

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.

F16H 1/32 (2006.01)

F16H 57/02 (2006.01)



## [12] 实用新型专利说明书

专利号 ZL 200420017855.7

[45] 授权公告日 2006 年 8 月 2 日

[11] 授权公告号 CN 2802189Y

[22] 申请日 2004.4.23

[21] 申请号 200420017855.7

[73] 专利权人 张宽友

地址 430066 湖北省武汉市武昌徐东大街 45  
号四栋一单元 5 楼 10 号

[72] 设计人 张宽友

[74] 专利代理机构 湖北武汉永嘉专利代理有限公司  
代理人 周 瑾

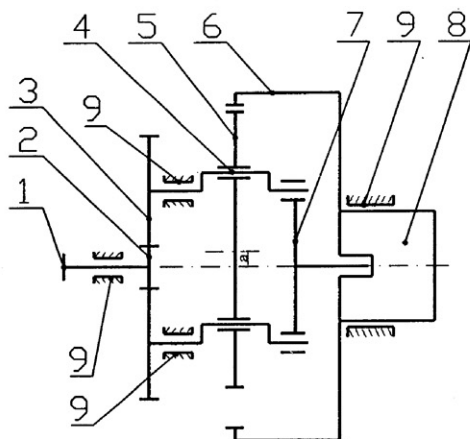
权利要求书 1 页 说明书 3 页 附图 2 页

### [54] 实用新型名称

多轴摆动减速机构

### [57] 摘要

本实用新型涉及一种应用广泛的多轴摆动减速机构，包括有箱体和设置在箱体两侧的输入端与输出端，箱体中安设曲轴和摆轮，摆轮与内齿圈相啮合，其特征在于所述的曲轴设置有两根或两根以上，曲轴的一端通过轴承安设在箱体上并与传输齿轮相联，传输齿轮与中心齿轮相啮合，中心齿轮与输入端相连，曲轴的曲拐与摆轮相承接，摆轮外周的轮齿与内齿圈啮合，驱动内齿圈运转，内齿圈与设置在箱体另一侧的输出端相固联。本实用新型为“少齿差齿轮减速机”变种机型，用多根曲轴来代替单曲轴作动力机构，将两机构合二为一，这样既解决了输出机构受力大的问题，也解决了单转臂上轴承受力大的问题，输出力矩可大大提高，体积也可大大减小，制造成本也相应降低。



1、一种多轴摆动减速机构,包括有箱体和设置在箱体两侧的输入端与输出端,箱体中安设曲轴和摆轮,摆轮与内齿圈相啮合,其特征在于所述的曲轴设置有两根或两根以上,曲轴的一端通过轴承安设在箱体上并与传输齿轮相联,传输齿轮与中心齿轮相啮合,中心齿轮与输入端相连,曲轴的曲拐与摆轮相承接,摆轮外周的轮齿与内齿圈啮合,驱动内齿圈运转,内齿圈与设置在箱体另一侧的输出端相固联。

2、如权利要求1所述的多轴摆动减速机构,其特征在于曲轴为180度对称布置的双拐曲轴,摆轮也分别对应设置两个分开的摆轮,两个分开的摆轮成180度与内齿圈啮合。

3、如权利要求1或2所述的多轴摆动减速机构,其特征在于曲轴另一端的轴颈安装在浮盘上,浮盘通过浮盘轴承安装在内齿圈的中心。

4、如权利要求3所述的多轴摆动减速机构,其特征在于所述的摆轮与内齿圈为渐开线直齿圆柱齿轮,或摆线针轮,或双摆线轮。

5、如权利要求4所述的多轴摆动减速机构,其特征在于所述的摆轮与内齿圈齿数差为1-4齿差。

6、如权利要求1或2或4或5所述的多轴摆动减速机构,其特征在于所述的曲轴为2-6根。

## 多轴摆动减速机构

### 技术领域

本实用新型涉及一种少齿差行星减速装置，具体地是一种对现有的少齿差行星减速机构进行改进的多轴摆动减速机构。

### 背景技术

减速机是世界上应用最广泛的机电产品，传统的摆线针轮行星减速机和渐开线少齿差行星减速机是比较先进的减速机之一。摆线针轮及少齿差齿轮减速机就齿轮的强度而言，在性能参数相当的情况下，较一般圆柱齿轮减速机要大若干倍。因此，它们的体积重量较一般圆柱齿轮减速机小（重量为其1/2左右）。但与3K传动的行星齿轮减速机相比，尽管它们的行星齿轮承载能力为前者的两倍多，但减速机的重量却与前者不相上下，甚至还偏大。其原因在于摆线针轮及少齿差齿轮减速机虽然行星齿轮强度大，但转臂轴承及销轴输出机构受力大，是设计中的薄弱环节。现有N型少齿差齿轮传动机构，包括与输入端M1相联的中心曲轴M2，中心曲轴联接行星轮M5，行星轮与固定的内齿圈M6啮合，并通过与销盘M4上销轴M3（直轴）的配置，从输出端M7输出转速和扭矩，如图1所示。行星轮既绕固定轴线作行星运动，还绕自身轴线作迴转运动，由于行星轮的轴线是不固定的，因此必须通过输出机构把迴转运动传给输出端。其输出机构的形式很多，以销轴式输出机构为例，这种输出机构传动效率高，加工精度要求高；由于每个瞬间销轴只有半数受力，为保证必要的强度，销轴直径必须足够大，在行星齿轮上占有相当大的位置，而单曲轴上的转臂轴承占有空间相对减小，轴承的尺寸及承载能力相应受限，减速箱的体积重量因此偏大。

### 发明内容

本实用新型要解决的技术问题是：提供一种将动力机构和输出机构合二为一、体积小、重量轻、传动效率高、加工成本相对较低、性价比较高的多轴摆动减速机构。

本实用新型解决其技术问题的技术方案是：包括有箱体9和设置在箱体两侧的输入端1与输出端8，箱体中安设曲轴4和摆轮5，摆轮与内齿圈6相啮合，其特征在于所述的曲轴4设置有两根或两根以上，曲轴的一端通过轴承安设在箱体上并与传输齿轮3相联，传输齿轮与中心齿轮2相啮合，中心齿轮与输入端相连，曲轴的曲拐与摆轮相承接，摆轮外周的轮齿与内齿圈6啮合，驱动内齿圈运转，内齿圈与设置在箱体另一侧的输出端8相固联。

如上所述的多轴摆动减速机构，其特征在于曲轴为 180 度对称布置的双拐曲轴，摆轮也分别对应设置两个分开的摆轮，两个分开的摆轮成 180 度与内齿圈啮合。

如上所述的多轴摆动减速机构，其特征在于曲轴 4 另一端的轴颈安装在浮盘 7 上，浮盘通过浮盘轴承安装在内齿圈 6 的中心。

如上所述的多轴摆动减速机构，其特征在于所述的摆轮与内齿圈可为渐开线直齿圆柱齿轮，或摆线针轮；或双摆线轮。

如上所述的多轴摆动减速机构，其特征在于所述的摆轮与内齿圈齿数差为 1-4 齿差。

如上所述的多轴摆动减速机构，其特征在于所述的曲轴为 2-6 根。

本实用新型的工作原理是：动力由输入端传给中心齿轮，经过一级减速将动力由多个传输齿轮传给曲轴，曲轴的轴颈一端安装在静止不动的箱体上，另一端轴颈安装在浮盘上，由于曲轴的多轴同步转动，就带动了摆轮作减速度之摆动，摆轮与内齿圈为少齿差（1 齿差或 2 齿差）齿轮副，摆轮的摆动转换为内齿圈的转动，最后将动力由输出端输出，这样，就达到了减速增力的目的。

本实用新型是“少齿差齿轮减速机”的变种机型，其要点是利用原有的空间，将传统“少齿差齿轮减速机”的动力机构的中心曲轴取消，输出机构之两根销轴由直轴变为曲轴；用多根曲轴来代替单曲轴作动力机构，将两机构合二为一，这样既解决了输出机构受力大的问题，也解决了单转臂上轴承受力大的问题，输出力矩可大大提高，体积也可大大减小，制造成本也相应降低，当输出功率及扭矩相同时，本实用新型的重量仅为传统少齿差齿轮减速机的 1/2.5-1/5；而在重量相近时，其容许输出扭矩为传统少齿差齿轮减速机的 2.5-5 倍；其造价则不到其 1/2。

而且，由于输出机构用曲轴代替了传统设计之直轴，故可在较大范围内调整其圆周上的加工误差，因此对加工精度的要求也相对比现有产品低。

本实用新型可广泛用于工程、建筑、运输、石油、化工、农业、林业、纺织、印染、食品、造纸、冶金、矿山、车辆、船舶、航空、航天等领域的直齿圆柱齿轮，或摆线针轮，或双摆线轮减速机中。

#### 附图说明

图 1 为现有 N 型少齿差行星齿轮传动机构工作原理图。

图 2 为本实用新型单拐曲轴实施例的机构工作原理图。

图 3 为本实用新型一个双拐曲轴实施例的剖视结构图。

### 具体实施方式

下面结合附图进一步说明本实用新型的实施例。

本实用新型的单拐曲轴实施例如图2所示。具有箱体9，箱体一侧安设输入端1，输入端1与中心齿轮2固接在一起并通过中心轮轴承安装在箱体9中部；曲轴4设有两根，两根曲轴相错180度在同一圆周上同步安设，曲轴的曲拐距为a，曲轴一端的轴颈通过轴承安装在箱体支座上并与传输齿轮3相联，中心齿轮2与两个传输齿轮3同时啮合，每根曲轴4的曲拐与摆轮5上的轴孔相承接，同步运行驱动摆轮公转；摆轮5与内齿圈6啮合，驱动内齿圈运转，内齿圈与设置在箱体另一侧的输出端8相固联；曲轴4另一端的轴颈支承在浮盘7上；浮盘7通过浮盘轴承安装承接于内齿圈6的中心孔位，使浮盘能相对内齿圈6旋转。浮盘7是个可选件，在齿轮薄、曲轴悬臂短时，可以不用，在曲轴悬臂长时用上为好。

本实用新型的双拐曲轴实施例如图3所示。为三级传动的卧式减速机构，后两级传动采用了上一个实施例的原理和结构。

本实施例的特点在于：输入端1经一级减速齿轮副与中心齿轮2相连，所述的一级减速齿轮副由内齿圈1a和与其啮合的齿轮轴20构成，内齿圈中部一侧通过轴承由箱体承接，另一侧与中心齿轮2固联，齿轮轴安设在内齿圈一侧的箱体上，一端为齿轮与内齿圈1a啮合，另一端接输入端；中心齿轮一端支承于箱体支座15中部，箱体支座上还支承有曲轴4，曲轴可设2-6根，沿同一圆周周向同步安设；每根曲轴均为180度对称布置的双拐曲轴，第1曲拐4-1与第2曲拐4-2相位相错180度，摆轮也分别对应设置两个分开的摆轮，第1摆轮5-1的轴孔通过轴承19与所有曲轴的第1曲拐4-1相配接，第2摆轮5-2的轴孔通过轴承与所有曲轴的第2曲拐4-2相配接，使两个摆轮5-1和摆轮5-2周向相错180度与内齿圈6同时啮合，这样可减少震动，平稳运行。内齿圈6一侧与输出端8固联，输出端通过轴承18安设在箱体的另一侧，在内齿圈内侧的中心孔位通过浮盘轴承17安设浮盘7，浮盘上沿周向对应设置孔位安设轴承16支承曲轴的另一端。摆轮5与内齿圈6可为渐开线直齿圆柱齿轮，或摆线针轮，或双摆线轮，摆轮5与内齿圈齿6之齿数差为1-4齿差。

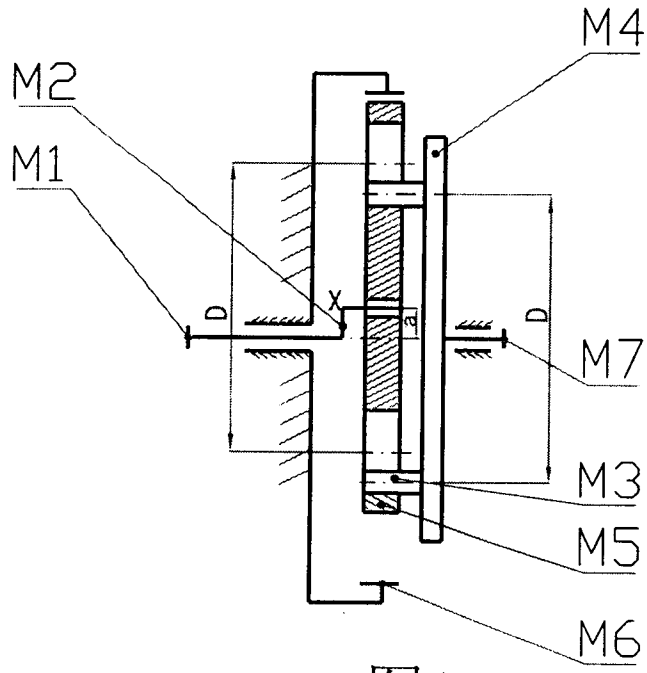


图1

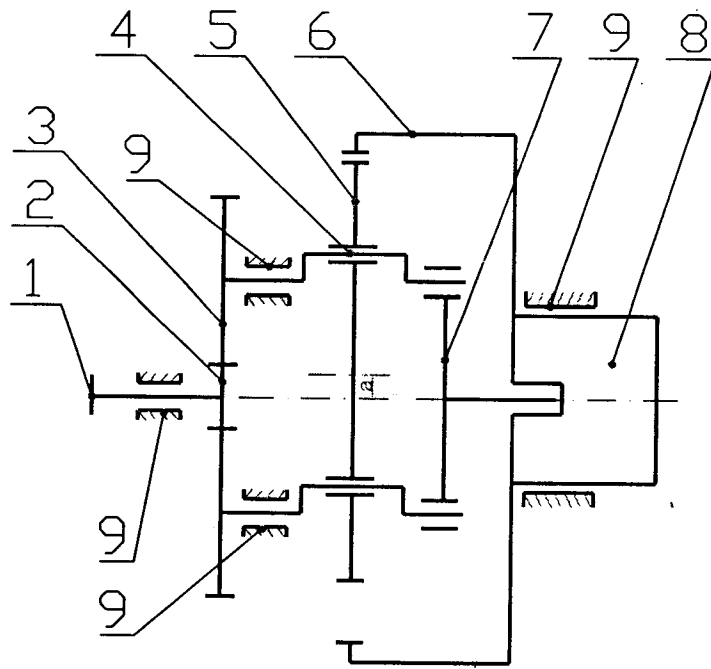


图2

