



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 103047094 A

(43) 申请公布日 2013. 04. 17

(21) 申请号 201210544814. 2

(22) 申请日 2012. 12. 15

(71) 申请人 大连华锐重工集团股份有限公司

地址 116013 辽宁省大连市西岗区八一路
169 号

(72) 发明人 陈凤艳 张本麒 张雅斌 赵昕
苏新顺 郝丽格

(74) 专利代理机构 大连东方专利代理有限责任
公司 21212

代理人 曲永祚 李洪福

(51) Int. Cl.

F03D 11/02 (2006. 01)

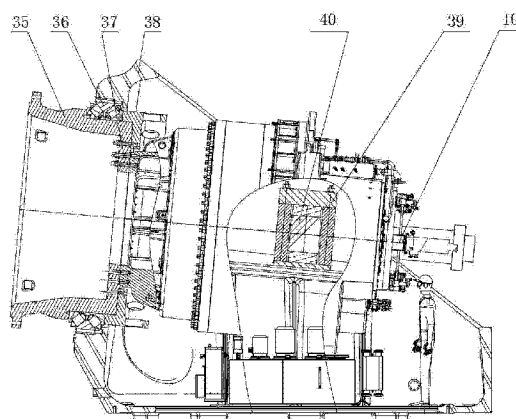
权利要求书 2 页 说明书 6 页 附图 2 页

(54) 发明名称

大功率高速风力发电机用主传动增速齿轮箱

(57) 摘要

本发明公开了大功率高速风力发电机用主传动增速齿轮箱, 由封闭行星齿轮传动与一级平行轴齿轮传动组成, 其中封闭行星齿轮传动是由一级差动行星齿轮传动与一级基本行星齿轮传动组合而成, 属于功率分流型传动, 齿轮箱低速级承担输入功率的 75%, 故在承受相同载荷条件下, 本发明的齿轮箱具有结构紧凑、体积小、重量减轻至少 10%、可靠性高、能降低风力发电机组总成本的特点。



1. 大功率高速风力发电机用主传动增速齿轮箱, 由封闭行星齿轮传动与一级平行轴齿轮传动组成, 其中封闭行星齿轮传动是由一级差动行星齿轮传动与一级基本行星齿轮传动组合而成; 其特征在于: 中心轴承座(5) 设在第一级行星架(1) 和第二级内齿圈(17) 之间, 它们通过高强螺栓依次联接成一体; 中心轴承座(5) 内装有中心轴承(4), 中心轴承(4) 的外环与中心轴承座(5) 的内孔采用过渡配合并通过螺栓联接, 中心轴承(4) 的内环与第二级行星架盖(6) 采用过盈配合, 轴承压板(19) 通过螺栓与第二级行星架盖(6) 的端面联接以定位并压紧中心轴承(4) 的内环端面;

第一级行星架(1) 通过螺栓、销同第一级行星架盖(2) 联接构成双臂结构的行星架, 第一级行星架(1) 的输入端通过两圈螺栓(37) 与机组的过渡连接法兰套(35) 相联结, 过渡连接法兰套(35) 上装有机组主轴承(36), 此外, 第一级行星架(1) 构成齿轮箱外轮廓的一部分即兼有箱体的功能; 第一级行星架(1) 沿着圆周方向等分设置三个第一级行星轮(22);

行星轮(22) 通过两个单列圆柱滚子轴承(23) 安装在第一级行星轮轴(29) 上, 第一级行星轮轴(29) 与第一级行星架(1) 采用过盈配合联接;

第一级内齿圈(21) 设在第一级行星架(1) 内部并通过连接盘(3) 与第二级太阳轮(18) 联接成一体, 其中第一级内齿圈(21) 通过螺栓与连接盘(3) 相联接, 且连接盘(3) 与第二级太阳轮(18) 通过圆柱面过盈配合进行联接;

第一级太阳轮(20) 的上风向为轮齿、下风向的外花键与平行轴齿轮传动的大齿轮(13) 的内花键联接; 至此除了三个第一级行星轮(22) 以外, 其余提到的所有零件回转轴线均重合;

安装在第一行星架(1) 上的三个第一级行星轮(22) 同时与第一级太阳轮(20)、第一级内齿圈(21) 啮合, 即此结构构成具有两个自由度的差动行星齿轮传动机构;

第二级行星架(7) 通过螺栓和销同第二级行星架盖(6) 联接构成双臂结构的行星架, 输出箱体(11) 通过螺栓和销同第二级行星架(7) 联接, 偏心后盖(25) 和机械泵端盖(27) 通过螺栓与第二行星架(7) 相联接;

泵端盖(27) 上设有机械泵(26), 且与机械泵(26) 同轴的泵齿轮(28) 与大齿轮(13) 啮合;

第二级行星架(7) 构成齿轮箱外轮廓的一部分, 第二级行星架(7) 上设置有扭力臂(40), 且扭力臂(40) 通过弹性支撑(ESM) (39) 安装在机组的主机架(38) 上用于承受齿轮箱的工作扭矩;

第二级行星架(7) 沿着圆周方向等分设置 5 个第二级行星轮(16), 行星轮(16) 通过两个单列满装圆柱滚子轴承(15) 安装在第二级行星轮轴(30) 上, 第二级行星轮轴(30) 与第二级行星架(7) 采用过盈配合联接;

安装在第二级行星架(7) 上的五个第二级行星轮(16) 同时与第二级太阳轮(18)、第二级内齿圈(17) 啮合, 即此结构构成具有一个自由度的准行星齿轮传动;

大齿轮(13) 安装于第二级行星架(7) 内部, 大齿轮(13) 上的内花键与第一级太阳轮(20) 下风向的外花键同轴联接, 大齿轮(13) 的两轴端分别通过两个风向轴承(12) 安装在第二级行星架(7) 和偏心后盖(25) 上;

输出齿轮轴(10) 两端通过上风向的单列圆柱滚子轴承(8)、下风向面对面配置的两个单列圆锥滚子轴承(9) 安装在输出箱体(11) 内; 大齿轮(13) 和输出齿轮轴(10) 构成人字

齿平行轴齿轮传动。

2. 根据权利要求 1 所述的大功率高速风力发电机用主传动增速齿轮箱，其特征在于：所述中心轴承(4)采用双列圆锥滚子轴承。

大功率高速风力发电机用主传动增速齿轮箱

技术领域

[0001] 本发明涉及一种大功率高速风力发电机用主传动增速齿轮箱,其安装在风力发电机组的叶轮和发电机之间,特别适用于 3MW 以上的大功率海上、陆上两用型高速风力发电机主传动系统。

背景技术

[0002] 目前国内外市场上按发电机的输入转速分类有三种风力发电机组,一种叫高速型(双馈型):是通过齿轮箱将叶轮在风力作用下所产生的动力传递给发电机、同时将叶轮的额定转速从 12-20rpm 增速到发电机发电所需的额定输入转速 1200-1800rpm,从而发电机并网发电。齿轮箱速比通常为 75-125,一般采用三级齿轮传动;第二种叫低速型(直驱型):采用永磁发电机,叶片动力直接驱动发电机发电,而不用齿轮箱增速和传递动力。第三种叫中速型(半直驱型):其传动和发电原理同高速型,区别仅在于齿轮箱的速比通常为 10-40,采用一级或二级齿轮传动。直驱型虽然省去了故障率高的齿轮箱,但是电机体积大,不便于安装运输,技术难度和制造成本较高,电机控制较为复杂,且受稀土价格影响发电机的成本,目前只有德国 Enercon 公司、西门子公司以及国内的金风科技等少数几家企业生产直驱式风电机组,市场占有率不高;双馈型虽然齿轮箱故障率高,但是齿轮箱的研发设计、选材制造、试验监控等技术一直在稳步提高并有所突破,电机转速高、体积小,便于运输安装,技术难度和制造成本低,是目前市场主流。以丹麦 Vestas 公司的 V80、V90 为代表的双馈变速恒频风电机组,在国际风电市场中所占的份额最大。德国 Repower 公司利用该技术开发的机组单机容量已经达到 5MW。西门子公司、德国 Nordex 公司、西班牙 Gamesa 公司、美国 GE 风能公司和印度 Suzlon 公司都在生产双馈变速恒频风电机组。至于半直驱型,市场占有率极低,其既具有二者的优点也同时具有二者的缺点。发明名称为“混合驱动型风力发电增速齿轮箱”、申请号为 200710191373.1 的中国专利,就是用于半直驱机型的齿轮箱,其只有一级行星传动,速比在 10 以内。

[0003] 当今世界上风电机组有两种发展模式:一是陆地风力发电,主要机型是 1.5MW、2MW、3MW 陆地型风电机组;二是海上风力发电,主要机型是 3MW、5MW 及以上的大型风电机组。大功率海上型风电机组是未来风电发展的趋势。近年来,海上风电场的开发进一步加快了大容量风电机组的发展,目前世界上已运行的最大风电机组单机容量已达到 6MW,风轮直径达到 127m,塔架高度 100 米。

[0004] 作为大功率(3MW 以上)风力发电机组主传动核心部件的齿轮箱,它安装在距离海(地)面 90 米以上的狭小机舱内,随着风电机组单机容量的加大,齿轮箱的重量对机舱、塔架、基础、机组风载的影响越发凸显、也是整机成本的重要影响因素。大功率风电机组对齿轮箱体积和重量的限制远比小兆瓦的风电机组高得多。

[0005] 现有技术中的大功率风电齿轮箱采用两级基本行星齿轮传动与一级平行轴齿轮传动所组成的串行结构,功率传递路线串行使得每级零件都承担输入功率的 100%,这种结构的齿轮箱功率密度低、体积大且可靠性差,对制造要求高,是大功率大高速风力发电机组

技术发展的瓶颈。

[0006] 因此研发一种功率密度高、体积小、可靠性高、成本低的大功率高速风力发电机用主传动增速齿轮箱是亟待解决的技术难题。

发明内容

[0007] 本发明要解决的技术问题是提供一种功率密度高、体积小、可靠性高、成本低的大功率海陆型高速风力发电机主传动增速齿轮箱。

[0008] 为达到以上目的,通过以下技术方案实现的:

[0009] 大功率高速风力发电机用主传动增速齿轮箱,由封闭行星齿轮传动与一级平行轴齿轮传动组成,其中封闭行星齿轮传动是由一级差动行星齿轮传动与一级基本行星齿轮传动组合而成;中心轴承座设在第一级行星架和二级内齿圈之间,它们通过高强螺栓依次联接成一体;中心轴承座内装有中心轴承(双列圆锥滚子轴承),中心轴承的外环与中心轴承座的内孔采用过渡配合并通过螺栓联接,中心轴承的内环与二级行星架盖采用过盈配合,轴承压板通过螺栓与二级行星架盖的端面联接以定位并压紧中心轴承的内环端面;

[0010] 第一级行星架通过螺栓、销同第一级行星架盖联接构成双臂结构的行星架,第一级行星架的输入端通过两圈螺栓与机组的过渡连接法兰套相联结,过渡连接法兰套上装有机组主轴承,此外,第一级行星架构成齿轮箱外轮廓的一部分即兼有箱体的功能;第一级行星架沿着圆周方向等分设置三个第一级行星轮;

[0011] 行星轮通过两个单列圆柱滚子轴承安装在第一级行星轮轴上,第一级行星轮轴与第一级行星架采用过盈配合联接;

[0012] 第一级内齿圈设在第一级行星架内部并通过连接盘与二级太阳轮联接成一体,其中第一级内齿圈通过螺栓与连接盘相联接,且连接盘与二级太阳轮通过圆柱面过盈配合进行联接;

[0013] 第一级太阳轮的上风向为轮齿、下风向的外花键与平行轴齿轮传动的大齿轮的内花键联接;至此除了三个第一级行星轮以外,其余提到的所有零件回转轴线均重合;

[0014] 安装在第一行星架上的三个第一级行星轮同时与第一级太阳轮、第一级内齿圈啮合,即此结构构成具有两个自由度的差动行星齿轮传动机构;

[0015] 二级行星架通过螺栓和销同二级行星架盖联接构成双臂结构的行星架,输出箱体通过螺栓和销同二级行星架联接,偏心后盖和机械泵端盖通过螺栓与第二行星架相联接;

[0016] 泵端盖上设有机械泵,且与机械泵同轴的泵齿轮与大齿轮啮合;

[0017] 二级行星架构成齿轮箱外轮廓的一部分,二级行星架上设置有扭力臂,且扭力臂通过弹性支撑(ESM)安装在机组的主机架用于承受齿轮箱的工作扭矩;

[0018] 二级行星架沿着圆周方向等分设置5个二级行星轮,行星轮通过两个单列满装圆柱滚子轴承安装在二级行星轮轴上,二级行星轮轴与二级行星架采用过盈配合联接;

[0019] 安装在二级行星架上的五个二级行星轮同时与二级太阳轮、二级内齿圈啮合,即此结构构成具有一个自由度的准行星齿轮传动;

[0020] 大齿轮安装于二级行星架内部,大齿轮上的内花键与第一级太阳轮下风向的外

花键同轴联接,大齿轮的两轴端分别通过两个风向轴承安装在第二级行星架和偏心后盖上;

[0021] 输出齿轮轴两端通过上风向的单列圆柱滚子轴承、下风向面对面配置的两个第一行星轮轴承安装在输出箱体内部;大齿轮和输出齿轮轴构成人字齿平行轴齿轮传动;

[0022] 采用上述技术方案的本发明功率传递过程:(不考虑功率损失)

[0023] 叶轮在风力作用下所产生的功率 p 通过轮毂同时输入给第一级行星架和第二级内齿圈,输入给第一级行星架的功率 p_1 ,输入给第二级内齿圈的功率为 p_2 , $p_1+p_2=p$, p_2 占 p 的比值由第一级和第二级行星齿轮传动的齿数决定、取 $(75\pm 3)\%$;第二级行星齿轮传动的行星架固定不动,第二级内齿圈与第二级行星轮啮合、第二级行星轮与第二级太阳轮啮合、第二级太阳轮和第一级内齿圈通过连接盘联接成一体,这样第二级内齿圈就把功率 p_2 传递给第一级内齿圈;作为差动行星齿轮传动的第一级行星齿轮传动就具备了两个输入即第一级行星架的输入功率 p_1 和第一级内齿圈的输入功率 p_2 ,由于第一级行星轮同时与第一级内齿圈和第一级太阳轮啮合,这样通过第一级行星轮把 p_1 和 p_2 同时传递给了第一级太阳轮,第一级太阳轮得到的功率为 p ;第一级太阳轮通过花键把功率 p 传递给平行轴齿轮传动的大齿轮,大齿轮通过与输出齿轮轴啮合,把功率 p 传递给了输出齿轮轴,最后由输出齿轮轴带动发电机发电。

[0024] 综上本发明具有以下优点:

[0025] 1、由两级基本行星齿轮传动与一级平行轴齿轮传动所组成的功率传递路线串行结构的大功率增速齿轮箱,它的每级齿轮传动都承担输入功率 p 。而本发明承受扭矩最大的低速级传递的功率不是输入功率 p ,而是输入功率的 $(75\pm 3)\%$ 左右,这种功率分流结构使得齿轮箱结构紧凑、传动相同功率其重量减轻至少 10%;

[0026] 2、第二级行星齿轮传动的行星架固定不动,而第一级行星架和中心轴承座、第二级内齿圈共同围绕着一个中心轴承旋转,与那种由两级基本行星齿轮传动与一级平行轴齿轮传动所组成串行结构大功率增速齿轮箱比较,这两级行星架省去了 3 个大轴承,不仅降低成本,更重要的是提高了齿轮箱的可靠性,据风电行业统计,轴承引起风机齿轮箱失效的概率为 70% 以上;

[0027] 3、由于低速级的第二级行星齿轮传动的第二级行星架固定不动,该级行星架上的轴承不受离心力的作用;作为高速级的第一级行星齿轮传动的第一级行星架,其转速与轮毂的输入转速相同,由于轮毂的输入转速很低,这样高速级的第一级行星轮轴承承受的离心力也远远小于那种由两级基本行星齿轮传动与一级平行轴齿轮传动所组成串行结构大功率增速齿轮箱的高速级行星轮轴承所承受的离心力,这也提高了齿轮箱的可靠性;

[0028] 4、末级的平行轴齿轮采用人字齿,轴向力相互抵消,使轴承不承受轴向力的作用,这又提高了齿轮箱的可靠性;

[0029] 5、输出箱体采用分体设计结构,它是通过螺栓和销同第二级行星架行星架联接,这种分体结构为机上的维护、保养、更换提供方便;

[0030] 6、第一级行星架兼做输入法兰,第二级行星架兼做箱体和扭力臂,虽然毛坯铸造比较复杂,但是省去了零件间的止口定位加工和螺栓联接,一个零件的加工精度远比两个零件装配起来精度高,同时也提高了齿轮箱的可靠性;

[0031] 7、润滑系统具有与齿轮箱分离的独立油箱,避免了齿轮搅油引起的功率损失,用

机械泵和电动泵联合对所有齿轮啮合处和所有轴承进行强制喷油润滑,提高齿轮箱的可靠性;

[0032] 8、齿轮箱的输入端通过过渡连接法兰套直接与轮毂联接,省去了轮毂到齿轮箱之间的主动轴,使得整个机组结构紧凑。此外,齿轮箱的重量由机组主轴承来承受,齿轮箱的扭矩由支撑扭力臂的弹性支撑ESM来平衡,齿轮箱只承受来自于轮毂六个自由度的 M_x 转矩,这种结构使得齿轮箱免受冲击、工作可靠、延长使用寿命。

[0033] 上述说明仅是本发明技术方案的概述,为了能够更清楚了解本发明的技术手段,而可依照说明书的内容予以实施,并且为了让本发明的上述和其他目的、特征和优点能够更明显易懂,以下特举较佳实施例,并配合附图,详细说明如下。

附图说明

[0034] 图1为本发明的剖面结构示意图。

[0035] 图2为本发明安装后结构示意图。

[0036] 图中:1、第一级行星架,2、第一级行星架盖,3、连接盘,4、中心轴承,5、中心轴承座,6、第二级行星架盖,7、第二级行星架,8、上风向的单列圆柱滚子轴承,9、单列圆锥滚子轴承,10、输出齿轮轴,11、输出箱体,12、风向轴承,13、大齿轮,14、分油环,15、第二级行星轮轴,16、第二级行星轮,17、第二级内齿圈,18、第二级太阳轮,19、轴承压板,20、第一级太阳轮,21、第一级内齿圈,22、第一级行星轮,23、第一级行星轮轴承,24、喷油器,25、偏心后盖,26、机械泵,27、机械泵端盖,28、泵齿轮,29、第一级行星轮轴,30、第二级行星轮轴,35、过渡连接法兰套,36、机组主轴承,37、螺栓,38、主机架,39、弹性支撑ESM,40、扭力臂。

具体实施方式

[0037] 如图1和图2所示的大功率高速风力发电机用主传动增速齿轮箱,由封闭行星齿轮传动与一级平行轴齿轮传动组成,其中封闭行星齿轮传动是由一级差动行星齿轮传动与一级基本行星齿轮传动组合而成;

[0038] 中心轴承座5设在第一级行星架1和第二级内齿圈17之间,它们通过高强螺栓依次联接成一体;中心轴承座5内装有中心轴承4,中心轴承4的外环与中心轴承座5的内孔采用过渡配合并通过螺栓联接,中心轴承4的内环与第二级行星架盖6采用过盈配合,轴承压板19通过螺栓与第二级行星架盖6的端面联接以定位并压紧中心轴承4的内环端面;

[0039] 第一级行星架1通过螺栓、销同第一级行星架盖2联接构成双臂结构的行星架,第一级行星架1的输入端通过两圈螺栓37与机组的过渡连接法兰套35相联结,过渡连接法兰套35上装有机组主轴承36,此外,第一级行星架1构成齿轮箱外轮廓的一部分即兼有箱体的功能;第一级行星架1沿着圆周方向等分设置三个第一级行星轮22;

[0040] 行星轮22通过两个第一行星轮轴承23安装在第一级行星轮轴29上,第一级行星轮轴29与第一级行星架1采用过盈配合联接;

[0041] 第一级内齿圈21设在第一级行星架1内部并通过连接盘3与第二级太阳轮18联接成一体,其中第一级内齿圈21通过螺栓与连接盘3相联接,且连接盘3与第二级太阳轮18通过圆柱面过盈配合进行联接;

[0042] 第一级太阳轮20的上风向为轮齿、下风向的外花键与平行轴齿轮传动的大齿轮

13 的内花键联接 ;至此除了三个第一级行星轮 22 以外,其余提到的所有零件回转轴线均重合 ;

[0043] 安装在第一行星架 1 上的三个第一级行星轮 22 同时与第一级太阳轮 20、第一级内齿圈 21 啮合,即此结构构成具有两个自由度的差动行星齿轮传动机构 ;

[0044] 第二级行星架 7 通过螺栓和销同第二级行星架盖 6 联接构成双臂结构的行星架,输出箱体 11 通过螺栓和销同第二级行星架 7 联接,偏心后盖 25 和机械泵端盖 27 通过螺栓与第二行星架 7 相联接 ;

[0045] 泵端盖 27 上设有机械泵 26,且与机械泵 26 同轴的泵齿轮 28 与大齿轮 13 啮合 ;

[0046] 第二级行星架 7 构成齿轮箱外轮廓的一部分,第二级行星架 7 上设置有扭力臂 40,且扭力臂 40 通过弹性支撑 (ESM) 39 安装在机组的主机架 38 上用于承受齿轮箱的工作扭矩 ;

[0047] 第二级行星架 7 沿着圆周方向等分设置 5 个第二级行星轮 16,行星轮 16 通过两个单列满装圆柱滚子轴承 15 安装在第二级行星轮轴 30 上,第二级行星轮轴 30 与第二级行星架 7 采用过盈配合联接 ;

[0048] 安装在第二级行星架 7 上的五个第二级行星轮 16 同时与第二级太阳轮 18、第二级内齿圈 17 啮合,即此结构构成具有一个自由度的准行星齿轮传动 ;

[0049] 大齿轮 13 安装于第二级行星架 7 内部,大齿轮 13 上的内花键与第一级太阳轮 20 下风向的外花键同轴联接,大齿轮 13 的两轴端分别通过两个风向轴承 12 安装在第二级行星架 7 和偏心后盖 25 上 ;

[0050] 输出齿轮轴 10 两端通过上风向的单列圆柱滚子轴承 8、下风向面对面配置的两个单列圆锥滚子轴承 9 安装在输出箱体 11 内 ;大齿轮 13 和输出齿轮轴 10 构成人字齿平行轴齿轮传动 ;

[0051] 中心轴承 4 采用双列圆锥滚子轴承 ;

[0052] 上述结构具体实施时,第一级行星架 1、第二级行星架 7、第一级行星架盖 2、第二级行星架盖 6、第一级行星轮轴 29、第二级行星轮轴 30、输出箱体 11、喷油器 24、分油环 14、偏心后盖 25 中均设有多种形状和不同方向的油道,第二级行星架 7 腔内还设有环行油管 and 喷嘴,这些油道和油管分别通向各轴承和齿轮的啮合处 ;同时齿轮箱还需配有独立于齿轮箱之外的润滑系统,该润滑系统由油箱、电机、电动泵、离线加热器、过滤器、液位计、温度传感器、各种阀、管路组成,并通过齿轮箱的排油管与齿轮箱相连 ;油箱通过分布于前述各零件内的油道和油管由机械泵 26 和电动泵联合对齿轮箱所有轴承和所有齿轮啮合处提供压力强制喷油润滑 ;

[0053] 由图 2 可见 :正常人站在主机架上与本发明实施例的大小比例。

[0054] 实际使用时(不考虑功率损失),叶轮在风力作用下所产生的功率 p 通过轮毂同时输入给第一级行星架 1 和第二级内齿圈 17,输入给第一级行星架 1 的功率 p_1 ,输入给第二级内齿圈 17 的功率为 p_2 , $p_1+p_2=p$, p_2 占 p 的比值由第一级内齿圈 21 齿数、第一级太阳轮 20 的齿数、第二级内齿圈 17 的齿数及第二级太阳轮 18 的齿数共同决定、本例为 74.87% ;第二级行星架 7 固定不动,第二级内齿圈 17 与第二级行星轮 16 啮合、第二级行星轮 16 与第二级太阳轮 18 啮合、而第二级太阳轮 18 和第一级内齿圈 21 通过连接盘 3 联接成一体,这样第二级内齿圈 17 就把功率 p_2 传递给第一级内齿圈 21 ;作为差动行星齿轮传动的第一级

行星齿轮传动就具备了两个输入即第一级行星架 1 的输入功率 p_1 和第一级内齿圈 21 的输入功率 p_2 , 由于第一级行星轮 22 同时与第一级内齿圈 21 和第一级太阳轮 20 啮合, 这样通过第一级行星轮 22 把 p_1 和 p_2 同时传递给了第一级太阳轮 20, 第一级太阳轮 20 得到的功率为 p ; 第一级太阳轮 20 通过花键把功率 p 传递给平行轴齿轮传动的大齿轮 13, 大齿轮 13 通过与输出齿轮轴 10 啮合, 把功率 p 传递给了输出齿轮轴 10, 最后由输出齿轮轴 10 带动发电机发电;

[0055] 综上本发明由两级基本行星齿轮传动与一级平行轴齿轮传动所组成的功率传递路线串行结构的大功率增速齿轮箱, 它的每级齿轮传动都承担输入功率 p 。而本发明承受扭矩最大的低速级传递的功率不是输入功率 p , 而是输入功率的 $(75 \pm 3)\%$ 左右, 这种功率分流结构使得齿轮箱结构紧凑、传动相同功率其重量减轻至少 10%;

[0056] 第二级行星齿轮传动的行星架固定不动, 而第一级行星架和中心轴承座、第二级内齿圈共同围绕着一个中心轴承旋转, 与那种由两级基本行星齿轮传动与一级平行轴齿轮传动所组成串行结构大功率增速齿轮箱比较, 这两级行星架省去了 3 个大轴承, 不仅降低成本, 更重要的是提高了齿轮箱的可靠性, 据风电行业统计, 轴承引起风机齿轮箱失效的概率为 70% 以上;

[0057] 由于低速级的第二级行星齿轮传动的第二级行星架固定不动, 该级行星架上的轴承不受离心力的作用; 作为高速级的第一级行星齿轮传动的第一级行星架, 其转速与轮毂的输入转速相同, 由于轮毂的输入转速很低, 这样高速级的第一级行星轮轴承承受的离心力也远远小于那种由两级基本行星齿轮传动与一级平行轴齿轮传动所组成串行结构大功率增速齿轮箱的高速级行星轮轴承所承受的离心力, 这也提高了齿轮箱的可靠性;

[0058] 末级的平行轴齿轮采用人字齿, 轴向力相互抵消, 使轴承不承受轴向力的作用, 这又提高了齿轮箱的可靠性;

[0059] 输出箱体采用分体设计结构, 它是通过螺栓和销同第二级行星架行星架联接, 这种分体结构为机上的维护、保养、更换提供方便;

[0060] 第一级行星架兼做输入法兰, 第二级行星架兼做箱体和扭力臂, 虽然毛坯铸造比较复杂, 但是省去了零件间的止口定位加工和螺栓联接, 一个零件的加工精度远比两个零件装配起来精度高, 同时也提高了齿轮箱的可靠性;

[0061] 润滑系统具有与齿轮箱分离的独立油箱, 避免了齿轮搅油引起的功率损失, 用机械泵和电动泵联合对所有齿轮啮合处和所有轴承进行强制喷油润滑, 提高齿轮箱的可靠性;

[0062] 齿轮箱的输入端通过过渡连接法兰套直接与轮毂联接, 省去了轮毂到齿轮箱之间的主传动轴, 使得整个机组结构紧凑。此外, 齿轮箱的重量由机组主轴承来承受, 齿轮箱的扭矩由支撑扭力臂的弹性支撑 ESM 来平衡, 齿轮箱只承受来自于轮毂六个自由度的 M_x 转矩, 这种结构使得齿轮箱免受冲击、工作可靠、延长使用寿命。

[0063] 以上所述, 仅是本发明的较佳实施例而已, 并非对本发明作任何形式上的限制, 虽然本发明已以较佳实施例揭露如上, 然而并非用以限定本发明, 任何熟悉本专业的技术人员在不脱离本发明技术方案范围内, 当可利用上诉揭示的技术内容做出些许更动或修饰为等同变化的等效实施例, 但凡是未脱离本发明技术方案的内容, 依据本发明的技术实质对以上实施例所做的任何简单修改、等同变化与修饰, 均仍属于本发明技术方案的范围。

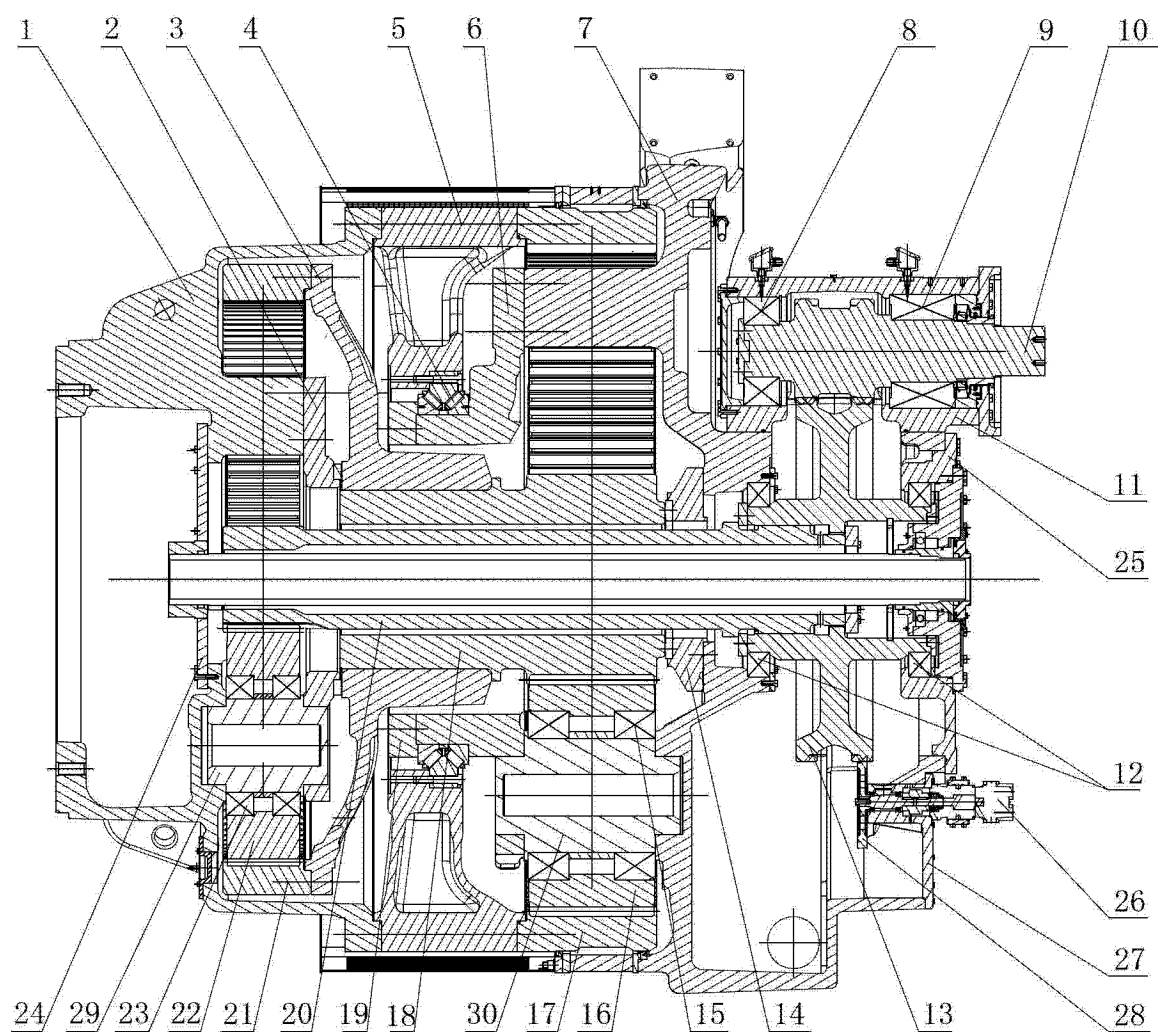


图 1

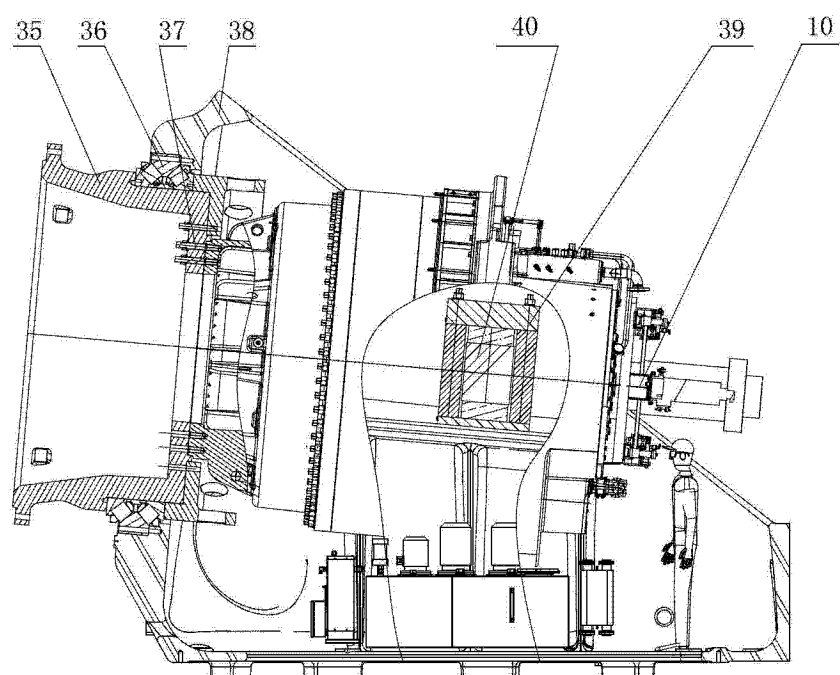


图 2