

doi:10.11835/j.issn.1000-582X.2015.01.012

风电增速箱结合部刚度分析及振动噪声预估

林腾蛟¹, 郭进¹, 刘波¹, 沈涛^{1,2}

(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:为了研究风电增速箱的振动特性和辐射噪声,基于轴承支承刚度及齿轮副啮合刚度分析,建立了风电增速箱轴系扭转振动模型,运用 Matlab 求解振动微分方程,得出轴系扭振频率及对应振型;综合考虑刚度激励、误差激励及冲击激励,建立了风电增速箱动力学有限元模型,仿真得出增速箱的动态响应。以箱体表面节点振动位移为边界条件,建立了增速箱声学边界元模型,采用直接边界元法求解得到箱体表面声压及场点的辐射噪声。结果表明,风电增速箱扭振频率与激励频率及其倍频相差较大,不会出现共振现象;增速箱结构噪声和辐射噪声的峰值主要出现在高速级齿轮啮合频率的二倍频附近。

关键词:风电增速箱;刚度;扭振分析;噪声预估

中图分类号:TH113.1

文献标志码:A

文章编号:1000-582X(2015)01-0087-08

Junction stiffness analysis and vibration noise prediction of wind power speed-increase gearbox

LIN Tengjiao¹, GUO Jin¹, LIU Bo¹, SHEN Tao^{1,2}

(1. State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, P.R.China; 2. Chongqing Gearbox Co., Ltd., Chongqing 402263, P.R.China)

Abstract: In order to study the vibration characteristics and radiation noise of wind power speed-increase gearbox, a torsional vibration model of wind power speed-increase gearbox is established based on the analysis of supporting stiffness of bearing and contact stiffness of gear pairs. By solving the vibration differential equation with the help of Matlab, the frequency and corresponding vibration mode are obtained. With taking stiffness excitation, error excitation and meshing impact excitation into account, the dynamic finite element model of speed-increase gearbox is set up, and the dynamic response simulation is carried out. Regarding vibration displacement of the nodes on gearbox surface as boundary condition, an acoustic boundary element model of speed-increase gearbox is built. The surface acoustic pressure of gearbox and the radiation noise of field points are solved by the direct boundary element method. The results show that there is a great difference between torsion frequency and excitation frequency of wind power speed-increase gearbox, and so the resonance doesn't occur. The maximum structural noise and radiation noise mainly appear near the double octave of the gears meshing frequency of high-speed grade.

Key words: wind power speed-increase gearbox; stiffness; torsional vibration analysis; noise prediction

收稿日期:2014-10-12

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51175524)。

Support by National Natural Science Foundation of China(51175524).

作者简介:林腾蛟(1968-),男,重庆大学教授,博士生导师,主要从事计算机辅助工程分析、机械动力学研究,

(E-mail) tjlin@cqu.edu.cn。

风能作为一种储量极为丰富的可再生清洁能源,在未来的能源市场具有广阔的开发潜力^[1]。风电增速箱是风机的重要组成部分,开展风电增速箱结合部刚度分析及振动噪声预估具有重要的工程应用价值。目前,在轴承、齿轮副等结合部刚度研究方面,刘显军等^[2]提出了一种基于有限元分析的迭代计算方法,求解得到了多支承轴系轴承的支承刚度;Rincon 等^[3-4]建立齿轮副有限元模型,采用接触有限元法计算得到齿轮副的时变啮合刚度。在齿轮系统振动特性研究方面,于海生等^[5]应用集中参数法建立了汽车传动系统扭转振动模型,计算出轴系的扭振频率及对应振型;刘文等^[6]建立了行星齿轮系统有限元模型,仿真分析了系统的动态响应;Guo 等^[7-8]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;Ericson 等^[9]利用集中参数法和有限元法计算了两级行星齿轮传动的振动模态及动态响应,并与实验结果进行了对比分析。在齿轮箱辐射噪声研究方面,Abbes、Autrique、周建星等分别采用瑞利积分法^[10]、有限元/无限元法^[11]、有限元法/边界元法^[12-14]对齿轮箱辐射噪声进行了数值计算及仿真分析。上述文献得出了诸多有价值的研究成果,但结合部参数大多按经验选取,未作详细求解,这可能会影响齿轮箱振动噪声预估的准确性。

笔者以两级行星传动风电增速箱为研究对象,在增速箱轴承刚度、齿轮副啮合刚度等结合部参数计算的基础上,进行轴系扭振分析,得出轴系扭振频率及对应振型;而后建立增速箱动力有限元模型,仿真分析其动态响应,以此为边界条件进行增速箱声学边界元建模及辐射噪声预估。

1 风电增速箱结合部刚度分析

风电增速箱的结合部刚度包括轴承刚度、齿轮啮合刚度、箱体连接刚度等,本节仅研究对增速箱振动影响较大的轴承刚度和齿轮啮合刚度。

1.1 滚动轴承的刚度

由于滚动轴承内、外圈之间的相对位移是由滚动体的变形与油膜厚度的改变共同作用所引起,则滚动轴承的刚度是由内、外圈接触刚度与油膜刚度共同串联而成的^[15]。滚动轴承径向、轴向刚度计算式为

$$\begin{cases} K_r = \sum_{j=1}^n \frac{K_{rij} \times K_{roj}}{K_{rij} + K_{roj}} \cos^2 \psi_j, \\ K_a = \sum_{j=1}^n \frac{K_{aij} \times K_{aoj}}{K_{aij} + K_{aoj}}, \end{cases} \quad (1)$$

式中: n 为滚动体的个数; ψ_j 为第 j 滚动体的角度; K_{rij} 、 K_{aij} 、 K_{roj} 、 K_{aoj} 分别为内、外圈刚度的径向、轴向分量,其计算公式为

$$\begin{cases} K_{rij} = K_{ij} \cos^2 \alpha_{ij}, \\ K_{aij} = K_{ij} \sin^2 \alpha_{ij}, \\ K_{roj} = K_{oj} \cos^2 \alpha_{oj}, \\ K_{aoj} = K_{oj} \sin^2 \alpha_{oj}, \end{cases} \quad (2)$$

式中: α_{ij} 、 α_{oj} 分别为滚动体与内、外圈接触角; K_{ij} 、 K_{oj} 分别为滚动体之间的接触刚度和油膜刚度。

滚动体间的接触刚度和油膜刚度可表示为

$$\begin{cases} K_{ij} = \frac{(K_c)_{ij} \times (K_{oil})_{ij}}{(K_c)_{ij} + (K_{oil})_{ij}}, \\ K_{oj} = \frac{(K_c)_{oj} \times (K_{oil})_{oj}}{(K_c)_{oj} + (K_{oil})_{oj}}, \end{cases} \quad (3)$$

式中: $(K_c)_{ij}$ 、 $(K_c)_{oj}$ 分别为轴承滚动体与内外圈接触刚度; $(K_{oil})_{ij}$ 、 $(K_{oil})_{oj}$ 分别为轴承滚动体与内外圈油膜刚度。

图 1 给出了风电增速箱装配简图,增速箱为两级行星传动,第 1 级行星架输入,第 2 级太阳轮输出。利用 Romax 软件对增速箱轴系进行建模及装配,在一级行星架上施加 27 r/min 的输入转速和 1 MW 的额定功率,得到如图 2 所示的齿轮系统力学分析模型。通过力学性能仿真分析,可得增速箱传动系统各零件的受力大小及变形情况,结合滚动轴承刚度计算公式,求得图 1 中增速箱各轴承 X、Y、Z 向的支承刚度,如表 1 所示。

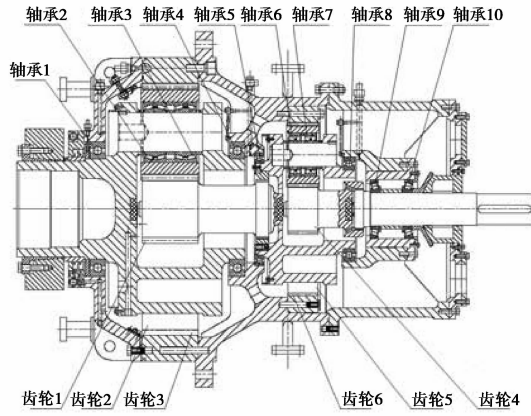


图 1 风电增速箱装配简图

Fig.1 The assembling schematic diagram of wind power speed-increase gearbox

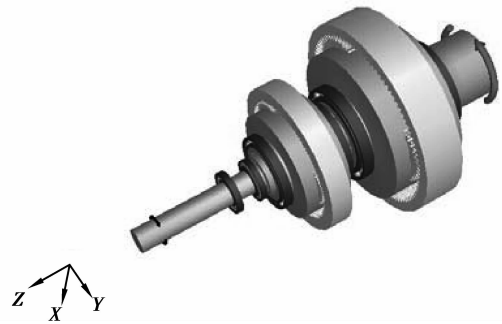


图 2 增速箱齿轮传动系统力学模型

Fig.2 The mechanical model of gear transmission system of speed-increase gearbox

1.2 齿轮副啮合刚度

图 3 为风电增速箱低速级太阳轮-行星轮副的接触有限元分析模型,将相对转矩转化为切向力施加于太阳轮内孔表面,同时约束其径向和轴向位移,行星轮内孔表面施加固定约束,轮齿啮合部位添加接触对。通过齿轮副接触分析,得到风电增速箱低速级和高速级齿轮副的时变啮合刚度,如图 4 所示。

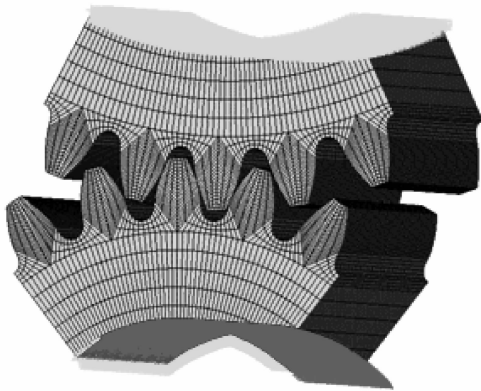


图 3 齿轮副有限元模型

Fig.3 The finite element model of gear pair

表 1 风电增速箱各轴承 X、Y、Z 向支承刚度

Tab.1 The stiffness of bearings at X、Y、Z direction in wind power speed-increase gearbox

轴承编号	$k_x / (\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	$k_y / (\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	$k_z / (\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$
1	1.880E+05	1.880E+05	2.380E+05
2	1.229E+09	3.401E+09	2.234E+08
3	1.228E+09	3.400E+09	2.233E+08
4	1.880E+05	1.880E+05	2.380E+05
5	1.630E+05	1.630E+05	2.031E+05
6	5.286E+08	1.465E+09	6.020E+07
7	5.293E+08	1.466E+09	6.025E+07
8	1.421E+05	1.421E+05	1.803E+05
9	1.682E+07	2.375E+07	3.312E+06
10	6.923E+06	1.708E+06	7.046E+05

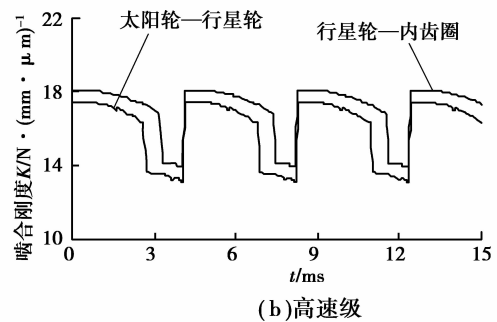
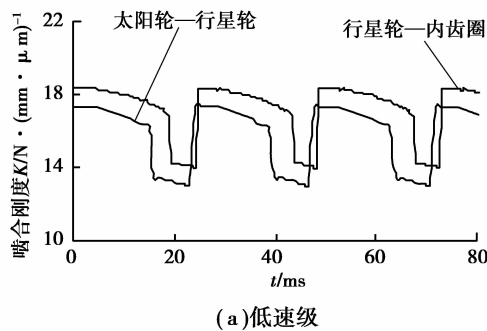


图 4 风电增速箱齿轮副时变啮合刚度

Fig.4 The time-varying mesh stiffness of gear pairs in wind power speed-increase gearbox

对增速箱各齿轮副时变啮合刚度取均值,得到齿轮副平均啮合刚度 K_{s1} 、 K_{r1} 、 K_{s2} 、 K_{r2} ,乘以齿轮副齿宽可得各级齿轮副的轮齿刚度 k_{s1} 、 k_{r1} 、 k_{s2} 、 k_{r2} ,如表 2 所示。

表 2 风电增速箱各级齿轮副的轮齿刚度
Tab.2 The engagement stiffness of gear pairs in wind power speed-increase gearbox

平均啮合刚度	K_{s1}	K_{r1}	K_{s2}	K_{r2}
$K/(\text{N} \cdot (\text{mm} \cdot \mu\text{m})^{-1})$	15.72	17.12	15.86	17.01
轮齿刚度/ $(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	k_{s1}	k_{r1}	k_{s2}	k_{r2}
	4.09E+09	4.45E+09	2.22E+09	2.38E+09

2 风电增速箱轴系扭振分析

2.1 轴系扭转振动微分方程

图 5 为风电增速箱扭转振动模型。假设轴系的动能为 T ,势能为 V ,则其拉格朗日函数为

$$L = T - V, \tag{4}$$

其中:

$$T = \frac{1}{2}J_{h1}\dot{\theta}_{h1}^2 + \frac{1}{2}\sum_{i=1}^3 m_{p1i}(r_{h1}\dot{\theta}_{h1})^2 + \frac{1}{2}J_{p1i}\sum_{i=1}^3 \dot{\theta}_{p1i}^2 + \frac{1}{2}J_{s1}\dot{\theta}_{s1}^2 + \frac{1}{2}J_{h2}\dot{\theta}_{h2}^2 + \frac{1}{2}\sum_{i=1}^3 m_{p2i}(r_{h2}\dot{\theta}_{h2})^2 + \frac{1}{2}J_{p2i}\sum_{i=1}^3 \dot{\theta}_{p2i}^2 + \frac{1}{2}J_{s2}\dot{\theta}_{s2}^2, V = \frac{1}{2}k_{s1}\sum_{i=1}^3 (r_{s1}\theta_{s1} - r_{p1i}\theta_{p1i} - r_{h1}\theta_{h1})^2 + \frac{1}{2}k_{r1}\sum_{i=1}^3 (-r_{p1i}\theta_{p1i} + r_{h1}\theta_{h1})^2 + \frac{3}{2}k_{h1}(\theta_{h1}r_{h1})^2 + \frac{1}{2}k_{\theta s1}(\theta_{s1} - \theta_{h2})^2 + \frac{1}{2}k_{s2}\sum_{i=1}^3 (r_{s2}\theta_{s2} - r_{p2i}\theta_{p2i} - r_{h2}\theta_{h2})^2 + \frac{1}{2}k_{r2}\sum_{i=1}^3 (-r_{p2i}\theta_{p2i} + r_{h2}\theta_{h2})^2 + \frac{3}{2}k_{h2}(\theta_{h2}r_{h2})^2,$$

式中: J_{h1} 、 J_{p1i} 、 J_{s1} 、 J_{h2} 、 J_{p2i} 、 J_{s2} 分别为低速级和高速级行星架、行星轮、太阳轮的转动惯量; m_{p1i} 、 m_{p2i} 分别为低速级和高速级行星轮质量; θ_{h1} 、 θ_{p1i} 、 θ_{s1} 、 θ_{h2} 、 θ_{p2i} 、 θ_{s2} 分别为低速级和高速级行星架、行星轮、太阳轮的扭转角位移; r_{p1i} 、 r_{s1} 、 r_{p2i} 、 r_{s2} 分别为低速级和高速级行星轮、太阳轮的基圆半径; r_{h1} 、 r_{h2} 分别为低速级和高速级行星架中心线到行星轮中心线的距离; k_{h1} 、 k_{h2} 为行星轴弯曲刚度; k_{s1} 、 k_{r1} 、 k_{s2} 、 k_{r2} 分别为低速级和高速级太阳轮一行星轮副、行星轮一内齿圈副的轮齿刚度; $k_{\theta s1}$ 为低速级太阳轮轴的扭转刚度, $i=1,2,3$ 。

风电增速箱轴系的拉格朗日方程为

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}_k}\right) - \frac{\partial L}{\partial \theta_k} = Q_k, \tag{5}$$

式中: $k=s1,p1i,h1,s2,p2i,h2$; Q_k 为广义力,对于无阻尼自由振动系统, $Q_k=0$ 。根据拉格朗日方程可得如下轴系振动微分方程。

$$\begin{cases} (J_{h1} + \sum_{i=1}^3 m_{p1i}r_{h1}^2)\ddot{\theta}_{h1} + 3(k_{s1} + k_{r1} + k_{h1})r_{h1}^2\ddot{\theta}_{h1} + (k_{s1} - k_{r1})r_{h1}r_{p11}\ddot{\theta}_{p11} + (k_{s1} - k_{r1})r_{h1}r_{p12}\ddot{\theta}_{p12} + (k_{s1} - k_{r1})r_{h1}r_{p13}\ddot{\theta}_{p13} - 3k_{s1}r_{h1}r_{s1}\ddot{\theta}_{s1} = 0, \\ J_{p11}\ddot{\theta}_{p11} + (k_{s1} - k_{r1})r_{p11}r_{h1}\ddot{\theta}_{h1} + (k_{s1} + k_{r1})r_{p11}^2\ddot{\theta}_{p11} - k_{s1}r_{p11}r_{s1}\ddot{\theta}_{s1} = 0, \\ J_{p12}\ddot{\theta}_{p12} + (k_{s1} - k_{r1})r_{p12}r_{h1}\ddot{\theta}_{h1} + (k_{s1} + k_{r1})r_{p12}^2\ddot{\theta}_{p12} - k_{s1}r_{p12}r_{s1}\ddot{\theta}_{s1} = 0, \end{cases} \tag{6a}$$

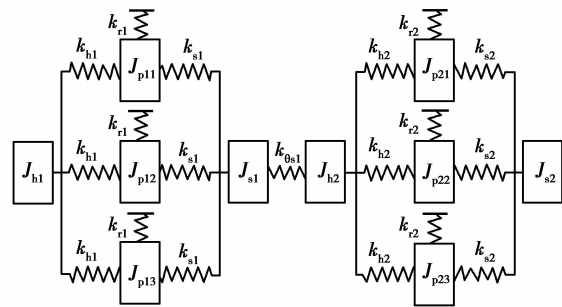


图 5 风电增速箱轴系扭转振动模型
Fig.5 The shafting torsional vibration model of wind power speed-increase gearbox

$$\begin{cases}
 J_{p13} \ddot{\theta}_{p13} + (k_{s1} - k_{r1})r_{p13}r_{h1}\theta_{h1} + (k_{s1} + k_{r1})r_{p13}^2\theta_{p13} - k_{s1}r_{p13}r_{s1}\theta_{s1} = 0, \\
 J_{s1} \ddot{\theta}_{s1} - 3k_{s1}r_{s1}r_{h1}\theta_{h1} - k_{s1}r_{s1}r_{p11}\theta_{p11} - k_{s1}r_{s1}r_{p12}\theta_{p12} - k_{s1}r_{s1}r_{p13}\theta_{p13} + 3k_{s1}r_{s1}^2\theta_{s1} - k_{\theta s1}\theta_{h2} = 0, \\
 (J_{h2} + \sum_{i=1}^3 m_{p2i}r_{h2}^2)\ddot{\theta}_{h2} - k_{\theta s1}\theta_{s1} + 3(k_{s2} + k_{r2} + k_{h2})r_{h2}^2\theta_{h2} + (k_{s2} - k_{r2})r_{h2}r_{p21}\theta_{p21} + \\
 (k_{s2} - k_{r2})r_{h2}r_{p22}\theta_{p22} + (k_{s2} - k_{r2})r_{h2}r_{p23}\theta_{p23} - 3k_{s2}r_{h2}r_{s2}\theta_{s2} = 0, \\
 J_{p21} \ddot{\theta}_{p21} + (k_{s2} - k_{r2})r_{p21}r_{h2}\theta_{h2} + (k_{s2} + k_{r2})r_{p21}^2\theta_{p21} - k_{s2}r_{p21}r_{s2}\theta_{s2} = 0, \\
 J_{p22} \ddot{\theta}_{p22} + (k_{s2} - k_{r2})r_{p22}r_{h2}\theta_{h2} + (k_{s2} + k_{r2})r_{p22}^2\theta_{p22} - k_{s2}r_{p22}r_{s2}\theta_{s2} = 0, \\
 J_{p23} \ddot{\theta}_{p23} + (k_{s2} - k_{r2})r_{p23}r_{h2}\theta_{h2} + (k_{s2} + k_{r2})r_{p23}^2\theta_{p23} - k_{s2}r_{p23}r_{s2}\theta_{s2} = 0, \\
 J_{s2} \ddot{\theta}_{s2} - 3k_{s2}r_{s2}r_{h2}\theta_{h2} - k_{s2}r_{s2}r_{p21}\theta_{p21} - k_{s2}r_{s2}r_{p22}\theta_{p22} - k_{s2}r_{s2}r_{p23}\theta_{p23} + 3k_{s2}r_{s2}^2\theta_{s2} = 0.
 \end{cases} \tag{6b}$$

2.2 振动微分方程求解

为便于分析风电增速箱传动系统扭转振动特性,将传动系统转化为以低速级太阳轮轴线回转的连续系统,即将各传动构件的转动惯量、刚度、扭转位移按传动比折算到低速级太阳轮轴线上。应用 Matlab 软件编写程序,计算可得增速箱传动系统的扭振频率及对应的振型,如表 3 和图 6 所示。

已知低速级和高速级行星齿轮传动的啮合频率分别为 41.85 Hz、241.31 Hz,表 3 给出的风电增速箱轴系扭振频率与轴系转频、齿轮啮合频率及其倍频不合拍,风电增速箱不会出现共振现象。

表 3 风电增速箱轴系扭振频率

Tab.3 The shafting torsional vibration frequency of wind power speed-increase gearbox

f/Hz	f_1	f_2	f_3	f_4	f_5	f_6	f_7	f_8	f_9	f_{10}
数值	69.4	187.0	918.4	1 153.7	1 303.1	1 303.1	1 873.8	2 003.8	2 003.8	2 278.9

图 6 给出的振型图中有扭转振动模式和行星轮振动模式。 $f_1 \sim f_4, f_7, f_{10}$ 对应的振动为扭转振动模式,振型中所有的构件均作扭转振动,且各行星轮的振动状态均相同。 $f_5 \sim f_6, f_8 \sim f_9$ 对应的振动为行星轮振动模式,频率的重数为 2,中心构件没有振动,只有行星轮成对称分布振动。

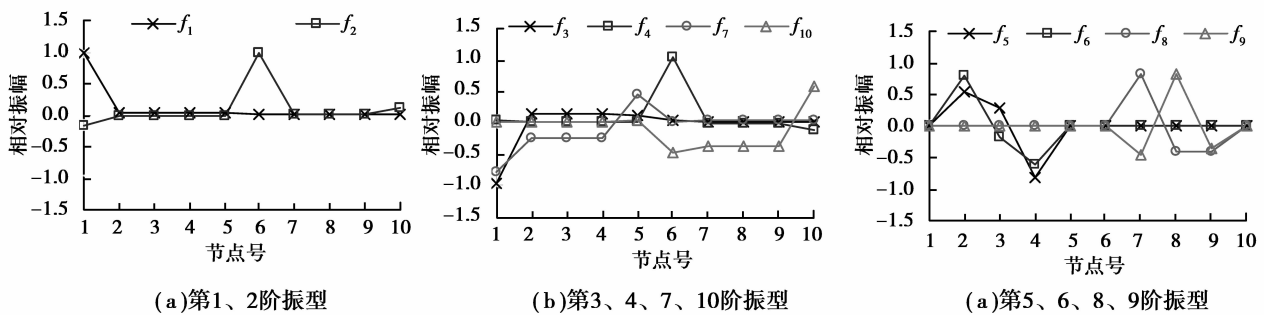


图 6 风电增速箱轴系的各阶扭振振型

Fig.6 The shafting torsional vibration modes of wind power speed-increase gearbox

3 风电增速箱振动噪声分析

3.1 内部动态激励

风电增速箱的齿轮副内部动态激励计算式为

$$F(t) = \Delta k(t) \cdot e(t) + S(t), \tag{7}$$

式中: $F(t)$ 为增速箱齿轮副内部激励; $\Delta k(t)$ 为轮齿啮合刚度的变刚度部分; $e(t)$ 为齿轮综合误差; $S(t)$ 为齿轮啮合冲击激励。

图 7 给出了低速级行星传动齿轮副内部动态激励曲线。

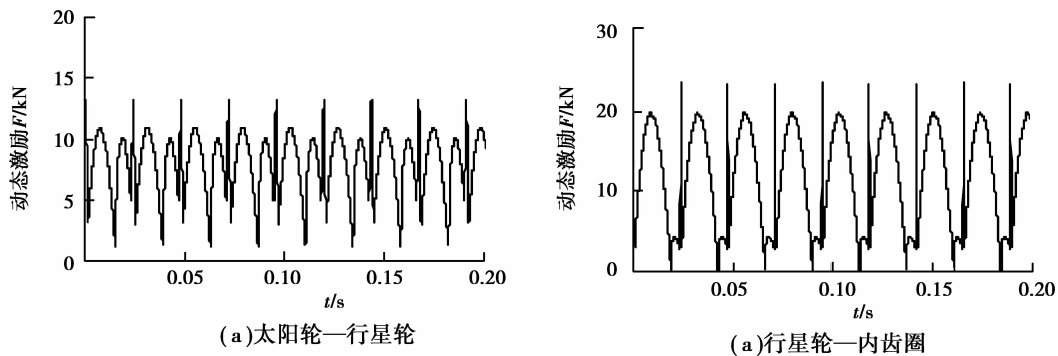


图 7 低速级齿轮副内部动态激励曲线

Fig.7 The internal dynamic excitation of low speed gear pairs

3.2 动态响应分析

在 ANSYS 软件中,建立风电增速箱实体模型并进行有限元网格划分,如图 8 所示,轴承内外圈和齿轮啮合采用弹簧单元模拟,弹簧刚度参见表 1 和表 2。将内部激励施加在各级齿轮副的啮合线上,采用模态叠加法求解可得增速箱的动态响应。表 4、5 给出了箱体表面 4 个评价点在 X、Y、Z 3 个方向振动位移和振动加速度均方根值。

表 4 箱体表面振动位移均方根值

Tab.4 The RMS values of vibration displacement of assessment points at the surface of housing

评价点号	1	2	3	4	
振动位移 $u/\mu\text{m}$	X 向	1.234	0.238	0.671	0.932
	Y 向	0.623	0.289	1.668	2.610
	Z 向	0.364	0.094	1.079	0.404

表 5 箱体表面振动加速度均方根值

Tab.5 The RMS values of vibration acceleration of assessment points at the surface of housing

评价点号	1	2	3	4	
振动加速度 $a/(\text{m}\cdot\text{s}^{-2})$	X 向	4.077	0.760	4.848	5.904
	Y 向	2.438	1.309	3.835	4.908
	Z 向	2.383	0.509	2.478	2.340

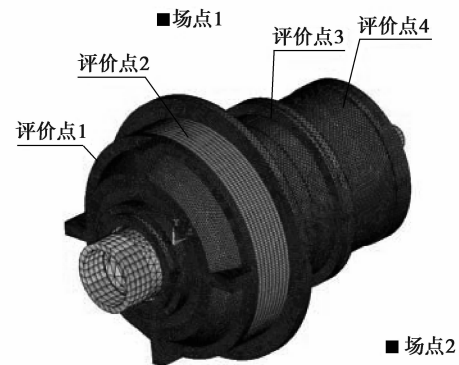


图 8 增速箱有限元网格及振动噪声评价点

Fig.8 The finite element mesh and the vibration noise assessment points of speed-increase gearbox

由表 4、5 可知,评价点 2 的振动响应最小,评价点 4 的振动响应最大。这是由于评价点 2 靠近约束位置且处于低速级,而评价点 4 与约束位置相距较远且位于高速输出轴附近,动载荷相对较大。

图 9 分别给出了箱体表面评价点 4 的 Z 向频域响应曲线。频域响应的峰值主要出现在齿轮副啮合频率 41.85 Hz、241.31 Hz 及其倍频附近,可见啮合频率对增速箱振动有较大影响。

3.3 结构噪声及辐射噪声预估

图 10 为评价点 4 的振动加速度级 1/3 倍频程结构噪声。

由图 10 可知,增速箱结构噪声最大值出现在频率 500 Hz 附近,该频率段主要为高速级行星传动啮合频率 241.31 Hz 的二倍频,可见风电齿轮系统结构噪声主要是由高速级齿轮啮合副振动引起的。

以箱体表面节点振动位移为边界激励条件,在 Sysnoise 软件中建立箱体声学边界元分析模型,如图 11 所示。求解声学边界元模型,可得增速箱的表面声压,图 12 给出了增速箱在 500 Hz 频段的表面声压云图。

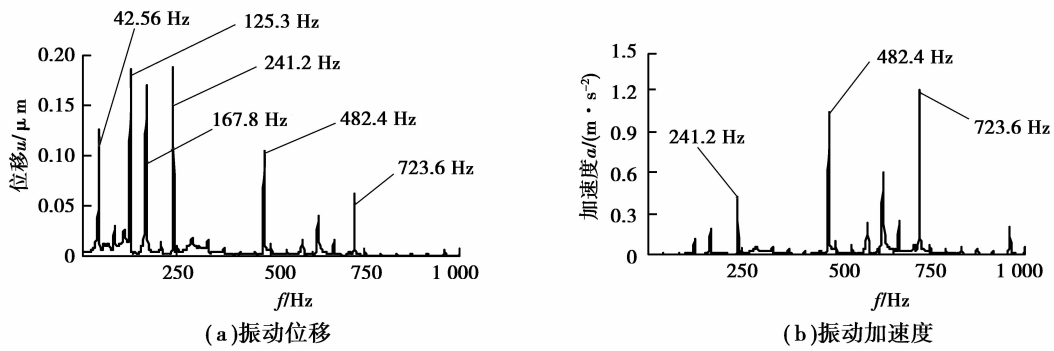


图 9 评价点 4 的 Z 向频域响应曲线

Fig.9 Z direction vibration response in frequency domain of assessment point 4

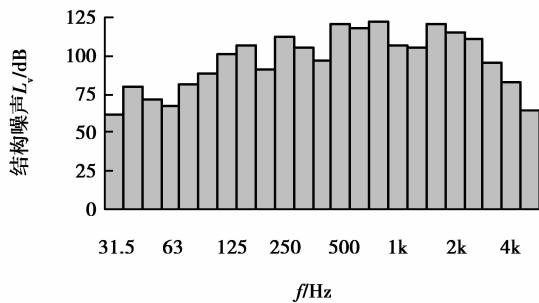


图 10 评价点 4 的 Z 向结构噪声

Fig.10 The structure-borne noise at Z direction of assessment point 4



图 11 风电增速箱的声学边界元网格

Fig.11 The acoustic boundary element model of wind power speed-increase gearbox

在距增速箱表面 1 m 处设置图 8 所示的两个场点,通过外声场声压计算,可得场点 1、2 的 A 计权倍频程声压级辐射噪声,如图 13 所示。由图可知,在 500 Hz 处辐射噪声出现峰值,最大值为 88 dB(A)。

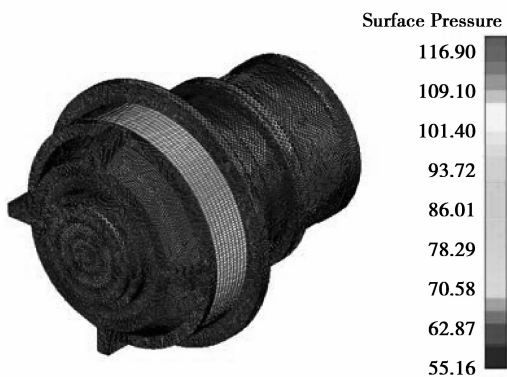


图 12 风电增速箱表面声压云图

Fig.12 The surface sound pressure contour of wind power speed-increase gearbox

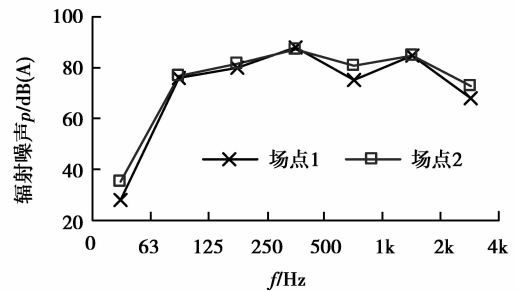


图 13 场点声压级频响曲线

Fig.13 The sound pressure in frequency domain of field points

4 结 论

1)利用 Romax 软件分析了风电增速箱力学特性,得到了各轴承的支撑刚度;通过齿轮副接触有限元分析,获取了各级齿轮副的轮齿刚度。

2)采用集中参数法计算了增速箱轴系的扭振频率及对应振型,得出扭振频率与轴系转频、齿轮啮合频率

及其倍频不合拍,增速箱不会出现共振现象。

3)通过增速箱响应分析,得出动态响应峰值出现在啮合频率 41.85 Hz、241.31 Hz 及其倍频处;加速度级结构噪声峰值出现在高速级行星传动啮合频率的二倍频附近。

4)通过增速箱声学边界元分析,得出场点的 A 计权倍频程声压级辐射噪声最大值为 88 dB(A),出现在 500 Hz 频段附近。

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]. China Journal of Mechanical Engineering, 2013, 24(1): 125-134.
- [2] 刘显军,洪军,朱永生,等.多支承轴系轴承受力与刚度的有限元迭代计算方法[J].西安交通大学学报,2010,44(11):41-45.
LIU Xianjun, HONG Jun, ZHU Yongsheng, et al. Iterative method to solve bearing's force and stiffness for a multi-support spindle system based on finite element analysis[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2010, 44(11): 41-45.
- [3] Rincon A F, Viadero F, Iglesias M, et al. A model for the study of meshing stiffness in spur gear transmissions[J]. Mechanism and Machine Theory, 2013, 61: 30-58.
- [4] 刘明勇,朱才朝,杜雪松,等.船用齿轮箱刚度分析与实验[J].重庆大学学报,2012,35(5):1-6.
LIU Mingyong, ZHU Caichao, DU Xuesong, et al. Stiffness analysis and experiments of marine gearbox[J]. Journal of Chongqing University, 2012, 35(5): 1-6.
- [5] 于海生,张彤,马智涛,等.行星排式混合动力汽车传动系扭转振动分析[J].农业工程学报,2013,29(15):57-64.
YU Haisheng, ZANG Tong, MA Zhitao, et al. Torsional vibration analysis of planetary hybrid electric vehicle driveline[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2013, 29(15): 57-64.
- [6] 刘文,林腾蛟,李润方,等.新型少齿差减速器动态特性分析及实验研究[J].振动与冲击,2009,28(7):22-27.
LIU Wen, LIN Tengjiao, LI Runfang, et al. Dynamic characteristic analysis and experimental study on a new type reducer with small tooth number difference[J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28(7): 22-27.
- [7] Guo Y, Parker R G. Dynamic modeling and analysis of a spur planetary gear involving tooth wedging and bearing clearance nonlinearity[J]. European Journal of Mechanics-A/Solids, 2010, 29(6): 1022-1033.
- [8] Eritenel T, Parker R G. Three-dimensional nonlinear vibration of gear pairs[J]. Journal of Sound and Vibration, 2012, 331(15):3628-3648.
- [9] 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.
- [10] Abbes 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.
- [11] Autrique J C, Magoules F. Analysis of a conjugated infinite element method for acoustic scattering[J]. Computers and Structures, 2007, 85(9): 518-525.
- [12] 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.
- [13] Lin T J, He Z Y, Geng F Y, et al. Prediction and experimental study on structure and radiation noise of subway gearbox[J]. Journal of Vibroengineering, 2013, 15(4): 1838-1846.
- [14] Damico R, Neher J, Wender B, et al. On the improvement of the solution accuracy for exterior acoustic problems with bem and fmbem[J]. Engineering Analysis with Boundary Elements, 2012, 36(7): 1104-1115.
- [15] 任继红.高速滚珠轴承的刚度计算与转子-轴承系统的动力学分析[D].西安:西安建筑科技大学硕士论文,2005.