

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 757 403**

51 Int. Cl.:

F16H 25/14 (2006.01)

F04B 9/04 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **08.12.2016** **E 16202864 (1)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **21.08.2019** **EP 3333456**

54 Título: **Mecanismo de levas para la implementación de una carrera variable**

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la
traducción de la patente:
29.04.2020

73 Titular/es:
**KNAUER WISSENSCHAFTLICHE GERÄTE GMBH
(100.0%)
Hegauer Weg 38
14163 Berlin, DE**

72 Inventor/es:
BLEISCH, JULIAN EMANUEL

74 Agente/Representante:
**INGENIAS CREACIONES, SIGNOS E
INVENCIONES, SLP**

ES 2 757 403 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

Mecanismo de levas para la implementación de una carrera variable

5 La invención se refiere a un mecanismo de levas para convertir un movimiento giratorio de un árbol del lado de accionamiento en un movimiento de salida lineal, que comprende un disco de levas que puede unirse al árbol del lado de accionamiento, un deslizador que puede desplazarse al menos en secciones en una guía lineal y un seguidor de levas que se aplica contra la superficie circunferencial del disco de levas,, de modo que un movimiento giratorio del disco de levas conduce a un movimiento de salida lineal del deslizador en la guía lineal, en el que la

10 circunferencia del disco de levas está diseñada en forma de espiral al menos en secciones, y el radio del disco de levas aumenta de forma monótona en la sección en forma de espiral desde un radio inicial R_1 a un radio final R_2 a lo largo de una dirección de giro. Al seleccionar dos puntos de inversión dentro de la sección en forma de espiral, puede producirse el establecimiento de una carrera variable. La invención se refiere además a una bomba de pistón con dicho mecanismo de levas, así como a un método para usar el mecanismo de levas y la bomba de pistón.

Técnica anterior y antecedentes

El documento genérico DE527074 divulga las características del término genérico de las reivindicaciones independientes 1, 12 y 14. En la cromatografía líquida, las sustancias se separan en función de las interacciones fisicoquímicas entre la fase móvil y la fase estacionaria. En el proceso, la sustancia a separar se bombea junto con un eluyente a través de la fase estacionaria. Para la generación del flujo de líquido requerido para este fin, en la

20 técnica anterior generalmente se usan bombas de pistón. La reducción de los tamaños de partícula de la fase estacionaria de 2,2 a 1.7 μm conduce a un aumento de la velocidad y de la eficiencia en la cromatografía líquida de ultraalto rendimiento (UHPLC). La reducción del tiempo de análisis en relación con una mayor presión de trabajo significa una mayor demanda de exactitud y precisión de las bombas de alto rendimiento.

Por lo general, las bombas de pistón consisten en un cilindro en el que un pistón como dispositivo de desplazamiento de líquido se mueve linealmente. Para accionar una bomba de pistón por medio de un motor rotativo, es necesario convertir un movimiento de rotación en un movimiento lineal.

Para este fin, se conoce usar mecanismos de levas. En estos, el movimiento de rotación generalmente uniforme de un motor se transmite a un disco de levas. La rotación del disco de levas se transfiere a un seguidor de levas que está conectado a elementos de salida guiados linealmente o deslizadores. Dependiendo de la forma del margen del disco de levas, el movimiento de rotación del disco de levas se convierte en un movimiento lineal del deslizador y, por lo tanto, del pistón.

En el documento DE 10 2008 019 072 A1, se divulga un mecanismo de levas para accionar una bomba de pistón para cromatografía líquida de alto rendimiento. En el mecanismo de levas, la posición y la geometría del disco de levas en relación con el seguidor de levas y el eje de ejercicio de fuerza sobre un deslizador guiado linealmente se seleccionan de tal manera que una fuerza transversal siempre presiona el deslizador sobre una superficie de guía definida. Como resultado, se puede asegurar una reducción de la libertad de juego del deslizador. Sin embargo, la desventaja del mecanismo de levas es la cara construcción que resulta de los requisitos limitantes para la disposición y la geometría de los componentes. Además, por medio del mecanismo de levas, solo se puede implementar una carrera fija, que resulta de la forma del margen durante una revolución completa del disco de levas.

Aunque se conoce generar, con la ayuda de tornillos de bolas, una carrera variable en un deslizador guiado linealmente, que resulta del número de revoluciones de la rosca para el movimiento hacia delante y hacia atrás respectivo. Sin embargo, los tornillos de bolas son costosos en términos de adquisición y requieren una alta precisión geométrica de la construcción en la que están instalados. Esto se refiere a la recepción, al guiado y a la conexión al motor. Además, debido a la alta inercia de un tornillo de bolas, se necesita un mayor par para la aceleración.

Objetivo de la invención

El objetivo de la invención era proporcionar un método y un dispositivo que eliminaran las desventajas de la técnica anterior. En particular, un objetivo de la invención era proporcionar un mecanismo de levas y una bomba de pistón que permitieran el establecimiento de una carrera variable con al mismo tiempo un guiado del deslizador lo más libre de juego posible. Además, el objetivo era que el mecanismo de levas y la bomba de pistón se caracterizaran por un diseño simple y robusto y una alta tolerancia con respecto a las variaciones de fabricación.

Sumario de la invención

El objetivo de la invención se logra mediante las reivindicaciones independientes. Las reivindicaciones dependientes se refieren a realizaciones preferidas de la invención.

En una realización preferida, la invención se refiere a un mecanismo de levas para convertir un movimiento giratorio

de un árbol del lado de accionamiento en un movimiento de salida lineal, que comprende a) un disco de levas que puede unirse al árbol del lado de accionamiento, b) un deslizador que puede desplazarse al menos en secciones en una guía lineal, y c) un seguidor de levas que se aplica contra la superficie circunferencial del disco de levas, de modo que un movimiento giratorio del disco de levas conduce a un movimiento de salida lineal del deslizador en la guía lineal, en el que la circunferencia del disco de levas está diseñada en forma de espiral al menos en secciones, y el radio del disco de levas aumenta de forma monótona en la sección en forma de espiral desde un radio inicial R_1 a un radio final R_2 a lo largo de una dirección de giro.

De acuerdo con el preámbulo en cuestión, el mecanismo de levas permite la conversión de un movimiento de rotación en una salida lineal. Para este fin, el mecanismo de levas se puede sujetar al árbol del lado de accionamiento que está conectado a un motor. El motor establece en rotación el árbol del lado de accionamiento, de modo que el disco de levas sujeto al mismo rota de acuerdo con la rotación del árbol. El eje de rotación del disco de levas coincide preferentemente con el árbol de accionamiento. El movimiento de rotación del disco de levas es absorbido por un seguidor de levas que, para este fin, se aplica contra el disco de levas. Es decir, durante la rotación del disco de levas, dicho disco de levas está preferentemente en contacto directo con el seguidor de levas. El seguidor de levas está acoplado al extremo delantero de un deslizador que puede moverse axialmente en una guía lineal. El eje de rotación del disco de levas, por otro lado, es preferentemente estacionario con respecto a la guía lineal. De acuerdo con la forma del margen del disco de levas rotativo, el deslizador se mueve axialmente en consecuencia dentro de la guía lineal.

En el sentido de la invención, la circunferencia del disco de levas designa la forma del margen del disco de levas. De acuerdo con la invención, la circunferencia del disco curvo se forma en forma de espiral al menos en secciones. La geometría en forma de espiral de la circunferencia se refiere preferentemente a la distancia radial del margen del disco de levas desde el eje de rotación del disco de levas. Por lo tanto, preferentemente se entiende por "sección en forma de espiral" una sección del disco de levas que se caracteriza por una distancia radial del margen del disco de levas que aumenta continuamente de forma monótona desde el eje de rotación con el aumento del ángulo de rotación.

En particular preferentemente, el radio en la sección en forma de espiral aumenta estrictamente de forma monótona con el ángulo de rotación en una dirección de rotación desde el inicio de la sección en forma de espiral hasta el final de la sección en forma de espiral. En la sección radial, el margen del disco de levas se comporta preferentemente, preferentemente al menos en secciones, como una espiral que aumenta desde el eje de rotación en la dirección del ángulo de giro. Preferentemente, las espirales se indican mediante coordenadas polares. Por ejemplo, las espirales aritméticas se caracterizan por un aumento lineal del radio. Otras formas espirales conciernen, por ejemplo, a espirales hiperbólicas o espirales logarítmicas. El experto en la materia reconoce que el comportamiento del margen del disco de levas en secciones como una espiral se refiere al aumento continuo de forma monótona del radio y no se refiere a formas espirales que tienen ángulos de giro de más de 360° .

En el sentido de la invención, el radio inicial R_1 denota preferentemente la distancia radial del margen del disco de levas desde el eje de rotación al inicio de la sección en forma de espiral. El radio inicial R_1 caracteriza el menor radio en la sección en forma de espiral. Por lo tanto, en el mecanismo de levas, la aplicación del seguidor de levas en el inicio de la sección en forma de espiral coincide con la posición retraída máxima del deslizador. Durante el movimiento giratorio del disco de levas, el seguidor de levas se guía a lo largo de la sección en forma de espiral. Debido a que la circunferencia del disco de levas aumenta continuamente de forma monótona, el seguidor de levas y, por lo tanto, el deslizador, realizan un movimiento axial de extensión monótono. Con un movimiento giratorio del disco de levas hasta el final de la sección en forma de espiral, el deslizador alcanza la posición extendida máxima para el mecanismo de levas. Esta posición corresponde a una aplicación del disco de levas en el radio final R_2 . En el sentido de la invención, el radio final R_2 denota preferentemente la distancia radial del disco de levas desde el eje de rotación al final de la sección en forma de espiral y corresponde al mayor radio de la sección en forma de espiral.

En el sentido de la invención, un movimiento giratorio del disco de levas se refiere preferentemente a una vuelta o rotación del disco de levas entre dos puntos de inversión, de modo que el deslizador realiza un movimiento oscilante entre dos puntos muertos en la guía lineal. Mediante un movimiento giratorio del disco de levas entre los puntos de inversión al inicio de la sección en forma de espiral (R_1) y al final de la sección en forma de espiral (R_2), puede generarse una carrera máxima de la diferencia entre R_1 y R_2 . En el sentido de la invención, la carrera denota la distancia entre los puntos muertos del deslizador, es decir, las posiciones en las que el deslizador cambia de un movimiento axial de extensión a un movimiento axial de retracción o en la dirección inversa. Es más, el experto en la materia sabe que, en un diseño del disco de levas con una sección en forma de espiral, en el que el radio del disco de levas aumenta de R_1 a R_2 , debido a la continuidad del margen del disco de levas, el radio de la circunferencia disminuye en una sección sin forma de espiral de R_2 a R_1 . El disco de levas se aplica contra el seguidor de levas durante el movimiento giratorio, preferentemente de forma exclusiva en la sección en forma de espiral y no en la sección sin forma de espiral.

Mientras que los mecanismos de leva de la técnica anterior siempre están diseñados solo para una carrera fija correspondiente a la diferencia entre el radio máximo y mínimo del movimiento de rotación, el mecanismo de levas de acuerdo con la invención permite un establecimiento variable de la carrera. Debido al aumento radial

continuamente monótono en la sección en forma de espiral, pueden seleccionarse los puntos de inversión del movimiento giratorio entre el inicio (R_1) y el final (R_2) de la sección en forma de espiral. Por ejemplo, las respectivas posiciones de inversión con distancias radiales R_3 y R_4 , en las que $R_1 < R_3 < R_4 < R_2$, pueden seleccionarse, para que el deslizador realice un movimiento axial con una carrera correspondiente a la diferencia entre R_4 y R_3 . Para este fin, solo debe establecerse el movimiento giratorio, por ejemplo, con la ayuda de un motor controlable electrónicamente, de manera que se lleve a cabo un movimiento giratorio entre las posiciones, que corresponden respectivamente a una aplicación del seguidor de levas contra el disco de levas con R_3 y R_4 .

Con la ayuda del mecanismo de levas giratorio de acuerdo con la invención, es posible establecer una carrera deseada tan variable como sea posible de manera particularmente simple, por ejemplo, para accionar una bomba de pistón con dicha carrera. Por lo tanto, usando un único mecanismo de levas, es posible implementar diferentes carreras del deslizador. Esto puede usarse de manera particularmente ventajosa en cromatografía líquida de alto rendimiento para optimizar el rendimiento de la bomba de pistón para las sustancias a separar y las columnas de separación.

Para una bomba HPLC, el tiempo de ciclo y la carrera son parámetros importantes que influyen decisivamente en la regulación y en el rendimiento de la bomba. Las bombas con carrera fija están optimizadas para un punto de funcionamiento, y a partir de esto, el tiempo del ciclo se determina para un flujo predeterminado. En el caso de grandes desviaciones del punto de funcionamiento, es decir, flujos muy pequeños o muy grandes, se producen tiempos de ciclo grandes o frecuencias altas, lo que dificulta la regulación o aumenta el desgaste del equipo. Una bomba de pistón con una carrera variable permite la regulación independiente del tiempo de ciclo y del flujo y, por lo tanto, proporciona, principalmente, un rendimiento óptimo particularmente en intervalos de flujo grandes.

Además de para la cromatografía líquida de alto rendimiento, un mecanismo de levas con carrera variable también puede aplicarse ventajosamente en otros campos, como, por ejemplo, en el funcionamiento de motores de combustión de pistón alternativo con compresión variable.

En una realización preferida de la invención, el seguidor de levas está caracterizado por que el radio del disco de levas en la sección en forma de espiral aumenta linealmente con el ángulo de giro. En esta realización preferida, la circunferencia del disco de levas se comporta en secciones como una espiral aritmética que se forma cuando, en un movimiento de rotación, el radio aumenta proporcionalmente al ángulo de rotación. En coordenadas polares, la circunferencia del disco de levas puede expresarse, por lo tanto, preferentemente como $R(\phi) = a \cdot \phi + R_1$. En esta expresión, ϕ denota las coordenadas angulares de la circunferencia, en la que $\phi_0 = 0$ corresponde al inicio de la sección en forma de espiral ($R_1 = R(\phi_0)$). El parámetro a corresponde a un aumento lineal, y preferentemente $a = (R_1 - R_2) / \phi_{\max}$, donde $\phi_{\max}$ corresponde preferentemente a las coordenadas angulares del final de la sección en forma de espiral. $\phi_{\max}$ es, por lo tanto, igual al ángulo de giro máximo en el que el disco de levas puede rotar dentro de la sección en forma de espiral mediante una aplicación del seguidor de levas con R_1 a R_2 . Por consiguiente, $R(\phi_{\max}) = R_2$.

Debido al aumento lineal del disco de levas en la sección en forma de espiral, una función de transferencia cinemática particularmente favorable del movimiento giratorio de un árbol de accionamiento puede convertirse en la salida lineal del deslizador. Por tanto, en la realización preferida, una velocidad angular uniforme del disco de levas o del árbol de accionamiento se convierte en un movimiento axial lineal uniforme del deslizador. Esto permite una regulación más simple del motor de accionamiento. Es más, como resultado, las velocidades no constantes del deslizador también pueden accionarse de manera simple por medio de un accionamiento.

Sin embargo, una ventaja particular de esta realización es que, por medio de un aumento lineal del radio, se puede asegurar una dinámica uniforme de las fuerzas transversales del deslizador dentro de la guía lineal. Por tanto, en esta realización, por medio de un posicionamiento correspondiente del disco de levas con respecto al seguidor de levas o al eje central del deslizador, es posible asegurar que una fuerza transversal actúe sobre un área preferida de la guía lineal. Por tanto, puede ser preferible, por ejemplo, seleccionar el posicionamiento de los componentes de tal manera que una aplicación del disco de levas sobre el seguidor de levas al inicio de la sección en forma de espiral conduzca a una fuerza transversal que presiona el deslizador hacia abajo en el centro sobre la guía lineal. Ventajosamente, por medio del aumento lineal, se asegura que esta fuerza transversal no cambie o cambie solo ligeramente durante el movimiento giratorio sobre la sección en forma de espiral. La realización preferida permite de este modo un guiado particularmente estable y libre de juego de un deslizador mediante un mecanismo de levas, en el que la carrera del deslizador puede establecerse de manera variable.

En una realización preferida de la invención, el mecanismo de levas está caracterizado por que la diferencia de $R_2 - R_1$ está entre 1,5 mm y 50 mm, preferentemente entre 5 mm y 30 mm, y en particular preferentemente entre 10 mm y 20 mm. En esta realización, dependiendo del ángulo de giro, se puede establecer una carrera del deslizador de forma variable hasta un máximo de casi 50 mm. Los valores de los parámetros son particularmente adecuados para el funcionamiento de bombas de pistón en cromatografía líquida de alto rendimiento, en la que se usan carreras del deslizador entre preferentemente 1,5 mm y 50 mm. Ventajosamente, la diferencia de $R_2 - R_1$ puede seleccionarse de tal manera que se pueda establecer una carrera variable sobre el intervalo de parámetros deseado. Por ejemplo,

puede ser preferible operar una bomba de pistón con una carrera variable entre 20 y 40 mm. Para este fin, una diferencia de $R_2 - R_1$ de 40 mm sería particularmente adecuada. De hecho, un disco de levas con una diferencia de $R_2 - R_1$ de 40 mm también puede implementar carreras claramente más pequeñas de, por ejemplo, 2 mm, por medio de un ángulo de giro correspondientemente más pequeño. Sin embargo, el accionamiento y la transferencia de fuerza a través del árbol de accionamiento con la ayuda de un motor es más eficiente para una carrera dada cuanto mayor sea el ángulo de giro. Por consiguiente, es particularmente preferible seleccionar una diferencia de $R_2 - R_1$ que corresponda a la carrera máxima deseada o se aproxime a ella. Para aplicaciones en cromatografía líquida de alto rendimiento, es particularmente preferible operar una bomba de pistón con una carrera variable de hasta alrededor de 15 mm. En este caso, es preferible seleccionar una diferencia de $R_2 - R_1$ de aproximadamente 15 mm.

En el sentido de la invención, los términos "casi", "alrededor de" o "aproximadamente" o términos sinónimos significan preferentemente un intervalo de tolerancia de $\pm 10\%$, en particular preferentemente de $\pm 5\%$.

En una realización preferida, la invención se refiere a un mecanismo de levas, en el que la sección en forma de espiral del disco de levas se extiende sobre un ángulo de apertura entre 90° y 340° , preferentemente entre 220° y 330° . En el sentido de la invención, el ángulo de giro preferentemente denota el ángulo de rotación del disco de levas, en el que el ángulo de giro máximo para un disco de levas corresponde preferentemente al ángulo de apertura de la sección en forma de espiral. Es decir, si el inicio de la sección en forma de espiral está en un ángulo de rotación $\phi = 0$, en el que el disco de levas tiene un radio R_1 , entonces el ángulo de giro máximo $\phi_{\max}$ preferentemente denota el ángulo de rotación a lo largo de la sección en forma de espiral en la que el radio del disco de levas ha aumentado a R_2 , es decir, ha llegado al final de la sección en forma de espiral. La realización preferida se refiere así a discos de levas con un ángulo de giro máximo, es decir, un ángulo de apertura de la sección en forma de espiral entre R_1 y R_2 , de 90° a 340° , preferentemente de 220° a 330° . Cuanto mayor sea el ángulo de giro máximo, menor será el par resultante en el árbol de accionamiento y de forma más uniforme y más controlable puede establecerse una carrera variable dentro de la sección en forma de espiral. Por otro lado, el ángulo de giro máximo está limitado por el diámetro del seguidor de levas. En el caso de un ángulo de apertura del área lineal que es claramente mayor que 340° , el resultado es una sección muy corta sin forma de espiral, de modo que el radio máximo y mínimo R_1 y R_2 el disco de levas están geoméricamente cerca uno del otro. Debido a la extensión del seguidor de levas, cuando el inicio de la sección en forma de espiral en R_1 se engancha al acercarse con el inicio de la sección en forma de espiral en R_1 , puede producirse una colisión con el área final de la sección en forma de espiral en R_2 .

Los intervalos de parámetros mencionados y, en particular, un ángulo de giro de más de 220° , se caracterizan, por lo tanto, por la provisión de un mecanismo de levas sobre una carrera variable grande, que puede operarse con alta precisión.

En una realización preferida, la invención se refiere además a un mecanismo de levas, en el que el radio del disco de levas en la sección en forma de espiral aumenta linealmente con el ángulo de giro, y el aumento lineal está entre $0,005 \text{ mm/}^\circ$ y $0,5 \text{ mm/}^\circ$, preferentemente entre $0,02 \text{ mm/}^\circ$ y $0,2 \text{ mm/}^\circ$, y más en particular entre $0,03 \text{ mm/}^\circ$ y $0,08 \text{ mm/}^\circ$. Los valores de los parámetros corresponden preferentemente a los valores del parámetro a para una descripción del aumento del margen del disco de levas en función del ángulo de rotación ϕ de acuerdo con $R(\phi) = a * \phi + R_1$. Preferentemente, en el sentido de la invención, también existe un aumento lineal si el aumento local $dR(\phi)/d\phi$ es aproximadamente a , es decir, si preferentemente $dR(\phi)/d\phi$ se desvía no más de $\pm 10\%$ de una constante a sobre el ángulo de giro de la sección lineal. Estos valores permiten una función de transferencia cinemática particularmente ventajosa desde el disco de levas al deslizador, en la que las fuerzas transversales que se producen en el área de giro se mantienen constantes. Además, estos parámetros son particularmente ventajosos para el uso del mecanismo de levas en la cromatografía líquida de alto rendimiento, en la que esto se produce preferentemente en combinación con las diferencias mencionadas anteriormente de $R_2 - R_1$ en un intervalo entre 1,5 mm y 50 mm, preferentemente entre 5 mm y 30 mm, y en particular preferentemente entre 10 mm y 20 mm, y con los ángulos de apertura preferidos mencionados de la sección en forma de espiral de $90^\circ - 330^\circ$ y en particular preferentemente de $220^\circ - 360^\circ$.

En una realización preferida de la invención, el mecanismo de levas se caracteriza por que la superficie de contacto de la guía lineal para recibir el deslizador y la superficie de deslizamiento coincidente de forma opuesta del deslizador comprenden, en sección transversal, un estrechamiento dirigido hacia el eje central. Es preferible que la superficie de contacto y la superficie de deslizamiento durante el guiado del deslizador en la guía lineal estén en contacto total sin espacios. En el sentido de la invención, el eje central denota preferentemente el eje en el que el deslizador realiza un movimiento axial lineal dentro de la guía lineal. Cuando el mecanismo de levas se usa para accionar una bomba de pistón, el eje central corresponde preferentemente al eje en el que el pistón realiza un movimiento lineal, debido al acoplamiento con el deslizador. El eje central es, por lo tanto, preferentemente el eje de ejercicio de fuerza para el deslizador como elemento de accionamiento. El estrechamiento de la guía lineal, que en sección transversal se dirige hacia el eje central, se entiende preferentemente que significa un estrechamiento con un plano de simetría en la sección transversal, que coincide con el eje central, de modo que el estrechamiento se opone a un movimiento lateral del deslizador. Por lo tanto, la dirección del estrechamiento hacia el eje central se refiere preferentemente a una orientación lateral u horizontal del estrechamiento. Es particularmente preferible que el estrechamiento de la superficie de contacto de la guía lineal se produzca hacia abajo. En el sentido de la invención,

hacia abajo, hacia arriba o verticalmente se refieren preferentemente a direcciones en la sección transversal del mecanismo de levas con respecto a las cuales el deslizador está expuesto a una fuerza transversal. Esto puede producirse, por ejemplo, por una ruptura en la simetría de la disposición del posicionamiento del disco de levas con respecto al seguidor de levas, en donde el eje de rotación del disco de levas está desviado con respecto al eje de rotación del seguidor de levas a lo largo de la dirección vertical.

También puede ser preferible que, hacia arriba, hacia abajo o verticalmente se definan con respecto a la fuerza de la gravedad, en donde el deslizador, debido a su propio peso, está expuesto a una fuerza transversal hacia la superficie de contacto. En particular preferentemente, hacia abajo se refiere a la dirección con respecto a la cual el deslizador está expuesto a la fuerza transversal más fuerte durante el movimiento en la guía lineal. Por lo tanto, es particularmente preferible que la superficie de contacto de la guía lineal se presente por debajo para recibir el deslizador.

Los movimientos laterales u horizontales se refieren a la dirección ortogonal con respecto a hacia arriba y hacia abajo (verticalmente), respectivamente, en donde un movimiento del deslizador hacia delante o hacia atrás corresponde a la dirección de retracción y extensión del deslizador y también se conoce como dirección axial. Como resultado del estrechamiento preferido de la superficie de contacto de la guía lineal, el deslizador se guía de una manera particularmente estable en la guía lineal. En esta expresión, es particularmente preferible seleccionar el ejercicio de fuerza dentro del deslizador por medio del disco de levas de tal manera que también se ejerza una fuerza transversal incrementada sobre el deslizador hacia el estrechamiento. Como resultado, el deslizador se presiona hacia el estrechamiento durante el movimiento axial y, por lo tanto, tiene un juego lateral particularmente pequeño. Sin embargo, también puede ser preferible seleccionar una disposición asimétrica, en la que, por ejemplo, el deslizador esté expuesto a la fuerza hacia el estrechamiento debido a su propia gravedad y se estabilice de ese modo.

La realización preferida de una superficie de contacto estrechada con el correspondiente deslizador coincidente de forma opuesta permite un movimiento del deslizador en la guía lineal con un juego particularmente pequeño. Como resultado, pueden reducirse los fallos y el desgaste.

Además, guiar el deslizador sobre una sola superficie de contacto usando un estrechamiento permite ventajosamente una excelente estabilidad. Preferentemente, no es necesaria una limitación del deslizador en la guía lineal por otras superficies de guía tales como, por ejemplo, superficies de guía superiores o laterales con respecto al deslizador. Como resultado, la superficie de fricción del deslizador con la guía lineal puede reducirse de forma considerable. Además, la realización preferida representa un diseño particularmente simple y rentable de un mecanismo de levas libre de juego, que, además, permite el establecimiento de una carrera variable.

En una realización preferida de la invención, el mecanismo de levas se caracteriza por que la superficie de contacto de la guía lineal para recibir el deslizador y la superficie de deslizamiento coincidente de forma opuesta del deslizador tienen una sección transversal en forma de V con un ángulo preferentemente entre 30° y 170° , en particular preferentemente entre 80° - 130° . En forma de V, en el sentido de la invención, se entiende que significa preferentemente un estrechamiento con dos superficies que, como la letra romana V, convergen entre sí y se encuentran en un punto de estrechamiento en ángulo. Debido al ángulo de las superficies de contacto en forma de V, el juego lateral del deslizador en la guía lineal puede verse influenciado ventajosamente, en el que los intervalos mencionados representan soluciones optimizadas y, por consiguiente, preferibles. Se reconoció que en el caso de ángulos excesivamente agudos, por ejemplo, ángulos de 10° o menos, puede producirse un aumento del ejercicio de presión sobre las superficies laterales de la superficie de contacto en forma de V, así como de la superficie de deslizamiento diseñada coincidente, como resultado de lo cual aumentan la fricción y el desgaste. En el caso de un ángulo excesivamente grande de, por ejemplo, 175° , el diseño plano de la superficie en forma de V puede dar lugar a un aumento del juego lateral del deslizador en la guía lineal. Y sería necesaria una fuerza transversal claramente aumentada sobre la guía lineal para continuar guiando el deslizador sin juego lateral.

La superficie de contacto en forma de V da lugar a un guiado particularmente estable, particularmente para los parámetros mencionados. En particular, las tolerancias se pueden compensar eficazmente de ese modo, por ejemplo, mediante un ejercicio lateral asimétrico de las fuerzas. Ventajosamente, la superficie de contacto en forma de V aquí asegura que se impida el juego debido a los movimientos laterales, ya que la superficie de deslizamiento en forma de V también se presiona hacia la superficie de contacto. En la geometría seleccionada, el desgaste también se reduce sorprendentemente en este punto.

En otra realización preferida, la invención se refiere a un mecanismo de levas, en el que la disposición del seguidor de levas, del disco de levas y del deslizador se presenta de tal manera que, para el área de un movimiento giratorio, mientras el seguidor de levas se aplica contra el disco de levas en la sección en forma de espiral, una fuerza radial A actúa desde el seguidor de levas sobre el disco de levas, formando un ángulo con la fuerza axial B que conduce al desplazamiento del deslizador, de modo que una fuerza transversal C presiona el deslizador en el área de la superficie de deslizamiento verticalmente hacia abajo hacia la superficie de contacto de la guía lineal. El experto en la materia sabe o puede aprender mediante pruebas y simulación qué disposiciones geométricas cumplen estas condiciones de fuerza. Por ejemplo, puede ser preferible que el eje de rotación del disco de levas coincida con el eje

central, es decir, el eje de ejercicio de fuerza para la fuerza axial B, mientras que el eje de rotación del seguidor de levas está desviado hacia arriba una distancia D_1 . Como resultado, puede asegurarse ventajosamente que la fuerza transversal C ejerce sobre el deslizador una presión dirigida verticalmente hacia abajo que estabiliza dicho deslizador en la guía lineal. Del mismo modo, sin embargo, también es posible, por ejemplo, desplazar el eje de rotación del disco de levas con respecto al eje central o forzar el eje de ejercicio hacia arriba verticalmente una distancia D_2 y desviar el eje de rotación del seguidor de levas una distancia adicional D_3 con respecto al eje de rotación del disco de levas. Por medio de dicha doble desviación, es ventajosamente posible asegurar una fuerza transversal C que presiona el deslizador preferentemente en el centro hacia abajo sobre la superficie de contacto de la guía lineal.

Además, el cambio de la fuerza transversal C puede establecerse preferentemente mediante el incremento del radio del disco de levas en la sección en forma de espiral. En esta expresión, es particularmente preferible seleccionar un aumento lineal del radio con el ángulo de giro. En esta realización, se puede lograr una fuerza transversal C posicionada de manera particularmente estable, que no se mueve o que apenas se mueve, particularmente durante el movimiento giratorio del disco de levas entre los puntos de inversión. Sin embargo, el experto en la materia reconoce que otras formas de la sección en forma de espiral son particularmente adecuadas para lograr, durante el movimiento giratorio dentro de la sección en forma de espiral, que la fuerza transversal C presione siempre el deslizador verticalmente hacia abajo hacia la superficie de contacto.

Por medio de la realización preferida, puede evitarse de manera particularmente fiable la inclinación del deslizador, inclinación que puede producirse cuando la fuerza transversal C ejerce un par sobre el deslizador claramente fuera de la superficie de deslizamiento. Por medio de esta realización, también es posible evitar de forma eficaz que el deslizador se levante, así como otros fallos mecánicos breves en el flujo de movimiento del deslizador. Por tanto, por medio de esta realización preferida, se asegura un funcionamiento fiable y continuo del mecanismo de levas y una ausencia de juego vertical de una manera particularmente eficaz.

En el sentido de la invención, se entiende que un guiado libre de juego o de juego reducido significa que, incluso en el caso de un pequeño ejercicio de fuerza asimétrica sobre el deslizador, dicho deslizador no se mueve o apenas se mueve fuera de la posición guiada. Preferentemente, la ausencia de juego se refiere a un movimiento lateral y/o vertical del deslizador. Por tanto, por ejemplo, un desplazamiento vertical de la fuerza axial B sobre el deslizador podría conducir a un movimiento de inclinación. Debido a una fuerza transversal C que presiona el deslizador hacia la guía lineal, es posible asegurar que no haya juego a lo largo de la dirección vertical. Por lo tanto, se evita un juego vertical.

Por otro lado, por ejemplo, como resultado de un desplazamiento lateral de la fuerza axial B sobre el deslizador, puede producirse un par del deslizador alrededor de un eje vertical, que conduce a un movimiento lateral del deslizador. Esto se conoce preferentemente como juego lateral. Debido a un estrechamiento de la superficie de contacto de la guía lineal para recibir el deslizador y de la superficie de deslizamiento coincidente de forma opuesta del deslizador y a la fuerza transversal C que presiona el deslizador hacia la guía lineal, puede evitarse el juego lateral de manera particularmente fiable.

Además, la ventajosa ausencia de juego conduce preferentemente a una reducción del desgaste en las superficies de contacto de la guía lineal y del deslizador. Una ventaja adicional es que la ausencia de juego no está influenciada negativamente por el desgaste. Debido a la acción estabilizadora de la fuerza transversal C, particularmente incluso en el caso de que se produzca desgaste, todavía puede asegurarse un guiado libre de juego del deslizador. El desgaste en la superficie de deslizamiento podría conducir, por ejemplo, a un descenso del deslizador. El guiado estable del deslizador no se vería afectado por ello.

En una realización preferida, la invención se refiere además a un mecanismo de levas, en el que el eje de rotación del disco de levas está ubicado en el plano del eje central del deslizador, y el eje de rotación del seguidor de levas está desviado verticalmente hacia arriba una distancia D_1 con respecto al eje central del deslizador. Debido a esta realización, por medio de medios constructivos simples, se puede asegurar una fuerza transversal C sobre el deslizador, que apunta verticalmente hacia abajo. Preferentemente, la distancia D_1 debe seleccionarse de tal manera que la posición de la fuerza transversal C se ubique en la medida de lo posible en el centro dentro de la superficie de contacto.

Por ejemplo, para un disco de levas con un aumento lineal dentro de la sección en forma de espiral entre 0,03 mm/° y 0,08 mm/° y para implementar una carrera máxima entre 10 mm y 20 mm, puede ser preferible seleccionar una desviación axial D_1 entre 0,2 mm y 1 mm. Esto es particularmente ventajoso en el caso de un tamaño del seguidor de levas entre 20 mm y 60 mm y un radio inicial R_1 del disco de levas entre 10 mm y 20 mm.

En una realización preferida, la invención se refiere además a un mecanismo de levas, en el que el eje de rotación del disco de levas está desviado verticalmente hacia arriba una distancia D_2 con respecto al eje central del deslizador, y el eje de rotación del seguidor de levas está desviado verticalmente hacia arriba una distancia D_3 con respecto al eje de rotación del disco de levas. Además, mediante esta doble desviación axial del disco de levas y del seguidor de levas con respecto al eje central del deslizador, es decir, preferentemente con respecto al eje de

ejercicio de fuerza, se puede lograr ventajosamente una fuerza transversal C estabilizadora, que presiona el deslizador verticalmente hacia abajo. Las distancias D_2 y D_3 deberían seleccionarse preferentemente de modo que la fuerza transversal C actúe centralmente dentro de las superficies de deslizamiento.

- 5 Por ejemplo, para un disco de levas con un aumento lineal dentro de la sección en forma de espiral entre 0,03 mm/° y 0,08 mm/° y para la implementación de una carrera máxima entre 10 mm y 20 mm, puede ser preferible seleccionar una desviación axial D_2 entre 0,5 mm y 1,5 mm y para D_3 entre 0,3 mm y 1,3 mm.

- 10 En particular, en conexión con una superficie de contacto que tiene el estrechamiento preferido descrito, es posible, por medio de una fuerza transversal C dirigida verticalmente hacia abajo, lograr excelentes resultados con respecto a un funcionamiento libre de fallos y de juego del mecanismo de levas.

- 15 En otra realización preferida, la invención se refiere a una bomba de pistón para cromatografía líquida de alto rendimiento que comprende un mecanismo de levas de acuerdo con la invención o con una realización preferida de la misma y un motor para accionar un árbol del lado de accionamiento que está conectado al disco de levas, un control del motor que está configurado de manera que el disco de levas realiza un movimiento giratorio entre dos puntos de inversión, y un pistón que está unido centralmente axialmente en el extremo del deslizador, en el lado opuesto al seguidor de levas. Preferentemente, el control se refiere a una unidad electrónica de control que controla el movimiento de rotación del motor. Los expertos en la materia conocen diversos controles, para el fin de establecer el movimiento de rotación del motor de manera automatizada de modo que dicho motor provoque un movimiento giratorio del disco de levas entre dos puntos de inversión. Preferentemente, el control está configurado de tal manera que el usuario de la bomba de pistón puede establecer los puntos de inversión. De acuerdo con el diseño inventivo del disco de levas, los puntos de inversión se pueden seleccionar preferentemente en el área de la sección en forma de espiral y, como resultado, permiten el establecimiento de una carrera deseada de la bomba de pistón sobre esta área. En esta expresión, puede ser particularmente preferible introducir una transmisión entre el movimiento de rotación del motor y el movimiento giratorio del disco de levas de modo que el motor tenga un ángulo de rotación mayor que el disco de levas. Por ejemplo, puede producirse una transmisión por un factor de 10, de manera que, para un movimiento giratorio del disco de levas de 270 °, el motor realiza 7,5 revoluciones, es decir, un movimiento de rotación de 2700 °, a lo largo de una dirección.

- 30 Las ventajas del accionamiento de levas de acuerdo con la invención o con las realizaciones preferidas de la misma, tales como la capacidad de establecer una carrera variable, se pueden explotar particularmente para bombas de pistón en cromatografía líquida de alto rendimiento. El experto en la materia reconoce que las realizaciones preferidas y las ventajas que se han divulgado para el mecanismo de levas pueden aplicarse igualmente a la bomba de pistón. Por tanto, por ejemplo, también en la bomba de pistón, un estrechamiento de la superficie de recepción para el deslizador, que es presionado por una fuerza transversal hacia dicha superficie de recepción, conduce a un movimiento del pistón particularmente constante y a un juego reducido.

- 40 En una realización preferida de la invención, la bomba de pistón se caracteriza por que el motor está posicionado en paralelo al eje de rotación del disco de levas hacia atrás y desviado hacia arriba o hacia abajo con respecto al mecanismo de levas y preferentemente se alinea de forma precisa con el mecanismo de levas en un lado. Debido al mecanismo de levas de acuerdo con la invención, el motor puede establecerse de una manera particularmente simple de este modo. En un diseño particularmente compacto, debido a este posicionamiento del motor, se pueden operar dos mecanismos de levas en paralelo, que están contruidos simétricamente en partes y en los que un motor está desviado hacia arriba y otro motor hacia abajo. En particular en el campo de la cromatografía líquida de alto rendimiento, el manejo simple resultante y la reducción del espacio requerido son ventajosos.

- 50 En otra realización preferida, la invención se refiere al uso de un mecanismo de levas para accionar una bomba de pistón, en el que se lleva a cabo un movimiento giratorio del disco de levas entre dos puntos de inversión durante una aplicación del seguidor de levas contra el disco de levas en la sección en forma de espiral, de manera que el pistón se desplaza linealmente entre dos puntos muertos, en el que, mediante la determinación de los puntos de inversión, se establece una carrera de pistón predeterminada, que corresponde a la diferencia del radio del disco de levas en el primer punto de inversión y el radio del disco de levas en el segundo punto de inversión. Por lo tanto, la invención preferentemente se refiere a un método inventivo para usar el mecanismo de levas, en el que el movimiento giratorio del disco de levas se selecciona de tal manera que produce una carrera deseada del deslizador. En el sentido de la invención, los términos puntos de inversión denotan preferentemente las posiciones angulares en las que el movimiento giratorio del disco de levas se cambia de una dirección de rotación a la dirección de rotación opuesta. Los puntos muertos del deslizador se correlacionan con los puntos de inversión del movimiento giratorio y, por lo tanto, corresponden a los puntos en los que el deslizador experimenta un cambio en la dirección del movimiento lineal del mismo.

- 65 El experto en la materia reconoce que las realizaciones preferidas y las ventajas que se han divulgado para el mecanismo de levas son aplicables de la misma manera al uso inventivo del mecanismo de levas. Las etapas del método del uso de acuerdo con la invención, por lo tanto, comprenden preferentemente la provisión de realizaciones preferidas del mecanismo de levas. Para estas realizaciones, por ejemplo, se divulgó que un estrechamiento de la superficie de recepción para el deslizador que es presionado por una fuerza transversal en esta superficie de

recepción conduce a un movimiento particularmente constante del deslizador. El experto en la materia reconoce que esta realización conduce a una reducción del juego y a un movimiento de deslizamiento estable también en el uso de acuerdo con la invención.

- 5 A continuación, la invención se explicará con más detalle en referencia a los ejemplos, sin limitarse a ellos.

Breve descripción de las figuras

- 10 Figura 1 Representación esquemática de una realización preferida del mecanismo de levas, en la que el deslizador está en la posición retraída máxima
- Figura 2 Representación esquemática de la realización preferida del mecanismo de levas de acuerdo con la figura 1, en la que el deslizador está en una posición semiextendida
- 15 Figura 3 Representación esquemática de una realización preferida del mecanismo de levas de acuerdo con la figura 1, en la que el deslizador está en la posición extendida máxima
- Figura 4 Representación esquemática de una realización preferida del mecanismo de levas, en la que el eje de rotación del disco de levas y del seguidor de levas coincide con el eje central
- 20 Figura 5 Representación esquemática de una realización preferida del mecanismo de levas con una desviación axial doble entre el eje central, el eje de rotación del disco de levas y el eje de rotación del seguidor de levas
- 25 Figura 6 Representación esquemática de una realización preferida del mecanismo de levas, en la que la pendiente del radio en la sección en forma de espiral aumenta en comparación con la realización de acuerdo con las figuras 1-3
- 30 Figura 7 Representación esquemática de una realización preferida del mecanismo de levas para ilustrar una superficie de contacto en forma de V de la guía lineal

Descripción detallada de las figuras

- 35 Las figuras 1-3 muestran una realización preferida del mecanismo de levas, en el que el disco de levas 1 se muestra en diferentes posiciones, de modo que se ilustra el movimiento del deslizador 3.

La realización preferida del mecanismo de levas tiene un seguidor de levas 7 contra el que se aplica el disco de levas 1. El seguidor de levas 7 está conectado al deslizador 3 que puede moverse axialmente con una superficie de deslizamiento 11 a lo largo de la superficie de contacto 12 de una guía lineal 5.

- 40 El eje de rotación 17 del disco de levas, por otro lado, es estacionario con respecto a la guía lineal 5. Por lo tanto, mediante la rotación del disco de levas 1, el deslizador 3 se mueve axialmente dentro de la guía lineal 5 de acuerdo con la forma del margen del disco de levas 1.

- 45 La circunferencia del disco de levas 1 tiene una sección en forma de espiral. Al inicio 19 de la sección en forma de espiral, el radio del disco de levas 1 es R_1 . En la realización preferida mostrada, el radio de la circunferencia del disco de levas 1 aumenta linealmente con el ángulo de rotación, hasta que alcanza un radio R_2 al final 21 de la sección en forma de espiral. Para la realización de un movimiento oscilante del deslizador 3, el disco de levas 1 realiza un movimiento oscilante entre las posiciones representadas en las figuras 1-3. Para este fin, es preferible que el disco de levas 1 esté conectado a un árbol del lado de accionamiento que realiza, a través de un motor, un movimiento oscilante de rotación (movimiento giratorio).

- 50 En la figura 1, el disco de levas 1 se aplica contra el seguidor de levas 7 en la posición que corresponde al inicio 19 de la sección en forma de espiral. Puesto que la circunferencia en esta posición tiene el menor radio R_1 , el deslizador 3 está en la posición retraída máxima. En la realización mostrada, esto corresponde a una posición de movimiento 25 del deslizador a 2,8 mm. En la realización representada, la longitud total de la superficie de deslizamiento es de 51 mm y la longitud total de la superficie de contacto de la guía lineal es de 72 mm. El radio del seguidor de levas es de 20 mm, en el que R_1 es 16 mm y R_2 es 31 mm.

- 60 La figura 2 muestra el posicionamiento del deslizador 3 y del disco de levas 1 después de que dicho disco de levas se ha rotado un ángulo de giro de 145°. Esto corresponde a la mitad del ángulo de giro máximo posible para la realización preferida dentro de la sección en forma de espiral. El ángulo de apertura 23 de la sección en forma de espiral es de 290°. En la posición de giro mostrada en la figura 2, el deslizador 3 está en consecuencia en una posición de movimiento 25 semiextendida a 10,45 mm.

- 65 La figura 3 muestra el mecanismo de levas después de que el disco de levas 1 se ha rotado un ángulo de giro

adicional de 145° a lo largo de la sección en forma de espiral. En esta posición, el disco de levas 1 se aplica al seguidor de levas 7 con un radio R_2 que corresponde al final 21 de la sección en forma de espiral. En comparación con la figura 1, el disco de levas se ha rotado el ángulo de giro máximo de 290° para la realización, que corresponde al ángulo de apertura 23 de la sección en forma de espiral. Por lo tanto, la figura 3 muestra el deslizador 3 en la posición extendida máxima. Dicha posición extendida corresponde en el ejemplo a una posición de movimiento 25 a 18,11 mm.

Para establecer el deslizador 3 en un movimiento lineal oscilante, el disco de levas 1 se rota entre las posiciones representadas en las figuras 1 y 3 de los puntos de inversión del movimiento giratorio. La posición retraída máxima (figura 1) y la posición extendida máxima (figura 3) corresponden a los puntos muertos del movimiento oscilante del deslizador 3, en los que la carrera convertida corresponde a la diferencia entre R_2 y R_1 . En el presente ejemplo, se ha implementado una carrera de 15,3 mm. El aumento lineal entre R_1 y R_2 sobre el ángulo de giro máximo de 290° es de $0,053 \text{ mm/}^\circ$. Para lograr un movimiento del deslizador 3 con una carrera diferente, el movimiento giratorio puede seleccionarse de modo que los puntos de inversión estén ubicados entre el inicio 19 de la sección en forma de espiral y el final 21 de la sección en forma de espiral.

En la realización preferida, el eje de rotación 17 del disco de levas y el eje central 13, es decir, el eje de ejercicio de fuerza del deslizador 3 se encuentra en un plano, mientras que el eje de rotación del seguidor de levas 15 está desviado hacia arriba una distancia D_1 . Como se muestra en la figura 1, la fuerza radial A: que actúa desde el seguidor de levas 7 sobre el disco de levas 1 forma un ángulo con la fuerza axial B que conduce al desplazamiento del deslizador 3 y se extiende a lo largo del eje 13 de ejercicio de fuerza, de manera que una fuerza transversal C actúa sobre el deslizador 3, presionando dicho deslizador verticalmente hacia abajo hacia la superficie de contacto de la guía lineal 12. Para el presente ejemplo, la desviación axial es de 0,6 mm y la distancia 9 de la fuerza transversal C desde el inicio de la superficie de deslizamiento 3 tiene un valor de 19 mm. Como puede verse en la figura 1, la fuerza transversal C actúa en el centro sobre el deslizador 3, de modo que dicho deslizador experimenta un guiado estable en la guía lineal 5.

El experto en la materia sabe que, al seleccionar la desviación axial D_1 , la posición 9 de la fuerza transversal C dentro de la superficie de deslizamiento 11 puede desplazarse. Por tanto, un aumento en la desviación axial D_1 conduce a un desplazamiento de la posición 9 de la fuerza transversal C hacia el extremo trasero de la superficie de deslizamiento 11. El extremo trasero se refiere al lado opuesto al disco de levas, mientras que el extremo delantero indica el extremo orientado hacia el disco de levas. Por ejemplo, para una desviación axial de $D_1 = 1 \text{ mm}$, permaneciendo otros parámetros sin cambios, la fuerza transversal C se encontraría en una posición a 28,1 mm. Por el contrario, una disminución de la desviación axial D_1 conduciría a un desplazamiento de la posición 9 de la fuerza transversal C hacia el extremo delantero de la superficie de deslizamiento 11. Es decir, por ejemplo, para una desviación axial de $D_1 = 0,3 \text{ mm}$, permaneciendo otros parámetros sin cambios, la fuerza transversal C se encontraría en una posición a 14 mm.

En la realización preferida de las figuras 1-3, la sección en forma de espiral tiene un incremento lineal del radio de R_1 a R_2 . Como resultado, la posición 9 de la fuerza transversal C también permanece ventajosamente casi constante durante el movimiento giratorio. En una posición semiextendida del deslizador 3 de acuerdo con la figura 2, la posición 9 de la fuerza transversal C está a 20,8 mm en el ejemplo mostrado. En el caso de una posición completamente extendida del deslizador 3 de acuerdo con la figura 3, la posición 9 de la fuerza transversal C es de 22,7 mm.

En la realización preferida, en todo el intervalo de la sección en forma de espiral, se puede lograr un posicionamiento particularmente central de la fuerza transversal C, que permite un guiado particularmente estable del deslizador 3 en la guía lineal 5.

Se señala que las variables de parámetros mencionadas para la posición 9 de la fuerza transversal C y para la desviación axial D_1 están concebidas simplemente para ilustrar realizaciones preferidas a modo de ejemplo de la invención. No hay limitación debido a los parámetros. El experto en la materia sabe que pueden seleccionarse otros parámetros para la desviación axial o para la diferencia entre R_1 y R_2 , que también conducen a soluciones ventajosas.

La figura 4 muestra una realización adicional del mecanismo de levas, en la que el eje de rotación 17 del disco de levas y el eje de rotación 15 del seguidor de levas coincide con el eje central 13. Es decir, en contraste con la realización del mecanismo de levas de acuerdo con las figuras 1-3, en esta realización de la invención no hay desviación axial. La forma del margen del disco de levas 1 y, en particular, de la sección en forma de espiral es idéntica a la realización de las figuras 1-3. Debido al aumento lineal de $0,053 \text{ mm/}^\circ$ en la sección en forma de espiral, el seguidor de levas 7 ejerce una fuerza radial A sobre el disco de levas 1. Dicha fuerza radial forma un ángulo con la fuerza axial B, de modo que el deslizador 3 está expuesto a una fuerza transversal C verticalmente hacia abajo en la posición 9. En esta realización también sin desviación axial, el deslizador 3 es presionado ventajosamente hacia la superficie de contacto por una fuerza transversal C. En el ejemplo, la posición de la fuerza transversal C es de 10 mm. En contraste con la realización de acuerdo con las figuras 1-3, la fuerza transversal C se posiciona menos centralmente. La realización de acuerdo con la figura 4 es adecuada de acuerdo con la invención; sin embargo, en

comparación con la realización de las figuras 1-3, tiene un menor grado de tolerancia con respecto a las alteraciones en la fabricación. Debido al posicionamiento asimétrico de la fuerza transversal C con respecto al centro de la superficie de deslizamiento 11, esta realización para los parámetros mostrados es más susceptible a los movimientos de inclinación del deslizador 3.

La figura 5 muestra una representación esquemática de otra realización preferida del mecanismo de levas, en la que dicho mecanismo de levas se caracteriza por una doble desviación axial entre el eje central 13, el eje de rotación 17 del disco de levas y el eje de rotación 15 del seguidor de levas. En la realización, el eje de rotación 17 del disco de levas se desplaza verticalmente hacia arriba por la desviación vertical D_2 con respecto al eje central 13, es decir, el eje de ejercicio de fuerza para la fuerza axial B. Además, el eje de rotación 15 del seguidor de levas está desviado verticalmente hacia arriba la distancia D_3 con respecto al eje de rotación 17 del disco de levas. La forma de la circunferencia del disco de levas 1 y, en particular, de la sección en forma de espiral es idéntica a la realización de acuerdo con las figuras 1-3. Por medio de la doble desviación axial, también es posible lograr ventajosamente una fuerza transversal C sobre el deslizador 3, que presiona dicho deslizador verticalmente y en el centro hacia la superficie de contacto de la guía lineal 12. Para el ejemplo mostrado, D_2 es 1 mm y D_3 es 0,8 mm. Para estos valores de parámetros, esto da como resultado una posición 9 de la fuerza transversal C a 23,3 mm.

Por lo tanto, una doble desviación axial también puede lograr ventajosamente un posicionamiento particularmente central de la fuerza transversal C en la superficie de deslizamiento 11.

La figura 6 muestra una representación esquemática de una realización preferida del mecanismo de levas, en la que la pendiente del radio en la sección en forma de espiral aumenta en comparación con la realización de acuerdo con las figuras 1-3. En el ejemplo mostrado, por medio de un aumento lineal del radio del disco de levas 1 en la sección en forma de espiral de 0,1055 mm/°, se implementa una carrera de 30 mm. Análogamente a las figuras 1-3, el eje de rotación 17 del disco de levas y el eje central 13 están ubicados en una línea, en la que el eje de rotación 15 del seguidor de levas está desviado verticalmente hacia arriba una distancia D_1 . En el ejemplo mostrado, D_1 es 0,6 mm. Esto da como resultado una fuerza transversal C que está en una posición 9 a 14,1 mm. Debido al aumento lineal aumentado en comparación con la realización de las figuras 1-3, la fuerza transversal C se ha movido así en una dirección hacia el extremo delantero de la superficie de deslizamiento 11. Aunque esta realización es adecuada para un guiado estable del deslizador 3, puede ser preferible aumentar también la distancia axial D_1 para el aumento lineal aumentado del radio en la sección en forma de espiral. Esto conduce a un desplazamiento de la posición 9 de la fuerza transversal C hacia el extremo de la superficie de deslizamiento 11. Por ejemplo, en el caso de una desviación axial D_1 de 1,5 mm y parámetros sin cambios, la posición 9 de la fuerza transversal C sería de 22,5 mm.

Las figuras 1-6 ilustran varias realizaciones diferentes del mecanismo de levas de acuerdo con la invención, en las que puede ser particularmente preferible seleccionar la disposición de los componentes de tal manera que el deslizador 3 esté expuesto a una fuerza transversal C que presiona dicho deslizador hacia la superficie de contacto de la guía lineal 5.

La figura 7 muestra una representación esquemática tridimensional de una realización preferida del mecanismo de levas, mediante la que se ilustra la ventajosa superficie de contacto 12 en forma de V de la guía lineal. El disco de levas 1 puede establecerse en un movimiento giratorio mediante un árbol 27 del lado de accionamiento para accionar una bomba de pistón. Para este fin, un seguidor de levas 7 está presente en el extremo delantero de un deslizador 3 que puede realizar una traslación en una guía lineal 5. De acuerdo con la forma de la circunferencia del disco de levas 1, debido al movimiento giratorio, se produce un movimiento axial oscilante del deslizador 3, que está en contacto con un pistón. El número de referencia 29 marca la superficie de contacto para el pistón. Como se ilustra en las figuras 1-6, por ejemplo, es preferible que la disposición de los componentes del mecanismo de levas se produzca de tal manera que una fuerza vertical actúe sobre el deslizador 3 hacia abajo hacia la superficie de contacto 12 de la guía lineal. Debido al diseño en forma de V de la superficie de contacto 12 de la guía lineal y a la superficie de deslizamiento 11 de forma coincidente, es posible un guiado particularmente estable del deslizador 3. Por tanto, la superficie de contacto 12 en forma de V evita los movimientos laterales del deslizador 3 y asegura un guiado casi libre de juego del deslizador 3 en la guía lineal 5. Además, las tolerancias, por ejemplo, mediante un ejercicio lateral asimétrico de las fuerzas debido a los defectos de fabricación, pueden compensarse de manera particularmente eficaz. La realización particularmente libre de juego permite una reducción del desgaste, además de un flujo de movimiento extremadamente estable y sin perturbaciones del deslizador 3.

Se señala que pueden usarse diferentes alternativas a las realizaciones descritas de la invención para llevar a cabo la invención y alcanzar una solución de acuerdo con la invención. El mecanismo de levas de acuerdo con la invención, la bomba de pistón de acuerdo con la invención, así como el uso de los mismos en el método descrito, por lo tanto, no están limitados en sus diseños a las realizaciones preferidas anteriores. Por el contrario, son concebibles numerosas variantes de diseño, que pueden desviarse de la solución representada. El objetivo de las reivindicaciones es definir el alcance de protección de la invención. El alcance de protección de las reivindicaciones tiene como objetivo cubrir el mecanismo de levas de acuerdo con la invención, la bomba de pistón de acuerdo con la invención y el método preferido para su uso, así como realizaciones equivalentes de los mismos.

Lista de números de referencia

- 1 Disco de levas
- 3 Deslizador
- 5 Guía lineal
- 5 7 Seguidor de levas
- 9 Posición de la fuerza transversal C, es decir, distancia de la fuerza transversal C al inicio de la superficie de deslizamiento
- 11 Superficie de deslizamiento
- 12 Superficie de contacto de la guía lineal
- 10 13 Eje central (o eje de ejercicio de fuerza)
- 15 Eje de rotación del seguidor de levas
- 17 Eje de rotación del disco de levas
- 19 inicio de la sección en forma de espiral
- 21 Final de la sección en forma de espiral
- 15 23 Ángulo de apertura de la sección en forma de espiral
- 25 Posición de movimiento del deslizador
- 27 Árbol del lado de accionamiento
- 29 Superficie de contacto para un pistón
- R₁ Radio del disco de levas al inicio de la sección en forma de espiral
- 20 R₂ Radio del disco de levas al inicio de la sección en forma de espiral
- A Fuerza radial
- B Fuerza axial
- C Fuerza transversal
- D₁ Desviación axial entre el eje de rotación del seguidor de levas y el eje de rotación del disco de levas o eje central
- 25 D₂ Desviación axial entre el eje central y el eje de rotación del disco de levas
- D₃ Desviación axial entre el eje de rotación del disco de levas y el eje de rotación del seguidor de levas

REIVINDICACIONES

1. Una bomba de pistón para cromatografía líquida de alto rendimiento que comprende un mecanismo de levas para convertir un movimiento giratorio de un árbol (27) del lado de accionamiento en un movimiento de salida lineal, que comprende
 - a) un disco de levas (1) que puede unirse al árbol (27) del lado de accionamiento
 - b) un deslizador (3) que puede desplazarse en una guía lineal (5) al menos en secciones, y
 - c) un seguidor de levas (7) que se aplica contra la superficie circunferencial del disco de levas (1), de modo que un movimiento giratorio del disco de levas (1) conduce a un movimiento de salida lineal del deslizador (3) en la guía lineal (5), en el que la circunferencia del disco de levas (1) está diseñada en forma de espiral al menos en secciones, y el radio del disco de levas (1) aumenta de forma monótona en la sección en forma de espiral (19, 21) desde un radio inicial R_1 a un radio final R_2 a lo largo de una dirección de giro, un motor para accionar un árbol (27) del lado de accionamiento que está conectado al disco de levas (1), un control del motor,y un pistón que se presenta unido axialmente centralmente en el extremo del deslizador (3), en el lado opuesto al seguidor de levas (7)
caracterizada por que
el control del motor está configurado para que el disco de levas (1) realice un movimiento giratorio entre dos puntos de inversión.
2. La bomba de pistón de acuerdo con la reivindicación anterior,
caracterizada por que
la diferencia $R_2 - R_1$ está entre 1,5 mm y 50 mm, preferentemente entre 5 mm y 30 mm y en particular preferentemente entre 10 mm y 20 mm.
3. La bomba de pistón de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones anteriores,
caracterizada por que,
en la sección en forma de espiral (19, 21), el radio del disco de levas (1) aumenta linealmente con el ángulo de giro.
4. La bomba de pistón de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones anteriores,
caracterizada por que
la sección en forma de espiral (19, 21) del disco de levas (1) se extiende sobre un ángulo de apertura (23) entre 90° y 340° , preferentemente entre 220° y 330° .
5. La bomba de pistón de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones anteriores,
caracterizada por que,
en la sección en forma de espiral (19, 21), el radio del disco de levas (1) aumenta linealmente con el ángulo de giro, y el aumento lineal está entre $0,005 \text{ mm/}^\circ$ y $0,5 \text{ mm/}^\circ$, preferentemente entre $0,02 \text{ mm/}^\circ$ y $0,2 \text{ mm/}^\circ$, y más en particular entre $0,03 \text{ mm/}^\circ$ y $0,08 \text{ mm/}^\circ$.
6. La bomba de pistón de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones anteriores,
caracterizada por que
la superficie de contacto (12) de la guía lineal para recibir el deslizador (3) y la superficie de deslizamiento (11) coincidente de forma opuesta del deslizador comprenden, en sección transversal, un estrechamiento dirigido hacia el eje central (13).
7. La bomba de pistón de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones anteriores,
caracterizada por que
la superficie de contacto (12) de la guía lineal para recibir el deslizador (3) y la superficie de deslizamiento (11) coincidente de forma opuesta del deslizador tienen una sección transversal en forma de V, con un ángulo de preferentemente entre 30° y 170° , en particular preferentemente entre 80° y 130° .
8. La bomba de pistón de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones anteriores,
caracterizada por que
una disposición del seguidor de levas (7), del disco de levas (1) y del deslizador (3) se presenta de tal manera que, para el área de un movimiento giratorio, mientras el seguidor de levas (7) se aplica contra el disco de levas (1) en la sección en forma de espiral (19, 21), una fuerza radial A actúa desde el seguidor de levas (7) sobre el disco de levas (1), formando un ángulo con la fuerza axial B que conduce al desplazamiento del deslizador (3), de modo que una fuerza transversal C presiona el deslizador (3) en el área de la superficie de deslizamiento (11) verticalmente hacia abajo hacia la superficie de contacto (12) de la guía lineal.
9. La bomba de pistón de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones anteriores,
caracterizada por que
el eje de rotación (17) del disco de levas se encuentra en el plano del eje central (13) del deslizador (3), y el eje de rotación (15) del seguidor de levas está desviado verticalmente hacia arriba una distancia D_1 con respecto al eje central (13) del deslizador (3).

10. La bomba de pistón de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones anteriores,
caracterizada por que
5 el eje de rotación (17) del disco de levas está desviado verticalmente hacia arriba una distancia D_2 con respecto al eje central (13) del deslizador (3), y el eje de rotación (15) del seguidor de levas está desviado verticalmente hacia arriba una distancia D_3 con respecto al eje de rotación (17) del disco de levas.
11. La bomba de pistón de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones anteriores,
caracterizada por que
10 el motor está posicionado en paralelo al eje de rotación (17) del disco de levas hacia atrás y desviado hacia arriba o hacia abajo con respecto al mecanismo de levas.
12. Un mecanismo de levas para convertir un movimiento giratorio de un árbol (27) del lado de accionamiento en un movimiento de salida lineal, que comprende
15 a) un disco de levas (1) que puede unirse al árbol (27) del lado de accionamiento
b) un deslizador (3) que puede desplazarse en una guía lineal (5) al menos en secciones, y
c) un seguidor de levas (7) que se aplica contra la superficie circunferencial del disco de levas (1), de modo que un movimiento giratorio del disco de levas (1) conduce a un movimiento de salida lineal del deslizador (3) en la guía lineal (5), en el que la circunferencia del disco de levas (1) está diseñada en forma de espiral al menos en secciones,
20 y el radio del disco de levas (1) aumenta de forma monótona en la sección en forma de espiral (19, 21) desde un radio inicial R_1 a un radio final R_2 a lo largo de una dirección de giro,
caracterizado por que
la superficie de contacto (12) de la guía lineal para recibir el deslizador (3) y la superficie de deslizamiento (11) coincidente de forma opuesta del deslizador comprenden, en sección transversal, un estrechamiento dirigido hacia el
25 eje central (13).
13. Un mecanismo de levas de acuerdo con la reivindicación anterior,
caracterizado por que
30 la superficie de contacto (12) de la guía lineal para recibir el deslizador (3) y la superficie de deslizamiento (11) coincidente de forma opuesta del deslizador tienen una sección transversal en forma de V, con un ángulo de preferentemente entre 30° y 170° , en particular preferentemente entre 80° y 130° .
14. Uso de un mecanismo de levas para convertir un movimiento giratorio de un árbol (27) del lado de accionamiento en un movimiento de salida lineal, que comprende
35 a) un disco de levas (1) que puede unirse al árbol (27) del lado de accionamiento
b) un deslizador (3) que puede desplazarse en una guía lineal (5) al menos en secciones, y
c) un seguidor de levas (7) que se aplica contra la superficie circunferencial del disco de levas (1), de modo que un movimiento giratorio del disco de levas (1) conduce a un movimiento de salida lineal del deslizador (3) en la guía lineal (5), en el que la circunferencia del disco de levas (1) está diseñada en forma de espiral al menos en secciones,
40 y el radio del disco de levas (1) aumenta de forma monótona en la sección en forma de espiral (19, 21) desde un radio inicial R_1 a un radio final R_2 a lo largo de una dirección de giro
caracterizado por que,
se lleva a cabo un movimiento giratorio del disco de levas (1) entre dos puntos de inversión mientras el seguidor de levas (7) se aplica contra el disco de levas (1) en la sección en forma de espiral (19, 21), de manera que el pistón se
45 desplaza linealmente entre dos puntos muertos, en el que, mediante la determinación de los puntos de inversión, se establece una carrera de pistón predeterminada, que corresponde a la diferencia del radio del disco de levas (1) en el primer punto de inversión y el radio del disco de levas (1) en el segundo punto de inversión.

Fig. 1

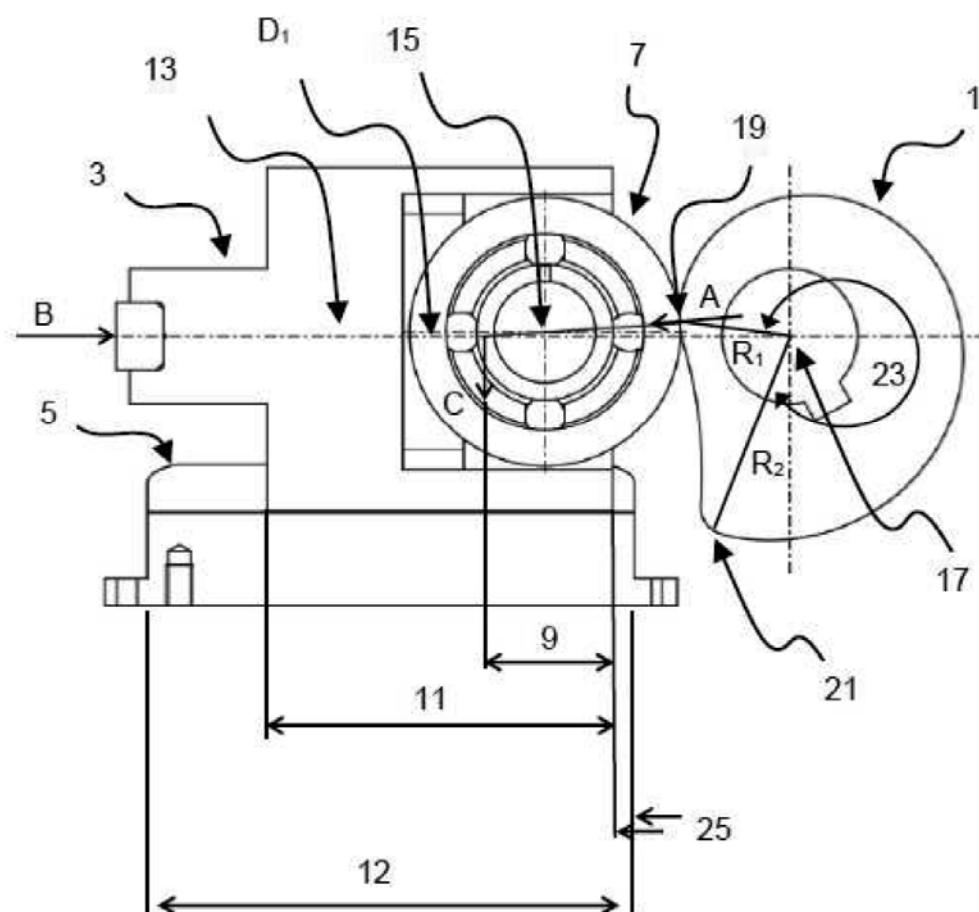


Fig. 2

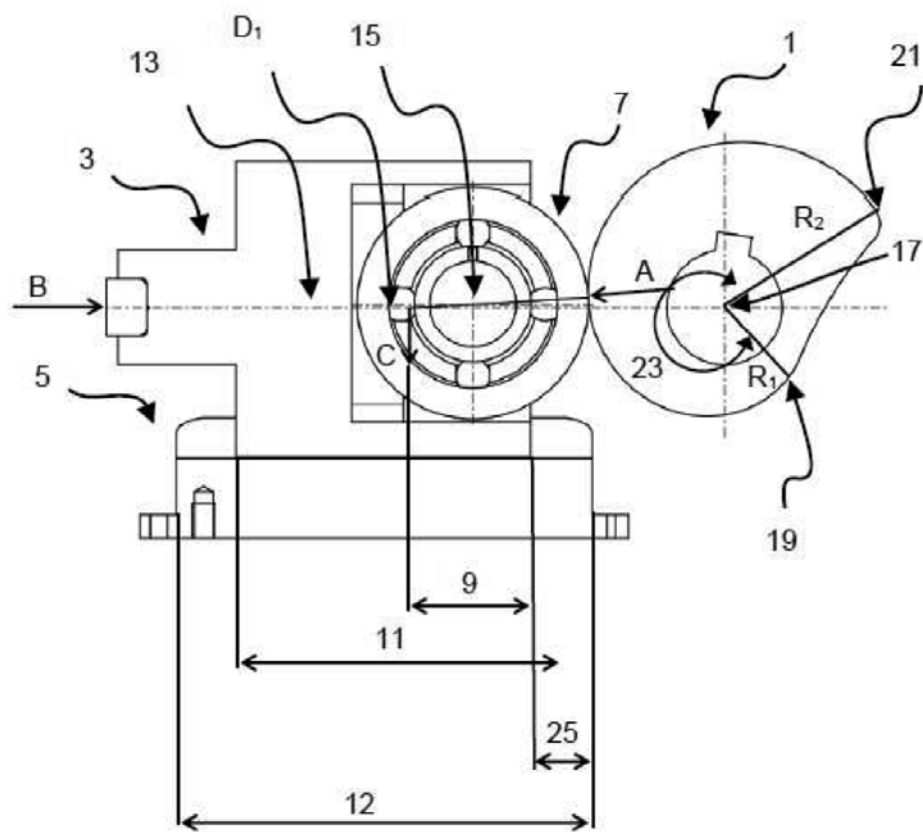


Fig. 3

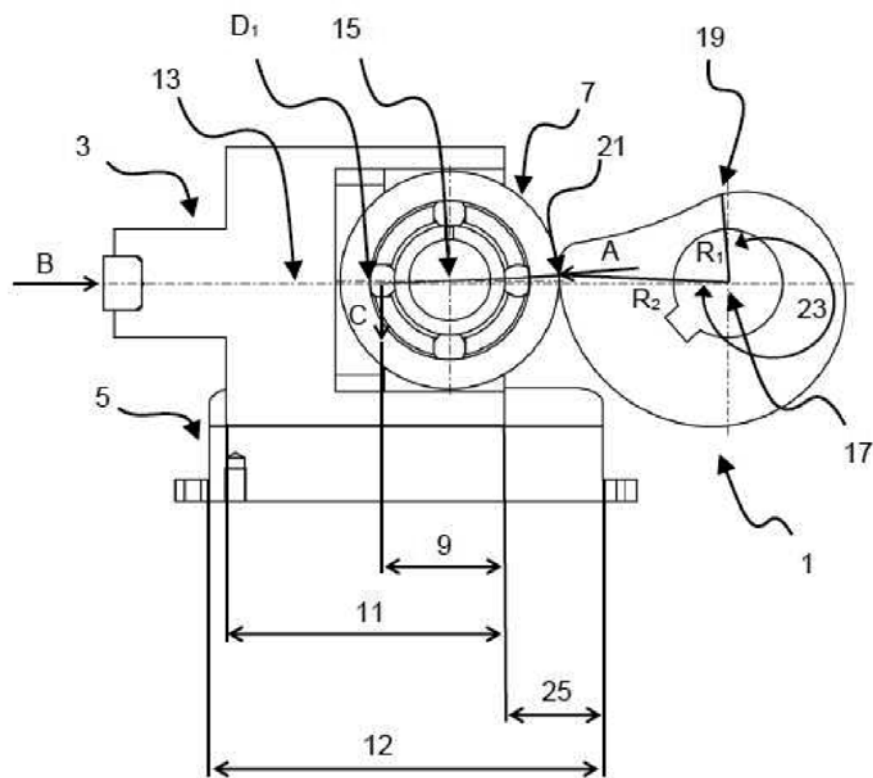


Fig. 4

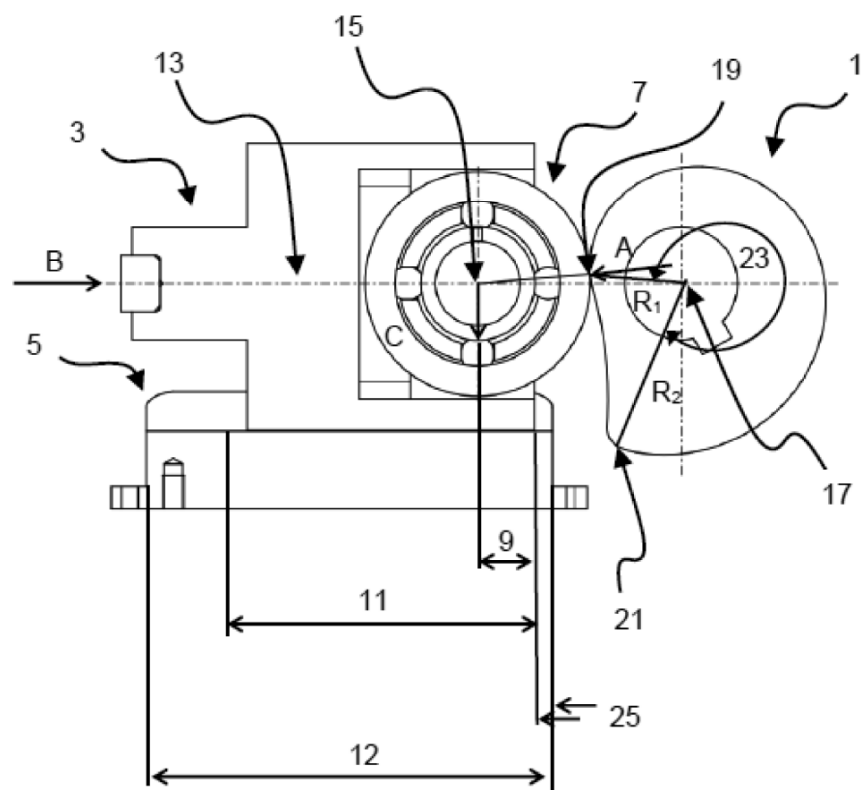


Fig. 5

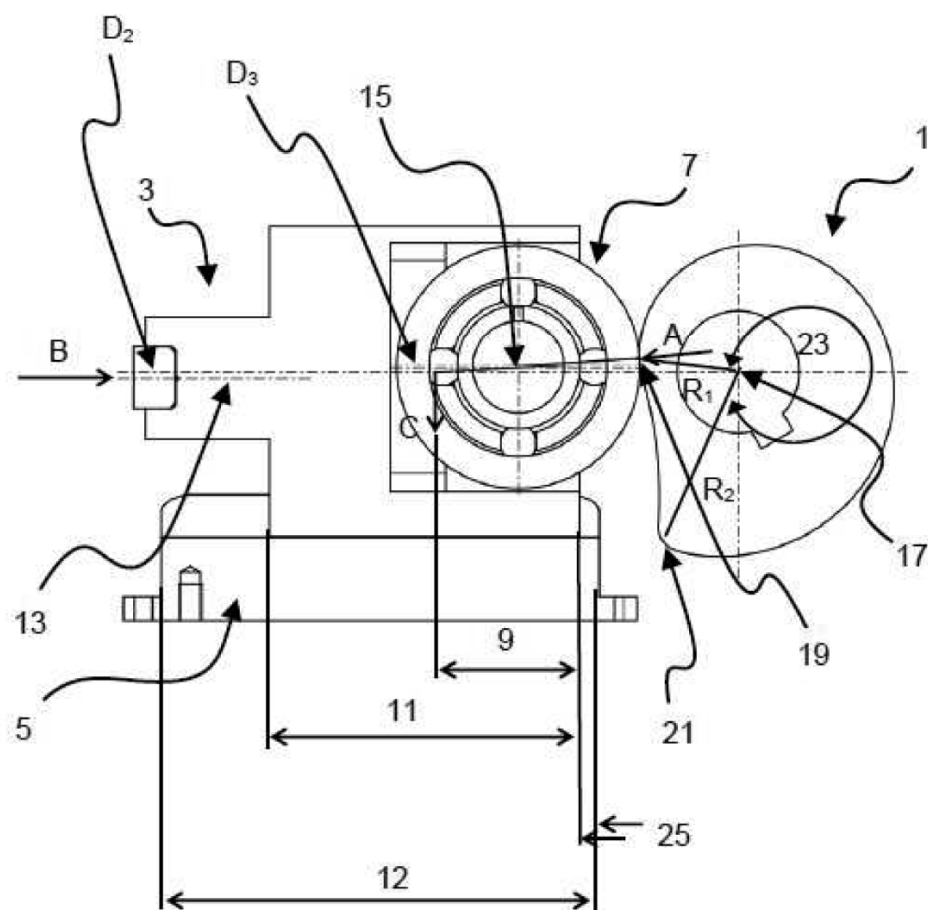


Fig. 6

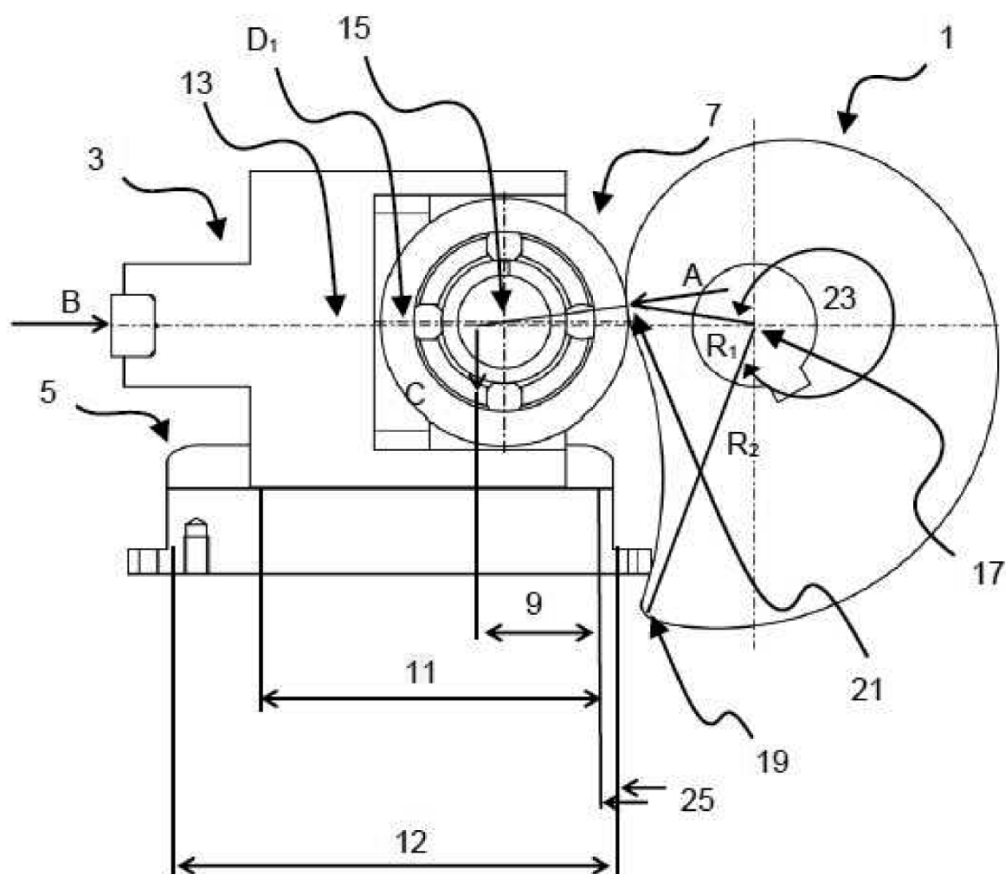


Fig. 7

