[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[12] 发明专利说明书

专利号 ZL 02805224.2

[51] Int. Cl.
*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)*

[45] 授权公告日 2009 年 5 月 20 日

[11] 授权公告号 CN 100488793C

[22] 申请日 2002.1.21 [21] 申请号 02805224.2

[30] 优先权

[32] 2001. 1.23 [33] FR [31] 01/01181

[32] 2001.12.12 [33] FR [31] 01/16168

[86] 国际申请 PCT/EP2002/000563 2002.1.21

[87] 国际公布 WO2002/058949 法 2002.8.1

[85] 进入国家阶段日期 2003.8.20

[73] 专利权人 米其林技术公司

地址 法国克莱蒙 - 费朗

共同专利权人 米其林研究和技术股份有限公司

[72] 发明人 M·布隆德莱 G·戈古

O·皮法尔 L·塞拉 D·韦尼耶

F·安德烈

[56] 参考文献

GB1526970A 1978.10.4

DE19608578A1 1997.9.11

US4515390A 1985.5.7

US6170838B1 2001.1.9

US5821434A 1998.10.13

CN1229386A 1999.9.22

审查员 金善科

[74] 专利代理机构 北京戈程知识产权代理有限公司

代理人 程 伟

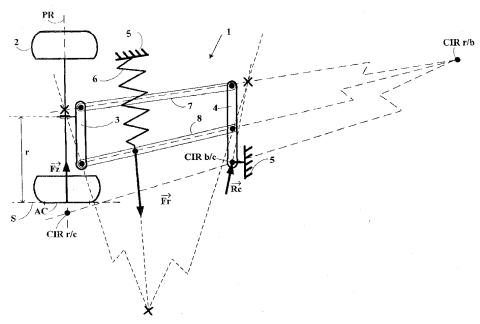
权利要求书 2 页 说明书 17 页 附图 13 页

[54] 发明名称

# 机动车辆车轮的悬架装置

[57] 摘要

本发明涉及了一种将车轮支撑连接到车辆车身的悬架系统，所述车轮支撑设计为支撑半径为“r”的车轮，所述车轮设计为通过一个接触区域来搁在地面(S)上，所述系统包括用来相对车身为车轮支撑提供一个外倾自由度和一个悬架偏移自由度的装置，这两个自由度相互之间独立。 其特征在于，所述系统构造成可使得车轮支撑相对车身的外倾移动有一个绕平均位置的旋转瞬心(CIR r/c)，该旋转瞬心位于地面上方 2.5r 到地面下方 r 的间距范围内。



1．一种悬架系统，其将车轮支撑连接到车辆的车身，所述车轮支撑设计成带有半径为“r”的车轮，所述车轮通过接触区域搁在地面上，设置所述系统以便相对车身为车轮支撑提供一个外倾自由度和一个悬架偏移自由度，这两个自由度相互之间独立，所述系统包括一个摇臂，摇臂以能够实现所述的外倾自由度的方式连接到车身， 所述摇臂铰接到上臂和下臂的各自的第一端，上臂和下臂的各自的第二端铰接到车轮支撑，其中构造所述系统，使得车轮支撑相对车身的外倾移动有绕平均位置的旋转瞬心，其中该平均位置与携带正常负载的车辆在平坦地面上侧倾的直线位置一致，该旋转瞬心位于地面上方0.3r到地面下方0.5r的范围内。

2．根据权利要求1所述的系统，其中所述旋转瞬心位于地面上方0.2r到地面下方0.4r的范围之间。

3．根据权利要求2所述的系统，其中所述旋转瞬心位于地面上方0.1r到地面下方0.3r的范围之间。

4．根据权利要求1所述的系统，构造所述系统，使得在接触区域没有由地面施加到车轮的横向力的情况下，所述系统在所述平均位置接近平衡。

5．根据权利要求4所述的系统，构造所述系统，使得在没有外倾变动时，在悬架在车轮平均位置的任一侧的垂直偏移总计达到悬架系统允许的偏移的80%的过程中，从会聚点（G）到所述悬架系统的悬架弹簧的推力轴在外倾平面中的距离不超过半轮距的20%，其中半轮距为A＋B，A为接触区域中心和所述弹簧的推力的轴之间在外倾平面上的距离，B为摇臂相对车身移动的旋转瞬心和所述弹簧的推力的轴之间在外倾平面上的距离。

6. 根据权利要求1所述的系统，其中所述旋转瞬心位于地平面下方，从而当由地面在接触区域施加到车轮上的横向力指向车辆内部时，所述横向力会引起车轮支撑相对车身向减少外倾的方向倾斜，当所述横向力指向车辆外部时，所述横向力会引起车轮支撑相对车身向增加外倾的方向倾斜。

7. 根据权利要求1所述的系统，其中摇臂通过一个弧形滑条连接到车身，该弧形滑条采用一个圆的部分圆弧的形式，圆心为摇臂相对车身移动的旋转瞬心。

8. 根据权利要求1所述的系统，其中摇臂通过两个直滑条连接到车身，该两个直滑条定位为使得垂直于滑条轴的线在摇臂相对车身移动的旋转瞬心相交。

9. 根据权利要求1所述的系统，其中摇臂连接到车身，使得它能够绕一个位于摇臂上方的点转动。

10. 根据权利要求1所述的系统，其中所述车轮支撑构成第一车轮支撑，该系统还包括相对的第二车轮支撑，第二车轮支撑设计成带有所述车辆的轴的一个相对车轮，所述第二车轮支撑按照与所述第一车轮支撑的结构对称的结构连接到所述摇臂。

11. 一种车辆，装备了如权利要求 1 所述的系统。

# 机动车辆车轮的悬架装置

本发明涉及了车辆底盘系统，特别涉及了悬架系统，更特别地涉及了车轮的导向。

悬架系统具有两个主要功能，它们在工作过程中必须一直同时存在。一个功能是为车辆提供悬架，也就是说，允许每个车轮根据轮上载荷的变化作基本垂直的上下移动。该系统的另一个功能是车轮导向，换句话说，控制车轮平面的角位置。

“车轮平面”是与车轮关联的平面，垂直于车轮轴并经过与地面的接触区域的中心。车轮平面相对车辆车身的角位置由两个角度来限定，即外倾角和转向角。车轮的外倾角位于与地面垂直的横向平面中，将车轮平面从车辆的中央平面分隔开。当车轮顶部从中央平面向车辆外部倾斜时，该角为正角，通常称之为“外倾”或“正向外倾”。相反，当所述角为负角时，称之为“反向”或“负向外倾”。车轮的转向角位于与地面平行的水平平面上，将车轮平面从车辆的中央平面分隔开。

在大多数车辆中，外倾角（下面将使用“外倾”来表示“外倾角”）对悬架和转向的特定位置是固定的，也就是说，理论上它不能够独立于悬架的偏移或转向而变动。但是，它承受了组成悬架系统的元件变形导致的变动，变形是由地面向车轮施加的力引起的。这些变动可能相当大。例如，在现代客车中，当车辆行驶在转弯处时，如果不考虑车辆车身的侧倾（在离心力的作用下通常向同一方向倾斜）所起的作用，因轮胎上的横向力会导致外倾可能有几度的变动。该“弹性的”外倾变动使得在转弯外部的车轮的外倾趋向于正值。长期以来，在现代车辆的悬架系统的设计或控制折衷中允许这些可预测的变动，以限制它们在底盘工作上的不良影响。

实际上，外倾极大地影响了底盘接触系统的车辆操作性能。特别地，轮胎的性能依赖于其接触区域的结构而变动很大，而这种结构主

要依赖于外倾。正是这些变动主要推动了静态外倾角的选择。从而，例如，大的静态负向外倾通常应用在赛车中来补偿因轮胎的变形或车身的侧倾产生的变动，即使悬架的元件比客车中的还要刚硬。这种结构在竞赛中不但有用，而且是可以接受的，因为此时绕弯道控制的标准是占主要的。相反，在客车中，由于轮胎磨损和直线稳定性在折衷考虑中占有更为重要的地位，所以当横向力作用到车轮平面的位置上，轮胎和地面接触元件变形的效果累加到车辆侧倾的效果上时，主要在转弯周围选择非常小的负初始静态外倾并只能承受较小的滑动推力。

为了优化外倾，特别是在横向加速的过程中，悬架系统已经设计成其外倾的变动为车轮的垂直偏移的函数。这种方式下，车辆车身的侧倾能够引起外倾的有益变动，部分地或完全地补偿了车辆车身的倾斜和上述变形。所谓的“多臂”系统就是这样的情况。这样的系统要求特定的车辆设计和结构，由于空间要求和成本的原因，它不能在大多数现有车辆中实现。这些系统只对横向加速（偏移、侧倾）起反应，而不会对引起它的力起反应，这一方面延迟了校正的效果，另一方面迫使侧倾移动的偏差通常比用户感觉到舒适的程度要大。而且，为保证足够的外倾变动，这样的系统在运动学上要求接触区域相对车辆移位，也就是所知的“轮距变动”，而这些变动也可能是扰乱性的。因而，这样的系统能够产生的外倾校正幅度就相对受到限制。

从运动学的角度来看，在自由度方面，悬架系统通常只有一个自由度（车轮或车轮支撑相对车辆的自由度）。该自由度允许悬架的垂直移动，该垂直移动，如前所述，能够与受限的外倾变动结合起来。

但是，在一些已知的系统中，外倾控制是主动的，换言之，几何变形由千斤顶移动引起，如在文献US 4515390和DE 19717418中描述的那样。这些系统允许至少存在一个额外的由致动器控制的自由度。这样的系统非常特别，因为它们不能应用到大多数普通车辆中，特别是因为它们占据的空间和致动器所需要的大功率。另外，外倾变动还伴随着车身高度和轮距的大变动。

本发明的一个目的是提供一种设计简单的悬架系统，它不需要或

需要很少能量输入来控制其外倾，其外倾基本上不依赖于悬架的垂直振动，更普遍地，不依赖于车辆车身的移动，它能够保证轮距变动减少到最小。

该目的可通过一种悬架系统来实现，其中，车轮支撑连接到车辆车身，所述车轮支撑设计为支撑半径为“r”的车轮，所述车轮设计成通过一个接触区域搁在地面上，所述系统包括装置，该装置相对车身为车轮支撑提供一个外倾自由度和一个悬架偏移自由度，这两个自由度相互之间独立，其特征在于所述系统构造成使得车轮支撑相对车身的外倾移动有一个绕平均位置的旋转瞬心，该旋转瞬心位于地面上方2.5r到地面下方r的范围内。根据本发明的悬架系统实际上有两个自由度，这两个自由度允许悬架和外倾移动相互独立。外倾移动绕一个旋转瞬心产生，该旋转瞬心位于距接触区域有限的距离内，以便在外倾移动或反向外倾移动中限制轮距变动，在主动的外倾控制的情况下限制所需的能量输入。

在一种较佳实施方式中，所述旋转瞬心位于地面上方0.3r到地面下方0.5r的范围之间，更优选为，在地面上方0.2r到地面下方0.4r之间，最优选为在地面上方0.1r到地面下方0.3r之间。

在其它的较佳实施方式中，所述旋转瞬心位于地面上方0.5r到1.5r的范围之间，或者在地面上方1.5r到2.2r之间。

为了保证稳定的工作，系统最好构造成能够使得悬架在绕平均位置的轻微悬架移动过程中产生的由地面在接触区域施加到车轮的横向力不超过相当于0.1 P 的限制，其中“ P ”为轴负载，另外系统还最好构造成能够使得，悬架在绕平均位置剧烈移动的过程中产生的由地面在接触区域施加到车轮的横向力不超过相当于0.3 P 的限制。

较佳地，系统包括一个摇臂，摇臂在一侧连接到车身，在另一侧连接到车轮支撑，从而所述摇臂到车身的连接能够实现所述的外倾自由度。

为了允许工作，所述旋转瞬心最好能够位于地平面下方，从而当由地面在接触区域施加到车轮的横向力指向车辆外部时，所述横向力会引起车轮支撑相对车身向减少外倾的方向倾斜。在与横向力有关的

被动工作情况下，系统可能包括测量摇臂位移的装置或者其它测量施加到摇臂上的扭矩的装置，以推断所述横向力。

较佳地，摇臂由两个杆连接到车身，杆的形状构造成能够通过摇臂相对车身的瞬时转动来允许车轮支撑的外倾移动。在这种情况下，所述杆最好能够通过至少一个弹性铰接而铰接起来。可替换地，例如，摇臂能够通过一个弧形滑条连接到车身，该滑条的形状成形为以便通过摇臂相对车身的瞬时转动来允许车轮支撑的外倾移动。由于同样的原因，摇臂还能够通过两个直滑条连接到车身。这些滑条能够额外地对外倾移动起到缓冲作用。

根据本发明的系统的一个令人感兴趣的结构提供摇臂能够以这样的方式连接到车身，即它能够围绕位于摇臂上方的一点旋转，其中，车轮支撑，例如通过在垂直平面中交叉的横向臂连接到摇臂。

可替换地，车轮支撑还可通过一个Macpherson系统连接到摇臂。

较佳地，根据本发明的系统还包括能够影响车轮外倾的控制装置，例如，通过直接作用于相对车身的外倾移动，以影响车轮的外倾。这些控制装置可能包括一个对抗外倾移动的减震器和／或一个弹性的可变形的元件，如弹性铰接。但是，控制装置还可能包括一个致动器，该致动器被作为车辆运行参数的一个函数来控制。

较佳地，根据本发明的系统还包括一个相对的车轮支撑，它设计成支撑所述车辆的轴的相对车轮，所述相对的车轮支撑以一种与车轮支撑结构对称的结构连接到摇臂，从而使得悬架系统转向和悬挂同轴的两个车轮。

较佳地，本发明的系统包括控制转向的装置，该装置将车轮支撑连接到摇臂。这些转向控制装置还能够以这样的一种方式将车轮支撑连接到摇臂，以至于转向依赖于外倾移动。

发明还涉及一种装备了根据本发明的系统的车辆。该车辆能够将两个系统一起装配到同一个轴上，所述系统基本上相对车辆的纵轴对称布置。这两个系统能够以这样的一种方式互联即每一个车轮支撑的外倾移动都偶合起来。如果这（些）悬架系统包括一个可控制的致动器，那么致动器被作为车辆运行参数的一个函数来控制。车辆还可在

同一个轴上包括两个相互独立的系统，每一个系统都由一个独立于另一个的致动器来控制。

下面将描述本发明的几个实施方式来阐述其特征、解释其原理。很自然地，本发明还可能有大量其它的实施方式，正如许多变形提出的那样。

图1、1a、2、3、3a：是从纵向看的示意图，表示根据本发明第一种实施方式的系统的原理和工作。

图4、5、5a、5b、5c：是从纵向看的示意图，表示根据本发明第二种实施方式的系统的原理和工作。

图6、7、8、9：是从纵向看的示意图，表示本发明第二种实施方式的变形的原理。

图10、11：是从纵向看的示意图，表示根据本发明的其它实施方式的系统的原理。

图12、13、13a：是从纵向看的示意图，表示应用到根据本发明的系统上的控制装置的原理。

图14、15、15a：是从纵向看的示意图，表示根据本发明的车辆的原理。

附图不是按比例绘制的。

图1为根据本发明的悬架系统1的平面纵视图。该平面（也就是二维）表示非常方便，因为它清晰地显示了根据本发明的系统如何区别于根据现有技术的系统。

悬架系统1包括一个设计来维持车轮2的平面ＰR的车轮支撑3、上臂7和下臂8、摇臂4和悬架弹簧6。半径为“r”的车轮通过其接触区域AC与地面Ｓ接触。上下臂7、8在它们的外端（相对打算使用该系统的车辆而言）铰接到车轮支撑3，在它们的内端铰接到摇臂4。摇臂4铰接到车辆车身5（示意性地表示）。这样，悬架系统1构造成给予车轮支撑一个相对车身5的外倾自由度，这是因为车轮支撑能够相对车身倾斜，

还给予它一个悬架自由度，这是因为车轮支撑能够基本上以一种已知的方式，例如“多臂”系统方式，来承受基本垂直的移动。

在车轮2和地面S之间采用经典的单点接触假设，旋转瞬心在平面移动中的共线的理论使得外倾移动的旋转瞬心（CIR r/c）位于车轮平面PR和一条直线交叉的位置，另外两个旋转瞬心，也就是摇臂相对车身移动的旋转瞬心（CIR b/c）和车轮支撑相对摇臂的悬架移动的旋转瞬心（CIR r/b）就在该直线上。该运动理论通常应用在底盘系统中。因而能够理解，正是结构的选择，也就是说，组成悬架系统的各元件的尺寸和定位，使它能够（通过确定悬架元件的特征轴的位置）获得一个所需的外倾移动的旋转瞬心（CIR r/c）的位置。图1显示的悬架系统位于平均位置，该平均位置可以这样确定，即与携带正常负载的车辆在平坦地面上侧倾的直线位置一致。

在这样一个系统的诸多设计约束条件中，图1清晰地显示出摇臂在车身上的铰接点的位置由于受到靠近地面的限制而朝向图的底部。这样，作为一个车辆所需的离地间隙的函数，可选择各种不同的结构。

图1表示了一种特殊结构的情况，其中，由弹簧施加的力Fr倾向车辆内部。当在接触区域没有任何由地面施加到车轮的横向力时（也就是当力Fz垂直时），当由车身施加到摇臂的力Rc如所示那样，也就是说，稍微倾向车辆内部时，就获得了平衡。这种判断可通过计算或作图法来完成。基于系统各元件平衡的图解结构在图1中由虚线表示。显然地，即使弹簧推力是倾斜的，也能获得平衡状态。

图1a显示了一种与图1的结构比较起来令人感兴趣的变化形式。在该悬架系统1a中，要获得一个也是垂直的由车身5施加到摇臂4a的力Rc。

图1和1a中显示的图解结构基于系统1和1a的各元件的平衡。在图1a的情况下，两个力（Fz和Rc）是垂直的，悬架系统的整体平衡要求第三个力（Fr）也是垂直的。

在图1a中，用一条虚线来表示一个事实，即摇臂4a也能构成相对的车轮的（对称）悬架系统的摇臂，这将结合图15和15a更加精确地描述。

图2显示图1的悬架系统位于一个位置，在该位置下，外倾承受负变。车轮2通过绕外倾的旋转瞬心（CIR r/c）旋转而向车辆内部倾斜。需要注意的是该点的位置是不固定的，因为在该实施例中，悬架的旋转瞬心（CIR r/b）的位置随着上下臂7和8的绕轴旋转轻微地变动。当然，这种变动本身还由系统的几何结构来确定。

由于外倾的旋转瞬心（CIR r/c）位于接触区域的下方，这里显示的外倾变动可由一个地面S在接触区域AC施加到车轮2的横向力Fy引起。该朝向车辆内部的力Fy可能在横向加速中发生，横向加速是由转弯或相对水平面倾斜的地面S的形状引起的。

图3重复了图1和2的实施例在正向外倾变化的情况，该正向外倾变化由朝向车辆外部的横向力Fy引起。

图3a显示了图1到3描述的系统的一个“主动”的变化形式。在这种变化形式下，摇臂4相对车身5绕一点（CIR b/c）转动，该点位于摇臂4上的上下臂7、8的铰接点的上方。外倾的旋转瞬心（CIR r/c）的位置可依照上面解释的理论来为图3a的结构而确定。它当然还在车轮平面PR中，但这次位于车轮2的顶部。更为精确地，旋转瞬心（CIR r/c）最好基本上位于圆C的中心，而车轮上部的截面内接在此圆中。

依照应用在前图的理论，当然的是由地面S在接触区域AC施加的力自然地将车轮2向这样一个方向倾斜，该方向与外倾所需的方向相反，因为用于外倾移动的枢轴点（CIR r/c）位于地面S上方。这就是这种结构需要使用主动装置来引起所需外倾的原因。在这种情况下，千斤顶100起着这样一种作用，该千斤顶将摇臂4相对车身5定位为一个函数，例如是车辆工作参数的函数。弧形双箭头一方面示意性地表示千斤顶100对摇臂纵轴的位置所起的作用，另一方面示意性地表示在车轮平面PR位置上的作用效果。如前面讨论的那样，这种情况的缺点在于需要消耗相对较多的能量。但是它也有一些优点。

优点之一涉及了这样的系统所占有的空间。实际上，一个所谓的“被动”结构要求在车轮上部周围，就是在车辆挡泥板下提供足够大的自由空间，来允许车轮平面PR的振动。相反，图3a显示的“主动”结构允许这样的车辆设计，其车身在任何外倾情况下都非常靠近车轮。

这里，挡泥板51（附着到车身5）显示得非常靠近车轮。于是只有悬架的垂直偏差需要考虑到车身设计中。

该“主动”结构的另一个优点涉及了外倾移动过程中的半轮距变动。例如，在一种如右转（图2中）的情况下，千斤顶100将一个负向外倾施加到车轮2上，这种移动发生在位于车轮2顶部的一个点（CIR r/c）的周围，车轮2的底部（进而接触区域AC）被推向（相对车身5）转弯外部。这对应于已知的正向半轮距变动。该特征的优点在于通过将车身5的重心向转弯（bend）内部移动来抵消负载转移。从而，与转弯内部的车轮比较而言，在外部车轮上的超负载得到减少。这对于轴的整个抓着潜能而言是一个积极因数。

本发明系统的另一个有利特征（对其所有实施方式是共同的）是车轮相对车身的旋转瞬心（CIR r/c）是一个虚拟的点，它与在该点的物理上实际存在的机械铰接是不一致的。从而，所述点可位于车轮平面ＰR上的任何地方，包括（如这里所示）车轮或其轮胎占据的空间的内部。如果只有一个单一的物理枢轴的话，这种情况当然是不可能的。

图4显示了与图1的方式类似的本发明的第二种实施方式。为了能够与第一种实施方式直接比较，旋转瞬心（CIR r/b、CIR b/c、CIR r/c）的位置基本上相同。但是，这只是一个实施例（如在第一种实施方式的情况下），实际上有可能存在不定数量的结构。与图1的差别在于摇臂41相对车身5铰接的方式。摇臂绕旋转瞬心（CIR b/c）的旋转通过将两个杆9a和9b相连接的优点来实现，这两个杆本身铰接到车身，这样在这里显示的平均位置，它们各自的轴相交在摇臂41相对车身5的旋转瞬心（CIR b/c）。从而，摇臂41通过一个虚拟枢轴相对车身得到铰接，该虚拟枢轴就是一个没有物化的枢轴，不像前图所示的绕一个固定点的枢轴连接。这有两个重要的结果：一方面所述点的位置相对车身没有固定，因为它在摇臂振动过程中移动相当大，另一方面它的位置相对地面没有受到限制，其位置是在图1情况下的相同点的位置。图5显示了与图2相比较相同的系统处在外倾位置的情况。

为了在受到由地面在接触区域施加的垂直力Fz时系统获得完美的平衡，系统必须以这样的方式构造，即在车轮的平均位置处，系统的每个元件都是平衡的。

图5a和5b说明了一种方式来获得这种平衡状态。在图4所示实施例的基础上阐述的这种结构基于一个假设，即弹簧在其中一个臂上产生垂直推力Fr，在这种情况下为下臂8。悬架系统的平衡易于受到外部力的影响，这些外部力有地面在接触区域施加的垂直力Fz、弹簧施加到臂8上的力Fr和由杆9a和9b施加到摇臂上的合力Fb。图5b显示了系统的特征尺寸。“E”为接触区域中心与车轮支撑3铰接到带弹簧的臂（8）的铰接点之间的连线投影到水平线上的距离。“$E^1$”为摇臂相对车身的旋转瞬心（CIR b/c）和带弹簧的臂（8）铰接到摇臂（41）的铰接点之间的连线投影到水平线上的距离。“H”为车轮支撑3与带弹簧的臂（8）的铰接点到不带弹簧的臂（7）的轴之间在外倾平面上的距离。“$H^1$”为摇臂41与带弹簧的臂（8）的铰接点到不带弹簧的臂（7）的轴之间在外倾平面上的距离。“A”为接触区域中心和弹簧的推力Fr的轴之间在外倾平面上的距离。“B”为旋转瞬心（CIR b/c）和弹簧的推力Fr的轴之间在外倾平面上的距离。距离A与B之和与车辆的半轮距一致。

从这些假设出发，各元件的平衡方程的解导致下面的条件：当比率（$EBH^1$）/（$E^1AH$）等于1时获得完美的平衡。这些公式基于不带刚性的无摩擦连接的假设。在实践中，当系统构造成接近平衡时获得令人满意的运转，例如，当上面的比率的值在0.5和1.5之间时。这个标准当然可以应用得更广泛，而不限于应用在这里用来说明该标准的结构上。例如，一种将该标准应用到一个给定的结构（给定半轮距、E、$E^1$、H和$H^1$）的方法是从该标准推断垂直推力Fr的理想轴的位置（通过计算A和B）。

在通常情况下当推力不必垂直时，为了完全满足系统和其元件的平衡条件，平衡方程的解显示出，对于一个给定的结构，弹簧的推力轴必须经过一个单点。该点可定义为理想推力轴的会聚点。

为确定该会聚点，可确定两个不同的理想轴并寻找它们在外倾平面的交叉点。已经发现，所述点位于任何理想推力轴的交叉点和直线的交叉点上，该直线经过摇臂相对车身的旋转瞬心（CIR b/c）并经过摇臂上带弹簧的臂枢接的点。如下解释，该发现使得可简单地从所研究的结构来确定会聚点。

在图5c中参照图5的实施例结构说明了图解法确定会聚点。为了确定所述点（G），在这种情况下，使用了一个特殊的理想推力轴。该轴（Drv）是垂直的，其位置可确定为系统几何特征的一个函数。实际上，在前面已经显示，在垂直推力的情况下，理想垂直推力轴的位置满足了比率（EBH$^1$）/（E$^1$AH）等于1的条件（参看图5b）。直线Dcg就是这样的直线，它既通过点CIR b/c又通过带弹簧的臂（这里是下臂8）在摇臂41上枢轴转动的点。直线Drv在G点与直线Dcg相交。该点G为推力轴为保证完美平衡必须经过的单点（对于一个给定的结构）。点G为理想推力轴的会聚点。理想推力轴的四个实施例（Ar1、Ar2、Ar3和Ar4）已经得到显示，它们满足车轮平均位置的平衡条件。实践中，弹簧的安放可采取多种方式，相关的标准是弹簧施加推力的轴（Ar1、Ar2、Ar3和Ar4）。

在悬架系统的工作过程中，弹簧的推力轴可根据各元件的位移变化。于是推力轴可能从点G（在平均位置确定）移开，而平衡状态可能远离完美平衡状态。

除了其在系统工作过程中的变化之外，在平均位置的推力轴还可能因制造公差和/或如铰接刚度等设计折衷的原因而远离会聚点。但是，最好在悬架剧烈偏移过程中产生的由地面在接触区域施加到车轮的横向力不超过相当于0.3P的限制，其中“P”为轴负载。一种满足该条件的方法是保证在剧烈偏移过程中从点G到弹簧的推力轴在外倾平面中的距离不会超过半轮距的20%，其中半轮距为A+B。同样较佳地，悬架轻微偏移过程中产生的由地面在接触区域施加到车轮的横向力不超过相当于0.1P的限制。一种满足该条件的方法是保证从点G到在平均位置的弹簧的推力轴在外倾平面中的距离不会超过半轮距的13%。

以会聚点G为中心的第一个圆Cd（其半径相当于半轮距的20%）示意性地表示出在剧烈偏移过程中必须由推力轴横断的区域，以满足所述的第一距离标准。

第二个圆Cs（其半径相当于半轮距的13%）示意性地表示出必须由在平均位置的推力轴横断的区域，以满足所述的第二距离标准。

图5c显示的实施例是一个特殊的结构，但是容易理解，在根据本发明的系统的任何结构中，会聚点（G）都能够以类似方式确定，而与该理论有关的平衡标准也是可适用的。

术语“理想推力轴”或“理想推力的轴”指任何弹簧推力轴，以便在缺少任何由地面在接触区域施加的横向力的情况下，系统在车轮的平均位置也能够处于完美平衡。车轮的平均位置可定义为设计位置，也就是当每个车轮带有其额定负载时车轮相对车身的位置和在一条直线上侧倾时车轮平面的定位。

术语“剧烈偏移”主要指悬架在车轮平均位置的任一侧的垂直偏移，总计可达到悬架系统允许的偏移的80%，而“轻微偏移”主要指悬架在车轮平均位置的任一侧的垂直偏移，它被限制到为悬架系统允许的偏移的20%。

“结构”指悬架系统的几何特征的组合，它将车轮确定在平均位置。

图6显示了另一种连接摇臂的方式。在该系统12中，摇臂42相对车身5绕旋转瞬心CIR b/c的铰接点通过一个弧形滑条20获得，该弧形滑条20采用一个圆的部分圆弧的形式，圆心为所需的CIR b/c点。

图7显示了通过两个直滑条（9a、9b）来铰接摇臂的方法，这两个直滑条（9a、9b）定位为使得垂直于滑条轴的线在所需点CIR b/c相交。与图6中的类似，该系统13的直滑条（9a、9b）在实践中可采取不同的形式。当然可考虑轴承或平滑的机械系统或带球轴承的系统 但铰接还可以是弹性材料的，例如，轴向受力的圆柱形弹性材料。

图8显示了通过两个直滑条来铰接摇臂的方法，这两个直滑条形成一个角度，使得垂直于滑条轴的线在所需点CIR b/c相交。在这种情况下，滑条采取套筒式减震器（22a、23b）的形式，其一端刚性地连接到车身5，另一端铰接到摇臂43。该结构的一个优点是，它组合了摇臂铰接的功能和可能的缓冲侧倾和外倾移动的功能。

图9显示了与图4和5类似的一种实施方式，但是外倾的旋转瞬心（CIR r/c）是通过一种不同的结构来获得的。实际上，在该结构中，上臂71和下臂81会聚向下方的一点（CIR r/b）（这里该点位于朝向车辆外部），摇臂41相对车身5的枢轴点（就是旋转瞬心CIR b/c）也必须位

于下方。在所示的实施例中，该点位于地面S下方，就是说，该点只能是一个虚拟的点。从而，该旋转瞬心的结构不能在图1到3描述的系统中实现。

图10表示了一种与那些前面描述的实施方式区别非常大的实施方式，区别在于外倾的旋转瞬心（CIR r/c）的所需位置是通过将摇臂44相对车身5的位于上方的旋转瞬心（CIR b/c）和车轮支撑相对摇臂的位于横臂72和82的交叉点处的旋转瞬心（CIR r/b）结合起来获得的。从而，杆（9e、9f）的定位与前面描述的结构相比来说是相反的，以允许点CIR b/c处于这样的位置。自然地，这只是一个实施方式例，而摇臂45的铰接装置可能很好地具有图1中所示的形式，只要枢轴转动发生在所需的相对车身5的高度。这种结构的一个优点是这样的悬架系统的侧倾中心比在前面描述的结构中的要显著地高。这种效果例如在重心相对较高的车辆，如MPV或SUV（“体育用车辆”）中令人感兴趣。

图11显示了一种与那些前面描述的实施方式区别非常大的实施方式，区别在于它使用了一种铰接到摇臂45的Macpherson悬架结构（73、83），摇臂45的功能与前面相同。外倾的旋转瞬心（CIR r/c）的所需位置是通过将摇臂相对车身5的旋转瞬心（CIR b/c）和车轮支撑相对摇臂的旋转瞬心（CIR r/b）结合起来获得的，其中旋转瞬心（CIR r/b）位于下臂82的轴和与Macpherson力柱73的轴垂直的直线交叉的点。杆（9g、9h）的安放可与前面描述的实施方式中的相比。自然地，与这里描述的多数实施例类似，摇臂到车身的连接可以是一个移动的虚拟枢轴（如图11所示）或者是一个如图1到3中的固定的、实质性的枢轴或者是一个如图6中的固定的虚拟枢轴。

图12显示了一种与图4和5类似的结构，在该结构中增加了控制外倾的装置，在这种情况下，被动控制装置采用套筒式减震器30的形式，减震器能够缓冲摇臂41相对车身5的振动。

图13显示了一种与图12中接近的结构，其中控制装置可被调节。例如，其可能为一个液压千斤顶31或一个电动机。这可能起着致动器的作用，该致动器提供能量以产生所需的外倾变动。在这种主动控制的情况下，最好外倾的自由度的旋转瞬心（CIR r/c）位于地面S或高

于地面的水平，但是为了实现低能量输入下的控制，只高于地面一个较短的距离。这是图13所示的结构。

相反，控制装置在调节外倾移动方面可能有被动作用，这种外倾移动例如由在图2和3中说明的横向力引起。

无论控制装置是被动的还是主动的，如果它们是可控制的，那么可以根据车辆的各种运行参数（如速度、纵向或横向加速度、转向轮的位置、转向轮的旋转速度、施加到转向轮的扭矩、侧倾、侧倾速度、侧倾加速度、偏转速度、偏转加速度、包括垂直负载在内的施加在车轮上的力、驾驶类型、驾驶员所需的操纵）的不同对它们进行调节。

根据一个类似的设计，控制装置可能包括用来测量外倾移动的装置。在由横向力引起的外倾移动的情况下，这种测量允许通过已知那样的方法来确定所述的力。该信息在，例如安全系统控制或校正车辆操作的系统中是有用的。

图13a显示了图10中描述的装置的一个“主动的”变化形式。在该变化形式中，摇臂44也相对车身5绕由杆9 e 和9 f 限定的一点（CIR b/c）枢轴转动。另一方面，上臂72和下臂82采用经典的结构，也就是它们不像在图10中的那样交叉。根据前面阐述的理论，对图13a的结构而言，可确定瞬时外倾中心（CIR r/c）的位置。它仍然在车轮平面中，但现在位于车轮2的顶部，基本上如图1a中那样。

这样一个结构的操作、优点和缺点基本上和图1a中的结构相同。但是，由于摇臂44相对车身5铰接的方式不同，例如，摇臂的铰接点（CIR b/c）可选择一个相对较高的位置。实际上，由于在这种情况下所述点是虚拟的，其高度位置不必需要较大的垂直空间余量。

旋转瞬心（CIR r/c）的位置自地面的高度稍微小于车轮的半径“r”的两倍，例如约1.8r，从在车辆挡泥板51下占有空间的标准的观点来看，这是较佳的位置。显然地，该高度越高，控制外倾所需要的功率就越大。在这两个趋势之间可通过选择一个高度达到折衷，该高度在如图13中的低能量结构的高度和如图1a和13a中的低空间结构的高度之间。

图14表示根据本发明的一种车辆。它装配有两个根据本发明的悬架系统（11a和11b），这两个悬架系统基本上相对车辆的纵轴对称布置。这里显示的系统是前面描述的系统（图4和5）。它们之间当然可以相互

独立，或者可替换地由如推杆50（由虚线表示）等偶合装置连接起来。在这种方式下，车轮（2a和2b）的行为至少就外倾而言是偶合的。这样的耦合使得它能够更容易地满足车辆平衡的条件。如果两个系统之间是相互独立的，那么它们将独立地受到控制。如果该独立控制是主动的，那么每个车轮都可以不同的方式得到调节。例如，只有位于转弯外侧的车轮外倾才能够得到改善。

图14显示的摇臂（41a和41b）相对地靠近在一起，但这是一个特殊的结构，而每个摇臂都可能更靠近其各自的车轮。

可替换地，在一个类似的设计中，例如为了将横向臂（7a、8a、7b和8b）变长一些，摇臂41a和摇臂41b可以在沿着车辆轴的稍微不同的平面中，其中引导左手车轮2a的臂铰接到右手摇臂41b，反之亦然。

图15显示了根据本发明的另一种车辆。它装配有根据本发明的悬架系统18的较佳的实施方式。该系统与那些前面描述的系统比较而言，另外还包括一个相对的车轮支撑3b，它设计为承载支撑车辆车身5的轴的相对车轮2b。相对的车轮支撑3b在一种与车轮支撑3a的结构对称的结构中连接到摇臂41。这种实施方式的一个优点当然是它比图14中所示的实施方式具有更少的部件。这通常在成本方面会有直接影响。另一个优点是图14中作为一个选择来描述的偶合效果完全包含在这种情况下。根据本发明的车辆的这个实施方式（仍然参考图14）的一个限制是在车辆下的安放就可利用空间而言受到更严格的限制。这里说明的是一种特殊的实现形式，但是当然本发明的任何实施方式（无论是否在前面得到说明）都能够构建这样的单轴。

图15a说明了根据本发明的悬架系统和车辆的一种“主动的”变化形式。该结构重复了图15中的绝大多数元件。主要的区别如下所示：一方面，摇臂46相对车身5绕一位于中间位置几乎在摇臂中心的点（CIR b/c）铰接，另一方面，摇臂相对车身的定位受到千斤顶100的主动控制。

与前面解释的理论相符合，例如，能够为该结构在左边确定车轮2a的外倾瞬心（CIR ra/c）的位置。它仍然在车轮平面中，但现在处于与车轮2a的轴高度基本上一致的中间位置。同一理论当然可应用到右手车轮2b，但是其几何构造没有示出。这种折衷的结构（与图13a描述引起的类似）在驱动力传递到车轮方面有一些优点。实际上，由于车

轮相对车身的外倾移动绕一位于车轮中心水平的点发生，车轮中心和车身上的一个固定点之间的距离不会受到外倾移动的影响。这样，商用车辆中现有类型的变速器可得到使用，只要在车轮侧的接头能够接纳比外倾引起的正常角度稍大的角偏转。另一方面，可能有必要提供这样的一些变速器，它们在前面描述的其它几何结构中还能够允许其长度有较大的变动。

很清晰的是，所描述的结构结合了几何特征和技术特征。虽然还有大量的组合没有得到明确地描述，但对悬架系统领域的人员来说，很清晰的是，所描述的元件以及其它没有得到描述但已知的这样的元件可通过不同的方式联合在一起。附图的目的是来阐述表征本发明的原理。

如所看到的那样，作为所需操作的一个函数，外倾移动的旋转瞬心（CIR r/c）的位置可选择在地面上方2.5r到地面下方r的范围内（其中r为车轮的半径）。该点位于地平面附近的事实使得半轮距变动受到限制。例如，在旋转瞬心位于距离地面r的位置，并且车轮的半径为300mm的情况下，5° 的外倾会相对车身将接触区域移位约25mm（就是变动半轮距）。已发现该数值必须作为一个不能超过的界限。实际上，和前面图1a的解释相反，该半轮距变动趋向于增加向转弯外侧转移的负载。但是，当外倾自由度的旋转瞬心（CIR r/c）在地平面上方时，在这种情况下，本发明的系统必须包括一个致动器来主动地定位车轮平面（参看图13），试验已经证明，在超过一个特定的高度后，该主动操作所需的功率将会导致系统消耗非常多的能量。已发现，在不考虑挡泥板下占有的空间的标准时，该高度界限基本上相当于车轮半径的一半。

图中各种不同的实施例说明了一个事实，即本发明的悬架系统可根据区别很大的悬架理论来制造，只要能够获得所需的运动学定义。特别地，所示的任意形状的摇臂能够采用任何合适的形式来做成，这些合适的形式允许铰接轴能够得到合理的定位，并当然能够支撑悬架应力。这些同样适用于其它构成元件，如横向臂。

外倾平面可定义为与地面垂直与车辆横切的平面，经过接触区域内的合力施加点。附图描述了本发明的原理和关于该平面的若干实施方式。该两维表示有利于清晰地说明发明的系统的主要特征，系统的

目的是外倾的受控变动。在该表示下，外倾移动是在平面中绕一个枢轴点（旋转瞬心）的旋转。但是不能忘记的是，在实际中，旋转是绕一个实际的或虚拟的枢轴（旋转瞬时轴）发生（在三维中）的。该轴由一个在平面表示中的点来表示。该轴构造成基本上与地平面和车辆的纵轴平行，以允许能够看到外倾变动 但是，通过改变该轴的定位，额外的转向、前束、后束或者旋转角效果可作为车轮在接触区域承受的横向（转弯）力和纵向（刹车、加速）力的一个函数而产生。那些熟悉主题的人员将知道如何去实施测试和／或应用理论方法来确定作为系统预期行为的一个函数而最优采纳的定位。例如，试验已经证明，枢轴相对水平线6°的倾斜允许与外倾相关的转向角比外倾角小10倍。这样，当横向力引发5°的外倾时，偏差约为0.5°。枢轴的倾斜，例如能够通过给车辆装配一个偏离垂直方向6°倾斜的系统来获得。

图中没有显示出所有的必要元件，但是显示了悬架系统的已知元件。特别地，本领域技术人员会知道如何去保证车轮平面的纵向定位，例如，通过纵臂装置或者通过控制摇臂并用叉形臂或A型臂将摇臂连接到车轮支撑等。类似地，车轮平面在其转向方向的保持通过一个连接到转向系统的元件或者通过一个固定尺寸的元件，如非转向轴的前杆，来得到保证。但是，本发明的系统的最佳实施方式提供这些转向控制元件将车轮支撑直接连接到摇臂，以便转向能够得到控制而不承受令人讨厌的干扰，这些干扰是因为由根据发明的系统可能造成的相当大的外倾变动引起的。较佳地，摇臂到车轮支撑的这种连接可用来导致作为外倾的一个函数的转向效果，这是因为摇臂的移动直接与外倾偶合。这样，当外倾由横向力控制时（在本发明的系统被动起作用的情况下），转向可由横向力引起。从而，其效果与前面描述的枢轴倾斜相同。

如前面描述，附图显示了在外倾平面中的平面（即二维）表示。这种表示给出了在外倾和轮距变动下根据本发明的系统的理论操作的清晰的视图。在实践中，也就是在三维中，根据该技术理论的系统可通过从二维表示中精确地推断它们的特征来制造。但是，该技术理论还可以应用到这样的系统中，它们与这里描述的二维比较，在外倾平面上的投影不同，但在外倾平面上的运动相同。例如，这样的系统可

包括一个下三角、一个上三角和一个前束杆。该系统在外倾平面中的操作的再现来自在二维中确定一个等效的结构。它可能是车轮在外倾平面中绕平均位置移动的试验结果或理论研究结果，从中可推断出所述等效结构。

根据本发明的悬架系统的各元件可通过各种不同的方式铰接。目前在底盘系统范围内使用的弹性铰接使得系统能够更容易地获得平衡，这是因为它们引进了刚性。另一方面，还知道它们提高了车辆的舒适度。

可实施根据本发明的系统以用来补偿在现有车辆中地面接触系统的变形，并允许更好的性能。换句话说，本发明的系统可用来保证车轮平面在所有情况下都基本上保持与地平面垂直或者稍微倾斜，还用于允许轮胎的任何变形。该目的通常是由有用的外倾幅度仅为小角度的本发明系统来获得的。但是，本发明的系统还可用于实现较大的外倾变动，也就是说，它允许底盘系统工作地几乎更像摩托车那样，而不是更像市场上现有的带三个或以上车轮的车辆。

总之，图中表示的车轮（2）包括一个气胎，但是本发明当然与任何类型的车轮相关，无论它是否带有弹性轮胎，是否是气胎，其一个基本的特征是旋转瞬心相对接触区域的位置，无论它可能是什么。

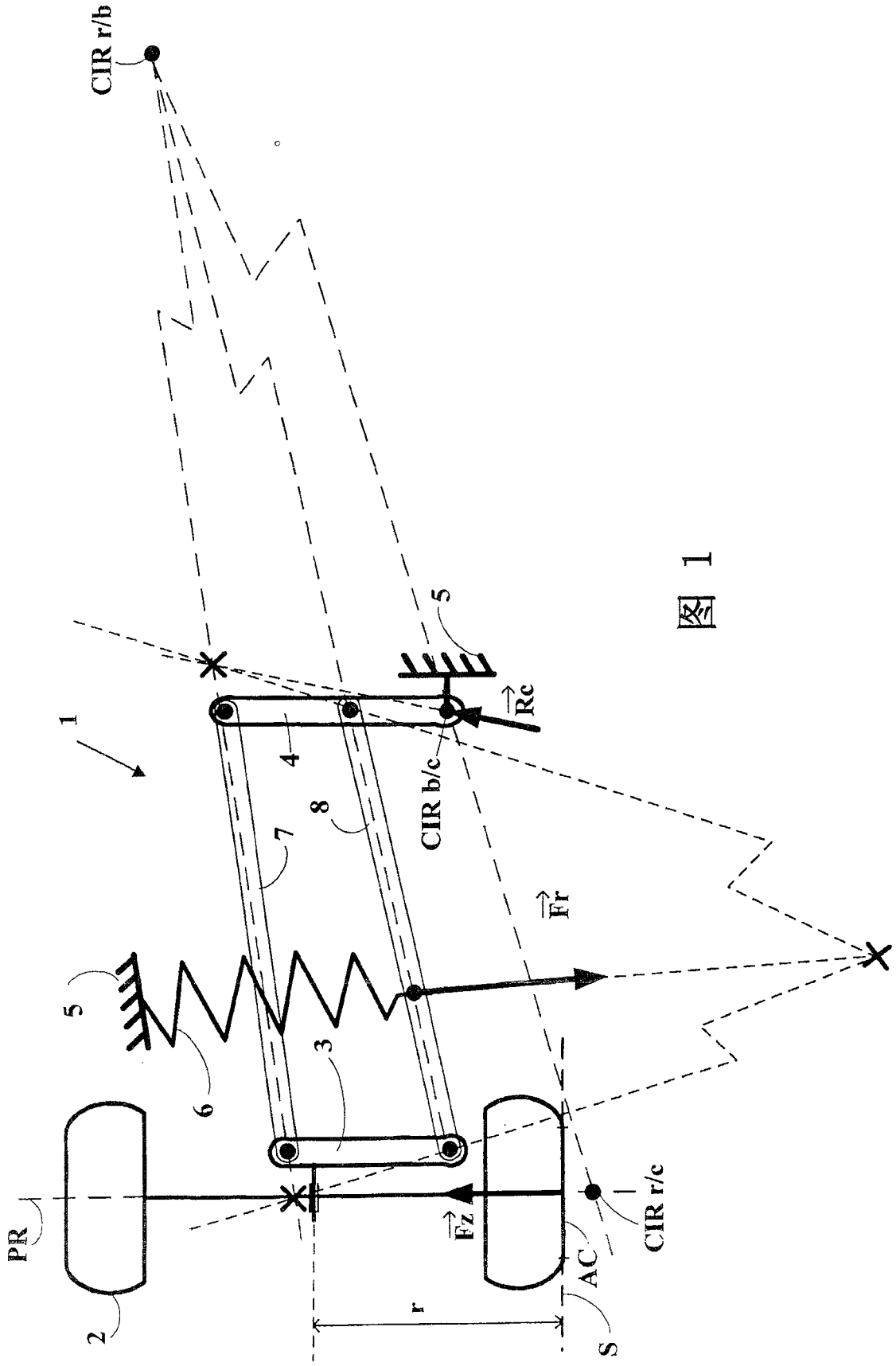



图 1

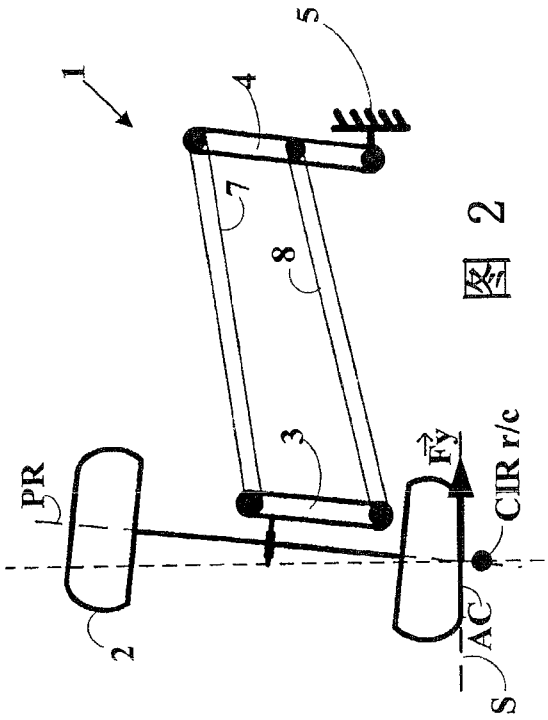

1
5
4
7
8
3
PR
2
$\vec{F}y$
CIR r/c
AC
S

图 2

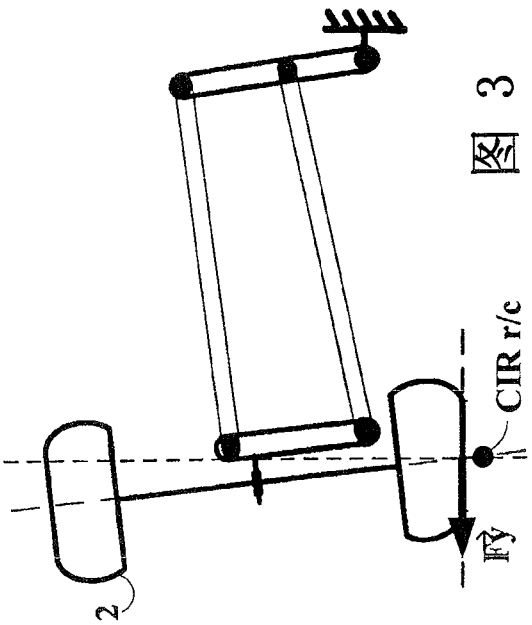

CIR r/c
$\vec{F}y$
2

图 3

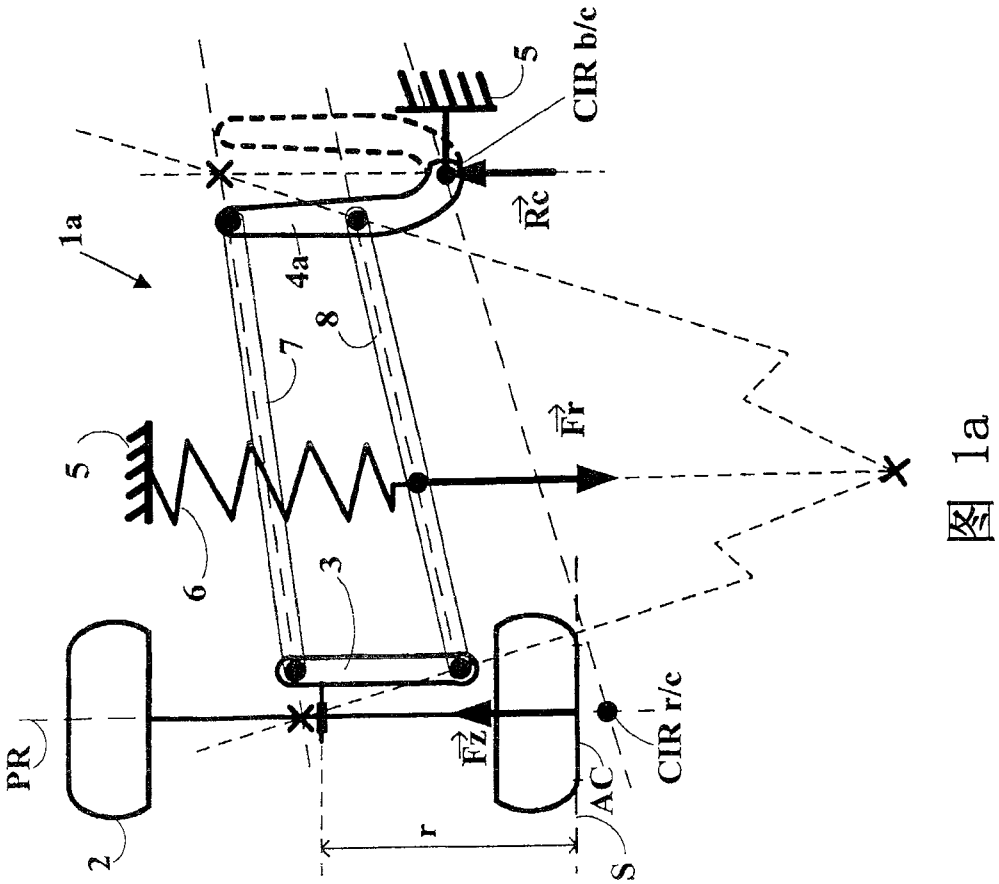

1a
5
CIR b/c
$\vec{R}c$
4a
8
7
$\vec{F}r$
6
3
PR
2
$\vec{F}Z$
AC
CIR r/c
S
r

图 1a

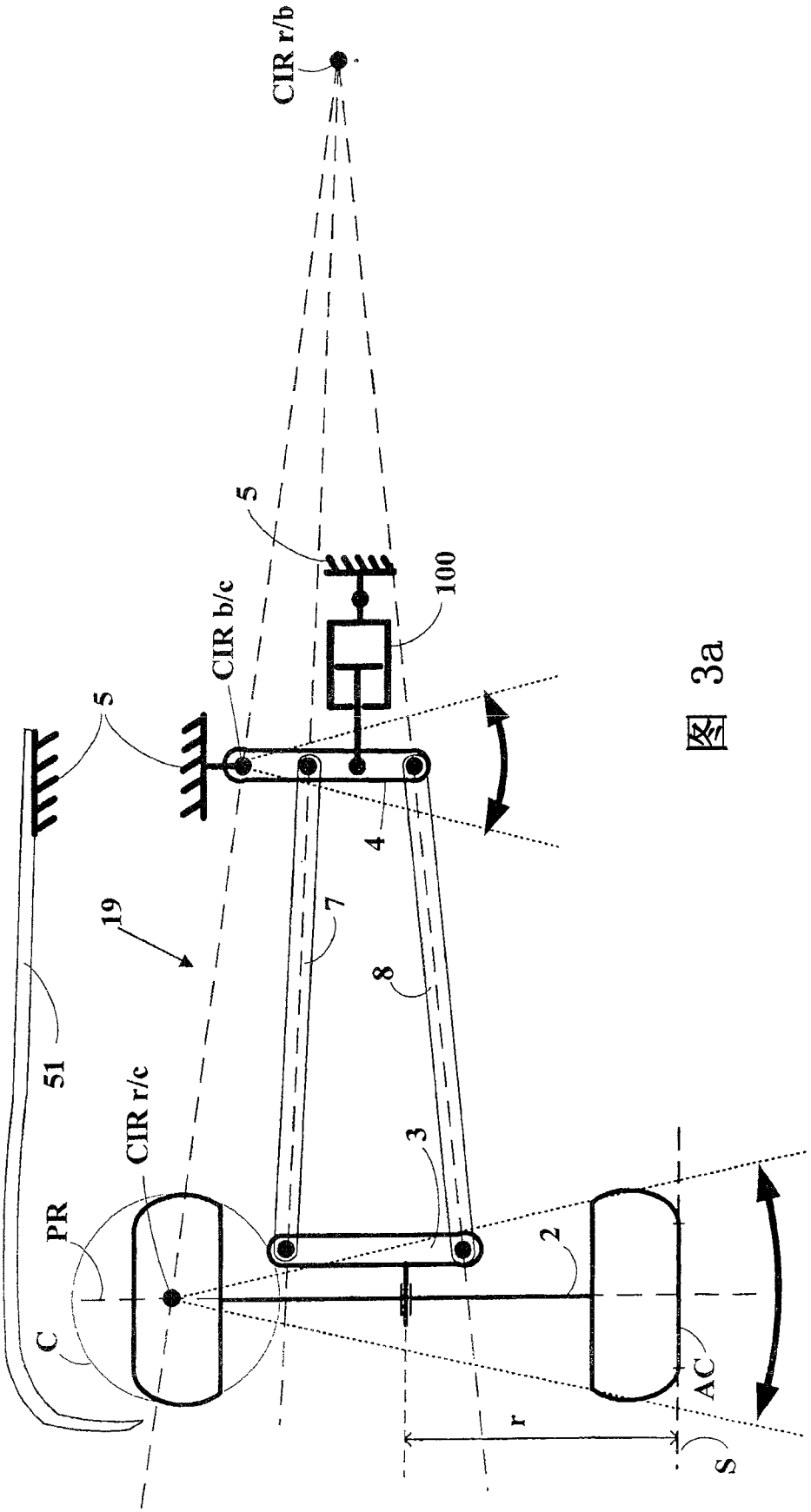



图 3a

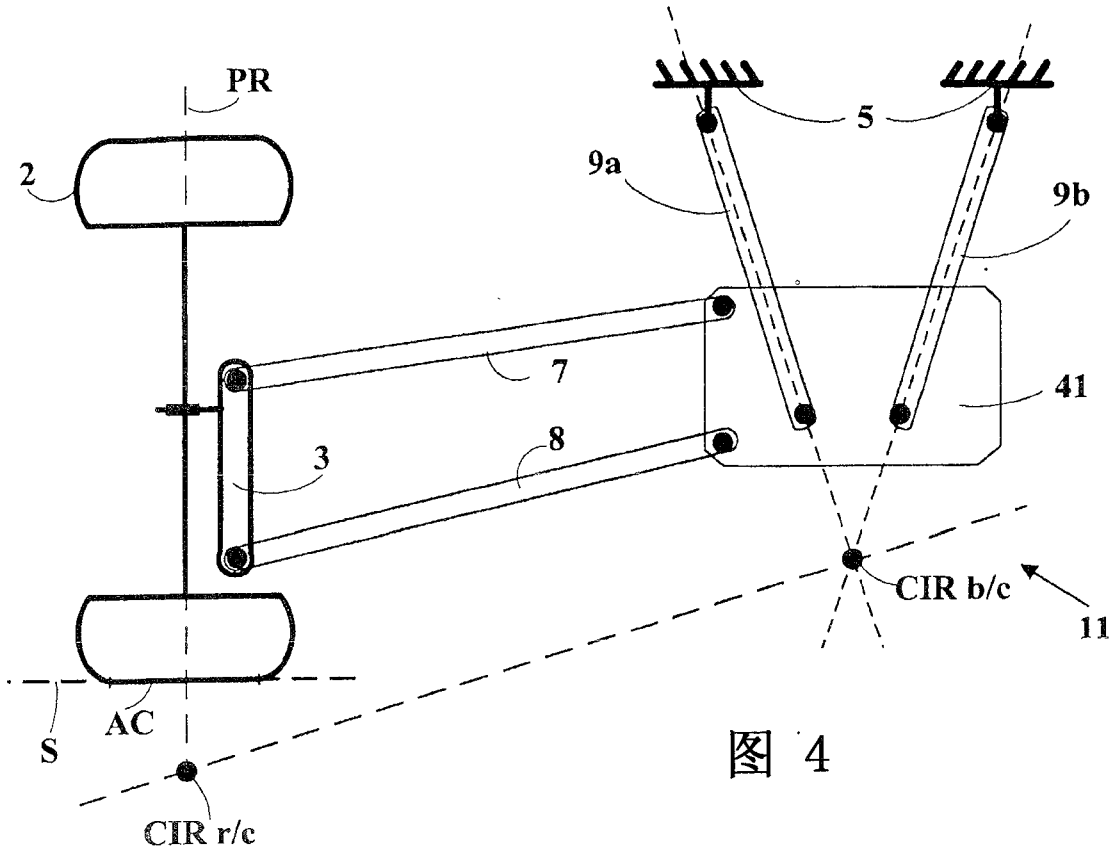



图 4

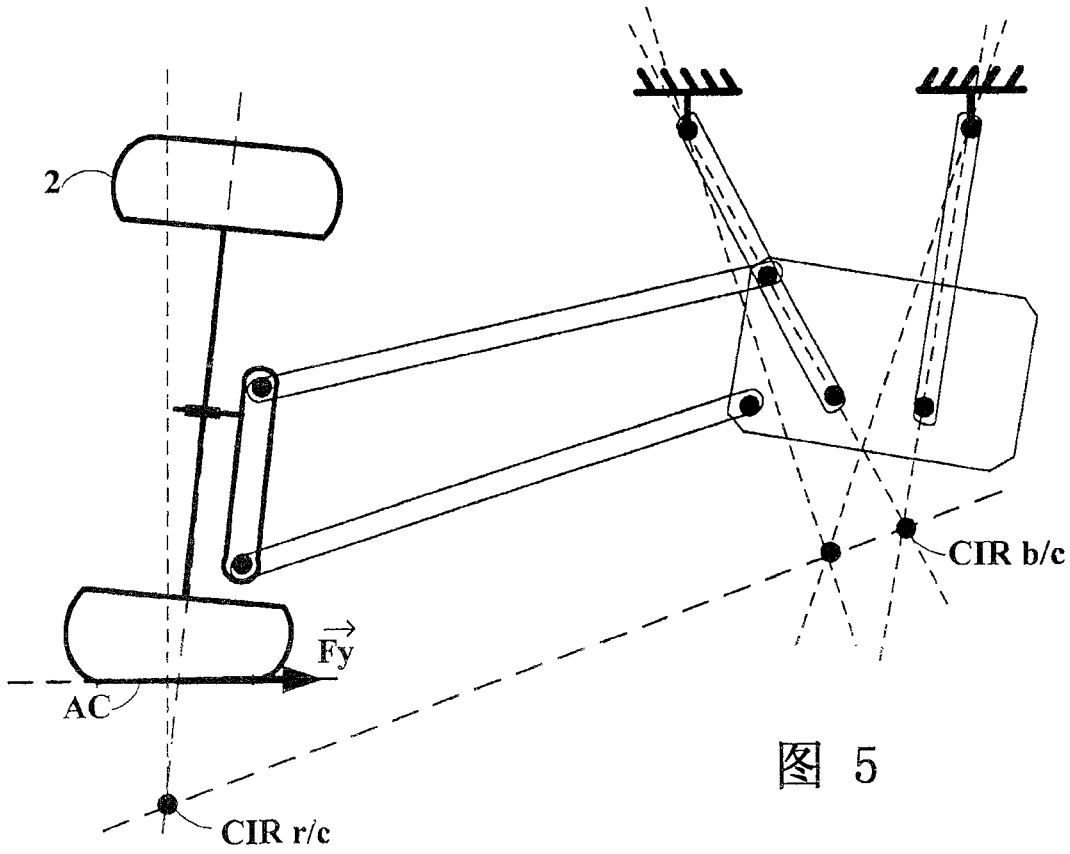



图 5

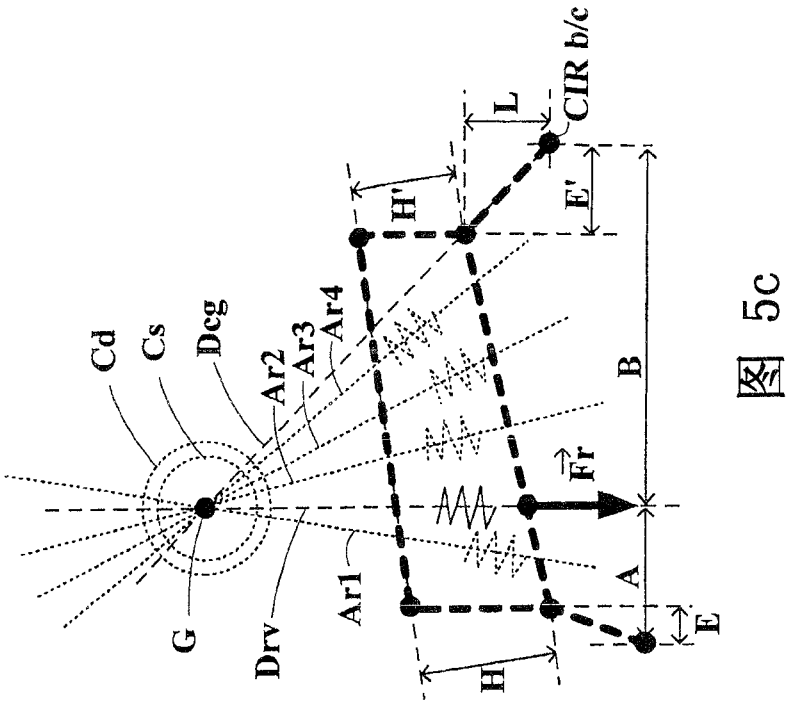

Cd
Cs
Deg
Ar2
Ar3
Ar4
Ar1
G
Drv
H
A
B
L
H'
E'
E
CIR b/c
Fr

图 5c

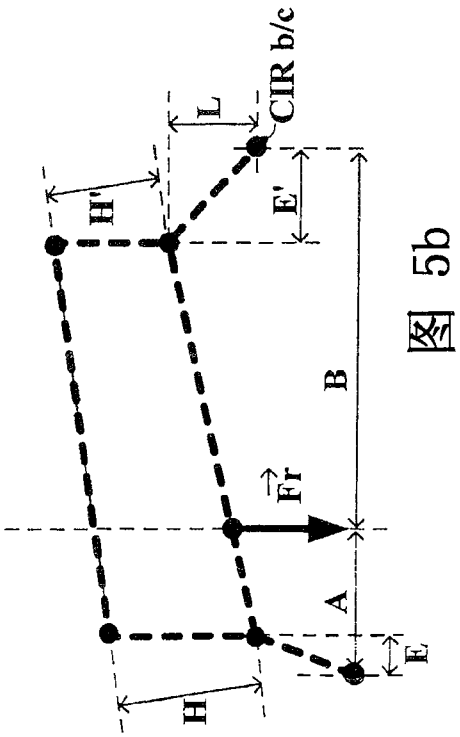

H
A
B
L
H'
E'
E
CIR b/c
Fr

图 5b

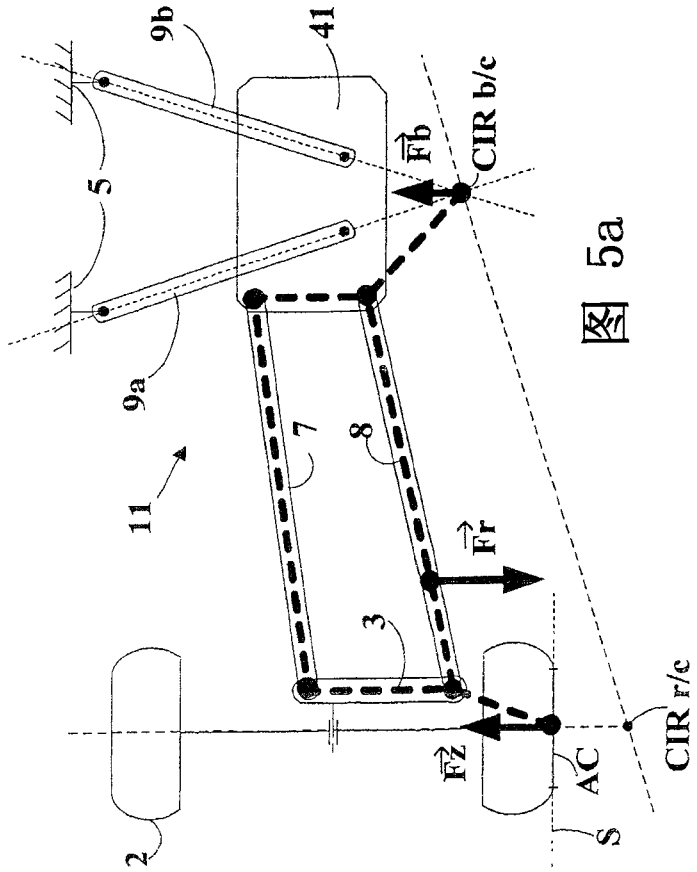

9b
41
5
Fb
CIR b/c
9a
11
7
8
Fr
3
2
Fz
AC
S
CIR r/c

图 5a

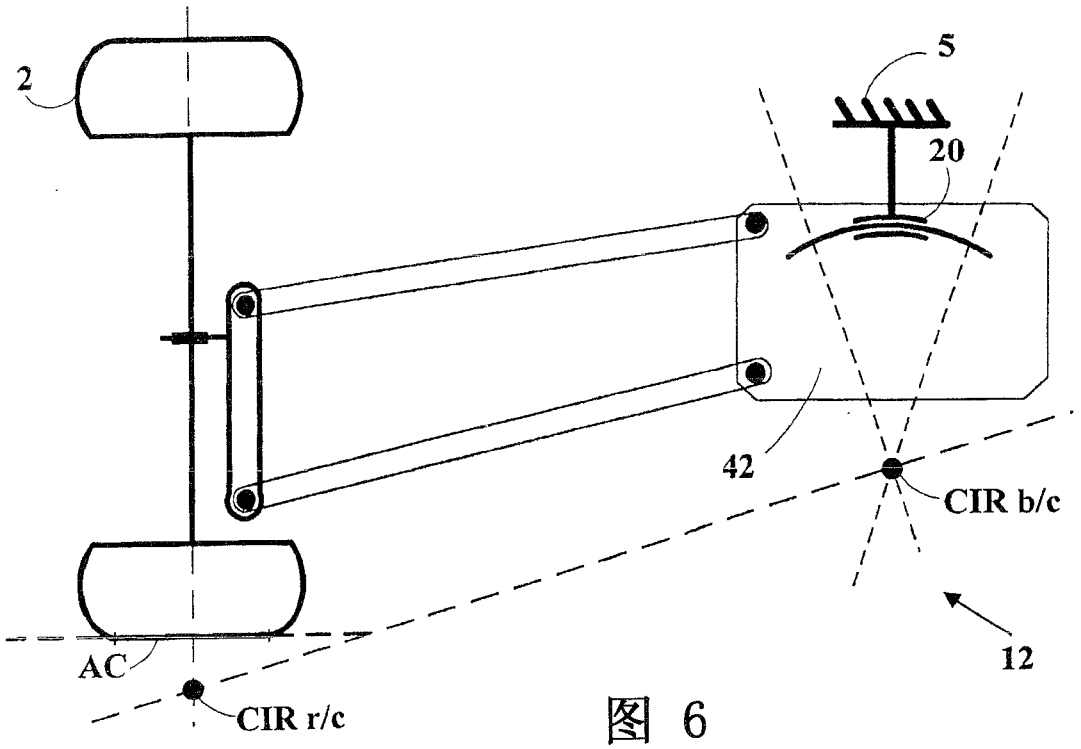



图 6

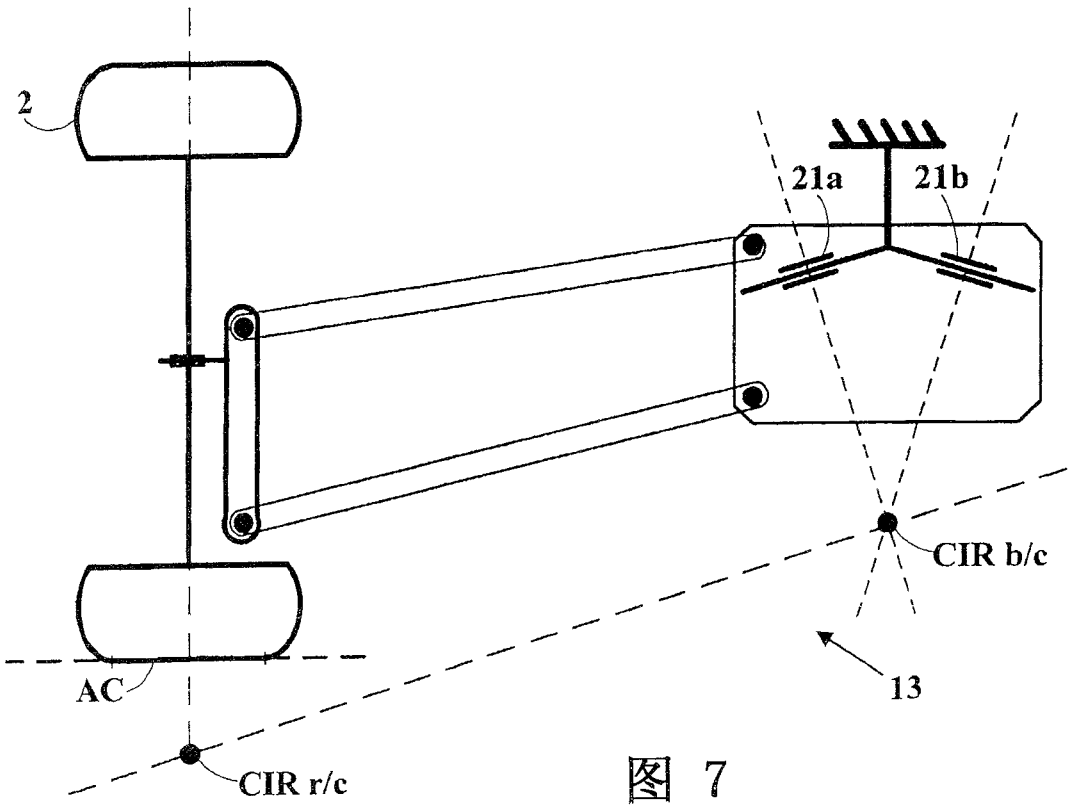



图 7

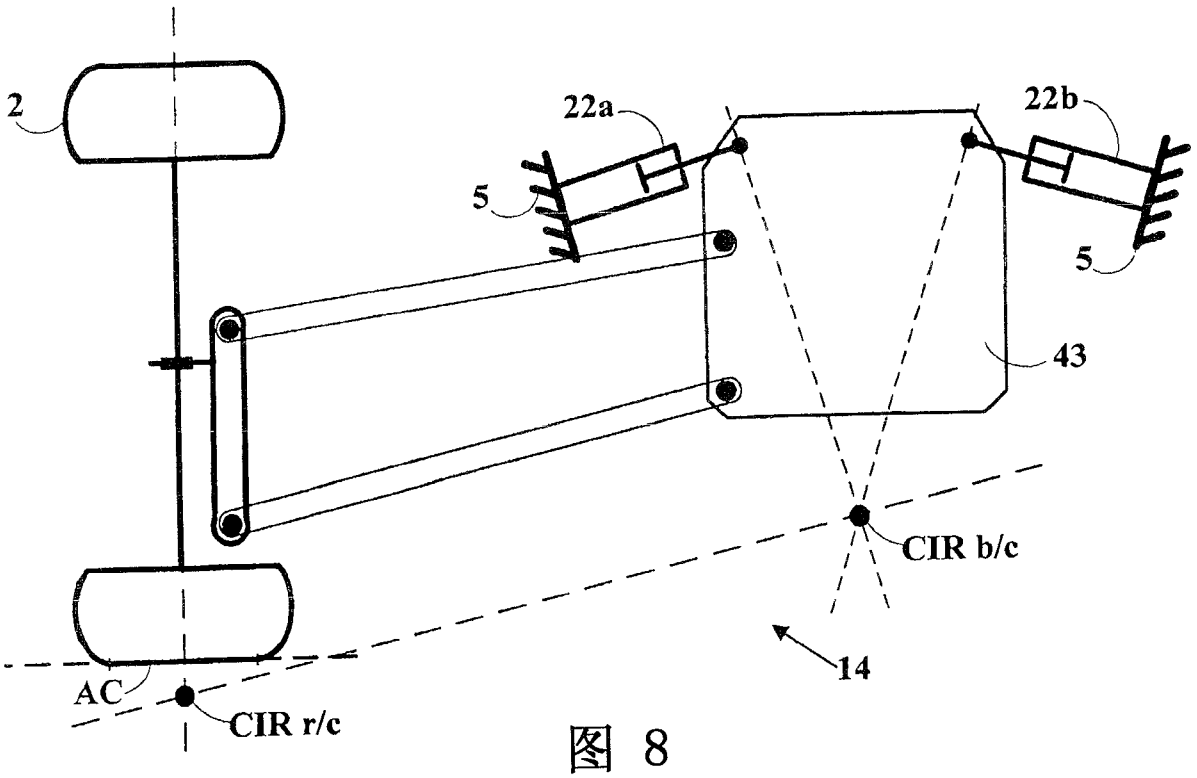

2
22a
22b
5
5
43
CIR b/c
14
AC
CIR r/c

图 8

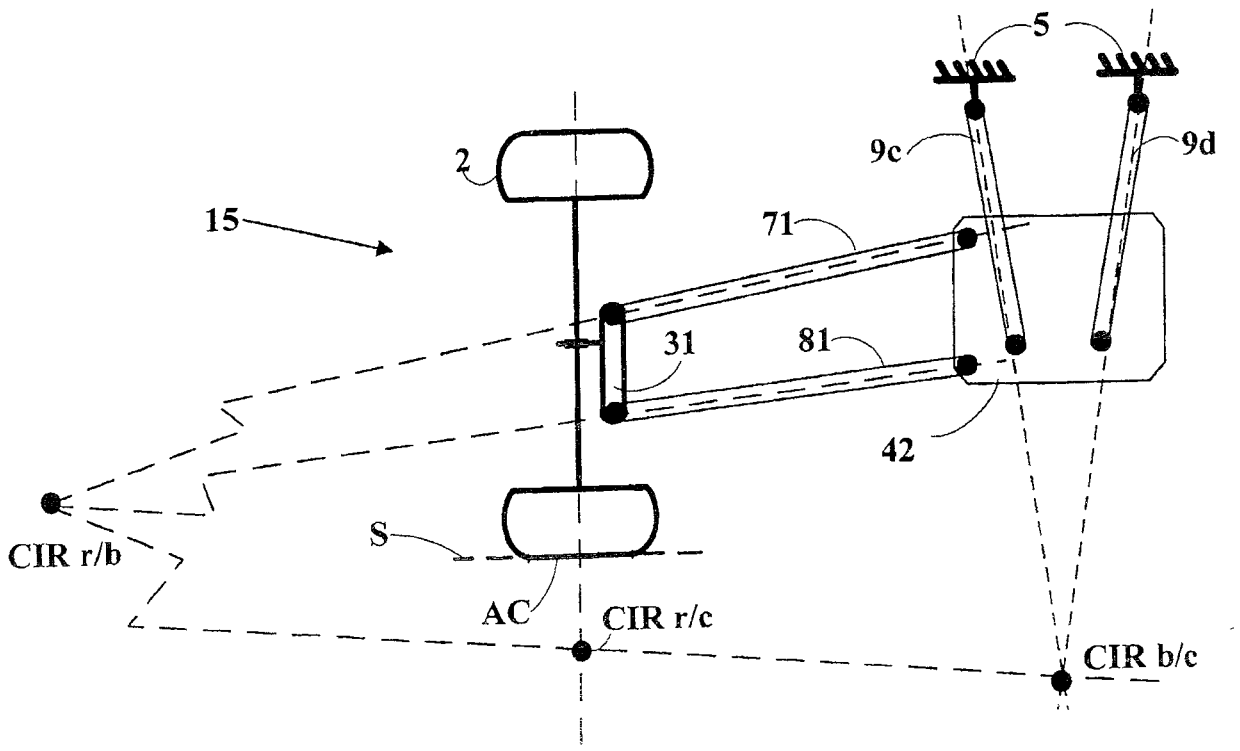

5
9c
9d
2
15
71
31
81
42
S
CIR r/b
AC
CIR r/c
CIR b/c

图 9

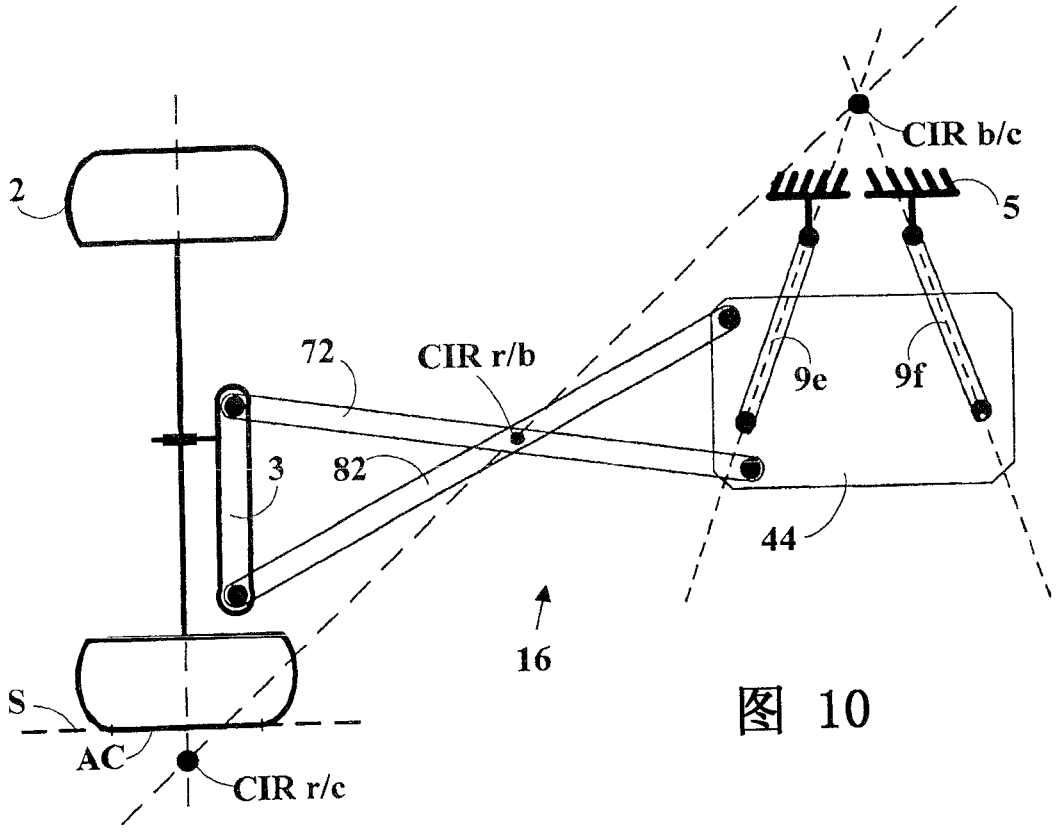

CIR b/c
5
2
72
CIR r/b
9e
9f
3
82
44
16
S
AC
CIR r/c

图 10

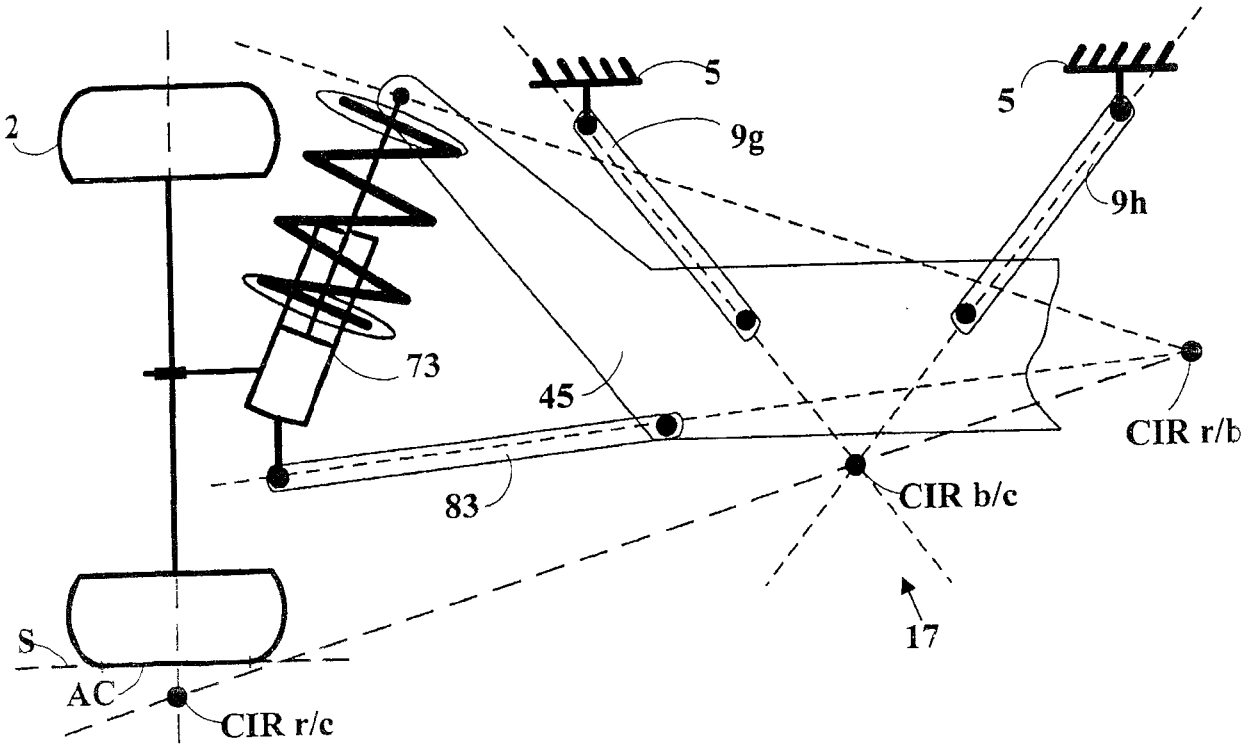

5
5
2
9g
9h
73
45
CIR r/b
83
CIR b/c
17
S
AC
CIR r/c

图 11

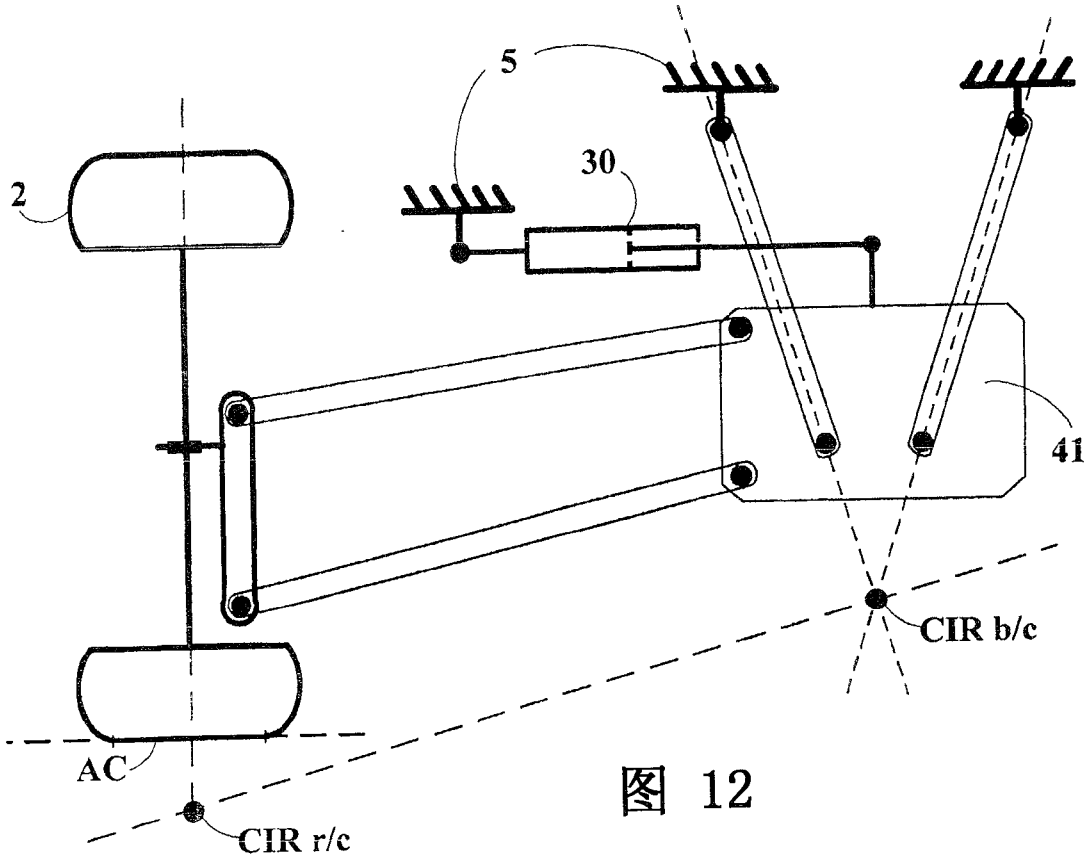



图 12

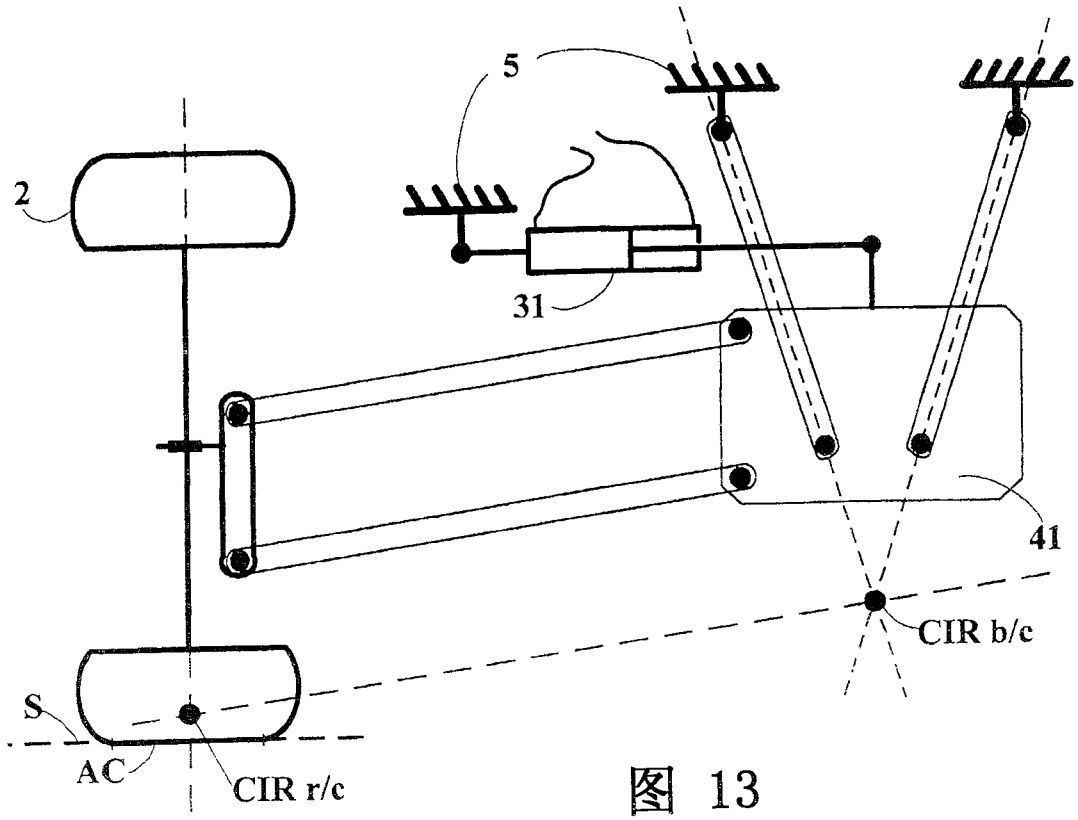



图 13

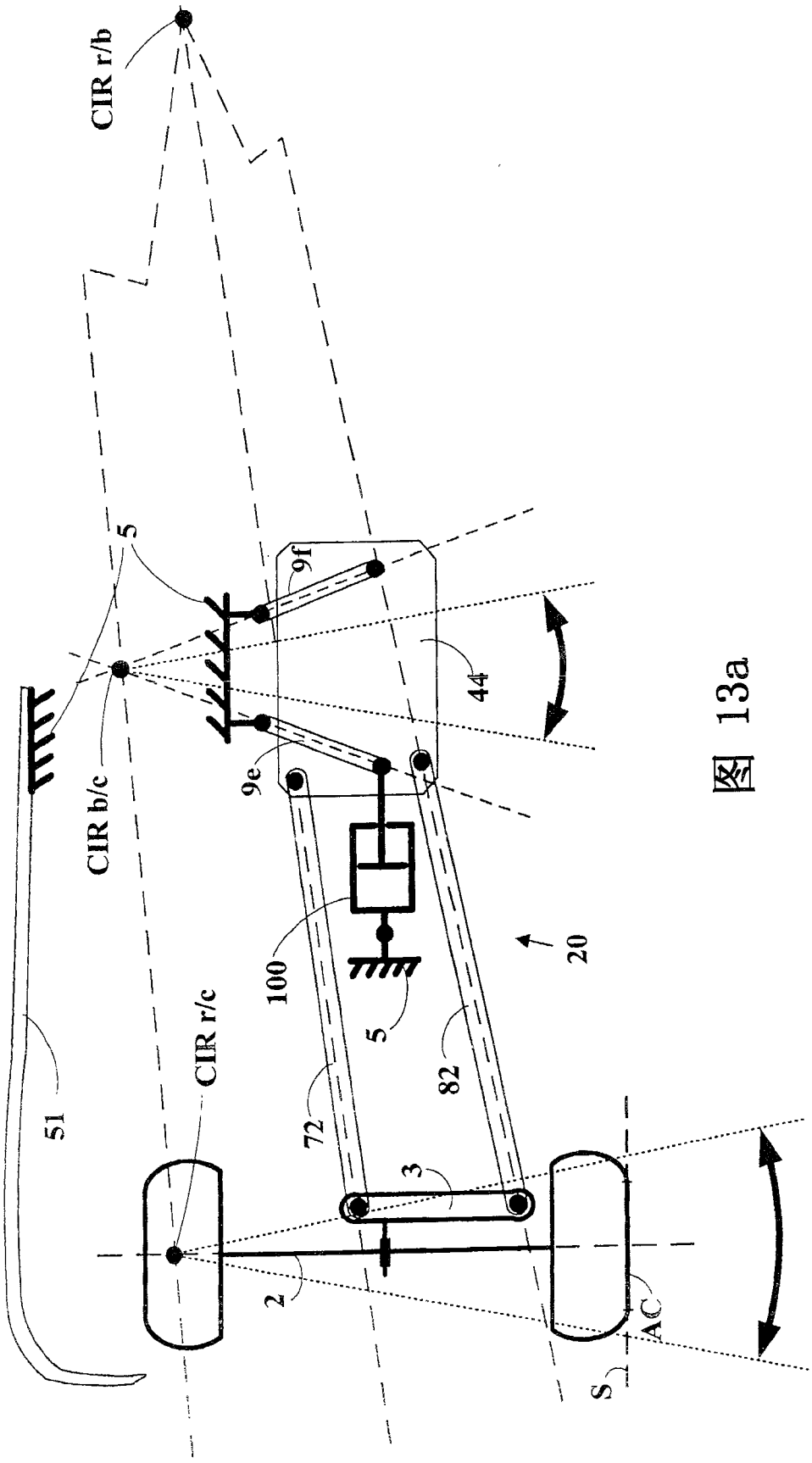



图 13a

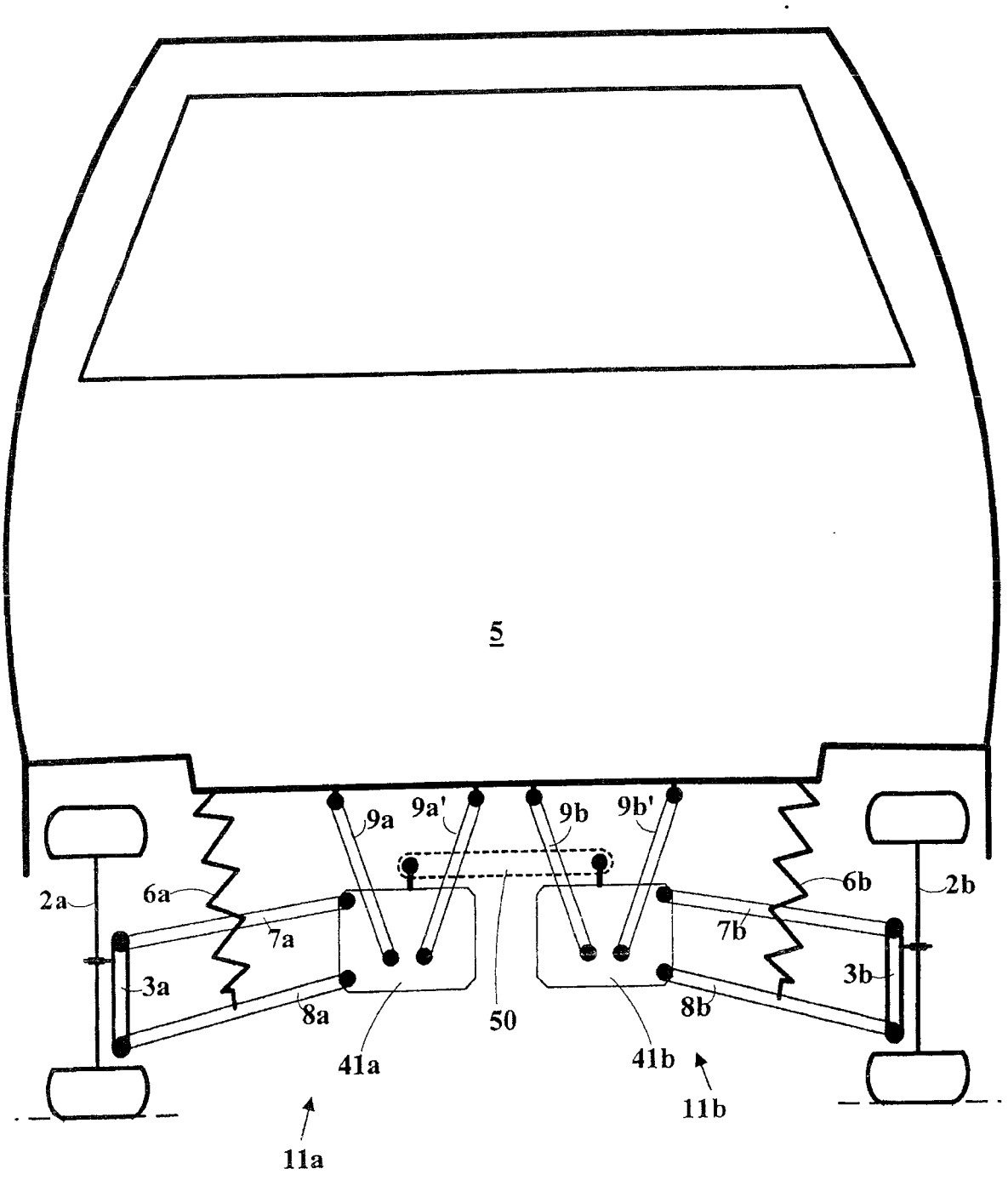



图 14

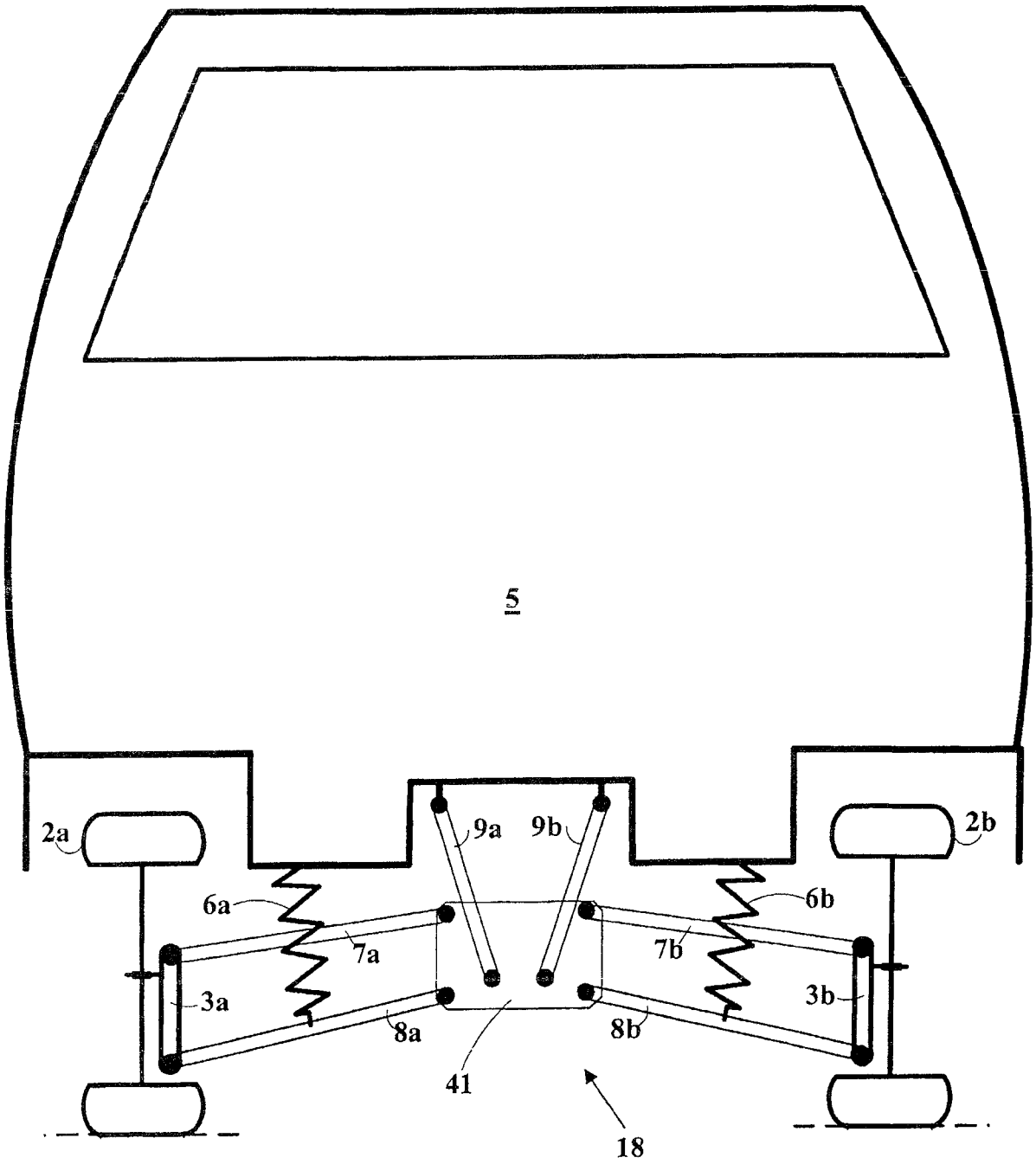



图 15

图 15a

