

doi: 10.11835/j.issn.1000-582X.2023.109

机架柔性对双风轮风电机组传动链固有特性的影响

帅 权¹, 朱才朝¹, 谭建军¹, 武雅如¹, 谭术平², 劳文欣³

(1. 重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆 400044; 2. 中国船舶重工集团海装风电股份有限公司, 重庆 401123;
3. 中国华能集团清洁能源技术研究院, 北京 100096)

摘要: 双风轮风电机组是一种新型水平轴式风电机组, 可以利用前风轮尾流发电, 风能利用系数高, 但为了减少前后风轮间流场干涉效应, 传动链轴向跨距较单风轮机组更长, 造成长跨距柔性机架多点弹性支撑下双风轮风电机组传动链模态特性复杂, 潜在共振风险高。文中考虑机架柔性及其与传动链间弹性支撑, 利用多体动力学方法建立了双风轮风电机组传动链刚柔耦合动力学模型, 分析了传动链耦合振动模式, 研究了机架柔性对传动链固有特性的影响。研究表明: 双风轮风电机组传动链前 2 阶扭振固有频率分别为 5.63 Hz 和 6.01 Hz, 分别对应后、前风轮传动链第 1 阶扭振固有频率; 双风轮风电机组传动链共存在 3 类系统振动模式, 包括前或后风轮传动链局部振动模式、前或后风轮传动链耦合振动模式, 以及前与后风轮传动链耦合振动模式; 当系统各构件的模态能量主要集中在非扭振方向时, 机架柔性会使各构件模态能量朝同侧传动链其余构件或异侧传动链构件转移。

关键词: 双风轮风电机组; 传动链; 刚柔耦合; 固有特性

中图分类号: TH113

文献标志码: A

文章编号: 1000-582X(2024)11-001-14

Influences of frame flexibility on natural characteristics of dual-rotor wind turbine drivetrain

SHUAI Quan¹, ZHU Caichao¹, TAN Jianjun¹, WU Yaru¹, TAN Shuping², LAO Wenxin³

(1. State Key Laboratory of Mechanical Transmissions, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China;
2. China Shipbuilding Group Haizhuang Wind Power Co., Ltd., Chongqing 401123, P. R. China; 3. China Huaneng Group Clean Energy Research Institute, Beijing 100096, P. R. China)

Abstract: The dual-rotor wind turbine is an innovative horizontal axis design that harnesses the wake of the front turbine for additional power generation, leading to a higher wind energy utilization coefficient. However, the longer axial span required to minimize the flow field interference between the front and rear turbines complicates the drivetrain's modal characteristics, raising the risk of resonance due to multi-point elastic support in the flexible frame. This study incorporates frame flexibility and elastic support into a rigid-flexible coupling dynamic model of the drivetrain using multibody dynamics. The analysis of the drivetrain's coupling vibration modes

收稿日期: 2023-03-28 网络出版日期: 2023-05-31

基金项目: 国家重点研发计划资助项目(2020YFB1506600); 山西省重点研发计划项目(202102060301017); 广东省重点研发计划项目(2021B0101230002)。

Supported by National Key R&D Program of China (2020YFB1506600), Key R&D Program of Shanxi Province (202102060301017), and Key R&D Program of Guangdong Province (2021B0101230002).

作者简介: 帅权(1998—), 男, 硕士研究生, 主要从事风电机组结构、动力学研究, (E-mail)2815116448@qq.com。

通信作者: 朱才朝, 男, 教授, 博士研究生导师, (E-mail)cczhu@cqu.edu.cn。

reveals that the first two torsional vibration natural frequencies are 5.63 Hz and 6.01 Hz, corresponding to the rear and front turbine drivetrains, respectively. The drivetrain exhibits three vibration modes: local vibration in either the front or rear turbine, coupled vibration in either turbine drivetrain, and coupled vibration between both turbines. The study concludes that frame flexibility redistributes modal energy across components, affecting the drivetrain's natural characteristics.

Keywords: dual-rotor wind turbine; drivetrain; rigid-flexible coupling; natural characteristics

为降低风电度电成本,传统水平轴式单风轮风电机组逐渐朝 10 MW 及更高发展,但其结构安全设计、部件极限制造和大惯量控制等将面临巨大技术挑战,且风能利用系数进一步提升困难。为此,探索具有低成本、高效率的新型风力发电技术已成为近年来风电降本增效的关注重点。水平轴式双风轮风电机组是一种新型风力发电技术路线,具有前、后两组独立的风轮系统。后风轮可以通过吸收前风轮尾流发电,提高风能利用效率。传动链是支撑大惯量双风轮系统并传递兆瓦级功率的核心传动装置,但相比于单风轮风电机组,其特有的双风轮构型、长跨距柔性机架支撑将使整个传动链模态特性复杂,潜在共振风险高。因此,开展双风轮风电机组传动链固有特性研究,对支撑双风轮风电机组研制具有重要意义。

近年来,国内外学者对风电机组传动链固有特性进行了广泛研究。Liu 等^[1]、Wang 等^[2]建立了风电齿轮箱高速级斜齿轮动力学模型,分析了系统固有频率和模态振型;Eritenel 等^[3]、Zhu 等^[4]、Todorov 等^[5]和 Liu 等^[6]采用集中参数法,建立了风电齿轮箱传动系统动力学模型,分析了系统固有频率和模态振型;Zhu 等^[7]、Xing 等^[8]发现销轴柔性对风电齿轮箱传动系统低阶模态影响较大。随后, Jin 等^[9]、Peeters 等^[10]、Helsen 等^[11]和何玉林等^[12]分别建立了纯扭、多刚体和柔性风电齿轮箱动力学模型,分析发现结构柔性有助于提高风电齿轮箱动力学模型仿真精度。为此, Tan 等^[13]和谭建军等^[14]考虑轴系柔性,建立了风电机组传动链动力学模型,将传动链模态归纳为主轴局部振动、齿轮箱局部振动、主轴与齿轮箱耦合振动共 3 大类振动模式,并分析了电磁刚度对系统模态的影响;杜静等^[15]和赵萍等^[16]分析发现结构柔性会使传动链出现更多的耦合模态。此外, Zhao 等^[17]和 Zheng 等^[18]发现风电机组传动链弹性支撑刚度会显著影响系统固有特性。为此, Zhang 等^[19]和张盛林等^[20]分析了塔架弹性支撑对传动链固有特性的影响。

少数学者针对双风轮风电机组传动链开展了探索性研究,如 Filsoof 等^[21]采用集中参数法,建立了双风轮风电机组动力学模型,分析了前后风轮转速对系统固有频率的影响。目前,大多数风电机组传动链固有特性研究侧重于分析结构、弹性支撑等参数对系统固有特性的影响,取得了诸多有益的研究成果,但研究对象大多为单风轮风电机组,围绕双风轮风电机组传动链长跨距、多点弹性支撑等特征开展传动链固有特性分析的相关研究较少。为此,笔者考虑机架柔性及其与传动链间弹性支撑,建立了某型双风轮风电机组传动链刚柔耦合动力学模型,研究了传动链耦合振动模式,分析了机架柔性对传动链固有特性的影响。

1 双风轮风电机组运行原理

图 1 为双风轮风电机组传动链运行原理及结构简图。双风轮风电机组传动链由前、后两组单风轮传动链组成。前风轮将部分风能转化为低转速、高扭矩的机械能,前风轮尾流驱动后风轮转动,进而再次捕获风能。两侧风轮分别通过前、后风轮传动链的主轴将机械能传递到齿轮箱,随后通过齿轮箱增速降扭,驱动双转子发电机发电。双转子发电机具有两套独立的转子-定子系统,分别与前、后风轮传动链连接并发电;前、后风轮齿轮箱均采用“一级行星一级平行”的传动方案。

为了减少前后风轮间流场干涉效应,需要在前风轮齿箱输出端与发电机之间设计一根短轴,以增加传动链轴向长度,并分别通过联轴器与齿轮箱输出端和发电机转轴连接,最大程度地保留成熟的单风轮风电机组传动链技术方案。双风轮风电机组与齿轮传动设计参数分别如表 1 和表 2 所示。

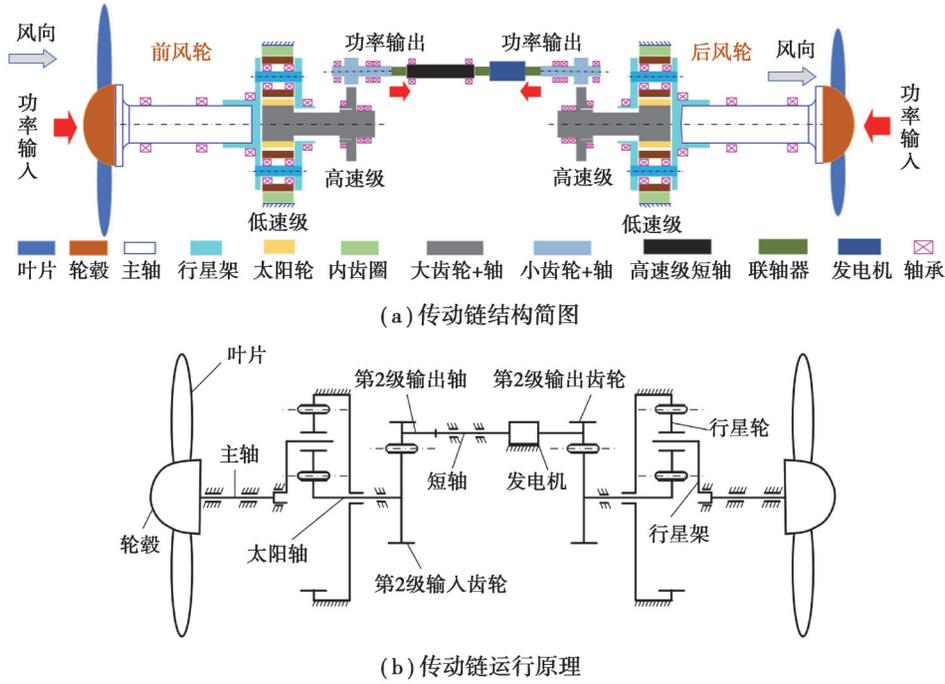


图 1 双风轮风电机组传动链结构
Fig. 1 Structure of the dual-rotor wind turbine drivetrain

表 1 双风轮风电机组基本参数

Table 1 Basic parameters of the dual-rotor wind turbine

风轮	切入转速/(r·min ⁻¹)	额定转速/(r·min ⁻¹)	切出转速/(r·min ⁻¹)	额定功率/MW
前风轮	10.97	21.81	26.21	1.5
后风轮	10.43	24.21	29.01	1.2

表 2 齿轮传动基本参数

Table 2 Basic parameters of the gear transmission

风轮	齿轮	模数/mm	齿数	压力角/(°)
前风轮	太阳轮	14	26	22.5
	行星轮	14	47	22.5
	内齿圈	14	121	22.5
	大齿轮	10	113	20.0
	小齿轮	10	23	20.0
后风轮	太阳轮	12	25	22.5
	行星轮	12	47	22.5
	内齿圈	12	119	22.5
	大齿轮	10	113	20.0
	小齿轮	10	23	20.0

2 双风轮风电机组传动链刚柔耦合动力学模型

2.1 多柔体动力学基本原理

根据笛卡尔坐标系、欧拉角和模态坐标系,定义柔性体广义坐标为

$$\xi = [x \ y \ z \ \psi \ \theta \ \varphi \ q]^T \quad (1)$$

式中: x, y, z 为笛卡尔坐标系; ψ, θ, φ 为欧拉角; q 为模态坐标系。

可得柔性体上任一节点 i 的位移为

$$\mathbf{r} = \mathbf{r}_0 + \mathbf{A}(\mathbf{s}_i + \mathbf{u}_i). \quad (2)$$

式中: \mathbf{r} 为节点 i 在惯性坐标系中的位置向量; \mathbf{r}_0 为弹性坐标系原点在惯性坐标系中的位置向量; \mathbf{A} 为物体坐标系到惯性参考系的转换矩阵; \mathbf{s}_i 为柔性体未变形时节点 i 在弹性坐标系中的位置向量; \mathbf{u}_i 为柔性体相对变形量。

基于拉格朗日方程^[22]可得柔性体运动微分方程

$$\mathbf{M}\ddot{\xi} + \dot{\mathbf{M}}\dot{\xi} - \frac{1}{2} \left[\frac{\partial \mathbf{M}}{\partial \xi} \dot{\xi} \right]^T \dot{\xi} + \mathbf{K}\xi + \mathbf{f}_g + \mathbf{C}\dot{\xi} + \left[\frac{\partial \psi}{\partial \xi} \right]^T \lambda = \mathbf{Q}. \quad (3)$$

式中: ξ 、 $\dot{\xi}$ 、 $\ddot{\xi}$ 分别为广义坐标及其时间的一阶和二阶导数; \mathbf{M} 、 $\dot{\mathbf{M}}$ 分别为柔性体的质量矩阵及其对时间的导数; \mathbf{K} 为模态刚度; \mathbf{f}_g 为重力; \mathbf{C} 为阻尼矩阵; ψ 为约束方程; λ 为拉格朗日算子; \mathbf{Q} 为广义力。

如图2所示, 在多柔性体动力学模型中, 采用柔性多点约束 (multi-point constrain, MPC) 方法^[23], 建立主节点与构件耦合界面从节点间的耦合关系如式(4)所示。

$$F_i = \frac{M\omega_i r_i}{\omega_1 r_1^2 + \omega_2 r_2^2 + \dots + \omega_n r_n^2} \circ \quad (4)$$

式中: F_i 为作用在主节点上的力; M 为主节点受到的扭矩; ω_i 为权重系数; r_i 为从节点 i 到主节点的距离; n 为耦合界面上从节点数量。

2.2 动力学建模

2.2.1 有限元缩聚单元

建立机架、行星架和传动轴等构件有限元模型, 并设置主节点与耦合界面从节点间的作用关系, 例如在机架与传动链主轴、短轴轴承支撑、齿轮箱扭力臂支撑、发电机支撑和塔筒连接点的位置处设置主节点, 其中塔筒连接点表示机架底座与塔筒顶端进行连接的平面等效作用点, 如图3所示。通过MPC(式(4))建立主节点与界面从节点间的耦合关系。计算构件 s 全局质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵, 采用固定界面模态综合法对构件 s 进行缩聚, 得到缩聚后的位移矢量表达式为^[24]

$$\mathbf{u}^s = \begin{bmatrix} \mathbf{u}_i^s \\ \mathbf{u}_j^s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Phi_w^s & \Phi_m^s \\ \mathbf{O} & \mathbf{I} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{q}_w^s \\ \mathbf{u}_j^s \end{bmatrix} = [\Phi^s] [\mathbf{q}_{sf}]. \quad (5)$$

式中: \mathbf{u}_i^s 、 \mathbf{u}_j^s 分别为内部节点和主节点位移向量, i 、 j 分别为某内部节点和某主节点; Φ_w^s 、 Φ_m^s 分别为界面和约束模式矩阵; \mathbf{q}_w^s 为界面模式的模态坐标; Φ^s 为柔性体模态矩阵; \mathbf{q}_{sf} 为对应的模态坐标; \mathbf{I} 、 \mathbf{O} 分别为恒等矩阵和零矩阵。

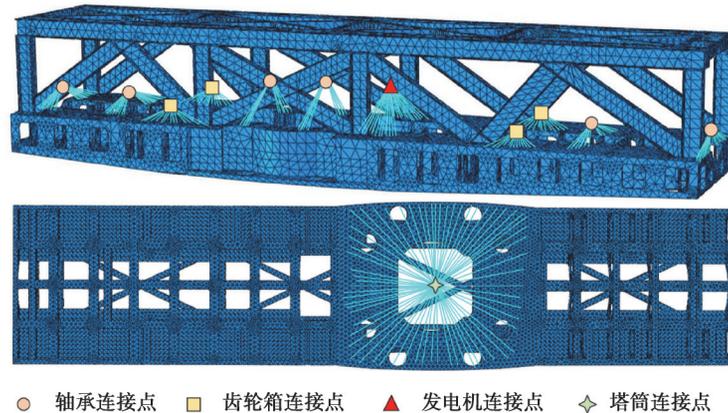


图3 机架 MPC 连接

Fig. 3 MPC connection of frame

基于式(5), 得到缩聚后的构件 s 自由振动方程

$$[\Phi^s]^T [\mathbf{M}_s] [\Phi^s] [\ddot{\mathbf{q}}_{sf}] + [\Phi^s]^T [\mathbf{C}_s] [\Phi^s] [\dot{\mathbf{q}}_{sf}] + [\Phi^s]^T [\mathbf{K}_s] [\Phi^s] [\mathbf{q}_{sf}] = \mathbf{O}. \quad (6)$$

式中: \mathbf{M}_s 、 \mathbf{C}_s 、 \mathbf{K}_s 分别为构件 s 全局质量矩阵、阻尼矩阵与刚度矩阵。

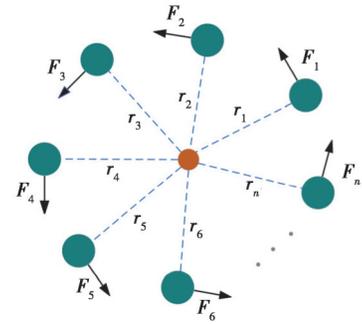


图2 柔性 MPC 原理

Fig. 2 Principle of the flexible MPC

2.2.2 轴承支撑单元

双风轮风电机组传动链常处于低速重载运行状态,轴承支撑刚度变化对系统动态特性的影响有限。如图 4 所示,将轴承支撑简化为具有 6 个自由度的弹簧-阻尼矩阵,采用轴承单元 K_b 进行描述,如式(7)所示。其中,轴承支撑刚度采用 ROMAX 软件在额定工况下计算,阻尼矩阵采用 Rayleigh 阻尼^[25]计算。

$$K_b = \begin{bmatrix} \frac{\partial F_{by}}{\partial \sigma_{by}} & \frac{\partial F_{by}}{\partial \sigma_{bz}} & \frac{\partial F_{by}}{\partial \sigma_{bx}} & \frac{\partial F_{by}}{\partial \theta_{by}} & \frac{\partial F_{by}}{\partial \theta_{bz}} & 0 \\ \frac{\partial F_{bz}}{\partial \sigma_{by}} & \frac{\partial F_{bz}}{\partial \sigma_{bz}} & \frac{\partial F_{bz}}{\partial \sigma_{bx}} & \frac{\partial F_{bz}}{\partial \theta_{by}} & \frac{\partial F_{bz}}{\partial \theta_{bz}} & 0 \\ \frac{\partial F_{bx}}{\partial \sigma_{by}} & \frac{\partial F_{bx}}{\partial \sigma_{bz}} & \frac{\partial F_{bx}}{\partial \sigma_{bx}} & \frac{\partial F_{bx}}{\partial \theta_{by}} & \frac{\partial F_{bx}}{\partial \theta_{bz}} & 0 \\ \frac{\partial M_{by}}{\partial \sigma_{by}} & \frac{\partial M_{by}}{\partial \sigma_{bz}} & \frac{\partial M_{by}}{\partial \sigma_{bx}} & \frac{\partial M_{by}}{\partial \theta_{by}} & \frac{\partial M_{by}}{\partial \theta_{bz}} & 0 \\ \frac{\partial M_{bz}}{\partial \sigma_{by}} & \frac{\partial M_{bz}}{\partial \sigma_{bz}} & \frac{\partial M_{bz}}{\partial \sigma_{bx}} & \frac{\partial M_{bz}}{\partial \theta_{by}} & \frac{\partial M_{bz}}{\partial \theta_{bz}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (7)$$

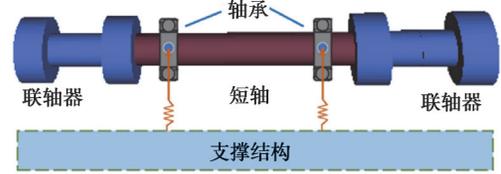


图 4 轴承支撑
Fig. 4 Bearing support

式中: F_{by} 、 F_{bz} 分别为轴承内、外圈之间的径向力; F_{bx} 为轴承的轴向载荷; M_{by} 、 M_{bz} 分别为轴承内、外圈之间的径向力矩; σ_{by} 、 σ_{bz} 分别为轴承内、外圈之间的径向位移; σ_{bx} 为轴承的轴向位移; θ_{by} 、 θ_{bz} 分别为轴承内、外圈之间的径向角位移。

2.2.3 齿轮啮合单元

如图 5 所示,采用轮齿切片法建立齿轮副啮合关系。将齿轮沿齿宽方向上切分成 N 块,在块与块之间都用一个弹簧-阻尼单元模拟一对齿的啮合,每对轮齿之间啮合刚度采用 ISO 6336^[26]计算。

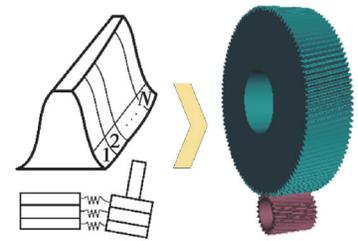


图 5 齿轮分块
Fig. 5 Gear block

2.2.4 联轴器单元

根据 GL 2010 规范^[27],将联轴器简化为由 4 段刚体弹性连接的组合体,如图 6 所示。图中 J_1 、 J_2 、 J_3 、 J_4 分别表示刚体 1、刚体 2、刚体 3、刚体 4 的转动惯量; m_1 、 m_2 、 m_3 、 m_4 分别表示刚体 1、刚体 2、刚体 3、刚体 4 的质量; C_{tube} 表示刚体 2 和刚体 3 之间的线性弹簧-阻尼连接; C_{link1} 和 C_{link2} 分别表示刚体 1 与刚体 2 之间和刚体 3 与刚体 4 之间的线性弹簧-阻尼连接,如式(8)所示。

$$\begin{bmatrix} M_{11} & & & \\ & M_{22} & & \\ & & M_{33} & \\ & & & M_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{X}_1 \\ \ddot{X}_2 \\ \ddot{X}_3 \\ \ddot{X}_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & & \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} & \\ & C_{32} & C_{33} & C_{34} \\ & & C_{43} & C_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{X}_1 \\ \dot{X}_2 \\ \dot{X}_3 \\ \dot{X}_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & & \\ K_{21} & K_{22} & K_{23} & \\ & K_{32} & K_{33} & K_{34} \\ & & K_{43} & K_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ F_4 \end{bmatrix} \quad (8)$$

式中: M_{kk} 、 C_{kk} 、 K_{kk} 分别为刚体 $k(k=1,2,3,4)$ 的质量矩阵、阻尼矩阵以及刚度矩阵; C_{kl} 、 K_{kl} 分别为刚体 k 与刚体 l ($l=1,2,3,4; k \neq l$) 间的耦合阻尼矩阵和刚度矩阵; X_k 、 \dot{X}_k 、 \ddot{X}_k 分别为刚体 k 的广义位移、速度和加速度; F_k 为作用在刚体 k 上的载荷。

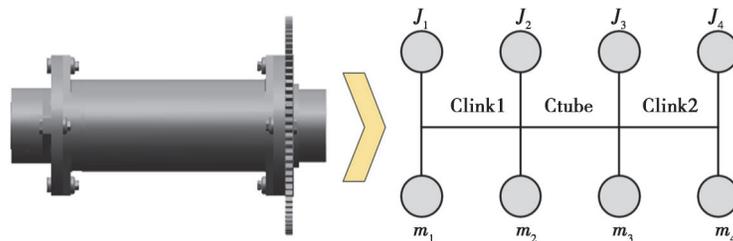


图 6 联轴器模型
Fig. 6 Coupling model

2.3 全耦合动力学模型

图 7 为双风轮风电机组传动链拓扑结构,图中的 DOF 为铰链的自由度,FE 表示力元。

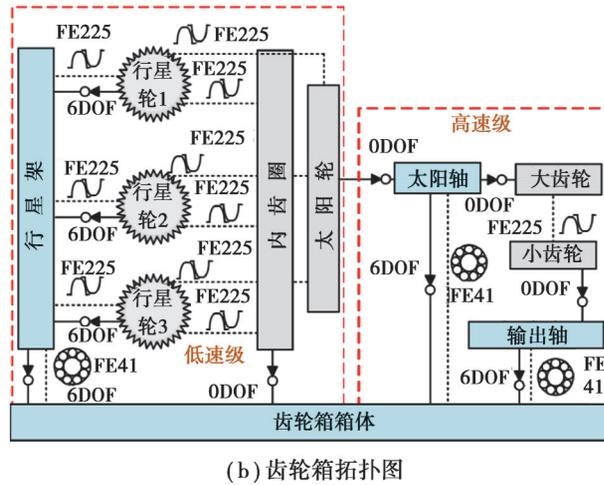
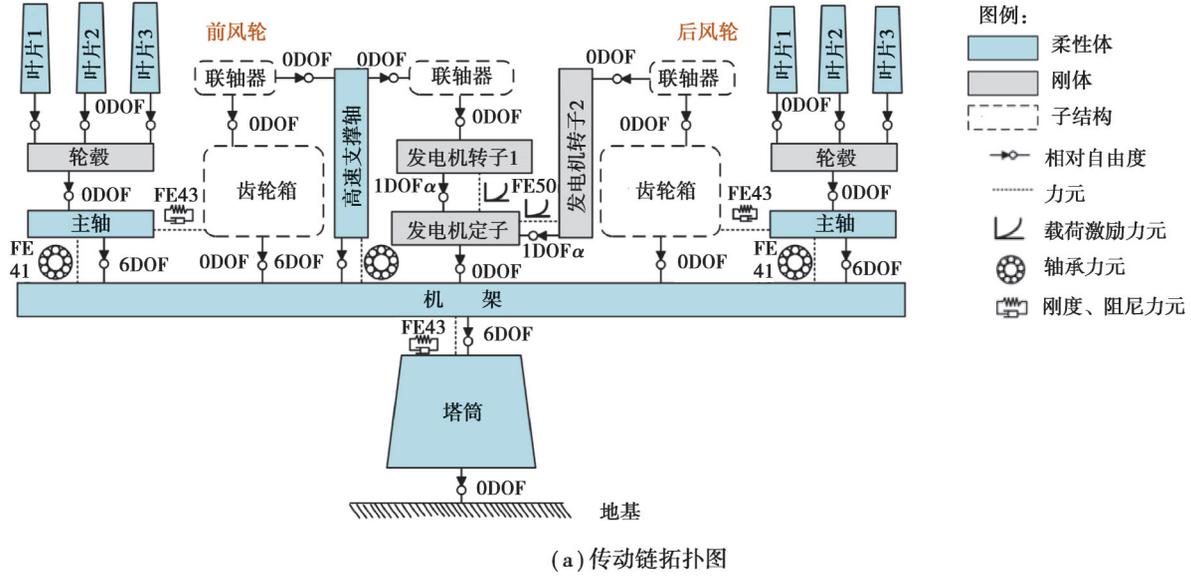


图 7 双风轮风电机组传动链拓扑图

Fig. 7 Topological diagram of dual-rotor wind turbine drivetrain

根据传动链拓扑结构,建立双风轮风电机组传动链 SIMPACK 动力学模型,如图 8 所示。

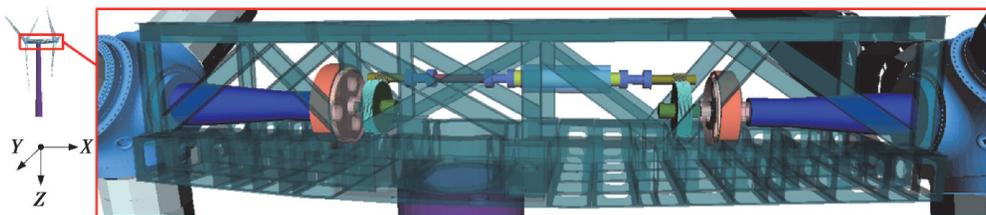


图 8 双风轮风电机组刚柔耦合动力学模型

Fig. 8 Rigid-flexible coupling dynamic model of the dual-rotor wind turbine

叶片、塔筒部件采用欧拉-伯努利梁建模^[28],气动力则采用叶素-动量(blade element momentum, BEM)理论计算^[29],采用 237 号力元模拟;齿轮啮合采用切片法计算,采用 225 号力元模拟;联轴器采用线性弹簧-阻尼单元建模,采用 41 号和 43 号力元模拟;根据转速-转矩曲线计算作用在发电机转子上的负载,采用 50 号力元模拟;塔筒与机架之间释放 6 个自由度,两者的连接采用 43 号力元模拟。

$$\begin{bmatrix} M_u & M_{ud} \\ M_{du} & M_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{X}_u \\ \ddot{X}_d \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_u & C_{ud} \\ C_{du} & C_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{X}_u \\ \dot{X}_d \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_u & K_{ud} \\ K_{du} & K_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_u \\ X_d \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_u \\ F_d \end{bmatrix} \quad (9)$$

式中: M_u 、 C_u 、 K_u 、 X_u 、 \dot{X}_u 、 \ddot{X}_u 、 F_u 分别为前风轮传动链系统的质量矩阵、阻尼矩阵、刚度矩阵和广义位移、速度、加速度与激振力矩阵; M_d 、 C_d 、 K_d 、 X_d 、 \dot{X}_d 、 \ddot{X}_d 、 F_d 分别为后风轮传动链系统的质量矩阵、阻尼矩阵、

刚度矩阵和广义位移、速度、加速度与激振力矩阵;激振力矩阵包括气动力、负载和内部激励; \mathbf{M}_{ud} 、 \mathbf{C}_{ud} 、 \mathbf{K}_{ud} 分别为前风轮传动链与后风轮传动链系统的质量、阻尼、刚度耦合矩阵; \mathbf{M}_{du} 、 \mathbf{C}_{du} 、 \mathbf{K}_{du} 分别为后风轮传动链与前风轮传动链系统的质量、阻尼、刚度耦合矩阵。

3 结果讨论与分析

根据模态理论得到双风轮传动链系统无阻尼自由振动方程^[16]

$$\begin{bmatrix} \mathbf{v}_u \\ \mathbf{v}_d \end{bmatrix}^T \left\{ \begin{bmatrix} \mathbf{K}_u & \mathbf{K}_{ud} \\ \mathbf{K}_{du} & \mathbf{K}_d \end{bmatrix} - \omega^2 \begin{bmatrix} \mathbf{M}_u & \mathbf{M}_{ud} \\ \mathbf{M}_{du} & \mathbf{M}_d \end{bmatrix} \right\} \begin{bmatrix} \mathbf{v}_u \\ \mathbf{v}_d \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{O} \\ \mathbf{O} \end{bmatrix} \quad (10)$$

式中: \mathbf{v}_u 、 \mathbf{v}_d 分别为前、后风轮传动链模态振型矩阵; ω 为系统固有频率。

根据式(10)得到第 t 阶模态时部件 h 模态动能 $T_h^{(t)}$ 和系统总模态动能 $T_{\max}^{(t)}$ 的表达式分别为

$$T_h^{(t)} = \frac{1}{2} \omega_t^2 (\mathbf{v}_t^T)_h \mathbf{M}_h (\mathbf{v}_t)_h, \quad (11)$$

$$T_{\max}^{(t)} = \frac{1}{2} \omega_t^2 \mathbf{v}_t^T \mathbf{M} \mathbf{v}_t. \quad (12)$$

式中: ω_t 为第 t 阶固有频率; $(\mathbf{v}_t)_h$ 为部件 h 第 t 阶模态振型向量; \mathbf{M}_h 为部件 h 质量矩阵; \mathbf{v}_t 为系统第 t 阶模态振型向量。

在第 t 阶模态中部件 h 模态动能占比为

$$p_h^t = \frac{T_h^{(t)}}{T_{\max}^{(t)}} \times 100\%. \quad (13)$$

3.1 模型验证

在本研究的双风轮风电机组中,前、后风轮传动链的传动结构是相互独立的(见图1)。因此,双风轮风电机组传动链存在两阶扭振固有频率,分别对应前、后风轮传动链第1阶扭振固有频率。目前尚无针对双风轮风电机组的一体化载荷仿真软件,因而无法基于双风轮风电机组整机模型对传动链固有频率进行计算。本研究中采用风电行业常用的单风轮风电机组整机载荷仿真软件BLADED^[30]对模型计算结果进行验证,然而该软件无法同时建立两组风轮系统。考虑到前、后风轮传动链的传动结构是解耦独立的,因此通过在该软件中分别建立前、后风轮风电机组整机模型,计算得到对应的传动链第1阶扭振固有频率,与本研究中的计算结果进行对比。从表3中可知,前、后风轮风电机组传动链计算结果偏差分别为3.36%、4.33%,均小于5%,满足GL2010规范要求。

表3 传动链扭振固有频率对比

传动链	BLADED 计算值/Hz	本文模型计算值/Hz	偏差/%
前风轮	5.81	5.99	3.36
后风轮	5.67	5.43	4.33

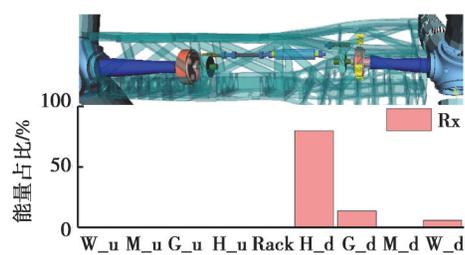
3.2 传动链固有特性分析

由于塔架主要模态属于低频模态,对传动链模态影响较小,因此,为了更好地分析机架柔性对双风轮传动链固有特性的影响,在后续分析时忽略塔架影响。在额定工况下分别计算前、后风轮传动链齿轮传动系统高速级啮频3倍频,然后选取两者间最大值作为模态分析截止频率,其中固有频率的选取标准为:1)去除刚体模态下(频率值为0)的频率值;2)去除阻尼比大于或等于1的频率值;3)去除阻尼比和频率值接近且模态能量分布接近的频率值;4)去除各个方向模态能量之和小于1的频率值;5)由于叶片的能量对传动链的影响很小,所以去除叶片的模态能量值^[31]。根据各构件模态能量占比,对系统模态振型进行分类,如表4所示。从表中可知,双风轮风电机组传动链系统振型可以划分为3大类振动模式。其中,A、B分别表示前、后风轮传动链,W_u、M_u、G_u、H_u和W_d、M_d、G_d、H_d分别表示前、后风轮传动链的风轮、主轴、齿轮箱和发电机;Rack表示机架;Tx、Ty、Tz和Rx、Ry、Rz分别表示 x 、 y 、 z 3个位移方向和旋转方向。系统模态振型和能量分布如图9所示。

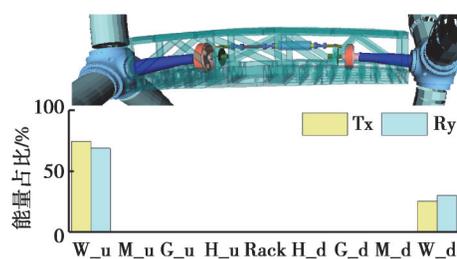
表4 传动链固有频率及振型类型

Table 4 Natural frequencies and vibration mode types of the drivetrain

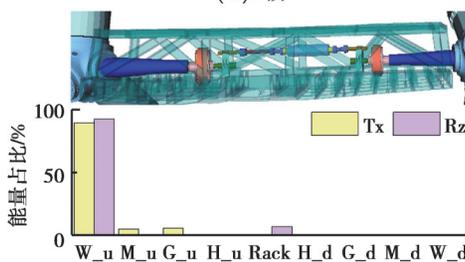
阶数	振动类型	固有频率/Hz	阶数	振动类型	固有频率/Hz
1	I-A	5.59	13	VIII-B	36.61
2	IV-B	5.63	14	VII-A	38.56
3	IV-A	6.01	15	VII-A	38.96
4	X	6.20	16	III-A	45.28
5	I-B	6.36	17	VII-B	58.12
6	V-B	8.89	18	IV-A	63.90
7	V-B	9.57
8	I-B	15.09	30	IX	129.25
9	I-A	16.93
10	V-A	17.18	47	VI-A	196.21
11	V-B	32.08
12	V-A	34.75	71	II-A	405.73



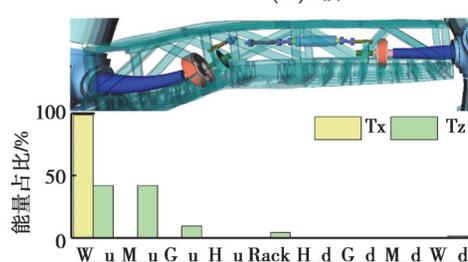
(a) 2阶



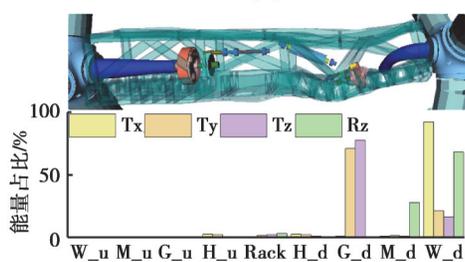
(b) 4阶



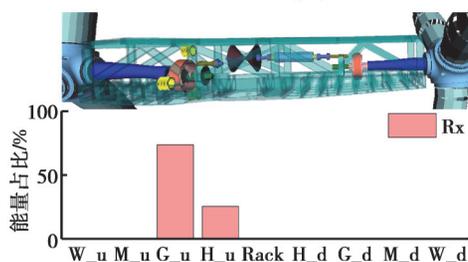
(c) 9阶



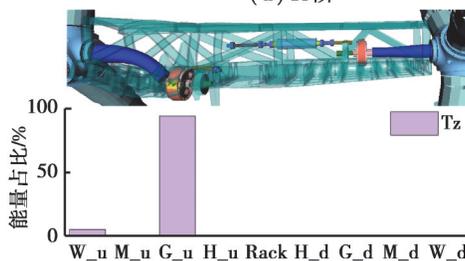
(d) 10阶



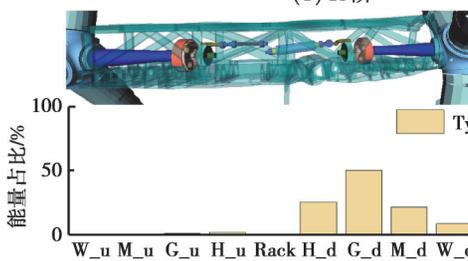
(e) 13阶



(f) 15阶



(g) 16阶



(h) 30阶

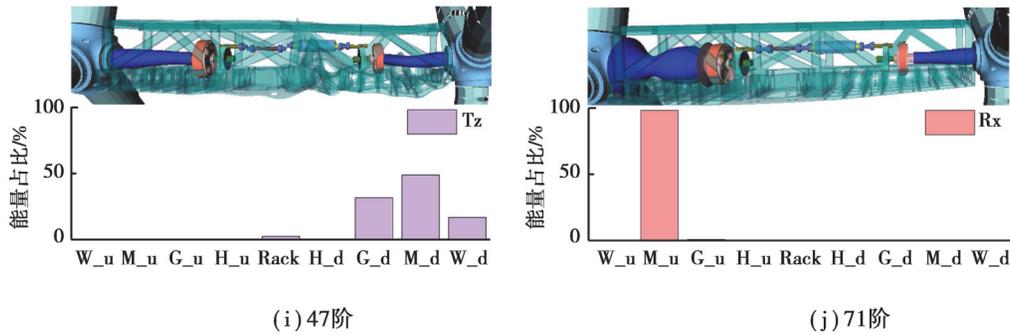


图 9 模态振型模式及能量分布

Fig. 9 Vibration modes and their energy distribution

3.2.1 前或后风轮传动链局部振动模式

此类振动模式为前或后风轮传动链单个部件振动,主要包括风轮、主轴、齿轮箱和发电机 4 类局部振动模式(I、II、III、IV)。

1) 在风轮振动模式(I-A、I-B)中,振动能量主要分布在前或后风轮。如图 9(c)所示,第 9 阶频率模态能量主要分布在前风轮。

2) 在主轴振动模式(II-A、II-B)中,振动能量主要分布在前或后风轮传动链主轴。如图 9(j)所示,第 71 阶频率模态能量主要分布在前风轮传动链主轴。

3) 在齿轮箱振动模式(III-A、III-B)中,振动能量主要分布在前或后风轮传动链齿轮箱行星架、行星轮、中间轴、输出轴等构件。如图 9(g)所示,第 16 阶频率模态能量主要分布在前风轮传动链齿轮箱。

4) 在发电机振动模式(IV-A、IV-B)中,振动能量主要分布在前风轮传动链高速级短轴和前或后风轮传动链联轴器、发电机转子等构件。如图 9(a)所示,第 2 阶频率模态能量主要分布在后风轮传动链联轴器、发电机转子。

3.2.2 前或后风轮传动链耦合振动模式

此类振动模式为前或后风轮传动链中多个部件同时振动,主要包括风轮+主轴、主轴+齿轮箱、齿轮箱+发电机、风轮+主轴+齿轮箱、主轴+齿轮箱+发电机共 5 类耦合振动模式(V、VI、VII、VIII、IX)。

1) 在风轮+主轴耦合振动模式(V-A、V-B)中,振动能量主要分布在前或后风轮传动链风轮与主轴。如图 9(d)所示,第 10 阶频率模态能量主要分布在前风轮传动链风轮与主轴。

2) 在主轴+齿轮箱耦合振动模式(VI-A、VI-B)中,振动能量主要分布在前或后风轮传动链主轴与齿轮箱。如图 9(i)所示,第 47 阶频率模态能量主要分布在后风轮传动链主轴与齿轮箱。

3) 在齿轮箱+发电机耦合模式(VII-A、VII-B)中,振动能量主要分布在前或后风轮传动链齿轮箱、联轴器、发电机转子和高速级短轴(前风轮)。如图 9(f)所示,第 15 阶频率模态能量主要分布在前风轮传动链齿轮箱与高速级短轴。

4) 在风轮+主轴+齿轮箱耦合模式(VIII-A、VIII-B)中,振动能量主要分布在前或后风轮传动链风轮、主轴、齿轮箱各构件。如图 9(e)所示,第 13 阶频率模态能量主要分布在后风轮传动链风轮、主轴与齿轮。

5) 在主轴+齿轮箱+发电机耦合模式(IX-A、IX-B)中,振动能量主要分布在前或后风轮传动链主轴、齿轮箱各构件、联轴器、发电机转子和高速级短轴(前风轮)。如图 9(h)所示,第 30 阶频率模态能量主要分布在后风轮传动链主轴、齿轮箱和高速级短轴。

3.2.3 前与后风轮传动链耦合振动模式

此类振动模式(X)为前和后风轮传动链多个构件同时振动。如图 9(b)所示,第 4 阶频率模态能量主要分布在前和后风轮传动链风轮。

3.3 机架柔性对传动链固有特性影响

表 5 为机架柔性对传动链固有频率的影响。从表中可知,当系统各构件振型主要集中在扭振方向时,机

架柔性会在一定程度上降低传动链各阶固有频率幅值,并增加系统固有频率数量,使模态特征更加复杂。

表5 机架柔性对传动链固有频率的影响

Table 5 Influences of frame flexibility on natural frequencies of the drivetrain

序号	固有频率/Hz		振动部件	振动方向	序号	固有频率/Hz		振动部件	振动方向
	刚性机架	柔性机架				刚性机架	柔性机架		
N_1	12.28	5.59	W_u	x, β	N_14	38.98	38.98	G_u	α
N_2	5.76	5.63	H_d	α	N_15		45.29	G_u	z
N_3	6.03	6.01	H_u	α	N_16	58.59	58.15	G_d	α
N_4		6.20	W_u	x, β	N_17		63.93	H_u、H_d	x
N_5	6.38	6.36	W_d	α	N_18		64.74	G_u	y
N_6	11.84	9.57	W_d	x, β	N_19		74.98	G_u	x
N_7	15.11	15.09	W_d	α	N_20		86.88	H_u、H_d	y
N_8		16.93	W_u	x, z
N_9		17.18	W_u	x, z	N_32	160.84	144.86	G_d	y, z
N_10	63.48	32.08	W_d、G_d	x
N_11	54.85	34.75	W_u、G_d	x	N_34	172.62	150.18	H_u	y
N_12		36.61	G_d	y, γ
N_13		38.56	G_d	z, β	N_106		947.81	G_u	y

采用式(14)计算机架柔性对构件 q 沿 m 向的振动能量变化的影响:

$$C_q(m) = p_f^q(m) - p_r^q(m). \quad (14)$$

式中: C_q 表示构件 q 的振动能量占比变化量; p_f^q 和 p_r^q 分别表示柔性机架、刚性机架中构件 q 的振动能量占比; $m=x, y, z, \alpha, \beta, \gamma$ 。

图10为以扭振方向模态能量占优的第N_2、N_3、N_5、N_7、N_14、N_16阶模态。图11~13分别为以非扭振方向模态能量占优的第N_1、N_6、N_10、N_11、N_32、N_34阶模态。从图10~13中可以看出,机架柔性对传动链的影响规律主要包括以下几个方面。

1)当系统各构件的模态能量主要集中在扭振方向时,机架柔性对系统模态能量分布的影响较小,如图10所示。

2)当系统各构件的模态能量主要集中在非扭振方向时,机架柔性对系统模态能量分布的影响规律可以划为以下3类。

①当系统模态能量集中在少数部件且部件位置靠近机架中心时,机架柔性对此类部件振动能量影响较小。如第N_32阶(图11(a))和第N_34阶(图11(b))模态能量分别集中在靠近机架中心的后风轮传动链齿轮箱和前风轮传动链发电机部件。

②机架柔性会使前或后风轮传动链中各部件间发生模态能量转移。如第N_10阶(图12(a))和第N_11阶(图12(b))模态能量分别从后风轮传动链和前风轮传动链的风轮、主轴等部件向同侧传动链的齿轮箱转移。

③机架柔性会使前风轮传动链与后风轮传动链间发生模态能量转移。如第N_1阶(图13(a))和第N_6阶(图13(b))模态能量分别由前风轮传动链风轮部件向后风轮传动链转移,后风轮传动链风轮部件向前风轮传动链转移。

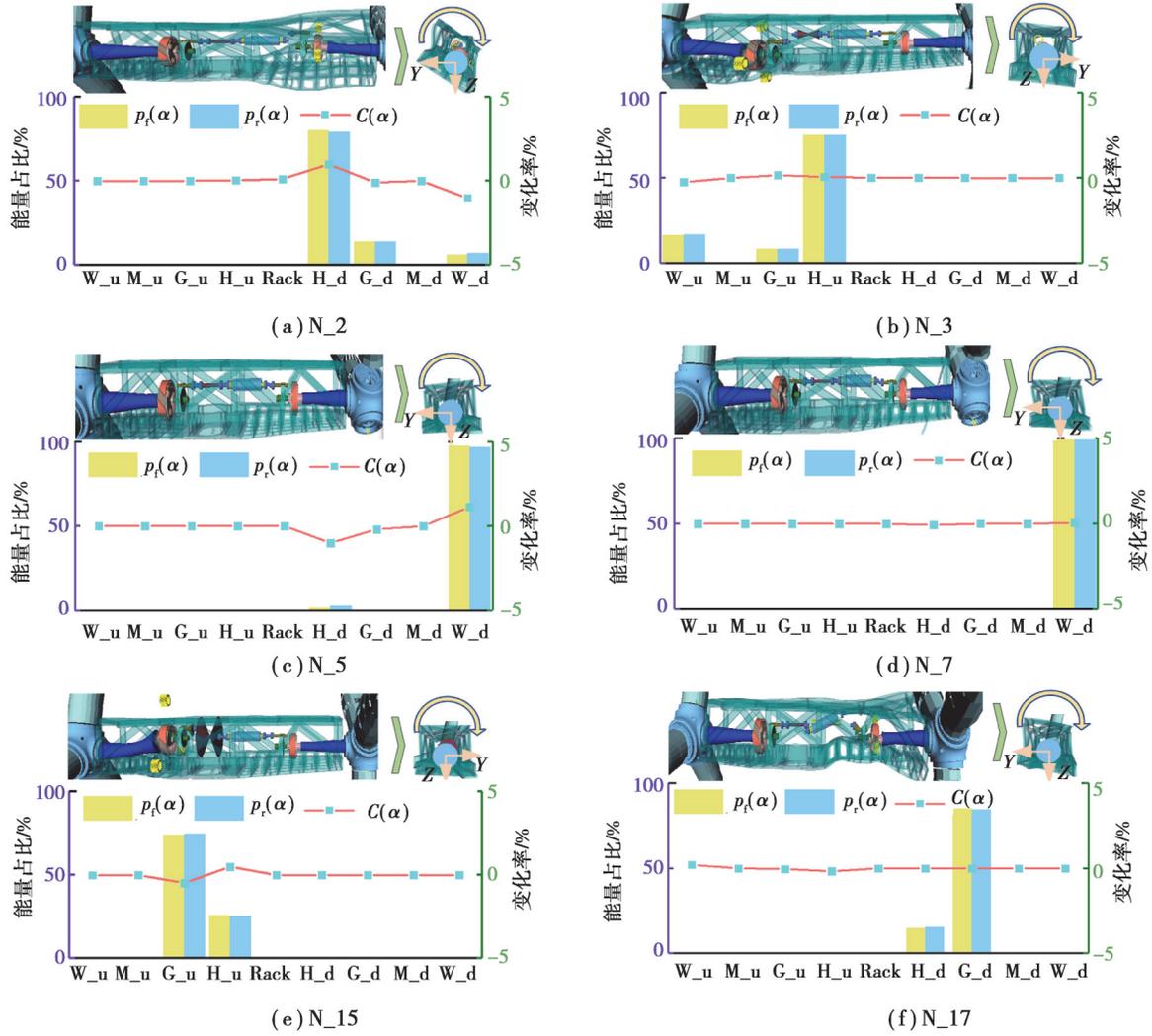


图 10 扭振方向模态能量占优的双风轮传动链各构件能量占比

Fig. 10 Energy proportion of each component of the dual-rotor drivetrain with dominant torsional vibration direction mode energies

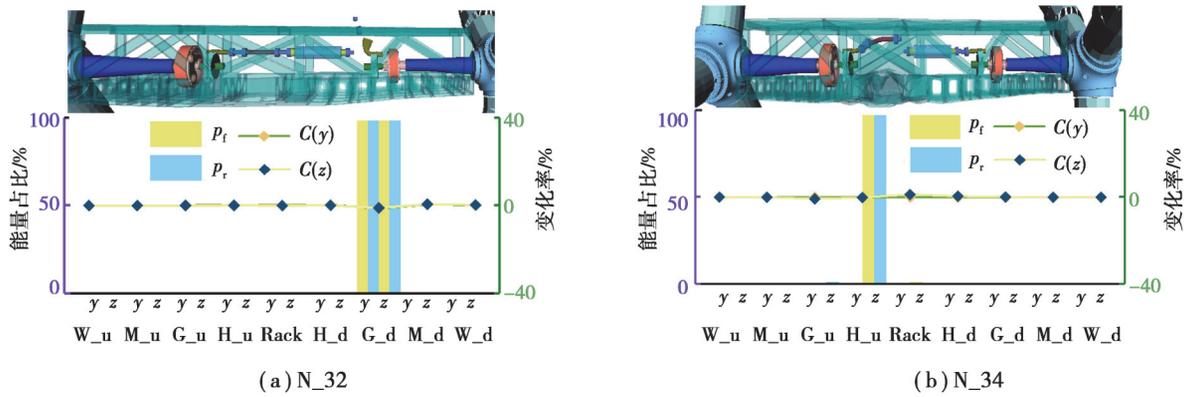


图 11 双风轮传动链第 32 阶和第 34 阶各构件模态能量占比

Fig. 11 Modal energy proportion of the 32nd and 34th order modes of components of the dual-rotor wind wheel drivetrain

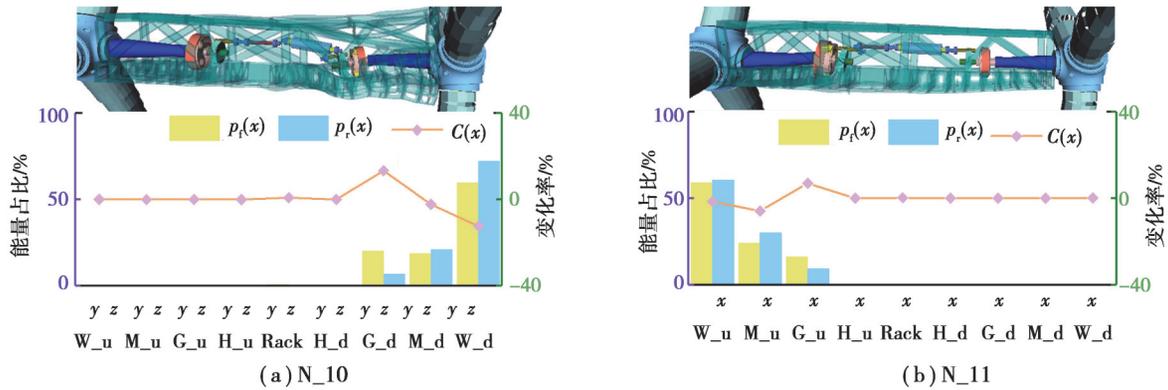


图12 双风轮传动链第10阶与第11阶模态各构件能量占比

Fig. 12 Energy proportion of each component in the 10th and 11th order modes of the dual-rotor wind wheel drivetrain

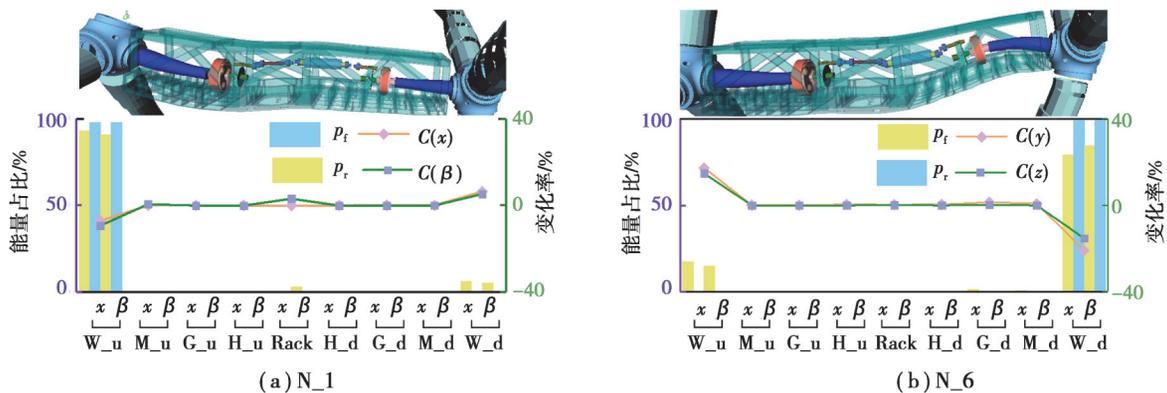


图13 双风轮传动链第1阶与第6阶模态各构件能量占比

Fig. 13 Energy proportion of each component in the 1st and 6th order mode of the dual-rotor wind wheel drivetrain

4 结 论

考虑机架柔性及其与传动链间弹性支撑,建立了某型双风轮风电机组传动链刚柔耦合动力学模型,分析了机架柔性对双风轮风电机组传动链固有特性的影响,得到如下主要结论。

1) 双风轮风电机组传动链前2阶扭振固有频率分别为5.63 Hz和6.01 Hz,分别对应后、前风轮传动链第1阶扭振固有频率;传动链存在3大类振动模式,包括前或后风轮传动链的局部振动模式、耦合振动模式,以及前与后风轮传动链耦合振动模式。

2) 机架柔性会降低传动链各阶固有频率,使系统模态特征更加复杂;当系统各构件模态能量主要集中在扭振方向时,机架柔性对系统模态能量分布影响较小;当系统各构件模态能量集中在非扭振方向时,机架柔性会使各构件模态能量朝同侧传动链其余构件或异侧传动链构件转移,但模态能量集中在少数部件且靠近机架中心时,机架柔性对其影响较小。

参考文献

- [1] Liu Y Q, Long Q, Yang Y P. Modal analysis of high-speed helical gear of wind turbine driven system[C]. International Conference on Information, Electronic and Computer Science 2009. Qingdao: Qingdao Technological University, 2009:1-4.
- [2] Wang J G, Wang Y, An Y T, et al. Research on natural characteristics of helical gear in gearbox for wind turbine generator[J]. Key Engineering Materials, 2011, 474-476: 2054-2057.
- [3] Eritenel T, Parker R G. Modal properties of three-dimensional helical planetary gears[J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 325(1/2): 397-420.

- [4] Zhu C C, Chen S, Song C S, et al. Dynamic analysis of a megawatt wind turbine drive train[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2015, 29(5): 1913-1919.
- [5] Todorov M, Dobrev I, Massouh F. Analysis of torsional oscillation of the drive train in horizontal-axis wind turbine[C]// 2009 8th International Symposium on Advanced Electromechanical Motion Systems & Electric Drives Joint Symposium, July 1-3, 2009, Lillie, France. IEEE, 2009: 1-7.
- [6] Liu Y Q, Long Q, Yang Y P. Dynamic analysis of multistage gear driven system of wind turbine[J]. *Applied Mechanics and Materials*, 2010, 29-32: 1706-1710.
- [7] Zhu C C, Xu X Y, Liu H J, et al. Research on dynamical characteristics of wind turbine gearboxes with flexible pins[J]. *Renewable Energy*, 2014, 68: 724-732.
- [8] Xing Y, Moan T. Multi-body modelling and analysis of a planet carrier in a wind turbine gearbox[J]. *Wind Energy*, 2013, 16(7): 1067-1089.
- [9] Jin X, Li L, Ju W B, et al. Multibody modeling of varying complexity for dynamic analysis of large-scale wind turbines[J]. *Renewable Energy*, 2016, 90: 336-351.
- [10] Peeters J L M, Vandepitte D, Sas P. Analysis of internal drive train dynamics in a wind turbine[J]. *Wind Energy*, 2006, 9(1/2): 141-161.
- [11] Helsen J, Peeters P, Vanslambrouck K, et al. The dynamic behavior induced by different wind turbine gearbox suspension methods assessed by means of the flexible multibody technique[J]. *Renewable Energy*, 2014, 69: 336-346.
- [12] 何玉林, 黄伟, 李成武, 等. 大型风力发电机传动链多柔体动力学建模与仿真分析[J]. *机械工程学报*, 2014, 50(1): 61-69.
He Y L, Huang W, Li C W, et al. Dynamic modeling and simulation analysis of multi-flexible body for transmission chain of large wind turbine[J]. *Journal of Mechanical engineering*, 2014, 50(1): 61-69.(in Chinese)
- [13] Tan J J, Zhu C C, Song C S, et al. Study on the dynamic modeling and natural characteristics of wind turbine drivetrain considering electromagnetic stiffness [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2019, 134: 541-561.
- [14] 谭建军, 朱才朝, 宋朝省, 等. 风电机组传动链刚柔耦合动态特性分析[J]. *太阳能学报*, 2020, 41(7): 341-351.
Tan J J, Zhu C C, Song C S, et al. Analysis of rigid-flexible coupling dynamic characteristics of wind turbine transmission chain [J]. *Acta energiae solaris sinica*, 2020, 41(7): 341-351.(in Chinese)
- [15] 杜静, 秦月, 李成武. 风力发电机组传动链动力学建模与仿真分析[J]. *太阳能学报*, 2014, 35(10): 1950-1957.
Du J, Qin Y, Li C W. Dynamic modeling and simulation analysis of wind turbine transmission chain[J]. *Acta energiae solaris sinica*, 2014, 35(10): 1950-1957.(in Chinese)
- [16] 赵萍, 杨军, 肖家余, 等. 风力发电机组传动链振动特性研究及试验[J]. *太阳能学报*, 2016, 37(8): 2088-2094.
Zhao P, Yang J, Xiao J Y, et al. Study and test on vibration characteristics of transmission chain of wind turbine[J]. *Acta energiae solaris sinica*, 2016, 37(8): 2088-2094.(in Chinese)
- [17] Zhao P, X G L, J Y, et al. Theoretical and experimental research on vibration characteristics of the Doubly-Fed induction generator for wind turbine[C]//2016 International Conference on Cybernetics, Robotics and Control, August 19-21, 2016, Hong Kong. IEEE, 2017: 60-64.
- [18] Zheng L M, Li H X, Chen Y. Analysis and optimization of flexible supported drive train in a wind turbine[J]. *Applied Mechanics and Materials*, 2012, 130-134: 2861-2865.
- [19] Zhang S L, Zhu C C, Song C S, et al. Natural characteristic analysis of wind turbine drivetrain considering flexible supporting [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2018, 232(5): 842-856.
- [20] 张盛林, 朱才朝, 宋朝省, 等. 基于柔性支撑的风机传动链动态特性研究[J]. *振动与冲击*, 2016, 35(17): 44-51.
Zhang S L, Zhu C C, Song C S, et al. Study on dynamic characteristics of fan transmission chain based on flexible support[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2016, 35(17): 44-51.(in Chinese)
- [21] Filsoof O T, Hansen M H, Yde A, et al. Dynamic modeling and stability analysis of a dual-rotor wind turbine[C]//Proceedings of the ASME 2018 International Design Engineering, August 26-29, 2018, Quebec City, Quebec, Canada. The American Society of Mechanical Engineers, 2018: 26-29.
- [22] Simeon B. On lagrange multipliers in flexible multibody dynamics[J]. *Computer Methods in Applied Mechanics and*

Engineering, 2006, 195(50/51): 6993-7005.

- [23] 赵宇豪, 魏静, 张世界, 等. 结构柔性对大型风电机组齿轮传动系统动态响应的影响分析[J]. 太阳能学报, 2021, 42(12): 174-182.
Zhao Y H, Wei J, Zhang S J, et al. Influence analysis of structural flexibility on dynamic Response of gear transmission system of large wind turbine[J]. Acta Energiæ Solaris Sinica, 2021, 42(12): 174-182.(in Chinese)
- [24] Lai J B, Liu Y F, Xu X Y, et al. Dynamic modeling and analysis of Ravigneaux planetary gear set with unloaded floating ring gear[J]. Mechanism and Machine Theory, 2022, 170.
- [25] 马德福, 赵荣珍, 应玲君. 风电机组主轴承的刚柔耦合动态响应仿真分析[J]. 太阳能学报, 2019, 40(10): 2953-2959.
Ma D F, Zhao R Z, Ying L J. Simulation analysis of rigid-flexible coupling dynamic response of main bearing of wind turbine [J]. Acta Energiæ Solaris Sinica, 2019, 40(10): 2953-2959. (in Chinese)
- [26] ISO/TC 60/SC 2 Technical Committee. Calculation of load capacity of spur and helical gears (Edition 2): ISO 6336-1 [S]. ISO, 2019.
- [27] The Wind Energy Committee. Guideline for the certification of wind turbines: GL-2010 [S]. Hamburg, Germany: Germanischer Lloyd, 2010.
- [28] 李浪. 大型风力发电机组整机动力学建模与性能预测分析[D]. 重庆: 重庆大学, 2016.
Li L. Dynamic modeling and performance prediction analysis of large wind turbine[D]. Chongqing: Chongqing University, 2016. (in Chinese)
- [29] 赵振宙. 风力机原理与应用[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2011: 252.
Zhao Z Z. Principles and applications of wind turbines[M]. Beijing: China Water Resources and Hydropower Press, 2011: 252. (in Chinese)
- [30] 张丹, 李玲莲. 基于柔性多体动力学的风电机组 LPV 建模方法[J]. 太阳能学报, 2015, 36(2): 329-335.
Zhan D, Li L L. LPV modeling method for wind turbine based on flexible multi-body dynamics[J]. Acta Energiæ Solaris Sinica, 2015, 36(2): 329-335. (in Chinese)
- [31] 赵榕梅. 基于多柔体建模的风电机组传动链动态设计评估方法[D]. 北京: 华北电力大学, 2020.
Zhao R M. Dynamic design evaluation method of wind turbine transmission chain based on multi-flexible body modeling[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2020. (in Chinese)

(编辑 罗 敏)