

doi:10.11835/j.issn.1000-582X.2017.03.002

风电齿轮箱传动误差分析及振动噪声预估

刘 文¹, 刘 君¹, 林腾蛟¹, 吕和生²

(1. 重庆大学 机械传动国家重点实验室, 重庆 400044;

2. 重庆齿轮箱有限责任公司, 重庆 402263)

摘要:针对一级行星-两级平行轴风电齿轮传动系统, 综合考虑齿轮时变啮合刚度、啮合阻尼、传递误差等因素, 建立31个自由度的弯-扭-轴耦合集中参数动力学模型, 采用变步长Runge-Kutta法对系统动力学微分方程进行求解, 得出齿轮传动系统各级传动误差; 借助软件建立风电齿轮箱刚柔耦合动力学模型, 并导入传动误差, 采用模态叠加法求得齿轮箱轴承支反力, 并将其作为声振耦合模型的边界条件, 采用声学有限元法对风电齿轮箱进行振动噪声预估, 并与试验结果对比分析, 两者吻合良好。

关键词: 齿轮传动; 传动误差; 振动分析; 噪声预估

中图分类号: TH113.1

文献标志码: A

文章编号: 1000-582X(2017)03-012-12

Transmission error analysis and vibration noise prediction of wind power gearbox

LIU Wen¹, LIU Jun¹, LIN Tengjiao¹, LYU Hesheng²

(1. State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, P.R.China;

2. CN GPower Gearbox Co., Ltd., Chongqing 402263, P.R.China)

Abstract: A bending-torsion-axial coupled lumped parameter dynamic model of planetary gear and two parallel-axes transmission system with 31 degrees of freedom was established, with considering the factors of time-varying mesh stiffness, mesh damping, and transmission error. First, Runge-Kutta method with variable time step was introduced to solve the dynamic differential equations, and all gear transmission errors were calculated. Then, a wind power gearbox flexible coupling dynamics model with transmission errors was built by using LMS Virtual.Lab, and gearbox bearing reaction forces used as acoustic coupling model boundary conditions were obtained by mode superposition method. Finally, wind power gearbox noise and vibration were predicted by using acoustic finite element method and the results were compared with the test results. Comparison results show that considering the gear dynamic transmission error excitation, the gearbox surface vibration response and radiation noise are in good agreement with the test results.

Keywords: gear transmission; transmission error; vibration analysis; noise estimation

收稿日期: 2016-11-15

基金项目: 国家科技支撑计划资助项目(2015BAF06B02); 国家自然科学基金资助项目(51175524)。

Supported by the National Key Technology Research and Development Program of the Ministry of Science and Technology of China (2015BAF06B02), and the National Natural Science Foundation of China(51175524).

作者简介: 刘文(1968-), 男, 重庆大学副教授, 主要从事计算机辅助工程分析、机械动力学研究, (E-mail) liuwen@cqu.edu.cn。

大型风电机组是由叶片、轮毂、齿轮传动系统、发电机、机舱、塔架等构件组成的复杂多体系统。风电齿轮箱是在无规律变向载荷的风力作用下运行,振动剧烈、故障频发且维修困难^[1],因此风电齿轮箱的振动噪声问题受到国内外学者广泛关注。关于齿轮箱内部振动激励及振动导致的辐射噪声,近年来国内外学者已开展了较多研究工作。针对齿轮传动系统的振动,Eritenel等^[2]通过求解行星齿轮系统振动微分方程,得到齿轮系统的非线性振动特性;Liu等^[3]分析了单级齿轮传动摩擦对传动系统动响应的影响;文献[4-6]将制造误差、时变啮合刚度、啮合阻尼、齿侧间隙等因素考虑在齿轮传动系统集中参数法模型中,运用数值方法进行求解;文献[7-8]运用有限元法求解在一定工况下行星齿轮传动系统的动态响应。在齿轮箱辐射噪声方面,文献[9-11]考虑齿轮传动内部激励建立齿轮箱稳态动响应分析模型,采用边界元法进行噪声预估;文献[12-14]采用声振耦合方法分析单级齿轮箱考虑齿轮变刚度激励、传动系统与箱体结合部参数等因素对辐射噪声的影响;李丽君等^[15]基于结构有限元法与声学边界元法研究了振动噪声领域声振强耦合法与弱耦合法问题。

以上文献的研究成果具有重要价值,但是对于多级齿轮箱的辐射振动噪声计算方面,未考虑多级传动系统中各级齿轮副动态传动误差及误差耦合因素。因此,笔者针对风电齿轮箱多级齿轮传动系统的结构特点,综合考虑多种影响因素,建立传动系统的31自由度集中参数模型,采用Runge-Kutta法求解系统微分方程,得到各齿轮副动态传动误差;基于LMS Virtual.Lab建立风电齿轮箱声振耦合模型,研究多级齿轮耦合传动下各齿轮副动态传动误差对齿轮箱振动噪声的影响,并与试验值进行对比验证。

1 传动系统动力学模型分析

文中所研究的齿轮传动系统各级齿轮副基本参数如表1所示。

表1 多级齿轮传动系统参数
Table 1 Parameters of multi-stage gear transmission system

级别	输入转速/ ($r \cdot \text{min}^{-1}$)	输出转速/ ($r \cdot \text{min}^{-1}$)	模数/mm	齿数	压力角/(°)	螺旋角/(°)
第一级	16.756	95.966	14	22/41/104	20	—
第二级	95.966	444.943	10	102/22	20	7
第三级	444.943	1 800.000	7	89/22	20	16

针对表1中的一级行星齿轮及两级平行轴斜齿轮组成的多级齿轮传动系统,采用集中参数法,建立如图1所示的弯-扭-轴耦合振动分析模型。为简化计算,不考虑齿面摩擦,对于行星直齿轮传动和无轴向力,则仅考虑行星轮、太阳轮、行星架的扭转及径向变形。

齿轮传动系统中,内齿圈固定,其余为活动构件。针对行星架及各齿轮建立独立坐标系,太阳轮、行星架、斜齿轮1~4的坐标原点为各自中心处,坐标方向如图1中坐标方向所示;行星轮自转坐标系则以行星轮圆心为坐标原点固定在行星架上,考虑切向与径向位移。在定义角位移时,以输入转矩作用下各齿轮转动方向为正,各啮合线上的相对位移方向规定齿面受压方向为正。

1.1 传动系统动力学模型

对于第一级行星齿轮传动,内齿圈固定,行星架输入,太阳轮输出。

设太阳轮与行星轮、行星轮与内齿圈沿啮合点法线方向相对位移分别为 x_{pis} 、 x_{pir} ($i=1,2,3$),则有

$$\begin{cases} x_{pis} = r_{bpi}\theta_{pi} - r_{bs}\theta_s + r_c\theta_c \cos \alpha + (x_c - x_s)\cos(\varphi_i + \alpha) - \\ (y_c - y_s)\sin(\varphi_i + \alpha) + \eta_{pi} \cos \alpha - \xi_{pi} \sin \alpha - e_{pis}(t), \\ x_{pir} = r_{bpi}\theta_{pi} - r_c\theta_c \cos \alpha - x_c\cos(\alpha + \varphi_i) + y_c\sin(\alpha + \varphi_i) - \eta_{pi} \cos \alpha + \xi_{pi} \sin \alpha - e_{pir}(t), \end{cases} \quad (1)$$

式中： $e_{pis}(t)$ 、 $e_{pir}(t)$ 为法向静态传递误差； x_c 、 y_c 、 θ_c 为行星架的横向、纵向位移和扭转角； x_s 、 y_s 、 θ_s 为太阳轮的横向、纵向位移和扭转角； η_{pi} 、 ζ_{pi} 、 θ_{pi} 为行星轮的切向、径向位移和扭转角； r_{bs} 、 r_{bpi} 分别为太阳轮、行星轮的基圆半径， r_c 为行星架半径（即行星轮分布半径）； α 为行星级齿轮的压力角； φ_i 为第*i*个行星轮的位置角（ $\varphi_i = 2\pi(i-1)/3, i=1, 2, 3$ ）。

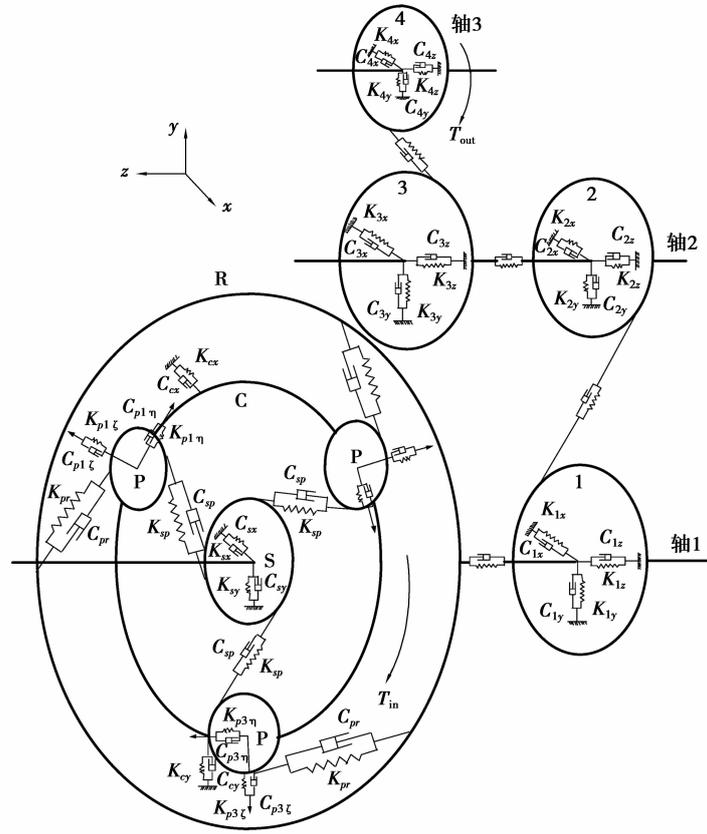


图 1 多级齿轮传动系统动力学模型

Fig.1 The dynamic model of multi-stage gear transmission system

第二级主、从动斜齿面啮合点间因振动和误差产生的沿啮合点法线方向的相对位移 x_{12n} 为

$$x_{12n} = (r_{b1}\theta_1 - r_{b2}\theta_2) \cos \beta_{12b} + (z_1 - z_2) \sin \beta_{12b} + (y_1 - y_2) \sin \alpha_{12n} + (x_1 - x_2) \cos \alpha_{12t} \cos \beta_{12b} - e_{12}(t), \quad (2)$$

式中： β_{12b} 为斜齿轮 1、2 的基圆螺旋角， α_{12n} 为斜齿轮 1、2 法面压力角， α_{12t} 为斜齿轮 1、2 端面压力角； r_{b1} 、 r_{b2} 分别为斜齿轮 1、2 的基圆半径； x_1 、 y_1 、 z_1 、 θ_1 为斜齿轮 1 的横向、纵向、轴向位移和扭转角； x_2 、 y_2 、 z_2 、 θ_2 为斜齿轮 2 的横向、纵向、轴向位移和扭转角； $e_{12}(t)$ 为齿轮副的法向静态传递误差。

第三级主、从动斜齿面啮合点间因振动和误差产生的沿啮合点法线方向的相对位移 x_{34n} 为

$$x_{34n} = (r_{b3}\theta_3 - r_{b4}\theta_4) \cos \beta_{34b} + (z_3 - z_4) \sin \beta_{34b} + (y_3 - y_4) \sin \alpha_{34n} + (x_3 - x_4) \cos \alpha_{34t} \cos \beta_{34b} - e_{34}(t), \quad (3)$$

式中： β_{34b} 为斜齿轮 3、4 的基圆螺旋角， α_{34n} 为斜齿轮 3、4 法面压力角， α_{34t} 为斜齿轮 3、4 端面压力角； r_{b3} 、 r_{b4} 分别为斜齿轮 3、4 的基圆半径； x_3 、 y_3 、 z_3 、 θ_3 为斜齿轮 3 的横向、纵向、轴向位移和扭转角； x_4 、 y_4 、 z_4 、 θ_4 为斜齿轮 4 的横向、纵向、轴向位移和扭转角； $e_{34}(t)$ 为齿轮副的法向静态传递误差。

采用拉格朗日能量法建立风电齿轮传动系统 31 自由度弯-扭-轴耦合集中参数振动微分方程组，第一级行星传动如式(4)~式(6)，第二级斜齿轮传动如式(7)，第三级斜齿轮传动如式(8)。

行星架动力学方程组为

$$\begin{cases} I_{cp}\ddot{\theta}_c + K_{c\theta}\theta_c + \sum K_{sp}(t)x_{pis}r_c \cos \alpha - \sum K_{pr}(t)x_{pir}r_c \cos \alpha + C_{c\theta}\dot{\theta}_c + \\ \sum C_{sp}\dot{x}_{pis}r_c \cos \alpha - \sum C_{pr}\dot{x}_{pir}r_c \cos \alpha = T_{in}, \\ m_{cp}\ddot{x}_c + K_{cx}x_c + \sum K_{sp}(t)x_{pis} \cos(\varphi_i + \alpha) - \sum K_{pr}(t)x_{pir} \cos(\varphi_i + \alpha) + C_{cx}\dot{x}_c + \\ \sum C_{sp}\dot{x}_{pis} \cos(\varphi_i + \alpha) - \sum C_{pr}\dot{x}_{pir} \cos(\varphi_i + \alpha) = 0, \\ m_{cp}\ddot{y}_c + K_{cy}y_c - \sum K_{sp}(t)x_{pis} \sin(\varphi_i + \alpha) + \sum K_{pr}(t)x_{pir} \sin(\varphi_i + \alpha) + C_{cy}\dot{y}_c - \\ \sum C_{sp}\dot{x}_{pis} \sin(\varphi_i + \alpha) + \sum C_{pr}\dot{x}_{pir} \sin(\varphi_i + \alpha) = 0, \end{cases} \quad (4)$$

式中: I_{cp} 为行星架与行星轮等效转动惯量; m_{cp} 为行星架与行星轮等效质量; K_{cj} 、 C_{cj} ($j=x, y$) 分别为行星架支撑刚度、支撑阻尼; $K_{c\theta}$ 、 $C_{c\theta}$ 分别为行星架扭转刚度、扭转阻尼; $K_{sp}(t)$ 、 $K_{pr}(t)$ 分别为太阳轮-行星轮、行星轮-齿圈齿轮副时变啮合刚度; C_{sp} 、 C_{pr} 分别为太阳轮-行星轮、行星轮-齿圈齿轮副啮合阻尼; T_{in} 为行星架输入扭矩。

太阳轮动力学方程组为

$$\begin{cases} I_s\ddot{\theta}_s + K_{\theta s1}(\theta_s - \theta_1) - \sum K_{sp}(t)x_{pis}r_{bs} + C_{\theta s1}(\dot{\theta}_s - \dot{\theta}_1) - \sum C_{sp}\dot{x}_{pis}r_{bs} = 0, \\ m_s\ddot{x}_s + K_{sx}x_s - \sum K_{sp}(t)x_{pis} \cos(\varphi_i + \alpha) + C_{sx}\dot{x}_s - \sum C_{sp}\dot{x}_{pis} \cos(\varphi_i + \alpha) = 0, \\ m_s\ddot{y}_s + K_{sy}y_s + \sum K_{sp}(t)x_{pis} \sin(\varphi_i + \alpha) + C_{sy}\dot{y}_s + \sum C_{sp}\dot{x}_{pis} \sin(\varphi_i + \alpha) = 0, \end{cases} \quad (5)$$

式中: I_s 为太阳轮转动惯量, m_s 为太阳轮质量, $K_{\theta s1}$ 、 $C_{\theta s1}$ 分别为轴 1 扭转刚度、阻尼; K_{sj} 、 C_{sj} ($j=x, y$) 分别为太阳轮横向、纵向支撑刚度、支撑阻尼。

行星轮动力学方程组为

$$\begin{cases} I_{pi}\ddot{\theta}_{pi} + K_{sp}(t)x_{pis}(r_{bpi}) + K_{pr}(t)x_{pir}(r_{bpi}) + C_{sp}\dot{x}_{pis}(r_{bpi}) + C_{pr}\dot{x}_{pir}(r_{bpi}) = 0, \\ m_{pi}\ddot{\xi}_{pi} - K_{sp}(t)x_{pis} \sin \alpha + K_{pr}(t)x_{pir} \sin \alpha + \\ K_{pi\xi}\dot{\xi}_{pi} - C_{sp}\dot{x}_{pis} \sin \alpha + C_{pr}\dot{x}_{pir} \sin \alpha + C_{pi\xi}\dot{\xi}_{pi} = 0, \\ m_{pi}\ddot{\eta}_{pi} + K_{sp}(t)x_{pis} \cos \alpha - K_{pr}(t)x_{pir} \cos \alpha + \\ K_{pi\eta}\dot{\eta}_{pi} + C_{sp}\dot{x}_{pis} \cos \alpha - C_{pr}\dot{x}_{pir} \cos \alpha + C_{pi\eta}\dot{\eta}_{pi} = 0, \end{cases} \quad (6)$$

式中: I_{pi} ($i=1, 2, 3$) 为行星轮转动惯量, m_{pi} ($i=1, 2, 3$) 为行星轮质量, K_{pij} 、 C_{pij} ($i=1, 2, 3, j=\eta, \xi$) 分别为行星轮支撑刚度、支撑阻尼。

第二级斜齿轮动力学方程组为

$$\begin{cases} I_1\ddot{\theta}_1 - K_{\theta s1}(\theta_s - \theta_1) + K_{12}(t)x_{12n}r_{b1} \cos \beta_{12b} - C_{\theta s1}(\dot{\theta}_s - \dot{\theta}_1) + C_{12}\dot{x}_{12n}r_{b1} \cos \beta_{12b} = 0, \\ m_1\ddot{x}_1 + K_{1x}x_1 + K_{12}(t)x_{12n} \cos \alpha_{12t} \cos \beta_{12b} + C_{1x}\dot{x}_1 + C_{12}\dot{x}_{12n} \cos \alpha_{12t} \cos \beta_{12b} = 0, \\ m_1\ddot{y}_1 + K_{1y}y_1 + K_{12}(t)x_{12n} \sin \alpha_{12n} + C_{1y}\dot{y}_1 + C_{12}\dot{x}_{12n} \sin \alpha_{12n} = 0, \\ m_1\ddot{z}_1 + K_{1z}z_1 + K_{12}(t)x_{12n} \sin \beta_{12b} + C_{1z}\dot{z}_1 + C_{12}\dot{x}_{12n} \sin \beta_{12b} = 0, \\ I_2\ddot{\theta}_2 - K_{12}x_{12n}r_{b2} \cos \beta_{12b} + K_{\theta 23}(\theta_2 - \theta_3) - C_{12}\dot{x}_{12n}r_{b2} \cos \beta_{12b} + C_{\theta 23}(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_3) = 0, \\ m_2\ddot{x}_2 + K_{2x}x_2 - K_{12}(t)x_{12n} \cos \alpha_{12t} \cos \beta_{12b} + C_{2x}\dot{x}_2 - C_{12}\dot{x}_{12n} \cos \alpha_{12t} \cos \beta_{12b} = 0, \\ m_2\ddot{y}_2 + K_{2y}y_2 - K_{12}(t)x_{12n} \sin \alpha_{12n} + C_{2y}\dot{y}_2 - C_{12}\dot{x}_{12n} \sin \alpha_{12n} = 0, \\ m_2\ddot{z}_2 + K_{2z}z_2 - K_{12}(t)x_{12n} \sin \beta_{12b} + C_{2z}\dot{z}_2 - C_{12}\dot{x}_{12n} \sin \beta_{12b} = 0, \end{cases} \quad (7)$$

式中: I_i ($i=1, 2$) 为斜齿轮 1、2 的转动惯量, m_i ($i=1, 2$) 为斜齿轮 1、2 的质量; K_{ij} 、 C_{ij} ($i=1, 2; j=x, y, z$) 分别为各齿轮支撑刚度、支撑阻尼; $K_{\theta 23}$ 、 $C_{\theta 23}$ 分别为轴 2 扭转刚度、扭转阻尼; $K_{12}(t)$ 、 C_{12} 分为齿轮副时变啮合刚度、啮合阻尼。

第三级斜齿轮动力学方程组为

$$\begin{cases}
I_3 \ddot{\theta}_3 - K_{\theta 23}(\theta_2 - \theta_3) + K_{34}(t)x_{34n}r_{b3} \cos \beta_{34b} - C_{\theta 23}(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_3) + C_{34}\dot{x}_{34n}r_{b3} \cos \beta_{34b} = 0, \\
m_3 \ddot{x}_3 + K_{3x}x_3 - K_{34}(t)x_{34n} \cos \alpha_{34t} \cos \beta_{34b} + C_{3x}\dot{x}_3 - C_{34}\dot{x}_{34n} \cos \alpha_{34t} \cos \beta_{34b} = 0, \\
m_3 \ddot{y}_3 + K_{3y}y_3 + K_{34}(t)x_{34n} \sin \alpha_{34n} + C_{3y}\dot{y}_3 + C_{34}\dot{x}_{34n} \sin \alpha_{34n} = 0, \\
m_3 \ddot{z}_3 + K_{3z}z_3 + K_{34}(t)x_{34n} \sin \beta_{34b} + C_{3z}\dot{z}_3 + C_{34}\dot{x}_{34n} \sin \beta_{34b} = 0, \\
I_4 \ddot{\theta}_4 - K_{34}x_{34n}r_{b4} \cos \beta_{34b} - C_{34}\dot{x}_{34n}r_{b4} \cos \beta_{34b} = -T_{out}, \\
m_4 \ddot{x}_4 + K_{4x}x_4 + K_{34}(t)x_{34n} \cos \alpha_{34t} \cos \beta_{34b} + C_{4x}\dot{x}_4 + C_{34}\dot{x}_{34n} \cos \alpha_{34t} \cos \beta_{34b} = 0, \\
m_4 \ddot{y}_4 + K_{4y}y_4 - K_{34}(t)x_{34n} \sin \alpha_{34n} + C_{4y}\dot{y}_4 - C_{34}\dot{x}_{34n} \sin \alpha_{34n} = 0, \\
m_4 \ddot{z}_4 + K_{4z}z_4 - K_{34}(t)x_{34n} \sin \beta_{34b} + C_{4z}\dot{z}_4 - C_{34}\dot{x}_{34n} \sin \beta_{34b} = 0,
\end{cases} \quad (8)$$

式中: I_i ($i=3,4$) 为斜齿轮 3、4 的转动惯量; m_i ($i=3,4$) 为斜齿轮 3、4 的质量; K_{ij} 、 C_{ij} ($i=3,4; j=x,y,z$) 分别齿轮支撑刚度、支撑阻尼; $K_{34}(t)$ 、 C_{34} 为齿轮副时变啮合刚度、啮合阻尼; T_{out} 为输出扭矩。

1.2 传动系统动力学模型求解

在求解风电齿轮箱传动系统振动微分方程之前,首先在 Romax 软件中,设置齿轮及传动轴材料属性、轴承安装间隙、齿侧间隙以及齿轮修形参数,建立风电齿轮箱传动系统静力学模型并进行力学分析,得出各轴承支撑刚度、齿轮副时变啮合刚度曲线以及各齿轮副的静态传动误差曲线;再采用 matlab 软件将所得刚度曲线和静态传动误差曲线按傅里叶级数展开。各级齿轮副的时变啮合刚度、法向静态传递误差分别表示为

$$\begin{aligned}
K(t) = & a_{k0} + a_{k1} \cos(\omega_m t) + b_{k1} \sin(\omega_m t) + \dots + a_{ki} \cos(i\omega_m t) + \\
& b_{ki} \sin(i\omega_m t) + \dots + a_{kn} \cos(n\omega_m t) + b_{kn} \sin(n\omega_m t), \quad (9)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
e(t) = & a_{e0} + a_{e1} \cos(\omega_m t) + b_{e1} \sin(\omega_m t) + \dots + a_{ei} \cos(i\omega_m t) + \\
& b_{ei} \sin(i\omega_m t) + \dots + a_{en} \cos(n\omega_m t) + b_{en} \sin(n\omega_m t), \quad (10)
\end{aligned}$$

式中: a_{k0} 、 a_{k1} 、 b_{k1} 、 \dots 、 a_{ki} 、 b_{ki} 、 \dots 、 a_{kn} 、 b_{kn} 、 a_{e0} 、 a_{e1} 、 b_{e1} 、 \dots 、 a_{ei} 、 b_{ei} 、 \dots 、 a_{en} 、 b_{en} 为傅里叶级数展开项的系数; ω_m 齿轮副啮合频率。

将时变啮合刚度、静态传递误差等所需参数代入式(1)~式(8),采用 4-5 阶变步长 Runge-Kutta 法求解风电齿轮箱传动系统振动微分方程组,计算时间 4 s,可得各传动构件的振动位移、振动速度、振动加速度。图 2 给出了斜齿轮 4 纵向振动速度 \dot{y}_4 、振动加速度 \ddot{y}_4 的频域曲线。

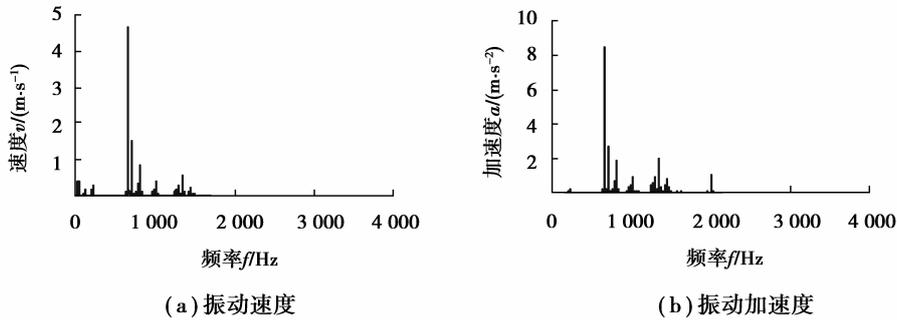


图 2 斜齿轮 4 振动响应频率曲线

Fig.2 The vibration response curve of the No.4 helical gear

从频域图中可以看出,振动速度和振动加速度的最大值出现在 660 Hz(第三级啮合频率)附近,同时在其倍频处也出现峰值。斜齿轮 4 为第三级被动轮,其振动速度、振动加速度受第三级啮合频率影响较大。

将所求解出的齿轮转动角位移代入式(11)中,计算得出各齿轮副动态传动误差 $DTE(t)$ 。

$$DTE(t) = r_{bg} [\theta_g(t) - \frac{z_p}{z_g} \theta_p(t)] = r_{bg} \theta_g(t) - r_{bp} \theta_p(t), \quad (11)$$

式中: θ_p 、 θ_g 分别为主动轮、被动轮在各自坐标系下实际扭转微角度; r_{bp} 、 r_{bg} 分别为主动轮、被动轮的基圆半径; z_p 、 z_g 分别为主、被动轮齿数。

表 2 给出各级传动误差时域分析结果,图 3 给出斜齿轮 3-4 动态传动误差频域曲线。

表 2 动态传动误差时域分析结果

Table 2 Time domain results of dynamic transmission error

齿轮副	峰峰值/ μm	均值/ μm
太阳轮-行星轮	50.984	52.382
行星轮-内齿圈	47.981	44.514
斜齿轮副 1-2	9.594	41.010
斜齿轮副 3-4	4.877	37.789

从图 3 可以看出:斜齿轮副 3-4 动态传动误差曲线在 163 Hz(第二级啮合频率)、660 Hz 及其倍频处出现峰值,而最大值出现在 660 Hz。对于其他各级齿轮副,太阳轮-行星轮动态传动误差峰值主要表现在 29 Hz(第一级啮合频率)、163 Hz 及其倍频处,由于太阳轮轴与斜齿轮 1 同轴,故传动误差受第二级传动影响较大;行星轮-内齿圈动态传动误差峰值主要表现在 29 Hz 处,其次表现在 660 Hz 处;斜齿轮副 1-2 动态传动误差峰值主要表现在 29、660 Hz 及其倍频处,第二级齿轮传动作为中间传动齿轮副受第一级行星级和第三级斜齿轮传动影响较大。风电齿轮箱三级齿轮耦合传动,各级齿轮副动态传动误差表现出齿轮各级传动之间的耦合效应,传动误差均体现出每级齿轮副的啮合频率及其倍频。

2 风电齿轮箱辐射噪声预估

2.1 风电齿轮箱刚柔耦合模型建立及求解

风电齿轮箱辐射噪声模型的边界条件为传动系统对齿轮箱的激励力,传动系统通过轴承与齿轮箱连接,因此文中通过 LMS Virtual.Lab 对整个齿轮箱进行刚柔耦合计算,得出箱体处各轴承支反力的频域历程数据,将其作为计算声场的边界条件。

采用 LMS Virtual.Lab 软件分析减速器动力学特性时,主要步骤如下:

1) 在 Ansys 软件中对齿轮箱进行柔性化,并计算其约束模态;

2) 将柔性化模型和模态结果导入 LMS Virtual.Lab 软件中,结合其中所建立的齿轮箱传动系统,构建如图 4 所示的风电齿轮箱刚柔耦合计算模型,9 个轴承为箱体与转动轴的结合部零件;

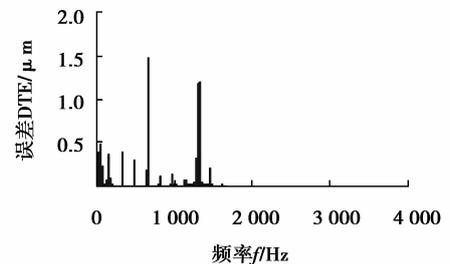
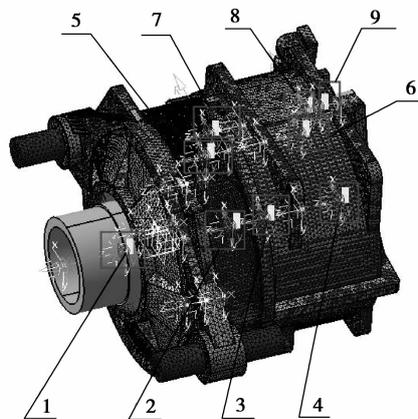


图 3 斜齿轮副 3-4 动态传动误差频域曲线图
Fig.3 The dynamic transmission error curve of No.3-No.4 helical gear pair



注:1~2 号轴承支撑行星架,3~4 号轴承支撑轴 1,5~6 号轴承支撑轴 2,7~9 号轴承支撑轴 3

图 4 风电齿轮箱刚柔耦合模型

Fig.4 The coupled model of the wind power gear box

- 3) 在轴承座圆心建立刚性耦合单元,以实现柔性箱体与传动系统之间的数据传递;
- 4) 根据上节给出的齿轮副动态传递误差及时变啮合刚度,在 4 对相互啮合的齿轮副间设置齿轮接触力 (gear contact);
- 5) 在安装位置处施加固定约束,同时在输入轴处施加输入扭矩与转速,在输出端施加阻力矩;
- 6) 综合考虑轮齿时变啮合刚度、啮合阻尼、齿侧间隙、轴承支撑刚度与阻尼及由输入输出波动引发的外部激励,采用变步长向后差分法(BDF)对齿轮装置进行多体动力学仿真,求解总时间为 4 s,得出箱体处各个轴承处支反力的时域和频域历程数据。

表 3 给出了各轴承支反力计算结果。其中 1~2 号轴承连接箱体与行星架,行星架低速输入,轴承力并不大;太阳轮和二级斜齿轮 1 同在 3~4 号轴承所在的轴上,带动两级齿轮传动,且太阳轮处于两轴承外的轴上,因此 3 号轴承受力最大;二级斜齿轮 2 和三级斜齿轮 3 同在 5~6 号轴承所在的轴上,由于斜齿轮受轴向力的原因,5 号轴承放松,6 号轴承压紧导致轴承力较大;7~9 号轴承处于三级斜齿轮 4 所在的轴上,同上 7 号处于预紧状态,8 号轴承处于放松状态,9 号轴承仅仅辅助轴支撑。

表 3 轴承支反力

Table 3 The bearing reaction time domain results

轴承号	峰峰值/kN	均值/kN
1	83.611	46.025
2	64.363	33.385
3	177.088	208.393
4	186.381	169.284
5	98.992	93.962
6	168.851	156.787
7	80.792	81.344
8	38.917	36.876
9	3.485	1.959

图 5 给出了 9 号轴承支反力频域 0~4 000 Hz 数据图。9 号轴承处于输出轴上,从频域图中可以看出,轴承受第三级输出齿轮啮合频率 660 Hz 影响较大,频率峰值集中在 660 Hz 及其倍频处,其频率成分体现出斜齿轮副 3-4 动态传动误差频率。其他轴承主要频率峰值集中在 29、660 Hz 及其倍频处,表现频率成分与所在的各级动态传动误差激励频率相近。

2.2 风电齿轮箱声振耦合模型建立及噪声计算

对于声振耦合计算方法,结构振动和声场分布是在一个耦合的环境中同时计算得出,在耦合边界处,结构法线方向的振动速度与流体的振动速度相同,此时声音对结构施加法线方向声压载荷,结构振动速度对声音施加速度输入,声场与结构场互相耦合。耦合环境中结构模型的动力学方程为

$$(\mathbf{K}_s + j\omega \mathbf{C}_s - \omega^2 \mathbf{M}_s) \cdot \{u_i\} + \mathbf{K}_c \{p_i\} = \{F_{si}\}, \quad (12)$$

式中: \mathbf{K}_s 、 \mathbf{M}_s 、 \mathbf{C}_s 分别为结构网络上没有受到约束部分的刚度矩阵、质量矩阵和阻尼矩阵, u_i 为位移, \mathbf{K}_c 为耦合刚度矩阵, p_i 为声压, F_{si} 为结构的约束部分、已知载荷和外部声压的激励贡献量。

声学方程为

$$(\mathbf{K}_a + j\omega \mathbf{C}_a + \omega^2 \mathbf{M}_a) \cdot \{p_i\} - \omega^2 \mathbf{M}_c \{u_i\} = \{F_{ai}\}, \quad (13)$$

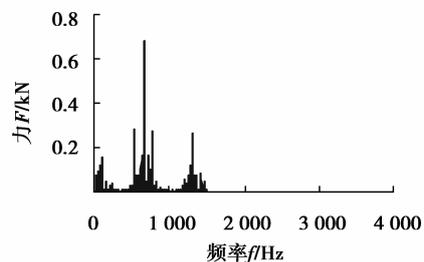


图 5 9 号轴承支反力频域曲线图

Fig.5 The frequency domain curve of No.9 bearing reaction force

式中: K_a 、 M_a 、 C_a 分别为声学的刚度矩阵、质量矩阵和阻尼矩阵, M_c 为耦合质量矩阵, F_{af} 为已知声压和振动速度边界的激励贡献量^[16]。

将风电齿轮箱箱体结构网格、声学网格和场点网格导入软件的声学模块 Acoutics,建立声振耦合计算模型,如图 6 所示。

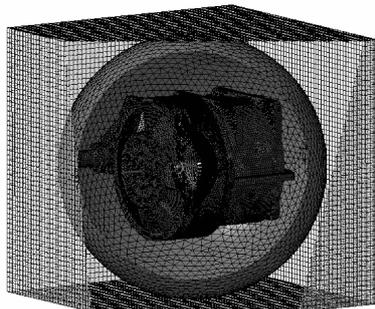


图 6 风电齿轮箱声学有限元模型

Fig.6 The acoustics finite element model of the wind power gearbox

将计算求得的轴承支反力频域历程数据作为声振耦合的边界条件,在 9 个轴承孔处的刚性耦合点添加频域载荷。采用声振耦合有限元法计算风电齿轮箱辐射噪声,结构网格与声学网格间的数据交换需通过插值计算,声学网格则需要完全包络结构网格,并在交界面建立包络单元,因此在 Ansys 中建立一个声学球体,球体内部空腔表面完全与齿轮箱外表面相对应,其网格划分时保证箱体与空气交界面处一个波长内包含 6 个单元;同时在距箱体外表面 1 m 处建立场点网格。

在声学模块 Acoutics 设置外界空气属性,空气密度为 1.255 kg/m^3 ,空气传播速度为 340 m/s ,参考声压为 $2 \times 10^{-5} \text{ Pa}$,再设置求解参数,设定计算频段、求解精度,最后采用声振耦合有限元法进行求解齿轮箱表面振动以及场点辐射噪声。

图 7 给出部分频段的齿轮箱外部场点辐射噪声声压云图。场点声压最大值出现在 500 Hz 频率处,此时表面声压为 84.2 dB,出现在 1 和 4 号轴承座附近,位于输入行星架处的轴承和 1 号斜齿轮所在的中间轴轴承处。63、125 Hz 频段场点声压最大值出现在齿轮箱上端部,250、1 000 Hz 频段场点声压最大值出现在齿轮箱左右两侧,2 000 Hz 之后各处声压值普遍开始下降。

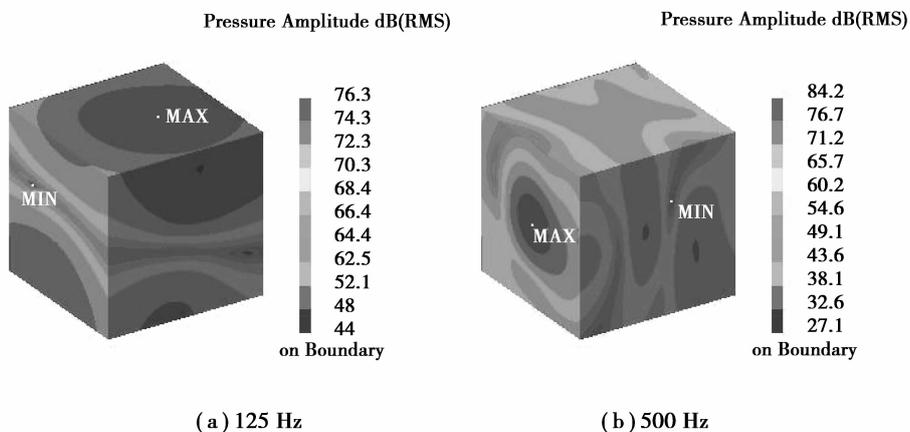


图 7 齿轮箱外场点声压云图

Fig.7 The sound pressure contour of outer field points of the gearbox

3 振动噪声试验测试与仿真对比

搭建试验台架并安装风电齿轮箱,进行了振动噪声测试,测试环境温度为 8 ℃,湿度 66%。测试运行工况为输入转速 16.756 r/min,功率 1 660 kW。振动噪声测试仪器见表 4。

表 4 振动噪声测试仪器

Table 4 The test instruments of vibration and noise

设备名称	设备型号	生产厂家
加速度传感器	BK4384	丹麦 BK 公司
电荷电压滤波积分放大器	DLF-8	北京东方振动与噪声技术研究所
智能信号采集处理分析仪	INV306U-5260	北京东方振动与噪声技术研究所
声级计	NL-42	日本理音公司

测试现场及台架如图 8 所示,左侧为被测齿轮箱,右侧为陪试减速箱。



图 8 测试现场及台架

Fig.8 The test site and platform

3.1 风电齿轮箱振动测点测试

根据测试需求,在齿轮箱上各布置 4 个测点,测点编号为 1~4,其中测点 1~2 为轴承座位置,测点 3 和 4 为支撑位置,分别对 4 个测点的竖直方向进行了振动测试。图 9 为振动及噪声测点布置图。

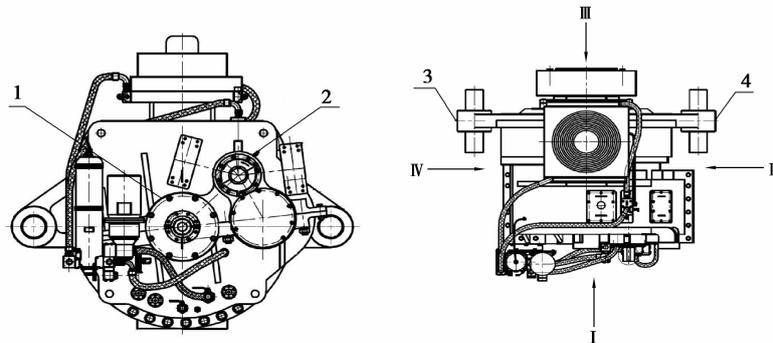


图 9 风电齿轮箱振动及噪声测点布置图

Fig.9 The vibration measuring point layout of the wind power gearbox

在声振耦合模型中提取对应测点的节点振动加速度频率历程数据,计算其有效值,将其与试验测点振动加速分析结果对比,如表 5 所示,图 10 给出了测点 1 振动加速度试验与仿真频谱值对比图。

表 5 各测点加速度有效值对比

Table 5 Comparison on acceleration RMS of each measuring point

测点号	试验值/(m·s ⁻²)	仿真值/(m·s ⁻²)
1	3.45	3.25
2	5.86	5.26
3	4.55	3.99
4	2.90	2.36

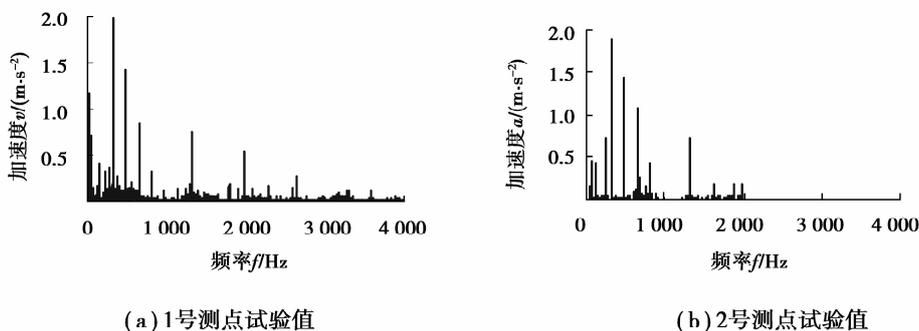


图 10 振动加速度试验与仿真值对比图

Fig.10 The comparison between the vibration acceleration test and the simulation value

对比分析图 10 所示的测点 1 振动加速度频域曲线,二者皆在 29、163、326、489、660、1 320 Hz 处出现峰值,并且在 326 Hz 达到最大值,此处轴承座处于第二级主动轮所在的轴上,表现出受第二级齿轮传动影响较大,其余各测点试验与仿真的加速度有效值以及频率分布也比较接近。

3.2 风电齿轮箱辐射噪声测试

在距离齿轮箱 1 m 远的位置各布置 4 个测点,测点编号为 I~IV,分别对 4 个测点的空气噪声进行测试。并在声振耦合模型中提取对应测点场点辐射噪声频率历程数据,对数据进行倍频程处理,与试验测点空气噪声结果相对比,如图 11 所示。

由图 11 可知,测点 I~IV 的 A 计权声压级辐射噪声在 500 Hz 频段处达到最大值,其值分别为 81.48、84.72、83.94 及 81.94 dB。对比分析仿真与测试结果,两者在 250~2 000 Hz 频段辐射噪声吻合良好,但在 63、125、4 000 Hz,仿真比测试结果低。

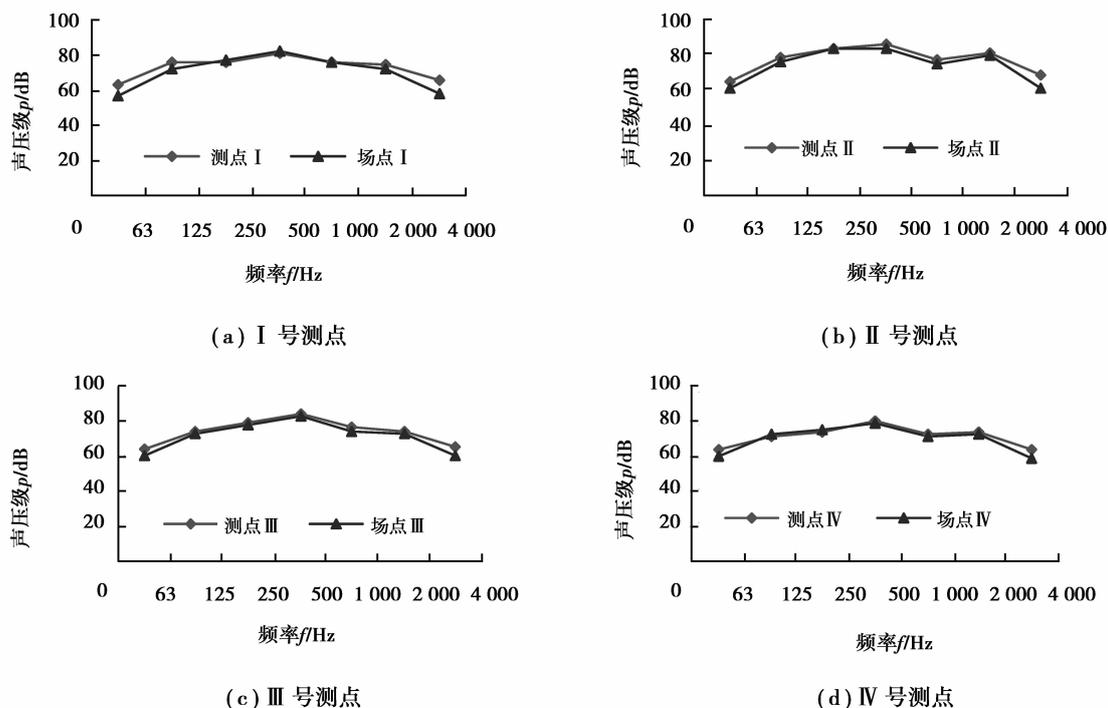


图 11 各测点辐射噪声对比分析

Fig.11 The comparative analysis of radiated noise at test points

4 结 论

1)建立了包含时变啮合刚度、啮合阻尼、传递误差等多种因素的多级齿轮传动 31 自由度弯-扭-轴耦合集中参数动力学模型。

2)在 LMS Virtual.Lab 中建立刚柔耦合运动学模型,考虑各级齿轮副动态传动误差对齿轮箱振动的影响;得出齿轮箱轴承座支反力,支反力频率成分与动态传动误差频率谱相对应。

3)采用声学有限元法,对齿轮箱进行声振耦合振动噪声计算,将轴承支反力作为传动系统对齿轮箱的激励力,得出齿轮箱表面振动和场点辐射噪声。整体结果表明声振耦合仿真值与试验值吻合良好。

参考文献:

- [1] 刘德顺,戴巨川,胡燕平,等. 现代大型风电机组现状与发展趋势[J]. 中国机械工程, 2013, 24(1): 125-134.
LIU Deshun, DAI Juchuan, HU Yanping, et al. Status and development trends of modern large-scale wind turbines[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2013, 24(1): 125-134.(in Chinese)
- [2] Eritenel T, Parker R G. Three-dimensional nonlinear vibration of gear pairs[J]. Journal of Sound and Vibration, 2012, 331(15):3628-3648.
- [3] Liu G, Parker R G. Impact of tooth friction and its bending effect on gear dynamics[J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 320(4-5): 1039-1063.
- [4] 魏静,孙清超,孙伟,等. 大型风电齿轮箱系统耦合动态特性研究[J]. 振动与冲击, 2012, 31(8):16-23.
WEI Jing, SUN Qingchao, SUN Wei, et al. Dynamical coupling characteristics of a large wind turbine gearbox transmission system[J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(8):16-23. (in Chinese)
- [5] 邢子坤. 基于动力学的风力发电机齿轮传动系统可靠性评估及参数优化设计[D]. 重庆: 重庆大学, 2007.

- XING Zikun. Reliability Evaluation and Optimization Design of the Gear Transmission System for the Wind-driven Generator Based on Dynamic[D]. Chongqing: Chongqing University, 2007. (in Chinese)
- [6] 林腾蛟, 王丹华, 冉雄涛, 等. 多级齿轮传动系统耦合非线性振动特性分析[J]. 振动与冲击, 2013, 32(17): 1-7, 23.
LIN Tengjiao, WANG Danhua, RAN Xiongtao, et al. Coupled nonlinear vibration analysis of a multi-stage gear transmission system[J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(17): 1-7, 23. (in Chinese)
- [7] Ambarisha V K, Parker R G. Nonlinear dynamics of planetary gears using analytical and finite element models[J]. Journal of sound and vibration, 2007, 302(3): 577-595.
- [8] Ericson T M, Parker R G. Planetary gear modal vibration experiments and correlation against lumped-parameter and finite element models[J]. Journal of Sound and Vibration, 2013, 332(9): 2350-2375.
- [9] Dion J L, Le Moyne S, Chevallier G, et al. Gear impacts and idle gear noise: Experimental study and non-linear dynamic model[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2009, 23(8): 2608-2628.
- [10] 焦映厚, 孔霞, 蔡云龙, 等. 基于 FEM 和 BEM 法的大型立式齿轮箱振动噪声计算及测试分析[J]. 振动与冲击, 2012, 31(4): 123-127.
JIAO Yinghou, KONG Xia, CAI Yunlong, et al. Vibration noise calculation and testing analysis of large vertical planetary transmission gearbox based on FEM and BEM[J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(4): 123-127. (in Chinese)
- [11] 周建星, 刘更, 马尚君. 内激励作用下齿轮箱动态响应与振动噪声分析[J]. 振动与冲击, 2011, 30(6): 234-238.
ZHOU Jianxing, LIU Geng, MA Shangjun. Vibration and noise analysis of gear transmission system[J]. Journal of Vibration and Shock, 2011, 30(6): 234-238. (in Chinese)
- [12] Abbas M S, Bouaziz S, Chaari F, et al. An acoustic-structural interaction modelling for the evaluation of a gearbox-radiated noise[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2008, 50(3): 569-577.
- [13] Guo Y, Eritenel T, Ericson T M, et al. Vibro-acoustic propagation of gear dynamics in a gear-bearing-housing system [J]. Journal of Sound and Vibration, 2014, 333(22): 5762-5785.
- [14] Narayanaswamy R, Glynn C D. Vibro-acoustic prediction of low-range planetary gear noise of a automotive transfer case[J]. Journal of the Acoustical Society of America, 2005, 118(3): 1952.
- [15] 李丽君, 李红艳, 刚宪约, 等. 声固耦合系统数值计算方法的研究与应用[J]. 工程设计学报, 2010, 17(6): 449-453.
LI Lijun, LI Hongyan, GANG Xianyue, et al. Research and application of numerical methods on acoustic-structural coupled system[J]. Journal of Engineering Design, 2010, 17(6): 449-453. (in Chinese)
- [16] 李增刚, 詹福良. 声学仿真计算高级应用实例[M]. 北京: 国防工业出版社, 2010.
LI Zenggang, ZHAN Fuliang. Senior acoustic simulation applications[M]. Beijing: National Defence Industry Press, 2010. (in Chinese)

(编辑 詹燕平)