

航空齿轮泵滑动轴承接触状态流体 润滑特性

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, 西安 710072)

摘 要: 针对航空齿轮泵处于高负荷状态齿轮轴-轴瓦润滑间隙的润滑问题,将 CFD 仿真与齿轮轴刚性模型相结合实现了基于 CFD 径向运动分析的瞬时润滑计算。得到了齿轮泵瞬态场影响下的齿轮轴径向微动情况,在此基础上基于轴承三维热流体润滑计算模型和微凸体接触模型实现了对润滑油膜在高偏心接触状态的特性分析。结果表明:齿轮泵 CFD 仿真结果与试验结果的误差小于 10%,而仿真得到的内流场的瞬变性将通过改变齿轮轴所受径向载荷的波动形状从而影响到轴承的润滑特性。通过对轴承润滑模型的数值计算发现:相比于非接触状态,轴承处于高偏心接触状态时介质的高温、低黏现象加剧。

关 键 词: 航空齿轮泵; 滑动轴承; CFD 内流计算; 径向微动; 热流体动力润滑

中图分类号: V228.1 **文献标志码:** A

Lubrication characteristics in contact state of journal bearings inside aero gear pump

ZHU Jiaxing, LI Huacong, FU Jiangfeng, LIU Xianwei
(School of Power and Energy,
Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: In order to solve the problem of aero-gear pump gear-shaft/bearing gap lubrication under high load condition, CFD simulation and gear-shaft rigid model were combined to realize the transient lubrication calculation based on the CFD radial motion coupled analysis. The bearings film three-dimensional thermohydrodynamic lubrication calculation model and rough surface micro-asperity contact model were established. On the basis of calculation of the gear-shaft radial motion orbit on the gear pump transient field influence, the model was used to achieve the analysis of the characteristics under high eccentricity/contact condition. Results showed that: the error between gear pump simulation results and experimental results was less than 10%. And the transient behavior of pressure distribution caused by gear pump transient field had an impact on the fluctuation shape of gear shaft radial load, leading to the change of bearings lubrication characteristics. By the numerical calculation for bearings lubrication model, it was found that: compared with non-contact condition, journal bearings lubrication state was more serious on the contact condition, with the higher temperature and lower viscosity.

Key words: aviation gear pump; journal bearings; CFD internal flow simulation; radial micro-motion; thermohydrodynamic lubrication

收稿日期: 2019-07-08
作者简介: 朱嘉兴(1995—),男,博士生,主要从事轴承润滑及航空泵建模仿真研究。

引用格式: 朱嘉兴,李华聪,符江锋,等. 航空齿轮泵滑动轴承接触状态流体润滑特性[J]. 航空动力学报,2020,35(1):169-177. ZHU Jiaxing, LI Huacong, FU Jiangfeng, et al. Lubrication characteristics in contact state of journal bearings inside aero gear pump[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(1): 169-177.

滑动轴承是航空齿轮泵的重要支撑部件之一,其良好的润滑特性对齿轮泵性能与寿命具有重要意义。随着航空泵高温、高压、高转速和高功率负荷的发展趋势,其支撑部件将处于更为苛刻的工作环境。在工作周期内,航空齿轮泵瞬变内流场作用下的交变载荷将对齿轮轴径向运动行为产生影响,并且高负载影响下轴心将不可避免的处于高偏心位置。此时油膜形态极端,稀薄区域处齿轮轴与轴瓦表面存在固体接触行为,同时摩擦功耗加剧造成介质温升。表面接触和介质温升均可使润滑间隙内油膜润滑特性变差,加剧表面磨损甚至可能引起零部件表面的划伤、灼伤和胶合等严重故障的发生。为保证航空齿轮泵轴系的可靠性和寿命,开展处于高偏心接触状态的齿轮泵轴承润滑特性研究,旨在为提升轴承性能和寿命提供理论基础。

在齿轮泵实际工作中,由于存在黏性耗散造成的温升现象介质温度通常不为常数,油膜黏度、密度和轴承润滑特性随之变化,因此热效应在润滑特性计算中需要被考虑^[1]。国内外科研工作者对轴承润滑间隙热流体润滑特性展开了大量的研究^[2-7]。同时在实际工作条件的重载工况下轴承粗糙表面将发生凸峰接触,因此微凸体接触模型被广泛应用于滑动轴承的润滑计算进行表面接触行为的描述^[8-10]。然而针对轴心处于高偏心位置的热流体润滑特性及介质流动特性的研究较少。

此外,滑动轴承通常作为子部件存在于旋转机械完成对其转动轴的润滑支撑作用,而其父级部件对其润滑状态的影响不应被忽略。近年来,多种轴承父级部件的影响在轴承润滑特性计算中被考虑:针对内啮合齿轮泵中水润滑滑动轴承的润滑问题,Du 等^[11]建立了弹流模型对齿轮轴-轴颈轴承界面的油膜特性进行分析。符江锋等^[12-13]建立了航空燃油泵自冷却轴承稳态二维热流体润滑特性分析模型以进行静态特性分析研究,并进行了优化设计研究。Mo 等^[14-15]提出一种热流体动力学分析方法来研究齿轮泵-轴承系统自循环性能的润滑和冷却。并且除齿轮泵以外的轴承父级部件对其润滑特性的影响在轴承润滑计算中同样被考虑^[9,16-17]。

本文基于 CFD 径向运动分析对航空齿轮泵滑动轴承接触状态的流体润滑特性进行数值计算。通过 CFD 仿真分析齿轮泵内流瞬变场与轴承所受径向外载之间存在的关系,计算齿轮轴径向微动并讨论泵瞬变场对其的影响。对比研究不

同接触状态的油膜三维温度、三维黏度以及介质流动速度分布。本文的研究有利于理解轴承父级部件:齿轮泵瞬态内流对齿轮轴径向运动及其过程中发生接触行为的影响,有助于准确掌握处于航空泵恶劣工作条件的轴承润滑及介质流动状况,在此基础上可针对性的提出改善措施。

1 几何及数学模型

1.1 研究对象几何模型

本文的研究对象为某型航空齿轮泵,其装配及轴承结构图如图 1 所示。可见在该型齿轮泵壳体内部流体介质从齿轮泵入口流入经过啮合增压再由出口排出,完成了低压介质到高压介质的转换。在壳体中轴承、齿轮及齿轮轴存在紧密配合关系,齿轮转动轴采用双轴承支承设计。

图 1 中 C 为轴承间隙, R 为轴承半径, x 、 y 和 z 为周向、油膜厚度方向以及轴向方向坐标。由图 1 可见在齿轮泵工作期间内,齿轮轴-轴承之间形成了楔形间隙油膜,该油膜可对齿轮轴产生动压支撑作用。

1.2 控制方程及边界条件

为准确捕捉气穴边界,通过引入密度比和开关

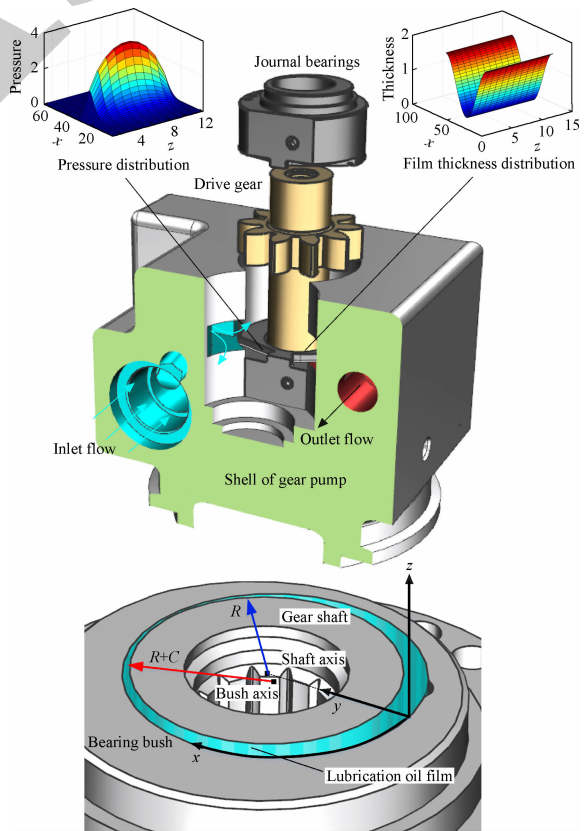


图 1 齿轮泵-滑动轴承结构图

Fig. 1 Gear pump-journal bearings structure drawing

函数的概念,可得到油膜压力 P 与密度比的关系

$$P = P_c + g\beta \ln \Phi \quad (1)$$

式中 P_c 为气穴压力, β 为体积弹性模型, Φ 为密度比, g 为开关函数。油膜未发生气穴而保持完整时开关函数等于 1, 而油膜气穴区的开关函数等于 0。

为了得到轴承油膜的的压力分布,需要求解雷诺方程,考虑质量守恒边界的广义雷诺方程为式(2)。式中 μ 为介质黏度, V_s 为轴颈速度, h 为油膜厚度。该式考虑了膜厚方向的黏度变化,可满

$$\frac{\partial}{\partial x} \left\{ \beta g \frac{1}{2} \int_0^h \left[\int_0^y \frac{dy}{\mu} - \left(\int_0^h \frac{dt}{\mu} / \int_0^h \frac{dy}{y\mu} \right) \int_0^y \frac{dy}{y\mu} \right] dy \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right\} + \frac{\partial}{\partial z} \left\{ \beta g \frac{1}{2} \int_0^h \left[\int_0^y \frac{ydy}{\mu} - \left(\int_0^h \frac{ydy}{\mu} / \int_0^h \frac{dy}{y\mu} \right) \int_0^y \frac{dy}{y\mu} \right] dy \frac{\partial \Phi}{\partial z} \right\} = \frac{\partial}{\partial x} \left\{ g \int_0^h \left[- \left(V_s / \int_0^h \frac{dy}{y\mu} \right) \right] \int_0^y \frac{dy}{y\mu} dy \right\} + \frac{\partial}{\partial t} (\Phi h) \quad (2)$$

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + U \frac{\partial T}{\partial x} + V \frac{\partial T}{\partial z} \right) - k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) = \mu \left[\left(\frac{\partial U}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial V}{\partial z} \right)^2 \right] \quad (3)$$

$$V = V_s \left(1 - \int_0^y \frac{dy}{y\mu} / \int_0^h \frac{dy}{y\mu} \right) + 0.5 \frac{\partial P}{\partial x} \left[\int_0^y \frac{dy}{\mu} - \left(\int_0^h \frac{dy}{\mu} / \int_0^h \frac{dy}{y\mu} \right) \int_0^y \frac{dy}{y\mu} \right] \quad (4)$$

$$U = 0.5 \frac{\partial P}{\partial z} \left[\int_0^y \frac{ydy}{\mu} - \left(\int_0^h \frac{ydy}{\mu} / \int_0^h \frac{dy}{y\mu} \right) \int_0^y \frac{dy}{y\mu} \right] \quad (5)$$

由于待求解的油膜温度场为三维场,故其边界条件较为复杂。热边界条件如图 2 所示,其中 A 处和 B 处的边界分别为周期边界和轴向边界,而 C 处和 D 处的边界为结构场-流体场边界。流体域的轴向边界处油膜温度等于环境温度:

$$\begin{aligned} T|_{z=0} &= T_{\text{atm}} \\ T|_{z=L} &= T_{\text{atm}} \end{aligned} \quad (6)$$

式中 T_{atm} 为环境温度, L 为轴承宽度。在流体固体边界处考虑了两者之间的热传导

$$-k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} = h_{\text{fs}} (T_s - T) \Big|_{y=0} \quad (7)$$

$$-k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=h} = h_{\text{fb}} (T - T_b) \Big|_{y=h} \quad (8)$$

式中 h_{fs} 和 h_{fb} 分别为齿轮轴表面以及轴瓦表面的传热系数, T_s 和 T_b 分别为齿轮轴和轴瓦温度。轴颈温度和轴瓦温度通过热传导方程进行求解,计算式为

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{1}{y} \cdot \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (9)$$

式中 ρ 、 c 和 k 分别为材料的密度、比热和导热系数。

周向周期性边界条件为

$$T_{x=0} = T_{x=2\pi R} \quad (10)$$

通过上述边界条件的设定使油膜三维温度场求解域封闭,可经离散处理后通过数值迭代的方法进行求解。

足与三维温度场及随之变化的三维黏度场和速度场耦合求解。

在齿轮泵工作周期内,由于润滑间隙内油液的温度并非常数,而是随着润滑状态和油膜性态的改变而改变,这就需要通过求解能量方程来实现。润滑间隙内油膜能量方程的形式如式(3)所示,式中 T 为介质温度, c_p 和 k 分别为润滑介质的比定压热容和导热系数, ρ 为介质密度。而在求解能量方程之前,需要式中的速度 U 和 V 进行求解,求解方程为式(4)和式(5)。

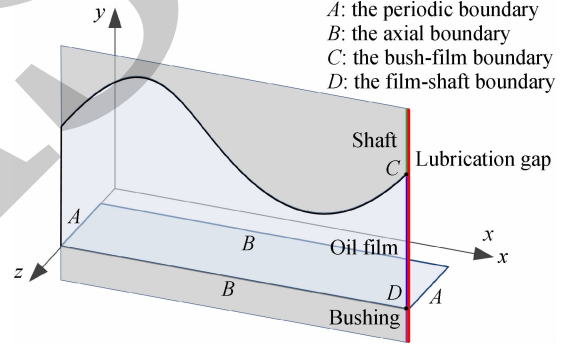


图 2 油膜三维温度场边界条件

Fig. 2 Oil film three-dimensional temperature boundary condition

1.3 微凸体接触模型

在轴承瞬态求解过程中,由于处于齿轮泵高负荷影响下齿轮轴轴心会处于高偏心位置,油膜稀薄区域将发生表面微凸体接触从而产生接触压力。使用微凸体接触模型^[18] 计算齿轮轴与轴承的接触压力

$$\frac{h}{\delta} = \exp \left[\sum_{i=0}^4 (\gamma^T \mathbf{G}_i \mathbf{H}_y) (\bar{P}_{\text{con}})^i \right] \quad \bar{P}_{\text{con}} < H_y \quad (11)$$

$$\frac{h}{\delta} = 0 \quad \bar{P}_{\text{con}} \geq H_y \quad (12)$$

式中 γ 为表面纹理参数矩阵, $\mathbf{H}_y$ 为轴瓦的硬度参数矩阵, $\bar{P}_{\text{con}}$ 为无量纲平均接触压力, $\mathbf{G}_i$ 为参数矩

阵, δ 为表面粗糙度的方均根。

1.4 轴承轴心径向微动

在齿轮泵的实际运行情况下, 齿轮轴通常持续受动态载荷的影响不能处于稳定的动力学状态而产生径向微动, 该微动将通过改变油膜形态从而影响到润滑间隙的润滑特性。齿轮轴的动力学关系式如下式所示:

$$\boldsymbol{M} [a_\epsilon, a_\eta]^T = \boldsymbol{W}_{\text{loa}} + \boldsymbol{W}_{\text{sup}} \tag{13}$$

其中的 $\boldsymbol{M}$ 、 $\boldsymbol{W}_{\text{loa}}$ 和 $\boldsymbol{W}_{\text{sup}}$ 分别为齿轮轴质量矩阵、外载矩阵和承载作用矩阵:

$$\boldsymbol{M} = \begin{bmatrix} M_{\text{jou}} & 0 \\ 0 & M_{\text{jou}} \end{bmatrix} \quad \boldsymbol{W}_{\text{loa}} = \begin{bmatrix} W_{\text{loa}}|_\epsilon \\ W_{\text{loa}}|_\eta \end{bmatrix}$$
$$\boldsymbol{W}_{\text{sup}} = \begin{bmatrix} W_{\text{fil}}|_\epsilon + W_{\text{con}}|_\epsilon \\ W_{\text{fil}}|_\eta + W_{\text{con}}|_\eta \end{bmatrix}$$

式中 M_{jou} 为转子质量, a_ϵ 和 a_η 分别为轴心由于受力产生不同方向的加速度, $W_{\text{loa}}|$ 为轴承所承受的外载荷, $W_{\text{fil}}|$ 和 $W_{\text{con}}|$ 分别为由于油膜动压效应和微凸体接触产生的支撑作用力。

2 数值计算方法及流程

对于齿轮轴-轴瓦润滑间隙特性求解, 本文使用有限体积法求解广义雷诺方程和能量方程, 在求解时将压力和温度设定在网格中心点, I 和 J 为节点坐标, 压力网格如图 3 所示。

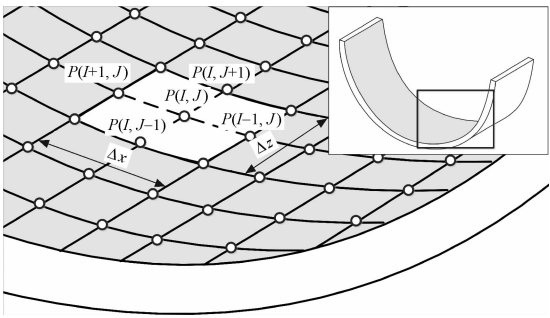


图 3 油膜润滑特性求解离散网格
Fig. 3 Oil film lubrication characteristics calculation discrete grid

此外对于齿轮泵的动载工况, 实现了基于 CFD 径向运动分析的滑动轴承润滑计算。瞬态内流场影响的径向载荷作用与轴承承载作用被用于齿轮轴动力学分析以计算齿轮轴的动态位移、速度及加速度。在瞬态求解的每一时间节点都需要计算压力场、速度场、温度场以及黏度场。计算过程中存在 4 个迭代循环条件, 层数上由外到内分别为: 仿真时间条件、黏度收敛条件、温度和压力收敛条件, 当压力、温度和黏度误差均小于 10^{-5} 时认为该时间点处收敛, 当仿真时间超过时间阈值时程序终止。数值求解过程以及软件间的数据传递机制如图 4 所示。

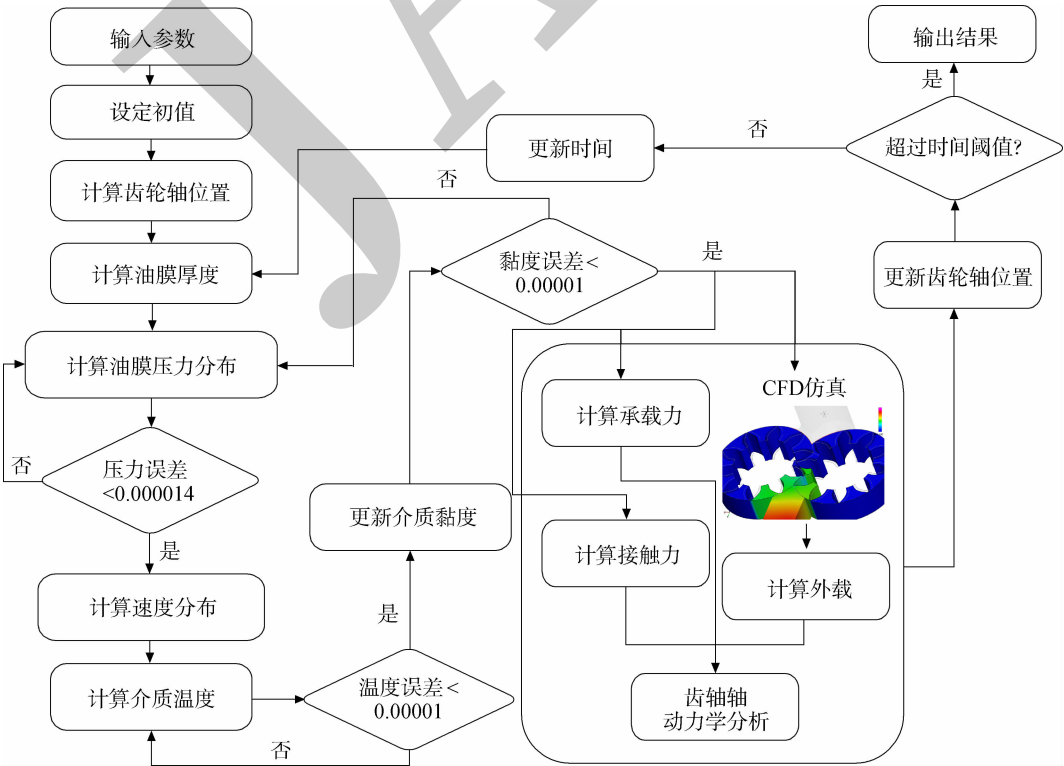


图 4 求解流程及数据传递机制

Fig. 4 Solution process and data transfer process

3 结果及讨论

3.1 CFD 瞬态流场仿真结果及试验验证

利用 PUMPLINX 在求解齿轮泵特性时的高效性和准确性,对齿轮泵瞬态流场进行仿真。采用有限体积法,使用标椎湍流模型和全空化模型。分别建立转子网格和进出口网格并使用 MGI (mismatched grid interfaces) 技术建立连接。图 5 为各个仿真时间点处齿轮副啮合区域的瞬时压力场求解结果。该型齿轮泵齿数为 10,并且具有较高的转速和较大的出口压力,转速设置为 8 000 r/min,出口压力为 9.1 MPa。可见随着两个齿轮的啮合运动,齿轮接触点不断变化,齿间封闭区域随之改变而压力分布也存在差异。可见在图 5 (a)、图 5(c)、图 5(d)和图 5(f)时间点处封闭区域内均产生了较大的压力,最高压力可达 14.7 MPa,并且由于啮合位置的不同高压大小和位置存在差异,这将对齿轮轴产生不同的径向作用力。

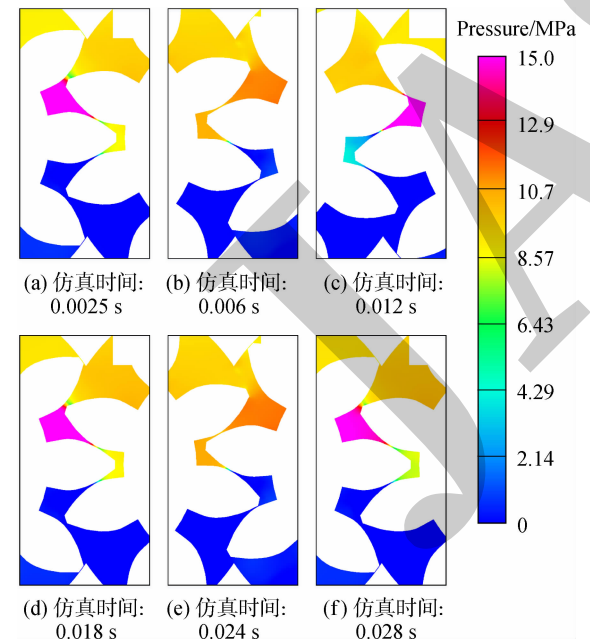


图 5 齿轮泵啮合区压力分布

Fig. 5 Pressure distribution at mesh area inside gear pump

图 6 为齿轮泵运行周期内齿轮轴所受的径向力 F_{ϵ} 和 F_{η} 计算结果,可见径向力随着时间具有高频周期性变化特性,图中 θ 为转角。不同方向的径向力变化周期均约为 33.7° ,这对应于齿轮转动周期和齿数的关系 ($360^{\circ}/\text{齿数}$),说明该径向力的变化周期与齿轮啮合相关联。此外, ϵ 和 η 方向的变化最大幅值分别为 $F_{\epsilon}=1.682\text{ kN}$, $F_{\eta}=$

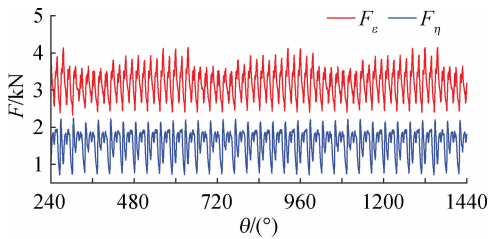


图 6 齿轮泵瞬时径向载荷

Fig. 6 Gear pump transient radial load

1.472 kN。

为验证齿轮泵 CFD 仿真计算结果的可靠性,将得到的流量(Q)-出口压力 p_{out} 曲线和外特性试验数据进行对比,如图 7 所示。在试验期间将不可避免的发生泄漏并存在测量误差,数值仿真结果和试验结果之间必然存在差异,可见最大误差为 3.6%。总体上数值仿真能够真实反映齿轮泵内部流动特性。图中 n 为转速。

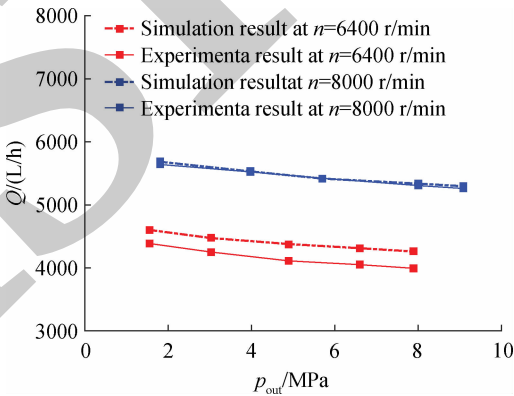


图 7 齿轮泵流量-出口压力曲线

Fig. 7 Flow-outlet pressure curve of gear pump

3.2 齿轮轴径向微动及接触行为分析

齿轮泵瞬态场影响下的齿轮轴径向微动轨迹如图 8 所示,使用无瞬态场影响的微动轨迹曲线作为对比。可见轴心轨迹最终均收敛至静平衡位置,并且齿轮泵内流瞬变性对最终静平衡位置影响较小,但使轴心轨迹的局部不规则性增强。图 9 为轴心运动周期内的接触力曲线,可见当考虑齿轮泵瞬态场影响时,相同时间内接触力曲线的凸峰数量增多。并且定载曲线 1.185~2.373 ms 以及 2.645~3.513 ms 仿真时间阶段的持续接触现象消失,表面间隙表面处于接触与非接触阶段交替变化的状态,这也对应于齿轮泵载荷影响下轴心轨迹局部不规则性增强的现象。

3.3 高偏心位置间隙油膜及流动特性

图 10 为本文轴承油膜计算模型结果与文献

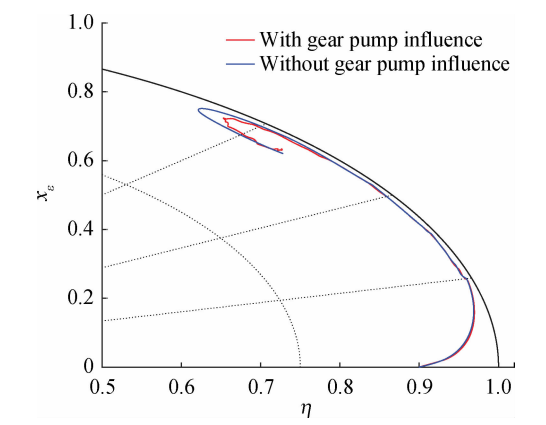


图 8 轴承轴心径向微动曲线

Fig. 8 Axis radial motion curves of journal bearings

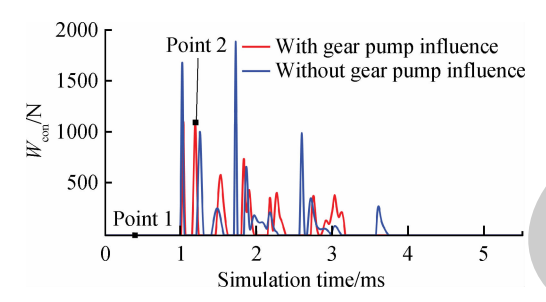


图 9 接触力变化规律曲线

Fig. 9 Contact force curves

[19]中结果的对比图,可见图中曲线趋势较为吻合。为研究轴承轴心处于高接触压力点处的油膜三维温度场分布以及介质流动特性,在图 9 中选择观测点进行观测。观测点 Point 2 位于轴心微动轨迹中接触压力最大值处而观测点 Point 1 处的间隙表面不发生接触。

图 11 为油膜沿厚度方向以及周向方向温度及黏度分布图,其中 θ 为周向角度坐标,并在图中标识出了最大温度($T_{\max}$)和最小黏度($\mu_{\min}$)的具

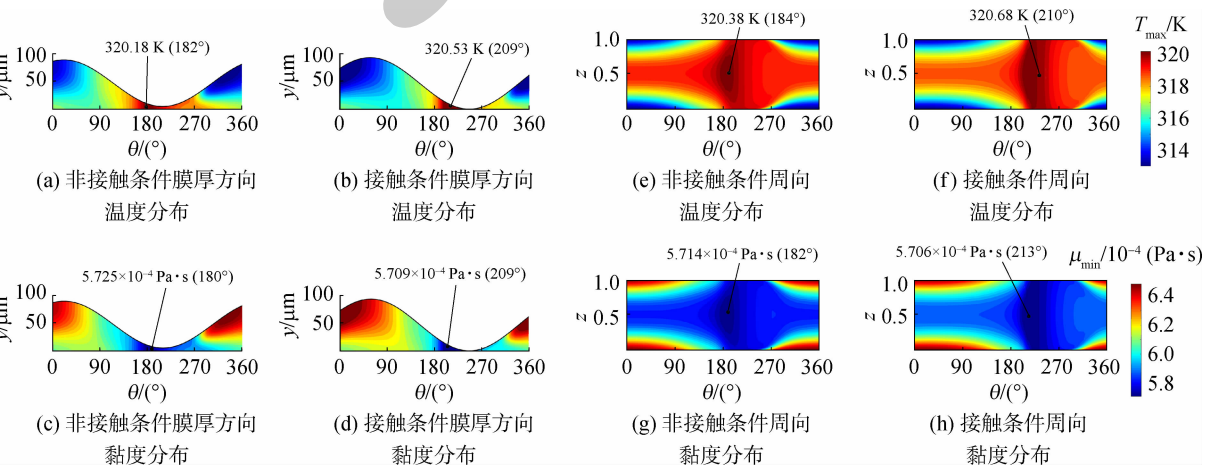


图 11 接触与非接触条件的油膜温度及黏度分布

Fig. 11 Oil film temperature and viscosity distribution at contact and non-contact condition

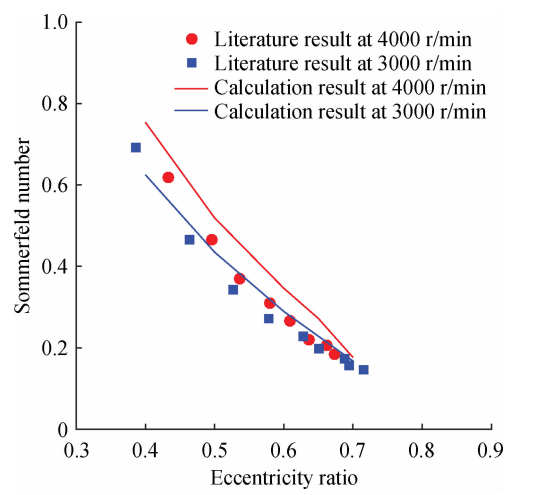


图 10 正确性验证结果

Fig. 10 Correctness verification results

体数值和周向位置。可见在油膜厚度方向温度随油膜厚度的减小而增大。接触状态和非接触状态的最大温度差异较小但发生接触时的最大温度较高。其位置差异较大由 182° 变为 209° 。

周向方向在端面处油膜温度较低接近于环境温度而最大油膜温度出现在轴线处。当表面发生接触时,在最小油膜即最大压力处的油膜温度升高,并且高温区域的面积明显增大,峰值位置差异与膜厚方向的差异相似。由于温度变化油膜黏度也随之产生变化,并且由于温黏反相关系造成黏度分布于温度分布规律相反,最小黏度位置处于最大温度位置。而表面接触造成的高温和高黏度面积变化引起了低黏度和低黏度区域面积相同的变化趋势。

图 12 为轴承间隙内膜厚方向和周向方向的介质流动速度分布。其中,通过图 12(a)和图 12(b)的对比可见在膜厚方向 V 由轴颈转速(20.96

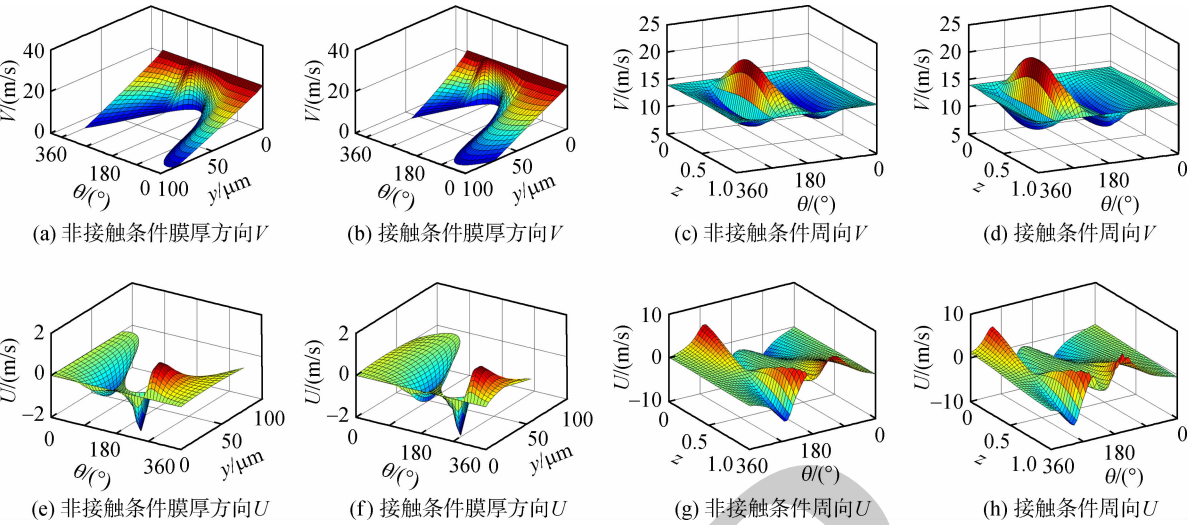


图 12 接触与非接触状态的间隙内介质速度分布

Fig. 12 Velocity of medium flow inside clearance on contact and non-contact condition

m/s)逐渐降低至轴瓦转速(0 m/s),表面接触对该方向速度分布的影响较小;图 12(c)和图 12(d)为不同接触状态下轴承径向方向速度 V 分布图,可见该方向速度呈单峰双谷分布,接触点处和非接触点处的尖峰值和位置分别为 19.09 m/s(278°)和 18.02 m/s(237°);图 12(e)和图 12(f)为膜厚方向速度 U 分布,由于在轴承间隙内周向流动为主导,速度 U 分布变化范围相比于 V 较小。并在最小油膜厚度附近出现了反向速度,该速度的最小值当发生接触时由 1.34 m/s 增至 1.81 m/s;图 12(g)和图 12(h)为轴承径向方向速度 U 分布图,在该图中可见在不同状态下该方向速度的差异较小。为了将接触状态对径向速度分布的影响放大进行进一步分析,图 13 为图 12(c)和图 12(d)中心线以及图 12(g)和图 12(h)两轴向边界处的速度分布曲线,可见由于不同状态轴心处于不同位置造成了油膜厚度分布的差异,这将造成速度曲线向下游移动。并且接触状态可使 V 速度的峰谷值绝对值增大,峰值和谷值分别由 18.02 和 10.75 增至 19.09 和 9.681。同时使得 U 边界速度的变化范围增大,Boundary 1 处的速度变化范围由 (6.591~−5.537) 增至 (7.98~−5.892), Boundary 2 处的速度变化范围由 (6.612~−5.545) 增至 (7.845~−5.516),间隙内介质与外界之间的流动速度增大。

3.4 轴承结构参数的影响

图 14 和图 15 为不同结构参数滑动轴承的最大接触压力和接触时间 t_{con} ,可见当长径比(L/D)增大时接触压力最大值增大。而随着间隙比增大

同样会引起接触压力最大值的增大,同时使由于长径比变化产生的增大趋势加剧,当间隙比(C/R)由 0.2% 增至 0.6% 时最大接触压力的增幅分别 119.21%、139.74% 和 250.53%。间隙比增大和长径比增大同时会降低接触时间。图 16 为不同结构参数轴承的仿真周期内接触观测点处的最大温度,可见总体上当轴承结构参数变化时最大温度值的变化较小,但当间隙比和宽径比的增大时接触状态点最大温度升高。

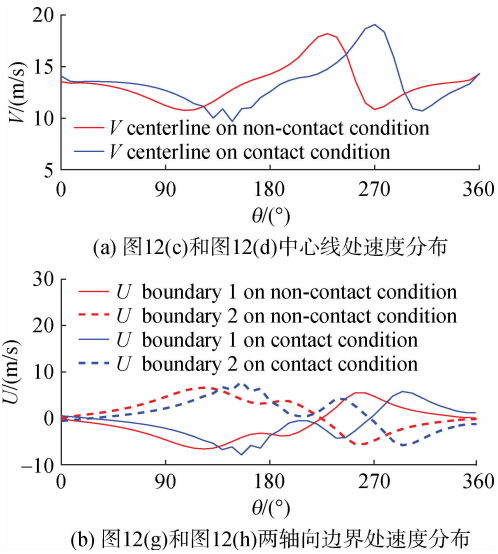


图 13 接触与非接触状态轴承中心线和边界处流速分布

Fig. 13 Velocity distribution of medium flow at bearings centerline and boundary on contact and non-contact condition

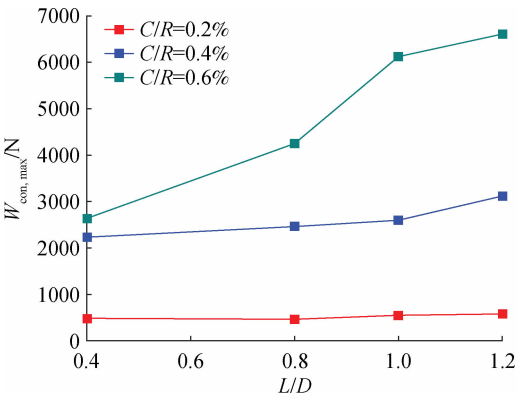


图 14 全局接触力最大值随轴承结构参数的变化
Fig. 14 Globalcontact force for different bearings structure parameter

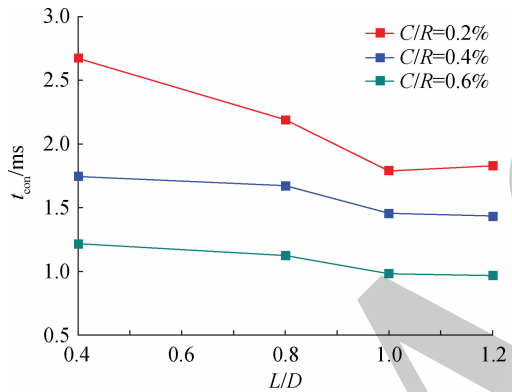


图 15 累积接触时间随轴承结构参数的变化
Fig. 15 Total contact time for different bearings structure parameter

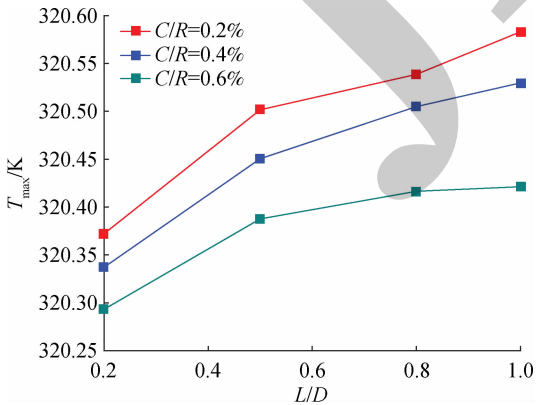


图 16 接触观测点温度最大值随轴承结构参数的变化
Fig. 16 Maximum temperature on contact point for different bearings structure parameter

4 结 论

研究基于 CFD 径向运动分析对齿轮泵瞬态场影响下的轴心径向微动及轴承润滑特性进行数

值分析,得到的结论如下:

1) 由于齿轮泵瞬态压力场随时间变化对径向载荷的波动形状存在影响,齿轮齿数与载荷波动周期具有相关性;

2) 由于瞬态场影响造成的载荷波动不改变轴心轨迹的最终静平衡位置,但会使轴心轨迹的局部不规则性增强。并且破坏了定载接触时的持续接触现象,使轴承间隙表面接触与非接触阶段交替变化状态的现象加剧;

3) 油膜的最高温度和最低黏度出现在轴线的最小油膜厚度位置处,并且接触状态下最大温度增大,径向高温区域面积增大,同时黏度变化与温度呈反相关系。轴承处于接触状态的高温低黏现象加剧使轴承润滑条件变差,不利于轴承的可靠性要求。此外固体接触会使油膜厚度方向的速度 U 分布峰值以及径向端面边界处速度 U 变化范围增大,并使径向速度 V 分布峰谷值增大。

参考文献:

[1] COSTA L, MIRANDA A S, FILLON M, et al. An analysis of the influence of oil supply conditions on the thermohydrodynamic performance of a single-groove journal bearing[J]. Journal of Engineering Tribology, 2003, 217(2), 133-144.

[2] 黎伟,汪久根,王庆九,等. 多瓦可倾瓦径向滑动轴承热弹流润滑分析[J]. 润滑与密封, 2012, 37(9): 5-9.

LI Wei, WANG Jiugen, WANG Qingjiu, et al. Thermoelastohydrodynamic lubrication analysis on multi-tilting-pad journal bearing[J]. Lubrication Engineering, 2012, 37(9): 5-9. (in Chinese)

[3] BAGHERI M, AKBARZADEH S, TIKANI R, et al. Thermohydrodynamic analysis of foil journal bearings using differential quadrature method [J]. Journal of Engineering Tribology, 2016, 230(5): 561-570.

[4] SOLGHAR A A, GANDJALIKHAN N S A. Thermohydrodynamic behaviors of finite journal bearings with cavitation [J]. Mécanique and Ustries, 2011, 12(1): 5-15.

[5] 朱少禹,孙军,李彪,等. 计及轴颈倾斜的径向滑动轴承端流润滑分析[J]. 摩擦学学报, 2019, 39(2): 235-247.

ZHU Shaoyu, SUN Jun, LI Biao, et al. Analysis of turbulent lubrication of misaligned journal bearing[J]. Tribology, 2019, 39(2): 235-247. (in Chinese)

[6] 段京华,孙军. 计及表面形貌和热效应的燃油泵滑动轴承润滑分析[J]. 机械设计, 2016, 33(6): 1-5.

DUAN Jinghua, SUN Jun. Lubrication analysis of fuel pump journal bearing considering surface topography and thermal effect[J]. Journal of Machine Design, 2016, 33(6): 1-5. (in Chinese)

[7] 富彦丽,马希直,朱均. 圆轴承三维热流体动力润滑的研究[J]. 航空动力学报, 2002, 17(4): 469-474.

FU Yanli, MA Xizhi, ZHU Jun. Three-dimensional thermohydrodynamic analysis of circular journal bearing[J]. Journal of Aerospace Power, 2002, 17 (4): 469-474. (in Chinese)

[8] 张传伟,李东升,古乐,等.精密 H 型气体轴承的动态起动接触行为分析[J].机械工程学报,2018,54(6):18-24.

ZHANG Chuanwei, LI Dongsheng, GU Le, et al. Dynamic contact behaviors of precision H-type air bearings during startup process[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(6): 18-24. (in Chinese)

[9] GU C X, MENG X H, ZHANG D, et al. A transient analysis of the textured journal bearing considering micro and macro cavitation during an engine cycle[J]. Journal of Engineering Tribology, 2017, 231(10): 1289-1306.

[10] CUI S H, GU L, FILLON M, et al. The effects of surface roughness on the transient characteristics of hydrodynamic cylindrical bearings during startup[J]. Tribology International, 2018, 128: 421-428.

[11] DU R L, CHEN Y L, ZHOU H, et al. Numerical analysis of the lubricating gap between the gear shaft and the journal bearing in water hydraulic internal gear pumps[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 2018, 232(12): 2297-2314.

[12] 符江锋,李华聪,樊丁,等.一种自冷却结构燃油泵滑动轴承润滑特性分析[J].北京航空航天大学学报,2018,44(10):2052-2062.

FU Jiangfeng, LI Huacong, FAN Ding, et al. Lubrication characteristics analysis of a type of self-cooling structure fuel pump sliding bearings[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2018, 44 (10): 2052-2062. (in Chinese)

[13] 符江锋,李昆,李华聪,等.基于润滑特性仿真的燃油泵滑动轴承优化设计[J].摩擦学学报,2018,38(5):512-520.

FU Jiangfeng, LI Kun, LI Huacong, et al. Optimization design of fuel pump sliding bearing based on the analysis of lubrication characteristics[J]. Tribology, 2018, 38(5): 512-520. (in Chinese)

[14] MO J, GU C, PAN X, et al. Experimental and numerical study of the influence of loading direction on the lubrication and cooling of self-circulating oil bearing system applied in internal gear pumps[J]. Journal of Engineering Tribology, 2018, 232(4): 415-426.

[15] MO J, GU C, PAN X, et al. A thermohydrodynamic analysis of the self-lubricating bearings applied in gear pumps using computational fluid dynamics method[J]. Journal of Tribology, 2018, 140(1): 011102. 1-011102. 9.

[16] LORENZ N, OFFNER G, KNAUS O. Fast thermo-elastohydrodynamic modeling approach for mixed lubricated journal bearings in internal combustion engines[J]. Journal of Engineering Tribology, 2015, 229(8): 962-976.

[17] SANG M C, KHONSARI M M. Wear simulation for the journal bearings operating under aligned shaft and steady load during start-up and coast-down conditions[J]. Tribology International, 2016, 97: 440-466.

[18] LEE S C, REN N. Behavior of elastic-plastic rough surface contacts as affected by surface topography, load, and material hardness[J]. Tribology Transactions, 1996, 39(1): 67-74.

[19] FERRON J J, FRENE J J, BONCOMPAIN R R. A study of the thermohydrodynamic performance of a plain journal bearing comparison between theory and experiments[J]. Journal of Lubrication Technology, 1983, 105 (3): 422-428.

(编辑:张 雪)