

(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
20. April 2006 (20.04.2006)

PCT

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2006/040007 A2

(51) Internationale Patentklassifikation:
F16D 65/092 (2006.01) *F16D 65/38* (2006.01)
F16D 65/14 (2006.01)

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP2005/010450

(22) Internationales Anmeldedatum:
28. September 2005 (28.09.2005)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:
10 2004 050 065.7
13. Oktober 2004 (13.10.2004) DE
10 2005 015 408.5 4. April 2005 (04.04.2005) DE
10 2005 030 620.9 30. Juni 2005 (30.06.2005) DE

(71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme
von US): **KNORR-BREMSE SYSTEME FÜR NUTZ-
FAHRZEUGE GMBH** [DE/DE]; Moosacher Str. 80,
80809 München (DE).

(72) Erfinder; und

(75) Erfinder/Anmelder (nur für US): **BAUMGART-
NER, Johann** [DE/DE]; Thonstetten 35, 85368 Moos-
burg (DE). **SEIDENSCHWANG, Matthias** [DE/DE];
Klugstrasse 156, 80637 München (DE). **BIEKER, Dieter**
[DE/DE]; Sonneckstrasse 19, 83080 Oberaudorf (DE).
GANZHORN, Dirk [DE/DE]; Vossstrasse 13, 81543
München (DE).

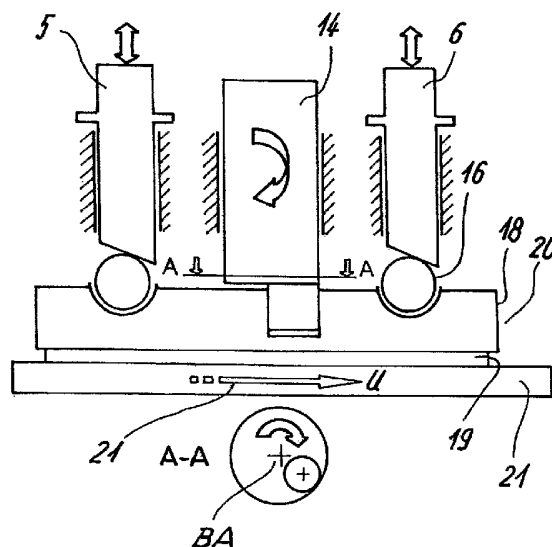
(74) Anwalt: **MATTUSCH, Gundula**; KNORR-BREMSE
AG, Moosacher Str. 80, 80809 München (DE).

(81) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für
jede verfügbare nationale Schutzrechtsart): AE, AG, AL,
AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BW, BY, BZ, CA, CH,
CN, CO, CR, CU, CZ, DK, DM, DZ, EC, EE, EG, ES, FI,
GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE,
KG, KM, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, LY,
MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NA, NG, NI, NO,
NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK,

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: SELF-APPLYING DISC BRAKE

(54) Bezeichnung: SCHEIBENBREMSE IN SELBSTVERSTÄRKENDER BAUART



(57) Abstract: The invention concerns a self-applying disc brake. The inventive disc brake comprises an applying unit for applying at least one brake lining (20) of one side of brake disc (2), the applying movement of the brake lining (20) capable of being resolved into at least one parallel component and one tangential component (direction U) to the axis of rotation of the brake disc, and further comprises at least one electric motor drive (23) for actuating the applying unit. The inventive disc brake is characterized by the design of the applying unit which is such that the electric motor (23) rotates, directly or indirectly via one or more gears (24, 26, 37), a crank (34), having a crank pin (35) which extends parallel to the axis of the brake disc (BA) and which meshes in an opening of the correspondingly aligned pressure plate (18).

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

WO 2006/040007 A2



SL, SM, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ,
VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW.

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:

- (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, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC,

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

Zur Erklärung der Zweibuchstaben-Codes und der anderen Abkürzungen wird auf die Erklärungen ("Guidance Notes on Codes and Abbreviations") am Anfang jeder regulären Ausgabe der PCT-Gazette verwiesen.

(57) **Zusammenfassung:** Eine Scheibenbremse in selbstverstärkender Bauart mit einem Zuspanneinheit zum Zuspinnen wenigstens eines Bremsbelages (20) einseits einer Bremsscheibe (2) unter Durchführung einer Zuspännbewegung des Bremsbelages (20), die in wenigstens eine parallel und wenigstens eine relativ zur Bremsscheibendrehachse tangential verlaufende Bewegungskomponente (Richtung U) zerlegbar ist, und mit wenigstens einem elektromotorischen Antrieb (23) zum Betätigen der Zuspanneinheit, zeichnet sich durch eine Auslegung der Zuspanneinheit derart aus, dass der Elektromotor (23) direkt oder über wenigstens eines oder mehrere Getriebe (24, 26, 37) eine Kurbel (34) dreht, die einen Kurbelzapfen (35) aufweist, der sich parallel zur Bremsscheibenachse (BA) erstreckt und in eine korrespondierend ausgerichtete Öffnung in der Druckplatte (18) eingreift.

5

Scheibenbremse in selbstverstärkender Bauart

Die Erfindung betrifft eine Scheibenbremse in selbstverstärkender Bauart nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

10

Selbstverstärkende Bremsen sind in verschiedensten Ausgestaltungen bekannt. So stellen eine klassische Bauart selbstverstärkender Bremsen die Trommelbremsen dar, wo eine Bremsbacke auflaufend angeordnet ist, so dass die Reibungskräfte zwischen Bremsbelag und Trommel die Spannkraft unterstützen.

15

Bei Scheibenbremsen ging man dagegen in der Vergangenheit davon aus, dass es gerade einen wesentlichen Vorteil dieser Bremsenbauart darstellt, dass bei ausschließlich senkrecht zur umlaufenden Bremsscheibe angreifenden Bremsbelägen, auf die nur eine parallel zur Bremsscheibenachse wirkende Betätigungseinrichtung mit einer derart ausgerichteten Kraft einwirkt, kein selbstverstärkender Effekt auftritt. Dies galt um so mehr bei Scheibenbremsen für schwerere Nutzfahrzeuge, bei denen die Betätigung vorzugsweise hydraulisch oder pneumatisch erfolgt.

20

Sollen allerdings auch bei schwereren Nutzfahrzeugen Scheibenbremsen mit elektromotorisch betriebenen Betätigungseinrichtungen eingesetzt werden, wird die selbstverstärkende Scheibenbremse zur Option, da sie die Möglichkeit dazu eröffnet, den Elektromotor aufgrund der Selbstverstärkung der Bremse kleiner zu dimensionieren, als dies bei einer nicht selbstverstärkenden Schiebenbremse möglich wäre.

25

30

Selbstverstärkende Scheibenbremsen sind an sich in verschiedensten Ausführungsformen bekannt. Die Mehrzahl der beschriebenen Lösungen beschreibt allerdings Wirkprinzipien, welche zwar eine Selbstverstärkung ermöglichen, die aber i.allg. aufgrund mangelnder Praxistauglichkeit sowie aufgrund eines umständlichen konstruktiven Aufbaus nicht zur Realisierung einer serienreifen, wirtschaftlich

35

herstellbaren Scheibenbremse für schwere Nutzfahrzeuge geeignet sind und daher oftmals das Stadium theoretischer Überlegungen nicht überschritten haben.

5 Vor diesem Hintergrund ist es die Aufgabe der Erfindung, eine elektromechanisch betriebene, selbstverstärkende Scheibenbremse zu schaffen, die bei einfacher Konstruktion kostengünstig herstellbar ist.

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

10 Vorteilhafte Ausgestaltungen sind den Unteransprüchen zu entnehmen.

Danach dreht der Elektromotor direkt oder über wenigstens eines oder mehrere Getriebe eine Kurbel, die einen Kurbelzapfen aufweist, der sich parallel zur Bremsscheibenachse erstreckt und in eine korrespondierend ausgerichtete Öffnung in
15 der Druckplatte eingreift.

Diese Anordnung baut kompakt und ist kostengünstig realisierbar.

Vorzugsweise dient dabei der Kurbelzapfen zur Bewegung der Bremsbelageinheit tangential zur Bremsscheibe, d.h. parallel zur Bremsscheibenreibfläche, was
20 notwendig ist, um im Zusammenspiel mit weiteren Elementen die Selbstverstärkungswirkung zu realisieren.

Vorzugsweise weist die Bremsbelageinheit die Druckplatte auf, die an der Bremsbelagträgerplatte eines Bremsbelages anliegt.
25

Um die Antriebsbewegung der Kurbel in eine Bewegung der Bremsbelageinheit umzusetzen, bietet es sich an, dass der Kurbelzapfen in eine korrespondierend ausgerichtete Öffnung in der Druckplatte eingreift.
30

Diese wird nach einer bevorzugten Ausgestaltung mittig zwischen den beiden Bremsstempeln angeordnet und bevorzugt kulissenartig ausgebildet, vorzugsweise als Langloch, das sich senkrecht zu einer Ebene durch die beiden Bremsstempel erstreckt.

35 Der kompakte und kostengünstige Aufbau der selbstverstärkenden Scheibenbremse wird dadurch optimiert, dass der Elektromotor eine Abtriebswelle aufweist, die

parallel zur Bremsscheibenachse ausgerichtet ist und die direkt oder über weitere zwischengeschaltete Getriebeelemente – die ebenfalls Drehachsen aufweisen, die parallel zur Bremsscheibendrehachse ausgerichtet sind, so dass sich ein kompakter, in der Herstellung günstiger Aufbau ergibt.

5

Vorzugsweise wird ergänzend eine Auslegung der Zuspanneinheit derart realisiert, dass sie gleichförmige Drehungen einer Ausgangswelle des elektromotorischen Antriebs während einer Zuspännbewegung in eine Bewegung des Bremsbelages umsetzt, deren Bewegungskomponente zumindest in tangentialer Richtung (Richtung U) nicht linear ist.

10

Derart werden nicht nur die Herstellkosten einer Bremsanlage für Nutzfahrzeuge reduziert sondern es wird auch deutlich der Leistungsbedarf des elektromotorischen Antriebs gegenüber vergleichbaren direkt elektromechanisch betätigten Bremsen durch eine effiziente Selbstverstärkung auch im Grenzbereich des Bremsbelagreibbeiwertes minimiert. Nach besonders vorteilhaften Varianten ist es sogar möglich, den Leistungsbedarf gegenüber sonstigen selbstverstärkenden Konzepten deutlich zu verringern.

15

Dabei ist es auch möglich, im Vergleich zu modernen Druckluftbremsen die gleichen Leistungsanforderungen zu erfüllen und auch den gleichen vorgegebenen Einbaubedingungen und Gewichtsvorgaben gerecht zu werden.

20

Das verstellbare Rampensystem kann auch genutzt werden, um eine zuverlässige und auch bei infolge Abkühlung schrumpfender Reibkörper selbsttätig nachstellende Parkbremse zu realisieren. Ein weiterer wesentlicher Vorteil einer Weiterbildung der Erfindung ist daher darin zu sehen, dass mit der vorgeschlagenen Scheibenbremse auch eine zuverlässig wirkende Parkbremse ohne zusätzlich notwendige Betätigungskomponenten realisiert wird.

25

30

Hierzu muss der Rampenwinkel mit der größten Selbstverstärkung so bemessen sein, dass auch bei dem niedrigsten denkbaren Belagreibwert noch eine Selbstverstärkung möglich ist.

35

Bei eingelegter Bremse ergibt sich somit eine ausschließlich mechanische Haltewirkung der Bremse. Bei Schrumpfen von Bremsbelägen u./o. Bremsscheibe

oder bei einem während der Abstellphase auftretenden Reibwertabfall erfolgt ein selbsttätiges Nachstellen der Bremse und Nachjustieren der Selbstverstärkung derselben um das Fahrzeug im Stillstand zu halten.

- 5 Vorzugsweise wird der elektromotorische Antrieb mit einer Steuerungs- und/oder Regelungseinrichtung gekoppelt, die dazu ausgelegt ist, die Position des Stellgliedes bzw. Bremsbelages zu steuern oder zu regeln. Nach Vorgaben einer übergeordneten Einheit (z.B. ein Steuergerät) wird dabei die Position der Bremsbelageinheit eingestellt.

10

Diese Steuerungs- und/oder Regelungseinrichtung wird bevorzugt wie folgt betrieben:

Basis des bevorzugten Regelungskonzeptes ist eine Abbremsungs- bzw. Verzögerungsregelung des Fahrzeuges, wie sie in heutigen EBS geregelt

- 15 Fahrzeugen mit Druckluft-Bremsanlage üblich ist.

Bei derartigen Bremsanlagen gibt der Fahrer oder ein autonomes Fahrzeugsystem einen Brems- bzw. Abbrems- oder Verzögerungswunsch vor, der in ein Signal „Bremsen“ umgesetzt wird, das vom EBS System verarbeitet und in eine
20 entsprechende Ansteuerung der Radbrems - Aktuatoren (Pneumatikzylinder oder Elektromotor) umgesetzt wird, die zu einer entsprechenden Bremsbetätigung führt.

- Bei pneumatisch betätigten Scheibenbremsen wird üblicherweise eine reine Drucksteuerung des Betätigungszyinders der jeweiligen Bremse durchgeführt, da der
25 Zusammenhang

Bremsdruck => Zylinderkraft => Spannkraft => Reibkraft

in genügend engen Grenzen genau bzw. ermittelbar und reproduzierbar ist.

30

Bei selbstverstärkenden, elektromechanisch betätigten Bremsen ist diese genügende Genauigkeit zwischen Aktuator - Stellgröße und Reibkraft in der Regel nicht mehr gegeben.

- 35 Als Aktuator-Stellgröße der derartiger elektromechanisch selbstverstärkender Bremsen wird häufig der Motorstrom verwendet. Es ergeben sich jedoch aus den, z.B. auch

temperaturabhängigen Motorwirkungsgraden, dem Wirkungsgrad des Untersetzungsgetriebes sowie schließlich dem Wirkungsgrad des Verstärkungsmechanismus in Verbindung mit den Reibwertstreuungen der Bremsbeläge so große Toleranzen der erzielbaren Bremswirkung, dass eine Steuerung der Bremswirkung über den Motorstrom nicht möglich erscheint.

Es wurde bereits vorgeschlagen, unmittelbar die Reibkraft zu erfassen und zu regeln (WO 03/100282 oder später für die an sich bekannte selbstverstärkende Bremse mit einer Keilbetätigung EP 0 953 785 B1).

Bei diesem Verfahren besteht das Problem, eine geeignete Messmethode zur Bestimmung der Reibkraft zu finden. Darüber hinaus ergibt sich die Schwierigkeit, dass die Reibkraft in sehr starkem Maße durch Bremsen- und Radschwingungen beeinflusst wird und somit eine nur schwer beherrschbare Regelgröße darstellt.

Es soll daher eine Regelungsmethode für selbstverstärkende Bremsen gefunden werden, die sich insbesondere auch für die beanspruchten Scheibenbremsen gut eignet und die mit einer Reibkraftregelung verbundenen Probleme vermeidet.

Zusammengefaßt wird daher ein Verfahren zum Ansteuern einer selbstverstärkenden Bremse geschaffen, bei der eine vom Aktuator aufgebrachte Betätigungskraft mit Hilfe einer zwischen Aktuator und Bremsbelag angeordneten Selbstverstärkungseinrichtung verstärkt wird, wobei der Aktuator mit einer Steuerungs- oder Regelungseinrichtung gekoppelt ist, die dazu ausgelegt ist, den Aktuator anzusteuern um derart die Position der Bremsbelageinheit einzustellen, das sich dadurch auszeichnet, dass bei der Regelung toleranzbedingte Bremskraftunterschiede unter den vom Bremssystem geregelten Radbremsen - dritte Regelgröße genannt - ermittelt und ausgeglichen werden.

Damit lässt sich auch ein Verfahren zur Durchführung einer Parkbremsung realisieren, bei dem auf einfache Weise die Bremse zunächst allein mit Hilfe der Bremsstempel gespannt wird, bis die Rollkörper die Belageinheiten bis an die Scheibe gefahren haben, woraufhin die selbstverstärkende Wirkung ohne Betätigung der Kurbel einsetzt.

Danach werden zur Erfassung der zur Regelung notwendigen Signale möglichst bereits vorhandene und zuverlässige und bewährte Sensorsysteme verwendet.

Zunächst sei eine erste Variante erörtert.

Lösung 1 : Dritte Regelgröße

5

Die nachfolgend beschriebene Lösung sieht ein Bremssystem vor bei dem zwischen der Fahrzeugregelgröße „Abbremsung oder Verzögerung“ und der Aktuatorstellgröße „Strom oder Aktuatorposition“ eine dritte Regelgröße eingeführt wird, welche im Wesentlichen dazu bestimmt ist die toleranzbedingten Bremskraftunterschiede unter
10 den vom Bremssystem geregelten Radbremsen auszugleichen.

Diese dritte Regelgröße wird für jedes Fahrzeugrad individuell erfasst und mit den an den anderen Rädern ermittelten Werten verglichen.

15 Bei unzulässigen Abweichungen von den Vorgaben des EBS-Systems werden diese Vorgaben (Motorstrom oder Aktuatorposition) für die einzelnen Bremsen individuell mit einem Korrekturfaktor überlagert mit dem die bestehenden Bremskraftunterschiede ausgeglichen werden.

20 Dieser Anpassungsvorgang wird ggf. in kleineren Schritten über mehrere Bremsbetätigungen hinweg durchgeführt.

Als dritte Regelgröße wird vorzugsweise der Radschlupf des jeweiligen Fahrzeugrades ausgewertet.

25

Bei dieser Methode ist es überraschend nicht erforderlich, einen exakten Zusammenhang zwischen Radschlupf und Bremskraft zu erzeugen sondern es werden lediglich zu einer bestimmtem Sollwertvorgabe des EBS Systems die sich an den einzelnen Rädern ergebenden Radschlupfkenngrößen angeglichen. Insbesondere
30 werden dabei die Radschlupfkenngrößen der Bremsen der einzelnen Achsen möglichst exakt angeglichen. Die Abstimmung der Radschlupfkenngrößen der Achsen untereinander erfolgt in einem zweiten Schritt unter Berücksichtigung der ggf. unterschiedlichen Vorgaben des Bremssystems für die einzelnen Achsen.

35 Alternativ kann als dritte Regelgröße auch die an der Bremse wirkende Spannkraft ermittelt werden. Die Ermittlung der Spannkraft ist an den kraftaufnehmenden

Bauteilen der Bremse, z.B. dem Bremssattel, durch Messung von Verformungswegen oder Bauteilspannungen möglich. Dabei kann der notwendige Sensor im Inneren der Bremse angeordnet und ggf. in eine innerhalb der Bremse angeordnete Steuerelektronik integriert werden.

5

Lösung 2 : Steuerung mittels Aktuatorposition oder Motorstrom kombiniert mit Toleranzkompensation

Ein zweiter Lösungsweg basiert auf dem vorhandenen Regelalgorithmus heutiger EBS-Systeme wobei lediglich die Aktuatorstellgröße Druck durch eine andere systemspezifische Stellgröße ersetzt wird. Als systemspezifische Stellgrößen bieten sich Aktuatorposition und Motorstrom in besonderer Weise an.

Bei der Kritik des Standes der Technik wurde bereits die große Toleranzstreuung erwähnt welche die Anwendung dieser Methode erschwert. Es ist deshalb notwendig die in dieser Wirkungskette vorhandenen Toleranzeinflüsse weitgehend auszuschalten.

Dies wird vorzugsweise mit einer oder mehreren der folgenden Maßnahmen bewirkt :

- 20 • Vor Betätigung des Bremsaktuators wird das Lüftspiel über die Nachstellvorrichtung überwunden, so dass das Lüftspiel bei Beginn der eigentlichen Bremszustellbewegung durch den Bremsaktor als Fehlerquelle bereits nicht mehr vorhanden ist.
- 25 • Die Einfluss der durch Verschleiß- und Temperaturzustand unterschiedlichen Bremsbelag-Kompression wird durch Korrekturfaktoren auf die Sollwertvorgaben des Bremssystems kompensiert. Hierzu wird für jede Bremse der Verschleißzustand beider Bremsbeläge exakt ermittelt. Ebenso wird durch Auswertung der Energiebilanz der Bremse deren Wärmeinhalt und damit auch
30 die Bremsbelagtemperatur ermittelt. Die Auswertung dieser Energiebilanz kann durch das elektronische Bremssystem oder durch eine Bremsenintegrierte elektronische Steuerung erfolgen.
- 35 • Bremsenindividuelle Streuungen des Zusammenhanges Spannkraft – Sattelaufweitung werden durch einen Eichvorgang bei der Bremsenmontage ausgeglichen. Hierzu wird der Bremssattel z.B. bei der Endprüfung am

Montageband mit definierten Kräften beaufschlagt und die dabei erfolgende Aufweitung bzw. direkt der hierzu erforderliche Aktuatorstellweg ermittelt. Die definierte Kraftaufbringung erfolgt vorzugsweise so, dass in der Bremszange, z.B. anstelle der Bremsscheibe, Kraftaufnehmer eingesetzt werden und dann der Aktuator zur Erzeugung der vorgegebenen Spannkraft angesteuert wird. Der so festgestellte Zusammenhang Spannkraft – Aktuatorposition kann nun z.B. in einer bremsenintegrierten Elektronik abgespeichert werden.

- Bei Anwendung des Motorstromes als Aktuatorstellgröße kann die beschriebene Toleranzkompensation in gleicher Weise angewendet werden. Es wird dann beim Eichvorgang der Zusammenhang Spannkraft - Motorstrom ermittelt und wie oben beschrieben abgespeichert.

Bei diesem Eichvorgang werden auch die Toleranzeinflüsse von Getriebe und Elektromotor zumindest für Raumtemperaturbedingungen eliminiert.

Der Temperatureinfluss auf den Elektromotor, z.B. auf dessen Dauermagneten, kann wiederum mittels der o.g. Wärmebilanzrechnung ausgeglichen werden.

Die resultierende Normalkraft für eine bestimmte Position der Selbstverstärkungseinrichtung ist abhängig von vielen Faktoren wie

- aktuelles Lüftspiel
- Steifigkeit der Bremse (Sattel) senkrecht zur Reibfläche
- Insbesondere die variable Steifigkeit des Belages, die abhängig ist von
 - Belagsorte
 - Verschleißzustand, also Restdicke
 - Temperatur
 - Vorgeschichte (Auswirkung auf Kompressibilität)
 - Feuchtigkeitsaufnahme
- Während der Bremsung veränderliche Temperatur von Sattel und Scheibe
- Reibwert zwischen Bremsbelag und Bremsscheibe (Auswirkung auf Selbstverstärkungseffekt und damit auf Normal- wie auch auf Reibkraft). Dieser ist seinerseits abhängig u. a. von

- Temperatur
- Geschwindigkeit

5 Nach der Lehre der Erfindung ist eine gezielte Ansteuerung der Rampenposition zur Erreichung einer bestimmten Anpresskraft kaum möglich, wenn der Einfluss der genannten Parameter ganz unberücksichtigt bleibt.

10 Durch die Erfindung wird es dagegen in einfacher Weise möglich, eine gewünschte Belaganpresskraft durch eine gezielte Wegsteuerung der Selbstverstärkungseinrichtung bzw. des Bremsbelages bewerkstelligen zu können und so auf einen schwer realisierbaren Abgleich von Soll- zu Istwert der Reibkraft verzichten zu können oder aber eine gezielte Vorsteuerung für eine Bremse mit Soll-/Istwert-Vergleich der Belaganpresskraft oder auch Reibkraft zu ermöglichen.

15 Erfindungsgemäß wird dies dadurch erreicht, dass Störgrößen, welche die Korrelation zwischen Rampen- bzw. Belagposition und Belaganpresskraft beeinflussen, durch Berücksichtigung relevanter Parameter kompensiert werden.

20 Dazu wird eine Kennlinie ermittelt, die gemäß einer Position der Selbstverstärkungseinrichtung – beispielsweise eine Rampe - bzw. eines vom Aktuator vorgegeben Stellweges eine entsprechende Anpresskraft definiert.

25 Diese Kennlinie wird vorzugsweise laufend aktualisiert, um z.B. Einflüsse wie Temperatur und Geschwindigkeit berücksichtigen zu können.

Der Anlegepunkt des Bremsbelages auf der Bremsscheibe wird ermittelt, z.B. mit Hilfe des Stromes eines elektrischen Aktuators oder durch Berechnung aus aktuellem Lüftspiel und Rampengeometrie.

30 Die Steigung der Kennlinie wird in Abhängigkeit von Rampen- bzw. Belagposition angepasst an:

- a) Steifigkeit der Bremse (Sattel) senkrecht zur Reibfläche

Kann experimentell oder durch Rechnung bestimmt werden und ist nahezu konstant.

b) Insbesondere die variable Steifigkeit des Belages, die abhängig ist von

5

- Belagsorte

Entweder durch Spezifikation in tolerierbarem Rahmen oder durch Eingabe/Auswahl entsprechender Parameter bei Belagwechsel in einem elektronischen Steuergerät.

- Verschleißzustand, also Restdicke

10

Wird kontinuierlich sensiert (Stand der Technik)

- Temperatur

Entweder durch Messung oder durch Berechnung, z.B. mittels Energieintegration, Kühlleistung etc.

- Vorgeschichte (Auswirkung auf Kompressibilität)

15

Protokollierung der Bremsbelaghistorie (Alterung), z.B. mittels Energieintegration, max. Temperatur o.ä.. Zusammenhang zwischen Belagsteifigkeit und Alterung kann empirisch ermittelt werden.

c) Während der Bremsung veränderliche Temperatur von Sattel und Scheibe

20

Entweder durch Messung (.z.B. Thermoelemente) oder Berechnung

d) Reibwert zwischen Bremsbelag und Bremsscheibe (Auswirkung auf Selbstverstärkungseffekt und damit auf Normal- wie auch auf Reibkraft). Dieser ist seinerseits abhängig u. a. von

25

- Temperatur
- Geschwindigkeit

Empirische Ermittlung der Abhängigkeit.

30

Alternativ oder zusätzlich kann die Bremse auch über Ermittlung der zwischen Belag und Scheibe wirkenden Normalkraft geregelt werden. Die Normalkraft kann z.B. über eine Sensierung der Sattelspreizung ermittelt werden. Weicht die tatsächliche von der

gewünschten Normalkraft ab, kann diese mittels der beschriebenen Weg-Kraft-Kennlinie angepasst werden.

Die Zuspanneinheit bzw. -rampe kann definiert durch einen Winkel entweder als Druckrampe, Zugrampe oder Zug-Druckrampe ausgeführt sein. Insbesondere im Falle eines Zug-Druckrampe wird als Antrieb vorteilhaft ein selbsthemmendes System gewählt, d.h. eine durch einen ungewöhnlich hohen/niedrigen Reibwert resultierende hohe Kraft in Richtung der Betätigung kann nicht zu einer unkontrollierbaren Verschiebung der Rampe führen.

Die beschriebene Störgrößenkompensation kann auch für direkt betätigte (Betätigungsfläche = Abstützfläche) Systeme verwendet werden.

Als unabhängige Variante und auch als Weiterbildung der Erfindung ist vorgesehen der Elektromotor direkt oder über wenigstens eines oder mehrere Getriebe eine Kurbel dreht, die einen Kurbelzapfen als Abtriebsselement aufweist, der zur Bewegung der Bremsbelageinheit dient, wobei der Kurbelzapfen parallel zur Bremsscheibenachse ausgerichtet ist. Die Anordnung baut kompakt und ist konstruktiv einfach realisierbar.

Vorzugsweise weist dabei der Elektromotor eine Abtriebswelle auf, die parallel zur Bremsscheibenachse ausgerichtet ist und die direkt oder über weitere zwischengeschaltete Getriebeelemente die Kurbel dreht, die auf die Bremsbelageinheit einwirkt.

Wenn jede der Druckflächen der wenigstens zwei oder mehr vorzugsweise in sich axial längenveränderbaren Bremsstempel an der der Bremsbelageinheit zugewandten Seite mit einer Ausnehmung mit einer rampenförmigen Kontur versehen ist, in die jeweils ein Rollkörper eingreift, der sich einerseits an der rampenförmigen Kontur der Druckflächen der Bremsstempel und andererseits an der Bremsbelageinheit abstützt, lässt sich die selbstverstärkende Bremse besonders vielseitig einsetzen und zuverlässig regeln. Dabei ist es zweckmäßig, wenn der wenigstens eine elektromotorische Antrieb zum Betätigen der Zuspanneinheit oder ein weiterer elektromotorischer Antrieb ferner zum Antrieb der Bremsstempel zumindest zum Verändern der axialen Länge der Bremsstempel ausgelegt ist.

Nach einer weiteren unabhängigen Variante der Erfindung weist die Zuspanneinheit ferner wenigstens einen, insbesondere zwei oder sogar mehr, Bremsstempel (Nachstellkolben) auf, die parallel zur Bremsscheibenachse BA ausgerichtet sind und die sich an ihrem einen Ende am Bremssattel oder einem mit dem Bremssattel verbundenen Bauteil über eine Lagereinrichtung abstützen, die jeweils eine Drehung wenigstens eines Teils der Bremsstempel um deren Längsachse zulässt.

Zusammengefaßt ergeben sich folgende Vorteilhafte (jeweils für sich und auch in Kombination):

- 10 • Einfache Umfangsbetätigung über Kurbel
 - koaxial angeordnete Antriebseinheit
 - vorzugsweise integrierte Steuerelektronik
- Einfache Kombination von Spindel- und Kurbelbetätigung
 - Anlegefunktion über Spindeln – Krafthub über Kurbel
 - 15 Anlegen und Anpassungsbremsung über Spindeln –
 - Kurbelbetätigung bei Hochlastbremsungen
 - Parkbremsfunktion über Spindeln
- Zuverlässige und unkomplizierte Parkbremsfunktion
 - Vorspannen über Spindeln – selbsttätiges Nachspannen über das
 - 20 Verstärkungssystem ohne Kurbelbetätigung.
 - Gegebenenfalls zusätzliches Nachspannen über Kurbelbetätigung
 - Zuschalten eines hochverstärkenden Rampenwinkels
- Nutzung eines gemeinsamen Antriebes
 - Schaltbares Verteilgetriebe
 - 25 Selbsttätig schaltend (nur Anlegefunktion über Spindel)
 - Fremd geschaltet (Park- und Teillastbremsfunktion über Spindel)
- Variable Selbstverstärkung
 - Mehrstufig, schaltbar
 - Stufenlos, selbsttätig anpassend u/o fremdgesteuert
- 30 • Gesteuerte Selbsthemmung der Bremsstempel
 - Gesteuerte und im Fehlerfall selbsttätige Umschaltung von
 - Selbsthemmung auf selbsthemmungsfreien Betrieb
 - a) Selbsthemmende Spindeln und Zuschalten einer
 - selbsthemmungsfreien Vorstufe (Klapprampe, Kugelrampe etc.)

b) Selbsthemmungsfreie Spindeln und Zuschalten einer die Selbsthemmung bewirkenden Vorstufe (selbsthemmende Getriebestufe etc.)

- Spielfreier Antrieb

5 Maßnahmen zur Spielbeseitigung im Kraftübertragungsweg vom Antriebsmotor bis zur Belag-Druckplatte.

Nachfolgend wird die Erfindung unter Bezug auf die Zeichnung anhand von Ausführungsbeispielen näher beschrieben. Es zeigen:

10

Fig. 1 – 3 jeweils Skizzen, welche nach Art von Schnittansichten den prinzipiellen Aufbau verschiedener Varianten erfindungsgemäßer Scheibenbremsen veranschaulichen;

15 Fig. 4 eine weitere Skizze zur Veranschaulichung der prinzipiellen Funktion der Scheibenbremsen aus Fig. 1 bis 4;

Fig. 5 eine als Schnittansicht gehaltene Skizze einer weiteren erfindungsgemäßen Scheibenbremse; und

Fig. 6 verschiedene Ansichten eines Teilbereiches eines Druckstempels, in Fig. 6a mit Druckelement zur Anlage an einer Bremsbelageinheit.

20

Die dargestellte Konzeptvarianten werden mit ihren wesentlichen Merkmalen nachfolgend beschrieben:

25 Zunächst sei näher das Funktionsprinzip der Fig. 1 mit einer nicht verstellbaren Rampensteigung in den Druckflächen 5, 6 der Bremsstempel beschrieben.

Fig. 3 zeigt sodann eine Variante mit stufenlos verstellbarer und Fig. 2 eine Variante mit gestuft verstellbarer Rampensteigung. Fig. 4 veranschaulicht im Zusammenspiel mit Fig. 1 das Grundfunktionsprinzip.

30

Bevorzugt bauen die erfindungsgemäßen Scheibenbremsen auf einem Festsattelkonzept auf, bei dem ein ein- oder mehrteiliger Bremssattel 1 (auch Bremsengehäuse genannt) relativ zu einer Bremsscheibe 2 unbeweglich an einer Radachse befestigt ist. Basis der nachfolgend beschriebenen Konzepte ist insofern eine
35 Festsattelbremse mit äußerer elektromechanisch betätigter und elektronisch geregelter

Verschleißnachstellung. Das Wirkprinzip und die beschriebenen Merkmale sind prinzipiell auch für andere Bremsenbauarten, wie z.B. Schiebesattel- oder Schwenksattelbremsen, anwendbar. Lediglich der die Bremsbetätigung beinhaltende Sattelkopf der mechanisch/pneumatisch betätigten Basisbremse wird ersetzt durch die
5 elektromechanischer Zuspanneinheit mit Selbstverstärkung. Eine Festsattelbremse mit pneumatisch betätigter Zuspanneinrichtung dieser Art zeigen z.B. die DE 36 10 569 A1, die DE 37 16 202 A1 oder die EP 0 688 404 A1. Eine Festsattelbremse mit elektromotorischer Nachstellung zeigt die WO 02/14 708 A1. Derartige elektromotorische Nachstelleinrichtungen können bei der vorgeschlagenen
10 Ausführungsbeispielen – wenn gewünscht – jeweils reaktionsseitig angeordnet werden.

In Fig. 1 ist der Bremssattel 1 lediglich in seinem zuspansseitigen Bereich angedeutet. In der Praxis umgreift er vorzugsweise rahmenartig den oberen Umfangsbereich der Bremsscheibe und ist an einem (hier nicht zu erkennenden Achsflansch) befestigt.

15

Der Bremssattel 1 weist an seiner der Bremsscheibe 2 mit einer Bremsscheibendrehachse zugewandten Seite eine oder mehrere, vorzugsweise zwei Öffnungen 3, 4 und eine korrespondierende Anzahl von Bremsstempeln 5, 6 (hier zwei) auf, die parallel zur Bremsscheibenachse BA ausgerichtet sind.

20

Nach Fig. 1 bis 4 sind jeweils zwei Bremsstempel 5, 6 parallel zueinander angeordnet.

Die beiden Bremsstempel 5, 6 bzw. Nachstellkolben stützen sich jeweils direkt oder über zwischengeschaltete Elemente; hier Gleitlagerschalen 9, 10; an der
25 bremsscheibenabgewandten Rückwand 11 des Bremssattels ab. Als Lagereinrichtungen werden vorzugsweise Kugeln, 7, 8 mit Gleitlagerschalen 9 eingesetzt.

Die Lagereinrichtungen sind derart ausgelegt, dass sie eine Drehung der Bremsstempel
30 5, 6 bzw. Nachstellkolben um ihre eigene Längsachse LA erlauben.

Dabei sind jeweils im Bremsstempel 5, 6 und im Bremssattel kugelsegmentartige (kalottenartige) Ausnehmungen ausgebildet, von denen in eine (hier in die im Bremssattel) die Gleitlagerschalen 9, 10 eingesetzt ist, so dass sich die Kugeln 7, 8
35 relativ zur Gleitlagerschale drehen können.

Alternativ können die Kugeln 7, 8 auch als kugelförmige Ansätze an den zum Bremssattel gewandten Enden der Bremsstempel 5, 6 ausgebildet sein (hier nicht dargestellt), die dann in korrespondierende Ausnehmungen im Bremssattel mit Gleitlagerschalen eingreifen.

5

Denkbar sind anstelle der Kugeln und Ausnehmungen auch ebene Gleitlager oder ringförmige Lager oder dgl.. (hier nicht dargestellt).

10

Die Bremsstempel 5, 6 weisen jeweils eine mit einem Außengewinde versehene Spindel 12 auf, auf der eine hülsenartige Mutter 13 mit einem korrespondierenden Innengewinde verdrehbar angeordnet ist. Dieses Gewinde kann je nach Auslegung nicht selbsthemmend oder selbsthemmend sein.

15

Die Muttern 13 weisen an ihrer von der Bremsscheibe abgewandten Seite einen Flansch 31 auf, wobei zwischen dem Flansch 31 und der Innenwandung des Bremssattels 1 jeweils Druckfedern 32 wirken, welche die Mutter 13 konzentrisch umfassen und auf den Flansch eine vorgegebene Kraft ausüben bzw. den Flansch 31 relativ zur Bremssattelinnenwandung vorspannen.

20

Alternativ wird die gesamte Mechanik gegen die Druckplatte verspannt.

25

Nach Fig. 1 bis 4 ist die Mutter 13 jedes Bremsstempels 5, 6 an der zur Bremsscheibe zugewandten Seite angeordnet und die Spindel 12 an der zum Bremssattelinneren gewandten Seite. Eine umgekehrte Anordnung wäre auch denkbar (hier nicht dargestellt).

30

Durch Verschrauben der Mutter 13 auf der Spindel kann die axiale Länge jedes einzelnen derart ausgebildeten Bremsstempels 5, 6 - beispielsweise zum Ausgleich von Bremsbelagverschleiß und beim Anlegen der Beläge an die Bremsscheibe 2 - verstellt werden.

35

An ihrer der Bremsscheibe zugewandten Seite, also an ihren Druckflächen, sind die Bremsstempel 5, 6, hier die Muttern 13, jeweils mit einer rampenartigen Ausnehmung oder Kontur 14 versehen, deren tiefste Stelle vorzugsweise im Bereich der Längsachse der Bremsstempel liegt.

Dies ist besonders gut in Fig. 6 zu erkennen. Nach Fig. 6 sind zwei um 90° zueinander verdrehte „Laufbahnen“ bzw. Konturen 14a, 14b in den Muttern 13 der Bremsstempel 5, 6 vorgesehen, die jeweils einen verschieden großen Öffnungswinkel $+\alpha_1, -\alpha_1; +\alpha_2, -\alpha_2$ zur Längsachse LA aufweisen. Durch Drehung der Bremsstempel 5, 6 um 90° - bzw. hier der Muttern 13 - um ihre Längsachse kann entweder die eine oder die andere Kontur 14a, b genutzt werden, wenn die Bremse zugespant wird, was zu unterschiedlichem Verhalten der Bremse führt (wird nachher noch näher erläutert). Die eine Hälfte jeder „Doppelrampe“ $+\alpha; -\alpha$ kann in Vorwärts- und die andere in Rückwärtsfahrtrichtung genutzt werden.

Die Ausnehmungen bzw. Laufbahnen 14 werden kegelförmig mit konstantem Öffnungs- bzw. Rampenwinkel α zur Längsachse LA oder aber z.B. nach einer besonders bevorzugten Variante vorzugsweise nach Art einer veränderlichen Kegelflächenkontur, z.B. Ovalkegelkontur ausgebildet, deren Rampenwinkel α relativ zu den Längsachsen LA der Bremsstempel 5, 6 sich in Umfangsrichtung (relativ zur Längsachse LA der Bremsstempel) verändert (z.B. stufenweise (Fig. 6) oder kontinuierlich).

In die Ausnehmungen 14 greifen jeweils Rollkörper 16 ein, die hier in bevorzugter Ausgestaltung als Kugeln 16 ausgebildet sind.

Die tiefste Stelle 14c (Fig. 6) der Rampen ist jeweils vorteilhaft so ausgestaltet, dass die Rollkörper, insbesondere Kugeln an der tiefsten Stelle verrastet sind und nur gegen eine Mindestrastkraft aus der Vertiefung lösbar sind.

Alternativ wären nach einer alternativen Ausführungsform auch z.B. zylindrische oder auf sonstige Weise geformte Rollkörper (z.B. Tonnen) denkbar, die dann z.B. auf einer rinnenartigen Ausnehmung in den Bremsstempeln abrollen würden. Hiermit wären allerdings – wie nachfolgend deutlich werden wird – nicht alle der Ausführungsformen der Erfindung realisierbar, die in den Fig. 1 bis 3 wiedergegeben sind. Realisierbar wäre aber ein Ausführungsbeispiel nach Art der Fig. 1 mit einer Rinne in den Druckflächen.

Die Rollkörper 16 greifen an ihren von der Bremsscheibe abgewandten Seiten in je nach Ausgestaltung der Rollkörper ausgebildete, hier kalottenförmige Gleitlagerschalen 17, die in Ausnehmungen korrespondierender Formgebung in einer

Druckplatte 18 eingesetzt sind, die an der Trägerplatte 19 eines zuspannseitigen Bremsbelages 20 mit Bremsbelagmaterial 21 anliegt, der im Bremssattel 1 parallel zur Bremsscheibendrehachse BA und in Umfangsrichtung U (bzw. Tangential bzw. parallel zur Tangentialen) relativ zur Bremsscheibe 2 beweglich angeordnet ist.

5

Eine Klammerfeder 22 zwischen Druckplatte 18 und Muttern 13 hält die Druckplatte 18 unter Vorspannung an den Muttern 13. Alternativ ist es auch denkbar, die Druckplatte auf andere Weise, z.B. am Gehäuse (Sattel) zu verspannen).

10 Zum Antrieb der Bremse dient ein elektrischer Antriebsmotor 23, dem vorzugsweise ein Untersetzungsgetriebe 24 nachgeordnet ist, dessen Abtriebswelle 25 auf ein weiteres Getriebe 26, insbesondere ein Planetengetriebe wirkt, das mittig zwischen den Spindeln angeordnet ist.

15 Dabei treibt die Abtriebswelle 25 ein Sonnenrad 27 des Planetengetriebes 26, welches Planetenräder 28 mitnimmt. Die Planetenräder 28 kämmen (hier nicht detailliert dargestellt) mit dem Sonnenrad 27 und einem innen- und außenverzahnten Ring 29. Je nach Schaltzustand (Schaltbarkeit hier nicht dargestellt) setzen sie entweder den Planetenstern 33 oder den Ring 29 in Drehung. Der Ring 29 kämmt mit seiner
20 Außenverzahnung mit Zahnrädern 30, die auf die Spindeln 12 aufgesetzt oder an diese angeformt sind.

Zum selbsttätigen Umschalten des Antriebs (z.B. ein Elektromotors) kann ein federbelasteter Kugelrastmechanismus vorgesehen sein (hier nicht dargestellt). Der
25 Umschaltvorgang kann auch auf andere Weise realisiert werden (z.B. elektromagnetisch).

In axialer Verlängerung des Planetensterns 33 ist eine hier zylindrisch ausgebildete und parallel zur Bremsscheibenachse angeordnete Kurbel 34 vorgesehen, die an ihrer
30 zur Bremsscheibe 2 gewandten Seite mit einem außermittig (exzentrisch) ausgebildeten, ebenfalls parallel zur Bremsscheibenachse BA parallel ausgerichteten Kurbelzapfen 35 in eine korrespondierende Öffnung 36 in einer Bremsbelageinheit eingreift, wobei die Öffnung 36 die z.B. einen zum Querschnitt des Kurbelzapfens 35 korrespondierenden Querschnitt aufweist oder aber z.B. kulissen-, insbesondere
35 langlochartig ausgebildet ist (hier z.B. senkrecht zur Bildebene).

Im Ausführungsbeispiel der Fig. 1 besteht die Betätigungseinrichtung bzw. Zuspanneinheit aus den zwei, zum Zwecke der Verschleißnachstellung längenveränderlichen Nachstellkolben bzw. Bremsstempeln 5, 6, welche in ihrer der Bremsscheibe 2 zugewandten Druckfläche die Ausnehmungen 14 nach Art von
5 Rampenkonturen aufweisen, an denen die Rollkörper 16 ablaufen, welche die von der Bremse erzeugte Zuspannkraft auf die Bremsbelageinheit bzw. auf die auf den Bremsbelag aufliegende Druckplatte übertragen.

In der Druckfläche der Bremsbelageinheit bzw. der Druckplatte 18 sind die Rollkörper
10 16 über ein entgegengesetzt gestaltetes Rampenprofil (hier nicht dargestellt) oder (bevorzugt, da die Rollkörper besonders sicher geführt sind; hier dargestellt) in dem Gleitlagerbett (Gleitlagerschalen 17) aufgenommen.

Die Bremsbelageinheit, hier bestehend aus der ein- oder mehrteiligen Kombination
15 von Bremsbelag 20 und Druckplatte 18, wird federnd so gegen die Bremsstempel und Nachstellkolben 5, 6 gedrückt, dass die dazwischen angeordneten Rollkörper 16 zwischen der Bremsbelageinheit und den Bremsstempel elastisch eingespannt sind.

Die Betätigung der Bremse erfolgt nach einem Anlegevorgang des Bremsbelages 20
20 an die Bremsscheibe durch ein Verschieben der Druckplatte nebst Bremsbelag 20 parallel zur Reibfläche der Bremsscheibe in Drehrichtung bzw. Umfangsrichtung derselben.

Diese Verschiebung wird vorzugsweise durch den Kurbeltrieb 35, 36 bewirkt, der mit
25 einem Abtriebs- und hier Kurbelzapfen 35 etwa mittig an der Druckplatte 18 der Bremsbelageinheit 18, 20 angreift und parallel zur Rotationsachse der Bremsscheibe im Zuspanngehäuse – Bremssattel – 1 gelagert wird.

Die Betätigung des Kurbeltriebes erfolgt über den elektrischen Antrieb, z.B. den
30 Elektromotor 23 mit nachgeschaltetem Getriebe 24.

Fig. 1 zeichnet sich durch einen konstanten Rampenwinkel α aus. Damit wird ein besonders einfacher konstruktiver Aufbau erreicht, der sich durch einen robusten Aufbau, eine gute Funktionssicherheit und niedrige Herstellkosten auszeichnet.
35 Insbesondere kann ein Elektromotor 23 erstaunlich geringer Ausgangsleistung eingesetzt werden. Dabei bieten sich die Kugeln 16 als kostengünstige Rollkörper an,

die sich quasi selbst in der Rampenfläche ausrichten. Zur Erhöhung der Tragfähigkeit können die Kugeln auch in angepassten Laufrillen ablaufen.

5 Eine Variante mit Rollen als Rollkörpern 16 würde dagegen eine besonders geringe Hysterese aufweisen (hier nicht dargestellt).

Fig. 2 unterscheidet sich von der Variante der Fig. 1 zunächst dadurch, dass der Rampenwinkel der Ausnehmungen 14 in Umfangsrichtung um die Längsachse der Nachstellmutter bzw. Bremskolben 5, 6 nicht konstant ist sondern veränderlich, so
10 dass je nach Drehstellung der Mutter 13 ein verschieden steiler Rampenwinkel α vorliegt. Hierzu können für die verschiedenen Drehstellungen Kugellaufrillen mit unterschiedlicher Steigung angeordnet sein.

Damit kann die Zuspanncharakteristik auf einfache Weise verändert werden, indem
15 die Mutter 13 verdreht werden, beispielsweise über einen separaten Verstellaktuator 39, vorzugsweise elektromechanischer Bauart (z.B. ein weiterer, kleinerer Elektromotor), der über eine Abtriebswelle 40 mit Zahnrad 41 die Mutter(n) 13 verdreht, beispielsweise, indem er mit dem Abtriebsrad 41 eine der Mutter 13 z.B. an einer Außenverzahnung ihres Flansches antreibt und die andere Mutter 13 über einem
20 Riementrieb 42 mitgenommen wird, der beide Mutter 13 umschlingt.

Derart kann auch im Grenzbereich des Reibwertes erzielbare Selbstverstärkungsgrad von Fig. 1 zu Fig. 2 erhöht werden. Das Umschalten kann allerdings nur im gelösten Zustand erfolgreich, da sich die Mutter 13 während der Zuspannungen der Bremse
25 nicht verdrehen können.

Nach Fig. 3 verändert sich der Rampenwinkel kontinuierlich tangential um die Längsachse LA der Bremsstempel 5, 6. Dies wird für eine selbsttätige Winkelanpassung genutzt.
30

Hierzu ist ein zweites axial zum ersten Planetengetriebe 26 versetztes weiteres Planetengetriebe 37 einerseits zwischen die Kurbel 34 und das erste Planetengetriebe 26 geschaltet und wiederum mittig zwischen den Bremsstempel angeordnet, das einen von den Planetenrädern 43 getriebenen Abtriebsring 38 aufweist, der die
35 außenverzahnten Mutter 13 mitnimmt, wohingegen der Planetenstern 44 dieses Planetengetriebes wiederum die Kurbel antreibt bzw. um ihre Längsachse dreht.

Hiermit ist folgender Betrieb beim Bremsenzuspannen möglich:

Das Bremsenzuspannen zergliedert sich in die Phasen

- 5 1. Überwindung des Lüftspiels,
2. Bremskraftaufbau,
3. Lösen der Bremse und
4. Lüftspieleinstellung.

10 Phase 1 Überwindung des Lüftspiels

Vor einer Bremsung ist die Ausgangssituation wie folgt.

15 Zunächst befindet sich die Kurbel 34 in einer Nullposition (Fig. 1), in der sie zum Beispiel mittels einer federbelasteter Kugelraste gehalten ist (hier nicht dargestellt).

Die Nachstellmuttern 3 sind in dieser Situation mittels der Druckfedern 32 mit einem Reib- bzw. Haltemoment beaufschlagt, das stets größer ist als das Spindelreibmoment.

20 Zunächst verdreht der Antriebsmotor 23 in zustellender Drehrichtung die Spindeln 12. Der Planetenstern 33 ist dabei im Getriebe 26 durch die verrastete Kurbel blockiert. Das Außenrad bzw. der innen- und Außenverzahnte Ring 29 verdreht die Nachstellspindeln 12 nunmehr so lange in zustellender Richtung, bis der Bremsbelag 21 auf der Bremsscheibe 2 zur Anlage kommt.

25

Die Nachstellmuttern 13 sind dabei durch ein ausreichend hohes Haltemoment am Verdrehen gesichert.

30 Durch die sich aufbauende Reaktionskraft gehen sodann die Nachstellspindeln bzw. Bremsstempel 5, 6 an der vorzugsweise – aber nicht zwingend - beweglichen Bremsscheibe 2 (axial beweglich bei einem Festsattel), die am reaktionsseitigen Belag (hier nicht dargestellt) zur Anlage kommt, auf Block.

Phase 2 Bremskraftaufbau

35

Als Folge der blockierten Nachstellspindeln 12 steigt das Antriebsmoment auf die Kurbel 34 nunmehr so stark an, dass diese aus der Rastposition gelöst werden.

Die Kurbel 31 verschiebt nunmehr den Bremsbelag in der Drehrichtung zur
5 Bremsscheibe 2, bis die von der Steuerung vorgegebene Position erreicht ist (Fig. 4).

Dabei verhält sich die Bewegungskomponente des Bremsbelages in Umfangsrichtung - parallel zur Bremsscheibenreibfläche - bzw. tangential bzw. parallel zur Tangentialen U des Kurbelzapfens nichtlinear, denn auf der Kreisbahn des
10 Kurbelzapfens wird zunächst in Umfangsrichtung pro Zeiteinheit ein größerer Weg zurückgelegt als mit fortschreitender Bewegung des Kurbelzapfens 35 auf seiner Kreisbahn. Das Getriebe mit dem Kurbeltrieb ist also so ausgelegt, dass die Winkelbewegung am Elektromotor und am Abtriebszapfen in Umfangsrichtung nicht in eine lineare Bewegung des Bremsbelages sondern in eine verzögerte Bewegung
15 umgesetzt wird.

Nunmehr sind drei Fälle zu unterscheiden.

Fall 1

20 Der aktuelle Bremsbelagreibwert entspricht genügend genau dem Tangens des Rampenneigungswinkels in den Ausnehmungen 14 bzw. in den Druckflächen der Nachstellmutter 13.

Die vorgegebene Position wird in diesem Fall mit einem nur geringen
25 Verstellkraftaufwand erreicht.

Fall 2

Der aktuelle Bremsbelagreibwert ist erheblich größer als der Tangens des Rampen-
30 Neigungswinkels in den Ausnehmungen 14 bzw. Druckflächen der Nachstellmutter 13.

Durch die zu große Selbstverstärkung wird der Bremsbelag 20 stärker und weiter durch die Bremsscheibendrehbewegung mitgenommen als dies der vorgegebenen
35 Position entspricht.

Auf die Kurbel 34 wird vom Bremsbelag eine Drehkraft in Bewegungsrichtung der Bremsscheibe 2 ausgeübt.

Da der elektrische Antriebsmotor 23 das Sonnenrad 27 des Planetengetriebes 26 und
5 des zweiten Planetengetriebes 37 in Sollposition hält, bewirkt die weitere Drehung der Kurbel 34 und damit des Planetensterns 44 des zweiten Getriebes 37 eine Drehung des Außenrades bzw. innen- und außenverzahnten Außenringes 38 des zweiten Getriebes 37 und damit auch der beiden Nachstellmutter 13.

10 Das Haltemoment der beiden Nachstellmutter 13 wird dabei überwunden.

Durch die Drehung der Nachstellmutter 13 wird der wirksame Rampen-
Neigungswinkel α solange in Richtung abnehmender Selbstverstärkung verändert, bis
15 die wirksame Selbstverstärkung genügend genau an den aktuellen Bremsbelag-Reibbeiwert angepasst ist.

Fall 3

Fall der aktuelle Bremsbelag-Reibwert erheblich geringer ist als der Tangens des
20 Rampen-Neigungswinkel α in den Ausnehmungen 14 an den Druckflächen des Nachstellmutter 13, wird der Bremsbelag durch die geringe Selbstverstärkung nicht genügend mitgenommen. An der Kurbel 34 wird damit ein relativ hohes Antriebsmoment erforderlich, um den Bremsbelag 20 zu bewegen.

25 Infolge des am Hohlrad des Getriebes 24 wirksam werdenden Reaktionsdrehmomentes werden die Nachstellspindeln 5, 6 solange in Richtung einer Erhöhung des Selbstverstärkungsprozesses verdreht, bis der Tangens des wirksamen Rampen-Neigungswinkels α wieder genügend genau mit dem Bremsbelag-Reibbeiwert in Übereinstimmung gebracht ist.

30

Phase 3 Lösen der Bremse

Zum Lösen der Bremse wird die Kurbel 34 und damit der Bremsbelag 20 durch den elektrischen Antriebsmotor in die Rastposition zurückgeführt.

35

Der dafür notwendige Kraftbedarf an der Kurbel ist gering, da die Selbstverstärkung im vorherigen Bremsvorgang angepasst wurde.

Beim Einrasten der Kurbel 34 in die Rastposition entsteht ein Drehmomentsprung.

5

Durch Auswertung der Betriebsdaten des el. Antriebsmotors (z.B. Drehzahl, Stromaufnahme) wird das Erreichen der Rastposition erkannt.

Phase 4 - Einstellen des Lüftspiels und dessen Kontrolle

10

Da nunmehr die Kurbel 34 kraftschlüssig verrastet ist, wird bei weiterer Rückwärts-Drehbewegung des elektrischen Antriebsmotors 23 das Getriebe 26 wieder aktiviert, über welches nunmehr die Nachstellspindeln 12 zum Lösen der Bremse und zum Erzeugen des Lüftspiels um einen definierten Betrag zurückgedreht werden.

15

Durch das Anlegen der Bremsbeläge 20 an die Bremsscheibe 2 in der ersten Phase ist eine Kontrolle des Lüftspiels und durch definiertes Zurückfahren aus dieser Position die Lüftspieleinstellung realisiert.

20 Die Verschleißwerterfassung wird durch eine Auswertung des Positionssignals des elektrischen Antriebsmotors nach Lüftspieleinstellungen ermöglicht.

Nachfolgend wird kurz die gegebene Möglichkeit zur Bremsung bei einer Rückwärtsfahrt erläutert.

25

Bremsungen bei Rückwärtsfahrt:

Zwischen einer Vorwärts- und einer Rückwärtsfahrt wird durch geeignete Maßnahmen, z.B. eine entsprechende Auswertung des Drehsignals z.B. des Rad-Drehzahlfühlers (beispielsweise ein ABS-Sensor) an einem hier nicht dargestellten Steuergerät an/in der Bremse oder an einem übergeordneten Steuergerät des Bremssystems unterschieden, das mit dem Elektromotor verbunden ist und/oder diesen ansteuert.

30

35 Über die Bremsenansteuerung wird nach Abschluss der Phase 1 die Kurbel 34 in der Drehrichtung angesteuert, welche der Bremsscheibendrehrichtung entspricht.

Nachfolgend sei die Erfindung nochmals aus anderer Richtung betrachtet.

Zunächst sei das Grundprinzip der Fig. 1 mit nicht verstellbarer Rampensteigung nochmals näher erörtert. Zur Realisierung dieser Ausführungsform ist zunächst die
5 Schaffung einer Ausnehmung 14 mit einer Rampenform in den Bremsstempeln 5, 6 notwendig.

Korrespondierend wird eine Gegenrampe in Belagdruckplatte 18 ausgebildet oder – besser – der Rollkörper 16 wird in der in der Belagdruckplatte 18 drehbar gelagert
10 oder es wird eine Rampe in der Belagdruckplatte 18 ausgebildet und der Rollkörper im Bremsstempel gelagert (hier nicht dargestellt).

Damit die Rollkörper 16 an den Ausnehmungen der Muttern 13 der Bremsstempel 5, 6 hochlaufen und damit den Bremsbelag 20 gegen die Bremsscheibe verschieben, ist es
15 notwendig, eine Verschiebung der Belagdruckplatte mit dem Bremsbelag in Umfangsrichtung, vorzugsweise durch ein koaxial zur Bremsscheibenlängsachse und parallel zu dieser angeordnetes Verstellelement (hier eine Kurbel 34) zu erreichen. Die Muttern 13 drehen sich vorzugsweise während des eigentlichen Bremsvorganges nicht.

20 Ein doppelsinniges Rampenprofil (in- und gegen die Umfangsrichtung U) im Bremsstempel 5, 6 ermöglicht dabei eine Selbstverstärkungswirkung in beiden Fahrtrichtungen.

Vorzugsweise wird der Kurbeltrieb 14 durch den Elektromotor 23 mit dem
25 nachgeschalteten Getriebe 24, 26 angetrieben.

Denkbar ist es, einen separaten Antrieb für die Bremsstempel vorzusehen oder aber Nachstell- und Kurbelantrieb zu kombinieren (Fig. 1 und Fig. 2). Letzteres hat den
Vorteil, dass nur ein einziger Antriebsmotor für beide Funktionen benötigt wird.

30 Denkbar ist es dabei auch, eine Lüftspielüberwindung durch den separaten Nachstellantrieb vorzunehmen (Phase 1 der Funktionsbeschreibung).

Ebenfalls denkbar ist eine Lüftspielüberwindung durch den Kurbelantrieb mittels
35 besonders „steiler Rampe“ bei Verschiebungsbeginn.

Das doppelsinnige Rampenprofil (Ausnehmung 14) in den Nachstellkolben 5, 6 ermöglicht dabei eine Selbstverstärkungswirkung in beiden Fahrtrichtungen. Es ist eine Rad-Drehrichtungsabhängige Steuerung der Belagverschiebung realisierbar.

- 5 Nach Fig. 3 wird die Ausnehmung 13 bzw. Rampe im Bremsstempel als Kegelstumpf-ähnlicher Hohlkörper ausgebildet. Der Rollkörper wird wiederum in der Druckplatte 18 gelagert. Damit ist eine Anpassung der Rampensteigung an den Belagreibwert durch Verdrehen der Bremsstempel 5, 6 möglich. Das Verdrehen der Bremsstempel 5, 6 erfolgt durch einen separaten Antrieb 39 oder selbsttätig über ein verzweigendes
- 10 Getriebe 26, welches die vom Antriebsmotor 23 erzeugte Drehbewegung in Abtriebsdrehbewegungen sowohl auf die Kurbel 34 als auch auf die Verdreheinrichtung 12 der Bremsstempel 5, 6 übertragen kann.

- Das verzweigende Getriebe 26 ist vorzugsweise ein Planetengetriebe. Eine am
- 15 Kurbelzapfen 35 wirksam werdende Verschiebekraft (Verschieben der Bremsbelageinheit durch die Kurbel 34 bei zu geringer Selbstverstärkung oder Ziehen der Kurbel 34 durch die Bremsbelageinheit bei zu hoher Selbstverstärkung) ruft im verzweigenden Getriebe 26 Reaktionsmomente hervor, welche bestrebt sind, an der Eingangswelle u/o an den Bremsstempel 5, 6 Drehbewegungen hervorzurufen. Wird
- 20 nun an der Eingangswelle eine genügend hohe Haltekraft aufgebracht (z.B. durch den Antriebsmotor der über seine elektronische Steuerung die Position der Eingangswelle hält) so erfolgt eine Drehung an den Bremsstempeln 5, 6.

- Bei geeigneter Zuordnung der Drehrichtung der Nachstellkolben 5, 6 zur Richtung der
- 25 Kraftwirkung auf den Kurbelzapfen wird die Rampensteigung bei zu großer Selbstverstärkung (Belageinheit zieht am Kurbelzapfen) zu steileren Rampenwinkeln verdreht und bei zu geringer Selbstverstärkung (Kurbelzapfen schiebt die Belageinheit) zu flacheren Rampenwinkeln, d.h. im Sinne einer Vergrößerung der Selbstverstärkung verstellt.

30

Bei einer Version mit gestuft verstellbarer Rampensteigung sind mindestens zwei unter einem Winkel angeordnete Rampenbahnen unterschiedlicher Steigung vorgesehen. Dabei sind die Rollkörper wiederum in der Belagdruckplatte 18 gleitgelagert.

35

Eine Anpassung der Rampensteigung an den Belagreibwert erfolgt durch ein Umschalten des Bremsstempels 5, 6 auf die besser angepasste Rampensteigung nach einem vorherigen Bremsvorgang, bei dem die Notwendigkeit des Umschaltens auftrat.

- 5 Das Verdrehen des Bremsstempels 5, 6 erfolgt durch einen separaten Antrieb oder selbsttätig, z.B. ähnlich wie vorstehend beschrieben.

Der Umschaltvorgang wird erst nach Beendigung der Bremsung ausgelöst, wobei die über das Getriebe auf die Bremsstempel wirkende Verstell-Drehbewegung in einem
10 Übertragungselement elastisch eingespeichert und erst bei Lösen der Bremse aufgrund der dann wieder abnehmenden Drehbehinderung des Bremsstempels ausgeführt wird.

Die Drehbehinderung kann durch infolge der Bremskraft auf die Spindel wirkende Reibkräfte erzeugt werden oder infolge von Haltekräften die durch den elektrischen
15 Antriebsmotor oder eine geschaltete Kupplung, z.B. eine elektromagnetische Kupplung, auf den Bremsstempel selbst oder ein Element der Übertragungseinrichtung ausgeübt werden oder vorzugsweise durch die Kugeln bzw. Rollkörper, welche bei Bremsvorgängen in einer Rampenbahn außerhalb der Mitte des Bremsstempels befindlich sind und mittels der von den Bremsstempel übertragenen Bremskraft, der
20 formschlüssigen Aufnahme in der Rampenbahn (Laufrille) sowie der exzentrisch zur Bremsstempelmitte befindlichen Position ein Haltemoment erzeugt.

Die Ausbildung der Laufrillen der Rampenbahnen erfolgt zweckmäßig in der Form, dass im Bereich kleiner Zuspännkräfte, d.h. geringer Exzentrizität der Kugel bzw. des
25 Rollkörpers, die Rillentiefe gering ist und zum äußeren Durchmesser des Bremsstempels hin eine große Rillentiefe zur Erzielung hoher Tragfähigkeit realisiert wird.

Bei dieser Lösung besteht die Möglichkeit, dass im Bereich geringer Bremskräfte noch
30 ein direktes Umschalten während des Bremsvorganges möglich ist. Erst bei Vorliegen höherer Bremskräfte wird die Kugel bzw. der Rollkörper in der Rampen-Laufrille eine Position einnehmen bei der ein Umschalten während der Bremsung nicht mehr möglich ist.

35 Vorzugsweise wird zum Antrieb der Bremsbelageinheit ein Kurbeltrieb eingesetzt. Alternativ zu einem Kurbeltrieb sind auch andere Zuspännelemente wie eine

Exzenteranordnung u.dgl. denkbar, wenn diese zu einer nichtlinearen Bewegung der Bremsbelageinheit in Umfangsrichtung führen.

Die Steuerung der elektromechanischen Bremse erfolgt jeweils mittels einer
5 Rechnereinheit an der Bremse, die ggf. vernetzt sind oder zum Beispiel mittels einem übergeordneten Rechner am Fahrzeug für eine oder mehrere Bremsen.

Es ist alternativ auch ein linearer Antrieb bei weitgehend analoger Anordnung denkbar. Anstelle des Kurbelzapfens wird dabei auf die Antriebswelle ein
10 Zahnradsegment aufgesetzt, welches in eine Zahnstange auf dem Belagrücken eingreift (hier nicht dargestellt).

Bevorzugt wird jedoch der nicht lineare Antrieb eingesetzt.

15 Fig. 5 zeigt eine weitere Variante der erfindungsgemäßen selbstverstärkenden Scheibenbremse, die weitgehend dem Ausführungsbeispiel aus Fig. 1 entspricht.

Wie im Ausführungsbeispiel der Fig. 1 besteht die Betätigungseinrichtung bzw. Zuspanneinheit aus den zwei, zum Zwecke der Verschleißnachstellung
20 längenveränderlichen Nachstellkolben bzw. Bremsstempeln 5, 6, welche in ihrer der Bremsscheibe 2 zugewandten Druckfläche die Ausnehmungen 14 nach Art von Rampenkonturen aufweisen, an denen die Rollkörper 16 ablaufen, welche die von der Bremse erzeugte Zuspannkraft auf die Bremsbelageinheit bzw. auf die auf den Bremsbelag aufliegende Druckplatte übertragen.

25

Zusätzlich ist eine schaltbare Kupplung, hier z.B. eine Magnetkupplung 46, insbesondere Kupplung mit bistabil wirkendem Stellmagneten vorgesehen, welche dazu ausgelegt ist, z.B. an einer axial beweglichen Radialverzahnung 48 die Kurbel 34
30 in und aus dem Antriebsstrang zu schalten. Derart kann z.B. gezielt für Parkbremsungen zunächst oder sogar ausschließlich allein über die Bremsstempel 5, 6 eingebremst werden oder aber es können z.B. kleinere Anpassungsbremsungen allein über Verdrehen der Bremsstempel 5, 6 bzw. das Verändern der axialen Länge der Bremsstempel erfolgen. Wird dagegen eine „normale“ Betriebsbremsung eingeleitet, wird die Kupplung umgeschaltet und das Einbremsen erfolgt über die Kurbel 34.

35

Ergänzend ist nach Fig. 5 eine Umschaltvorrichtung 47 zum Verdrehen der Bremsstempel, hier der Muttern von einer Laufbahn 14 a zur anderen Laufbahn 14b, vorgesehen. Diese Umschaltvorrichtung 47 kann als separater Elektromotor ausgelegt sein oder aber als Umschaltmagnet oder dgl., der z.B. über eine Zahnstange oder dgl.
5 eine der Muttern 13 um 90° dreht, wobei die andere der Muttern 13 z.B. über einen Zahnkranz 45 mitgenommen wird. Auf eine derartige Einrichtung kann

Anzumerken ist noch, dass sich die vorliegende Bremskonstruktionen auch hinsichtlich ihres Regelverhaltens besonders vorteilhaft einzustufen sind.

10

Wird beispielsweise eine Normalkraftregelung durchgeführt, die nach dem Stand der Technik als alleinige Regelung nicht für einsetzbar gehalten wird, wirkt es sich vorteilhaft aus, dass beispielsweise über die Abstützung der Bremsstempel am Bremssattel diese Normalkraft sehr genau ermittelbar ist (parallele Kraft zur
15 Längsachse der Bremsstempel, indem beispielsweise entsprechende Sensoren an den Bremsstempeln und/oder angrenzenden Elementen angeordnet werden.

20

Bezugszeichen

	Bremssattel	1
5	Bremsscheibe	2
	Öffnungen	3, 4
	Bremsstempel	5, 6
	Lagerkugeln	7, 8
	Gleitlagerschalen	9, 10
10	Rückwand	11
	Spindel	12
	Mutter	13
	rampenartige Ausnehmung	14
	Rollkörper	16
15	Gleitlagerschalen	17
	Ausnehmungen	15
	Druckplatte	18
	Trägerplatte	19
	Bremsbelag	20
20	Bremsbelagmaterial	21
	Klammerfeder	22
	Antriebsmotor	23
	Untersetzungsgetriebe	24
	Abtriebswelle	25
25	Getriebe	26
	Sonnenrad	27
	Planetenräder	28
	Ring	29
	Zahnräder	30
30	Flansch	31
	Druckfedern	32
	Planetenstern	33
	Kurbel	34
	Kurbelzapfen	35
35	Öffnung	36
	Getriebe	37

	Ring	38
	Verstellaktuator	39
	Abtriebswelle	40
	Zahnrad	41
5	Riementrieb	42
	Planetenräder	43
	Planetenstern	44
	Zahnkranz	45
	Magnetkupplung	46
10	Umschaltelinrichtung	47
	Rampenwinkel	α
	Längsachse	LA
	Umfangsrichtung	U
	Bremsscheibenachse	BA

Patentansprüche

1. Scheibenbremse in selbstverstärkender Bauart, mit elektrischem Aktuator,
5 bei der eine vom Aktuator aufgebrachte Betätigungskraft mit Hilfe einer
zwischen Aktuator und Bremsbelag angeordneten
Selbstverstärkungseinrichtung verstärkt wird, mit folgenden Merkmalen:
 - a) eine Zuspanneinheit zum Zuspinnen wenigstens eines Bremsbelages
10 (20) einseits einer Bremsscheibe (2) unter Durchführung einer
Zuspannbewegung des Bremsbelages (20) zur Bremsscheibe (2), die in
wenigstens eine parallel und wenigstens eine relativ zur
Bremsscheibendrehachse (BA) tangential verlaufende
Bewegungskomponente (Richtung U) zerlegbar ist,
 - b) wenigstens einem elektromotorischen Antrieb (23) als Aktuator zum
15 Betätigen der Zuspanneinheit,
dadurch gekennzeichnet, dass
 - c) der Elektromotor (23) direkt oder über wenigstens eines oder mehrere
Getriebe (24, 26, 37) eine Kurbel (34) dreht, die einen Kurbelzapfen (35)
aufweist, der sich parallel zur Bremsscheibenachse (BA) erstreckt und in
20 eine korrespondierend ausgerichtete Öffnung in der Druckplatte (18)
eingreift.
2. Scheibenbremse nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch
gekennzeichnet, dass der Kurbelzapfen (35) zur Bewegung der
25 Bremsbelageinheit tangential zur Bremsscheibe, d.h. parallel zur
Bremsscheibenreibfläche, dient.
3. Scheibenbremse nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch
gekennzeichnet, dass die Bremsbelageinheit die Druckplatte (18) aufweist,
30 die an der Bremsbelagträgerplatte (19) eines Bremsbelages (20) anliegt.
4. Scheibenbremse nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch
gekennzeichnet, dass der Kurbelzapfen (35) in eine korrespondierend
ausgerichtete Öffnung in der Druckplatte (18) eingreift.

5. Scheibenbremse nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Öffnung (35) in der Druckplatte (18) mittig zwischen den beiden Bremsstempeln (5, 6) angeordnet ist.
- 5 6. Scheibenbremse nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Öffnung (36) in der Druckplatte (18) kulissenartig ausgebildet ist, vorzugsweise als Langloch, das sich senkrecht zu einer Ebene durch die beiden Bremsstempel (5, 6) erstreckt.
- 10 7. Scheibenbremse nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Elektromotor eine Abtriebswelle aufweist, die parallel zur Bremsscheibenachse ausgerichtet ist und die direkt oder über weitere zwischengeschaltete Getriebeelemente die Kurbel dreht.
- 15 8. Scheibenbremse nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Zuspanneinheit ferner wenigstens einen, insbesondere zwei, oder mehr Bremsstempel (Nachstellkolben 5, 6) aufweist, die parallel zur Bremsscheibenachse BA ausgerichtet sind und die sich an ihrem einen Ende am Bremssattel (1) oder einem mit dem
20 Bremssattel (1) verbundenen Bauteil über eine Lagereinrichtung (7, 8; 9, 10) abstützen, die eine Drehung wenigstens eines Teils der Bremsstempel um deren Längsachse (LA) zulässt.
- 25 9. Scheibenbremse nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass jede der Druckflächen der wenigstens zwei oder mehr Bremsstempel (5s, 6) an der der Bremsbelageinheit zugewandten Seite mit einer Ausnehmung (14) mit einer rampenförmigen Kontur versehen ist, in die jeweils ein Rollkörper (16) eingreift, der sich einerseits an der rampenförmigen Kontur der Druckflächen der Bremsstempel (5, 6) und
30 andererseits an der Bremsbelageinheit abstützt.
- 35 10. Scheibenbremse nach Anspruch 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, dass die Bremsstempel (5, 6) an ihrer einer Bremsbelageinheit zugewandten Seite mit einer Druckfläche versehen sind, die eine Ausnehmung (14) mit einer rampenförmigen Kontur aufweist, in die jeweils ein Rollkörper (16) eingreift.

11. Scheibenbremse nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass, die Rollkörper (16) ferner jeweils in eine korrespondierende Ausnehmung, d.h. in eine Ausnehmung mit zu den Rollkörpern korrespondierender Geometrie in der Bremsbelageinheit (18, 20, 21) eingreifen.
12. Scheibenbremse nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Rollkörper (16) jeweils in eine Rampenkontur in der Bremsbelageinheit (18, 20, 21) eingreifen.
13. Scheibenbremse nach einem der vorstehenden Ansprüche, gekennzeichnet durch eine weitere Antriebsvorrichtung bzw. einen weiteren Verstellaktuator (39), insbesondere einen weiteren Elektromotor zum Antreiben der Spindeln (12) oder Muttern (13) der Bremsstempel (5, 6).
14. Scheibenbremse nach einem der vorstehenden Ansprüche, gekennzeichnet durch ein umschaltbares Getriebe (26) zum Umschalten des Elektromotors (23) zwischen einer Stellung zum Antrieb der Kurbel (34) und einer Stellung zum Verdrehen vorzugsweise der Spindeln (12) der Bremsstempel (5, 6).
15. Scheibenbremse nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der elektromotorische Antrieb als Aktuator mit einer Steuerungs- und/oder Regelungseinrichtung gekoppelt ist, die dazu ausgelegt ist, die Position des Stellgliedes und damit des Bremsbelages zu steuern oder zu regeln.

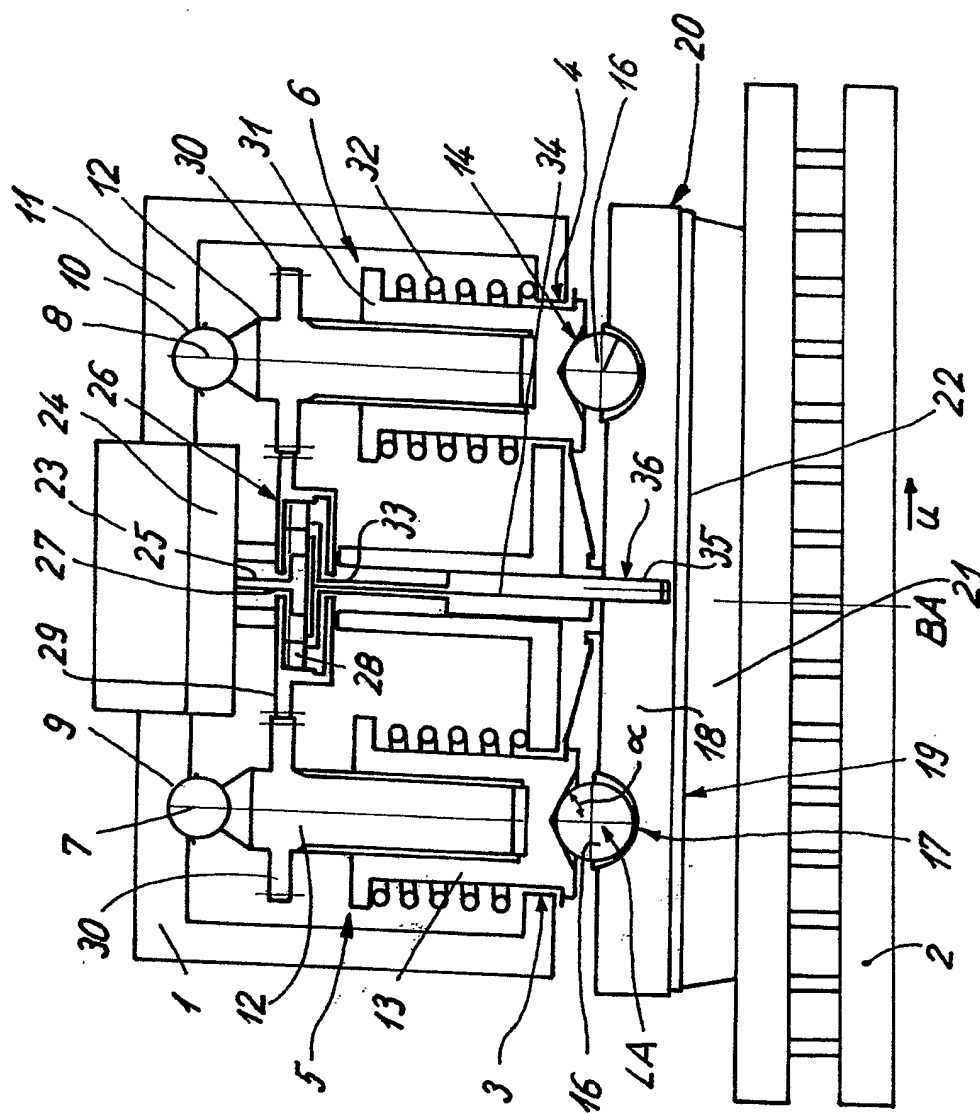


Fig. 1

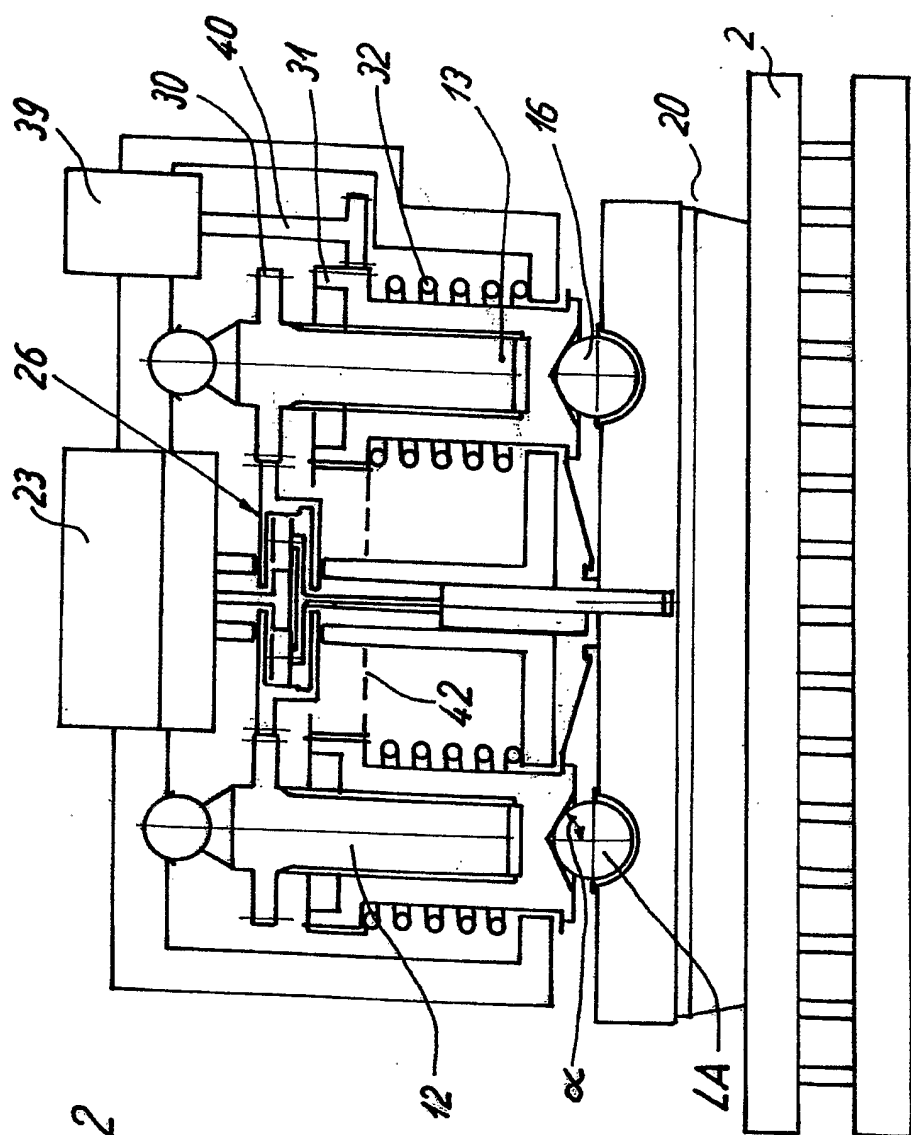
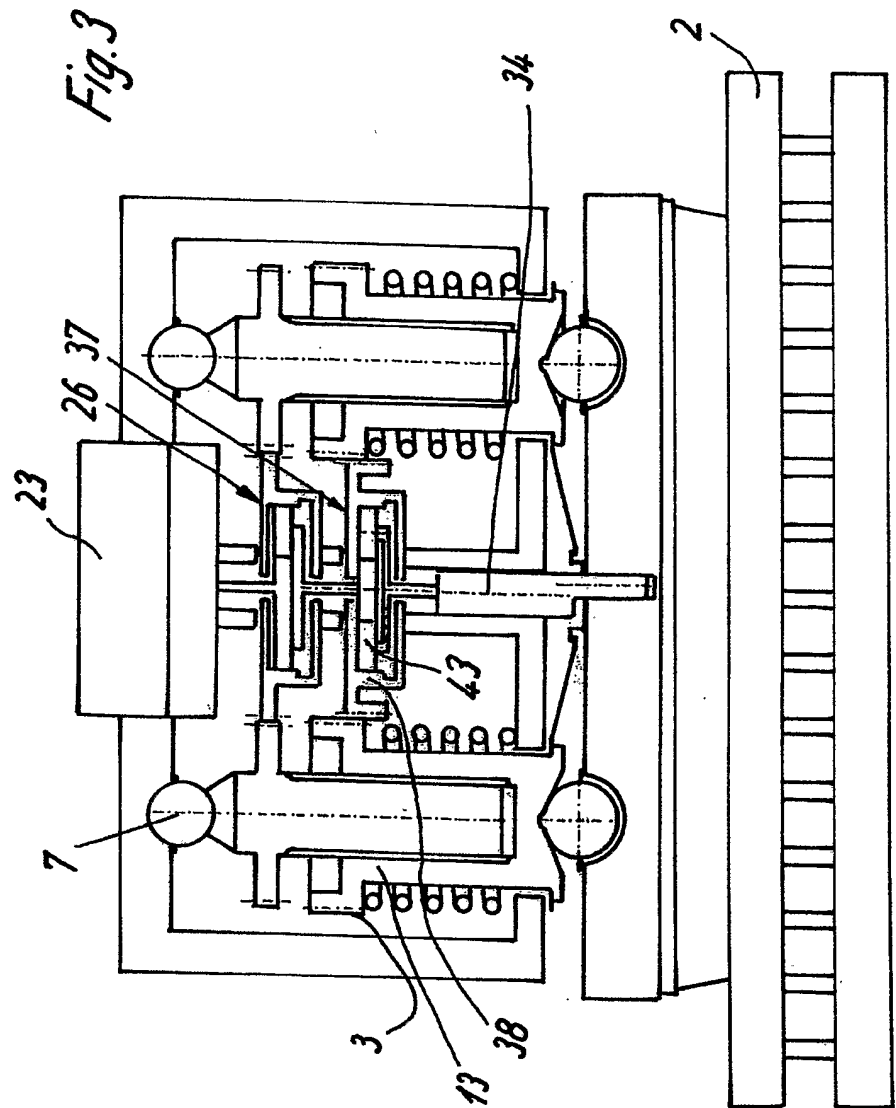
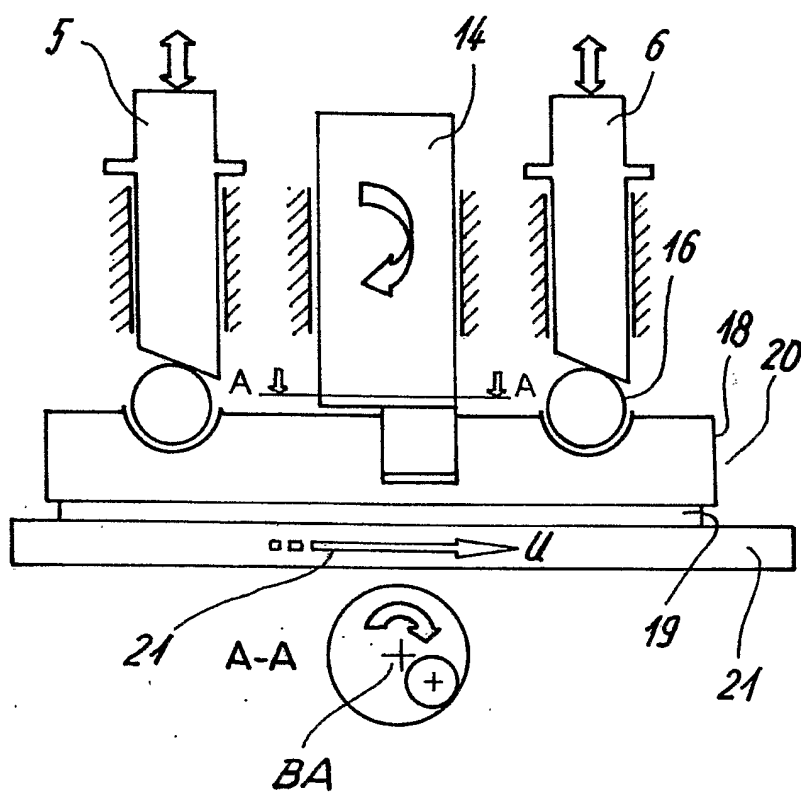


Fig. 2



*Fig. 4*

