

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 443 492**

51 Int. Cl.:

F25B 41/04 (2006.01)

F25B 41/00 (2006.01)

F24F 13/24 (2006.01)

F24F 1/00 (2011.01)

F04D 29/66 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **26.08.2003** **E 09013762 (1)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **06.11.2013** **EP 2154451**

54 Título: **Reductor de pulsación de presión para un equipo de ciclo de refrigeración**

30 Prioridad:

02.10.2002 JP 2002289663

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:
19.02.2014

73 Titular/es:

mitsubishi electric corporation (50.0%)
7-3, Marunouchi 2-chome, Chiyoda-ku
Tokyo, 100-8310, JP y
JAPAN AEROSPACE EXPLORATION AGENCY
(50.0%)

72 Inventor/es:

YAMASHITA, KOUJI;
UCHIDA, TSUYOSHI;
ISHII, TATSUYA;
TAKEDA, KATSUMI;
OINUMA, HIDESHI y
NAGAI, KENICHIRO

74 Agente/Representante:

CARPINTERO LÓPEZ, Mario

ES 2 443 492 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

Reductor de pulsación de presión para un equipo de ciclo de refrigeración.

Campo Técnico

- 5 La presente invención se refiere a un equipo reductor de pulsación de presión. A continuación se ofrecerá una descripción con referencia a equipos acondicionadores de aire, equipos ventiladores, equipos de ciclo de refrigeración y equipos de bombeo, a modo de ejemplos típicos de equipos en general.

Técnica Antecedente

- 10 Entre los procedimientos convencionales conocidos de reducción de ruido en los equipos acondicionadores de aire, están el procedimiento de recubrimiento interno de los conductos de ventilación con materiales absorbentes del sonido y el procedimiento utilizando resonancia.

- 15 Con el procedimiento de recubrimiento interno de los conductos de ventilación con materiales absorbentes del sonido, se envía aire de entrada a un conducto de ventilación mediante el efecto de succión del ventilador, pero al mismo tiempo el ruido producido por el ventilador también se radia hacia el conducto de ventilación. El ruido es una colección de ondas acústicas de diversas frecuencias. Las ondas acústicas avanzan a través del conducto de ventilación, reflejándose en la pared del conducto. Los materiales de absorción del sonido contienen una gran cantidad de espuma. Las ondas acústicas se introducen en los materiales de absorción del sonido, al tiempo que avanzan a través del conducto de ventilación, y generan un reflejo difuso por efecto de la espuma situada dentro de los materiales de absorción del sonido. Como resultado, la energía de las ondas acústicas se convierte en energía térmica por lo que el nivel de energía desciende, en otras palabras, el nivel de ruido desciende. Esto explica el mecanismo de reducción del ruido por parte de los materiales de absorción del sonido.
- 20

Sin embargo, debido a que las causantes del reflejo difuso dentro de los materiales de absorción del sonido son las ondas acústicas de longitud corta, en general se consiguen efectos de elevada absorción acústica principalmente para las frecuencias altas.

- 25 Entre los procedimientos habituales de reducción del ruido existe un resonador Helmholtz, a modo de ejemplo del procedimiento que utiliza resonancia. El resonador Helmholtz está formado para que incluya un conducto de ventilación y un espacio dentro del resonador. Con tal construcción, las ondas acústicas que se propagan a través del conducto de ventilación se introducen en el resonador Helmholtz, en donde resuenan. La resonancia hace que la energía de las ondas acústicas cambie a energía térmica. Por lo tanto, el nivel de ruido desciende.

- 30 Con el resonador Helmholtz, debido a la naturaleza del principio de resonancia, se determina la longitud de onda resonante de una onda acústica mediante el tamaño de la entrada y el tamaño interior del resonador. Adicionalmente, sólo se puede reducir el nivel de ruido en la onda acústica cuya frecuencia sea alta y casi resonante.

- 35 Entre otros ejemplos del procedimiento que utiliza resonancia está un procedimiento de reducción del ruido que utiliza una tabla acústica perforada que está provista de una placa perforada que está expuesta en la superficie interior de un conducto, y de una capa trasera en la parte trasera de la misma. Este es un procedimiento de reducción de ruido que hace que las ondas acústicas resuenen mediante un resonador que está formado por la placa perforada y la placa trasera. El principio y el efecto de este procedimiento son los mismos que los del resonador Helmholtz.

- 40 De acuerdo con el procedimiento que utiliza la tabla acústica perforada, la frecuencia de absorción del sonido depende del diámetro de la placa perforada, el grosor de la capa trasera, la relación de área abierta, y el grosor de la tabla. Por lo tanto, también puede reducirse el ruido de baja frecuencia en función del diseño. Sin embargo, esto requiere una capa trasera de un tamaño razonable. Adicionalmente, se requiere un espacio bastante grande para la instalación.

- 45 Entre otros procedimientos conocidos de reducción de la pulsación de presión en un equipo de ciclo de refrigeración o un equipo de bombeo, está un silenciador de expansión que genera una pérdida de energía mediante el reflejo difuso en una parte de expansión. El efecto de reducción de la pulsación de presión por parte del silenciador de expansión cubre bandas más anchas. Sin embargo, para reducir adicionalmente el grado de pulsación de presión, debe aumentarse la relación de diámetros del silenciador entre la entrada y la salida de la expansión. Por lo tanto, una buena reducción de la pulsación de presión requiere un espacio bastante amplio.

- 50 La Publicación de Patente Japonesa No Examinada N° 7-247905 da a conocer una realización para inyectar aire en un conducto de aire a través de una placa perforada. Esto está dirigido a la reducción del ruido mediante la inyección de aire en el conducto de aire para disminuir la temperatura del aire del conducto de aire, haciendo de esta manera que las ondas acústicas resuenen con la placa perforada y la capa trasera de la misma. Por consiguiente, esto es

enteramente diferente a los principios, acciones y efectos de la presente invención.

La Publicación de Patente Japonesa No Examinada N° 8-143149 da a conocer una realización para expulsar aire a través de un elemento poroso resistente al flujo de aire, que está sujeto a un agujero de escape. Esto está dirigido a reducir el sonido del chorro de fluido mediante la expansión de un área sobre la que sopla el chorro, para disminuir la velocidad del fluido. Por consiguiente, esto también es enteramente diferente a los principios, acciones y efectos de la presente invención.

El documento US-A-4 381 651 da a conocer una técnica actual que se corresponde con el preámbulo de la reivindicación 1.

Los procedimientos de reducción de ruido convencionales, para equipos acondicionadores de aire así configurados, sólo permiten reducir principalmente el ruido de las frecuencias altas. Por lo tanto, uno de los problemas es que no puede contarse con un efecto de reducción del ruido de bajas frecuencias, alrededor de unos centenares de hercios, o por debajo de este nivel, lo cual resulta muy necesario en los equipos acondicionadores de aire.

Otro problema está relacionado con el procedimiento que utiliza la resonancia. Si puede reducirse el nivel de ruido en el rango de las bajas frecuencias, la banda de frecuencia en la que puede efectuarse la reducción del ruido es estrecha. Por lo tanto, si se cambia la velocidad de rotación de un ventilador mediante un inversor, un voltaje aplicado o similar, el efecto de reducción del ruido sólo será previsible para parte de la velocidad de rotación.

Otro problema está relacionado con el gran espacio requerido para reducir el nivel de ruido en el rango de baja frecuencia. Esto imposibilita utilizar el procedimiento en equipos acondicionadores de aire de tamaño limitado.

Otro problema está relacionado con el ruido generado por una pala de ventilador o un ventilador que se propague en ambas direcciones, hacia el lado de soplado y hacia el lado de succión. Para reducir este ruido en ambas direcciones, se requiere un mecanismo de ruido independiente a cada lado, lo que complica la estructura y requiere un gran espacio de instalación.

Otro problema está relacionado con el espacio para la reducción de la pulsación de presión. Una reducción sustancial en la pulsación de presión de refrigerante generada en un equipo de ciclo de refrigeración, y de la pulsación de presión de agua o de salmuera generada en un equipo de bombeo requiere un gran espacio.

La presente invención está dirigida a resolver los problemas anteriormente mencionados. Uno de los objetos es proporcionar un equipo acondicionador de aire, un procedimiento para reducir el ruido en un equipo y un equipo de pulsación de presión que permita suficientes efectos de reducción del ruido con una baja frecuencia igual o inferior a unos pocos centenares de hercios.

Otro objeto de la presente invención es proporcionar un equipo acondicionador de aire, un procedimiento para reducir el ruido en un equipo y un equipo de pulsación de presión que permita reducir el ruido de baja frecuencia dentro de un amplio rango de frecuencias.

Otro objeto es proporcionar un equipo acondicionador de aire, un procedimiento para reducir el ruido en un equipo y un equipo de pulsación de presión que no requiera un gran espacio.

Otro objeto es proporcionar un procedimiento para reducir la pulsación de presión que no requiera un gran espacio.

Divulgación de la Invención

Un equipo de reducción de la pulsación de presión de un equipo de ciclo de refrigeración de acuerdo con la presente invención está caracterizado por incluir un ciclo de refrigeración que incluye un compresor; y un reductor de la pulsación de presión, que está instalado en al menos uno de entre un lado de alta presión y un lado de baja presión del ciclo de refrigeración, incluyendo el reductor de la pulsación de presión un separador de canales de flujo con una pluralidad de pequeños agujeros, estando el separador de canales de flujo formado abierto en un extremo y en contacto con una pared de canal de flujo en el otro lado.

Adicionalmente, el equipo de reducción de la pulsación de presión de un equipo de ciclo de refrigeración de acuerdo con la presente invención está caracterizado porque incluye un reductor de la pulsación de presión, que está instalado en al menos uno de entre un lado de descarga y un lado de succión del compresor, incluyendo el reductor de la pulsación de presión un separador de canales de flujo con una pluralidad de pequeños agujeros, estando formado el separador de canales de flujo abierto por un extremo y en contacto con una pared de canal de flujo por el otro extremo.

Adicionalmente, el equipo de reducción de la pulsación de presión de un equipo de ciclo de refrigeración de acuerdo con la presente invención está caracterizado porque incluye un reductor de la pulsación de presión, que está

instalado en un separador de aceite que está incorporado con el compresor, incluyendo el reductor de la pulsación de presión un separador de canales de flujo con una pluralidad de pequeños agujeros, estando formado el separador de canales de flujo abierto por un extremo y en contacto con el separador de aceite por el otro extremo.

5 Adicionalmente, el equipo de reducción de la pulsación de presión de un equipo de ciclo de refrigeración de acuerdo con la presente invención está caracterizado porque incluye un ciclo de refrigeración que incluye un compresor; y un reductor de la pulsación de presión que incluye una pluralidad de pequeños agujeros situados en unas paredes de tubería de un lado de descarga y un lado de succión del compresor, estando enlazada la pluralidad de pequeños agujeros del lado de descarga del compresor y la pluralidad de pequeños agujeros del lado de succión del compresor mediante una tubería de conexión.

10 Adicionalmente, el equipo de reducción de la pulsación de presión de un equipo de ciclo de refrigeración de acuerdo con la presente invención está caracterizado porque el diámetro de cada pequeño agujero de la pluralidad de pequeños agujeros tiene un tamaño máximo de 10 mm.

15 Adicionalmente, el equipo de reducción de la pulsación de presión de un equipo de ciclo de refrigeración de acuerdo con la presente invención está caracterizado porque una relación de área abierta de la pluralidad de pequeños agujeros es como máximo un 10%, siendo la relación de área abierta una relación entre un área de sección transversal total de la pluralidad de pequeños agujeros y un área de sección transversal de la pared de canal de flujo.

20 Un equipo de reducción de la pulsación de presión de un equipo de bombeo de acuerdo con la presente invención está caracterizado porque incluye un reductor de la pulsación de presión, que está instalado en al menos uno de entre un lado de descarga y un lado de succión del equipo de bombeo, incluyendo el reductor de la pulsación de presión un separador de canales de flujo con una pluralidad de pequeños agujeros de un canal de flujo de un medio, estando formado el separador de canales de flujo abierto por un extremo y en contacto con una pared de canal de flujo por el otro extremo.

25 Adicionalmente, el equipo de reducción de la pulsación de presión de un equipo de bombeo de acuerdo con la presente invención está caracterizado porque incluye un reductor de la pulsación de presión que incluye una pluralidad de pequeños agujeros situados en unas paredes de tubería de un lado de descarga y un lado de succión del equipo de bombeo, estando enlazada la pluralidad de pequeños agujeros del lado de descarga del equipo de bombeo y la pluralidad de pequeños agujeros del lado de succión del equipo de bombeo mediante una tubería de conexión.

30 Adicionalmente, el equipo de reducción de la pulsación de presión de un equipo de bombeo de acuerdo con la presente invención está caracterizado porque el diámetro de cada pequeño agujero de la pluralidad de pequeños agujeros tiene un tamaño máximo de 10 mm.

35 Adicionalmente, el equipo de reducción de la pulsación de presión de un equipo de bombeo de acuerdo con la presente invención **está caracterizado porque** una relación de área abierta de la pluralidad de pequeños agujeros es como máximo un 10%, siendo la relación de área abierta una relación entre un área de sección transversal total de la pluralidad de pequeños agujeros y un área de sección transversal de la pared de canal de flujo.

40 Un procedimiento de reducción de la pulsación de presión de un equipo de acuerdo con la presente invención se utiliza en un equipo en el que está instalado uno de entre un compresor y un equipo de bombeo que descarga un medio en un canal de flujo de medios. El procedimiento de reducción de la pulsación de presión se caracteriza porque incluye soplar un chorro en el canal de flujo de medios a través de una pluralidad de pequeños agujeros de acuerdo con una de entre una diferencia de presión entre un lado de descarga y un lado de succión del uno de entre el compresor y el equipo de bombeo, y una diferencia de presión que se produzca en el canal de flujo de medios del uno de entre el compresor y el equipo de bombeo; y aspirar un chorro desde el canal de flujo de medios de acuerdo con la una de entre las diferencias de presión.

Breve Descripción de los Dibujos

45 La Fig. 1 es un diagrama de bloques de un equipo acondicionador de aire que ilustra un procedimiento de reducción del ruido de acuerdo con una primera realización.

La Fig. 2 es un diagrama que ilustra un principio de reducción del ruido utilizando pequeños agujeros de acuerdo con la primera realización.

50 La Fig. 3 es otro diagrama que ilustra el principio de reducción del ruido utilizando pequeños agujeros de acuerdo con la primera realización.

La Fig. 4 es otro diagrama que ilustra el principio de reducción del ruido utilizando pequeños agujeros de acuerdo con la primera realización.

La Fig. 5 es un diagrama que ilustra un resultado experimental de reducción del ruido en base al procedimiento de reducción del ruido del equipo acondicionador de aire de acuerdo con la primera realización.

La Fig. 6 es otro diagrama de bloques de un equipo acondicionador de aire que ilustra el procedimiento de reducción del ruido de acuerdo con la primera realización.

- 5 La Fig. 7 es un diagrama de bloques de un equipo acondicionador de aire que ilustra un procedimiento de reducción del ruido de acuerdo con una segunda realización.

La Fig. 8 es otro diagrama de bloques de un equipo acondicionador de aire que ilustra el procedimiento de reducción del ruido de acuerdo con la segunda realización.

- 10 La Fig. 9 es otro diagrama de bloques de un equipo acondicionador de aire que ilustra el procedimiento de reducción del ruido de acuerdo con la segunda realización.

La Fig. 10 es otro diagrama de bloques de un equipo acondicionador de aire que ilustra el procedimiento de reducción del ruido de acuerdo con la segunda realización.

La Fig. 11 es un diagrama de bloques de un equipo acondicionador de aire que ilustra un procedimiento de reducción del ruido de acuerdo con una tercera realización.

- 15 La Fig. 12 es un diagrama de bloques de un equipo acondicionador de aire que ilustra un procedimiento de reducción del ruido de acuerdo con una cuarta realización.

La Fig. 13 es un diagrama de bloques de un equipo ventilador que ilustra un procedimiento de reducción del ruido de acuerdo con una quinta realización.

- 20 La Fig. 14 es otro diagrama de bloques de un equipo ventilador que ilustra el procedimiento de reducción del ruido de acuerdo con la quinta realización.

La Fig. 15 es otro diagrama de bloques de un equipo ventilador que ilustra el procedimiento de reducción del ruido de acuerdo con la quinta realización.

La Fig. 16 es otro diagrama de bloques de un equipo ventilador que ilustra el procedimiento de reducción del ruido de acuerdo con la quinta realización.

- 25 La Fig. 17 es un diagrama de bloques de un equipo ventilador que ilustra un procedimiento de reducción del ruido de acuerdo con una octava realización.

La Fig. 18 es otro diagrama de bloques de un equipo ventilador que ilustra el procedimiento de reducción del ruido de acuerdo con la octava realización.

- 30 La Fig. 19 es un diagrama de bloques de un equipo ventilador que ilustra un procedimiento de reducción del ruido de acuerdo con una novena realización.

La Fig. 20 es otro diagrama de bloques de un equipo ventilador que ilustra el procedimiento de reducción del ruido de acuerdo con la novena realización.

La Fig. 21 es un diagrama de bloques de un equipo ventilador que ilustra un procedimiento de reducción del ruido de acuerdo con una décima realización.

- 35 La Fig. 22 es otro diagrama de bloques de un equipo ventilador que ilustra el procedimiento de reducción del ruido de acuerdo con la décima realización.

La Fig. 23 es un diagrama de bloques de un equipo de ciclo de refrigeración que ilustra un procedimiento de reducción de la pulsación de presión de acuerdo con una undécima realización, que corresponde con el equipo reivindicado.

- 40 La Fig. 24 es un diagrama que ilustra un principio de reducción de la pulsación de presión utilizando pequeños agujeros de acuerdo con la undécima realización.

La Fig. 25 es otro diagrama que ilustra el principio de reducción de la pulsación de presión utilizando pequeños agujeros de acuerdo con la undécima realización.

- 45 La Fig. 26 es otro diagrama que ilustra el principio de la reducción de la pulsación de presión utilizando pequeños agujeros de acuerdo con la undécima realización.

La Fig. 27 es un diagrama que ilustra un resultado experimental de reducción de la pulsación de presión en base al procedimiento de reducción de la pulsación de presión del equipo de ciclo de refrigeración de acuerdo con la undécima realización.

5 La Fig. 28 es otro diagrama de bloques del equipo de ciclo de refrigeración que ilustra el procedimiento de reducción de la pulsación de presión de acuerdo con la undécima realización.

La Fig. 29 es otro diagrama de bloques del equipo de ciclo de refrigeración que ilustra el procedimiento de reducción de la pulsación de presión de acuerdo con la undécima realización.

La Fig. 30 es otro diagrama de bloques del equipo de ciclo de refrigeración que ilustra el procedimiento de reducción de la pulsación de presión de acuerdo con la undécima realización.

10 La Fig. 31 es otro diagrama de bloques del equipo de bombeo que ilustra el procedimiento de reducción de la pulsación de presión de acuerdo con la undécima realización.

La Fig. 32 es otro diagrama de bloques del equipo de bombeo que ilustra el procedimiento de reducción de la pulsación de presión de acuerdo con la undécima realización.

15 La Fig. 33 es otro diagrama de bloques del equipo de bombeo que ilustra el procedimiento de reducción de la pulsación de presión de acuerdo con la undécima realización.

La Fig. 34 es otro diagrama de bloques del equipo de bombeo que ilustra el procedimiento de reducción de la pulsación de presión de acuerdo con la undécima realización.

La Fig. 35 es un diagrama que ilustra una estructura interior de un compresor de tornillo único de acuerdo con una duodécima realización.

20 **Mejor Modo de Llevar a Cabo la Invención**

Realización 1.

25 La Fig. 1 es un diagrama de una primera realización, que no es una realización de la presente invención, pero que ayuda a comprenderla mejor. La Fig. 1(a) es un diagrama de bloques de un equipo acondicionador de aire que ilustra un procedimiento de reducción del ruido. La Fig. 1(b) es un diagrama ampliado que muestra las inmediaciones de unos pequeños agujeros. El equipo acondicionador de aire mostrado en las figuras es una unidad interior de tipo casete de techo. Una carcasa 3 contiene un ventilador 1 y un intercambiador de calor 2. El aire de entrada 5 aspirado a través de una entrada de aire pasa a través de un filtro 8 y de una guía 4 hacia un lado de succión del ventilador 1. El aire de salida 6 es expulsado desde el ventilador 1 en diversas direcciones mediante una rejilla 7. Unos pequeños agujeros 9 están formados en un panel decorativo para enlazar la salida de aire y la entrada de aire.

30 Cuando el equipo acondicionador de aire así configurado comienza a funcionar, se aspira el aire de entrada 5 a través de la entrada de aire hasta la carcasa 3 mediante el efecto de inducción del ventilador 1, y luego se suministra al intercambiador de calor 2 a través del filtro 8. Luego, se calienta el aire de entrada 5 en una operación de calentamiento y se refrigera en una operación de refrigeración en el intercambiador de calor 2, y luego se expulsa por soplado desde la carcasa 3 a la habitación como aire de salida 6.

35 Ahora que el ventilador 1 está trabajando para expulsar el aire desde el lado de succión hasta el lado de soplado, se comprime el aire en el lado de soplado del ventilador 1, y por lo tanto la presión del aire es superior a la del lado de succión. En otras palabras, existe una diferencia de presión entre el aire del lado de succión y el aire del lado de soplado del ventilador. Esta diferencia de presión aumenta a medida que aumenta la velocidad de rotación del ventilador, y disminuye al caer la velocidad de rotación.

40 Por otro lado, se producen diferentes sonidos debidos a diferentes mecanismos de generación tales como un sonido de motor producido por un motor que acciona el ventilador 1; un sonido silbante producido por las palas rotativas del ventilador 1 al cortar el aire y un sonido de interferencia producido por un flujo de aire generado por una pala que interfiere con otra pala del ventilador 1; un sonido de rozamiento del flujo de aire producido por el paso de aire a través del conducto de aire y del intercambiador de calor 2; un sonido generado por grupos de cilindros que produce un grupo de tuberías y un tono de borde que producen los salientes; y un sonido de flujo de chorro producido por el aire soplado por la salida de aire. Dichos sonidos son diferentes en cuanto a la frecuencia central o al tipo sónico (sonido continuo, sonido intermitente, sonido de una banda de frecuencia ancha, sonido de una banda de frecuencia estrecha, etc.) para sus diferentes mecanismos de generación.

50 Ahora bien, es práctica común reducir el ruido mediante la revisión del plano de los respectivos elementos del conducto de aire del equipo acondicionador de aire. Más en particular, se elimina de un conducto de aire un saliente

que pueda causar el tono de borde. Alternativamente, se revisa la configuración de palas de un ventilador para reducir un ruido tal como el sonido silbante y el sonido de interferencia, y así sucesivamente.

De hecho, no existe manera de minimizar el sonido original hasta el infinito. Por lo tanto, se utiliza un material absorbente del sonido o un resonador para reducir adicionalmente el sonido. Sin embargo, con un procedimiento que utilice un material absorbente del sonido, sólo puede anticiparse una absorción del sonido muy efectiva principalmente en el rango de altas frecuencias. Con un procedimiento que utilice un resonador, sólo puede anticiparse una reducción del sonido efectiva en un rango estrecho de frecuencias. Adicionalmente, si se ajusta la frecuencia resonante a una frecuencia deseable, se precisará un espacio bastante extenso (capa trasera).

Debe observarse que el ruido es un grupo de ondas acústicas a diversas frecuencias. Las ondas acústicas son ondas de compresión con la distribución de presión (densidad) de un medio, tal como aire. Por lo tanto, en un campo a través del cual se propaguen las ondas acústicas, la presión de un medio fluctúa periódicamente hacia el lado positivo o negativo de un estado estable de la presión. Este rango de fluctuación de la presión se denomina presión acústica, e indica la magnitud del sonido.

Por otro lado, estudios recientes han demostrado que un flujo de chorro de aire soplado a través de pequeños agujeros a determinada velocidad permite reducir el sonido. Este mecanismo de reducción del ruido incluye diversas teorías, y no se ha alcanzado una elucidación completa del mecanismo. El artículo "Attenuation of sound in a low Mach number nozzle flow", escrito por M. S. Howe, y publicado en las páginas 209-229 del "Journal of Fluid Mechanics", publicado en 1979, describe que parte de la energía del chorro se utiliza como energía para generar vórtices. A continuación se ofrecerá una descripción, con referencia a las Fig. 2 a 4, de un mecanismo de reducción del ruido mediante vórtices en base a este fenómeno.

Una diferencia de presión entre ambos extremos de una placa perforada forma un flujo de contracción a través de los agujeros de acuerdo con la diferencia de presión (Fig. 2). Como resultado, de acuerdo con el artículo de Howe, en el lado aguas abajo del flujo de contracción, un efecto cortante en el aire colindante convierte parte de la energía del flujo de contracción en energía de vórtice, generando por lo tanto un vórtice. Cuánto mayor sea la diferencia entre la velocidad del flujo de contracción y la velocidad del aire colindante, mayor será el efecto cortante. El flujo de contracción barre de los agujeros el vórtice generado. Luego, durante el proceso de transferencia, se convierte en energía térmica, esto es, aumenta la temperatura del aire colindante, y la energía de presión, esto es, liberación acústica al aire colindante, debido a la influencia por corte y fricción en el aire colindante. Finalmente, el vórtice se disipa. En otras palabras, cerca del flujo de contracción se repite continuamente una serie de dichas generación y disipación del mencionado vórtice. Esto crea un espacio de pulsación que incluye flujos de contracción y vórtices alrededor de los agujeros. La dimensión de un vórtice generado por el flujo de contracción en los agujeros depende de un diámetro d del agujero. Una frecuencia f de un sonido generado por un vórtice se expresa como:

$$f \propto U/d$$

en donde U denota la velocidad del flujo de contracción, de tal modo que el periodo de generación de un vórtice es $1/f$.

Ahora bien, se asume que una onda acústica cuya longitud de onda λ sea considerablemente más larga que el diámetro del agujero ($\lambda \gg d$) entra cerca del flujo de contracción. Tal como se ha mencionado anteriormente, en el campo a través del cual se propagan las ondas acústicas, la presión media fluctúa periódicamente hacia el lado positivo o el lado negativo de estado estable de la presión acústica. Por lo tanto, si los componentes de alta o baja presión de esta onda acústica entran cerca del flujo de contracción, el estado estable de presión aumenta en el lado aguas arriba y cae en el lado aguas abajo de los agujeros en el instante de la generación del vórtice, tal como se muestra en la Fig. 3.

En el caso de que entren los componentes de alta presión de la onda acústica, de modo que aumente la presión acústica de estado estable (Fig. 3 (1)), la magnitud de la fluctuación de presión es la misma en ambos lados de los agujeros, y la diferencia de presión entre antes y después de los agujeros es fija. Sin embargo, cuando la temperatura aumenta, entonces una densidad p de estado estable aumenta en consecuencia. La velocidad U de estado estable del flujo de contracción se expresa a partir del teorema de Bernoulli como:

$$U \propto \sqrt{\frac{P_1 - P_2}{\rho}}$$

en donde P1 y P2 denotan las presiones en ambos lados de los agujeros. Cuando aumenta la densidad ρ de estado estable, entonces la velocidad U de estado estable cae. Así, cuando la presión acústica de estado estable aumenta, esto es, la fluctuación de presión $\Delta U > 0$, la velocidad de estado estable cae, esto es, la fluctuación de velocidad $\Delta U < 0$.

Por el contrario, en el caso de que entren los componentes de baja presión de la presión acústica, de modo que caiga la presión acústica de estado estable (Fig. 3(2)), la diferencia de presión es constante y la densidad de estado estable cae de la misma manera. Por lo tanto, la velocidad del flujo de contracción aumenta. Así, cuando la presión acústica cae, esto es, la fluctuación de presión $\Delta U < 0$, la velocidad de estado estable aumenta, esto es, la fluctuación de velocidad $\Delta U > 0$.

La energía mecánica E del espacio cercano a los agujeros se obtiene mediante un ciclo de integración del producto de la fluctuación de presión ΔP , y la fluctuación de velocidad ΔU , a partir de la segunda ley de Newton. Esto se expresa como:

$$E = \int (\Delta P \cdot \Delta U) \cdot dt$$

Por lo tanto, tal como se ha hecho referencia anteriormente, cuando $\Delta P > 0$, entonces $\Delta U < 0$, y cuando $\Delta P < 0$, entonces $\Delta U > 0$. Por lo tanto, la energía mecánica E siempre es negativa (Fig. 4). Energía mecánica negativa significa que la energía del sonido se disipa y la energía acústica cae o el ruido cae.

Ahora bien, el efecto de reducción del ruido basado en este principio tiene la premisa de que el ciclo de fluctuación de la presión es considerablemente más bajo que la velocidad de generación de vórtices por parte del flujo de contracción. Luego el efecto es especialmente elevado en el rango de baja frecuencia.

La Fig. 5 muestra resultados experimentales que confirman el efecto del procedimiento de reducción del ruido. Más específicamente, la figura muestra una magnitud medida de reducción del ruido en el caso en el que no exista flujo de chorro en la siguiente condición: la placa perforada está instalada en un canal de flujo a través del cual se propaga el ruido; se suministra un flujo de chorro en el canal de flujo a través de los agujeros de la placa perforada; y la frecuencia del ruido y la velocidad del chorro fluctúan. Con referencia a la Fig. 5, el eje horizontal muestra la frecuencia del ruido y el eje vertical muestra la magnitud de reducción del ruido. La Fig. 5 (1) muestra el resultado experimental del caso en que el flujo de chorro es soplado a un campo en el que se propagan las ondas acústicas. La Fig. 5(2) muestra el resultado experimental del caso en que el flujo de chorro es succionado. Debe observarse que la velocidad del flujo de chorro mostrada en la figura presenta la siguiente relación:

Velocidad del flujo 1 < Velocidad del flujo 2 < Velocidad del flujo 3 < Velocidad del flujo 4

Esto demuestra que el efecto de reducción del sonido es suficiente en el rango de baja frecuencia de 1 kHz o inferior. También demuestra que cuánto mayor sea la velocidad del chorro, mayor será el efecto de reducción del ruido. También demuestra que pueden lograrse los mismos efectos de reducción del ruido si se inyecta aire en un fluido a través del cual se propagan las ondas acústicas, o si se succiona desde el exterior un fluido a través del cual se propagan las ondas acústicas.

También se demuestra a partir de otros resultados experimentales que resulta deseable un diámetro menor del agujero.

Por lo tanto, como en el acondicionador de aire mostrado en la Fig. 1, cuando la posición del lado de soplado y la posición del lado de succión del ventilador 1 están situadas una al lado de la otra sobre una pared sólida, puede proporcionarse el pequeño agujero 9 sobre parte de la pared sólida. Esto permite, a partir del teorema de Bernoulli al que se ha hecho referencia anteriormente, un flujo de aire natural desde el lado de soplado hasta el lado de succión del ventilador 1, a través del pequeño agujero 9 de acuerdo con la diferencia de presión. En este caso, el lado de soplado del ventilador 1 se convierte en el lado de succión del aire aspirado a través del pequeño agujero 9, y el lado

de succión del ventilador 1 se convierte en el lado de soplado de aire que se inyecta a través del pequeño agujero 9. Por lo tanto. Tal como se ha hecho referencia anteriormente, puede lograrse el efecto de reducción del ruido en ambos lados del ventilador.

Con referencia a este procedimiento de reducción del ruido, el pequeño agujero 9 puede proporcionarse en cualquier pared que divida una posición del lado de soplado del ventilador 1 y una posición del lado de succión del ventilador 1 en el conducto. El mismo efecto puede conseguirse también en el caso de que los pequeños agujeros 9 estén provistos en una pared sólida alternativa que divida el lado de soplado y el lado de succión del ventilador 1, tal como la guía 4, por ejemplo, como en el equipo acondicionador de aire mostrado en la Fig. 6.

Con referencia adicional al procedimiento de reducción del ruido, puede lograrse el efecto de reducción del ruido con cualquier relación de área abierta del pequeño agujero (esta se define como el área abierta total del pequeño agujero para un área determinada de la pared del conducto). Sin embargo, teóricamente, para lograr el mismo efecto de reducción del ruido, si la relación de área abierta del pequeño agujero es alta, entonces la velocidad del aire a través del agujero debe ser alta. En la práctica, por lo tanto, resulta deseable una baja relación de área abierta si se considera la diferencia de presión factible en los equipos actuales. Adicionalmente, si la relación de área abierta del pequeño agujero es alta, entonces aumenta la cantidad de aire derivada, lo que causa una pérdida sustancial. Esto también demuestra que una baja relación de área abierta resulta deseable. Por consiguiente, la relación de área abierta más deseable del pequeño agujero es tan pequeña como el 1% o el 2%. Sin embargo, con fines prácticos, se considerará aceptable una relación de área abierta del pequeño agujero de hasta el 10%.

Con referencia adicional al procedimiento de reducción del ruido, puede utilizarse cualquier tamaño para el diámetro del pequeño agujero. Sin embargo, el ventilador presenta una presión disponible limitada. Por todas estas razones, por lo tanto, resulta deseable mantener la misma área abierta del pequeño agujero, con fines prácticos. Sin embargo, si el diámetro del pequeño agujero es grande, debe reducirse el número de pequeños agujeros para mantener la misma relación de área abierta del pequeño agujero. Debido a que el vórtice se produce en el extremo del pequeño agujero, y que el ángulo de chorro formado por el flujo de chorro es constante, si el diámetro del pequeño agujero es grande, entonces el rango efectivo del flujo de chorro se estrecha. Esto disminuye el efecto de la reducción del ruido. Por lo tanto, el tamaño más deseable para el diámetro del pequeño agujero es tan pequeño como 1 mm o 2 mm. Sin embargo, con fines prácticos, se considera aceptable un diámetro de hasta 10 mm para el pequeño agujero.

Realización 2

La Fig. 7 es un diagrama de bloques de un equipo acondicionador de aire que ilustra un procedimiento de reducción del ruido de acuerdo con una segunda realización, que no es una realización de la presente invención, pero que ayuda a comprender la misma. Con referencia a la figura, el equipo acondicionador de aire es una unidad interior del tipo integrado en el techo. Una carcasa 3, que es un primer conducto de aire, contiene un ventilador 1 y un intercambiador de calor 2. El aire de entrada 5 es succionado a través de una entrada de aire y el aire de salida 6 es soplado a través de una salida de aire. Un conducto conector 11, que es un segundo conducto de aire, está instalado en el exterior de la carcasa 3. El conducto conector 11 tiene unos pequeños agujeros 9 en el lado de succión y en el lado de soplado del ventilador 1.

Cuando el equipo acondicionador de aire así configurado comienza a funcionar, el aire de entrada 5 aspirado a través de la entrada de aire hasta la carcasa 3 mediante el efecto de inducción del ventilador 1 es suministrado al intercambiador de calor 2. Luego, se calienta el aire en una operación de calentamiento y se refrigera en una operación de refrigeración en el intercambiador de calor 2, y luego es soplado desde la carcasa hasta la habitación como aire de salida 6.

Debe observarse que la diferencia de presión entre el lado de soplado y el lado de succión del ventilador 1, la relación entre la velocidad de rotación del ventilador y la presión, los tipos de ruido producidos en la carcasa, la relación entre la onda acústica y la onda de compresión, la naturaleza del flujo de chorro, etc. ya han sido analizados en la primera realización, y por lo tanto dicho análisis no se repetirá a continuación.

El equipo acondicionador de aire mostrado en la Fig. 7 es diferente al mostrado en la Fig. 1 de la primera realización en tanto a que la posición del lado de soplado y la posición del lado de succión del ventilador 1 no están situadas la una al lado de la otra sobre una pared sólida. Por el contrario, tal como se muestra en la Fig. 7, unas placas porosas con los pequeños agujeros 9 están instaladas en cualquier parte de la pared del lado de soplado y de la pared del lado de succión del ventilador 1, y conectadas mediante el conducto conector 11.

Esto permite que el aire fluya desde el lado de soplado hacia el lado de succión del ventilador 1 a través del conducto conector 11 mediante la diferencia de presión creada por el ventilador 1. En consecuencia, el mecanismo analizado en la primera realización permite reducir el ruido que se propaga a través del aire tanto en el lado de entrada de aire, hacia los pequeños agujeros 9, como en el lado de salida de aire, desde los pequeños agujeros 9, esto es, en el lado de soplado y el lado de succión del ventilador 1, respectivamente.

Con referencia adicional a este procedimiento de reducción del ruido, los pequeños agujeros 9 y el conducto conector 11 pueden estar situados en cualquier parte del lado de conducto de soplado y del lado de conducto de succión del ventilador 1. Por consiguiente, pueden instalarse en el exterior de la carcasa 3 existente tal como se muestra en la Fig. 7, o bien instalarse dentro de la carcasa 3 existente tal como se muestra en la Fig. 8 y la Fig. 9. En estos casos, debido a que los pequeños agujeros 9 y el conducto conector 11 están situados cerca del ventilador, la diferencia de presión es grande, y por lo tanto el efecto de reducción del ruido es elevado (el más elevado con la configuración de la Fig. 9). Adicionalmente, los pequeños agujeros 9 y el conducto conector 11 pueden estar contruidos en la carcasa 3, lo que permite una fabricación sencilla y de bajo coste.

Debe observarse que se ha ofrecido una descripción con referencia a la unidad interior de acondicionamiento de aire del tipo integrado en techo como un ejemplo de la carcasa, no siendo ésta la única posibilidad. En su lugar, puede conseguirse el mismo efecto en el caso de una unidad exterior de acondicionamiento de aire, tal como se muestra en la Fig. 10. Sin embargo, en este caso la carcasa 3 no contiene sólo un ventilador, sino también un compresor para comprimir un refrigerante, y por lo tanto genera ruido. Sin embargo, con el procedimiento de reducción del ruido se permite igualmente la misma reducción de ruido en las ondas acústicas de la misma frecuencia, independientemente de los tipos de fuentes de sonido. Esto queda claro a partir del mecanismo de reducción del ruido analizado en la primera realización.

Con referencia adicional a este procedimiento de reducción del ruido, puede conseguirse el efecto de reducción del ruido con cualquier relación de área abierta del pequeño agujero (ésta se define como el área abierta total del pequeño agujero para un área dada de la pared del conducto). Sin embargo, teóricamente, para conseguir el mismo efecto de reducción de ruido, si la relación de área abierta del pequeño agujero es alta, entonces la velocidad del aire a través del agujero debe ser alta. Por lo tanto, en la práctica, cuando se tiene en consideración la diferencia de presión factible en los equipos actuales, resulta deseable una baja relación de área abierta. Adicionalmente, si la relación de área abierta del pequeño agujero es alta, entonces la cantidad de aire derivada resulta alta, lo que genera una pérdida sustancial. Esto también muestra que una baja relación de área abierta resulta deseable. Por consiguiente, la relación de área abierta más deseable para el pequeño agujero es tan pequeña como el 1% o el 2%. Sin embargo, con fines prácticos, se considerará aceptable una relación de área abierta del pequeño agujero de hasta el 10%.

Con referencia adicional a dicho procedimiento de reducción del ruido, puede utilizarse cualquier tamaño para el diámetro del pequeño agujero. Sin embargo, el ventilador presenta una presión disponible limitada. Por todas estas razones, por lo tanto, resulta deseable mantener la misma área abierta del pequeño agujero, con fines prácticos. Sin embargo, si el diámetro del pequeño agujero es grande, debe reducirse el número de pequeños agujeros para mantener la misma relación de área abierta del pequeño agujero. Debido a que el vórtice se produce en el extremo del pequeño agujero, y el ángulo de chorro formado por el flujo de chorro es constante, si el diámetro del pequeño agujero es grande, entonces el rango efectivo del flujo de chorro se estrecha. Esto disminuye el efecto de la reducción del ruido. Por lo tanto, el tamaño más deseable para el diámetro del pequeño agujero es tan pequeño como 1 mm o 2 mm. Sin embargo, con fines prácticos, se considera aceptable un diámetro de hasta 10 mm para el pequeño agujero.

En la anterior descripción de la presente realización, los pequeños agujeros 9 están situados en ambos extremos del conducto conector 11. Sin embargo, alternativamente, los pequeños agujeros 9 pueden estar situados únicamente en uno cualquiera de los extremos del mismo.

Adicionalmente, se ha ofrecido una descripción a modo de ejemplo con referencia al caso en que el ventilador 1 hace circular aire. Lo mismo puede aplicarse a otros medios: puede hacerse circular agua mediante una bomba, y puede hacerse circular refrigerante mediante un compresor, por ejemplo.

Realización 3

Con referencia a la primera realización, los pequeños agujeros 9 están provistos en ambos extremos del conducto conector 11. Sin embargo, alternativamente, puede proveerse un gran número de pequeños agujeros 9 en uno cualquiera de los extremos, y un pequeño número de agujeros de gran diámetro en el otro extremo.

La Fig. 11 es un diagrama de bloques de un equipo acondicionador de aire que ilustra un procedimiento de reducción del ruido de acuerdo con una tercera realización, que no es una realización de la presente invención, pero que ayuda a comprender la misma.

Con referencia a la figura, cuando una unidad exterior de acondicionamiento de aire comienza a funcionar, el aire de entrada 5 aspirado a través de una entrada de aire hacia una carcasa 3 mediante el efecto de inducción de un ventilador 1 es calentado y enfriado por medio de un intercambiador de calor 2, y luego es expulsado por soplado desde la carcasa 3 como aire de salida 6. En una salida de aire está instalado un conducto perforado que incluye un gran número de pequeños agujeros. Alrededor del conducto perforado se proporciona un conducto conector que está

en contacto con un panel superior de la carcasa 3. El panel superior de la carcasa 3 incluye una pequeña cantidad de agujeros de gran diámetro, que comunican con el lado de succión del ventilador. Por lo tanto, el aire de salida 6 sigue a una diferencia de presión creada por el ventilador y fluye desde el lado de soplado hacia el lado de succión del ventilador a través del conducto conector 11. Esto permite reducir el ruido en el lado de salida de aire con los pequeños agujeros 9. En el lado con los agujeros de gran diámetro 12 no puede conseguirse una reducción del ruido tan efectiva. Sin embargo, puede lograrse una configuración de menor coste en comparación con el caso de que se proporcionen pequeños agujeros en ambos lados.

Realización 4

Con referencia a la tercera realización, el conducto perforado que incluye un gran número de pequeños agujeros está instalado en la salida de aire. Sin embargo, alternativamente, puede instalarse una pluralidad de pequeños conductos perforados en el lado de salida de aire.

La Fig. 12 es un diagrama de bloques de un equipo acondicionador de aire que ilustra un procedimiento de reducción del ruido de acuerdo con una cuarta realización, que no es una realización de la presente invención, pero que ayuda a comprender la misma. Tal como se muestra en la figura, una pluralidad de pequeños conductos perforados 13 está instalada en el lado de salida del aire. Cuánto más elevado sea el valor obtenido dividiendo la longitud de la periferia interior de un conducto de ventilación por el área seccional del conducto, mayor será el efecto de reducción del ruido. Por lo tanto, el equipo acondicionador de aire así configurado permite una reducción del ruido muy superior comparada con el caso de la segunda realización. Adicionalmente, cuánto menor sea el diámetro del conducto, mayor será el rango de frecuencia que reciba el efecto de reducción del ruido. Por consiguiente, pueden conseguirse efectos generales de reducción del ruido superiores. Sin embargo, por otro lado, también aumenta la cantidad de aire derivada hacia el lado de entrada del aire, y por lo tanto el diámetro de un conducto debe ser determinado de acuerdo con el sistema.

Realización 5

La Fig. 13 es un diagrama de bloques de un equipo ventilador que ilustra un procedimiento de reducción del ruido de acuerdo con una quinta realización, que no es una realización de la presente invención, pero que ayuda a comprender la misma. Un conducto de ventilador 10, que es un primer conducto de aire, contiene una pala de ventilador 1a. El aire de entrada 5 es aspirado hacia la pala de ventilador 1a, y el aire de salida 6 es expulsado a través de la pala de ventilador 1a. Unos pequeños agujeros 9 están situados en el conducto de ventilador 10 en la pared del lado de succión y en la pared del lado de soplado de la pala de ventilador 1a, y enlazados entre sí mediante un conducto conector 11 a modo de segundo conducto de aire.

Cuando el equipo ventilador así configurado comienza a funcionar, el aire de entrada 5 es aspirado por un lado del conducto de ventilador mediante el efecto de inducción de la pala de ventilador 1a, y expulsado al exterior del conducto de ventilador 10 como aire de salida 6.

Debe observarse que la diferencia de presión entre el lado de soplado y el lado de succión del ventilador 1, la relación entre la velocidad de rotación del ventilador y la presión, los tipos de ruido producidos en la carcasa, la relación entre la onda acústica y la onda de compresión, la naturaleza del flujo de chorro, etc. ya han sido analizados en la primera realización, y por lo tanto dicho análisis no se repetirá a continuación.

El equipo ventilador mostrado en la Fig. 13 es diferente del mostrado en la Fig. 8 de la segunda realización sólo porque no existe intercambiador de calor y el conducto de aire es el conducto de ventilador, en vez de la carcasa. Por lo tanto, tal como se muestra en la figura, si los pequeños agujeros 9 están situados en las paredes delante y detrás de la pala de ventilador 1a, y enlazados entre sí mediante el conducto conector 11, entonces el aire fluye a través del conducto conector. Esto permitirá la misma reducción del ruido.

Debe observarse que el conducto conector 11 puede estar instalado en el exterior del conducto de ventilador 10, tal como se muestra en la Fig. 13, o bien instalado dentro del conducto de ventilador 10, tal como se muestra en la Fig. 14. En caso de instalar el conducto conector 11 en el exterior del conducto de ventilador 10, puede instalarse en un conducto de ventilador existente con una alteración parcial mediante cierto trabajo adicional. Esto resulta adecuado en caso de renovaciones. En caso de instalar el conducto conector 11 dentro del conducto de ventilador 10, puede fabricarse una unidad de ventilación que incorpore los pequeños agujeros 9 y el conducto conector 11. Esto permite ahorrar espacio para la instalación, y además tiene la ventaja de un bajo coste.

Adicionalmente, la Fig. 13 y la Fig. 14 muestran la pala de ventilador 1a como si fuera un ventilador de hélice, lo cual no es la única posibilidad. En la Fig. 15 se muestra un turboventilador y en la Fig. 16 se muestra un ventilador tipo sirocco, como posibles alternativas. Si permiten instalar los pequeños agujeros 9 junto con el conducto conector 11, puede lograrse el mismo efecto.

Con referencia adicional al presente procedimiento de reducción del ruido, puede lograrse el efecto de reducción del ruido con cualquier relación de área abierta del pequeño agujero (esta se define como el área abierta total del pequeño agujero para un área determinada de la pared del conducto). Sin embargo, teóricamente, para lograr el mismo efecto de reducción del ruido, si la relación de área abierta del pequeño agujero es alta, entonces la velocidad del aire a través del agujero debe ser alta. En la práctica, por lo tanto, resulta deseable una baja relación de área abierta si se considera la diferencia de presión factible en los equipos actuales. Adicionalmente, si la relación de área abierta del pequeño agujero es alta, entonces la cantidad de aire derivada aumenta, lo que causa una pérdida sustancial. Esto también demuestra que una baja relación de área abierta resulta deseable. Por consiguiente, la relación de área abierta más deseable del pequeño agujero es tan pequeña como el 1% o el 2%. Sin embargo, con fines prácticos, se considerará aceptable una relación de área abierta del pequeño agujero de hasta el 10%.

Con referencia adicional al procedimiento de reducción del ruido, puede utilizarse cualquier tamaño para el diámetro del pequeño agujero. Sin embargo, el ventilador presenta una presión disponible limitada. Por todas estas razones, por lo tanto, resulta deseable mantener la misma área abierta del pequeño agujero, con fines prácticos. Sin embargo, si el diámetro del pequeño agujero es grande, debe reducirse el número de pequeños agujeros para mantener la misma relación de área abierta del pequeño agujero. Debido a que el vórtice se produce en el extremo del pequeño agujero, y el ángulo de chorro formado por el flujo de chorro es constante, si el diámetro del pequeño agujero es grande, entonces el rango efectivo del flujo de chorro se estrecha. Esto disminuye el efecto de la reducción del ruido. Por lo tanto, el tamaño más deseable para el diámetro del pequeño agujero es tan pequeño como 1 mm o 2 mm. Sin embargo, con fines prácticos, se considera aceptable un diámetro de hasta 10 mm para el pequeño agujero.

Adicionalmente, se ha ofrecido una descripción a modo de ejemplo con referencia al caso de que el ventilador 1 haga circular aire. Lo mismo puede aplicarse a otros medios: puede hacerse circular agua mediante una bomba, y puede hacerse circular refrigerante mediante un compresor, por ejemplo.

Realización 6

Con referencia a la quinta realización, los pequeños agujeros 9 de la sexta realización, que no es una realización de la presente invención, pero que ayuda a comprender la misma, están situados en ambos extremos del conducto conector 11. Sin embargo, alternativamente, los pequeños agujeros 9 pueden estar situados en un extremo en gran cantidad, y en el otro extremo puede estar situada una pequeña cantidad de agujeros de gran diámetro. También en este caso, la diferencia de presión del ventilador permite que el aire fluya a través del conducto conector 11, por lo que puede reducirse el ruido en el lado de los pequeños agujeros 9. En el lado de los agujeros de gran diámetro no puede contarse con una reducción de ruido tan efectiva. Sin embargo, se anula suficientemente la intrusión de ruido en el lado de la habitación, por lo que es satisfactoriamente efectiva en el acondicionamiento de aire por conductos para impulsar aire a una habitación.

Realización 7

Con referencia a la quinta realización, la pala de ventilador 1a de la séptima realización, que no es una realización de la presente invención, pero que ayuda a comprender la misma, está instalada en el conducto de ventilador 10 a modo de primer conducto de aire. El primer conducto de aire no siempre puede ser la pared sólida. A partir del mismo principio, puede conseguirse una reducción efectiva del ruido mediante cualquier sistema en el que un fluido fluya cerca de un cuerpo sólido y a través del cual se propague el ruido. Por ejemplo, la Fig. 15 también muestra un sistema en el que aparentemente no existe conducto de aire. El aire es expulsado a través de unas palas de ventilador, y cerca de las mismas están situados unos pequeños agujeros. Eso es todo. Por lo tanto, resulta extremo, pero puede lograrse el mismo efecto si la propia pala de ventilador contiene pequeños agujeros y si el ventilador puede hacer fluir aire a través de los pequeños agujeros.

Realización 8

La Fig. 17 y la Fig. 18 son diagramas de bloques de un equipo ventilador que ilustran un procedimiento de reducción del ruido de acuerdo con una octava realización, que no es una realización de la presente invención, pero que ayuda a comprender la misma. Tal como muestran las figuras, un ventilador 1 está instalado en un conducto de ventilador 10. El aire de entrada 5 es aspirado por el ventilador 1. El aire de salida 6 es expulsado desde el ventilador 1. Unos pequeños agujeros 9 están situados en la pared del conducto de ventilador 10.

Cuando el equipo ventilador así configurado comienza a funcionar, el aire de entrada 5 es aspirado por un lado del conducto de ventilador mediante el efecto de inducción del ventilador 1, y expulsado al exterior del conducto de ventilador 10 como aire de salida 6. La Fig. 17 muestra que el ventilador 1 está situado en el lado de entrada del conducto de ventilador 10, y que la distancia entre el ventilador 1 y el aire de salida 6 es sustancialmente larga. La Fig. 18 muestra, por otro lado, que el ventilador 1 está situado en el lado de salida del conducto de ventilador 10 y que la distancia entre el aire de entrada 5 y el ventilador 1 es sustancialmente larga.

Debe observarse que la diferencia de presión entre el lado de soplado y el lado de succión del ventilador 1, la relación entre la velocidad de rotación del ventilador y la presión, los tipos de ruido producidos en la carcasa, la relación entre la onda acústica y la onda de compresión, la naturaleza del flujo de chorro, etc. ya han sido analizados en la primera realización, y por lo tanto dicho análisis no se repetirá a continuación.

5 En el equipo ventilador mostrado en la Fig. 17, la distancia entre el ventilador 1 y el aire de salida 6 es sustancialmente larga. Por lo tanto, se asegura cierta diferencia de presión entre la presión de aire cerca de la salida de aire del ventilador 1 situado en el conducto de ventilador 10 y la presión de aire fuera del conducto de ventilador 10 (presión no superior a la del aire de entrada). Sólo los pequeños agujeros 9 situados en la pared del conducto de ventilador 10 cerca de la salida de aire del ventilador 1 permiten que el aire fluya a través de los pequeños agujeros 9, desde el interior hasta el exterior del conducto de ventilador 10. Esto reduce el ruido hacia el lado de soplado del ventilador 1. Para el mecanismo de reducción del ruido, consúltase la primera realización.

10 En el equipo ventilador mostrado en la Fig. 18, la distancia entre el aire de entrada 5 y el ventilador 1 es sustancialmente larga. Por lo tanto, se asegura cierta diferencia de presión entre la presión de aire cerca de la entrada de aire del ventilador 1 situado en el conducto de ventilador 10 y la presión de aire fuera del conducto de ventilador 10 (presión no superior a la del aire de salida). Sólo los pequeños agujeros 9 situados en la pared del conducto de ventilador 10 cerca de la salida de aire del ventilador 1 permiten que el aire fluya a través de los pequeños agujeros, desde el exterior hasta el interior del conducto de ventilador. Esto reduce el ruido hacia el lado de succión del ventilador 1. Para el mecanismo de reducción del ruido, consúltase la primera realización.

15 Debe observarse que si la longitud del conducto es sustancialmente larga, el conducto es tan largo que parte de la diferencia de presión se produce entre el interior y el exterior del conducto, lo que permite el flujo de aire a través de los pequeños agujeros. En un caso tal que la velocidad de rotación del ventilador sea elevada y la velocidad del viento sea elevada, el conducto de no más de 5 cm de largo, por ejemplo, puede ser sustancialmente largo si se produce una diferencia de presión.

20 Con referencia adicional al presente procedimiento de reducción del ruido, puede lograrse el efecto de reducción del ruido con cualquier relación de área abierta del pequeño agujero (esta se define como el área abierta total del pequeño agujero para un área determinada de la pared del conducto). Sin embargo, teóricamente, para lograr el mismo efecto de reducción del ruido, si la relación de área abierta del pequeño agujero es alta, entonces la velocidad del aire a través del agujero debe ser alta. En la práctica, por lo tanto, resulta deseable una baja relación de área abierta si se considera la diferencia de presión factible en los equipos actuales. Adicionalmente, si la relación de área abierta del pequeño agujero es alta, entonces aumenta la cantidad de aire derivada, lo que causa una pérdida sustancial. Esto también demuestra que una baja relación de área abierta resulta deseable. Por consiguiente, la relación de área abierta más deseable del pequeño agujero es tan pequeña como el 1% o el 2%. Sin embargo, con fines prácticos, se considerará aceptable una relación de área abierta del pequeño agujero de hasta el 10%.

25 Con referencia adicional al presente procedimiento de reducción del ruido, puede utilizarse cualquier tamaño para el diámetro del pequeño agujero. Sin embargo, el ventilador presenta una presión disponible limitada. Por todas estas razones, por lo tanto, resulta deseable mantener la misma área abierta del pequeño agujero, con fines prácticos. Sin embargo, si el diámetro del pequeño agujero es grande, debe reducirse el número de pequeños agujeros para mantener la misma relación de área abierta del pequeño agujero. Debido a que el vórtice se produce en el extremo del pequeño agujero, y el ángulo de chorro formado por el flujo de chorro es constante, si el diámetro del pequeño agujero es grande, entonces el rango efectivo del flujo de chorro se estrecha. Esto disminuye el efecto de la reducción del ruido. Por lo tanto, el tamaño más deseable para el diámetro del pequeño agujero es tan pequeño como 1 mm o 2 mm. Sin embargo, con fines prácticos, se considera aceptable un diámetro de hasta 10 mm para el pequeño agujero.

30 Adicionalmente, se ha ofrecido una descripción a modo de ejemplo con referencia al caso de que el ventilador 1 haga circular aire. Lo mismo puede aplicarse a otros medios: puede hacerse circular agua mediante una bomba, y puede hacerse circular refrigerante mediante un compresor, por ejemplo.

Realización 9

35 La Fig. 19 es un diagrama de bloques de un equipo ventilador que ilustra un procedimiento de reducción del ruido de acuerdo con una novena realización, que no es una realización de la presente invención, pero que ayuda a comprender la misma. Tal como se muestra en la figura, un conducto de ventilador 10 contiene un ventilador 1 y un separador de canales de flujo 14. El separador de canales de flujo 14 está en contacto con el conducto de ventilador 10 en el lado aguas arriba. En el lado aguas abajo, forma una tobera para que el aire soplado por el ventilador 1 avance a través del canal de flujo estrechándose un poco. Adicionalmente, el separador de canales de flujo 14 contiene un gran número de pequeños agujeros 9 en la pared del conducto situada antes de la porción de tobera.

55 Para la sección transversal del conducto de ventilador 10 puede emplearse cualquier forma, tal como un círculo o un

rectángulo. Para la sección transversal del separador de canales de flujo 14 la forma puede ser igual o diferente que la del conducto de ventilador 10.

Cuando el equipo ventilador así configurado comienza a funcionar, se aspira aire de entrada 5 desde un lado del conducto ventilador mediante el efecto de inducción del ventilador 1, y se aumenta su presión mediante el ventilador. A continuación, en la porción de tobera del separador de canales de flujo 14, se reduce la presión del aire y luego se expulsa. Esto resulta en la generación de una diferencia de presión entre antes y después de la porción de tobera del separador de canales de flujo 14. Esto genera una diferencia de presión entre ambos extremos de los pequeños agujeros 9 situados en la pared del conducto del separador de canales de flujo 14 antes de la porción de tobera. Esto permite que el aire fluya a través de los pequeños agujeros 9. Luego el aire se junta con el aire que sale de la tobera, y es expulsado al exterior del conducto de ventilador 10 como aire de salida 6. Por lo tanto, a partir del mismo principio que se ha analizado en la primera realización, el ruido propagado desde el lado del flujo de entrada del separador de canales de flujo 14 (que incluye el sonido generado por el ventilador 1) se ve reducido allá donde se proporcionan los pequeños agujeros 9.

Alternativamente, tal como se muestra en la Fig. 20, el separador de canales de flujo 14 y los pequeños agujeros 9 pueden estar situados en el lado de succión del ventilador 1. Esto permite reducir el ruido propagado hacia el lado de succión del ventilador. Por otra parte, pueden incorporarse la Fig. 19 y la Fig. 20 de tal modo que el separador de canales de flujo 14 y los pequeños agujeros 9 estén situados en el lado de succión y en el lado de salida del ventilador. Esto permite reducir el ruido propagado hacia el lado de succión y el lado de soplado del ventilador.

Con referencia adicional al presente procedimiento de reducción del ruido, puede lograrse el efecto de reducción del ruido con cualquier relación de área abierta del pequeño agujero (esta se define como el área abierta total del pequeño agujero para un área determinada de la pared del conducto). Sin embargo, teóricamente, para lograr el mismo efecto de reducción del ruido, si la relación de área abierta del pequeño agujero es alta, entonces la velocidad del aire a través del agujero debe ser alta. En la práctica, por lo tanto, resulta deseable una baja relación de área abierta si se considera la diferencia de presión factible en los equipos actuales. Adicionalmente, si la relación de área abierta del pequeño agujero es alta, entonces la cantidad de aire derivada aumenta, lo que causa una pérdida sustancial. Esto también demuestra que una baja relación de área abierta resulta deseable. Por consiguiente, la relación de área abierta más deseable del pequeño agujero es tan pequeño como el 1% o el 2%. Sin embargo, con fines prácticos, se considerará aceptable una relación de área abierta del pequeño agujero de hasta el 10%.

Con referencia adicional al procedimiento de reducción del ruido, puede utilizarse cualquier tamaño para el diámetro del pequeño agujero. Sin embargo, el ventilador presenta una presión disponible limitada. Por todas estas razones, por lo tanto, resulta deseable mantener la misma área abierta del pequeño agujero, con fines prácticos. Sin embargo, si el diámetro del pequeño agujero es grande, debe reducirse el número de pequeños agujeros para mantener la misma relación de área abierta del pequeño agujero. Debido a que el vórtice se produce en el extremo del pequeño agujero, y el ángulo de chorro formado por el flujo de chorro es constante, si el diámetro del pequeño agujero es grande, entonces el rango efectivo del flujo de chorro se estrecha. Esto disminuye el efecto de la reducción del ruido. Por lo tanto, el tamaño más deseable de diámetro del pequeño agujero es tan pequeño como 1 mm o 2 mm. Sin embargo, con fines prácticos, se considera aceptable un diámetro de hasta 10 mm para el pequeño agujero.

Adicionalmente, se ha ofrecido una descripción con referencia al ejemplo en el que el separador de canales de flujo 14 estrecha gradualmente el conducto de aire para poder expulsar aire a través de la tobera. Sin embargo, ésta no es la única posibilidad. Una forma de orificio es una posibilidad a la hora de estrechar abruptamente el canal de flujo. Puede proporcionarse un saliente en la punta de la tobera para promover la dispersión del flujo. Así pues, puede utilizarse cualquier forma.

Adicionalmente, se ha ofrecido una descripción con referencia al ejemplo de una única tobera. Sin embargo, alternativamente, puede proporcionarse una pluralidad de pequeños conductos perforados, tal como se muestra en la Fig. 12. Esto permite una reducción mayor del ruido.

Adicionalmente, se ha ofrecido una descripción a modo de ejemplo con referencia al caso en el que el ventilador 1 haga circular aire. Lo mismo puede aplicarse a otros medios: puede hacerse circular agua mediante una bomba, y puede hacerse circular refrigerante mediante un compresor, por ejemplo.

Realización 10

La Fig. 21 es un diagrama de bloques de un equipo ventilador que ilustra un procedimiento de reducción del ruido de acuerdo con una décima realización, que no es una realización de la presente invención, pero que ayuda a comprender la misma. Tal como se muestra en la figura, un conducto de ventilador 10 contiene un ventilador 1 y un separador de canales de flujo 14. El separador de canales de flujo 14 está formado para estrechar el canal de flujo. El separador de canales de flujo 14 está abierto en el lado aguas arriba y en contacto con el conducto de ventilador 10 en el lado aguas abajo. Luego, el separador de canales de flujo 14 contiene un gran número de pequeños

agujeros 9 en la pared que rodea el canal de flujo estrechado.

Cuando el equipo ventilador así configurado comienza a funcionar, se aspira aire de entrada 5 desde un lado del conducto ventilador mediante el efecto de inducción del ventilador 1, y se aumenta su presión mediante el ventilador. A continuación, el aire pasa a través del canal de flujo estrechado del separador de canales de flujo 14. Esto acelera la velocidad del flujo. Según el teorema de Bernoulli de dinámica de fluidos, la suma de la presión estática y la presión dinámica de un fluido es igual en cada punto del fluido. La presión dinámica es proporcional al cuadrado de la velocidad del fluido. Por lo tanto, en el canal de flujo estrechado se produce una presión dinámica en función de la velocidad del fluido. Fuera del canal de flujo estrechado, sin embargo, no existe flujo de aire y por lo tanto no se produce ninguna presión dinámica. Por consiguiente, la presión estática en el exterior del canal de flujo estrechado es más alta que dentro del canal de flujo estrechado. En consecuencia, la presión estática en ambos extremos de los pequeños agujeros 9, situados alrededor del canal de flujo estrechado, es más alta en el exterior que en el interior. Esto forma un flujo a través de los pequeños agujeros 9. Luego el aire expulsado hacia el canal de flujo estrechado a través de los pequeños agujeros 9 se junta con el aire que atraviesa el canal de flujo estrechado, y luego es expulsado al exterior desde el conducto de ventilador 10 como aire de salida 6. Por lo tanto, a partir del mismo principio que se ha analizado en la primera realización, el ruido propagado desde el lado de flujo de entrada del separador de canales de flujo 14 (que incluye el sonido generado por el ventilador 1) se ve reducido allá donde se proporcionan los pequeños agujeros 9.

Alternativamente, tal como se muestra en la Fig. 22, el separador de canales de flujo 14 y los pequeños agujeros 9 pueden estar situados en el lado de succión del ventilador 1. Esto permite reducir el ruido propagado hacia el lado de succión del ventilador. Por otra parte, pueden incorporarse la Fig. 21 y la Fig. 22 de tal modo que el separador de canales de flujo 14 y los pequeños agujeros 9 estén situados en el lado de succión y en el lado de salida del ventilador. Esto permite reducir el ruido propagado hacia el lado de succión y el lado de soplado del ventilador.

Con referencia adicional al presente procedimiento de reducción del ruido, puede lograrse el efecto de reducción del ruido con cualquier relación de área abierta del pequeño agujero (esta se define como el área abierta total del pequeño agujero para un área determinada de la pared del conducto). Sin embargo, teóricamente, para lograr el mismo efecto de reducción del ruido, si la relación de área abierta del pequeño agujero es alta, entonces la velocidad del aire a través del agujero debe ser alta. En la práctica, por lo tanto, si se considera la diferencia de presión factible en los equipos actuales, la relación de área abierta del pequeño agujero más deseable será tan pequeña como el 1% o el 2%. Sin embargo, con fines prácticos, se considerará aceptable una relación de área abierta del pequeño agujero de hasta el 10%.

Con referencia adicional al procedimiento de reducción del ruido, puede utilizarse cualquier tamaño para el diámetro del pequeño agujero. Sin embargo, el ventilador presenta una presión disponible limitada. Por todas estas razones, por lo tanto, resulta deseable mantener la misma área abierta del pequeño agujero, con fines prácticos. Sin embargo, si el diámetro del pequeño agujero es grande, debe reducirse el número de pequeños agujeros para mantener la misma relación de área abierta del pequeño agujero. Debido a que el vórtice se produce en el extremo del pequeño agujero, y el ángulo de chorro formado por el flujo de chorro es constante, si el diámetro del pequeño agujero es grande, entonces el rango efectivo del flujo de chorro se estrecha. Esto disminuye el efecto de la reducción del ruido. Por lo tanto, el tamaño más deseable para el diámetro del pequeño agujero es tan pequeño como 1 mm o 2 mm. Sin embargo, con fines prácticos, se considera aceptable un diámetro de hasta 10 mm para el pequeño agujero.

Con referencia adicional a la Fig. 21 y la Fig. 22, el separador de canales de flujo 14 tiene forma acampanada en el lado aguas arriba. La forma acampanada resulta deseable porque evita daños por presión o sonidos de golpeteo indeseables. Sin embargo, dado que el único requisito para la reducción del ruido es un flujo a través de los pequeños agujeros 9, puede utilizarse cualquier forma para el lado aguas arriba del separador de canales de flujo 14. Una forma puntiaguda es una posibilidad. Otra posibilidad es una tubería cuyo diámetro sea el mismo que la sección en la que se proporcionan los pequeños agujeros 9.

Adicionalmente, dado que el separador de canales de flujo 14 está en contacto con el conducto de ventilador 10 por su lado aguas abajo, puede utilizarse cualquier forma para el lado aguas abajo del separador de canales de flujo 14. Por ejemplo, también se utiliza una campana o un difusor en el lado aguas abajo. En este caso, la presión se recupera en el lado aguas abajo del canal de flujo. Esto permite reducir los daños generales por presión.

Adicionalmente, se ha ofrecido una descripción del ejemplo en el que se utiliza una única tobera. Sin embargo, alternativamente, puede proporcionarse una pluralidad de pequeños conductos perforados instalados en el canal de flujo, tal como se muestra en la Fig. 12. Esto permite una mayor reducción del ruido.

Adicionalmente, se ha ofrecido una descripción a modo de ejemplo con referencia al caso en el que el ventilador 1 haga circular aire. Lo mismo puede aplicarse a otros medios: puede hacerse circular agua mediante una bomba, y puede hacerse circular refrigerante mediante un compresor, por ejemplo.

Con referencia adicional a las realizaciones anteriores, se han ofrecido descripciones de reducción del ruido aplicada a equipos acondicionadores de aire o equipos ventiladores. Sin embargo, resultará obvio que el procedimiento también puede aplicarse a otras máquinas que utilicen equipos ventiladores, tal como una aspiradora.

Realización 11

5 La Fig. 23 es un diagrama de bloques de un equipo de ciclo de refrigeración que ilustra un procedimiento de reducción de la pulsación de presión, de acuerdo con una undécima realización. Tal como se muestra en la figura, un gas refrigerante a alta temperatura y alta presión, tras haber sido comprimido por un compresor 20, se transforma en refrigerante líquido al ser condensado en un condensador 21. Luego, se reduce la presión del refrigerante líquido en un medio regulador 23, se evapora en un evaporador 24, y se convierte en un gas refrigerante a baja temperatura y
10 baja presión. Luego, el compresor 20 aspira el gas refrigerante.

El compresor 20 contiene un motor de accionamiento eléctrico y está configurado tal como sigue. La rotación del motor provoca la rotación del rotor, junto a la cual varía el volumen de una cámara de compresión. El fluido succionado por la cámara de compresión se comprime y adquiere una presión especificada o un ángulo de rotación especificado. A continuación el fluido es descargado de una vez desde el compresor. Por lo tanto, la presión del
15 fluido descargado desde el compresor 20 también contiene un componente de pulsación que incluye un componente de onda armónica superior, cuando la frecuencia fundamental es la frecuencia de rotación del compresor. Además, sobra decir que la presión del compresor en el lado de succión también contiene el componente de pulsación que incluye el componente de onda armónica superior, cuando la frecuencia fundamental es la frecuencia de rotación del compresor.

20 La propagación de esta pulsación de presión hace vibrar el condensador 21, un medio de expansión 23, el evaporador 24, o las tuberías que conectan estas unidades, siendo así la fuente de ruido en el entorno. Por lo tanto, es necesario instalar un medio de pulsación de presión en un canal de flujo cerca del compresor 20 para reducir la pulsación de presión.

Debe observarse que si un fluido incluye pulsación de presión, la presión del fluido fluctúa periódicamente hacia el
25 lado positivo o negativo de la presión de estado estable.

Por otro lado, estudios recientes han demostrado que un flujo de chorro de aire soplado a través de pequeños agujeros a una determinada velocidad permite la reducción de la pulsación de presión. El mecanismo de reducción de la pulsación de presión incluye diversas teorías, y aún no se ha alcanzado una elucidación completa del mecanismo. El artículo "Attenuation of sound in a low Mach number nozzle flow", escrito por M. S. Howe, y publicado
30 en las páginas 209-229 de "Journal of Fluid Mechanics", publicado en 1979, describe que parte de la energía del chorro se utiliza como energía para generar vórtices. A continuación se ofrecerá una descripción, con referencia a las Fig. 24 a 26, de un mecanismo de reducción del ruido mediante vórtices en base a este fenómeno.

Una diferencia de presión entre ambos extremos de una placa perforada forma un flujo de contracción a través de los agujeros de acuerdo con la diferencia de presión (Fig. 24). Como resultado, de acuerdo con el artículo de Howe, en
35 el lado aguas abajo del flujo de contracción, un efecto cortante en el aire colindante convierte parte de la energía del flujo de contracción en energía de vórtice, generando por lo tanto un vórtice. Cuánto mayor sea la diferencia entre la velocidad del flujo de contracción y la velocidad del aire colindante, mayor será el efecto cortante. El flujo de contracción barre de los agujeros el vórtice generado. Luego, durante el proceso de transferencia, se convierte en energía térmica, esto es, aumenta la temperatura del aire colindante, y la energía de presión, esto es, la liberación
40 acústica al aire colindante, debido a la influencia por corte y fricción en el aire colindante. Finalmente, el vórtice se disipa. En otras palabras, cerca del flujo de contracción, se repite continuamente una serie de dichas generación y disipación del mencionado vórtice. Esto crea un espacio de pulsación que incluye flujos de contracción y vórtices alrededor de los agujeros. La dimensión de un vórtice generado por el flujo de contracción en los agujeros depende de un diámetro d del agujero. Una frecuencia f de un sonido generado por un vórtice se expresa como:

$$f \propto U/d$$

45 en donde U denota la velocidad del flujo de contracción, de tal modo que el periodo de generación de un vórtice es $1/f$.

Se asume que una onda acústica cuya longitud de onda λ sea considerablemente más larga que el diámetro del agujero ($\lambda \gg d$) entra cerca del flujo de contracción. Tal como se ha mencionado anteriormente, en el campo a través
50 del cual se propagan las ondas acústicas, la presión media fluctúa periódicamente hacia el lado positivo o el lado

negativo del estado estable de la presión acústica. Por lo tanto, si los componentes de alta o baja presión de esta onda acústica entran cerca del flujo de contracción, el estado estable de presión aumenta en el lado aguas arriba y cae en el lado aguas abajo de los agujeros en el instante de la generación del vórtice, tal como se muestra en la Fig. 25.

- 5 En el caso que entren los componentes de alta presión de la onda acústica, de tal modo que aumente la presión acústica de estado estable (Fig. 23(1)), la magnitud de la fluctuación de presión es la misma a ambos lados de los agujeros, y la diferencia de presión entre antes y después de los agujeros es fija. Sin embargo, cuando la temperatura aumenta, entonces una densidad p de estado estable aumenta en consecuencia. La velocidad U de estado estable del flujo de contracción se expresa a partir del teorema de Bernoulli como:

$$U \propto \sqrt{\frac{P_1 - P_2}{\rho}}$$

- 10 en donde P_1 y P_2 denotan las presiones en ambos lados de los agujeros. Cuando la aumenta la densidad p de estado estable, entonces la velocidad U de estado estable cae. Así, cuando la presión acústica de estado estable aumenta, esto es, la fluctuación de presión $\Delta U > 0$, la velocidad de estado estable cae, esto es, la fluctuación de velocidad $\Delta U < 0$.

- 15 Por el contrario, en el caso de que entren los componentes de baja presión de la presión acústica, de tal modo que caiga la presión acústica de estado estable (Fig. 25(2)), la diferencia de presión es constante y la densidad de estado estable cae de la misma manera. Por lo tanto, la velocidad del flujo de contracción aumenta. Así, cuando la presión acústica cae, esto es, la fluctuación de la presión $\Delta U < 0$, la velocidad de estado estable aumenta, esto es, la fluctuación de velocidad $\Delta U > 0$.

- 20 La energía mecánica E del espacio cercano a los agujeros se obtiene mediante un ciclo de integración del producto de la fluctuación de presión ΔP , y la fluctuación de velocidad ΔU , a partir de la segunda ley de Newton. Esto se expresa como:

$$E = \int (\Delta P \cdot \Delta U) \cdot dt$$

- 25 Por lo tanto, tal como se ha hecho referencia anteriormente, cuando $\Delta P > 0$, entonces $\Delta U < 0$, y cuando $\Delta P < 0$, entonces $\Delta U > 0$. Por lo tanto, la energía mecánica E siempre es negativa (Fig. 26). Energía mecánica negativa significa que la energía de la pulsación de presión se disipa y la energía de la pulsación cae o la pulsación de presión cae.

- El efecto de reducción de la pulsación de presión basado en este principio tiene la premisa de que el ciclo de fluctuación de la presión es considerablemente más lento que la velocidad de generación de vórtices por parte del flujo de contracción. Luego el efecto es especialmente elevado en el rango de la baja frecuencia.

- 30 La Fig. 27 muestra resultados experimentales que confirman el efecto del procedimiento de reducción de la pulsación de presión. Más específicamente, la figura muestra una magnitud medida de reducción de la pulsación de presión en el caso de que no exista flujo de chorro en la siguiente condición: la placa perforada está instalada en un canal de flujo a través del cual se propaga la pulsación de presión; se suministra un flujo de chorro en el canal de flujo a través de los agujeros de la placa perforada; y la frecuencia de la pulsación de presión y la velocidad del chorro fluctúan. Con referencia a la Fig. 27, el eje horizontal muestra la frecuencia de la pulsación de presión y el eje vertical muestra la magnitud de la reducción de la pulsación de presión. La Fig. 27 (1) muestra el resultado experimental del caso en el que se expulsa el flujo de chorro a un campo en el que se propagan las ondas acústicas. La Fig. 27 (2) muestra el resultado experimental del caso en el que se aspira el flujo de chorro. Debe observarse que la velocidad del flujo de chorro mostrada en la figura presenta la siguiente relación: Velocidad del flujo 1 < Velocidad del flujo 2 < Velocidad del flujo 3 < Velocidad del flujo 4.

- Esto demuestra que el efecto de reducción de la pulsación de presión es suficiente en el rango de baja frecuencia de 1 kHz o inferior. También demuestra que cuánto mayor sea la velocidad del chorro, mayor será el efecto de reducción de la pulsación de presión. También demuestra que pueden lograrse los mismos efectos de reducción del ruido si se inyecta un chorro en un fluido a través del cual se propaga la pulsación de presión, o si se succiona desde

el exterior un fluido a través del cual se propaga la pulsación de presión.

También se demuestra de otros resultados experimentales que resulta deseable un diámetro menor para el agujero.

Con referencia adicional a la Fig. 23 anteriormente analizada, en el lado de descarga del compresor 20 del ciclo de refrigeración está instalado un medio reductor de la pulsación de presión 30 en el que está aplicado el mecanismo anteriormente mencionado. El medio reductor de la pulsación de presión 30 contiene un separador de canales de flujo 14. El separador de canales de flujo 14 está abierto por el lado aguas arriba y en contacto con la pared colindante por el lado aguas abajo. Luego, el separador de canales de flujo 14 contiene un gran número de pequeños agujeros 9 en la pared que rodea el canal de flujo estrechado.

Cuando el equipo de ciclo de refrigeración así configurado comienza a funcionar, un fluido que fluye hacia el medio reductor de la pulsación de presión 30 pasa a través del canal de flujo estrechado del separador de canales de flujo 14. Esto acelera la velocidad de flujo del fluido. Según el teorema de Bernoulli en dinámica de fluidos, la suma de la presión estática y la presión dinámica de un fluido es igual en cada punto de flujo. La presión dinámica es proporcional a la velocidad del fluido al cuadrado. Por lo tanto, en el canal de flujo estrechado se produce una presión dinámica en función de la velocidad del fluido. Sin embargo, en el exterior del canal de flujo estrechado no existe flujo y por lo tanto no se produce presión dinámica. Por consiguiente, la presión estática en el exterior del canal de flujo estrechado es más alta que dentro del canal de flujo estrechado. En consecuencia, la presión estática en ambos extremos de los pequeños agujeros 9 situados alrededor del canal de flujo estrechado es más alta fuera que dentro. Esto forma un flujo a través de los pequeños agujeros 9. Luego, el fluido expulsado hacia el canal de flujo estrechado a través de los pequeños agujeros 9 se junta con un fluido que atraviesa el canal de flujo estrechado, y luego es descargado al exterior desde el medio reductor de la pulsación de presión 30.

Mediante el flujo a través de los pequeños agujeros 9, a partir del mecanismo anteriormente analizado, se obtiene el efecto de reducción de la pulsación de presión. Por lo tanto, la pulsación de presión del refrigerante que fluye hacia el medio reductor de la pulsación de presión 30 se ve reducida en la sección en la que se proporcionan los pequeños agujeros 9. La reducción de la pulsación de presión del refrigerante permite evitar el ruido causado por las vibraciones de la tubería.

Adicionalmente, tal como se ha mencionado anteriormente, la pulsación de presión producida en el compresor 20 se propaga hacia el lado de succión. Por lo tanto, tal como se muestra en la Fig. 28, el medio reductor de la pulsación de presión 30 puede instalarse alternativamente en el lado de succión del compresor 20. En este caso, puede llevarse a cabo la reducción de la pulsación de presión en el lado de succión del compresor. Por otra parte, tal como se muestra en la Fig. 29, también puede instalarse el medio reductor de la pulsación de presión 30 en el lado de succión y en el lado de descarga del compresor. En este caso, puede lograrse una reducción de la pulsación de presión que se propaga tanto hacia el lado de succión como hacia el lado de descarga del compresor. Como alternativa adicional, que no está de acuerdo con la presente invención sino que ayuda a comprender la misma, tal como se muestra en la Fig. 30, el medio reductor de la pulsación de presión 30 puede estar formado de tal modo que unos pequeños agujeros 9, provistos en las paredes de tubería del lado de descarga y del lado de succión, estén conectados mediante una tubería de conexión 31. Esto forma un flujo desde los pequeños agujeros del lado de descarga hasta los pequeños agujeros del lado de succión del compresor, lo que permite reducir la pulsación de presión tanto en el lado de descarga como en el lado de succión.

Con referencia adicional al presente procedimiento de reducción de la pulsación de presión, puede lograrse el efecto de reducción de la pulsación de presión con cualquier relación de área abierta del pequeño agujero (esta se define como el área abierta total del pequeño agujero para un área determinada de la pared del conducto). Sin embargo, teóricamente, para lograr el mismo efecto de reducción de la pulsación de presión, si la relación de área abierta del pequeño agujero es alta, entonces la velocidad del aire a través del agujero debe ser alta. En la práctica, por lo tanto, si se considera la diferencia de presión factible en los equipos actuales, la relación de área abierta más deseable del pequeño agujero es tan pequeña como el 1% o el 2%. Sin embargo, con fines prácticos, se considerará aceptable una relación de área abierta del pequeño agujero de hasta el 10%.

Con referencia adicional al presente procedimiento de reducción del ruido, puede utilizarse cualquier tamaño para el diámetro del pequeño agujero. Sin embargo, resulta deseable mantener la misma área abierta del pequeño agujero, con fines prácticos. Si el diámetro del pequeño agujero es grande, debe reducirse el número de pequeños agujeros para mantener la misma relación de área abierta del pequeño agujero. Debido a que el vórtice se produce en el extremo del pequeño agujero, y el ángulo de chorro formado por el flujo de chorro es constante, si el diámetro del pequeño agujero es grande, entonces el rango efectivo del flujo de chorro se estrecha. Esto disminuye el efecto de la reducción de la pulsación de presión. Por lo tanto, el tamaño más deseable para el diámetro del pequeño agujero es tan pequeño como 1 mm o 2 mm. Sin embargo, con fines prácticos, se considera aceptable un diámetro de hasta 10 mm para el pequeño agujero.

Con referencia adicional a la Fig. 23, la Fig. 28, y la Fig. 29, el separador de canales de flujo 14 está formado como

un difusor en el lado aguas arriba. Sin embargo, el único requisito para la reducción del ruido es un flujo a través de los pequeños agujeros 9. Así, por ejemplo, una posibilidad es una tubería cuyo diámetro sea el mismo que la sección en la que se proporcionan los pequeños agujeros 9.

5 Adicionalmente, se ha ofrecido una descripción del ejemplo en el que se utiliza el difusor en el lado aguas abajo del separador de canales de flujo 14 para recuperar la presión. Ésta no es la única posibilidad. Es posible cualquier forma si parte del lado aguas abajo está en contacto con la pared colindante.

Adicionalmente, se ha ofrecido una descripción del ejemplo que utiliza una única tobera. Sin embargo, alternativamente, la configuración puede incluir una pluralidad de pequeños conductos perforados instalados en el canal de flujo. Esto permite una mayor reducción de la pulsación de presión.

10 Adicionalmente, puede utilizarse cualquier refrigerante que fluya por dentro del equipo de ciclo de refrigeración, por ejemplo, refrigerantes monocomponente como R22, etc., refrigerantes mezclados de un sistema de tres componentes tal como R407C, refrigerantes mezclados de un sistema de dos componentes tal como R410A, refrigerantes HC tal como propano, etc., y refrigerantes naturales tales como CO₂, etc.

15 Adicionalmente, el reductor de la pulsación de presión 30 puede aplicarse en un equipo de bombeo, tal como se muestra en las Figs. 31 a 34. En este caso, puede reducirse la pulsación de presión de un medio tal como agua o salmuera que fluya a través de un canal de flujo. El funcionamiento de este caso no se analizará con detalle, dado que es el mismo que el del equipo de ciclo de refrigeración.

Realización 12

20 Un medio reductor de la pulsación de presión puede estar instalado tanto en el lado de aguas arriba como en el lado de aguas abajo de una sección de compresión para comprimir un fluido. Por lo tanto, desde el punto de vista estructural, un compresor 20 puede contener el medio reductor de la pulsación de presión. La Fig. 35 es un diagrama que ilustra una estructura interior de un compresor monotornillo de acuerdo con una duodécima realización. El medio reductor de la pulsación de presión 30 está instalado en un separador de aceite 43 en el lado aguas abajo de una cámara de compresión 42.

25 Con referencia a la figura, que no está de acuerdo con la presente invención, pero que ayuda a comprender la misma, un separador de canales de flujo 14 del medio reductor de la pulsación de presión 30 está en contacto con la pared colindante del separador de aceite 43 del lado aguas arriba. El separador de canales de flujo 14, en el lado aguas abajo, está formado como una tobera para poder expulsar un fluido a través de un canal de flujo estrechado. Luego, unos pequeños agujeros 9 están situados en la pared de conducto del separador de canales de flujo 14 antes de la porción de tobera. Dicha configuración permite que un fluido fluya hacia el medio reductor de la pulsación de presión 30 para reducir su presión en la porción de tobera del separador de canales de flujo 14, y luego ser expulsado. Esto genera una diferencia de presión entre antes y después de la porción de tobera del separador de canales de flujo 14. Por consiguiente, existe una diferencia de presión entre los extremos de los pequeños agujeros 9 situados en la pared del conducto del separador de canales de flujo 14 antes de la porción de tobera. Esto forma un flujo a través de los pequeños agujeros 9. Así, a partir del mismo principio al que se ha hecho referencia anteriormente, se reduce la pulsación de presión propagada desde el lado de flujo de entrada del separador de canales de flujo 14, en la sección en la que se proporcionan los pequeños agujeros 9.

40 A modo de alternativa, de acuerdo con la presente invención, el separador de canales de flujo 14 del medio reductor de la pulsación de presión 30 puede estar formado de tal modo que esté abierto por el lado aguas arriba, en contacto con un elemento cilíndrico que se extiende desde el separador de aceite 43 y encierra el separador de canales de flujo 14, por ejemplo, en el lado aguas abajo, e incluye una gran cantidad de pequeños agujeros 9.

Aplicación Industrial

El equipo de reducción de la pulsación de presión de la presente invención permite una suficiente reducción del ruido en la zona de baja frecuencia de unos pocos cientos de hercios, o por debajo de esta cifra.

REIVINDICACIONES

1.- Un equipo de reducción de la pulsación de presión de un equipo de ciclo de refrigeración, que comprende:

un ciclo de refrigeración que incluye un compresor (20); y

5 un reductor de la pulsación de presión, que está instalado en al menos uno de entre un lado de alta presión y un lado de baja presión del ciclo de refrigeración, **caracterizado porque** el reductor de la pulsación de presión incluye una pared de canal de flujo que define un canal de flujo y un separador de canales de flujo (14) rodeado por la pared de canal de flujo formada a modo de pared para proporcionar un canal de flujo estrechado con una pluralidad de pequeños agujeros (9) en dicha pared, estando formado el separador de canales de flujo (14) abierto entre la pared de canal de flujo y el separador de canales de flujo en un extremo del lado aguas arriba y en contacto con una pared del canal de flujo por un extremo del lado aguas abajo, para proporcionar una mayor presión estática en dicho espacio abierto que en el canal de flujo estrechado.

2.- El equipo de reducción de la pulsación de presión de un equipo de ciclo de refrigeración de acuerdo con la reivindicación precedente, **caracterizado porque**

15 el reductor de la pulsación de presión está instalado en al menos uno de entre un lado de descarga y un lado de succión del compresor (20).

3.- El equipo de reducción de la pulsación de presión de un equipo de ciclo de refrigeración de acuerdo con la reivindicación 1, **caracterizado porque**

20 el reductor de la pulsación de presión está instalado en un separador de aceite que está incorporado con el compresor (20).

4.- El equipo de reducción de la pulsación de presión de un equipo de ciclo de refrigeración de acuerdo con una de las reivindicaciones precedentes, en el cual el diámetro de cada pequeño agujero (9) de la pluralidad de pequeños agujeros (9) tiene como máximo 10 mm.

25 5.- El equipo de reducción de la pulsación de presión de un equipo de ciclo de refrigeración de acuerdo con la reivindicación 1, 2 ó 3, en el cual la relación de área abierta de la pluralidad de pequeños agujeros (9) es como máximo el 10%, siendo la relación de área abierta una relación entre un área total de sección transversal de los pequeños agujeros (9) y un área de la pared del conducto.

Fig. 1

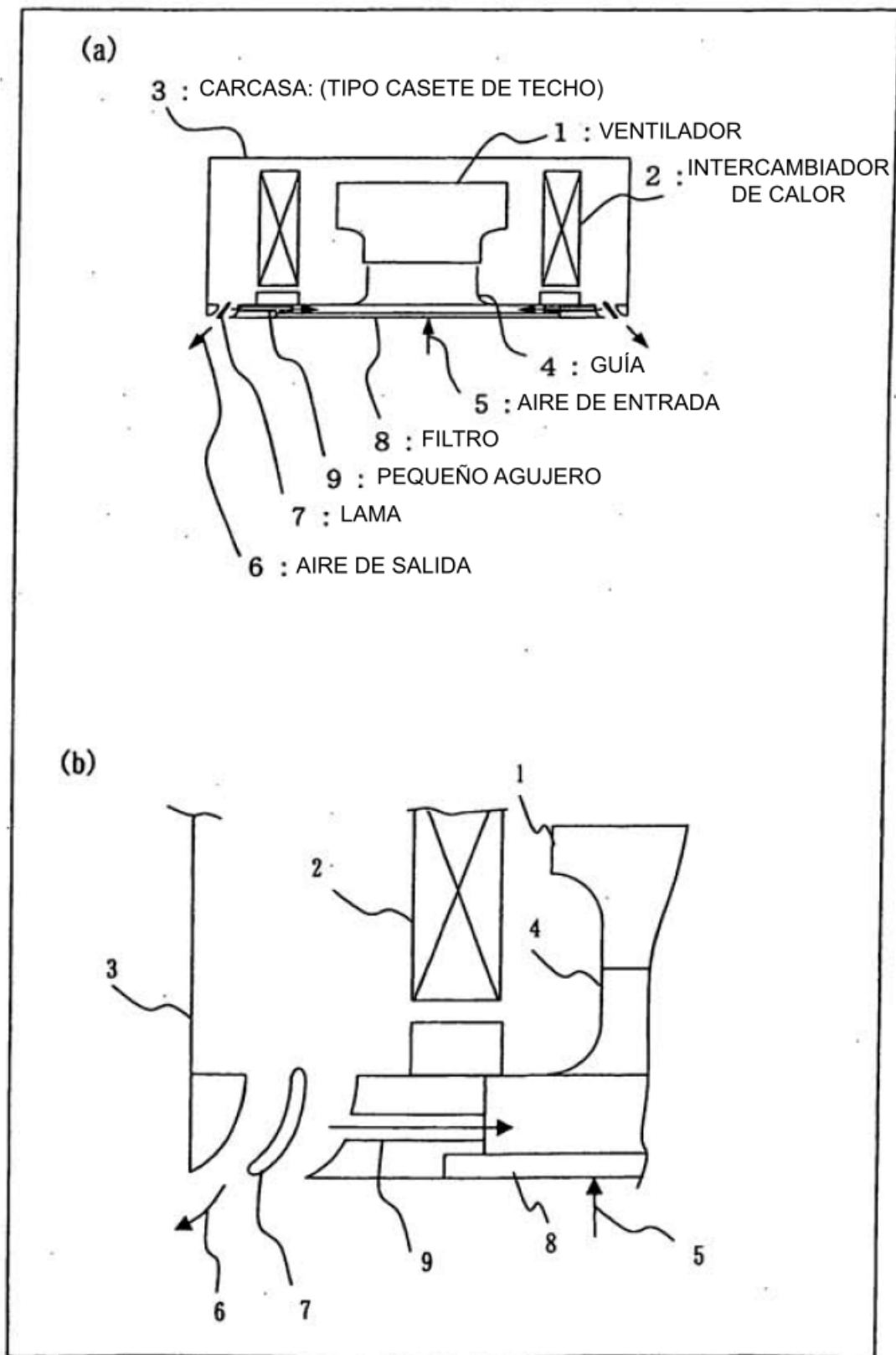


Fig. 2

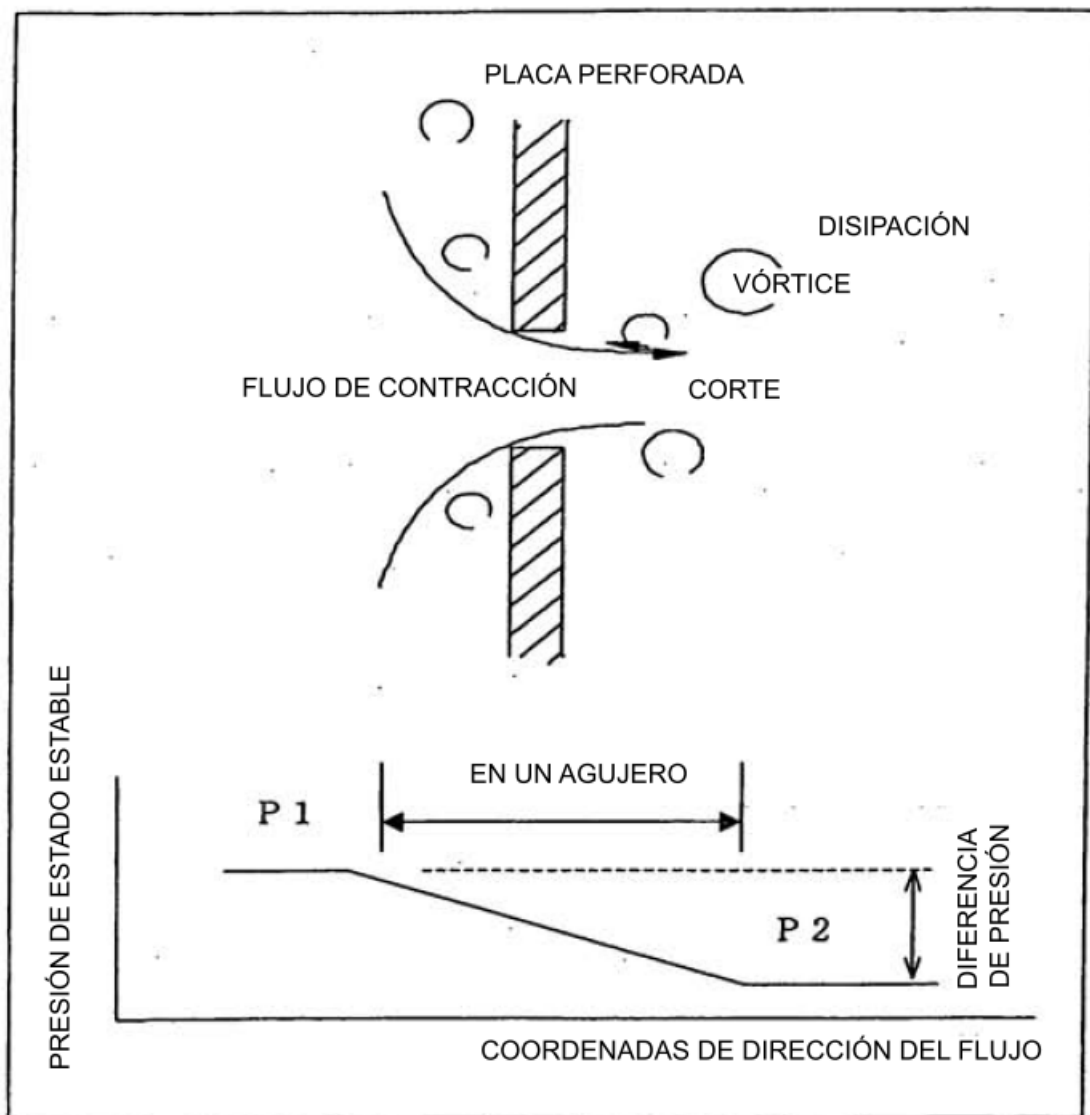


Fig. 3

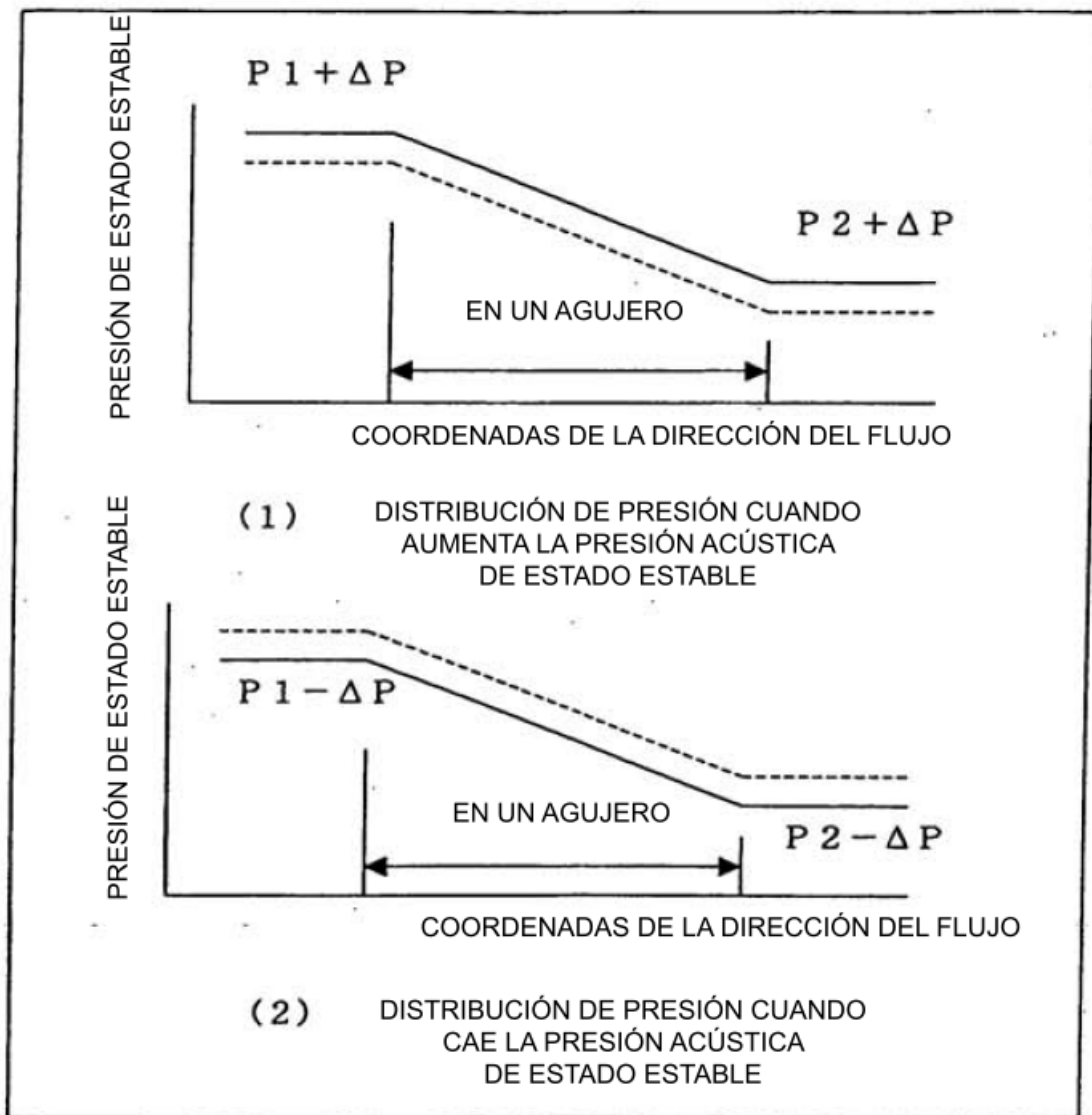


Fig. 4

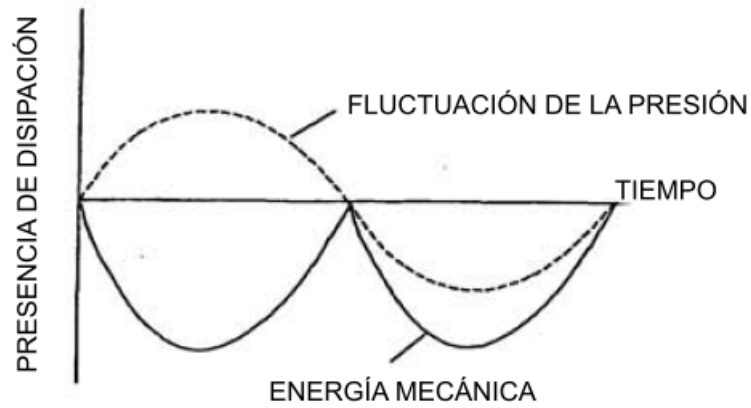


Fig. 5

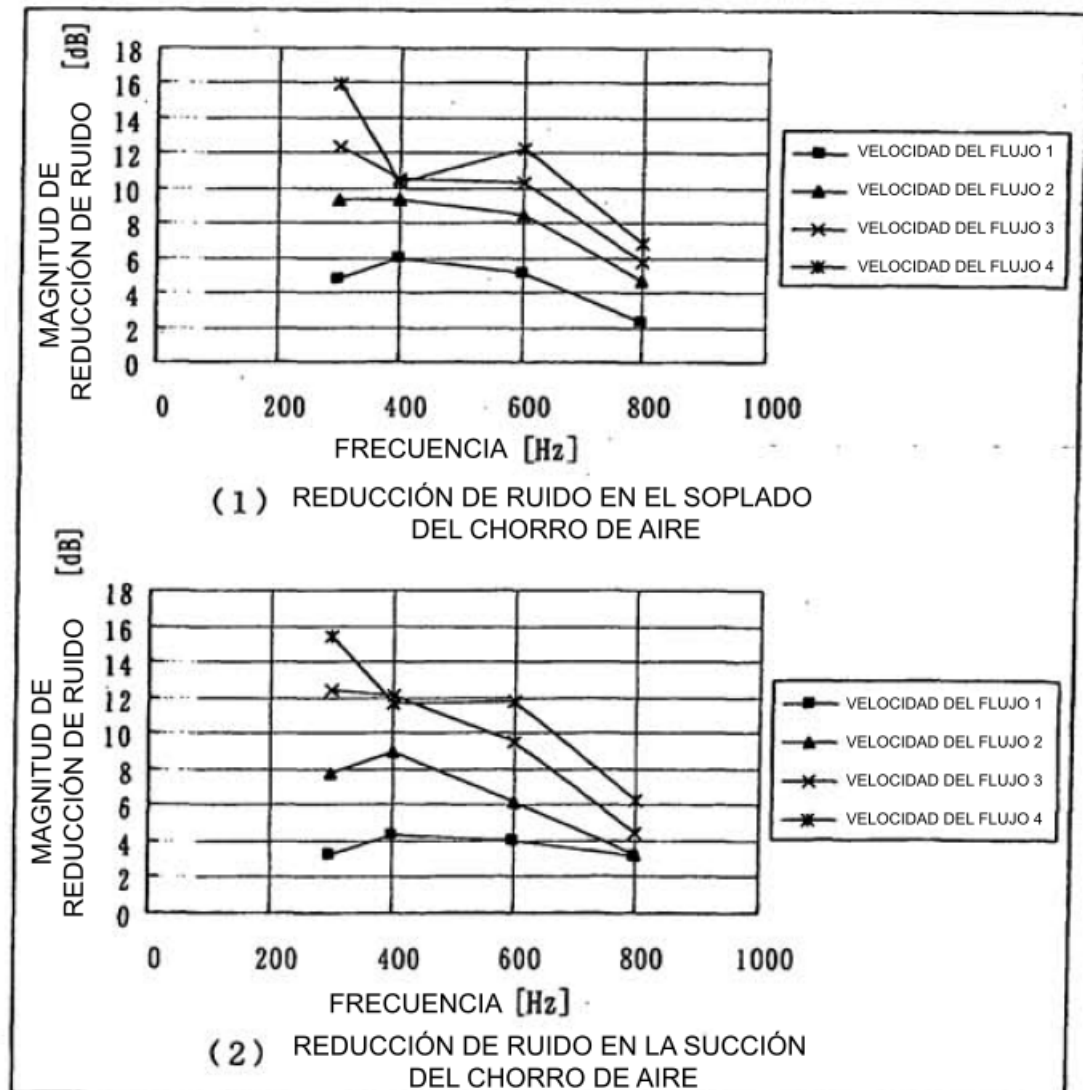


Fig. 6

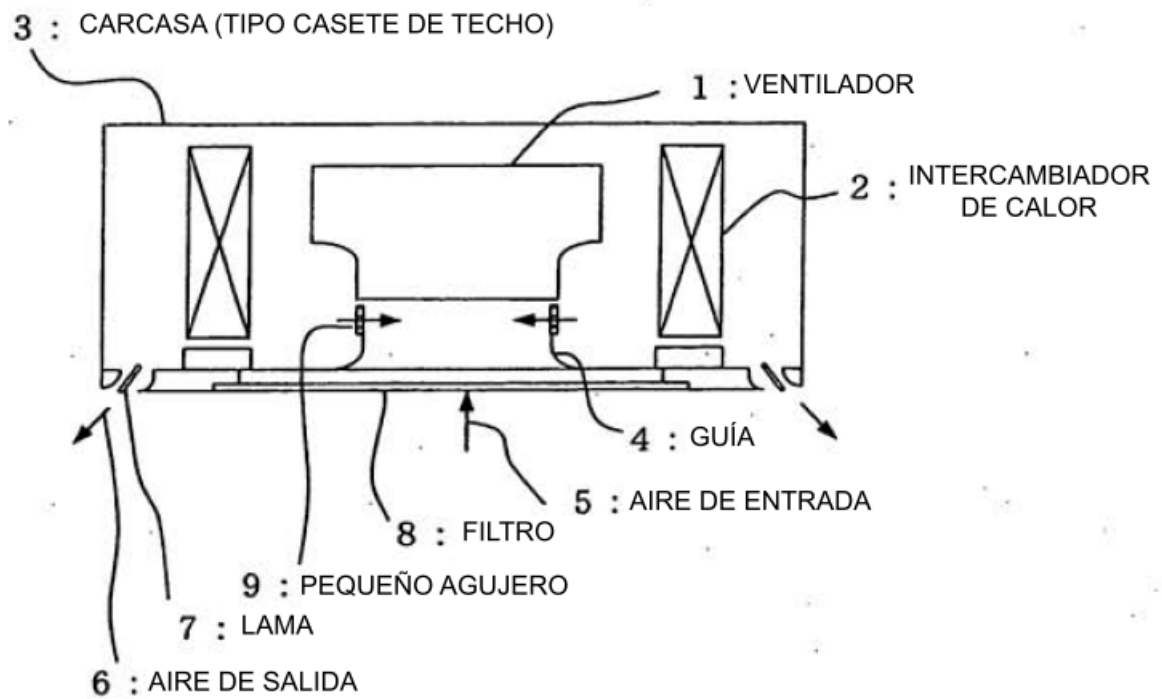


Fig. 7

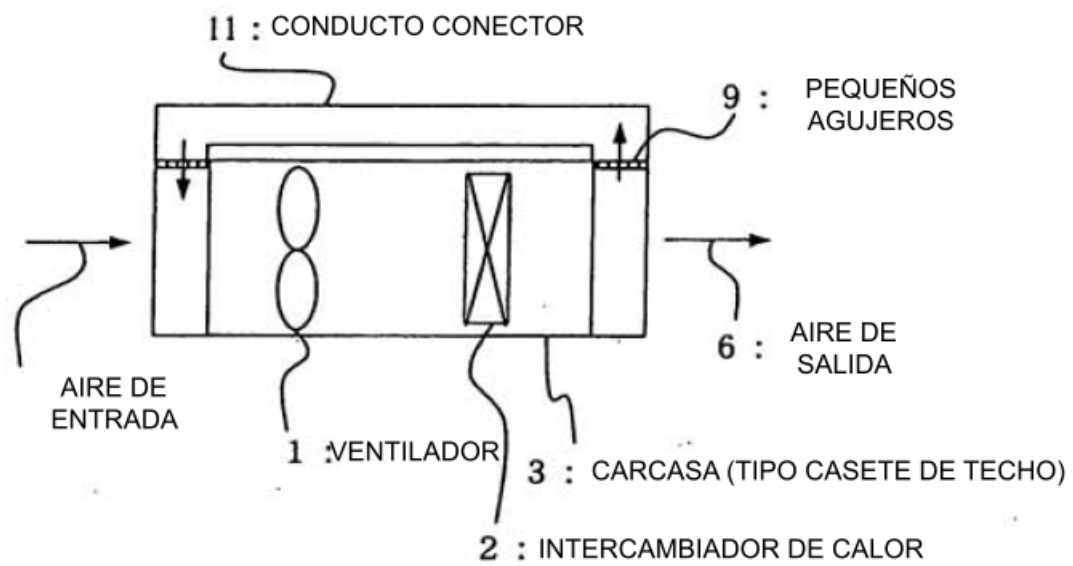


Fig. 8

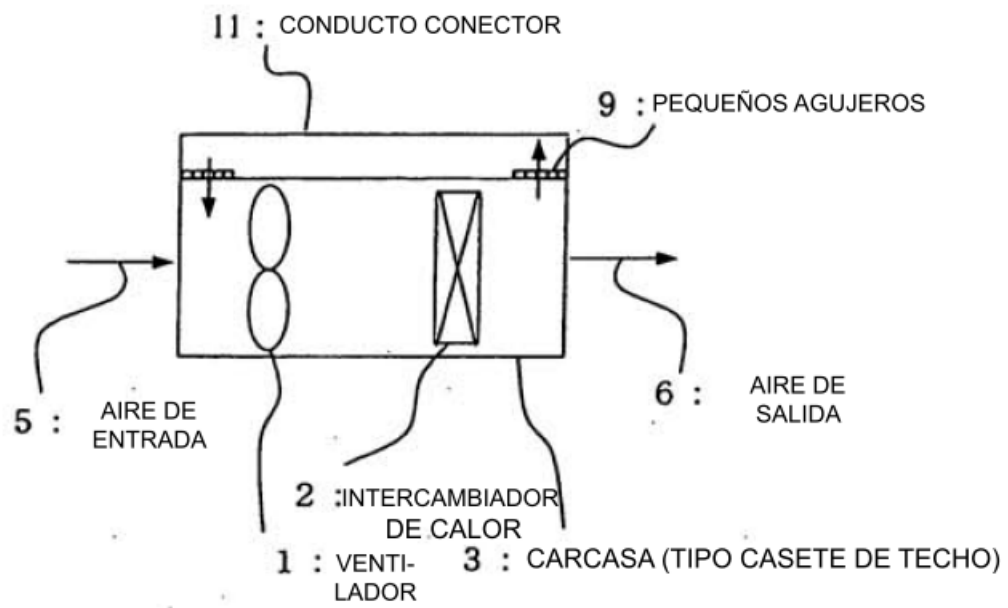


Fig. 9

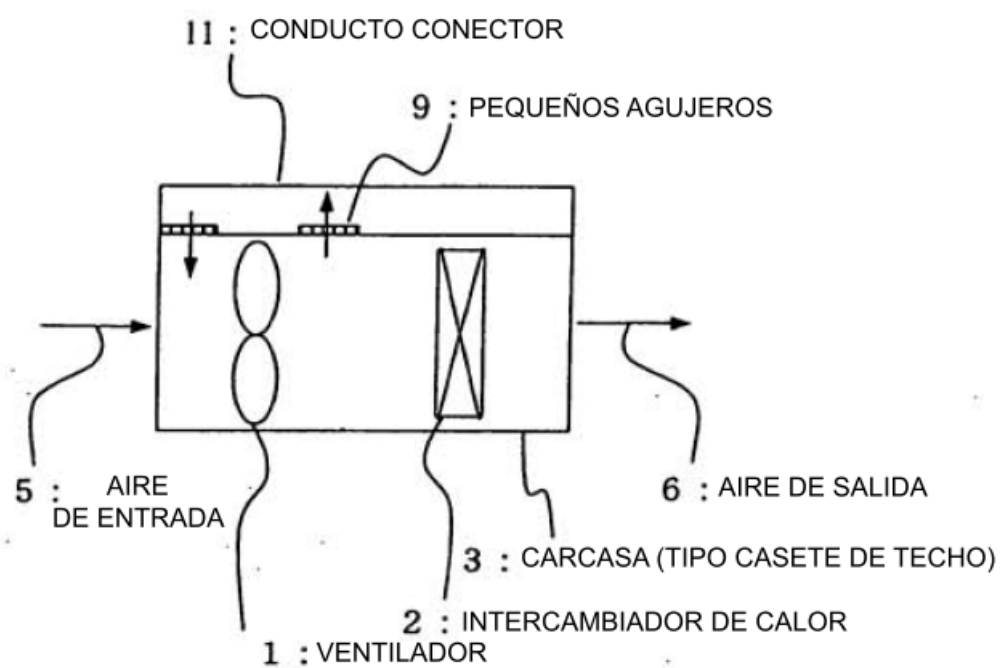


Fig. 10

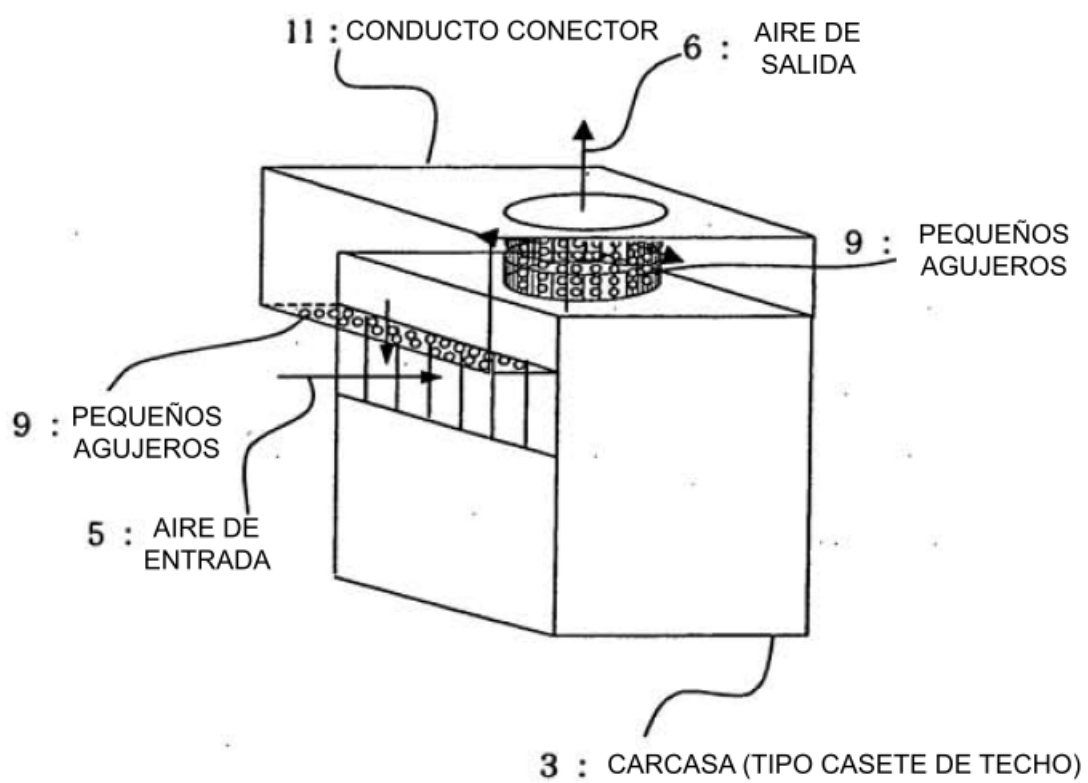


Fig. 11

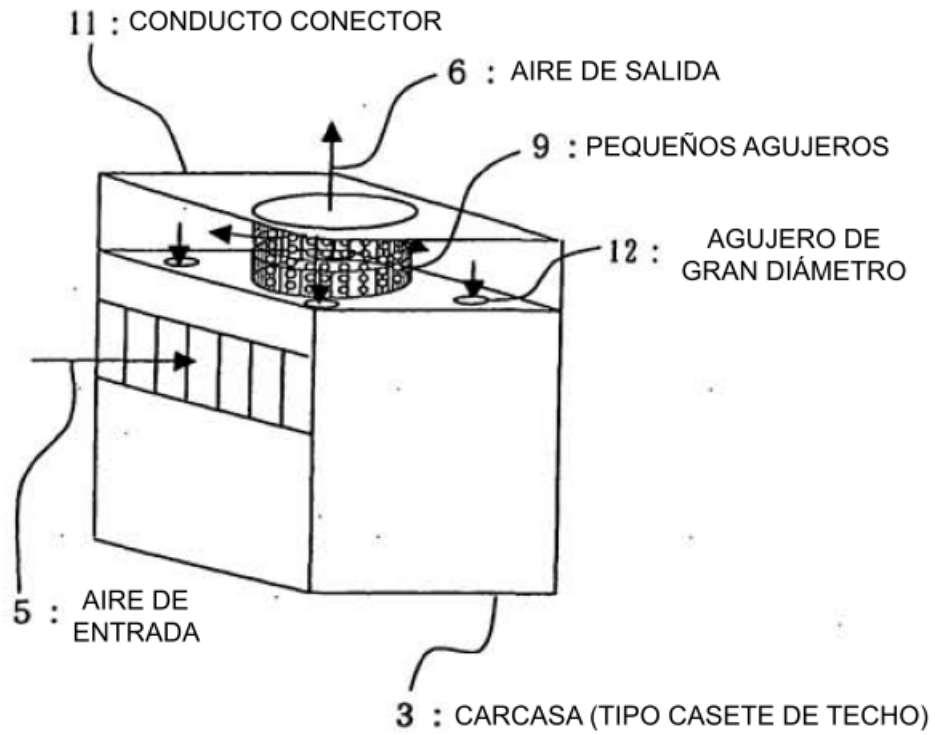


Fig. 12

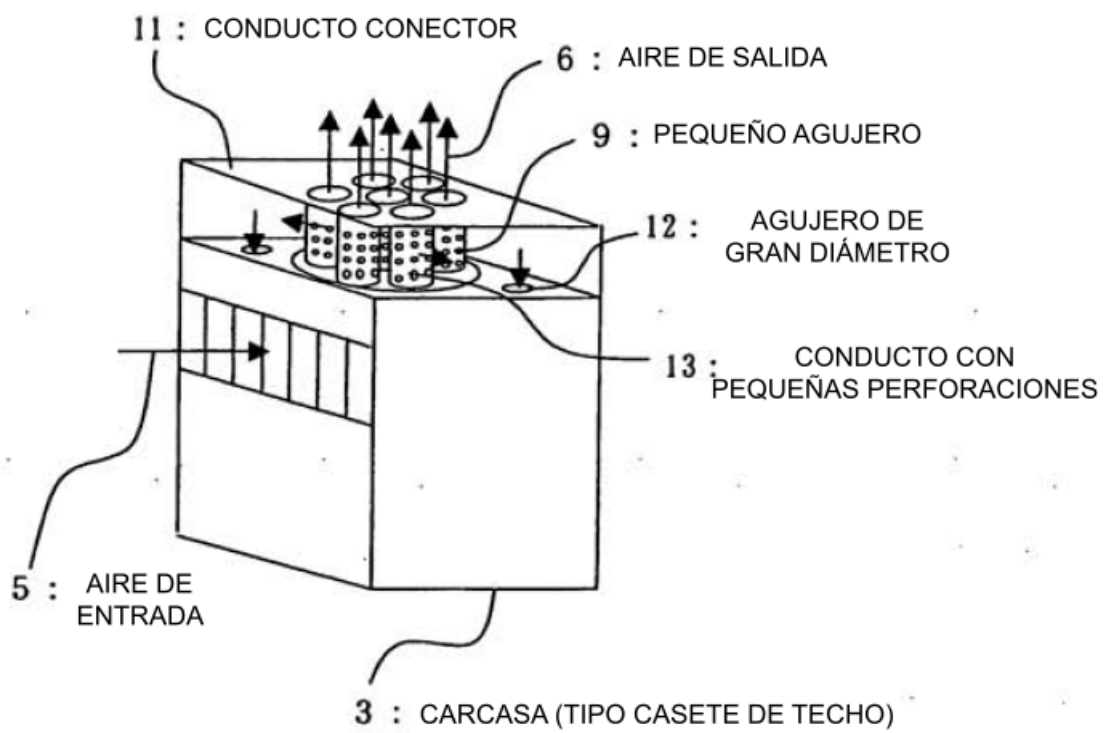


Fig. 13

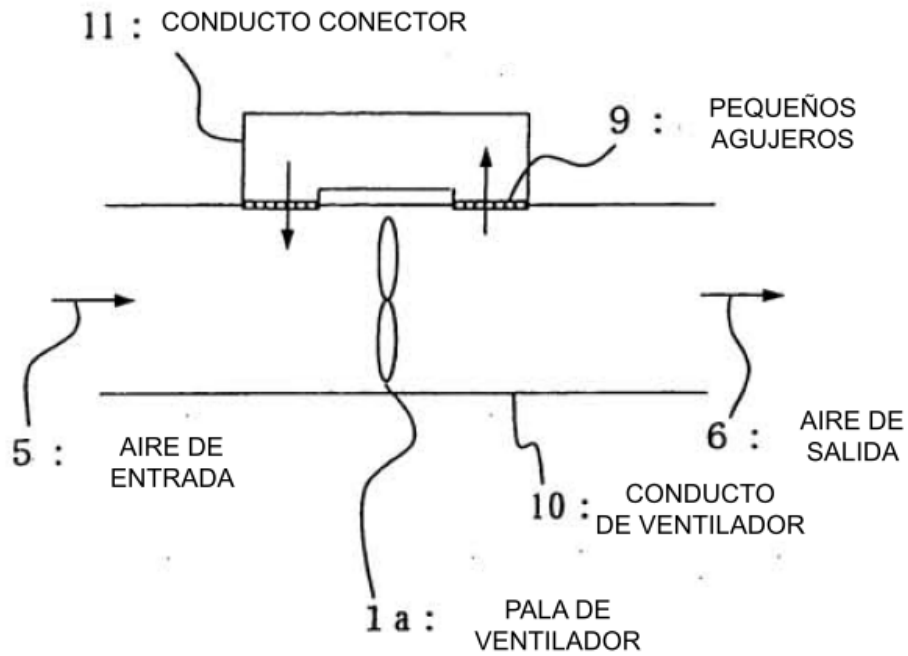


Fig. 14

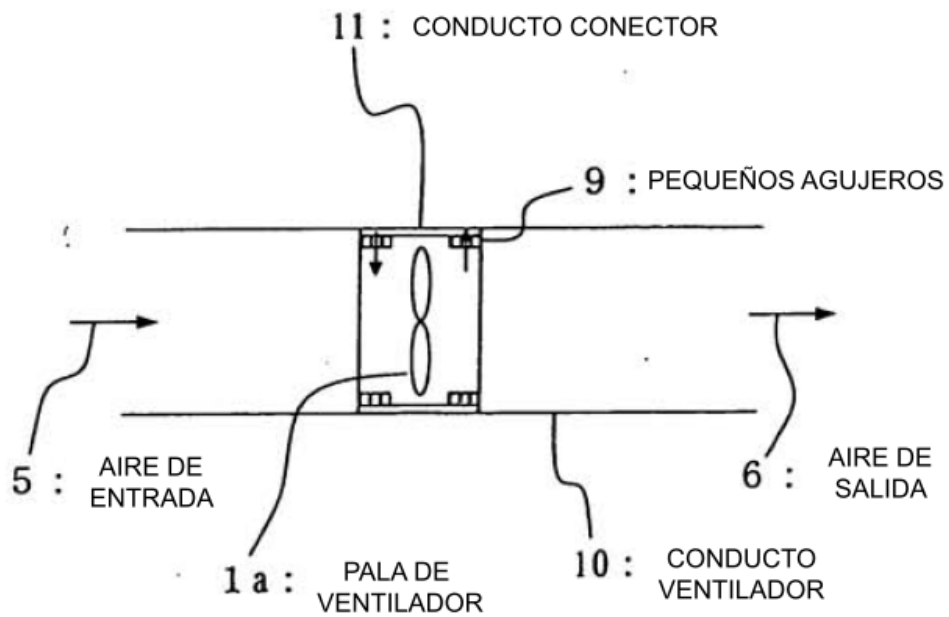


Fig. 15

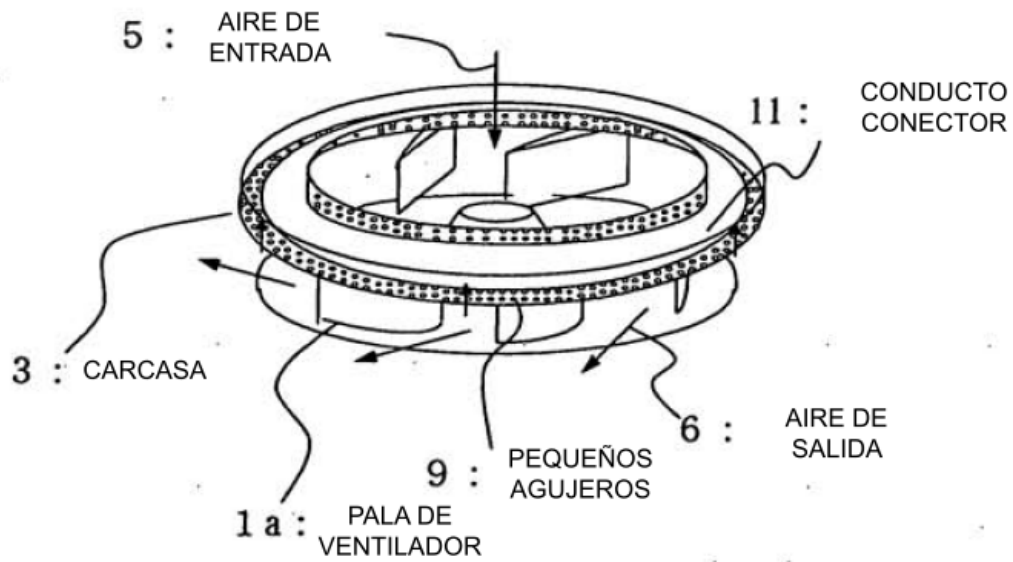


Fig. 16

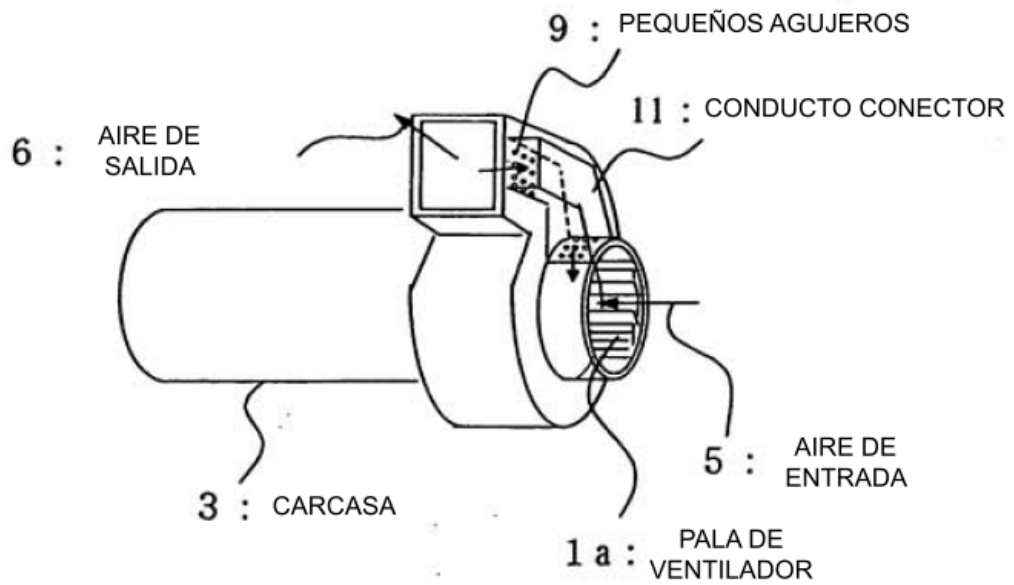


Fig. 17

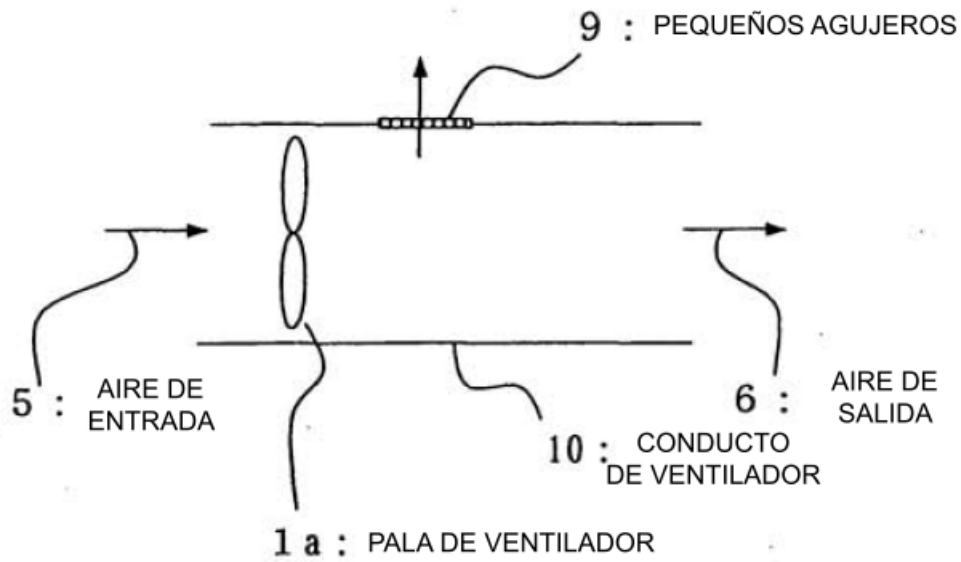


Fig. 18

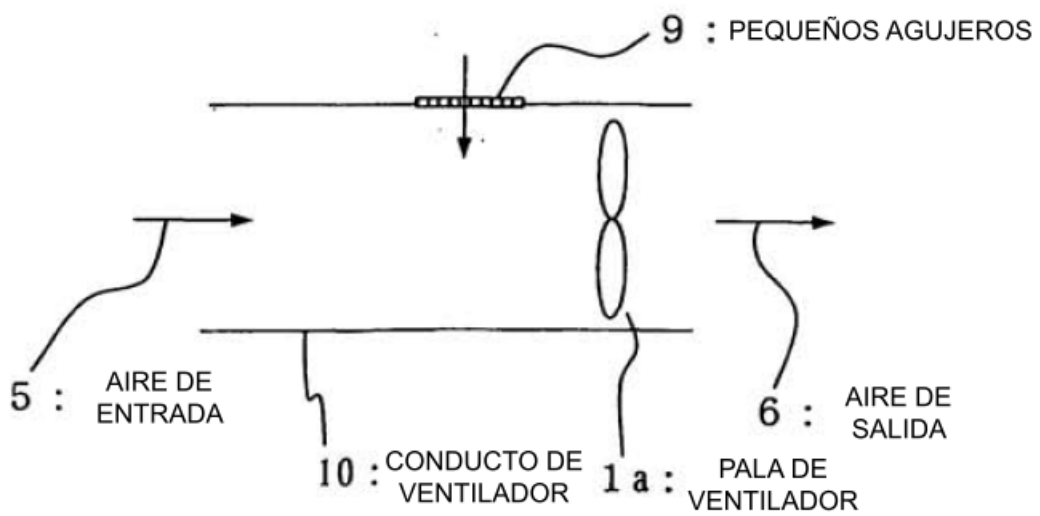


Fig. 19

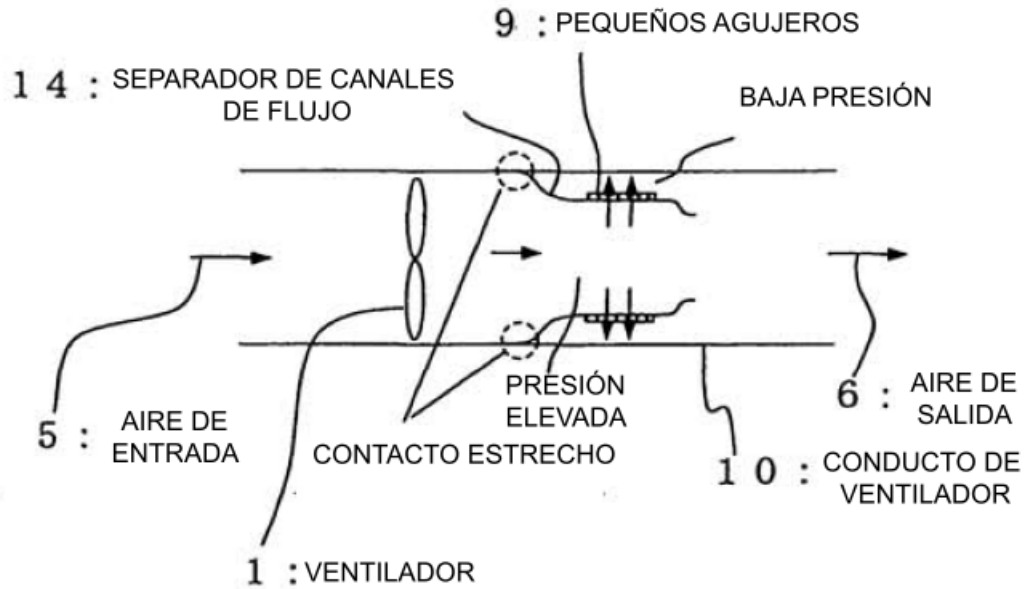


Fig. 20

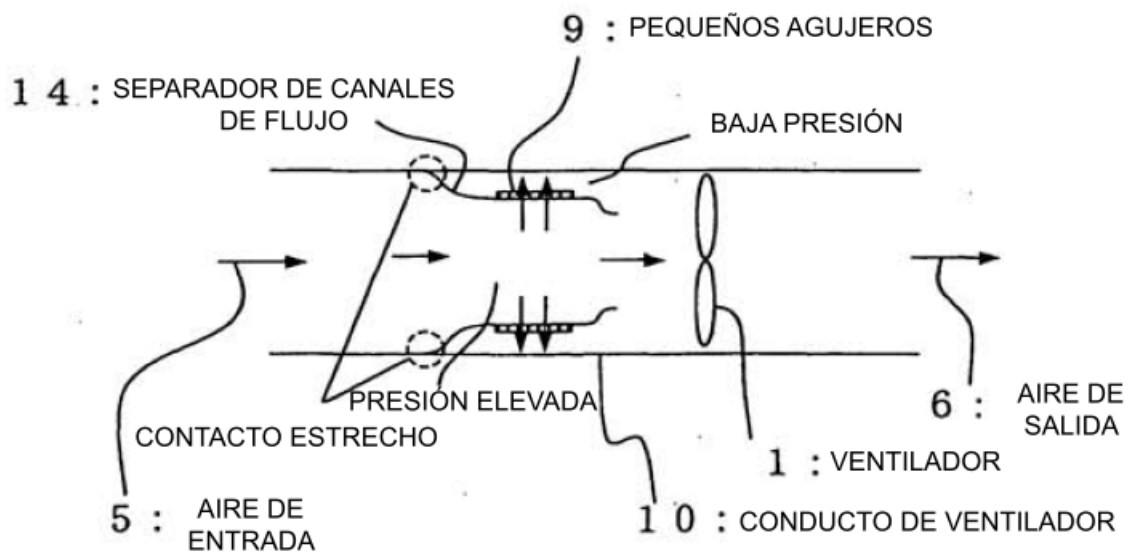


Fig. 21

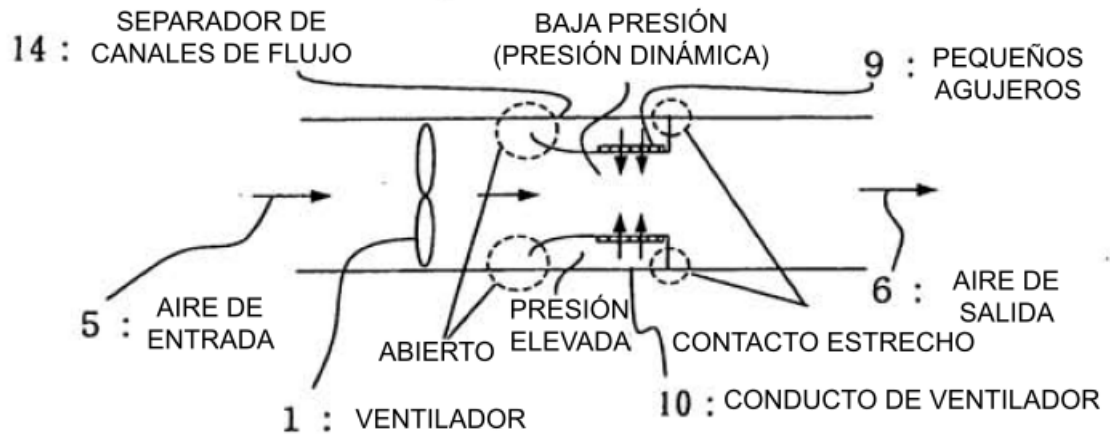


Fig. 22

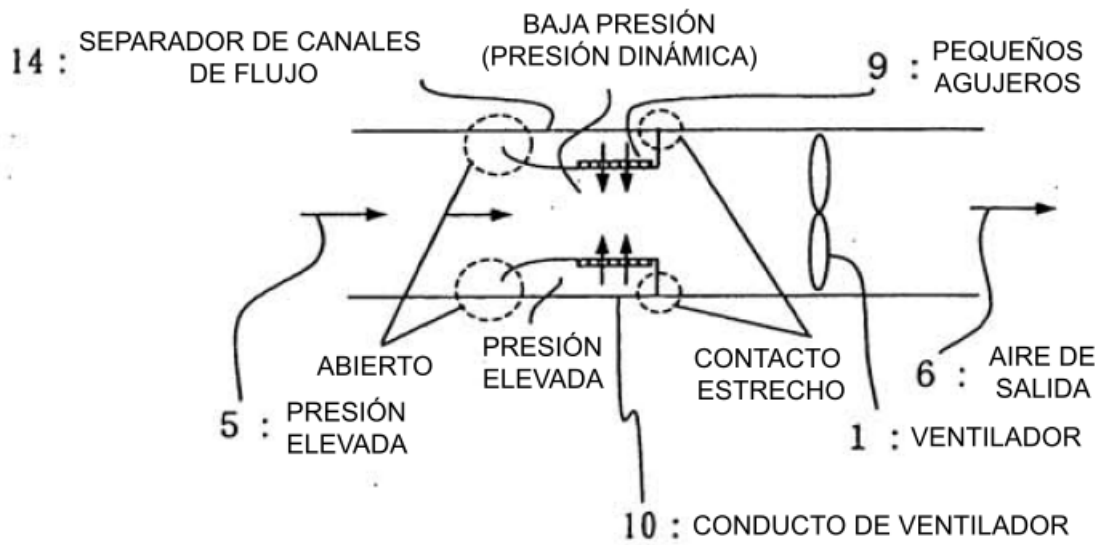


Fig. 23

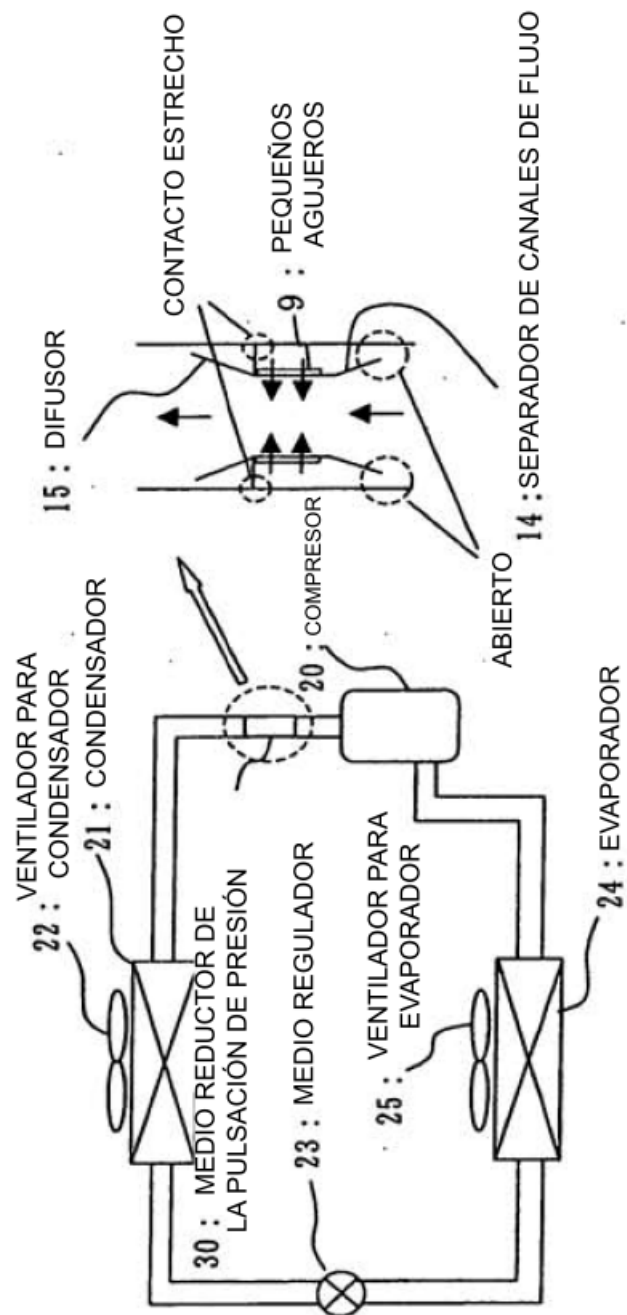


Fig. 24

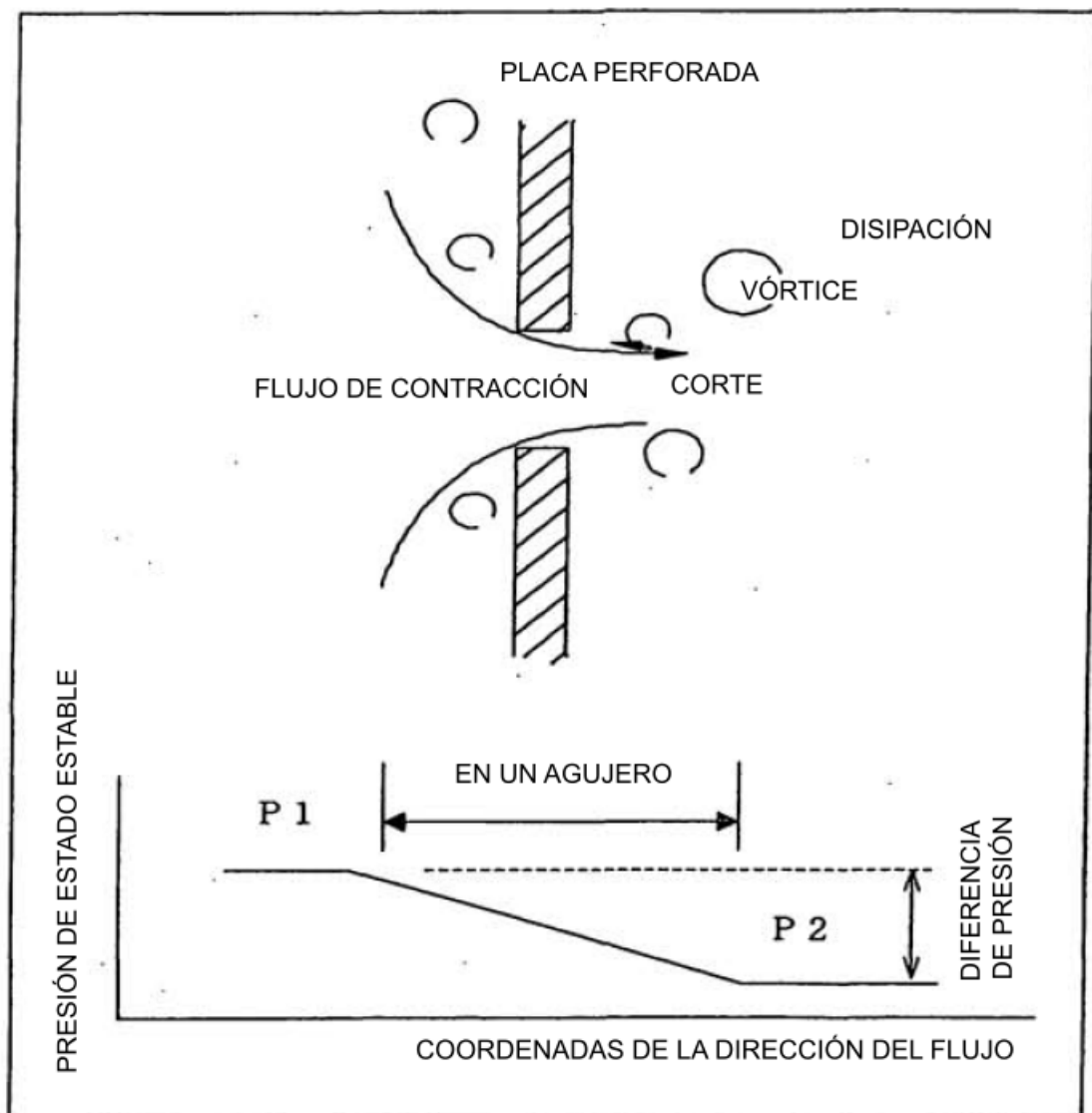


Fig. 25

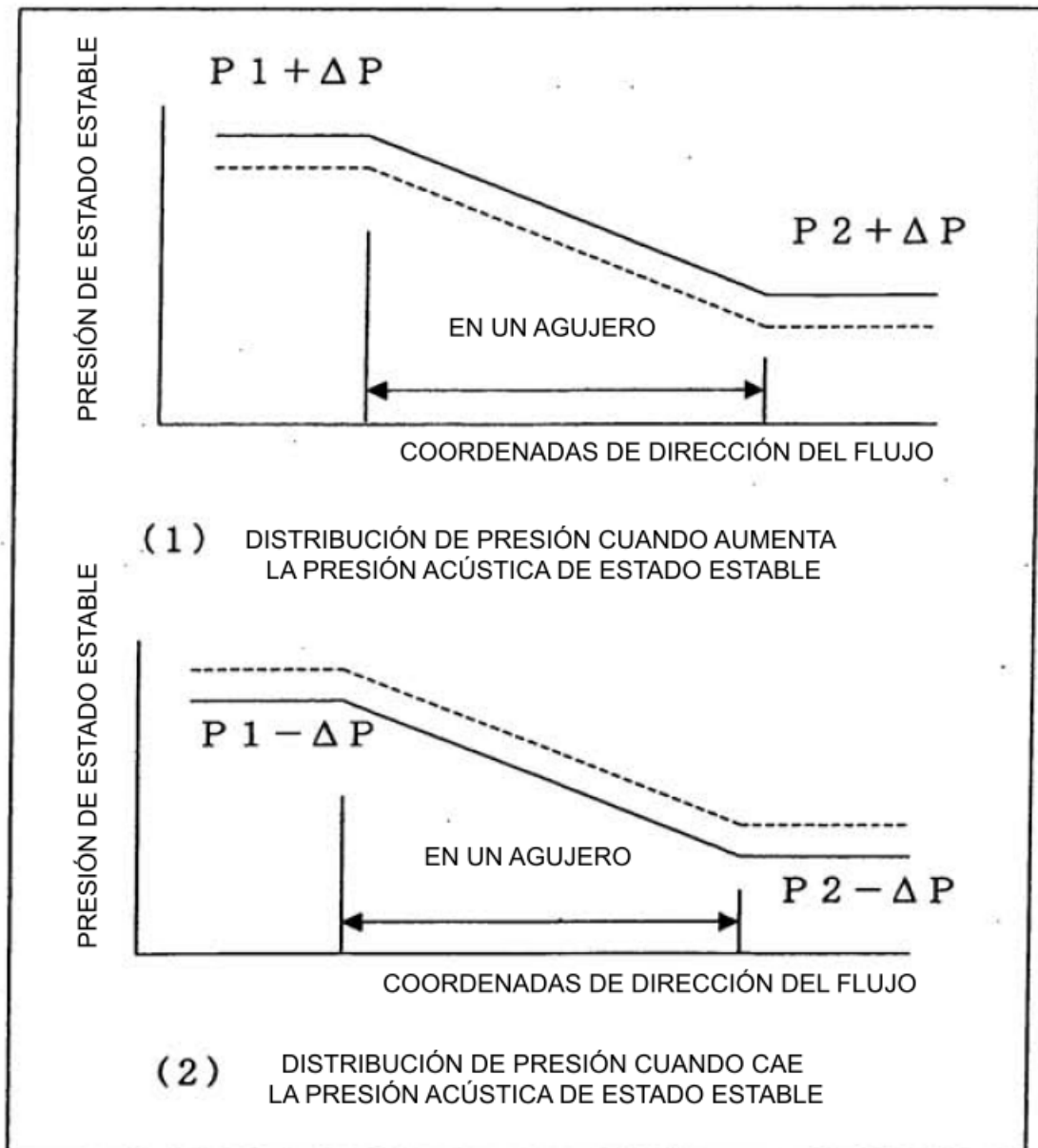


Fig. 26

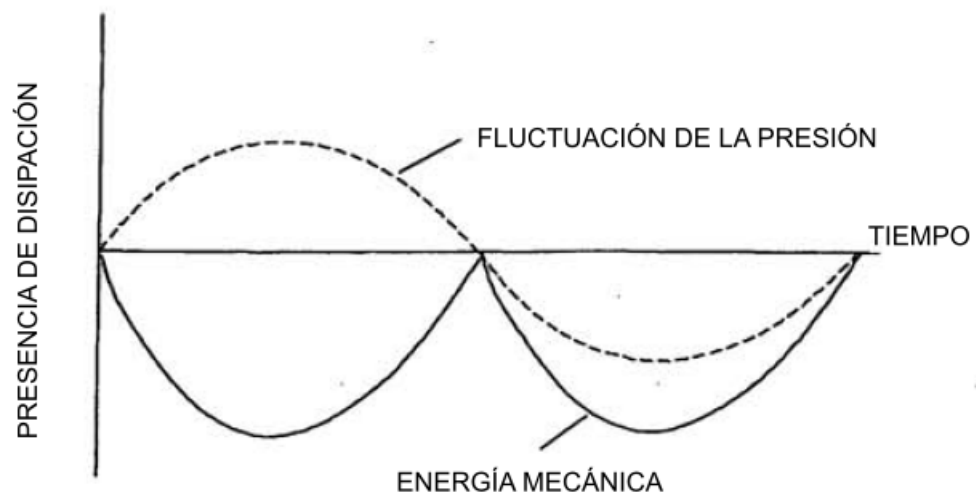


Fig. 27

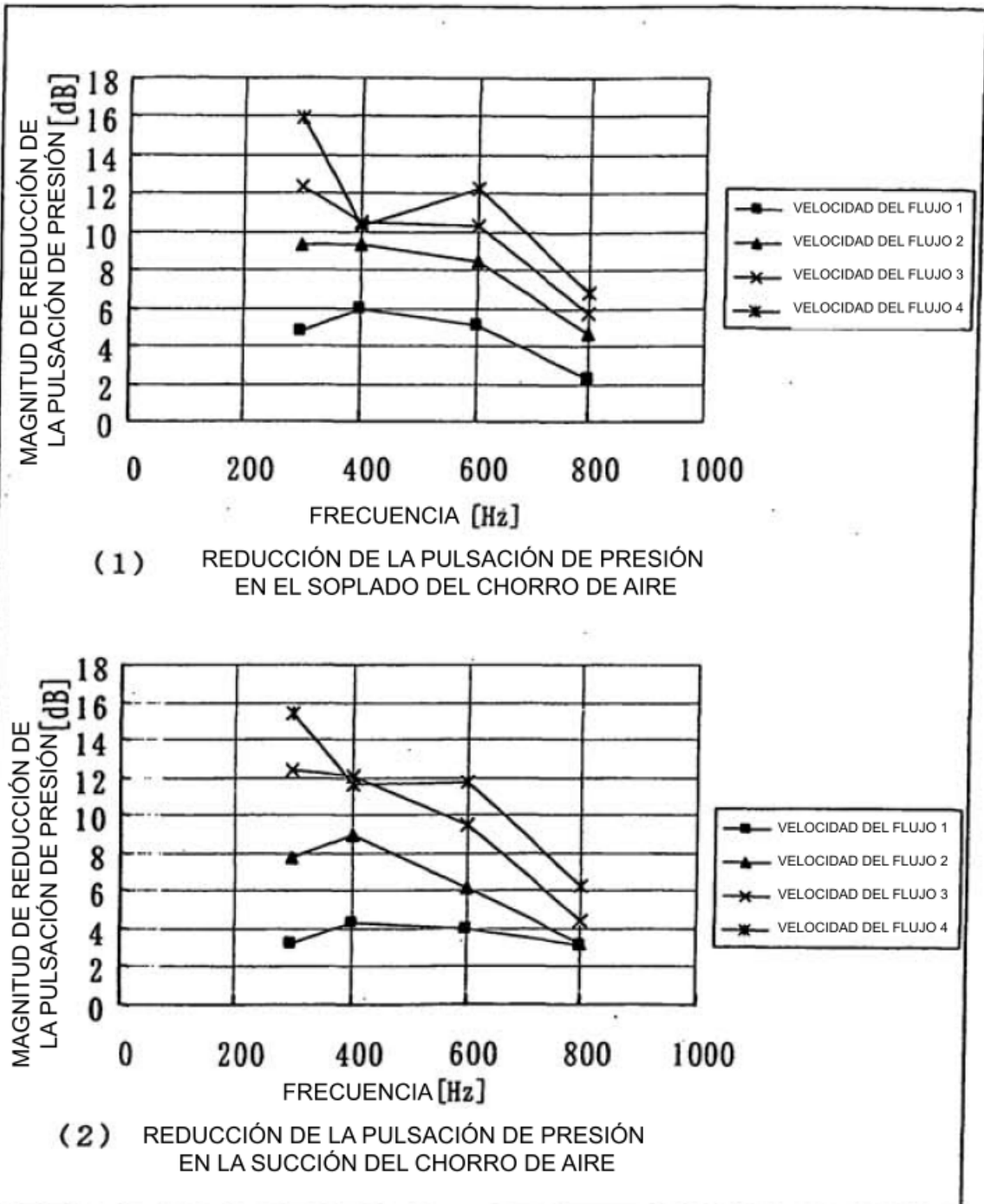


Fig. 28

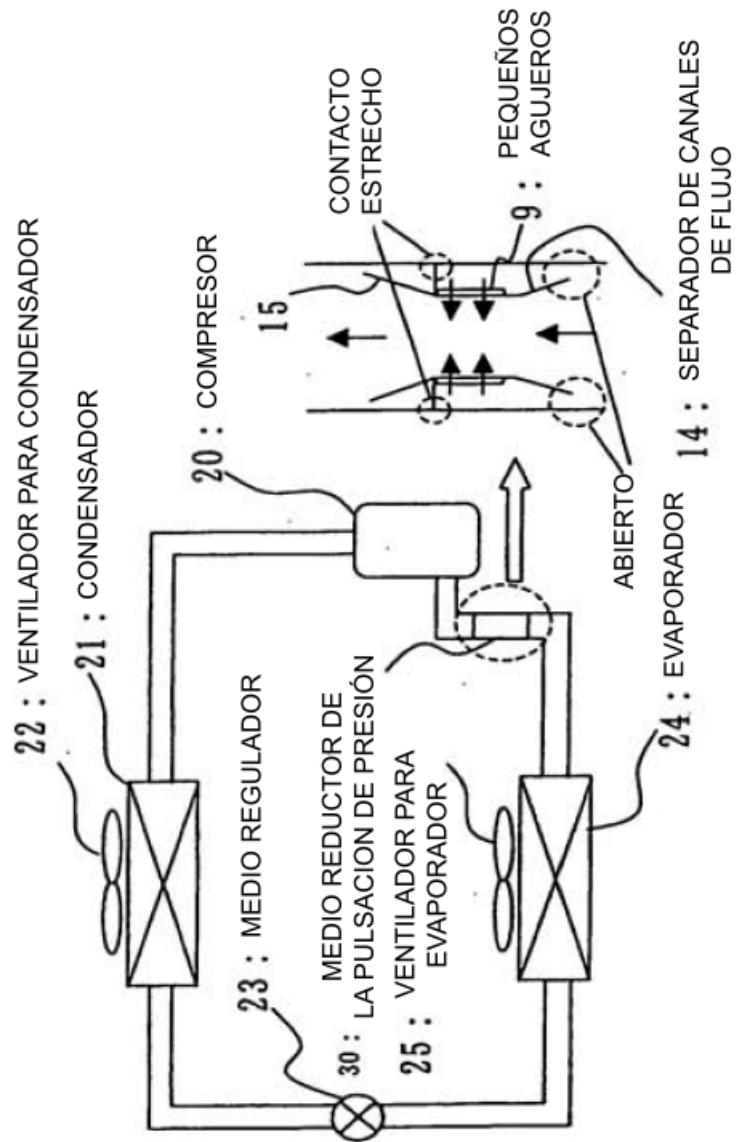


Fig. 29

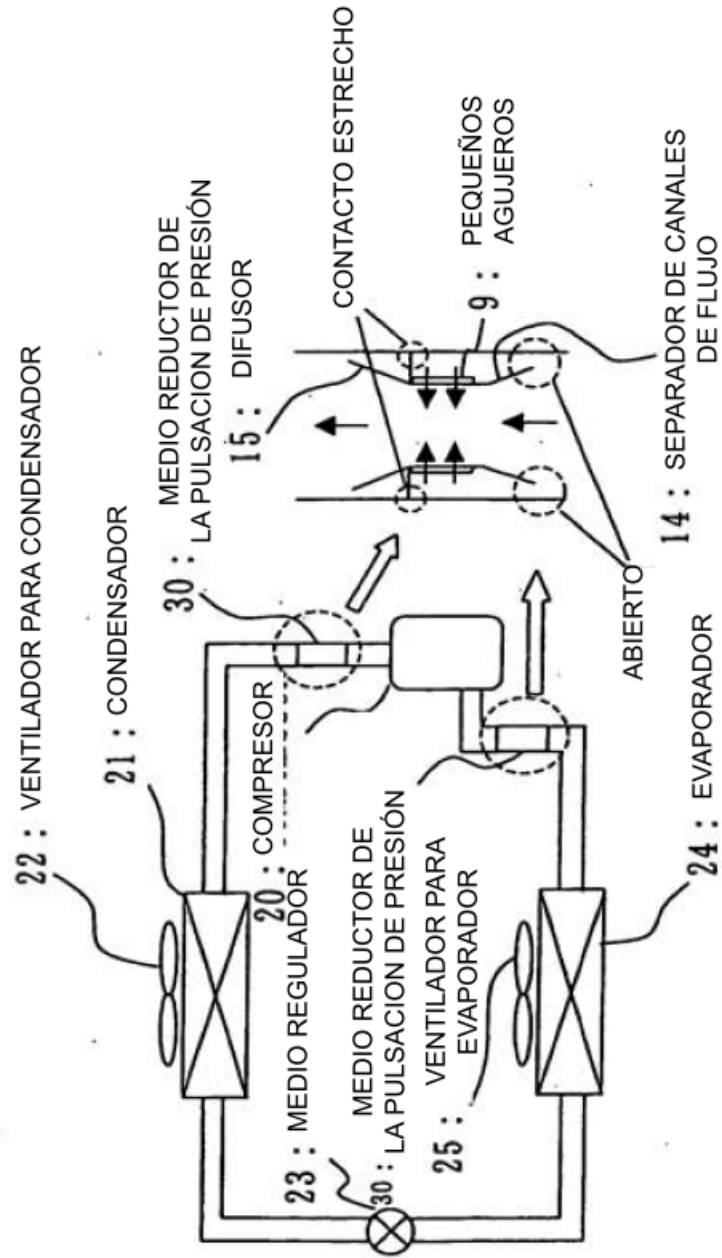


Fig. 30

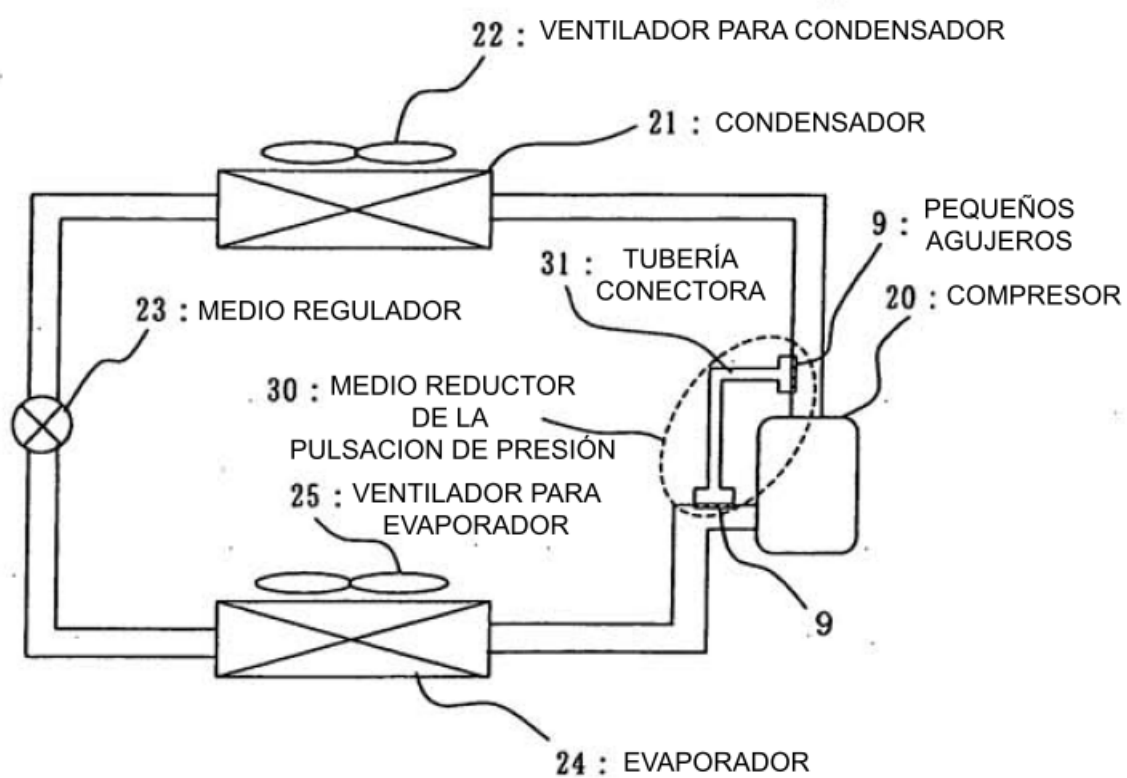


Fig. 31

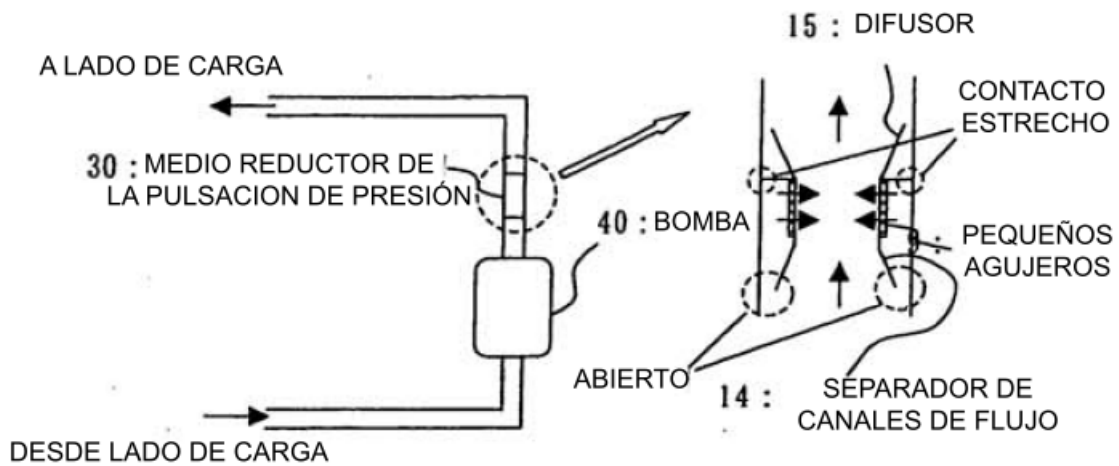


Fig. 32

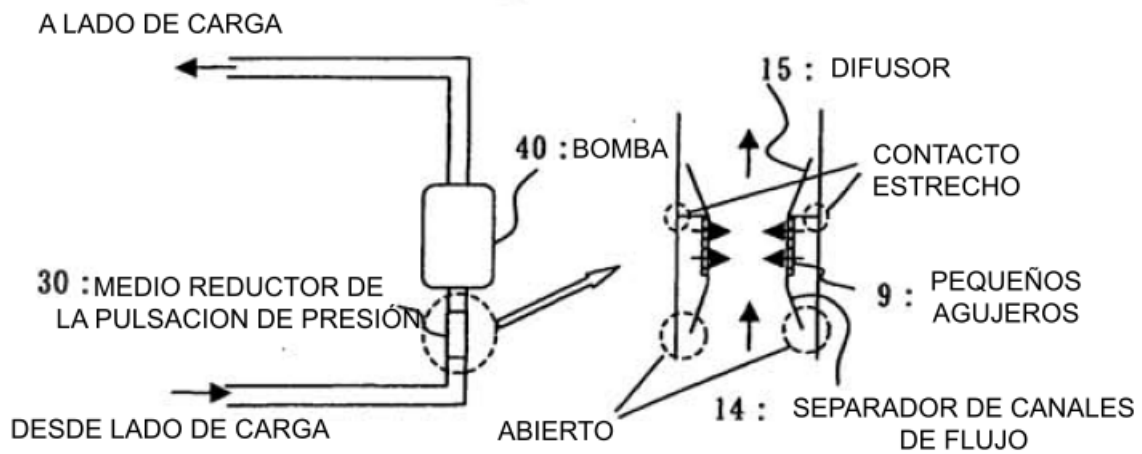


Fig. 33

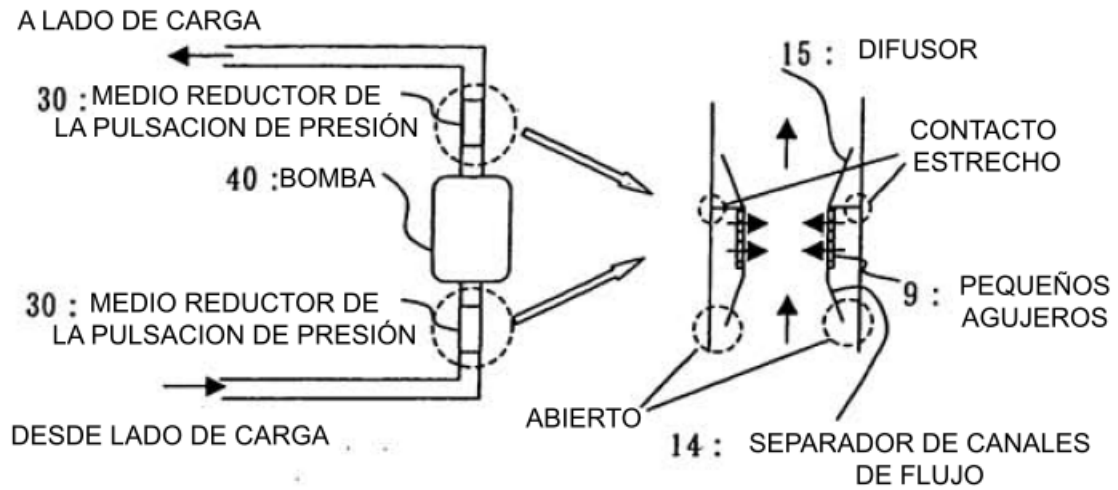


Fig. 34

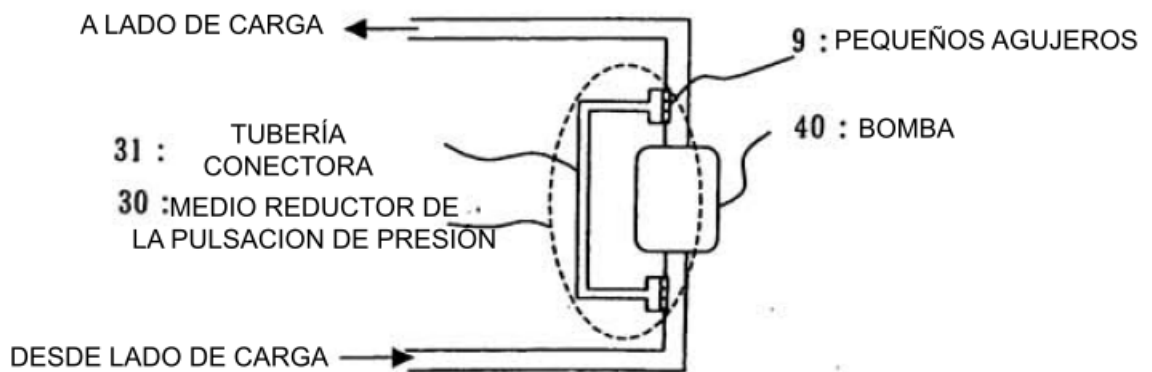


Fig. 35

