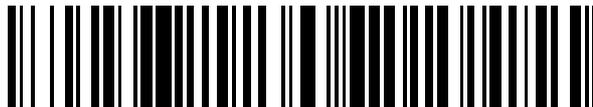


19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 478 629**

51 Int. Cl.:

**F04B 25/00** (2006.01)

**F04B 25/02** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **13.06.2008** **E 08010771 (7)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **30.04.2014** **EP 2133568**

54 Título: **Compresor de pistón de fases múltiples**

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:  
**22.07.2014**

73 Titular/es:

**J.P. SAUER & SOHN MASCHINENBAU GMBH  
(50.0%)  
Brauner Berg 15  
24159 Kiel, DE y  
BORSIG COMPRESSOR PARTS GMBH (50.0%)**

72 Inventor/es:

**SCHULZ, HARALD y  
TITTEL, ROLAND**

74 Agente/Representante:

**LEHMANN NOVO, María Isabel**

**ES 2 478 629 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**

Compresor de pistón de fases múltiples

La invención se refiere a un compresor de pistón de fases múltiples con al menos dos unidades de cilindro y pistón.

5 Se conocen compresores de pistón de fases múltiples para elevar la presión de un gas en varias fases. En tales compresores de fases múltiples se eleva en una primera fase a través de una primera unidad de cilindro y pistón la presión de partida a una primera presión intermedia. Esta primera presión intermedia se eleva entonces en una segunda fase a través de una segunda unidad de cilindro y pistón a una presión de nuevo más elevada. Esto prosigue de acuerdo con el número de las fases utilizadas. En los compresores de pistón conocidos se accionan los pistones de todas las unidades de cilindro y pistón a través de un árbol de cigüeñal común, que predetermina fijamente la carrera de los pistones. En función de la relación de la presión entre las fases individuales se selecciona, además, diferente el diámetro de los cilindros individuales, es decir, que se reduce de una fase a otra el diámetro interior de los cilindros, puesto que con cada elevación de la presión se reduce el volumen del gas. Los compresores de pistones de fases múltiples conocidos son, por lo tanto, de tal naturaleza que éstos se fijan a través de su construcción mecánica en determinadas relaciones de la presión de las fases así como a una corriente volumétrica total determinada y una presión total determinada. Las variaciones solamente son posibles con limitaciones a través de diferente control de la válvula. Por lo tanto, es problemático emplear tales compresores de pistón allí donde deben realizarse diferentes compresiones o bien presiones y diferentes corrientes volumétricas con una y la misma máquina.

20 El documento DE 1228 023 publica un compresor de pistón de empuje accionado hidráulicamente. Este compresor está diseñado de varias fases. En este caso, para cada fase está prevista una bomba de accionamiento regulable para el accionamiento hidráulico de los pistones de empuje. A través de la modificación del número de revoluciones de la bomba se puede variar el número de carreras del pistón del compresor. De esta manera, se pueden ajustar presiones de partida deseadas de las fases individuales. Sin embargo, esta configuración no permite una variación discrecional de los volúmenes a transportar.

25 El documento US 5.863.186 publica un compresor de fases múltiples accionado hidráulicamente, en el que en el lado de entrada de cada pistón del compresor está dispuesta una válvula de control, para desconectar la alimentación del fluido de accionamiento. De esta manera se puede detener el proceso de compresión de cada pistón individual de forma selectiva. De este modo, en cada compresor, se puede ajustar exactamente la presión intermedia alcanzada en cada fase. Sin embargo, no es posible una adaptación individual del volumen a transportar y de la presión en esta configuración.

Por lo tanto, el cometido de la invención es mejorar un compresor de pistón de fases múltiples, con el propósito de que con una y la misma máquina se puedan variar la presión y la corriente volumétrica de una manera sencilla.

35 Este cometido se soluciona por medio de un compresor de pistón de fases múltiples con las características indicadas en la reivindicación 1. Las formas de realización preferidas se deducen a partir de las reivindicaciones dependientes, de la descripción siguiente así como de las figuras adjuntas.

40 El compresor de pistón de fases múltiples de acuerdo con la invención presenta al menos dos unidades de cilindro y pistón, es decir, que está configurado al menos de dos fases. En el caso de que estén previstas más fases, están previstas correspondientemente más unidades de cilindro y pistón. En este caso, para cada fase está prevista al menos una unidad de cilindro y pistón. De acuerdo con la invención, cada unidad de cilindro y pistón está provista, respectivamente, con un accionamiento lineal eléctrico separado para el movimiento del pistón. Es decir, que el pistón de la primera unidad de cilindro y pistón, es decir, de la primera fase se mueve a través de un accionamiento lineal separado y el pistón de la segunda unidad de cilindro y pistón, es decir, de la segunda fase es accionado a través de un accionamiento lineal separado propio. De esta manera, para cada fase, es decir, para cada unidad de cilindro y pistón, que forma una fase, está previsto un accionamiento lineal separado para el movimiento del pistón. Es decir, que aquí se prescinde de un árbol de cigüeñal de accionamiento común y, por lo tanto, de un acoplamiento mecánico del movimiento de los pistones de las unidades individuales de cilindro y pistón. Una sincronización o bien un acoplamiento del movimiento de los pistones individuales de la unidad de cilindro y pistón se realiza de acuerdo con la invención puramente de acuerdo con la técnica de control a través del control de los accionamientos lineales.

50 A tal fin de acuerdo con la invención está prevista una instalación de control que está configurada de tal forma que los accionamientos lineales pueden ser controlados por éste de una manera individual en velocidad y carrera. Es decir, que la instalación de control está configurada de tal forma que puede activar los accionamientos lineales de las unidades individuales de cilindro y pistón de una manera independiente entre sí, es decir, que para cada accionamiento lineal se puede controlar o bien ajustar la carrera del pistón y también la velocidad del movimiento del pistón de una manera separada. Además, se pueden fijar también por separado al instante inicial y el instante final del movimiento del pistón para cada unidad de cilindro y pistón y, dado el caso, se puede modificar, activando de manera correspondiente la instalación de control el accionamiento lineal correspondiente, respectivamente, de la

unidad de cilindro y pistón, es decir, iniciando y terminando el movimiento del pistón.

Puesto que se prescinde del acoplamiento del movimiento mecánico de los pistones individuales, se puede ajustar el compresor de pistón de fases múltiples de una manera flexible a diferentes potencias de transporte y presiones. Así, por ejemplo, se puede reducir la velocidad de los pistones cuando se desea una corriente volumétrica reducida. En este caso, no deben incrementarse la carrera y la velocidad de todos los pistones en la misma medida, sino que en su lugar a través del control independiente de acuerdo con la invención de los accionamientos es posible variar la carrera y la velocidad de los pistones individuales de las diferentes fases de una manera independiente entre sí. En particular, es posible modificar el volumen de la carrera a través de la modificación de la carrera, por ejemplo de la segunda fase en función de la elevación de la presión, que tiene lugar en la primera fase.

Con preferencia, la instalación de control está configurada de esta manera de tal forma que a través del control individual de los accionamientos lineales de las al menos dos unidades de cilindro y pistón se puede variar la relación de la presión de las fases de la unidad de cilindro y pistón. Esto no es posible en compresores de pistón convencionales, que disponen de un árbol de cigüeñal común que acciona todos los pistones, puesto que la relación de la presión y la relación del volumen entre las fases individuales están adaptadas fijamente entre sí. A través de los accionamientos mecánicamente independientes de las unidades de cilindro y pistón más próximas y el control individual correspondiente, es posible de acuerdo con la invención modificar las relaciones de la presión de las fases individuales. Cuando se eleva la relación de la presión de las fases de una fase precedente, por ejemplo de la primera fase, se puede adaptar de una manera correspondiente el volumen de la carrera a través de la reducción de la carrera en la fase siguiente, es decir, por ejemplo, en la segunda fase. La relación de la presión de las fases se puede modificar en este caso igualmente a través de la modificación de la carrera. En este caso, al mismo tiempo es posible adaptar las velocidades de avance de tal manera que también en el caso de carreras diferentes, las fases individuales, es decir, las unidades de cilindro y pistón individuales trabajan con la misma frecuencia. A través del control individual de los accionamientos se puede reducir, además, el espacio nocivo en el cilindro, es decir, que se pueden reducir las pérdidas volumétricas, puesto que se pueden iniciar con precisión el punto muerto superior y el punto muerto inferior a través del accionamiento lineal y el control más exacto.

De acuerdo con una forma de realización preferida, las al menos dos unidades de cilindro y pistón están configuradas de tal forma que sus cilindros presentan secciones transversales interiores de diferente tamaño, es decir, en particular diámetros diferentes. Los pistones correspondientes están adaptados en este caso en su sección transversal o bien su diámetro a la sección transversal interior de los cilindros. A través de esta configuración se consigue que en la segunda fase del compresor, que debe tener, en virtud de la presión más elevada, un volumen más reducido de la carrera que la primera fase, no sólo se alcance este volumen reducido de la carrera por medio del accionamiento lineal, sino también a través de la adaptación constructiva de la unidad de cilindro y pistón de la segunda fase y de las fases siguientes. Esto significa con preferencia que se reduce la sección transversal interior de una fase a otra. La relación del volumen predeterminada mecánicamente de esta manera entre los cilindros individuales no establece en este caso, sin embargo, fijamente, en virtud de los accionamientos lineales separados, tampoco automáticamente las relaciones de la presión o bien de la presión de las fases en las fases. Éstas se pueden modificar siempre todavía más bien a través de la modificación de la carrera del accionamiento lineal respectivo a través de programación o bien ajuste correspondiente de la instalación de control. De esta manera, dicho de forma simplificada, a través del escalonamiento mecánico de las magnitudes de los cilindros se consigue una adaptación grosera del volumen, mientras que la adaptación fina individual se consigue por la instalación de control a través del control individual de la carrera de los accionamientos lineales.

De manera más preferida, los accionamientos lineales presentan, respectivamente, un motor de accionamiento giratorio, en particular un servo motor, y un mecanismo de husillo, que transforma el movimiento giratorio del motor de accionamiento en un movimiento lineal para el pistón. A través de tal accionamiento se pueden aplicar fuerzas suficientemente grandes sobre el pistón. Además, éste se puede controlar o bien regular con precisión en su carrera y su velocidad de la marcha. A tal fin, en el pistón, en el mecanismo de husillo, y/o en el motor de accionamiento se pueden prever sensores de posición, para registrar con exactitud la posición exacta del pistón y regular con precisión el movimiento del pistón a través del control o bien la regulación del motor de accionamiento. La instalación de control está configurada de manera correspondiente para procesar las señales registradas por los sensores y activar el motor de accionamiento teniendo en cuenta estas señales. El mecanismo de husillo puede estar equipado de manera más conocida, por ejemplo, con una tuerca rotatoria esférica. Con preferencia, el mecanismo de husillo está lubricado de forma permanente, en particular está lubricado durante toda la vida útil, de manera que no es necesaria ninguna alimentación continua de lubricante en el funcionamiento. No obstante, se entiende que también pueden encontrar aplicación accionamientos lineales configurados de otra manera, que son adecuados para mover linealmente un pistón y se pueden activar individualmente por la instalación de control. Éstos pueden ser especialmente otros accionamientos lineales eléctricos. A este respecto, dado el caso, pueden estar previstos medios de engranaje adecuados para convertir un movimiento giratorio en un movimiento lineal. En este caso, sin embargo, el movimiento lineal es variable de acuerdo con la invención en carrera y velocidad a través de la instalación de control.

De manera más preferida, las unidades de cilindro y pistón están configuradas de manera que funcionan en seco.

De esta manera, se puede prescindir de una lubricación en el funcionamiento, lo que simplifica claramente la estructura general del compresor y posibilita un empleo también allí donde debe evitarse una contaminación del gas a comprimir con lubricante.

5 De acuerdo con otra forma de realización preferida, entre dos unidades de cilindro y pistón se puede disponer un refrigerador intermedio. Éste refrigera el gas comprimido que sale desde una primera unidad de cilindro y pistón, antes de que entre en la segunda unidad de cilindro y pistón siguiente de la segunda fase del compresor. De manera correspondiente, se puede disponer un refrigerador intermedio de este tipo también entre una segunda y una tercera, entre una tercera y una cuarta fase, etc., en función de cuántas fases presente el compresor. Además, un refrigerador de este tipo puede estar dispuesto también en el lado de salida de la última fase.

10 De manera más preferida, las unidades de cilindro y pistón pueden estar configuradas, respectivamente, de doble carrera, de manera que se lleva a cabo un transporte o bien una compresión tanto durante la carrera de ida como también durante la carrera de vuelta.

15 De acuerdo con una forma de realización especial de la invención, en el lado de salida de al menos una primera unidad de cilindro y pistón está dispuesta una válvula de conmutación, por medio de la cual se puede conmutar la vía de la circulación del lado de salida entre una segunda unidad de cilindro y pistón siguiente y un conducto de salida, con preferencia de un conducto de salida para varias unidades de cilindro y pistón. Esta válvula de conmutación puede ser activada también a través de la instalación de control o, en cambio, puede ser activable manualmente. Tal válvula de conmutación posibilita conmutar el compresor de pistón de acuerdo con la invención desde un funcionamiento de fases múltiples hacia un funcionamiento de canales múltiples, en el que las unidades individuales de cilindro y pistón de la pluralidad de las fases no están conectadas unas detrás de las otras, sino que son accionadas conectadas en paralelo. Tal empleo puede ser preferido cuando se desea una corriente volumétrica grande con una relación más reducida de la presión entre la presión de entrada y la presión de salida del compresor. De acuerdo con el número de las fases o bien de las unidades de cilindro y pistón en el compresor de pistón puede ser posible también no conectar en paralelo todas las unidades de cilindro y pistón, sino solamente algunas. 20 Además, a través de la utilización de tal válvula de conmutación es posible también desconectar totalmente algunas unidades individuales de cilindro y pistón. Así, por ejemplo, en el caso de un compresor de pistón de tres fases, la válvula de conmutación, que está dispuesta en el lado de salida de la segunda fases, es decir, de la segunda unidad de cilindro y pistón, se puede conmutar de tal forma que la vía de la circulación no conduce ya hacia la tercera unidad de cilindro y pistón, sino que la circulación se desvía directamente a un conducto de salida del compresor de pistón. Desde ka unidad de cilindro y pistón separada o bien desconectada de esta manera no se pone en funcionamiento entonces, en general, el accionamiento lineal desde la instalación de control. De esta manera, se puede elevar el rendimiento del compresor en tal modo de funcionamiento, puesto que se puede reducir una potencia de pérdida. 25 30

35 La instalación de control está configurada con preferencia como control programable con memoria, en el que se pueden ajustar determinados parámetros de partida, en particular la presión y el volumen de transporte deseados. Además, la instalación de control puede estar configurada de tal forma que puede procesar señales de diferentes sensores y controla los accionamientos lineales de las fases individuales o bien de las unidades de cilindro y pistón teniendo en cuenta estos parámetros detectados por sensores. Éstos pueden ser, por ejemplo, sensores de presión o de temperatura, que están dispuestos en el lado de entrada y en el lado de salida del compresor y/o entre las 40 fases individuales del compresor, para supervisar el estado de funcionamiento. La presión y/o las señales de la temperatura se pueden tener en cuenta entonces, por ejemplo, por la instalación de control, para controlar la carrera y la velocidad de los accionamientos lineales, de manera que se alcanzan valores de presión o bien relaciones de la presión seseados predeterminados por el compresor. Relativa o adicionalmente sería posible también una supervisión de la corriente volumétrica de manera correspondiente. A continuación se describe la invención a modo de ejemplo con la ayuda de las figuras adjuntas. En éstas: 45

La figura 1 muestra una vista esquemática de un compresor de pistón de tres fases de acuerdo con la invención.

La figura 2 muestra una vista esquemática de un compresor de pistón de tres fases de acuerdo con una segunda forma de realización de la invención.

La figura 3 muestra un diagrama esquemático de conexiones de acuerdo con la figura 2, y

50 La figura 4 muestra una vista en sección de un cilindro.

El compresor de pistón mostrado en la figura 1 está configurado de tres fases y presenta de manera correspondiente tres unidades de cilindro y pistón 2, 4, y 6. Las unidades de cilindro y pistón 2, 4, 6 están constituidas, respectivamente, como se muestra en la figura 4, por un cilindro 8 de forma circular en la sección transversal y por un pistón 10 móvil linealmente en él. El pistón 10 está conectado con un vástago de pistón 12. El cilindro 8 presenta 55 de manera conocida válvulas de entrada y válvulas de salida, que pueden estar configuradas como válvulas de retención cargadas por resorte, que están conectadas de manera correspondiente conductos de entrada y de salida.

De acuerdo con la invención, cada unidad de cilindro y pistón 2, 4, 6 presenta un accionamiento lineal 14, 16, 18 propio. La unidad de cilindro y pistón 2 presenta un accionamiento lineal 14, que está conectado con el vástago de pistón 12, para mover su pistón 10 linealmente en el interior del cilindro 8. De manera correspondiente, la unidad de cilindro y pistón 4 está conectada con un accionamiento lineal propio 16, que mueve el pistón 10 de la segunda unidad de cilindro y pistón 4. La tercera unidad de cilindro y pistón 6 presenta un accionamiento lineal 18 propio, que mueve el pistón 10 de la unidad de cilindro y pistón 6 en su cilindro 8.

Los accionamientos lineales 14, 16, 18 están configurados como mecanismos de husillo, que son accionados, respectivamente, por un servo motor 20, 22, 24. El servo motor 20 está asociado al accionamiento lineal 14, el servo motor 22 está asociado al accionamiento lineal 16 y el servo motor 24 está asociado al accionamiento lineal 18. A este respecto, cada unidad de cilindro y pistón 2, 4, 6 presenta un accionamiento independiente propio para el pistón respectivo. A través de los accionamientos lineales 14, 16, 18 se puede mover con mucha precisión los pistones 10.

Los servo motores 20, 22 y 24 de los accionamiento lineales 14, 16 y 18 están conectados a través de líneas eléctricas 26 con una instalación de control 28, que activa o bien regula los accionamientos lineales 14, 16, 18 o bien sus servo motores 20, 22, 24.

A través de la instalación de control 28 se puede conseguir un acoplamiento electrónico de los accionamientos de las unidades de cilindro y pistón 2, 4, 6. Éste tiene, frente a un acoplamiento mecánico, como se consigue en los compresores de pistón convencionales a través del árbol de cigüeñal común, la ventaja de que el acoplamiento es variable y se puede variar de acuerdo con diferentes programas de control o bien de regulación en la instalación de control. De esta manera, se pueden predeterminedir la carrera y la velocidad de la carrera de cada accionamiento lineal 14, 16, 18 individual por la instalación de control 28. Es decir, que los pistones de cada unidad de cilindro y pistón 2, 4, 6 se pueden desplazar independientemente de los otros pistones respectivos o bien se pueden controlar en su movimiento. De esta manera resulta un empleo esencialmente más flexible del compresor con zonas de regulación mayores con respecto a las diferencias y corrientes volumétricas alcanzables.

La primera unidad de cilindro y pistón 2 presenta una entrada de gas 30. El orificio de salida 32 de la primera unidad de cilindro y pistón 2 está conectado a través de un conducto 33 con el orificio de entrada 34 de la segunda unidad de cilindro y pistón 4. El orificio de salida 36 de la segunda unidad de cilindro y pistón 4 está conectado a través de un conducto 37 con el orificio de entrada 38 de la segunda unidad de cilindro y pistón 6. El orificio de salida 40 de la tercera unidad de cilindro y pistón está conectado con un conducto de presión 42, que forma el conducto de salida del compresor. De esta manera se puede comprimir el gas que entra en la entrada de gas 30 en tres fases en las unidades de cilindro y pistón 2, 4 y 6. En este caso se eleva la presión en cada fase. Puesto que a través de la elevación de la presión se reduce también en relación correspondiente el volumen, las tres unidades de cilindro y pistón 2, 4, 6 están realizadas en diferentes tamaños de la sección transversal. La segunda unidad de cilindro y pistón 4, que forma la segunda fase del compresor, presenta una sección transversal menos, es decir, un diámetro interior menor del cilindro 8 y un diámetro menor del pistón 10 correspondiente que en la primera unidad de cilindro y pistón 2. De manera correspondiente, la sección transversal de la tercera unidad de cilindro y pistón 6 es todavía menor que la de la segunda unidad de cilindro y pistón 4. Estas modificaciones de los tamaños corresponden con preferencia a la relación de la elevación de la presión de una fase a otra, es decir, de una unidad de cilindro y pistón 2 a otra unidad de cilindro y pistón 4 o bien de la unidad de cilindro y pistón 4 a la unidad de cilindro y pistón 6. Puesto que en el sistema de acuerdo con la invención la relación de la presión de las fases es variable, se selecciona el escalonamiento de los tamaños en la sección transversal de las unidades de cilindro y pistón 2, 4, 6 de tal manera que corresponde a una relación media regulable de la presión de las fases. Entonces se pueden realizar otras variaciones del volumen a través del control de la carrera del pistón 10 respectivo a través del accionamiento lineal 14, 16, 18 individual. A diferencia de los sistemas accionados con árboles de cigüeñal, la carrera del pistón 10 de acuerdo con la invención no está, en efecto, predeterminedida, sino que es variable sobre el accionamiento lineal 14, 16, 18 respectivo.

La instalación de control 28 está configurada con preferencia como instalación de control programable con memoria y presenta una instalación de representación y de entrada 44, que puede estar constituida, por ejemplo, por un teclado adecuado y una pantalla o también por una pantalla sensible al contacto. De manera alterativa o adicional, pueden estar previstas interfaces con sistemas de ordenador. De manera alternativa, también la instalación de control 28 puede estar integrada en un sistema de ordenador y las líneas 26 pueden estar conectadas a través de interfaces adecuadas. Además, la instalación de control 28 puede procesar diferentes señales de sensores, como se explicará con la ayuda de la figura 3. Además, puede recibir desde los accionamientos lineales 14, 16, 18 y/o sus servo motores 20, 22, 24 señales de posición, para poder realizar una regulación de la posición exacta del pistón 10 en el cilindro 12 para cada unidad de cilindro y pistón 2, 4, 6.

A través de los accionamientos lineales 2, 4, 6 es posible desplazar el pistón 10 con mucha precisión en el cilindro 12. De esta manera se puede reducir el volumen muerto o bien el espacio nocivo en el cilindro y el pistón 10 se puede desplazar en adelante como en los sistemas convencionales hacia la pared extrema axial del cilindro 12, de manera ideal casi completamente hasta la pared. De esta manera se puede incrementar la eficiencia volumétrica del sistema. Además, se puede predeterminedir con exactitud la velocidad de desplazamiento del pistón 10 desde la

instalación de control 28 y se puede controlar o bien regular. En este caso, se selecciona con preferencia lentamente la velocidad de desplazamiento, con preferencia inferior a 2, de manera más preferida inferior a 1 m/s. Esto conduce a vibraciones más reducidas y a un desgaste más reducido del sistema.

5 A través de la instalación de control 28 se pueden predeterminar para el compresor determinados valores teóricos, en particular la presión de salida deseada en el orificio de salida 40 de la tercera unidad de cilindro y pistón 6. También se puede preajustar una corriente volumétrica deseada, en función de estas magnitudes la instalación de control 28 activa los tres accionamientos lineales 14, 16, 18 a través de un control o bien regulación de los servo motores 20, 22, 24 individualmente, de manera que los pistones 10 de las unidades de cilindro y pistón 2, 4, 6 realizan, respectivamente, una carrera deseada con una velocidad de desplazamiento deseada. En este caso, se puede ajustar la relación de la presión de las fases para cada unidad de cilindro y pistón 2, 4, 6, es decir, la diferencia de la presión entre la entrada de gas 30 y el orificio de salida 32 de la primera unidad de cilindro y pistón 2, la diferencia de la presión entre el orificio de entrada 34 y el orificio de salida 36 de la segunda unidad de cilindro y pistón 4 y la diferencia de la presión entre el orificio de entrada 38 y el orificio de salida 40 de la tercera unidad de cilindro y pistón 6 desde la instalación de control individualmente a través de una modificación de la carrera del pistón 10 asociado a través de regulación correspondiente del accionamiento lineal 14, 16 y 18. La velocidad de desplazamiento se adapta de la misma manera de forma correspondiente por la instalación de control 28 para asegurar que todas las tres unidades de cilindro y pistón 2, 4 y 6 trabajan con la misma frecuencia, es decir, que también en el caso de una carrera de diferente longitud se necesita el mismo tiempo de desplazamiento entre el punto muerto superior y el punto muerto inferior. A través de estas variaciones de la carrera individual y de la velocidad de desplazamiento individual de cada unidad de cilindro y pistón 2, 4, 6 individual a través de la unidad de control 28 se pueden realizar de esta manera diferentes relaciones de la presión de las fases y en particular diferentes compresiones generales en diferentes corrientes volumétricas con el compresor de pistón de acuerdo con la invención, sin tener que realizar modificaciones constructivas en el compresor.

25 En la forma de realización mostrada en la figura 1, en los conductos 33 y 37 entre la primera unidad de cilindro y pistón 2 y la unidad de cilindro 4 así como entre la segunda unidad de cilindro y pistón 4 y la tercera unidad de cilindro y pistón 6 están dispuestas unas válvulas de conmutación 46 y 48. Estas posibilitan desconectar totalmente fases individuales del compresor. Así, por ejemplo, la válvula de conmutación 46 puede conmutar la vía de la circulación en el lado de salida de la primera unidad de cilindro y pistón 2 entre el orificio de entrada 34 y la segunda unidad de cilindro y pistón 4 y un conducto de salida 50. El conducto de salida 50 está conectado en el ejemplo mostrado con el conducto de presión 42, pero también es concebible que el conducto de presión 42 y el conducto de salida 50 sean configurados como un conducto de salida común. Cuando la válvula de conmutación 46 está conectada de tal manera que la vía de circulación se extiende hacia el orificio de entrada 34 de la segunda unidad de cilindro y pistón, se conduce el gas comprimido en la primera fase de esta manera a la segunda unidad de cilindro y pistón 4 como segunda fase para se comprimido allí adicionalmente. Cuando la válvula de conmutación 46 está conmutada hacia el conducto de salida, el gas que sale desde el orificio de salida 32 no es conducido ya hacia la segunda unidad de cilindro y pistón 4 sino directamente al conducto de presión 42. La compresión se realiza en este ajuste entonces solamente a través de la primera unidad de cilindro y pistón 2, por que se desconectan la segunda unidad de cilindro y pistón 4 y la tercera unidad de cilindro y pistón 6. En este caso, en virtud de la activación individual, se desconectan también los accionamientos correspondientes en forma de servo motores 22 y 24, de manera que se puede reducir el consumo de energía. La segunda válvula de conmutación 48 funciona de la misma manera. Cuando ésta se conecta, de manera que la circulación es desviada en el lado de entrada del orificio de salida 36 hacia al conducto de salida 50, de esta manera no se conduce ya ningún gas hacia el orificio de entrada 38 de la tercera unidad de cilindro y pistón 6 y ésta está fuera de función. En este estado, el compresor trabaja como compresor de dos fases con las unidades de cilindro y pistón 2 y 4.

45 Las válvulas de conmutación 46 y 48 pueden posibilitar, sin embargo, todavía otro tipo de funcionamiento, cuando, en efecto, ambas válvulas de conmutación 46 y 48 se conectan de tal manera que la circulación de gas que sale desde los orificios de salida es conducida directamente al conducto de salida 50. Cuando las válvulas de conmutación 46 y 48 abren en este caso al mismo tiempo una entrada adicional de la circulación para los orificios de entrada 34 y 38, el compresor de pistón mostrado se puede emplear de esta manera alternativamente también como compresor de tres canales, en el que las tres unidades de cilindro y pistón 2, 4, 6 trabajan en paralelo. También es concebible una función como compresor de dos fases, cuando en este tipo de funcionamiento se pone fuera de funcionamiento una de las unidades de cilindro y pistón 2, 4, 6 a través de la descoñación del servo motor 20, 22 o bien 24. En lugar de abrir la entrada de gas adicional también a través de las válvulas de conmutación 46 y 48, se pueden prever a tal fin válvulas separadas.

55 La figura 2 muestra ahora una disposición, que corresponde esencialmente a la disposición según la figura 1. No obstante, allí las tres unidades de cilindro y pistón 2, 4 y 6 están configuradas, respectivamente, de doble carrera, es decir, que los pistones 10 actúan tanto en la carrera de ida como también en la carrera de vuelta. Además, entre las unidades de cilindro y pistón 2, 4, 6 o bien en el lado de salida de la unidad de cilindro y pistón 6, respectivamente, están dispuestos unos refrigeradores intermedios 52, 54 y 56. El refrigerador intermedio 52 está dispuesto en el conducto 33 entre las unidades de cilindro y pistón 2 y 4, el refrigerador intermedio 54 está dispuesto en el conducto 37 entre las unidades de cilindro y pistón 4 y 6 y el tercer refrigerador intermedio 56 está dispuesto en el lado de

5 salida 40 de la tercera unidad de cilindro y pistón 6. Los refrigeradores intermedios pueden estar configurados de manera conocida como refrigerador de aire o refrigerador de agua. En virtud de la estructura de doble carrera, la primera unidad de cilindro y pistón presenta dos orificios de entrada 58 conectados con la entrada de gases 30 y de manera correspondiente dos orificios de salida 32, que están conectados con el conducto 33 y con el refrigerador intermedio 52 dispuesto en éste. El conducto 33 conduce entonces hacia dos orificios de entrada 34 de la segunda unidad de cilindro y pistón 4. La segunda unidad de cilindro y pistón 4 presenta de manera correspondiente dos orificios de salida 36, que están conectados con el conducto 37 y con el refrigerador intermedio 54 colocado en éste. El conducto 37 conduce en el lado de salida del refrigerador intermedio 54 hacia los dos orificios de entrada 38 de la tercera unidad de cilindro y pistón 6. La tercera unidad de cilindro y pistón 6 presenta de manera correspondiente dos orificios de salida 40, que conducen hacia el refrigerador intermedio 56, que está conectado en el lado de salida con el conducto de presión 42. El modo de funcionamiento del compresor de pistón según la figura 2 corresponde, por lo demás, al modo de funcionamiento descrito anteriormente del compresor de pistón según la figura 1, sólo que trabaja con doble carrera. Se entiende que también las válvulas de conmutación 46 y 48 se podrían disponer en la forma de realización según la figura 2 en los conductos 3 y 37. Estas válvulas de conmutación se dispondrían entonces de manera más conveniente en el lado de salida de los refrigeradores intermedios 50 y 54.

20 La figura 3 muestra todavía de nuevo de forma esquemática las vías de circulación en un compresor de pistón según la figura 2. Para la simplificación no se representan las diferencias de tamaño entre las unidades de cilindro y pistón 2, 4 y 6 en la figura 3. Tampoco se representan los refrigeradores intermedios en la figura 3, debiendo entenderse que un compresor de tres fases de doble carrera, como se muestra en la figura 2, se podría configurar también sin refrigerador intermedio. De manera alternativa, también sería posible prever en el compresor según la figura 1 refrigeradores intermedios correspondientes.

25 En la figura 3 se representa adicionalmente que en el sistema está prevista una pluralidad de sensores de temperatura T y de sensores de presión P. Estos sensores de presión están previstos en el lado de entrada y en el lado de salida de las unidades de cilindro y pistón 2, 4 y 6 para poder registrar la temperatura y la presión en la entrada de gas 30, en el conducto 37 así como en el conducto de presión 42. Además, también están previstos todavía sensores de temperatura en cada salida de las unidades de cilindro y pistón 2, 4 y 6, de manera que la temperatura del gas comprimido durante la carrera de ida del pistón 10 puede ser detectada independientemente de la temperatura del gas comprimido durante la carrera de vuelta del pistón 10. Las señales de salida de los sensores de temperatura T y de los sensores de presión p son alimentadas a través de líneas de señales adecuadas u otras vías de transmisión de señales adecuadas igualmente a la instalación de control 28, que las tiene en cuenta como valores reales durante la regulación de los accionamientos lineales 14, 16, 18 o bien sus servo motores 20, 22, 24. En el caso de que estén previstos refrigeradores intermedios, también es concebible que la potencia de refrigeración de los refrigeradores intermedios sea variable por la instalación de control 28, por ejemplo a través de la adaptación del número de revoluciones de los refrigeradores. De esta manera, se puede adaptar la potencia de refrigeración a los valores reales registrados de la temperatura en el lado de salida de las fases individuales 2, 4, 6.

40 Además de las ventajas ya mencionadas, las unidades de cilindro y pistón 2, 4, 6 están configuradas en los ejemplos mostrados con preferencia para funcionamiento en seco, de manera que se puede prescindir de una lubricación. Esto es especialmente ventajoso cuando debe impedirse una contaminación del gas a transportar con lubricante. Los accionamientos lineales 14, 16, 18 puede estar lubricados con preferencia de por vida, de modo que tampoco aquí es necesaria una lubricación continua en el funcionamiento. Por ejemplo, los accionamientos lineales 14, 16, 18 pueden estar configurados como mecanismos de husillo, en particular como husillos de circulación esférica.

**Lista de signos de referencia**

	2, 4, 6	Unidades de cilindro y pistón
	8	Cilindro
45	10	Pistón
	12	Vástago de pistón
	14, 16, 18	Accionamientos lineales
	20, 22, 24	Servo motores
	26	Líneas
50	28	Instalación de control
	30	Entrada de gases
	32	Orificio de salida
	33	Línea
	34	Orificio de entrada
55	36	Orificio de salida
	37	Línea
	38	Orificio de entrada
	40	Orificio de salida
	42	Conducto de presión
60	44	Instalación de representación y de entrada

	46, 48	Válvulas de conmutación
	50	Conducto de salida
	52, 54, 56	Refrigerador intermedio
	58	Orificio de entrada
5	P	Sensor de presión
	T	Sensor de temperatura

**REIVINDICACIONES**

- 5 1.- Compresor de pistón de fases múltiples con al menos dos unidades de cilindro y pistón (2, 4, 6), caracterizado por que cada unidad de cilindro y pistón presenta un accionamiento lineal eléctrico separado (14, 16, 18) para el movimiento del pistón, y por que está prevista una instalación de control (28), que está configurada de tal forma que los accionamientos lineales (14, 16, 18) son controlables individualmente en velocidad y carrera.
- 2.- Compresor de pistón de fases múltiples de acuerdo con la reivindicación 1, caracterizado por que la instalación de control (28) está configurada de tal forma que a través del control individual de los accionamientos lineales (14, 16, 18) de las al menos dos unidades de cilindro y pistón (2, 4, 6) se puede variar la relación de la presión de las fases de las unidades de cilindro y pistón (2, 4, 6).
- 10 3.- Compresor de pistón de fases múltiples de acuerdo con la reivindicación 1 ó 2, caracterizado por que las al menos dos unidades de cilindro y pistón (2, 4, 6) están configuradas de tal forma que sus cilindros (12) presentan secciones transversales interiores de diferente tamaño.
- 15 4.- Compresor de pistón de fases múltiples de acuerdo con una de las reivindicaciones anteriores, caracterizado por que los accionamientos lineales (14, 16, 18) presentan, respectivamente, un motor de accionamiento giratorio (20, 22, 24) y un mecanismo de husillo que convierte el movimiento giratorio del motor de accionamiento (20, 22, 24) en un movimiento lineal para el pistón (10).
- 5.- Compresor de pistón de fases múltiples de acuerdo con una de las reivindicaciones anteriores, caracterizado por que las unidades de cilindro y pistón (2, 4, 6) están configuradas para funcionamiento en seco.
- 20 6.- Compresor de pistón de fases múltiples de acuerdo con una de las reivindicaciones anteriores, caracterizado por que entre las al menos dos unidades de cilindro y pistón (2, 4, 6) está dispuesto un refrigerador intermedio (52, 54, 56).
- 7.- Compresor de pistón de fases múltiples de acuerdo con una de las reivindicaciones anteriores, caracterizado por que las unidades de cilindro y pistón (2, 4, 6) están configuradas, respectivamente de doble carrera.
- 25 8.- Compresor de pistón de fases múltiples de acuerdo con una de las reivindicaciones anteriores, caracterizado por que en el lado de salida de al menos una primera unidad de cilindro y pistón (2, 4) está dispuesta una válvula de conmutación (46, 48), por medio de la cual se puede conmutar la vía de circulación del lado de salida entre una segunda unidad de cilindro y pistón (4, 6) siguiente y un conducto de salida (50).

Fig.1

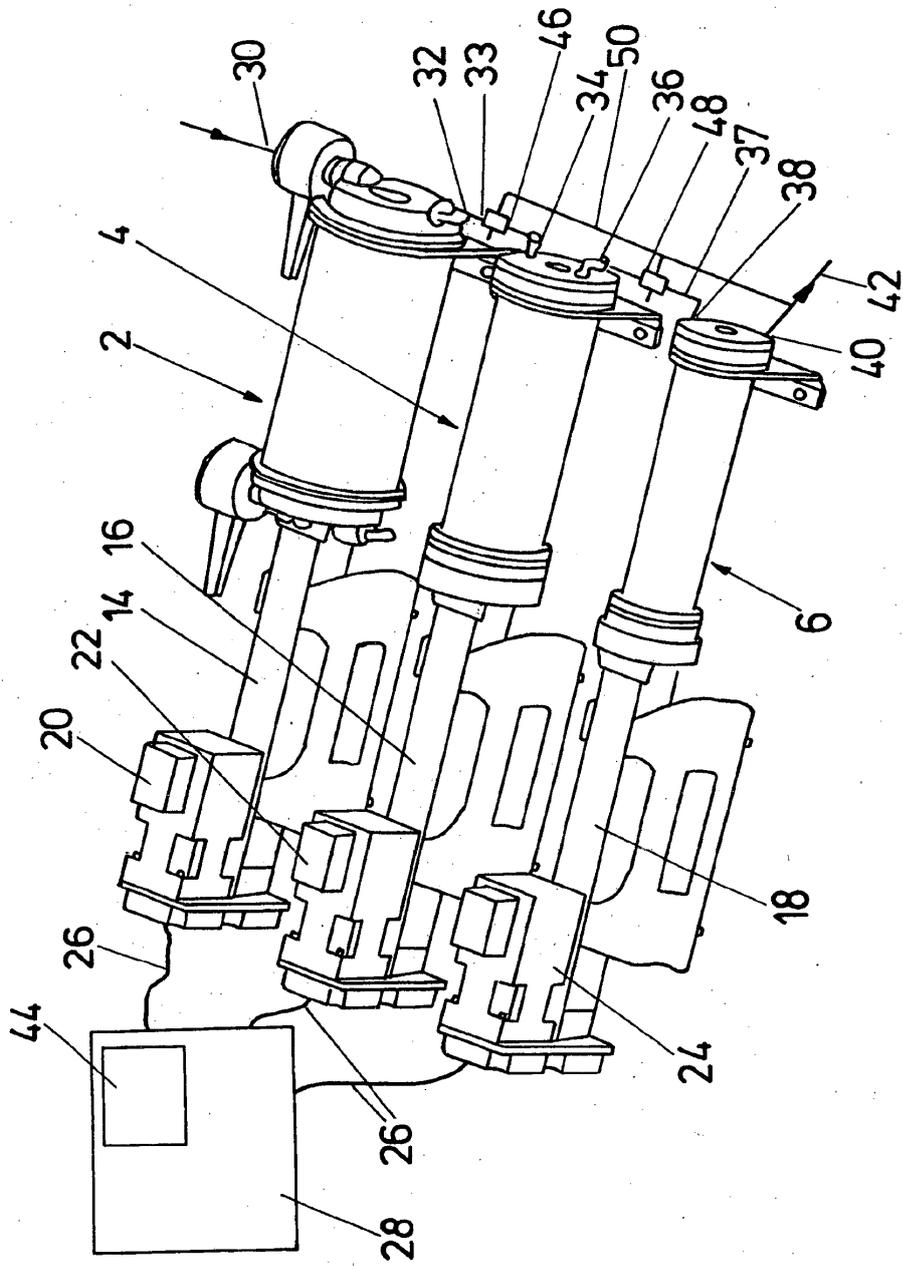


Fig. 2

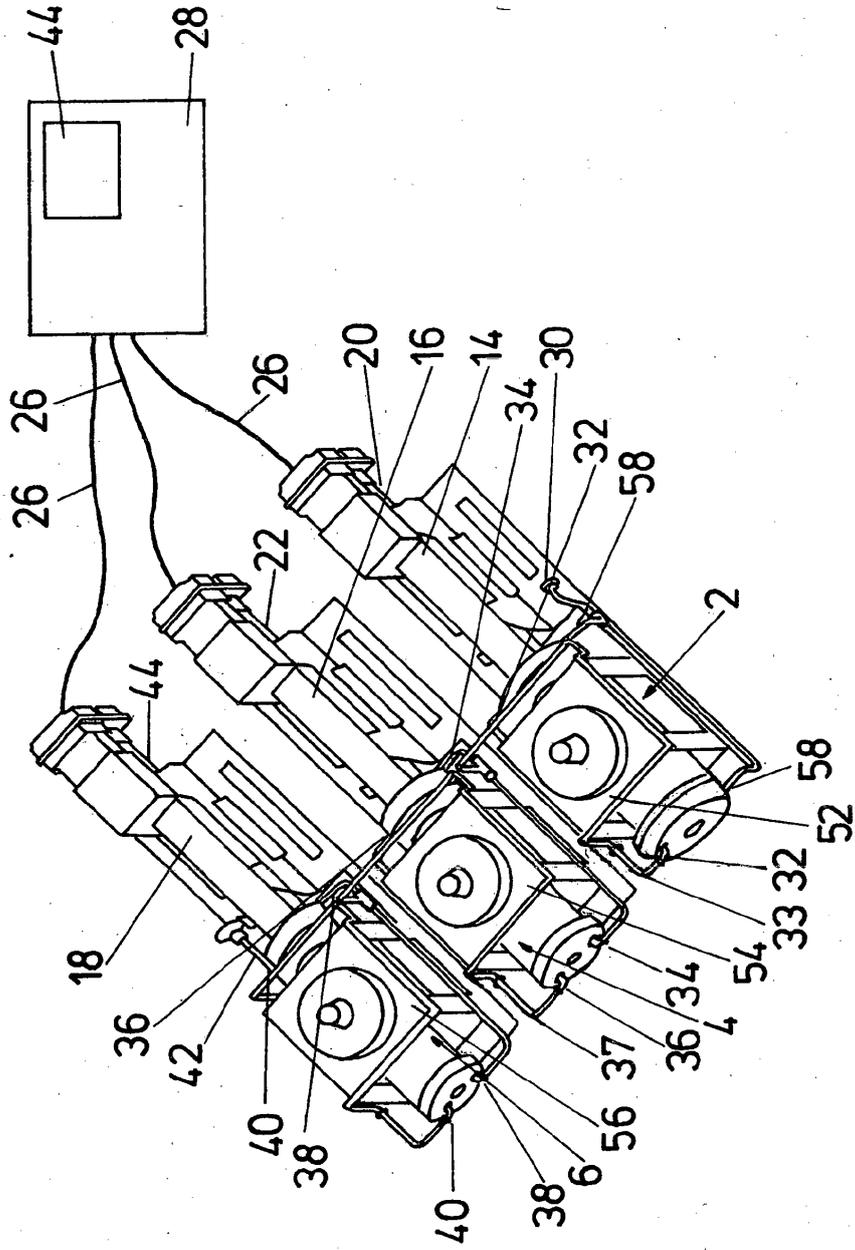


Fig.3

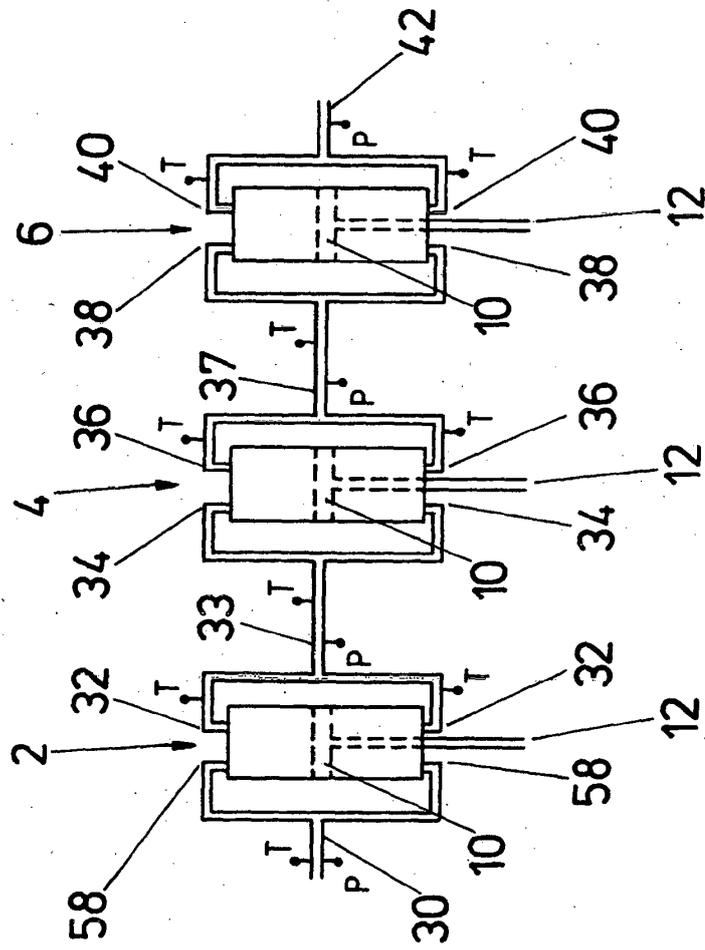


Fig.4

