

环锥差动行星无级变速器机械性能试验研究*

王树兜 张红忠

(华侨大学精密机械工程系, 泉州 362011)

摘要 分析环锥差动行星无级变速器的传动原理及其结构特点,并讨论其负载试验中主要机械性能的特性.同时,指出其适用范围及设计上和工艺上应注意的事项.

关键词 无级变速器,环锥差动行星传动,机械性能,负载实验

分类号 TH 132.46

机械无级变速器由于能较好地适应变工况工作、有利于选择最佳工艺参数的传动和便于实现自动控制,并因其能达到保证产品质量、提高劳动生产率以及合理利用动力的目的而受到普遍的关注.环锥差动行星无级变速器属摩擦传动型,它具有结构简单、操纵方便、能在较大范围内连续变速和恒转矩特性好的特点.由于其总体结构紧凑、轻巧,且价廉,在轻工、纺织、化工、食品、包装等行业的生产线上得到了广泛的应用.本文以 HZ250 型为样机,研究其负载试验中的主要机械性能;并分析和论证其结构设计的合理性及其加工制造、装配与调整的工艺性.同时,根据其性能指标指出其适用范围.

1 结构简介及传动原理分析

图 1 为 HZ 型系列环锥差动行星无级变速器结构原理传动示意图.

变速器主要由如下几个摩擦锥体组成,即输入轮主动锥 2,行星锥轮 3,调速环 4,输出轮从动锥 5.动力由电动机轴 1 输入,经输入轮主动锥 2 借摩擦力带动行星锥轮 3,使行星锥轮自转,并沿调速环 4 的内圈公转,从而产生差动转速,带动输出轮从动锥 5 转动.通过 V 形槽式的加压装置带动加压盘 6 及输出轴 7,这样,旋转动力便由输出轴传递出去.因此,变速器的结构特点是具有作行星运动的中间滚动物体(行星锥轮).

五个行星锥轮是沿调速环的内圈均匀分布的,依靠保持架 8 保持一定的间距.每个行星锥

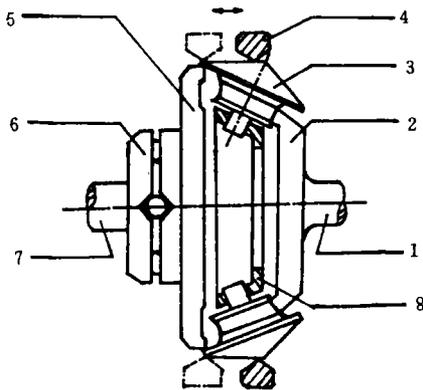


图 1 环锥差动行星无级变速器传动机构示意图

* 本文 1995-03-25 收到;福建省自然科学基金资助项目

由正锥体和倒锥体组成. 正锥体在主动锥和从动锥之间传递动力(线接触);倒锥体与调速环保持点接触(或极短的线接触). 调速环在变速器工作过程中固定不转,调速时只需操纵手轮,经调速齿轮使调速环作轴向移动,因而改变了行星锥轮倒锥的接触点及工作半径,输出轴因此可得到不同的转速及转距. 调速可在不停机时实现,因而而可用行星轮系的转化转动来获得较大的减速比及较宽的变速范围.

试验样机 HZ 250 型技术参数见表 1. 表中 N 为配用电动机功率, n_1 为输入转速, n_2 为输出转速, 变速比 $i_{21} = n_2/n_1$, M_{max} 为最大输出转矩, M_{min} 为最小输出转矩.

表 1 HZ 250 型技术参数

配用电动机		i_{21}	$n_2/r \cdot \text{min}^{-1}$	$M_{max}/N \cdot \text{m}$	$M_{min}/N \cdot \text{m}$
N/W	$n_1/r \cdot \text{min}^{-1}$				
250	1500	0~1/1.765	0~850	7.7	2.2

2 负载试验的主要机械性能及其分析

2.1 试验装置

图 2 为恒转矩负载试验装置的示意图.

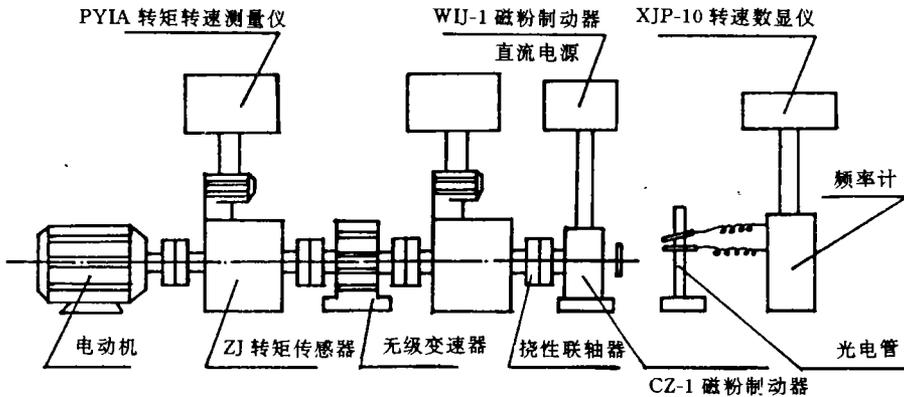


图 2 恒转矩负载试验装置示意图

2.2 负载试验的主要项目

2.2.1 承载能力试验 根据样机属于恒转矩运行的特点,试验时限于试验条件,采用磁粉制动器在整个变速范围内加载,以保证变速器的输出转矩为一恒定值. 为使试验能顺利绘出转速-功率(转矩)特性曲线,运用计算机进行数据处理时,可利用下列公式进行换算,即

$$P = \frac{1\ 000T_1n_1}{9\ 550} \tag{1}$$

式中 P 为输入功率(W); T_1 为输入转矩(N·m); n_1 为输入转速($r \cdot \text{min}^{-1}$).

图 3 为恒转矩试验的参数特性曲线. 图 3 曲线 1,2,3 分别表示输出转矩(N·m)为 3,4,5 时,输出转矩(T_2)与输出转速(n_2)的关系曲线;而曲线 4,5,6 分别表示输出转矩(N·m)为 3,4,5 时,输入功率与输出转速的关系曲线.

图 3 各条关系曲线表明:(1) 曲线 1, 2, 3 均说明恒转矩输出都处于低速范围下运行,且输出转矩愈小,变速范围愈宽;当输出转速提高到一定值后,输出转矩反而随着转速的增高而减小. 这是因为高速时输出转矩受调速环与行星锥接触区最大接触应力的限制而无法实现恒转矩输出.(2) 曲线 4, 5, 6 说明输入功率均随着输出转速的增高而增大(且基本成线性关系),但功率的增大存在一个最大值. 因此,对某一特定的输出转矩必然对应一个最大的输出转速,在此输出转速下运行,其输入功率最大,变速器因其可发挥最大的功率而得到充分利用.(3) 在输出转矩突然下降的转折点,正是输入功率达到最大值的转速. 超过这一临界点,输入功率和输出转矩都明显下降.

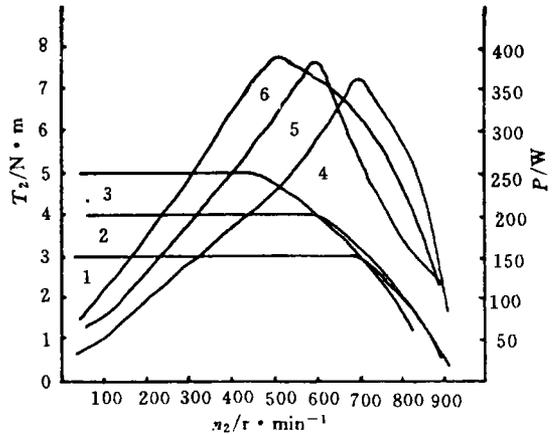


图 3 环锥差动行星无级变速器的机械特性

2.2.2 滑动率试验 滑动率是变速器重要的性能指标之一,它与负载情况、输出转速、摩擦副表面状态(材质、硬度、粗糙度等)、润滑条件及传动系统刚度等有关. 试验过程中首先记录空载时的输入与输入转速,然后对变速器施加一定的负载,记录负载运转时的输入与输出转速. 通过滑动率 ϵ 的计算式可求得 ϵ , 即

$$\epsilon = \left(1 - \frac{n_2/n_1}{n_{02}/n_{01}} \right) \times 100\%, \tag{2}$$

式中 n_1, n_2 分别表示负载时的输入与输出转速; n_{01}, n_{02} 分别为空载时的输入与输出转速. 随后作出负载-滑动率的关系曲线如图 4 所示. 图 4 中曲线 1 表示空载时输入转速为 $1476 r \cdot \text{min}^{-1}$, 输出转速为 $486 r \cdot \text{min}^{-1}$ 时的滑动率曲线; 曲线 2 表示空载时输入转速为 $1475 r \cdot \text{min}^{-1}$, 输出转速为 $764 r \cdot \text{min}^{-1}$ 时的滑动率曲线. 图中 I 为负载电流.

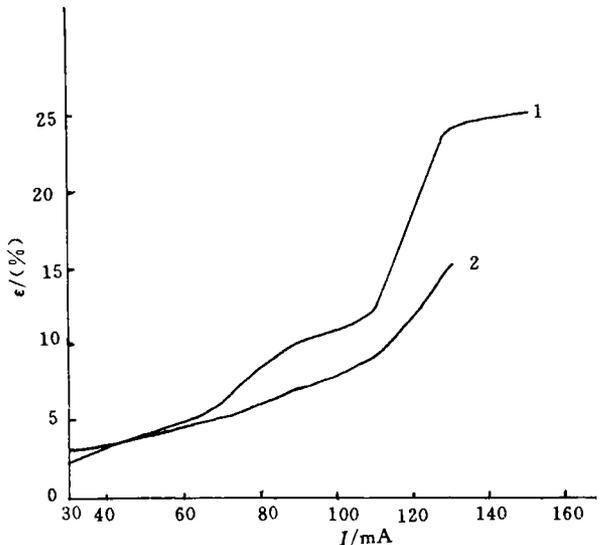


图 4 负载与滑动率关系曲线

该实验曲线表明:(1) 随着负载增大, 滑动率也增大. 负载达到一定值时, 滑动率大幅度猛增, 可能出现闷车现象, 这表明变速器的超载运转能力差.(2) 空载时不同的输出转速在同样负载条件下, 输出转速高的滑动率反而小, 而且基本小于 10%. 在转速很低情况下 ($< 150 r \cdot \text{min}^{-1}$), 由于受滑动率的限制, 变速器的承载能力变差.

摩擦传动中两滚动体间的滑动是由接触区弹性变形引起的弹性滑动与由于几何上的原因使两滚动体接触区的速度分布不同所引起的滚动体间的几何滑动所组成,且往往是后者大于前者.这种滑动损失随着加载增加引起的速度相对降低较明显,且变速器承受冲击能力差.

2.2.3 效率试验 由实验装置可知,试验时可在变速器的输入端与输出端依靠光电转速传感器精确测量输入轴与输出轴转速,依靠转矩传感器直接测读输入与输出转矩.这时变速器的传动效率为

$$\eta = \frac{T_2 n_2}{T_1 n_1} \times 100\%, \quad (3)$$

式中 T_1, T_2 分别为输入与输出转矩($N \cdot m$); n_1, n_2 分别为输入轴与输出轴转速($r \cdot \text{min}^{-1}$).

图5为输出转速与传动效率的实验曲线.图5曲线1,2,3分别表示恒转矩输出($N \cdot m$)

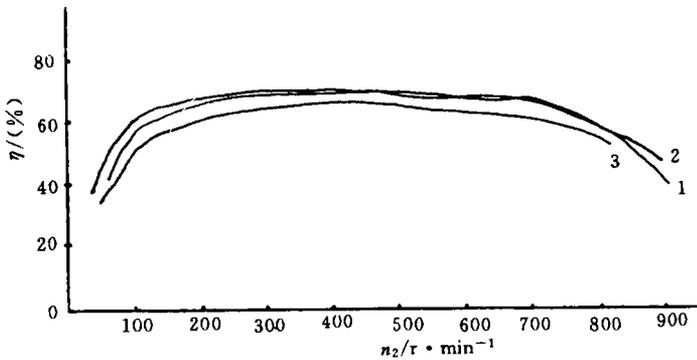


图5 输出转速与传动效率关系曲线

为3,4,5时的效率曲线.由实验曲线可看出,这种行星变速器的效率较低,一般均在60%~70%之间.在各种不同数值的恒转矩输出中,当处于中间转速($150 \sim 700 r \cdot \text{min}^{-1}$)时效率较高,且比较稳定.在低速段($< 150 r \cdot \text{min}^{-1}$)时,效率会进一步降低.这是由于低速时滑动率 ϵ 较大,引起输出功率减小.在高速段($> 700 r \cdot \text{min}^{-1}$)时,由于滚动体的高速摩擦发热及搅油损失大,因而使传动效率反而降低.

3 结果与讨论

由上面实验分析可知,环锥差动行星变速器适用于恒转矩、小功率的中速工况下运行.由于受结构原理的限制,其超载运行能力及抗冲击载荷能力较差,且在低速及高速运行的传动效率低.为了提高传动效率及承载能力,建议在产品开发时应注意以下几点:

(1) 设计上应使主动锥与行星锥、从动锥与行星锥的接触母线汇交于输入轴与输出轴中心线上的同一点,即满足“锥项重合”原则.由此可使接触线段上各点理论上无相对滑移(即减少滚动体间的几何滑移)或增加接触线段长度,以减小接触区的最大接触应力.由于调速环与行星锥之间是点接触(或为1~2cm的短线接触),所以变速器的容量在一定程度上取决于这一接触区的疲劳强度.

(2) 从工艺上考虑,锥点接触优于线接触。因为后者对各元件面锥的尺寸精度、几何形状精度及相互位置精度(如工作锥面与安装孔的同轴度等)、装配与调整精度均要求高;对滚动体的材质、硬度、粗糙度及润滑条件等都有较严格的要求;而且要求保持架应能正确保证行星锥的位置。行星锥与主、从动锥应经配研才能保证接触线密合,在用涂色法检查时接触线密合长度应在70%以上。锥顶若为点接触,对两滚动体的制造、装配与调整误差不敏感,这种情况有利于生产。

(3) 加压凸轮的升角应与从动锥的锥顶角相适应。凸轮升角愈小,轴向压紧力愈大,对提高承载能力和抵抗冲击负荷愈有利,且此时工作可靠性好。但过大的轴向力对轴端推力轴承及端盖等元件的工作不利(会降低传动寿命及效率)。因此,建议采用自动加压装置,以保证轴向压紧力与负载相适应并获得较高的传动效率。

(4) 变速器应有较大的整体系统刚度(滚动体、轴、轴承及箱体等),以减小变形并保证滚动体工作锥有较好的接触刚度。

参 考 文 献

- 1 阮忠唐. 机械无级变速器. 北京:机械工业出版社,1983. 515~537
- 2 沈阳机电学院. 机械工程手册:第33篇. 北京:机械工业出版社,1978. 63~90

Experimental Study on the Mechanical Behaviour of Ring Tapered Differential Planet Stepless Speed Changer

Wang Shudou Zhang Hongzhong

(Dept. of Precis. Mech., Huaqiao Univ., 362011, Quanzhou)

Abstract With respect to ring tapered differential planet stepless speed changer, the authors analyse its driving principle and structural characteristics; and discuss the characteristics of main mechanical behaviour in loading test; and point out its application range and what should be noted in design and technology.

Keywords stepless speed changer, ring tapered differential planet driving, mechanical behaviour, loading test