

球盘调速差动机构的组合原理及传动比*

洪 尚 任

(华侨大学精密机械工程系, 泉州 362011)

摘要 提出一种球盘传动与差动轮系组合应用的无级变速传动装置, 对其组合原理、组合方案和典型传动方案的传动比等问题, 进行系统的分析和讨论, 并结合计算实例加以阐述。

关键词 无级变速器, 差动轮系, 传动比

分类号 TH 132.46

机械无级变速传动在现代机械传动中得到愈来愈广泛的应用, 钢球平盘式无级变速器(以下简称球盘传动, 国外称 KS 系列传动)是其中一种小型的无级变速传动装置。它具有结构简单紧凑、变速范围大、运转平稳、噪音小、寿命长等特点, 也存在传递功率小且输出不能反向调速的问题。为了扩大其功率和调速的应用范围, 可将其与差动轮系组合应用。经差动合成后, 既可扩大传递功率, 又可在带负荷状态下实现无级调速^[1,2]。此外, 只要合理地设计有关的传动参数, 还可扩大其调速范围。这是一种很有发展前景的无级变速传动方案。这种球盘传动是作为调速控制传动用的, 只传递少量的功率, 我们为便于叙述, 称之为球盘调速差动机构。本文将对这种传动机构的组合原理、组合方案以及典型传动方案的传动比变化规律等问题, 进行系统的分析和讨论, 并给出典型的算例。

1 组合原理和组合方案

机构组合有多种方式^[2~4], 我们采用并联和复合式两种组合方式, 将球盘传动与差动轮系进行组合, 其组合框图如图 1 所示。图中 I, II 分别表示两个附加的传动系统, 其中 I 串联有球盘传动, 与 II 一同用以封闭作为基础机构的差动轮系 III。

由于组合方案为数众多, 为便于分析, 本文作了筛选, 从中挑选出有代表性的四种典型传动方案, 其组合机构的运动示意图如图 2 所示。

图中方案 1, 2 为并联组合, 方案 3, 4 为复合式组合。图 1 中的 I 表示由 1-2-KS-4-5(b)组成的 b-1 传动, II 表示由 1-3-a(或 1-a)组成的 a-1 传动。球盘传动 KS 的传动比 i_x 是可调的, 数字 1~5, 字母 a, b, g 为齿轮编号, 这部分定轴齿轮的传动比为定值。由 a-g-b-H 组成的差动轮系 III, 采用效率较高的 2K-H 型中的 NGW 负号机构。组合传动系统的主动件可以是齿轮 1, 也可以是系杆 H。

* 本文 1994-08-03 收到, 福建省自然科学基金资助项目

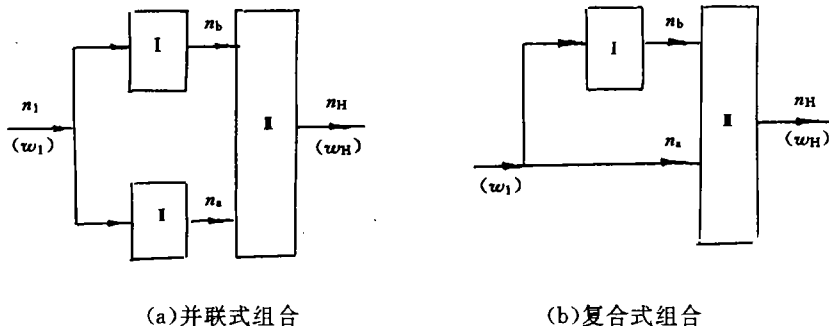


图1 机构组合框图

2 传动比分析

图2所示的四种方案中, 齿轮1的转速为 $n_1 (\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$, 角速度为 $\omega_1 (\text{s}^{-1})$, 系杆H的转速为 $n_H (\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$, 角速度为 $\omega_H (\text{s}^{-1})$, 则传动比 $i_{H1} = n_H/n_1 = \omega_H/\omega_1$, 而 $i_{1H} = n_1/n_H = \omega_1/\omega_H = 1/i_{H1}$. 本文重点讨论的问题是确定各种动比 i_{H1} 或 i_{1H} 随无级变速传动比 i_x 改变而变化的规律.

2.1 传动比 i_{H1} 分析

图2所示的 a-g-b-H 轮系中, 三个基本构件 a, b (中心轮) 和 H (系杆) 间的转速关系, 可用其转化机构传动比 $i_{ab}^H = (n_a - n_H)/(n_b - n_H)$ 来表示, 由此可导出转速方程^[2,4,5]

$$n_a - i_{ab}^H n_b - (1 - i_{ab}^H) n_H = 0. \quad (1)$$

式(1)改写为

$$\begin{aligned} n_H &= \frac{1}{1 - i_{ab}^H} n_a + \frac{i_{ab}^H}{i_{ab}^H - 1} n_b \\ &= i_{Ha}^b n_a + i_{Hb}^a n_b, \end{aligned} \quad (2)$$

$$i_{ab}^H = -Z_b/Z_a, i_{Ha}^b = Z_a/(Z_a + Z_b), i_{Hb}^a = Z_b/(Z_a + Z_b) \quad (3)$$

式(2)的两边同除以 n_1 得

$$i_{H1} = n_H/n_1 = i_{Ha}^b i_{a1} + i_{Hb}^a i_{b1}, \quad (4)$$

式(4)中的 i_{a1}, i_{b1} , 分别表示由构件 a 传至构件 1 (即 a-1 传动), 由构件 b 传至构件 1 (即 b-1 传动) 的传动化. 设 i_{bx}, i_{x1} 分别表示由构件 b 传至 KS, 由 KS 传至构件 1 的传动比, 显然 $i_{bc} = i_{54}$, $i_{x1} = i_{21}$, 则 $i_{b1} = i_{bx} \cdot i_x \cdot i_{x1}$, 令 $i_b = i_{bx} \cdot i_{x1}$, 并将上述关系代入式(4)得

$$i_{H1} = i_{Ha}^b i_{a1} + i_{Hb}^a i_b i_x. \quad (5)$$

式(5)中 $i_{Hb}^a, i_{Ha}^b, i_{a1}, i_b$ 均为常数, 故可令

$$K = |i_{Hb}^a i_b|, I = |i_{Ha}^b i_{a1}|. \quad (6)$$

式(5)可写为更为简洁的形式

$$i_{H1} = \pm K i_x \pm I. \quad (7)$$

由式(3)知, $i_{Hb}^a > 0, i_{Ha}^b > 0$, 而 $i_x > 0$, 所以可能影响常数系数 K 和 I 前面符号的只有 i_b 和 i_{a1} , 即 i_{bx}, i_{x1}, i_{54} 三个定轴齿轮机构的传动比符号. 在图2所示的各种方案中, $i_{x1} = -Z_1/Z_2 < 0$

的结果,作出各种方案 i_{H1} 随 i_x 改变而变化的关系线图,如图3所示. 据此可以定性了解并比较各种组合方案传动比 i_{H1} 的变化规律.

(1)当 $i_x=0$ 时, $i_{H1}=I$ 或 $-I$.

(2)当 $i_x=I/K$ 时,方案1,4的 $i_{H1}=0$,即 $n_H=0$ (输出转速为零). 当 $i_x < I/K$ 时,方案1的 $i_{H1} < 0$, ω_H 与 ω_1 方向相反;方案4的 $i_{H1} > 0$, ω_H 与 ω_1 方向相同. 当 $i_x > I/K$ 时,方案1的 $i_{H1} > 0$, ω_H 与 ω_1 同方向;方案4的 $i_{H1} < 0$, ω_H 与 ω_1 反向. 由此可以得出结论:方案1,4可以实现过零调速,即当构件1为主动件时,从动件H的输出转速相对于构件1能够做到正反转.

(3)方案2,3不可能实现过零调速,方案2中的 ω_H 与 ω_1 方向相反;方案3中的 ω_H 与 ω_1 方向相同.

2.2 传动比 i_{H1} 分析

只要改写式(7)的形式,可直接导出各种方案的传动比 i_{H1} 的表达式

$$i_{H1} = \frac{1}{i_{H1}} = \frac{1}{\pm Ki_x \pm I} \quad (8)$$

式(8)中 K, I 的计算式及其符号的判别与前述相同. 同理,可作出如图4所示的 $i_{H1}-i_x$ 关系线

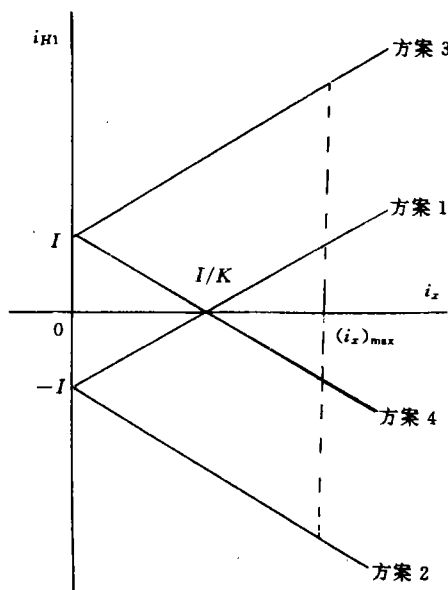


图3 $i_{H1}-i_x$ 关系线图

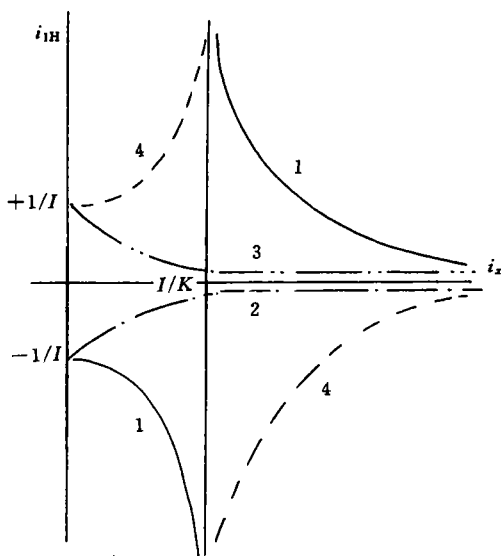


图4 $i_{H1}-i_x$ 关系线图

图,图中标号1,2,3,4表示方案1,2,3,4,由此可了解和比较各种组合方案传动比 i_{H1} 的变化规律. 下面介绍其定性结论.

(1)各种方案中的 $i_{H1} \neq 0$, 故均不可能实现过零调速.

(2)当 $0 \leq i_x < I/K$ 时:对于方案1, $-1/I \geq i_{H1} > -\infty$, 即 $i_{H1} < 0$, ω_H 与 ω_1 反向;而对于方案4, $1/I \leq i_{H1} < \infty$, 即 $i_{H1} > 0$, ω_H 与 ω_1 同向.

(3)当 $I/K < i_x < \infty$ 时:对于方案1, $\infty > i_{H1} > 0$, 即 ω_H 与 ω_1 同向;而对于方案4, $-\infty < i_{H1} < 0$, ω_H 与 ω_1 反向.

(4)当 $0 \leq i_x < \infty$ 时,对于方案 2,有 $-1/I \geq i_{1H} < 0$, ω_H 与 ω_1 反向;而对于方案 3,有 $-1/I \leq i_{1H} > 0$, ω_H 与 ω_1 同向.

综上所述,不论主动件是构件 1 还是系杆 H,方案 3 的 ω_H 与 ω_1 同向,方案 2 的 ω_H 与 ω_1 反向;当 $0 \leq i_x < I/K$ 时,方案 1 的 ω_H 与 ω_1 反向,方案 4 的 ω_H 与 ω_1 同向;而当 $i_x > I/K$ 时,方案 1 的 ω_H 与 ω_1 同向,方案 4 的 ω_H 与 ω_1 反向. 据此结论,设计者可根据输出工况的具体要求,选择合适的传动方案.

3 定量分析的算例

在图 2 所示的组合传动方案中,主要包括球盘传动(KS)、差动轮系(NGW)和起封闭作用的定轴齿轮传动(1-2,4-5,1-3)等三个组成部分. 在差动轮系中各齿轮齿数(Z_a, Z_b, Z_g)的选择必须满足四个条件(传动比条件、同心条件、装配条件和邻接条件),定轴齿轮传动的齿数选取(Z_1, Z_2, Z_3, Z_4, Z_5)受传动比要求、球盘传动输入输出轴位置、同心条件和外形尺寸等因素的制约. 因此,在进行具体的运动设计时,齿数的选择除了必须满足输出工况的要求外,还要对上述条件和因素综合加以考虑. 对此,我们暂不展开讨论. 现仅以齿轮 1 为主动件的情况为例,对于各种方案给出一个定量分析的算例. 已知球盘传动的输入转速为 $2800 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$, 输出转速的变化范围为 $0 \sim 3360 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$, $i_x = 0 \sim 1.2$, 主动件的转速 $n_1 = 2800 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$, 试分析各种方案中系杆 H 输出转速的变化范围.

对于方案 1,选定 $Z_1 = Z_2 = 25, Z_3 = Z_4 = 20, Z_5 = 85, Z_a = 43, Z_g = 17, Z_b = 77$. 由式(3)算得 $i_{Hb}^b = 0.358, i_{Hb}^a = 0.642$; 又 $i_b = 0.235, i_{a1} = -1.25$, 由式(6)算得 $K = 0.151, I = 0.448$. 由式(7)得 $n_H = (0.151i_x - 0.448)n_1$, 当球盘无级变速传动比 i_x 由 $0 \sim 1.2$ 变化时, n_H 的变化范围为 $-1254.4 \sim -747 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$. 从定性分析知,方案 1 是可实现过零调速的,但在 $i_x = 0 \sim 1.2$ 的变速范围内及上述特定的配齿方案情况下,是无法使输出转速调到零. 为能用于过零调速,在选择传动参数时,必须考虑增大 $|i_{Hb}^a|, |i_b|$ 值,减小 $|i_{a1}|$ 值. 例如,把传动参数修改为 $Z_1 = Z_2 = 20, Z_3 = Z_4 = 40, Z_5 = 70, Z_a = 32, Z_g = 19, Z_b = 70$, 则 $i_{Hb}^a = 0.314, i_{Hb}^b = 0.686, i_b = 0.571, i_{a1} = -0.5, K = 0.392, I = 0.157$. 输出转速为 $n_H = (0.392i_x - 0.157)n_1$, 对应于 $i_x = 0 \sim 1.2, n_H$ 的变化范围为 $-439.6 \sim 877.5 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$, 便可以实现过零调速. 显然,适当地选择传动参数,只要满足 $1.2K > I$ 条件,就可达到的目的,以满足不同输出工况的要求.

对于方案 2,如选定 $Z_1 = Z_2 = Z_3 = Z_4 = 20, Z_5 = 112, Z_a = 62, Z_g = 25, Z_b = 112$, 则 $i_{Hb}^a = 0.356, i_{Hb}^b = 0.644, i_b = -0.179, i_{a1} = -1, K = 0.115, I = 0.356$, 输出转速 $n_H = (-0.115i_x - 0.356)n_1$, 对应于 $i_x = 0 \sim 1.2, n_H = -996.8 \sim -383.2 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$, 其方向只能与 n_1 相反,不可能实现过零调速.

对于方案 3,如选定 $Z_1 = Z_2 = 20, Z_a = 18, Z_5 = 32, Z_b = 32, Z_g = 19, Z_b = 70$, 则 $i_{Hb}^a = 0.314, i_{Hb}^b = 0.686, i_b = 0.563, i_{a1} = 1, K = 0.386, I = 0.314$, 输出转速 $n_H = (-0.386i_x + 0.314)n_1$, 对应于 $i_x = 0 \sim 1.2, n_H = 879.2 \sim 2176.2 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$, 其方向只能与 n_1 同向,不可能实现过零调速.

对于方案 4,如选定 $Z_1 = Z_2 = Z_4 = 20, Z_5 = 70, Z_a = 32, Z_g = 19, Z_b = 70$, 则 $i_{Hb}^a = 0.314, i_{Hb}^b = 0.686, i_b = -0.286, i_{a1} = 1, K = 0.196, I = 0.314$, 输出转速 $n_H = (-0.196i_x + 0.314)n_1$, 对应于 $i_x = 0 \sim 1.2, n_H = 879.2 \sim 220.6 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$, 其方向与 n_1 相同,在本例中也无法使输出转速调

到零. 但由定性分析知, 对于方案 4 是可以实现过零调速, 类似方案 1 的讨论, 需要改变传动参数, 只要满足 $1.2K > I$ 的条件便可(算例从略).

4 结束语

由上述定性分析和定量计算的结果表明可以得出以下结论.

(1) 本文提出的四种组合方案是很典型的传动方案, 可分为用于实现过零调速和不能用于过零调速两大类. 若取齿轮 1 为主动件, 方案 1, 4 可以实现过零调速, 方案 2, 3 则做不到. 若取系杆 H 为主动件, 则不论哪一种方案, 也不论传动参数如何选取, 都不可能实现过零调速.

(2) 对于所选的球盘传动, 因限定 $i_x = 0 \sim 1.2$, 故只能通过调整传动参数来改变输出转速的变化范围, 以满足输出工况的不同要求. 若取构件 1 为主动件, 当传动参数满足 $1.2K > I$ 条件时, 方案 1, 4 可以实现过零调速.

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. 211~213
- 2 天津大学, 西北工业大学, 北京航空学院等. 机械原理: 下册. 北京: 人民教育出版社. 1979. 83~99
- 3 华大华, 唐之伟. 机构分析与设计. 北京: 纺织工业出版社, 1985. 440~463
- 4 马从谦, 陈自修. 渐开线行星齿轮传动设计. 北京: 机械工业出版社, 1987. 65~156
- 5 曹龙华. 机械原理. 北京: 高等教育出版社, 1986. 182~191, 225~232

Combination Principle and Gear Ratio of a Differential Mechanism with Ball Disk Drive

Hong Shangren

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

Abstract In this paper, the author puts forward a stepless transmission device which is the application of ball disk drive and differential gear system. The principle and version of combination and the gear ratio of typical transmission version are analyzed and discussed systematically. The calculating example is given simultaneously.

Keywords stepless speed changer, differential gear system, gear ratio