



[12] 发明专利申请公开说明书

[21] 申请号 90105610.3

[51] Int.Cl⁵

H02K 7/116

[43] 公开日 1991年7月31日

[22] 申请日 90.1.19
 [71] 申请人 高国章
 地址 221000 江苏省徐州市大马路 75 号
 共同申请人 徐晓娟
 [72] 发明人 高国章

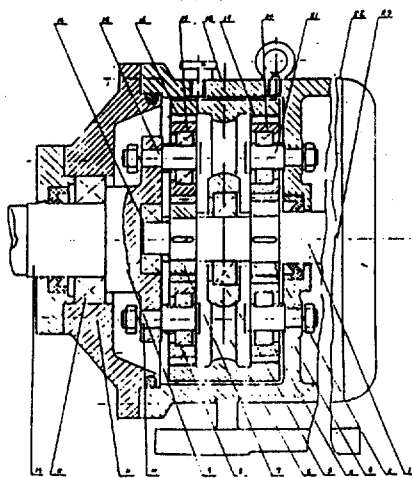
F16H 1/28 F16H 55/17

说明书页数: 5 附图页数: 2

[54] 发明名称 双向循环传动减速电机

[57] 摘要

一种双向循环传动减速电机, 由减速机部分和电机部分组成。减速机部分外径与电机相近, 长度是电机的 1/4 左右, 只需一级减速即可实现从 1 至无穷大的任意速比。本发明的装置结构简单紧凑, 加工容易, 可在精密机械传动和大速比、大功率、大扭矩传动中应用。



< 44 >

权 利 要 求 书

1、一种双向循环传动减速电机，其特征在于将电机与双向循环传动减速装置做成一个整体。

2、据权利要求1所述双向循环传动减速电机，其特征在于将电机输出轴直接作为减速机部分的输入轴，并在该轴上装有两个主动齿轮。

3、据权利要求1所述双向循环传动减速电机，其特征在于将电机部分外壳与减速机部分外壳做成一个整体机壳。

4、据权利要求1所述双向循环传动减速电机，其特征在于减速机部分的两个内齿圈，都做在齿圈(6)上成为一个整体。

5、据权利要求1所述双向循环传动减速电机，其特征在于减速机部分齿圈(6)经过轴承(5)装于主轴(1)上，并可绕主轴(1)旋转。

双向循环传动减速电机

一种双向循环传动减速电机，属机械领域。

现有减速电机将电动机和减速机组合在一起，使其输出转速为经过减速后的转速，以直接与工作机相连接。其减速机部分一般采用齿轮减速机、蜗轮蜗杆减速机、行星齿轮减速机或摆线针轮减速机等。有单级或多级减速形式。为实现各种减速比，一般均需采用多级减速。即由一个主动齿轮经一级或多级减速来实现单向传动。传动级数多，传动链长。减速机部分往往比电机部分体积大，重量重，结构复杂。很难把电机与减速机做成一个整体，一般用联轴器将它们联在一起使用，很不方便。

本发明的目的是创造一种双向循环传动减速电机，以代替现有减速电机和现有减速机与电动机分列的减速装置。无论需要何种输出速度，均不需采用多级减速，只需一级减速即可实现。其减速机部分体积很小，结构特征为园形，直径与电机直径相近，长度约为电机长度的四分之一左右。一级减速即可实现 $1 \sim \infty$ 之间的任一速比。结构简单紧凑，可在多种机械传动中得到广泛应用。对精密机械传动和大速比、大功率、大扭矩动力传动装置尤为适用。

本发明的目的是通过以下措施来实现的。在减速电机中电机部分的输出轴上装有两个主动齿轮，分别沿两个方向经有限的几个齿轮。啮合传动，最后从另一个轴上输出动力。一个主动齿轮

经过中间齿轮与带有两个内齿圈的齿圈中的一个齿圈相啮合，另一个主动齿轮经过行星齿轮与该齿圈中的另一个内齿圈相啮合。行星齿轮的连杆即为输出轴。只要对两个主动齿轮和两个内齿圈的齿数进行适当选择，并相应地配以满足传动啮合条件的中间齿轮和行星齿轮，即可实现从1至无穷大之间的任一传动速比。

能够反映该技术的有关文件有：

1)、化学工业出版社：《机械设计手册》中册1987年12月 第二版

2)、上海交通大学出版社：《行星传动技术》1989年1月 第一版

下面对照附图对本发明作进一步的描述。附图1是本发明的实施例。附图2是本发明图1中减速机部分的原理图。附图3是附图2减速机部分左边传动的侧视图。附图4是附图2减速机右边传动的侧视图。附图中所示：

1、主轴；2、主动齿轮A、3、机壳；4、中间齿轮A；5、轴承；6、齿圈；7、主动齿轮B；8、行星齿轮A；9、行星连杆；10、行星齿轮轴A；11、端盖；12、轴承；13、输出轴；14、轴承；15、行星齿轮轴B、16、齿圈上内齿圈A；17、行星齿轮B；18、减速机外壳；19、齿圈上内齿圈B；20、中间齿轮B；21、中间齿轮轴B；22、电机外壳；23、电动机部分

两个中间齿轮(4)和(20)及两个行星齿轮(8)和

(17) 相对称, 是为加强传动强度设计的, 在下面只描述其中一个中间齿轮和一个行星齿轮的工作情况。

主轴(1)既是减速电机电动机部分(23)的输出轴, 又是减速机部分的输入轴。在主轴(1)上装有主动齿轮A(2)和主动齿轮B(7)。中间齿轮轴(21)固定在机壳(3)上。在齿圈(6)上加工有内齿圈A(16)和内齿圈B(19), 并可通过轴承(5)绕主轴(1)转动。行星齿轮B(17)由行星齿轮轴(15)固定在行星连杆(9)上。行星齿轮B(17)既可绕行星齿轮轴(15)自转, 又可绕输出轴(13)公转。输出轴(13)与行星连杆(9)做成一个整体, 由端盖(11)上的轴承(12)支撑。电动机(23)的外壳(22)和减速机部分的外壳(18)做成一个整体机壳(3)。

主轴(1)上的主动齿轮A(2)与中间齿轮B(20)啮合, 带动中间齿轮B(20)转动, 中间齿轮B(20)与内齿圈B(19)啮合带动齿圈(6)转动。内齿圈A(16)做在齿圈(6)上, 同齿圈(6)一起转动。内齿圈A(16)与行星齿轮B(17)相啮合, 约束行星齿轮B(17)的一个自由度。主动齿轮B(7)直接与行星齿轮B(17)相啮合, 约束其另一个自由度。行星齿轮B(17)在主动齿轮B(7)和内齿圈A(16)的带动下, 一方面绕主轴(1)轴心线转动, 另一方面绕行星齿轮轴B(15)自转。行星齿轮轴B(15)

绕主轴（1）轴心线转动，通过行星连杆（9）带动输出轴（13）转动，从而传递动力。

根据附图2和附图3、附图4描述的减速原理，设主轴（1）的转速为 N_0 ，则主动齿轮A和主动齿轮B的转速均为 N_0 。设主动齿轮A（2）和B（7）的齿数分别为 Z_2 和 Z_7 ；设中间齿轮B（20）的转速为 N_{20} ，齿数为 Z_{20} ；齿圈（6）转速为 N_6 ，内齿圈A（16）和内齿圈B（19）的齿数分别为 Z_{16} 和 Z_{19} ，行星连杆（9）的转速为 N_M ，参照附图3，根据行星轮传动的计算方法，假设此系统以一个 $-N_M$ 与 N_M 相反的方向旋转，则行星连杆（9）相对静止，根据定轴轮系计算：

$$\begin{aligned} (N_0 - N_M) \times Z_7 &= (N_{17} + N_M) \times Z_{17} \\ &= (N_6 + N_M) \times Z_{16} \end{aligned} \quad \text{方程（1）}$$

参照附图4，根据定轴轮系原理计算得：

$$N_0 \times Z_2 = N_{20} \times Z_{20} = N_6 \times Z_{19} \quad \text{方程（2）}$$

则有：

$$N_6 = (Z_2 / Z_{19}) \times N_0 \quad \text{方程（3）}$$

由方程（1）得：

$$N_0 \times Z_7 - N_M \times Z_7 = N_6 \times Z_{16} + N_M \times Z_{16}$$

将方程（3）代入得：

$$N_0 \times Z_7 - (Z_2 / Z_{19}) \times N_0 \times Z_{16} = N_M \times (Z_7 + Z_{16})$$

设传动比为 i ，则由上式得：

$$\begin{aligned} i &= N_0 / N_M \\ &= (Z_7 + Z_{16}) / [Z_7 - (Z_2 / Z_{19}) \times Z_{16}] \end{aligned}$$

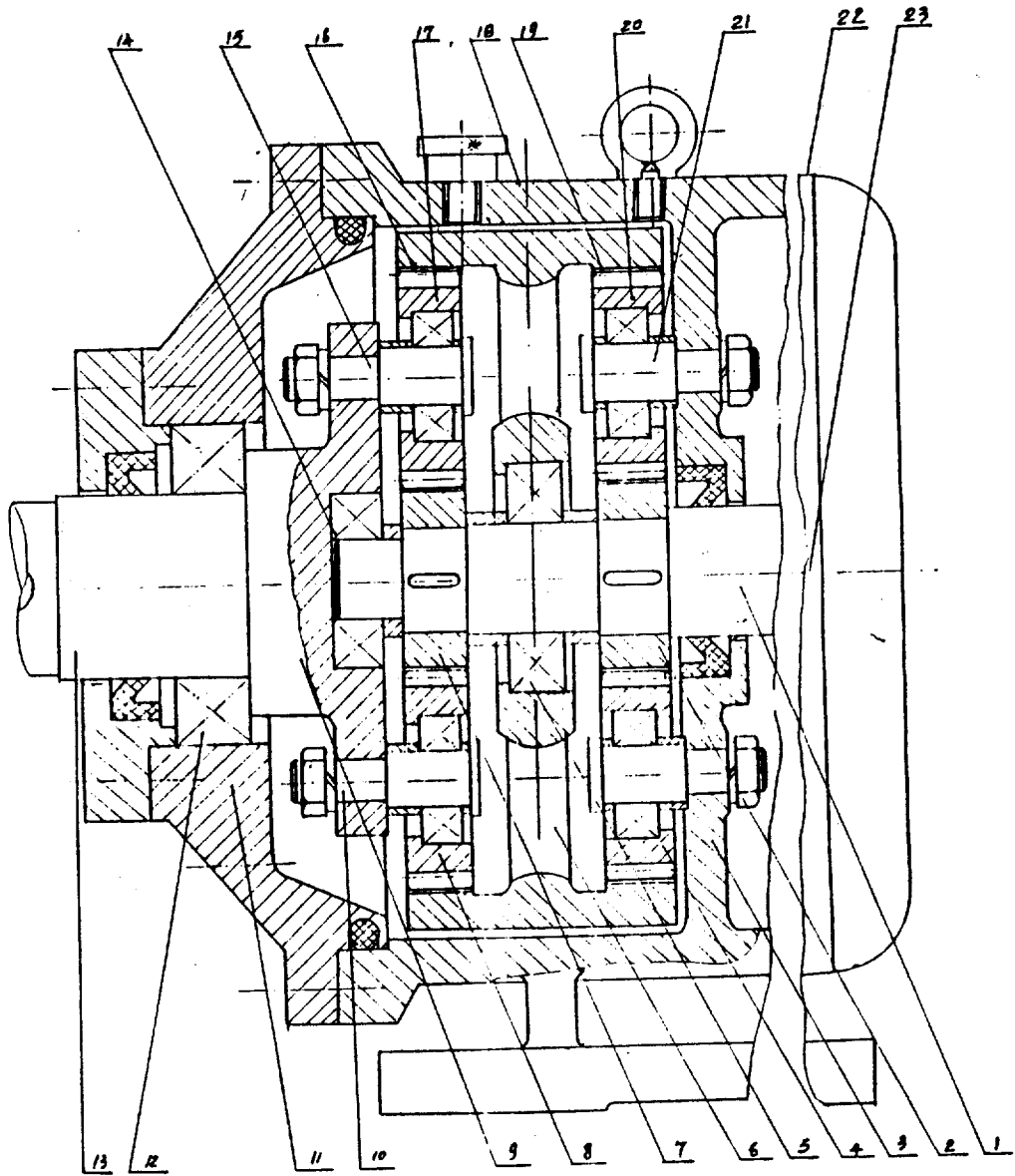
方程 (4)

由方程 (4) 可知，传动比只与两个主动齿轮的齿数 Z_2 、 Z_7 及两个内齿圈的齿数 Z_{16} 、 Z_{19} 有关，与中间齿轮与行星齿轮的齿数无关。因此，只要适当选择主动齿轮和内齿圈的齿数，使方程 (4) 中的分母足够小，则就可以得到足够大的传动比 i 。若使 $Z_7 - (Z_2 / Z_{19}) \times Z_{16} = 0$ ，即使 $Z_7 \times Z_{19} = Z_2 \times Z_{16}$ ，则速比 i 可趋于无穷大。也就是无论输入轴转速多大，输出转速为零。

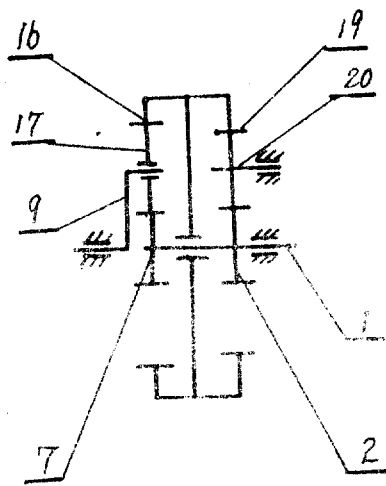
为满足各种速比的要求，可将中间齿轮 B (20) 设计成两个同轴齿轮，分别与主动轮 A (2) 和内齿圈 B (19) 啮合，利用模数选择齿数。行星齿轮的设计亦可采用此法。

综上所述，在设计本发明提出的减速机部分时，只需根据速比要求选择两个主动齿轮和两个内齿圈的齿数，并选配中间齿轮和行星齿轮即可。实现用一级减速即可实现较大速比。

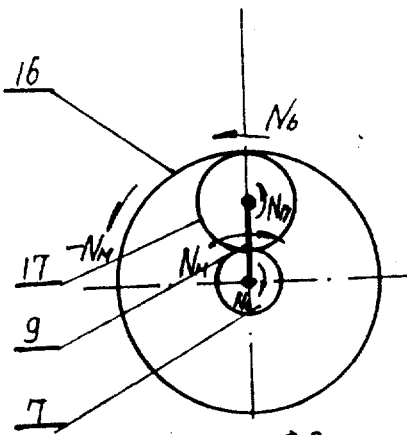
说明书附图



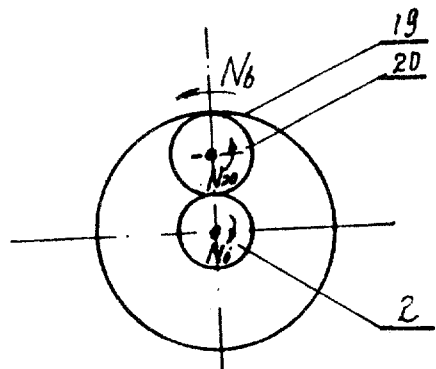
附图 1



附图2



附图3



附图4