



(19)  
**Bundesrepublik Deutschland**  
**Deutsches Patent- und Markenamt**

(10) **DE 197 12 827 B4 2006.05.04**

(12)

## Patentschrift

(21) Aktenzeichen: **197 12 827.0**  
 (22) Anmeldetag: **26.03.1997**  
 (43) Offenlegungstag: **30.10.1997**  
 (45) Veröffentlichungstag  
 der Patenterteilung: **04.05.2006**

(51) Int Cl.<sup>8</sup>: **B60T 8/60 (2006.01)**  
**B60T 8/58 (2006.01)**  
**B60T 8/24 (2006.01)**  
**B60W 10/06 (2006.01)**  
**B60W 10/18 (2006.01)**  
**B60W 30/02 (2006.01)**

Innerhalb von drei 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. 2 Patentkostengesetz).

(30) Unionspriorität:  
**P 8-104708 02.04.1996 JP**

(72) Erfinder:  
**Fukada, Yoshiki, Susono, Shizuoka, JP**

(73) Patentinhaber:  
**Toyota Jidosha K.K., Toyota, Aichi, JP**

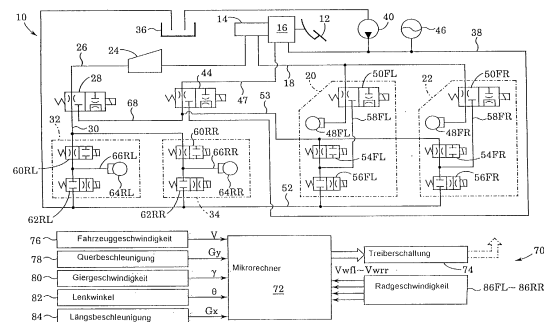
(56) Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht  
 gezogene Druckschriften:

(74) Vertreter:  
**WINTER, BRANDL, FÜRNISS, HÜBNER, RÖSS,  
 KAISER, POLTE, Partnerschaft, 85354 Freising**

**DE 197 12 232 A1**  
**DE 197 03 668 A1**  
**DE 39 39 069 A1**  
**JP 64-87 844 A**

(54) Bezeichnung: **Stabilitätssteuervorrichtung eines Fahrzeugs zum Entlasten der Antriebsräder vom Seitenrutschen**

(57) Hauptanspruch: Fahrverhaltensteuervorrichtung eines Fahrzeuges mit einem Fahrzeugaufbau, einem vorderen und einem hinteren Paar von Rädern, einem Lenksystem zum Lenken des vorderen Paares von Rädern, einem Bremssystem zum Bremsen von sowohl dem vorderen als auch dem hinteren Paar von Rädern und einem Antriebssystem mit einem Motor, das in Abhängigkeit davon, ob das Fahrzeug Front- bzw. Heckantrieb hat, in einem Motorantriebszustand nur das hintere oder das vordere Paar von Rädern antreibt und in einem Motorbremszustand dieses Paar von Rädern bremst, wobei die Verhaltensteuervorrichtung das Bremssystem steuert, um an einem ausgewählten Rad eine variable Bremskraft anzulegen, damit zum Zweck der Verhaltenssteuerung des Fahrzeuges ein entsprechender Schlupf an diesem erzeugt wird, ferner mit einer Einrichtung (72) zum Schätzen eines grundlegenden Soll-Schlupfes ( $R_{spo}$ ) für ein ausgewähltes Rad des Paares von nicht angetriebenen Rädern auf der Grundlage der Schlupf-Differenz ( $R_{sa}$ ) des Paares von treibenden Rädern bezüglich des Paares von nicht angetriebenen Rädern, wobei das ausgewählte nicht...



## Beschreibung

**[0001]** Die vorliegende Erfindung bezieht sich auf eine Fahrverhaltensteuervorrichtung eines Fahrzeugs.

### Stand der Technik

**[0002]** Bei der Fahrstabilitätssteuerung von Fahrzeugen ist bekannt, daß, wenn sich ein Fahrzeug mit Hinterradantrieb entlang einer Kurvenbahn mit hoher Geschwindigkeit und Motorbremsen bewegt, die Neigung des Fahrzeugs dazu besteht, daß es dadurch, daß die Reifenhaftung der Hinterräder an der Straßenoberfläche gegenüber der zentrifugalen Seitenkraft einen Grenzwert erreicht, schleudert, während, wenn sich ein Fahrzeug mit Vorderradantrieb entlang einer Kurvenbahn mit hoher Geschwindigkeit und Motorbremsen bewegt, die Neigung des Fahrzeugs dazu besteht, daß es dadurch, daß die Reifenhaftung der Vorderräder an der Straßenoberfläche gegenüber der zentrifugalen Seitenkraft einen Grenzwert erreicht, abgedrängt wird bzw. abdriftet, da sich mit einer Erhöhung des Längsschlupfes des Reifens durch das Grenzmaß beim sogenannten Reibungskreis bedingt, dessen Radius einer Vektoraddition der Längshaftungskraft und der Seitenhaftungskraft des Reifens entspricht, das Seitenhaftungsgrenzmaß des Reifens verringert. Um einem solchen Problem zu begegnen, wurde in der Japanischen Patentoffenlegungsschrift JP 64-87844A vorgeschlagen, das Kraftstoffzuführsystem des Motors eines Fahrzeugs zu steuern, so daß, wenn mehr als ein bestimmter begrenzter Schlupf der Antriebsräder während eines Motorbremsfahrens des Fahrzeugs erfaßt wird, die Kraftstoffabspernung aufgehoben wird. Entsprechend diesem Stand der Technik wird, wenn die Motorrotationsgeschwindigkeit über einen vorbestimmten Schwellwert steigt, wenn ein Fahrzeug mit vollständig geschlossenem Einlaßdrosselventil fährt, das Kraftstoffzuführsystem von diesem zum Zweck der Erhöhung der Wirkung des Motorbremsens und der Verringerung der Emission von Kraftstoffkomponenten in die Atmosphäre zwangsweise unterbrochen. Das Aufheben der Kraftstoffabspernung hat den Zweck, ein solches zwangsweises Unterbrechen des Kraftstoffzuführsystems aufzuheben, wenn die Neigung des Fahrzeugs dazu besteht, daß dieses durch ein intensives Motorbremsen bedingt rutscht.

**[0003]** Um ein solches Konzept zum Abschwächen des Motorbremsens eines Fahrzeuges weiterzuentwickeln, damit das Fahrzeug am Instabilwerden durch das Rutschen der Antriebsräder gegenüber der Straßenoberfläche, das durch ein intensives Motorbremsen bedingt ist, gehindert wird, wurde in der DE 197 12 232 A1 eine Vorrichtung zur Steuerung der Einlaßdrossel eines Motors eines Fahrzeuges vorgeschlagen, wobei die Vorrichtung aufweist: eine Einrichtung zum Schätzen einer Instabilitätsgröße,

die eine Kurveninstabilität des Fahrzeugs darstellt, eine Einrichtung zum Schätzen der Querschleunigung des Fahrzeugs, eine Einrichtung zum Schätzen des Reibungskoeffizienten der Straßenoberfläche, eine Einrichtung zum Schätzen eines Bremsgrenzmaßes eines Paares von Antriebsrädern auf der Grundlage der Querschleunigung und des Straßenoberflächenreibungskoeffizienten, eine Einrichtung zum Schätzen eines Motorbremsmomentgrenzmaßes auf der Grundlage des Bremsgrenzmaßes des Paares von Antriebsrädern des Fahrzeugs und der Instabilitätsgröße, eine Einrichtung zum Schätzen eines Solleinlaßdrosselwertes, der dem Motorbremsmomentgrenzmaß entspricht, und eine Einrichtung zum Abschwächen des Einlaßdrosselns des Motors auf den Solleinlaßdrosselwert, wenn das Einlaßdrosseln dichter als mit dem Solleinlaßdrosselwert ausgeführt wird, so daß das Abschwächen des Motorbremsens kontinuierlich auf das notwendige Minimum eingestellt wird, um dadurch jegliche plötzliche Änderung der Motorbremswirkung zu verhindern, damit der Fahrkomfort des Fahrzeugs weiter verbessert wird, während die Gesamtemission der Kraftstoffkomponenten in die Atmosphäre, wie diese während der Periode des Motorbremsvorgangs kombiniert wurden, unterdrückt wird, wobei das Einstellen der Motorbremsabschwächung bewirkt wird, um zwischen der Stabilität und Instabilität des Fahrverhaltens des Fahrzeugs während der gesamten Antriebsperiode des Fahrzeugs eine kritische Grenze abzufahren.

**[0004]** Entsprechend der vorstehend genannten DE 197 12 232 A1 ist die Ausführung der Steuerung mittels der Vorrichtung durch die Bedingung begrenzt, daß das Ist-Einlaßdrosseln dichter als mit dem Solleinlaßdrosselwert ausgeführt wird, der auf der Grundlage der Instabilitätsgröße, die eine Kurveninstabilität des Fahrzeugs darstellt, der Querschleunigung, die auf das Fahrzeug wirkt, und des Reibungskoeffizienten der Straßenoberfläche geschätzt wird. Anders ausgedrückt kann, wenn das Ist-Einlaßdrosseln nicht dichter als mit dem Solleinlaßdrosselwert, der so geschätzt wurde, ausgeführt wird, die Vorrichtung der Erfindung nicht betätigt werden. Die nicht vorveröffentlichte DE 197 03 668 A1 lehrt eine Verhaltensteuervorrichtung eines Fahrzeuges mit einem Fahrzeugaufbau, einem vorderen und einem hinteren Paar von Rädern, einem Lenksystem zum Lenken des vorderen Paares von Rädern, einem Bremssystem zum Bremsen von sowohl dem vorderen als auch dem hinteren Paar von Rädern und einem Antriebssystem mit einem Motor, das in Abhängigkeit davon, ob das Fahrzeug Front- bzw. Heckantrieb hat, in einem Motorantriebszustand nur das hintere oder das vordere Paar von Rädern antreibt und in einem Motorbremszustand dieses Paar von Rädern bremst, wobei die Verhaltensteuervorrichtung das Bremssystem steuert, um an einem ausgewählten Rad eine variable Bremskraft anzulegen, da-

mit zum Zweck der Verhaltenssteuerung des Fahrzeugs ein entsprechender Schlupf an diesem erzeugt wird.

#### Aufgabenstellung

**[0005]** Es ist Aufgabe der vorliegenden Erfindung, ausgehend vom Stand der Technik die Kurvenstabilität eines Fahrzeugs gegenüber Schleudern bzw. Übersteuern, wenn sich ein Fahrzeug mit Hinterradantrieb und Motorbremsen auf einer Kurvenbahn bewegt, oder gegenüber Abgedrängtwerden bzw. Untersteuern, wenn sich ein Fahrzeug mit Vorderradantrieb und Motorbremsen auf einer Kurvenbahn bewegt, zu verbessern. Diese Aufgabe wird durch eine Vorrichtung mit den Merkmalen des Anspruchs 1 gelöst.

**[0006]** Wenn eine solche Verhaltensteuervorrichtung in ein Fahrzeug mit Hinterradantrieb eingebaut wird, wird, wenn sich der Schlupf, im folgenden als Schlupfverhältnis bezeichnet, der hinteren Antriebsräder über einen Schwellwert, der für diese bestimmt wurde, erhöht, das an der Außenseite der Kurve vorgesehene vordere Rad bei der Bewegung des Fahrzeugs entlang einer Kurvenbahn automatisch gebremst, um das Fahrzeug zu verlangsamen, wodurch das Schlupfverhältnis der treibenden Hinterräder ebenfalls gleichzeitig ein Giermoment im Fahrzeug erzeugt, um dieses dahingehend zu beeinflussen, daß es sich um das gebremste Vorderrad, das an der Außenseite der Kurve vorgesehen ist, in eine zur Schleuderrichtung entgegengesetzte Richtung dreht, wodurch das Fahrzeug vom Schleudern abgehalten wird; hingegen wird, wenn eine solche Verhaltensteuervorrichtung in ein Fahrzeug mit Vorderradantrieb eingebaut wird, wenn sich das Schlupfverhältnis der vorderen Antriebsräder über einen Schwellwert, der für diese bestimmt wurde, erhöht, das an der Innenseite der Kurvenfahrt vorgesehene hintere Rad beim Fahren des Fahrzeugs entlang einer Kurvenbahn automatisch gebremst, damit das Fahrzeug verlangsamt wird, wodurch das Schlupfverhältnis der treibenden Vorderräder verringert wird und ebenfalls gleichzeitig ein Giermoment im Fahrzeug erzeugt wird, damit dieses dahingehend beeinflußt wird, daß es sich um die gebremsten Hinterräder, die an der Innenseite der Kurve vorgesehen sind, in eine Richtung dreht, die zur Abdrängrichtung entgegengesetzt liegt, wodurch das Fahrzeug am Abgedrängtwerden gehindert wird.

**[0007]** Wenn das Fahrzeug Hinterradantrieb hat, kann die Verhaltensteuervorrichtung entsprechend der vorliegenden Erfindung ferner aufweisen: eine Einrichtung zum Erfassen der Fahrzeuggeschwindigkeit und eine Einrichtung zum Erfassen der Giergeschwindigkeit des Fahrzeugs; die Faktorschätzeinrichtung kann dazu geeignet sein, einen Wert für den Faktor zu schätzen, der Null ist, wenn

das Produkt aus Fahrzeuggeschwindigkeit und Giergeschwindigkeit niedriger als ein Schwellwert, der für dieses bestimmt wurde, ist, und positiv wird, wenn das Produkt größer als der Schwellwert ist, damit sich zusammen mit der Erhöhung des Produktes eine Erhöhung bis zum Erreichen eines Grenzwertes ergibt.

**[0008]** Wenn das Fahrzeug Hinterradantrieb hat, kann die Verhaltensteuervorrichtung ferner eine Einrichtung zum Erfassen der Längsbeschleunigung des Fahrzeugs aufweisen und kann die Faktorschätzeinrichtung dazu geeignet sein, einen Wert für den Faktor zu schätzen, der Null ist, wenn die Längsbeschleunigung kleiner als ein Schwellwert, der für diese bestimmt wurde, ist, und positiv wird, wenn das Verhältnis größer als der Schwellwert ist, damit zusammen mit der Erhöhung des Verhältnisses eine Erhöhung bis zum Erreichen eines Grenzwertes stattfindet.

**[0009]** Wenn das Fahrzeug Vorderradantrieb hat, kann die Verhaltensteuervorrichtung ferner eine Einrichtung zum Erfassen der Längsbeschleunigung des Fahrzeugs aufweisen und kann die Faktorschätzeinrichtung dazu geeignet sein, einen Wert für den Faktor zu schätzen, der positiv ist und sich mit einer Erhöhung der Längsbeschleunigung verringert, wenn die Längsbeschleunigung größer als ein Schwellwert, der für diese bestimmt wurde, ist.

**[0010]** Wenn das Fahrzeug Hinterradantrieb hat, kann die Verhaltensteuervorrichtung ferner eine Einrichtung zum Schätzen des Schräglaufwinkels, im folgenden als Schlupfwinkel bezeichnet, des hinteren linken und hinteren rechten Rades aufweisen und kann die Faktorschätzeinrichtung dazu geeignet sein, einen Wert für den Faktor zu schätzen, der sich mit einer Erhöhung des Schlupfwinkels des hinteren linken und hinteren rechten Rades bis zum Erreichens eines Grenzwertes erhöht, wenn sich der Schlupfwinkel des hinteren linken und hinteren rechten Rades über einen Schwellwert, der für diese bestimmt wurde, hinaus erhöht.

**[0011]** Wenn das Fahrzeug Vorderradantrieb hat, kann die Verhaltensteuervorrichtung ferner eine Einrichtung zum Schätzen des Schlupfwinkels des vorderen linken und vorderen rechten Rades haben und kann die Faktorschätzeinrichtung dazu geeignet sein, einen Wert für den Faktor zu schätzen, der sich mit einer Erhöhung des Schlupfwinkels des vorderen linken und vorderen rechten Rades bis zum Erreichens eines Grenzwertes erhöht, wenn sich der Schlupfwinkel des vorderen linken und vorderen rechten Rades über einen Schwellwert, der für diese bestimmt wurde, hinaus erhöht.

**[0012]** Wenn das Fahrzeug Hinterradantrieb hat, kann die Verhaltensteuervorrichtung ferner eine Einrichtung zum Schätzen des Schlupfwinkels des

vorderen linken und vorderen rechten Rades aufweisen und kann die Faktorschätzeinrichtung dazu geeignet sein, einen Wert für den Faktor zu schätzen, der sich zusammen mit einer Erhöhung des Schlupfwinkels des vorderen linken und vorderen rechten Rades verringert, wenn sich der Schlupfwinkel des vorderen linken und vorderen rechten Rades über einen Schwellwert, der für diese bestimmt wurde, hinaus erhöht.

**[0013]** Wenn das Fahrzeug Vorderradantrieb hat, kann die Verhaltensteuerungsvorrichtung ferner eine Einrichtung zum Schätzen des Schlupfwinkels des hinteren linken und hinteren rechten Rades aufweisen und kann die Faktorschätzeinrichtung dazu geeignet sein, einen Wert für den Faktor zu schätzen, der sich mit einer Erhöhung des Schlupfwinkels des hinteren linken und hinteren rechten Rades verringert, wenn sich der Schlupfwinkel des hinteren linken und hinteren rechten Rades über einen Schwellwert, der für diese bestimmt wurde, erhöht.

**[0014]** Die Verhaltensteuerungsvorrichtung entsprechend der vorliegenden Erfindung kann ferner aufweisen: eine Einrichtung zum Erfassen der Giergeschwindigkeit des Fahrzeugs, eine Einrichtung zum Erfassen des Lenkwinkels des Lenksystems, eine Einrichtung zum Erfassen der Querbeschleunigung des Fahrzeuges, eine Einrichtung zum Erfassen der Längsbeschleunigung des Fahrzeugs, eine Einrichtung zum Schätzen der Reifenverformung von jedem der Räder vorderes linkes, vorderes rechtes, hinteres linkes und hinteres rechtes Rad durch eine Quer- und Längsbeschleunigung, und eine Einrichtung zum Ausgleichen der Radgeschwindigkeit von jedem der Räder vorderes linkes, vorderes rechtes, hinteres linkes und hinteres rechtes Rad auf der Grundlage der Giergeschwindigkeit, des Lenkwinkels und der Reifenverformung; die Schlupfverhältnisschätzeinrichtung kann dazu geeignet sein, als erstes eine Radgeschwindigkeit von jedem der Räder vorderes linkes, vorderes rechtes, hinteres linkes und hinteres rechtes Rad zu schätzen und dann das Schlupfverhältnis des linken und rechten Antriebsrades als eine Differenz zwischen einem Mittelwert der Radgeschwindigkeiten des linken und rechten Antriebsrades und einem Mittelwert der Radgeschwindigkeiten des linken und rechten getriebene Rades zu schätzen.

**[0015]** Bei der Verhaltensteuerungsvorrichtung mit dem vorstehend genannten Aufbau kann die Sollbremskraftschätzeinrichtung dazu geeignet sein, einen positiven Wert für die Sollbremskraft zu schätzen, wenn das Schlupfverhältnis größer als ein positiver Wert, der für dieses bestimmt wurde, ist, so daß ein Bremsen an dem einen angetriebenen Rad ausgeführt wird, damit die getriebenen Räder vom Seitenrutschen bei einem zu starken Motorbremsen entlastet werden, und ebenfalls einen positiven Wert für

die Sollbremskraft zu schätzen, wenn das Schlupfverhältnis kleiner als ein negativer Wert, der für dieses bestimmt wurde ist, so daß ein Bremsen ebenfalls an dem einen getriebenen Rad ausgeführt wird, um das getriebene Rad vom Seitenrutschen bei zu starkem Ziehen durch den Motor zu entlasten.

#### Ausführungsbeispiel

**[0016]** In den beiliegenden Zeichnungen ist:

**[0017]** [Fig. 1](#) eine graphische Darstellung einer Hydraulikkreiseinrichtung und einer elektrischen Steuereinrichtung eines Ausführungsbeispiels der Stabilitätssteuerungsvorrichtung entsprechend der vorliegenden Erfindung,

**[0018]** [Fig. 2](#) ein Fließbild eines Hauptprogramms, das den Gesamtsteuervorgang zeigt, der durch die Vorrichtung entsprechend der vorliegenden Erfindung ausgeführt wird,

**[0019]** [Fig. 3](#) ein Fließbild, das ein Unterprogramm zeigt, das in Schritt **20** des Hauptprogramms von [Fig. 2](#) ausgeführt wird,

**[0020]** [Fig. 4](#) ein Fließbild, das ein Unterprogramm zeigt, das in Schritt **30** des Hauptprogramms von [Fig. 2](#) ausgeführt wird,

**[0021]** [Fig. 5](#) ein Verzeichnis, das die Beziehung zwischen der Sollschlupfverhältniszahl  $\Delta V_{wi}$  des getriebenen Rades und dem Betriebsverhältnis  $D_r$  des Zuführens des Hydraulikfluids zu den Radzylindern des Bremssystems und des Abführens von Hydraulikfluid von diesen zeigt,

**[0022]** [Fig. 6](#) ein Verzeichnis, das die Beziehung zwischen dem Schlupfverhältnis  $R_{sa}$  des Antriebsrades und dem grundlegenden Sollschlupfverhältnis  $R_{spo}$  eines zu bremsenden Rades zeigt,

**[0023]** [Fig. 7](#) ein Verzeichnis das die Beziehung zwischen dem Absolutwert von  $V \times \gamma$ , das heißt dem Produkt der Fahrzeuggeschwindigkeit und der Giergeschwindigkeit des Fahrzeugaufbaus, und dem Kompensationskoeffizienten  $C_1$  zeigt,

**[0024]** [Fig. 8](#) ein Verzeichnis, das die Beziehung zwischen dem Absolutwert der Fahrzeuglängsbeschleunigung  $G_x$  und dem Kompensationskoeffizienten  $C_2$  zeigt,

**[0025]** [Fig. 9](#) ein Verzeichnis das die Beziehung zwischen dem Absolutwert des Schlupfwinkels  $\beta_f$  des Vorderrades und dem Kompensationskoeffizienten  $C_3$  eines Fahrzeugs mit Hinterradantrieb oder die Beziehung zwischen dem Absolutwert des Schlupfwinkels  $\beta_r$  des Hinterrades und dem Kompensationskoeffizienten  $C_3$  eines Fahrzeugs mit Vorderradantrieb

zeigt,

[0026] **Fig. 10** ein Verzeichnis, das die Beziehung zwischen dem Absolutwert des Schlupfwinkels  $\beta$  des Hinterrades und einem Kompensationskoeffizienten  $C_4$  eines Fahrzeugs mit Hinterradantrieb oder die Beziehung zwischen dem Absolutwert des Schlupfwinkels  $\beta$  des Vorderrades und dem Kompensationskoeffizienten  $C_4$  eines Fahrzeugs mit Vorderradantrieb zeigt, und

[0027] **Fig. 11** ein Fließbild, das ein Unterprogramm einer detaillierten Verarbeitung zeigt, die in Schritt 20 des Hauptprogramms von **Fig. 2** ausgeführt wird.

[0028] Im folgenden wird die vorliegende Erfindung detaillierter in Form eines bevorzugten Ausführungsbeispiels und einer Abwandlung von diesem unter Bezugnahme auf die beiliegenden Zeichnungen beschrieben.

[0029] Als erstes wird sich auf **Fig. 1** bezogen, die ein Ausführungsbeispiel der Stabilitätssteuervorrichtung der vorliegenden Erfindung bezüglich dem Aufbau ihrer Hydrokreiseinrichtung und ihrer elektrischen Steuerungseinrichtung zeigt, wobei die Hydrokreiseinrichtung, die im allgemeinen mit 10 bezeichnet wird, eine herkömmliche nicht automatisierte Druckquelleneinrichtung bzw. Handbremsdruckquelleneinrichtung aufweist, die ein Bremspedal 12, das durch einen Fahrer niedergedrückt werden soll, einen Hauptzylinder 14, der dazu geeignet ist, entsprechend dem Niederdrücken des Bremspedals 12 einen Hauptzylinderdruck zu erzeugen, und einen Hydroverstärker 16, der einen Verstärkerdruck erzeugt, aufweist.

[0030] Die Hydraulikeinrichtung 10 weist ferner eine Kraftbetrieb-Bremsdruckquelleneinrichtung auf, die einen Behälter 36 und eine Bremsfluidpumpe 40 hat, die ein Druckbremsfluid einer Leitung 38 zuführt, die mit einem Speicher 46 verbunden ist, so daß in der Leitung 38 ein stabilisierter Speicherdruck für die automatische Bremssteuerung, die nachstehend beschrieben wird, zur Verfügung steht. Der Speicherdruck wird dem Hydroverstärker 16 als eine Druckquelle ebenfalls zugeführt, um in Abhängigkeit vom Betätigungsverhalten des Bremspedals 12 einen Verstärkerdruck zu erzeugen, der im wesentlichen das gleiche Druckverhalten wie der Hauptzylinderdruck hat; dieser ist jedoch dazu in der Lage, ein solches Druckverhalten aufrechtzuerhalten, während das Bremsfluid durch eine Reihenschaltung eines normalerweise geöffneten Ein/Aus-Ventils und eines normalerweise geschlossenen Ein/Aus-Ventils verbraucht wird, um einen gewünschten Bremsdruck zu erhalten, wie es nachstehend beschrieben ist.

[0031] Eine erste Leitung 18 erstreckt sich von einem ersten Anschluß des Hauptzylinders 14 zu einer

Steuereinrichtung 20 für den Bremsdruck des vorderen linken Rades und einer Steuereinrichtung 22 für den Bremsdruck des vorderen rechten Rades. Ein zweiter Kanal 26, der ein Proportionalventil 24 aufweist, erstreckt sich von einem zweiten Anschluß des Hauptzylinders 14 sowohl zu einer Steuereinrichtung 32 für den Bremsdruck des hinteren linken Rades als auch zu einer Steuereinrichtung 34 für den Bremsdruck des hinteren rechten Rades über ein elektromagnetisches Drei-Anschlüsse-Zwei-Positionen-Umschaltventil 28, wobei ein Auslaßanschluß von diesem über eine gemeinsame Leitung 30 mit der Steuereinrichtung 32 für den Bremsdruck des hinteren linken Rades und mit einer Steuereinrichtung 34 für den Bremsdruck des hinteren rechten Rades verbunden ist.

[0032] Die Steuereinrichtung 20 und 22 für den Bremsdruck des vorderen linken und vorderen rechten Rades weisen Radzylinder 48FL und 48FR, um variable Bremskräfte an das vordere linke und vordere rechte Rad anzulegen, elektromagnetische Drei-Anschlüsse-Zwei-Positionen-Umschaltventile 50FL und 50FR und eine Reihenschaltung von normalerweise geöffneten elektromagnetischen Ein/Aus-Ventilen 54FL und 54FR bzw. normalerweise geschlossenen elektromagnetischen Ein/Aus-Ventilen 56FL und 56FR auf; die Reihenschaltung der normalerweise geöffneten Ein/Aus-Ventile und der normalerweise geschlossenen Ein/Aus-Ventile ist zwischen eine Leitung 53, die dazu geeignet ist, mit dem Speicherdruck der Leitung 38 oder dem Verstärkerdruck des Hydroverstärkers durch ein elektronisches Drei-Anschlüsse-Zwei-Positionen-Umschaltventil 44, dessen Betätigung nachstehend beschrieben wird, versorgt zu werden, und eine Rückführleitung 52, die mit dem Behälter 36 verbunden ist, geschaltet. Ein Mittelpunkt der Reihenschaltung der Ein/Aus-Ventile 54FL und 56FL ist mit einem Anschluß des Steuerventils 50FL durch eine Verbindungsleitung 58FL verbunden; ein Mittelpunkt der Reihenschaltung der Ein/Aus-Ventile 54FR und 56FR ist mit einem Anschluß des Steuerventils 50FR über eine Verbindungsleitung 58FR verbunden.

[0033] Die Bremsdrucksteuereinrichtungen 32 und 34 des hinteren linken und hinteren rechten Rades weisen Radzylinder 64RL und 64RR, um eine Bremskraft an das hintere linke bzw. hintere rechte Rad anzulegen, und Reihenschaltungen von normalerweise geöffneten elektromagnetischen Ein/Aus-Ventilen 60RL und 60RR und normalerweise geschlossenen elektromagnetischen Ein/Aus-Ventilen 62RL und 62RR auf, wobei die Reihenschaltungen von normalerweise geöffneten Ein/Aus-Ventilen und normalerweise geschlossenen Ein/Aus-Ventilen zwischen den Kanal 30, der mit dem einen Auslaßanschluß des Steuerventils 28 verbunden ist, und den Rückführanschluß 52 geschaltet ist. Ein Mittelpunkt

der Reihenschaltung der Ein/Aus-Ventile **60RL** und **62RL** ist über eine Verbindungsleitung **66RL** mit einem Radzylinder **64RL** zum Anlegen einer Bremskraft an das hintere linke Rad verbunden; ein Mittelpunkt einer Reihenschaltung der Ein/Aus-Ventile **60RR** und **62RR** ist über eine Verbindungsleitung **66RR** mit einem Radzylinder **64RR** zum Anlegen einer Bremskraft an das hintere rechte Rad verbunden.

**[0034]** Die Steuerventile **50FL** und **50FR** werden zwischen einer ersten Position zum Verbinden der Radzylinder **48FL** und **48FR** mit der Handbremsdruckleitung **18**, während diese von den Verbindungsleitungen **58FL** bzw. **58FR** getrennt sind, wie es in dem in den Figuren gezeigten Zustand vorliegt, und einer zweiten Position zum Trennen der Radzylinder **48FL** und **48FR** von der Leitung **18**, während diese mit den Verbindungsleitungen **58FL** bzw. **58FR** verbunden sind, umgeschaltet.

**[0035]** Das Steuerventil **28** wird zwischen einer ersten Position zum Verbinden der Leitung **30** sowohl für die Reihenschaltung der Ein/Aus-Ventile **60RL** und **62RL** als auch für die Reihenschaltung der Ein/Aus-Ventile **60RR** und **62RR** mit der Handbremsdruckleitung **26**, wie in dem Zustand, der in der Figur gezeigt ist, und einer zweiten Position zum Trennen der Leitung **30** von der Leitung **26**, während diese mit einer Leitung **68** verbunden ist, die zusammen mit der Leitung **53** mit einem Auslaßanschluß des Umschaltsteuerventils **44** verbunden ist, umgeschaltet, um in Abhängigkeit davon, ob das Steuerventil **44** in einer ersten Position, wie es in den Figuren gezeigt ist, und einer zweiten Position, die im Gegensatz dazu ist, ist, eine Verbindung entweder mit einem Zuführanschluß des Hydroverstärkers **16** oder der Speicherdruckleitung **38** herzustellen.

**[0036]** Wenn sich die Steuerventile **50FL**, **50FR** und **28** in der ersten Position befinden, wie es in dem Zustand, der in der Figur gezeigt ist, der Fall ist, sind die Radzylinder **48FL**, **48FR**, **64RL**, **64RR** mit den Handbremsdruckleitungen **18** und **26** verbunden, damit diese mit dem Druck des Hauptzylinders **14** versorgt werden, wodurch ermöglicht wird, daß der Fahrer entsprechend der Betätigung des Bremspedals **12** eine Bremskraft auf jedes Rad aufbringt. Wenn das Steuerventil **28** in die zweite Position geschaltet wird, wobei das Steuerventil **44** in der gezeigten ersten Position gehalten wird, werden die Hinterradzylinder **64RL** und **64RR** entsprechend der Betätigung des Bremspedals vom Hydroverstärker **16** mit dem Verstärkerdruck gespeist. Wenn die Steuerventile **50FL**, **50FR**, **28** und **44** in die zweite Position geschaltet werden, werden die Radzylinder **48FL**, **48FR**, **64RL**, **64RR** abgesehen von der Betätigung des Bremspedals **12** unter der Steuerung der normalerweise geöffneten Ein/Aus-Ventile **54FL**, **54FR**, **60RL**, **60RR** und der normalerweise geschlossenen Ein/Aus-Ventile **56FL**, **56FR**, **62RL**, **62RR** entsprechend dem Verhält-

nis des geöffneten Zustandes der entsprechenden normalerweise geöffneten Ein/Aus-Ventile und dem geschlossenen Zustand der entsprechenden normalerweise geschlossenen Ein/Aus-Ventile, das heißt entsprechend dem sogenannten Betriebsverhältnis, mit dem Kraftbetrieb-Speicherbremsdruck der Leitung **38** gespeist.

**[0037]** Die Umschalt-Steuerventile **50FL**, **50FR**, **28**, **44**, die normalerweise geöffneten Ein/Aus-Ventile **54FL**, **54FR**, **60RL**, **60RR**, die normalerweise geschlossenen Ein/Aus-Ventile **56FL**, **56FR**, **62RL**, **62RR** und die Pumpe **40** werden durch eine elektrische Steuereinrichtung **70** wie es nachstehend detailliert beschrieben wird gesteuert. Die elektrische Steuereinrichtung **70** weist einen Mikrorechner **72** und eine Antriebssteuereinrichtung **74** auf. Obwohl es in [Fig. 1](#) nicht detailliert gezeigt ist, kann der Mikrorechner **72** einen gewöhnlichen Aufbau haben, der eine Zentrale Verarbeitungseinheit, einen Festwertspeicher, einen Direktzugriffsspeicher, eine Eingabe- und Ausgabeanschlußeinrichtung und einen gemeinsamen Bus, der diese Funktionselemente miteinander verbindet, aufweist.

**[0038]** Die Eingabeanschlußeinrichtung des Mikrorechners **72** wird mit einem Signal, das eine Fahrzeuggeschwindigkeit  $V$  aufweist, von einem Fahrzeuggeschwindigkeitssensor **76**, mit einem Signal, das eine Querbeschleunigung  $G_y$  des Fahrzeugaufbaus aufweist, von einem Querbeschleunigungssensor **78**, der im wesentlichen an einem Massenmittelpunkt des Fahrzeugaufbaus angebracht ist, mit einem Signal, das die Giergeschwindigkeit  $\gamma$  des Fahrzeugaufbaus aufweist, von einem Giergeschwindigkeitssensor **80**, mit einem Signal, das einen Lenkwinkel  $\theta$  aufweist, von einem Lenkwinkelsensor **82**, mit einem Signal, das eine Längsbeschleunigung  $G_x$  des Fahrzeugaufbaus aufweist, von einem Längsbeschleunigungssensor **84**, der im wesentlichen am Massemittelpunkt des Fahrzeugaufbaus angebracht ist, und mit Signalen, die die Radgeschwindigkeit (Radumfanggeschwindigkeit)  $V_{wfl}$ ,  $V_{wfr}$ ,  $V_{wrl}$ ,  $V_{wrr}$  des vorderen linken und rechten Rades und des hinteren linken und rechten Rades, die nicht in den Figuren gezeigt sind, aufweisen, von Radgeschwindigkeitssensoren **86FL**–**86RR** gespeist. Der Querbeschleunigungssensor **78**, der Giergeschwindigkeitssensor **80** und der Lenkwinkelsensor **82** erfassen die Querbeschleunigung, die Giergeschwindigkeit bzw. den Lenkwinkel als positiv, wenn das Fahrzeug eine Linkskurve beschreibt; der Längsbeschleunigungssensor **84** erfaßt die Längsbeschleunigung als positiv, wenn das Fahrzeug nach vorn beschleunigt wird. Im allgemeinen werden in den folgenden Analysen die Parameter, die sich in der Kurvenfahrtrichtung des Fahrzeugs unterscheiden, als positiv angenommen, wenn das Kurvenfahren entgegen dem Uhrzeigersinn erfolgt, und als negativ angenommen, wenn das Kurvenfahren im Uhrzeigersinn erfolgt, wobei von



oben auf das Fahrzeug geschaut wird.

**[0039]** Der Festspeicher des Mikrorechners **72** speichert solche Fließbilder, wie diese in den [Fig. 2](#), [Fig. 3](#), [Fig. 4](#) und [Fig. 11](#) gezeigt sind, und solche Verzeichnisse, wie sie in [Fig. 5](#) bis [Fig. 10](#) gezeigt sind. Die Zentrale Verarbeitungseinheit führt zahlreiche Berechnungen auf der Grundlage der Parameter, die durch die vorstehend genannten Sensoren erfaßt wurden, entsprechend diesen Fließbildern und Verzeichnissen gemäß Vorbeschreibung aus und steuert die Kurvenstabilität des Fahrzeugs, indem auf jedes der Räder eine variable Bremskraft auswählend aufgebracht wird.

**[0040]** [Fig. 2](#) zeigt den Gesamtvorgang, der durch eine Stabilitätssteuerungsvorrichtung der vorliegenden Erfindung ausgeführt wird, in Form eines Fließbildes. Der Steuervorgang entsprechend diesem Fließbild wird mit dem Schließen eines Motorzündschalters, der nicht in der Figur gezeigt ist, des Fahrzeuges begonnen und mit einer Zykluszeit, wie zum Beispiel zehn Mikrosekunden, während des gesamten Betriebes des Fahrzeuges zyklisch wiederholt, wie es aus dem Stand der Technik bekannt ist.

**[0041]** Wenn die Vorrichtung gestartet wird, werden in Schritt **10** Signale von zahlreichen Sensoren, die vorstehend beschrieben sind, entsprechend einem Plan gelesen, der durch das in der Vorrichtung enthaltene Programm bestimmt ist. Dann wird in Schritt **20** das Antriebsradschlupfverhältnis  $R_{sa}$ , das heißt das Schlupfverhältnis der Antriebsräder des Fahrzeuges, berechnet, wie es in [Fig. 3](#) oder [Fig. 11](#) detailliert gezeigt ist. Wenn das Fahrzeug Hinterradantrieb hat, ist  $R_{sa}$  das Schlupfverhältnis der Hinterräder, während, wenn das Fahrzeug Vorderradantrieb hat,  $R_{sa}$  das Schlupfverhältnis der Vorderräder ist. Für ein schnelleres Verständnis des Gesamtaufbaus der Erfindung wird, bevor zum nächsten Schritt **30** im Hauptprogramm gegangen wird, nur das Ausführungsbeispiel von [Fig. 3](#) beschrieben.

**[0042]** Unter Bezugnahme auf [Fig. 3](#) werden in Schritt **26** mittlere Geschwindigkeiten eines Paares von Vorderrädern und eines Paares von Hinterrädern jeweils wie folgt berechnet.

$$V_{wf} = (V_{wfl} + V_{wfr})/2$$

$$V_{wr} = (V_{wrl} + V_{wrr})/2$$

wobei  $V_w$  eine Radgeschwindigkeit darstellt, die als Bewegungsgeschwindigkeit des Rads auf der Straßenoberfläche bei Betrachtung von oben wahrgenommen wird, das heißt die Umfangsgeschwindigkeit des Reifens; Suffixe, wie zum Beispiel  $f$ ,  $r$ ,  $fl$ ,  $fr$ ,  $rl$  und  $rr$ , beziehen sich auf vorne, hinten, vorne links, vorne rechts, hinten links bzw. hinten rechts. Die gleichen Bezüge auf vorne, hinten, vorne links, vorne

rechts, hinten links und hinten rechts durch diese Suffixe werden nachstehend hergestellt, ohne daß es jedes Mal speziell angezeigt wird, wenn es aus Gründen der Kürze der Beschreibung als offensichtlich angesehen wird.

**[0043]** In Schritt **27** wird im Falle eines Fahrzeuges mit Hinterradantrieb überprüft, ob  $V_{wf}$  größer als  $V_{wo}$  ist, wobei  $V_{wo}$  ein Wert ist, der als Minimalwert der Radgeschwindigkeit bestimmt ist, um die Steuerungsberechnung stabil aufrechtzuerhalten, ohne daß dadurch, daß eine Division durch einen zu kleinen Nenner durchgeführt wird, ein zu großer Wert bei dieser erzeugt wird. Im Fall eines Fahrzeuges mit Vorderradantrieb wird geprüft, ob  $V_{wr}$  größer als  $V_{wo}$  ist. Dann, wenn die Antwort ja ist, geht die Steuerung zu Schritt **28**; das Schlupfverhältnis  $R_s$  der Antriebsräder wird wie folgt berechnet.

$$R_{sr} = (V_{wr} - V_{wf})/V_{wf}$$

für Fahrzeuge mit Hinterradantrieb

$$R_{sf} = (V_{wf} - V_{wr})/V_{wr}$$

für Fahrzeuge mit Vorderradantrieb

**[0044]** Wenn die Antwort in Schritt **27** "Nein" ist, geht die Steuerung zu Schritt **29**; das Schlupfverhältnis  $R_s$  wird wie folgt berechnet:

$$R_{sr} = (V_{wr} - V_{wf})/V_{wo}$$

für Fahrzeuge mit Hinterradantrieb

$$R_{sf} = (V_{wf} - V_{wr})/V_{wo}$$

für Fahrzeuge mit Vorderradantrieb

**[0045]** Es wird nun auf das Hauptprogramm von [Fig. 2](#) zurückgekommen, in dem in Schritt **30** das Sollschlupfverhältnis  $R_{spt}$  für die getriebenen Räder, das heißt das Schlupfverhältnis, das in den getriebenen Rädern erzeugt werden soll, entsprechend dem in [Fig. 4](#) gezeigten Unterprogramm berechnet wird.

**[0046]** Unter Bezugnahme auf [Fig. 4](#) wird in Schritt **31** ein grundlegendes Sollschlupfverhältnis  $R_{spo}$ , das am Vorderrad erzeugt werden soll, das an der Außenseite der Kurvenbewegung des Fahrzeuges vorgesehen ist, im Fall eines Fahrzeuges mit Hinterradantrieb berechnet, um ein Giermoment im Fahrzeug entgegen dem Schleudern des Fahrzeuges durch ein Rutschen der hinteren Antriebsräder bei einem übermäßigen Motorbremsen zu erzeugen; alternativ dazu wird ein grundlegendes Sollschlupfverhältnis  $R_{spo}$ , das am Hinterrad erzeugt werden soll, das an der Innenseite der Kurvenfahrt des Fahrzeuges vorgesehen ist, im Falle eines Fahrzeuges mit Vorderradantrieb berechnet, um ein Giermoment im Fahr-

zeug entgegen dem Abgedrängtwerden des Fahrzeugs durch das Rutschen der vorderen Antriebsräder bei einem übermäßigen Motorbremsen zu erzeugen. Der Wert von  $R_{spo}$  kann aus einem Verzeichnis, wie es zum Beispiel in [Fig. 6](#) gezeigt ist, auf der Grundlage des Wertes des Antriebsradschlupfverhältnisses  $R_{sa}$  bequem ausgelesen werden, das heißt  $R_{sr}$  im Fall eines Fahrzeugs mit Hinterradantrieb oder  $R_{sf}$  im Falle eines Fahrzeugs mit Vorderradantrieb, die in Schritt 28 oder 29 von [Fig. 3](#) erhalten wurden. [Fig. 6](#) kann entnommen werden, daß, wenn das Verzeichnis für  $R_{spo}$  nicht nur für positive Werte von  $R_{sa}$  vorbereitet wird, sondern ebenfalls für negative Werte von  $R_{sa}$ , das vorliegenden Steuersystem ebenfalls betätigt werden kann, um gegen ein zu starkes Niederdrücken des Fahrpedals während des Antriebs entlang einer Kurvenbahn zu wirken, um die Bremse eines entsprechenden Rades automatisch zu betätigen, damit das Fahrzeug verlangsamt wird, wobei gleichzeitig ein Antischleuder- oder Antiabdräng-Giermoment im Fahrzeug erzeugt wird, um das Fahrzeug am Schleudern oder Abgedrängtwerden durch Seitenrutschen der zu stark mit Energie versorgten Antriebsräder zu hindern.

**[0047]** In Schritt 32 wird ein erster Kompensationskoeffizient  $C_1$  auf der Grundlage des Absolutwertes von  $V \times \gamma$  berechnet, das heißt auf der Grundlage der Fahrzeuggeschwindigkeit, die durch den Fahrzeuggeschwindigkeitssensor 76 und den Giergeschwindigkeitssensor 78 von [Fig. 1](#) erfaßt wurde.  $C_1$  wird mit  $R_{spo}$  multipliziert, wie es nachstehend in Schritt 37 beschrieben ist, um das Schlupfverhältnis proportional abzuändern, das der Sollwert an einem getriebenen Rad ist, um das Fahrzeug bei gleichzeitiger Erzeugung eines Antischleuder- oder Antiabdräng-Giermoments im Fahrzeug zu verlangsamen. Der Wert von  $C_1$  kann auf der Grundlage des Absolutwertes von  $V \times \gamma$  erhalten werden, indem auf ein Verzeichnis Bezug genommen wird, wie es zum Beispiel in [Fig. 7](#) gezeigt ist. Wie es [Fig. 7](#) entnommen werden kann, ist  $C_1$  Null, wenn  $|V \times \gamma|$  relativ klein ist, und erhöht sich mit einem Anwachsen von  $|V \times \gamma|$  bis, wenn sich  $|V \times \gamma|$  weiter erhöht, ein Grenzwert von 1 erreicht ist, so daß das Sllschlupfverhältnis  $R_{spt}$  des getriebenen Rades Null bleibt, selbst wenn sich, wenn  $|V \times \gamma|$  klein ist, das heißt, wenn die Bewegungsbahn des Fahrzeugs im wesentlichen nicht kurvenförmig ist, das Antriebsradschlupfverhältnis  $R_{sa}$  erhöht.

**[0048]** In Schritt 33 wird ein zweiter Kompensationskoeffizient  $C_2$  auf der Grundlage der Längsbeschleunigung  $G_x$ , die durch den Längsbeschleunigungssensor 84 von [Fig. 1](#) erfaßt wird, berechnet, so daß eine Verschiebung der Vertikallast, die auf das getriebene Rad durch die auf den Fahrzeugaufbau aufgebrachte Längsbeschleunigung aufgebracht wird, bei der Bestimmung des Sllschlupfverhältnisses, das im gebremsten getriebenen Rad erzeugt wird, in Be-

tracht gezogen wird, da, wenn das zur Stabilitätssteuerung zu bremsende getriebene Rad mit einer höheren Vertikallast versehen wird, das Rad stärker gebremst werden kann, um ein größeres Schlupfverhältnis zu erzeugen, bevor die Reifenhaftung von diesem an der Straßenoberfläche einen Grenzwert erreicht. Somit wird in diesem Schritt der Koeffizient  $C_2$  auf der Grundlage des Absolutwertes von  $G_x$  berechnet, wie es durch ein Verzeichnis von [Fig. 8](#) ausgedrückt ist, wobei die Volllinienkurve für das Fahrzeug mit Vorderradantrieb vorgesehen ist, während die Kurve mit gestrichelter Linie für ein Fahrzeug mit Vorderradantrieb vorgesehen ist. Die Wirkung dieser das Verhalten beschreibenden Kurven ist unmittelbar verständlich.

**[0049]** In Schritt 34 wird ein Fahrzeugaufbauschlupfwinkel bzw. Fahrzeugaufbaurutschwinkel  $\beta$  bzw. Schwimmwinkel  $\beta$  durch ein bekanntes Verfahren berechnet, so daß als erstes die Seitengleitbeschleunigung  $V_{yd}$  des Fahrzeugaufbaus als eine Differenz zwischen der Querbeschleunigung  $G_y$ , die durch den Seitenbeschleunigungssensor 78 von [Fig. 1](#) erfaßt wird, und einem Produkt der Giergeschwindigkeit  $\gamma$  und der Fahrzeuggeschwindigkeit  $V$  berechnet wird, wie zum Beispiel  $V_{yd} = G_y - \gamma \times V$ , und dann  $V_{yd}$  über der Zeit integriert wird, um eine Seitengleitgeschwindigkeit  $V_y$  vorzusehen; dann wird  $V_y$  durch die Längsbeschleunigung des Fahrzeugs dividiert, das heißt die Fahrzeuggeschwindigkeit  $V$ , wie zum Beispiel  $\beta = V_y/V$ . (Natürlich ist ein Schritt im Berechnungsprogramm vorgesehen, der die Ausführung der Division durch einen Nenner von Null verhindert, wie es im Stand der Technik bekannt ist.)

**[0050]** In Schritt 35 werden auf der Grundlage des Fahrzeugaufbauschlupfwinkels  $\beta$ , der vorstehend erhalten wurde, und anderer Daten, wie zum Beispiel des Radlenkwinkels  $\delta$ , der aus  $\beta$  berechnet wird, der durch den Lenkwinkelsensor von [Fig. 1](#) erfaßt wird, der Giergeschwindigkeit  $\gamma$ , der Fahrzeuggeschwindigkeit  $V$  bzw. den Abständen  $L_f$  und  $L_r$  der vorderen und hinteren Radachse vom Gravitationszentrum des Fahrzeugaufbaus, ein Vorderradschlupfwinkel  $\beta_f$  und ein Hinterradschlupfwinkel  $\beta_r$  wie folgt berechnet:

$$\beta_f = \delta - \beta - L_f \times \gamma/V$$

$$\beta_r = -\beta - L_r \times \gamma/V$$

**[0051]** In Schritt 36 wird unter Bezugnahme auf Verzeichnisse, wie diese in den [Fig. 9](#) und [Fig. 10](#) gezeigt sind, dritte und vierte Kompensationskoeffizienten  $C_3$  und  $C_4$  auf der Grundlage der Absolutwerte von  $\beta_f$  bzw.  $\beta_r$ , wenn das Fahrzeug Hinterradantrieb hat, oder auf der Grundlage der Absolutwerte von  $\beta_r$  bzw.  $\beta_f$ , wenn das Fahrzeug Vorderradantrieb hat, berechnet. Diese Koeffizienten geben das Rutschverhalten der vorderen und hinteren Räder bezüglich



der Stabilitätssteuerung der vorliegenden Erfindung wieder.

**[0052]** Dann wird schließlich in Schritt **37** das Sollsclupfverhältnis  $R_{spt}$  des getriebenen Rades berechnet, wobei eine Änderung des grundlegenden Sollsclupfverhältnisses  $R_{spo}$ , das aus dem Verzeichnis von [Fig. 6](#) ausgelesen wurde, stattfindet:

$$R_{spt} = R_{spo} \times C_1 \times C_2 \times (C_3 + C_4)$$

**[0053]** Wenn in das Hauptprogramm von [Fig. 2](#) zurückgekehrt wird, wird in Schritt **40** geprüft, ob die Giergeschwindigkeit  $\gamma$  positiv ist oder nicht, das heißt, ob das Fahrzeug eine Links- oder eine Rechtskurve beschreibt. Wenn die Antwort ja ist, das heißt wenn das Fahrzeug eine Linkskurve beschreibt, geht die Steuerung zu Schritt **50**; das Sollsclupfverhältnis  $R_{spt}$  für das getriebene Rad wird auf das Sollsclupfverhältnis  $R_{sfr}$  des vorderen rechten Rades gesetzt, wenn das Fahrzeug Hinterradantrieb hat, um das Fahrzeug am Schleudern entgegen dem Uhrzeigersinn bei Betrachtung von oben auf das Fahrzeug zu hindern; alternativ dazu wird das Sollsclupfverhältnis  $R_{spt}$  für das getriebene Rad auf das Sollsclupfverhältnis  $R_{srl}$  des hinteren linken Rades gesetzt, wenn das Fahrzeug Vorderradantrieb hat, um das Fahrzeug am Abgedrängtwerden im Uhrzeigersinn bei Betrachtung von oben auf das Fahrzeug zu hindern. Wenn die Antwort in Schritt **40** Nein ist, das heißt wenn das Fahrzeug eine Rechtskurve beschreibt, geht die Steuerung zu Schritt **80**; das Sollsclupfverhältnis  $R_{spt}$  für das getriebene Rad wird auf das Sollsclupfverhältnis  $R_{sfl}$  des vorderen linken Rades gesetzt, wenn das Fahrzeug Hinterradantrieb hat, um das Fahrzeug am Schleudern im Uhrzeigersinn bei Betrachtung von oben auf das Fahrzeug zu hindern; alternativ dazu wird das Sollsclupfverhältnis  $R_{spt}$  des getriebenen Rades auf das Sollsclupfverhältnis  $R_{srr}$  des hinteren rechten Rades gesetzt, wenn das Fahrzeug Vorderradantrieb hat, um das Fahrzeug am Abgedrängtwerden entgegen dem Uhrzeigersinn bei Betrachtung von oben auf das Fahrzeug zu hindern.

**[0054]** In Schritt **60** wird die Sollradgeschwindigkeit  $V_{wt}$  des vorderen rechten Rades eines Fahrzeugs mit Hinterradantrieb oder die Sollradgeschwindigkeit  $V_{wt}$  des hinteren linken Rades eines Fahrzeugs mit Vorderradantrieb wie folgt berechnet:

$$V_{wtfr} = V_{wfl} \times (100 - R_{sfr})/100$$

für ein Fahrzeug mit Hinterradantrieb

$$V_{wtfl} = V_{wrr} \times (100 - R_{srl})/100$$

für ein Fahrzeug mit Vorderradantrieb

**[0055]** In Schritt **70** wird die Schlupfverhältniszahl

$\Delta V_w$  als eine Differenz zwischen der Ist-Radgeschwindigkeit des vorderen rechten Rades und der Sollradgeschwindigkeit für ein Fahrzeug mit Hinterradantrieb oder als eine Differenz zwischen der Ist-Radgeschwindigkeit des hinteren linken Rades und der Sollradgeschwindigkeit für ein Fahrzeug mit Vorderradantrieb berechnet, wobei eine Kompensation bezüglich der Längsbeschleunigung, das heißt der Änderungsverhältniszahl der Radgeschwindigkeit  $G_x$ , mit einem geeigneten Faktor  $K_s$  wie folgt erfolgt:

$$\Delta V_{wfr} = V_{wfr} - V_{wtfr} + K_s \times (dV_{wfr}/dt - G_x)$$

für ein Fahrzeug mit Hinterradantrieb

$$\Delta V_{wrl} = V_{wrl} - V_{wtfl} + K_s \times (dV_{wrl}/dt - G_x)$$

für ein Fahrzeug mit Vorderradantrieb

**[0056]** Wenn die Steuerung zu Schritt **80** geht, werden in den Schritten **90** und **100** bezüglich dem vorderen linken Rad eines Fahrzeugs mit Hinterradantrieb oder dem hinteren rechten Rad eines Fahrzeugs mit Vorderradantrieb ähnliche Prozesse wie den Schritten **60** und **70** ausgeführt.

**[0057]** In Schritt **110** wird ein Betriebsverhältnis  $D_r$  zur Betätigung einer entsprechenden Gruppe von Ein/Aus-Ventilen **54FL-56FL**, **54FR-56FR**, **60RL-62RL** oder **60RR-62RR** durch das Auslesen aus einem Verzeichnis, wie es in [Fig. 5](#) gezeigt ist, auf der Grundlage des Wertes der Schlupfverhältniszahl  $V_w$  berechnet.

**[0058]** In Schritt **120**, wird das Bremssystem, das in [Fig. 1](#) gezeigt ist, entsprechend dem Betriebsverhältnis  $D_r$ , das somit berechnet wurde, betätigt. Wenn der Wert des Betriebsverhältnisses  $D_r$  größer als ein bestimmter relativ kleiner positiver Schwellwert ist, wird das normalerweise geöffnete Ein/Aus-Ventil der entsprechenden Gruppe geöffnet, wobei das normalerweise geschlossene Ein/Aus-Ventil der Gruppe geschlossen wird, um den Druck des entsprechenden Radzylinders **48FL**, **48FR**, **64RL** oder **64RR** zu erhöhen, während, wenn der Wert des Betriebsverhältnisses  $D_r$  kleiner als ein bestimmter relativ kleiner negativer Schwellwert ist, das normalerweise geschlossene Ein/Aus-Ventil der entsprechenden Gruppe geöffnet wird, wobei das normalerweise geöffnete Ein/Aus-Ventil der Gruppe geschlossen wird, um den Druck des entsprechenden Radzylinders zu verringern; wenn der Wert des Betriebsverhältnisses  $D_r$  zwischen dem positiven und negativen Schwellwert liegt, werden sowohl das normalerweise geöffnete Ein/Aus-Ventil als auch das normalerweise geschlossene Ein/Aus-Ventil geschlossen.

**[0059]** Somit wird eingeschätzt, daß durch die Stabilitätssteuerungsvorrichtung der vorliegenden Erfin-

dung, wenn die Neigung des Fahrzeugs zum Schleudern durch ein Rutschen der hinteren Antriebsräder eines Fahrzeugs mit Hinterradantrieb, das durch ein übermäßiges Motorbremsen (oder einen übermäßigen Motorantrieb) während einer Kurvenfahrt des Fahrzeugs verursacht wird, besteht, das Vorderrad, das an der Außenseite der Kurve vorgesehen ist, in geeigneter Weise gebremst wird, um das Schlupfverhältnis der hinteren Antriebsräder zu entlasten, wobei gleichzeitig ein Giermoment erzeugt wird, das entgegen dem Schleudern gerichtet ist; wenn die Neigung des Fahrzeugs zum Abgedrängtwerden durch ein Rutschen der vorderen Antriebsräder des Fahrzeugs mit Vorderradantrieb, das durch ein übermäßiges Motorbremsen (oder einen übermäßigen Motorantrieb) während einer Kurvenfahrt des Fahrzeugs verursacht wird, besteht, wird das Hinterrad, das sich an der Innenseite der Kurve befindet, in geeigneter Weise gebremst, um das Schlupfverhältnis der vorderen Antriebsräder zu entlasten, wobei gleichzeitig ein Giermoment erzeugt wird, das entgegen dem Abgedrängtwerden gerichtet ist.

**[0060]** Die Berechnung des Sollantriebsradschlupfverhältnisses  $R_{sa}$  in Schritt **20** des Hauptprogramms kann detaillierter ausgeführt sein, wie es in [Fig. 11](#) gezeigt ist.

**[0061]** Unter Bezugnahme auf [Fig. 11](#) wird in Schritt **21** eine Differenz  $\Delta V_y$  der Radgeschwindigkeit zwischen den Rädern an der linken und an der rechten Seite auf der Grundlage der Gierverhältniszahl  $\gamma$  und der Radauflagefläche bzw. Spurweite  $T$  des Fahrzeugs wie folgt berechnet:

$$\Delta V_y = \gamma \times (T/2) \times 3.6 \times \pi/180$$

**[0062]** In Schritt **22** wird die Längsverschiebung des Anteils der Vertikallast zwischen den Vorderrädern und den Hinterrädern als Längslastverschiebung  $\Delta W_x$  auf der Grundlage der Längsbeschleunigung  $G_x$ , des Gewichts  $W$  des Fahrzeugaufbaus, der Höhe  $H$  des Gravitationszentrums des Fahrzeugaufbaus von der Straßenoberfläche und der Radbasis  $L$  des Fahrzeugs wie folgt berechnet.

$$\Delta W_x = G_x \times W \times H/L/2$$

**[0063]** In Schritt **23** werden die Längs- und Querverschiebung des Anteils der Vertikallast des vorderen linken, vorderen rechten, hinteren linken und hinteren rechten Rades als Querlastverschiebung  $\Delta W_{yf}$  und  $\Delta W_{yr}$  auf der Grundlage der Querbeschleunigung  $G_y$ , des Gewichts  $W$  des Fahrzeugaufbaus, der Höhe  $H$  des Gravitationsmittelpunktes des Fahrzeugaufbaus von der Straßenoberfläche, der Radauflagefläche  $T$  des Fahrzeugs und der Anteile  $G_{pf}$  und  $G_{pr}$  der vorderen und hinteren Räder an der Verdrehsteifigkeit des Fahrzeugaufbaus wie folgt berechnet:

$$\Delta W_{yf} = (G_y \times W \times H/T) \times G_{pf}$$

$$\Delta W_{yr} = (G_y \times W \times H/T) \times G_{pr}$$

**[0064]** In Schritt **24** wird eine dynamische Verformung des Reifens bezüglich jedem Reifen als dynamischer Reifenradiuskompensationskoeffizient  $K_{di}$  ( $i = fl, fr, rl, rr$ ) mit der Reifensteifigkeit  $St$  und dem Reifenradius  $R_t$  wie folgt berechnet:

$$K_{dfl} = 1 + \{-\Delta W_x - \Delta W_{yf}\} \times 9.8/St/R_t$$

$$K_{dfr} = 1 + \{-\Delta W_x + \Delta W_{yf}\} \times 9.8/St/R_t$$

$$K_{drl} = 1 + \{\Delta W_x - \Delta W_{yr}\} \times 9.8/St/R_t$$

$$K_{drr} = 1 + \{\Delta W_x + \Delta W_{yr}\} \times 9.8/St/R_t$$

**[0065]** In Schritt **25** werden Radgeschwindigkeiten, die bezüglich der Reifenverformung durch eine Längs- und Querverschiebung der Last kompensiert sind, als kompensierte Radgeschwindigkeiten  $V_{cwi}$  ( $i = fl, fr, rl, rr$ ) wie folgt berechnet:

$$V_{cwfl} = K_{dfl} \times V_{wfl} \times \cos\delta + \Delta V_y$$

$$V_{cwfr} = K_{dfr} \times V_{wfr} \times \cos\delta - \Delta V_y$$

$$V_{cwrl} = K_{drl} \times V_{wrl} + \Delta V_y$$

$$V_{cwrr} = K_{drr} \times V_{wrr} - \Delta V_y$$

**[0066]** Die Schritte **26'**, **27'**, **28'** und **29'** entsprechen den Schritten **26**, **27**, **28** bzw. **29** von [Fig. 3](#) mit der Ausnahme, daß in der detaillierteren Verarbeitung von [Fig. 11](#) die Radgeschwindigkeiten bezüglich der Radverformung durch die Längs- und Querverschiebung der Last gemäß Vorbeschreibung kompensiert werden, und sind diesen mit der genannten Ausnahme ähnlich.

## Patentansprüche

1. Fahrverhaltensteuervorrichtung eines Fahrzeuges mit einem Fahrzeugaufbau, einem vorderen und einem hinteren Paar von Rädern, einem Lenksystem zum Lenken des vorderen Paares von Rädern, einem Bremssystem zum Bremsen von sowohl dem vorderen als auch dem hinteren Paar von Rädern und einem Antriebssystem mit einem Motor, das in Abhängigkeit davon, ob das Fahrzeug Front- bzw. Heckantrieb hat, in einem Motorantriebszustand nur das hintere oder das vordere Paar von Rädern antreibt und in einem Motorbremszustand dieses Paar von Rädern bremst, wobei die Verhaltensteuervorrichtung das Bremssystem steuert, um an einem ausgewählten Rad eine variable Bremskraft anzulegen, damit zum Zweck der Verhaltenssteuerung des Fahrzeuges ein entsprechender Schlupf an diesem erzeugt wird, ferner mit

einer Einrichtung (72) zum Schätzen eines grundlegenden Soll-Schlupfes ( $R_{spo}$ ) für ein ausgewähltes Rad des Paares von nicht angetriebenen Rädern auf der Grundlage der Schlupf-Differenz ( $R_{sa}$ ) des Paares von treibenden Rädern bezüglich des Paares von nicht angetriebenen Rädern, wobei das ausgewählte nicht angetriebene Rad bezüglich der Kurvenfahrt des Fahrzeugs ein Vorderrad an der Außenseite ist, wenn das Fahrzeug Heckantrieb hat oder bezüglich der Kurvenfahrt ein Hinterrad an der Innenseite ist, wenn das Fahrzeug Frontantrieb hat, einer Faktorschätzeinrichtung (72) zum Schätzen eines Faktors ( $C1 \times C2 \times (C3 + C4)$ ), der den grundlegenden Soll-Schlupf ( $R_{spo}$ ) für das nicht angetriebene Rad auf der Grundlage von zumindest einer Seitenkraft, die bedingt durch die Kurvenfahrt des Fahrzeugs auf den Fahrzeugaufbau wirkt, ändert, einer Einrichtung (72) zum Schätzen eines Sollschlupfes ( $R_{spt}$ ), der an dem einen nicht angetriebenen Rad erzeugt werden soll, indem der grundlegende Sollschlupf ( $R_{spo}$ ) für dieses Rad mit dem Faktor ( $C1 \times C2 \times (C3 + C4)$ ) geändert wird.

2. Fahrverhaltensteuerungsvorrichtung nach Anspruch 1, wobei die Faktorschätzeinrichtung (72) dazu geeignet ist, den Faktor ( $C1 \times C2 \times (C3 + C4)$ ) auf der Grundlage der Fahrzeuggeschwindigkeit ( $V$ ), die durch eine Fahrzeuggeschwindigkeitserfassungseinrichtung (76) erfaßt wurde, und der Giergeschwindigkeit ( $\gamma$ ), die durch eine Giergeschwindigkeitserfassungseinrichtung (80) erfaßt wurde, zu schätzen, so daß der Faktor ( $C1 \times C2 \times (C3 + C4)$ ) Null ist, wenn ein Produkt ( $|Vxy|$ ) aus Fahrzeuggeschwindigkeit und Giergeschwindigkeit niedriger als ein Schwellwert, der für dieses bestimmt wurde, ist, und bei einem Anwachsen des Produktes ( $|Vxy|$ ) mit der Erhöhung von Null zu einem Sättigungswert beginnt, wenn das Produkt ( $|Vxy|$ ) größer als der Schwellwert ist.

3. Fahrverhaltensteuerungsvorrichtung nach Anspruch 1 oder 2, wobei die Faktorschätzeinrichtung (72) dazu geeignet ist, den Faktor ( $C1 \times C2 \times (C3 + C4)$ ) auf der Grundlage der Längsbeschleunigung ( $|Gx|$ ), die durch eine Längsbeschleunigungserfassungseinrichtung (84) erfaßt wurde, zu ändern, so daß, wenn das Fahrzeug Heckantrieb hat, der Faktor ( $C1 \times C2 \times (C3 + C4)$ ) Null ist, wenn die Längsbeschleunigung ( $|Gx|$ ) kleiner als ein Schwellwert, der für diese bestimmt wurde, ist und bei einem Anwachsen der Längsbeschleunigung mit der Erhöhung von Null zu einem Sättigungswert beginnt, wenn die Längsbeschleunigung ( $|Gx|$ ) größer als der Schwellwert ist.

4. Fahrverhaltensteuerungsvorrichtung nach Anspruch 1 oder 2, wobei die Faktorschätzeinrichtung (72) dazu geeignet ist, den Faktor ( $C1 \times C2 \times (C3 + C4)$ ) auf der Grundlage der Längsbeschleunigung ( $|Gx|$ ), die durch eine Längsbeschleunigungserfas-

sungseinrichtung (84) erfaßt wurde, zu ändern, so daß sich bei einem Anwachsen der Längsbeschleunigung ( $|Gx|$ ) der Faktor ( $C1 \times C2 \times (C3 + C4)$ ) verringert, wenn die Längsbeschleunigung ( $|Gx|$ ) größer als ein Schwellwert, der für diese bestimmt wurde, ist und das Fahrzeug Frontantrieb hat.

5. Fahrverhaltensteuerungsvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, wobei die Faktorschätzeinrichtung (72) dazu geeignet ist, den Faktor auf der Grundlage von Schräglaufwinkeln ( $\beta_f$ ,  $\beta_r$ ) der Vorder- und Hinterräder, die durch eine Einrichtung (72, 76, 78, 80, 82) zum Schätzen von diesen geschätzt wurden, zu ändern, so daß, wenn das Fahrzeug Heckantrieb hat, sich der Faktor ( $C1 \times C2 \times (C3 + C4)$ ) bei einer Erhöhung des Vorderradschräglaufwinkels ( $|\beta_f|$ ) verringert, wenn sich der Vorderradschräglaufwinkels ( $|\beta_f|$ ) über einen Schwellwert, der für diesen bestimmt wurde, erhöht, und sich dieser bei einer Erhöhung des Hinterradschräglaufwinkels ( $|\beta_r|$ ) erhöht, wenn sich der Hinterradschräglaufwinkel ( $|\beta_r|$ ) über einen Schwellwert, der für diesen bestimmt wurde, erhöht.

6. Fahrverhaltensteuerungsvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, wobei die Faktorschätzeinrichtung (72) dazu geeignet ist, den Faktor auf der Grundlage von Schräglaufwinkeln ( $\beta_f$ ,  $\beta_r$ ) der Vorder- und Hinterräder, die durch eine Einrichtung (72, 76, 78, 80, 82) zum Schätzen von diesen geschätzt wurden, zu ändern, so daß, wenn das Fahrzeug Frontantrieb hat, sich der Faktor ( $C1 \times C2 \times (C3 + C4)$ ) bei einer Erhöhung des Hinterradschräglaufwinkels ( $|\beta_r|$ ) verringert, wenn sich der Hinterradschräglaufwinkel ( $|\beta_r|$ ) über einen Schwellwert, der für diesen bestimmt wurde, erhöht, und sich dieser bei einer Erhöhung des Vorderradschräglaufwinkels ( $|\beta_f|$ ) erhöht, wenn sich der Vorderradschräglaufwinkel ( $|\beta_f|$ ) über einen Schwellwert, der für diesen bestimmt wurde, erhöht.

7. Fahrverhaltensteuerungsvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 6, wobei die Schätzeinrichtung (72) für den grundlegenden Sollschlupf den grundlegende Sollschlupf ( $R_{spo}$ ) schätzt, indem der Schlupf ( $R_{sa}$ ) des Paares von treibenden Rädern bezüglich des Paares von nicht angetriebenen Rädern auf der Grundlage einer Differenz zwischen einem Mittelwert ( $V_{wr}$ ,  $V_{wf}$ ) der Radgeschwindigkeiten des Paares von treibenden Rädern und einem Mittelwert ( $V_{wr}$ ,  $V_{wf}$ ) der Radgeschwindigkeiten des Paares von nicht angetriebenen Rädern berechnet wird.

8. Fahrverhaltensteuerungsvorrichtung nach Anspruch 7, wobei der Einfluß der Differenz zwischen den Radgeschwindigkeiten vom linken und rechten Rad bei den Paaren von Vorder- und Hinterrädern auf der Grundlage einer Giergeschwindigkeit ( $\gamma$ ), die durch die Giergeschwindigkeitserfassungseinrichtung (80) erfaßt wurde, und einer Querschleunigung ( $G_y$ ), die durch eine Querschleunigungser-

fassungseinrichtung (78) erfaßt wurde, kompensiert wird.

9. Fahrverhaltensteuervorrichtung nach Anspruch 7 oder 8, wobei der Einfluß der Differenz zwischen den Radgeschwindigkeiten der Vorder- und Hinterräder auf der Grundlage einer Längsbeschleunigung ( $G_x$ ), die durch eine Längsbeschleunigungserfassungseinrichtung (84) erfaßt wurde, kompensiert wird.

Es folgen 7 Blatt Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

FIG. 1

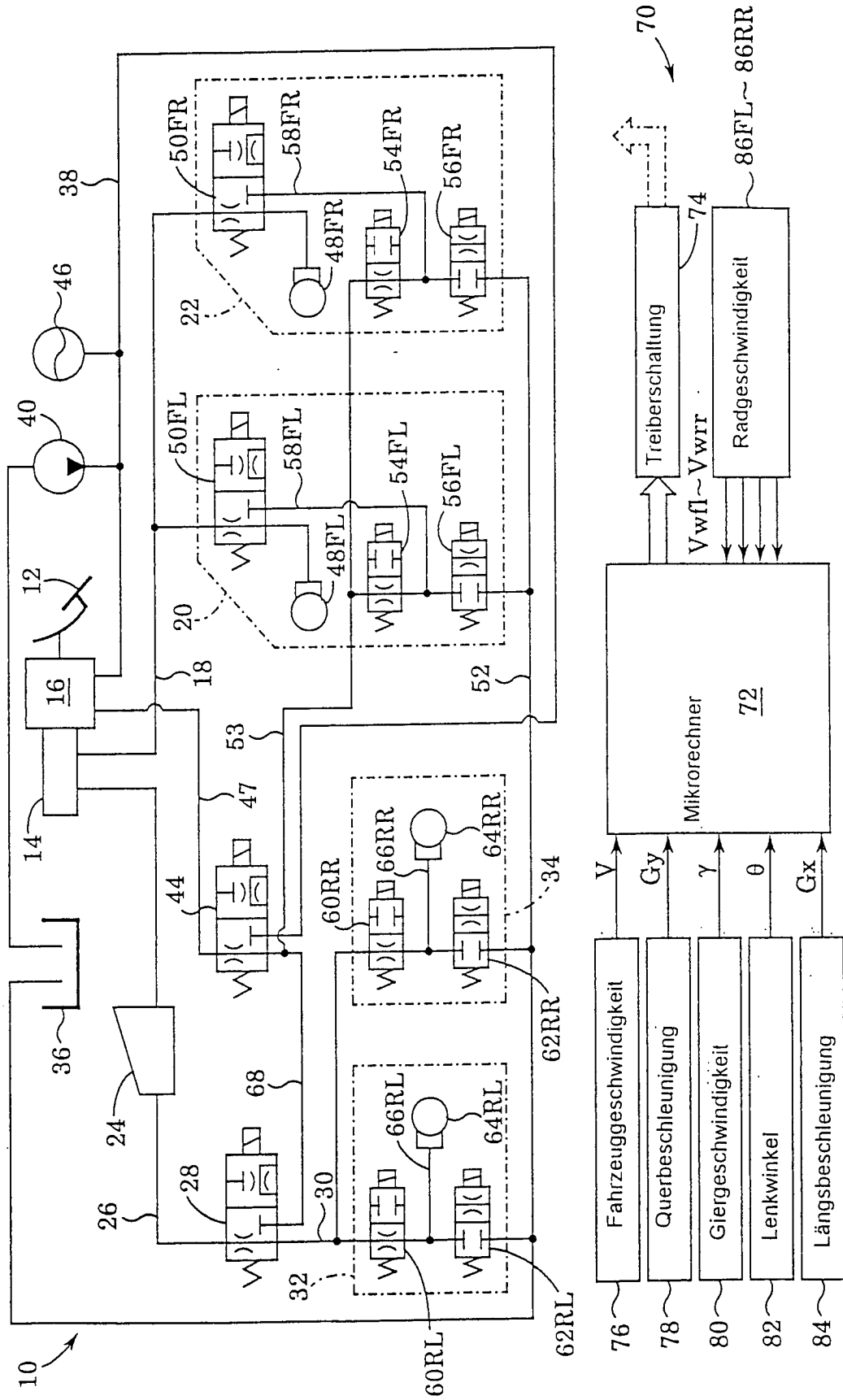




FIG. 2

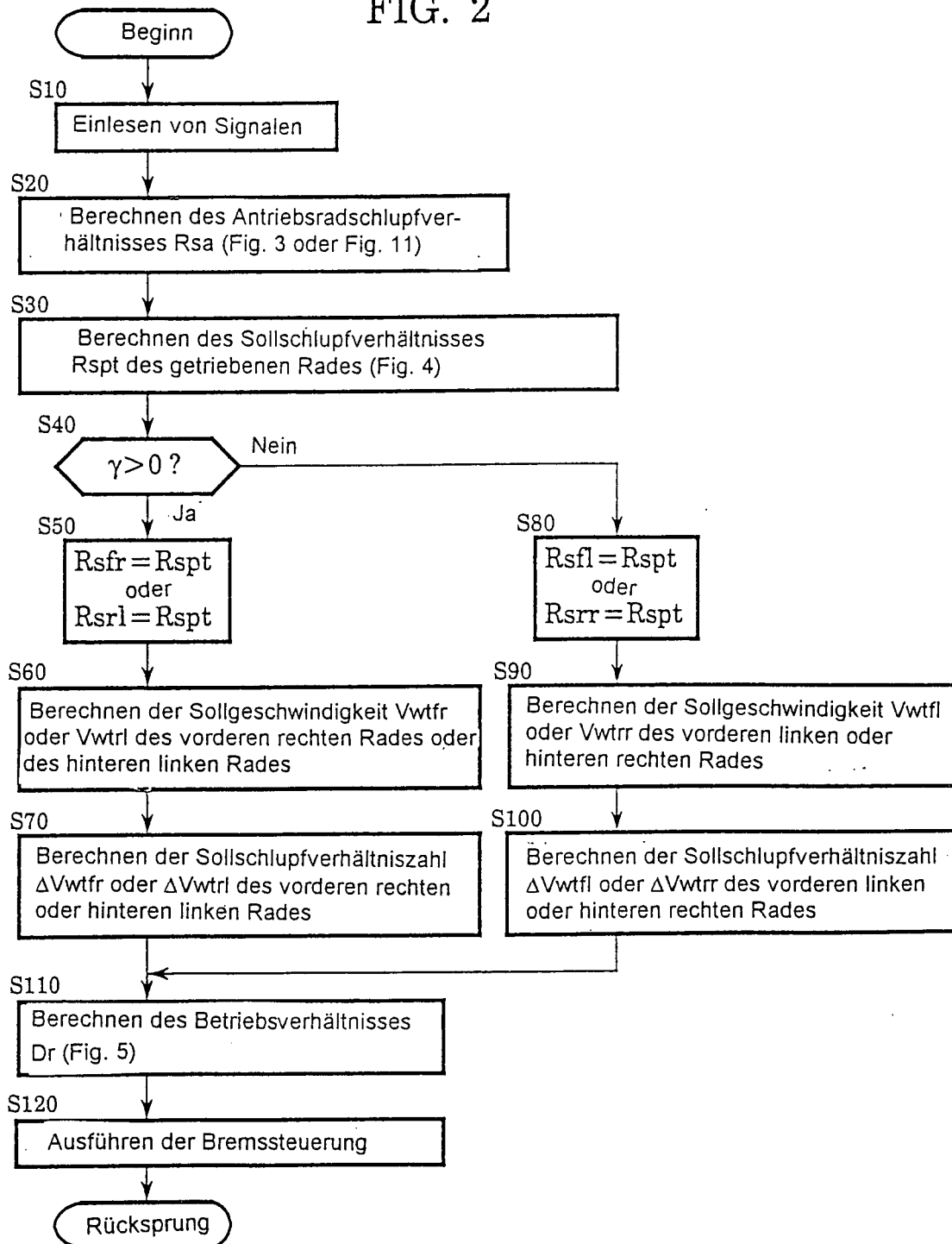


FIG. 3

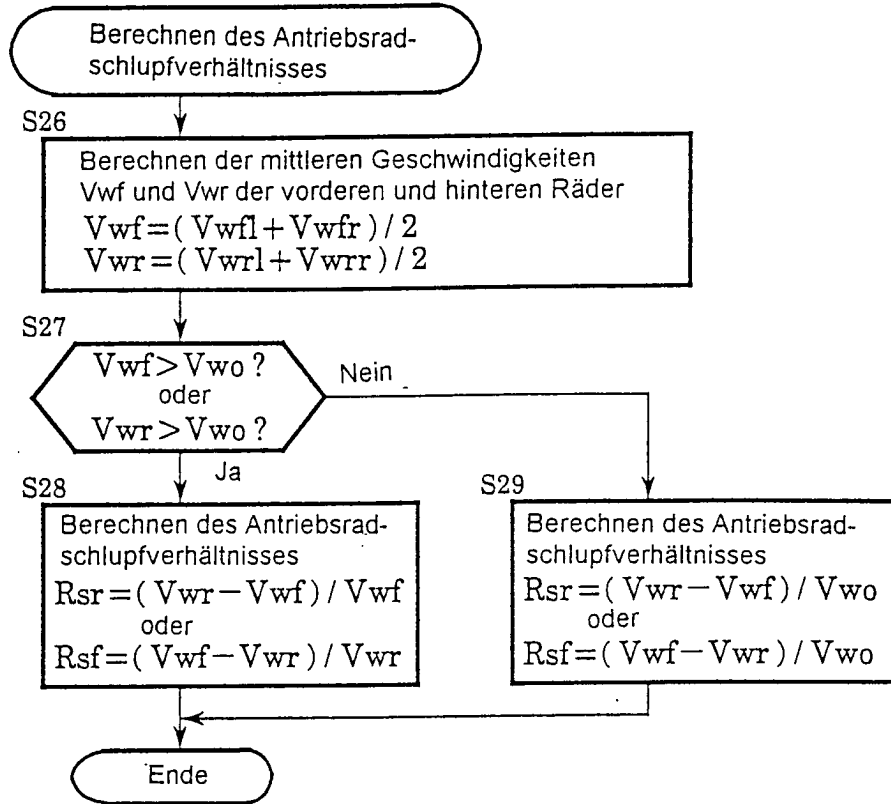


FIG. 5

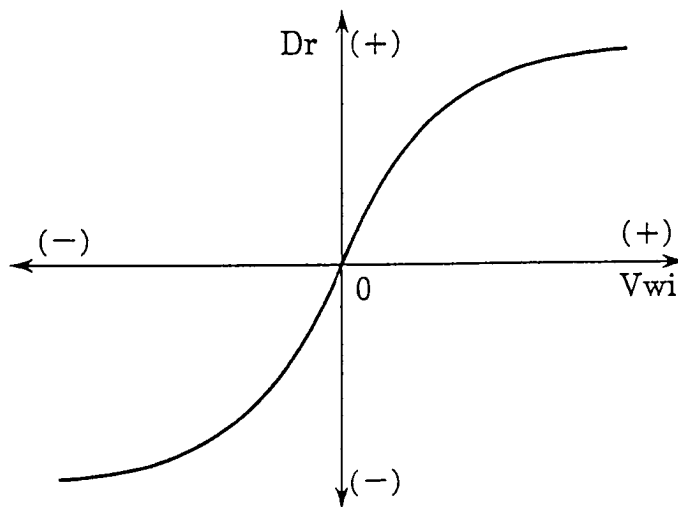


FIG. 4

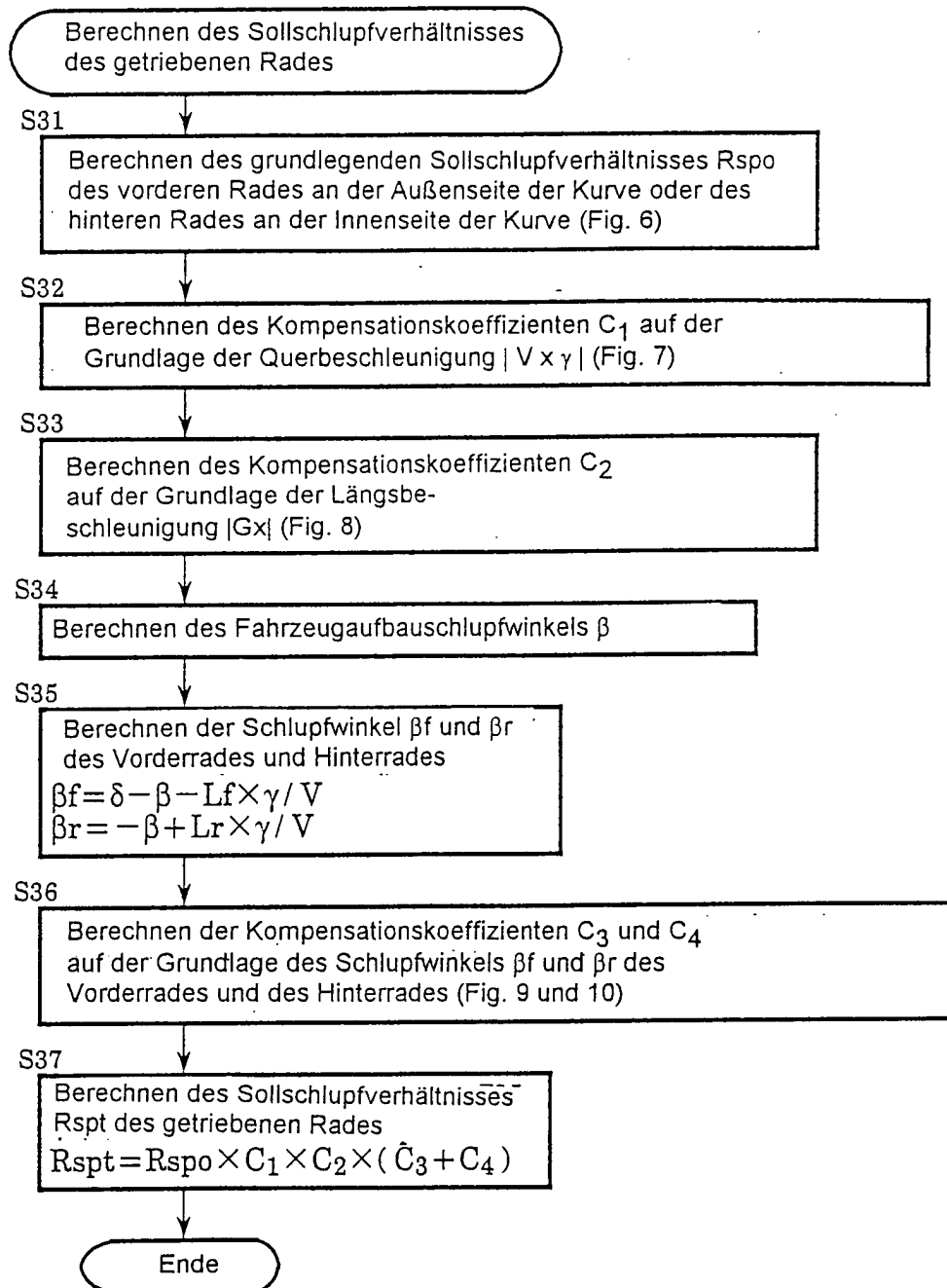


FIG. 6

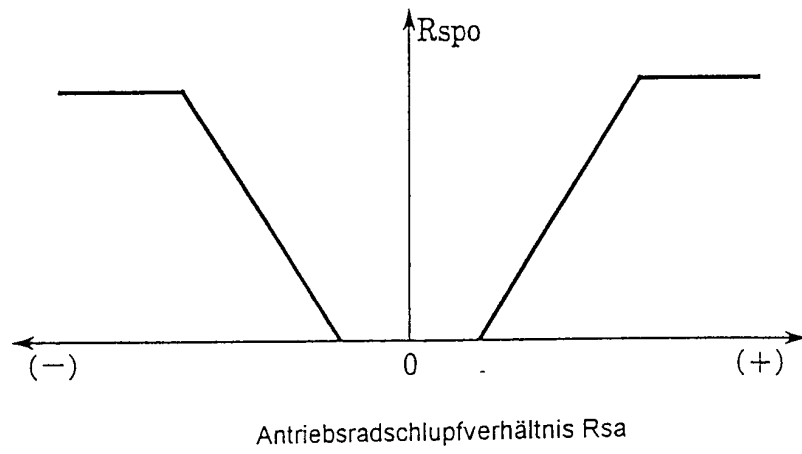


FIG. 7

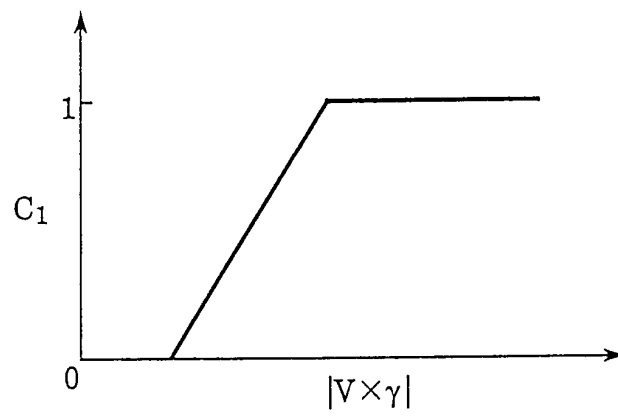


FIG. 8

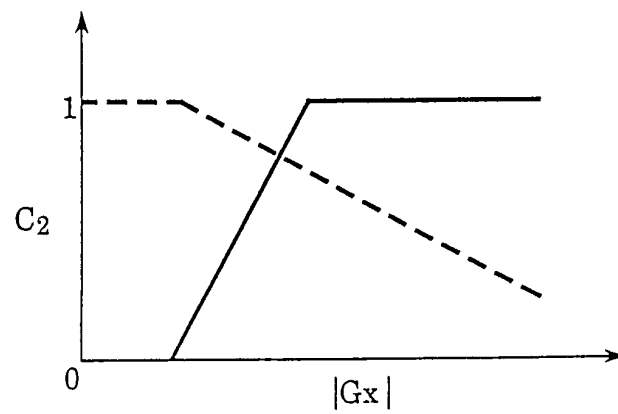


FIG. 9

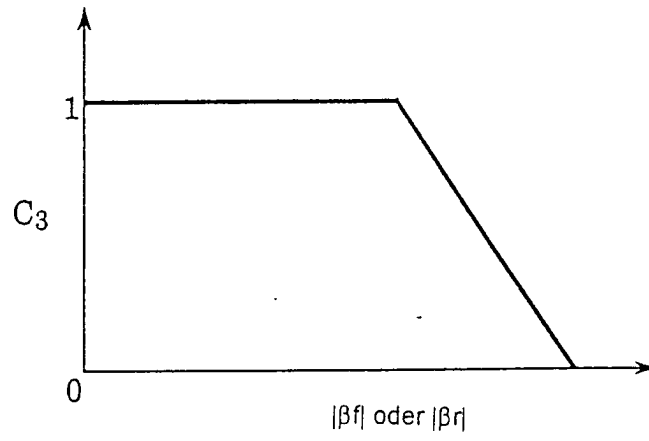


FIG. 10

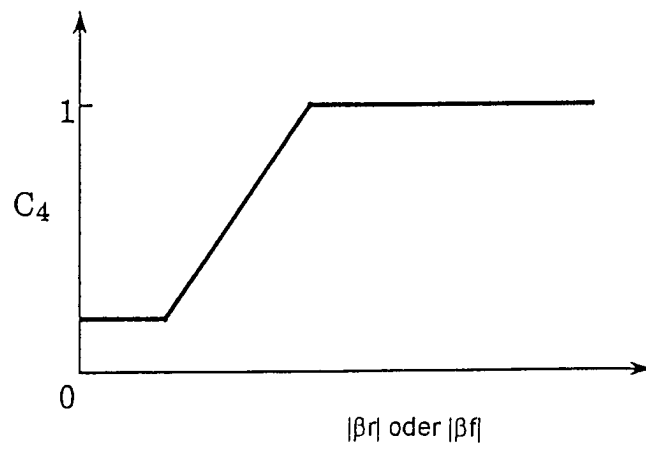




FIG. 11

