



19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

11 Número de publicación: **2 268 420**

51 Int. Cl.:
F16F 15/173 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Número de solicitud europea: **03757999 .2**

86 Fecha de presentación : **16.10.2003**

87 Número de publicación de la solicitud: **1556628**

87 Fecha de publicación de la solicitud: **27.07.2005**

54 Título: **Amortiguador viscoso de vibraciones de torsión con canales de refrigeración.**

30 Prioridad: **23.10.2002 DE 102 49 555**
17.01.2003 DE 103 01 707

45 Fecha de publicación de la mención BOPI:
16.03.2007

45 Fecha de la publicación del folleto de la patente:
16.03.2007

73 Titular/es: **Hasse & Wrede GmbH**
Georg-Knorr-Strasse 4
12681 Berlin, DE

72 Inventor/es: **Kiener, Wolfgang y**
Sandig, Jörg

74 Agente: **Carvajal y Urquijo, Isabel**

ES 2 268 420 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

Amortiguador viscoso de vibraciones de torsión con canales de refrigeración.

La invención se refiere a un amortiguador viscoso de vibraciones de torsión con una carcasa anular que puede unirse de forma rígida a la torsión a un árbol de máquina, en especial a un árbol de motor, comprendiendo la carcasa una cámara de trabajo para alojar un anillo volante y estando la cámara de trabajo rellena de un medio amortiguador viscoso, soportando al menos una de las dos superficies frontales del amortiguador de vibraciones de torsión un disco de ventilador con canales de refrigeración. Un amortiguador de vibraciones de torsión de este tipo se ha hecho patente en el documento DE 197 29 489 A1.

El amortiguador viscoso de vibraciones de torsión, llamado a partir de ahora brevemente amortiguador viscoso, se abrida normalmente al contralado de fuerza de ejes de cigüeñal de motores diesel. Su finalidad es reducir las amplitudes de vibración de torsión del eje de cigüeñal. Mediante el cizallamiento oscilante del medio amortiguador aceite de silicona en el interior del amortiguador se transforma energía vibratoria en calor, que debe entregarse mediante convección al aire ambiente o a otro medio refrigerante.

La potencia de un amortiguador viscoso depende entre otras cosas del paso de calor entre el medio amortiguador, las paredes de la carcasa de amortiguador y el medio refrigerante circundante. Una superación de la temperatura de funcionamiento máxima autorizada conduce al "cocimiento" del aceite de silicona, es decir, a una pérdida de calidad irrecuperable. Por ello debe procurarse optimizar de la mejor manera posible el citado paso de calor, por ejemplo mediante una convección forzada sobre la superficie de la carcasa de amortiguador.

Para resolver esta tarea se arremolina turbulenta-mente, con ayuda de dispositivos adecuados, el aire que circunda el amortiguador viscoso, y de este modo se mejora la transferencia de calor a la superficie del amortiguador.

Esta finalidad ya era perseguida por la disposición de palas de ventilador sobre la superficie frontal del amortiguador viscoso, conocida del documento DE 42 05 764 A1. En el caso del amortiguador viscoso allí descrito la carcasa de amortiguador está dotada de discos de ventilador sobre ambas superficies planas. Sobre estos discos de ventilador se calan y se doblan hacia arriba en forma de U varias palas de ventilador. Las palas están situadas en planos paralelos al eje y forman entre ellas un ángulo constante. Las palas de ventilador compuestas de un material que es buen conductor de calor aumentan la superficie ventilada del amortiguador y, de este modo, se ocupan de que exista en funcionamiento una mejor evacuación de calor. Aparte de esto, los discos de ventilador se fijan por medio de un adhesivo que sea buen conductor de calor sobre la superficie plana asociada de la carcasa de amortiguador.

Evidentemente el proceso de pegado de amortiguadores viscosos equipados de este modo es difícil de automatizar; y para el envío, el montaje sobre el motor y también en funcionamiento precisa una atención especial, para que no resulten dañadas las palas de ventilador en voladizo. También existe siempre el riesgo de que un montador se lesione con las piezas de chapa de aristas vivas.

La publicación de patente GB 650 891 se ocupa igualmente de la transferencia de calor a amortiguadores viscosos. El amortiguador aquí descrito presenta palas en voladizo, en forma de rayos o curvadas, que están cubiertas por una caperuza de chapa arrastrada en rotación. En esta solución aparecen como negativos el necesario espacio constructivo y la dificultad tecnológica de fijar la caperuza sobre las palas con una complejidad mínima.

De la refrigeración por convección de amortiguadores viscosos se ocupa también el documento DE 197 29 489 A1. Aquí se trata de discos de ventilador con canales de refrigeración tubulares, que discurren radialmente, sobre las dos superficies planas de la carcasa de amortiguador que, como consecuencia de la rotación, guían aire arrastrado. Los canales se extienden por toda la anchura del disco de ventilador. Sobre su radio interior están situados de forma ventajosa muy estrechamente unos junto a otros, pero tienden a separarse forzosamente hacia el radio exterior, si bien allí debería evacuarse la corriente térmica más densa. A causa de la considerable longitud de canal el aire de refrigeración circula en los tubos sobre todo laminarmente; por el contrario es más eficiente en cuanto a técnica térmica una corriente turbulenta. Los canales que se extienden radialmente desde el interior hasta radialmente hacia el exterior hacen inestable el disco de ventilador suelto; se abomba y es difícil de manejar. Se considera también un inconveniente el hecho de que estos discos de ventilador se unen a la superficies planas del amortiguador mediante soldadura por puntos, que sólo puede automatizarse con robots controlados por programa.

Partiendo de esto, la tarea de la invención consiste en indicar un amortiguador viscoso de vibraciones de torsión del género expuesto, mejorándose su evacuación de calor y su fabricación manipulación y estabilidad de forma.

Para la solución conforme a la invención de esta tarea se utilizan las particularidades de la reivindicación 1. En los objetos de las reivindicaciones 2 a 14 se reproducen formas de ejecución ventajosas de la invención.

Una ventaja esencial de la invención consiste en la disposición de canales de refrigeración sobre al menos dos círculos concéntricos del disco de ventilador. El aire que circula en dirección radial durante el funcionamiento del amortiguador viscoso de vibraciones de torsión entra en contacto, primero con los canales de refrigeración radialmente interiores y, después, con los canales de refrigeración radialmente exteriores. En los dos "casos de contacto" se produce una transferencia de calor desde los canales de refrigeración al aire. Mediante la disposición de los canales de refrigeración en dos o más filas se obtiene, gracias al distanciamiento radial de los canales de refrigeración, un arremolinamiento adicional del aire y se impide la circulación de aire de refrigeración laminar, desfavorable para un elevado paso de calor. Por medio de esto puede conseguirse, precisamente en amortiguadores muy cargados, una convección y una transferencia de calor mejoradas.

Es posible otra optimización del paso de calor mediante la conformación con parámetros de los canales de refrigeración. Mediante la variación de las dimensiones geométricas de los canales de refrigeración radialmente exteriores, con respecto a las de los canales de refrigeración radialmente interiores, puede influir-

se en la turbulencia de la corriente de aire, lo que conduce de nuevo a la convección y a la transferencia de calor mejoradas. También puede ser desde luego deseable modificar la carga térmica a través de la extensión radial del amortiguador viscoso de vibraciones de torsión, para poder influir en el comportamiento de amortiguación.

Un parámetro constructivo ventajoso es la relación c entre la longitud radial l y la anchura b de los canales de refrigeración. Siempre que la relación c_a de los canales de refrigeración radialmente exteriores sea mayor que la relación c_i de los canales de circulación radialmente interiores, puede adaptarse localmente el comportamiento de refrigeración e impulsarse una formación de turbulencias ya en la región radialmente interior. Los valores favorables para c están situados entre 3,5 y 1.

Alternativa o adicionalmente a los parámetros constructivos antes citados, la geometría de los canales de refrigeración deben elegirse de tal modo que la superficie de sección transversal Q_a de los canales de refrigeración exteriores sea menor que la superficie de sección transversal Q_i de los canales de refrigeración interiores. También por medio de esto puede adaptarse localmente el comportamiento de refrigeración e impulsarse una formación de turbulencias.

Se obtiene un efecto comparable si los canales de refrigeración radialmente interiores son más anchos que los situados radialmente en el exterior.

Un parámetro constructivo que debe modificarse con reducida complejidad en cuanto a técnica de fabricación, para influir en el comportamiento de refrigeración local, es la diferencia angular α . Generalmente la diferencia angular α_a entre canales de refrigeración adyacentes, situados radialmente en el exterior, es menor que la diferencia angular α_i entre los canales de refrigeración situados radialmente en el interior. Con preferencia la diferencia angular α_a entre los canales de refrigeración radialmente exteriores es de entre 3° y 7°; para los canales de refrigeración situados radialmente en el interior α_i es con preferencia de entre 5° y 15°.

Es favorable una orientación oblicua de los canales de refrigeración con respecto a la radial si, teniendo en cuenta el sentido de giro del árbol, se pretende obtener un caudal de aire de refrigeración lo más elevado posible. Son favorables ángulos de oblicuidad β de hasta 30°.

Con preferencia los canales de refrigeración están situados sobre diferentes radiales, de tal modo que la disposición desplazada de los canales de refrigeración de diferentes círculos parciales arremolina interiormente el aire de refrigeración arrastrado; de este modo se consigue el mejor paso de calor posible.

Los canales de refrigeración representan con preferencia componentes integrales de un disco de ventilador fácil de manejar. El disco de ventilador se ha fabricado de forma constructivamente sencilla y económica con chapa estrecha de buena conductividad térmica, en donde los canales de refrigeración se entrecortan en dos lados tangenciales - con relación al eje de giro del amortiguador - y se embuten profundamente a modo de bombeado hacia fuera del plano del disco de ventilador. La extensión longitudinal de cada canal de refrigeración es, según esto, siempre menor que la anchura del disco. La yuxtaposición de los canales de refrigeración bombeados sobre toda la superficie de anillo circular del disco de venti-

lador suscita la impresión óptica de un movimiento ondulatorio.

Radialmente por el exterior y el interior de cada fila de canales de refrigeración bombeados permanecen partes planas de anillo circular del disco de ventilador, que confieren su estabilidad de forma y planeidad y son favorables para la disposición de costuras circulares de soldadura por radiación. Estas costuras de soldadura se crean en un procedimiento automatizado y en una única fijación, es decir de forma especialmente económica. Aparte de esto establecen una unión interior, buena conductora térmica, entre disco de ventilador y carcasa de amortiguador.

Gracias al bombeado ligeramente redondeado de cada canal de refrigeración queda descartado el riesgo de lesiones. Las palas bombeadas son además estables de forma, de tal modo que pueden apilarse, almacenarse y remitirse varios amortiguadores dotados de discos de ventilador, de forma que se ahorra espacio.

Una ventaja en cuanto a técnica de fabricación consiste en que el disco de ventilador, o bien se fabrica en un único paso de trabajo que comprende troquelado, recortado y embutición profunda; en el caso de menores unidades puede estamparse por el contrario primero la rodaja de chapa plana, en la que se introducen después segmentos limitados de canales de refrigeración mediante conexión iterativa. También puede pensarse en etapas intermedias económicas de estos dos procedimientos.

A continuación se explica la invención con base en un ejemplo de ejecución, haciendo referencia al dibujo adjunto. Aquí muestran:

la figura 1 una vista en corte partida en dos del amortiguador de vibraciones de torsión conforme a la invención;

la figura 2 una vista del disco de ventilador según la figura 3 en representación axonométrica;

la figura 3 una vista sobre un disco de ventilador con dos filas de canales de refrigeración;

la figura 4 una vista de forma correspondiente a la dirección de flecha "A" en la figura 3;

la figura 5 una sección transversal a través de un único canal de refrigeración;

la figura 6 una vista parcial sobre un disco de ventilador según la figura 3 con filas de canales desplazadas angularmente y

la figura 7 una vista parcial sobre un disco de ventilador con canales de refrigeración exteriores oblicuos.

En la figura 1 del dibujo se ha representado en vista en corte partida en dos un amortiguador viscoso de vibraciones de torsión, que presenta una carcasa de amortiguador 1 con la brida de fijación 3 situada radialmente en el interior. La carcasa de amortiguador 1 está fabricada con chapa de acero u otro material adecuado y abraza, con su envuelta exterior 4 y la envuelta interior 5, la cámara de trabajo anular 7, en la que se encuentran una masa secundaria montada de forma deslizante (no se ha representado el anillo volante) y el medio amortiguador viscoso.

La brida de fijación 3 presenta, practicados distribuidos sobre un diámetro común, taladros de fijación 9 para alojar tornillos, con los que se atornilla el amortiguador viscoso a una parte de máquina rotatoria, por ejemplo de un eje de cigüeñal a amortiguar, o se une de otro modo. La abertura central 11 aloja el suplemento centrador o similar de la parte de máqui-

na a amortiguar. Fundamentalmente puede pensarse también en otras uniones en arrastre de fuerza o positivas de forma de la carcasa de amortiguador al árbol a amortiguar.

El lado derecho de la cámara de trabajo 7 del amortiguador viscoso, en la vista en corte según la figura 1, está cerrado mediante la tapa 13. La tapa 13 está fabricada con una rodaja de chapa estampada o conformada de otra manera. En al menos uno de los lados planos de la carcasa de amortiguador está fijado un disco de ventilador 15, en el ejemplo de ejecución representado en sus dos lados. Los discos de ventilador 15 están fabricados con rodajas de chapa fina y dotados en cada caso de varios canales de refrigeración 17, 18 que están situados, con su eje longitudinal de canal, sobre radiales de la carcasa de amortiguador 1.

Los canales de refrigeración 17, 18 están situados, con relación al amortiguador viscoso, sobre dos círculos parciales concéntricos diferentes. La dilatación radial de los discos de ventilador 15 o de los canales de refrigeración 17, 18 se ha elegido de tal modo, que los canales de refrigeración 17, 18 están situados en la región de flanco del anillo volante (no representado) y están separados de la cámara de trabajo mediante la pared de la carcasa de amortiguador 1 o de la tapa 13. Por medio de esto se hace posible, por la vía más rápida una transferencia de calor del medio amortiguador a los canales de refrigeración 17, 18.

La estructura ondulada característica del disco de ventilador 15 se aclara en la figura 2 gracias a la representación axonométrica.

En el caso de la vista en planta parcial reproducida en la figura 3 del disco de ventilador 15 conforme a la invención se han representado dos filas concéntricas de canales de refrigeración 17, 18, distribuidos regularmente. Los canales interiores 17 y los canales exteriores 18 están desplazados entre ellos unos pocos grados angulares, de tal modo que el aire de refrigeración, alimentado radialmente desde el interior a radialmente desde el exterior, se arremolina de la mejor manera posible y se consigue un máximo de acción refrigerante. Los canales de refrigeración 17, 18 están dirigidos radialmente, con lo que el disco de ventilador es adecuado en la misma medida para ambos sentidos de giro. En casos aplicativos especiales puede ser conveniente conferir a los canales de refrigeración, con relación a un sentido de giro preferido, una conformación optimizada. En lugar de la división regular puede pensarse también en otras disposiciones de los canales de refrigeración, por ejemplo en grupos segmentados que están distanciados entre sí unos pocos grados angulares.

Los canales de refrigeración están elaborados con el material de la rodaja de chapa 19. Aquí se recorta la rodaja estampada en los puntos marcados con 21, 23. En el subsiguiente proceso de embutición profunda se embuten profundamente y abomban individualmente o por grupos. En el caso de presencia de la necesaria herramienta de corte y estampado pueden reunirse de forma especialmente económica los pasos de trabajo estampado, recortado y embutición profunda.

Debido a que los canales de refrigeración sólo se extienden en su dilatación longitudinal sobre una parte de la anchura del disco de ventilador, se mantiene radialmente por el exterior e interiormente por el interior de los canales los anillos circulares planos 27,

29, no deformados, que se ofrecen como pistas para las costuras circulares de soldadura por radiación. En la vista en corte de la figura 1 se indican tales costuras de soldadura.

Con relación a los anillos circulares exterior e interior 27, 29 se sitúa el anillo circular central 31 entre las dos filas de canales. En caso necesario puede introducirse también aquí una costura de soldadura por radiación como conexión adicional del disco de ventilador.

En la vista parcial de la figura 4 puede verse cómo los canales de refrigeración 17 continuos sobresalen de la rodaja de chapa 19 plana. La mirada del observador (flecha "A" en la figura 3) sigue aquí la corriente de aire de refrigeración, que se desvía a través de los bombeados 25 de tipo canal radialmente desde el interior hacia radialmente el interior. Entre los canales de refrigeración bombeados 17 la rodaja de chapa 19 hace contacto con la carcasa de amortiguador 1 o con la tapa 13 y, de este modo, se ocupa de un paso de calor óptimo.

La anchura b de los canales de refrigeración es determinada, como muestra la figura 5, mediante los radios de embutición r , que presentan los canales de refrigeración 17, 18 en transición hacia la rodaja de chapa 19. La superficie de sección transversal Q_i , Q_a de los canales de refrigeración es constante, aparte de desviaciones forzosas desde el punto de vista de la técnica de fabricación.

El disco de ventilador mostrado en la figura 6 presenta, en el caso de los canales de refrigeración 17 situados radialmente en el interior, una separación angular $\alpha_i = 3,8^\circ$. La separación angular entre los canales de refrigeración radialmente exteriores 18 es de $\alpha_a = 5,0^\circ$. La relación entre longitud radial l y la anchura b de los canales de refrigeración es de $c = 2$.

En el caso del disco de ventilador de la figura 7, los canales de refrigeración radialmente exteriores están dispuestos inclinados en el ángulo de oblicuidad β , con relación a sus respectivos radios.

La complejidad para la optimización en cuanto a técnica térmica del amortiguador viscoso es relativamente reducida. La disposición descrita anteriormente tiene la ventaja de que no influye en el procedimiento de fabricación habitual del propio amortiguador, sino que no se lleva a cabo hasta su conclusión. Los amortiguadores ya producidos y que, dado el caso, ya están en servicio pueden reequiparse con los discos de ventilador conforme a la invención.

Lista de símbolos de referencia

1	Carcasa de amortiguador
3	Brida de fijación
4	Envuelta exterior
5	Envuelta interior
7	Cámara de trabajo
9	Taladro de fijación
11	Abertura central
13	Tapa
15	Disco de ventilador
17	Canal de refrigeración interior
18	Canal de refrigeración exterior
19	Rodaja de chapa

21	Recorte exterior		37	Desplazamiento angular
23	Recorte interior			
25	Círculo de canal, fila de varios canales de refrigeración	5	b	Anchura
27	Anillo circular exterior		c	Relación
29	Anillo circular interior		l	Longitud
31	Anillo circular central		R	Radial
33	Costura exterior de soldadura por radiación	10	r	Radio de embutición
35	Costura interior de soldadura por radiación		Q, Q _a , Q _i	Superficie de sección transversal
			$\alpha, \alpha_a, \alpha_i$	Separación angular
			β	Ángulo de oblicuidad
		15		
		20		
		25		
		30		
		35		
		40		
		45		
		50		
		55		
		60		
		65		

REIVINDICACIONES

1. Amortiguador viscoso de vibraciones de torsión

- con una carcasa anular de amortiguador (1) que puede unirse de forma rígida a la torsión a un árbol de máquina, en especial a un árbol de motor,
- comprendiendo la carcasa de amortiguador (1) una cámara de trabajo (7) para alojar un anillo volante
- y estando la cámara de trabajo (7) rellena de un medio amortiguador viscoso,
- soportando al menos una de las dos superficies frontales del amortiguador de vibraciones de torsión un disco de ventilador (15) con canales de refrigeración (17, 18),

caracterizado porque

- los canales de refrigeración (17, 18) están dispuestos sobre al menos dos círculos parciales concéntricos del disco de ventilador (15) y
- los canales de refrigeración (17) radialmente interiores poseen diferentes dimensiones geométricas con relación a los canales de refrigeración radialmente exteriores (18).

2. Amortiguador viscoso de vibraciones de torsión según la reivindicación 1, **caracterizado** porque la relación c_a entre la longitud radial l y la anchura b de los canales de refrigeración radialmente exteriores (18) es mayor que la relación c_i de los canales de refrigeración radialmente interiores (17).

3. Amortiguador viscoso de vibraciones de torsión según la reivindicación 2, **caracterizado** porque las relaciones c_a , c_i están situadas entre 3,5 y 1.

4. Amortiguador viscoso de vibraciones de torsión según una de las reivindicaciones anteriores, **caracterizado** porque la superficie de sección transversal Q_a de los canales de refrigeración exteriores (18) es menor que la superficie de sección transversal Q_i de los canales de refrigeración interiores (17).

5. Amortiguador viscoso de vibraciones de torsión según una de las reivindicaciones anteriores, **caracterizado** porque los canales de refrigeración radialmen-

te interiores (17) son más anchos que los canales de refrigeración (18) situados radialmente en el exterior.

6. Amortiguador viscoso de vibraciones de torsión según una de las reivindicaciones anteriores, **caracterizado** porque la separación angular α_a entre canales de refrigeración (18) adyacentes, situados radialmente en el exterior, es menor que la separación angular α_i de los canales de refrigeración (17) situados radialmente en el interior.

7. Amortiguador viscoso de vibraciones de torsión según la reivindicación 6, **caracterizado** porque la diferencia angular α_a entre canales de refrigeración adyacentes exteriores (18) es de entre 3° y 7° .

8. Amortiguador viscoso de vibraciones de torsión según la reivindicación 6 ó 7, **caracterizado** porque la diferencia angular α_i entre canales de refrigeración adyacentes interiores (17) es de entre 5° y 15° .

9. Amortiguador viscoso de vibraciones de torsión según una de las reivindicaciones anteriores, **caracterizado** porque los canales de refrigeración radialmente exteriores y/o interiores (17, 18) están dispuestos orientados con un ángulo de oblicuidad $\beta \leq 30^\circ$, con relación a sus radiales R.

10. Amortiguador viscoso de vibraciones de torsión según una de las reivindicaciones anteriores, **caracterizado** porque los canales de refrigeración (17, 18) están situados sobre diferentes R.

11. Amortiguador viscoso de vibraciones de torsión según una de las reivindicaciones anteriores, **caracterizado** porque los canales de refrigeración interiores (17) están distanciados radialmente con relación a los canales de refrigeración exteriores (18).

12. Amortiguador viscoso de vibraciones de torsión según la reivindicación 11, **caracterizado** porque la separación radial de los canales de refrigeración (17, 18) es entre el 20% y el 100% de la longitud l de los canales de refrigeración.

13. Amortiguador viscoso de vibraciones de torsión según una de las reivindicaciones anteriores, **caracterizado** porque los canales de refrigeración (17, 18) están configurados con extremos abiertos por el lado radial, abombados desde el plano de su rodaja de chapa (19).

14. Amortiguador viscoso de vibraciones de torsión según una de las reivindicaciones anteriores, **caracterizado** porque la sección transversal de los canales de refrigeración (17, 18) tiene forma rectangular, de ondas senoidales o de arco de círculo.

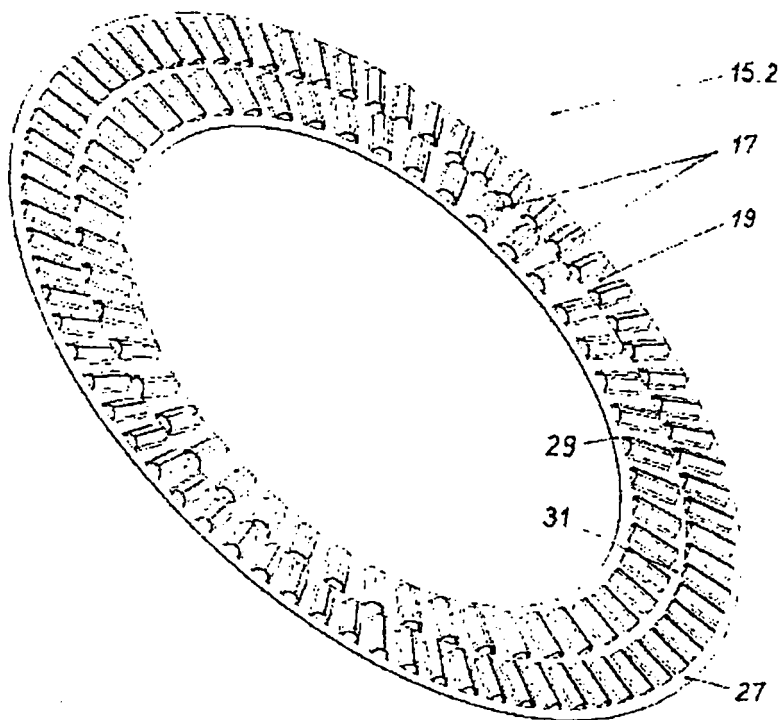


FIG. 2

