

# 高速滚动轴承喷油润滑油液穿透机理分析

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

**摘 要:** 基于空气动力学研究高速滚动轴承环间气流特性,通过建立气相流数学模型和气液两相流数学模型研究润滑油在轴承环间的穿透过程,探究高 DN 值时润滑油的穿透机理. 利用流体体积(VOF)模型对此状态下的空气和润滑油界面进行动态捕捉,以研究润滑油的运动过程、分布特点以及不同参数对环间油液体积分数的影响,得到了高速滚动轴承环间气相流的特性;润滑油在不同转速下进入轴承环间的运动过程;轴承环间气液两相流场的压力、速度特性;轴承环间初始气流场对润滑油进入的影响. 结果表明:在轴承小端面靠近内圈附近喷油可以避免湍流对润滑油的影响和干扰,有利于润滑油进入环间;轴承环间存在有利于润滑油贴滚动运动的气流径向作用力,随着转速的增加,该力呈近似线性增加;气流的初始状态影响着轴承环间润滑油的运动状态,润滑油对气流的运动影响较小;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;在较低转速时通过提高喷油体积流量可以有效提高轴承环间油液体积分数,但是高转速时,通过提高喷油体积流量来提高轴承环间的油液体积分数的效果并不明显.

**关 键 词:** 喷油润滑; 滚动轴承; DN 值; 气液两相流; 计算流体动力学

**中图分类号:** V233.4<sup>+</sup>53; TH133.33

**文献标志码:** A

## Analysis on penetration mechanism of oil jet lubrication for high speed rolling bearing

LIU Hong-bin, WANG Hai-yang, ZHANG Lei,  
SHI Yong-sheng, LIU Gong-ping

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

**Abstract:** Based on aerodynamics, the airflow characteristics between bearing rings of high-speed bearings were researched. And the movement process of the lubrication oil between bearing rings was analyzed by establishing the mathematical model of gas phase flow and gas-liquid two-phase flow, so as to explore the penetration mechanism of the lubrication oil at a high DN value. The original data of the gas-liquid two-phase flow between bearing rings were obtained. And then, the VOF (volume of fluid) model was applied to numerical analysis on the gas-liquid two-phase flow of lubrication oil interacting with the airflow between the bearing rings, so as to catch the interface of the oil and airflow for studying the movement process, the distribution characteristics of lubrication oil and the effects of different parameters on oil volume fraction between bearing rings. The characteristics of the gas phase flow between rings of high-speed rolling bearing, the motion of lubrication oil in different speeds, the pressure and velocity characteristics of the gas-liquid two-phase flow and

**收稿日期:** 2015-08-04

**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,河南许昌人,副教授,博士,主要从事轴承润滑及力学性能分析研究.

the effects of the initial airflow on the entrance of the lubrication oil were obtained. Results show that the effect and the interference of turbulence on the lubricating oil can be avoided by jetting oil onto the small end face of bearing near bearing inner race, which is conducive to the oil flow into the ring. The radial force of the air flow between bearing rings is beneficial to the movement of the lubricating oil, and with the increase of the speed, the force increases linearly. The initial state of the air flow affects the movement of the oil between bearing rings, and the oil has little effect on the movement of the air flow. At low speed, the pressure around the bearing change is small. When the speed is high, the periodic fluctuation pressure can not be ignored. At low speed, increasing oil volume flow can effectively raise the oil volume fraction between bearing rings, but at high speed, the oil volume fraction increase is not obvious by increasing oil volume flow.

**Key words:** oil jet lubrication; rolling bearing; DN value; gas-liquid two-phase flow; computational fluid dynamics(CFD)

喷油润滑是滚动轴承常见的润滑方式之一。工作原理是用油泵将润滑油增压,通过油管或机体上特制的油孔,经喷嘴使润滑油以  $16 \sim 20 \text{ m/s}$  的速度直接喷到轴承间隙中去;流经轴承的润滑油,过滤冷却后再循环使用。其优点是结构简单,易于控制,润滑效果好。因此,喷油润滑广泛应用于各种旋转机械系统中滚动轴承部件。

随着高速机床和航空航天发动机技术的发展,作为关键零部件的滚动轴承处在高速、高温、重载等运转条件,对其使用的性能要求日益苛刻<sup>[1-2]</sup>。例如,目前航空发动机的主轴承 DN(其中 D 表示轴承内径, N 表示轴承转速)值已经达到  $2 \times 10^6 \sim 3.5 \times 10^6$  以上,工作温度也达  $250 \sim 300^\circ\text{C}$ <sup>[3]</sup>。作为传统的润滑方式,喷油润滑虽有诸多优点,但应用于高速滚动轴承时会出现以下问题:由喷嘴喷射出的润滑油到达轴承壁面时,不可避免的会有部分润滑油因为冲击、雾化或离心力作用而无法进入轴承环间,从而影响轴承的润滑和冷却效果<sup>[4]</sup>,而进入轴承环间的润滑油受到滚动体、保持架的搅动作用和自身离心力的作用,与环间空气混合,形成气液两相流状态<sup>[5-6]</sup>,该两相流状态与单相润滑、油雾润滑以及油气润滑形成的两相流有本质的区别<sup>[7-11]</sup>。这种两相流状态对轴承传热和润滑特性都有一定的影响。而进一步提高滚动轴承的 DN 值,润滑油则更难进入轴承环间,使得轴承环间的油液体积分数过低,很难达到理想的润滑效果。

目前国内外对于高速滚动轴承润滑的研究主要集中在环下润滑、油气润滑等润滑方式下轴承环间及轴承腔两相流方面的研究<sup>[12-14]</sup>;对于喷油润滑方面的研究主要集中在常规转速下滚动轴承

环间两相流方面的研究和喷油参数对滚动轴承润滑的影响<sup>[15]</sup>。然而,对于高 DN 值下滚动轴承环间喷油润滑油液穿透机理方面的研究很少见到报道。为了探究喷油润滑方式在高速滚动轴承中存在的问题,则需要深入了解润滑油在轴承环间的运动状态,即从气液两相流的形成过程去分析喷油前轴承环间气流特性和喷油后轴承环间气液两相流场特性,从而揭示出高速滚动轴承喷油润滑油液的穿透机理。

本文研究了轴承环间亚声速和跨声速气流(DN 值在  $0.6 \times 10^6 \sim 3.6 \times 10^6$  之间)的气阻特性和喷射润滑流对高速气流穿透机理等关键基础问题。能够为高速滚动轴承环间气液两相流领域的探索提供一种研究思路,为改善喷油润滑在高 DN 值下滚动轴承的润滑效果提供理论依据。

## 1 几何模型的建立与网格的划分及边界条件

### 1.1 数学模型

#### 1.1.1 湍流基本方程

高速滚动轴承环间无论是气体单相流动还是气液两相流动都属于高雷诺数下的湍流流动。因此,需要运用湍流的基本方程来对本课题的流体运动进行求解。为了方便书写,现引入张量中的指标符号<sup>[16]</sup>对湍流的基本方程进行表示。

其连续方程为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

动量方程为

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u_i u_j} \right] + S_i \quad (2)$$

式中  $\rho$  表示流体密度;  $t$  表示时间;  $\mu$  表示动力黏度;  $p$  表示压力;  $S_i$  表示广义源项;  $\rho \overline{u_i u_j}$  定义为 Reynolds 应力. 这里的  $i$  和  $j$  指标取值都是 1, 2, 3.

### 1.1.2 $k$ - $\epsilon$ 两方程模型

在模型中,  $k$  和  $\epsilon$  是两个未知量, 与之对应的输运方程为

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

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

式中  $G_k$  表示由于平均速度梯度引起的湍动能  $k$  的产生项,  $G_b$  表示由于浮力引起的湍动能  $k$  的产生项,  $Y_m$  表示可压湍流中脉动扩张的贡献,  $G_{1\epsilon}$  和  $G_{2\epsilon}$  表示经验常数, 取值分别为 1.44 和 1.92,  $C_{3\epsilon}$  表示可压缩流体流动计算中与浮力有关的系数, 当主流方向与重力方向平行时取 1, 当主流方向与重力方向垂直时取 0,  $\sigma_k$  和  $\sigma_\epsilon$  表示与湍动能  $k$  和耗散率  $\epsilon$  对应的湍流普朗特数, 取值分别为 1.0 和 1.3,  $S_k$  和  $S_\epsilon$  表示自定义源项. 以上经验常数在一定的环境下具有适用性, 其中  $G_{1\epsilon}$  和  $G_{2\epsilon}$  对计算有较大的影响.

## 1.2 几何模型的建立与网格划分

### 1.2.1 气相流模型与边界条件

由于计算域为轴承环间的空间区域, 需对模型进行必要简化, 内外圈只需保留内壁, 滚动体与保持架需进行壳化, 取轴承模型周向的 1/12 作为计算对象, 气相流模型如图 1.

考虑到轴承旋转部件运动的复杂性, 需使用多参考坐标系(MRF)模型. 按照下面方法给定边界条件: 计算域入口边界设为压力入口, 值为标准大气压; 出口边界设为压力出口, 值为标准大气压; 内部面 1 和 2 设为 interior 类型边界; 温度设为默认; 内圈以及转动件壁面设为转动边界, 其中滚动体和保持架的公转速度为

$$n_m = \frac{n_i}{2} \left( 1 - \frac{D_w \cos \alpha}{d_m} \right) \quad (5)$$

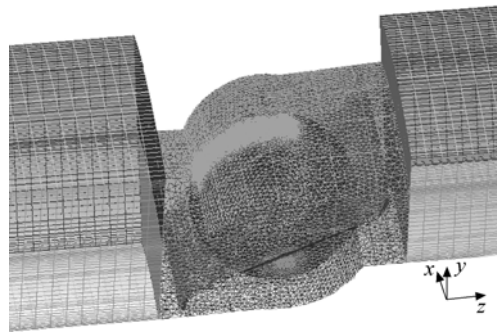


图1 气相网格模型图

Fig. 1 Model diagram of gas phase mesh

式中  $n_i$  表示内圈转速,  $d_m$  表示滚动体直径,  $\alpha$  表示接触角,  $D_w$  表示轴承节圆直径. 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 软件平台下, 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! 格式离散, 然后运用 semi-implicit method for pressure-linked equations (SIMPLE) 算法对离散后的代数方程进行求解. 收敛准则: 当残差值下降到  $10^{-4}$  以下, 进出口净通量达到 0.1% 左右时.

### 1.2.2 气液两相流模型与边界条件

对于高速滚动轴承喷油润滑油液穿透机理的研究, 属于两相流的范畴. 同时, 喷油润滑的初始过程并不具有周期性. 因而, 需从轴承的整体三维几何模型进行分析, 并在模型中加入喷嘴的简化模型, 几何模型如图 2, 喷嘴角度为  $45^\circ$ , 喷嘴直径为 1 mm, 喷嘴长度为 3.2 mm.

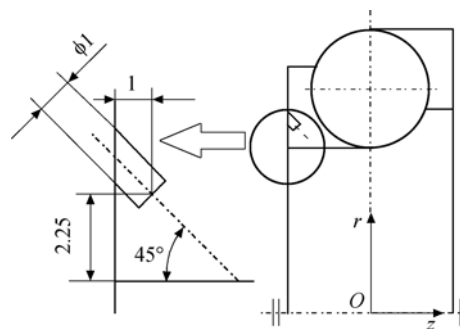


图2 喷嘴位置(单位:mm)

Fig. 2 Nozzle location (unit:mm)

网格划分方式采用非结构网格, 喷嘴、游隙和滚动体附近进行局部加密, 网格数量为 1854738, 网格模型如图 3 所示.

进出口边界设为: 喷嘴设为速度入口, 轴承小端面设为压力入口, 大端面设为压力出口. 其他边

界条件:内圈以及转动件设为转动边界,相关湍流参数通过计算得到.因利用 VOF 模型来捕捉轴承环间两相流界面,需对其做相关设定.相关计算参数如表 1.

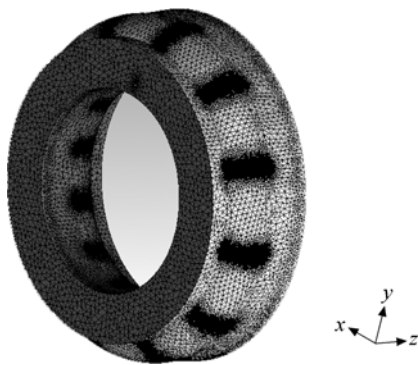


图 3 网格模型示意图

Fig. 3 Schematic diagram of mesh model

表 1 计算参数

Table 1 Parameters of calculation

| 参数                                                   | 主相<br>(空气)            | 次相<br>(60CST 汽轮机油) |
|------------------------------------------------------|-----------------------|--------------------|
| 密度/( $\text{kg}/\text{m}^3$ )                        | 1.225                 | 876                |
| 黏度/( $\text{N} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}$ ) | $1.79 \times 10^{-5}$ | 0.05877            |

近壁面处仍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 软件平台下,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! 格式离散,相体积分项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  $10^{-4}$  时收敛.

## 2 轴承环间气相流特性分析

### 2.1 轴承环间气流速度特性

图 4 为轴承两端面气流速度矢量分布云图.图 4(a)为轴承小端面的速度云图,图 4(b)为轴承大端面的速度云图.小端面的气流的速度值基本维持在  $10 \sim 45 \text{ m/s}$  的范围内,且大多集中在  $10 \sim 20 \text{ m/s}$  速度水平.而大端面气流速度值在  $10 \sim 180 \text{ m/s}$  的范围内,且大多集中在  $50 \text{ m/s}$  以上速度水平.两端面的气流速度场出现如此大的差异,主要是与轴承的结构有关,特别是滚动体与保持架对轴承环间气流的影响.保持架以一定的角速度旋

转时,由于保持架靠近小端面侧的直径尺寸小于靠近大端面,使得保持架两端线速度并不相同,因而带动的轴承两端面气流速度出现明显差异,轴承小端面气流速度明显小于大端面气流速度.

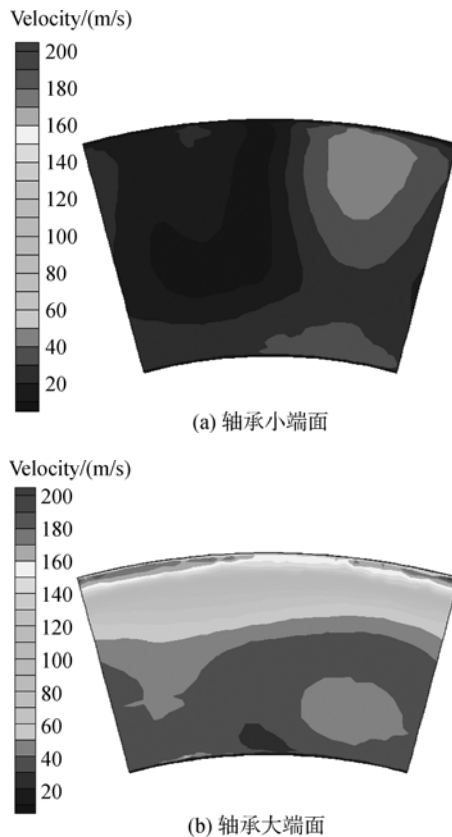


图 4 轴承两端面气流速度矢量分布云图

Fig. 4 Velocity vector contour of airflow of bearing end faces

因此,在轴承高速旋转时,从轴承小端面喷油将使润滑油的进入受到较少干扰.提取两端面平均速度,也为轴承环间气液两相流分析提供较为真实的进出口环境.图 5 给出了单周期内轴向截面的湍流强度分布图.

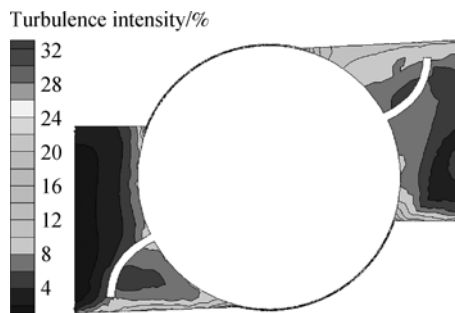


图 5 轴承轴向截面湍流强度分布图 ( $x=0 \text{ mm}$ )

Fig. 5 Turbulence intensity distribution of bearing on axial section ( $x=0 \text{ mm}$ )

由图5可以看出轴承小端面的湍流强度要明显小于大端面,因此,在轴承小端面侧喷油受气流湍流的影响较小;在小端面有较大涡,影响喷油润滑油的进入。

## 2.2 轴承环间气流压力特性

图6给出了不同位置径向平面的相对压力分布.取轴向坐标分别为 $z = -9$  mm,  $z = -6.5$  mm,  $z = -3.5$  mm,  $z = 0$  mm( $z$ 的正方向在图2中已标出)4个径向平面进行分析。

从图6(a)中可以看出负压区存在于区域的中上部,高压区则分布在其两侧,但由于数量级远小于标准大气压,故可忽略其压力的变化.图6(b)压力分布与图6(a)基本相同,但在保持架上部区域压力变化剧烈,下部压力变化较平缓.随着 $z$ 的进一步增大,高低压区发生了较大转移,图6(c)显示高压区位于滚动体和保持架衔接处以及外圈内壁,而负压位于滚动体与壁面之间的区域,保持架上部区域的压力变化仍比下部剧烈得多.图6(d)则显示高压区集中位于保持架上部,只在滚动体与内外壁面的游隙处有负压存在。

较高气流压力不利于润滑油进入润滑区域,而负压则有利于其进入.因此,滚动体与滚道之间存在着利于喷油润滑油进入的负压区域,滚动体与内滚道之间区域沿轴向有一定的变化,但均处于负压区域,利于润滑油的进入;其与外滚道之间的区域沿轴向受到周围气流高压的影响,对润

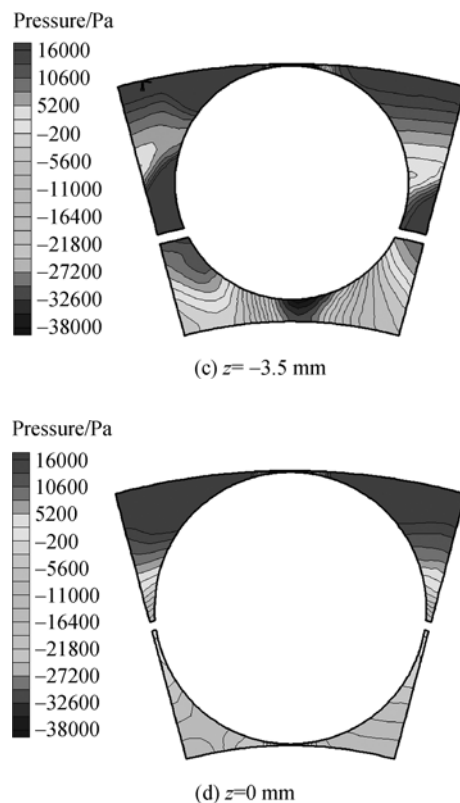
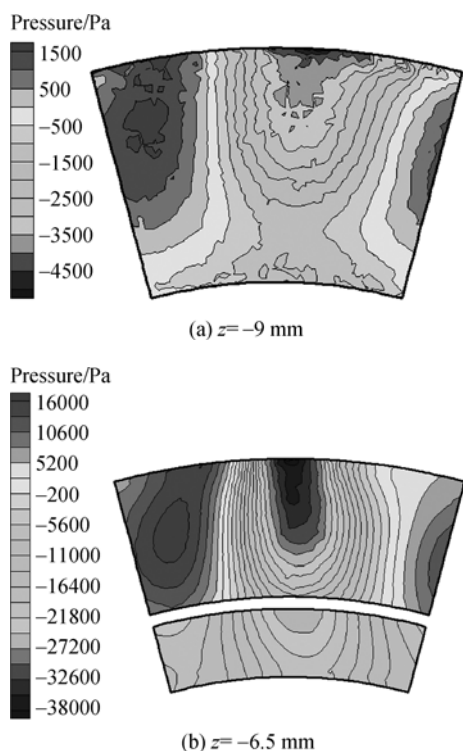


图6 不同径向平面处气流的相对压力分布  
Fig. 6 Relative pressure distribution of airflow on different radial planes

油进入该区域有较大不利影响。

以滚动体中心为方位角 $\theta = 0^\circ$ 处,沿转动方向设为正方向,图7给出了轴承环间绝对压力随方位角的变化规律.在滚动体两侧的压力为正压,且同一位置压力随转速 $N$ 增大而增大;在滚动体附近为负压,压力随转速增大而减小.在滚动体附近气体压力急剧下降,是由于滚动体与保持架的搅拌作用使得气流速度急增,则动压增大,而总压不变,导致静压减小.因此,转速对气流周向压力在数值上有近似线性影响,对其高低压位置分布并没有影响;滚动体附近的低压区域有利于润滑油进入.图8给出了轴承小端面沿 $r$ 方向即径向不同截面相对压力随转速的变化.其中 $h$ 为轴承环间总高(不包括两滚道之间的距离), $r$ 为径向坐标, $r_i$ 为旋转壁面的半径,无量纲径向坐标为 $(r - r_i)/h$ .不同转速下,压力最小区域均位于无量纲坐标 $(r - r_i)/h = 0.2 \sim 0.3$ 之间,与速度场分析的结论相吻合并确定了喷油的最佳位置,为随后开展气液两相流提供了初始条件.因此,根据以上分析可以确定喷油最佳位置处于无量纲径向坐标为 $(r - r_i)/h = 0.25$ 处。

润滑油进入轴承环间,除了受离心力的作用

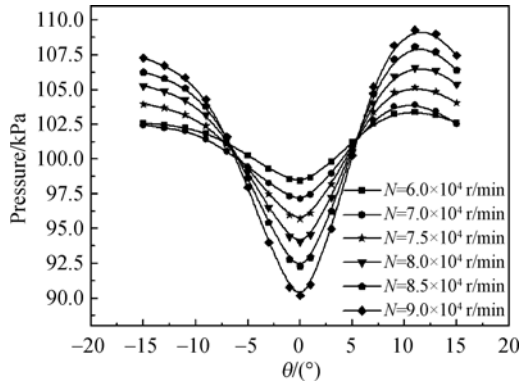


图 7 不同转速下轴承环间绝对压力随方位角的变化  
Fig. 7 Variation of absolute pressure between the bearing rings with azimuth angle under different speeds

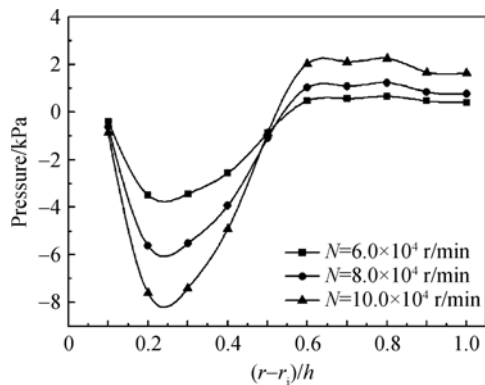


图 8 沿  $r$  方向不同截面压力随转速的变化  
Fig. 8 Variation of pressure on different sections with speed along  $r$  direction

外还要受到气流对其的作用力,主要是径向力、轴向力以及周向阻力矩.这里分别用气流对滚道和气流对保持架及滚动体的作用力大小来间接表征.

如果存在支撑润滑油贴滚道运动的作用力,将极大提高滚动体与滚道之间的润滑效果.图 9

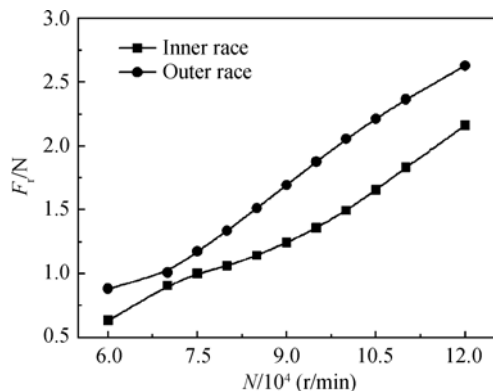


图 9 气流对轴承滚道径向作用力随转速的变化  
Fig. 9 Variation of radial force to bearing races of airflow with speed

显示了气流对轴承滚道径向作用力  $F_r$  随转速的变化.

作用力  $F_r$  有利于润滑油对滚道的黏附.随着转速的增加,两者均近似呈线性增加.但气流对滚道的径向作用力并不是很大.因此,对如何提高  $F_r$  需要进一步探索.

### 3 轴承环间气液两相流特性分析

#### 3.1 轴承环间油相与气相分布特性分析

图 10 给出了  $DN$  值分别在  $0.3 \times 10^6$ ,  $1.5 \times 10^6$ ,  $3 \times 10^6$ 、喷油量为  $3 \text{ L/min}$  时保持架公转一周时润滑油的分布状况,图中  $\varphi$  表示体积分数.从润

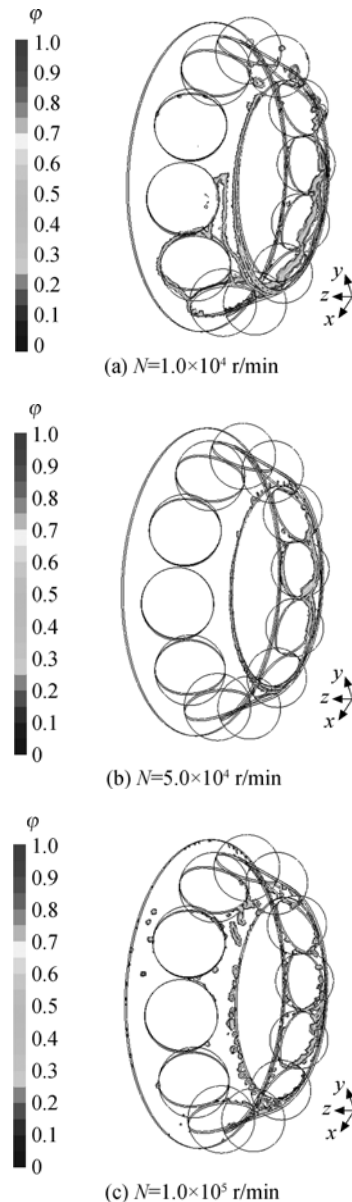


图 10 不同转速下润滑油的分布  
Fig. 10 Distribution of lubricating oil under different speeds

滑油的连续性来看,前两种转速下的润滑油基本是连续的油带状,但在油带的末端则是油滴的形态, DN 值为  $0.3 \times 10^6$  时的油滴尺寸要稍大于 DN 值为  $1.5 \times 10^6$  时的油滴尺寸; DN 值为  $3.0 \times 10^6$  时,润滑油已不再是连续的而呈现出大小不一的油滴状. 主要是因为轴承环间气流的速度矢量与润滑油的速度矢量并不一致,导致气流对润滑油运动的阻碍,在前两种转速下,气流的动量不足以使油带破碎成油滴,在油带末端,润滑油因运动过程中动量的损失而使其在气流的作用下破碎成油滴; DN 值为  $3.0 \times 10^6$  时,轴承环间产生的气流动量足够大,当润滑油从喷嘴喷出后随即被气流冲破,形成了尺寸不同的油滴. 从润滑油分布的位置来看,3 种转速下润滑油大都集中在轴承小端面一侧即喷嘴侧,只有少部分透过滚动体与保持架、滚动体与滚道之间的缝隙到轴承大端面一侧,但  $N=1.0 \times 10^5$  r/min 时,润滑油的分布相对较分散. 主要是因为端面气流的周向运动以及转动部件的黏附作用使得大部分润滑油跟随其做周向运动,从而使润滑油暂无法到达润滑区域;对于  $N=1.0 \times 10^4$  r/min 时,由于润滑油液是液滴状,较容易受到内部空气流场的影响,故润滑油分布相对较其他两种转速下分布较分散. 因此,在高转速条件下润滑油的分布基本一致,但随着转速的变化,润滑油会由油带变化为油滴.

### 3.2 轴承环间速度特性分析

轴承环间气相与液相的分布只是喷油润滑油在轴承环间的表象,为了更进一步分析其原因,需从速度特性去分析. 这里图 11 给出了 DN 值为  $3.0 \times 10^6$  时的小端面流线图,从此图中可以看到,流体均做周向运动,与单气相流动时的状态相似. 这也印证了上文提到的周向运动气流对润滑油运动的影响. 因此,可以用流体的切向速度来表征该区域的速度特点. 由轴承环间单相流计算可得无量纲径向坐标为 0.25 处喷嘴所在位置的初始气流切向速度  $u_{qi}$ . 表 2 给出了 3 种转速时上述位置初始气流切向速度  $u_{qi}$ ; 喷油后(保持架公转一周时)此位置润滑油切向速度  $v'_{li}$  以及毗邻的气流切向速度  $v'_{qi}$ , 由于两者相互毗邻故可认为  $v'_{li} = v'_{qi}$ ; 润滑油喷油量为 3 L/min, 经计算初始速度  $u_0$  为 16 m/s,  $v'_{0i}$  为喷油后润滑油的速度,  $i=1, 2, 3$ . 喷油后由于受到气流切向速度的影响,使得润滑油偏离原来的速度矢量方向,产生了切向速度(由图 2 喷嘴位置可知,润滑油进入轴承

环前是没有切向速度的),且占其真实速度比例较高,使得其保持原来速度方向的动量大大减弱,通过对润滑油的轴向速度统计,数值均小于切向速度,这也就解释了图 10 所示的油液分布. 对比喷油前后气流的切向速度,其变化较小,则说明润滑油对气流的影响相对较小;对比喷油前后润滑油的速度,前两种转速下,变化比较大,第 3 种转速下变化较小,则说明气流对润滑油的运动影响随转速的不同有所变化. 前两种转速下,气流对润滑油的运动起阻碍作用,而第 3 种转速下对其的影响比较复杂,当润滑油从喷嘴流出后,随即被气流的高速切向运动破碎成液滴,液滴的尺寸较小,质量小,惯性小,更易在气流的影响下达到同样水平的高速运动,所以整体来看,从速度数值上来讲,速度变化不大,但速度方向已发生改变. 因此,对表 2 的分析,可以得出气流的切向速度决定着润滑油的切向速度,也就是说气流的初始状态影响着轴承环间润滑油的运动状态; 10.40 m/s 的气流切向速度足以使润滑油瞬间破碎成液滴,润滑油对气流的运动影响较小.

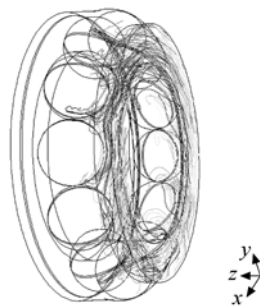


图 11 轴承小端面流线图

Fig. 11 Streamline diagram at small end face of bearing

表 2 喷油前后气流和润滑油速度对比

Table 2 Comparison of airflow and lubricating oil velocity after and before oil jet

| 参数                              | 转速/ $10^4$ (r/min) |      |       |
|---------------------------------|--------------------|------|-------|
|                                 | 1.0                | 5.0  | 10.0  |
| $u_{qi}/(\text{m/s})$           | 2.33               | 5.93 | 10.40 |
| $u_0/(\text{m/s})$              | 16                 | 16   | 16    |
| $v'_{li}(v'_{qi})/(\text{m/s})$ | 3.06               | 5.74 | 8.93  |
| $v'_{0i}/(\text{m/s})$          | 3.38               | 8.72 | 15.13 |
| $(v'_{li}/v'_{0i})/\%$          | 90.5               | 65.8 | 59.0  |

### 3.3 轴承环间压力分布特性分析

轴承环间两相流场的压力是分析轴承喷油润滑油液穿透机理的重要参数. 图 12 给出了  $N=1.0 \times 10^5$  r/min 时环间周向压力随转速变化的曲线图. 喷嘴所在位置方位角  $\theta$  为  $0^\circ$ , 沿周向润滑油流动的方向为正方向, 每隔  $10^\circ$  取一个截面, 求其加权平均数的压力值. 轴承环间两相流场的环间压力具有周期性的特点且与轴承环间气流周向压力场类似, 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.

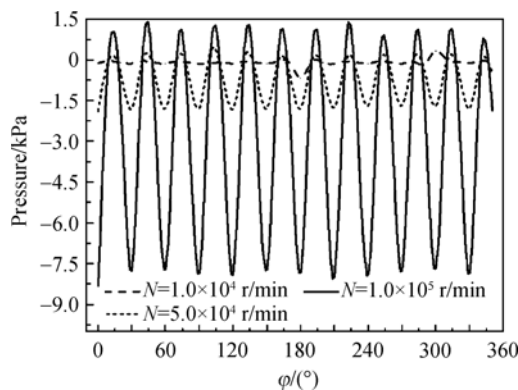


图 12 轴承环间周向相对压力随转速的变化

Fig. 12 Variation of circumferential relative pressure between bearing rings with speed

在  $N=1.0 \times 10^4$  r/min 时, 能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, 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.

### 3.4 轴承参数和喷油参数对轴承环间油液体积分数的影响

润滑油在轴承环间的贮存量用油液体积分数来表示. 从根本上讲, 轴承环间油相分布特点、速度特性和压力特性最终决定了轴承环间的油液体积分数. 由文献[17-18]推荐使用的轴承环间油液体积分数为  $0.02 \sim 0.03$ . 而初始阶段的油液体积分数关系到喷油润滑达到稳态后的油液体积分数, 这里取相同时刻 ( $0.01$  s) 下 ( $N=1.0 \times 10^5$  r/min 时保持架公转一周所用的时间) 不同工况条件下轴承环间的油液体积分数作为初始阶段油液

体积分数.

这里轴承相关参数暂只考虑转速对轴承环间油液体积分数的影响. 对比喷油体积流量 (下文简称流量)  $q_v=3$  L/min 时初始阶段油液体积分数与喷油润滑达到稳态的油液体积分数随转速的变化, 如图 13 所示. 发现两者的油液体积分数在低转速时差距较大, 在高转速阶段差距较小, 且均是随着转速的增大而减小, 最终趋于稳定, 但油液体积分数均过小, 主要是因为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, 使得这部分润滑油极易因离心力的作用从轴承小端面溢出, 不利于润滑油进入轴承环间. 另外, 最低转速时油液体积分数只有  $0.011$ , 并为达到推荐的油液体积分数, 说明  $q_v=3$  L/min 过小. 可见喷油润滑的初始阶段的油液体积分数决定着稳态的油液体积分数, 而初始阶段的油液体积分数则是由轴承环间初始气流场和喷油参数共同决定的. 因此, 可以从轴承环间初始气流场和喷油参数两方面提升油液体积分数.

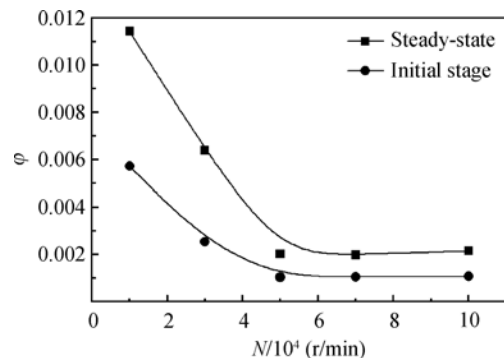


图 13 轴承环间油液体积分数随转速的变化

Fig. 13 Variation of oil volume fraction between bearing rings with speed

这里主要考虑喷油参数中  $q_v$  对轴承环间油液体积分数的影响. 图 14 给出了稳态下不同转速时  $q_v$  对轴承环间油液体积分数的影响. 由图可知, 随着  $q_v$  的增大, 油液体积分数呈非线性增加,  $N=1.0 \times 10^4$  r/min,  $q_v=7$  L/min 时轴承环间油液体积分数基本达到  $0.02$ ,  $N=2.0 \times 10^4$  r/min 和  $N=3.0 \times 10^4$  r/min 时随着  $q_v$  的增加油液体积分数也基本能都达到  $0.02$ . 但是  $N=5.0 \times 10^4$  r/min 以后再提高  $q_v$ , 轴承环间油液体积分数增加不明显, 其数值较低. 因此, 在较低转速时通过提高  $q_v$  可以有效提高轴承环间油液体积分数, 但是高转速时, 通过提高  $q_v$ , 轴承环间的油液体积分数提高并不明显, 则需要通过其他方式进行提高.

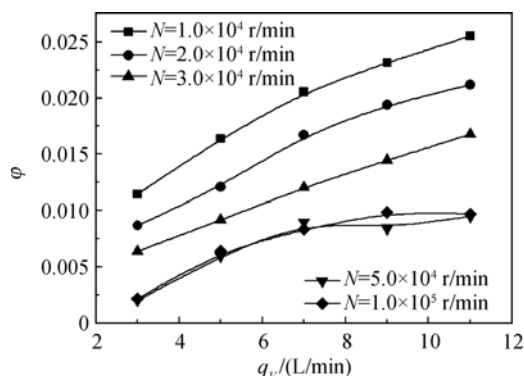


图14 轴承环间油液体积分数随喷油体积流量的变化

Fig. 14 Variation of oil volume fraction between bearing rings with volume flow

## 4 验证

### 4.1 试验样品的选型

为了达到与仿真轴承相一致的  $DN$  值条件, 根据试验机极限转速 ( $1.5 \times 10^4$  r/min), 故选择 LYC7209BECBM 角接触球轴承为试验轴承, 轴承参数: 内径  $D=45$  mm, 外径  $d=85$  mm, 宽度  $B=19$  mm, 接触角  $\alpha=40^\circ$ , 基本额定载荷动载荷  $C=38$  kN, 静载荷  $C_0=28.5$  kN.

### 4.2 试验条件及方法

试验主要研究喷油润滑在轴承不同转速和不同喷油量工况条件下润滑特点, 特别是轴承环间油液体积分数的变化规律. 为了着重突出上述影响因素的影响, 理想试验条件是轴承空转即不考虑载荷的影响. 由于轴承在高速空转时容易出现较剧烈的振动, 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. 本试验采用 60CST 汽轮机油作为轴承润滑剂.

如图 15 为喷油润滑示意图, 首先, 将试验轴承在较低转速下磨合 12 h (工况条件:  $N=1000$  r/min,  $q_v=0.07$  L/min), 然后调整至规定的  $q_v$  和  $N$  等运行稳定后每隔 1 min 记录一次进油管道流量和回油管的流量, 每种工况下共记录 10 次. 最后, 进行数据处理, 进口流量计的值与回油管道流量计的值差值就是喷入轴承环间润滑油的流量. 喷入轴承环间润滑油的流量占轴承腔的体积的百分比即轴承环间的油液体积分数.

### 4.3 试验结果及分析

试验机极限转速为  $1.5 \times 10^4$  r/min, 经计算试验能够达到的最大  $DN$  值是  $6.75 \times 10^5$ , 因此,

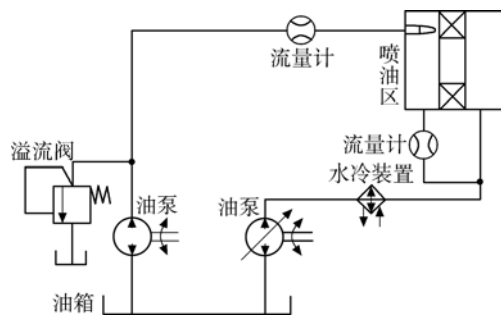


图15 喷油润滑系统原理图

Fig. 15 Principle diagram of the oil jet lubrication system

只能与仿真条件转速在  $2.25 \times 10^4$  r/min 以下的计算结果进行对比. 图 16 给出了  $q_v=3$  L/min 时油液体积分数随转速的变化, 并与仿真结果进行对比. 发现两者数值上试验值略小于仿真, 其原因是润滑系统存在一定的泄漏量以及调定的喷油压力在试验过程中存在一定的误差使得喷油量存在波动, 所以导致试验数据有所偏差, 但仿真结果与试验数据趋势基本一致, 且误差相对较小, 仿真结果基本与试验结果相吻合. 因此, 从试验角度验证了仿真分析得到的规律是可信的, 仿真方法是有效的.

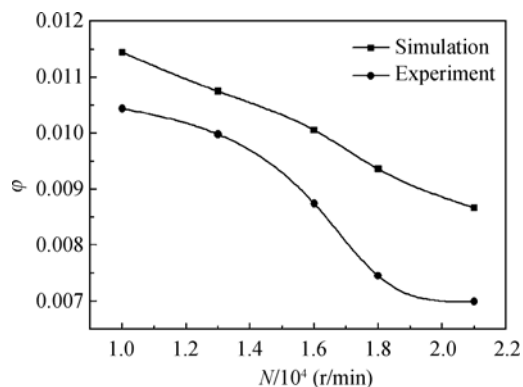


图16 轴承环间油液体积分数随转速变化的试验与仿真对比

Fig. 16 Comparison of experiment and simulation of variation of oil volume fraction between bearing rings with speed

图 17 给出了不同转速下油液体积分数随  $q_v$  的变化, 并与仿真结果进行对比. 由试验结果可知, 随着  $q_v$  的增大, 油液体积分数呈非线性增加, 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  $N$  和  $q_v$  与轴承环间

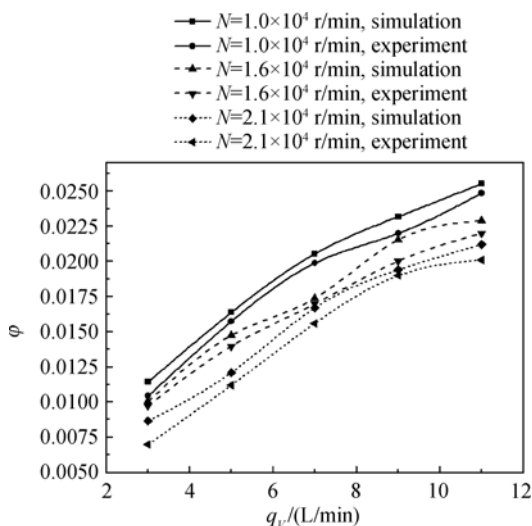


图17 轴承环间油液体积分数随喷油体积流量变化的试验与仿真对比

Fig. 17 Comparison of experiment and simulation of variation of oil volume fraction between bearing rings with volume flow

油液体积分数的关系曲线,仿真数据与试验数据吻合较好。故本文所使用的数值分析方法是正确的,仿真数据是有效的。

## 5 结 论

滚动轴承 DN 值在  $0.6 \times 10^6 \sim 3.6 \times 10^6$  范围内时,可以得出以下结论:

1) 在轴承小端面靠近内圈附近喷油可以避免湍流对润滑油的影响和干扰,有利于润滑油进入环间。

2) 轴承环间存在有利于润滑油贴滚道运动的气流径向作用力,随着转速的增加,该力呈近似线性增加。

3) 气流的初始状态影响着轴承环间润滑油的运动状态;润滑油对气流的运动影响较小。

4) 较低转速时,轴承环间周向压力变化很小,可忽略,通过提高喷油体积流量可以有效提高轴承环间油液体积分数;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,通过提高喷油体积流量,轴承环间的油液体积分数提高并不明显。

## 参考文献:

[1] 李松生,张刚,陈晓阳,等.超高速电主轴轴承的润滑条件分析[J].润滑与密封,2005,171:162-165.  
LI Songsheng, ZHANG Gang, CHEN Xiaoyang, et al. Analysis of the lubricant conditions about the ball bearings in the electric spindles operating with over high-speed[J].

Lubrication Engineering, 2005, 171: 162-165. (in Chinese)

- [2] 林基恕,张振波.21世纪航空发动机动力传输系统的展望[J].航空动力学报,2001,16(2):108-114.  
LIN Jishu, ZHANG Zhenbo. Prospects of aeroengine power transmission system in the 21st century[J]. Journal of Aerospace Power, 2001, 16(2): 108-114. (in Chinese)
- [3] 徐让书,王娟娟,刘立博,等.航空发动机轴承腔内两相流动数值模拟[J].润滑与密封,2011,36(3):73-77.  
XU Rangshu, WANG Juanjuan, LIU Libo, et al. Numerical simulation of two-phase air/oil flow in aero-engine bearing chamber[J]. Lubrication Engineering, 2011, 36(3): 73-77. (in Chinese)
- [4] 郑德志,古乐,王黎钦,等.润滑喷油参数对高速滚动轴承性能的影响[J].哈尔滨工业大学学报,2006,38(7):11-13.  
ZHENG Dezhi, GU Le, WANG Liqin, et al. Effect of lubrication oil supply parameters on the performance of high-speed bearing[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2006, 38(7): 11-13. (in Chinese)
- [5] Glahn A, Wittig S. Two-phase air/oil flow in aeroengine bearing chambers: characterization of oil film flows[J]. Journal of Engineering for Gas and Turbines Power, 1996, 118(7): 578-583.
- [6] 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.
- [7] 巩彬彬,张俊国,王建文,等.油气润滑滚动轴承试验装置的研制[J].机械科学与技术,2007,26(2):181-183.  
GONG Binbin, ZHANG Junguo, WANG Jianwen, et al. Research and development of an experimental device for a rolling bearing lubricated with oil and air[J]. Mechanical Science and Technology, 2007, 26(2): 181-183. (in Chinese)
- [8] 王建文,安琦.油气润滑输送中两相流的形成[J].华东理工大学学报:自然科学版,2009,35(4):324-327.  
WANG Jianwen, AN Qi. Pipe in oil-air lubrication system[J]. Journal of East China University of Science and Technology: Natural Science Edition, 2009, 35(4): 324-327. (in Chinese)
- [9] 谢军,蒋书运,王兴松,等.高速滚动轴承油气润滑试验研究[J].润滑与密封,2006,181:114-119.  
XIE Jun, JIANG Shuyun, WANG Xingsong, et al. Experimental research on oil-air lubrication for high-speed ball bearing[J]. Lubrication Engineering, 2006, 181: 114-119. (in Chinese)
- [10] 王延忠,牛文韬,唐文,等.航空直齿轮喷油润滑油气两相流分析[J].航空动力学报,2013,28(2):439-444.  
WANG Yanzhong, NIU Wentao, TANG Wen, et al. Research on oil-air multiphase flow of spray lubrication of aero spur gears[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(2): 439-444. (in Chinese)
- [11] 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)
- [12] Farrall M, Simmos K, Hibberd S, et al. Prediction of air/oil exit flows in a commercial aero-engine bearing chamber[J]. Journal of Aerospace Engineering, 2006, 220(3): 197-202.
- [13] Erwin V, Zaretsk Y, Fredrick T. Lubrication and performance of high-speed rolling-element bearings[R]. Las Vegas, Nevada: The Annual Meeting of the American Society of Lubrication Engineers, 1985.
- [14] 孙恒超, 陈国定, 陈薄. 航空发动机涡轮前支承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)
- [15] HU Jinbin, WU Wei, WU Mingming. Numerical investigation of the air-oil two-phase flow inside an oil-jet lubricated ball bearing[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2014, 68: 85-93.
- [16] 黄克智, 薛明德, 陆明万. 张量分析[M]. 北京: 清华大学出版社, 2003.
- [17] 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.
- [18] 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.

(编辑: 王碧琚)