

服役工况下风电机组主轴轴承动力学 响应特性分析

左 旭¹, 庞晓旭^{1,2}, 朱定康¹, 郝文路³, 杨慧萍³, 姚丹丹³

(1. 河南科技大学机电工程学院, 洛阳 471003; 2. 高端轴承河南省协同创新中心, 洛阳 471003;

3. 洛阳新强联回转支承股份有限公司, 洛阳 471003)

摘 要: 针对风电机组用三排圆柱滚子轴承在单一变工况下的仿真结果存在局限性、片面性问题, 建立一种服役工况下的主轴轴承刚性多体接触动力学仿真分析模型。分析了服役工况下保持架与滚子的理论速度、仿真速度以及加速度响应, 探究了三排圆柱滚子轴承滚子与保持架和不同接触表面之间的接触力特性与规律。结果表明: 径向滚子-内圈接触力为远端推力的5.67倍, 远端推力滚子-内圈大部分接触力约2倍大于近端推力滚子与内圈的接触力, 滚子在非承载区时自转速度会逐渐降低, 下降程度与在非承载区运动时间成正比; 推力滚子和推力保持架的转速和接触力存在着与轴向交变载荷一样的交替变化; 径向保持架转速较为稳定, 推力滚子在不受载时, 对应的推力保持架会由内圈驱动运转, 转速增加。

关键词: 滚动轴承; 风电机组; 变载荷; 动力学响应; 接触力; 三排圆柱滚子轴承

中图分类号: TH133.33

文献标志码: A

0 引 言

随着全球能源转型加速推进, 风能是重要的清洁能源之一。主轴轴承是风电机组的关键部件, 由于风载的随机性, 主轴轴承在服役过程中会承受复杂的交变载荷^[1-2], 主轴轴承作为低速端传动系统的重要支撑部件, 在承受交变载荷和冲击力作用下, 易导致保持架和滚子失效。因此, 准确揭示服役工况下主轴轴承内部保持架与滚子的动态特性, 对提升风电机组可靠性至关重要。文献[3-4]在恒定工况下探究了保持架的失效模式, 找出了保持架兜孔受力薄弱点, 但在实际应用中, 轴承的工作状态通常会经历启动、加减速、停机等过程, 这些过程中的瞬态效应对轴承的性能和寿命有重要影响, 恒定工况无法模拟这些瞬态过程。国内外学者针对风电机组主轴轴承单一变工况的研究最为广泛, 文献[5-9]在变载或变速下分析了主轴轴承受力特性及疲劳失效的影响, 但该分析与实际情况并不相符, 如直接将轮毂端测得的载荷施加在轴承内圈, 忽略了载荷传递过程的复杂性, 不能反映出服役工况下轮毂与轴承的真实接触状态, 在单一变工况下, 可能低估或过度简化轴承在多种变工况下的实际工作状态, 不同工况下的相互作用可能导致轴承承受复合载荷, 单一变工况无法体现这些交互效应, 可能遗漏重要的动力学特性。文献[10]将载荷施加在实际轮毂中心位置, 对调心滚子轴承进行仿真, 分析了轴承滚道的受力状态, 并通过改变接

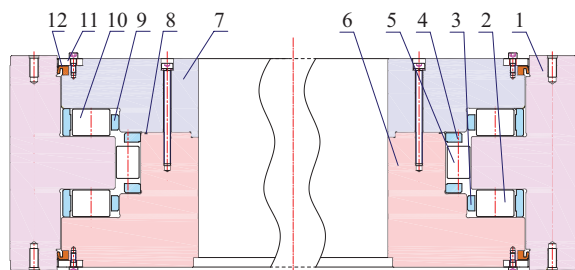
触角而改善轴承受力, 虽该模型在风电机组轮毂中心施加恒定轴向力、径向力、倾覆力矩, 但忽略了工况的动态变化, 并未考虑到恒定工况下的分析具有片面性。文献[11]提出一种可用于变速变载运行条件下的风力发电机传动系统齿轮-发电机-壳体的动态模型, 但并未在该工况下对主轴轴承进行动力学响应分析。

风电机组主轴轴承在单一变工况下获得的受力结果可能相对稳定, 这将影响后续对风电机组主轴轴承的可靠性评估^[12], 进而对后续轴承的优化设计产生严重影响, 国内外对于主轴轴承变工况的耦合仿真分析研究较为匮乏。本研究将依据接触力学理论, 构建服役工况下的风电机组主轴轴承动力学响应仿真分析模型, 考虑变载荷传递路径的影响, 将风场测得的风力数据按时间占比处理为交变载荷后施加于轮毂端, 同时对内圈施加风电机组一次启停的变转速工况进行分析, 使仿真模型更符合服役工况。此过程旨在准确反映出服役工况下主轴轴承内部的动力学响应特性和规律, 揭示服役工况下三排圆柱滚子轴承保持架、滚子转速和接触力与外载荷之间的动力学响应规律, 探索轴承可能遇到的变化和波动情况, 有助于更好地优化设计、评估轴承寿命, 从而提升风电机组的整体可靠性和运行效率。

1 风电机组主轴轴承结构

三排圆柱滚子轴承经常用于风力发电机的主轴轴承和

变桨轴承^[13],其内部结构如图1所示,参数如表1所示,该类型的轴承有3列滚子,其中推力滚子2列,分为近端推力滚子和远端推力滚子,主要用来承受轴向力 F_a 和倾覆力矩 M ;径向滚子1列,主要用来承受径向力 F_r (近端推力滚子表示近风叶端,远端推力滚子表示远风叶端,下文同)。



1. 外圈;2. 远端推力滚子;3. 远端推力保持架;4. 径向滚子;
5. 径向保持架;6. 第一内圈;7. 第二内圈;8. O型密封;
9. 近端推力保持架;10. 近端推力滚子;11. 密封压板;12. 密封圈。

图1 三排圆柱滚子轴承的内部结构

Fig. 1 Internal structure of three-row cylindrical roller bearings

表1 主轴轴承结构参数

Table 1 Spindle bearing structure parameters

参数	数值
轴承内圈内径 d/mm	1710
轴承外圈外径 D/mm	2502
轴承内滚道半径 R_1/mm	975
轴承外滚道半径 R_2/mm	1030
径向滚子直径 D_{w1}/mm	55
推力滚子直径 D_{w2}/mm	60
径向滚子数量/个	98
推力滚子数量/个	94×2
润滑油黏度 $J_q/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	1.8×10^{-6}
内外圈弹性模量 $E/(\text{N}/\text{m}^2)$	2.2×10^9
轴承轴向游隙 $u_a/\mu\text{m}$	0.22
轴承径向游隙 $u_r/\mu\text{m}$	0.25
轴承厚度 h_a/mm	450

2 接触力学模型

三排圆柱滚子轴承的径向滚子主要承受径向力,该列滚子中任意径向滚子的位置角为 θ ,滚子与内圈滚道面接触的法向趋近量 ε_θ^3 为:

$$\varepsilon_\theta^3 = \varepsilon_r \cos \theta - \frac{1}{2} u_r \quad (1)$$

式中: ε_r ——径向位移,mm。

径向滚子在内圈沟道任意位置角处的接触力为^[14]:

$$F_\theta^3 = \kappa_r \left(\varepsilon_r \cos \theta - \frac{1}{2} u_r \right)^{\frac{10}{9}} \quad (2)$$

式中: κ_r ——径向滚子与沟道接触时承受载荷变形系数。

风电机组主轴三排圆柱滚子轴承所受的轴向力和倾覆力矩由推力滚子承受,在风电机组外部载荷的作用下,轴承内圈将产生一定的移动,此时两排推力滚子与沟道接触面产生的法向趋近量可表示为:

$$\varepsilon_\theta^1 = -\frac{\varphi}{2} d_{m1} \cos \theta - \frac{u_a}{2} - \varepsilon_a \quad (3)$$

$$\varepsilon_\theta^2 = -\frac{\varphi}{2} d_{m2} \cos \theta - \frac{u_a}{2} - \varepsilon_a \quad (4)$$

式中: ε_a ——轴向位移,mm; d_{m1} 、 d_{m2} ——远、近端推力滚子的节圆直径,mm; φ ——倾角位移,mm。

任意位置角处,近端推力滚子和远端推力滚子承受的载荷分别为:

$$F_\theta^1 = \kappa_1 \left(-\frac{\varphi}{2} d_{m1} \cos \theta - \frac{u_a}{2} - \varepsilon_a \right)^{\frac{10}{9}} \quad (5)$$

$$F_\theta^2 = \kappa_2 \left(-\frac{\varphi}{2} d_{m2} \cos \theta - \frac{u_a}{2} - \varepsilon_a \right)^{\frac{10}{9}} \quad (6)$$

式中: κ_1 、 κ_2 ——远、近端推力滚子与沟道接触时的承受载荷变形系数。

由力的平衡可得三排圆柱滚子轴承的方程组为:

$$\begin{cases} F_r - \sum_{\theta=0}^{2\pi} F_\theta^3 \cos \theta = 0 \\ F_a - \sum_{\theta=0}^{2\pi} (F_\theta^1 - F_\theta^2) = 0 \\ M - \frac{1}{2} \left[\sum_{\theta=0}^{2\pi} (d_{m1} F_\theta^1 - d_{m2} F_\theta^2) \cos \theta \right] = 0 \end{cases} \quad (7)$$

联立各式即可求解推力与径向滚子的位移和载荷。

3 服役工况下的轴承动力学响应分析

服役工况是风电机组主轴轴承工作时间所处的工况,因此针对主轴轴承在服役工况条件下的内部受力情况开展研究,具有重要的工程意义。根据洛阳新强联回转支承股份有限公司采集某风场6MW风电机组轮毂处的载荷数据对轴承进行动力学仿真分析,为研究轴承转速在接近极限时的动态响应和性能变化,并为后续轴承的优化设计提供参考,同时也有助于缩短服役工况下的仿真时间,将轴承仿真转速设置为30 r/min。

3.1 服役工况下的仿真模型建立

风电机组主轴轴承在实际的服役过程中会面临多种多变的工况,包括不同的转速、实时改变的载荷等^[15],本文的服役工况为:变速、变载,载荷施加于轮毂。如图2所示,创建包含内外圈、保持架、滚动体和轮毂(简化为质量块)的主轴轴承三维模型,以内圈轴向为Y轴,径向方向为X轴和Z轴建立笛卡尔坐标系 $\{O, X, Y, Z\}$,表征轴承在空间中受力情况和运动状态。

根据服役工况的运动关系,模型主要设置:轴承外圈固定,自由度为 0;轴承滚子、保持架和内圈均具有 6 个自由度;在轴承轮毂端施加交变载荷,并模拟轮毂(方块)与内圈实际螺栓处固定,内圈施加回转驱动^[16]。为更真实模拟风电机组的连续运行,将 3 类工况耦合在 8 s 内完成,即:0~2 s 为启动阶段,2~6 s 为转速平稳阶段,6~8 s 为停止阶段,在重力作用下,轴承的各零件之间存在接触力和摩擦力。

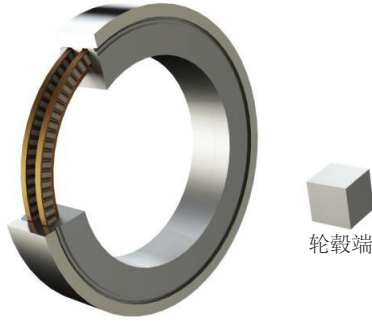


图 2 服役工况下三排圆柱滚子轴承模型

Fig. 2 Model of three rows of cylindrical roller bearings under service conditions

3.2 交变载荷

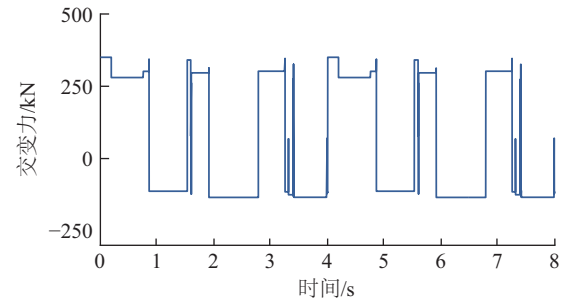
采集某风场 6 MW 风电机组 741 d 的风力数据,由于时间成本的限制以及风险可控的考虑,本文所模拟的时长无法与风场 6 MW 风电机组 741 d 的实际风力数据完全一致。为更准确地模拟三排圆柱滚子轴承在实际受力下的动力学响应,采用算法将全过程数据进行优化整合,最终得到 32 组数据,即得到风电机组轮毂端载荷的 32 组瞬态数据及每组数据对应的时间占比。有助于减少数据存储和处理的复杂性,在仿真分析时提高计算效率。并根据每组数据的时间占比,对应至 8 s 内的瞬时风力变化时间点,构建 6 个样条函数(spline)曲线数据单元,每个数据单元将作 32 组交变创建为一般力矢量,利用 Cubic Fitting Method (CUBSPL)函数导入 6 个数据单元。图 3 为施加的轴向与径向交变力,其中轴向交变力对推力滚子的影响最为剧烈。

3.3 接触碰撞参数

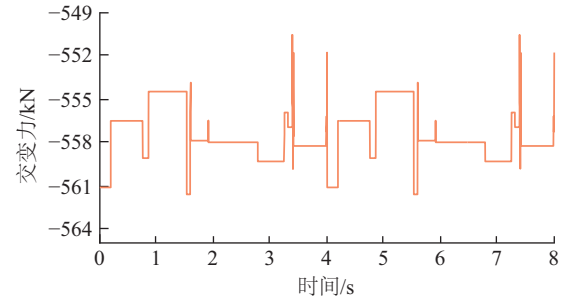
动力学仿真分析通常采用 Impact 冲击函数来定义轴承零部件的接触碰撞参数,该函数通常用于非弹性碰撞和连续性接触,其表达式为^[17-18]:

$$F = \begin{cases} K(\delta_0 - \delta)^e - C_{\max} \frac{d\delta}{dt} S(\delta, \delta_0 - \sigma, 1, \delta_0, 0), & \delta \leq \delta_0 \\ 0, & \delta > \delta_0 \end{cases} \quad (8)$$

式中: K ——刚度系数; δ_0 、 δ ——两物体碰撞的初始距离与实际距离, mm; e ——碰撞力指数,线接触为 10/9; $C_{\max}$ ——最大接触阻尼系数; $S()$ ——阶跃函数; σ ——穿透深度, mm。



a. 轴向力



b. 径向力

图 3 轴向-径向交变力

Fig. 3 Axial and radial alternating forces

刚度系数 K 计算公式为:

$$K = \frac{E \cdot D_w^2 \cdot l}{(1 - \xi^2) \cdot (D_w^2 + l^2)} \quad (9)$$

式中: D_w ——滚子直径, mm; l ——滚子有效长度, mm; ξ ——泊松比。

三排圆柱滚子轴承滚子与保持架和内外圈之间的接触力均采用上述的 impact 函数提供的非线性等效模型。轴承等效刚度计算方法^[19]为:

$$K_e = \frac{1}{0.13CF_r^{-0.13} + B \ln F_r + A + B} \quad (10)$$

$$A =$$

$$\frac{8.16}{ENl} \left[\frac{1}{\pi} \ln 0.39ENl(R_1 + r) + 1.15 - 0.5 \ln \frac{8.16rR_2}{E(R_2 - r)Nl} \right] \quad (11)$$

$$B = -6.68 \frac{1}{ENl} \quad (12)$$

$$C = \left\{ \left(\frac{\eta_0 \omega l_i \sin \alpha}{2} \right)^{0.7} \left[r + r \left(\frac{r}{R_1 + r} \right)^2 \right]^{0.43} + \left(\eta_0 \omega l_i \sin \alpha \right)^{0.7} \left[r - r \left(\frac{r}{R_1 + r} \right)^2 \right]^{0.43} \right\} \quad (13)$$

$$2.65\tau^{0.54} \left(\frac{E}{1 - \xi^2} \right)^{-0.03} \left(\frac{4.08}{Nl \cos \alpha} \right)^{-0.13}$$

式中: F_r ——三排圆柱滚子轴承承受的径向力, N; N ——滚子数量, 个; r ——滚子半径, mm; α ——轴承接触角, (°); τ ——弹性趋近量; ω ——角速度, r/min; η_0 ——润滑油的动力黏度, Pa·s。

3.4 模型验证及对比

3.4.1 模型验证

依据轴承各部件间的运动学联系,能推导出轴承零件间的运动学特性。当滚子在滚道上进行纯滚动运动时,可得到保持架与滚子角速度^[20]分别为:

$$n_m = \frac{1}{2} \left[n_i \left(1 - \frac{D_w}{d_m} \cos \alpha \right) + n_e \left(1 + \frac{D_w}{d_m} \cos \alpha \right) \right] \quad (14)$$

$$n_b = \frac{1}{2} \cdot \frac{d_m}{D_w} (n_i - n_e) \left[1 - \left(\frac{D_w}{d_m} \cos \alpha \right)^2 \right] \quad (15)$$

式中: n_i 、 n_e ——内外圈转速, r/min; d_m ——节圆直径, mm。

将仿真得出的平均值作为仿真值,与计算结果进行对比,如表2。由表2可知所建模型径向滚子和推力滚子自转速度的运动学仿真结果与理论计算值误差较小,在0.35%以内,径向与推力保持架转速的仿真结果与理论计算误差在2.75%以内,符合运动学特性分析的基本要求,验证了该风电机组主轴承三排圆柱滚子轴承仿真模型的准确性^[21-22]。

表2 滚子和保持架转速仿真值与计算值对比

Table 2 Comparison of simulated and calculated roller and cage speeds

零件转速	仿真	计算	误差/%
径向滚子自转速度/(r/min)	533.31	535.00	0.32
近端推力滚子自转速度/(r/min)	541.56	545.50	0.18
远端推力滚子自转速度/(r/min)	543.62	545.50	0.34
径向保持架转速/(r/min)	14.56	14.54	0.14
近端推力保持架转速/(r/min)	14.99	14.59	2.74
远端推力保持架转速/(r/min)	14.94	14.59	2.40

3.4.2 模型对比

目前大多数学者在对风电机组主轴轴承进行动力学仿真分析时会直接将轮毂端载荷施加在轴承内圈。为对比验证将变载施加在轮毂与内圈的区别,在模型设置不变的基础上将变载直接作用在内圈上进行动力学响应仿真分析。在研究时发现载荷施加在轮毂的仿真时间是施加在内圈上的3.78倍,模型计算成本增加,从侧面验证了将载荷施加在轮毂端更符合实际服役工况。

以同一个远端推力滚子为例,如图4所示,观察载荷施加在内圈与轮毂端的滚子-内圈之间的接触力时变响应图,可清晰地看出滚子-内圈的接触力整体变化趋势一致,但载荷施加在轮毂端时滚子-内圈的接触力变化频率与幅度更为剧烈,施加在内圈上时滚子-内圈的接触力变化则相对平缓。分析认为:载荷的变化为非线性,当载荷施加在轮毂端时,载荷需通过一段路径才能传递到轴承的内部,此时更易受到振动和载荷的影响,所以滚子-内圈的接触力变化更为复杂且频率较高,说明将载荷施加在轮毂端进行动力学仿真分析的结果更

接近真实工况。

3.5 服役工况下的滚子动力学响应分析

图5为轴承径向滚子承载区与非承载区,图6为文中研究的滚子位置,其中图6a为径向滚子仿真的起始位置,图6b为一对对称的推力滚子示意图;仿真时间共8 s,径向滚子转动1.45圈,远端推力滚子转动1.69圈,近端推力滚子转动1.65圈。1号滚子为轴承启动时位于轴承承载区最下方的径向滚子,2号滚子为轴承运动8 s停止时位于轴承承载区最下方的径向滚子。

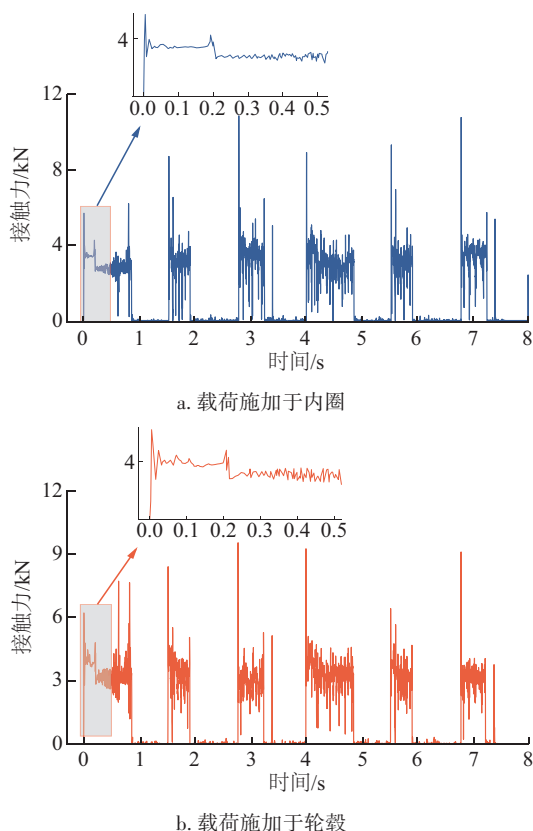


图4 远端推力滚子-内圈接触力的时变响应

Fig. 4 Plot of time-varying response of contact force between distal thrust roller and inner ring

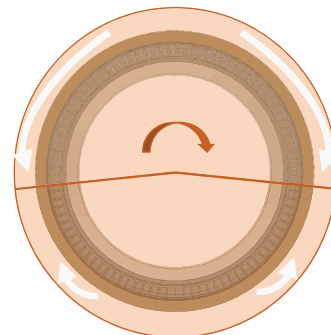


图5 径向滚子承载区与非承载区

Fig. 5 Radial roller bearing zone and non-bearing zone

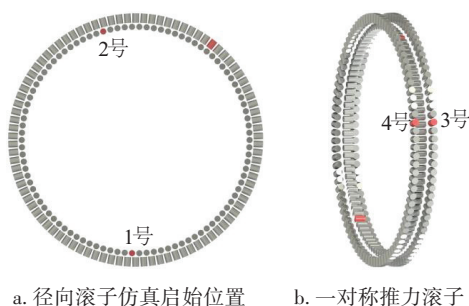


图6 滚子位置

Fig. 6 Roller position

3.5.1 径向滚子动力学响应

图7为三排圆柱滚子轴承服役工况下的径向滚子与内圈的接触力图 and 自转速度图。

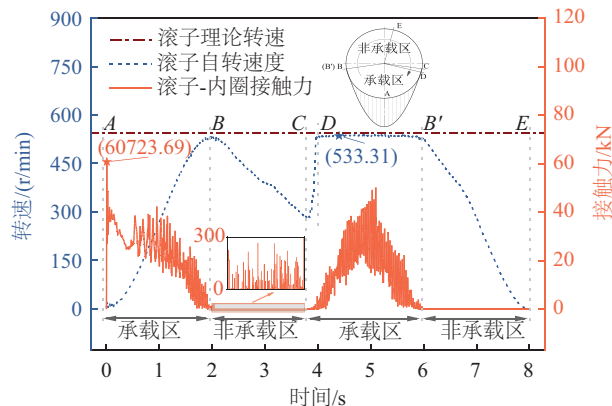
从图7可看出,三排圆柱滚子轴承内的径向滚子内存在明显的承载区与非承载区,径向滚子与内圈运转过程的自转速度和受力存在明显的周期性行为。图7a中1号滚子在从承载区A点开始运动,运动到非承载区B~C段转速逐渐下降,并在承载区C~D段滚子自转速度快速上升,在D~B'段趋于稳定,于非承载区C~E段逐渐停止;图7b中2号滚子与1号滚子运动规律相似。

在图7a的A~B段1号滚子位于承载区,由于轴承内圈转速在逐渐增加并挤压滚子,所以滚子转速在逐渐增加,但随着径向滚子逐渐运动到非承载区,滚子-内圈的接触力逐渐减小。B~C段滚子位于非承载区,此时为保持架推着滚子运动,内圈与滚子的接触力较小,最大不超过300 N,拖动力不足,滚子自转速度也开始逐渐降低,滚子打滑逐渐加重,但在C~D段过渡到承载区时,滚子开始与内圈有挤压接触力,滚子自转速度在快速增加,滚子-内圈的接触力也在逐渐增大。在约4.5 s径向滚子运动到最下方A点处,此时滚子-内圈接触力达到轴承转速稳定后的最大值,并在经过最下方后,滚子-内圈的接触力开始逐渐降低。径向滚子在轴承的承载区D~B'段内转速平稳,此时滚子平均自转速度为533.31 r/min, B'~E段轴承逐渐停止,此时1号滚子位于非承载区内的E点处。

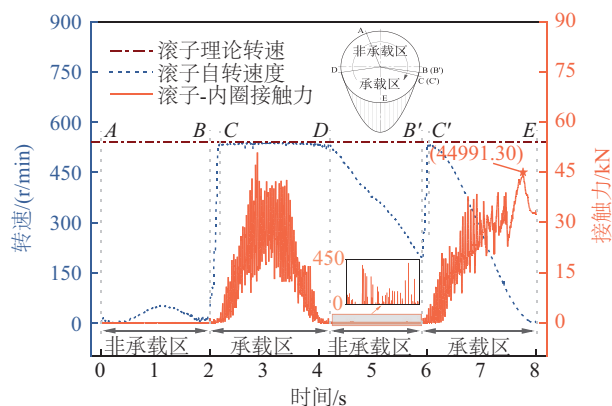
由图7b可知,2号径向滚子在C~D段处于转速平稳阶段,D~B'段位于非承载区,之后过渡到承载区B'~E段逐渐停止,停止时2号滚子刚好位于轴承承载区的最下方的E点处。

图7a曲线0~0.5 s轴承启动瞬间阶段,由于加速度和速度都随着驱动力矩的突然变化而波动较大,导致位于最下方的径向滚子产生的接触力波动较大,最大为60723.69 N。图7b曲线,轴承在承载区B'~E段逐渐停止阶段,在轴承停止阶段B'~E段加速度与速度变化相对来说比较稳定,接触力变化也较为稳定,未出现大幅变化,滚子-内圈最大接触力为44991.30 N。对比在承载区最下方启动(1号)与停止

(2号)的径向滚子可知,径向滚子在启动阶段的最大接触力要大于停止阶段。



a. 径向滚子(1号)



b. 径向滚子(2号)

图7 径向滚子与内圈接触力和自转速度的时变响应

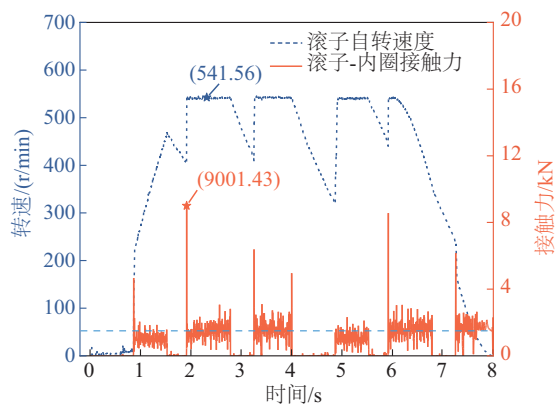
Fig. 7 Time-varying response of radial roller to inner ring contact force and spin speed

3.5.2 推力滚子动力学响应

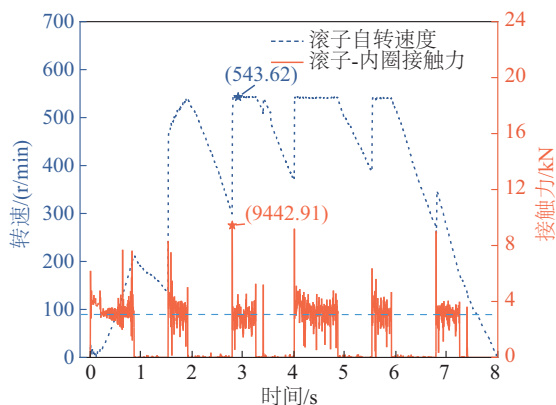
图8的两列推力滚子-内圈接触力与图3施加的轴向力之间存在相同的交替变化。正的轴向力对应着远端推力滚子受载,此时滚子转速与接触力均较为稳定,负的轴向力对应着近端推力滚子受载,在远端推力滚子受力时近端推力滚子接触力几乎为0,反之亦然,进一步验证了仿真模型的正确性。分析认为:轴向力在变载工况条件下,如图3所示,轴向力在某一时间只作用于单一方向,指向近端或远端,从而两列推力滚子-内圈之间的接触力存在交替受载。整排推力滚子在未受载时拖动力不足,其自转速度会逐渐下降,待其瞬间受载时,滚子转速会快速上升至正常转速;观察图8,滚子自转速度下降程度与滚子未受载时间成正比,滚子未受载时间越长,滚子自转速度下降越多,例如图8a中的4.0~4.8 s和图8b中的1.9~2.8 s时段下降最严重。

近端推力滚子和内圈的最大接触力为9001.43 N,受载区接触力大多集中于约1500 N,远端推力滚子和内圈的最大接触力为9442.91 N,受载区接触力大多集中于约3000 N,由此

可知:两列推力滚子-内圈最大接触力相差不大,但远端推力滚子对内圈的平均接触力约大于近端推力滚子对内圈的平均接触力 2 倍,分析认为:在服役工况下,由于实际变载作用于两列推力滚子的轴向变力不同,两列推力滚子所受到内圈的挤压程度也不同,远端推力滚子承受更多变载力,所以远端推力滚子-内圈的平均接触力在受载阶段偏高。



a. 近端推力滚子(3号)



b. 远端推力滚子(4号)

图8 推力滚子-内圈受力和自转速度的时变响应

Fig. 8 Time-varying response of thrust roller and inner ring to force and rotation velocity

3.6 服役工况下的保持架动力学响应分析

3.6.1 保持架转速与接触力

由图 9 和图 10 可知,径向与推力保持架转速均符合仿真设置,0~2 s 启动阶段转速逐渐升高,2~6 s 转速平稳,6~8 s 停止阶段转速逐渐下降至 0;轴承的推力与径向保持架的引导方式为内圈引导,受重力影响,保持架与整排滚子会与内圈接触,由图 10 可知,近端推力保持架与内圈最大接触力为 37144.60 N,远端推力保持架与内圈最大接触力为 12582.99 N,在接触力平稳阶段,近端、远端推力保持架与内圈接触力均稳定在 2500 N 上下波动,分析认为:在推力滚子未受载时,保持架-内圈的接触力均来自于保持架和部分滚子的重力,该重力不会发生大幅度变化,较稳定,所以接触力在平稳阶段大小相近;远端推力保持架晚于近端推力保持架发生大幅度接

触力突变,分析认为图 3 轴向变载力通过内圈先作用于远端推力滚子,约 0.88 s 变载力通过内圈再瞬间作用于近端推力滚子,此时远端推力滚子不再受到内圈挤压,由于重力作用,滚子与保持架的重力直接作用在内圈上,所以远端推力保持架接触力发生突变时间较晚。

结合图 9 和图 10 分析,在服役工况下,从 2~6 s 时段的结果可看出,径向保持架转速较为稳定,推力保持架转速与接触力均存在明显的交替变化;近端推力保持架转速较为稳定时,远端推力保持架转速会大幅度增加,反之亦然;近端推力保持架接触力较为稳定时,远端推力保持架与内圈接触力会出现明显的大幅度变化,反之亦然,分析认为:径向滚子与推力滚子的受载不同,推力滚子主要承受轴向载荷,径向滚子主要承受径向载荷。径向滚子可同时存在受载区与非受载区,无论何时在受载区内滚子均受到内圈挤压并稳定带动保持架运动,所以径向保持架转速不会出现波动;而推力滚子则是整排滚子均受载或者整排均不受载,不会同时存在受载区与非受载区;以远端推力滚子为例,保持架-内圈的接触力情况与施加的轴向载荷密切相关,轴向力为正值时,远端推力滚子受载,滚子稳定受到内圈挤压时(图 8b),滚子由内圈稳定带动进行运动,此时为滚子推动保持架转动,保持架的公转速度与滚子的公转速度保持一致;轴向力为负值时,远端推力滚子未受载,图 8b 的远端推力滚子未受载时间段即滚子转速下降时间段与图 10 远端推力保持架的①③⑤时间段对应,远端推力滚子由受载变为未受载时不再受到内圈挤压,由于重力的作用且轴承为正游隙,保持架与部分滚子的重量会直接作用在内圈上,无外界大载荷影响下,保持架与内圈接触力会比较稳定,此时为内圈直接带动保持架进行运动,保持架再推动滚子转动,而内圈转速约为保持架转速的 2 倍,受保持架与内圈摩擦力影响,保持架转速会逐渐增加,远端推力保持架转速增加时间段与图 3 施加的轴向为负值时间段即远端推力滚子不受载时段刚好对应,进一步验证了模型的正确性。

当远端推力滚子与保持架处于稳定受载阶段时(②④⑥时段),此时远端推力滚子受内圈挤压,滚子的公转由内圈提供稳定动力,并由滚子推动保持架转动,此时滚子-内圈接触力较为稳定,保持架转速为滚子公转速度。

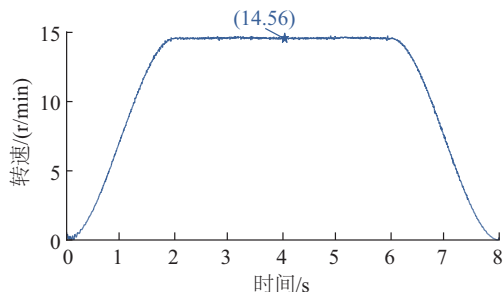


图9 径向保持架转速

Fig. 9 Radial cage speed

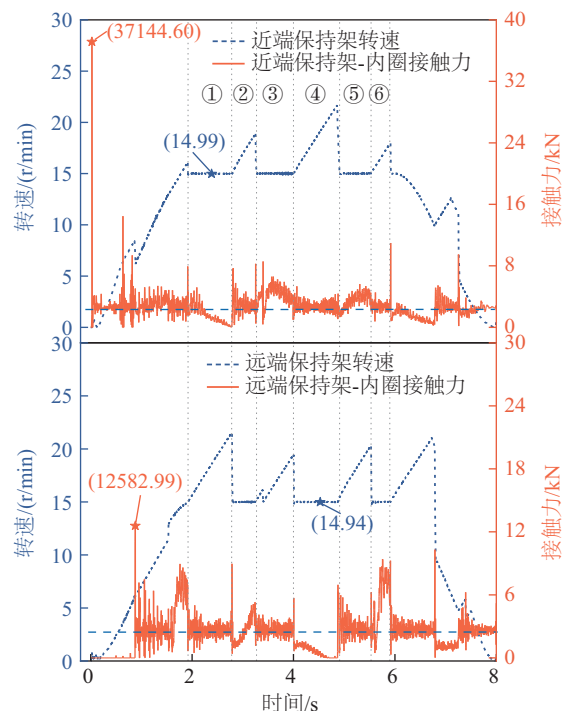


图 10 推力保持架转速与接触力的时变响应

Fig. 10 Time-varying response of thrust cage speed to contact force

3.6.2 极限载荷下的保持架动力学响应

极限载荷为服役工况下的一种极端情况,可能会在极短的时间内发生^[23],为验证上文推力滚子未受载时,对应的保持架会由内圈直接驱动运转,将该瞬间发生的极限载荷瞬间扩大到 8 s,建立极限载荷下稳定转速的三排圆柱滚子轴承动力学仿真分析模型,轴承内圈转速设置为 30 r/min,在极限载荷作用下,轴承只承受单一方向的轴向力,该轴向力由远端指向近端,此时远端推力滚子受到内圈挤压,近端推力滚子基本不受载。

由图 11 可知,远端推力滚子受载时,滚子-内圈的接触力较为稳定,保持架转速为滚子公转速度,最终稳定在 14.98 r/min,

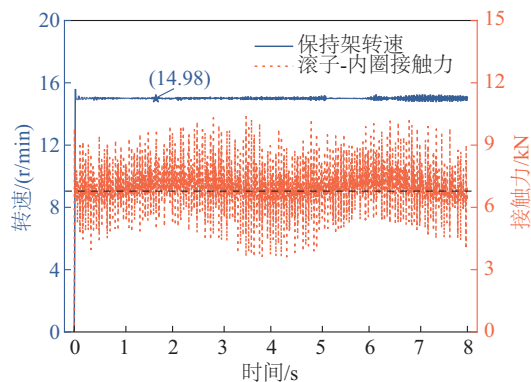


图 11 远端推力保持架-滚子

Fig. 11 Distal thrust cage and roller

约为内圈转速的 1/2;由图 12 可知,近端推力滚子未受载时,滚子-内圈的接触力基本为 0,保持架受重力作用由内圈直接带动运转,并最终与内圈转速基本一致,约为 30 r/min,从而进一步验证了正游隙下推力滚子不受载时,对应的保持架会由内圈直接带动运转。

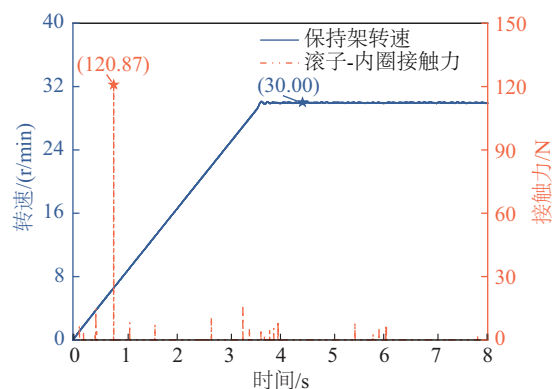


图 12 近端推力保持架-滚子

Fig. 12 Proximal thrust cage and roller

3.6.3 保持架振动加速度级

图 13 为保持架振动加速度,根据文献[24]可计算出轴承启动、转速平稳、停止阶段保持架的振动加速度级,用于评判保持架振动程度,振动加速度级越大说明振动程度越剧烈。

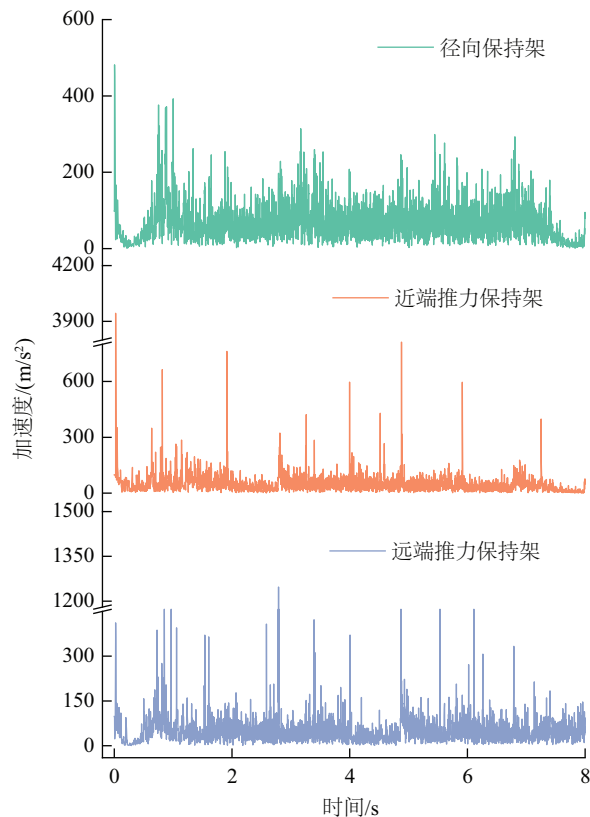


图 13 保持架振动加速度

Fig. 13 Cage vibration acceleration

由图 14 可知,推力与径向保持架的振动加速度级均在启动阶段最大,转速平稳阶段次之,停止阶段最小,说明在整个轴承的运行过程中保持架在启动时的振动程度最大。结合图 7 分析认为:由于三排圆柱滚子轴承在启动阶段时的滚动接触不稳定,轴承的滚子与内外圈之间的接触力尚未均匀分布,滚子在启动时和内圈的最大接触力远远大于转速平稳与停止阶段的接触力,这就导致局部的冲击力和摩擦力较大,从而引发较大振动。

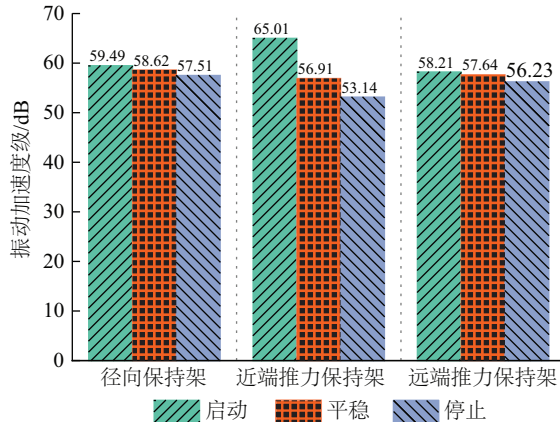


图 14 保持架振动加速度级

Fig. 14 Cage vibration acceleration level

4 结 论

本文针对风电机组主轴三排圆柱滚子轴承在单一变工况环境下仿真结果存在局限性、片面性的问题,建立考虑多工况的动力学仿真模型,提出将变载施加在轮毂端,模拟了风电机组启动、转速平稳和停止 3 个阶段,使该仿真模型更符合实际;通过对比分析保持架与滚子的理论角速度和仿真角速度,对比变载施加轮毂端与内圈的结果,验证了模型正确性与合理性,重点探明了在服役工况下的三排圆柱滚子轴承内部的动力学响应,在服役工况下的主要结论包括:

1) 径向滚子存在明显的承载区与非承载区,滚子从刚进入承载区到最下方时,滚子-内圈接触力会逐渐增大,出承载区会逐渐变小,滚子运动到非承载区时,滚子自转速度会逐渐降低。

2) 远端推力滚子对内圈的平均接触力约大于近端推力滚子对内圈的平均接触力 2 倍,径向滚子-内圈平均接触力为远端推力的 5.67 倍,两列推力滚子-内圈的接触力存在交替变化,轴承滚子在未受载时,自转速度会逐渐下降,滚子自转速度下降程度与滚子未受载的时间成正比。

3) 相较于目前单一变工况的研究,考虑载荷传递路径的变载变速分析更为复杂和真实,其中两列推力滚子受变载影响最大,滚子-内圈接触力与外界变载之间存在着同样的交替变化。

4) 两个推力保持架与内圈受载时的接触力大小接近,均稳定在一个固定值(本文为 2500 N)上下波动。推力保持架转速、保持架与内圈接触力波动均存在明显的交替变化,两列推力滚子-内圈最大接触力相差不大,推力滚子在不受载时,对应的保持架会由内圈驱动运转,且三排圆柱滚子轴承 3 个保持架均在启动阶段振动程度最大,转速平稳阶段次之,停止阶段最小。

[参考文献]

- [1] JOSELIN HERBERT G M, INIYAN S, GOIC R. Performance, reliability and failure analysis of wind farm in a developing country[J]. Renewable energy, 2010, 35 (12): 2739-2751.
- [2] 周文. 风电机组主轴轴系结构设计方法的研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2018: 3-14.
ZHOU W. Research on structural design method of main shaft system of wind turbine [D]. Beijing: North China Electric Power University, 2018: 3-14.
- [3] 王宇石, 邱宝象, 铁晓艳, 等. 某型圆锥滚子轴承保持架断裂仿真分析[J]. 轴承, 2017(7): 11-17.
WANG Y S, QIU B X, TIE X Y, et al. Simulation analysis on fracture of cage in a certain type of tapered roller bearing[J]. Bearing, 2017(7): 11-17.
- [4] 苏银. 苛刻工况下机床主轴轴承早期失效机理及预防研究[D]. 上海: 上海第二工业大学, 2022: 34-42.
SU Y. Research on early failure mechanism and prevention of machine tool spindle bearing under severe working conditions [D]. Shanghai: Shanghai Polytechnic University, 2022: 34-42.
- [5] 张娟, 赵荣珍, 于荣鹏, 等. 不同工况下风电机组主轴轴承动态特性研究[J]. 机械强度, 2017, 39(6): 1468-1473.
ZHANG J, ZHAO R Z, YU R P, et al. Research on dynamic characteristics of wind turbine main shaft bearing under different working conditions [J]. Journal of mechanical strength, 2017, 39(6): 1468-1473.
- [6] 谭建军, 杨书益, 余芷玲, 等. 多工况下弹性支撑海上风电机组传动链支撑参数优化[J]. 可再生能源, 2024, 42(9): 1211-1218.
TAN J J, YANG S Y, YU Z L, et al. Supporting parameter optimization of offshore wind turbine drivetrain considering elastic supports under multiple operation conditions [J]. Renewable energy resources, 2024, 42(9): 1211-1218.
- [7] 庞晓旭, 朱定康, 左旭, 等. 基于变载工况的海上风电机组主轴轴承刚柔耦合动态响应分析[J]. 轴承, 2024 (9): 52-62.
PANG X X, ZHU D K, ZUO X, et al. Dynamic response analysis on rigid-flexible coupling of main shaft bearings for offshore wind turbines under variable loads [J].

- Bearing, 2024(9): 52-62.
- [8] PANG X, ZHU D, ZUO X, et al. Analysis of rigid-flexible coupled collision force in a variable load offshore wind turbine main three-row cylindrical roller bearing [J]. Lubricants, 2024, 12(7): 252.
- [9] 陈威. 盾构机主轴承滚道与内齿圈疲劳仿真试验研究 [D]. 洛阳: 河南科技大学, 2022: 26-31.
CHEN W. Fatigue simulation test research on raceway and inner gear ring of main bearing of shield machine [D]. Luoyang: Henan University of Science and Technology, 2022: 26-31.
- [10] 王高峰, 王燕霜, 梁辉, 等. 风电主轴承失效分析与优化设计[J]. 机械设计与制造, 2024(4): 357-360.
WANG G F, WANG Y S, LIANG H, et al. Failure analysis and optimization design of wind turbine main bearing[J]. Machinery design & manufacture, 2024(4): 357-360.
- [11] CHEN R B, QIN D T, LIU C Z. Dynamic modelling and dynamic characteristics of wind turbine transmission gearbox-generator system electromechanical-rigid-flexible coupling [J]. Alexandria engineering journal, 2023, 65: 307-325.
- [12] JIN S, DONG H J, CHEN J, et al. Study on accelerated life tests for main shaft bearings in wind turbines [J]. Journal of mechanical science and technology, 2022, 36(3): 1197-1207.
- [13] GÖNCZ P, POTOFINIK R, GLODEŽ S. Load capacity of a three-row roller slewing bearing raceway [J]. Procedia engineering, 2011, 10: 1196-1201.
- [14] 张春林, 吴允恒, 蔡克桑, 等. 基于改进连续小波变换增强非凸正则项稀疏分解的滚动轴承变转速故障冲击特征提取方法[J]. 机械工程学报, 2025, 61(1): 172-186.
ZHANG C L, WU Y H, CAI K S, et al. Fault transients extraction of rolling bearings under varying speed via modified continuous wavelet transform enhanced nonconvex sparse representation[J]. Journal of mechanical engineering, 2025, 61(1): 172-186.
- [15] PENG H, ZHANG H, FAN Y S, et al. A review of research on wind turbine bearings' failure analysis and fault diagnosis[J]. Lubricants, 2022, 11(1): 14.
- [16] LIU Y Q, CHEN Z G, TANG L, et al. Skidding dynamic performance of rolling bearing with cage flexibility under accelerating conditions[J]. Mechanical systems and signal processing, 2021, 150: 107257.
- [17] 马德福, 赵荣珍, 应玲君, 等. 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, et al. Dynamic response analysis of rigid-flexible coupling of main bearing of wind turbines[J]. Acta energiae solaris sinica, 2019, 40(10): 2953-2959.
- [18] 李长健, 向立明, 刘永强, 等. 基于 ADAMS 的高速机车双列圆锥滚子轴承典型故障仿真分析[J]. 轴承, 2018(6): 55-59.
LI C J, XIANG L M, LIU Y Q, et al. Simulation analysis on double row tapered roller bearings with typical faults in high-speed locomotive Based on ADAMS [J]. Bearing, 2018(6): 55-59.
- [19] 杨家鹏, 李柳湘, 李正美, 等. 单列球面滚子轴承径向刚度计算方法[J]. 中国工程机械学报, 2017, 15(3): 216-221.
YANG J P, LI L X, LI Z M, et al. Calculation method of radial stiffness for single row spherical roller bearings [J]. Chinese journal of construction machinery, 2017, 15(3): 216-221.
- [20] 刘雅雯. 基于 Adams 的火车滚动轴承仿真分析方法研究 [D]. 北京: 北京邮电大学, 2015: 42-55.
LIU Y W. Simulation analysis mode of rolling bearing based on Adams [D]. Beijing: Beijing University of Posts and Telecommunications, 2015: 42-55.
- [21] 董帅豪, 牛荣军, 赵新浩, 等. 航发附件机匣轴承喷油润滑热特性分析与验证[J]. 河南科技大学学报(自然科学版), 2026, 47(1): 13-23, 118.
DONG S H, NIU R J, ZHAO X H, et al. Analysis and Verification of Oil Injection Lubrication Thermal Characteristics of Aircraft Engine Accessory Casing Bearings [J]. Journal of Henan University of Science and Technology (natural science), 2026, 47(1): 13-23, 118.
- [22] GAO S, WANG L, ZHANG Y. Modeling and dynamic characteristic analysis of high speed angular contact ball bearing with variable clearance [J]. Tribology international, 2023, 182: 108330.
- [23] 武雅如, 朱才朝, 谭建军, 等. 弹性支撑双风轮风电机组传动链强度分析[J]. 太阳能学报, 2024, 45(6): 470-478.
WU Y R, ZHU C Z, TAN J J, et al. Strength analysis of elastic-supported double-rotor wind turbine drivetrain [J]. Acta energiae solaris sinica, 2024, 45(6): 470-478.
- [24] 马子豪, 王瑞, 赵海涛, 等. 圆锥滚子轴承润滑与动力学耦合研究[J]. 摩擦学学报, 2022, 42(1): 55-64.
MA Z H, WANG R, ZHAO H T, et al. Coupling behavior of lubrication and dynamics for tapered roller bearing [J]. Tribology, 2022, 42(1): 55-64.

ANALYSIS OF DYNAMIC RESPONSE CHARACTERISTICS OF WIND TURBINE MAIN SHAFT BEARINGS UNDER SERVICE CONDITIONS

Zuo Xu¹, Pang Xiaoxu^{1,2}, Zhu Dingkang¹, Hao Wenlu³, Yang Huiping³, Yao Dandan³

(1. *School of Mechatronics Engineering, Henan University of Science and Technology, Luoyang 471003, China;*

2. *High-end Bearings in Henan Provincial Collaborative Innovation Center, Luoyang 471003, China;*

3. *Luoyang Xinqianglian Slewing Bearings Co., Ltd., Luoyang 471003, China*)

Abstract: To address the limitations and one-sidedness issues in unidimensional analysis of wind turbine three-row cylindrical roller bearing simulations under single-variable operating conditions, this study establishes a comprehensive rigid multibody contact dynamics simulation framework for spindle bearing systems under operational loading. A comparative analysis is conducted between models incorporating and omitting the transmission path considerations. Systematic investigations are performed on cage-roller kinematic behavior through theoretical velocity computations, simulated rotational dynamics, and acceleration response characterizations. The model is verified through rigorous verification procedures, enabling detailed examination of interfacial force characteristics between rolling elements and raceways in three-row cylindrical roller bearing configurations. Key findings demonstrate that transmission path integration significantly enhances simulation fidelity to actual service environments. Distinct load-bearing and non-load-bearing zones emerge in radial roller arrays, contrasting with the full-row load alternation pattern observed in thrust rollers. The contact force magnitude at the radial roller-inner race interface exceeds distal thrust roller interactions by 5.67 times, while distal thrust roller forces maintain approximately twice the magnitude of proximal counterparts. When the roller is in the non-load-bearing zone, its self-rotation speed gradually decreases, and the degree of decrease is directly proportional to the movement time in the non-load-bearing zone. The rotational speed and contact force of the thrust roller and thrust cage have the same alternating changes as the axial alternating load. The rotational speed of the radial cage is more stable. When the thrust roller is not under load, the corresponding thrust cage will be driven to rotate by the inner ring, and the rotational speed will increase.

Keywords: rolling bearing; wind turbines; variable load; dynamic response; contact force; three rows of cylindrical roller bearings