



## (12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 102358121 B

(45) 授权公告日 2013. 11. 13

(21) 申请号 201110215816. 2

1-5.

(22) 申请日 2011. 07. 29

CN 2808629 Y, 2006. 08. 23, 全文.

(73) 专利权人 万向钱潮股份有限公司

CN 101474951 A, 2009. 07. 08, 全文.

地址 311215 浙江省杭州市萧山区万向路 1  
号万向集团公司

CN 1919627 A, 2007. 02. 28, 全文.

专利权人 万向集团公司

US 2010109264 A1, 2010. 05. 06, 全文.

(72) 发明人 资小林 赵景山 张杰 刘向  
邱宝象 冯之敬

EP 0642938 A1, 1995. 03. 15, 全文.

审查员 董克

(74) 专利代理机构 杭州九洲专利事务所有限公  
司 33101

代理人 陈继亮

(51) Int. Cl.

B60G 3/26 (2006. 01)

(56) 对比文件

CN 202169852 U, 2012. 03. 21, 权利要求

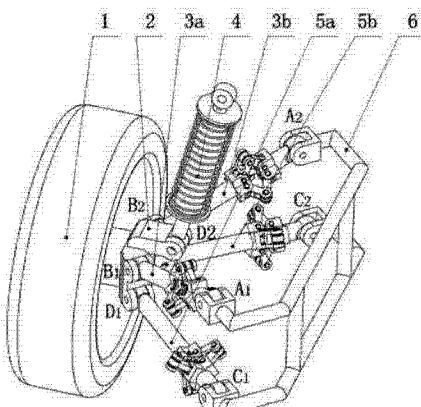
权利要求书1页 说明书13页 附图6页

(54) 发明名称

一种带有 3-RRR 伸缩补偿机构的多连杆直线  
导引独立悬架

(57) 摘要

本发明涉及一种带有 3-RRR 伸缩补偿机构的多连杆直线导引独立悬架，包括车轮，车身或车架，弹簧减震器系统和转向节，所述转向节通过轮毂单元与车轮联接，弹簧减震器系统通过球头副分别与转向节和车身或车架联接，还包括四条悬架支链，所述悬架支链均包括内侧连杆、外侧连杆和三条相同的由三个转动副构成的 RRR 运动链，且三条相同的 RRR 运动链沿悬架支链轴线呈 120° 对称分布。本发明可以实现车轮的外倾角、主销内倾角和后倾角、车轮前束(后束)、左右轮距以及前后轴距等定位参数在车轮上下跳动过程中能够始终保持不变，从而有效降低了轮胎的磨损，并能够有效地提高汽车的操纵稳定性、行驶平顺性以及乘坐的舒适性。



1. 一种带有 3-RRR 伸缩补偿机构的多连杆直线导引独立悬架，包括车轮(1)，车身或车架(6)，弹簧减震器系统(4)和转向节(2)，所述转向节(2)通过轮毂单元与车轮(1)联接，弹簧减震器系统(4)通过球头副分别与转向节(2)和车身或车架(6)联接，其特征在于：还包括四条悬架支链，分别是上侧第一条悬架支链(3a)，上侧第二条悬架支链(3b)，下侧第一条悬架支链(5a)，下侧第二条悬架支链(5b)；所述悬架支链均包括内侧连杆(7)、外侧连杆(9)和三条相同的由三个转动副构成的 RRR 运动链，简称 3-RRR 机构，且三条相同的 RRR 运动链沿悬架支链轴线呈 120° 对称分布；所述 RRR 运动链包括第一连杆(8a)和第二连杆(8b)，第一连杆(8a)与内侧连杆(7)通过第一运动链转动副(E)联接，第一连杆(8a)与第二连杆(8b)通过第二运动链转动副(F)联接，第二连杆(8b)与外侧连杆(9)通过第三运动链转动副(G)联接；所述上侧第一条悬架支链(3a)和上侧第二条悬架支链(3b)分别通过第一转动副(A<sub>1</sub>)和第二转动副(A<sub>2</sub>)与车身或车架(6)联接，以及分别通过第三转动副(B<sub>1</sub>)和第四转动副(B<sub>2</sub>)与转向节(2)联接，所述下侧第一条悬架支链(5a)和下侧第二条悬架支链(5b)分别通过第五转动副(C<sub>1</sub>)和第六转动副(C<sub>2</sub>)与车身或车架(6)联接，以及分别通过第七转动副(D<sub>1</sub>)和第八转动副(D<sub>2</sub>)与转向节(2)联接；所述上侧悬架支链中第一转动副(A<sub>1</sub>)和第三转动副(B<sub>1</sub>)的轴线均垂直于第一和第三转动副之间的连线所在的铅垂平面，第二转动副(A<sub>2</sub>)和第四转动副(B<sub>2</sub>)的轴线均垂直于第二和第四转动副之间的连线所在的铅垂平面，所述下侧悬架支链中第五转动副(C<sub>1</sub>)和第七转动副(D<sub>1</sub>)的轴线均垂直于第五和第七转动副之间的连线所在的铅垂平面，第六转动副(C<sub>2</sub>)和第八转动副(D<sub>2</sub>)的轴线均垂直于第六和第八转动副之间的连线所在的铅垂平面；所述上侧两条悬架支链所确定的两个铅垂平面的交线与下侧两条悬架支链所确定的两个铅垂平面的交线重合或者平行；所述的上侧第一条悬架支链(3a)和上侧第二条悬架支链(3b)关于过上述交线且平行于车轮(1)轴线的铅垂平面对称，所述的下侧第一条悬架支链(5a)和下侧第二条悬架支链(5b)关于过上述交线且平行于车轮(1)轴线的铅垂平面对称。

2. 根据权利要求 1 所述的带有 3-RRR 伸缩补偿机构的多连杆直线导引独立悬架，其特征是：所述 3-RRR 机构增加一条或者多条 RRR 运动链，且每条 RRR 运动链沿悬架支链轴线对称分布。

3. 根据权利要求 1 所述带有 3-RRR 伸缩补偿机构的多连杆直线导引独立悬架，其特征是：所述的 3-RRR 机构与第一运动链转动副(E)和第三运动链转动副(G)作为整体形成一个 3-RRR 部件，该 3-RRR 部件通过螺栓连接或者焊接与内侧连杆(7)和外侧连杆(9)联接。

4. 根据权利要求 1 所述带有 3-RRR 伸缩补偿机构的多连杆直线导引独立悬架，其特征是：所述的悬架增加一个或多个悬架支链，加入的悬架支链所在的铅垂平面与其他悬架支链所在的铅垂平面交线重合或者平行。

5. 根据权利要求 1 所述带有 3-RRR 伸缩补偿机构的多连杆直线导引独立悬架，其特征是：所述上侧第一条悬架支链(3a)所在的铅垂平面和上侧第二条悬架支链(3b)所在的铅垂平面的夹角与下侧第一条悬架支链(5a)所在的铅垂平面和下侧第一条悬架支链(5b)所在的铅垂平面的夹角不相等；所述上侧第一条悬架支链(3a)或上侧第二条悬架支链(3b)在水平面上投影的距离与下侧第一条悬架支链(5a)或下侧第二条悬架支链(5b)在水平面上投影的距离不相等。

## 一种带有 3-RRR 伸缩补偿机构的多连杆直线导引独立悬架

### 技术领域

[0001] 本发明涉及一种汽车悬架系统，尤其是一种带有 3-RRR 伸缩补偿机构的多连杆直线导引独立悬架。

### 背景技术

[0002] 悬架是保证车轮或者车桥与汽车承载系统（车架或者承载式车身）之间具有弹性联系并能够传递载荷、缓和冲击、衰减振动以及调节汽车在行驶过程中车身位置等有关装置的总称。一般悬架主要由弹性元件、减震装置和导向机构三部分组成。在有些情况下，某一零部件兼起两种或者三种作用，比如钢板弹簧兼起弹性元件和导向机构的作用。其中导向机构的功能是确保车轮与车身或车架之间所有的力和力矩可靠传递，并决定车轮相对于车身或车架的位移特性。导向机构决定了车轮跳动时的运动轨迹和车轮定位参数的变化情况，以及汽车前后侧倾中心和纵倾中心的位置，在很大程度上影响了整车的操纵稳定性和抗纵倾能力。

[0003] 根据导向机构的特点，汽车悬架主要可以分为非独立悬架和独立悬架两大类。非独立悬架的典型特征在于左右车轮之间由一刚性梁或者非断开式的车桥联接，当单边车轮跳动时，直接影响到另一侧车轮。独立悬架左右车轮各自“独立”地与车身或车架相连或构成断开式车桥。此外，还有一种特点介于非独立悬架与独立悬架之间的半独立悬架。非独立悬架缺点明显，比如左右车轮跳动互相影响、非悬挂质量较大等，已经不能够满足当今汽车行驶平顺性和操纵稳定性方面的要求，因此独立悬架得到了很大的发展。

[0004] 独立悬架的结构特点是两侧的车轮单独地通过弹性悬架与车身或车架联接，车桥做成断开式。因此，独立悬架有以下优点：一、在悬架弹性元件一定的变形范围内，两侧车轮可以独立运动，而互不影响，这样在不平道路上行驶时可以减少车架和车身的振动，而且有助于消除转向轮不断偏摆的不良现象，提升了汽车直线行驶能力，保证了良好的操纵稳定性。二、减少了汽车非簧载质量。在非独立悬架情况下，整个车桥和车轮都属于非簧载质量部分。在独立悬架情况下，对驱动桥而言，由于主减速器，差速器及其外壳都固定在车架上，成了簧载质量；对转向桥而言，它仅具有转向主销和转向节，而中部的整体梁不再存在。所以采用独立悬架时，非簧载质量包括车轮质量和悬架系统中的一部分零件的全部或部分质量，显然比用非独立悬架时非簧载质量要小得多。在道路条件和车速相同时非簧载质量愈小，则悬架所受到的冲击载荷愈小，故采用独立悬架可以提高汽车行驶平顺性和轮胎的接地性能。三、采用断开式车桥时，发动机总成的位置便可以降低和前移使汽车重心下降，提高了汽车行驶稳定性。同时给予车轮较大的上下运动空间，因而可以将悬架刚度设计得较小，使车身振动频率降低，以改善行驶平顺性。四、易于实现驱动轮转向。以上优点使独立悬架被广泛地应用在现代汽车上，特别是轿车的转向轮都普遍采用了独立悬架，为了提高行驶安全性，越来越多的高级轿车的后悬也采用了独立悬架。

[0005] 目前，在汽车上应用最广泛的独立悬架主要有：双横臂独立悬架、麦弗逊独立悬架和多连杆独立悬架。双横臂独立悬架的突出优点是设计灵活，但是采用该悬架的汽车车轮

跳动时车轮定位参数和轮距变化较大,降低了汽车直线行驶能力,导致操纵稳定性较差,同时轮胎磨损严重。麦弗逊悬架的优点是结构简单,节省空间,且车轮跳动过程中其轮距、前束及车轮外倾等定位参数变化不大,减轻了轮胎磨损,也使得汽车具有较好的操纵稳定性,但是其可设计性较差,而且减震器的活塞杆与导向套之间存在摩擦力,使得悬架的动刚度增加,弹性特性变差,尤其在小位移时这一影响更加显著。多连杆独立悬架的优点主要是能够保证车轮跳动时车轮定位参数变化很小,但是其设计灵活性差,对连杆结构参数非常敏感,加工制造精度要求高,装配调整困难,目前主要应用在中高档轿车。

[0006] 目前常规的独立悬架虽然在功能上都能够满足悬架设计要求,但是当车轮跳动时,车轮定位参数均会变化。在实际应用中,车轮任何定位参数的变化都会对汽车操纵稳定性或者其他方面性能产生不利影响,比如轮距的变化会导致汽车直线行驶能力下降,同时还造成滚动阻力增大和对转向系统的影响;车轮外倾角的变化会导致轮胎的异常磨损。

[0007] 如何能够保证车轮跳动时车轮的定位参数不会发生变化是独立悬架创新设计中的一个重点和难点。清华大学赵景山等曾提出三种能够用于汽车悬架的直线导引机构,参见【1. 赵景山,褚福磊. 竖向平移式空间多连杆独立悬架[P]. 中国专利:200610113114.2, 2007-2-28.】【2. 赵景山,赵盛,冯之敬,褚福磊. 一种能够保持车轮定位参数不变的后独立悬架[P]. 中国专利:200910001094.3, 2009-7-8.】【3. 赵景山,王建宜. 空间多连杆叉车举升导引机构[P]. 中国专利:200910085582.7, 2009-11-4.】。上述专利【1】【2】中悬架支链均为 RRR 运动链,其沿垂直于 RRR 运动链所确定的平面的方向弯曲刚度较差;专利【3】中悬架支链为 RPR 运动链,具有较好的各向刚度,但 RPR 运动链由于存在移动副而导致移动副处滑动摩擦较大,不适合用作悬架导引机构。

## 发明内容

[0008] 本发明要解决上述现有技术的缺点,提供一种可用于汽车独立悬架系统的带有3-RRR伸缩补偿机构的多连杆直线导引独立悬架,实现车轮的外倾角、主销内倾角和后倾角、左右轮距、车轮前束(后束)以及前后轴距在车轮上下跳动过程中能够始终保持不变,从而提高汽车的操纵稳定性、行驶平顺性以及乘坐的舒适性,并能够有效降低轮胎的磨损。同时,在具有较强的可实施性的前提下,能够保证该独立悬架具有较大各向刚度,尽可能减小受载变形。

[0009] 本发明解决其技术问题采用的技术方案:这种带有3-RRR伸缩补偿机构的多连杆直线导引独立悬架,包括车轮,车身或车架,弹簧减震器系统和转向节,所述转向节通过轮毂单元与车轮联接,弹簧减震器系统通过球头副分别与转向节和车身或车架联接,还包括四条悬架支链,分别是上侧第一条悬架支链,上侧第二条悬架支链,下侧第一条悬架支链,下侧第二条悬架支链;所述悬架支链均包括内侧连杆、外侧连杆和三条相同的由三个转动副构成的RRR运动链,简称3-RRR机构,且三条相同的RRR运动链沿悬架支链轴线呈120°对称分布;所述RRR运动链包括第一连杆和第二连杆,第一连杆与内侧连杆通过第一运动链转动副联接,第一连杆与第二连杆通过第二运动链转动副联接,第二连杆与外侧连杆通过第三运动链转动副联接;所述上侧第一条悬架支链和上侧第二条悬架支链分别通过第一转动副和第二转动副与车身或车架联接,以及分别通过第三转动副和第四转动副与转向节联接,所述下侧第一条悬架支链和下侧第二条悬架支链分别通过第五转动副和第六转动副

与车身或车架联接,以及分别通过第七转动副和第八转动副与转向节联接;所述上侧悬架支链中第一转动副和第三转动副的轴线均垂直于连线 A<sub>1</sub>B<sub>1</sub> 所在的铅垂平面,第二转动副和第四转动副的轴线均垂直于连线 A<sub>2</sub>B<sub>2</sub> 所在的铅垂平面,所述下侧悬架支链中第五转动副和第七转动副的轴线均垂直于连线 C<sub>1</sub>D<sub>1</sub> 所在的铅垂平面,第六转动副和第八转动副的轴线均垂直于连线 C<sub>2</sub>D<sub>2</sub> 所在的铅垂平面;所述上侧两条悬架支链所确定的两个铅垂平面的交线与下侧两条悬架支链所确定的两个铅垂平面的交线重合或者平行;所述的上侧第一条悬架支链和上侧第二条悬架支链关于过上述交线且平行于车轮轴线的铅垂平面对称,所述的下侧第一条悬架支链和下侧第二条悬架支链关于过上述交线且平行于车轮轴线的铅垂平面对称。

[0010] 作为优选,为了合理改变悬架行程及悬架受力情况,所述的 3-RRR 运动链中,第一连杆和第二连杆长度可以根据悬架行程设计,且 3-RRR 机构增加一条或者多条 RRR 运动链,且每条 RRR 运动链沿悬架支链轴线对称分布。

[0011] 作为优选,所述的 3-RRR 机构与第一运动链转动副和第三运动链转动副作为整体形成一个 3-RRR 部件,该 3-RRR 部件通过螺栓连接或者焊接等其它固定连接方式与内侧连杆和外侧连杆联接。

[0012] 作为优选,所述的悬架机构增加一个或多个悬架支链,加入的悬架支链所在的铅垂平面与其他悬架支链所在的铅垂平面交线重合或者平行。

[0013] 作为优选,为了提高悬架的构型稳定性和提高承载能力,所述上侧第一条悬架支链所在的铅垂平面和上侧第二条悬架支链所在的铅垂平面的夹角与下侧第一条悬架支链所在的铅垂平面和下侧第一条悬架支链所在的铅垂平面的夹角不相等;所述上侧第一条悬架支链或上侧第二条悬架支链在水平面上投影的距离与下侧第一条悬架支链或下侧第二条悬架支链在水平面上投影的距离不相等。

[0014] 发明有益的效果是:相对于传统独立悬架,本发明提供的带有 3-RRR 伸缩补偿机构的多连杆直线导引独立悬架,可以实现车轮的外倾角、主销内倾角和后倾角、车轮前束(后束)、左右轮距以及前后轴距等定位参数在车轮上下跳动过程中能够始终保持不变,从而有效降低了轮胎的磨损,并能够有效地提高汽车的操纵稳定性、行驶平顺性以及乘坐的舒适性;相对于已有的专利,本发明提供的带有 3-RRR 伸缩补偿机构的多连杆直线导引独立悬架的四条悬架支链位于不同的铅垂平面,且悬架支链的长度不同,能够保证悬架具有较好的各向刚度,同时,其结构与现有的双横臂独立悬架相似,具有结构简单,可设计性强,装配调整方便等突出优点。

## 附图说明

[0015] 图 1 是本发明提供的带有 3-RRR 伸缩补偿机构的多连杆直线导引独立悬架及其附件的结构示意图。

[0016] 图 2 是该独立悬架中上侧第一条悬架支链结构示意图;

[0017] 图 3 是该独立悬架的俯视图;

[0018] 图 4 是该独立悬架的理论上跳行程极限 (a) 和下跳行程极限 (b) 示意图;

[0019] 图 5 是该独立悬架的悬架支链内侧连杆结构示意图;

[0020] 图 6 是该独立悬架的悬架支链外侧连杆结构示意图;

- [0021] 图 7 是该独立悬架的悬架支链 3-RRR 运动链中第一连杆结构示意图；  
 [0022] 图 8 是该独立悬架的悬架支链 3-RRR 运动链中第二连杆结构示意图；  
 [0023] 图 9 是 RRR 运动链与 RPR 运动链机构原理图；  
 [0024] 图 10 是该独立悬架的悬架支链机构原理示意图；  
 [0025] 图 11 是该独立悬架的上下跳行程机构原理示意图；  
 [0026] 附图标记说明：车轮 1，转向节 2，上侧第一条悬架支链 3a，上侧第二条悬架支链 3b，弹簧减震器系统 4，下侧第一条悬架支链 5a，下侧第二条悬架支链 5b，车身或车架 6，内侧连杆 7，第一连杆 8a，第二连杆 8b，外侧连杆 9，第一转动副 A<sub>1</sub>，第二转动副 A<sub>2</sub>，第三转动副 B<sub>1</sub>，第四转动副 B<sub>2</sub>，第五转动副 C<sub>1</sub>，第六转动副 C<sub>2</sub>，第七转动副 D<sub>1</sub>，第八转动副 D<sub>2</sub>，第一运动链转动副 E，第二运动链转动副 F，第三运动链转动副 G。

## 具体实施方式

- [0027] 下面结合附图对本发明作进一步说明：  
 [0028] 实施例 1：如图 1，这种带有 3-RRR 伸缩补偿机构的多连杆直线导引独立悬架，包括车轮 1，车身或车架 6，弹簧减震器系统 4 和转向节 2，所述转向节 2 通过轮毂单元与车轮 1 联接，弹簧减震器系统 4 通过球头副分别与转向节 2 和车身或车架 6 联接，还包括四条悬架支链，分别是上侧第一条悬架支链 3a，上侧第二条悬架支链 3b，下侧第一条悬架支链 5a，下侧第二条悬架支链 5b；所述悬架支链均包括内侧连杆 7、外侧连杆 9 和三条相同的由三个转动副构成的 RRR 运动链，简称 3-RRR 机构，且三条相同的 RRR 运动链沿悬架支链轴线呈 120° 对称分布；所述 RRR 运动链包括第一连杆 8a 和第二连杆 8b，第一连杆 8a 与内侧连杆 7 通过第一运动链转动副 E 联接，第一连杆 8a 与第二连杆 8b 通过第二运动链转动副 F 联接，第二连杆 8b 与外侧连杆 9 通过第三运动链转动副 G 联接；所述上侧第一条悬架支链 3a 和上侧第二条悬架支链 3b 分别通过第一转动副 A<sub>1</sub> 和第二转动副 A<sub>2</sub> 与车身或车架 6 联接，以及分别通过第三转动副 B<sub>1</sub> 和第四转动副 B<sub>2</sub> 与转向节 2 联接，所述下侧第一条悬架支链 5a 和下侧第二条悬架支链 5b 分别通过第五转动副 C<sub>1</sub> 和第六转动副 C<sub>2</sub> 与车身或车架 6 联接，以及分别通过第七转动副 D<sub>1</sub> 和第八转动副 D<sub>2</sub> 与转向节 2 联接；所述上侧悬架支链中第一转动副 A<sub>1</sub> 和第三转动副 B<sub>1</sub> 的轴线均垂直于连线 A<sub>1</sub>B<sub>1</sub> 所在的铅垂平面，第二转动副 A<sub>2</sub> 和第四转动副 B<sub>2</sub> 的轴线均垂直于连线 A<sub>2</sub>B<sub>2</sub> 所在的铅垂平面，所述下侧悬架支链中第五转动副 C<sub>1</sub> 和第七转动副 D<sub>1</sub> 的轴线均垂直于连线 C<sub>1</sub>D<sub>1</sub> 所在的铅垂平面，第六转动副 C<sub>2</sub> 和第八转动副 D<sub>2</sub> 的轴线均垂直于连线 C<sub>2</sub>D<sub>2</sub> 所在的铅垂平面；所述上侧两条悬架支链所确定的两个铅垂平面的交线与下侧两条悬架支链所确定的两个铅垂平面的交线重合或者平行；所述的上侧第一条悬架支链 3a 和上侧第二条悬架支链 3b 关于过上述交线且平行于车轮 1 轴线的铅垂平面对称，所述的下侧第一条悬架支链 5a 和下侧第二条悬架支链 5b 关于过上述交线且平行于车轮 1 轴线的铅垂平面对称。

[0029] 所述的 3-RRR 机构与第一运动链转动副 E 和第三运动链转动副 G 作为整体形成一个 3-RRR 部件，该 3-RRR 部件通过螺栓连接或者焊接等其它固定连接方式与内侧连杆 7 和外侧连杆 9 联接。

[0030] 所述的悬架机构可增加一个或多个悬架支链，加入的悬架支链所在的铅垂平面与其他悬架支链所在的铅垂平面交线重合或者平行。

[0031] 为了满足实际汽车悬架设计需要,提高悬架机构的强度和刚度及承载能力,所述上侧第一条悬架支链3a所在的铅垂平面和上侧第二条悬架支链3b所在的铅垂平面的夹角与下侧第一条悬架支链5a所在的铅垂平面和下侧第一条悬架支链5b所在的铅垂平面的夹角不相等;所述上侧第一条悬架支链3a或上侧第二条悬架支链3b在水平面上投影的距离与下侧第一条悬架支链5a或下侧第二条悬架支链5b在水平面上投影的距离不相等。

[0032] 为了合理改变悬架行程及悬架受力情况,所述的3-RRR机构中,第一连杆8a和第二连杆8b长度可以根据悬架行程设计。

[0033] 图2是本发明提供的空间多连杆直线导引悬架机构中3-RRR机构结构示意图,3-RRR机构使得悬架支链只具有沿轴向伸缩移动自由度,该特征是保证本发明所提供的独立悬架具有直线导引功能的关键要点之一。因此,我们首先分析该3-RRR机构能够保持这种特征的运动学原理。

[0034] 这里以上侧第一条悬架支链3a为例,对3-RRR机构的运动学原理进行分析,其中共有三条RRR运动链,设第*i*条RRR运动链上的第一运动链转动副E为E<sub>i</sub>(i=1,2,3),同理,第二运动链转动副F为F<sub>i</sub>(i=1,2,3),第三运动链转动副G为G<sub>i</sub>(i=1,2,3)。首先建立悬架支链局部坐标系o<sub>1</sub>x<sub>1</sub>y<sub>1</sub>z<sub>1</sub>,以第一转动副A<sub>1</sub>轴线为x<sub>1</sub>轴,以悬架支链的中心轴线为y<sub>1</sub>轴,其交点即为坐标原点o<sub>1</sub>,然后根据右手螺旋法则可以建立z<sub>1</sub>轴,如图2所示。第一条悬架支链3a的机构原理图如图9所示,设第一转动副A<sub>1</sub>至第一运动链转动副E<sub>1</sub>轴线沿y<sub>1</sub>轴的距离为l<sub>1</sub>,沿z<sub>1</sub>轴的距离为l<sub>4</sub>,第一连杆8a和第二连杆8b的长为l<sub>2</sub>,第三转动副B<sub>1</sub>至第三运动链转动副G<sub>1</sub>轴线沿连杆轴线的距离为l<sub>3</sub>,第一连杆8a和第二8b的夹角为θ。则3-RRR运动链中各转动副中心的坐标分别为:

$$[0035] E_1(0 \ l_1 \ l_4);$$

$$[0036] E_2\left(-\frac{\sqrt{3}l_4}{2} \ l_1 \ -\frac{l_4}{2}\right);$$

$$[0037] E_3\left(\frac{\sqrt{3}l_4}{2} \ l_1 \ -\frac{l_4}{2}\right);$$

$$[0038] F_1\left(0 \ l_1+l_2 \sin \frac{\theta}{2} \ l_4+l_2 \cos \frac{\theta}{2}\right);$$

$$[0039] F_2\left(-\frac{\sqrt{3}}{2}\left(l_4+l_2 \cos \frac{\theta}{2}\right) \ l_1+l_2 \sin \frac{\theta}{2} \ \frac{1}{2}\left(l_4+l_2 \cos \frac{\theta}{2}\right)\right);$$

$$[0040] F_3\left(\frac{\sqrt{3}}{2}\left(l_4+l_2 \cos \frac{\theta}{2}\right) \ l_1+l_2 \sin \frac{\theta}{2} \ \frac{1}{2}\left(l_4+l_2 \cos \frac{\theta}{2}\right)\right);$$

$$[0041] G_1\left(0 \ l_1+2l_2 \sin \frac{\theta}{2} \ l_4\right);$$

$$[0042] G_2\left(-\frac{\sqrt{3}}{2}l_4 \ l_1+2l_2 \sin \frac{\theta}{2} \ \frac{1}{2}l_4\right);$$

$$[0043] \quad G_3 \left( \frac{\sqrt{3}}{2} l_4 \quad l_1 + 2l_2 \sin \frac{\theta}{2} \quad \frac{1}{2} l_4 \right)$$

[0044] 根据【赵景山, 冯之敬, 褚福磊. 机器人机构自由度分析理论 [M]. 北京: 科学出版社, 2009.】提出的机构自由度的分析理论, 可以写出外侧连杆 9 的运动链 E1F1G1 的运动螺旋系为:

[0045]

$$\$_{E_1 F_1 G_1} = \begin{bmatrix} \$_{E_1} & \$_{F_1} & \$_{G_1} \end{bmatrix} \quad (1)$$

[0046] 其中  $\$_{E_1} = (1 \ 0 \ 0 \ 0 \ l_4 \ -l_1)^T$

[0047]

$$\$_{F_1} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & l_4 + l_2 \cos \frac{\theta}{2} & -\left(l_1 + l_2 \sin \frac{\theta}{2}\right) \end{pmatrix}^T$$

[0048]

$$\$_{G_1} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & l_4 & -\left(l_1 + 2l_2 \sin \frac{\theta}{2}\right) \end{pmatrix}^T$$

[0049] 显然, 矩阵  $\$_{E_1 F_1 G_1}$  降秩的条件是:

[0050]

$$\begin{vmatrix} 1 & l_4 & -l_1 \\ 1 & l_4 + l_2 \cos \frac{\theta}{2} & -\left(l_1 + l_2 \sin \frac{\theta}{2}\right) \\ 1 & l_4 & -\left(l_1 + 2l_2 \sin \frac{\theta}{2}\right) \end{vmatrix} = 0 \quad (C1)$$

[0051] 即  $-l_2^2 \sin \theta = 0$

[0052] 若条件 (C1) 成立, 则  $\theta = 0^\circ$  或者  $\theta = 180^\circ$ , 此时对应为 RRR 运动链两条连杆重合或者平行状态, 即为机构死点, 在实际机构中不可能允许该情况发生, 因此矩阵  $\$_{E_1 F_1 G_1}$  不会出现降秩, 即条件 (C1) 不成立。

[0053] 运动链 E1F1G1 的终端约束  $\$_{E_1 F_1 G_1}^r$  可以由互易螺旋理论求出, 即

[0054]  $\$E\$^r = 0 \quad (2)$

[0055] 其中  $\$$  为运动螺旋系,  $\mathbf{E} = \begin{bmatrix} 0 & \mathbf{I}_3 \\ \mathbf{I}_3 & 0 \end{bmatrix}$ ,  $\mathbf{I}_3 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$ ,  $\$^r$  为  $\$$  的反螺旋系。

[0056] 由 (2) 式可以求出, 运动链 E1F1G1 的终端约束  $\$_{E_1 F_1 G_1}^r$  为:

[0057]

$$\$_{E_1 F_1 G_1}^r = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}^T \quad (3)$$

[0058] 同理,运动链  $E_2F_2G_2$  的终端约束  $\$_{E_2F_2G_2}^r$  为 :

[0059]

$$\$_{E_2F_2G_2}^r = \begin{bmatrix} -\frac{1}{2} & 0 & \frac{\sqrt{3}}{2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{\sqrt{3}}{2} & 0 & -\frac{1}{2} \end{bmatrix}^T \quad (4)$$

[0060] 同理,可求得运动链  $E_3F_3G_3$  的终端约束  $\$_{E_3F_3G_3}^r$  为 :

[0061]

$$\$_{E_3F_3G_3}^r = \begin{bmatrix} \frac{1}{2} & 0 & -\frac{\sqrt{3}}{2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{\sqrt{3}}{2} & 0 & \frac{1}{2} \end{bmatrix}^T \quad (5)$$

[0062] 因此,外侧连杆 9 受到的约束为 :

[0063]

$$\$_9^r = [\$_{E_1F_1G_1}^r \quad \$_{E_2F_2G_2}^r \quad \$_{E_3F_3G_3}^r]^T \quad (6)$$

[0064] 将式 (6) 带入式 (2) 即可求得外侧连杆 9 的自由运动为 :

$$[\$_9] = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1 \ 0] \quad (7)$$

[0066] 式 (7) 表明外侧连杆 9 只具有沿  $y_1$  轴运动的自由度,因此该 3-RRR 机构能够保证悬架支链只具有沿轴向伸缩移动自由度。

[0067] 图 3 是本发明提供的带有 3-RRR 伸缩补偿机构的多连杆直线导引独立悬架俯视图,根据图 3 可以发现,转向节 2 的端面所在铅垂平面始终与车架或车身 6 的侧平面保持平行,即在图 3 中,  $A_1A_2//B_1B_2$  而且  $A_1A_2$  到  $B_1B_2$  的距离也始终保持不变。该特征是由本发明提供的带有 3-RRR 伸缩补偿机构的多连杆直线导引独立悬架的机构特点决定的。因此,接下来就分析该悬架机构保持这种特征的运动学原理。

[0068] 为方便描述本发明提供的带有 3-RRR 伸缩补偿机构的多连杆直线导引独立悬架的运动学原理,这里以第一转动副  $A_1$  和第二转动副  $A_2$  的两条轴线所在的平面为  $xoy$  平面,以这两条轴线的交点为坐标原点,以二转动副  $A_2$  的轴线为  $x$  轴建立右手坐标系。当第一转动副  $A_1$  和第二转动副  $A_2$  的两条轴线相互正交时,如图 3 所示,  $y$  轴恰好与第一转动副  $A_1$  的轴线重合。这样,上侧第一条悬架支链 3a 所在的铅垂平面与  $xoz$  平面平行,上侧第二条悬架支链 3b 所在的铅垂平面与  $yoz$  平面平行。该对应关系可以从图 3 所示的机构俯视图中清晰地看出。

[0069] 下面来分析转向节 2 的运动特性。由于四条悬架支链所在的铅垂平面相交于同一直线,而转向节的运动特性由这一特性决定,且上下侧的悬架支链结构相似,因此理论上只需要分析其中上侧(或下侧)两条悬架支链对转向节 2 的作用即得到转向节 2 的运动特性。不失一般性,设第一转动副  $A_1$  的轴线到  $x$  轴的夹角为  $\psi$  ( $0^\circ < \psi < 180^\circ$ ), 第二转动副  $A_2$  到坐标原点的距离为  $a$ , 第一转动副  $A_1$  到坐标原点的距离为  $b$ , 则可以得到第二转动副  $A_2$

的坐标为  $(a \ 0 \ 0)$ , 第一转动副  $A_1$  的坐标为  $(b\cos\psi \ b\sin\psi \ 0)$ 。在此基础上, 可以设第四转动副  $B_2$  和第三转动副  $B_1$  的坐标依次为  $(a \ y_{B_2} \ z_{B_2})$  和  $(x_{B_1} \ y_{B_1} \ z_{B_1})$ 。3RRR 运动链能够保证悬架支链只有一个自由度, 即悬架支链沿轴向移动, 因此 3-RRR 运动链可以等效看作一个移动副。设上侧第一条悬架支链 3a 的轴线与  $xoy$  平面的夹角为  $\alpha$ 。若  $a \neq b$ , 则构件容易受到偏心载荷, 不利于构型稳定性, 因此令  $a = b$ 。

[0070] 在  $oxyz$  坐标系下, 第二转动副  $A_2$  和第四转动副  $B_2$  轴线的方向向量均为  $s_1 = (1 \ 0 \ 0)^T$ , 第一转动副  $A_1$  和第三转动副  $B_1$  轴线的方向向量均为  $s_2 = (\cos\psi \ \sin\psi \ 0)^T$ , 上侧第一条悬架支链 3a 等效移动副方向向量为  $s_{3a} = (x_{B_1} - b\cos\psi \ y_{B_1} - b\sin\psi \ z_{B_1})^T$ , 上侧第二条悬架支链 3b 等效移动副方向向量为  $s_{3b} = (0 \ y_{B_2} \ z_{B_2})^T$ 。图 3 所示的机构装配的俯视图表示了当  $\psi = 90^\circ$  时的情况。可以写出转向节 2 的运动链  $A_2B_2$  的运动螺旋系为:

[0071]

$$\$_{A_2T_2B_2} = [\$_{A_2} \ \$_{T_2} \ \$_{B_2}] \quad (8)$$

[0072] 其中  $\$_{A_2} = (1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0)^T$

[0073]

$$\$_{T_2} = (0 \ 0 \ 0 \ 0 \ y_{B_2} \ z_{B_2})^T$$

[0074]

$$\$_{B_2} = (1 \ 0 \ 0 \ 0 \ z_{B_2} \ -y_{B_2})^T$$

[0075] 显然,  $\$_{A_2T_2B_2}$  降秩的条件是:

[0076]

$$\begin{vmatrix} y_{B_2} & z_{B_2} \\ z_{B_2} & -y_{B_2} \end{vmatrix} = 0 \quad (C_2)$$

[0077] 因为

$$\begin{vmatrix} y_{B_2} & z_{B_2} \\ z_{B_2} & -y_{B_2} \end{vmatrix} = -(y_{B_2}^2 + z_{B_2}^2)$$

[0079] 若  $y_{B_2}$ 、 $z_{B_2}$  同时为零, 则第二转动副  $A_2$  和第四转动副  $B_2$  重合。实际上第二转动副  $A_2$  和第四转动副  $B_2$  不重合, 因此  $y_{B_2}$ 、 $z_{B_2}$  不同时为零, 条件  $(C_2)$  不成立, 运动链  $A_2B_2$  的终端约束  $\$_{A_2T_2B_2}^r$  可以由互易螺旋理论求出。由 (2) 式可以求出  $\$_{A_2T_2B_2}^r$  为:

[0080]

$$\$_{A_2T_2B_2}^r = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}^T \quad (9)$$

[0081] 同样, 可以写出转向节 2 的另一运动链  $A_1B_1$  的运动螺旋系为:

[0082]

$$\$_{A_1T_1B_1} = [\$_{A_1} \ \$_{T_1} \ \$_{B_1}] \quad (10)$$

[0083] 其中  $\$_{A_1} = (\cos \psi \ sin \psi \ 0 \ 0 \ 0 \ 0)^T$

[0084]

$$\$_{T_1} = (0 \ 0 \ 0 \ x_{B_1} - b \cos \psi \ y_{B_1} - b \sin \psi \ z_{B_1})^T$$

[0085]

$$\$_{B_1} = (\cos \psi \ \sin \psi \ 0 \ -z_C \sin \psi \ z_{B_1} \cos \psi \ x_{B_1} \sin \psi - y_{B_1} \cos \psi)^T$$

[0086] 而  $\$_{A_1 T_1 B_1}$  降秩的条件是：

[0087]

$$\begin{cases} \begin{vmatrix} x_{B_1} - b \cos \psi & y_{B_1} - b \sin \psi \\ -z_{B_1} \sin \psi & z_{B_1} \cos \psi \end{vmatrix} = 0 \\ \begin{vmatrix} y_{B_1} - b \sin \psi & z_{B_1} \\ z_{B_1} \cos \psi & x_{B_1} \sin \psi - y_{B_1} \cos \psi \end{vmatrix} = 0 \end{cases} \quad (C_3)$$

[0088] 由于移动副的轴线垂直于转动副的轴线, 所以有

[0089]  $\frac{y_{B_1} - b \sin \psi}{x_{B_1} - b \cos \psi} = \frac{\sin(\psi - 90^\circ)}{\cos(\psi - 90^\circ)} = \frac{-\cos \psi}{\sin \psi}$ , 化简得  $b = x_{B_1} \cos \psi + y_{B_1} \sin \psi$ , 于是有

$$[0090] \begin{vmatrix} y_{B_1} - b \sin \psi & z_{B_1} \\ z_{B_1} \cos \psi & x_{B_1} \sin \psi - y_{B_1} \cos \psi \end{vmatrix} = -\cos \psi [z_{B_1}^2 + (x_{B_1} \sin \psi - y_{B_1} \cos \psi)^2]$$

[0091] 若  $(x_{B_1} \sin \psi - y_{B_1} \cos \psi) = 0$ , 则第一转动副  $A_1$  的轴线与第三转动副  $B_1$  的轴线在同一铅垂平面内。若  $(x_{B_1} \sin \psi - y_{B_1} \cos \psi)$  与  $z_{B_1}$  同时为零, 则第一转动副  $A_1$  和第三转动副  $B_1$  重合。实际上第一转动副  $A_1$  和第三转动副  $B_1$  不重合, 因此  $(x_{B_1} \sin \psi - y_{B_1} \cos \psi)$  与  $z_{B_1}$  不同时为零, 又  $0^\circ < \psi < 180^\circ$ ,  $\cos \psi \neq 0$ , 因此条件  $(C_3)$  不成立, 运动链  $A_1 B_1$  的终端约束  $\$_{A_1 T_1 B_1}^r$  也可以根据(2)式求得:

[0092]

$$[0092] \$_{A_1 T_1 B_1}^r = \begin{bmatrix} \cos \psi & \sin \psi & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \sin \psi & -\cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}^T \quad (11)$$

[0093] 因此, 转向节 2 所受到的约束为:

[0094]

$$[0094] \$_2^r = [\$_{A_2 T_2 B_2}^r \ \$_{A_1 T_1 B_1}^r] \quad (12)$$

[0095] 将(6)式代入(2)式可以求出转向节 2 所具有的自由运动为:

[0096]  $\$_2 = (0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1)^T \quad (13)$

[0097] 只要  $0^\circ < \psi < 180^\circ$ , (13)式成立, 显然, 当  $\psi = 90^\circ$  时, 式(13)亦成立。式(13)表明转向节 2 具有一个沿 z 轴方向平移的自由运动, 从而该独立悬架的转向节 2 可以做单自由度定直线的平移运动。因此, 该独立悬架能够使与转向节 2 相联的车轮的外倾角、主销内倾角和后倾角、轮距及轴距等参数在车轮跳动过程中始终保持不变。这样就可以最大限度地减少轮胎的磨损, 进而提高了汽车的操纵稳定性、行驶平顺性和乘坐舒适性。同时

由于采用了 3-RRR 机构,使得悬架支链始终沿轴向支链轴线移动,因此悬架支链可以等效为 RPR 运动链,具有较好的各向刚度。下面将本发明所提供的空间多连杆直线导引悬架机构中的悬架支链与专利【1】【2】中悬架支链进行对比分析。

[0098] 本发明所提供的空间多连杆直线导引悬架机构和专利【1】【2】中悬架机构的直线导引运动特性均由悬架支链所在的铅垂平面相交于同一直线或者相交线相互平行所确定,假如悬架支链由于受力变形导致悬架支链所在铅垂平面改变,进而会导致车轮定位参数改变,因此悬架支链必须具有较大的结构刚度。本发明提供的悬架支链等效的 RPR 运动链机构原理可简化为如图 9(b) 所示,专利【1】【2】中 RRR 悬架支链机构原理可简化为如图 9(a) 所示。RRR(或 RPR) 运动链一端 o 固定(与车身或车架联接),另一端  $o_1$ (与转向节联接)受到力 F 作用;其中力 F 与 xoz 平面垂直;点 P 为悬架支链上任一点,则 RRR 运动链对应 P 点坐标为  $(x_p, 0, z_p)$ ,RPR 运动链对应 P 点坐标为  $(x_p, 0, 0)$ ;其他结构参数如图 9 所示。考虑在力 F 的作用下,两个运动链中 P 点的受力状态。为了便于对比分析,规定某一点的受力状态采用如下的表达形式:

$$T = [F_x \ F_y \ F_z \ M_x \ M_y \ M_z]^T \quad (14)$$

[0100] 其中  $F_x, F_y, F_z$  分别表示沿 x 轴, y 轴, z 轴的力; $M_x, M_y, M_z$  分别表示沿 x 轴, y 轴, z 轴的力矩。根据几何关系易知  $Po_1$  连线与 x 轴夹角  $\varphi$  为:

[0101]

$$\varphi = \arctan\left(\frac{z_p}{d - x_p}\right) \quad (15)$$

[0102]  $Po_1$  连线距离为:

[0103]

$$d_{po_1} = \sqrt{(d - x_p)^2 + z_p^2} \quad (16)$$

[0104] 则 RRR 运动链中点 P 的受力状态为:

[0105]

$$T_{RRR} = [0 \ F \ 0 \ Fd_{po_1} \sin \varphi \ 0 \ Fd_{po_1} \cos \varphi]^T \quad (17)$$

[0106] RPR 运动链中点 P 的受力状态为:

$$T_{RPR} = [0 \ F \ 0 \ 0 \ 0 \ F(d - x_p)]^T \quad (18)$$

[0108] 对比式 (17) 和式 (18) 可以发现,在同样的受力情况下,RRR 运动链由于轴线不重合,会产生附加沿 x 轴方向的转矩,受力情况更加复杂。根据理论力学知识,参见【4. 梅凤翔等. 工程力学 [M]. 北京:高等教育出版社,2003】],可以求得在力 F 作用下,支链末端点  $o_1$  的变形。

[0109] 假设 RRR 运动链和 RPR 运动链各杆的材料相同,且不考虑转动副间隙等因素,设杆的弯曲刚度为 EI,扭转刚度为 GI<sub>p</sub>。接下来首先求 RRR 运动链末端  $o_1$  的变形。

[0110] 令杆  $o_1R$  为刚性杆,杆  $oR$  为弹性杆,计算力 F 作用下运动链末端  $o_1$  的变形为:

[0111]

$$\varepsilon_{RRR_1} = \frac{FL_1^3}{3EI} + \frac{FL_1^2L_2 \cos(\phi_1 + \phi_2)}{2EI} + \frac{FL_2^3 \sin^2(\phi_1 + \phi_2)}{GI_p} + d \cos \phi_1 \left( \frac{FL_1^2}{2EI} + \frac{FL_1L_2 \cos(\phi_1 + \phi_2)}{EI} \right) \quad (19)$$

[0112] 令杆 oR 为刚性杆, 杆 o<sub>1</sub>R 为弹性杆, 计算力 F 作用下运动链末端 o<sub>1</sub> 的变形为 :

[0113]

$$\varepsilon_{RRR_2} = \frac{FL_2^3}{3EI} \quad (20)$$

[0114] 因此 RRR 运动链末端 o<sub>1</sub> 的变形为 :

[0115]

$$\varepsilon_{RRR} = \varepsilon_{RRR_1} + \varepsilon_{RRR_2} \quad (21)$$

[0116] 同理, RPR 运动链末端 o<sub>1</sub> 的变形为 :

[0117]

$$\varepsilon_{RPR} = \frac{Fd^3}{3EI} \quad (22)$$

[0118] 显然 d < L<sub>1</sub>+L<sub>2</sub>, 因此有 :

[0119]

$$\varepsilon_{RPR} = \frac{Fd^3}{3EI} < \frac{F(L_1+L_2)^3}{3EI} = \frac{FL_1^3}{3EI} + \frac{FL_2^3}{3EI} + \frac{FL_1^2L_2}{EI} + \frac{FL_1L_2^2}{EI} < \varepsilon_{RRR} \quad (23)$$

[0120] 则可求得对应的悬架支链刚度。RRR 运动链刚度为 :

[0121]

$$K_{RRR} = \frac{F}{\varepsilon_{RRR}} \quad (24)$$

[0122] RPR 运动链刚度为 :

[0123]

$$K_{RPR} = \frac{F}{\varepsilon_{RPR}} \quad (25)$$

[0124] 由式 (23)、(24)、(25) 可知 :

$$K_{RPR} > K_{RRR} \quad (26)$$

[0126] 式 (26) 表明 RPR 运动链刚度较 RRR 运动链刚度更大, 因此在同等条件下, 本专利所提供的空间多连杆直线导引悬架机构的刚度较专利【1】【2】中悬架机构刚度更大。综上分析可以看出, 本专利提供的空间多连杆直线导引悬架机构不仅受载情况更加简单, 而且整体刚度较大。

[0127] 3-RRR 运动链中第一连杆 8a 和第二连杆 8b 尺寸决定了悬架行程, 而且显然当第一连杆 8a 和第二连杆 8b 中心线共线 ( $\theta = 180^\circ$ ) 或者重合 ( $\theta = 0^\circ$ ) 时, 该机构处于死点。为了进一步阐明该独立悬架的运动特性, 下面结合 3-RRR 机构机构原理图对悬架行程范围进行分析。

[0128] 上侧第一条悬架支链 3a 的机构原理图如图 9 所示, 则悬架支链 A<sub>1</sub>B<sub>1</sub> 长为 :

[0129]

$$L_{3a} = l_1 + 2l_2 \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) + l_3 \quad (27)$$

[0130] 悬架支链的运动行程机构原理图如图 10 所示, 设悬架位于初始位置时之链末端

转动副轴线到水平面的距离为  $h_0$ , 对应第一连杆 8a 和第二连杆 8b 的夹角为  $\theta_0$ (图中未显示);悬架位于设计上行程极限时,支链末端转动副到水平面的距离为  $h_1$ , 对应第一连杆 8a 和第二连杆 8b 的夹角为  $\theta_1$ ;悬架位于设计下行程极限时,支链末端转动副到水平面的距离为  $h_2$ , 第一连杆 8a 和第二连杆 8b 的夹角为  $\theta_2$ ;悬架支链在水平面上投影距离为  $d$ 。则根据几何关系可以得到:

[0131] 初始位置

[0132]

$$h_0 = \sqrt{\left(l_1 + 2l_2 \sin\left(\frac{\theta_0}{2}\right) + l_3\right)^2 - d^2} \quad (28)$$

[0133] 上跳极限位置

[0134]

$$h_1 = \sqrt{\left(l_1 + 2l_2 \sin\left(\frac{\theta_1}{2}\right) + l_3\right)^2 - d^2} \quad (29)$$

[0135] 下跳极限位置

[0136]

$$h_2 = \sqrt{\left(l_1 + 2l_2 \sin\left(\frac{\theta_2}{2}\right) + l_3\right)^2 - d^2} \quad (30)$$

[0137] 因此,悬架上跳行程为:

$$h_{up} = h_0 + h_1 < H_{up} \quad (31)$$

[0139] 下跳行程为:

$$h_{down} = h_2 - h_0 < H_{down} \quad (32)$$

[0141] 设悬臂杆长最短时,对应的夹角为  $\theta_{lim}$ ,则可以得到:

[0142]

$$d = l_1 + 2l_2 \sin\left(\frac{\theta_{lim}}{2}\right) + l_3 \quad (33)$$

[0143] 悬架运动链轴线与水平方向的夹角为  $\alpha$ ,则:

[0144]

$$\alpha = \arccos\left(\frac{d}{L_1}\right) \quad (34)$$

[0145] 因此,本发明所提供的带有 3-RRR 伸缩补偿机构的多连杆直线导引独立悬架可以根据实际的悬架系统设计要求,进行悬架行程及相应的其他结构参数设计。该独立悬架相对于目前已知的其他悬架机构,不仅能够保证车轮跳动过程中车轮定位参数不改变,而且其各向刚度大,结构设计简单,结构形式灵活多变,装配调整简单方便。同时,本发明除用来作为汽车的独立悬架,还可以应用于飞机的起落架,也可作为导向机构应用于任何需要做定直线平移运动的机械结构中。

[0146] 实施例 2:所述的悬架机构在实施例 1 的基础上增加一个支链,且加入的悬架支链所在的铅垂平面与其他悬架支链所在的铅垂平面交线重合或者平行,增加了机构的强度和

刚度，其余结构与实施例 1 相同。

[0147] 实施例 3：所述的悬架机构在实施例 1 的基础上增加两个支链，且加入的悬架支链所在的铅垂平面与其他悬架支链所在的铅垂平面交线重合或者平行，增加了机构的强度和刚度，其余结构与实施例 1 相同。

[0148] 实施例 4：所述 3-RRR 机构共有四条运动链，且每条 RRR 运动链沿悬架支链轴线对称分布，进一步增大了机构的强度和刚度，其余结构与实施例 1 相同。

[0149] 实施例 5：所述 3-RRR 机构共有六条运动链，且每条 RRR 运动链沿悬架支链轴线对称分布，更进一步增大了机构的强度和刚度，其余结构与实施例 1 相同。

[0150] 除上述实施例外，本发明还可以有其他实施方式。凡采用等同替换或等效变换形成的技术方案，均落在本发明要求的保护范围。

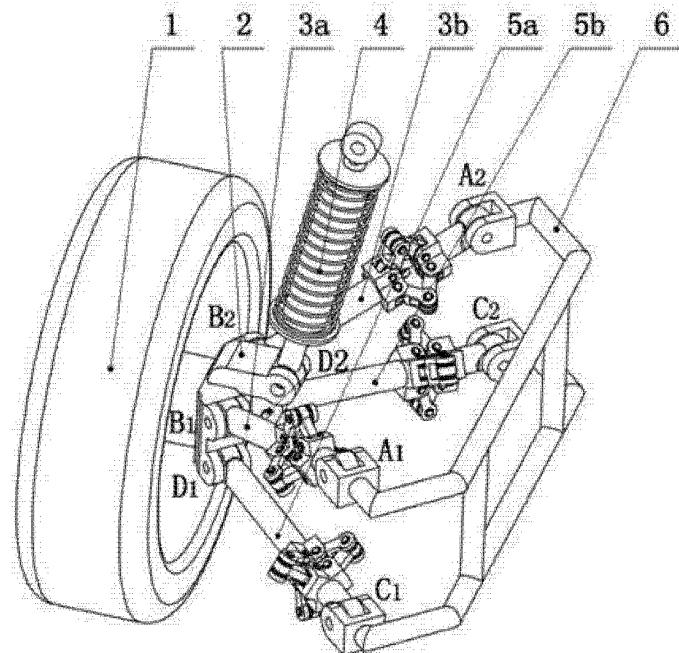


图 1

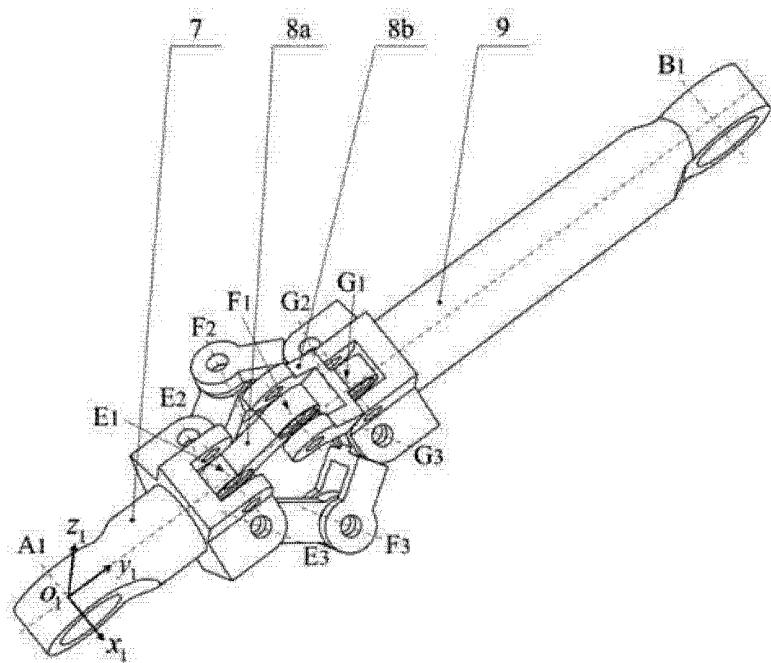


图 2

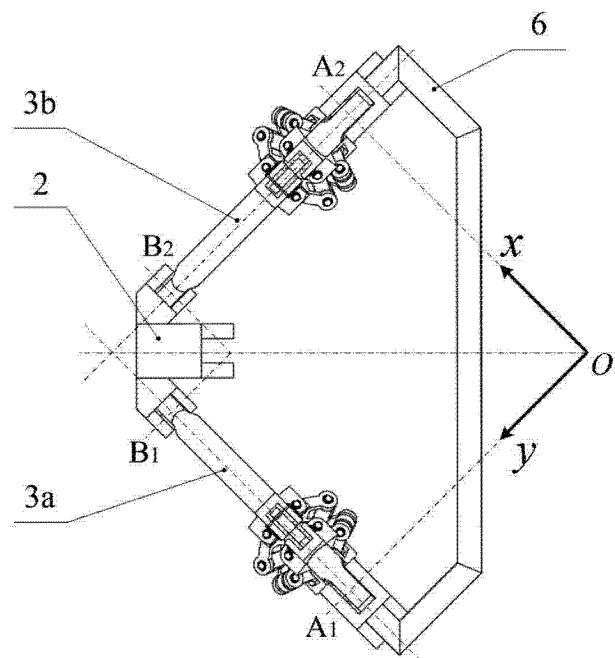


图 3

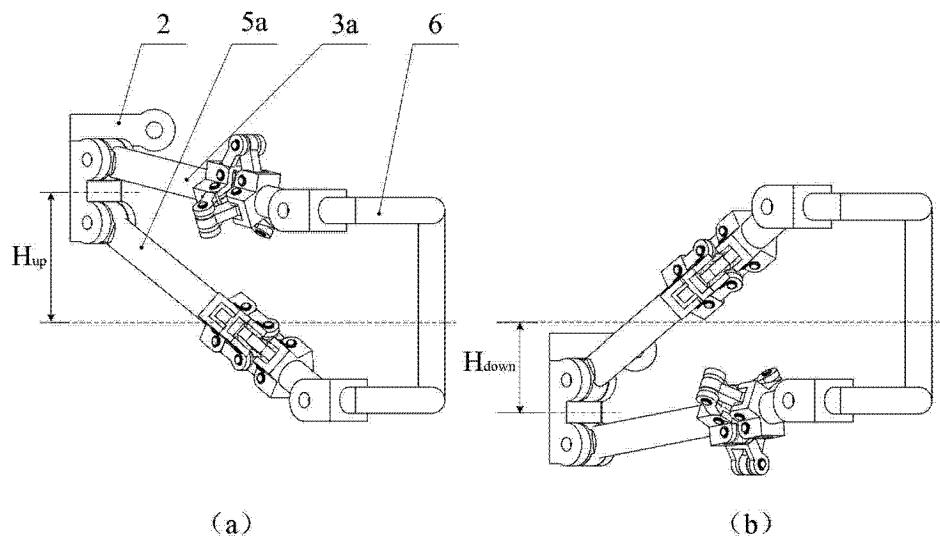


图 4

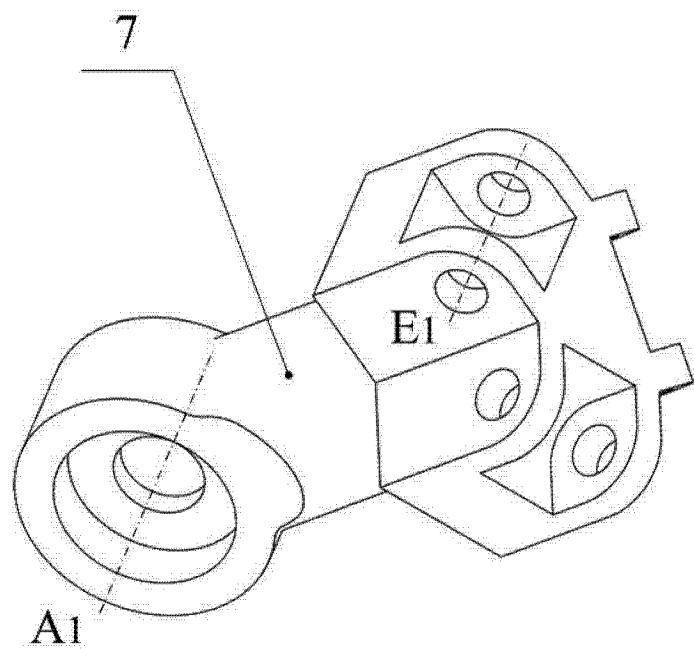


图 5

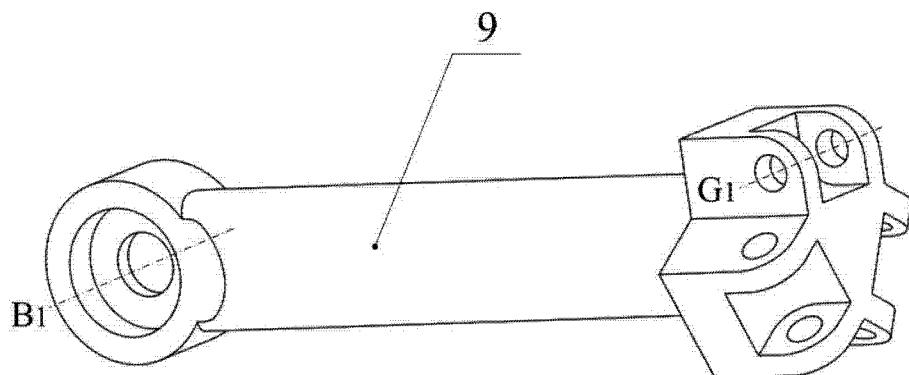


图 6

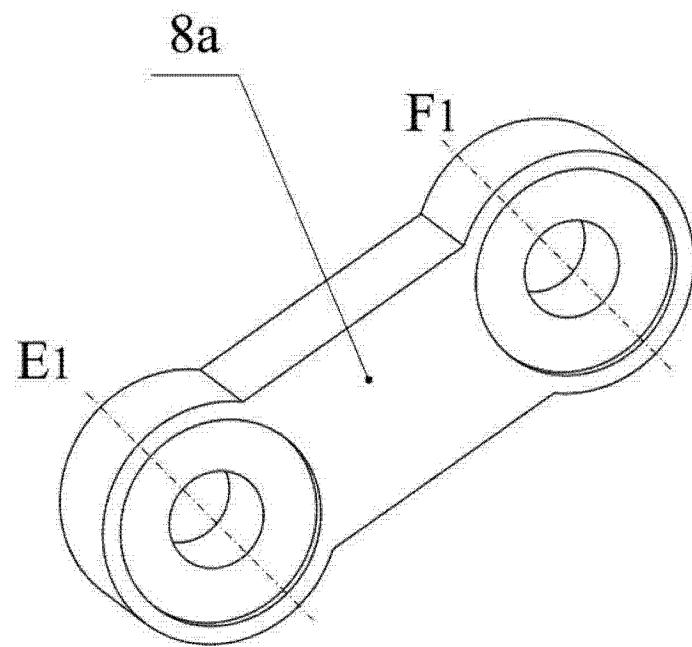


图 7

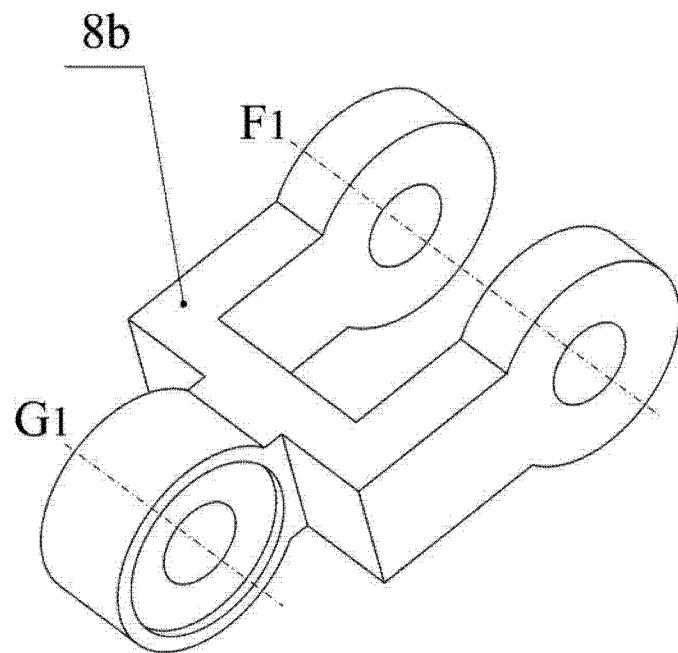


图 8

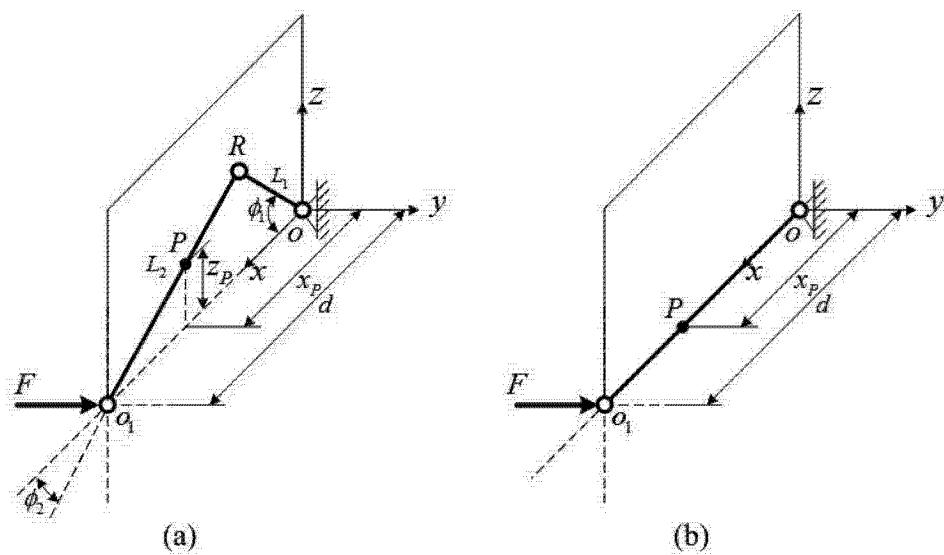


图 9

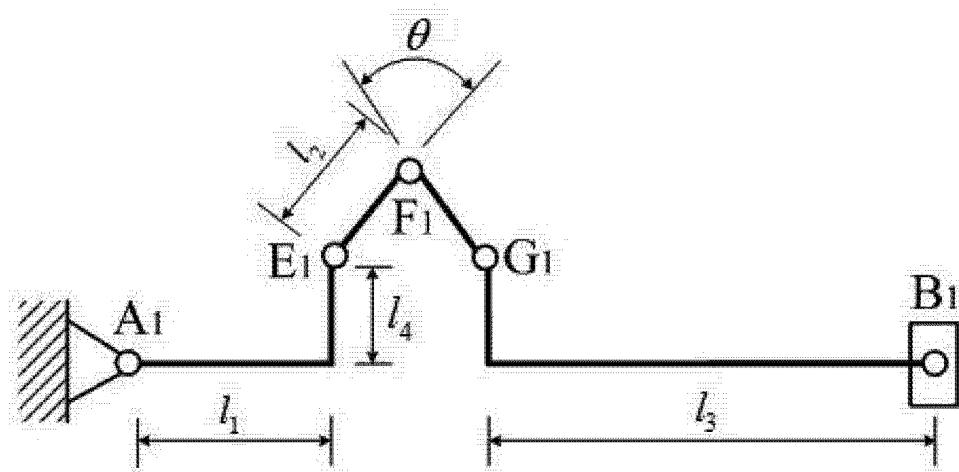


图 10

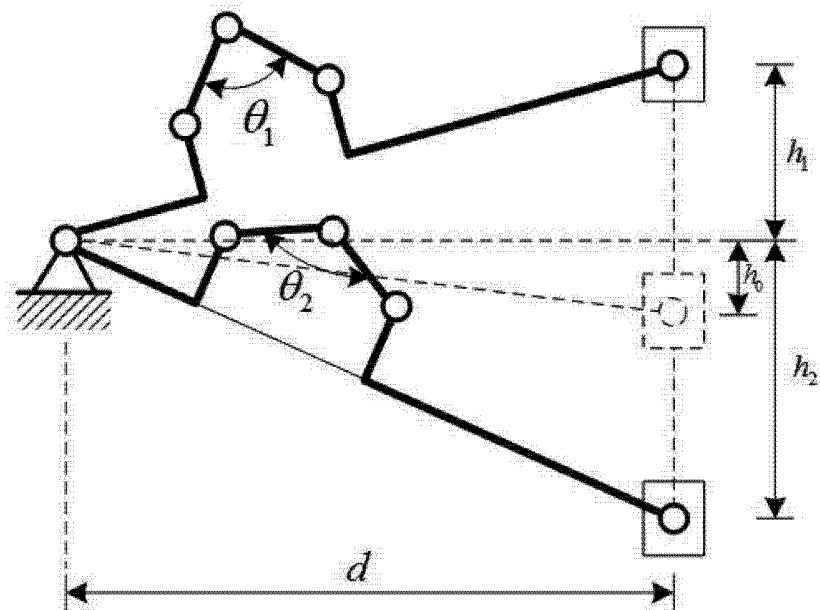


图 11