

# 锥形轴承腔油气两相流动与换热数值研究\*

李 坤<sup>1</sup>, 高文君<sup>1</sup>, 李宛蓉<sup>2</sup>, 张杰铭<sup>1</sup>, 李 灿<sup>1</sup>, 刘振侠<sup>1</sup>

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 陕西 西安 710072;  
2. 北京动力机械研究所, 北京 100074)

**摘要:** 轴承腔壁面两相流动与换热是轴承腔精细化设计的基础, 与腔壁结构密切相关。针对具有典型锥形结构特征的轴承腔内的油气两相流动和换热问题, 基于相体积分数 (Volume of Fluid, VOF) 两相流动模型, 通过与圆柱形轴承腔进行对比, 参数化分析获得了锥形结构对流动及换热的影 响, 使用无量纲分析的方法, 建立了适用于该锥形轴承腔常见工况范围内的对流换热准则式。研究表明: 锥形轴承腔壁的换热量略小于柱形腔, 锥形腔壁换热量随着发动机主轴转速的升高而增加, 随着供油量的增加线性增加, 随着封严气流量的增加先减小后增大。

**关键词:** 航空发动机; 轴承腔; 油气两相流; 锥形结构; 传热传质

中图分类号: V233.4 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2022) 11-210611-09

DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.210611

## Numerical Study of Oil-Air Two-Phase Flow and Heat Transfer in Tapered Bearing Chamber

LI Kun<sup>1</sup>, GAO Wen-jun<sup>1</sup>, LI Wan-rong<sup>2</sup>, ZHANG Jie-ming<sup>1</sup>, LI Can<sup>1</sup>, LIU Zhen-xia<sup>1</sup>

(1. School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;  
2. Beijing Power Machinery Institute, Beijing 100074, China)

**Abstract:** The two-phase flow and heat transfer on the wall of bearing chamber are the basis of the fine design of the bearing chamber and are closely related to the structure of the bearing chamber wall. Aiming at the two-phase flow and heat transfer of a bearing chamber wall with typical tapered structure, based on the VOF two-phase flow model, through a comparison with the cylindrical bearing chamber and a parametric analysis, the effects of the tapered structure on heat transfer were obtained. This paper uses the non-dimensional analysis method to establish the convective heat transfer criterion formula that is suitable for the tapered bearing chamber in the range of common operating conditions. Studies have shown that the heat transfer of the tapered bearing chamber wall is slightly less than that of the cylindrical cavity. The heat transfer rate of the tapered chamber wall increases with the increase of the engine main shaft rotating speed, linearly increases with the increase of the oil supply, and decreases first and then increases with the increase of the sealed air flow.

**Key words:** Aero-engine; Bearing chamber; Two phases (air-oil) flow; Tapered structure; Heat and mass transfer

\* 收稿日期: 2021-09-03; 修订日期: 2021-12-27。

基金项目: 国家科技重大专项 (J2019-III-0023-0067); 国家自然科学基金青年项目 (52005409)。

作者简介: 李 坤, 博士生, 研究领域为航空发动机轴承腔壁换热特性分析。

通讯作者: 高文君, 博士, 副教授, 研究领域为航空发动机润滑系统性能分析与设计。

引用格式: 李 坤, 高文君, 李宛蓉, 等. 锥形轴承腔油气两相流动与换热数值研究[J]. 推进技术, 2022, 43(11):210611.  
(LI Kun, GAO Wen-jun, LI Wan-rong, et al. Numerical Study of Oil-Air Two-Phase Flow and Heat Transfer in Tapered Bearing Chamber[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2022, 43(11):210611.)

## 1 引言

轴承腔是航空发动机滑油系统的重要组成部分,是发动机主轴轴承可靠工作的重要保证,对发动机的基本性能和使用寿命有重要影响<sup>[1-2]</sup>。随着发动机增压比和涡轮前温度的不断提高,使得热区轴承腔的热负荷增加,腔内滑油面临的热威胁愈加严重。腔壁换热强度不足,可能导致滑油结焦、碳化、轴承润滑失效,严重时甚至造成轴承腔着火,发动机主轴断裂。准确获得轴承腔壁换热特性,合理设计轴承腔,不仅对滑油系统的设计有着重要的意义,而且是整个发动机可靠工作的重要保障。

针对腔内的流动换热过程,目前国内外已开展了大量的相关研究工作。滑油以不同的形式进入主轴轴承,与轴承各部件相互作用,以不同的形态进入轴承腔,Glahn等<sup>[3-4]</sup>使用相位多普勒颗粒分析仪(PDPA)测量了轴承甩油的液滴直径、不同直径液滴的速度分布及油滴直径与油膜厚度间的关系。Santhosh等<sup>[5]</sup>使用高速摄影技术(IDT)发现腔室结构对甩油形态有着重要的影响。Wittig等<sup>[6]</sup>使用激光多普勒技术测量了轴承腔内的两相流动,表明腔内两相流为湍流流动,且腔内的流动计算必须建立两相间的耦合计算。轴承腔内的流动可以分为:均相流动、分层流动、油膜/空气(含油滴粒相)流动三种类型,陈国定等<sup>[7-9]</sup>使用机器学习的方法解决了轴承腔内的两相流流形辨识难题。腔内旋转的两相流在离心力的作用下,部分滑油液滴撞击在轴承腔壁面形成一层油膜。Gorse等<sup>[10]</sup>使用实验的方法发现轴承腔壁面油膜的速度特性与滑油温度,腔室的几何结构有着重要的关系,并使用电容传感器测量了轴承腔壁的油膜分布,发现轴承腔的几何结构、发动机主轴转速及轴承滑油供给量三个因素对轴承腔壁面油膜厚度影响较大。文献[11-14]使用超声波测量系统准确测量腔壁油膜厚度的分布,建立了腔壁油膜运动的数值计算模型。轴承腔壁的油膜流动与高温壁面之间发生强迫对流换热,Wittig等<sup>[15]</sup>使用实验的方法获得了轴承腔壁的换热系数,并使用量纲分析的方法建立了腔壁换热系数与轴承腔几何结构、供油量、封严气流量、主轴转速的无量纲准则式。赵静宇等<sup>[16]</sup>建立了腔内油滴-空气双向耦合数学模型和内壁面油膜传热传质运动模型,提出了轴承腔换热无量纲准则式。

当前轴承腔壁热分析主要使用流体外掠平板的对流换热计算公式或Wittig等<sup>[17]</sup>提出的柱形轴承腔

换热关系式。结构特征对轴承腔壁流动及换热影响较大,使用柱形腔换热关系式计算锥形腔换热量误差较大,当前尚无可用的锥形轴承腔换热计算模型。为了获得某锥形轴承腔的换热特性,本文分析了锥形结构对轴承腔壁换热的影响,建立了适用于该型轴承腔的无量纲换热准则式。根据该发动机轴承腔建立了锥形轴承腔的几何模型,使用数值计算的方法,对比分析了锥形结构对轴承腔壁换热特性的影响,研究了供油量、发动机主轴转速及封严气流量对轴承腔壁换热特性的影响。

## 2 方法

### 2.1 数值计算模型

发动机轴承腔结构如图1所示,为了研究锥形结构对轴承腔壁换热的影响,根据其2号轴承腔的锥形结构,仅考虑滑油与封严气从其大端进入的工况,建立锥形轴承腔的数值计算模型,如图2所示。其主要尺寸如表1所示。

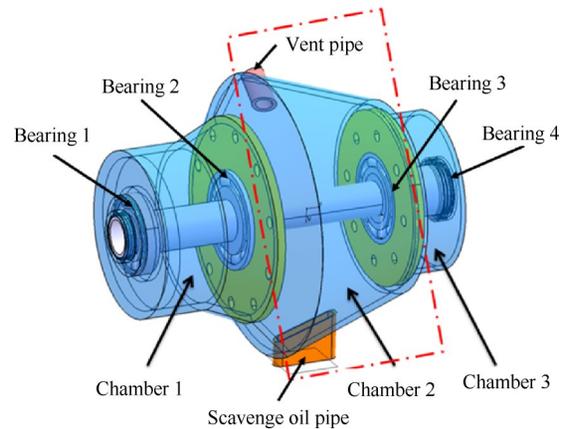


Fig. 1 Schematic view of a certain type of bearing chamber structure

### 2.2 边界条件及网格划分

设定发动机主轴为无滑移的旋转壁面,轴承腔的滑油进口和封严气进口均为质量流量入口。考虑到封严气通道的结构特性,封严气的速度方向为其进口截面的法向方向,滑油在质量流量进口边界处轴向速度为2m/s,角速度为发动机主轴角速度的一半<sup>[2]</sup>。轴承腔外壁面为定温边界,其温度值根据发动机实际工作状态确定,腔壁材料为铝。轴承腔的通风管出口和回油管出口的边界条件均为压力出口,出口压力取标准大气压。考虑重力的影响,重力方向竖直向下,取值为9.81m/s<sup>2</sup>。

使用商业软件ANSYS ICEM划分网格,整个计算

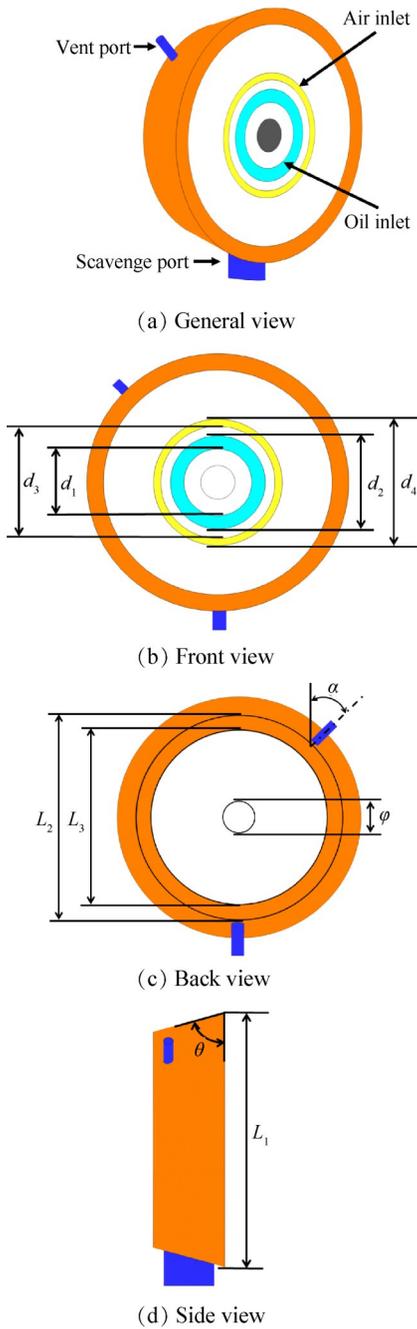


Fig. 2 Model of tapered bearing chamber

Table 1 Main dimensions of bearing chamber

Item	Size
Large end diameter of outer wall $L_1$ /mm	388
Small end diameter of outer wall $L_2$ /mm	342
Tapered angle $\theta$ ( $^\circ$ )	72
Small end diameter of inner wall $L_3$ /mm	324
Inner diameter of oil inlet $d_1$ /mm	113
Outer diameter of oil inlet $d_2$ /mm	158
Inner diameter of sealed gas inlet $d_3$ /mm	190
Outer diameter of sealed gas inlet $d_4$ /mm	214
Main shaft diameter $\varphi$ /mm	57
Vent pipe inclination angle $\alpha$ ( $^\circ$ )	57

域被划分为六面体结构化网格。考虑到发动机主轴旋转以及轴承腔壁面附面层内温度梯度较高,对发动机主轴及轴承腔壁面附近的网格进行适当的加密,计算域的离散如图 3 所示。

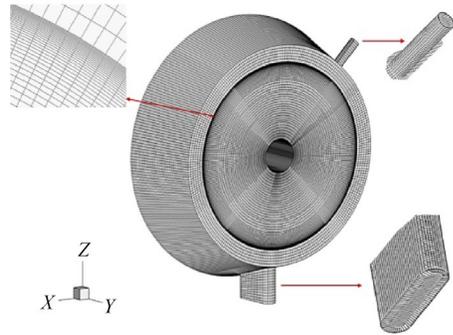


Fig. 3 Mesh of tapered bearing chamber

为了降低计算结果对网络密度变化的敏感性,本论文进行了网格无关性验证,计算域分别被划分为 113 万、157 万、213 万个网格,三种离散方式的网格质量均大于 0.5。三种计算域离散方法对应轴承腔壁的换热量随时间变化的对比如图 4 所示,其中转速为 4000r/min,滑油流量为 7.94L/h,温度为 330K,封严空气流量为 5g/s,温度为 383K,轴承腔外壁面温度为 423K。可发现三种网格计算结果相近,113 万个网格计算得到的腔壁换热量随时间的变化与其他两种离散方式计算得到的结果误差较大,157 万与 213 万个网格计算的结果基本一致,最终选择总网格数目为 157 万的离散方式进行计算。

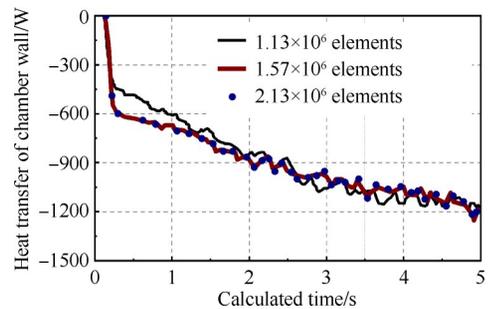


Fig. 4 Variation of chamber wall heat transfer with time

### 2.3 数值计算方法

为了分析轴承腔内的油气两相流动问题,选择相体积分数(VOF)模型计算腔内的两相流动。在 VOF 模型中,通过使用相体积分数的概念计算各相在任一时刻、任一控制体内的分布。VOF 模型满足连续性方程,如下式

$$\frac{1}{\rho_q} \left[ \frac{\partial}{\partial t} (\alpha_q \rho_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \mathbf{v}_q) \right] = S_{\alpha_q} + \sum_{p=1}^n (\dot{m}_{pq} - \dot{m}_{qp}) \quad (1)$$

式中 $\rho_q$ 为 $q$ 相的密度; $S\alpha_q$ 为源项通常取0,为 $q$ 相的速度; $\dot{m}_{qp}$ 与 $\dot{m}_{pq}$ 分别为 $q$ 相到 $p$ 相和 $p$ 相到 $q$ 相的输运量。

同时,需要满足各相体积分数之和恒为1的条件,如下式

$$\sum_{q=1}^n \alpha_q = 1 \quad (2)$$

计算过程中,通过加权平均的方法将每个控制体中的多相混合流体等价于单相流体<sup>[18]</sup>,计算方法为

$$D = \sum_{q=1}^n \alpha_q D_q \quad (3)$$

式中 $D_q$ 为 $q$ 相流体的某一材料属性(密度,粘度,比热,导热系数等), $D$ 为等价后的单相流体的材料属性。对等价后的单相流体建立动量方程以及能量方程为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho v) + \nabla \cdot (\rho v v) = -\nabla p + \nabla \cdot [\mu(\nabla v + \nabla v^T)] + \rho g + F \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot [v(\rho E + p)] = \nabla \cdot (k_{\text{eff}} \nabla T) + S_h \quad (5)$$

式中 $p$ 为压力, $g$ 为重力加速度, $E$ 为平均内能, $k_{\text{eff}}$ 为有效热导率, $S_h$ 为能量方程的源项, $v$ 为流体速度, $\rho$ 和 $\mu$ 分别为密度和动力黏度, $T$ 为平均温度, $F$ 为表面张力。本文使用连续表面张力模型计算表面张力。

实验测得轴承腔内的油气两相流动为湍流流动<sup>[6]</sup>,选择SST  $k-\omega$ 湍流模型进行数值计算。SST  $k-\omega$ 湍流模型是Menter<sup>[19]</sup>在 $k-\omega$ 湍流模型的基础上发展而来,该模型在近壁面区域采用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型进行计算,在远壁面的流场则采用标准 $k-\omega$ 湍流模型。

使用商业软件ANSYS Fluent完成数值仿真计算。选择“求解压力耦合方程组的半隐式方法”(SIMPLE)算法求解控制方程,该方法对湍流项使用迎风格式计算控制方程,对动量项使用二阶差分格式计算控制方程<sup>[20]</sup>。采用瞬态计算的方法,时间步长为1ms,在求解过程中,当要求解的项在同一时间步长内相邻两次迭代计算的残差值小于 $10^{-6}$ 时,认为该迭代计算的精度满足要求,计算收敛。

### 2.4 数值计算方法可靠性验证

对所建立的数值计算方法进行了对比验证。如图5所示,以西北工业大学轴承腔壁面油膜换热实验器为基础,建立了几何、离散模型,计算域被划分为107万个六面体结构化网格,网格质量高于0.7,实验模型的几何结构如表2所示。

该实验器的轴承腔壁上布置了一排轴向分布的

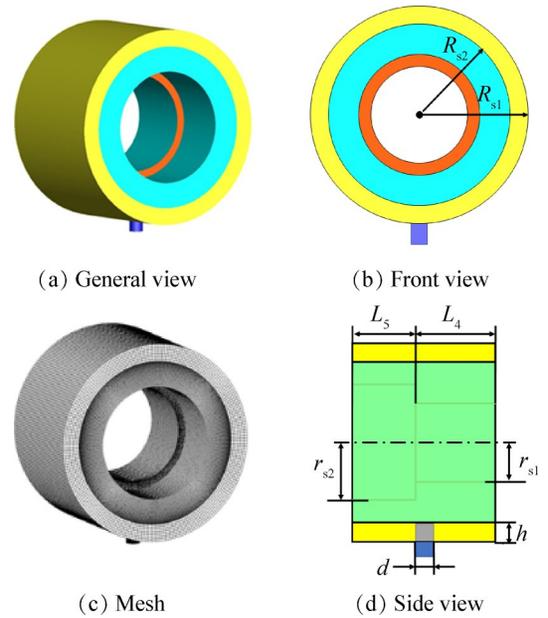


Fig. 5 Experimental model and mesh

Table 2 Main dimensions of experimental model

Item	Value
Inner radius of chamber wall $R_{s1}$ /mm	119.5
Outer radius of chamber wall $R_{s2}$ /mm	144.5
Chamber wall length $L_4$ /mm	115
Chamber wall length $L_5$ /mm	95
Small radius of inner wall $r_{s1}$ /mm	71.5
Large radius of inner wall $r_{s2}$ /mm	82.5
Diameter of scavenge oil pipe $d$ /mm	40
Length of oil of scavenge oil pipe $h$ /mm	20

温度测量装置,每个装置有三个热电偶组成,分别测量腔外壁、内壁及油膜的温度,通过腔壁内部热传导及腔壁两相流的对流换热过程计算轴承腔壁的热通量。图6为实验轴承腔测点及其数值模型对应位置的热通量结果对比。数值计算得到轴承腔壁面热通量沿轴承腔轴向的分布与实验设置的六个测点测得的轴承腔热通量吻合较好,可以认为本文选取的轴承腔数值计算方法是可靠的。

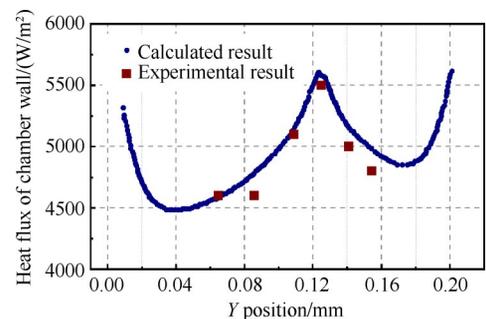


Fig. 6 Distribution of the chamber wall heat flux

### 3 结果与讨论

#### 3.1 锥形结构对腔壁换热的影响

为了得到锥形结构对轴承腔壁换热的影响,以大端直径和小端直径的平均值为特征尺寸,建立柱形轴承腔作为对比对象,如图 7 所示。将柱形轴承腔的计算域划分为 167 万个结构化六面体网格,其边界条件设置与锥形轴承腔相同。

选取该发动机运行的五个典型工况开展对比计算,工况参数如表 3 所示,计算得到的腔壁换热量如表 4 所示。对比表 3 中两种结构的换热量可以看出锥形轴承腔的换热量小于柱形轴承腔。

通过比较两种腔壁热通量沿轴向的分布,分析了腔壁结构对腔壁换热的影响,如图 8 所示。从图 8 中可以看出轴承腔端面附近的热通量高于其他区域,腔壁热通量沿轴向呈现出两端高中间低的分布。

滑油入口的周向速度高于轴向速度,入口处的滑油大部分撞击到入口端面附近的壁面上,使得该位置处的滑油相体积分数较高,热通量较大。端面上的滑油受到腔内两相流的剪切力与重力作用流向端面附近腔壁,使得该位置的滑油相体积分数较高,热通量较高。

不同结构腔壁的两相分布及腔壁流线型态如

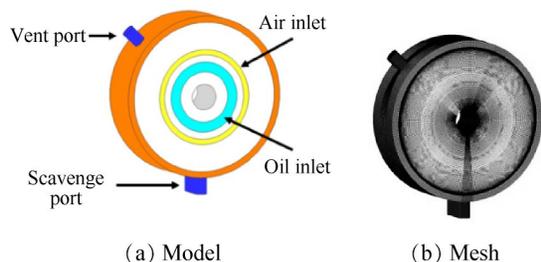


Fig. 7 Structure of cylindrical bearing chamber

图 9 所示。以轴承腔壁的几何中心为坐标原点,坐标轴方向如图 9 中所示,柱形腔壁上的两相流受到重力影响,沿着腔壁流向回油管位置,在 X 坐标大于 0 的一侧壁面滑油直接流向回油管位置,较多的滑油聚集在 Y 坐标较小的回油管附近。锥角使得腔壁油膜流从大端流向小端,腔壁高热通量区域面积更大,热通量分布更为均匀。

#### 3.2 转速对腔壁换热的影响

以表 3 中的工况一为基本工况,计算了主轴转速对锥形轴承腔换热的影响,不同主轴转速下锥形腔壁的换热特性如图 10 所示,随着发动机主轴转速的增加,轴承腔壁面的对流换热量增加。不同转速下锥形腔壁热通量沿轴向分布如图 11 所示,随着转速的提高,腔壁相同轴向位置的热通量增加,且腔壁高热通量区域的轴向位置向腔壁小端移动。

随着发动机主轴转速的提高,腔内两相流对腔壁油膜的剪切力增大,加速腔壁油膜从大端流向小端,腔壁油膜流动区域增加。油膜流速增加,使得腔壁的换热量增加,高热通量区域扩张,腔壁热通量的分布更加均匀。

#### 3.3 供油量对腔壁换热的影响

轴承腔滑油供给量对腔壁换热的影响如图 12 所示,在轴承腔供油流量小于 32L/min 的工况范围内,轴承腔壁面换热量随着供油流量的增加而增加,这种增长近似线性增长。当轴承腔供油流量超过 32L/min 后,轴承腔壁面的换热强度随着轴承腔供油流量的增长而降低。

轴承腔壁热通量沿轴向的分布如图 13 所示,对比不同供油量下腔壁热通量沿轴向的分布,可以看出不同供油量下腔壁热通量分布规律相似。

Table 3 Parameters of bearing chamber typical operating conditions

Operating condition	Shaft speed/(r/min)	Oil flow/(L/min)	Oil temperature/K	Air temperature/K	Chamber wall temperature/K
1	4000	16	330	383	423
2	4000	16	345	415	460
3	4000	16	403	478	549
4	4000	16	425	473	551
5	4000	10	422	520	606

Table 4 Heat transfer of chamber wall at different operating conditions

Operating condition	1	2	3	4	5
Heat transfer of cylindrical chamber wall/W	1308	2394	5328	5074	6320
Heat transfer of tapered chamber wall/W	1204	2175	4869	4738	6234

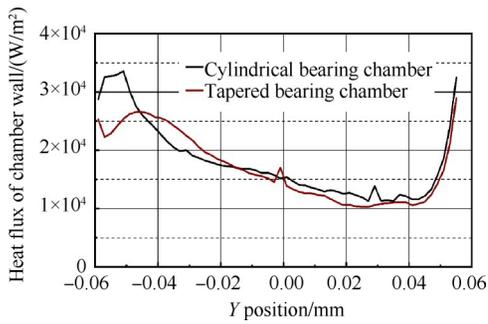


Fig. 8 Heat flux distribution of chamber wall

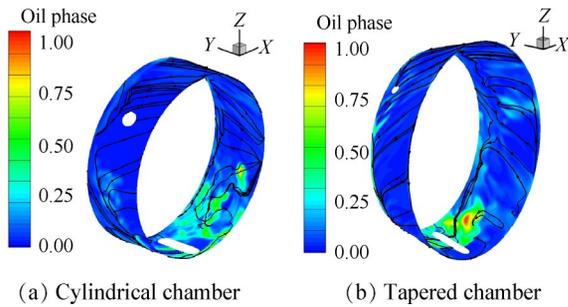


Fig. 9 Oil phase distribution and streamline comparison of chamber wall

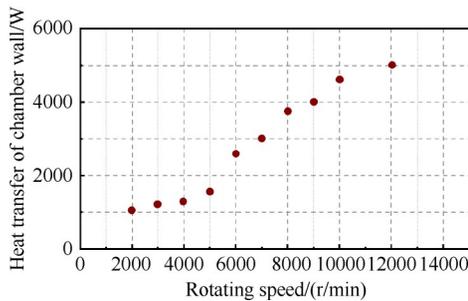


Fig. 10 Variation of chamber wall heat transfer with rotating speed

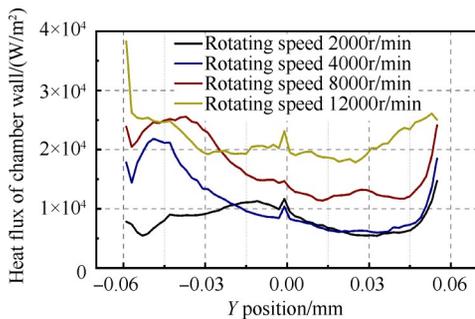


Fig. 11 Distribution of the chamber wall heat flux at the different rotating speed

供油量增加,腔壁两相流的滑油相体积分数增加,导热率增加,换热能力增强;腔壁两相流的粘度增加,与壁面换热时间增加,壁面换热量增加。

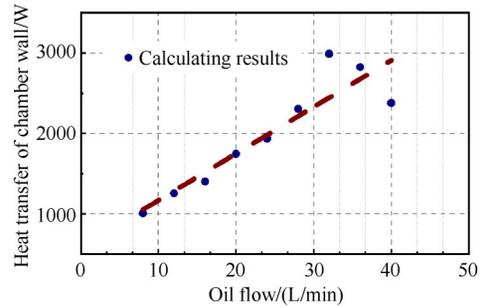


Fig. 12 Variation of chamber wall heat transfer with the lubricating oil flow

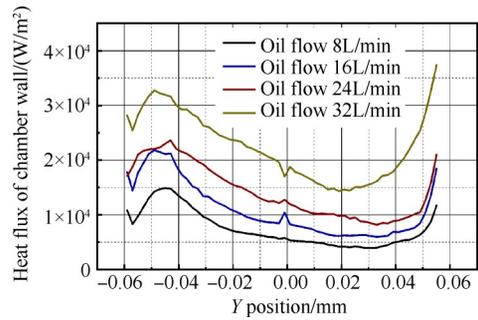


Fig. 13 Distribution of the chamber wall heat flux at the different lubricating oil flow

### 3.4 封严气流量对换热的影响

轴承腔封严装置的漏气也会对腔内油气流动与换热造成影响。以表3中工况一为基本工况,本文计算了轴承腔封严气流量为0~15g/s的腔壁换热量,如图14所示。在封严气小流量范围内(封严气流量小于2g/s)轴承腔壁面换热量随着封严空气的增加而减小;在中等封严空气流量范围内(封严气流量在2~10g/s),腔壁换热量随着封严气流量的增加而增加。

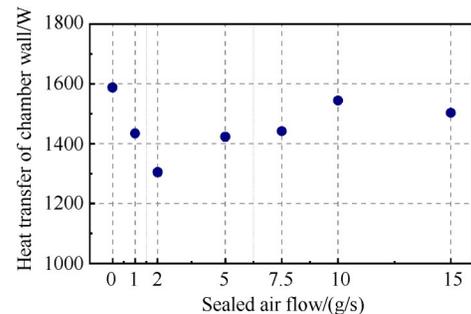


Fig. 14 Variation of chamber wall heat transfer with the sealed air flow

对比图15中不同封严气流量下腔壁热通量沿轴向的分布,封严气流量较小时,滑油入口端面附近腔壁的热通量较高,随着封严气流量的增加,腔壁高热通量区域的位置不断向着Y轴正向移动,且高热通量

区域的面积不断增加。

封严气流量增加,使得腔内两相流的轴向速度增加,滑油撞击壁面的位置向小端移动。腔内两相流的速度增加使得滑油在腔壁上的分布更加均匀,腔壁高热通量区域的范围增大。

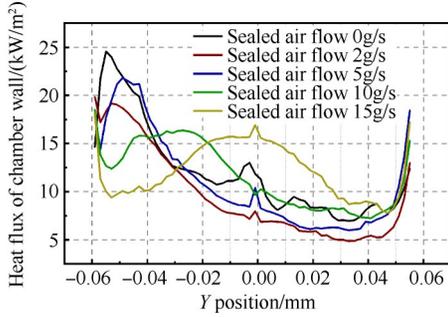


Fig. 15 Distribution of the chamber wall heat flux with the different sealed air flow

### 3.5 腔壁换热的无量纲分析

以上分析表明,轴承腔壁换热量与主轴转速、供油量、封严气流量有直接关系,因此腔壁换热计算的关系式可写为

$$h = f(u, d, \lambda, \mu, \rho, m_{oil}, m_{air}) \quad (6)$$

式中  $h$  为对流换热系数,  $d$  为特征长度,  $u$  为发动机主轴速度,  $\lambda$  为滑油导热率,  $\mu$  为流体动力粘度,  $\rho$  为流体密度,  $m_{oil}$  为供给滑油质量流量,  $m_{air}$  为封严气质量流量。

式(6)中有 8 个物理量,其量纲可由 4 个基本量纲时间量纲  $t$ 、质量量纲  $M$ 、长度量纲  $L$ 、温度量纲  $\Theta$  组成。选取  $u, d, \lambda, \mu$  为基本物理量,根据式(6)可建立 4 个无量纲量。使用字母  $\pi$  表示无量纲量,将无量纲采用指数形式表示为

$$\pi_1 = hu^a d^b \lambda^c \mu^d \quad (7)$$

$$\pi_2 = \rho u^a d^b \lambda^c \mu^d \quad (8)$$

$$\pi_3 = m_{oil} u^a d^b \lambda^c \mu^d \quad (9)$$

$$\pi_4 = m_{air} u^a d^b \lambda^c \mu^d \quad (10)$$

上述各物理量的量纲如下:  $\dim h = M\Theta^{-1}t^{-3}$ ,  $\dim \lambda = ML\Theta^{-1}t^{-3}$ ,  $\dim \mu = ML^{-1}t^{-1}$ ,  $\dim u = Lt^{-1}$ ,  $\dim m_{oil} = Mt^{-1}$ ,  $\dim m_{air} = Mt^{-1}$ 。

应用量纲和谐定理可以得到

$$\pi_1 = hu^0 d^1 \lambda^{-1} \mu^0 = \frac{hd}{\lambda} = Nu \quad (11)$$

$$\pi_2 = \rho u^1 d^1 \lambda^0 \mu^{-1} = \frac{\rho ud}{\mu} = Re_U \quad (12)$$

$$\pi_3 = m_{oil} u^0 d^{-1} \lambda^0 \mu^{-1} = \frac{m_{oil}}{d\mu} = Re_{oil} \quad (13)$$

$$\pi_4 = m_{air} u^0 d^{-1} \lambda^0 \mu^{-1} = \frac{m_{air}}{d\mu} = Re_{air} \quad (14)$$

则式(6)可转化腔壁换热努塞尔数  $Nu$ 、旋转雷诺数  $Re_U$ 、供油雷诺数  $Re_{oil}$ 、封严气雷诺数  $Re_{air}$  之间的函数关系为

$$Nu = f(Re_U, Re_{oil}, Re_{air}) \quad (15)$$

$$Re_{oil} = \frac{4m_{oil}}{\mu_{oil}d} \quad (16)$$

$$Re_{air} = \frac{4m_{air}}{\mu_{air}d} \quad (17)$$

$$Re_U = \frac{2\pi nr_s d}{\mu_{air}} \quad (18)$$

式中  $m_{oil}$  为滑油质量流量,  $\mu_{oil}$  为滑油动力粘度,  $d$  为锥形轴承腔的特征长度,  $m_{air}$  为封严气质量流量,  $\mu_{air}$  为封严气动力粘度,  $n$  为发动机主轴转速,  $r_s$  为发动机主轴半径。

根据转速范围为 2000 ~ 12000r/min 的计算结果,对  $Re_U$  与  $Nu$  进行了拟合,拟合结果如图 16 所示。拟合得到其函数关系为

$$Nu = 0.04151 \cdot Re_U^{0.969} \quad (19)$$

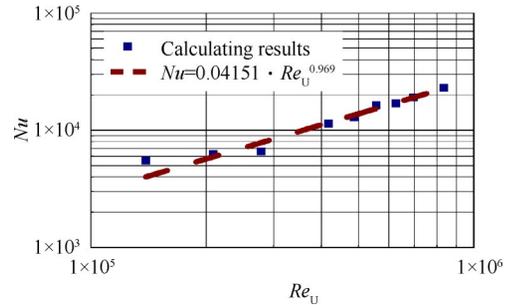


Fig. 16 Relationship between  $Re_U$  and  $Nu$

根据滑油流量 8 ~ 40L/min 的计算结果,对  $Re_{oil}$  与  $Nu$  进行了拟合,拟合结果如图 17 所示。拟合得到其函数关系为

$$Nu = 14.872 \cdot Re_{oil}^{0.63528} \quad (20)$$

根据封严气流量范围为 2 ~ 5g/s 的工况,对  $Re_{air}$  与  $Nu$  进行拟合,拟合结果如图 18 所示。拟合得到其

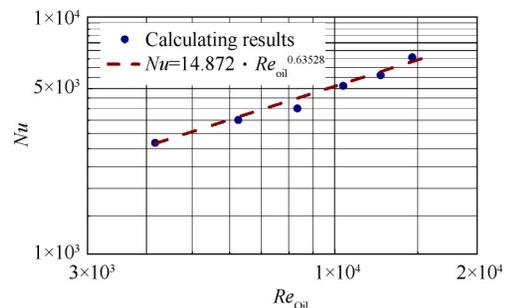


Fig. 17 Relationship between  $Re_{oil}$  and  $Nu$

函数关系为

$$Nu = 8838 \cdot Re_{air}^{-0.49} \quad (21)$$

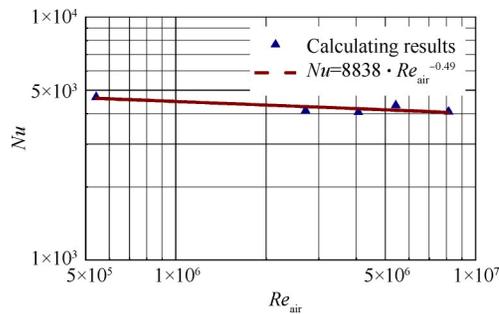


Fig. 18 Relationship between  $Re_{air}$  and  $Nu$

综合考虑发动机主轴转速、封严气流量、滑油供给量对轴承腔壁面换热的影响,对多个工况下  $Re_{oil}$ ,  $Re_u$ ,  $Re_{air}$ ,  $Nu$  进行拟合。参照柱形轴承腔的无量纲换热准则式<sup>[17]</sup>,建立的锥形腔换热准则式的形式为

$$\ln(Nu) = \ln(a) + b\ln(Re_u) + c\ln(Re_{oil}) + d\ln(Re_{air}) \quad (22)$$

对上式取对数可得

$$\ln(Nu) = \ln(a) + b\ln(Re_u) + c\ln(Re_{oil}) + d\ln(Re_{air}) \quad (23)$$

在该型轴承腔的工况范围:  $2000 \leq n \leq 12000$ ,  $8L/min \leq m_{oil} \leq 40L/min$ ,  $2g/s \leq m_{air} \leq 15g/s$  内选择多个工况点,进行多元线性回归计算,得到上述工况范围内轴承腔无量纲换热表达式为

$$Nu = 0.000114 \cdot Re_u^{1.02} \cdot Re_{oil}^{0.155} \cdot Re_{air}^{-0.09} \quad (24)$$

## 4 结 论

通过本文研究,得到如下主要结论:

(1)同一工况下锥形腔壁的换热量低于相同特征长度的柱形腔壁,锥形结构使较多的滑油从大端壁面流向小端壁面,腔壁滑油相体积分数、热通量及温度分布比柱形腔均匀。

(2)随着发动机主轴转速的提高,腔壁换热量增加。随着封严气流量的增加,轴承腔壁面的换热量呈现先减小后增大再减小的趋势,且腔壁高热通量区域的位置不断从大端端面附近向小端端面移动。腔壁的换热量随着供油量的增加近似线性增加。

(3)在转速大于 2000r/min 小于 12000r/min,滑油流量大于 8L/min 小于 40L/min,封严气流量大于 2g/s 小于 15g/s 工况范围内,该型发动机轴承腔壁努塞尔数  $Nu$  与旋转雷诺数  $Re_u$ 、滑油流动雷诺数  $Re_{oil}$ 、封严气流动雷诺数  $Re_{air}$  满足无量纲表达式:  $Nu = 0.000114 \cdot Re_u^{1.02} \cdot Re_{oil}^{0.155} \cdot Re_{air}^{-0.09}$ 。

致 谢:感谢国家科技重大专项、国家自然科学基金青年项目的资助。

## 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.
- [ 2 ] 胡剑平,任国哲,易 军,等. 轴承腔内壁面与油膜换热数值模拟与实验[J]. 航空学报, 2017, 38(9): 138-148.
- [ 3 ] Glahn A, Kurreck M, Willmann M, et al. Feasibility Study on Oil Droplet Flow Investigations Inside Aero Engine Bearing Chambers-PDPA Technique in Combination with Numerical Approaches[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1996, 118(4): 749-755.
- [ 4 ] Glahn A, Busam S, Blair M F, et al. Droplet Generation by Disintegration of Oil Films at the Rim of a Rotating Disk [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2002, 124(1): 117-124.
- [ 5 ] Santhosh R H, Jee L S, Kathy J, et al. Experimental Investigation of Oil Shedding from an Aero-Engine Ball Bearing at Moderate Speeds[R]. *ASME GT 2017-63815*.
- [ 6 ] Glahn A, Wittig S. Two-Phase Air/Oil Flow in Aeroengine Bearing Chambers: Characterization of Oil Film Flows[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1996, 118(3): 578-583.
- [ 7 ] 陈国定,刘曼利,刘亚军,等. 不同流型下轴承腔中油气介质的流动特征参数[J]. 航空学报, 2010, 12(7): 2400-2406.
- [ 8 ] 陈国定,王 涛,刘曼利,等. 轴承腔两相流动流型特征参数及鲁棒性分析[J]. 西北工业大学学报, 2012, 30(2): 155-159.
- [ 9 ] 王 涛,陈国定,张永红. 基于聚类分析的航空发动机轴承腔油气两相流型辨识[J]. 机械科学与技术, 2013, 32(3).
- [ 10 ] Gorse P, Busam S, Dullenkopf K. Influence of Operating Condition and Geometry on the Film Thickness in Aeroengine Bearing Chambers [R]. *ASME GT 2004-53708*.
- [ 11 ] 钟 冲,刘振侠,胡剑平,等. 轴承腔壁面油膜厚度超声测量实验研究[J]. 推进技术, 2014, 35(6): 1110-1115. (ZHONG Chong, LIU Zhen-xia, HU Jian-ping, et al. Experimental Study of Ultrasonic Measurement of Oil Film Thickness in Bearing Chamber Wall[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2014, 35(6): 1110-1115.)
- [ 12 ] 吕亚国,张美华,刘振侠,等. 航空发动机轴承腔油气两相流流动数值研究及验证[J]. 航空动力学报, 2014, 29(11).

- [13] 任国哲. 基于油气两相流的航空发动机轴承腔流动换热研究及回油结构改进设计[D]. 西安: 西北工业大学, 2016.
- [14] 李静, 刘振侠, 吕亚国. 航空发动机轴承腔热分析软件开发[J]. 航空计算技术, 2014, 42(4): 94-96.
- [15] 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.
- [16] 赵静宇, 刘振侠, 胡剑平, 等. 考虑油气传热传质耦合的轴承腔内壁油膜运动研究[J]. 推进技术, 2014, 35(7): 973-980. (ZHAO Jing-yu, LIU Zhen-xia, HU Jian-ping, et al. Motion of Wall Oil Film with Consideration of Oil-Gas Coupled Heat and Mass Transfer in Bearing Chamber [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2014, 35(7): 973-980.)
- [17] Busam S, Glahn A, Wittig S. Internal Bearing Chamber Wall Heat Transfer as a Function of Operating Conditions and Chamber Geometry [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2000, 122(2): 314-320.
- [18] Hirt C W, Nichols B D. Volume of Fluid (VOF) Method for the Dynamics of Free Boundaries [J]. *Journal of Computational Physics*, 1981, 39(1): 201-225.
- [19] Menter F R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications [J]. *AIAA Journal*, 1994, 32(8): 1598-1605.
- [20] Kim H J, Durbin P A. Observations of the Frequencies in a Sphere Wake and of Drag Increase by Acoustic Excitation [J]. *The Physics of Fluids*, 1988, 31(11): 3260-3265.

(编辑:朱立影)