

文章编号:1000-582X(2012)11-008-07

# 施密特平行轴联轴器非线性动态特性分析

朱才朝,王 孟,杜雪松

(重庆大学 机械传动国家重点实验室,重庆 400044)

**摘 要:**考虑系统横向振动和扭转振动的耦合作用,采用集中参数法建立施密特平行轴联轴器系统动力学分析模型,根据牛顿力学定律,推导出传动系统的动力学方程。考虑发动机激励和误差激励的作用,采用 Gill 数值积分法对传动系统的动态响应进行研究,得出系统动态性能良好,其振动属于准周期性运动等结论,为进一步的动态性能优化和工程应用提供理论指导。

**关键词:**施密特平行轴联轴器;动力学模型;固有特性;动态响应

**中图分类号:**TH113.1

**文献标志码:**A

## Analysis of nonlinear dynamic characteristics of the Schmidt offset coupling

ZHU Caichao, WANG Meng, DU Xuesong

(The State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, China)

**Abstract:** Considering the coupling interaction between transverse vibration and torsional vibration of the system, a dynamic analysis model of the Schmidt offset coupling is established by the method of concentrated parameter and the dynamic equation of this system is deduced by the Newton method. Considering the effect of engine and error excitations on the transmission system, the Gill numerical solution method is used to study the dynamic response of the drive system. The results show that it has a good dynamic performance and its vibration belongs to almost periodic vibration, which provides theoretical guidance for further dynamic performance optimization and engineering application.

**Key words:** Schmidt offset coupling; dynamic model; natural characteristics; dynamic response

施密特平行轴联轴器是一种连接两平行轴的新型连杆式联轴器。它允许两轴之间具有较大的间距和很大的径向调整空间,能滤除径向振动特性,在中心距一定或变化时具有转矩、等转速传递特性;同时其轴向尺寸小,节省空间,特别适用于中心距需要调整的两平行轴之间的连接和传动<sup>[1]</sup>。

目前,施密特平行轴联轴器的设计及制造技术仍为国外一些企业所掌握。国内针对施密特平行轴联轴器的深入的理论和实验研究比较少<sup>[1]</sup>,尤其是

对其动态特性的研究更少。施密特联轴器系统动态性能的好坏直接影响了使用该联轴器的传动系统的性能,因而对其进行振动特性的深入研究对实现国内自主研发有着重要的意义和工程应用价值。笔者系统研究了施密特平行轴联轴器系统的发动机和误差激励,建立了系统的非线性动力学模型,对其动态特性进行了分析<sup>[2-5]</sup>,为该类联轴器的设计及优化提供理论依据。

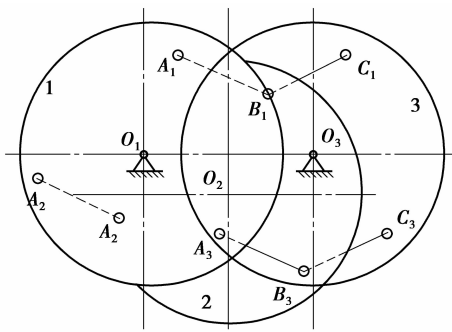
收稿日期:2012-06-25

基金项目:中央高校基本科研业务费科研专项(CDJZR10 11 00 09);十二五科技支撑计划项目(2011BAF09B07)

作者简介:朱才朝(1967-),男,重庆大学教授,博士生导师,主要从事齿轮传动、冶金机械及测试技术等方面的研究,  
(E-mail)zcc92@sohu.com。

### 1 施密特平行轴联轴器的传动原理

图 1 为施密特平行轴联轴器的传动示意图,  $O_1$  为输入轴,  $O_3$  为输出轴, 在 3 个传动盘(主动盘 1、中间盘 2、从动盘 3)的同一半径沿圆周方向均布有 3 根销轴  $A_i$ 、 $B_i$ 、 $C_i$ 。3 根等长的连杆  $A_1B_1$ 、 $A_2B_2$ 、 $A_3B_3$  将主动盘 1 和中间盘 2 连接起来, 另有 3 根等长的连杆  $B_1C_1$ 、 $B_2C_2$ 、 $B_3C_3$  (图中销轴  $C_2$  和连杆  $B_2C_2$  未绘出) 将中间盘 2 和从动盘 3 连接起来。连杆  $A_1B_1$  和轴心连线  $O_2O_1$  与主动盘和中间盘形成一个平行四边形  $A_1O_1O_2B_1$ , 其他连杆亦然。当主动盘等速定轴转动时, 理论上从动盘 3 也作等速定轴转动, 中间盘 2 处于悬空状态, 绕自身的中心  $O_2$  转动, 各连杆作圆平动。



1—主动盘;2—中间盘;3—从动盘; $A_iB_i$ —连杆;  
 $A_i$ 、 $B_i$ 、 $C_i$ —销轴; $O_1$ —输入轴; $O_3$ —输出轴; $i=1,2,3$

图 1 传动系统简图

### 2 系统的动力学模型

以三相施密特平行轴联轴器为研究对象, 采用

集中参数法建立其传动系统的动力学模型<sup>[6-9]</sup>, 针对其结构特点做一定的假设简化处理:

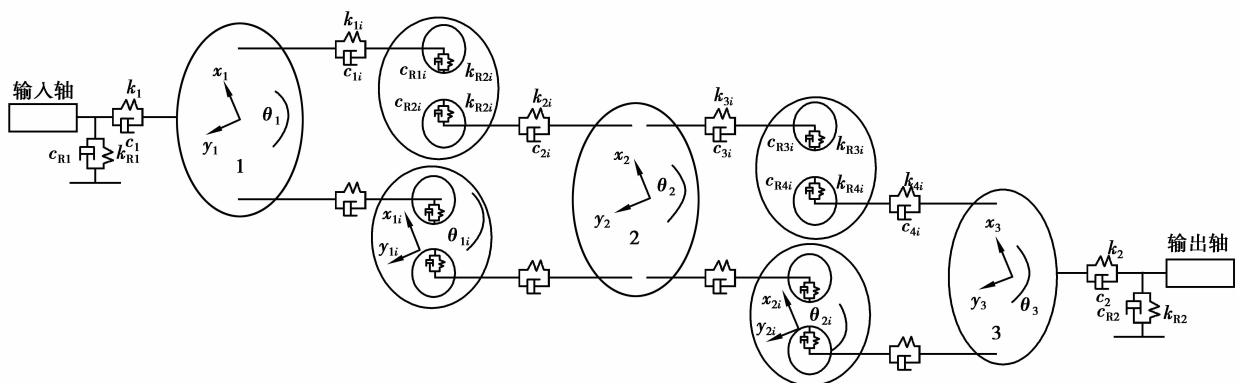
1) 将输入轴和输出轴的转动惯量向两端面等效, 形成两个惯性盘; 主动盘、中间盘和从动盘同样等效为惯性盘。

2) 将主动盘和从动盘的支撑轴承及销轴与连杆之间的滚动轴承用弹簧和阻尼等效; 考虑输入轴、输出轴及销轴的扭转刚度。

3) 为了研究联轴器的滤除径向振动特性, 考虑传动盘制造、装配误差的影响。

简化后的系统动力学模型如图 2 所示, 由于运动构件较多, 为表达简单清晰, 图中只表示出两相的情况。联轴器系统分解为主动盘、中间盘、从动盘及连杆 4 个子系统。动力学模型共有 27 个扭转自由度, 每个构件具有 3 个自由度, 即横向自由度、纵向自由度和扭转自由度。

图 2 中参考坐标系  $oxyz$  建立在输入轴上, 以输入轴的几何中心的理论位置为坐标原点,  $z$  为轴向,  $x$ 、 $y$  分别为横向和纵向两相互垂直的方向。各子系统的自由度、质量、转动惯量分别用  $x$ 、 $y$ 、 $\theta$ 、 $m$ 、 $J$  表示。其中主动盘、中间盘、从动盘和连杆的自由度、质量、和转动惯量分别用  $(x_1, y_1, \theta_1, m_1, J_1)$ 、 $(x_2, y_2, \theta_2, m_2, J_2)$ 、 $(x_3, y_3, \theta_3, m_3, J_3)$  和  $(x_{ij}, y_{ij}, \theta_{ij}, m_{ij}, J_{ij})$  表示; 输入、输出轴扭转刚度和阻尼分别用  $\theta_1$ 、 $k_1$ 、 $k_2$ 、 $c_1$ 、 $c_2$  表示; 各销轴扭转刚度和阻尼分别用  $k_{ij}$ 、 $c_{ij}$  表示; 主动盘和从动盘的支撑轴承刚度和阻尼分别用  $k_{R1}$ 、 $c_{R2}$ ; 销轴与连杆之间的滚动轴承的刚度和阻尼用  $k_{Rij}$ 、 $c_{Rij}$  表示。



1—主动盘;2—中间盘;3—从动盘;1i、2i ( $i=1,2,3$ )—连杆

图 2 动力学模型

### 3 系统的激励分析

施密特平行轴联轴器的动态激励是系统产生振动与噪声的基本原因。联轴器系统的动态激励有误差激励和发动机激励两类,误差激励主要由于制造和装配误差引起的。发动机激励是由发动机和负载的转矩、转速波动引起。

#### 3.1 误差激励

对于该联轴器系统,考虑主动盘的制造和装配误差进行误差激励研究<sup>[10-11]</sup>,其中以  $E$ 、 $A$  分别表示主动盘的制造误差和装配误差,以  $\alpha$ 、 $\beta$  表示各误差的方向角。其示意图如图 3 所示。其中: $O$  为传动盘的理想安装位置中心, $O_1$  为传动盘的理想制造中心, $O_2$  为传动盘的实际安装位置中心。

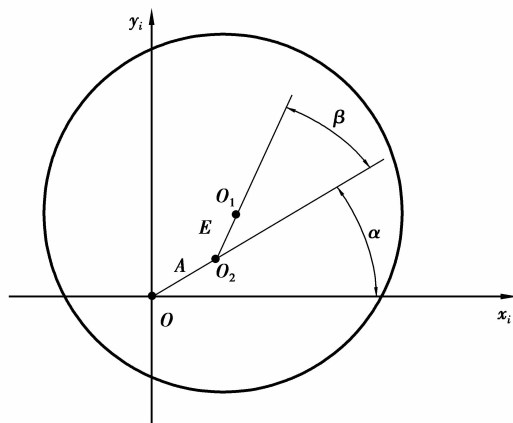


图 3 误差示意图

由第  $i$  个传动盘的制造偏心误差  $E_i$  和装配误差  $A_i$  产生在  $x_i$ 、 $y_i$  两方向的当量误差  $e_{xi}$ 、 $e_{yi}$  ( $i=1, 2, 3$ ) 为

$$e_{xi}(t) = A_i \cos(\omega t + \alpha_i) + E_i \cos(\omega t + \alpha_i + \beta_i), \quad (1)$$

$$e_{yi}(t) = A_i \sin(\omega t + \alpha_i) + E_i \sin(\omega t + \alpha_i + \beta_i), \quad (2)$$

式中  $\omega$  为主动盘的角速度。

文中各误差取值如下: $E_i$  和  $A_i$  均取  $20 \mu\text{m}$ ,  $\alpha_i$  和  $\beta_i$  均分别取  $30^\circ$  和  $15^\circ$ ; 主动盘的角速度  $\omega$  为  $125.6 \text{ rad/s}$ 。

#### 3.2 发动机激励

采用四冲程直列四缸发动机作为联轴器的动力源,施密特平行轴联轴器作为多自由度振动体,发动机是一个重要的激励振动源。运转过程中,发动机运转工作,气缸内存在燃气压力以及运动部件产生的惯性力不平衡引起周期性变化,使发动机产生振动现象。

直列四缸发动机,其在低转速情况下二阶倾覆力矩占主导优势,而在高转速情况下二阶惯性力是主要的激励源<sup>[12-13]</sup>。具体计算公式为

$$\mathbf{F}(t)^T = \{F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z\}, \quad (3)$$

其中

$$\begin{cases} F_x = 4mr\lambda\omega_q^2 \sin \varphi \cos 2\omega_q t, \\ F_y = 4mr\lambda\omega_q^2 \cos \varphi \cos 2\omega_q t, \\ F_z = 0, \\ M_x = F_y A, \\ M_y = F_x A, \\ M_z = M_0 (1 + 1.27 \sin 2\omega_q t). \end{cases} \quad (4)$$

式中: $F_x$ 、 $F_y$ 、 $F_z$  分别为横向、纵向和轴向的激励力; $M_x$ 、 $M_y$ 、 $M_z$  分别为绕横向、纵向和轴向的激励力矩; $\varphi$  为发动机布置倾角,rad; $m$  为单缸活塞及往复运动部分质量,kg; $r$  为曲柄半径,m; $\lambda$  为曲柄半径与连杆长度之比; $\omega_q$  为发动机曲轴转动角速度,rad/s; $A$  为垂向惯性力作用点至动力总成质心的水平距离,即二、三缸中心线至动力总成质心的水平距离,m; $M_0$  为发动机输出扭矩平均值,  $\text{N} \cdot \text{m}$ 。

这里不考虑  $M_x$ 、 $M_y$  的影响。式(3)中各参数值见表 1。

表 1 发动机参数值

参数	$m$	$\lambda$	$\varphi$	$r$	$\omega$	$M_0$
值	0.65	0.25	0	0.039	125.6	200

### 4 系统的动力学方程

如图 2 的动力学模型,根据牛顿定律<sup>[5]</sup>推导出施密特平行轴联轴器系统的非线性动力学方程如式(5)。

$$\begin{cases}
m_1 \ddot{x}_1 + c_{R1}(\dot{x}_1 - \dot{e}_{x1}(t)) + \sum_{i=1}^3 c_{R1i}(\dot{x}_1 - \dot{x}_{1i} - \dot{e}_{x1}(t)) + k_{R1}(x_1 - e_{x1}(t)) + \\
\sum_{i=1}^3 k_{R1i}(x_1 - x_{1i} - e_{x1}(t)) = F_x(t), \\
m_1 \ddot{y}_1 + c_{R1}(\dot{y}_1 - \dot{e}_{y1}(t)) + \sum_{i=1}^3 c_{R1i}(\dot{y}_1 - \dot{y}_{1i} - \dot{e}_{y1}(t)) + k_{R1}(y_1 - e_{y1}(t)) + \\
\sum_{i=1}^3 k_{R1i}(y_1 - y_{1i} - e_{y1}(t)) = F_y(t), \\
J_1 \ddot{\theta}_1 + c_1 \dot{\theta}_1 + \sum_{i=1}^3 c_{1i}(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_{1i}) + k_1 \theta_1 + \sum_{i=1}^3 k_{1i}(\theta_1 - \theta_{1i}) = M_z(t), \\
m_{1i} \ddot{x}_{1i} - c_{R1i}(\dot{x}_1 - \dot{x}_{1i} - \dot{e}_{x1}(t)) + c_{R2i}(\dot{x}_{1i} - \dot{x}_2 - \dot{e}_{x2}(t)) - k_{R1i}(x_1 - x_{1i} - \\
e_{x1}(t)) + k_{R2i}(x_{1i} - x_2 - e_{x2}(t)) = 0, \\
m_{1i} \ddot{y}_{1i} - c_{R1i}(\dot{y}_1 - \dot{y}_{1i} - \dot{e}_{y1}(t)) + c_{R2i}(\dot{y}_{1i} - \dot{y}_2 - \dot{e}_{y2}(t)) - k_{R1i}(y_1 - y_{1i} - \\
e_{y1}(t)) + k_{R2i}(y_{1i} - y_2 - e_{y2}(t)) = 0, \\
J_{1i} \ddot{\theta}_{1i} - c_{1i}(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_{1i}) + c_{2i}(\dot{\theta}_{1i} - \dot{\theta}_2) - k_{1i}(\theta_1 - \theta_{1i}) + k_{2i}(\theta_{1i} - \theta_2) = 0, \\
m_2 \ddot{x}_2 - \sum_{i=1}^3 c_{R2i}(\dot{x}_{1i} - \dot{x}_2 - \dot{e}_{x2}(t)) + \sum_{i=1}^3 c_{R3i}(\dot{x}_2 - \dot{x}_{2i} - \dot{e}_{x2}(t)) - \sum_{i=1}^3 k_{R2i}(x_{1i} - \\
x_2 - e_{x2}(t)) + \sum_{i=1}^3 k_{R3i}(x_2 - x_{2i} - e_{x2}(t)) = 0, \\
m_2 \ddot{y}_2 - \sum_{i=1}^3 c_{R2i}(\dot{y}_{1i} - \dot{y}_2 - \dot{e}_{y2}(t)) + \sum_{i=1}^3 c_{R3i}(\dot{y}_2 - \dot{y}_{2i} - \dot{e}_{y2}(t)) - \sum_{i=1}^3 k_{R2i}(y_{1i} - \\
y_2 - e_{y2}(t)) + \sum_{i=1}^3 k_{R3i}(y_2 - y_{2i} - e_{y2}(t)) = 0, \\
J_2 \ddot{\theta}_2 - \sum_{i=1}^3 c_{2i}(\dot{\theta}_{1i} - \dot{\theta}_2) + \sum_{i=1}^3 c_{3i}(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_{2i}) - \sum_{i=1}^3 k_{2i}(\theta_{1i} - \theta_2) + \sum_{i=1}^3 k_{3i}(\theta_2 - \theta_{2i}) = 0, \\
m_{2i} \ddot{x}_{2i} - c_{R3i}(\dot{x}_2 - \dot{x}_{2i} - \dot{e}_{x2}(t)) + c_{R4i}(\dot{x}_{2i} - \dot{x}_3 - \dot{e}_{x3}(t)) - k_{R3i}(x_2 - \\
x_{2i} - e_{x2}(t)) + k_{R4i}(x_{2i} - x_3 - e_{x3}(t)) = 0, \\
m_{2i} \ddot{y}_{2i} - c_{R3i}(\dot{y}_2 - \dot{y}_{2i} - \dot{e}_{y2}(t)) + c_{R4i}(\dot{y}_{2i} - \dot{y}_3 - \dot{e}_{y3}(t)) - k_{R3i}(y_2 - \\
y_{2i} - e_{y2}(t)) + k_{R4i}(y_{2i} - y_3 - e_{y3}(t)) = 0, \\
J_{2i} \ddot{\theta}_{2i} - c_{3i}(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_{2i}) + c_{4i}(\dot{\theta}_{2i} - \dot{\theta}_3) - k_{3i}(\theta_2 - \theta_{2i}) + k_{4i}(\theta_{2i} - \theta_3) = 0, \\
m_3 \ddot{x}_3 - c_{R4i}(\dot{x}_{2i} - \dot{x}_3 - \dot{e}_{x3}(t)) + c_{R2}(\dot{x}_3 - \dot{e}_{x3}(t)) - k_{R4i}(x_{2i} - x_3 - e_{x3}(t)) + k_{R2}(x_3 - e_{x3}(t)) = 0, \\
m_3 \ddot{y}_3 - c_{R4i}(\dot{y}_{2i} - \dot{y}_3 - \dot{e}_{y3}(t)) + c_{R2}(\dot{y}_3 - \dot{e}_{y3}(t)) - k_{R4i}(y_{2i} - y_3 - e_{y3}(t)) + k_{R2}(y_3 - e_{y3}(t)) = 0, \\
J_3 \ddot{\theta}_3 - c_{R4i}(\dot{\theta}_{2i} - \dot{\theta}_3) + c_{R2} \dot{\theta}_3 - k_{R4i}(\theta_{2i} - \theta_3) + k_{R2} \theta_3 = -M_r, \\
i = 1, 2, 3.
\end{cases}$$

(5)

式中  $M_r$  为系统的工作力矩。

采用矩阵可表示为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{X}} + \mathbf{K}\mathbf{X} = \mathbf{F}, \quad (6)$$

式中  $\mathbf{F}$  为系统的力矩阵, 为 27 阶列阵;  $\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{C}$ 、 $\mathbf{K}$  分别为系统的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵, 均为 27 阶方阵。

## 5 动态特性分析

### 5.1 动态响应分析

针对某三相施密特平行轴联轴器进行分析计算,计算得出各部件转动惯量和质量见表 2,各轴扭转的刚度和阻尼值如表 3,各轴承的刚度和阻尼值如表 4 所示。

表 2 各部件的转动惯量和质量

部件	转动惯量/ ( $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ )	质量/ kg
输入、输出盘(含法兰)( $J_1, J_3, m_1, m_3$ )	$1.10 \times 10^{-2}$	6.12
连杆( $J_{ij}, m_{ij}$ )	$2.44 \times 10^{-4}$	0.50
中间盘( $J_3, m_3$ )	$6.25 \times 10^{-3}$	2.75

表 3 轴的扭转刚度及阻尼

部件	刚度/( $\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}$ )	阻尼
输入、输出轴 ( $k_1, k_2, c_1, c_2$ )	$3.23 \times 10^4$	0.124
销轴 ( $k_{ij}, c_{ij}$ )	$6.56 \times 10^3$	0.016

表 4 轴承的刚度及阻尼

部件	刚度/( $\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$ )	阻尼
1 相轴承 ( $k_{R1j}, c_{R1j}$ )	$8.34 \times 10^7$	0.382
2 相轴承 ( $k_{R2j}, c_{R2j}$ )	$3.05 \times 10^7$	0.231
3 相轴承 ( $k_{R3j}, c_{R3j}$ )	$1.13 \times 10^7$	0.141
主、从动盘支撑轴承 ( $k_{R1}, k_{R2}, c_{R1}, c_{R2}$ )	$3.24 \times 10^8$	0.113

采用 Gill 积分法求解动力学方程<sup>[14-16]</sup>,计算得出位移、速度和加速度的振动时域响应,再通过快速傅里叶变换(FFT)可得出振动频域响应(功率谱)。图 4、5 分别给出了联轴器的从动盘横向( $x$ )、纵向( $y$ )振动的位移时域曲线。图 6 给出了联轴器的从动盘扭转方向( $\theta$ )振动的位移和速度的时、频域曲线。

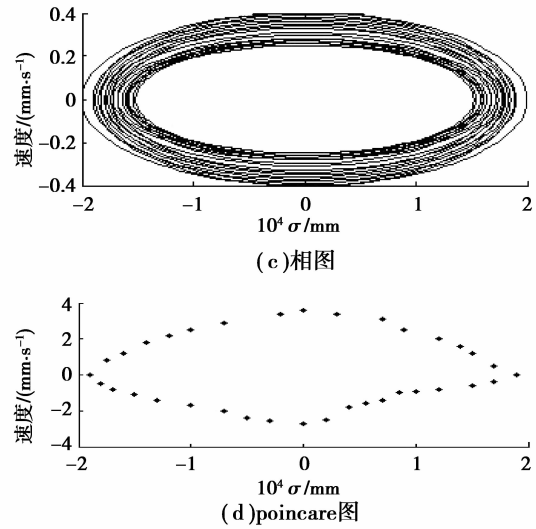
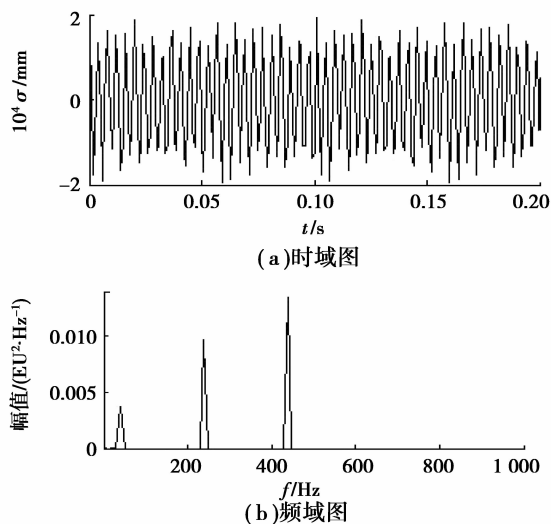


图 4  $x$  向动态响应曲线

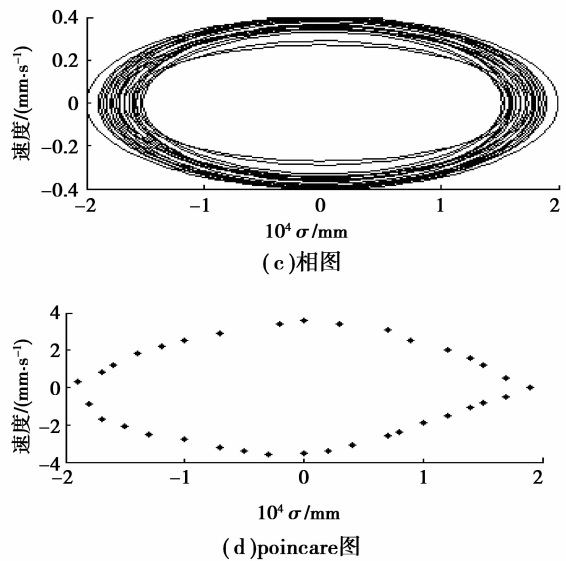
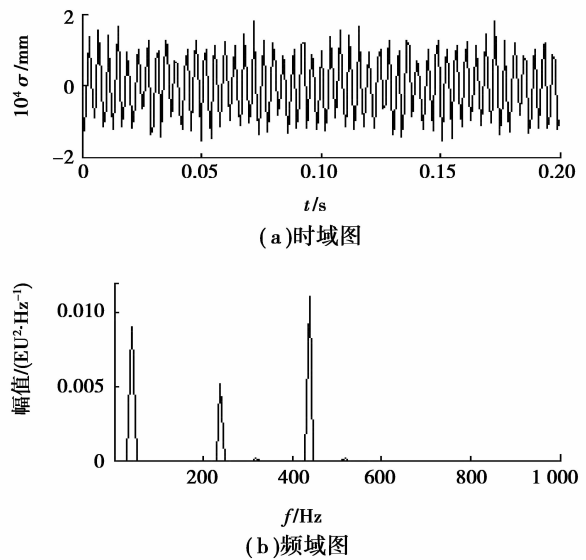


图 5  $y$  向动态响应曲线

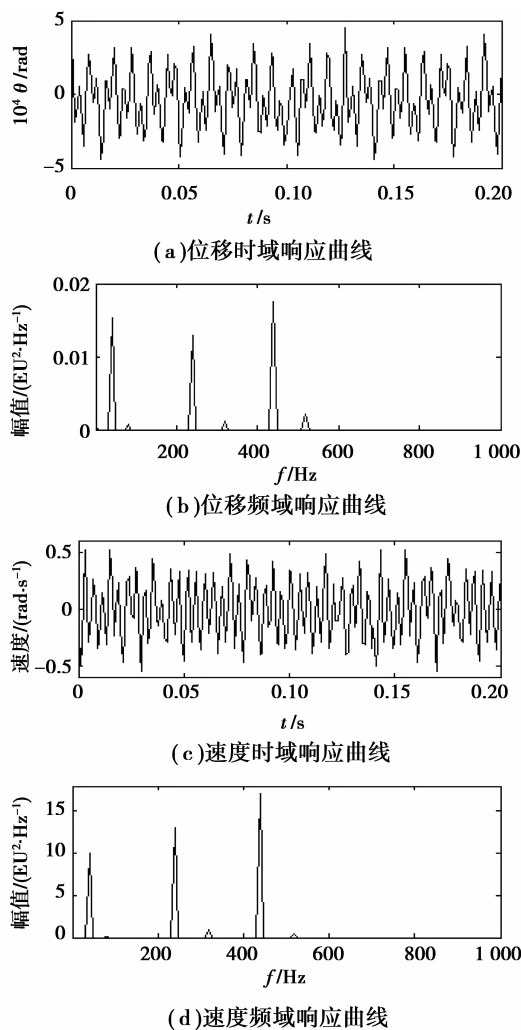


图 6 扭转方向响应曲线

从图 4、5 可知,初步可见从动盘在  $x$ 、 $y$  两方向的动态响应为规律性响应,频谱图不仅含激励频率 (40 Hz),还出现了其他频率成分;但从相图上可知,其在一定空间的运动轨迹呈现为以原点为中心点的椭圆曲线,可认定该系统是稳定的;并且其 Poincaré 曲线图呈环形的有限点,可以断定该系统为准周期性运动。由图 6 知,其角位移基本稳定,变化幅值较小,其扭转振动频率主要有 40、240、440 Hz,主要是由激励力矩频率 (40 Hz) 及其倍频引起。从动盘的  $x$ 、 $y$  向振动 (输出) 幅值很小,远小于主动盘的误差激励 (输入) 幅值,体现了施密特平行轴联轴器能滤除径向振动,这是由于连杆的惯性力在机构内部完全平衡,当联轴器运转时惯性力对于支撑轴处没有摆动力和摆动力矩<sup>[1]</sup>;从动盘扭转振动相对于其他两向振动较大,其为此系统的主要振动。

## 5.2 误差对动态响应的影响

表 5 为主动盘转速为 1 200 r/min、不同装配误差  $A$  和制造偏心误差  $E$  工况下联轴器系统的动态响应参数表。

表 5 不同误差工况动态响应参数表

误差/ $\mu\text{m}$	$x$ 方向最大 振动位移/ $\mu\text{m}$	$y$ 方向最大 振动位移/ $\mu\text{m}$	$\theta$ 方向最大 振动位移/ $\text{rad}$
10	0.194	0.178	$4.812 \times 10^{-4}$
20	0.195	0.178	$4.812 \times 10^{-4}$
30	0.195	0.179	$4.812 \times 10^{-4}$

由表 5 可以看出,随着误差的增大, $x$  方向、 $y$  方向和  $\theta$  方向的振动幅值均基本保持不变,表明偏心误差对各方向振动基本无影响。

## 6 结 论

基于施密特平行轴联轴器系统的横扭耦合动力学模型,研究了联轴器系统在发动机激励和误差激励作用下的动态响应,给出了施密特平行轴联轴器的振动特性,为该类联轴器设计提供了参考。为了提高计算效率,笔者所建的联轴器动力学模型仅考虑了传动盘的制造安装误差,没有考虑其他构件误差和轴承刚度变化等因素对动态性能的影响,这会在一定程度上降低计算精度。因此,建立更符合工程实际的联轴器系统动力学模型以及寻求更高效的动态性能求解方法,将是今后研究的重点。

### 参考文献:

- [1] 陈向科. 施密特平行轴联轴器理论研究[D]. 西安:西安理工大学,2007.
- [2] 朱恩涌,巫世晶,王晓笋,等. 含摩擦力的行星齿轮传动系统非线性动力学模型[J]. 振动与冲击,2010,29(8):217-220,236.  
ZHU Enyong, WU Shijing, WANG Xiaosun, et al. Study on nonlinear dynamic model of planetary gear train sets with friction force[J]. Journal of Vibration and Shock, 2010, 29(8): 217-220, 236.
- [3] Zhu C C, Lu B, Song C S, et al. Dynamic analysis of a heavy duty marine gearbox with gear mesh coupling[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2009, 223 (11): 2531-2547.
- [4] 朱才朝,黄泽好,唐倩,等. 风力发电齿轮箱系统耦合非线性动态特性的研究[J]. 机械工程学报,2005,41(8):203-207.

- ZHU Caichao, HUANG Zehao, TANG Qian, et al. Analysis of nonlinear coupling dynamic characteristics of gearbox system about wind-driven generator[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2005, 41(8): 203-207.
- [5] 赵广, 刘占生, 叶建槐, 等. 转子不对中花键联轴器系统动力学特性研究[J]. 振动与冲击, 2009, 28(3): 78-82.
- ZHAO Guang, LIU Zhansheng, YE Jianhuai, et al. Research on dynamics of rotor-misaligned spline coupling system[J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28(3): 78-82.
- [6] Parker R C, Ambarisha V K. Nonlinear dynamics of planetary gears using analytical and finite element models[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 302: 577-595.
- [7] Maekawa A, Fujita K. Explicit nonlinear dynamic analysis of cylindrical water storage tanks concerning coupled vibration between fluid and structure [C] // Proceedings of the American Society of Mechanical Engineers 2008 Pressure Vessels and Piping Conference, July 27-31, 2008, Chicago, Illinois, USA. [S. l.]: Pressure Vessels and Piping, 2008: 105-113.
- [8] Kim D K, Lee M S, Han J H. Substructure synthesis method for a nonlinear structure with a sliding mode condition[J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 321(3/4/5): 704-720.
- [9] Pollayi H, Harursampath D. Effect of asymptotically correct nonlinear cross-sectional analyses on dynamics of anisotropic, flexible four-bar mechanisms [C] // Proceedings of the 50th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics and Materials Conference, May 4-7, 2009, Palm Springs, California. New York: Curran Associates, 2009: 10. 2514/6. 2009-2666.
- [10] Onozato N, Nagai K I, Maruyama S, et al. Analysis on nonlinear characteristics of a load cell composed with a double-layered cantilever beam (mechanical systems) [J]. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part C, 2010, 76(771): 2970-2976.
- [11] Lee D H, Kim Y C, Kim K W. The dynamic performance analysis of foil journal bearings considering coulomb friction: rotating unbalance response [J]. Tribology Transactions, 2009, 52(2): 146-156.
- [12] Singha M K, Daripa R. Nonlinear vibration and dynamic stability analysis of composite plates [J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 328(4/5): 541-554.
- [13] 杜雪松, 朱才朝, 宁杰. 船用齿轮传动的动态优化设计[J]. 重庆大学学报, 2011, 34(5): 14-18.
- DU Xuesong, ZHU Caichao, NING Jie. Dynamic analysis of high speed motorized spindles with eccentrics [J]. Journal of Chongqing University, 2011, 34(5): 14-18.
- [14] 陆俊华, 朱如鹏, 靳广虎. 行星传动动态均载特性分析[J]. 机械工程学报, 2009, 45(5): 85-90.
- LU Junhua, ZHU Rupeng, JIN Guanghu. Analysis of dynamic load sharing behavior in planetary gearing [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(5): 85-90.
- [15] 陈小安, 陈文曲, 康辉民, 等. 偏心电主轴动力学分析[J]. 重庆大学学报, 2012, 35(3): 26-32.
- CHEN Xiaohan, CHEN Wenqu, KANG Huiming, et al. Dynamic analysis of high speed motorized spindles with eccentrics [J]. Journal of Chongqing University, 2012, 35(3): 26-32.
- [16] 张志飞, 徐中明, 贺岩松, 等. 摩托车振动分析与改进[J]. 重庆大学学报, 2008, 31(4): 355-359.
- ZHANG Zhifei, XU Zhongming, HE Yansong, et al. Improvement of motorcycle handle vibration [J]. Journal of Chongqing University, 2008, 31(4): 355-359.

(编辑 张 芊)