

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum  
Internationales Büro



(43) Internationales Veröffentlichungsdatum  
26. Januar 2006 (26.01.2006)

PCT

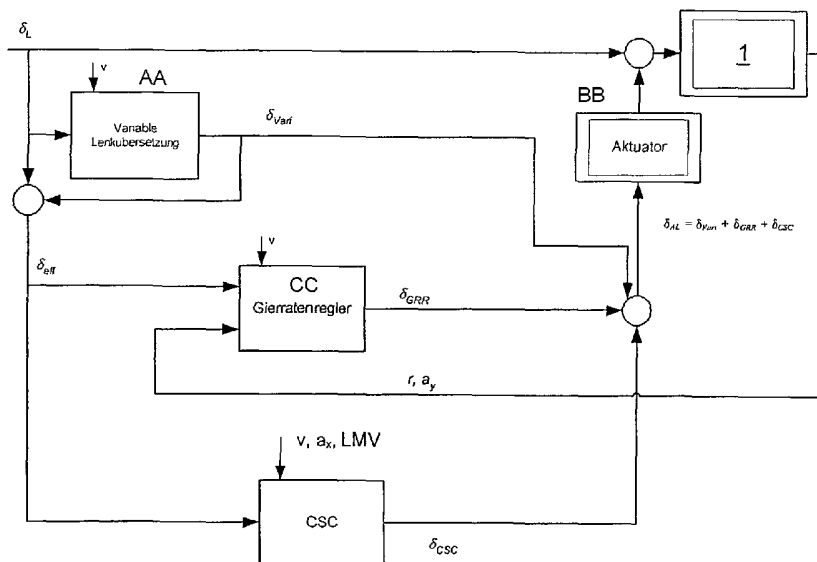
(10) Internationale Veröffentlichungsnummer  
**WO 2006/007908 A1**

- (51) Internationale Patentklassifikation<sup>7</sup>: **B62D 6/00**
- (21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP2005/006408
- (22) Internationales Anmeldedatum:  
15. Juni 2005 (15.06.2005)
- (25) Einreichungssprache: Deutsch
- (26) Veröffentlichungssprache: Deutsch
- (30) Angaben zur Priorität:  
10 2004 035 004.3 20. Juli 2004 (20.07.2004) DE
- (71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme von US): **BAYERISCHE MOTOREN WERKE AKTIENGESELLSCHAFT** [DE/DE]; Petuelring 130, 80809 München (DE).
- (72) Erfinder; und
- (75) Erfinder/Anmelder (nur für US): **ODENTHAL, Dirk** [DE/DE]; Krokusstr. 19a, 80689 München (DE).  
**LOHNINGER, Roland** [DE/DE]; Siegfriedstr. 23, 80803 München (DE).
- (74) Anwalt: **BMW AG**; Patentabteilung, AJ-3, 80788 München (DE).
- (81) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare nationale Schutzrechtsart): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DK, DM, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW.
- (84) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare regionale Schutzrechtsart): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), europäisches (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, MC, NL,

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: METHOD FOR INCREASING THE DRIVING STABILITY OF A MOTOR VEHICLE

(54) Bezeichnung: VERFAHREN ZUR ERHÖHUNG DER FAHRSTABILITÄT EINES KRAFTFAHRZEUGS



AA ... VARIABLE STEERING RATIO  
BB ... ACTUATOR  
CC ... YAW RATE CONTROLLER

(57) Abstract: The invention relates to a method for increasing the driving stability of a motor vehicle, to a corresponding device and to a computer program product. The aim of the invention is to provide a method for stabilizing a motor vehicle, which responds more quickly than that of the prior art and which has an improved reliability, and to provide a corresponding device. To this end, the invention provides that a model-based pre-control is used in order to determining a stabilizing yaw moment that is applied to the motor vehicle.

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

WO 2006/007908 A1



PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

**Veröffentlicht:**

— mit internationalem Recherchenbericht

*Zur Erklärung der Zweibuchstaben-Codes und der anderen Abkürzungen wird auf die Erklärungen ("Guidance Notes on Codes and Abbreviations") am Anfang jeder regulären Ausgabe der PCT-Gazette verwiesen.*

---

**(57) Zusammenfassung:** Die vorliegende Erfindung betrifft ein Verfahren zur Erhöhung der Fahrstabilität eines Kraftfahrzeugs eine dementsprechende Vorrichtung und ein Computerprogrammprodukt. Um ein gegenüber dem Stand der Technik schneller ansprechendes und damit auch hinsichtlich seiner Zuverlässigkeit verbessertes Verfahren zur Stabilisierung eines Kraftfahrzeugs sowie eine dementsprechende Vorrichtung zu schaffen, wird vorgeschlagen, dass eine modellgestützte Vorsteuerung benutzt wird, um ein stabilisierendes Giermoment zu bestimmen, das auf das Kraftfahrzeug aufgebracht wird.

## Verfahren zur Erhöhung der Fahrstabilität eines Kraftfahrzeugs

### Beschreibung

5

Die vorliegende Erfindung betrifft ein Verfahren zur Erhöhung der Fahrstabilität eines Kraftfahrzeugs, eine dementsprechende Vorrichtung und ein Computerprogrammprodukt.

10 Es existieren eine Vielzahl von Verfahren und entsprechenden fahrdynamischen Regelungssystemen, mit denen eine gezielte Änderung der gesamten Fahrdynamik, oder eine separate Beeinflussung der Quer-, Gier-, Längs- Hub-, Nick- und Wankdynamik eines Kraftfahrzeugs möglich ist. Diese nachfolgend in einer Auswahl kurz dargestellten Regelungssysteme bedienen sich unterschiedlicher Aktuatorik und un-

15 unterschiedlicher Eingriffsprinzipien:

#### 1. Aktive Lenkeingriffe

Bei konventionell gelenkten Fahrzeugen besteht ein festes Verhältnis zwischen Lenkradeinschlag und dem Lenkwinkel der gelenkten Räder, bei konventioneller

20 Vorderradlenkung demnach dem Vorderradlenkwinkel. Mittels einer aktiven Lenkung kann zusätzlich zu dem vom Fahrer aufgebrauchten Lenkwinkel  $\delta_L$  ein Zusatzlängswinkel  $\delta_C$  gestellt werden. Der Fahrzustand wird durch eine geeignete Sensorik erfasst und über ein Regelgesetz und einen Lenkaktuator zur Erzeugung eines stabilisierenden Zusatzlenkwinkels verwendet. Ansätze zur Erhöhung der Fahrstabi-

25 lität bei einem Fahrzeug durch aktive Lenkeingriffe sind u.a. in DE 102 21 717 A1 und DE 101 41 273 A1 offenbart.

Beim aktiven Lenken wird über ein aktives Eingreifen in die Vorderradlenkung und/oder auch Hinterradlenkung eine Stabilisierung der Quer- und Gierdynamik

30 herbeigeführt, siehe DE 40 28 320 C2. In dem grundlegenden Aufsatz "Adaptive steering" von J.T. Kasselmann und T.W. Keranen "Adaptive Steering", Bendix Technical Journal, 1969, S. 26-35, wird eine in ein Versuchsfahrzeug integrierte mechanische Additionslenkung beschrieben, bei der ein hydraulisches Stellglied eingesetzt wurde, um über eine seitliche Verschiebung des Lenkgetriebes ein Zu-

sätzlenkwinkel zu dem über das Lenkrad aufgebrauchten Lenkwinkel zu stellen. Ein weiteres Prinzip einer Additionslenkung wurde auf dem XXVI. Fisista-Kongress in Prag 1996 von W. Krämer und M. Hackl in dem Beitrag "Potential functions and benefits of electronic steering assistance", Paper B0304, S. 1-15 vorgestellt, zu dem der Zusatzlenkwinkel mechanisch durch eine Verdrehung der geteilten Längssäule mittels eines elektromotorisch angetriebenen Planetengetriebes erzeugt wird. Auf die Möglichkeiten einer aktiven Hinterachslenkung wird von E. Donges u.a. in dem Aufsatz "Funktion und Sicherheitskonzept der aktiven Hinterachskinematik von BMW" eingegangen, der in der Automobiltechnische Zeitschrift, Band 10, Seiten 580-587, 1990 veröffentlicht wurde.

## 2. Radindividuelle Bremsengriffe

Durch radindividuelle Modulation des Bremsdrucks (Druckanhebung, Druckabsenkung) kann bei heutigen mit ESP und ABS ausgestatteten Bremssystemen ein stabilisierendes Giermoment auf das Kraftfahrzeug aufgebracht werden. Bei einem Antiblockierregelsystem ABS und bestehenden Fahrdynamikregelungssystemen, wie z.B. dem elektronischen Stabilitätsprogramm ESP der Firma Bosch, wird in längs-, quer- und gierdynamisch kritischen Situationen in die Fahrdynamik in der Weise stabilisierend eingegriffen, dass das Fahrzeug vom Fahrer möglichst in gewohnter Weise handhabbar bleibt, siehe hierzu den Fachartikel von A. van Zanten u.a.: FDR - Die Fahrdynamikregelung von Bosch in ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 1994, Jg.96, Heft 11, S.674-689.

## 3. Eingriffe über Veränderung der Querkraft- oder Quermomentenverteilung

Eine Vorrichtung zur Quermomentenverteilung an der Hinterachse eines Kraftfahrzeuges ist beispielsweise unter Verwendung eines Überlagerungsgetriebes aus einem Planetendifferential und zwei Überlagerungskupplungen wird in der EP 575 151 A1 "Vehicular left/right drive force adjusting apparatus" offenbart. Eine derartige Querkraft- oder Quermomentenverteilung an Vorder- und/oder Hinterachse kann prinzipiell auch durch kombinierte Brems- und Motoreingriffe realisiert werden.

## 4. Eingriffe über Veränderung der Längskraft- oder Längsmomentenverteilung

Eine unter dem Produktnamen X-Drive offenbarte Längsmomenten- oder Längskraftverteilung ist in einem Fachartikel von G. Fischer, W. Pfau, H.-S. Braun und C.

Billig unter dem Titel "x-Drive - Der neue Allradantrieb im BMW X3 und BMW X5" in Automobiltechnische Zeitschrift ATZ, Ausgabe Nr.: 2004-02, veröffentlicht worden. Über eine, unter anderem über dieses System, verfügbare Möglichkeit der variablen Längskraft- oder Längsmomentenverteilung LV lässt sich das Antriebs- und Schleppmoment kontinuierlich zwischen Vorder- und Hinterachse verteilen, womit sich indirekt über die achsweise Modulation der Längskräfte ein definiertes Giermoment aufbringen lässt.

#### 5. Eingriffe über Veränderung von Radaufstandskräften:

10 Unter den Bezeichnungen "Active Body Control" ABC, die direkt über die Sekundärfederung eingreift und damit neben Wank- auch Hub- und Nickdynamik verändert und somit u.a. Einfluss auf die „Nicksteifigkeitsverteilung“ nimmt, oder "Dynamic Drive" DD sind Systeme zum Aufbringen eines stabilisierenden Giermoments durch Modulation der Rollsteifigkeitsverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse innerhalb eines Kraftfahrzeuges bekannt geworden. Über die Rollsteifigkeitsverteilung ist eine weitere Möglichkeit gegeben, die Radaufstandskräfte und damit indirekt die Längs- und Seitenkräfte zu beeinflussen.

#### 6. Eingriffe über die Motorregelung

20 Alternativ oder zusätzlich insbesondere zu Bremseingriffen können regelnde Eingriffe auch über die Motorregelung vorgenommen werden. Durch Modulation der Längsdynamik kann damit indirekt die Quer- und Gierdynamik beeinflusst werden. Für diesen Ansatz wird auf Fachliteratur beispielsweise das Fachbuch von Manfred Mitschke, Dynamik der Kraftfahrzeuge, Band. A, Antrieb und Bremsung, Springer Verlag, 3. neubearbeitete Auflage 1995, verwiesen.

So ist, basierend auf den vorstehend dargestellten Ansätzen zur Erhöhung der Fahrstabilität, u.a. auch bekannt, durch Beeinflussung eines Giermoments auf die Fahreigenschaften eines Kraftfahrzeugs stabilisierend einzuwirken.

30

Eine frühe Basis für eine generelle Untersuchung der Fahreigenschaften von Kraftfahrzeugen stellt das sog. Einspurmodell dar, das bereits 1940 von R. Riekert und T. Schunck unter dem Titel "Zur Fahrmechanik des gummibereiften Kraftfahrzeugs" im Ingenieur-Archiv veröffentlicht wurde. Hierin wird jedes Kraftfahrzeug auf ein

ebenes Zweirad zurückgeführt. Aufbauend auf dem Einspurmodell offenbart beispielsweise die DE 195 15 051 A1 eine Gierraten- und Schwimmwinkelgeschwindigkeitsregelung, bei der Gierrate und Schwimmwinkel über einen Beobachter berechnet werden. Ein zusätzliches Giermoment wird als Stellgröße durch einen entsprechenden Regler erzeugt. Das Verfahren arbeitet mit selektiven Bremsengriffen an den Rädern des Kraftfahrzeugs, wie vorstehend zu den radindividuellen Bremsengriffen ausgeführt.

Auch die DE 195 15 053 A1 offenbart eine Giermomentenregelung zur Fahrzeugstabilisierung, wobei hier jedoch eine Differenz im Schräglaufwinkel zwischen der Vorderachse und der Hinterachse als Regelgröße verwendet wird. Referenzwerte für eine Gierrate werden anhand von Lenkwinkel, Radstand, Geschwindigkeit und einer vorzugebenden Konstante für Unter- oder Übersteuern des Kraftfahrzeugs wiederum auf der Basis des Einspurmodells für Kraftfahrzeuge berechnet.

Aus der DE 100 11 779 A1 ist ein Verfahren bekannt, nach dem eine Regelung der Fahrstabilität eines Kraftfahrzeuges ohne Gierratensensor dadurch ermöglicht wird, dass eine Ist-Gierwinkelgeschwindigkeit unter Einbeziehung am Reifen angreifender Ist-Kräfte und einem aktuellen Lenkwinkel über eine Integration der Gierwinkelgeschwindigkeit geschätzt wird.

Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es, ein gegenüber dem Stand der Technik schneller ansprechendes und damit auch hinsichtlich seiner Zuverlässigkeit verbessertes Verfahren zur Stabilisierung eines Kraftfahrzeugs sowie eine dementsprechende Vorrichtung und ein Computerprogrammprodukt zu schaffen.

Diese Aufgaben werden erfindungsgemäß durch die Merkmale der jeweilig unabhängigen Patentansprüche gelöst. Dementsprechend zeichnet sich ein erfindungsgemäßes Verfahren dadurch aus, dass eine modellgestützte Vorsteuerung benutzt wird, um ein kompensierendes Giermoment auf das Kraftfahrzeug aufzubringen. Jede Form einer Regelung weist den Nachteil auf, dass sie erst mit dem Auftreten einer Abweichung eingreifen kann. Vor einem effektiven Eingriff der Regelung muss also stets eine gewisse Zeitspanne verstreichen, binnen derer eine Abweichung i.d.R. weiter ansteigt. Dahingegen reagiert eine modellgestützte Vorsteuerung be-

reits auf der Grundlage der Größen, die eine nachfolgende Änderung oder Abweichung immer dann hervorrufen würden, wenn eine modellbasierte Kompensationsgröße durch die Vorsteuerung nicht bereitgestellt werden würde. Als modellgestützte Vorsteuerung bzw. Stabilisierungsfunktion wird dabei im Rahmen der vorliegenden Erfindung eine Funktion verstanden, die zur Erzeugung einer querdynamischen Stell- und/oder Ausgangsgröße Fahrervorgaben und/oder längsdynamische Mess- oder Schätzgrößen verwendet.

Die Vorsteuerung basiert damit auf vorgegebenen Werten als Eingangsdaten für ein Modell zur Vorhersage von Reaktionen oder zu deren Abschätzung. Jede Form einer Regelung baut hingegen erst auf einer Fahrzeugreaktion auf, so dass systembedingt durch das Auftreten einer Regelabweichung eine zeitliche Verspätung gegenüber einem erfindungsgemäßen Vorsteuerungs-basierten Verfahren entsteht. Damit greift eine Vorsteuerung immer schneller als jede Form der Regelung ein. In Abhängigkeit von der Güte des zugrundeliegenden Modells wird durch die Kompensationsgröße eine wesentliche Reduktion der Störgröße bis hin zu dessen vollständiger Kompensation bzw. Elimination bewirkt. Erfindungsgemäß ist also zur Reduktion eines Längsdynamikeinflusses auf die Quer- und Gierdynamik ein kompensierendes Giermoment auf das Kraftfahrzeug aufzubringen. Dementsprechend sind eine Vorrichtung und ein Computerprogrammprodukt zur Umsetzung eines erfindungsgemäßen Verfahrens als eigenständige Lösungen der vorstehend genannten Aufgabe ausgebildet.

In einer besonders vorteilhaften Weiterbildung der Erfindung wird eine wesentliche Reduktion eines Längsdynamikeinflusses auf die Quer- und Gierdynamik des Kraftfahrzeugs dadurch erreicht, dass der Vorsteuerung ein Fahrzeugmodell zugrunde gelegt wird, das ein um Längsdynamikeinflüsse erweitertes Einspurmodell ist. Das Einspurmodell kann prinzipiell hinsichtlich seiner Modellgenauigkeit durch ein Zweispurmodell, wie beispielsweise in der DE 40 30 704 A1 offenbart, übertroffen werden. Das gilt jedoch nur dann, wenn u.a. Parameter und Kennlinien des Zweispurmodells auch über Online-Identifikation zur Verfügung gestellt werden. Ein schneller Kompensationseingriff kann bei vertretbarem Parametrier- und/oder Rechenaufwand nur auf der Basis eines in vorstehender Weise modifizierten Einspurmodells erreicht werden.

Vorteilhafterweise wird in einer wesentlichen Weiterbildung der Erfindung eine Entkopplung der Quer-/Gierdynamik von der Längsdynamik bewirkt. Vorzugsweise ist hierzu in einer Ausbildungsform der Erfindung vorgesehen, dass bei der modellgestützten Vorsteuerung mindestens eine Größe benutzt wird, die sich aus einem Unterschied zwischen dem Einspurmodell und dem um Längsdynamik-Einflüsse erweiterten Einspurmodell ergibt.

Im Stand der Technik werden keine Verfahren für die regelungstechnische Auslegung einer Fahrdynamikregelung angegeben, die einen systematischen Entwurf eines Regelungssystems zur Realisierung einer Entkopplung der Quer- und/oder Gierdynamik von der Längsdynamik eines Fahrzeuges beschreiben, denn dies ist kein Ziel der auf dem Markt befindlichen Regelsysteme. Auf Grund praktischer Restriktionen ist eine Entkopplung aufgrund der vorliegenden Reglerstrukturen nach dem Stand der Technik und der verfolgten Ziele auch nur bedingt möglich. Bei Systemen mit radindividuellen Bremseingriffen wird fahrsituationsabhängig bei bestimmter Bremsverzögerung durch radselektives Absenken bzw. Anheben des Bremsdrucks dem Einfluss der Längsdynamik auf das Gierverhalten Rechnung getragen. Bei Lastwechselreaktionen kann die Motorregelung dafür sorgen, dass das Schleppmoment möglichst klein wird. Damit wird auch der Einfluss der Lastwechselreaktion auf das Gierverhalten minimiert. Die Sollwertbildung für Gierrate, Querbesehleunigung, Schwimmwinkelgeschwindigkeit in aktuellen Regelsystemen (z. B. AL, DSC/ESP, DD/ABC, ...) nur auf dem herkömmlichen Einspurmodell, also ohne Berücksichtigung der Längsdynamik. Hierbei ist eine quasistationäre Geschwindigkeitsänderung auszunehmen. Die Änderung der Längsdynamik wird in einem herkömmlichen Einspurmodell nicht berücksichtigt. Eine derartige Änderung wird von den darauf aufbauenden Fahrstabilisierungssystemen lediglich als Störung aufgefasst, welche systembedingt nur teilweise ausgeregelt wird. Von einem Fahrer fordert diese Eigenschaft jedoch zusätzlichen Lenkaufwand und kann bereits im Linearbereich der Reifen ein besonders schwer beherrschbares nichtlineares Verhalten des Fahrzeugs verursachen. Kompensierende Lenkeingriffe des Fahrers im Linearbereich können beispielsweise bei Lastwechselreaktionen bereits zu einer Destabilisierung des Fahrzeugs durch Überkompensation, d.h. durch zu spätes und zu hef-



tiges Reagieren des Fahrers, führen. Dieses Phänomen kann unter dem Begriff der "Driver Induced Oscillations" geführt werden.

5 Eine vorstehend angegebene Entkopplung der Quer- und Gierdynamik von der Längsdynamik bewirkt hingegen im Antriebs-, Lastwechsel- und Bremsfall u.a.:

- lineares Gierverhalten im Linearbereich der Reifen;
- Reduktion des Lenkaufwandes beim Beschleunigen, Verzögern oder bei Lastwechseln;
- vorausschauende Stabilisierung durch Vorsteuerung;
- 10 • Vermeidung von "Driver induced Oscillations";
- leichtere Beherrschbarkeit des Fahrzeugs durch den Fahrer bei einer vorteilhaften Vergrößerung des Linearbereichs;
- Verkürzung des Bremsweges

und ist zudem über Aktuatoren bei aktiver Vorderradlenkung bzw. Aktivlenkung AL, 15 aktiver Hinterradlenkung HL, Quermomentenverteilung an der Hinterachse QH, Quermomentenverteilung an der Vorderachse QV, Längsmoment- oder Längskraftverteilung LV bei allradgetriebenen Fahrzeugen sowie aktiven Fahrwerksregelungssystemen (DD, ABC) einsetzbar. Bei Realisierung mit aktiver Vorderradlenkung (AL) und/oder aktiver Hinterradlenkung (HL) und/oder Quermomentenverteilung an 20 der Hinterachse QH und/oder Quermomentenverteilung an der Vorderachse QV ergeben sich zudem erhöhte Stabilitätsreserven bzw. Vergrößerungen des Linearbereichs bezogen auf die jeweilige Achse. Zudem zeichnet sich der vorstehend skizzierte Ansatz durch eine leichte Applizierbarkeit aus, da er vollständig physikalisch motiviert ist, worauf nachfolgend noch unter Bezugnahme auf Abbildungen der 25 Zeichnung zu Ausführungsbeispielen der Erfindung im Detail eingegangen werden wird. Trotz vielfältiger Annahmen und Vereinfachungen, auf die ebenfalls noch im Detail hingewiesen werden wird, weist der gewählte Ansatz eine überraschend hohe Robustheit gegen Modellfehler auf.

30 In einer Ausführungsform der Erfindung werden als Eingangssignale für ein Vorsteuerverfahren nur drei Größen verwendet:

1. ein effektiver Lenkwinkel, der sich aus einem Fahrerlenkwinkel ergeben kann,
  2. eine Fahrzeug-Referenzgeschwindigkeit, die in allen gängigen Fahrzeugregelungssystemen zur Verfügung gestellt wird und
  - 5 3. ein Wert für die Längsbeschleunigung, der vorzugsweise von einem Längsbeschleunigungssensor ausgegeben, aus Motor- und Bremsmomentenwerten oder der zeitlichen Ableitung der Fahrzeugreferenzgeschwindigkeit bestimmt werden kann.
- 10 Unter dem Begriff der modellgestützten Vorsteuerung bzw. Stabilisierungsfunktion wird also unter Beachtung der vorstehend genannten Weiterbildungen der Erfindung hier eine Funktion verstanden, die zur Erzeugung einer querdynamischen Stell- und/oder Ausgangsgröße ausschließlich Fahrervorgaben, wie Lenkwinkel, Gaspedalstellung, Bremspedalstellung und/oder längsdynamische Mess- und/oder
- 15 Schätzgrößen für Längsbeschleunigung  $a_x$ , Geschwindigkeit  $v$ , Schlupf  $\lambda_v$  an der Vorderachse  $v_a$  und Schlupf  $\lambda_h$  an der Hinterachse  $h_a$  verwendet. Querdynamische Größen werden also mit Ausnahme der Gierrate für die Bestimmung des mittleren Schlupfes an Vorder- und Hinterachse  $v_a$ ,  $h_a$  keine verwendet.
- 20 Optional können auch wahlweise noch einige der folgenden Größen in ein erweitertes Vorsteuerverfahren einfließen:
- Längsmoment-/Längskraftverteilung LMV zwischen Vorder- und Hinterachse, die insbesondere aus der Längsbeschleunigung und/oder dem Längsschlupf an der Vorderachse und der Hinterachse berechnet werden kann;
  - 25 • Mittlerer Radschlupf an Vorderachse  $v_a$  und Hinterachse  $h_a$ , wobei diese bspw. mit Hilfe der Fahrzeugreferenzgeschwindigkeit, den vier Raddrehzahlen und der Gierrate ermittelt werden können;
  - Masse, Gierträgheitsmoment, Schwerpunktlage, wobei in einer Grundform eines erfindungsgemäßen Verfahrens von festen Werten ausgegangen
  - 30 wird;
  - mittlerer Schräglaufwinkel an Vorder- und Hinterachse mittels geeigneter Sensorik;

- mittlerer Kraftschlusskoeffizient an Vorder- und Hinterachse mittels geeigneter Sensorik;
- mittlere Schräglaufsteifigkeiten an Vorder- und Hinterachse mittels geeignetem Beobachter.

5

Für ein ereignisdiskretes Ein- und/oder Ausschalten einer erfindungsgemäßen Funktion, z.B. nur in einem Lastwechselfall und/oder Geschwindigkeits-gesteuert, kann ein entsprechendes Signal generiert oder zur Verfügung gestellt werden, beispielsweise vom Bremsensystem oder von einer Motor-Steuereinheit. Weiterhin  
10 kann hierfür beispielsweise die Fahrzeugreferenzgeschwindigkeit oder die Längsbeschleunigung herangezogen werden. In einer Grundform eines erfindungsgemäßen Verfahrens wird von einem kontinuierlichem System ausgegangen, d.h. dass ein erfindungsgemäßes Verfahren kontinuierlich sowohl im Antriebs- und Lastwechselfall, als auch im Bremsfall läuft.

15

Ein erfindungsgemäßes Verfahren zeichnet sich also in einer Grundform, wie auch in den genannten Weiterbildungen dadurch besonders aus, dass die Abhängigkeit des Eigenlenkverhaltens des Fahrzeugs von der Längsdynamik hierbei durch eine modellgestützte Vorsteuerung deutlich reduziert wird. Als Einflussgrößen der  
20 Längsdynamik können dabei Geschwindigkeit, Längsbeschleunigung, Antriebs-, Brems-, Schleppkraftverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse, Längsschlupf, etc. berücksichtigt werden. Die Eingangsgrößen werden von im Kraftfahrzeug bereits vorhandenen Sensorsystemen bezogen oder von vorhandenen oder zusätzlichen Beobachtern zur Verfügung gestellt.

25

Zwar wird im Rahmen der vorliegenden Erfindung der Begriff einer Stabilisierung im regelungstechnischen Sinn verstanden, was jedoch nicht bedeutet, dass ein erfindungsgemäßes Verfahren grundsätzlich immer eine Erhöhung der Stabilität der Fahreigenschaften eines Fahrzeugs bewirkt. Im Beschleunigungsfall senkt ein erfindungsgemäßes Verfahren nämlich die Stabilität der Fahrzeug-Fahreigenschaften  
30 in einem vertretbaren Maß ab, um die Agilität des Fahrzeugs und damit den Fahrkomfort zu erhöhen.

Für einen Anwender bzw. Fahrer ergeben sich damit folgende Vorteile:

- Reduktion der Gierstörungen durch Bremsen, Beschleunigen, Lastwechsel. Gleichzeitig wird einem Fahrer durch Reduktion des Lenkaufwands mehr Komfort geboten: Beim Beschleunigen, Abbremsen sowie Lastwechseln ändert sich das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs. Der Fahrer muss diese Änderung des Eigenlenkverhaltens ohne eine erfindungsgemäße Vorrichtung bereits im Linearbereich kompensieren: Beim Beschleunigen durch nach innen lenken bei Lastwechseln bzw. beim Bremsen durch Öffnen der Lenkung. Durch den Eingriff eines erfindungsgemäßen Verfahrens wird diese Kompensation aktiv vorgenommen. Für den Fahrer reduziert sich der Lenkaufwand, das Fahrzeug bleibt aufgrund der vorsteuernden Stabilisierung insgesamt stabiler. Nachfolgende Stabilisierungseingriffe anderer Systeme sind weiterhin möglich, werden in diesen Fahrsituationen jedoch deutlich reduziert.
- Reduktion von Motoreingriffen bei Lastwechseln: Motor-Eingriffe werden in bekannter Weise u.a. dafür verwendet, um bei Lastwechseln durch relativ leichtes und aktiv gesteuertes Gas geben das Schleppmoment zu reduzieren und hierdurch ein destabilisierendes Giermoment zu vermeiden. Eine vom Fahrer durch Gaswegnahme gewünschte Reduktion der Geschwindigkeit ist eingeschränkt. Durch den Einsatz eines erfindungsgemäßen Verfahrens wird bei Lastwechseln vorsteuernd gegengelenkt. Der Motor-Eingriff kann reduziert werden und das Fahrzeug in verbesserter Weise entsprechend dem Fahrerwunsch verzögert werden.
- Reduktion von selektiven, radindividuellen Druckmodulationen, durch die beim Bremsen oder Beschleunigen in der Kurve ein kompensierendes Giermoment aufgebracht wird. Alternativ oder ergänzend kann ein erfindungsgemäßes Verfahren vorsteuernd diese Stabilisierung übernehmen. Da ein erfindungsgemäßes Verfahren quasikontinuierlich wirkt, erfährt der Fahrer die Unterstützung vorteilhafterweise in allen Brems-/Antriebs- und Lastwechselsituationen.

Für ein erfindungsgemäßes Einspurmodell mit Längsdynamik-Berücksichtigung ergeben sich zwei vorteilhafte Einsatzfelder: Einerseits kann es zur Reduktion/Kompensation der Längsdynamik-Einflüsse auf die Querdynamik verwendet werden, wie vorstehend beschrieben. Andererseits kann es jedoch auch dazu genutzt werden, diese Abweichungen gerade nicht zu kompensieren, sondern als Fahrzeugeigenschaften zu erfassen, die gewollt unberührt gelassen werden sollen. Im letzteren Fall wird vorhandenen Systemen jedoch auf der Basis eines erfindungsgemäßen Verfahrens und einer entsprechend ausgebildeten Vorrichtung bereits vorab eine relativ zuverlässige Abschätzung über ein unmittelbar zu erwartendes Fahrzeugverhalten geliefert. Insofern kann hier von einer Sollwertbildung gesprochen werden. Diese Information kann dann u.a. auch dazu verwendet werden, eine drohende Instabilität vorzugsweise bei Überschreitung eines Schwellwertes unter nunmehr vorausschauendem Einsatz bekannter Stabilisierungssysteme abzuwenden.

15

Weitere Vorteile eines erfindungsgemäßen Verfahrens, einer entsprechenden Vorrichtungen und eines Computerprogrammproduktes werden nachfolgend als Ausführungsbeispiele der Erfindung anhand der Zeichnung näher beschrieben. In der Zeichnung zeigen in schematischer Darstellung:

20

Figur 1: ein ebenes Modell eines Kraftfahrzeugs in Form eines vereinfachten Zweispurmodells;

25 Figur 2: ein ebenes Modell eines Kraftfahrzeugs in Form eines erweiterten Einspurmodells;

Figur 3a und 3b:

30 Diagramme zur Darstellung einer Verteilung von Radaufstandskräften und einer Längsmoment- oder Längskraftverteilung LMV zwischen Vorder- und Hinterachse beim idealen Allrad-Betrieb über der Längsbeschleunigung;

- Figur 4: ein Diagramm zur Darstellung einer Verteilung der stationären Gierversärfkung über der Geschwindigkeit in Abhängigkeit von Längsbeschleunigung und Momentenverteilung nach dem erweiterten Einspurmodell bei verschiedenen Parameterwerten;
- 5
- Figur 5: eine Kennlinie zur Bestimmung eines geschwindigkeits –und schlupfabhängigen Faktors der Schräglaufsteifigkeit;
- Figur 6: ein Blockschaltbild zur Bestimmung einer von der Längsdynamik entkoppelten Quer-/Gierdynamik;
- 10
- Figur 7: ein Blockschaltbild zur Darstellung einer Möglichkeit einer Integration einer erfindungsgemäßen Vorrichtung in einem System nach dem Stand der Technik;
- 15
- Figur 8: Diagramme mit Simulationsergebnissen des linearen Einspurmodells mit und ohne Längsdynamik im Vergleich über drei Einsatzvarianten;
- Figur 9: Diagramme mit Simulationsergebnissen der die wesentlichen fahrdynamischen Größen Gierrate, Schwimmwinkel und Querbeschleunigung für die drei Varianten von Figur 8;
- 20
- Figur 10: ein Blockschaltbild eines weiteren Systems zur Bestimmung einer von der Längsdynamik entkoppelten Quer-/Gierdynamik als modellgestützte Vorsteuerung mit Proportionalverstärkung;
- 25
- Figur 11: ein Blockschaltbild eines weiteren Systems zur Bestimmung einer von der Längsdynamik entkoppelten Quer-/Gierdynamik als geregelte Vorsteuerung und
- 30
- Figur 12: ein Blockschaltbild eines weiteren Systems zur Bestimmung einer von der Längsdynamik entkoppelten Quer-/Gierdynamik in Form einer Struktur mit zwei Freiheitsgraden.

In Figur 1 ist ein ebenes Modell eines Kraftfahrzeugs 1 in Form eines Zweispurmodells dargestellt. Hierin sind Stellgiermomente eingezeichnet, die aufgrund asymmetrischer Antriebs-/Lastwechsel- und/oder Bremskraftverteilung an Vorder- und Hinterachse auftreten. Zur Vereinfachung des Modells wurde hier lediglich angenommen, dass eine Spurweite  $T$  einer Hinterachse  $h_a$  und einer Vorderachse  $v_a$  gleich groß ist und dass ferner ein Schwerpunkt  $SP$  des Fahrzeugs 1 auf der Längsachse liegt.

Ein auf der Basis der Darstellung von Figur 1 aufgesetztes Zweispurmodell ist beispielsweise in der DE 40 30 704 A1 offenbart. Es übertrifft das bereits 1940 von R. Riekert und T. Schunck a.a.O. für die Untersuchung der Fahreigenschaften von Kraftfahrzeugen angegebene sog. Einspurmodell hinsichtlich seiner Modellgenauigkeit. Ein schneller Kompensationseingriff ist bei vertretbarem Parametrier- und/oder Rechenaufwand aber nur auf der Basis eines Einspurmodells erreichbar, so dass sich aus dem Zweispurmodell nach Figur 1 ein erweitertes Einspurmodell gemäß Figur 2 ableiten lässt.

So wird nachfolgend eine modellgestützte Vorsteuerung auf der Basis eines Einspurmodells unter Herleitung der hierfür wesentlichen mathematischen Formeln vorgestellt, das in Figur 2 mit eingepprägten Kräften und Momenten dargestellt ist. Hierin bezeichnen  $f_{s,h/v}$  und  $f_{l,v/h}$  die jeweiligen Reifenseitenkräfte und Reifenlängskräfte an der Vorder- und Hinterachse, die aufgrund des Kontakts zwischen den Reifen und der Fahrbahn auftreten.  $m_{zs}$ ,  $f_{xs}$ ,  $f_{ys}$  bezeichnen von außen eingepprägte verallgemeinerte Störmomente und Störkräfte. Über diese lässt sich beispielsweise der Einfluss von Seitenwind oder einer  $\mu$ -Split-Bremsung auf das Fahrverhalten darstellen. Die eingepprägten Momente um die z- bzw. Hochachse  $m_{z,QH}$  und  $m_{z,QV}$  sind zusätzliche Giermomente an Vorder- bzw. Hinterachse, die durch asymmetrisches Antreiben oder Bremsen der Räder zwischen einer linken und rechten Fahrzeughälfte entstehen. Dies ist schematisch in Figur 1 dargestellt. Im Weiteren wird vereinfacht angenommen, dass Lenkwinkel der Räder an der Vorder- und Hinterachse  $\delta_{vl} = \delta_{vr} =: \delta_v$  und  $\delta_{hl} = \delta_{hr} =: \delta_h$  gleich groß sind. Damit werden die Stellgiermomente aufgrund asymmetrischer Antriebs-/Lastwechsel- und/oder Bremskraftverteilung an Vorder- und Hinterachse  $v_a$ ,  $h_a$  angegeben durch:

$$\begin{aligned} m_{z,QV} &= \frac{T}{2}(f_{l,vr} - f_{l,vl})\cos\delta_v = \frac{T}{2}\Delta f_{l,v}\cos\delta_v \\ m_{z,QH} &= \frac{T}{2}(f_{l,hr} - f_{l,hl})\cos\delta_h = \frac{T}{2}\Delta f_{l,h}\cos\delta_h \end{aligned} \quad (1)$$

Die Längs-, Quer- und Gierdynamik des Einspurmodells eines Fahrzeugs mit Vorder- und Hinterradlenkung wird beschrieben durch

$$\begin{bmatrix} m\dot{v}(\beta+r) \\ m\dot{v} \\ i_z\dot{r} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\sin\beta & \cos\beta & 0 \\ \cos\beta & \sin\beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_x \\ f_y \\ m_z \end{bmatrix}. \quad (2)$$

Hierbei sind  $f_x, f_y, m_z$  die auf das Fahrzeug wirkenden eingepägten Kräfte/Momente

5 in fahrzeugfesten Koordinaten. Es gilt

$$\begin{bmatrix} f_x \\ f_y \\ m_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\sin\delta_v & \cos\delta_v & -\sin\delta_h & \cos\delta_h \\ \cos\delta_v & \sin\delta_v & \cos\delta_h & \sin\delta_h \\ l_v\cos\delta_v & l_v\sin\delta_v & -l_h\cos\delta_h & -\sin\delta_h \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_{s,v} \\ f_{l,v} \\ f_{s,h} \\ f_{l,h} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ m_{z,QV} + m_{z,QH} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} f_{xs} \\ f_{ys} \\ m_{zs} \end{bmatrix} \quad (3)$$

oder insgesamt:

$$\begin{bmatrix} m\dot{v} \\ m\dot{v}(\beta+r) \\ i_z\dot{r} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sin(\beta-\delta_v) & \cos(\beta-\delta_v) & \sin(\beta-\delta_h) & \cos(\beta-\delta_h) \\ \cos(\beta-\delta_v) & -\sin(\beta-\delta_v) & \cos(\beta-\delta_h) & -\sin(\beta-\delta_h) \\ l_v\cos\delta_v & l_v\sin\delta_v & -l_h\cos\delta_h & -l_h\sin\delta_h \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_{s,v} \\ f_{l,v} \\ f_{s,h} \\ f_{l,h} \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ m_{z,QV} + m_{z,QH} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} f_{xs} \\ f_{ys} \\ m_{zs} \end{bmatrix}$$

Hierbei sind  $f_{s,v/h}$  bzw.  $f_{l,v/h}$  die auf Vorder- bzw. Hinterräder wirkenden Seiten- bzw. Längskräfte, für die vereinfacht folgende Zusammenhänge angenommen werden können:

$$\begin{aligned} f_{l,v} &= (1-LMV)F_{ges} \\ f_{l,h} &= LMV F_{ges} \\ f_{s,v} &= c_v\alpha_v \\ f_{s,h} &= c_h\alpha_h \end{aligned} \quad (5)$$

10 mit

$$F_{ges} = m a_x.$$

Für die Verwendung des linearen Einspurmodells unter Berücksichtigung der Längsdynamik ist es notwendig, die Längsbeschleunigung zu messen oder zu beo-



bachten, sowie eine Längsmoment- oder Längskraftverteilung (LMV) zwischen Vorder- und Hinterachse zu beobachten. Nachfolgend bezeichnet die Größe LMV die wie folgt definierte Verhältnisgröße:

$$LMV = \frac{\text{an die Hinterachse übertragenes Brems - /Schlepp - /Antriebsmoment}}{\text{gesamtes Brems - /Schlepp - /Antriebsmoment}}$$

- 5 Nachfolgend werden die Möglichkeiten für die Ermittlung der Längsbeschleunigung und Längsmoment- oder Längskraftverteilung LMV zwischen Vorder- und Hinterachse erläutert:

Die Längsbeschleunigung lässt sich u.a. ermitteln durch

- 10
- Längsbeschleunigungssensor und/oder
  - Antriebsstrangmodell (Gaspedalstellung, Gang, Motordrehzahl, Motormoment, ...) und Bremsdrücke (gemessen oder beobachtet) oder Fahrervordruck mit  $c_p$ -Werte (Umrechnungsfaktoren des Bremsdrucks auf die einzelnen Bremsen) und/oder
- 15
- Differenzieren der Fahrzeugreferenzgeschwindigkeit, wobei eine Kenntnis radindividueller Raddrehzahlen, Schlüpfе, etc. notwendig ist.

Die Längsmoment- oder Längskraftverteilung LMV zwischen Vorder- und Hinterachse lässt sich auf unterschiedliche Art und Weise ermitteln. Hierfür ist es u. U.

- 20 sinnvoll zwischen vorder-, hinter- und allradgetriebenen (Permanent-Allrad, LV) Fahrzeugen sowie zwischen Antriebs-, Lastwechsel- und Bremsfall (Normal-, Regelbremsung) zu unterscheiden:

	Antriebs-/Lastwechselfall	Bremsfall
Hinterradantrieb	LMV=1	LMV aus Bremskraftverteilung zwischen vorne und hinten + Anteil Motorschleppmoment auf Hinterachse $h_a$
Vorderradantrieb	LMV=0	LMV aus Bremskraftverteilung zwischen vorne und hinten + Anteil Motorschleppmoment auf Vorderachse $v_a$
Allrad	LMV entsprechend Allradkonzept • Permanentallrad: LMV hat fes-	LMV aus Bremskraftverteilung zwischen vorne und hinten + Anteile Mo-

ten Wert z.B. LMV=0.6 (60% auf Hinterachse ha, 40% auf Vorderachse va)	torschleppmoment auf Vorderachse va und Hinterachse ha entsprechend Allradkonzept
• LV	
○Kupplung gesperrt	
○Kupplung schlupft	

Die Berechnung der Größe LMV kann nun beispielsweise anhand obiger Tabelle erfolgen oder durch direkte Messung/Schätzung der Längskräfte und/oder Längsmomente an Vorder- und Hinterachse. Nachfolgend wird eine hiervon abweichende

5 bevorzugte Ausführungsform einer LMV-Schätzung dargestellt:

Der Zusammenhang für die Radlaständerungen ergibt sich vereinfacht aus dem stationären Momentengleichgewicht in y-Richtung um die Radaufstandspunkte vorne bzw. hinten bei stationärer Beschleunigung  $a_x = \text{const.}$  und stationär  $a_x = 0$  unter Vernachlässigung der Nick- und Hubdynamik mit  $l = l_v + l_h$  zu

$$\begin{aligned}
 0 &= m a_x h + m g l_h - F_{zv} l \\
 0 &= m a_x h - m g l_v + F_{zh} l \\
 0 &= m g l_h - F_{zv0} l \\
 0 &= -m g l_v + F_{zh0} l
 \end{aligned}
 \tag{6}$$

10 Die Auflösung der Gleichung liefert:

$$\begin{aligned}
 F_{zv} &= F_{zv0} \left( 1 - \frac{a_x h}{g l_h} \right) \\
 F_{zh} &= F_{zh0} \left( 1 + \frac{a_x h}{g l_v} \right)
 \end{aligned}
 \tag{7}$$

Weiterhin gilt für die stationären Aufstandskräfte vorne und hinten bei  $a_x=0$ :

$$\begin{aligned}
 F_{zv,0} &= \frac{l_h}{l} m g \\
 F_{zh,0} &= \frac{l_v}{l} m g
 \end{aligned}
 \tag{8}$$

Es sind nun zwei Fälle zu unterscheiden:

1. Beim idealen Allrad (für das Einspurmodell definiert durch die Bedingung, dass  
 15 mittlerer Schlupf  $\lambda_v$  an der Vorderachse va und mittlerer Schlupf  $\lambda_h$  an der Hinterachse ha gleich groß sind) gilt für die Längskraftverteilung:

$$LMV_{ID} = \frac{F_{l,h}}{F_{l,v} + F_{l,h}} = \frac{F_{z,h}}{m g}
 \tag{9}$$

Mit (7) und (8) folgt daraus

$$\text{LMV}_{\text{ID}} = \frac{\left(1_v + \frac{a_x}{g} h\right)}{1} \quad (10)$$

2. Allgemein gilt für die Längskräfte:

$$\begin{aligned} F_{x,v} &= \lambda_v c_{x,v} F_{z,v} \\ F_{x,h} &= \lambda_h c_{x,h} F_{z,h} \end{aligned} \quad (11)$$

Für LMV gilt somit:

$$\text{LMV} = \frac{F_{x,h}}{F_{x,v} + F_{x,h}} = \frac{\lambda_h c_{x,h} F_{z,h}}{\lambda_v c_{x,v} F_{z,v} + \lambda_h c_{x,h} F_{z,h}} \quad (12)$$

Nimmt man vereinfachend homogene Straßenbedingungen sowie homogene

5 Längssteifigkeiten  $c_x = c_{x,v} = c_{x,h}$  an, so folgt unter der Voraussetzung, dass  $\lambda_v$  und  $\lambda_h$  nicht gleichzeitig Null werden dürfen:

$$\text{LMV} = \frac{\lambda_h F_{z,h}}{\lambda_v F_{z,v} + \lambda_h F_{z,h}} = \frac{\lambda_h \text{LMV}_{\text{ID}}}{\lambda_v (1 - \text{LMV}_{\text{ID}}) + \lambda_h \text{LMV}_{\text{ID}}} \quad (13)$$

Mit Gl. (10) folgt daraus allgemein:

$$\text{LMV} = \frac{(a_x h l^2 + g l_v) \lambda_h}{a_x h l^2 (\lambda_h - \lambda_v) + g (l_v \lambda_h + l_h \lambda_v)} \quad (14)$$

Die Längsmoment- oder Längskraftverteilung LMV zwischen Vorder- und Hinter-  
 10 achse lässt sich somit in Abhängigkeit der Längsbeschleunigung und des mittleren  
 Schlupfes an Vorder- und Hinterachse  $v_a, h_a$  ermitteln. Bei hinterradgetriebenen  
 Fahrzeugen gilt im Antriebs- und Schleppfall näherungsweise  $\lambda_v = 0$  und damit  $\text{LMV}$   
 $= 1$ . Bei vorderradgetriebenen Fahrzeugen gilt im Antriebs- und Schleppfall nähe-  
 rungsweise  $\lambda_h = 0$  und damit  $\text{LMV} = 0$ . Beim idealen Allrad gilt  $\lambda_v = \lambda_h$  und damit  
 15  $\text{LMV} = \text{LMV}_{\text{ID}}$ . Dieser Wert ergibt sich auch näherungsweise bei Fahrzeugen mit LV  
 und geschlossener Kupplung ( $\lambda_v$  und  $\lambda_h$  sind näherungsweise, aber nicht exakt  
 gleich). Im Bremsfall ergibt sich unabhängig von der Antriebsart (unter der Voraus-  
 setzung, dass es keine Kopiereffekte über den Antriebsstrang gibt) ein Wert ent-  
 sprechend der Auslegung der Bremsen. Es wird darauf hingewiesen, dass der Ein-  
 20 fluss der Nick- und Hubdynamik auf die Quer- und Gierdynamik in den vorstehen-  
 den Gleichungen vernachlässigt wurde. Eine Berücksichtigung dieses Effekts kann  
 durch eine vorgelagerte dynamische Filterung des Längsbeschleunigungssignals  $a_x$   
 erfolgen, beispielsweise durch eine  $\text{PT}_2$ -Filterung.

Figur 3a zeigt ein Diagramm zur Darstellung einer Verteilung von Radaufstandskräften über der Längsbeschleunigung  $a_x$ . Nur bei einer Längsbeschleunigung  $a_x = 0$  verteilen sich die Radaufstandskräfte entsprechend der Gewichtsverteilung auf beide Achsen. Der Einfluss der Nick- und Hubdynamik auf die Quer- und Gierdynamik wurde bei der weiteren Herleitung der die Zustände mathematisch beschreibenden Gleichungen zur Vereinfachung vernachlässigt. Eine Längsmoment- oder Längskraftverteilung  $LMV_{id}$  zwischen Vorder- und Hinterachse beim idealen Allrad-Betrieb über der Längsbeschleunigung  $a_x$  ist in Figur 3b dargestellt.

10

Als weitere, einer Modellierung vorangestellte Untersuchung zeigt Figur 4 ein Diagramm zur Darstellung einer Verteilung der stationären Gierverstärkung über der Geschwindigkeit in Abhängigkeit von Längsbeschleunigung und Momentenverteilung nach verschiedenen Modellansätzen. Die oberste Linie zeigt ein nach dem unkorrigierten Einspurmodell erhaltenes Ergebnis. Die weiteren Linien zeigen den Einfluss von Längsbeschleunigung  $a_x$  und Längsmoment- oder Längskraftverteilung  $LMV$  als die die Längsdynamik charakterisierende Parameter auf das Einlenkverhalten über vier Größen der Längsbeschleunigung  $a_x$  und drei Größen der Längskraftverteilung  $LMV$  ( $LMV=0, 0.5, 1$ ).

20

Für eine Linearisierung der Zustandsgleichungen werden zunächst einige Annahmen getroffen:

- Die Räder vorne links und rechts bzw. hinten links und rechts werden jeweils zusammengefasst. Es wird also ein Einspurmodell zugrunde gelegt;
- Die Längsdynamik mit den Parametern  $v$ ,  $a_x$  und  $LMV$  wird für die Modellbildung als langsam gegenüber der Quer- und Gierdynamik angenommen. Unter dieser Voraussetzung können die Parameter  $v$ ,  $a_x$ ,  $LMV$  in dem vereinfachten Modell als variierende Parameter betrachtet werden, und müssen nicht als Zustände geführt werden;
- Der Einfluss des Rad-Schlupfs auf die Schräglaufsteifigkeiten wird in einem einfachen Ansatz nicht berücksichtigt.
- Weiterhin wird angenommen, dass die Schräglaufsteifigkeiten abhängig sind von den Radlaständerungen gemäß eines definierten Zusammenhangs.

30

Eine Linearisierung des Gleichungssystems nach Gleichung (4) um die Geradeausfahrt bei konstanter Fahrgeschwindigkeit, Längsbeschleunigung und Längsmomentverteilung führt auf:

$$\begin{bmatrix} m\dot{v} \\ m\dot{v}(\beta+r) \\ i_z \dot{r} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \beta-\delta_v & 1 & \beta-\delta_h & 1 \\ 1 & \delta_v-\beta & 1 & \delta_h-\beta \\ l_v & l_v\delta & -l_h & -l_h\delta_h \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_{s,v} \\ f_{l,v} \\ f_{s,h} \\ f_{l,h} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ m_{z,QV} + m_{z,QH} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} f_{x,s} \\ f_{y,s} \\ m_{z,s} \end{bmatrix} \quad (15)$$

5 mit den linearisierten Längs- und Seitenkräften

$$\begin{aligned} f_{l,v} &= (1-LMV)F_{ges} \\ f_{l,h} &= LMV F_{ges} \\ f_{s,v} &= c_v(\delta_v - \beta - \frac{l_v r}{v}) \\ f_{s,h} &= c_h(\delta_h - \beta + \frac{l_h r}{v}) \end{aligned} \quad (16)$$

Weiterhin wird angenommen, dass die Schräglaufsteifigkeiten abhängig sind von den Radlaständerungen gemäß dem linearen Zusammenhang:

$$\begin{aligned} c_v &= k_{v,F_z} c_{v,0} \\ c_h &= k_{h,F_z} c_{h,0} \\ k_{v,F_z} &= \frac{F_{zv}}{F_{zv,0}} \\ k_{h,F_z} &= \frac{F_{zh}}{F_{zh,0}} \end{aligned} \quad (17)$$

10 Anstelle des linearen Zusammenhangs zwischen Schräglaufsteifigkeiten und Radlaständerungen kann eine Kennlinie verwendet werden. Eine solche Kennlinie kann beispielsweise in einem Fahrversuch ermittelt oder aus gemessenen Reifendaten erzeugt werden. Hilfreich kann hierbei auch der Einsatz eines nichtlinearen Reifenmodells sein, wie z.B. Pacejkas Magic Formula.

15 Der Zusammenhang für die Radlaständerungen ergibt sich vereinfacht aus dem stationären Momentengleichgewicht in y-Richtung um die Radaufstandspunkte vorne bzw. hinten unter Vernachlässigung der Nick- und Hubdynamik, siehe Gleichungen (6) und (7). Damit werden die Schräglaufsteifigkeiten definiert als:

$$\begin{aligned} c_v &= c_{v,0} \left(1 - \frac{a_x}{g} \frac{h}{l_h}\right) \\ c_h &= c_{h,0} \left(1 + \frac{a_x}{g} \frac{h}{l_v}\right) \end{aligned} \quad (18)$$

Weiter kann es sinnvoll sein, zusätzlich zur Berücksichtigung des Einflusses der Radaufstandskräfte, die Schlupfabhängigkeit der Schräglaufsteifigkeiten zu berücksichtigen:

$$\begin{aligned} c_v &= k_{v,\lambda} k_{v,F_z} c_{v,0} \\ c_h &= k_{h,\lambda} k_{h,F_z} c_{h,0} \end{aligned} \tag{19}$$

Auch hierbei können entsprechende Kennlinien durch Reifenmodelle bzw. im Fahrversuch ermittelt werden, siehe beispielsweise die Abbildung von Figur 5. Zusätzliche Signale sind dann der jeweils mittlere Schlupf  $\lambda_v$ ,  $\lambda_h$  an Vorder- und Hinterachse  $v_a$ ,  $h_a$  zu berücksichtigen.

Obige Annahmen für die Berechnung der Schräglaufsteifigkeiten beruhen auf quasistationären Betrachtungen. Der dynamische Einfluss der Hub-, Nick- und Wankdynamik wurde hierbei vernachlässigt. Diese Effekte können, wie auch die vorstehend genannten Erweiterungen des mathematischen Modells, in einem detaillierteren Ansatz für die Berechnung der Schräglaufsteifigkeiten berücksichtigt werden.

Geht man weiter davon aus, dass die Längsdynamik langsam gegenüber der Quer- und Gierdynamik ist, ergibt sich die folgende Zustandsraumdarstellung:

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{r} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} -\frac{c_h+c_v+F_{ges}}{mv} & \frac{c_h l_h - c_v l_v}{mv^2} - 1 \\ \frac{c_h l_h - c_v l_v}{i_z} & -\frac{c_h l_h^2 + c_v l_v^2}{i_z v} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{c_v+F_{1,v}}{mv} & \frac{c_h+F_{1,h}}{mv} \\ \frac{(c_v+F_{1,v})l_v}{i_z} & -\frac{l_h(c_h+F_{1,h})}{i_z} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_v \\ \delta_h \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{1}{i_z} & \frac{1}{i_z} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} m_{z,QV} \\ m_{z,QH} \end{bmatrix} \\ &+ \begin{bmatrix} \frac{1}{mv} & 0 \\ 0 & \frac{1}{i_z} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_{y,s} \\ m_{z,s} \end{bmatrix} \end{aligned} \tag{20}$$

oder

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{r} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} -\frac{c_h+c_v+F_{ges}}{mv} & \frac{c_h l_h - c_v l_v}{mv^2} - 1 \\ \frac{c_h l_h - c_v l_v}{i_z} & -\frac{c_h l_h^2 + c_v l_v^2}{i_z v} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{c_v+F_{ges}(1-LMV)}{mv} & \frac{c_h+F_{ges}LMV}{mv} \\ \frac{(c_v+F_{ges}(1-LMV))l_v}{i_z} & -\frac{l_h(c_h+F_{ges}LMV)}{i_z} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_v \\ \delta_h \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{1}{i_z} & \frac{1}{i_z} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} m_{z,QV} \\ m_{z,QH} \end{bmatrix} \\ &+ \begin{bmatrix} \frac{1}{mv} & 0 \\ 0 & \frac{1}{i_z} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_{y,s} \\ m_{z,s} \end{bmatrix} \end{aligned} \tag{21}$$

Letztere Annahme bedeutet, dass die Längsdynamik von der Quer- und Gierdynamik entkoppelt werden kann. Damit kann auf die Berücksichtigung der Differentialgleichung für die Längsdynamik verzichtet werden. Die längsdynamischen Größen  $v$ ,  $a_x$  und  $LMV$  werden nachfolgend als variierende, langsam veränderliche Parameter interpretiert. Damit kann das Einspurmodell mit Längsdynamik als parametri-

sches lineares zeitinvariantes System betrachtet werden, also als parametrisches LTI-System, als Linear Parameter Varying (LPV-) System oder als System mit variierenden Parametern.

- 5 Es ist besonders darauf hinzuweisen, dass letztere Annahme bei genauer Betrachtung eigentlich nicht zulässig ist, da sich die Längsdynamik insbesondere auf Beschleunigungsebene sehr schnell ändern kann und dies sehr wohl Einfluss auf die Quer- und Gierdynamik hat. Es wird hier jedoch vereinfachend von dieser Annahme ausgegangen, um ein möglichst einfaches Modell ableiten zu können. Der transiente Einfluss der Längsdynamikänderung auf die Quer- und Gierdynamik muss deswegen mit einem vollständigen nichtlinearen (Simulations-)Modell bzw. anhand von Fahrversuchen untersucht werden, um die Zulässigkeit der vorgenommenen Vereinfachungen abzusichern.
- 10

- 15 Insgesamt ergibt sich im Zustandsraum

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{r} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_v \\ \delta_h \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{1}{i_z} & \frac{1}{i_z} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} m_{z,QV} \\ m_{z,QH} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{1}{mv} & 0 \\ 0 & \frac{1}{i_z} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_{y,s} \\ m_{z,s} \end{bmatrix} \quad (22)$$

mit

$$A = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix}, B_{\delta} = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \end{bmatrix}, B_{QMV} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{1}{i_z} & \frac{1}{i_z} \end{bmatrix}, B_S = \begin{bmatrix} \frac{1}{mv} & 0 \\ 0 & \frac{1}{i_z} \end{bmatrix}$$

und

$$\begin{aligned} a_{11} &= -\frac{(c_{h0} + c_{v0})g l_h l_v + a_x (h(c_{h0} l_h - c_{v0} l_v) + m g l_h l_v)}{m g l_h l_v} \\ a_{12} &= \frac{g l_h l_v (c_{h0} l_h - c_{v0} l_v) + a_x h (c_{h0} l_h^2 + c_{v0} l_v^2)}{m g l_h l_v^2} - 1 \\ a_{21} &= \frac{g l_h l_v (c_{h0} l_h - c_{v0} l_v) + a_x h (c_{h0} l_h^2 + c_{v0} l_v^2)}{i_z g l_h l_v} \\ a_{22} &= \frac{a_x h (c_{v0} l_v^3 - c_{h0} l_h^3) - g l_h l_v (c_{h0} l_h^2 + c_{v0} l_v^2)}{i_z g l_h l_v} \end{aligned} \quad (23)$$

$$b_{11} = \frac{c_{v0} g l_h - a_x (c_{v0} h + m g l_h (LMV - 1))}{m g l_h v}$$

$$b_{12} = \frac{c_{h0} g l_v + a_x (c_{h0} h + m g l_v LMV)}{m g l_v v}$$

$$b_{21} = \frac{l_v (c_{v0} g l_h - a_x (c_{v0} h + m g l_h (LMV - 1)))}{g l_h i_z}$$

$$b_{22} = -\frac{l_h (c_{h0} g l_v + a_x (c_{h0} h + m g l_v LMV))}{g l_v i_z}$$

- Die Systemmatrix, d.h. die  $a_{ij}$  in diesem Modell und damit die Systempole, ist nicht abhängig von der Längsmomentverteilung LMV, jedoch von der insgesamt umgesetzten Antriebskraft  $F_{ges} = m a_x$ , sowie der Änderungen der Schräglaufsteifigkeiten in Abhängigkeit der Radlaständerung und/oder des Schlupfes.

- Nachfolgend werden lineare Modellgleichungen in Übertragungsform angegeben. Lineare Übertragungsfunktionen lassen sich aus der Zustandsraumdarstellung in Gl. (22) entsprechend für den Schwimmwinkel und die Gierrate ableiten. Das charakteristische Polynom lautet:

$$p(s) = \det(sI - A)$$

$$= i_z \cdot s \cdot v \cdot (F_{ges} + m \cdot s \cdot v) + c_v \cdot (i_z \cdot s \cdot v + l_v \cdot (F_{ges} \cdot l_v + m \cdot (l_v \cdot s - v) \cdot v)) + c_h \cdot (c_v \cdot l^2 + i_z \cdot s \cdot v + l_h \cdot (F_{ges} \cdot l_h + m \cdot v \cdot (l_h \cdot s + v))) \quad (24)$$

Die Übertragungsfunktionen von Vorderradlenkwinkel, Hinterradlenkwinkel und Giermoment zur Gierrate sind:

$$G_{rv}(s) = \frac{r}{\delta_v} = \frac{(c_v + F_{ges} (1 - LMV)) \cdot v \cdot (c_h \cdot l + l_v \cdot (F_{ges} + m \cdot s \cdot v))}{p(s)} \quad (25)$$

$$G_{rh}(s) = \frac{r}{\delta_h} = \frac{-((c_h + F_{ges} \cdot LMV) \cdot v \cdot (c_v \cdot l + l_h \cdot (F_{ges} + m \cdot s \cdot v)))}{p(s)} \quad (26)$$

$$G_{mz}(s) = \frac{r}{m_{zS}} = \frac{r}{m_{zQV}} = \frac{r}{m_{zQH}} = \frac{v \cdot (c_h + c_v + F_{ges} + m \cdot s \cdot v)}{p(s)} \quad (27)$$

15

Die Übertragungsfunktionen des herkömmlichen linearen Einspurmodells, also des Einspurmodells ohne Längsdynamik, die durch eine Null im Index gekennzeichnet



ist, ergeben sich aus den vorstehenden Gleichungen durch Nullsetzung von  $a_x$ . Dies ist gleich bedeutend mit  $F_{ges}=0$  und  $c_v=c_{v0}$ ,  $c_h=c_{h0}$ , also

$$\begin{aligned} G_{rv0}(s, v) &= G_{rv}(s, v, a_x = 0) \\ &\vdots \end{aligned} \tag{25a}$$

- 5 Die stationären Verstärkungsfaktoren geben die stationären Zusammenhänge zwischen Eingangs- bzw. Störgrößen (Lenkwinkel, Gierstörmoment, etc.) und Fahrdynamikgrößen wieder und lassen sich aus obigen Gleichungen (24)-(27) durch Nullsetzen des Laplace-Operators ( $s=0$ ) ableiten:

$$p(0) = c_v l_v (F_{ges} l_v - mv^2) + c_h (c_v l^2 + l_h (F_{ges} l_h + mv^2)) \tag{28}$$

10

$$k_{rv} := G_{rv,ss} = \left. \frac{r}{\delta_v} \right|_{ss} = \frac{(c_v + F_{ges} (1 - LMV))(F_{ges} l_v + c_h l)v}{p(0)} \tag{29}$$

$$k_{rh} := G_{rh,ss} = \left. \frac{r}{\delta_h} \right|_{ss} = - \frac{(c_h + F_{ges} LMV)(F_{ges} l_h + c_v l)v}{p(0)} \tag{30}$$

$$k_{rmz} := G_{rmz,ss} = \left. \frac{r}{m_{z,QV/QH}} \right|_{ss} = \frac{(c_v + c_h + F_{ges} l)v}{p(0)} \tag{31}$$

Für  $a_x=0$ ,  $s=0$  ergeben sich die Verstärkungsfaktoren des konventionellen Einspurmodells:

15

$$k_{rv0} := G_{rv0,ss} = \left. \frac{r}{\delta_v} \right|_{ss} = \frac{c_v c_h l v}{c_h c_v l^2 + (c_h l_h - c_v l_v) m v^2} \tag{32}$$

$$k_{rh0} := G_{rh0,ss} = \left. \frac{r}{\delta_h} \right|_{ss} = - \frac{c_h c_v l v}{c_h c_v l^2 + (c_h l_h - c_v l_v) m v^2} = -k_{rv0} \tag{33}$$

$$k_{rmz0} := G_{rmz0,ss} = \left. \frac{r}{m_{z,QV/QH}} \right|_{ss} = \frac{(c_v + c_h)v}{c_h c_v l^2 + (c_h l_h - c_v l_v) m v^2} \tag{34}$$

Die Entkopplung der Quer- und Gierdynamik von der Längsdynamik wird erfindungsgemäß durch eine modellgestützte Vorsteuerung realisiert, deren mathemati-

sche Basis vorstehend mit den Erläuterungen zu Gleichung (21) angegeben worden ist. Eine mögliche Struktur für eine Realisierung mit aktiver Vorderradlenkung AL und/oder aktiver Hinterradlenkung HL zeigt Figur 6. Hierbei wird aus einer aktuellen Geschwindigkeit  $v$  und einem effektiven Lenkwinkel  $\delta_{\text{eff}}$ , z.B. einem vom Fahrer vorgegebenen Lenkwinkel, als Eingangssignale eine gewünschte Sollgierrate  $r_{\text{Soll}}$  berechnet, die unabhängig von einer Längsbeschleunigung aus einem herkömmlichen Einspurmodell 2 stammt. Am vorteilhaftesten ist hierbei die Verwendung von Stationärwerten und nicht des ESM selbst. Auf die Verwendung eines separaten Gierratensignals und/oder Querschleunigungssignals kann also in dem gewählten Ansatz vorteilhafterweise verzichtet werden.

Unter dem Begriff der modellgestützten Vorsteuerung bzw. Stabilisierungsfunktion wird im Hinblick auf das vorliegende Ausführungsbeispiel detailliert eine Funktion verstanden, die auf zwei Fahrzeugmodellen basiert: einem herkömmlichen Einspurmodell und einem Einspurmodell unter Berücksichtigung der Längsdynamik. Der Ausgang der Funktion wird zur Erzeugung eines Zusatz-Giermoments durch mindestens einen Aktuator verwendet, der für aktive Vorderradlenkung AL, aktive Hinterradlenkung HL, aktive Quermomentenverteilung an der Vorderachse QV und/oder aktive Quermomentenverteilung an der Hinterachse QH zuständig ist. Mit Hilfe der Abweichungen der beiden Einspurmodelle voneinander bei  $a_x \neq 0$  wird das Zusatz-Giermoment in Form eines Zusatz-Lenkwinkels (AL, HL) und/oder Zusatz-Raddifferenzmoments (QV, QH) gebildet. Dabei werden hier ausschließlich Fahrervorgaben in Form von Lenkwinkel und/oder Gaspedalstellung und/oder Bremsdruck, sowie längsdynamische Fahrzeuggrößen in Form von Längsbeschleunigung  $a_x$ , Geschwindigkeit  $v$ , Schlupf  $\lambda_v$  an der Vorderachse  $v_a$  und Schlupf  $\lambda_h$  an der Hinterachse  $h_a$  und/oder Brems- und Antriebsmoments verwendet. Querdynamische Größen werden also mit Ausnahme der Gierrate für die Bestimmung des mittleren Schlupfes an Vorder- und Hinterachse  $v_a$ ,  $h_a$  keine verwendet.

Unabhängig von einer jeweiligen internen Reglerstruktur wird auf mindestens drei Eingangsgrößen aufbauend über ein auf einer Datenverarbeitungsanlage etc. geladenen Computerprogramm-Produkt eine Aktuator-Steuergröße ausgegeben, die sich nach den je Anwendungsfall zur Verfügung stehenden Aktuatoren ausgeführter Stabilisierungssysteme richtet. Prinzipiell ist es nach dem vorstehend im mathematischen Detail angegebenen Ansatz und dem zugrundeliegenden Modell auch mög-

lich, mehrere Ausgangssignale für verschiedenartige Aktuatoren bereitzustellen. Im vorliegenden Ausführungsbeispiel soll jedoch nur eine aktive Vorderrad-Lenkung AL mit ihrem Aktuator erfindungsgemäß über eine Sollgröße  $\delta_{HL/AL}$  angesteuert werden.

- 5 Aus  $r_{\text{soll}}$  werden dann in einem zweiten Schritt über ein inverses erweitertes Einspurmodell mit Längsdynamik 3, dem als zusätzliche Eingangswerte die Längsbeschleunigung  $a_x$  zugeführt wird, und über ein inverses einfaches Einspurmodell 4 zwei Lenkwinkel  $\delta_{hV,LD}$  und  $\delta_{hV}$  berechnet. In diese Berechnung gehen in der vorliegenden Ausführungsform neben der aktuellen Geschwindigkeit  $v$  noch die Längsbeschleunigung  $a_x$  und die Längsmoment- oder Längskraftverteilung LMV ein, wobei die Längsmoment- oder Längskraftverteilung LMV aus der Längsbeschleunigung  $a_x$  und Werten für den Schlupf  $\lambda_v, \lambda_h$  an Vorder- und Hinterachse  $v_a, h_a$  berechnet wird.
- 10 Die Differenz der beiden Lenkwinkel  $\delta_{hV,LD}$  und  $\delta_{hV}$  wird als Sollgröße  $\delta_{HL/AL}$  für einen Aktuator an der Vorderachse  $v_a$  oder der Hinterachse  $h_a$  in Abhängigkeit davon verwendet, ob eine Realisierung mit aktiver Vorderradlenkung AL oder aktiver Hinterradlenkung HL vorliegt. In jedem der genannten Anwendungsfälle wird die Sollgröße  $\delta_{HL/AL}$  dem vom Fahrer vorgegebenen Lenkwinkel  $\delta_{\text{eff}}$  überlagert einem
- 20 entsprechenden Vorderrad- und/oder Hinterrad-Aktuator vorgegeben, je nachdem, ob eine aktive Vorderrad- und/oder aktive Hinterradlenkung realisiert ist. Ergänzend ist an dieser Stelle anzumerken, dass sich die Struktur in dem Fall, dass lediglich eine bekannte Vorderradlenkung eingesetzt wird, wesentlich dadurch vereinfacht, dass auf eine aufeinander folgende Anwendung des herkömmlichen Einspurmodells 2 und des inversen Einspurmodells 4 verzichtet werden kann. Es kann in diesem Fall mithin an dem die Struktur abschließenden Summationspunkt direkt  $\delta_{hV} = \delta_{\text{eff}}$  gesetzt werden, der Block 4 mit dem inversen Einspurmodell entfällt in diesem Spezialfall.
- 30 Eine Realisierung einer Stabilisierung nach dem vorstehend beschriebenen Verfahren unter Verwendung von QV- und/oder QH-Aktuatoren kann in analoger Weise erfolgen.

Im Fall einer aktiven Vorderrad-Lenkung können für das Einspurmodell bzw. inverse Einspurmodell hierbei die Übertragungsfunktionen zwischen Vorderradlenkwinkel und Gierrate entsprechend Gleichung (25a)  $G_{rv0}(s,v)$  verwendet werden, für das Einspurmodell mit Längsdynamik die Übertragungsfunktion zwischen Vorderradlenkwinkel und Gierrate unter Berücksichtigung der Längsdynamik  $G_{rv}(s, v, a_x, LMV)$  entsprechend Gleichung (25).

Entsprechend werden im Fall einer aktiven Hinterrad-Lenkung die Übertragungsfunktionen zwischen Hinterradlenkwinkel und Gierrate ohne bzw. mit Längsdynamik  $G_{rh0}(s,v)$ ,  $G_{rh}(s, v, a_x, LMV)$  verwendet. Die Definition und Herleitung der betreffenden Übertragungsfunktionen sowie ihrer Stationärwerte wurde vorstehend im Bereich der Gleichungen (24) - (34) vorgenommen.

Der für eine Entkopplung der Querdynamik von der Längsdynamik notwendige AL- bzw. HL-Zusatzlenkwinkel berechnet sich dann zu:

$$\delta_{AL} = \left( \frac{G_{rv0}(s, v)}{G_{rv}(s, v, a_x, LMV)} - 1 \right) \delta_{eff} \quad (35)$$

bzw.

$$\delta_{HL} = \left( \frac{G_{rv0}(s, v)}{G_{rh}(s, v, a_x, LMV)} - \frac{G_{rv0}(s, v)}{G_{rh0}(s, v)} \right) \delta_{eff} \quad (36)$$

Anstelle der Übertragungsfunktionen ist es vorteilhaft die jeweiligen stationären Verstärkungsfaktoren entsprechend Gln. (28)-(34) zu verwenden. Der Sollwert für den AL- bzw. HL-Aktuator ergibt sich dann zu

$$\delta_{AL} = \left( \frac{k_{rv0}(v)}{k_{rv}(v, a_x, LMV)} - 1 \right) \delta_{eff} \quad (37)$$

bzw.

$$\delta_{HL} = - \left( \frac{k_{rh0}(v)}{k_{rh}(v, a_x, LMV)} - 1 \right) \delta_{eff} \quad (38)$$

Damit sind auf der Basis der in Figur 6 angegebenen Struktur vier Realisierungen möglich, jeweils für aktive Vorderradlenkung AL und aktive Hinterradlenkung im dynamischen und im statischen Fall. In tabellarischer Zusammenfassung:

	Einspurmodell	Inverses Einspurmodell mit Längsdynamik	Inverses Einspurmodell	Einspurmodell mit Längsdynamik
VL dynamisch	$G_{rv0}(s, v)$	$\frac{1}{G_{rv}(s, v, a_x, LMV)}$	$\frac{1}{G_{rv0}(s, v)}$	$G_{rv}(s, v, a_x, LMV)$
VL statisch	$k_{rv0}(s, v)$	$\frac{1}{k_{rv}(s, v, a_x, LMV)}$	$\frac{1}{k_{rv0}(s, v)}$	$k_{rv}(s, v, a_x, LMV)$
HL dynamisch	$G_{rh0}(s, v)$	$\frac{1}{G_{rh}(s, v, a_x, LMV)}$	$\frac{1}{G_{rh0}(s, v)}$	$G_{rh}(s, v, a_x, LMV)$
HL statisch	$k_{rh0}(s, v)$	$\frac{1}{k_{rh}(s, v, a_x, LMV)}$	$\frac{1}{k_{rh0}(s, v)}$	$k_{rh}(s, v, a_x, LMV)$

Der Vorsteuereingriff kann kontinuierlich oder auch situationsabhängig durchgeführt werden, wie in der Abbildung von Figur 6 durch eine geschwindigkeitsabhängige Ein-/Ausschaltfunktion in Block 5 angedeutet. Insbesondere kann, nachdem eine Lastwechselsituation erkannt wurde, die modellgestützte Vorsteuerung aktiviert werden.

Nicht weiter dargestellt ist eine analoge Realisierung mit Aktuatoren zur Quermomenten-Verteilung an Vorder- und/oder Hinterachse, QV- und/oder QH-Aktuatoren. Hierbei werden aus  $r_{soll}$  Gierrate abgeleitet, die umgerechnet werden auf ein entsprechendes von QH/QV-Aktuatoren zu stellendes Moment  $M_{zQV/QH}$ .

Sinnvoll ist es zudem, die vorstehend beschriebenen Vorsteuerungen gemeinsam mit einem Gierratenregler zu betreiben. Hierzu zeigt Figur 7 ein Blockschaltbild zur Darstellung einer beispielhaften Möglichkeit einer Integration einer erfindungsgemäßen Vorrichtung nach Figur 6 in einem System nach dem Stand der Technik, die eine Integration der mit Aktivlenkung AL realisierten Längsdynamikkompensation (CSC := Cornering Steering Control), einer AL-Gierratenregelung und einer variablen Lenkübersetzung schafft. Mit variabler Lenkübersetzung ergibt sich der umzusetzende effektive Lenkwinkel  $\delta_{eff} = \delta_L + \delta_{vari}$ , sonst gilt  $\delta_{eff} = \delta_L$ , es entspricht dann also der umzusetzende effektive Lenkwinkel  $\delta_{eff}$  dem Fahrerlenkwinkel  $\delta_L$ .

Ergänzend ist anzumerken, dass aktive Vorderradlenkung AL und aktive Hinterradlenkung HL auch mit einem steer-by-wire-Ansatz technisch realisierbar sind.

Die Diagramme der Figur 8 und Figur 9 zeigen Simulationsergebnisse mit dem linearen Einspurmodell ESM mit und ohne Längsdynamik LD in direkter Gegenüberstellung. Verglichen werden drei Varianten:

- 5        1. lineares ESM ohne Längsdynamik
2. lineares ESM mit Längsdynamik LD
3. lineares ESM mit Längsdynamik LD und Längsdynamikkompensation.

Ein Fahrer gibt einen Lenkradwinkelsprung nach 0,1 s vor. Nach 0,5 s wird mit  $a_x > 0 \text{ m/s}^2$  beschleunigt und nach 2 s wird ein Lastwechsel mit  $a_x < 0 \text{ m/s}^2$  eingeleitet. Weiterhin wird die Antriebs-/Bremskraft zwischen Vorder- und Hinterachse verteilt. Zu Beginn, also zwischen  $0 \text{ s} < t < 1,25 \text{ s}$ , und am Ende bei  $t > 3 \text{ s}$  wird die gesamte Antriebskraft über die Vorderräder abgesetzt. Hier gilt also für die Längsmoment- oder Längskraftverteilung  $LMV=0$ . Im Zeitraum  $1,5 \text{ s} < t < 3 \text{ s}$  wird die Antriebs- oder Bremskraft über die Hinterachse abgesetzt, so dass  $LMV=1$  gilt. Figur 8 zeigt hierzu den zeitlichen Verlauf der für die Definition des Fahrmanövers wesentlichen Größen Lenkwinkel  $\delta_L$ , Geschwindigkeit  $v$ , Längsbeschleunigung  $a_x$  und Längsmoment- oder Längskraftverteilung  $LMV$ . In dem obersten Diagramm ist der Verlauf des Lenkwinkels  $\delta_L$ , wie er sich rein nach dem Einspurmodell ergeben würde, dem nach einem erfindungsgemäßen Modell errechneten Verlauf des Lenkwinkels  $\delta_L + \delta_{CSC}$  gegenübergestellt.

Figur 9 zeigt die wesentlichen fahrdynamischen Größen Gierrate  $r$ , Schwimmwinkel  $\beta$  und Querbeschleunigung  $a_y$  für die folgenden drei Varianten:

- 25        1. Einspurmodell ESM
2. Einspurmodell unter Berücksichtigung des Einflusses der Längs- auf die Querdynamik ESM+LD und
3. Einspurmodell unter Berücksichtigung des Querdynamikeinflusses mit einer erfindungsgemäßen Kompensation dieses Einflusses ESM+LD mit CSC.

30

Der Einfluss der Längsdynamik LD auf den Verlauf von Gierrate  $r$ , Schwimmwinkel  $\beta$  und Querbeschleunigung  $a_y$  ist deutlich erkennbar. Durch die AL-Kompensation der Längsdynamik kann der Einfluss der Längsdynamik LD auf die Gierrate sehr gut kompensiert werden, wie in Figur 8 durch die Annäherung der kompensierten

Regelkurve an die Kurve nach dem reinen Einspurmodell gezeigt. Durch den Vorsteuerungseingriff wird der Gieratenverlauf also wesentlich an den des linearen Einspurmodells angepasst, d.h. die auch real vorhandenen Einflüsse der Längs- auf die Querdynamik werden im Wesentlichen kompensiert.

5

Weitere in der Regelungstechnik bekannte Strukturen für eine vergleichbar vorteilhafte Umsetzung eines erfindungsgemäßen Verfahrens sind in den Figuren 10 bis 12 dargestellt. Durch das zusätzliche Eingangssignal  $v$  an den Funktionsblöcken wird in diesen Figuren auf eine generelle Möglichkeit einer geschwindigkeitsabhängigen Ausbildung einer jeweiligen Funktion hingewiesen, ohne dass darauf nachfolgend noch weiter eingegangen wird:

Figur 10 stellt als Alternative zu der Abbildung von Figur 6 ein Blockschaltbild eines weiteren Systems zur Bestimmung einer von der Längsdynamik entkoppelten Quer-/Gierdynamik als modellgestützte Vorsteuerung mit Proportionalverstärkung dar. Hierin wird wiederum ein effektiver Lenkwinkel  $\delta_{\text{eff}}$ , z.B. ein vom Fahrer vorgegebener Lenkwinkel als Eingangssignal, einem herkömmlichen Einspurmodell 2 und einem erweiterten Einspurmodell mit Längsdynamik 6 zugeführt, wobei dem Modell 6 neben der Geschwindigkeit  $v$  als zusätzliche Eingangswerte die Längsbeschleunigung  $a_x$  und die Längsmomenten- oder Längskraftverteilung LMV gegeben werden. Ein Differenzsignal, das sich aus den Ausgangssignalen der beiden Blöcke 2 und 6 ergibt, wird nachfolgend in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit  $v$  in Block 7 einer Proportional- oder PID-Verstärkung unterzogen und als modifizierte Lenkwinkelvorgabe  $\delta_{\text{HL/AL}}$  an entsprechende Aktuatoren ausgegeben.

25

Figur 11 zeigt ein Blockschaltbild eines weiteren Systems zur Bestimmung einer von der Längsdynamik entkoppelten Quer-/Gierdynamik als geregelte Vorsteuerung als Alternative zu den Ausführungsformen von Figur 6 und 10. Hierbei handelt es sich um eine geregelte Vorsteuerung, die sich an die Anwendung eines Einspurmodells in Block 2 mit einem PID-Regler in Block 8 und Block 6 mit dem Einspurmodell mit Längsdynamik in einer Rückkopplungsschleife 9 anschließt. Das als modifizierte Lenkwinkelvorgabe  $\delta_{\text{HL/AL}}$  an entsprechende Aktuatoren auszugebende Ausgangssignal wird zwischen dem PID-Regler 8 und dem Block 6 mit dem Einspurmodell mit Längsdynamik 6 aus der Rückkopplungsschleife 9 ausgekoppelt.

30

Figur 12 ein Blockschaltbild eines weiteren Systems zur Bestimmung einer von der Längsdynamik entkoppelten Quer-/Gierdynamik in Form einer Struktur mit zwei Freiheitsgraden. Hierin wird ein effektiver Lenkwinkel ( $\delta_{\text{eff}}$ ) verarbeitet, indem Differenzsignal aus den Ausgangssignalen zweier paralleler Äste einer Rückkopplungsschleife 9 auf den effektiven Lenkwinkel ( $\delta_{\text{eff}}$ ) als Eingangssignal zurückgeführt wird.

Der erste Ast enthält eine Filterfunktion (Q) in einem Block (10). Der zweite Ast enthält eine Serienschaltung aus einem Einspurmodell mit Längsdynamik (6) und einem Block (11) mit dem Produkt aus der Filterfunktion (Q) und einer inversen Übertragungsfunktion eines Einspurmodells (ESM). Für die Filterfunktion Q wird in einer bevorzugten Ausführungsform ein Tiefpass- oder PT1-Filter verwendet:

$$Q = \frac{1}{T_Q(v)s + 1},$$

wobei  $T_Q(v)$  eine Zeitkonstante darstellt, für die entweder ein fester Wert angenommen, oder die an die Geschwindigkeit v angepasst wird.

In einer nicht weiter dargestellten Ausführungsform der Erfindung erfolgt ein konkreter Einsatz eines erfindungsgemäßen Verfahrens über ein Computerprogrammprodukt, das ein computerlesbares Speichermedium umfasst. Auf dem computerlesbaren Speichermedium ist ein Programm als Software gespeichert, das es einer Datenverarbeitungsanlage, einem Rechner oder einem Computer nach dem Laden in einen Speicher oder Arbeitsspeicher eines derartigen Gerätes ermöglicht, auf der Basis von mindestens einer Eingangsgröße, die von parallel installierten bekannten Regelverfahren und/oder Fahrerassistenzsystemen abgeleitet wird, das Giermoment eines Kraftfahrzeuges in der Weise zu beeinflussen, dass die Beeinflussung des Giermoments auf der Basis einer modellgestützten Vorsteuerung durch Aufbringen eines stabilisierenden zusätzlichen Giermoments unter Verarbeitung von mindestens drei von Sensorsystemen und/oder parallel installierten bekannten Fahrdynamikregelsystemen und/oder Fahrerassistenzsystemen abgeleiteten Eingangsgrößen erfolgt. Das Verfahren läuft dann so ab, wie vorstehend beschrieben.



Damit ist insgesamt nach einem erfindungsgemäßen Verfahren, einer Vorrichtung und/oder einem Computerprogrammprodukt erstmals eine Lösung vorgeschlagen worden, wonach als Vorsteuerung bereits vor Auftreten von störenden Abweichungen eingegriffen wird. Bekannte Regelverfahren und Fahrerassistenzsysteme mit  
5 ihren jeweiligen Aktuatoren können zusätzlich zu dem dargestellten Verfahren eingesetzt werden.

## Bezugszeichenliste

	1	Kraftfahrzeug
	2	Einspurmodell
5	3	inverses erweitertes Einspurmodell
	4	inverses Einspurmodell
	5	Ein-/Ausschaltfunktion
	6	erweitertes Einspurmodell mit Längsdynamik
	7	Proportionalverstärkung
10	8	PID-Regler
	9	Rückkopplungsschleife
	10	Block mit Filterfunktion Q
	11	Block mit dem Produkt aus der Filterfunktion Q und inverser Übertragungsfunktion eines Einspurmodells (ESM)
15		
	$\beta$	Schwimmwinkel
	$\lambda_v, \lambda_h$	Längsschlupf an Vorderachse, Hinterachse
	$\delta_{\text{eff}}$	Fahrerwunsch – effektiver Lenkwinkel
	$\delta_{h/v}$	Lenkwinkel nach ESM
20	$\delta_{h/v \text{ LD}}$	Lenkwinkel nach ESM mit LD-Berücksichtigung
	$\delta_{HL/AL}$	zusätzlicher Lenkwinkel
	$a_x$	Längsbeschleunigung
	$a_y$	Querb beschleunigung
	$m_z$	Moment um die z-Achse
25	$f_s$	Seitenkraft
	$f_l$	Längskraft
	$f_x$	Kraft in Richtung der x-Achse (Fahrzeuginnenachse)
	$f_y$	Kraft in Richtung der y-Achse (Fahrzeugquerachse)
	$l_v$	Abstand des Schwerpunkts von der Vorderachse
30	$l_h$	Abstand des Schwerpunkts von der Hinterachse
	r	Gierrate
	$r_{\text{soll}}$	Soll-Gierrate
	v	Vorderachse
	h	Hinterachse
35	SP	Schwerpunkt des Fahrzeugs
	T	Spurweite
	AL	aktive Vorderradlenkung

	ESM	Einspurmodell
	HL	aktive Hinterradlenkung
	LD	Längsdynamik
	ha	Hinterachse
5	va	Vorderachse
	QH	Aktuatoren zur Quermomentenverteilung an der Hinterachse
	QV	Aktuatoren zur Quermomentenverteilung an der Vorderachse
	LMV	Längsmoment- oder Längskraftverteilung
	LV	Aktuator zum Stellen einer Längsmoment- oder Längskraftverteilung
10	ABC	Active Body Control
	DD	Dynamic Drive

## Ansprüche

- 5 1. Verfahren zur Erhöhung der Fahrstabilität eines Kraftfahrzeugs, bei dem das Giermoment beeinflusst wird,  
dadurch gekennzeichnet, dass  
eine modellgestützte Vorsteuerung benutzt wird, um ein stabilisierendes Giermoment zu bestimmen, das auf das Kraftfahrzeug aufgebracht wird.
- 10 2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Vorsteuerung ein um Längsdynamikeinflüsse erweitertes Einspurmodell als Fahrzeugmodell zugrunde gelegt wird.
- 15 3. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass eine Entkopplung der Quer-/Gierdynamik von der Längsdynamik bewirkt wird.
- 20 4. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Einspurmodell (ESM) mit Längsdynamik (LD) als parametrisches lineares zeitinvariantes System abgebildet wird, wobei insbesondere mindestens die längsdynamischen Größen Geschwindigkeit ( $v$ ) und Längsbeschleunigung ( $a_x$ ) als variierende Parameter interpretiert werden.
- 25 5. Verfahren nach dem vorhergehenden Anspruch, dadurch gekennzeichnet, dass in dem linearisierten System von Differentialgleichungen zeitliche Änderungen der Geschwindigkeit ( $\dot{v}$ ) vernachlässigt wird, während die Längsbeschleunigung ( $a_x$ ) als variierender Parameter behandelt wird.
- 30 6. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass als Eingangssignale für ein Vorstellerverfahren ein effektiver Lenkwinkel ( $\delta_{\text{eff}}$ ), eine Fahrzeugreferenzgeschwindigkeit ( $v$ ) und ein Wert für die Längsbeschleunigung ( $a_x$ ) verwendet wird.

7. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass als weitere Eingangsgröße eine Längsmoment- oder Längskraftverteilung (LMV) in dem Modell berücksichtigt wird, die insbesondere aus der Längsbeschleunigung ( $a_x$ ) und/oder dem mittleren Längsschlupf ( $\lambda_v, \lambda_h$ ) an der Vorderachse (va) und der Hinterachse (ha) berechnet wird.  
5
8. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass als weitere Eingangsgrößen Raddrehzahlen an Vorder- und Hinterachse und/oder Masse und/oder Gierträgheitsmoment und/oder Lage des Schwerpunkts (SP) und/oder Schräglaufwinkel an der Vorder- und Hinterachse und/oder der Kraftschlusskoeffizient in dem Modell berücksichtigt werden.  
10
9. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass bei der modellgestützten Vorsteuerung mindestens eine Differenzgröße als Steuersignal für ein stabilisierendes Giermoment benutzt wird, die sich zwischen dem Einspurmodell und dem um Längsdynamik-Einflüsse erweiterten Einspurmodell ergibt.  
15
10. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass aus einem Fahrerwunsch einer Winkelvorgabe ( $\delta_{\text{eff}}$ ) über das Einspurmodell eine Soll-Gierrate ( $r_{\text{soil}}$ ) bestimmt wird, die anschließend zur Bildung mindestens eines Differenzwertes ( $\delta_{\text{HL/AL}}, M_{z \text{ QV/QH}}$ ) über das inverse Einspurmodell in einen Winkelwert ( $\delta_{\text{h/v}}$ ) und/oder Momentenwert ( $M_{z \text{ v/H}}$ ) und ein inverses erweitertes Einspurmodell in einen Winkelwert ( $\delta_{\text{h/v,LD}}$ ) und/oder Momentenwert ( $M_{z \text{ h/v}}$ ) umgesetzt wird.  
20  
25
11. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass mindestens eine proportional und/oder mit einem PID-Regler verstärkte Differenzgröße als Steuersignal für ein stabilisierendes Giermoment benutzt wird, die sich zwischen Ausgangssignalen aus dem Einspurmodell und dem um Längsdynamik-Einflüsse erweiterten Einspurmodell ergibt.  
30
12. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche 1 - 9, dadurch gekennzeichnet, dass ein effektiver Lenkwinkel ( $\delta_{\text{eff}}$ ) nach Umformung durch ein Ein-

spurmodell (2) einer geregelten Vorsteuerung mit einem PID-Regler (8) und einem Einspurmodell mit Längsdynamik (6) in einer Rückkopplungsschleife (9) unterworfen wird.

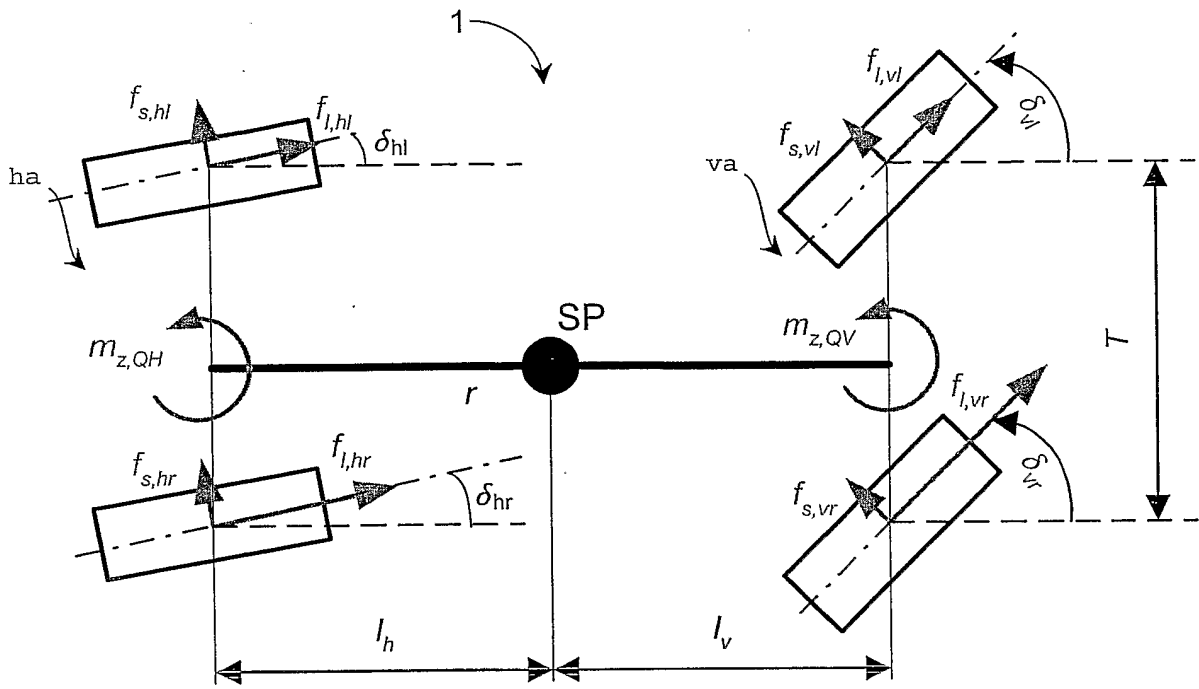
- 5 13. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche 1 - 9, dadurch gekennzeichnet, dass ein effektiver Lenkwinkel ( $\delta_{\text{eff}}$ ) in einer Struktur mit zwei Freiheitsgraden verarbeitet wird, in der ein Differenzsignal aus den Ausgangssignalen
- eines ersten Astes einer Filterfunktion (Q) in einem Block (10) und
  - 10 - eines zweiten Astes mit einer Serienschaltung aus einem Einspurmodell mit Längsdynamik (6) und einem Block (11) mit dem Produkt aus der Filterfunktion (Q) und einer inversen Übertragungsfunktion eines Einspurmodells (ESM) als parallele Äste einer Rückkopplungsschleife (9) auf den effektiven Lenkwinkel ( $\delta_{\text{eff}}$ ) als Eingangssignal zurückgeführt wird.
- 15
14. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass in den Funktionsblöcken (2, 3, 4, 6, 11) statt der Modelle selber nur deren Stationärwerte abgelegt sind.
- 20 15. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Differenzwert ( $\delta_{\text{HL/AL}}$ ) als eine korrigierende Winkelvorgabe dem Fahrerwunsch einer Winkelvorgabe ( $\delta_{\text{eff}}$ ) überlagert in einer aktiven Vorderradlenkung (AL) und/oder einer aktiven Hinterradlenkung (HL) umgesetzt wird.
- 25 16. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass in den Reglern eine Realisierung mit Aktuatoren zur Quermomentenverteilung (QV, QH) an Vorder- und/oder Hinterachse (va, ha) vorgesehen ist.
- 30 17. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Verfahren ereignisdiskret eingeschaltet wird, wobei ein ereignisdiskretes Einschalten insbesondere durch ein entsprechendes Signal bewirkt wird.

18. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Verfahren dazu genutzt wird, Abweichungen als Fahrzeugeigenschaften zu erfassen, die insbesondere gewollt von Korrektur- und Kompensationsmaßnahmen unberührt gelassen werden.
- 5
19. Vorrichtung zur Erhöhung der Fahrstabilität eines Kraftfahrzeugs (1) durch Beeinflussung des Giermoments, dadurch gekennzeichnet, dass die Vorrichtung zur Durchführung eines Verfahrens nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche dadurch besonders ausgebildet ist, dass Mittel zur Umsetzung einer modellgestützten Vorsteuerung vorgesehen sind, die zur Übermittlung mindestens eines Ausgangssignals mit mindestens einem Aktuator verbunden sind.
- 10
20. Vorrichtung nach dem vorhergehenden Anspruch, dadurch gekennzeichnet, dass Speichermittel zum festen und vorzugsweise nicht-flüchtigen Ablegen eines Einspurmodells (2), eines inversen Einspurmodells (3) und eines inversen erweiterten Einspurmodells (4) aufweist, wobei in dem erweiterten Einspurmodell Längsdynamikeinflüsse auf die Quer- und Gierdynamik des Kraftfahrzeugs (1) abgebildet sind.
- 15
- 20
21. Vorrichtung nach einem der beiden vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Mittel zur Umsetzung einer modellgestützten Vorsteuerung mit einer aktiven Vorderradlenkung (AL) und/oder einer aktiven Hinterradlenkung (HL) verbunden sind.
- 25
22. Computerprogrammprodukt, das ein computerlesbares Speichermedium umfasst, auf dem ein Programm gespeichert ist, welches es einer Datenverarbeitungsanlage, einem Rechner oder einem Computer ermöglicht, nachdem es in einen Speicher oder Arbeitsspeicher eines derartigen Gerätes geladen worden ist, auf der Basis von mindestens einer Eingangsgröße, die von parallel installierten bekannten Regelverfahren und/oder Fahrerassistenzsystemen abgeleitet wird, das Giermoment eines Kraftfahrzeuges zu beeinflussen, dadurch gekennzeichnet,
- 30

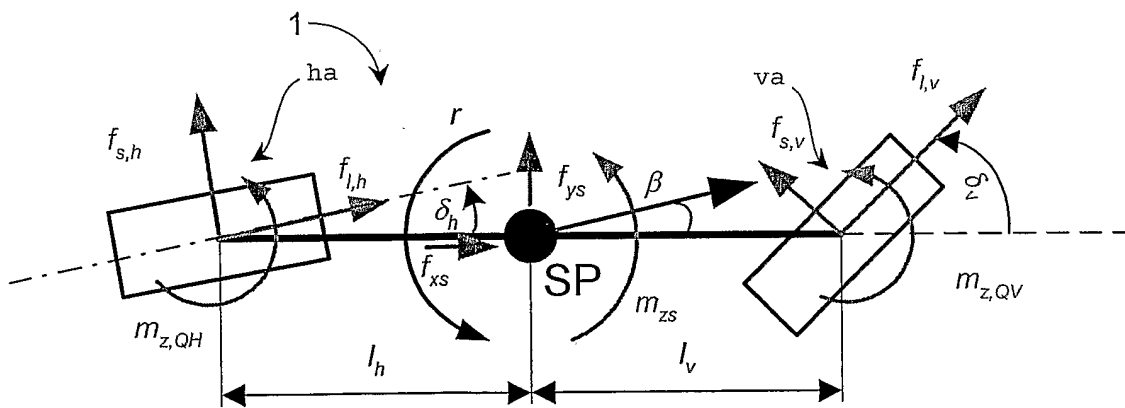
5 dass die Beeinflussung des Giermoments auf der Basis einer modern gestütz-  
ten Vorsteuerung durch Aufbringen eines stabilisierenden zusätzlichen Gier-  
moments unter Verarbeitung von mindestens drei von parallel installierten be-  
kannten Regelverfahren und/oder Fahrerassistenzsystemen abgeleiteten Ein-  
gangsgroßen erfolgt.

10 23. Computerprogrammprodukt nach dem vorangehenden Anspruch, dadurch ge-  
kennzeichnet, dass dieses ein Verfahren nach einem oder mehreren der An-  
sprüche 1 bis 18 durchführt, um als Ausgangssignal mindestens eine Aktua-  
torsteuergröße für mindestens einen Aktuator zu bestimmen.

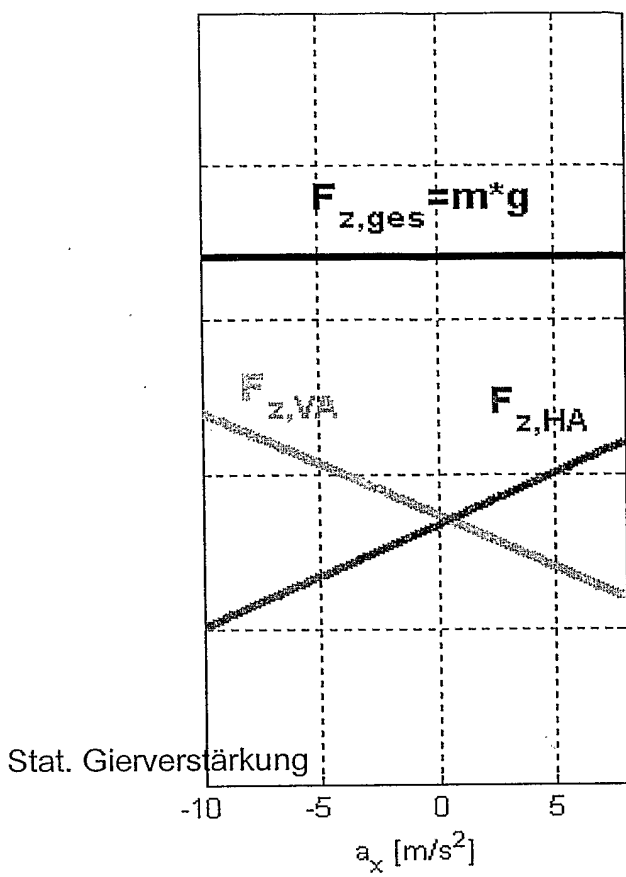




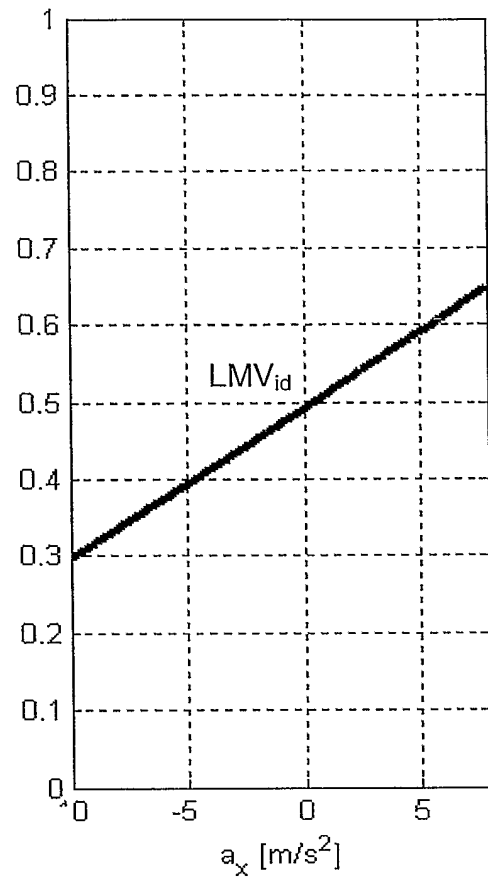
Figur 1



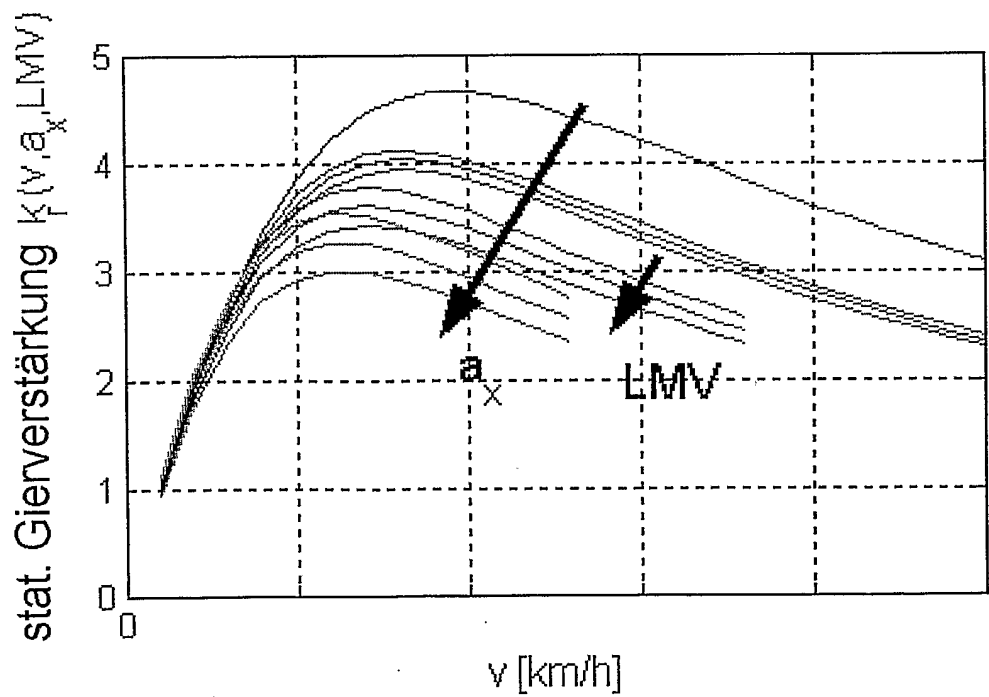
Figur 2



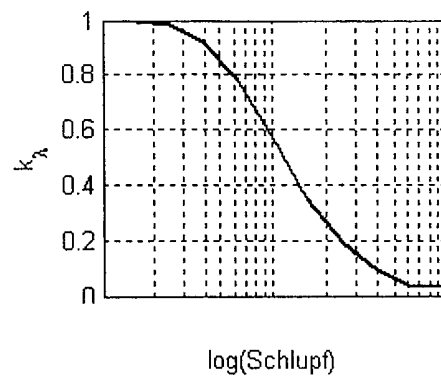
Figur 3a



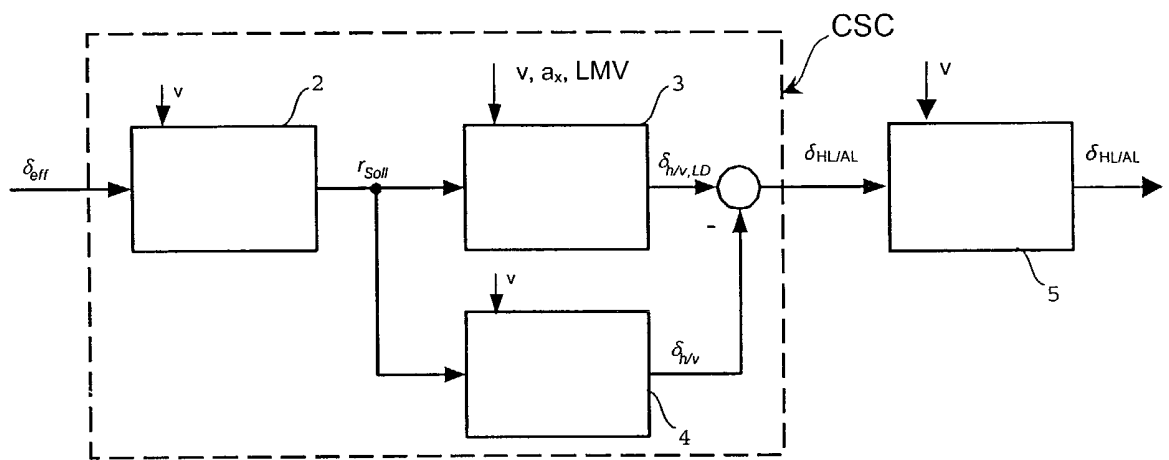
Figur 3b



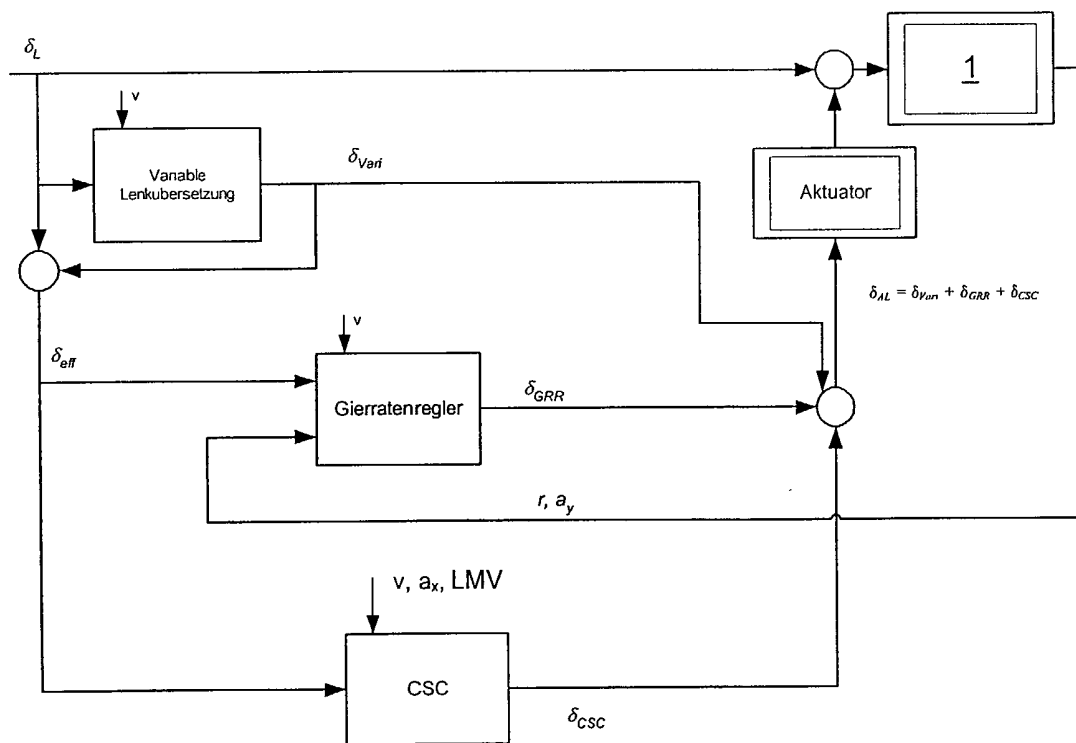
Figur 4



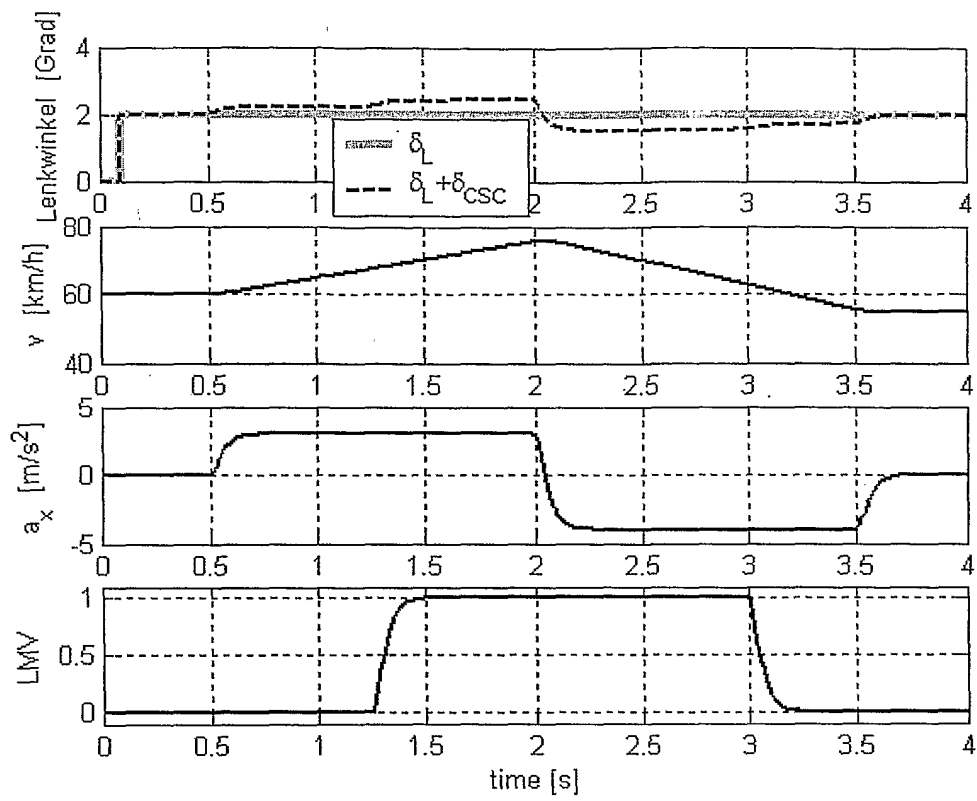
Figur 5



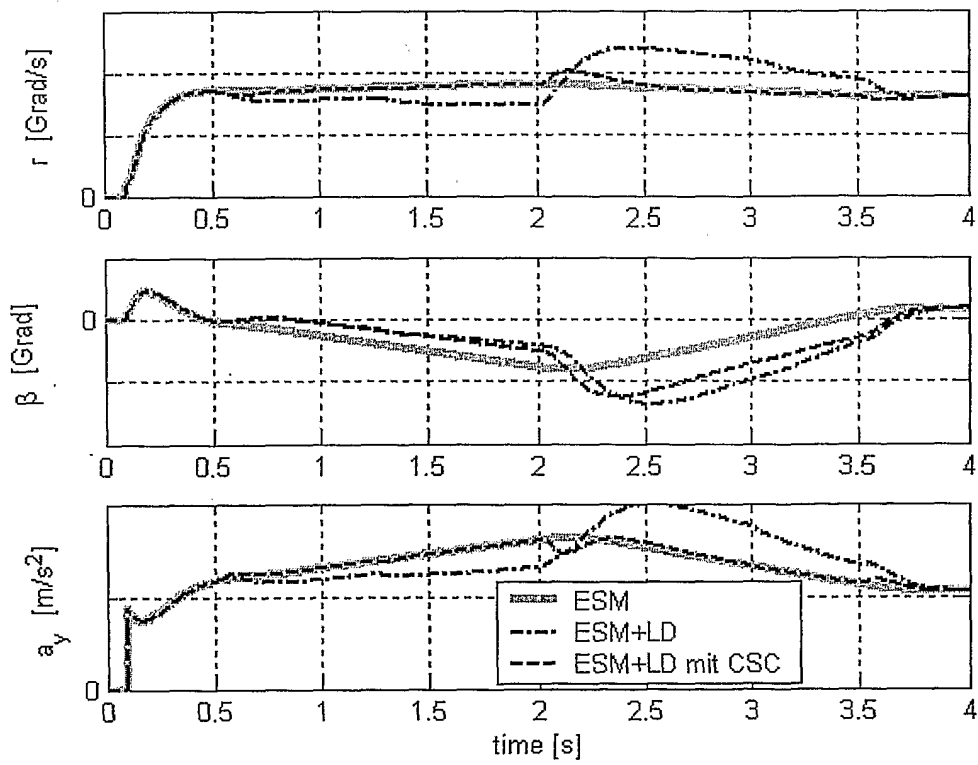
Figur 6



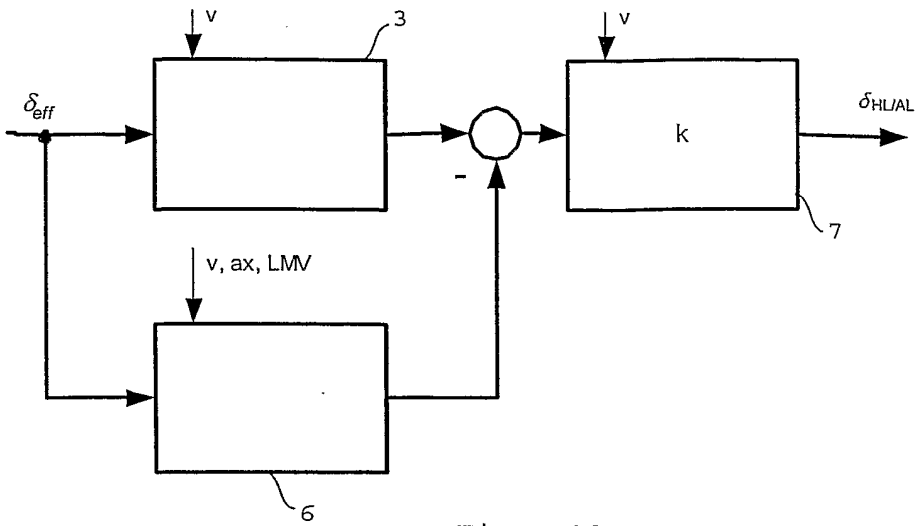
Figur 7



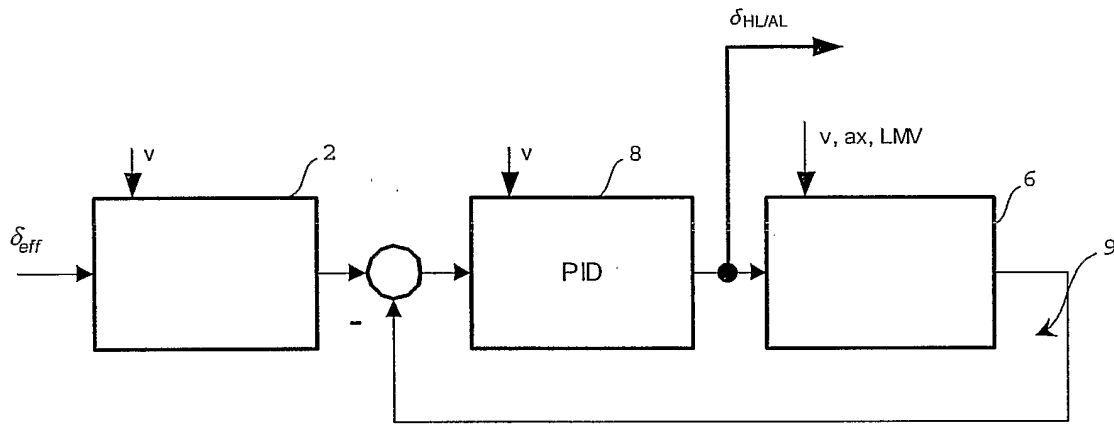
Figur 8



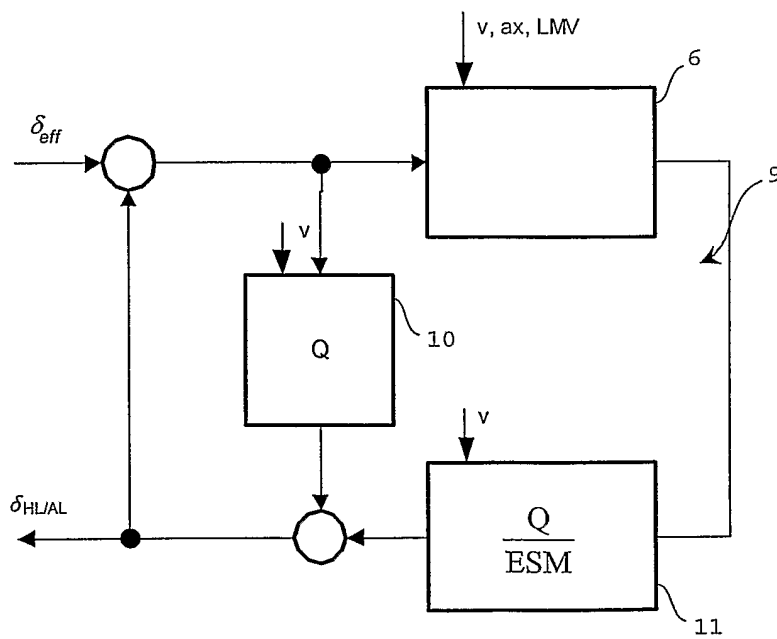
Figur 9



Figur 10



Figur 11



Figur 12

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No  
PCT/EP2005/006408

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER  
IPC 7 B62D6/00

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)  
IPC 7 B62D B60T

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

EPO-Internal, WPI Data, PAJ

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category °	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	DE 102 12 582 A1 (VOLKSWAGEN AG) 25 September 2003 (2003-09-25)	1, 19, 22
A	paragraphs '0004!', '0005!', '0044!' - '0056! figures 1a-3	2-18, 20, 21, 23
X	DE 101 41 273 A1 (BAYERISCHE MOTOREN WERKE AG) 20 March 2003 (2003-03-20) paragraphs '0043!' - '0062! figures 8,9	1, 19, 22

Further documents are listed in the continuation of box C.

Patent family members are listed in annex.

° Special categories of cited documents:

- \*A\* document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
- \*E\* earlier document but published on or after the international filing date
- \*L\* document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
- \*O\* document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
- \*P\* document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

- \*T\* later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
- \*X\* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
- \*Y\* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.
- \*Z\* document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

16 September 2005

Date of mailing of the international search report

29/09/2005

Name and mailing address of the ISA  
European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2  
NL - 2280 HV Rijswijk  
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,  
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Billen, K

**INTERNATIONAL SEARCH REPORT**

Information on patent family members

International Application No

PCT/EP2005/006408

Patent document cited in search report		Publication date		Patent family member(s)		Publication date
DE 10212582	A1	25-09-2003	US	2004007412 A1		15-01-2004
DE 10141273	A1	20-03-2003	NONE			

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen  
PCT/EP2005/006408

<b>A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES</b> IPK 7 B62D6/00		
Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPK) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPK		
<b>B. RESEARCHIERTE GEBIETE</b>		
Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole) IPK 7 B62D B60T		
Recherchierte aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen		
Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe) EPO-Internal, WPI Data, PAJ		
<b>C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN</b>		
Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X A	DE 102 12 582 A1 (VOLKSWAGEN AG) 25. September 2003 (2003-09-25) Absätze '0004!, '0005!, '0044! - '0056!  Abbildungen 1a-3	1,19,22  2-18,20, 21,23
X	DE 101 41 273 A1 (BAYERISCHE MOTOREN WERKE AG) 20. März 2003 (2003-03-20) Absätze '0043! - '0062! Abbildungen 8,9	1,19,22
<input type="checkbox"/> Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen		
<input checked="" type="checkbox"/> Siehe Anhang Patentfamilie		
* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen : *A* Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist *E* älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist *L* Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt) *O* Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht *P* Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist *T* Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist *X* Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden *Y* Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist *&* Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist		
Datum des Abschlusses der internationalen Recherche  16. September 2005		Absenddatum des internationalen Recherchenberichts  29/09/2005
Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl, Fax: (+31-70) 340-3016		Bevollmächtigter Bediensteter  Billen, K



**INTERNATIONALE RECHERCHENBERICHT**

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2005/006408

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
DE 10212582	A1	US 2004007412 A1	15-01-2004
DE 10141273	A1	KEINE	