

恒功率行星摩擦式机械无级变速器设计与分析

石宗宝, 蓝兆辉, 刘开昌

(福州大学机械工程系, 福建 福州 350002)

摘要: 在剖析行星锥盘无级变速器结构的基础上, 设计摩擦式机械无级变速器. 经过结构分析、设计计算和试验对比, 结果表明, 摩擦式机械无级变速器能克服行星无级变速器存在的缺点, 并基本上实现恒功率变速传动.

关键词: 无级变速器; 行星锥轮; 碟簧; 摩擦传动; 恒功率

中图分类号: TH703.5

文献标识码: A

行星锥盘无级变速器(JB/T6950-93)(简称原机)因具有结构紧凑、变速稳定等特点而得到广泛应用. 但其存在低速时加压不足导致打滑, 高速时加压过大引起发热的缺点, 影响到它的进一步推广使用. 在充分剖析原机的基础上, 对该机进行改进设计, 经试验表明, 新机克服了原机存在的缺点, 基本上实现恒功率变速传动.

1 变速器结构设计与分析

图 1 为新机机构简图. 它主要由摩擦传动机构、加压装置和调速控制机构 3 部分组成.

1) 摩擦传动机构. 由太阳轮 1(1')、行星锥盘轮 2、行星架 H 和恒轮 3(3')组成. 传动时, 由电机输入轴驱动太阳轮, 太阳轮依靠碟形弹簧组 4 压紧在行星锥轮的锥面上, 而行星锥轮同时又被恒轮压紧, 因此就形成了行星摩擦传动. 传动原理相当于图 2 所示的并联两行星轮 2K-H 型行星轮系, 其传动比:

$$i_{1H} = \frac{n_1}{n_2} = 1 + \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2} = 1 + \frac{r_2 r_3}{r_1 r_2} \quad (1)$$

2) 加压装置. 由对合碟形弹簧组 4 加压在太阳轮 3(3')上(图 1). 原机则是加压在恒轮 1(1')上(图 3).

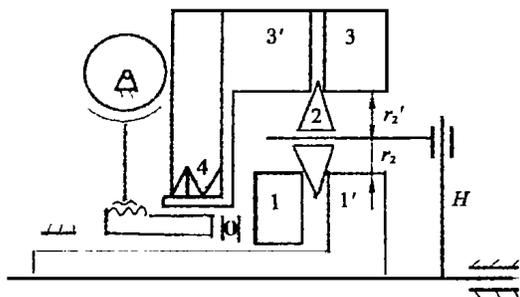


图 1 新机机构简图

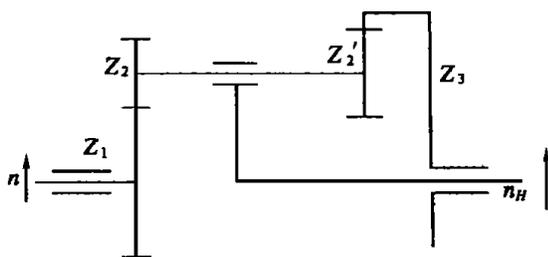


图 2 机构原理简图

收稿日期: 1999-12-23

作者简介: 石宗宝(1940-), 男, 副教授.

基金项目: 福建省科委基金资助项目(K94009).

3) 调速控制机构. 原机用端面凸轮机构 5 通过恒轮 3 的轴向移动迫使行星锥轮上下移动以达到变速的目的 (图 3). 新机采用蜗杆蜗轮机构和丝杆螺母传动, 通过推动太阳轮轴向移动迫使行星锥轮上下移动, 改变摩擦处半径值 r_2 、 r_2' (图 1), 以达到调速目的.

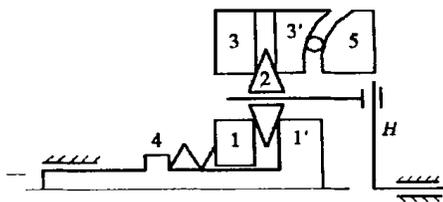


图 3 原机机构简图

根据 (1) 式可见, 不论新机还是原机, 其变速原理在于行星锥轮上下移动时, 各摩擦元件之间摩擦处工作半径 r_2 、 r_2' 值发生变化. 当行星轮上移时, r_2 增大 r_2' 减小, 则 i'_{1H} 增大, 此时输出转速处于低速区; 当行星轮下移时, r_2 减小 r_2' 增大, 则 i'_{1H} 减小, 此时输出转速处于高速区.

由上述结构分析可见, 当处于低速时, 新机结构使碟形弹簧被压紧, 可以满足传递大扭矩的要求, 克服了原机低速时碟簧放松, 扭矩小易打滑的缺点. 反之, 当处于高速时, 新机结构使碟簧放松, 适应了高速时传递扭矩小的要求, 使变速机实现近似恒功率成为可能, 也克服了原机碟簧过分压紧造成过热损失的缺点.

2 主要传动零件受力分析与设计

2.1 行星锥轮受力分析及碟形弹簧最小推力的确定^[1]

如图 4 所示, 取一行星锥轮为分离体作受力分析. 在轴向剖面 XOY 上, 行星锥轮受到 4 个法向压紧力 Q_{12} 、 Q'_{12} 、 Q_{32} 和 Q'_{32} 的作用而处于平衡状态. 即 $Q_{12} + Q'_{12} + Q_{32} + Q'_{32} = 0$. 这些力均由碟簧推力引起, 若行星轮锥角为 α , 则弹簧推力 $F = n_p Q_x = n_p Q \cos \alpha$, 或:

$$Q = Q_{12} = Q_{32} = \frac{F}{n_p \cos \alpha} \quad (2)$$

式中, n_p 为行星锥轮个数.

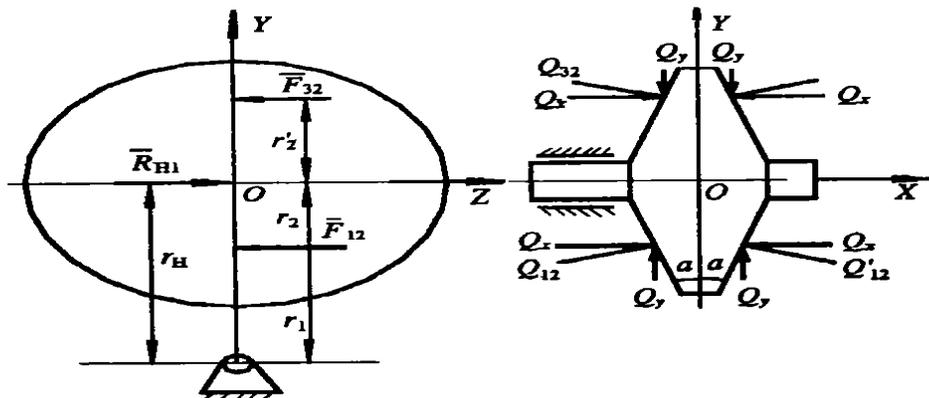


图 4 行星锥轮受力分析图

在横截面 YOZ 中, 作用在行星锥轮上有摩擦力 \vec{F}_{12} 、 \vec{F}_{32} 及行星架 H 对行星轮作用反力 \vec{R}_{H_2} . 若变速机传递功率恒为 N_1 , 则 \vec{F}_{12} 应恒为:

$$F_{12} = 9.55 \times 10^6 \frac{N_1}{n_1} \cdot \frac{1}{n_p \cdot r_1} \quad (N) \quad (3)$$

式中: n_1, N_1 分别为输入轴转速和功率.

据力平衡条件可得:

$$F_{32} = \frac{r_2^2}{r_2} F_{12} \tag{4}$$

$$R_{H2} = F_{12} + F_{32} \tag{5}$$

则:

$$F_{12\max} = 2fQ_{12} = \frac{2fF}{n_p \cos \alpha} \tag{6}$$

$$F_{32\max} = 2fQ_{32} = \frac{2fF}{n_p \cos \alpha} \tag{7}$$

因 $F_{12\max} \geq F_{12}, F_{32\max} \geq F_{32}$, 可得传递恒功率 N_1 所需的弹簧推力 F 应满足:

$$F \geq \frac{n_p F_{12} \cos \alpha}{2f} = \frac{9.55 \times 10^6}{2} \frac{N_1 \cos \alpha}{n_1 f r_1} = F_1 \quad (\text{N})$$

$$F \geq \frac{n_p F_{32} \cos \alpha}{2f} = \frac{9.55 \times 10^6}{2} \frac{r_2}{r_1} \frac{N_1 \cos \alpha}{n_1 f r_1} = F_2 \quad (\text{N})$$

将以上两式合并可得所需最小弹簧推力:

$$F_{\min} = \max\{F_1, F_2\} \quad (\text{N}) \tag{8}$$

例: 已知某机尺寸参数为: $N_1 = 0.75 \text{ kW}, n_1 = 1390 \text{ r/min}, r_1 = 31.5 \text{ mm}, f = 0.08, \alpha = 3.5^\circ$, 则不同传动比 i_{1H} 对应的太阳轮轴向位移 X_3 和最小弹簧推力 F_{\min} 经计算列于表 1.

表 1 最小弹簧力与传动比(轴向位移)关系

i_{1H}	1.5	2.0	2.5	2.75	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5
r_2/mm	5.305	8.689	11.036	12	12.759	14.078	15.120	15.964	16.661	17.241	17.742	18.177	18.552	18.882
r_2'/mm	18.695	15.311	12.964	12	11.247	9.922	8.880	8.036	7.339	6.753	6.254	5.823	5.448	5.118
X_3/mm	2.103	2.597	2.894	3.007	3.095	3.256	3.384	3.487	3.572	3.644	3.705	3.758	3.804	3.844
F_{\min}/N	1020.51	1020.51	1020.51	1020.51	1159	1448	1738	2027	2317	2606	2896	3186	3475	3765

2.2 碟簧设计

碟簧所需的最小推力如图 5 中实线所示. 这样, 根据碟簧特性曲线(如图 5 中虚线所示), 只需按传动比 i_{1H} 的最大值和最小值来设计. 即传动比最小值和最大值时都可传递相同的功

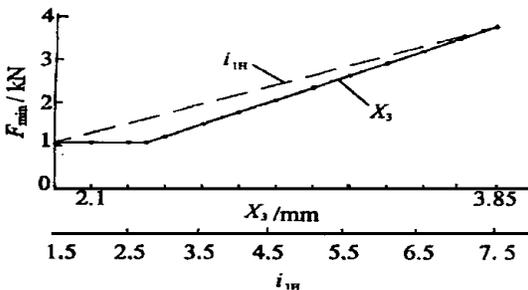


图 5 最小弹簧推力 F_{\min} 与 $X_3(i_{1H})$ 的关系

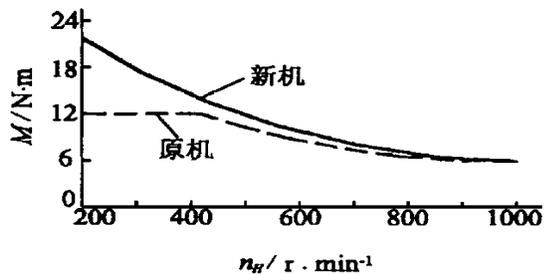


图 6 新机、原机 $M - n_H$ 实验曲线对比

率, 即在整个调速范围内都可实现恒功率. 当然, 在调速范围中间, 可传递功率值要略大些, 从图 5 可以看出此时的弹簧推力略大于所需 F_{\min} 的值.

例: 由表 1 可知, $i_{1H} = 7.5$ 时所需轴向推力 $F_1 = 3\ 765\ \text{N}$; $i_{1H} = 1.5$ 时, $F_{II} = 1\ 021\ \text{N}$. 根据结构需要, 选用碟簧 A_1 , 其外径 63 mm, 内径 32.5 mm, 高 4.15 mm, 厚 1.8 mm. 按照碟簧设计计算方法^[2], 若取摩擦系数为 0.08 ~ 0.1, 则碟簧片数 $n_s = 2 \sim 3$ 片. 现选用 3 片. 其它传动零件设计从略.

3 讨论

1) 新机具有近似恒功率特性. 与原机相比, 其在低速区可传递更大的扭矩. 由于采用了新的结构形式, 变速器从高速调到低速时, 碟簧越压越紧, 满足了扭矩由高速区到低速区时从小到大的要求, 从而克服了原机存在的低速加压不足, 导致打滑的缺点.

根据新机、原机传动试验对比, 可得新机 $M-n_H$ 曲线(如图 6 的实线所示). 原机的 $M-n_H$ 曲线如图 6 中虚线所示. 从图 6 可见, 在低速区(200 ~ 500 r/min)时, 新机允许传递的扭矩比原机大得多, 可充分利用电机功率.

2) 原机在高速区时弹簧推力过大, 引起不必要的摩擦和磨损. 显然, 这对传动摩擦元件的寿命是不利的. 而新机已不存在这个问题.

3) 新机的调速控制采用了蜗杆传动和螺杆传动, 比起原机采用的端面凸轮机构和螺杆传动而言, 各有特色. 但相对而言, 新机结构简单, 加工方便, 成本可降低.

参考文献:

- [1] 阮忠唐. 机械无级变速器[M]. 北京: 机械工业出版社, 1983.
- [2] 蔡春源. 新编机械设计手册[M]. 沈阳: 辽宁科学技术出版社, 1993.

Design and analysis of frictional planet type mechanical stepless reducer with constant power

SHI Zong-bao, LAN Zhao-hui, LIU Kai-chang

(Department of Mechanical Engineering, Fuzhou University, Fuzhou, Fujian 350002, China)

Abstract: Based on the analysis of structure and working principle, the frictional planet type mechanical stepless reducer is redesigned and manufactured. A test is then carried out on the device in comparison with old device and the results show that the new device improves the performance and fulfills the stepless transmission with almost constant power.

Keywords: stepless reducer; planet conical disc; disc spring; frictional transmission; constant power