

文章编号:1000-8055(2011)08-1736-08

微小型航空发动机滚动轴承复合润滑 冷却技术

李 果, 韩树军, 丁水汀, 杜发荣

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院

航空发动机气动热力国家级重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 通过 CFD(计算流体动力学)分析,研究了调节喷入轴承腔内的混合油流量对腔内压力、气液两相分布规律的影响以及油气比的变化对轴承润滑冷却效果的影响. 结果表明:混合油流量增大时,油气比增大,但轴承腔内压力分布规律基本不变,滚珠和保持架上受力不均效果增加;气液两相在轴承腔上游分布不均匀,滚珠位置对分布有影响;滚珠和保持架上油膜厚度分布不均,混合油流量的增加并不代表润滑效果的提升;混合油的冷却作用大于空气,油气比增大时可以增强轴承的冷却效果.

关 键 词: 微小型航空发动机; 轴承腔; 油气比; 润滑; 冷却

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Complex lubrication and cooling technology of rolling bearing on micro aero-engines

LI Guo, HAN Shu-jun, DING Shui-ting, DU Fa-rong

(National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine Aero-thermodynamics,
School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics,
Beijing 100191, China)

Abstract: Based on computational fluid dynamics (CFD) method, the pressure and gas/liquid distribution in rolling bearing chamber and the effect of lubrication and cooling through varied gas-oil ratio were researched. The results show that the pressure distribution is not clearly changed with the increase of gas-oil ratio but the inhomogeneous force is enlarged in ball and cage. The gas/liquid two-phase flow distribution is not homogenized in rolling bearing chamber upstream, and then gradually becomes regular downstream and the position of ball influences the two-phase flow distribution. The thickness of oil slick distribution is not homogenized and the effect of lubrication is not enhanced with oil increase. The cooling effect of rolling bearing mainly depends on the gas-oil ratio and the large gas-oil ratio can enhance cooling effect.

Key words: micro aero-engine; bearing chamber; gas-oil ratio; lubrication; cooling

对于微小型航空涡轮发动机轴承的润滑和冷却,传统做法是用循环的带压力的润滑油喷射到旋转的轴承上起到润滑冷却作用.但这种压力油

润滑方式结构复杂,滑油系统在发动机中所占体积和质量大,不能照顾到微小型发动机的特殊性^[1].所以近年来,主要采用气液两相流来实现.

收稿日期:2010-07-14; 修订日期:2011-03-16

作者简介:李果(1983—),男,新疆乌鲁木齐人,博士生,主要研究方向为传热传质.

即通过特定装置,将少量的润滑液与压缩空气混合,由喷嘴向润滑冷却区喷射气液两相射流,气液两相流中仅含有少量被撕裂成微小颗粒的润滑液,大部分是高速流动的空气^[2-5].其关键是压缩空气将油雾化或者油粒化后的吹散输送^[2-7]过程.气液两相流在润滑和冷却轴承时具有良好的效果^[7-11].

本文研究了某型 250 N 推力级小型涡喷发动机的复合润滑冷却.由于受发动机本身体积和质量的限制,对润滑系统进行了简化:①取消滑油箱等装置,直接将润滑油加入燃油箱与燃油混合,滑

油与燃油比约为 1 : 20;②取消油气混合装置,直接将部分混合油喷射到轴承腔内润滑;③使用后的混合油不收集直接排放到大气中;④利用压气机产生的高压气体完成混合油的雾化.即,将传统的滑油系统和空气系统结合在一起,从而简化结构,减轻质量,如图 1 所示.采用数值模拟的方式,建立轴承腔油气两相的数值分析模型,分析不同工况下轴承腔内压力和气液分布规律,以及油气比的改变对轴承润滑、冷却效果的影响.从而为此种润滑冷却方式的使用给出参考,并为空气系统和混合油系统的一维网格法计算提供依据.

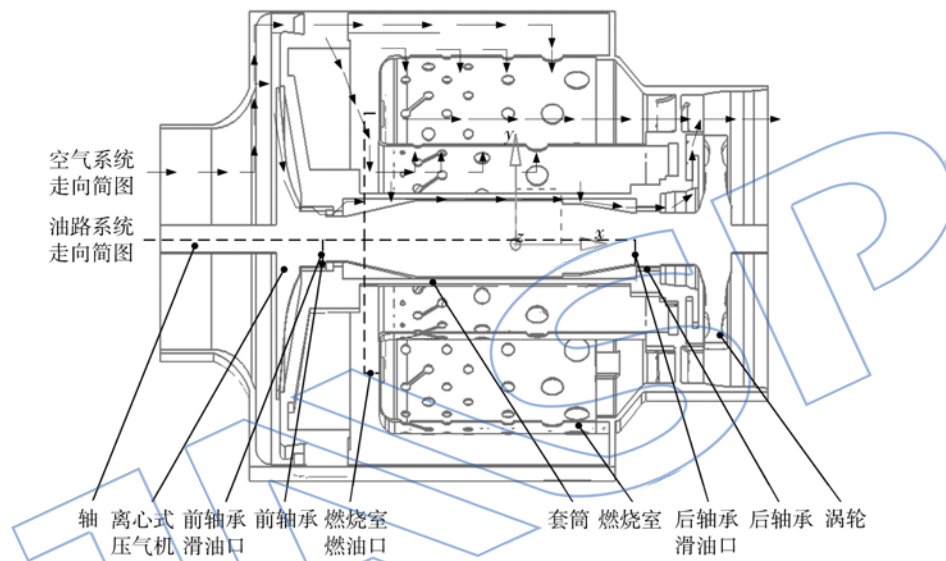


图 1 发动机结构及空气和混合油系统简图

Fig. 1 Schematic of engine configuration and air and oil system

1 模型和方法

1.1 数值计算方法

轴承腔中润滑介质在两相流动状态下,气体和液体依然遵循 Navier-Stokes 方程,并形成湍流流动^[6];轴承腔中的润滑介质所包含的混合油滴在轴承高速转动搅拌下发生破裂和聚合现象^[12-13];计算域中的混合油体积分数小于 10%;因此采用商用 CFX 软件中基于 Eulerian-Eulerian 两相流模型的非均相 particle model 完成计算^[12-14].其中空气为连续相流体,混合油为分散相流体;每一相采用独立湍流模型,空气采用标准 $k-\epsilon$ 湍流模型,混合油采用 dispersed phase zero equation 湍流模型.计算中所涉及的流体动力学方程如下^[15]:

动量方程

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(r_a \rho_a \mathbf{U}_a) + \nabla \cdot [r_a (\rho_a \mathbf{U}_a \otimes \mathbf{U}_a)] = \\ & - r_a \nabla p_a + \nabla \cdot \{ r_a \mu_a [\nabla \mathbf{U}_a + (\nabla \mathbf{U}_a)^T] \} + \\ & \sum_{\beta=1}^{N_p} (\Gamma_{a\beta}^+ \mathbf{U}_\beta - \Gamma_{\beta a}^+ \mathbf{U}_a) + S_{Ma} + M_a \end{aligned}$$

其中 r 为体积分数, α 和 β 为不同相, N_p 为全部相的数量, S_{Ma} 为由外部体积力产生的动量源, M_a 为由其他相作用在相 α 界面上的力产生的动量改变, $\Gamma_{a\beta}^+ \mathbf{U}_\beta - \Gamma_{\beta a}^+ \mathbf{U}_a$ 为由相间质量传递产生的动量传递.

连续性方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(r_a \rho_a) + \nabla \cdot (r_a \rho_a \mathbf{U}_a) = S_{MSa} + \sum_{\beta=1}^{N_p} \Gamma_{a\beta}$$

其中 S_{MSa} 为可自定义质量源, $\Gamma_{a\beta}$ 为相间每一个体积单元上的质量流率.

体积守恒方程

$$\sum_{\alpha=1}^{N_p} r_{\alpha} = 1$$

计算中所涉及的相间界面传递方程如下:

相间界面动量交换方程

$$M_{\alpha} = \sum_{\beta \neq \alpha} M_{\alpha\beta}$$

其中 M_{α} 为由其他相作用在相 α 界面上的力产生的动量改变, $M_{\alpha\beta}$ 为作用于相 α 界面上的力以及及与相 β 交互产生的动量传递。

相间界面热交换方程

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(r_{\alpha}\rho_{\alpha}h_{\alpha,\text{tot}}) - r_{\alpha}\frac{\partial p}{\partial t} + \\ & \nabla \cdot (r_{\alpha}\rho_{\alpha}\mathbf{U}_{\alpha}h_{\alpha,\text{tot}} - r_{\alpha}\lambda_{\alpha}\nabla T_{\alpha}) - \\ & \nabla \cdot \left\{ r_{\alpha}\mu_{\alpha} \left[\nabla \mathbf{U}_{\alpha} + (\nabla \mathbf{U}_{\alpha})^T - \frac{2}{3} \nabla \mathbf{U}_{\alpha} \delta \right] \mathbf{U}_{\alpha} \right\} = \\ & \sum_{\beta=1}^{N_p} (\Gamma_{\alpha\beta}^{+} h_{\beta,\text{tot}} - \Gamma_{\beta\alpha}^{+} h_{\alpha,\text{tot}}) + Q_{\alpha} + S_{\alpha} \end{aligned}$$

其中 h_{α} , T_{α} , λ_{α} 分别为相 α 的焓, 温度, 导热系数; S_{α} 为外部热源, Q_{α} 为相 α 界面上与其他相的热交换, $\Gamma_{\alpha\beta}^{+} h_{\beta,\text{tot}} - \Gamma_{\beta\alpha}^{+} h_{\alpha,\text{tot}}$ 为相间界面上的质量传递引起的热交换。

由于轴承腔内径壁面以及保持架/滚动球体壁面的高速旋转与气体和混合油液滴产生摩擦(轴承腔其他静止壁面与油气亦有摩擦); 且文献[16-17]的研究表明, 在高速滚子轴承中, 滚动球体间的弹流油膜摩擦功率损失(发热量)在轴承总功率的损失中起主导作用。因此, 在分析混合油气对轴承的冷却效果时, 考虑摩擦产生的热作用并包括到计算中去。

1.2 模型的建立

轴承模型见图2, 其外径为26 mm, 内径为5 mm, 宽度为8 mm, 滚动球体直径为5 mm, 球体个数为9个。

为降低复杂性, 轴承进一步简化(图3): 滚动球体嵌入轴承外径和内径的部分去除; 忽略滚动球体自转; 保持架和滚动球体简化为相同的转速。

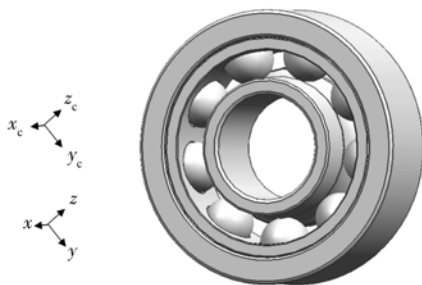


图2 轴承三维示意图

Fig. 2 Three-dimensional schematic of bearing

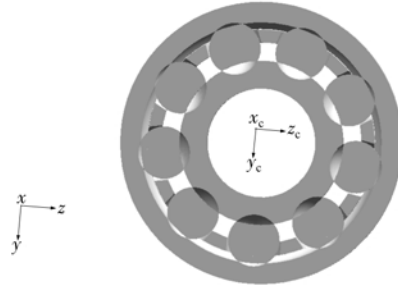


图3 轴承简化示意图(取 y-z 截面)

Fig. 3 Simplified schematic section of bearing (section y-z)

对轴承腔流体部分(图4)建立非结构化网格, 网格节点数目为389 273, 在重要的接触面如滚珠外表面、滚珠和轴承内外径的接触面等位置对网格进行适当的加密处理, 如图5所示。轴承腔旋转壁面上的平均 y^+ 值约为27, 静止壁面上的平均 y^+ 值约为41, 均符合标准 $k-\epsilon$ 湍流模型的精度要求。

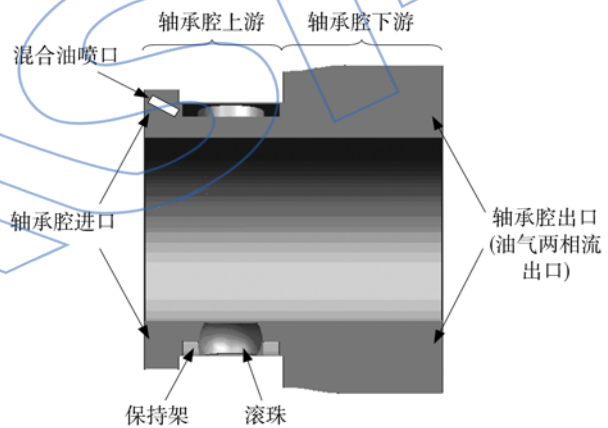


图4 轴承腔流体部分截面图

Fig. 4 Schematic section of bearing chamber fluid domain

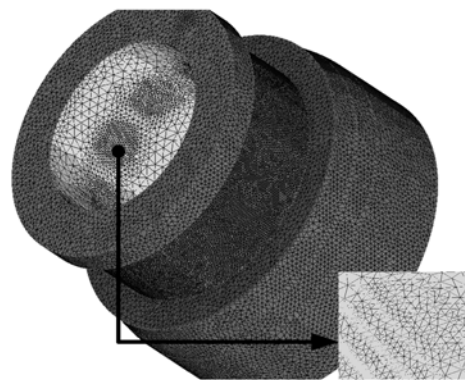


图5 轴承腔计算模型网格划分

Fig. 5 Computational grid of bearing chamber

1.3 边界条件的给定

给定计算边界条件如表 1 所示(轴承腔进、出口定义见图 4)。

表 1 计算边界条件

Table 1 Computational boundary conditions

边界条件	数值及说明
气体性质	理想可压缩
流体耗散作用	考虑
轴承腔进口总压/ 10^5 Pa	3.03
轴承腔出口总压/ 10^5 Pa	1.62
轴承腔壁面	绝热无滑移壁面条件
进口气体总温/K	470
混合油流量/(g/s)	0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 1.0, 1.2, 1.4, 1.6
混合油温度/K	350
轴承内径转速 (壁面旋转)/(r/min)	108 000
保持架/滚动球体转速 (壁面旋转)/(r/min)	18 000

2 计算结果及讨论

2.1 混合油流量对进口空气流量及混合油喷油压力的影响

图 6 给出了进口空气流量及混合油喷油压力随混合油流量的变化趋势。随混合油流量的增加,进口空气流量逐渐减小,混合油喷油压力逐渐增大。对此,减小进口空气流量将减弱对混合油的雾化效果,从而影响轴承的润滑和冷却;增大进口空气流量将增加轴承的轴向负荷,加快轴承的磨损。所以选择合适的油气比对此种润滑方式至关重要。此外进口空气流量的下降及混合油流量的改变对轴承腔上、下游(上、下游定义见图 4)的压力分布、油气比分布及润滑和冷却效果产生影响,对此以下几节将详细描述。

2.2 轴承腔内压力分布的不均匀性

在此种润滑方式下,轴承腔内的压力分布不均匀:喷油口附近的滚珠区域有一个明显的压力降低再升高的过程;而在其他位置,则是一个压力从高到低的渐变过程,如图 7 所示(其余工况下压力分布趋势相同,在此不一一列出)。图 8 给出

了混合油流量改变时,滚珠上所受压力的变化趋势,距离喷口最远的滚珠上所受压力基本不变,距离喷口最近的滚珠上所受压力是一个增加的趋势,且远大于距离喷口最远的滚珠上所受压力。需

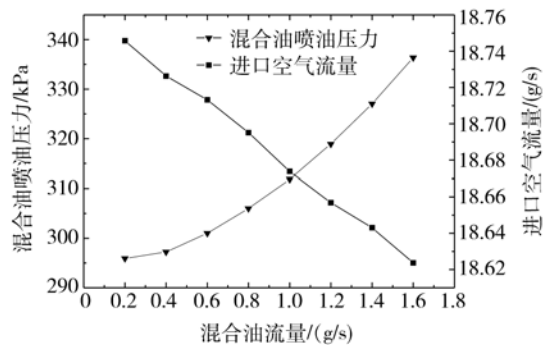


图 6 轴承腔进口空气流量和混合油喷油压力随混合油流量的变化趋势

Fig. 6 Variation of air mass flow rate and oil pressure with increase of oil mass flow rate in bearing chamber

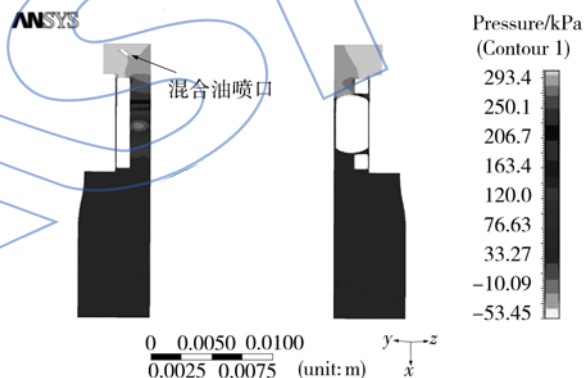


图 7 轴承腔截面压力分布

Fig. 7 Contour plot of pressure distribution in bearing chamber

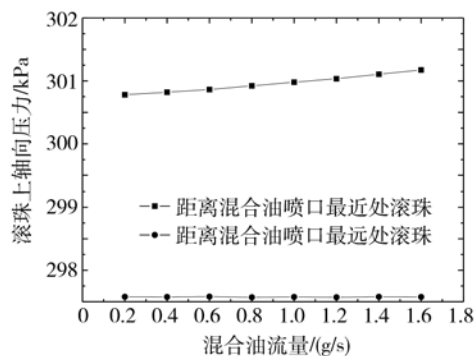


图 8 不同位置滚珠上所受轴向压力对比

Fig. 8 Comparison of axial pressure in different ball bearings

要注意的是,这种压力的不均匀性将导致轴承轴向截面上受力的不平衡,引起轴承的倾斜,增大轴承的磨损.混合油流量的增大会使这种不平衡导致的磨损趋势进一步增大.

2.3 轴承腔内的油气分布

图9和图10给出了混合油流量分别为0.2 g/s和1.6 g/s时,轴承腔不同截面处空气体积分数和混合油体积分数的对比.从轴承腔喷油口处到轴承腔出口处,每隔4 mm取一个截面,共取5个截面.

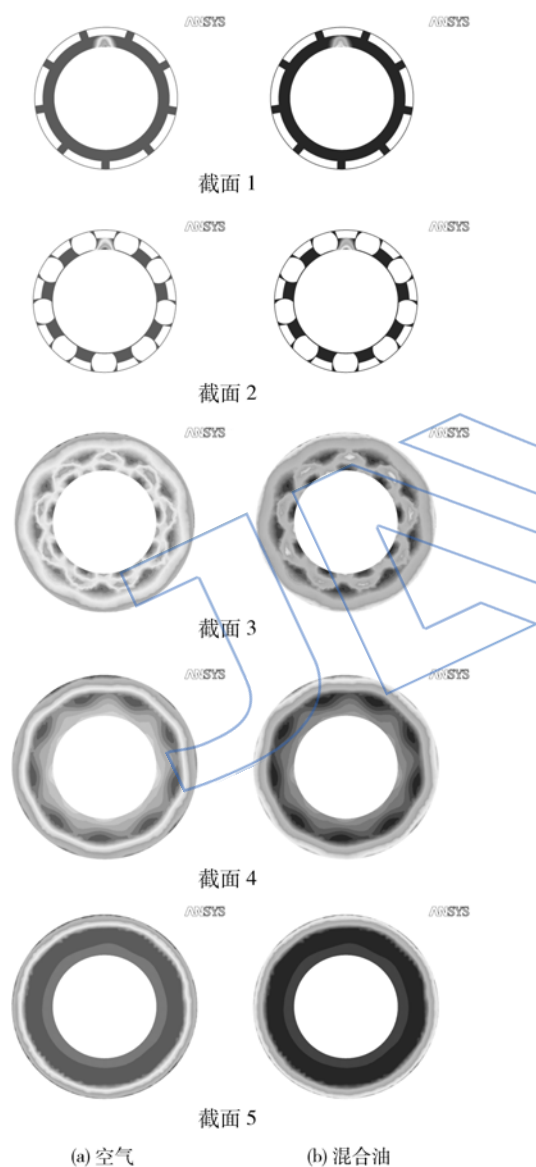


图9 混合油流量为0.2 g/s时,取5个不同截面处空气与混合油体积分数的对比

Fig. 9 Compare of volume fraction between air and oil in different sections and at oil mass flow rate of 0.2 g/s

当混合油流量确定时,油气在喷口附近区域(图9、图10中截面1,2)的分布不对称;喷口下方混合油体积分数较大,空气体积分数较小,从而导致滚珠处在不同位置时,表面的油膜分布不一致.这一混合油分布的不对称趋势在离开滚珠区域后逐渐消失.

从截面3~截面5可以看出,在这些位置混合油分布比较规律.滚珠也对轴承腔下游的气液分布产生影响(截面4);滚珠下方区域(截面3)混合油体积分数较大,空气体积分数较小;轴承腔靠

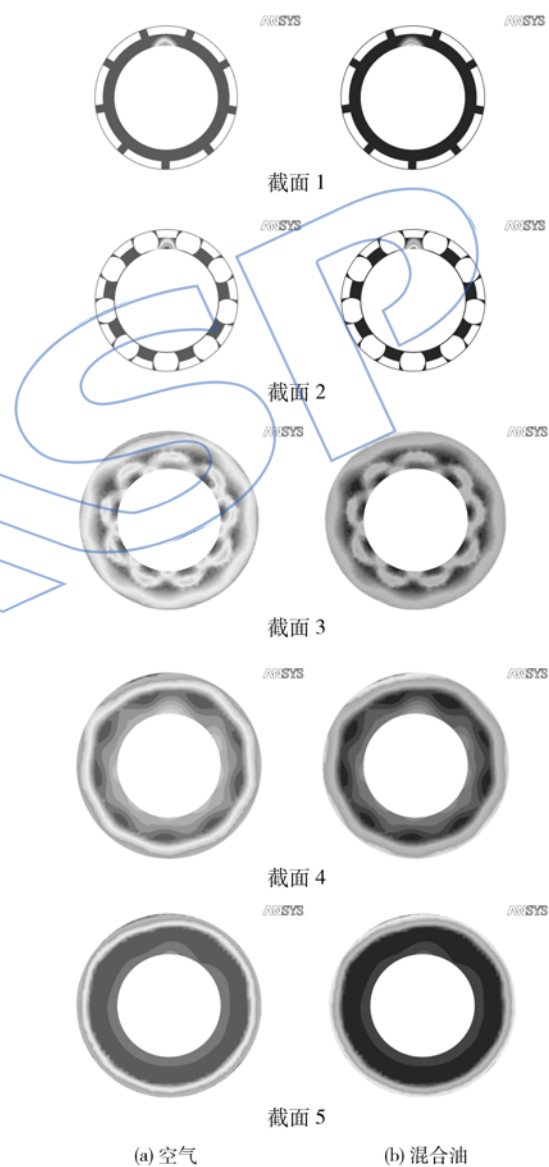


图10 混合油流量为1.6 g/s时,取5个不同截面处空气与混合油体积分数的对比

Fig. 10 Compare of volume fraction between air and oil in different sections and at oil mass flow rate of 1.6 g/s

近壁面区域混合油流量较大;轴承腔中间区域空气流量较大.随着截面与轴承腔进口距离的增大,滚珠对气液分布的影响逐渐减小(截面 5),但在轴承腔内的分布仍是不均匀的,趋势是沿径向空气体积分数逐渐加大,外径壁面附近混合油体积分数逐渐加大.其机理在于混合油密度大于空气密度,在高速旋转下混合油所受的离心力较大,更容易被甩到壁面附近.

当混合油流量增大时,比较相同截面位置处的气液分布,可以看出,在喷油管附近区域截面,混合油体积分数增加,如截面 2 所示.在其他截面,仅仅是数值上的变化,分布趋势基本没有发生改变.

图 11 给出了不同混合油流量下,轴承壁面上混合油体积分数分布规律.总体上,喷口附近的滚珠和保持架上油膜厚度较厚;远离喷口则油膜分布不均匀,沿来流方向的滚珠和保持架上部油膜较薄,而下部油膜厚度较厚.混合油流量的增加没有使滚珠和保持架上的混合油分布更加合理,油膜厚度更均匀.从图中可以看出,混合油分布仍是不对称的,在喷口下方的滚珠和保持架油膜厚度随混合油流量增加而有所增加,但其他区域的滚珠甚至出现油膜厚度下降的趋势.这主要是由于增大混合油流量后轴承腔进口空气流量的减少弱化了将混合油雾化的能力,出现混合油流量增加而润滑效果在某些区域下降的结果.说明在此种

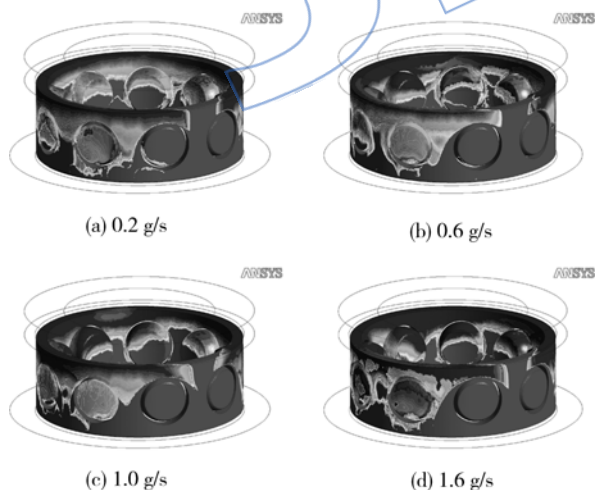


图 11 不同混合油流量下,轴承壁面混合油体积分数分布(来流从上到下)

Fig. 11 Contour plot of volume fraction distribution of oil in bearing wall and at different oil mass flow rates (inflow from top to bottom)

润滑方式下,需找到合适的油气比,以得到较好的润滑效果.

2.4 混合油气对轴承的冷却效果

混合油流量的改变对轴承产生不同的冷却效果.轴承滚珠及保持架壁面的温度随着混合油流量的增加而有所降低,如图 12 所示.可以看出:对于喷口下方的滚珠,温度较低,其他区域的滚珠则温度较高;随着混合油流量的增加,这一低温区域的面积逐渐扩大;而对于滚珠本身,沿来流方向的两端温度较高,中部的温度较低,混合油流量的增长对这一区域的影响不大.

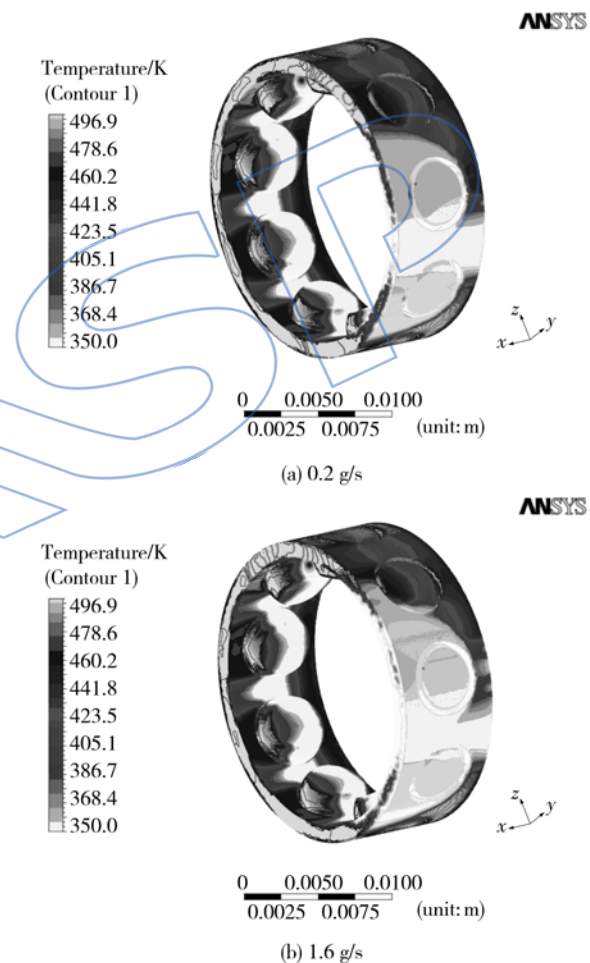


图 12 轴承壁面温度分布随混合油流量的变化

Fig. 12 Contour plot of temperture distribution of oil in bearing wall and at different oil mass flow rates

图 13 给出了轴承壁面上空气和混合油温度随混合油流量的变化趋势.当混合油流量的增加使轴承腔进口空气流量下降时,轴承壁面上空气温度随之增加,而壁面上混合油温度下降.需要注意的是,空气温度增加值很小,只有 0.2 K 左右,

几乎不变;而混合油温度下降相对较大,约为 30 K. 说明在轴承腔内起到主要冷却效果的是混合油而不是空气. 即,当混合油流量加大时,壁面混合油温度下降而空气温度几乎不变,提高轴承的冷却效果. 所以,当不考虑轴承腔内过小的空气流量将弱化对混合油的雾化能力或降低的雾化能力在可接受的范围内时,采用大的油气比较为有益. 再次说明选择合适的油气比对于此种润滑方式至关重要.

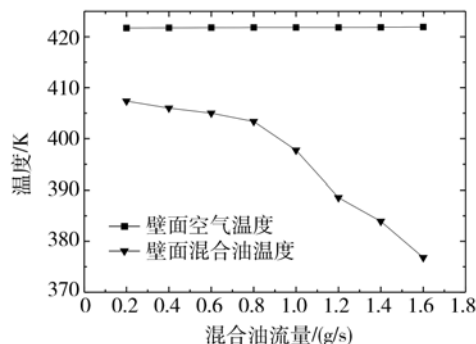


图 13 轴承壁面空气温度和混合油温度随混合油流量的变化趋势

Fig. 13 Variation of air and oil temperature with increase of oil mass flow rate

3 结 论

通过数值模拟,分析了不同工况下,轴承腔内的压力和气液分布规律,以及油气比的改变对轴承润滑和冷却的影响. 其结果表明:

1) 当混合油流量增加时,进口空气流量减小,油气比增大,混合油喷油压力增加.

2) 轴承上所受压力不均匀,混合油喷口附近的滚珠和保持架所受压力较大,距离喷口较远处压力较小,混合油流量的增大会引起这种趋势进一步加大,从而增大轴承的磨损.

3) 轴承腔内的气液分布在喷油管附近区域不对称,喷油管周围区域混合油流量较大;滚珠的位置也会对轴承腔气液分布产生影响,滚珠下方区域混合油体积分数较大,空气体积分数较小;在轴承腔下游位置,由于混合油液滴所受离心力较大的因素,在轴承靠壁面区域混合油流量较大.

4) 当混合油流量增大时,喷油管附近区域混合油体积分数增加. 而在轴承腔其他区域,仅仅是数值上的变化,分布趋势基本没有发生改变.

5) 滚珠和保持架上油膜分布不均匀,混合油喷口下方的滚珠和保持架上油膜较厚,其他区域

较薄,混合油流量的增加不能改变这一趋势,甚至出现某些区域油膜的进一步降低,主要由于加大混合油流量后,轴承腔进口空气流量的减少弱化了将混合油雾化的能力.

6) 对轴承起到冷却效果的主要是混合油而非空气. 所以提高轴承腔内的油气比,可以提高轴承冷却效果,但较大的油气比又弱化了混合油的雾化效果,从而选择合适的油气比对此种润滑方式至关重要.

参考文献:

- [1] 郑龙席,王莱瑚. 油雾润滑在微型航空涡轮发动机上的应用[J]. 润滑与密封,2003(4):87-89.
ZHENG Longxi, WANG Mohu. Application of oil mist lubrication technology on micro turbo engine[J]. Lubrication Engineering, 2003(4):87-89. (in Chinese)
- [2] 田爱华,王毅间,关金贵,等. 气液两相流体润滑技术在滚动轴承中的试验研究[J]. 吉林化工学院学报,2003,20(3):73-75.
TIAN Aihua, WANG Yijian, GUAN Jingui, et al. Experimental study on the bubbly liquid lubrication technology in the spindle bearing[J]. Journal of Jilin Institute of Chemical Technology, 2003, 20(3):73-75. (in Chinese)
- [3] Prince M J, Blanch H W. Bubble coalescence and break-up in air-sparged bubble columns[J]. AIChE Journal, 1990, 36(10):1485-1499.
- [4] Lee C W, Palma P C, Simmons K, et al. Comparison of computational fluid dynamics and particle image data for the airflow in an aeroengine bearing chamber[J]. Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Gas and Turbines Power, 2005, 127(10):697-703.
- [5] 杨和中,刘厚飞. Turbolub 油气润滑技术(一)[J]. 润滑与密封,2003(1):107-110.
YANG Hezhong, LIU Houfei. Turbolub oil-air lubrication technology Part 1[J]. Lubrication Engineering, 2003(1):107-110. (in Chinese)
- [6] 吴昊天,陈国定. 轴承腔油气两相泡沫流动的数值研究[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)
- [7] 吴昊天,陈国定. 气液两相流对发动机主轴承润滑性能影响的分析[J]. 机械科学与技术,2007,26(2):217-220.
WU Haotian, CHEN Guoding. Influence of gas/liquid two-phase flow on lubrication performance of an engine bearing[J]. Mechanical Science and Technology, 2007, 26(2):217-220. (in Chinese)
- [8] Maqableh A, Simmons K, Hibberd S, et al. CFD modeling of three-component air/oil flow and heat transfer in a rotating annulus[C] // Proceedings of the 11th International

- Conference of CFD, Vancouver, Canada; IME, 2003; 192-200.
- [9] Busam S, Glahn A, Witting S. Internal bearing chamber wall heat transfer as a function of operating conditions and chamber geometry[J]. Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2000, 122(4): 314-320.
- [10] 何立东, 闫通海, 王凡. 气液两相流体润滑机理的试验研究[J]. 润滑与密封, 1996(1): 33-36.
- HE Lidong, YAN Tonghai, WANG Fan. Experimental study on lubrication mechanism of bubbly liquid[J]. Lubrication Engineering, 1996(1): 33-36. (in Chinese)
- [11] Glahn A, Witting S. Two-phase flow in aero engine bearing chambers: characterization of oil film flows[J]. Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Gas and Turbines Power, 1996, 118(7): 578-583.
- [12] 康宁, 曾文彬. 空气压力对油雾发生器雾化特性的影响[J]. 润滑与密封, 2009, 34(8): 14-16.
- KANG Ning, ZENG Wenbin. Effect of air pressure on mist characteristics of oil mist lubrication device[J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(8): 14-16. (in Chinese)
- [13] 康宁, 曾文彬. 温度及油温对油雾发生器雾化特性的影响[J]. 润滑与密封, 2009, 34(12): 14-17.
- KANG Ning, ZENG Wenbin. Effect of air temperature and oil temperature on mist characteristics of oil mist lubrication device[J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(12): 14-17. (in Chinese)
- [14] ANSYS, Inc. Multiphase flow modeling[M] // ANSYS CFX-Solver Modeling Guide ANSYS CFX Release 11.0. Canonsburg, PA: ANSYS, Inc., 2006; 141-178.
- [15] ANSYS, Inc. Multiphase flow theory[M] // ANSYS CFX-Solver Theory Guide ANSYS CFX Release 11.0. Canonsburg, PA: ANSYS, Inc., 2006; 123-184.
- [16] Astridge D G, Smith C F. Heat generation in high-speed cylindrical roller bearings[C] // Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, Elasto-hydrodynamic Lubrication. Leeds, UK; IME, 1973; 83-94.
- [17] 刘志全, 张永红, 苏华. 高速滚动轴承热分析[J]. 润滑与密封, 1998(4): 66-68.
- LIU Zhiqian, ZHANG Yonghong, SU Hua. Thermal analysis of high speed rolling bearings[J]. Lubrication Engineering, 1998(4): 66-68. (in Chinese)