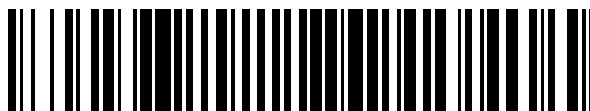


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 401 533**

51 Int. Cl.:

F24F 1/00 (2011.01)

F24F 7/007 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **13.08.2009** **E 09167807 (8)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **09.01.2013** **EP 2192354**

54 Título: **Unidad interior para aparato acondicionador de aire**

30 Prioridad:

26.11.2008 KR 20080117860

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

22.04.2013

73 Titular/es:

**LG ELECTRONICS, INC. (100.0%)
LG TWIN TOWERS, 20, YOIDO-DONG
YOUNGDUNGPO-GU SEOUL 150-721, KR**

72 Inventor/es:

**PARK, JEONG TAEK;
HUH, DEOK y
SEO, KI WON**

74 Agente/Representante:

DE ELZABURU MÁRQUEZ, Alberto

ES 2 401 533 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

Unidad interior para aparato acondicionador de aire.

5 La presente invención se refiere a una unidad interior para un aparato acondicionador de aire.

En general, una aparato acondicionador de aire es un aparato que enfría/calienta una habitación utilizando un compresor, un condensador, un dispositivo de expansión y un evaporador.

10 El aparato acondicionador de aire, que incluye una unidad interior y una unidad exterior, puede ser un aparato acondicionador de aire independiente, en el que una unidad interior está separada de una unidad exterior, y un acondicionador de aire integrado en el que una unidad interior se integra con una unidad exterior.

15 Se reciben en la unidad interior un ventilador que obligatoriamente sopla aire y un intercambiador de calor que lleva a cabo un intercambio de calor con el aire interior que se aspira.

También, comúnmente se aplica a un aparato acondicionador de aire convencional un método en el que el aire soplado desde una superficie frontal y una zona superior se descarga hacia abajo a la superficie frontal. Y comúnmente se aplica un ventilador de flujo cruzado a una unidad interior independiente que se instala en una superficie de pared.

20 En una unidad interior a la que se aplica un ventilador de flujo cruzado de esta clase, tiene un incremento de la demanda por los consumidores una unidad interior a la que se aplica un ventilador de flujo cruzado de alta eficiencia que puede reducir las cargas de los gastos de electricidad. El documento JP 5044686 describe un ventilador de flujo cruzado sobre el que se basa el preámbulo de la reivindicación 1 anexa.

Más específicamente, se ha aplicado un intercambiador de calor que tiene un aumento del área de intercambio de calor con el fin de lograr una alta eficiencia en una unidad interior limitada estándar. Con el fin de satisfacer tal demanda, se puede utilizar también un intercambiador de calor en el que los tubos de líquido refrigerante se disponen en 3 filas por delante y por detrás. Sin embargo, si se aplica el intercambiador de calor de 3 filas a la unidad interior a la que se aplica el ventilador de flujo cruzado, el área de intercambio de calor se incrementa pero la resistencia del sistema se aumenta. Y, así como se aumenta la resistencia del sistema, se aumenta el nivel de ruido para el mismo volumen de aire. Por ejemplo, es altamente probable que se genere ruido tal como un ruido creciente.

30 Se propone la presente invención para resolver el problema. Un objeto de la presente invención es proporcionar una estructura de ventilador en la que el ventilador pueda operarse normalmente sin ruido anormal aunque se aumente la resistencia del aire por el polvo acumulado en un intercambiador de calor o en un filtro debido a un tiempo largo de utilización, teniendo un nivel de ruido reducido, cuando se aplica un intercambiador de calor de 3 filas a una unidad interior a la cual se aplica un ventilador de flujo cruzado.

40 La invención se define mediante las reivindicaciones.

45 Con la unidad interior para el aparato acondicionador de aire según la presente invención, la resistencia del sistema puede reducirse aunque se aplique un intercambiador de calor de 3 filas con el fin de mejorar una eficiencia en el intercambio de calor de la unidad interior.

También, aunque se aumente la resistencia por la acumulación de polvo en un intercambiador de calor o en un filtro debido a un largo tiempo de utilización, el ventilador puede operarse normalmente sin ruido anormal.

50 También, aunque se utilice un intercambiador de calor de 3 filas, se puede reducir el nivel de ruido.

Los anteriores y otros objetos, características y ventajas de la presente invención se harán evidentes a partir de la siguiente descripción de realizaciones preferidas que se dan conjuntamente con los dibujos adjuntos, en los que:

55 La FIGURA 1 es una vista en sección transversal lateral que muestra una estructura de una unidad interior para un aparato acondicionador de aire según una realización de la presente invención;

La FIGURA 2 es una vista en perspectiva frontal de un chasis aplicado a una unidad interior según una realización de la presente invención;

60 La FIGURA 3 es una vista en perspectiva parcial de un ventilador montado en una unidad interior según una realización de la presente invención;

La FIGURA 4 es una vista lateral del ventilador;

La FIGURA 5 es una vista en perspectiva que muestra una pala de un ventilador que corresponde a una parte A de la FIGURA 4;

65 La FIGURA 6 es un gráfico que muestra resultados experimentales para la relación entre un ángulo circunferencial exterior y el ruido en un ventilador de una unidad interior según una realización de la presente invención;

La FIGURA 7 es un gráfico que muestra resultados experimentales para la relación entre una razón del diámetro interior al diámetro exterior y el ruido en un ventilador de una unidad interior según una realización de la presente invención;

La FIGURA 8 es un gráfico que muestra resultados experimentales para la relación entre una razón del espesor a la longitud de una pala y el ruido en un ventilador de una unidad interior según una realización de la presente invención;

La FIGURA 9 es un gráfico que muestra resultados experimentales para la relación entre una razón de una profundidad de inserción a la longitud de un ventilador y el ruido en un ventilador de una unidad interior según una realización de la presente invención; y

La FIGURA 10 es un gráfico que muestra un resultado de una mejora del nivel de ruido cuando se hace funcionar una unidad interior en la que se monta un ventilador diseñado óptimamente.

De aquí en adelante, las realizaciones de la presente invención se describirán con detalle con referencia a los dibujos adjuntos.

La FIGURA 1 es una vista en sección transversal lateral que muestra una estructura de una unidad interior para un aparato acondicionador de aire según una realización de la presente invención.

Haciendo referencia a la FIGURA 1, la unidad interior 10 para el aparato acondicionador de aire incluye un chasis 11 que se adhiere estrechamente a una superficie de pared, un marco frontal 12 que se acopla a un lado del frente del chasis 11, un panel frontal 13 que se proporciona de forma giratoria o elevable en una superficie frontal del marco frontal 12, un ventilador 17 que se recibe en un espacio formado por el chasis 11 y el marco frontal 12 para aspirar aire interior, y un intercambiador 16 de calor que rodea el ventilador 17 para llevar a cabo un intercambio de calor con el aire interior que se aspira.

Más específicamente, se proporciona un estabilizador 112 en una superficie frontal del chasis 11 para permitir que se genere un flujo de aire mientras gira el ventilador 17. Y una parte 111 del asiento del intercambiador de calor que sujeta un extremo del intercambiador 16 de calor está formada sobre un lateral superior del estabilizador 112.

Además, una rejilla de entrada que aspira aire interior está formada en una superficie superior del marco frontal 12 y también una lumbrera 122 de entrada de la superficie frontal que aspira aire interior está formada en una superficie frontal del mismo. Y un filtro 15 está montado en una superficie frontal del intercambiador 16 de calor para limpiar el aire interior aspirado a través de la rejilla 121 de entrada y la lumbrera 122 de entrada de la superficie frontal.

Además, si la unidad interior 10 funciona, se gira o se gira hacia arriba un extremo superior o un extremo inferior del panel frontal 13 para permitir abrirse a la lumbrera 122 de entrada de la superficie frontal. Y se proporciona una rejilla de descarga 14 en un extremo inferior de la unidad interior 10, estando asentado el otro extremo del intercambiador 16 de calor sobre un lado superior de la rejilla de descarga 14 y estando formada una lumbrera de salida 141 de aire en un lado inferior de la misma. Y, un extremo inferior del estabilizador 112 se extiende hasta la lumbrera de salida 141 de aire. Y una persiana 143 de descarga que controla un flujo hacia la derecha y hacia la izquierda del aire descargado y un álabe 142 de descarga que no solo abre/cierra selectivamente la lumbrera 141 de salida de aire sino que también controla un flujo ascendente y descendente del aire descargado, están dispuestos en la lumbrera 141 de salida de aire. Además, el álabe 142 de descarga y la persiana 143 de descarga se pueden acoplar de forma giratoria entre sí en un lateral inferior de la rejilla 14 de descarga. Y el intercambiador 16 de calor puede tener una forma en la que los tubos de líquido refrigerante se dispongan en 3 filas hacia delante y hacia atrás o se dividan en varios para rodear una parte frontal y una parte superior del ventilador 17. Además, el ventilador 17 puede ser un ventilador de flujo cruzado.

La FIGURA 2 es una vista en perspectiva frontal de un chasis aplicado a una unidad interior según una realización de la presente invención.

Haciendo referencia a la FIGURA 2, como se describió anteriormente, la zona del asiento del intercambiador de calor y el estabilizador 112 se forman en la superficie frontal del chasis 11 que se aplica a la unidad interior 10 de la presente invención.

Más específicamente, se forma un soporte 114 del ventilador en un lado del chasis 11 que corresponde a un punto en el que se forma el estabilizador 112. Y una parte de asiento 113 del motor en la que se asienta un motor que hace funcionar el ventilador 17 está dispuesta en un lateral del soporte 114 del ventilador. Además, una estructura en la que se apoya un extremo lateral del ventilador 17 está dispuesta también en el otro lado del chasis 11. Más específicamente, se forma en el otro lado del chasis 11 una ranura 115 de inserción del ventilador que se contrae a una profundidad determinada t para soportar el extremo lateral del ventilador 17.

Aquí, el ruido del ventilador se genera de manera diferente dependiendo de la profundidad marcada en la ranura 115 de la inserción del ventilador. Por lo tanto, la profundidad de la ranura 115 de inserción del ventilador se convierte en un factor de diseño principal para reducir el ruido de la unidad interior. En lo sucesivo, se explicará la relación entre la

profundidad de la ranura 115 de inserción del ventilador y el ruido sobre la base de resultados experimentales, y se explicará una profundidad óptima de la ranura 115 de inserción del ventilador.

La FIGURA 3 es una vista en perspectiva parcial de un ventilador montado en una unidad interior según una realización de la presente invención, y la FIGURA 4 es una vista lateral del ventilador.

Haciendo referencia a las FIGURAS 3 y 4, el ventilador 17 aplicado a la unidad interior según la realización de la presente invención puede ser un ventilador de flujo cruzado y el ventilador de flujo cruzado tiene una multitud de palas 171 que se disponen radialmente a lo largo de una dirección circunferencial. Además, cada pala se dispone de forma inclinada con un ángulo θ predeterminado. En otras palabras, se monta en la pala una línea extendida a lo largo de una dirección de anchura s (véase la FIGURA 5) de cada pala, que no es paralela al eje de rotación del ventilador 17 sino que está inclinada en el ángulo θ predeterminado.

Además, el ventilador forma una línea de curvatura media por medio de un diámetro interior $D1$ desde un centro a un extremo interior de la pala 171, un diámetro exterior $D2$ desde un centro a un extremo exterior de la pala 171, un ángulo circunferencial interior $\beta1$ y un ángulo circunferencial exterior $\beta2$.

Aquí, la línea de curvatura media de la pala (de aquí en adelante, referida como una línea de curvatura) quiere decir una línea que biseca un espesor T (véase la FIGURA 5) de la pala 171.

También, el ángulo circunferencial interior quiere decir un ángulo que se forma mediante una línea que conecta el extremo interior de la línea de curvatura con el centro del ventilador y una línea de contacto que pasa por el extremo interior de una línea de curvatura desde un circuito formado por el diámetro interior $D1$, y en lo sucesivo el ángulo circunferencial interior se establecerá en 90° .

Además, el ángulo circunferencial exterior quiere decir un ángulo que se forma mediante una prolongación de la línea recta extendida desde el extremo exterior de la línea de curvatura y la línea de contacto que pasa por del extremo exterior de la línea de curvatura desde un círculo formado por el diámetro exterior $D2$.

La FIGURA 5 es un vista en perspectiva que muestra una pala de un ventilador que corresponde a la parte A de la FIGURA 4.

Haciendo referencia a la FIGURA 5, la pala 171 que constituye el ventilador 17 tiene una longitud predeterminada L y una anchura s y está redondeada como yendo en una dirección longitudinal.

Más específicamente, se fija una curvatura interior $p1$ de la pala 171 para diferenciarse de una curvatura exterior $p2$ de la misma. Por lo tanto, en la pala 171 un espesor de la parte del borde es diferente del de la parte central. En otras palabras, la pala 171 tiene una forma tal que se vuelve gruesa y luego se vuelve delgada de un extremo al otro extremo. Además, se define la longitud L (Longitud de Cuerda) de la pala 171 sobre la base de una distancia recta desde el extremo interior de la pala al extremo exterior de la misma.

En la unidad interior 10 en la que se monta el ventilador 17 constituido como se describió anteriormente, se confirma a través de experimentos repetidos varias veces la relación entre una razón del diámetro interior al diámetro exterior del ventilador 17 y el ruido, la relación entre un ángulo circunferencial exterior y el ruido, la relación entre una razón del espesor a la longitud de un ventilador y el ruido, y la relación entre una razón de una profundidad de inserción de un extremo lateral de un ventilador a la longitud del ventilador y el ruido. Y, a través de los experimentos descritos anteriormente, se encuentra una condición de diseño óptimo que puede minimizar el ruido del ventilador.

La FIGURA 6 es un gráfico que muestra los resultados experimentales para la relación entre un ángulo circunferencial exterior y el ruido en un ventilador de una unidad interior según una realización de la presente invención.

Aquí, se observa que un ángulo circunferencial interior se establece en 90 grados.

Haciendo referencia a la FIGURA 6, se puede apreciar que el ruido se reduce hasta que el ángulo circunferencial exterior de la pala 171 alcanza 30 grados y entonces aumenta de nuevo al sobrepasar los 30 grados. En otras palabras, se puede apreciar a través de los resultados experimentales que el ruido se minimiza cuando el ángulo circunferencial exterior es de 30 grados.

Más específicamente, se puede apreciar que el ángulo circunferencial exterior de la pala 171 está preferiblemente en el intervalo de $28 \text{ grados} \leq \beta2 \leq 32 \text{ grados}$, más preferiblemente en el intervalo de $30 \text{ grados} \leq \beta2 \leq 32 \text{ grados}$.

La FIGURA 7 es un gráfico que muestra resultados experimentales para la relación entre una razón del diámetro interior al diámetro exterior y el ruido en un ventilador de una unidad interior según una realización de la presente invención.

Haciendo referencia a la FIGURA 7, se puede apreciar que el ruido se genera primero en un punto en el que la razón del diámetro interior al diámetro exterior $D1/D2$ de la pala 171 es 0,79. En otras palabras, el ruido se reduce hasta que la razón del diámetro interior al diámetro exterior se convierte en 0,79 y entonces aumenta de nuevo cuando la razón del diámetro interior al diámetro exterior sobrepasa 0,79.

Más específicamente, se puede apreciar que la razón del diámetro interior al diámetro exterior de la pala 171 está preferiblemente en el intervalo de $0,77 \leq D1/D2 \leq 0,81$, más preferiblemente $0,77 \leq D1/D2 \leq 0,8$.

La FIGURA 8 es un gráfico que muestra resultados experimentales para la relación entre una razón del espesor a la longitud de una pala y el ruido en un ventilador de una unidad interior según una realización de la presente invención

Haciendo referencia a la FIGURA 8, se puede apreciar que el ruido se reduce hasta que la razón T/L del espesor a la longitud de una pala alcanza 0,1 y entonces aumenta de nuevo cuando la razón T/L del espesor a la longitud de la pala sobrepasa 0,1. En otras palabras, se puede apreciar a través de los resultados experimentales que el ruido se minimiza en un punto en el que la razón T/L del espesor a la longitud de la pala es 0,1.

Más específicamente, se puede apreciar que la razón del espesor a la longitud de una pala del ventilador está preferiblemente en el intervalo de $0,088 \leq T/L \leq 0,132$.

La FIGURA 9 es un gráfico que muestra resultados experimentales para la relación entre una razón de una profundidad de inserción a la longitud de un ventilador y el ruido en un ventilador de una unidad interior según una realización de la presente invención.

Haciendo referencia a la FIGURA 9, se puede apreciar que el ruido se reduce hasta que la razón t/L de una profundidad de inserción a la longitud de un ventilador alcanza 0,007 y entonces aumenta de nuevo cuando la razón t/L de la profundidad de inserción a la longitud del ventilador sobrepasa 0,007. En otras palabras, se puede apreciar a través de los resultados experimentales que el ruido se minimiza en un punto en el que la razón de una profundidad de inserción a la longitud de un ventilador es 0,007.

Más específicamente, se puede apreciar que la razón de la profundidad de inserción a la longitud de un ventilador está preferiblemente en el intervalo de $0,0044 \leq t/L \leq 0,0143$.

También, se puede apreciar que se maximiza una función de soplado en un punto de ruido óptimo o en el rango del ruido óptimo según los resultados experimentales como se muestra en las FIGURAS 6 a 9.

Sobre la base de los resultados experimentales, como se describió anteriormente se puede apreciar que se mejora la función de soplado en su conjunto y el ruido se reduce cuando se monta sobre la unidad el ventilador 17 que tiene la estructura de pala 171 que corresponde al rango óptimo.

La FIGURA 10 es un gráfico que muestra un resultado de una mejora del nivel de ruido cuando se hace funcionar una unidad interior en la que se monta un ventilador diseñado óptimamente.

Haciendo referencia a la FIGURA 10, se puede apreciar que el ruido en su conjunto se reduce en aproximadamente 2,2 dB después de que se mejora la estructura del ventilador, comparado con antes de mejorarse la estructura del ventilador.

El diseño óptimo del ventilador, como se describió anteriormente, lleva a los resultados de que el nivel de soplado del ventilador se puede aumentar y de que la resistencia del sistema y el ruido del ventilador se pueden reducir. Los resultados se pueden aplicar independientemente del tamaño de la unidad interior o del tamaño del ventilador.

REIVINDICACIONES

1. Una unidad interior de un aparato acondicionador de aire, que comprende:

5 un chasis que incluye un estabilizador que genera un flujo de aire y una ranura de inserción del ventilador;
un ventilador de flujo cruzado que se monta sobre una superficie frontal del chasis correspondiendo a un
extremo superior del estabilizador, para aspirar el aire interior, en donde el ventilador de flujo cruzado tiene
una multitud de palas radialmente dispuestas a lo largo de una dirección circunferencial;
10 un intercambiador de calor que está dispuesto en un lado frontal del ventilador para ejecutar un intercambio de
calor con el aire interior,
en donde la razón del espesor (T) a la longitud (L) de una pala está en el intervalo de $0,088 \leq T/L \leq 0,132$;

caracterizado porque
15 la razón del diámetro interior (D1) al diámetro exterior (D2) de la pala es $0,77 \leq D1/D2 \leq 0,81$.

2. La unidad interior para el aparato acondicionador de aire según la reivindicación 1, en la que la razón del
diámetro interior (D1) al diámetro exterior (D2) de la pala es $0,77 \leq D1/D2 \leq 0,80$.

3. La unidad interior para el aparato acondicionador de aire según la reivindicación 1, en la que un ángulo
20 circunferencial exterior (β_2) de la pala está en el intervalo de $28 \text{ grados} \leq \beta_2 \leq 32 \text{ grados}$.

4. La unidad interior para el aparato acondicionador de aire según la reivindicación 1 o 3, en la que el ángulo
circunferencial exterior (β_2) de la pala está en el intervalo de $30 \text{ grados} \leq \beta_2 \leq 32 \text{ grados}$.

25 5. La unidad interior para el aparato acondicionador de aire según la reivindicación 1, en la que la razón de la
profundidad de inserción (t) del ventilador a la longitud (L) está en el intervalo de $0,0044 \leq t/L \leq 0,0143$.

Figura 1

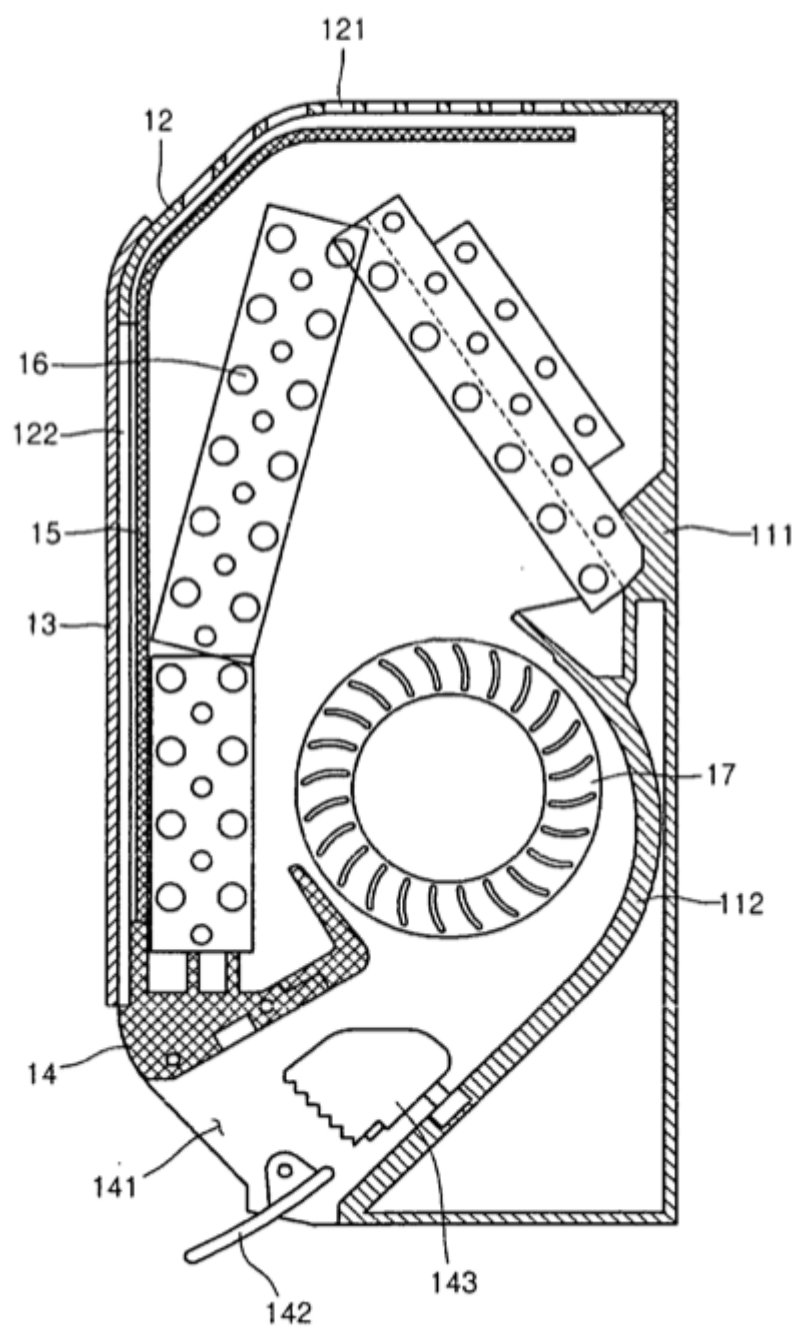


Figura 2

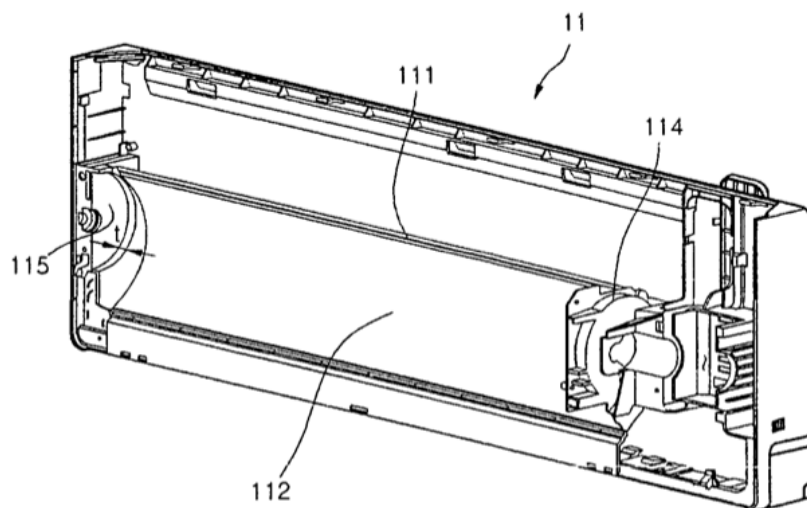


Figura 3

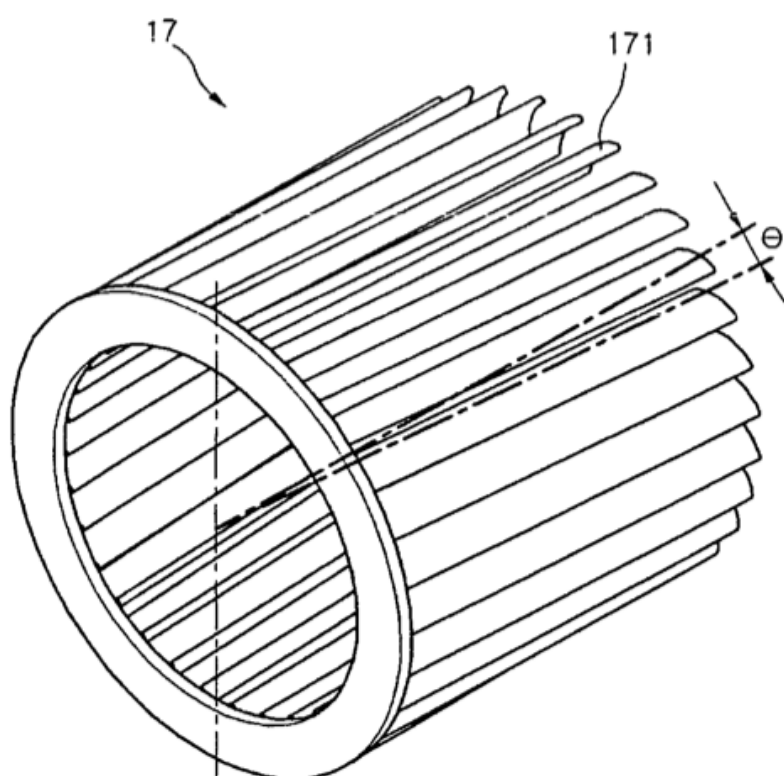


Figura 4

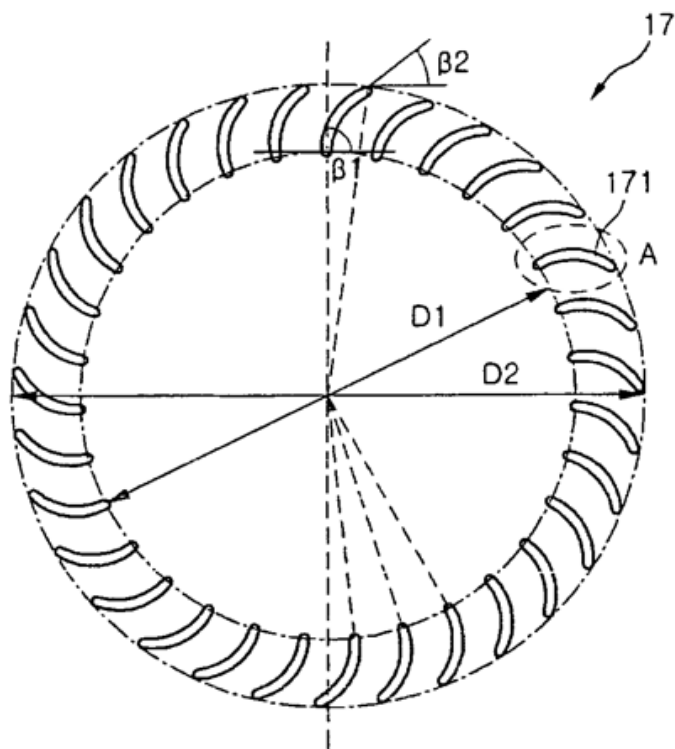


Figura 5

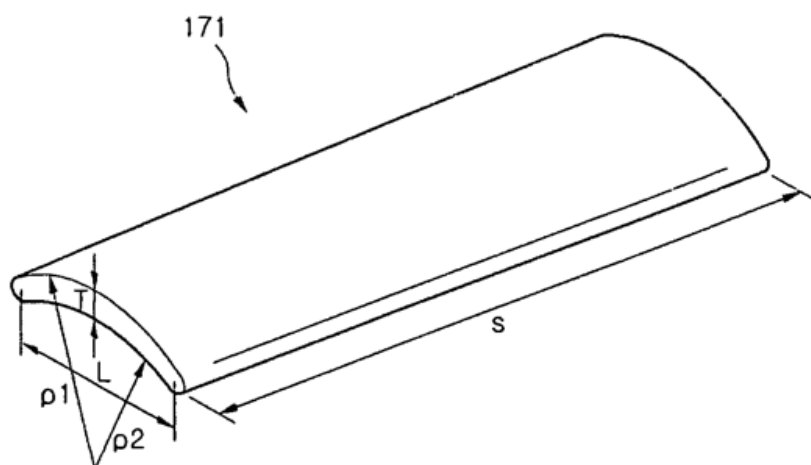


Figura 6

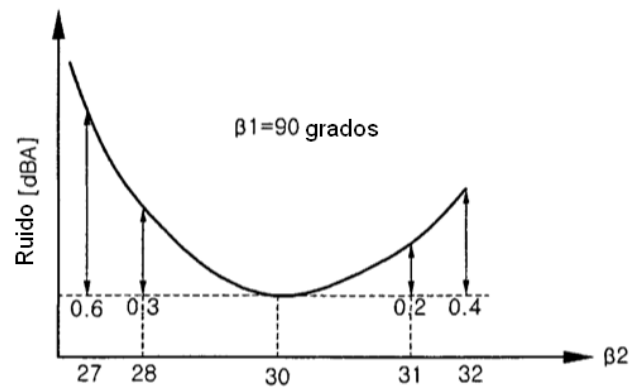


Figura 7

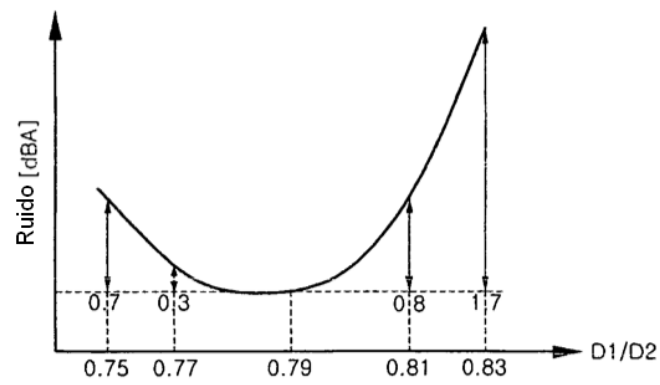


Figura 8

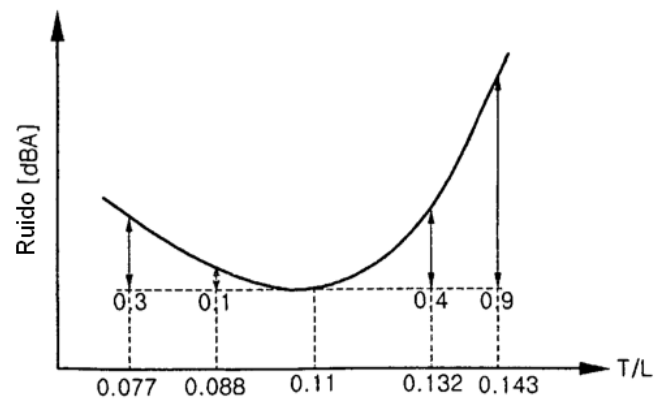


Figura 9

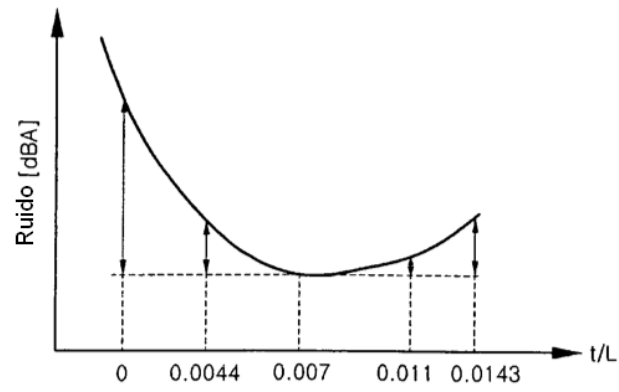


Figura 10

