

文章编号: 1000-8055(2010)08-1900-06

高转速下轴承腔内壁油膜流动建模

刘亚军, 陈国定, 王 军
(西北工业大学 机电学院, 西安 710072)

摘 要: 结合国外已有试验工作, 提出描述轴承腔壁面油膜运动的分析模型, 并进行若干工况条件的影响分析. 研究表明, 轴承腔中油膜流动具有累积特点, 表现出在排出口之间油膜厚度逐渐增大; 旋转件转速的增加减小了壁面油膜厚度, 但却提高了油膜平均速度; 随着入口滑油流量的增加, 壁面油膜厚度和平均速度都随之增加. 理论分析及其与试验工作的比较都表明, 提出的基于试验研究预测轴承腔中油膜运动物理状态的方法, 对于在有限试验条件下研究轴承腔中壁面油膜运动机理、继而开展轴承腔内传热分析和润滑分析, 是有价值的技术途径.

关 键 词: 航空发动机; 轴承腔; 油膜流动; 油膜厚度; 高速

中图分类号: TP183; V23

文献标识码: A

Flow modeling of oil film on bearing chamber wall at high-speed

LIU Ya-jun, CHEN Guo-ding, WANG Jun

(School of Mechanical Engineering,
Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: The analysis model of oil film movement on the bearing chamber wall was proposed based on the experimental work abroad, and the impact analysis of some operation conditions was carried out. The results show that the flow of oil film presents cumulative characteristics in bearing chamber, the film thickness increase between two exports; the increase in speed reduces the film thickness, but it increases the mean velocity of oil film; with the increase of the intake volume flow, the thickness and mean velocity of oil film increases. Theoretical analysis and comparison with the experimental work show that, the proposed method of predicting physical movement of oil film based on the experiment in bearing chamber, is a valuable technical means for the study of movement mechanism of oil film in bearing chamber wall under limited experimental conditions, and for the thermal analysis and lubrication analysis of bearing chamber.

Key words: aero-engine; bearing chamber; flow of oil film; thickness of oil film; high-speed

航空发动机轴承腔是发动机主轴支承的重要部件, 其性能优劣直接影响到发动机本身的性能^[1]. 包括润滑油流量和散热能力确定的轴承腔润滑设计, 不仅影响发动机润滑系统的配置和功

能设计, 而且影响到上下游系统和装置的设计工作, 因此这一设计已成为发动机系统设计的重要组成部分. 轴承腔润滑设计有赖于对轴承腔中润滑介质流动特性的了解, 因此有关轴承腔中润滑

收稿日期: 2009-06-23; 修订日期: 2009-12-07

基金项目: 国家自然科学基金(50975233)

作者简介: 刘亚军(1984-), 男, 陕西凤翔人, 硕士生, 主要从事航空发动机轴承腔油气两相润滑介质流动研究.

介质的流动分析一直是轴承腔润滑设计的基础工作,并得到了国内外学者的关注^[2-4].

应当指出的是,为防止轴承腔中润滑油泄漏,轴间采用了篦齿密封,并从二次流系统中引出有压气体进行封严.流入轴承腔的有压气体,加之运动件对腔内气体的作用,使得轴承腔中的润滑状态是一个气液两相介质共存的状态^[5-6].尽管如此,但从轴承腔散热的角度来讲,油膜的散热能力较之空气大(即使空气中考虑有油滴离散相的作用),因此对轴承腔中润滑油膜的运动分析还是很有意义的,相关文献的研究工作也表明了这一点^[7].

有关轴承腔中润滑油膜的运动分析,目前看来还比较零散.较早的有 Witting, Glahn 等人^[8-10]的工作,他们采用试验的方法,对轴承腔内壁上某些圆周位置处的油膜速度进行了测量,并对 Deissler 涡流模型在轴承腔油膜运动分析中应用的合理性进行了探讨,在此基础上尝试计算轴承腔壁面与油膜之间的局部传热系数. Gorse 等^[11]则通过试验手段测量轴承腔内壁面的油膜厚度,研究若干轴承腔结构对腔内壁面油膜厚度分布的影响.迄今鲜有研究系统地提出轴承腔壁面油膜运动分析模型,并在此基础上形成适用于不同工况条件下的轴承腔中润滑油膜运动分析的方法.

本文综合并分析国外已有的试验工作,提出能够描述轴承腔壁面油膜运动的分析模型,并在此基础上进行不同工况条件的影响分析,通过理论分析结果与试验结果的比较,以支持所提出的轴承腔壁面油膜流动建模方法的可靠性和适用性.

1 理论模型

图 1 是典型的轴承腔圆周方向结构及油膜流动示意图.图中, R 为轴承腔内壁半径; ω 为旋转件(如轴承内圈等)角速度; θ 为圆周方向坐标;轴承腔的排气口位于 $\theta = \theta_1 = 0^\circ$,排油口位于 $\theta = \theta_2 = 180^\circ$.轴承采用环下供油方式润滑,从轴承内圈和保持架甩出的润滑油滴经过轴承腔空间沉积到轴承腔内壁面上形成润滑油膜.壁面润滑油膜在气体及壁面剪切力和油膜重力的作用下沿着壁面流动,并最终从排出口(排油口和排气口)流出.

分析中只考虑剪切力和重力对油膜的作用,以及相比较于轴承腔结构尺寸油膜足够薄,因此

认为油气界面上的剪切力在圆周方向上为常数.另外,由于仅有旋转件周向运动,故可认为轴承腔中油膜没有轴向流动.

1.1 油膜周向速度

从图 1 中取轴承腔 θ 位置处的微段 ($R\Delta\phi$) 油膜(高度为 y) 为研究对象,油膜微段的受力状态如图 2 所示.图中, y 为从轴承腔内壁量起的沿油膜厚度方向的径向坐标; τ 表示对应油膜高度 y 坐标处的油膜剪切力; τ_w 为壁面作用于油膜的剪切力; τ_s 为空气作用于油膜的剪切力; h 为油膜厚度; g 为重力加速度; ρ 为润滑油密度.

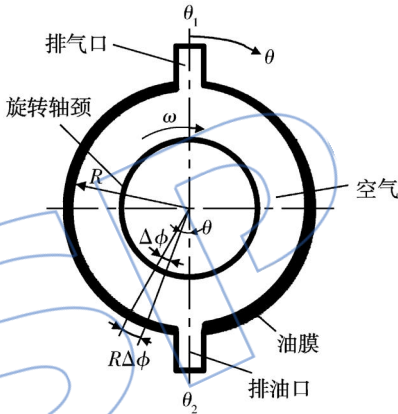


图 1 轴承腔结构与油膜流动示意图
Fig.1 Sketch map of flow of oil film in bearing chamber wall

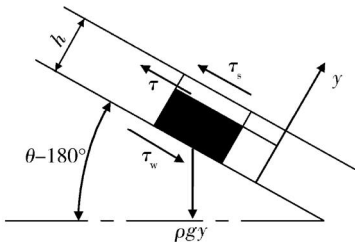


图 2 油膜受力示意图
Fig.2 Sketch map of force analysis of oil film

由图 2 建立油膜微段在轴承腔内壁切线方向上的受力平衡方程为^[9]

$$\tau = \tau_w - \rho g y \sin \theta \tag{1}$$

若考虑整个油膜厚度,式(1)可写为

$$\tau_s = \tau_w - \rho g h \sin \theta \tag{2}$$

令 $y' = y u_r / \nu$, $u_r = \sqrt{\tau_w / \rho}$, 式(1)可无量纲处理为

$$\frac{\tau}{\tau_w} = 1 - \frac{\nu g \sin \theta}{u_r^3} y' \tag{3}$$

考虑到旋转件的高速搅拌作用,油膜流动处于湍流状态,根据文献[12]有公式

$$\frac{\tau}{\rho} = (\nu + \varepsilon_m) \frac{du}{dy}$$

(4)

其无量纲化形式为

$$\frac{\tau}{\tau_w} = \left(1 + \frac{\varepsilon_m}{\nu}\right) \frac{du'}{dy'}$$

(5)

式中 ε_m/ν 表示湍流黏度系数; u' 表示油膜无量纲速度, $u' = u/u_\tau$.

由式(3)和式(5)有

$$1 - \frac{\nu g \sin \theta}{u_\tau^3} y' = \left(1 + \frac{\varepsilon_m}{\nu}\right) \frac{du'}{dy'}$$

(6)

采用 Deissler 湍流黏度系数模型^[9],湍流黏度系数表示为

$$\frac{\varepsilon_m}{\nu} = m^2 u' \{1 - \exp(-m^2 u')\}$$

(7)

式中常数 $m = 0.109^{[9]}$. 将式(7)代入到式(6)中有

$$\frac{du'}{dy'} = \frac{1 - \frac{\nu g \sin \theta}{u_\tau^3} y'}{1 + 0.109^2 u' \{1 - \exp(-0.109^2 u')\}}$$

(8)

获得油膜无量纲速度后则可计算无量纲平均速度 $\bar{u}'$,即

$$u' = \frac{1}{h'} \int_0^{h'} u(y') dy'$$

(9)

式中 $\bar{u}' = \bar{u}/u_\tau$, h' 为油膜无量纲厚度, $h' = hu_\tau/\nu$.

1.2 油膜厚度

轴承腔中的油膜厚度分析是利用文献[10]的试验结果以“倒逼”形式进行的. 表 1 是文献[10]在轴承腔圆周 $\theta = 142.5^\circ$ 位置处测量得到的两种旋转件转速 n_w 条件下的油膜厚度 h 和油膜平均速度 $\bar{u}$. 利用式(8)和式(9),以及利用表 1 的结果,在确定了此圆周位置的油膜速度分布 $u(y')$ 和无量纲油膜厚度 h' 的同时,也获得了对应工况下此圆周位置的壁面剪切力 τ_w ,为获得轴承腔周向油膜厚度分布提供了基础条件.

整个求解过程可以简述为:首先给 τ_w 赋一个数值($\tau_w > 0$),然后以 $u'|_{y'=0} = 0$ 为初始条件采用龙格库塔法求解式(8),获得油膜速度分布关系式 $u(y')$;将获得的 $u(y')$ 和表 1 中的油膜厚度试验值 h 代入式(9),得到油膜平均速度 $\bar{u}_1$;将表 1 中的油膜平均速度试验值 $\bar{u}$ 与计算获得的 $\bar{u}_1$ 值进行比较,如果 $|\bar{u}_1 - \bar{u}| < 0.0005$,则计算结果收

敛,从而获得 τ_w 和对应的 $u(y')$;否则令 $\tau_w = \tau_w + 0.01$,进行下一轮计算.

表 1 圆周位置 $\theta = 142.5^\circ$ 处的油膜厚度 h 和油膜平均速度值 $\bar{u}$

Table 1 Thickness and mean velocity test value of oil film at $\theta = 142.5^\circ$

$n_w / (\text{r/min})$	$\dot{V}_\theta / (\text{L} \cdot \text{h}^{-1})$	h / mm	$\bar{u} / (\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$
12000	50	0.57	0.30
12000	100	0.64	0.78
12000	150	1.38	1.15
12000	200	1.38	1.32
16000	50	0.52	1.00
16000	100	0.54	1.18
16000	150	0.72	1.22
16000	200	0.95	1.43

应该说明的是,文献[10]为了避免油膜厚度和油膜速度测量仪器之间的干扰,油膜平均速度 $\bar{u}$ 是在 $\theta = 150^\circ$ 处测量的,而油膜厚度 h 是在 $\theta = 135^\circ$ 处测量的,为分析所需,本文将它们认定为 $\theta = 142.5^\circ$ 的试验值.

根据质量守恒定律,轴承腔任意圆周位置处的油膜流动满足^[11]

$$\int_0^{h'} u(y', \theta) dy' = \frac{\dot{V}(\theta)/b}{\nu}$$

(10)

式中 $\dot{V}(\theta)$ 表示轴承腔某圆周位置油膜体积流量; b 为轴承腔宽度.

轴承润滑过程中甩出去的油滴均匀射向轴承腔壁面,因此可以认为油膜体积流量沿圆周方向为线性分布. 在高速旋转工况下,油膜沿壁面的流动方向与旋转件转动方向一致,根据文献[13]的研究工作以及考虑重力对腔内左右两侧油膜影响的差异,提出如下油膜体积流量与圆周坐标的关系:

$$\dot{V}(\theta) = \begin{cases} \frac{\dot{V}(\theta)}{\theta} \times \theta & \theta \in [0, 180] \\ \frac{2}{3} \frac{\dot{V}(\theta)}{\theta} \times (\theta - 180) & \theta \in [180, 360] \end{cases}$$

(11)

式中 θ 为测量圆周位置,本文中 $\theta = 142.5^\circ$; $\dot{V}(\theta)$ 为测量圆周位置 θ 处的油膜体积流量.

依据求得的 $\theta = 142.5^\circ$ 处的油膜速度分布 $u(y')$ 、无量纲油膜厚度 h' 以及壁面剪切力 τ_w , 由式(10)求得此位置 ($\theta = 142.5^\circ$) 的油膜体积流量 $\dot{V}$. 按照公式(11)可以获得任意圆周位置 θ 下的 $\dot{V}$.

根据式(3), 当 $y' = h'$ 时, 即在油气界面位置时, $\tau = \tau_s$, 有

$$\frac{\tau_s}{\tau_w} = 1 - \frac{\nu g \sin \theta}{u_{\tau}^3} h', \quad (12)$$

将 $\theta = 142.5^\circ$ 处的无量纲油膜厚度 h' 和壁面剪切力 τ_w 代入式(12), 求得此处的界面剪切力 τ_s , 此亦为轴承腔任意圆周位置 θ 处的界面剪切力 τ_s .

在分别确定了任意圆周位置 θ 下的体积流量 $\dot{V}$ 和界面剪切力 τ_s 后, 则可对于一系列 θ 值, 通过迭代方法, 求解方程(10)和(12), 获得任意圆周位置 θ 下的无量纲油膜厚度 h' 和壁面剪切力 τ_w , 继而得到油膜厚度 h . 油膜平均速度 $\bar{u}$ 通过公式(9)计算得到.

2 结果及讨论

本文所涉及的参数取值分别为润滑油密度 $\rho = 954 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, 运动黏度 $\nu = 7.34 \times 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$; 轴承腔宽度 $b = 0.02 \text{ m}$, 轴承腔内径 $R = 0.090 \text{ m}$, 轴颈半径 $r = 0.062 \text{ m}$, 出口(排气口和排油口)直径 $\Phi = 0.017 \text{ m}$; 空气流量 $\dot{m}_g = 10 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$.

2.1 油膜速度分布

图 3 是在轴承腔 $\theta = 142.5^\circ$ 处计算获得的油膜沿厚度方向上的速度分布 $u(y')$ 与文献[9]试验结果(3个试验值)的比较, 对比是在转速 $n_w =$

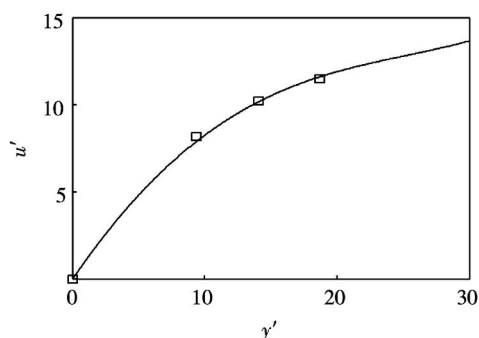


图 3 油膜速度分布理论曲线与试验值比较

Fig. 3 Comparison between velocity profile curve and test value of oil film

12 000 r/min 和入口滑油流量 $\dot{V}_i = 150 \text{ L} \cdot \text{h}^{-1}$ 条件下进行的. 可以看出试验结果和分析结果相当一致, 这一方面与文献[9]和文献[10]试验装置相同有关, 另一方面也表明采用本文分析方法能够描述轴承腔中油膜运动的情况.

2.2 油膜厚度与油膜平均速度分布

针对入口滑油流量分别为 $\dot{V}_i = 50, 100, 150, 200 \text{ L} \cdot \text{h}^{-1}$ 和转速分别为 $n_w = 12\ 000, 16\ 000 \text{ r/min}$ 的 8 种工况, 计算了对应的轴承腔圆周方向壁面油膜厚度 h 和油膜平均速度 $\bar{u}$ 分布, 其中部分计算结果与文献[11]提供的油膜厚度试验结果进行了对比, 如图 4~图 6 所示.

从图中可以看出, 高速条件下, 由于轴承腔中的润滑油分别从上下两个排出口中流出, 所以轴承腔圆周方向上的壁面油膜厚度和平均速度分布都以排出口为界分为两个部分, 这是和轴承腔中油膜实际工作状态吻合的.

图 4(a)~(d) 是转速 $n_w = 12\ 000 \text{ r/min}$ 和入口滑油流量分别为 $\dot{V}_i = 50, 100, 150, 200 \text{ L} \cdot \text{h}^{-1}$ 工况下, 轴承腔圆周方向壁面油膜厚度分布, 图中的分析结果和试验结果具有较好的吻合性. 显然, 在高速转动的条件下界面剪切作用对油膜流动有很大的拖曳作用, 表现出油膜流动的累积性, 即油膜厚度在排出口之间随着 θ 的增大而增大, 且随着滑油流量的增加, 轴承腔壁面油膜厚度增大. 在滑油流量较大时, 油膜重力影响更为明显, 这也是在轴承腔左半部分(此时重力与界面剪切力对油膜的作用是相反的), 试验结果低于计算结果的原因.

图 5 是转速 $n_w = 12\ 000 \text{ r/min}$ 和入口滑油流量分别为 $\dot{V}_i = 50, 100, 150, 200 \text{ L} \cdot \text{h}^{-1}$ 工况下, 轴承腔壁面油膜平均速度分布. 同样, 随着滑油流量的增加, 轴承腔壁面油膜平均速度增大, 但在大滑油流量条件下这一规律不再明显.

图 6 表示了轴承腔 $\theta = 90^\circ$ 和 $\theta = 270^\circ$ 两圆周位置的油膜厚度和油膜平均速度随入口滑油流量 $\dot{V}_i$ 的变化规律. 可以看出, 随着旋转件转速的增大, 油膜厚度减小, 而油膜平均速度增大, 并且在速度较低的情况下, 入口滑油流量对油膜厚度和油膜平均速度的影响更为明显.

上述现象的原因在于旋转件高速运动造成的大界面剪切力具有加快油膜输送的作用, 从而“刮薄”了油膜.

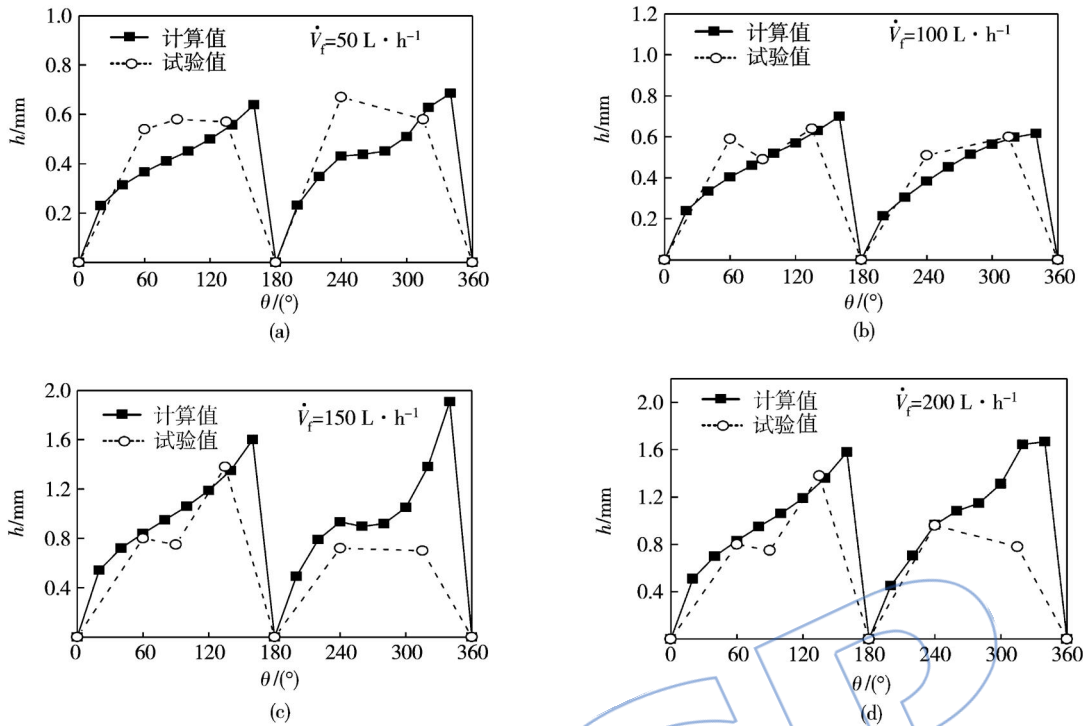


图 4 $n_w = 12\,000\text{ r/min}$ 时轴承腔圆周油膜厚度分布

Fig. 4 Thickness distribution of oil film in bearing chamber under $n_w = 12\,000\text{ r/min}$

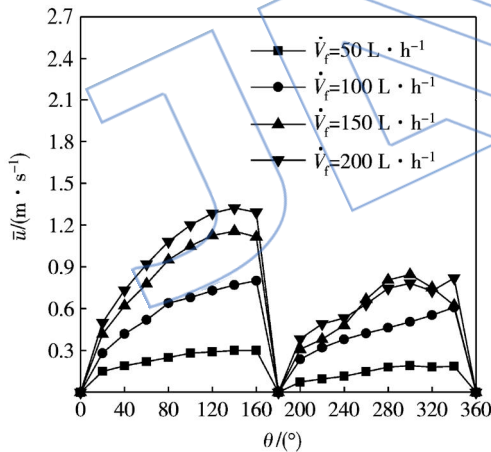


图 5 $n_w = 12\,000\text{ r/min}$ 时轴承腔圆周油膜平均速度分布

Fig. 5 Mean velocity distribution of oil film in bearing chamber under $n_w = 12\,000\text{ r/min}$

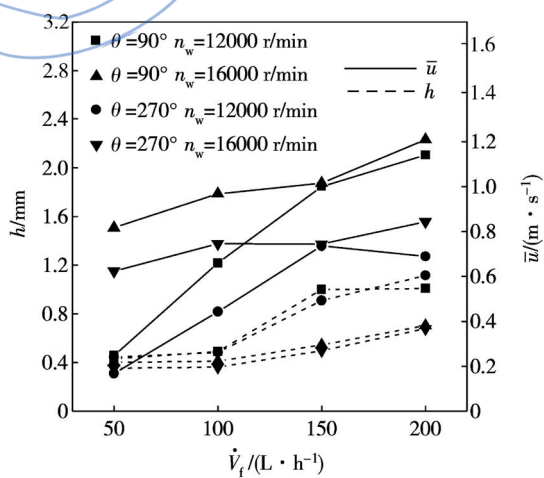


图 6 油膜厚度和平均速度与入口滑油流量关系

Fig. 6 Relation between thickness , mean velocity of oil film and intake volume flow

3 结 论

通过建立的轴承腔壁面油膜运动分析模型,探讨了腔内壁面油膜厚度和油膜速度沿圆周方向分布的规律,获得的结论如下:

1) 在高速转动条件下,轴承腔中油膜流动具有累积特点,表现出在排出口之间油膜厚度随 θ

增大而增大. 由于轴承腔中左右两半部分油膜重力影响效果的不同,轴承腔左半部分(此时重力与界面剪切力对油膜的作用是相反的)的油膜厚度较小些,特别是入口滑油流量较大时更为明显.

2) 随着旋转件转速的增加,高速运动造成的大界面剪切力加快了油膜输送,减小了轴承腔壁面油膜厚度.

3) 轴承腔壁面油膜平均速度随着滑油流量和旋转件转速的增加而增加,但两种影响趋势只是分别在低速条件和小滑油流量条件下才比较明显。

4) 本文提出的理论分析方法能够在若干试验结果支持下预测获得轴承腔中油膜运动物理状态,这为今后通过有限试验与理论分析相结合获得轴承腔中壁面油膜运动机理、继而开展轴承腔内传热分析和润滑分析,提供了一条技术途径。

参考文献:

- [1] 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)
- [2] 吴昊天,陈国定. 轴承腔中润滑油气液两相分层流动研究[J]. 中国机械工程,2006,18(15):1800-1803.
WU Haotian,CHEN Guoding. Two-phase gas/liquid stratified flow in bearing chamber[J]. China Mechanical Engineering,2006,18(15):1800-1803. (in Chinese)
- [3] 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)
- [4] Farrall M,Hibberd S,Simmons K. The effect of initial injection conditions on the oil droplet motion in a simplified bearing chamber[J]. Transactions of the ASME,Journal of Engineering for Gas and Turbines and Power,2008,130(1):1-7.
- [5] Farrall M,Simmons K,Hibberd S. A numerical model for oil film flow in an aeroengine bearing chamber and comparison to experimental data[J]. Transactions of the ASME,Journal of Engineering for Gas and Turbines and Power,2006,128(1):111-117.
- [6] Glahn A,Kurreck M,Willmann M. Feasibility study on oil droplet flow investigations inside aeroengine bearing chambers-PDPA techniques in combination with numerical approaches[J]. Transactions of the ASME,Journal of Engineering for Gas and Turbines and Power,1996,118(10):749-755.
- [7] 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 and Turbines and Power,2000,122(4):314-320.
- [8] Witting S,Glahn A,Himmelsbach J. Influence of high rotational speeds on heat transfer and oil film thickness in aero-engine bearing chamber[J]. Transactions of the ASME,Journal of Engineering for Gas and Turbines and Power,1994,116(2):395-401.
- [9] Glahn A,Witting S. Two phase air/oil flow in aero engine bearing chambers: characterization of oil film flows[J]. Transactions of the ASME,Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,1996,118(3):578-583.
- [10] 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]. International Journal of Rotating Machinery,1999,5(3):155-165.
- [11] Corse P,Busam S. Influence of operating condition and geometry on the oil film thickness in aero-engine bearing chambers[R]. ASME GT2004-53708,2004.
- [12] 赵镇南. 对流传热与传质[M]. 北京:高等教育出版社,2007:155-157.
- [13] Farrall M,Hibberd S,Simmons K. Prediction of air oil exit flows in a commercial aero-engine bearing chamber[J]. Journal of Aerospace Engineering,2006,220(3):197-202.