



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 104154202 A

(43) 申请公布日 2014. 11. 19

(21) 申请号 201410430838. 4

(22) 申请日 2014. 08. 29

(71) 申请人 广西柳工机械股份有限公司

地址 545007 广西壮族自治区柳州市柳太路
1 号

(72) 发明人 罗世伟 王松林 周文晓 章勇华
李朴芬

(74) 专利代理机构 柳州市集智专利商标事务所
45102

代理人 黄有斯

(51) Int. Cl.

F16H 41/00 (2006. 01)

F16H 41/24 (2006. 01)

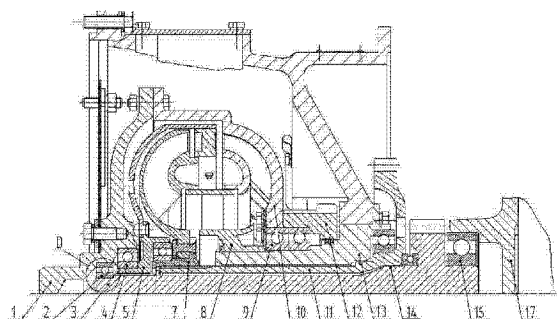
权利要求书1页 说明书3页 附图3页

(54) 发明名称

双涡轮液力变矩器

(57) 摘要

本发明公开了一种双涡轮液力变矩器, 涉及工程机械领域; 包括有罩轮, 泵轮, 箱体, 输入一级齿轮轴, 一级涡轮组件和输入二级齿轮轴, 以及导轮座; 导轮座上安装有导轮和分动齿轮, 泵轮一端与罩轮固定连接, 另一端与分动齿轮固定连接, 泵轮通过第三球轴承和导轮座转动连接, 输入一级齿轮轴的一端通过第四球轴承与箱体转动连接, 输入一级齿轮轴的另外一端通过第二球轴承与罩轮转动连接; 与第二轴承配合的轴段上设有限位台阶; 限位台阶的端面与第二轴承端面的间隙为 0. 3-0. 5 毫米。本发明可以解决双涡轮液力变矩器及输入一级齿轮轴径向定位不稳导致一级涡轮组内花键发生偏载及输入一级齿轮轴花键端发生偏摆破坏失效的问题。



1. 一种双涡轮液力变矩器,包括有罩轮(1),泵轮(10),箱体(17),输入一级齿轮轴(3),套装在所述输入一级齿轮轴(3)上的一级涡轮组件(5)和输入二级齿轮轴(11),以及套装在所述输入二级齿轮轴(11)上的二级涡轮组件(7)和导轮座(13);所述导轮座(13)上安装有导轮(8)和分动齿轮(12),所述泵轮(10)一端与所述罩轮(1)固定连接,另一端与所述分动齿轮(12)固定连接,所述泵轮(10)通过第三球轴承(9)和所述导轮座(13)转动连接,所述输入一级齿轮轴(3)的一端通过第四球轴承(16)与所述箱体(17)转动连接,其特征在于:所述输入一级齿轮轴(3)的另外一端通过第二球轴承(2)与所述罩轮(1)转动连接,所述第二球轴承(2)的外圈安装在所述罩轮(1)的内孔,所述第二球轴承(2)的内圈套装在所述输入一级齿轮轴(3)上。

2. 根据权利要求1所述的双涡轮液力变矩器,其特征在于:所述输入一级齿轮轴(3)与所述第二球轴承(2)配合处的一侧设置有限位台阶。

3. 根据权利要求2所述的双涡轮液力变矩器,其特征在于:所述限位台阶的端面与所述第二球轴承(2)的端面的间隙为 b , $b=0.3\sim 0.5$ 毫米。

双涡轮液力变矩器

技术领域

[0001] 本发明是涉及一种液力变矩器,特别是一种应用于装载机的双涡轮液力变矩器。

背景技术

[0002] 在工程机械中,双涡轮液力变矩器与超越离合器组合使用,起到增大输出扭矩的作用,如图3所示,其主要零部件包括罩轮1、泵轮10、一级涡轮组件5、二级涡轮组件7和导轮8等。

[0003] 双涡轮液力变矩器的两组涡轮通过输入一级齿轮轴3和输入二级齿轮轴11与超越离合器汇流成一路输出。双涡轮液力变矩器的工作原理为:变矩器里面充满油液,发动机驱动泵轮旋转将机械能转化为泵轮流道中油液的动能,油液依靠离心力的作用沿着泵轮叶片的引导先后冲向一级涡轮组件5和二级涡轮组件7的叶片,使一级涡轮组件5和二级涡轮组件7旋转,油液继而冲向固定不动的导轮8叶片。根据作用力与反作用力的原理,高速冲向导轮的油液会给一级涡轮组件5和二级涡轮组件7产生一个反作用力,从而增大涡轮组汇流后的输出力矩。

[0004] 在双涡轮液力变矩器工作的过程中,一级涡轮组件5和二级涡轮组件7的叶片受高速油液冲击而产生轴向力和径向力,并且力的大小随着工况的改变频繁而变化。一级涡轮组件5和二级涡轮组件7所受的力,一部分通过涡轮毂的花键以转矩的形式传递至输入一级齿轮轴3、输入二级齿轮轴11,进而传递至变速箱中;一部分通过涡轮毂上的第一球轴承4传递至罩轮1,再通过连接罩轮1和泵轮10的螺栓传递至泵轮10,最后通过第三球轴承9传递至导轮座13上。现有的双涡轮液力变矩器结构中,装配后的双涡轮液力变矩器径向定位主要由泵轮10、分动齿轮12与导轮座13之间的两个球轴承实现并由其承受主要的径向力和轴向力作用,此时双涡轮液力变矩器相当于单点支承的悬臂结构,受力状况较差;同样,输入一级齿轮轴3径向定位主要与其与箱体17之间的第四球轴承16实现,相当于单点支承的悬臂结构,当装载机低速重载工作时,扭矩主要由输入一级齿轮轴3传递给超越离合器,而超越离合器的反作用力,使输入一级齿轮轴3发生偏摆,受力状况较差。因此,现有技术存在以下不足:

1、现有双涡轮液力变矩器主要由泵轮10、分动齿轮12与导轮座之间两个第三球轴承9进行径向定位及受力,相当于单端支承的悬臂结构,变矩器在工作过程中随着载荷的频繁转换会发生偏摆,同时,输入一级齿轮轴3主要由箱体17与其之间的第四球轴承16进行径向定位及受力,运行时受超越离合器的反作用力,导致偏摆现象。变矩器的偏摆与输入一级齿轮轴3的偏摆,造成一级涡轮组件5内花键承受偏载而发生破坏失效。

[0005] 2、输入一级齿轮轴3径向的不稳定偏摆造成其与输入二级齿轮轴11油封14位置干涉磨损。

发明内容

[0006] 本发明的目的在于解决现有双涡轮液力变矩器及输入一级齿轮轴径向定位不稳

导致涡轮组内花键发生偏载破坏失效及输入一级齿轮轴与输入二级齿轮轴油封位置干涉磨损的问题,提供一种新的双涡轮液力变矩器,其在罩轮与输入一级齿轮轴之间增加一球轴承,球轴承内圈与输入一级齿轮轴配合、外圈与罩轮内孔配合;输入一级齿轮轴设置有限位台阶。该结构使双涡轮液力变矩器及输入一级齿轮轴实现双端受力与支承,减小双涡轮液力变矩器在工作过程中的径向偏摆,改善一级涡轮组件内花键及输入一级齿轮轴的受力状况,提高可靠性。

[0007] 本发明采用的技术方案是:这种双涡轮液力变矩器包括有罩轮,泵轮,箱体,输入一级齿轮轴,套装在所述输入一级齿轮轴上的一级涡轮组件和输入二级齿轮轴,以及套装在所述输入二级齿轮轴上的二级涡轮组件和导轮座;所述导轮座上安装有导轮和分动齿轮,所述泵轮一端与所述罩轮固定连接,另一端与所述分动齿轮固定连接,所述泵轮通过第三球轴承和所述导轮座转动连接,所述输入一级齿轮轴的一端通过第四球轴承与所述箱体转动连接,所述输入一级齿轮轴的另外一端通过第二球轴承与所述罩轮转动连接,所述第二球轴承的外圈安装在所述罩轮的内孔,所述第二球轴承的内圈套装在所述输入一级齿轮轴上。

[0008] 上述技术方案中,更为具体的方案是:所述输入一级齿轮轴与所述第二球轴承配合处的一侧设置有限位台阶。

[0009] 进一步:所述限位台阶的端面与所述第二球轴承的端面的间隙为 b , $b=0.3\sim 0.5$ 毫米。

[0010] 由于采用了上述技术方案,本发明与现有技术相比具有如下有益效果:

1、本发明在罩轮与输入一级齿轮轴之间增加一球轴承,输入一级齿轮轴由原来的单端受力变为双端受力,减小输入一级齿轮轴的径向偏摆,改善涡轮组内花键的受力状况,减少输入一级齿轮轴与输入二级齿轮轴油封位干涉磨损,提高双涡轮液力变矩器的可靠性。

[0011] 2、本发明输入一级齿轮轴与第二球轴承配合端设置限位台阶,台阶端面与轴承端面的间隙为 $0.3\text{mm}\sim 0.5\text{mm}$,满足变矩器内部轴承在温度升高时不会被卡死。

附图说明

[0012] 图 1 是本发明的结构示意图。

[0013] 图 2 是图 1 中 D 处的局部放大图。

[0014] 图 3 是原有双涡轮液力变矩器的支承结构示意图。

[0015] 图 4 是本发明的双涡轮液力变矩器的支承结构示意图。

[0016] 图中标号表示为:1、罩轮, 2、第二球轴承, 3、输入一级齿轮轴, 4、第一球轴承, 5、一级涡轮组件, 7、二级涡轮组件, 8、导轮, 9、第三球轴承, 10、泵轮, 11、输入二级齿轮轴, 12、分动齿轮, 13、导轮座, 14、油封, 16、第四球轴承, 17、箱体。

具体实施方式

[0017] 下面结合附图和实施例对本发明做进一步详述:

图 3 是原有双涡轮液力变矩器的支承结构示意图,在双涡轮液力变矩器工作的过程中,一级涡轮组件 5 和二级涡轮组件 7 的叶片受高速油液冲击而产生轴向力和径向力,并且力的大小随着工况的改变频繁而变化。一级涡轮组件 5 和二级涡轮组件 7 所受的力,一部分

通过涡轮毂的花键以转矩的形式传递至输入一级齿轮轴 3、输入二级齿轮轴 11,进而传递至变速箱中;一部分通过涡轮毂上的第一球轴承 4 传递至罩轮 1,再通过连接罩轮 1 和泵轮 10 的螺栓传递至泵轮 10,最后通过第三球轴承 9 传递至导轮座 13 上。如图 3 所示,现有的双涡轮液力变矩器结构中,装配后的双涡轮液力变矩器径向定位主要由泵轮 10、分动齿轮 12 与导轮座 13 之间的两个第三球轴承 9 实现并由其承受主要的径向力和轴向力作用,此时双涡轮液力变矩器相当于单点支承的悬臂结构,受力状况较差,同样,输入一级齿轮轴 3 径向定位主要与其与箱体 17 之间的第四球轴承 16 实现,相当于单点支承的悬臂结构,当装载机低速重载工作时,扭矩主要由输入一级齿轮轴 3 传递给超越离合器,而超越离合器的反作用力,使输入一级齿轮轴 3 发生偏摆,受力状况较差。

[0018] 图 1,图 2 和图 4 的双涡轮液力变矩器,包括有罩轮 1,泵轮 10,箱体 17,输入一级齿轮轴 3,套装在输入一级齿轮轴 3 上的一级涡轮组件 5 和输入二级齿轮轴 11,以及套装在输入二级齿轮轴 11 上的二级涡轮组件 7 和导轮座 13;导轮座 13 上安装有导轮 8 和分动齿轮 12,泵轮 10 一端与罩轮 1 固定连接,另一端与分动齿轮 12 固定连接,在泵轮 10 通过第三球轴承 9 和导轮座 13 转动连接,输入一级齿轮轴 3 的一端通过第四球轴承 16 与箱体 17 转动连接,在输入一级齿轮轴 3 的另外一端通过第二球轴承 2 与罩轮 1 转动连接,第二球轴承 2 的外圈安装在罩轮 1 的内孔,第二球轴承 2 的内圈套装在输入一级齿轮轴 3 上;输入一级齿轮轴 3 与第二球轴承 2 配合处的一侧设置有限位台阶,输入一级齿轮轴 3 的限位台阶的端面与第二球轴承 2 的端面的间隙为 b , $b=0.3\sim 0.5$ 毫米;本实施例选取 $b=0.4$ 毫米。

[0019] 本发明在罩轮 1 与输入一级齿轮轴 3 之间增加第二球轴承 2,使双涡轮液力变矩器及输入一级齿轮轴 3 由原来的单端受力变为双端受力,减轻变矩器及输入一级齿轮轴在工作过程中的偏摆,改善涡轮组内花键的受力状况,减少输入一级齿轮轴与输入二级齿轮轴油封位干涉磨损,提高双涡轮液力变矩器的可靠性。

[0020] 在输入一级齿轮轴 3 与轴承 2 配合端设置限位台阶,台阶端面与轴承端面的间隙为 $0.3\sim 0.5$ 毫米,满足变矩器内部轴承在温度升高时不会被卡死。

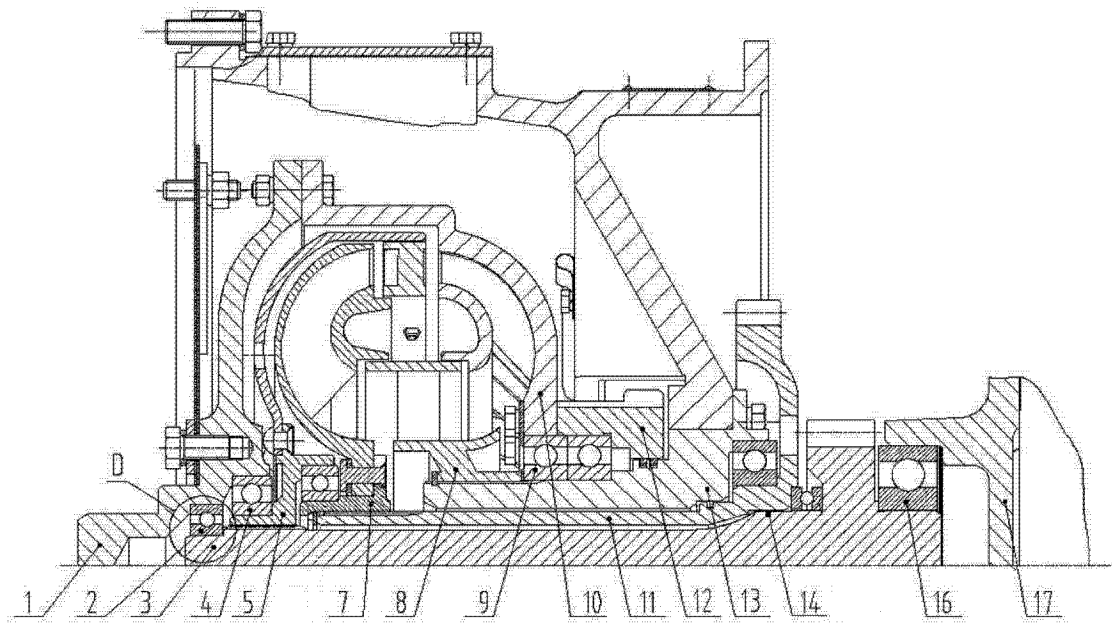


图 1

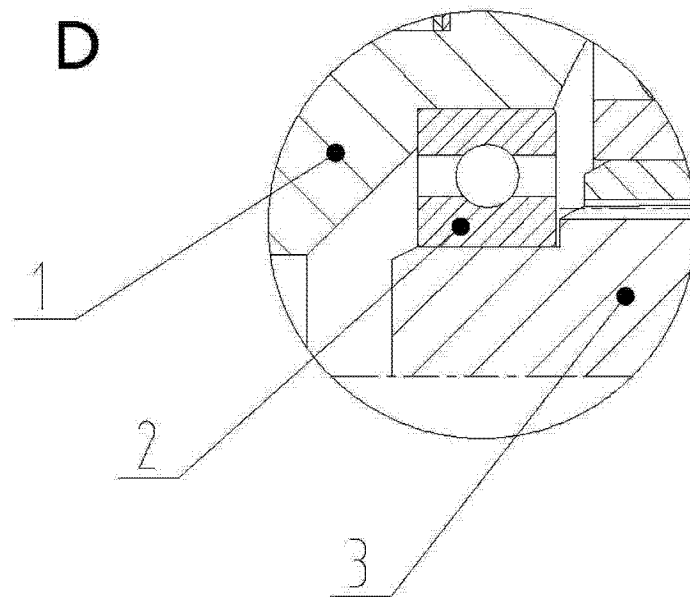


图 2

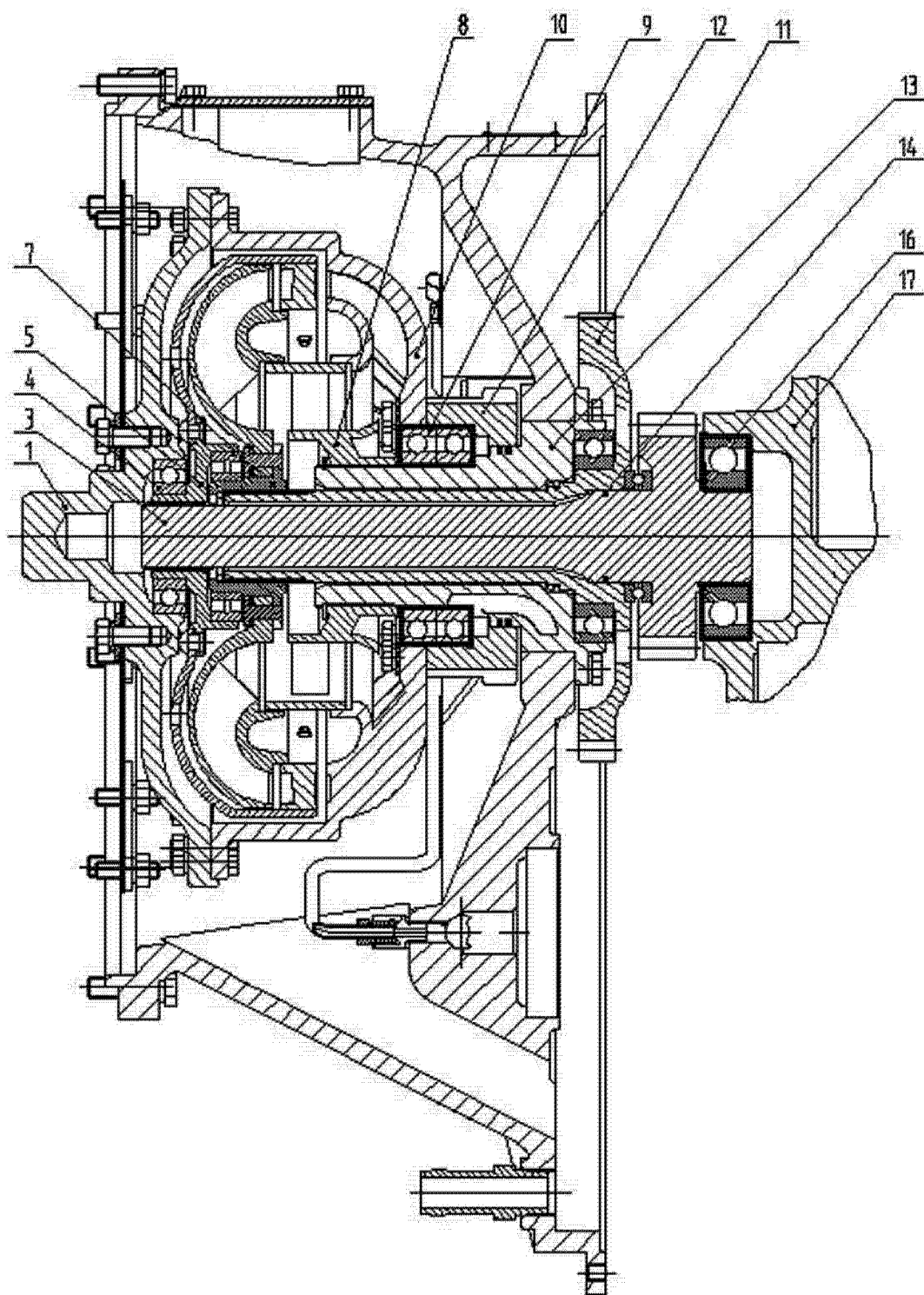


图 3

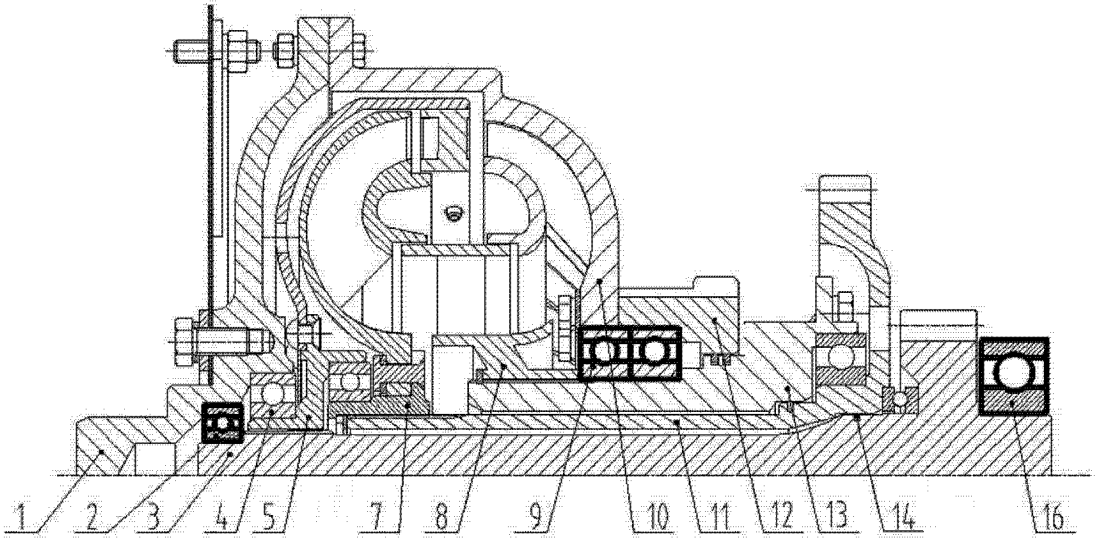


图 4