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

(10) **DE 602 24 010 T2** 2008.12.04

(12) # Übersetzung der europäischen Patentschrift

(97) **EP 1 363 795 B1**
(21) Deutsches Aktenzeichen: **602 24 010.7**
(86) PCT-Aktenzeichen: **PCT/EP02/00563**
(96) Europäisches Aktenzeichen: **02 716 671.9**
(87) PCT-Veröffentlichungs-Nr.: **WO 2002/058949**
(86) PCT-Anmeldetag: **21.01.2002**
(87) Veröffentlichungstag der PCT-Anmeldung: **01.08.2002**
(97) Erstveröffentlichung durch das EPA: **26.11.2003**
(97) Veröffentlichungstag der Patenterteilung beim EPA: **12.12.2007**
(47) Veröffentlichungstag im Patentblatt: **04.12.2008**

(51) Int Cl.[8]: ***B60G 21/00*** (2006.01)
B60G 17/015 (2006.01)
B60G 7/02 (2006.01)
B60G 3/20 (2006.01)
B62D 17/00 (2006.01)

(30) Unionspriorität:

0101181	**23.01.2001**	**FR**
0116168	**12.12.2001**	**FR**

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT, BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LI, LU, MC, NL, PT, SE, TR

(73) Patentinhaber:
Société de Technologie Michelin, Clermont-Ferrand, FR; Michelin Recherche et Technique S.A., Granges-Paccot, CH

(74) Vertreter:
derzeit kein Vertreter bestellt

(72) Erfinder:
BLONDELET, Michel, F-63450 Le Crest, FR; GOGU, Grigore, F-63170 Aubiere, FR; PIFFARD, Olivier, MAUDLIN 29662, SC, US; SERRA, Loic, F-63450 Tallende, FR; VERNIER, Davy, F-63000 Clermont-Ferrand, FR; ANDRE, Francois, F-63540 Romagnat, FR

(54) Bezeichnung: **AUFHÄNGUNGSVORRICHTUNG FÜR EIN KRAFTFAHRZEUGRAD**

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 betrifft das Fahrwerk von Fahrzeugen, insbesondere Aufhängungsvorrichtungen und vor allem die Radführung.

[0002] Aufhängungsvorrichtungen haben zwei Hauptfunktionen, die während des Betriebs jederzeit gleichzeitig erfüllt werden müssen. Eine dieser Funktionen ist es, das Fahrzeug aufzuhängen, das heißt, im Wesentlichen vertikale Schwingbewegungen jedes Rads abhängig von der an diesem Rad anliegenden Last zuzulassen. Die andere Aufgabe dieser Vorrichtungen ist es, das Rad zu führen, das heißt, die Winkelposition der Radebene zu steuern.

[0003] Als „Radebene" wird die mit dem Rad verbundene Ebene bezeichnet, die rechtwinklig zur Radachse ist und die durch das Zentrum der Kontaktfläche mit dem Boden geht. Die Winkelposition der Radebene in Bezug auf die Karosserie des Fahrzeugs wird durch zwei Winkel definiert, den Sturzwinkel und den Einschlagwinkel. Der Sturzwinkel eines Rads ist der, der die Radebene in einer Querebene rechtwinklig zum Boden von der Mittelebene des Fahrzeugs trennt. Dieser Winkel ist positiv, wenn das Oberteil des Rads sich von der Mittelebene zum Äußeren des Fahrzeugs hin entfernt, was häufig „Sturz" oder „positiver Sturz" genannt wird. Umgekehrt, wenn dieser Winkel negativ ist, wird dies als „Gegensturz" oder „negativer Sturz" bezeichnet. Der Einschlagwinkel eines Rads ist der Winkel, der die Radebene in einer Ebene parallel zum Boden von der Mittelebene des Fahrzeugs trennt.

[0004] Bei den meisten Fahrzeugen steht der Sturzwinkel (nachstehend wird „Radsturz" für „Sturzwinkel" verwendet) für eine bestimmte Position der Aufhängung und des Einschlags fest, das heißt, dass er sich theoretisch nicht unabhängig vom Federweg und vom Einschlag verändern kann. Dennoch unterliegt er Änderungen, die durch Verformungen der Bestandteile der Aufhängungsvorrichtung induziert werden, die durch die Kräfte verursacht werden, die vom Boden auf das Rad ausgeübt werden. Diese Änderungen können sehr groß sein. Zum Beispiel kann sich bei einem Personenwagen der Radsturz während der Fahrt unter den Querkräften, die in einer Kurve am Reifen entfaltet werden, um mehrere Grad ändern, unabhängig vom Beitrag, der auf die Wankbewegung der Fahrzeugkarosserie zurückzuführen ist (die sich allgemein unter der Wirkung der Zentrifugalkraft in der gleichen Richtung neigt). Diese „elastische" Änderung des Radsturzes hat zur Folge, dass der Radsturz beim kurvenäußeren Rad zu positiven Werten und beim kurveninneren Rad zu negativen Werten tendiert. Diese vorhersehbaren Änderungen werden seit Langem in die Auslegungs- oder Einstellungskompromisse der Aufhängungsvorrichtungen dieser gängigen Fahrzeuge aufgenommen, um ihre ungünstigen Wirkungen auf das Fahrwerk zu begrenzen.

[0005] Denn der Radsturz hat einen großen Einfluss auf das Verhalten des Fahrzeugs und die Leistungen des Fahrwerks. Vor allem die Leistungen eines Reifens sind je nach Konfiguration seiner Kontaktfläche mit dem Boden sehr veränderlich, und diese Konfiguration ist in hohem Maße vom Radsturz abhängig. Diese Änderungen sind es, die die Wahl des statischen Sturzwinkels hauptsächlich begründen. So wird zum Beispiel bei einem Rennwagen allgemein ein großer negativer statischer Radsturz angewandt, um Änderungen auszugleichen, die auf Verformungen des Reifens, der Aufhängungselemente, die dennoch sehr viel steifer sind als bei Personenwagen und auf die Wankbewegung der Karosserie zurückzuführen sind. Diese Konfiguration ist für den Rennsport sowohl sinnvoll als auch akzeptabel, da Bodenhaftungskriterien bei Kurvenfahrt dort vorrangig sind. Demgegenüber wird bei einem Personenwagen im gesuchten Kompromiss dem Verschleiß der Reifen und der Fahrstabilität bei Geradeausfahrt mehr Bedeutung zugemessen, weshalb ein sehr leicht negativer statischer Anfangsradsturz gewählt wird und vor allem in den Kurven geringe Driftschübe hingenommen werden, wenn die Wirkung der Verformung des Reifens und der Fahrwerkselemente unter den Seitenkräften zu den Wirkungen der Wankbewegung des Fahrzeugs hinzukommen.

[0006] Mit dem Ziel, den Radsturz zu optimieren, vor allem bei Querbeschleunigungen, wurden Aufhängungsvorrichtungen konzipiert, deren Radsturz abhängig vom vertikalen Federweg des Rads variiert. Auf diese Weise kann durch die Wankbewegung der Karosserie des Fahrzeugs eine zweckdienliche Änderung des Sturzwinkels induziert werden, die die Neigung der Fahrzeugkarosserie und die oben beschriebenen Verformungen zum Teil oder ganz ausgleichen kann. Dies ist der Fall der Systeme, die „Mehrfachquerlenker" genannt werden. Diese Vorrichtungen erfordern eine spezifische Fahrzeugkonzeption und -architektur, die aus Raumbedarfs- und Kostengründen bei den meisten gegenwärtigen Fahrzeugen nicht implementiert werden kann. Diese Systeme reagieren nur auf Konsequenz (Federweg, Wanken) einer Querbeschleunigung und nicht auf die Kräfte, die diese verursachen, was zum einen die Korrekturwirkung verzögert und zum anderen vom Benutzer die Tolerierung einer Wankbewegung verlangt, die allgemein größer ist als vom Benutzer erwünscht. Um eine ausreichende Änderung des Radsturzes zu erlauben, erzwingt die Kinematik dieser Systeme zudem Verschiebungen der Position der Kontaktfläche in Bezug auf das Fahrzeug, „Spuränderungen" genannt, und diese Änderungen können ebenfalls eine Störung darstellen. Die Amplitude der Radsturzkorrektur, die durch solche Systeme ermöglicht wird, ist daher relativ begrenzt.

[0007] Vom kinematischen Standpunkt aus, hinsichtlich des Freiheitsgrads, weisen die Aufhängungsvorrichtungen allgemein nur einen Freiheitsgrad auf (des Rads oder des Radträgers in Bezug auf das Fahrzeug). Dieser Freiheitsgrad lässt vertikale Aufhängungsbewegungen zu, die, wie erwähnt wurde, mit begrenzten Änderungen des Radsturzes kombiniert werden können.

[0008] Es sind jedoch Systeme bekannt, bei denen die Steuerung des Radsturzes aktiv ist, das heißt, dass Änderungen der Geometrie durch Zylinderbewegungen gesteuert werden, wie zum Beispiel in den Dokumenten US 4515390 und DE 19717418 beschrieben. In diesen Systemen kann mindestens ein zusätzlicher Freiheitsgrad von Stellgliedern gesteuert werden. Diese Systeme sind sehr speziell, da sie vor allem aufgrund ihres Raumbedarfs und der großen Leistung, die von den Stellgliedern benötigt wird, für die gängigsten Fahrzeuge nicht in Frage kommen. Überdies sind die Änderungen des Radsturzes mit großen Änderungen in der Karosseriehöhe oder der Spur verbunden.

[0009] Das Dokument US 3729210 beschreibt ein Aufhängungssystem nach dem Oberbegriff von Anspruch 1, wobei die Querlenker über ein Drehgestell mit der Karosserie verbunden sind, um zu ermöglichen, dass die Wankbewegung der Karosserie vom Radsturz unabhängig ist.

[0010] Eine Aufgabe der Erfindung ist eine Aufhängungsvorrichtung mit einfachem Aufbau, die eine Steuerung des Radsturzes ohne Energiezufuhr oder mit einer kleinen Energiezufuhr erlaubt, im Wesentlichen unabhängig von den vertikalen Schwingbewegungen der Aufhängung, und allgemeiner von den Bewegungen der Fahrzeugkarosserie, und die es erlaubt, Spuränderungen zu minimieren.

[0011] Diese Aufgabe wird durch eine Aufhängungsvorrichtung nach Anspruch 1 erfüllt.

[0012] Mehrere Ausführungsformen der Erfindung werden nun beschrieben, um deren Merkmale zu veranschaulichen und deren Prinzipien darzulegen. Selbstverständlich sind zahlreiche andere Ausführungsformen der Erfindung möglich, wie zahlreiche Varianten dies andeuten.

[0013] Fig. 1, Fig. 1a, Fig. 2, Fig. 3: Prinzip- und Funktionsschemata der Arbeitsweise einer Vorrichtung nach einer ersten Ausführungsform der Erfindung in einer Längsansicht,

[0014] Fig. 4, Fig. 5, Fig. 5a, Fig. 5b, Fig. 5c: Prinzip- und Funktionsschemata einer Vorrichtung nach einer zweiten Ausführungsform der Erfindung in einer Längsansicht,

[0015] Fig. 6, Fig. 7, Fig. 8, Fig. 9: Prinzipschemata von Varianten der zweiten Ausführungsform der Erfindung in einer Längsansicht,

[0016] Fig. 10, Fig. 11: Prinzipschemata von Vorrichtungen nach anderen Ausführungsformen der Erfindung in einer Längsansicht,

[0017] Fig. 12, Fig. 13: Prinzipschemata von an den erfindungsgemäßen Steuermitteln anliegenden Steuermitteln in einer Längsansicht;

[0018] Fig. 14, Fig. 15: Prinzipschemata von erfindungsgemäßen Fahrzeugen in einer Längsansicht.

[0019] Die Zeichnungen sind nicht maßstabsgerecht dargestellt.

[0020] Fig. 1 ist eine plane Längsansicht einer erfindungsgemäßen Aufhängungsvorrichtung **1**. Diese plane (das heißt, zweidimensionale) Darstellung ist sehr praktisch, da sie gut verdeutlicht, worin sich die erfindungsgemäße Vorrichtung von Vorrichtungen des Stands der Technik unterscheidet.

[0021] Die Aufhängungsvorrichtung **1** umfasst einen Radträger **3**, der dazu bestimmt ist, die Ebene PR eines Rads **2** zu halten, obere **7** und untere **8** Querlenker, eine Kippvorrichtung **4** und eine Aufhängungsfeder **6**. Das Rad **2**, das einen Radius „r" aufweist, liegt über seine Kontaktfläche AC auf dem Boden S auf. Der obere **7** und untere **8** Querlenker sind an ihren äußeren Enden (in Bezug auf das Fahrzeug, für welches die Vorrichtung bestimmt ist) am Radträger **3** und an ihren inneren Enden an der Kippvorrichtung **4** angelenkt. Die Kippvorrichtung **4** ist an der Fahrzeugkarosserie **5** (schematisch dargestellt) angelenkt. Demnach ist die Aufhängungsvorrichtung **1** konfiguriert, um dem Radträger in Bezug auf die Karosserie **5** einen Freiheitsgrad des Radsturzes zu verleihen, da der Radträger sich in Bezug auf die Karosserie neigen kann, und einen Freiheitsgrad der Aufhängung, da der Radträger auf an sich bekannte Weise im Wesentlichen vertikale Bewegungen durchführen kann, wie zum Beispiel bei „Mehrfachquerlenker"-Systemen.

[0022] Die klassische Hypothese einer punktweisen Verbindung des Rads **2** mit dem Boden S vorausgesetzt, erlaubt die Theorie der Kollinearität der momentanen Drehzentren in einer planen Bewegung die Lagebestimmung des momentanen Drehzentrums der Sturzbewegung (CIC r/c) am Schnittpunkt der Radebene PR und der Geraden, die die zwei anderen momentanen Drehzentren trägt, das der Bewegung der Kippvorrichtung in Bezug auf die Karosserie (CIR b/c) und das der Bewegung der Aufhängung des Radträgers in Bezug auf die Kippvorrichtung (CIR r/b). Diese kinematische Überlegung ist auf dem Gebiet der Fahrwerke gängig. Daraus ist zu er-

sehen, dass es die Wahl der Konfiguration ist, das heißt, der Abmessungen und der Orientierung der verschiedenen Bestandteile der Aufhängungsvorrichtung, die es (durch Definition der Positionen der charakteristischen Achsen der Aufhängungselemente) erlaubt, eine gewünschte Position des momentanen Drehzentrums (CIR r/c) der Sturzbewegung zu erhalten. Fig. 1 stellt die Aufhängungsvorrichtung in einer Mittelstellung dar, die als die Position definiert werden kann, die der Geradeausfahrt auf ebenem Boden entspricht, wenn das Fahrzeug seine Nennlast trägt.

[0023] Wie aus dieser Zeichnung hervorgeht, gehört zu den Auslegungszwängen einer derartigen Vorrichtung, dass die Position des Gelenkpunkts der Kippvorrichtung an der Karosserie nach unten hin durch die Nähe des Bodens begrenzt wird. Je nach der für das Fahrzeug gewünschten Bodenfreiheit können daher verschiedene Konfigurationen gewählt werden.

[0024] Fig. 1 stellt einen besonderen Konfigurationsfall dar, in dem die Kraft Fr, die von der Feder ausgeübt wird, zum Inneren des Fahrzeugs hin geneigt ist. In Abwesenheit einer Querkraft, die in der Kontaktfläche vom Boden auf das Rad ausgeübt wird (die Kraft fz ist vertikal), wird das Gleichgewicht erhalten, wenn die Kraft Rc, die von der Karosserie auf die Kippvorrichtung ausgeübt wird, wie dargestellt ist, das heißt, leicht zum Inneren des Fahrzeugs hin geneigt ist. Diese Bestimmung kann durch Berechnung oder grafische Konstruktion durchgeführt werden. Diese grafische Konstruktion auf der Basis des Gleichgewichts der verschiedenen Elemente der Vorrichtung ist in Fig. 1 durch gestrichelte Linien dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Gleichgewichtsbedingung selbst dann gewährleistet werden kann, wenn die Schubkraft der Feder geneigt ist.

[0025] Fig. 1a stellt eine interessante Variante zur Konfiguration von Fig. 1 dar. In dieser Aufhängungsvorrichtung **1a** wurde angestrebt, eine von der Karosserie **5** auf die Kippvorrichtung **4a** ausgeübte Kraft Rc zu erhalten, die ebenfalls vertikal ist.

[0026] Die grafischen Konstruktionen, die in den Fig. 1 und Fig. 1a dargestellt sind, basieren auf den Gleichgewichten der verschiedenen Elemente der Systeme **1** und **1a**. Im Fall von Fig. 1a, wo zwei der Kräfte (Fz und Rc) vertikal sind, schreibt das Gesamtgleichgewicht der Aufhängungsvorrichtung vor, dass die dritte (Fr) ebenfalls vertikal ist.

[0027] In Fig. 1a wurde mit gestrichelten Linien die Tatsache dargestellt, dass die Kippvorrichtung **4a** auch die Kippvorrichtung der (symmetrischen) Aufhängungsvorrichtung des gegenüberliegenden Rads sein kann, wie Bezug nehmend auf Fig. 15 und 15a eingehender beschrieben.

[0028] Fig. 2 stellt die Aufhängungsvorrichtung von Fig. 1 in einer Position dar, in welcher der Radsturz einer negativen Änderung unterzogen wurde. Das Rad **2** ist durch eine Drehung um das momentane Radsturz-Drehzentrum (CIR r/c) zum Inneren des Fahrzeugs hin geneigt. Es ist anzumerken, dass die Position dieses Punkts nicht feststeht, da die Position des momentanen Drehzentrums der Aufhängung (CIR r/b) in diesem Beispiel aufgrund der Schwenkbewegung des unteren **8** und oberen **7** Querlenkers leicht variiert. Diese Variabilität ist natürlich auch durch die geometrische Konfiguration der Vorrichtung bedingt.

[0029] Da das momentane Drehzentrum des Radsturzes (CIR r/c) unter der Kontaktfläche liegt, kann die hier dargestellte Änderung des Radsturzes durch eine Querkraft Fy des Bodens S in der Kontaktfläche AC auf das Rad **2** verursacht werden. Diese Kraft Fy, die zum Inneren des Fahrzeugs hin orientiert ist, kann ihren Ursprung in der Querbeschleunigung haben, die durch eine Kurve oder durch eine Konfiguration des Bodens S verursacht wird, die relativ zur Horizontalen geneigt ist.

[0030] Fig. 3 stellt das Beispiel der Fig. 1 und Fig. 2 im Fall einer positiven Änderung des Radsturzes dar, die durch eine Querkraft Fy verursacht werden kann, die zum Äußeren des Fahrzeugs hin orientiert ist.

[0031] Ein (allen Ausführungsformen gemeinsames) vorteilhaftes Merkmal der erfindungsgemäßen Vorrichtung ist, dass das momentane Drehzentrum des Rads in Bezug auf die Karosserie (CIR r/c) ein virtueller Punkt ist, der keinem mechanischen Gelenk entspricht, das an diesem Punkt physikalisch vorhanden ist. Aus diesem Grund kann dieser Punkt überall in der Radebene PR liegen, einschließlich des Volumens, das vom Rad oder vom Reifem eingenommen wird. Dies wäre mit nur einem einzigen physikalischen Drehpunkt natürlich nicht erreichbar.

[0032] Fig. 4 zeigt Fig. 1 entsprechend eine zweite Ausführungsform der Erfindung. Um den direkten Vergleich mit der ersten Ausführungsform zu erlauben, haben die momentanen Drehzentren (CIR r/b, CIR b/c, CIR r/c) im Wesentlichen die gleichen Positionen. Dies ist aber nur ein Beispiel (wie bei der ersten Ausführungsform), da eine große Zahl von Konfigurationen möglich ist. Der Unterschied zur Fig. 1 liegt in der Art der Gelenkverbindung der Kippvorrichtung **41** mit der Karosserie **5**. Die Drehung der Kippvorrichtung um das momentane Drehzentrum CIR b/c herum wird durch eine Verbindung mit zwei Stangen **9a** und **9b** ermöglicht, die ihrerseits derart an die Karosserie angelenkt sind, dass ihre jeweiligen Achsen sich in der Mittelstellung, die hier dargestellt ist, im momentanen Drehzentrum (CIR b/c) der Kippvorrichtung **41** in Bezug auf die Karosserie **5** schneiden. Demnach ist die Kippvorrichtung **41** über einen virtu-

ellen Drehpunkt, das heißt, über einen Drehpunkt, der nicht durch eine Drehverbindung um einen festen Punkt materialisiert ist, wie in den vorigen Zeichnungen an die Karosserie angelenkt. Dies hat zwei wichtige Konsequenzen: Zum einen ist die Position dieses Punkts in Bezug auf die Karosserie nicht fest, weil er sich bei der Pendelbewegung der Kippvorrichtung wesentlich verschiebt, und zum anderen ist seine Position nicht in Bezug auf den Boden begrenzt, wie dieser Punkt es im Fall von Fig. 1 sein kann. Fig. 5 stellt die gleiche Vorrichtung in einer Radsturzposition dar, die der von Fig. 2 entspricht.

[0033] Um das völlige Gleichgewicht der Vorrichtung zu gewährleisten, die einer vertikalen Kraft Fz ausgesetzt ist, die vom Boden auf die Kontaktfläche ausgeübt wird, muss die Vorrichtung derart konfiguriert sein, dass jedes Element der Vorrichtung in der Mittelstellung des Rads ebenfalls im Gleichgewicht ist.

[0034] Fig. 5a und Fig. 5b stellen ein Mittel zum Erreichen dieser Gleichgewichtsbedingung dar. Diese Konfiguration, die hier vom Konfigurationsbeispiel in Fig. 4 ausgehend veranschaulicht wird, basiert auf der Annahme, dass eine Feder eine vertikale Schubkraft Fr auf einen der Querlenker erzeugt, hier auf den unteren Querlenker **8**. Das Gleichgewicht der Aufhängungsvorrichtung ist den äußeren Kräften ausgesetzt, welche die vertikale Kraft Fz, die vom Boden in der Kontaktfläche ausgeübt wird, die Kraft Fr, die von der Feder auf den Querlenker **8** ausgeübt wird, und die Resultierende Fb der Kräfte, die von den Stangen **9a** und **9b** auf die Kippvorrichtung ausgeübt werden, sind. In Fig. 5b wurden die charakteristischen Maße der Vorrichtung dargestellt. „E" ist die Entfernung, auf einer horizontalen Geraden, die das Zentrum der Kontaktfläche vom Gelenkpunkt des Radträgers **3** mit dem die Feder tragenden Querlenker **8** trennt. „E'" ist die Entfernung, auf einer horizontalen Geraden, die das momentane Drehzentrum der Kippvorrichtung in Bezug auf die Karosserie (CIR b/c) vom Gelenkpunkt, an der Kippvorrichtung **41** des die Feder tragenden Querlenkers **8** trennt. „H" ist die Entfernung, in der Ebene des Radsturzes, des Gelenkpunkts des Radträgers **3** mit dem die Feder tragenden Querlenker **8** zur Achse des Querlenkers **7**, der keine Feder trägt. „H'" ist die Entfernung, in der Ebene des Radsturzes, des Gelenkpunkts der Kippvorrichtung **41** mit dem die Feder tragenden Querlenker **8** zur Achse des Querlenkers **7**, der keine Feder trägt. „A" ist die Entfernung, in der Ebene des Radsturzes, des Zentrums der Kontaktfläche zur Schubachse Fr der Feder. „B" ist die Entfernung, in der Ebene des Radsturzes, des momentanen Drehzentrums (CIR b/c) zur Schubachse Fr der Feder. Die Summe der Entfernungen A und B entspricht der halben Spurweite des Fahrzeugs.

[0035] Von diesen Annahmen ausgehend führt die Auflösung der Gleichgewichtsgleichungen der verschiedenen Elemente zu der folgenden Bedingung: Ein völliges Gleichgewicht wird erhalten, wenn das Verhältnis

$$\frac{EBH'}{E'AH}$$

gleich 1 ist.

[0036] Diese Formeln gehen vor der Annahme reibungs- und steifigkeitsloser Verbindungen aus. In der Praxis kann ein zufriedenstellender Betrieb erreicht werden, wenn das System derart konfiguriert ist, dass es dem Gleichgewicht nahe ist, zum Beispiel mit einem Verhältnis

$$\frac{EBH'}{E'AH},$$

das zwischen 0,5 und 1,5 liegt. Dieses Kriterium gilt natürlich allgemein und ist nicht auf die Konfiguration beschränkt, die hier zur Veranschaulichung angeführt wird. Eine Weise, dieses Kriterium auf eine gegebene Konfiguration (eine bestimmte halbe Spurweite, E, E', H und H') anzuwenden, ist zum Beispiel, daraus die Position der Idealachse einer vertikalen Schubkraft Fr abzuleiten (durch Berechnung von A und B).

[0037] Um die Gleichgewichtsbedingung der Vorrichtung und ihrer Elemente im Allgemeinfall, in dem die Schubkraft nicht unbedingt vertikal ist, völlig zu erfüllen, hat die Auflösung der Gleichgewichtsgleichungen ergeben, dass die Schubachse der Feder für eine bestimmte Konfiguration durch einen einmaligen Punkt gehen muss. Dieser einmalige Punkt kann als der Punkt definiert werden, an dem die idealen Schubachsen zusammenlaufen.

[0038] Um diesen Schnittpunkt zu ermitteln, können zwei verschiedene ideale Achsen bestimmt werden und ihr Schnittpunkt in der Ebene des Radsturzes ermittelt werden. Es wurde auch festgestellt, dass dieser Punkt am Schnittpunkt jeder idealen Schubachse und der Geraden liegt, die durch das momentane Drehzentrum (CIR b/c) der Kippvorrichtung in Bezug auf die Karosserie geht und durch den Drehpunkt, an der Kippvorrichtung, des die Feder tragenden Querlenkers. Diese Feststellung erlaubt eine einfache Bestimmung des Schnittpunkts ausgehend von der untersuchten Konfiguration, wie weiter unten erläutert.

[0039] Die grafische Bestimmung des Schnittpunkts wird in Fig. 5c vom Konfigurationsbeispiel von Fig. 5 ausgehend dargestellt. Um den Punkt (G) zu ermitteln, wurde hier eine bestimmte ideale Schubachse benutzt. Diese Achse (Drv) ist vertikal und ihre Position kann den geometrischen Eigenschaften der Vorrichtung entsprechend bestimmt werden. Wie zuvor erwähnt, erfüllt im Falle einer vertikalen Schubkraft

die Position der idealen Schubachse die Bedingung, dass

$$\frac{EBH'}{E'AH}$$

gleich 1 ist (siehe Fig. 5b). Die Gerade Dcg ist die Gerade, die sowohl durch den Punkt CIR b/c als auch durch den Drehpunkt, an der Kippvorrichtung **41**, des die Feder tragenden Querlenkers geht (hier der untere Querlenker **8**). Die Gerade Drv schneidet die Gerade Dcg am Punkt G. Dieser Punkt G ist der einmalige Punkt (für eine gegebene Konfiguration), durch den die Schubachse gehen muss, um ein völliges Gleichgewicht zu gewährleisten. Der Punkt G ist der Schnittpunkt der idealen Schubachsen. Es wurden vier Beispiele (Ar1, Ar2, Ar3, Ar4) von idealen Schubachsen dargestellt, die die Gleichgewichtsbedingungen für die mittlere Position des Rads erfüllen. Außerdem wurden Federn schematisch dargestellt. In der Praxis kann die Anordnung einer Feder zahlreiche Formen annehmen, wobei das relevante Kriterium die Achse (Ar1, Ar2, Ar3, Ar4) der von ihr ausgeübten Schubkraft ist.

[0040] Während des Betriebs der Aufhängungsvorrichtung kann die Schubachse der Feder aufgrund der Verschiebungen der verschiedenen Elemente variieren. Die Schubachse kann sich dann vom Punkt G entfernen (der in der Mittelstellung bestimmt wird) und das Gleichgewicht kann sich vom völligen Gleichgewicht entfernen.

[0041] Über ihre Änderung während des Betriebs der Vorrichtung hinaus kann sich die Schubachse in der Mittelstellung auch zum Beispiel aufgrund von Fertigungstoleranzen und/oder Auslegungskompromissen wie Versteifungen der Gelenke vom Schnittpunkt entfernen. Doch bevorzugt übersteigt die Querkraft, die bei großen Federwegen der Aufhängung in der Kontaktfläche vom Boden auf das Rad ausgeübt wird, nicht einen Grenzwert, der 0,3 P entspricht, wobei „P" die Achslast ist. Eine Weise, um diese Bedingung zu erfüllen, ist sicherzustellen, dass die Entfernung, in der Ebene des Radsturzes, vom Punkt G zur Schubachse der Feder bei großen Federwegen 20% der halben Spurweite nicht übersteigt, wobei A + B die halbe Spurweite darstellt. Bevorzugt übersteigt die Querkraft, die bei schwachen Federwegen der Aufhängung vom Boden in der Kontaktfläche auf das Rad ausgeübt wird, auch nicht einen Grenzwert, der 0,1 P entspricht. Eine Weise, um diese Bedingung zu erfüllen, ist sicherzustellen, dass die Entfernung, in der Ebene des Radsturzes, des Punkts G zur Schubachse der Feder in der Mittelstellung 13% der halben Spurweite nicht übersteigt.

[0042] Die Zone, welche die Schubachse bei großen Federwegen unbedingt schneiden muss, um das erstgenannte Entfernungskriterium zu erfüllen, wurde auf schematische Weise durch einen ersten Kreis Cd (dessen Radius 20% der halben Spurweite entspricht) dargestellt, der auf dem Schnittpunkt G zentriert ist.

[0043] Die Zone, welche die Schubachse in der Mittelstellung notwendigerweise schneiden muss, um das zweitgenannte Entfernungskriterium zu erfüllen, wurde auf schematische Weise durch einen zweiten Kreis Cs (dessen Radius 13% der halben Spurweite entspricht) dargestellt.

[0044] Das in Fig. 5c gezeigte Beispiel ist eine spezielle Konfiguration, doch es versteht sich, dass die Bestimmung des Schnittpunkts (G) für jede andere Konfiguration der erfindungsgemäßen Vorrichtung auf entsprechende Weise durchgeführt werden kann und die Gleichgewichtskriterien dieser Überlegung gleichermaßen anwendbar sind.

[0045] Unter „ideale Schubachse" oder „Idealschubachse" ist jede Schubachse der Feder zu verstehen, die derart ist, dass die Vorrichtung in der mittleren Radstellung in Abwesenheit einer Querkraft, die vom Boden in der Kontaktfläche ausgeübt wird, im völligen Gleichgewicht ist. Die mittlere Radstellung kann als die Auslegungsstellung definiert werden, das heißt die Stellung des Rads in Bezug auf die Karosserie, wenn jedes Rad seine Nennlast trägt und die Orientierung der Radebene der Geradeausfahrt entspricht.

[0046] Unter „große Federwege" sind im Wesentlichen vertikale Federwege der Aufhängung zu verstehen, die beiderseits der mittleren Radstellung bis zu 80% des von der Aufhängungsvorrichtung zugelassenen Federwegs erreichen, und unter „kleine Federwege" sind im Wesentlichen vertikale Federwege der Aufhängung zu verstehen, die beiderseits der mittleren Radstellung auf 20% des von der Aufhängungsvorrichtung zugelassenen Federwegs begrenzt sind.

[0047] Unter „Konfiguration" ist die Gesamtheit der geometrischen Eigenschaften der Aufhängungsvorrichtung zu verstehen, wie sie in der mittleren Radstellung bestimmt werden können.

[0048] Fig. 6 stellt eine andere Verbindungsweise der Kippvorrichtung dar. In dieser Vorrichtung **12** wird das Gelenk der Kippvorrichtung **42** in Bezug auf die Karosserie **5** um das momentane Drehzentrum CIR b/c herum durch eine gekrümmte Führungsnut **20** in Form eines Kreisbogens erhalten, deren Zentrum dem gewünschten Punkt CIR b/c entspricht.

[0049] Fig. 7 stellt eine Gelenkart der Kippvorrichtung mit zwei geraden Führungsnuten (**9a**, **9b**) dar, die derart angeordnet sind, dass die Geraden, die normal zu den Achsen der Führungsnuten sind, sich am gewünschten Punkt CIR b/c kreuzen. Die Führungsnuten (**9a**, **9b**) dieser Vorrichtung **13** können,

wie die von Fig. 6, in der Praxis verschiedene Formen annehmen. Es sind natürlich auch Lager oder glatte mechanische Systeme oder solche mit Kugeln denkbar, aber auch zum Beispiel zylindrische Elastomergelenke, die axial beansprucht werden.

[0050] Fig. 8 stellt auch eine Gelenkart der Kippvorrichtung mit zwei geraden Führungsnuten dar, die einen derartigen Winkel bilden, dass die Geraden, die normal zu den Achsen der Führungsnuten sind, sich am gewünschten Punkt CIR b/c kreuzen. Die Führungsnuten sind hier durch Teleskopstoßdämpfer (**22a**, **22b**) materialisiert, die an einem Ende starr mit der Karosserie **5** verbunden sind und am anderen Ende an die Kippvorrichtung **43** angelenkt sind. Ein Vorteil dieser Konfiguration ist, dass sie die Gelenkfunktion der Kippvorrichtung und die mögliche Dämpfung der Wank- und Sturzbewegungen vereint.

[0051] Fig. 9 stellt eine Ausführungsform dar, die zwar der von Fig. 4 und Fig. 5 ähnelt, doch das momentane Drehzentrum (CIR r/c) wird durch eine andere Konfiguration erhalten. Da der obere **71** und untere **81** Querlenker in dieser Konfiguration zu einem tieferen (und diesmal auf der Außenseite des Fahrzeugs liegenden) Punkt (CIR r/b) hin konvergieren, muss der Drehpunkt der Kippvorrichtung **41** in Bezug auf die Karosserie **5** (das heißt, das momentane Drehzentrum CIR b/c) ebenfalls tiefer liegen. Im dargestellten Beispiel liegt dieser Drehpunkt unter dem Boden S. das heißt, dass er nur ein virtueller Drehpunkt sein kann. Mit dem in den Fig. 1 bis Fig. 3 beschriebenen System ist diese Konfiguration der momentanen Drehzentren daher nicht durchführbar.

[0052] Fig. 10 stellt eine Ausführungsform dar, die sich von den zuvor beschriebenen sehr dadurch unterscheidet, dass die gewünschte Position des momentanen Drehzentrums des Radsturzes (CIR r/c) durch die Kombination eines hoch liegenden momentanen Drehzentrums (CIR b/c) der Kippvorrichtung **44** in Bezug auf die Karosserie **5** mit einem am Kreuzungspunkt der Querlenker **72** und **82** angeordneten momentanen Drehzentrum (CIR r/b) des Radträgers in Bezug auf die Kippvorrichtung erhalten wird. Die Orientierung der Stangen (**9e**, **9f**) wird daher im Vergleich zu den zuvor beschriebenen Konfigurationen invertiert, um eine derartige Position des Punkts CIR b/c zu gestatten. Dies ist natürlich nur ein Ausführungsbeispiel, das Gelenkmittel der Kippvorrichtung **45** könnte auch die in Fig. 1 gezeigte Form haben, solange die Drehung in der gewünschten Höhe in Bezug auf die Karosserie **5** erfolgt. Ein Vorteil dieser Konfiguration ist, dass das Wankzentrum einer derartigen Aufhängungsvorrichtung erheblich höher liegt als in den zuvor beschriebenen Ausführungsformen. Diese Wirkung kann zum Beispiel für Fahrzeuge interessant sein, deren Schwerpunkt relativ hoch liegt, z. B. bei Großraumlimousinen oder geländewagenähnlichen Fahrzeugen („Sport Utility Vehicle").

[0053] Fig. 11 stellt eine Ausführungsform dar, die sich von den zuvor beschriebenen Ausführungsformen sehr dadurch unterscheidet, dass sie eine Macpherson-Aufhängungsarchitektur (**73**, **83**) verwendet, die an eine Kippvorrichtung **45** angelenkt ist, deren Funktion dieselbe ist wie zuvor. Die gewünschte Position des momentanen Drehzentrums des Radsturzes (CIR r/c) wird demnach durch die Kombination eines momentanen Drehzentrums (CIR b/c) der Kippvorrichtung **45** in Bezug auf die Karosserie **5** und eines momentanen Drehzentrums des Radträgers in Bezug auf die Kippvorrichtung (CIR r/b) erhalten, das am Kreuzungspunkt der Achse des unteren Querlenkers **82** und der Normalen zur Achse der Macpherson-Schubstrebe **73** angeordnet ist. Die Lage der Stangen (**9g**, **9h**) ist mit der der oben beschriebenen Ausführungsformen vergleichbar. Natürlich kann die Verbindung der Kippvorrichtung mit der Karosserie, wie bei den meisten der hier beschriebenen Beispielen, ein mobiles virtuelles Drehgelenk sein (Fall von Fig. 11) oder ein feststehendes und materialisiertes Drehgelenk, wie in den Fig. 1 bis Fig. 3, oder ein feststehendes und virtuelles, wie in Fig. 5.

[0054] Fig. 12 zeigt eine Architektur, die mit denen der Fig. 4 und Fig. 5 vergleichbar ist, und zu der ein Mittel zur Steuerung des Radsturzes hinzugefügt wurde, hier ein passives Steuermittel in Form eines Teleskopstoßdämpfers **30**, der geeignet ist, die Pendelbewegungen der Kippvorrichtung **41** in Bezug auf die Karosserie **5** zu dämpfen.

[0055] Fig. 13 zeigt eine Architektur, die der von Fig. 12 entspricht, wobei das Steuermittel angesteuert werden kann. Es kann sich zum Beispiel um einen Hydraulikzylinder **31** oder um einen Elektromotor handeln. Dieses Mittel kann die Rolle eines Stellglieds haben, das Energie zuführt, um eine gewünschte Änderung des Radsturzes zu bewirken. In diesem Fall der aktiven Steuerung ist die Position des momentanen Drehzentrums (CIR r/c) des Radsturz-Freiheitsgrads vorteilhafterweise auf der Höhe des Bodens S oder über dieser Höhe, aber in einem geringen Abstand, um eine Steuerung mit schwacher Energie zu gestatten. Dies ist die in Fig. 13 gezeigte Konfiguration.

[0056] Demgegenüber kann das Steuermittel eine passive Rolle zur Regulierung der Sturzbewegungen haben, die zum Beispiel durch Querkräfte verursacht werden, wie in den Fig. 2 und Fig. 3 dargestellt.

[0057] Ob passiv oder aktiv, das Steuermittel kann, wenn es angesteuert werden kann, verschiedenen Fahrparametern des Fahrzeugs (zum Beispiel Geschwindigkeit, Längs- oder Querbeschleunigung, Lenkradstellung, Drehgeschwindigkeit des Lenkrads, auf das Lenkrad ausgeübtes Drehmoment, Wankbewegung, Wankgeschwindigkeit, Wankbeschleunigung, Schlingerbewegung, Schlingergeschwindig-

keit, Schlingerbeschleunigung, an den Rädern anliegende Kräfte einschließlich der vertikalen Last, Fahrverhalten, vom Fahrer gewünschtes Verhalten) entsprechend gesteuert werden.

[0058] Einer vergleichbaren Konstruktion entsprechend kann das Steuermittel ein Mittel zum Messen der Sturzbewegungen aufweisen. Bei Sturzbewegungen, die durch Querkräfte verursacht werden, erlaubt diese Messung auf an sich bekannte Weise die Erkennung dieser Kräfte. Diese Information ist zum Beispiel nützlich, um Sicherheitssysteme oder Systeme zur Regelung des Fahrzeugverhaltens zu steuern.

[0059] Fig. 14 stellt ein erfindungsgemäßes Fahrzeug dar. Es ist mit zwei erfindungsgemäßen Aufhängungsvorrichtungen (**11a** und **11b**) versehen, die im Wesentlichen symmetrisch zur Längsachse des Fahrzeugs angeordnet sind. Die hier dargestellten Aufhängungsvorrichtungen sind die zuvor beschriebenen (Fig. 4 und Fig. 5). Sie können natürlich voneinander unabhängig sein oder alternativ dazu durch ein Kopplungsmittel wie eine Druckstange **50** (gepunktet dargestellt) verbunden sein. Auf diese Weise ist das Verhalten der Räder (**2a**, **2b**) zumindest hinsichtlich des Radsturzes gekoppelt. Diese Kopplung kann die Erfüllung der Gleichgewichtsbedingungen des Fahrzeugs erleichtern. Falls die beiden Vorrichtungen unabhängig sind, können sie unabhängig gesteuert werden. Wenn diese unabhängige Steuerung aktiv ist, kann sie für jedes Rad anders angesteuert werden. Zum Beispiel kann der Radsturz nur für das kurvenäußere Rad geändert werden.

[0060] Fig. 14 zeigt Kippvorrichtungen (**41a**, **41b**), die relativ nahe zusammen liegen, doch es handelt sich um eine spezielle Konfiguration, da jede Kippvorrichtung näher an ihrem jeweiligen Rad liegen kann.

[0061] Alternativ dazu können, damit die Querlenker (**7a**, **8a**, **7b**, **8b**) zum Beispiel länger sind, in einer ähnlichen Konstruktion die Kippvorrichtungen **41a** und **41b** in leicht verschiedenen Ebenen entlang der Fahrzeugsachse liegen, wobei die Querlenker, die das linke Rad **2a** führen, an der rechten Kippvorrichtung **41b** angelenkt sind und umgekehrt.

[0062] Fig. 15 stellt ein anderes erfindungsgemäßes Fahrzeug dar. Es ist mit einer bevorzugten Ausführungsform der erfindungsgemäßen Aufhängungsvorrichtung **18** versehen. Diese Vorrichtung, die mit den oben beschriebenen vergleichbar ist, weist außerdem einen gegenüberliegenden Radträger **3b** auf, der dazu bestimmt ist, ein gegenüberliegendes Rad **2b** einer Achse zu tragen, die die Karosserie **5** des Fahrzeugs trägt. Der gegenüberliegende Radträger **3b** ist einer zum Radträger **3a** symmetrischen Konfiguration entsprechend mit der Kippvorrichtung **41** verbunden. Ein Vorteil dieser Ausführungsform ist natürlich eine Zahl der Elemente, die im Vergleich zu der in Fig. 14 gezeigten kleiner ist. Dies wirkt sich allgemein direkt auf die Herstellungskosten aus. Ein anderer Vorteil ist, dass die Kopplungswirkung, die in Fig. 14 als Option beschrieben wurde, hier vollständig ist. Eine Einschränkung dieser Ausführungsform des erfindungsgemäßen Fahrzeugs (immernoch im Vergleich zu Fig. 14) kann eine eingeengtere Lage unter dem Fahrzeug aufgrund des Raumbedarfs sein. Hier wurde eine besondere Ausführungsform dargestellt, doch natürlich können alle Ausführungsformen der Erfindung (ob dargestellt oder nicht) eine derartige Einzelachse bilden.

[0063] Es versteht sich, dass die dargestellten Konfigurationen geometrische Eigenschaften und technologische Eigenschaften kombinieren. Eine sehr große Zahl an Kombinationen wird nicht explizit beschrieben, dem Fachmann auf dem Gebiet der Aufhängungssysteme wird es aber leicht fallen, die beschriebenen Elemente sowie jedes nicht beschriebene Element, das aber an sich bekannt ist, auf andere Weise zu kombinieren. Die Aufgabe der Zeichnungen liegt darin, die Prinzipien zu veranschaulichen, die die Erfindung kennzeichnen.

[0064] Wenn das momentane Drehzentrum des Radsturz-Freiheitsgrads (CIR r/c) über dem Boden liegt, das heißt, die erfindungsgemäße Vorrichtung muss ein Stellglied aufweisen, um die Radebene auf aktive Weise zu orientieren (siehe Fig. 13), haben Versuche gezeigt, dass über eine gewisse Höhe hinaus die Leistung, die für diesen aktiven Betrieb benötigt wird, den Energieverbrauch des Systems stark erhöht. Diese Grenzhöhe entspricht im Wesentlichen einem Halbradius des Rads, wenn das Kriterium des Raumbedarfs unter den Kotflügeln nicht berücksichtigt wird.

[0065] Die verschiedenen Beispiele in den Zeichnungen veranschaulichen die Tatsache, dass die erfindungsgemäße Aufhängungsvorrichtung ausgehend von sehr verschiedenen Aufhängungsprinzipien realisiert werden kann, solange die gewünschte kinematische Definition erhalten wird. Insbesondere können die Kippvorrichtungen, die in beliebigen Formen dargestellt wurden, jede geeignete Form annehmen, die es erlaubt, die Gelenkachsen korrekt anzuordnen und natürlich, den Beanspruchungen der Aufhängung standzuhalten. Gleiches gilt für die anderen Bestandteile wie die Querlenker.

[0066] Die Ebene des Radsturzes kann als die Ebene definiert werden, die orthogonal zum Boden und quer zum Fahrzeug liegt und die durch den Punkt geht, an dem die Resultierende der Kräfte in der Kontaktfläche anliegt. Die Zeichnungen stellen die Prinzipien und verschiedene Ausführungsformen der Erfindung in dieser Ebene dar. Diese zweidimensionale

Darstellung ist vorteilhaft, um die wesentlichen Merkmale der Vorrichtung der Erfindung darzustellen, deren Aufgabe eine kontrollierte Änderung des Radsturzes ist. In dieser Darstellung ist die Sturzbewegung eine Drehung in der Ebene um einen Drehpunkt herum (momentanes Drehzentrum). Es darf aber nicht vergessen werden, dass eine Drehung tatsächlich (dreidimensional) um eine Drehachse erfolgt, die real oder virtuell ist (momentane Drehachse). Diese Achse wird in der planen Darstellung durch einen Punkt dargestellt. Diese Achse kann im Wesentlichen parallel zur Ebene des Bodens und zur Längsachse des Fahrzeugs konstruiert werden, um die angestrebten Änderungen des Radsturzes zu gestatten. Doch durch Ändern der Orientierung dieser Achse können je nach den Querkräften (Kurven) und Längskräften (Bremsung, Beschleunigung), denen das Rad in der Kontaktfläche ausgesetzt ist, zusätzliche Einschlag-, Klammer-, Öffnungs- oder Einrolleffekte erzeugt werden. Der Fachmann ist in der Lage, durch Versuche und/oder theoretische Verfahren die Orientierung zu bestimmen, die je nach dem Verhalten, das von dieser Vorrichtung erwartet wird, angenommen werden sollte. Versuche haben zum Beispiel gezeigt, dass eine Neigung der Drehachse in Bezug auf die Horizontale von 6° es erlaubt, einen sturzbedingten Einschlag zu induzieren, in einem Winkel, der 10 mal kleiner ist als der des Radsturzes. Wenn die Querkräfte einen Radsturz von 5° induzieren, beträgt der Einschlag also etwa 0,5°. Die Neigung der Drehachse kann zum Beispiel erhalten werden, indem das Fahrzeug mit einer Vorrichtung versehen wird, die in Bezug auf die Vertikale um 6° geneigt ist.

[0067] Die Zeichnungen zeigen nicht alle Elemente, die zwar notwendig sind, aber von Aufhängungsvorrichtungen bekannt sind. Das heißt, der Fachmann wird in der Lage sein, die Längsanordnung der Radebene zu gewährleisten, zum Beispiel durch einen Längslenker oder durch eine Führung der Kippvorrichtung und eine Verbindung der Kippvorrichtung mit dem Radträger durch einen Dreiecks- oder Trapezlenker. Desgleichen wird die Einschlagfestigkeit der Radebene entweder durch ein Element gewährleistet, das mit der Lenkvorrichtung verbunden ist, oder durch ein Element mit festen Abmessungen wie eine Klemmstange bei einer nicht lenkbaren Achse. Eine bevorzugte Ausführungsform der erfindungsgemäßen Vorrichtung sieht jedoch vor, dass diese Elemente zur Steuerung des Einschlags den Radträger direkt mit der Kippvorrichtung verbinden, damit der Einschlag gesteuert werden kann, ohne Störungen durch große Änderungen des Radsturzes ausgesetzt zu werden, die durch die erfindungsgemäße Vorrichtung ermöglicht werden. Bevorzugt kann diese Verbindung der Kippvorrichtung mit dem Radträger benutzt werden, um eine Einschlagwirkung abhängig vom Radsturz zu induzieren, da die Bewegungen der Kippvorrichtung direkt mit dem Radsturz gekoppelt sind. Wenn der Radsturz durch die Querkräfte gesteuert wird (falls der Betrieb der erfindungsgemäßen Vorrichtung passiv ist), kann der Einschlag daher durch die Querkräfte induziert werden. Diese Wirkung ist demnach die gleiche wie die der Neigung der Drehachse, die oben erwähnt wurde.

[0068] Wie oben beschrieben, zeigen die Zeichnungen eine plane Darstellung, das heißt zweidimensional in der Ebene des Radsturzes. Diese Darstellung erlaubt eine klare Sicht der theoretischen Arbeitsweise der erfindungsgemäßen Vorrichtungen hinsichtlich des Radsturzes und der Spuränderung. In der Praxis, das heißt in drei Dimensionen, können dieser Lehre entsprechende Vorrichtungen von den zweidimensionalen Darstellungen ausgehend durch genaues Extrapolieren ihrer Eigenschaften konstruiert werden. In diesem Fall werden die Drehpunkte zu Achsen, die orthogonal zur Ebene des Radsturzes liegen. Diese Lehre ist aber auch auf Vorrichtungen anwendbar, deren räumliche Darstellung in Bezug auf die Ebene des Radsturzes anders ist, deren Kinematik aber in der Ebene des Radsturzes mit der hier zweidimensional beschriebenen übereinstimmt. Zum Beispiel kann ein derartiges System einen unteren Dreieckslenker, einen oberen Dreieckslenker und eine Klemmstange umfassen. Die Umsetzung der Arbeitsweise dieser Vorrichtung in der Radsturzebene setzt die Bestimmung einer äquivalenten zweidimensionalen Konfiguration voraus. Dies kann das Ergebnis einer experimentellen oder theoretischen Studie der Radbewegungen in der Radsturzebene um die Mittelstellung herum sein, von der diese äquivalente Konfiguration abgeleitet werden kann.

[0069] Die Gelenke der verschiedenen Elemente der erfindungsgemäßen Aufhängungsvorrichtung können auf verschiedene Arten hergestellt werden. Elastomergelenke, deren Verwendung auf dem Gebiet der Fahrwerke gängig ist, können den Erhalt des Gleichgewichts des Systems vereinfachen, da sie Steifigkeiten einführen. Zum anderen ist bekannt, dass sie den Komfort des Fahrzeugs erhöhen.

[0070] Die erfindungsgemäße Vorrichtung kann in der Absicht angewandt werden, Verformungen der Fahrwerkselemente gegenwärtiger Fahrzeuge zu reduzieren und bessere Leistungen zu ermöglichen. Das heißt, die erfindungsgemäße Vorrichtung kann verwendet werden, um zu gewährleisten, dass die Radebene unter allen Umständen im Wesentlichen orthogonal zur Ebene des Bodens bleibt, oder leicht geneigt, um auch eine eventuelle Verformung des Reifens zu berücksichtigen. Dieses Ziel wird allgemein durch eine erfindungsgemäße Vorrichtung erreicht, deren Radsturz-Nutzamplitude nur einige Grad beträgt. Die erfindungsgemäße Vorrichtung kann aber auch mit dem Ziel angewandt werden, eine sehr viel größere Änderung des Radsturzes zuzulassen, das heißt, ein Fahrwerkverhalten zu ermöglichen, das mehr dem eines Motorrads entspricht als

dem der Fahrzeuge mit drei Rädern und mehr, die gegenwärtig auf dem Markt sind.

[0071] Allgemein stellen die Zeichnungen ein Rad (**2**) dar, das einen Reifenmantel aufweist, doch die Erfindung bezieht sich natürlich auf jeden Radtyp mit oder ohne Gummireifen, mit oder ohne Luftreifen, wobei ein wesentliches Merkmal die Position des momentanen Drehzentrums in Bezug auf die Kontaktfläche ist, was sie auch immer ist.

Patentansprüche

1. Aufhängungsvorrichtung (**1**, **11**, **11a**, **11b**, **12**, **13**, **14**, **15**, **16**, **17**, **18**, **19**, **20**, **21**), die einen Radträger (**3**, **3a**, **3b**, **31**, **73**) mit einer Karosserie (**5**) eines Fahrzeugs verbindet, wobei der Radträger dazu bestimmt ist, ein Rad (**2**, **2a**, **2b**) mit einem Radius 'r' zu tragen, das Rad dazu bestimmt ist, über eine Kontaktfläche (AC) auf dem Boden (S) aufzuliegen, diese Vorrichtung Mittel (**4**, **41**, **41a**, **41b**, **42**, **43**, **44**, **45**, **46**) aufweist, die dem Radträger in Bezug auf die Karosserie einen Freiheitsgrad des Radsturzes und einen Freiheitsgrad des Federwegs verleihen, die voneinander unabhängig sind, die Vorrichtung eine Kippvorrichtung aufweist, die zum einen mit der Karosserie und zum anderen mit dem Radträger verbunden ist, die Verbindung dieser Kippvorrichtung mit der Karosserie den Freiheitsgrad des Radsturzes erlaubt, die Vorrichtung außerdem einen gegenüberliegenden Radträger aufweist, der dazu bestimmt ist, ein gegenüberliegendes Rad einer Achse des Fahrzeugs zu tragen, der einer zum Radträger symmetrischen Konfiguration entsprechend mit der Kippvorrichtung verbunden ist, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Vorrichtung derart konfiguriert ist, dass die Sturzbewegung des Radträgers in Bezug auf die Karosserie um eine Mittelstellung herum ein momentanes Drehzentrum (CIR r/c) zulässt, das in einem Intervall von 0,3 r über dem Boden bis 0,5 r unter dem Boden liegt.

2. Vorrichtung nach Anspruch 1, wobei das momentane Drehzentrum (CIR r/c) in einem Intervall von 0,2 r über dem Boden bis 0,4 r unter dem Boden liegt.

3. Vorrichtung nach Anspruch 2, wobei das momentane Drehzentrum (CIR r/c) in einem Intervall von 0,1 r über dem Boden bis 0,3 r unter dem Boden liegt.

4. Vorrichtung nach einem der vorherigen Ansprüche, derart konfiguriert, dass diese Vorrichtung in der Mittelstellung in Abwesenheit einer Querkraft (Fy), die vom Boden in der Kontaktfläche auf das Rad ausgeübt wird, dem Gleichgewicht nahe ist.

5. Vorrichtung nach Anspruch 4, derart konfiguriert, dass in Abwesenheit von Änderungen des Radsturzes die Querkraft (Fy), die vom Boden in der Kontaktfläche auf das Rad ausgeübt wird, bei großen Federwegen einen Grenzwert nicht übersteigt, der 0,3 P entspricht, wobei "P" die Achslast ist.

6. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, wobei das momentane Drehzentrum (CIR r/c) unter der Ebene des Bodens (S) liegt, damit die Querkräfte (Fy), die vom Boden in der Kontaktfläche (AC) auf das Rad (**2**, **2a**) ausgeübt werden, eine Neigung des Radträgers (**3**, **3a**) in Bezug auf die Karosserie in der Richtung einer Verringerung des Radsturzes induzieren, wenn diese Querkräfte zum Inneren des Fahrzeugs hin gerichtet sind, und in der Richtung einer Erhöhung des Radsturzes, wenn diese Querkräfte zum Äußeren des Fahrzeugs hin gerichtet sind.

7. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, umfassend ein Mittel zum Messen des Moments, das auf die Kippvorrichtung ausgeübt wird, um daraus die Querkräfte (Fy) abzuleiten, denen das Rad ausgesetzt ist.

8. Vorrichtung nach Anspruch 6, umfassend ein Mittel zum Messen der Bewegung der Kippvorrichtung, um daraus die Querkräfte (Fy) abzuleiten.

9. Vorrichtung (**11**) nach einem der Ansprüche 6 bis 8, wobei die Kippvorrichtung mit der Karosserie durch zwei Stangen (**9a**, **9b**) verbunden ist, die derart konfiguriert sind, dass sie die Sturzbewegung des Radträgers (**3**) durch eine momentane Drehbewegung der Kippvorrichtung (**41**) in Bezug auf die Karosserie (**5**) erlauben.

10. Vorrichtung (**11**) nach Anspruch 9, wobei die Stangen über mindestens ein Elastomergelenk angelenkt sind.

11. Vorrichtung (**12**) nach einem der Ansprüche 6 bis 10, wobei die Kippvorrichtung mit der Karosserie durch eine gekrümmte Führungsnut (**21a**, **21b**) verbunden ist, die derart konfiguriert ist, dass sie die Sturzbewegung des Radträgers durch eine momentane Drehbewegung der Kippvorrichtung in Bezug auf die Karosserie erlaubt.

12. Vorrichtung (**13**, **14**) nach einem der Ansprüche 6 bis 10, wobei die Kippvorrichtung mit der Karosserie durch zwei gerade Führungsnuten (**21**, **21b**) verbunden ist, die derart konfiguriert sind, dass sie die Sturzbewegung des Radträgers durch eine momentane Drehbewegung der Kippvorrichtung in Bezug auf die Karosserie erlauben.

13. Vorrichtung (**16**) nach einem der Ansprüche 6 bis 12, wobei die Kippvorrichtung (**44**) derart mit der Karosserie verbunden ist, dass sie eine Drehbewegung um einen Punkt (CIR b/c) aufweisen kann, der über der Kippvorrichtung liegt.

14. Vorrichtung (**17**) nach einem der Ansprüche 6 bis 12, wobei der Radträger (**73**) über ein Macpher-

son-System mit der Kippvorrichtung (**45**) verbunden ist.

15. Vorrichtung nach einem der vorherigen Ansprüche, außerdem umfassend Steuermittel (**30**; **31**; **100**), die geeignet sind, den Radsturz zu beeinflussen.

16. Vorrichtung nach Anspruch 15, wobei diese Steuermittel (**30**; **31**; **100**) auf die Bewegung der Kippvorrichtung in Bezug auf die Karosserie wirken, um den Radsturz zu beeinflussen.

17. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 15 oder 16, wobei die Steuermittel einen Stoßdämpfer (**30**) umfassen.

18. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 15 bis 17, wobei die Steuermittel ein verformbares Element umfassen, das der Sturzbewegung widersteht.

19. Vorrichtung nach Anspruch 18, wobei das elastisch verformbare Element aus Elastomergelenken besteht.

20. Vorrichtung nach Anspruch 15, wobei die Steuermittel ein Stellglied (**31**) umfassen, das den Fahrparametern des Fahrzeugs entsprechend steuerbar ist.

21. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, umfassend Mittel zur Steuerung des Einschlags, die den Radträger mit der Kippvorrichtung verbinden.

22. Vorrichtung nach Anspruch 21, wobei diese Mittel zur Steuerung des Einschlags den Radträger derart mit der Kippvorrichtung verbinden, dass der Einschlag von der Sturzbewegung abhängig ist.

23. Fahrzeug, das mit der Vorrichtung nach einem der vorherigen Ansprüche ausgerüstet ist.

24. Fahrzeug nach Anspruch 23, ausgerüstet mit einer Vorrichtung nach Anspruch 15, wobei das Stellglied den Fahrparametern des Fahrzeugs entsprechend gesteuert wird.

Es folgen 10 Blatt Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

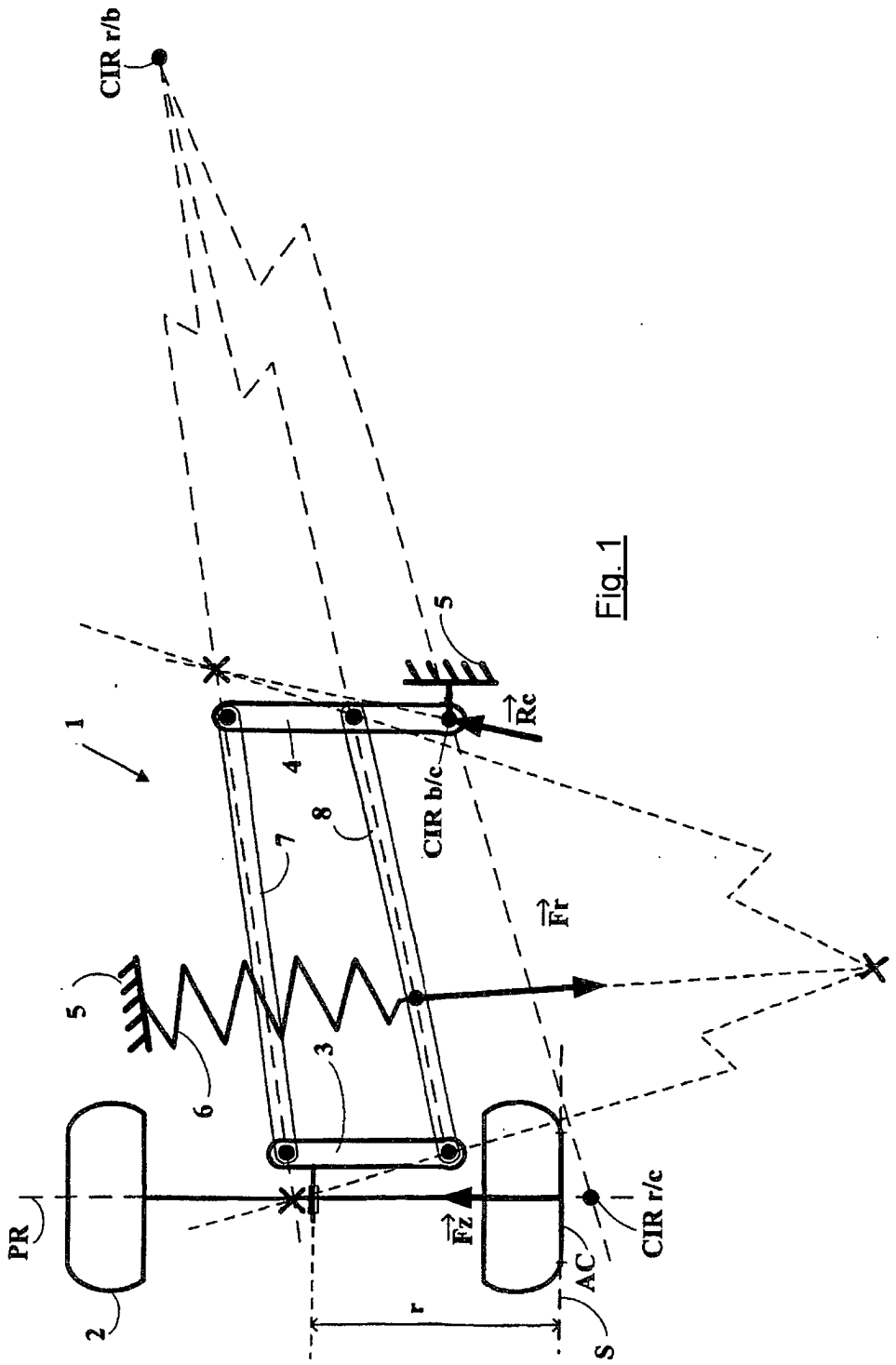

Fig. 1

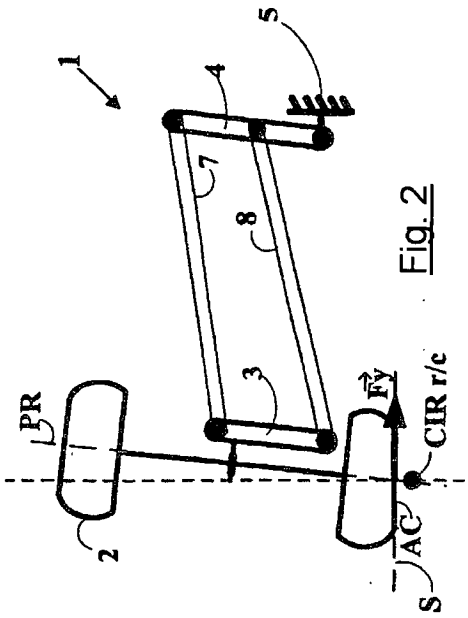

Fig. 2

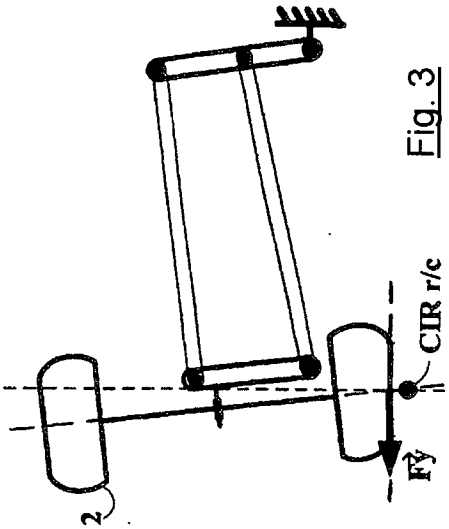

Fig. 3

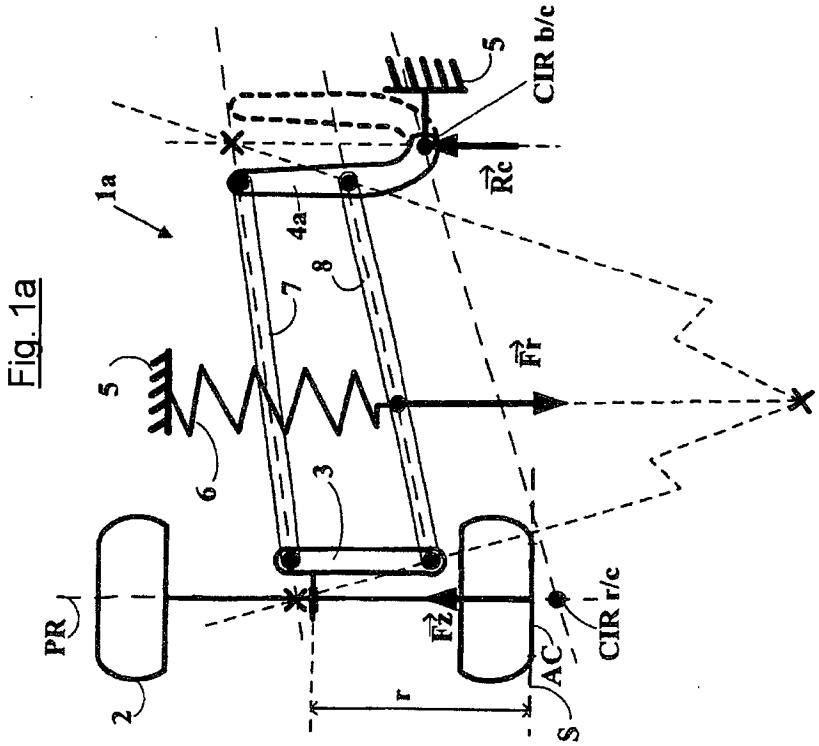

Fig. 1a

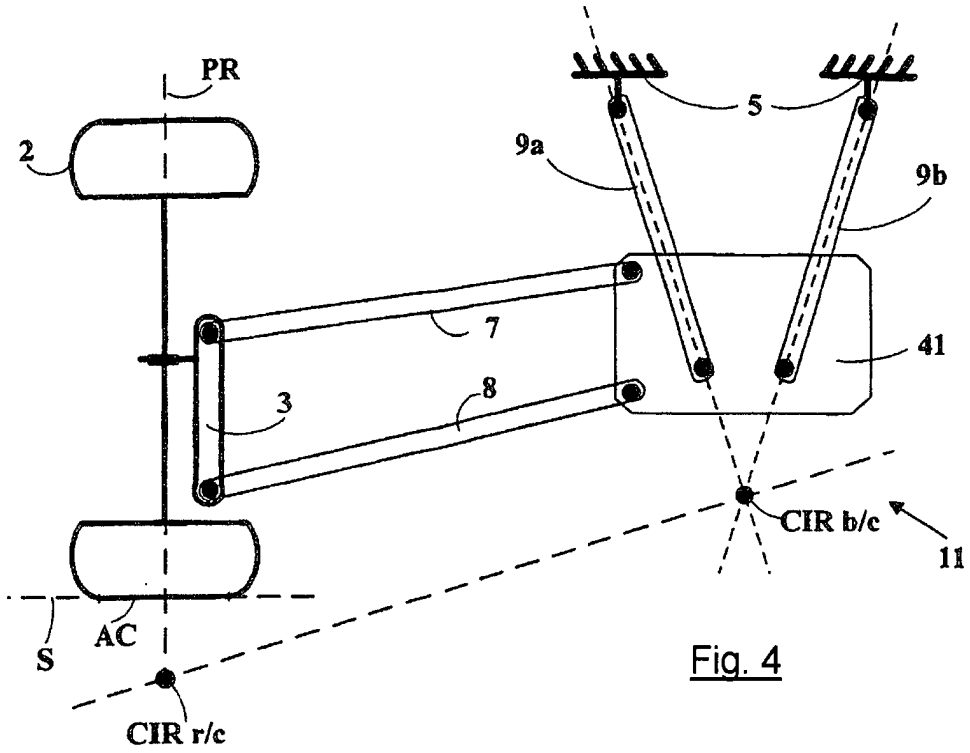

Fig. 4

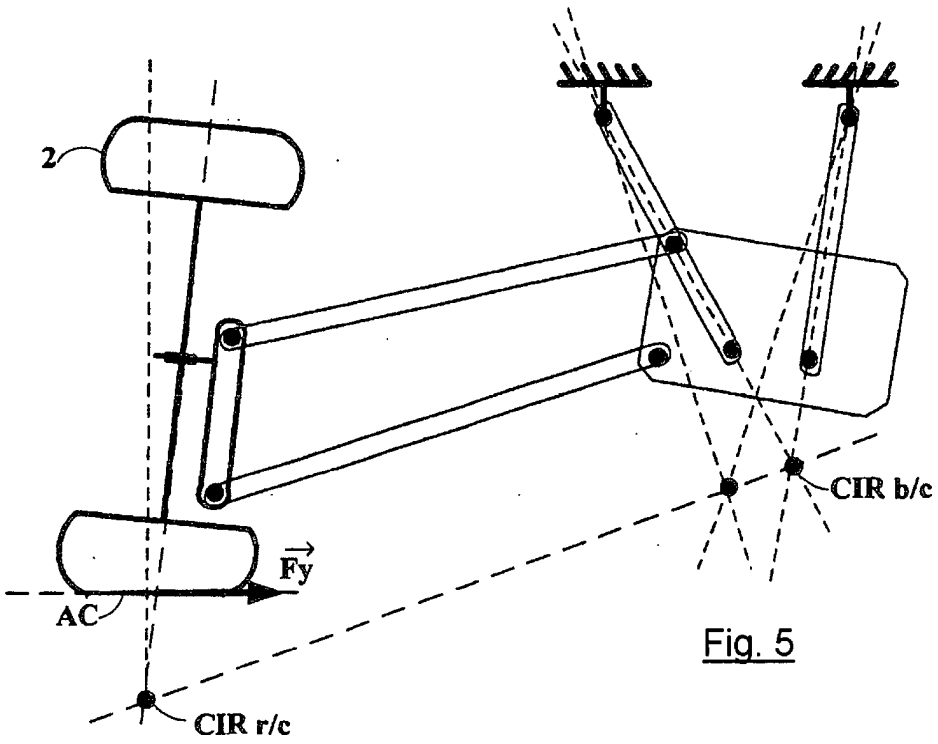

Fig. 5

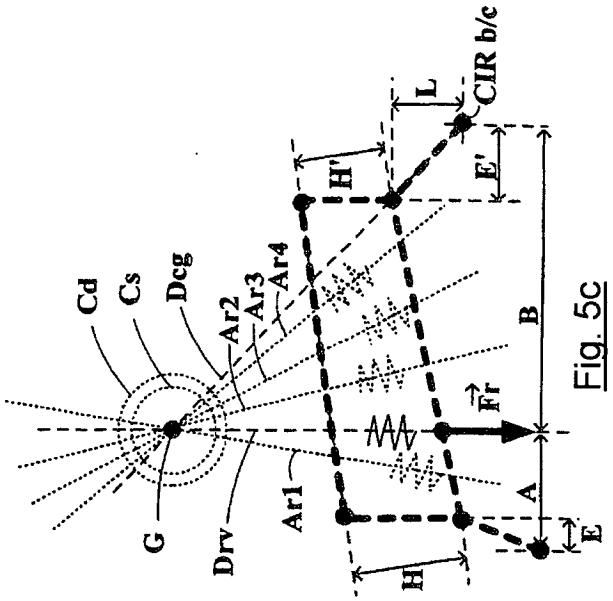

Fig. 5c

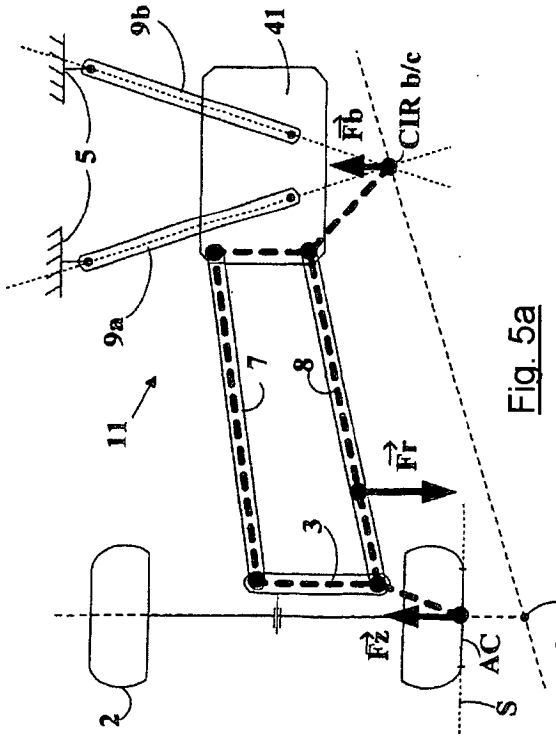

Fig. 5a

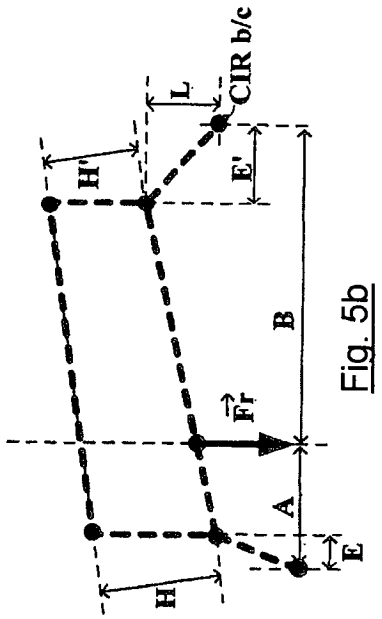

Fig. 5b

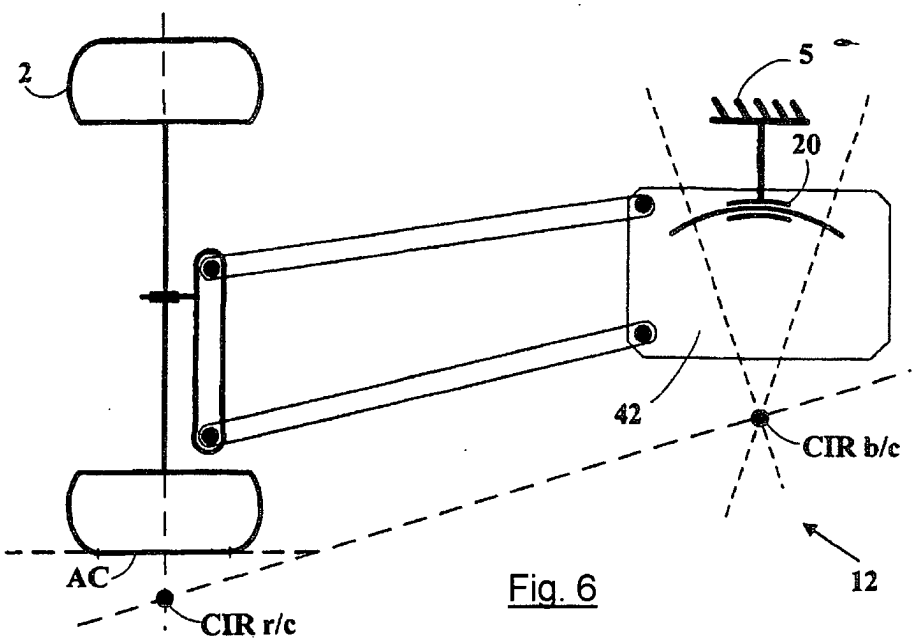

Fig. 6

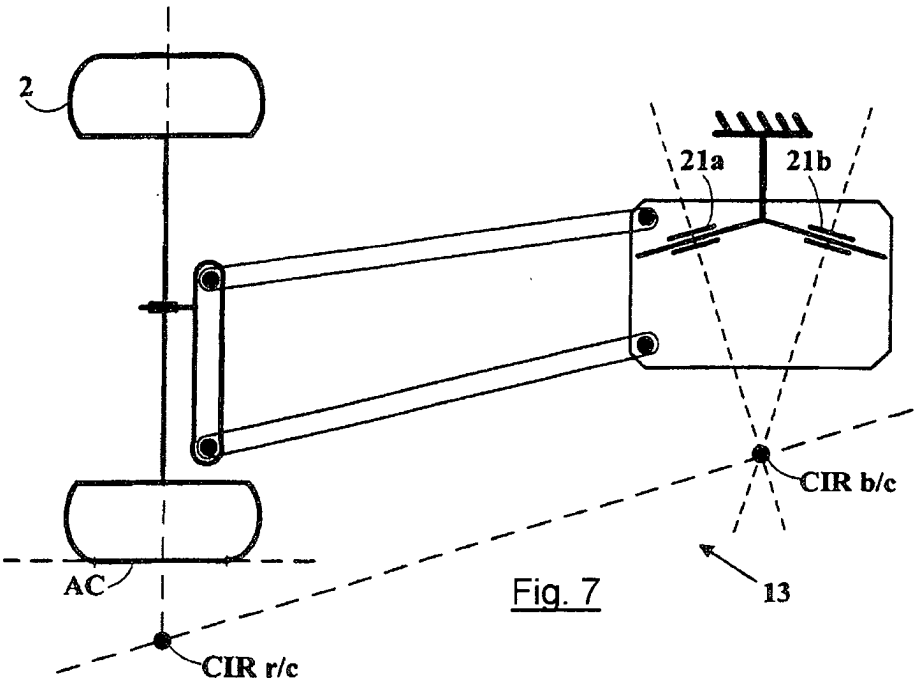

Fig. 7

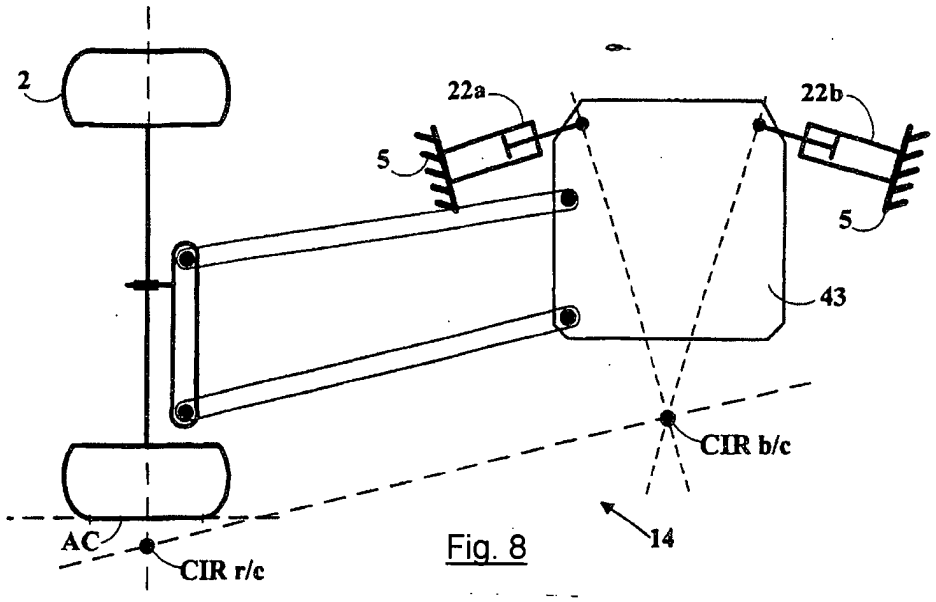
2
22a
22b
5
5
43
CIR b/c
AC
CIR r/c
14

Fig. 8

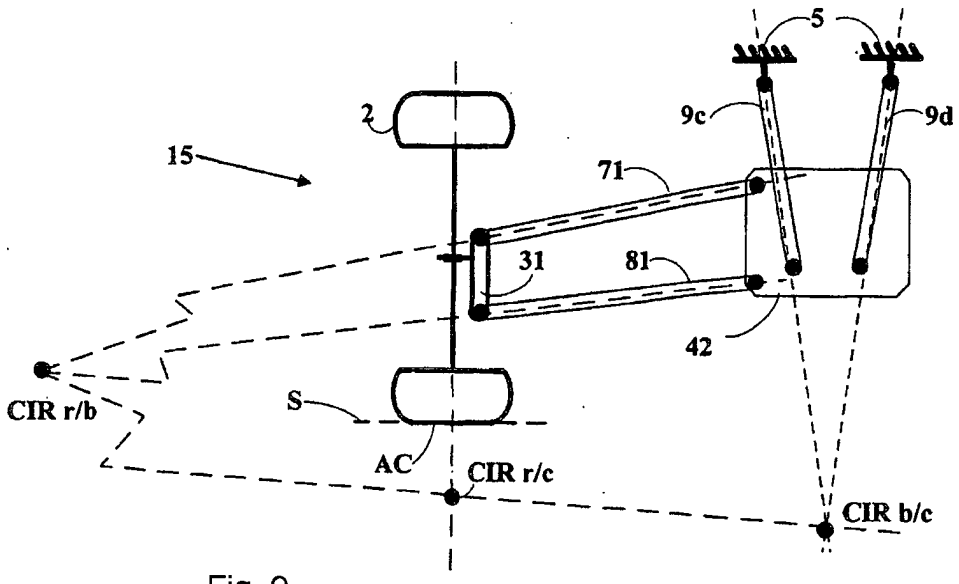
5
2
9c
9d
15
71
31
81
42
CIR r/b
S
AC
CIR r/c
CIR b/c

Fig. 9

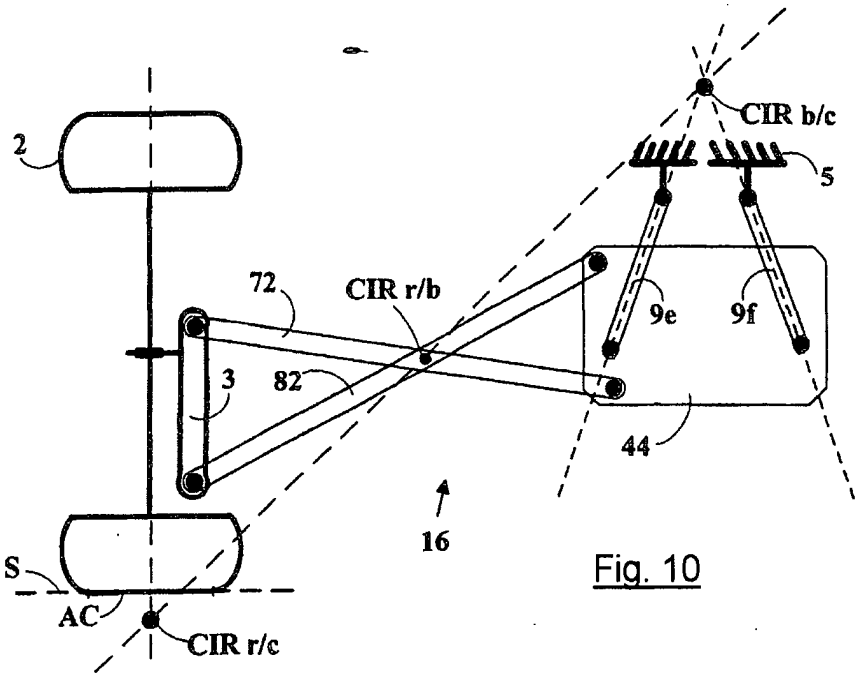
2
CIR b/c
5
72
CIR r/b
9e
9f
3
82
44
16
S
AC
CIR r/c

Fig. 10

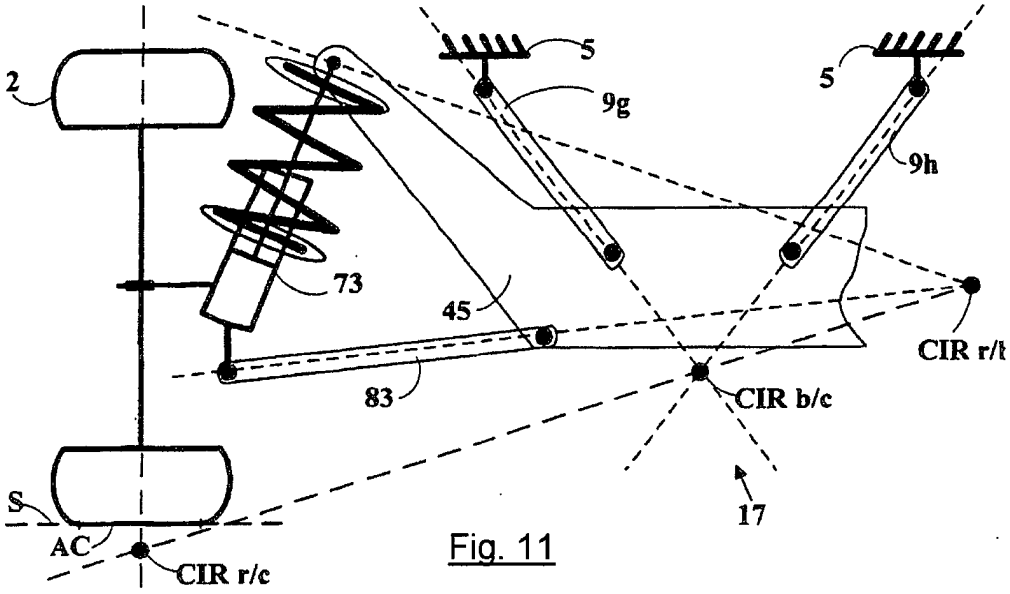
2
5
9g
5
9h
73
45
CIR r/t
83
CIR b/c
17
S
AC
CIR r/c

Fig. 11

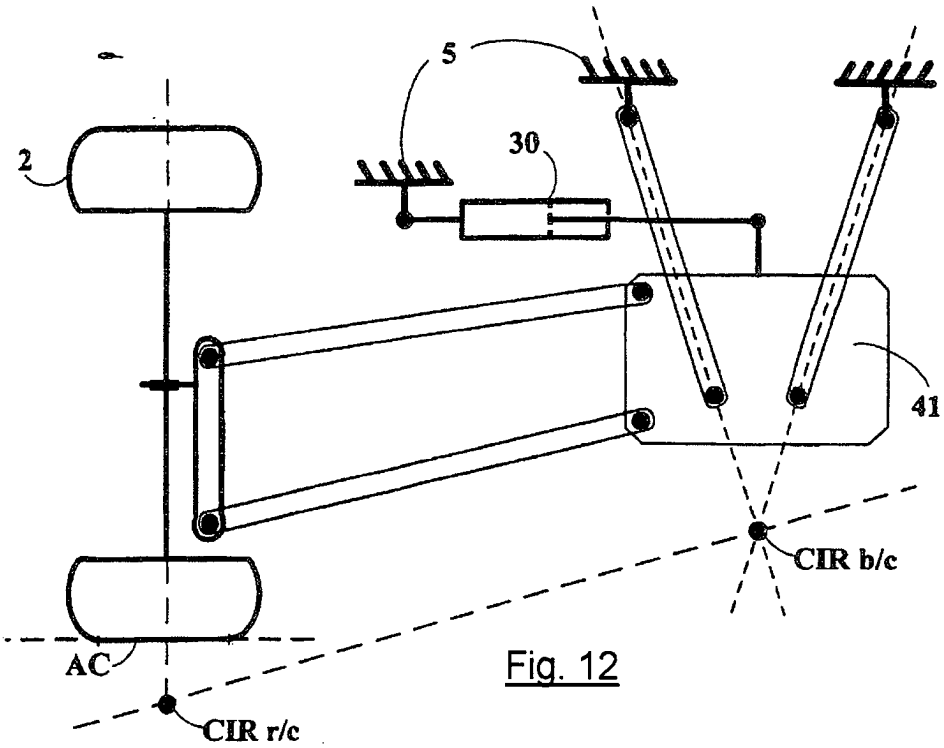

Fig. 12

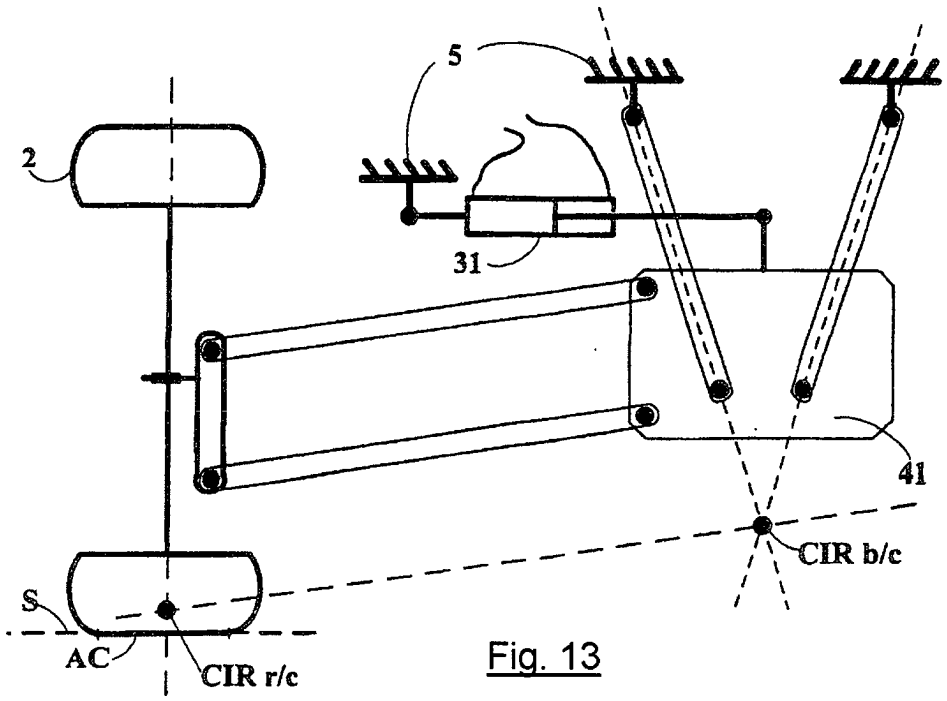

Fig. 13

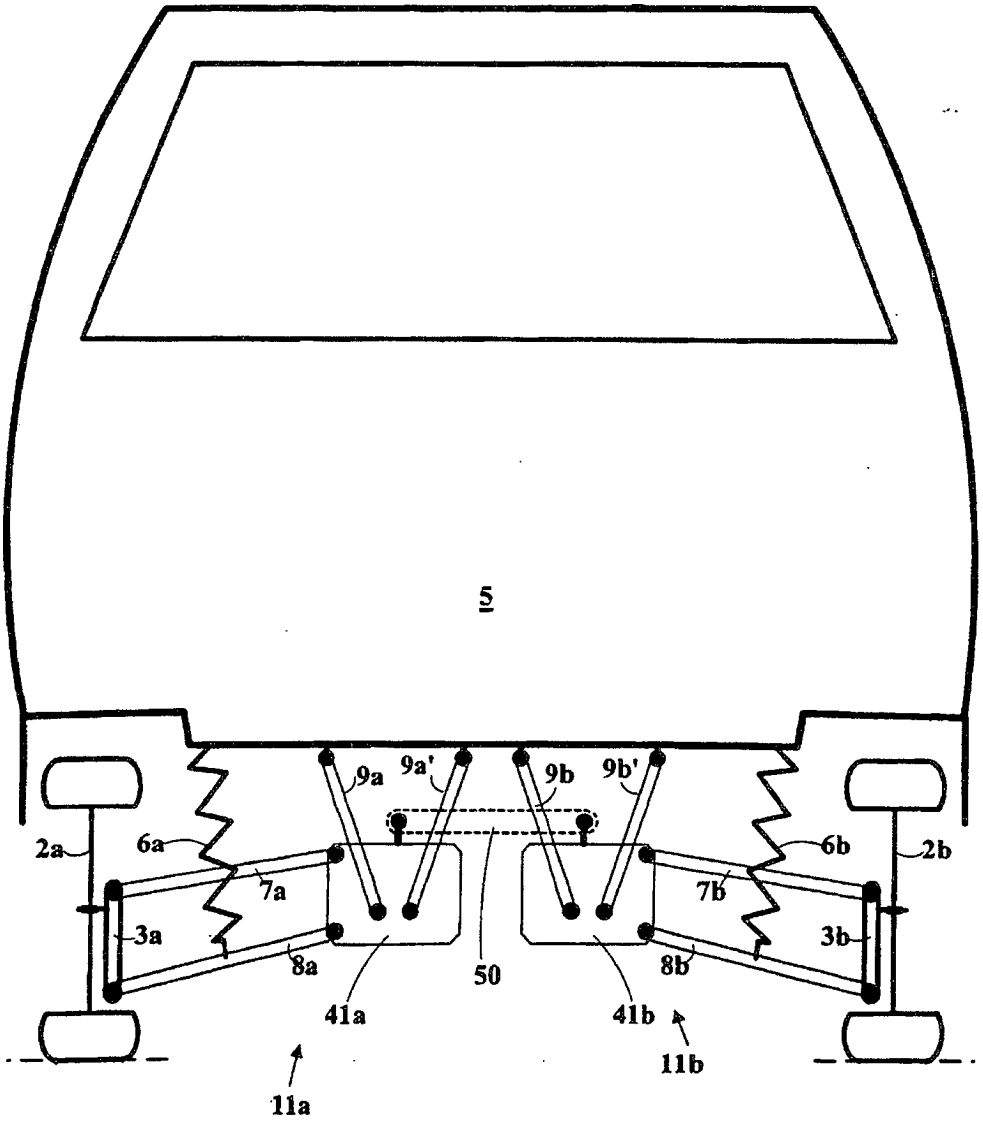

Fig. 14

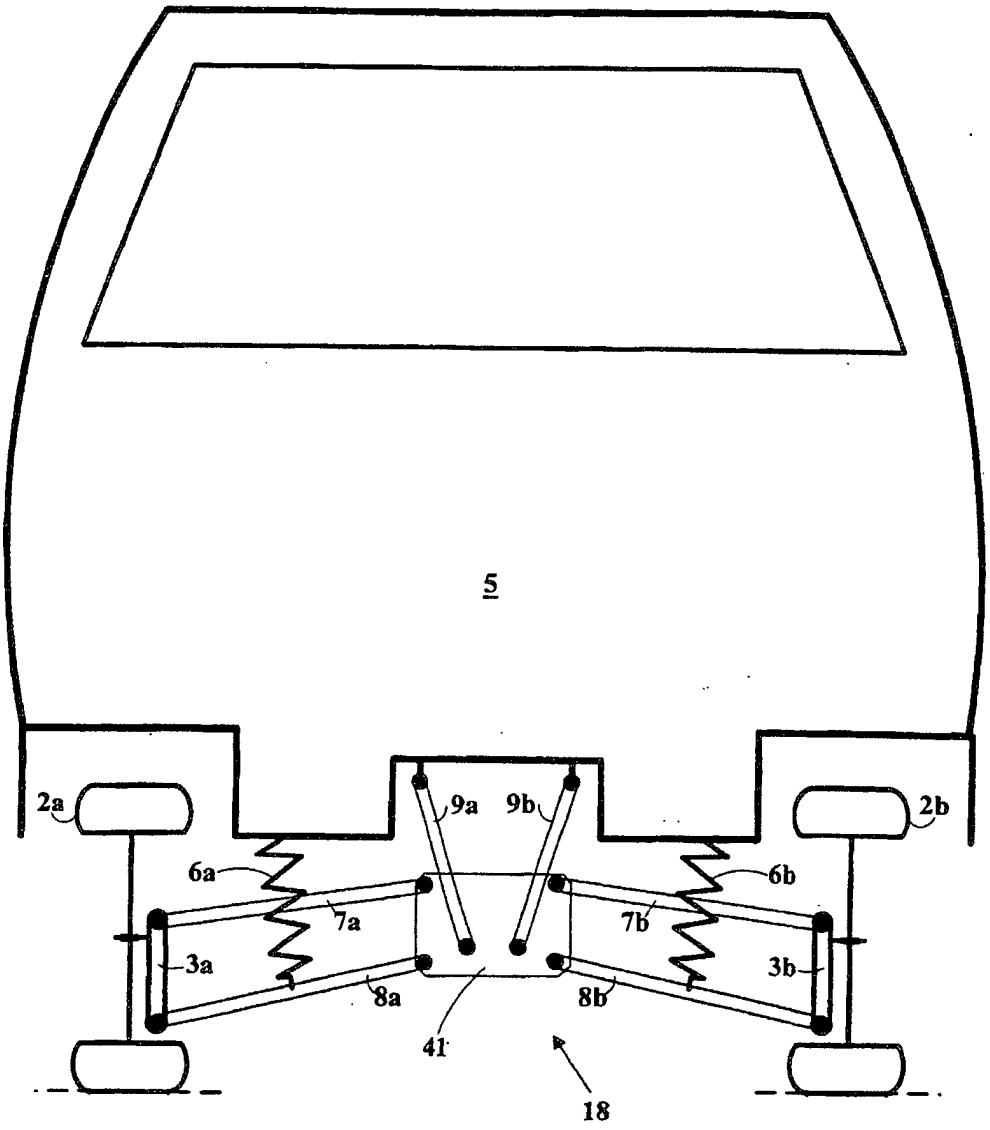

Fig. 15