

轴承腔气相介质流场的理论与试验

王 涛, 陈国定, 陈 薄
(西北工业大学 机电学院, 西安 710072)

摘 要: 采用有限元数值分析和试验研究的方法,研究了航空发动机轴承腔气相介质的压力场和速度场,探讨了转子转速和密封进气量等工况参数对轴承腔气相介质压力和速度分布的影响规律,研究工作表明:轴承腔气相介质压力随着转子转速、无量纲径向坐标、密封进气量的增加而增高;气相介质无量纲切向速度随着转子转速增高而增大,随着密封进气量增大而减小.试验结果表明:随着转子转速和密封进气量的增加,气相介质压力的试验结果与计算结果吻合性均增高.通过计算和试验揭示出的工况参数对轴承腔气相介质压力的影响规律,有助于轴承腔气相介质流动物理特性研究的完整性.

关 键 词: 轴承腔; 气相介质; 流场; 航空发动机; 压力试验

中图分类号: V233.4

文献标志码: A

Theory and experiment on air flow field in bearing chamber

WANG Tao, CHEN Guo-ding, CHEN Bo

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

Abstract: Investigations into the pressure and velocity fields for the air in an aero-engine bearing chamber were conducted using the finite element numerical method and experimental study. The influence of the operating parameters, such as the rotor speeds and the sealing air mass flow rates, on the pressure and velocity distributions of air in bearing chamber was discussed. The research results show preliminarily that the air pressure in bearing chamber mounts up with the increasing rotor speeds, nondimensional radial coordinate and sealing air mass flow rates. In contrast, the nondimensional tangential velocity of air in bearing chamber increases with the enhanced rotor speeds, and decreases with the increasing sealing air mass flow rates. The experiment results show that as the rotor speeds or the sealing air mass flow rates increase, the experimental data of air pressures agree more with the computational results. The operating parameters from computational and experiment can contribute to further complete the research on aspects of the air in bearing chamber.

Key words: bearing chamber; air; flow field; aero-engine; pressure experiment

先进航空发动机愈益体现出的向着高性能、轻量化和紧凑设计方向的发展趋势,必然对其各子系统部件设计提出了更高的性能要求和更严苛的裕度指标^[1].作为润滑系统中重要的结构构成和设计关键,轴承腔中复杂的油气两相介质流动的正确描述是轴承腔润滑和换热设计的基础,涉

及到润滑油流量、压气机性能与效率、动力装置、附件质量等各个设计环节.更深层次地理解轴承腔中复杂的油气两相介质流动物理现象是先进航空发动机轴承腔设计的技术前提.

轴承腔中的油气两相介质流动体现出润滑油相和空气相的相互作用,无论是油滴运动还是壁

收稿日期:2013-07-27

基金项目:国家自然科学基金(51275411, 50975233)

作者简介:王涛(1984—),男,陕西西安人,博士生,主要从事航空发动机轴承腔油气两相流动动力学及其换热研究.

面油膜流动都受到轴承腔中气相介质流场的影响,并关联到轴承腔润滑与冷却效能^[2-10]. Farrall 等^[4-5]以气相流场分析为基础,模拟油滴运动、油滴/腔壁碰撞以及沉积为壁面油膜过程,形成了典型的轴承腔壁面油膜流动模型. Rodkey 等^[6]利用薄膜流动方程描述轴承腔壁面油膜的流动特征,分析了工况参数和轴承腔结构对壁面油膜流动的影响. 刘亚军等^[7]建立了高转子转速下轴承腔壁面油膜的流动方程,探讨了供油量和转子转速对壁面油膜平均厚度和流动速度的影响. Chandra 等^[8]利用轴承腔工作状态下润滑油与常温下水的物理参数相似性,采用激光测试技术测量了轴承腔壁面水膜厚度,研究了进水量和转子转速对水膜厚度分布的影响,指出高转子转速下水膜厚度的分布主要受气相介质流动的影响,而受进水量影响较小. Maqableh 等^[9]利用 CFD 软件模拟了油滴、油膜和气相介质 3 种状态同时存在时轴承腔内油气两相流动状态,结果指出转子转速越高油膜厚度越小. YUAN 等^[10]通过轴承腔试验器观察到随着密封进气量的增加,排油口与进油口处的润滑油温差增大,且油膜与腔壁之间的传热系数也增大. 此外,轴承腔气相介质流场会影响润滑油在腔内的存留时间以及从排气口排出的气相介质中含油滴的体积分数,进而影响润滑油品质和润滑效果^[11]. 轴承腔中气相介质流动分析对于揭示空气相和润滑油相相互作用特性十分重要,因此为不少学者所关注并予以研究^[12-17].

Gorse 等^[12]采用三维激光多普勒测速仪(LDA)测量了轴承腔中气相介质速度场特性,其主要研究了受到转子旋转作用和密封气体进气作用的具有涡旋结构的二次流场特性,根据二次流场流型的差异和产生的原因,定义了 3 种形成模式模型,并以转子旋转无量纲参数和密封气体进气无量纲参数做工况基准,确定了 3 种形成模式模型应用的工况范围. 通过采用轴承外圈、滚动体和保持架构成静止刚体轴承模拟器的试验,表明了轴承腔中转子运动形成的气相介质切向流动是主要流动模式,除接近蓖齿密封附近,轴承腔中气相介质切向运动为转子转动效应所控制. Lee 等^[13]以 Rolls Royce 遑达发动机中高压转子-中压转子轴承腔为背景,构建了能够反映此轴承腔特征的试验装置,采用粒子图像仪(PIV)测量轴承腔中气相介质速度场,利用两种紊流模型支持的 CFD 软件进行了轴承腔中气相流场数值分析,研究结果表明转子转速和轴承腔结构对气相介质

速度场有很大的影响,并且证明了轴承腔中的二次旋涡流动也可因轴承腔结构而形成. Aidarinis 等^[14]进行了航空发动机前轴承腔中气相介质流场的研究,利用 LDA 技术在模拟试验台上进行了多工况参数下气相介质速度场测量. 采用多孔介质假设模拟轴承腔内部气相介质流动和使用 CFD 软件进行数值分析,探讨了密封气体和润滑油质量流量、转子转速、轴承腔结构等对前轴承腔中气相介质流场的影响,理论和试验结果表现出很好的吻合性. 王军等^[15]利用有限元方法分析了腔型/旋转结构空间中的气相介质流动,探讨了转子转速、腔型结构轴向和径向尺寸等的影响,发现腔高对腔内气相介质切向运动的影响更为明显,而壁面油膜运动对气相介质流动影响甚微. 陈薄等^[16]在考虑气体状态方程条件下进行了航空发动机轴承腔气相介质速度场数值模拟,主要探讨密封间隙和排气孔结构对气相介质速度场的影响,研究表明密封间隙和排气孔结构对气相介质流动状态影响显著,亦改变了二次流场旋涡数量和结构. 汪友勇等^[17]在简化轴承腔试验器上研究了不同转速、进油量和密封进气量下气相介质从排气口排出的比例.

本文采用理论与试验研究方法,开展了轴承腔气相介质流场数值计算和试验研究,分析了转子转速和密封进气量对轴承腔气相介质压力和速度分布的影响. 有别于其他学者的研究工作,本文更关注揭示工况参数对轴承腔气相介质压力影响的规律,有助于与已有研究工作相辅以完善轴承腔气相介质流动物理特性研究. 本文的工作是其后轴承腔油气两相流动润滑与换热分析的基础工作之一,对于航空发动机润滑系统中润滑油传输和传热特性计算有着重要意义.

1 轴承腔的拓扑结构

航空发动机轴承腔因发动机型号和轴承腔在发动机中所处位置不同而有十分显著的结构差异,作为一个服务于轴承腔油气两相流动研究的气相流动分析工作,以及借鉴国外相关研究的处理原则,在不失普适性前提下通过拓扑结构简化提出了图 1 所示的航空发动机轴承腔结构,基于此轴承腔拓扑结构开展航空发动机轴承腔气相介质的理论与试验研究.

还应当说明的是,本文设计出的轴承腔试验装置,目的是为了开展轴承腔油气两相介质流动试验研究,在进行这一研究工作之前,先期进行了

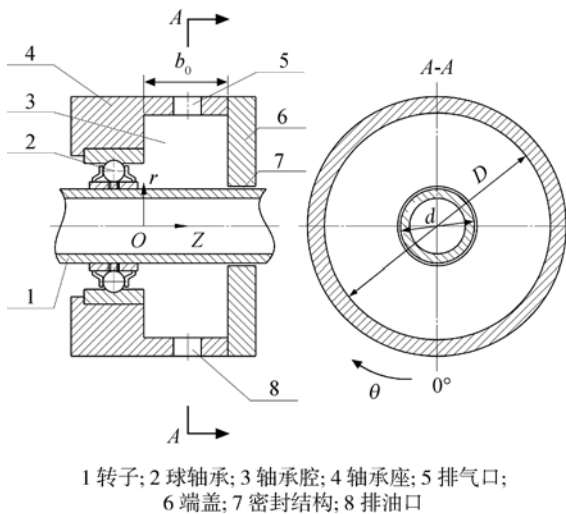


图 1 航空发动机轴承腔的拓扑结构

Fig. 1 Topological structure of aero-engine bearing chamber

轴承腔气相介质流场试验分析. 由于轴承腔试验器包含有排油口结构, 故在进行理论和试验结果的比较中保留了排油口结构的影响, 这与轴承腔工作时气相介质流动以及轴承腔气相介质流场的理论分析与数值计算模型有差异, 但作为方法的验证还是有效的. 另外, 选择距离排油口较远的区域进行流场分析, 也可以避免排油口结构存在的影响, 并有助于对计算结果的试验验证.

2 轴承腔气相介质流场的数值分析

2.1 轴承腔气相介质流场的理论模型

轴承腔中气相介质流动控制方程有连续方程、动量方程和能量方程, 同时还需要引入状态方

$$F = \tanh \left\{ \min \left[\max \left[\frac{\sqrt{k}}{0.09 \omega y}, \frac{500 \mu_g}{y^2 \omega \rho_g} \right], \frac{3.424 \rho_g k}{y^2} \cdot \frac{1}{\max(2 \rho_g \omega \nabla k \nabla \omega, 10^{-10})} \right] \right\}^4 \quad (6)$$

式中 y 为计算点到最近壁面的距离. 湍流动能 k 和湍流动能耗散 ω 通过迭代计算获得.

2.2 轴承腔气相介质流场的数值计算和无量纲处理

轴承腔气相介质流场数值计算是通过建立轴承腔气相介质流场几何模型和采用商业软件 ANSYS-CFX 13.0 完成的.

考虑到实际工作中轴承腔排油口多为润滑油所封闭, 故为符合工程实际考虑, 数值计算中忽略轴承腔排油口结构的影响. 计算的边界条件和初始条件为: 密封进气处施加质量流量进口条件; 轴

程以反映气相介质的可压缩性. 连续方程、动量方程和能量方程分别表示为

$$\nabla \cdot (\rho_g \mathbf{u}) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho_g \mathbf{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_g \mathbf{u} \mathbf{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot \{ \mu_g [\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T] \} + S \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho_g T)}{\partial t} + \text{div}(\rho_g \mathbf{u} T) = \text{div} \left[\frac{\kappa_g}{c_p} \nabla T \right] + S_t \quad (3)$$

式中 ρ_g 和 μ_g 分别为气相介质的密度和动力黏度; $\mathbf{u}$ 和 p 分别为气相介质速度矢量和压力; κ_g 和 c_p 分别为气相介质的导热系数和比定压热容; t 为时间; T 为温度; S 为广义源项, 由气相介质所受到的体积力组成; S_t 为黏性耗散项, 由气相介质的内热源和机械能转化为热能构成; ∇ 为梯度符号.

轴承腔中气相介质的压力、密度和温度变化服从理想气体状态方程

$$p = 287 \rho_g T \quad (4)$$

航空发动机工作转速较高, 故而轴承腔中气相介质流动多属于紊态流动, 气相介质流场计算需要引入湍流模型以封闭控制方程. 本文采用综合了标准 $k-\omega$ 湍流模型和变形 $k-\omega$ 湍流模型各自优点的 SST(切应力输运) $k-\omega$ 湍流模型^[18] 考虑气相介质流动中的湍流影响.

SST $k-\omega$ 湍流模型中的湍流动能 k 和湍流动能耗散 ω 分别表示为

$$k = F k_1 + (1 - F) k_2 \quad (5a)$$

$$\omega = F \omega_1 + (1 - F) \omega_2 \quad (5b)$$

式中 $k_1, k_2, \omega_1, \omega_2$ 分别为标准 $k-\omega$ 湍流模型和变形 $k-\omega$ 湍流模型的湍流动能和湍流动能耗散; 加权参数 F 是一个双曲正切函数, 其表达式为

轴承腔排气口处施加相对压力为零的压力出口条件; 转子表面施加无滑移运动壁面条件; 轴承腔壁面施加无滑移静止壁面条件. 考虑到轴承保持架和滚动体相对于轴承腔结构尺寸较小, 其运动状态对轴承腔气相介质流场影响较小^[12], 为计算简便, 在保持架和滚动体表面亦施加无滑移静止壁面条件. 数值计算中气相介质物理参数为: 动力黏度 $\mu_g = 1.84 \times 10^{-5} \text{ kg/(m}\cdot\text{s)}$; 密封气体温度 $T = 434 \text{ K}$; 进气位置处的气相介质密度 $\rho_g = 2.923 \text{ kg/m}^3$, 并由气相介质状态方程控制其在轴承腔中不同区域的密度变化. 有关工况参数为: 转子转

速在 8000~16000 r/min 之间变化,密封进气量在 0.008~0.012 kg/s 之间变化。

为使研究过程和结果更具普适性,分析中对若干参数进行了无量纲化处理,形成了若干无量纲参数。无量纲气相介质速度 U_i 为

$$U_i = \frac{u_i}{u_s} \quad (7)$$

式中 u_s 是转子线速度;下标 $i=t, r, z$, 分别代表气相介质速度方向的切向(周向)、径向和轴向。

无量纲径向坐标 $\bar{r}$ 和轴向坐标 $\bar{z}$ 分别为

$$\bar{r} = \frac{2r-d}{D-d} \quad (8)$$

$$\bar{z} = \frac{z}{b_0} \quad (9)$$

式中 r 和 z 分别是轴承腔中任意点的径向坐标和轴向坐标; d, D 和 b_0 分别是转子直径、轴承腔内径和轴承腔宽度。

2.3 数值分析结果和讨论

图2给出了轴承腔中间截面($\bar{z}=0.5$)、周向角度为 225°方位,密封进气量为 0.010 kg/s 条件下,转子转速对径向上气相介质压力分布的影响。图中表明,气相介质压力随着转子转速的增高而增大,因为高的转子转速增强了气相介质流动的扰动强度。转子转速为 12000 r/min 以上时,气相介质压力随着无量纲径向坐标($\bar{r}$)的增加而增加;在转子转速为 8000 r/min 时,气相介质压力随着无量纲径向坐标的增加先减小后增大,这是由于气相介质流动速度沿径向方向逐渐减小,以及不同转子转速对气相介质有不同的旋转扰动作用共同决定导致。图3给出了同样方位和转子转速为 12000 r/min 条件下,密封进气量对径向方向上气相介质压力分布的影响。显然,气相介质压力随着密封进气量增加而增大,原因在于密封进气量增加需要更高的进气压力,从而增大了轴承腔中气相介质压力。

图4给出了轴承腔中间截面($\bar{z}=0.5$)、周向角度为 225°方位,不同的转子转速和密封进气量分别对径向方向上气相介质无量纲切向速度(U_t)分布的影响。探讨转子转速的影响时,密封进气量保持不变,为 0.010 kg/s;探讨密封进气量的影响时,转子转速保持不变,为 12000 r/min。从图中可以看出,气相介质无量纲切向速度随着转子转速增加而增大,随着密封进气量增大而减小。前者的原因很明显,而后者则可能与较大的轴向方向的密封进气量对轴承腔中气相介质周向运动

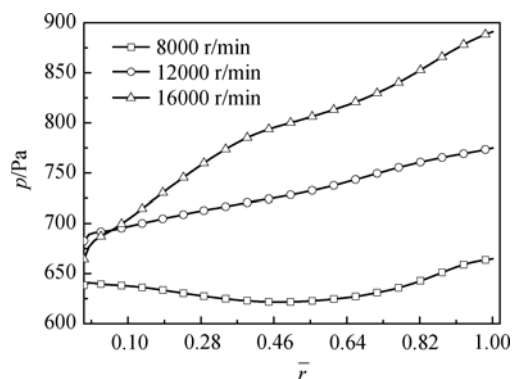


图2 转子转速对气相介质压力的影响

Fig. 2 Effect of rotor speeds on air pressure

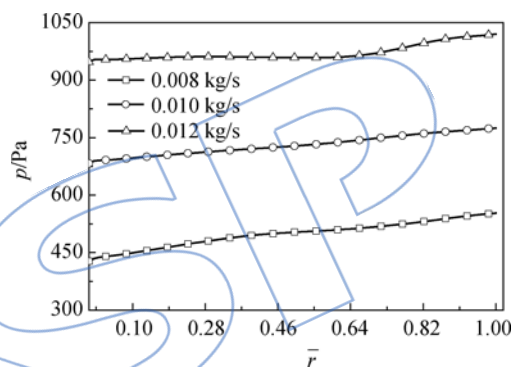


图3 密封进气量对气相介质压力的影响

Fig. 3 Effect of sealing air mass flow rates on air pressure

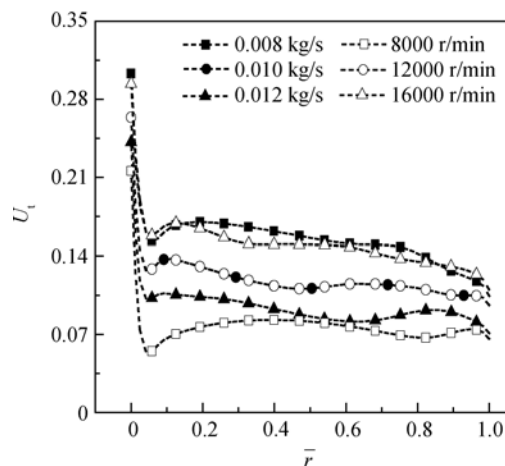


图4 径向方向上气相介质的无量纲切向速度分布

Fig. 4 Distribution of nondimensional tangential velocity of air along radial direction

产生影响有关。另外,气相介质无量纲切向速度在转子附近有一个明显的下降,表现出流动边界层的特征。

3 轴承腔气相介质流场的试验

轴承腔气相介质流场试验装置由动力子系统、轴承腔试验器、供气子系统和测试子系统等组成,图 5 是轴承腔气相介质流场试验装置的照片,图 6 是轴承腔试验器的结构示意图,试验是在右轴承腔上进行的.采用压力传感器测量轴承腔气相介质的压力.压力传感器布置平面距轴承腔端盖为 26.0 mm,压力传感器周向布置有 5 个,规避开排油口和排气口,分别布置在周向坐标 $\theta=45^\circ$, 90° , 135° , 270° 和 315° 处(见图 1 所示对 θ 方向的

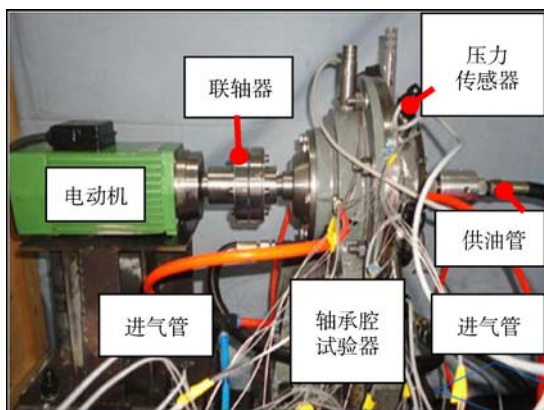
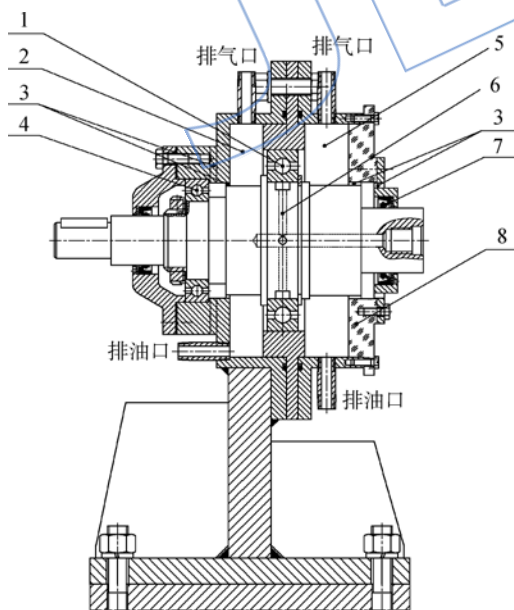


图 5 轴承腔气相介质流场试验装置

Fig. 5 Experimental apparatuses for air flow field in bearing chamber



1 试验轴承; 2 左轴承腔; 3 密封进气结构; 4 支承轴承;
5 右轴承腔; 6 环下供油孔; 7 唇形密封; 8 端盖

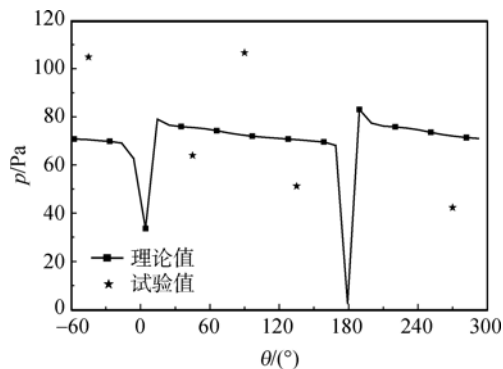
图 6 轴承腔试验器的结构示意图

Fig. 6 Sketch of experimental structure of bearing chamber

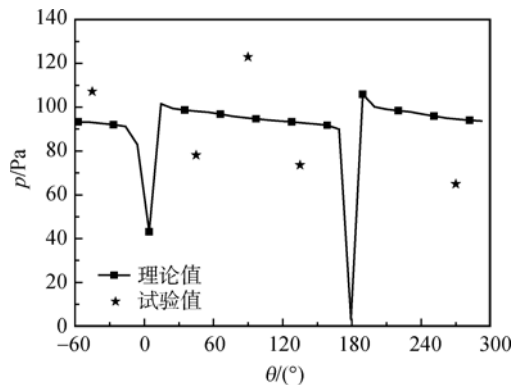
标示). 为测试轴承腔壁附近气相介质压力分布, 压力传感器安装得与轴承腔内壁平齐.

试验中转子转速在 4 200 r/min 以下, 密封进气量在 0.005 13~0.006 95 kg/s 范围内变化, 试验装置中的支承轴承是 6012 球轴承, 试验轴承是 6018/HVP5 航空球轴承. 试验轴承通过环下供油方式进行润滑, 试验轴承内圈上开设有 18 个直径为 1 mm 的两列布置的径向油孔, 主轴中心孔是由轴向开通的主孔道和沿着径向方向开通的 4 个径向孔构成, 径向孔与轴承内圈接触处开设有环向油槽. 润滑油通过转轴中心孔流经试验轴承内圈上开设的径向油孔, 实现环下供油和润滑.

图 7 给出了转子转速为 3600 r/min 和 3 种密封进气量条件下, 轴承腔壁面附近气相介质压力试验和计算结果的比较. 图 8 给出了密封进气量为 0.006 95 kg/s 和 3 种转子转速条件下, 轴承腔壁面附近气相介质压力试验与计算结果的比较. 这里需要加以说明的是, 为了与试验结果进行对比, 图 7 和图 8 的计算分析考虑了排油口结构; 另外由于试验条件制约, 转子转速不是很高. 图 7 和图 8 中表现出的两个压力突降位置, 对应着排气口和排油口. 由于排气口和排油口与大气相通, 故而压力较低. 从图中还可以看出, 若不考虑排气口和排油口的影响, 轴承腔壁面附近气相介质压力



(a) 密封进气量为 0.00513 kg/s



(b) 密封进气量为 0.00593 kg/s

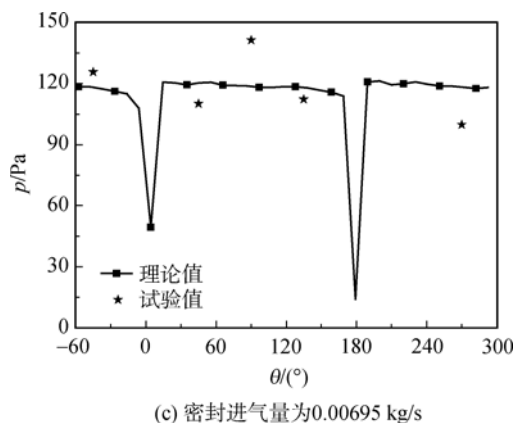


图7 3种密封进气量下轴承腔壁面处气相介质压力分布

Fig. 7 Pressure distributions of air at wall of bearing chamber for three sealing mass flow rates

沿圆周方向的变化较小. 对于图中部分测量点的实测压力值与计算值有较大偏差, 原因可能与试验用压力传感器的精度及其在低压环境下的线性度不是很理想有关, 这在轴承腔压力较低时更为明显(如图7(a)和图8(a)所示), 随着轴承腔压力升高, 压力传感器的线性度随之得到改善, 计算结果和试验结果的误差程度大为改善(如图7和图8(b)和图8(c)所示). 即使低压工况参数下的计算结果和试验结果有一定的误差, 但还是可以认为试验结果较好地支持了本文的计算结果.

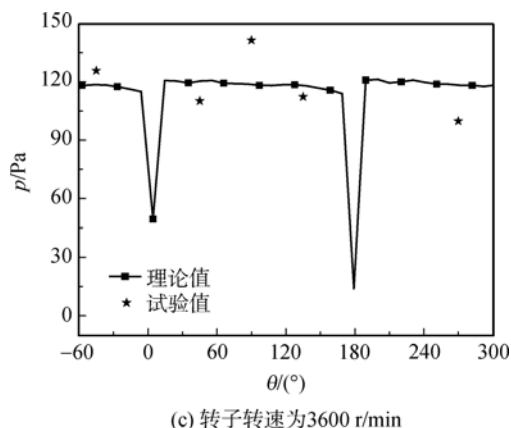
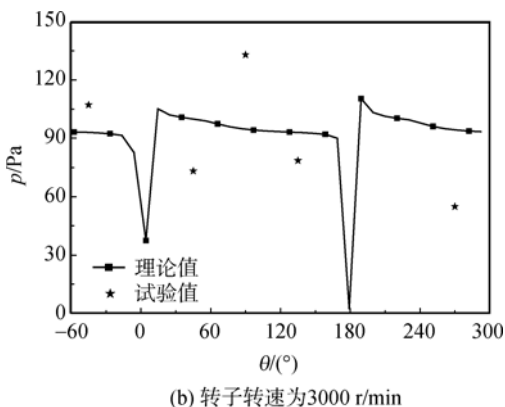
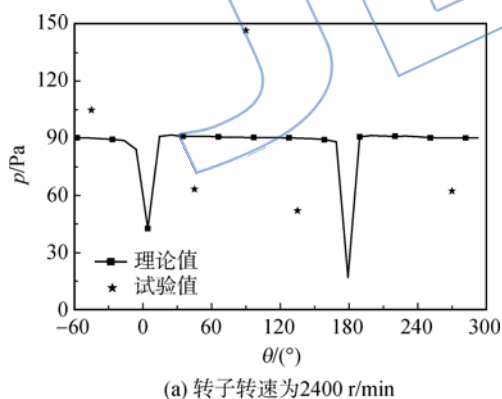


图8 3种转子转速下轴承腔壁面处气相介质压力分布
Fig. 8 Pressure distributions of air at wall of bearing chamber for three rotor speeds

4 结论及展望

作为轴承腔油气两相介质润滑与换热研究的基础工作, 本文对轴承腔气相介质流动特性进行了数值计算和试验研究, 探讨了工况参数对气相介质压力分布和速度分布的影响, 主要结论如下:

1) 在给定密封进气量条件下, 轴承腔中气相介质压力随着转子转速增大和无量纲径向坐标增加而增高; 在给定转子转速条件下, 轴承腔中气相介质压力随着密封进气量增加而增高.

2) 在分别给定密封进气量和转子转速的条件下, 轴承腔中气相介质无量纲切向速度随着转子转速增加而增大, 随着密封进气量增大而减小. 气相介质无量纲切向速度在转子附近有一个明显的下降, 表现出流动边界层的特征.

3) 进行了轴承腔壁面附近气相介质压力的试验结果和计算结果的比较, 对比表明气相介质压力的试验结果与计算结果有较好的吻合性, 证明了本文提出的航空发动机轴承腔气相流场分析方法的正确性.

4) 从本文的试验工作可以看出, 由于试验条件的限制, 试验转速比较低, 与数值分析中的转速有很大差异, 降低了对理论分析方法和结果的支持力度. 航空发动机轴承腔大多在高速条件下工作, 按理说应当通过高速条件下的轴承腔试验及结果支持理论分析成果、揭示科学现象和原理, 但迄今为止, 航空发动机高速轴承腔中油气两相流动状态的性能参数测量比较困难. 高转速条件下运转的轴承腔试验台, 除因转子的动平衡、零件加工精度和装配精度的提升, 使得试验台的建立和参数测量成本大为提高, 高速运转工况及其附带

的振动影响也使得试验及其测量更为困难。高速运转产生的振动影响,使得测量元件及其引导线的连接易出现松动,特别是安置在运动部件上的测量元件,会因为高速运动产生的离心力发生甩脱。高速运转产生的振动也影响到参数的测量精度,外界激励频率及试验台和零部件的响应频率可能会淹没参数测量信号,干扰频率的滤除也是个问题。高速工况也使得某些性能参数的测量更为困难,例如油膜厚度因为高速运动气流刮削而更薄,使得油膜厚度的测量十分困难。这些困难和问题是今后建立高速轴承腔试验装置和开展相关试验工作需要着重予以关注的。

尽管高速轴承腔油气两相流动试验及测试存在着很多困难,但对于先进航空发动机的研制来讲,建立高速轴承腔试验装置、发展并完善先进的测量仪器、方法和手段,开展高速轴承腔油气两相介质流动试验,是本领域亟待开展的重要工作。

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] Wittig S, Glahn A, Himmelsbach J. Influence of high rotational speeds on heat transfer and oil film thickness in aero-engine bearing chambers[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1994, 116(2): 395-401.
- [3] Gorse P, Busam S, Dullenkopf K. Influence of operating condition and geometry on the oil film thickness in aero-engine bearing chambers[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2006, 128(1): 103-110.
- [4] Farrall M, Simmons K, Hibberd S, et al. A numerical model for oil film flow in an aeroengine bearing chamber and comparison to experimental data[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2006, 128(1): 111-117.
- [5] Farrall M, Hibberd S, Simmons K. The effect of initial injection conditions on the oil droplet motion in a simplified bearing chamber[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2008, 130(1): 012501. 1-012501. 7.
- [6] Rodkey S C, Heister S D, Collicott S H. Physics of gas turbine engine bearing chambers[R]. AIAA-2007-5033, 2007.
- [7] 刘亚军,陈国定,王军. 高转速下轴承腔内壁油膜流动建模[J]. 航空动力学报,2010,25(8):1900-1905.
LIU Yajun, CHEN Guoding, WANG Jun. Flow modeling of oil film on bearing chamber wall at high-speed[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(8): 1900-1905. (in Chinese)
- [8] Chandra B, Simmons K, Pickering S, et al. Liquid and gas flow behaviour in highly rotating environment[R]. ASME Paper GT2011-46430, 2011.
- [9] Maqableh A, Simmons K, Hibberd S, et al. CFD modeling of three-component air/oil flow and heat transfer in a rotating annulus[C]// Proceeding of 11th International Conference of CFD. Vancouver, Canada: CFD Society of Canada, 2003: 256-263.
- [10] YUAN Xichuan, GUO Hui, WANG Liangyun. Experiment study of heat transfer in aeroengine bearing chambers[J]. Applied Mechanics and Materials, 2011, 86: 448-453.
- [11] Farrall M, Hibberd S, Simmons K, et al. Prediction of air oil exit flows in a commercial aeroengine bearing chamber[J]. Journal of Aerospace Engineering, 2006, 220(3): 197-202.
- [12] Gorse P, Willenborg K, Busam S, et al. 3D-LDA measurements in an aero-engine bearing chamber[C]// Proceedings of ASME Turbo Expo 2003 Power for Land, Sea and Air. Atlanta, Georgia, USA: ASME, 2003: 257-265.
- [13] Lee C W, Palma P C, Simmons K, et al. Comparison of computational fluid dynamics and particle image velocimetry data for the airflow in an aeroengine bearing chamber[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2005, 127(4): 697-703.
- [14] Aidarinis J, Missirlis D, Yakinthos K, et al. CFD modeling and LDA measurements for the air-flow in an aero engine front bearing chamber[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2011, 133(8): 082504. 1-082504. 8.
- [15] 王军,陈国定,刘亚军. 腔型/旋转结构空间的气相介质流动分析[J]. 机械设计与制造, 2010(10): 192-194.
WANG Jun, CHEN Guoding, LIU Yajun. The analysis of airflow in the chamber-rotating structure[J]. Machinery Design and Manufacture, 2010(10): 192-194. (in Chinese)
- [16] 陈薄,陈国定,张永红,等. 航空发动机轴承腔气相速度场数值模拟[J]. 机械科学与技术, 2012, 31(8): 1241-1246.
CHEN Bo, CHEN Guoding, ZHANG Yonghong, et al. Numerically simulating airflow field inside aeroengine bearing chamber[J]. Mechanical Science and Technology, 2012, 31(8): 1241-1246. (in Chinese)
- [17] 汪友勇,王锁芳,艾俊峰,等. 轴承腔油气两相流数值模拟的试验验证[J]. 航空动力学报, 2013, 28(3): 629-635.
WANG Youyong, WANG Suofang, AI Junfeng, et al. Experimental verification of numerical simulation of oil-air two-phase flow in bearing chamber[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(3): 629-635. (in Chinese)
- [18] Menter F R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications[J]. AIAA Journal, 1994, 32(8): 1598-1605.