



(19)  
Bundesrepublik Deutschland  
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 697 24 383 T2 2004.06.24**

(12)

## Übersetzung der europäischen Patentschrift

(97) **EP 0 844 129 B1**

(21) Deutsches Aktenzeichen: **697 24 383.4**

(96) Europäisches Aktenzeichen: **97 119 744.7**

(96) Europäischer Anmeldetag: **11.11.1997**

(97) Erstveröffentlichung durch das EPA: **27.05.1998**

(97) Veröffentlichungstag

der Patenterteilung beim EPA: **27.08.2003**

(47) Veröffentlichungstag im Patentblatt: **24.06.2004**

(51) Int Cl.7: **B60K 23/00**  
**B60K 17/00**

(30) Unionspriorität:

**30151996 13.11.1996 JP**

**30152096 13.11.1996 JP**

(73) Patentinhaber:

**Honda Giken Kogyo K.K., Tokio/Tokyo, JP**

(74) Vertreter:

**Weickmann & Weickmann, 81679 München**

(84) Benannte Vertragsstaaten:

**DE, FR, GB**

(72) Erfinder:

**Shibahata, Yasuji, 1-4-1 Chuo, Saitama, JP**

(54) Bezeichnung: **System zur Kontrolle des Giermomentes in Fahrzeugen**

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99 (1) Europäisches Patentübereinkommen).

Die Übersetzung ist gemäß Artikel II § 3 Abs. 1 IntPatÜG 1991 vom Patentinhaber eingereicht worden. Sie wurde vom Deutschen Patent- und Markenamt inhaltlich nicht geprüft.

**Beschreibung**

## HINTERGRUND DER ERFINDUNG

## Gebiet der Erfindung

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft ein Giermomentsteuer/regelsystem in einem Fahrzeug, in dem die Steuercharakteristik durch Verteilen verschiedener Mengen von Drehmoment an linke und rechte Räder verändert wird.

## Beschreibung der verwandten Technik

[0002] Ein Giermomentsteuer/regelsystem für ein Kraftfahrzeug mit Vierradantrieb ist aus der GB-A-22 80 157 bekannt. Es umfasst ein Drehmomentverteilungsmittel, das ein zwischen den vorderen und hinteren Rädern wirkendes zentrales Differenzial aufweist, eine an dem zentralen Differenzial angebrachte zentrale Kupplung aufweist, ein zwischen den Hinterrädern wirkendes hinteres Differenzial aufweist sowie eine an dem hinteren Differenzial angebrachte Hinterradkupplung aufweist. Basierend auf erfassten Werten der Längs- und Querschleunigung des Fahrzeugs wird eine optimale Menge von Motordrehmoment an die Vorder- und Hinterräder des Vierradantriebs-Fahrzeugs verteilt, um eine gewünschte Steuercharakteristik zu erhalten, indem der Eingriff der zentralen Kupplung gesteuert/geregelt wird. Zusätzlich wird der Eingriff der hinteren Kupplung gesteuert/geregelt, wodurch der Betrieb des Hinterraddifferenzials derart begrenzt wird, dass ein Übersteuern des Fahrzeugs verhindert wird, wenn eine große Drehmomentmenge an die Hinterräder verteilt wird.

[0003] Ein Drehmomentverteilungssteuer/regelsystem für ein Fahrzeug, das zur Verwendung bei der Verteilung von Motordrehmoment an ein linkes und ein rechtes Antriebsrad und/oder zur Verteilung von Drehmoment zwischen einem linken und einem rechten Nebenrad aufweist, ist in der EP 0 546 733 A1 offenbart: Oberbegriff der Ansprüche 1 bis 8. Das Drehmomentsteuer/regelsystem umfasst eine Steuer/Regeleinheit, die die zu verteilende Drehmomentmenge auf der Basis von Information von einem Raddrehzahlsensor, einem Lenkradwinkelnsensor, einem Gierratensensor und einem Beschleunigungssensor (oder einem Beschleunigungsberechnungsmittel) bestimmt.

[0004] Ferner gibt es ein herkömmlich bekanntes Giermomentsteuer/regelsystem in einem Fahrzeug, das bereits durch den Anmelder vorgeschlagen worden ist und das dazu entworfen ist, das Giermoment zu steuern/regeln durch Erzeugen einer Antriebskraft in entweder einem linken oder einem rechten Rad des Fahrzeugs, die miteinander durch einen Schaltkasten und eine Drehmomentübertragungskupplung verbunden sind, und durch Erzeugen einer Bremskraft an dem anderen Rad. Ein unerwünschtes Giermoment, das nach Beschleunigung oder Abbremsung des seine Richtung ändernden Fahrzeugs erzeugt wird, wird durch Einstellen der Verteilungsmengen der Antriebskraft und der Bremskraft als eine Funktion eines Produkts der Längsbeschleunigung und der Querschleunigung eliminiert (siehe die japanische Patent-Offenlegungsschrift Nr. 9-86203 und die DE 196 37 193 A1, die beide nach dem Prioritätsdatum dieser Anmeldung veröffentlicht wurden).

[0005] Wie durch die Theorie eines Reifen-Reibungskreises bekannt ist, ist eine auf die Bodenfläche eines Reifens ausgeübte Griffigkeitskraft aus einer Längsantriebskraft (einer Bremskraft) und einer Querseitenführungskraft zusammengesetzt. Die sich ergebende Kraft kann eine statische Reibungskraft auf der Bodenfläche nicht überschreiten.

[0006] Wenn eine Antriebskraft auf die Vorderräder, die die Antriebsräder sind, ausgeübt wird, um die Längsbeschleunigung während der Richtungsänderung eines Vorderradantriebs-Fahrzeugs an oder in der Nähe der Grenze der Griffigkeitskraft des Reifens zu erhöhen, werden daher die Seitenführungskräfte der Vorderräder nach Maßgabe des Anstiegs der Längsbeschleunigung verringert. Das Fahrzeug, dessen Richtung geändert wird, wird durch die Balance zwischen der Seitenführungskraft der Vorderräder und der Seitenführungskraft der Hinterräder in Stabilität um eine Gierachse gehalten. Aus diesem Grund gibt es ein Problem, dass aufgrund des oben beschriebenen Rückgangs der Seitenführungskraft der Vorderräder ein vorderer Abschnitt des Fahrzeugs nach außen in der Drehrichtung gedrückt wird, um dadurch eine Untersteuerungstendenz zu intensivieren. Besonders dann, wenn die Griffigkeitskraft des Reifens ihre Grenze erreicht hat, wodurch verursacht wird, dass die Schlupfrate ansteigt, wird die Antriebskraft langsam verringert, wohingegen die Seitenführungskraft schnell verringert wird, und aus diesem Grund steigt die Untersteuerungstendenz signifikant an.

[0007] Im Gegensatz hierzu wird dann, wenn die Antriebskraft auf die Hinterräder ausgeübt wird, die die Antriebsräder sind, um die Längsbeschleunigung während einer Richtungsänderung eines Hinterradantriebsfahrzeugs bei oder in der Nähe der Grenze der Griffigkeitskraft eines Reifens zu erhöhen, die Seitenführungskraft der Hinterräder nach Maßgabe des Anstiegs in der Längsbeschleunigung verringert. Das Fahrzeug, dessen Richtung geändert wird, wird durch die Balance zwischen der Seitenführungskraft der Vorderräder und der Seitenführungskraft der Hinterräder um die Gierachse in Stabilität gehalten. Aus diesem Grund gibt es ein Pro-

blem, dass aufgrund des oben beschriebenen Rückgangs der Seitenführungskraft der Hinterräder ein hinterer Abschnitt des Fahrzeugs nach außen in der Drehrichtung gedrückt wird, um dadurch eine Übersteuerungstendenz zu intensivieren. Besonders dann, wenn die Griffkraft des Reifens ihre Grenze erreicht hat, wodurch verursacht wird, dass die Schlupfrate ansteigt, wird die Antriebskraft langsam verringert, wohingegen die Seitenführungskraft schnell verringert wird, und aus diesem Grund steigt die Übersteuerungstendenz substantiell an.

#### ZUSAMMENFASSUNG DER ERFINDUNG

[0008] Demgemäß ist es eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung, die Untersteuerungstendenz oder die Übersteuerungstendenz zu kompensieren, die in dem seine Richtung ändernden Fahrzeug erzeugt wird.

[0009] Zur Lösung der obigen Aufgabe ist gemäß einem ersten Aspekt und Merkmal der vorliegenden Erfindung ein Giermomentsteuer/regelsystem in einem Fahrzeug gemäß Anspruch 1 und Anspruch 5 vorgesehen. Das Fahrzeug besitzt ein linkes und ein rechtes Vorderrad als Antriebsräder sowie ein linkes und ein rechtes Hinterrad als Nebenräder. Das Giermomentsteuerregelsystem umfasst ein Drehmomentverteilungsmittel zum Verteilen von Drehmoment zwischen dem linken und dem rechten Vorderrad und/oder zwischen dem linken und rechten Hinterrad. Ein Längs-beschleunigungs-Berechnungs-mittel berechnet die Längsbeschleunigung des Fahrzeugs und ein Dreh-momentverteilungs-Mengen-bestimmungs-mittel steuert/regelt die Menge von Drehmoment, die durch das Drehmomentverteilungsmittel verteilt wird, derart, dass sie nach Maßgabe eines Anstiegs der berechneten Längsbeschleunigung ansteigt. Das Dreh-moment-verteilungs-Mengenbestimmungs-mittel ist dafür ausgelegt, die Menge von verteiltem Drehmoment auf einen Wert zu erhöhen, der größer ist als der Wert, der direkt proportional zur Längsbeschleunigung ist.

[0010] Mit der obigen Anordnung wird die Seitenführungskraft des Vorderrads nach Maßgabe eines Anstiegs der Längsbeschleunigung des Fahrzeugs verringert, d. h. nach Maßgabe eines Anstiegs der Antriebskraft für das Vorderrad, und sogar dann, wenn das Fahrzeug in eine unerwünschte Untersteuerungstendenz fällt, kann die Untersteuerungstendenz kompensiert werden, indem die an das linke und rechte Rad verteilte Drehmomentmenge weiter erhöht wird.

[0011] Gemäß einem zweiten Aspekt und Merkmal der vorliegenden Erfindung ist ein Giermomentsteuer/regelsystem nach Anspruch 2 und Anspruch 6 vorgesehen. Das Fahrzeug besitzt ein linkes und ein rechtes Vorderrad als Antriebsräder sowie ein linkes und ein rechtes Hinterrad als Nebenräder. Das Giermomentsteuer/regelsystem umfasst ein Drehmomentverteilungsmittel zur Verteilung von Drehmoment zwischen dem linken und rechten Vorderrad und/oder zwischen dem linken und rechten Hinterrad. Ein Querbeschleunigungs-Berechnungs-mittel berechnet eine Querbeschleunigung des Fahrzeugs und ein Dreh-moment-verteilungs-Mengen-bestimmungs-mittel steuert/regelt die Menge von Drehmoment, die durch das Drehmomentverteilungsmittel verteilt wird, derart, dass es nach Maßgabe eines Anstiegs der berechneten Querbeschleunigung ansteigt. Das Drehmoment-verteilungs-Mengen-bestimmungs-mittel ist dafür ausgelegt, die Menge von verteiltem Drehmoment auf einen Wert zu erhöhen, der größer ist als der Wert, der direkt proportional zur Querbeschleunigung ist.

[0012] Mit der obigen Anordnung kann sogar dann, wenn die durch das Vorderrad in Antwort auf einen Anstieg der Querbeschleunigung des Fahrzeugs erzeugte Seitenführungskraft unzureichend ist und im Ergebnis das Fahrzeug in eine unerwünschte Untersteuerungstendenz fällt, die Untersteuerungstendenz kompensiert werden, indem die an das linke und rechte Rad verteilte Drehmomentmenge weiter erhöht wird.

[0013] Gemäß einem dritten Aspekt und Merkmal der vorliegenden Erfindung ist ein Giermomentsteuer/regelsystem in einem Fahrzeug gemäß Anspruch 3 und Anspruch 7 vorgesehen. Das Fahrzeug besitzt ein linkes und ein rechtes Hinterrad als Antriebsräder sowie ein linkes und ein rechtes Vorderrad als Nebenräder. Das Giermomentsteuer/regelsystem umfasst ein Drehmomentverteilungsmittel zum Verteilen von Drehmoment zwischen dem linken und rechten Vorderrad und/oder zwischen dem linken und rechten Hinterrad. Ein Längs-beschleunigungs-Berechnungs-mittel berechnet die Längsbeschleunigung des Fahrzeugs und ein Dreh-moment-verteilungs-Mengen-bestimmungs-mittel steuert/regelt die Menge von Drehmoment, die durch das Drehmomentverteilungsmittel verteilt wird, derart, dass sie sich nach Maßgabe eines Anstiegs der berechneten Längsbeschleunigung erhöht. Das Dreh-moment-verteilungs-Mengen-bestimmungs-mittel ist dafür ausgelegt, den Anstieg des verteilten Drehmoments auf einen Wert zu verringern, der kleiner ist als der Wert, der direkt proportional zur Längsbeschleunigung ist.

[0014] Mit der obigen Anordnung wird die Seitenführungskraft des Hinterrads nach Maßgabe eines Anstiegs der Längsbeschleunigung des Fahrzeugs verringert, d. h. nach Maßgabe eines Anstiegs der Antriebskraft für das Hinterrad, und sogar dann, wenn das Fahrzeug in eine unerwünschte Übersteuerungstendenz fällt, kann die Übersteuerungstendenz kompensiert werden, indem der Anstieg der einer an das linke und rechte Rad verteilten Drehmomentmenge verringert wird.

[0015] Gemäß einem vierten Aspekt und Merkmal der vorliegenden Erfindung ist ein Giermomentsteuer/regelsystem in einem Fahrzeug gemäß Anspruch 5 und Anspruch 8 vorgesehen. Das Fahrzeug besitzt ein linkes

und ein rechtes Hinterrad als Antriebsräder sowie ein linkes und ein rechtes Vorderrad als Nebenräder. Das Drehmomentsteuer/regelsystem umfasst ein Drehmomentverteilungsmittel zum Verteilen von Drehmoment zwischen dem linken und rechten Vorderrad und/oder zwischen dem linken und rechten Hinterrad. Ein Quer-beschleunigungs-Berechnungs-mittel berechnet die Querbeschleunigung des Fahrzeugs und ein Dreh-moment-verteilungs-Mengen-bestimmungs-mittel steuert/regelt die Menge von Drehmoment, die durch das Drehmomentverteilungsmittel verteilt wird, derart, dass sie nach Maßgabe eines Anstiegs der berechneten Querbeschleunigung ansteigt. Das Dreh-moment-verteilungs-Mengen-bestimmungs-mittel ist dafür ausgelegt, die Menge von verteilten Drehmoment auf einen Wert zu verringern, der geringer ist als der Wert, der direkt proportional zur Querbeschleunigung ist.

[0016] Mit der obigen Anordnung kann sogar dann, wenn die durch das Hinterrad in Antwort auf einen Anstieg der Querbeschleunigung des Fahrzeugs erzeugte Seitenführungskraft unzureichend ist und als Ergebnis das Fahrzeug in eine unerwünschte Übersteuerungstendenz fällt, die Übersteuerungstendenz kompensiert werden, indem der Anstieg der an das linke und rechte Rad verteilten Drehmomentmenge verringert wird.

[0017] Die obigen und andere Aufgaben, Merkmale und Vorteile der Erfindung werden deutlich aus der folgenden Beschreibung der bevorzugten Ausführungsformen, die in Verbindung mit den begleitenden Zeichnungen zu sehen ist.

#### KURZE BESCHREIBUNG DER ZEICHNUNGEN

[0018] **Fig. 1 bis 5B** zeigen eine erste Ausführungsform der vorliegenden Erfindung, wobei

[0019] **Fig. 1** eine Illustration der gesamten Anordnung eines Frontmotor/Frontantriebfahrzeugs ist, das mit einem Drehmomentverteilungssteuer/regelmittel gemäß der Ausführungsform der vorliegenden Erfindung ausgestattet ist.

[0020] **Fig. 2** ein Blockdiagramm ist, das eine Schaltungsanordnung einer elektronischen Steuer/Regeleinheit zeigt.

[0021] **Fig. 3** eine Illustration zur Erläuterung des Giermoments ist, das bei dem seine Richtung ändernden Fahrzeug erzeugt wird.

[0022] **Fig. 4** eine Illustration zur Erläuterung des mit dem Eingriff einer Hydraulikkupplung erzeugten Giermoments ist.

[0023] **Fig. 5A** ein Graph ist, der die korrigierte Längsbeschleunigung  $Xg'$  zeigt.

[0024] **Fig. B** ein Graph ist, der die korrigierte Querbeschleunigung  $Yg'$  zeigt.

[0025] **Fig. 6A und 6B** sind Graphen ähnlich zu **Fig. 5A und 5B**, aber gemäß einer zweiten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

[0026] **Fig. 7 bis 8B** zeigen eine dritte Ausführungsform, wobei

[0027] **Fig. 7** eine Illustration der gesamten Anordnung eines Mittelmotor/Hinterradantriebs-Fahrzeugs ist, das mit einem Drehmomentverteilungssteuer/regelsystem gemäß der Ausführungsform der vorliegenden Erfindung ausgestattet ist.

[0028] **Fig. 8A** ein Graph ist, der die korrigierte Längsbeschleunigung  $Xg'$  zeigt.

[0029] **Fig. 8B** ein Graph ist, der die korrigierte Querbeschleunigung  $Yg'$  zeigt.

[0030] **Fig. 9A und 9B** sind Graphen ähnlich zu **Fig. 8A und 8B**, aber gemäß einer vierten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

#### DETAILLIERTE BESCHREIBUNG DER BEVORZUGTEN AUSFÜHRUNGSFORMEN

[0031] Eine erste Ausführungsform der vorliegenden Erfindung wird nun unter Bezugnahme auf die **Fig. 1 bis 5B** beschrieben.

[0032] Wie in **Fig. 1** gezeigt ist, ist ein Getriebe **M** mit einer rechten Seite eines Motors **E** verbunden, der lateral an einem Frontabschnitt einer Fahrzeugkarosserie angebracht ist, und ein linkes Vorderrad  $W_{FL}$  und ein rechtes Vorderrad  $W_{FR}$ , die Antriebsräder sind, sind durch den Motor **E** und das Getriebe **M** angetrieben.

[0033] Ein Getriebe **2** ist zwischen den Achsen **1<sub>L</sub>** und **1<sub>R</sub>** des linken und des rechten Hinterrads  $W_{RL}$  und  $W_{RR}$ , die Nebenräder sind, angebracht. Das Getriebe **2**, verbindet das linke und das rechte Hinterrad  $W_{RL}$  und  $W_{RR}$ , sodass diese mit unterschiedlicher Drehzahl gedreht werden. Das Getriebe **2** bildet das Drehmomentverteilungsmittel gemäß der Ausführungsform der vorliegenden Erfindung und ist mit einer ersten Hydraulikkupplung **3<sub>L</sub>** und einer zweiten Hydraulikkupplung **3<sub>R</sub>** versehen. Wenn die erste Hydraulikkupplung **3<sub>L</sub>** in ihren eingerückten Zustand gebracht wird, wird die Drehzahl des linken Hinterrads  $W_{RL}$  verringert, während die Drehzahl des rechten Hinterrads  $W_{RR}$  erhöht wird. Wenn die zweite Hydraulikkupplung **3<sub>R</sub>** in ihren eingerückten Zustand gebracht wird, wird die Drehzahl des rechten Hinterrads  $W_{RR}$  verringert, während die Drehzahl des linken Hinterrads  $W_{RL}$  erhöht wird.

[0034] Das Getriebe **2** enthält eine erste Welle **4**, die koaxial mit der linken und der rechten Achse **1<sub>L</sub>** und **1<sub>R</sub>** angeordnet ist, und eine zweite Welle **5** und eine dritte Welle **6**, die parallel zu der linken und der rechten Achse

$1_L$  und  $1_R$  und koaxial zueinander angeordnet sind. Die erste Hydraulikkupplung  $3_L$  ist zwischen der zweiten Welle  $5$  und der dritten Welle  $6$  angeordnet, und die zweite Hydraulikkupplung  $3_R$  ist zwischen der rechten Achse  $1_R$  und der ersten Welle  $4$  angeordnet. Ein erstes Zahnrad  $7$ , das einen kleineren Durchmesser aufweist und an der rechten Achse  $1_R$  vorgesehen ist, kämmt mit einem zweiten Zahnrad  $8$ , das einen größeren Durchmesser aufweist und an der zweiten Welle  $5$  vorgesehen ist, und ein drittes Zahnrad  $9$ , das einen kleineren Durchmesser aufweist und an der dritten Welle  $6$  vorgesehen ist, kämmt mit einem vierten Zahnrad  $10$ , das einen größeren Durchmesser aufweist und an der ersten Welle  $4$  vorgesehen ist. Ein fünftes Zahnrad  $11$ , das an der linken Achse  $1_L$  vorgesehen ist, kämmt mit einem sechsten Zahnrad  $12$  das an der dritten Welle  $6$  vorgesehen ist.

[0035] Die Anzahl von Zähnen des ersten und des dritten Zahnrads  $7$  und  $9$  ist derart gewählt, dass sie gleich sind, und die Anzahl von Zähnen des zweiten und des vierten Zahnrads  $8$  und  $10$  ist derart gewählt, dass sie gleich sind und größer als die Anzahl von Zähnen des ersten und des dritten Zahnrads  $7$  und  $9$ . Die Anzahl von Zähnen des fünften und sechsten Zahnrads  $11$  und  $12$  ist derart gewählt, dass sie gleich sind.

[0036] Wenn die erste Hydraulikkupplung  $3_L$  in ihren eingerückten Zustand gebracht wird, ist daher das rechte Hinterrad  $W_{RR}$  mit dem linken Hinterrad  $W_{RL}$  über die rechte Achse  $1_R$ , das erste Zahnrad  $7$ , das zweite Zahnrad  $8$ , die zweite Welle  $5$ , die erste Hydraulikkupplung  $3_L$ , die dritte Welle  $6$ , das sechste Zahnrad  $12$ , das fünfte Zahnrad  $11$  und die linke Achse  $1_L$  verbunden. In diesem Fall ist die Drehzahl des linken Hinterrads  $W_{RL}$  relativ zur Drehzahl des rechten Hinterrads  $W_{RR}$  gemäß dem Verhältnis der Anzahl von Zähnen des ersten Zahnrads zur Anzahl von Zähnen des zweiten Zahnrads  $8$  verringert. Wenn die erste Hydraulikkupplung  $3_L$  in ihren eingerückten Zustand gebracht wird in einem Zustand, in dem das linke und das rechte Hinterrad  $W_{RL}$  und  $W_{RR}$  mit der gleichen Drehzahl gedreht werden, wird daher die Drehzahl des rechten Hinterrads  $W_{RR}$  erhöht und die Drehzahl des linken Hinterrads  $W_{RL}$  verringert.

[0037] Wenn die zweite Hydraulikkupplung  $3_R$  in ihren eingerückten Zustand gebracht wird, ist das rechte Hinterrad  $W_{RR}$  mit dem linken Hinterrad  $W_{RL}$  durch die rechte Achse  $1_R$ , die zweite Hydraulikkupplung  $3_R$ , die erste Welle  $4$ , das vierte Zahnrad  $10$ , das dritte Zahnrad  $9$ , die dritte Welle  $6$ , das sechste Zahnrad  $12$ , das fünfte Zahnrad  $11$  und die linke Achse  $1_L$  verbunden. In diesem Fall wird die Drehzahl des linken Hinterrads  $W_{RL}$  relativ zur Drehzahl des rechten Hinterrads  $W_{RR}$  gemäß dem Verhältnis der Anzahl von Zähnen des vierten Zahnrads  $10$  zur Anzahl von Zähnen des dritten Zahnrads  $9$  erhöht. Wenn die zweite Hydraulikkupplung  $3_R$  in ihren eingerückten Zustand gebracht wird, in einem Zustand, in dem das linke und das rechte Hinterrad  $W_{RL}$  und  $W_{RR}$  mit derselben Drehzahl gedreht werden, wird daher die Drehzahl des rechten Hinterrads  $W_{RR}$  verringert und die Drehzahl des linken Hinterrads  $W_{RL}$  erhöht.

[0038] Einrückkräfte der ersten und zweiten Hydraulikkupplung  $3_L$  und  $3_R$  können kontinuierlich gesteuert/geregt werden durch Einstellen der Größe des Hydraulikdrucks, der auf die erste und zweite Hydraulikkupplung  $3_L$  und  $3_R$  ausgeübt wird. Daher wird das Verhältnis der Drehzahl des linken Hinterrads  $W_{RL}$  zur Drehzahl des rechten Hinterrads  $W_{RR}$  ebenfalls kontinuierlich gesteuert/geregt innerhalb eines Bereichs, der abhängig von dem Verhältnis der Anzahl von Zähnen des ersten bis vierten Zahnrads  $7$ ,  $8$ ,  $9$  und  $10$  bestimmt ist.

[0039] In die elektronische Steuer/Regeleinheit  $U$  werden Signale eingegeben von einem Motordrehzahlsensor  $S_1$  zur Erfassung einer Anzahl von Drehungen pro Minute des Motors  $E$ , einem Ansaugrohr- oder Verteiler-Absolutinnendrucksensor  $S_2$  zur Erfassung eines inneren Absolutdrucks im Ansaugrohr oder Verteiler des Motors  $E$ , einem Lenkwinkelsensor  $S_3$  zum Erfassen eines Lenkwinkels eines Lenkrads  $13$ , einem Querbeschleunigungssensor  $S_4$  zum Erfassen der Querbeschleunigung der Fahrzeugkarosserie und Raddrehzahlsensoren  $S_5$  zum Erfassen der Anzahl von Drehungen pro Minute jeweils der vier Räder, um die Fahrzeuggeschwindigkeit zu berechnen.

[0040] Wie aus **Fig. 2** ersichtlich ist, ist die elektronische Steuer/Regeleinheit  $U$  mit einem Längs-beschleunigungs-Berechnungsmittel  $20$ , einem Querbeschleunigungs-Berechnungsmittel  $21$ , einem Drehmoment-verteilungs-Mengen-bestimmungsmittel  $22$  und einem Linksdrehungs- oder Rechtsdrehungs-Bestimmungsmittel  $23$  versehen. Das Längs-beschleunigungs-Berechnungsmittel  $20$  umfasst ein Schalt-getriebe-stellungs-Bestimmungsmittel  $24$ , ein Antriebsraddrehmoment-Berechnungsmittel  $25$ , ein Drehbeschleunigungs-Berechnungsmittel  $26$ , ein Antriebssystemsträgheits-Korrekturmittel  $27$  und ein Fahrwiderstands-Korrekturmittel  $28$ . Das Querbeschleunigungs-Berechnungsmittel  $21$  umfasst ein Querbeschleunigungs-Annahmemittel  $29$ , ein Addiermittel  $30$  und ein Durchschnittswert-Berechnungsmittel  $31$ . Das Drehmoment-verteilungs-Mengen-bestimmungsmittel  $22$  umfasst ein korrigierte- Längsbeschleunigungs-Berechnungsmittel  $32$ , ein korrigierte-Querbeschleunigungs-Berechnungsmittel  $33$  und ein Steuer/Regelmenge-Berechnungsmittel  $34$ .

[0041] Öl, das von einem Öltank  $14$  durch eine Ölpumpe  $15$  gepumpt wird, wird hinsichtlich seines Drucks durch ein Regulierventil  $16$  geregelt, das ein lineares Solenoidventil umfasst, und der ersten Hydraulikkupplung  $3_L$  durch ein erstes Ein/Aus-Ventil  $17_L$  und der zweiten Hydraulikkupplung  $3_R$  durch ein zweites Ein/Aus-Ventil  $17_R$  zugeführt. Die elektronische Steuer/Regeleinheit  $U$  steuert/regelt die Größe des ausgegebenen Hydraulikdrucks von dem Regulierventil  $16$  und das Öffnen und Schließen des ersten und des zweiten Ein/Aus-Ventils  $17_L$  und  $17_R$ , um entweder die erste oder die zweite Hydraulikkupplung  $3_L$  und  $3_R$  des Getriebes  $2$  in ihren eingerückten Zustand zu bringen, sodass eine Bremskraft in einem des linken oder des rechten Hinterrads  $W_L$

und  $W_R$  und eine Antriebskraft in dem anderen erzeugt wird.

[0042] Die Berechnung einer Längsbeschleunigung  $X_g$  durch das Längsbeschleunigungs-Berechnungsmittel **20** wird im Folgenden beschrieben. Das Getriebestellungs-Bestimmungsmittel **24** bestimmt eine Getriebestellung des Getriebes  $M$  aufgrund einer Anzahl  $N_e$  von Umdrehungen pro Minute des Motors, die durch den Motordrehzahlsensor  $S_1$  erfasst wird, und einer Fahrzeuggeschwindigkeit  $V$ , die durch die Fahrzeuggeschwindigkeitssensoren  $S_5$  erfasst wird. Das Antriebsraddrehmoment-Berechnungsmittel **25** berechnet ein Motordrehmoment aufgrund der Anzahl von Umdrehungen pro Minute  $N_e$  des Motors und eines Innenabsolutdrucks  $P_b$  im Ansaugrohr oder Verteiler, der durch den Ansaugrohr oder Verteilerinnenabsolutdrucksensor  $S_2$  erfasst wird, und berechnet ein Antriebsrad-Drehmoment durch Addieren einer Korrektur, die durch ein Übersetzungsverhältnis  $i$  in der erfassten Getriebestellung bereitgestellt wird. Das Drehbeschleunigungs-Erfassungsmittel **26** erfasst die Drehbeschleunigung des Antriebssystems aufgrund der Fahrzeuggeschwindigkeit  $V$  und das Antriebssystemträgheits-Korrekturmittel **27** korrigiert das Antriebsrad-Drehmoment durch die Drehbeschleunigung des Antriebssystems. Ferner korrigiert das Fahrwiderstands-Korrekturmittel **28** das Antriebsrad-Drehmoment als eine Funktion des erfassten Fahrwiderstands aufgrund der Fahrzeuggeschwindigkeit  $V$ , wodurch letztendlich eine Längsbeschleunigung  $X_g$  des Fahrzeugs berechnet wird.

[0043] Die Berechnung einer Querb beschleunigung  $Y_g$  durch das Querb beschleunigungs-Berechnungsmittel **21** wird beschrieben. Das Querb beschleunigungs-Annahmemittel **29** sucht eine angenommene Querb beschleunigung  $Y_{g_1}$  aus einem Kennfeld aufgrund des Lenkwinkels  $\theta$ , der durch den Lenkwinkelsensor  $S_3$  erfasst wird, und der Fahrzeuggeschwindigkeit  $V$ . Im Addiermittel **30** werden die angenommene Querb beschleunigung  $Y_{g_1}$  und die tatsächliche Querb beschleunigung  $Y_{g_2}$ , die durch den Querb beschleunigungssensor  $S_4$  erfasst wird, miteinander addiert und im Durchschnittswert-Berechnungsmittel **31** wird ein aus einer derartigen Addition resultierender Wert mit  $1/2$  multipliziert, um eine Querb beschleunigung  $Y_g$  zu berechnen, die einen Durchschnittswert zwischen der angenommenen Querb beschleunigung  $Y_{g_1}$  und der tatsächlichen Querb beschleunigung  $Y_{g_2}$  ist. Durch Korrektur der tatsächlichen Querb beschleunigung  $Y_{g_2}$  mit der angenommenen Querb beschleunigung  $Y_{g_1}$  in der obigen Weise kann eine genaue Querb beschleunigung  $Y_g$ , die frei von einer Zeitverzögerung ist, erhalten werden.

[0044] Dann berechnet das korrigierte Längsbeschleunigungs-Berechnungsmittel **32** des Drehmomentverteilungs-Mengenbestimmungsmittels **22** eine korrigierte Längsbeschleunigung  $X_g'$  als eine Funktion der Längsbeschleunigung  $X_g$  gemäß der folgenden Gleichung:

$$X_g' = A \times X_g + B \times X_g^3 \quad (1)$$

[0045] Die rechte Seite in dieser Gleichung (1) ist die Summe des primären und des tertiären Terms von  $X_g$  und sowohl  $A$  als auch  $B$  ist eine positive vorgewählte Konstante. Wenn die rechte Seite in der Gleichung (1) nur der primäre Term ( $A \times X_g$ ) ist, wird die korrigierte Längsbeschleunigung  $X_g'$  direkt proportional zu einem Anstieg der Längsbeschleunigung  $X_g$  erhöht, aber aufgrund des Vorhandenseins des tertiären Terms ( $B \times X_g^3$ ) auf der rechten Seite in der Gleichung (1) wird die korrigierte Längsbeschleunigung  $X_g'$  weiter erhöht auf einen Wert, der größer ist als der Wert, der direkt proportional zu der Längsbeschleunigung  $X_g$  ist.

[0046] Dementsprechend berechnet das korrigierte Querb beschleunigungs-Berechnungsmittel **33** des Drehmomentverteilungs-Mengenbestimmungsmittels **22** eine korrigierte Querb beschleunigung  $Y_g'$  als eine Funktion der Querb beschleunigung  $Y_g$  gemäß der folgenden Gleichung:

$$Y_g' = C \times Y_g + D \times Y_g^3 \quad (2)$$

[0047] Die rechte Seite in dieser Gleichung (2) ist die Summe des primären und des tertiären Terms von  $Y_g$  und sowohl  $C$  als auch  $D$  ist eine vorgewählte positive Konstante. Wenn die rechte Seite in der Gleichung (2) nur der primäre Term ( $C \times Y_g$ ) ist, wird die korrigierte Querb beschleunigung  $Y_g'$  direkt proportional zu einer Erhöhung der Querb beschleunigung  $Y_g$  erhöht, aber aufgrund des Vorhandenseins des tertiären Terms ( $D \times Y_g^3$ ) auf der rechten Seite in der Gleichung (2) wird die korrigierte Querb beschleunigung  $Y_g'$  weiter erhöht auf einen Wert, der größer ist als der Wert, der direkt proportional zur Querb beschleunigung  $Y_g$  ist.

[0048] Das Steuer/Regelmengen-Berechnungsmittel **34** berechnet eine Steuer/Regelmenge für das Regulierventil **16**, nämlich eine zwischen dem linken und dem rechten Hinterrad  $W_{RL}$  und  $W_{RR}$  verteilte Drehmomentmenge als eine Funktion eines Wertes  $X_g' \times Y_g'$ , der aus der Multiplikation der korrigierten Längsbeschleunigung  $X_g'$  und der korrigierten Querb beschleunigung  $Y_g'$  resultiert.

[0049] Der Betrieb der Ausführungsform der vorliegenden Erfindung, die die oben genannte Anordnung aufweist, wird im Folgenden beschrieben.

[0050] **Fig. 3** zeigt ein Fahrzeug, das ein Gewicht  $W$  aufweist und das mit einer Querb beschleunigung  $Y_g$  nach links gelenkt wird. In diesem Fall wird auf die Position des Schwerpunkts des Fahrzeugs eine Zentrifugalkraft  $W \times Y_g$  ausgeübt und mit der Summe einer Seitenführungskraft  $C_{Ff}$  ausgeglichen, die zwischen den Vorder- und der Straßenoberfläche ausgeübt wird, und einer Seitenführungskraft  $C_{Fr}$ , die zwischen den Hinter-

rädern und der Straßenoberfläche ausgeübt wird.

$$W \times Y_g = C_{Ff} + C_{Fr} \quad (3)$$

[0051] Wenn der Abstand zwischen der Position des Schwerpunkts des Fahrzeugs und den Vorderrädern durch  $a$  repräsentiert wird und der Abstand zwischen der Position des Schwerpunkts des Fahrzeugs und den Hinterrädern durch  $b$  repräsentiert wird, ist ein um eine Gierachse vorgesehene Moment  $M_1$  durch die Seitenführungskräfte  $C_{Ff}$  und  $C_{Fr}$  gegeben gemäß

$$M_1 = a \times C_{Ff} - b \times C_{Fr} \quad (4)$$

[0052] Wenn das Fahrzeug geradeaus fährt, gleichen sich die Bodenbelastungen der linken und rechten Räder gegenseitig aus, aber wenn das Fahrzeug seine Richtung ändert, sind die Bodenbelastungen der inneren und äußeren Räder während der Richtungsänderung des Fahrzeugs voneinander verschieden. Daher wird während der Richtungsänderung des Fahrzeugs eine in einer Drehrichtung nach außen gerichtete Zentrifugalkraft auf den Schwerpunkt des Fahrzeugkörpers ausgeübt und aus diesem Grund tendiert der Fahrzeugkörper dazu, in der Drehrichtung nach außen nach unten zu fallen. Im Ergebnis gibt es während der Richtungsänderung eine Tendenz, dass das innere Rad sich von der Straßenoberfläche abhebt, wodurch die Bodenbelastung des inneren Rads verringert wird, und es gibt eine Tendenz während der Richtungsänderung, dass das äußere Rad gegen die Straßenoberfläche gedrängt wird, wodurch die Bodenbelastung des äußeren Rads erhöht wird.

[0053] Wenn das Fahrzeug mit einer konstanten Geschwindigkeit fährt, sind die Bodenbelastungen der vorderen und hinteren Räder konstant, aber wenn das Fahrzeug beschleunigt oder abbremst, variieren die Bodenbelastungen der vorderen und hinteren Räder. Insbesondere während einer Beschleunigung des Fahrzeugs wird eine vom Fahrzeugkörper nach hinten gerichtete Trägheitskraft auf den Schwerpunkt des Fahrzeugkörpers ausgeübt und daher tendiert der Fahrzeugkörper dazu, mit dem Heck abzutauchen, wodurch die Bodenbelastung des hinteren Rads erhöht wird. Im Ergebnis wird die Seitenführungskraft des hinteren Rads erhöht, um das Moment  $M_1$  in einer Richtung entgegengesetzt der Drehrichtung auszuüben. Während einer Abbremsung des Fahrzeugs wird eine vom Fahrzeugkörper nach vorn gerichtete Trägheitskraft auf den Schwerpunkt des Fahrzeugkörpers ausgeübt und daher tendiert der Fahrzeugkörper dazu, mit der Nase abzutauchen, wodurch die Bodenbelastung des vorderen Rads erhöht wird. Im Ergebnis wird die Seitenführungskraft des vorderen Rads erhöht, um das Moment  $M_1$  in derselben Richtung wie die Drehrichtung auszuüben (siehe einen durch eine durchgezogene Linie gezeigten Pfeil und einen durch eine gestrichelte Linie gezeigten Pfeil in **Fig. 3**).

[0054] Wenn das Fahrzeug mit einer konstanten Geschwindigkeit geradeaus fährt, ist die Bodenbelastung jedes der vorderen Räder  $W_f/2$ , wobei  $W_f$  die Summe der Bodenbelastungen des linken und des rechten Vorderrads repräsentiert. Wenn das Fahrzeug jedoch beschleunigt oder abbremst mit der Längsbeschleunigung  $X_g$ , während mit der Querbeschleunigung  $Y_g$  seine Richtung geändert wird, ist die Bodenbelastung  $W_{F1}$  des vorderen Innenrads während der Richtungsänderung des Fahrzeugs und die Bodenbelastung  $W_{F0}$  des vorderen Außenrads während der Richtungsänderung des Fahrzeugs durch die folgenden Gleichungen gegeben:

$$W_{F1} = W_f/2 - K_f \times Y_g - K_h \times X_g \quad (5)$$

$$W_{F0} = W_f/2 + K_f \times Y_g - K_h \times X_g \quad (6)$$

[0055] Wenn die Summe der Bodenbelastungen des linken und des rechten Hinterrads durch  $W_r$  repräsentiert wird, ist darüber hinaus die Bodenbelastung  $W_{R1}$  des hinteren Innenrads während der Richtungsänderung des Fahrzeugs und die Bodenbelastung  $W_{R0}$  des hinteren Außenrads während der Richtungsänderung des Fahrzeugs gemäß den folgenden Gleichungen gegeben:

$$W_{R1} = W_r/2 - K_r \times Y_g + K_h \times X_g \quad (7)$$

$$W_{R0} = W_r/2 + K_r \times Y_g + K_h \times X_g \quad (8)$$

[0056] In den Gleichungen (5) bis (8) sind die Faktoren  $K_f$ ,  $K_r$  und  $K_h$  gemäß den folgenden Gleichungen gegeben:

$$K_f = (G_f' \times h_g' \times W + h_f \times W_f)/t_f \quad (9)$$

$$K_r = (G_r' \times h_g' \times W + h_r \times W_r)/t_r \quad (10)$$

$$KH = hg \times W / (2 \times L) \quad (11)$$

[0057] Die in den obigen Gleichungen verwendeten Symbole bedeuten:

Gf, Gr: Rollsteifigkeit der vorderen und hinteren Räder

Gf', Gr': Verteilung der Rollsteifigkeit der vorderen und hinteren Räder

$$Gf' = Gf / (Gf + Gr)$$

$$Gr' = Gr / (Gf + Gr)$$

hf, hr: Höhe des Rollmittelpunkts der vorderen und hinteren Räder

hg: Höhe des Schwerpunkts

hg': Abstand zwischen dem Schwerpunkt und der Rollachse

$$hg' = hg - (hf \times Wf + hr \times Wr) / W$$

tf, tr: Aufstand der vorderen und hinteren Räder

L: Radstand,  $L = a + b$

[0058] Vorausgesetzt, dass die Seitenführungskraft eines Reifens proportional zur Bodenbelastung des Reifens ist, ist die Seitenführungskraft CFf des Vorderrads gemäß der folgenden Gleichung aus derjenigen Bodenbelastung  $W_{F1}$  des vorderen Innenrads während der Richtungsänderung des Fahrzeugs gegeben, die in Gleichung (5) angegeben ist, und derjenigen Bodenbelastung  $W_{F0}$  des vorderen Außenrads während der Richtungsänderung des Fahrzeugs, die in der Gleichung (6) angegeben ist, und der Querbeschleunigung  $Yg$ :

$$\begin{aligned} CFf &= W_{F1} \times Yg + W_{F0} \times Yg \\ &= Wf \times Yg - 2 \times kh \times Xg \times Yg \end{aligned} \quad \text{--- (12)}$$

[0059] Zusätzlich ist die Seitenführungskraft CFr des Hinterrads gemäß der vorliegenden Gleichung aus derjenigen Bodenbelastung  $W_{R1}$  des rechten Innenrads während der Richtungsänderung des Fahrzeugs gegeben, die in der Gleichung (7) angegeben ist, und der Bodenbelastung  $W_{R0}$  des rechten Außenrads während der Richtungsänderung des Fahrzeugs, die in der Gleichung (8) angegeben ist, und der Querbeschleunigung  $Yg$ :

$$\begin{aligned} CFr &= W_{R1} \times Yg + W_{R0} \times Yg \\ &= Wr \times Yg + 2 \times kh \times Xg \times Yg \end{aligned} \quad \text{--- (13)}$$

[0060] Wenn die Gleichungen (12) und (13) in die Gleichung (4) eingesetzt werden, erhält man die folgende Gleichung:

$$\begin{aligned} M_1 &= a \times (Wf \times Yg - 2 \times Kh \times Xg \times Yg) \\ &\quad - b \times (Wr \times Yg + 2 \times Kh \times Xg \times Yg) \\ &= (a \times Wf - b \times Wr) \times Yg \\ &\quad - 2 \times Kh \times L \times Xg \times Yg \end{aligned} \quad \text{--- (14)}$$

wobei gilt  $a \times Wf - b \times Wr = 0$  und  $Kh = hg \times W / (2 \times L)$  aus der Gleichung (11), und daher ist Gleichung (14) gleich:

$$M_1 = -hg \times W \times Xg \times Yg \quad (15)$$

[0061] Es ist ersichtlich, dass das Moment  $M_1$  um die Gierachse proportional zum Produkt der Längsbeschleunigung  $Xg$  und der Querbeschleunigung  $Yg$  ist. Wenn die Antriebskraft und die Bremskraft zwischen den inneren und äußeren Rädern während der Richtungsänderung des Fahrzeugs verteilt werden, um das Moment  $M_1$  um die Gierachse, das in der Gleichung (15) gegeben ist, zu eliminieren, kann daher die Richtungsänderungsstabilität und die Hochgeschwindigkeitsstabilität während Beschleunigens oder Abbremsens des Fahrzeugs verbessert werden, wenn die Richtung des Fahrzeugs geändert wird.

[0062] Wenn andererseits z. B. eine Bremskraft  $F$  im Innenrad während einer Richtungsänderung des Fahrzeugs erzeugt wird, wie in **Fig. 4** gezeigt ist, wird eine Antriebskraft  $F/i$  im Außenrad während der Richtungsänderung des Fahrzeugs erzeugt, wobei  $i$  ein Übersetzungsverhältnis des Getriebes **2** repräsentiert. Ein Moment  $M_2$  um die Gierachse, das in dem Fahrzeug durch die Bremskraft  $F$  und die Antriebskraft  $F/i$  erzeugt wird, ist gemäß der folgenden Gleichung gegeben:

$$\begin{aligned}
 M_2 &= (tr/2) \times F \times \kappa \\
 &= (tr/2) \times (T/R) \times \kappa \qquad \text{--- (16)}
 \end{aligned}$$

wobei  $\kappa = 1 + (1/i)$ ; T ein Kupplungsmoment; und R ein Radius eines Reifens ist.

[0063] Daher ist ein Kupplungsmoment T, das zur Eliminierung des Moments  $M_1$  durch das Moment  $M_2$  erforderlich ist, gegeben durch Erfüllen von  $M_1 = M_2$  gemäß der folgenden Gleichung:

$$T = \{2R/(tr \times \kappa)\} \times hg \times W \times Xg \times Yg \qquad (17)$$

[0064] Wie aus Gleichung (17) offensichtlich ist, ist das Kupplungsmoment T ein Wert, der proportional zum Produkt der Längsbeschleunigung  $Xg$  und der Querbeschleunigung  $Yg$  ist. Da in der vorangehenden Beschreibung angenommen wurde, dass die Seitenführungskraft des Reifens proportional zur Bodenbelastung des Reifens ist, ist das Kupplungsmoment T proportional zum Produkt  $Xg \times Yg$  der Längsbeschleunigung und der Querbeschleunigung  $Yg$ , aber um exakt zu sein, ist die Seitenführungskraft nicht proportional zur Bodenbelastung. Aus diesem Grund ist es bevorzugt, dass das Kupplungsmoment T als eine Funktion des Produkts  $Xg \times Yg$  der Längsbeschleunigung  $Xg$  und der Querbeschleunigung  $Yg$  behandelt wird.

[0065] Wie in Tabelle 1 gezeigt ist, wird dann, wenn aufgrund der durch das Linksdrehungs- und Rechtsdrehungs-Bestimmungsmittel **23** bereitgestellten Bestimmung die erste Hydraulikkupplung **3<sub>L</sub>** beim Beschleunigen des Fahrzeugs während einer Richtungsänderung nach links durch Öffnen des ersten Ein/Aus-Ventils **17<sub>L</sub>** in den eingerückten Zustand gebracht wird, wobei das Kupplungsmoment T in der Gleichung (17) gegeben ist, und wenn die Hydraulikdruckausgabe an das Regulierventil **16** durch das Steuer/Regelmenge-Berechnungsmittel **34** gesteuert/geregelt wird, die Drehzahl des inneren Rads während der Richtungsänderung des Fahrzeugs verringert, um die Bremskraft F zu erzeugen, während die Drehzahl des Außenrads während der Richtungsänderung des Fahrzeugs erhöht wird, um die Antriebskraft  $F/i$  zu erzeugen. Daher wird das Moment  $M_1$  aufgrund der Seitenführungskraft in der Richtung entgegengesetzt der Drehrichtung eliminiert, um dadurch das Richtungsänderungsvermögen zu erhöhen. Dementsprechend wird dann, wenn die zweite Hydraulikkupplung **3<sub>R</sub>** in den eingerückten Zustand gebracht wird, wobei das Kupplungsmoment T ist, dann, wenn das Fahrzeug während einer Richtungsänderung nach rechts desselben beschleunigt wird, das Moment  $M_1$  aufgrund der Seitenführungskraft dementsprechend eliminiert, um das Richtungsänderungsvermögen zu erhöhen.

[0066] Wenn die zweite Hydraulikkupplung **3<sub>R</sub>** dann in den eingerückten Zustand gebracht wird, wobei das Kupplungsmoment T in der Gleichung (17) gegeben ist, wenn das Fahrzeug während einer Richtungsänderung nach links desselben abgebremst wird, wird die Drehzahl des inneren Rads während der Richtungsänderung des Fahrzeugs erhöht, um die Antriebskraft F zu erhöhen, und die Drehzahl des äußeren Rads während der Richtungsänderung des Fahrzeugs wird verringert, um die Bremskraft  $F/i$  zu erzeugen. Daher wird das Moment  $M_1$  in derselben Richtung wie die Drehrichtung aufgrund der Seitenführungskraft eliminiert, um die Hochgeschwindigkeitsstabilität zu erhöhen. Dementsprechend wird dann, wenn die erste Hydraulikkupplung **3<sub>L</sub>** in den eingerückten Zustand gebracht wird, wobei das Kupplungsmoment T ist, wenn das Fahrzeug während einer Richtungsänderung nach rechts desselben abgebremst wird, das Moment  $M_1$  aufgrund der Seitenführungskraft dementsprechend eliminiert, um die Hochgeschwindigkeitsstabilität zu erhöhen.

Tabelle 1

	Richtungsänderung nach links	Richtungsänderung nach rechts	Wirkung
während Beschleunigung	EINSchalten der ersten Kupplung <b>3<sub>L</sub></b>	EINSchalten der zweiten Kupplung <b>3<sub>R</sub></b>	Erhöhung des Richtungsänderungsvermögens
während Abbremsung	EINSchalten der zweiten Kupplung <b>3<sub>R</sub></b>	EINSchalten der ersten Kupplung <b>3<sub>L</sub></b>	Erhöhung der Hochgeschwindigkeitsstabilität

[0067] Sogar dann, wenn das Fahrzeug während einer Geradeausfahrt desselben beschleunigt wird oder abgebremst wird, wird das Giermoment des Fahrzeugs nicht variiert und daher wird die erste und zweite Hydraulikkupplung **3<sub>L</sub>** und **3<sub>R</sub>** in ihrem nicht eingerückten Zustand gehalten.

[0068] Wenn ein Fahrer ein Gaspedal weiter niedergedrückt, um das Fahrzeug zu beschleunigen, wenn die

Vorderräder  $W_{FL}$  und  $W_{FR}$ , die die Antriebsräder sind, in der Nähe einer Grenze der Griffigkeitskraft der Reifen ausgelenkt werden, dann können die durch die Vorderräder  $W_{FR}$  und  $W_{FR}$  erzeugten Seitenführungskräfte  $C_{Ff}$  kleiner sein als die tatsächlich erforderliche Seitenführungskraft aus dem oben beschriebenen Grund und der Frontabschnitt des Fahrzeugs kann in einigen Fällen in der Drehrichtung nach außen gedrückt werden, wodurch die Untersteuerungstendenz intensiviert wird. In diesem Fall wird das in der Gleichung (17) angegebene Kupplungsmoment  $T$  bereitgestellt, ohne Betrachtung des Giermoments aufgrund des Fehlens der Seitenführungskräfte  $C_{Ff}$  der Vorderräder  $W_{FL}$  und  $W_{FR}$  und aus diesem Grund ist es unmöglich, die Erzeugung der oben beschriebenen Untersteuerungstendenz zu kompensieren.

[0069] Wenn die korrigierte Längsbeschleunigung  $Xg'$  und die korrigierte Querb beschleunigung  $Yg'$ , die in den Gleichungen (1) und (2) unter Berücksichtigung des Giermoments aufgrund des Fehlens der Seitenführungskräfte  $C_{Ff}$  der Vorderräder  $W_{FL}$  und  $W_{FR}$ , anstelle der Längsbeschleunigung  $Xg$  und der Querb beschleunigung  $Yg$  in der Gleichung (17) verwendet werden, nämlich, wenn das Kupplungsmoment  $T$  gemäß der folgenden Gleichung berechnet wird,

$$T = \{2R/(tr \times \kappa)\} \times hg \times W \times Xg' \times Yg' \quad (18)$$

kann nämlich die Untersteuerungstendenz des Fahrzeugs kompensiert werden.

[0070] Dies wird weiter beschrieben. In **Fig. 5A** und **5B** entsprechen die gepunkteten Linien dem ersten Term (dem primären Term der Längsbeschleunigung  $Xg$  und der Querb beschleunigung  $Yg$ ) auf der rechten Seite in den Gleichungen (1) und (2); die gestrichelten Linien entsprechen dem zweiten Term (dem tertiären Term der Längsbeschleunigung  $Xg$  oder der Querb beschleunigung  $Yg$ ) auf der rechten Seite in den Gleichungen (1) und (2), und die durch durchgezogene Linien angedeuteten Werte, die aus der Addition der gepunkteten Linien und der gestrichelten Linien resultieren, entsprechen der korrigierten Längsbeschleunigung  $Xg'$  und der korrigierten Querb beschleunigung  $Yg'$ . Die Gleichung (17), die derjenigen des Stands der Technik entspricht, ist eine Gleichung, die aus der Eliminierung des tertiären Terms des zweiten Terms auf den rechten Seiten in den Gleichungen (1) und (2) resultiert, und wenn der tertiäre Term zu dieser Gleichung addiert wird, wird die Gleichung (18) in dieser Ausführungsform erhalten. Gemäß dieser Ausführungsform, wird das Kupplungsmoment  $T$  um eine Menge erhöht, die dem tertiären Term nach Maßgabe eines Anstiegs der Längsbeschleunigung  $Xg$  oder der Querb beschleunigung  $Yg$  entspricht und nach Maßgabe dieses Anstiegs wird die Menge von zwischen dem linken und rechten Vorderrad  $W_{FL}$  und  $W_{FR}$  verteiltem Drehmoment erhöht. Daher kann das durch das Fehlen der Seitenführungskräfte  $C_{Ff}$  der Vorderräder  $W_{FL}$  und  $W_{FR}$  erzeugte Giermoment eliminiert werden, um die Erzeugung der Untersteuerungstendenz zu verhindern.

[0071] **Fig. 6A** und **6B** zeigen eine zweite Ausführungsform. Bei der ersten Ausführungsform sind die korrigierte Längsbeschleunigung  $Xg'$  und die korrigierte Querb beschleunigung  $Yg'$  als Funktionen der Längsbeschleunigung  $Xg$  und der Querb beschleunigung  $Yg$  gemäß den Gleichungen (1) und (2) bestimmt worden. Bei der zweiten Ausführungsform werden die korrigierte Längsbeschleunigung  $Xg'$  und die korrigierte Querb beschleunigung  $Yg'$  aus einer Tabelle bestimmt, wobei die Längsbeschleunigung  $Xg$  und die Querb beschleunigung  $Yg$  als Parameter verwendet werden. Sogar bei der zweiten Ausführungsform wird die Menge von verteiltem Drehmoment auf einen größeren Wert erhöht als der Wert, der direkt proportional zur Längsbeschleunigung  $Xg$  oder der Querb beschleunigung  $Yg$  ist. Daher kann die Untersteuerungstendenz während der Richtungsänderung des Fahrzeugs kompensiert werden, um eine stabile Richtungsänderung des Fahrzeugs zu ermöglichen.

[0072] Eine dritte Ausführungsform der vorliegenden Erfindung wird nun unter Bezugnahme auf **Fig. 7** bis **8B** beschrieben.

[0073] Wie aus dem Vergleich von **Fig. 1** mit **Fig. 7** ersichtlich ist, gilt die erste Ausführungsform (siehe **Fig. 1**) für ein Frontmotor/Frontantriebsfahrzeug, aber die dritte Ausführungsform (siehe **Fig. 7**) gilt für ein Mittelmotor/Hinterradantriebsfahrzeug, das ein linkes Vorderrad  $W_{FL}$  und ein rechtes Vorderrad  $W_{FR}$  umfasst, die Nebenräder sind, und ein linkes Hinterrad  $W_{RL}$  und ein rechtes Hinterrad  $W_{RR}$ , die Antriebsräder sind. Ein Getriebe **2** ist zwischen den Achsen **1<sub>L</sub>** und **1<sub>R</sub>** des linken und des rechten Vorderrads  $W_{FL}$  und  $W_{FR}$  angebracht und verbindet das linke und das rechte Vorderrad  $W_{FL}$  und  $W_{FR}$  derart, dass diese mit unterschiedlichen Drehzahlen gedreht werden. Die Konstruktion des Getriebes **2** ist dieselbe wie bei der ersten Ausführungsform. Die Schaltungsanordnung einer elektronischen Steuer/Regeleinheit  $U$  bei der dritten Ausführungsform ist ebenfalls dieselbe wie diejenige bei der ersten Ausführungsform, außer der Funktion eines korrigierte Längsbeschleunigungs-Berechnungsmittels **32** und eines korrigierte Querb beschleunigungs-Berechnungsmittels **33**, die im Folgenden hierin beschrieben werden (siehe **Fig. 2**).

[0074] Bei der dritten Ausführungsform werden die Berechnung der Längsbeschleunigung  $Xg$  durch das Längsbeschleunigungs-Berechnungsmittel **20** und die Berechnung der Querb beschleunigung durch das Querb beschleunigungs-Berechnungsmittel **21** in einer Weise ausgeführt, die ähnlich zu der ersten Ausführungsform ist. Jedoch ist die Berechnung der korrigierten Längsbeschleunigung  $Xg'$  durch das korrigierte Längsbeschleunigungs-Berechnungsmittel **32** des Drehmomentverteilungs-Mengenbestimmungsmittels **22** und die Berech-

nung der korrigierten Querbeschleunigung  $Yg'$  durch das korrigierte Querbeschleunigungs-Berechnungsmittel **33** des Drehmomentverteilungs-Mengenbestimmungsmittels **22** von denjenigen bei der ersten Ausführungsform verschieden. Insbesondere ist bei der dritten Ausführungsform die korrigierte Längsbeschleunigung  $Xg'$  gemäß der folgenden Gleichung gegeben:

$$Xg' = A \times Xg - B \times Xg^3 \quad (1')$$

und die korrigierte Querbeschleunigung  $Yg'$  ist gemäß der folgenden Gleichung gegeben:

$$Yg' = C \times Yg - D \times Yg^3 \quad (2')$$

[0075] Wie aus dem Vergleich der Gleichungen (1') und (2') mit den Gleichungen (1) und (2) bei der ersten Ausführungsform ersichtlich ist, sind sowohl die Gleichungen (1'), (2') als auch die Gleichungen (1), (2) voneinander hinsichtlich der Tatsache verschieden, dass die Vorzeichen der tertiären Terme auf den rechten Seiten bei der dritten Ausführungsform negativ sind.

[0076] Wenn die rechte Seite in der Gleichung (1') nur der primäre Term ( $A \times Xg$ ) ist, wird daher die korrigierte Längsbeschleunigung  $Xg'$  direkt proportional zu einem Anstieg der Längsbeschleunigung  $Xg$  erhöht, aber aufgrund des Vorhandenseins des tertiären Terms ( $-B \times Xg^3$ ) auf der rechten Seite in Gleichung (1') wird die korrigierte Längsbeschleunigung  $Xg'$  auf einen Wert erhöht, der geringer ist als der Wert, der direkt proportional zu der Längsbeschleunigung  $Xg$  ist. Wenn die rechte Seite der Gleichung (2') nur der primäre Term ( $C \times Yg$ ) ist, wird darüber hinaus die korrigierte Querbeschleunigung  $Yg'$  direkt proportional zu einem Anstieg der Querbeschleunigung  $Yg$  erhöht, aber aufgrund des Vorhandenseins des tertiären Terms ( $-D \times Yg^3$ ) auf der rechten Seite in Gleichung (2') wird die korrigierte Querbeschleunigung  $Yg'$  auf einen Wert erhöht, der geringer ist als der Wert, der direkt proportional zu der Querbeschleunigung  $Yg$  ist.

[0077] Das Steuer/Regelmenge-Berechnungsmittel **34** berechnet eine Steuer/Regelmenge für das Regulierventil **16**, nämlich eine zwischen dem linken und dem rechten Hinterrad  $W_{RL}$  und  $W_{RR}$  verteilte Drehmomentmenge als eine Funktion eines Wertes  $Xg' \times Yg'$ , der aus der Multiplikation der korrigierten Längsbeschleunigung  $Xg'$  und der korrigierten Querbeschleunigung  $Yg'$  resultiert.

[0078] Bei dem Fahrzeug in der dritten Ausführungsform sind die Hinterräder  $W_{RR}$  und  $W_{RR}$  Antriebsräder, aber das Kupplungsmoment  $T$ , das zur Eliminierung eines Moments  $M_1$  (ein Moment aufgrund der Seitenführungskraft) mit einem Moment  $M_2$  (einem Giermoment, das durch die Verteilung der Antriebskraft und der Bremskraft zwischen dem linken und dem rechten Rad erzeugt wird) erforderlich ist, ist gemäß der Gleichung (17) gegeben, wie bei dem Fahrzeug in der ersten Ausführungsform, in dem die Vorderräder  $W_{FL}$  und  $W_{FR}$  Antriebsräder sind.

[0079] Wenn jedoch ein Fahrer das Gaspedal weiter niedergedrückt hält, um das Fahrzeug zu beschleunigen, wenn die Hinterräder  $W_{RL}$  und  $W_{RR}$ , die die Antriebsräder sind, in der Nähe der Grenze der Griffigkeitskraft der Reifen ausgelenkt werden, dann können die Seitenführungskräfte  $C_{Ff}$ , die durch die Hinterräder  $W_{RL}$  und  $W_{RR}$  erzeugt werden, kleiner sein als die tatsächlich erforderliche Seitenführungskraft aus dem oben genannten Grund, und der hintere Abschnitt des Fahrzeugs kann in einigen Fällen in der Drehrichtung nach außen gedrückt werden, wodurch die Übersteuerungstendenz intensiviert wird. In diesem Fall wird das Kupplungsmoment  $T$ , das in Gleichung (17) angegeben ist, ohne Betrachtung des Giermoments aufgrund des Fehlens der Seitenführungskräfte  $C_{Ff}$  der Hinterräder  $W_{RL}$  und  $W_{RR}$  bereitgestellt, und aus diesem Grund ist es unmöglich, die Erzeugung der oben genannten Übersteuerungstendenz zu kompensieren.

[0080] Wenn die korrigierte Längsbeschleunigung  $Xg'$  und die korrigierte Querbeschleunigung  $Yg'$ , die in den Gleichungen (1') und (2') angegeben sind, unter Berücksichtigung des Giermoments aufgrund des Fehlens der Seitenführungskräfte  $C_{Fr}$  der Hinterräder  $W_{RL}$  und  $W_{RR}$  anstelle der Längsbeschleunigung  $Xg$  und der Querbeschleunigung  $Yg$  in der Gleichung (17) verwendet werden, kann die Übersteuerungstendenz während der Richtungsänderung des Fahrzeugs kompensiert werden.

[0081] Dies wird weiter beschrieben. In **Fig. 8A** und **8B** entsprechen gepunktete Linien dem ersten Term (dem primären Term der Längsbeschleunigung  $Xg$  und der Querbeschleunigung  $Yg$ ) auf der rechten Seite in den Gleichungen (1') und (2'), gestrichelte Linien entsprechen dem zweiten Term (dem tertiären Term der Längsbeschleunigung  $Xg$  oder der Querbeschleunigung  $Yg$ ) auf der rechten Seite in den Gleichungen (1') und (2'), und durch durchgezogene Linien angedeutete Werte, die aus der Verringerung der gepunkteten Linien von den gestrichelten Linien resultieren, entsprechen der korrigierten Längsbeschleunigung  $Xg'$  und der korrigierten Querbeschleunigung  $Yg'$ . Gemäß dieser Ausführungsform wird der Anstieg des Kupplungsmoments  $T$  um eine Menge verhindert, die dem tertiären Term entspricht, nach Maßgabe eines Anstiegs der Längsbeschleunigung  $Xg$  oder der Querbeschleunigung  $Yg$ , und gemäß dessen wird die Menge von zwischen dem linken und rechten Hinterrad  $W_{RL}$  und  $W_{RR}$  verteiltem Drehmoment um eine geringere Menge erhöht. Daher kann das Giermoment, das aufgrund des Fehlens der Seitenführungskräfte  $C_{Fr}$  des Hinterrads  $W_{RL}$  und  $W_{RR}$  erzeugt wurde, eliminiert werden, um die Erzeugung der Übersteuerungstendenz zu verhindern.

[0082] **Fig. 9A** und **9B** zeigen eine vierte Ausführungsform. Bei der dritten Ausführungsform sind die korrigierte Längsbeschleunigung  $X_g'$  und die korrigierte Querbeschleunigung  $Y_g'$  als Funktion der Längsbeschleunigung  $X_g$  und der Querbeschleunigung  $Y_g$  gemäß den Gleichungen (1') und (2') berechnet worden. Bei der vierten Ausführungsform werden die korrigierte Längsbeschleunigung  $X_g'$  und die korrigierte Querbeschleunigung  $Y_g'$  jedoch aus einer Tabelle bestimmt, wobei die Längsbeschleunigung  $X_g$  und die Querbeschleunigung  $Y_g$  als Parameter verwendet werden. Sogar bei der vierten Ausführungsform wird die Menge von verteiltem Drehmoment in einem geringeren Ausmaß erhöht als der Wert, der direkt proportional zur Längsbeschleunigung  $X_g$  oder zur Querbeschleunigung  $Y_g$  ist. Daher kann die Übersteuerungstendenz während der Richtungsänderung des Fahrzeugs kompensiert werden, um eine stabile Richtungsänderung des Fahrzeugs zu ermöglichen.

[0083] Obwohl die Verteilung des Drehmoments zwischen dem linken und dem rechten Hinterrad  $W_{RL}$  und  $W_{RR}$ , die Nebenräder sind, bei der ersten und der zweiten Ausführungsform beschrieben worden ist, ist die vorliegende Erfindung ebenso auf die Verteilung von Drehmoment zwischen dem linken und dem rechten Vorderrad  $W_{FL}$  und  $W_{FR}$  anwendbar, die Antriebsräder sind. Obwohl die Verteilung des Drehmoments zwischen dem linken und dem rechten Vorderrad  $W_{FL}$  und  $W_{FR}$ , die Nebenräder sind, in der dritten und der vierten Ausführungsform beschrieben worden ist, ist die vorliegende Erfindung ebenfalls anwendbar auf die Verteilung von Drehmoment zwischen dem linken und dem rechten Hinterrad  $W_{RL}$  und  $W_{RR}$ , die die Antriebsräder sind. Zusätzlich können anstelle der ersten und der zweiten Hydraulikkupplung  $3_L$  und  $3_R$  andere Kupplungstypen verwendet werden, wie eine elektromagnetische Kupplung oder eine Fluidkupplung. Ferner wurde das Kupplungsmoment  $T$  als die Funktion des Produkts  $X_g' \times Y_g'$  der korrigierten Längsbeschleunigung  $X_g'$  und der korrigierten Querbeschleunigung  $Y_g'$  bei den oben beschriebenen Ausführungsformen bestimmt, aber sogar dann, wenn das Kupplungsmoment  $T$  als eine Funktion nur der korrigierten Längsbeschleunigung  $X_g'$  oder als eine Funktion nur der Querbeschleunigung  $Y_g'$  bestimmt wird, kann eine befriedigende Funktion und Wirkung erhalten werden.

[0084] Obwohl die Ausführungsformen der vorliegenden Erfindung im Detail beschrieben worden sind, versteht es sich, dass die vorliegende Erfindung nicht auf die oben beschriebenen Ausführungsformen beschränkt ist, und verschiedene Modifikationen in der Konstruktion gemacht werden können, ohne von der Idee und dem Umfang der Erfindung, die in den Ansprüchen definiert ist, abzuweichen.

[0085] Ein Giermomentsteuer/regelsystem ist vorgesehen, um eine Untersteuerungstendenz zu eliminieren, die aufgrund der nicht ausreichenden Seitenführungskraft von vorderen Antriebsrädern eines Fahrzeugs erzeugt wird. Insbesondere wird anstelle einer Längsbeschleunigung  $X_g$  und einer Querbeschleunigung  $Y_g$ , die zum Berechnen der verteilten Drehmomentmenge verwendet wird, eine korrigierte Längsbeschleunigung  $X_g'$  verwendet, die größer ist als der Wert, der direkt proportional zur Längsbeschleunigung  $X_g$  ist, und eine korrigierte Querbeschleunigung  $Y_g'$  verwendet, die größer als der Wert ist, der direkt proportional zur Querbeschleunigung  $Y_g$  ist, wodurch die zwischen inneren und äußeren Rädern während einer Richtungsänderung des Fahrzeugs verteilte Drehmomentmenge erhöht wird. Ein Giermoment wird erzeugt, das nach innen in der Drehrichtung gerichtet ist, um die Untersteuerungstendenz zu verhindern, die aufgrund der Unzulänglichkeit der Seitenführungskraft der Vorderräder erzeugt wird.

### Patentansprüche

1. Giermomentsteuer/regelsystem in einem Fahrzeug, wobei das Fahrzeug ein linkes ( $W_{FL}$ ) und ein rechtes ( $W_{FR}$ ) Vorderrad als Antriebsräder aufweist und ein linkes ( $W_{RL}$ ) und ein rechtes ( $W_{RR}$ ) Hinterrad als Nebenräder aufweist, umfassend ein Drehmomentverteilungsmittel zum Verteilen von Drehmoment zwischen dem linken ( $W_{FL}$ ) und dem rechten ( $W_{FR}$ ) Vorderrad, ein Längsbeschleunigungsberechnungsmittel (20) zum Berechnen der Längsbeschleunigung ( $X_g$ ) des Fahrzeugs und ein Drehmomentverteilungs-Mengenbestimmungsmittel (22) zum Steuern/Regeln der Drehmomentmenge, die von dem Drehmomentverteilungsmittel verteilt wird, derart, dass das Drehmoment mit einer Erhöhung der berechneten Längsbeschleunigung ( $X_g$ ) erhöht wird, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Drehmoment-Mengenbestimmungsmittel (22) die verteilte Drehmomentmenge proportional zu einer korrigierten Längsbeschleunigung ( $X_g'$ ) bestimmt, die erhalten wird durch Addieren eines Terms zu der berechneten Längsbeschleunigung ( $X_g$ ), der überproportional als eine Funktion der berechneten Längsbeschleunigung ( $X_g$ ) ansteigt.

2. Giermomentsteuer/regelsystem in einem Fahrzeug, wobei das Fahrzeug ein linkes ( $W_{FL}$ ) und ein rechtes ( $W_{FR}$ ) Vorderrad als Antriebsräder aufweist und ein linkes ( $W_{RL}$ ) und ein rechtes ( $W_{RR}$ ) Hinterrad als Nebenräder aufweist, umfassend ein Drehmomentverteilungsmittel zum Verteilen von Drehmoment zwischen dem linken ( $W_{FL}$ ) und dem rechten ( $W_{FR}$ ) Vorderrad, ein Querbeschleunigungsberechnungsmittel (21) zum Berechnen der Querbeschleunigung ( $Y_g$ ) des Fahrzeugs und ein Drehmomentverteilungs-Mengenbestimmungsmittel (22) zum Steuern/Regeln der Drehmomentmenge, die von dem Drehmomentverteilungsmittel verteilt wird, derart, dass das Drehmoment mit einer Erhöhung der berechneten Querbeschleunigung ( $Y_g$ ) erhöht wird,

dadurch gekennzeichnet, dass

das Drehmoment-Mengenbestimmungsmittel (22) die verteilte Drehmomentmenge proportional zu einer korrigierten Querschleunigung ( $Y_g'$ ) bestimmt, die erhalten wird durch Addieren eines Terms zu der berechneten Querschleunigung ( $Y_g$ ), der überproportional als eine Funktion der berechneten Querschleunigung ( $Y_g$ ) ansteigt.

3. Giermomentsteuer/regelsystem in einem Fahrzeug, wobei das Fahrzeug ein linkes ( $W_{RL}$ ) und ein rechtes ( $W_{RR}$ ) Hinterrad als Antriebsräder aufweist und ein linkes ( $W_{FL}$ ) und ein rechtes ( $W_{FR}$ ) Vorderrad als Nebenräder aufweist, umfassend ein Drehmomentverteilungsmittel (2) zum Verteilen von Drehmoment zwischen dem linken und dem rechten Vorderrad, ein Längsbeschleunigungsberechnungsmittel (20) zum Berechnen der Längsbeschleunigung ( $X_g$ ) des Fahrzeugs und ein Drehmomentverteilungs-Mengenbestimmungsmittel (22) zum Steuern/Regeln der Drehmomentmenge, die von dem Drehmomentverteilungsmittel (2) verteilt wird, derart, dass das Drehmoment mit einer Erhöhung der berechneten Längsbeschleunigung ( $X_g$ ) erhöht wird, dadurch gekennzeichnet, dass

das Drehmoment-Mengenbestimmungsmittel (22) die verteilte Drehmomentmenge proportional zu einer korrigierten Längsbeschleunigung ( $X_g'$ ) bestimmt, die erhalten wird durch Subtrahieren eines Terms von der berechneten Längsbeschleunigung ( $X_g$ ), der überproportional als eine Funktion der berechneten Längsbeschleunigung ( $X_g$ ) ansteigt.

4. Giermomentsteuer/regelsystem in einem Fahrzeug, wobei das Fahrzeug ein linkes ( $W_{RL}$ ) und ein rechtes ( $W_{RR}$ ) Hinterrad als Antriebsräder aufweist und ein linkes ( $W_{FL}$ ) und ein rechtes ( $W_{FR}$ ) Vorderrad als Nebenräder aufweist, umfassend ein Drehmomentverteilungsmittel (2) zum Verteilen von Drehmoment zwischen dem linken ( $W_{FL}$ ) und dem rechten ( $W_{FR}$ ) Vorderrad, ein Querschleunigungsberechnungsmittel (21) zum Berechnen der Querschleunigung ( $Y_g$ ) des Fahrzeugs und ein Drehmomentverteilungs-Mengenbestimmungsmittel (22) zum Steuern/Regeln der Drehmomentmenge, die von dem Drehmomentverteilungsmittel (2) verteilt wird, derart, dass das Drehmoment mit einer Erhöhung der berechneten Querschleunigung ( $Y_g$ ) erhöht wird, dadurch gekennzeichnet, dass

das Drehmoment-Mengenbestimmungsmittel (22) die verteilte Drehmomentmenge proportional zu einer korrigierten Querschleunigung ( $Y_g'$ ) bestimmt, die erhalten wird durch Subtrahieren eines Terms von der berechneten Querschleunigung ( $Y_g$ ), der überproportional als eine Funktion der berechneten Querschleunigung ( $Y_g$ ) ansteigt.

5. Giermomentsteuer/regelsystem in einem Fahrzeug, wobei das Fahrzeug ein linkes ( $W_{FL}$ ) und ein rechtes ( $W_{FR}$ ) Vorderrad als Antriebsräder aufweist und ein linkes ( $W_{RL}$ ) und ein rechtes ( $W_{RR}$ ) Hinterrad als Nebenräder aufweist, umfassend ein Drehmomentverteilungsmittel (2) zum Verteilen von Drehmoment zwischen dem linken ( $W_{RR}$ ) und dem rechten ( $W_{RR}$ ) Hinterrad, ein Längsbeschleunigungsberechnungsmittel (20) zum Berechnen der Längsbeschleunigung ( $X_g$ ) des Fahrzeugs und ein Drehmomentverteilungs-Mengenbestimmungsmittel (22) zum Steuern/Regeln der Drehmomentmenge, die von dem Drehmomentverteilungsmittel verteilt wird, derart, dass das Drehmoment mit einer Erhöhung der berechneten Längsbeschleunigung ( $X_g$ ) erhöht wird, dadurch gekennzeichnet, dass

das Drehmoment-Mengenbestimmungsmittel (22) die verteilte Drehmomentmenge proportional zu einer korrigierten Längsbeschleunigung ( $X_g'$ ) bestimmt, die erhalten wird durch Addieren eines Terms zu der berechneten Längsbeschleunigung ( $X_g$ ), der überproportional als eine Funktion der berechneten Längsbeschleunigung ( $X_g$ ) ansteigt.

6. Giermomentsteuer/regelsystem in einem Fahrzeug, wobei das Fahrzeug ein linkes ( $W_{FL}$ ) und ein rechtes ( $W_{FR}$ ) Vorderrad als Antriebsräder aufweist und ein linkes ( $W_{RL}$ ) und ein rechtes ( $W_{RR}$ ) Hinterrad als Nebenräder aufweist, umfassend ein Drehmomentverteilungsmittel (2) zum Verteilen von Drehmoment zwischen dem linken ( $W_{RR}$ ) und dem rechten ( $W_{RR}$ ) Hinterrad, ein Querschleunigungsberechnungsmittel (21) zum Berechnen der Querschleunigung ( $Y_g$ ) des Fahrzeugs und ein Drehmomentverteilungs-Mengenbestimmungsmittel (22) zum Steuern/Regeln der Drehmomentmenge, die von dem Drehmomentverteilungsmittel (2) verteilt wird, derart, dass das Drehmoment mit einer Erhöhung der berechneten Querschleunigung ( $Y_g$ ) erhöht wird, dadurch gekennzeichnet, dass

das Drehmoment-Mengenbestimmungsmittel (22) die verteilte Drehmomentmenge proportional zu einer korrigierten Querschleunigung ( $Y_g'$ ) bestimmt, die erhalten wird durch Addieren eines Terms zu der berechneten Querschleunigung ( $Y_g$ ), der überproportional als eine Funktion der berechneten Querschleunigung ( $Y_g$ ) ansteigt.

7. Giermomentsteuer/regelsystem in einem Fahrzeug, wobei das Fahrzeug ein linkes ( $W_{RL}$ ) und ein rechtes ( $W_{RR}$ ) Hinterrad als Antriebsräder aufweist und ein linkes ( $W_{FL}$ ) und ein rechtes ( $W_{FR}$ ) Vorderrad als Neben-

räder aufweist, umfassend ein Drehmomentverteilungsmittel zum Verteilen von Drehmoment zwischen dem linken ( $W_{RL}$ ) und dem rechten ( $W_{RR}$ ) Hinterrad, ein Längsbeschleunigungsberechnungsmittel (20) zum Berechnen der Längsbeschleunigung ( $X_g$ ) des Fahrzeugs und ein Drehmomentverteilungs-Mengenbestimmungsmittel (22) zum Steuern/Regeln der Drehmomentmenge, die von dem Drehmomentverteilungsmittel verteilt wird, derart, dass das Drehmoment mit einer Erhöhung der berechneten Längsbeschleunigung ( $X_g$ ) erhöht wird, dadurch gekennzeichnet, dass das Drehmoment-Mengenbestimmungsmittel (22) die verteilte Drehmomentmenge proportional zu einer korrigierten Längsbeschleunigung ( $X_g'$ ) bestimmt, die erhalten wird durch Subtrahieren eines Terms von der berechneten Längsbeschleunigung ( $X_g$ ), der überproportional als eine Funktion der berechneten Längsbeschleunigung ( $X_g$ ) ansteigt.

8. Giermomentsteuer/regelsystem in einem Fahrzeug, wobei das Fahrzeug ein linkes ( $W_{RL}$ ) und ein rechtes ( $W_{RR}$ ) Hinterrad als Antriebsräder aufweist und ein linkes ( $W_{FL}$ ) und ein rechtes ( $W_{FR}$ ) Vorderrad als Nebenräder aufweist, umfassend ein Drehmomentverteilungsmittel zum Verteilen von Drehmoment zwischen dem linken ( $W_{RL}$ ) und dem rechten ( $W_{RR}$ ) Hinterrad, ein Querschleunigungsberechnungsmittel (21) zum Berechnen der Querschleunigung ( $Y_g$ ) des Fahrzeugs und ein Drehmomentverteilungs-Mengenbestimmungsmittel (22) zum Steuern/Regeln der Drehmomentmenge, die von dem Drehmomentverteilungsmittel verteilt wird, derart, dass das Drehmoment mit einer Erhöhung der berechneten Querschleunigung ( $Y_g$ ) erhöht wird, dadurch gekennzeichnet, dass das Drehmoment-Mengenbestimmungsmittel (22) die verteilte Drehmomentmenge proportional zu einer korrigierten Querschleunigung ( $Y_g'$ ) bestimmt, die erhalten wird durch Subtrahieren eines Terms von der berechneten Querschleunigung ( $Y_g$ ), der überproportional als eine Funktion der berechneten Querschleunigung ( $Y_g$ ) ansteigt.

9. Giermomentsteuer/regelsystem in einem Fahrzeug nach Anspruch 1 oder 5, wobei der Wert der korrigierten Längsbeschleunigung ( $X_g'$ ) erhalten wird durch Addieren eines tertiären Terms zu dem Wert der berechneten Längsbeschleunigung ( $X_g$ ).

10. Giermomentsteuer/regelsystem in einem Fahrzeug nach Anspruch 1 oder 5, wobei der Wert der korrigierten Längsbeschleunigung ( $X_g'$ ) aus einer Tabelle für einen gegebenen Wert der berechneten Längsbeschleunigung ( $X_g$ ) erhalten wird.

11. Giermomentsteuer/regelsystem in einem Fahrzeug nach Anspruch 2 oder 6, wobei der Wert der korrigierten Querschleunigung ( $Y_g'$ ) erhalten wird durch Addieren eines tertiären Terms zu dem Wert der berechneten Querschleunigung ( $Y_g$ ).

12. Giermomentsteuer/regelsystem in einem Fahrzeug nach Anspruch 2 oder 6, wobei der Wert der korrigierten Querschleunigung ( $Y_g'$ ) aus einer Tabelle für einen gegebenen Wert der berechneten Querschleunigung ( $Y_g$ ) erhalten wird.

13. Giermomentsteuer/regelsystem in einem Fahrzeug nach Anspruch 3 oder 7, wobei der Wert der korrigierten Längsbeschleunigung ( $X_g'$ ) erhalten wird durch Subtrahieren eines tertiären Terms von dem Wert der berechneten Längsbeschleunigung ( $X_g$ ).

14. Giermomentsteuer/regelsystem in einem Fahrzeug nach Anspruch 3 oder 7, wobei der Wert der korrigierten Längsbeschleunigung ( $X_g'$ ) aus einer Tabelle für einen gegebenen Wert der berechneten Längsbeschleunigung ( $X_g$ ) erhalten wird.

15. Giermomentsteuer/regelsystem in einem Fahrzeug nach Anspruch 4 oder 8, wobei der Wert der korrigierten Querschleunigung ( $Y_g'$ ) erhalten wird durch Subtrahieren eines tertiären Terms von dem Wert der berechneten Querschleunigung ( $Y_g$ ).

16. Giermomentsteuer/regelsystem in einem Fahrzeug nach Anspruch 4 oder 8, wobei der Wert der korrigierten Querschleunigung ( $Y_g'$ ) aus einer Tabelle für einen gegebenen Wert der berechneten Querschleunigung ( $Y_g$ ) erhalten wird.

Es folgen 9 Blatt Zeichnungen

FIG. 1

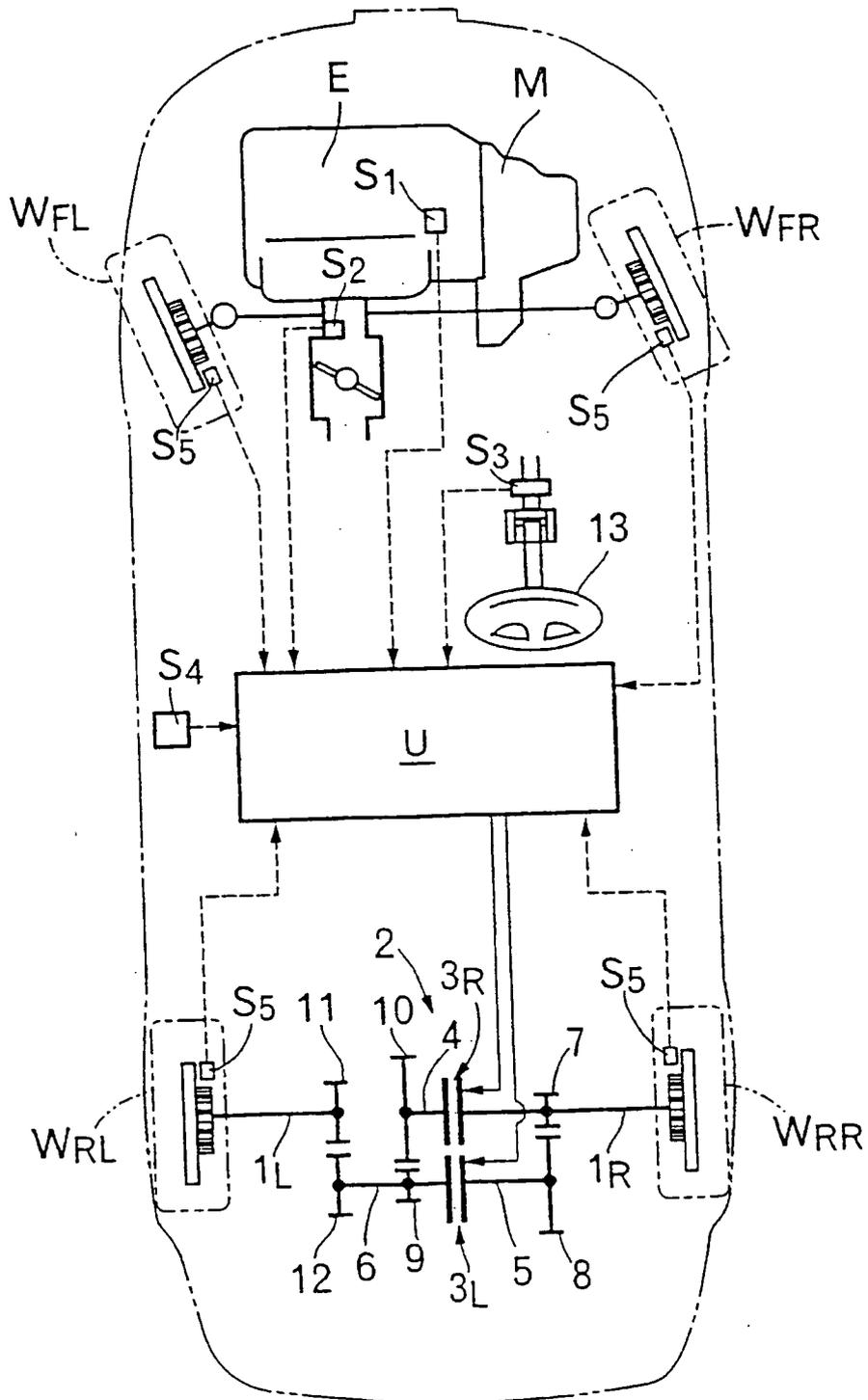
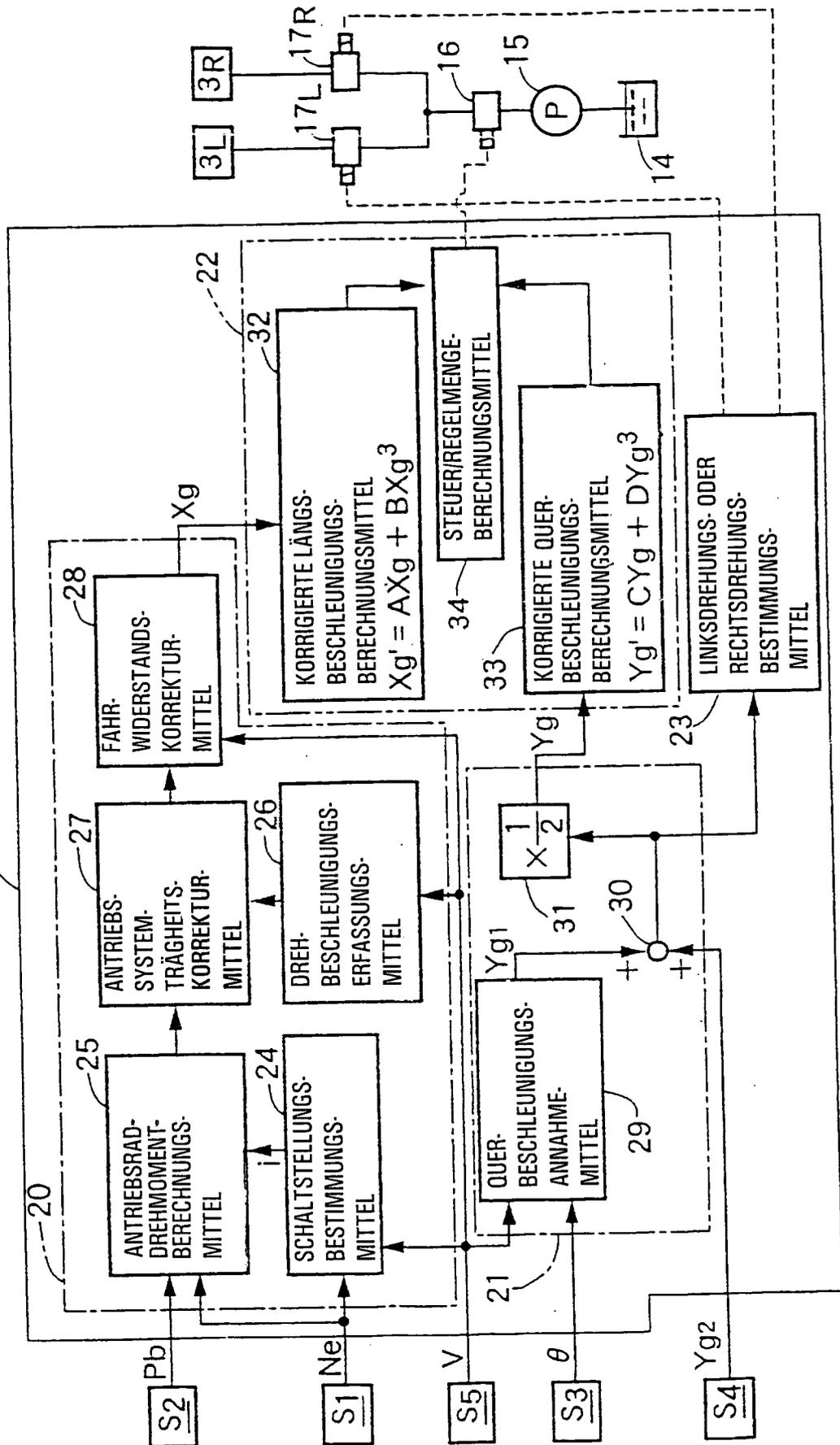


FIG.2



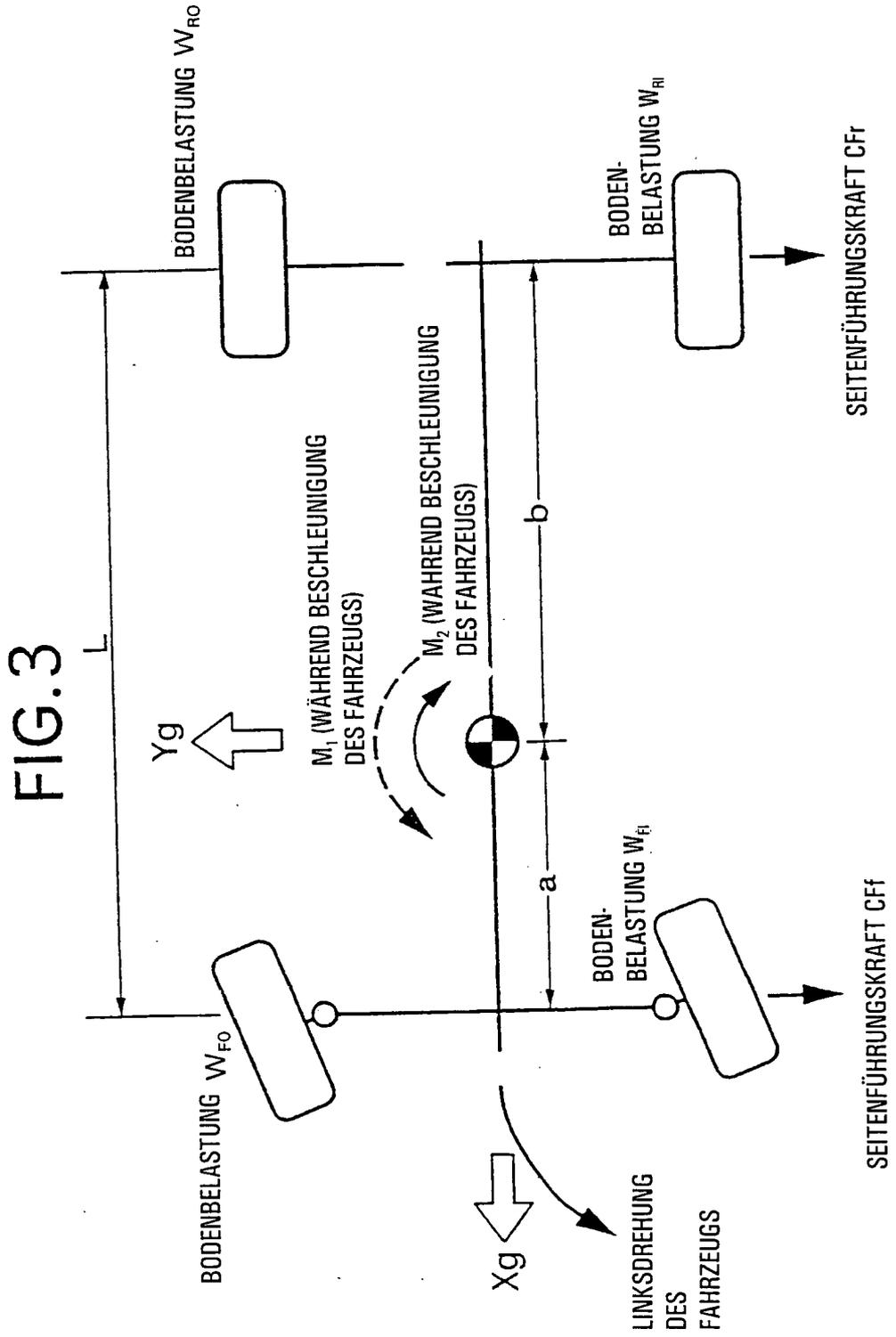


FIG.4

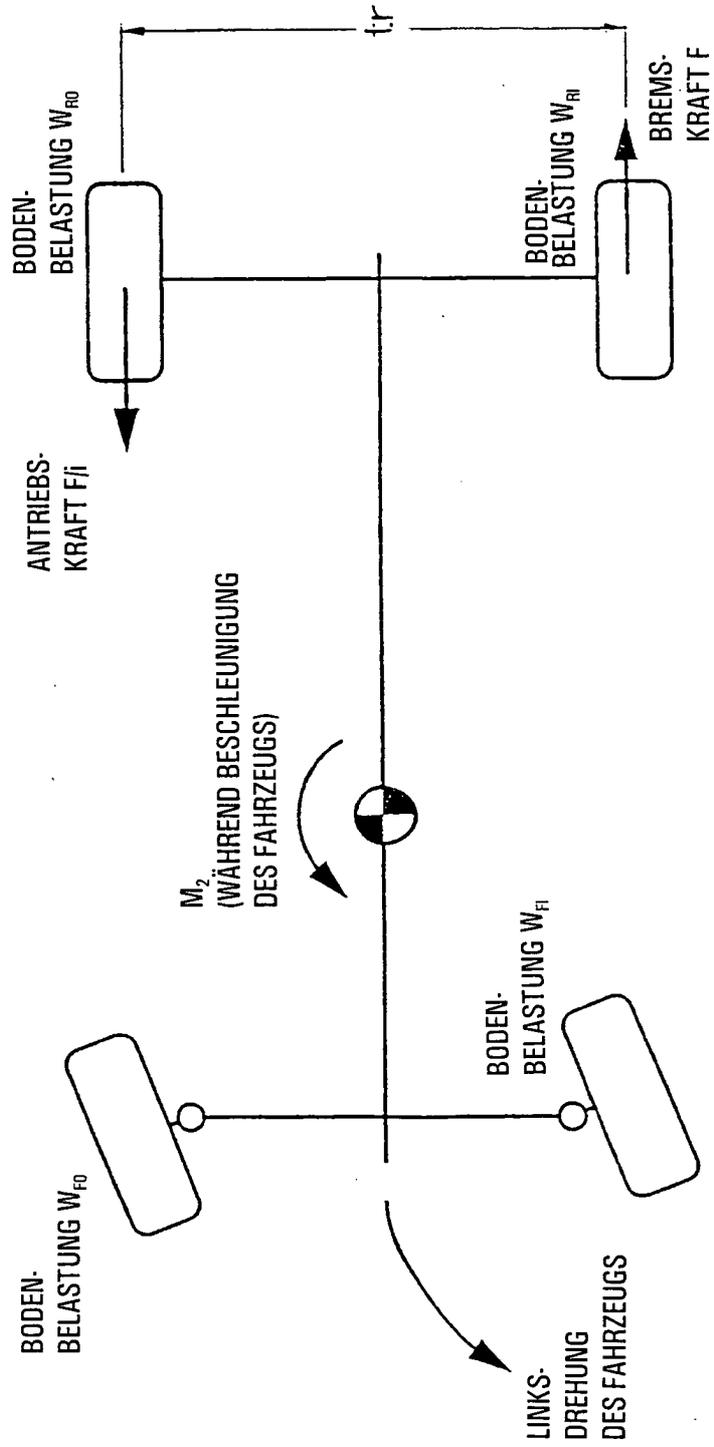


FIG.5B

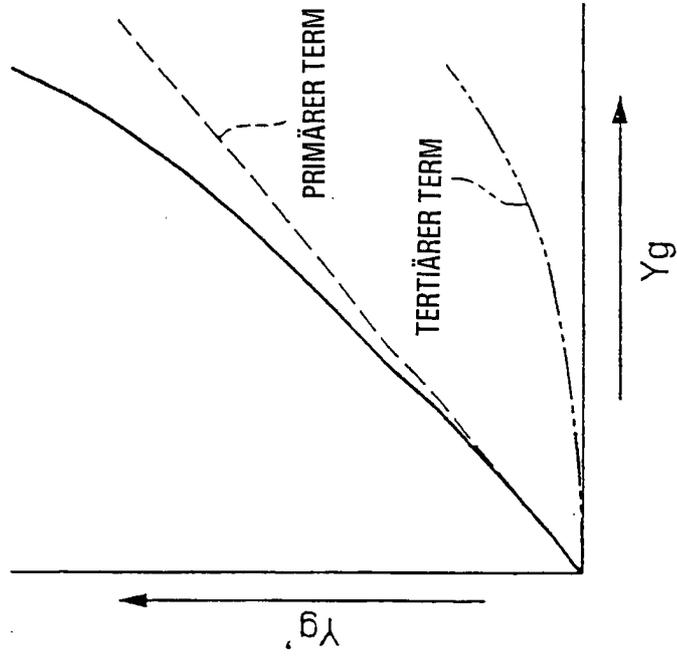


FIG.5A

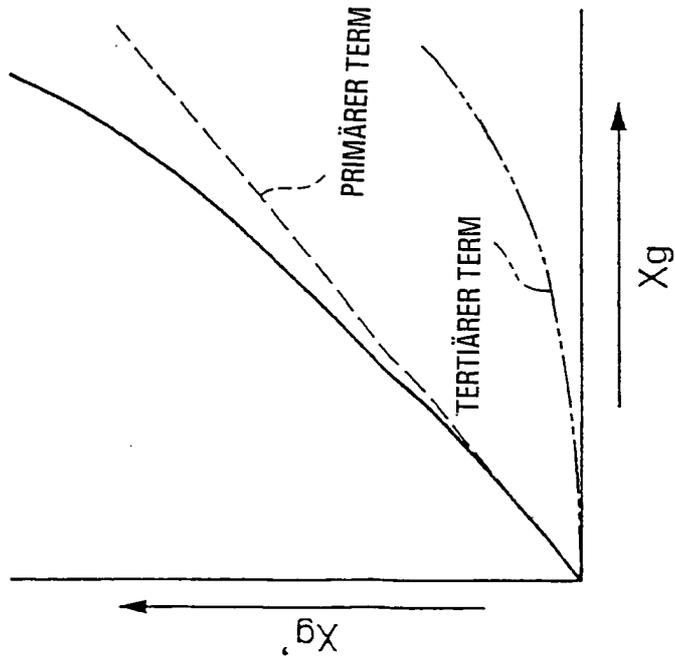


FIG.6B

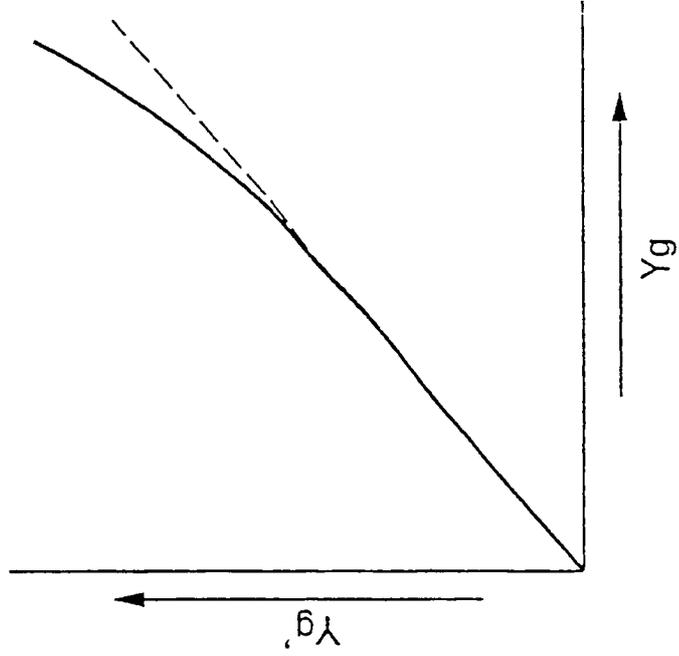


FIG.6A

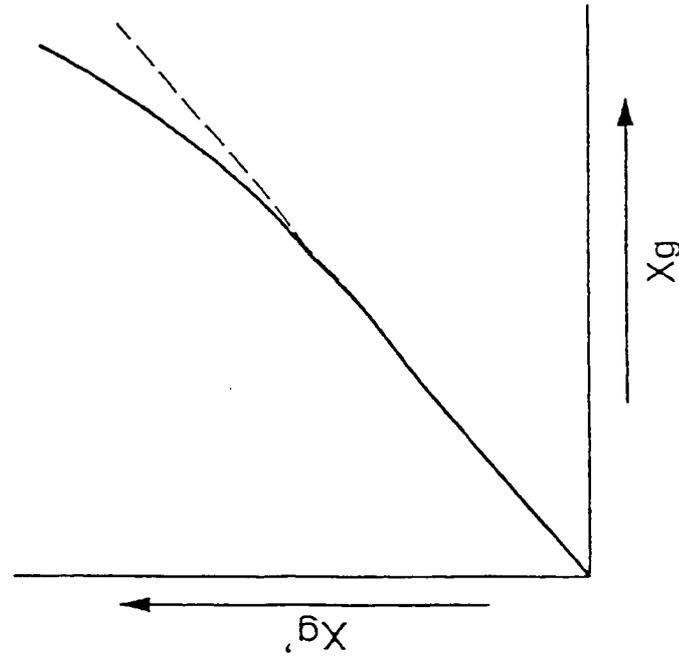


FIG.7

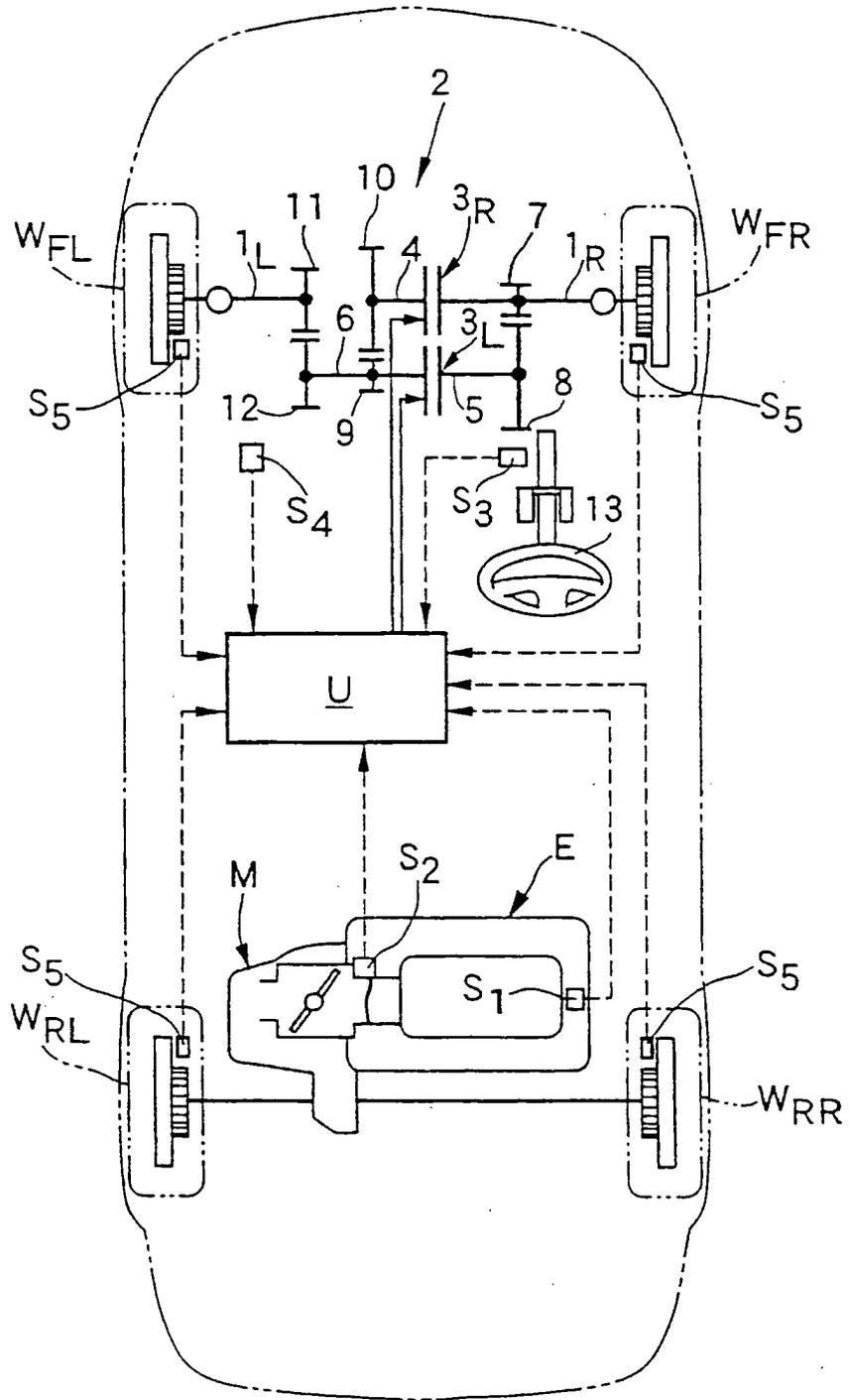


FIG.8B

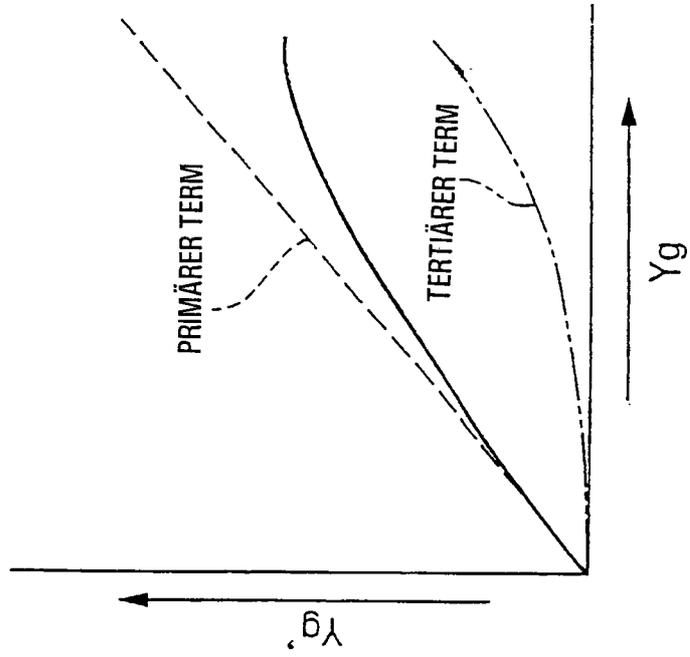


FIG.8A

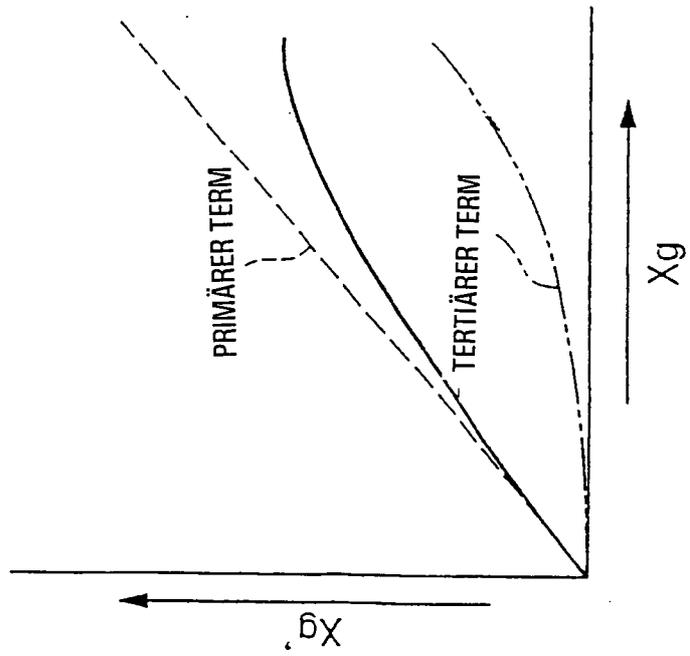


FIG.9B

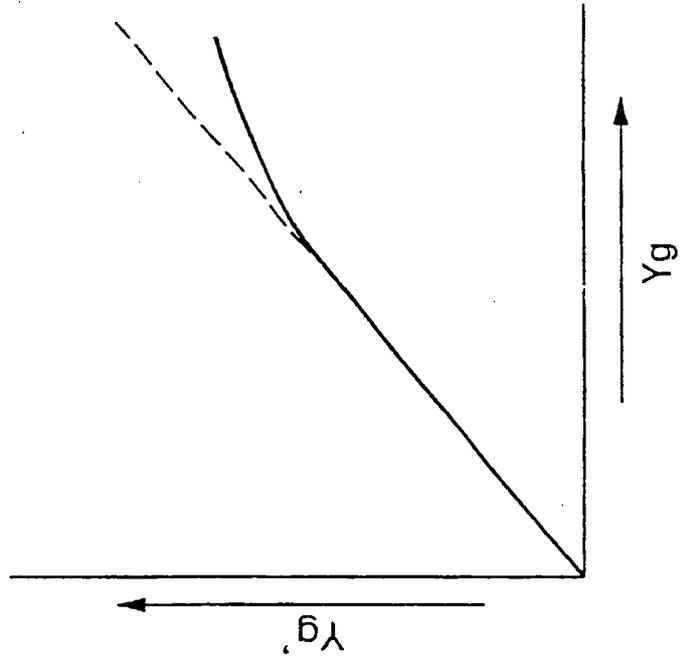


FIG.9A

