



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 110043619 B

(45) 授权公告日 2022. 04. 29

(21) 申请号 201910309322.7

F16H 63/32 (2006.01)

(22) 申请日 2019.04.17

F16H 61/02 (2006.01)

(65) 同一申请的已公布的文献号

审查员 陈泽鑫

申请公布号 CN 110043619 A

(43) 申请公布日 2019.07.23

(73) 专利权人 西南大学

地址 400715 重庆市北碚区天生路2号

(72) 发明人 薛荣生 陈俊杰 邓天仪 谭志康

邱光印 王靖 邓云帆 梁品权

(74) 专利代理机构 北京海虹嘉诚知识产权代理

有限公司 11129

代理人 吕小琴

(51) Int. Cl.

F16H 3/74 (2006.01)

F16H 59/02 (2006.01)

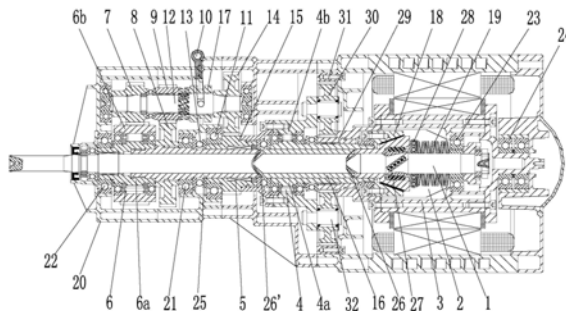
权利要求书2页 说明书9页 附图4页

(54) 发明名称

行星系输入的双超越离合主轴输出的自动变速电驱动系统

(57) 摘要

本发明公开了一种行星系输入的双超越离合主轴输出的自动变速电驱动系统,驱动动力通过行星轮系输入,变速系统包括低速挡传动机构、倒挡传动机构和自适应变速组件;倒挡传动机构具有将倒挡动力从副轴传递至主轴的传动比I,低速挡传动机构具有将低速挡动力从副轴传递至主轴的传动比II,传动比I大于等于传动比II;本发明利用两个超越离合器的合理配合,使得整体结构简单紧凑,倒挡传动与低速挡、快挡传动共用传动路线,且不发生干涉,保证了整体性能,适应能力较强,与自适应自动变速机构配合顺畅自然,采用行星减速输入,可采用高速电机作为动力源,提高整体效率,不但适用于电动车领域,而且适用于其它变扭矩机械传动领域。



1. 一种行星系输入的双超越离合主轴输出的自动变速电驱动系统,其特征在于:包括箱体、驱动电机和变速器,所述变速器包括主轴和主轴上的变速系统,所述变速系统包括行星轮系、低速挡传动机构、倒挡传动机构和自适应变速组件;

自适应变速组件包括从动摩擦件、主动摩擦件和变速弹性元件;

主动摩擦件和从动摩擦件以摩擦面相互配合的方式形成摩擦传动副,变速弹性元件施加使从动摩擦件与主动摩擦件贴合传动的预紧力,所述从动摩擦件通过第一轴向凸轮副与主轴传动配合,所述第一轴向凸轮副将动力通过主轴输出时,对从动摩擦件施加与变速弹性元件预紧力相反的轴向分力;驱动动力通过行星轮系输入至一第一超越离合器从而将动力输入至所述主动摩擦件;

还包括副轴,还包括副轴,所述驱动动力还通过行星轮系输入副轴;

所述低速挡传动机构包括第二超越离合器,所述副轴通过第二超越离合器将低速挡动力传递至从动摩擦件;

所述倒挡传动机构以可将倒挡动力传递至从动摩擦件或者断开倒挡动力的方式设置;

所述倒挡传动机构具有将倒挡动力从副轴传递至从动摩擦件的传动比 I,所述低速挡传动机构具有将低速挡动力从副轴传递至从动摩擦件的传动比 II,传动比 I 大于等于传动比 II;

所述行星轮系包括外齿圈、行星齿轮、行星架和太阳轮,所述外齿圈固定于箱体。

2. 根据权利要求1所述的行星系输入的双超越离合主轴输出的自动变速电驱动系统,其特征在于:所述驱动电机包括定子和转子,所述转子为空心转子结构,所述从动摩擦件、主动摩擦件和变速弹性元件位于空心转子结构内;所述空心转子结构设有前支撑部和后支撑部,所述前支撑部转动配合连接支撑于太阳轮,后支撑部转动配合支撑于箱体,所述空心转子结构的空心中部转动配合支撑于变速器主轴。

3. 根据权利要求2所述的行星系输入的双超越离合主轴输出的自动变速电驱动系统,其特征在于:所述第二超越离合器和倒挡传动机构均通过第二轴向凸轮副将动力传递至从动摩擦件;所述驱动动力由太阳轮输入并由行星架输出;所述第二轴向凸轮副由带有端面凸轮的凸轮轴套和从动摩擦件带有的端面凸轮配合形成,所述凸轮轴套转动配合套在主轴上,所述从动摩擦件通过第一轴向凸轮副传动配合套在主轴上;

所述第一超越离合器内圈转动配合外套于凸轮轴套并端部延伸形成延伸段与主动摩擦件传动配合,所述太阳轮转动配合外套于第一超越离合器内圈的所述延伸段;所述行星架与第一超越离合器外圈转动配合并同时输入至副轴。

4. 根据权利要求3所述的行星系输入的双超越离合主轴输出的自动变速电驱动系统,其特征在于:所述低速挡传动机构还包括低速挡从动齿轮和与低速挡从动齿轮啮合的低速挡主动齿轮,所述第二超越离合器的外圈传动配合设置或者直接形成低速挡从动齿轮,所述低速挡主动齿轮传动配合设置于副轴;所述倒挡传动机构包括倒挡主动齿轮和与倒挡主动齿轮啮合的倒挡从动齿轮,所述倒挡主动齿轮可接合或分离的方式设置于副轴,倒挡从动齿轮和所述第二超越离合器的内圈与凸轮轴套传动配合且转动配合设置于主轴;所述传动比 I 大于传动比 II。

5. 根据权利要求4所述的行星系输入的双超越离合主轴输出的自动变速电驱动系统,其特征在于:所述倒挡主动齿轮通过电磁换挡机构可接合或分离的方式设置于副轴,所述

电磁换挡机构同时用于切换动力正反转输入。

6. 根据权利要求5所述的行星系输入的双超越离合主轴输出的自动变速电驱动系统, 其特征在于: 所述电磁换挡机构包括主动摆臂、换挡转轴、换挡拨叉和两个电磁换挡器, 所述两个电磁换挡器用于驱动主动摆臂绕换挡转轴的轴线摆动且带动换挡转轴绕所述换挡转轴的轴线转动, 所述换挡转轴带动换挡拨叉绕所述轴线摆动并完成换挡。

7. 根据权利要求6所述的行星系输入的双超越离合主轴输出的自动变速电驱动系统, 其特征在于: 所述电磁换挡机构还设有定位机构, 所述定位机构包括设置于主动摆臂或者设置于与主动摆臂随动连接的定位部件的具有预紧力的定位弹子和设置于变速器箱体的定位基座, 所述定位基座上设置可与定位弹子配合且位置与倒挡传动机构接合或者分离对应的定位凹坑; 所述电磁换挡机构还设有用于检测挡位换挡是否到位的位置传感组件。

8. 根据权利要求3所述的行星系输入的双超越离合主轴输出的自动变速电驱动系统, 其特征在于: 所述变速弹性元件为变速碟簧, 所述变速碟簧外套于主轴并且一端通过平面轴承抵住从动摩擦件, 所述平面轴承为沿径向双排小滚珠的平面滚动轴承。

9. 根据权利要求4所述的行星系输入的双超越离合主轴输出的自动变速电驱动系统, 其特征在于: 所述第二超越离合器和倒挡传动机构均通过第三轴向凸轮副将动力传递至第二轴向凸轮副从而传递至从动摩擦件, 所述第三轴向凸轮副由转动配合外套于主轴的第二凸轮轴套的端面凸轮与凸轮轴套背向从动摩擦件的一端的端面凸轮配合形成;

与所述第一超越离合器外圈传动配合且转动配合外套于凸轮轴套或第二凸轮轴套设有中间主动齿轮, 所述副轴传动配合设置有与中间主动齿轮传动配合的中间从动齿轮;

所述第二超越离合器内圈向轴向外端延伸形成传动配合外套于主轴的轴套, 轴套转动配合支撑于变速器箱体, 另一端与第二凸轮轴套传动配合;

所述第一超越离合器的外圈轴向一端与中间主动齿轮传动配合, 另一端固定连接于行星架, 所述主轴动力输出端穿过并转动配合支撑于变速器箱体。

10. 根据权利要求9所述的行星系输入的双超越离合主轴输出的自动变速电驱动系统, 其特征在于: 所述第二超越离合器的轴套外圆通过第一滚动轴承转动配合支撑于变速器箱体; 第二凸轮轴套通过第二滚动轴承转动配合支撑于变速器箱体, 所述第二滚动轴承位于倒挡从动齿轮和中间主动齿轮之间, 所述中间主动齿轮轴向延伸形成轴颈, 且该轴颈还通过第五滚动轴承转动配合支撑于箱体, 所述中间主动齿轮与第二滚动轴承之间通过第一平面轴承转动配合; 所述转子内圆通过第四滚动轴承转动配合支撑于主轴。

行星系输入的双超越离合主轴输出的自动变速电驱动系统

技术领域

[0001] 本发明涉及一种机动车变速器,特别涉及一种行星系输入的双超越离合主轴输出的自动变速电驱动系统。

背景技术

[0002] 机械传动系统一般使用工况复杂,需要分配扭矩实现不同负载和转速的传动,以电动车为例,行驶环境复杂多变。且现有的电动汽车普遍采用的电驱动方法是电机驱动定速比,高效率合理区间狭窄有限,造成恶性循环,由此产生下列问题:

[0003] 1. 只能满足在某一工况的扭矩的范围内工作。

[0004] 2. 在定速比情况下为满足道路工况,只能提高电机的转速,增加电机制造成本。

[0005] 3. 电机发热,使用效率和寿命下降;

[0006] 4. 如要满足电动汽车复杂工况对扭矩的要求,只能通过不断增大电机电流和转速,只能不顾及大电流放电对电池的危害,只能利用电机的峰值功率、峰值扭矩和峰值大电流来驱动电机,完全不遵循动力电池组的放电特性;

[0007] 5. 由于大电流放电持续时间长,动力电池组电容量急剧下降,峰值大电流放电使电池急剧升温、升温引起电芯内阻急剧增大,电池受到极大的冲击而又带来无法挽回的损害,蓄电容量和电芯寿命锐减,充电循环次数快速减少,会带来续航里程越来越短的问题;

[0008] 6. 能量回收效率低;

[0009] 7. 采用高速电机加减速机构本质是增功增矩,不能实现高效率转换,在低速重载工况下,会带来电机性能迅速恶化、阻转下效率低的问题;大电流供电和频繁大电流冲击,过载引起的电池、控制器、电器和线缆不挡损坏,尤其是大大电池缩短循环使命,经济性差;

[0010] 但是,现有技术由以上利用定速比的驱动方法和技术路线存在致命缺陷而又无法克服。

[0011] 现有的自动变速器为多属性控制,采用电磁阀和伺服电机,通过同步器、拨叉和齿环等机械零部件实现升挡和降挡。机构组成零部件多,必须切断动力、这时电机速度瞬间升到最高,而汽车行驶动力突然消失,车速在行驶阻力作用下速降,算法复杂难以实现适时同步控制,且要求切断转换时间在短时间内,顿挫感强,可靠性差等;存在着安全性、舒适性、可靠性等问题。

[0012] 为了解决以上问题,本申请发明人发明了一系列的凸轮自适应自动变速装置,能根据行驶阻力检测驱动扭矩—转速以及行驶阻力—车速信号,使电机或发动机输出功率与车辆行驶状况始终处于最佳匹配状态,实现车辆驱动力矩与综合行驶阻力的平衡控制,凸轮自适应自动变速装置负荷随行驶力变化改变传动比,在不切断驱动力的情况下自适应随行驶阻力变化自动进行换挡变速,使电机或发动机始终在高效率区高速输出扭矩;可以满足山区、丘陵和重负荷条件下机动车辆运行平稳,提高安全性;采用摩擦盘形成分离结合的结构,具有反应灵敏的优点,且轴向尺寸较小,很好的解决了电动车存在的上述问题。虽然具有上述优点,凸轮自适应自动变速装置由于采用机械式自动变速结构上,适宜电动摩托

车和电动自行车的单向传递动力,不适宜需要双向驱动的机动车和机械装置的变速器,若采用传统倒挡机构,不但会增加变速器整体的体积以及结构的复杂程度,而且与凸轮自适应自动变速装置不能很好地融合。

[0013] 因此,需要一种对上述凸轮自适应自动变速装置进行改进,增加适应能力较强的倒挡机构,装置不但能够自适应随行驶阻力变化不切断驱动力的情况下自动进行换挡变速,而且能解决双向驱动工况下,均能满足复杂条件下高效率道路正向和反向行驶的问题,且设置简单紧凑、与凸轮自适应自动变速机构配合顺畅自然,降低制造成本,保证传动的稳定性。

发明内容

[0014] 有鉴于此,本发明的目的是提供一种行星系输入的双超越离合主轴输出的自动变速电驱动系统,增加适应能力较强的倒挡机构,装置不但能够自适应随行驶阻力变化不切断驱动力的情况下自动进行换挡变速,而且能解决双向驱动工况下,均能满足复杂条件下高效率道路正向和反向行驶的问题,且设置简单紧凑、与凸轮自适应自动变速机构配合顺畅自然,降低制造成本,保证传动的稳定性。

[0015] 本发明的行星系输入的双超越离合主轴输出的自动变速电驱动系统,包括箱体、驱动电机和变速器,所述变速器包括主轴和主轴上的变速系统,所述变速系统包括行星轮系、低速挡传动机构、倒挡传动机构和自适应变速组件;

[0016] 自适应变速组件包括从动摩擦件、主动摩擦件和变速弹性元件;

[0017] 主动摩擦件和从动摩擦件以摩擦面相互配合的方式形成摩擦传动副,变速弹性元件施加使从动摩擦件与主动摩擦件贴合传动的预紧力,所述从动摩擦件通过第一轴向凸轮副与主轴传动配合,所述第一轴向凸轮副将动力通过主轴输出时,对从动摩擦件施加与变速弹性元件预紧力相反的轴向分力;驱动动力通过行星轮系输入至一第一超越离合器从而将动力输入至所述主动摩擦件;

[0018] 还包括副轴,还包括副轴,所述驱动动力还通过行星轮系输入副轴;

[0019] 所述低速挡传动机构包括第二超越离合器,所述副轴通过第二超越离合器将低速挡动力传递至从动摩擦件;

[0020] 所述倒挡传动机构以可将倒挡动力传递至从动摩擦件或者断开倒挡动力的方式设置;

[0021] 所述倒挡传动机构具有将倒挡动力从副轴传递至从动摩擦件的传动比 I,所述低速挡传动机构具有将低速挡动力从副轴传递至从动摩擦件的传动比 II,传动比 I 大于等于传动比 II;

[0022] 所述行星轮系包括外齿圈、行星齿轮、行星架和太阳轮,所述外齿圈固定于箱体。

[0023] 进一步,所述驱动电机包括定子和转子,所述转子为空心转子结构,所述从动摩擦件、主动摩擦件和变速弹性元件位于空心转子结构内;所述空心转子结构设有前支撑部和后支撑部,所述前支撑部传动配合连接支撑于太阳轮,后支撑部转动配合支撑于箱体,所述空心转子结构的空心中部转动配合支撑于变速器主轴。

[0024] 进一步,所述第二超越离合器和倒挡传动机构均通过第二轴向凸轮副将动力传递至从动摩擦件;所述驱动动力由太阳轮输入并由行星架输出;所述第二轴向凸轮副由带有

端面凸轮的凸轮轴套和从动摩擦件带有的端面凸轮配合形成,所述凸轮轴套转动配合套在主轴上,所述从动摩擦件通过第一轴向凸轮副传动配合套在主轴上。

[0025] 所述第一超越离合器内圈转动配合外套于凸轮轴套并端部延伸形成延伸段与主动摩擦件传动配合,所述太阳轮转动配合外套于第一超越离合器内圈的所述延伸段;所述行星架与第一超越离合器外圈传动配合并同时输入至副轴。

[0026] 进一步,所述低速挡传动机构还包括低速挡从动齿轮和与低速挡从动齿轮啮合的低速挡主动齿轮,所述第二超越离合器的外圈传动配合设置或者直接形成低速挡从动齿轮,所述低速挡主动齿轮传动配合设置于副轴;所述倒挡传动机构包括倒挡主动齿轮和与倒挡主动齿轮啮合的倒挡从动齿轮,所述倒挡主动齿轮可接合或分离的方式设置于副轴,倒挡从动齿轮和所述第二超越离合器的内圈与凸轮轴套传动配合且转动配合设置于主轴;所述传动比I大于传动比II。

[0027] 进一步,所述倒挡主动齿轮通过电磁换挡机构可接合或分离的方式设置于副轴,所述电磁换挡机构同时用于切换动力正反转输入。

[0028] 进一步,所述电磁换挡机构包括主动摆臂、换挡转轴、换挡拨叉和两个电磁换挡器,所述两个电磁换挡器用于驱动主动摆臂绕换挡转轴的轴线摆动且带动换挡转轴绕所述换挡轴线转动,所述换挡转轴带动换挡拨叉绕所述轴线摆动并完成换挡。

[0029] 进一步,所述电磁换挡机构还设有定位机构,所述定位机构包括设置于主动摆臂或者设置于与主动摆臂随动连接的定位部件的具有预紧力的定位弹子和设置于变速器箱体的定位基座,所述定位基座上设置可与定位弹子配合且位置与倒挡传动机构接合或者分离对应的定位凹坑;所述电磁换挡机构还设有用于检测挡位换挡是否到位的位置传感组件。

[0030] 进一步,所述变速弹性元件为变速碟簧,所述变速碟簧外套于主轴并且一端通过平面轴承抵住从动摩擦件,所述平面轴承为沿径向双排小滚珠的平面滚动轴承。

[0031] 进一步,所述第二超越离合器和倒挡传动机构均通过第三轴向凸轮副将动力传递至第二轴向凸轮副从而传递至从动摩擦件,所述第三轴向凸轮副由转动配合外套于主轴的第二凸轮轴套的端面凸轮与凸轮轴套背向从动摩擦件的一端的端面凸轮配合形成;

[0032] 与所述第一超越离合器外圈传动配合且转动配合外套于凸轮轴套或第二凸轮轴套设有中间主动齿轮,所述副轴传动配合设置有与中间主动齿轮传动配合的中间从动齿轮;

[0033] 所述第二超越离合器内圈向轴向外端延伸形成传动配合外套于主轴的轴套,轴套转动配合支撑于变速器箱体,另一端与第二凸轮轴套传动配合;

[0034] 所述第一超越离合器的外圈轴向一端与中间主动齿轮传动配合,另一端固定连接于行星架,所述主轴动力输出端穿过并转动配合支撑于变速器箱体。

[0035] 进一步,所述第一超越离合器的轴套外圆通过第一滚动轴承转动配合支撑于变速器箱体;第二凸轮轴套通过第二滚动轴承转动配合支撑于变速器箱体,所述第二滚动轴承位于倒挡从动齿轮和中间主动齿轮之间,所述中间主动齿轮轴向延伸形成轴颈,且该轴颈还通过第五滚动轴承转动配合支撑于箱体,所述中间主动齿轮与第二滚动轴承之间通过第一平面轴承转动配合;所述转子内圆通过第四滚动轴承转动配合支撑于主轴。

[0036] 本发明的有益效果是:本发明的行星系输入的双超越离合主轴输出的自动变速电

驱动系统,具有现有凸轮自适应自动变速装置的全部优点,如能根据行驶阻力检测驱动扭矩—转速以及行驶阻力—车速信号,使电机输出功率与车辆行驶状况始终处于最佳匹配状态,实现车辆驱动力矩与综合行驶阻力的平衡控制,在不切断驱动力的情况下自适应随行驶阻力变化自动进行换挡变速;可以满足山区、丘陵和重负荷条件下使用,使电机负荷变化平缓,机动车辆运行平稳,提高安全性;

[0037] 利用两个超越离合器的合理配合,将倒挡结构与低速挡机构合理设置传动比,使得整体结构简单紧凑,倒挡传动与低速挡、快挡传动共用传动路线,且不发生干涉,保证了本发明的机械式自适应自动变速器的整体性能,适应能力较强,与自适应自动变速机构配合顺畅自然,降低制造成本,保证传动的稳定性,不但适用于电动车领域,而且适用于其它变扭矩机械传动领域;采用行星减速输入,可采用高速电机作为动力源,提高整体效率,不但适用于电动车领域,而且适用于其它变扭矩机械传动领域。

附图说明

[0038] 下面结合附图和实施例对本发明作进一步描述。

[0039] 图1为本发明的轴向剖面结构示意图;

[0040] 图2为电磁换挡结构示意图;

[0041] 图3位电磁换挡结构剖视图;

[0042] 图4为采用摩擦片结构的本发明结构示意图;

[0043] 图5为驱动电机横向截面图;

[0044] 图6为摩擦片结构放大图。

具体实施方式

[0045] 图1为本发明的轴向剖面结构示意图,图2为电磁换挡结构示意图,图3位电磁换挡结构剖视图,如图所示:本发明的行星系输入的双超越离合主轴输出的自动变速电驱动系统,包括箱体20、主轴1和主轴1上的变速系统,所述变速系统包括行星轮系、低速挡传动机构、倒挡传动机构和自适应变速组件;

[0046] 自适应变速组件包括从动摩擦件、主动摩擦件和变速弹性元件;

[0047] 主动摩擦件和从动摩擦件以摩擦面相互配合的方式形成摩擦传动副,如图1所示,主动摩擦件18和从动摩擦件2分别为圆环体轴向内锥套和圆环体轴向外锥套,圆环体轴向内锥套设有轴向内锥面且外套于圆环体轴向外锥套,圆环体轴向外锥套设有与圆环体轴向内锥套的轴向内锥面相配合的轴向外锥面,通过相互配合的锥面形成摩擦接合传动或者分离,在此不再赘述;

[0048] 当然,摩擦传动副也可以采用如图4、图6所示的摩擦片结构,如图4所示,主动摩擦件18'与第一超越离合器内圈一体成型或传动配合,且主动摩擦件18'上设有主动摩擦片组18a',从动摩擦件上设有与主动摩擦片18a'相配合的从动摩擦片组,配合结构与现有的摩擦片式离合器相类似,但本结构摩擦片可拆卸式设置,可根据整体结构需要拆装,以保证轴向尺寸;

[0049] 变速弹性元件19施加使从动摩擦件与主动摩擦件贴合传动的预紧力,所述从动摩擦件通过第一轴向凸轮副与主轴1传动配合,所述第一轴向凸轮副将动力通过主轴输出时,

对从动摩擦件施加与变速弹性元件预紧力相反的轴向分力；第一轴向凸轮副27即为相互配合的轴向凸轮（包括端面凸轮或者螺旋凸轮），从动摩擦件转动时，第一轴向凸轮副27产生轴向和圆周方向两个分力，其中圆周方向分力输出动力，轴向分力作用于从动摩擦件并施加于变速弹性元件，也就是说，第一轴向凸轮副的旋向与动力输出转动方向有关，本领域技术人员根据上述记载，在得知动力输出方向的前提下，能够得知第一轴向凸轮副27何种旋向能够施加何种方向的轴向分力，在此不再赘述；；如图所示，由于从动摩擦件2通过第一轴向凸轮副27传动配合套在主轴1上，因此，第一轴向凸轮副27为螺旋凸轮，在此不再赘述；驱动动力通过行星轮系输入至一第一超越离合器4从而将动力输入至所述主动摩擦件，通过合理的机械布局即可实现，在此不再赘述。

[0050] 还包括副轴12，所述驱动动力还通过行星轮系输入副轴12；

[0051] 所述低速挡传动机构包括第二超越离合器，所述副轴通过第二超越离合器将低速挡动力传递至从动摩擦件；

[0052] 所述倒挡传动机构以可将倒挡动力传递至从动摩擦件2或者断开倒挡动力的方式设置；一般采用挂挡结构进行设置，可以断开倒挡传动机构与从动摩擦件的传动也可以断开与副轴12的传动，均能实现发明目的；

[0053] 所述倒挡传动机构具有将倒挡动力从副轴12传递至主轴1的传动比I，所述低速挡传动机构具有将低速挡动力从副轴12传递至主轴1的传动比II，传动比I大于等于传动比II；则在倒挡传动时，第二超越离合，6超越，内圈6a（转动方向与倒挡相同）转速慢于外圈6b（低速挡与倒挡均由副轴输入动力），形成超越，倒挡传动机构顺利传动，否则会锁死。

[0054] 所述行星轮系包括外齿圈31、行星齿轮30、行星架32和太阳轮29，所述外齿圈固定于箱体20。

[0055] 由于低速挡传动机构和倒挡机构传动方向不同，因此，轴向凸轮副优选为双向输出的凸轮结构。

[0056] 本实施例中，所述驱动电机包括定子和转子，所述转子为空心转子结构，所述从动摩擦件、主动摩擦件和变速弹性元件位于空心转子结构内；所述空心转子结构设有前支撑部和后支撑部，所述前支撑部传动配合连接支撑于太阳轮，后支撑部转动配合支撑于箱体，如图所示，后支撑部通过第六滚动轴承24转动配合支撑于箱体；所述空心转子结构的空心中部转动配合支撑于变速器主轴。

[0057] 本实施例中，所述第二超越离合器6和倒挡传动机构均通过第二轴向凸轮副26将动力传递至从动摩擦件2，如图所示，由于低速挡传动机构和倒挡传动机构传动方向不同，因此，第二轴向凸轮副优选为双向输出的凸轮结构。

[0058] 本实施例中，所述驱动动力由太阳轮30输入并由行星架32输出；所述第二轴向凸轮副26由带有端面凸轮的凸轮轴套16和从动摩擦件2带有的端面凸轮配合形成，所述凸轮轴套16转动配合套在主轴1上，所述从动摩擦件2通过第一轴向凸轮副27传动配合套在主轴1上；所述第一超越离合器4内圈4a转动配合外套于凸轮轴套22并端部延伸形成延伸段与主动摩擦件18传动配合，所述太阳轮30转动配合外套于第一超越离合器4内圈4a的所述延伸段；所述行星架32与第一超越离合器4外圈4b传动配合并同时输入至副轴12，整个行星结构设置于本发明结构紧凑。

[0059] 所述驱动动力由太阳轮输入并由行星架输出至第一超越离合器4的外圈4b，如图

所示,空心转子3转子通过传动配合与太阳轮29传动配合,如图所示,空心转子3外套于太阳轮形成的轴颈,可为过盈连接且花键配合,形成动力输入传动,并提高连接刚性;所述第一超越离合器4的内圈4a与主动摩擦件18传动连接;所述驱动动力通过第一超越离合器外圈还输入副轴12,也就是驱动动力分两路输入,输入副轴12的方式可采用现有的任何机械传动结构,比如齿轮、链、甚至直连传动等,在此不再赘述。

[0060] 本实施例中,所述低速挡传动机构还包括低速挡从动齿轮和与低速挡从动齿轮啮合的低速挡主动齿轮7,所述第二超越离合器6的外圈6b传动配合设置或者直接形成低速挡从动齿轮,所述低速挡主动齿轮7传动配合设置于副轴12;所述倒挡传动机构包括倒挡主动齿轮9和与倒挡主动齿轮9啮合的倒挡从动齿轮8,所述倒挡主动齿轮9可接合(传动)或分离(转动)的方式设置于副轴,倒挡从动齿轮8和所述第二超越离合器6的内圈6a与凸轮轴套16传动配合且转动配合设置于主轴1,本实施例中第二超越离合器6的内圈6a与凸轮轴套16一体成型;如图所示,倒挡主动齿轮9转动配合(滚针轴承)设置于副轴12,通过可滑动且可传动的设置于副轴上的结合件形成于副轴的接合或分离的配合,属于常规的接合结构,在此不再赘述;所述传动比I大于传动比II,以保证传动的顺畅性,避免出现锁死。

[0061] 本实施例中,所述倒挡主动齿轮9通过电磁换挡机构10可接合或分离的方式设置于副轴12,所述电磁换挡机构同时用于切换动力正反转输入,在电磁换挡机构切换成倒挡过程中,将信号直接发送至电机控制系统,控制电机反转,实现倒挡;采用一般的信号采集机构或者开关即可实现。

[0062] 本实施例中,所述电磁换挡机构包括主动摆臂104、换挡转轴105、换挡拨叉106和两个电磁换挡器(电磁换挡器101和电磁换挡器102),所述两个电磁换挡器用于驱动主动摆臂绕换挡转轴的轴线摆动且带动换挡转轴绕所述换挡轴线转动,所述换挡转轴带动换挡拨叉绕所述轴线摆动并完成换挡;如图所示,本实施例中,电磁换挡器101、102并列设置,且分别用于驱动(或释放)主动摆臂的两端,使主动摆臂104可绕一中心线摆动,所述换挡轴以轴线重合于该中心线随动连接于主动摆臂104驱动主动摆臂绕换挡转轴的轴线摆动且带动换挡转轴绕所述轴线转动,所述换挡转轴105带动换挡拨叉106绕所述轴线摆动并驱动接合器(同步器)17完成换挡,接合器(同步器)换挡属于现有技术,在此不再赘述;当然,两个电磁换挡器(电磁换挡器101和电磁换挡器102)可以是对置结构,从两侧对主动摆臂进行往复摆动驱动,同样可实现发明目的,在此不再赘述;电磁换挡器为具有往复推杆的结构,通电时往复推杆推出并推动主动摆臂摆动后立即回位,回位一般采用回位弹簧结构,在此不再赘述。

[0063] 本实施例中,所述电磁换挡机构还设有定位机构103,所述定位机构103包括设置于主动摆臂或者设置于与主动摆臂随动连接的定位部件107的具有预紧力的定位弹子103b和设置于变速器箱体的定位基座103c,所述定位基座103c上设置可与定位弹子103b配合且位置与倒挡传动机构接合或者分离对应的定位凹坑;如图所示,本实施例中,定位弹子设置于所述定位部件107,定位部件107设有设置定位弹子103b的定位孔103a,定位孔内设置有用于对定位弹子103b施加向外与定位凹坑定位配合的预紧力的定位弹簧103d;在摆动过程中定位弹子在定位基座表面滑动,当滑动至定位凹坑处时定位弹子在预紧力作用下进入凹坑形成定位,当然,凹坑为平滑结构,在一定的推力下定位弹子会移除凹坑,完成后续换挡程序;所述电磁换挡机构还设有用于检测挡位换挡是否到位的位置传感组件,传感组件一

一般采用霍尔元件以及与霍尔元件对应的磁钢。

[0064] 本实施例中,所述变速弹性元件为变速碟簧19,所述变速碟簧19外套于主轴1并且一端通过平面轴承28抵住从动摩擦件2,所述平面轴承28为沿径向双排小滚珠的平面滚动轴承,小滚珠指的使用较现有技术中承载能力相同的滚珠小;采用双排滚珠,在平面轴承承载相同载荷的条件下,可减小滚珠的参数,具有转动平稳、相同载荷转速高、承载能力强的特点,并且可减小轴向安装尺寸。

[0065] 本实施例中,与所述第一超越离合器4的外圈4b传动配合设有中间主动齿轮15,如图所示,中间主动齿轮15形成缩颈的台阶轴,第一超越离合器4的外圈4b固定连接一缩颈的台阶轴套,台阶轴套外套于所述台阶轴形成传动配合,并具有径向的约束能力,保证形成传动且具有一定的支撑效果;所述副轴12传动配合设置有与中间主动齿轮15传动配合的中间从动齿轮14;

[0066] 本实施例中,所述第二超越离合器6和倒挡传动机构均通过第三轴向凸轮副26'将动力传递至第二轴向凸轮副26从而传递至从动摩擦件2,所述第三轴向凸轮副26'由转动配合外套于主轴的第二凸轮轴套25的端面凸轮与凸轮轴套16背向从动摩擦件2的一端的端面凸轮配合形成;背向从动摩擦件2的一端指的是与从动摩擦件2相比的远端,如图的左端;

[0067] 与所述第一超越离合器4外圈4b传动配合且转动配合外套于凸轮轴套或第二凸轮轴套设有中间主动齿轮15,如图所示,所述中间主动齿轮15通过滚针轴承5转动配合设置于第二凸轮轴套25;所述副轴12传动配合设置有与中间主动齿轮5传动配合的中间从动齿轮14;

[0068] 所述第二超越离合器6内圈6b向轴向外端延伸形成传动配合外套于主轴1的轴套,向外指的是向变速器的外侧(图中左端),轴套转动配合支撑于变速器箱体,另一端(右端)与第二凸轮轴套25传动配合;

[0069] 所述第一超越离合器4的外圈4b轴向一端与中间主动齿轮5传动配合,另一端固定连接于行星架(传动),所述主轴1动力输出端穿过并转动配合支撑于变速器箱体20。

[0070] 本实施例中,所述第二超越离合器6的内圈6b的轴套外圆通过第一滚动轴承22转动配合支撑于变速器箱体20;第二凸轮轴套25通过第二滚动轴承21转动配合支撑于变速器箱体20,所述第二滚动轴承21位于倒挡从动齿轮8和中间主动齿轮5之间,所述中间主动齿轮5轴向延伸形成轴颈,且该轴颈还通过第五滚动轴承11转动配合支撑于箱体20,所述中间主动齿轮5与第二滚动轴承21之间通过第一平面轴承13(平面滚动轴承)转动配合;所述空心转子3内圆通过第四滚动轴承23转动配合支撑于主轴1。

[0071] 如图所示,各个滚动轴承均支撑于箱体上形成的支撑肋,对箱体本身还具有加强作用,所述主轴1动力输出端穿过并通过第三滚动轴承23转动配合支撑于变速器箱体20。

[0072] 如图所示,所述转子空心的内壁沿径向向内突出的轴承座33a,该轴承座通过第五径向轴承25支撑于主轴,所述轴承座33a由转子空心内壁沿圆周方向并列布置的向内凸出的板状凸起形成,板状凸起对轴承形成支撑的同时,还具有散热片的效果,可有效将电机转子所产生的热量散发到空腔内,同时还利于增加空心转子的整体强度。

[0073] 本实施例中,所述转子包括空心的铝合金转子支撑体33d和外套于铝合金转子支撑体的转子主体33e,所述铝合金转子支撑体的外圆径向截面为多角星结构,转子主体的内圆为与铝合金转子支撑体外圆相配合的多角星结构;采用铝合金支撑体且采用多角星结构

配合,增加了铝合金在转子中所占的体积,从而减轻电机整体重量,实现了电机的轻量化结构布置,同时降低了结构成本;多角星结构还保证了支撑体与主体之间的圆周方向的配合强度,并可大大提高在大扭矩下的转速(相同构件尺寸),实现了大扭矩、高转速和轻量化指标,相对于现有技术,在达到转速 ≥ 15000 转/分的条件下更节能,用于高效轻量化轮毂电动轮等变速机构对于节能环保具有较大的优势,更能适应于以节能环保为主要目标的纯电动车使用。

[0074] 本实施例中,所述转子主体33e内布置有电机的磁钢33c,所述磁钢33c的布置方式与所述多角星结构相适应;亦可以理解为转子支撑件与转子主体的配合方式(多角星)适应了磁钢的布置方式,该配合结构尽可能的适应了磁钢的磁力线环境,为电能的节约创造了结构上的条件,利于节能降耗。

[0075] 本实施例中,所述转子的空腔内壁沿圆周方向并列形成沿纵向的加劲肋33b,加劲肋能够有效增加转子的本体强度,进一步适应于空心转子的轻量化结构;本实施例中,加劲肋33b设置于铝合金转子支撑体33d,符合铝合金材料对结构的要求,保证了支撑本身的强度,并保证了轻量化结构具有足够的支撑和传动强度。

[0076] 本实施例上述结构中,位于主轴或/和凸轮轴套上的动力输出输入节段对应转动支撑于变速器箱体,该结构中,凸轮轴套外套于主轴,形成传动且互相支撑的结构,能够传递较大的扭矩且不会发生弯曲变形,可大大减小相同承载能力条件下的构件尺寸;针对各个传动承载(动力交接输入和输出节段)部件,分别支撑于变速器箱体,使得主轴和传动的轴套能够较长的设置,并且由于具有支撑而将扭矩所产生的附加弯矩传递给箱体,使得自身传递较大扭矩,并可大大提高在大扭矩下的转速(相同构件尺寸),实现了大扭矩、高转速和轻量化指标,径向轴承以及轴套和主轴的相互支撑,还使得变速器在高速状态下具有较好的平稳性以及低噪声,相对于现有技术,用于驱动电机及高速减速器的最高转速 ≥ 15000 转/分,用于高效轻量化轮毂电动轮等变速机构对于节能环保具有较大的优势,更能适应于以节能环保为主要目标的纯电动车使用,当然,本发明不但适用于电动车领域,而且适用于其它变扭矩机械传动领域。

[0077] 本发明中,所记载的左右均以附图的左右为准,所记载的传动连接包括现有技术中所有的传动连接结构,包括花键、平键、螺栓固定连接等等,在此不再赘述。

[0078] 以上实施例只是本发明的最佳结构,并不是对本发明保护范围的限定;在连接方式上有所调整的方案,而不影响本发明发明目的的实现。

[0079] 本实施例的快挡动力传递路线:

[0080] 动力 \rightarrow 主动摩擦件18 \rightarrow 从动摩擦件2 \rightarrow 第一轴向凸轮副 \rightarrow 主轴1 \rightarrow 输出动力;

[0081] 此时第二超越离合器超越,且阻力传递路线:主轴1 \rightarrow 第一轴向凸轮副 \rightarrow 从动摩擦件2 \rightarrow 变速碟簧;通过第一轴向凸轮副对从动摩擦件2施加轴向力并压缩变速碟簧,当行驶阻力加大到一定时,该轴向力克服变速碟簧,使主动摩擦件18和从动摩擦件2分离,动力通过下述路线传递,即低速挡动力传递路线:

[0082] 动力 \rightarrow 第一超越离合器4的外圈4b \rightarrow 副轴12 \rightarrow 低速挡主动齿轮 \rightarrow 第二超越离合器6的外圈6b \rightarrow 第二超越离合器的内圈6a \rightarrow 第二轴向凸轮副26' \rightarrow 从动摩擦件2 \rightarrow 第一轴向凸轮副26 \rightarrow 从动摩擦件2 \rightarrow 轴向凸轮副27 \rightarrow 主轴输出动力。

[0083] 低速挡动力传递路线同时还经过下列路线:第一轴向凸轮副26 \rightarrow 从动摩擦件2 \rightarrow

压缩变速碟簧,防止低速挡传动过程中出现压缩变速碟簧往复压缩,从而防止低速挡传动时主动摩擦件18和从动摩擦件2贴合。

[0084] 有上述传递路线可以看出,本发明在运行时,主动摩擦件18与从动摩擦件8在变速碟簧作用下紧密贴合,形成一个保持一定压力的自动变速机构,并且可以通过增加变速轴套的轴向厚度来调整离合器啮合所需压力,达到传动目的,此时,动力带动主动摩擦件18、从动摩擦件2、主轴1,使主轴1输出动力;此时第二超越离合器处于超越状态。

[0085] 机动车启动时阻力大于驱动力,阻力迫使凸轮轴套向相反方向转动一定角度,在第一轴向凸轮副的作用下,从动摩擦件2压缩变速碟簧;从动摩擦件2和主动摩擦件18分离,同步,第二超越离合器啮合,输出动力以低速挡速度转动;因此,自动实现了低速挡起动,缩短了起动时间,减少了起动力。与此同时,变速碟簧吸收运动阻力矩能量,为恢复快挡挡位传递动力蓄备势能。

[0086] 启动成功后,行驶阻力减少,当分力减少到小于变速碟簧所产生的压力时,因被运动阻力压缩而产生变速碟簧压力迅速释放推动下,完成从动摩擦件2和主动摩擦件18恢复紧密贴合状态,低速挡超越离合器处于超越状态。

[0087] 行驶过程中,随着运动阻力的变化自动换挡原理同上,在不需要剪断驱动力的情况下实现变挡,使整个机车运行平稳,安全低耗,而且传递路线简单化,提高传动效率。

[0088] 倒挡传动路线:

[0089] 动力→第一超越离合器4的外圈4b→副轴12→倒挡主动齿轮→倒挡从动齿轮→第二轴向凸轮副26'→第一轴向凸轮副26→从动摩擦件2→轴向凸轮副27→主轴1输出倒挡动力。

[0090] 此时,由于倒挡的传动比大于低速挡传动比且为反向,则第二超越离合器超越,由于转动反向且外圈转速快于内圈,第一超越离合器超越,实现倒挡传动;当然,低速挡传动和倒挡传动均为降速传动,在此不再赘述。

[0091] 最后说明的是,以上实施例仅用以说明本发明的技术方案而非限制,尽管参照较佳实施例对本发明进行了详细说明,本领域的普通技术人员应当理解,可以对本发明的技术方案进行修改或者等同替换,而不脱离本发明技术方案的精神和范围,其均应涵盖在本发明的权利要求范围当中。

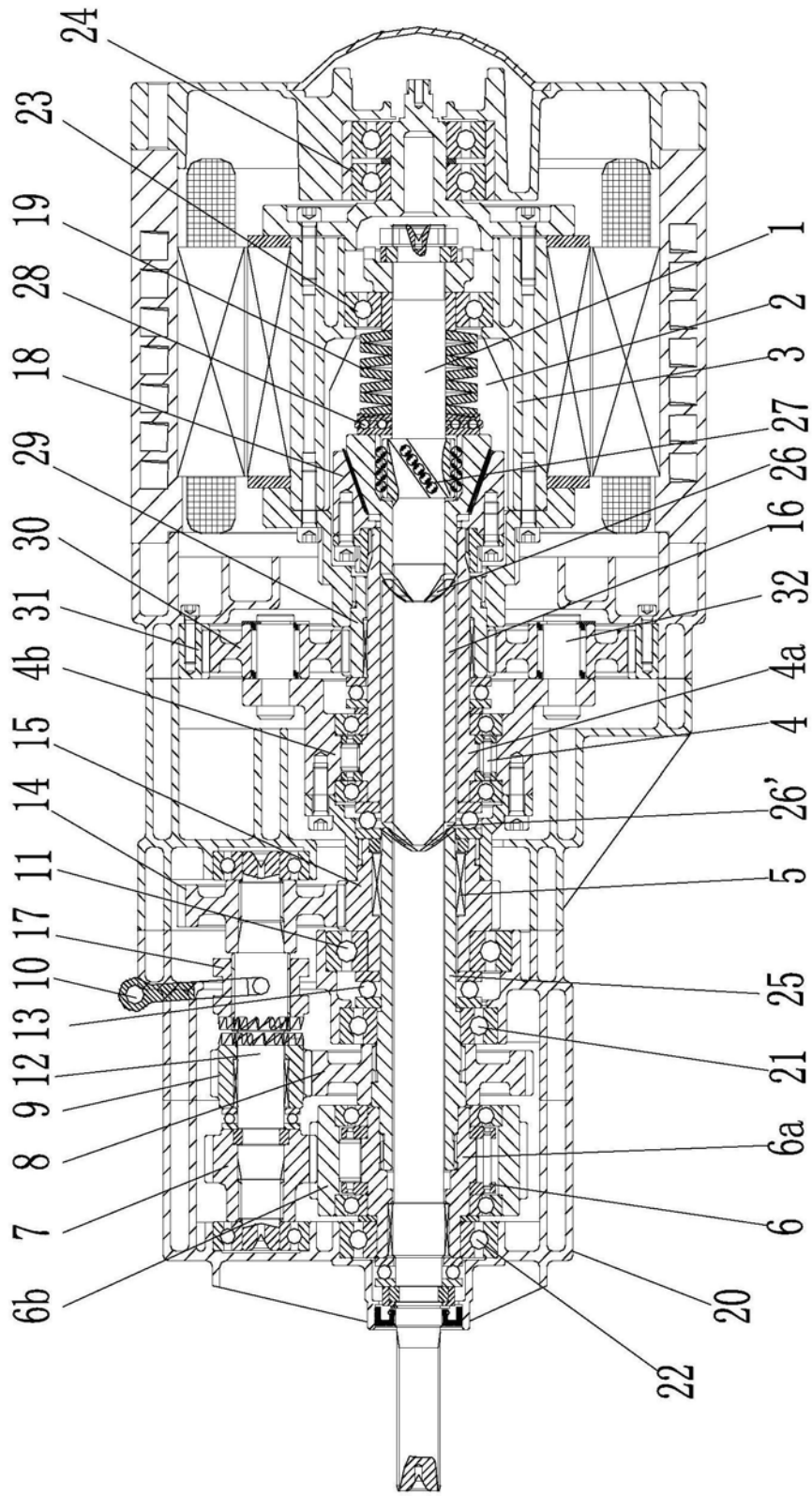


图1

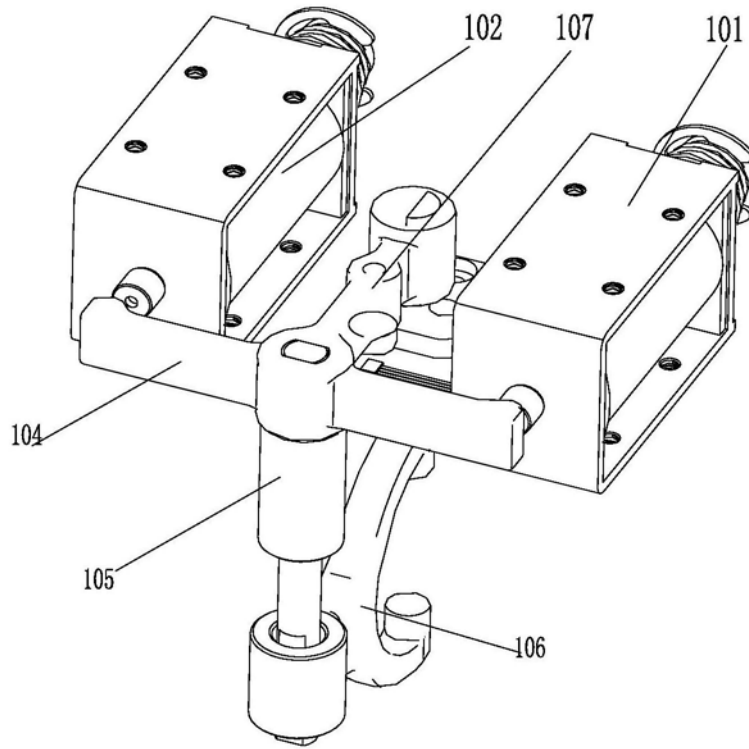


图2

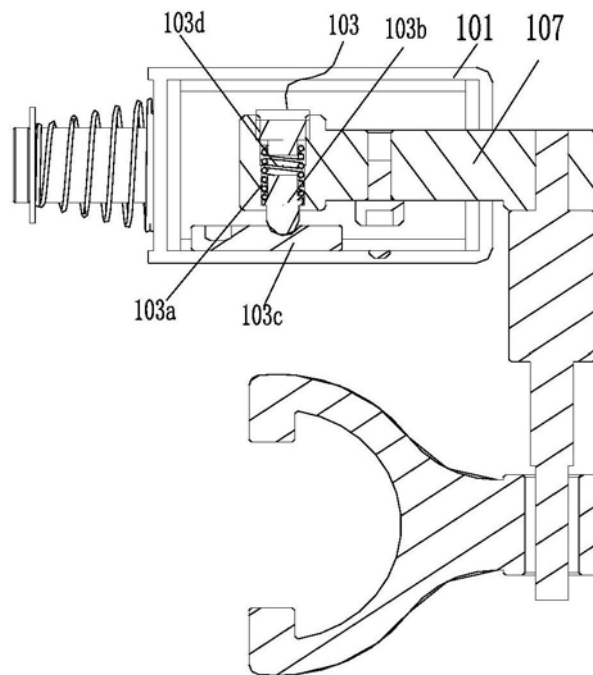


图3

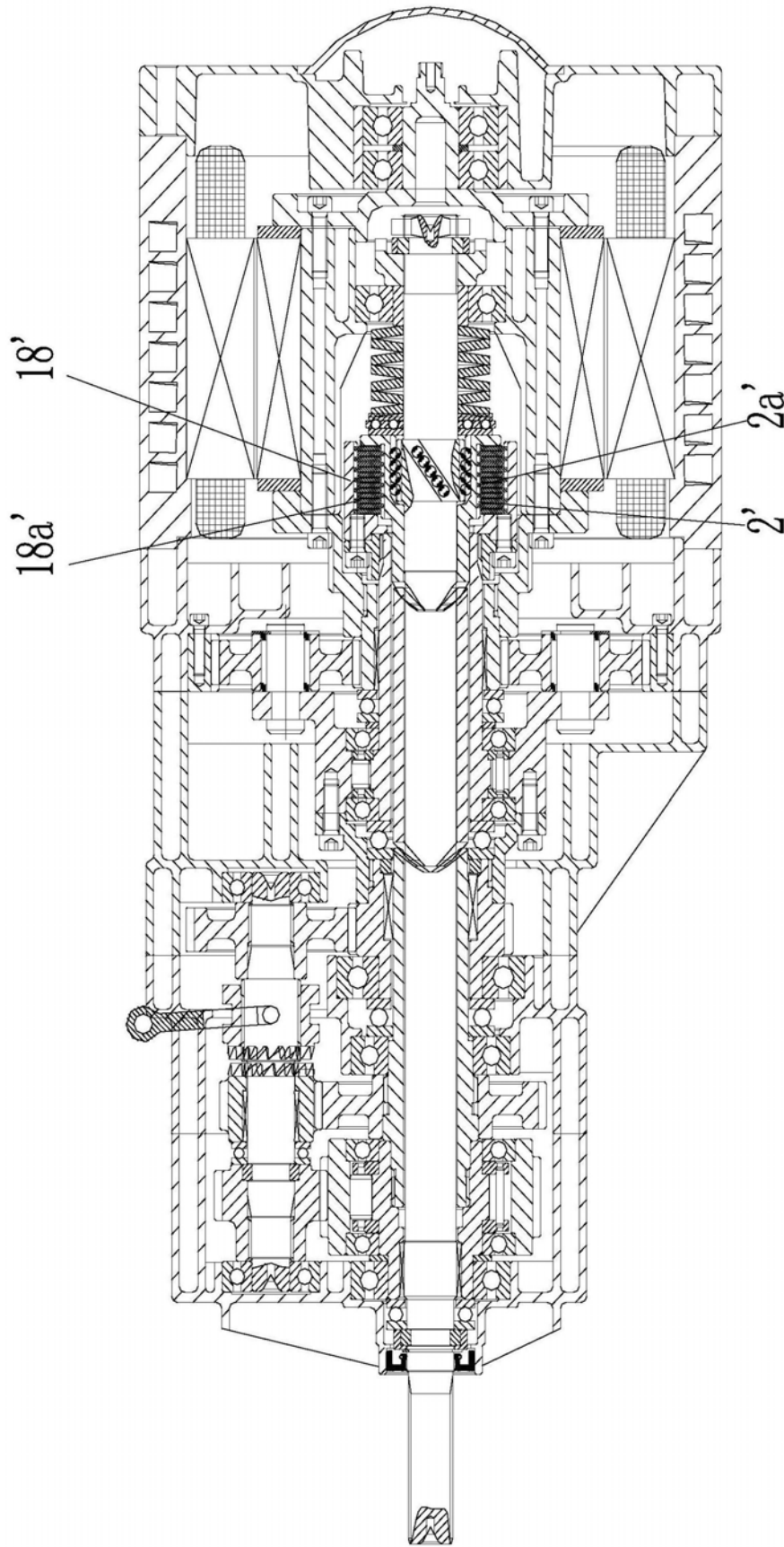


图4

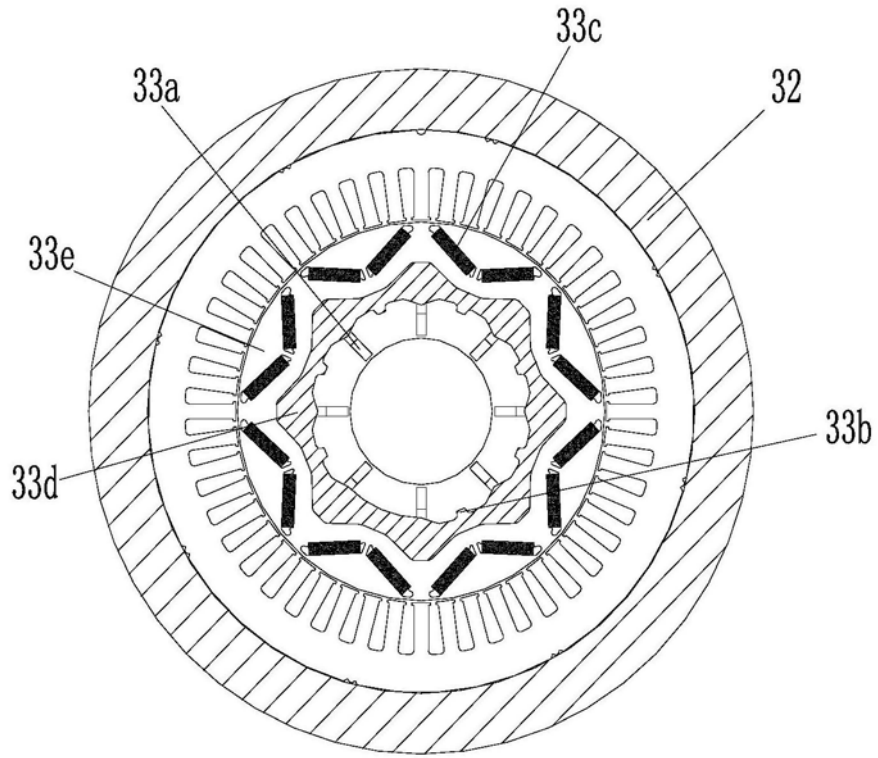


图5

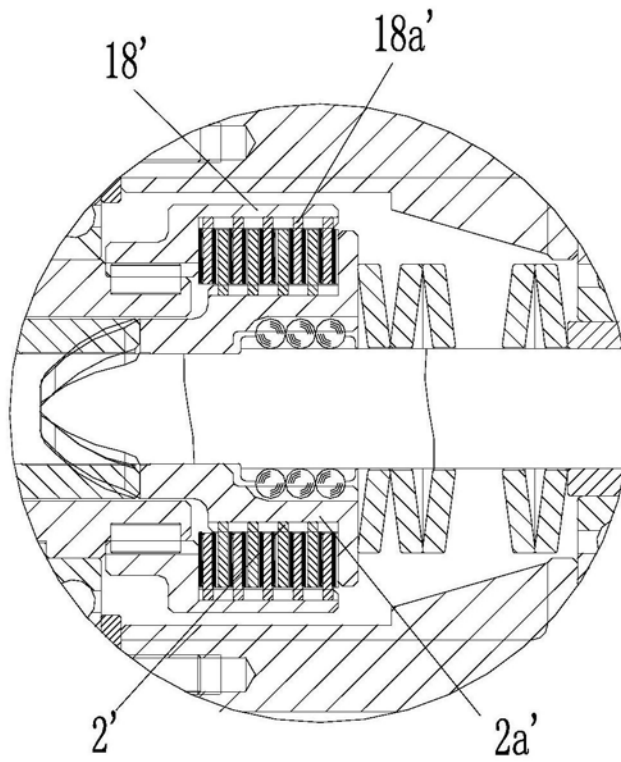


图6