

数控龙门镗铣床主变速箱传动精度分析

Transmission Accuracy Analysis of Principal Drive System for CNC Boring and Milling Machine Tool

沈机集团昆明机床股份有限公司 朱祥 赵建华 严江云 肖宁

[摘要] 针对 XK(H)2740 数控龙门镗铣床主传动系统,使用等价误差法对其传动精度进行分析。在分析主变速箱结构形式及传动原理的基础上,较全面地分析影响其传动精度的主要因素,并建立传动精度非线性动力学模型。利用该模型对传动装置中各零件的加工误差、装配误差所引起的传动误差进行了研究,进而找到影响系统传动精度较大的误差因素。

关键词: 数控龙门镗铣床 传动精度 等价误差法 动力学模型

[ABSTRACT] Transmission precision of principal drive system for XK(H)2740, a CNC gantry boring and milling machine tool, is analyzed by error equivalent transformation method. On the ground of structure form and drive principle of gearbox, the main factors that affect transmission accuracy are studied and non-linear dynamic model of it is established. The transmission error caused by manufacture error and assembly error of each part is calculated to find the one which is crucial for transmission accuracy, thus, the transmission accuracy can be improved through the analysis.

Keywords: CNC gantry boring and milling machine tool Transmission precision Error equivalent transformation method Dynamic model

在机床切削加工中,机械传动精度是衡量机床工作性能的一项十分重要的指标。主变速箱装置是机床主传动系统的重要部件之一,其结构复杂,且处于高速、重载的运行条件下,传动精度直接影响机床的加工精度。国内外不少学者和科技工作者对此展开了深入的研究,提出了一系列的理论分析与计算方法^[1-2]。1980年,美国休斯飞机公司的 J.G.Blance 等人使用纯几何学方法对摆线针轮减速机构的传动精度进行了研究^[3-4]。在此基础上,日本学者日高照晃等人应用“等价模型”的方法对 2K-V 型摆线针轮传动机构的传动精度进行了研究^[5-6]。将机构转化为相应的等价模型,该等价模型由各零件的刚体及反映各零件刚度特性的弹簧组成,

把各个零件的加工误差、装配误差以及相对于理论位置所产生的偏差转化为各个零件在弹簧方向的等价误差,建立了摆线针轮行星传动误差的数学模型,并讨论了各个零部件的装配误差、加工误差以及间隙等对传动精度的影响^[7]。本文基于日高照晃的“等价模型”误差分析方法,对 XK(H)2740 主变速箱的传动精度进行了分析。该研究结果对于精密机床的设计和制造具有重要意义。

1 主变速箱简介

图 1 为 XK(H)2740 主传动系统的传动原理图,其中,轴 I 为输入轴,轴 IV 为输出轴即铣轴。该传动系统为三级两档斜齿轮传动,电机通过联轴器将运动输

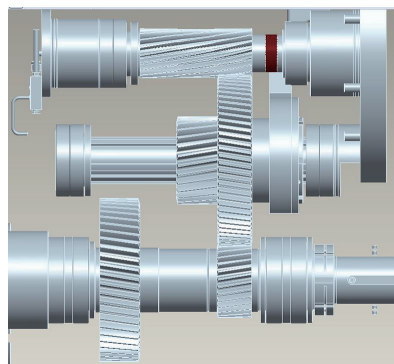
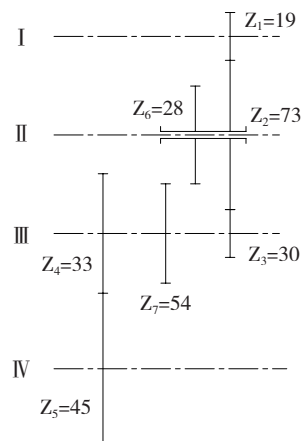


图1 主变速箱传动原理图

Fig.1 Drive principle of gearbox

入到齿轮轴 1, 齿轮轴 1 通过滑移齿轮 2 进行换挡并将运动传递到齿轮 3, 齿轮 3 带动轴 III 转动, 通过轴 III 上的齿轮 4 将运动传递到铣轴 IV, 进而将运动输出并进行切削。本文针对主传动系统高速档进行传动精度的研究。

2 主变速箱传动误差的理论分析模型

2.1 传动误差等价模型

模型中将零件间的支撑刚度、轮齿的啮合刚度用弹簧表示。设各个齿轮的支撑刚度为 K_i , 各个齿轮副的啮合刚度为 k_{ij} , 计算时假设支撑刚度在轴向和径向相等。图 2 为 XK(H)2740 主变速箱系统的等价模型示意图。

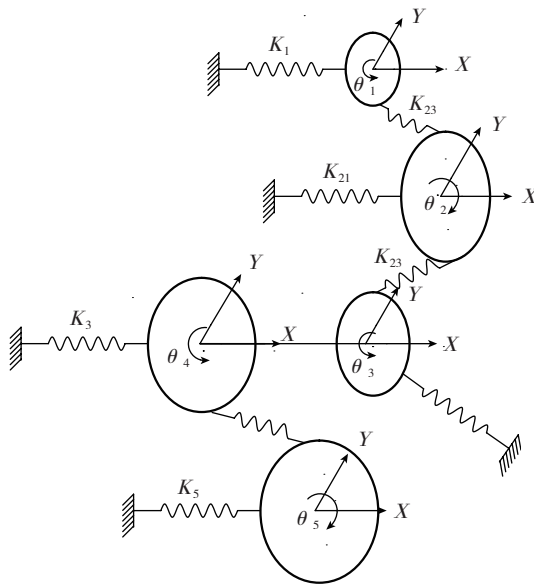


图2 主变速箱系统的等价模型图

Fig.2 Equivalent model of principal drive system

图 2 中, θ_i 表示各个齿轮的理论回转角, 假设 θ'_i 为各个齿轮的实际回转角, 则各个齿轮的回转误差为 $\theta'_i - \theta_i$, 且整个系统的传动误差即为齿轮 5 的回转误差 $\theta'_5 - \theta_5$ 。零件的各个误差用 (E, β) 的形式表示, 其中 E 表示误差的大小, β 表示基准与误差的夹角。各个零件的偏心误差表示为 (E_{ei}, β_i) , 安装误差表示为 (E_{Ai}, γ_i) , 齿形误差为 (E_{fi}, ψ_i) , 基节误差为 (E_{fb_i}, φ_i) 。零件微位移产生的误差表示为 (X_i, Y_i) , X_i 表示零件微位移在 X 轴上产生的误差, Y_i 表示零件微位移在 Y 轴上产生的误差。各个齿轮在支撑处所受到的作用力为 (P_{Xi}, P_{Yi}) , P_{Xi} 表示齿轮在 X 方向受到的支撑力, P_{Yi} 表示齿轮在 Y 方向受到的支撑力。齿轮副之间的作用力表示为 P_{ij} 。

2.2 作用在各零件上的力

弹簧的总压缩量, 就是微位移引起的等价误差与

前述的加工误差、装配误差引起的等价误差的总和。这些弹簧压缩量与对应的弹簧刚度的乘积就是作用在各个零件上的力。规定使弹簧压缩的力为正, 则各级传动机构中零件所受的作用力为:

(1) 一级传动机构各零件上的作用力

齿轮 1 在支撑处受到的作用力为:

$$\begin{cases} P_{X1} = K_1(X_1 - E_{A1} \cdot \cos \gamma_1) \\ P_{Y1} = K_1(Y_1 - E_{A1} \cdot \sin \gamma_1) \end{cases} \quad (1)$$

齿轮 2 在支撑处受到的作用力为:

$$\begin{cases} P_{X2} = K_2(X_2 - E_{A2} \cdot \cos \gamma_2) \\ P_{Y2} = K_2(Y_2 - E_{A2} \cdot \sin \gamma_2) \end{cases} \quad (2)$$

齿轮 1 和齿轮 2 之间的作用力为:

$$P_{12} = k_{12}[X_1 \cos A_{12} + Y_1 \sin A_{12} - r_2(\theta'_2 - \theta_2) - X_2 \cdot \cos A_{12} - Y_2 \cdot \sin A_{12} - E_{e1} \cdot \cos(\theta_1 + \beta_1 - A_{12}) + E_{e2} \cdot \cos(-\theta_2 + \beta_2 - A_{12}) - E_{f1} + E_{f2} - E_{fb2}] \quad (3)$$

公式 3 中, $A_{12} = \pi - \alpha_1$ 为齿轮 1 和齿轮 2 的啮合角;

$$\theta_2 = \theta_1 / N_1 \text{ 为一级齿轮传动比。}$$

(2) 二级传动机构各零件上的作用力

齿轮 3 在支撑处受到的作用力为:

$$\begin{cases} P_{X3} = K_3(X_3 - E_{A3} \cdot \cos \gamma_3) \\ P_{Y3} = K_3(Y_3 - E_{A3} \cdot \sin \gamma_3) \end{cases} \quad (4)$$

齿轮 2 和齿轮 3 之间的作用力为:

$$P_{23} = k_{23}(-r_2(\theta'_2 - \theta_2) - X_2 \cdot \cos A_{12} - Y_2 \sin A_{12} + r_3(\theta'_3 - \theta_3) + X_3 \cdot \cos A_{23} + Y_3 \sin A_{23} + E_{e2} \cdot \cos(-\theta_2 + \beta_2 - A_{12}) - E_{e3} \cdot \cos(\theta_3 + \beta_3 - A_{23})) \quad (5)$$

(3) 三级传动机构各零件上的作用力

齿轮 4 在支撑处受到的作用力为:

$$\begin{cases} P_{X4} = K_4(X_4 - E_{A4} \cdot \cos \gamma_4) \\ P_{Y4} = K_4(Y_4 - E_{A4} \cdot \sin \gamma_4) \end{cases} \quad (6)$$

齿轮 5 在支撑处受到的作用力为:

$$\begin{cases} P_{X5} = K_5(X_5 - E_{A5} \cdot \cos \gamma_5) \\ P_{Y5} = K_5(Y_5 - E_{A5} \cdot \sin \gamma_5) \end{cases} \quad (7)$$

齿轮 4 和齿轮 5 之间的作用力为:

$$P_{45} = k_{45}(r_4(\theta'_4 - \theta_4) + X_4 \cdot \cos A_{45} + Y_4 \sin A_{45} - r_5(\theta'_5 - \theta_5) - X_5 \cdot \cos A_{45} - Y_5 \sin A_{45} - E_{e4} \cdot \cos(\theta_4 + \beta_4 - A_{45}) + E_{e5} \cdot \cos(-\theta_5 + \beta_5 - A_{45})) \quad (8)$$

2.3 传动精度数学模型的建立

根据上述各个零件的受力状况,考虑零件运动的加速度,利用牛顿第二定理得到该系统传动精度的数学模型,通过求解该方程可以得出输出轴任意时刻的实际转角,进而求出传动精度。

$$\left\{ \begin{array}{l} m_1 \ddot{X}_1 + P_{X1} + P_{12} \cos A_{12} = 0 \\ m_1 \ddot{Y}_1 + P_{Y1} + P_{12} \sin A_{12} = 0 \\ m_2 \ddot{X}_2 + P_{X2} - P_{12} \cos A_{12} + P_{23} \cos A_{23} = 0 \\ m_2 \ddot{Y}_2 + P_{Y2} - P_{12} \sin A_{12} + P_{23} \sin A_{23} = 0 \\ J_2 \ddot{\theta}_2 - (P_{12} + P_{23})r_3 = 0 \\ m_3 \ddot{X}_3 + P_{X3} - P_{23} \cos A_{23} = 0 \\ m_3 \ddot{Y}_3 + P_{Y3} - P_{23} \sin A_{23} = 0 \\ J_3 \ddot{\theta}_3 - P_{23}r_3 = 0 \\ m_4 \ddot{X}_4 + P_{X4} + P_{45} \cos A_{45} = 0 \\ m_4 \ddot{Y}_4 + P_{Y4} + P_{45} \sin A_{45} = 0 \\ J_4 \ddot{\theta}_4 - P_{45}r_4 = 0 \\ m_5 \ddot{X}_5 + P_{X5} - P_{45} \cos A_{45} = 0 \\ m_5 \ddot{Y}_5 + P_{Y5} - P_{45} \sin A_{45} = 0 \\ J_5 \ddot{\theta}_5 - P_{45}r_5 = -T \end{array} \right. \quad (9)$$

式中 T 为切削负载阻力矩; M 为各个齿轮的质量, $i=1, 2, 3, 4, 5$; J 为各个齿轮的转动惯量, $i=1, 2, 3, 4, 5$; θ_i 为各个齿轮的实际转角, $i=1, 2, 3, 4, 5$; r_i 为各个齿轮的半径, $i=1, 2, 3, 4, 5$ 。

2.4 齿轮副啮合刚度及支撑刚度

2.4.1 齿轮支撑刚度

假设各个齿轮副与轴之间为刚性连接,将轴简化成简支梁,如图3所示。则各个齿轮的支撑刚度可以用其所在轴的弯曲刚度来表示。

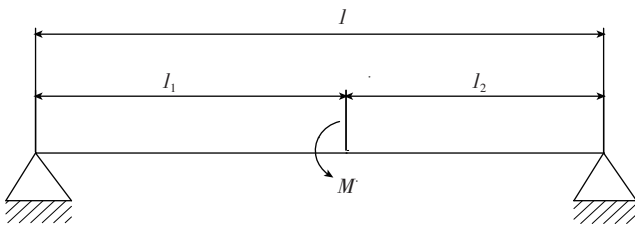


图3 齿轮副支撑简化图

Fig.3 Simplified supporting model of gear pair

根据《机械设计手册(第一册)》有关简支梁的变形可以得到梁的弯曲刚度计算公式如下:

$$K = 6EI/l_1(l_1^2 - l^2 + 3l_2^2) ,$$

式中, E 为轴的弹性模型; I 为轴的惯性矩; l_1 为齿轮与

左端的距离; l_2 为齿轮与右端的距离。

2.4.2 齿轮副啮合刚度

本文以齿轮接触线长度变化代替齿轮瞬时啮合刚度的变化,求解主变速传动系统中斜齿轮副的时变啮合刚度^[8-9]。当单位长度接触线长度的啮合刚度 k_0 为常数时,该齿轮副的啮合刚度为:

$$k(t) = k_0 \cdot L(\tau) ,$$

式中, $L(\tau)$ 为齿轮副瞬时总接触线长度; $\tau=t/T_z$, T_z 为啮合周期。

由于接触线长度是时变的,将第 i 条接触线 $l_i(\tau)$ 展开为傅里叶级数并略去高阶项得到:

$$l_i(\tau) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \left(a_n \cos\left(\frac{2\pi n \tau}{(\varepsilon+1)p}\right) + b_n \sin\left(\frac{2\pi n \tau}{(\varepsilon+1)p}\right) \right),$$

该齿轮副总接触线长度为:

$$L(\tau) = l_0(\tau) + l_1(\tau) + \dots + l_{p-1}(\tau) = \sum_{i=0}^{p-1} l_0(\tau - i) ,$$

式中, $a_0 = \frac{2b \tan \beta_b}{(\varepsilon+1)p}$;

$$a_n = \frac{(\varepsilon+1)p}{2b \tan \beta_b \pi^2 n^2} \cdot$$

$$\left(\cos\left(\frac{2\pi n b \tan \beta_b}{(\varepsilon+1)p}\right) + \cos\left(\frac{2\pi n \varepsilon p}{(\varepsilon+1)p}\right) \right) - \cos\left(\frac{2\pi n (\varepsilon p + b \tan \beta_b)}{(\varepsilon+1)p}\right) - 1$$

$$b_n = \frac{(\varepsilon+1)p}{2b \tan \beta_b \pi^2 n^2} \cdot$$

$$\left(\sin\left(\frac{2\pi n b \tan \beta_b}{(\varepsilon+1)p}\right) + \sin\left(\frac{2\pi n \varepsilon p}{(\varepsilon+1)p}\right) \right) - \sin\left(\frac{2\pi n (\varepsilon p + b \tan \beta_b)}{(\varepsilon+1)p}\right)$$

经过整理得到,

$$k(t) = (0.75\varepsilon_a + 0.25)c' \times b \times 10^6 \cdot L(t) , \quad (10)$$

式中, b 为齿宽, ε_a 为端面重合度, c' 为单对齿刚度, p 为同时啮合的齿对数, β_b 为基圆螺旋角

通过 Matlab 软件编程计算得出各级齿轮副的啮合度,各级齿轮副的啮合刚度曲线图4所示:

3 主变速箱传动精度分析

XK(H)2740 主变速箱是由众多零件组成的,并且每个零件存在各种形式的误差,为了进一步提高传动精度,有必要了解各种误差因素对传动精度的影响,从而找出对传动精度影响较大的误差因素。通过减小这些误差,达到提高传动精度的目的。本文 Runge-

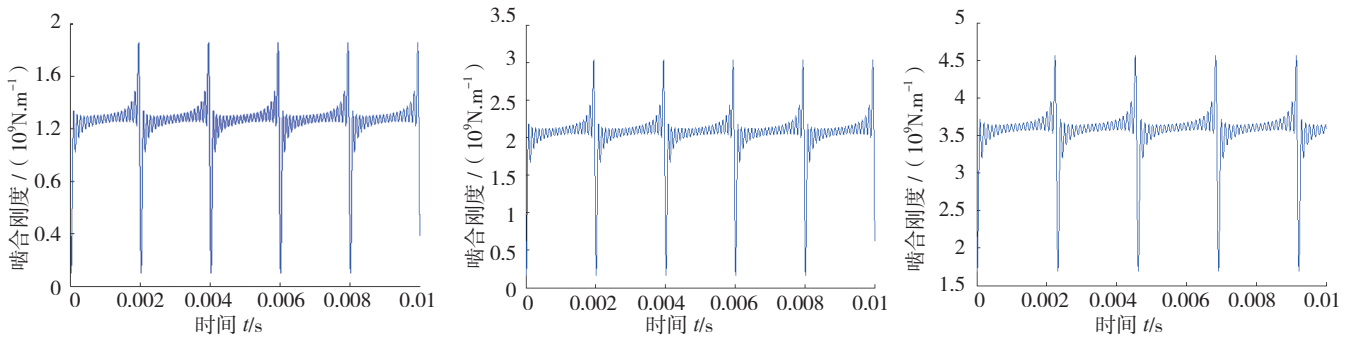


图4 各级齿轮副啮合刚度
Fig.4 Mesh stiffness of gear pair

表1 各齿轮副参数

齿轮	模数	齿数	质量/kg	转动惯量 kg/mm2	精度
1	4	19	1.0956	7.1e3	5LM
2	4	73	11.346	3.18e4	
3	4	30	3.561	9.71e3	
4	6	33	18.5	1.14e5	
5	6	45	30.7	4.15e5	

表2 各齿轮误差值

齿轮	偏心误差	安装误差	基节误差	齿形误差
1	16	23	15	15
2	28	23		
3	20	23		
4	28	23	16	16
5	28	23		

Kutta 法^[10]对系统的传动精度动力学模型进行求解,确定不同的误差因素对系统传动精度的影响。

3.1 传动系统参数及误差值

根据前文变速箱简介可知传动系统各齿轮副参

数,如表 1 所示。

根据公司制定的《齿轮精度标准》可查得各个齿轮的误差值,如表 2 所示。

3.2 传动精度的仿真

下面以图 1 为研究对象,以表 1 为主要参数,针对表 2 的各种误差,根据 Runge-Kutta 法对传动精度方程进行求解,从而得到 XK(H)2740 主传动系统的传动精度,分析结果如下所示。

3.2.1 输入级传动的误差影响

图 5 和图 6 分别是输入级传动四种误差的仿真结果曲线图,从中可以看到:齿形误差引起的传动误差最大值约为 0.35°,基节误差引起的传动误差最大值约为 0.5°,偏心误差引起的传动误差最大值约为 0.2°,安装误差引起的传动误差最大值约为 0.048°。可见齿形误差和基节误差对传动精度的影响较大,而偏心误差和安装误差对传动精度的影响较小。

3.2.2 末级传动的误差影响

图 7 和图 8 分别是输出级传动四种误差的仿真结果曲线图,同样从中可以看到:齿形误差和基节误差引起的传动误差最大值约为 0.4° 和 0.6°,偏心误差和安装误差引起的传动误差最大值约为 0.102° 和 0.173°。可见齿形误差和基节误差对传动精度的影

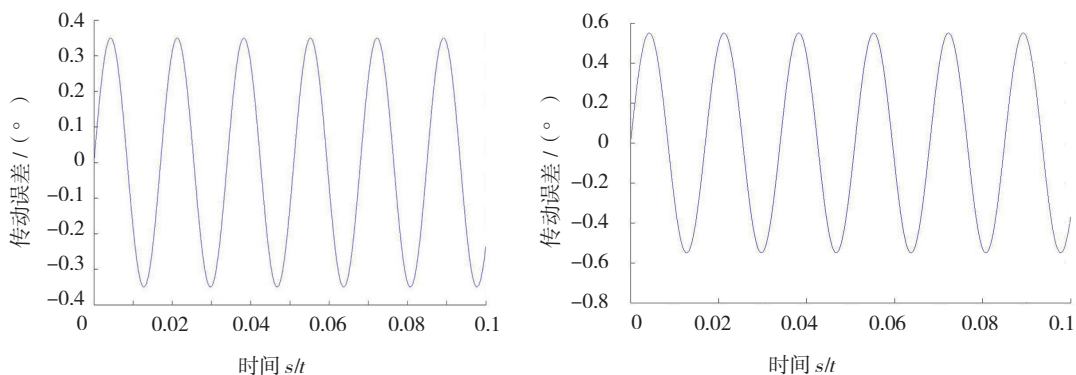


图5 齿形误差和基节误差对传动精度的影响

Fig.5 Influence of tooth profile error and base pitch error on transmission accuracy

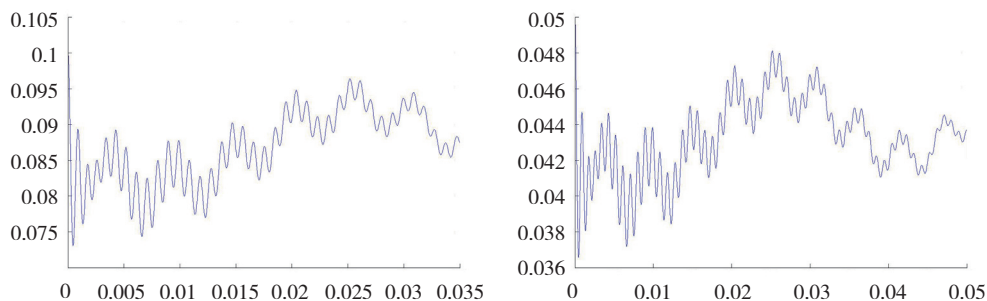


图6 偏心误差和安装误差对传动精度的影响

Fig.6 Influence of eccentric error and assemble error on transmission accuracy

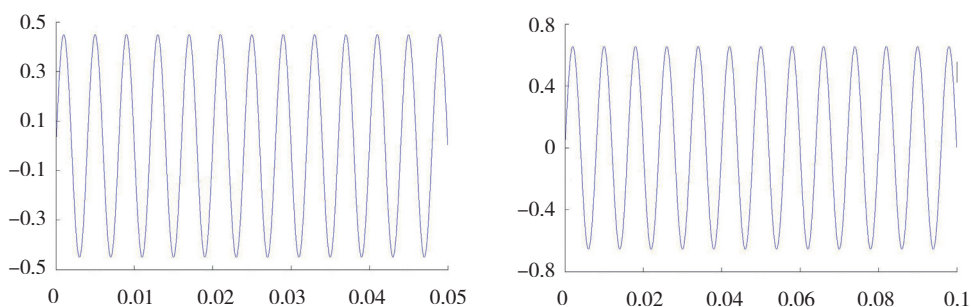


图7 齿形误差和基节误差对传动精度的影响

Fig.7 Influence of tooth profile error and base pitch error on transmission accuracy

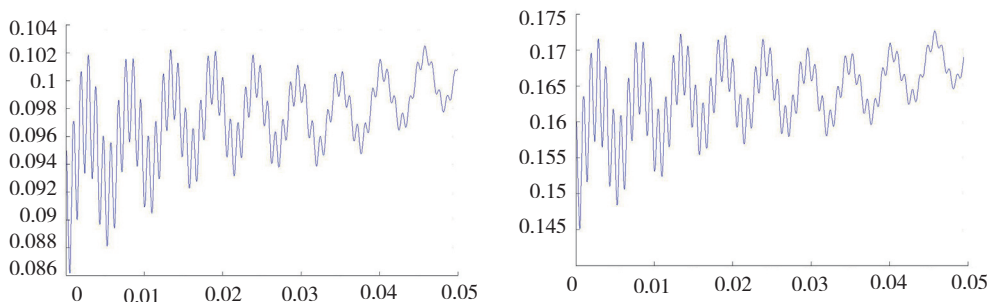


图8 偏心误差和安装误差对传动精度的影响

Fig.8 Influence of eccentric error and assemble error on transmission accuracy

响较大,并且相对于初级传动,末级传动误差对传动精度的影响较大。

4 小结

本文以 XK(H)2740 主传动系统为研究对象,针对影响机构传动精度的各零件的加工误差和装配误差等因素进行了相关讨论,并得到以下结论:

(1) 齿形误差和基节误差对传动精度的影响较大,偏心误差和安装误差对传动精度的影响较小,在设计初级阶段应尽可能大的提高各零部件的加工精度;

(2) 通过计算发现一级齿轮副的误差引起的传动误差最小,末级齿轮副的误差引起的传动误差最大,在设计初级阶段应尽量控制末级传动部分的误差。

综上所述,本文采用等价误差法建立了主传动系统的传动精度数学模型,动态的反应了各个误差因素对传动精度的影响,找到了对系统传动精度影响最大的误差因素,对于在设计阶段如何减小传动误差具有重要的指导意义。

参考文献

- [1] 李伟,李力行,叶庆泰.基于概率理论的RV减速器的传动误差计算.机床与液压,2004(1):122-123.
- [2] 李军,李润方,林超,等.小模数精密齿轮传动误差分析及实验研究.机械,2003,30(7):15-17.
- [3] Blanche J G, Yang D C H. Cycloid drives with machining tolerances. Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, 1989, 111(9):337-344.
- [4] Yang D C H, Blanche J G. Design and application guidance for cycloid drives with machining tolerances. Mech. Mach. Theory, 1990, 25(5):487-501.
- [5] 日高照晃,王宏猷,石田武.6用K-H形行星轮6装置回转传达误差研究(第1报,解析方法).日本机械学会论文集(C编),1994,60(570):645-653.
- [6] 石田武,王宏猷,日高照晃.6用K-H-V形行星轮6装置の回转传达误差研究(第2报,各种加工误差,组立误差回转传达误差及影响).日本机械学会论文集(C编),1994,60(578):278-285.
- [7] 韩林山,谭群燕,沈允文等.间隙及转矩对2K-V型传动装置传动精度的影响.机械科学与技术,2007(8):1080-1089
- [8] 李瑰贤,马亮,陶建国等.舰船用齿轮传动啮合刚度及动态性能研究.船舶工程,2000(5).
- [9] 王海霞,朱才朝,张磊等.大型船用齿轮箱传动系统的动态耦合特性.重庆大学学报,2010(1).
- [10] 王正林,刘明.精通MATLAB7.北京:电子工业出版社,2007.

(责编 亿霖)