

运行工况及轴承间隙对主轴承润滑参数的影响

王国强^{1,2}, 纪少波^{1*}, 李卫², 张珂¹, 岳远航¹, 潘驰¹

1. 山东大学能源与动力工程学院, 山东 济南 250061; 2. 潍柴动力股份有限公司, 山东 潍坊 261061

摘要:为了研究不同因素对曲轴-主轴承润滑状态的影响规律,搭建发动机多体动力学模型,系统分析不同转速、润滑油温度及主轴承间隙下,主轴承所承受载荷、最小油膜厚度、峰值油膜压力及轴心轨迹等主轴承润滑参数的变化规律。仿真结果表明:主轴承所承受载荷及峰值油膜压力均随转速、主轴承间隙增大而增大,随润滑油温度升高而减小;最小油膜厚度随润滑油温度、主轴承间隙增大而减小,随转速变化规律不明显;当主轴承间隙增加时,曲轴的轴心轨迹范围增大,导致发动机的运行可靠性降低。

关键词:多体动力学分析;曲轴-主轴承;润滑参数;数值分析

中图分类号:TK402

文献标志码:A

文章编号:1673-6397(2024)03-0037-09

引用格式:王国强, 纪少波, 李卫, 等. 运行工况及轴承间隙对主轴承润滑参数的影响[J]. 内燃机与动力装置, 2024, 41(3): 37-45.

WANG Guoqiang, JI Shaobo, LI Wei, et al. Effect of operating conditions and bearing clearance on lubrication parameters of main bearing [J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2024, 41(3): 37-45.

0 引言

高效强化燃烧是提高内燃机热效率的核心,热效率的提高对内燃机的可靠性提出了更高的要求^[1]。曲轴-主轴承是内燃机的重要组件,主轴承在承受动载荷时工作表面产生交变应力,交变应力影响主轴承的润滑,使轴承发热和磨损,严重时可导致主轴承烧毁或断裂等故障^[2]。

曲轴-主轴承的异常磨损导致轴承间隙增大,进而影响主轴承受力、最小油膜厚度、最大油膜压力及轴心轨迹等润滑参数。由于很难通过试验分析轴承间隙对主轴承润滑参数的影响,目前研究人员更多是通过多体动力学模型对这一问题进行仿真研究:余相俊^[3]基于高速汽油机系统多体动力学模型对主轴承润滑状态进行仿真分析,结果表明,主轴承间隙过大时,润滑油泄露增加,最小油膜厚度减小,峰值油膜压力增大;Chen等^[4]建立了低速柴油机主轴承润滑与磨损数值模型,仿真结果表明,转速和载荷能够改变油膜厚度;赵小勇等^[5]对四缸柴油机在不同工况下的曲轴-主轴承润滑状态进行了研究,结果表明,运行工况对主轴承的润滑性能有显著影响;张艳艳^[6]对多缸内燃机主轴承润滑及磨损的影响因素进行分析,发现转速是决定轴承承载性能的主要因素,表面粗糙度决定轴承最大磨损深度;Bouaziz等^[7]研究发现,曲轴-主轴承间的油膜压力随着发动机转速和主轴承所承受载荷的增大而增加;李涵^[8]研究了润滑油黏度对轴承润滑性能的影响,结果表明,随着润滑油动力黏度的增大,轴承最小油膜厚度及峰值油膜压力都呈增加趋势。

上述研究仅对部分主轴承润滑参数的变化规律进行研究,主轴承润滑参数包括主轴承受力、最小油

收稿日期:2024-05-08

基金项目:山东省科技型中小企业创新能力提升工程项目(2022TSGC2041);动力机械与工程教育部重点实验室开放课题(202302)

第一作者简介:王国强(1988—),男,山东潍坊人,山东大学硕士研究生,潍柴动力股份有限公司高级工程师,主要研究方向为内燃机及动力系统,E-mail: wangguoqiang@weichai.com。

*通信作者简介:纪少波(1979—),男,济南人,工学博士,教授,主要研究方向为汽车电子控制技术,E-mail: jobo@sdu.edu.cn。

膜厚度、最大油膜压力、轴心轨迹等多维参数,关于各参数变化规律的研究不多。本文中基于多体动力学仿真模型,系统地研究不同转速、润滑油温度及主轴承间隙下,主轴承载荷、最小油膜厚度、峰值油膜压力及轴心轨迹等多维主轴承润滑参数的变化规律,为主轴承润滑优化及故障诊断提供参考。

1 模型搭建

1.1 扩展 Reynolds 方程

经典 Reynolds 方程基于理想化的前提,即摩擦表面光滑,且润滑油完全填充轴承间隙。然而在实际情况中,轴承表面通常呈现不规则的粗糙特性,尤其在轴承间隙较小时,这种表面形态对润滑性能影响显著。此外,轴承运行还受到供油特性的影响,轴承间隙中的润滑油并不总是处于完全填充状态,因此引入润滑油填充率表征空穴效应的影响。基于 Patir 等^[9]提出的粗糙表面润滑统计学模型,结合混合润滑理论,将膜厚比(轴承接触表面最小油膜厚度与综合粗糙度的比)作为区分接触面动压润滑状态、混合润滑状态的依据,基于平均流量的扩展 Reynolds 方程为^[10]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\bar{\theta} \cdot \varphi_x \cdot \frac{h^3}{12\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\bar{\theta} \cdot \varphi_z \cdot \frac{h^3}{12\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{\partial(\bar{\theta}\alpha)}{\partial x} + \frac{\partial(\bar{\theta}\beta)}{\partial t}, \quad (1)$$

$$\alpha = (\rho h + \sigma_c \cdot \varphi_s) \cdot \frac{u_j - u_s}{2}, \quad (2)$$

$$\beta = \rho h, \quad (3)$$

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}, \quad (4)$$

式中: x, y, z 分别为轴承的周向、径向及轴向坐标; h 为油膜厚度; η 为动力黏度; p 为油膜压力; ρ 为润滑油密度; φ_x 为压力流量因子; φ_z 为剪切流量因子,表征表面粗糙度对剪切润滑油流量的影响; $\bar{\theta}$ 为润滑油填充率,是轴承间隙润滑油体积与总体积之比, $\bar{\theta} = 1$ 表示轴承间隙之间完全充满润滑油, $\bar{\theta} = 0$ 表示间隙之间没有润滑油存在; σ_1, σ_2 为润滑表面的粗糙度; σ_c 为表面综合粗糙度; u_j, u_s 分别是轴、轴承沿周向的速度; t 为时间。

1.2 有限元模型

搭建柴油机机体及曲轴的有限元模型如图 1 所示。

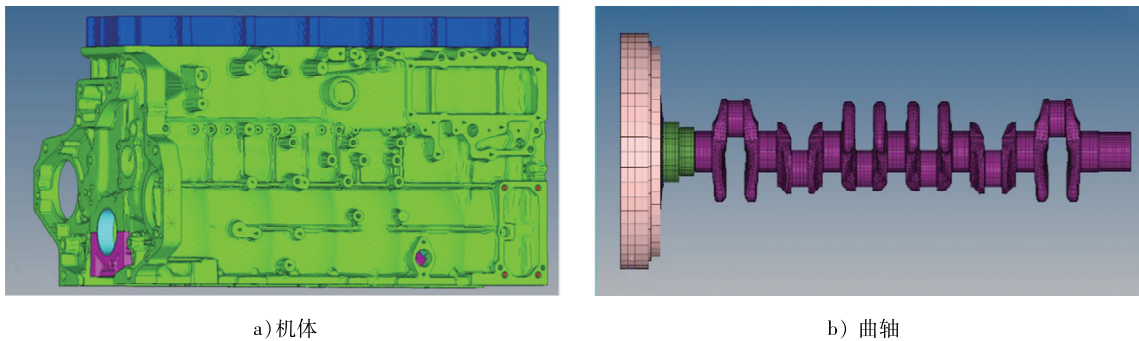


图 1 柴油机机体及曲轴的有限元模型

建模过程中做以下简化:1)省略与主轴承润滑无关的机体附件,如机油泵、起动机等;2)省略机体内部的部分润滑油通道,部分冷却水道及不起主要作用的倒角和圆弧;3)省略机体下部的油底壳,补充燃烧室及主轴承座的另一半;4)曲轴轴系主要由曲轴、飞轮等组成,建模时,忽略与曲轴主轴承润滑无关的倒角、过度圆弧等。发动机有限元模型 x 轴为曲轴旋转轴,正向指向飞轮方向; z 轴与气缸中心线平行,为活塞运动方向; y 向通过右手定则确定。

1.3 动力学模型

利用 AVL Excite 软件建立仿真用多体动力学模型:1)对机体和曲轴有限元模型进行模态缩减,并将

缩减后模型导入至 Excite 软件;2)确定曲轴与连杆、连杆与活塞等部件间连接方式,完成仿真模型搭建;3)输入燃烧压力曲线等边界条件,对仿真结果进行分析。

采用 EHD2 单元模拟主轴承润滑更接近实际情况^[11],因此,采用 EHD2 单元模拟主轴承与曲轴之间的连接;由于活塞沿缸套作垂直往复运动,仅传递燃烧压力,因此采用简化的 GUID 模型模拟活塞的垂直运动,采用 Conrod 简化模型模拟连杆;连杆大头与曲轴之间采用 REVO 旋转轴承模型单元连接;在主轴承 6 两侧,采用 AXBE 模型单元模拟止推轴承;采用 FINT 模型模拟减震器。总体部件连接二维逻辑如图 2 所示。

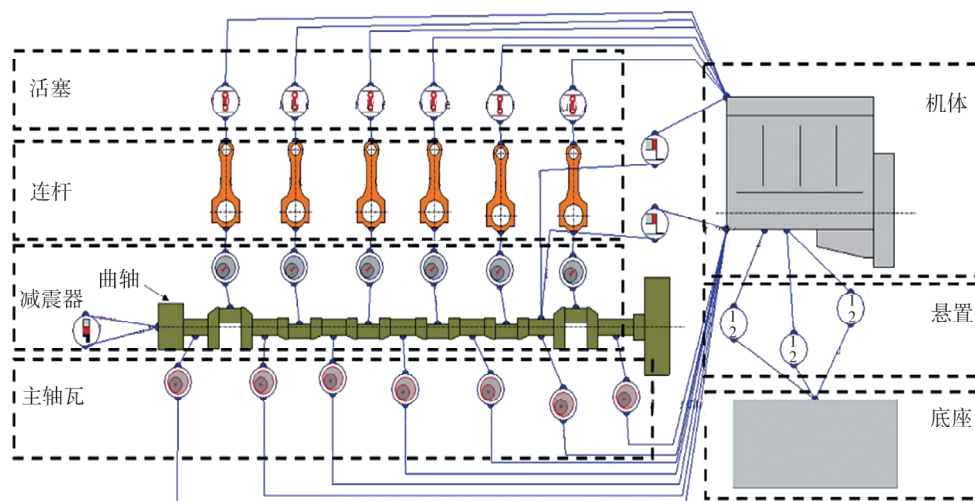


图2 部件连接二维逻辑图

模型加载的燃烧压力为同机型试验测得的燃烧压力。规定曲轴转角为 0° 时为发动机第一缸压缩上止点,转矩为 $60 \text{ N} \cdot \text{m}$, 润滑油温度为 70°C , 主轴承间隙正常,测得发动机转速分别为 $1\,000$ 、 $1\,200$ 、 $1\,400 \text{ r/min}$ 时的燃烧压力如图 3 所示。

1.4 模型验证

主轴承所受载荷主要可以分解为 2 个方向的分力,即活塞运动方向 z 向载荷和横向 y 向载荷。对于研究发动机表面振动情况,横向振动更加重要^[12]。基于多体动力学对转速为 $1\,200 \text{ r/min}$ 、转矩为 $60 \text{ N} \cdot \text{m}$ 、润滑油温度为 70°C 、主轴承间隙正常时主轴承的横向振动进行仿真,同时在机体表面安装振动加速度传感器,得到相同位置的横向振动信号,对 2 种信号进行频域分析,结果如图 4 所示。

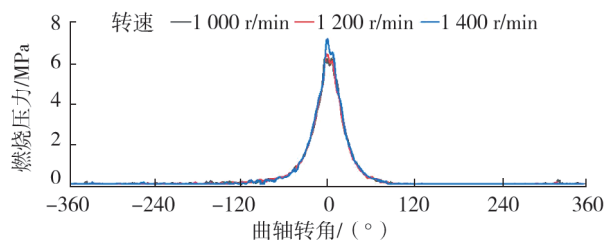


图3 不同转速下的燃烧压力曲线

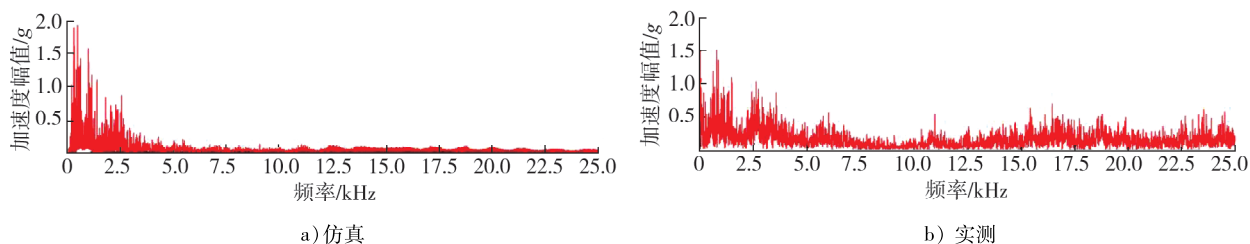


图4 主轴承横向仿真振动信号和实测振动信号频域对比

由图 4 可知:在频率大于 5.0 kHz 的高频区域,主轴承仿真振动信号幅值几乎为 0,实测振动信号幅值在该频率范围仍较大,原因为仿真过程中为降低计算复杂性,对实际系统进行了简化,忽略了部分机体附件激励及与主轴承润滑无关的配气机构的激励,这些激励使机体产生高频振动,导致仿真与实际结果

在高频区域存在差异。由文献[13]可知,主轴承异常磨损时,振动信号在低频区域发生明显变化。由图4可知:在频率小于5 kHz的低频区域,主轴承仿真与实测振动幅值较为接近,表明本文中建立的多体动力学模型可以满足研究需要。

1.5 仿真条件

为研究不同转速、润滑油温度及主轴承间隙对主轴承润滑参数的影响,设置仿真条件如表1所示。通过控制变量法,研究某单一因素变化对润滑参数的影响,如在研究不同转速对润滑参数影响时,应保证润滑油温度为70℃、主轴承间隙为0.025 mm等参数不变。

表1 仿真条件

转速/($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	润滑油温度/℃	主轴承间隙/mm
1 000, 1 200, 1 400	70, 60, 50, 40, 30	0.025, 0.050, 0.100, 0.200

2 结果分析

仿真时前几个循环会出现震荡等非稳态现象,为保证仿真结果的稳定性,每次计算均进行多个循环的仿真,取稳定循环的结果进行分析。为避免论述重复、相似图片过多,在研究转速、润滑油温度及主轴承间隙对轴承载荷的影响规律时,以主轴承6为分析对象;在研究上述因素对油膜厚度及油膜压力的影响规律时,将一个循环内最小油膜厚度的最小值、峰值油膜压力的最大值进行对比分析。

2.1 主轴承润滑参数总体分析

曲轴主要承受燃烧压力和往复惯性力的影响,主轴承所承受载荷可分解为 y 向载荷和 z 向载荷两部分。 y 向载荷主要受曲轴往复惯性力和燃烧压力分力的影响, z 向载荷主要受燃烧压力分力的影响。在发动机转速为1 200 r/min、润滑油温度为70℃、主轴承间隙为0.025 mm时,一个循环内主轴承所承受载荷的变化曲线如图5所示。

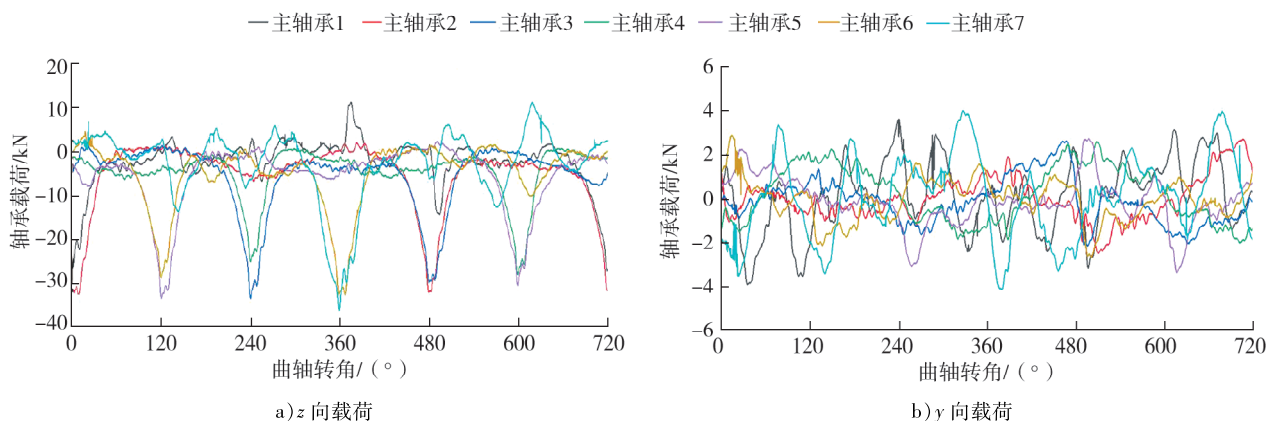


图5 各主轴承所承受载荷变化曲线

由图5可知:燃烧激励造成的主轴承所受 z 向载荷较大,当主轴承附近的气缸进行做功冲程时,主轴承所受的 z 向载荷达到峰值;位于发动机两端的主轴承1和7仅与一个气缸相邻,所以在整个工作循环中只出现一次明显的 z 向载荷峰值;其他主轴承均与2个气缸相邻,因此在一个工作循环内会出现2次 z 向载荷峰值;主轴承 y 向载荷较小且波动剧烈, y 向载荷波动为由往复惯性力引起的横向前后波动。

最小油膜厚度是在某一曲轴转角下,润滑油在主轴承与轴颈之间形成的最小的、稳定的油膜厚度。最小油膜厚度受主轴承所承受载荷、曲轴转速、润滑油黏度等因素的综合影响。在发动机转速为1 200 r/min、润滑油温度为70℃、主轴承间隙为0.025 mm时,主轴承最小油膜厚度变化曲线如图6所示。由图6可知:每个主轴承的最小油膜厚度的最小值均出现在其相邻气缸的做功冲程,原因为气缸在

做功冲程时,燃烧压力冲击活塞,再经曲柄连杆机构传递至主轴承,使得最小油膜厚度减小。由此可见,最小油膜厚度主要受燃烧压力的影响。

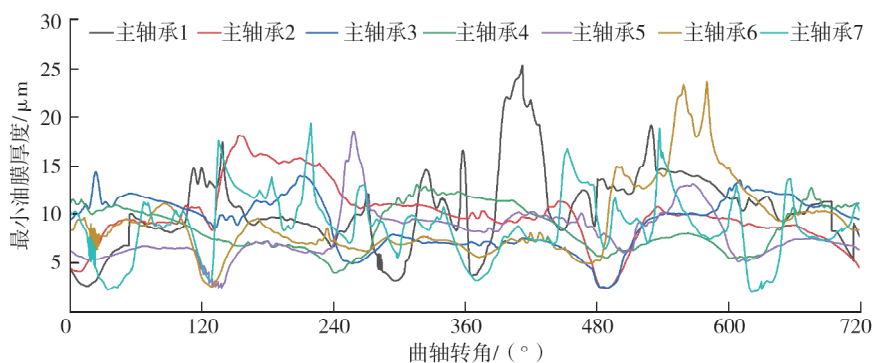


图6 各主轴承最小油膜厚度变化曲线

进一步仿真分析在发动机转速为 1 200 r/min、转矩为 60 N·m、润滑油温度为 70 ℃、主轴承间隙为 0.025 mm 时,一个循环内主轴承的峰值油膜压力变化曲线,结果如图 7 所示。由图 7 可知,各主轴承峰值油膜压力的最大值也出现在主轴承相邻气缸的做功冲程,对应的曲轴转角较最小油膜厚度的最小值对应的曲轴转角提前 10°。这是因为燃烧压力使得峰值油膜压力增加,不利于曲轴-主轴承间隙中油膜的形成,使得主轴承间隙中油膜厚度减小。油膜压力变化对油膜厚度产生影响,因此峰值油膜压力出现时刻略早于最小油膜厚度的最小值出现时刻。

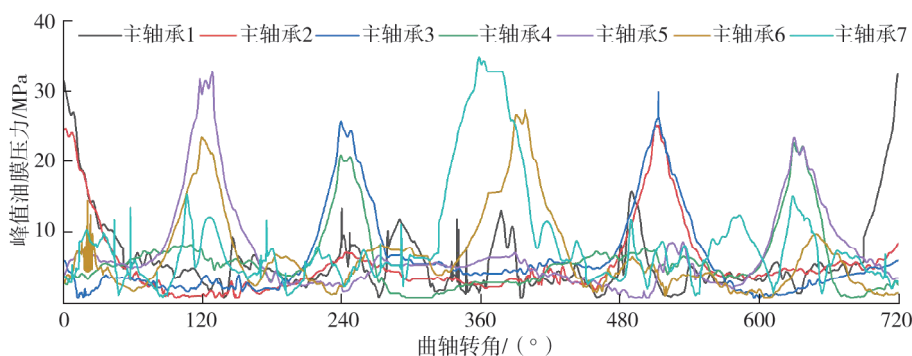


图7 各主轴承峰值油膜压力变化曲线

2.2 转速对润滑参数的影响分析

不同转速下,主轴承 6 在一个循环内所载荷的变化曲线如图 8 所示。

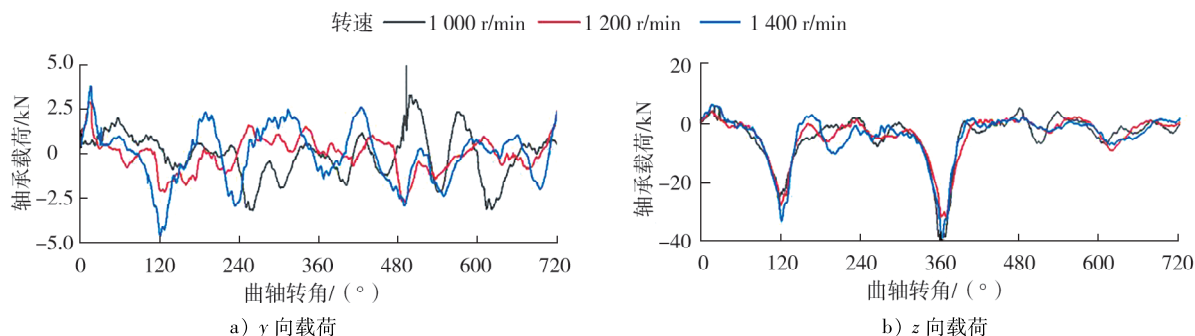


图8 不同转速下主轴承6的轴承载荷

由图 8a)可知:随着转速升高,主轴承 6 所受 y 向载荷的波动幅值增大。这是因为随着转速升高,主轴承 6 所受的曲轴往复惯性力增大, y 向载荷幅值随之呈增大趋势。

由图 8b)可知:主轴承 6 所受 z 向载荷随转速升高而增大。这是因为:主轴承 6 所受 z 向载荷主要受

缸内燃烧压力的影响,燃烧压力又随发动机转速增大而增大。润滑油温度为 $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、主轴承间隙为 0.025 mm 工况下,转速为 $1\ 000$ 、 $1\ 200$ 、 $1\ 400\text{ r/min}$ 时对应的燃烧压力峰值分别为 6.44 、 6.58 、 7.20 MPa 。不同转速下,一个循环内各主轴承最小油膜厚度及峰值油膜压力变化如图 9 所示。

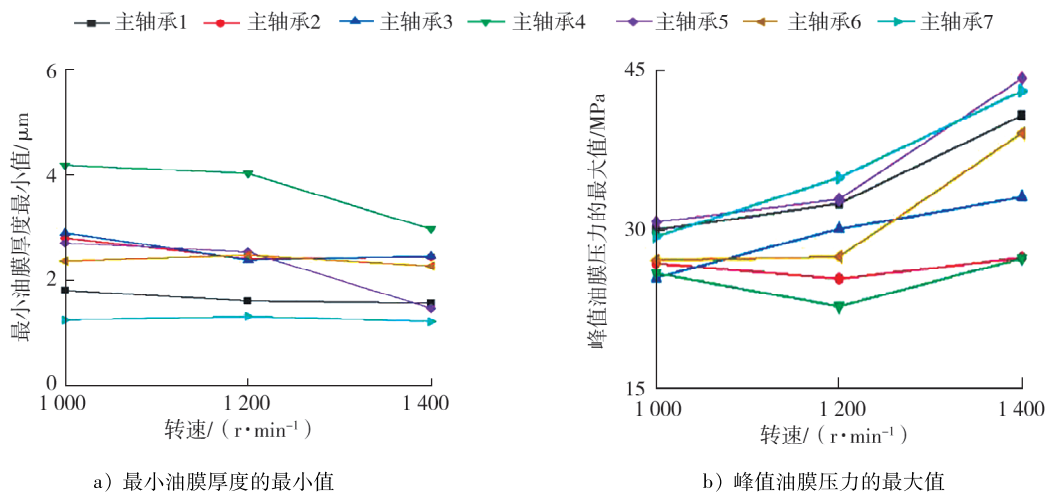


图 9 不同转速下各主轴承最小油膜厚度最小值及峰值油膜压力最大值变化曲线

由图 9a) 可知:随着发动机转速升高,主轴承 1、4、5 最小油膜厚度的最小值减小,其他主轴承最小油膜厚度的最小值未呈现单调变化趋势。这是因为主轴承最小油膜厚度的最小值受多重因素影响:1)随着转速的提高,轴承表面间的相对速度增加,使得润滑油更容易形成油膜;2)高转速也可能使润滑油受到更强的剪切作用,从而提高其黏度,进一步增加油膜厚度;3)最小油膜厚度还受燃烧压力的影响,燃烧压力增大进一步增大主轴承所受载荷,使得峰值油膜压力升高,导致油膜厚度减小。各种因素相互作用,导致最小油膜厚度随转速升高时的整体变化规律不明显。

由图 9b) 可知:主轴承峰值油膜压力总体上随发动机转速的升高而增大。这是由于随着转速升高,燃烧压力和曲轴的往复惯性力增大,曲轴和主轴承承受的负荷增加,进一步挤压主轴承间隙中的油膜,使得峰值油膜压力增大;曲轴和主轴承间的相对速度增大,导致润滑油在主轴承表面形成更高的动态压力。上述因素综合作用使得峰值油膜压力的最大值随着转速的升高而增大。

2.3 润滑油温度对润滑参数的影响分析

不同润滑油温度下,主轴承 6 在一个循环内所受载荷的变化曲线如图 10 所示。

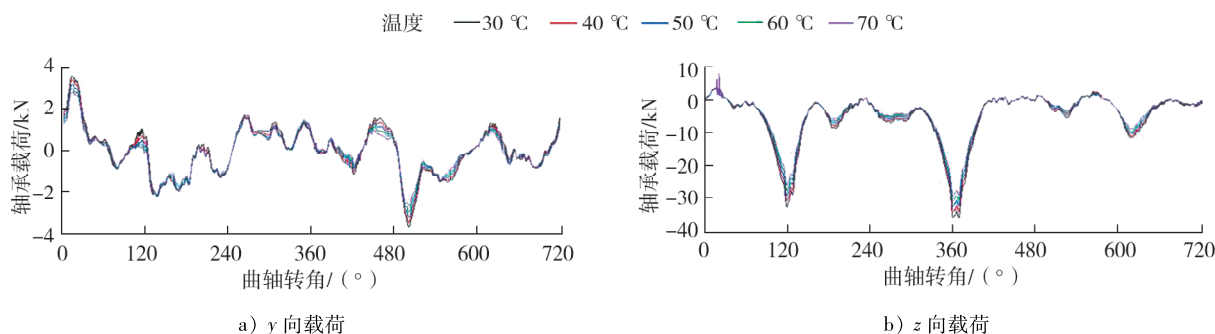


图 10 不同润滑油温度下主轴承 6 的轴承载荷

由图 10 可知,主轴承 6 所受 y 向、 z 向载荷均随润滑油温度升高而减小。主轴承当转速相同(以转速为 $1\ 200\text{ r/min}$ 为例)时,往复惯性力变化不大,润滑油黏度随温度升高而降低,使得发动机的摩擦力矩减小,燃烧压力峰值降低。作用在主轴承上的燃烧压力分力减小,导致主轴承所受 y 向、 z 向载荷减小。不同润滑油温度对应的燃烧压力峰值如表 2 所示。

表2 不同润滑油温度对应的燃烧压力峰值

转速/($r \cdot \min^{-1}$)	主轴承间隙/mm	润滑油温度/ $^{\circ}\text{C}$	燃烧压力峰值/MPa
1 200	0.025	30	6.74
		40	6.67
		50	6.62
		60	6.58
		70	6.58

不同润滑油温度下,一个循环内各主轴承最小油膜厚度的最小值及峰值油膜压力的最大值变化曲线如图11所示。由图11可知:各主轴承最小油膜厚度的最小值、峰值油膜压力的最大值均随润滑油温度升高而降低。这是因为润滑油黏度随温度升高而降低,润滑油流动性增强,曲轴-主轴承接触面间的摩擦阻力减小,曲轴-主轴承间难以形成稳定的油膜,使得最小油膜厚度减小,油膜压力下降。

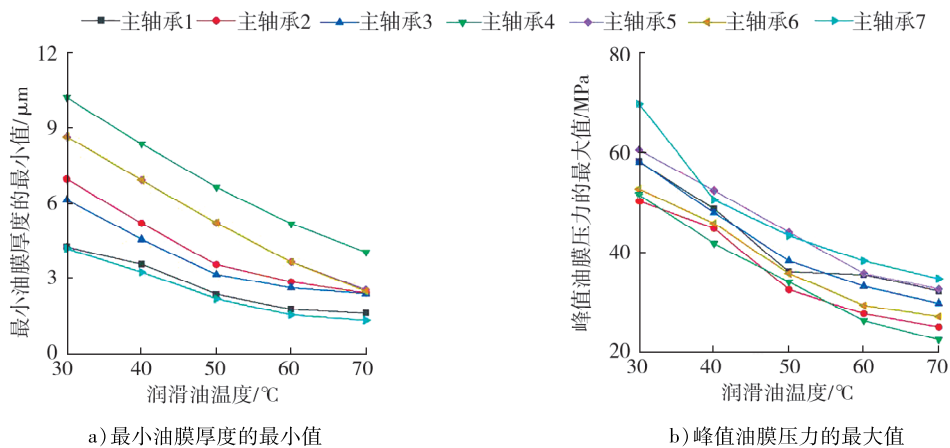


图11 不同润滑油温度下主轴承最小油膜厚度及峰值油膜压力变化曲线

2.4 主轴承间隙对润滑参数的影响分析

不同主轴承间隙下,主轴承6所受载荷在一个循环的变化曲线如图12所示。

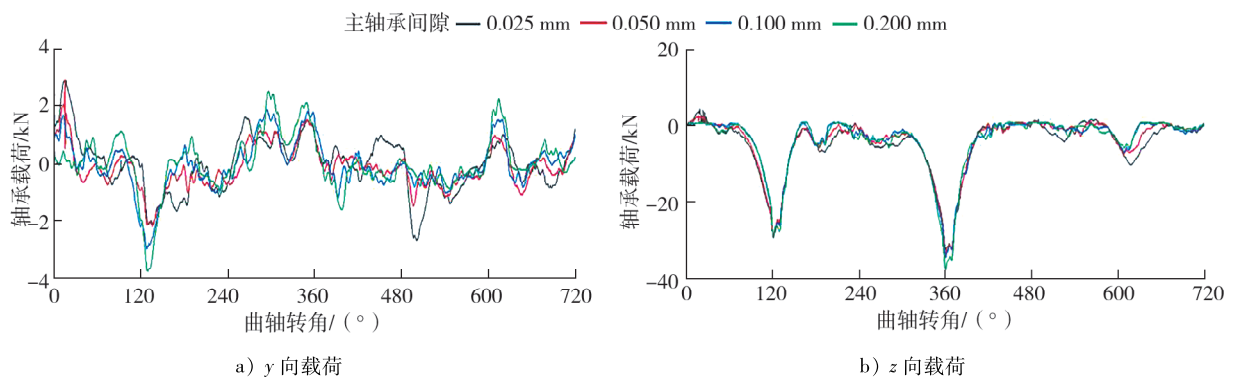


图12 不同主轴承间隙下主轴承6的轴承载荷

由图12a)可知:随着主轴承间隙增大,主轴承6所受 y 向载荷增大。原因为:1)随着主轴承间隙增大,曲轴径向运动距离增大,径向运动速度增大,曲轴对主轴承冲击增大;2)主轴承间隙增大使得最小油膜厚度减小,曲轴转动时摩擦损失增加,为了输出同样转矩需要更大的燃烧压力,使主轴承所受 y 向载荷增大;3)当轴在轴承内偏移时,载荷在轴承表面分布不均匀,导致主轴承某些区域承受更大的力。由图12b)可知:主轴承6所受 z 向载荷随主轴承间隙增大而增大。原因为:主轴承间隙的增大使得燃烧压力峰值增大,主轴承所受 z 向载荷增大;曲轴冲击加速距离的增大,进一步增大了主轴承 z 向载荷。不同主

轴承间隙对应的燃烧压力峰值如表3所示。

表3 不同主轴承间隙对应的燃烧压力峰值

转速/($r \cdot \min^{-1}$)	润滑油温度/ $^{\circ}\text{C}$	主轴承间隙/mm	燃烧压力峰值/MPa
1 200	70	0.025	6.58
		0.050	6.59
		0.100	6.91
		0.200	7.21

在不同主轴承间隙下,一个循环内各主轴承最小油膜厚度的最小值及峰值油膜压力的最大值变化如图13所示。

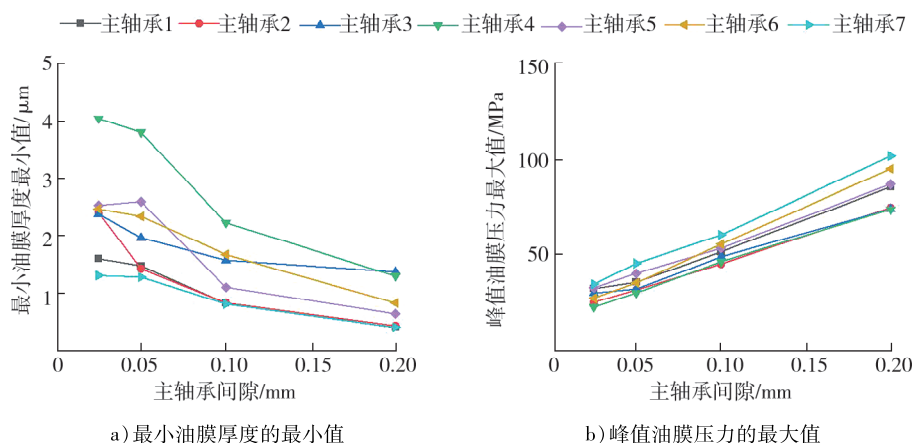


图13 不同主轴承间隙下主轴承最小油膜厚度的最小值及峰值油膜压力的最大值变化曲线

由图13a)可知:随着主轴承间隙增大,最小油膜厚度最小值整体上呈减小的趋势。这是因为:1)随着间隙增大,润滑油的流动变得不稳定,润滑油泄露增加,难以形成并保持油膜;2)随着主轴承间隙增加,曲轴的径向运动速度和距离增大,对主轴承的冲击增大,使得最小油膜厚度减小。由图13b)可知:随着主轴承间隙增大,发动机峰值油膜压力的最大值逐渐增大。这是因为:随着主轴承间隙增大,曲轴径向冲击加速距离随之增大,曲轴与主轴承的接触速度增大,导致油膜压力升高。

主轴承间隙的增大为曲轴提供了更大的运动空间,使得轴颈在主轴承内的运动范围更广。不同间隙下主轴承6的轴心轨迹如图14所示。由图14可知:随着主轴承间隙增大,主轴承6的轴心轨迹不断扩大,在曲轴转角为 0° 、 240° 时,轴心轨迹大于0.2 mm,容易引起主轴承接触磨损。主轴承间隙增大,使得曲轴在旋转过程中产生不稳定运动,表现为轴心轨迹的波动,进而对主轴承的工作性能和寿命产生负面影响。

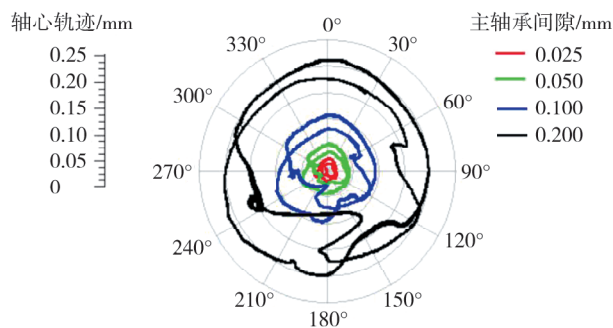


图14 不同间隙下主轴承6的轴心轨迹

3 结论

本文搭建了发动机多体动力学模型,研究了转速、润滑油温度及主轴承间隙等因素对主轴承载荷、最小油膜厚度、峰值油膜压力、轴心轨迹等润滑参数的影响规律。

1) 主轴承所受载荷可分解 z 向载荷和 y 向载荷两部分,其中 z 向载荷主要与燃烧压力有关, y 向载荷与往复惯性力、燃烧压力相关;最小油膜厚度主要受燃烧压力影响,出现在相邻缸的做功冲程;峰值油膜压力出现时刻略早于最小油膜厚度最小值的出现时刻。

2) 主轴承载荷随转速、主轴承间隙增大而增大,随润滑油温度升高而减小;最小油膜厚度随润滑油温度、主轴承间隙增大而减小,随转速变化规律不明显;峰值油膜压力随转速、主轴承间隙增大而增大,随润滑油温度升高而减小。

3) 随着曲轴-主轴承间隙增大,曲轴具有更大的运动空间,主轴承的轴心轨迹范围也随之增大,使得曲轴在旋转过程中产生不稳定的运动,进而对主轴承的可靠运行产生不利影响。

参考文献:

- [1] 刘娜. 柴油机关键摩擦副的摩擦润滑性能研究[D]. 济南: 山东大学, 2012.
- [2] 陈佐添, 顾含, 孝霖, 等. 基于应力云图和有限元的柴油机曲轴疲劳强度分析[J]. 舰船科学技术, 2019, 41(19): 144-147.
- [3] 余相俊. 高速汽油机曲轴-轴承系统的多体动力学分析[D]. 长沙: 湖南大学, 2014.
- [4] CHEN R, ZHAO B, HE T, et al. Study on coupling transient mixed lubrication and time-varying wear of main bearing in actual operation of low-speed diesel engine[J]. Tribology International, 2024, 191: 109159.
- [5] 赵小勇, 孙军, 刘利平, 等. 不同工况下内燃机曲轴轴承的润滑性能[J]. 内燃机学报, 2011, 29(4): 348-354.
- [6] 张艳艳. 面向低粘度油的多缸内燃机主轴承系润滑-磨损动态耦合仿真研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2021.
- [7] BOUAZIZ S, FAKHFAKH T, HADDAR M. Acoustic analysis of hydrodynamic and elasto-hydrodynamic oil lubricated journal bearings[J]. Journal of Hydrodynamics; Ser. B, 2012, 24(2): 250-256.
- [8] 李涵. 大功率柴油机主轴承弹性流体动压润滑特性研究[D]. 太原: 中北大学, 2019.
- [9] PATIR N, CHENG H S. Application of average flow model to lubrication between rough sliding surfaces[J]. Journal of Lubrication Technology, 1979, 101(2): 220.
- [10] 黄福战. 基于多体动力学的柴油机主轴承润滑分析及优化[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2019.
- [11] LI W, LIU X, WANG D, et al. MITDCNN: a multi-modal input Transformer-based deep convolutional neural network for misfire signal detection in high-noise diesel engines[J]. Expert Systems with Applications, 2024, 238: 121797.
- [12] 郑康, 朱明敏, 宋森楠, 等. 发动机各主轴承间隙配合对其振动特性的影响[J]. 机械制造与自动化, 2023, 52(3): 58-61.
- [13] 贾继德, 吴春志, 张玲玲, 等. 基于时频相干分析的曲轴主轴承磨损故障诊断研究[J]. 振动与冲击, 2018, 37(2): 114-120.

Effect of operating conditions and bearing clearance on lubrication parameters of main bearing

WANG Guoqiang^{1,2}, JI Shaobo^{1*}, LI Wei², ZHANG Ke¹, YUE Yuanhang¹, PAN Chi¹

1. School of Energy and Power Engineering, Shandong University, Jinan 250061, China;

2. Weichai Power Co., Ltd., Weifang 261061, China

Abstract: To investigate the influence of different factors on the lubrication status of the crankshaft and main bearing. A multi-body dynamics model is established to study the change trend of main bearing load, minimum oil film thickness, peak oil film pressure and center trajectory of bearing under different engine speed, oil temperature and main bearing clearance. The results show that the main bearing load and peak oil film pressure

(下转第 50 页)