

[19]中华人民共和国专利局

[51]Int.Cl.<sup>4</sup>

F16H 1/00



# [12] 发明专利申请公开说明书

[11] CN 85 1 06502 A

CN 85 1 06502 A

[43]公开日 1986年7月21日

[21]申请号 85 1 06502

[22]申请日 85. 8. 27

[71]申请人 潘业权

地址 广东省广州市光塔路121号308房

[72]发明人 潘业权

[74]专利代理机构 广州市专利事务所

代理人 孙忠民 张洪

[54]发明名称 一种重载大单齿单向减速机

[57]摘要

本发明为重载大单齿单向减速机,属机械一般工程中的传动装置。

以往的减速构件均为齿轮、蜗轮等,其构件体积空间均存在为加强齿廓强度而没有得到充分利用的问题,所以承载能力的提高受到限制。

本发明利用“行星轮系”传动原理,造成相邻各单齿啮合付有恒定的相角差,实现传动连续进行。

这种传动装置具有能传递低转速、重负载、大速比、无齿隙、结构紧凑、寿命长、制造容易等优点,适用于矿山、机械、冶金、建筑等行业。

242/8601012/16

# 权 利 要 求 书

1. 重载大单齿单向减速机，属机械一般工程传动装置，有输入轴（11）、输出轴（2）和内棘轮齿圈（17），本发明的特征在于有与输入轴（11）相固定的输入轴大单齿（9），与输出轴相固连的输出轴园盘（3），拨杆体（5）和组装在拨杆体（5）上的活动拨杆（12）和滚子（16）。

2. 根据权利要求1所述的重载大单齿单向减速机，其特征是输入轴大单齿（9）负载工作段为阿基米德螺旋线廓形和啮合系数大于1的廓形长度。

3. 根据权利要求1所述的重载大单齿单向减速机，其特征是拨杆体（5）的件数 $n$ 与内棘轮齿圈（17）的齿数 $Z$ 为：

$$Z = (n \cdot m + 1)$$

其中： $n$ 为大于2、 $m$ 为大于3的正整数。

4. 根据权利要求2和权利要求3所述的重载大单齿单向减速机，其特征是相邻的组装在各拨杆体（5）上的滚子（16）和活动拨杆（12）与输入轴大单齿（9）和内棘轮齿圈（17）的棘齿面构成的各单齿啮合付有恒定的相角差。

5. 根据权利要求1所述的重载大单齿单向减速机，其特征是有保持组装在各拨杆体（5）的滚子（16）与输入轴大单齿（9）相接触的拉弹簧（14）和保持组装在各拨杆体（5）的活动拨杆（12）与内棘轮齿圈（17）棘齿相接触的压弹簧（13）。

一种重载大单齿单向减速机

本发明一种重载大单齿单向减速机，属于机械一般工程的传动装置。

现有的机械减速装置，其主要传力构件为齿轮、蜗轮等。由于这种传力构件在工作过程中，传力的接触部分只是局部的齿廓，而绝大部分处于不传力状态，故传力构件的体积空间不能为提高齿廓强度而得到充分利用。结果，体积一定的减速装置，其承载能力的提高受到了限制。

本发明的任务是提供一种充分利用传力构件体积空间的重载、传递低转速、单向减速机。

本发明的任务是这样实现的：利用“行星轮系”的传动原理，通过对齿形、齿数、构件数的选择，造成相邻各单齿啮合付有恒定的相角差，实现传动连续进行。

本发明的具体构件、结构及传动过程由以下的实施例及其附图给出。

附图 1 是本发明具体实施例 1 的结构原理图。

附图 2 是本发明的传动原理图。

附图 3 是本发明的具体实施例 1 的传动工作状态图。

附图 1 中取拨杆体 ( 5 ) 件数  $n$  为 4，内棘轮齿圈 ( 17 )

棘齿数  $Z$  为 17。输入轴 (11) 与输入轴大单齿 (9) 相固连, 输出轴 (2) 与输出轴园盘 (3) 相固连, 拨杆圈座 (7) 松套在箱体 (6) 上, 通过螺栓 (10) 与输出轴园盘 (3) 固结。4 个拨杆体 (5) 的两端通过其拨杆体转轴 (4、8) 松套在输入轴园盘 (3) 与拨杆圈座 (7) 的各 4 个沿园周均布的拨杆体转轴孔内。4 个活动拨杆 (12) 插入 4 个相应的拨杆体 (5) 滑动槽内, 活动拨杆 (12) 一端与内棘轮齿圈 (17) 的棘齿相接触, 另一端与压弹簧 (13) 相接触。通过安装在拨杆体 (5) 的 4 个拉弹簧座 (15) 将 4 条拉弹簧 (14) 固定, 使组装在 4 个拨杆体 (5) 一侧的 4 个滚子 (16) 与输入轴大单齿 (9) 始终保持接触。

从附图 1、2 看到, 其传动过程是: 输入轴 (11) 旋转带动与其固连的输入轴大单齿 (9) 旋转, 输入轴大单齿 (9) 以其负载工作段拨动滚子 (16), 这时, 活动拨杆 (12) 杆端嵌入内棘轮齿圈 (17) 的棘齿面, 因内棘轮齿圈 (17) 与箱体 (6) 固连, 结果, 仅作摆动的拨杆体 (5) 通过与其固连的拨杆体转轴 (4、8) 将运动传给与输出轴 (2) 相固连的输出轴园盘 (3)。由于输入轴大单齿 (9) 负载工作段具有阿基米德螺线的廓形和啮合系数大于 1 的廓形长度; 拨杆体 (5) 件数  $n$  ( $n$  为大于 2 的正整数, 本实施例 1 取  $n = 4$ ); 内棘轮齿圈 (17) 棘齿数  $Z = (n \cdot m + 1)$ , ( $m$  为大于 3 的正整数,

本实施例 1 取  $m=4$  )，才使相邻的组装在各拨杆体 (5) 上的滚子 (16) 和活动拨杆 (12) 与输入轴大单齿 (9) 和内棘轮齿圈 (17) 的棘齿面构成的各单齿啮合时有恒定的相角差，使运动的传递能均匀连续不断。各传力构件始终以靠紧方式传力，保证了无齿隙运行。

实施例 2：有  $n$  个拨杆体 (5)，内棘轮齿圈 (17) 有  $(n \cdot m + 1)$  个棘齿，棘齿周节弧长为  $t$  的重载大单齿单向减速机，下面说明它的齿形、齿数、构件数如何选择。

输入轴大单齿 (9)：它的廓形分负载工作段和空载进位段。负载工作段具有阿基米德螺线廓形，其廓形始点矢径用作图法根据起始状态，即活动拨杆 (12) 杆面平嵌入内棘轮齿圈 (17) 棘齿面后由滚子 (16) 所处的位置定出。廓形变化规律应保证输入轴大单齿 (9) 转过  $\left[ \frac{360^\circ}{n} - \frac{360^\circ}{(n \cdot m + 1)} \cdot \frac{1}{n} \right]$  时，活动拨杆 (12) 杆端由起始状态正向摆动  $\frac{t}{n}$  弧长。为使啮合系数大于 1，负载工作段的矢径夹角可取  $\left\{ \left[ \frac{360^\circ}{n} - \frac{360^\circ}{(n \cdot m + 1)} \cdot \frac{1}{n} \right] + 20^\circ \right\}$ 。余下部分为空载进位段，它的首、末两端正是在负载工作段的末、首两端。空载进位段离负载工作段始点矢径夹角为  $\frac{360^\circ}{n}$  处的矢径长度，由活动拨杆 (12) 杆端从起始状态反向摆动  $\frac{2t}{n}$  弧长时滚子 (16) 所处的位置来确定。用上法定出的三个点作一圆，则得空载进位段的廓形。

拨杆体 (5) 的件数  $n$ ， $n$  为大于 2 的正整数， $n$  选定后，内棘轮齿圈 (17) 的棘齿齿数  $Z$ ，必须选择为： $Z=(n \cdot m + 1)$ ，

为能减速， $m$ 为大于3的正整数，这时可得传动比： $i=m \cdot n$ 。

活动拨杆(12)为一个矩形断面，杆端为平面接圆弧结构。

内棘轮齿圈(17)为一个按常规设计的内棘轮齿圈。

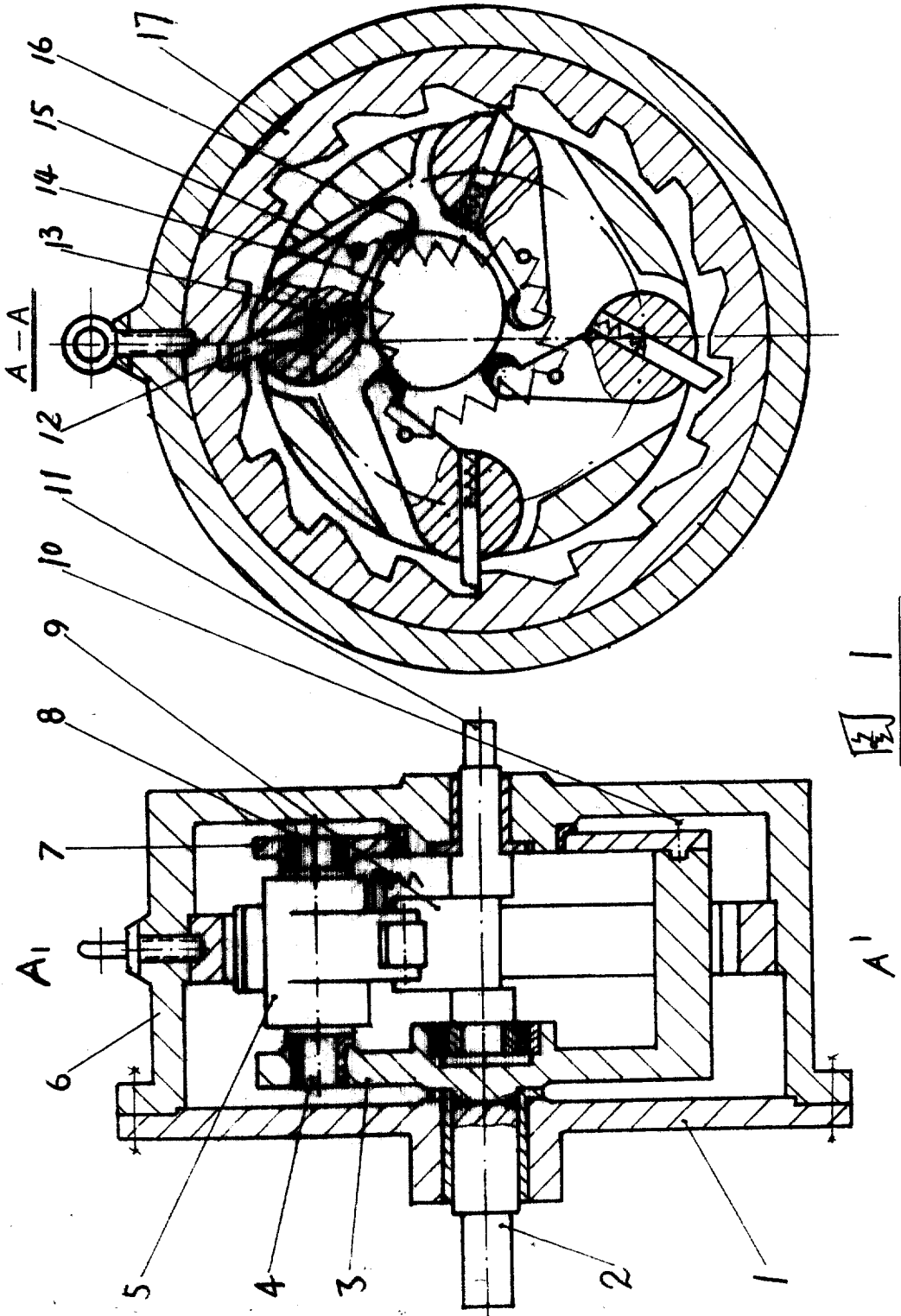
附图3是本发具体实施例1的传动工作状态图。其中a为起始状态；b为输入轴大单齿(9)转过 $(\frac{360^\circ}{4} - \frac{360^\circ}{17} \cdot \frac{1}{4}) \cdot \frac{1}{2}$ 角度时工作状态；c、d、e、f为输入轴大单齿(9)每转过1、第2、第3、第4个 $(\frac{360^\circ}{4} - \frac{360^\circ}{17} \cdot \frac{1}{4})$ 角度时工作状态。

本发明实施例3：拨杆体(5)件数 $n=4$ ，内棘轮齿圈(17)棘齿数 $Z=33$ ，传动比 $i=32$ 的重载大单齿单向减速机与JZQ1000—III比较：

技术 机种 指标	输出轴扭 矩 kg—M	传动比	总重 kg	机外形尺寸长×宽×高 mm
重载大单 齿单向减 速机	2920	32	880	965×750×755
JZQ 1000—III	3050	31.5	2330	1100×1896×965

本发明的重载大单齿单向减速机具有能传递低转速、重负载、大速比、无齿隙、结构紧凑、寿命长、制造容易等优点，适应于矿山、机械、冶金、建筑等行业。

说明书附图



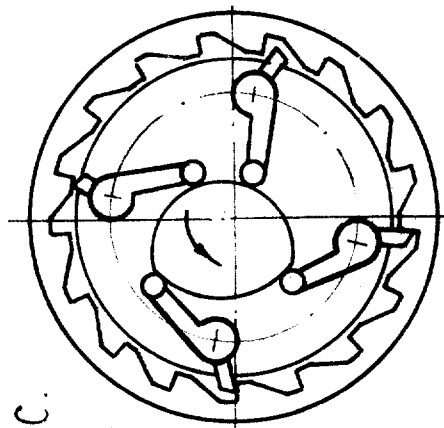
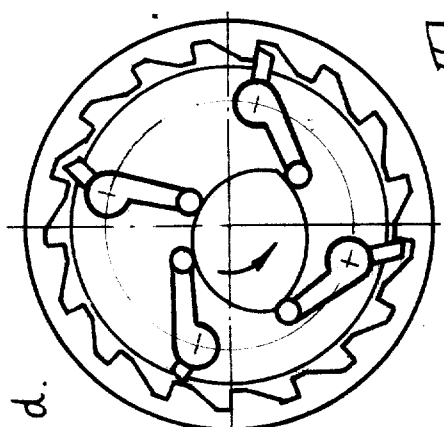
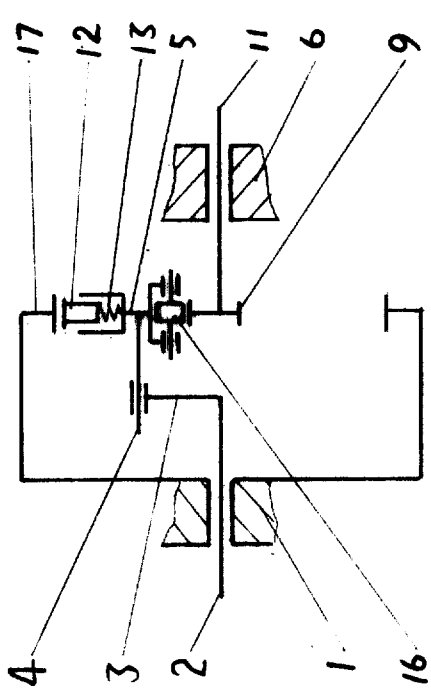
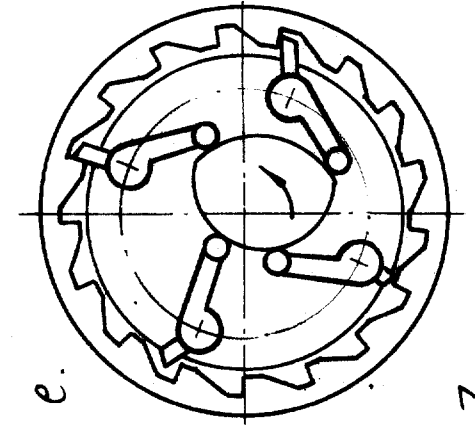
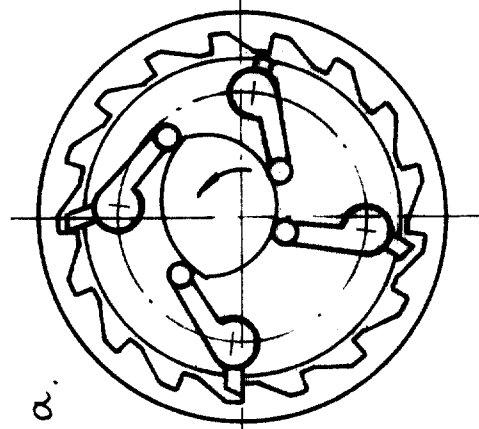
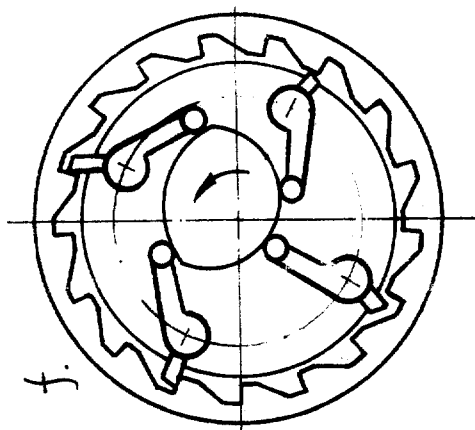
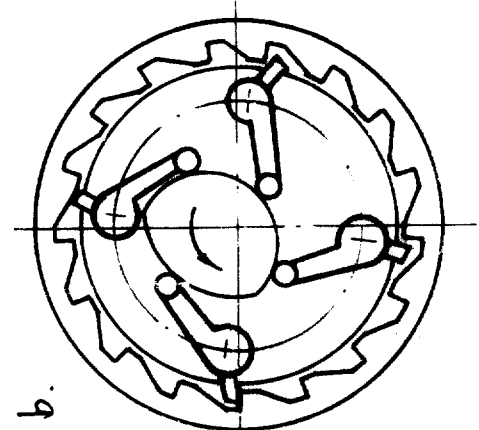


图 2

图 3