



①9



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

①1 Número de publicación: **2 290 930**

⑤1 Int. Cl.:
F04B 49/03 (2006.01)
F04B 27/053 (2006.01)

①2

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

⑧6 Número de solicitud europea: **06005929 .2**
⑧6 Fecha de presentación : **23.03.2006**
⑧7 Número de publicación de la solicitud: **1710435**
⑧7 Fecha de publicación de la solicitud: **11.10.2006**

⑤4 Título: **Compresor de refrigerante.**

③0 Prioridad: **05.04.2005 DE 10 2005 016 433**

④5 Fecha de publicación de la mención BOPI:
16.02.2008

④5 Fecha de la publicación del folleto de la patente:
16.02.2008

⑦3 Titular/es: **Bitzer Kühlmaschinenbau GmbH**
Eschenbrunnlestrasse 15
71065 Sindelfingen, DE

⑦2 Inventor/es: **Sandkötter, Wolfgang**

⑦4 Agente: **Carpintero López, Francisco**

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

Compresor de refrigerante.

5 La invención se refiere a un compresor de refrigerante para instalaciones de refrigeración que comprende al menos una unidad de cilindro, que presenta una carcasa de cilindro y un émbolo móvil que oscila en la carcasa del cilindro, una cabeza del cilindro, con una cámara de entrada a través de la que fluye una corriente de entrada de la al menos una unidad de cilindro, y con una cámara de salida atravesada por una corriente de salida de la al menos una unidad de cilindro, así como una válvula de mando para la interrupción de la corriente de entrada.

10 Este tipo de compresores de refrigerante se conocen del documento US 2001/0011463 A1, en estos, con la válvula de mando existe la posibilidad de desconectar de modo duradero una o varias unidades de cilindro, o de conectarlas de modo duradero.

15 Con esta solución es posible un control del caudal másico únicamente de modo correspondiente a la relación del desplazamiento del émbolo de las unidades de cilindro desconectadas y del desplazamiento del émbolo de las unidades de cilindro que están trabajando.

20 Debido a ello, la invención se basa en el objetivo de mejorar un compresor de refrigerante de tipo genérico de tal manera que éste se pueda operar en todo tipo de regiones de carga parcial.

25 Este objetivo se consigue con un compresor de refrigerante del tipo descrito al comienzo gracias al hecho de que esté previsto un control para el control de la válvula de mando, que para el funcionamiento del compresor de refrigerante en una región de carga parcial inferior opera la válvula de mando en intervalos de conmutación consecutivos, cada uno de los cuales comprende un intervalo de abertura y un intervalo de cierre de la válvula de mando, que son más cortos que el intervalo de tiempo más corto después del cual una temperatura de un evaporador en la instalación de refrigeración que está trabajando al interrumpir la corriente de entrada se incrementa en aproximadamente un 10%.

30 La ventaja de la solución conforme a la invención se ha de ver en el hecho de que ésta abre la posibilidad de hacer funcionar un compresor de refrigerante, en particular un compresor de émbolo, en una región de carga parcial inferior con cualquier carga parcial, ya que por medio de la relación de los intervalos de abertura y de los intervalos de cierre dentro de cada intervalo de conmutación se puede ajustar el caudal másico de compresión de un modo continuo y arbitrario.

35 En este caso, para los intervalos de conmutación se escogen duraciones temporales que sean suficientemente cortas, de manera que como consecuencia de la inercia de la reacción de la instalación de refrigeración a los intervalos de conmutación sólo se originan oscilaciones de temperatura insignificantes en el evaporador de las instalaciones de refrigeración, que no perjudican una regulación precisa de la temperatura.

40 Alternativamente a la solución descrita anteriormente, en otro ejemplo de realización de un compresor de refrigerante del tipo descrito al comienzo está previsto un control para el control de la válvula de mando, que para el funcionamiento del compresor del refrigerante en una región de carga parcial inferior acciona la válvula de mando en intervalos de conmutación consecutivos, cada uno de los cuales comprende un intervalo de abertura y un intervalo de cierre de la válvula de mando, que son más cortos que aproximadamente 10 segundos.

45 Por medio de una limitación de este tipo de la duración de los intervalos de conmutación se crea, igualmente, del modo conforme a la invención, la posibilidad de hacer funcionar el compresor de refrigerante en una región de carga parcial inferior con una carga parcial ajustable de modo arbitrario, sin que aparezcan oscilaciones de presión en la instalación de refrigeración que perjudiquen la calidad de la regulación.

50 Todavía es más ventajoso cuando los intervalos de conmutación duran menos de aproximadamente 2 segundos.

55 Para poder operar las válvulas de conmutación de un modo efectivo, está previsto, previsiblemente, que los intervalos de conmutación sean más largos que aproximadamente 0,02 segundos.

Todavía más ventajoso es cuando los intervalos de conmutación son más largos que 0,05 segundos, y es especialmente adecuado cuando los intervalos de conmutación son más largos que 0,1 segundos.

60 Para una conmutación de la válvula de mando es especialmente ventajoso que los intervalos de conmutación se correspondan con una frecuencia de conmutación que sea menor que la frecuencia propia de la válvula de mando.

Todavía mejor es que los intervalos de conmutación se correspondan con una frecuencia de conmutación que sea menor, en más de un factor de 5, que la frecuencia propia de la válvula de mando.

65 Fundamentalmente se podría pensar en desconectar con el control conforme a la invención en la región de carga parcial inferior, por ejemplo, una parte de las unidades de cilindro, y hacer funcionar sólo una parte de las unidades de cilindro en los intervalos de conmutación.

ES 2 290 930 T3

Una solución especialmente ventajosa prevé, por ejemplo, que el control en la región de carga parcial inferior opere todas las unidades de cilindro del compresor de refrigerante en los intervalos de conmutación.

Adicionalmente se puede pensar en desconectar también en la región de carga parcial superior sólo una parte de las unidades de cilindro, y hacer funcionar otra parte de las unidades de cilindro en los intervalos de conmutación.

Sin embargo, es especialmente adecuado que el control accione en todo la región de carga parcial todas las unidades de cilindro en los intervalos de conmutación.

Por lo que se refiere a la duración temporal de los intervalos de conmutación, se puede pensar en las más diferentes posibilidades de solución. De este modo, una variante especialmente adecuada por razones de sencillez prevé que el control trabaje con intervalos de conmutación constantes temporalmente.

Otra solución ventajosa prevé que el control varíe los intervalos de conmutación de modo correspondiente al número de revoluciones por unidad de tiempo del accionamiento del compresor de refrigerante.

Por lo que se refiere a la conformación de la válvula de mando, hasta el momento no se han dado indicaciones más precisas.

De este modo, se podría pensar en conformar la válvula de mando de tal manera que ésta actuara directamente, por ejemplo controlada por medio de un imán, sobre la corriente de entrada.

Como consecuencia de las elevadas fuerzas requeridas de la válvula se ha mostrado, sin embargo, como ventajoso el hecho de que la válvula de mando sea una servoválvula.

En particular, en este caso es adecuado que la servoválvula comprenda un cuerpo de la válvula que se pueda accionar por medio de una presión que dependa de la presión en la cámara de salida.

Para garantizar que el cuerpo de la válvula no adopte la posición final ocasionada por medio de la presión en la cámara de salida, está previsto, preferentemente, que el cuerpo de la válvula pueda ser solicitado por medio de un acumulador de energía elástico que actúe de modo contrapuesto a la acción de la presión sobre el cuerpo de la válvula.

Por lo que se refiere al accionamiento del cuerpo de la válvula por medio de la presión en la cámara de salida, se puede pensar en las más diferentes soluciones constructivas. Por ejemplo, se podría pensar en soluciones con membranas solicitadas por medio de la presión en la cámara de salida, o similares.

Una solución especialmente adecuada prevé que el cuerpo de la válvula esté acoplado con un émbolo de conmutación que se puede solicitar con una presión que depende de la presión en la cámara de salida, y que esté guiado en una carcasa del cilindro de conmutación, que acciona entonces el cuerpo de la válvula.

Por lo que se refiere a la solicitud del émbolo de conmutación, se ha mostrado como algo ventajoso que el émbolo de conmutación y la carcasa del cilindro de conmutación encierren una cámara del cilindro de conmutación y que la presión en la cámara del cilindro de conmutación se puede controlar.

Adicionalmente, por razones constructivas es adecuado que el cuerpo de la válvula y el émbolo de conmutación conformen una unidad que esté guiada en la carcasa del cilindro de conmutación.

Adicionalmente, en una servoválvula de este tipo es adecuado que ésta comprende una válvula de mando que pueda ser controlada por el control.

Una válvula de mando de este tipo está conformada, por ejemplo, como válvula magnética de reacción rápida, controlable eléctricamente, o como una válvula construida de modo similar.

Para el accionamiento de la servoválvula, en este caso, en un ejemplo de realización preferido está previsto que la válvula de mando abra o cierre un canal de unión entre la cámara del cilindro de control y la cámara de salida, de manera que, de un modo sencillo, exista la posibilidad de solicitar el émbolo de conmutación con un medio que esté bajo la presión en la cámara de salida.

Para conseguir en una servoválvula de este tipo una frecuencia propia lo más elevada posible, y con ello tiempos de conmutación cortos, está previsto, preferentemente, que la frecuencia propia de la unidad formada por émbolo de conmutación, cuerpo de la válvula y acumulador de energía se corresponda por lo menos con la frecuencia propia de la válvula de mando.

Una frecuencia propia elevada de este tipo de la válvula de mando se puede conseguir, en particular, cuando el émbolo de conmutación esté hecho de un material de construcción ligera.

Un material de construcción ligera de este tipo puede ser, por ejemplo, un metal ligero, o también un plástico, por ejemplo también un plástico reforzado con fibras.

ES 2 290 930 T3

Otra conformación ventajosa del émbolo de conmutación prevé que éste esté conformado como cuerpo hueco, de manera que también gracias a ello se pueda conseguir una frecuencia propia elevada de la unidad formada por el émbolo de conmutación, el cuerpo de la válvula y el acumulador de energía elástico.

5 Otras características y ventajas de la invención son objeto de la siguiente descripción, así como de la representación gráfica de algunos ejemplos de realización.

En el dibujo se muestran:

10 Fig. 1 una representación esquemática de una instalación de refrigeración conforme a la invención;

Fig. 2 una sección transversal a lo largo de la línea 2-2 a través de un compresor de refrigerante de la instalación de refrigeración conforme a la invención;

15 Fig. 3 una sección a través de una válvula de mando integrada en una cabeza de cilindro en la posición abierta de un cuerpo de la válvula de la válvula de mando;

Fig. 4 una sección similar a la Fig. 3 en una posición cerrada del cuerpo de la válvula de la válvula de mando;

20 Fig. 5 una representación esquemática de un intervalo de conmutación que comprende un intervalo de abertura y un intervalo de cierre;

Fig. 6 una representación esquemática de un comportamiento de la temperatura del evaporador en la instalación de refrigeración al interrumpir la compresión de refrigerante;

25 Fig. 7 una sección similar a la Fig. 3 a través de un segundo ejemplo de realización de un compresor de refrigerante conforme a la invención y

30 Fig. 8 una sección similar a la Fig. 4 a través del segundo ejemplo de realización de un compresor de refrigerante conforme a la invención.

Un ejemplo de realización de una instalación de refrigeración conforme a la invención designada en su conjunto con 10, comprende un compresor de refrigerante 12, desde cuya conexión de alta presión 14 una tubería 16 lleva a un condensador designado en su conjunto con 18, en el que el refrigerante comprimido se condensa por medio de la disipación del calor.

40 Desde el condensador 18 fluye refrigerante líquido en una tubería 20 a un colector 22, en el que se acumula el refrigerante líquido, y desde el que éste fluye a continuación a través de una tubería 28 a una válvula de expansión 30 para un evaporador 32.

Después de fluir a través del evaporador 32, el refrigerante evaporado fluye a través de una tubería 34 a una conexión de baja presión 36 del compresor de refrigerante 12.

45 Tal y como se representa en la Fig. 2, el compresor de refrigerante 12 conforme a la invención está conformado como compresor de émbolo de presión hidráulica, y comprende una carcasa de compresión 40, en la que están previstos dos bancos de cilindros 42a y 42b dispuestos en forma de "V" entre ellos, de los que cada uno de ellos comprende al menos uno, especialmente dos o más unidades de cilindro 44.

50 Cada una de estas unidades de cilindro 44 está conformada por una carcasa de cilindro 46 en la que se puede mover un émbolo 48 de modo oscilante gracias al hecho de que el émbolo 48 se pueda accionar por medio de una biela 50, que por su lado está asentada sobre una excéntrica 52 de un árbol de excéntrica 54, que está accionada, por ejemplo, por medio de un motor eléctrico 55.

55 La carcasa del cilindro 46 de cada una de las unidades de cilindro 44 se cierra por medio de una placa de válvula 56, sobre la que está dispuesta una cabeza de cilindro 58.

60 Preferentemente, en este caso, la placa de la válvula 56 no sólo cubre una carcasa del cilindro 46 de un banco de cilindros 42, sino todas las carcasas de cilindro 46 del banco de cilindros 42 correspondiente, y del mismo modo, la cabeza de cilindro 58 solapa, igualmente, todas las carcasas de cilindro 46 del banco de cilindros 42 correspondiente.

La carcasa de compresión 40 comprende adicionalmente un canal de entrada 60 que está unido con la conexión de baja presión 36, que está integrado, por ejemplo, en la carcasa del compresor 40.

65 Tal y como se representa en la Fig. 3 de modo aumentado, a cada banco de cilindros 42 está asignada una válvula de mando designada en su conjunto con 70, que sirve para interrumpir una corriente de entrada 74 que pasa desde el canal de entrada 60 a la cabeza de cilindro 58 correspondiente, y en concreto a una cámara de entrada 72 de la misma a través de la placa de la válvula 56.

ES 2 290 930 T3

En caso de que la válvula de mando 70 esté abierta, entonces la corriente de entrada 74 tiene la posibilidad de entrar a través de una abertura de entrada 76 prevista en la placa de la válvula 56 y una válvula de entrada 78 prevista en la placa de la válvula 56 en una cámara del cilindro 80 limitada por el émbolo 48 correspondiente y por la carcasa del cilindro 46 correspondiente, para ser comprimida en ésta por medio del movimiento oscilante del émbolo 48, de manera que a través de una abertura de salida 82 y una válvula de salida 84 sale una corriente de salida 86 de la cámara del cilindro 80, y entra en una cámara de salida 88 de la cabeza del cilindro 58.

La válvula de mando 70 está conformada como servoválvula que está integrada en la cabeza del cilindro 58 y que presenta un cuerpo de la válvula 90 con el que se puede cerrar una abertura de entrada 92 de la cámara de entrada 72 prevista en la placa de la válvula 56.

El cuerpo de la válvula 90 está dispuesto además en un émbolo de conmutación 94 que está guiado en una carcasa del cilindro de conmutación 96, de manera que el émbolo de conmutación 94 se puede mover por medio de la presión existente en una cámara del cilindro de conmutación 98 en la dirección de la placa de la válvula 56 para cerrar la abertura de entrada 92 en la misma.

Una unidad de cilindro de conmutación 100 conformada por la carcasa del cilindro de conmutación 96, el émbolo de conmutación 94 y la cámara del cilindro de conmutación 98, que está integrada en la cabeza del cilindro 58, se puede controlar, en este caso, por medio de una válvula de mando 110 que comprende un émbolo de control 112 que se puede mover de modo electromagnético, con el que se puede cerrar un asiento de la válvula de mando 114, estando previstos el émbolo de control 112 y el asiento de la válvula de mando 114 para interrumpir o liberar una unión entre un canal de presión 116 que lleva a la cámara de salida 88 y un canal de suministro de presión 118 que lleva a la cámara del cilindro de conmutación 98 para el cilindro de conmutación 100.

Cuando se libera la unión entre el canal de alta presión 116 y el canal de suministro de presión 118, entonces la cámara del cilindro de conmutación 98 está bajo la alta presión que reina en la cámara de salida 88, y como consecuencia, el émbolo de conmutación 94 se mueve en la dirección de la placa de la válvula 56 y presiona el cuerpo de la válvula 90 contra ésta, para cerrar la abertura de entrada 92 en la placa de la válvula 56.

En este caso, la fuerza que actúa sobre el émbolo de conmutación 94 por medio de la alta presión en la cámara del cilindro de conmutación 98 se contrapone a la fuerza de un acumulador de energía 120 elástico, que por un lado está apoyado en la carcasa del cilindro de conmutación 96, y que por otro lado actúa sobre el émbolo de conmutación 94 de tal manera que éste se mueve separándose de la placa de la válvula 56, y con ello mueve el cuerpo de la válvula 90 a una posición que libera la abertura de entrada de corriente 92.

En particular, el émbolo de conmutación 94 está provisto de un canal de descarga de presión 122, que lleva desde una abertura opuesta a la cámara del cilindro de conmutación 98 a una abertura de salida 124 representada en la Fig. 4 que en la posición que cierra la abertura de entrada 92 del cuerpo de la válvula 90 y del émbolo de conmutación 94 desemboca en la cámara de entrada 72. El canal de descarga de presión 124 provoca en este caso que con una interrupción de la unión entre el canal de alta presión 116 y el canal de suministro de presión 118 se derrumbe rápidamente la presión en la cámara del cilindro de conmutación 98, y con ello, bajo el efecto del acumulador de energía 120 elástico, el émbolo de conmutación 94, conjuntamente con el cuerpo de la válvula 90, se mueva a una posición que libera la abertura de entrada 92, representada en la Fig. 3.

La válvula de mando 70 se puede controlar por medio de un control 130 representado en la Fig. 1 de tal manera que ésta cierre y abra en intervalos de conmutación IC consecutivos continuados la válvula de mando 70, presentando cada uno de los intervalos de conmutación IC un intervalo de abertura A en el que el cuerpo de la válvula 90 permita en su posición de liberación un paso de la corriente de entrada 74 a través de la abertura de entrada 92, así como un intervalo de cierre C en el que el cuerpo de la válvula 90, tal y como está representado en la Fig. 4, bloquea en su posición de cierre el paso de la corriente de entrada 74 a través de la abertura de entrada 92.

En el transcurso de la duración del intervalo de conmutación IC correspondiente se puede ajustar ahora en todos las regiones de carga parcial la duración temporal del intervalo de abertura A y del intervalo de cierre C de modo relativo entre ellos de manera variable, de manera que el intervalo de abertura A sea o bien mayor que el intervalo de cierre, o suceda lo contrario.

En el caso extremo, el intervalo de abertura A se puede extender fundamentalmente a lo largo de toda la duración del intervalo de conmutación IC, mientras que el intervalo de cierre C se mantiene arbitrariamente pequeño, o, por el contrario, también puede ser que el intervalo de cierre C se extienda fundamentalmente a lo largo de toda la duración del intervalo de conmutación IC, de manera que el intervalo de abertura A se mantenga arbitrariamente pequeño.

Puesto que en la instalación de refrigeración 10 conforme a la invención, por medio de la válvula de expansión 30, por regla general, en todo momento tiene lugar una evaporación de refrigerante líquido, una interrupción de la compresión de refrigerante a través del compresor de refrigerante 12 lleva a un aumento de la temperatura T en el evaporador 32.

ES 2 290 930 T3

Sin embargo, el sistema está provisto de una inercia de reacción, de manera que al interrumpir la succión de refrigerante del evaporador 32 la temperatura T del evaporador 32 no se incrementa inmediatamente, sino que, tal y como está representado en la Fig. 6, requiere de una duración temporal Z para subir un valor D.

5 En tanto que el valor D se encuentra en valores menores del 10% de una temperatura de salida T_A del evaporador, estas oscilaciones son irrelevantes para el funcionamiento de la instalación de refrigeración conforme a la invención.

10 Por esta razón, el intervalo de conmutación IC se escoge de tal manera que éste es más corto que el intervalo de tiempo I que pasa hasta que la temperatura T del evaporador 32, partiendo de una temperatura T_A del evaporador 32 se ha incrementado un valor D de aproximadamente 10%, aún mejor de aproximadamente 5%, cuando se produce una interrupción súbita de la succión de refrigerante del evaporador 32 y del suministro de medio puesto a alta presión en la conexión de alta presión 14.

15 Con ello se garantiza que los intervalos de abertura A y los intervalos de cierre C en el interior del intervalo de conmutación IC correspondiente tienen un efecto de poca importancia sobre el funcionamiento de la instalación de refrigeración, y llevan sólo a ligeras oscilaciones de la temperatura del evaporador 32 de la instalación de refrigeración conforme a la invención.

20 Habitualmente, las duraciones temporales de los intervalos de conmutación IC están en duraciones temporales que son más cortas que aproximadamente 10 segundos, aún mejor, más cortas que aproximadamente 2 segundos.

Por otro lado, para garantizar suficientes intervalos de abertura A, los intervalos de conmutación son más largos que aproximadamente 0,02 segundos, aún mejor más largos que 0,05 segundos, y preferentemente más largos que 0,1 segundos.

25 Una zona de operación preferida prevé intervalos de conmutación IC cuya duración está entre 0,1 y 10 segundos.

30 Para garantizar intervalos de conmutación IC tan cortos está previsto, preferentemente, que el émbolo de conmutación 94, conjuntamente con el cuerpo de la válvula 90 y los acumuladores de energía 120, presente en su conjunto una frecuencia propia que sea mayor que la frecuencia correspondiente a los intervalos de conmutación IC máximos, de manera que los émbolos de conmutación 94 sean capaces de realizar dentro de los intervalos de conmutación IC los intervalos de abertura O y los intervalos de cierre C fundamentalmente sin que se produzca ningún retardo.

35 Preferentemente, las frecuencias propias del sistema formado por émbolo de conmutación 94, cuerpo de la válvula 90 y acumulador de energía 120 elástico son mayores, en un factor del al menos 5, o aún mejor, de al menos 10, que las frecuencias correspondientes a los intervalos de conmutación IC.

40 Para realizar esto, está previsto, de modo adecuado, que los émbolos de conmutación 94 estén hechos de un material de construcción ligero, por ejemplo metal ligero o plástico, para tener que mover masas reducidas.

45 En un segundo ejemplo de realización de un compresor de refrigerante conforme a la invención, representado en la Fig. 7 y 8, los émbolos de conmutación 94' están conformados como cuerpos huecos, para alcanzar una masa lo más reducida posible, y con ello una frecuencia propia lo más elevada posible.

La solución conforme a la invención prevé, por ejemplo, una válvula de mando 70 de este tipo por banco de cilindros, de manera que existe la posibilidad de desconectar de modo correspondiente la corriente de entrada para todas las unidades de cilindro 44 de un banco de cilindros 42.

50 Sin embargo, también se puede pensar en disponer una válvula de mando 70 de este tipo de tal manera que controle la corriente de entrada 74 a todas las unidades de cilindro 44 del compresor de refrigerante en su conjunto.

55 En una solución ventajosa, el control 130 controla al menos en una región de carga parcial, es decir, en un intervalo entre aproximadamente el 1% y aproximadamente el 30% del caudal másico máxima, todas las unidades de cilindro 44 con los mismos intervalos de conmutación.

60 Pero también en regiones de carga parcial elevadas, por ejemplo en una región de carga parcial superior entre aproximadamente un 30% y un 100% del caudal másico máxima, es adecuado operar todas las unidades de cilindro 44 con los mismos intervalos de conmutación, para evitar problemas de equilibrio del compresor de émbolo de presión hidráulica que se originan al desconectar completamente unidades de cilindro 44.

65 El control 130 es capaz, ahora, con un funcionamiento del compresor de refrigerante 12 en la región de carga total, de controlar la válvula de mando 70 de tal manera que el cuerpo de la válvula 90 esté en todo momento en la posición que libera la abertura de entrada 92, de manera que pueda fluir la corriente de entrada 74 para todas las unidades de cilindro 44 del banco de cilindros 42 correspondiente.

En este caso, el caudal másico máxima de refrigerante se comprime a alta presión H.

ES 2 290 930 T3

También existe la posibilidad de controlar en una región de carga cero la válvula de mando 70 de tal manera que el cuerpo de la válvula 90 esté en todo momento en su posición que cierra la abertura de entrada 92. En este caso no se comprime fundamentalmente ningún caudal másico de refrigerante. Únicamente la masa de corriente que fluye a través del canal de presión 116 y del canal de suministro de presión 118, así como a través del canal de descarga de presión 122 es comprimida.

En la región de carga parcial, el control 130 es capaz de ajustar de modo continuo cualquier carga parcial, y concreto, gracias al hecho de que la duración temporal del intervalo de abertura A y la duración temporal del intervalo de cierre C, que se añaden a la duración temporal del intervalo de conmutación IC, se ajusten en la relación deseada de modo variable.

En este caso, en todas las regiones de carga parcial, el intervalo de conmutación IC puede ser igual de grande.

Sin embargo, también se puede pensar en hacer variar el intervalo de conmutación IC o bien proporcionalmente o en pasos individuales dependiendo del número de revoluciones por unidad de tiempo del árbol de excéntrica 54, y con ello, del motor eléctrico 55.

Por ejemplo, la variación del intervalo de conmutación IC se realiza de tal manera que con un número pequeño de revoluciones por unidad de tiempo del motor eléctrico, los intervalos de conmutación son largos, y con un número grande de revoluciones por unidad de tiempo del motor eléctrico los intervalos de conmutación son más cortos.

La ventaja de la solución conforme a la invención se ha de ver en el hecho de que en el compresor de émbolo por presión hidráulica, el consumo de potencia es proporcional al caudal másico, y con ello, al reducir el caudal másico a través de los intervalos de abertura A y los intervalos de cierre C consecutivos en la región de carga parcial existe la posibilidad de reducir también el consumo de potencia del compresor del émbolo de presión hidráulica.

Además, la solución conforme a la invención consigue la posibilidad de conformar el proceso de prueba del compresor de refrigerante 12 por medio del control del caudal másico, de tal manera que se minimicen los riesgos de ebullición del refrigerante.

REIVINDICACIONES

1. Compresor de refrigerante para instalaciones de refrigeración que comprende al menos una unidad de cilindro (44), que presenta una carcasa de cilindro (46) y un émbolo (48) móvil que oscila en la carcasa del cilindro (46), una cabeza del cilindro (58), con una cámara de entrada (72) a través de la que fluye una corriente de entrada (74) de la al menos una unidad de cilindro (44), y con una cámara de salida (88) atravesada por una corriente de salida (86) de la al menos una unidad de cilindro (44), y una válvula de mando (70) para la interrupción de la corriente de entrada (74), **caracterizado** porque está previsto un control (130) para el control de la válvula de mando (70), que para el funcionamiento del compresor de refrigerante (12) en una región de carga parcial inferior opera la válvula de mando (70) en intervalos de conmutación (IC) consecutivos, cada uno de los cuales comprende un intervalo de abertura (A) y un intervalo de cierre (C) de la válvula de mando (70), que son más cortos que el intervalo de tiempo (I) más corto después del cual una temperatura (T) de un evaporador (32) en la instalación de refrigeración (10) que está funcionando, al interrumpir la corriente de entrada (74), se incrementa en aproximadamente un 10%.
2. Compresor de refrigerante según el preámbulo de la reivindicación 1 o según la reivindicación 1, **caracterizado** porque está previsto un control (130) para el control de la válvula de mando (70), que para el funcionamiento del compresor de refrigerante (12) en una región de carga parcial inferior opera la válvula de mando (70) en intervalos de conmutación (IC) consecutivos que son más cortos que aproximadamente 10 segundos.
3. Compresor de refrigerante según la reivindicación 2, **caracterizado** porque los intervalos de conmutación son más cortos que aproximadamente 2 segundos.
4. Compresor de refrigerante según una de las reivindicaciones anteriores, **caracterizado** porque los intervalos de conmutación (IC) son más largos que aproximadamente 0,02 segundos.
5. Compresor de refrigerante según la reivindicación 4, **caracterizado** porque los intervalos de conmutación (IC) son más largos que aproximadamente 0,05 segundos.
6. Compresor de refrigerante según la reivindicación 5, **caracterizado** porque los intervalos de conmutación (IC) son más largos que aproximadamente 0,1 segundos.
7. Compresor de refrigerante según una de las reivindicaciones anteriores, **caracterizado** porque los intervalos de conmutación (IC) se corresponden con una frecuencia de conmutación que es menor que una frecuencia propia de la válvula de mando (70).
8. Compresor de refrigerante según la reivindicación 7, **caracterizado** porque los intervalos de conmutación (IC) se corresponden con una frecuencia de conmutación que es menor que una frecuencia propia de la válvula de mando (70) en más de un factor de 5.
9. Compresor de refrigerante según una de las reivindicaciones anteriores, **caracterizado** porque el control (130) en la región de carga parcial inferior opera todas las unidades de cilindro (44) en los intervalos de conmutación (IC).
10. Compresor de refrigerante según la reivindicación 9, **caracterizado** porque el control (130) en toda la región de carga parcial opera todas las unidades de cilindro (44) en los intervalos de conmutación (IC).
11. Compresor de refrigerante según una de las reivindicaciones anteriores, **caracterizado** porque el control (130) trabaja con intervalos de conmutación (IC) constantes temporalmente.
12. Compresor de refrigerante según una de las reivindicaciones anteriores, **caracterizado** porque el control (130) hace variar los intervalos de conmutación (IC) de modo correspondiente a un número de revoluciones del motor propulsor del compresor de refrigerante (12).
13. Compresor de refrigerante según una de las reivindicaciones anteriores, **caracterizado** porque la válvula de mando (70) es una servoválvula.
14. Compresor de refrigerante según la reivindicación 13, **caracterizado** porque la servoválvula (70) comprende un cuerpo de la válvula (90) que se puede accionar por medio de una presión que se corresponde con la presión de la cámara de salida (88).
15. Compresor de refrigerante según la reivindicación 14, **caracterizado** porque el cuerpo de la válvula (90) está solicitado por medio de un acumulador de energía (120) elástico que actúa en contraposición al efecto de la presión sobre el cuerpo de la válvula (90).
16. Compresor de refrigerante según una de las reivindicaciones 14 ó 15, **caracterizado** porque el cuerpo de la válvula (90) se puede solicitar con una presión que se corresponde con la presión en la cámara de salida (88), y está acoplado en un émbolo de conmutación (94) guiado en una carcasa del cilindro de conmutación (96).

ES 2 290 930 T3

17. Compresor de refrigerante según una de las reivindicaciones 14 a 16, **caracterizado** porque el émbolo de conmutación (94) y la carcasa del cilindro de conmutación (96) encierran una cámara de cilindro de conmutación (98), y porque se puede controlar la presión en la cámara del cilindro de conmutación.

5 18. Compresor de refrigerante según una de las reivindicaciones 14 a 17, **caracterizado** porque el cuerpo de la válvula (90) y el émbolo de conmutación conforman una unidad que está guiada en la carcasa del cilindro de conmutación (96).

10 19. Compresor de refrigerante según una de las reivindicaciones 13 a 18, **caracterizado** porque la servoválvula (70) comprende una válvula de mando (110) que se puede controlar desde el control (130).

20. Compresor de refrigerante según la reivindicación 19, **caracterizado** porque la válvula de mando (110) abre y cierra un canal de unión (116, 118) entre la cámara de cilindro de conmutación (98) y la cámara de salida (88).

15 21. Compresor de refrigerante según una de las reivindicaciones 15 a 20, **caracterizado** porque la frecuencia propia de la unidad formada por el émbolo de conmutación (94), el cuerpo de la válvula (90) y el acumulador de energía (120) elástico se corresponde al menos con la frecuencia propia de la válvula de mando (70).

20 22. Compresor de refrigerante según una de las reivindicaciones 14 a 21, **caracterizado** porque el émbolo de conmutación está construido de un material de construcción ligero.

23. Compresor de refrigerante según una de las reivindicaciones 14 a 22, **caracterizado** porque el émbolo de conmutación (94') está conformado como un cuerpo hueco.

25

30

35

40

45

50

55

60

65

Fig. 1

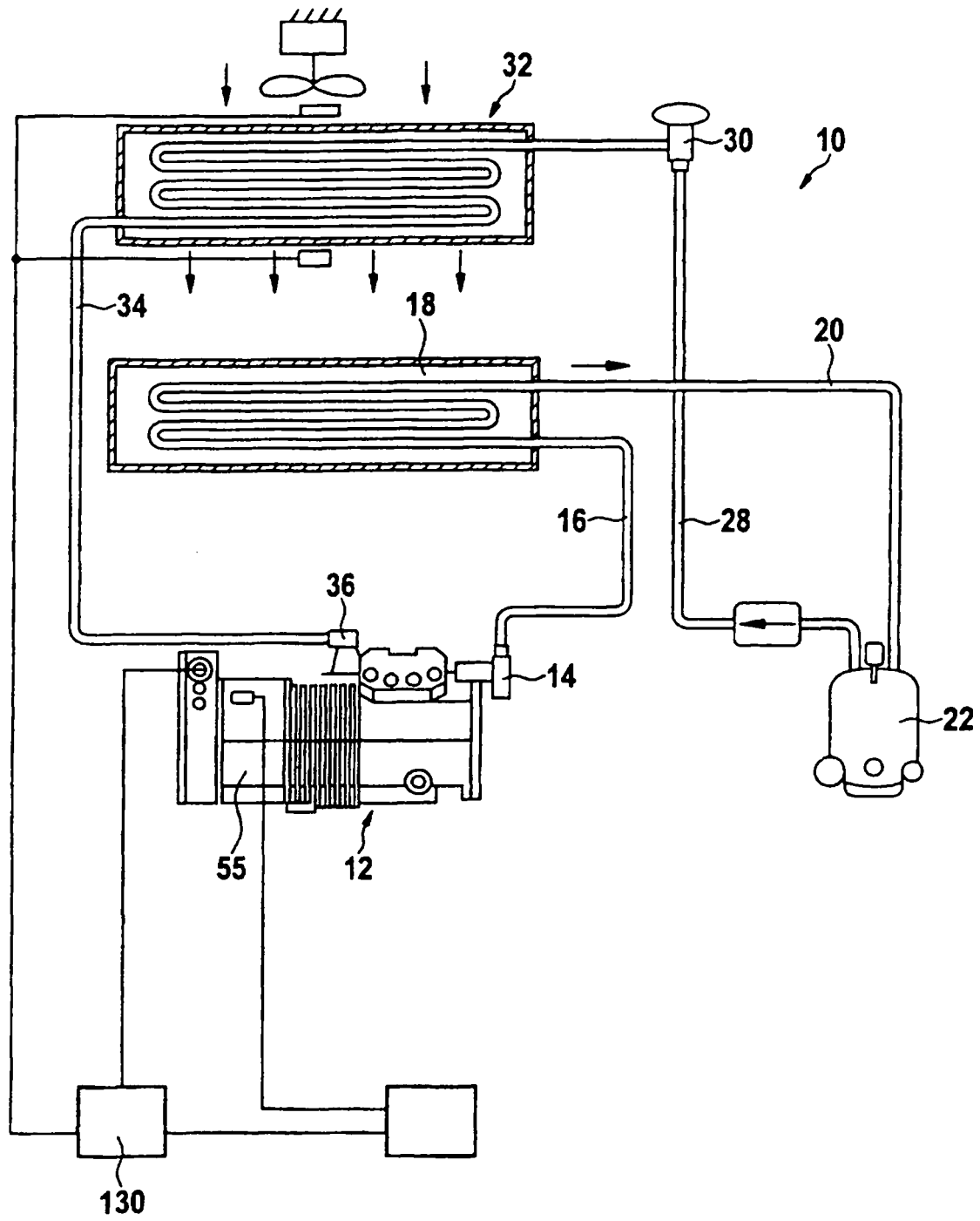


Fig. 2

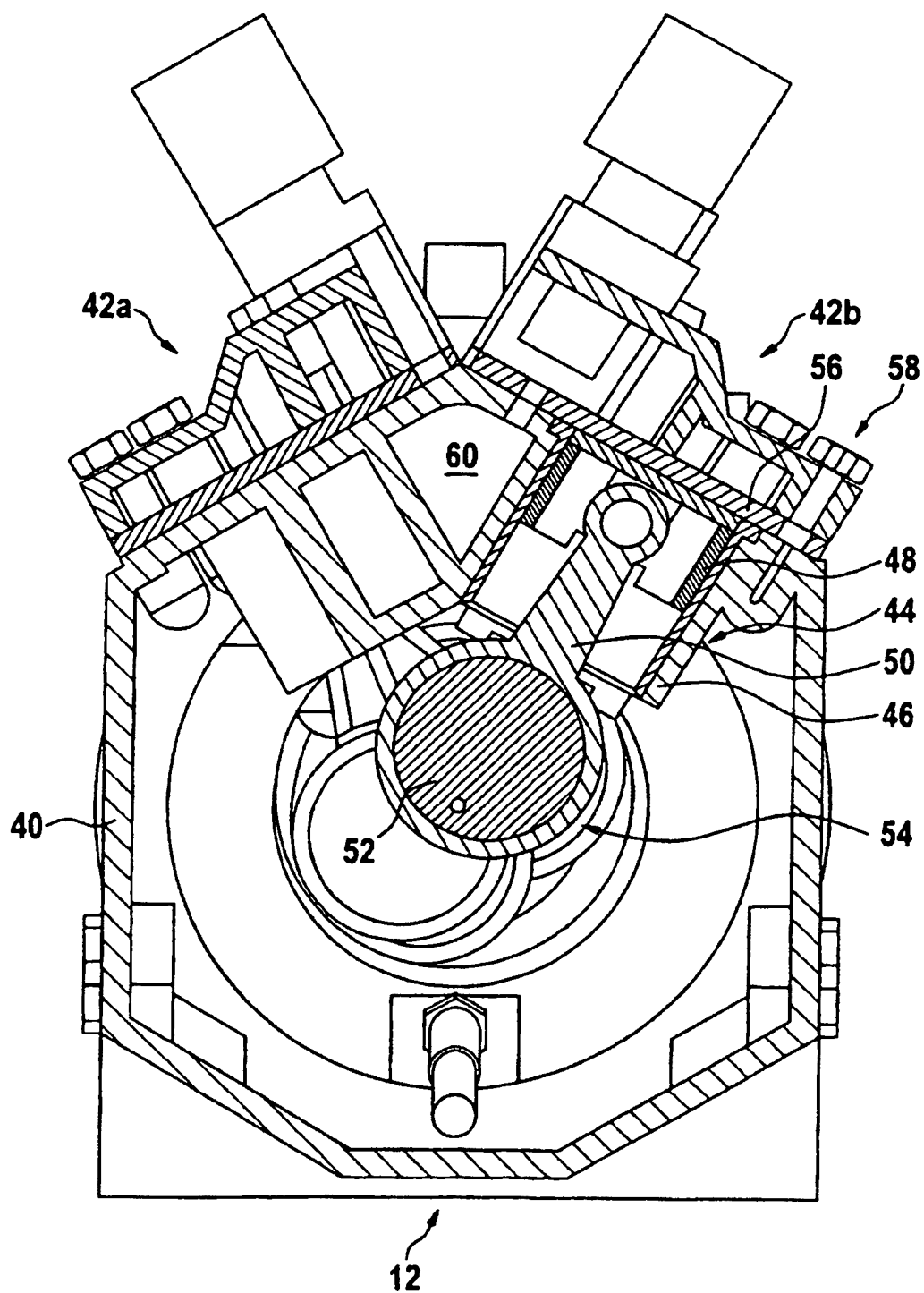


Fig. 3

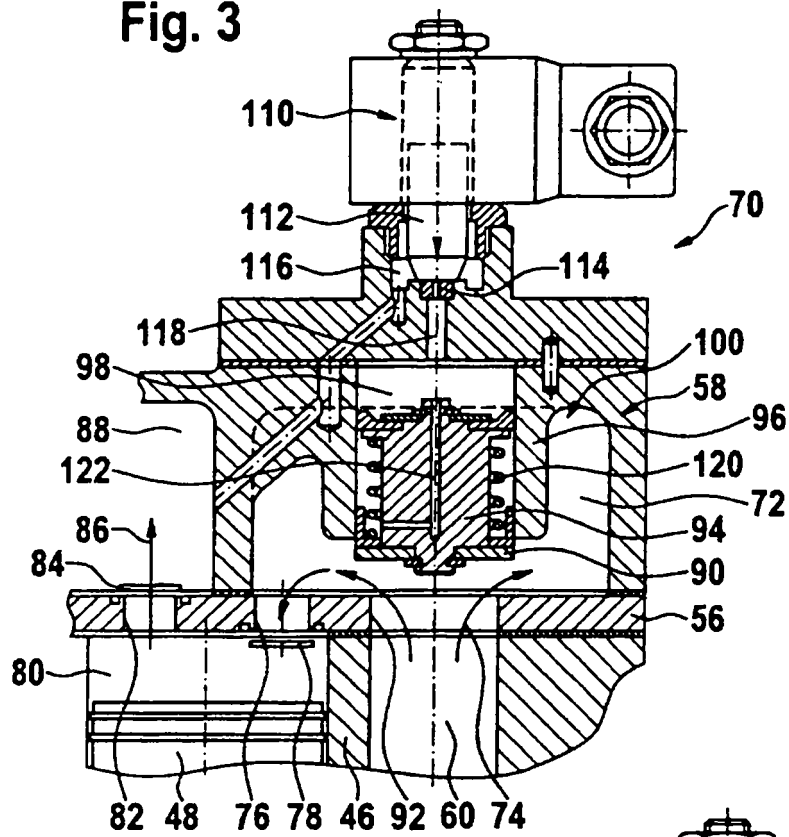


Fig. 4

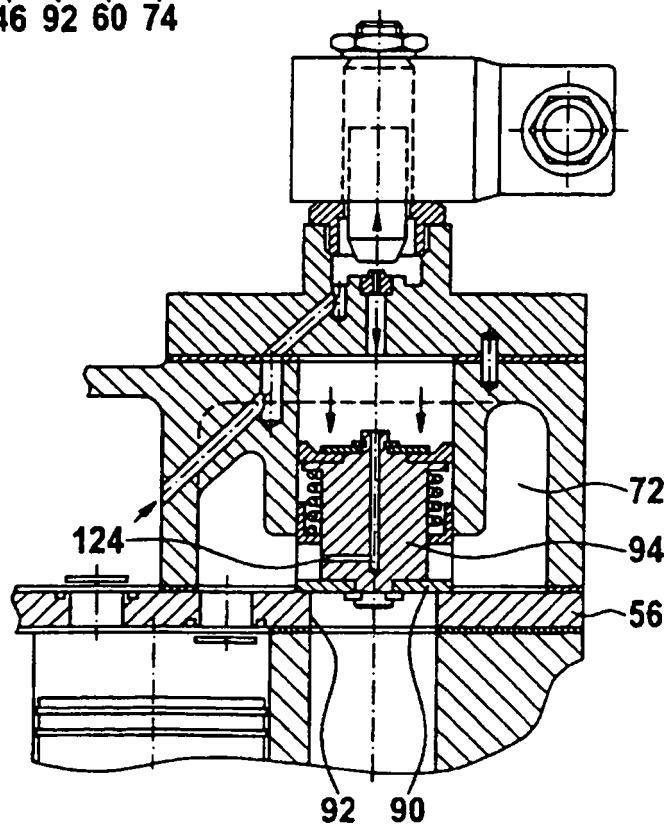


Fig. 5

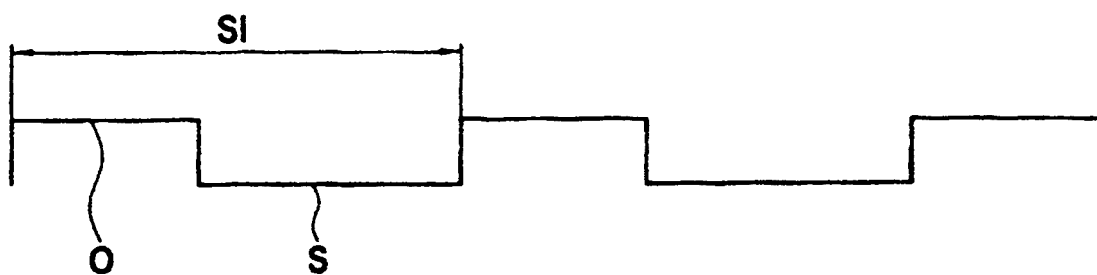


Fig. 6

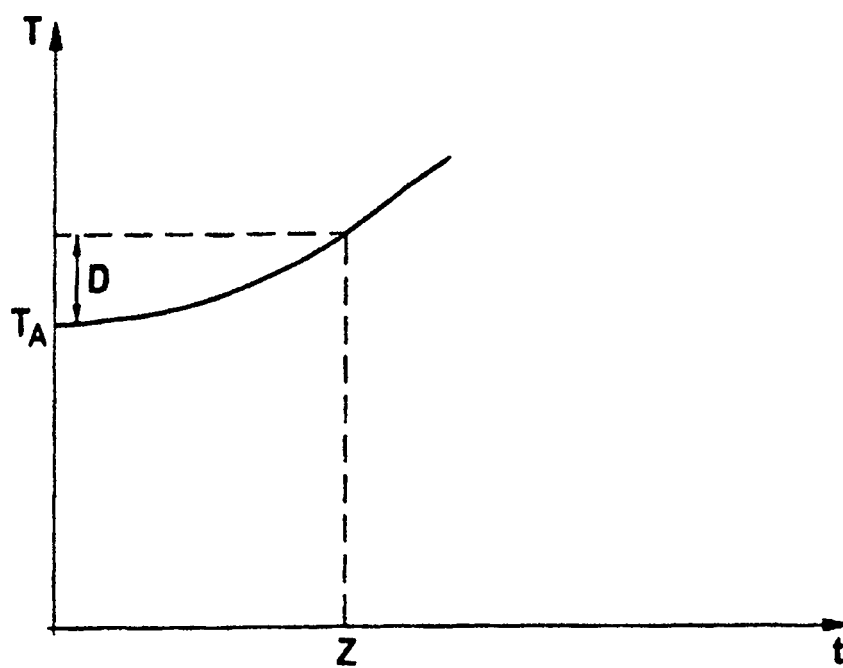


Fig. 7

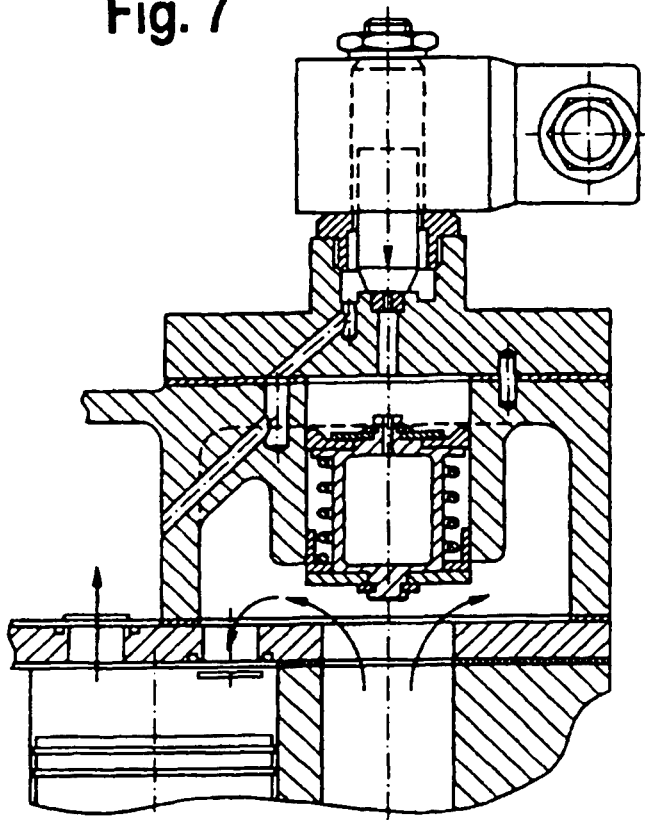


Fig. 8

