



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 106704419 B

(45)授权公告日 2018. 10. 30

(21)申请号 201710081867.8

F16D 121/14(2012.01)

(22)申请日 2017.02.15

F16D 125/18(2012.01)

F16D 125/34(2012.01)

(65)同一申请的已公布的文献号

申请公布号 CN 106704419 A

(43)申请公布日 2017.05.24

(73)专利权人 三环集团有限公司

地址 430074 湖北省武汉市武汉东湖新技术开发区佳园路33号

(72)发明人 舒健 梅汉生 汤致彪 詹军

朱典彬 董佛安 赵星星 张维

(74)专利代理机构 武汉荆楚联合知识产权代理

有限公司 42215

代理人 王健

(51)Int. Cl.

F16D 65/14(2006.01)

(56)对比文件

CN 101878378 A, 2010.11.03, 全文.

US 6318513 B1, 2001.11.20, 全文.

CN 102985718 A, 2013.03.20, 全文.

CN 206522387 U, 2017.09.26, 权利要求1-8.

US 2003/0205438 A1, 2003.11.06, 全文.

审查员 李锦弟

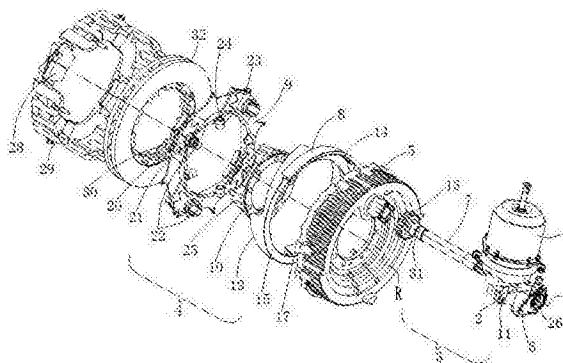
权利要求书1页 说明书5页 附图6页

(54)发明名称

一种盘式制动器制动力传递机构

(57)摘要

一种盘式制动器制动力传递机构,包括若干个促动器(1)、第二级增力机构(4)、支撑件(5)和与促动器(1)相对应的若干个第一级增力机构(3),促动器(1)设置有推动杆件(2),第一级增力机构(3)包括承力臂(6)和齿轮轴(7),第二级增力机构(4)包括转动环(8)、推动环(9)和导向支架(10),推动杆件(2)通过枢接孔(11)与承力臂(6)相枢接,承力臂(6)另一端与齿轮轴(7)一端相连接。能够提供多个沿制动盘(32)的环形表面均匀分布的制动输出力,解决了目前盘式制动器存在的摩擦片面积有限、面积有限的摩擦片易开裂、脱块、掉渣等影响制动性能的一系列问题。



1. 一种盘式制动器制动力传递机构,其特征在于:包括若干个促动器(1),所述的促动器(1)设置有推动杆件(2),还包括有第二级增力机构(4)、支撑件(5)和与促动器(1)相对应的若干个第一级增力机构(3),所述的第一级增力机构(3)包括承力臂(6)和齿轮轴(7),所述的第二级增力机构(4)包括转动环(8)、推动环(9)和导向支架(10),所述的支撑件(5)上对应齿轮轴(7)设置有若干个连接孔(12),此处的若干个为一个或多个,所述的承力臂(6)一端设置有枢接孔(11),所述的推动杆件(2)通过枢接孔(11)与承力臂(6)相枢接,承力臂(6)另一端与齿轮轴(7)一端相连接,且承力臂(6)该端的中心到枢接孔(11)的中心距离为 L_1 ,所述的齿轮轴(7)另一端套置在对应的支撑件(5)的连接孔(12)内,且齿轮轴(7)该端端头设置为齿轮(13),齿轮轴(7)与连接孔(12)之间装有轴承或衬套(31),所述齿轮(13)的旋转半径为 L_2 ,所述的 L_1 大于齿轮(13)的旋转半径 L_2 ,所述的转动环(8)内部设置有内齿圈(14),转动环(8)同轴安装在支撑件(5)内腔,转动环(8)的内齿圈(14)与齿轮轴(7)的齿轮(13)相啮合,转动环(8)上设置有多个螺旋斜面(19),所述推动环(9)上设置有与螺旋斜面(19)数目相等且与螺旋斜面(19)相对应的凸台(20),所述的凸台(20)上通过销轴I(21)安装有滚轮(22),所述的螺旋斜面(19)与相对应的凸台(20)上的滚轮(22)接触配合,推动环(9)的内圈通过销轴II(24)安装有多个导向滚轮(23),所述的导向支架(10)外圆周上设置有与导向滚轮(23)数目相等且相对应的导向槽(25),所述的导向槽(25)为螺旋槽或直槽,所述的导向滚轮(23)装配在相对应的导向槽(25)内并可以沿其螺旋方向运动,当导向槽(25)为螺旋槽时导向槽(25)的螺旋方向与螺旋斜面(19)的螺旋方向相反且导向槽(25)的螺旋升角大于螺旋斜面(19)的螺旋升角。

2. 根据权利要求1所述的一种盘式制动器制动力传递机构,其特征在于:所述承力臂(6)与齿轮轴(7)连接端设置有花键I(26),所述的齿轮轴(7)该端设置有与花键I(26)相配合的花键II(27),所述的花键I(26)和花键II(27)相连接。

3. 根据权利要求1所述的一种盘式制动器制动力传递机构,其特征在于:所述的 L_1 与 L_2 的比值为2~5。

4. 根据权利要求1所述的一种盘式制动器制动力传递机构,其特征在于:所述转动环(8)的底面(15)与支撑件(5)的底部支撑面(16)相接触配合,转动环(8)的内圈(17)与支撑件(5)的圆柱面(18)相配合,且所述转动环(8)的底面(15)与支撑件(5)的底部支撑面(16)之间、转动环(8)的内圈(17)与支撑件(5)的圆柱面(18)之间均设置有减摩涂层或轴承。

5. 根据权利要求1所述的一种盘式制动器制动力传递机构,其特征在于:所述螺旋斜面(19)的数目为2~10个。

6. 根据权利要求1所述的一种盘式制动器制动力传递机构,其特征在于:所述螺旋斜面(19)的螺旋升角为 $8^\circ \sim 18^\circ$ 。

7. 根据权利要求1所述的一种盘式制动器制动力传递机构,其特征在于:所述的导向滚轮(23)的数目为3~10个。

8. 根据权利要求1所述的一种盘式制动器制动力传递机构,其特征在于:当所述的导向槽(25)为螺旋槽时导向槽(25)的螺旋升角为 $72^\circ \sim 82^\circ$ 。

一种盘式制动器制动力传递机构

技术领域

[0001] 本发明涉及一种动力传递机构,更具体地说涉及一种盘式制动器制动力传递机构,属于汽车制动技术领域。

背景技术

[0002] 目前,应用于汽车领域的盘式制动器,一般通过由液压或气压驱动的推动装置来输出制动力;这样的推动装置每个制动器一般只有一个或两个,其制动输出力只能作用在制动盘的有限区域上,因此,这样配置的制动器往往只能在制动盘的每一侧各设置一片摩擦片。然而,这样的摩擦片面积是有限的,在车辆高速或重载的情况下制动时,面积有限的摩擦片很难承担制动产生的热能,因此摩擦片的使用寿命会急剧降低,且会导致摩擦片开裂、脱块、掉渣等影响制动性能的一系列问题。

[0003] 因此,为盘式制动器提供一种制动输出力能够作用到制动盘的更大区域甚至制动输出力布满制动盘整个环形表面区域的推动装置是十分有必要的。

发明内容

[0004] 本发明针对现有的盘式制动器摩擦片在车辆高速或重载情况下制动时很难承担制动产生的热能、摩擦片开裂等影响制动性能等问题,提供一种盘式制动器制动力传递机构。

[0005] 为实现上述目的,本发明的技术解决方案是:一种盘式制动器制动力传递机构,包括若干个促动器,所述的促动器设置有推动杆件,还包括有第二级增力机构、支撑件和与促动器相对应的若干个第一级增力机构,所述的第一级增力机构包括承力臂和齿轮轴,所述的第二级增力机构包括转动环、推动环和导向支架,所述的支撑件上对应齿轮轴设置有若干个连接孔,此处的若干个为一个或多个,所述的承力臂一端设置有枢接孔,所述的推动杆件通过枢接孔与承力臂相枢接,承力臂另一端与齿轮轴一端相连接,且承力臂该端的中心到枢接孔的中心距离为 L_1 ,所述的齿轮轴另一端套置在对应的支撑件的连接孔内,且齿轮轴该端端头设置为齿轮,齿轮轴与连接孔之间装有轴承或衬套,所述齿轮的旋转半径为 L_2 ,所述的 L_1 大于齿轮的旋转半径 L_2 ,所述的转动环内部设置有内齿圈,转动环同轴安装在支撑件内腔,转动环的内齿圈与齿轮轴的齿轮相啮合,转动环上设置有多个螺旋斜面,所述推动环上设置有与螺旋斜面数目相等且与螺旋斜面相对应的凸台,所述的凸台上通过销轴I安装有滚轮,所述的螺旋斜面与相对应的凸台上的滚轮接触配合,推动环的内圈通过销轴II安装有多个导向滚轮,所述的导向支架外圆周上设置有与导向滚轮数目相等且相对应的导向槽,所述的导向槽为螺旋槽或直槽,所述的导向滚轮装配在相对应的导向槽内并可以沿其螺旋方向运动,当导向槽为螺旋槽时导向槽的螺旋方向与螺旋斜面的螺旋方向相反且导向槽的螺旋升角大于螺旋斜面的螺旋升角。

[0006] 所述承力臂与齿轮轴连接端设置有花键I,所述的齿轮轴该端设置有与花键I相配合的花键II,所述的花键I和花键II相连接。

- [0007] 所述的L1与L2的比值为2~5。
- [0008] 所述转动环的底面与支撑件的底部支撑面相接触配合,转动环的内圈与支撑件的圆柱面相配合,且所述转动环的底面与支撑件的底部支撑面之间、转动环的内圈与支撑件的圆柱面之间均设置有减摩涂层或轴承。
- [0009] 所述螺旋斜面的数目为2~10个。
- [0010] 所述螺旋斜面的螺旋升角为 8° ~ 18° 。
- [0011] 所述的导向滚轮的数目为3~10个。
- [0012] 当所述的导向槽为螺旋槽时导向槽的螺旋升角为 72° ~ 82° 。
- [0013] 与现有技术相比较,本发明的有益效果是:
- [0014] 本发明中推动杆件通过枢接孔与承力臂相枢接,承力臂另一端与齿轮轴一端相连接,且承力臂该端的中心到枢接孔的中心距离为L1,齿轮的旋转半径为L2, L1大于L2,螺旋斜面与相对应的凸台上的滚轮接触配合,导向滚轮装配在相对应的导向槽内并可以沿其螺旋方向运动;工作时能够提供多个沿制动盘的环形表面均匀分布的制动输出力,因而可以在制动盘的环形区域内设置更多的摩擦片甚至设置环形摩擦片以增加摩擦面积,从而解决了目前盘式制动器存在的摩擦片面积有限、面积有限的摩擦片易开裂、脱块、掉渣等影响制动性能的一系列问题。

附图说明

- [0015] 图1是本发明爆炸视图。
- [0016] 图2是本发明等轴测视图。
- [0017] 图3是本发明中承力臂和齿轮轴等轴测视图。
- [0018] 图4是本发明中第一级增力机构和第二级增力机构相互配合局部剖视图。
- [0019] 图5是本发明中第二级增力机构的等轴测视图。
- [0020] 图6是本发明中导向滚轮与导向槽相配合局部剖视图。
- [0021] 图7是本发明等轴测视图。
- [0022] 图中,促动器1,推动杆件2,第一级增力机构3,第二级增力机构4,支撑件5,承力臂6,齿轮轴7,转动环8,推动环9,导向支架10,枢接孔11,连接孔12,齿轮13,内齿圈14,底面15,底部支撑面16,内圈17,圆柱面18,螺旋斜面19,凸台20,销轴I 21,滚轮22,导向滚轮23,销轴II 24,导向槽25,花键I 26,花键II 27,外摩擦片28,支撑壳体29,内摩擦片30,衬套31,制动盘32。

具体实施方式

- [0023] 以下结合附图说明和具体实施方式对本发明作进一步的详细描述。
- [0024] 参见图1,一种盘式制动器制动力传递机构,包括若干个促动器1、与促动器1相对应的若干个第一级增力机构3、第二级增力机构4和支撑件5。所述的促动器1设置有推动杆件2,促动器1利用气压力或液压力提供动力输入、也可以设计成电动方式提供动力输入;在商用车领域,促动器1就是一个制动气室。推动杆件2可以向外伸出以传递输入力F1,促动器1内部装有回位弹簧,切断输入力F1后推动杆件2能够自动回复到初始位置。
- [0025] 参见图2、3,所述的第一级增力机构3包括承力臂6和齿轮轴7,所述的第二级增力

机构4包括转动环8、推动环9和导向支架10。所述的支撑件5上对应齿轮轴7设置有若干个连接孔12,此处的若干个为一个或多个。所述的承力臂6一端设置有枢接孔11,所述的推动杆件2通过枢接孔11与承力臂6相枢接并传递输入力 F_1 ;承力臂6另一端与齿轮轴7一端相连接,且承力臂6该端的中心到枢接孔11的中心距离为 L_1 ,即承力臂6绕齿轮轴7的中轴线 r 旋转的力臂为 L_1 。所述的承力臂6与齿轮轴7之间可以用多种形式相连接,例如齿或螺纹,甚至是将二者做成一个整体;通常两者通过花键相连接,即在所述承力臂6与齿轮轴7连接端设置有花键I26,在所述的齿轮轴7该端设置有与花键I26相配合的花键II 27,所述的花键I26和花键II 27相连接,此时所述花键I26的中心到枢接孔11的中心距离为 L_1 。所述的齿轮轴7另一端套置在支撑件5的连接孔12内,齿轮轴7与连接孔12之间装有轴承或衬套31以促进齿轮轴7的旋转;且齿轮轴7端头设置为齿轮13,所述的齿轮13位于支撑件5的腔体内,齿轮13的旋转半径为 L_2 。通常情况下,所述的 L_1 大于齿轮13的旋转半径 L_2 ,这种结构可以起到增力的作用,增力倍数等于旋转力臂 L_1 与齿轮旋转半径 L_2 的比值,这个比值一般为2~5的范围内。承力臂6带动齿轮轴7一起绕齿轮轴7的中轴线 r 旋转,通过这种旋转将输入力 F_1 放大一定倍数并转化为扭转力矩 T_1 ;在上述运动中,承力臂6与推动杆件2绕二者的枢接中心轴相对旋转了一定角度,并且推动杆件2在伸出或收回的全行程内有一个小幅度的偏摆。

[0026] 参见图4,所述的转动环8内部设置有内齿圈14,转动环8同轴安装在支撑件5腔体内,转动环8的内齿圈14与齿轮轴7的齿轮13相啮合以传递扭转力矩 T_1 ;即齿轮轴7通过齿的配合与转动环8相连,并在扭转力矩 T_1 的作用下带动转动环8绕其自身中轴线 R 旋转,如此产生第二个扭矩 T_2 。内齿圈14与转动环8可以设置为一个整体,也可以通过焊接或其他可拆卸的方式使内齿圈14与转动环8固定连接在一起;内齿圈14可以是一个完整的环形,也可以是环形的一部分。转动环8还具有一个内圈17和一个底面15,转动环8的底面15与支撑件5的底部支撑面16相接触配合,转动环8的内圈17与支撑件5的圆柱面18相配合。更进一步的,所述转动环8的底面15与支撑件5的底部支撑面16之间、转动环8的内圈17与支撑件5的圆柱面18之间均设置有低摩擦系数的涂层或轴承。这里需要注意的是,转动环8的内圈17与支撑件5的圆柱面18的配合,也可以采用转动环8的外圈与支撑件5稍靠外的圆柱型面配合来替代,只要能够保证转动环8能够绕中心轴 R 旋转且轴向上不移动其他任何配合形式都是可能的。

[0027] 参见图5、6,所述的转动环8上设置有多个呈中心对称的螺旋斜面19,多个螺旋斜面19的螺旋升角相同。所述的推动环9上设置有与螺旋斜面19数目相等且与螺旋斜面19相对应的圆柱形凸台20,所述的凸台20上通过销轴I21安装有滚轮22;所述的螺旋斜面19与相对应的凸台20上的滚轮22接触配合,且所有的螺旋斜面19与相对应的滚轮22同时接触配合。所有滚轮22的中轴线与推动环9的中轴线 R 相交,优选的,所有滚轮22的中轴线位于同一径向平面内,滚轮22可以绕各自的销轴I21转动。通常,所述螺旋斜面19的数目为2~10个;所述螺旋斜面19的螺旋升角为 $8^\circ \sim 18^\circ$ 。

[0028] 参见图6,推动环9的内圈通过销轴II 24安装有多个导向滚轮23;所有导向滚轮23的中轴线与推动环9的中轴线 R 相交,优选的,所有导向滚轮23的中轴线位于同一径向平面内,导向滚轮23可以绕各自的销轴II 24转动;导向滚轮23的数目一般设置为3~10个。所述的导向支架10外圆周上设置有与导向滚轮23数目相等且一一相对应的导向槽25,所述的导向槽25为螺旋槽或直槽;导向槽25的宽度稍大于导向滚轮23的直径,导向滚轮23装配在导向槽25内并可以沿其螺旋方向运动,导向滚轮23轴向上的位移幅度要大于径向上的旋转幅

度。当导向槽25为螺旋槽时导向槽25的螺旋方向与螺旋斜面19的螺旋方向相反且导向槽25的螺旋升角大于螺旋斜面19的螺旋升角,导向槽25的螺旋升角为 $72^{\circ}\sim 82^{\circ}$;当转动环8在扭矩T2的作用下转动时,滚轮22沿螺旋斜面19滚动,同时导向滚轮23沿导向槽25的螺旋方向运动;扭矩T2转化为轴向的制动输出力F2,并且再次将力值放大数倍,放大倍数等于螺旋斜面19的螺旋升角的余切值,放大倍数数值范围为3~7倍。

[0029] 参见图1、7,本发明制动力传递机构主要应用于制动器中;但是也可以被修改用于其他一些需要多个输出力作用点垂直于环形受力部件的受力表面的设备,这取决于需求。下面具体以盘式制动器为例来说明,所述盘式制动器包括制动盘32、外摩擦片28和支撑壳体29,所述的外摩擦片28安装在支撑壳体29上,所述的支撑壳体29位于制动盘32外侧,所述的支撑壳体29与本制动力传递机构中的支撑件5相连接;本制动力传递机构位于制动盘32内侧。此时本制动力传递机构中的推动环9外侧(即推动环9上凸台20的背面)安装有内摩擦片30,所述内摩擦片30沿推动环9圆周均匀对称的布置且组成一个接近环形的结构;为了在内摩擦片30磨损后方便维护和更换,内摩擦片30与推动环9通常采用可拆卸的方式连接。该制动盘32可以相对外摩擦片28沿轴向移动,或者制动盘32轴向位置固定而外摩擦片28和内摩擦片30可相对制动盘32沿轴向移动;通过本制动力传递机构为外摩擦片28和内摩擦片30提供制动力夹紧制动盘32,外摩擦片28和内摩擦片30与制动盘32相互之间的摩擦作用提供制动阻力矩。本文中关于“内侧”“外侧”的描述均与车辆纵向中心线相关,远离中心线为“外侧”,靠近中心线为内侧;所使用的术语“轴向”、“径向”、“切向”等类似表述均与车辆车轮及车轴的旋转轴心相关。下面以全盘式制动器为例进一步说明,此时的外摩擦片28可以是一片完整的环形几乎覆盖制动盘32的环形表面,或者可以是由多片摩擦片构成接近于环形组合覆盖制动盘32的环形表面的绝大部分区域;外摩擦片28无论是由一片或是多片组成它们沿制动盘32的圆周方向受力都必须均匀的。此时的内摩擦片30可以是单独的一片环形结构的摩擦片,也可以由两片以上扇形结构的摩擦片组成一个环形或接近环形。当全盘式制动器用于具有转向功能的一些车轮中时,所述的促动器1直接或者间接的固定连接到转向节上;当全盘式制动器用于非转向轮时,所述促动器1直接或者间接的固定连接到车轴上。此时支撑件5固定连接在车轴或转向节上,并与车轴中心或转向节中心轴同轴。当全盘式制动器用于车辆左轮时,螺旋斜面19的螺旋方向为右旋;当全盘式制动器用于车辆右轮时,螺旋斜面19的螺旋方向则为左旋。当用于全盘式制动器时,导向支架10固定在支撑件5上,或者与支撑件5做成一个整体;也可以将导向支架10固定在车轴或者转向节上,这取决于设计需求。

[0030] 参见图1-7,下面具体以全盘式制动器为例来说明本制动力传递机构的工作过程:促动器1通过推动杆件2将输入力F1传递给承力臂6,在输入力F1的作用下,承力臂6带动齿轮轴7绕中心r旋转,将输入力F1转化为扭转力矩T1;在这个传递过程中输入力被放大数倍,放大的倍数等于承力臂6的旋转力臂L1与齿轮13旋转半径L2的比值,齿轮13带动转动环8绕中心R旋转,产生第二个扭转力矩T2,此时转动环8旋转方向与车轮前进的旋转方向相反。推动环9的滚轮22在螺旋斜面19上滚动,并且在导向槽25的引导下,推动环9沿导向槽25的螺旋方向靠近制动盘32,由此扭转力矩T2转化成轴向的输出力F2,在这个传递过程中输入力再次被放大数倍,放大倍数等于螺旋斜面19的螺旋升角的余切值。最终,轴向的制动输出力F2通过推动环9上的内摩擦片30作用到制动盘32的内侧面,外摩擦片28也有一个大小相等

方向相反的反作用力作用到制动盘32的外侧面上,共同夹紧制动盘32完成制动。如上所述,在车辆前进方向进行制动时,制动盘32的内侧面与推动环9上的内摩擦片30相互摩擦,而制动盘32的旋转方向与转动环8的旋转方向相反,由于螺旋斜面19的存在,根据楔形自锁的原理,内摩擦片30夹紧制动盘32的力会被进一步增大,即轴向的制动夹紧力会被进一步增大;在车辆倒退方向进行制动时,制动盘32的旋转方向与导向槽25的螺旋方向相反,制动阻力矩也会产生一个轴向的反作用力进一步增大制动夹紧力。

[0031] 以上内容是结合具体的优选实施方式对本发明所作的进一步详细说明,不能认定本发明的具体实施只局限于这些说明。对于本发明所属技术领域的普通技术人员来说,在不脱离本发明构思的前提下,还可以做出若干简单推演或替换,上述结构都应当视为属于本发明的保护范围。

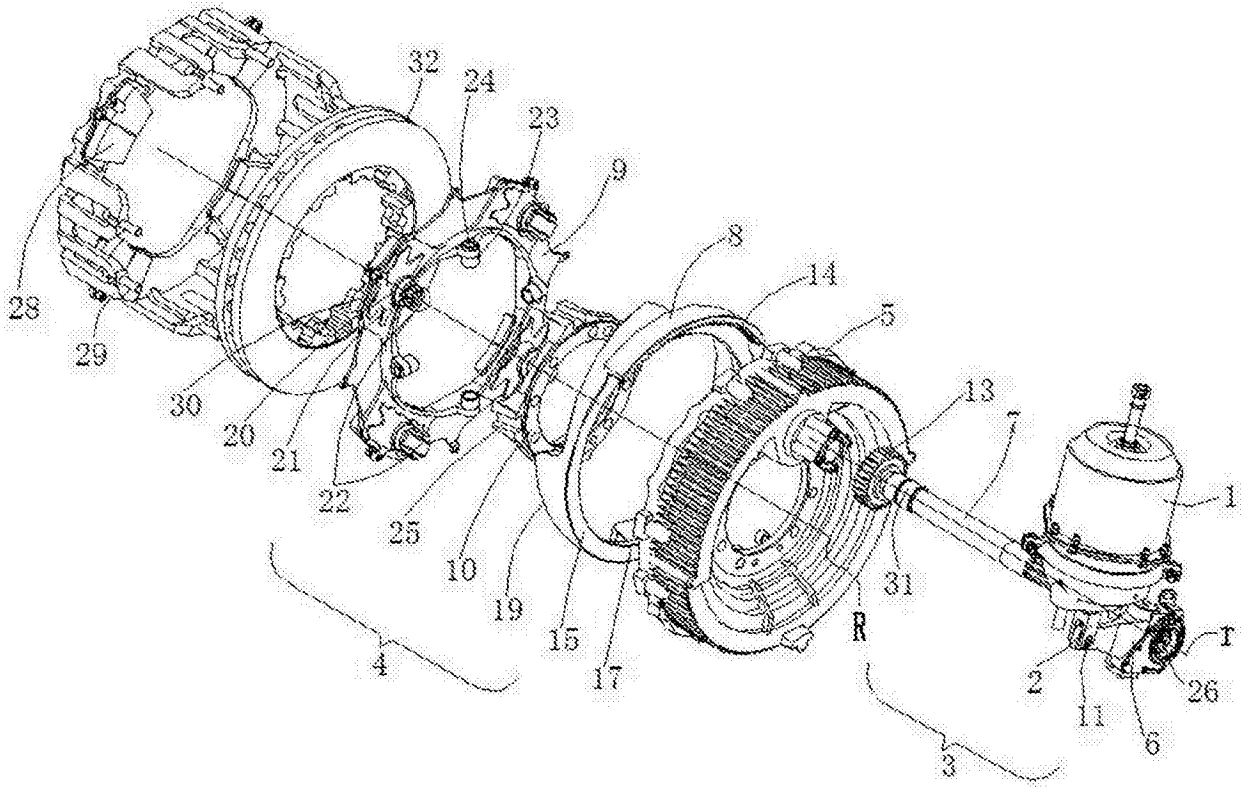


图1

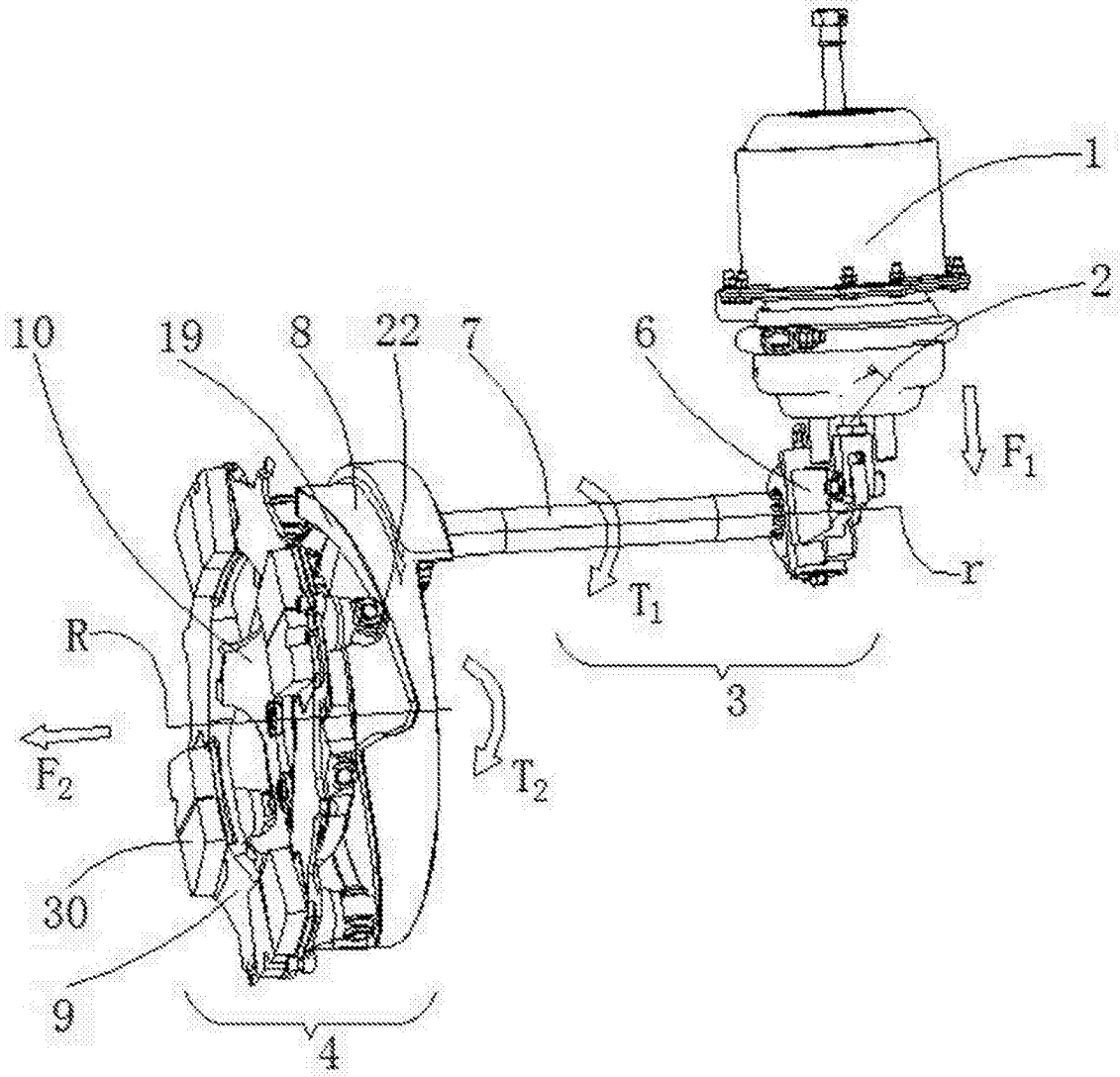


图2

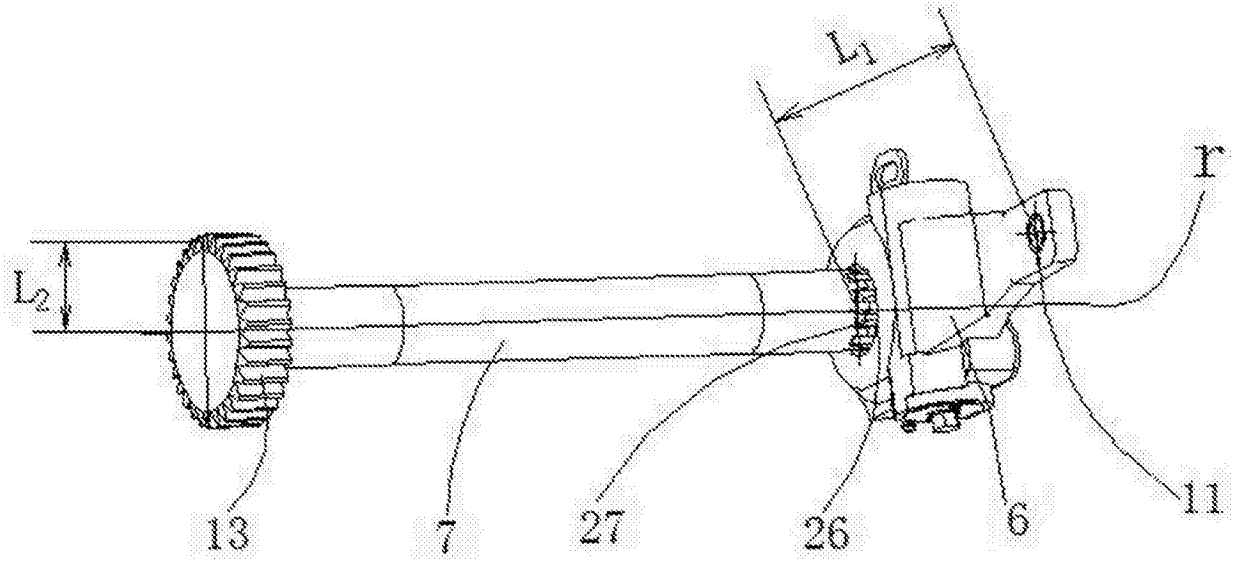


图3

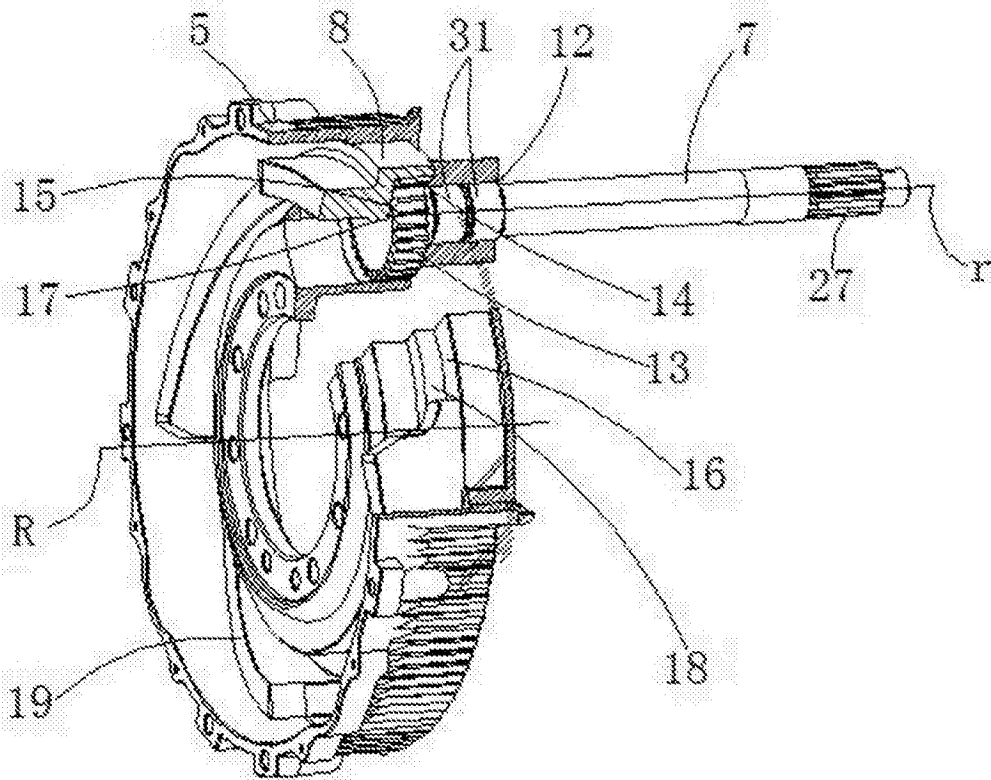


图4

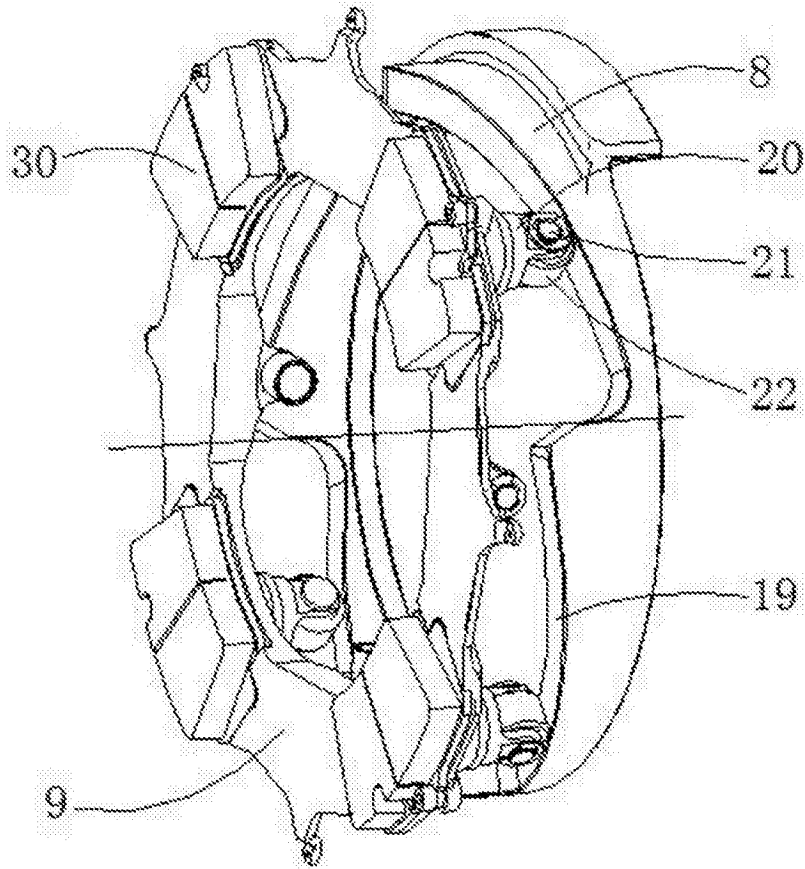


图5

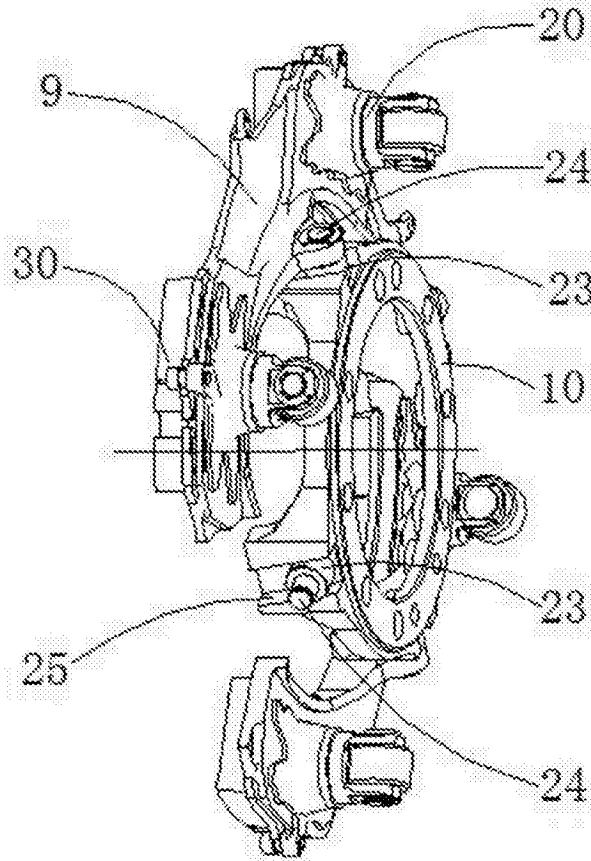


图6

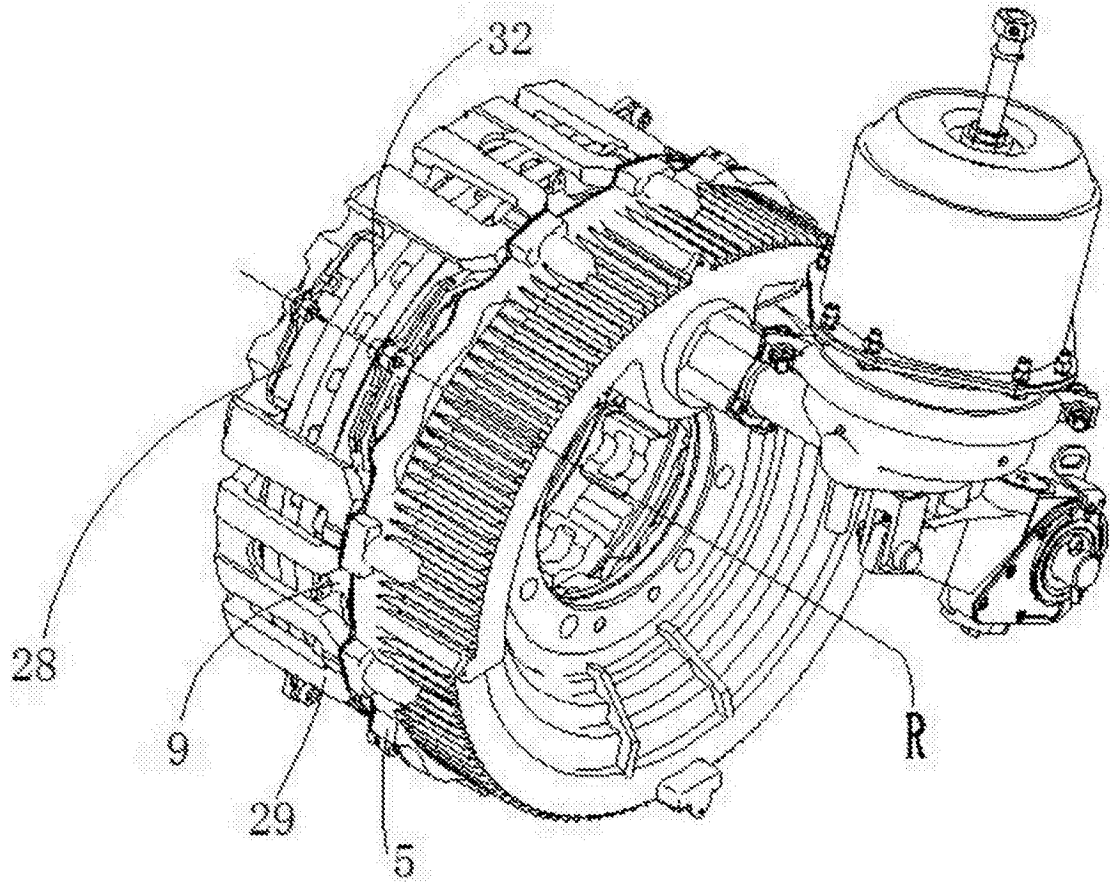


图7