

偏心式摆动活齿啮合副自锁机理研究

宜亚丽 安子军 曾达幸

燕山大学, 秦皇岛, 066004

摘要:在对偏心式摆动活齿啮合副自锁现象的机理进行研究的過程中,提出了临界楔紧角的概念,由此建立了啮合副临界自锁条件。结合具体参数设计,揭示了摆动活齿整个啮合过程中楔紧角的变化规律,并对摆动活齿啮合副进行自锁判断。分析了楔紧角的主要影响因子,由此确定了偏心式摆动活齿啮合副避免自锁的设计准则,并基于型变换设计出三种摆动活齿的结构形式以克服自锁。

关键词:偏心式摆动活齿;啮合副;自锁机理;临界楔紧角

中图分类号:TH132.41

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2012.04.016

Study on Self-locking Mechanism of Meshing Pairs of Eccentric Swing Movable Teeth

Yi Yali An Zijun Zeng Daxing

Yanshan University, Qinhuangdao, Hebei, 066004

Abstract: A concept of critical wedge angle was put forward based on the analysis of self-locking cause of meshing pairs of eccentric swing movable teeth. Critical self-locking conditions of meshing pairs was deduced. Variation regularity of wedge angle during whole meshing course was analyzed according to a parameter design example and self-locking judgment. The main impact factor of wedge angle was analyzed to obtain non self-lock design criterions of eccentric swing movable teeth. Three types of movable teeth was designed to overcome self-locking based on type transformation.

Key words: eccentric swing movable teeth; meshing pair; self-locking mechanism; critical wedge angle

0 引言

摆动活齿传动突破了移动活齿传动的传统结构,用摆动活齿代替移动活齿,舍弃了移动副,大幅改善了移动活齿啮合副的磨损情况,使得摆动活齿传动具备了良好的工程应用前景,摆动活齿传动的研究已经成为新型传动研究中相当活跃的领域^[1-2]。文献[3]以摆动活齿传动为原始机构,根据蜕变因子控制机构构态转换原理,设计了减速超越离合器。文献[4]提出了一种双相激波的摆动活齿传动装置,推导了中心内齿轮的齿形方程并给出了齿形的曲率计算公式。文献[5]基于对摆动活齿传动强度计算方法的研究,建立了摆动活齿传动的计算机辅助设计系统,实现了活齿传动的参数化设计。文献[6]依据建立的摆动活齿传动机构扭转振动数学模型,对其进行了动态优化设计。

通过选择不同的活齿的结构形式,可以设计出多种摆动活齿传动,其中偏心式摆动活齿传动由于活齿采用偏心圆盘结构,结构紧凑,具有良好的工艺性,因此研究和应用均较多。在传动过程

中,摆动活齿与中心轮组成的啮合副之间的运动状态为滑动、滚动并存,如果结构参数选择不合理,在啮合过程中就容易产生自锁现象,使传动中断。本文从分析摆动活齿啮合副的啮合过程入手,揭示了摆动活齿啮合副自锁现象产生的原因,从而确定了不自锁的临界条件,并探讨了克服自锁的措施。

1 啮合副结构与啮合过程

偏心式摆动活齿传动由偏心激波器 H、中心轮 K、活齿架 G 和一组偏心摆动活齿 T 组成,如图 1 所示。通常激波器与输入轴相连,活齿架与输出轴相连,中心轮固定。中心轮的齿数为 z_K ,活齿数为 z_G ,当 $z_K > z_G$ 时,输入输出反向。摆动活齿传动的低副等效机构为曲柄摇杆机构 ABCD,

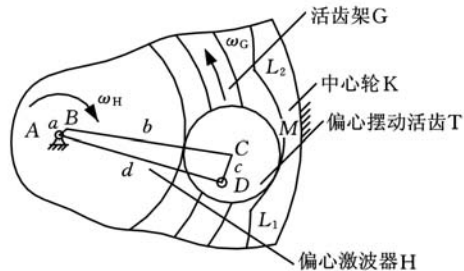


图 1 偏心式摆动活齿啮合副的结构模型

收稿日期:2011-03-18

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51005195);燕山大学博士科研基金资助项目(B572)

主动件激波器以角速度 ω_H 每转动一周,推动摆动活齿往复摆动一次,形成啮合副的一个运动循环。

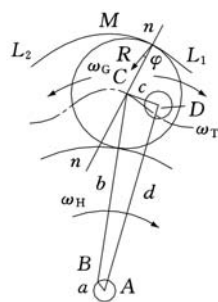
这一运动循环由工作行程和空回行程组成:在工作行程中,摆动活齿在激波器 H 的推动下,通过活齿—中心轮啮合副完成齿差式减速后,带动活齿架 G 以 ω_G 低速转动,在这一工作过程中,摆动活齿为主动件,活齿架为从动件,摆动活齿与中心轮在齿顶 L_1 点进入啮合,在齿根 M 点退出啮合, L_1M 为工作齿廓;在空回行程中,摆动活齿在活齿架推动下,受活齿—中心轮啮合副的约束,摆动活齿摆回工作行程的起始位置,在这一空回行程中,活齿架为主动件,摆动活齿为从动件, L_2M 为非工作齿廓。当激波器逆时针转动时, L_2M 为工作齿廓, L_1M 为非工作齿廓,同理可分析啮合过程。摆动活齿传动的理论重合度 $\epsilon_0 = z_G/2$,即任何时刻总有一半的活齿参与啮合,活齿与中心轮具有多齿接触的特性。

2 啮合副自锁分析

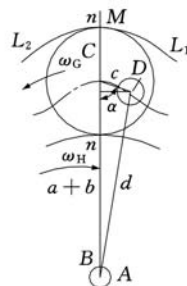
在摆动活齿啮合副中,偏心激波器外装有转臂轴承,使得摆动活齿与激波器之间形成滚动摩擦。摆动活齿与中心轮之间为平面线接触高副,当摆动活齿相对中心轮转动时,中心轮会产生滑动摩擦力阻止摆动活齿转动。

在工作行程中,摆动活齿 T 为主动件,以角速度 ω_T 绕销轴(图 1 中 D 点)转动的同时带动从动件活齿架 G 以角速度 ω_G 转动,中心轮 K 给摆动活齿的总反力 R 偏移公法线 $n-n$ 一个摩擦角 φ ,如图 2a 所示。R 的作用线与销轴的摩擦圆相离,从而保证工作行程转动副 D 不发生自锁。图 2b 所示为摆动活齿啮合副工作行程的结束位置,即空回行程的起始位置,此时活齿与中心轮的齿根 M 点接触。

激波器继续转动,摆动活齿啮合副进入空回行程,如图 3a 所示,此时活齿架 G 为主动件,摆动活齿为从动件。在活齿架 G 的推动和摆动活齿—中心轮高副约束下,摆动活齿沿固定中心轮 K 齿形从齿根 M 向齿顶 L_2 滑动,使摆动活齿绕销轴转动,中心轮 K 给摆动活齿的摩擦力 F 形成的摩擦力矩为顺时针方向,阻止摆动活齿的转动。中心轮 K 给摆动活齿的法向反力 N 沿公法线 $n-n$ 方向,将法向反力和摩擦力合成为总反力 R, R 的作用线与公法线 $n-n$ 偏斜一个摩擦角 φ 。如果 R 的作用线与销轴的摩擦圆相割或相切,如图 3b 所示,则转动副发生自锁,摆动活齿不能转动,整个

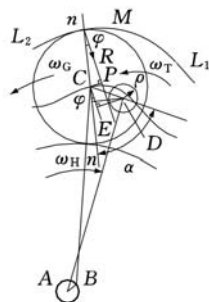


(a) 工作行程任一位置

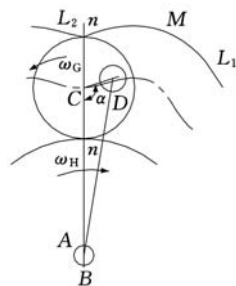


(b) 工作行程结束位置

图 2 摆动活齿工作行程自锁分析图



(a) 空回行程任一位置



(b) 空回行程结束位置

图 3 摆动活齿空回行程自锁分析图

传动中断。

3 啮合副自锁的界定

3.1 基于临界楔紧角的自锁条件建立

图 3a 中过接触点的公法线 $n-n$ 与摇杆 CD 间的夹角称为楔紧角 α 。由以上分析可知,当总反力 R 的作用线与摩擦圆相割或相切时,啮合副发生自锁,即满足下面的几何条件:

$$ED - CP \leq \rho \quad (1)$$

而 $ED = CD \sin(\alpha - \varphi) = c \sin(\alpha - \varphi)$, $CP =$

$r_T \sin \varphi$, 代入式(1), 可得

$$c \sin(\alpha - \varphi) - r_T \sin \varphi \leq \rho \quad (2)$$

$$\varphi = \arctan f$$

式中, c 为摆动活齿的偏心距; r_T 为摆动活齿的半径; ρ 为转动副的摩擦圆半径, $\rho = f_v r_D$; r_D 为转动副的轴颈半径; f_v 为当量摩擦系数; $f_v = (1 - \frac{\pi}{2})f$, 一般情况下, $f_v = 0.12$ 。

将式(2)作进一步变换, 可得出自锁条件与楔紧角 α 有关, 即 α 应满足:

$$\alpha \leq \arcsin\left(\frac{\rho + r_T \sin \varphi}{c}\right) + \varphi \quad (3)$$

摆动活齿啮合副发生自锁时的极限楔紧角称为临界楔紧角 α_c , 由式(3)得

$$\alpha_c = \arcsin\left(\frac{\rho + r_T \sin \varphi}{c}\right) + \varphi \quad (4)$$

3.2 楔紧角的计算

摆动活齿啮合副的楔紧角 α 与摇杆 CD 的摆角 φ_3 和过接触点 Q 的公法线 $n-n$ 与 x 轴夹角 θ 有关, 如图 4 所示, 即有

$$\alpha = \varphi_3 - \theta = 2 \arctan\left(\frac{D_1 + \sqrt{D_1^2 + D_2^2 - D_3^2}}{D_2 - D_3}\right) - \arctan\left(\frac{a\dot{\varphi}_1 \sin \varphi_1 + b\dot{\varphi}_2 \sin \varphi_2}{a\dot{\varphi}_1 \cos \varphi_1 + b\dot{\varphi}_2 \cos \varphi_2}\right) \quad (5)$$

$$D_1 = d \sin \varphi_4 - a \sin \varphi_1$$

$$D_2 = d \cos \varphi_4 - a \cos \varphi_1$$

$$D_3 = \frac{c^2 + d^2 + a^2 - b^2 - 2ad \cos(\varphi_1 - \varphi_4)}{2c}$$

式中, φ_1 为激波器的转角; φ_2 为连杆 BC 的转角; φ_4 为活齿架的转角。

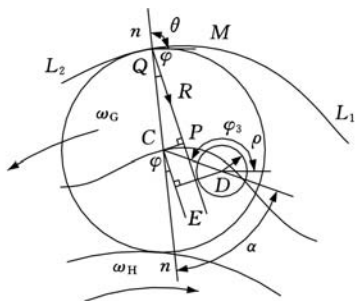


图 4 啮合副的楔紧角 α

摆动活齿啮合副啮合过程中, φ_3 和 θ 是变化的, 因此楔紧角 α 也随之变化。为保证摆动活齿传动正常运转, 中心轮—摆动活齿啮合副的最小楔紧角 $\alpha_{\min} > \alpha_c$, 否则摆动活齿啮合副将发生自锁, 传动中断。

3.3 参数设计与自锁判定

某偏心式摆动活齿传动的设计尺寸参数为 $a = 2.8 \text{ mm}$, $b = 75 \text{ mm}$, $c = 3 \text{ mm}$, $d = 75 \text{ mm}$, $i = -16$, $r_T = 10 \text{ mm}$, $r_D = 3 \text{ mm}$, $f_v = 0.12$, $f = 0.1$, $\varphi = \arctan f = 5.8^\circ$ 。

由式(4) 计算出临界楔紧角为

$$\alpha_c = \arcsin\left(\frac{\rho + r_T \sin \varphi}{c}\right) + \varphi = \arcsin\left(\frac{0.12 \times 3 + 10 \sin 5.8^\circ}{3}\right) + 5.8^\circ = 33^\circ$$

由式(5) 得到楔紧角的变化曲线如图 5 所示, 楔紧角 α 随着激波器转角 φ_1 呈周期性变化, 一个变化周期为 $360^\circ \times z_G / z_K = 338^\circ$ 。

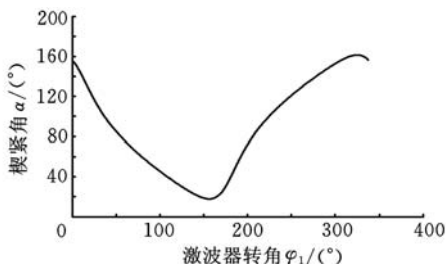


图 5 楔紧角 α 的变化曲线

当 $\varphi_1 = 0^\circ$ 时, $\alpha = 158.5^\circ$, 对应齿顶 L_1 点; 当 $\varphi_1 = 169^\circ$ 时, $\alpha = 20.6^\circ$, 对应齿根 M 点; 当 $\varphi_1 = 338^\circ$ 时, $\alpha = 158.5^\circ$, 对应齿顶 L_2 点。其中, 当 $\varphi_1 = 158^\circ$ 时, 最小楔紧角 $\alpha_{\min} = 17.8^\circ$, 小于临界楔紧角 $\alpha_c = 33^\circ$, 所以这组参数的摆动活齿啮合副一定会发生自锁。

4 楔紧角影响因子的分析

为使摆动活齿啮合副正常运转, 避免发生自锁现象, 应设法增大最小楔紧角 α_{\min} 或减小临界楔紧角 α_c 。楔紧角 α 与结构参数 a 、 b 、 c 、 d 和 i 有关, 通过样机试制和分析, 可知 a 和 c 为主要影响因子。

4.1 楔紧角随激波器偏心距 a 的变化规律

保持上例的其他参数不变, 只改变激波器的偏心距 a , 分别取 2.25 mm 、 2.00 mm 、 1.75 mm , 得到楔紧角随 a 的变化规律如图 6 所示。

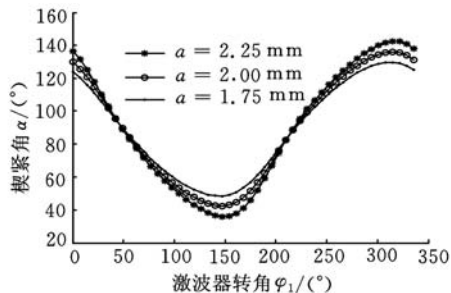


图 6 楔紧角 α 随激波器偏心距 a 的变化曲线

由图 6 可见, 激波器的偏心距 a 越小, 楔紧角 α 的变化幅度越小, 最小楔紧角 α_{\min} 越大。当 $a = 2.25 \text{ mm}$ 时, $\alpha_{\min} = 36^\circ$, α_{\min} 大于临界楔紧角 α_c , 此时摆动活齿啮合副不会发生自锁; 当 $a = 2.00 \text{ mm}$ 时, $\alpha_{\min} = 42.5^\circ$; 当 $a = 1.75 \text{ mm}$, $\alpha_{\min} = 48.6^\circ$ 。由此可知, 减小激波器的偏心距 a , 可以有效地增大

最小楔紧角 α_{\min} , 从而避免出现自锁现象。

4.2 楔紧角随活齿偏心距 c 的变化规律

保持上例的其他参数不变, 只改变活齿的偏心距 c , 分别取 4 mm、5 mm、6 mm, 得到楔紧角随 c 的变化规律如图 7 所示。由图 7 可见, 活齿的偏心距 c 越大, 楔紧角 α 的变化幅度越小, 最小楔紧角 α_{\min} 越大。而偏心距 c 的变化同时也影响了临界楔紧角 α_c , 如表 1 所示。

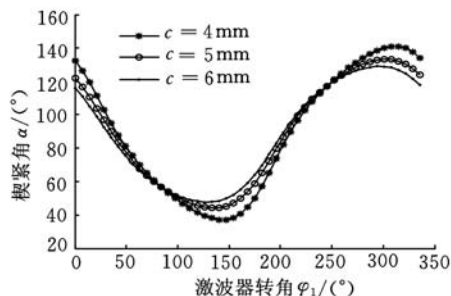


图 7 楔紧角 α 随活齿偏心距 c 的变化曲线

表 1 活齿偏心距 c 对临界楔紧角 α_c 和最小楔紧角 α_{\min} 的影响

活齿偏心距 c (mm)	临界楔紧角 α_c	最小楔紧角 α_{\min}
3	33°	17.8°
4	25.8°	37.2°
5	21.7°	44.2°
6	19°	47.8°

随着偏心距 c 的增大, 临界楔紧角 α_c 减小, 与此同时最小楔紧角 α_{\min} 增大。当 $c=4$ mm、5 mm、6 mm 时, 最小楔紧角 α_{\min} 大于临界楔紧角 α_c , 所以摆动活齿啮合副不会自锁。由此可知, 增大活齿的偏心距 c , 可以有效地增大最小楔紧角 α_{\min} 并减小临界楔紧角 α_c , 以避免出现自锁现象。

受偏心活齿自身结构的影响, 增大活齿偏心距 c 势必会同时增大摆动活齿的半径 r_T 和转动副 D 的轴颈半径 r_D , 而由式(4)可知, 减小临界楔紧角 α_c 的有效途径是减小摆动活齿的半径 r_T 、减小转动副 D 的轴颈半径 r_D 和增大活齿偏心距 c 。因此, 要实现同时减小摆动活齿的半径 r_T 、减小转动副 D 的半径 r_D 和增大活齿偏心距 c , 只能通过摆动活齿结构型变换使这三者互不影响。

偏心圆摆动活齿相当于摇杆 CD , 借鉴平面连杆机构的演化方法, 减小转动副 C 的尺寸, 缩小活齿的滚柱, 并将一根摆杆和滚柱焊接起来, 就演化成图 8a 所示整体式的摆动活齿结构, 可以有效地减小摆动活齿的半径 r_T 和增大活齿偏心距 c , 但滚柱与中心轮之间的滑动摩擦较大。为了减小啮合副间的摩擦, 利用运动副的滑滚转换, 使滚子与摆杆之间形成转动副, 就将图 8a 所示的摆动活

齿演化成图 8b 所示的单滚子摆杆活齿, 同理也可得到图 8c 所示双滚子摆杆活齿, 图 8b、图 8c 均属于装配式的摆动活齿结构。滚子与摆杆间的转动不影响其余构件的运动, 为局部自由度, 这样使得啮合齿面的滑动摩擦变成滚动摩擦, 减少了磨损, 从而使摆动活齿啮合副实现全滚动传动。

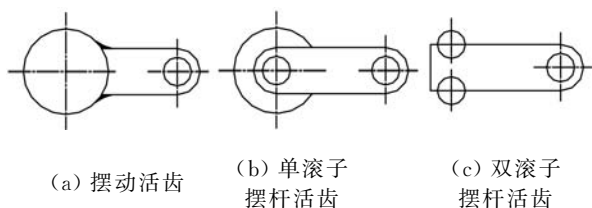


图 8 摆动活齿的结构形式

5 结语

本文在对摆动活齿啮合副啮合过程进行研究的基础上, 分析了空回行程自锁现象产生的原因, 基于临界楔紧角建立了摆动活齿啮合副的自锁条件。结合具体实例, 对摆动活齿啮合副进行了自锁判断, 并分析了楔紧角的变化规律。分析了楔紧角的主要影响因子, 减小激波器偏心距、增大活齿偏心距, 均可以有效地避免发生自锁现象。研究结果为摆动活齿啮合副的参数设计和摆动活齿传动的实际应用提供了理论依据。

参考文献:

- [1] 曲继方. 活齿传动理论[M]. 北京: 机械工业出版社, 1993.
- [2] Zhou Jianjun, Chen Zichen. Creative Design of Movable Tooth Gear Drives[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering (English Edition), 2004, 17(5):98-101.
- [3] 曲志刚, 李瑰贤, 安子军. 基于蜕变因子控制的机构构态转换原理及应用[J]. 机械工程学报, 2005, 41(2):41-45.
- [4] 董新蕊, 李剑锋, 隋琰, 等. 凸轮激波摆动活齿传动的结构及齿形分析[J]. 机械传动, 2007, 31(3):1-5.
- [5] 王冬梅, 殷国富, 梁尚明. 摆动活齿传动的强度研究及计算机辅助设计[J]. 四川大学学报: 工程科学版, 2007, 39(1):171-174.
- [6] 张文举, 安子军. 基于振动理论的摆动活齿传动机构动态优化设计[J]. 机械设计, 2009, 26(1):33-36.

(编辑 陈 勇)

作者简介: 宜亚丽, 女, 1976 年生。燕山大学机械工程学院副教授、博士。研究方向为新型机械传动的理论与应用技术。发表论文 10 余篇。安子军, 男, 1960 年生。燕山大学机械工程学院教授、博士研究生导师。曾达幸, 男, 1978 年生。燕山大学机械工程学院讲师、博士。