

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2021.02.014

循环次数对主轴承磨损仿真 结果的影响研究*

杜祥宁¹, 张艳艳², 刁子宇², 孙楠楠¹, 张恒靖³, 刘震涛²

(1. 内燃机可靠性国家重点实验室, 山东 潍坊 261061; 2. 浙江大学 动力机械及车辆工程研究所, 浙江 杭州 310027; 3. 浙江方圆检测集团股份有限公司, 浙江 杭州 310027)

摘要: 为确定主轴承磨损预测中的仿真工况参数—循环次数的合适取值, 将动力学仿真技术和主轴承润滑分析运用到了内燃机曲轴系仿真计算中, 建立了某型服役柴油机曲轴系的多体动力学和润滑耦合模型。基于经典 Archard 磨损理论模型, 设置多组循环次数分别对主轴承磨损进行了仿真计算; 选取部分主轴承的最大磨损深度和磨损轮廓进行了比较分析, 总结了最大磨损深度及轴瓦磨损轮廓随着循环次数增加的变化规律。研究表明: 为兼顾计算成本和可信性, 在仿真简化工况设计中选取循环次数为 3 时进行磨损仿真计算较为合适; 以上结论为主轴承磨损仿真预测工作的优化提供了指导和建议。

关键词: 多体动力学; 耦合仿真; 磨损计算; 循环次数; 磨损轮廓

中图分类号: TH117.1; TH133.3

文献标识码: A

文章编号: 1001-4551(2021)02-0228-06

Influence of cycle times on the simulation results of main bearing wear

DU Xiang-ning¹, ZHANG Yan-yan², DIAO Zi-yu²,

SUN Nan-nan¹, ZHANG Heng-jing³, LIU Zhen-tao²

(1. State Key Laboratory of Engine Reliability, Weifang 261061, China; 2. the Power Machinery & Vehicular Engineering Institute, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China;
3. Zhejiang Fangyuan Test Group Co., Ltd., Hangzhou 310027, China)

Abstract: In order to investigate the appropriate value of one of the simulation parameters, cycle index in the wear prognosis of main bearing, the method of dynamics simulation and lubrication analysis were applied in the simulation of crankshaft system of internal combustion engine. The coupling model of multi-body dynamics and lubrication of the crankshaft system of a certain diesel engine in service were established. Based on Archard model of wear theory, several groups of cycle indexes were set up for the wear calculation, and a portion of the maximum wear depths and shell profiles of main bearings were selected to be compared and evaluated. The variation law of the calculation results of maximum wear depth with the increase of cycle index was summarized. The results show that index 3 is supposed to be selected in the wear simulation condition in consideration of the cost and reliability of calculation. This study provides guidance and suggestions for the optimization of wear prognosis.

Key words: multi-body dynamics; coupling simulation; wear calculation; cycle index; wear profile

0 引言

随着现代内燃机新技术的开发和内燃机功率密度

的不断提高, 对于内燃机机械系统零部件的可靠性和耐久性的要求也逐渐提升。

主轴承作为内燃机曲轴的位置校准和支承部件,

收稿日期: 2020-05-13

基金项目: 内燃机可靠性国家重点实验室开放基金资助项目 (skler-201807)

作者简介: 杜祥宁 (1986-), 女, 山东潍坊人, 硕士研究生, 主要从事内燃机零部件可靠性方面的研究。E-mail: duxn@weichai.com

在服役过程中承受了很高的非稳定机械和热负荷^[1-2],直接影响了内燃机的工作性能及寿命。因此,对于主轴承一曲轴轴颈摩擦副的磨损失效预测进行研究具有重要意义。随着计算机技术的发展,基于计算机辅助设计的数字仿真技术已经开始广泛应用于内燃机研究、设计和开发的诸多领域^[3]。然而,由于内燃机的实际工况复杂,影响因素众多,为保证仿真计算的可信性和可验证性,对于数值模型的适用性、边界条件的合理性、计算方法的灵活性等均提出了更高的要求^[4-5]。

磨损轮廓作为磨损仿真模型中的重要几何参数,其在仿真计算中的更新频率,对于磨损仿真结果的可信性起着至关重要的作用,也直接决定了磨损仿真的计算效率。重庆大学的许立新等^[6]提出了一种基于磨损轮廓的不断更新的、含间隙旋转铰的动力学建模方法,并以平面滑块曲柄机构为例,利用数值模拟和实验测试的方法,研究了曲柄—连杆副的动态响应和磨损特性;KIM D 等^[7]通过建立线性滑轨的表面磨损和损伤累积综合数值模型,对滑轨构件表面沿垂直方向的磨损量进行了计算,并开发了一种外部几何更新算法(GUA),实现了磨损计算过程中滑轨内槽表面磨损轮廓的更新,从而提高了数值模拟的精度。

本文以某型号服役柴油机的主轴承为研究对象,通过主轴承磨损仿真模型中,简化工况参数的设计和仿真结果的比较,研究不同循环次数的取值对于磨损仿真计算结果的影响规律,最后给出兼顾计算成本及可信性的循环次数的建议取值。

1 磨损仿真模型建立

1.1 曲轴系多体动力学润滑耦合模型

本研究以某型号服役柴油机为模拟对象,发动机性能参数如表 1 所示。

表 1 发动机性能参数

项目名称	单位	整机部分参数
总排量	L	8.8
压缩比		17.5
气缸数		6
缸径×行程	mm	116×139
额定转速	r/min	1 900
怠速转速	r/min	600
最大扭矩转速	r/min	1 400
最低全负荷转速	r/min	1 000

轴承副元件材料属性如表 2 所示。

表 2 轴承副元件材料属性

名称	曲轴	轴瓦
弹性模量/GPa	210	212
泊松比	0.3	0.3
粗糙度	0.1	1
轴承间隙/mm	0.051	
磨损系数	1E-012	1E-010

本研究采用多体动力学仿真软件 AVL_EXCITE,建立了该型柴油机曲轴系的多体动力学润滑耦合模型,曲轴系多体动力学模型如图 1 所示。

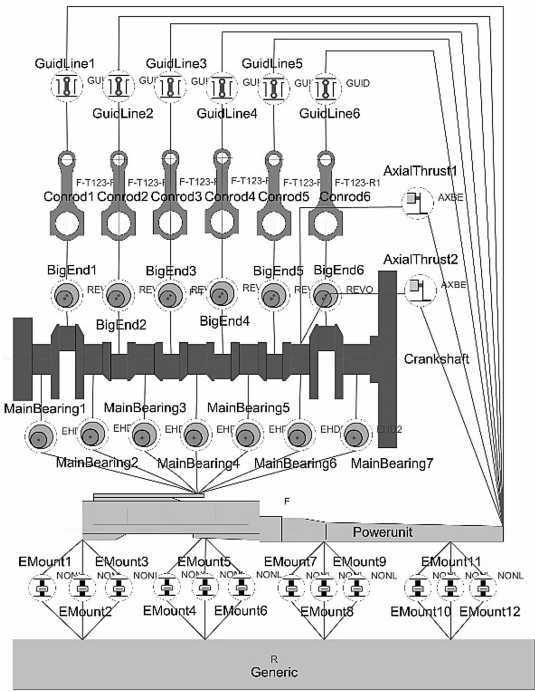


图 1 曲轴系多体动力学模型

模型中主要包括曲轴、连杆、机体、活塞、底座等部件,曲轴-轴承副及活塞-缸套副简化为非线性连接;其中,笔者对曲轴、连杆和机体等部件进行了柔性处理,活塞、底座等均作为刚性体进行模拟。

笔者首先对曲轴、连杆、机体等主要部件进行三维建模和有限元前处理;其次,使用动态子结构法,对曲轴系关键部件进行主节点压缩和主自由度提取,以简化复杂的曲轴系建模和求解过程^[8]。

为模拟主轴承的混合润滑状态,本文采用了考虑润滑油填充率的平均雷诺方程,作为主轴承润滑的理论基础;同时,进行油膜润滑—粗糙接触边界条件的判定,和不同润滑状态下接触压力的计算,以实现曲轴系的动力学、摩擦学耦合仿真。

1.2 主轴承磨损仿真计算

主轴承磨损量的计算和磨损轮廓的重建,应用了基于粘着磨损机理的经典 Archard 磨损理论模型^[9]。

磨损相关变量间关系如下式所示:

$$\frac{V}{S} = K \frac{F_N}{H} \quad (1)$$

式中: V — 磨损体积, m^3 ; K — 考虑粘着磨损和磨粒磨损作用的主轴承磨损系数; s — 接触面上节点的相对滑动距离, m ; F_N — 法向接触载荷, N ; H — 较软材料的布氏硬度, N/mm^2 。

本文研究的主轴承磨损量实际为径向磨损深度, 因此在式(1) 两边同时除以磨损面积。

考虑到相对滑动距离非常小, 将式(1) 写成微分形式, 如下式所示:

$$\frac{dV}{ds\Delta A} = K \frac{F_N}{H\Delta A} \quad (2)$$

式中: ΔA — 磨损面积, m^2 ; $\frac{dV}{\Delta A}$ — 径向磨损深度; $\frac{dV}{\Delta A} = dh, \text{m}$; $\frac{F_N}{\Delta A}$ — 节点间接触压力, $\frac{F_N}{\Delta A} = p, \text{MPa}$ 。

其中, 节点间接触压力 p 沿滑动方向的变化可表示为相对滑动距离 s 的函数 $p(s)$ 。

主轴承径向磨损深度的微分形式如下式所示:

$$\frac{dh}{ds} = \frac{K}{H} p(s) \quad (3)$$

在主轴承的子结构模型中, 各节点的几何参数信息中包含了一组径向位置初值。由于磨损过程是动态的, 节点的径向位置在磨损深度的迭代计算和磨损轮廓的更新过程中不断变化; 节点处的磨损深度也在不断累积, 对时间积分得到磨损深度的累积值如下式所示:

$$h_j = h_{j-1} + K_d p_j \Delta s_j \quad (4)$$

式中: h_j — 某特定节点在第 j 时刻的累积磨损深度, m ; h_{j-1} — 某特定节点在第 $j-1$ 时刻的累积磨损深度, m ; K_d — 线磨损系数, 用于径向磨损深度的计算模型, $K_d = K/H$; p_j — 该节点在第 j 时刻的接触压力值, MPa ; Δs_j — 第 $j-1$ 到第 j 时刻期间该节点与另一接触面上对应节点的相对滑动距离, m 。

将油膜压力或粗糙接触压力分布等动力学仿真结果代入磨损模型, 进行磨损量计算和磨损轮廓重建。由于主轴承磨损轮廓的动态更新过程与曲轴系的动力学特性变化之间存在相互影响的关系^[10,11], 在利用 Archard 磨损模型求得接触面上各节点的磨损深度后, 还需要将更新后的磨损轮廓作为几何参数代入多体动力学模型中。

2 磨损仿真简化工况设计

本研究中磨损仿真工况设计的依据来源于某型柴

油机的整机耐久试验测试工况, 以考核整机可靠性和性能的稳定性。

试验循环工况条件如表 3 所示。

表 3 试验循环工况条件

开始时间 /s	结束时间 /s	转速/ ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	负荷率 /(%)	爆压 /MPa
0	870	1 900	105	20
870	1 170	1 000	105	20
1 170	1 260	600	0	12
1 260	2 040	1 400	105	20
2 040	2 400	2 150	0	12

试验循环工况中的最大负荷为全负荷的 105%, 最大爆发压力为 20 MPa, 转速分布 600 r/min ~ 2 150 r/min 之间。耐久试验持续时间为 500 h, 循环工况周期为 2 400 s。

如需完全模拟耐久试验的 500 h 循环工况, 磨损仿真计算的循环周期为 2 400 s, 即共需模拟 750 个循环工况, 磨损轮廓共迭代更新 3 750 次。

工作站处理器性能参数如表 4 所示。

表 4 工作站处理器性能参数

品牌	型号	主频	核数	缓存
Intel	Xeon Gold 6142M	2.6 GHz	32	22 MB

在计算步长设定为 0.062 5 deg 的情况下, 工作站每完成一次迭代计算, 所需时间约为 2 h ~ 3 h; 以 15 元/h 为基准估算其计算成本, 可得完全模拟 750 个循环工况所需时间约为 312.5 天 ~ 468.75 天, 计算成本达到 11.25 万元 ~ 16.875 万元。可见, 完全模拟耐久试验的 750 个循环工况会导致仿真计算量巨大, 且计算成本过高。

因此, 有必要对磨损仿真工况进行简化, 即在保证一定仿真计算可信度的前提下, 调整磨损仿真计算的循环周期, 减少循环次数。

仿真简化工况设计如表 5 所示。

表 5 仿真简化工况设计

循环周期 T/h	循环次数 N	磨损轮廓更新频率 n
500	1	5
250	2	10
166.67	3	15
100	5	25
50	10	50

3 磨损仿真计算结果分析

本文根据仿真简化工况, 将 500 h 全工况分配到 1、2、3、5、10 个循环中, 分别进行磨损仿真计算, 通过

比较最大磨损深度的数值和全工况仿真后的磨损轮廓,评估了不同循环次数下磨损计算结果的变化规律。

3.1 最大磨损深度分析

径向磨损深度是磨损的重要评价指标之一,本文对7个主轴承在不同磨损轮廓更新周期下经过500 h磨损仿真得到的最大磨损深度量进行比较和分析。

为体现循环次数变化对磨损仿真计算可信度的影响,根据循环次数间最大磨损深度的相对偏差值,定义某循环次数 i 的磨损计算偏差率 ε_i 如下式所示:

$$\varepsilon_i = \left| \frac{h_i - h_j}{h_j} \right| \quad (5)$$

式中: h_i —循环次数为 i 时的最大磨损深度,m; h_j —相邻较大循环次数时的最大磨损深度,m。

最大磨损深度 h 随着循环次数 N 变化的关系可由拟合所得曲线看出。

第1~7主轴承最大磨损深度如图2所示。

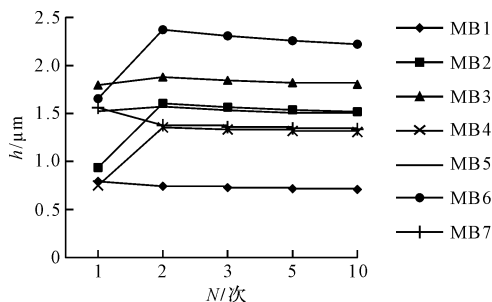


图2 第1~7主轴承最大磨损深度

随着循环次数 N 的增大,最大磨损深度基本趋于收敛。当 $N=3$ 时,最大磨损深度的偏差率最大值约为2.8%;当 $N=5$ 时,最大偏差率约为1.6%。

因此,综合考虑磨损预测仿真工作中的计算成本和可信性要求,在本文建立的磨损仿真模型中,选择循环次数 $N=3$ 进行仿真简化工况设计和磨损计算,已经可以在保证一定磨损仿真计算可信度的同时减少计算量,节约计算资源和成本。

3.2 磨损轮廓分析

利用MATLAB做出在不同循环次数下,经过500 h全工况磨损仿真后,第1~7主轴承的磨损轮廓。经分析得出,其中第3主轴承和第6主轴承整体磨损最为严重,第1主轴承磨损量较小。

由于循环次数 N 大于2时,各循环次数对应的磨损轮廓基本重合。以下只对 $N=1$ 和 $N=3$ 时,第3和第6主轴承的磨损轮廓特征进行比较。

$N=1, 3$ 时,第3、6主轴承磨损轮廓如图(3~6)所示。

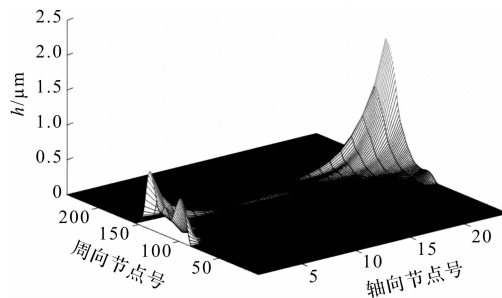


图3 $N=1$ 时第3主轴承磨损轮廓

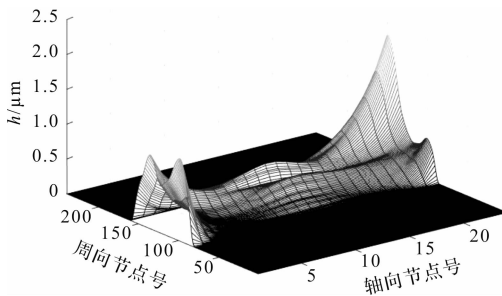


图4 $N=3$ 时第3主轴承磨损轮廓

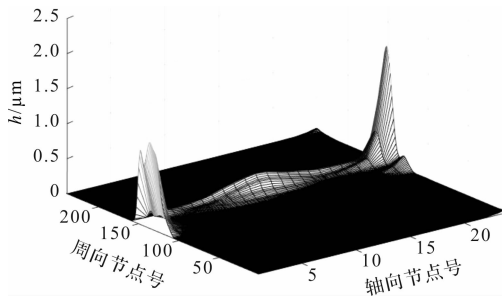


图5 $N=1$ 时第6主轴承磨损轮廓

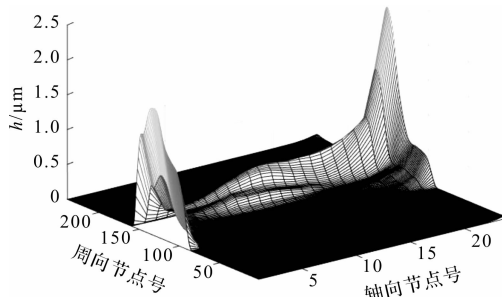


图6 $N=3$ 时第6主轴承磨损轮廓

从图(3~6)可以看出:循环次数的变化对于第3、6主轴承磨损轮廓的大致形状基本没有影响;其中,2个主轴承的磨损峰值都主要分布在轴向左、右两端。

第3主轴承左、右侧磨损峰值分别如图(7,8)所示。

对于第3主轴承,随着循环次数从1增加到3,磨损轮廓的仿真结果主要表现为:轴向中间节点位置的磨损程度加剧,但主要磨损区域的周向节点范围基本没有变化。左侧磨损峰值的个数减少,数值增加;右侧峰值的大小没有明显变化,但其他周向位置的磨损量

明显增加。

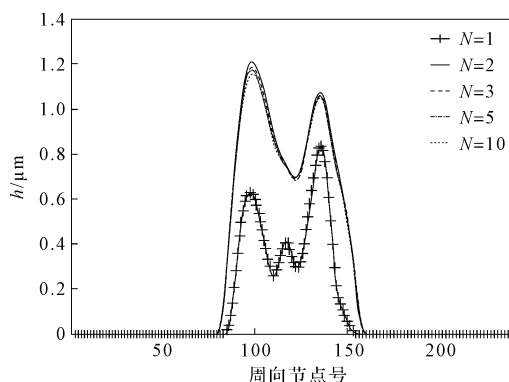


图 7 第 3 轴承左侧磨损峰值

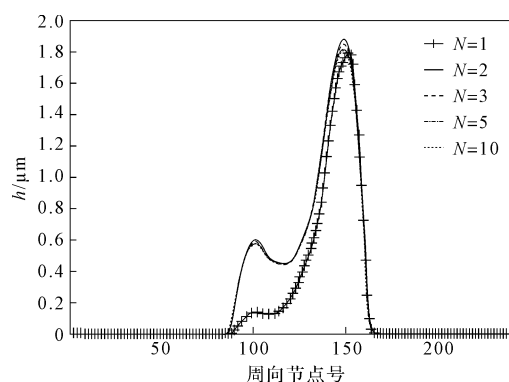


图 8 第 3 轴承右侧磨损峰值

第 6 轴承左、右侧磨损峰值分别如图(9,10)所示。

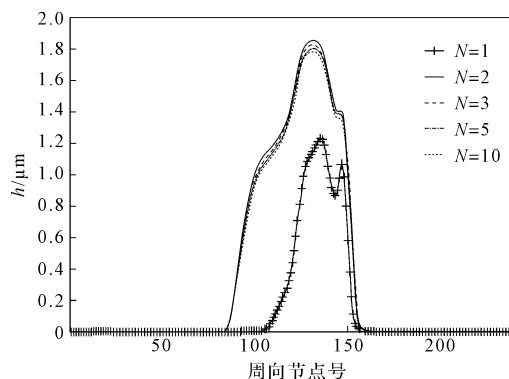


图 9 第 6 轴承左侧磨损峰值

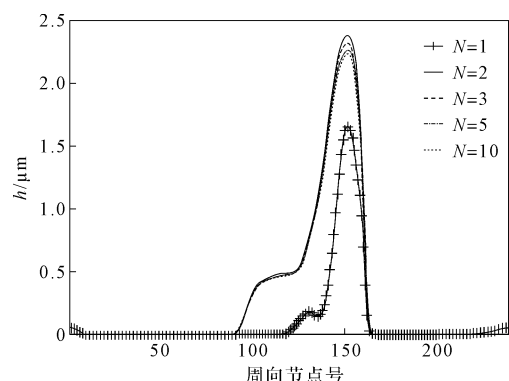


图 10 第 6 轴承右侧磨损峰值

对于第 6 轴承,循环次数的增大不但扩大了主要磨损区域的周向节点范围,还提高了轴向左、右两端的磨损峰值。由此可见,在磨损仿真计算过程中,选取适当的循环次数对于提高仿真计算的可信度很有必要。

4 结束语

本文以某型号服役柴油机的主轴承为例,采用了多体动力学仿真的方法,建立了主轴承磨损计算模型,设置了多组不同循环次数下的简化工况,并进行了磨损仿真计算,研究了仿真简化工况设计中循环次数的取值对于主轴承磨损仿真计算结果的影响规律,并探讨了仿真简化工况设计中循环次数的适当取值。得出以下结论:

(1) 在本文建立的磨损仿真模型中,选取循环次数 $N = 3$ 进行仿真简化工况设计和磨损量计算,可以在保证一定计算可信度的同时减少计算量;

(2) 随着循环次数 N 的增加,最大磨损深度的计算结果趋于收敛;当 $N = 3$ 时,最大磨损深度的偏差率最大值约为 2.8%;当 $N = 5$ 时,最大偏差率约为 1.6%;

(3) 随着循环次数的变化,第 3、6 主轴承的磨损轮廓大致形状没有变化,但其磨损峰值的个数、大小以及主要磨损区域的周向分布范围均会受到影响。

由于不同型号和工况条件下,柴油机的机械结构、材料特性和运行参数不同,其对应建立的磨损仿真模型的关键参数和工况设计策略也会相应变化。因此,以上工作只针对某系列柴油机在部分特定循环工况载荷下,对循环次数对于主轴承磨损仿真计算可信度的作用规律进行了研究。

关于其他更多机型及工况条件下,循环次数的具体取值及其相应变化机制等问题,亟待后续研究和讨论。

参考文献 (References):

- [1] MA S, CHEN W, LI C, et al. Wear properties and scuffing resistance of the cr-al2o3 coated piston rings: the effect of convexity position on barrel surface[J]. *Journal of Tribology*, 2019, 141(2): 021301.
- [2] 周 玮. 高速大功率柴油机曲轴动态特性及轴承润滑性能仿真分析研究[D]. 北京: 北京理工大学机械与车辆学院, 2016.
- [3] 李静敏, 赵兰英, 刘 松, 等. 4100 型内燃机曲柄连杆机构动力学仿真分析[J]. *装备制造技术*, 2018(12): 5-10.

- [4] 吴迪. 发动机曲轴轴承系统弹性流体润滑分析及曲轴强度研究[D]. 太原: 中北大学机电工程学院, 2015.
- [5] 刘晓日, 黎明, 张铁臣, 等. 基于热弹流混合润滑的内燃机滑动轴承零磨损[J]. 上海交通大学学报, 2017, 51(1): 62.
- [6] XU L X, HAN Y C, DONG Q B, et al. An approach for modelling a clearance revolute joint with a constantly updating wear profile in a multi-body system: simulation and experiment[J]. **Multi-body System Dynamics**, 2019, 45(1): 457-478.
- [7] KIM D, QUAGLIATO L, PARK D, et al. Lifetime prediction of linear slide rails based on surface abrasion and rolling contact fatigue-induced damage[J]. **Wear**, 2018, (420-421): 184-194.
- [8] 卢伯聪, 向建华, 庄林毅. 基于动态子结构的主轴承热弹性流体润滑研究[J]. 润滑与密封, 2012, 37(1): 22-28.
- [9] 赵波. 多体机械系统铰接副间隙磨损预测的数值研究[D]. 上海: 上海交通大学机械与动力工程学院, 2014.
- [10] 左雪. 磨损表面形貌的分形表征及其随磨损过程的变化规律研究[D]. 北京: 中国矿业大学机电工程学院, 2017.
- [11] 华希俊, 王皓, 解玄, 等. 纳米固体润滑颗粒对微结构表面摩擦学性能的影响研究[J]. 机械制造, 2019, 57(7): 84-89.

[编辑: 杨骏泽]

本文引用格式:

杜祥宁, 张艳艳, 刁子宇, 等. 循环次数对主轴承磨损仿真结果的影响研究[J]. 机电工程, 2021, 38(2): 228-233.

DU Xiang-ning, ZHANG Yan-yan, DIAO Zi-yu, et al. Influence of cycle times on the simulation results of main bearing wear[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2021, 38(2): 228-233.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>

(上接第183页)

高的加工效率, 可从加工间隙、增大磨削角等方面出发, 以促进磨削力的增加。

参考文献 (References):

- [1] 冯平法, 王健健, 张建富, 等. 硬脆材料旋转超声加工技术的研究现状及展望[J]. 机械工程学报, 2017, 53(19): 17-35.
- [2] 陈发胜, 苏长发, 张占华, 等. 陶瓷材料的超声辅助铣磨削加工技术[J]. 导航与控制, 2019, 18(5): 75-83.
- [3] 夏涛, 邓朝晖, 刘伟, 等. 工程陶瓷高效精密磨削加工技术的研究进展[J]. 机械制造与自动化, 2019, 48(5): 1-3.
- [4] FENG Guang, GUO Ji-bao, ZHANG Guo-jun. Material removal characteristics of ultra-precision grinding silicon carbide ceramics[J]. **Advances in Applied Ceramics**, 2020, 119(4): 1-7.
- [5] 李颂华, 韩光田, 孙健. 氧化锆陶瓷沟道磨削表面质量研究[J]. 硅酸盐通报, 2020, 39(4): 1260-1265.
- [6] GHAMRANI B, WANG Zhi-yong. Precision ultrasonic machining process: a case study of stress analysis of ceramic (Al_2O_3) [J]. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, 2001, 41(8): 1189-1208.
- [7] 徐瑞玲, 赵波. 三维超声辅助磨削的表面质量研究[J]. 制造技术与机床, 2020(5): 102-105.
- [8] 王艳, 秦琛, 刘建国, 等. 变超声振动方向的平面磨削磨削力仿真及试验验证[J]. 系统仿真学报, 2018, 30(8): 3161-3169.
- [9] NIK M G, MOVAHHEDI M R, AKBARI J, et al. Ultrasonic-assisted grinding of Ti6Al4V alloy [J]. **Procedia CIRP**, 2012, 1(1): 353-358.
- [10] 丁少虎. 电感电容匹配电路对超声换能器振动特性的影响[J]. 新乡学院学报: 自然科学版, 2009, 26(6): 27-28.
- [11] 高利兵. 大功率超声波逆变电源的设计[D]. 南京: 南京理工大学自动化学院, 2014.

[编辑: 杨骏泽]