

# [12] 实用新型专利说明书

[21] ZL 专利号 00219552.6

[45]授权公告日 2001年1月3日

[11]授权公告号 CN 2413088Y

[22]申请日 2000.3.6 [24]颁证日 2000.12.1

[73]专利权人 胡志良

地址 213021 江苏省常州市青龙乡亚新村委胡史塘 20 号

[72]设计人 胡志良

[21]申请号 00219552.6

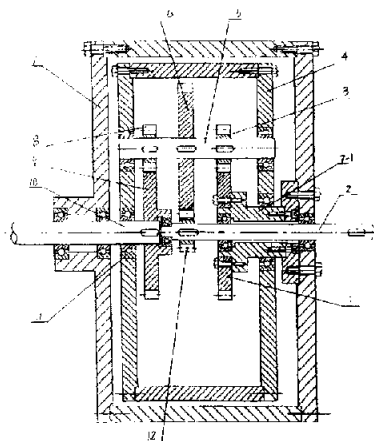
[74]专利代理机构 常州市专利事务所  
代理人 周建观

权利要求书 1 页 说明书 3 页 附图页数 2 页

[54]实用新型名称 外齿式差动减速机

[57]摘要

一种外齿式差动减速机,包括在大箱体、轴承、支承在大箱体上的输入轴和输出轴,输入轴上固定连接主动齿轮,输出轴的内端固定有输出齿轮,大箱体内具有可旋转地支承在大箱体和输出轴上的行星齿轮架,大箱体内还有与大箱体固定连接的速比定齿轮,行星齿轮架上支承有行星齿轮轴,行星齿轮轴上有传动齿轮、第一行星齿轮和第二行星齿轮。本实用新型具有很大的速比和输出扭矩,且加工简单,装配容易,体积小,成本低。



ISSN 1008-4274

## 权 利 要 求 书

1、一种外齿式差动减速机，包括大箱体(7)、轴承(11)、支承在大箱体(7)上的输入轴(2)和输出轴(10)，其特征在于：

a、输入轴(2)上固定连接主动齿轮(12)；

b、输出轴(10)的内端固定有输出齿轮(9)；

c、大箱体(7)内具有可旋转地支承在大箱体(7)和输出轴(10)上的行星齿轮架(4)，大箱体(7)内还有与大箱体(7)固定连接的速比定齿轮(1)；

d、行星齿轮架(4)上支承有行星齿轮轴(5)，该行星齿轮轴(5)上固定连接有与主动齿轮(12)啮合的传动齿轮(6)、与速比定齿轮(1)啮合的第一行星齿轮(3)和与输出齿轮(9)啮合的第二行星齿轮(8)；

2、根据权利要求1所述的外齿式差动减速机，其特征在于：输入轴(2)的内端与输出齿轮(9)转动连接。

3、根据权利要求1或2所述的外齿式差动减速机，其特征在于：大箱体(7)上固定有连接块(7-1)，速比定齿轮(1)固定在连接块(7-1)上。

4、根据权利要求1或2所述的外齿式差动减速机，其特征在于：输出轴(10)通过两个轴承(11)支承在大箱体(7)上。

5、根据权利要求1所述的外齿式差动减速机，其特征在于：行星齿轮架(4)的左侧同时支承在大箱体(7)和输出轴(10)上，右侧支承在大箱体(7)上。

## 外齿式差动减速机

本实用新型涉及一种大速比减速机，特别是一种外齿式差动减速机。

目前市场上常用的大速比减速机主要是摆线针轮减速机，但摆线针轮减速机有如下缺点：加工复杂，装配困难，体积大，成本高，且摆比轴承易损坏。

本实用新型的目的是提供一种加工简单、装配容易、体积小、成本低的外齿式差动减速机。

实现上述目的的技术方案是：一种外齿式差动减速机，包括大箱体、轴承、支承在大箱体上的输入轴和输出轴，输入轴上固定连接有主动齿轮；输出轴的内端固定有输出齿轮；大箱体内具有可旋转地支承在大箱体和输出轴上的行星齿轮架，大箱体内还有与大箱体固定连接的速比定齿轮；行星齿轮架上支承有行星齿轮轴，该行星齿轮轴上固定连接有与主动齿轮啮合的传动齿轮、与速比定齿轮啮合的第一行星齿轮和与输出齿轮啮合的第二行星齿轮。

采用上述技术方案后，大箱体内的齿轮均为直齿齿轮，因而加工简单，制造成本低，同时装配也很容易。在摆线针轮同样速比的情况下，这种减速机的速比定齿轮比摆线针轮减速机的内齿轮齿宽小，齿数少，因而速比定齿轮的体积小得多，从而使整个减速机体积小得多。同时，由于都是齿轮与齿轮之间的硬性传动，所以可得到稳定的输出功率。

下面结合附图给出的实施例对本实用新型作进一步详细的说明。

图1为本实用新型第一种实施例的结构示意图；

图2为本实用新型第二种实施例的结构示意图。

如图1所示，一种外齿式差动减速机，包括大箱体7、轴承11、支承在大箱体7上的输入轴2和输出轴10，输入轴2上固定有主动齿轮12，输出轴10的内端固定有输出齿轮9；大箱体7内具有可旋转地支承在大箱体7和输出轴10上的行星齿轮架4，行星齿轮架的左侧支承在输出轴10上，右侧支承在大箱体上。大箱体7内还具有与大箱体7固定连接的速比定齿轮1；行星齿轮架4上通过轴承11支承有行星齿轮轴5，该行星齿轮轴5上固定连接有与主动齿轮12啮合的传动齿轮6、与速比定齿1啮合的第一行星齿轮3和与输出齿轮9啮合的第二行星齿轮8；输入轴2和输出轴10在同一条中心线上。主动齿轮12有 $Z_1$ 个齿，传动齿轮6有 $Z_2$ 个齿，第一行星齿轮3有 $Z_3$ 个齿，第二行星齿轮8有 $Z_4$ 个齿， $Z_3=Z_4$ ，速比定齿轮1有 $Z_5$ 个齿，输出齿轮9有 $Z_6$ 个齿，速比定齿轮1和输出齿轮9相差一齿或数齿。

如图1所示，输入轴2的内端与输出齿轮10转动连接，这样，可使输入轴2受力均匀，运转平稳。

如图1所示，大箱体7上固定有连接块7-1，速比定齿轮1固定在连接块7-1上，这样做的目的是为了装配方便。如果连接块7-1与大箱体7为一体，则支承行星齿轮架4必须采用很大的轴承11，那么就会增加成本。

如图1所示，输出轴10通过两个轴承11支承在大箱体7上，这样做可以使输出轴10运转平稳。

由于速比定齿轮1和输出齿轮9的齿数不相等，为保持速比定齿轮1与第一行星齿轮3的中心距和输出齿轮9与第二行星齿轮8的中心距相同，可使用变位齿轮技术。

为保持行星齿轮架4旋转的平稳性，可在输入轴2的另一侧行星齿轮轴4的对称位置增加配重块，保证行星齿轮架4的静平衡。

减速原理说明如下：当速比定齿轮1的齿数 $Z_5$ 与输出齿轮9的齿数 $Z_6$ 相等时，输入轴2旋转，通过主动齿轮12带动传动齿轮6旋转，再通过行星齿轮轴5带动第一行星齿轮3和第二行星齿轮8旋转，由于速比定齿轮1固定不动，因而使第一行星齿轮3和第二行星齿轮8既自身旋转，又在行星齿轮架4的作用下分别环绕速比定齿轮1和输出齿轮9公转，此时输出轴10不动，即为零转。当速比定齿轮1与输出齿轮9相差一齿或数齿时，如果第一行星齿轮3绕速比定齿轮1公转一周，那么输出齿轮9就扭过速比定齿轮1的一齿或数齿的角度。

采用上述结构的减速机的速比计算公式如下：

$$i = [(Z_2/Z_1) \cdot (Z_6/Z_4) - 1] \cdot Z_5 / (Z_5 - Z_6)$$

例如：当 $Z_1=12$ ， $Z_2=48$ ， $Z_3=12$ ， $Z_5=49$ ， $Z_6=48$ 时，

$$i = [(48/12) \cdot (48/12) - 1] \times [49 / (49 - 48)] = 735$$

当 $Z_5 > Z_6$ 时， $i$ 为正值，输出轴10转向与输入轴2转向相同，为顺转，这种情况为多齿差。

当 $Z_5 < Z_6$ 时， $i$ 为负值，输出轴10转向与输入轴2转向相反，为反转，这种情况为少齿差。

本实用新型外齿式差动减速机工作步骤如下：

输入轴2由动力带动旋转，输入轴2上的主动齿轮12带动与之啮合的传动齿轮6旋转，传动齿轮6带动行星齿轮轴5旋转，行星齿轮轴5又分别带动第一行星齿轮3、第二行星齿轮8旋转，由于与第一行星齿轮3啮合的速比定齿轮1固定不动，于是行星齿轮轴5就带动行星齿轮架4旋转，这样，第一行星齿轮自转，又在行星齿轮架4的作用下绕着速比定齿轮1公转，第二行星齿轮8既自转又绕着输出齿轮9公转，由于速比定齿轮1和输出齿轮9相差一齿或数齿，于是形成差速传动，从而使输出齿轮9得到很小的转速，也就是使与输出齿轮9固定连接的输出轴10得到很小的转速，并能得到很大的输出扭矩。



图2为本实用新型外齿式差动减速机的另一种实施方式，图中行星齿轮架4的左侧同时支承在大箱体7和输出轴10上，右侧支承在大箱体7上，其余结构与第一种实施例相似，这样可以避免输出轴10的晃动给行星齿轮架4带来的不平衡，使行星齿轮架4运转更加平稳。这种实施例的工作原理和工作步骤与第一种实施例相同。

说明书附图

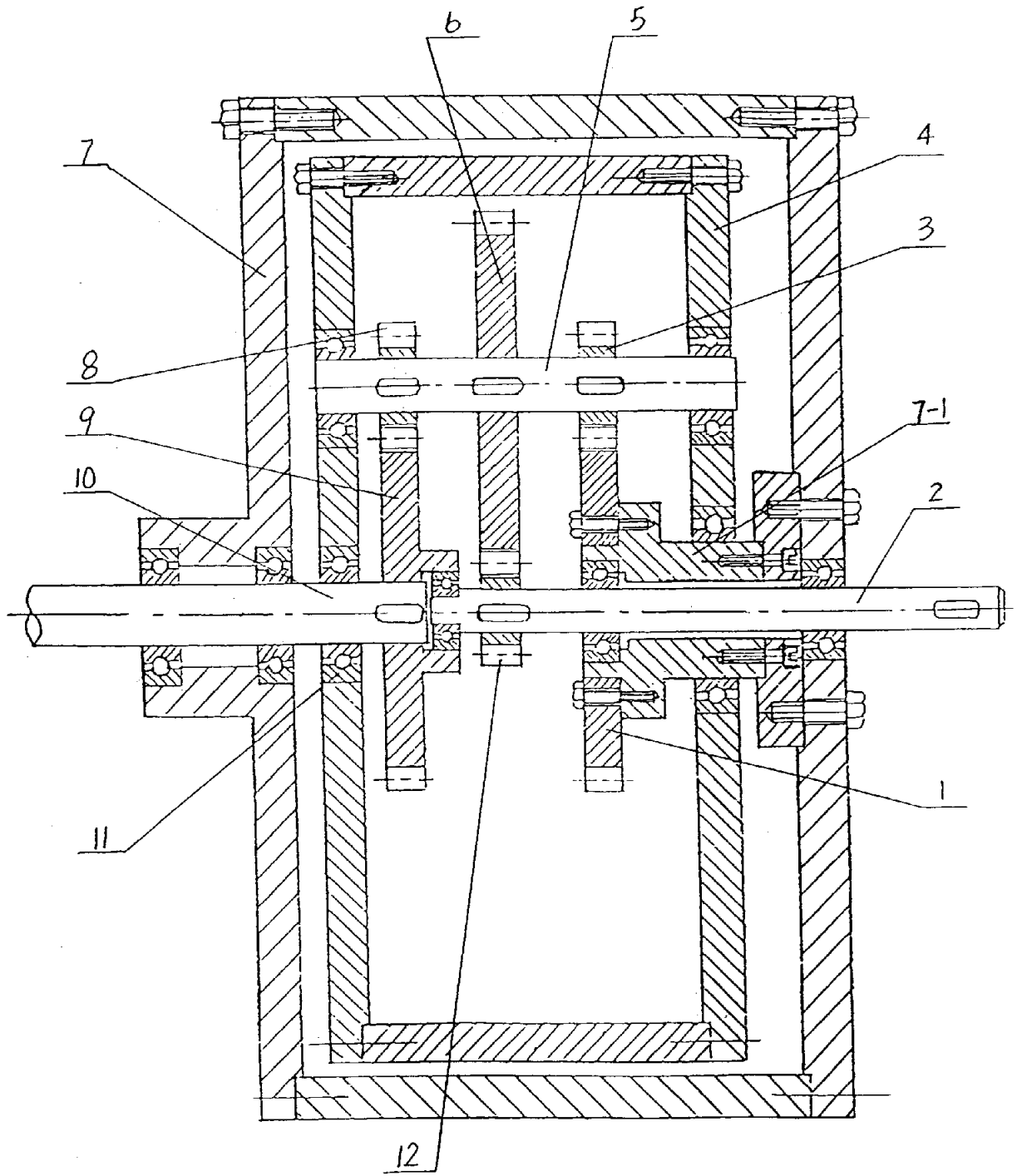


图 1

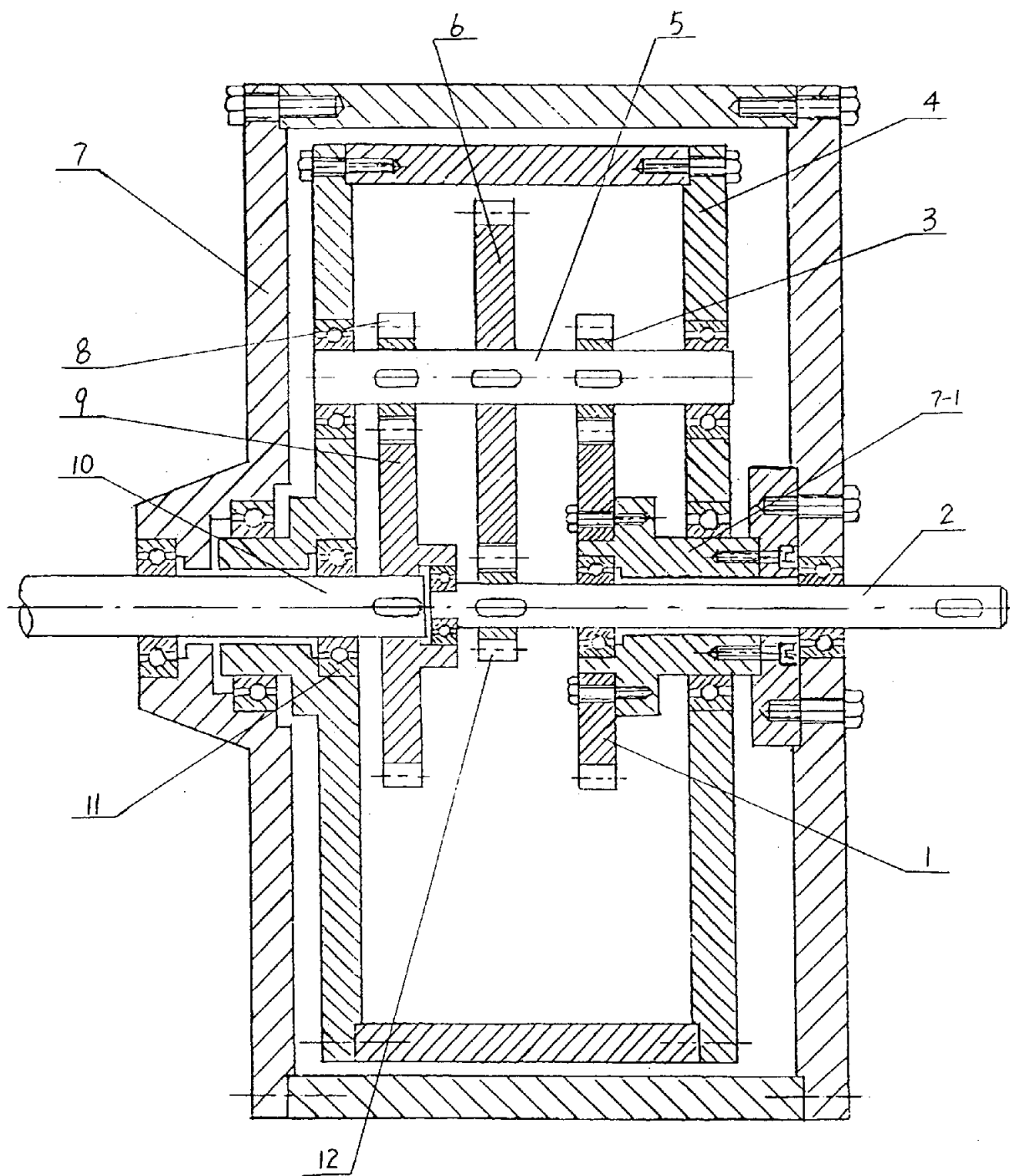


图 2