



Concedido el Registro de acuerdo con los datos que figuran en la presente descripción y según el contenido de la Memoria adjunta.

ES	(11) NÚMERO 460792	(10) A 1
(23)	(22) FECHA DE PRESENTACION 15 JUL. 1977	

20 OCT. 1978
PATENTE DE INVENCION

(30) PRIORIDADES:		
(31) NÚMERO	(32) FECHA	(33) PAIS
9.073/76	15 de Julio de 1.976	Suiza.
13.527/76	27 de Octubre de 1.976	"
(47) FECHA DE PUBLICIDAD	(51) CLASIFICACION INTERNACIONAL F24D	(62) PATENTE DE LA QUE ES DIVISIONARIA
(34) TITULO DE LA INVENCION PERFECCIONAMIENTOS EN BOMBAS DE CALOR.		
(71) SOLICITANTE (S) BATTELLE MEMORIAL INSTITUTE.		
DOMICILIO DEL SOLICITANTE 7, route de Drize, 1.227 Carouge, Ginebra. (Suiza).		
(72) INVENTOR (ES) Georges BEZCLAZ, Jean-Pierre BUDLIGER, Yves TROUILHET.		
(73) TITULAR (ES)		
(74) REPRESENTANTE D. JOSE MIGUEL GOMEZ-ACEBO y COMBO.		

La utilización de energía térmica ya ha sido propuesta para accionar el compresor de una bomba de calor en condiciones económicamente más interesantes que con la energía eléctrica.

5 Tan es así que se ha puest-o, además de las bombas de calor de absorción, combinar, el ciclo de una bomba de calor con un ciclo motor del tipo Rankine utilizando la expansión de un fluido previamente calentado en el ciclo motor para comprimir el fluido caloportador del ciclo de la bomba de calor.

10 Las soluciones propuestas para la realización de esta combinación de ciclos utilizan conjuntos turbina-compresor ó eyectores y no permiten conseguir rendimientos aproximadamente satisfactorios más que para relaciones de presiones bastante pequeñas durante la expansión.

15 Además, un conjunto turbina-compresor es relativamente oneroso y complicado y presenta por lo demás una gama de funcionamiento bastante estrecha, a temperaturas bastantes bajas, en virtud de los problemas prácticos relativos a la lubricación y a la estanquidad de este conjunto frente al exterior.

20 Durante la utilización de la energía térmica para el accionamiento del compresor, el coeficiente de rendimiento del conjunto del ciclo motor y del de la bomba de calor COP, que corresponde a la relación entre el calor total restituído por el conjunto de los ciclos motor y bomba de calor y el calor absorbido por el ciclo, es creciente en función del aumento de la relación de las presiones de expansión en el ciclo motor.

25 Por lo demás se ha propuesto, en el libro titulado "Handbuch der Kältetechnik", tome 5, páginas 310-311, un compresor frigorífico de pistón libre asociado directamente a un motor de combustión interna alimentado de gas ciudad, gas natural ó gas líquido (propano-butano).

30 Para evitar el problema causado por las fugas de una cámara a la otra, es necesario en este caso utilizar el mismo gas, como combustible y como fluido caloportador en el circuito de la máquina frigorífica,

de modo que esta aplicación se limita a las máquinas frigoríficas en las que el agente refrigerante puede al mismo tiempo constituir el combustible para el motor de combustión interna.

5 Se ha propuesto en la patente francesa n^o 923.898 correspondiente a la patente US n^o 2.545.861 un circuito de compresión-descomposición de un gas no condensable con ayuda de una máquina de pistón libre. Sin embargo, habida cuenta de que el fluido no es condensable, esta máquina no es utilizable para combinar un ciclo motor Rankine con el ciclo de una bomba de calor.

10 La finalidad de la presente invención es evitar, al menos en lo posible, los inconvenientes de las soluciones mencionadas y proponer una solución en la que los ciclos motor térmico y bomba de calor permitan una notable mejora del coeficiente de rendimiento global de estos dos ciclos.

15 A este efecto, la presente invención tiene por objeto una bomba de calor que comprende un compresor cuya admisión se conecta a una fuente de vapor y cuyo escape se conecta a un condensador, y un motor de accionamiento de este compresor. Esta bomba de calor se caracteriza porque el motor y el compresor comprenden cada uno un cilindro en el que se
20 monta deslizante un pistón libre, siendo coaxiales estos dos cilindros y siendo solidarios entre sí los dos pistones, estando agenciados la admisión y el escape del compresor cerca de una extremidad de su cilindro, adyacente a una cámara de compresión, presentando el cilindro del motor una cámara de expansión conectada por una admisión y un escape respectivamente
25 a una fuente de vapor a presión y a un condensador, uniendo la bomba de alimentación el condensador a esta fuente de vapor, delimitando al menos uno de los pistones en el interior de su cilindro, una segunda cámara agenciada para recibir un elemento elásticamente compresible destinado a ejercer sobre los mencionados pistones una fuerza opuesta a la desarrollada en la cámara de expansión.
30

El dibujo anexo ilustra, esquemáticamente y a título de ejemplo, diversas formas de ejecución de la bomba de calor según la invención.

La figura 1 representa un esquema de principio de una bomba de calor combinada con un ciclo motor Rankine.

5 La figura 2 es un diagrama presión-entalpía del estado del fluido.

La figura 3 es un diagrama relativo al coeficiente del rendimiento del sistema.

10 La figura 4 es una vista esquemática en sección axial de una primera forma de ejecución de un conjunto motor-compresor.

La figura 5 es un diagrama presión-volumen del funcionamiento del conjunto de la figura 4.

La figura 6 es una vista en sección axial de una segunda forma de ejecución del conjunto motor-compresor.

15 La figura 7 es un diagrama presión-volumen del funcionamiento del conjunto de la figura 6.

La figura 8 es una vista en sección axial de una tercera forma de ejecución del conjunto motor-compresor.

20 La figura 9 es un esquema de principio de una variante de la figura 1.

La figura 10 es el diagrama de estado del fluido de esta variante.

La figura 11 es un esquema de principio de otra variante de la figura 1.

25 La figura 12 es un diagrama de estado del fluido de esta variante.

30 El esquema de principio de la figura 1 muestra dos bucles, - constituyendo el bucle superior el elemento motor y el bucle inferior la bomba de calor propiamente dicha. Estos dos bucles tienen en común un conjunto motor-compresor M-CP y un condensador CD. El bucle superior presen-

ta una bomba P y un evaporador EV_I , mientras que el bucle inferior comprende una válvula de estrangulamiento ó de expansión VE y un evaporador EV_{III} .

La parte superior del diagrama presión-entalpía p-H de estado del líquido (figura 2) muestra el ciclo Rankine (RC) que comprende las siguientes etapas:

La evaporación 1-2 en el evaporador EV_I (figura 1) calentado por una fuente térmica Q_1 externa (no representada) para producir vapor a presión en el nivel superior I del ciclo Rankine.

La expansión 2-3 del vapor a presión en el motor M que desciende de la presión hasta el nivel inferior II del ciclo Rankine y proporciona el trabajo motor.

La condensación 3-4 del vapor expansionado en el condensador CD que libera su calor de condensación Q_{II} al nivel inferior II del ciclo Rankine.

El bombeo 4-1 con ayuda de la bomba P que sirve para reciclar el fluido condensado al nivel superior I para completar así el ciclo Rankine 1-2-3-4.

El mismo fluido de trabajo es utilizado en este caso en los dos ciclos motor y bomba de calor. El ciclo bomba de calor HPC que se representa en la parte inferior de la figura 2 comprende las siguientes etapas:

La evaporación 5-6 en el evaporador EV_{III} que sirve para producir, a partir de la temperatura ambiente por ejemplo, vapor a baja presión y temperatura en el nivel inferior III del ciclo HPC.

La compresión 6-7 del vapor en el compresor CP hasta el nivel superior II del ciclo HPC obtenida por la expansión del vapor a presión del ciclo Rankine en el motor M.

La condensación 7-4 del vapor comprimido y mezclado al vapor expansionado en la etapa de expansión 2-3 del ciclo Rankine, en el condensador CD.

La expansión 4-5 del fluido condensado por medio de la válvula de estrangulamiento regulable VE, que sirve al mismo tiempo para regular los caudales máxicos respectivos de fluido de cada ciclo.

5 El coeficiente de rendimiento COP del conjunto del sistema de la figura 1 corresponde a la relación de la cantidad de calor Q_I proporcionada al evaporador EV_I a la cantidad total de calor Q_{II} proporcionada por el condensador CD.

10 El valor de este coeficiente de rendimiento, en el caso de los ciclos Rankine-bomba de calor combinados, depende esencialmente de los tres siguientes factores:

1) La relación de las presiones de expansión entre los niveles I y II del ciclo de Rankine debe ser lo más elevada posible.

15 2) La relación de las presiones de compresión entre los niveles III y II del ciclo de bomba de calor que debe ser lo más pequeña posible pero en la práctica es dada por la aplicación considerada.

3) El rendimiento isentrópico de expansión y de compresión.

20 El diagrama de la figura 3 ilustra la evolución del coeficiente de rendimiento COP para el ejemplo del freón 11 manteniendo la temperatura respectivamente a 42 y 10°C, en función de la relación P_I/P_{II} de las presiones de expansión tomando el rendimiento isentrópico de expansión y de compresión como parámetro. Se comprueba que el coeficiente de rendimiento aumenta cuando la relación P_I/P_{II} aumenta. Desde ese momento parece que aumentando sensiblemente esta relación P_I/P_{II} se puede aumentar notablemente el coeficiente de rendimiento. En el esquema de la figura 1, la relación P_I/P_{II} es dada por el conjunto motor-compresor M-CP.

25 La figura 4 representa una primera forma de ejecución de este conjunto que permite obtener valores sensiblemente superiores de esta relación de presión, y por ello mismo del coeficiente de rendimiento.

30 Este conjunto motor-compresor comprende un doble pistón libre compuesto por un pistón motor 10 y por un pistón compresor 11 montados des

lizantes en un cilindro de expansión 12, respectivamente en un cilindro -
de compresión 13. Este último presenta una chapaleta de admisión 14 unida
a la salida del evaporador EV_{III} (figura 1) y una chapaleta de escape 15
unida a la entrada del condensador CD. La cara posterior del pistón com-
presor delimita con el cilindro 13 un espacio tampón cerrado 16 destinado
5 a alojar un volúmen de vapor encargado de restituir la energía almacenada
durante el desplazamiento del pistón 11 hacia la derecha (figura 4). Para
compensar las fugas eventuales, una chapaleta de anti-retorno 17 puede ser
vir para alimentar este espacio, por ejemplo uniendo esta chapaleta 17 a
10 la salida del evaporador EV_I.

La extremidad del cilindro motor 12 cerca del punto muerto su-
perior del pistón libre 10 se une a un cilindro auxiliar 18, 18a dispuesto
coaxialmente al cilindro 12 y que sirve para la admisión y para el escape
de vapor.

15 Este cilindro auxiliar 18 comprende este efecto un orificio
de admisión 20 y otro de escape 19 separados axialmente entre si. Dos cor-
rederas anulares 21 y 22 se montan deslizantemente con un pequeño frota-
miento en el cilindro auxiliar 18 para el gobierno de la apertura y del -
cierre de los orificios 19, respectivamente 20.

20 Estas correderas 21 y 22 están atravesadas por pasos 23 respec-
tivamente 24 que se extienden paralelamente al eje del cilindro 18 y re-
partidas alrededor de este eje.

Un vástago 25 montado axialmente en la cara anterior del pistón
motor 10 se extiende en el cilindro 18. Este vástago lleva tres topes 26,
25 27 y 28, de accionamiento de las correderas 21 y 22. Los topes 26 y 28 son
solidarios del vástago 25, mientras que el tope 27 se monta deslizante en
este vástago. La separación axial entre los topes 27 y 28 es determinada
por un muelle 29 enrollado alrededor del vástago 25.

30 El funcionamiento de este conjunto motor-compresor es el si-
guiente:

La etapa de admisión de vapor a presión que corresponde a la fase a-b del diagrama p-v de la figura 5, comienza cuando el doble pistón libre 10, 11 se aproxima a su punto muerto superior. La leva 26 topa contra la corredera 22 para llevarla, con la corredera 21, a la posición de admisión representada por la figura 4. La expansión del vapor admitido rechaza entonces el doble pistón hacia la derecha, que corresponde a su carrera de ida. El tope 27 es accionado por el vástago 25 por mediación del tope de extremo 28 y del muelle 29. Después de haber atravesado la abertura axial de la corredera 23, topa contra la corredera de admisión 22 y desplaza a esta última que obtura el orificio de admisión 20.

La etapa de expansión correspondiente a la fase b-c del diagrama p-v se efectúa mientras los dos orificios 20 y 21 permanecen cerrados. Cuando el pistón motor 10 finaliza su carrera de ida durante esta etapa de expansión b-c, el muelle 29 se comprime bajo el efecto del desplazamiento del tope 28 aplicando el tope 27 contra la corredera 22. Durante toda esta etapa de expansión, el vapor contenido en la cámara 16 es comprimido. La presión media de este vapor puede ajustarse merced a un estabilizador (no representado), permitiendo el aumento de esta presión aumentar la frecuencia del pistón. El trabajo resistente correspondiente a la fase de compresión de este vapor se representa por la curva j-i en el diagrama de la figura 5. Al final de carrera del pistón 10, el tope 28 encuentra la corredera 21 contra la corredera 22 abriendo así el orificio de escape 19. La energía acumulada en la cámara 16 es entonces restituida. El vapor comprimido se expande desplazando el doble pistón 10-11 hacia la izquierda de la figura 5. Este desplazamiento provoca el escape del vapor correspondiente a la fase c-d. El vapor expandido se escapa del cilindro 12 pasando a través de los pasos 23 y 24 de las correderas 21 y 22, y sale por el orificio de escape 19. Hacia el final de la carrera de retorno del doble pistón, el tope 26 encuentra la corredera 22 y la desplaza al mismo tiempo que la corredera 21 hasta que estas correderas ocu-

pen la posición representada. Durante este desplazamiento de las correde-
ras 21, 22, se produce una corta etapa de compresión d-a (figura 5).

La fase f-g del diagrama p-V corresponde a la admisión del va-
por en el cilindro de compresión 13 y comienza cuando la presión del cilin-
dro alcanza el nivel III. La chapaleta de admisión 14 se abre entonces -
automáticamente. Este nivel inferior de presión III es regulable según la
presión deseada para el funcionamiento de la bomba de calor. Esta válvula
de admisión 14 se cierra a continuación automáticamente cuando la presión
en el cilindro sube por encima de este nivel III correspondiente al comien-
zo de la etapa de compresión g-h provocada por la carrera de retorno del
doble pistón libre, obtenida con la ayuda de la fase de trabajo i-j resti-
tuída por el vapor comprimido en el espacio 16 durante la carrera de ida,
como ya se ha explicado más arriba.

La fase h-e del diagrama p-V corresponde al escape del vapor
comprimido en el cilindro 13. Se obtiene cuando la presión de este vapor
en el cilindro 13 de compresión alcanza un valor correspondiente al nivel
II que es regulable, según el nivel de presión deseado para el funciona-
miento de la bomba de calor. La válvula 15 se abre entonces automáticamen-
te cuando esta presión de nivel II es alcanzada en el punto H y se cierra
cuando la presión en el cilindro 13 cae por debajo de este nivel II, hacia
el final de la carrera de retorno del doble pistón libre. El vapor que -
permanece en el cilindro 13 después del escape h-e sufre entonces una ex-
pansión e-f, al comienzo de la carrera de ida siguiente del doble pistón,
hasta que la presión desciende al número III, provocando la reapertura de
la válvula de admisión 14 para comenzar de nuevo un ciclo de compresión
f-g-h-e.

La duración de la etapa de admisión a-b (figura 5) del vapor
a presión puede modificarse adaptando la longitud del muelle 29 a la se-
paración deseada entre los topes 27 y 28 modificando por este motivo el
punto de apertura b de la admisión 22 durante la carrera de ida del doble

pistón libre.

La segunda forma de ejecución ilustrada por la figura 6 difiere esencialmente de la que acaba de describirse en virtud del que el accionamiento de la apertura y del cierre de la admisión y del escape del cilindro motor ya no es gobernada por mediación de topes y de correderas, sino por el propio pistón. Para facilitar el establecimiento de un paralelismo entre estas dos formas de ejecución, las mismas referencias provistas del signo prima se utilizan para asignar los órganos que cumplen las mismas funciones que en la forma de ejecución anterior.

En esta figura 6 se observa el cilindro motor 12', el cilindro compresor 13', el doble pistón libre 10'-11', el espacio-tampón 16' así como las válvulas de admisión y de escape 14', respectivamente 15' del cilindro compresor 13', así como las aberturas de escape 19' y de admisión 20' del vapor a presión en el cilindro motor 12'.

El pistón 10' presenta en su extremidad libre un estribo 10'a destinado a permitir cebar el movimiento cualquiera que sea la posición del pistón. La extremidad libre del pistón 10' presenta un conducto axial 10'b que comunica con un conducto lateral 10'c. Una junta anular 30 se coloca en el cilindro 12' y sirve para aislar las aberturas de escape 19' y de admisión 20'. Un conducto de admisión suplementario 31 conduce en la parte del cilindro 12' situada entre la admisión 20' y el cilindro 13'. Como se ilustra con trazo punteado en el esquema de la figura 1, este conducto de admisión está destinado a unirse a la salida de la bomba P y a proporcionar por este motivo líquido en esta parte del cilindro 12'. Este líquido sirve para mejorar la estanquidad entre los cilindros 12' y 13' y puede, según la naturaleza del líquido, constituir por la misma razón un elemento de lubricación. Reduciendo las fugas de vapor con ayuda de este líquido de retención, se mejora el coeficiente de rendimiento. Habida cuenta de los pequeñísimos caudales de este líquido, su expansión entre 1 y 4 en el diagrama de la figura 2 tiene una influencia despreciable en el coe-

ficiente de rendimiento. En la variante no representada, podría ser igualmente interesante hacer desembocar el conducto 31 en la porción del cilindro 12' situada entre la admisión 20' y el escape 19'. Aquí se menciona -
todavía la posibilidad de estabilizar y de centrar el doble pistón libre
5 agenciando de forma perfectamente conocida ranuras anulares alrededor del pistón.

Las explicaciones relativas al funcionamiento de esta forma de ejecución serán limitadas al ciclo del cilindro motor 12', siendo idéntico el funcionamiento del compresor al descrito anteriormente. El diagrama -
10 presión-volumen p-V de la figura 7 ilustra este funcionamiento.

El vapor a presión que procede del evapor EV_I es proporcionado en la admisión 20'. La presión de este vapor se ejerce sobre el estribo -
10'a del pistón 10' y lo desplaza hacia la izquierda en dirección de su -
punto muerto superior. Cuando el conducto lateral 10'c llega a la parte -
15 ensanchada del cilindro 12', a la altura donde la junta 30 finaliza, el vapor a presión entra en la cámara de expansión formada por el espacio situado entre la extremidad libre del pistón 10' y el cilindro 12'. La etapa de admisión a-b (figura 7) de este vapor se efectúa entonces hasta que la fuerza debida a la presión que actúa sobre la cara anterior del pistón 10'
20 resulta superior a la fuerza que actúa sobre su estribo 10'a cuya superficie es más pequeña, provocando así una inversión del desplazamiento del -
pistón libre. El conducto lateral 10'c se cierra, cortando así la admisión del vapor a presión (punto b del diagrama).

El vapor a presión aprisionado en la cámara de expansión del
25 cilindro motor 12' se expande durante la fase b-c, provocando la compresión del vapor aprisionado en el espacio tampón 16, como se ha explicado para la forma de ejecución anterior.

Desde el momento mismo que el conducto lateral 10'c vuelve a la posición ilustrada por la figura 6, el vapor expansionado se escapa por
30 la abertura 19'.

El resto del vapor expandido contenido en la cámara de expansión del cilindro 12' es finalmente recomprimido en la fase d-a durante la carrera de retorno del doble pistón libre 10'-11' por la expansión del vapor contenido en el espacio tampón 16.

5 La tercera forma de ejecución ilustrada por la figura 8 representa un conjunto motor-compresor en el que el pistón libre 10''-11'' es de doble efecto. El cilindro 12'' del motor y el cilindro 13'' del compresor están dispuestos coaxialmente a una y otra parte de una placa 45 común a través de la cual desliza de forma estanca un árbol 32 que soporta en
10 cada extremidad los pistones respectivos 10'' y 11'' del cilindro compresor 13'' y del cilindro motor 12''. Dos lumbreras 33, 34 agenciadas a través del cilindro motor 12'' se unen a dos lumbreras 35, respectivamente - 36, de un distribuidor 37. Este distribuidor comprende otras dos lumbreras 38 y 39 unidas respectivamente al evaporador EV_1 (figura 1) y al condensador
15 CD. Un vástago de control 40, solidario de una corredera 41 montada en el distribuidor 37, desliza de forma estanca a través del fondo del cilindro 12'' del motor y se prolonga en una cavidad axial 32a del árbol 32. Una cabeza 40a topa contra las extremidades de esta cavidad 32a hacia el final de carrera del doble pistón libre en un sentido ó en el otro, y acciona
20 entonces el vástago 40 que manipula la corredera 41 del distribuidor 37.

El cilindro 13'' del compresor comprende dos válvulas de entrada 14a, 14b, una a cada lado del pistón 11'' y dos válvulas de salida 15a, 15b, una a cada lado de este mismo pistón.

25 Las dos salidas del compresor se alcanzan para desembocar en el condensador CD (figura 1).

El pistón libre motor 10'' de esta tercera forma de ejecución es de doble efecto y el cilindro compresor 13'' comprende dos compartimen-
tos provistos cada uno de una admisión 14a, 14b y de un escape 15a, 15b, siendo el funcionamiento extremadamente simple. Las dos lumbreras 33 y 34
30 se unen alternativamente y sucesivamente a la admisión 38 y al escape 39

del distribuidor, siendo gobernada la inversión en cada punto muerto superior e inferior del doble pistón libre 32 que acciona el vástago 40 de accionamiento de la corredera 41.

5 El fondo del cilindro del compresor 13'' lleva la bomba P del esquema de la figura 1. Esta bomba P, por ejemplo una bomba de fuelle ó de membrana, comprende dos chapaletas 42 y 43 de admisión, respectivamente de expulsión respectivamente a la salida del condensador CD y a la entrada del evaporador EV_{III}. Esta bomba es accionada por un vástago 44 que atraviesa el fondo del cilindro 13'' y es accionada una vez por ciclo por el
10 pistón 11'' del compresor 13''. Esta solución presenta un gran interes en la medida en que permite accionar el conjunto de la bomba de calor por la sola fuente de energía térmica.

El esquema de principio de la figura 9 y el diagrama de la figura 10 ilustran una variante en la que el ciclo de la bomba de calor trabaja a una temperatura superior al del ciclo motor Rankine. En esta variante, cada ciclo trabaja con su propio condensador CD_I para el ciclo bomba de calor y CD_{III} para el ciclo Rankine, siendo el evaporador EV común y unido a cada uno de estos condensadores por una válvula de estrangulamiento VE en el ciclo bomba de calor y por la bomba P en el otro ciclo, motor.
15 En esta caso, las presiones de vapor que alimenta el cilindro motor y el cilindro compresor son idénticas y es preciso hacer lo necesario para que al igual que en la forma de ejecución de la figura 5 por ejemplo, la superficie del pistón motor 10' en la que se ejerce la presión de expansión sea superior a la superficie de compresión del pistón 11' del compresor -
20 que sirve para comprimir este mismo vapor.

Esta variante es en particular aplicable a procesos industriales en los que es necesario elevar la temperatura de un fluido condensable entre dos niveles de temperatura bastante elevados. Se observará la concepción del conjunto motor-compresor descrita en las tres formas de ejecución
30 se presta perfectamente bien a dicha aplicación, en virtud de que, en par-

5 particular, este conjunto no comprende órgano móvil que atraviese la pared para salir de los cilindros. Esto significa que el conjunto puede ser hecho perfectamente estanco frente al exterior, de ahí la posibilidad de trabajar a presiones y/o temperaturas sensiblemente más elevadas que las bombas de calor conocidas.

La variante del esquema de principio ilustrada por la figura 11 y el diagrama de la figura 12 muestra una aplicación de la bomba de calor que funciona en ciclo abierto como ocurre para la termocompresión.

10 En esta variante utilizada en un proceso de destilación, el condensador CD y el evaporador EV del ciclo de bomba de calor están combinados, de modo que el condensador constituye la fuente térmica de la destilación, recibiendo el evaporador EV_I del ciclo Rankine una aportación de calor Q_I para la producción de vapor a presión llevada en el cilindro motor del conjunto M-CP. Esta variante es aplicable en particular al desalado del
15 agua de mar.

Quede bien entendido que la bomba de calor descrita puede utilizarse ya sea para el calentamiento ó bien para la refrigeración ó incluso alternativamente para uno y otro fines, en una instalación de climatización en particular.

20 El dimensionado juicioso del sistema, en particular la longitud de bucle de los ciclos de bomba de calor y Rankine, permite utilizar la onda de presión en los conductos para favorecer los intercambios térmicos por pulsación y mejorar el llenado de los cilindros.

25 Aunque se utilice una gran variedad de fluidos, en función de las aplicaciones particulares, se dará preferencia a los fluidos cuya línea de saturación de la fase vapor sea aproximadamente una isentropia, a fin de evitar una condensación notable en las diferentes cámaras del conjunto motor-compresor. Los hidrocarburos que comprenden 5 a 10 átomos por molécula, así como los freones en particular, cumplen esta condición.

30 La frecuencia de oscilación del sistema es determinada por las

presiones en las cámaras del motor-compresor así como por la masa del doble pistón libre y varia muy poco en función de las presiones. Para la regulación de las potencias térmicas intercambiadas, se puede actuar sobre la válvula de expansión VE (figuras 1 ó 9) de modo a variar los niveles de presión ó de temperatura. Se puede además intervenir en la potencia motriz del ciclo Rankine variando el caudal másico en este bucle regulando la posición de las correderas en las formas de ejecución de las figuras 4 y 8.

La bomba de calor según la invención presenta varias ventajas, además de las ya señaladas anteriormente, estando ligadas todas estas ventajas a la concepción del conjunto motor-compresor de pistón libre de las tres formas de ejecución descritas.

La expansión en el cilindro motor puede ser efectuada con una relación de presiones muy elevada, del orden de 10 a 15, incluso más. Si se hace referencia al diagrama de la figura 3, se comprueba que dicha relaciones de presiones mejora considerablemente el coeficiente de rendimientos COP. La relación de presiones puede elegirse simplemente con ayuda de las dimensiones y de la disposición relativa de la parte motriz del conjunto motor-compresor, en la forma de ejecución de la figura 6, ó con ayuda de la disposición de las correderas en los otros casos.

Los niveles de presiones de admisión y de escape del compresor son regulables para adaptarse a las condiciones de aplicaciones de la bomba de calor.

El doble pistón libre se desplaza en el interior de los dos cilindros sin atravesar la pared que separa el conjunto del exterior, siendo la estanquidad del sistema perfecta. Además esta estanquidad permite resolver el problema de lubricación así como disminuir sensiblemente el nivel de ruido que constituye generalmente uno de los inconvenientes mayores de los pistones libres.

Esta estanquidad, así como la posibilidad de tener una relación

de presiones de expansión elevada, ofrece la posibilidad de trabajar en gamas extensas de presión y de temperatura.

La bomba de calor descrita permite considerar aplicaciones extremadamente amplias. Tan es así que las fuentes térmicas pueden ser variadas y proceder por ejemplo de combustibles, pero también de calores de rechazo, de energía almacenada ó de energía solar. Esta bomba de calor es utilizable tanto para la calefacción doméstica como industrial tal como para el desalado del agua, secado, destilación ó termocompresión. Quede también entendido que también es posible utilizarla para el acondicionamiento de aire ó la refrigeración de instalaciones fijas ó móviles, por ejemplo utilizando los gases de escape ó el agua de enfriamiento del motor como fuente térmica en el caso de un camión frigorífico. Finalmente es posible, según el esquema de la figura 9, utilizar esta bomba de calor para la calefacción a alta temperatura.

Descrita suficientemente la naturaleza del invento, así como la manera de realizarlo en la práctica, debe hacerse constar que las disposiciones anteriormente indicadas son susceptibles de modificaciones de detalle en cuanto no alteren su principio fundamental.

REIVINDICACIONES

1.- Perfeccionamientos en bombas de calor, que comprenden un compresor cuya admisión se une a una fuente de vapor y cuyo escape se une a un condensador, y un motor de accionamiento de este compresor, caracterizados porque el motor y el compresor comprenden cada uno un cilindro en el que se monta deslizando un pistón libre, siendo estos dos cilindros coaxiales y siendo los dos pistones solidarios entre sí, estando agenciados la admisión y el escape del compresor cerca de una extremidad de su cilindro adyacente a una cámara de compresión, presentando el cilindro del motor una cámara de expansión unida por una admisión y un escape respectivamente a una fuente de vapor a presión y a un condensador, uniendo una bomba de alimentación el condensador a esta fuente de vapor, y delimitando al menos uno de los mencionados pistones en el interior de su cilindro una segunda cámara agenciada para recibir un elemento elasticamente compresible destinado a ejercer sobre los pistones una fuerza opuesta a la desarrollada en la cámara de expansión.

2.- Perfeccionamientos según la reivindicación 1, caracterizados porque el pistón del cilindro motor es un pistón de simple efecto, delimitando el pistón del cilindro compresor la segunda cámara constituida por un recinto hermético que contiene una masa determinada de gas.

3.- Perfeccionamientos según la reivindicación 1, caracterizados porque los cilindros presentan un paso de comunicación entre sí que recibe un elemento de unión de los mencionados pistones, montado deslizando en este paso de modo a separar entre sí las cámaras de expansión y de compresión.

4.- Perfeccionamientos según la reivindicación 3, caracterizados porque el paso de comunicación se une a la bomba de alimentación por un conducto de derivación para alimentar este paso de condensado a presión.

5.- Perfeccionamientos según la reivindicación 1, caracterizados porque el pistón del cilindro motor divide este cilindro en dos cámaras

6

y porque este cilindro presenta una lumbrera cerca de cada una de sus extremidades, uniéndose estas lumbreras a un distribuidor una de cuyas entradas comunica con la fuente de vapor a presión y una de cuyas salidas comunica con el condensador, conteniendo este distribuidor una corredera de dos posiciones provista de un vástago de accionamiento unido a los pistones por dos topes agenciados para desplazar la corredera de su primera a su segunda posición y viceversa en los puntos muertos superior e inferior de sus carreras, de modo a poner alternativa y sucesivamente cada una de las lumbreras en comunicación con la fuente de vapor a presión y con el condensador, y porque el pistón del cilindro compresor divide este cilindro en dos cámaras provistas cada una de una admisión y de un escape.

6.- Perfeccionamientos según la reivindicación 1, caracterizados porque la bomba de alimentación es adyacente a una extremidad de uno de los cilindros y porque comprende un órgano de accionamiento que atraviesa la pared de este cilindro para extenderse en dirección del pistón respectivo, constituyendo este pistón el órgano de accionamiento de esta bomba de alimentación.

7.- Perfeccionamientos en bombas de calor; tal y como queda sustancialmente descrito en la presente Memoria e ilustrado en los dibujos adjuntos.

Esta Memoria consta de 17 hojas escritas a máquina por una sola cara.

Madrid, 15 JUL 1977
BATTTELLE MEMORIAL INSTITUTE.

Firmado: Al. de la Cruz Lopez

[Handwritten mark]

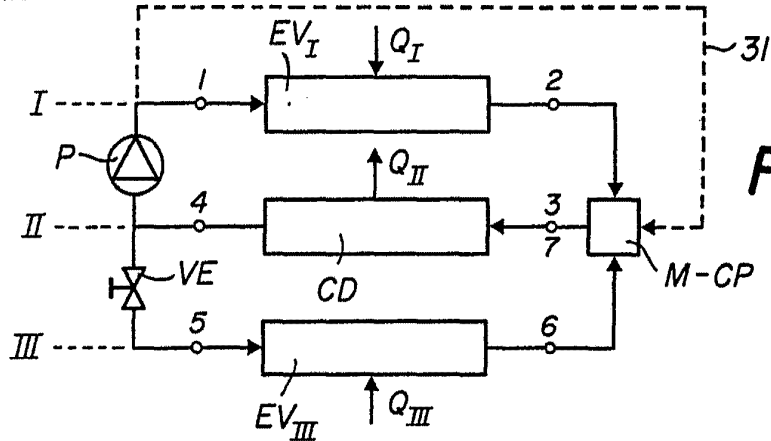
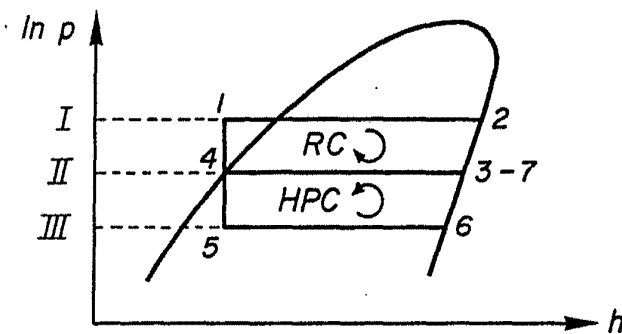


FIG. 1

FIG. 2



$$COP = \frac{Q_{II}}{Q_I}$$

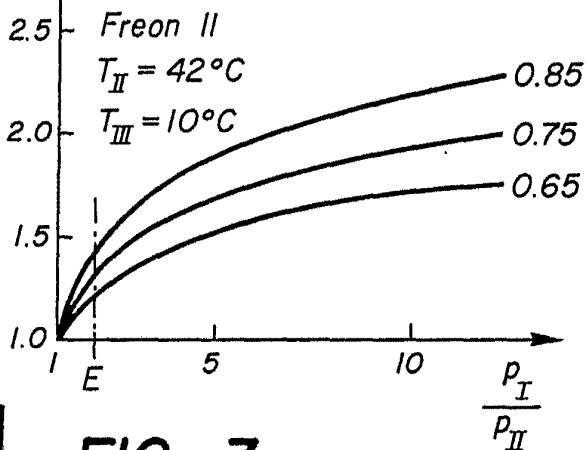


FIG. 3

ESCALA VARIABLE

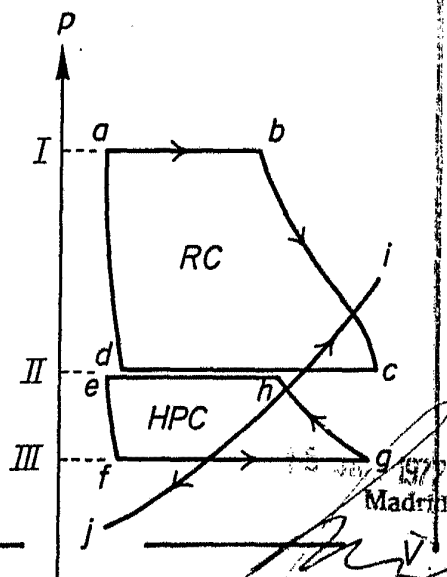
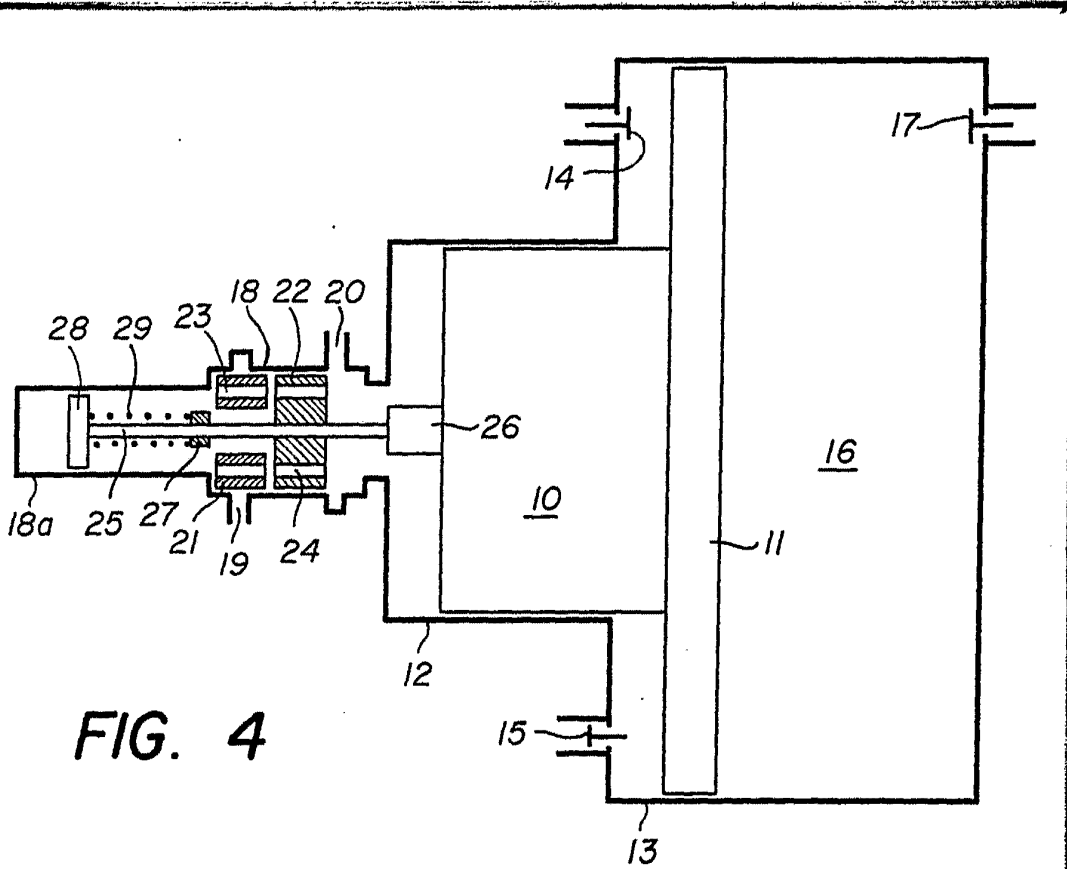
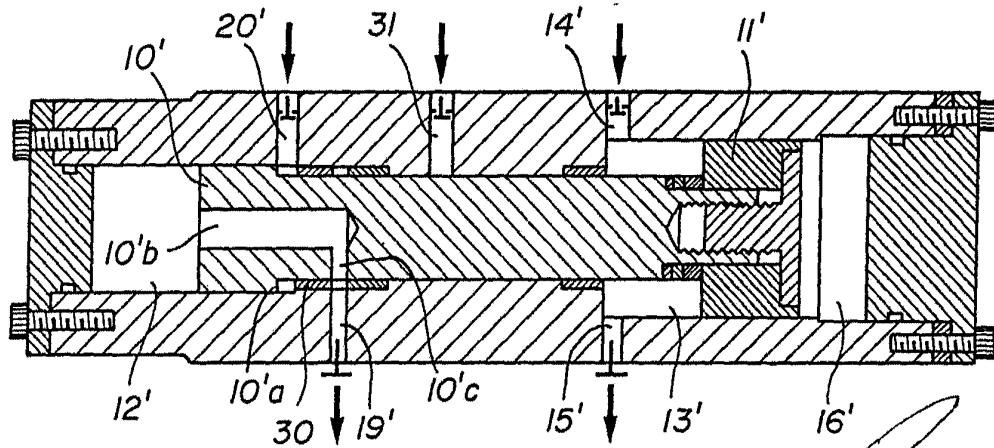


FIG. 5



CONDICIONES
VARIABLES



15 JUL 1977

[Handwritten signature]
A. M. GÓMEZ ACCEDO Y CIA S.C.
por el Firmador Alejandro Cárdenas

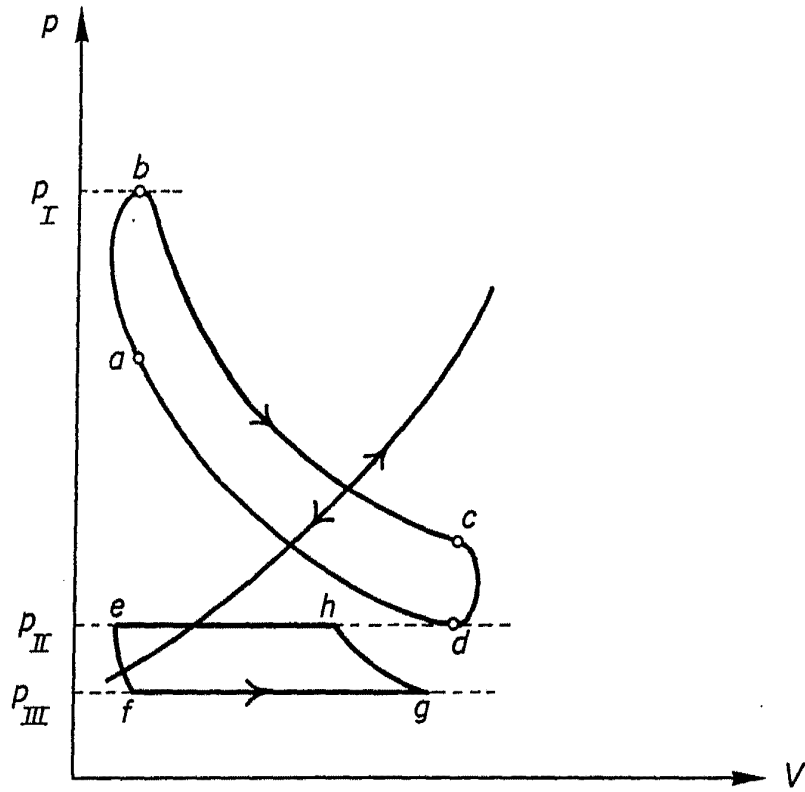


FIG. 7

TEMPERATURE
VARIABLE

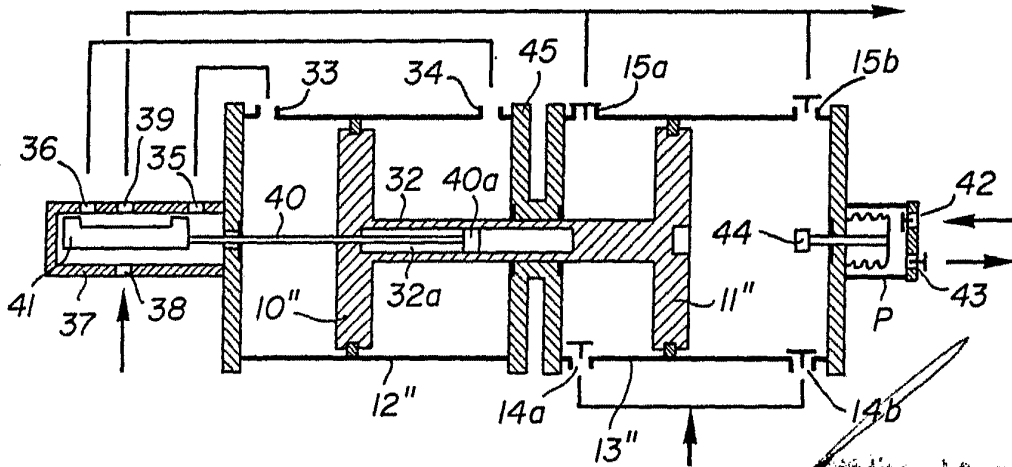


FIG. 8

[Handwritten signature]

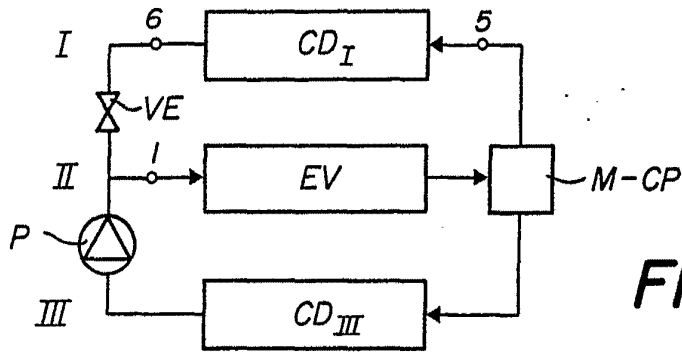


FIG. 9

FIG. 10

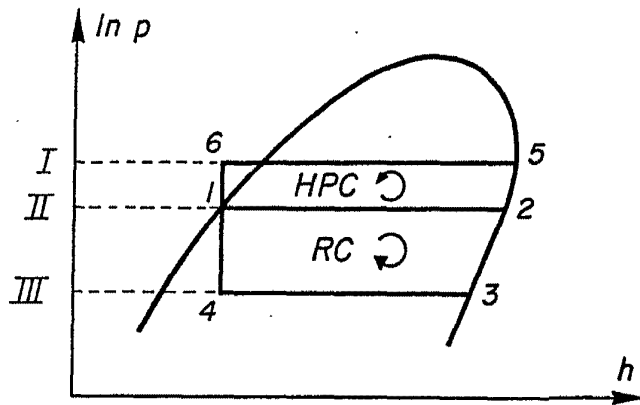


FIG. 11

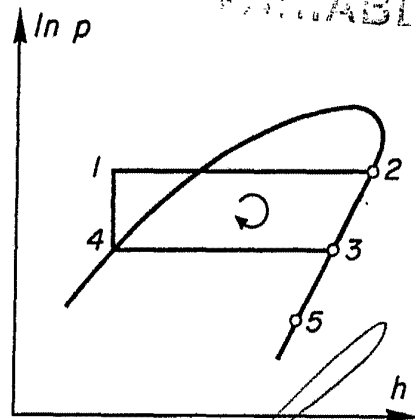
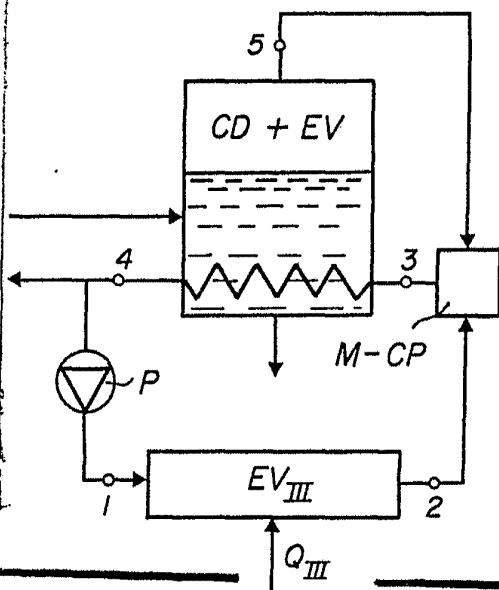


FIG. 12

AVAILABLE

[Handwritten signature and scribbles]