

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 968 261**

51 Int. Cl.:

H02K 5/18 (2006.01)

H02K 9/04 (2006.01)

H02K 9/06 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **11.12.2017 PCT/EP2017/001415**

87 Fecha y número de publicación internacional: **28.06.2018 WO18114037**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **11.12.2017 E 17818045 (1)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **01.11.2023 EP 3555996**

54 Título: **Dispositivo de refrigeración de un motor eléctrico y motor eléctrico con dispositivo de refrigeración**

30 Prioridad:

19.12.2016 DE 102016015535

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

08.05.2024

73 Titular/es:

**ZIEHL-ABEGG SE (100.0%)
Heinz-Ziehl-Straße
74653 Künzelsau, DE**

72 Inventor/es:

**LÖRCHER, FRIEDER y
ERNEMANN, LOTHAR**

74 Agente/Representante:

ISERN JARA, Jorge

ES 2 968 261 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

Dispositivo de refrigeración de un motor eléctrico y motor eléctrico con dispositivo de refrigeración

- 5 La invención se refiere a un dispositivo de refrigeración de un motor eléctrico según el preámbulo de la reivindicación 1 así como a un motor eléctrico según la reivindicación 9.

10 Los motores eléctricos tienen un estator y un rotor. En el caso de un motor de rotor externo, el rotor rodea el estator. En el estator y/o en el rotor se encuentran componentes, que generan calor durante el funcionamiento del motor eléctrico. Para disiparlo, el estator y el rotor tienen unas bridas de refrigeración en forma de brida de refrigeración de estator o de brida de refrigeración de rotor, sobre las que en cada caso pueden estar dispuestas unas aletas de refrigeración. En conjunto, la brida de refrigeración de estator y la brida de refrigeración de rotor se denominan dispositivo de refrigeración. Las bridas de refrigeración se oponen entre sí con una pequeña distancia. Cuando durante el funcionamiento del motor eléctrico, el rotor y, por tanto, la brida de refrigeración de rotor giran sobre su eje, se genera un flujo de aire de refrigeración, que fluye entre las dos bridas de refrigeración así como las aletas de refrigeración situadas encima y disipa el calor absorbido por el dispositivo de refrigeración. Las aletas de refrigeración están dispuestas distribuidas por la circunferencia y están configuradas de manera recta. Por regla general, las aletas de refrigeración discurren en dirección radial, aunque también pueden estar dispuestas en oblicuo con respecto a la dirección radial.

20 En un dispositivo de refrigeración, las bridas de refrigeración con aletas de refrigeración pueden tener en particular dos funciones. Por un lado, una brida de refrigeración puede servir directamente para disipar calor (brida de refrigeración disipadora de calor), que se introduce en otra parte en la brida de refrigeración disipadora de calor correspondiente. Por otro lado, una brida de refrigeración puede tener una función aerodinámica. Durante el funcionamiento del motor, una brida de refrigeración con función aerodinámica sirve para influir en las condiciones de flujo de aire en el sistema de refrigeración, ventajosamente en interacción con la brida de refrigeración opuesta, de tal modo que se influya ventajosamente de manera decisiva en la disipación de calor del sistema de refrigeración. Una brida de refrigeración puede tener simultáneamente tanto una función disipadora de calor como una función aerodinámica. Por otro lado, una brida de refrigeración también puede tener sólo una función aerodinámica o sólo una función disipadora de calor.

25 Con un espacio de instalación máximo predeterminado el sistema de refrigeración sólo puede disipar una cantidad limitada de calor. Además, cuando el motor está en marcha, las aletas de refrigeración aumentan la generación de ruido, el denominado sonido de giro, que a menudo resulta molesto. En particular cuando las aletas de refrigeración opuestas en cada caso de la brida de refrigeración de estator y de la brida de refrigeración de rotor son rectas y no forman ningún ángulo entre sí o sólo uno muy reducido, como por ejemplo cuando todas las aletas de refrigeración presentan un recorrido meramente radial, las aletas de refrigeración opuestas de la brida de refrigeración de estator y la brida de refrigeración de rotor rozan simultáneamente entre sí por una gran extensión radial durante un movimiento de rotación del rotor. Esto lleva a la aparición de un fuerte sonido de giro.

40 El estado de la técnica pertinente lo forman los documentos DE 20 2015 105 804 U1, CN 204391932 U y EP 2 429 067 A1.

45 La invención se basa en el objetivo de configurar el dispositivo de refrigeración de tipo genérico y el motor eléctrico de tal modo que se aumente la capacidad de refrigeración, sin requerir más espacio de instalación, y se reduzca la aparición de ruido.

50 Este objetivo se alcanza en el dispositivo de refrigeración de tipo genérico según la invención con las características identificadoras de la reivindicación 1 y en el motor eléctrico con las características de la reivindicación 9.

En las reivindicaciones 2 a 8 dependientes se indican configuraciones adicionales.

55 En el dispositivo de refrigeración según la invención al menos el 50% de las aletas de refrigeración discurren de forma ondulada. En el caso de las bridas de refrigeración disipadoras de calor esto lleva a un aumento de la superficie disponible de las aletas de refrigeración, con lo que puede aumentarse considerablemente la disipación de calor. En comparación con una aleta de refrigeración de referencia recta, que tiene un recorrido comparable al de la aleta de refrigeración de forma ondulada, en particular tiene la misma extensión radial y axial así como el mismo grosor, la aleta de refrigeración de forma ondulada tiene una mayor superficie disipadora de calor. El recorrido no recto de las aletas de refrigeración no requiere de un espacio de instalación adicional, de modo que el dispositivo de refrigeración y con ello también todo el motor eléctrico pueden seguir estando configurados de manera compacta. Adicionalmente, mediante la conformación de las aletas de refrigeración diferente de un recorrido recto también se consigue que el sonido de giro ya sólo sea reducido al girar la brida de refrigeración de rotor. Esto se consigue porque las aletas de refrigeración de la brida de refrigeración de estator y de la brida de refrigeración de rotor opuestas en cada caso durante un movimiento de rotación del rotor ya no rozan simultáneamente entre sí por una gran extensión radial, en particular entre las aletas de refrigeración opuestas por un intervalo amplio, ventajosamente > 50%, de la extensión radial común, en el momento en que rozan entre sí aparece un ángulo

significativamente mayor de 0°, ventajosamente > 5°. Además este ángulo entre las aletas de refrigeración es variable por la extensión radial.

5 De este modo, ventajosamente mediante un diseño sencillo de las aletas de refrigeración puede conseguirse que conservando el espacio de instalación compacto no sólo se aumente la capacidad de refrigeración mediante un aumento correspondiente de la superficie de aleta de refrigeración, sino que al mismo tiempo también se minimiza la formación de ruido.

10 La forma ondulada lleva a un aumento particularmente grande de la superficie de las aletas de refrigeración con una extensión radial predeterminada de la brida de refrigeración. Durante el uso del motor eléctrico, la forma ondulada da lugar a altos grados de turbulencia, con lo que se favorece la disipación de calor mediante el aire de refrigeración. La ondulación viene dada por el hecho de que la aleta de refrigeración presenta desviaciones significativas que se alternan en sentido circunferencial positivo y negativo en el recorrido de su línea central de aleta de refrigeración vista en una proyección plana con respecto a una recta de referencia. La función de ondulación, también vista en
15 una proyección plana, es la desviación (diferencia) en el recorrido de las aletas de refrigeración con respecto a su respectiva recta de referencia en función de la posición correspondiente en la recta de referencia. Ventajosamente esta función de ondulación tiene para una mayor parte de las aletas de refrigeración, ventajosamente al menos el 80% de las aletas de refrigeración, en una brida de refrigeración al menos dos extremos locales. La recta de referencia de una aleta de refrigeración puede situarse en la dirección radial de la brida de refrigeración o formar un
20 ángulo con la dirección radial.

Mediante un ajuste de la posición de fase para la mayor parte, en particular para todas las aletas de refrigeración adyacentes de forma ondulada, de manera muy ventajosa, la capacidad de refrigeración puede hacerse independiente del sentido de giro de la brida de refrigeración giratoria.

25 Por una configuración de forma ondulada no sólo se entenderá una mera forma ondulada, sino por ejemplo también un recorrido en forma de diente de sierra. Las funciones de ondulación tienen amplitudes, longitudes de onda y posiciones de fase. Las amplitudes y longitudes de onda pueden ser variables por la extensión de una aleta de refrigeración. La posición de fase se determina con respecto a un círculo envolvente, que designa el extremo radialmente interno de la brida de refrigeración.

Ventajosamente la amplitud de las aletas de refrigeración onduladas de una brida de refrigeración se sitúa en el intervalo de aproximadamente 0,1 veces a aproximadamente 0,3 veces de la longitud de onda promediada con respecto a las aletas de refrigeración en cada caso de la misma aleta de refrigeración.

35 La amplitud de las aletas de refrigeración de forma ondulada puede variar preferiblemente por la circunferencia. De este modo se pone a disposición otra variable de ajuste para maximizar la capacidad de refrigeración.

40 Una contribución ventajosa al diseño compacto es que la distancia media entre las aletas de refrigeración corresponde a aproximadamente de dos a seis veces el grosor medio de una aleta de refrigeración. De este modo, la distancia entre las aletas de refrigeración es lo suficientemente grande a pesar de la construcción compacta, de modo que el flujo de aire de refrigeración que fluye entre las aletas de refrigeración pueda fluir por la superficie del sistema de refrigeración.

45 Ventajosamente la distancia entre las aletas de refrigeración corresponde al menos al doble del grosor medio de las aletas de refrigeración. En función del tamaño del motor eléctrico esta distancia puede situarse entre aproximadamente 1,5 mm y aproximadamente 18 mm.

50 A una construcción compacta y una facilidad de fabricación con un procedimiento de fundición a presión contribuye el hecho de que el grosor de las aletas de refrigeración sólo se sitúe ventajosamente entre aproximadamente 1,5 y aproximadamente 3 mm.

55 Las aletas de refrigeración pueden tener un grosor constante por su altura, aunque hacia su lado frontal también pueden presentar grosores decrecientes. Un diseño como éste permite un desmoldeo sencillo durante el procedimiento de fundición a presión para la fabricación de las bridas de refrigeración.

Las aletas de refrigeración están previstas ventajosamente sobre la brida de refrigeración de tal modo que sus dos extremos se sitúan en la zona de un círculo envolvente interno y uno externo, estando situados los dos círculos envolventes coaxialmente entre sí.

60 Para que las bridas de refrigeración no se extiendan demasiado en la dirección radial, ventajosamente la relación de círculo envolvente externo con respecto a círculo envolvente interno se encuentra entre aproximadamente 1,1 y aproximadamente 1,6. De este modo, una brida de refrigeración no supone ningún obstáculo para el flujo de aire, en particular cuando el motor eléctrico se emplea para un ventilador axial.

65

Para que la capacidad de refrigeración sea independiente del sentido de giro de la brida de refrigeración giratoria, está previsto que la posición de fase de las aletas de refrigeración varíe por la circunferencia de una brida de refrigeración con aletas de refrigeración onduladas. Entonces las aletas de refrigeración adyacentes no se sitúan paralelas entre sí, sino que están dispuestas desplazadas entre sí en función del desplazamiento de fase.

5 De este modo, la ondulación de las aletas de refrigeración puede optimizarse en cuanto a la posición de fase variable de tal modo que independientemente del sentido de giro de la brida de refrigeración de rotor se consiga la elevada capacidad de refrigeración junto con las elevadas velocidades de flujo de aire de refrigeración y los elevados grados de turbulencia. Esto puede conseguirse por ejemplo porque las posiciones de fase de la función de ondulación de todas las aletas de refrigeración onduladas de una brida de refrigeración, expresado en radianes, están distribuidas aproximadamente de manera uniforme en el intervalo de 0 a 2π , es decir, que la influencia de las posiciones de fase de las aletas de refrigeración onduladas individuales de una brida de refrigeración se promedia de nuevo visto por la circunferencia. Una primera condición posible para la independencia del sentido de giro esencialmente válida de un sistema de refrigeración es que la suma de las funciones de ondulación de todas las aletas de refrigeración de una brida de refrigeración tenga una amplitud, que no supere el 20% de la amplitud media de las funciones de ondulación de estas aletas de refrigeración (es decir, con una superposición aditiva de las funciones de ondulación predominan los efectos de cancelación debidos a la posición de fase).

20 Una segunda condición posible (que no forma parte de la invención reivindicada), cuyo cumplimiento optimiza adicionalmente la independencia del sentido de giro de la capacidad de refrigeración y que ventajosamente se cumple en combinación con la primera condición es que el valor medio del desplazamiento de fase con signo con respecto al sentido de giro entre las posiciones de fase de todos los pares de aletas de refrigeración directamente adyacentes en cada caso de una brida de refrigeración no sea superior a $\pi/6$ de manera adimensional expresado en radianes (valor absoluto). De este modo se promedia aproximadamente la influencia del signo del desplazamiento de fase entre aletas de refrigeración adyacentes a lo largo de un ciclo.

25 En este sentido resulta ventajoso que el desplazamiento de fase entre dos aletas de refrigeración directamente adyacentes de una brida de refrigeración no sea demasiado grande. Según la invención, el desplazamiento de fase expresado en radianes entre dos aletas de refrigeración adyacentes de una brida de refrigeración para al menos el 80% de todas las posibles aletas de refrigeración directamente adyacentes de la brida de refrigeración no es mayor de $\pi/3$. De este modo pueden formarse canales que favorezcan el flujo entre, en cada caso, aletas de refrigeración adyacentes.

30 Para garantizar en su mayor parte una independencia del sentido de giro de la capacidad de refrigeración de los dispositivos de refrigeración con bridas de refrigeración onduladas, en particular es importante cumplir con las condiciones descritas con respecto a las posiciones de fase y las rectas de referencia de las aletas de refrigeración en todas las bridas de refrigeración disipadoras de calor. No obstante, para una independencia ideal del sentido de giro, las condiciones correspondientes también deberían cumplirse en las bridas de refrigeración únicamente aerodinámicas.

40 La invención se explicará en más detalle mediante algunas formas de realización representadas en los dibujos. Muestran

45 la figura 1, una vista en planta axial de un casquillo de estator con una brida de refrigeración de estator de un dispositivo de refrigeración según la invención, visto desde el lado del rotor,

la figura 1a, en una sección axial un motor eléctrico con un dispositivo de refrigeración según la invención,

50 la figura 2, en una sección axial el casquillo de estator según la figura 1 adicionalmente con una brida de refrigeración de rotor de un dispositivo de refrigeración según la invención,

la figura 3, en una representación según la figura 2 una forma de realización adicional de un dispositivo de refrigeración según la invención con el casquillo de estator representado,

55 la figura 4, en una representación en perspectiva el casquillo de estator según la figura 1 desde delante en oblicuo,

la figura 5, en una vista en planta axial un casquillo de estator con una forma de realización adicional de una brida de refrigeración de estator de un dispositivo de refrigeración según la invención,

60 la figura 6, el casquillo de estator según la figura 5 en una representación en perspectiva,

la figura 7, en una vista en planta axial un casquillo de estator con una forma de realización adicional de una brida de refrigeración de estator de un dispositivo de refrigeración según la invención,

65 la figura 8, el casquillo de estator según la figura 7 en una representación en perspectiva,

la figura 9, en una representación esquemática una única aleta de refrigeración sobre una brida de refrigeración,

la figura 10, en una representación ampliada y esquemática la aleta de refrigeración según la figura 9 a través de su línea central de aleta de refrigeración representada con parámetros característicos,

5 las figuras 11a a 11d, en una representación ampliada y esquemática diferentes formas de sección transversal de las aletas de refrigeración,

10 la figura 12, en una vista desde arriba una forma de realización adicional de una brida de refrigeración de un dispositivo de refrigeración no según la invención, presentando todas las aletas de refrigeración onduladas la misma posición de fase y siendo la capacidad de refrigeración dependiente del sentido de giro,

15 la figura 13, en una vista desde arriba una forma de realización adicional de una brida de refrigeración de un dispositivo de refrigeración no según la invención, diferenciándose en cada caso las aletas de refrigeración adyacentes en su posición de fase expresado en radianes de manera alterna en $+\pi$ y $-\pi$ y siendo la capacidad de refrigeración esencialmente independiente del sentido de giro,

20 la figura 14, en una vista desde arriba una forma de realización adicional de una brida de refrigeración de un dispositivo de refrigeración no según la invención, teniendo las aletas de refrigeración onduladas más bien un recorrido dentado.

25 La figura 1a muestra a modo de ejemplo un motor eléctrico en forma de motor de rotor externo que, por ejemplo, puede ser un motor de corriente continua de conmutación electrónica. Tiene un casquillo de estator 1 con una brida de refrigeración 2, de cuyo centro sobresale un casquillo de cojinete 3. Se extiende hacia un rotor 40, que está dotado de un árbol de rotor 41, montado de manera conocida en el casquillo de cojinete 3 de forma que puede girar. El rotor 40 tiene una carcasa de rotor 42, a cuyo lado interno están fijados unos imanes permanentes 43. Formando un espacio de aire anular rodean un paquete de estator 44 dotado de manera conocida de un bobinado 45. El paquete de estator 44 es un núcleo laminado compuesto por láminas en capas.

30 La figura 1 muestra una vista en planta axial del casquillo de estator 1, que forma parte del estator del motor de rotor externo, visto desde el lado del rotor. Como muestra la figura 2, el casquillo de estator 1 tiene la brida de estator 200, que sobresale radialmente del casquillo de cojinete 3, que ventajosamente está configurado de una sola pieza con la brida de estator 200 y en el que de manera giratoria está montado el árbol de rotor 41 del rotor 40. En el ejemplo de realización, en el lado externo 201 (figura 2) del casquillo de cojinete 3 se coloca el núcleo laminado 44 con los bobinados de estator 45.

35 A una distancia con respecto al borde 5 externo de la brida de estator 200, transversalmente sobresale una pared 6 circundante, que rodea un espacio de alojamiento 7 para componentes eléctricos/electrónicos. En su zona radialmente externa, de manera integral en la brida de estator 200 está prevista una brida de refrigeración de estator 2. Ésta está dotada de unas aletas de refrigeración 8, que están dispuestas distribuidas por la circunferencia de la brida de refrigeración de estator 2. Como se deduce por la figura 1, las aletas de refrigeración 8 están dispuestas distribuidas ventajosamente de manera más o menos uniforme por la circunferencia de la brida de refrigeración de estator 2. Las aletas de refrigeración 8 se extienden en la dirección radial aproximadamente desde el borde 5 externo de la brida de estator 200 hasta un saliente 9 anular, que se sitúa coaxialmente con respecto al casquillo de cojinete 3 y que, a modo de ejemplo, presenta un diámetro externo, que es menor que el diámetro interno de la pared 6. El saliente anular 9 y la pared 6 se sitúan en diferentes lados de la brida de estator 200. Al igual que la pared 6 también el saliente 9 está configurado ventajosamente de una sola pieza con la brida de estator 200. El extremo radialmente interno de la brida de refrigeración de estator 2 se obtiene mediante el saliente 9 o los extremos radialmente internos de las aletas de refrigeración 8.

40 En este ejemplo de realización, el calor que se produce en los componentes eléctricos o electrónicos del estator, se disipa a través de la superficie 203 de la brida de refrigeración de estator 2 hacia el aire ambiente. Este calor puede proceder, por ejemplo, del bobinado e introducirse en el casquillo de estator 1 a través de la superficie 201 y/o generarse en la zona de la electrónica en el espacio de alojamiento 7 e introducirse en el casquillo de estator 1 a través de la superficie 202. En el ejemplo de realización, la superficie 202 es el lado interno de la pared 6. El casquillo de estator 1 está fabricado de un material con una buena conductividad térmica, por ejemplo, aluminio. De este modo el calor puede conducirse bien hacia la brida de refrigeración de estator 2. En el ejemplo de realización, la configuración integral de una sola pieza de la brida de refrigeración de estator 2 con el casquillo de estator 1 permite una conducción óptima del calor desde las superficies de entrada de calor 201, 202 hacia la superficie 203 disipadora de calor de la brida de refrigeración de estator 2.

50 En el rotor 40, como se representa en la figura 2 o también en el ejemplo de realización según la figura 3, en el lado externo está prevista una brida de refrigeración de rotor 4 que, durante el funcionamiento del motor junto con el rotor 40, gira sobre el eje 208 del casquillo de cojinete 3. Del rotor, en las figuras 2 y 3 sólo se representa la brida de refrigeración de rotor 4 con las aletas de refrigeración 10 dispuestas encima, configuradas de una sola pieza con la misma. Las aletas de refrigeración 10 se extienden desde el borde 11 externo de la brida de refrigeración de rotor 4

hasta un saliente anular 12. Las dos bridas de refrigeración 2 y 4 se oponen entre sí con una pequeña distancia. A este respecto, las aletas de refrigeración 8 y 10 están dirigidas una hacia otra. La brida de refrigeración de rotor 4 puede estar configurada de manera integral de una sola pieza con el rotor 40 o ser una pieza separada, fijada a las piezas restantes del rotor. Un dispositivo de refrigeración 205 en el sentido de la invención está compuesto por las dos bridas de refrigeración 2, 4 opuestas con las aletas de refrigeración 8 y 10. Durante el funcionamiento del motor, las dos bridas de refrigeración 2, 4 presentan un movimiento relativo rotatorio entre sí. Cada brida de refrigeración 2, 4 puede servir para la disipación de calor en su superficie 203, 204 hacia el aire ambiente y/o favorecer de manera decisiva la disipación de calor del dispositivo de refrigeración 205 en una de las bridas de refrigeración 2, 4 mediante una interacción eficaz desde el punto de vista aerodinámico a consecuencia del movimiento relativo de las dos bridas de refrigeración 2, 4 entre sí. Si la brida de refrigeración 2, 4 sirve para la disipación de calor en su superficie 203, 204, entonces ventajosamente está configurada de una sola pieza con otras piezas que absorben el calor en otro punto de un material con una buena conductividad térmica. Si sólo sirve para una interacción aerodinámica, también puede estar hecha por ejemplo como elemento de plástico separado. En función de la necesidad, la función de la disipación de calor pueden tenerla la brida de refrigeración de estator 2, la brida de refrigeración de rotor 4 o ambas bridas de refrigeración 2, 4.

La construcción básica descrita del motor de rotor externo es conocida, de modo que no se describirá en más detalle.

Ventajosamente las aletas de refrigeración 8, 10 tienen una altura H (figura 11), medida aproximadamente en perpendicular a la superficie de base 33 (figura 1) de la brida de refrigeración 2, 4, que no supera la altura del saliente anular 9, 12 correspondiente.

Como muestra la figura 2, en el ejemplo de realización las aletas de refrigeración 10 de la brida de refrigeración de rotor 4 tienen una menor longitud radial que las aletas de refrigeración 8 de la brida de refrigeración de estator 2. Además, en el ejemplo de realización representado, la brida de refrigeración de estator 2 sobresale radialmente de la brida de refrigeración de rotor 4. Las dimensiones descritas de las aletas de refrigeración 8, 10, del saliente anular 12 así como de la brida de refrigeración de estator 2 y de la brida de refrigeración de rotor 4 no están limitadas a las dimensiones representadas y descritas. Así, por ejemplo las aletas de refrigeración 8, 10 también pueden tener la misma extensión radial. Del mismo modo es posible que la brida de refrigeración de estator 2 y la brida de refrigeración de rotor 4 tengan el mismo diámetro externo. En el ejemplo de realización, las aletas de refrigeración 8 de la brida de refrigeración de estator 2 tienen unas dimensiones notablemente mayores que las aletas de refrigeración 10 de las bridas de refrigeración de rotor 4, porque sirven para la disipación de calor, que se ve favorecida por una mayor superficie de contacto entre el cuerpo disipador de calor y el aire ambiente, mientras que las aletas de refrigeración 10 de la brida de refrigeración de rotor 4 en el ejemplo de realización sólo tienen una función aerodinámica y, de este modo, favorecen de manera decisiva la disipación de calor del dispositivo de refrigeración 205.

Durante el uso del motor de rotor externo, mediante la rotación de la brida de refrigeración de rotor 4 con respecto a la brida de refrigeración de estator 2, se genera un flujo de aire entre las aletas de refrigeración 8 y 10, que absorbe el calor de las superficies de brida de refrigeración 203 y/o 204 y lo evacúa. A este respecto, la brida de refrigeración de rotor 4 con las aletas de refrigeración 10 actúa en el ejemplo de realización de manera comparable con un rodete ventilador radial y transporta el aire a alta velocidad de dentro afuera y lanza este aire, que ha absorbido el calor que va a disiparse de la superficie de brida de refrigeración 203 y/o 204, radialmente fuera del motor. Por consiguiente, en la zona radialmente interna del dispositivo de refrigeración 205 se produce una subpresión, y se aspira aire ambiente nuevo en la brida de refrigeración de estator 2 con las aletas de refrigeración 8 radialmente de fuera adentro, absorbiendo el calor residual. Adicionalmente mediante la interacción directa de las aletas de refrigeración 8 y 10 opuestas se genera una alta turbulencia, que favorece adicionalmente la disipación de calor hacia el aire. No obstante, esta interacción también puede ser el origen de una fuerte generación de ruido, en particular cuando todas las aletas de refrigeración 8 y 10 están alineadas radialmente y son rectas (estado de la técnica), o si están diseñadas de tal modo que en una posición relativa dada de la brida de refrigeración de estator 2 y la brida de refrigeración de rotor 4, por toda su extensión radial común las aletas de refrigeración 8 y 10 son exactamente opuestas entre sí y discurren en paralelo, es decir, si se oponen de manera recta entre sí y su recorrido no presenta ningún ángulo o sólo uno reducido. Mediante el diseño según la invención de las aletas de refrigeración 8, 10 con una conformación ondulada, se reduce de manera decisiva la formación de este sonido de giro.

En el ejemplo de realización según la figura 1, las aletas de refrigeración 8 de la brida de refrigeración de estator 2 están configuradas de forma ondulada. La figura 9 muestra en una vista desde arriba esquemáticamente una brida de refrigeración 2, 4, que puede ser una brida de refrigeración de rotor o una brida de refrigeración de estator, con sólo una aleta de refrigeración 8, 10 representada de forma ondulada. La línea límite 13 radialmente interna (círculo envolvente) de la brida de refrigeración 2, 4, que puede definirse por el extremo radialmente interno de las aletas de refrigeración 8, 10, tiene un radio R_i . La línea límite 14 radialmente externa (círculo envolvente) de la brida de refrigeración 2, 4, que puede definirse por el extremo radialmente externo de las aletas de refrigeración 8, 10, tiene un radio R_a . Por consiguiente, la extensión radial de la brida de refrigeración 2,4 es $B=R_a-R_i$.

De la aleta de refrigeración 8, 10 pueden reconocerse en líneas discontinuas los contornos externos (siluetas), caracterizando la distancia de estos contornos externos siempre por ejemplo un grosor de aleta de refrigeración d de la aleta de refrigeración 8, 10. En una posición radial y axial dentro de la aleta de refrigeración 8, 10 respectiva, el grosor de aleta de refrigeración d es el diámetro de la esfera 206 inscrita (figura 9) que puede encajarse justo entre las dos paredes de aleta de refrigeración. El grosor d promediado para cada aleta de refrigeración 8, 10 también se denomina grosor de aleta de refrigeración d_{mr} promediado con respecto a las aletas de refrigeración. El grosor de aleta de refrigeración d_{mr} medio de una brida de refrigeración 2, 4 es aproximadamente el grosor d_{mr} promediado de todas las aletas de refrigeración de la brida de refrigeración 2, 4. En la figura 9, para la aleta de refrigeración 8, 10 todavía se ha dibujado la línea central de aleta de refrigeración 8a, 10a, con cuya ayuda puede describirse bien la ondulación de la aleta de refrigeración 8, 10. Esta línea central de aleta de refrigeración 8a, 10a puede definirse conectando los centros de gravedad de todas las superficies de intersección de una aleta de refrigeración 8, 10 con las superficies laterales cilíndricas de diferentes radios de manera coaxial al eje de rotación M.

En la figura 10 se representa esquemáticamente en una representación ampliada una aleta de refrigeración 8, 10 de una brida de refrigeración 2, 4 por el recorrido de su línea central de aleta de refrigeración 8a, 10a. Esta línea central de aleta de refrigeración 8a, 10a se observa según la figura 10 en una proyección sobre el plano de visión, que en el ejemplo se sitúa perpendicular al eje de giro del motor. Para explicar el término "de forma ondulada" se considera una recta de referencia R, que corta la línea central de aleta de refrigeración 8a, 10a al menos tres veces. Si, por consiguiente, una línea central de aleta de refrigeración 8a, 10a tiene un recorrido esencialmente recto, no de forma ondulada, entonces con respecto a la recta de referencia R no tiene ninguna desviación o sólo la tiene en una medida muy reducida. No obstante, una línea central de aleta de refrigeración 8a, 10a de forma ondulada presenta desviaciones que se alternan en su recorrido radial en el sentido circunferencial \ominus positivo y negativo. Ahora, la recta de referencia R se dispone siempre de tal manera que las desviaciones de la línea central de aleta de refrigeración 8a, 10a en el sentido circunferencial \ominus positivo y negativo sean lo más simétricas posible con respecto a la recta de referencia R. Para una explicación más precisa, se definen las desviaciones máximas 207 de la línea central de aleta de refrigeración 8a, 10a, que son extremos locales de la desviación. A este respecto, el extremo interno y externo de la línea central de aleta de refrigeración 8a, 10a sólo se considera una desviación máxima cuando a partir del recorrido de la curva resulta evidente que en estos puntos, también en caso de que la curva continuara de manera imaginaria, existe un máximo local. Ahora, la recta de referencia R puede definirse de tal modo que siempre dos desviaciones máximas adyacentes tengan la misma magnitud o, como media sobre todas las desviaciones máximas de una línea central de aleta de refrigeración 8a, 10a, tengan las menores desviaciones posibles entre sí en cuanto a su magnitud. En el ejemplo de realización según la figura 10, esta recta de referencia R está alineada según la invención en la dirección radial. Como función de ondulación de cada aleta de refrigeración 8, 10 se designa la diferencia entre su línea central de aleta de refrigeración 8a, 10a y su recta de referencia R como función de la longitud de recorrido en R. A este respecto, el punto cero 211 se coloca en la intersección de R con el círculo envolvente 13 interno. Una aleta de refrigeración 8, 10 de forma ondulada tiene una función de ondulación, que por el recorrido de la aleta de refrigeración 8, 10 presenta al menos dos extremos (locales), preferiblemente al menos tres.

El recorrido de forma ondulada de la aleta de refrigeración 8, 10 puede caracterizarse según la figura 10 por medio de su línea central de aleta de refrigeración 8a, 10a y la función de ondulación derivada de la misma en particular por la amplitud A, la longitud de onda Λ y la posición de fase $\Delta\phi$. Como amplitud A de la ondulación de la línea central de aleta de refrigeración 8a, 10a siempre se designa la magnitud de un valor extremo local de la función de ondulación. La longitud de onda Λ es la distancia entre dos máximos locales consecutivos o dos mínimos locales consecutivos de la función de ondulación de la línea central de aleta de refrigeración 8a, 10a. La magnitud de la amplitud A o de la longitud de onda Λ puede ser constante o variar por el recorrido de la línea central de aleta de refrigeración 8a, 10a. Como la amplitud A y/o la longitud de onda Λ pueden ser variables por una línea central de aleta de refrigeración 8a, 10a, para cada aleta de refrigeración 8, 10 o su línea central de aleta de refrigeración 8a, 10a se define una amplitud A_{mr} promediada con respecto a las aletas o una longitud de onda Λ_{mr} promediada con respecto a las aletas, que en cada caso y para cada línea central de aleta de refrigeración 8a, 10a representan el valor medio de todas las amplitudes A o longitudes de onda Λ que pueden determinarse. La posición de fase $\Delta\phi$ describe la posición del primer máximo (en el sentido circunferencial \ominus positivo, no mínimo) de la función de ondulación de una aleta de refrigeración 8, 10 con respecto a su punto de origen o punto cero 211. La posición de fase $\Delta\phi$ en radianes se define por $\Delta\phi = 2\pi \cdot \Delta\phi / \Lambda_{mr}$ con el número pi π y la longitud de onda Λ_{mr} promediada con respecto a las aletas.

Mediante la configuración de forma ondulada de las aletas de refrigeración 8, 10, en determinadas condiciones puede aumentarse la superficie 203, 204 en particular de una brida de refrigeración 2, 4 disipadora de calor en comparación con las aletas de refrigeración rectas o radiales y rectas, de modo que la disipación de calor de la brida de refrigeración 2, 4 se mejore de manera decisiva. Las condiciones se dan en particular por el espacio de instalación disponible en la dirección radial y axial, por un grosor de aleta de refrigeración d mínimo de las aletas de refrigeración 8, 10 por motivos de la técnica de fabricación y una distancia s mínima (figura 1) de las aletas de refrigeración 8, 10 adyacentes entre sí, debiendo tener en cuenta aspectos de la mecánica de fluidos. Concretamente para el aire que fluye entre en cada caso las aletas de refrigeración 8, 10 adyacentes debe garantizarse una superficie suficiente para el paso de flujo aproximadamente de manera transversal al sentido de

flujo, es decir, en particular una distancia s lo suficientemente grande entre las aletas de refrigeración. La distancia s entre las aletas de refrigeración se define en cualquier punto entre dos aletas de refrigeración 8, 10 adyacentes por el diámetro de la esfera, que todavía puede inscribirse entre los flancos de dos aletas de refrigeración 8, 10 adyacentes (véase la figura 1). Las dos condiciones mencionadas en último lugar (grosor de aleta de refrigeración d y distancia s entre las aletas de refrigeración) son la causa por la cual el número de aletas en el sentido circunferencial no puede aumentarse de manera arbitraria, para alcanzar una buena disipación de calor.

Mediante la recta de referencia R , para cada aleta de refrigeración 8, 10 de forma ondulada también puede definirse una aleta de refrigeración de referencia recta (no ondulada). Esta aleta de refrigeración de referencia recta, cuya línea central de aleta de refrigeración imaginaria se sitúa exactamente sobre R , tiene la misma extensión axial y radial que la aleta de refrigeración correspondiente de forma ondulada así como el mismo perfil de grosor. En comparación con su aleta de refrigeración de referencia recta, una aleta de refrigeración 8, 10 de forma ondulada tiene una superficie significativamente mayor, algo ventajoso para la disipación de calor. La relación de la superficie de una aleta de refrigeración 8, 10 de forma ondulada y su aleta de refrigeración de referencia recta depende de manera decisiva de la amplitud A y de la longitud de onda Λ , con respecto a la extensión B radial de la aleta de refrigeración 8, 10. Para una aleta de refrigeración 8, 10 de forma ondulada asciende ventajosamente a al menos 1,05.

Además de mejorar la disipación de calor a consecuencia del aumento de superficie, mediante el diseño de forma ondulada de las aletas de refrigeración 8, 10 pueden alcanzarse ventajas adicionales de la disipación de calor al aumentar las velocidades de flujo y los grados de turbulencia en comparación con un diseño recto de las aletas de refrigeración.

En muchas formas de realización es suficiente con que una de las dos bridas de refrigeración 8 o 10 esté dotada de aletas de refrigeración 8 o 10 de forma ondulada. En particular cuando sólo una de las bridas de refrigeración tiene una función disipadora de calor, puede ser suficiente que esté dotada de unas aletas de refrigeración 8 o 10 de forma ondulada.

Mediante un diseño adecuado de las aletas de refrigeración 8, 10 de forma ondulada de la brida de refrigeración de rotor 4 y/o brida de refrigeración de estator 2 puede reducirse de manera decisiva la generación del sonido de giro con respecto al diseño recto o no de forma ondulada de todas las aletas de refrigeración.

Para alcanzar una muy buena disipación de calor, las longitudes de onda Λ , las amplitudes A , las posiciones de fase $\Delta\phi$ deben armonizarse con los grosores de aleta de refrigeración d (figura 1), el número de aletas de refrigeración n , los radios R_i y R_a interno y externo de la brida de refrigeración 2, 4 y la extensión radial resultante $B=R_a-R_i$ de la brida de refrigeración 2, 4 así como la altura H de las aletas de refrigeración 8, 10. A este respecto, la altura H de las aletas de refrigeración 8, 10 es su extensión aproximadamente de manera perpendicular a la superficie de base 33 de una brida de refrigeración 2, 4, véase también la figura 11. Para la realización de estos objetivos de optimización es adecuado el uso de la dinámica de fluidos computacional (CFD), con cuya ayuda puede simularse el comportamiento de refrigeración de un dispositivo de refrigeración 205 en un modelo informático. A este respecto, en particular pueden variar los parámetros Λ , A y $\Delta\phi$ entre la brida de refrigeración de estator 2 y la brida de refrigeración de rotor 4 así como entre las aletas de refrigeración 8, 10 adyacentes. Para la amplitud A y la longitud de onda Λ también se introducen otros valores medios A_m o Λ_m visto por toda la brida de refrigeración 2, 4, que representan valores medios de la amplitud A o la longitud de onda Λ para todas las posiciones radiales así como todas las líneas centrales de aleta de refrigeración 8a, 10a de una brida de refrigeración 2 o 4. Un valor de desde el 20 hasta el 45% del radio R_i del círculo envolvente 13 interno ha resultado particularmente ventajoso para la extensión B radial de una brida de refrigeración 2, 4 disipadora de calor. Las bridas de refrigeración 2, 4 no disipadoras de calor son ventajosamente más compactas en su extensión B radial y presentan un valor para B del 10%-30% de R_i .

En una forma de realización ventajosa, la longitud de onda Λ de una brida de refrigeración disipadora de calor se sitúa en el intervalo del 70%-170% de B . Valores inferiores de Λ aumentarían adicionalmente la superficie de las aletas de refrigeración 8, 10, sin embargo influirían negativamente en el flujo de aire. Una amplitud A es ventajosamente de 0,1 a 0,3 veces la longitud de onda Λ . La elección de una amplitud de este tipo lleva a una disipación de calor ventajosa en una brida de refrigeración 2, 4 disipadora de calor así como a una reducción decisiva del sonido de giro, en caso de que las aletas de refrigeración 8, 10 de al menos una de las dos bridas de refrigeración 2, 4 estén realizadas de este modo. El grosor de aleta de refrigeración d_m medio de las aletas de refrigeración 8, 10 de la brida de refrigeración 2, 4 es ventajosamente menor que la distancia s_m media entre las aletas de refrigeración de la brida de refrigeración 2, 4, que caracteriza el ancho del canal de flujo 15 formado entre dos aletas de refrigeración 8, 10 adyacentes, ventajosamente es $6 > s_m/d_m > 1,5$.

Como se deduce por la figura 1, en el ejemplo de realización representado la posición de fase $\Delta\phi$ de las aletas de refrigeración 8 varía por la circunferencia de la brida de refrigeración de estator 2. En la figura 1 se indican a modo de ejemplo para tres aletas de refrigeración 8 las posiciones de fase $\Delta\phi$ correspondientes.

Mediante la variación de la posición de fase $\Delta\phi$ o $\Delta\varphi$ de las aletas de refrigeración 8, 10 de forma ondulada por la circunferencia de una brida de refrigeración 2, 4 es posible garantizar la elevada capacidad de refrigeración independientemente del sentido de giro Θ de una brida de refrigeración de rotor 4 con respecto a una brida de refrigeración de estator 2. En el ejemplo de realización según la figura 1, por la circunferencia de la brida de refrigeración de estator 1 están previstas $n=48$ aletas de refrigeración 8 onduladas. Con líneas discontinuas se ilustra el recorrido de la posición de fase de las aletas de refrigeración 8 individuales. Este recorrido de la posición de fase por la circunferencia de la brida de refrigeración de estator 2 sólo se entenderá a modo de ejemplo. El recorrido de la posición de fase se selecciona de tal modo que independientemente del sentido de giro Θ del rodete ventilador de refrigeración 4 se produzca el efecto de refrigeración deseado.

Sin una variación de la posición de fase de las aletas de refrigeración 8, 10 de forma ondulada, con respecto a la capacidad de refrigeración del dispositivo de refrigeración 205 se obtiene un sentido de giro preferido, es decir, el efecto de refrigeración de un dispositivo de refrigeración 205 es mayor con una configuración de este tipo para un sentido de giro que para el contrario. La medida en que se diferencia el efecto de refrigeración dependiente del sentido de giro es mayor si con una brida de refrigeración 2,4 disipadora de calor con aletas de refrigeración 8, 10 de forma ondulada la posición de fase $\Delta\phi$ no varía de manera adecuada, en comparación con una brida de refrigeración 2, 4 que actúa sólo de manera aerodinámica. Así, puede ocurrir que con una brida de refrigeración 2, 4 que sólo actúa de manera aerodinámica puedan emplearse aletas de refrigeración 8, 10 de forma ondulada sin variación de la posición de fase $\Delta\phi$, sin que la dependencia del sentido de giro del efecto de refrigeración alcance valores críticos.

En general, evidentemente para motores también puede emplearse un dispositivo de refrigeración 205 con aletas de refrigeración 8 o 10 de forma ondulada sobre la brida de refrigeración de estator 2 y/o sobre la brida de refrigeración de rotor 4, que para un sentido de giro presenta una mejor capacidad de refrigeración que para el contrario. Esto ocurre en particular cuando el motor sólo se emplea para un sentido de giro determinado.

En la figura 12 se representa una brida de refrigeración 2, 4 con aletas de refrigeración 8, 10 de forma ondulada con una posición de fase constante. Cuando una brida de refrigeración 2, 4 disipadora de calor se realiza de este modo, la disipación de calor depende significativamente del sentido de giro Θ del motor. En particular en este sentido de giro preferido puede alcanzarse una muy alta disipación de calor. Sin embargo, para motores, que deben emplearse con ambos sentidos de giro, una brida de refrigeración 2, 4 de este tipo sería menos adecuada.

En la figura 14 también se representa una brida de refrigeración 2, 4 con aletas de refrigeración 8, 10 de forma ondulada con una posición de fase constante. A diferencia de la figura 12, la función de ondulación de las aletas de refrigeración 8, 10 tiene otra forma. Mientras que en la forma de realización, por ejemplo, según la figura 10 en la zona de las desviaciones máximas 207 de la función de ondulación de las aletas de refrigeración 8, 10 existe un contorno más bien redondo y la forma de las funciones de ondulación recuerda en cuanto a su recorrido más bien a una función sinusoidal, la figura 14 presenta en la zona de las desviaciones máximas 207 de la función de ondulación de las aletas de refrigeración 8, 10 una forma más bien en punta o angular. El recorrido es más bien de forma dentada. La línea central de aleta de refrigeración 8a, 10a de una aleta de refrigeración 8, 10 de forma ondulada presenta por su recorrido radial de manera alterna unas desviaciones en el sentido circunferencial O positivo y negativo con respecto a una recta de referencia R . En particular, la función de ondulación tiene al menos dos extremos locales (máximos o mínimos). A este respecto, el recorrido de la función de ondulación puede asumir diferentes funciones, por ejemplo segmentos cónicos unidos, una forma dentada, forma de diente de sierra, forma sinusoidal o formas derivadas de ésta, o una forma escalonada.

El cumplimiento de un primer criterio con respecto a las posiciones de fase $\Delta\phi$ de todas las aletas de refrigeración 8, 10 de forma ondulada de una brida de refrigeración 2, 4, en particular de una brida de refrigeración 2, 4 disipadora de calor, garantiza un efecto de refrigeración similar de un dispositivo de refrigeración 205 para ambos sentidos de giro. Este criterio establece que las posiciones de fase $\Delta\varphi$ expresadas en radianes de manera adimensional, de las funciones de ondulación de todas las aletas de refrigeración 8 o 10 de una brida de refrigeración 2,4 en el intervalo de 0 a 2π están distribuidas aproximadamente de manera uniforme. Si se promediaran las funciones de ondulación de todas las aletas de refrigeración 8, 10 de una brida de refrigeración 2 o 4, es decir, si se sumaran y se dividieran entre el número de aletas de refrigeración n , entonces el resultado sería una función de ondulación media con una amplitud comparativamente menor, porque predominan los efectos de cancelación. Ventajosamente la magnitud de la amplitud de la función de ondulación promediada no es mayor del 20% de la magnitud de la amplitud A_m media de todas las aletas de refrigeración 8 o 10.

Una posibilidad de construcción según la invención, que garantiza el cumplimiento de este criterio, es que a cada aleta de refrigeración 8 o 10 mediante la formación de un par se le asigna exactamente otra aleta de refrigeración 8' o 10' de la misma brida de refrigeración 2 o 4, que aproximadamente presenta el mismo recorrido de amplitud A radial y aproximadamente el mismo recorrido de longitud de onda Λ radial y en cuanto a su posición de fase $\Delta\varphi$ se diferencia en aproximadamente π con respecto a la de la otra aleta de refrigeración 8 o 10. En la figura 1 y la figura 5 se indican a modo de ejemplo en cada caso un par de aletas de refrigeración de estator 8 y 8' de este tipo.

El cumplimiento de un segundo criterio con respecto a las posiciones de fase $\Delta\phi$ de todas las aletas de refrigeración 8, 10 de forma ondulada de una brida de refrigeración 2, 4, en particular de una brida de refrigeración 2, 4 disipadora de calor, garantiza en combinación con el cumplimiento del primer criterio un efecto de refrigeración casi idéntico de un dispositivo de refrigeración 205 para ambos sentidos de giro. Con fines explicativos, para un par de aletas de refrigeración 8, 8" o 10, 10" directamente adyacentes se considera un desplazamiento de fase $\Delta\Delta\phi$ que representa la diferencia con signo en la posición de fase $\Delta\phi$ entre dos aletas de refrigeración adyacentes: $\Delta\Delta\phi = \Delta\phi_{8" \text{ o } 10"} - \Delta\phi_{8" \text{ o } 10}$. A este respecto, 8" o 10" siempre es la aleta de refrigeración de 8 o 10 adyacente en el sentido de giro \ominus . La segunda condición se cumple cuando los desplazamientos de fase $\Delta\Delta\phi$ con signo promediados de todos los posibles pares de aletas de refrigeración 8,8" o 10,10" adyacentes de una brida de refrigeración 2 o 4 son casi cero, es decir, que los desplazamientos de fase positivos y negativos se anulan aproximadamente por la circunferencia. Ventajosamente este desplazamiento de fase medio expresado en radianes de manera adimensional no es mayor de $\pi/6$.

Una posibilidad de construcción (que no forma parte de la invención reivindicada), que garantiza el cumplimiento del segundo criterio es que a cada desplazamiento $\Delta\Delta\phi$ (1) de las aletas de refrigeración directamente adyacentes se le asigne otro $\Delta\Delta\phi$ (2), de la misma magnitud y con otro signo. Ventajosamente las funciones de ondulación de las aletas de refrigeración con un desplazamiento $\Delta\Delta\phi$ (1), comparadas de manera adecuada por pares con las aletas de refrigeración con un desplazamiento $\Delta\Delta\phi$ (2), tienen en cada caso aproximadamente el mismo recorrido de amplitud y longitud de onda y ventajosamente presentan un desplazamiento de fase entre sí de aproximadamente $\Delta\phi = \pi$.

En la figura 5 se indican a modo de ejemplo dos de estos desplazamientos de fase complementarios $\Delta\Delta\phi$ (1) y $\Delta\Delta\phi$ (2).

En la figura 13 se representa una brida de refrigeración 2, 4 con aletas de refrigeración 8, 10 de forma ondulada. Las aletas de refrigeración de los pares 8,8" o 10,10" tienen, siempre de manera alterna, unos desplazamientos de fase $\Delta\Delta\phi$ dimensionales de aproximadamente $+\pi$ y $-\pi$, es decir, unos desplazamientos de fase $\Delta\Delta\phi$ dimensionales de aproximadamente la mitad de una longitud de onda. Esta construcción de una brida de refrigeración 2, 4 con respecto a la posición de fase $\Delta\phi$ de todas las aletas de refrigeración 8, 10 de forma ondulada (incluyendo 8", 10") lleva a una capacidad de refrigeración de la brida de refrigeración 2, 4 esencialmente independiente del sentido de giro, porque en particular se cumplen las dos condiciones 1 y 2, descritas anteriormente para alcanzar la independencia del sentido de giro.

No obstante, en la figura 13 también puede reconocerse que la distancia s entre las aletas de refrigeración entre dos aletas de refrigeración 8, 10 adyacentes varía de forma relativamente significativa por la posición radial. A modo de ejemplo, para dos aletas de refrigeración 8, 10 adyacentes se indican las distancias s_1 y s_2 entre las aletas de refrigeración en diferentes puntos. Tienen una magnitud muy diferente. Se ha demostrado que esta variación significativa de la distancia entre aletas de refrigeración en la dirección radial es más bien desventajosa para la conducción del flujo de aire de refrigeración a través de los canales de flujo, configurados en cada caso a través del espacio intermedio entre dos aletas adyacentes, y así puede reducirse la capacidad de refrigeración.

Por el contrario, en las formas de realización según la invención según las figuras 1, 5, 7 puede reconocerse que si bien existe una variación de la posición de fase $\Delta\phi$ entre las diferentes aletas de refrigeración 8 de la brida de refrigeración de estator 2, para cumplir con los dos criterios para alcanzar la independencia del sentido de giro de la capacidad de refrigeración, las distancias entre en cada caso dos aletas de refrigeración 8 adyacentes varían mucho menos por el radio que en la figura 13. A este respecto, debe tenerse en cuenta que la extensión radial del círculo envolvente 13 interno hacia el círculo envolvente 14 externo de una brida de refrigeración ya conduce por sí sola a un aumento de la distancia entre aletas de refrigeración, algo que no es desventajoso por sí solo. Para conseguir una variación radial no demasiado grande de la distancia entre aletas de refrigeración de las aletas de refrigeración 8, 10 adyacentes, según la invención está previsto un desplazamiento de fase máximo entre dos aletas de refrigeración adyacentes de $\Delta\Delta\phi$ (máx) = $\pi/3$. Esta condición debe cumplirse ventajosamente para al menos el 80% de todos los posibles pares de aletas de refrigeración 8, 10 directamente adyacentes de una brida de refrigeración 2,4, no siendo negativo que algunos pares (como máximo el 20%) de aletas de refrigeración 8, 10 directamente adyacentes no cumplan con esta condición.

Para durante el funcionamiento del motor obtener sonidos de giro aún menores, además puede resultar ventajoso que las aletas de refrigeración 8, 10 estén distribuidas por la circunferencia de manera ligeramente irregular. Esta distribución irregular se reconocería en particular en una distribución irregular de las rectas de referencia R respectivas. Ha resultado ventajosa una relación entre el mayor desplazamiento angular de dos rectas de referencia R adyacentes y el menor desplazamiento angular de dos rectas de referencia R adyacentes de 1,2 a 2.

Ventajosamente, visto en la dirección axial, las aletas de refrigeración 8, 10 están realizadas sin una muesca. De este modo es posible fabricar la brida de refrigeración 2, 4 con las aletas de refrigeración 8, 10 de manera muy sencilla con un procedimiento de fundición a presión y desmoldarla. En particular es posible fabricar todo un casquillo de estator según una de las figuras 1 a 8 con la brida de refrigeración de estator 2 integrada en la brida de

estator 200, el casquillo de cojinete 3, la pared 6 y las aletas de refrigeración 8 con un procedimiento de fundición a presión de manera económica.

5 La forma de realización según la figura 3 se diferencia del ejemplo de realización según la figura 2 en particular porque sobre las aletas de refrigeración 10 de la brida de refrigeración de rotor 4 está dispuesto un disco de separación 16 plano, que cubre las aletas de refrigeración 10 por la mayor parte de su extensión radial. El disco de separación 16 en forma de disco anular se opone con una distancia a las aletas de refrigeración 8 de la brida de refrigeración de estator 2. El borde 17 radialmente interno del disco de separación 16 tiene una distancia con respecto al saliente anular 12. De este modo se forma una entrada de aire 18 entre el saliente anular 12 y el borde 10 17 interno del disco de separación 16.

En el ejemplo de realización, el disco de separación 16 está previsto de tal modo que su lado externo 19 plano, dirigido hacia las aletas de refrigeración 8 de la brida de refrigeración de estator 2 se sitúa en un plano radial común con el lado frontal 20 del saliente anular 12. De este modo se garantiza una conducción óptima del flujo para el aire de refrigeración. El disco de separación 16 garantiza que entre las aletas de refrigeración 8 y 10 se genere un flujo de aire de refrigeración guiado. El aire de refrigeración aspirado a través de la brida de refrigeración de rotor 4 rotatoria fluye entre las aletas de refrigeración 8 radialmente de fuera adentro a los canales de flujo 15 y desde aquí llega a la entrada de aire 18, de modo que a continuación el aire de refrigeración fluya entre las aletas de refrigeración 10 de la brida de refrigeración de rotor 4 radialmente de dentro afuera.

El saliente anular 9 de la brida de refrigeración de estator 2 se une al saliente anular 12 de la brida de refrigeración de rotor 4 de tal modo que el aire de refrigeración se desvía axialmente en el saliente anular 9 de tal modo que llega a través de la entrada de aire 18 a las aletas de refrigeración 10. Como el disco de separación 16 cierra los canales de flujo 15 situados entre las aletas de refrigeración 10 hacia las aletas de refrigeración 8, se garantiza una conducción excelente del aire a través del dispositivo de refrigeración 205.

Por lo demás, la forma de realización según la figura 3 está configurada de manera comparable a la forma de realización según las figuras 1 y 2.

30 En la forma de realización según las figuras 5 y 6, las aletas de refrigeración 8 son más largas que en los ejemplos de realización anteriores. En particular, la extensión B radial es relativamente grande y tiene un valor de aproximadamente el 40% del radio R_i interno de la brida de refrigeración 2. La relación de longitud de onda Λ de las aletas de refrigeración 8 con respecto a la extensión B radial es menor en comparación con el ejemplo de realización según la figura 1 y asciende aproximadamente al 60%.

35 También en esta forma de realización, las aletas de refrigeración 8 adyacentes tienen diferentes posiciones de fase $\Delta\phi$ o de manera adimensional expresado en radianes $\Delta\varphi$.

40 En la zona entre algunas aletas de refrigeración 8 están previstas unas bóvedas 21, que están integradas en la brida de refrigeración de estator 2 y sirven para fijar el estator a una estructura de suspensión. Se fija con tornillos al estator, que de manera conocida puedan enroscarse en las bóvedas 21 desde el lado 209 de la brida de estator 2, dirigido hacia la pared 6 (véase la figura 6).

45 Para que la zona alrededor de las bóvedas 21 pueda aprovecharse de manera óptima con las aletas de refrigeración 8 y las zonas de flujo configuradas entre las mismas, las bóvedas 21 están dispuestas y las aletas de refrigeración 8 están conformadas adyacentes a las bóvedas 21 de tal modo que los segmentos ondulados 22 de las aletas de refrigeración 8 adyacentes se adapten a la forma de contorno de las bóvedas 21. Como en el ejemplo de realización las bóvedas 21 tienen una sección transversal circular, los segmentos ondulados 22 están configurados al menos casi de tal modo que discurren axialmente a la superficie lateral de las bóvedas 21. De este modo se garantiza una distancia necesaria u óptima para la refrigeración entre las aletas 8 adyacentes y las bóvedas 21, es decir, entre las bóvedas y las aletas de refrigeración 8 adyacentes se configura un canal de flujo 212 eficaz (figura 5).

55 En el ejemplo de realización según las figuras 5, 6 la amplitud A_{mr} promediada con respecto a las aletas, de las aletas de refrigeración 8 individuales varía por la circunferencia. En la zona de las bóvedas 21 esta amplitud de aletas de refrigeración A_{mr} media es más bien menor y se selecciona de tal modo que entre las bóvedas 21 y la aleta adyacente en cada caso está configurado un canal de flujo 212 favorable. Para las aletas de refrigeración 8 en una zona intermedia lejos de las bóvedas 21, esta amplitud de aletas de refrigeración media se selecciona más bien mayor, en particular para obtener mayores superficies disipadoras de calor. La relación de mayor a menor amplitud de aletas de refrigeración A_{mr} media se sitúa aproximadamente en el intervalo de 1,2..2. La relación de la amplitud de aletas de refrigeración A_{mr} media de las aletas de refrigeración directamente adyacentes no debería seleccionarse ventajosamente mayor de 1,1, para garantizar la configuración de canales de flujo favorables.

65 Además, el desplazamiento de fase $\Delta\Delta\phi$ entre las aletas de refrigeración 8 adyacentes está configurado de tal modo que se alcanza un paso óptimo a las bóvedas 21 adyacentes. De este modo, a pesar de las bóvedas 21 se garantiza

que el efecto de refrigeración sea independiente del sentido de giro de la brida de refrigeración de rotor 4 (no representada).

5 Como resultado del diseño descrito, también los lados externos de las bóvedas 21 sirven junto con los segmentos ondulados 22 de las aletas de refrigeración 8 adyacentes a los mismos para la conducción del flujo y para la disipación de calor.

10 Las bóvedas 21 están unidas al saliente anular 9 a través de una nervadura 23 que discurre radialmente. Las nervaduras 23 se extienden desde la superficie de base de la brida de refrigeración de estator 2 aproximadamente en la dirección axial de la brida de refrigeración de estator. Ventajosamente las nervaduras 23 tienen aproximadamente la misma altura que las bóvedas 21 y las aletas de refrigeración 8.

15 También las bóvedas 21 y las nervaduras 23 están configuradas sin una muesca, de modo que es posible fácilmente el desmoldeo del casquillo de estator 1 completo.

20 A diferencia de los ejemplos de realización anteriores, el saliente anular 9 no está configurado como anillo continuo, sino que está subdividido en segmentos individuales por unas ranuras 24 que discurren axialmente. Estas ranuras 24 están previstas de tal modo que se sitúan en la zona de los canales de flujo 15 correspondientes entre las aletas de refrigeración adyacentes.

25 Las ranuras 24 axiales se sitúan en la zona entre las bóvedas 21 adyacentes, visto en una vista axial (figura 5). De manera conocida, las bóvedas 21 rodean unas aberturas 25 que atraviesan la brida de estator 2 (figura 7), en las que ventajosamente se introducen unas roscas en las que pueden enroscarse los tornillos para unir el estator con la estructura de suspensión.

30 La posición de fase $\Delta\phi$ varía de la manera descrita por la circunferencia de la brida de estator 2, con lo que se consigue que la refrigeración de las aletas de refrigeración 8, 10 sea independiente del sentido de giro de la brida de refrigeración de rotor 4. Como las aletas de refrigeración 8 tienen una forma ondulada, también se reduce considerablemente el sonido de giro, que se produce en el dispositivo de refrigeración 205 durante el funcionamiento del motor, en comparación con las aletas de refrigeración que discurren de manera recta en ambas bridas de refrigeración 2 y 4.

35 Las figuras 7 y 8 muestran una forma de realización, que esencialmente corresponde al ejemplo de realización según las figuras 5 y 6. Por este motivo, a continuación sólo se describirá el diseño diferente. Consiste en que las aletas de refrigeración 8 situadas de manera adyacente a las bóvedas 21 están configuradas de tal modo que los segmentos ondulados 22 curvados ya no se sitúan coaxialmente a las bóvedas, sino que las aletas de refrigeración 8 discurren con los segmentos 26 rectos y paralelos entre sí al lado de las bóvedas 21. Los segmentos 26 rectos se extienden desde el círculo envolvente 14 externo radialmente hacia dentro, de tal modo que llegan casi hasta la bóveda 21. Entonces, los segmentos 22 rectos se convierten en segmentos ondulados 27 curvados, que aproximadamente discurren de manera coaxial a las bóvedas 21 respectivas. Mediante este diseño de las dos aletas de refrigeración 8 situadas adyacentes a las bóvedas 21 respectivas es posible agarrar el casquillo de estator 1 durante la fabricación con un dispositivo de agarre correspondiente. Un dispositivo de agarre correspondiente puede realizar un agarre lateral entre las zonas de aletas de refrigeración 26 rectas y alineadas radialmente.

45 Como se deduce por los ejemplos de realización según la figura 6 y la figura 8, en una zona 28 entre dos aletas de refrigeración 8 adyacentes a las bóvedas 21, la pared portadora de la brida de refrigeración 2 está realizada con un mayor grosor de pared. De este modo pueden reducirse las tensiones de los componentes producidas por la estructura de suspensión fijada a las bóvedas 21.

50 Las demás aletas de refrigeración 8 están configuradas y dispuestas de la manera descrita.

55 En la forma de realización representada según las figuras 7 y 8, por la circunferencia del casquillo de estator 1 están dispuestas distribuidas cincuenta y seis aletas de refrigeración 8 onduladas. Estas aletas de refrigeración 8 tienen ventajosamente un grosor medio de aproximadamente 1,5 a 2,5 mm. Mediante las aletas de refrigeración 8 configuradas de manera ondulada se obtiene una superficie grande disipadora de calor, sin que la distancia entre las aletas de refrigeración 8 adyacentes se haga demasiado pequeña. Esta distancia entre aletas de refrigeración adyacentes asciende como promedio sm por una brida de refrigeración al menos al simple grosor de aleta dm medio por la brida de refrigeración. Ventajosamente esta distancia sm media entre aletas de refrigeración 8 adyacentes se sitúa en un intervalo entre dos y seis veces el grosor de aleta dm medio. En la práctica, esta distancia sm media asciende de manera ventajosa a aproximadamente 3 a 18 mm.

65 Ventajosamente el radio R_a externo (figura 9) no es demasiado grande cuando se utiliza el motor con impulsores de ventilador axial, porque en los ventiladores axiales una brida de refrigeración 2, 4 puede suponer un obstáculo para el flujo de aire del ventilador axial. El radio R_i interno viene determinado generalmente por la construcción de los demás componentes del motor. La relación del diámetro externo R_a con respecto al diámetro interno R_i de la zona

de brida 29 se sitúa ventajosamente en un intervalo de aproximadamente 1,1 a 1,6, preferiblemente en aproximadamente 1,4. La extensión B radial de una brida de refrigeración se determina mediante Ra y Ri.

5 Como muestra la representación esquemática según la figura 9, la aleta de refrigeración 8 de forma ondulada se extiende entre el radio externo Ra y el radio interno Ri de la brida de refrigeración 2, 4. El diámetro externo Ra corresponde al radio del círculo envolvente 14 externo y el radio interno Ri al radio del círculo envolvente 13 interno (figuras 1 y 7). En este sentido, la aleta de refrigeración 8 está dispuesta de tal modo que esencialmente está alineada en la dirección radial. El sentido circunferencial de la zona de brida 29 está designado con Θ . Con M se indica el eje de giro del rotor.

10 Las figuras 11a a 11d muestran diferentes configuraciones de las aletas de refrigeración 8, 10 en una sección transversal aproximadamente perpendicular a una línea central de aleta de refrigeración 8a, 10a imaginaria.

15 En la forma de realización según la figura 11a, la aleta de refrigeración 8, 10 tiene una sección transversal rectangular con un grosor d. La aleta de refrigeración 8, 10 presenta un grosor d correspondientemente constante o una sección transversal correspondientemente constante por su altura H. La relación H/d se sitúa ventajosamente en el intervalo entre aproximadamente 2 y 8. El grosor d asciende de manera ventajosa aproximadamente a de 1 mm a 4 mm.

20 La aleta de refrigeración 8, 10 según la figura 11b tiene una sección transversal trapezoidal. En la zona inferior la aleta de refrigeración 8,10 tiene el grosor d1 y en la zona superior el grosor d2, que es menor que el grosor d1. El paso del lado superior 30 a las paredes laterales 31, 32 de la aleta de refrigeración 8, 10 está redondeado. Por la sección transversal trapezoidal la aleta de refrigeración 8, 10 se estrecha continuamente de la zona inferior a la zona superior o el lado superior 30, es decir, el grosor d varía de la zona superior a la inferior. La relación H/d también en un diseño de este tipo de la aleta de refrigeración 8, 10 por toda la altura de la aleta de refrigeración 8, 10 se sitúa ventajosamente en el intervalo entre aproximadamente 2 y 8.

25 La aleta de refrigeración 8, 10 según la figura 11c tiene en principio la misma configuración que la aleta de refrigeración según la figura 11b. La única diferencia es que el lado superior 30 se convierte en las paredes laterales 31, 32 a través de un borde y no está redondeado.

30 Las paredes laterales 31, 32 oblicuas de las aletas de refrigeración 8, 10 según las figuras 11b y 11c son ventajosas para el flujo de calor, porque existe un estrechamiento de sección transversal continuo de las aletas en el sentido de flujo principal del calor de la zona de la superficie de base 33 a la zona superior 30. Sin embargo, en particular este diseño de sección transversal tiene la ventaja de que la brida de refrigeración 2, 4 puede desmoldarse fácilmente de una herramienta de fundición. Las paredes laterales 31, 32 forman biseles de desmoldeo.

35 La aleta de refrigeración 8, 10 según la figura 11d se caracteriza por que el lado superior 30 no está configurado de manera plana como en las formas de realización según las figuras 11b y 11c, sino completamente redondo.

40 En todas las formas de realización según las figuras 11a a 11d también pueden estar previstas formas redondeadas en el paso de las paredes laterales 31, 32 a la superficie de base 33.

45 Las formas redondeadas en el lado frontal y de base también pueden estar previstas en la aleta de refrigeración 8, 10 según la figura 11a con la sección transversal rectangular.

50 En todas las formas de realización descritas, las aletas de refrigeración 8, 10 de forma ondulada pueden estar previstas sólo en una de las bridas de refrigeración 2, 4, ventajosamente en una brida de refrigeración 2, 4 disipadora de calor. En este sentido, las aletas de refrigeración 8, 10 de la otra brida de refrigeración 2, 4 pueden estar configuradas de modo que discurren rectas de la manera habitual, pudiendo estar previstas estas aletas de refrigeración 8, 10 rectas discurrendo radialmente o discurrendo también formando un ángulo con la radial.

55 Del mismo modo es posible prever las aletas de refrigeración de forma ondulada no sólo en una brida de refrigeración 2, 4, sino también en ambas bridas de refrigeración 2, 4. A este respecto, las aletas de refrigeración 8, 10 onduladas de las dos bridas de refrigeración 8, 10 pueden presentar diferentes parámetros característicos (por ejemplo Ra, Ri, B, Λ , $\Delta\phi$, A)

60 Una brida de refrigeración 2, 4 también puede diseñarse ventajosamente con aletas de refrigeración 8, 10 de forma ondulada cuando no todas las aletas de refrigeración 8, 10 presentan una forma ondulada. Al menos el 50% de todas las aletas de refrigeración 8, 10 de una brida de refrigeración 2, 4 presentan una forma ondulada, mejor el 80% de todas las aletas de refrigeración 8, 10 de una brida de refrigeración 2, 4.

REIVINDICACIONES

1. Dispositivo de refrigeración de un motor eléctrico, con una brida de refrigeración de rotor (4) y una brida de refrigeración de estator (2), de las cuales una puede girar con respecto a la otra y al menos una de las dos bridas de refrigeración (2, 4) está dotada de unas aletas de refrigeración (8, 10) dispuestas distribuidas por su circunferencia, que discurren en la dirección radial, de las que al menos el 50% de dichas aletas de refrigeración (8, 10) de la brida de refrigeración (2, 4) disipadora de calor tienen una superficie, que es mayor que la superficie de la aleta de referencia recta correspondiente, que discurre en la dirección radial, disipando durante el funcionamiento del motor eléctrico al menos una de las dos bridas de refrigeración (2, 4) calor al aire ambiente, caracterizado por que al menos el 50% de las aletas de refrigeración (8, 10) tienen por su longitud un recorrido de forma ondulada, por que la posición de fase ($\Delta\phi$) de las aletas de refrigeración (8, 10) de forma ondulada de al menos una de las dos bridas de refrigeración (2, 4) es diferente, por que a cada aleta de refrigeración (8, 10) mediante la formación de un par se le asigna exactamente otra aleta de refrigeración (8',10') de la misma brida de refrigeración (2,4), que aproximadamente presenta el mismo recorrido de amplitud radial (A) y aproximadamente el mismo recorrido de longitud de onda radial (Λ) y en cuanto a su posición de fase ($\Delta\phi$) se diferencia en aproximadamente π con respecto a la de la otra aleta de refrigeración (8, 10), por que la aleta de referencia, cuya línea central de aleta de refrigeración imaginaria se sitúa exactamente sobre una recta de referencia (R), que corta la línea central de aleta de refrigeración (8a, 10a) de la aleta de refrigeración (8, 10) correspondiente de forma ondulada al menos tres veces, tiene la misma extensión axial y radial que la aleta de refrigeración (8, 10) correspondiente de forma ondulada así como el mismo perfil de grosor, y por que el desplazamiento de fase máximo según la magnitud entre dos aletas de refrigeración adyacentes para al menos el 80% de todas las posibles aletas de refrigeración directamente adyacentes de la brida de refrigeración (2, 4) asciende a $\Delta\Delta\phi$ (máx.) = $\pi/3$.
2. Dispositivo de refrigeración según la reivindicación 1, caracterizado por que la relación (sm/dm) de la distancia media (sm) de en cada caso dos aletas de refrigeración (8, 10) adyacentes con respecto al grosor medio (dm) de las aletas de refrigeración (8, 10) asume una magnitud en el intervalo entre 2 y 6.
3. Dispositivo de refrigeración según la reivindicación 1 o 2, caracterizado por que el grosor medio (dm) de todas las aletas de refrigeración (8, 10) de una brida de refrigeración (2, 4) con una función disipadora de calor se sitúa entre aproximadamente 1,5 y aproximadamente 3 mm.
4. Dispositivo de refrigeración según una de las reivindicaciones 1 a 3, caracterizado por que el grosor medio (dm) de todas las aletas de refrigeración (8, 10) de una brida de refrigeración (2, 4) sin una función disipadora de calor se sitúa entre aproximadamente 0,5 y aproximadamente 1,5 mm.
5. Dispositivo de refrigeración según una de las reivindicaciones 1 a 4, caracterizado por que los dos extremos de las aletas de refrigeración (8, 10) se sitúan radialmente en una zona entre un círculo envolvente (13, 14) interno y externo.
6. Dispositivo de refrigeración según la reivindicación 5, caracterizado por que la relación de los radios (Ra y Ri) de un círculo envolvente (14) externo y de un círculo envolvente (13) interno se sitúa entre aproximadamente 1,1 y aproximadamente 1,6.
7. Dispositivo de refrigeración según una de las reivindicaciones 1 a 6, caracterizado por que las aletas de refrigeración (8, 10) tienen un grosor (d) constante por su altura (H).
8. Dispositivo de refrigeración según una de las reivindicaciones 1 a 7, caracterizado por que el grosor (d) de las aletas de refrigeración (8, 10) disminuye hacia su lado frontal (30).
9. Motor eléctrico con un dispositivo de refrigeración según una de las reivindicaciones 1 a 8.

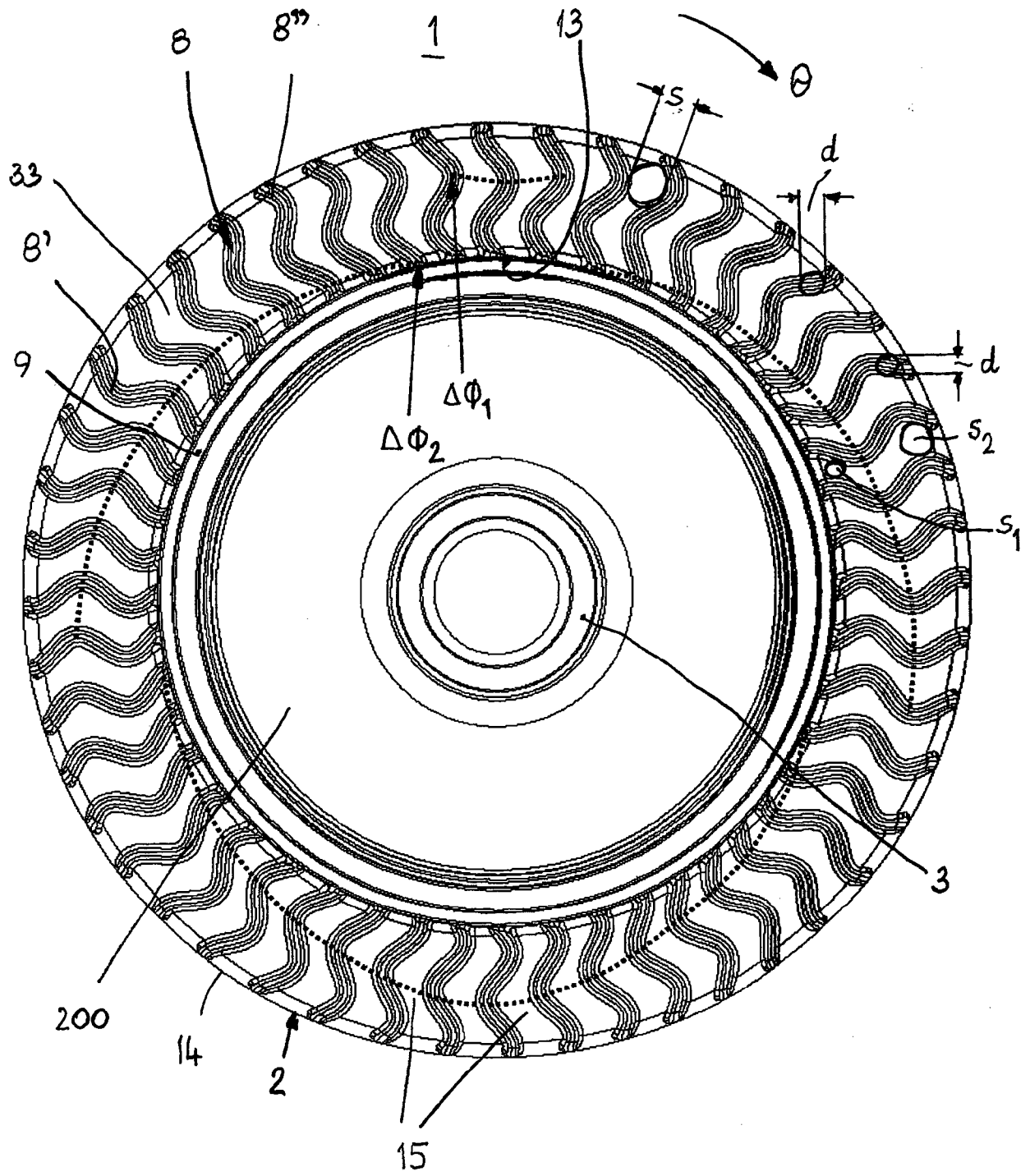


Fig. 1

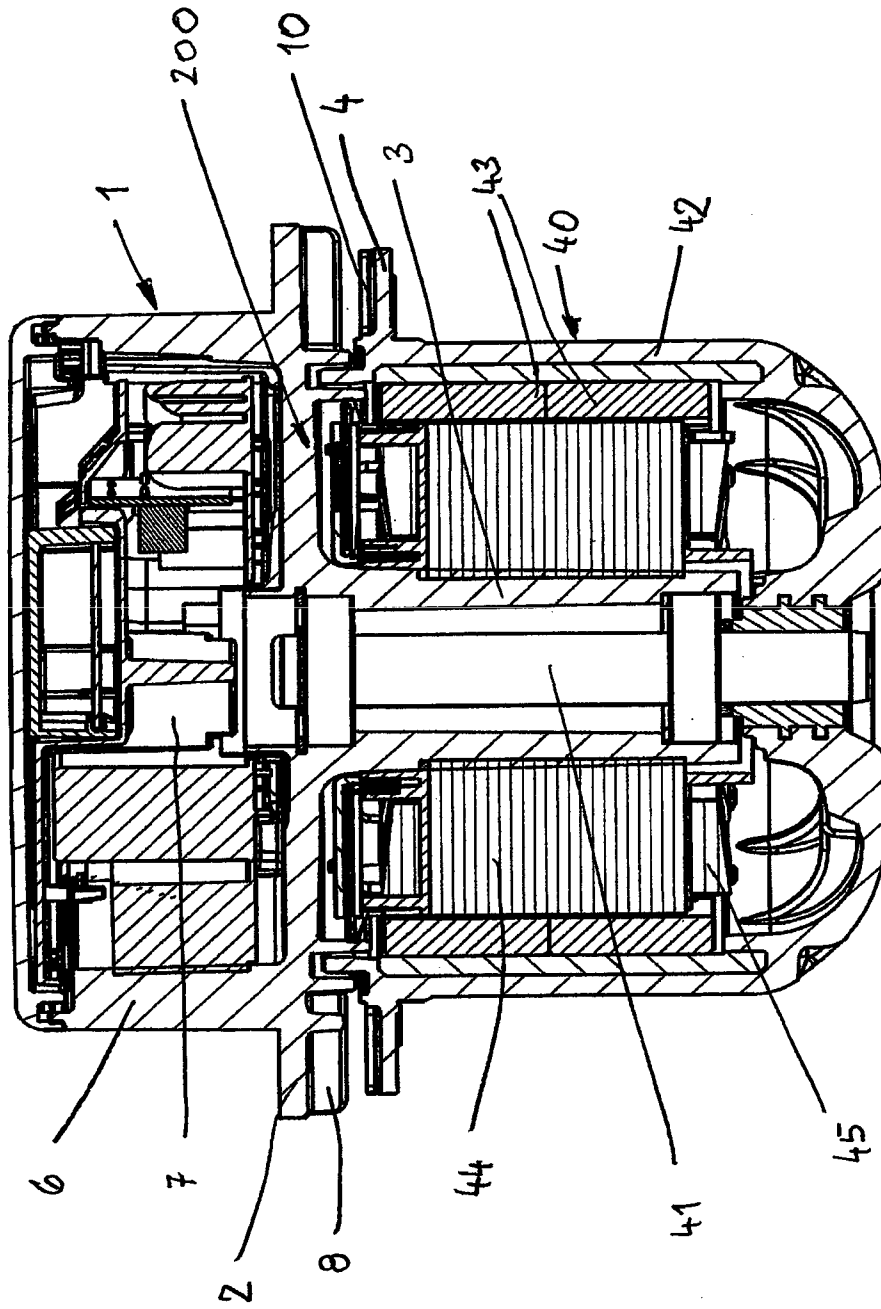
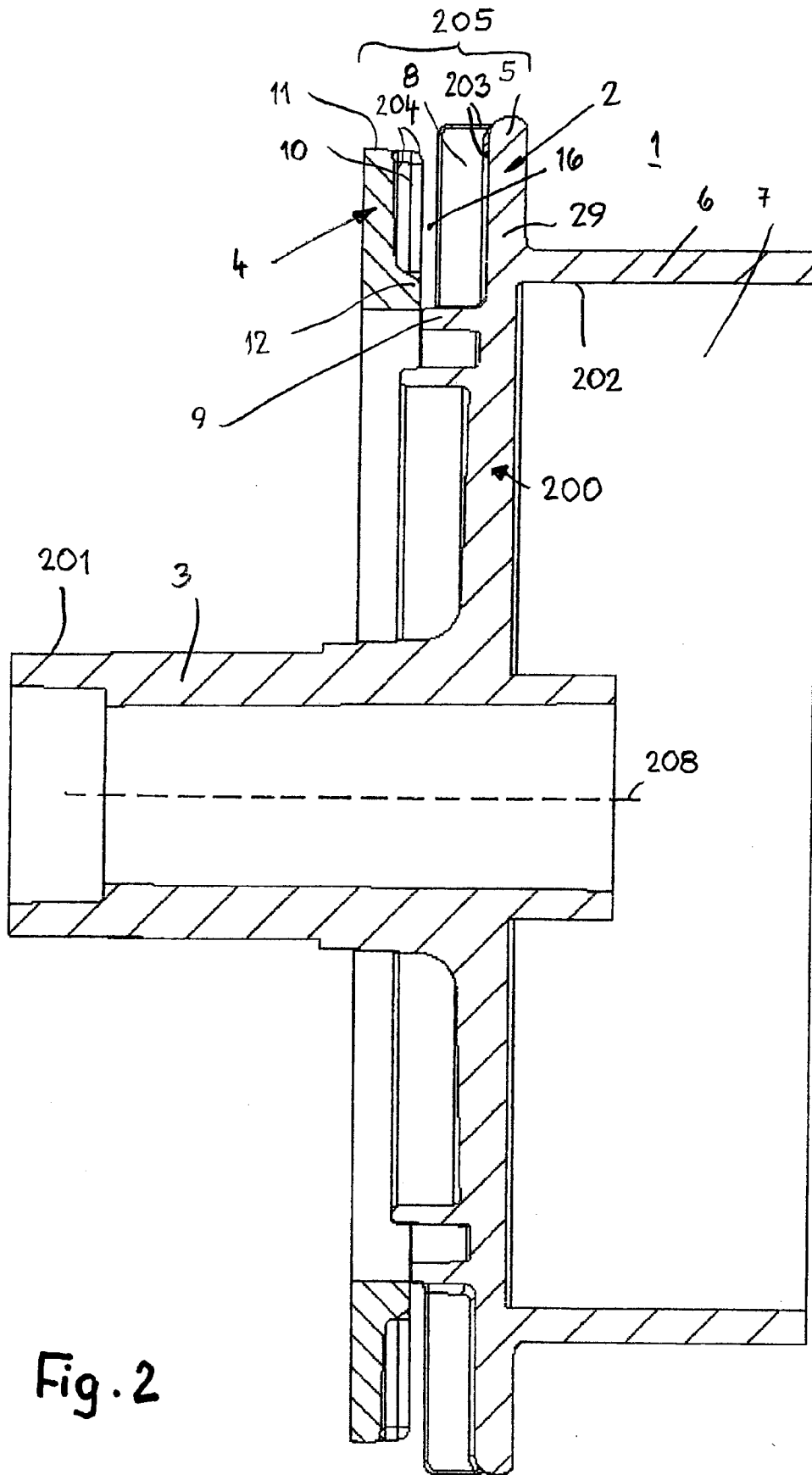


Fig. 1a



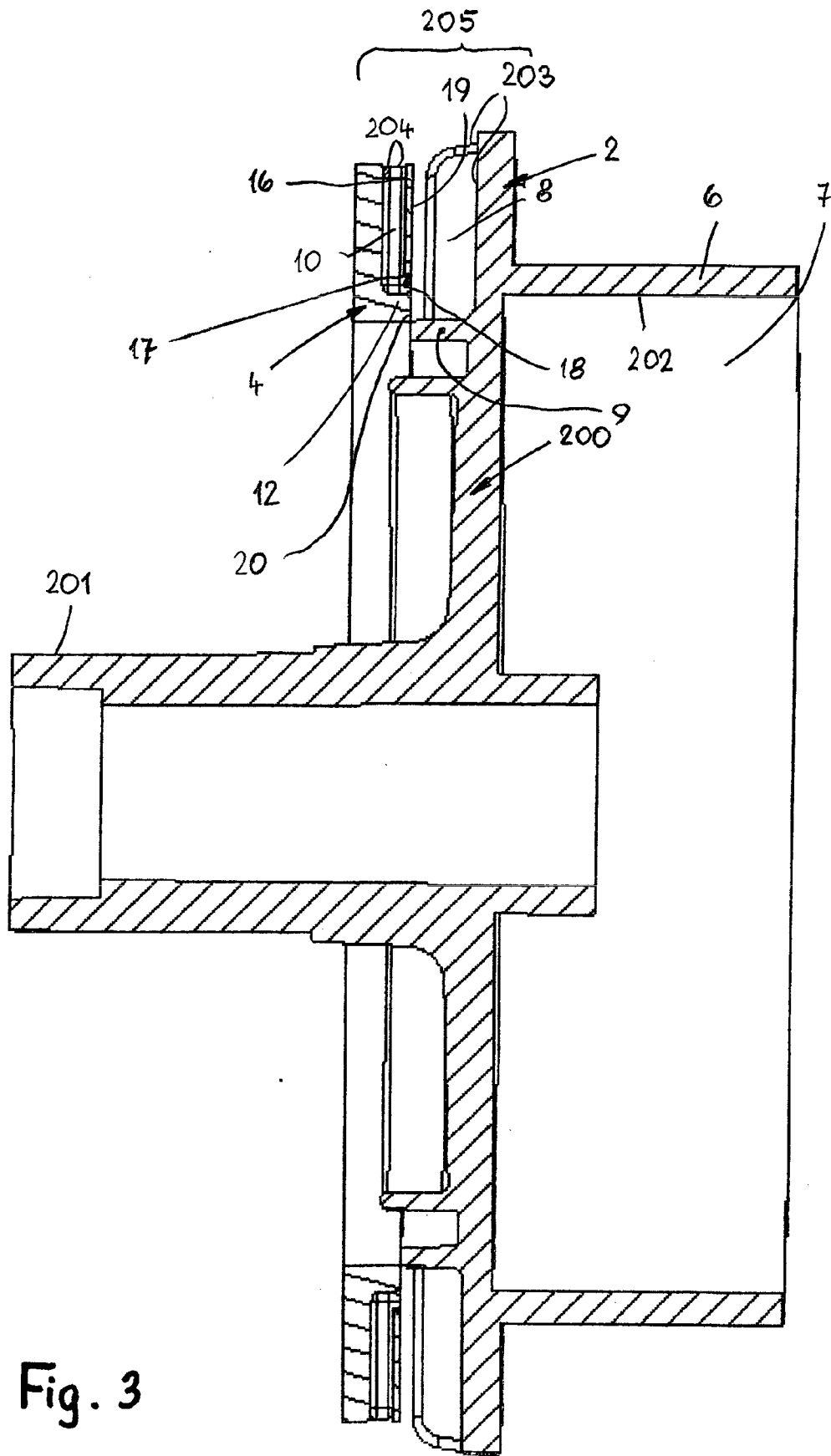


Fig. 3

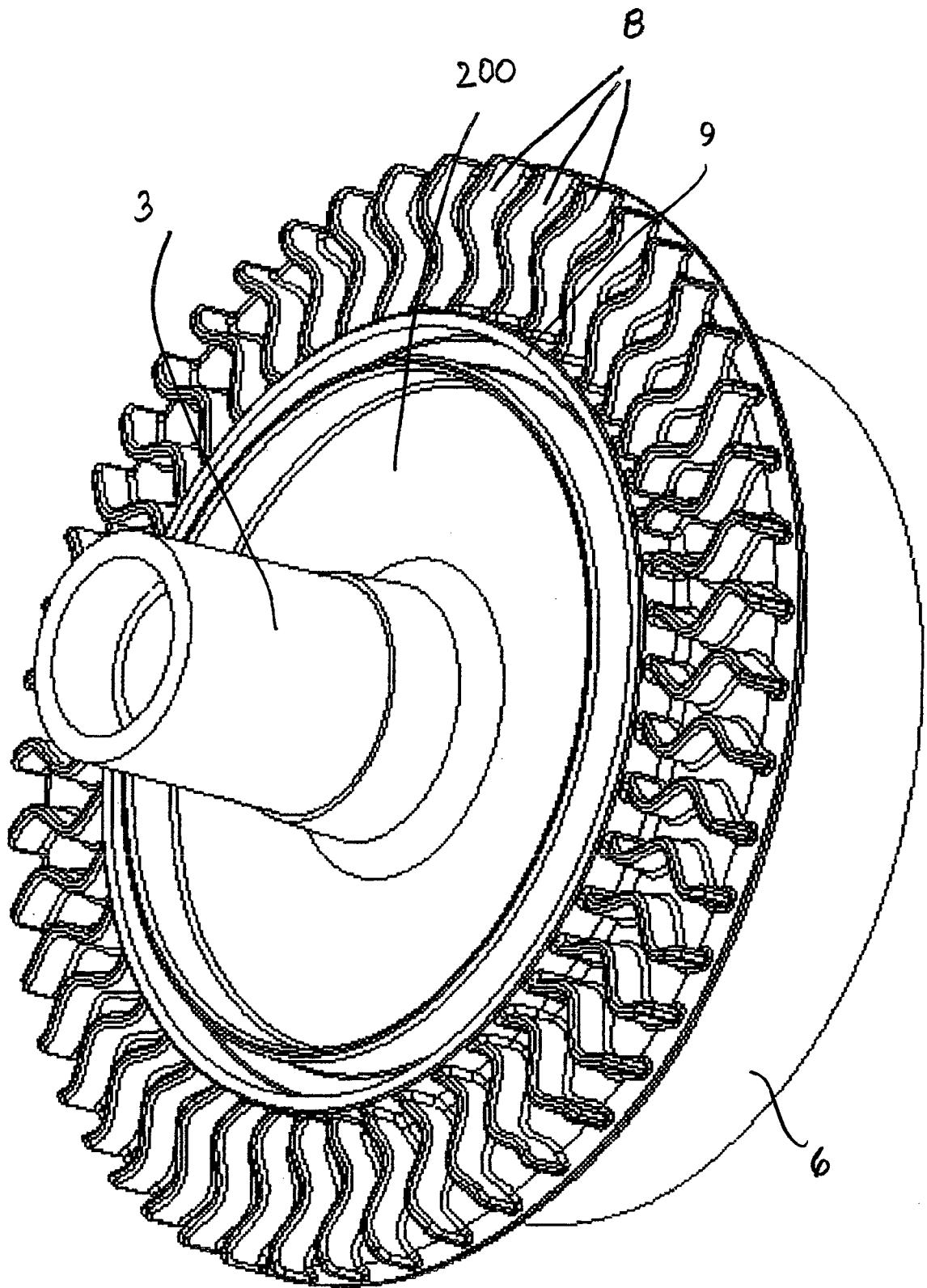


Fig. 4

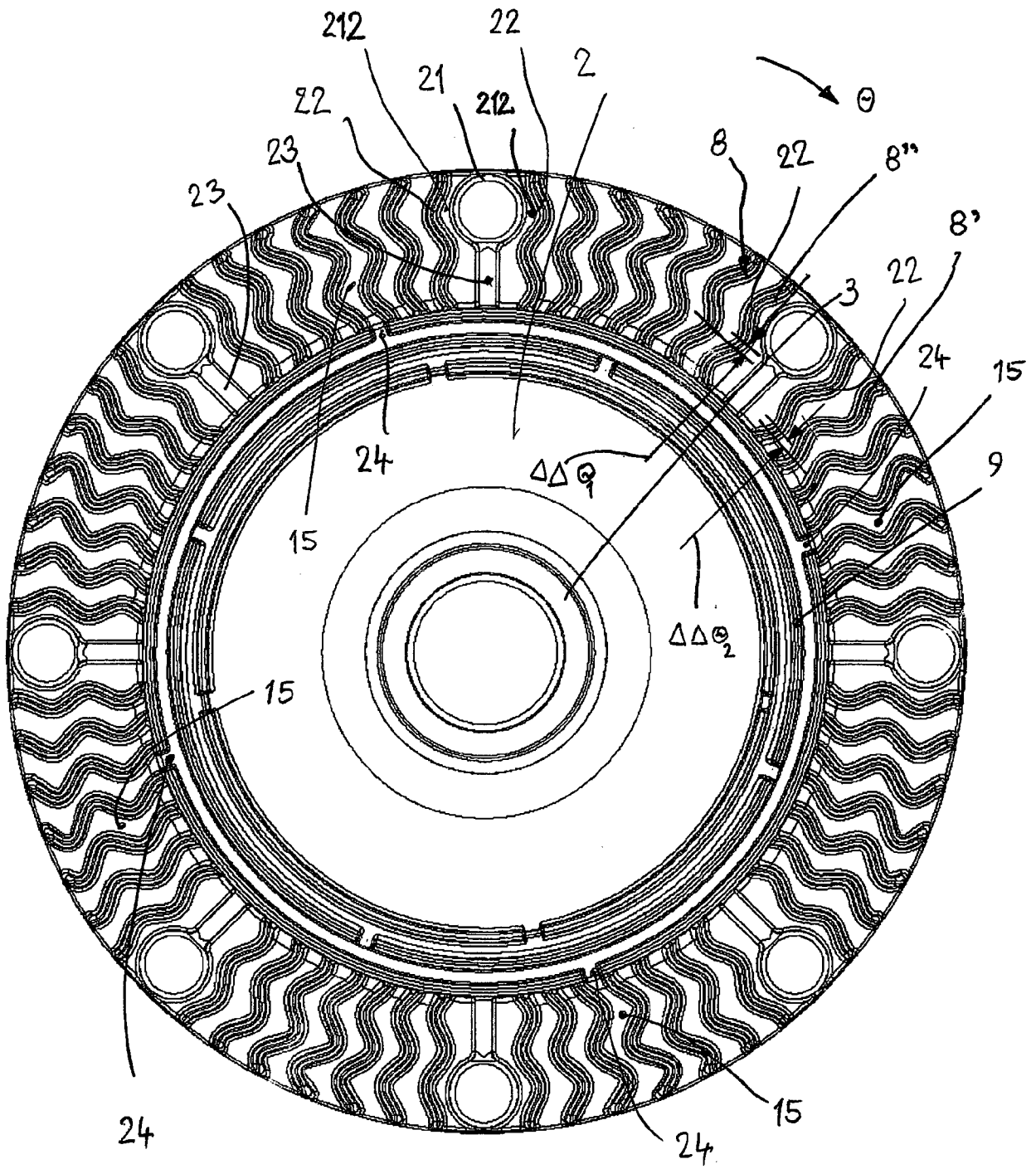


Fig. 5

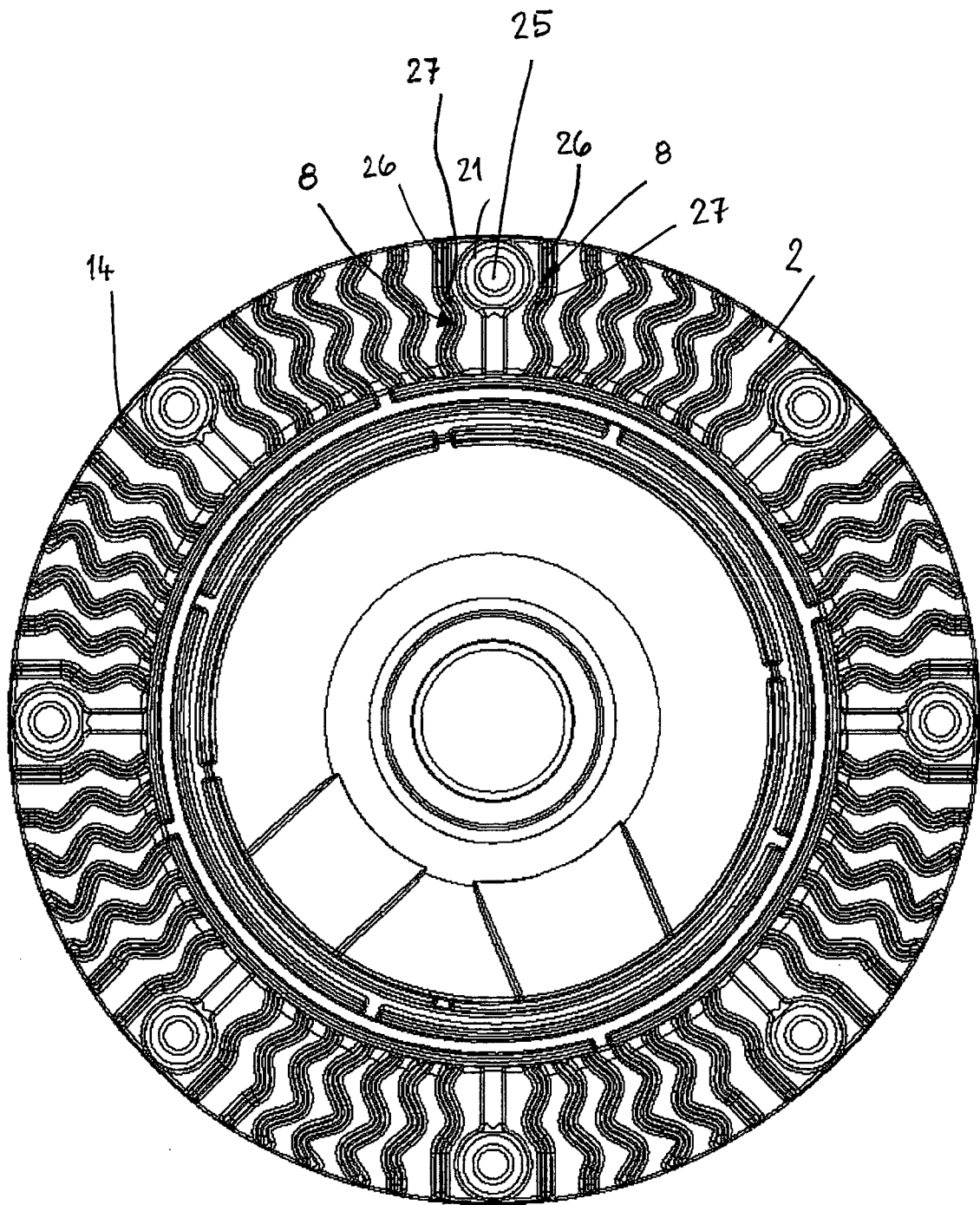


Fig. 7

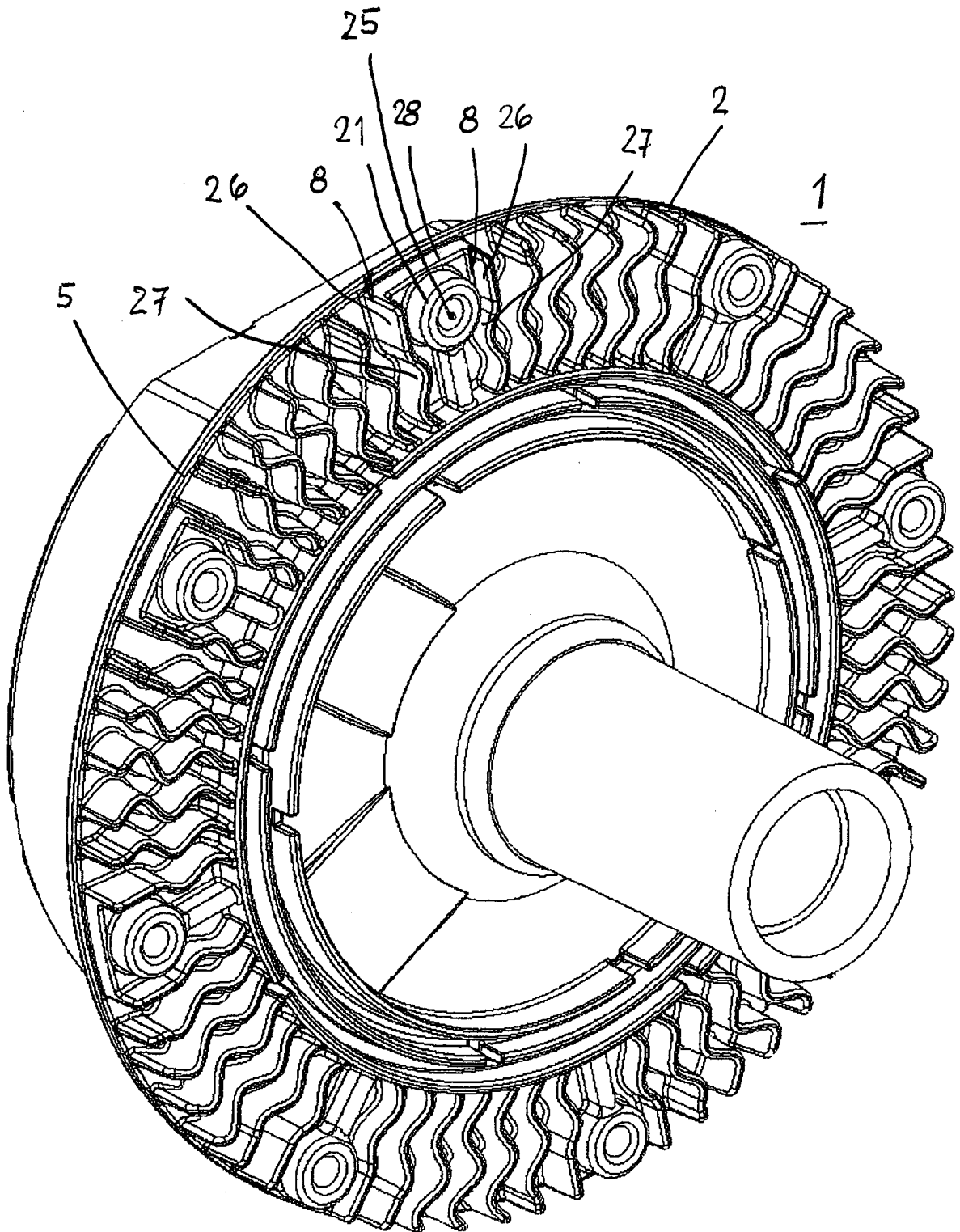


Fig. 8

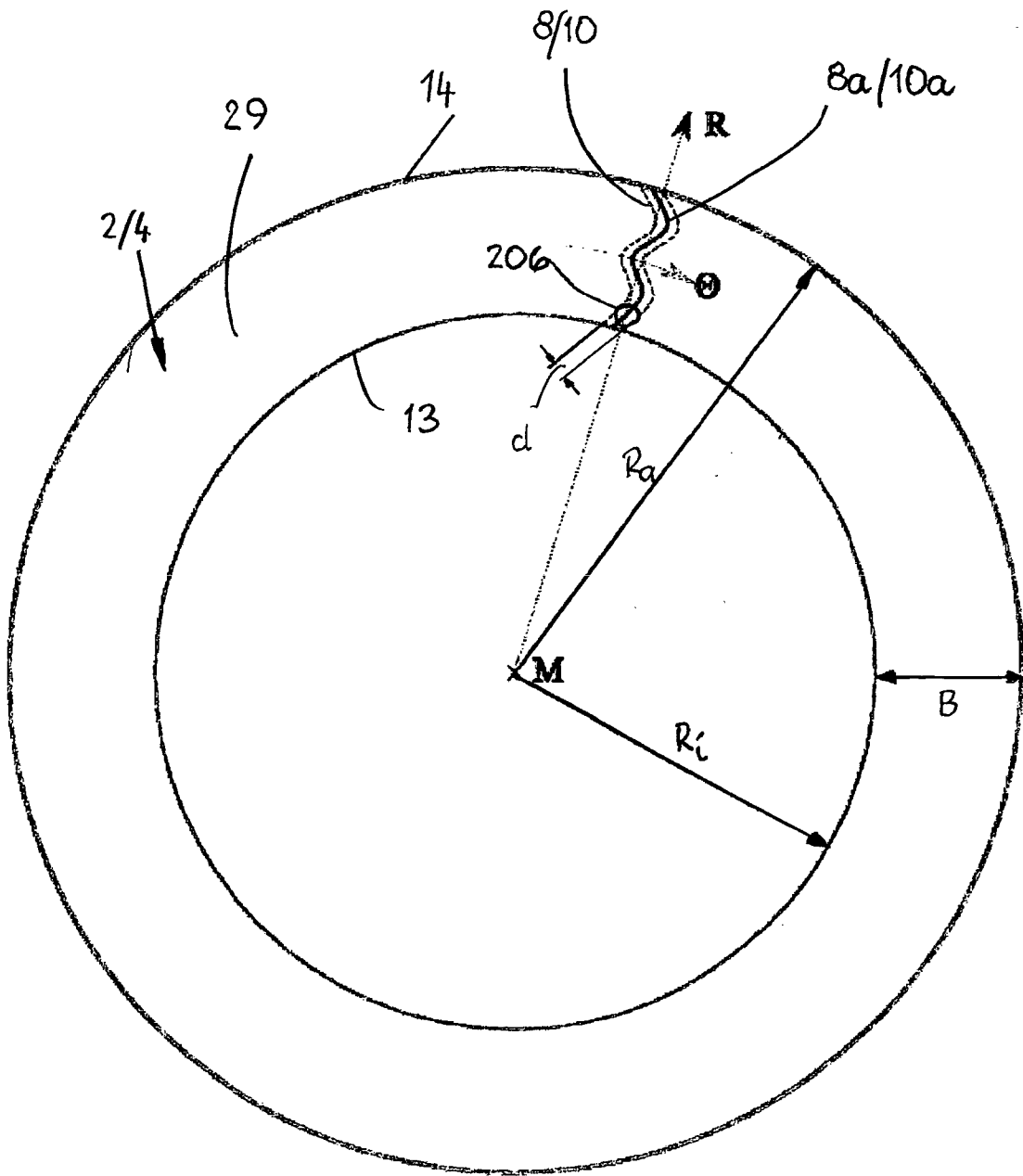


Fig. 9

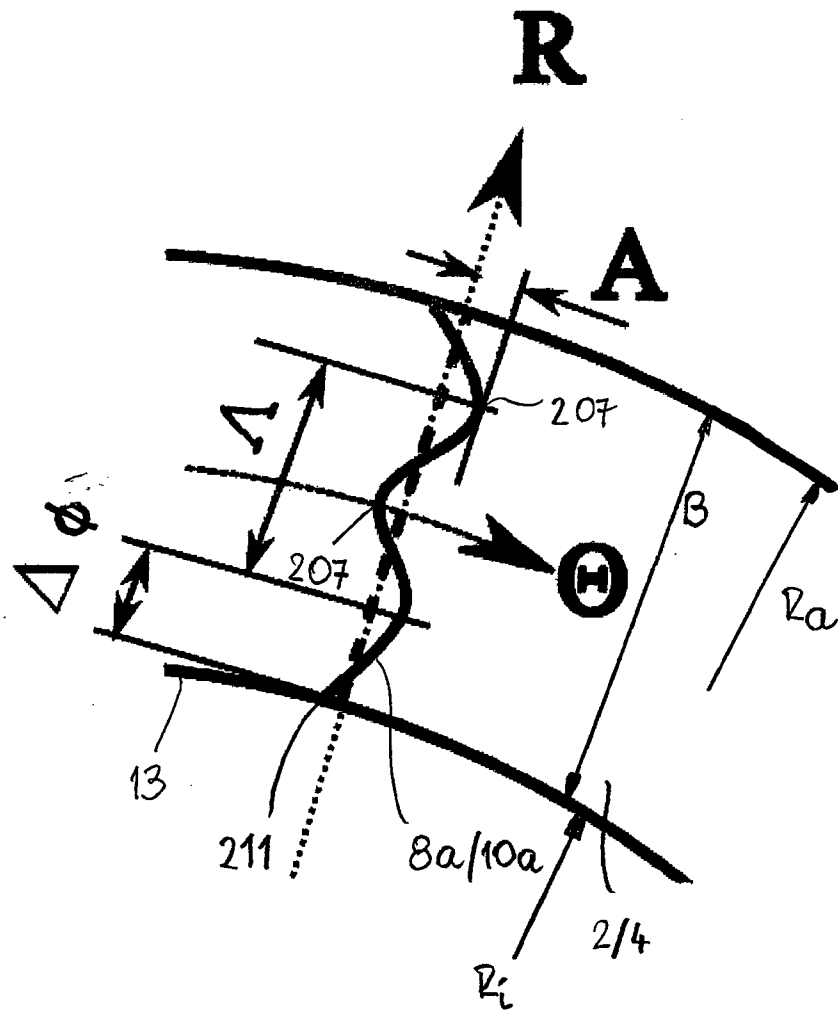


Fig. 10

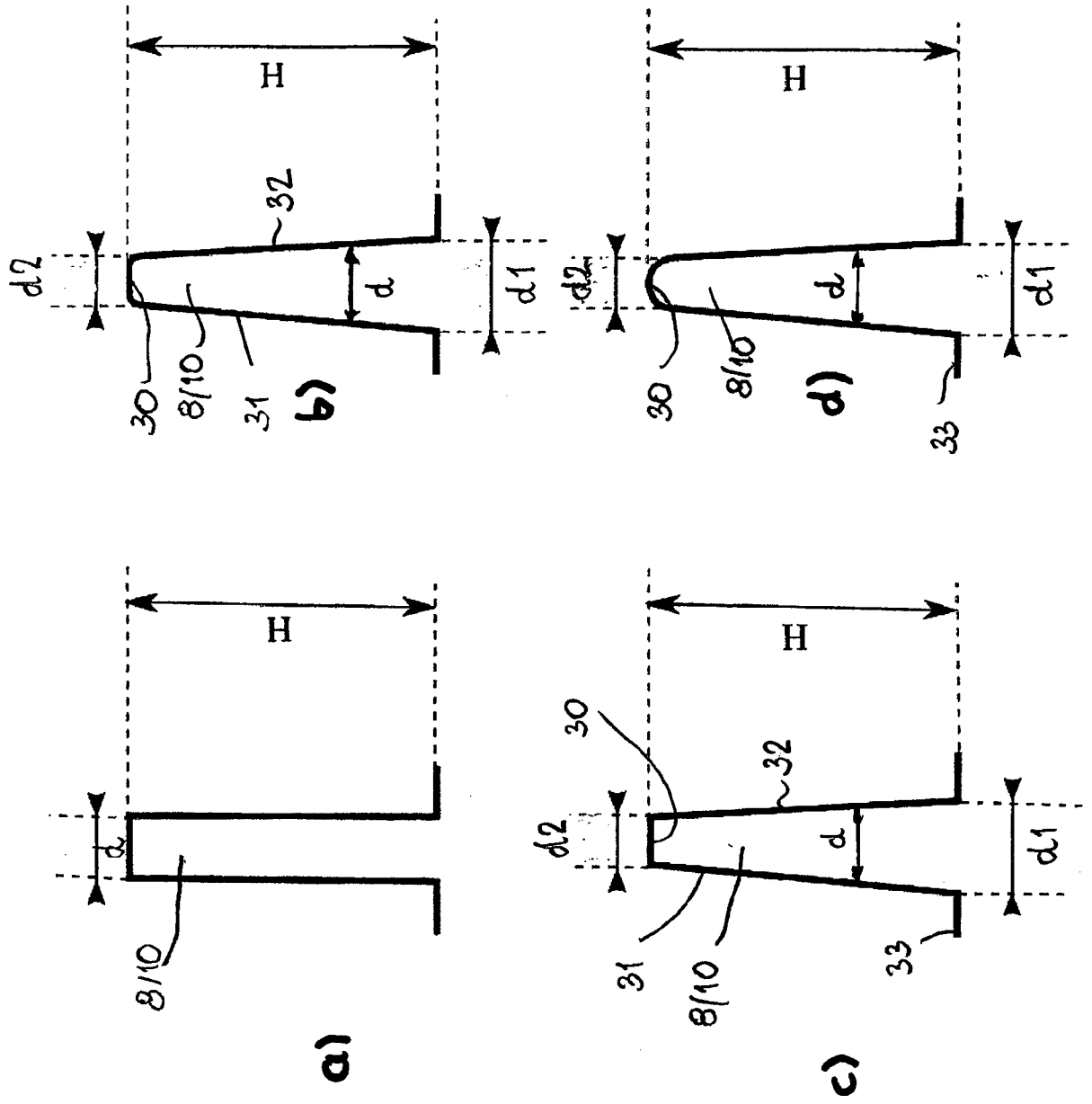


Fig. 11

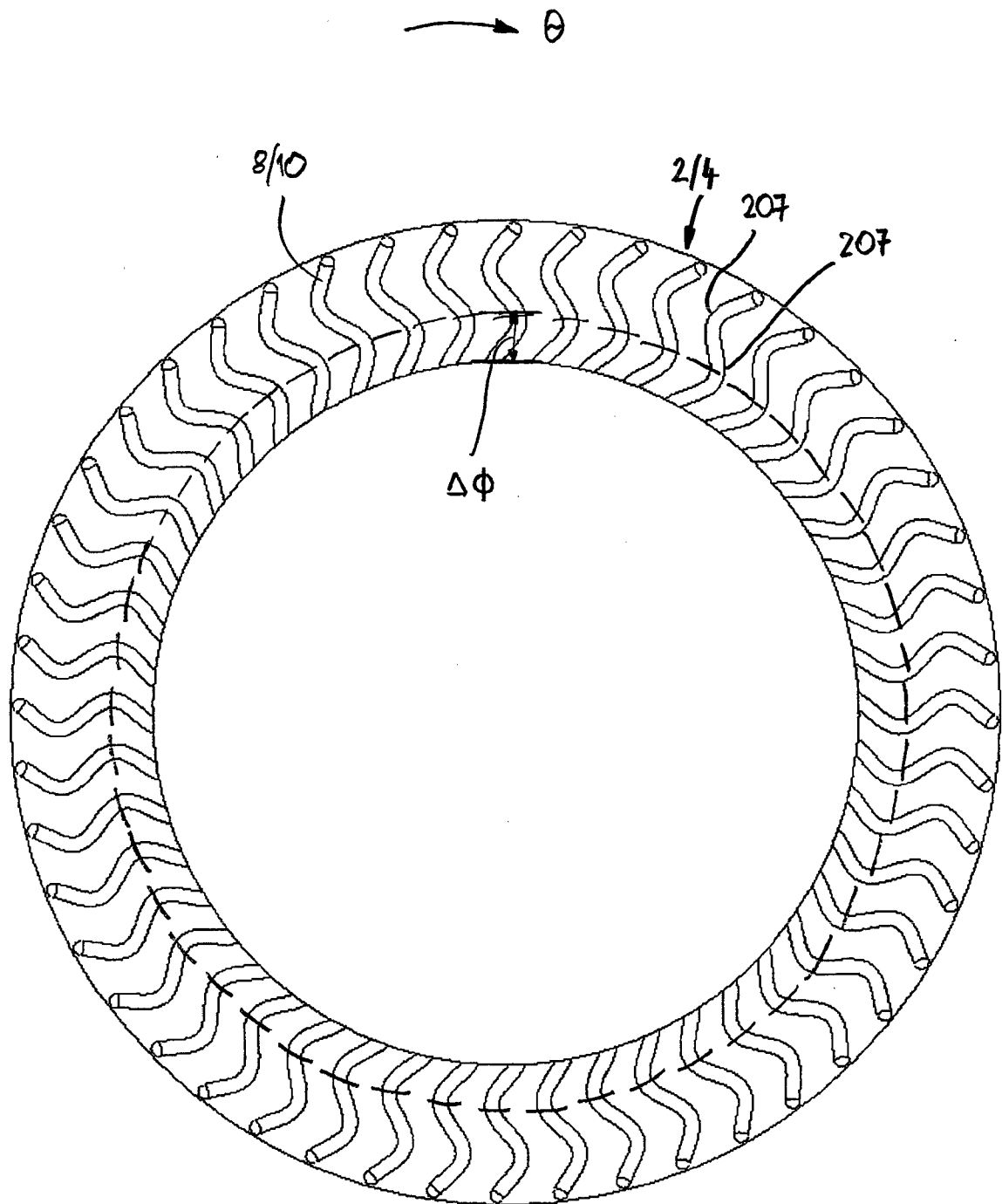


Fig. 12

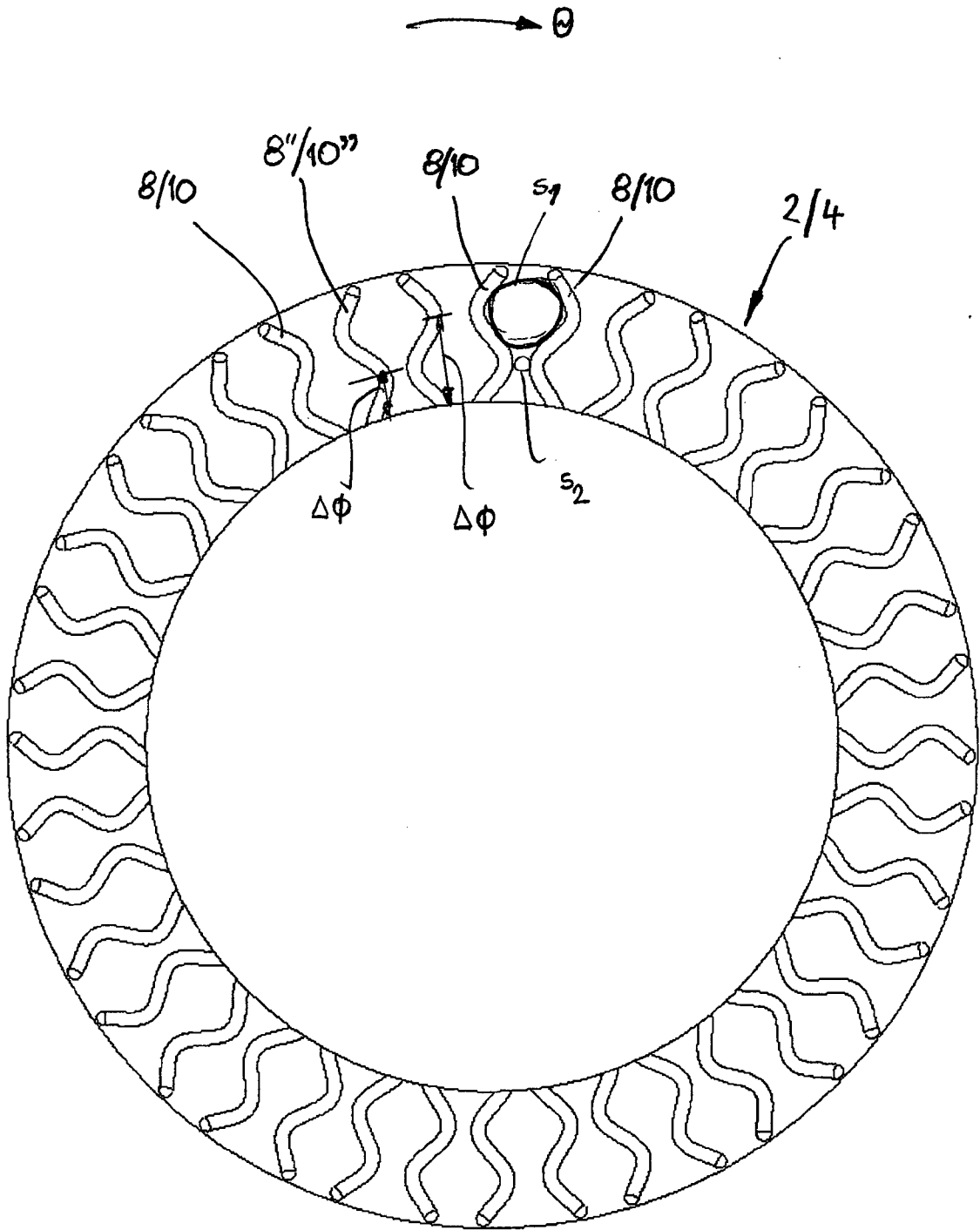


Fig. 13

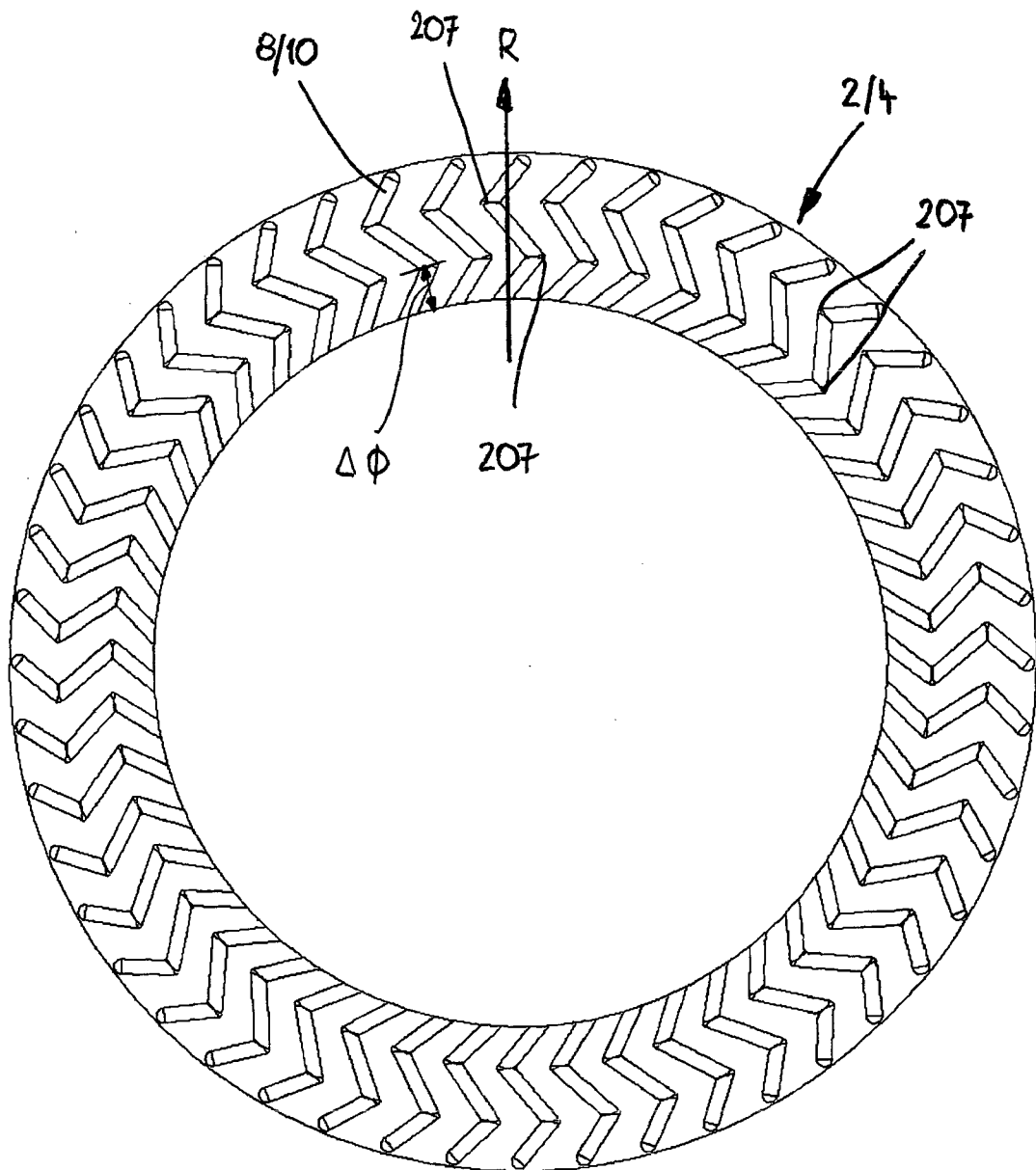


Fig. 14