



(19)
Bundesrepublik Deutschland
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 10 2005 043 176 A1** 2007.03.15

(12)

Offenlegungsschrift

(21) Aktenzeichen: **10 2005 043 176.3**

(22) Anmeldetag: **09.09.2005**

(43) Offenlegungstag: **15.03.2007**

(51) Int Cl.⁸: **B60G 21/055** (2006.01)

B60G 21/05 (2006.01)

B60G 21/04 (2006.01)

B60G 21/045 (2006.01)

(71) Anmelder:
ZF Friedrichshafen AG, 88046 Friedrichshafen, DE

(72) Erfinder:
Gärtner, Andreas, 28211 Bremen, DE; Beetz, Stefan, 19089 Barnin, DE; Festner, Gerald, 19288 Klein Krams, DE; Baustian, Torsten, 19089 Crivitz, DE

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

DE 103 16 114 A1

DE 102 05 932 A1

DE 699 11 079 T2

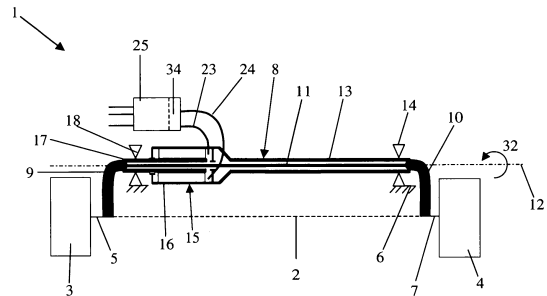
EP 09 92 376 A2

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gemäß § 44 PatG ist gestellt.

(54) Bezeichnung: **Fahrzeug**

(57) Zusammenfassung: Fahrzeug mit einem Fahrzeugaufbau (6), wenigstens zwei mit dem Fahrzeugaufbau (6) verbundenen und gegenüber diesem bewegbaren Rädern (3, 4) und einem Stabilisator (8), der zwei mit den Rädern (3, 4) verbundene Schenkel (9, 10) aufweist, die über eine erste Feder (11) mechanisch miteinander gekoppelt sind, wobei die beiden Schenkel (9, 10) zusätzlich über eine zweite Feder (13) und ein mit dieser in Reihe geschaltetes Kraft-Koppelglied (15) miteinander gekoppelt sind, dessen Kopplungsverhalten mittels einer Steuereinrichtung (25) variierbar ist.



Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft ein Fahrzeug mit einem Fahrzeugaufbau, wenigstens zwei mit dem Fahrzeugaufbau verbundenen und gegenüber diesem bewegbaren Rädern und einem Stabilisator, der zwei mit den Rädern verbundene Schenkel aufweist, die über eine erste Feder mechanisch miteinander gekoppelt sind.

Stand der Technik

[0002] Derartige Stabilisatoren sind aus dem Stand der Technik bekannt und mit dem Nachteil behaftet, dass sie nicht gleichzeitig gute Eigenschaften für den Straßenbetrieb und für den Geländebetrieb aufweisen. Aus diesem Grund wurden modifizierte Stabilisatoren geschaffen, wobei Stabilisatoren grundsätzlich in verschiedene Domänen aufgeteilt werden können. Die Beeinflussung der Übertragungscharakteristik des Kraftelements Stabilisator erfolgt entweder:

- adaptiv, das heißt auf Grund bzw. in Abhängigkeit des Bewegungszustandes beider Räder hinsichtlich Radlage und Radgeschwindigkeit und ohne Zufuhr von externer Energie,
- aktiv-schaltbar, das heißt mit langsamer fahrzustandsabhängiger oder manuell vorwählbarer Beeinflussung der reaktiven (mit Einschränkung auch der aktiven) Kraftelemente-Charakteristik und mit Zufuhr von externer Energie (Beispiel: aktiv entkoppelbare Stabilisatorwelle),
- semi-aktiv, das heißt mit schneller, gegebenenfalls auf Einzelereignisse oder höherfrequente Anregungen bezogener Beeinflussung der reaktiven Kraftelemente-Charakteristik und mit Zufuhr geringfügiger externer Steuerenergie (Beispiel: Stabilisator mit semi-aktiver Zusatzdämpfung),
- aktiv, das heißt mit schneller Beeinflussung der reaktiven Kraftelemente-Charakteristik und mit der Generierung aktiver Stellkräfte/-momente in allen Bewegungsquadranten und mit Zufuhr von größerer externer Energie (Beispiel: geteilter Stabilisator mit aktivem Schwenkmotor).

[0003] Ein Beispiel hierfür offenbart die DE 103 16 114 A1, aus der ein Stabilisator als ein mit einem Federelement versehenes Bauteil bekannt ist, das beweglich am Fahrzeugaufbau befestigt ist. Auf der linken Fahrzeugseite ist der Stabilisator über einen ersten Seitenschenkel mit dem linken Fahrzeugrad verbunden, wohingegen auf der rechten Fahrzeugseite der Stabilisator über einen zweiten Seitenschenkel mit dem rechten Fahrzeugrad verbunden ist. Zwischen den beiden Seitenschenkeln ist ein Aktor angeordnet, der als hydraulisches Stellglied ausgeführt sein kann. Der Aktor ist in einen Regelkreis integriert, der den Aktor nach Maßgabe der Bewegungen des Fahrzeugaufbaus steuert und/oder regelt. Der Regelkreis weist Sensoren zur Erfassung von Wankbewegungen des Fahrzeugaufbaus auf.

[0004] Während vollaktive Stabilisatoren zur Wankstabilisierung und zur Stabilisatorkopplung ein breites Funktionsband aufweisen, aber einen hohen Energieeinsatz und Komponentenaufwand benötigen, ist die Funktionalität bei schaltbaren Systemen deutlich eingeschränkt, da nur eine Entkopplung dargestellt werden kann. Bei gegebenenfalls aktiver Entkopplung sind sowohl Energieverbrauch als auch Komponentenbedarf (Power-Pack, Regelungsstrategie, Fail-Safe-Ebene) immer noch aufwändig. Bei beiden Domänen ist also die darstellbare Funktionalität mit hohem Aufwand hinsichtlich Energiezufuhr, Funktionsabsicherung im Versagensfall und Komponentenaufwand (Energieversorgung etc.) verbunden. Insbesondere bei vollaktiven Systemen auf hydraulischer Basis besteht im Versagensfall keine rein mechanische Rückfallebene. Die nutzbare Verdrehlänge ist gegenüber ungeteilten Stabilisatorsystemen reduziert.

Aufgabenstellung

[0005] Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein Fahrzeug der eingangs genannten Art derart weiterzubilden, dass die Kopplung der beiden Räder über den Stabilisator bei relativ einfachem Aufbau und möglichst geringer Energiezufuhr aktiv beeinflussbar ist.

[0006] Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch ein Fahrzeug mit den Merkmalen nach Anspruch 1 gelöst. Bevorzugte Weiterbildungen sind in den Unteransprüchen beschrieben.

[0007] Das erfindungsgemäße Fahrzeug, insbesondere Kraftfahrzeug, weist einen Fahrzeugaufbau, wenigstens zwei mit dem Fahrzeugaufbau verbundene und gegenüber diesem bewegbare Räder und einen Stabilisator auf, der zwei mit den Rädern verbundene Schenkel umfasst, die über eine erste Feder mechanisch miteinander gekoppelt oder verbunden sind. Die beiden Schenkel sind dabei zusätzlich über eine zweite Feder und ein mit dieser in Reihe geschaltetes Kraft-Koppelglied miteinander gekoppelt oder verbunden, dessen Kopplungsverhalten mittels einer Steuereinrichtung variiert wird oder variiert werden kann.

[0008] Dadurch, dass die beiden Schenkel des Stabilisators über eine Parallelschaltung aus der ersten Feder und der Reihenschaltung aus der zweiten Feder und dem Kraft-Koppelglied miteinander verbunden sind, ist über das Kopplungsverhalten des Kraft-Koppelglieds die Federsteifigkeit des Stabilisators variiierbar. Dabei kann das Kraft-Koppelglied in mehrere Zustände mit unterschiedlicher Kopplung geschaltet werden, die jeweils zu einem unterschiedlichen Federungsverhalten und/oder Dämpfungsverhalten des Stabilisators führen. Je stärker die Kopplung ist, desto größer wird die Gesamtfedersteifigkeit

des Stabilisators, und je geringer die Kopplung ist, desto kleiner wird die Gesamtfedersteifigkeit des Stabilisators.

[0009] Insbesondere sind in einem vollständig gekoppelten Zustand (auch gesperrter Zustand oder Sperrung des Kraft-Koppelglieds genannt) die beiden Schenkel über eine Parallelschaltung der beiden Federn derart miteinander verbunden, dass die Gesamt-Federsteifigkeit des Stabilisators gleich oder im Wesentlichen gleich der Summe der Einzel-Federsteifigkeiten von erster und zweiter Feder ist. In einem vollständig entkoppelten Zustand hingegen sind die beiden Schenkel nur oder im Wesentlichen nur über die erste Feder miteinander gekoppelt, so dass die Gesamt-Federsteifigkeit des Stabilisators gleich oder im Wesentlichen gleich der Federsteifigkeit der ersten Feder ist. Bevorzugt sind aber auch Zwischenzustände annehmbar, so dass die Gesamt-Federsteifigkeit des Stabilisators in Abhängigkeit vom Kopplungsverhalten bzw. Kopplungsgrad des Kraft-Koppelgliedes unterschiedliche Werte annehmen kann, die insbesondere zwischen der Federsteifigkeit der ersten Feder und der Summe aus den Federsteifigkeiten beider Federn liegen. Das Kraft-Koppelglied arbeitet dabei bevorzugt als Dämpfer, dessen Dämpfungsverhalten insbesondere mittels der Steuereinrichtung variierbar ist. Die beiden Schenkel sind daher bevorzugt über eine Parallelschaltung aus der ersten Feder und einer Reihenschaltung aus der zweiten Feder und dem Dämpfer miteinander verbunden.

[0010] Somit ist es bei dem erfindungsgemäßen Fahrzeug möglich, die Kopplung zwischen den beiden Rädern zu variieren, obwohl, wie bei einem herkömmlichen passiven Stabilisator, eine stetige mechanische Kopplung der beiden Räder miteinander vorhanden ist. Diese stetige Kopplung bildet eine Ausfallsicherung, da die beiden Räder zumindest über die erste Feder stets miteinander gekoppelt sind. Hierdurch wird der Aufwand erheblich reduziert, der bei herkömmlichen zweigeteilten Stabilisatoren für die Ausfallsicherheit betrieben werden muss. Da ferner die erste Feder immer einen Teil eines in den Stabilisator eingebrachten Moments überträgt, wird über das Kraft-Koppelglied lediglich ein Teil des Gesamtmoments übertragen, so dass das Kraft-Koppelglied unter Belastung mit geringerem Energieaufwand als bei einem herkömmlichen zweigeteilten Stabilisator betätigt werden kann. Dennoch ist es möglich, das Kraft-Koppelglied mit der Steuereinrichtung in der Weise zu beeinflussen, dass dieses selbst die beiden Schenkel gegeneinander verspannt bzw. Kräfte oder Momente zwischen den beiden Schenkeln aufbaut.

[0011] Der Stabilisator ist bevorzugt über wenigstens ein Lager am Fahrzeugaufbau gelagert. Ferner können die Räder federnd am Fahrzeugaufbau gela-

gert sein und bevorzugt ihren Abstand zum Fahrzeugaufbau verändern. Dabei kann jedes der Räder unter Zwischenschaltung einer separaten Fahrzeugfeder mit dem Fahrzeugaufbau verbunden sein. Die Fahrzeugfedern drängen das jeweilige Rad vom Fahrzeugaufbau weg bzw. halten den Fahrzeugaufbau im Abstand zum jeweiligen Rad, wobei dieser Abstand auch als Einfederung bezeichnet wird.

[0012] Die erste Feder bestimmt die kleinste Federsteifigkeit und somit die Geländegängigkeit des Fahrzeugs, so dass die Federsteifigkeit der ersten Feder bevorzugt signifikant geringer als bei einem herkömmlichen passiven Stabilisator mit konstanter Kopplung ist. Ferner ist die Federsteifigkeit der zweiten Feder bevorzugt größer als die Federsteifigkeit der ersten Feder.

[0013] Eine besonders kompakte Bauweise des Stabilisators ist dadurch realisierbar, dass die beiden Federn als ineinander angeordnete Torsionsfedern ausgebildet sind. Zum Beispiel kann die erste Feder eine erste Torsionsfeder bilden, die insbesondere als Torsionsfederstab ausgebildet ist. Ferner kann die zweite Feder eine zweite Torsionsfeder bilden, die insbesondere als hohle Torsionsfeder ausgebildet ist, in deren Hohlraum die erste Torsionsfeder angeordnet ist bzw. verläuft. Dieser Hohlraum erstreckt sich insbesondere in Richtung der Verdreh- oder Torsionsachse durch die zweite Torsionsfeder hindurch. Die zweite Feder ist somit als federelastisch tordierbares Rohr ausbildbar, dessen Außenkontur aber von der Kreisform abweichen und/oder in Richtung der Verdreh- oder Torsionsachse der zweiten Torsionsfeder variieren kann.

[0014] Bevorzugt fällt die Verdreh- oder Torsionsachse der ersten Torsionsfeder mit der Verdreh- oder Torsionsachse der zweiten Torsionsfeder zusammen. Ferner kann die Verdreh- oder Torsionsachse der ersten Torsionsfeder mit der Längsrichtung der ersten Torsionsfeder zusammenfallen und/oder die Verdreh- oder Torsionsachse der zweiten Torsionsfeder mit der Längsrichtung der zweiten Torsionsfeder zusammenfallen.

[0015] Die erste Torsionsfeder ist bevorzugt drehfest mit den beiden Schenkeln, die zweite Torsionsfeder an ihrem einen Ende drehfest mit einem der beiden Schenkel, ein Teil des Kraft-Koppelglieds drehfest mit dem anderen der beiden Schenkel und die zweite Torsionsfeder mit ihrem anderen Ende drehfest mit einem anderen Teil des Kraft-Koppelglieds verbunden, wobei die beiden Teile des Kraft-Koppelglieds relativ zueinander drehbar sind. Dabei kann einer Drehbewegung der beiden Teile des Kraftkoppelglieds relativ zueinander in Abhängigkeit vom Kopplungsgrad ein unterschiedlicher Widerstand entgegengesetzt werden bzw. kann diese Drehbewegung in Abhängigkeit vom Kopplungsgrad unterschiedlich

gedämpft werden. Das eine Teil bildet insbesondere einen in dem anderen Teil angeordneten Rotor, wobei das andere Teil als Stator oder Gehäuse ausbildbar ist. Ferner kann das Kraft-Koppelglied eine Ausnehmung aufweisen, in welcher die erste Torsionsfeder angeordnet ist oder verläuft. Bevorzugt ist das eine Teil des Kraft-Koppelglieds als Hohlkörper ausgebildet, dessen Hohlraum die Ausnehmung bildet. Diese Ausnehmung ist insbesondere eine durchgehende Ausnehmung, durch welche hindurch sich die erste Torsionsfeder erstreckt. Das eine Teil des Kraft-Koppelglieds kann somit z.B. rohrförmig oder hülsenförmig ausgebildet sein.

[0016] Es ist möglich, dass sich die erste Torsionsfeder durch die gesamte Reihenschaltung von zweiter Torsionsfeder und Kraft-Koppelglied hindurch erstreckt, was zu einer großen Federlänge für die erste Torsionsfeder führt. Dies ist ein Vorteil gegenüber geteilten Stabilisatoren. Alternativ kann das eine Teil des Kraft-Koppelglieds aber auch der ersten Torsionsfeder und dem zugehörigen Schenkel zwischengeschaltet und drehfest sowohl mit der ersten Torsionsfeder als auch mit dem zugehörigen Schenkel verbunden sein. In diesem Fall ist die Gesamtlänge der ersten Torsionsfeder aber geringer.

[0017] Das Kraft-Koppelglied kann mechanisch, elektrisch, pneumatisch oder hydraulisch betätigt werden. Ferner ist das Kraft-Koppelglied bevorzugt als Schwenkaktuator ausgebildet, der die erste Feder umringt.

[0018] Gemäß einer Weiterbildung ist das Kraft-Koppelglied hydraulisch betätigbar und hydraulisch mit der Steuereinrichtung verbunden, wobei von dem Kraft-Koppelglied insbesondere ein hydraulischer Volumenstroms generierbar ist, der z.B. von der Steuereinrichtung gesteuert werden kann. Als Kraft-Koppelglied eignet sich insbesondere ein hydraulischer Schwenkaktuator, der bevorzugt als hydraulischer Verdränger arbeitet und insbesondere wie ein hydraulischer Schwenkmotor aufgebaut ist. Das Kraft-Koppelglied kann zumindest die beiden bevorzugt ineinander angeordneten und relativ zueinander drehbaren Teile aufweisen, die jeweils wenigstens einen sich in Richtung des jeweilig anderen Teils hin erstreckenden Flügel umfassen können. Die beiden Flügel überlappen sich dabei insbesondere hinsichtlich der axialen und radialen Richtung, so dass die Flügel aneinander anschlagen und somit die Verdrehung der beiden Teile gegeneinander begrenzen können. Als axiale Richtung wird dabei insbesondere die Richtung der zugehörigen Drehachse bezeichnet, wohingegen die radiale Richtung senkrecht zu dieser Drehachse verläuft.

[0019] Zur Beeinflussung des Kopplungsverhaltens sind zwischen den beiden Flügeln wenigstens zwei mit einem Hydraulikfluid gefüllte Kammern ausgebildet,

die hydraulisch mit der Steuereinrichtung verbunden sind. Werden die beiden Teile gegeneinander verdreht, so vergrößert sich eine der Kammern, wohingegen sich die andere Kammer verkleinert. Dies hat einen Strom von Hydraulikfluid zur Folge, so dass Hydraulikfluid in die größer werdende Kammer einströmt und aus der kleiner werdenden Kammer auströmt, jedenfalls bei Verwendung eines praktisch nicht oder lediglich geringfügig komprimierbaren Fluids, wie einem Hydrauliköl. Bei vollständiger Entkopplung sind die beiden Kammern über die Steuereinrichtung hydraulisch miteinander kurzgeschlossen, so dass der Einfluss der zweiten Feder auf die Federsteifigkeit des Stabilisators sehr gering oder sogar zu vernachlässigen ist. In diesem Fall wird das Federungsverhalten des Stabilisators maßgeblich oder ausschließlich durch die erste Feder bestimmt.

[0020] Ferner ist es möglich, dass die Steuereinrichtung den Zu- oder Abstrom von Hydraulikfluid in bzw. aus wenigstens einer der Kammern vollständig sperrt, so dass eine Verdrehung der beiden Teile gegeneinander nicht mehr möglich ist, sofern ein nicht-komprimierbares Fluid verwendet wird. Insbesondere wird die Austauschmöglichkeit von Hydraulikfluid zwischen den beiden Kammern unterbrochen. In diesem Fall ist das Kraft-Koppelglied gesperrt, so dass die Federsteifigkeit des Stabilisators aus der Parallelschaltung der beiden Federn bestimmt ist. Zum Sperren des Kraft-Koppelglieds weist die Steuereinrichtung bevorzugt ein ansteuerbares Schaltventil (z.B. ein 2/2-Wege-Schaltventil) zur Sperrung des vom Kraft-Koppelglied generierten Volumenstroms auf.

[0021] Alternativ oder ergänzend kann die Steuereinrichtung eine hydraulische Drossel zur Beeinflussung des hydraulischen Durchflusses des vom Kraft-Koppelglied generierten hydraulischen Volumenstroms aufweisen. Die beiden Kammern können z. B. über die hydraulische Drossel miteinander verbunden sein, so dass das Kraft-Koppelglied ein Kopplungsverhalten aufweist, welches zwischen dem vollständigen Entkoppeln (Kurzschluss) und dem vollständigen Koppeln (Sperrern) liegt. Das Kraft-Koppelglied arbeitet in dieser Betriebsart wie ein Dämpfer, dessen Dämpfungsverhalten durch das Kopplungsverhalten bestimmt oder bestimmbar ist. Insbesondere sind die beiden Schenkel über eine Parallelschaltung aus der ersten Feder und einer Reihenschaltung aus der zweiten Feder und dem Dämpfer miteinander verbunden. Dabei kann die Drossel aktiv oder passiv ausgebildet sein, wobei eine passive Drossel einen unveränderbaren hydraulischen Strömungswiderstand bildet. Ist die Drossel passiv ausgelegt, lässt sich diese nicht vollständig sperren, so dass mit der Drossel bevorzugt das Schaltventil zum Sperren des Durchflusses durch die Drossel in Reihe geschaltet ist. Ferner kann die Steuereinrichtung ein Mehrwege-Ventil (z.B. ein 3/2-Wege-Schalt-

ventil) aufweisen, um wahlweise zwischen einem Kurzschlussbetrieb und dem Drosselbetrieb hin und her zu schalten. Für den Kurzschlussbetrieb ist z.B. der Drossel eine Hydraulikleitung parallel geschaltet, die mittels des Mehrwege-Ventils zum Kurzschließen der Drossel freigeschaltet werden kann. Ist zum Sperren des Kraft-Koppelglieds das Schaltventil vorhanden, so kann auch dieses von der Kurzschluss-Hydraulikleitung überbrückt werden.

[0022] Alternativ oder ergänzend kann die Steuereinrichtung ein ansteuerbares Proportionalventil zur stufenlosen Beeinflussung des hydraulischen Durchflusses des vom Kraft-Koppelglied generierten hydraulischen Volumenstroms aufweisen. Mit diesem Ventil lässt sich das Strömungsverhalten aktiv steuern und bevorzugt sogar vollständig unterbinden, so dass das Schaltventil zum Sperren entfallen kann. Insbesondere bildet das Proportionalventil eine aktive Drossel, deren Strömungswiderstand variierbar ist. Dabei kann das Proportionalventil die passive Drossel ersetzen oder in Reihe mit dieser geschaltet sein. Ferner kann auch hier das Mehrwege-Ventil vorgesehen sein, um wahlweise zwischen einem Kurzschlussbetrieb und dem Drosselbetrieb hin- und herschalten zu können. Für den Kurzschlussbetrieb ist z.B. dem Proportionalventil eine Hydraulikleitung parallel geschaltet, die mittels des Mehrwege-Schaltventils zum Kurzschließen des Proportionalventils freigeschaltet werden kann.

[0023] Die beiden Federn können in zwei einander entgegengesetzte Richtungen betätigt oder verspannt werden, so dass auch der Volumenstrom des Hydraulikfluids in zwei einander entgegengesetzte Richtungen strömen kann. Um eine definierte Flussrichtung des Hydraulikfluids in der Steuereinrichtung zu gewährleisten, ist insbesondere ein hydraulischer Gleichrichter zwischen dem Kraft-Koppelglied und der Steuereinrichtung vorgesehen oder in diese integriert. Dieser Gleichrichter sorgt dafür, dass z.B. das Mehrwege-Ventil stets in der gleichen Richtung von Hydraulikfluid durchströmt wird. Der hydraulische Gleichrichter wird dabei insbesondere mit Hilfe von Rückschlagventilen, insbesondere mit vier Rückschlagventilen, gebildet.

[0024] Ferner kann eine elektronische Steuerung mit der Steuereinrichtung verbunden oder in diese integriert sein. Diese elektronische Steuerung kann im einfachsten Fall lediglich einen Schalter aufweisen, der z.B. das Schaltventil zum Sperren ein- und ausschaltet. Bevorzugt weist die elektronische Steuerung aber noch einen Signalgeber auf, z. B. in Form einer Leuchte, um den Fahrzeugführer über den aktuellen Schaltzustand des Stabilisators zu informieren. Ferner ist es möglich, einen Regler für die Stellung des Proportionalventils in der elektronischen Steuerung vorzusehen. Auch ist ein zusätzlicher Schalter möglich, um das Mehrwege-Schaltventil zu

betätigen. Bevorzugt umfasst die elektronische Steuerung einen Digitalrechner und/oder ist mit einer Fahrzeugsteuerung gekoppelt, wobei die elektronische Steuerung mit wenigstens einem Sensor verbunden sein kann und/oder einen Speicher aufweisen kann, in dem z.B. ein im Vorab bestimmtes Kennfeld hinterlegt ist. Die Steuereinheit kann die von dem oder den Sensoren erfassten Werte direkt oder indirekt mit im Kennfeld hinterlegten Werten vergleichen und den Stabilisator bzw. die Schaltventile und/oder das Proportionalventil in geeigneter Weise ansteuern.

[0025] Das erfindungsgemäße mehrstufige Stabilisatorsystem weist eine integrierte Wankdämpfung auf, die in Zusammenhang mit einer semi-aktiven digitalen Regel- oder Steuereinrichtung arbeitet. Dazu ist der Schwenkaktuator (HDU) als hydraulisches Kraft-Koppelglied zwischen zwei Stabilisatorstufen (iSTB) und (oSTB) montiert.

- iSTB: Inneres, durchgehendes Stabilisatorprofil.
- oSTB: Äußeres, das iSTB teilweise umhüllendes Stabilisatorprofil (Rohr).
- HDU: Rotatorische Verdrängereinheit (Pumpe) mit Welle und Gehäuse.

[0026] Es besteht eine Reihenschaltung des Gehäuses dieses Schwenkaktuators und des oSTB (zweite Feder) mit dem Stabilisatorschenkel einer Seite. Eine hydraulische Momentabstützung zwischen diesem Komponentenpfad und dem Stabilisatorende der anderen Seite wird nun hydrostatisch mit Hilfe des Schwenkaktuators realisiert. Das hydraulische Übertragungsverhalten hat vornehmlich eine dämpfende Charakteristik, die nun mit Hilfe der hydraulischen Steuereinheit (HCU) und ihrer Ventilbeschalung mit hoher Eckfrequenz in einem ausreichend breiten Band variiert werden kann (semi-aktive Dämpfung).

- HCU: Hydraulische Steuereinheit mit semi-aktiv ansteuerbaren Proportionalventilen zur stufenlosen Beeinflussung des hydraulischen Durchflusses des vom Verdränger (HDU) generierten Volumenstroms.

[0027] Eine Kopplung (Parallelschaltung von iSTB mit einer Anordnung, die von einer Reihenschaltung aus oSTB und HDU gebildet ist) erfolgt zusätzlich mit einer hydraulischen Sperrfunktion – diese Sperrung wird in Abhängigkeit vom Pfadzustand durch die entsprechende Ventilstellung definiert eingestellt und stellt ferner die primäre Fail-Safe-Rückfallebene des Systems dar. Eine sekundäre Fail-Safe-Rückfallebene wird durch den ständigen Eingriff des iSTB (erste Feder) gebildet.

[0028] Eine geeignete hydraulische Verschaltung der ölgefüllten Kammern realisiert die Funktion der HDU als Volumenverdränger – der Schwenkaktuator arbeitet als Pumpe im Zwei-Quadranten-Betrieb. Mit-

tels einer in der externen HCU angeordneten Gleichrichter-Ventilschaltung durchströmt das verdrängte Ölvolumen eine semi-aktiv regelbare Ventilkombination und kann in Abhängigkeit einer Sollwert-Vorgabe definiert gedrosselt oder gesperrt werden. Auf Grund der hohen Schaltgeschwindigkeiten sind verschiedene Strategien zur Dämpfungsregelung bevorzugt des Wank-Freiheitsgrades darstellbar.

[0029] Entscheidend sind nun z.B. die Möglichkeiten zur gezielten und gegebenenfalls auch schnellen Beeinflussung der Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften des Stabilisatorsystems über die Regelung und Proportionalventilstellung, mit der sich mehrere Funktionalitäten darstellen lassen:

- Semi-aktive Dämpfung des Wank-Freiheitsgrades.
- Beliebige parametrierbare Umschaltung zwischen weicher und harter Stabilisatorerkennung durch hydraulische Sperrung/Verkopplung von iSTB und oSTb.
- (Bei Verwendung an Vorderachse und Hinterachse des Fahrzeugs) Vorsteuerung des stationären und des dynamischen Fahrzeug-Eigenlenkverhaltens durch Regelung der Stabilisator-Wankmomentenverteilung zwischen Vorderachse und Hinterachse.

[0030] Die dazu bevorzugte Betriebsstrategie verwendet als Basisfunktion einen sog. Skyhook-Algorithmus der die gemessene/berechnete Bewegungsdynamik von Aufbauebene und Radebene verarbeitet und daraus geeignete Rückstell- oder Reaktionskräfte bestimmt, die in der Folge als Sollwertvorgabe in die Aktuatorik eingesteuert werden. Die Bewegungsdynamik lässt sich mit einer Kombination von Sensoren erfassen – diesbezüglich werden die möglichen Grundkonfigurationen aufgezeigt:

- Vertikalbeschleunigung an mind. zwei Punkten (z.B. vorne links, vorne rechts oder hinten links, hinten rechts) des Fahrzeugaufbaus, wobei die beiden Punkte insbesondere auf einer Ebene senkrecht zur Fahrzeuginnenachse sowie beidseitig (rechts und links) im gleichen Abstand zu dieser Achse liegen (bevorzugt weisen die beiden Punkte ferner den gleichen Abstand zu einer von Fahrzeuginnenachse und Fahrzeughochachse aufgespannten Ebene auf, die zwischen den beiden Punkten verläuft),
- wenigstens zwei Radvertikalbeschleunigungen, bevorzugt alle Radvertikalbeschleunigungen oder
- Aufbau-Vertikalbeschleunigung an mind. zwei Punkten (z. B. Stabilisatorlager aufbauseitig: vorne links, vorne rechts oder hinten links, hinten rechts), wobei die beiden Punkte insbesondere auf einer Ebene senkrecht zur Fahrzeuginnenachse sowie beidseitig (rechts und links) im gleichen Abstand zu dieser Achse liegen (bevorzugt weisen die beiden Punkte ferner den gleichen Ab-

stand zu einer von Fahrzeuginnenachse und Fahrzeughochachse aufgespannten Ebene auf, die zwischen den beiden Punkten verläuft),

- wenigstens zwei Einfederwege, bevorzugt alle Einfederwege.

[0031] Auf Basis dieser Betriebsstrategie können zusätzlich vorgesteuerte Anteile (Störgrößenaufschaltung, Kennfeldsteuerung) als System-Sollwertvorgabe verarbeitet werden, um die Systemleistung und insbesondere die Dynamik zu verbessern.

[0032] Vorteilhaft am erfindungsgemäßen Fahrzeug ist insbesondere:

- Die Kombination mehrerer Federraten und einer variablen Dämpfung mit Hilfe eines auf hydrostatischer Grundlage arbeitenden Verdrängersystems.
- Dass im Unterschied zu bisherigen aktiven schaltbaren Stabilisatorsystemen mit geteiltem Stabilisator die nutzbare Verdrehlänge des immer im Eingriff befindlichen Elements (iSTB) durch Hindurchführung dieses Elements durch den Schwenkaktuator (Verdränger) maximal wird und damit eine Optimierung der Federrate realisiert werden kann.
- Dass gegenüber aktiven Systemen ein immer im Eingriff befindliches Element (iSTB) zur Querkopplung der beiden Räder einer Achse eine optimale Grundeinstellung des Fahrzeug-Eigenlenkverhaltens ermöglicht. Die Aufteilung des durch die Stabilisatoren abgestützten Aufbau-Wankmoments auf Vorder- und Hinterachse kann variiert werden und beeinflusst damit die Radlastverteilung des Fahrzeugs. Das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs bei Kurvenfahrt (Gierempfindlichkeit, Lenkwinkelbedarf) ist davon direkt abhängig.
- Dass eine komplette Komponentenintegration innerhalb der Baugruppe Stabilisator zu einem anschlussfähigen mechatronischen Funktionsmodul realisierbar ist.
- Die Nutzung eines hydraulischen Schwenkactuators als Pumpe, die beim Auftreten relativer Einfederbewegungen einen Volumenstrom durch eine Ventilbeschaltung fördert, in Zusammenhang mit einem Stabilisatorsystem.
- Die hydraulische Beschattung mit Plattenventil, 2/2-Wege-Proportionalventil und 3/2-Wege-Schaltventil und weiteren Komponenten mit dem Ziel:
 - den verdrängten Volumenstrom gleichzurichten, so dass lediglich eine Bestromungsrichtung des Ventils vorliegt,
 - einen degressiv-linearen Verlauf der HCU-Kennlinie zu realisieren,
 - eine hydraulische Sperrfunktion zu gewährleisten.
- Dass die Ventilstellung und insbesondere die Sperrfunktion durch die Regelung variabel durch die Steuerelektronik zu beeinflussen ist.

– Dass die zur Systemfunktion bevorzugt vorge-sehene Sensorkette ebenfalls in das Funktions-modul integriert werden kann, beispielsweise durch die Kombination intelligenter Gelenksensori-k an den Stabilisator-Koppelstangen mit Beschleunigungssensoren.

- [0033]** Der primäre Nutzen des Systems liegt:
- in seiner positiven Auswirkung auf die Wankdy-namik des Aufbaus sowohl bei äußerer Anregung als auch bei Fahrereingaben,
 - in der sowohl situationsbedingt als auch kontinu-ierlich wirksamen Adaption der Kraffelemente-Charakteristik in Hinblick auf
 - Aufbaustabilisierung,
 - max. Achsverschränkung,
 - hohe Wankfederrate und Wankdämpfung bei Kurvenfahrt,
 - geringe Wankfederrate und frequenzabhängige Wankdämpfung bei wechselseitiger Straßenan-regung,
 - in der Verbesserung des Vertikalkomforts eben-so wie der Traktion/Achsverschränkung im Gelän-de auf Grund der geringeren Stabilisator-Basissteifigkeit,
 - dynamische und stationäre Beeinflussung des Fahrzeug-Eigenlenkverhaltens durch Steuerung der Wankmomentverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse.

- [0034]** Zu benennende Vorteile sind ferner:
- breites Funktionsband bei geringem Energieei-genbedarf,
 - Adaptionfähigkeit an verschiedene Betriebsbe-reiche (Fahrzeug, Randbedingungen) durch para-metrierbare Funktion (Anpassung Funktionssoft-ware)
 - Möglichkeit auf Einzelereignisse bzw. höherfre-quenter Anregung zu reagieren,
 - Einbau als Funktionsmodul,
 - Komfort und Traktionsverbesserung bei gleich-zeitigem Erhalt der Fahrsicherheit,
 - Doppelte Rückfallebene bei Systemausfall,
 - Vermeidung von zu starker Querkopplung der Räder bei Geradeausfahrt.

[0035] Insbesondere kann ein semi-aktives System bei geeigneter Erweiterung der Funktionalität mit Hilfe mechanisch-hydraulischer Bauelemente, aber mit einem vergleichsweise geringen Einsatz externer Energie eine Brücke hinsichtlich des Funktionsbandes zu den aktiven Systemen schlagen. Gegenüber der aktiv-schaltbaren Konfiguration ist die Funktionalität und die Einstellbarkeit der Charakteristik deutlich erweiterbar, gegenüber den vollaktiven Systemen ist der Absicherungsaufwand im Versagensfall vereinfacht.

Ausführungsbeispiel

[0036] Die Erfindung wird nachfolgend anhand einer bevorzugten Ausführungsform unter Bezugnahme auf die Zeichnung beschrieben. In der Zeichnung zeigen:

[0037] [Fig. 1](#): eine schematische Teilansicht einer ersten Ausführungsform des erfindungsgemäßen Fahrzeugs,

[0038] [Fig. 2](#): eine detailliertere Darstellung des Kraft-Koppelglieds und der Steuereinrichtung nach [Fig. 1](#),

[0039] [Fig. 3](#): eine detailliertere Darstellung des Kraft-Koppelglieds nach [Fig. 1](#) mit einer ersten modifizierten Form der Steuereinrichtung,

[0040] [Fig. 4](#): eine schematische Gesamtansicht der Ausführungsform nach [Fig. 1](#),

[0041] [Fig. 5](#): eine Kennlinie der Ausführungsform nach [Fig. 1](#), wobei das Stabilisatormoment über die Stabilisatorverdrehung aufgetragen ist,

[0042] [Fig. 6](#): eine Kennlinie der Ausführungsform nach [Fig. 1](#), wobei das Stabilisatormoment über die Stabilisatorverdrehgeschwindigkeit aufgetragen ist,

[0043] [Fig. 7](#): eine Messkurve für die Ausführungsform nach [Fig. 1](#), wobei das Stabilisatormoment über die Stabilisatorverdrehung aufgetragen ist, und

[0044] [Fig. 8](#): eine detailliertere Darstellung des Kraft-Koppelglieds nach [Fig. 1](#) mit einer zweiten modifizierten Form der Steuereinrichtung.

[0045] Aus [Fig. 1](#) ist eine schematische Ansicht einer Ausführungsform des erfindungsgemäßen Fahrzeugs **1** ersichtlich, welches eine Vorderachse **2** mit einem linken Rad **3** und einem rechten Rad **4** aufweist. Das Rad **3** ist über eine linke Radaufhängung **5** mit einem Fahrzeugaufbau **6** des Fahrzeugs **1** verbunden, wobei das Rad **4** über eine rechte Radaufhängung **7** mit dem Fahrzeugaufbau **6** verbunden ist. Ferner ist ein Stabilisator **8** vorgesehen, der einen an der Radaufhängung **5** angreifenden linken Schenkel **9** und einen an der Radaufhängung **7** angreifenden rechten Schenkel **10** aufweist. Zwischen den beiden abgewinkelten Schenkeln **9** und **10** erstreckt sich ein Torsionsfederstab **11**, der drehfest mit den beiden Schenkeln **9** und **10** verbunden, insbesondere einstückig mit diesen ausgebildet ist. Weisen die Räder **3** und **4** einen unterschiedlichen Abstand zum Fahrzeugaufbau **6** auf, so tordiert der Stab **11** federelastisch um seine Längsachse **12**. Als Folge dieser Torsion wirkt der Torsionsfederstab **11** in einer Weise auf die beiden Räder **3** und **4** ein, dass diese bestrebt sind, wieder den gleichen Abstand zum Fahrzeugauf-

bau einzunehmen. Ferner ist mit dem Schenkel **10** eine hohle Torsionsfeder **13** drehfest verbunden, insbesondere verschweißt, welche über ein Lager **14** am Fahrzeugaufbau **6** gelagert ist, wobei die Torsionsfeder **13** mit ihrem dem Schenkel **10** abgewandten Ende unter Zwischenschaltung eines Kraft-Koppelglieds **15** mit dem Schenkel **9** verbunden ist. Das Kraft-Koppelglied **15** ist als hydraulischer Schwenkaktuator ausgebildet und weist ein Außenteil **16** auf, welches drehfest mit der Torsionsfeder **13** verbunden ist. Ferner weist der Schwenkaktuator **15** ein in und insbesondere konzentrisch zu dem Außenteil **16** angeordnetes hohles Innenteil **17** auf, welches drehfest mit dem Schenkel **9** verbunden und über ein Lager **18** an dem Fahrzeugaufbau **6** gelagert ist. Das Außenteil **16** bildet ein Gehäuse für das Innenteil **17**, welches in einer in dem Außenteil **16** vorgesehenen und von einer Wandung **65** (siehe [Fig. 3](#)) des Außenteils **16** begrenzten Kammer **66** (siehe [Fig. 3](#)) angeordnet ist. Der Hohlraum in der Torsionsfeder **13** erstreckt sich in Richtung der Längsachse **12** durch die Torsionsfeder **13** hindurch. Ferner erstreckt sich der Hohlraum in dem Innenteil **17** in Richtung der Längsachse **12** durch das Innenteil **17** hindurch, wobei sich der Stab **11** durch den Hohlraum der Torsionsfeder **13** und durch den Hohlraum des Innenteils **17** hindurch erstreckt.

[0046] In dem Schwenkaktuator **15** sind vier Hydraulikkammern **19**, **20**, **21** und **22** (siehe [Fig. 2](#)) ausgebildet, von denen zumindest 2 Kammern **19**, **20** über Hydraulikleitungen **23**, **24** mit einer hydraulischen Steuereinrichtung **25** hydraulisch verbunden sind.

[0047] Aus [Fig. 2](#) ist eine schematische Schnittansicht des Schwenkaktuators **15** mit einer detaillierten Darstellung der Steuereinrichtung **25** ersichtlich. Das Innenteil **17** weist zwei Außenflügel **26**, **27** auf, die sich von dem Innenteil **17** aus radial nach außen in Richtung auf das Außenteil **16** hin erstrecken. Ferner weist das Außenteil **16** zwei Innenflügel **28** und **29** auf, die sich ausgehend vom Außenteil **16** radial nach innen in Richtung auf das Innenteil **17** hin erstrecken und auch als Trennstege bezeichnet werden können. In jedem Flügel **26**, **27**, **28** und **29** ist eine Dichtung **30** vorgesehen, wobei die Dichtungen **30** die Außenflügel **26** und **27** gegenüber der Innenwandung **65** des Außenteils **16** abdichten und die Trennstege **28** und **29** gegenüber der Außenfläche **67** (siehe [Fig. 3](#)) des Innenteils **17** abdichten. Dabei sind in der Kammer **66** die Hydraulikkammern **19**, **20**, **21** und **22** zwischen dem Außenflügel **26** und dem Trennsteg **28**, zwischen dem Trennsteg **28** und dem Außenflügel **27**, zwischen dem Außenflügel **27** und dem Trennsteg **29** und zwischen dem Trennsteg **29** und dem Außenflügel **26** ausgebildet. Ferner sind die Hydraulikkammern **20** und **22** über eine in dem Innenteil **17** verlaufende Hydraulikleitung **31** hydraulisch miteinander verbunden. Bevorzugt sind auch

die Hydraulikkammern **19** und **21** über eine in dem Innenteil **17** verlaufende zweite Hydraulikleitung (nicht gezeigt) hydraulisch miteinander verbunden. Die Hydraulikkammern **19**, **20**, **21** und **22** sind in axialer Richtung beidseitig verschlossen, so dass Hydraulikfluid in die oder aus den Kammern nur durch die Hydraulikleitungen strömen kann.

[0048] Das Innenteil **17** ist gegenüber dem Außenteil **16** drehbar, wobei die Dreh- bzw. Längsachse des Innenteils **17** gemäß der Ausführungsform mit der Längsachse **12** der Torsionsfeder **11** zusammenfällt. Je nach Änderung des Unterschieds im Abstand der Räder **3** und **4** gegenüber dem Fahrzeugaufbau **6** kann sich das Innenteil **17** in Richtung oder in Gegenrichtung des Pfeils **32** (siehe [Fig. 1](#)) drehen, was in [Fig. 2](#) mit Hilfe des Doppelpfeils **33** deutlich gemacht ist. Allerdings überlappen sich die Außenflügel **26** und **27** des Innenteils **17** radial und axial mit den Innenflügeln **28** und **29** des Außenteils **16**, so dass bei einer vorgegebenen maximalen Verdrehung δ_{\max} des Innenteils **17** gegenüber dem Außenteil **16** die Außenflügel **26** und **27** des Innenteils **17** an die Trennstege **28** und **29** des Außenteils bzw. ans Gehäuse **16** anstoßen. Das Innenteil **17** ist somit lediglich begrenzt gegenüber dem Außenteil **16** drehbar.

[0049] Die Kammern **19** und **20** werden über die Hydraulikleitungen **23** und **24** zunächst mit aktuatorseitigen Anschlüssen **61** und **62** eines hydraulischen Gleichrichters **34** verbunden, der vier Rückschlagventile **35**, **36**, **37** und **38** und steuereinrichtungsseitige Anschlüsse **63** und **64** aufweist. Der hydraulische Gleichrichter **34** ist mit der Steuereinrichtung **25** hydraulisch verbunden, welche ein 3/2-Wege-Schaltventil **39** aufweist, das im stromlos geschlossenen Zustand dargestellt ist. Das 3/2-Wege-Schaltventil **39** weist zwei Ausgänge **40** und **41** sowie einen Eingang **42** auf, der am Anschluss **63** mit den beiden Rückschlagventilen **36** und **37** verbunden ist. Der Ausgang **40** ist am Anschluss **64** mit den Rückschlagventilen **35** und **38** unter Zwischenschaltung eines Proportionalventils **43** verbunden, welches elektrisch steuerbar den Strömungswiderstand für durch das Proportionalventil **43** hindurch strömendes Hydraulikfluid verändern kann. Zusätzlich ist der Ausgang **41** unter Zwischenschaltung einer Hydraulikleitung **44** (Bypass) am Anschluss **64** mit den Rückschlagventilen **35** und **38** verbunden, an die ferner ein mit Hydraulikflüssigkeit (Hydraulikfluid) **58** gefüllter Hydraulikspeicher **45** angeschlossen ist. Im dargestellten stromlosen Zustand des 3/2-Wege-Schaltventil **39** ist der Eingang **42** mit dem Ausgang **40** hydraulisch verbunden, wohingegen die Leitung **44** am Ausgang **41** von dem 3/2-Wege-Schaltventil **39** verschlossen ist. Durch Betätigen bzw. elektrisches Bestromen des 3/2-Wege-Schaltventils **39** kann der Eingang **42** mit dem Ausgang **41** hydraulisch verbunden werden, wohingegen das Proportionalventil **43** am Ausgang **40** von dem 3/2-Wege-Schaltventil **39** einseitig ver-

geschlossen wird.

[0050] Die Rückschlagventile **35** und **38** sind derart ausgebildet, dass sie das Hydraulikfluid nur in Richtung des Pfeils **46** (Durchlassrichtung für Rückschlagventile **35** und **38**) durchlassen und in Gegenrichtung sperren. Die Rückschlagventile **36** und **37** hingegen sind derart ausgerichtet, dass sie das Hydraulikfluid in Richtung des Pfeils **46** sperren und in Gegenrichtung (Durchlassrichtung für Rückschlagventile **36** und **37**) durchlassen. Ferner ist ein Druckbegrenzungsventil **47** zwischen die Rückschlagventile bzw. zwischen die Anschlüsse **63** und **64** des Gleichrichters **34** geschaltet, um bei einem vorbestimmten Druckunterschied durchzuschalten. Das Druckbegrenzungsventil **47** ist hier lediglich ein Sicherheitselement und arbeitet im Wesentlichen wie ein Rückschlagventil, benötigt aber einen erheblich höheren Druckunterschied, um durchzuschalten, so dass das Druckbegrenzungsventil **47** im normalen Betrieb in beide Richtungen sperrt.

[0051] Aus [Fig. 3](#) ist eine schematische Ansicht des Schwenkaktuators **15** mit einer modifizierten Steuereinrichtung **25** ersichtlich, wobei der einzige Unterschied zu der Steuereinrichtung **25** nach [Fig. 2](#) darin besteht, dass das Proportionalventil **43** durch eine Reihenschaltung aus einer hydraulischen Drossel **48** und einem hydraulischen Schaltventil **49**, insbesondere einem 2/2-Wege-Schaltventil, ersetzt ist. Im Gegensatz zur Steuereinrichtung nach [Fig. 2](#) kann bei der Steuereinrichtung nach [Fig. 3](#) der Strömungswiderstand durch die Drossel **48** nicht verändert werden, da die Drossel **48** als passives Bauelement ausgelegt ist. Das Schaltventil **49** dient dazu, eine Sperrung des Schwenkaktuators **15** zu realisieren. Bei der Steuereinrichtung nach [Fig. 2](#) ist diese Sperrung dadurch erzielbar, dass das Proportionalventil **43** in eine vollständig geschlossene Stellung gefahren wird, was bei der passiven Drossel **48** nicht möglich ist. Ergänzend ist es aber dennoch möglich, wie aus [Fig. 8](#) ersichtlich, bei der Steuereinrichtung nach [Fig. 2](#) zusätzlich eine passive Drossel **48** mit dem Proportionalventil **43** in Reihe zu schalten, wobei insbesondere die Durchströmungscharakteristik dieser Ventilschaltung dem Auslegungsziel angepasst wird.

[0052] Aus [Fig. 4](#) ist eine schematische Gesamtansicht des Fahrzeugs **1** nach [Fig. 1](#) ersichtlich, wobei zusätzlich zu der Vorderachse **2** die Hinterachse **50** des Fahrzeugs **1** mit den Rädern **71** und **72** dargestellt ist, welche ebenfalls über einen Stabilisator **8** miteinander verbunden sind, der in funktioneller Hinsicht entsprechend dem Stabilisator **8** der Vorderachse **2** ausgebildet und mit einer Steuereinrichtung **25** unter Zwischenschaltung eines Gleichrichters verbunden ist.

[0053] Das 3/2-Wege-Schaltventil **39**, das Proportionalventil **43** und/oder das Schaltventil **49** sind elek-

trisch betätigbar und mit einer elektronischen Steuerung **51** elektrisch verbunden. Die elektronische Steuerung **51** ist ihrerseits mit einem im Fahrgastinnenraum des Fahrzeugs **1** angeordneten Schalter **52** und mit einem ebenfalls im Fahrgastinnenraum angeordneten und als Leuchtdiode ausgebildeten Signalgeber **53** verbunden, so dass einerseits der Fahrzeugführer über den Schalter **52** das oder die Ventile in der Steuereinrichtung **25** schalten und somit das Verhalten des Stabilisators **8** beeinflussen und andererseits den aktuellen Schaltzustand des Stabilisators **8** anhand der Anzeigevorrichtung **53** überprüfen kann.

[0054] Die elektronische Steuerung **51** kann mit einem oder mehreren Sensoren **54** verbunden sein, welche den Zustand bzw. die Lage des Fahrzeugs **1** erfassen können, so dass die Steuerung **51** in Abhängigkeit von den Sensorsignalen die Steuereinrichtung **25** geeignet ansteuern kann. Die elektronische Steuerung **51** ist dafür bevorzugt mit einem Digitalrechner versehen, der die von den Sensoren erfassten Signale auswertet, insbesondere mit einem im vorab ermittelten und gespeicherten Kennfeld vergleicht und eine daraus abgeleitete bzw. folgende Ansteuerung der Steuereinrichtung **25** vornehmen kann. Anwendung findet insbesondere der sogenannte „Skyhook-Algorithmus“, der wie das Kennfeld, bevorzugt in einem in der elektronischen Steuerung **51** vorgesehenen Speicher hinterlegt sein kann. Die Sensoren erfassen z.B. die Vertikalbeschleunigungen einiger oder aller Räder, die Vertikalbeschleunigung des Fahrzeugaufbaus in mehreren Punkten und/oder die Einfederwege einiger oder aller Räder.

[0055] Aus [Fig. 5](#) ist eine Kennlinie für den Stabilisator **8** ersichtlich, wobei das an den Stabilisator **8** angreifende Moment **M** über die Verdrehung **6** des Stabilisators um seine Längsachse **12** aufgetragen ist. Die Kurve **55** entspricht dabei zunächst dem alleinigen Verhalten des inneren Stabilisators **11**, wohingegen die Kurve **56** dem Verhalten des Stabilisators **8** entspricht, wenn der äußere Stabilisator **13** über den hydraulischen Aktuator **15** dem inneren Stabilisator **11** parallel geschaltet ist. Ferner kennzeichnen die parallel zur Momenten-Achse **M** verlaufenden Geraden **57** denjenigen Verdrehwinkel, bei denen die Außenflügel **26**, **27** des Innenteils **17** an die Trennsteg **28**, **29** des Außenteils **16** anstoßen. In diesen Zuständen besteht eine formschlüssige Parallelschaltung von äußerem und innerem Stabilisator, was aus der Änderung der Steigung der Kurve **55** an den Schnittpunkten mit den Geraden **57** deutlich wird.

[0056] Aus [Fig. 6](#) ist eine Kennlinie des Stabilisators **8** ersichtlich, wobei das auf den Stabilisator einwirkende dynamische Moment **M** über die Verdrehwinkelgeschwindigkeit $\dot{\phi}$ des Stabilisators um seine Längsachse **12** dargestellt ist. Dabei beschreibt die

Kurve **59** eine starke Drosselung des Hydraulikstroms zwischen den beiden Kammern **19** und **20**, wohingegen die Kurve **60** eine schwache Drosselung des Hydraulikstroms zwischen den Kammern **19** und **20** repräsentiert. Die Kurven **59** und **60** stellen Grenzkennlinien der Dämpfung dar, wobei auch Zwischenstellungen vorsteuerbar sind.

[0057] Ferner zeigt [Fig. 7](#) eine Messkurve, wobei das an den Stabilisator **8** angreifende Moment **M** über die Verdrehung **6** des Stabilisators **8** um seine Längsachse **12** aufgetragen ist. Die Kurve **68** entspricht dabei einer weichen Stabilisatorrate (Leerlauf des Aktuators), wohingegen die Kurve **69** einer harten Stabilisatorrate entspricht (Sperrung des Aktuators). Die Kurve **70** schließlich zeigt ein Verhalten, wobei der Aktuator **15** als hydraulischer Dämpfer arbeitet.

Bezugszeichenliste

1	Fahrzeug	34	hydraulischer Gleichrichter
2	Vorderachse	35	Rückschlagventil
3	linkes Rad der Vorderachse	36	Rückschlagventil
4	rechtes Rad der Vorderachse	37	Rückschlagventil
5	linke Radaufhängung	38	Rückschlagventil
6	Fahrzeugaufbau	39	3/2-Wege-Schaltventil
7	rechte Radaufhängung	40	Ausgang des 3/2-Wege-Schaltventils
8	Stabilisator	41	Ausgang des 3/2-Wege-Schaltventils
9	linker Schenkel des Stabilisators	42	Eingang des 3/2-Wege-Schaltventils
10	rechter Schenkel des Stabilisators	43	Proportionalventil
11	Torsionsfederstab	44	Hydraulikleitung (Bypass)
12	Längsachse des Torsionsfederstabs (iSTB)	45	Hydraulikspeicher
13	äußere Torsionsfeder (oSTB)	46	Pfeil
14	Stabilisatorlager	47	Druckbegrenzungsventil
15	Schwenkaktuator (HDU)	48	hydraulische Drossel
16	Außenteil bzw. Gehäuse des Schwenkaktuators	49	hydraulisches Schaltventil
17	Innenteil bzw. Rotor des Schwenkaktuators	50	Hinterachse
18	Stabilisatorlager	51	elektronische Steuerung
19	Hydraulikkammer in Schwenkaktuator	52	Schalter
20	Hydraulikkammer in Schwenkaktuator	53	Signalgeber
21	Hydraulikkammer in Schwenkaktuator	54	Sensor/Sensoren
22	Hydraulikkammer in Schwenkaktuator	55	Kurve
23	Hydraulikleitung	56	Kurve
24	Hydraulikleitung	57	Gerade
25	Steuereinrichtung	58	Hydraulikfluid
26	Außenflügel am Innenteil des Schwenkaktuators	59	Kurve
27	Außenflügel am Innenteil des Schwenkaktuators	60	Kurve
28	Trennsteg am Außenteil des Schwenkaktuators	61	aktuatorseitiger Anschluss des Gleichrichters
29	Trennsteg am Außenteil des Schwenkaktuators	62	aktuatorseitiger Anschluss des Gleichrichters
30	Dichtung	63	steuereinrichtungsseitiger Anschluss des Gleichrichters
31	Hydraulikleitung in rohrförmigem Innenteil des Schwenkaktuators	64	steuereinrichtungsseitiger Anschluss des Gleichrichters
32	Pfeil	65	Wandung des Außenteils
33	Doppelpfeil	66	Kammer in Außenteil
		67	Außenfläche des Innenteils
		68	Messkurve
		69	Messkurve
		70	Messkurve
		71	Rad
		72	Rad
		M	Moment
		δ	Verdrehwinkel
		δ_{pkt}	Verdrehwinkelgeschwindigkeit

Patentansprüche

1. Fahrzeug mit einem Fahrzeugaufbau (**6**), wenigstens zwei mit dem Fahrzeugaufbau (**6**) verbundenen und gegenüber diesem bewegbaren Rädern (**3, 4**), einem Stabilisator (**8**), der zwei mit den Rädern (**3, 4**) verbundene Schenkel (**9, 10**) aufweist, die über eine erste Feder (**11**) mechanisch miteinander gekoppelt sind, **dadurch gekennzeichnet**, dass – die beiden Schenkel (**9, 10**) zusätzlich über eine zweite Feder (**13**) und ein mit dieser in Reihe geschaltetes Kraft-Koppelglied (**15**) miteinander gekoppelt sind, dessen Kopplungsverhalten mittels einer

Steuereinrichtung (25) variierbar ist.

Kraft-Koppelglied (15) und der Steuereinrichtung (25) ein hydraulischer Gleichrichter (34) geschaltet ist.

2. Fahrzeug nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die beiden Federn als ineinander angeordnete Torsionsfedern (11, 13) ausgebildet sind.

Es folgen 8 Blatt Zeichnungen

3. Fahrzeug nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass das Kraft-Koppelglied (15) als Schwenkaktuator ausgebildet ist, der die erste Feder (11) umringt, die in einem in der zweiten Feder vorgesehenen Hohlraum verläuft.

4. Fahrzeug nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Kraft-Koppelglied (15) hydraulisch betätigbar und hydraulisch mit der Steuereinrichtung (25) verbunden ist, wobei von dem Kraft-Koppelglied (15) ein hydraulischer und von der Steuereinrichtung beeinflussbarer oder steuerbarer Volumenstrom generierbar ist.

5. Fahrzeug nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass das Kraft-Koppelglied (15) zumindest zwei ineinander angeordnete und relativ zueinander drehbare Teile (16, 17) aufweist, die jeweils wenigstens einen sich in Richtung des jeweilig anderen Teils hin erstreckenden Flügel (26, 28) umfassen.

6. Fahrzeug nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass sich die beiden Flügel (26, 28) axial und radial überlappen.

7. Fahrzeug nach Anspruch 5 oder 6, dadurch gekennzeichnet, dass zwischen den beiden Flügeln (26, 28) wenigstens zwei mit einem Hydraulikfluid (58) gefüllte Kammern (19, 20) ausgebildet sind, die hydraulisch mit der Steuereinrichtung (25) verbunden sind.

8. Fahrzeug nach einem der Ansprüche 4 bis 7, dadurch gekennzeichnet, dass die Steuereinrichtung (25) ein ansteuerbares Schaltventil (49) aufweist, von dem der von dem Kraft-Koppelglied (15) generierbare hydraulische Volumenstrom sperrbar ist.

9. Fahrzeug nach einem der Ansprüche 4 bis 8, dadurch gekennzeichnet, dass die Steuereinrichtung (25) eine hydraulische Drossel (48) aufweist, die von dem von dem Kraft-Koppelglied (15) generierbaren hydraulischen Volumenstrom durchströmbar ist.

10. Fahrzeug nach einem der Ansprüche 4 bis 9, dadurch gekennzeichnet, dass die Steuereinrichtung (25) ein ansteuerbares Proportionalventil (43) aufweist, das von dem von dem Kraft-Koppelglied (15) generierbaren hydraulischen Volumenstrom durchströmbar ist, der von dem Proportionalventil (43) stufenlos beeinflussbar ist.

11. Fahrzeug nach einem der Ansprüche 4 oder 10, dadurch gekennzeichnet, dass zwischen dem

Anhängende Zeichnungen

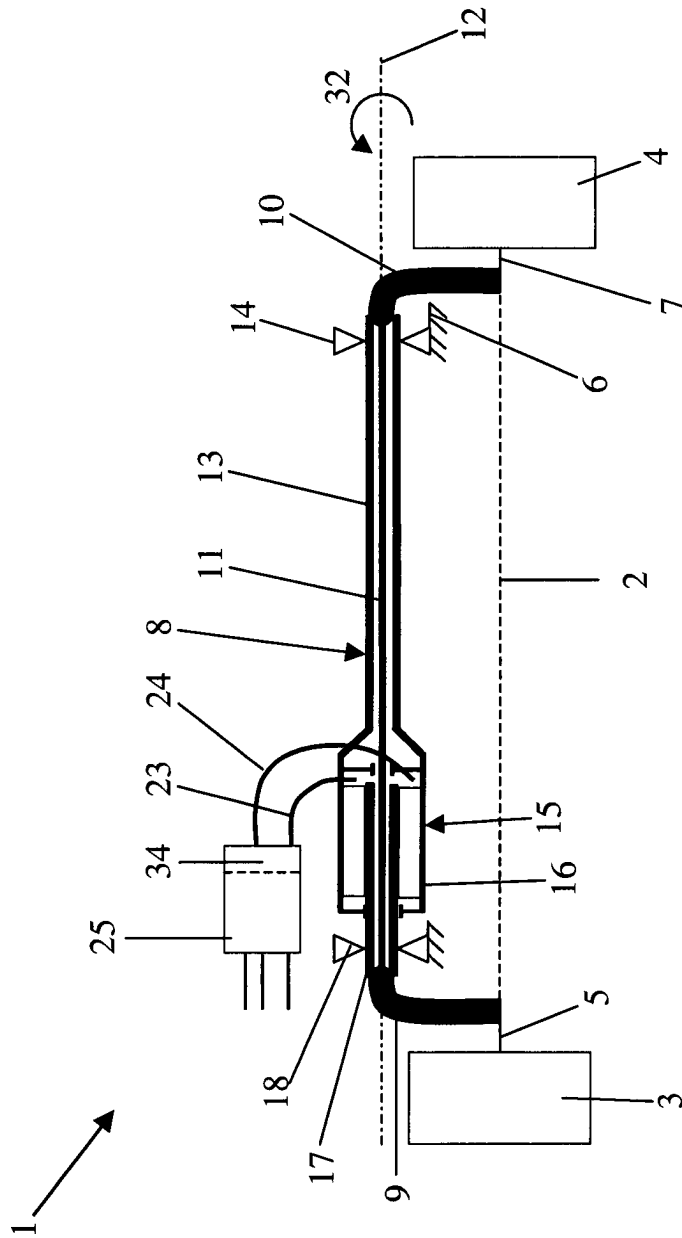


Fig. 1

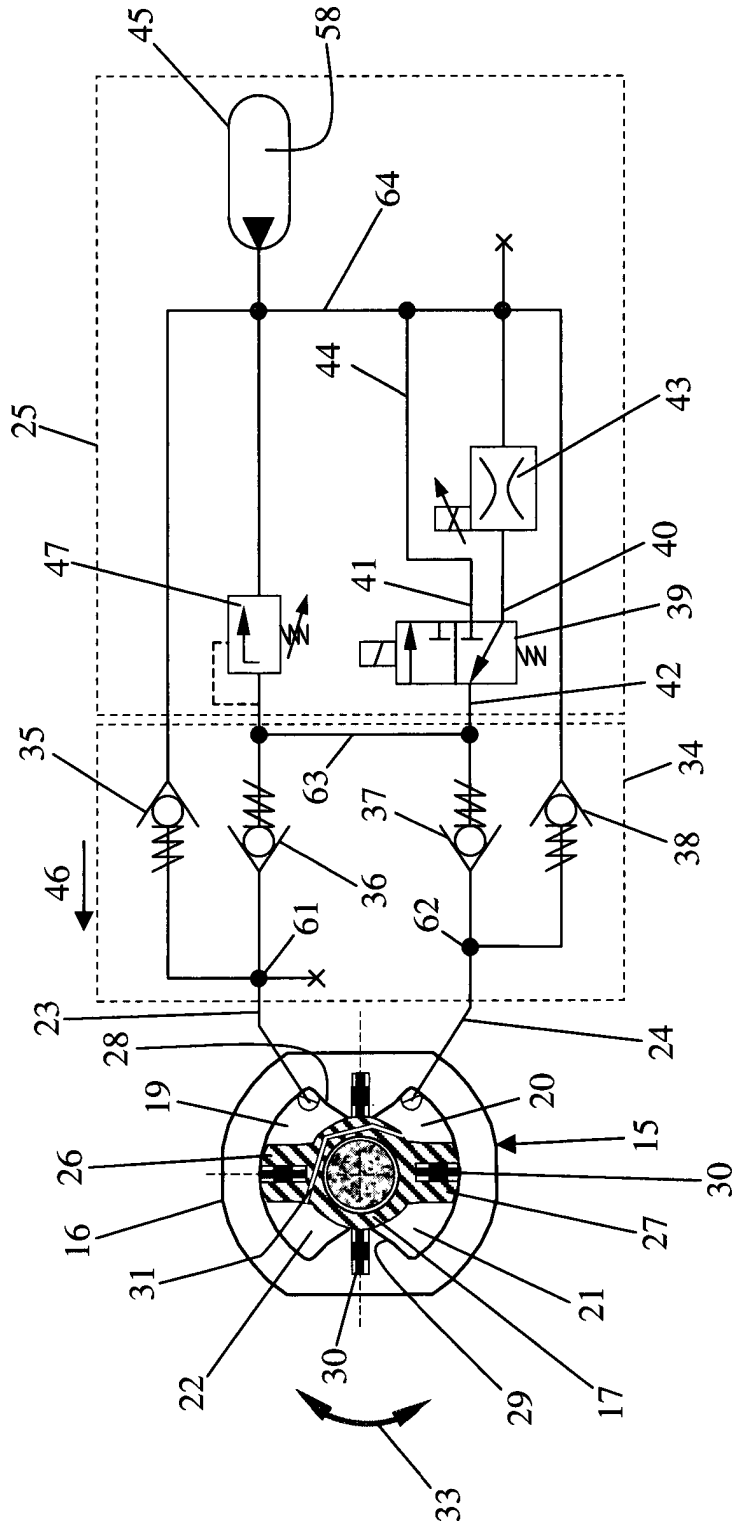


Fig. 2

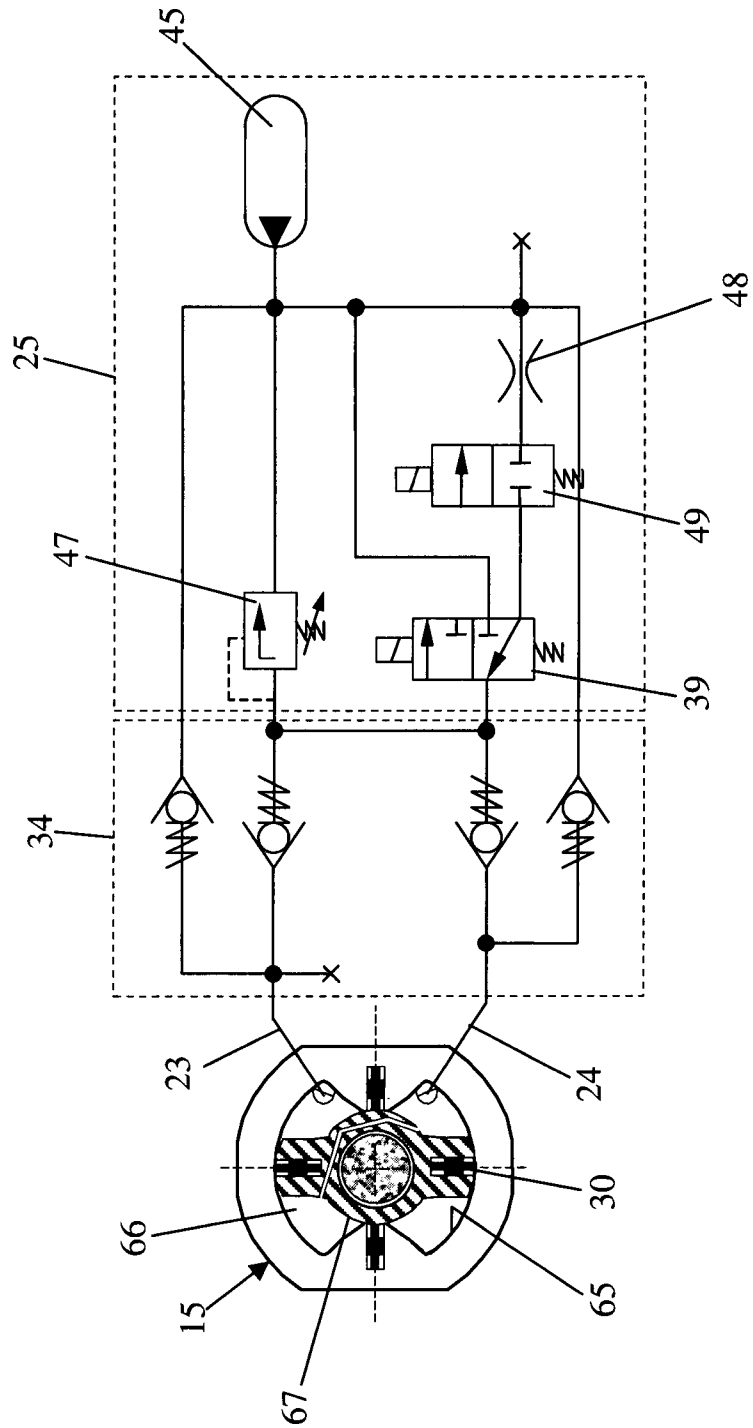


Fig. 3

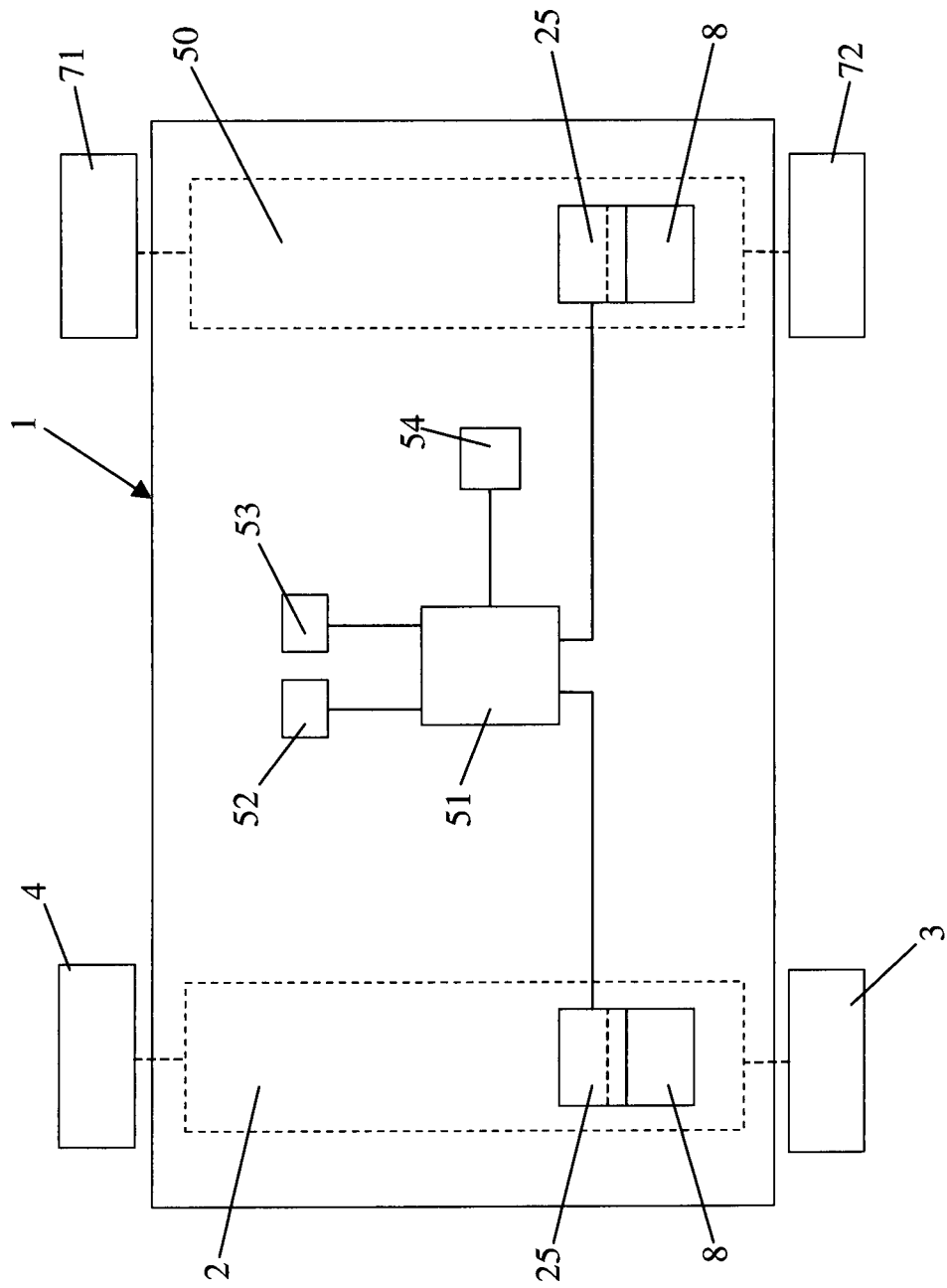


Fig. 4

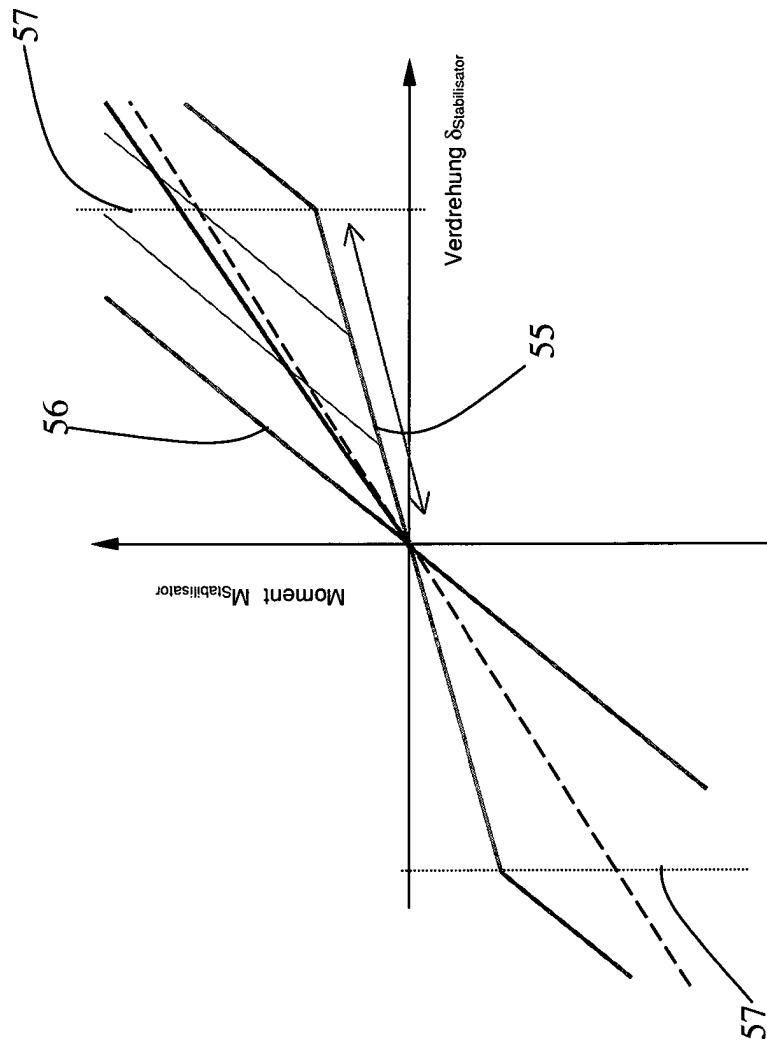


Fig. 5

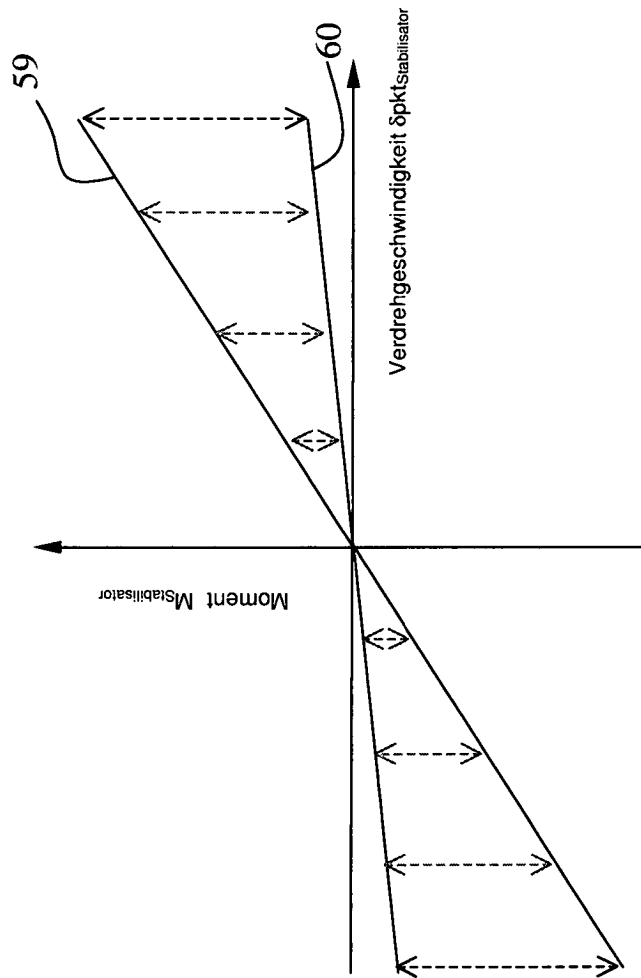


Fig. 6

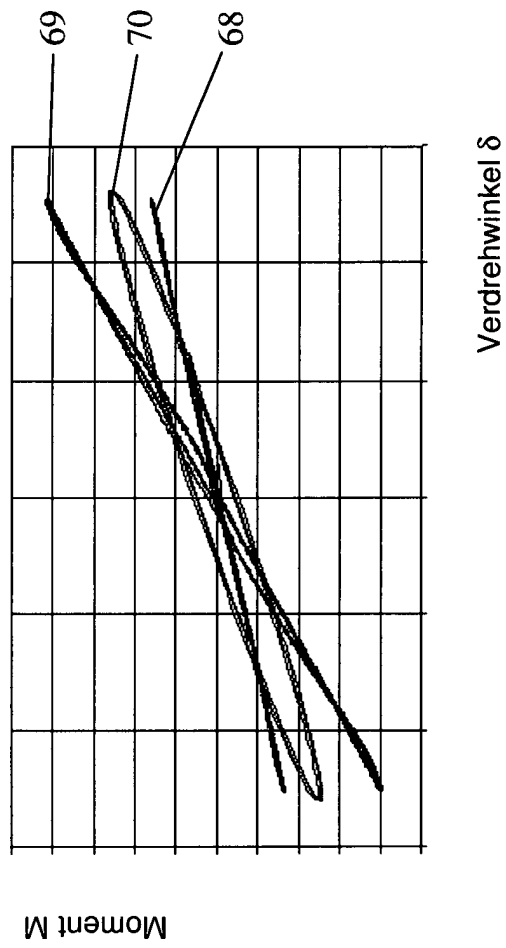


Fig. 7

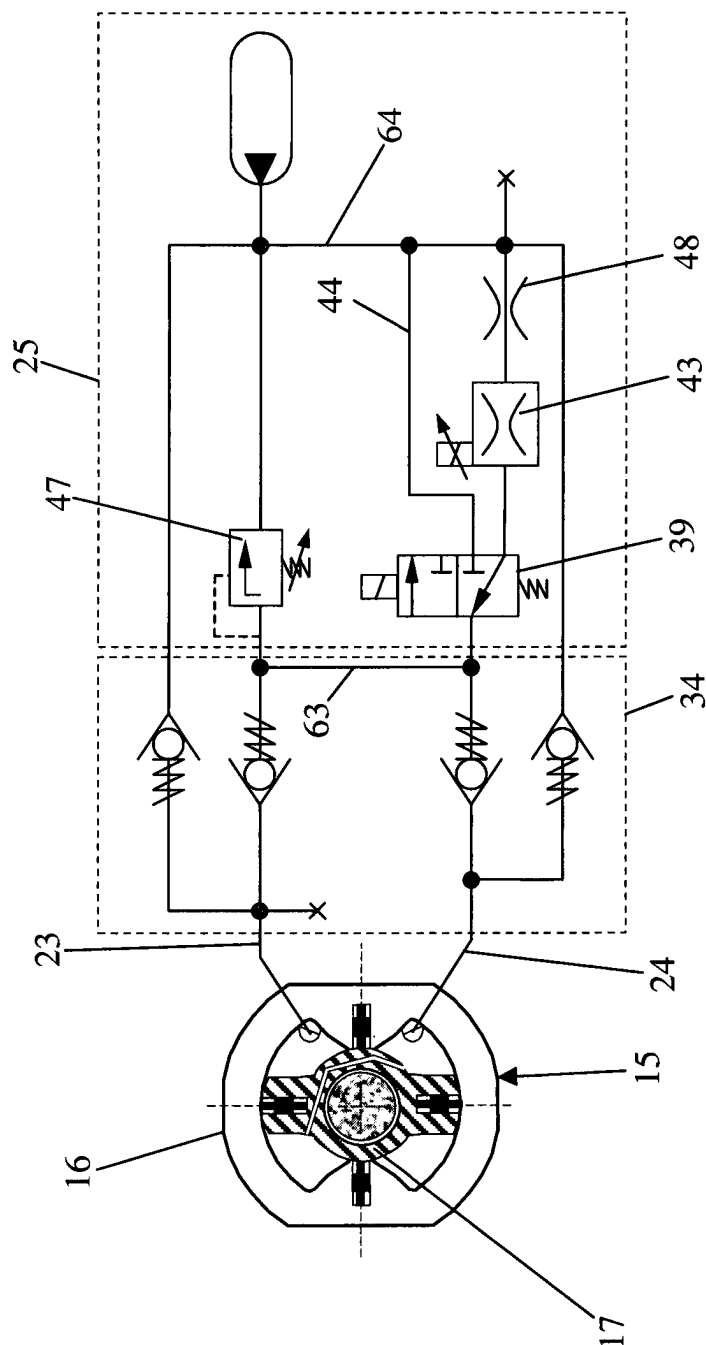


Fig. 8