



(19)
Bundesrepublik Deutschland
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 696 36 479 T2** 2007.05.24

(12) **Übersetzung der europäischen Patentschrift**

(97) **EP 0 844 935 B1**

(21) Deutsches Aktenzeichen: **696 36 479.4**

(86) PCT-Aktenzeichen: **PCT/AU96/00528**

(96) Europäisches Aktenzeichen: **96 927 447.1**

(87) PCT-Veröffentlichungs-Nr.: **WO 1997/006971**

(86) PCT-Anmeldetag: **21.08.1996**

(87) Veröffentlichungstag
der PCT-Anmeldung: **27.02.1997**

(97) Erstveröffentlichung durch das EPA: **03.06.1998**

(97) Veröffentlichungstag
der Patenterteilung beim EPA: **23.08.2006**

(47) Veröffentlichungstag im Patentblatt: **24.05.2007**

(51) Int Cl.⁸: **B60G 21/02** (2006.01)

B60G 21/04 (2006.01)

B60G 21/05 (2006.01)

B60G 21/06 (2006.01)

B60G 11/18 (2006.01)

(30) Unionspriorität:

PN492695 **21.08.1995** **AU**

PO033396 **07.06.1996** **AU**

(73) Patentinhaber:

Kinetic Ltd., Dunsborough, W.A., AU

(74) Vertreter:

**Ackmann, Menges & Demski Patentanwälte, 80469
München**

(84) Benannte Vertragsstaaten:

AT, BE, CH, DE, ES, FR, GB, IT, LI, SE

(72) Erfinder:

**HEYRING, Brian, Christopher, Eagle Bay, W.A.
6281, AU**

(54) Bezeichnung: **VERBESSERUNGEN AN ROLLSTABILISIERUNGSMECHANISMEN FÜR FAHRZEUGAUFHÄNGUNGSSYSTEMEN**

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

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

Beschreibung

[0001] Die vorliegende Erfindung ist allgemein auf Federungssysteme für Fahrzeuge gerichtet und insbesondere auf Federungssysteme mit Rollstabilisierungsmechanismen.

[0002] Moderne Fahrzeuge sind normalerweise mit einem oder mehreren Rollstabilisierungs- oder „Torsions“-Stäben versehen, welche die Räder von einer oder mehreren Achsen quer verbinden, um eine gewisse Beherrschung der Rollbewegung zu ermöglichen und so unkomfortable und manchmal gefährliche Schaukelbewegungen bei Kurvenfahrt zu verhindern. Rollstabilisierstäbe werden typisch als Federstahlstäbe hergestellt, um Torsionselastizität zu gestatten, so dass, wenn ein Rad an einer Achse veranlasst wird, sich in einer insgesamt Auf- oder Abwärtsrichtung zu bewegen, das andere Rad an derselben Achse veranlasst wird, sich gleichzeitig in einer gleichen Richtung zu bewegen. Das Ausmaß, bis zu welchem sich die beiden Räder einer einzelnen Achse in einer gemeinsamen Richtung bewegen, wird zum Teil durch die Torsionssteifigkeit des Rollstabilisierstabes festgelegt, welcher die beiden Räder in Reaktion auf die laterale Rollkraft quer koppelt, welche auf das Fahrzeug infolge der Kurvenfahrt ausgeübt wird.

[0003] Fahrzeuge mit hohen Schwerpunkten (wie Lastkraftwagen, die zu übermäßigen Rollbewegungen neigen) und Fahrzeuge, die Kurven flach fahren müssen, ohne übermäßige Rollbewegungen auszuführen (wie z.B. Sportwagen), sind normalerweise mit steifen Rollstabilisierstäben versehen, um Rollbewegung zu verhindern. Eine unvorteilhafte Konsequenz des Vorsehens von steiferen Rollstabilisatoren ist, dass die Fahrqualität rauer wird, da beide Räder einer Achse (bis zu einem gewissen Ausmaß) funktional verknüpft werden und Einwirkungen auf ein einzelnes Rad deshalb nicht durch dieses einzelne Rad, welches auf eine Bodenwelle oder ein Schlagloch trifft, allein aufgenommen werden.

[0004] Luxuriöse PKWs sind deshalb normalerweise mit nachgiebigeren Rollstabilisierstäben ausgerüstet, so dass Einwirkungen auf ein einzelnes Rad durch die Feder- und Dämpfereinheit, die diesem einzelnen Rad zugeordnet ist, aufgenommen werden, welches sich als Reaktion auf die einzelne Einwirkung relativ frei bewegen kann, ohne den zusätzlichen Widerstand, der aus der Torsionssteifigkeit des Stabilisators resultiert.

[0005] Ungeachtet der Torsionssteifigkeit des Torsionsstabes wird durch das Vorsehen von solchen Stäben der Grad der Bewegung der Räder relativ zueinander begrenzt. Das kann in Situationen nachteilig sein, wo ein großer Grad an entgegengesetzter vertikaler Radbewegung erforderlich ist, z.B. bei dem Fahren über gewellte Oberflächen. Die Beschrän-

kungen der Radbewegung aufgrund der Rollstabilisierstäbe, welche die Räder miteinander verbinden, kann unter diesen Bedingungen zu beträchtlichen ruckartigen Seitenbewegungen des Fahrzeuges führen. Diese Bewegungsbeschränkung begrenzt auch das Ausmaß der Traktion, die die Räder haben werden, wenn die Fahrt über solche Oberflächen geht.

[0006] Bei der Fahrt auf unebenem Gelände liegen die Punkte, wo die Räder den Boden berühren, nicht alle in einer einzelnen Ebene. Das führt dazu, dass die Federung von zwei diagonal entgegengesetzten Rädern zusammengedrückt wird, wobei sich die Räder näher zu der Fahrzeugkarosserie hin bewegen, und dass die Federung der anderen beiden diagonal entgegengesetzten Räder ausgedehnt wird. Diese Art des Federungsbetriebes ist als „Verwindung“ oder, alternativ, als „Kreuzachsengelenkbewegung“ bekannt.

[0007] Es wäre vorteilhaft, ein Fahrzeugfederungssystem zu haben, welches bei Kurvenfahrt für Rollstabilität sorgt und auch eine komfortable Fahrt bewirkt, wenn in einer nahezu geraden Linie gefahren wird oder wenn auf einer gewellten Oberfläche gefahren wird.

[0008] Die Druckschriften US-A-2099819, FR-A-2547249, FR-A-2063473 und US-A-3068023 beschreiben Fahrzeugfederungssysteme mit elastischen Trageinrichtungen zum Abstützen der Fahrzeugkarosserie in Bezug auf dessen Räder sowie Rollsteuereinrichtungen. In den Lehren von jeder dieser Druckschriften ist jedoch die elastische oder nachgiebige Abstützung, die anderweitig als Rückprallabstützung bekannt ist, integral mit den Rollsteuereinrichtungen ausgebildet oder arbeitet über diese. Die vorliegende Erfindung schafft hingegen ein Fahrzeugfederungssystem, bei dem die Bauteile, die für eine Rolllagensteuerung sorgen und sonst als Kraftübertragungseinrichtungen bezeichnet werden, wenig oder keine Rückprallabstützung für das Fahrzeug bewirken, denn letztere wird durch separate elastische Abstützbauteile bewirkt.

[0009] Die Druckschrift GB-A-2189751 beschreibt ein Fahrzeugfederungssystem, welches Hochdruckfluid zu einem Akkumulator liefert, der mit einem Servoventil verbunden ist und eine Steuereinheit hat zum Steuern des Betriebes des Servoventils in Abhängigkeit von den Querschleunigungen des Fahrzeuges, was deshalb ein „aktives“ System darstellt und sich daher von der vorliegenden Erfindung unterscheidet, welche für eine „passive“ Steuerung der Lage des Fahrzeuges sorgt.

[0010] Die vorliegende Erfindung schafft, dies vorausgeschickt, in einem Aspekt ein Federungssystem für ein Fahrzeug, das wenigstens ein vorderes Paar quer benachbarter, den Boden berührender Laufein-

richtungen und wenigstens ein hinteres Paar quer benachbarter, den Boden berührender Laufeinrichtungen hat, die mit der Karosserie des Fahrzeuges verbunden sind, um eine im Wesentlichen vertikale Relativbewegung jeder Laufeinrichtung in Bezug auf die Karosserie zu gestatten, wobei das Federungssystem eine Rolllagesteuereinrichtung und federnde Trageinrichtungen aufweist zum Abstützen der Fahrzeugkarosserie in Bezug auf die Laufeinrichtungen, wobei die Rolllagesteuereinrichtung eine Kraftübertragungseinrichtung aufweist, welche das wenigstens eine vordere Paar quer benachbarter Laufeinrichtungen verbindet, und eine Kraftübertragungseinrichtung, welche das wenigstens eine hintere Paar quer benachbarter Laufeinrichtungen verbindet, wobei jede Kraftübertragungseinrichtung eine Einstelleinrichtung aufweist, dadurch gekennzeichnet, dass das Federungssystem für eine passive Steuerung der Lage des Fahrzeuges sorgt, wodurch die federnden Trageinrichtungen im Wesentlichen die gesamte Abstützung der Fahrzeugkarosserie übernehmen, wobei die Rolllagesteuereinrichtung für eine Rollsteifigkeit sorgt, aber für im Wesentlichen keine Abstützung der Fahrzeugkarosserie, und wobei die Einstelleinrichtungen longitudinal beabstandet und funktional verbunden sind, so dass die Größe und die Richtung der zwischen zugeordneten quer benachbarten Laufeinrichtungen durch jede der Kraftübertragungseinrichtungen übertragenen Kraft sich als eine Funktion der Relativpositionen der wenigstens zwei Paare von miteinander verbundenen, quer benachbarten Laufeinrichtungen und der auf diese ausgeübten Belastung progressiv verändert, um dadurch Rollbewegungen des Fahrzeuges zu begrenzen und gleichzeitig Verwindungsbewegungen der Laufeinrichtungen zu erleichtern.

[0011] Wegen der funktionalen Verknüpfung der Einstelleinrichtungen kann das eine „passive“ Steuerung der Fahrzeuglage bewirken. Das Federungssystem kann selbstkorrigierend sein, ohne dass es irgendeiner externen Steuereinrichtung bedarf. Das vermeidet die Notwendigkeit von Bauteilen wie Bewegungs- und Verlagerungssensoren, elektrischen Steuereinheiten zum Verarbeiten der Sensorsignale und Betätigungsbauteilen wie Fluidpumpen, die durch die elektronischen Steuereinheiten gesteuert werden. Solche Anordnungen sind teuer und in ihrem Ansprechen auf Änderungen in den Oberflächenbedingungen und der Fahrzeugbewegung relativ langsam.

[0012] Die elastischen Abstützeinrichtungen können jeweils zwischen den Laufeinrichtungen und dem Chassis des Fahrzeuges vorgesehen sein. Alternativ kann eine der elastischen Abstützeinrichtungen für wenigstens eines der Paare von quer benachbarten Laufeinrichtungen vorgesehen sein zum Aufnehmen der Belastung, die auf beide zugeordneten quer benachbarten Laufeinrichtungen ausgeübt wird.

Die elastische Trageinrichtung kann für das wenigstens eine vordere Paar quer benachbarter Laufeinrichtungen vorgesehen sein, und eine weitere elastische Trageinrichtung kann für das wenigstens eine hintere Paar quer benachbarter Laufeinrichtungen vorgesehen sein, um für im Wesentlichen gleiche Belastung an jeder der quer zugeordneten Laufeinrichtungen zu sorgen.

[0013] Die Kraft, die durch die Kraftübertragungseinrichtungen übertragen wird, kann eine Torsionskraft sein. Zu diesem Zweck können Einrichtungen benutzt werden, die erlauben, Torsionskräfte zu übertragen. Deshalb kann jede Kraftübertragungseinrichtung wenigstens einen Quertorsionsstab aufweisen. Vorzugsweise kann jede Kraftübertragungseinrichtung ein Paar Quertorsionsstäbe aufweisen, wobei jeder Torsionsstab mit einer der Laufeinrichtungen verbunden ist und wobei die Torsionsstäbe durch die Einstelleinrichtungen miteinander verbunden sind. Die Torsionsstäbe können um ihre Längsachsen drehbar sein, die Einstelleinrichtungen können die axiale Drehung der zugeordneten Torsionsstäbe relativ zueinander progressiv so steuern, dass den Laufeinrichtungen gestattet wird, sich zu bewegen, wenn sie Verwindungsbewegungen ausführen, während die Rolllage des Fahrzeuges gleichzeitig durch die Torsionsstäbe festgehalten wird.

[0014] Gemäß einer bevorzugten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung kann jede Einstelleinrichtung eine mechanische Verbindung des zugeordneten Paares von Torsionsstäben herstellen. Die Einstelleinrichtung, die das Paar quer benachbarter vorderer Laufeinrichtungen verbindet, und die Einstelleinrichtung, die das Paar quer benachbarter hinterer Laufeinrichtungen verbindet, können durch eine mechanische Verbindung funktional verbunden sein. Diese mechanische Verbindung kann eine Längsstange aufweisen, welche die Einstelleinrichtungen miteinander verbindet, wobei jede Einstelleinrichtung ein Paar Verbindungsglieder aufweist, die an ihrem einen Ende mit einem der Torsionsstäbe verbunden sind, wohingegen das andere Ende von jedem Paar Verbindungsgliedern mit einem Ende der wenigstens einen Längsstange verbunden ist, so dass Torsionskräfte und Rotationen um die Längsstange zwischen den Einstelleinrichtungen übertragen werden können, um für Rollsteifigkeit zu sorgen bei im Wesentlichen null Verwindungssteifigkeit und bei im Wesentlichen null Übertragung von Längskräften axial längs der wenigstens einen Längsstange.

[0015] Gemäß einer weiteren bevorzugten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung kann die Einstelleinrichtung alternativ eine hydraulische Verbindung der Torsionsstäbe herstellen. Die Einstelleinrichtung kann ein doppelt wirkender Zylinder sein, der ein Zylinderteil und eine Kolbenbaugruppe hat, welche das Zylinderteil in zwei Fluidkammern unterteilt.

Das Zylinderteil kann mit einem der Torsionsstäbe verbunden sein, und die Kolbenbaugruppe kann mit dem anderen Torsionsstab verbunden sein. Eine Fluidverbindung kann zwischen den Zylindern vorhanden sein. Zu diesem Zweck kann die Fluidverbindung durch eine Leitungseinrichtung gebildet werden, die die beiden Fluidkammern des doppelt wirkenden Zylinders der vorderen Torsionsstäbe mit den Fluidkammern des doppelt wirkenden Zylinders der hinteren Torsionsstäbe verbindet, wodurch die Übertragung von Fluid zwischen den Fluidkammern eine Relativverlagerung zwischen der Kolbenbaugruppe und dem Zylinderteil ermöglicht. Die Fluidkammern können so verbunden sein, dass den Laufeinrichtungen gestattet wird, sich zu bewegen, wenn sie Verwindungsbewegungen ausführen, wobei die Bewegung der Kolbenbaugruppe innerhalb jedes Zylinderteils die Übertragung von Fluid zwischen den verbundenen Fluidkammern erlaubt, was eine minimale Änderung in der Druckdifferenz an der Kolbenbaugruppe verursacht, während auf Rollbewegungen des Fahrzeuges durch eine Steigerung der Druckdifferenz an den Kolbenbaugruppen reagiert wird, die durch die Zunahme der Belastung auf den Laufeinrichtungen auf einer Seite des Fahrzeuges und die ähnliche Reduzierung der Belastung auf den Laufeinrichtungen auf der anderen Seite des Fahrzeuges erzeugt wird, um dadurch die Rolllage des Fahrzeuges zu steuern und gleichzeitig die Änderungen in der Belastung auf jeder Laufeinrichtung aufgrund von Verwindungsbewegungen zu minimieren. Darüber hinaus kann eine Fluidversorgungseinrichtung zum Versorgen der Leitungseinrichtung mit Fluid ebenfalls vorgesehen sein, so dass Fluid zusätzlich in eine Leitung eingeleitet und Fluid wenigstens im Wesentlichen gleichzeitig aus der anderen Leitung entfernt werden kann, um dadurch zu ermöglichen, dass der Rollwinkel des Fahrzeuges gesteuert wird. Das ermöglicht einen Grad an aktiver Steuerung der Fahrzeuglage, wenn das benötigt wird, oder dass eine relativ langsame Steuerung für eine einfache Durchschnittsnivellierung vorgesehen wird. Eine Rollfederungseinrichtung wie ein hydropneumatischer Akkumulator kann auch in Fluidverbindung mit beiden Leitungseinrichtungen vorgesehen werden. Die Rollfederungseinrichtung kann eine Dämpfungseinrichtung aufweisen zum Dämpfen der Rollrate und eine Isoliereinrichtung zum Isolieren der Rollfederungseinrichtung, um dadurch die Rollsteuerung zu verbessern. Es sei jedoch angemerkt, dass eine solche Fluidversorgungseinrichtung oder Rollfederungseinrichtung für den Betrieb des Fahrzeugfederungssystems nach der vorliegenden Erfindung nicht wesentlich ist. Die Fluidversorgungseinrichtung kann auch wahlweise verwendet werden, um die Rollfederung oder -elastizität durch Ändern des Druckes und des Volumens des Fluids in den Leitungseinrichtungen und in den Rollfederungseinrichtungen zu ändern.

[0016] Gemäß einer weiteren bevorzugten Ausführungsform der Erfindung kann die Einstellrichtung

eine Drehbetätigungseinrichtung sein, die ein Gehäuse aufweist, das einen Rotor lagert, welcher das Gehäuse in wenigstens zwei Fluidkammern unterteilt, wobei das Gehäuse mit einem der Torsionsstäbe verbunden ist und wobei der Rotor mit dem anderen Torsionsstab verbunden ist. Die Leitungseinrichtung kann eine Fluidverbindung zwischen den beiden Fluidkammern der Drehbetätigungseinrichtung der vorderen Torsionsstäbe mit den Fluidkammern der Drehbetätigungseinrichtung der hinteren Torsionsstäbe herstellen. Die Fluidkammern können verbunden sein, so dass den Laufeinrichtungen gestattet wird, sich zu bewegen, wenn Verwindungsbewegungen ausgeführt werden, wobei die Bewegung des Rotors in jedem Gehäuse die Übertragung von Fluid zwischen den verbundenen Fluidkammern mit minimaler Änderung in der Druckdifferenz an dem Rotor erlaubt, während auf Rollbewegungen des Fahrzeuges durch eine Steigerung der Druckdifferenz an dem Rotor reagiert wird, welche durch die Zunahme der Belastung auf den Laufeinrichtungen auf einer Seite des Fahrzeuges und die ähnliche Reduktion der Belastung auf den Laufeinrichtungen auf der anderen Seite des Fahrzeuges erzeugt wird, um dadurch die Rolllage des Fahrzeuges zu steuern und gleichzeitig die Änderungen in der Belastung auf jeder Laufeinrichtung aufgrund von Verwindungsbewegungen zu minimieren.

[0017] In der bevorzugten Anordnung, in welcher die elastische Trageinrichtung vorgesehen ist für wenigstens eines der Paare von quer benachbarten Laufeinrichtungen zum Tragen der Belastung von beiden zugeordneten quer benachbarten Laufeinrichtungen kann die elastische Trageinrichtung für das wenigstens eine vordere Paar von quer benachbarten Laufeinrichtungen und für das wenigstens eine hintere Paar von quer benachbarten Laufeinrichtungen vorgesehen sein, um für eine im Wesentlichen gleiche Belastung auf jeder der quer zugeordneten Laufeinrichtungen zu sorgen.

[0018] Gemäß einer weiteren bevorzugten Ausführungsform der Erfindung kann die elastische Trageinrichtung zwischen den Laufeinrichtungen und dem Chassis des Fahrzeuges vorgesehen sein, um wenigstens im Wesentlichen das Gewicht des Fahrzeuges zu tragen.

[0019] Gemäß noch einer weiteren bevorzugten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung kann die Kraftübertragungseinrichtung einen einzelnen Quertorsionsstab aufweisen und die Einstellrichtung kann den Torsionsstab mit wenigstens einer der zugeordneten Laufeinrichtungen verbinden. Die Einstellrichtung kann eine hydraulische Verbindung des Torsionsstabes mit der zugeordneten Laufeinrichtung herstellen. Jede Einstellrichtung kann einen doppelt wirkenden Zylinder aufweisen, der an ei-

nem Ende des Torsionsstabes angeordnet ist, wobei der Zylinder ein Zylinderteil und eine Kolbenbaugruppe hat, die das Zylinderteil in zwei Fluidkammern unterteilt, wobei das Zylinderteil und die Kolbenbaugruppe zwischen einem Ende des Torsionsstabes und die benachbarten Laufeinrichtungen geschaltet sind. Die Zylinder können in Fluidverbindung sein, und die Fluidverbindung kann durch eine Leitungseinrichtung hergestellt werden, welche die beiden Fluidkammern des doppelt wirkenden Zylinders des vorderen Torsionsstabes mit den Fluidkammern des doppelt wirkenden Zylinders des hinteren Torsionsstabes verbindet. Die Fluidkammern können so verbunden sein, dass den Laufeinrichtungen gestattet wird, sich zu bewegen, wenn sie Verwindungsbewegungen ausführen, wobei die Bewegung der Kolbenbaugruppe innerhalb jedes Zylinderteils die Übertragung von Fluid zwischen den verbundenen Fluidkammern erlaubt, was eine minimale Änderung in der Druckdifferenz an der Kolbenbaugruppe verursacht, während auf Rollbewegungen des Fahrzeuges durch eine Steigerung der Druckdifferenz an den Kolbenbaugruppen reagiert wird, die durch die Zunahme der Belastung auf den Laufeinrichtungen auf einer Seite des Fahrzeuges und die ähnliche Reduzierung der Belastung auf den Laufeinrichtungen auf der anderen Seite des Fahrzeuges erzeugt wird, um dadurch die Rolllage des Fahrzeuges zu steuern und gleichzeitig die Änderung in der Belastung auf jeder Laufeinrichtung aufgrund von Verwindungsbewegungen zu minimieren.

[0020] Die Einstelleinrichtung kann eine hydraulische Verbindung des Torsionsstabes mit der zugeordneten Laufeinrichtung herstellen, wobei die Einstelleinrichtung ein einfach wirkender Zylinder ist, der an jedem Ende der Torsionsstäbe angeordnet ist, wobei jeder Zylinder ein Zylinderteil und eine Kolbenbaugruppe hat, die darin gelagert ist, um eine Fluidkammer innerhalb des Zylinderteils zu schaffen, wobei das Zylinderteil und die Kolbenbaugruppe mit einem der Torsionsstäbe und der benachbarten Laufeinrichtung verbunden sind. Eine Fluidverbindung kann zwischen den Zylindern bestehen, wobei die Fluidverbindung durch eine Leitungseinrichtung gebildet ist, welche die Fluidkammer jedes einfach wirkenden Zylinders des vorderen Torsionsstabes mit der Fluidkammer des longitudinal gegenüberliegenden einfach wirkenden Zylinders des hinteren Torsionsstabes verbindet, wobei die Fluidkammern so verbunden sind, dass den Laufeinrichtungen erlaubt wird sich zu bewegen, wenn sie Verwindungsbewegungen ausführen, während auf Rollbewegungen des Fahrzeuges durch die Torsionsstäbe reagiert wird und gleichzeitig die Änderungen in der Belastung auf jeder der Laufeinrichtungen aufgrund von Verwindungsbewegungen minimiert werden. Wahlweise kann auch eine Fluidversorgungseinrichtung zum Versorgen der Leitungseinrichtung mit Fluid vorgesehen sein, so dass das Fluid in eine Leitung ein-

geleitet und Fluid wenigstens im Wesentlichen gleichzeitig aus der anderen Leitung abgelassen werden kann, um dadurch das Steuern des Rollwinkels des Fahrzeuges zu ermöglichen. Das ermöglicht, einen Grad an aktiver Steuerung der Fahrzeuglage, wenn das verlangt wird, oder eine relativ langsame Steuerung vorzusehen für eine einfache durchschnittliche Nivellierfunktion. Eine Rollfederungseinrichtung wie z.B. ein hydropneumatischer Akkumulator kann auch vorgesehen werden, die mit beiden Leitungseinrichtungen in Fluidverbindung steht, wobei die Rollfederungseinrichtung eine Dämpfungseinrichtung aufweist zum Dämpfen der Rollrate und eine Isoliereinrichtung zum Isolieren der Rollfederungseinrichtung, um dadurch die Rollsteuerung zu verbessern. Es sei jedoch angemerkt, dass eine solche Fluidversorgungseinrichtung oder Rollfederungseinrichtung für den Betrieb des Fahrzeugfederungssystems nach der vorliegenden Erfindung nicht wesentlich ist. Die Fluidversorgungseinrichtung kann wahlweise auch benutzt werden, um die Rollfederung zu steuern durch Änderungen des Druckes und des Volumens des Fluids in den Leitungseinrichtungen und in der Rollfederungseinrichtung.

[0021] Alternativ kann die Einstelleinrichtung eine mechanische Kupplung des Torsionsstabes bilden.

[0022] Gemäß einem weiteren Aspekt der Erfindung kann ein Fahrzeug geschaffen werden, das ein Federungssystem, wie es oben beschrieben ist, aufweist.

[0023] Es ist zweckmäßig, die Erfindung unter Bezugnahme auf die beigefügten Zeichnungen weiter zu beschreiben, welche mögliche Ausführungsformen der Erfindung veranschaulichen. Andere Ausführungsformen der Erfindung sind möglich und infolge dessen sind die besonderen Einzelheiten, die in den beigefügten Zeichnungen dargestellt sind, nicht als eine Einschränkung für die Allgemeinheit der vorangehenden Beschreibung zu verstehen.

[0024] [Fig. 1a](#) ist eine isometrische Ansicht der Unterseite eines Fahrzeugchassis, die einen Teil einer ersten Ausführungsform des Federungssystems nach der vorliegenden Erfindung zeigt;

[0025] [Fig. 1b](#) ist eine isometrische Ansicht eines Teils einer zweiten Ausführungsform des Federungssystems nach der vorliegenden Erfindung;

[0026] [Fig. 1c](#) ist eine Detailansicht des Federungssystems nach [Fig. 1b](#);

[0027] [Fig. 2a](#) ist ein Teil einer dritten Ausführungsform des Federungssystems nach der vorliegenden Erfindung;

[0028] [Fig. 2b](#) ist eine Detailansicht des Fede-

rungssystems nach [Fig. 2a](#);

[0029] [Fig. 3](#) ist eine Draufsicht, gesehen von der Unterseite, auf das Fahrzeugchassis, die die allgemeine Auslegung einer vierten Ausführungsform eines Federungssystems nach der vorliegenden Erfindung zeigt;

[0030] [Fig. 4](#) ist eine schematische isometrische Ansicht einer allgemeinen Auslegung, die eine fünfte Ausführungsform eines Federungssystems nach der vorliegenden Erfindung zeigt;

[0031] die [Fig. 5](#) und [Fig. 6](#) sind schematische Darstellungen, welche die Fluidströmungsrichtung unter Verwindungs- bzw. Rollbewegungen innerhalb des Federungssystems nach [Fig. 4](#) zeigen;

[0032] [Fig. 7](#) ist eine schematische isometrische Ansicht einer allgemeinen Auslegung, welche eine sechste Ausführungsform eines Federungssystems nach der vorliegenden Erfindung zeigt, und

[0033] [Fig. 8](#) ist eine isometrische Ansicht einer siebenten Ausführungsform eines Federungssystems nach der vorliegenden Erfindung.

[0034] Alle beigefügten Zeichnungen und Figuren sind auf ähnliche Weise markiert, so dass alle identischen Bauteile in allen Zeichnungen der Einfachheit halber dieselben Zahlen und Symbole tragen, und es sind nur diejenigen Teile gezeigt, die für die vorliegende Erfindung relevant sind.

[0035] In [Fig. 1](#), auf die zuerst Bezug genommen wird, sind typische Merkmale eines Fahrzeugchassis und einer ersten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung gezeigt. Die Front des Fahrzeugchassis **1** ist so dargestellt, dass sie der oberen rechten Ecke des Blattes zugewandt ist. Das Chassis **1** hat zwei Hauptlängsschienen **1a**, **1b** und Chassisquerteile **1c**, **1d**, **1e**, **1h**, welche die Schienen **1a**, **1b** miteinander verbinden.

[0036] Untere Dreiecklenker **2a**, **2b**, **2c**, **2d** tragen Räder (nicht dargestellt) und erlauben diesen, sich in einer im Wesentlichen vertikalen Richtung zu bewegen. Die Dreiecklenker haben die Form eines „A“ und sind an dem Chassis **1** an der Basis **3** jedes Dreiecklenkers schwenkbar befestigt. Der obere Dreiecklenker oder „McPherson-Träger“ ist der Übersichtlichkeit halber in der Zeichnung weggelassen worden. Der Dreiecklenker **2a** bildet deshalb eine bewegliche Trageinrichtung für das rechte Vorderrad, wohingegen der Dreiecklenker **2c** die linke Hinterradbaugruppe an dem Chassis **1** hält. Jede Radbaugruppe ist an den äußeren Enden **2a(i)**, **2b(i)**, **2c(i)**, **2d(i)** der Dreiecklenker befestigt.

[0037] Es dürfte klar sein, dass andere bekannte

Verbindungsgliedeinrichtungen alternativ verwendet werden können, um die Räder relativ zu dem Chassis **1** so zu halten, dass sie sich in einer insgesamt vertikalen Richtung bewegen können. Die vorliegende Erfindung ist zum Beispiel auch bei Fahrzeugen anwendbar, die mit Mehrgelenkkradgeometrie wie Schlepp- und Führungsarmen, Panhard-Stäben und sogar Blattfedern ausgerüstet sind.

[0038] In [Fig. 1a](#) sind Schraubenfedern **4a**, **4b**, **4c**, **4d** auf den oberen Flächen der Dreiecklenker **2a**, **2b**, **2c** bzw. **2d** befestigt. Es ist klar, dass die oberen Enden der Schraubenfedern in einer Befestigung aufgenommen sind, die mit dem Chassis **1** verbunden ist (obgleich sie nicht dargestellt ist), so dass, wenn sich die Dreiecklenker um Schwenkpunkte **3** in einer insgesamt vertikalen Richtung auf- und abbewegen, die Federn zwischen dem Dreiecklenker und der Chassisbefestigung wie in bekannten Federungssystemen zusammengedrückt werden und sich ausdehnen können. Die Schraubenfedern tragen den größten Teil des Gewichts des Fahrzeuges.

[0039] Das Federungssystem, das in [Fig. 1a](#) gezeigt ist, ist mit Torsionseinrichtungen **50**, **51** versehen, die jedes Paar quer benachbarter Dreiecklenker **2a**, **2b** und **2c**, **2d** miteinander verbinden. Jede Torsionseinrichtung umfasst zwei Bauteile **5a**, **5b** und **5c**, **5d**, die bekannten Querrollstabilisierstäben ähnlich sind. Diese sind an den Dreiecklenkern durch bekannte Mittel wie Kugelgelenke, Büchsen oder Hängeglieder befestigt, so dass, wenn sich die Radbaugruppen in einer insgesamt vertikalen Richtung bewegen, die Hauptstange jedes Bauteils gedrängt wird, sich innerhalb von Gehäusen (nicht dargestellt) zu drehen, die an dem Chassis **1** wie bei bekannten Rollstabilisierstäben befestigt sind. Rollstabilisierstäbe werden normalerweise aus Federstahl hergestellt, der auf seiner Länge eine gewisse Torsionsbeweglichkeit bietet.

[0040] Die oben beschriebenen Merkmale des Federungssystems weichen im Entwurf und in ihrer Funktion nicht nennenswert von bekannten Federungen ab, welche Rollstabilisierstäbe umfassen. Weil jedoch die Torsionseinrichtungen in zwei Bauteile **5a**, **5b** und **5c**, **5d** aufgeteilt sind, können die „Rollstabilisier“-Funktionen dieser Bauteile umgekehrt werden. Demgemäß ist es passender, diese Bauteile von hier an als „Quertorsionsstäbe“ zu bezeichnen, weil sie bisweilen eine Funktion erfüllen, die der Rollstabilisation gänzlich widerspricht. Ein Paar dieser Quertorsionsstäbe ist an jedem Ende des Chassis **1** vorgesehen, und jedes Paar Torsionsstäbe ist mit Hilfe einer zentralen Einstelleinrichtung **11** verbunden.

[0041] Die Einstelleinrichtungen **11**, die zwischen den beiden Quertorsionsstäben an jedem Ende derselben angeordnet sind, steuern die Funktion der Quertorsionsstäbe derart, dass bisweilen die beiden

Hälften gekuppelt werden können, als ob die beiden Hälften funktional eins sind, und dass zu anderen Zeiten die beiden Hälften veranlasst werden können, sich gegenläufig um ihre Längsachsen relativ zueinander zu drehen. Deshalb können die Funktionen der Quertorsionsstäbe reversibel sein, um entweder Rollbewegungen an jeder Achse unabhängig effektiv zu vergrößern oder um solche divergenten Bewegungen von beiden Rädern an einer Achse gleichzeitig zu verhindern. Darüber hinaus kann gemäß der vorliegenden Erfindung die Einstelleinrichtung **11** für jedes Paar Quertorsionsstäbe gleichzeitig als eine Funktion der Fahrzeugbewegung und der Fahrzeuglage gesteuert werden. Das wird anhand der folgenden Beschreibung klar werden.

[0042] Alternative Formen von Einstelleinrichtungen **11** sind möglich, und verschiedene derartige Einrichtungen sind dargestellt. Zum Beispiel können in den [Fig. 1a](#), [Fig. 1b](#) und [Fig. 1c](#) die Bauteile in den Einstelleinrichtungen **11** folgendermaßen beschrieben werden: Die Quertorsionsstäbe sind an dem Chassis und der Achse durch irgendwelche bekannten Einrichtungen wie Büchsen drehbar fixiert, wobei diese Einzelheiten in den meisten Figuren weggelassen worden sind. Hebelenden sind an den Enden der Quertorsionsstäbe vorgesehen, um zu ermöglichen, dass Torsionskräfte auf die Quertorsionsstäbe ausgeübt werden. Die Hebelenden können auf irgendeine bekannte Art und Weise hergestellt werden, zum Beispiel wie diejenigen, die gewöhnlich in Torsionsstabverbindungsgliedern vorgesehen sind. [Fig. 1a](#) zeigt die Einstelleinrichtung **11**, welche die vorderen Quertorsionsstäbe verbindet, auf schematische Weise. Eine Ausführungsform der Einstelleinrichtung **11** ist ausführlicher in den [Fig. 1b](#) und [Fig. 1c](#) gezeigt. Es sei angemerkt, dass zwar nur die Einstelleinrichtung **11** der vorderen Quertorsionsstäbe gezeigt ist, dass jedoch eine entsprechende Einstelleinrichtungsanordnung auch für die hinteren Quertorsionsstäbe vorgesehen werden kann. Gemäß den [Fig. 1b](#) und [Fig. 1c](#), auf die nun Bezug genommen wird, sind an den entgegengesetzten Enden der Quertorsionsstabhebelenden **5a**, **5b** Hebelarme **7a**, **7b** vorgesehen, die an den Quertorsionsstäben **5a** bzw. **5b** befestigt sind. Die äußeren Enden der Hebelarme beschreiben Bögen in einer Ebene, die zu der allgemeinen Längsebene, in welcher sich die Räder drehen, insgesamt parallel ist. Das Paar Quertorsionsstäbe **5a**, **5b** ist durch eine Verbindungsgliedbaugruppe **5f** verbunden. Die Enden der Hebelarme **7a**, **7b** sind mit „Augenschrauben“ oder Kugelgelenken oder Zugstangenenden oder Laufbüchsen **8a**, **8b** versehen, welche gestatten, Gestänge oder Kupplungen flexibel zu verbinden.

[0043] Mit den flexiblen Gelenken ist jeder Hebelarm an einem kurzen Verbindungsglied **9a**, **9b** befestigt. Das entgegengesetzte Ende jedes Verbindungsgliedes **9a**, **9b** ist auch mit einzelnen oder doppelten

flexiblen Gelenken **10a**, **10b**, versehen, die den gleichen Aufbau wie die Gelenke **8a**, **8b** haben können.

[0044] An diesen gepaarten flexiblen Gelenken an jedem Ende des Fahrzeuges ist, wie dargestellt, ein weiterer Hebelmechanismus **11a** befestigt. Dieser Hebelmechanismus ist durch bekannte Mittel mit einer drehbaren Längsstummelwelle **12a** verbunden, die eine Hauptdrehachse hat, welche zu der Achse der Quertorsionsstäbe **5a**, **5b**, insgesamt rechtwinklig ist und deshalb insgesamt der Längsachse des Fahrzeuges folgt.

[0045] Wenn sich in den [Fig. 1b](#) und [Fig. 1c](#) das rechte Vorderrad, das durch den Dreiecklenker **2a** gehalten ist, in einer Abwärtsrichtung bewegt, dann wird der Quertorsionsstab **5a** (in den [Fig. 1b](#) und [Fig. 1c](#)) veranlasst, sich infolgedessen um seine Längsachse zu drehen. Der zugeordnete Hebelarm **7a** wird deshalb einen Bogen zum vorderen Ende des Fahrzeuges hin beschreiben, und diese Bewegung wird an dem Verbindungsglied **9a** ziehen, welches seinerseits den rechtwinkligen Hebel **11a** auf einen Bogen ziehen wird, quer in Richtung zu dem rechten Vorderrad um seine Schwenkachse auf der Stummelwelle **12a**.

[0046] Das Verbindungsglied **9b** wird darüber hinaus an dem Drehpunkt **8b** an dem oberen Ende des Hebels **7b** ziehen, das einen Bogen in Richtung zu dem Heck des Fahrzeuges um die Achse beschreiben wird, die durch den anderen halben Quertorsionsstab **5b** gebildet ist, wodurch eine Torsionskraft in einer Aufwärtsrichtung auf die linke Vorderradbau- gruppe übertragen wird, die an dem Dreiecklenker **2b** gehalten ist. Deshalb kann die Vertikalbewegung von einem Rad die entgegengesetzte Vertikalbewegung des anderen Rades auf derselben Achse hervorru- fen.

[0047] Es dürfte klar sein, dass, damit ein Quertorsi- onsstab wie der Quertorsionsstab **5a** den anderen Quertorsionsstab **5b** veranlasst, sich gegenläufig zu drehen, die Quertorsionsstäbe **5a**, **5b** und die Längs- stummelwelle **12a** frei sein müssen, sich um ihre ei- gene Längsachse zu drehen, obgleich sie gehindert werden sollten, sich axial zu bewegen, d.h. quer in dem Fall der Torsionsstäbe **5a**, **5b** und in der Längse- bene des Fahrzeuges in dem Fall der Stummelwelle **12a**. Wenn der Längsstummelwelle und den Quertor- sionsstäben erlaubt wird, sich axial zu bewegen, wird das schließlich in einer Förderung der Radbewegun- gen in derselben Vertikalebene gleichzeitig auf bei- den Seiten des Fahrzeuges resultieren.

[0048] Um deshalb die Traktion zu vergrößern, in- dem jedes Rad gezwungen wird, im Wesentlich be- ständig den Bodendruck an jedem Reifen beizubeh- alten (wenn es sich in einer ungefähr geraden Linie bewegt), ist es notwendig, die relative gegenläufige

Drehung der beiden Quertorsionsstäbe jeder Achse hervorzurufen, indem der Längsstummelwelle **12a** gestattet wird, sich um ihre Längsachse zu drehen, während sie daran gehindert wird, sich axial zu bewegen.

[0049] Umgekehrt, zum Verbessern der Rollstabilität (wenn das erwünscht ist, beispielsweise bei Kurvenfahrt) ist es notwendig, dass beide Räder auf derselben Achse versuchen, sich in derselben vertikalen Richtung gleichzeitig zu bewegen, und in diesem Fall ist es notwendig, die Drehbewegung der Längsstummelwelle **12a** um ihre Längsachse zu verhindern und gleichzeitig dieser Stummelwelle zu gestatten, sich in der axialen Richtung zu bewegen. Die Quertorsionsstäbe haben sich noch zu drehen, brauchen sich in diesem Fall aber nicht axial zu bewegen.

[0050] Deshalb wird den Rädern gestattet sich zu bewegen, wenn sie Verwindungsbewegungen ausführen, während auf Rollbewegungen des Fahrzeuges durch die Quertorsionsstäbe reagiert wird. Gemäß der vorliegenden Erfindung können die Quertorsionsstäbe an beiden Enden des Fahrzeuges auch gleichzeitig unter Fahrzeuggrollbedingungen auf diese Weise gesteuert werden.

[0051] Unter Bedingungen jedoch, wo eine entgegengesetzte vertikale Radbewegung erforderlich ist, wird eine relative Gegendrehung zwischen jedem Paar Torsionsstäben erleichtert. Eine gleichzeitige Steuerung der vorderen und hinteren Quertorsionsstäbe ist wichtig, wenn beträchtliche Verwindungsbewegungen erforderlich sind. In solchen Situationen muss sich ein Paar diagonal entgegengesetzter Räder in derselben allgemeinen Richtung bewegen, während das andere Paar diagonal entgegengesetzter Räder sich in der entgegengesetzten Richtung bewegen muss oder insgesamt stationär gehalten werden muss relativ zu dem erstgenannten Paar Rädern.

[0052] Die Verbindungsgliedbaugruppe **5f**, die die Hebel- und Verbindungsglieder zwischen den beiden Quertorsionsstäben **5a**, **5b** umfasst, kann deshalb so gesteuert werden, dass das Federungssystem sich sowohl einer Rollbewegung widersetzen als auch entgegengesetzte individuelle Radbewegungen fördern kann, insbesondere in der Verwindungsbetriebsart. Jede differierende Mischung von Roll- und Lastaufteilung kann deshalb angewandt werden durch Begrenzen der Bewegung der Längsstummelwelle **12a**, indem die Welle axial oder rotational, individuell, kollektiv oder überhaupt nicht festgehalten wird.

[0053] Es sei angemerkt, dass es mechanisch machbar ist, wenn nicht manchmal gar zu bevorzugen ist, die Quertorsionsstäbe auf andere Weise als mit den beschriebenen Verbindungsgliedern abzuschließen, um einen positiveren und dauerhafteren

Verbindungs- und Steuermechanismus zu schaffen, der auf ähnliche Art und Weise arbeiten kann oder der zusätzliche Vorteile erbringen kann. Zum Beispiel können die Quertorsionsstäbe **5a**, **5b**, **5c**, **5d** wahlweise in den „T“-Verbindungen an ihren inneren Enden endigen statt in den „L“-förmigen Hebeln, wie dargestellt. Die Längswelle **12a** kann auch mit passenden doppelten Hebeln versehen sein. Bei dem Vorsehen von „T“-förmigen doppelten Hebeln an jeder Seite der Wellen können diese Stäbe veranlasst werden, sich ohne nennenswerte exzentrische Seitenbelastungen um ihre Achsen zu drehen. Die Tragkonsolen und Befestigungseinrichtungen, welche die Wellen relativ zu dem Chassis halten, können durch die Doppelhebelabschlüsse minimiert werden. Darüber hinaus können auch Rollsteuerungs- und Radbewegungssteigerungsbetriebsarten auf eine unterschiedliche Art und Weise ausgewählt werden, indem die doppelendige „T“-Verbindung an dem Ende der Längswelle funktional veranlasst wird, entkoppelt zu sein, um nach Bedarf wie das zuvor beschriebene „L“-Hebelsystem zu arbeiten, das in **Fig. 1** gezeigt ist, und die verschiedenen Arten von Hebeleinrichtungen können deshalb als unterschiedliche Arten von Steuermechanismen benutzt werden.

[0054] Es gibt verschiedene Methoden, die benutzt werden können, um zu wählen, wann und wie die zentrale Einstelleinrichtung **11** veranlasst wird, die Rollsteuerung zu fördern oder vertikale Radbewegungen zu fördern. In **Fig. 1c**, auf die nun Bezug genommen wird, ist zu erkennen, dass die Welle **12a** einen genuteten oder keilverzahnten Teil **13** hat zum verschiebbaren Haltern einer Bremseneinheit **14**, die zum Zwecke des Demonstrierens dieses Teils der Erfindung schematisch als ein Segment einer Scheibenbremse **14a** und als ein Bremszangenmechanismus **14b** dargestellt ist.

[0055] Das Segment der Scheibenbremse **14a** ist mit einer keilverzahnten inneren Oberfläche versehen, die auf der äußeren angepassten keilverzahnten Oberfläche der Welle **12a** sitzt. Das Bremssegment **14a** wird veranlasst, sich in einem begrenzten Bogen zusammen mit der Längswelle **12a** zu drehen. Wenn sich die gesamte Welle **12a** axial bewegt, bleibt jedoch das Segment der Scheibenbremse **14a** in seiner üblichen axialen Lage relativ zu dem Chassis, da es in dem Bremszangenmechanismus **14b** angeordnet ist, der an dem Fahrzeugkarosserie- oder -chassisquerteil durch irgendeine zweckmäßige Einrichtung wie z.B. eine Tragkonsole **15** permanent fixiert ist.

[0056] Um den Rollwiderstand zu fördern wirkt deshalb der Bremszangenmechanismus **14b** auf das Bremssegment **14a** durch Kontrahieren/Pressen ein, um es festzuhalten, so dass es der Welle **12a** nicht erlauben kann, sich zu drehen, während es aber dieser Welle erlaubt, sich axial zu bewegen, um dadurch

nur den Torsionsstabhebeln **7a**, **7b** zu gestatten, sich im Gleichlauf in derselben Längsebene zu bewegen, wodurch beide Räder veranlasst werden, vordisponiert zu werden, sich in derselben Vertikalebene gleichzeitig zu bewegen, auch um die Rollbewegung zu begrenzen.

[0057] Ein zweiter Bremsmechanismus **16** ist auch derart vorgesehen, dass er die Axialbewegung der Welle **12a** verhindert, während er der Welle gestattet, sich um ihre eigene Achse zu drehen. Damit wird bezweckt, den Hebelmechanismus **11a**, der sich von der Längswelle **12a** aus erstreckt, an einem freien Bewegen in der Längsrichtung zu hindern, was die Rollsteuerung fördert, während ihm erlaubt wird, sich um die Achse der Welle **12a** zu drehen, um die gegenläufige Drehung der beiden Quertorsionsstäbe zu fördern und dadurch die entgegengesetzten Vertikalbewegungen der zugeordneten Räder zu fördern.

[0058] Der longitudinale Bremsmechanismus **16** umfasst grundsätzlich eine Bremsplatte **16a**, die sich in einer longitudinalen Richtung durch den Bremszangenmechanismus **16b** bewegt. Der Plattenabschnitt ist auf der Welle **12a** mit Hilfe eines Rohres **16c** gelagert, das sich frei um die Welle **12a** drehen kann, aber zwischen zwei Anschlägen oder Ringen **16d** angeordnet ist, die an der Welle permanent fixiert sind. Alle überflüssigen Einzelheiten wie die Bremsschläuche und Bremsbeläge sind in den Zeichnungen weggelassen worden.

[0059] Es dürfte klar sein, dass dieselben Funktionen erzielt werden können durch andere bekannte und äquivalente Einrichtungen einschließlich Trommelbändern, Bremsbändern an der äußeren Oberfläche eines Zylinders oder einfache Stift- und Augenverriegelungsmechanismen, welche die relativen Teile in einer festen Position halten oder helfen, die relativen Bauteile in einer bevorzugten zentralen Position zu zentrieren.

[0060] Ein zusätzliches Beispiel einer Festlegungseinrichtung, die zusätzliche Vorteile hat, kann mit Bezug auf ein passives oder ein halbaktives System beschrieben werden, in welchem die Positionen und Bewegungen der Welle durch zwei Hydraulikzylinder bestimmt werden, die mechanisch zwischen das Fahrzeugchassis und die Längswelle geschaltet sind anstelle der Bremsmechanismen und mit einer Druckquelle wie einer Pumpe oder einem Akkumulator hydraulisch verbunden sind. Das Steuersystem braucht sich deshalb nicht notwendigerweise lediglich auf das Dämpfen von Kräften durch Erzeugen von Reibungsverlusten wie in einem passiven System zu verlassen, sondern kann vielmehr positive Rollkorrekturen und vertikale Radhubbewegungen erzwingen durch geeignetes aktives Drehen und Bewegen der Wellen (wie oben beschrieben), in diesem Fall aber über die hydraulischen Stellantriebe.

[0061] In jedem Fall verlangt das System, ob die Roll- und Radbewegungen passiv oder aktiv bewirkt werden (wie mit Bezug auf die [Fig. 1a](#) bis [Fig. 1c](#) beschrieben), dass alle Rollkräfte und Radhubbewegungen erfasst und überwacht werden, so dass die geeignete Brems- oder Stellantriebseinrichtung veranlasst wird, zur richtigen Zeit zu arbeiten. In normalen Situationen werden die Radpositionen relativ zu der Karosserie gemessen, indem irgend welche geeigneten bekannten Vorrichtungen wie Potentiometer verwendet werden, die zwischen jeder Radbaugruppe und der Karosserie befestigt sind. Beschleunigungsmesser, Lenkung-/Gashebel-/Bremspedalpositionssensoren, G-Schalter und Quecksilberschalter sind nun auch üblich und werden in der Kraftfahrzeugindustrie in großem Umfang benutzt, um bei Kurvenfahrt Kräfte zu erfassen. Die Information aus dem Radpotentiometern und Beschleunigungsmessern kann zusammen mit Information aus dem Tachometer (und jedem anderen Eingangssignal, das als nützlich betrachtet wird) verarbeitet werden, um festzustellen, wann jede Regel- oder Steuereinrichtung wie die Bremsseinheiten **14**, **16** zum Arbeiten gebracht werden sollten zu einer bestimmten Zeit, damit die beste Mischung an unterstützter Radhubbewegung und Rollsteuerung erzielt wird. Eine elektronische Steuereinrichtung (ECU) kann typisch vorgesehen werden, um die verschiedenen Sensorsignale zu empfangen und Steuersignale an die Einstelleinrichtungen abzugeben.

[0062] Die [Fig. 2a](#) und [Fig. 2b](#) zeigen eine alternative zentrale Einstelleinrichtung **11**, die den Hebel- und Gestängemechanismen, wie sie in den [Fig. 1a](#), [Fig. 1b](#) und [Fig. 1c](#) dargestellt sind, mechanisch äquivalent ist. Die [Fig. 2a](#) und [Fig. 2b](#) sind auch isometrische Ansichten der Unterseite eines Teils des Fahrzeugchassis, wie wenn von der rechten Seite des Fahrzeuges aus nach oben in Richtung zu dem linken Vorderrad geblickt wird. Demgemäß ist der Quertorsionsstab **5b** auf der unteren linken Seite des Blattes angeordnet und der andere Quertorsionsstab **5a** ist aufwärts zu der oberen rechten Seite des Blattes hin geneigt.

[0063] Die Hebel- und Verbindungsglieder, die in den [Fig. 1a](#) bis [Fig. 1c](#) gezeigt sind, sind in den [Fig. 2a](#) und [Fig. 2b](#) durch drei in Eingriff befindliche Kegelräder **7bp**, **7ap** und **11p** ersetzt. Der Hebel **7a** an dem inneren Ende des Querstabes **5a** ist deshalb durch das Kegelrad **7ap** ersetzt, wohingegen der Hebel **7b** durch das Kegelrad **7bp** ersetzt ist, das auf dem Ende der Stange **5b** angebracht ist. Der Hebel **11a** ist ebenso durch das Kegelrad **11p** ersetzt. Die beiden Kegelräder **7ap** und **7bp** werden veranlasst, sich gegenläufig zu drehen, wenn sie beide mit dem gemeinsamen Kegelrad **11p** kämmen, das eine Drehachse hat, die zu der Drehachse der beiden Quertorsionsstäbe rechtwinklig ist.

[0064] Es sind zwar der Klarheit halber vollständige Kegelräder dargestellt, es ist jedoch gleichermaßen möglich, statt dessen Segmente von Kegelrädern zu installieren, da sich die Achsen in Fahrzeugen üblicherweise nicht um Bögen von mehr als zwölf Grad drehen und sich infolgedessen die Kegelräder selbst nicht um größere Winkel zu drehen brauchen. Um einen sehr formschlüssigen Eingriff der Kegelräder zu schaffen, können diese mit schrägen Zähnen versehen sein wie in anderen bekannten Anwendungsfällen. Darüber hinaus können Extrakegelräder in die Verbindungseinheit **5f** hineinkonstruiert werden, um einen formschlüssigeren Eingriff der Welle zu schaffen und die Belastungen mit geringeren Exzentrizitäten aufzunehmen.

[0065] In den [Fig. 2a](#) und [Fig. 2b](#) ist zu erkennen, dass die Schraubenfedern (in [Fig. 1](#) mit der Bezugszahl **4** bezeichnet) wahlweise weggelassen worden sind und dass die Hauptabstützung für das Fahrzeug deshalb durch Quertorsionsstäbe bewirkt wird, die in das Chassis an dem Querteil **1d** mit Hilfe von elastischen Einrichtungen auf folgende Art und Weise eingebaut sind. Die Quertorsionsstäbe **5ab** sind in der Verbindungsgliedbaugruppe **5f** in Eingriff (die in dieser Zeichnung bestehend aus den drei Kegelrädern **7bp**, **7ap** und **11p** dargestellt ist). Diese drei Kegelräder sind in einem mit **18** bezeichneten Gehäuse untergebracht. Das Kegelradgehäuse **18** ist mit irgendeiner geeigneten Tragkonsole **18a** versehen, die einen Verankerungspunkt für eine elastische Einrichtung bildet, die zwischen der Tragkonsole **18a** und dem Chassisquerteil **1d** angeordnet ist.

[0066] Eine hydropneumatische Strebe **19** ist in [Fig. 2b](#) gezeigt, um die elastische Einrichtung darzustellen, in Kombination mit einer oder mehreren Gasfedern oder Akkumulatoren, die mit **19a** bezeichnet sind. Dämpfungsventile können in den Mündungen der Akkumulatoren **19a** (ähnlich denjenigen der bekannten Konstruktion und in dieser Zeichnung nicht sichtbar) vorgesehen sein als Stoßdämpfer für diese zentralen elastischen Einrichtungen. Der Vorteil dieses zentralen Dämpfungsmechanismus ist, dass er für Dämpfung sorgt für Nickrichtungseinwirkungen allein und deshalb auf diese spezifische Frequenzforderung abgestimmt werden kann, ohne die Rolldämpfung bei einer anderen Frequenz nachteilig zu beeinflussen. Die Rolldämpfung kann an den Rädern vorgesehen werden mit Hilfe von Standardstoßdämpfern zum Beispiel.

[0067] Wenn die Schraubenfedern an den Rädern weggelassen werden, dann muss die zentrale elastische Einrichtung **19** für die endgültige Abstützung für dieses Ende des Fahrzeuges sorgen, und ohne diese Einheit würde sich die gesamte Baugruppe, welche die beiden Zwillingsquertorsionsstäbe **5a**, **5b** und die zentrale Einstelleinrichtung **5f** umfasst, drehen und würde dadurch dem Fahrzeug gestatten, auf die

Gummistoßdämpfer zu fallen.

[0068] Jede geeignete Kombination von elastischen Einrichtungen kann vorgesehen werden, wodurch äußere Schraubenfedern relativ wenig tragend ausgebildet werden könnten, in Kombination mit einer starken zentralen elastischen Einrichtung wie der hydropneumatischen Strebe **19**, oder umgekehrt, die zentrale hydropneumatische Strebe könnte für wenig Abstützung sorgen, wohingegen die äußeren Schraubenfedern an den Rädern den überwiegenden Teil des Fahrzeuggewichts tragen können. Wiederum alternativ kann jede zentrale elastische Einrichtung den gesamten Teil des Karosseriegewichts tragen, der durch die zugeordneten Räder getragen wird.

[0069] Die Federungs- und Dämpfereinrichtung wie die hydropneumatische Strebe **19** schafft deshalb einen zusätzlichen Grad an Beweglichkeit in der Nickebene, um den Komfort in der Längsnickrichtung beträchtlich zu verbessern, wohingegen sie weiterhin eine feste Rollbeweglichkeit aufrechterhält, um einen hohen Standard an Handhabung aufrechtzuerhalten, so dass sich das Fahrzeug handhaben lässt wie ein Sportwagen hinsichtlich Rollbewegungen, aber ebenso komfortabel ist wie eine Limousine hinsichtlich Nickbewegungen.

[0070] Es ist zwar eine hydropneumatische Strebe **19** in den [Fig. 2a](#), [Fig. 2b](#) dargestellt, es ist jedoch manchmal gleichermaßen zweckmäßig, diese Einheit durch irgendeinen anderen Typ von bekannter elastischer Einrichtung wie einen Gummiblock oder eine Schraubenfeder zu ersetzen, die vorzugsweise auch einen Dämpfer (Stoßdämpfer) umfassen kann.

[0071] Einer der Vorteile des Vorsehens einer hydropneumatischen Strebe gegenüber beispielsweise einer Schraubenfeder ist, dass die hydropneumatische Strebe wahlweise mit einer Fluiddruckquelle (Fluidpumpe) und einem Reservoir (Tank) verbunden werden kann, so dass zusätzliches Hydraulikfluid in die Strebe und den Akkumulator eingeleitet werden kann, um das Fahrzeug anzuheben, oder das Fluid zurück in den Tank geleitet werden kann, um dem Fahrzeug zu erlauben, seine Höhe zu reduzieren. Diese Lagen- und Höheneinstellung ist erwünscht, um das Fahrzeug waagrecht zu halten, wenn Gewicht exzentrisch auf ein Ende der Maschine einwirkt, oder das Fahrzeug kann davon profitieren, dass es an beiden Enden abgesenkt wird, wenn z.B. mit hoher Geschwindigkeit gefahren wird. Es sei jedoch angemerkt, dass es möglich ist, die elastische Einrichtung zwischen den Torsionsstäben und dem Fahrzeugchassis zu eliminieren, indem die Quertorsionsstäbe z.B. an dem Fahrzeugchassis durch eine massive Stange abgestützt werden. Die Beweglichkeit wird dann allein durch die Elastizität der Torsionsstäbe geschaffen werden.

[0072] Eine Rollbewegung und individuelle dynamische Radbewegungen geringer Amplitude bei hoher Geschwindigkeit, die ein begrenztes Ausmaß an Radhub verlangen, werden somit durch relativ steife Quertorsionsstäbe (Federn) und Stoßdämpfer (Dämpfer) aufgenommen, die in den Zeichnungen weggelassen worden sind. Ein Bremsmechanismus **14** hindert das zentrale Kegelrad daran, sich frei zu drehen, und das behindert die gegenläufige Drehung der zugeordneten Quertorsionsstäbe, um eine Rollminimierung zu fördern, wie verlangt. Die Bauteile **14a** und **14b** sind in [Fig. 2b](#) ähnlich gezeichnet wie diejenigen in ähnlichem funktionalen Zusammenhang mit Bezug auf die Ausführungsform gezeichnet sind, welche in den [Fig. 1a](#) bis [Fig. 1c](#) dargestellt sind.

[0073] Wenn über unebenes Gelände gefahren wird, sorgt der elastische Mechanismus **19** ([Fig. 2a](#) und [Fig. 2b](#)) für Abstützung für das Gegendrehungsverbindungsglied **5f** (Kegelradsatz), so dass die gegenläufige Drehung der beiden Quertorsionsstäbe leichter erzielt werden kann. Das Federungssystem weist deshalb mehrere Federkonstanten auf, die sich im Ansprechen geeignet unterscheiden, wie wenn das Fahrzeug eine steife Rollwiderstandsreaktion verlangt oder wenn eine sanftere Nickreaktion für Komfort verlangt wird, wenn in einer mehr geraden Linie gefahren wird.

[0074] Die obige Ausführungsform hat einen Vorteil dahingehend, dass sie erlaubt, das wenigstens im Wesentlichen gleiche Belastungen auf jedes Rad ausgeübt werden. In herkömmlichen Federungssystemen, wo eine Schraubenfeder oder andere elastische Einrichtung an jedem Dreiecklenker vorgesehen ist, ist es notwendig, dass das Federungssystem die Federkraft der elastischen Einrichtung überwindet, bevor eine Bewegung des Rades bewirkt werden kann. Wenn jedoch die Dreiecklenker frei von jeglicher elastischer Einrichtung sind, erlaubt dass eine freie Bewegung des Dreiecklenkers, was erlaubt, wenigstens im Wesentlichen gleiche Belastungen durch das Federungssystem auf jedes Rad auszuüben.

[0075] Weitere Ausgestaltungen der vorliegenden Erfindung werden nun beschrieben, welche dem Federungssystem selbst ermöglichen, von sich aus zwischen Umständen zu unterscheiden, wenn der Rollwiderstand gesteigert oder aktiv umgekehrt werden sollte, ohne dass externe Sensoren und eine elektronische Steuereinheit (ECU) oder ein Nachrichtensystem erforderlich sind. Darüber hinaus reagieren die Federungssystemvariationen, die unten beschrieben sind, automatisch und passiv auf die verschiedenen Forderungen des Systems, um die verlangte Reaktion zu bewirken, und zwar ohne irgend einen äußeren Einfluss oder eine Nachricht oder ein Energieerfordernis.

[0076] [Fig. 3](#) zeigt eine weitere Ausführungsform eines Federungssystems nach der vorliegenden Erfindung. Diese Ausführungsform gleicht der Ausführungsform, die in den [Fig. 1a](#) bis [Fig. 1c](#) gezeigt ist, dahingehend, dass das Fahrzeugchassis **1** auf Dreiecklenkern **2a**, **2b**, **2c**, **2d** abgestützt ist und dass auch Schraubenfedern **4a**, **4b**, **4c**, **4d** vorgesehen sind wie in herkömmlichen Federungssystemen. Darüber hinaus sind die Dreiecklenker an jedem Ende des Fahrzeugchassis **1** durch Paare von Quertorsionsstäben **5a**, **5b**, **5c**, **5d** miteinander verbunden. Jedes Paar Torsionsstäbe ist auch durch eine Einstellvorrichtung **11** in Form von Verbindungsgliedeinrichtungen **9a**, **9b**, **9c**, **9d**, **11a** verbunden wie bei den oben beschriebenen Ausführungsformen. Der Hauptunterschied besteht darin, dass eine Längswelle **20** die Einstellvorrichtungen **11** von jedem Paar Torsionsstäben miteinander verbindet.

[0077] Die Längswelle **20** ist mit einem Hebelteil **11a** an jedem Ende versehen, um dadurch zu gestatten, die Welle **20** mit den Verbindungsgliedeinrichtungen **9a**, **9b**, **9c** und **9d** auf dieselbe Art und Weise wie die Längswelle **12a** nach den [Fig. 1b](#) und [Fig. 1c](#) zu verbinden. Die Längswelle **20** nach [Fig. 3](#) hat weiter eine Keilverzahnungsverbindung **21**, die einen Grad an Bewegung in der Längsrichtung der Welle **20** erlaubt.

[0078] Die Längswelle verbindet funktional die vorderen und hinteren Quertorsionsstäbe derart, dass die Torsionsstäbe des Federungssystems im Gleichlauf reagieren können in Abhängigkeit von der Fahrzeugdynamik. Die funktionale Verknüpfung der vorderen und hinteren Quertorsionsstäbe durch die Längswelle erlaubt dem Federungssystem, die Lage des Fahrzeuges aufrechtzuerhalten und wieder in eine Position zu bringen, die wenigstens im Wesentlichen parallel zu der mittleren Oberflächenebene ist, welche das Fahrzeug trägt.

[0079] Insbesondere sind die Räder frei sich zu bewegen, wenn sie Verwindungsbewegungen ausführen und ein Paar diagonal entgegengesetzter Räder in derselben allgemeinen Richtung verlagert wird und in einer entgegengesetzten Richtung relativ zu dem anderen Paar diagonal entgegengesetzter Räder. In Situationen, in welchen das Fahrzeug hauptsächlich eine Rollbewegung ausführt und die Räder auf einer Seite des Fahrzeuges sich in derselben allgemeinen Richtung relativ zu den Rädern auf der anderen Seite des Fahrzeuges bewegen, können die Torsionsstäbe auf dieselbe Art und Weise wirksam werden wie ein herkömmlicher Stabilisator, um dem Fahrzeug Rollsteifigkeit zu geben.

[0080] In Verwindungssituationen, welche zu gegenläufiger Drehung der benachbarten Quertorsionsstäbe führen, kommt es jedoch auch zur Drehung der Längswelle. Das führt zu einer Kraftübertragung zwi-

schen den Rädern, um dadurch die Bewegung der Räder zu erleichtern. Es sei angemerkt, dass es eine progressive Änderung in dem Grad der Relativedrehung zwischen den Torsionsstäben gibt, wenn das Fahrzeug variierende Kombinationen von Roll- und Verwindungssituationen ausgesetzt ist. Den Torsionsstäben wird deshalb nur erlaubt, sich relativ zueinander gegenläufig zu drehen, wenn das Fahrzeug in Rollbewegung ist, falls die Laufeinrichtungen ebenfalls Verwindungsbewegungen ausführen, um dadurch permanent die Kontrolle über die Rolllage des Fahrzeuges aufrechtzuerhalten.

[0081] [Fig. 4](#) zeigt eine weitere Ausführungsform des Federungssystems. Das Fahrzeugfederungssystem ist gezeigt mit der Front des Fahrzeuges zur unteren linken Ecke des Zeichnungsblattes gerichtet. Das Fahrzeug ist auf Rädern **20**, **21**, **22**, **23** abgestützt. Schraubenfedern **4a**, **4b**, **4c**, **4d** tragen das Fahrzeugchassis (nicht gezeigt) und sorgen für Elastizität und Beweglichkeit bei der Fahrt des Fahrzeuges.

[0082] Torsionseinrichtungen **50**, **51** sind vorne und hinten an dem Fahrzeug angeordnet. Diese Torsionseinrichtungen an der Vorder- und der Hinterachse des Fahrzeuges sind entweder mechanisch oder hydraulisch verbunden. Da das hydraulische Verbindungssystem leichter unterzubringen und in einer mehr allgemeinen Form zu beschreiben ist, wird in der folgenden Beschreibung auf das hydraulische Verbindungssystem Bezug genommen, obgleich andere Verbindungssysteme wahlweise benutzt werden können, um eine Verfahren zu schaffen für das Federungssystem zum Unterscheiden zwischen Roll- und Verwindungsbewegungen der Laufeinrichtungen auf eine ähnliche Art und Weise. Weiter ist das Federungssystem „passiv“ und nicht „aktiv“. Mit anderen Worten, es sind keine externen Sensoren erforderlich, um das System zu betreiben, das automatisch auf eine Fahrzeugbewegung reagiert. Es sei angemerkt, dass das in [Fig. 3](#) gezeigte System auch ein „passives“ System ist. Jede Anordnung enthält ein Paar Quertorsionsstäbe **5a**, **5b**, **5c**, **5d** wie in der Anordnung, die in der früher beschriebenen Ausführungsform gezeigt ist. In [Fig. 4](#) sind jedoch die Torsionsstäbe mit Hilfe einer hydraulischen, doppelt wirkenden Zylinderbaugruppe **62**, **63** miteinander verbunden. Jede Zylinderbaugruppe hat einen Zylinder **62a**, **63a** und einen Kolben **62b**, **63b**, der darin gelagert ist, um den Zylinder in eine innere Kammer **62c**, **63c** und eine äußere Kammer **62d**, **63d** zu unterteilen. Der Hebelarm **7b**, **7c** an einem Ende von einem der Torsionsstabpaare **5b**, **5c** ist gekuppelt mit und beweglich zusammen mit dem Zylinder **62a**, **63a**. Der Hebelarm **7a**, **7d** des anderen der Torsionsstabpaare **5a**, **5d** ist gekuppelt mit und beweglich zusammen mit dem Kolben **62b**, **63b**. Leitungen **64**, **65** sorgen für eine Fluidverbindung zwischen den beiden Zylinderbaugruppen **62**, **63**. In der dargestellten Ausführungsform verbindet jede Leitung **64**, **65** die innere Kammer **62c**, **63c** von einer Zylinderbaugruppe mit der äußeren Kammer **62d**, **63d** der anderen Zylinderbaugruppe. Es ist jedoch klar, dass andere Leitungsverbindungsanordnungen zwischen den beiden Zylinderbaugruppen auch möglich sind in Abhängigkeit von dem Entwurf der Quertorsionsstäbe, die die Drehrichtung umkehren können, wenn z.B. ein Paar hinter der Achse angeordnet ist, wohingegen das andere Paar Quertorsionsstäbe vor der anderen Achse angeordnet ist. Deshalb können die äußeren Kammern durch eine Leitung verbunden sein, wohingegen die inneren Kammern durch eine weitere Leitung verbunden sein können.

[0083] Eine Fluidpumpen- und -reservoirbaugruppe **66** kann wahlweise vorgesehen sein, um Fluid den Zylinderbaugruppen und zugeordneten Leitungen zuzuführen und aus denselben abzuleiten. Diese Anordnung erlaubt eine zusätzliche Steuerung der Rollbeweglichkeit und sorgt auch für eine gewisse aktive Rollsteuerung für das Fahrzeug und für eine aktive Unterstützung bei Verwindungsbewegungen, um den Widerstand der Federn zu überwinden (wenn benutzt). Darüber hinaus kann die Rolllage des Fahrzeuges gesteuert werden durch Verändern des Fluidvolumens innerhalb des Hydraulikkreises. Zu diesem Zweck ist die Pumpe/Reservoirbaugruppe **66** mit den Leitungen **64**, **65**, welche die beiden Zylinderbaugruppen **62**, **63** verbinden, durch zwei sekundäre Leitungen **67**, **68** verbunden, die jeweils mit einer der Leitungen **64** bzw. **65** verbunden sind. Akkumulatoren **69**, **70** können auch an die sekundären Leitungen angeschlossen sein, um für zusätzliche Beweglichkeit in dem Federungssystem zu sorgen. Es sei angemerkt, dass die meiste Beweglichkeit bei der Fahrzeugfahrt hinsichtlich Nickbewegung und der Bewegung der gesamten Fahrzeugkarosserie durch die Federn **4a**, **4b**, **4c**, **4d** bewirkt wird und dass die Rollbeweglichkeit nur durch die Beweglichkeit in den wahlweisen Akkumulatoren **69**, **70** bewirkt wird oder die Beweglichkeit, wie sie in den Quertorsionsstäben **5a**, **5b**, **5c** und **5d** und den Verbindungsgliedern und Büchsen, die daran befestigt sind, erlaubt wird.

[0084] Die [Fig. 5](#) und [Fig. 6](#) zeigen die Fluidströmung innerhalb des Systems und zwischen den Zylinderbaugruppen, wenn eine Verwindungsbewegung der Räder stattfindet ([Fig. 5](#)) und wenn eine Rollbewegung der Räder stattfindet ([Fig. 6](#)). Die schematischen Diagramme zeigen das Federungssystem in Draufsicht, wobei der vordere Teil des Fahrzeuges zum oberen Ende des Blattes gerichtet ist. Wenn sich jedes Rad **20**, **21**, **22**, **23** in einer insgesamt vertikalen Richtung bewegt, so wäre das somit eine Bewegung in der Richtung normal zu der Ebene des Zeichnungsblattes. Demgemäß ist eine Radaufwärtsbewegung durch das Symbol „-“, gezeigt, wohingegen eine Abwärtsbewegung durch das Symbol „+“ gezeigt ist.

[0085] Zuerst wird auf [Fig. 5](#) Bezug genommen. Wenn es eine Verwindungsbewegung der Räder gibt, bewegen sich die diagonal benachbarten Räder zusammen in derselben Richtung, die entgegengesetzt zu der Bewegungsrichtung der anderen diagonal benachbarten Räder des Fahrzeuges ist. In dieser Situation sind wegen der Bewegungsrichtung der Räder und der Art und Weise, wie die Torsionsstäbe mit dem Zylinder und dem Kolben der Zylinderbaugruppe verbunden sind, gegenläufige Drehungen der Torsionsstäbe möglich.

[0086] Zum Beispiel führt in dem Fall der vorderen Kraftübertragungsanordnung **50**, wenn sich das linke Vorderrad **20** nach oben bewegt und das rechte Vorderrad **21** nach unten bewegt, die gegenläufige Drehung der vorderen Quertorsionsstäbe **5a**, **5b** zu einer Verringerung des Volumens der äußeren Kammer **62d** der vorderen Hydraulikzylinderbaugruppe **62** und zu einer Vergrößerung des Volumens der inneren Kammer **62c** derselben wegen der Relativbewegung des Kolbens **62b** innerhalb des Zylinders **62a**. Fluid strömt deshalb aus der äußeren Kammer **62d** über die Leitung **64** zu der inneren Kammer **63c** der hinteren Hydraulikzylinderbaugruppe **63**, während Fluid zu der inneren Kammer **62c** des vorderen Hydraulikzylinders **62** über die Leitung **65** aus der äußeren Kammer **63d** der hinteren Hydraulikzylinderbaugruppe **63** strömt. Diese Fluidströmung wird durch die Relativbewegung der hinteren Quertorsionsstäbe **5c**, **5d** unterstützt. Diese Fluidbewegung gewährleistet, dass Verwindungsbewegungen durch das Federsystem leicht erzielt werden können.

[0087] Zum Vergleich, in [Fig. 6](#) bewegen sich die Räder auf jeder Seite des Fahrzeuges in derselben Richtung und entgegengesetzt zu der Bewegungsrichtung der Räder auf der anderen Seite des Fahrzeuges. Die Bewegungsrichtung der Räder zeigt, dass das Fahrzeug eine Kurve nach links fährt, was zu einer Rollbewegung des Fahrzeuges führt. Wegen der versuchten Drehung jedes Quertorsionsstabes und wegen der gegenseitigen Verbindung zwischen den Kammern jeder Zylinderbaugruppe wird der Fluidströmung aus jeder Kammer durch die Fluidströmung aus der entgegengesetzten Kammer entgegengewirkt, so dass es wenig bis keine Relativbewegung zwischen dem Kolben und dem Zylinder jeder Zylinderbaugruppe gibt. Jedes Paar Quertorsionsstäbe wirkt deshalb im Gleichlauf auf ähnliche Weise wie ein herkömmlicher Rollstabilisierstab bei Rollbewegung, aber anders als herkömmliche Rollstäbe sorgt das beschriebene System gleichzeitig für Rollsteuerungssteifigkeit und erlaubt Radbewegungen, die aus Verwindung resultieren. Die funktionale Beziehung der Verbindung zwischen den beiden Zylinderbaugruppen kann auch als eine Funktion der Druckdifferenz an dem Kolben innerhalb jeder Zylinderbaugruppe betrachtet werden. Wenn das Fahrzeug eine Rollbewegung ausführt, wie es in [Fig. 6](#) gezeigt ist,

ist die Druckdifferenz an dem Kolben jedes Zylinders relativ hoch, wobei die Belastung und deshalb der Druck, der durch die Fluidkammern **63d** und **62b** aufgenommen wird, höher ist als für die Kammern **63b** und **62d**. Bei Verwindungsbewegungen, wie sie in [Fig. 5](#) gezeigt sind, wird jedoch die Druckdifferenz an dem Kolben relativ gering sein. Die Druckdifferenz nimmt deshalb progressiv ab, wenn sich das Fahrzeug aus hauptsächlich Rollsituationen zu Verwindungssituationen bewegt.

[0088] Es sei angemerkt, dass in herkömmlichen Rollstabilisierungssystemen die Stabilisierstäbe während Kurvenfahrt „aufgewickelt“ werden und dass dann, wenn die Straße bei Kurvenfahrt zufällig auch gewellt ist, was einen Grad an Verwindung verlangt, das verlangt, dass ein Ende der Torsionsstäbe zusätzlich aufgewickelt wird, wohingegen das andere Ende teilweise entspannt wird, und dass diese abwechselnden Achsenbewegungen schnelle Verschiebungen des durch die Räder getragenen Gewichts bewirken können, was wiederum einen Mangel an Traktion an den Reifenkontaktflecken zur Folge hat. In den Ausführungsformen, die in den [Fig. 3](#) und [Fig. 4](#) gezeigt sind, wird deshalb der Bodendruck an den Rädern beständiger aufrechterhalten, wodurch das Risiko des Wegrutschens in Kurven auf eine schlechte Oberfläche aufweisenden Straßen reduziert wird.

[0089] Darüber hinaus wird in herkömmlichen Rollstabilisierungssystemen wie Quertorsionsstäben, wenn ein einzelnes Rad auf eine Bodenwelle trifft oder in ein Loch gerät, der Torsionsstab schnell aufgewickelt, was zur Folge hat, dass der Stoß durch die quer benachbarte Rad- und Federbaugruppe sowie durch die Tragpunkte an dem Chassis aufgenommen wird, und das führt dazu, dass die Fahrzeuginsassen das als eine raue Einwirkung auf ein Rad empfinden. Es dürfte klar sein, dass eine Einzelradeinwirkung teilweise eine Verwindungsbewegung ist, da sie verlangt, dass zwei diagonal entgegengesetzte Räder sich in einer Richtung bewegen, während sich das andere diagonal entgegengesetzte Paar in der anderen Richtung bewegt. Da herkömmliche Rollstabilisierungssysteme der Vorder- und Hinterachse unabhängig sind, sind sie von Haus aus nicht in der Lage, Einzelradeinwirkungen und Rollbewegungen zu unterscheiden und auf diese unterschiedlich zu reagieren, weshalb auf alle diese Einwirkungen auf ähnliche Art und Weise reagiert wird, was die Fahrqualität beeinträchtigt und schlechte Straßenhaftung aufgrund von ungeeigneter Gewichtsverschiebung zwischen den Rädern zur Folge hat. Im Gegensatz dazu verlangt die bauliche und funktionale Beziehung der Bauteile in dem System (das in den beigefügten Figuren gezeigt ist), dass beide Achsen abhängig voneinander reagieren, so dass Roll- und Verwindungsbewegungen unterschieden werden und auf diese auf unterschiedliche Weise reagiert wird, so dass, wenn unbe-

deutende Verwindungsbewegungen auftreten, z.B. wenn eine Einzelradeinwirkung erfolgt, das dann nicht als eine Rollbewegung (an einer Achse) interpretiert wird, die maximale Steifigkeit des Rollstabilisierstabes verlangt, was zu übermäßiger Härte führt.

[0090] Die Ausführungsform, die in [Fig. 7](#) gezeigt ist, gleicht der Ausführungsform nach [Fig. 4](#), mit der Ausnahme, dass die hydraulischen, doppelt wirkenden Zylinder durch Drehstellantriebe oder -zylinder **62a**, **62b** ersetzt sind. Diese Drehzylinder umfassen ein Gehäuse, das einen Rotor enthält, der darin drehbar gelagert ist und das Gehäuse in zwei Fluidkammern unterteilt. Das Gehäuse und der Rotor sind jeweils mit einem der benachbarten Quertorsionsstäbe verbunden. Leitungen **64**, **65** verbinden die entsprechenden Fluidkammern von jedem der Drehzylinder **62a**, **62b** miteinander. Diese Ausführungsform arbeitet auf dieselbe Art und Weise wie die Ausführungsform nach [Fig. 4](#). Insbesondere wird den Rädern gestattet, sich zu bewegen, wenn Verwindungsbewegungen ausgeführt werden, wohingegen auf eine Rollbewegung des Fahrzeuges durch die Torsionsstäbe reagiert wird. Der Hauptvorteil ist, dass die Verwendung von Drehzylindern die Notwendigkeit von Hebelarmen an den Quertorsionsstäben eliminiert, wodurch der Bedarf an Platz reduziert wird, der erforderlich ist, um das Federungssystem aufzunehmen, und eine einfachere Gesamtanordnung erzielt wird.

[0091] [Fig. 8](#) zeigt eine weitere Ausführungsform der vorliegenden Erfindung, die auf eine ähnliche Art und Weise wie die Ausführungsform nach [Fig. 4](#) arbeitet. Der Hauptunterschied ist, dass die Quertorsionsstabpaare durch einen einzelnen vorderen und hinteren Torsionsstab **90**, **91** ersetzt sind. Ein Ende jedes Stabes ist mit der Radhalterungseinrichtung **98**, **99**, die als eine einfache Achse in der Zeichnung gezeigt ist, über ein Hängeglied verbunden, wie es üblicherweise benutzt wird, um Rollstabilisierstäbe mit Achsen- oder Radbaugruppen zu verbinden. Das andere Ende des Torsionsstabes ist mit der Achse über eine hydraulische, doppelt wirkende Zylinderbaugruppe **94**, **95** verbunden, welche die Stelle des normalen Bindegliedbauteils einnimmt, das den Rollstabilisierstab mit der Achse verbindet und Änderungen im Winkel zwischen den Bauteilen zulässt. In dieser besonderen Ausführungsform ist der Rollstabilisierstab mit dem Hydraulikzylinderkammergehäuse verbunden, wohingegen die Kolbenstange **94b**, **95b** jeder Zylinderbaugruppe mit der Radhalterungseinrichtung **98**, **99** verbunden ist.

[0092] In der Ausführungsform, die in [Fig. 8](#) gezeigt ist, ist zu erkennen, dass die Kolbenstangen durch die Zylinder hindurchgeführt sind, so dass die obere und die untere Kolbenseite identische Flächeninhalte haben. In einigen Situationen kann es zu bevorzugen sein, eine einzelne Kolbenstange zu verwenden, die sich nur an einem Ende aus dem Zylinder hinaus er-

streckt, oder Stangendurchmesser mit unterschiedlichen Außendurchmessern zu verwenden, um Asymmetrien zu überwinden und/oder spezielle Rollaufteilungsgeometrien zu schaffen.

[0093] In dieser Ausführungsform wird, wenn es eine Rollbewegung des Fahrzeuges gibt, eine Fluidströmung in den Leitungen **92**, **93** verhindert, welche die Zylinderbaugruppen **94**, **95** auf dieselbe Art und Weise verbinden, wie es mit Bezug auf [Fig. 4](#) und [Fig. 6](#) beschrieben worden ist. Eine Bewegung des Ende **90a**, **91a** des Torsionsstabes **90**, **91**, das an der Zylinderbaugruppe befestigt ist, relativ zu der Radhalterung wird deshalb verhindert, und der Torsionsstab arbeitet deshalb auf eine ähnliche Art und Weise wie ein herkömmlicher Stabilisierstab. Während Verwindungsbewegungen der Räder erlaubt die Fluidbewegung in den Leitungen **92**, **93**, welche die Zylinderbaugruppen **94**, **95** verbinden, eine Bewegung des Zylinderbaugruppenende **90a**, **91a** der Torsionsstäbe relativ zu den Radhalterungseinrichtungen **98**, **99**, um dadurch die Verwindungsbewegung zu erleichtern. Das Fahrzeugfederungssystem arbeitet jedoch ansonsten auf eine ähnliche Art und Weise wie die in [Fig. 4](#) gezeigte Ausführungsform.

[0094] Es sei angemerkt, dass jeder der doppelt wirkenden Zylinder in Form von zwei einzeln wirkenden Zylindern vorgesehen werden könnte, welche die entgegengesetzten Enden des Rollstabilisierstabes verbinden. Durch Verbinden der Fluidkammer jedes einzeln wirkenden Zylinders mit dem entsprechenden Zylinder des entgegengesetzten Stabilisierstabes kann diese Anordnung auf dieselbe allgemeine Art und Weise wie die Ausführungsform nach [Fig. 8](#) arbeiten.

[0095] Alle oben beschriebenen Ausführungsformen benutzen zwar Torsionsstabanordnungen, es ist jedoch klar, dass die vorliegende Erfindung auch Anordnungen umfassen kann, wo Quer-Druck/Zug-Stangen die Torsionsstäbe ersetzen, wobei die Einstellereinrichtung, die die Stäbe verbindet, Zug- oder Druckkräfte auf jeden Stab ausübt.

Patentansprüche

1. Federungssystem für ein Fahrzeug, das wenigstens ein vorderes Paar quer benachbarter, den Boden berührender Laufeinrichtungen (**20**, **21**) und wenigstens ein hinteres Paar quer benachbarter, den Boden berührender Laufeinrichtungen (**22**, **23**) hat, die mit der Karosserie des Fahrzeuges verbunden sind, um eine im Wesentlichen vertikale Relativbewegung jeder Laufeinrichtung in Bezug auf die Karosserie zu gestatten, wobei das Federungssystem eine Rollagesteuereinrichtung und federnde Trageinrichtungen (**4a**, **4b**, **4c**, **4d**) aufweist zum Abstützen der Fahrzeugkarosserie in Bezug auf die Laufeinrichtungen, wobei die Rollagesteuereinrichtung (**5a**, **5b**)

eine Kraftübertragungseinrichtung aufweist, welche das wenigstens eine vordere Paar quer benachbarter Laufeinrichtungen verbindet, und eine Kraftübertragungseinrichtung (**5c**, **5d**), welche das wenigstens eine hintere Paar quer benachbarter Laufeinrichtungen verbindet, wobei jede Kraftübertragungseinrichtung eine Einstelleinrichtung (**11**, **62**, **63**) aufweist, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Federungssystem für eine passive Steuerung der Lage des Fahrzeuges sorgt, wodurch die federnden Trageinrichtungen im Wesentlichen die gesamte Abstützung der Fahrzeugkarosserie übernehmen, wobei die Rolllagesteuereinrichtung für eine Rollsteifigkeit sorgt, aber für im Wesentlichen keine Abstützung der Fahrzeugkarosserie, und wobei die Einstelleinrichtungen longitudinal beabstandet und funktional verbunden sind, so dass die Größe und die Richtung der zwischen zugeordneten quer benachbarten Laufeinrichtungen durch jede der Kraftübertragungseinrichtungen übertragenen Kraft sich als eine Funktion der Relativpositionen der wenigstens zwei Paare von miteinander verbundenen, quer benachbarten Laufeinrichtungen und der auf diese ausgeübten Belastung progressiv verändert, um dadurch Rollbewegungen des Fahrzeuges zu begrenzen und gleichzeitig Verwindungsbewegungen der Laufeinrichtungen zu erleichtern.

2. Fahrzeugfederungssystem nach Anspruch 1, wobei die federnden Trageinrichtungen (**4a**, **4b**, **4c**, **4d**) zwischen jeder der Laufeinrichtungen und dem Chassis (**1**) des Fahrzeuges vorgesehen sind.

3. Fahrzeugfederungssystem nach Anspruch 1, wobei eine der federnden Trageinrichtungen (**4a**, **4b**, **4c**, **4d**) für wenigstens eines der Paare quer benachbarter Laufeinrichtungen vorgesehen ist zum Aufnehmen der auf beide zugeordneten quer benachbarten Laufeinrichtungen ausgeübten Belastung.

4. Fahrzeugfederungssystem nach Anspruch 1 oder 3, wobei eine der federnden Trageinrichtungen (**4a**, **4b**) vorgesehen ist für das wenigstens eine vordere Paar quer benachbarter Laufeinrichtungen (**20**, **21**) und wobei eine weitere der federnden Trageinrichtungen (**4c**, **4d**) vorgesehen ist für das wenigstens eine hintere Paar quer benachbarter Laufeinrichtungen (**22**, **23**), um für eine im Wesentlichen gleiche Belastung auf jeder der quer zugeordneten Laufeinrichtungen zu sorgen.

5. Fahrzeugfederungssystem nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei die Kraft, die durch die Kraftübertragungseinrichtungen (**5a**, **5b**) übertragen wird, eine Torsionskraft ist.

6. Fahrzeugfederungssystem nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei die Kraftübertragungseinrichtung wenigstens einen Quertorsionsstab aufweist.

7. Fahrzeugfederungssystem nach Anspruch 6, wobei die Kraftübertragungseinrichtung ein Paar Quertorsionsstäbe (**5a**, **5b** und **5c**, **5d**) aufweist, wobei jeder Torsionsstab mit einer der Laufeinrichtungen verbunden ist und wobei die Torsionsstäbe durch die Einstelleinrichtungen (**11**, **62**, **63**) miteinander verbunden sind.

8. Fahrzeugfederungssystem nach Anspruch 7, wobei die Torsionsstäbe um ihre Längsachsen drehbar sind und wobei die Einstelleinrichtung die axiale Drehung der zugeordneten Torsionsstäbe relativ zueinander progressiv so steuert, dass den Laufeinrichtungen gestattet wird sich zu bewegen, wenn sie Verwindungsbewegungen ausführen, während die Rolllage des Fahrzeuges gleichzeitig durch die Torsionsstäbe festgehalten wird.

9. Fahrzeugfederungssystem nach Anspruch 8, wobei jede Einstelleinrichtung (**11**) eine mechanische Verbindung (**9a**, **9b**, **11a** und **9c**, **9d**, **11a**) des zugeordneten Paares Torsionsstäbe herstellt und wobei die Einstelleinrichtung, die das Paar quer benachbarter vorderer Laufeinrichtungen verbindet, und die Einstelleinrichtung, die das Paar quer benachbarter hinterer Laufeinrichtungen verbindet, durch eine mechanische Verbindung (**20**) funktional verbunden sind.

10. Fahrzeugfederungssystem nach Anspruch 9, wobei die mechanische Verbindung wenigstens eine Längswelle (**20**) aufweist, welche die Einstelleinrichtungen miteinander verbindet, wobei jede Einstelleinrichtung ein Paar Verbindungsglieder (**9a**, **9b** und **9c**, **9d**) aufweist, die an ihrem einen Ende mit einem der Torsionsstäbe verbunden sind, wohingegen das andere Ende von jedem Paar Verbindungsgliedern mit einem Ende der wenigstens einen Längswelle (**20**) verbunden ist, so dass Torsionskräfte und Rotationen um die wenigstens eine Längsachse zwischen den Einstelleinrichtungen übertragen werden können, um für Rollsteifigkeit zu sorgen bei im Wesentlichen null Verwindungssteifigkeit und bei im Wesentlichen null Übertragung von Längs Kräften axial längs der wenigstens einen Längswelle.

11. Fahrzeugfederungssystem nach Anspruch 7, wobei die Einstelleinrichtung (**62**, **63**) eine hydraulische Verbindung der Torsionsstäbe herstellt.

12. Fahrzeugfederungssystem nach Anspruch 11, wobei die Einstelleinrichtung ein doppelt wirkender Zylinder (**62**, **63**) ist, der ein Zylinderteil und eine Kolbenbaugruppe hat, welche das Zylinderteil in zwei Fluidkammern (**62c**, **62d** und **63c**, **63d**) unterteilt, wobei das Zylinderteil mit einem der Torsionsstäbe verbunden ist, wobei die Kolbenbaugruppe mit dem anderen Torsionsstab verbunden ist und wobei eine Fluidverbindung ausgebildet ist zwischen den Zylindern, wobei die Fluidverbindung durch eine Leitungsein-

richtung (**64**, **65**) gebildet wird, die die beiden Fluidkammern des doppelt wirkenden Zylinders (**62**) der vorderen Torsionsstäbe mit den Fluidkammern des doppelt wirkenden Zylinders (**63**) der hinteren Torsionsstäbe verbindet, wodurch die Übertragung von Fluid zwischen den Fluidkammern eine Relativverlagerung zwischen der Kolbenbaugruppe und dem Zylinderteil ermöglicht.

13. Fahrzeugfederungssystem nach Anspruch 12, wobei die Fluidkammern (**62c**, **62d**, **63c**, **63d**) so verbunden sind, dass den Laufeinrichtungen gestattet wird sich zu bewegen, wenn sie Verwindungsbewegungen ausführen, wobei die Bewegung der Kolbenbaugruppe innerhalb jedes Zylinderteils die Übertragung von Fluid zwischen den verbundenen Fluidkammern erlaubt, was eine minimale Änderung in der Druckdifferenz an der Kolbenbaugruppe verursacht, während auf Rollbewegungen des Fahrzeuges durch eine Steigerung der Druckdifferenz an den Kolbenbaugruppen reagiert wird, die durch die Zunahme der Belastung auf den Laufeinrichtungen auf einer Seite des Fahrzeuges und die ähnliche Reduzierung der Belastung auf den Laufeinrichtungen auf der anderen Seite des Fahrzeuges erzeugt wird, um dadurch die Rolllage des Fahrzeuges zu steuern und gleichzeitig die Änderungen in der Belastung auf jeder Laufeinrichtung aufgrund von Verwindungsbewegungen zu minimieren.

14. Fahrzeugfederungssystem nach Anspruch 13, weiter mit einer Fluidversorgungseinrichtung (**66**) zum Versorgen der Leitungseinrichtung (**64**, **65**) mit Fluid, so dass Fluid in eine Leitung eingeleitet und Fluid wenigstens im Wesentlichen gleichzeitig aus der anderen Leitung abgeleitet werden kann, um dadurch zu ermöglichen, den Rollwinkel des Fahrzeuges entweder für eine aktive Rollsteuerung relativ schnell zu steuern oder für eine einfache mittlere Nivellierfunktion relativ langsam zu steuern.

15. Fahrzeugfederungssystem nach Anspruch 14, weiter mit einer Rollfederungseinrichtung wie einem hydropneumatischen Akkumulator (**69**, **70**), die mit beiden Leitungseinrichtungen in Fluidverbindung steht, wobei die Rollfederungseinrichtung eine Dämpfungseinrichtung (**106**) aufweist zum Dämpfen der Rollrate und eine Isoliereinrichtung zum Isolieren der Rollfederungseinrichtung, um dadurch die Rollsteuerung zu verbessern.

16. Fahrzeugfederungssystem nach Anspruch 15, wobei die Rollfederung steuerbar ist durch Ändern des Druckes und des Volumens des Fluids in den Leitungseinrichtungen und wobei die Rollfederungseinrichtung die Fluidversorgungseinrichtung verwendet.

17. Fahrzeugfederungssystem nach Anspruch 7, wobei die Einstelleinrichtung eine Drehbetätigungs-

einrichtung (**62a**, **62b**) ist, die ein Gehäuse aufweist, das einen Rotor lagert, welcher das Gehäuse in wenigstens zwei Fluidkammern unterteilt, wobei das Gehäuse mit einem der Torsionsstäbe verbunden ist, wobei der Rotor mit dem anderen Torsionsstab verbunden ist und wobei eine Leitungseinrichtung (**64**, **65**) vorgesehen ist, die eine Fluidverbindung zwischen den beiden Fluidkammern der Drehbetätigungseinrichtung der vorderen Torsionsstäbe mit den Fluidkammern der Drehbetätigungseinrichtung der hinteren Torsionsstäbe herstellt.

18. Fahrzeugfederungssystem nach Anspruch 17, wobei die Fluidkammern verbunden sind, um dadurch die relative Rotation des Rotors innerhalb des Gehäuses in jeder der verbundenen Drehbetätigungseinrichtungen progressiv so zu verändern, dass den Laufeinrichtungen erlaubt wird, sich zu bewegen, wenn sie Verwindungsbewegungen ausführen, wobei die Bewegung des Rotors innerhalb jedes Gehäuses die Übertragung von Fluid zwischen den verbundenen Fluidkammern bei minimaler Änderung in der Druckdifferenz an dem Rotor erlaubt, während auf Rollbewegungen des Fahrzeuges durch eine Steigerung der Druckdifferenz an dem Rotor reagiert wird, welche durch die Zunahme der Belastung auf den Laufeinrichtungen auf einer Seite des Fahrzeuges und die ähnliche Reduktion der Belastung auf den Laufeinrichtungen auf der anderen Seite des Fahrzeuges erzeugt wird, um dadurch die Rolllage des Fahrzeuges zu steuern und gleichzeitig die Änderungen in der Belastung auf jeder Laufeinrichtung auf Grund von Verwindungsbewegungen zu minimieren.

19. Fahrzeugfederungssystem nach Anspruch 6, wobei die Kraftübertragungseinrichtung einen einzelnen Quertorsionsstab (**90**, **91**) aufweist und wobei die Einstelleinrichtung den Torsionsstab mit wenigstens einer der zugeordneten Laufeinrichtungen verbindet.

20. Fahrzeugfederungssystem nach Anspruch 19, wobei die Einstelleinrichtung eine hydraulische Verbindung des Torsionsstabes mit der zugeordneten Laufeinrichtung herstellt, wobei jede Einstelleinrichtung einen doppelt wirkenden Zylinder (**94**, **95**) aufweist, der an einem Ende des Torsionsstabes (**90**, **91**) angeordnet ist, wobei der Zylinder ein Zylinderteil und eine Kolbenbaugruppe hat, die das Zylinderteil in zwei Fluidkammern unterteilt, wobei das Zylinderteil und die Kolbenbaugruppe zwischen ein Ende des Torsionsstabes und die benachbarten Laufeinrichtungen geschaltet sind, wobei die Zylinder in Fluidverbindung sind und wobei die Fluidverbindung durch eine Leitungseinrichtung (**92**, **93**) hergestellt wird, welche die beiden Fluidkammern des doppelt wirkenden Zylinders des vorderen Torsionsstabes mit den Fluidkammern des doppelt wirkenden Zylinders des hinteren Torsionsstabes verbindet.

21. Fahrzeugfederungssystem nach Anspruch 20, wobei die Fluidkammern so verbunden sind, dass den Laufeinrichtungen gestattet wird sich zu bewegen, wenn sie Verwindungsbewegungen ausführen, wobei die Bewegung der Kolbenbaugruppe innerhalb jedes Zylinderteils die Übertragung von Fluid zwischen den verbundenen Fluidkammern erlaubt, was eine minimale Änderung in der Druckdifferenz an der Kolbenbaugruppe verursacht, während auf Rollbewegungen des Fahrzeuges durch eine Steigerung der Druckdifferenz an den Kolbenbaugruppen reagiert wird, die durch die Zunahme der Belastung auf den Laufeinrichtungen auf einer Seite des Fahrzeuges und die ähnliche Reduzierung der Belastung auf den Laufeinrichtungen auf der anderen Seite des Fahrzeuges erzeugt wird, um dadurch die Rolllage des Fahrzeuges zu steuern und gleichzeitig die Änderungen in der Belastung auf jeder Laufeinrichtung aufgrund von Verwindungsbewegungen zu minimieren.

22. Fahrzeugfederungssystem nach Anspruch 19, wobei die Einstelleinrichtung eine hydraulische Verbindung des Torsionsstabes mit der zugeordneten Laufeinrichtung herstellt, wobei die Einstelleinrichtung ein einfach wirkender Zylinder ist, der an jedem Ende der Torsionsstäbe angeordnet ist, wobei jeder Zylinder ein Zylinderteil und eine Kolbenbaugruppe hat, die darin gelagert ist, um eine Fluidkammer innerhalb des Zylinderteils zu schaffen, wobei das Zylinderteil und die Kolbenbaugruppe mit einem der Torsionsstäbe und der benachbarten Laufeinrichtung verbunden sind.

23. Fahrzeugfederungssystem nach Anspruch 22, wobei eine Fluidverbindung zwischen den Zylindern besteht, wobei die Fluidverbindung durch eine Leitungseinrichtung gebildet ist, welche die Fluidkammer jedes einfach wirkenden Zylinders des vorderen Torsionsstabes mit der Fluidkammer des longitudinal gegenüberliegenden einfach wirkenden Zylinders des hinteren Torsionsstabes verbindet, wobei die Fluidkammern so verbunden sind, dass den Laufeinrichtungen erlaubt wird, sich zu bewegen, wenn sie Verwindungsbewegungen ausführen, während auf Rollbewegungen des Fahrzeuges durch die Torsionsstäbe reagiert wird und gleichzeitig die Änderungen in der Belastung auf jeder der Laufeinrichtungen aufgrund von Verwindungsbewegungen minimiert werden.

24. Fahrzeugfederungssystem nach Anspruch 21 oder 23, weiter mit einer Fluidversorgungseinrichtung (66, 67, 68) zum Versorgen der Leitungseinrichtung (64, 65) mit Fluid, so dass das Fluid in eine Leitung eingeleitet und Fluid wenigstens im Wesentlichen gleichzeitig aus der anderen Leitung abgelassen werden kann, um dadurch das Steuern des Rollwinkels des Fahrzeuges entweder relativ schnell für eine aktive Rollsteuerung oder relativ langsam für

eine einfache durchschnittliche Nivellierfunktion zu ermöglichen.

25. Fahrzeugfederungssystem nach Anspruch 24, weiter mit einer Rollfederungseinrichtung (69, 70) wie einem hydropneumatischen Akkumulator, der mit beiden Leitungseinrichtungen (64, 65) in Fluidverbindung steht, wobei die Rollfederungseinrichtung eine Dämpfungseinrichtung aufweist zum Dämpfen der Rollrate und eine Isoliereinrichtung zum Isolieren der Rollfederungseinrichtung, um dadurch die Rollsteuerung zu verbessern.

26. Fahrzeugfederungssystem nach Anspruch 25, wobei die Rollfederung steuerbar ist durch Ändern des Druckes und des Volumens des Fluids in den Leitungseinrichtungen und in der Rollfederungseinrichtung (69, 70) unter Verwendung der Fluidversorgungseinrichtung (66).

27. Fahrzeugfederungssystem nach Anspruch 19, wobei die Einstelleinrichtung eine mechanische Kupplung des Torsionsstabes bildet.

28. Fahrzeugfederungssystem nach einem der Ansprüche 19 bis 23, wobei die federnden Trageinrichtungen zwischen den Laufeinrichtungen und dem Chassis des Fahrzeuges vorgesehen sind.

29. Fahrzeug mit einem Federungssystem nach einem der vorhergehenden Ansprüche.

Es folgen 9 Blatt Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

Fig 1a.

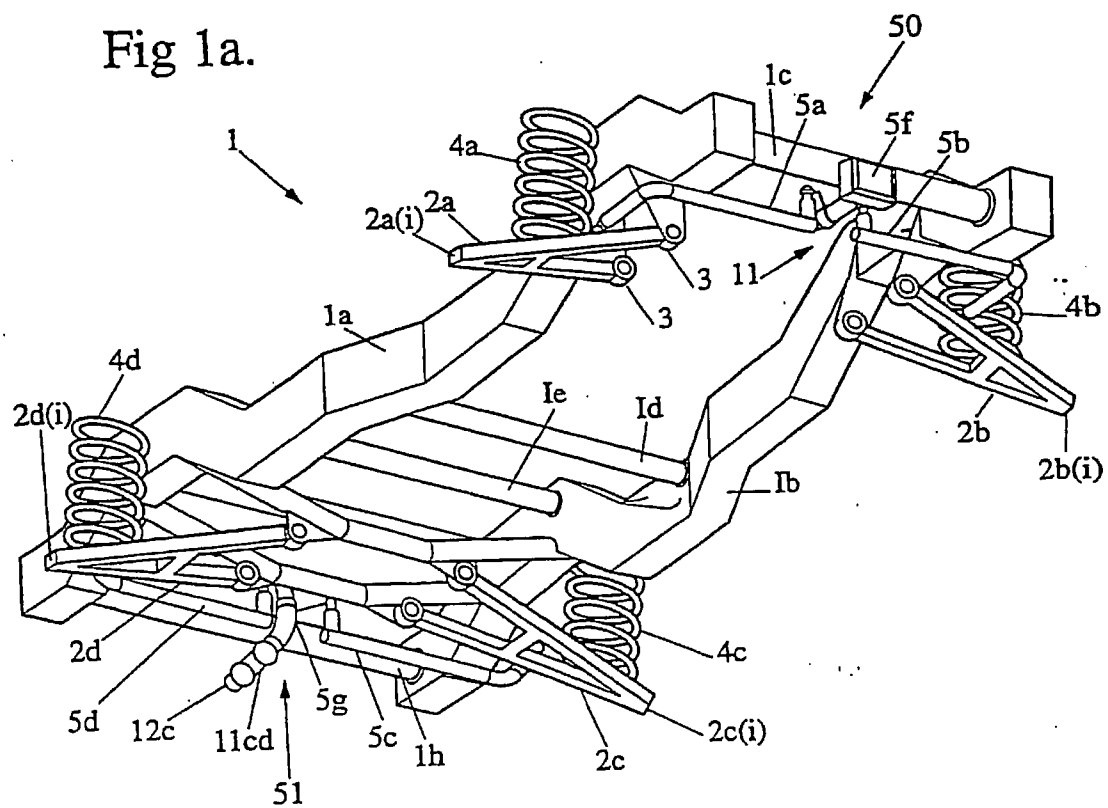


Fig 1b.

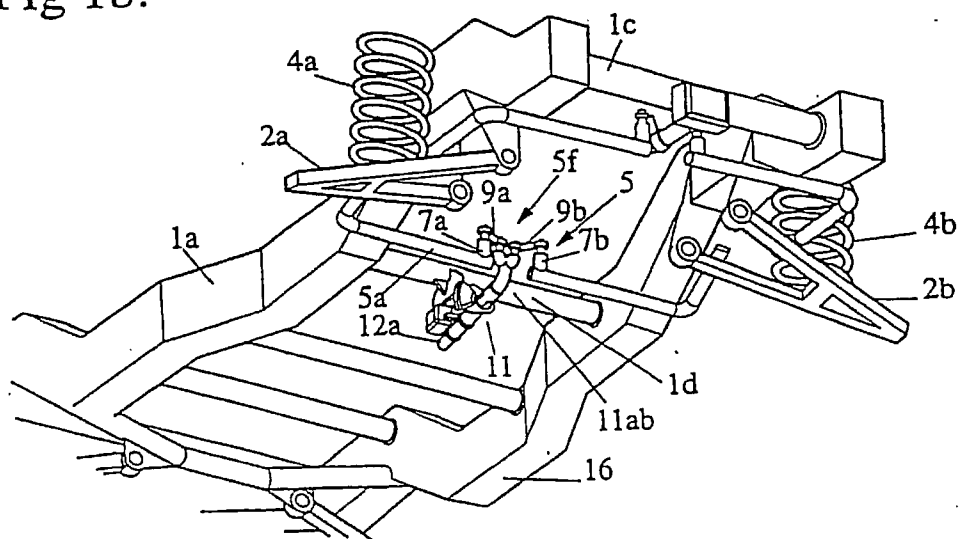


Fig 2b.

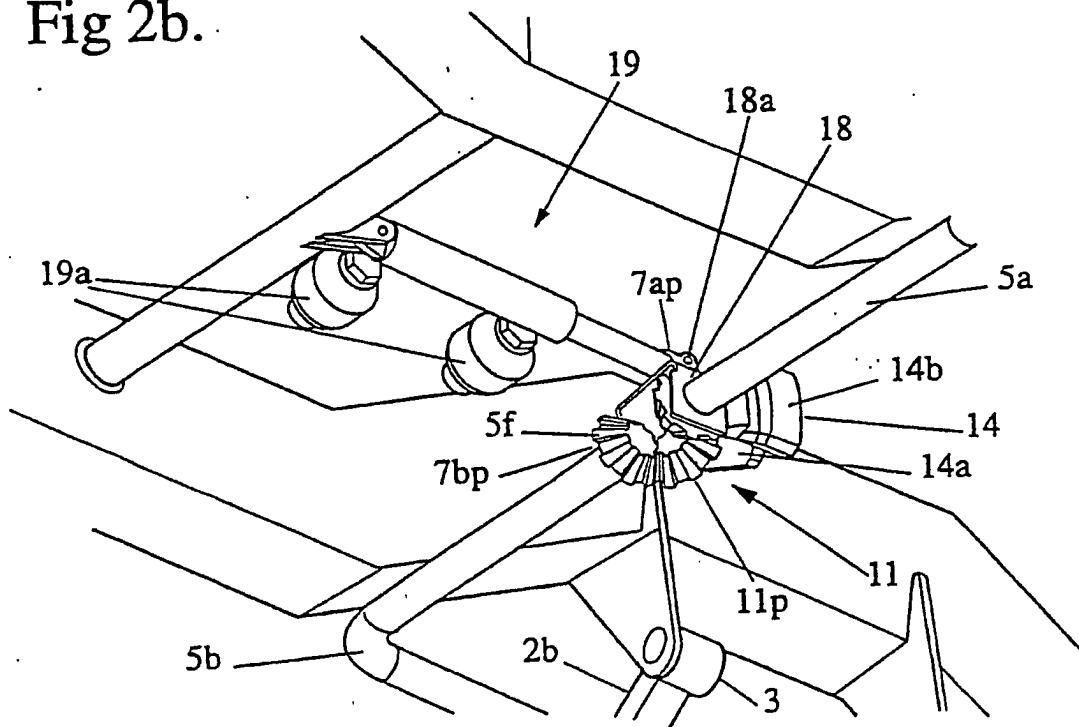


Fig 3.

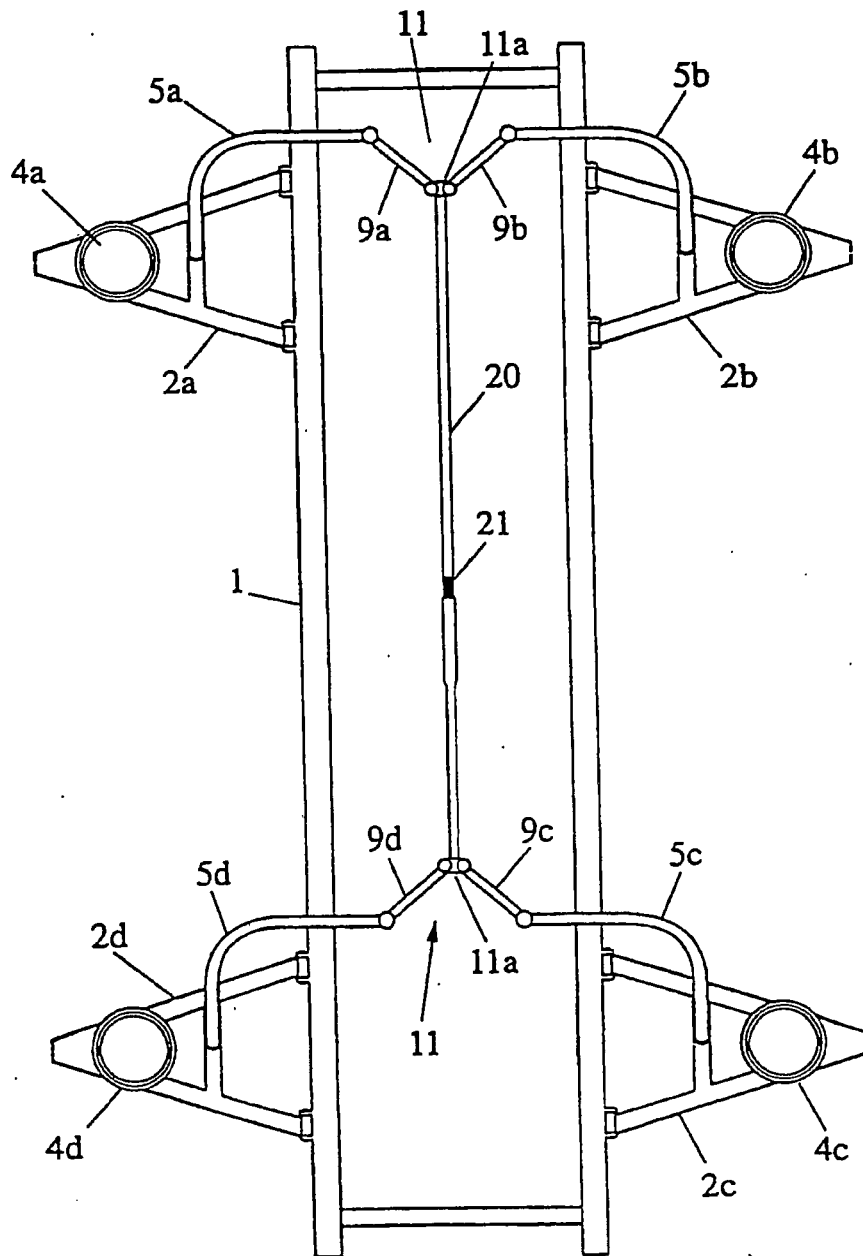


Fig 4.

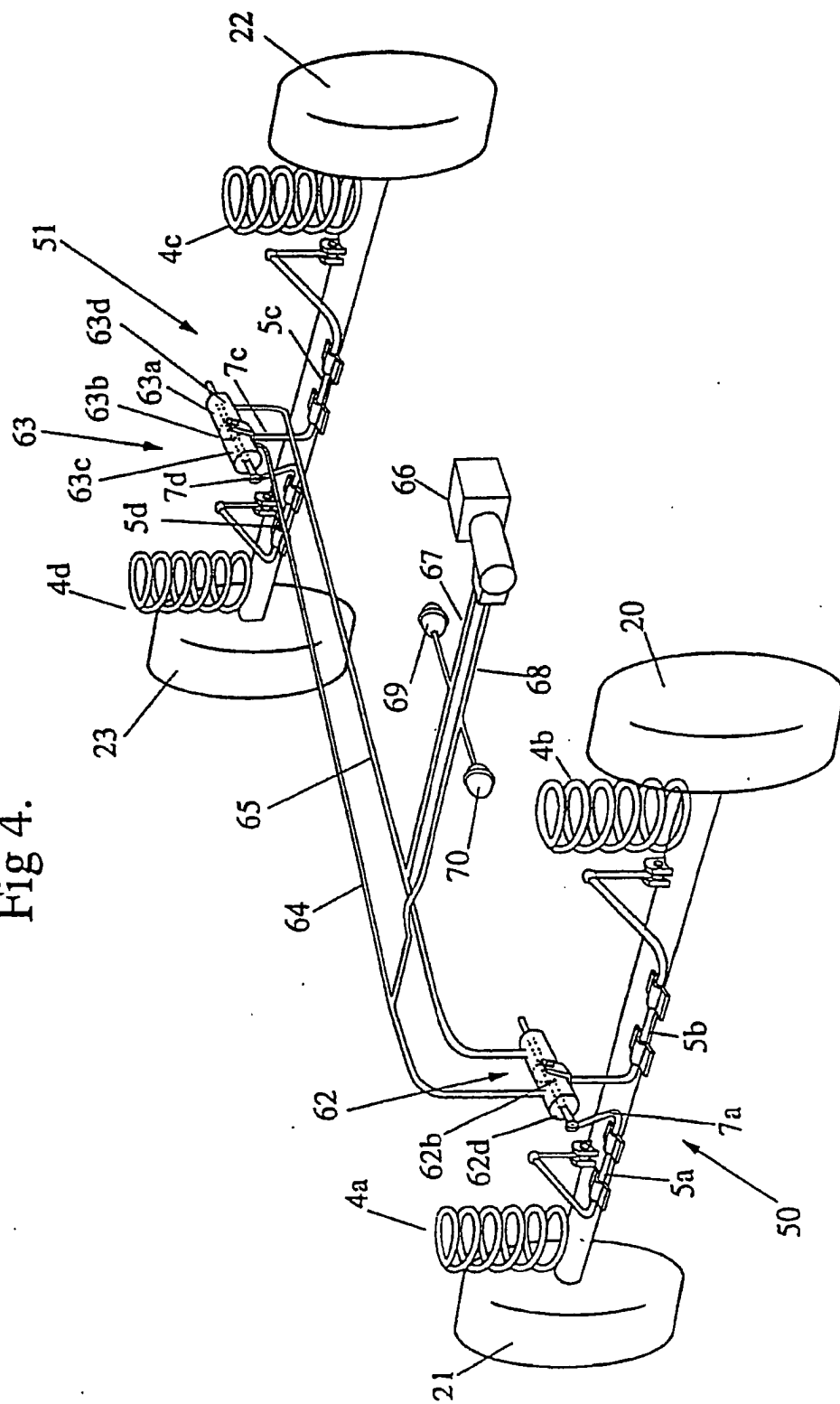


Fig 5.

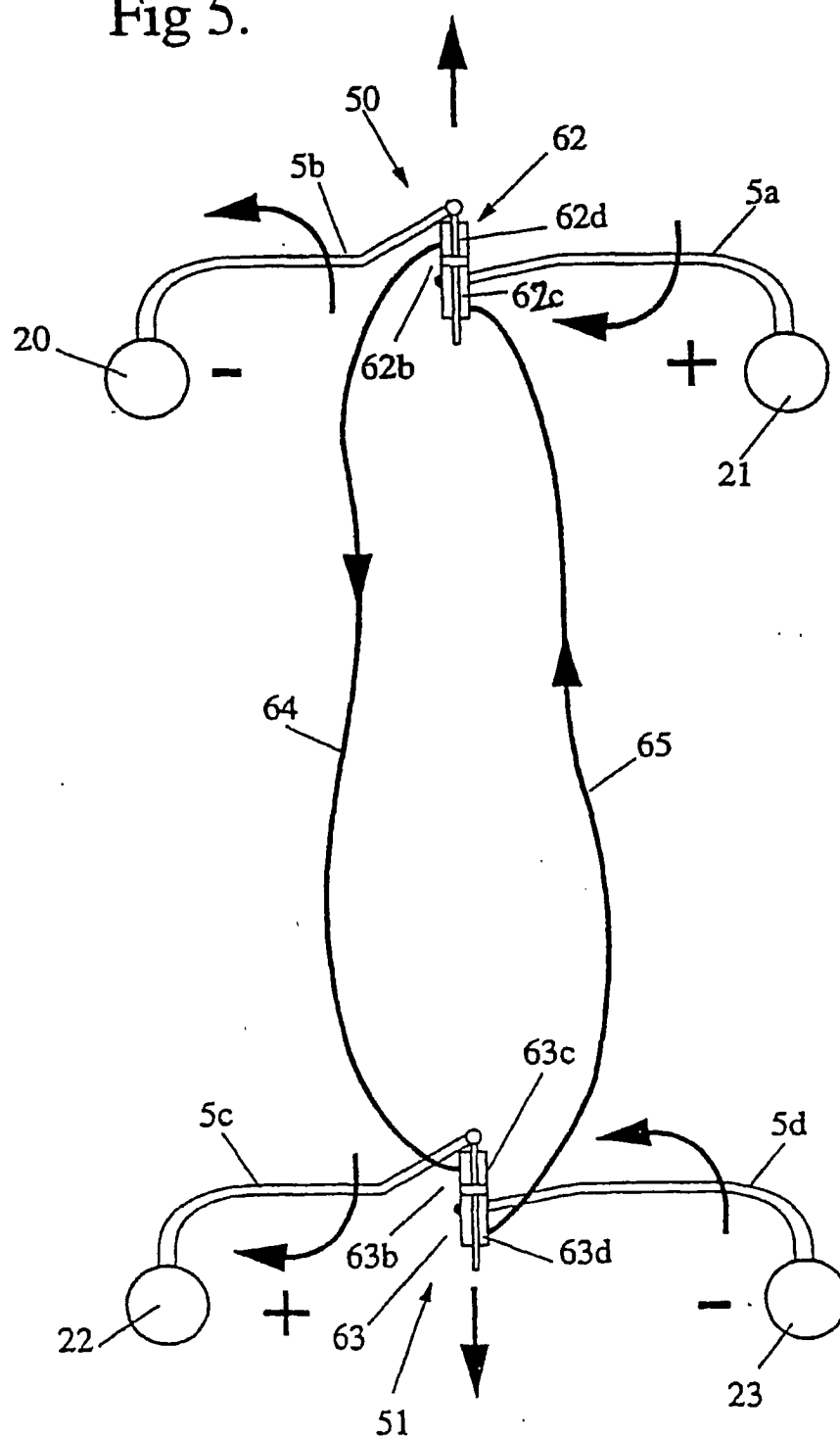
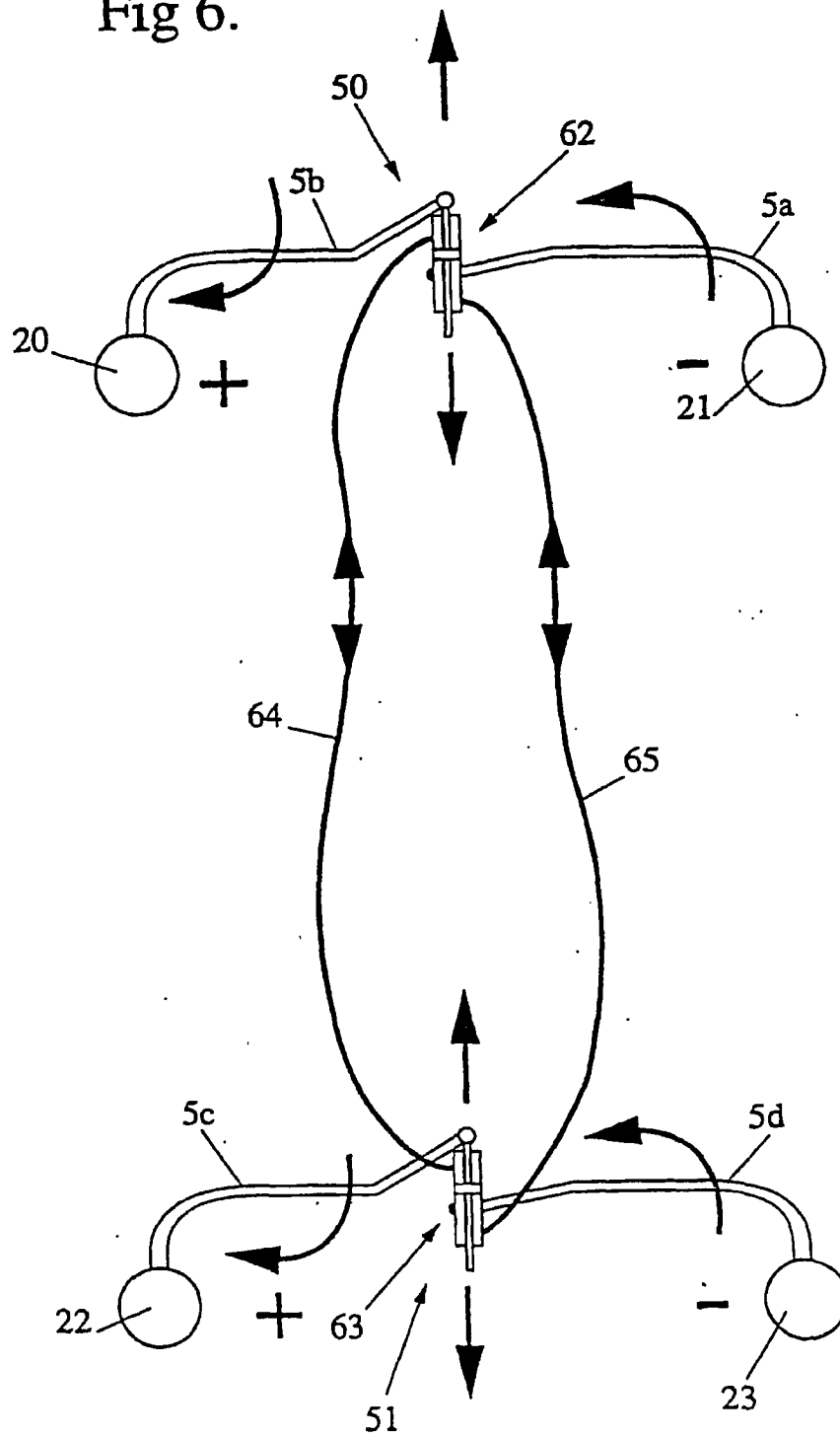


Fig 6.



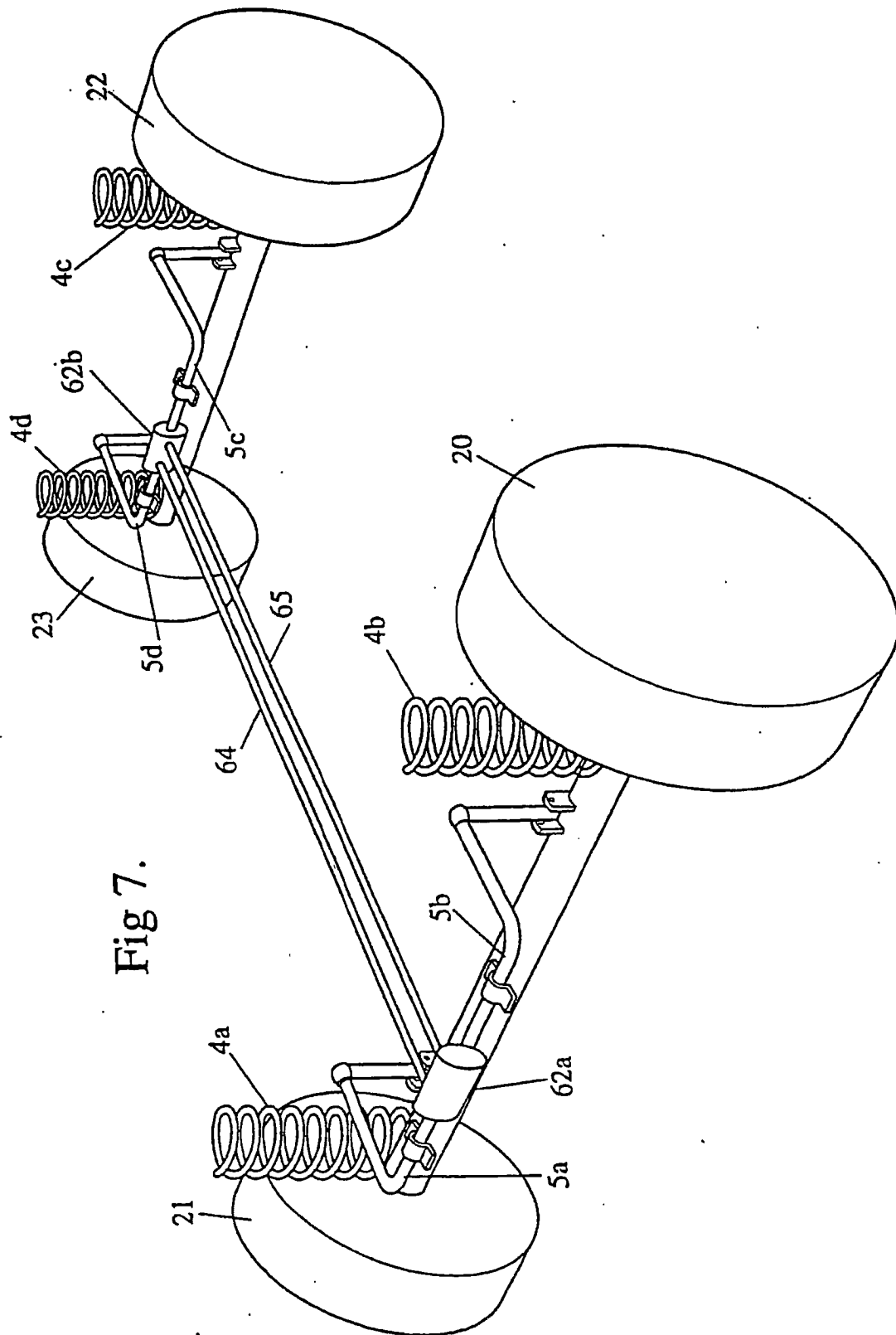


Fig 7.

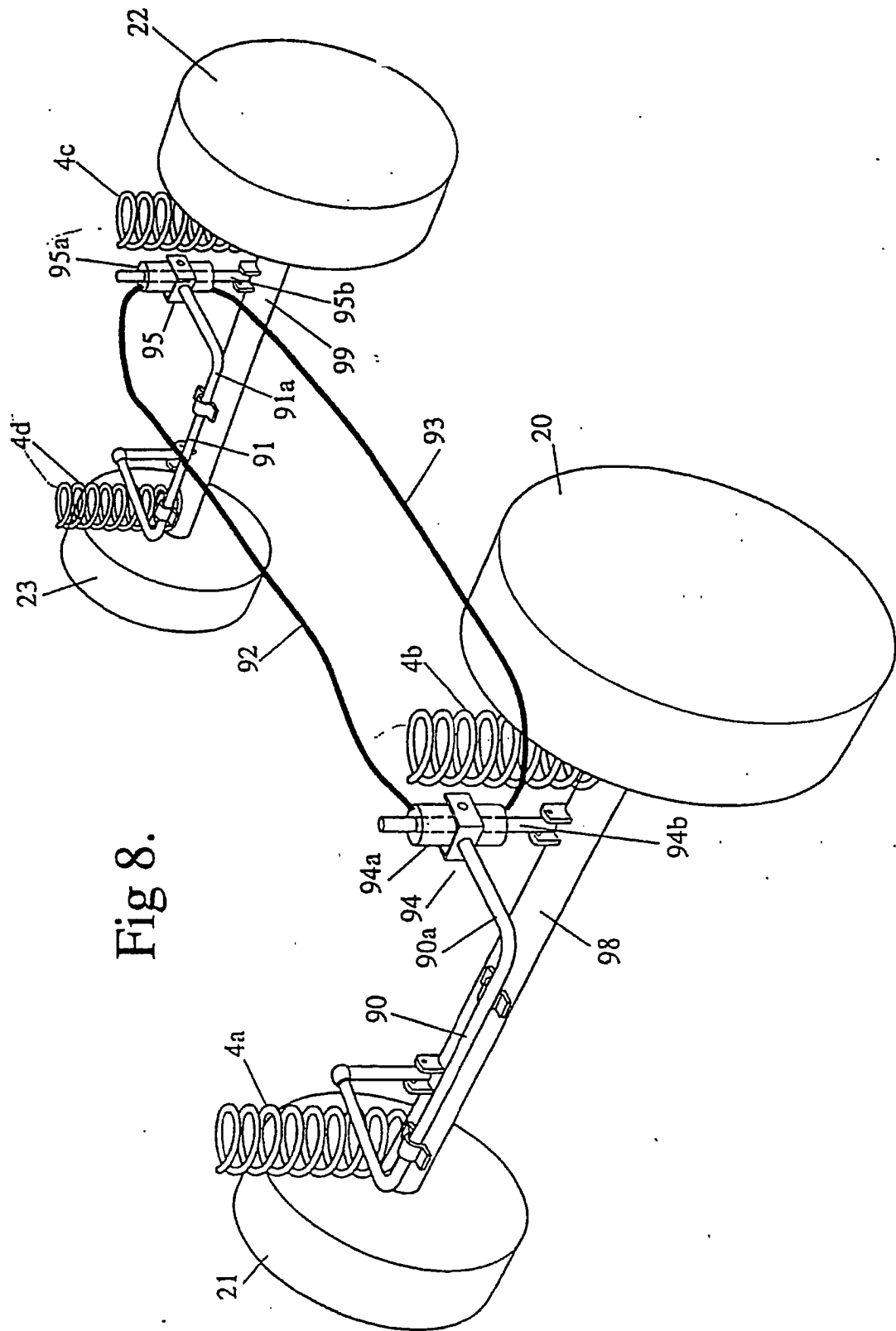


Fig. 8.