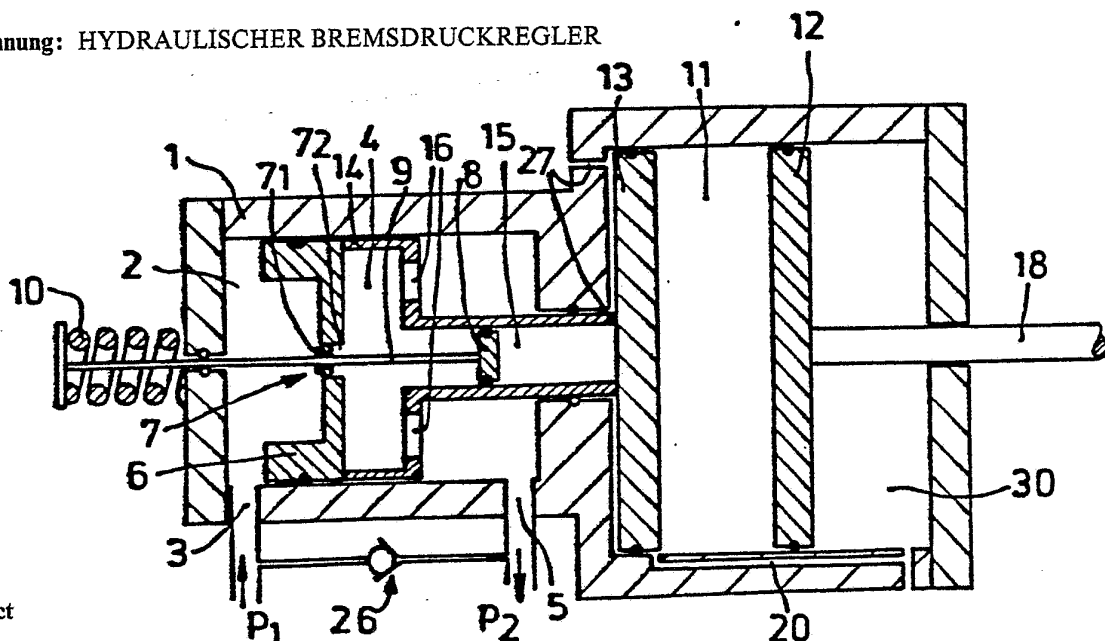


(51) Internationale Patentklassifikation ³ : B60T 8/18	A1	(11) Internationale Veröffentlichungsnummer: WO 84/ 00021 (43) Internationales Veröffentlichungsdatum: 5. Januar 1984 (05.01.84)
(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP83/00156 (22) Internationales Anmeldedatum: 15. Juni 1983 (15.06.83) (31) Prioritätsaktenzeichen: P 32 22 614.4 (32) Prioritätsdatum: 16. Juni 1982 (16.06.82) (33) Prioritätsland: DE (71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten ausser US): VOLKSWAGENWERK AKTIENGESELLSCHAFT [DE/DE]; D-3180 Wolfsburg 1 (DE). (72) Erfinder; und (75) Erfinder/Anmelder (nur für US) : SCHULZE, Bernd- Guido [DE/DE]; Menzelstrasse 2, D-3180 Wolfsburg 12 (DE). (74) Gemeinsamer Vertreter: VOLKSWAGENWERK AK- TIENGESELLSCHAFT; D-3180 Wolfsburg 1 (DE).		(81) Bestimmungsstaaten: AT (europäisches Patent), BE (eu- ropäisches Patent), CH (europäisches Patent), DE (europäisches Patent), FR (europäisches Patent), GB (europäisches Patent), JP, LU (europäisches Patent), NL (europäisches Patent), SE (europäisches Patent), US. Veröffentlicht <i>Mit internationalem Recherchenbericht.</i>

(54) Title: HYDRAULIC BRAKE REGULATOR

(54) Bezeichnung: HYDRAULISCHER BREMSDRUCKREGLER



(57) Abstract

Hydraulic brake regulator (1) for the hydraulic brake system of a vehicle, with a bundle of radius-like characteristic curves depending on vehicle parameters, particularly the load (the output pressure is function of the input pressure), wherein each characteristic curve has a non-linear and continuous configuration for an optimum matching to the ideal distribution of the vehicle braking force.

(57) Zusammenfassung

Hydraulischer Bremsdruckregler (1) für die hydraulische Bremsanlage eines Kraftfahrzeuges, mit einem fahrzeugparameternabhängigen, insbesondere lastabhängigen strahlenförmigen Kennlinienfeld (Ausgangsdruck als Funktion des Eingangsdruckes), bei dem die einzelnen Kennlinienstrahlen zwecks optimaler Anpassung an die ideale Bremskraftverteilung des Kraftfahrzeuges nicht-linear und stetig verlaufen.

LEDIGLICH ZUR INFORMATION

Code, die zur Identifizierung von PCT-Vertragsstaaten auf den Kopfbögen der Schriften, die internationale Anmeldungen gemäss dem PCT veröffentlichen.

AT	Österreich	LI	Liechtenstein
AU	Australien	LK	Sri Lanka
BE	Belgien	LU	Luxemburg
BR	Brasilien	MC	Monaco
CF	Zentrale Afrikanische Republik	MG	Madagaskar
CG	Kongo	MR	Mauritanien
CH	Schweiz	MW	Malawi
CM	Kamerun	NL	Niederlande
DE	Deutschland, Bundesrepublik	NO	Norwegen
DK	Dänemark	RO	Rumänien
FI	Finnland	SE	Schweden
FR	Frankreich	SN	Senegal
GA	Gabun	SU	Soviet Union
GB	Vereinigtes Königreich	TD	Tschad
HU	Ungarn	TG	Togo
JP	Japan	US	Vereinigte Staaten von Amerika
KP	Demokratische Volksrepublik Korea		

- 1 -

Hydraulischer Bremsdruckregler

Die Erfindung bezieht sich auf einen hydraulischen Bremsdruckregler für die hydraulische Bremsanlage eines Kraftfahrzeuges, mit einem fahrzeugparameterabhängigen strahlenförmigen Kennlinienfeld (Ausgangs-
5 druck als Funktion des Eingangsdruckes), wie er beispielsweise aus der DE-OS 27 08 941 und DE-OS 29 23 018 bekannt ist.

Derartige Bremsdruckregler werden verwendet, um unabhängig von sich ändernden Fahrzeugparametern, z. B. unabhängig von der Belastung der Fahrzeughinterachse oder von der Fahrzeugverzögerung, ein möglichst
10 gleichbleibendes Bremsverhalten des Kraftfahrzeuges zu erreichen.

Bekanntlich wird beim Abbremsen eines Kraftfahrzeuges die Vorderachse gegenüber der statischen Gewichtskraft stärker belastet und die Hinterachse entsprechend entlastet. Wie man weiß ist eine optimale Abbremsung des Fahrzeuges dann erreicht, wenn Vorder- und Hinterachse bei den je-
15 weiligen Straßenverhältnissen und der jeweiligen Geschwindigkeit die gleiche Kraftschlußausnutzung beanspruchen. Das ist beispielsweise dann der Fall, wenn Vorder- und Hinterachse beim Abbremsen gleichzeitig in den Übergangsbereich zum Blockieren gelangen.

Bei Kenntnis der Fahrzeugabmessungen, des Fahrzeuggewichtes und der
20 Schwerpunktslage des Fahrzeuges läßt sich für jede Kraftschlußbeanspruchung die optimale Bremskraftverteilung zwischen Vorder- und Hinter-



- 2 -

achse berechnen. In Fig. 1 ist diese ideale Bremskraft- bzw. Bremsdruckverteilung, bezogen auf das Fahrzeuggewicht, für den Beladungszustand "Vollast" und "Leerlast + Fahrer" qualitativ als dünne Vollinie dargestellt. Man erkennt, daß es sich dabei um stetige nichtlineare Kennlinien handelt. Für jeden Beladungszustand des Kraftfahrzeuges gilt
5 eine zwischen diesen beiden Grenzkennlinien liegende eigene Kurve.

Damit ein Überbremsen der Hinterachse, d. h. ein Blockieren der Hinterräder bei noch nicht blockierten Vorderrädern in jedem Falle wegen des sich sonst ergebenden instabilen Fahrverhaltens vermieden wird,
10 muß bei der Bemessung einer hydraulischen Bremsanlage die Bremskraftverteilung auf Vorder- und Hinterachse so gewählt werden, daß die wirksame Bremskraft an der Hinterachse nie höher ist als die für den Fall der idealen Abbremsung in Figur 1 dargestellte Bremskraft.

Eine Überbremsung der Hinterachse wäre somit in einfacher Weise dadurch
15 zu vermeiden, daß eine feste Bremskraftverteilung vorgesehen wird, die sich z. B. daran orientieren könnte, daß die reale Bremskraftverteilung bei der Abbremsung $a = 0,8$ ein Punkt der in Figur 1 dargestellten idealen Bremskraftverteilung für den Beladungsfall "Leerlast + Fahrer" ist. Bei einer solchen festen Bremskraftverteilung ergäbe sich dann die
20 in Figur 1 als dicke Vollinie dargestellte Gerade.

Es ist leicht erkennbar, daß bei einer derartigen festen Bremskraftverteilung nur für diesen speziellen Lastfall und für die vorausgesetzte Abbremsung $a = 0,8$ ideale Verhältnisse vorlägen, daß dagegen bei einer größeren Beladung des Fahrzeuges oder bei einer geringeren Kraftschlußbeanspruchung sich weit von einer idealen Abbremsung entfernt liegende
25 Verhältnisse ergäben.

Um die reale Bremskraftverteilung eines Kraftfahrzeuges der idealen Bremskraftverteilung wenigstens anzunähern, ist es z. B. aus der DE-AS 16 55 003, Figur 3, bekannt und in vielen Kraftfahrzeugen bereits realisiert, Bremsdruckregler (Bremsdruckminderer) mit einer geknickten Kennlinie vorzusehen, wobei der Knickpunkt sich lastabhängig verändert. In
30 Figur 1 ist die Kennlinie eines derartigen bekannten Bremsdruckreglers gestrichelt angedeutet. Auch bei Einsatz eines solchen bekannten lastabhängigen Bremsdruckreglers ist die reale Bremskraftverteilung von



- 3 -

der idealen Bremskraftverteilung noch deutlich entfernt.

- Eine im Vergleich dazu bessere Anpassung an die ideale Bremskraftverteilung ermöglichen hydraulische Bremsdruckregler, deren Kennlinienfeld aus einer Schar von geknickten Geraden besteht, deren Steigung und Knickpunkt lastabhängig veränderbar sind. Solche Bremsdruckregler sind z. B. aus der DE-OS 27 08 941 und der DE-OS 29 23 018 bekannt. In Figur 1 sind die beiden Grenzlinien solcher bekannter Bremsdruckregler, die man auch als Strahlenregler mit lastabhängigem Knickpunkt bezeichnen könnte, strichpunktiert angedeutet. Aber auch diese bekannten hydraulischen Bremsdruckregler mit ihrer degressiven Kennlinie lassen bezüglich ihrer Anpassbarkeit an die ideale Bremskraftverteilung noch erhebliche Wünsche offen. Darüber hinaus sind sie vergleichsweise kompliziert aufgebaut. Der eine bekannte Bremsdruckregler dieser Art (DE-OS 29 23 018) arbeitet z. B. wie bekannte Strahlenregler (DE-OS 17 80 560) nach dem Waagebalkenprinzip, bei dem die wirksamen Hebellängen eines mit zwei Kolbengliedern zusammenwirkenden Waagebalkens in Abhängigkeit von der Fahrzeugbeladung selbsttätig verändert werden. Dieser Bremsdruckregler ist nicht nur mechanisch kompliziert, sondern besitzt auch vergleichsweise große Abmessungen.
- 20 Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, einen hydraulischen Bremsdruckregler für die hydraulische Bremsanlage eines Kraftfahrzeuges, mit einem fahrzeugparameterabhängigen strahlenförmigen Kennlinienfeld (Ausgangsdruck als Funktion des Eingangsdruckes) weiter zu verbessern und ihn insbesondere so auszubilden, daß einerseits sein Kennlinienfeld
25 der idealen Bremskraftverteilung möglichst nah angepaßt werden kann und andererseits der konstruktive, fertigungstechnische und räumliche Aufwand vergleichsweise gering ist.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch die kennzeichnenden Merkmale der Patentansprüche gelöst.

- 30 Anhand einiger in der Zeichnung dargestellter Ausführungsbeispiele werden die Erfindung und vorteilhafte Ausgestaltungen davon näher erläutert.

In der Zeichnung zeigen in schematisierter Darstellung



- Fig. 1 ein Kennlinienfeld der Bremskraftverteilung eines Kraftfahrzeuges,
- Fig. 2 im Längsschnitt ein erstes Ausführungsbeispiel eines Bremsdruckreglers gemäß der Erfindung zum Einbau in den Bremskreis der Vorderachse,
- Fig. 3 im Längsschnitt ein zweites Ausführungsbeispiel eines solchen Bremsdruckreglers,
- Fig. 4 ein mit den Bremsdruckreglern der Figuren 2 und 3 erzielbares Kennlinienfeld mit dem auf das Fahrzeuggewicht bezogenen Reglerausgangsdruck als Funktion des Reglereingangsdruckes,
- Fig. 5 im Längsschnitt ein erstes Ausführungsbeispiel eines Bremsdruckreglers zum Einbau in den Bremskreis der Hinterachse,
- Fig. 6 ein zweites Ausführungsbeispiel und
- Fig. 7 ein drittes Ausführungsbeispiel eines solchen Bremsdruckreglers,
- Fig. 8 ein mit den Bremsdruckreglern der Figuren 5 - 7 erzielbares Kennlinienfeld mit dem auf das Fahrzeuggewicht bezogenen Reglerausgangsdruck als Funktion des Reglereingangsdruckes,
- Fig. 9 ein Beispiel für eine hydraulische Bremsanlage mit in einem Bremskreis der Vorderachse angeordneten Bremsdruckregler gemäß den Figuren 2 und 3 und
- Fig. 10 ein Ausführungsbeispiel einer hydraulischen Bremsanlage mit einem im Bremskreis der Hinterachse angeordneten hydraulischen Bremsdruckregler gemäß den Figuren 5 - 7.

Der erfindungsgemäße hydraulische Bremsdruckregler besteht aus einem Reglergehäuse 1 mit einer ersten Druckkammer 2 und einer zweiten Druckkammer 4, welche voneinander durch einen axial verschiebbaren ersten Kolben 6 getrennt sind. Die erste Druckkammer 2 weist einen Druckeingang 3 auf, über welchen ein hydraulisches Medium mit einem Eingangsdruck p_1 - z. B. von einem Hauptbremszylinder des Kraftfahrzeuges - in die erste Druckkammer eingeleitet wird. In der zweiten Druckkammer 4 ist ein Druckausgang 5 angeordnet, über den das hydraulische Medium mit einem gegenüber dem Eingangsdruck p_1 geminderten Ausgangsdruck p_2

- 5 -

einem Verbraucher, z. B. bestimmten Radbremszylindern der Bremsanlage zugeführt werden kann.

Im Abstand zum ersten Kolben 6 ist ein zweiter Kolben 8 vorgesehen, welcher unabhängig vom ersten Kolben axial verschiebbar ist und die
5 zweite Druckkammer 4 axial begrenzt. Über ein stangenförmiges Kraftübertragungsglied 9 ist mit diesem zweiten Kolben 8 das mit einer Ventilbohrung 72 zusammenwirkende Ventiltglied 71 eines am ersten Kolben 6 angeordneten Regelventils 7 gekoppelt. Durch das Öffnen und Schließen dieses Regelventiles wird für das hydraulische Druckmedium jeweils
10 eine druck- und strömungsmäßige Verbindung vom Druckeingang 3 zum Druckausgang 5 hergestellt bzw. wieder unterbrochen. Das Öffnen und Schließen des Regelventiles 7 hängt dabei vom axialen Abstand zwischen den beiden Kolben 6 und 8 ab.

Die beiden Kolben 6 und 8 werden jeweils von einer nichthydraulischen
15 Gegenkraft beaufschlagt, die voneinander unabhängig sind. Diese Gegenkräfte sind so gerichtet, daß sie der von Eingangsdruck p_1 auf den ersten Kolben 6 ausgeübten Kraft bzw. der vom Ausgangsdruck p_2 auf den zweiten Kolben 8 ausgeübten Kraft entgegenwirken, wobei die eine Gegenkraft von einer nichthydraulischen ersten Kraftvorrichtung in
20 Form einer mechanischen Federvorrichtung 10 mit linearer Charakteristik und die zweite Gegenkraft von einer davon unabhängigen nichthydraulischen zweiten Kraftvorrichtung in Form einer pneumatischen Federvorrichtung 11 mit progressiver Charakteristik erzeugt wird. Während
die progressive Charakteristik der zweiten Kraftvorrichtung, das heißt
25 der pneumatischen Federvorrichtung 11, in Abhängigkeit von Parametern des Kraftfahrzeuges, insbesondere in Abhängigkeit von der Fahrzeugbeladung veränderbar ist, ist die lineare Charakteristik der ersten Federvorrichtung, der mechanischen Federvorrichtung 10 unveränderbar.

Ein derartig ausgebildeter hydraulischer Bremsdruckregler besitzt ein
30 fahrzeugparameterabhängiges strahlenförmiges Kennlinienfeld (Ausgangsdruck des Reglers als Funktion des Eingangsdruckes), dessen einzelnen Kennlinienstrahlen nichtlinear und völlig stetig verlaufen, so daß es möglich wird, die reale Bremskraftverteilung eines mit einem derartigen hydraulischen Bremsdruckregler ausgerüsteten Fahrzeuges der idealen
35 Bremskraftverteilung sehr genau anzupassen.



Je nachdem, welche der beiden verschiedenen nichthydraulischen Kraft-
vorrichtungen mit welchem der beiden Kolben 6 bzw. 8 zusammenwirkt,
besitzten die nichtlinearen Kennlinienstrahlen des Kennlinienfeldes
(Ausgangsdruck als Funktion des Eingangsdruckes) dabei entweder einen
5 degressiven oder einen progressiven Verlauf. Bremsdruckregler mit
degressivem Kennlinienverlauf können dann zur Erzielung der gewünschten
nahezu idealen Bremskraftverteilung in üblicher Weise zwischen den
Hauptbremszylinder und die Radbremszylinder der Hinterachse des Kraft-
fahrzeuges geschaltet werden, wie dies in Fig. 10 schematisch angedeutet
10 ist.

Hydraulische Bremsdruckregler mit progressivem Kennlinienfeld müssen
zur Erzielung der nahezu idealen Bremskraftverteilung dagegen zwischen
den Hauptbremszylinder und die Radbremszylinder der Vorderachse des
Fahrzeuges geschaltet werden, wie dies in Fig. 9 schematisch angedeutet
15 ist. Während die Anordnung gemäß Fig. 10 vorzugsweise bei üblichen
Personenkraftfahrzeugen Verwendung finden kann, wird die Anordnung
gemäß Fig. 9 vorzugsweise bei Lastkraftfahrzeugen eingesetzt werden,
bei denen die Differenz zwischen Vollast und Leerlast besonders groß
ist.

20 In den Figuren 2 und 3 sind zwei Ausführungsbeispiele für Bremsdruck-
regler dargestellt, mit denen ein Kennlinienfeld mit progressiv ver-
laufenden Kennlinienstrahlen erzeugt werden kann.

In Fig. 4 ist ein solches progressives Kennlinienfeld dargestellt,
wobei Ausgangsdruck p_2 sowie Eingangsdruck p_1 jeweils auf das Gewicht
25 G des Fahrzeuges bezogen ist und lediglich die beiden Grenzstrahlen
"Vollast" sowie "Leerlast + Fahrer" eingezeichnet sind.

Bei diesen beiden Bremsdruckreglern gemäß den Figuren 2 und 3 wirkt
die erste Kraftvorrichtung mit linearer Charakteristik, das heißt
die mechanische Federvorrichtung 10 mit dem ersten Kolben 6 zusammen,
30 wobei sie in den Ausführungsbeispielen als Druckfeder ausgebildet
ist und sich mit ihrem einen Ende an einem nicht näher bezifferten
Sprengring und mit ihrem anderen Ende am Boden des Kolbens 6 abstützt.

Die nichthydraulische zweite Kraftvorrichtung mit progressiver Charak-
teristik, nämlich die pneumatische Federvorrichtung 11 wirkt mit dem
35 zweiten Kolben 8 zusammen. Sie besitzt einen mit einem kompressiblen

gasförmigen Medium gefüllten und fahrzeugparameterabhängig, z. B. beladungsabhängig variablen Kompressionsraum. In diesen Ausführungsbeispielen ist der Kompressionsraum der pneumatischen Federvorrichtung 11 als im Reglergehäuse 1 integrierter Zylinderraum ausgebildet, mit
5 einem axial verschiebbaren ersten Zylinderboden 12, dessen axiale Stellung fahrzeugparameterabhängig, z. B. beladungsabhängig verstellbar ist, und mit einem axial verschiebbaren zweiten Zylinderboden, der kraftschlüssig mit einem der beiden Kolben verbunden ist. In den Ausführungsbeispielen gemäß den Figuren 2 und 3 wird dieser axial ver-
10 schiebbare zweite Zylinderboden des Kompressionsraumes durch den zweiten Kolben 8 selbst gebildet.

Durch bewußtes Verändern der Größe des Kompressionsraumes der pneumatischen Federvorrichtung 11 kann die wirksame Federkennlinie dieser Federvorrichtung gezielt verändert werden. In Fig. 2 ist diese Möglich-
15 keit schematisch durch ein Gestänge 18 angedeutet, mit dessen Hilfe der erste Zylinderboden 12 nach Bedarf axial weiter nach links oder nach rechts verschoben werden kann, wobei die Art der Verstellkraft für die Erfindung grundsätzlich ohne Bedeutung ist. Sie könnte zum Beispiel mechanisch oder elektrisch erfolgen, insbesondere mit einem
20 rückwirkungsfreien Antrieb über eine Spindel.

Der erste Zylinderboden 12 des Kompressionsraumes kann statt mechanisch oder elektromechanisch auch pneumatisch oder hydraulisch axial verschoben werden, wie dies beispielsweise in den Ausführungsbeispielen gemäß den Figuren 3 sowie 5 und 6 dargestellt ist. Bei diesen Aus-
25 führungen besitzt der Bremsdruckregler einen weiteren Druckeingang, nämlich einen Verstelleingang 19, über welchen zur Vergrößerung oder Verkleinerung des Kompressionsraumes 11, d. h. zur axialen Verschiebung des ersten Zylinderbodens 12 ein direkt oder indirekt auf diesen Zylinderboden einwirkende Druckmedium eingeleitet werden kann.

30 Im Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 3 wirkt das über den Verstelleingang 19 zugeführte Druckmedium über die Kolbenstange 28 direkt auf den ersten Zylinderboden 12 ein, und zwar gegen die Kraft einer an diesem Zylinderboden angreifenden Zugfedervorrichtung 29.

Um dem Bremsdruckregler ein gewünschtes fahrzeugbeladungsabhängiges
35 strahlenförmiges Kennlinienfeld zu geben, muß die Größe des Kompressions-

- 8 -

raumes 11, d. h. in den Ausführungsbeispielen der Abstand l_0 zwischen den diesen Kompressionsraum stirnseitig begrenzenden Zylinderböden in Abhängigkeit von der Fahrzeugbeladung verändert werden und zwar derart, daß bei Leerlast + Fahrer ein bestimmter Kleinstwert und bei
5 Vollast ein bestimmter Größtwert vorliegt.

Bei der im Ausführungsbeispiel gemäß Figur 3 dargestellten Ausführung wird zur Verstellung der axialen Stellung des ersten Zylinderbodens 12 ein Druckmedium verwendet, dessen Druck umgekehrt proportional der Gewichtskraft des Fahrzeuges, d. h. also der Fahrzeugbeladung ist, so
10 daß die auf die Stirnfläche F_5 des Kolbens 28 wirkende Verstellkraft bei Vollast kleiner als bei Leerlast + Fahrer ist.

Die in den Figuren 2 und 3 dargestellten hydraulischen Bremsdruckregler stimmen im wesentlichen überein. Lediglich um verschiedene denkbare Ausgestaltungsmöglichkeiten anzudeuten, ist im Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 3 abweichend von Fig. 2 der erste Kolben 6 als Stufenkolben ausgebildet und wird der erste Zylinderboden 12 in seiner axialen
15 Stellung nicht mechanisch, sondern hydraulisch verstellt.

Bei nichtbetätigter Bremse, d. h. wenn das Bremssystem drucklos ist, befinden sich die Kolben 6 und 8 sowie der erste Zylinderboden 12
20 in ihrer dargestellten Ausgangslage. Die als Druckfeder ausgebildete mechanische Federvorrichtung 10 mit linearer Charakteristik ist entspannt. Der zweite Kolben 8 ist axial so positioniert, daß ein im Kompressionsraum 11 beginnender Ausgleichskanal 20 geöffnet ist. Im Ausführungsbeispiel wird als kompressibles gasförmiges Medium Luft
25 verwendet; es ist daher in einfacher Weise möglich, den Ausgleichskanal 20 nach außen zu führen, so daß der zu diesem Zeitpunkt im Kompressionsraum 11 herrschende Anfangsdruck p_0 dem Atmosphärendruck entspricht.

Wenn aus irgendwelchen Gründen ein anderes kompressibles gasförmiges Medium Verwendung finden soll, muß der Ausgleichskanal in sinngemäßer
30 Weise zu einen entsprechenden Gasspeicher mit einem definierten Anfangsdruck führen.

Die axiale Stellung des ersten Zylinderbodens 12 ist entsprechend der Fahrzeugbeladung, z. B. also entsprechend dem Niveau der Hinter-



- 9 -

positioniert, und zwar wie oben bereits ausgeführt derart, daß der zwischen dem zweiten Kolben 8 und dem ersten Zylinderboden 12 gebildete Kompressionsraum 11 bei hoher Beladung groß und bei niedriger Beladung entsprechend klein ist.

- 5 Bei dieser Konstellation liegt das Ventilglied 71 des im ersten Kolben 6 angeordneten Regelventiles spielfrei an seinem Ventilsitz an, so daß die Ventilbohrung 72 verschlossen ist.

- Bei Betätigung des Bremspedals wird im Hauptbremszylinder des Fahrzeuges ein Druck aufgebaut, der als Eingangsdruck p_1 am Druckeingang
10 des Bremsdruckreglers wirksam wird und die der ersten Druckkammer 2 zugewandte Kolbenfläche F_1 des ersten Kolbens 6 beaufschlagt, wodurch dieser in X-Richtung, d. h. in der Zeichnung nach rechts ausgelenkt wird. Durch diese leichte Auslenkung des ersten Kolbens 6 wird das über das stangenförmige Kraftübertragungsglied 9 mit dem zweiten Kolben
15 8 gekoppelte Ventilglied 71 des Regelventiles von seinem Ventilsitz abgehoben, so daß das hydraulische Druckmedium durch die Ventilbohrung 72 hindurch in die zweite Druckkammer 4 strömen kann, in der sich ein Druck p_2 aufgebaut.

- Dieser Ausgangsdruck p_2 wirkt gleichzeitig auf den ersten Kolben 6
20 sowie auf den zweiten Kolben 8, wodurch einerseits der erste Kolben 6 etwas in X-Richtung zurückbewegt und andererseits der zweite Kolben 8 in X-Richtung ausgelenkt wird. Dabei legt sich das Ventilglied 71 des Regelventils wieder auf seinen Ventilsitz an und andererseits wird die im Kompressionsraum 11 mündende Öffnung des Ausgleichskanals
25 20 durch den zweiten Kolben verschlossen, wodurch der Kompressionsraum als pneumatische Federvorrichtung mit progressiver Charakteristik wirksam werden kann.

- Die Auslenkung der beiden sich grundsätzlich unabhängig voneinander bewegten Kolben 6 und 8 findet so lange statt, bis sich beide im Kräfte-
30 gleichgewicht befinden, bei dem das Regelventil 7 geschlossen ist und beide Kolben gleichweite Wege zurückgelegt haben. Dieser Gleichgewichtszustand wird durch die an den beiden Kolben 6 und 8 wirksamen Druck- und Federkräfte bestimmt.



- 10 -

Im stationären Gleichgewichtszustand des Bremsdruckreglers gilt:

$$1) \quad p_1 \cdot F_1 - p_2 \cdot F_2 - k \cdot X = 0 \quad \text{und}$$

$$2) \quad p_2 \cdot F_3 - p_i \cdot F_4 = 0$$

In diesen Gleichungen bedeuten:

- 5 p_1 Eingangsdruck des Bremsdruckreglers
 p_2 Ausgangsdruck des Bremsdruckreglers
 p_i Druck im Kompressionsraum 11 bei Kompression seines kompressiblen gasförmigen Mediums
 F_1 der ersten Druckkammer 2 zugewandte wirksame Kolbenfläche des
 10 F_2 der zweiten Druckkammer 4 zugewandte wirksame Kolbenfläche des ersten Kolbens 6
 F_3 der zweiten Druckkammer zugewandte wirksame Kolbenfläche des zweiten Kolbens 8
 15 F_4 dem Kompressionsraum 11 zugewandte wirksame Kolbenfläche des zweiten Kolbens 8 (zweiter Zylinderboden)
 k Federkonstante der mechanischen Federvorrichtung 10 und
 X Verschiebung des ersten Kolbens 6.

Sobald die Öffnung des im Kompressionsraum 11 mündenden Ausgleichs-
 20 kanals 20 durch den zweiten Kolben 8 verschlossen ist, wird das in diesem Raum befindliche gasförmige Medium bei einer weiteren Auslenkung des zweiten Kolbens 8 in X-Richtung komprimiert. Nimmt man für diese Kompression eine polytrope Zustandsänderung an, dann erfolgt die Kompression nach der Gleichung

$$25 \quad 3) \quad \frac{p_i}{p_0} = \left(\frac{V_0}{V_i} \right)^n, \text{ woraus sich ergibt}$$

$$p_i = p_0 \left(\frac{l_0}{l_0 - X} \right)^n$$

In dieser Gleichung bedeuten u. a.:



- 11 -

- p_0 Anfangsdruck, insbesondere Atmosphärendruck, im Kompressionsraum
 11 vor der Kompression
 V_0 Anfangsvolumen des Kompressionsraumes
 V_i Volumen des Kompressionsraumes 11 nach Kompression
 5 l_0 axiale Anfangslänge des Kompressionsraumes (Abstand des zweiten
 Kolbens 8 vom ersten Zylinderboden 12)
 n Polytropen-Exponent.

Aus den Gleichungen 1. und 2. ergibt sich unter Verwendung des Ausdrucks für p_i für den Bremsdruckregler letztlich folgende Gleichung:

$$10 \quad 4) p_1 \cdot F_1 - k \cdot l_0 \left(1 - \frac{p_0 \cdot F_4}{p_2 \cdot F_3} \right)^{1/n} - p_2 \cdot F_2 = 0.$$

Mit l_0 als variablem Parameter ergibt sich aus dieser Gleichung für
 den in den Figuren 2 und 3 dargestellten Bremsdruckregler ein Kenn-
 linienfeld wie es tendenziell in Fig. 4 dargestellt ist. Durch ent-
 sprechende, unter Umständen auch unterschiedliche Bemessung der
 15 verschiedenen Kolbenflächen F_1 bis F_4 (z. B. Stufenkolben und Stufen-
 zylinder), der Federkonstanten k der mechanischen Federvorrichtung
 10, und eventuell durch Verwendung eines Systemvordruckes $p_0 > p_{\text{Atmosphäre}}$
 - eventuell in Verbindung mit einer Federvorspannung - lassen sich
 alle möglichen gekrümmten Kennlinien mit der gezeichneten Krümmungs-
 20 tendenz sowie alle möglichen quasilinearen Kennlinien mit l_0 als
 Variationparameter erzielen. Selbstverständlich wird die Reglercharak-
 teristik auch durch den Polytropen Exponenten n , d. h. durch die Art
 des verwendeten kompressiblen gasförmigen Mediums beeinflusst. Wegen
 der progressiven Charakteristik der durch den Kompressionsraum 11
 25 gebildeten pneumatischen Federvorrichtung wächst der Weg des zweiten
 Kolbens 2 nicht linear mit dem Ausgangsdruck p_2 . Das hat wiederum
 zur Folge, daß der Ausgangsdruck p_2 eine nichtlineare Funktion des
 Eingangsdruckes p_1 ist. Je nach der Größe des Anfangsvolumens V_0 bzw.
 der axialen Anfangslänge l_0 des Kompressionsraumes 11 wird wegen der
 30 festen Wegebindung zwischen dem ersten Kolben 6 und dem zweiten Kolben
 8 das Verhältnis zwischen der linear wachsenden Federkraft $k \cdot x$ der
 mechanischen Federvorrichtung 10, die den ersten Kolben 6 beaufschlagt,
 und der progressiv wachsenden Druckkraft $p_1 \cdot F_4$ der pneumatischen
 Federvorrichtung 11 verändert, so daß l_0 die maßgebliche Größe für

die jeweilige Anfangssteigung des Ausgangsdruckes p_2 im Kennlinienfeld gemäß Fig. 4 ist. Wenn die Anfangslänge l_0 bzw. das Anfangsvolumen V_0 des Kompressionsraumes 11 - wie eingangs bereits erläutert - in Abhängigkeit von der Fahrzeugbeladung variiert wird, ergibt sich ein
5 strahlenförmiges Kennlinienfeld mit stetigen und nichtlinearen Kennlinienstrahlen sowie der Fahrzeugbeladung als variablen Parameter. Da der Verlauf, d. h. die Krümmung der Kennlinienstrahlen durch die Bemessung der verschiedenen Reglerkolben und Federvorrichtungen bestimmt werden kann, kann das Kennlinienfeld des Bremsdruckreglers der gewün-
10 schten idealen Bremskraftverteilung sehr genau angenähert werden.

Die axiale Verschiebung des ersten Zylinderbodens 12 zur Veränderung des Wertes V_0 bzw. l_0 wird zweckmäßigerweise bei nicht betätigter Bremse durchgeführt, wenn also der Ausgangsdruck $p_2 = 0$ ist und insbesondere der zweite Kolben 8 seine in den Figuren gezeigte Anfangs-
15 lage ($X = 0$) einnimmt, in dem die im Kompressionsraum 11 mündende Öffnung des Ausgleichskanals 20 noch geöffnet ist. Durch die dann vorliegende druckmäßige Verbindung zwischen dem Kompressionsraum 11 und der Kammer 30 wird eine rückwirkungsfreie Verstellung des ersten Zylinderbodens 12 ermöglicht. Es ist natürlich auch möglich, den ersten
20 Zylinderboden 12 während eines Bremsvorganges ($X > 0$) zu verstellen. Das ist jedoch mit einem höheren Kraftaufwand verbunden, so daß es dann ratsam ist, die Wegeübertragung auf den ersten Zylinderboden 12 selbsthemmend auszuführen.

Die Gleichungen 1 bis 4 wurden in erster Linie aufgestellt, um deutlich
25 zu machen, daß sich infolge der Verwendung der pneumatischen Federvorrichtung 11 mit progressiver Charakteristik zwischen dem Eingangsdruck p_1 und dem Ausgangsdruck p_2 eine stetige, jedoch nichtlineare Abhängigkeit ergibt. Die Gleichungen selbst gelten jedoch nur in erster Annäherung, da z. B. die wirksamen Flächen des Regelventils nicht weiter
30 berücksichtigt worden sind. Wie genauere Rechnungen zeigen, ist es zur Funktionsfähigkeit des Bremsdruckreglers jedoch erforderlich, daß die wirksame Fläche F_3 des zweiten Kolbens 8 (bzw. bei abgewandelten Ausführungen eine entsprechende Fläche) größer sein muß als die wirksame Ventilfläche des Regelventils 7, damit dieses - nachdem es
35 geöffnet hatte - wieder schließen kann.

In den Figuren 5 bis 7 sind demgegenüber drei Ausführungsbeispiele für Bremsdruckregler dargestellt, mit denen ein Kennlinienfeld mit degressiv verlaufenden Kennlinienstrahlen erzeugt werden kann, wobei eine bevorzugte Ausführung in Figur 7 gezeigt ist.

- 5 Ein mit diesen Bremsdruckreglern erzeugbares degressives Kennlinienfeld ist in Figur 8 dargestellt, wobei die voll ausgezogene Linie die bei "Vollast" geltende Kennlinie, die gestrichelte Linie die bei "Leerlast + Fahrer" geltende Kennlinie und die dazwischen befindlichen strichpunktierten Linien Kennlinien darstellen, welche für
10 zwischen Vollast und Leerlast liegende Belastungen des Fahrzeuges gelten.

- Bei diesen drei Ausführungsbeispielen greift - abweichend von den Ausführungsbeispielen gemäß den Figuren 2 und 3 - die nichthydraulische erste Kraftvorrichtung mit linearer Charakteristik, d. h. die
15 mechanische Federvorrichtung 10, nicht am ersten Kolben 6, sondern am zweiten Kolben 8 an und in entsprechender Weise beaufschlagt die nichthydraulische zweite Kraftvorrichtung mit progressiver Charakteristik, d. h. die pneumatische Federvorrichtung 11, statt den zweiten Kolben den ersten Kolben 6.

- 20 Ansonsten stimmen diese Bremsdruckregler jedoch in ihrem Aufbau und bezüglich ihrer Funktionsweise im wesentlichen mit denen der Figuren 2 und 3 überein.

- Gleiche Elemente sind daher mit den gleichen Bezugsziffern versehen. Ein grundsätzlicher Unterschied zu den Ausführungen gemäß den Figuren
25 2 und 3 besteht jedoch darin, daß die nichthydraulische erste Kraftvorrichtung mit linearer Charakteristik, d. h. die mechanische Federvorrichtung 10 den zweiten Kolben 8 und die nichthydraulische zweite Kraftvorrichtung mit progressiver Charakteristik, nämlich die pneumatische Federvorrichtung mit dem Kompressionsraum 11 den ersten Kolben
30 6 beaufschlagt. Auch hierbei ist der Kompressionsraum 11 der pneumatischen Federvorrichtung als Zylinderraum mit einem axial verschiebbaren ersten Zylinderboden 12 ausgebildet, dessen axiale Stellung fahrzeugparameterabhängig, insbesondere in Abhängigkeit von der Beladung des Fahrzeuges, verstellbar ist. Im Gegensatz zu den Ausführungen

- 14 -

gemäß den Figuren 2 und 3 wird der Zylinderraum auf der dem ersten Zylinderboden 12 axial gegenüberliegenden Seite nicht durch den zweiten Kolben 8 selbst, sondern durch einen axial verschiebbaren zweiten Zylinderboden 13 begrenzt, welcher kraftschlüssig mit dem ersten Kolben 6 verbunden ist. Zu diesem Zweck besitzt er einen vom Kompressionsraum 11 wegweisenden zylindrischen Fortsatz 14, der mit seinem freien Ende am ersten Kolben 6 anliegt und einen Führungszylinder 15 bildet, in dem der zweite Kolben 6 axial verschiebbar gelagert ist. In der zylindrischen Wandung des Fortsatzes 14 sind Durchbrüche 16 vorgesehen, über die eine ständige Verbindung zwischen der zweiten Druckkammer 4 und dem Druckausgang 5 gewährleistet ist.

Bei Betätigung des Bremspedals beaufschlagt der vom Hauptbremszylinder des Kraftfahrzeuges erzeugte und in der ersten Druckkammer 2 des Bremsdruckreglers wirksame Eingangsdruck p_1 den ersten Kolben 6, wodurch dieser in X-Richtung ausgelenkt wird. Hierdurch hebt das Ventilglied 71 des Regelventils 7 von seinem Ventilsitz ab, so daß die Ventilbohrung 72 frei wird und das hydraulische Druckmedium in die zweite Druckkammer 4 strömt, wodurch sich dort ein Ausgangsdruck p_2 aufbaut. Durch die Auslenkung des ersten Kolbens 6 in X-Richtung wird gleichzeitig auch der über seinen zylindrischen Fortsatz 14 an diesem anliegende zweite Zylinderboden 13 um die gleiche Wegstrecke in X-Richtung verschoben, wodurch die im Kompressionsraum 11 mündende Öffnung des Ausgleichskanals 20 verschlossen wird. Entsprechend der Verlagerung des zweiten Zylinderbodens 13 wird das Volumen des Kompressionsraumes 11 um den Faktor $(1_0 - X)$ verringert, wodurch sich der Druck in der Kompressionskammer entsprechend der Polytropen-Gleichung von seinem Anfangsdruck p_0 auf

$$p_i = p_0 \cdot \frac{V_0^n}{V_i^n}$$

$$= p_0 \cdot \frac{1_0^n}{1_0^n - X^n} \quad \text{erhöht.}$$

Der mit der Auslenkung des zweiten Zylinderbodens 13 progressiv ansteigende Druck übt auf den zweiten Zylinderboden eine progressiv ansteigende Gegenkraft $p_i \cdot F_4$ aus, wobei F_4 die wirksame Fläche des zweiten Zylinderbodens ist. Im Gegensatz zu den Ausführungsbeispielen



der Figuren 2 und 3 greift am ersten Kolben 6 also keine federbedingte lineare Gegenkraft, sondern eine federbedingte progressive Gegenkraft an.

Das Ventilglied 71 im ersten Kolben 6 steht über das stangenförmige Kraftübertragungsglied 9 mit dem zweiten Kolben 8, welcher im Führungszylinder 15 geführt wird, in fester Verbindung. Da der zweite Kolben 8 unter der Wirkung der auf ihn einwirkenden Druckkraft $p_2 \cdot F_3$ gegen die Kraft der mechanischen Federvorrichtung 10 ebenfalls in X-Richtung ausgelenkt wird, wird die Ventilbohrung 72 schließlich wieder durch das Ventilglied 71 verschlossen.

Im Gleichgewichtszustand sind beide Kolben 6 und 8 gleichweit ausgelenkt und das Regelventil 7 verschlossen. Für die beiden Kolben 6 und 8 gelten dann folgende Kräftegleichungen:

Kolben 6: 5) $p_1 \cdot F_1 - p_2 \cdot F_2 - p = 0$, wobei annähernd gilt

$$15 \quad p = p_1 \cdot F_4 - p_0 \cdot F_4 .$$

Unter Berücksichtigung, daß bei polytropen Zustandsänderung im Kompressionsraum 11

$$p = F_4 \left[p_0 \left(\frac{l_0}{l_0 - X} \right)^n - p_0 \right] \quad \text{ist,}$$

ergibt sich

$$20 \quad 6) \quad p_1 \cdot F_1 - p_2 \cdot F_2 - F_4 \left[p_0 \left(\frac{l_0}{l_0 - X} \right)^n - p_0 \right] = 0.$$

In entsprechender Weise gilt für den zweiten Kolben 8:

$$7) \quad p_2 \cdot F_3 - k \cdot X - p_2 \cdot F_3 = 0.$$

Da im Gleichgewichtszustand beide Kolben 6 und 8 gleichweit ausgelenkt sind, ist der Weg X in den Gleichungen 6 und 7 gleich groß. Daraus ergibt sich für den Zusammenhang zwischen Eingangsdruck p_1 und dem

Ausgangsdruck p_2 die Gleichung

$$8) \quad p_1 \cdot F_1 - p_2 \cdot F_2 - F_4 \left[p_0 \left(\frac{1}{1 - \frac{p_2 \cdot F_3 - p_0 \cdot F_3}{k \cdot l_0}} \right)^n - p_0 \right] = 0$$

Da der in Gleichung 8 beschriebene Bremsdruckregler technisch nur sinnvoll ist, wenn der Nenner des in runden Klammern stehenden Ausdrucks positiv ist, ergibt sich als größtmöglicher Ausgangsdruck des Bremsdruckreglers der Wert

$$p_{2 \max} = \frac{k \cdot l_0}{F_3} + p_0$$

Auch die Gleichungen 5 bis 8 gelten nur in erster Annäherung, da einige Vereinfachungen vorgenommen worden sind. Unter anderem wurde angenommen, daß der im Führungszylinder 15 herrschende Anfangsdruck p_0 auch beim Eintauchen des zweiten Kolbens 8 seinen Wert beibehält und dem Atmosphärendruck entspricht. Wenn die mechanische Federvorrichtung 10 eine große Federkonstante k besitzt, kann diese Annahme ohne weiteres als gültig angesehen werden. Falls die Federkonstante k jedoch vergleichsweise klein ist und deshalb das Produkt $k \cdot X$ nicht in jedem Falle viel größer ist als das Produkt $p_1 \cdot F_4$, muß dafür gesorgt werden, daß der Führungszylinder 15 eine Verbindung nach außen besitzt, oder aber die Reglercharakteristik ändert sich etwas. Falls eine solche Ausgleichsverbindung nicht vorgesehen ist - wie in den Figuren 5 und 6 -, dann ist es von Vorteil im Boden des zweiten Zylinderbodens 13 ein Rückschlagventil 21 anzuordnen, über welches bei nicht betätigter Bremse ein im Führungszylinder eventuell vorhandener Überdruck gegen den Kompressionsraum 11 abgebaut werden kann.

Durch entsprechende Bemessung der verschiedenen Reglerparameter läßt sich das Kennlinienfeld dieses Bremsdruckreglers innerhalb eines sehr weiten Bereiches festlegen, wobei die in Fig. 8 vergleichsweise stark gekrümmten Kennlinienstrahlen im Grenzfall quasilinear sind. Es ist daher mit dem erfindungsgemäßen Bremsdruckregler in einfacher Weise ein Kennlinienfeld zu erzielen, welches der idealen Bremskraftverteilung entsprechend Fig. 1 sehr nahe kommt.



Wie bei den Ausführungsbeispielen gemäß den Figuren 2 und 3 ist die Größe des Kompressionsraumes 11 variabel, insbesondere in Abhängigkeit von der Fahrzeugbelastung. Die axiale Anfangslänge l_0 dieses Raumes wird wiederum durch axiales Verschieben des ersten Zylinderbodens 12 eingestellt, der im gezeigten Ausführungsbeispiel über eine Koppelstange 23 mit einem innerhalb eines Hilfszylinders 31 angeordneten Hilfskolben 22 verbunden ist. Dieser wird innerhalb des Hilfszylinders 31 unter der Einwirkung eines über den Verstelleingang 19 zugeführten Druckmediums gegen die Wirkung einer Federvorrichtung 24 axial verschoben. Wenn der Druck im Hilfszylinder 31 der Fahrzeugbelastung proportional gemacht wird, wird der zweite Zylinderboden 12 axial jeweils so verschoben, daß die Größe von l_0 der jeweiligen Fahrzeugbelastung proportional ist.

Wie aus den Figuren 2 bis 6 leicht zu erkennen ist, ist der Regelvorgang jeweils mit einer Volumenvergrößerung des hydraulischen Druckmedium aufnehmenden Raumes verbunden. Dieser Volumenzuwachs beträgt

$$\Delta V = x \cdot F_3$$

und wird klein, wenn entweder der Verschiebeweg x oder aber die wirksame Fläche F_3 des zweiten Kolbens 8 kleingehalten wird. Generell wird der Verschiebeweg x um so kleiner, je kleiner einerseits die wirksame Fläche F_3 und je größer die Federkonstante k der mechanischen Federvorrichtung 10 gemacht wird; und generell wird der erreichbare höchste Ausgangsdruck p_2 um so größer, je größer die Federkonstante k und je kleiner die wirksame Fläche F_3 bemessen werden. Es ist daher von Vorteil, die Federkonstante k groß und die wirksame Fläche F_3 klein zu machen, wodurch der Bremsdruckregler so miniaturisiert wird, daß der "schädliche Hydraulikraum" $x \cdot F_3$ gegenüber den sowieso im Bremskreis vorhandenen Elastizitäten praktisch nicht mehr spürbar ist.

Im Ausführungsbeispiel gemäß Figur 7 ist ein in dieser Weise abgewandelter Bremsdruckregler dargestellt. Bei diesem ist der Innendurchmesser des Führungszylinders 15 in dem Bereich, in dem der zweite Kolben 8 gelagert ist, spürbar kleiner bemessen als der Durchmesser der den ersten Kolben 6 aufnehmenden ersten Druckkammer 2. Der "schädliche Hydraulikraum" $\Delta V = x \cdot F_3$ ist bei dieser Ausführungsvariante

somit vergleichsweise klein.

Wenn bei einer optimalen Bremsdruckreglerauslegung der Verschiebeweg x so klein wird, daß die im Kompressionsraum 11 mündende Öffnung des Ausgleichskanales 20 nicht mehr mit Sicherheit ausreichend geschlossen werden kann, dann ist es zweckmäßig, innerhalb dieses Ausgleichskanales z. B. ein elektromagnetisches Ventil o. ä. vorzusehen, wie dies im Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 6 angedeutet und mit 25 beziffert ist. Ein solches Ventil kann z. B. mit Schließen des üblichen Bremslichtkontaktes oder auch bei Überschreiten eines bestimmten, vergleichsweise geringen Druckes im Bremskreis betätigt werden. Der Vollständigkeit halber ist im Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 7 noch ein weiterer Ausgleichskanal 27 angedeutet, durch welchen der Führungszylinder 15 mit der Außenatmosphäre in Verbindung steht, so daß ein besonderes Rückschlagventil im zweiten Zylinderboden 13 - wie in den Figuren 5 und 6 - nicht erforderlich ist. Vorgesehen ist weiterhin ein zwischen dem Druckeingang 3 und dem Druckausgang 5 liegendes Rückschlagventil 26, durch welches gewährleistet ist, daß der Druck am Druckausgang 5 nie größer werden kann als am Druckeingang 3.

Wie im Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 6 gezeigt ist, ist es auch möglich, im Prinzip alle Dichtungen entfallen zu lassen, wenn die abzudichtenden Kolben, Kolbenstangen und Zylinderböden etc. in axial federnden Membranen 17 aufgehängt werden. Die Funktion dieses Bremsdruckreglers ist die gleich wie die des in Fig. 5 dargestellten Bremsdruckreglers. Bei dieser Ausführung ist das eingezeichnete Magnetventil 25 in jedem Falle erforderlich.

Nicht dargestellt ist in den einzelnen Figuren, daß es auch möglich ist, den Grund- oder Anfangsdruck p_0 des Kompressionsraumes 11 nicht unter einen bestimmten Wert absinken zu lassen, wodurch die Regelcharakteristik des Bremsdruckreglers sehr stark beeinflusst werden kann.

- 19 -

A N S P R Ü C H E

1. Hydraulischer Bremsdruckregler für die hydraulische Bremsanlage eines Kraftfahrzeuges, mit einem fahrzeugparameterabhängigen, strahlenförmigen Kennlinienfeld (Ausgangsdruck als Funktion des Eingangsdruckes),
5 dadurch gekennzeichnet, daß die einzelnen Kennlinienstrahlen nicht-linear und stetig verlaufen.
2. Hydraulischer Bremsdruckregler nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet, daß die Kennlinienstrahlen degressiv und stetig verlaufen.
- 10 3. Hydraulischer Bremsdruckregler nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet, daß die Kennlinienstrahlen progressiv und stetig verlaufen.
- 15 4. Hydraulischer Bremsdruckregler nach einem der Ansprüche 1 bis 3,
mit einer einen Druckeingang aufweisenden ersten Druckkammer
und einer einen Druckausgang aufweisenden zweiten Druckkammer,
die durch einen axial verschiebbaren ersten Kolben voneinander
getrennt sind, der ein Regelventil trägt, durch dessen Öffnen und
Schließen zwischen erster und zweiter Druckkammer eine druck- und
strömungsmäßige Verbindung für das hydraulische Druckmedium her-
20 stellbar und wieder unterbrechbar ist,



- 20 -

gekennzeichnet durch einen die zweite Druckkammer (4) axial begrenzenden, unabhängig vom ersten Kolben (6) axial verschiebbaren zweiten Kolben (8), der über ein Kraftübertragungsglied (9) derart mit dem Ventilglied (71) des Regelventils (7) gekoppelt ist, daß
5 das Öffnen und Schließen des Regelventils (7) vom axialen gegenseitigen Abstand der beiden Kolben (6, 8) abhängig ist, durch eine nichthydraulische erste Kraftvorrichtung (mechanische Feder-
vorrichtung 10) mit linearer Charakteristik und durch eine davon unabhängige nichthydraulische zweite Kraftvorrichtung (pneumatische
10 Federvorrichtung mit Kompressionsraum 11) mit einer fahrzeugparameterabhängig variablen progressiven Charakteristik, von denen die eine in einem dem Eingangsdruck (p_1) entgegenwirkenden Sinn am ersten Kolben (6) und die andere in gleicher Wirkrichtung am zweiten Kolben (8) angreift.

15 5. Hydraulischer Bremsdruckregler nach Anspruch 2 und 4, zur Zwischenschaltung zwischen den Hauptbremszylinder und die Radbremszylinder der Hinterachse,
dadurch gekennzeichnet, daß die nichthydraulische erste Kraftvorrichtung (10) am zweiten Kolben (8) und die nichthydraulische
20 zweite Kraftvorrichtung (11) am ersten Kolben (6) angreift.

6. Hydraulischer Bremsdruckregler nach Anspruch 3 und 4, zur Zwischenschaltung zwischen den Hauptbremszylinder und die Radbremszylinder der Vorderachse,
dadurch gekennzeichnet, daß die nichthydraulische erste Kraftvor-
25 richtung (10) am ersten Kolben (6) und die nichthydraulische zweite Kraftvorrichtung (11) am zweiten Kolben (8) angreift.

7. Hydraulischer Bremsdruckregler nach einem der Ansprüche 4 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß die nichthydraulische zweite Kraft-
vorrichtung als pneumatische Federvorrichtung mit einem mit einem
30 kompressiblen gasförmigen Medium gefüllten und fahrzeugparameterabhängig variablen Kompressionsraum (11) ausgebildet ist.

8. Hydraulischer Bremsdruckregler nach Anspruch 7,
dadurch gekennzeichnet, daß die Größe des Kompressionsraumes (11) der pneumatischen Federvorrichtung fahrzeugbeladungsabhängig



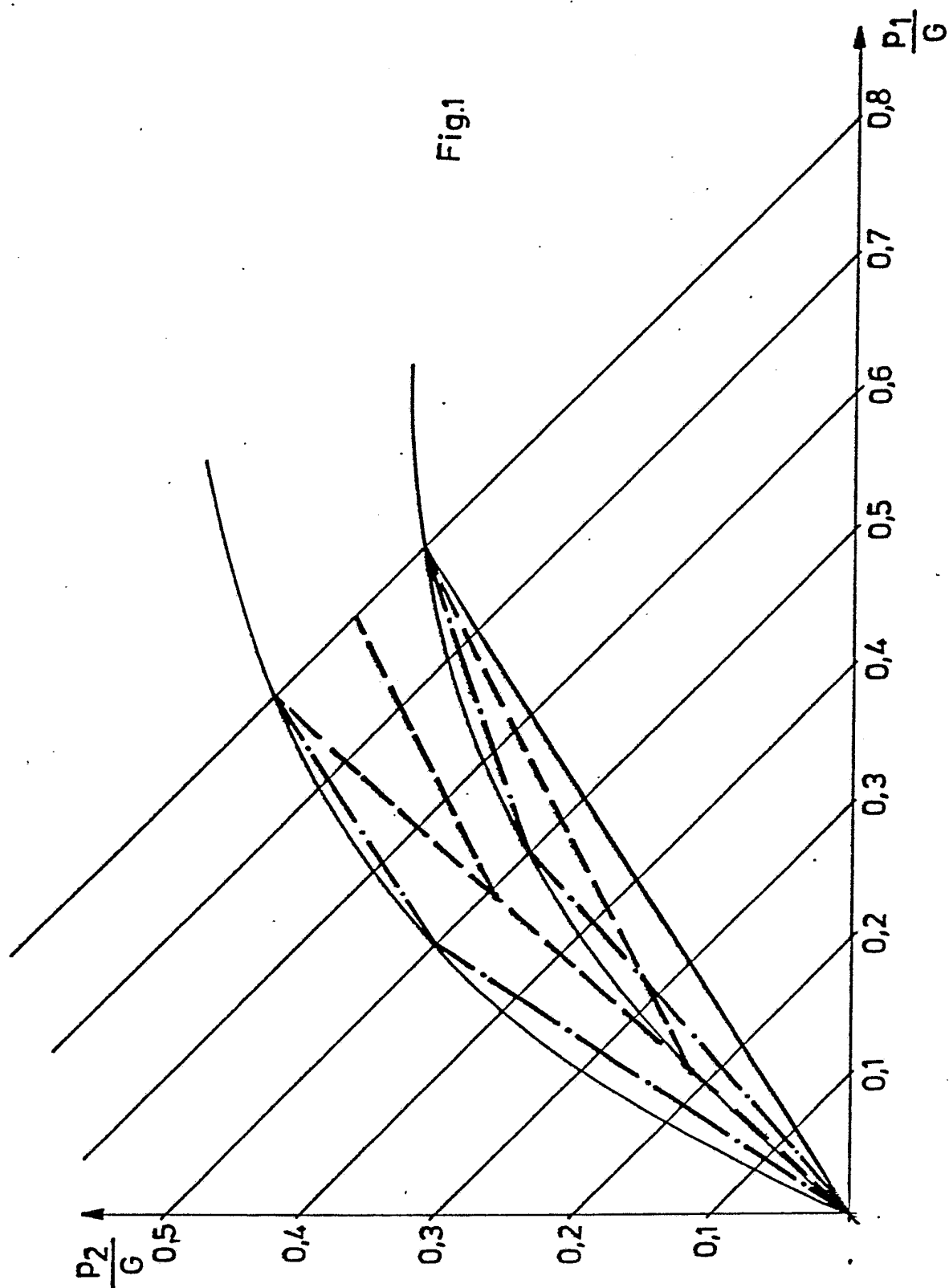
- 21 -

veränderbar ist, derart, daß bei Leerlast ein Kleinstwert und bei Vollast ein Größtwert vorliegt.

9. Hydraulischer Bremsdruckregler nach Anspruch 7 oder 8,
dadurch gekennzeichnet, daß der Kompressionsraum 11 als Zylinder-
raum ausgebildet ist, mit einem axial verschiebbaren ersten Zy-
linderboden (12), dessen axiale Stellung fahrzeugparameterabhängig
verstellbar ist, und mit einem axial verschiebbaren zweiten Zylind-
erboden (11 bzw. 13), der kraftschlüssig mit einem der beiden
Kolben (6, 8) verbunden ist.
10. 10. Hydraulischer Bremsdruckregler nach den Ansprüchen 5 und 9,
dadurch gekennzeichnet, daß der axial verschiebbare Zylinderboden
(13) einen vom Kompressionsraum (11) wegweisenden zylindrischen
Fortsatz (14) trägt, der stirnseitig am ersten Kolben (6) anliegt
und einen Führungszyylinder (15) für den zweiten Kolben (6) bildet,
wobei in der Wandung des zylindrischen Fortsatzes (14) Durchbrüche
(16) vorgesehen sind, über die eine ständige Verbindung zwischen
zweiter Druckkammer (4) und Druckausgang (5) gewährleistet ist.
11. Hydraulischer Bremsdruckregler nach Anspruch 10,
dadurch gekennzeichnet, daß der Innendurchmesser des Führungs-
zylinders (15) zumindest in dem Bereich, in dem der zweite Kolben
(8) gelagert ist, spürbar kleiner ist als der Durchmesser der
den ersten Kolben (6) aufnehmenden ersten Druckkammer (2).
12. Hydraulischer Bremsdruckregler nach Anspruch 6 und 9,
dadurch gekennzeichnet, daß der axial verschiebbare zweite Zylinder-
boden des Kompressionsraumes (11) durch den zweiten Kolben (8)
selbst gebildet wird.
13. Hydraulischer Bremsdruckregler nach einem der Ansprüche 4 bis 12,
dadurch gekennzeichnet, daß zumindest ein Teil der axial verschieb-
baren Kolben, Kolbenstangen und Zylinderböden etc. in axial fe-
dernden Membranen (17) aufgehängt sind, die neben ihrer Lager-
funktion gleichzeitig Dichtungs- bzw. Trennfunktionen übernehmen.



1/4



2/4

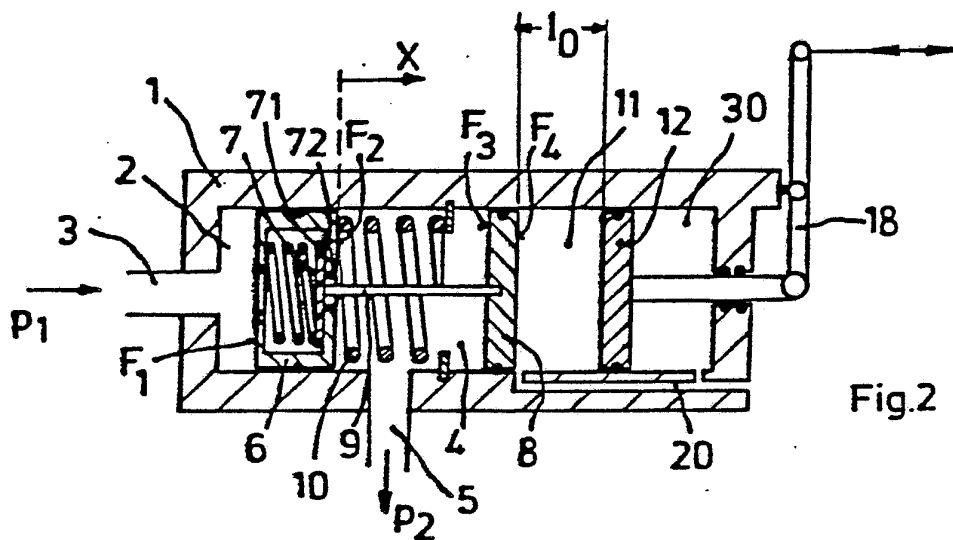


Fig.2

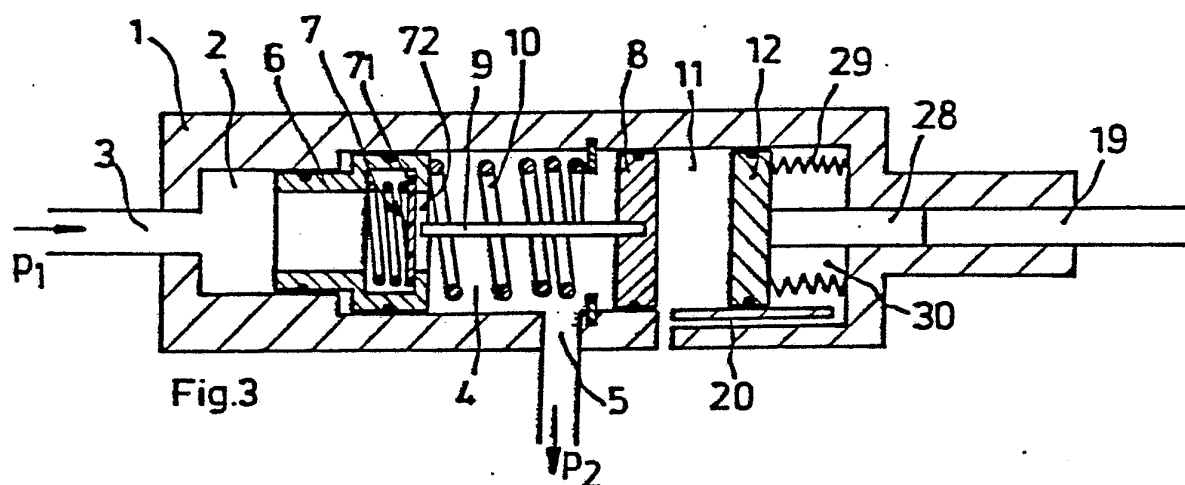


Fig.3

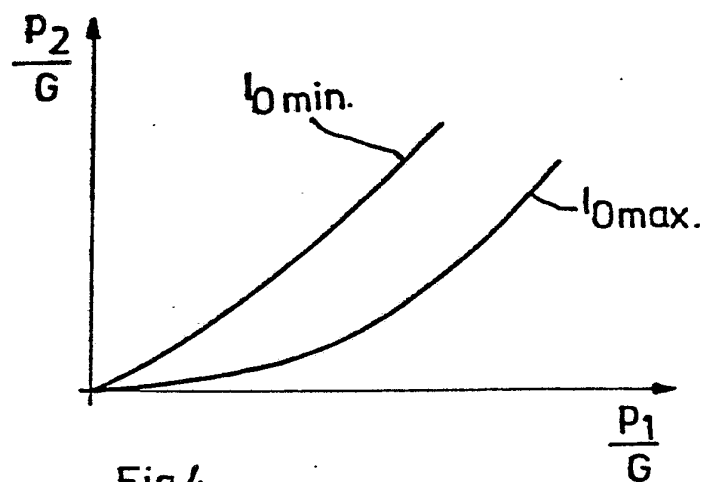


Fig.4

3/4
Fig.5

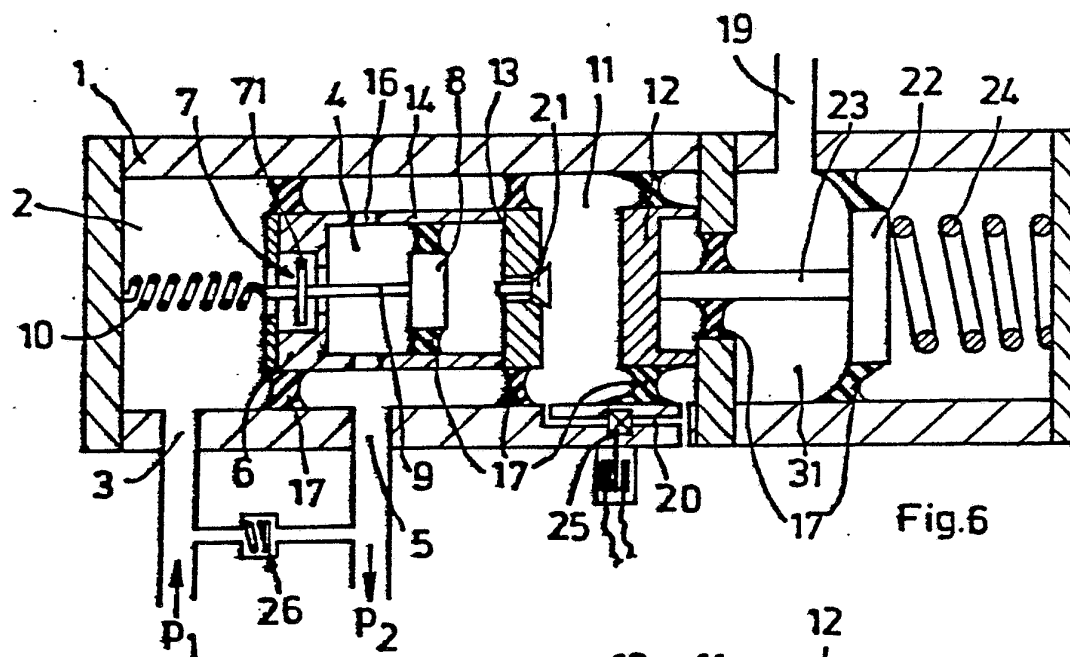
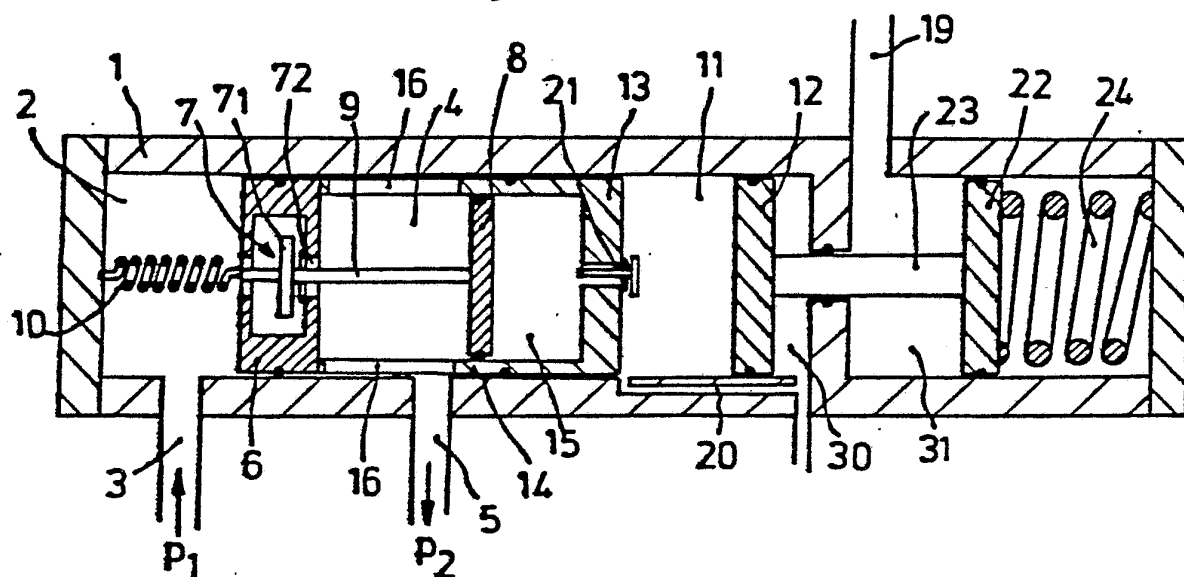


Fig.6

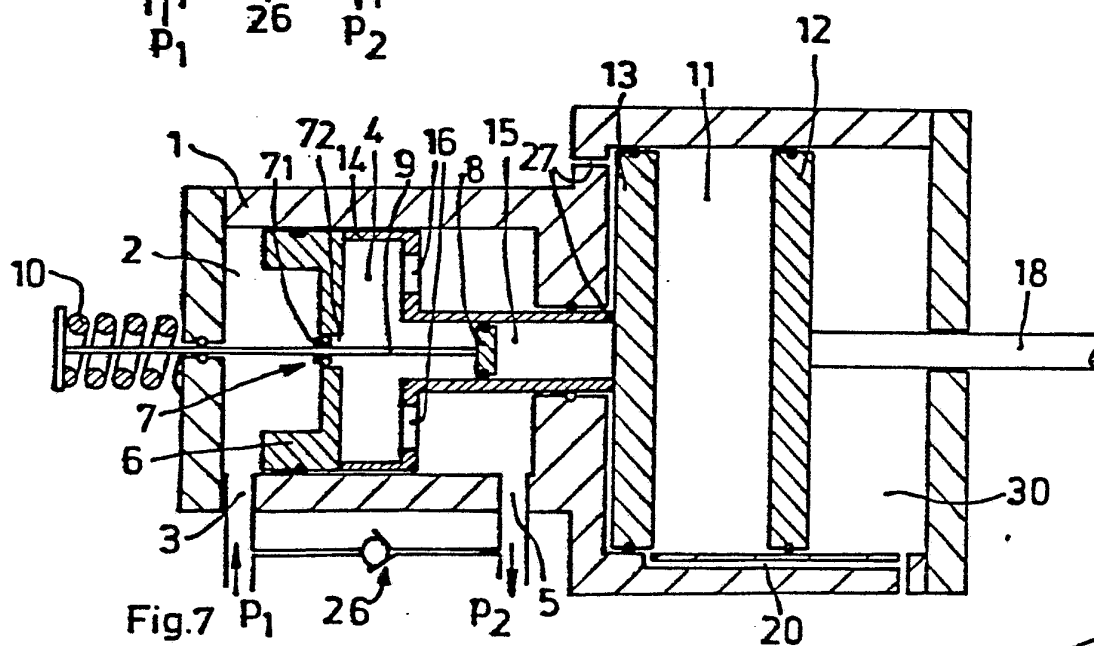


Fig.7

4/4

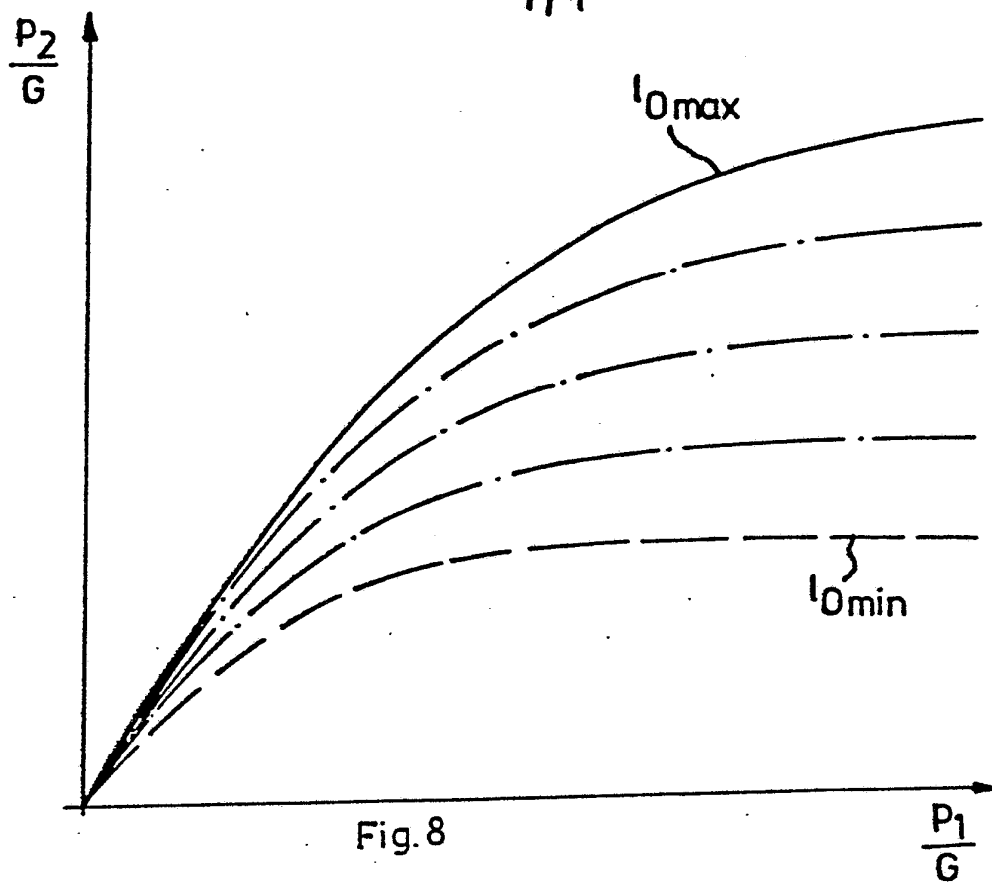


Fig. 8

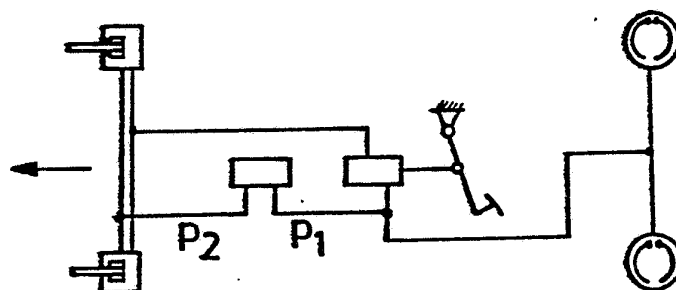


Fig. 9

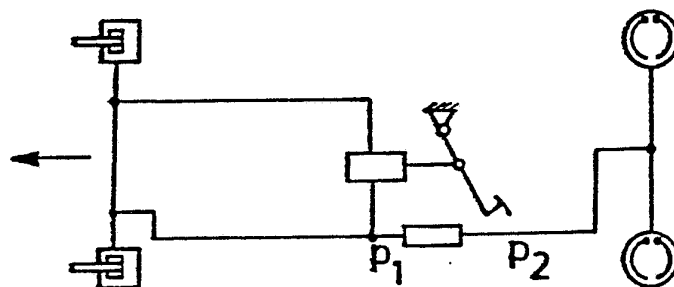


Fig. 10

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No PCT/EP 83/00156

I. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER (If several classification symbols apply, indicate all) ³ According to International Patent Classification (IPC) or to both National Classification and IPC Int. Cl. ³ : B 60 T 8/18																																
II. FIELDS SEARCHED Minimum Documentation Searched ⁴ <table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <th style="width: 25%; border-bottom: 1px solid black;">Classification System</th> <th style="border-bottom: 1px solid black;">Classification Symbols</th> </tr> <tr> <td style="padding: 5px;">Int. Cl.³</td> <td style="padding: 5px;">B 60 T 8/18; 8/26</td> </tr> </table> Documentation Searched other than Minimum Documentation to the Extent that such Documents are Included in the Fields Searched ⁵			Classification System	Classification Symbols	Int. Cl. ³	B 60 T 8/18; 8/26																										
Classification System	Classification Symbols																															
Int. Cl. ³	B 60 T 8/18; 8/26																															
III. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT ¹⁴ <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th style="width: 10%; border-bottom: 1px solid black;">Category *</th> <th style="border-bottom: 1px solid black;">Citation of Document, ¹⁶ with indication, where appropriate, of the relevant passages ¹⁷</th> <th style="border-bottom: 1px solid black;">Relevant to Claim No. ¹⁸</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td style="text-align: center; vertical-align: top;">X</td> <td>DE, A, 2853904 (BOSCH) 26 June 1980, see page 8, line 19 to page 9, line 16; figures 1-3</td> <td style="text-align: center; vertical-align: top;">1, 2</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center; vertical-align: top;">X</td> <td>GB, A, 773642 (TEVES) 01 May 1957, see page 2, lines 16 to 60; figures 1 to 3</td> <td style="text-align: center; vertical-align: top;">1-4</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center; vertical-align: top;">X</td> <td>US, A, 3741610 (H.C.HOLLAND) see column 6, line 15 to column 8, line 62; figures 1-6</td> <td style="text-align: center; vertical-align: top;">1, 2, 4</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center; vertical-align: top;">X</td> <td>US, A, 4221437 (DOERFLER) 09 September 1980, see column 4, lines 52-66; figures 1 and 7</td> <td style="text-align: center; vertical-align: top;">1, 2</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center; vertical-align: top;">A</td> <td>FR, A, 2351830 (WABCO WESTINGHOUSE) 16 December 1977</td> <td></td> </tr> <tr> <td style="text-align: center; vertical-align: top;">A</td> <td>DE, A, 2923018 (BOSCH) 18 December 1980; cited in the application</td> <td></td> </tr> <tr> <td style="text-align: center; vertical-align: top;">A</td> <td>DE, A, 2708941 (GRAUBREMSE) 07 September 1978; cited in the application</td> <td></td> </tr> <tr> <td style="text-align: center; vertical-align: top;">A</td> <td>DE, B, 1655003 (FERODO) 13 May 1971; cited in the application</td> <td></td> </tr> <tr> <td style="text-align: center; vertical-align: top;">A</td> <td>DE, A, 1780560 (TEVES) 03 February 1972; cited in the application</td> <td></td> </tr> </tbody> </table>			Category *	Citation of Document, ¹⁶ with indication, where appropriate, of the relevant passages ¹⁷	Relevant to Claim No. ¹⁸	X	DE, A, 2853904 (BOSCH) 26 June 1980, see page 8, line 19 to page 9, line 16; figures 1-3	1, 2	X	GB, A, 773642 (TEVES) 01 May 1957, see page 2, lines 16 to 60; figures 1 to 3	1-4	X	US, A, 3741610 (H.C.HOLLAND) see column 6, line 15 to column 8, line 62; figures 1-6	1, 2, 4	X	US, A, 4221437 (DOERFLER) 09 September 1980, see column 4, lines 52-66; figures 1 and 7	1, 2	A	FR, A, 2351830 (WABCO WESTINGHOUSE) 16 December 1977		A	DE, A, 2923018 (BOSCH) 18 December 1980; cited in the application		A	DE, A, 2708941 (GRAUBREMSE) 07 September 1978; cited in the application		A	DE, B, 1655003 (FERODO) 13 May 1971; cited in the application		A	DE, A, 1780560 (TEVES) 03 February 1972; cited in the application	
Category *	Citation of Document, ¹⁶ with indication, where appropriate, of the relevant passages ¹⁷	Relevant to Claim No. ¹⁸																														
X	DE, A, 2853904 (BOSCH) 26 June 1980, see page 8, line 19 to page 9, line 16; figures 1-3	1, 2																														
X	GB, A, 773642 (TEVES) 01 May 1957, see page 2, lines 16 to 60; figures 1 to 3	1-4																														
X	US, A, 3741610 (H.C.HOLLAND) see column 6, line 15 to column 8, line 62; figures 1-6	1, 2, 4																														
X	US, A, 4221437 (DOERFLER) 09 September 1980, see column 4, lines 52-66; figures 1 and 7	1, 2																														
A	FR, A, 2351830 (WABCO WESTINGHOUSE) 16 December 1977																															
A	DE, A, 2923018 (BOSCH) 18 December 1980; cited in the application																															
A	DE, A, 2708941 (GRAUBREMSE) 07 September 1978; cited in the application																															
A	DE, B, 1655003 (FERODO) 13 May 1971; cited in the application																															
A	DE, A, 1780560 (TEVES) 03 February 1972; cited in the application																															
* Special categories of cited documents: ¹⁵ "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance "E" earlier document but published on or after the international filing date "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified) "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed "T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art. "&" document member of the same patent family																																
IV. CERTIFICATION <table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 50%; border-bottom: 1px solid black; padding: 5px;">Date of the Actual Completion of the International Search ²</td> <td style="width: 50%; border-bottom: 1px solid black; padding: 5px;">Date of Mailing of this International Search Report ²</td> </tr> <tr> <td style="padding: 5px;">26 August 1983 (26.08.83)</td> <td style="padding: 5px;">20 September 1983 (20.09.83)</td> </tr> <tr> <td style="border-bottom: 1px solid black; padding: 5px;">International Searching Authority ¹</td> <td style="border-bottom: 1px solid black; padding: 5px;">Signature of Authorized Officer ²⁰</td> </tr> <tr> <td style="padding: 5px;">European Patent Office</td> <td></td> </tr> </table>			Date of the Actual Completion of the International Search ²	Date of Mailing of this International Search Report ²	26 August 1983 (26.08.83)	20 September 1983 (20.09.83)	International Searching Authority ¹	Signature of Authorized Officer ²⁰	European Patent Office																							
Date of the Actual Completion of the International Search ²	Date of Mailing of this International Search Report ²																															
26 August 1983 (26.08.83)	20 September 1983 (20.09.83)																															
International Searching Authority ¹	Signature of Authorized Officer ²⁰																															
European Patent Office																																

ANNEX TO THE INTERNATIONAL SEARCH REPORT ON

INTERNATIONAL APPLICATION NO. PCT/EP 83/00156 (SA 5294)

This Annex lists the patent family members relating to the patent documents cited in the above-mentioned international search report. The members are as contained in the European Patent Office EDP file on 14/09/83

The European Patent Office is in no way liable for these particulars which are merely given for the purpose of information.

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
DE-A- 2853904	26/06/80	None	
GB-A- 773642		None	
US-A- 3741610	26/06/73	None	
US-A- 4221437	09/09/80	None	
FR-A- 2351830	16/12/77	NL-A- 7704799	23/11/77
		DE-A- 2622746	24/11/77
		US-A- 4093316	06/06/78
		JP-A- 52143392	29/11/77
		GB-A- 1581594	17/12/80
		SE-B- 419732	24/08/81
		SE-A- 7705672	22/11/77
DE-A- 2923018	18/12/80	GB-A- 2052657	28/01/81
		FR-A- 2458434	02/01/81
DE-A- 2708941	07/09/78	FR-A,B 2382358	29/09/78
		GB-A- 1593713	22/07/81
DE-B- 1655003	13/05/71	GB-A- 1158999	23/07/69
DE-A- 1780560	03/02/72	None	

For more details about this annex :
see Official Journal of the European Patent Office, No. 12/82

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen **PCT/EP 83/00156**

I. KLASSEFIZIKATION DES ANMELDUNGSGEGENSTANDS (bei mehreren Klassifikationssymbolen sind alle anzugeben) ²		
Nach der internationalen Patentklassifikation (IPC) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPC Int.Kl.³: B 60 T 8/18		
II. RECHERCHIERTE SACHGEBIETE		
Recherchierter Mindestprüfstoff ⁴		
Klassifikationssystem	Klassifikationssymbole	
Int.Kl. ³	B 60 T 8/18; 8/26	
Recherchierte nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Sachgebiete fallen ⁵		
III. EINSCHLAGIGE VERÖFFENTLICHUNGEN ¹²		
Art [*]	Kennzeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der Maßgeblichen Teile ¹⁷	Betr. Anspruch Nr. ¹⁸
X	DE, A, 2853904 (BOSCH) 26. Juni 1980, siehe Seite 8, Zeile 19 bis Seite 9, Zeile 16; Figuren 1-3 --	1,2
X	GB, A, 773642 (TEVES) 1. Mai 1957, siehe Seite 2, Zeilen 16 bis 60; Figuren 1 bis 3 --	1-4
X	US, A, 3741610 (H.C. HOLLAND) siehe Spalte 6, Zeile 15 bis Spalte 8, Zeile 62; Figuren 1-6 --	1,2,4
X	US, A, 4221437 (DOERFLER) 9. September 1980, siehe Spalte 4, Zeilen 52-66; Figuren 1 und 7 --	1,2
A	FR, A, 2351830 (WABCO WESTINGHOUSE) 16. Dezember 1977	./.
¹⁵ Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen: "A" Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist "E" älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist "L" Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt) "O" Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht "P" Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist "T" Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist "X" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden "Y" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist "&" Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist		
IV. BESCHEINIGUNG		
Datum des Abschlusses der internationalen Recherche	Absendedatum des internationalen Recherchenberichts [*]	
26. August 1983	20 SEP. 1983	
Internationale Recherchenbehörde	Unterschrift des bevollmächtigten Beauftragten ¹⁹	
Europäisches Patentamt	G.L.M. KRUYDENBERG	

III. EINSCHLAGIGE VERÖFFENTLICHUNGEN (FORTSETZUNG VON BLATT 2)		
Art*	ennzeichnung der Verö fen lichung * soweit erf. rderlich nter Angabe der maßgeb i hen Teile ¹⁷	Bet Anspruch Nr ¹⁸
A	DE, A, 2923018 (BOSCH) 18. Dezember 1980 (In der Anmeldung erwähnt) --	
A	DE, A, 2708941 (GRAUBREMSE) 7. September 1978 (In der Anmeldung erwähnt) --	
A	DE, B, 1655003 (FERODO) 13. Mai 1971 (In der Anmeldung erwähnt) --	
A	DE, A, 1780560 (TEVES) 3. Februar 1972 (In der Anmeldung erwähnt) -----	

ANHANG ZUM INTERNATIONALEN RECHERCHENBERICHT ÜBER DIE

INTERNATIONALE PATENTANMELDUNG NR. PCT/EP 83/00156 (SA 5294)

In diesem Anhang sind die Mitglieder der Patentfamilien der im obengenannten internationalen Recherchenbericht angeführten Patentedokumente angegeben. Die Angaben über die Familienmitglieder entsprechen dem Stand der Datei des Europäischen Patentamts am 14/09/83

Diese Angaben dienen nur zur Unterrichtung und erfolgen ohne Gewähr.

Im Recherchenbericht angeführtes Patentedokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
DE-A- 2853904	26/06/80	Keine	
GB-A- 773642		Keine	
US-A- 3741610	26/06/73	Keine	
US-A- 4221437	09/09/80	Keine	
FR-A- 2351830	16/12/77	NL-A- 7704799	23/11/77
		DE-A- 2622746	24/11/77
		US-A- 4093316	06/06/78
		JP-A- 52143392	29/11/77
		GB-A- 1581594	17/12/80
		SE-B- 419732	24/08/81
		SE-A- 7705672	22/11/77
DE-A- 2923018	18/12/80	GB-A- 2052657	28/01/81
		FR-A- 2458434	02/01/81
DE-A- 2708941	07/09/78	FR-A,B 2382358	29/09/78
		GB-A- 1593713	22/07/81
DE-B- 1655003	13/05/71	GB-A- 1158999	23/07/69
DE-A- 1780560	03/02/72	Keine	

Für nähere Einzelheiten zu diesem Anhang :
siehe Amtsblatt des Europäischen Patentamts, Nr. 12/82