

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum
Internationales Büro



(43) Internationales Veröffentlichungsdatum
12. Juni 2008 (12.06.2008)

PCT

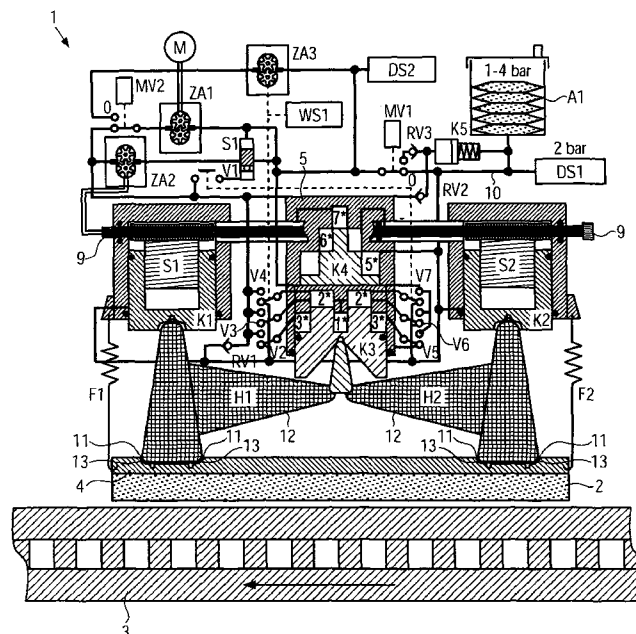
(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2008/068012 A2

- (51) Internationale Patentklassifikation:
F16D 65/21 (2006.01) *F16D 55/48* (2006.01)
- (21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP2007/010577
- (22) Internationales Anmeldedatum:
6. Dezember 2007 (06.12.2007)
- (25) Einreichungssprache: Deutsch
- (26) Veröffentlichungssprache: Deutsch
- (30) Angaben zur Priorität:
10 2006 057 442.7
6. Dezember 2006 (06.12.2006) DE
- (71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme von US): **KNORR-BREMSE SYSTEME FÜR NUTZFAHRZEUGE GMBH** [DE/DE]; Moosacher Strasse 80, 80809 München (DE).
- (72) Erfinder; und
- (75) Erfinder/Anmelder (nur für US): **MILLER, Bernhard** [DE/DE]; Schwalbenstr. 32, 71263 Weil Der Stadt (DE).
- (74) Anwalt: **MATTUSCH, Gundula**; c/o Knorr-Bremse AG, V/RG Patentabteilung, Moosacher Str. 80, 80809 München (DE).
- (81) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare nationale Schutzrechtsart): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, SV, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.
- (84) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare regionale Schutzrechtsart): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), europäisches (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK,

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: DISK BRAKE COMPRISING A SELF-ENERGIZING ELECTROMOTIVE ACTUATOR

(54) Bezeichnung: SCHEIBENBREMSE MIT ELEKTROMOTORISCHEN AKTUATOR IN SELBSTVERSTÄRKENDER BAUART



(57) Abstract: Disclosed is a disk brake comprising an electromotive actuator which acts upon a clamping device for applying at least one brake lining in the direction of a brake disk. Said disk brake further comprises a brake-internal hydraulic arrangement, is designed in a self-energizing manner, and also comprises a device for adjusting the wedge angle. The brake lining is supported on the clamping device at a certain wedge angle. The hydraulic arrangement is provided with a working unit for adjusting the wedge angle at which the brake lining is supported on the clamping device. The disk brake is characterized in that the working unit is fitted with an adjustable valve disk.

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

WO 2008/068012 A2



EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MT, NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

Veröffentlicht:

— *ohne internationalen Recherchenbericht und erneut zu veröffentlichen nach Erhalt des Berichts*

(57) Zusammenfassung: Eine Scheibenbremse mit elektromotorischem Aktuator, der auf eine Zuspännvorrichtung zum Zuspännen wenigstens eines Bremsbelages in Richtung einer Brems Scheibe einwirkt, weist eine bremseninterne Hydraulikanordnung auf, ist in selbstverstärkender Bauart ausgelegt und besitzt eine Einrichtung zur Keilwinkelumstellung. Der Bremsbelag ist unter einem Keilwinkel an der Zuspännvorrichtung abgestützt. Die Hydraulikanordnung weist ferner eine Arbeitseinheit zur Keilwinkelumschaltung des Keilwinkels auf, unter dem der Bremsbelag an der Zuspännvorrichtung abgestützt ist Die Scheibenbremse zeichnet sich dadurch aus, dass die Arbeitseinheit eine verstellbare Ventilscheibe aufweist.

5 **Scheibenbremse mit elektromotorischem Aktuator in selbstverstärkender Bauart**

Die Erfindung betrifft eine Scheibenbremse mit elektromotorischem Aktuator, der auf eine Zuspännvorrichtung zum Zuspännen wenigstens eines Bremsbelages in Richtung einer Bremsscheibe einwirkt, wobei die Zuspännvorrichtung eine bremseninterne Hydraulikanordnung aufweist und in selbstverstärkender Bauart ausgelegt ist, wobei die
10 Hydraulikanordnung ferner eine Arbeitseinheit zur Keilwinkelumschaltung des Keilwinkels aufweist, unter dem der Bremsbelag an der Bremsscheibe abgestützt ist.

Scheibenbremsen mit elektromotorischen Aktuatoren, die auf eine Zuspännvorrichtung einwirken sind in verschiedensten Ausgestaltungen bekannt. Es sind auch Scheibenbremsen in selbstverstärkender Bauart bekannt, um den Elektromotor als Antrieb kleiner dimensionieren zu können. Beispiele für derartige Bremsen zeigen die DE 101 05 752 A1 und die DE 103 24 424 A1. Die bekannten Konzepte können in der Praxis nicht überzeugen. Es besteht daher der Bedarf nach neuen Lösungswegen.
15

20

Eine Scheibenbremse mit bremseninterner Hydraulikanordnung ist beispielsweise aus der US 4,435,021 oder der DE 195 27 936 A1 bekannt.

Eine weitere Scheibenbremse ist aus der DE 101 05 540 A1 bekannt, in der ein Elektromotor als Aktuator über Kolben auf eine bremseninterne Hydraulikanordnung einwirkt. Diese Scheibenbremse ist aber hinsichtlich ihrer Selbstverstärkungswirkung nur relativ schwer steuer- oder regelbar.
25

Ein Lösungsansatz zur Steuerung der Selbstverstärkungswirkung besteht darin, den Keilwinkel verstellbar auszugestalten. Es besteht das Problem, eine derartige Keilwinkelverstellung in zuverlässiger und einfacher Weise zu realisieren.
30

Die Aufgabe der vorliegenden Erfindung besteht darin, dieses Problem zu beheben.

Die Erfindung löst diese Aufgabe durch den Gegenstand des Anspruchs 1.

5 Vorteilhafte Ausgestaltungen sind den Unteransprüchen zu entnehmen.

So ermöglicht es die Erfindung bei einer selbstverstärkenden Bremse mit elektromoto-
rischem Aktuator, der auf eine Zuspännvorrichtung zum Zuspännen wenigstens eines
Bremsbelages in Richtung einer Bremsscheibe einwirkt, wobei die Zuspännvorrich-
10 tung eine bremseninterne Hydraulikanordnung mit einem, vorzugsweise zwei Arbeits-
zylindern aufweist, eine optimale Kraftverstärkung einer solchen Bremse mit Selbst-
verstärkung und mit einem verstellbaren Neigungs- bzw. Keilwinkel, unter dem der
Bremsbelag an der Zuspännvorrichtung abgestützt ist, mittels einer einfach ausgestal-
teten Arbeitseinheit zu erzielen. Eine bremsverstärkende Wirkung kann nach dem
15 Keileinzugprinzip genutzt werden, während gleichzeitig zu jedem Zeitpunkt einer
Bremsung eine beliebige Keilwinkelanpassung in einfacher Weise zuverlässig mittels
einer verstellbaren Ventilscheibe in feinen Abstufungen erfolgen kann.

Die Erfindung weist damit eine Einrichtung zur Keilwinkelumschaltung auf, die hyd-
20 raulisch betätigt ist. Die Arbeitseinheit zur Keilwinkelumstellung ist hierzu mit der
verstellbaren Ventilscheibe versehen, welche bevorzugt eine drehbare Ventilscheibe
mit zumindest auf einer Kreisbahn angeordneten Durchgangslöchern ist.

In besonders platzsparender Bauweise ist die drehbare Ventilscheibe in der Arbeits-
25 einheit zwischen einem Stufenkolben und einem Druckverstärkungskolben angeord-
net, wobei sie Arbeitskammern dieser Kolben untereinander und/oder mit Hydraulik-
leitungen der Hydraulikanordnung steuerbar verbindet.

Eine Keilwinkeleinstellung ist an sich bei selbstverstärkenden Bremsen aus der DE
30 103 24 424 A1 bekannt. Dort ist aber eine separate Getriebeanordnung bzw. ein sepa-
rater Aktuator für die Keilwinkeleinstellung neben der eigentlichen Zuspännvorrich-
tung zum Zuspännen der Scheibenbremse erforderlich.

- Die bremseninterne Hydraulik erlaubt eine ganze Reihe von Ausgestaltungen von Scheibenbremsen mit einem elektromotorischen Aktuator. Der Elektromotor wird z.B. als Antrieb für eine Pumpe genutzt, die auf die bremseninterne Hydraulik einwirkt.
- 5 Fluidleitungen zur Bremse hin sind damit nicht mehr erforderlich. Es genügt ein Kabel, beispielsweise mit einer Energieversorgungs- und einer Steuerleitung. Dennoch können die Vorteile der Hydraulikbauart damit auch bei einer primär elektromotorisch angetriebenen und über elektrische Signale angesteuerten Bremse genutzt werden.
- 10 Diese Pumpe, vorzugsweise eine Zahnradpumpe, dient während einer Bremsung zur Positionierung der drehbaren Ventilscheibe für die Keilwinkelumschaltung. Wahlweise kann diese Zahnradpumpe vorteilhaft auch zur direkten Bremszustellung bei langsamen Änderungen des Brems Sollwertes verwendet werden. Dazu ist die Pumpe mit einem Hydraulikmotor zum Antrieb der Ventilscheibe oder mit der Arbeitseinheit zur
- 15 direkten Bremszustellung mittels eines steuerbaren Ventils, zum Beispiel ein Magnetventil, hydraulisch koppelbar ausgebildet. Ein noch weiterer Vorteil besteht darin, dass diese Pumpe auch zur Betätigung einer Parkbremse und einer Nachstelleinrichtung für Belagverschleißnachführung dienen kann, deren Funktionen in der Scheibenbremse vorteilhaft integriert sind.
- 20
- Dabei kann auch eine Parkbremsfunktion integriert werden, welche sich nicht auf Hydraulik sondern auf rein mechanischen Komponenten abstützt. Aber auch eine Unterstützung durch die Hydraulik beim Zustellen der Parkbremsfunktion ist vorteilhaft möglich. Mit Hilfe der Arbeitseinheit, aber auch durch Steuermittel,
- 25 beispielsweise ein Magnetventil, kann die Bremse wieder sicher gelöst werden. Dieses Magnetventil dient auch zur Notlösefunktion, zum Beispiel bei Stromausfall. Vorteilhaft ist auch eine rein mechanische Notlöseeinrichtung, welche mittels der Nachstelleinrichtung realisiert ist.
- 30 In einer besonders vorteilhaften Ausgestaltung ist die Ventilscheibe zur Steuerung zumindest einer hydraulischen Kopplung der Pumpe mit einem Hydraulikmotor für die

Nachstelleinrichtung ausgebildet. Somit kann die Ventilscheibe auch vorteilhaft weitere Steuerfunktionen in der Scheibenbremse ausführen.

5 In einer weiteren Ausführungsform ist vorgesehen, dass die Vorrichtung Drucksensoren zur Erfassung von Zuspannkraft und Bremskraft, sowie des Bremsbelagverschleißes aufweist.

10 Die Vorrichtung ist außerdem mit einem Vorratsdruckkreis mit Ausdehnungsgefäß ausgerüstet, wobei diese Komponenten sich an der Bremse befinden und eine vorteilhaft einfach Hydraulikbauweise ermöglichen.

15 Es ist außerdem vorteilhaft, wenn die Scheibenbremse eine Steuerungseinrichtung aufweist, insbesondere eine Steuerungseinheit, die entweder direkt an der Bremse angeordnet ist oder als sonstige Steuerungseinrichtung eines übergeordneten Steuerungssystems des Fahrzeugs ausgelegt ist, die dazu ausgelegt ist, bei einer Bremsung zu-
20 mindest die Keilwinkeleinstellung zu steuern oder zu regeln. Dazu ist die Steuerungseinrichtung zumindest zur Steuerung der Ventilscheibe zur Keilwinkelumschaltung bei einer Bremsung ausgebildet. Die Regelung erfolgt vorzugsweise in Abhängigkeit von der Zustellkraft und dem aktuell eingestellten Keilwinkel. Hierzu sind beispielsweise
25 die Drucksensoren und ein mit der drehbaren Ventilscheibe gekoppelter Winkelsensor mit der Steuerungseinrichtung verbunden.

25 Es ist bevorzugt, dass die Arbeitseinheit einen Stufenkolben und einen Druckverstärkungskolben aufweist, wobei der Stufenkolben eine stufenförmig angeordnete Reduzierung seiner Kolbendurchmesser aufweist, und vorzugsweise die Flächeninhalte der einzelnen Stufen der Arbeitseinheit in einem festlegbaren Verhältnis ausgebildet sind. Hierbei ist weiterhin vorgesehen, dass die einzelnen Stufen bzw. Arbeitskammern des Stufenkolbens der Arbeitseinheit mit dem Vorratsdruckkreis oder den Arbeitskammern des Druckverstärkungskolbens verbindbar sind. Diese steuerbare Verbindung erfolgt
30 durch die Ventilscheibe in besonders vorteilhafter Weise. Da sie zwischen dem Stufenkolben und dem Druckverstärkungskolben angeordnet ist, ergeben sich vorteilhaft kurze Leitungen für die Hydraulikflüssigkeit. Daraus ergibt sich der Vorteil bei erfin-

dungsgemäßem Einsatz dieser Arbeitseinheit, dass dieser umschaltbare Stufenkolben zu jedem Zeitpunkt während einer Bremsung eine als Umschaltung des Keilwinkels wirksame Anpassung ausführen kann.

5 Die Erfindung schafft auch den Gegenstand des Anspruchs 11 und realisiert damit einerseits einer Weiterbildung der weiteren in den Ansprüchen genannten Varianten und schafft auch eine vorteilhafte Scheibenbremse mit elektromotorischem Aktuator, der auf eine Zuspännvorrichtung zum Zuspännen wenigstens eines Bremsbelages in Richtung einer Bremsscheibe einwirkt, wobei die Zuspännvorrichtung eine Hebelanord-

10 nung mit wenigstens einem oder mehreren Hebel(n) aufweist, wobei der wenigstens eine Hebel in besonderer Weise V-förmig ausgebildet ist. Derart wird eine einfache und unkomplizierte Hebelausgestaltung geschaffen, wobei diese Ausgestaltung durch die Merkmale der Ansprüche 12ff weitergebildet wird.

15 Dies bringt bauliche und konstruktive Vorteile mit sich, denn die Hebelanordnung ist besonders zuverlässig und sicher. Nach dem Stand der Technik wurden selbstverstärkende Bremsen dagegen in der Regel mit einer Keilanordnung ausgebildet. Diese Variante lässt sich mit der vorstehend erläuterten bremsinternen Hydraulik kombinieren, aber auch mit einer anderen Art von Zuspännvorrichtung ohne Hydraulik.

20

Die Hebelanordnung steht in Wirkungsverbindung mit dem wenigstens einen Bremsbelag, wobei der wenigstens eine Hebel eine V-förmige Ausgestaltung aufweist, derart, dass er jeweils mit zwei abgerundeten Enden am Bremsbelag und jeweils mit einem abgerundeten Ende an einem Gegenlager, das vorzugsweise ein Arbeitszylinder einer Hydraulikanordnung ist, verschwenkbar gelagert ist.

25

Nach einer bevorzugten Ausgestaltung ist vorgesehen, dass Hebel vorgesehen sind, die eine V-förmige Ausgestaltung aufweisen, wobei sie vorzugsweise jeweils mit zwei abgerundeten Enden am Bremsbelag und jeweils mit einem abgerundeten Ende an einem Arbeitszylinder verschwenkbar gelagert sind. Ein weiterer Vorteil besteht darin,

30 dass die Hebel jeweils einen Hebelarm zur Zusammenwirkung mit der Arbeitseinheit

aufweisen. Dadurch ist ein kraftverstärkender Rückkopplungseffekt auf die Arbeitseinheit möglich, wobei die Stabilität der Hebel vergrößert ist.

Es ist besonders vorteilhaft, wenn die zwei abgerundete Enden des wenigstens einen Hebels auf zueinander geneigten Ablauflächen des Bremsbelags oder eines Belaghalters des Bremsbelags abrollbar gelagert sind, da somit Reibungswerte zwischen den Ablauflächen und den Hebelenden besonders gering ausfallen, wodurch die Antriebsleistung des elektromotorischen Aktuators bzw. dessen Aufbau geringer wird.

- 10 Nachfolgend wird die Erfindung anhand der in den schematischen Figuren der Zeichnung angegebenen Ausführungsbeispiele näher erläutert. Es zeigt dabei:
- Figur 1a eine Prinzipdarstellung der Selbstverstärkung durch einen Hebel
Figur 1b eine Prinzipdarstellung der Selbstverstärkung durch einen Keil
Figur 1c-f Beispiele von abrollbar gelagerten Hebeln
- 15 Figur 2 eine schematische Darstellung eines ersten Ausführungsbeispiels einer unbetätigten Scheibenbremse der vorliegenden Erfindung
Figur 3 eine schematische Darstellung eines zweiten Ausführungsbeispiels einer unbetätigten Scheibenbremse der vorliegenden Erfindung
Figur 4 eine schematische Darstellung des zweiten Ausführungsbeispiels bei
20 Bremsbeginn
Figur 5 eine schematische Darstellung des zweiten Ausführungsbeispiels bei Bremszustellung mit schneller Betätigung
Figur 6 eine schematische Darstellung des zweiten Ausführungsbeispiels bei Bremszustellung mit langsamer Betätigung
25 Figur 7 eine schematische Darstellung des zweiten Ausführungsbeispiels bei Betätigung der Parkbremse
Figur 8 eine schematische Darstellung des zweiten Ausführungsbeispiels mit aktiver Parkbremse
Figur 9 eine schematische Darstellung des zweiten Ausführungsbeispiels bei
30 Lösung der Parkbremse
Figur 10 eine Prinzipdarstellung des mechanischen Aufbaus des zweiten Ausführungsbeispiels bei unbetätigter Bremse

- Figur 11 die Prinzipdarstellung des mechanischen Aufbaus des zweiten Ausführungsbeispiels nach Fig. 10 bei Bremsbeginn
- Figur 12 die Prinzipdarstellung des mechanischen Aufbaus des zweiten Ausführungsbeispiels nach Fig. 10 bei aktivem Bremsvorgang
- 5 Figur 13 die Prinzipdarstellung des mechanischen Aufbaus einer Nachstelleinrichtung für Belagverschleiß des zweiten Ausführungsbeispiels nach Fig. 10
- Figur 14 eine Schnittdarstellung einer beispielhaften Anordnung einer Ventilscheibe in dem Aufbau nach Fig. 10
- 10 Figur 15 eine schematische Darstellung der Ventilscheibe für langsame Betätigung in Sperrstellung bei dem Beispiel nach Fig. 6
- Figur 16 eine schematische Darstellung der Ventilscheibe für schnelle Betätigung in Stellung eines ersten Keilwinkels bei dem Beispiel nach Fig. 5
- Figur 17 eine schematische Darstellung der Ventilscheibe für schnelle Betätigung in Stellung eines zweiten Keilwinkels bei dem Beispiel nach Fig. 5
- 15

Gleiche Bezugszeichen gelten für Teile mit gleicher oder ähnlicher Funktion.

- 20 Bei einer Bremse mit Selbstverstärkung stehen generell zwei mechanische Prinzipien zum Einsatz der Selbstverstärkung in der Radbremse zur Verfügung. Das Prinzip des Hebels (Figur 1a) und das des Keils (Fig. 1b). Dabei bedient man sich einer dimensionslosen Kenngröße C^* um die Selbstverstärkung beurteilen und vergleichen zu können.

25
$$C^* = \frac{F_U}{F_{Sp}}$$

F_U : An der Bremsscheibe wirkende Umfangskraft

F_{Sp} : Auf den Bremsbelag wirkende Spannkraft

F_N : Normalkraft

- 30 F_S : Stützkraft am Gehäuse

Hierzu zeigt Figur 1a eine Prinzipdarstellung der Selbstverstärkung durch einen Hebel Hx. Mit dem Hebelarm r zum Abstützpunkt an einem Bremsbelag 2, der an einer Brems Scheibe 3 anliegt, ergibt sich ein Keilwinkel φ durch a/r . Der Bremsenkennwert C^* ergibt sich für einen solchen Aufbau zu:

5

$$C^* = \frac{1}{\frac{1}{\mu_B} - \frac{r}{a}}$$

Dieses Prinzip wird heutzutage in etwas abgewandelter Form für Trommelbremsen verwendet. Auch bei modernen Scheibenbremsen kommt dieses Prinzip zum Tragen.

10 Der Unterschied hierbei ist, dass der Winkel 90° beträgt. Dadurch wird die Spannkraft von der Abstützkraft entkoppelt und es entsteht keine selbstverstärkende Wirkung. Die Schwierigkeiten bei selbstverstärkenden Hebelsystemen sind der Belagverschleiß und dessen Nachstellung. Denn mit zunehmendem Verschleiß des Bremsbelags 2 ändern sich auch der Keilwinkel und damit die so genannte Kennung. Außerdem ändert sich
15 die Übersetzung mit zunehmender Bremskraft in Richtung höherer C^* - Werte, denn a wird zunehmend kleiner und r größer. Dadurch neigt die Bremse zum „Zuschnappen“. Somit sind Hebelkonstruktionen dieser Art nur sehr schwer zu beherrschen.

Anders als beim Hebelprinzip bleibt beim Keilsystem der Keilwinkel mit zu-
20 zunehmendem Scheiben- und Belagverschleiß und zunehmenden Bremskräften gleich. Hierzu zeigt Fig. 1b eine Prinzipdarstellung der Selbstverstärkung durch einen Keil 19, 19'. Bei kleiner werdendem Bremsbelag 2 rutscht dieser einfach weiter nach innen, der Bewegungsrichtung der Brems Scheibe 3 folgend und kompensiert somit den Belagverschleiß. Diese automatische Belagverschleißnachstellung ist nur in der oben darge-
25 stellten Ausführung eines Keils 19, 19' möglich. Diese Ausführung ist in der Praxis jedoch eher selten der Fall, daher ist ein Belagverschleißmechanismus weiterhin erforderlich. Dabei ist es jedoch wichtig, dass der Reibwert μ_S zwischen den Keilen 19, 19' minimiert wird, um überflüssige Reibung zu verringern.

Bei genauerer Betrachtung lassen sich die beiden Systeme ineinander überführen. Der Unterschied der Systeme liegt in der Lage des Momentanpols. Beim Hebelsystem liegt dieser im Drehpunkt des Hebels, beim Keilsystem im Unendlichen. Man kann das Keilsystem somit als eine Weiterführung des Hebelsystems betrachten, in der die konstruktiven Voraussetzungen für die Nutzung der kinetischen Fahrzeugenergie optimiert wurden. Der Bremsen-kennwert C^* wird demnach durch folgende Formel ermittelt:

$$C^* = \frac{\mu_B}{\tan(\alpha) - \mu_B}$$

10 Bei dem der vorliegenden Erfindung zugrunde liegenden Konzept wird das Keilprinzip in abgewandelter Form eingesetzt. Die Voraussetzung des Keilprinzips, die Reibung μ_s zwischen den Flächen zu minimieren, wird hier durch abrollbar gelagerte Hebel H_y gewährleistet (s. Fig. 1c...f). Hierin besteht auch der Unterschied des verwendeten Keils (in Form von Abrollelementen bzw. abgerundeten Enden 11 des Hebels H_y) zur
15 klassischen Ausführung des Keils wie er in Fig. 1b dargestellt ist. Durch das Abrollverhalten der Hebel geht die Reibung μ_s gegen Null. Das Abrollen der Enden 11 wird durch das Mitschleifen des Belaghalters verursacht (Fig. 1d). Je nach Reibwert ändern sich die Kräfte und Auslenkungen am Belagträger 4 und somit auch die Kräfte im System.

20 Da die Ablaufläche 13 nicht waagrecht ist, sondern wie in Fig. 1d gezeigt eine Steigung aufweist, entsteht hier ein Keil. Diese Keilausführung besitzt die identischen Eigenschaften wie die klassische Keilanordnung in Fig. 1b. Auch bei dieser Anordnung ist es möglich, die kinetische Energie des Fahrzeugs größtenteils zur Bremsung zu nutzen.
25

Zur rein mechanischen Selbstverstärkung des Keils, wird bei dem verwendeten Konzept zusätzlich noch die verstärkende Wirkung der Hydraulikübersetzung benutzt. Bei der hydraulischen Selbstverstärkung wird zusätzlich zum oben beschriebenen Keil
30 noch die horizontale Auslenkung des Belags bzw. des Belagträgers zur Selbstverstärkung genutzt.

Während für die Erklärung der mechanischen Selbstverstärkung in Fig. 1d und Fig. 1e die Hebel Hy dafür hinreichend vereinfacht dargestellt wurden, ist für die Erklärung der hydraulischen Selbstverstärkung eine andere Darstellungsweise der Hebel Hy sinnvoll. In Fig. 1f ist zu sehen, dass die Auslenkung des Belagträgers 4 durch einen Hebelarm 12 am Hebel H1 übertragen werden kann. Der Hebelarm wirkt durch die übertragene Auslenkung auf Hydraulikkomponenten, die über ein hydraulisches System die hydraulische Selbstverstärkung verursachen, wie weiter unten noch ausführlich erläutert wird. Dabei wird die Kraft F_s auf den Hebel H1 beeinflusst, indem sie gleich bleibt, verstärkt oder geschwächt wird, wie ebenfalls unten im Detail beschrieben wird.

Fig. 2 zeigt eine schematische Darstellung eines ersten Ausführungsbeispiels einer unbetätigten Scheibenbremse der vorliegenden Erfindung.

Eine Zuspansvorrichtung 1 ist hier über dem Bremsbelag 2, der auf dem Belagträger 4 befestigt ist, angeordnet und weist zwei Arbeitszylinder K1, K2 auf, an deren Kolben sich jeweils ein oberes Ende eines Hebels H1, H2 abstützt. Untere Enden der Hebel H1, H2 sind jeweils mit zwei abgerundeten Enden 11 versehen, die jeweils auf einer Ablauffläche 13 auf der Oberseite des Belagträgers 4 abrollbar angeordnet sind. Die Hebel H1, H2 weisen weiterhin Hebelarme 12 auf, welche mit einer Arbeitseinheit 5 zusammenwirken.

Für den Zusammenhalt und die Rückstellung von Bremsbelag 2, der in diesem gezeigten unbetätigten Zustand der Scheibenbremse von der Bremsscheibe 3 gering beabstandet ist, Hebeln H1, H2 und Arbeitszylindern K1, K2 sind Federn F1, F2 vorgesehen.

Die Arbeitszylinder K1, K2 weisen Kolben auf, in denen Spindeln S1, S2 von oben eingeschraubt sind. Die Spindeln S1, S2 sind an ihren oberen Enden jeweils mit einer Verzahnung versehen, die mit einem korrespondierenden Element mit geeigneter Verzahnung eine Nachstelleinrichtung 9 für die Nachstellung auf Grund von Verschleiß

des Bremsbelages 2 bildet. Diese Nachstelleinrichtung 9 ist mit einer Zahnradpumpe ZA2 zum Antrieb gekoppelt.

Die Arbeitszylinder K1, K2 sind mit einer Hydraulikanordnung zur Betätigung ihrer
5 Kolben und somit zur Zustellung des Bremsbelags 2 zur Bremsscheibe 3 hin hydraulisch verbunden. Diese Hydraulikanordnung weist die Arbeitseinheit 5 mit einem Stufenkolben K3 und einem Druckverstärkungskolben K4 auf. Der Stufenkolben K3 ist über einen Stößel mit den Hebelarmen 12 der Hebel H1, H2 gekoppelt.

10 Der Stufenkolben K3 und die Arbeitseinheit 5 bilden Arbeitskammern 1*, 2*, 3* auf der Seite, die der Kopplung mit den Hebelarmen 12 gegenüber liegt. Die Arbeitskammern 1*, 2*, 3* sind hydraulisch an Umschalter V2 bis V7 angeschlossen. Die Umschalter V2 bis V7 sind Bestandteil einer drehbaren Ventilscheibe 6, die weiter unten noch ausführlich beschrieben wird und hier nur durch die Umschalter V2 bis V7 in
15 hydraulischem Schema angedeutet ist. Die Umschalter V2 bis V7 sind weiterhin mit einer Arbeitskammer 4* des Druckverstärkungskolbens K4, einem Vorratsdruckkreis 10 und einer Verbindungsleitung zu einem Umschaltventil MV2 verbunden, dessen Funktion unten erläutert wird. An dieser Verbindungsleitung ist ein weiterer Umschalter V1 der Ventilscheibe 6 angeschlossen, welcher mit einem Schieber S1 in hydraulischer
20 Verbindung steht.

Der Druckverstärkungskolben K4 weist eine weitere Arbeitskammer 5* und Hochdruckkammern 6*, 7* auf, die auf der oberen Seite des Druckverstärkungskolbens K4 zusammen mit der Arbeitseinheit 5, genauer gesagt mit dem Gehäuse 8 der Arbeitseinheit 5 gebildet sind.
25

Die Hochdruckkammern 6*, 7* des Druckverstärkungskolbens K4 sind mit den Arbeitszylindern K1 und K2 verbunden.

30 Der Vorratsdruckkreis 10 ist mit einem Vorratsbehälter A1 versehen, der als Vorrats- und Ausdehnungsgefäß für einen volumenabhängigen Systemdruck in der Hydraulik-

anordnung sorgt. Außerdem reinigt er die Hydraulikflüssigkeit und nimmt überschüssige auf.

5 Ein elektromagnetisches Umschaltventil MV1 in der Hydraulikanordnung wird während der Bremsung aktiviert und dient zum sicheren Lösen der Bremse im Fehlerfall.

Die Ventilscheibe 6 bildet in diesem Beispiel mit einem umlaufenden Zahnkranz in Verbindung mit einem Gegenzahnrad einen in der Hydraulikanordnung angeordneten Zahnradmotor ZA3 und wird von einer Zahnradpumpe ZA1 angetrieben, die ihrerseits
10 mit einem elektromotorischen Aktuator M gekoppelt ist.

Die Arbeitskammern 1 bis 3 des Stufenkolbens K3 sind in ihrer Grundfläche im Größenverhältnis 4:2:1 abgestuft. Dadurch lassen sich die Flächen beliebig kombinieren, so dass hierdurch eine Umschaltung zwischen 8 unterschiedlichen Keilwinkeln ermöglicht wird. In Fig. 2 sind die Kammern 1 und 3 des Stufenkolbens K3 mit dem Vorratsbehälter bzw. Ausdehnungsgefäß A1 verbunden.
15

Ein Winkelsensor WS1 ist mit der Ventilscheibe 6 gekoppelt und dient zur Messung der Position der drehbaren Ventilscheibe 6. Mit Hilfe von MV2 kann zwischen der
20 Bremsbetätigung durch ständige Keilwinkelumschaltung mittels Ventilscheibe 6 und einer direkten Bremszustellung durch die Zahnradpumpe ZA1 gewählt werden, wie weiter unten noch beschrieben wird.

Der Zahnradmotor ZA2 wird durch Schließen von V1 und Betätigen des Schiebers S1
25 angesteuert und dient zur Zustellung des Bremsbelags 2 bei einer Parkbremsfunktion sowie zur Belagverschleißnachstellung.

Der Stufenkolben K3 ist in diesem Beispiel dreistufig ausgeführt und dient mit den Arbeitskammern 1*, 2*, 3*, zur Keilwinkelumschaltung, während der Druckverstärkungskolben K4 eine Druckerhöhung sowie eine synchrone Parallelverstellung der
30 Arbeitszylinder K1 und K2 bewirkt.

Fig. 3 zeigt eine schematische Darstellung eines zweiten Ausführungsbeispiels einer unbetätigten Scheibenbremse der vorliegenden Erfindung. Hierbei sind die Hebel H1, H2 im Gegensatz zum ersten Ausführungsbeispiel nach Fig. 2 in einer unterschiedlichen Ausführung gebildet, wobei deren abgerundete Enden 11 in jeweils einer Ablauf-
5 fläche 13 angeordnet sind. Die Ablaufflächen 13 sind bei jedem Hebel H1, H2 mit einer entgegengesetzten Neigung gegenüberliegend angeordnet.

Fig. 4 zeigt das Ausführungsbeispiel nach Fig. 3 bei Bremsbeginn, wobei der Bremsbelag 2 an der Bremsscheibe angelegt ist. Die Funktion wird im Weiteren beschrieben.

10 Zur Aktivierung der Bremse wird das Elektromagnetventil MV1 bestromt und mit Hilfe der Zahnradpumpe ZA1 Öl bzw. Hydraulikflüssigkeit in den Kolbenraum unterhalb K4 gepumpt, welcher auch als Arbeitskammer 4* bezeichnet ist. Dadurch werden die Kolben der Arbeitszylinder K1 und K2 betätigt und damit der Bremsbelag 2 an die
15 Bremsscheibe 3 geführt. Der Druckverstärkungskolben K4 ist aufgeteilt in zwei einzelne Zylinderräume, die Hochdruckkammern 6*, 7*, deren Fläche gleiche Größe aufweisen. Damit wird eine synchrone Betätigung der Kolben der Arbeitszylinder K1 und K2 erreicht.

20 Im Ruhezustand der Bremse sind alle 3 Zylinderräume, die Arbeitskammer 5* und die Hochdruckkammern 6*, 7*, oberhalb des Kolbens K4 miteinander verbunden. Durch Anheben des Kolbens K4 wird die Verbindung dieser einzelnen Zylinderräume unterbrochen, so dass die Kolben der Arbeitszylinder K1 und K2 nur noch synchron zueinander bewegt werden können. Über einen Rückflußverhinderer bzw. ein Richtungs-
25 ventil RV1 kann Öl vom Vorratsbehälter A1 über die Zahnradpumpe ZA1 in die untere Arbeitskammer 5* des Druckverstärkungskolbens K4 gelangen. Ein Drucksensor DS1 misst über den Druck im Ausdehnungsgefäß A1 die vertikale Belagverschiebung.

30 Mit Berühren der Bremsscheibe 3 wird der Bremsbelag 2 nach links ausgelenkt, wodurch der Stufenkolben K3 nach oben gedrückt wird.

Die Drücke für dieses System werden wie folgt unterschieden und dargestellt.

Versorgungsdruck: ca. 1...4 bar, Zwischendruck max. ca. 130 bar und Hochdruck max. ca. 250 bar.

Durch den oben beschriebenen Vorgang erhöht sich der Druck in der Arbeitskammer 5* unterhalb des Druckverstärkungskolbens K4 sowie in den Arbeitskammern 1*, 2*, 3* oberhalb des Stufenkolbens K3. Mittels Drucksensor DS2 kann das Berühren der Beläge 2 an der Bremsscheibe 3 gemessen werden. Mittels DS3 im Zusammenspiel mit DS2 kann der jeweils aktuelle Reibwert, bzw. der aktuelle Keilwinkel, sowie die aktuelle Bremskraft gemessen werden.

10

Der Druck in Arbeitskammer 2* des Stufenkolbens K3 steigt und Öl fließt nun über den Umschalter V7 in den Arbeitsraum 5* unterhalb des Druckverstärkungskolbens K4, da ein überkritischer Keilwinkel gewählt ist. Dieser Kolben K4 wiederum bewegt sich nach oben und verstärkt den Druck in den beiden Hochdruckkammern 6*, 7*, wodurch Öl in die Zylinderräume oberhalb der Kolben der Arbeitszylinder K1 und K2 geleitet wird.

15

Zur weiteren Funktionsbeschreibung wird auf Fig. 5 Bezug genommen, welche eine schematische Darstellung des zweiten Ausführungsbeispiels nach Fig. 3 und 4 bei Bremszustellung mit schneller Betätigung zeigt.

20

Magnetventil MV2 ist in Ruhelage so angesteuert, dass die Zahnradpumpe ZA1 mit Hydraulikmotor ZA3 der drehbaren Ventilscheibe 6 verbunden ist. Damit kann über die Umschalter V2-V7 ein passender, das heißt bei einem momentan herrschenden Reibwert μ gerade überkritischer Keilwinkel gewählt und der Durchflussquerschnitt in den hydraulischen Umschaltern V2-V7 proportional von Durchgangslöchern 7 der Ventilscheibe 6 eingestellt werden. Der Stufenkolben K3 wird nun mit der dem eingestellten Durchflussquerschnitt entsprechenden Geschwindigkeit nach oben gedrückt. Dies bewirkt eine Erhöhung der Bremskraft.

25

30

Ist die gewünschte Bremskraft erreicht, so wird die Ventilscheibe 6 in eine Sperrstellung gedreht, sodass das Öl in den Arbeitsräumen 1* bis 4* der Kolben K3 und K4 eingesperrt ist und diese durch seine weitgehende Inkompressibilität sperrt.

- 5 Beim Verringern der Bremskraft wird nun durch Auswahl eines unterkritischen Keilwinkels eine Flächenvergrößerung der wirksamen Arbeitskammern des Stufenkolbens K3 erreicht und Öl vom Arbeitsraum 4* des Druckverstärkungskolbens K4 in die Arbeitskammern 1*, 2*, 3* von Stufenkolben K3 geleitet, was eine Verringerung der Bremskraft bewirkt. Damit kann eine beliebige Bremszustellkraft eingestellt werden.

10 Durch mehrfaches Umschalten zwischen verschiedenen Keilwinkeln zum Verändern der Bremszustellkraft wird der Bremsbelag 2 horizontal immer weiter ausgelenkt, da bei jeder Verkleinerung der Bremskraft eine vergleichsweise größere Kolbenfläche auf den Stufenkolben K3 wirkt als bei Vergrößerung der Bremskraft. Dadurch verliert der
15 Zwischenkreis (Hydraulikraum zwischen K3 und K4) immer mehr an Öl. Dies kann mit einer Art "Klettermaxeffekt" verglichen werden.

Während eine schnelle Änderung der Zustellkraft durch entsprechende Keilwinkelumschaltung erreicht werden kann, bietet sich für langsame Änderung eine direkte Zustel-
20 lung mit der Zahnradpumpe ZA1 an. Dieses ist in Fig. 6, welche eine schematische Darstellung des zweiten Ausführungsbeispiels bei Bremszustellung mit langsamer Betätigung zeigt, dargestellt. Hierfür werden die Umschalter der entsprechenden Arbeitskammern mit der Zahnradpumpe ZA1 verbunden. Dadurch kann durch die Zahnradpumpe ZA1 Öl zwischen den Arbeitskammern von K3 und K4 hin und her gepumpt
25 werden, was einer Erhöhung bzw. Senkung der Bremskraft entspricht. Damit kann auch bei häufigem Ändern der Zustellkraft das Auftreten des oben beschriebenen "Klettermaxeffektes" verhindert werden.

Wird diese Art der Bremsbetätigung kombiniert mit einer Keilwinkelumschaltung entgegengesetzt der Keilwinkelwahl, wie sie zur keilwinkelabhängigen Bremsbetätigung
30 verwendet würde, so kann der „Klettermaxeffekt“ wieder kompensiert werden.

Zur Entlastung des Pumpenmotors M bei konstanter Zustellkraft (Drehmoment halten im Stillstand), kann durch Umschaltung von MV2 der Pumpendurchfluss gesperrt und damit die Zahnradpumpe ZA1 abgeschaltet werden.

- 5 Mit Bezug auf Fig. 7, welche eine schematische Darstellung des zweiten Ausführungsbeispiels bei Betätigung einer Parkbremse zeigt, die Funktion der Park- bzw. Feststellbremse im Folgenden erläutert.

Zur Aktivierung der Parkbremsfunktion wird die Ventilscheibe 6 so verstellt, dass V1
10 geschlossen wird. Dadurch kann der Schieber S1 so eingestellt werden, dass die Zahnradpumpe ZA1 mit dem Zahnradantrieb bzw. Hydraulikmotor ZA2 verbunden ist. Durch Aktivierung der Zahnradpumpe ZA1 kann nun Hydraulikdruck auf den Zahnradmotor ZA2 übertragen werden. Das führt zu einem Herausdrehen der Spindeln S1 und S2 in den Kolben K1 und K2, wodurch der Bremsbelag 2 an die Bremsscheibe 3
15 angelegt wird.

Anschließend werden die hydraulischen Umschalter V2-V7 der Ventilscheibe 6 entsprechend Fig. 7 konfiguriert. Nun wird durch Betätigen der Zahnradpumpe ZA1 hydraulischer Druck in den Kolbenräumen von K3 und K4 aufgebaut. Der Kolben K4 verstärkt diesen Druck noch weiter, so dass der Bremsbelag 2 hydraulisch mit maximaler
20 Zustellkraft (250 bar entsprechend 90 kN) gegen die Bremsscheibe 3 gepresst wird. Die Spindeln S1 und S2 werden nun bis zum Anschlag herausgedreht und können somit ohne große Reibkräfte leicht angezogen werden. Der hydraulische Druck auf den Stufenkolben K3 verhindert eine horizontale Verstellung. Der Drucksensor DS2 sen-
25 siert die hydraulische Verspannkraft bzw. die hydromotorische Zustellkraft des Antriebs ZA2. Eine Feder jeweils zwischen Spindel S1, S2 und dem Zylinderraumboden (Hub z.B. 1 mm) garantiert eine Mindestzuspannkraft während des Parkens.

Beim Zustand des Parkens kann der hydraulische Druck weggenommen werden, so
30 dass nun eine rein mechanische Abstützung des Bremsbelags 2 besteht. Die spezielle Formgebung der beiden Hebel H1 und H2, welche ein nahezu reibungsloses Abrollen der Hebel H1, H2 ermöglicht, wirkt wie eine in beide Laufrichtungen sich selbst zu-

ziehende Keilbremse mit überkritischem Keilwinkel, was bei einer eventuellen Reduzierung der mechanischen Zuspännkraft, ein selbstverstärkendes Bremsverhalten erzeugt.

- 5 Durch die Ventilscheibe 6 werden nun die Umschalter V2, V3, V4 so eingestellt, dass alle Kammern des Kolbens K3 mit dem Vorratsbehälter A1 verbunden sind. Dieses ist in Fig. 8 (Parkbremse aktiv) gezeigt. Dadurch ist der Kolben K3 nahezu frei beweglich und kann somit eine freie Bewegung der Hebel H1, H2 und das selbstverstärkende Bremsverhalten ermöglichen. Durch die Verbindung der Zahnradpumpe ZA1 mit ZA2
10 sind die beiden Spindeln S1 und S2 so drehbar, dass die Bremse im Notfall (z.B. bei Stromausfall) von Hand über eine Notlöseeinrichtung gelöst werden kann.

Durch den Drucksensor DS1 kann in diesem Zustand eine Abweichung vom Regel-
druck erkannt und angezeigt werden. Dadurch kann ein eventueller Belagverschleiß
15 oder Ölverlust frühzeitig ermittelt werden.

Zum Lösen der Feststellbremse, wozu auf Fig. 9 Bezug genommen wird, wird die Ventilscheibe so positioniert, dass die hydraulischen Umschalter V2-V7 entsprechend Fig. 9 konfiguriert sind.

- 20 Damit kann mittels Aktivierung der Zahnradpumpe ZA1 der Zahnradmotor ZA2 in umgekehrter Laufrichtung angesteuert werden, was zum Hineindreuen der Spindeln S1 und S2 in die Kolben der Arbeitszylinder K1 und K2 führt und damit den Bremsbelag 2 wieder von der Bremsscheibe 3 löst.

25 Zur Unterstützung dieses BremsenlöSENS wird, wie bereits bei Anlegen der Parkbremse, gleichzeitig der gesamte Kolbenraum von K3 und K4 mit Druck beaufschlagt, welches durch den Kolben K4 druckverstärkt wird. Damit können die Spindeln S1 und S2 mit wenig Kraftaufwand wieder gelöst werden.

- 30 Simultan wird der Stufenkolben K3 durch den Druckaufbau in dessen Arbeitskammern nach außen (hier: nach unten) gedrückt, was mit einem gleichzeitigen Zurückfahren

der Kolben der Arbeitszylinder K1 und K2 eine eventuell erfolgte horizontale Belagverschiebung infolge Zuziehens rückgängig macht.

5 Zur Darstellung eines Prinzips eines mechanischen Aufbaubeispiels zeigt Fig. 10 eine Prinzipdarstellung des mechanischen Aufbaus des zweiten Ausführungsbeispiels bei unbetätigter Bremse.

10 An den Seiten des Belagträgers 4 sind in diesem Beispiel Kanten 15 angeformt, welche mit Zylinderrollen 14 in Kontakt stehen, die ihrerseits mit Endabschnitten der abgerundeten Enden 11 der Hebel H1, H2 in Kontakt stehen. Dadurch wird eine Kraftübertragung in seitlicher Richtung vom Belagträger 4 auf die Hebel H1, H2 mit geringerer Reibung erzielt.

15 Die Hydraulikanordnung ist in dem Gehäuse 8 der Arbeitseinheit 5 kompakt und platzsparend angeordnet. Der Vorratsbehälter A1 ist mit einer Feder F3, vorzugsweise einer Druckfeder, zur Druckerzeugung des Vorratsdruckkreises 10 ausgerüstet.

Um die mechanische Anordnung der Komponenten zu verdeutlichen wird im Folgenden eine beispielhafte Komponentenanzahl angegeben.

20 In Fig. 10 ist zu sehen, dass die drehbar angeordnete Ventilscheibe 6 räumlich zwischen dem Stufenkolben K3 und dem Druckverstärkungskolben K4 angeordnet ist. Damit können kurze und einfach zu realisierende Verbindungen zwischen den Zylinderräumen 1*, 2*, 3* des Stufenkolbens K3 und den Umschaltern V1-V7 zum unteren 25 Arbeitsraum 4* des Druckverstärkungskolbens K4 hergestellt werden.

30 Der Ausdehnungsbehälter A1 beinhaltet auch einen Ölfilter und ist in der Art eines PKW-Ölfilters ausgeführt. Damit ist ein einfaches Wechseln des Öls (z.B. zusammen mit dem Belagwechsel) möglich. Da infolge des Belagverschleißes immer mehr Öl in den beiden Kolbenräumen der Arbeitszylinder K1, K2 eingelagert wird, findet über der Betriebsdauer ein ständiger Ölwechsel statt, das heißt es strömt immer wieder neues Öl aus dem Ausdehnungs- bzw. Vorratsbehälter A1 nach.

Während der Fahrt bzw. im unbetätigten Zustand sind die Beläge 2 in einem vordefiniertem Abstand, dem so genannten Lüftspiel, zur Bremsscheibe 3 positioniert, was in Fig. 11 dargestellt ist.

5

Der Berührungspunkt kann sehr präzise gemessen werden, mit der Erkennung des Druckanstieges an DS2, infolge der Belagmitnahme durch den Keilwinkeleinzug. In Fig. 11 ist das Anlegen des Belags zu sehen. Eine für die jeweilige Fahrtrichtung angebrachte Zylinderrolle 14 sorgt für eine reibungsverlustarme Bremskraftumleitung auf den Hebel H2. Ein Großteil dieser Bremskraft wird über Hebel H2 an den Kolben des Arbeitszylinders K2 übertragen und über dessen Kolbenwand in das Gehäuse 8 eingeleitet. Ein Teil der Bremskraft wird durch den spitzen mechanischen Keilwinkel von Hebel H1 an den Kolben des Arbeitszylinders K1 abgeleitet. Der Kraftübertragungsweg durch die Hebel H1, H2 während Bremsbeginn ist hier als gestrichelte weiße Kraftübertragungslinie 16 dargestellt.

10
15

Die runde Formgebung der abgerundeten Enden 11 der Hebel H1 und H2 auf der Ab-
laufläche 13 ermöglicht einen konstanten mechanischen Grundkeilwinkel unabhängig
vom Umfang der horizontalen Belagsauslenkung. Trotz horizontaler Auslenkung der
20 Bremsbeläge 2 während einer Bremsung bleibt der spitze Grundkeilwinkel konstant.
Dieser mechanische Grundkeilwinkel sorgt bei aktiver Parkbremse für eine sich in
beide Fahrtrichtungen eventuell noch stärker selbst zuziehende Bremse. Das Abrollen
der Hebel H1, H2 ermöglicht, wie schon erwähnt, minimale Reibungsverluste. In Fig.
12 ist die Auslenkung des Belags 12 infolge Mitschleifens an der Bremsscheibe 3 zu
25 erkennen.

20
25

Die Prinzipdarstellung des mechanischen Aufbaus einer Nachstelleinrichtung für Be-
lagverschleiß des zweiten Ausführungsbeispiels nach Fig. 10 zeigt Fig. 13, auf die nun
Bezug genommen wird.

30

Die Spindeln S1, S2 sind hier in diesem Beispiel jeweils mit einem Zahnkranz verse-
hen, der jeweils über eine Getriebezwischenstufe mit einem Antriebsritzel des Hydraul-

likmotors ZA2 in Eingriff steht. Auch ein Ritzel des Hydraulikmotors ZA3 zum Antrieb der Ventilscheibe 6, die hier auch einen Zahnkranz aufweist, ist hier dargestellt.

Die Getriebeanordnung zum Antrieb der Nachstelleinrichtung 9 befindet sich in diesem Beispiel im Gehäuse 8 der Arbeitseinheit 5 in einer Ebene oberhalb der Arbeitszylinder K1 und K2. Andere Anordnungen sind selbstverständlich möglich.

Durch Betätigen des Zahnradmotors ZA2 können die beiden Spindeln S1 und S2 über die Nachstelleinrichtung 9 gedreht und ein möglicher Belagverschleiß nachgestellt werden. In Fig. 13 sind die für die Belagverschleißnachstellung wesentlichen Komponenten dargestellt. Auch eine manuelle Notlöseeinrichtung 17 ist in der Fig. 13 zu sehen.

Ob ein Verschleiß des Bremsbelages 2 vorliegt, wird bei jeder Bremsbetätigung über den Vorratsdruck im Vorratsbehälter A1 ermittelt, denn durch einen sinkenden Vorratsdruck wird ein eventueller Verschleiß angezeigt. Somit fungiert der Vorratsbehälter zusätzlich A1 als Sensor für den Belagverschleiß.

Eine Möglichkeit der Belagverschleißnachstellung besteht beispielsweise darin, dass die eigentliche Belagverschleißnachstellung beim Lösen der Parkbremse stattfindet. In der Software des Systems müsste dazu die Anzahl der Spindelumdrehungen, die benötigt werden, um die Parkbremse mit einem ungebrauchten Bremsbelag 2 anzuziehen oder zu lösen, eingebracht sein. Würde nun im Falle eines abgesunkenen Vorratsdruckes die Parkbremse betätigt werden, würde beim Lösen der Parkbremse exakt der in der Software hinterlegte Wert zurückgedreht und der Belagverschleiß nachgestellt werden.

Fig. 14 zeigt eine beispielhafte Schnittdarstellung eines Anordnungsbeispiels der Ventilscheibe 6 zwischen den Kolben K3 und K4 im Gehäuse 8 der Arbeitseinheit 5. Die geometrische Anordnung der Ventilscheibe 6, bzw. des Zahnradantriebs ZA3, befindet sich in horizontaler Lage zwischen Druckverstärkungskolben K4 und Stufenkolben K3. Durchgangslöcher 7 in der Ventilscheibe 6, die hier horizontal und drehbar um

eine Achse AC angeordnet ist, ermöglichen in unterschiedlichen Größen einen Durchfluss der Hydraulikflüssigkeit oder eine Sperre zwischen den Kammern 1*, 2*, 3* und 4*. Zwischen der Ventilscheibe 6 und den horizontalen Berührungsflächen des Gehäuses 8 sind in diesem Beispiel Zwischenscheiben 18 angeordnet, durch welche ein

5 Reibwert und die Dichtigkeit beeinflussbar ist. Außerdem ist der komplette Zahnradantrieb ZA3, d.h. Ventilscheibe und Gegenrad, zu erkennen.

Mit Hilfe der drehbaren Ventilscheibe 6 ist es möglich, alle Stellungen der hydraulischen Umschalter V2 bis V7 und auch V1 mit nur wenigen Elementen darzustellen.

10 Dazu sind auf verschiedenen Kreisbahnen Löcher in einer Scheibe angebracht die speziell angeordnet und kodiert sind. Die Scheibe ist mit einem umlaufenden Zahnkranz verbunden und bildet mit einem Gegenzahnrad den Zahnradantrieb ZA3.

Die Löcher der Ventilscheibe entsprechen in diesem Beispiel auf 4 Kreisbahnen den

15 Funktionen der Umschalter V1 bis V7, wie in Fig. 15 veranschaulicht ist. Die äußerste Kreisbahn enthält in Form von vier Durchgangslöchern 7 die beiden Umschalter V2 und V5. Die mittlere Kreisbahn enthält mit ebenfalls vier Durchgangslöchern 7 die Umschalter V3 und V6, die folgende Kreisbahn die Umschalter V4 und V7. Die innerste Kreisbahn der Scheibe enthält den Umschalter V1, der für die Betätigung des

20 Schiebers S1, und damit für die Aktivierung der Parkbremse und der Belagnachführung durch Hydraulikmotor ZA2, zuständig ist.

Die drehbare Ventilscheibe besitzt in diesem Beispiel 16 Stellungen, auf die sie jedoch nicht beschränkt ist, wobei jede Stellung für eine andere Umschalterkombination steht.

25 Die Stellungsnummerierung ist in gestrichelten Kreisen angegeben.

In Fig. 15 ist die Ventilscheibe in der Stellung 13, Stellung für langsame Änderungen und einer Sperrstellung gezeigt. Dabei stellen die grauen Vierecke die Löcher in der Ventilscheibe und die offenen Vierecke die Löcher der zu verbindenden Leitungen dar. Das heißt, überdecken sich ein offenes mit einem grauen Viereck, besteht eine

30 Verbindung der Komponenten. In der dargestellten Stellung 12 ist lediglich die Arbeitskammer 2* mit ihren zugeordneten Umschaltern V3 und V6 über MV2 mit der Zahnradpumpe ZA1 verbunden. Solange MV2 in Stellung 0 steht (siehe Fig. 6), ist

keine Veränderung der Bremszustellung möglich. Erst nach Aktivierung von MV2 kann mittels der Zahnradpumpe ZA1 eine Bremsverstellung stattfinden. Durch Umschalten des Magnetventils MV2 wird die Ventilscheibe 6 bzw. der Zahnradantrieb ZA3 mit der Zahnradpumpe ZA1 verbunden und die Ventilscheibe kann gedreht werden. In Abhängigkeit zum jeweils aktuellen Reibwert kann somit die Bremse weiter zugestellt bzw. gelöst werden.

Fig. 16 zeigt eine schematische Darstellung der Ventilscheibe 6 für schnelle Betätigung in Stellung eines ersten Keilwinkels bei dem Beispiel nach Fig. 5. In der hier gezeigten Stellung 13 ist die Arbeitskammer 1* von Stufenkolben K3 mit dem Arbeitsraum 4* von Druckverstärkungskolben K4 verbunden. In Abhängigkeit vom jeweils aktuellen Reibwert kann somit die Bremse weiter zugestellt bzw. gelöst werden. Für langsame Änderungen kann durch Drehen der Ventilscheibe 6 in Richtung der Stellung 12 der Öffnungsquerschnitt kontinuierlich eingestellt werden.

Schließlich zeigt Fig. 17 eine schematische Darstellung der Ventilscheibe 6 für schnelle Betätigung in Stellung eines zweiten Keilwinkels bei dem Beispiel nach Fig. 5. In der hier gezeigten Stellung 11 ist die Arbeitskammer 2* des Stufenkolbens K3 mit dem Arbeitsraum 4* von Druckverstärkungskolben K4 verbunden. Damit kann gegenüber Fig. 15 die Bremse in entgegengesetzter Betätigungsrichtung angesteuert werden. In diesem Beispiel liegt der tatsächlich wirksame Keilwinkel zwischen Keilwinkel 1 und 2. Ist der aktuell wirksame Keilwinkel nahezu identisch mit einer der 7 Keilwinkelstufen, so kann die Steuerung direkt durch die Zahnradpumpe ZA1 wie in Fig. 6 gezeigt erfolgen.

Die nachfolgende Tabelle 1 zeigt die Anordnung und Reihenfolge der 16 möglichen Schaltstellungen der Ventilscheibe 6. Neben der Wahl des gewünschten Keilwinkels, kann in Stellung 1 und 2 die Feststellbremse betätigt werden. In Tabelle 1, in den Spalten der Schalter V2-V7, sind drei verschiedene Zustände vorhanden. „Gesperrt“ bedeutet wie oben bereits erwähnt, dass die betroffenen Schalter durch die Stellung der

Ventilscheibe 6 gesperrt sind. „Aus“ bedeutet mit dem Vorratsbehälter verbunden. „Ein“ hingegen bedeutet mit MV2 bzw. ZA2 verbunden.

Tabelle 1: Schaltstellungen der Ventilscheibe

Scheiben- stellung	Funktion	Keilwinkel KW	Schalter			Schalter		
			V2	V3	V4	V5	V6	V7
16	Zahnradmotor ZA2 Ein/Aus	-	Alle gesperrt			Aus Aus Aus		
1	Selbsteinzug mittels KW 1 Fest- stellbremse Betätigen/ Parken	1 (stumpf)	Ein Ein Ein			Alle gesperrt		
2	Verstellung mit Pumpe KW 1 Feststellbremse Lösen	1 (stumpf)	Alle gesperrt			Ein Ein Ein		
3	Selbsteinzug mittels KW 2	2	Ein Ein Aus			Alle gesperrt		
4	Verstellung mit Pumpe KW 2	2	Alle gesperrt			Ein Ein Aus		
5	Selbsteinzug mittels KW 2	3	Ein Aus Ein			Alle gesperrt		
6	Verstellung mit Pumpe KW 2	3	Alle gesperrt			Ein Aus Ein		
7	Selbsteinzug mittels KW 2	4	Ein Aus Aus			Alle gesperrt		
8	Verstellung mit Pumpe KW 2	4	Alle gesperrt			Ein Aus Aus		
9	Selbsteinzug mittels KW 2	5	Aus Ein Ein			Alle gesperrt		
10	Verstellung mit Pumpe KW 2	5	Alle gesperrt			Aus Ein Ein		
11	Selbsteinzug mittels KW 2	6	Aus Ein Aus			Alle gesperrt		
12	Verstellung mit Pumpe KW 2	6	Alle gesperrt			Aus Ein Aus		
13	Selbsteinzug mittels KW 2	7	Aus Aus Ein			Alle gesperrt		
14	Verstellung mit Pumpe KW 2	7	Alle gesperrt			Aus Aus Ein		
15	Selbsteinzug mittels KW 8 (Nur Keilwinkel des Hebels wirksam)	8 (spitz)	Aus Aus Aus			Alle gesperrt		
16	Zahnradmotor ZA2 Ein/Aus	-	Alle gesperrt			Aus Aus Aus		

- 5 Welche Komponenten die einzelnen Schalter miteinander verbinden, ist den Figuren 15, 16, 17 zu sehen. In Stellung 15 ist lediglich der spitze Keilwinkel der Hebel H1, H2 wirksam. Die Kolben der Arbeitszylinder K1, K2 werden dabei zur Erhöhung des Keilwinkels nicht verstellt.
- 10 Somit ergeben sich einzeln oder in Kombination folgende Eigenschaften und Vorteile:

- Bremskrafterzeugung nach dem Keileinzugprinzip sowie elektromotorischer Antrieb
- Kraftübertragung hydraulisch mittels Bremsflüssigkeit
- Festsattel mit beidseitig adaptiver Belagverschleißnachführung
- 5 - Verschleißnachführung auch für rückseitige Beläge ohne zusätzlichen Motor
- Lange Wartungsintervalle für Bremsflüssigkeitswechsel (5 bis 10 Jahre durch Verhinderung von Wasseraufnahme laut Hersteller)
- Wartungsintervalle der Bremsflüssigkeit zusammen mit Belagwechsel möglich
- Keilwinkelanpassung auch während aktiver Bremsung möglich
- 10 - Mehrstufige Umschaltung mit drehbarer Ventilscheibe ermöglicht 8 verschiedene Keilwinkel im vorliegenden Ausführungsbeispiel
- Kompakter Aufbau
- Verwendung eines relativ kleinen Elektromotors mit entsprechender Leistung
- Kraftumsetzung Motor/Hydraulik durch Zahnradpumpe ohne Untersetzungsge-
- 15 triebe
- Einfache Kraftmessung durch Drucksensoren
- Direkte Messung der Zuspannkraft sowie der Bremskraft möglich
- Genaue Messung bzw. Erfassung des Anlegepunkts/Reibepunkts der Bremsbeläge durch Differenzdruckmessung
- 20 - Messung des Belagverschleißes ohne zusätzliche Verschleißwegsensoren
- Funktion einer Handbremse (Feststellbremse, Parkbremse) mit Keilkraftverstärkung (selbstblockierend) in beide Bewegungsrichtungen eines Fahrzeugs wirksam

25 Obwohl die vorliegende Erfindung vorstehend anhand bevorzugter Ausführungsbeispiele beschrieben wurde, ist sie darauf nicht beschränkt, sondern auf vielfältige Art und Weise modifizierbar.

30 Der Stufenkolben K3 und/oder der Druckverstärkungskolben K4 der Arbeitseinheit 5 kann weniger oder auch mehr als die im Ausführungsbeispiel angegebenen Abstufungen aufweisen.

Es ist auch denkbar, dass die Ventilscheibe 6 verschiebbar oder in Kombination verschiebbar und drehbar ausgeführt werden kann.

Bezugszeichenliste

	1	Zuspannvorrichtung
	2	Bremsbelag
5	3	Bremsscheibe
	4	Belagträger
	5	Arbeitseinheit
	6	Ventilscheibe
	7	Durchgangsloch
10	8	Gehäuse der Arbeitseinheit
	9	Nachstelleinrichtung
	10	Vorratsdruckkreis
	11	Abgerundetes Ende
	12	Hebelarm
15	13	Ablauffläche
	14	Zylinderrolle
	15	Kante
	16	Kraftübertragungslinie
	17	Notlöseeinrichtung
20	18	Zwischenscheibe
	19, 19'	Keil
	AC	Achse
	A1	Vorratsbehälter
	DS1...3	Drucksensor
25	F	Kraft
	F1...3	Feder
	Hx...y, H1...2	Hebel
	K1...2	Arbeitszylinder
	K3	Stufenkolben
30	K4	Druckverstärkungskolben
	M	Elektromotorischer Aktuator
	MV1	Notlöseventil

	MV2	Umschaltventil
	RV1...3	Richtungsventil
	SV	Schieber
	S1...2	Spindel
5	V1	Schalter zur Belagnachstellung und Parkbremsfunktion
	V2...7	Keilwinkelumschalter
	WS1	Winkelsensor
	ZA1	Pumpe
	ZA2	Hydraulikmotor zur Nachstellung und Parkbremsfunktion
10	ZA3	Hydraulikmotor zum Antrieb Ventilscheibe
	μ	Reibwert
	φ	Keilwinkel
	1*, 2*, 3*	Arbeitskammern Stufenkolben
	4*, 5*	Arbeitskammer Druckverstärkungskolben
15	6*, 7*	Hochdruckkammern Druckverstärkungskolben

Patentansprüche

- 5 1. Scheibenbremse mit elektromotorischem Aktuator (M), der auf eine Zuspänn-
vorrichtung (1) zum Zuspännen wenigstens eines Bremsbelages (2) in Richtung
einer Bremsscheibe (3) einwirkt, wobei die Zuspännvorrichtung (1) eine brem-
seninterne Hydraulikanordnung mit wenigstens einem, vorzugsweise zwei Ar-
beitszylindern (K1, K2) aufweist und in selbstverstärkender Bauart ausgelegt
10 ist, wobei der Bremsbelag (2) unter einem Keilwinkel an der Zuspännvorrich-
tung (1) abgestützt ist, wobei die Hydraulikanordnung ferner eine Arbeitsein-
heit (5) zur Keilwinkelumschaltung des Keilwinkels aufweist, unter dem der
Bremsbelag (2) an der Zuspännvorrichtung (1) abgestützt ist, dadurch gekenn-
zeichnet, dass die Arbeitseinheit (5) eine verstellbare Ventilscheibe (6) auf-
weist.
- 15 2. Scheibenbremse nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die verstellba-
re Ventilscheibe (6) drehbar ausgebildet ist und zumindest auf einer Kreisbahn
Durchgangslöcher zur Keilwinkelumschaltung aufweist.
- 20 3. Scheibenbremse nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass die drehbare
Ventilscheibe (6) in der Arbeitseinheit (5) zwischen einem Stufenkolben (K3)
und einem Druckverstärkungskolben (K4) zur steuerbaren Verbindung von Ar-
beitskammern dieser Kolben (K3, K4) untereinander und/oder mit Hydraulik-
leitungen der Hydraulikanordnung angeordnet ist.
- 25 4. Scheibenbremse nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekenn-
zeichnet, dass die Scheibenbremse eine Nachstelleinrichtung (9) mit Park-
bremsfunktion und einer mechanischen Notlösefunktion aufweist.

5. Scheibenbremse nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Zuspännvorrichtung (1) eine mit dem elektromotorischen Aktuator (M) gekoppelte Pumpe (ZA1) aufweist, die Bestandteil der Hydraulikanordnung ist.

5

6. Scheibenbremse nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass die Pumpe (ZA1) mit einem Hydraulikmotor (ZA3) zum Antrieb der Ventilscheibe (6) oder mit der Arbeitseinheit (5) zur direkten Bremszustellung mittels eines steuerbaren Ventils (MV2) hydraulisch koppelbar ausgebildet ist.

10

7. Scheibenbremse nach Anspruch 5 oder 6, dadurch gekennzeichnet, dass die Ventilscheibe (6) zur Steuerung zumindest einer hydraulischen Kopplung der Pumpe (ZA1) mit einem Hydraulikmotor (ZA2) für die Nachstelleinrichtung (9) ausgebildet ist.

15

8. Scheibenbremse nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Scheibenbremse Sensoren, vorzugsweise Drucksensoren (DS1, DS2, DS3) zur Erfassung von Zuspännkraft und Bremskraft, sowie des Bremsbelagverschleißes und ggf. weiterer möglicher Messgrößen aufweist.

20

9. Scheibenbremse nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Hydraulikanordnung einen Vorratsdruckkreis (10) mit Ausdehnungsgefäß (A1) und zumindest einem steuerbaren Ventil (MV1) zur Lösung der Scheibenbremse im Fehlerfall aufweist.

25

10. Scheibenbremse nach einem der vorstehenden Ansprüche, gekennzeichnet durch eine Steuerungseinrichtung, insbesondere eine Steuerungseinheit, die entweder direkt an der Scheibenbremse angeordnet ist oder als sonstige Steuerungseinrichtung eines übergeordneten Steuerungssystem ausgelegt ist, die zumindest zur Steuerung der Ventilscheibe (6) zur Keilwinkelumschaltung bei einer Bremsung ausgebildet ist.

30

11. Scheibenbremse mit elektromotorischem Aktuator (M), der auf eine Zuspänn-
vorrichtung zum Zuspännen wenigstens eines Bremsbelages (2) in Richtung ei-
ner Bremsscheibe (4) einwirkt, insbesondere Scheibenbremse nach einem der
vorstehenden Ansprüche, wobei die Zuspännvorrichtung (1) eine Hebelanord-
5 nung mit wenigstens einem oder mehreren Hebel(n) (H1, H2) zur Wirkungs-
verbindung mit dem wenigstens einen Bremsbelag (2) aufweist, dadurch ge-
kennzeichnet, dass der wenigstens eine Hebel (H1, H2) eine V-förmige Ausges-
taltung aufweist, derart, dass er jeweils mit zwei abgerundeten Enden (11) am
Bremsbelag (2) und jeweils mit einem abgerundeten Ende (11) an einem Ge-
10 genlager verschwenkbar gelagert ist.
12. Scheibenbremse nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, dass das Gegen-
lager ein Arbeitszylinder (K1, K2) einer Hydraulikanordnung ist.
13. Scheibenbremse nach Anspruch 11 oder 12, dadurch gekennzeichnet, dass die
15 zwei abgerundete Enden (11) des wenigstens einen Hebels (H1, H2) auf zuein-
ander geneigten Ablauflächen (13) des Bremsbelags (2) oder eines Belaghal-
ters (4) des Bremsbelags (2) abrollbar gelagert sind.
14. Scheibenbremse nach einem der vorstehenden Ansprüche 11 bis 13, dadurch
20 gekennzeichnet, dass die Hebel (H1, H2) jeweils einen Hebelarm (12) zur Zu-
sammenwirkung mit der Arbeitseinheit (5) aufweisen.

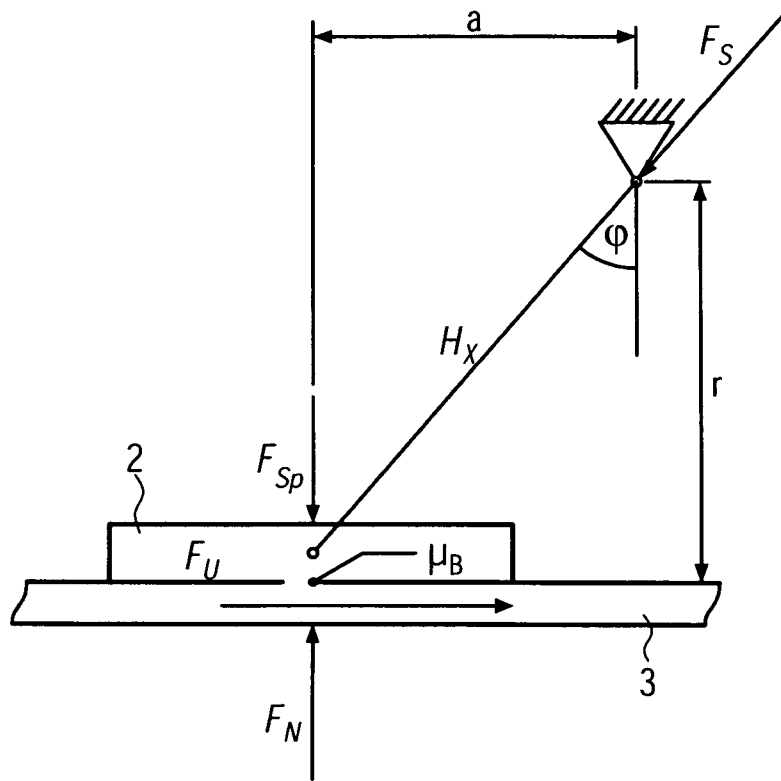


FIG. 1a

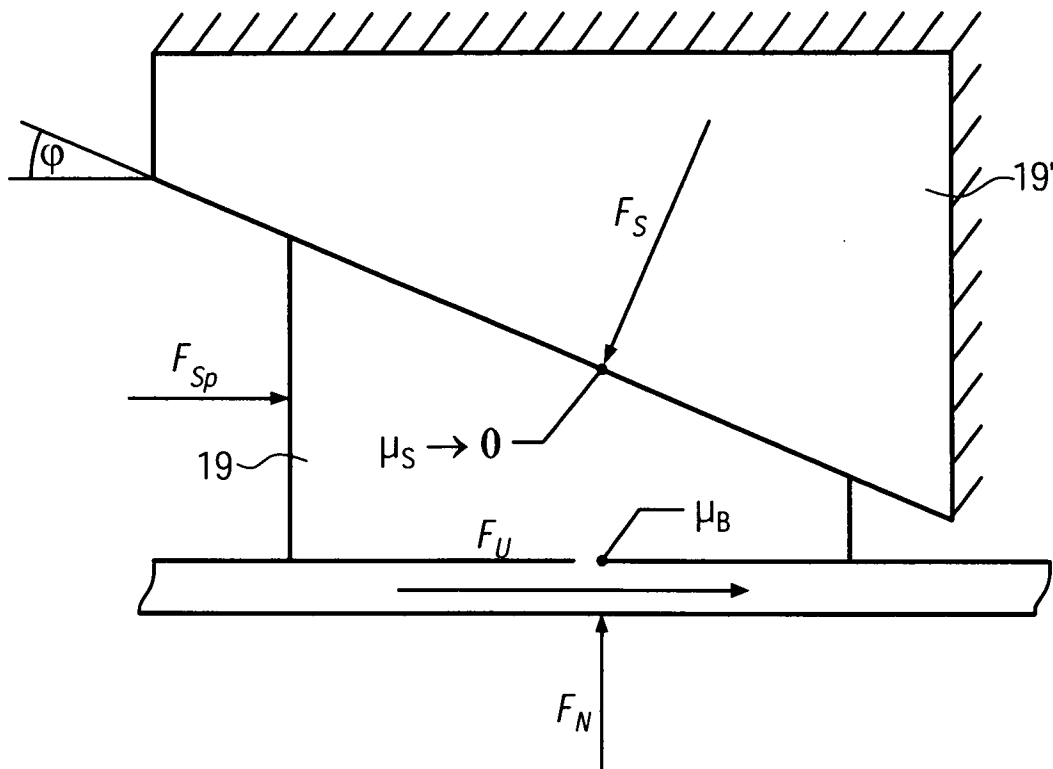


FIG. 1b

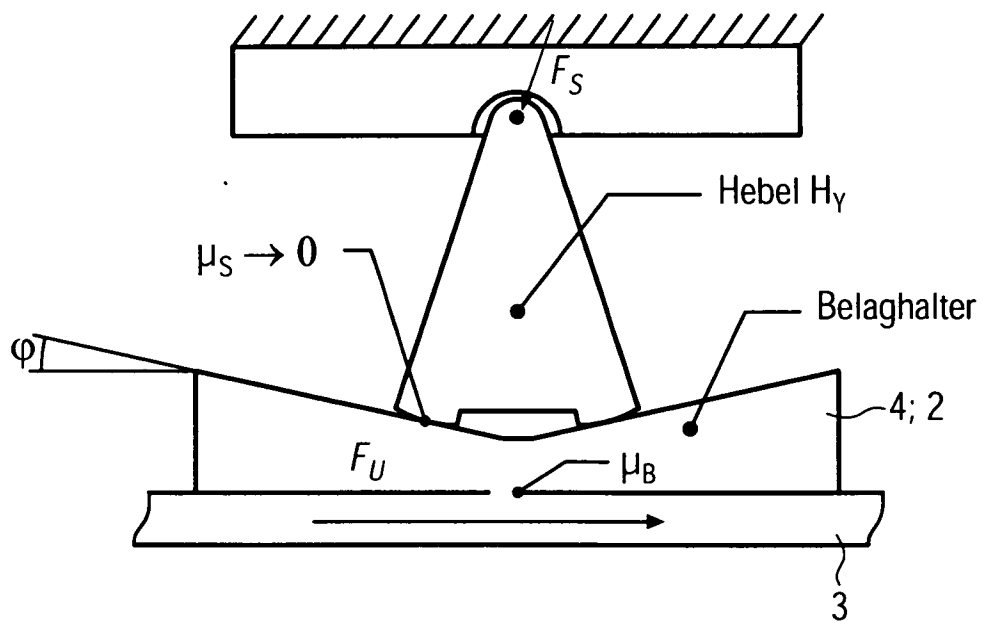


FIG. 1c

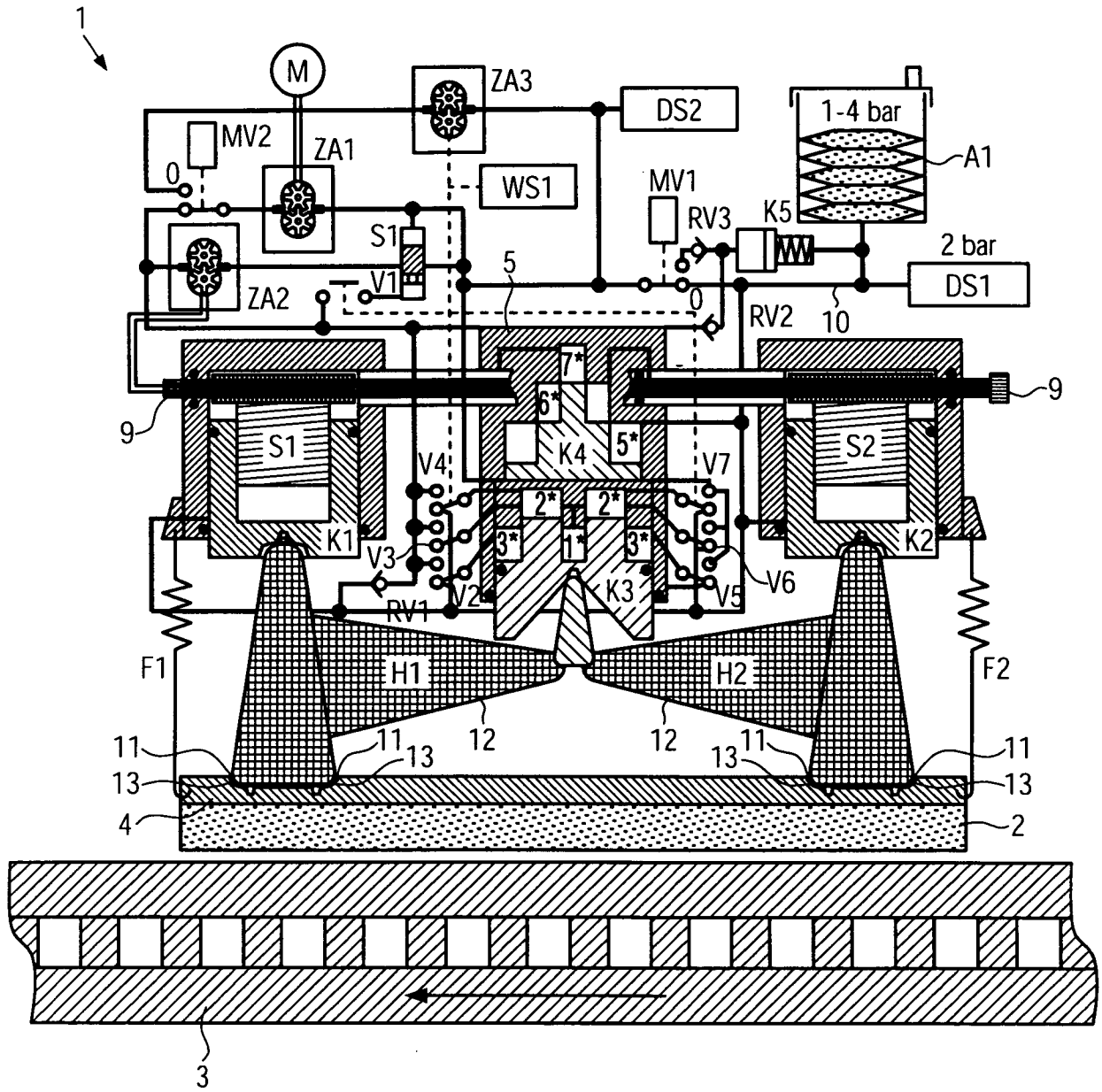


FIG. 2

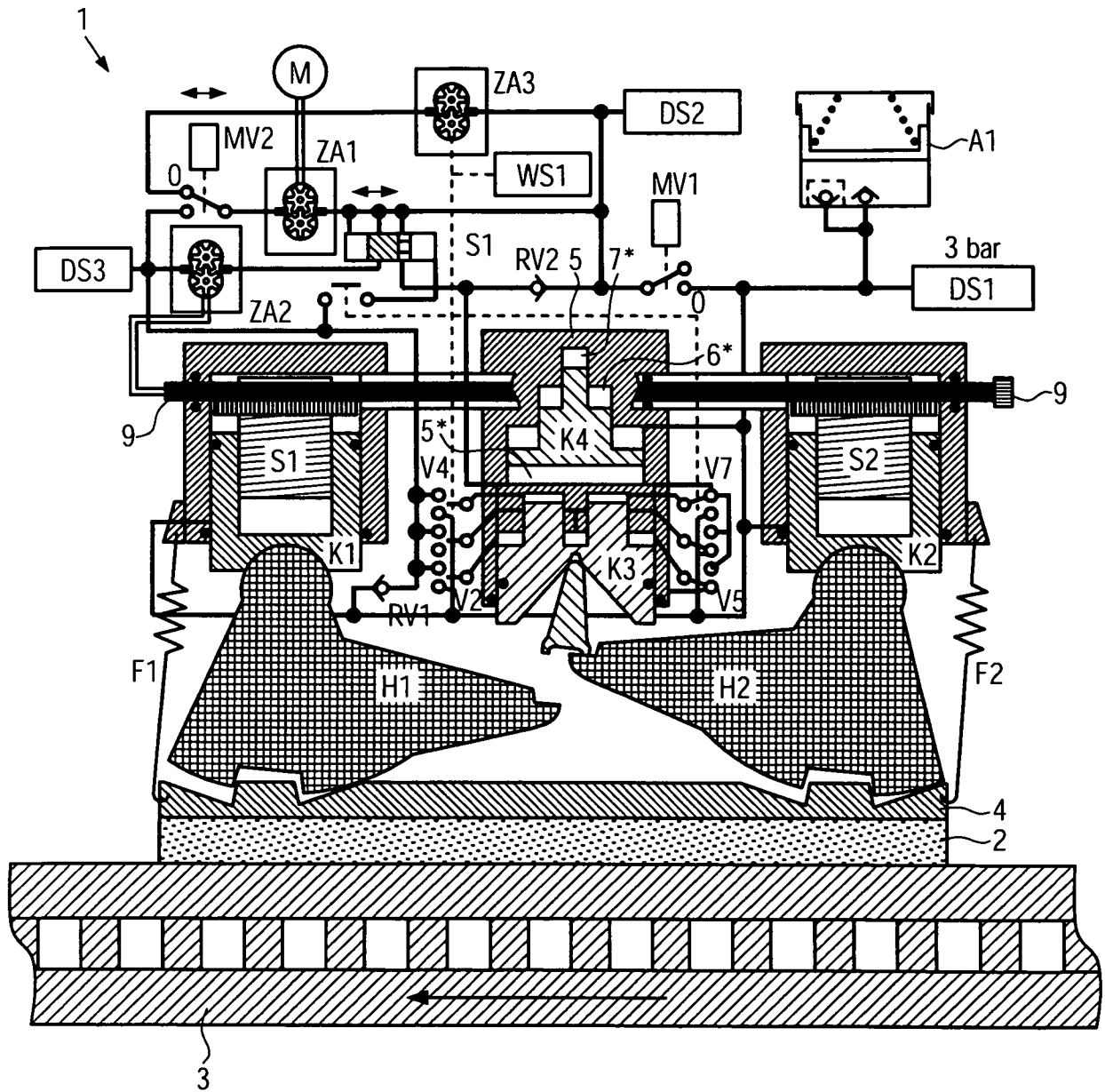


FIG. 5

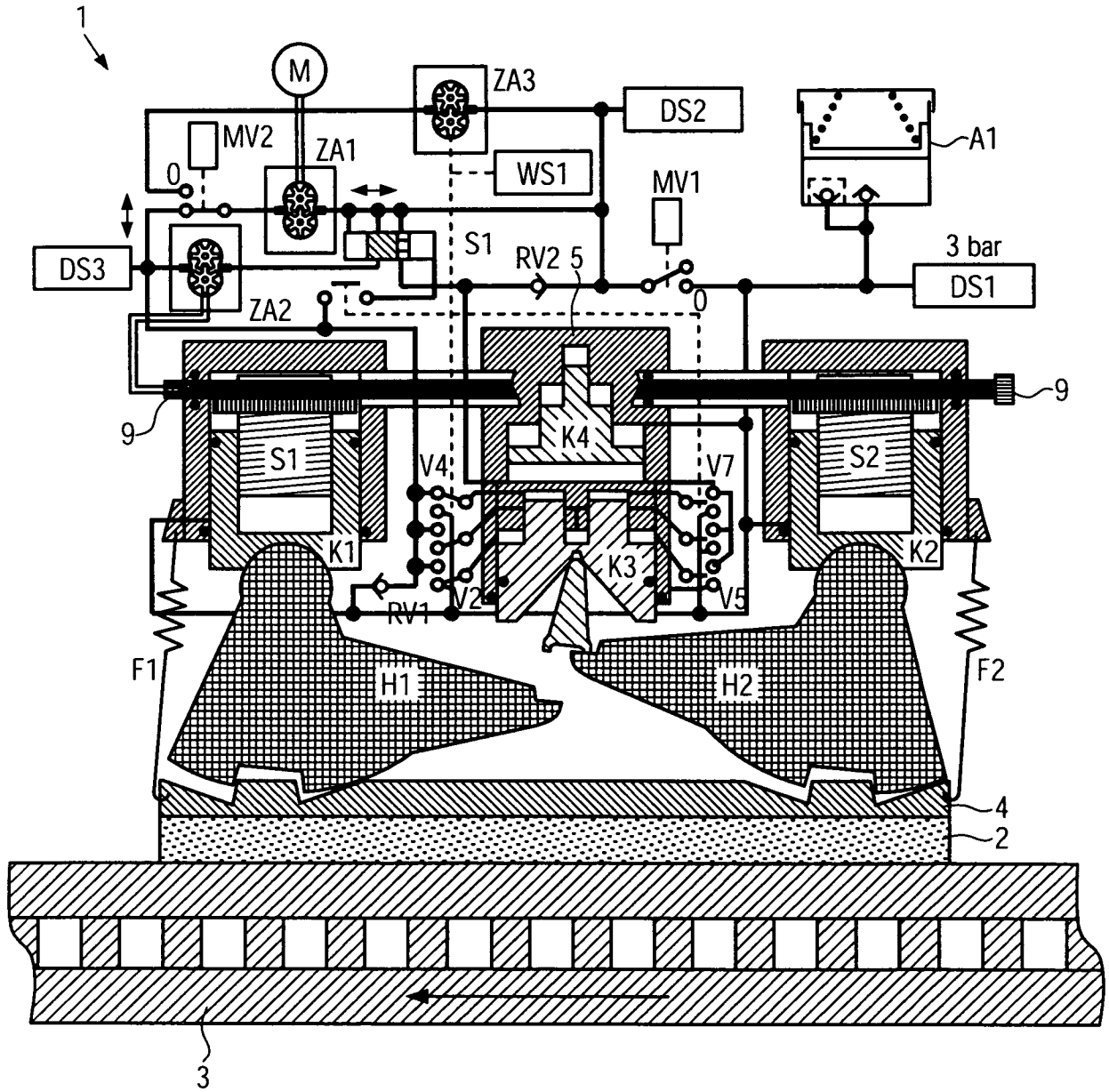


FIG. 6

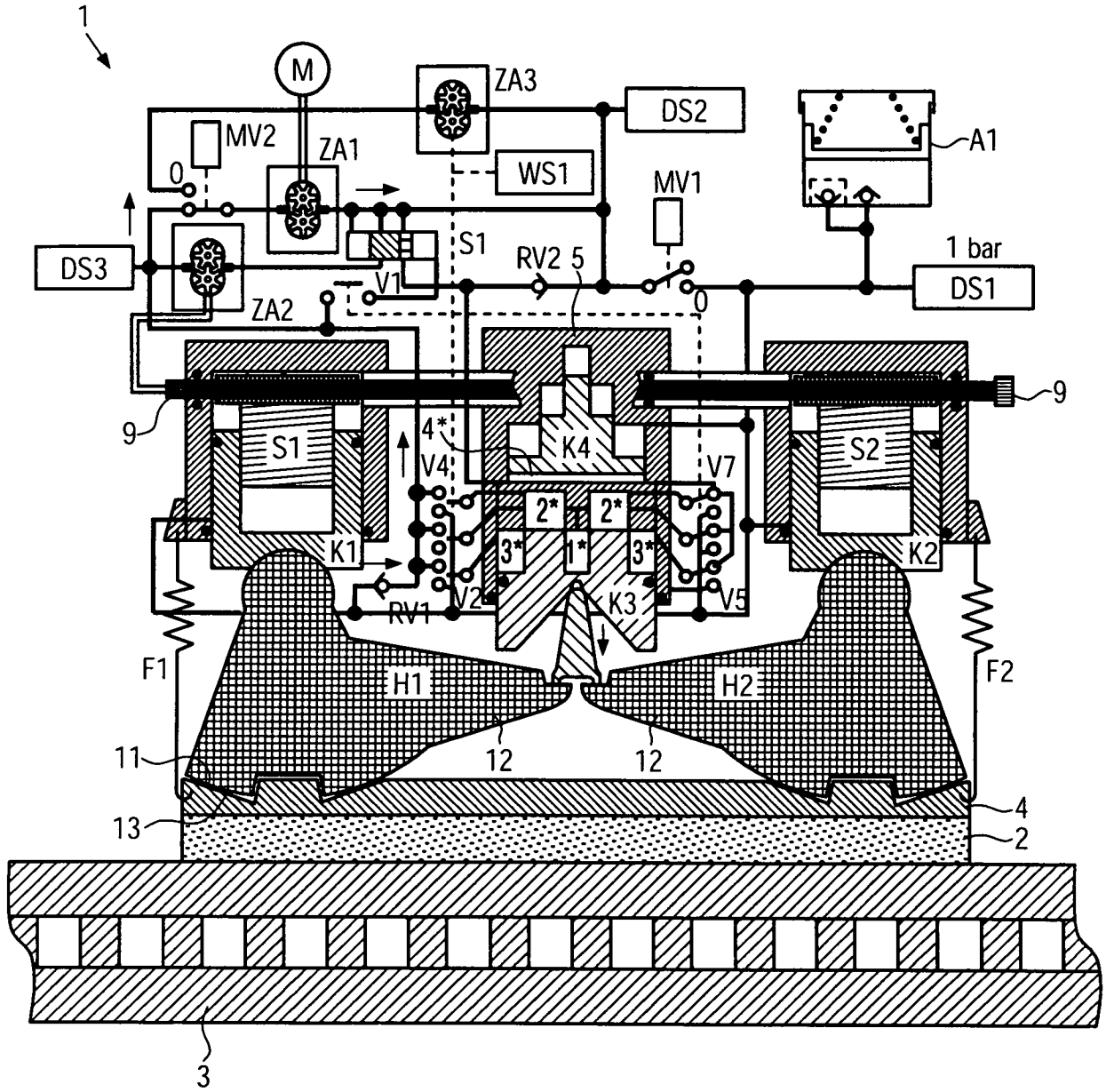


FIG. 7

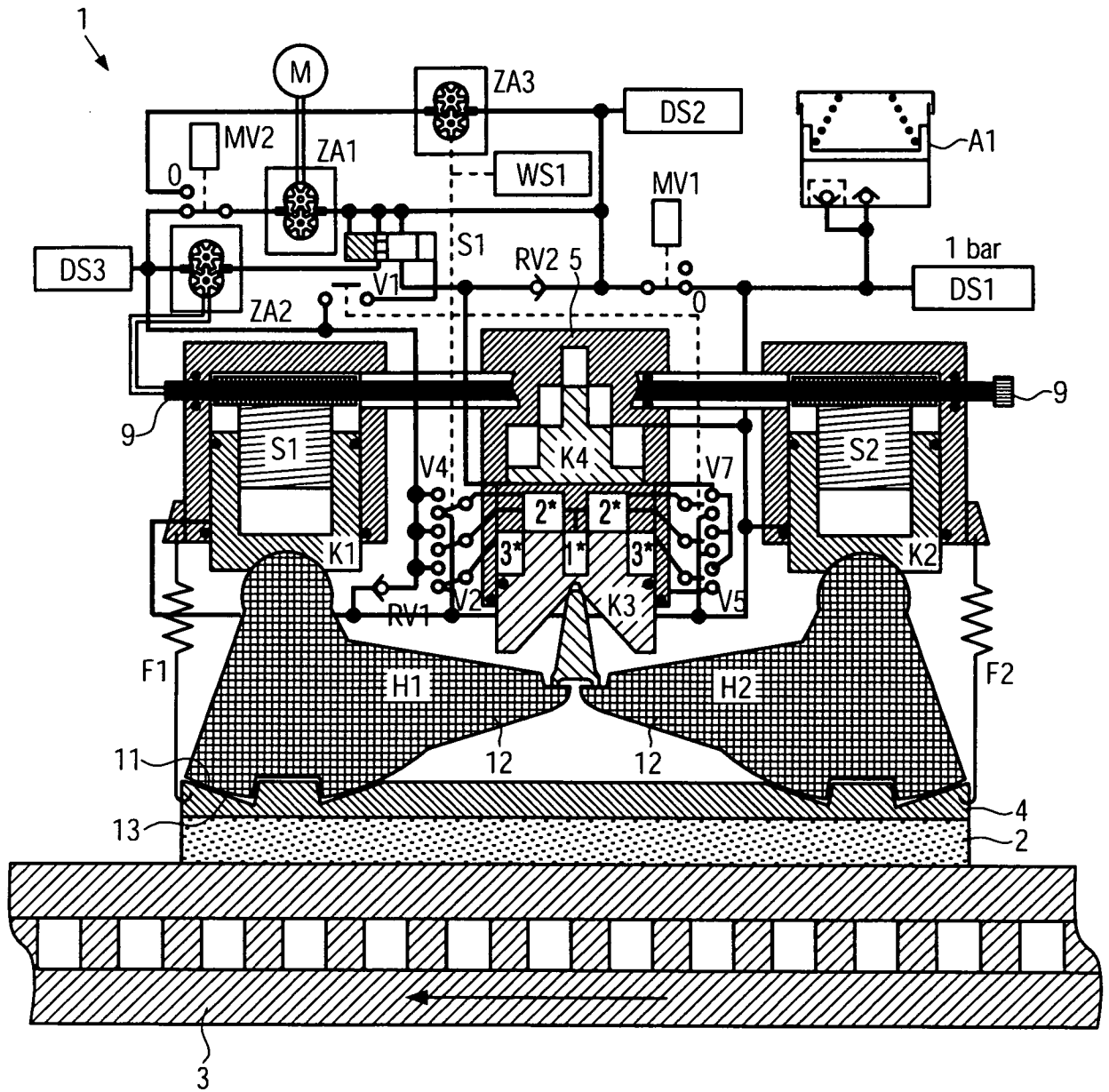


FIG. 8

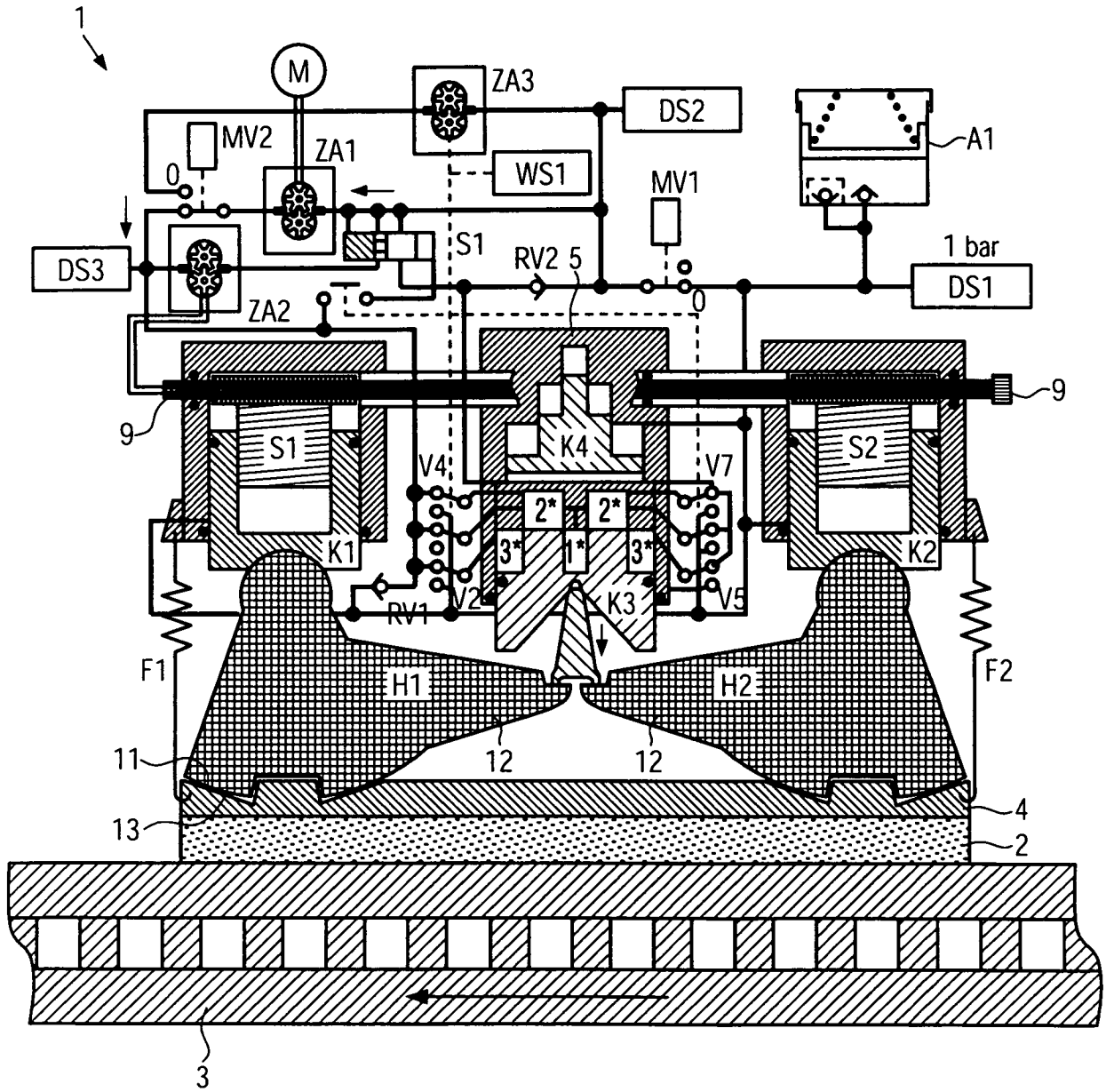


FIG. 9

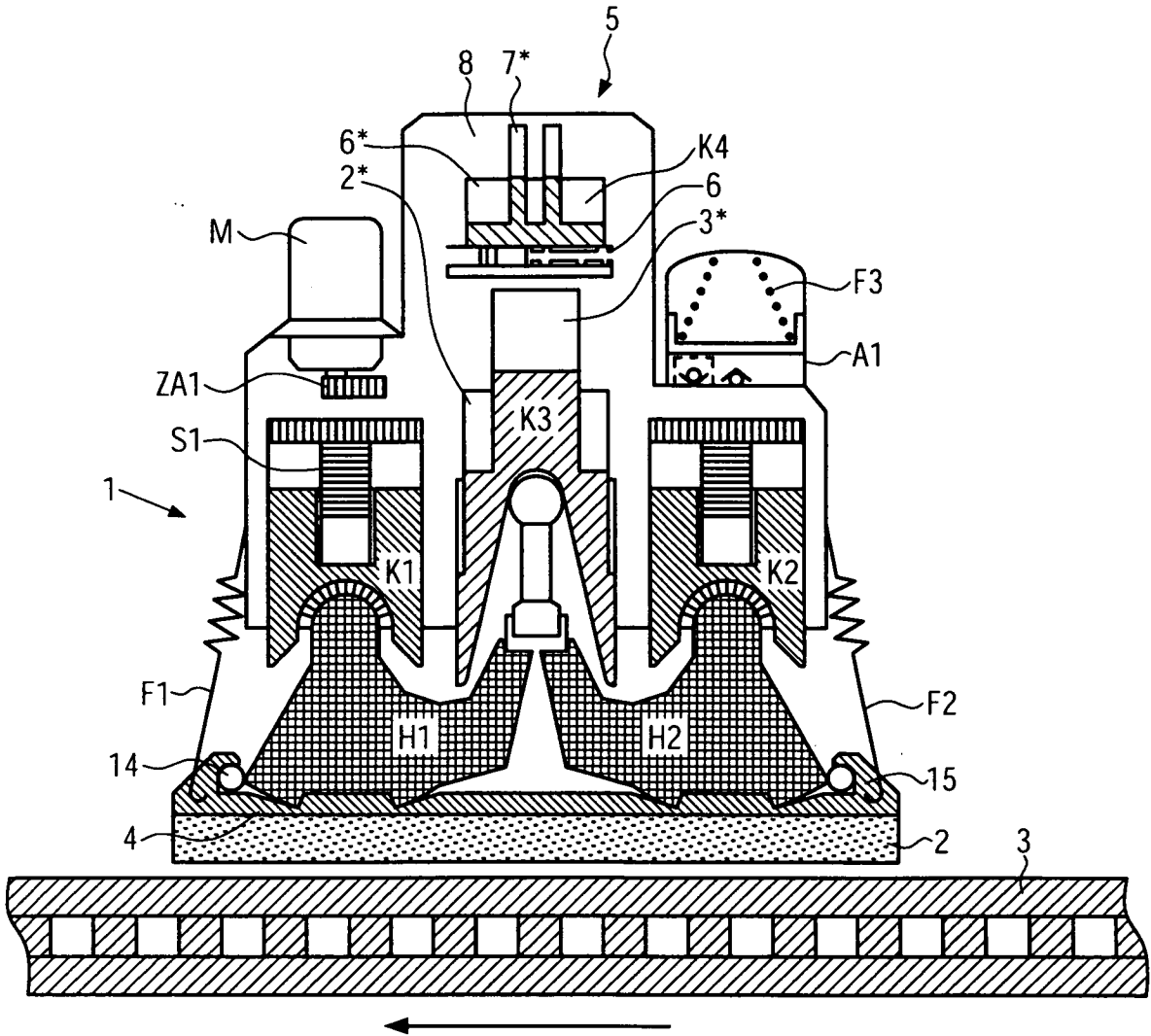


FIG. 10

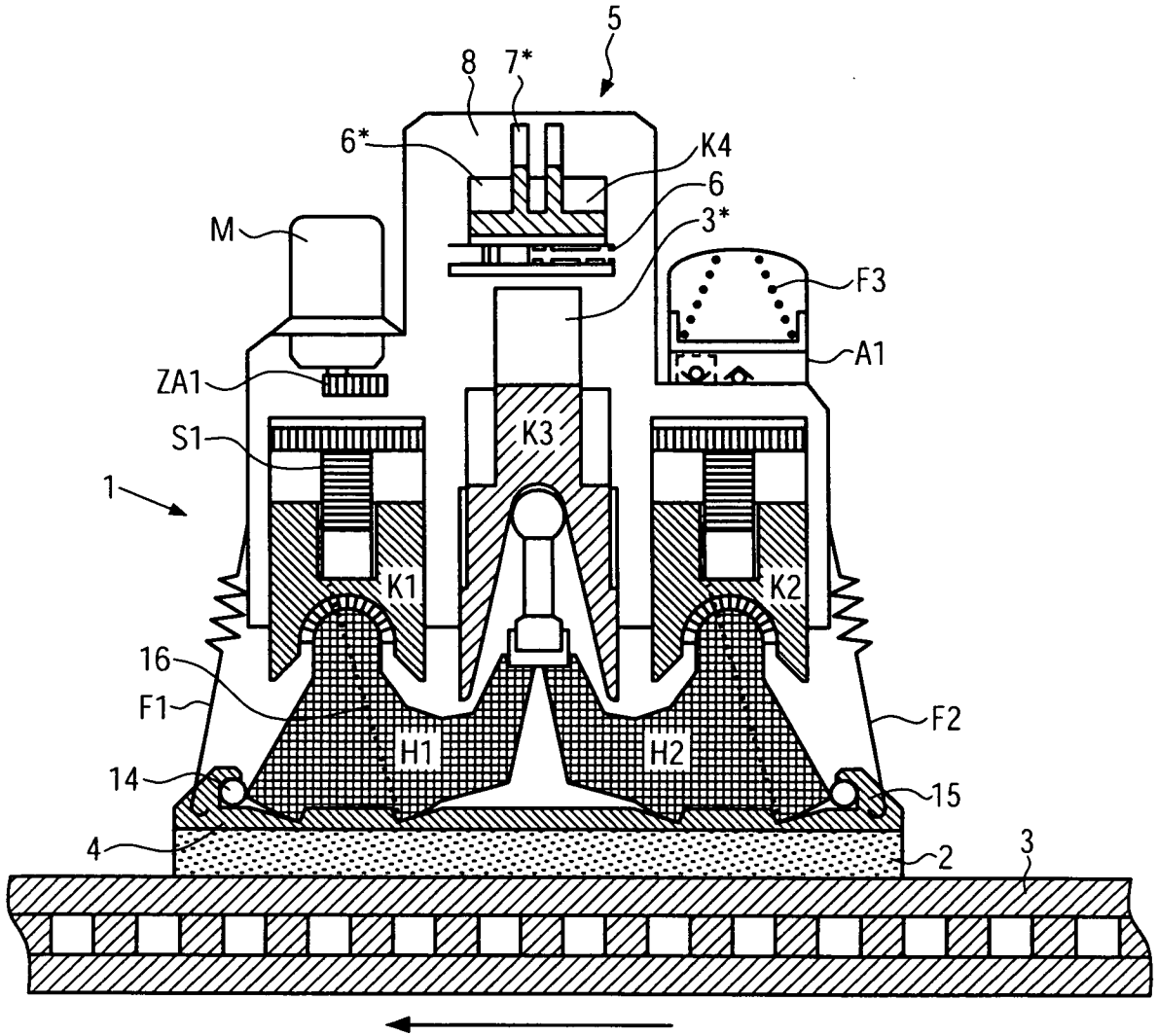


FIG. 11

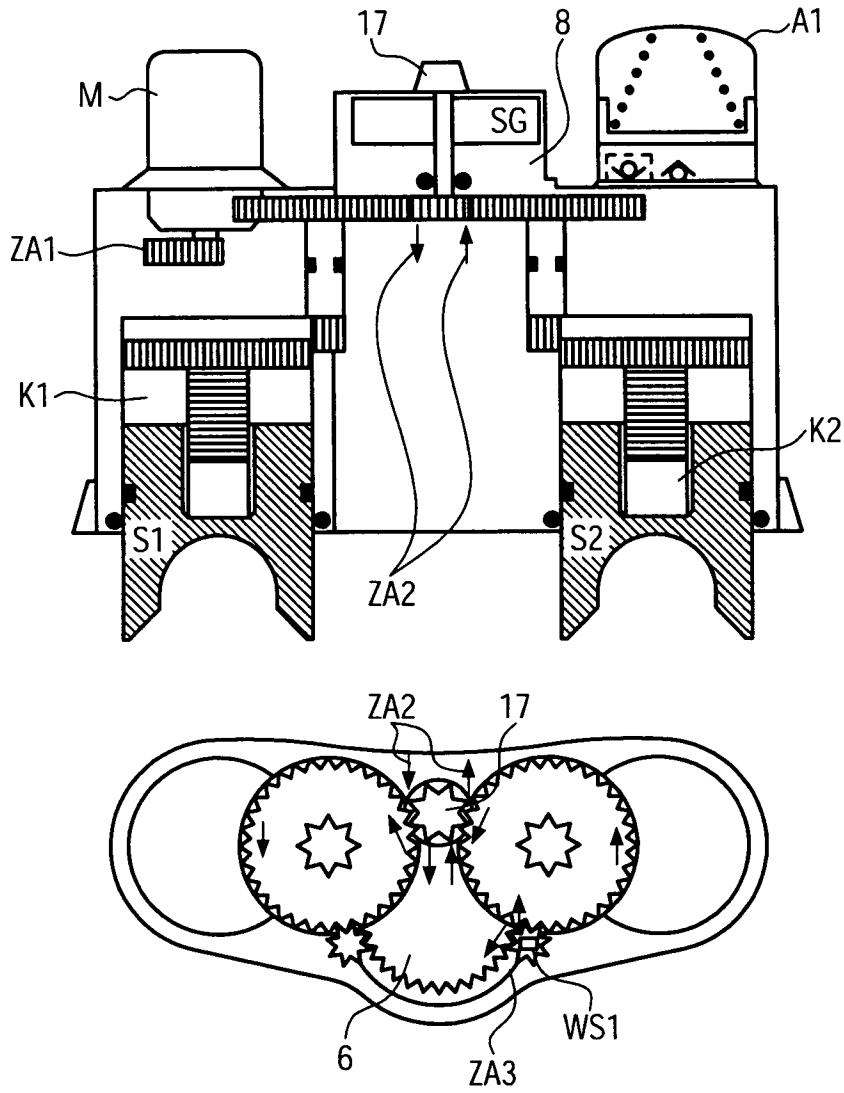


FIG. 13

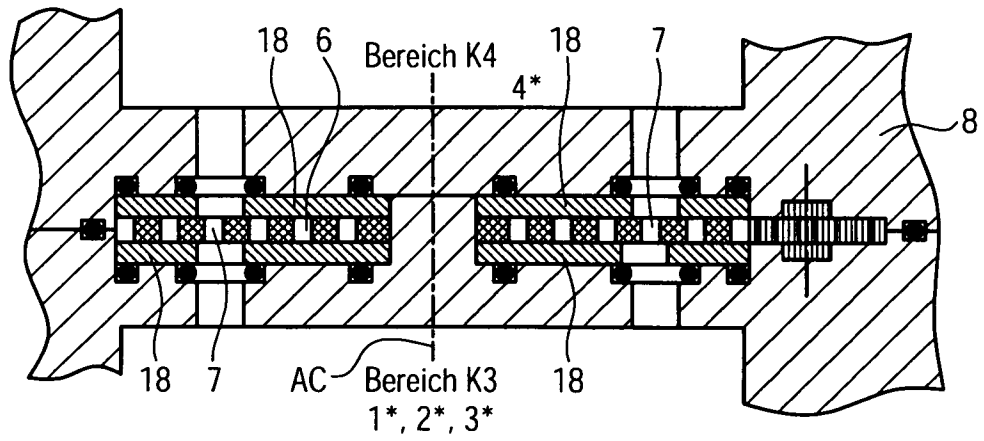


FIG. 14

Drehbare Ventilscheibe 6

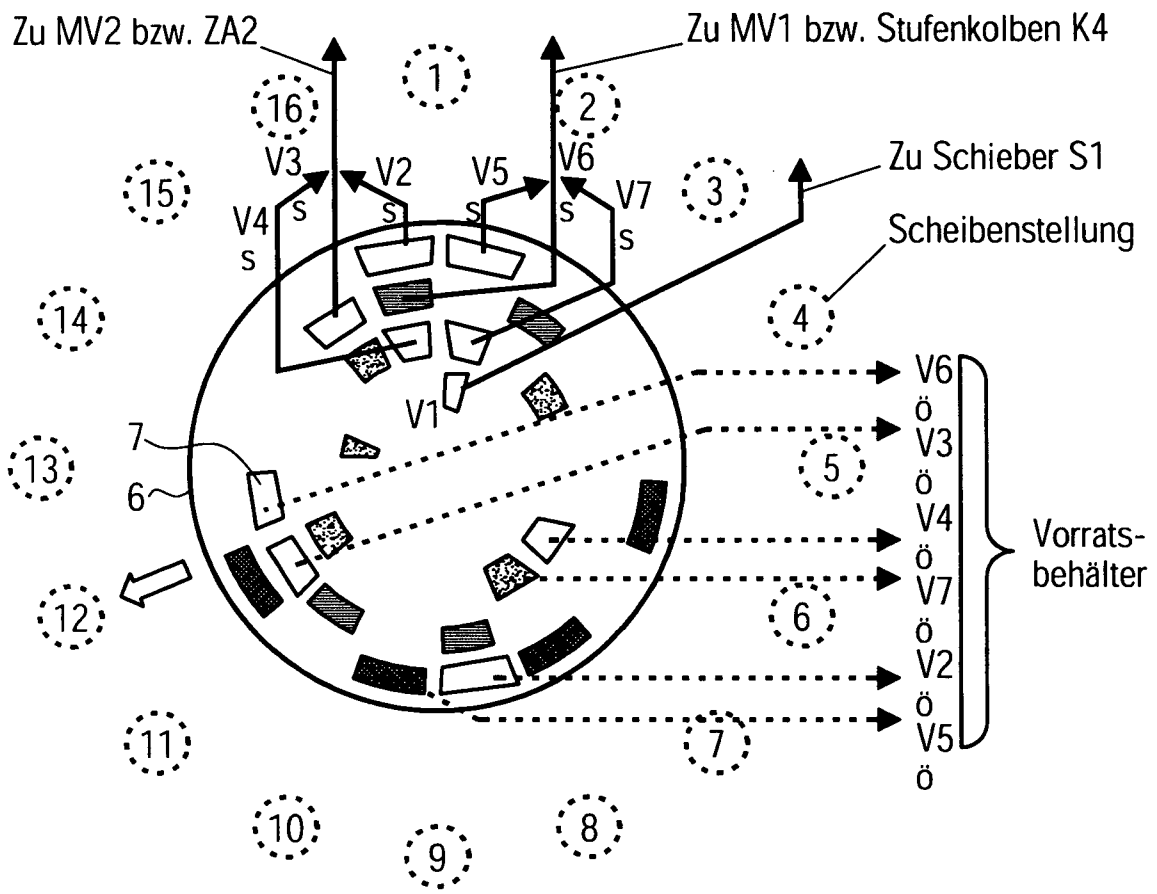


FIG. 15

Drehbare Ventilscheibe 6

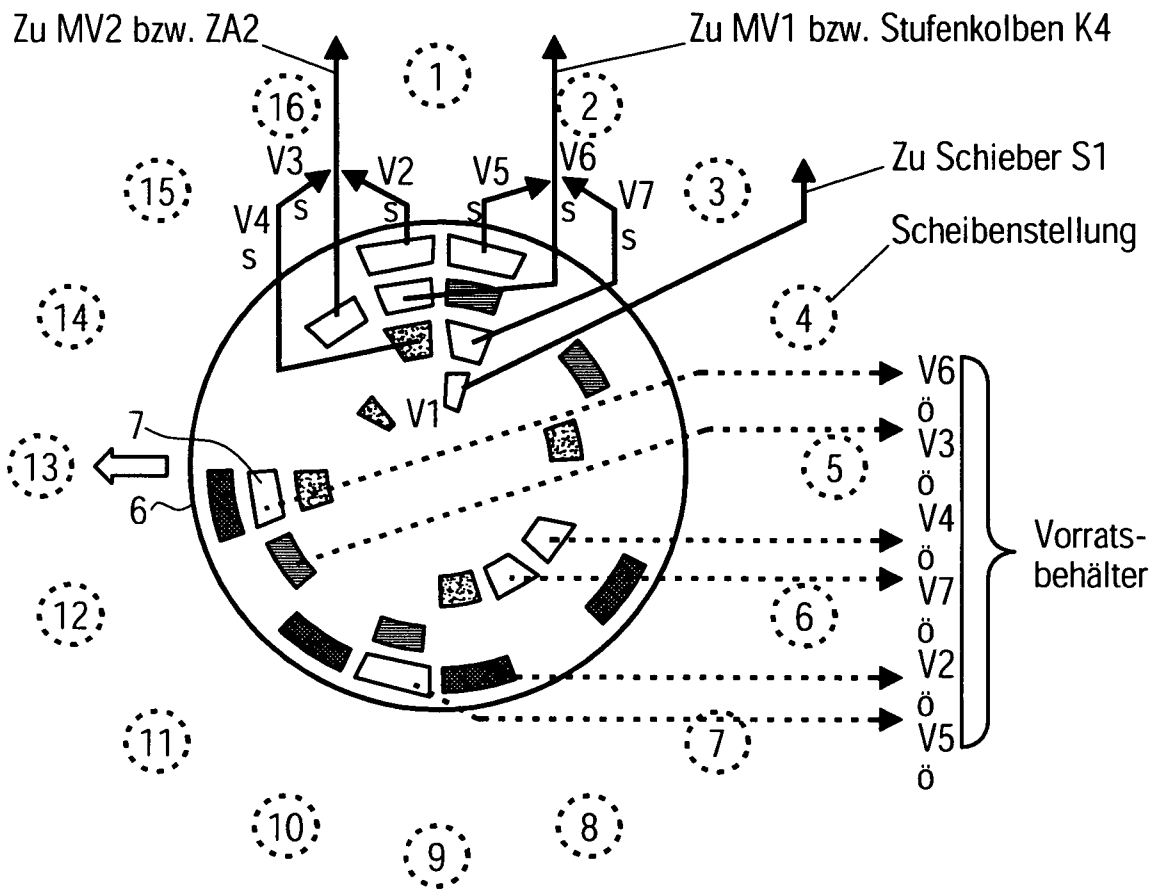


FIG. 16

Drehbare Ventilscheibe 6

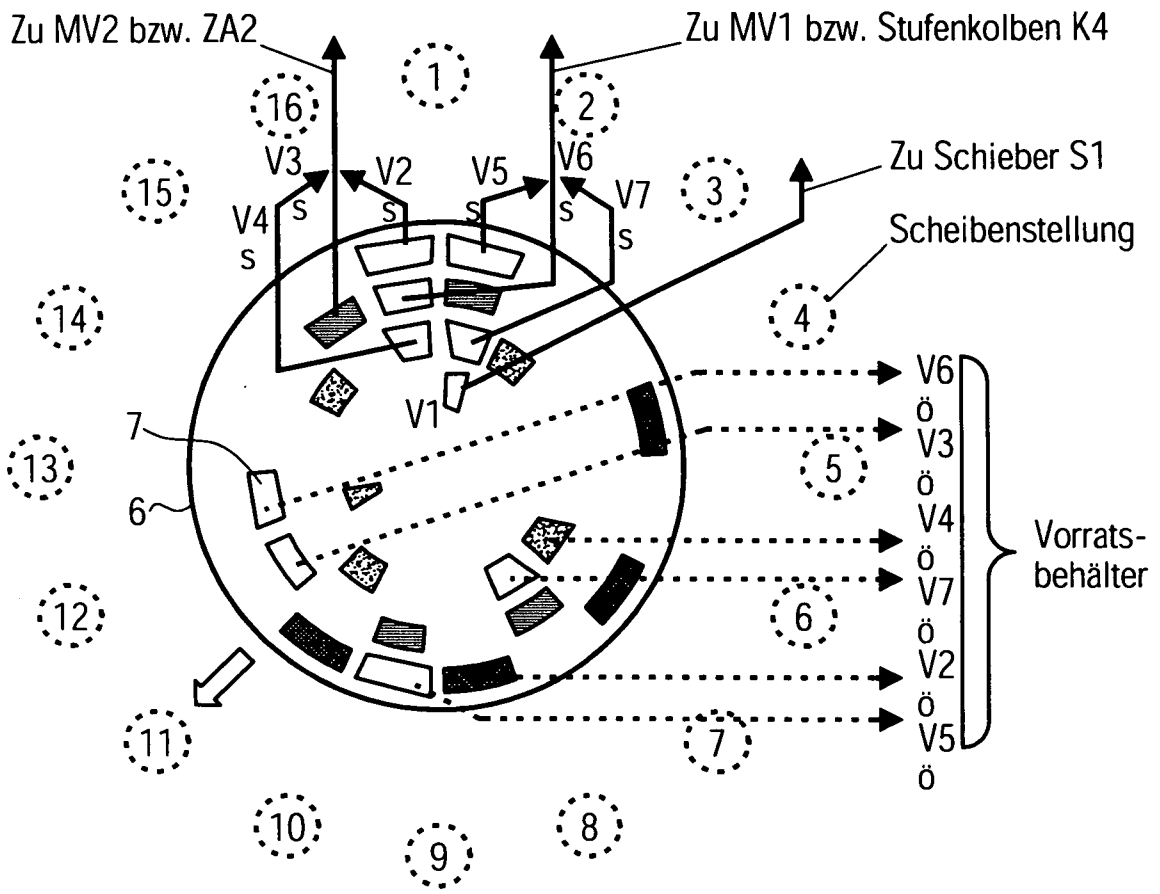


FIG. 17