(19)中华人民共和国国家知识产权局

(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 106523646 A
(43)申请公布日 2017.03.22

(21)申请号 201611228140.X

(22)申请日 2016.12.27

(71)申请人 西安石油大学
地址 710065 陕西省西安市电子二路东段18号

(72)发明人 朱林 朱晖晖

(74)专利代理机构 西安智大知识产权代理事务所 61215
代理人 弋才富

(51)Int.Cl.
F16H 48/12(2012.01)
F16H 57/023(2012.01)
F16H 57/029(2012.01)

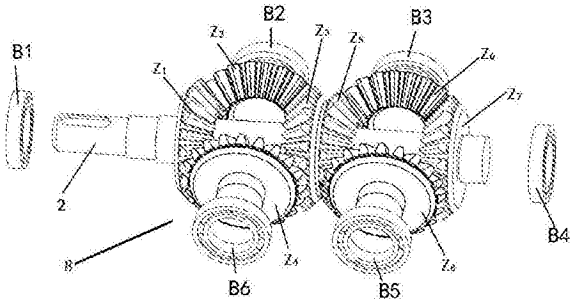
权利要求书1页 说明书4页 附图2页

(54)发明名称

一种八圆锥齿轮少齿差减速器

(57)摘要

一种八圆锥齿轮少齿差减速器，输入轴上设置有锥齿轮组，锥齿轮Z_1、Z_2、Z_3、Z_4围成一个矩形，构成第一级差速器，锥齿轮Z_5、Z_6、Z_7、Z_8围成一个矩形，构成第二级差速器，其中，锥齿轮Z_1、Z_7通过平键与输入轴连接，锥齿轮Z_3、Z_5连接使两级差速器固定在一起且与输入轴不发生接触；整个锥齿轮组分别通过轴承B1、B2、B4、B6与底座相连，锥齿轮Z_6、Z_8通过轴承B3、B5与转子相连，转子外圆柱面与底座、上盖构成滑动副，锥齿轮组上的扭矩首先传递到转子上，使转子发生转动，转子的一端与输出轴连接，从而可使转子上的扭矩传递到输出轴，本发明与传统减速器相比，既没有高速轴上的偏心机构，又没有柔轮机构，具有结构简单、体积小、质量轻、输出扭矩大的特点，且能获得很大的传动比。



CN 106523646 A

1.一种八圆锥齿轮少齿差减速器，包括一个输入轴(2)，其特征在于，输入轴(2)上设置有锥齿轮组(8)，锥齿轮组(8)由八个锥齿轮构成两级差速器结构，锥齿轮Z_1、Z_2、Z_3、Z_4围成一个矩形，构成第一级差速器，锥齿轮Z_5、Z_6、Z_7、Z_8围成一个矩形，构成第二级差速器，其中，锥齿轮Z_1、Z_7通过平键与输入轴(2)连接，锥齿轮Z_3、Z_5连接使两级差速器固定在一起且与输入轴(2)不发生接触，整个锥齿轮组(8)分别通过轴承B1、B2、B4、B6与底座(1)相连，锥齿轮Z_6、Z_8通过轴承B3、B5与转子(6)相连。

2.根据权利要求1所述的一种八圆锥齿轮少齿差减速器，其特征在于，所述的八个锥齿轮的齿数关系为：

$$\begin{cases} Z_1 = Z_3 = Z_7 = Z_5 + 1 \\ Z_2 = Z_4 = Z_6 = Z_8 \end{cases}。$$

一种八圆锥齿轮少齿差减速器

技术领域

[0001] 本发明涉及一种大传动比减速器，特别涉及一种八圆锥齿轮少齿差减速器。

背景技术

[0002] 目前，通用的减速器有锥齿轮减速器和涡轮蜗杆减速器等传统减速器。其中，锥齿轮减速器主要是指锥齿轮箱减速器，它的传动效率一般可达90％以上、使用寿命长且性能稳定，是目前工程上应用最多的一种减速器，但锥齿轮箱减速器的传动比小，多级减速时传动效率低，整机尺寸大。涡轮蜗杆减速器单级可获得较大的减速比，且具有反向自锁的能力，但是其轮齿间磨损剧烈，发热量大，传动效率通常不超过50％，当传动比较大时其整体尺寸将显著增大。

[0003] 为了获得大传动比的减速器，人们设计出了一些新型减速器，包括：少齿差行星轮减速器、摆线针轮减速器、谐波减速器、RV减速器等。这些减速器一般都具有体积小、重量轻、传动比大等优点，但它们也都有各自的缺点与不足。少齿差行星轮减速器、摆线针轮减速器和RV减速器在高速轴上都存在偏心轮，人们通过设置两个偏心轮来平衡高速轴上的离心力，但这对偏心轮的制造和安装精度要求都比较高。谐波减速器中由于含有柔轮，导致其启动力矩大，散热性差，且使用寿命短。

发明内容

[0004] 为了克服上述现有技术的缺陷，本发明的目的在于提供一种八圆锥齿轮少齿差减速器，与传统减速器相比，既没有高速轴上的偏心机构，又没有柔轮机构，具有结构简单、体积小、质量轻、输出扭矩大的特点，且能获得很大的传动比。

[0005] 为了达到上述目的，本发明的技术方案是这样实现的：

[0006] 一种八圆锥齿轮少齿差减速器，包括一个输入轴2，输入轴2上设置有锥齿轮组8，锥齿轮组8由八个锥齿轮构成两级差速器结构，锥齿轮Z_1、Z_2、Z_3、Z_4围成一个矩形，构成第一级差速器，锥齿轮Z_5、Z_6、Z_7、Z_8围成一个矩形，构成第二级差速器，其中，锥齿轮Z_1、Z_7通过平键与输入轴2连接，锥齿轮Z_3、Z_5连接使两级差速器固定在一起且与输入轴2不发生接触；整个锥齿轮组8分别通过轴承B1、B2、B4、B6与底座1相连，锥齿轮Z_6、Z_8通过轴承B3、B5与转子6相连。

[0007] 所述的八个锥齿轮的齿数关系为：

[0008] $$\begin{cases} Z_1 = Z_3 = Z_7 = Z_5 + 1 \\ Z_2 = Z_4 = Z_6 = Z_8 \end{cases}$$。

[0009] 本发明的优点：

[0010] (1)高速轴上不存在偏心结构，因而在输入轴2转动的过程中不产生偏心力，而现有的摆线针轮减速器、渐开线少齿差减速器中均有偏心结构，在设计过程中需要采用双偏心结构来平衡偏心力，使其制造和安装精度要求较高。

[0011] (2)底座1与上盖3通过螺栓连接在一起，形成一个闭式锥齿轮箱传动，为全金属密

闭结构，可以在润滑良好的情况下锥齿轮和轴承的使用寿命便能得到保障，同时克服了现有的谐波减速器中橡胶材料不耐高温高压的缺点。

[0012] (3)本发明利用了差速器的结构，通过两对过渡锥齿轮Z_2、Z_4和Z_6、Z_8来传递运动和动力，虽然会对传动效率有一定的影响，但是其承载能力显著提高。

附图说明

[0013] 图1是本发明的立体结构示意图。

[0014] 图2是锥齿轮组8的结构示意图。

[0015] 图3是差速器的结构简图。

[0016] 图4是锥齿轮组8的结构简图。

具体实施方式

[0017] 下面结合附图对本发明的结构原理和工作原理作详细叙述。

[0018] 参照图1，一种八圆锥齿轮少齿差减速器，包括底座1，底座1与上盖3通过螺栓连接在一起，底座1侧面通过螺钉固定有轴承端盖7，起密封和支撑轴承的作用；

[0019] 输入轴2的一端通过轴承安装在底座1上，另一端通过轴承与转子6连接，因而输入轴2可绕其轴心线旋转，转子6安装在底座1上，其外圆柱面与底座1、上盖3构成滑动副，为了保证强度和减小磨损，转子6为钢制材料，同时在底座1上加装轴瓦。

[0020] 输出轴5通过轴承安装在底座1上，输出轴5的一端为法兰盘，通过螺钉与转子6连接在一起，从而可使转子6上的扭矩传递到输出轴5，输入轴2和输出轴5的轴承端盖4起密封和支撑的作用。

[0021] 参照图2，所述的输入轴2上设置有锥齿轮组8，锥齿轮组8由八个锥齿轮和六个角接触球轴承构成两级差速器，其中锥齿轮Z_1、Z_2、Z_3、Z_4围成一个矩形，构成第一级差速器，锥齿轮Z_5、Z_6、Z_7、Z_8围成一个矩形，构成第二级差速器，其中，锥齿轮Z_1、Z_7通过平键与输入轴2连接，锥齿轮Z_3、Z_5连接使两级差速器固定在一起且与输入轴2不发生接触；整个锥齿轮组8分别通过轴承B1、B2、B4、B6与底座1相连，锥齿轮Z_6、Z_8通过轴承B3、B5与转子6相连。

[0022] 锥齿轮Z_1、Z_7与输入轴2之间不发生相对运动；锥齿轮Z_2、Z_4可绕输入轴2轴线旋转；锥齿轮Z_3、Z_5固定在一起且与输入轴2之间不发生接触；锥齿轮Z_6、Z_8安装在行星架9上，它们不仅能够绕自身轴线旋转，而且能随行星架9绕输入轴2的轴线旋转。

[0023] 所述的八个锥齿轮的齿数关系为：

[0024] $$\begin{cases} Z_1 = Z_3 = Z_7 = Z_5 + 1 \\ Z_2 = Z_4 = Z_6 = Z_8 \end{cases}$$

[0025] 发明的工作原理为：

[0026] 转子6外圆柱面与底座1、上盖3构成滑动副，锥齿轮组8上的扭矩首先传递到转子6上，使转子6发生转动，转子6的一端与输出轴5连接，从而可使转子6上的扭矩传递到输出轴5。

[0027] 为了详细说明本发明的工作原理，首先，结合图3来分析一下由八个锥齿轮和六个角接触球轴承构成两级差速器差速器，设k_1、k_2、k_3分别为轴Ⅰ、行星架Ⅱ和轴Ⅲ的转速，Z_1、Z_2、Z_3、Z_4分别为锥齿轮①、②、③、④的齿数且有$Z_2 = Z_4$。

[0028] 1、当$k_2=0$，k_1、$k_3\neq0$，由锥齿轮传动关系可得：

[0029] $k_1 \bullet Z_1=-k_3 \bullet Z_3$ (1)

[0030] 式中，负号表示两轴转向相反。

[0031] 2、当k_1、k_2、$k_3\neq0$时，假设给整个系统施加一个$-k_2$的转速，从而产生一个新的系统，在新系统中，轴Ⅰ、行星架Ⅱ和轴Ⅲ的转速分别为：$k'_1=k_1-k_2\neq0$，$k'_2=k_2-k_2=0$，$k'_3=k_3-k_2\neq0$，整个系统便化为行星架Ⅱ固定时的情况，

[0032] 由公式(1)可得：$k'_1 \bullet Z_1=-k'_3 \bullet Z_3$，进一步化简可得：

[0033] $$k_2=\frac{k_1 \bullet Z_1+k_3 \bullet Z_3}{Z_1+Z_3} \qquad (2)$$

[0034] 通分析公式(2)我们可以发现，当$k_1 \bullet Z_1+k_3 \bullet Z_3=0$时，行星架不发生转动；当$k_1 \bullet Z_1+k_3 \bullet Z_3$很小时，行星架Ⅱ便能输出一个更小的转速，从而实现减速的目的。

[0035] 本发明的核心部分是锥齿轮组8，下面结合图4对其工作原理做详细介绍。

[0036] 锥齿轮组8由两级差速器构成，锥齿轮Z_1、Z_7安装在输入轴2上，并且与输入轴2之间不能发生相对运动；锥齿轮Z_2、Z_4可绕输入轴2轴线旋转；锥齿轮Z_3、Z_5固定在一起，它们与输入轴2之间不发生接触；锥齿轮Z_6、Z_8安装在行星架9上，它们不仅可以绕自身轴线旋转，而且能随行星架9绕输入轴2的轴线旋转。

[0037] 已知各锥齿轮的齿数关系为：

[0038] $$\begin{cases} Z_1=Z_3=Z_7=a \\ Z_5=a-1 \\ Z_2=Z_4=Z_6=Z_8=b \end{cases}$$

[0039] 设电机带动输入轴2沿图中箭头所示方向旋转，其转速为n，由于锥齿轮Z_1、Z_7与输入轴2不发生相对运动，因此其转速为：$n_1=n_7=n$。

[0040] 对于第一级差速器，由公式(1)可得锥齿轮3的转速为：$n_3=-\frac{Z_1 \bullet n_1}{Z_3}=-n_1$，方向如图中箭头所示，因为锥齿轮$Z_3$与$Z_5$固定在一起，所以$n_5=n_3=-n_1$。

[0041] 对于第二级差速器，由公式(2)可得行星架9的转速为：

[0042] $$n_9=\frac{n_5 \bullet Z_5+n_7 \bullet Z_7}{Z_5+Z_7}=\frac{-n_1 \bullet (a-1)+n_1 \bullet a}{a-1+a}=\frac{1}{2a-1} \bullet n_1$$

[0043] 综上可知锥齿轮组8的总传动比：

[0044] $$i=\frac{n_1}{n_9}=2a-1 \qquad (3)$$

[0045] 八圆锥齿轮少齿差减速器的传动比只与高速轴上锥齿轮的齿数有关。为了方便研究，把影响机构传动比的锥齿轮称为主锥齿轮，不影响机构传动比的称为过渡锥齿轮。通过上面的分析我们可以发现，锥齿轮Z_1、Z_3、Z_5、Z_7为主锥齿轮，锥齿轮Z_2、Z_4、Z_6、Z_8为过渡锥齿轮。

[0046] 例如，当主锥齿轮齿数Z_1、Z_3、$Z_7=30$，$Z_5=29$时，单级八圆锥齿轮少齿差减速器的减速比为59。而在同等传动比下，单级涡轮蜗杆减速器需要涡轮轮齿数为59，单级摆线针轮

减速器需要摆线轮轮齿数为59，单级谐波减速器需要柔轮轮齿数≥59。

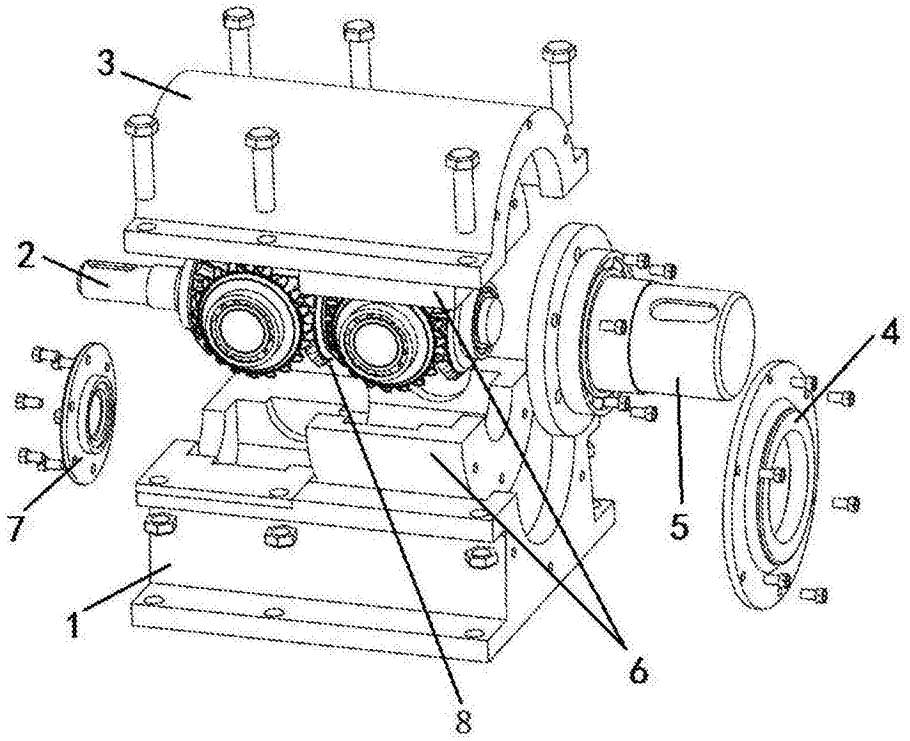


图1

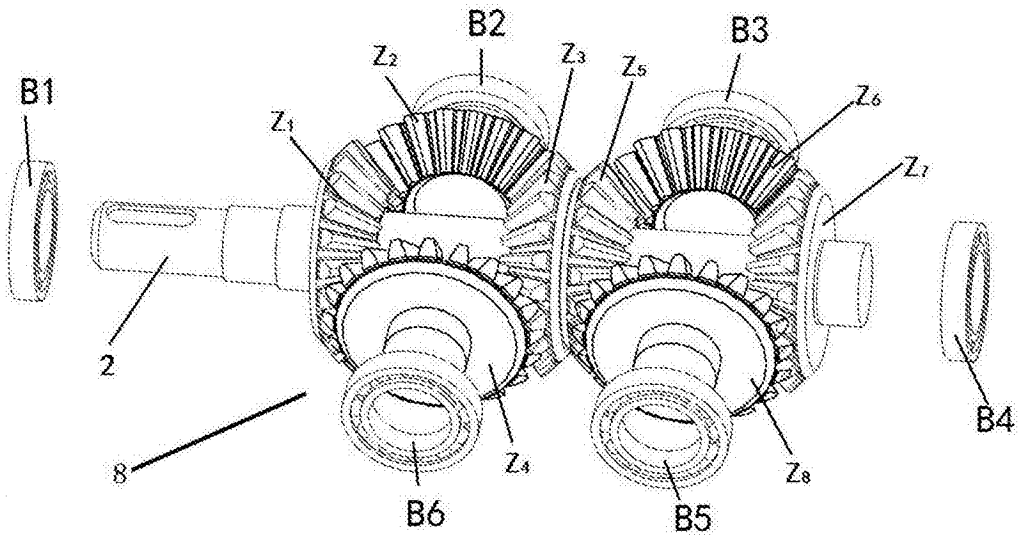


图2

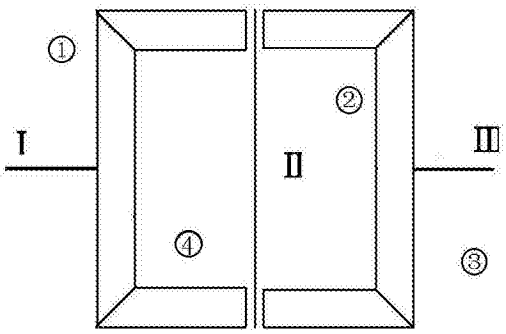


图3

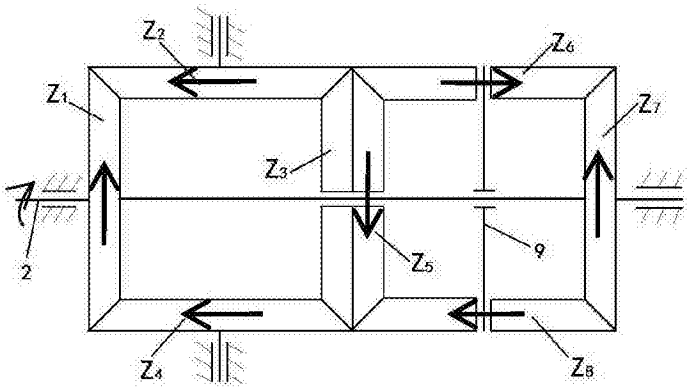


图4