

高速船用柴油机曲轴-轴瓦摩擦学和动力学耦合分析

伍 勇^{1,2,3}, 马炳杰^{1,2}, 王志刚^{1,2}, 谢亦晨¹

(1. 中国船舶集团有限公司第七一一研究所, 上海 201108; 2. 先进船舶发动机技术全国重点实验室, 上海 201108; 3. 船舶与海洋工程特种装备和动力系统国家工程研究中心, 上海 201108)

Coupled Analysis of Tribology and Dynamics of Crankshaft-Bearing Bush of the High-Speed Marine Diesel Engine

WU Yong^{1,2,3}, MA Bingjie^{1,2}, WANG Zhigang^{1,2}, XIE Yichen¹

(1. Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 201108, China; 2. National Key Laboratory of Marine Engine Science and Technology, Shanghai 201108, China; 3. National Engineering Laboratory for Marine and Ocean Engineering Power System, Shanghai 201108, China)

Abstract: Due to the strong coupling phenomenon between the dynamic characteristics of the crankshaft and the friction properties of the bearing bush in diesel engines, a tribological and dynamic coupling calculation model for the crankshaft and bearing bush was established based on lubrication and multi-body dynamic simulation technology. The disparity in torsion angle of the crankshaft free end, loads of main bearing, and shaft center trajectory in lubricated versus non-lubricated states was computed and analyzed. Furthermore, an assessment was conducted on how variations in bearing width, clearance, oil groove width, and journal oil hole diameter impact friction loss of the bearing shell as well as free end twist angle. The results indicated under the lubrication of oil film, the maximum torsion angle at the crankshaft free end decreased by 2.12%, the shaft center trajectory increased, and the eccentricity decreased. Increasing bearing bush clearance from 0.100 mm to 0.150 mm resulted in a 12.56% reduction in friction loss and a 0.92% increase in free torsion angle. Furthermore, widening the oil groove from 10 mm to 15 mm led to a 1.01% reduction in friction loss with almost no change in free end twist angle. And increasing journal oil hole diameter from 10 mm to 30 mm resulted in a negligible change in free twist angle but an increase of 1.53% in friction loss.

摘要: 针对柴油机曲轴动力特性和轴瓦摩擦特性强耦合问题,基于润滑、多体动力学仿真技术,建立了柴油机曲轴-轴瓦摩擦学和动力学耦合计算模型。通过耦合计算,对比分析了润滑和无润滑状态下曲轴扭振和纵振位移、主轴承载荷及轴心轨迹差异,同时计算分析了轴承宽度和间隙、轴瓦油槽宽度和轴颈油孔直径对轴瓦摩擦损失功和曲轴自由端扭角的影响。结果表明:在油膜润滑作用下,曲轴自由端最大扭角降低 2.12%,轴心轨迹重合度更高,偏心更小;当轴瓦间隙由 0.100 mm 增加至 0.150 mm 时,摩擦损失降低 12.56%,曲轴自由端扭角增加 0.92%。当轴瓦油槽宽度由 10 mm 增加至 15 mm 时,摩擦损失减少 1.01%,自由端扭角几乎不变;当轴颈油孔直径由 10 mm 增加至 30 mm 时,摩擦损失增加 1.53%,曲轴自由端扭角几乎不变。

关键词: 柴油机;曲轴;轴瓦;动力学;摩擦学;耦合仿真

Key words: diesel engine; crankshaft; bearing shell; dynamics; tribology; coupling simulation

DOI: 10.13949/j.cnki.njgc.2025.02.012

中图分类号: TK422

0 概述

传统轴系扭振计算均采用集总参数法,对轴系强迫响应进行频域计算分析,无法考虑曲轴-轴瓦润滑支承边界等条件的影响,精度有限。随着柴油机向着高功率密度和高可靠性发展,曲轴变形、摩擦副的接触比压加剧,曲轴轴瓦摩擦学和动力学存在着强耦合作用,对整机可靠性的影响不可忽视。

文献[1]中针对直轴-轴承和曲轴-轴承系统开展了摩擦学、刚度和强度耦合的理论和试验研究,计算了轴径倾斜时,轴承润滑和摩擦特性参数。文献[2]中研究了轴对中变量及变载荷加载时对曲轴轴承系统动力摩擦耦合的影响。文献[3]中通过曲轴系扭振试验和建模仿真,考虑主轴承油膜压力并假设轴颈为刚性时,研究得到曲轴自由端振动、轴颈轴心轨迹的变化规律及轴承润滑特性规律。文献[4]中基于模态压缩法、有限元法和有限差分法,研究考虑曲轴轴承变形及接触粗糙度等耦合因素时不同转速下的轴承润滑特性。

曲轴动力学和轴承润滑二者中的单一领域内研究已经较多,也有部分动力学和摩擦学耦合研究,例如文献[5]中以低速二冲程柴油机为对象,研究了十字头滑块和十字头轴承的摩擦动力学性能。文献[6]中运用转动曲轴和弹性机体耦合来研究轴系润滑特性。文献[7-8]中建立 V8 型内燃机曲轴主轴承的热弹性流体动力学仿真模型,并对各主轴承润滑状况进行分析。文献[9]中建立了发动机刚柔耦合多体动力学系统模型,对曲轴系统进行了扭振响应时域分析。文献[10]中建立了 4 缸机曲轴系与流体动力润滑的主轴承耦合多体动力学模型,得到了主轴承载荷、轴心轨迹及油膜最小厚度等数据。文献[11]中建立了内燃机主轴承热弹性流体动力润滑计算的数学模型和有限元模型,并对某 4 缸柴油机的主轴承进行了计算,分别算出其在一个工作周期内的最大油膜压力、最小油膜厚度、最高油膜温度、摩擦功耗和轴心轨迹。文献[12]中介绍了多缸增压内燃机主轴承载荷的简支梁和连续梁计算方法,分别用两种载荷计算了某 4 缸涡轮增压内燃机的轴心轨迹、最小油膜厚度和最大油膜压力。随着柴油机向着高功率密度和高可靠性发展,未来曲轴振动与润滑耦合研究将成为主流趋势。

本文中中以中高速柴油机为对象,基于润滑、多体动力学方法,建立了曲轴-轴瓦摩擦学和动力学耦合仿真模型,综合考虑了液动润滑和粗糙接触摩擦等因素,研究了曲轴-轴瓦动力学和摩擦学耦合问题,

提升了轴系扭振和轴瓦磨损评估精度,对于曲轴-轴瓦的设计具有重要意义。

1 基本理论

1.1 曲轴动力学方程

按照集中质量模型法,根据动量方程和能量守恒定律,曲轴动力学方程见式(1)。

$$[I](\ddot{\theta}) + [D](\dot{\theta}) + [K](\theta) = (M) \quad (1)$$

式中, I 为系统转动惯量矩阵; D 为材料动态阻尼矩阵; K 为结构扭转刚度矩阵; θ 为扭转角位移向量; $\dot{\theta}$ 为扭转角速度向量; $\ddot{\theta}$ 为扭转角加速度向量; M 为激励力矩向量。

1.2 轴瓦润滑 Reynolds 方程

考虑油膜润滑的轴承运动示意图见图 1, 图中 x 、 y 分别为轴承展开周向和轴向坐标, r 为轴颈半径, O_s 为轴颈圆心, O_j 为轴承圆心, e 为轴颈与轴承偏心距, F 为轴承力, θ 为角位移, h_{\min} 为最小油膜厚度, h_{\max} 为最大油膜厚度。根据 Navier-Stokes 方程, 建立包含润滑油填充率和表面粗糙度的轴瓦润滑扩展 Reynolds 方程^[13-14]见式(2)。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\bar{\theta} \phi_x \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\bar{\theta} \phi_y \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{u_j - u_s}{2} \frac{\partial (\bar{\theta}(\rho h + \sigma_c \phi_s))}{\partial x} + \frac{\partial (\bar{\theta} \rho h)}{\partial t} \quad (2)$$

式中, p 为油膜压力; $\bar{\theta}$ 为润滑油填充率; h 为油膜厚度; u_j 、 u_s 分别为轴颈、轴瓦旋转的线速度; ρ 为润滑油密度; η 为润滑油动力黏度; ϕ_x 、 ϕ_y 分别为 x 、 y 方向的压力流量因子; ϕ_s 为剪切流量因子; σ_c 为表面综合粗糙度; t 为时间。

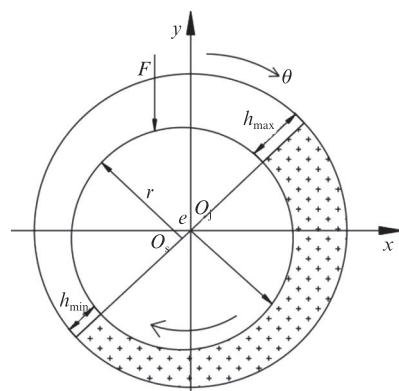


图1 考虑油膜润滑的径向滑动轴承运动图

Figure 1 Motion diagram of a radial plain bearing with oil film lubrication

1.3 耦合方程

机体有限元模型的自由度矩阵庞大,使动力学

方程计算比较困难,因此采用轴承座代替机体对模型自由度进行缩减,轴承座动力学方程见式(3)。

$$[M^b](\ddot{x}^b)+[C^b](\dot{x}^b)+[K^b](x^b)=(F^b) \quad (3)$$

式中,上标 b 代表轴承座; M 、 C 、 K 分别为质量、阻尼和刚度矩阵; x 为各自由度的物理坐标向量; F 为载荷向量。

采用 Craig-Bampton 模态综合法^[15-16]得到轴承座缩减后的方程,如式(4)所示。

$$[\bar{M}^b](\ddot{\delta}^b_r)+[\bar{C}^b](\dot{\delta}^b_r)+[\bar{K}^b](\delta^b_r)=(\bar{F}^b) \quad (4)$$

式中,下标 r 表示保留自由度; \bar{M}^b 、 \bar{C}^b 、 \bar{K}^b 分别为轴承座缩减后的质量、阻尼和刚度矩阵; δ 为主模态坐标向量; \bar{F}^b 为轴承座缩减后的载荷向量。

考虑曲轴与轴承座耦合作用,联立式(3)和式(4)得到耦合的动力学方程,如式(5)所示。

$$\begin{bmatrix} M_{\theta\theta}^c & M_{\theta f}^c & 0 \\ M_{f\theta}^c & M_{ff}^c & 0 \\ 0 & 0 & M_{xx}^b \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{\theta}^c \\ \ddot{x}^c \\ \ddot{x}^b \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & M_{\theta f}^c & 0 \\ 0 & C_{ff}^c & 0 \\ 0 & 0 & C_{xx}^b \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \dot{\theta}^c \\ \dot{x}^c \\ \dot{x}^b \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_{ff}^c & 0 \\ 0 & 0 & K_{xx}^b \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \theta^c \\ x^c \\ x^b \end{pmatrix} = (Q_v) + (Q_e) + (Q) \quad (5)$$

式中,上标 c 表示曲轴;下标 θ 、 f 分别表示刚性旋转和柔性变形; Q_e 为外载荷向量; Q_v 为离心力和科氏力向量; Q 为油膜作用力和微凸峰接触力向量。

2 曲轴-轴瓦摩擦学和动力学耦合模型建立

柴油机主要参数见表 1。曲轴轴瓦摩擦学和动力学耦合计算流程如图 2 所示,图中,CAD (computer aided design)为计算机辅助设计,NONL (non-linear spring/damper)为非线性弹簧/阻尼器,ENHD(enhanced hydrodynamic bearing)为增强型流体动压轴承,EHD2(elastohydrodynamic bearing)为弹性流体动压轴承。轴瓦参数如表 2 所示。

表 1 柴油机基本参数

Table 1 Basic parameters of the diesel engine

项目	参数
机型	16缸 V 型机
气缸直径/mm	210
推进标定功率/kW	7 280(1 066 r/min)

2.1 模型缩减

用于缩减的曲轴有限元模型如图 3 所示。减振器、飞轮和平衡重采用六面体网格划分,曲轴采用四面体网格划分。曲轴缩减保留 99 个主节点。

用于缩减的连杆有限元模型如图 4 所示。连杆

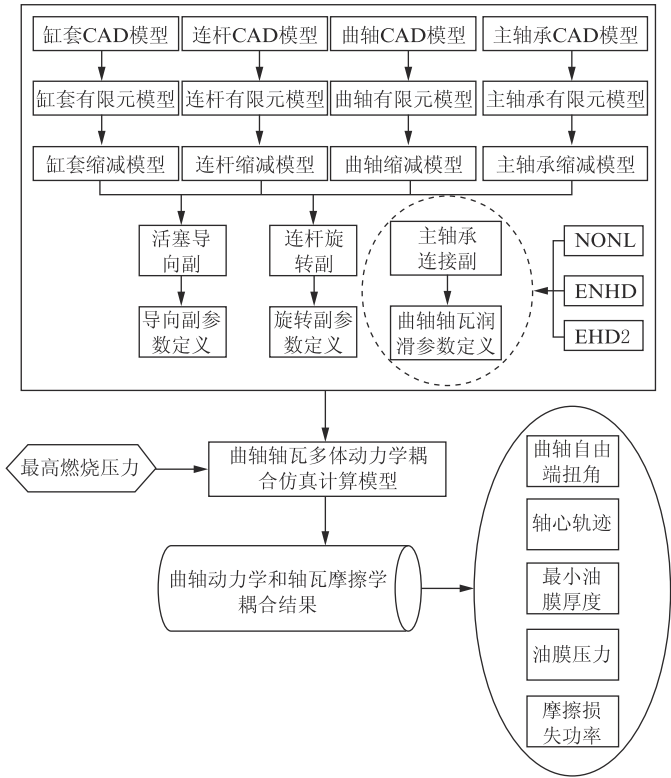


图 2 曲轴-轴瓦摩擦学和动力学耦合仿真流程

Figure 2 Dynamic and tribological coupling simulation flow of the crankshaft and bearing bushes

表 2 轴瓦的基本参数

Table 2 Basic parameters of the bearing shell

项目	参数
主轴颈直径/mm	300
主轴颈有效宽度/mm	97
主轴颈表面粗糙度/ μm	0.125
轴瓦油孔直径/mm	25
轴瓦油槽宽度/mm	25
轴瓦平均半径间隙/mm	0.153

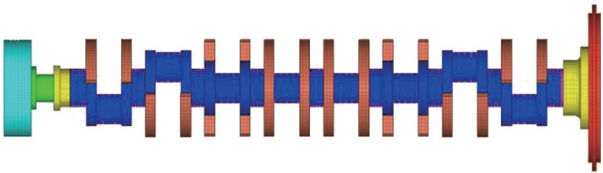


图 3 曲轴有限元模型

Figure 3 Finite element model of the crankshaft

轴瓦采用六面体规则网格划分,杆身采用四面体网格划分,轴瓦与连杆内壁面进行绑定。连杆大头、小头和重心位置分别保留 1 个主节点。

主轴承座和轴瓦有限元模型如图 5 所示。轴瓦采用规则的六面体网格,径向划分 92 层网格,轴向划分 16 层网格。每个主轴承座轴瓦内壁面保留轴向均匀的 5 层节点,共计 480 个,作为主节点。

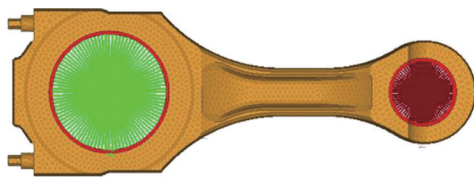


图4 连杆有限元模型

Figure 4 Finite element model of the connecting rod

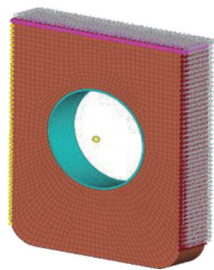


图5 主轴承座和轴瓦的有限元模型

Figure 5 Finite element model of the main bearing seat and the bearing shell

缸套有限元模型如图6所示,采用六面体网格划分。缸套主推力侧和副推力侧各边在缸套轴向位置保留7个主节点。

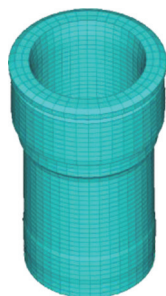


图6 缸套有限元模型

Figure 6 Finite element model of the cylinder liner

2.2 缩减模型模态频率验证

分别计算对曲轴-轴瓦运动特性影响较大的曲轴有限元模型和缩减模型的模态频率,其频率对比结果如表3所示,模态振型见图7。

表3 曲轴模态频率对比

Table 3 Model frequency comparison of crankshaft

阶次	频率/Hz		误差/%
	缩减前模型	缩减后模型	
1	17.3	17.4	0.6
2	19.4	19.5	0.5
3	48.1	48.6	1.0
4	51.1	51.5	0.8
5	58.7	58.8	0.2
6	86.4	87.4	1.1

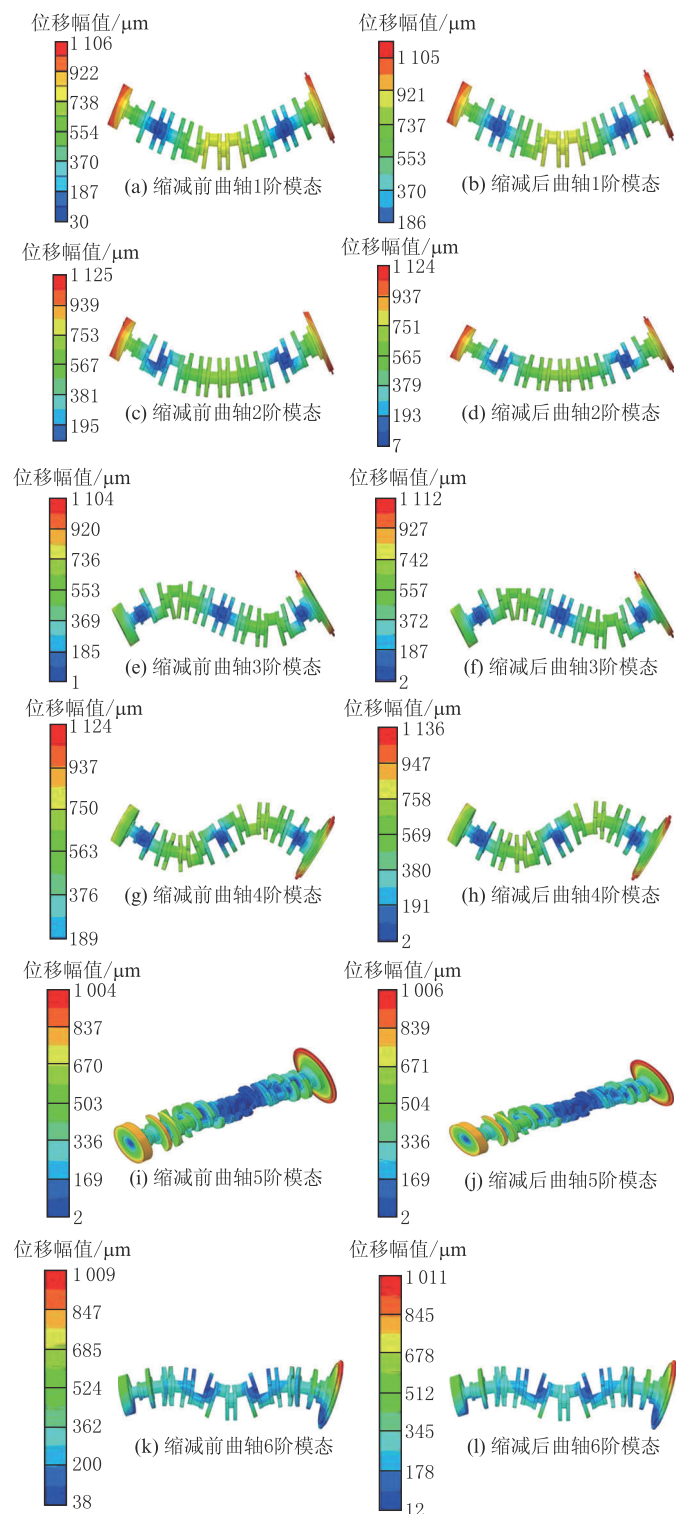


图7 曲轴有限元模型与缩减模型模态对比

Figure 7 Modal comparison of finite element model and reduced model of the crankshaft

通过对比可知,曲轴缩减模型与原有限元模型的模态频率误差均在2%以内,验证了缩减模型建立的准确性。

2.3 多体动力学建模

将建立的柴油机曲轴、连杆、主轴承座和缸套的

子结构缩减模型用相应的连接单元定义连接关系,得到曲轴-轴瓦多体动力学模型及缩减模型,如图8和图9所示。

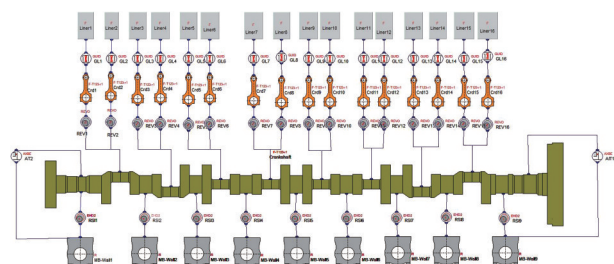


图8 曲轴-轴瓦多体动力学模型

Figure 8 Multi-body dynamics model of the crankshaft-bearing shells

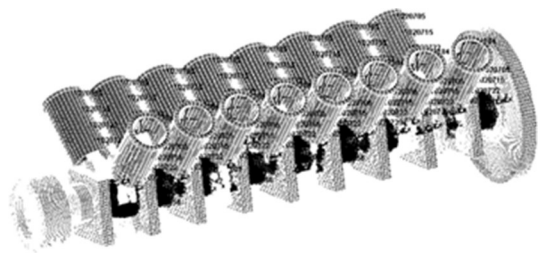


图9 曲轴-轴瓦多体动力学缩减模型

Figure 9 Reduced model of multi-body dynamics of the crankshaft-bearing bushes

在分析模型中定义柴油机基本参数、各缸位置、各轴承位置等装配关系,定义载荷边界条件,设置步长、计算精度等分析步的相关参数,进行柴油机曲轴-轴瓦摩擦学和动力学耦合仿真分析。

2.4 模型验证

以曲轴自由端振动为曲轴-轴瓦耦合仿真模型的评估位置,仿真值与试验值的振动频谱对比如图10所示。对比发现,仿真结果与试验结果共振频率点一致,且幅值接近,满足仿真的精度要求。

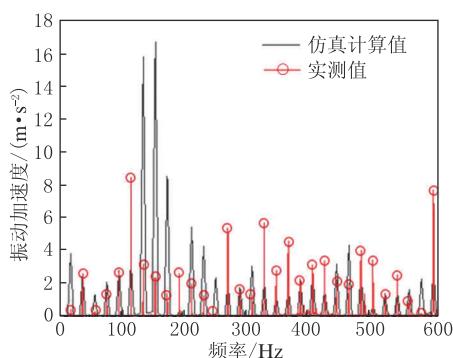


图10 仿真结果与实测值振动频谱图对比

Figure 10 Comparison of vibration spectra between simulation results and measured results

3 润滑与无润滑对曲轴动力学特性的影响

以 ENHD 连接单元模拟主轴颈和主轴承座连接副,分别设置 ENHD 连接单元在润滑状态和无润滑状态下进行计算,等间隔选取第1档主轴承(MB1)、第5档主轴承(MB5)和第9档主轴承(MB9)主轴承结果,对比分析有油膜和无油膜状态下曲轴自由端扭角、主轴承载荷、轴心轨迹差异。

3.1 扭振和纵振对比分析

曲轴自由端扭角在润滑状态和无润滑状态下计算结果曲线如图11所示。

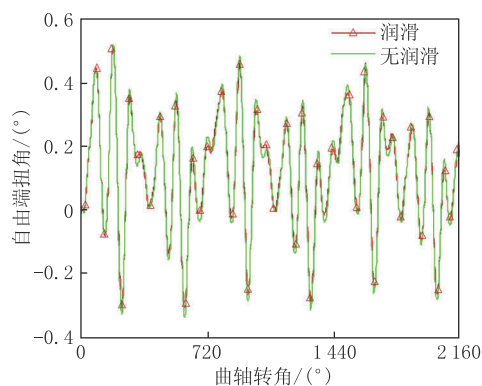


图11 润滑和无润滑状态下自由端扭角曲线

Figure 11 Free end twist angle curve of the crankshaft in lubricated and unlubricated condition

从图11中可以看出,润滑状态下自由端最大扭角为 0.507° ,而无润滑状态自由端最大扭角为 0.518° ,曲轴在油膜润滑下扭振更小。

3.2 主轴承载荷对比分析

标定转速下 0° 到 2160° 曲轴转角间 MB1、MB5、MB9 主轴承受力情况见图12。

从图12中可以看出,第5档主轴承在润滑状态下,其轴承载荷比无润滑状态大。第1档和第9档主轴承在润滑状态下,其轴承载荷小于无润滑状态。

3.3 轴心轨迹对比分析

3个循环周期内 MB1、MB5、MB9 轴承润滑状态和无润滑状态曲轴轴心轨迹对比见图13。

以 MB5 为例,无润滑状态最小油膜厚度为 $5.56\mu\text{m}$,摩擦损失为 9.01 kW ;润滑状态最小油膜厚度为 $8.46\mu\text{m}$,摩擦损失为 5.41 kW 。无润滑状态下轴心轨迹重合度没有润滑状态好,且润滑状态轴心偏心较小。

4 曲轴-轴瓦摩擦学和动力学耦合计算

主轴承采用 EHD2 连接副,输入表2中主轴承

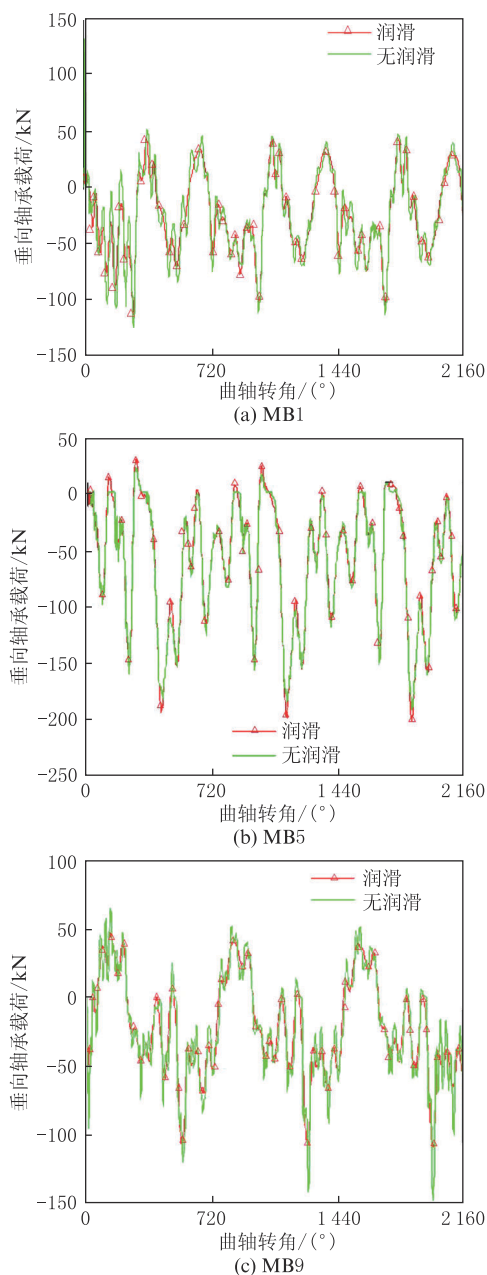


图 12 润滑和无润滑状态下主轴承载荷

Figure 12 Main bearing loads under lubricated and non-lubricated conditions

相关参数可将曲轴轴瓦摩擦学和动力学进行耦合仿真分析。通过对曲轴轴瓦的结构形式及径向轴承润滑原理分析,得到影响轴瓦润滑的变量参数主要有轴承宽度和间隙、轴瓦油槽宽度、轴颈油孔直径等。本文中以摩擦损失功和曲轴自由端扭角为评价指标,研究相关变量的影响规律。

4.1 轴瓦宽度对曲轴-轴瓦摩擦学的影响

分别选取宽度为 94 mm、97 mm 和 100 mm 的 3 种方案的轴瓦进行计算分析,得到不同轴瓦宽度下的摩擦损失功和自由端扭角如图 14、图 15 所示。

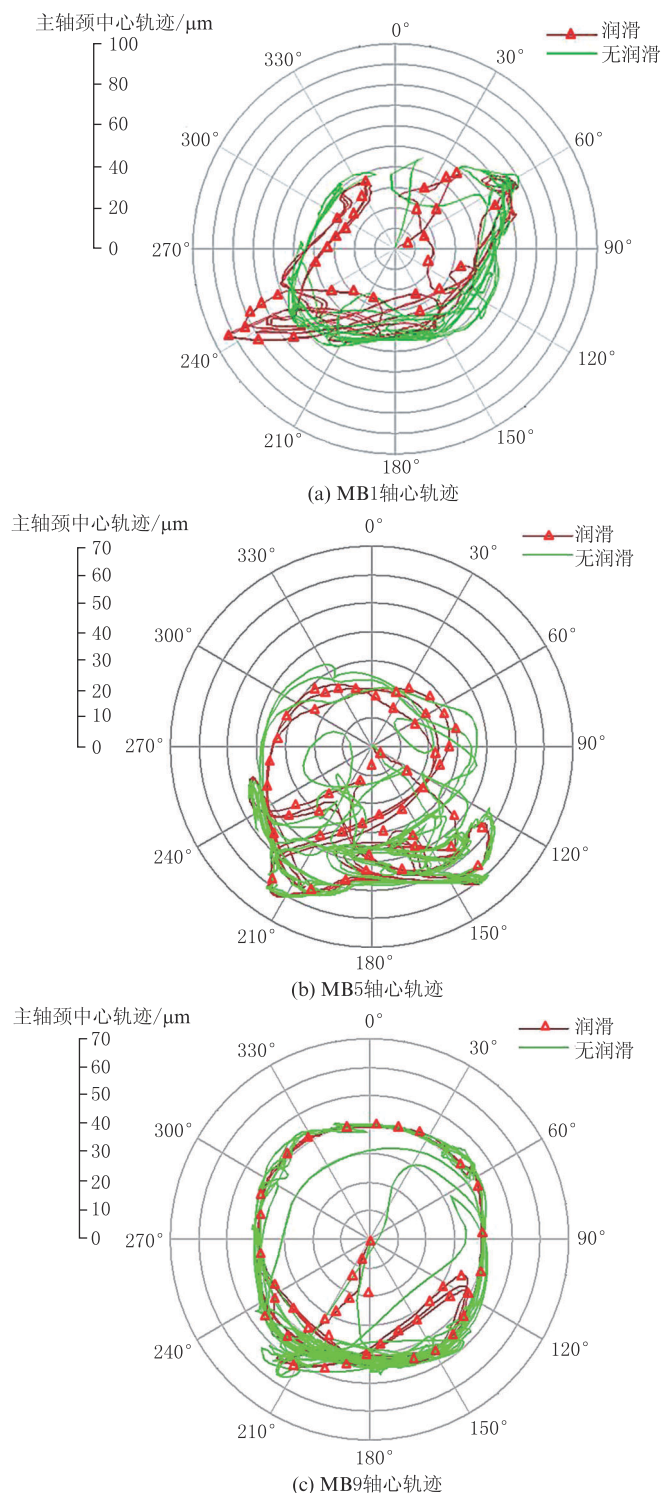


图 13 润滑和无润滑状态下曲轴轴心轨迹

Figure 13 Shaft trajectories of the crankshaft in lubricated and non-lubricated conditions

由图 14 摩擦损失功曲线结果可以看出,当轴瓦宽度由 94 mm 增加至 100 mm 时,积分平均摩擦损失由 4.80 kW 增加至 4.94 kW,增加 2.92%;由图 15 可知曲轴自由端扭角影响较小,几乎无变化。可见,轴瓦宽度的变化主要影响轴瓦的摩擦性能,对曲轴扭振性能影响较小。

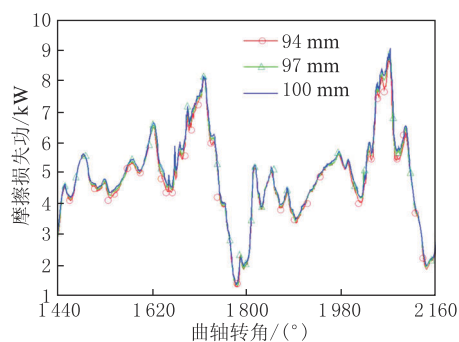


图 14 不同轴瓦宽度的摩擦损失功曲线

Figure 14 Friction loss curves of different bearing widths

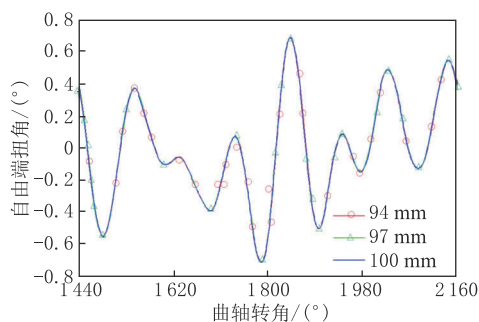


图 15 不同轴瓦宽度的自由端扭角曲线

Figure 15 Free end torsional angle curves of crankshaft with different bearing widths

4.2 轴瓦间隙对曲轴-轴瓦摩擦学的影响

分别选取轴瓦间隙为 0.100 mm、0.125 mm、0.150 mm 的 3 种方案进行计算分析,得到不同轴瓦间隙下的摩擦损失功和自由端扭角如图 16、图 17 所示。

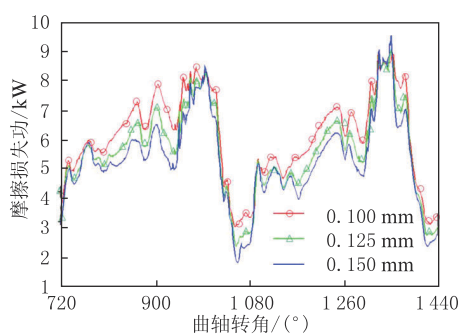


图 16 不同轴瓦间隙的摩擦损失功曲线

Figure 16 Friction loss curves of different bearing gaps

由图 16 摩擦损失功曲线结果可以看出,当轴瓦间隙由 0.100 mm 增加至 0.150 mm 时,摩擦损失由 6.13 kW 降低至 5.36 kW,降低 12.56%,摩擦损失和轴瓦间隙负相关;从图 17 看出曲轴自由端扭角由 0.649°增加至 0.655°,增加 0.92%,自由端扭角和轴瓦间隙正相关。轴瓦间隙的变化对轴瓦的摩擦性能和曲轴扭振性能均有较大影响。

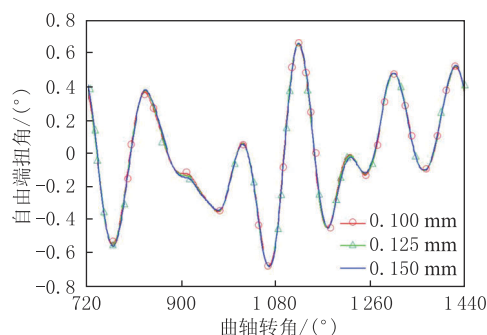


图 17 不同轴瓦间隙自由端扭角曲线

Figure 17 Free end torsional angle curves of different bearing bush clearances

4.3 轴瓦油槽宽度对曲轴-轴瓦摩擦学的影响

分别选取轴瓦油槽宽度为 10 mm、15 mm 和 20 mm 的三种方案进行计算分析,得到不同轴瓦油槽宽度下的摩擦损失功和自由端扭角如图 18、图 19 所示。

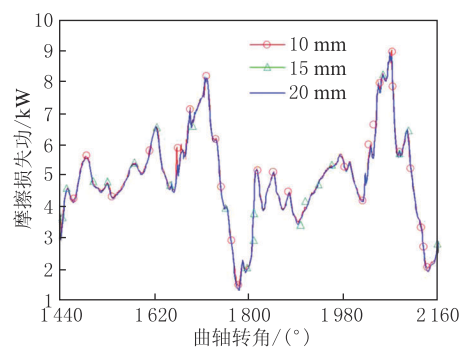


图 18 不同轴瓦油槽宽度的摩擦损失功曲线

Figure 18 Friction loss curves of different oil groove widths

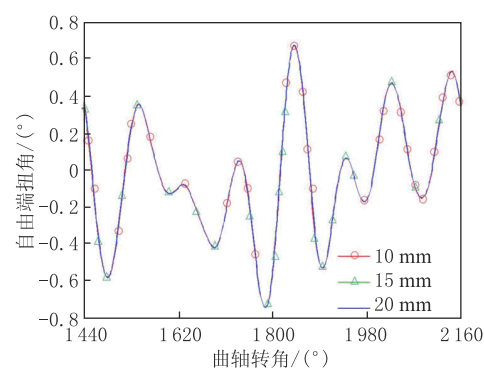


图 19 不同轴瓦油槽宽度的自由端扭角曲线

Figure 19 Free end torsional angle curves of different bearing oil groove widths

由图 18 摩擦损失功曲线结果可以看出,当轴瓦油槽宽度由 10 mm 增加至 15 mm 时,积分平均摩擦损失由 4.93 kW 降低至 4.88 kW,减少 1.01%。由图 19 可知,自由端扭角几乎不变,轴瓦油槽宽度的变化对曲轴自由端扭角没有影响。

4.4 轴瓦油孔直径对曲轴-轴瓦摩擦学的影响

分别选取轴瓦油孔直径为 10 mm、20 mm 和 30 mm 的 3 种方案进行计算分析,得到不同轴瓦油孔直径下的摩擦损失功和自由端扭角如图 20、图 21 所示。

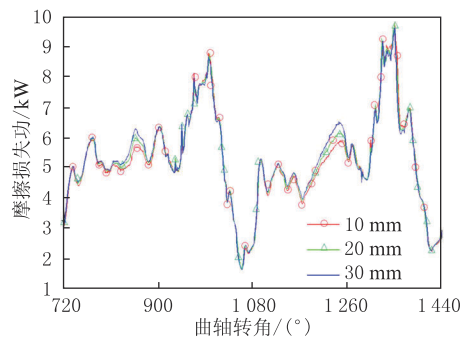


图 20 不同轴瓦油孔直径的摩擦损失功曲线

Figure 20 Friction loss curves of oil hole diameters with different bearing bushes

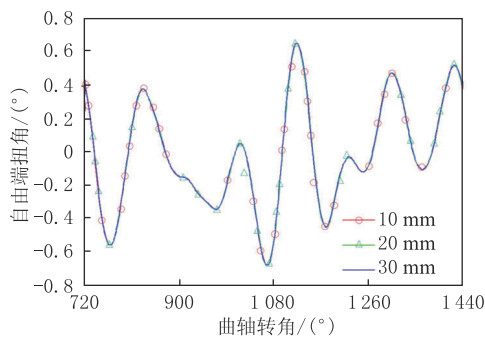


图 21 不同轴瓦油孔直径的自由端扭角曲线

Figure 21 Free end torsional angle curves of oil hole diameters with different bearing bushes

由图 20 摩擦损失功曲线结果可以看出,当轴颈油孔直径由 10 mm 增加至 30 mm 时,摩擦损失由 5.22 kW 增加至 5.30 kW,增加 1.53%。由图 21 可知曲轴自由端扭角几乎不变,轴瓦油孔直径的变化对曲轴自由端扭角几乎没有影响。

5 结论

(1) 相对于无润滑状态,考虑油膜润滑作用下柴油机曲轴自由端扭角更小,轴心轨迹重合度更高,偏心更小。第 5 档主轴承的轴承载荷比无润滑状态大,其余主轴承的轴承载荷小于无润滑状态。

(2) 轴瓦宽度增大,摩擦损失增大,曲轴自由端扭角几乎不变,对曲轴扭振几乎无影响。

(3) 轴瓦间隙增大,摩擦损失减小,曲轴自由端扭角增大较为明显,对曲轴扭振影响较大。

(4) 轴瓦油槽宽度增大,摩擦损失减小,自由端扭角几乎不变,对曲轴扭振影响不明显。

(5) 轴瓦油孔直径增大,摩擦损失增大,曲轴自由端扭角几乎不变,对曲轴扭振影响不明显。

参考文献:

- [1] 孙军. 曲轴-轴承系统摩擦学、刚度和强度的耦合研究[D]. 合肥:合肥工业大学,2005.
SUN J. Coupling research on tribology stiffness and strength of crankshaft-bearing system [D]. Hefei: Hefei University of Technology, 2005.
- [2] 何芝仙,桂长林,李震,等. 计入曲轴倾斜时曲轴-轴承系统动力学摩擦学和弹性力学耦合分析[J]. 内燃机工程,2009,30(3):86-92.
HE Z X, GUI C L, LI Z, et al. Coupling analysis of dynamics tribology and elastic mechanics for a crankshaft bearing system [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2009,30(3):86-92.
- [3] 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,2016.
ZHOU W. Research on simulation analysis of dynamic characteristics and bearing lubrication performance of high speed and heavy duty diesel engine crankshaft [D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2016.
- [4] 张俊红,何振鹏,张桂昌,等. 基于动力学和摩擦学耦合的柴油机轴系润滑特性分析[J]. 天津大学学报,2011,44(9):791-797.
ZHANG J H, HE Z P, ZHANG G C, et al. Crankshaft-bearing of diesel engine lubrication based on dynamics and tribology analysis [J]. Journal of Tianjin University, 2011,44(9):791-797.
- [5] 李瑞,孟祥慧. 船用低速机十字头滑块和十字头轴承摩擦动力学建模及低摩擦设计[J]. 内燃机工程,2020,41(6):116-126.
LI R, MENG X H. Tribo-dynamic modeling and low friction design of crosshead slipper and crosshead bearing for low-speed marine diesel engines [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2020,41(6):116-126.
- [6] EBRAT O, MOURELATEOS Z P, HU K X. An elasto-hydrodynamic coupling of a rotating crankshaft and a flexible engine block [J]. Journal of Tribology, 2004,126(2):233-241.
- [7] 虞祥松,向建华,左正兴. 考虑热弹性效应的内燃机曲轴主轴承润滑性能研究[J]. 润滑与密封,2012,37(10):54-59.
YU X S, XIANG J H, ZUO Z X. Study on lubrication performances of crankshaft main bearing for internal combustion engine considering thermo-elastohydrodynamic effect [J]. Lubrication Engineering, 2012,37(10):54-59.
- [8] 杨守平,张付军,黄英,等. 内燃机曲轴系统动力学与动力润滑耦合仿真[J]. 车用发动机,2010(4):51-55.
YANG S P, ZHANG F J, HUANG Y, et al. Coupling simulation of ICE crankshaft system dynamics and dynamic lubrication [J]. Vehicle Engine, 2010(4):51-55.
- [9] 梁兴雨,舒歌群. 基于柔体曲轴多体动力学的轴系扭振响应分析[J]. 内燃机工程,2007,28(4):46-49.
LIANG X Y, SHU G Q. Torsional vibration analysis based on multi-body dynamics of flexible crankshaft system [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2007,28(4):46-49.
- [10] 林琼,郝志勇,郭磊. 曲轴系统多体动力与油膜动力润滑耦合的数字化仿真研究[J]. 内燃机工程,2007,28(3):45-48.

(下转第 120 页)