



[12] 发明专利申请审定说明书

[21] 申请号 85106502

[51] Int.Cl⁴

F16H 1/00

[44] 审定公告日 1989年8月9日

[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

说明书页数:

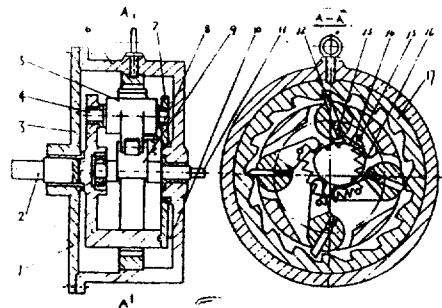
附图页数:

[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。



<30>

权 利 要 求 书

1. 重载大单齿单向减速机，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)相固连的输入轴大单齿(9)，与输出轴相固连的输出轴圆盘(3)，套装在输出轴圆盘上的拨杆体(5)上组装有活动拨杆(12)和滚子(16)，该活动拨杆(12)和滚子(16)分别与内棘轮齿圈(17)和输入轴大单齿(19)啮合或接触。

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线廓形和大于两个单齿啮合付同时工作的廓形长度。

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)。

说 明 书

一种重载大单齿单向减速机

本发明涉及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，用内棘轮齿圈(17)和与输入轴相固连的输入轴大单齿(9)代替轮系的太阳轮；用若干个能绕系杆摆动的拨杆体(5)代替轮系的行星轮；用与输出轴相固连的输出轴圆盘(3)代替轮系的系杆。一个拨杆体(5)与上述各个构件同时接触时构成一个能承受重载的单齿啮合付。通过对这些构件廓形，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。当驱动输入轴(11)时，这些单齿啮合付顺次进入工作和退出工作，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

0 = 180

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)与输出轴圆盘(3)相固连，拨杆圈座(7)松套在箱体(6)上，通过螺栓(10)与输入轴圆盘(3)固结。4个拨杆体(5)的两端通过其拨杆体转轴(4、8)松套在输入轴圆盘(3)与拨杆圈座(7)的各4个沿圆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)相固连的输出轴圆盘(3)。

由于本技术方案采取了如下设计，

(一) 拨杆体(5)的件数 n 大于2(本实施例1取 $n=4$)。因为工作交接时件数不能少于两根，第三根位于空载进位段，在作跨齿超前摆动，准备再次进入工作时与下一个棘齿啮合。

(二) 内棘轮齿圈(17)的棘齿数 $Z = n \cdot m + 1$ (m 为大于3的正整数， m 值取小不利传动比提高，本实施例1取 $m=4$)。式中首项被 n 整除得 m ， m 表示相邻单齿啮合付的齿面间隔；式中末项增加一个齿，能在分度上保证顺次相邻拨杆体(5)的摆动中心相对于内棘轮齿圈(17)上相距相同间隔的相应棘齿面有恒定的位置滞后。

(三) 输入轴大单齿(9)负载工作段具有阿基米德螺线廓形。由于廓形曲线具有的性质，相同的转角有相同的矢径增量。使相邻的活动拨杆(12)的杆端有恒定的位置超前。

(四) 输入轴大单齿(9)具有大于两个相邻单齿啮合付同时进行工作的负载工作段廓形长度。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付有恒定的相角差，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，保证了圆齿隙运行。

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，下面讲

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,其廓形变化规律可用作图法确定。由起始状态,即活动拨杆(12)杆面平嵌入内棘轮齿圈(17)棘齿面时由滚子(16)所在的位置定出廓形始点的矢径,廓形的另一点矢径根据相邻行将退出工作的、安装在那根拨杆体(5)上的滚子(16)所在的位置确定。由此定出廓形上两根矢径和它们的夹角 α 之后,可画一根具有阿基米德螺线的廓形。为实现相邻两个单齿合付无隙平稳交接工作,负载工作段始末矢径夹角可取 $\alpha + 20^\circ$ 。余下部分为空截进位段,它的首、末两端正是负载工作段的末、首两端。空载进位段离负载工作段始点矢径夹角为 $360^\circ / n$ 处的矢径长度,由活动拨杆(12)杆端从起始状态反向摆动 $2t / n$ 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,则得空截进位段的廓形。

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, $i=n \cdot m$ 。

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是本发明具体实施例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 $(360/4 - 360/17 \times 1/4)1/2$

角度时工作状态，c、d、e、f为输入轴大单齿(9)每转过第1、第2、第3、第4个($360/4-360/17 \times 1/4$)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：

技术指标 机种	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。

申请号 85 1 06502
Int. Cl. F16H 1/00
审定公告日 1989年 8月 9日

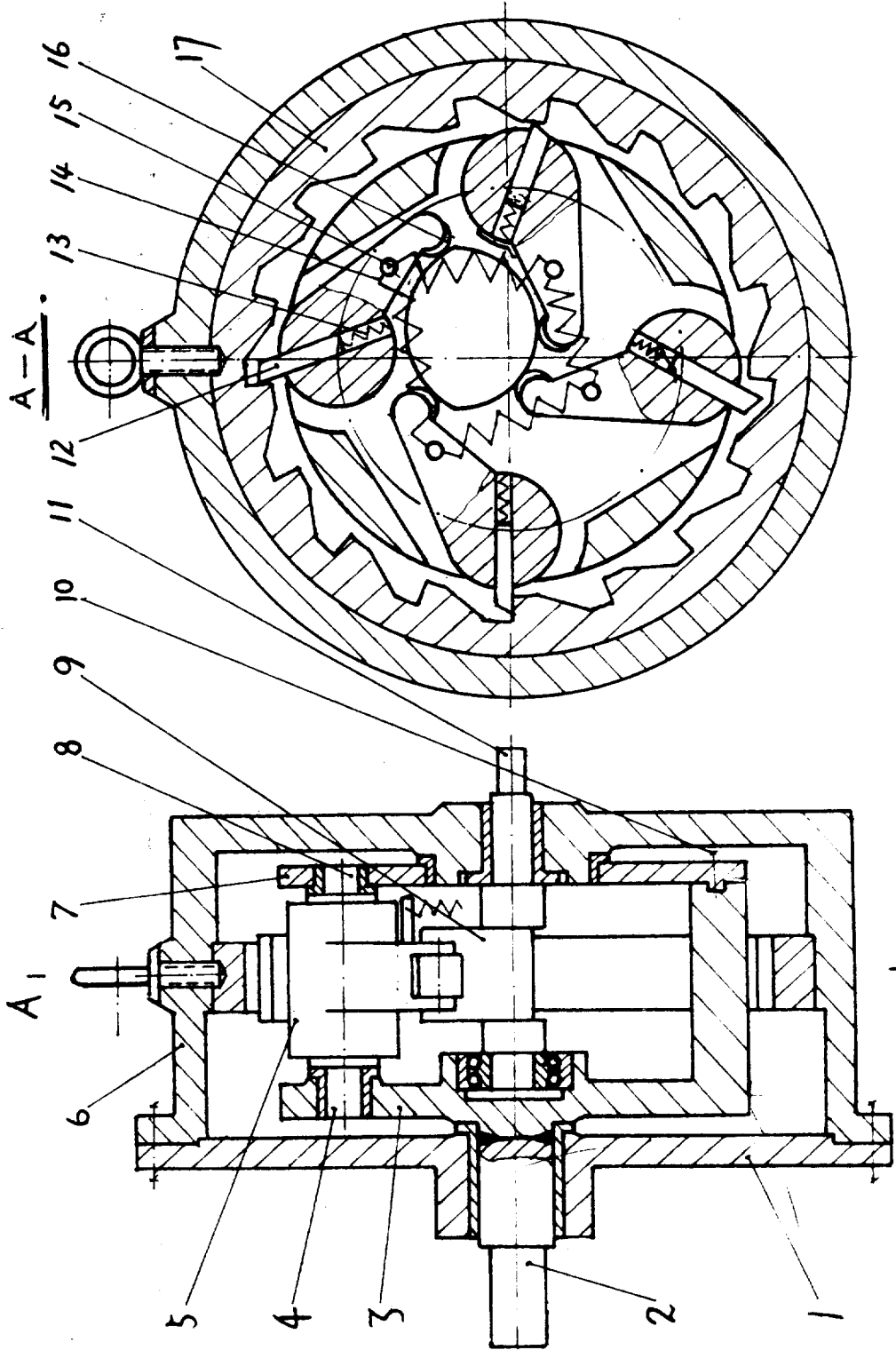


图 1

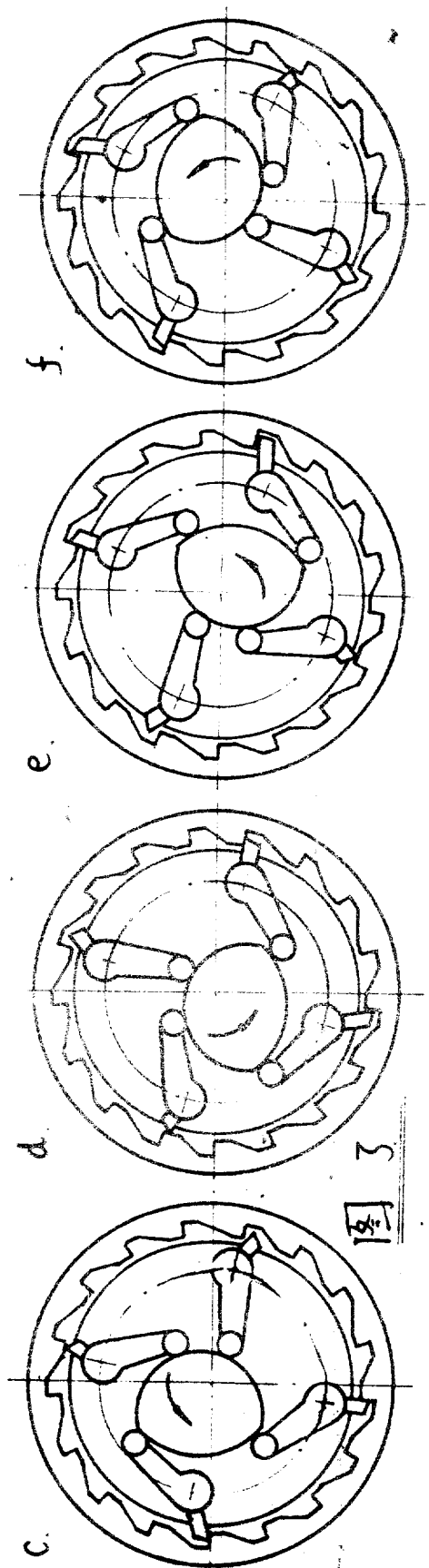
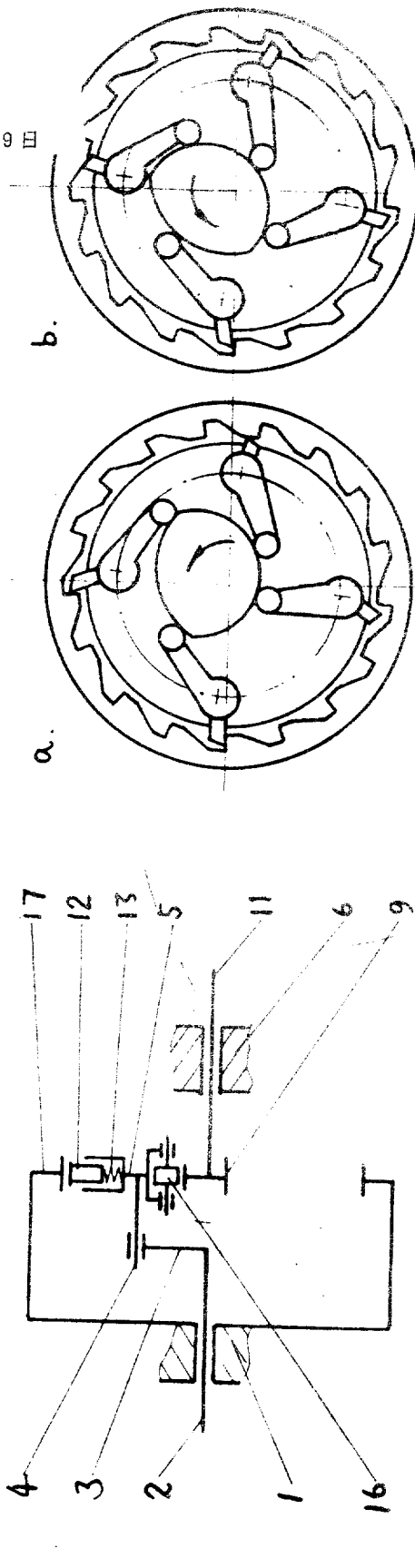


图 3

图 2