

多激励下某直升机传动系统动载特性

林 何, 王三民, 董金城

(西北工业大学 机电学院, 西安 710072)

摘 要: 针对由弧齿锥齿轮和行星轮系构成的直升机传动系统, 构建了纯扭振动模型, 采用集中参数法建立了齿侧间隙非线性动力学方程. 通过有限元方法求得了时变啮合刚度, 采用4-5阶变步长Runge-Kutta法对动力学方程进行了数值求解, 借助动载系数、相图、Poincaré截面图、快速傅里叶变换频谱图等分析手段, 研究了传动系统在时变啮合刚度、齿侧间隙、综合传动误差、外载荷等多种激励作用下系统的动载特性. 结果表明啮合刚度对传动系统的影响最大, 动载系数最大值为1.5; 齿侧间隙对系统响应特性的影响是有限的; 啮合误差在一定程度上抑制了齿轮系统的振动; 外载荷波动对不同速级的影响不同, 动载系数最大值发生在并车传动.

关 键 词: 直升机传动; 时变啮合刚度; 齿侧间隙; 综合传动误差; 外载荷; 混沌

中图分类号: V233.1; TH113.1

文献标志码: A

Dynamic characteristics under various excitations for a helicopter transmission system

LIN He, WANG San-min, DONG Jin-cheng

(School of Mechanical Engineering,
Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: For a helicopter transmission system which consists of spiral bevel gears and planetary gear train, the purely torsional vibration model was established, and the non-linear dynamical equations containing backlash was built using the lumped-parameter method. Through the finite element method, the time-varying mesh stiffness was obtained, and the dynamical equations were solved by the 4-5 order Runge-Kutta algorithm with variable time step; by means of dynamic load coefficient, phase plane plots, Poincaré maps and fast Fourier transform spectra, the dynamic characteristics of transmission system were studied under various excitations of the time-varying mesh stiffness, backlash, general transmission errors and external load. The results show that mesh stiffness has the greatest effect on the transmission system, with the maximum dynamic load coefficient of 1.5; backlash has a limited effect on the response characteristics; to some extent, mesh errors can suppress the vibration of the gear system; external load fluctuation has various effects on different speed stages, and the maximum dynamic load coefficient is stemmed from the combined drive gears.

Key words: helicopter transmission; time-varying mesh stiffness; backlash; general transmission errors; external load; chaos

传动系统作为直升机三大关键动部件(旋翼、传动系统和发动机)之一,其作用是将发动机的功率和转速按一定比例传递到旋翼、尾桨及各附件.

直升机主减速器系统通常为多级传动,既包括渐开线圆柱齿轮、弧齿锥齿轮等单级传动形式,也包括行星轮、分扭并车、多分支扭矩分流等相对固定

收稿日期:2013-08-28

基金项目:国家高技术研究发展计划(2009AA04Z404)

作者简介:林何(1985—),男,湖北襄阳人,博士生,主要从事齿轮系统动力学的研究.

的传动形式,结构复杂^[1-2].为了提高直升机传动系统的可靠性,降低振动载荷,国内外都对直升机主减速器系统开展了相应的研究工作,孙智民等分析了直升机传动系统中封闭行星轮系的非线性动力学特性^[3],缪君和郭家舜等分析了倾转旋翼机传动系统的耦合动力学特性^[4-5],屈文涛对航空齿轮及减速系统进行了较完整的研究^[1].

由于传动形式的复杂性,目前针对直升机主减速器系统动力学特性进行整体研究的文献还较为鲜见^[6-9].本文采用集中参数法以一种典型的直升机主减速器三级传动系统为研究对象,建立了系统的扭转动力学模型和方程^[10-12].

1 系统的非线性动力学模型建立

图1为某直升机传动系统动力学模型,该系统为双发单旋翼3级传动结构,第1级采用弧齿锥齿轮传动,两端分别与一台发动机相连,向系统输入动力;第2级为弧齿锥齿轮并车传动,将两侧的动力进行汇流;第3级为直齿行星齿轮传动,其太阳轮与第2级的汇流大齿轮以空心轴相连,行星架输出轴通过第2级、第3级之间的空心轴将动力输出给螺旋桨.

图1中各传动轴及啮合副均有阻尼,为保持模型简洁,未标示出阻尼符号,其命名规则与刚度符号相同. T_1, T_5, T_o 为系统的两个驱动力矩及所受的负载力矩; J_i, θ_i 为构件的转动惯量及扭转角位移, $i=1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, s, n, c, o$; k_j, c_j 为构件的刚度系数和阻尼系数, $j=1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, sn, rn, c$; e_{uv}, b_{uv} 为齿轮副的啮合误差和齿侧间隙, $u=2, 4, 6, 8, s, r$; $v=3, 7, 9, n$.

假定各行星轮参数相同,为避免混淆,在不需要区分行星轮的情况下,以 n 指代所有行星轮, s 表示太阳轮, r 表示内齿圈, c 表示行星架, o 表示输出端构件.

系统建立动力学模型时作以下假设:①在并车之前系统的两条动力通道是几何对称的;②轴承的支承刚度与扭转刚度和啮合刚度相比非常大;③不考虑轮齿啮合时摩擦力的影响.

以 F_{ij} ($i=2, 4, 6, 8$; $j=3, 7, 9$) 表示构件 i 与 j 之间法向啮合力在圆周方向的分力,不考虑内齿圈的振动,根据牛顿第二定律,基于上述假设,采用集中参数法建立系统各构件扭转动力学方程如式(1).

$$\left\{ \begin{aligned} J_1 \ddot{\theta}_1 + [k_1(\theta_1 - \theta_2) + c_1(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2)] &= T_1 \\ J_2 \ddot{\theta}_2 - [k_1(\theta_1 - \theta_2) + c_1(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2)] &= -F_{23} r_2 \\ J_3 \ddot{\theta}_3 + [k_3(\theta_3 - \theta_4) + c_3(\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_4)] &= F_{23} r_3 \\ J_4 \ddot{\theta}_4 - [k_3(\theta_3 - \theta_4) + c_3(\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_4)] &= -F_{49} r_4 \\ J_5 \ddot{\theta}_5 + [k_5(\theta_5 - \theta_6) + c_5(\dot{\theta}_5 - \dot{\theta}_6)] &= T_5 \\ J_6 \ddot{\theta}_6 - [k_5(\theta_5 - \theta_6) + c_5(\dot{\theta}_5 - \dot{\theta}_6)] &= -F_{67} r_6 \\ J_7 \ddot{\theta}_7 + [k_7(\theta_7 - \theta_8) + c_7(\dot{\theta}_7 - \dot{\theta}_8)] &= F_{67} r_7 \\ J_8 \ddot{\theta}_8 - [k_7(\theta_7 - \theta_8) + c_7(\dot{\theta}_7 - \dot{\theta}_8)] &= -F_{89} r_8 \\ J_9 \ddot{\theta}_9 + [k_9(\theta_9 - \theta_s) + c_9(\dot{\theta}_9 - \dot{\theta}_s)] &= F_{49} r_9 + F_{89} r_9 \\ J_s \ddot{\theta}_s - [k_9(\theta_9 - \theta_s) + c_9(\dot{\theta}_9 - \dot{\theta}_s)] &= -\sum_{n=1}^3 F_{sn} r_s \\ J_n \ddot{\theta}_n - (F_{sn} - F_{rn}) r_n &= 0 \\ J_{ec} \ddot{\theta}_c + [k_c(\theta_c - \theta_o) + c_c(\dot{\theta}_c - \dot{\theta}_o)] &= \sum_{n=1}^3 (F_{sn} + F_{rn}) r_c \cos \alpha_p \\ J_o \ddot{\theta}_o - [k_c(\theta_c - \theta_o) + c_c(\dot{\theta}_c - \dot{\theta}_o)] &= -T_o \end{aligned} \right. \quad (1)$$

式中 r_a 为弧齿锥齿轮啮合点的半径, $a=2, 3, 4, 6, 7, 8, 9$; r_b 为行星轮系中各齿轮的基圆半径, $b=s, p$; r_c 为行星轮中心分布圆的半径; α_p 为行星齿轮传动的压力角; F_{sn}, F_{rn} 为第 n 个行星轮与太阳

轮、内齿圈之间的啮合力, $n=1, 2, 3$; $J_{ec} = J_c + 3m_p r_c^2$; m_p 为行星轮的质量.

对于弧齿锥齿轮传动,其啮合点半径与啮合位置有关,在实际分析中,取啮合点半径为齿宽中

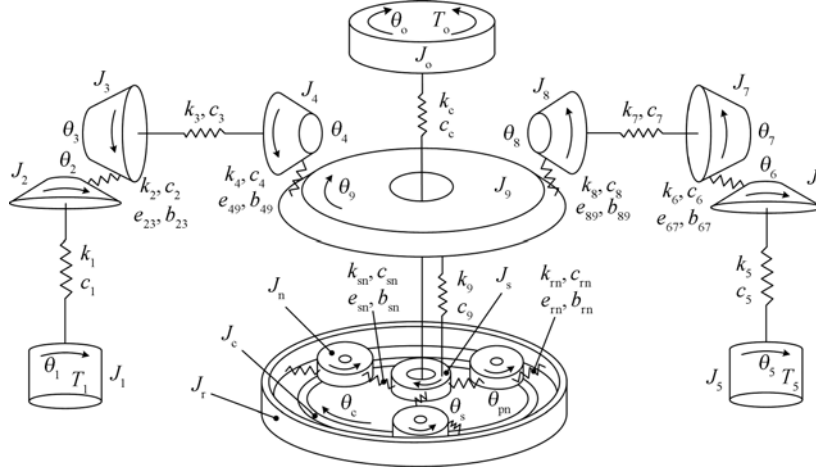


图1 某直升机传动系统动力学模型

Fig.1 Dynamic model of a helicopter transmission system

点处的回转半径.在不考虑横向及轴向振动的情况下,啮合点的法向相对位移为

$$x_{ij} = a_i(r_i\theta_i - r_j\theta_j) - e_{ij}(t) \quad (2)$$

$$i = 2, 4, 6, 8 \quad j = 3, 7, 9$$

式中 $a_i = \cos \alpha_n \cos \beta_m$; α_n 为弧齿锥齿轮的法面压力角; β_m 为弧齿锥齿轮的中点螺旋角; r_i, r_j 为弧齿锥齿轮 i 与 j 齿宽中点处的回转半径; $e_{ij}(t)$ 为齿轮副间的法向啮合误差,可表示为如下的简谐函数形式:

$$e_{ij}(t) = E_{ij} \sin(\omega_{ij}t + \varphi_{ij})$$

其中 ω_{ij} 为齿轮 i 与 j 的啮合频率; E_{ij}, φ_{ij} 为误差的谐波幅值及初相位角.

弧齿锥齿轮所受的切向动载荷 F'_{ij} 及其周向分力 F_{ij} 可表示为

$$\begin{cases} F'_{ij} = k_i(t)f(x_{ij}) + c_i\dot{x}_{ij} \\ F_{ij} = F'_{ij} \cos \alpha_n \cos \beta_m \end{cases} \quad (3)$$

$$i = 2, 4, 6, 8 \quad j = 3, 7, 9$$

式中 $k_i(t)$ 为齿轮副的时变啮合刚度,可表示为如下的简谐函数形式:

$$k_i(t) = k'_i[1 + \epsilon_i \sin(\omega_{ij}t + \varphi_{ij})] \quad (4)$$

式中 k'_i 为齿轮副的平均啮合刚度; ϵ_i 为刚度波动系数; c_i 为啮合阻尼系数; $f(x_{ij})$ 为间隙非线性函数.

采用有限元方法计算锥齿轮副的时变啮合刚度,在齿轮转过一个轮齿的角度内取若干个啮合位置,用有限元软件解出各啮合位置受载后转过的角度,在载荷一定的情况下,刚度的时变性由啮合点位移的波动而确定.两个周期内锥齿轮副的时变啮合刚度曲线如图2所示.

对于行星轮传动,仅考虑构件间的扭转振动,行星轮与行星架之间可看做刚性连接,则行星轮与太阳轮、内齿圈之间啮合点的相对位移为

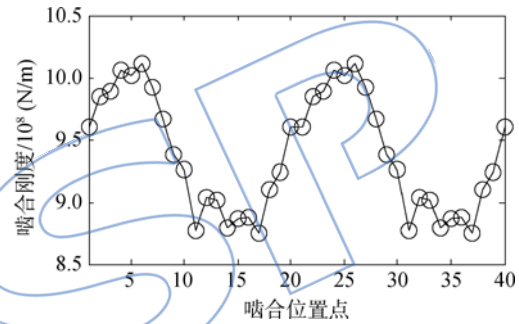


图2 锥齿轮副时变啮合刚度曲线

Fig.2 Time-varying mesh stiffness curve of bevel gear pairs

$$\begin{cases} x_{sn} = x_s - x_n - x_c - e_{sn}(t) \\ x_{rn} = x_n - x_c - e_{rn}(t) \end{cases} \quad (5)$$

$$n = 1, 2, 3$$

式中 x_s 为太阳轮扭转振动引起的啮合线位移, $x_s = r_s\theta_s$; x_n 为行星轮扭转振动引起的啮合线位移, $x_n = r_n\theta_n$; x_c 为行星架扭转振动引起的啮合线位移, $x_c = r_c\cos \alpha_p\theta_c$; e_{sn}, e_{rn} 为第 n 个行星轮与太阳轮、内齿圈之间的啮合误差.

行星轮系统中,第 n 个行星轮与太阳轮、内齿圈之间的啮合力可表示为

$$\begin{cases} F_{sn} = k_{sn}(t)f(x_{sn}) + c_{sn}\dot{x}_{sn} \\ F_{rn} = k_{rn}(t)f(x_{rn}) + c_{rn}\dot{x}_{rn} \end{cases} \quad (6)$$

$$n = 1, 2, 3$$

式中 k_{sn}, k_{rn} 处理方法同锥齿轮副.则系统的刚度矩阵为

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} K_{1-1} & K_{1-2} & \cdots & K_{1-15} \\ K_{2-1} & K_{2-2} & \cdots & K_{2-15} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ K_{15-1} & K_{15-2} & \cdots & K_{15-15} \end{bmatrix} \quad (7)$$

式中

$$\begin{aligned}
 K_{1-1} &= k_1 & K_{1-2} &= -k_1 \\
 K_{2-1} &= -k_1 & K_{2-2} &= k_1 + a_1 r_2^2 k_2 \\
 K_{2-3} &= -a_1 r_2 r_3 k_2 & K_{3-2} &= -a_1 r_2 r_3 k_2 \\
 K_{3-3} &= a_1 r_3^2 k_2 + k_3 & K_{3-4} &= -k_3 \\
 K_{4-3} &= -k_3 & K_{4-4} &= k_3 + a_1 r_4^2 k_4 \\
 K_{4-9} &= -a_1 r_4 r_9 k_4 & K_{5-5} &= k_5 \\
 K_{5-6} &= -k_5 & K_{6-5} &= -k_5 \\
 K_{6-6} &= k_5 + a_1 r_6^2 k_6 & K_{6-7} &= -a_1 r_6 r_7 k_6 \\
 K_{7-6} &= -a_1 r_6 r_7 k_6 & K_{7-7} &= a_1 r_7^2 k_6 + k_7 \\
 K_{7-8} &= -k_7 & K_{8-7} &= -k_7 \\
 K_{8-8} &= k_7 + a_1 r_8^2 k_8 & K_{8-9} &= -a_1 r_8 r_9 k_8 \\
 K_{9-4} &= -a_1 r_4 r_9 k_4 & K_{9-8} &= -a_1 r_8 r_9 k_8 \\
 K_{9-9} &= a_1 r_9^2 k_4 + a_1 r_9^2 k_8 + k_9 & K_{9-10} &= -k_9 \\
 K_{10-9} &= -k_9 & K_{10-10} &= k_9 + 3 r_s^2 k_{sn} \\
 K_{10-11} &= -r_s r_p k_{sn} & K_{10-12} &= -r_s r_p k_{sn} \\
 K_{10-13} &= -r_s r_p k_{sn} & K_{10-14} &= -3 r_s r_{ec} k_{sn} \\
 K_{11-10} &= -r_s r_p k_{sn} & K_{11-11} &= (k_{sn} + k_{rn}) r_p^2 \\
 K_{11-14} &= (k_{sn} - k_{rn}) r_p r_{ec} & K_{12-10} &= -r_s r_p k_{sn} \\
 K_{12-12} &= (k_{sn} + k_{rn}) r_p^2 & K_{12-14} &= (k_{sn} - k_{rn}) r_p r_{ec} \\
 K_{13-10} &= -r_s r_p k_{sn} & K_{13-13} &= (k_{sn} + k_{rn}) r_p^2 \\
 K_{13-14} &= (k_{sn} - k_{rn}) r_p r_{ec} & K_{14-10} &= -3 r_s r_{ec} k_{sn} \\
 K_{14-11} &= (k_{sn} - k_{rn}) r_p r_{ec} & K_{14-12} &= (k_{sn} - k_{rn}) r_p r_{ec} \\
 K_{14-13} &= (k_{sn} - k_{rn}) r_p r_{ec} & K_{14-14} &= 3(k_{sn} + k_{rn}) r_{ec}^2 + k_c \\
 K_{14-15} &= -k_c & K_{15-14} &= -k_c \\
 K_{15-15} &= k_c
 \end{aligned}$$

2 消刚体位移和方程的量纲归一化

式(1)中扭转自由度方向存在刚体位移,直接求解将使计算结果无法收敛,为降低动力学方程的维数消刚体位移,引入构件间的相对位移作为新的广义坐标.对于啮合齿轮副取啮合点的相对线位移为新坐标,同一传动轴两端的构件取两者的等效线位移之差为新坐标,则传动轴间的广义坐标为

$$\begin{cases} x_{12} = r_2 (\theta_1 - \theta_2) \\ x_{34} = r_3 (\theta_3 - \theta_4) \\ x_{56} = r_6 (\theta_5 - \theta_6) \\ x_{78} = r_7 (\theta_7 - \theta_8) \\ x_{9s} = r_s (\theta_9 - \theta_s) \\ x_{co} = r_o (\theta_c - \theta_o) \end{cases} \quad (8)$$

式中 $r_o = r_c \cos \alpha_p$.

齿轮副间的广义坐标表达式已由式(2)及式(5)给出.

将式(1)中的各项化简后代入广义坐标表达

式(2)、式(5)、式(8)中,即可得到消刚体位移后的系统动力学方程.

由于行星轮与太阳轮、内齿圈之间均含有广义坐标,故消刚体位移后,系统的广义坐标矢量可表示为

$$\mathbf{x} = [x_{ij}]^T$$

$$i = 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, s, r, s, r, s, r, c$$

$$j = 2, 3, 4, 9, 6, 7, 8, 9, s, 1, 1, 2, 2, 3, 4, o \quad (9)$$

在数值方法计算时,若同一方程中系数的级数相差很大,则计算时容易出现病态问题,使计算精度和计算效率降低,故需对方程组进行量纲归一化处理.

定义各构件的等效质量为

$$M_j = J_j / r_j^2 \quad j = 2, \dots, 9, s, p, ec, o$$

以构件2和构件3的参数定义时间标称尺度 $\omega_h \mu m$ 、量纲一时间 τ 、量纲一啮合频率 Ω 分别为

$$\omega_h = \sqrt{k_{23} (1/M_2 + 1/M_3)} \\ \tau = \omega_h t \quad \Omega = \omega / \omega_h$$

同时引入位移标称尺度 $\tilde{b}$, 对消刚体位移后的方程组作如下处理:

$$X(\tau) = x(t) / b$$

$$\dot{X}(\tau) = \dot{x}(t) / (\omega_h \tilde{b})$$

$$\ddot{X}(\tau) = \ddot{x}(t) / (\omega_h^2 \tilde{b})$$

$$k(\tau) = k(t) \quad \ddot{e}(\tau) = \ddot{e}(t) / (\omega_h^2 \tilde{b})$$

$$\bar{b} = b / \tilde{b} \quad f(X, \bar{b}) = f(x, b) / \tilde{b}$$

则量纲归一化动力学方程组可统一写成矩阵式的2阶微分方程形式^[13-16]

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{C} \dot{\mathbf{X}} + \mathbf{K} f(\mathbf{X}) = \mathbf{F} \quad (10)$$

式中 $\mathbf{M}, \mathbf{C}, \mathbf{K}$ 分别为量纲归一化后系统的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵; $\mathbf{F}$ 为载荷列矢量; $f(\mathbf{X})$ 为间隙非线性函数列矢量.

3 参数对系统动载特性的影响

为分析各参数对系统动载特性的影响,取如下基准参数:驱动力矩为 $891 \text{ N} \cdot \text{m}$, 旋翼阻力矩为 $142860 \text{ N} \cdot \text{m}$, 输入转速为 20900 r/min , 啮合刚度波动系数 $\epsilon = 0.1$, 齿侧间隙 $\sigma = 0 \mu m$, 量纲一误差幅值 $\delta = 0$, 外载荷波动系数 $\zeta = 0$, 系统的其他参数如表1所示. 当研究某个参数变化对系统动载特性的影响时,其他参数取为基准值.

3.1 啮合刚度对动载特性的影响

根据式(4),取啮合刚度波动系数 $\epsilon = [0.1, 0.2, 0.4]$ 进行分析,当 $\epsilon = 0.1$ 时系统响应如图3

表1 系统参数

Table 1 Parameters of system

参数	数值
齿轮齿数 z_2, z_6	17
齿轮齿数 z_3, z_7	32
齿轮齿数 z_4, z_8	19
齿轮齿数 z_9	141
太阳轮齿数 z_s	23
行星轮齿数 z_p	43
内齿圈齿数 z_r	109
模数 $m_2, m_3, m_4, m_6, m_7,$ $m_8, m_9/\text{mm}$	3
模数 $m_k, m_p, m_r/\text{mm}$	4
螺旋角 $\beta_2, \beta_3, \beta_4, \beta_6, \beta_7, \beta_8, \beta_9/\text{rad}$	$\frac{7}{36}\pi$
啮合刚度 $k_2, k_6/10^8 (\text{N/m})$	1.25
啮合刚度 $k_4, k_8/10^8 (\text{N/m})$	2.28
啮合刚度 $k_{sp}/10^8 (\text{N/m})$	1.55
啮合刚度 $k_{rp}/10^8 (\text{N/m})$	1.62
扭转刚度 $k_3, k_7/10^5 ((\text{N} \cdot \text{m})/\text{rad})$	5.43
扭转刚度 $k_9/10^6 ((\text{N} \cdot \text{m})/\text{rad})$	4.81
啮合阻尼比 ζ_m	0.01
扭转阻尼比 ζ_r	0.005

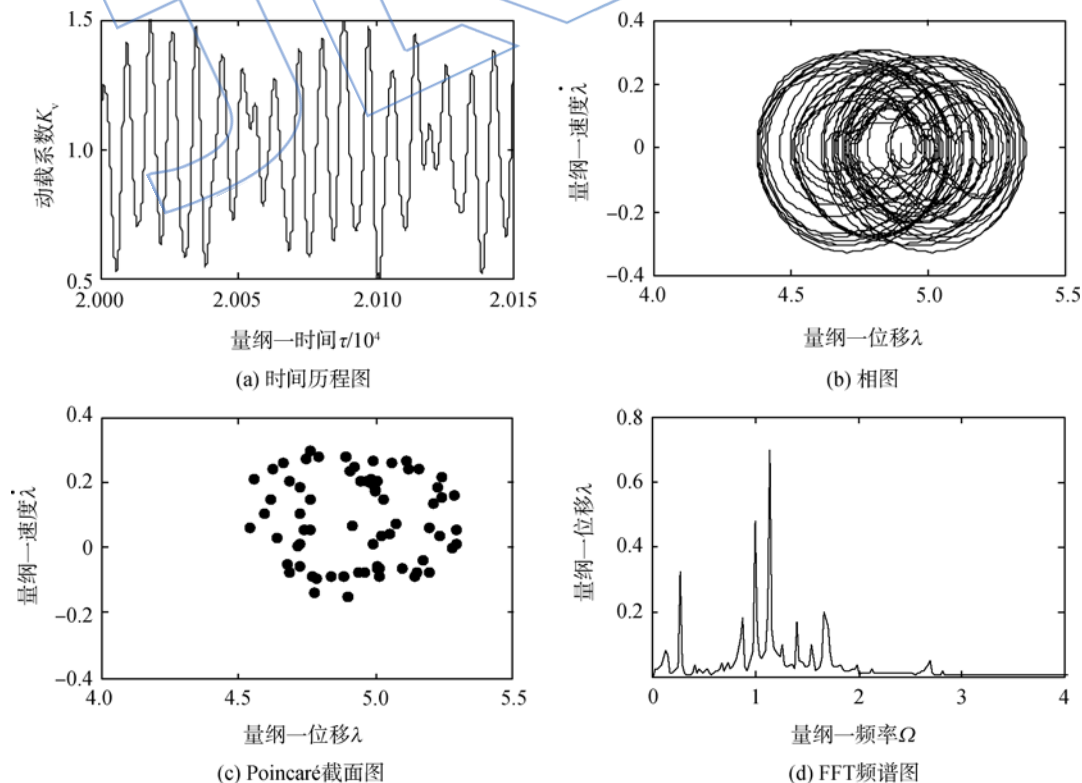


图3 啮合刚度对动载特性的影响

Fig. 3 Mesh stiffness effect on dynamic characteristics

所示,动载系数曲线近似为周期性变化,最大幅值为 1.5,相图为一定宽度内相互并排缠绕的圆形曲线,Poincaré 截面图为有限区域内聚集的点集,快速傅里叶变换(FFT)频谱图在 0~2 频带内为连续衰减谱,量纲一位移幅值为 0.75,相互靠近的频率成分形成密频,响应中出现“拍振”现象,系统非线性特性较强,说明啮合刚度对系统动载特性影响较大,可作为直升机减振降噪的因素考虑^[17-18].

3.2 齿侧间隙对动载特性的影响

当单边齿侧间隙 $\sigma=20 \mu\text{m}$,系统响应如图 4 所示.时间历程图为非周期运动,动载系数最大幅值为 1.2,为单边冲击状态,波动较小,由于高速重载啮合齿面始终处于接触状态,部分消除了齿侧间隙的影响,相图为一定宽度范围内相互层叠的圆环,Poincaré 截面图中离散点的分布具有一定的区域性,FFT 频谱图中在分频处出现谱峰,系统已进入混沌运动,齿侧间隙对系统动载特性的影响是有限的.

3.3 综合传动误差对动载特性的影响

齿轮加工、传动等误差会对系统的振动形成位移激励,量纲一误差幅值 $\delta=[0.05, 0.1, 0.2]$,当 $\delta=0.1$ 时,系统响应如图 5 所示,其中动载系数最大幅值为 1.15,相图为圆形闭合曲线,相轨

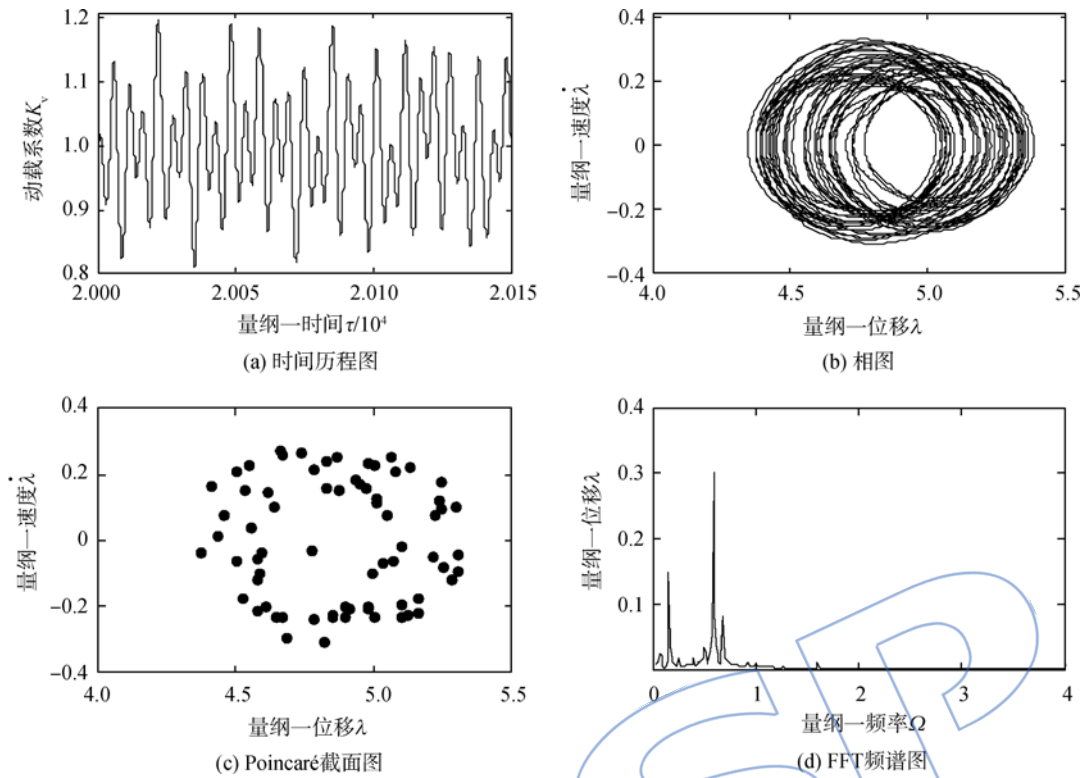


图4 齿侧间隙对动载特性的影响

Fig. 4 Backlash effect on dynamic characteristics

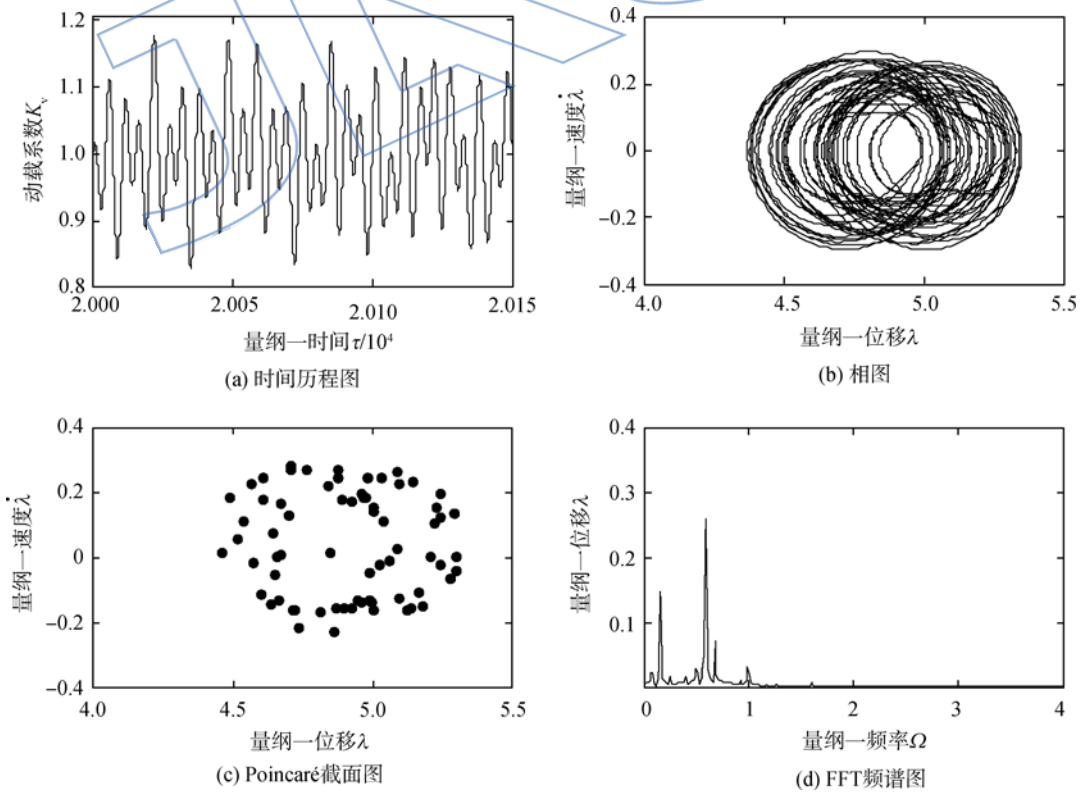


图5 综合传动误差对动载特性的影响

Fig. 5 General transmission errors effect on dynamic characteristics

线之间交叉、缠绕现象严重,Poincaré 映射图吸引子变化不大,可能与截面的选取有关,系统呈现出混沌运动特征,FFT 频谱图中在分频处出现 2 个主谱峰,量纲一位移为 0.28,表明综合传动误差对齿轮副的振动响应影响较小,可以认为误差的存在在一定程度上抑制了传动系统的振动。

3.4 外载荷对动载特性的影响

直升机在飞行途中负载和外界气流的干扰会产生激励振动,为分析外载荷对动载特性的影响,取外载荷波动系数 $\zeta=[0.05,0.1,0.2]$,图 6 和图 7 分别为 $\zeta=0.1$ 时,动载系数的时间历程图和 FFT 频谱图,可以看出外载荷波动对不同齿轮副间的振动影响并不相同.其中齿轮对 4,9 处的振动特性最明显,这主要是由于齿轮对 4,9 为高速

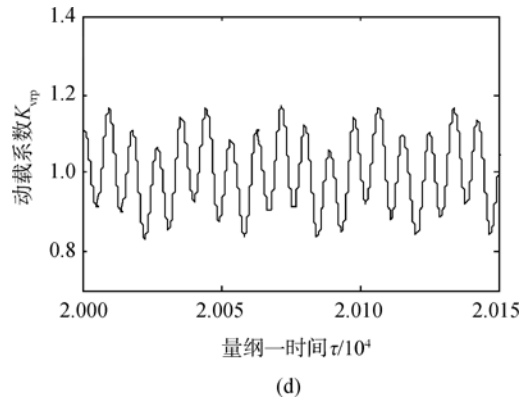
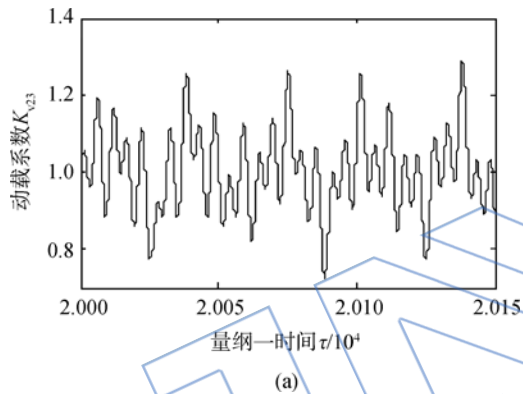


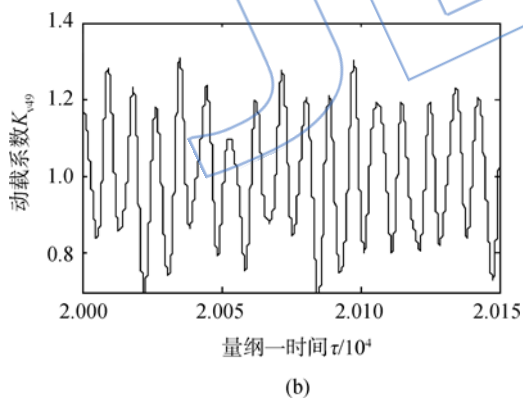
图 6 动载系数的时间历程图

Fig. 6 Time history of dynamic load coefficient

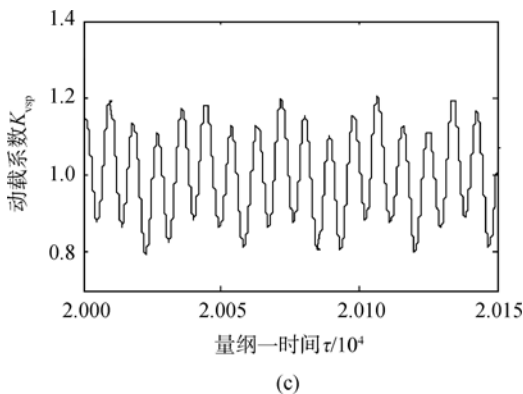
级并车传动,且两者的几何尺寸相差较大造成的;其中 K_{vsp} , K_{vtp} 较平稳,波动较小,最大值为 1.2,因第 3 级为行星轮系传动,为低速级,行星轮对称分布于太阳轮四周以及整个传动系统的对称布局



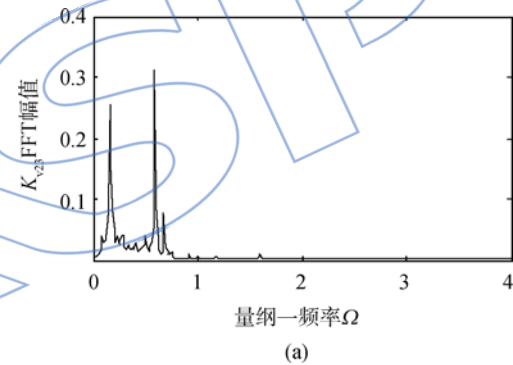
(a)



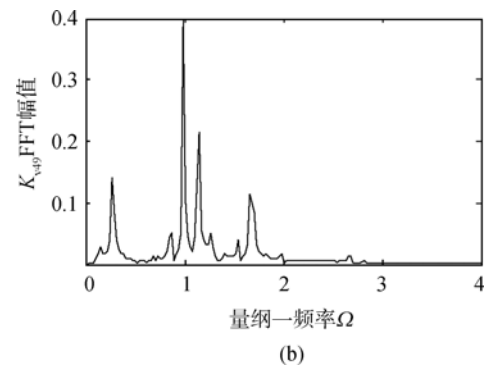
(b)



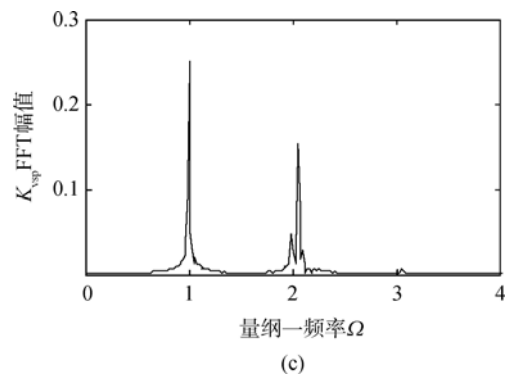
(c)



(a)



(b)



(c)

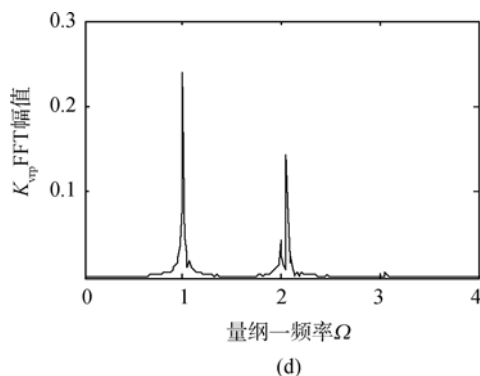


图7 动载系数的FFT频谱图

Fig. 7 FFT spectra of dynamic load coefficient

都在一定程度上减小了系统的振动,同时表明直升机在外载荷具有波动的情况下飞行仍是安全的。

4 结 论

本文针对某直升机主减速器传动系统构建了其动力学模型和振动微分方程,分析了多种激励下系统的动载特性,得出如下结论:

1) 时变啮合刚度对齿轮系统振动的影响最大,动载系数最大值为1.5,可将其作为减振降噪的参考因素。

2) 齿侧间隙对齿轮系统稳态响应的影响是有限的,此时传动系统动载系数最大值为1.2。

3) 综合传动误差波动对应的动载系数最大值为1.15,误差的存在有可能在一定程度上抑制了齿轮系统的振动。

4) 外载荷波动对传动系统不同速级动载系数的影响不同,高速级齿轮副的振动要大于低速级且与啮合齿轮副的结构相关,最大动载系数出现在并车传动处。

参考文献:

- [1] 屈文涛. 直升机动力旋翼系统及航空齿轮系统的振动研究[D]. 西安:西北工业大学,1995.
QU Wentao. Study on helicopter rotor dynamic system and the vibration of the gear system[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 1995. (in Chinese)
- [2] 李春华,黄水林,徐国华. 倾转旋翼机机翼向下载荷的计算方法及参数影响分析[J]. 实验流体力学, 2007, 21(1): 13-18.
LI Chunhua, HUANG Shuilin, XU Guohua. Calculated method and parametric effect investigation of wing download of tiltrotor aircraft[J]. Journal of Experiments in Fluid Mechanics, 2007, 21(1): 13-18. (in Chinese)
- [3] 孙智民,沈允文,李素有. 封闭行星齿轮传动系统的动态特性研究[J]. 机械工程学报, 2002, 38(2): 44-48.
SUN Zhimin, SHEN Yunwen, LI Suyou. Study on dynamic behavior of encased differential gear train[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2002, 38(2): 44-48. (in Chinese)
- [4] 缪君,王三民,宁嵩. 倾转旋翼机传动系统多状态响应特性研究[J]. 航空动力学报, 2008, 23(8): 1427-1431.
MIAO Jun, WANG Sanmin, NING Song. Dynamic response analysis of the transmission of tilt-rotor in different modes[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(8): 1427-1431. (in Chinese)
- [5] 郭家舜,王三民,刘海霞. 某新型直升机传动系统弯-扭耦合振动特性研究[J]. 振动与冲击, 2009, 28(10): 132-140.
GUO Jiashun, WANG Sanmin, LIU Haixia. Lateral-torsional coupled vibration characteristics of transmission of a new type helicopter[J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28(10): 132-140. (in Chinese)
- [6] Sweeney P J, Randall R B. Gear transmission error measurement using phase demodulation[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 1996, 210(3): 201-213.
- [7] Walha L, Fakhfakh T, Haddar M. Nonlinear dynamics of a two-stage gear system with mesh stiffness fluctuation, bearing flexibility and backlash[J]. Mechanism and Machine Theory, 2009, 44(5): 1058-1069.
- [8] Al-shyyab A, Kahraman A. Nonlinear dynamic analysis of a multi-mesh gear train using multi-term harmonic balance method: period-one motions[J]. Journal of Sound and Vibration, 2005, 284(1/2): 151-172.
- [9] Tamminana V K, Kahraman A, Vijayakar S. A study of the relationship between the dynamic factors and the dynamic transmission error of spur gear pairs[J]. Journal of Mechanical Design, 2007, 129(1): 75-84.
- [10] Kubur M, Kahraman A, Zini D M, et al. Dynamic analysis of a multi-shaft helical gear transmission by finite elements: model and experiment[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2004, 126(3): 398-406.
- [11] Kahraman A. Dynamic analysis of a multi-mesh helical gear train[J]. Journal of Mechanical Design, 1994, 116(3): 706-712.
- [12] Kahraman A. Effect of axial vibrations on the dynamics of a helical gear pair[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 1993, 115(1): 33-39.
- [13] 李润方,王建军. 齿轮系统动力学: 振动、冲击、噪声[M]. 北京: 科学出版社, 1997.
- [14] Kahraman A, Blankenship G W. Experiments on non-linear dynamic behavior of an oscillator with clearance and periodically time-varying parameters[J]. Journal of Applied Mechanics, 1997, 64(1): 217-226.
- [15] Ambarisha V K, Parker P G. Suppression of planet mode response in planetary gear dynamics through mesh phasing[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2006, 128(2): 133-142.
- [16] 崔亚辉,刘占生,叶建槐,等. 内外激励作用下含侧隙的齿轮传动系统的分岔和混沌[J]. 机械工程学报, 2010, 46

- (11):129-136.
- CUI Yahui, LIU Zhansheng, YE Jianhui, et al. Bifurcation and chaos of gear transmission system with clearance subjected to internal and external excitation[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(11): 129-136. (in Chinese)
- [17] 杨宏斌, 高建平, 邓效忠, 等. 弧齿锥齿轮和准双曲面齿轮非线性动力学研究[J]. 航空动力学报, 2004, 19(1): 54-57.
- YANG Hongbin, GAO Jianping, DENG Xiaozhong, et al. Nonlinear dynamics of spiral bevel gears and hypoid gear drives[J]. Journal of Aerospace Power, 2004, 19(1): 54-57. (in Chinese)
- [18] 孙智民, 沈允文, 李素有. 封闭行星齿轮传动系统的扭振特性研究[J]. 航空动力学报, 2001, 16(2): 163-166.
- SUN Zhimin, SHEN Yunwen, LI Suyou. A study on torsional vibration in an encased differential gear train[J]. Journal of Aerospace Power, 2001, 16(2): 163-166. (in Chinese)

JALSP