



(10) **DE 10 2005 055 751 B4** 2018.09.06

(12) **Patentschrift**

(21) Aktenzeichen: **10 2005 055 751.1**
(22) Anmeldetag: **21.11.2005**
(43) Offenlegungstag: **16.11.2006**
(45) Veröffentlichungstag
der Patenterteilung: **06.09.2018**

(51) Int Cl.: **B60T 13/66 (2006.01)**
B60T 7/06 (2006.01)

Innerhalb von neun Monaten nach Veröffentlichung der Patenterteilung kann nach § 59 Patentgesetz gegen das Patent Einspruch erhoben werden. Der Einspruch ist schriftlich zu erklären und zu begründen. Innerhalb der Einspruchsfrist ist eine Einspruchsgebühr in Höhe von 200 Euro zu entrichten (§ 6 Patentkostengesetz in Verbindung mit der Anlage zu § 2 Abs. 1 Patentkostengesetz).

(66) Innere Priorität:
20 2005 018 018.1 21.04.2005

(62) Teilung in:
10 2005 063 658.6

(73) Patentinhaber:
IPGATE AG, Pfäffikon, CH

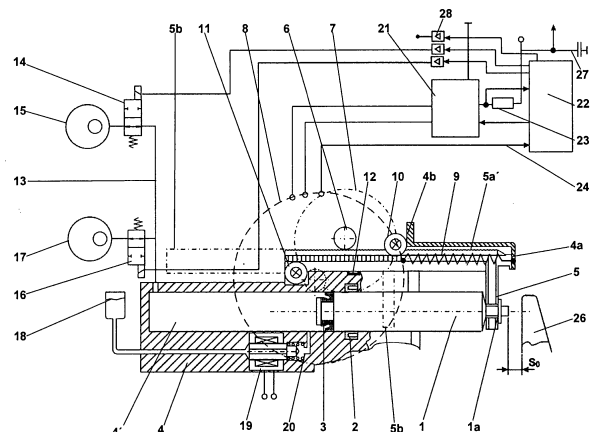
(74) Vertreter:
**Meissner Bolte Patentanwälte Rechtsanwälte
Partnerschaft mbB, 80538 München, DE**

(72) Erfinder:
**Leiber, Heinz, 71739 Oberriexingen, DE; Leiber,
Thomas, 81925 München, DE**

(56) Ermittelte Stand der Technik:
siehe Folgeseiten

(54) Bezeichnung: **Druckmodulatorsteuerung**

(57) Hauptanspruch: Bremsanlage, eine Betätigungseinrichtung und eine Steuer- und Regeleinrichtung aufweisend, wobei die Steuer- und Regeleinrichtung anhand der Bewegung und/oder Position der Betätigungseinrichtung mindestens eine elektromotorische Antriebsvorrichtung steuert, wobei die Antriebsvorrichtung einen Kolben (1) eines Kolben-Zylinder-Systems über eine nicht-hydraulische Getriebevorrichtung verstellbar, so dass sich in einem Arbeitsraum des Kolben-Zylinder-Systems ein Druck einstellt, wobei der Arbeitsraum über eine Druckleitung mit einer Radbremse in Verbindung ist, wobei zwischen einem Bremszylinder der Radbremse und dem Arbeitsraum des Kolben-Zylinder-Systems mindestens ein Ventil angeordnet ist, wobei die Steuer- und Regeleinrichtung das mindestens ein Ventil zum Druckab- oder Druckaufbau im Bremszylinder öffnet, dadurch gekennzeichnet, dass die Steuer- und Regeleinrichtung die Druckänderung in den Radbremsen durch Auswertung der Druckvolumenkennlinie der entsprechenden Radbremsen über den Kolbenweg oder den Strom des Elektromotors einregelt.



(56) Ermittelter Stand der Technik:

DE	195 03 137	C1
DE	195 43 583	C1
DE	29 48 088	A1
DE	41 14 734	A1
DE	42 29 041	A1
DE	42 29 042	A1
DE	44 45 975	A1
DE	101 16 755	A1
DE	32 41 662	A1
DE	33 42 552	A1
DE	34 40 972	A1
DE	37 23 916	A1
DE	39 14 401	A1
DE	42 39 386	A1
DE	100 57 557	A1
DE	103 18 401	A1
DE	195 00 544	A1
DE	197 50 977	A1
DE	199 36 433	A1
DE	199 39 950	A1
DE	71 13 779	U
US	6 315 371	B1
US	2003 / 0 160 503	A1
US	4 057 301	A
US	6 079 792	A
WO	2004/ 005 095	A1

Beschreibung

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft eine Bremsanlage, eine Betätigungseinrichtung, insbesondere ein Bremspedal, und eine Steuer- und Regeleinrichtung aufweisend, wobei die Steuer- und Regeleinrichtung anhand der Bewegung und/oder Position der Betätigungseinrichtung eine elektromotorische Antriebsvorrichtung steuert, wobei die Antriebsvorrichtung einen Kolben eines Kolben-Zylinder-Systems über eine nicht-hydraulische Getriebevorrichtung verstellt, so dass sich im Arbeitsraum des Zylinders ein Druck einstellt, wobei der Arbeitsraum über eine Druckleitung mit einer Radbremse in Verbindung ist.

Stand der Technik:

[0002] Moderne Bremsanlagen bestehen aus Bremskraftverstärkung, d. h. Umsetzung der Pedalkraft in ein entsprechendes verstärktes Bremsmoment an den Radbremsen und Bremskraftregelung über offene oder geschlossene Regel- und Steuerkreise. Als Übertragungsmittel zur Erzeugung des Bremsdruckes aus der Pedalkraft wird bis auf wenige Ausnahmen im PKW-Bereich die hydraulische Leitung eingesetzt.

[0003] Weit verbreitet ist eine Aufteilung in Baueinheiten zwischen Bremskraftverstärkung (BKV) oder Bremskraftsteuerung und Bremskraftregelung in einer Hydraulikeinheit (HE). Diese Konfiguration wird vorwiegend eingesetzt bei Systemen wie Antiblockiersystem (ABS), Antischlupfsystem (ASR), Elektronisches Stabilitätsprogramm (ESP) oder auch elektrohydraulischer Bremse (EHB).

[0004] Die Hydraulikeinheit (HE) besteht aus Magnetventilen, Mehrkolbenpumpen für 2-Kreis-Bremssysteme, Elektromotor zum Pumpenantrieb, hydraulischem Speicher und mehreren Druckgebern. Die Druckregelung erfolgt in der Weise, dass zur Bremsmomentreduzierung Druckmittel über Magnetventile aus den Radbremsen in einen Speicher abgelassen wird und von der Pumpe in den Hauptbremszylinder zurückgepumpt wird, was eine Pedalbewegung bewirkt. Sowohl Druckanstieg als auch -abfall wird über Magnetventile gesteuert, bei der teilweise Druckgeber für die Magnetventilsteuerng verwendet werden. Außer bei der EHB erfolgt die Bremskraftverstärkung mit dem Vakuum-BKV, welcher teilweise Schaltmittel und Sensoren beinhaltet zur sog. Bremsassistentenfunktion und auch zur Erkennung des sog. Ansteuerpunktes. Als Energiequelle für das Vakuum wird bei Ottomotoren der Verbrennungsmotor genutzt, der aber als Direkteinspritzer, insbesondere bei größerer Höhe, nur noch ein schwaches Vakuum liefert. Bei Dieselmotoren wird eine mechanische oder elektrisch angetriebene Vakuumpumpe eingesetzt. Neueste ESP-Systeme sind in der Lage, durch Schaltung der Magnetventile und Pumpe eine zusätzliche Bremskraftverstärkung oder bei Ausfall des BKV eine Bremskraftverstärkung mit größerer Zeitkonstante zu erzielen. Die Beschreibung dieser Systeme und Funktionen ist ausführlich im Bremsenhandbuch Vieweg Verlag, Ausgabe 2003, beschrieben.

[0005] Mitte der 1980er Jahre wurde von Teves das sog. Mark II und von Bosch das ABS3 eingesetzt, welche als integrierte Einheiten alle Komponenten für Bremskraftverstärkung und Regelung beinhalteten mit hydraulischem BKV, s. Kraftfahrtechnisches Handbuch Bosch 1986, 20. Auflage. Aus Kostengründen haben sich diese Systeme nicht durchgesetzt, bis auf die Anwendung bei Sonderschutzfahrzeugen. Dasselbe gilt für voll elektrische Bremssysteme, sog. EMB, mit E-Motoren an den Radbremsen, die intensiv in Verbindung mit dem 42-V-Bordnetz entwickelt wurden. Neben den Mehrkosten ist hier ein neues redundantes Bordnetz für die Energieversorgung notwendig, um im Fehlerfall die Bremsfähigkeit eines Bremskreises sicherzustellen.

[0006] Zur Gattung der EMB-Systeme zählt auch die Keilbremse mit elektromotorischem Antrieb. Hierfür ist ebenfalls ein redundantes Bordnetz trotz des geringeren Energiebedarfes notwendig. Die konstruktive Realisierung der Keilbremse, welche aus Hysteresegründen zusätzliche Rollen benötigt, welche eine Integration in den Bremssattel erfordern, ist im Augenblick nicht gelöst. Die Keilbremse mit ihren elektromotorischen Antrieben mit Sensoren muss den harten Umgebungsbedingungen (Staub, Wasser, hohe Temperaturen) standhalten.

[0007] Die Systeme für BKV und HE sind sehr weit entwickelt, insbesondere die Steuer- und Regelfunktionen für ABS bis ESP. Z. B. ist durch die druckgeführte Steuerung der Magnetventile eine sehr feine Dosierung des Bremsdruckes möglich, mit dem auch eine variable Bremskraftabstimmung EBV möglich ist. Die Druckabbau-geschwindigkeit ist noch nicht optimal, da sie stark nichtlinear ist. Außerdem wird bei einem μ -Sprung oder bei kleinem Reibbeiwert die Druckabbau-geschwindigkeit durch die relative geringe Pumpleistung bestimmt, was zu großen Regelabweichungen führt und damit einen Bremswegverlust zur Folge hat.

[0008] Ein gattungsgemäßes Bremssystem ist aus der DE 33 42 552 A1 bekannt. Bei diesem Bremssystem dient der Hauptbremszylinder zur Erzeugung eines pedalabhängigen Drucks, der als Führungsgröße für ei-

ne elektronische Steuer- und Regeleinrichtung dient, welche den Ausgangsdruck einer unmittelbar mit dem Bremskreis verbundenen elektrohydraulischen Servoeinrichtung auf einen durch die Führungsgröße bestimmten Wert regelt. Bei Ausfall der Regeleinrichtung oder der Servoeinrichtung selbst wird der Druck im Bremskreis vom Hauptzylinder erzeugt. Anstelle der im Normalbetrieb mittels des Hauptbremszylinders erzeugten Führungsgröße, ist es möglich, eine im Rahmen eines Antiblockiersystems oder im Rahmen einer Schlupfregelung der Antriebsregelung des Kraftfahrzeuges erzeugte Führungsgröße auf die elektronische Steuer- und Regeleinrichtung und somit auf die elektrohydraulische Servoeinrichtung einwirken lassen. Die Servoeinrichtung weist eine elektrisch betätigte hydraulische Kolben-Zylinder-Einheit auf, deren Arbeitsraum mit dem Bremskreis in Verbindung steht und deren Kolben mittels eines Elektromotors axial verstellbar ist. Die Drehbewegung des Elektromotors wird dabei über eine mit dem Kolben verbundene Spindel in eine Längsbewegung des Kolbens umgesetzt.

[0009] Aus WO2004/005095 A1 ist eine Bremsanlage vorbekannt, bei der ein Elektromotor über einen Spindeltrieb die Kolben eines Kolbenzylindersystems antreibt. Die Kolben sind dabei nicht mit der Spindel fest gekoppelt, so dass die maximale Kolbengeschwindigkeit beim Zurückfahren der Spindel und damit die maximale Druckabbaugeschwindigkeit von der Stärke der Druckfedern im Kolbenzylindersystem bestimmt ist. Der einzustellende Bremsdruck in den Radbremsen wird mittels eines Drucksensors ermittelt, wobei der Druck die Regelgröße der Bremsdruckregelung ist.

[0010] Die DE 3723916 A1 zeigt eine Bremsanlage mit einem hydraulischen Bremskraftverstärker, welcher neben der reinen Bremskraftverstärkung auch die ABS-Funktion realisiert. In der Druckleitung, welche das Kolbenzylindersystem und die jeweilige Radbremse verbindet ist jeweils nur ein Ventil angeordnet, welches zum Ändern des Druckes in der Radbremse geöffnet und zum Halten des Radbremsendruckes geschlossen ist. Auch bei dieser Bremsdruckregelung ist der Druck die Regelgröße.

[0011] Aus DE 195 00544 A1 ist ein elektronisch regelbares Bremsbetätigungssystem für blockiergeschützte Kraftfahrzeugbremsanlagen vorbekannt, bei dem mittels eines Bremspedals ein Hauptbremszylinder betätigbar ist. Mittels eines Sensors wird der Betätigungsweg des Bremspedals ermittelt, welcher eine Eingangsgröße für eine Steuereinheit darstellt, welche mehrere Bremsdruckgeber ansteuert, an welche die Fahrzeugbremsen direkt oder über Magnetventile mittels Hydraulikleitungen angeschlossen sind. Die Verbindung der Hydraulikleitungen zu dem Hauptbremszylinder ist durch eine Ventileinrichtung absperbar. Um eine Erhöhung der Funktionssicherheit, insbesondere bei einem elektrischen Defekt bzw. Ausfall der Fahrzeugelektronik zu erreichen, kann der Kolben des Hauptbremszylinders in der Rückfallebene direkt mittels des Bremspedals zum Druckaufbau in den Radbremsen verstellt werden, wobei hierzu die Ventileinrichtung geöffnet ist. Die Bremsdruckgeber weisen jeweils einen elektrischen Antrieb auf, welcher einen Kolben in einem Zylinder verstellt, so dass sich im Bremskreis ein Druck einstellt, welcher mittels eines Drucksensors ermittelt wird und der Steuereinheit als Eingangsgröße zugeführt wird. Der Druck ist auch bei dieser Bremsdruckregelung die Regelgröße. Eine ähnlich arbeitende Bremsanlage ist aus DE 4239386 A1 vorbekannt.

[0012] Aus DE 4445975 A1 ist eine Bremsanlage für Kraftfahrzeuge bekannt, bei der der Bremsdruck in einer Radbremse mittels eines elektromotorisch angetriebenen Kolbens eines Kolben-Zylinder-Systems eingeregelt wird, wobei auch bei dieser Bremsanlage ein Drucksensor zur Messung der Regelgröße vorgesehen ist. Zum Halten des Bremsdrucks in der Radbremse dient ein 2/2-Wegventil, mittels dem die Hydraulikleitung zwischen dem Kolben-Zylinder-System und der Radbremse absperbar ist.

[0013] DE 10318401 A1 offenbart eine motorgetriebene Fahrzeugbremsvorrichtung, bei der die Stellung des Bremspedals mittels eines Wegsensors ermittelt und an eine Steuereinheit übermittelt wird. Die Steuereinheit steuert in Abhängigkeit des Fahrzustandes und der Bremspedalstellung einen elektromotorischen Antrieb eines Kolben-Zylinder-Systems, welches zum Druckaufbau in den Bremskreisen dient. Eine mechanische Verbindung zwischen dem Kolben des Kolben-Zylinder-Systems und des Bremspedals ist nicht vorgesehen, so dass in der Rückfallebene kein Druck in den Radbremsen mittels des Bremspedals aufbaubar ist. Mittels den jeweiligen Radbremsen zugeordneten Ein- und Auslassventilen wird der Druck in den Radbremsen eingeregelt.

[0014] DE 19936433 A1 und DE 10057557 A1 offenbaren Bremsanlagen bei denen auf den von Bremspedal verstellbaren Kolben des Hauptbremszylinders mittels elektromagnetischer Antriebe eine unterstützende Kraft aufbringbar ist. Auch bei diesen Bremsanlagen ist der Druck im Hauptbremszylinder die Regelgröße des Bremsdruckregelvorganges.

[0015] Aus DE 42 29 041 A1 ist ein Bremssteuersystem für ein Fahrzeug bekannt, bei dem der Bremsdruck in Übereinstimmung mit einem Signal einer elektronischen Steuereinheit erzeugt wird, um den Bremsdruck

an die Fahrzeugräder weiterzuleiten. Dabei ist ein mechanisches Bremssystem vorgesehen, das automatisch betätigt wird, wenn ein unerwarteter elektrischer Fehler in einem elektrischen Bremssystem aufgetreten ist.

[0016] Aus DE 42 29 042 A1 ist eine Bremsbetätigungsverrichtung bekannt, mit einem an einem Bremsselement angebrachten Motor, einem Antriebskolben, welcher mit einer Umsetzeinrichtung zum Umsetzen einer Rotationsbewegung des Elektromotors in eine Linearbewegung verbunden ist, und einer Flüssigkeitskammer, welche zwischen dem Antriebskolben und einem Bremsbelag-Andrückkolben zum andrücken der Bremsbeläge gegen eine Brems Scheibe angeordnet ist, wobei vorzugsweise ein Durchmesser des Antriebskolbens kleiner als der des Bremsbelag-Andrückkolbens ist.

Aufgabe der Erfindung

[0017] Die vorliegende Erfindung hat die Aufgabe, ein neuartige Bremsanlage bereitzustellen, die klein und kompakt in ihren Abmessungen ist.

[0018] Diese Aufgabe wird vorteilhaft durch eine Bremsanlage mit den Merkmalen des Anspruchs 1 sowie durch ein entsprechendes Verfahren mit den Merkmalen des Anspruchs 23 gelöst. Weitere vorteilhafte Ausgestaltungen der Bremsanlage nach Anspruch 1 ergeben sich durch die Merkmale der Unteransprüche.

[0019] Das erfindungsgemäße Bremssystem zeichnet sich vorteilhaft dadurch aus, dass es die Bremskraftverstärkung und die Servoeinrichtung auf kleinsten Raum pro Bremskreis mittels lediglich einer Kolben-Zylinder-Einheit realisiert. Die Kolben-Zylinder-Einheit dient gleichsam für den Bremsdruckaufbau und Bremsdruckabbau, zur Realisierung der ABS- und Antischlupfregelung sowie bei Ausfall der Energieversorgung oder Fehlfunktion der Antriebsvorrichtung. Somit ergibt sich vorteilhaft eine kleine integrierte und kostengünstige Baueinheit für die Bremskraftverstärkung (BKV) und Regelung, womit eine Einsparung von Bauraum, Montagekosten und zusätzlichen hydraulischen und Vakuum-Verbindungsleitungen einhergeht. Zudem wirkt aufgrund der kurzen Baulänge, vorteilhaft z.B. der Federdom bei einem Frontcrash nicht auf den Hauptzylinder und das Pedalwerk ein.

[0020] Durch das vorteilhafte Vorsehen einer Sensorik sowie eines Wegsimulators, kann eine variable Pedalcharakteristik wie Brake-bywire-Funktion, d.h. Bremsdruckanstieg unabhängig von Pedalbetätigung frei variabel, auch unter Berücksichtigung der Bremswirkung des Generators bei rekuperierbaren Bremsen, eingeregelt werden.

[0021] Ferner erfolgt bei der entsprechenden Ausführung kein nachteiliges Durchfallen des Bremspedals bei Ausfall des Antriebs, da das Pedal direkt auf den Kolben des Systems wirkt. Vorteilhaft ergeben sich hierdurch gleichfalls geringere Pedalkräfte bei Ausfall der Energieversorgung, da die Kolben eine kleinere Wirkfläche haben als konventionelle Hauptbremszylinder. Dies ist möglich durch Trennung des Kolbenweges bei intakter und ausgefallener Verstärkung. Man spricht hier von einem Übersetzungssprung, der die Pedalkraft für dieselbe Bremswirkung um bis zu 40 % reduziert. Durch die Reduzierung des Gesamtaufwandes einschließlich der elektrischen Anschlüsse, ergibt sich zudem vorteilhaft eine Reduzierung der Ausfallrate.

[0022] Durch den elektromotorischen Antrieb ist weiterhin eine Verbesserung der ABS/ESP Regelung durch fein dosierte Drucksteuerung mit variablen Druckanstiegs- und insbesondere Druckabfallgeschwindigkeiten realisierbar. Auch ist eine Druckabsenkung unter 1 bar im Bereich des Vakuums für Funktion bei kleinsten Reibkraftbeiwerten, z. B. nassem Eis, möglich. Ebenso ist ein schneller Druckanstieg bei Bremsbeginn z.B. 0 - 100 bar in weniger als 50 ms erzielbar, was eine erhebliche Bremswegverkürzung zur Folge hat.

[0023] Durch das vorteilhafte Vorsehen eines 2/2-Wegeventils für die Bremskraftverstärkung, Halten des eingeregelt Bremsdrucks und die Regelfunktion benötigt die erfindungsgemäße Bremsanlage erheblich weniger Energie.

[0024] Die Ventile sind zusammen mit den Hydraulikleitungen mit einem möglichst kleinen Strömungswiderstand, d.h. großen Strömungsquerschnitten, auszubilden, damit vorteilhaft ein möglichst schneller und auch variabler Druckaufbau bzw. Druckabbau mittels des (der) Kolben-Zylinder-Systems(e) realisierbar ist, da dann insbesondere die Ventile und auch die Verbindungskanäle und Rohrleitung keine Drosselwirkung mehr aufweisen. Hierdurch ist gewährleistet, dass das Kolben-Zylinder-System alleine die Druckaufbau- bzw. Druckabbaugeschwindigkeit bestimmt.

[0025] Es ist ferner möglich, für jeden Bremskreis oder jede Radbremse ein eigenes Kolben-Zylinder-System mit jeweils dazugehörigem Antrieb vorzusehen. Ebenso ist es möglich, ein Kolben-Zylinder-System zu verwenden, bei dem zwei Kolben in einem Zylinder axial verschieblich angeordnet sind, wobei die Zylinder hydraulisch gekoppelt sind und lediglich ein Kolben mechanisch von der Antriebsvorrichtung elektromotorisch angetrieben ist.

[0026] Diese Ausführungen zeigen, dass das Konzept mit dem schnellen und variabel geregelten elektromotorischen Kolbenantrieb und dem Magnetventil mit der Auswertung des Druckes und Kennfeldes ein hohes Potenzial für den Regler darstellt, was zusätzliche Bremswegverkürzungen und Fahrstabilität ermöglicht.

[0027] Vorteilhaft sind druckausgeglichene Sitzventile oder Schieberventile mit geringer Temperaturabhängigkeit und kleiner Schaltzeit vorzusehen, damit kleinere Totzeiten erzielbar und somit kurze Taktzeiten erzielbar sind.

[0028] Die Bremsanlage ist ferner mit einem regelungstechnischen Verfahren derart anzusteuern, dass sich möglichst kurze Umschaltzeiten ergeben, d.h. möglichst schnell auf einen anderen Regelungskanal bzw. eine andere Radbremse umgeschaltet werden kann, um diese anzusteuern. Hierbei hat es sich als vorteilhaft herausgestellt, wenn bereits während des Einregelns eines Druckes für eine Radbremse bereits die Signale für die nächste einzustellende Radbremse ausgewertet werden, so dass nach Beenden des Regelungsvorganges für die erste Radbremse unmittelbar auf die andere Radbremse umgeschaltet werden kann.

[0029] Die Erfindung zeigt ein spezielles Verfahren zur Steuerung von konstanten und variablen Gradienten durch Auswertung der Druckvolumenkennlinie der entsprechenden Bremse über Kolbenweg, Strom oder Druck auf.

[0030] Ferner hat es sich als vorteilhaft herausgestellt, größere Bremsrohrdurchmesser sowie heizbare Bremsrohre vorzusehen.

[0031] Nachfolgend werden verschiedene Ausgestaltungen der erfindungsgemäßen Bremsanlage anhand von Zeichnungen näher erläutert.

[0032] Es zeigen:

Fig.1 : Eine erste Ausführungsform einer Bremsanlage mit einem Bremskreis für zwei Radbremsen;

Fig. 2: eine zweite Ausführungsform der Bremsanlage mit zwei Kolben-Zylinder-Systemen für zwei Bremskreise für jeweils zwei Radbremsen;

Fig. 3: einen Wegsimulator für das erfindungsgemäße Bremssystem;

Fig. 4: ein dritte Ausführungsform einer Bremsanlage, wobei das Kolben-Zylinder-System einen Zylinder und zwei Kolben aufweist;

Fig. 5: prinzipieller Aufbau der erfindungsgemäßen Bremsanlage;

Fig. 6: Druckverlauf beim Druckabbau von einem Niveau P_0 , welches z.B. der Blockiergrenze von trockener Straße entspricht für konventionelle und erfindungsgemäße Bremsanlage;

Fig. 7: Druckabbau und Druckaufbau bei hohem und bei niedrigem μ für konventionelle Bremsanlage

Fig. 7a: Druckabbau und Druckaufbau bei hohem und bei niedrigem μ für erfindungsgemäße Bremsanlage

Fig. 8: zeitlichen Verlauf von Radgeschwindigkeit und Druck bei konventioneller und bei der erfindungsgemäßen Bremsanlage;

Fig. 9 bis Fig. 10a: Druckverläufe und Ventilstellungen bei Druckabbau;

Fig. 11: zeitlicher Ablauf mehrerer Regelzyklen.

[0033] Die **Fig. 1** zeigt einen Ausschnitt aus der integrierten Einheit, die für die Druckerzeugung bzw. Bremskraftverstärkung zuständig ist. Hierbei wird der Kolben **1** mit den üblichen Dichtungen **2** und **3** im Zylindergehäuse **4** parallel zum Kolben über eine speziell gestaltete Zahnstange **5a** bewegt. Die Dichtung **2** ist so konzipiert, dass sie auch bei Unterdruck in der Kolbenkammer **4'** abdichtet. Diese Zahnstange **5a** überträgt die Kraft auf das vordere ballige Ende des Kolbens **1**. Dieser hat an dieser Stelle einen Bundbolzen **1a**, über den die Zahnstange **5a** mit Rückstellfeder **9** den Kolben in die Ausgangsstellung bringt. Hier liegt die Zahnstange am Zylindergehäuse **4a** an. Diese außenliegende Feder hat den Vorteil, dass der Zylinder kurz baut und wenig

Totraum hat, was für die Entlüftung vorteilhaft ist. Die Zahnstange hat wegen der Querkräfte eine Lagerung in den Rollen **10** und **11** mit Gleitstück **12**. Die **Fig. 1** zeigt deutlich, dass die parallele Anordnung der Zahnstange zum Kolben eine kurze Baulänge bewirkt. Die Baueinheit muss sehr kurz bauen, um außerhalb der Crashzone zu sein. Die Zahnstange ist dazu insbesondere mittels eines sehr biegesteifen H-Profil auszubilden. Die Anordnung der Rollen ist so gewählt, dass die Zahnstange in der Endstellung **5b** (gestrichelt dargestellt) mit der größten Biegekraft durch die versetzt angreifende Druckkraft eine relativ kleine Biegelänge hat. Die Zahnstange wird über Zahnprofil **5a'** und Zahnrad **6** über das Getrieberad **7** vom Ritzel des Motors **8** angetrieben. Dieser Motor mit kleiner Zeitkonstante ist vorzugsweise ein bürstenloser Motor als Glockenläufer mit eisenloser Wicklung oder vorzugsweise ein Motor entsprechend der PCT-Patentanmeldungen PCT/EP2005/002440 und PCT/EP2005/002441. Dieser wird von den Endstufen **21** vorzugsweise über drei Stränge von einem Microcontroller (MC) **22** gesteuert. Hierfür misst ein Shunt **23** den Strom und ein Sensorsignal **24** und gibt die Position des Rotors und über entsprechende Zähler die Position des Kolbens an. Die Strom- und Positionsmessung wird neben der Motorsteuerung zur indirekten Druckmessung genutzt, da das Motormoment proportional zur Druckkraft ist. Hierfür muss im Fahrzeug bei Inbetriebnahme und auch während des Betriebs ein Kennfeld angelegt werden, in dem den verschiedenen Stromstärken die Position des Kolbens zugeordnet wird. Im Betrieb wird dann entsprechend der später beschriebenen Verstärkerkennlinie eine Position des Kolbens angefahren, die entsprechend dem Kennfeld einem bestimmten Druck entspricht. Stimmen Position und Motormoment nicht ganz überein, z. B. durch Temperatureinfluss, so wird das Kennfeld im Betrieb adaptiert. Dadurch wird das Kennfeld laufend adaptiert. Das Ausgangskennfeld wird gebildet aus vorzugsweise Druck-Volumen-Kennlinie der Radbremse, Motorkennwert, Getriebewirkungsgrad und Fahrzeugverzögerung. Mit letzterer kann eine pedalkraftproportionale Fahrzeugverzögerung erreicht werden, damit sich der Fahrer nicht auf unterschiedliche Bremswirkungen einstellen muss.

[0034] Der Kolben **1** erzeugt in der Leitung **13** einen entsprechenden Druck, der über das 2/2-Magnetventil (MV) **14** zur Radbremse **15** bzw. über Magnetventil MV **16** zur Radbremse **17** gelangt. Diese vorbeschriebene Anordnung hat mehrere Vorteile. Anstelle der zwei kostengünstigen kleinen Magnetventile könnte eine weitere Kolben-Motoreinheit eingesetzt werden wie sie in **Fig. 4** dargestellt ist. Dies bedeutet jedoch erheblich mehr Kosten, Gewicht und Bauraum.

[0035] Es genügt, für jeden Bremskreis eine Kolben-Motoreinheit einzusetzen.

[0036] Der zweite Vorteil ist der sehr kleine Energiebedarf und auch die Auslegung des Motors nur für Impulsbetrieb. Dieser wird erreicht, indem bei Erreichen des Sollwertes des Druckes bzw. Motormoments die Magnetventile geschlossen werden und der Motor anschließend nur noch mit geringer Stromstärke betrieben wird, bis vom Bremspedal ein neuer Sollwert vorgegeben wird. Damit wird der Energiebedarf bzw. die mittlere Leistung extrem klein. Z.B. würde bei einer herkömmlichen Auslegung bei einer Vollbremsung aus 100 km/h der Motor **3** einen hohen Strom aufnehmen. Entsprechend der Erfindung benötigt der Motor für den Kolbenweg nur ca. 0,05 s Strom, was 1,7 % ausmacht. Wenn die Werte auf die Leistung bezogen werden, so würde im herkömmlichen Fall das Bordnetz mit >1000 W über mindestens 3s belastet und beim vorgeschlagenen Impulsbetrieb nur ca. 50 W mittlerer Leistung. Eine noch größere Energieeinsparung ergibt sich bei einer Vollbremsung aus 250 km/h mit Bremszeiten bis zu 10 s auf trockener Straße. Zur Entlastung der Impulsbelastung des Bordnetzes kann hier ein Speicherkondensator **27** in der Stromversorgung verwendet werden, der auch entsprechend der Linie mit Pfeil für die weiteren Elektromotoren verwendet werden kann.

[0037] In der Druckleitung **13** können vor oder nach dem Magnetventil Druckgeber eingesetzt werden, welche nicht dargestellt sind, da diese dem Stand der Technik entsprechen.

[0038] Der Kolben **1** wird über das Schnüffelloch mit Flüssigkeit aus dem Vorratsbehälter **18** versorgt. In dieser Leitung ist ein Magnetventil **19** eingeschaltet. Erfolgt eine schnelle Kolbenbewegung zur Druckreduzierung, so könnte die Dichtung **3** insbesondere bei kleinen Drücken Flüssigkeit aus dem Vorratsbehälter nachschnüffeln, was bekannter Weise nachteilig ist. Hierzu wird das Niederdruck-Magnetventil **19** eingeschaltet und die Verbindung zum Vorratsbehälter unterbrochen. Mit dieser Schaltung kann auch Unterdruck in den Radkreisen **15/17** erzielt werden, was der Radregelung bei sehr kleinen Reibbeiwerten z. B. auf nassem Eis zugute kommt, da in der Radbremse kein Bremsmoment erzeugt wird. Andererseits kann das Nachschnüffeln bei Dampfblasenbildung bewusst genutzt werden, bei der der Kolben bereits am Anschlag ist ohne dass der entsprechende Druck erreicht ist. Hierbei werden die Kolben mit den Magnetventilen entsprechend gesteuert, so dass der oszillierende Kolben Druck aufbaut. Beim Verzicht auf diese Funktion kann an Stelle des Magnetventils **19** eine schnüffelfeste Dichtung **3** eingesetzt werden.

[0039] Die Magnetventile **14**, **16**, **19** werden über Endstufen **28** vom Microcontroller **22** gesteuert.

[0040] Bei Ausfall der Energieversorgung oder des Elektromotors wird der Kolben von einem Hebel **26** der Betätigungseinrichtung bewegt. Zwischen diesem und dem Kolben ist ein Spiel eingebaut, das verhindert, dass bei schneller Pedalbetätigung der Hebel auf den Kolben auftrifft, bevor der Motor den Kolben bewegt.

[0041] Die Regelfunktion bezüglich Radgeschwindigkeit und Raddruck bei ABS / ASR oder Gierrate und Raddruck bei ESP wurde in verschiedenen Publikationen dargestellt, so dass auf eine erneute Beschreibung verzichtet wird.

[0042] In einer Tabelle sollen die wesentlichen Funktionen des neuen Systems gezeigt werden:

		Druck		Druck	
Funktionen	Elektromotor	Radbremse 15	Magnetventil 14	Radbremse 17	Magnetventil 15
BKV	Ein	Aufbau	0	Aufbau	0
	teilbestromt	P = konstant	1	P = konstant	1
	teilbestromt	Abbau	0	Abbau	0
Bremsregelung	Ein	Aufbau	0	Aufbau	0
	teilbestromt	P = konstant	1	P = konstant	0
	Ein	Aufbau	0	P = konstant	1
	teilbestromt	Abbau	0	P = konstant	1
	teilbestromt	Abbau	0	Abbau	0

[0043] Die Höhe der Teilbestromung richtet sich nach der von dem BKV oder der Bremsregelung gewünschten Druckanstiegs- oder Abbaugeschwindigkeit. Entscheidend ist hierfür eine extrem kleine Zeitkonstante des Elektromotors, d. h. ein zeitlich schneller Momentanstieg und Momentreduzierung über kleine bewegliche Massen des gesamten Antriebs, da die Kolbengeschwindigkeit die Druckänderungsgeschwindigkeit bestimmt. Zusätzlich ist für eine Bremsregelung eine schnelle und genaue Positionsregelung der Kolben notwendig. Bei der schnellen Momentenreduzierung wirkt zusätzlich die von den Bremssattel herrührende Druckkraft unterstützend, welche aber bei kleinen Drücken gering ist. Aber gerade hier soll auch die Druckabfallgeschwindigkeit groß sein, um große Regelabweichungen von der Radgeschwindigkeit auf z. B. Eis zu vermeiden.

[0044] Bei diesem Konzept besteht ein entscheidender Vorteil gegenüber der herkömmlichen Drucksteuerung über Magnetventile, da die Kolbengeschwindigkeit die Druckänderungsgeschwindigkeit bestimmt. Z. B. ist bei kleinem Differenzdruck am Druckabbau bestimmenden Auslassventil der Durchfluss und damit die Druckabsenkungsgeschwindigkeit gering. Die Kolbeneinheit kann wie bereits erwähnt für jedes Rad getrennt mit und ohne Magnetventil eingesetzt werden. Um die Vorteile des geringen Energieverbrauches zu nutzen, müsste der Elektromotor mit einer schnellen elektromagnetischen Bremse erweitert werden, welche aber aufwändiger ist. Die gezeigte Ausführung mit einer Kolbeneinheit und zwei Magnetventilen ist vom Bauraum und den Kosten her zu bevorzugen. Regelungstechnisch gilt jedoch hier die Einschränkung, dass bei einem Druckabbau an einem Rad das andere Rad keinen Druck aufbauen kann. Da jedoch die Druckabbauzeit ca. < 10 % der Druckaufbauzeit im Regelzyklus beträgt, ist diese Einschränkung ohne nennenswerten Nachteil. Die Regelalgorithmen müssen entsprechend angepasst werden z.B. muss nach einer Phase konstanten Drucks von Öffnung des Magnetventils der Elektromotor mit einem Strom erregt werden, dem der passende Druck in der Radbremse gemäß der BKV-Kennlinie zugeordnet ist oder z.B. 20% höher ist als der vorausgegangene Blockierdruck im Regelzyklus. Alternativ kann z.B. auch während der Regelung ein adaptives Druckniveau eingesteuert werden, welches 20 % höher liegt als der höchste Blockierdruck der Achse oder des Fahrzeugs. Als Blockierdruck gilt der Druck, bei dem das Rad instabil in größerem Schlupf läuft.

[0045] Das Konzept bietet zusätzlich regelungstechnisch neue Möglichkeiten zur Druckabsenkung. Regelungstechnisch gilt, dass die Druckabsenkung und Bremsmomentreduzierung im wesentlichen proportional zur Drehbeschleunigung des Rades, der Hysterese der Dichtung und umgekehrt proportional zum Trägheitsmoment des Rades sind. Aus diesen Werten kann jeweils der Betrag der erforderlichen Druckabsenkung berechnet werden und der Kolben kann bei geschlossenen MV bereits das entsprechende Volumen unter Berücksichtigung des beschriebenen Kennfeldes bereitstellen. Wenn dann das MV öffnet, erfolgt eine sehr schnelle Druckabsenkung praktisch in das Vakuum. Hierbei wird zugrunde gelegt, dass das MV durch entsprechende Öffnungsquerschnitte im Gegensatz zu heutigen Lösungen eine kleinere Drosselwirkung besitzt. Hierbei kann

der Druckabbau schneller als bei konventionellen Lösungen über ein speziell bereitgestelltes Kammervolumen entsprechend der Druckvolumenkennlinie erfolgen. Alternativ ist eine Druckabsenkung in ein Kammervolumen, welches geringfügig größer als der notwendige Druckabbau ist, möglich, z.B. durch entsprechende Verstellgeschwindigkeit des Kolbens. Zur genauen Regelung des Druckabbaus ist hier eine sehr kleine Schaltzeit zum Schließen des Magnetventils notwendig, was vorzugsweise durch Vorerregung und/oder Übererregung gelöst werden kann. Außerdem ist es für Spezialfälle der Regelung vorteilhaft, Magnetanker des 2/2 Magnetventils über bekannte PWM-Verfahren in eine Zwischenstellung zu bringen, um eine Drosselwirkung zu erzeugen.

[0046] Der sehr schnelle Druckabbau kann möglicherweise Druckschwingungen erzeugen, die auf das Rad zurückwirken. Um diese schädliche Wirkung zu vermeiden, kann der Kolbenweg als weitere Alternative entsprechend, z.B. 80% des erforderlichen Druckabbaus angesteuert werden (schneller Druckabbau). Die restlichen erforderlichen 20% des Druckabbaus können dann durch eine anschließend gesteuerte langsame Kolbenbewegung langsam geschehen oder bei der Alternative mit der Druckabbausteuerung über Magnetventile durch Taktung des Magnetventils und gestuften Abbau. So werden schädliche Radschwingungen vermieden. Der langsame Druckabbau kann so lange fortgesetzt werden, bis das Rad bei der ABS-Regelung wieder beschleunigt.

[0047] Damit sind sehr kleine Regelabweichungen der Radgeschwindigkeit möglich. Sinngemäß kann die oben beschriebene Methode auch auf den Druckaufbau angewendet werden. Die Geschwindigkeiten der Druckerhöhung können nach regelungstechnischen Kriterien optimiert werden. Damit kann das Ziel erreicht werden, dass das Rad in unmittelbarer Nähe des Reibkraftmaximums gebremst wird und so optimale Bremswirkung bei optimaler Fahrstabilität erreicht wird.

[0048] Vorstehend wurden Spezialfälle der Regelung erwähnt, bei der eine Drosselwirkung vorteilhaft ist. Dies ist z.B. der Fall, wenn bei beiden Rädern gleichzeitig ein Druckabbau notwendig ist. Hier ist die Drosselwirkung vorteilhaft, bis der Stellkolben ein so großes Kammervolumen bereit gestellt hat, so dass von unterschiedlichem Druckniveau der dann anschließend schnelle Druckabbau in das Vakuum erfolgen kann. Ähnlich kann verfahren werden, d.h. wenn die Magnetventile im Ventilquerschnitt eine eingebaute Drossel haben und an beiden Radkreisen gleichzeitig Druckaufbau stattfinden soll. Der individuelle alternierende Druckaufbau ist jedoch zu bevorzugen wegen des dosierten Druckaufbaus mit Auswertung des Kennfeldes und geregelter Verstellgeschwindigkeit des Kolbens. Dasselbe alternierende Verfahren kann alternativ zu o.g. mit der Drosselwirkung für den Druckabbau angewandt werden. Als weitere Möglichkeit kann der Kolben bereits mit einem Regelsignal mit geringerer Ansprechschwelle als das Regelsignal für den Druckabbau zurückgefahren werden. Nach dem Stand der Technik ist dies das Signal, bei der der Regler eine Blockierneigung erkennt und das MV auf Druckhalten schaltet (siehe Bremsenhandbuch S. 52-53). Dieses Signal wird 5-10 ms vor dem Signal zum Druckabbau ausgegeben. Der vorgeschlagene schnelle Antrieb ist in der Lage, innerhalb von ca. 5ms ein Kammervolumen für 10 bar Druckabsenkung bereitzustellen.

[0049] Anhand der Kolbenstellung zum Druckabbau kann der Regler entscheiden, ob genügend Kammervolumen für den gleichzeitigen Druckabbau für beide Radbremsen bereit steht.

[0050] Die **Fig. 2** zeigt die gesamte integrierte Einheit für BKV und Regelfunktionen. Die Einheit besteht aus zwei Kolbeneinheiten mit zugehörigen Elektromotoren und Getrieben gem. **Fig. 1** für zwei Bremskreise und vier Radbremsen. Die Kolbeneinheiten sind im Gehäuse **4** untergebracht. Dieses Gehäuse ist an der Stirnwand **29** befestigt.

[0051] Das Bremspedal **30** überträgt die Pedalkraft und Bewegung über den Lagerbolzen **31** auf ein Gabelstück **32**, welches über ein Kugelgelenk auf die Betätigungseinrichtung **33** wirkt. Diese hat einen zylinderförmigen Fortsatz **34** mit einer Stange **35**.

[0052] Zylinder **34** und Stange **35** sind in einer Buchse **37** gelagert. Diese nimmt die Wegsimulatorfedern **36** und **36a** auf, wobei eine Feder schwach und die andere Feder stark progressiv im Kraftanstieg wirkt. Der Wegsimulator kann auch aus noch mehr Federn oder Gummielementen aufgebaut sein. Dieser gibt die Pedalkraftcharakteristik vor. Der Pedalweg wird von einem Sensor **38** erfasst, welcher im gezeichneten Beispiel nach dem Wirbelstromprinzip aufgebaut ist, in den die Stange **35** mit einem Target eintaucht.

[0053] Die Pedalbewegung wird auf die Elemente **32** und **33** übertragen, der Kolben **34** bewegt sich mit der Stange **35** in der Buchse **37**. An der Betätigungseinrichtung ist ein Hebel **26** drehbar gelagert, welcher bei Ausfall der Energieversorgung auf die Kolben trifft. Der Pedalwegsensoren liefert das Wegsignal zum elektronischen Steuergerät, welches entsprechend der BKV Kennlinie, eine Bewegung der Kolben über den Elektromotor be-

wirkt. Zwischen dem Hebel **26** und den beiden Kolben **1** ist ein Spiel s_0 vorgesehen, wie in **Fig. 1** dargestellt. Die Betätigungseinrichtung hat über den Bolzen **39**, der versetzt dargestellt ist, eine Verdrehsicherung und eine Rückstellfeder **40**, welche die nicht gezeichnete Pedalrückstellfeder unterstützt. Nach dem Stand der Technik sind viele Wegsimulatorlösungen bekannt, welche auch teilweise hydraulisch über Kolben betätigt werden und über Magnetventile abgesperrt werden, wenn die Energieversorgung ausfällt. Diese Lösung ist aufwändig und hysteresebehaftet. Auch sind Lösungen bekannt, bei denen der Wegsimulatorweg bei Ausfall der Energieversorgung als Verlustweg eingeht bei Betätigung der Kolben zur Bremsdruckerzeugung.

[0054] Ziel der Erfindung ist eine einfache Lösung, bei der bei Ausfall der Energieversorgung der Wegsimulator ausgeschaltet wird. Zu diesem Zweck wird auf die Buchse **37** bei intakter Energieversorgung über den Ankerhebel **41** mit großem Übersetzungsverhältnis und den Haltemagneten **42** eine Gegenkraft ausgeübt, die entfällt, wenn die elektrische Energieversorgung ausfällt. Zur Reduzierung des Magneten können auch zwei-stufige Hebel eingesetzt werden. Im einzelnen wird dies in **Fig. 3** beschrieben. In diesem Fall kommt der Hebel über das Bremspedal mit den beiden Kolben nach Durchlaufen des Spiels so in Kontakt und kann somit die Pedalkraft auf die Kolben übertragen. Die Kolben sind so dimensioniert, dass sie bei vollem Pedalhub einen Druck erzeugen, welcher noch eine gute Bremswirkung ergibt, z. B. 80 %. Der Kolbenhub ist jedoch erheblich größer als der Pedalhub und kann bei intakter Energieversorgung und elektrischem Antrieb viel höhere Bremsdrücke erzeugen. Die entsprechende Pedalkraft kann jedoch der Fahrer nicht aufbringen. Man spricht bei dieser Auslegung von einem Übersetzungssprung, der mit Entkopplung der Betätigungseinheit mit Wegsimulator vom Kolben möglich ist. Bei konventioneller Bauweise, bei der BKV und Hauptbremszylinder mit Kolben hintereinander geschaltet sind, steigt die erforderliche Pedalkraft bei Ausfall der Energieversorgung bis zum Faktor **5** für denselben Radbremsdruck an. Bei der neuen Auslegung kann z. B. der Faktor auf 3 reduziert werden. Dieser Fall ist z. B. beim Abschleppen eines Fahrzeugs bei ausgefallener Batterie relevant.

[0055] Der Hebel **26** ist drehbar gelagert, damit er Toleranzen bei der Bewegung der Kolben berücksichtigen kann, z. B. infolge unterschiedlicher Entlüftung. Dieser Ausgleich kann auch begrenzt werden, so dass der Hebel auf einen Anschlag **33a** der Betätigungseinrichtung zur Anlage kommt.

[0056] Es müssen jedoch noch weitere Fehlerfälle betrachtet werden.

Ausfall eines Elektromotors.

[0057] In diesem Fall ist die Verstärkung und Regelung beim benachbarten intakten Kolbenantrieb voll wirksam. Über den Hebel **26** wird im ausgefallenen Kreis Bremsdruck erzeugt, nachdem er am Anschlag **33a** anliegt. Hier kann zusätzlich noch die Verstärkerkennlinie des zweiten Kreises erhöht werden, was die erforderliche Pedalkraft reduziert. Dies kann jedoch auch ohne Anschlag erfolgen.

Ausfall eines Bremskreises.

[0058] Hier fährt der Kolben auf Anschlag im Gehäuse **4**. Der intakte zweite Kreis ist voll wirksam. Es entsteht nicht wie bei konventionellen heutigen Systemen ein durchfallendes Pedal, welches den Fahrer bekanntlich sehr irritiert. Die Irritation kann auch zu einem vollen Verlust der Bremswirkung führen, wenn er das Pedal nicht durchtritt.

[0059] Die **Fig. 3** beschreibt die Funktion der Wegsimulatorarretierung. Im Grenzfall kann der Fahrer hohe Pedalkräfte aufbringen, was die Arretierung über den Ankerhebel **41** aufbringen muss. Um zu vermeiden, dass der Magnet **42** mit Erregerspule **43** diese Kräfte voll aufbringen muss, greift das obere ballige Ende **41a** des Hebels asymmetrisch an der Buchse **37** an. Wird nun das Pedal bis zum Auftreffen der Stange **35** auf den Boden **37b** ausgelenkt, so bewirkt diese Hebelwirkung eine leichte Verdrehung der Buchse **37**, was Reibung in der Führung erzeugt, wobei zusätzlich die Nase **37a** sich am Gehäuse **4** abstützen kann. Somit kann die Magnetkraft relativ klein gehalten werden. Der Magnet wird außerdem als Haftmagnet **42** ausgelegt, so dass infolge des kleinen Luftspaltes eine kleine Halteleistung notwendig ist. Bei Ausfall der Energieversorgung wird der Ankerhebel **41** von der Buchse **37** in die strichpunktiierte Position **41'** ausgelenkt. Wenn die Betätigungseinrichtung **33** wieder in die Ausgangsstellung zurückgeht, bringt die Rückstellfeder **44** den Ankerhebel wieder in Ausgangsstellung.

[0060] Der Sensor **38** wurde an das Ende der Bohrung der Buchse im Gehäuse **4** versetzt, was Vorteile für die Kontaktierung mit dem el. Steuergerät hat, wie dies in **Fig. 6** dargestellt ist. Dasselbe gilt für den Bremslichtschalter **46**. In diesem Ausführungsbeispiel ist das Target **45** für den Wirbelstromsensor gezeichnet.

[0061] Die Arretierung des Wegsimulators über die Buchse **37** kann verändert werden, um die in **Fig. 7** beschriebene Pedalrückwirkung bei ABS zu vermeiden. Hierzu kann der Hebel **41** mit seiner Lagerung und Magnet **42** mit Aufnahme **42a** über einen Elektromotor **60** bewegt werden, der eine Spindel **60a** über ein Getriebe **60b** antreibt. An der Verlängerung der Spindel ist der Hebel gelagert und das Magnetgehäuse befestigt.

[0062] Die **Fig. 4** zeigt eine prinzipielle Darstellung einer Lösung mit nur einem E-Motor 7a. Diese Beschreibung baut auf **Fig. 1** und **Fig. 2** auf. Das Antriebsritzel des Motors bewegt die Zahnstange **5c**, welche ähnlich **Fig. 1** auch parallel versetzt werden kann. Diese ist mit einem Kolben **1a** verbunden, welcher Druck im Bremskreis **13a** aufbaut und zugleich über den Druck den Kolben **1a** verschiebt, der im Bremskreis **13** Druck aufbaut. Diese Kolbenanordnung entspricht einem konventionellen Hauptbremszylinder für dessen Kolben und Dichtungsausführungen viele Varianten existieren. In den Bremskreisen sind wie bei den vorstehenden Figuren die 2/2-Wege-Magnetventile 14, 14a, 15, 15a angeordnet. Die ABS Druckmodulation erfolgt in der zuvor beschriebenen Weise. Die BKV-Funktion erfolgt über einen parallel angeordneten Wegsimulation **36** und Wegsensor 38. Auch hier ist zwischen Kolben **1a** und Bremspedal ein Spiel oder Leerhub s_0 vorgesehen. Die Bremsflüssigkeit gelangt vom Vorratsbehälter **18, 18a** in die Kolbenkammern. Diese Anordnung ist kostengünstig. Die Dynamik der BKV-Funktion im Druckaufbau ist geringer als bei der Variante mit zwei Motoren, da der E-Motor das doppelte Moment aufbringen muss. Es entfällt außerdem die Redundanzfunktion des 2. Motors wie sie in **Fig. 7** beschrieben ist, einschließlich eines durchfallenden Pedals bei Bremskreisausfall.

[0063] **Fig. 5** zeigt die in den **Fig. 1** und **Fig. 2** beschriebene Druckmodulationseinrichtung, welche einen Elektromotor **8** enthält, der über den Shunt **23** zur druckproportionalen Strommessung über Endstufen 21 gesteuert wird. Letztere sind vereinfacht dargestellt. Der Kolbenweg wird über einen Drehwinkelgeber **72** oder einen Kolbenwegsensor **74** erfasst, der auch zur Motorsteuerung bei einem EC-Motor genutzt wird. Dieser Motor betätigt den Kolben, welcher über die 2/2-Magnetventile 14, 14a das Druckmittel zu den entsprechenden Radbremsen bewegt. Der entsprechende Bremsflüssigkeitsbehälter **18** ist mit dem Kolbengehäuse verbunden. Es kann auch eine kostengünstige zentrale Betätigungseinrichtung für vier Radbremsen und zus. 2/2-Magnetventile 14' und 14a' verwendet werden. Zur Steuerung des Kolbens kann ein Kolbenwegsensor **74** oder ein Weg- oder Drehwinkelsensor zusammen mit Druckgebern **73** und **73a** in den Radkreisen verwendet werden.

[0064] Bei ABS-, EHB- und ESP-Systemen sind die Magnetventile zur Druckregelung und zum Druckauf- sowie -abbau als Drosselventile aufgebaut (ATZ Automobiltechnische Zeitung **101 (1999)** 4 S.224). Grundsätzlich möchte man den Druckaufbau- und Druckabbaugradienten möglichst hoch gestalten, damit der Bremsmomentenüberschuss bei der Regelung schnell ausgeglichen wird. Allerdings besitzen die im Stand der Technik verwendeten Magnetventile Totzeiten, was bedeutet, dass nach dem Stellbefehl - z.B. Schließen - eine zusätzliche Druckänderung erfolgt. In der Regel ist diese annähernd 3 bar, wenn der Gradient **1500 bar/s** beträgt und eine Schaltzeit von 2 ms vorliegt. Dieser Schließvorgang bewirkt u.a. auch Druckschwingungen, welche sich auf das Radverhalten auswirken und u.a. nachteilig Geräusche verursachen. Das bedeutet, dass die Magnetventile mit ihrer Schaltcharakteristik den maximalen Gradienten zum Druckab- bzw. Druckaufbau bestimmen. Durch den festen Drosselwiderstand der verwendeten Ventile ist der Druckauf- und Druckabbaugradient stark nicht linear und folgt ungefähr der Funktion $\sqrt{\Delta p}$, wobei Δp der Differenzdruck ist. Für eine optimale und einfache Regelung ist jedoch ein variabler und konstanter Druckgradient vorteilhaft.

[0065] Für die Erfindung ist wesentlich, dass der Aufbau und die Dimensionierung der 2/2-Magnetventile dergestalt ist, dass sie nahezu keine Drosselwirkung besitzen, so dass die Betätigungseinrichtung den Druckgradient bestimmt. Vorzugsweise werden druckentlastete Sitzventile mit geringer Temperaturabhängigkeit eingesetzt.

[0066] Wichtig für die Gradientensteuerung ist die Kenntnis der Druckvolumenkennlinie der Radbremse wie sie in **Fig. 5a** dargestellt ist. Im oberen Teil ist die Abhängigkeit von Druck (Strom) über Volumenaufnahme, welche sich proportional zum Kolbenweg oder Drehwinkel α verhält dargestellt. Diese ist bekanntlich nicht linear. Für eine konstante Druckgradientenregelung muss die Druckvolumenkennlinie für eine entsprechende Geschwindigkeitssteuerung des Kolbens ausgewertet werden.

[0067] Für das Verfahren, bei dem von einer zentralen Betätigungseinrichtung mehrere Regelungskanäle bedient werden, ist es von großer Bedeutung, die Verweilzeit auf einem Regelungskanal so klein wie nur möglich zu gestalten, da in dieser Zeit die anderen Regelungskanäle nicht bedient werden. Hierbei ist ein schneller Druckgradient insbesondere im Druckabbau und eine kurze Schaltzeit der 2/2-Magnetventile von großer Bedeutung. Dies wird in den folgenden Figuren noch detailliert beschrieben.

[0068] Fig. 6 beschreibt den Druckabbau von einem Niveau P_0 , welches z.B. der Blockiergrenze von trockener Straße entspricht. Bei einem μ -Sprung auf Eis oder Aquaplaning muss das Druckniveau auf das Niveau von Linie 89 abgebaut werden. Bei den eingangs erwähnten Systemen erfolgt der Druckabbau entsprechend der Linie 86 nicht linear mit sehr kleinen Gradienten bei niedrigem Druckniveau. Bei Systemen mit Speicherkammer nach dem Stand der Technik füllt sich bei diese bei 88. Der gestrichelte sehr langsame Druckverlauf wird durch die Leistung der Rückförderpumpe bestimmt. Dagegen bewirkt das System entsprechend dem Erfindungsvorschlag einen nahezu konstanten Gradienten - Linie 87, der konstruktionsbedingt größer bzw. höher gewählt werden kann als bei konventionellen Systemen (Linie 86). Lediglich im unteren Verlauf bei sehr kleinen Drücken 80 ist ein Übergangsbereich, bedingt durch die Stellgeschwindigkeit des Kolbens, vorhanden. Entscheidend für diesen vorteilhaften Druckabbau ist die Dimensionierung der Magnetventile und Rohrleitungen, welche auch bei tiefen Temperaturen für die entsprechenden Druckgradienten keinen nennenswerten Strömungswiderstand bilden sollten, so dass nur die Verstellgeschwindigkeit des Kolbens dominant ist. Für das Bremsrohr kann ein größerer Durchmesser verwendet werden, oder alternativ könnte das Bremsrohr elektrisch beheizt werden.

[0069] Fig. 7 zeigt den Druckabbau und Druckaufbau auf der linken Seite bei hohem und auf der rechten Seite bei niedrigem μ . Die gestrichelte Linie soll dem sog. Vordruck 91 entsprechen, welchen der Fahrer im Hauptzylinder erzeugt. Der Druckabbaugradient p_{ab}/dt hängt, wie bereits dargelegt, vom Druckniveau ab und der Aufbaugradient p_{au}/dt vom Differenzdruck zum Vordruck. Insbesondere bei Regelung mit niedrigem Druckniveau entstehen hohe Differenzdrucke und damit hohe p_{au}/dt . Die Ventile werden zu einem treppenförmigen Druckaufbau getaktet. Dies erzeugt durch den schnellen Schließvorgang des Magnetventils Druckschwingungen 92a und 93a, die erhebliche Geräusche verursachen und sogar auf das Radverhalten einwirken.

[0070] Fig. 7a zeigt das Druckzeitverhalten bei hohem und niedrigem μ beim neuen System. Die Druckgradienten p_{ab}/dt und p_{au}/dt können unabhängig vom Druckniveau gleich sein. Der Druckaufbaugradient p_{au}/dt kann innerhalb des Regelzyklus unterschiedlich sein, z.B. beim ersten Druckaufbau p_{au1} groß und beim zweiten Druckaufbau p_{au2} kleiner.

[0071] Durch die variablen Druckgradienten kann im Druckabbau und Druckaufbau ein Übergangsbereich 94 und 94a geschaffen werden, welcher Druckschwingungen vermeidet. Auch kann der Vordruck des Systems durch entsprechende Steuerung des Betätigungsgliedes so gesteuert werden, dass der Vordruck 20 % höher als der maximale geregelte Druck liegt. Dies spart entsprechend elektrische Energie zur Ansteuerung des Betätigungsgliedes.

[0072] Fig. 8 zeigt den zeitlichen Verlauf von Radgeschwindigkeit und Druck. Die Verläufe sind stark linearisiert. Beim Bremsvorgang bewegt sich die Radgeschwindigkeit bis zum Punkt 95, bei dem die Blockiergrenze überschritten wird, was sich dadurch äußert, dass die Radbeschleunigung dv/dt zunimmt. Bevor der Druckabbau einsetzt wird eine Differenzgeschwindigkeit ΔV_0 abgewartet. Es bietet sich an, in dieser Phase den Druck konstant zu halten. Zum Zeitpunkt 96 erfolgt der Druckabbau entsprechend dem Verlauf 101 beim konventionellen System. Dieses erfolgt nach einer Totzeit von t_{VA} . Hier ist der kleine Gradient entsprechend klein μ gezeichnet. Zum Zeitpunkt 102 ist der Momentenüberschuss, welcher die Blockierneigung bewirkt, durch entsprechenden Druckabbau ausgeglichen. Die Radgeschwindigkeit $V_{R1,2}$ nimmt wieder zu, so dass die Blockierneigung verschwindet. Es wird zur Vereinfachung angenommen, dass beide Radgeschwindigkeiten bei Betrachtung des konventionellen Systems synchron verlaufen und gleichzeitig geregelt werden. Es stellt sich hierbei die sog. Regelabweichung ΔV_3 beim konventionellen System ein.

[0073] Beim erfindungsgemäßen System setzt ebenfalls bei Zeitpunkt 96 nach t_{VA} der vorteilhaft schnelle Druckabbau ein, welcher bei 97 beendet wird und eine viel kleinere Regelabweichung ΔV_1 entsteht, nach der das erste Rad nicht mehr blockiert (v_{r1} nimmt wieder zu). Nun wird auf den zweiten Regelkanal umgeschaltet, was nach t_{VA} zum Druckabbau führt, der zum Zeitpunkt 98 beendet ist. Hierbei entsteht eine Regelabweichung ΔV_2 , welche trotz der versetzten Regelung immer noch kleiner ist als beim konventionellen System mit ΔV_3 .

[0074] Im ersten Regelzyklus kann auch beim neuen System bei beiden Rädern gleichzeitig der Druckabbau erfolgen, wenn beide Räder instabil werden und Punkt 95/96 überschreiten, weil das Ausgangsdruckniveau gleich ist. Dies ist von großer Bedeutung, da beim Anbremsen bei hoher Druckanstiegsgeschwindigkeit der Momentenüberschuss größer ist als bei den folgenden Regelzyklen, bei der durch treppenförmigen Druckaufbau der mittlere Druckanstieg erheblich kleiner ist.

[0075] Wie dargestellt, entstehen beim konventionellen System im ersten Regelzyklus um den Faktor 2 bis 3 größere Regelabweichungen, was bekanntlich Bremsweg und Seitenkraftverlust bedeutet.

[0076] Die vorstehenden Darstellungen zeigen, dass für den Fall der gleichzeitigen Instabilität und des zeitversetzten Druckabbaus wichtig ist, diesen Zeitversatz möglichst gering zu halten. Anzumerken ist jedoch, dass dieser Fall in der Praxis selten auftaucht.

[0077] Die **Fig. 9** und **Fig. 10** zeigen die wesentlichen Einflussparameter auf den Zeitversatz. Gezeigt ist der zeitliche Druckverlauf, linearisiert dargestellt.

[0078] Die Abkürzungen bedeuten:

t_{VA} :	Verzugs- oder Totzeit von Betätigungseinrichtung oder Aktuator
t_{VM} :	Verzugszeit 2/2-Magnetventil
t_C :	Abtastzeit oder Abtastrate vom Computer; dieser benötigt diese Zeit, um bei Umschaltung von einem zum nächsten Rad die Geschwindigkeit zu berechnen
t_{ab} :	Druckabbauzeit
Δt :	Zeitversatz

[0079] In **Fig. 9** erfolgt bei 103, mit Dreieck gekennzeichnet, vom Regler der Stellbefehl zum Druckabbau, der nach t_{VA} erfolgt und nach t_{ab} abgeschlossen ist. In dieser Phase wird der gestrichelt gezeichnete zweite Regelkanal im Druck konstant gehalten durch Schließen der 2/2-Magnetventile. Nach t_{ab} bei 104 wirkt t_C gleichzeitig $2 \times t_{VM}$. Nach t_{VA} bzw. parallel Öffnen der 2/2-Magnetventile über t_{VM} erfolgt der nächste p_{ab} und nach erneutem t_C die nächste Druckänderung, was Druckauf- oder -abbau bewirken kann. Zu beachten ist, dass der Druckaufbau weniger kritisch ist, da die Zeit Faktor **10** - **20** größer ist als t_{ab} im Regelzyklus, da viele Phasen konstanten Druckes, s. **Fig. 7a**, eingeschaltet werden. **Fig. 9** hat bei quantitativer Betrachtung von $\Delta t = 17$ ms als Zeitversatz zur Folge.

[0080] **Fig. 9a** zeigt eine Möglichkeit, Δt zu verkürzen. Bei **103** erfolgt wieder der Stellbefehl. Hierbei wird während t_{VA} der notwendige Druckabbau berechnet, vorwiegend aus Radbeschleunigung und Radträgheitsmoment, so dass nach t_{VA} der Computer auf den nächsten Regelkanal umgeschaltet wird, so dass nach t_{ab} und t_{VA} bzw. t_{VM} bereits Δt erreicht ist für den nächsten Druckabbau. Hierbei wird, wie links dargestellt, Δt von 17 auf 12 ms \square 40 % reduziert.

[0081] **Fig. 10** und **Fig. 10a** entsprechen den **Fig. 9** bzw. **9a**, mit dem Unterschied, das t_{ab} um den Faktor **2** kleiner gewählt ist, was zur Folge hat, dass mit dem Verfahren nach **Fig. 9a** Δt von 17ms auf 7ms reduziert werden kann. Dies ist ein so kleiner Wert, so dass der Zeitversatz vernachlässigbar in die Regelabweichung eingeht und ermöglicht, mit einem Aktuator vier Regelkanäle zu bedienen. Weiteres Potenzial ist nutzbar in der Verkürzung der Verzugs- oder Totzeiten t_{VA} und t_{VM} .

[0082] Wie dargestellt, bestimmt t_{VA} und die Druckabbaugeschwindigkeit maßgeblich die Umschaltzeit Δt , d.h. t_{VA} sollte klein sein und die Druckabbaugeschwindigkeit möglichst groß.

[0083] Die Totzeit der 2/2-Magnetventile kann in gewissen Grenzen schwanken, da ein kleiner Schaltverzug beim Druckabbau sich nicht bemerkbar macht, da der Kolben bereits über das Regelsignal bewegt wird. Sobald das Magnetventil öffnet, strömt die Flüssigkeit praktisch ohne Drosselung in die Kolbenkammer. Das Ende des Druckabbaus ist aus dem Kennfeld erkennbar und kann zum entsprechenden Vorhalt berücksichtigt werden. Beim Druckaufbau erfolgt die Ansteuerung des EC-Motors etwas früher als die erwartete Öffnungszeit des Magnetventils. Aus dem Anlauf des Motors ist erkennbar, wie die Öffnungszeit liegt, da erst bei offenem Ventil Druckmittel zu den Bremsen gelangt und der Kolben sich bewegen kann. Ggf. muss die Ansteuerzeit korrigiert werden. Ähnlich kann die Schließzeit überprüft werden.

[0084] Der Zeitpunkt des Endes des Druckaufbaus ist aus dem Ansteueralgorithmus und dem Kennfeld bekannt. Wird der vorgesehene Druckaufbau nicht erreicht, so schließt das Magnetventil zu früh und deren Ansteuerzeit erfährt eine Korrektur für späteres Schließen. Der Motor/Kolben verharrt nach Erreichen des Druckaufbaues eine kleine Zeit, um sicher zu sein, dass das Magnetventil geschlossen ist.

[0085] Die **Fig. 11** beschreibt den zeitlichen Ablauf mehrerer Regelzyklen. Gezeigt ist der Geschwindigkeitsverlauf zweier Räder V_{R1} und V_{R2} mit zugehörigem Druckverlauf p_1 und p_2 . Gezeigt wird der Druckanstieg. Hier bildet sich bekanntlich eine Differenzgeschwindigkeit von V_{R1} und V_{R2} zur Fahrzeuggeschwindigkeit V_F . Man spricht hier von Schlupf. Eingezeichnet ist die sog. Geschwindigkeit für optimale Reibung V_{opt} , die in der

Regel einen Schlupf von 10 % hat, aber auch z. B. zwischen 5 % und 30 % schwanken kann. D.h. V_{opt} ist z. B. in der Regel 90 % von V_F . Nach dem Druckanstieg wird bei 105 V_{opt} überschritten, und nach Ablauf von Δv (s. **Fig. 8**) wird im ersten Regelzyklus an beiden Rädern Druck abgebaut, da beide gleiches Druckausgangsniveau haben und V_{opt} überschreiten. Nach dem Verfahren gem. der **Fig. 9a** bzw. 10a wird hier vorzugsweise proportional zu Radbeschleunigung und Trägheitsmoment ein Druckabbau eingeleitet, welcher bei V_{R1} und V_{R2} unterschiedlich ist.

[0086] Dieser Rechenvorgang läuft unabhängig von der Berechnung der Radgeschwindigkeit bzw. Beschleunigung. Die Daten für den Druckabbau können z. B. in einem Kennfeld abgelegt sein, so dass keine nennenswerten Rechenleistung / Zeit notwendig ist. Zum Zeitpunkt **107** ist bei V_{R1} und **109** bei V_{R2} der Druckabbau beendet. Dieser wird jeweils so festgelegt, dass das Reibmoment am Rad größer als das Bremsmoment ist, so dass eine Radwiederbeschleunigung entsteht. Zum Zeitpunkt **109** wird bei V_{R1} V_{opt} und bei V_{R2} bei 100 überschritten. Hier erfolgt ein Druckaufbau, dessen Betrag wiederum proportional zur Radbeschleunigung und Radträgheitsmoment folgt, im Vergleich zum Druckabbau etwas reduziert z. B. 90 %.

[0087] Nach Phasen der Druckkonstanthaltung über z.B. 30 ms erfolgt jeweils bei **101** ein kleiner Druckaufbau von wenigen Bar. Dieser kann jedoch höher gewählt werden, wenn sich das Rad bei kleinen Schlupfwerten befindet.

[0088] Zum Zeitpunkt **102** erfolgt bei V_{R1} der nächste Druckabbau bis **113**. Bei **114** erfolgt identisch zu **109** und **100** der Druckaufbau, bei **115** und **116** Druckabbau bei V_{R2} . Zum Zeitpunkt **119** fallen der größere Druckaufbau entsprechend **100** und der kleinere Druckaufbau entsprechend **111** zusammen. Priorität hat hierbei der große Druckaufbau, der kleine erfolgt, um t_v versetzt. Zum Zeitpunkt **117** zeigt sich bei V_{R2} bereits bei größerem Schlupf eine große Radbeschleunigung. Dies hat zur Folge, dass nach den Bedingungen von **100** Druck aufgebaut wird. Bei **119** erfolgt nochmals dasselbe.

[0089] Bei dieser Darstellung wurden die Verzögerungszeiten t_{VA} und t_{VM} und Rechenzeit t_c nicht berücksichtigt zugunsten einer übersichtlichen Darstellung.

[0090] Unter dem Begriff „Regelzyklus“ wird im Sinne dieser Erfindung der Regelvorgang gemeint, der nach Unterschreiten der Geschwindigkeit für optimale Reibung oder Überschreitung eines entsprechenden Schlupfwertes, siehe Punkt **105** bzw. **106** der **Fig. 11**, die Druckabsenkung eingeleitet wird. Das Ende des „Regelzyklus“ ist gegeben, siehe Punkt **109** bzw. **110** der **Fig. 11**, wenn die Geschwindigkeit für die optimale Reibung überschritten oder der Schlupfwert wieder unterschritten wird. Ein „Regelzyklus“ für eine Radbremse besteht somit stets aus einer Phase, in der Druck auf- bzw. abgebaut wird und einer sich daran anschließenden Phase, in der der Druck konstant gehalten wird.

Patentansprüche

1. Bremsanlage, eine Betätigungseinrichtung und eine Steuer- und Regeleinrichtung aufweisend, wobei die Steuer- und Regeleinrichtung anhand der Bewegung und/oder Position der Betätigungseinrichtung mindestens eine elektromotorische Antriebsvorrichtung steuert, wobei die Antriebsvorrichtung einen Kolben (1) eines Kolben-Zylinder-Systems über eine nicht-hydraulische Getriebevorrichtung verstellt, so dass sich in einem Arbeitsraum des Kolben-Zylinder-Systems ein Druck einstellt, wobei der Arbeitsraum über eine Druckleitung mit einer Radbremse in Verbindung ist, wobei zwischen einem Bremszylinder der Radbremse und dem Arbeitsraum des Kolben-Zylinder-Systems mindestens ein Ventil angeordnet ist, wobei die Steuer- und Regeleinrichtung das mindestens eine Ventil zum Druckab- oder Druckaufbau im Bremszylinder öffnet, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Steuer- und Regeleinrichtung die Druckänderung in den Radbremsen durch Auswertung der Druckvolumenkennlinie der entsprechenden Radbremsen über den Kolbenweg oder den Strom des Elektromotors einregelt.

2. Bremsanlage nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Steuer- und Regeleinrichtung den Druckabbau oder Druckaufbau und die Änderungsgeschwindigkeit des Druckabbaus und/oder Druckaufbaus in den Radbremsen in Abhängigkeit des Fahrzustandes oder der Bremsregelung des Fahrzeuges oder des jeweiligen abzubremsenden Rades mittels der Position des Kolbens des Kolben-Zylindersystems einregelt.

3. Bremsanlage nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Änderungsgeschwindigkeit des Druckes einen konstanten oder variablen Gradienten hat und der Druckgradient durch einen variabel geregelten elektromotorischen Kolbenantrieb eingestellt wird.

4. Bremsanlage nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Steuer- und Regeleinrichtung die Druckänderungsgeschwindigkeit über die Geschwindigkeit des Kolbens (1) unter Berücksichtigung der Druck-Volumen-Kennlinie der Radbremse einregelt.
5. Bremsanlage nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Steuer- und Regeleinrichtung den Kolben (1) im Betrieb anhand eines Kennfeldes, in eine Position fährt, die entsprechend des Kennfeldes einem bestimmten Druck entspricht.
6. Bremsanlage nach einem der Ansprüche 2 bis 5, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Kennfeld aus Druck-Volumen-Kennlinie der Radbremse, Motorkennwert, Getriebewirkungsgrad und Fahrzeugverzögerung gebildet ist.
7. Bremsanlage nach einem der Ansprüche 1 bis 6, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Steuer- und Regeleinrichtung die Strom- und Positionsmessung neben der Motorsteuerung zur indirekten Druckmessung nutzt.
8. Bremsanlage nach einem der Ansprüche 1 bis 7, **dadurch gekennzeichnet**, dass bei Inbetriebnahme und auch während des Betriebes ein Kennfeld angelegt werden, in dem den verschiedenen Stromstärken die Position des Kolbens zugeordnet wird.
9. Bremsanlage nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Steuer- und Regeleinrichtung bei nicht übereinstimmender Position des Kolbens (1) und Motormoments das Kennfeld adaptiert.
10. Bremsanlage nach einem der Ansprüche 5 bis 9, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Druckregelung durch schnelle und genaue Positionsregelung des Kolbens bei Nutzung des Kennfeldes erfolgt, wobei die Steuer- und Regeleinrichtung die Strom- und Positionsmessung neben der Motorsteuerung zur indirekten Druckmessung nutzt.
11. Bremsanlage nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Antriebsvorrichtung einen elektromotorischen oder elektromechanischen Antrieb zur Verstellung des Kolbens des Kolben-Zylinder-Systems aufweist.
12. Bremsanlage nach einem der Ansprüche 1 bis 11, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Antriebsvorrichtung einen Kolben antreibt, welcher zusammen mit einem hydraulisch gekoppelten weiteren Kolben in einem Zylinder angeordnet ist (Tandem-Kolben-Zylinder-System).
13. Bremsanlage nach einem der Ansprüche 1 bis 12, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Bremsanlage zwei parallel zueinander angeordnete Kolben-Zylinder-Systeme aufweist, und jedem Kolben eine Antriebsvorrichtung zugeordnet ist, die den jeweils zugehörigen Kolben verstellt.
14. Bremsanlage nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass zwischen jeder Radbremse und dem Arbeitsraum des Kolben-Zylinder-Systems ein Ventil angeordnet ist.
15. Bremsanlage nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die den Arbeitsraum des Kolben-Zylinder-Systems mit dem Bremszylinder verbindenden Hydraulikleitungen einen vernachlässigbaren Strömungswiderstand aufweisen.
16. Bremsanlage nach Anspruch 15, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Ventil einen großen Strömungsquerschnitt aufweist, derart, dass das Ventil keine Drosselfunktion hat, wobei das Ventil insbesondere ein 2/2-Schieberventil ist.
17. Bremsanlage nach Anspruch 16, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Ventil ein druckausgeglichenes 2/2-Wege-Sitzventil ist.
18. Bremsanlage nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Betätigungseinrichtung bei Ausfall den mindestens einen Kolben des mindestens einen Kolben-Zylinder-Systems direkt oder über ein Getriebe verstellt.
19. Bremsanlage nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Druckermittlung im Arbeitsraum des Kolben-Zylinder-Systems und/oder den Bremszylindern der Radbremsen mittels Sensoren erfolgt.

20. Bremsanlage nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass zumindest Abschnitte der die Radbremsen mit dem Kolben-Zylinder-System verbindenden Hydraulikleitungen mittels Heizeinrichtungen beheizbar sind.

21. Bremsanlage nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Steuer- und Regeleinrichtung eine Wissensdatenbank aufweist, die adaptiv ausgebildet ist.

22. Bremsanlage nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Betätigungseinrichtung ein Bremspedal ist.

23. Verfahren zur Einstellung eines Drucks in mindestens einem Bremszylinder einer Bremsanlage, welche eine Betätigungseinrichtung und eine Steuer- und Regeleinrichtung aufweist, wobei die Steuer- und Regeleinrichtung anhand der Bewegung und/oder Position der Betätigungseinrichtung mindestens eine elektromotorische Antriebsvorrichtung steuert, wobei die Antriebsvorrichtung einen Kolben eines Kolben-Zylinder-Systems über eine nicht-hydraulische Getriebevorrichtung verstellt, so dass sich im Arbeitsraum des Zylinders ein Druck einstellt, wobei der Arbeitsraum über eine Druckleitung mit einer Radbremse in Verbindung ist, wobei zwischen dem Bremszylinder der Radbremse und dem Arbeitsraum des Kolben-Zylinder-Systems ein Ventil angeordnet ist, wobei die Steuer- und Regeleinrichtung das Ventil zum Druckaufbau und/oder Druckabbau im Bremszylinder öffnet, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Steuer- und Regeleinrichtung den Druckaufbau- und/oder Druckabbau und die Änderungsgeschwindigkeit des Druckaufbaus und/oder des Druckabbaus in den Radbremsen in Abhängigkeit des Fahrzustandes oder der Bremsregelung des Fahrzeuges oder des jeweiligen abzubremsenden Rades mittels der Position des Kolbens des Kolben-Zylindersystems und durch Auswertung der Druckvolumenkennlinie der Radbremsen über den Kolbenweg oder den Strom des Elektromotors einregelt, wobei die Steuer- und Regeleinrichtung gleichzeitig oder nacheinander den Druck in einem oder mehreren Bremszylindern mittels des mindestens einen Kolben-Zylinder-Systems und der den Radbremsen zugeordneten Ventilen einregelt.

24. Verfahren nach Anspruch 23, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Änderungsgeschwindigkeit des Druckes einen konstanten oder variablen Gradienten hat und der Druckgradient durch einen variabel geregelten elektromotorischen Kolbenantrieb eingestellt wird.

25. Verfahren nach Anspruch 23 oder 24, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Steuer- und Regeleinrichtung das Ventil zum Halten des Drucks im Bremszylinder schließt.

26. Verfahren nach einem der Ansprüche 23 bis 25, **dadurch gekennzeichnet**, dass sich die Änderungsgeschwindigkeit des Druckaufbaus und/oder des Druckabbaus in einer Radbremse während eines Regelzyklus ändert.

27. Verfahren nach Anspruch 26, **dadurch gekennzeichnet**, dass sich die Änderungsgeschwindigkeit des Druckabbaus und/oder Druckaufbaus während der Zeit in der ein Ventil einer Radbremse geöffnet ist ändert.

28. Verfahren nach einem der Ansprüche 23 bis 27, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Steuer- und Regeleinrichtung zumindest aus der jeweiligen Radgeschwindigkeit, der Fahrzeugbeschleunigung und dem im jeweiligen Bremszylinder der Radbremse befindlichen Druck den erforderlichen Druckaufbau, Druckabbau, die Druckhaltephasen und/oder den optimalen Schlupf für das jeweilige Rad und/oder alle gebremsten Fahrzeugräder ermittelt.

29. Verfahren nach einem der Ansprüche 23 bis 28, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Steuer- und Regeleinrichtung während des Druckaufbaus oder Druckabbaus für eine erste Radbremse das der Radbremse zugehörige Ventil öffnet, und unmittelbar nach dem Einstellen des vom Regler bestimmten Drucks für die erste Bremse das der ersten Radbremse zugehörige Ventil schließt und durch Öffnen des Ventils für die zweite Radbremse den notwendigen Druck für die zweite Radbremse mittels des Kolben-Zylinder-Systems einregelt.

30. Verfahren nach Anspruch 29, **dadurch gekennzeichnet**, dass der notwendige Druckabbau oder Druckaufbau für das als nächstes einzuregelnde Rad berechnet wird.

31. Verfahren nach Anspruch 30, **dadurch gekennzeichnet**, dass der für die zweite Radbremse neu einzuregelnden Druckabbau und/oder Druckaufbau während des Einregelns des Drucks für die erste Radbremse berechnet wird.

32. Verfahren nach einem der Ansprüche 23 bis 31, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Druckabbau bei zwei Radbremsen durch Öffnen der jeweils zugehörigen Ventile zur gleichen Zeit erfolgt.

33. Verfahren nach Anspruch 32, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Ventil für ein erstes Rad eher geschlossen wird als das Ventil des zweiten Rades.

34. Verfahren nach einem der Ansprüche 23 bis 33, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Steuer- und Regeleinrichtung einen Speicher hat, in dem der zum Zeitpunkt des Schließens des zugehörigen Ventils einer Radbremse eingeregelter Druck und/oder das Drucksignal abgelegt wird.

35. Verfahren nach einem der Ansprüche 23 bis 34, **dadurch gekennzeichnet**, dass während der Regelung mittels des Kolben-Zylinder-Systems ein Vordruck eingeregelt wird, der ca. 10-30% über dem einzuregelnden Druck liegt.

36. Verfahren nach einem der Ansprüche 23 bis 35, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Motor und/oder Kolben nach Erreichen des Druckaufbaues eine kurze Zeit in seiner Position gehalten wird, um sicher zu stellen, dass das zuletzt geöffnete Magnetventil vollständig geschlossen ist.

37. Verfahren nach einem der Ansprüche 23 bis 36, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Ansprechzeit t_{VA} der Antriebseinrichtung klein zur Erzielung einer großen Druckabbaugeschwindigkeit (dp_{ab}/dt) und/oder Druckaufbaugeschwindigkeit (dp_{au}/dt) ist.

38. Verfahren nach einem der Ansprüche 23 bis 37, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Druckabbaugeschwindigkeit (dp_{ab}/dt) sehr groß gewählt und/oder eingeregelt wird, sofern mehrere Räder gleichzeitig vom Regler zum Druckabbau bestimmt sind.

39. Verfahren nach einem der Ansprüche 23 bis 38, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Regler den optimalen Druck zur Erzielung des optimalen Schlupfes für das gebremste Rad berechnet und der Druckaufbau für die zugehörige Radbremse bis zu einem Druck erfolgt, der geringfügig kleiner ist, als der berechnete optimale Druck, derart, dass ein erneutes Überschreiten des optimalen Schlupfes vermieden wird.

40. Verfahren nach Anspruch 39, **dadurch gekennzeichnet**, dass zur Erzielung eines möglichst optimalen Schlupfes der Druckaufbau in Schritten erfolgt, wobei zuerst ein großer Druckanstieg nach dem Regelzyklus erfolgt, gefolgt von Druckhaltephasen im Wechsel mit Druckaufbauphasen mit jeweils geringen Druckänderungen.

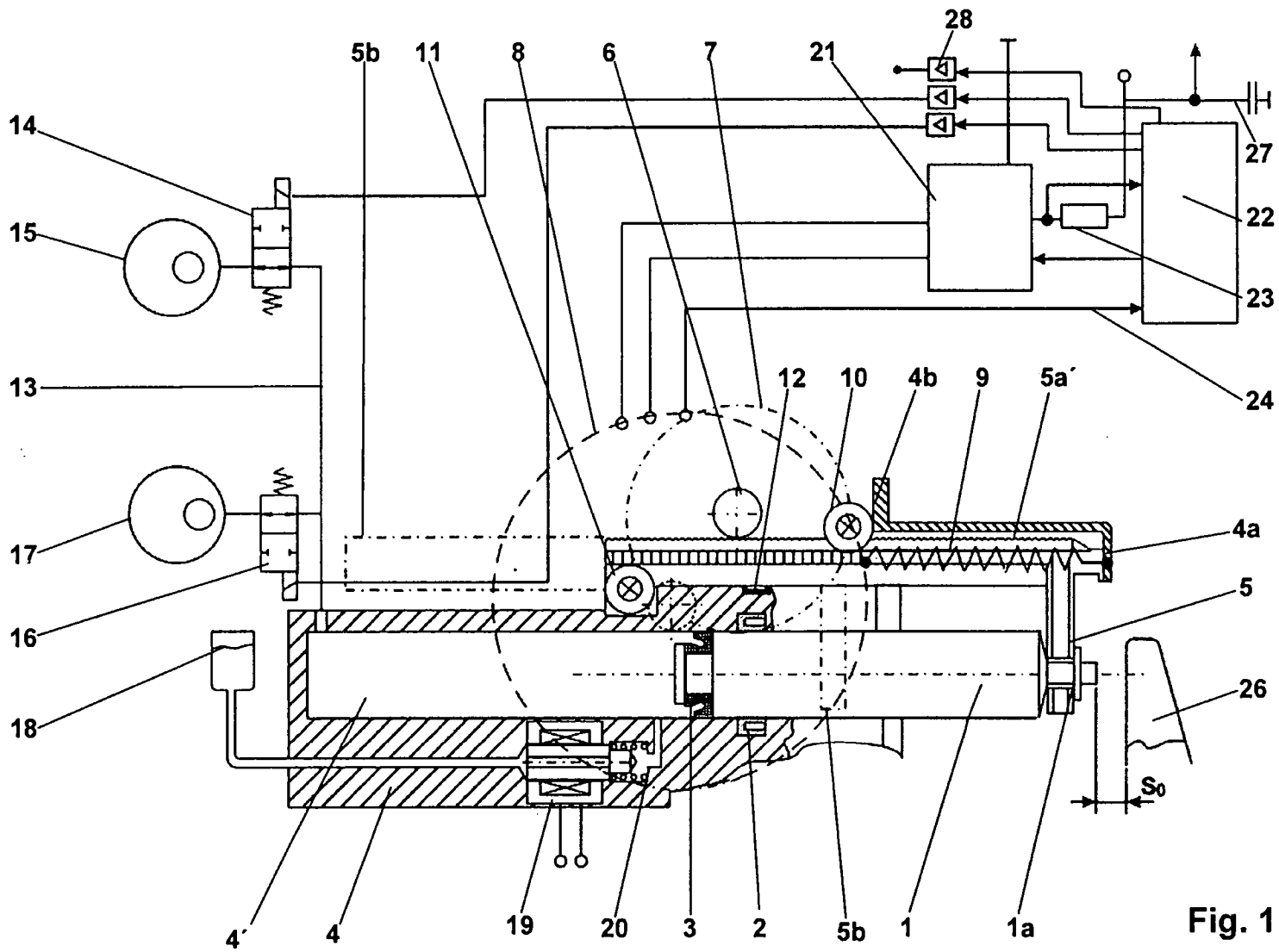
41. Verfahren nach Anspruch 40, **dadurch gekennzeichnet**, dass während einer Druckhaltephase für ein erstes Rad eine Druckaufbauphase für ein zweites Rad mittels des selben Kolben-Zylinder-Systems eingeleitet und/oder durchgeführt wird.

42. Verfahren nach einem der Ansprüche 23 bis 41, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Regeleinrichtung bei der Ansteuerung der 2/2-Wege-Ventile deren Ansprechzeiten und/oder Totzeiten berücksichtigt, derart, dass die 2/2-Wege-Ventile um die Ansprechzeit des Ventils früher einen Befehl zum Öffnen oder Schließen erhalten, so dass das Ventil zum berechneten Zeitpunkt tatsächlich geöffnet oder geschlossen ist.

43. Verfahren nach einem der Ansprüche 23 bis 42, **dadurch gekennzeichnet**, dass die 2/2-Wege-Ventile steuernde Regeleinrichtung aus der Reaktion der aktivierten Antriebseinrichtung oder dem erfolgten Kolbenverstellweg nach entsprechender Ansteuerung die Ansprechzeit der Ventile ableitet und für die nachfolgende Regelung in einem Speicher abspeichert.

44. Verfahren nach einem der Ansprüche 23 bis 43, **dadurch gekennzeichnet**, dass zum Druckaufbau und/oder Druckabbau in mindestens einer Radbremse der Kolben des Kolben-Zylinder-Systems bereits verstellt wird, und das oder die zugehörige(n) Ventil(e) später öffnet/öffnen.

Es folgen 9 Seiten Zeichnungen



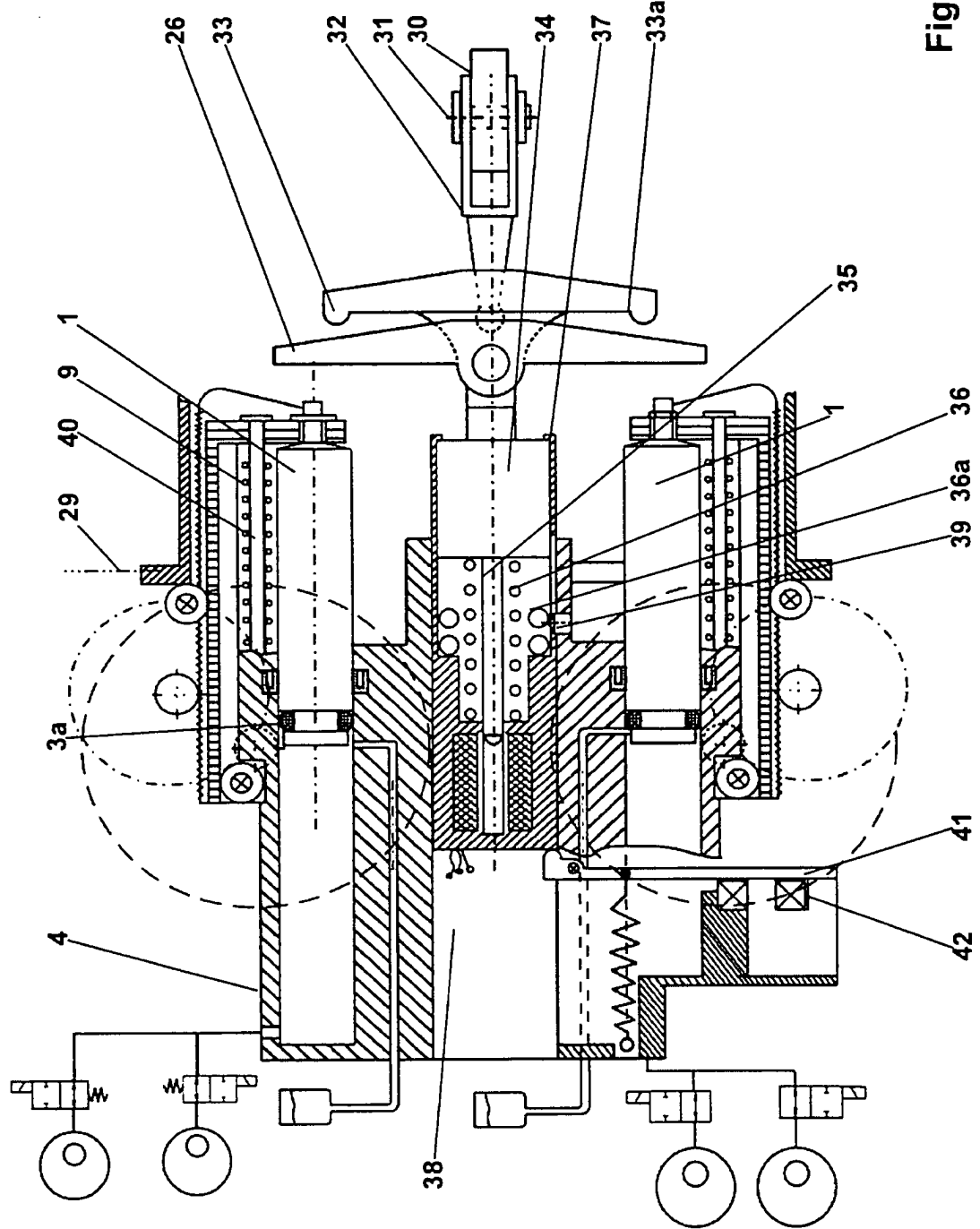


Fig. 2

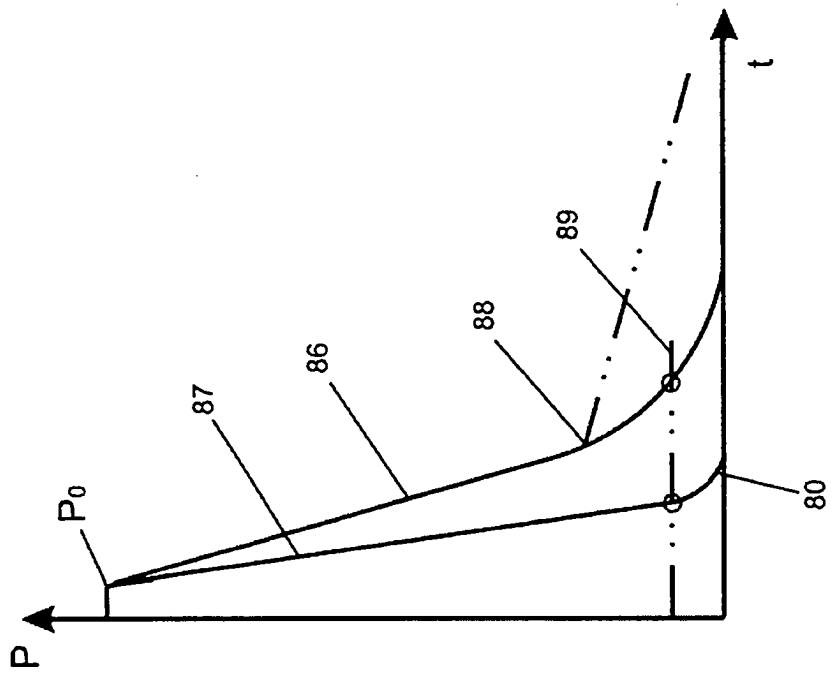


Fig. 6

Fig. 7

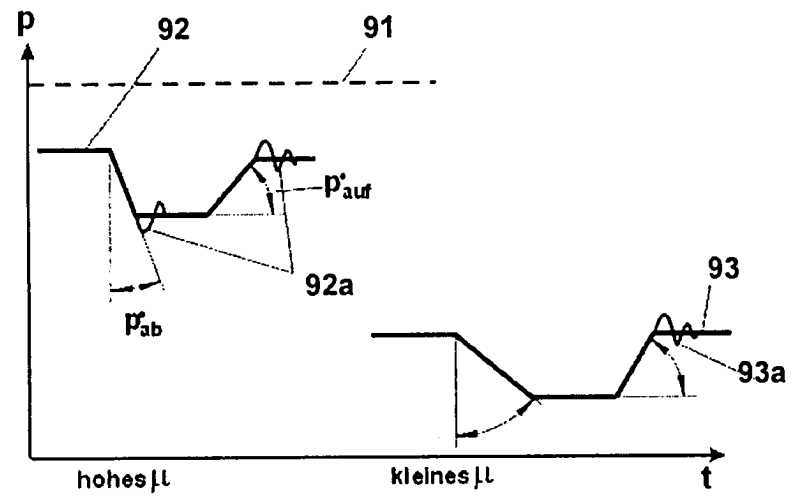
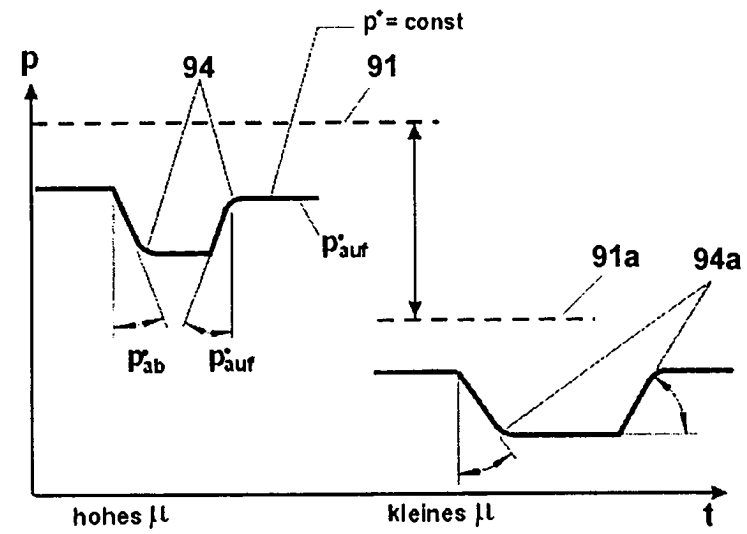


Fig. 7a



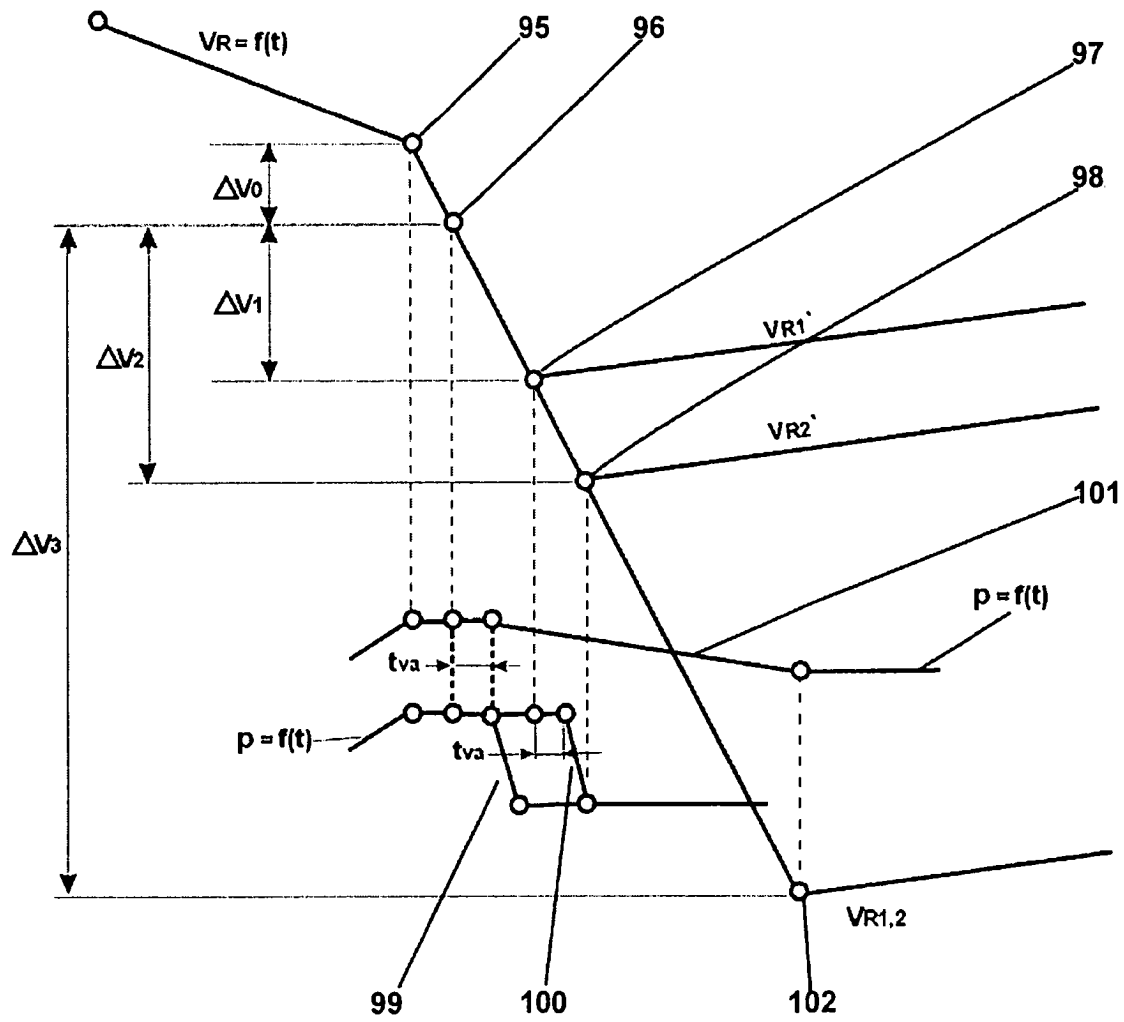


Fig. 8

Fig. 9

$$\frac{t_{ab} (10) + t_{c} (5) + t_{VA} (2)}{\leq 17}$$

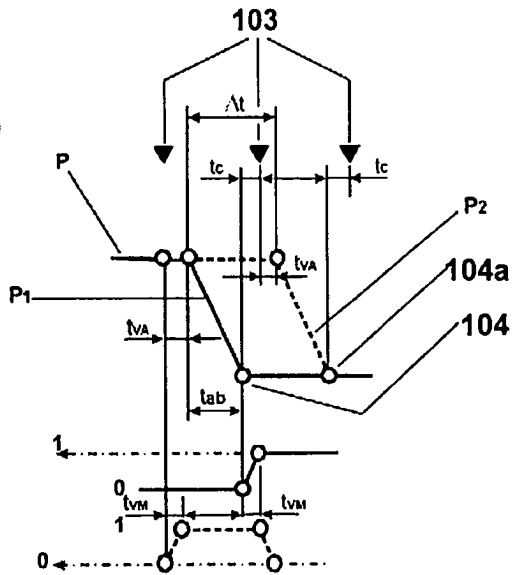


Fig. 9a

$$\frac{t_{ab} (10) + t_{VA} (2)}{\leq 12}$$

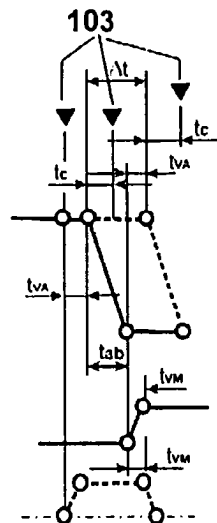


Fig. 10

$$\frac{\Delta t = t_{ab} (5) + t_c (5) + t_{VA} (2)}{\leq 12}$$

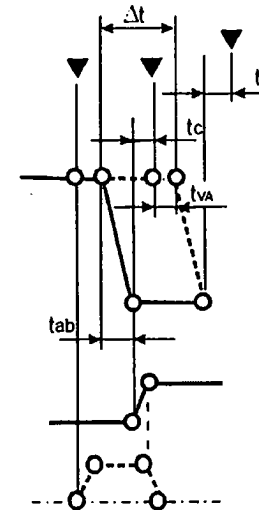
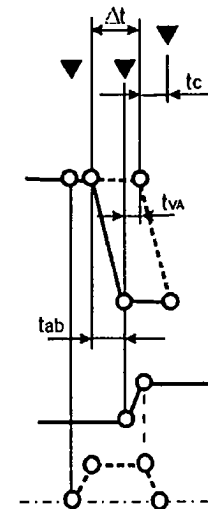


Fig. 10a

$$\frac{\Delta t = t_{ab} (5) + t_{VA} (2)}{\leq 7}$$



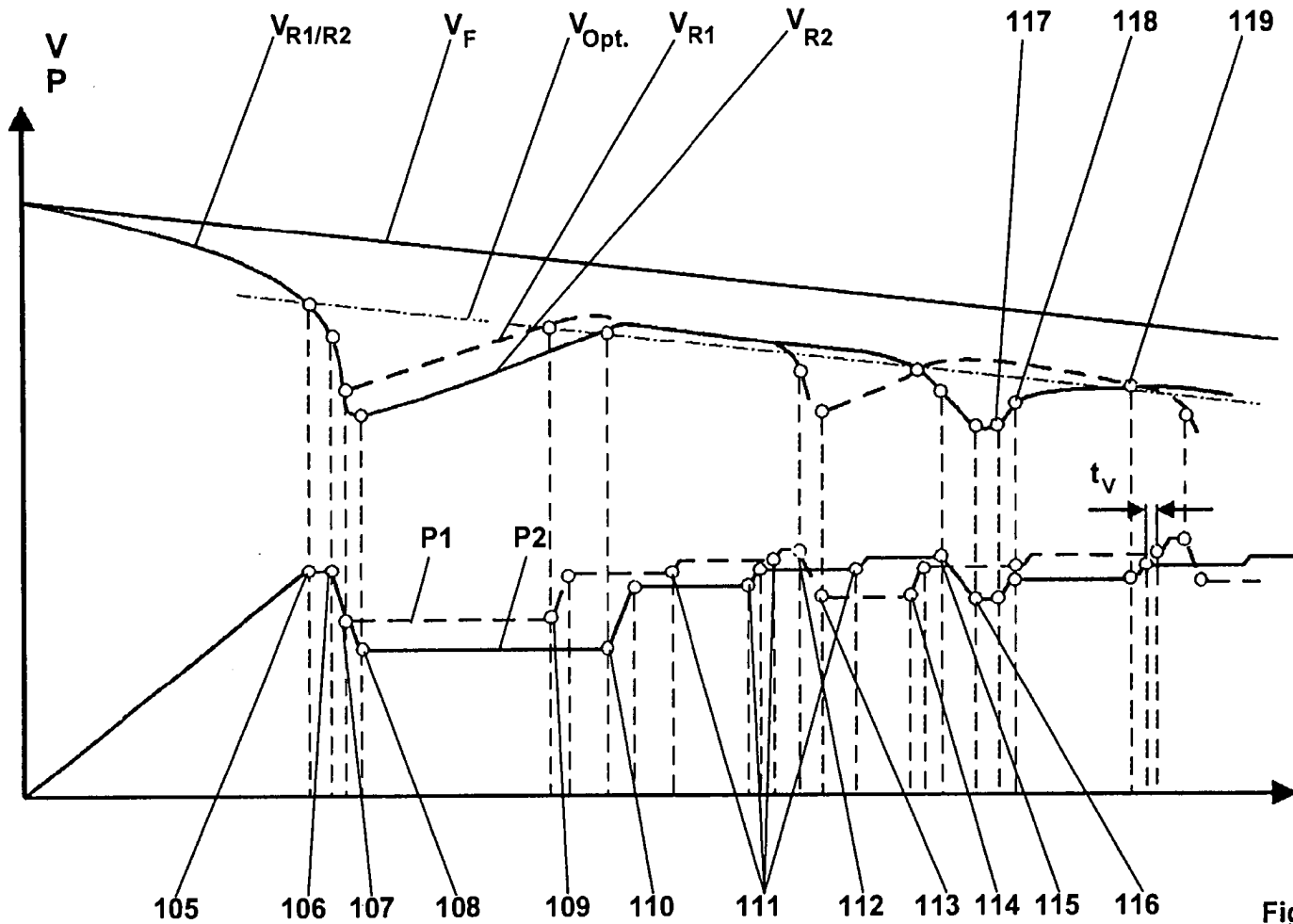


Fig. 11
Version 1