

高速角接触球轴承腔内气液两相流模拟分析

刘红彬, 刘公平, 王海洋, 李云彬
(河南科技大学 机电工程学院, 河南 洛阳 471003)

摘 要: 基于轴承腔内气液两相流流动模型,采用VOF方法和MRF模型对高速角接触球轴承简化模型内润滑油的流动特性进行数值计算,获得腔内速度、压力以及润滑油分布情况。分析轴承转速和润滑油进口流量等参数对油液体积分数的影响,以及轴承腔内润滑油的流动轨迹和润滑油进入腔内的影响机理。结果表明:轴承高速转动阶段,润滑油在滚动体和保持架的搅动作用,在腔内局部形成漩涡不利于润滑油的流动;轴承腔内两相流场的环间压力具有周期性特点,喷射润滑油很难穿过环间压力进入腔内;腔内油液体积分数随轴承转速的升高而降低,随供油量的增加而增加,呈非线性关系;喷射角度对环间油液体积分数和滚道油液体积数的影响很大,选择合适的喷射角度能够得到更好的润滑效果。该研究结果对高速轴承润滑设计提供了一定的参考依据。

关 键 词: 轴承腔; 气液两相流; VOF模型; 喷射角度; 油液体积分数

中图分类号: V233.4⁺ 53; TH133.33

文献标志码: A

Numerical simulation of two-phase air/oil flow in high speed angular contact ball bearing chamber

LIU Hongbin, LIU Gongping, WANG Haiyang, LI Yunbin

(School of Mechanical and Electrical Engineering,
Henan University of Science and Technology, Luoyang Henan 471003, China)

Abstract: Based on the model of gas liquid two-phase flow of lubrication oil in bearing chamber, the flow characteristics of the lubricating oil in the simplified model of the high-speed angular contact ball bearing chamber were calculated by volume of fluid (VOF) method and moving reference frame (MRF) model, the velocity, pressure and distribution of lubricant oil were obtained. Then the influence of the rotational speed of the bearing and lubricating oil inlet flow parameters such as the impact on the oil volume fraction were analyzed. The flow path of the lubricating oil in the bearing chamber, and the influence mechanism of the lubricating oil into the cavity were discussed. The results showed that at the bearing high-speed rotating stage, with the agitation of the lubricant and the cage was formed in the chamber. The two phase flow field in the bearing chamber between the bearing rings pressure had the periodic characteristics, spray lubricating oil was difficult to enter the cavity through the pressure between rings. The volume fraction of the oil in the chamber nonlinear decreased with the increase of the bearing speed, and increased with oil supply. Injection an-

收稿日期:2017-04-24

基金项目:国家自然科学基金(U1404517);清华大学国家重点实验室开放基金(SKLTkf13A03)

作者简介:刘红彬(1974—),男,副教授,博士,主要从事轴承润滑及力学性能分析研究。

引用格式:刘红彬,刘公平,王海洋,等.高速角接触球轴承腔内气液两相流模拟分析[J].航空动力学报,2018,33(5):1103-1111.

LIU Hongbin, LIU Gongping, WANG Haiyang, et al. Numerical simulation of two-phase air/oil flow in high speed angular contact ball bearing chamber[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(5): 1103-1111.

gles had a great influence on the bearing chamber and bearing raceway of the oil volume fraction, and choosing the appropriate angle can get better lubricating effect. The results of this study provide some reference for the design of high speed bearing oil spray lubrication system.

Key words: bearing chamber; air/oil two-phase flow; volume of fluid (VOF) model; injection angle; oil volume fraction

角接触球轴承能同时承受径向和轴向载荷,并且具备优良的速度性能,广泛的应用于航空发动机主轴、精密仪表、高速纺纱锭等机械零部件。其稳定的工作状态对系统整体的运动性能至关重要。由于喷油润滑技术结构上更容易实现,且具有良好的润滑效果^[1]。因此被广泛应用于高速角接触球轴承。由于轴承的高速旋转,进入轴承腔的润滑油受到滚动体、保持架搅拌作用及自身离心力的作用,与腔内空气形成气液共存的流动状态,即气液两相流动。气液两相流在轴承腔内的流动和分布对轴承的润滑性能和使用寿命有着重要影响,因此,研究气液两相流对高速角接触球轴承润滑特性显得尤为重要。

近年来,国内外学者在轴承腔两相流领域展开一系列研究工作。Glahn 和 Wittig^[2-3]研究了相界面剪应力、重力以及热量传递过程对轴承腔内油膜运动特性的影响。Oh 等^[4]对轴承腔内气流流型作了分析。Coe 等^[5]发现轴承腔内油液体积分数在 2%~3%时,轴承温升的计算结果与试验结果比较接近。Hadden 等^[6]通过大量的试验研究推荐使用油液体积分数为 5%以下对轴承的润滑和散热效果比较好。Wu 等^[7]研究了不同润滑参数及预紧状态下的高速滚动轴承主轴温升变化。吴昊天等^[8-9]通过分析轴承腔内几种不同的流型,得到润滑油出口速度和压力等参数的变化规律。Chen 等^[10]探究了航空发动机轴承腔内气液两相流场中液滴的变形和运动。胡继斌等^[11]对喷油润滑的滚动轴承内部气液两相流进行了数值仿真,结果对优化喷射润滑装置、减小阻力损失、增强润滑冷却效果提供了依据。这些研究成果对于认识轴承腔内气液两相流动具有重要的意义。然而,对于高速滚动轴承环间喷油润滑的研究很少见到报道,目前的研究主要集中在润滑参数的确定,油膜的形成和分布、液滴的产生和运动^[2-3,10,12-13]。对轴承内部的气液两相流动还缺乏一定的认识。

本文以 7306 角接触球轴承为研究对象,采用 VOF 方法追踪气液相界面和多重坐标系 MRF

(moving reference frame)描述轴承各部件的运动,分析轴承腔内润滑油的流动轨迹、影响润滑油进入腔内的原因及油液体积分数随轴承转速和润滑油进口流量等参数的变化规律。为改善滚动轴承在高转速下的喷油润滑提供理论依据。

1 数学模型和控制方程

高速角接触球轴承虽然处于气液两相流动状态,但是腔内流动近似认为有两种不相容且不可压缩流体构成的流动系统,各相依然满足流体基本控制方程。本文采用 VOF 方法引入一个变量 φ ,即计算单元里相的体积分数(本文空气为第一相,润滑油为第二相)。若 $\varphi_1=0$,则该单元全部为空气,若 $\varphi_1=1$,则该单元全部为油液所占据; $0<\varphi_1<1$,则该单元处于气液交界面处,单元内为气液两相流体;在每个控制体积内,两相的体积分数的和为 1^[14]。

1.1 VOF 两相流动基本方程

相体积分数 φ 成为描述两相流分布状态的重要参数,其体积分数方程表示为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\varphi_1\rho_1)+\nabla\cdot(\varphi_1\rho_1\mathbf{v}_1)=S_{a1}+(\dot{m}_{g1}-\dot{m}_{lg}) \tag{1}$$

动量方程取决于属性 ρ 和 μ 的两相体积分数,其动量方程表示为^[15]

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho}\mathbf{v})+\nabla\cdot(\bar{\rho}\mathbf{v}\mathbf{v})=-\nabla p+\rho\mathbf{g}+\mathbf{F}_{vol}+\nabla\cdot[\bar{\mu}(\nabla\mathbf{v}+\nabla\mathbf{v}^T)] \tag{2}$$

由于腔内的滚动体和保持架都是高速旋转状态,气液两相流体都处在湍流流动状态,采用 $k-\epsilon$ 湍流运动来模拟计算。在模型中, k 和 ϵ 是两个未知量,与之对应的输运方程为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k)+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+G_k-\rho\epsilon-Y_m+G_b+S_k \tag{3}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + G_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - G_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \quad (4)$$

以上各式中: φ 为相体积分数, φ_l 为油液体积分数, t 为时间, ρ 为密度, p 为压力, $\mathbf{v}$ 为速度矢量, $\mathbf{g}$ 为重力加速度矢量, $\mathbf{F}_{\text{vol}}$ 为体积力矢量, μ 为动力黏度, $\dot{m}_{gl}$ 为气相到液相的质量输送, $\dot{m}_{lg}$ 为液相到气相的质量输送, S_{al} 为源项, 符号 ∇ 为散度, 上标 T 为矩阵转置, 下标 l 为液相, g 为气相, G_k 为平均速度梯度引起的湍动能 k 的产生项, G_b 为浮力引起的湍动能 k 的产生项, Y_m 为可压缩湍流中脉动扩张的贡献, $G_{1\epsilon}$ 和 $G_{2\epsilon}$ 为经验常数, $C_{3\epsilon}$ 为可压缩流体流动计算中与浮力有关的系数, σ_k 和 σ_ϵ 是湍动能 k 和耗散率 ϵ 对应的湍流普朗特数, S_k 和 S_ϵ 为自定义源项。其取值参见文献[16]。

1.2 MRF 模型

高速角接触球轴承在高速运转中, 轴承内圈、保持架及滚动体都以各自的速度进行公转, 喷嘴位置是固定不动的, 为了准确地模拟轴承腔内的运动形式, 采用两套坐标系进行运动描述, 即多重坐标系 MRF 方法。

喷嘴和轴承外圈静止不动, 使用惯性坐标系; 轴承腔内流体域高速旋转, 使用旋转坐标系。设旋转流域以角速度 ω 转动, 则矢量位置为 $\mathbf{r}$ 处的点在旋转坐标系下的相对速度 $\mathbf{v}_r$ 与该点固定坐标系下的绝对速度 $\mathbf{v}$ 之间的关系可表示为

$$\mathbf{v} = \mathbf{v}_r + \omega \times \mathbf{r} \quad (5)$$

旋转坐标系内流体的质量、动量及能量守恒方程可描述为^[17]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v}_r) = 0 \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \mathbf{v}_r) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v}_r \mathbf{v}_r) + \rho(2\omega \times \mathbf{v}_r + \omega \times \omega \times \mathbf{r}) = -\nabla P + \nabla \cdot [\mu(\nabla \mathbf{v} + \nabla \mathbf{v}^T)] + \mathbf{F} \quad (7)$$

式中 $\omega \times \mathbf{v}_r$ 和 $\omega \times \omega \times \mathbf{r}$ 分别表示由相对旋转运动而附加的科氏加速度和向心加速度项。

1.3 几何模型及网格划分

采用型号为 7306 角接触球轴承为研究对象, 其结构参数分别为: 轴承外径 $D=72\text{ mm}$, 轴承内径 $d=30\text{ mm}$, 轴承宽度 $B=19\text{ mm}$, 接触角 $\alpha=40^\circ$, 轴承滚动体个数 $Z=12$ 。为了在有限的计算资源的情况下进行更精确的计算, 需要对模型进行简化, 内外圈只保留了内壁, 滚动体与保持架需

进行了壳化; 在轴承模型中加入喷嘴的简化模型, 几何模型如图 1 所示。喷嘴径向位置根据前期研究结果确定^[18], 在小端面无量纲径向坐标 0.25 处; 喷嘴角度与轴线夹角为 45° , 喷嘴直径为 1 mm, 喷嘴长度为 3.2 mm。

实体模型导入 ICEM CFD(integrated computer engineering and manufacturing code for computational fluid dynamics) 中, 尽管通过模型简化, 轴承内部结构不规则, 划分结构网格比较困难, 故采用非结构四面体网格进行划分, 喷嘴、游隙以及滚动体附近进行局部加密, 整体模型网格数量为 2867328, 单周期模型网格数为 314542, 网格模型如图 2 所示。

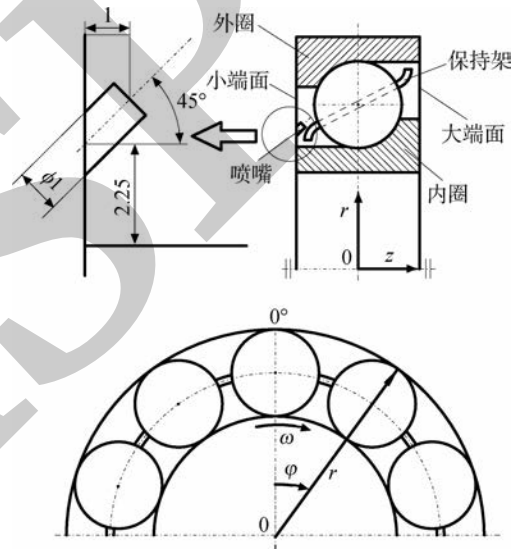


图 1 轴承结构简化图和喷嘴位置(单位:mm)
Fig.1 Simplified diagram of bearing structure and nozzle location (unit:mm)

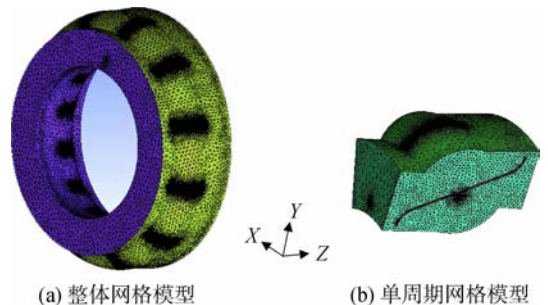


图 2 两种网格模型示意图
Fig.2 Schematic diagram of two mesh model

1.4 边界条件及求解方法

喷嘴入口采用质量流量边界条件, 根据前期气相流研究结果得到轴承小端面气流压力比大端

面气流压力小,有利于润滑油的进入,因此,设置小端面为压力进口边界条件,大端面为压力出口边界条件。利用壁面函数模拟近壁面区湍流运动,壁面为无滑移边界。喷嘴固定,轴承腔内流体区域使用旋转坐标系,相对喷嘴以一定的角速度旋转,分别对保持架、内圈、滚动体施加相应的公转及自转运动边界,其中滚动体和保持架的公转速度为^[19]

$$n_m = \frac{n_i}{2} \left(1 - \frac{D_r \cos \alpha}{d_m} \right) \tag{8}$$

式中 n_i 为内圈转速, D_r 为滚动体直径, α 为接触角, d_m 为轴承节圆直径。

VOF 模型中空气为不可压缩相,设为主相;润滑油为不可压缩相,设为次相;温度设为默认,相关参数如表 1 所示。

表 1 计算参数

Table 1 Parameters of calculation

参数	主相 (空气)	次相 (60CST 汽轮机油)
密度/(kg/m ³)	1.225	876
黏度/(Pa·s)	1.79×10^{-5}	0.05877

其他边界条件为近壁面处采用标准壁面函数法,其余壁面设为绝热、固壁、无滑移边界,转速按照高速滚动轴的设计工况给定。在 FLUENT 平台下,采用 2 阶迎风格式离散动量方程、湍流方程,压力项则采用 PRESTO! (pressure staggering option) 格式离散,相体积分数采用几何重构格式离散。然后运用 PISO (pressure implicit split-operator) 算法对离散后的代数方程进行求解。当残差值下降到 10^{-4} 以下或进出口净通量达到 0.1% 左右时收敛。

2 结果与分析

2.1 轴承环间两相流场压力特性

轴承环间两相流场的压力是分析轴承喷油润滑穿透机理的重要参数。图 3 给出了转速为 10^4 、 5×10^4 、 10^5 r/min 时环间周向压力变化曲线图。喷嘴所在位置方位角 α 取为零,具体位置为图 1 中 0° 所在的截面。以润滑油流动方向为正方向,沿着圆周每隔 10° 取一个截面,求其加权平均数的压力值。在转速为 10^4 r/min 时,可以明显看到轴承环间压力基本处于一个大气压下,则说明此时压力对润滑油的进入影响不大;随着转速

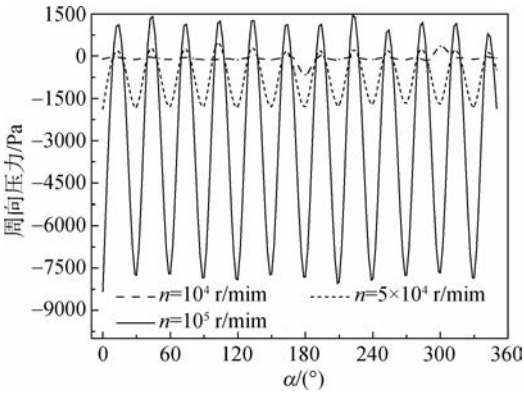


图 3 轴承环间周向压力

Fig. 3 Circumferential pressure between rings

的升高,各个位置处的压力开始出现波动。同时,压力峰值随着转速的增大而逐渐升高,特别是对于正压值的升高,会更不利于润滑油进入润滑区域。因此,对于较低转速时,轴承环间周向压力变化很小,可忽略;较高转速时,其呈现周期性波动,对润滑油进入的影响不可忽视。

2.2 轴承腔内油液分布

图 4 为转速为 10^5 r/min,喷油量为 3 L/min 时不同时间段油液体积分数分布云图,图中 φ_l 表示油液体积分数。经高压从喷嘴喷出的润滑油在初始阶段润滑油沿着轴承壁面呈线状运动,在喷嘴附近区域的油液体积分数较大。见图 4(a)。随着喷油时间的增加油液进入量也在增加,在离心的作用下润滑油在轴承外圈分布比较均匀,一部分呈现液滴状,一部分连成带状,形成油膜。见图 4(b)。在 0.00945 s 时,轴承已经旋转一周,油液在轴承环间仍有一部分可以连成带状,以油膜的形式对轴承进行润滑。见图 4(c)。

2.3 轴承转速和供油量对轴承腔内油液体积分数的影响

轴承转速和供油量是影响轴承腔内油液体积分数的因素。图 5 是稳态下不同转速时喷油量 q_v (L/min) 对轴承环间油液体积分数 φ 的影响。随着喷油量 q_v 的增大,油液体积分数 φ 呈非线性增加, $n=10^4$ r/min 时喷油量为 $q_v=7$ L/min 时轴承环间油液体积分数基本达到 2%, 3×10^4 r/min 以下随着喷油量的增加油液体积分数基本都能达到 2%。而在转速 3×10^4 r/min 以上再提高喷油量轴承环间油液体积分数增加不明显。因此,在较低转速时通过提高喷油量可以有效提高轴承环间油液体积分数,但随着转速的提高,通过提高喷油量轴承环间的油液体积分数提高并不明

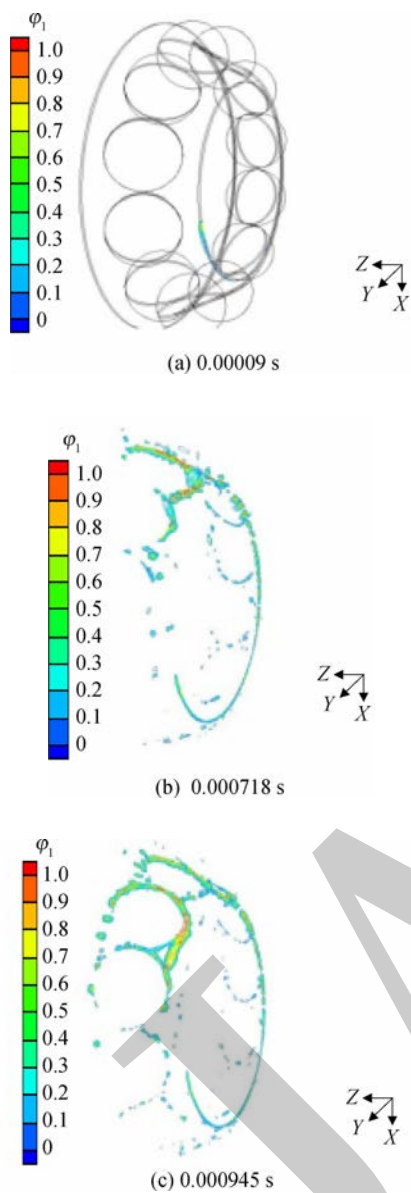


图 4 不同时间点油液体积分数分布图

Fig. 4 Oil volume fraction at different time points

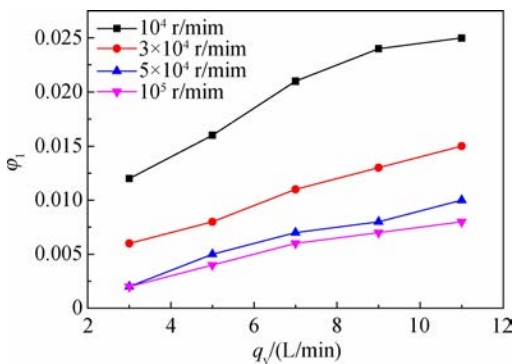


图 5 供油量对油液体积分数的影响

Fig. 5 Influence of oil supply on the oil volume fraction

显,则需要通过其他方式进行提高。这里主要考虑喷油参数中喷油量对轴承环间油液体积分数的影响。

图 6 描述了转速对油液体积分数的影响。在图中显示低速阶段随着供油量的增加,腔内油液体积分数也在增加;高转速阶段腔内润滑油体积分数的变化差别较小,且均随着转速的增大而减小,最终趋于稳定。油液体积分数过小,主要是气流的切向速度使得润滑油大部分聚集在轴承小端面做周向运动,形成气帘效应。这部分润滑油极易受离心力的作用从轴承小端面甩出去,故进入轴承环间的润滑油过少。另外,喷油量 $q_v=3\text{ L/min}$ 时油液体积分数 ϕ 在转速为 10^4 r/min 只有 1.2%,未达到理想的油液体积分数,说明 3 L/min 的喷油量过小。然而,随着初始喷油量的增加,油液体积分数增加很不明显,在喷油量 $q_v=7\text{ L/min}$ 时转速为 10^4 r/min 的油液体积分数增加到 2.1%。可见喷油润滑初始阶段的喷油量对稳态时轴承腔内油液体积分数有一定的影响。

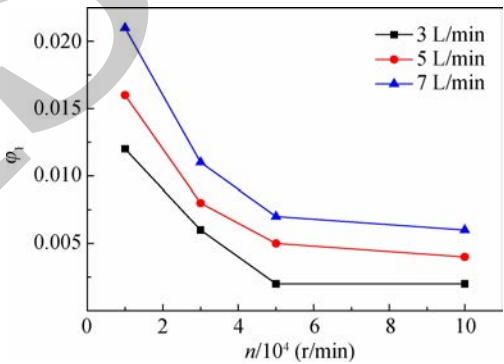


图 6 转速对油液体积分数的影响

Fig. 6 Influence of rotating speed of the oil volume fraction

2.4 喷射角度对轴承腔内油液体积分数的影响

喷射角度是指喷嘴与轴承轴线之间所成的角度,具体位置见图 1。为了验证喷射角度对喷油润滑的影响,在轴承转速为 10^5 r/min 时小端面径向无量纲 0.25 处,建立了喷嘴与轴承轴线不同夹角(喷嘴向上规定为正,向下规定为负)的网格模型进行分析,其中喷嘴直径为 2 mm,供油量为 3 L/min。由于整体模型网格数量太多,在有限的计算资源计算十分困难,故完成一个整体模型后对模型简化处理,采取 1/12 个模型进行计算分析,模型只包含一个滚动体,两个切面设置为旋转周期边界条件,其他设置与整体模型相同。

图 7 给出喷射角度为 -45° 、 0° 、 30° 时的油液流线图。通过分析不同喷射角度的流线图可以看出喷射角度为 0° 和 30° 在环间气流的影响,喷嘴喷出的润滑油随着气流做周向运动,但由于受到保持架的阻碍较小,油液进入轴承环间相对较多; -45° 及以下喷射角度由于喷射角度偏下,在重力和保持架阻碍作用下,油液只能贴着保持架运动,仅有少量进入滚动体和外圈之间的有效润滑区域,基本上起不到润滑作用。

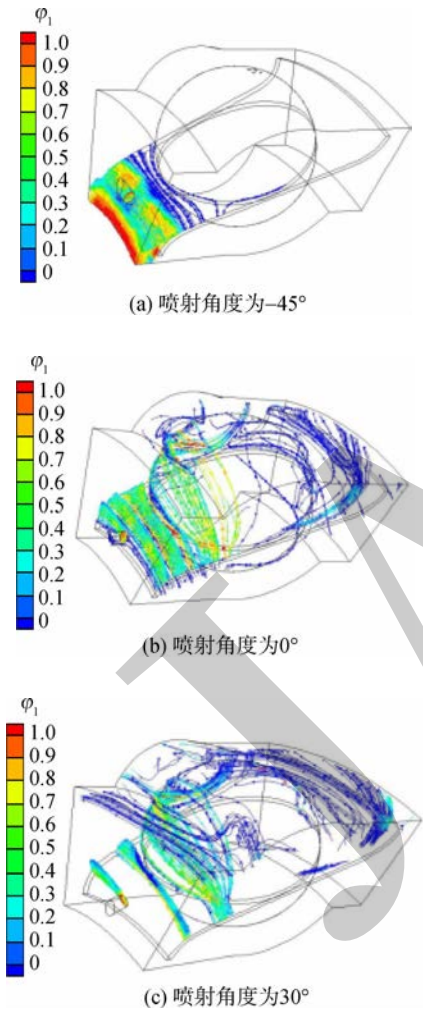


图 7 油液流线图
Fig. 7 Oil flow diagram

为进一步观察油液进入环间后的分布情况,提取轴承外圈滚道的油相云图,见图 8,其中图 8 (a)~图 8(c) 对应的喷射角度分别为 -30° 、 0° 、 30° 。在 -30° 、 0° 时,轴承外圈滚道里只有少量的油液,且都是成点状分布,无法形成油膜,润滑效果不好。 30° 时滚道内油液分布比较多,且一部分在滚道中形成油膜,对滚动体的润滑和散热起到有效的作用。

图 9 给出转速为 10^5 r/min 供油量 3L/min 时腔内油液体积分数和外圈滚道内油液体积分数随喷射角度变化图。从图中能清楚的反映出润滑油在轴承腔内的体积分数变化。随着喷射角度的增大,腔内润滑油的体积分数也不断增大,但增长速度比较缓慢且都在 2% 以下;当喷射角度为 30°

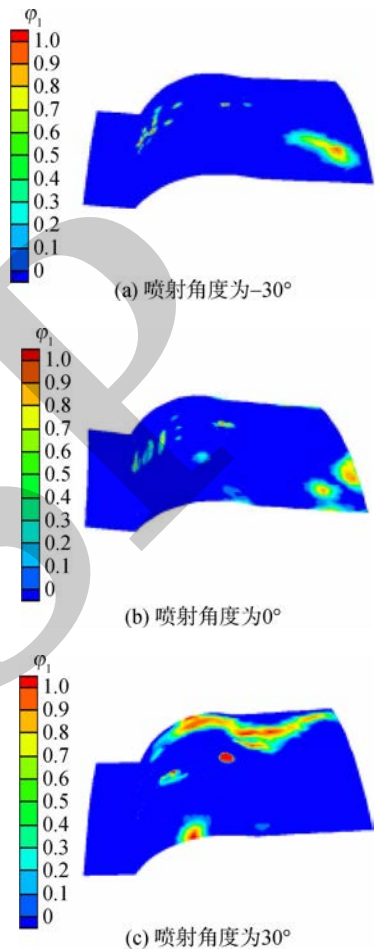


图 8 不同喷射角度外圈滚道油相云图分布
Fig. 8 Distribution of oil phase cloud in outer raceway of different injection angles

时,腔内润滑油体积分数最高;随后,润滑油体积分数随喷射角度的增大反而降低,主要是环间气流比较大,带动润滑油做周向运动不易进入轴承腔内,从而导致喷射角度为 45° 之后的腔内润滑油体积分数下降。

从图 9 中可以发现喷射角度为负时,外滚道里油液体积分数比较低,随着角度的增大,油液体积分数随着增加,这是由于保持架对润滑油的阻碍减少,进入环间的润滑油增多;当喷射角度为 30° 时,外滚道油液体积分数达到最高,此后,油液体积分数随着角度的增大而降低,主要因为滚动体与外滚道之间的区域沿轴方向受到周围高压区

域的影响,不利于润滑油进入该区域。经过以上分析,喷射角度为 30° 时轴承环间油液体积分数最高,进入外滚道里的油液最多,起到润滑作用效果最好,因此可选择喷射角度为 30° 作为后续研究的理论依据。

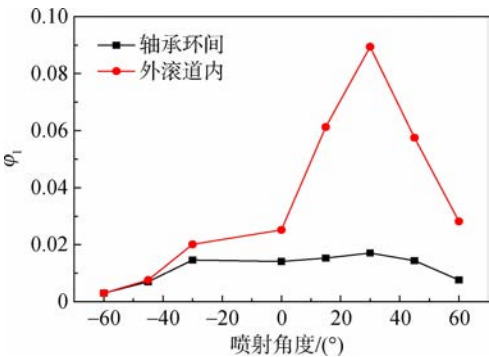


图 9 油液体积分数随喷射角度的变化图
Fig. 9 Variation of oil volume fraction with injection angle

3 试验验证

3.1 试验样品的选择

本试验采用 LYC7306BECBM 角接触球轴承为试验轴承。轴承参数:内径 $d=30\text{ mm}$, 外径 $D=72\text{ mm}$, 宽度 $B=19\text{ mm}$, 接触角 $\alpha=40^{\circ}$, 基本额定动载荷 $C_r=31.0\text{ kN}$, 静载荷 $C_0=19.3\text{ kN}$ 。采用 60CST 汽轮机油作为轴承润滑剂。

3.2 试验条件及方法

本试验是在改进后的 BGT-1A 型轴承性能试验机上进行的,通过对润滑系统的改进使其满足实验要求。图 10 为试验机的改进装置图。

试验主要验证轴承转速和供油量对轴承环间油液体积分数的影响,并与仿真结果做对比,验证仿真结果的正确性。轴承由于自身高速运转会对试验系统产生较为剧烈的振动,因此需要施加一定的初始载荷保证轴承运转平稳。经过反复试验,测得最佳的轴向载荷是 50 N ,径向载荷是 100 N 。喷嘴的设计可以上下移动,改变喷射角度。

图 11 为喷油润滑系统原理图,首先,将试验轴承在较低转速下磨合 12 h (工况条件: $n=1000\text{ r/min}$, $q_v=0.07\text{ L/min}$)。然后,调整至规定的 n 和 q_v ,等轴承运行稳定后喷射润滑油,观察回油流量计的变化,当回油流量计 1 微动时,记录各流量计数值。然后每隔 1 min 记录一次进油管道流量和回油管的流量,直到进口流量值和出口流量值相等时停止测量。每种工况下共记录 10 次。



图 10 轴承试验机改进装置图
Fig. 10 Installation drawing of improved bearing testing machine

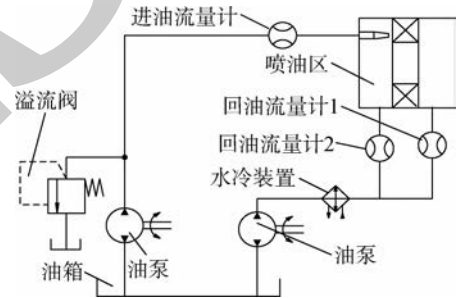


图 11 喷油润滑系统原理图
Fig. 11 Schematic diagram of the oil lubrication system

采用样本均值的方法进行数据处理,进口流量计与回油流量计 1 微动时两回油流量计值的差值就是喷入轴承环间润滑油的流量。表 2 给出了不同转速下腔内润滑油量的变化。轴承环间润滑油量

表 2 不同转速下腔内润滑油量
Table 2 Lubricating oil amount in chamber at different speeds

轴承及腔内参数		数值			
轴承转速/ 10^4 (r/min)		1.0	1.6	1.8	2.1
轴承腔体积/ mm^3		11 021.4	11 021.4	11 021.4	11 021.4
环间润滑油量/ mL		0.1528	0.1278	0.1072	0.1044

占轴承腔体积的百分比即轴承环间的油液体积分数(实验结果如图 12 曲线所示)。

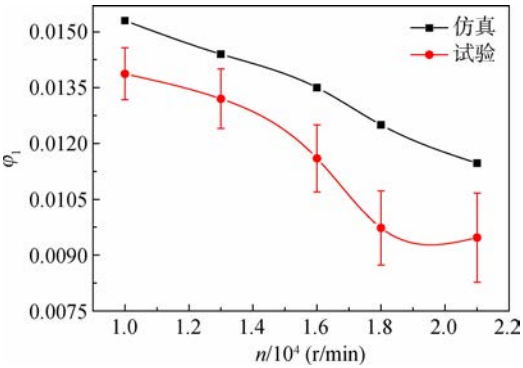


图 12 轴承环间油液体积分数随转速的变化试验与仿真对比

Fig. 12 Comparison of experiment and simulation of variation of oil volume fraction between bearing rings with rotating speed

3.3 试验结果及分析

受试验机极限转速($n=1.5\times10^4$ r/min)的限制,只能与仿真条件转速在 2.25×10^4 r/min 以下的结果进行对比。图 12 给出了在供油量 $q_v=5$ L/min 时油液体积分数随转速的变化图,并与仿真得到的结果进行对比。发现试验得到的数据比仿真数据略小,其原因是回油管道上的流量计 2 记录了一部分从轴承腔内甩出的油液,导致记录的腔内油液比实际偏低,但仿真和试验的趋势基本一致,且误差相对较小,因此从试验的角度验证了仿真结果的正确性。

图 13 给出了不同转速下油液体积分数随喷

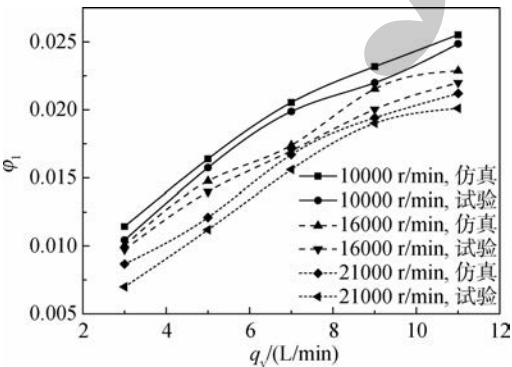


图 13 轴承环间油液体积分数随喷油量变化的试验与仿真对比

Fig. 13 Comparison of experiment and simulation of variation of oil volume fraction between bearing rings with oil injection quantity

油量的变化图,由试验结果可知,随着喷油量的增大,油液体积分数呈非线性增加,转速越高,油液体积分数越小,当喷油量增加到一定量时,油液体积分数不再增加。这与仿真得出的结果在趋势上基本一致,但试验结果在数值上比仿真结果略小,原因同上,这里不再赘述。

通过以上分析,得到了转速、喷油量与轴承环间油液体积分数的关系曲线,数值计算结果与试验测得数据尽管有些偏差,但趋势基本一致。故本文所使用的数值分析方法是正确的,仿真结果是有效的。

4 结 论

- 1) 本文利用 VOF 模型和 MRF 方法,实现高速角接触球轴承腔内气液两相流的瞬态模拟。简要的分析了腔内润滑油的分布和运动情况。
- 2) 轴承环间两相流场的环间压力具有周期性的特点,主要是因为润滑油进入量较少,环间压力仍以气体的压力特点为主。润滑油在运动过程中自身能量损失以及端面气流的影响使得其无法通过该高压区域而到达润滑区域。
- 3) 轴承腔内油液体积分数随轴承转速的升高而降低,随喷油量增加而增加,并呈非线性关系;与试验结果基本一致,间接验证了仿真结果的正确性。
- 4) 喷射角度对轴承腔内油液体积分数有一定的影响,喷射角度为 30° 时,轴承环间和滚道内润滑油的体积分数最高,对轴承润滑和散热效果最好,所以选择合适的喷射角度可以增加腔内油液体积分数。

参考文献:

[1] PINEL S I, SIGNER H R, ZARETSKY E V. Comparison between oil-mist and oil-jet lubrication of high-speed, small-bore, angular-contact ball bearings [J]. Tribology Transactions, 2001, 44(3): 327-338.

[2] GLAHN A, WITTING S. Two-phase air/oil flow in aero-engine bearing chambers; assessment of an analytical prediction method for the internal wall heat transfer [J]. Internal Journal of Rotating Machinery, 1999, 5(3): 155-165.

[3] GLAHN A, WITTING S. Two-phase air/oil flow in aero-engine bearing chambers; characterization of oil film flows [J]. Journal of Engineering for Gas and Turbines Power, 1996, 118(7): 578-583.

[4] OH I S, KIM D, HONG S W, et al. Three dimensional air flow patterns within a rotating ball bearing [J]. Advanced

Science Letters,2013,19(8):2180-2183.

[5] COE H H,ZARETSKY E V. Predicted and experimental performance of jet-lubricated 120-millimeter-bore ball bearings operating to 2. 5 million DN [R]. NASA TP-1196,1978.

[6] HADDEN G B,KLECKNER R J,RAGEN M A,et al. Steady state and transient thermal analysis of a shaft bearing system including ball, cylindrical, and tapered roller bearings [R]. NASA CR-165365,1981.

[7] WU C H,KUNG Y T. A parametric study on oil/air lubrication of a high-speed spindle[J]. Precision Engineering, 2005,29(2):162-167.

[8] 吴昊天,陈国定. 航空发动机轴承腔润滑的气液两相均匀流研究[J]. 摩擦学学报,2007,27(1):78-82.

WU Haotian,CHEN Guoding. Homogeneous flow of two phase gas/liquid flow in aero-engine bearing chamber[J]. Tribology,2007,27(1):78-82. (in Chinese)

[9] 吴昊天,陈国定. 轴承腔油气两相泡状流动的数值研究[J]. 机械工程学报,2008,44(9):70-75.

WU Haotian,CHEN Guoding. Numerical research on two-phase gas/oil bubble flow in bearing chamber[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering,2008,44(9):70-75. (in Chinese)

[10] CHEN B,CHEN G D,SUN H C,et al. Effect of oil droplet deformation on its deposited characteristics in an aero-engine bearing chamber[J]. Journal of Aerospace Engineering,2014,228(2):206-219.

[11] HU J B,WU W,WU M X,et al. Numerical investigation of the air-oil two-phase flow inside an oil-jet lubricated ball bearing[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer,2014,68:85-93.

[12] GORSE P,DULLENKOPF K,BAUER H J,et al. An experimental study on droplet generation in bearing chambers caused by roller bearings[R]. ASME Paper GT2008-51281,2008.

[13] 孙恒超,陈国定,陈薄. 航空发动机涡轮前支轴承腔油气两相物理场分析[J]. 西北工业大学学报,2013,31(1):72-76.

SUN Hengchao,CHEN Guoding,CHEN Bo. Physical fields of oil/air two-phase in aeroengine bearing chamber in front of turbine[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University,2013,31(1):72-76. (in Chinese)

[14] 车得福,李会雄. 多相流及其应用[M]. 西安:西安交通大学出版社,2007.

[15] YIN Z,GUO Y L,SUNDEN B,et al. Numerical simulation of laminar film condensation in a horizontal minitube with and without non-condensable gas by the VOF method[J]. Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, 2015, 68 (9):958-977.

[16] 王福军. 计算流体力学分析[M]. 北京:清华大学出版社,2004.

[17] BATCHELOR G K. An introduction to fluid dynamics [M]. Cambridge,UK:Cambridge University Press,2000.

[18] 刘红彬,张磊,史永生,等. 高速滚动轴承环间气流特性数值模拟[J]. 机械设计,2016,33(6):61-66.

LIU Hongbin,ZHANG Lei,SHI Yongsheng,et al. Numerical simulation of airflow characteristics between rings of the high-speed rolling bearing[J]. Journal of Machine Design of China,2016,33(6):61-66. (in Chinese)

[19] HARRIS T A,KOTZALAS M N. Rolling bearing analysis [M]. 5th ed. Boca Raton,FL,USA:CRC Press,2006.

(编辑:李岩梅)