia calor con el regenerador 54.

El funcionamiento de la invención es evidente para un experto en la técnica y por lo tanto no se describirá.

65 Según la invención, la división del refrigerante líquido se evita completamente haciendo pasar todo el flujo en el intercambiador de calor 10, donde parte del refrigerante se evapora debido a la carga térmica sobre el absorbedor,

para luego verter tanto el vapor como la parte restante del refrigerante en un recipiente separador 51 desde el cual la fracción de vapor se alimenta al absorbedor de presión intermedia 200 y la fracción líquida se lleva a la presión de evaporación (laminación 5) y se alimenta al evaporador 7.

5 El funcionamiento general del ciclo no cambia, pero se prescinde del divisor, y la cantidad de refrigerante para el enfriamiento del absorbedor 10 (que resta refrigerante útil para el evaporador - pero es esencial para poder hacer que el ciclo funcione con muy pequeñas elevaciones térmicas-) se "autoadapta" sobre la base de la carga que se debe restar en el absorbedor.

10 Esencialmente, la carga térmica en el absorbedor 10, es decir, el calor que se ha de disipar por el refrigerante que lo enfría, se obtiene principalmente mediante el calor producido en el proceso de absorber el vapor en el líquido, y en una parte mínima por el proceso de enfriamiento sensible al líquido.

15 Por lo tanto en el paso del refrigerante total a través del intercambiador de calor 10 de la unidad de absorción 100, sólo una fracción se evapora, igual como una primera aproximación al calor de absorción, mientras que la fracción líquida restante se halla disponible totalmente para el evaporador 7.

20 El líquido se separa en 51, en el proceso simple de separar las dos fases de líquido y vapor en el separador posterior. En esencia, el recipiente 51 presenta un volumen y una sección transversal tales como para permitir que la fase líquida se separe en la parte inferior y la fase de vapor en la parte superior por gravedad.

25 Por lo tanto el "consumo" de refrigerante para el absorbedor es siempre el que sirve para la absorción, y si en ciertas condiciones el calor de absorción tiende a cero (sin vapor para ser absorbido) el consumo de refrigerante sería casi cero (sólo el calor de enfriamiento sensible).

Por lo tanto se superan los problemas encontrados en la técnica conocida, y, además, en condiciones favorables en las que la necesidad de doble efecto tiende a disminuir, los ciclos multietapa de efecto simple-doble tienden a aproximarse al ciclo de simple efecto, es decir, presentan un rendimiento mucho mayor.

30 En contraste con la mostrada en la figura 1, la forma de realización de la figura 2 presenta sólo una bomba 14 que por sí solo alcanza la elevación de presión necesaria.

35 Las partes estructurales similares a las dos plantas se indican mediante los mismos números de referencia ya utilizados para describir la figura 1. Estas no se describirán adicionalmente.

40 Las modificaciones estructurales de circuito son evidentes a partir de la figura 2. Esencialmente, el cuarto conducto 15, en lugar de desembocar en el mezclador adicional 53, desemboca directamente en el generador 2. Tanto el regenerador 201 como el recuperador de alta presión 55 y el recuperador de baja presión 54, evidentemente, pueden estar previstos en este caso en el conducto 15.

45 El sexto conducto de solución pobre 19 que sale del generador 2 desemboca en el mezclador 53, aguas abajo del cual está previsto un intercambiador de calor adicional 57. La combinación de mezclador 53 e intercambiador de calor 57, que transfiere el calor al exterior, actúa como un absorbedor de presión intermedia 200. El conducto 19 pasa opcionalmente, aguas arriba del absorbedor 200, del recuperador de alta presión 55. Una válvula de laminación 31, prevista aguas arriba del mezclador 53, equilibra la presión del líquido en el conducto 19 con la establecida por la válvula 50.

50 Una salida de solución rica desde el mezclador 53 está conectada por un conducto 20 al mezclador 52, en el que está prevista la válvula de laminación 30. Este conducto, en la que el intercambiador de calor 57 está presente, intercambia calor con el recuperador de baja presión 54 (en caso de estar éste previsto).

El funcionamiento de la invención resulta evidente para un experto en la materia y por lo tanto no se describe.

55 Se han descrito diversas formas de realización de la invención, sin embargo otras pueden ser concebidas utilizando el mismo principio inventivo. Todos los componentes descritos pueden ser reemplazados por elementos técnicamente equivalentes. Además, el refrigerante y el líquido en el que se absorbe se pueden elegir a voluntad de acuerdo con los requisitos técnicos necesarios.

60 La nueva idea es aplicable básicamente a cualquier ciclo multietapa en el que la técnica conocida comprende una división del refrigerante. Según la invención, el ciclo se modifica mediante la eliminación de la división de refrigerante y haciendo que todo el refrigerante pase al absorbedor de baja presión o, si se prefiere, al absorbedor de presión intermedia, que es el otro lado del mismo intercambiador de calor.

65 Se ha añadido también un separador de líquido/vapor, en el que el conducto de vapor pasa al absorbedor de presión intermedia y el líquido procede al evaporador.

REIVINDICACIONES

1. Bomba de calor de absorción que comprende un generador (2) o desorbedor que genera vapor a partir de un primer fluido, con el que se alimenta a través de un primer conducto (3) un primer condensador (4) en contacto de intercambio de calor con un fluido de transmisión, estando previsto aguas abajo del condensador un segundo conducto (6) para alimentar con líquido refrigerante un evaporador (7), aguas arriba del cual está prevista una primera válvula de laminación (5), estando conectada una salida (7B) del evaporador por un tercer conducto (8) a una entrada de vapor (52A) de un mezclador que forma parte de una unidad absorbedora de baja presión (100), comprendiendo la unidad absorbedora (100) una salida de solución enriquecida (10C) conectada a un lado de aspiración de una bomba (14), cuyo lado de descarga está conectado al generador por un cuarto conducto (15) para alimentar con una solución, comprendiendo el generador una salida de solución pobre (2C) conectada por un sexto conducto (19) provisto de por lo menos una válvula de laminación (30, 31) a una entrada de solución pobre que alimenta el absorbedor (100, 200-100), caracterizada por que el segundo conducto (6) se pone en contacto de intercambio de calor con el absorbedor de baja presión (100) y comprende una válvula de laminación (50) aguas arriba del mismo, desembocando el conducto (6) en un separador de líquido/vapor (51), alimentando una salida de líquido separador (51A) el evaporador (7) a través de un tercer conducto (6A), desembocando la salida de vapor del separador (51) en una unidad absorbedora de presión intermedia (200).
2. Bomba de calor según la reivindicación 1, en la que una salida del absorbedor de presión intermedia (200) está conectada al lado de aspiración de una segunda bomba (14A), cuyo lado de descarga está conectado a un octavo conducto (17) que desemboca en el generador (2), desembocando el cuarto conducto (15) en el mezclador (53) y a continuación en el intercambiador de calor (57), que definen la unidad absorbedora de presión intermedia (200).
3. Bomba de calor según la reivindicación 1, en la que el sexto conducto (19) desemboca en el absorbedor de presión intermedia (200), estando conectada la salida del absorbedor de presión intermedia por un séptimo conducto (20) provisto de una válvula de laminación (30) a la entrada del absorbedor de baja presión (100).
4. Bomba según la reivindicación 2, en la que el cuarto conducto (15) y el sexto conducto (19) se ponen en comunicación de intercambio de calor a través de un intercambiador de calor que actúa como regenerador de baja presión (54).
5. Bomba según la reivindicación 2 o 4, en la que el sexto conducto (19) y el octavo conducto (17) se ponen en comunicación de intercambio de calor a través de un intercambiador de calor que actúa como regenerador de alta presión (55).
6. Bomba según la reivindicación 3, en la que el cuarto conducto (15) y el sexto conducto (19) se ponen en comunicación de intercambio de calor a través de un intercambiador de calor que actúa como regenerador de alta presión (55).
7. Bomba según la reivindicación 3 o 6, en la que el cuarto conducto (15) y el séptimo conducto (20) se ponen en comunicación de intercambio de calor a través de un intercambiador de calor que actúa como regenerador de baja presión (54).
8. Bomba según una o más de las reivindicaciones anteriores, en la que el segundo conducto (6) y el tercer conducto (8) se ponen en comunicación de intercambio de calor a través de un intercambiador de calor (34).
9. Bomba según una o más de las reivindicaciones anteriores, en la que una válvula de no retorno (32) está prevista en el tercer conducto (16).
10. Procedimiento para aumentar la estabilidad y el rendimiento de una bomba de calor multietapa según la reivindicación 1, caracterizado por que se reduce la presión de un líquido refrigerante que sale de un condensador, se enfría un absorbedor de baja presión (100) con este líquido, se separa el fluido que ha enfriado el absorbedor (100) en una corriente de líquido y una corriente de vapor y se dirige el líquido hacia el evaporador y el vapor hacia un absorbedor de presión intermedia (200).
11. Procedimiento según la reivindicación anterior, en el que el refrigerante se divide en dos corrientes separando la fase líquida de la fase de vapor a una presión intermedia.

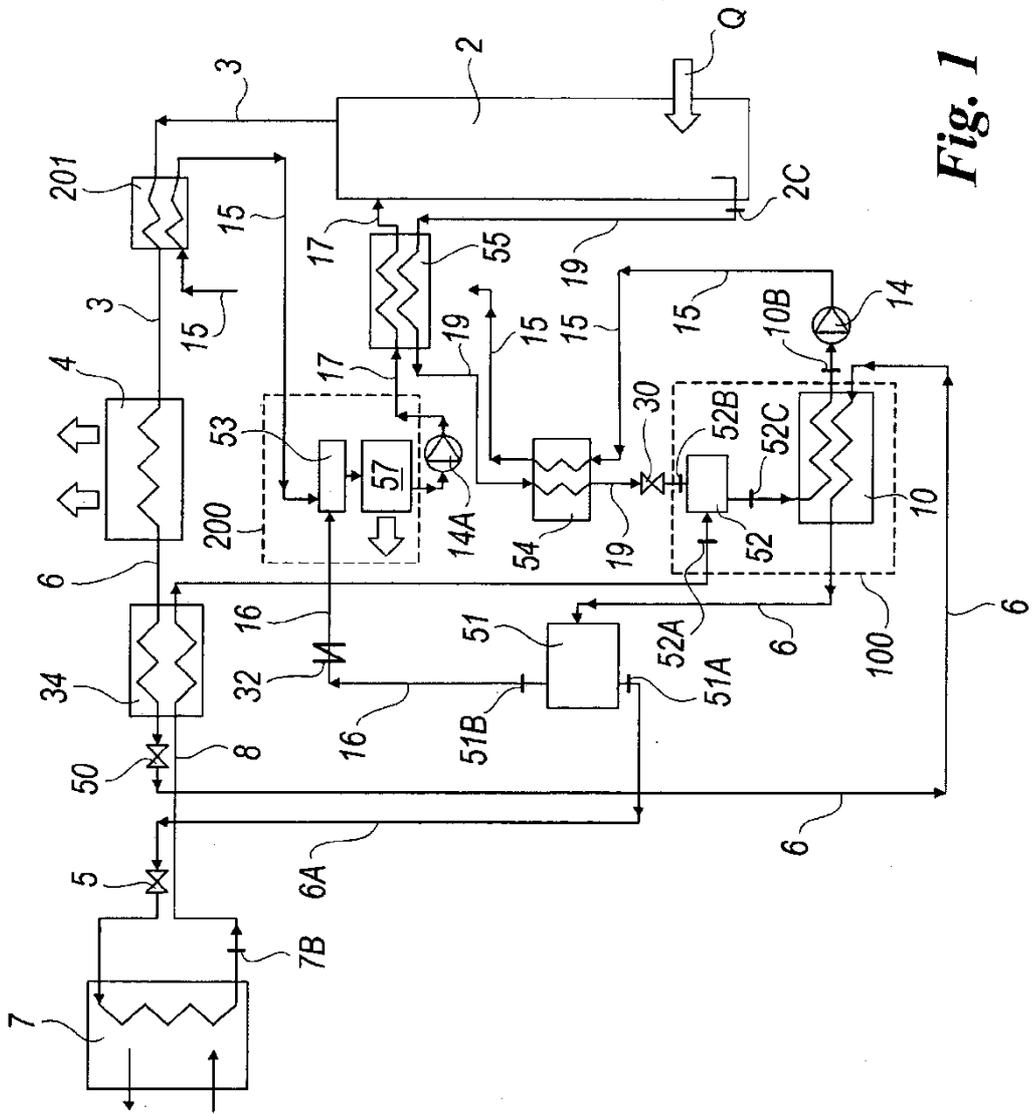


Fig. 1

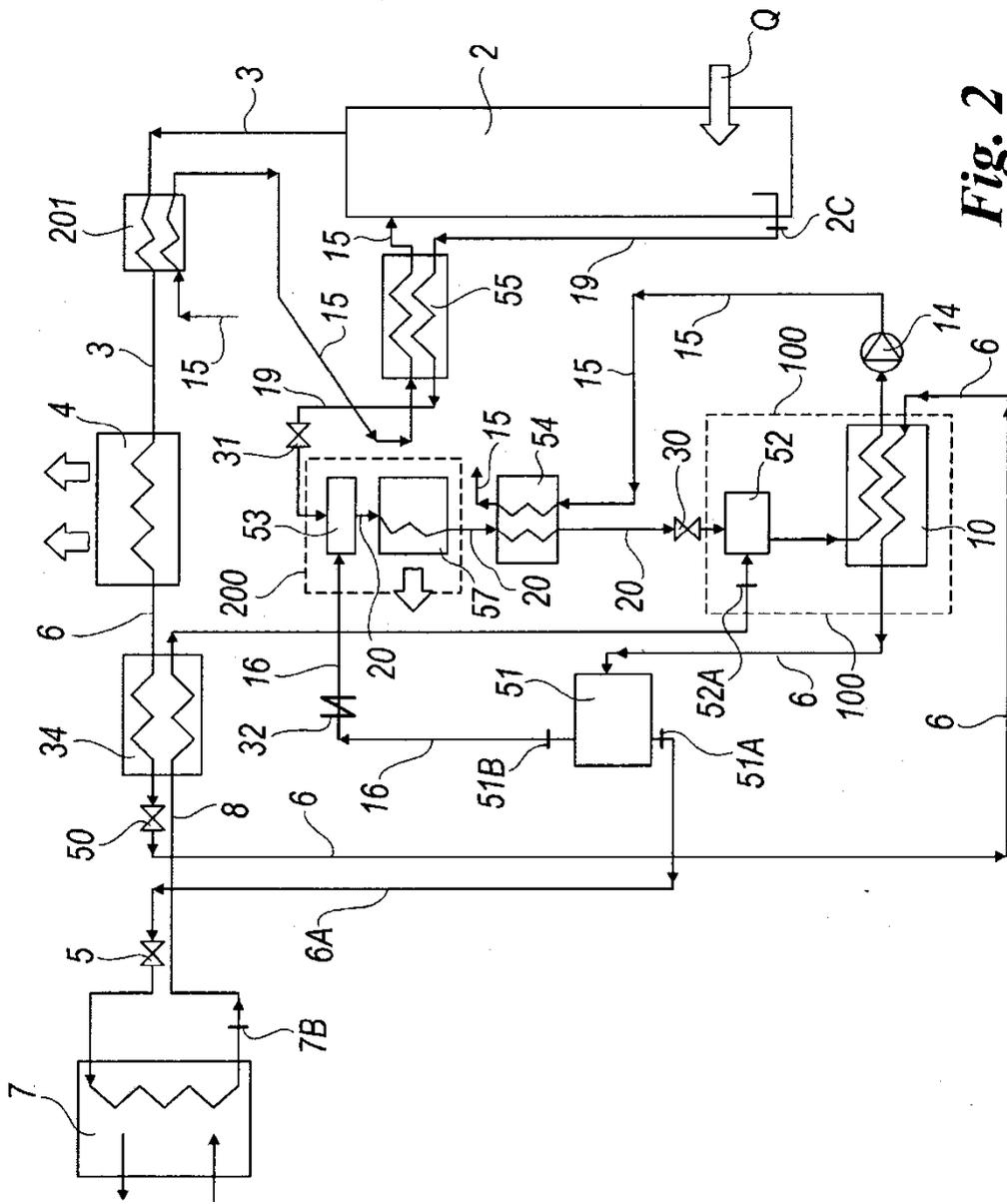


Fig. 2