

文章编号:1000-8055(2013)01-0016-09

考虑几何偏心的斜齿轮耦合转子系统 振动响应分析

马 辉^{1,2}, 王奇斌², 黄 婧², 张义民²

(1. 重庆大学 机械传动国家重点实验室, 重庆 400044;

2. 东北大学 机械工程与自动化学院, 沈阳 110819)

摘 要: 以一个 2 对斜齿轮耦合的三平行轴转子系统为研究对象, 考虑静态传递误差、齿轮几何偏心等因素的影响, 建立了全自由度通用齿轮啮合动力学模型, 并将其与转子系统有限元模型进行耦合, 建立了平行轴系齿轮转子系统的有限元模型, 其中转子系统采用梁单元来模拟, 齿轮之间的啮合通过啮合刚度矩阵和阻尼矩阵来模拟, 最后分析了静态传递误差、转子质量不平衡、齿轮几何偏心以及三者耦合对系统动力学特性的影响。研究结果表明, 齿轮几何偏心对啮合力有很大影响, 其作用相当于一个扭矩作用于齿轮。

关 键 词: 斜齿轮; 转子系统; 齿轮几何偏心; 有限元; 振动响应

中图分类号: V214; TH113

文献标志码: A

Vibration response analysis of gear coupled rotor system considering geometric eccentric effect of helical gears

MA Hui^{1,2}, WANG Qi-bin², HUANG Jing², ZHANG Yi-min²(1. State Key Laboratory of Mechanical Transmission,
Chongqing University, Chongqing 400044, China;2. School of Mechanical Engineering and Automation,
Northeastern University, Shenyang 110819, China)

Abstract: Taking three-shaft parallel coupling rotor system with two pairs of helical gears as the research object, a meshing dynamic model with total degrees of freedom was established by considering the effects of the static transmission error and the geometric eccentricity of the gears. Combined with the rotor system, a finite element model of the multi-shaft helical gear rotor system was determined. In the model, the rotor system was simulated by using beam element and the gear pair was simulated by using mesh stiffness matrix and damping matrix. Finally, considering the static transmission error, rotor unbalance, gear geometric eccentricity and the coupling, dynamic characteristics of the system were analyzed. The results show that geometric eccentricity has a great effect on gear meshing force, of which the role is equivalent to a torque applied on the gear.

Key words: helical gear; rotor system; gear geometric eccentricity; finite element; vibration response

收稿日期: 2012-07-27

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20130114.1726.201301.16_003.html

基金项目: 机械传动国家重点实验室开放基金(SKLMT-KFKT-200903); 国家自然科学基金(51105065);

中央高校基本科研业务费专项资金(N100403008)

作者简介: 马辉(1978—), 男, 河北安平人, 副教授, 博士, 主要从事转子动力学与故障诊断方面的研究。

齿轮转子系统是旋转机械中应用最广的动力和运动传递装置,其力学性能和工作性能对整个机器有重要影响^[1]。由于齿轮的啮合作用,齿轮轴系的振动特性与简单转子系统有着根本的区别,突出特征为系统各轴间的弯扭耦合振动,对于斜齿轮还存在弯扭轴摆耦合振动。对含有齿轮的转子系统应该从系统的角度进行研究,如果不考虑转子间耦合振动的影响,不仅造成计算精度低,而且容易丢失一些重要信息,如模态耦合派生的新频率、扭转激励激发的横向响应等。因此考虑齿轮啮合影响,建立正确的齿轮啮合动力学模型,对于分析齿轮耦合转子系统动力学特性是至关重要的。近 20 年来,许多国内外学者针对齿轮-转子系统动力学特性研究做了大量工作。齿轮-转子系统的建模主要有集中质量模型和有限元模型^[2-8];研究对象多为等效直齿轮^[2,4-6,9-14]和斜齿轮^[3,7-8,15-16];研究内容主要包括弯扭耦合固有特性^[4,9,12-14,17-18],考虑质量不平衡、静态传递误差、扭转激励导致的强迫振动响应^[2-8,10-11,15-16,19-21]。

从以上文献分析可知,现有的齿轮动力学模型多考虑齿轮的基本参数,如螺旋角的影响;而考虑多个斜齿轮参数的耦合影响,如压力角、安装方位角等,建立斜齿轮全自由度弯扭轴摆耦合模型还比较少。针对直齿轮,文献^[9]考虑齿轮几何偏心的影响,而对斜齿轮而言,考虑斜齿轮偏心的影响还不多见。很多模型对齿轮的研究多限于齿轮本身,或用将轴的弯曲刚度直接计入齿轮支撑刚度的方法来考虑转轴对齿轮啮合的影响。随着有限元理论和计算机技术的发展,采用有限元方法建立齿轮-转子系统动力学模型显示出一定的优越性,它可通过输入系统的基本参数以及齿轮的啮合刚度和阻尼等,通过规范化的有限元程序(或商用有限元软件),直接建立系统的刚度矩阵、阻尼矩阵,省去了求解轴系弯曲刚度和扭转刚度等烦琐的参数计算过程^[14],因而在工程实际中得到较为广泛的应用。

本文以文献^[15]提供的一个三平行轴转子系统为研究对象,考虑静态传递误差、齿轮几何偏心的影响,建立了全自由度通用齿轮啮合动力学模型,以此确定齿轮啮合刚度矩阵、阻尼矩阵和外激励载荷向量。将转子系统有限元模型和三维斜齿轮集中质量模型相结合,建立平行轴系齿轮转子系统数学模型,分析了静态传递误差、转子质量不平衡、齿轮几何偏心以及三者耦合对系统振动响应的影响。

1 齿轮-转子系统有限元模型

1.1 转子系统有限元模型

文献^[15]提供的三平行轴 2 对斜齿轮副啮合转子系统结构形式如图 1 所示,图中箭头方向表示转速方向,轴 1 为主动轴,其设计参数如表 1 所示。由于原文未能提供集中质量 1 和集中质量 2 的计算参数,本文对其进行了假定,集中质量 1 的质量为 0.9969 kg,直径转动惯量为 956 kg·mm²,极转动惯量为 1850 kg·mm²;集中质量 2 的质量为 0.5185 kg,直径转动惯量为 372 kg·mm²,极转动惯量为 709 kg·mm²,其他有关齿轮、轴承和转子的参数详见文献^[15]。

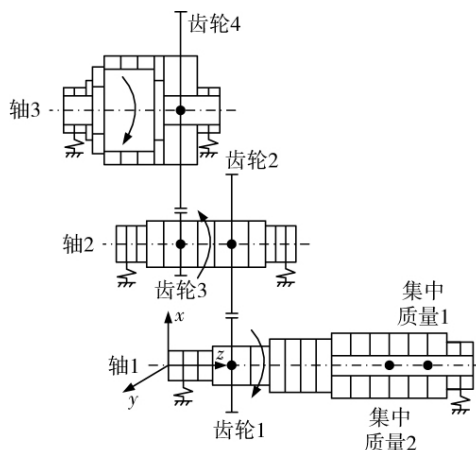


图 1 齿轮-转子-轴承系统模型示意图

Fig. 1 Schematic diagram of a gear-rotor-bearing system

为了更好地模拟转子系统动力学特性,对转子系统做如下假定:①转子系统采用 Timoshenko 梁来模拟,轴段单元如图 2;②滚珠轴承被理想地视为线性,无交叉刚度和阻尼,左右 2 个轴承采用相同的刚度和阻尼。

考虑转子系统的横向和扭转变形,转子系统的 Timoshenko 梁模型的自由度为

$$\mathbf{u}^e = \begin{bmatrix} x_A & y_A & z_A & \theta_{xA} & \theta_{yA} & \theta_{zA} \\ x_B & y_B & z_B & \theta_{xB} & \theta_{yB} & \theta_{zB} \end{bmatrix}^T \quad (1)$$

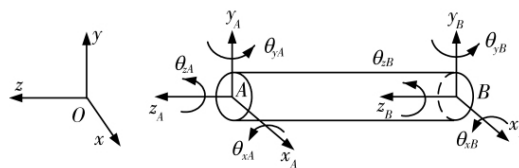


图 2 轴段单元有限元模型

Fig. 2 Finite element model of shaft unit

1.2 齿轮副的弯-扭-轴-摆有限元模型

考虑静态传递误差、齿轮几何偏心(齿轮质心和形心不重合)等因素,建立斜齿轮副全自由度啮合模型.如图 3 所示,本模型考虑了齿轮旋转过程中产生的不平衡激振力及几何偏心对啮合力的影响.图 3 所示齿轮副由 2 个斜齿轮 i, j 构成,其中 O_i, O_j 为齿轮静止中心; G_i, G_j 为齿轮几何中心; O'_i, O'_j 为齿轮重心; e_i, e_j 为偏心距(齿轮质心 O' 到形心 G 的距离); Ω_i, Ω_j 为齿轮转动角速度,取逆时针为正,顺时针为负; r_i, r_j 为齿轮基圆半径; T_i, T_j 为作用在齿轮上的转矩.将啮合齿轮视为一对通过弹簧和阻尼器联接的刚性圆盘,采用一个弹簧-阻尼单元来连接,考虑到斜齿轮传动比直齿轮传动的重合度大,单对齿和双对齿交替啮合刚度波动幅度较小,假定啮合刚度为常值,取其平

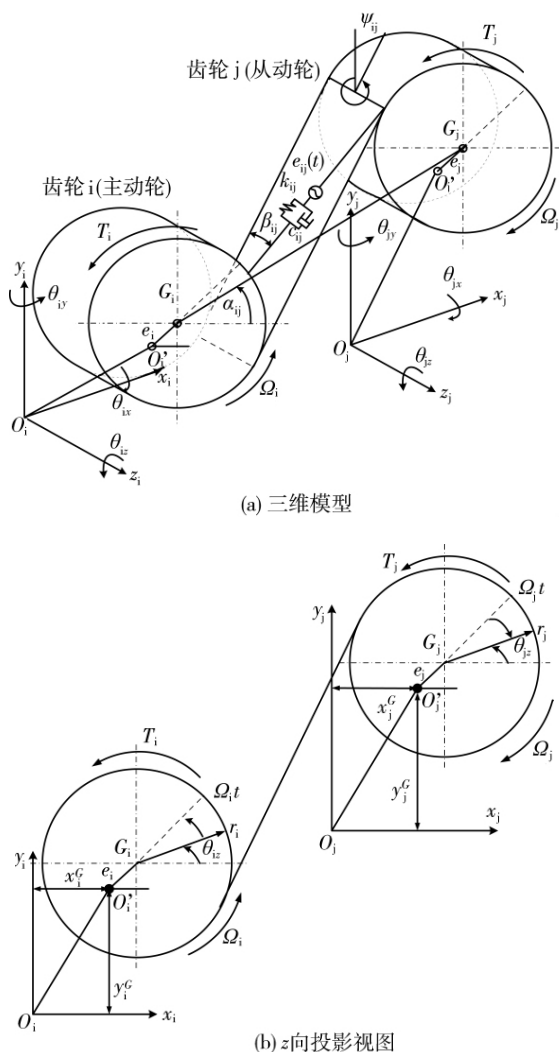


图 3 斜齿轮副三维动力学模型

Fig. 3 Three-dimensional dynamic model of helical gear pair

均啮合刚度.设沿着啮合力作用线方向的刚度和阻尼分别为 k_{ij} 和 c_{ij} , 啮合线与啮合面边线的夹角为螺旋角 β_{ij} , 其定义为

$$\beta_{ij} \begin{cases} > 0 & \text{主动轮左旋} \\ < 0 & \text{主动轮右旋} \end{cases} \quad (2)$$

齿轮 i 和齿轮 j 之间的相对位置可以采用方位角 α_{ij} 表示, α_{ij} ($0 \leq \alpha_{ij} < 2\pi$) 定义为主动轮 i 的 x 轴逆时针旋转至中心线的夹角.定义 y 轴正向与啮合面的夹角为

$$\phi_{ij} = \begin{cases} -\varphi_{ij} + \alpha_{ij} & \text{主动轮逆时针} \\ \varphi_{ij} + \alpha_{ij} - \pi & \text{主动轮顺时针} \end{cases} \quad (3)$$

式中 φ_{ij} 为端面压力角, $e_{ij}(t)$ 为齿轮静态传递误差,可表示为

$$e_{ij}(t) = e_0 + e_{ij} \sin(N_i \Omega_i t + \varphi) \quad (4)$$

式中 e_0, e_{ij} 为轮齿误差的常值和幅值,取 $e_0 = 0$; N 为齿轮齿数; φ 为相位角,取 $\varphi = 0$. 则任一时刻的静态传递误差可表示为 $e_{ij}(t) = e_{ij} \sin(N_i \Omega_i t)$.

定义此齿轮副模型的广义坐标为

$$\mathbf{X}_{ij}^G = [x_i^G \ y_i^G \ z_i^G \ \theta_{xi}^G \ \theta_{yi}^G \ \theta_{zi}^G \ x_j^G \ y_j^G \ z_j^G \ \theta_{xj}^G \ \theta_{yj}^G \ \theta_{zj}^G]^T \quad (5)$$

式中 x, y 为横向自由度; z 为轴向自由度; θ_x, θ_y 为摆动自由度; θ_z 为扭转自由度.

假设齿轮在啮合力作用线方向上所产生的相对位移完全转变为接触齿面的弹性变形,以保证齿面在啮合过程中的相互接触.为了考虑主动轮转动方向的影响,引入区分方向的变量 D

$$D = \begin{cases} 1 & \text{主动轮逆时针} \\ -1 & \text{主动轮顺时针} \end{cases} \quad (6)$$

设 2 个齿轮在啮合线方向上的相对位移和相对速度分别为 p_{ij} 和 $\dot{p}_{ij}$, 对于相对位移在这里假定压为正、拉为负,则有

$$\begin{aligned} p_{ij}(t) = & \{-[x_i^G - e_i(1 - \cos(\Omega_i t))]\sin\phi_{ij} + \\ & [x_j^G - e_j(1 - \cos(\Omega_j t))]\sin\phi_{ij} + \\ & [y_i^G + e_i \sin(\Omega_i t)]\cos\phi_{ij} - [y_j^G + \\ & e_j \sin(\Omega_j t)]\cos\phi_{ij} + D \cdot r_i \theta_{zi}^G + \\ & D \cdot r_j \theta_{zj}^G\} \cos\beta_{ij} + \{D \cdot z_i^G - D \cdot z_j^G + \\ & [r_i \sin\phi_{ij} + D \cdot e_i \sin(\Omega_i t)]\theta_{xi}^G + \\ & [r_j \sin\phi_{ij} - D \cdot e_j \sin(\Omega_j t)]\theta_{xj}^G - \\ & [r_i \cos\phi_{ij} + D \cdot e_i \cos(\Omega_i t)]\theta_{yi}^G - \\ & [r_j \cos\phi_{ij} - D \cdot e_j \cos(\Omega_j t)]\theta_{yj}^G\} \sin\beta_{ij} - e_{ij}(t) \end{aligned} \quad (7)$$

建立齿轮转子系统运动微分方程时作如下简化:不考虑啮合齿侧间隙、啮合摩擦力的变化.考虑齿轮上的不平衡力、啮合力矩、输入输出转矩等,建立齿轮在 6 个自由度方向上的运动方程

$$\begin{aligned}
& e_{ij} c_{ij} N_i \Omega_i \cos(N_i \Omega_i t)], 0, 0, 0, e_j D \cdot \\
& \sin \beta_{ij} \sin(\Omega_j t) [k_{ij} \cos \beta_{ij} \sin \psi_{ij} (-e_i + e_j) + \\
& e_{ij} k_{ij} \sin(N_i \Omega_i t) + e_{ij} c_{ij} N_i \Omega_i \cos(N_i \Omega_i t)], \\
& e_j D \cdot \sin \beta_{ij} \cos(\Omega_j t) [k_{ij} \cos \beta_{ij} \sin \psi_{ij} \cdot \\
& (-e_i + e_j) + e_{ij} k_{ij} \sin(N_i \Omega_i t) + e_{ij} c_{ij} N_i \Omega_i \cdot \\
& \cos(N_i \Omega_i t)], e_j \cos \beta_{ij} \cos(\psi_{ij} + \Omega_j t) [k_{ij} \cos \beta_{ij} \cdot \\
& \sin \psi_{ij} (e_i - e_j) - e_{ij} k_{ij} \sin(N_i \Omega_i t) - \\
& e_{ij} c_{ij} N_i \Omega_i \cos(N_i \Omega_i t)] \}^T \quad (19)
\end{aligned}$$

1.3 齿轮-转子系统有限元模型

将齿轮副运动方程与转子-轴承系统方程进行耦合,得到整个系统的运动方程表达如下:

$$Mu + (C + G)\dot{u} + Ku = F_u \quad (20)$$

式中 M, C, G 和 K 分别为系统质量、阻尼、陀螺和刚度矩阵. 其中质量矩阵 M 包括转子质量和齿轮质量, 阻尼矩阵 C 包括黏性阻尼和轴承阻尼, 刚度矩阵 K 包括转子刚度、啮合刚度和轴承刚度. u 为系统广义坐标(节点位移向量), F_u 为外激励向量. 本文采用瑞利阻尼形式来确定总阻尼矩阵中的黏性阻尼项 C_s , 其表达式如下:

$$C_s = \alpha M + \beta K \quad (21)$$

式中

$$\alpha = \frac{60(\omega_2 \xi_1 - \omega_1 \xi_2) \omega_1 \omega_2}{\pi(\omega_2^2 - \omega_1^2)} \quad (22)$$

$$\beta = \frac{\pi(\omega_1 \xi_1 - \omega_2 \xi_2)}{15(\omega_1^2 - \omega_2^2)} \quad (23)$$

其中 ω_1 和 ω_2 分别为第 1 阶和第 2 阶临界转速(r/min), 根据齿轮耦合转子系统结构得到 $\omega_1 = 48480$ r/min, $\omega_2 = 80700$ r/min; ξ_1 和 ξ_2 分别为对应的第 1 阶和第 2 阶模态阻尼比, 本文取 $\xi_1 = \xi_2 = 0.04$. 本文采用弹簧单元来模拟轴承刚度, 集中质量单元来模拟转子的集中质量点, 共划分 57 个单元, 有关弹簧刚度参数详见文献[15].

2 系统响应特性分析

2.1 模型验证

为了更好地验证本文所采用方法的正确性, 将结果与文献[15]进行对比. 文献[15]中只考虑了齿轮在静态传递误差的激励下系统的动力响应, 本文中静态传递误差等参数选用的幅值和文献[15]一致, 采用式(4). 本文用 F_{12} 和 F_{34} 分别表示齿轮 1, 2 和齿轮 3, 4 之间的啮合力, 其中 $F_{12} = k_{12} p_{12}$, $F_{34} = k_{34} p_{34}$, k_{12} 和 k_{34} 分别为齿轮 1, 2 和齿轮 3, 4 的啮合刚度, 取值详见文献[15].

本文结果和采用文献[15]结果得到的啮合力 F_{34} 的对比曲线如图 4 所示, 由图可知齿轮动态啮合力的趋势和幅值基本一致, 这也证明了本文中齿轮啮合模型及转子系统有限元模型的正确性, 但是仍存在一定的误差. 产生误差的原因, 一是文献[15]中参数不全, 本文进行了假设; 二是文献[15]没有说明具体的工况.

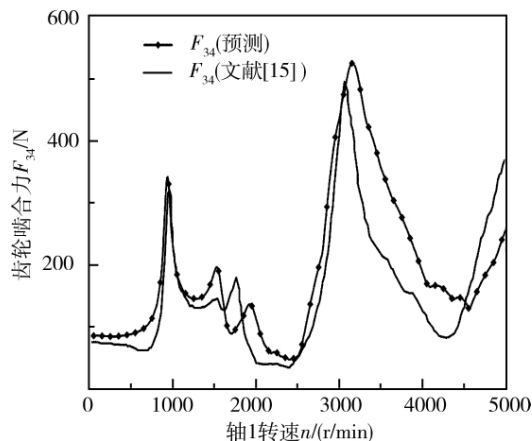


图 4 动态啮合力 F_{34} 变化曲线

Fig. 4 Dynamic meshing forces of gears 3 & 4

2.2 系统响应特性分析

本小节分别考虑静态传递误差、转子质量不平衡、齿轮几何偏心以及三者耦合的影响, 对系统响应特性进行了分析, 其中静态传递误差和齿轮几何偏心根据推导模型的式(17)、式(19)均在齿轮处加载, 转子质量不平衡根据美国石油协会标准(API617-2002)加载^[22], 加载参数大小如表 1 所示, 转子质量不平衡的加载位置如图 5 所示.

表 1 加载参数表

Table 1 Loading parameters

静态传递误差/ μm	
齿轮副 12	$e_{12} = 0.5$
齿轮副 34	$e_{34} = 0.5$
齿轮几何偏心/ μm	
齿轮 1	$e_1 = 8$
齿轮 2	$e_2 = 10$
齿轮 3	$e_3 = 8$
齿轮 4	$e_4 = 10$
转子质量不平衡/(g · mm)	
载荷 1	5920
载荷 2	2900
载荷 3	8310

齿轮1的振动响应如图6所示.图中各线条分别代表转子不平衡激励的响应曲线、传递误差激励的响应曲线、齿轮偏心激励的响应曲线和同时考虑3种因素的动力学响应曲线.

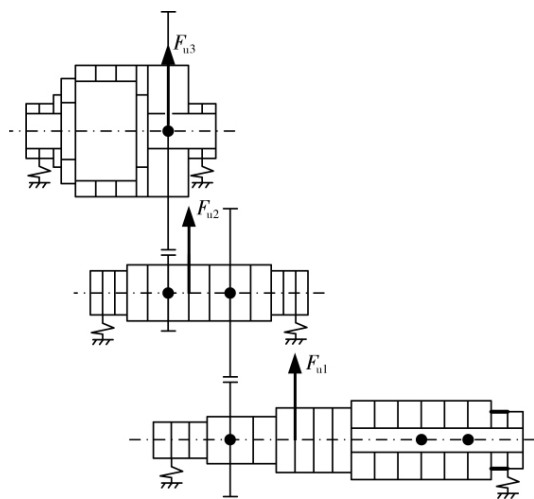
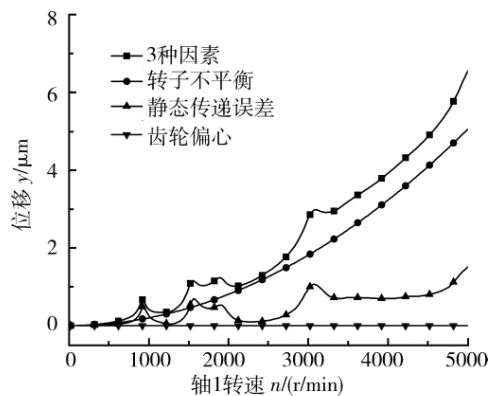
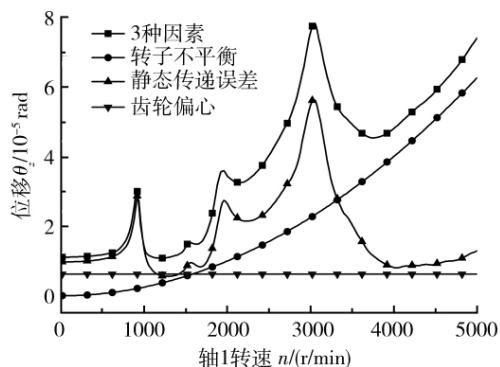


图5 转子质量不平衡载荷示意图

Fig. 5 Schematic diagram of unbalance loads of rotor mass



(a) y方向响应曲线



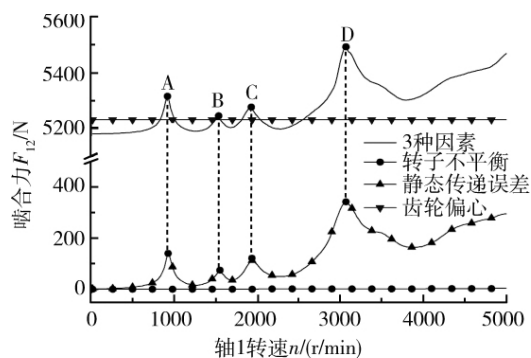
(b) 扭转方向响应曲线

图6 考虑不同因素的动力学响应曲线

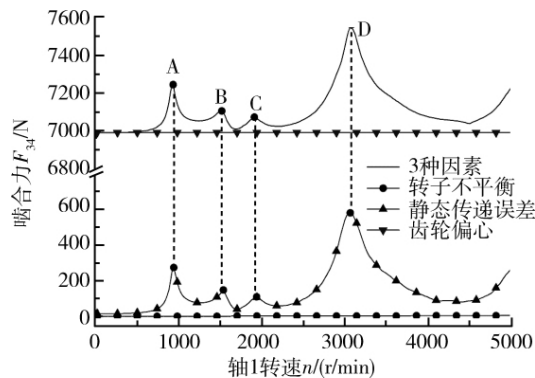
Fig. 6 Dynamic response curves under different conditions

对比各曲线可以看出,考虑齿轮几何偏心的响应曲线几乎不受转速影响,在y向位移几乎为0,但在扭转方向上近似为一定值,这也说明齿轮偏心主要影响轴系的扭转振动,而这个影响相当于一个常值扭矩的影响.考虑转子质量不平衡的响应曲线在转速范围内转频没有达到共振频率,所以响应值逐渐增大.考虑静态传递误差的响应曲线出现了4个峰值,通过与固有频率对比,发现均为由齿轮转动啮合频率与固有频率接近引起的.考虑3种因素耦合的动力学响应曲线形式上类似于分别考虑3种因素的曲线代数,但值并不等于三者之和,原因可能是转子不平衡、静态传递误差和齿轮偏心由于相位差而相互抵消了一部分不平衡力.

图7为几种不同因素影响下的齿轮动态啮合力变化曲线.从图中可以看出,仅考虑转子不平衡激励时,齿轮对12和齿轮对34啮合力在0附近的波动很小,几乎为0,说明转子不平衡对齿轮啮合力影响较小;齿轮偏心对动态啮合力曲线影响较大;考虑静态传递误差和同时考虑3种因素的动态啮合力响应曲线均存在4个峰值,通过与固



(a) 齿轮对12啮合力曲线



(b) 齿轮对34啮合力曲线

图7 考虑不同因素的啮合力动态曲线

Fig. 7 Dynamic meshing force under different conditions

有频率进行对比可知,4个峰均是由齿轮啮合频率接近系统固有频率引起的.其中A峰对应于齿轮对12啮合频率接近系统第1阶固有频率,B峰对应于齿轮对12啮合频率接近系统第2阶固有频率,C峰对应于齿轮对12啮合频率接近系统第4阶固有频率,D峰对应于齿轮对34啮合频率接近系统第1阶固有频率.对应的振型图如图8所示.需要说明的是同时考虑多种因素的动态啮合力响应曲线存在很大的初值,这和位移响应特性的结果是一致的,也相当于一个常值扭矩的影响.所以可以说,齿轮偏心对转子系统的影响可以近似为一个常值扭矩的影响.

图9为在额定转速下,齿轮1处 y 方向和 θ_z

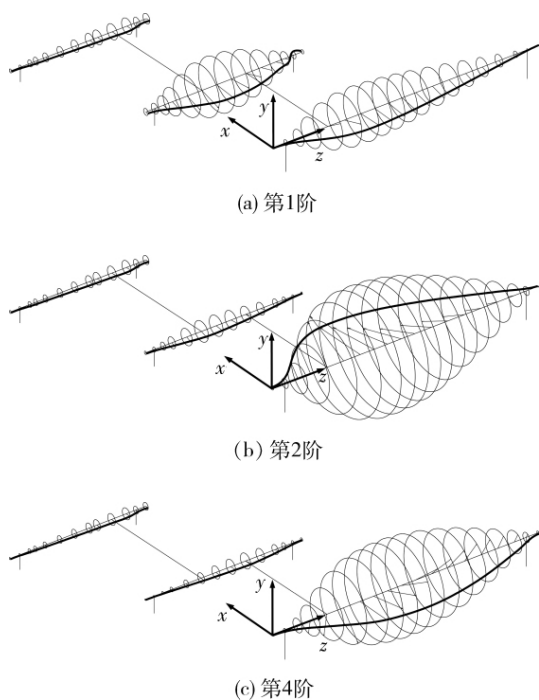


图8 系统典型阶振型图

Fig. 8 Typical mode shapes of the system

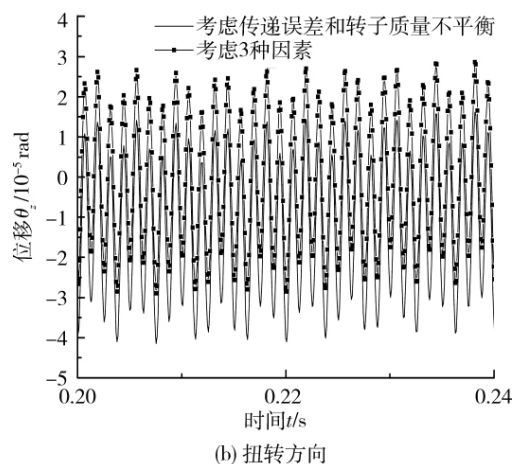
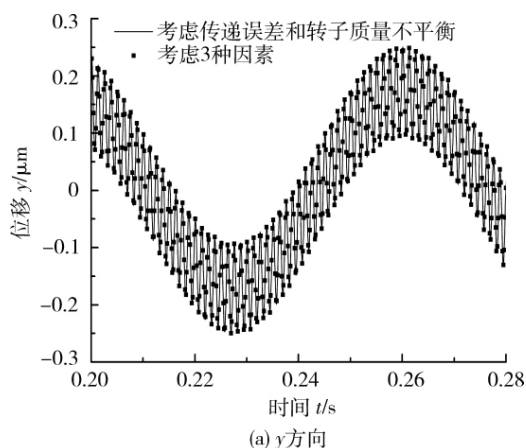


图9 考虑不同因素的时域响应图

Fig. 9 Time domain waveform under different conditions

方向2种情况下的时域响应图,从图中可以看出 y 方向考虑传递误差和转子质量不平衡与考虑3种因素的曲线几乎重合. θ_z 方向考虑齿轮偏心时,响应曲线相比没有考虑齿轮偏心时存在明显的偏移.说明高速旋转状态下,齿轮偏心相当于一个常值扭矩影响扭转振动的初值,初值的大小取决于齿轮的动平衡精度.

3 结 论

本文以一个带有2对斜齿轮副啮合的平行轴转子系统为研究对象,考虑多种因素,完成了齿轮耦合转子系统振动响应特性分析,主要结论如下:

1) 以三维斜齿轮副为研究对象,推导了全自由度通用齿轮啮合动力学模型.该模型综合考虑了静态传递误差、齿轮几何偏心、主动轮旋向、转向、螺旋角以及压力角等因素的影响,在动力学分析中具有较强的通用性.

2) 分析了转子质量不平衡、齿轮几何偏心、静态传递误差和三者耦合对系统振动响应的影响,结果表明:齿轮偏心主要影响扭转方向的振动,几乎不影响平动方向的振动,而对扭转方向的振动相当于一个常值扭转的作用,常值扭转的大小取决于齿轮的动平衡精度.

参考文献:

- [1] 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: 1-3.
- [2] 庞辉,方宗德,欧卫林. 多平行齿轮耦合转子系统的振动特性分析[J]. 振动与冲击, 2007, 26(6): 21-25.

PANG Hui, FANG Zongde, OU Weilin. Analysis on lateral

- torsional coupling vibration characteristics of multi-parallel gear-rotor system[J]. Journal of Vibration and Shock, 2007, 26(6): 21-25. (in Chinese)
- [3] 张建云, 丘大谋. 齿轮刚度及制造误差对多平行轴转子系统动力学特性的影响[J]. 机械科学与技术, 1996, 15(5): 749-753.
ZHANG Jianyun, QIU Damou. Effects of gear stiffness and manufacturing errors on the dynamical characteristics of parallel multi-stage gear-bearing-rotor system[J]. Mechanical Science and Technology, 1996, 15(5): 749-753. (in Chinese)
- [4] 夏伯乾, 虞烈, 谢友柏. DH型压缩机齿轮-轴承-转子系统动力学分析[J]. 振动工程学报, 2003, 16(2): 251-255.
XIA Boqian, YU Lie, XIE Youbai. Dynamics analysis of geared rotor-bearing system of DH type turbine compressor[J]. Journal of Vibration Engineering, 2003, 16(2): 251-255. (in Chinese)
- [5] 李明, 胡海岩. 完整约束下齿轮啮合转子系统的弯扭耦合振动稳态响应[J]. 振动工程学报, 2003, 16(1): 75-80.
LI Ming, HU Haiyan. Steady state response of the coupled lateral-torsional vibrations of geared rotor system under a holonomic constraint[J]. Journal of Vibration Engineering, 2003, 16(1): 75-80. (in Chinese)
- [6] 欧卫林, 王三民, 袁茹. 齿轮耦合复杂转子系统弯扭耦合振动分析的轴单元法[J]. 航空动力学报, 2005, 20(3): 434-439.
OU Weilin, WANG Sanmin, YUAN Ru. Shaft element method for the analysis of lateral-torsional coupling vibration of a complex gear-rotor system[J]. Journal of Aerospace Power, 2005, 20(3): 434-439. (in Chinese)
- [7] 林江, 楼建勇. 斜齿轮圆柱齿轮传动系统动力学模型及特性试验研究[J]. 机械工程学报, 2003, 39(7): 29-33.
LIN Jiang, LOU Jiangyong. Study on dynamic models and behavior of power transmission helical gear[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2003, 39(7): 29-33. (in Chinese)
- [8] 窦唯, 张楠, 刘占生. 高速齿轮转子系统弯扭耦合振动研究[J]. 振动工程学报, 2011, 24(4): 386-393.
DOU Wei, ZHANG Nan, LIU Zhansheng. The coupled bending and torsional vibrations of the high-speed geared rotor-bearing system[J]. Journal of Vibration Engineering, 2011, 24(4): 385-393. (in Chinese)
- [9] Lee A S, Ha J W, Choi D H. A coupled lateral and torsional vibration characteristics of a speed increasing geared rotor-bearing system[J]. Journal of Sound and Vibration, 2003, 263(4): 725-742.
- [10] Kahraman A, Ozguven H N, Houser D R, et al. Dynamic analysis of geared rotors by finite elements[J]. ASME Journal of Mechanical Design, 1992, 114(3): 507-514.
- [11] Rao J S, Shiao T N, Chang J R. Theoretical analysis of lateral response due to torsional excitation of geared rotors[J]. Mechanism and Machine Theory, 1998, 33(6): 761-783.
- [12] 蒋庆磊, 吴大转, 谭善光, 等. 齿轮传动多转子耦合系统振动特性研究[J]. 振动工程学报, 2010, 23(3): 254-259.
JIANG Qinglei, WU Dazhuan, TAN Shanguang, et al. Development and application of a model for coupling geared rotors system[J]. Journal of Vibration Engineering, 2010, 23(3): 254-259. (in Chinese)
- [13] 宋雪萍, 刘树英, 闻邦椿. 齿轮-转子系统的振动特性分析[J]. 机械科学与技术, 2006, 25(2): 153-157.
SONG Xueping, LIU Shuying, WEN Bangchun. Vibration characteristics analysis of a gear rotor system[J]. Mechanical Science and Technology, 2006, 25(2): 153-157. (in Chinese)
- [14] 刘辉, 项昌乐, 孙恬恬. 车辆动力传动系统弯扭耦合振动模型的建立及复模态分析[J]. 机械工程学报, 2010, 46(24): 67-74.
LIU Hui, XIANG Changle, SUN Tiantian. Construction of bending-torsional coupled vibration model and complex modal analysis of the vehicle powertrain[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(24): 67-74. (in Chinese)
- [15] 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]. ASME Journal of Vibration and Acoustics, 2004, 126(3): 398-406.
- [16] 陈宏, 王丽雅, 郝伟, 等. 三轴斜齿轮传动转子系统的动力学特性分析[J]. 矿山机械, 2010, 38(2): 29-33.
CHEN Hong, WANG Liya, HAO Wei, et al. Dynamic analysis of a three-shaft helical gear transmission rotor system[J]. Mining & Processing Equipment, 2010, 38(2): 29-33. (in Chinese)
- [17] 邵忍平, 沈允文, 刘更, 等. 齿轮旋翼传动系统动态固有特性识别[J]. 航空动力学报, 1997, 12(2): 206-209.
SHAO Renping, SHEN Yunwen, LIU Geng, et al. Identification of gear transmission system with a rotor on dynamic natural characteristic[J]. Journal of Aerospace Power, 1997, 12(2): 206-209. (in Chinese)
- [18] 魏永祥, 陈建军, 王敏娟. 随机参数齿轮-转子系统的扭转振动分析[J]. 航空动力学报, 2010, 25(11): 2637-2642.
WEI Yongxiang, CHEN Jianjun, WANG Minjuan. Dynamic response of torsional vibration of gear-rotor with random parameters[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(11): 2637-2642. (in Chinese)
- [19] 刘占生, 崔亚辉, 叶建槐, 等. 非线性油膜力和啮合力作用下齿轮系统的振动特性研究[J]. 中国电机工程学报, 2009, 29(23): 84-91.
LIU Zhansheng, CUI Yahui, YE Jianhuai, et al. Research on vibration characteristics of gear system with nonlinear oil film force and mesh force[J]. Proceedings of the CSEE, 2009, 29(23): 84-91. (in Chinese)
- [20] 崔亚辉, 刘占生, 叶建槐, 等. 复杂多级齿轮-转子-轴承系统的动力学建模和数值仿真[J]. 机械传动, 2009, 33(6): 44-48.
CUI Yahui, LIU Zhansheng, YE Jianhuai, et al. Dynamic

- model and numerical simulation of multi-stage gear-rotor-bearing system[J]. Mechanical Power Transmission, 2009, 33(6): 44-49. (in Chinese)
- [21] 朱增宝, 朱如鹏, 鲍和云, 等. 偏心与齿频误差对封闭差动人字齿轮传动系统动态均载特性的影响分析[J]. 航空动力学报, 2011, 26(11): 2601-2609.
ZHU Zengbao, ZHU Rupeng, BAO Heyun, et al. Impact of run-out and meshing-frequency errors on dynamic load sharing for encased differential herringbone train[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(11): 2601-2609. (in Chinese)
- [22] American Petroleum Institute. API standard 617-2002 axial and centrifugal compressors and expander-compressors for the petroleum chemical and gas industry [S]. Washington: API Publishing Services, 2002: 19-24.