(19) Bundesrepublik Deutschland
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 40 30 724 B4** 2005.05.04

(12) **Patentschrift**

(21) Aktenzeichen: **P 40 30 724.7**
(22) Anmeldetag: **28.09.1990**
(43) Offenlegungstag: **02.04.1992**
(45) Veröffentlichungstag der Patenterteilung: **04.05.2005**

(51) Int Cl.[7]: **B60T 8/32**
B60T 8/60, B60T 13/66, B60T 8/68

Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden.

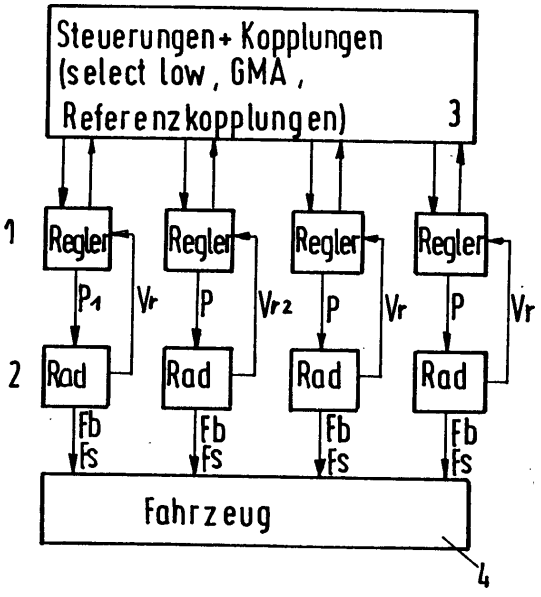
(71) Patentinhaber:
Robert Bosch GmbH, 70469 Stuttgart, DE

(72) Erfinder:
Zanten, Anton van, Dr.-Ing., 71254 Ditzingen, DE; Erhardt, Rainer, Dipl.-Ing., 70563 Stuttgart, DE; Kost, Friedrich, Dipl.-Ing., 70806 Kornwestheim, DE; Weiß, Karl-Josef, Dipl.-Ing., 71701 Schwieberdingen, DE; Hartmann, Uwe, Dipl.-Ing., 70182 Stuttgart, DE; Wietelmann, Jürgen, Dipl.-Ing., 71254 Ditzingen, DE; Busch, Gerd, Dipl.-Ing., 70839 Gerlingen, DE; Ehret, Thomas, Dipl.-Ing., 71701 Schwieberdingen, DE; Ruf, Wolf-Dieter, Dipl.-Ing., 73550 Waldstetten, DE

(56) Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht gezogene Druckschriften:
DE 34 02 795 C2
DE 40 30 704 A1
DE 40 30 563 A1
DE 40 24 815 A1
DE 38 40 456 A1
DE 36 06 797 A1
US 47 15 662
WO 86 07 321 A1
=US 48 62 368
WO 89 02 382
DE-Buch-Zomotor, "Fahrwerktechnik: Fahrverhalten", Vogel Fachbuch, Würzburg, 1987 1.Aufl. Kapitel 4.1 "Lineares Fahrzeugmodell für Querdynamik";
DE-Z: Automobiltechnische Zeitschrift ATZI 77 (1975)7/8, S.213-217, "Ein korrelationsoptisches Verfahren zur direkten Messung von instationären Schwimm- und Schräglaufwinkeln an Kraftfahrzeugen;

(54) Bezeichnung: **Antiblockierregelsystem**

(57) Hauptanspruch: Vorrichtung zur Durchführung einer Antiblockierregelung, wobei die Vorrichtung mehrere Regelkanäle für Räder oder Radgruppen eines Fahrzeuges enthält, und wobei die Vorrichtung ferner enthält:
Mittel (1) zur Ermittlung des Radschlupfes (S) der einzelnen Räder, wobei der Radschlupf der einzelnen Räder in Abhängigkeit von der Radumfangsgeschwindigkeit und der Geschwindigkeit des freirollenden Rades ermittelt wird,
Mittel (2) zur Ermittlung eines Sollschlupfes (S0), wobei der Sollschlupf mit Hilfe der Fahrzeuggeschwindigkeit oder der Geschwindigkeit des freirollenden Rades, der sich im normalen Regelbetrieb einstellenden Bremskraft (Fb0) und der Seitenkraft (FS) ermittelt wird,
Mittel (4) zur Durchführung eines Vergleiches des Radschlupfes mit dem Sollschlupf, und zur Ermittlung eines Sollbremsdruckes (Ps) in Abhängigkeit der Abweichung des Radschlupfes vom Sollschlupf,
Mittel (5) zur Ermittlung eines Ansteuersignals (U) für ein Ventil, mit dem der Bremsdruck eines Rades variiert wird, wobei das Ansteuersignal U für das Ventil mittels eines inversen Hydraulikmodells wenigstens aus dem Sollbremsdruck, dem Vordruck...



Beschreibung

Stand der Technik

[0001] Die Erfindung geht aus von bekannten Antiblockierregelsystemen, bei denen der Bremsdruck an den einzelnen Rädern bei Überschreiten von Schwellen erhöht, erniedrigt und evt. konstantgehalten wird (DE 34 02 795 C2).

[0002] Die WO 86/07321 A1 beschreibt ein Verfahren zur Einstellung eines optimalen Bremsschlupfes. Hierzu werden in einem unterlagerten Regler ausgehend von einer Differenz, die in Abhängigkeit eines fest vorgegebenen Schlupfwertes und eines ermittelten Schlupfwertes ermittelt wird, Steuersignale zur Variation des Bremsdruckes erzeugt, die einem Stellglied, beispielsweise einem Magnetventil, zugeführt werden. Bei der Ermittlung der Steuersignale kann neben der erwähnten Differenz auch der vom Fahrer vorgegebene Bremsdruck sowie der herrschende Bremsdruck, sofern diese gemessen werden, berücksichtigt werden. Die vorgeschlagene Vorgehensweise sieht die Verwendung eines inversen Hydraulikmodells, bei dem die Seitenkraft berücksichtigt wird, nicht vor.

[0003] Die DE 38 40 456 A1 beschreibt ein Verfahren zur Erhöhung der Beherrschbarkeit eines Fahrzeuges. In diesem Zusammenhang werden die Bremsdrücke an den einzelnen Rädern nach Maßgabe des augenblicklichen Bremsschlupfes im Vergleich zu vorgegebenen Schlupfsollwerten variiert. Dabei ist vorgesehen, die Schlupfsollwerte durch Auswerten der für die Achsen des Fahrzeuges ermittelten Schräglaufwinkel zu variieren. Eine konkrete Vorgehensweise bzgl. der Ermittlung von Ansteuersignalen zur Einstellung der Bremsdrücke ist nicht angegeben.

Aufgabenstellung

[0004] Ausgehend von dem bekannten Stand der Technik ergibt sich somit für den Fachmann die Aufgabe, bekannte Vorrichtungen zur Durchführung einer Antiblockierregelung dahingehend zu verbessern, daß bei der Ermittlung der Ansteuersignale für die Ventile ein inverses Hydraulikmodell eingesetzt wird, bei dem zumindest die Seitenkraft berücksichtigt wird. Dadurch wird eine stärkere Berücksichtigung der Querdynamik des Fahrzeuges realisiert.

[0005] Der besondere Vorteil des erfindungsgemäßen ABS ist, daß es als unterlagerter Regler eines überlagerten Fahrzeugdynamikreglers verwendet werden kann, welcher Sollschlupfwerte für die Fahrzeugräder vorgibt, um die Beherschbarkeit des Fahrzeugs zu erhöhen. Die Schlupfwerte des Fahrzeugreglers und des ABS werden nun überlagert und danach der Bremsdruck eingesteuert.

Ausführungsbeispiel

[0006] Die Grundstruktur herkömmlicher Antiblockiersysteme zeigt Fig. 1a. Während hier die Regler **1** für die einzelnen Fahrzeugräder **2** über einen Block **3** aus Steuerungen miteinander verkoppelt sind, bilden in einem erfindungsgemäßen Fahrzeugregelungssystem gemäß Fig. 1b die Radregler **5** Kreise, die einem Fahrzeugregler **8** unterlagert sind. Diese Kaskadenstruktur stellt an die unterlagerten Radregler **5** besondere Anforderungen im Hinblick auf deren dynamischen Eigenschaften sie müssen in einem höheren Frequenzbereich arbeiten als der überlagerte Regler. Außerdem müssen sie geeignete Schnittstellen zum Fahrzeugregler besitzen.

[0007] In Übereinstimmung mit dem in der DE 3840 456 A1 der Patentanmeldung DE 40 30 704.A1 beschriebenen Fahrzeugregelungskonzept werden hier Bremsschlupfwerte als Regelgrößen der Radregler gewählt. Zur Bildung der Schlupfwerte müssen die freirollenden Radgeschwindigkeiten (d.h., die Radumfangsgeschwindigkeiten, die sich ohne Brems- oder Antriebsmoment einstellen) bekannt sein. Ein Verfahren zur Schätzung dieser Grössen beschreibt die Patentanmeldung DE 40 24 815.A1 und findet hier Anwendung.

[0008] Gemäß dem in DE 40 30 704.A1 vorgeschlagenen Fahrzeugregelungssystem entfallen auf die erfindungsgemäße Schlupf regelung insgesamt folgende Aufgaben:

– Berechnung eines Sollwerts für den "Reifenschlupf" aus der ABS-Regelung zur Arbeitspunktvorgabe.
– Möglichst schnelle stabile Regelung auf Bremsschlupfsollwerte, die – abhängig vom Fahrzeugreglereingriff – in weiten Grenzen von oben genannten Arbeitspunkt abweichen können.
– Schätzung der Bremskräfte.
– Schätzung der Fahrzeuglängsgeschwindigkeit.

[0009] Aus diesen Aufgaben folgen weitere:
– Schätzung der Radbremsdrücke (mittels eines Hydraulikmodells).
– Berechnung geeigneter Ventilansteuerung (mittels eines inversen Hydraulikmodells).

[0010] Das Gesamtkonzept des erfindungsgemäßen unterlagerten ABS-Reglers ist in Fig. 2 dargestellt.

[0011] Am Rad **9** wird die Radgeschwindigkeit V_r gemessen und einem Schlupfbildner **1** zugeführt. Diesem könnte auch die in irgend einer Weise gemessene freirollende Radgeschwindigkeit V_{fr} zugeführt werden. Tatsächlich wird ihm von einem V_{fr}-Beobachter **8** die in ihm ermittelte Geschwindigkeit des freirollenden Rads V_{fr} zugeführt, wodurch eine Messung der freirollenden Radgeschwindigkeit, bzw. der Fahrzeuglängsgeschwindigkeit überflüssig wird. Der Beobachter **8** ermittelt aus den Größen Giergeschwindigkeit ψ^o, Lenkwinkel δ, Quergeschwindigkeit Vy, und den Seitenführungskräfte F_S, den Bremskräften Fb und den Radgeschwindigkeit aller Räder die Größe V_{fr}.

[0012] Hierbei sind ψ^o und δ Meßrößen, während Vy und F_S geschätzte Größen sind. Das exakte Verfahren geht aus DE 40 24 815 A1 hervor. Im Schlupfbildner **1** wird aus Vr und V_{fr} der Schlupfwert $S = (1 – Vr/V_{fr})$ gebildet und einem Schlupfregler **4** zugeführt. Diesem wird zusätzlich ein in einem Block **2** ermittelter Sollschlupf S0, sowie die Größen V_{fr}, Schräglaufwinkel α und die mittlere Bremskraft Fb0 zugeführt. Auf die Berechnung des Sollbremsdrucks Ps aus diesen Größen wird später eingegangen.

[0013] In einem weiteren Block **5** wird mit Hilfe eines inversen Hydraulikmodells und unter Nutzung der Größen Vordruck P_{vor} und Seitenführungskraft Fs die Ansteuerzeit U berechnet, mit der ein in einem Hydraulikblock **10** vorhandenes Magnetventil angesteuert werden muß, um am Rad **9** einen Bremsdruck P einzusteuern, der dem Solldruck Ps entspricht.

[0014] Man kann P messen, jedoch mit Hilfe eines Hydraulikmodells **7**, des Vordrucks P_{vor} und der Seitenführungskraft Fs diesen auch berechnen. Ein Bremskraftschätzer **6** ermittelt die sich aus P, V_r und α ergebende Bremskraft F_B, die der V_x-Beobachter **8** zur Berechnung benötigt.

[0015] In einem Addierer **3** kann dem Sollschlupf S0 des Blocks **2** eine von einem Fahrzeugregler **11** kommende Sollschlupfabweichung Δ_{Ss} überlagert werden, woraus sich ein Sollschlupfs ergibt.

[0016] Bei der Erfindung müssen gemessen werden:
die Geschwindigkeit aller Räder Vr
die Giergeschwindigkeit $\dot{\psi}$
der Lenkwinkel δ
der Hauptbremszylinderdruck P_{vor} oder
die Radbremszylinderdrücke.

[0017] Folgende Größen werden gemäß dem Verfahren der Patentanmeldung DE 40 30 653 A1 geschätzt:
die Schräglaufwinkel α
die Seitenkräfte aller Räder Fs
die Quergeschwindigkeit V_y

[0018] Es folgen nun die näheren Betrachtungen der in den einzelnen Blöcken der Fig. 2 durchzuführenden Berechnungen.

1.) Sollschlupfberechnung (Block **2**)

[0019] Der Sollwert des resultierenden Schlupfes S0 ist der Arbeitspunkt der Schlupfregelung eines Rades ohne Eingriff des Fahrzeugreglers.

[0020] Er wird gemäß der Gleichung

$$S0 = a0 \cdot Fr + a1 + a2/Vfr \qquad (1)$$

abhängig von der resultierenden Reifenkraft Fr und der freirollenden Radgeschwindigkeit Vfr berechnet. Die Größen a0, a1 und a2 sind dabei positive vorzugebende Konstanten. Bei großem Fr, d.h. hohem Reibbeiwert zwischen Rad und Strasse, ergibt sich damit ein großer Wert für S0, bei niederem Reibbeiwert dagegen ein kleiner Wert. Zu kleineren Vfr hin nimmt S0 zu. Die resultierende Reifenkraft wird vorzugsweise aus der mitt-

leren Bremskraft Fb0 und der gefilterten Seitenkraft Fs0 (Fs0 z.B. aus Tiefpassfilterung von Fs) gemäß

$$Fr = \sqrt{Fb0^2 + Fs0^2} \qquad (2)$$

berechnet. Wegen möglicher Fehler in Fb0 und Fs0 ist es vorteilhaft, Fr nach obenhin zu begrenzen, damit keine zu großen Werte für S0 berechnet werden. Außerhalb des geregelten Zustands (kein Schlupf bei kleinem Bremsdruck) ist es günstiger, S0 gemäß

$$S0 = a1 + a2/Vfr \qquad (3)$$

zu berechnen, also a0 zu 0 zu machen.

[0021] Der Längsschlupfsollwert Ss, der vom Regler eingestellt werden soll, wird aus

$$Ss = S0 + \Delta Ss$$

bestimmt. Die Sollschlupfabweichung ΔSs wird vom Fahrzeugregler gemäß Patentanmedlung DE 40 30 704 A1 festgelegt.

2.) Berechnung des Sollbremsdrucks Ps (Block **4**)

[0022] Die Berechnung des einzustellenden Radbremsdrucks Ps erfolgt im allgemeinen in Abhängigkeit von der Regelahweichung (Ss-S). In bestimmten Zeiträumen allerdings erfordert die Schätzung der freirollenden Radgeschwindigkeit im Block **8** ein Unterbremsen eines Fahrzeugrades. Es sind also 2 Fälle zu unterscheiden.

a) Normaler Regelzustand:

[0023] Der Solldruck setzt sich zusammen aus

$$Ps = Pa + Pp + Pi, \qquad (5)$$

worin
Pa ... Absolutanteil,
Pp ... modifizierter Proportionalanteil,
Pi ... modifizierter Integralanteil
bedeuten: Der Anteil Pa wird berechnet aus

$$Pa = \frac{1}{cp} \cdot \left(Fbx - \frac{J}{r} \cdot bx\right) \qquad (6)$$

mit

$$Fbx = \begin{cases} Fb0 & \text{für } S \leq Ss \\ k \cdot Fb0 & \text{für } S > Ss, \end{cases} \qquad (7)$$

k ... vorzugebende Konstante (z.B. 0.96).

[0024] In Gl. (6) bedeuten
cp ... Verhältnis Bremsmoment/Bremsdruck,
r ... Radradius,
J ... Radträgheitsmoment,
bx ... Fahrzeugbeschleunigung.

[0025] Die Bestimmung der Fahrzeugbeschleunigung bx wird weiter unten beschrieben. Der Proportionalanteil Pp wird gemäß

$$Pp = Kp \cdot \frac{Vfr}{Vfr + vp} \cdot (Ss - Sx), \qquad (8)$$

Kp ... Proportionalverstärkung
vp ... Konstante, z.B. ... 9 m/s
berechnet, worin Sx entweder der Schlupf S ist oder – um das Regelverhalten zu verbessern – ein Signal ist, das aus S durch Tiefpaßfilterung gewonnen wird.

[0026] Der modifizierte Integralanteil berechnet sich aus

$$\frac{d\,Pi}{dt} = \begin{cases} (1 + ki \cdot Pi) \cdot Ki \cdot (Ss - S) & \text{für } Ss > S \\ -fi5 \cdot Pi & \text{für } Ss \leq s \end{cases} \qquad (9)$$

worin ki, Ki und fi5 vorzugebende positive Konstanten sind. Pi wächst bei konstanter Regelabweichung (Ss – S) > 0 progressiv an, was für die Anpassung an positive Reibwertänderungen wichtig ist.

b) Unterbremster Anpassungszustand zur Längsgeschwindigkeitsschätzung:

[0027] Hier wird in Übereinstimmung mit Anlage 2 der Solldruck Ps gemäß

$$Ps = \frac{1}{cp} \cdot (Fbx \cdot r - \frac{J}{r} \cdot bx) \qquad (10)$$

berechnet.

[0028] Darin sind
cp ... Verhältnis Bremsmoment/Bremskraft,
J ... Radträgheitsmoment
r ... Radradius,
bx ... Fahrzeuglängsbeschleunigung.

[0029] Die einzustellende Bremskraft Fbx wird durch

$$Fbx = Fb0 - \Delta Fb \qquad (11)$$

festgelegt, wobei in diesem Beispiel ΔFb zu

$$\Delta Fb = k1 + k2 \cdot |\alpha| + (k3 + k4 \cdot |\alpha|) \cdot Fb0,\ \Delta Fb < Fb0 \qquad (12)$$

k1, k2, k3, k4 ... vorzugebende (experimentell zu bestimmende) positive Konstanten,
gewählt wird.

c) Besonderheiten beim Übergang vom unterbremsten Zustand in den normalen Regelzustand.

[0030] Nach Beendigung des unterbremsten Zustands soll der Bremsdruck wieder auf das zuvor herrschende Niveau gebracht werden. Unnötig große Regeleingriffe aufgrund des noch zu kleinen Bremsschlupfs sollen vermieden werden. In den ersten ca. 80 ms nach Beendigung des Anpassungszustands wird deshalb Pi konstant gehalten, in den ersten ca. 40 ms wird Pp auf Werte ≤ 0 begrenzt.

3.) Schätzung der Bremskraft (Block **6**)

[0031] Die Basis für die Berechnung der momentanen Bremskraft ist der Drallsatz fürs Rad. Nach Fb aufgelöst ergibt sich

$$Fb = \frac{1}{r} \cdot (\frac{J}{r} \cdot \frac{d\,Vr}{dt} + cp \cdot P). \qquad (13)$$

[0032] Die mittlere Bremskraft Fb0 ergibt sich durch eine Tiefpaßfilterung von Fb während des normalen Regelzustands gemäß

$$\frac{d\,Fb0}{dt} = fi1 \cdot (Fb - Fb0), \qquad (14)$$

worin der Filterkoeffizient fil vorzugsweise eine Funktion vom Schlupf S und dem Betrag des Schräglaufwinkels

α ist, z.B.

$$fil = k5 + k6 - S \cdot |\alpha|. \quad (15)$$

[0033] Treten gleichzeitig hoher Schlupf und Schräglaufwinkel auf, so verschiebt sich die Eckfrequenz des Filters nach Gl. (14) nach oben. Näheres zur Schätzung der Bremskraft ergibt sich aus der Patentanmeldung DE 40 24 815.A1.

4.) Schätzung der Fahrzeuglängsgeschwindigkeit, der freirollenden Radgeschwindigkeit und der Bremsschlupfwerte (Block **8**)

[0034] Das eingesetzte Verfahren zur Bestimmung der Fahrzeuglängsgeschwindigkeit Vx, der freirollenden Radgeschwindigkeiten Vfri, der Schlupfwerte

$$Si = 1 - Vri/Vfri,$$

$i = 1, ..., 4$
und der Längsbeschleunigung

$$bx = b0 + b \quad (16)$$

wird in der Patentanmeldung DE 40 24 815.A1 detailliert beschrieben. Hier soll nur auf eine Ergänzung eingegangen werden.

[0035] In Anlage 2 wird der Schätzwert für die Fahrzeuglängsbeschleunigung b(t) berechnet aus

$$b(t) = -\frac{1}{mf} \cdot \sum_{i=1}^{4} Fbi(t)$$

worin mf die Fahrzeugmasse und Fbi die momentanen Bremskräfte der Räder sind. Bei kleinen Lenkwinkeln und nicht sehr großen Gier- und Quergeschwindigkeiten ist diese Berechnungsvorschrift ausreichend genau. Im hier beschriebenen Ausführungsbeispiel wird b(t) jedoch ohne diese Einschränkungen berechnet. Die Beziehung hierfür lautet

$$b(t) = -\frac{1}{mf} * [(Fs1 + Fs3) * \sin\delta + (Fb1 + Fb3) * \cos\delta + Fb2 + Fb4] + Vy * \dot{\psi}. \quad (17)$$

[0036] In Gl. (17) bedeuten
Fs1 ... Seitenkraft vorne links,
Fs3 ... Seitenkraft vorne rechts,
Fb1 ... Bremskraft vorne links,
Fb3 ... Bremskraft vorne rechts,
Fb2 ... Bremskraft hinten rechts,
Fb4 ... Bremskraft hinten links,
δ ... Lenkwinkel der Vorderachse,
Vy ... Fahrzeugquergeschwindikgeiten,
ψ ... Gierwinkelgeschwindigkeiten.

[0037] Die Schätzung von Vx kann – wie in DE 40 24 815 A1 beschrieben – durch jedes der Räder gestützt werden. Um Bremskraftverluste möglichst klein zu halten, wird jedoch immer höchstens ein Rad zur Stützung herangezogen. Die Auswahl eines geeigneten Rads erfolgt nach diesen Kriterien:

a) Das Rad muß in Regelung sein (siehe Abschnitt 5.2)

b) die Radbeschleunigung muß in der Nähe der Fahrzeugbeschleunigung liegen:

$$bx - k7 < \frac{d\,Vr}{dt} < bx + k8, \quad (18)$$

c) der Schlupf darf nicht zu groß sein:

$$S < Ss0 + k9 \quad (19)$$

d) wenn das Rad Antriebsrad ist, darf Vr nicht zu weit über der freirollenden Radgeschwindigkeit liegen (Rad könnte Antriebschlupf haben):

$$Vr < Vfr + k10, \quad (20)$$

e) der Sollschlupf am Rad darf nicht durch den Fahrzeugregler erhöht sein:

$$\Delta Ss \leq 0. \quad (21)$$

[0038] Erfüllen mehrere Räder Bedingung a) bis e), so wird eine bervorzugte Reihenfolge der stützenden Räder eingehalten, z.B.:
auf VL folgt VR,
auf VR folgt HL,
auf HL folgt HR,
auf HR folgt VL.

[0039] Die Größen k7 bis k10 sind positive Konstanten, die im Einzelfall geeignet gewählt werden.

[0040] Erfüllt keines der Fahrzeugräder die Bedingungen a) bis e), so wird Vx ungestützt extrapoliert. Dabei kann ein Schätzfehler in Vx entstehen. Im ungünstigsten Fall folgt daraus ein Schätzfehler im Schlupf S, der so groß ist, daß die Bedingung c) fälschlicherweise dauernd für alle Räder verletzt wird und ein Abbau des Schätzfehlers durch Stützung über lange Zeit verhindert wird. Dieser Fall läßt sich dadurch vermeiden, daß statt einer konstanten Schlupfschranke k9 eine zeitlich wachsende Schranke für die Radgeschwindigkeit benutzt wird, solange eine Stützung der Vx-Schätzung unterbleibt. Die Bedingung c) lauetet dann:

$$Vr > (1 - S0)\cdot Vfr - kx1 - kx2\cdot Tx,$$

mit
Tx ... Zeit ohne Stützung von V_χ,
kx1, kx2 ... positive Konstanten;
kx2 soll etwa dem maximal zu erwartenden Fehler der Längsbeschleunigung bx entprechen.

5.) Sondermaßnahmen

5.1) Bei positiven Reibwertsprüngen

[0041] Nimmt während des Bremsvorganges der Reibbeiwert der Fahrbahn plötzlich zu, so entsteht eine Regelabweichung im Schlupf. Der Regler 7 antwortet mit Bremsdruckerhöhung, bis Schlupf und Sollschlupf wieder übereinstimmen. Aufgrund der wachsenden Bremskraft Fb0 nimmt auch der Sollschlupf S0 zu. Dieser Vorgang endet, wenn der Reibbeiwert zwischen Reifen und Straße voll ausgenutzt wird. Um Bremskraftverluste klein zu halten, wird dieser Optimierungsvorgang dadurch beschleunigt, daß bei längeranhaltender Regelabweichung S < Ss der Schlupf S0 zusätzlich erhöht wird. Im vorliegenden Beispiel wird die Sollschlupfberechnung nach Gl. (1) abgeändert, wenn die modifizierte I-Anteil Pi einen bestimmten Wert überschreitet:

$$S0 = a0\cdot Fr + a1 + a2/Vfr + k11 \text{ für } Pi > k12, \quad (1b)$$

k11, k12 ... positive Konstanten.

5.2) Beginn und Beendigung der Regelung

[0042] Die Regelung eines Rades beginnt, wenn dort der Sollschlupf überschritten wird und der Hauptbremszylinderdruck über einem gewissen Schwellwert (z.B. 2 bar) liegt.

[0043] Die Regelung an allen Rädern wird beendet, wenn an keinem der Räder der zur Schlupfregelung erforderliche Druck eingespeist werden kann; das ist der Fall, wenn für jedes Rad gilt:

$$Pvor < \frac{1}{cp} \cdot \left(Fb0 \cdot r - \frac{J}{r} \cdot bx\right) \quad (22)$$

[0044] Die Regelung aller Räder wird auch dann beendet, wenn die Fahrzeuglängsgeschwindigkeit einen Schwellwert unterschreitet:

$$Vx < Vabr. \tag{23}$$

[0045] Treten an der Hinterachse sehr große Schräglaufwinkel auf (z.B. > 50 grad), dann wird die Regelung ebenfalls beendet. Dadurch kann vermieden werden, daß das außer Kontrolle geratenen Fahrzeug in eine nicht gewünschte Richtung (z.B. rückwärts) weiterrollt.

[0046] Befindet sich ein Rad außerhalb des geregelten Zustands, so ist das zugehörige Druckeinlaßventil dauernd geöffnet.

5.3) Berücksichtigung des Motorschleppmoments in der Vx-Schätzung

[0047] Im allgemeinen wird ein vorhandenes Motorschleppmoment durch die in DE 40 24 815 A1 beschriebene Schätzung des Beschleunigungsoffsets (b0) kompensiert. In bestimmten Situationen ist jedoch eine zusätzliche Maßnahme zur Kompensation dieses Störeinflusses vorteilhaft. Eine solche typische Situation tritt z.B. ein, wenn das Fahrzeug auf hohem Reibbeiwert nur leicht abgebremst wird und auf die Antriebsräder durch Einkuppeln zusätzlich plötzlich ein starkes Motorschleppmoment wirkt. Die entriebsräder bekommen dadurch Bremsschlupf und werden geregelt. Die nicht angetriebenen Räder laufen jedoch vollkommen stabil und bleiben zunächst ungeregelt. Durch das zusätzliche Motorschleppmoment nimmt die wahre Fahrzeugverzögerung zu, nicht aber die aus Gl. (17) geschätzte. Die geschätzte Fahrzeuggeschwindigkeit nimmt dann nicht genügend stark ab und die berechneten Schlupfwerte werden zu groß. In ungünstigen Fällen gehen deshalb auch die nicht angetriebenen Räder kurzzeitig unnötigerweise in Regelung, bis der Beschleunigungsoffset den Schleppmomenteinfluß kompensiert hat. Dieser Fall läßt sich vermeiden indem die vom Motorschleppmoment verursachte zusätzliche Bremskraft in Gl. (17) berücksichtigt wird. Für heckgetriebene Fahrzeuge gilt dann für b(t)

$$b(t) = -\frac{1}{mf} \cdot [(Fs1 + Fs3) \cdot \sin\delta + (Fb1 + FB3) \cdot \cos\delta + Fb2 + Fb4 + Fschlepp] + Vy \cdot \dot{\psi}: \tag{24a}$$

bei Frontantrieb gilt

$$b(t) = -\frac{1}{mf} \cdot [(Fs1 + Fs3) \cdot \sin\delta + (Fb1 + Fb3) \cdot \cos\delta + Fb2 + Fb4 + Fschlepp \cdot \cos\delta] + Vy \cdot \dot{\psi}. \tag{24b}$$

[0048] Verfügt das Fahrzeug über entsprechende Maßeinrichtungen, so kann Fschlepp mit Hilfe bekannter Verfahren aus der Gangstufe und der Motordrehzahl bestimmt werden (z.B. aus der Schleppmomentkennlinie). Besteht diese Möglichkeit nicht, so kann – für den Fall, daß die nicht getriebenen Räder stabil bei kleinem Schlupf laufen – eine vorsichtige Abschätzung vorgenommen werden: Gilt nämlich für die Räder einer Fahrzeugseite (z.B. der linken)

$$Sg > Sn \text{ und } Fbg < Fbn \tag{25}$$

mit
Sg ... Schlupf am angetriebenen Rad,
Sn ... Schlupf am nicht angetriebenen Rad,
Fbg ... geschätzte Bremskraft am angetriebenen Rad,
Fbn ... geschätzte Bremskraft am nicht angetriebenen Rad,
und sind Schräglaufwinkel und Radlasten des angetriebenen und des nicht angetriebenen Rades ungefähr gleich, so kann geschlossen werden, daß am linken Antriebsrad eine zusätzliche Kraft

$$Fschlepp \text{ (links)} \geq Fbn - Fbg \tag{26}$$

wirkt. Falls Bedingung (25) nicht erfüllt ist, kann lediglich vermutet werden, daß

Fschlepp (links) ≥ 0

gilt. Analoges gilt für die beiden Räder der anderen Fahrzeugseite. Als grobe Abschätzung für Fschlepp ergibt sich

Fschlepp ≈ Fschlepp (links) + Fschlepp (rechts). (27)

5.4) Begrenzung der Sollbremsdrücke

[0049] Bekannte Verfahren zur Erhöhung der Fahrstabilität bei ABS-Bremsungen sind die select low-Regelung der Hinterachse und die Giermomentaufbauverzögerung bzw. Giermomentabschwächung.

[0050] Im hier beschriebenen System wird die Fahrstabilität durch geeignete Einstellung der Bremsschlupfsollwerte durch den Fahrzeugregler sichergestellt. In bestimmten Situationen kann es für die Beherrschbarkeit des Fahrzeugs vorteilhaft sein, unterstützende Maßnahmen zur Verlangsamung von Gierbewegungen des Fahrzeugs vorzusehen. Um beispeilsweise den Aufbau der Giergeschwindigkeit beim Anbremsvorgang unter µ-split-Bedingungen zu verlangsamen, kann die zulässige Druck- bzw. Bremskraftdifferenz zwischen den linken und rechten Fahrzeugrädern begrenzt werden. Dazu wird im Anschluß an die Berechnung der Solldrücke (Fig. 2, Block (**4**)) aller Fahrzeugräder ein Block eingefügt, der eine Begrenzung des jeweils höheren Solldrucks einer Achse bewirkt. Die begrenzten Solldrücke Ps' werden dann dem Block (**5**) in Fig. 2 zugeführt. Die Begrenzungsvorschriften lauten

$$
\begin{aligned}
Ps1' &= \begin{cases} Ps1 & \text{für } Ps1 < Ps3 + dvp \\ Ps3 + dpv & \text{für } Ps1 > Ps3 + dvp \end{cases} \\
Ps3' &= \begin{cases} Ps3 & \text{für } Ps3 < Ps1 + dpv \\ Ps1 + dpv & \text{für } Ps3 > Ps1 + dpv \end{cases} \\
Ps2' &= \begin{cases} Ps2 & \text{für } Ps2 < Ps4 + dph \\ Ps4 + dph & \text{für } Ps2 > Ps4 + dph \end{cases} \\
Ps4' &= \begin{cases} Ps4 & \text{für } Ps4 < Ps2 + dph \\ Ps2 + dph & \text{für } Ps4 > Ps2 + dph, \end{cases}
\end{aligned}
\qquad (28)
$$

Index 1 ... vorne links,
Index 2 ... hinten rechts,
Index 3 ... vorne rechts,
Index 4 ... hinten links.

[0051] Abhängig davon, wie man die zulässigen Differenzdrücke dpv und dph wählt, lassen sich beliebige Giermomentabschwächnungen realisieren – von Individualregelung bis select-low-Regelung. Die Begrenzungen können auch zeitlich variabel gestaltet werden, womit sich z.B. auch eine Giermomentaufbauverzögerung verwirklichen läßt.

[0052] Eine mögliche Realisierung für die Hinterachse ist z.B.

$$
\frac{d\,dph}{dt} = \begin{cases} k13 & \text{für } |Ps2-Ps4| > dph \;\hat{}\; dph < dphmax \\ -k14 & \text{für } |Ps2-Ps4| \le dph \;\hat{}\; dph > dphmin \\ 0 & \text{für } |Ps2-Ps4| > dph \;\hat{}\; dph > dphmax \\ 0 & \text{für } |Ps2-Ps4| \le dph \;\hat{}\; dph < dphmin \end{cases} \qquad (29)
$$

mit

k13, k14 ... konstante Änderungsraten des zulässigen Differenzdrucks,
dphmin ... untere Grenze der zulässigen Druckdifferenz,
dphmax ... obere Grenze der zulässigen Druckdifferenz.

[0053] Ebenso kann der zulässige Differenzdruck an der Vorderachse gebildet werden.

6.) Entwurf eines Hydraulikmodells (Block **7**) auf der Basis des in Fig. 3 dargestellten Systems.

[0054] Dort bedeuten:

Bezugszeichenliste

30 einen Hauptbremszylinder
31 ein Dreistellungsventil
32 eine Radbremse
33 ein Simulator, der ein mathematisches Modell **33a** beinhaltet, dem der jeweilige Vordruck Pvor und das Ansteuersignal U zugeführt wird und der den Bremsdruck berechnet.

Ausführungsbeispiel

[0055] Die Druckänderungen DP des hydraulischen Systems werden durch eine algebraische Gleichung beschrieben von der Form:

$DP = f(P, Pvor, TP, TM, U^+, U^-)$

wobei TP und TM Ansprechzeiten und U^+ und U^- Aussteuerzeiten sind.

[0056] Die Betätigung des Ventils wird durch die Ventilansteuerzeit U festgelegt, wobei folgenden Vereinbarungen gelten:
$U^+ > 0$ ... Das Ventil wird für die Zeitdauer U^+ in die Stellung 1 gebracht (Druckaufbau).
$U^- < 0$ ... Das ventil wird für die Zeitdauer U^- in die Stellung 3 gebracht (Druckabbau).
$U+ = 0$ ... Das Ventil wird für die Zeitdauer U^+ in die Stellung 2 gebracht (Druckhalten).

[0057] Der Absolutdruck P wird durch Integration obiger Gleichung berechnet. Um für einen vorgegebenen Solldruck Ps = P + DP die nötige Ventilansteuerzeit zu berechnen sollte die Funktion ohne großen numerischen Aufwand nach U^+ bzw. U^- auflösbar seine.

Aufstellen der Modellgleichungen:

[0058] Für den Volumenstrom dV/dt durch das Ventil wird die Bernoulli-Gleichung angesetzt:

$$dV/dt = A \cdot \sqrt{2/r \cdot P_{diff}} \qquad (30)$$

A: Blendenquerschnitt
r: Dichte der Bremsflüssigkeit
P_{diff}: Druckdifferenz über das Ventil

[0059] Der Zusammenhang zwischen Druckänderung und Volumenänderung wird näherungsweise über die Druck-Volumenkennlinie beschrieben (typischer Verlauf vgl. Fig. 4).

$$P = f(V) \qquad (31)$$

dabei gilt

$dP/dV = f_1(V)\ 0 <= P <= P_{knick}$

$dP/dV = \text{const}\ P_{knick} < P < Pmax$

P_{knick}: Übergang des nichtkinearen Teils der P(V)-Kennlinie in den linearen Teil

[0060] Dabei wird angenommen, daß die Nichtlinearität in der P(V)-Kennlinie aus

- Elastizitäten in den Gummidichtungen
- Losen in den Bremszangen bzw.
- Kompressibilität der Bremsflüssigkeit (Lufteinschlüsse)

resultiert.

[0061] Die P(V)-Kennlinie wird nun im nichtlinearen Teil durch einen quadratischen und im linearen Teil durch einen linearen Ansatz approximiert.

$$P(V) = a \cdot V^2 + b \cdot V \tag{32}$$

für $P <= P_{knick}$
$b > 0$ und $a > 0$
damit

$$V(P) = \sqrt{P/a + (b/2a)^2} - b/2a \tag{33}$$

$$dP/dV = 2aV + b \tag{34}$$

mit $k = A \cdot \sqrt{2/r}$ und Einsetzen von (32), (33), und (34) in (30) ergibt sich

$$dP/dt = \sqrt{4ak^2P + bk^2} \cdot \sqrt{P_{diff}} \tag{35}$$

[0062] Für den linearen Teil der Druck-Volumenkennlinie gelten die folgenden Beziehungen:

$$P(V) = c \cdot V \tag{36}$$

für $P > P_{kinck}$
$c > 0$

$$V(P) = (1/c) \cdot P \tag{37}$$

$$dP/dV = c \tag{38}$$

[0063] Einsetzen von (36), (37) und (38) in (30) ergibt:

$$dP/dt = kc \cdot \sqrt{P_{diff}} \tag{39}$$

[0064] Beim Übergang in die diskrete Zustandsform ergeben sich die folgenden Gleichungen:

$$P_{k+1} = P_k + \sqrt{4ak^2P_k + bk^2} \cdot \sqrt{P_{diff\ k}} \cdot DT_k \quad \text{für } P <= P_{knick} \tag{40}$$

$$P_{k+1} = P_k + kc \cdot \sqrt{P_{diff\ k}} \cdot DT_k \quad \text{für } P > P_{knick} \tag{41}$$

[0065] Die Größe DT_k entspricht dabei der tatsächlichen Ventilöffnungszeit. Da bei Stromänderungen im Ventilanker das Magnetfeld, das den Anker bewegt, sich nur verzögert aufbaut, und es außerdem bei der Verschiebung des Ankers zu Reibungseffekten kommt muß DT_k noch um die Ansprechzeiten TP bzw. TM korrigiert werden.

[0066] Dabei gilt:

$DT_k = U^+ - TP$	für $DT_k > 0$ und $U^+ > TP$	entspricht der Ventilstellung 1 in Fig. 3 (Druckaufbau)	(42)
$DT_K = U^+ = 0$	für $DT_k = 0$	entspricht der Ventilstellung 2 in Fig. 3 (Druckhalten)	(43)
$DT_k = U^- + TM$	für $DT_k < 0$ und $U^- < -TN$	entspricht der Ventilstellung 3 in Fig. 3 (Druckabbau)	(44)
$P_{diff\ k} = Pvor_k - P_k$	für $DT_k > 0$	(Druckaufbau)	(45)
$P_{diff\ k} = P_k$	für $DT_k < 0$	(Druckabbau)	(46)

[0067] Die Größen TP bzw. TM werden als bekannt oder meßbar vorausgesetzt, P_k und $Pvor_k$ werden für die Validierung des Modells gemessen, U^+ bzw. U^- sind vorgegeben und stellen die Gesamtansteuerzeit des Ventils dar (vgl. Fig. 3).

[0068] Da in Gleichung (40) die zu identifizierenden Parameter nichtlinear eingehen und eine Quadrierung der Gleichung aus numerischen Gründen zu vermeiden ist, wurde der Term

$$\sqrt{4ak^2P_k + bk^2}$$ linearisiert und durch $X_1P_k + X_2$

ersetzt, wobei der Linearisierungsfehler durch die nun zu identifizierenden Parameter X_1 und X_2 berücksichtigt wird. Obiger Term kann auch durch ein Polynom höherer Ordnung in P_k mit zusätzlichen Parametern X_1 angenähert werden.

[0069] Mit folgenden Abkürzungen

$Z_k = P_{k+1} - P_k$	(Meßgröße)	(47)
$A_{1\ k} = P_k \cdot \sqrt{P_{diff\ k}} \cdot DT_k$	(Meßparameter	(48)
$A_{2\ k} = \sqrt{P_{diff\ k}} \cdot DT_k$	für P <= Pknick)	(49)
$A_{3\ k} = \sqrt{P_{diff\ k}} \cdot DT_k$	(für $P > P_{knick}$)	(50)

ergibt sich ein Hydraulikmodell, das linear in den zu identifizierenden Parameter und inventierbar, d.h. nach DT_k auflösbar, ist:

$$Z_k = X_1 \cdot A_{1\,k} + X_2 \cdot A_{2\,k} \text{ (für } P <= P_{knick}) \quad (51)$$

$$Z_k = X_3 \cdot A_{3\,k} \text{ (für } P > P_{knick}) \quad (52)$$

[0070] Da zwischen Druckaufbau bzw. Druckabbau unterschieden werden muß, sind auch die gesuchten Modellparameter für Auf- bzw. Abbau verschieden. Die Gleichungen (51), (52) stellen also ein Modell sechster Ordnung dar.

[0071] Dies ist nur eine Form der Modellgleichungen. Ebenso ist es möglich die Druck-Volumen-Kennlinie in mehr als zwei Bereiche zu unterteilen und diese ebenfalls durch Polynome höheren Grades zu approximieren. Dabei ist zu beachten, daß die Modellordnung zu groß werden kann, und das System dadurch überparameterisiert ist. Das Modell kann auch nichtlinear in den Parametern sein, was aber einen erhöhten numerischen Aufwand bei der Minimierung des Fehlerkriteriums bedeutet.

[0072] Für den Einsatz in der Radregelung wurden zwei Modelle aufgestellt, validiert und getestet (Ansätze A bzw. B).

Ansatz A

[0073] Als Modell wurden die Gleichungen der Form (51), (52) verwendet, wobei auch für $P > P_{knick}$ die Druck-Volumen-Kennlinie durch eine Parabel mit anderen Koeffizienten approximiert wird.

$$Z_k = X_1 \cdot A_{1\,k} + X_2 \cdot A_{2\,k} \text{ (für } P <= P_{knick}) \quad (53)$$

$$Z_k = X_3 \cdot A_{1\,k} + X_4 \cdot A_{2\,k} \text{ (für } P > P_{knick}) \quad (54)$$

Validierung des Modells:

[0074] Aus geregelten Geradeaus-Bremsungen auf unterschiedlichen Fahrbahnen (um möglichst alle Druckbereiche zu erfassen) wurden die Ansteuerzeiten U des Reglers, der Radbremszylinderdruck P des zugehörigen Rades und der Vordruck Pvor alle 20 ms erfaßt. Die Größen TP und TM wurden aus diesen Meßschrieben abgelesen und direkt in die Meßgleichung eingesetzt. Damit sind bis auf die zu identifizierenden Parameter X_i alle Terme in (53), (54) zu allen Zeitpunkten k ($5000 < k < 6000$) bekannt. Die Schätzwerte für die Parameter X_i können mit bekannten Least-Squares-Verfahren berechnet werden.

[0075] Da das Modell lediglich einen algebraischen Zusammenhang darstellt, werden keine dynamischen Effekte in der Drucksimulation wiedergegeben. Um zum Beispiel in der Anbremsphase (groß und schnelle Druckänderungen) oder beim Umschalten des Ventils von Daueraufbau auf Dauerabbau und umgekehrt dennoch eine gute Druckschätzung zu erhalten, wurde das Modell um weitere Parameter ergänzt, die nachträglich im Versuch angepaßt werden müssen. Dadurch sind nicht alle Parameter des Modells automatisch bestimmbar, die entscheidenden Parameter gehen jedoch linear in die Schätzgleichung ein und sind deshalb einfach und schnell, mit bewährten Methoden zu berechnen.

Ansatz B

[0076] Die Schätzgleichungen (53), (54) wurden um sämtliche Parameter, die die Nichtlinearitäten und dynamische Effekte beschreiben, ergänzt. Das Minimierung um der Fehlerquadratsumme wird durch Anwendung bekannter Optimierungsverfahren durchgeführt (z.B. Simplexverfahren oder Gradientenverfahren). Dies hat den Vorteil, daß alle Parameter auf einmal geschätzt werden können, die Schätzung aber aufgrund der sehr zeit- und rechenintensiven Suchmethode sehr lange dauert. Aus diesem Grund ist auch die Ordnung des Modells begrenzt.

Seitenkraftkorrektur

[0077] Da die entscheidenden Parameter des Modells nur aus Geradeaus-Bremsungen identifiziert wurden, konnte ein weiterer Effekt zunächst mit keinem der beiden Ansätze modelliert werden. Bei großen Querkräften auf das Rad (z.B. Kreisfahrt auf hohem Reibwert mit großer Geschwindigkeit) wird die Bremshydraulik "weicher", was sich in einem wesentlich verlangsamten Druckanstieg im unteren Druckbereich äußert. Aus diesem Grund wirde die Modelgleichung (51) mit einem Korrekturterm versehen, der die Druckänderungen im unteren Druckbereich abhängig von der Seitenkraft Fs korrigiert.

$$Z_k = (1.0 - fc0 \cdot Fs) \cdot [X_1 \cdot A_{1\,k} + x_2 \cdot A_{2\,k}) \text{ (für } P <= P_{knick})$$

[0078] Sind die Paramter X_i geschätzt, läßt sich auch der zusätzliche Parameter fc0 durch Aufnahme von Messungen mit verschiedenen Querkräften identifizieren.

[0079] Betrieb von Modell (Block **7**) und inversem Modell (Block **5**) im Radschlupfregler.

[0080] Im Radschlupfregler wird der Drucksollwert $Ps = P_{k+1}$ für den Zeitpunkt k + 1 berechnet. Aus den Gleichungen (47) bis (50) und (53) bzw. (54), kann das zugehörige DTk berechnet werden (inverses Modell). Aus den Gleichungen (42) bis (46) wird dann die Gesamtansteuerzeit U für die entsprechende Druckänderung bestimmt.

[0081] Die direkte Anwendung von Gleichungen (42) bis (46) und (53) bzw. (54) ergeben den Druck für den

nächsten Abtastzeitpunkt (Modell).

Patentansprüche

1. Vorrichtung zur Durchführung einer Antiblockierregelung, wobei die Vorrichtung mehrere Regelkanäle für Räder oder Radgruppen eines Fahrzeuges enthält, und wobei die Vorrichtung ferner enthält:
Mittel (**1**) zur Ermittlung des Radschlupfes (S) der einzelnen Räder, wobei der Radschlupf der einzelnen Räder in Abhängigkeit von der Radumfangsgeschwindigkeit und der Geschwindigkeit des freirollenden Rades ermittelt wird,
Mittel (**2**) zur Ermittlung eines Sollschlupfes (S0), wobei der Sollschlupf mit Hilfe der Fahrzeuggeschwindigkeit oder der Geschwindigkeit des freirollenden Rades, der sich im normalen Regelbetrieb einstellenden Bremskraft (Fb0) und der Seitenkraft (FS) ermittelt wird,
Mittel (**4**) zur Durchführung eines Vergleiches des Radschlupfes mit dem Sollschlupf, und zur Ermittlung eines Sollbremsdruckes (Ps) in Abhängigkeit der Abweichung des Radschlupfes vom Sollschlupf,
Mittel (**5**) zur Ermittlung eines Ansteuersignals (U) für ein Ventil, mit dem der Bremsdruck eines Rades variiert wird, wobei das Ansteuersignal U für das Ventil mittels eines inversen Hydraulikmodells wenigstens aus dem Sollbremsdruck, dem Vordruck (Pvor) und der Seitenkraft ermittelt wird.

2. Vorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Sollbremsdruck (Ps), neben der Abhängigkeit von dem Sollschlupf und dem Radschlupf, ferner in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit (Vx) bzw. der Geschwindigkeit des freirollenden Rads (Vfr), sowie der Fahrzeuglängsbeschleunigung (bx) und der Schräglaufwinkel (α) ermittelt wird.

3. Vorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Ansteuersignal (U) Ansteuerzeiten repräsentiert, mit denen das Ventil angesteuert wird.

4. Vorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß ein Beobachter vorgesehen ist, der mit Hilfe der Giergeschwindigkeit(ψ^o), des Lenkwinkels (δ), der Quergeschwindigkeit (Vy), der Seitenkraft (Fs), der Bremskraft (F_B) und den Radgeschwindigkeiten aller Räder die freirollende Radgeschwindigkeiten (V_{fr}) und die Fahrzeuglängsgeschwindigkeit (V_X) ermittelt.

5. Vorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß ein Bremsskraftschätzer (6) vorgesehen ist, mit dem die Bremskraft (F_b) und die gefilterte Bremskraft (Fb0) unter Einbeziehung des Bremsdrucks (P) und Radgeschwindigkeit (V_R) abgeschätzt wird.

6. Vorrichtung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß der Bremsdruck (P) mittels eines Hydraulikmodells aus dem Ansteuersignal (U), dem Vordruck (Pvor) und der Seitenkraft (Fs) ermittelt wird.

7. Vorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Seitenkraft (Fs) und die Quergeschwindigkeit (Vy) mittels eines Beobachters abgeschätzt werden, dem die Fahrzeuglängsgeschwindigkeit (Vx), die Fahrzeuglängsbeschleunigung ($\dot{V}x$), die Bremskraft (Fb) und der Schlupfwert (S) zugeführt werden.

8. Vorrichtung nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Werte für die Fahrzeuglängsgeschwindigkeit (Vx), für die Fahrzeuglängsbeschleunigung ($\dot{V}x$), für die Bremskraft (F_b) und für den Radschlupf (S) selbst Schätzwerte sind.

9. Vorrichtung nach Ansprüch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Antiblokierregler einem Fahrdynamikregler unterlagert ist, der seinerseits in Abhängigkeit von am Fahrzeug ermittelten Meßgrößen zur Verbesserung der Beherrschbarkeit des Fahrzeugs Sollschlupfwerte für die Fahrzeugräder vorgibt und die Sollschlupfwerte des Antiblockierregelsystems entsprechend verändert.

10. Vorrichtung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß der für die Ermittlung der gefilterten Bremskraft verwendete Filterkoeffizient eine Funktion des Schräglaufwinkels (α) ist.

11. Verfahren zum Betrieb eines Antiblockierregelsystems mit mehreren Regelkanälen für Räder oder Radgruppen eines Fahrzeuges,
bei dem ein Radschlupf (S) der einzelnen Räder ermittelt wird, wobei der Radschlupf der einzelnen Räder in Abhängigkeit von der Radumfangsgeschwindigkeit und der Geschwindigkeit des freirollenden Rades ermittelt wird,
bei dem ein Sollschlupf (S0) ermittelt wird, wobei der Sollschlupf mit Hilfe der Fahrzeuggeschwindigkeit oder

der Geschwindigkeit des freirollenden Rades, der sich im normalen Regelbetrieb einstellenden Bremskraft (Fb0) und der Seitenkraft (FS) ermittelt wird,
bei dem ein Vergleich des Radschlupfes mit dem Sollschlupf durchgeführt wird, und ein Sollbremsdruck (Ps) in Abhängigkeit der Abweichung des Radschlupfes vom Sollschlupf ermittelt wird,
bei dem ein Ansteuersignal (U) für ein Ventil ermittelt wird, mit dem der Bremsdruck eines Rades variiert wird, wobei das Ansteuersignal U für das Ventil mittels eines inversen Hydraulikmodells wenigstens aus dem Sollbremsdruck, dem Vordruck (Pvor) und der Seitenkraft ermittelt wird.

12. Verfahren nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß der Sollbremsdruck (Ps), neben der Abhängigkeit von dem Sollschlupf und dem Radschlupf, ferner in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit (Vx) bzw. der Geschwindigkeit des freirollenden Rads (Vfr), sowie der Fahrzeuglängsbeschleunigung (bx) und der Schräglaufwinkel (α) ermittelt wird.

13. Verfahren nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß das Ansteuersignal (U) Ansteuerzeiten repräsentiert, mit denen das Ventil angesteuert wird.

Es folgen 4 Blatt Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

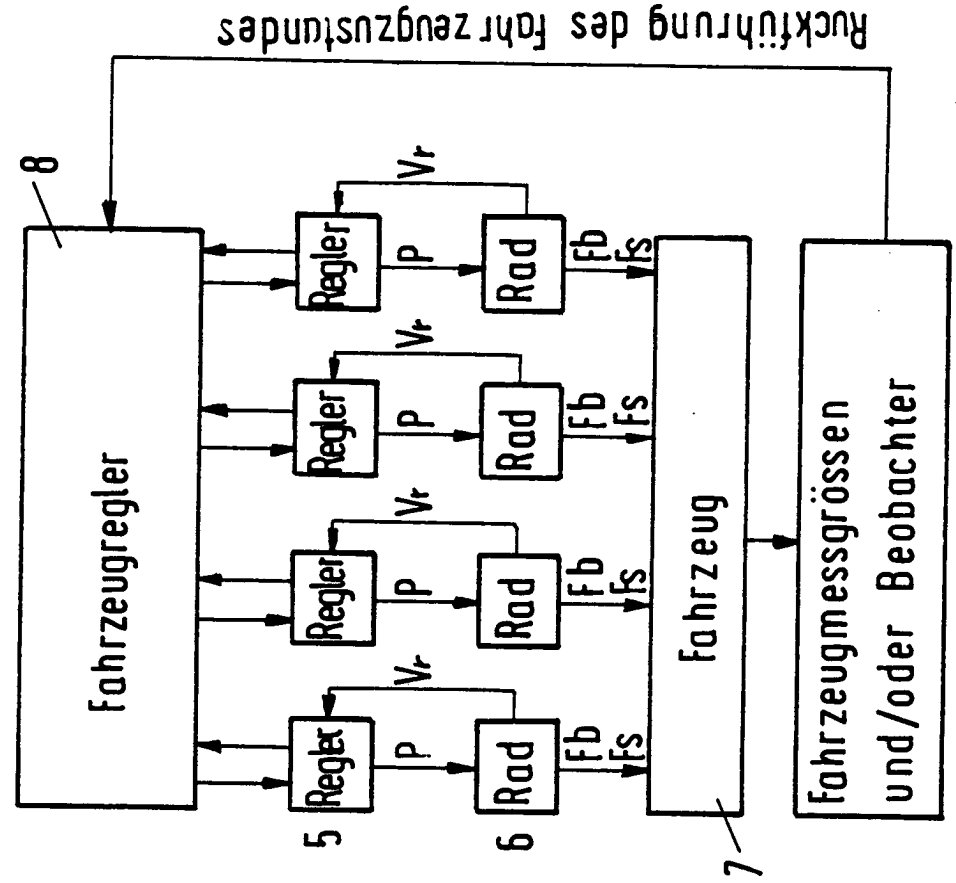


Fig1b

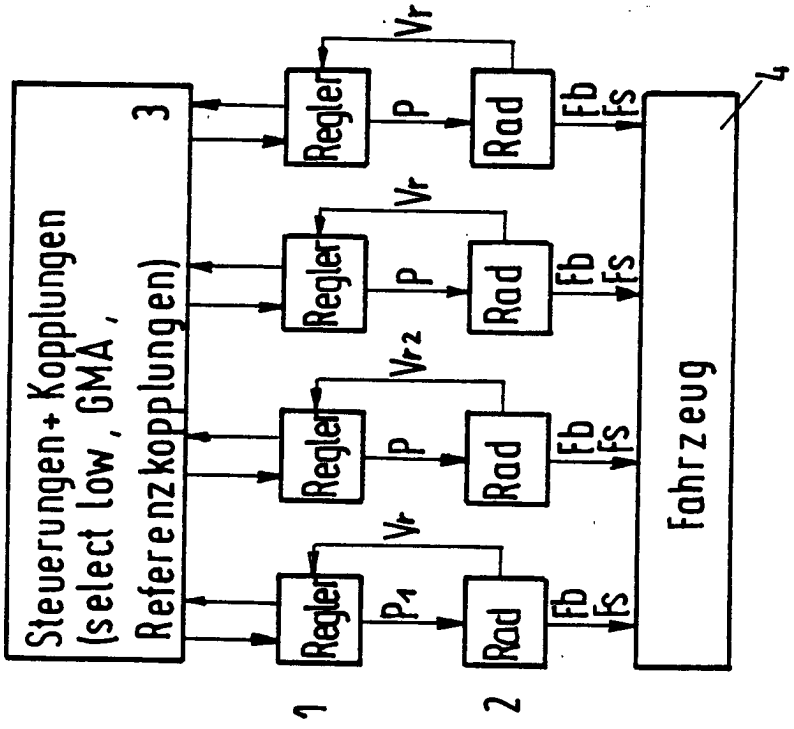


Fig1a

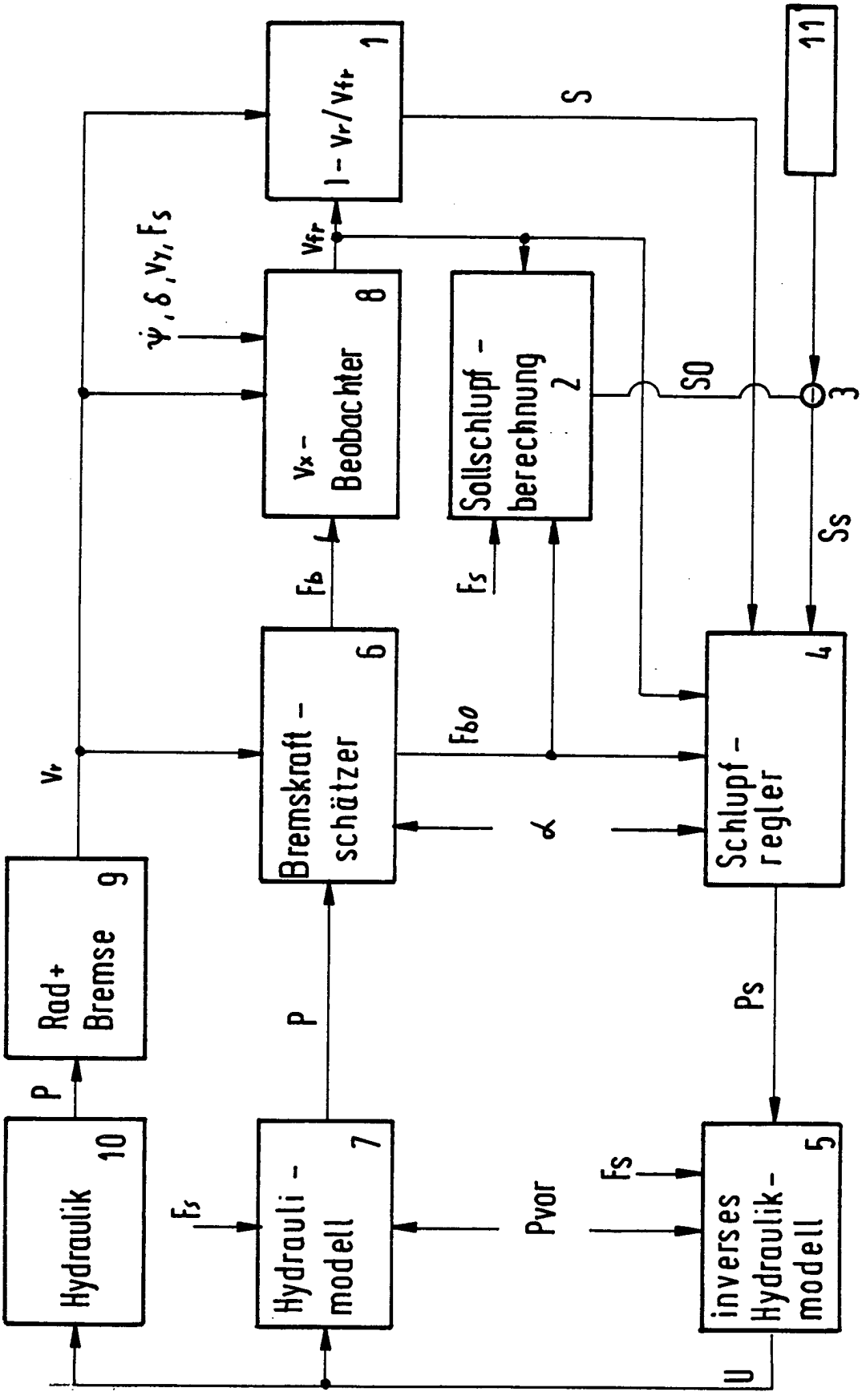

1
1 - Vr/Vfr
11
S
Vfr
ψ̇, δ, Vy, Fs
8
Vx - Beobachter
2
Sollschlupf - berechnung
SO
3
Ss
Fb
Fs
6
Bremskraft - schätzer
Fbσ
4
Schlupf - regler
Vr
α
9
Rad + Bremse
P
P
Ps
10
Hydraulik
7
Hydrauli - modell
Fs
Pvor
Fs
5
inverses Hydraulik - modell
U

Fig.2

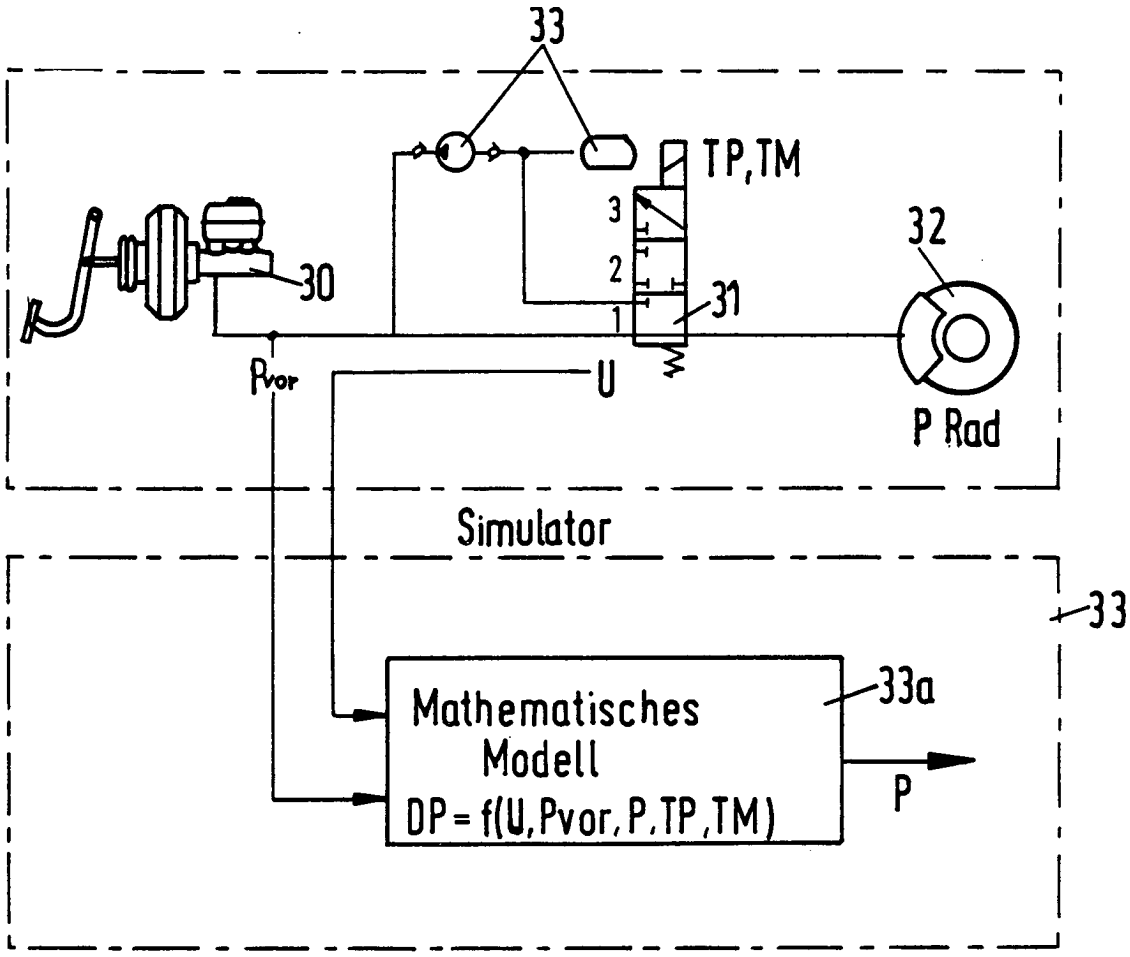

33
TP,TM
3
2
1
31
32
30
Pvor
U
P Rad
Simulator
33
Mathematisches
Modell
DP = f(U,Pvor,P,TP,TM)
33a
P

Fig.3

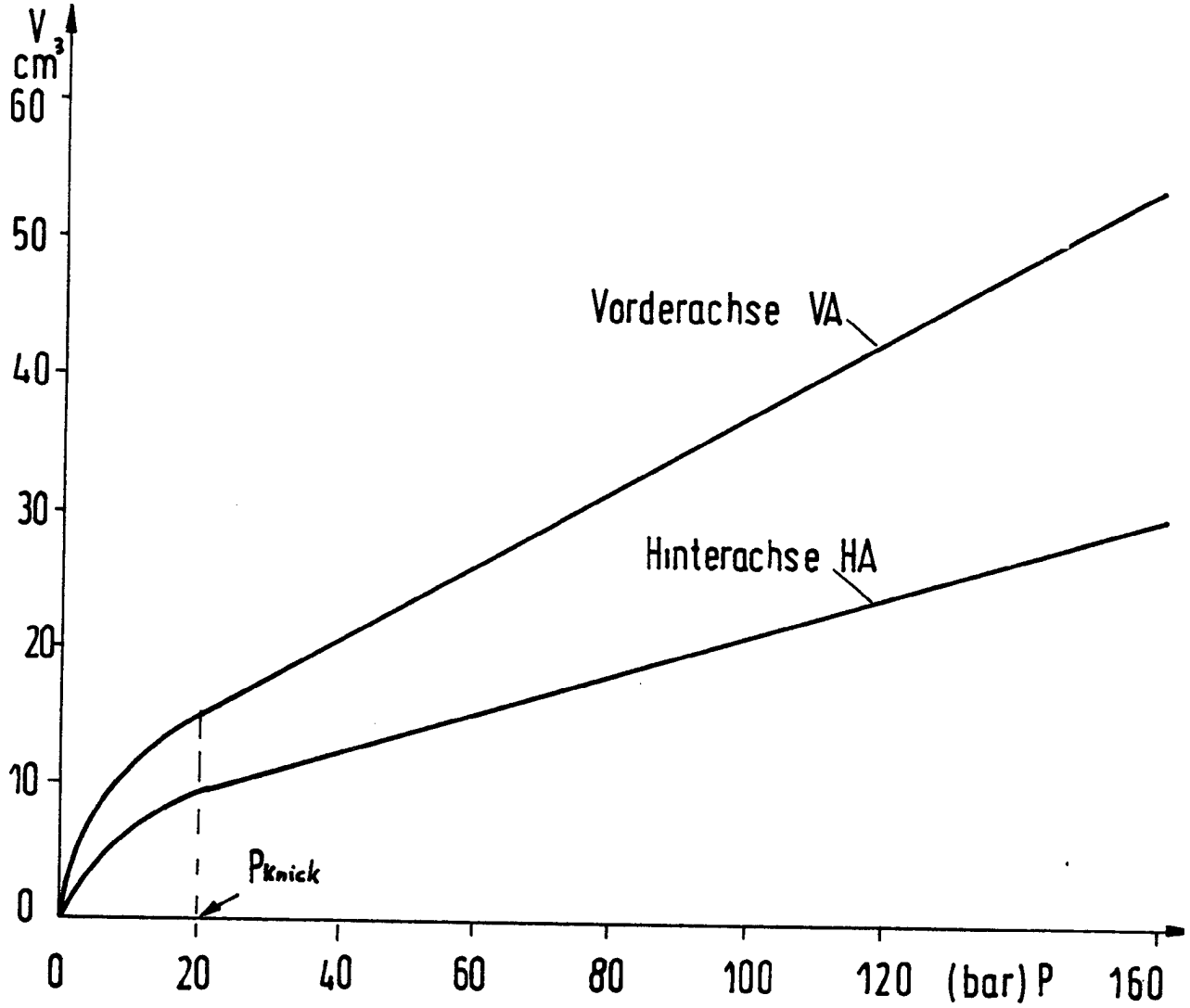

V
cm³
60
50
40
30
20
10
0
Vorderachse VA
Hinterachse HA
Pknick
0
20
40
60
80
100
120
(bar) P
160

Fig.4