

航空燃油齿轮泵滑动轴承非线性瞬态性能数值分析*

朱嘉兴, 李华聪, 符江锋, 刘显为

(西北工业大学 动力与能源学院, 陕西 西安 710072)

摘要: 为研究航空燃油齿轮泵滑动轴承在复杂交变载荷扰动下的瞬态润滑行为, 建立了燃油齿轮泵滑动轴承的瞬态计算模型, 该模型考虑了滑动轴承油膜空化边界的质量守恒和其所处非线性动态承载环境的影响。在此基础上使用批处理技术实现了燃油齿轮泵和滑动轴承的联合仿真计算, 在滑动轴承的瞬态润滑计算过程中计入了燃油泵瞬态内流场和其动态载荷的耦合作用。以此进行轴心轨迹稳定性分析以及轴承瞬态润滑性能分析研究。研究结果表明: 滑动轴承计算模型的计算结果与实验数据较为吻合, 误差保持在1.2%以内; 燃油齿轮泵的动态载荷对轴心轨迹的影响体现在轨迹未稳定段偏移的增大以及静平衡位置的消失; 通过不同关键参数的对比研究发现: 合理的增大宽径比或减小间隙比可以获得更为理想的轴心轨迹静平衡位置。间隙比由0.2%增至0.6%时, 未稳定阶段轴心位置的变化趋势由双峰变为单峰, 速度稳定段曲线的波动幅值先增大后趋于不变; 当宽径比由0.6增至1.2时, 全周期内速度响应曲线的偏移降低; 在轴承瞬态润滑特性中, 轴承载荷变化对于泄漏流量具有较强的敏感性, 而对最小油膜厚度的敏感性较差。

关键词: 燃油齿轮泵; 滑动轴承; 稳定性; 轴心轨迹; 瞬态润滑特性

中图分类号: V228.1 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2020) 02-0412-11

DOI: 10.13675/j.cnki. tjjs. 190004

Numerical Analysis of Non-Linear Transient Characteristics of Aviation Fuel Gear Pump Sliding Bearings

ZHU Jia-xing, LI Hua-cong, FU Jiang-feng, LIU Xian-wei

(College of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: In order to study the transient lubrication behavior of sliding bearings inside aviation fuel gear pump under complex alternating load disturbance, a transient calculation model was established. The model took into account the mass conservation of the oil film cavitation boundary and the influence of the non-linear dynamic load-bearing environment. The combined simulation calculation of fuel gear pump and bearing was realized by batch processing technology, while the effect of transient internal flow field and dynamic load given by fuel pump was considered in the transient calculation process. On this basis, the axis center trajectory stability analysis and transient lubrication performance analysis were carried out. The results show that the error between the calculated results of the bearing model and the experimental data is less than 1.2%. The influence of dynamic load generated by fuel gear pump on bearing axis trajectory is reflected in the increase of trajectory unstable stage offset and the disappearance of static balance position. Comparative studies predict that the equilibrium position is superior for a bearing with higher width-diameter ratio or smaller clearance ratio. When the clearance ratio increases from

* 收稿日期: 2019-01-02; 修订日期: 2019-02-28。

通讯作者: 朱嘉兴, 博士生, 研究领域为航空燃油泵建模与仿真。E-mail: zhujx@mail.nwpu.edu.cn

引用格式: 朱嘉兴, 李华聪, 符江锋, 等. 航空燃油齿轮泵滑动轴承非线性瞬态性能数值分析[J]. 推进技术, 2020, 41(2): 412-422. (ZHU Jia-xing, LI Hua-cong, FU Jiang-feng, et al. Numerical Analysis of Non-Linear Transient Characteristics of Aviation Fuel Gear Pump Sliding Bearings [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2020, 41(2): 412-422.)

0.2% to 0.6%, the change trend of the axis position in the unstable stage changes from double peak to single peak, and the fluctuation amplitude of the curve in the velocity stable section increases first and then tends to remain unchanged. When the aspect ratio increases from 0.6 to 1.2, the deviation of the velocity response curve decreases in full cycle. In the transient lubrication characteristics of bearings, the sensitivity of the leakage flow rate to bearing load variation is strong, while the minimum oil film thickness is poor.

Key words: Fuel gear pump; Sliding bearing; Stability; Axis center trajectories; Transient lubrication characteristics

1 引言

由于兼具结构简单和可靠性高的优点,动压式滑动轴承被广泛用于航空燃油齿轮泵的转动轴支撑,其润滑性能直接关系到齿轮泵的总体性能和发展潜力。数值计算技术是现代滑动轴承润滑性能分析的基础,国内外科研工作者基于流体动力润滑理论针对滑动轴承润滑问题开展了广泛的数值仿真研究,逐步形成了滑动轴承热流体、弹性流体和非牛顿流体等复杂的润滑理论体系。但上述大多数工作针对轴心处于静平衡位置的情况进行稳态计算,在实际情况中滑动轴承的动力学环境使得轴承特性和轴心配置位置不断变化,此时使用传统的稳态润滑计算方法不能完全表征轴承的润滑特性。

滑动轴承的轴心轨迹和瞬态特性是其工作在非稳态受力环境中润滑特性的外部表征,充分反映了在工作周期内轴承稳定性、承载能力和润滑状态的动态变化过程,对轴承的设计合理性判断以及优化设计起重要的工程指导作用。近年来,国内外科研工作者也针对于滑动轴承的瞬态特性进行了相关研究。Adatepe等^[1]研究了动态载荷作用下的微型槽轴瓦结构的摩擦学特性。Wang等^[2]基于修正的Elord空化算法和超松弛方法计算了最小膜厚、承载力和摩擦功率损失动态变化规律。Gu等^[3]在转子运动学分析的基础上,利用雷诺边界润滑模型及微凸体接触模型研究了表面纹理对轴心轨迹和瞬态特性的影响。Wang等^[4]使用广义雷诺边界润滑模型和转子运动方程对动载工况下的油膜和气穴区域的瞬态配置情况进行了数值计算。Fu等^[5]基于Newton-Raphson算法进行了热流体瞬态润滑特性仿真研究,对热力学瞬态特性进行了研究分析。毛文贵等^[6]使用动态分析方法对滑动轴承的非线性油膜动特性进行了分析计算,实现了非线性油膜特性和轴心瞬态特性之间的流固耦合。张胜伦等^[7]对曲轴滑动轴承的润滑特性与动力学响应进行了仿真研究,计入了瞬态冲击载荷和轴瓦弹性变形的影响。马希直等^[8]在有限

差分及Newton-Raphson法的基础上分析了可倾瓦径向轴承在载荷扰动下的绝热瞬态行为。马金奎等^[9]考虑了惯性力和油膜力的耦合作用,对瞬变载荷工况下的轴承非线性轴心轨迹和轴承动特性进行了理论计算。马石磊等^[10]通过轴承测试实验研究了工况参数对轴承转子系统动态特性的影响。此外瞬态计算模型还被应用于滑动轴承启动态润滑性能的研究^[11-12]。此外许多学者采用轴承润滑计算和非线性动力学相结合的方式对轴承瞬态特性的研究,李强等^[13-14]基于CFD轴承润滑流场与转子动力学弱耦合计算方法对轴承-转子系统的润滑、动特性和稳定性进行了较为全面的研究分析。Dinakaran等^[15]结合牛顿多元插值对轴承动力特性进行了数值分析。李梦暄等^[16]基于FLUENT使用自主开发的动网格技术进行了不同轴瓦结构滑动轴承-转子系统的稳定性。郑文斌等^[17]利用CFD仿真进行了表面微织构对轴承稳定性的影响研究。基于有限元方法,Rahman等^[18]对一种活塞式发动机的轴承动静特性进行了研究。许太强等^[19]通过轴承运动方程和雷诺方程联立求解对不同瞬变载荷下的滑动轴承动特性进行了研究分析。航空燃油泵普遍采用低黏RP-3号煤油^[20]并且具有高转速和高增压比的特点。燃油齿轮泵动压滑动轴承长期工作在低黏度,高交变载荷的恶劣环境中,其负载环境较为复杂并受齿轮泵启动、内流、齿轮啮合、困油和泄漏等因素的综合影响。动载荷参数化描述等简化方法不再适用于航空燃油泵滑动轴承瞬态计算中受载环境的模拟。此外,相比被广泛应用的雷诺润滑边界,JFO边界润滑模型通过引入压力比和开关函数等无量纲参数更为准确地预测油膜边界,克服了雷诺边界在油膜再形成处不满足质量守恒条件的缺陷^[21]。本文建立了动载荷轴承的动力润滑模型,使用JFO混合有限差分方法和龙格库塔方法的交替性数值解法对轴承-齿轮泵系统进行瞬态数值计算。在计算过程中采用批处理技术计入了燃油齿轮泵瞬态内流场及其复杂交变动态载荷的耦合影响。在充分考虑了滑动轴承动力学环境非线性和

承载环境复杂性的基础上,开展了航空燃油齿轮泵滑动轴承轴心轨迹的稳定性分析和润滑特性的瞬态仿真研究。

2 方法

2.1 滑动轴承非线性瞬态计算

图1为某型航空燃油齿轮泵内滑动轴承的结构示意图。 O 为转子中心, O' 为轴瓦中心, e 为上述两中心的相对距离,即轴承的偏心距, W 为轴承所承受外载 x 方向的分力, C 为半径间隙, R 为轴径半径, L 为轴承宽度, θ 为周向坐标, φ 为位置角, x 和 y 为方向坐标, $h(\theta)$ 为动压油膜厚度。

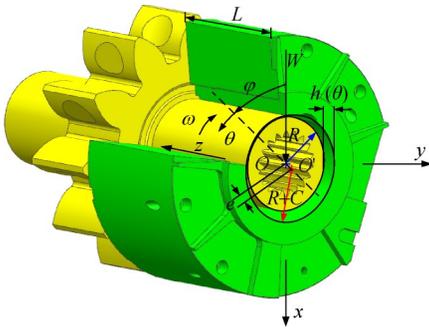


Fig. 1 Structural schematic diagram of sliding bearings

由于轴承间隙的量级为 μm 级,可通过忽略间隙方向的压力梯度将N-S方程简化至雷诺润滑方程^[22]。广义雷诺方程的形式为

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\rho \bar{\beta} H^3 \bar{A}_2 \frac{\partial \Phi}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left(\rho \bar{\beta} H^3 \bar{A}_2 \frac{\partial \Phi}{\partial Z} \right) = \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\left(1 - \frac{\bar{A}_1}{\bar{A}_0} \right) H \Phi \right] + \frac{\partial \Phi H}{\partial t} \quad (1)$$

式中 θ 和 Z 分别为周向和轴向方位的无量纲坐标,构成了轴承油膜的计算域; Φ 为密度比; $\bar{\beta}$ 为无量纲体积弹性模量; H 为无量纲油膜厚度值; $\bar{A}_0, \bar{A}_1, \bar{A}_2$ 为黏性因子,表达式为

$$\bar{A}_0 = \int_0^h \frac{dy}{\mu(y)}, \bar{A}_1 = \int_0^h \frac{y dy}{\mu(y)}, \bar{A}_2 = \int_0^h \frac{1}{\mu(y)} \left(y^2 - y \frac{A_1}{A_0} \right) dy \quad (2)$$

在全膜区润滑油膜呈液态,而在气穴区呈带状两相状态,润滑方程在不同区域有不同的形式。JFO润滑模型通过求解对象从压力到密度比的变换实现气穴区和全膜区油膜润滑状态的统一求解。密度比变换关系式为

$$\Phi = \frac{\rho}{\rho_{\text{cav}}} \quad (3)$$

$$p = p_{\text{cav}} + \rho \beta \ln \Phi \quad (4)$$

$$o = \begin{cases} 1 & \text{In full film region} \\ 0 & \text{In cavitated film region} \end{cases} \quad (5)$$

式中 ρ 为流体密度; o 为开关函数; p_{cav} 为气穴压力。

该润滑计算模型采用了无量纲化变量,无量纲形式为

$$p_{\text{oil}} = p C^2 / (\mu_{\text{in}} \omega R^2), \bar{\beta} = \beta C^2 / (\mu_{\text{in}} \omega R^2)$$

$$Z = z/R, Y = y/R, \theta = x/R, H = h/C$$

式中 ω 为转子角速度; μ_{in} 为流体的入口粘度。

与轴承压力场计算域 θ - Z 不同, x - y 构成了轴承轴心运动的坐标系,在该坐标系下建立的轴径运动学状态描述方程为

$$\ddot{\epsilon}_x = F_x^l + \frac{\mu_{\text{in}} L}{m \omega} \left(\frac{R}{C} \right)^3 \iint p_{\text{oil}} \cos(2\pi x) dx dy + \frac{g}{C \omega^2} \quad (6)$$

$$\ddot{\epsilon}_y = F_y^l + \frac{\mu_{\text{in}} L}{m \omega} \left(\frac{R}{C} \right)^3 \iint p_{\text{oil}} \sin(2\pi x) dx dy \quad (7)$$

式中 m 为轴质量; $\ddot{\epsilon}_x, \ddot{\epsilon}_y$ 分别为轴径在 x 方向和 y 方向的加速度; $\iint p_{\text{oil}} \cos(2\pi x) dx dy$ 和 $\iint p_{\text{oil}} \sin(2\pi x) dx dy$ 分别为 x 方向和 y 方向的油膜作用力计算式; p_{oil} 为油膜压力; F_x^l 和 F_y^l 分别为 x 方向和 y 方向的外载作用力。该式描述了轴承在工作周期中的轴心位置配置策略及其动力学状态。式(1),式(6)和(7)的联合求解可以实现对滑动轴承瞬态特性的求解。

2.2 数值仿真计算流程

图2分别为某型航空燃油齿轮泵的装配图以及齿轮配件实物图。可见在齿轮泵壳体内,齿轮轴采用双轴承支承安装设计,作用于齿轮轴的载荷与轴承支承力之间存在力矩平衡关系。基于分析对象的三维实体模型以及数值计算模型,使用MATLAB和PUMPLINX的联合批处理技术实现了齿轮泵及滑动轴承的一体式仿真研究。使用MATLAB作为主控制台以及滑动轴承瞬态润滑模型的计算引擎。同时基于CFD求解工具进行了齿轮泵瞬态内流仿真模拟和载荷的计算,充分利用其在处理复杂内流方面的高效性。最后使用批处理技术进行了软件接口设计,达到了PUMPLINX外部启动和滑动轴承计算模型的齿轮泵动载数据外部载入的目的。实现了耦合动态外载的滑动轴承瞬态润滑特性仿真,并在联合仿真过程中计入了齿轮泵瞬态内流场的影响,仿真流程及仿真过程中的数据交换机制如图3所示。

在滑动轴承非线性瞬态计算模型部分,使用 Vijayaragharan-Keith 混合型差分格式将式(1)离散化以进行数值计算,离散化形式为

$$A\Phi_{i+1,j} + B\Phi_{i-1,k} + C\Phi_{i,k} + D\Phi_{i,k+1} + E\Phi_{i,k-1} = F \quad (8)$$

式中参数的形式如式(9)所示。该离散方法可以有效地避免病态问题。在每个瞬时时刻通过SOR方法和龙格库塔方法相结合的数值解法不断迭代计算油膜压力场和传动轴运动状态,直到同时满足压力场和轴心闭合的收敛精度条件。

$$\left\{ \begin{aligned} A &= - \left[\begin{array}{l} \frac{\Delta\tau\bar{\beta}}{\Delta\theta^2} o_{i+1,j} H_{i+\frac{1}{2},j}^3 \bar{A}_{2,i+\frac{1}{2},j} - \\ \frac{\Delta\tau}{2\Delta\theta} \frac{o_{i+1,j} + o_{ij}}{2} H_{i+\frac{1}{2},j}^3 \left(1 - \frac{\bar{A}_1}{\bar{A}_0}\right)_{i+1,j} \end{array} \right] \\ B &= - \frac{\bar{\beta}\Delta\tau}{\Delta\theta^2} \left[\begin{array}{l} \left(2 - \frac{o_{ij} + o_{i-1,j}}{2}\right) H_{i-1,j} \left(1 - \frac{\bar{A}_1}{\bar{A}_0}\right)_{i-1,j} + \\ o_{i-1,j} H_{i-\frac{1}{2},j}^3 \bar{A}_{2,i-\frac{1}{2},j} \end{array} \right] \\ C &= \frac{\Delta\tau}{2\Delta\theta} \left[2 - \left(\frac{o_{i+1,j} + 2o_{ij} + o_{i-1,j}}{2} \right) H_{ij}^3 \left(1 - \frac{\bar{A}_1}{\bar{A}_0}\right)_{ij} \right] + \\ & \quad \left. H_{ij} + o_{ij} \left\{ \begin{array}{l} \frac{\bar{\beta}}{\Delta\theta^2} \left[H_{i+\frac{1}{2},j}^3 \bar{A}_{2,i+\frac{1}{2},j} + H_{i-\frac{1}{2},j}^3 \bar{A}_{2,i-\frac{1}{2},j} \right] + \right. \\ \left. \frac{\bar{\beta}\Delta\tau}{\Delta Z^2} \left[H_{ij+\frac{1}{2}}^3 \bar{A}_{2,ij+\frac{1}{2}} + H_{ij-\frac{1}{2}}^3 \bar{A}_{2,ij-\frac{1}{2}} \right] \right\} \right. \\ D &= - \frac{\bar{\beta}\Delta\tau}{\Delta Z^2} o_{ij+1} H_{ij+\frac{1}{2}}^3 \bar{A}_{2,ij+\frac{1}{2}} \\ E &= - \frac{\bar{\beta}\Delta\tau}{\Delta Z^2} o_{ij-1} H_{ij-\frac{1}{2}}^3 \bar{A}_{2,ij-\frac{1}{2}} \\ F &= \frac{\bar{\beta}\Delta\tau}{\Delta\theta^2} \left\{ \begin{array}{l} o_{i+1,j} H_{i+\frac{1}{2},j}^3 \bar{A}_{2,i+\frac{1}{2},j} - \\ o_{ij} \left[H_{i+\frac{1}{2},j}^3 \bar{A}_{2,i+\frac{1}{2},j} + H_{i-\frac{1}{2},j}^3 \bar{A}_{2,i-\frac{1}{2},j} \right] + \\ o_{i-1,j} H_{i-\frac{1}{2},j}^3 \bar{A}_{2,i-\frac{1}{2},j} \end{array} \right\} + \\ & \quad \left. \frac{\bar{\beta}\Delta\tau}{\Delta Z^2} \left\{ \begin{array}{l} o_{ij+1} H_{ij+\frac{1}{2}}^3 \bar{A}_{2,ij+\frac{1}{2}} + o_{ij} \cdot \left[H_{ij+\frac{1}{2}}^3 \bar{A}_{2,ij+\frac{1}{2}} + \right. \\ \left. H_{ij-\frac{1}{2}}^3 \bar{A}_{2,ij-\frac{1}{2}} \right] + o_{ij-1} H_{ij-\frac{1}{2}}^3 \bar{A}_{2,ij-\frac{1}{2}} \end{array} \right\} \right. \\ & \quad \left. (\Phi H)_{ij}^{k-1} \right. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

2.3 CFD内流仿真及载荷计算

如图4所示,齿轮泵的内流计算域包括:进出口流道以及齿轮啮合增压部位。优秀的网格划分策略可以为后续仿真过程提供良好的网格模板,是仿真

精度和速度的有效保障。图5展示了齿轮泵啮合区域的网格划分策略,总体上使用笛卡尔网格对齿轮泵计算域进行网格划分,由于齿顶间隙较几何模型的其它部分的量级较小,在该处进行网格的局部密集化处理以保证良好的仿真精度。待求区域总网格单元数为36756,齿轮啮合部分的转子网格单元数为12263。求解器选择代数多重网格求解压力场,并且选用标准 κ - ε 湍流模型。设定转速以及进出口静压条件等初始条件,并在进出口和齿轮啮合增压部位处建立MGI交互面。

基于上述建立的CFD仿真模型,设工况参数为该型泵的额定工况:转速为4kr/min,出口压力为6.17MPa,得到压力分布如图6所示,可见齿轮泵内流域的压力分布图和齿轮泵的一般规律相符。在齿轮过渡区随着齿轮的啮合压力逐渐增大,并且在困油区出现了局部高压,内流、困油和啮合均对齿轮泵滑动轴承的承载环境造成影响。在易发生困油的区域设置压力观测点,如图6(b)所示,得到的困油压力曲线为图7所示,可见压力在泵工作周期内出现波动,波动的幅度在6MPa~14MPa。可见该区域压力出现大于出口压力6.17MPa的情况,这是由于困油产生的不正常压缩油液现象造成了局部高压。可对齿轮泵传动轴的所受径向力及对滑动轴承的承载环境产生影响。

图7为 x 方向和 y 方向轴承所受径向载荷的仿真结果。由图可见,无论是在齿轮泵的启动态还是稳定工作状态载荷均存在波动。在稳定工作状态下的相同仿真时间内 x 方向载荷每个变化周期存在一个峰值, y 方向载荷为双峰值变化,变化幅值取决于齿轮泵的工作状态以及内流场特性。该载荷波动形式较为复杂,难以使用参数化描述方法进行其数学表达形式的准确提取。并且该波动幅值较大可对滑动轴承动力学状态产生较大的影响,在轴承瞬态计算中考虑动载的波动是必要的。

3 结果与讨论

3.1 正确性验证

在使用计算模型分析轴承特性之前,需要对建立的JFO润滑计算模型的正确性进行验证。使用文献中的实验数据^[23]和该模型在相同输入参数下的仿真结果进行对比,如图9所示。由图可见,模型的计算结果与实验值的误差可以保持在1.2%之内,该模型可以准确计算轴承动态过程中每一稳态工作点的润滑特性。

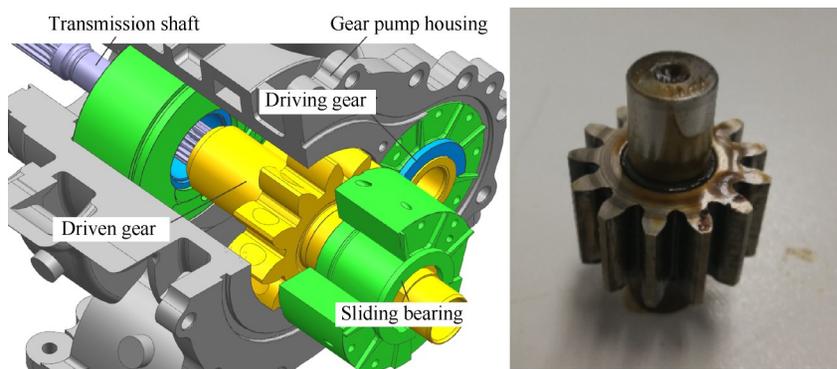


Fig. 2 Assembly drawings of gear pumps and physical drawings of gear fittings

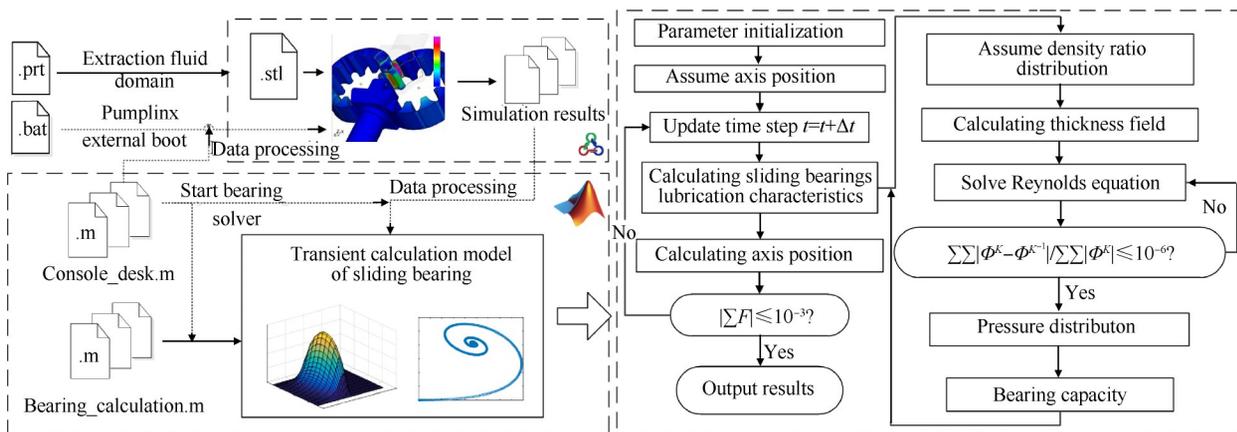


Fig. 3 Simulated computing flow and data exchange

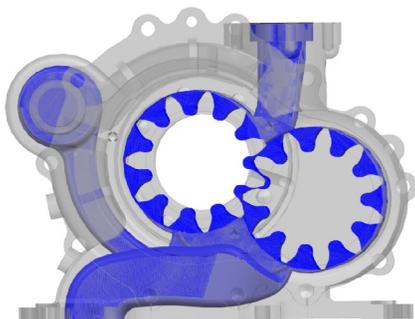


Fig. 4 Fluid area inside gear pump



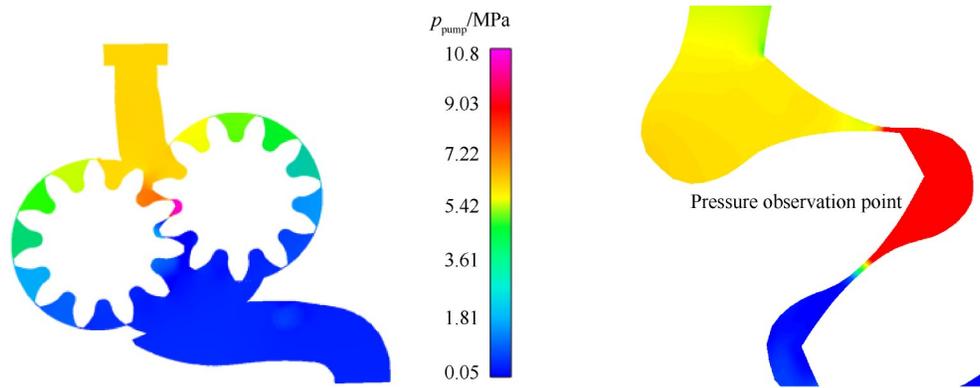
Fig. 5 Grid generation strategy

要进一步验证计算模型中的瞬态计算过程的正确性、稳定性和收敛性,为便于分析和观察,在轴承的定载工况下进行计算。当轴承处于定载工况(x 方

向 1000N, y 方向 500N) 时, 由于只受到恒定的作用力轴心轨迹的涡动将静止于静平衡位置, 该位置坐标将作为判断准则。参考文献[4]的方法证明瞬态结果的正确性, 在定载工况(x 方向 1000N, y 方向 500N) 下最终收敛时 $\iint p_{oil} \cos(2\pi x) dx dy$ 和 $\iint p_{oil} \sin(2\pi x) dx dy$ 的计算结果分别为 -3.997 和 0.0113。将计算结果代入动力学方程式(6)和(7), 方程左右两边相等, 该瞬态计算模型的正确性以此得以证明。

如图 10 所示为离散化网格数目分别为 41×12 , 61×12 和 81×12 时的静平衡位置求解结果图, 可见计算模型的静平衡位置相差不大, x 方向坐标的误差保持在 1.3% 以内。图 11 为不同网格规模的 x, y 方向的速度响应曲线图, 不同网格规模到达稳定阶段所需的迭代次数分别为 212, 235 和 211。计算网格规模对于瞬态计算模型的结果和收敛性影响较小, 该计算模型具有一定的稳定性。

由图 12 可见, 轴承处于不同的初始位置通过该模型的计算最终会收敛到同一平衡点(0.515, 0.57), 且 x 方向坐标的误差保持在 0.86% 以内。图 13 为速度响应曲线, 可见初始位置分别为 $(-0.2, 0.2)$, $(-0.2, -0.2)$ 和 $(0.2, -0.2)$ 的稳定所需步数分别为 235,



(a) Pressure distribution

(b) Strategies for choosing observing points

Fig. 6 Simulation results of gear pump

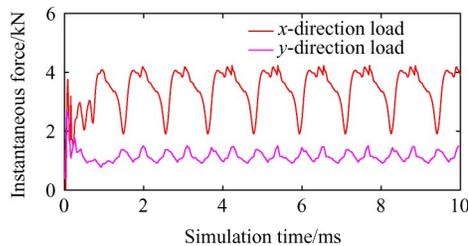


Fig. 7 Load curves given by gear pump

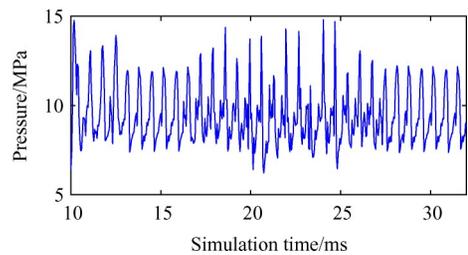


Fig. 8 Trapped oil pressure curve

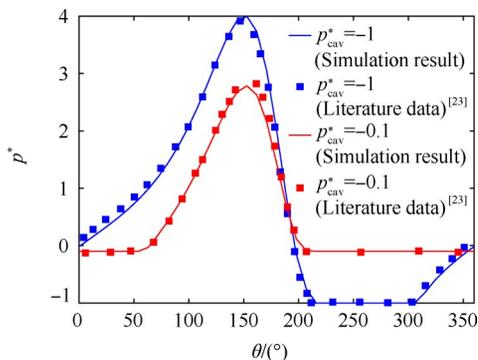


Fig. 9 Correctness verification analysis

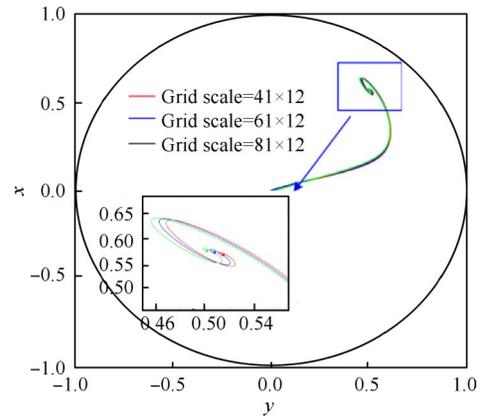
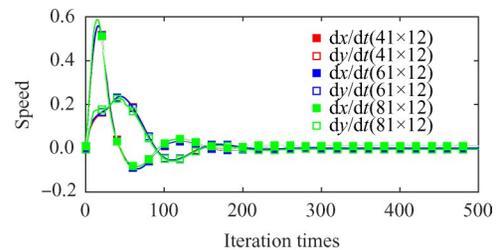
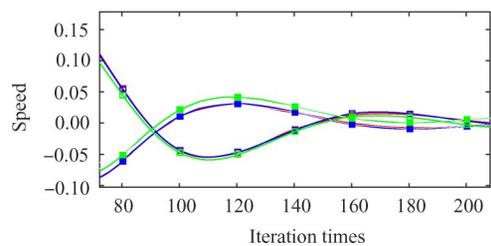


Fig. 10 Axis trajectories with different grid sizes



(a) Coordinate of the bearing center velocity vs iteration times



(b) Zoom of (a)

Fig. 11 Velocity response curve with different grid sizes

221 和 201; x 方向速度最大偏差值分别为 0.61, 0.78 和 0.43。不同的初始位置虽然对稳定所需的迭代次数影响较小, 但不同初始位置收敛过程轴心运动速度偏差值存在差异, 并且与静平衡位置之间的距离成正比关系。距离越大速度变化越剧烈, 轴心轨迹运动的稳定性越差。

3.2 轴承轴心轨迹稳定性分析

3.2.1 承载环境的影响

由于滑动轴承轴心位置和动力学环境存在耦合关系, 外载荷是其瞬态特性的重要影响因素之一。

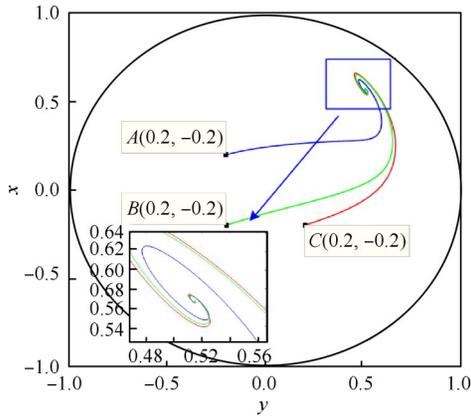
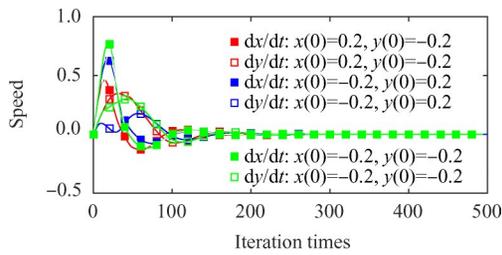
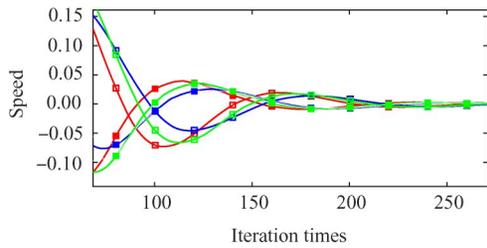


Fig. 12 Axis trajectories with initial position



(a) Coordinate of the bearing center velocity vs iteration times



(b) Zoom of (a)

Fig. 13 Velocity response curve with different initial position

基于批处理技术将CFD仿真模拟的瞬态载荷结果作为轴承润滑计算模型的输入进行轴心轨迹计算,并使用恒定载荷(x 方向1000N, y 方向500N)的结果形成对比分析。选择转速为4kr/min,航空燃油齿轮泵使用的润滑介质为低黏度航空3号煤油,黏度为 $9.66 \times 10^{-4} \text{Pa} \cdot \text{s}$,密度为 $779 \text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ 。结果如图14所示,与定载工况的轴心轨迹对比可见,动载对滑动轴承轴心配置造成影响,存在于整个滑动轴承工作周期内。动态载荷初始段的剧烈振荡使轴心轨迹在到达稳定阶段之前发生较大的偏移,该阶段转子运动较为极端。同时动态交变载荷稳定阶段的周期性波动使得轴心轨迹的静平衡位置消失并形成了稳定的周期性闭合循环。图15为轴心速度响应曲线,可见在定载和动载工况下运动起始阶段速度的偏差最大值分别为0.51和0.73。并且动载工况下速度在迭代次

数为262时形成了稳定的周期性波动,相比于定载的稳定所需的迭代次数212,动载工况使得轴承轴心运动的稳定性降低。

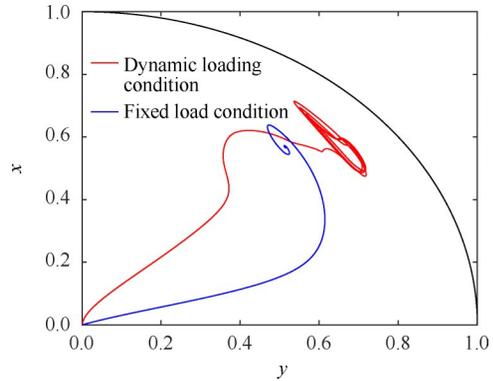


Fig. 14 Axis center trajectory contrast diagram

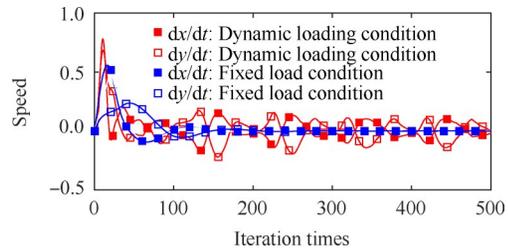


Fig. 15 Velocity response curve on different load

3.2.2 轴承结构参数的影响

图16为空载工况下不同轴承结构参数的轴心静平衡位置/涡动中心位置图,具体位置坐标如表1和表2所示。可见在选择的所有轴承结构参数下没有轨迹发散的情况出现,总体上具有一定的稳定性。但随着宽径比的增大和间隙比的减小,静平衡位置向轴心移动并呈上浮趋势。但该趋势主要以垂直方向位移为主,水平方向的位移不明显。轴承的承载能力提升但其稳定性降低,并且在 $C/R=0.2\%$ 时,轴心轨迹出现了椭圆形涡动。

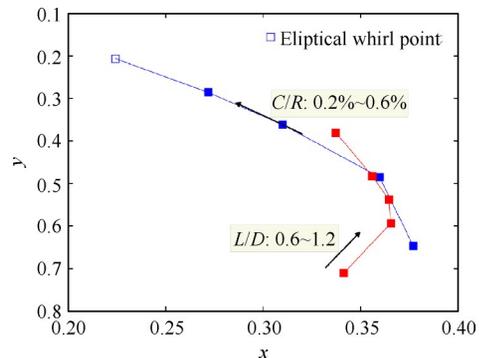


Fig. 16 Balanced position diagram under different bearing structural parameters

Table 1 Axis position with different L/D

L/D	0.6	0.8	1.0	1.1	1.2
X_0	0.3413	0.3655	0.3643	0.3561	0.3373
Y_0	0.7111	0.5936	0.5374	0.4834	0.3805

Table 2 Axis position with different C/R

C/R	0.2%	0.25%	0.3%	0.4%	0.6%
X_0	0.2235	0.2715	0.3101	0.3597	0.3768
Y_0	0.1965	0.2852	0.3615	0.4852	0.6465

图17为不同间隙比轴承的轴心轨迹曲线,当间隙比从0.2%增至0.6%时轴心轨迹的平衡位置逐渐向轴瓦外侧移动,同时闭环平衡状态轴心的运行范围随着间隙比的增大而增大。对于轴心轨迹未稳定阶段,低间隙比可以使轨迹的不规则性增强,但高间隙比使轨迹的偏移量增大。图18为轴承 x 方向和 y 方向的轴心速度响应曲线。当间隙比增至0.6%,未稳定阶段速度响应曲线在0.27ms处的谷值消失变为单峰值变化,可见随着间隙比的增大轴心运动对于载荷变化的敏感程度降低。而对于稳定阶段不同间隙比的 x 和 y 方向差异较小,将 x 方向和 y 方向的速度进行平方求和得到图19。可见未稳定阶段的单峰和双峰变化差异较为明显,在曲线稳定段随着间隙比的增大,速度平方增量的最大值分别为0.0273, 0.0456, 0.0627, 0.0728和0.0704。可见在间隙比为0.2%~0.4%区间呈现增大的趋势,但超过0.4%后轴心速度偏移的差异不大,并且间隙比的增大会造成速度变化的滞后。

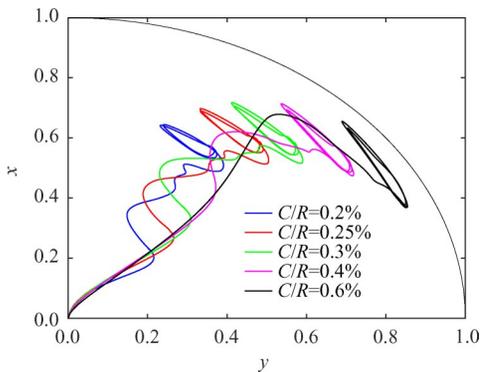
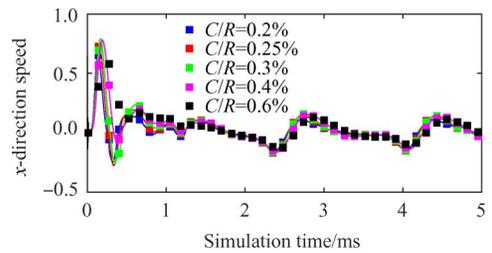


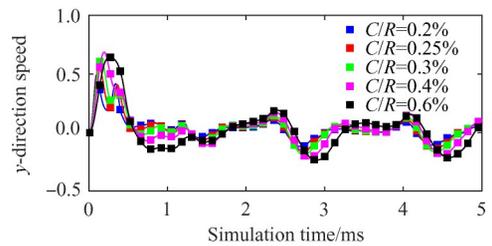
Fig. 17 Axis center trajectory on different C/R

图20给出了不同宽径比轴承的轴心运行轨迹。通过分析可知,随着宽径比的增大,轴承轴心轨迹虽然均收敛至稳定循环状态,但极限循环的位置向轴心内侧移动。这是由于当宽径比增大时,轴承的承载能力变强,轴心稳定位置处于低偏心距位置。图

21给出了 x 和 y 方向的速度响应曲线,可见速度响应曲线未稳定段的振荡幅值偏移量随着宽径比的增大而减小。并且稳定段曲线在 x 方向的差异较小,但在 y 方向速度的变化幅度随宽径比的增大而减小。此外,随着宽径比的增大收敛所需的仿真时间分别为2.22ms, 2.31ms, 2.35ms和2.53ms,可见轴承宽径比的变化对达到稳定状态所需时间的影响较小。进行速



(a) x -direction speed vs simulation times



(b) y -direction speed vs simulation times

Fig. 18 Velocity response curve on different C/R

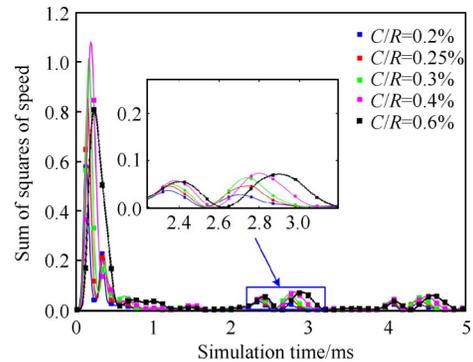


Fig. 19 Sum curves on different C/R

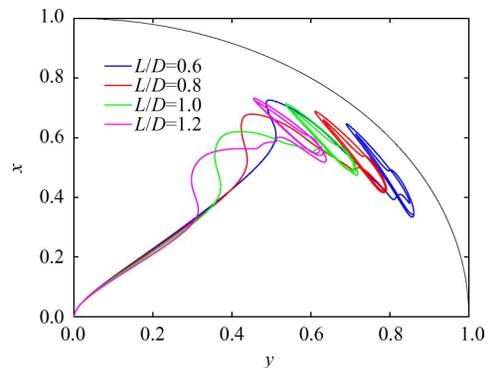
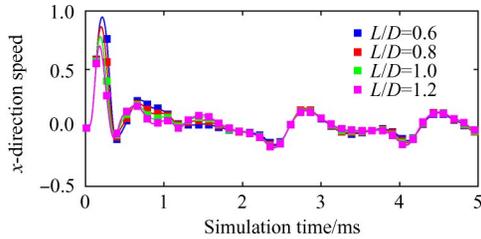
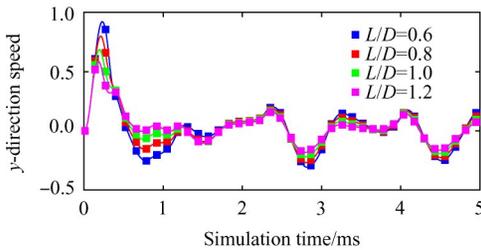


Fig. 20 Axis center trajectory on different L/D

度平方求和得到图 22,可见在整个周期内随着宽径比的增大速度偏移减小,可见宽径比的增大可以在全周期内提高轴心轨迹的稳定性。



(a) x-direction speed vs simulation times

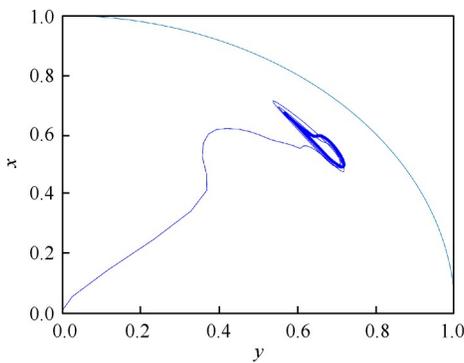


(b) y-direction speed vs simulation times

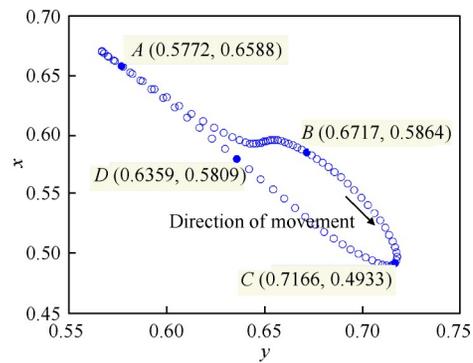
Fig. 21 Velocity response curve on different L/D

3.3 滑动轴承瞬态性能仿真分析

与定载工况相比,动载工况下的轴心静平衡位置消失并形成稳定的闭环现象,将该闭环运动轨迹

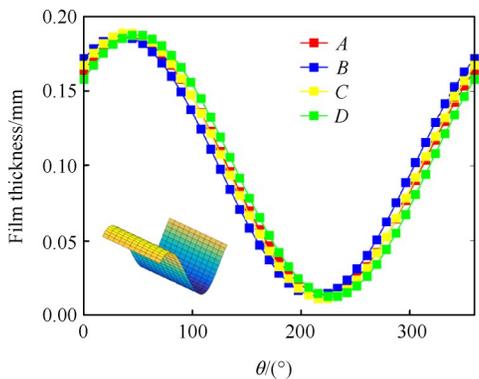


(a) Axis center trajectory

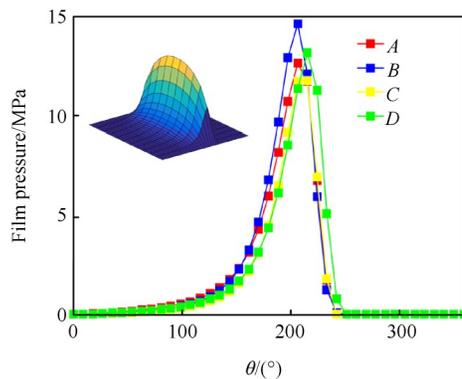


(b) Observation point selection strategy

Fig. 23 Transient performance analysis using axis center trajectory



(a) Thickness distribution of bearings oil film



(b) Pressure distribution of bearings oil film

Fig. 24 Film characteristics distribution at observation point

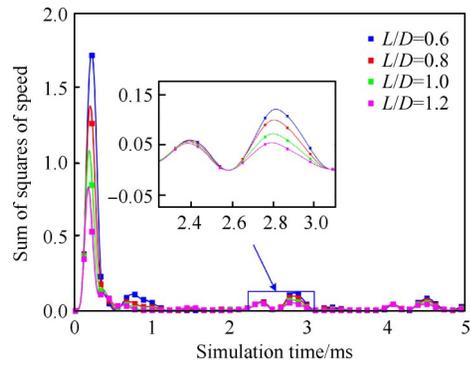


Fig. 22 Sum curves on different C/R

提取,如图 23 所示。可见轴承处于稳定工作状态时,轴心轨迹在 (0.56~0.72, 0.47~0.68) 内进行周期性运动。选取周期内的四个观测点对该轴心位置的滑动轴承动压油膜的厚度场和压力场进行求解,结果如图 24 和图 25 所示。由于压力分布和厚度分布在三维图中的差异较小,故使用二维周向分布图来表示。可见在轴承的稳定工作周期内轴心位置的不断改变使得油膜厚度场不断改变,而油膜压力和油膜厚度存在的动态耦合关系导致了压力场的耦合变化。由此产生了不断通过随外部载荷变化的自适应承载效果。

图25为轴承瞬时受力曲线,由于轴承的承载环境十分复杂,通过油膜的厚度场和压力场耦合变化,轴承的承载力(BC)不断发生变化以达到轴承的承载平衡状态。可见仿真时间0ms~0.986ms为轴承特性曲线的未稳定段,此时轴承各特性参数具有很强的不稳定性。图中载荷和承载力在这个阶段随着转角的变化波动较大,轴承的受力环境较为极端。由图18可见,此时轴心轨迹表现出很强的不规则性。处于稳定工作状态的承载力曲线的周期性规律和 x 方向载荷相似,这是因为 x 方向的载荷在数值上与 y 方向的载荷相比较,承载力主要用于平衡 x 方向的载荷。

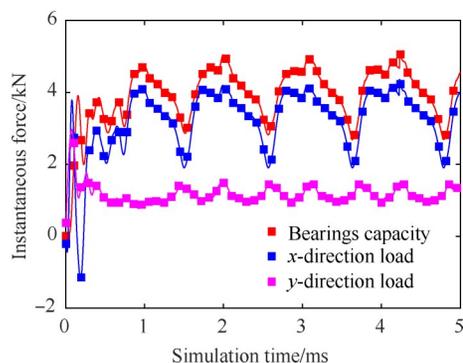


Fig. 25 Thickness distribution at observation point

图26~图28分别为动载影响下的轴承最小油膜厚度(MOFT),最大油膜压力(MOFP)和泄漏流量(LF)瞬时变化规律。在轴承启动过程中,瞬态MOFP不断增大,MOFT不断减小,而LF处于波动变化,并且MOFT,MOFP和LF的变化幅值最大分别为 $15.6\mu\text{m}$, 14.85MPa 和 27.71mL/s 。对仿真时间1.62ms后的稳定工作状态进行分析,在稳定运行阶段瞬态特性曲线均呈周期性变化,这是由于动载的周期性波动造成的。MOFT峰值的位置为1.87ms,2.98ms和4.18ms,MOFP峰值分别发生在2.12ms,3.15ms和4.23ms,而LF最高峰值的仿真时间为1.75ms,2.91ms和3.97ms。MOFT和MOFP峰值位置较为接近,而LF的峰值出现在较为靠前的位置。并且相比于MOFT和MOFP,LF呈现出双峰周期波动的特性。对三者的变化规律进行比对,MOFT,MOFP和LF稳定段曲线峰值与平均值的比值分别为8.08%,25.25%和36.48%。针对于动载载荷的周期性影响,MOFP波动的规律相似于承载力瞬态变化曲线,LF表现出了较强的敏感性,其变化幅度较大,而MOFT的敏感性较差。

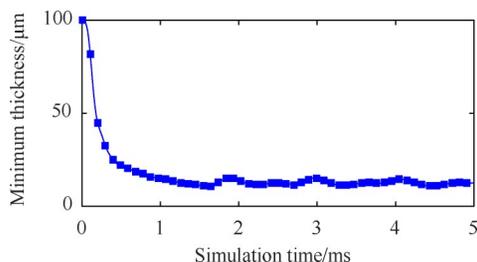


Fig. 26 Instantaneous minimum thickness curve

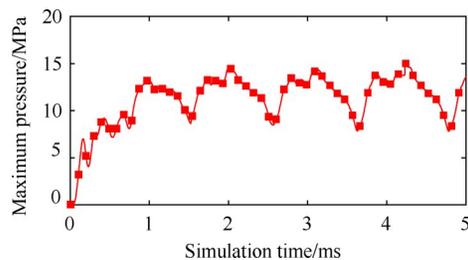


Fig. 27 Instantaneous maximum pressure curve

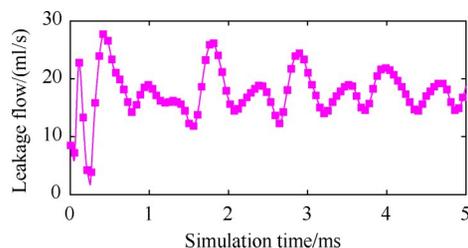


Fig. 28 Instantaneous leakage flow curve

4 结论

本文针对航空燃油齿轮泵瞬时内流及转子载荷环境与滑动轴承润滑的紧密耦合问题进行了研究分析,得到结论如下:

(1)滑动轴承模型正确性验证表明,其数值计算结果与稳态实验结果较吻合且误差保持在1.2%以内。不同网格划分策略和轴心初始位置得到的静平衡位置误差保持在1.3%以内,该模型具有一定稳定性和收敛性。

(2)齿轮泵瞬态仿真结果证明:未稳定和稳定工作状态载荷均存在波动。与定载工况的轴心轨迹对比,动载使轴承轴心起始段的偏移增大。而齿轮泵稳定工作状态的周期性载荷波动使轴心轨迹的静平衡位置消失,并形成稳定的闭环循环状态。

(3)间隙比和宽径比对轴心轨迹影响存在于涡动的偏移和形状以及稳定循环的位置。轴承设计时,在选择宽径比和间隙比时需综合考虑,较小的宽径比和较大的间隙比会增大轴承稳定性,但会获得更为极端的轴心运动状态,并使轴心轨迹向外侧偏

移,轴承工作在高偏心位置易发生磨损等故障形式。

(4)在滑动轴承的瞬态特性计算结果表明,BC,MOFT和MOFP的瞬态曲线继承了具有主导作用的瞬态载荷的变化规律。而LF瞬态曲线峰值出现在仿真时间较为靠前的位置并呈现双峰周期波动的特性。MOFT,MOFP和LF的最大波动幅值分别为15.6 μm ,14.85MPa和27.71mL/s,其中最小油膜厚度对载荷变化的敏感性较差。

参考文献

- [1] Adatepe H, Biyiklioglu A, Sofuoglu H. An Investigation of Tribological Behaviors of Dynamically Loaded Non-Grooved and Micro-Grooved Journal Bearings[J]. *Tribology International*, 2013, 58(2): 12-19.
- [2] Wang X L, Zhang J Y, Dong H. Analysis of Bearing Lubrication under Dynamic Loading Considering Micropolar and Cavitating Effects [J]. *Tribology International*, 2011, 44(9): 1071-1075.
- [3] Gu C, Meng X, Zhang D, et al. Transient Analysis of the Textured Journal Bearing Operating with the Piezoviscous and Shear-Thinning Fluids[J]. *Journal of Tribology*, 2017, 139(5).
- [4] Wang L L, Wang M, Hu X D, et al. Oil Film Boundary Analysis of Spiral Oil Wedge Sleeve Bearing Based on the Dynamic Loading Conditions[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J, Journal of Engineering Tribology*, 2017, 231(2): 254-262.
- [5] Fu Y L, Ma X Z, Zhu J. A Transient Thermohydrodynamics Study of Plain Journal Bearings Using Newton - Raphson Method Analysis[J]. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2003, 16(4): 233-240.
- [6] 毛文贵, 韩旭, 刘桂萍. 基于流固耦合的滑动轴承非线性油膜动特性研究[J]. 中国机械工程, 2014, 25(3).
- [7] 张胜伦, 裴世源, 徐华, 等. 考虑瞬态冲击和弹性变形的滑动轴承特性与动力学响应[J]. 西安交通大学学报, 2018, 52(1): 100-106.
- [8] 马希直, 朱均. 可倾瓦径向滑动轴承绝热瞬态过程分析[J]. 航空动力学报, 2009, 24(8): 1893-1898.
- [9] 马金奎, 路长厚, 陈淑江. 瞬变载荷作用下滑动轴承轴心轨迹计算仿真[J]. 振动、测试与诊断, 2010, 30(1): 6-10.
- [10] 马石磊, 马求山, 王琳, 等. 高速动静压轴承支承主轴系统动特性测试研究[J]. 西安交通大学学报, 2011, 45(5): 52-58.
- [11] Monmousseau P, Fillon M. Transient Thermoelastohydrodynamic Analysis for Safe Operating Conditions of a Tilting-Pad Journal Bearing During Start-Up [J]. *Tribology International*, 2000, 33(3): 225-231.
- [12] Cui S, Gu L, Wang L, et al. Numerical Analysis on the Dynamic Contact Behavior of Hydrodynamic Journal Bearings During Start-Up [J]. *Tribology International*, 2018, 121: 260-268.
- [13] 李强, 刘淑莲, 于桂昌, 等. 非线性转子-轴承耦合系统润滑及稳定性分析[J]. 浙江大学学报(工学版), 2012, 46(10): 1729-1736.
- [14] 李强, 张硕, 马龙, 等. 基于流固耦合的多油楔滑动轴承动特性研究[J]. 中国机械工程, 2017, 28(9): 1050-1055.
- [15] Dinakaran S, Ramesh S. Stability Analysis of Journal Bearing: Dynamic Characteristics [J]. *Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology*, 2015, 9(1).
- [16] 李梦暄, 吴价, 郑水英, 等. 不同轴瓦结构滑动轴承-转子系统的稳定性[J]. 浙江大学学报(工学版), 2017, 51(11): 152-161.
- [17] 郑文斌, 裴世源, 洪军. 表面微织构对滑动轴承支撑主轴稳定性的影响[J]. 西安交通大学学报, 2018, 52(5): 88-93.
- [18] Rahman M M, Ariffin A K, Jamaludin N, et al. Static and Dynamic Characteristics of Journal Bearing in the Linear Generator Engine [J]. *HKIE Transactions*, 2013, 13(2): 9-15.
- [19] 许太强, 马金奎, 路长厚, 等. 瞬变载荷作用下滑动轴承动特性分析[J]. 润滑与密封, 2013, 38(4): 32-35.
- [20] 冯松, 毕勤成, 刘朝晖, 等. 采用双毛细管等流量法测量航空煤油RP-3的动力黏度[J]. 西安交通大学学报, 2017, 51(3): 48-53.
- [21] 尹伟, 段京华, 孙军, 等. 滑动轴承润滑分析中的边界条件[J]. 轴承, 2013, (12): 56-60.
- [22] Lin Q, Bao Q, Li K, et al. An Investigation into the Transient Behavior of Journal Bearing with Surface Texture Based on Fluid-Structure Interaction Approach [J]. *Tribology International*, 2017, 118: 246-255.
- [23] Vijayaraghavan D, Jr T G K. Development and Evaluation of a Cavitation Algorithm [J]. *ASLE Transactions*, 1989, 32(2): 225-233.

(编辑:史亚红)