

航空发动机热区轴承腔壁面油膜 流动及温度特性

方 龙, 陈国定
(西北工业大学 机电学院, 西安 710072)

摘 要: 将热区轴承腔壁面油膜划分为若干上下游相互关联的流动控制单元,结合壁面油膜流动状态以及油滴的运动状态进行单位时间内各壁面油膜控制单元中的油滴/油膜碰撞转移分析,基于此构建壁面油膜控制单元的非定常质量、动量和能量方程,并利用 Matlab 自编软件求解获得轴承腔壁面油膜厚度分布、流动速度分布和温度分布特性,最终形成轴承腔壁面油膜流动及温度特性分析的方法。结果表明:在所研究的工况范围内,轴承腔壁面油膜厚度分布在 0~1 mm 内,油膜速度分布在 0~5 m/s 范围内,壁面油膜温度分布在 100~140 ℃ 范围内;轴承腔左右两侧的壁面油膜厚度、速度和温度都随着周向角度的增加而不断增加,且在相同工况下轴承腔壁面油膜的最高温度比最低温度增加了约为 13%;随转子转速的增加,轴承腔壁面油膜的速度及温度是增加的,而壁面油膜的厚度是减小的;随着进油量的增加,轴承腔壁面油膜厚度和速度是增加的,而油膜温度略有下降。开展的航空发动机热区轴承腔壁面油膜流动及换热特性研究工作,为轴承腔润滑系统的精确设计提供了理论支持和基础数据。

关 键 词: 热区轴承腔; 壁面油膜; 油膜厚度; 油膜速度; 油膜温度

中图分类号: V233.4 **文献标志码:** A

Flow and temperature characteristics of wall film in bearing chamber located in hot region of aero-engine

FANG Long, CHEN Guoding
(School of Mechanical Engineering,
Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: The wall film in bearing chamber is divided into flow control units which are related to each other. Based on the motion state of droplet and wall film, the mass, momentum and heat transfer were analyzed in each flow control unit. And then the unsteady mass, momentum and heat equations of each flow control unit were established and solved by house coding with help of Matlab. A theoretical method to analyze flow and heat transfer characteristics of wall film in bearing chamber was established. Results showed that the film thickness was within the range of 0—1 mm, the film velocity was within range of 0—5 m/s, and the film temperature was within the range of 100—140 ℃. At the same condition, the highest film temperature increased by 13% compared with the lowest film temperature. The film velocity and temperature increased with the rotor speed, while the film thickness decreased with the rotor speed. The film thickness and velocity increased with inlet flow rate, while

收稿日期:2019-10-15
基金项目:国家自然科学基金(51275411)
作者简介:方龙(1988—),男,博士,主要从事航空发动机机械系统润滑及换热研究。E-mail:fanglong@mail.nwpu.edu.cn
引用格式:方龙,陈国定.航空发动机热区轴承腔壁面油膜流动及温度特性[J].航空动力学报,2020,35(4):682-692. FANG Long, CHEN Guoding. Flow and temperature characteristics of wall film in bearing chamber located in hot region of aero-engine [J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(4): 682-692.

the film temperature decreased with inlet flow rate. The research work is not only a theoretical foundation but also a data support for improvements of the efficiency of aero engines.

Key words: bearing chamber in hot region; wall film; film thickness; film velocity; film temperature

置主轴滚动轴承于其中的轴承腔是航空发动机润滑系统的重要部件,一般是由承力机匣、轴承支撑结构、供油及回油装置、密封装置和通风管等构成,在实现主轴轴承的润滑冷却,保证主轴轴承正常运行等方面起着重要的作用。随着航空发动机不断朝着高推质比方向发展,使得处于航空发动机热区部位的轴承腔工作条件日益严苛,准确掌握航空发动机热区轴承腔内复杂的油气两相流动状态,对于提高航空发动机轴承寿命并减少轴承故障率起到极为重要作用。在轴承腔中,完成冷却润滑作用的滑油自轴承运动元件甩射后形成油滴,油滴与轴承腔壁面碰撞后形成了壁面油膜,壁面油膜在油滴/壁面油膜动量转移作用、旋转空气/壁面油膜剪切力、腔壁/壁面油膜剪切力和油膜重力等综合作用下,逐渐回流至轴承腔回油结构中,从而完成对轴承腔的润滑及换热功能。轴承腔壁面油膜在流动过程中,壁面油膜厚度和速度因力学条件改变会发生变化,同时壁面油膜在热腔壁面加热作用和入射油滴冷却作用下温度发生变化,壁面油膜流动状态和温度变化对轴承腔润滑及换热性能影响很大,因此有必要开展航空发动机热区轴承腔壁面油膜流动及换热特性研究,并基于此实现轴承腔润滑与换热的精确设计。

Wittig 等^[1]在德国 KIT(Karlsruhe Institute for Technology)建立了世界上第一个轴承腔试验台,并开启了轴承腔油气两相流动及换热研究,Wittig 等利用超声波测量技术获得了轴承腔内壁面油膜厚度分布情况,通过热电偶测量得到了轴承腔壁温度及空气温度。随后,Glahn 等^[2]又利用 LDV(激光多普勒测速仪)测量获得了轴承腔内壁面油膜流动的速度分布规律,并结合试验数据提出了求解壁面油膜速度分布的理论计算方法。Chew^[3]基于质量守恒和角动量守恒原理,建立了一个求解轴承腔壁面油膜厚度的简单方法,然后利用该方法获得了壁面油膜在轴承腔内的分布情况并将计算结果与 Glahn 等^[2]的试验结果做了对比。由于其计算方法忽略了轴承腔内空气与壁面油膜的剪切力以及油滴/壁面油膜之间的动量转移作用,导致其理论计算结果和试验结果存

在一定的差距。陈薄等^[4-5]则将壁面油膜假设为定常流动,考虑壁面油膜流动的力学平衡关系以及结合轴承腔油滴尺寸分布规律,进行了油滴运动及沉积特征研究,获得了轴承腔中油滴沉积在壁面油膜中的质量和动量。孙恒超等^[6]则将复杂的轴承腔抽象为旋转圆盘腔结构,并开展了旋转圆盘腔甩射油矢及油滴特征分析,确定了旋转圆盘腔内油膜破碎形成的油矢数量及油矢断裂形成的油滴直径与工况条件的关系;此外,孙恒超等^[7]还分析了油滴在轴承腔中运动时与气相介质的换热现象,并提出了包含油滴温度效应的油滴运动和热状态分析方法。近年来随着流体商业软件的广泛应用,不少研究者开始利用商业流体软件对轴承腔油气两相流动及换热现象开展仿真研究。Lee 等^[8]借助计算流体动力学(CFD)商业软件分析了轴承腔中气相介质速度分布特征,揭示出轴承腔结构和转子转速对气相流场流动有较大的影响。赵静宇、胡剑平等^[9-10],同样利用商业软件建立了求解轴承腔内壁面油膜流动特性的数值模型,并分析了轴承腔工况对壁面油膜流动厚度、速度的影响。Shimo、Weinstock 等^[11-12]建立了求解油滴在轴承腔内运动、油滴/壁面碰撞并形成油膜的数值模型,研究了工况条件对油滴/壁面油膜动量转移量、壁面油膜厚度和速度分布特性的影响。Adeniyi 等^[13-14]利用 CFD 软件建立了轴承腔 DPM-VOF(discrete phase model-volume of fluid)数值分析模型,该模型能够追踪轴承腔中滑油/空气的运动界面,Adeniyi 等利用该模型开展了轴承腔内壁面油膜流动特性的研究。

从上述国内外研究现状中可以发现,目前关于轴承腔壁面油膜流动温度分布特性的研究还较为鲜见,这极大制约了航空发动机热区的轴承腔的换热分析;同时已有的轴承腔壁面油膜流动理论研究大都是基于简单的力学平衡开展的,其研究方法较为简单,计算精度较低;而采用商业软件进行轴承腔壁面油膜流动及换热数值计算过程中,因需处理尺寸极小的二次液滴等而导致网格数量极为骇人,使得计算中使用高性能工作服务站产生的经济成本以及计算收敛过慢产生的时间

成本难以承受^[15],目前国外部分学者已经开始探索其他的研究方法,以期在满足轴承腔两相流动研究计算精度的条件下,适当减小计算成本^[16-17]。

针对上述存在的问题,本文将耗费巨大工作量的轴承腔壁面油膜流动及换热状态分析从商业软件分析中剥离,将热区轴承腔壁面油膜划分为若干上下游相互关联的流动控制单元,结合油滴的运动状态及壁面油膜流动状态进行单位时间内各壁面油膜控制单元中的油滴/油膜碰撞转移分析,并构建壁面油膜控制单元的非定常质量、动量和能量方程,利用自编软件求解壁面油膜控制单元的控制方程,获得轴承腔壁面油膜厚度分布、流动速度分布和温度分布特性,最终形成轴承腔壁面油膜流动及换热特性分析一种方法。本文的研究工作为轴承腔的精确设计提供了基础数据和理论支持。

1 轴承腔壁面油膜流动及换热特性理论分析

1.1 轴承腔壁面油膜的质量、动量及能量方程

1.1.1 轴承腔壁面油膜的质量方程

将轴承腔壁面油膜沿圆周方向均分成 n 个控制单元,其中第 i 个控制单元如图 1 所示。图中 s 轴是轴承腔圆周方向的坐标轴, y 轴是径向方向的坐标轴, z 轴是轴向方向的坐标轴, θ 为圆周角度坐标, θ_i 为第 i 个控制单元的圆周角度坐标,每个控制单元所对应的圆周角度为 $\Delta\theta=360^\circ/n$ 。 $u(s,y)$ 为油膜流动速度, $h(s)$ 为油膜厚度。同时参考按照文献[18-21]的处理方式,认为壁面油膜厚度和流动速度的变化发生在圆周方向上,不考虑其轴向流动。

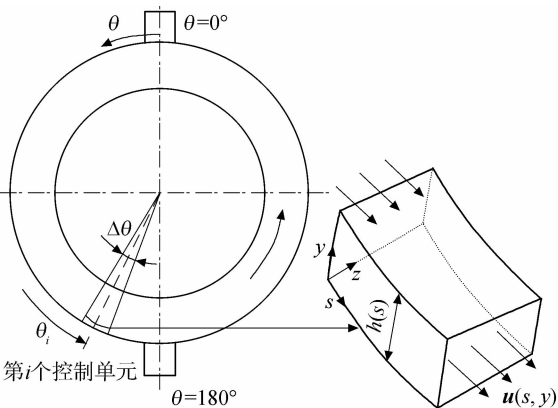


图 1 轴承腔壁面油膜控制单元及其放大示意图
Fig. 1 Diagram of wall film control unit of bearing chamber and enlarged view

第 i 个控制单元内的质量增加率为单位时间内入射油滴转移进入此控制单元的质量,即

$$\frac{d}{dt} \int h(s)_i \omega_b ds + \int_0^{h_i} u_i \omega_b dy - \int_0^{h_{i-1}} u_{i-1} \omega_b dy = \frac{M_{\text{droplet},i}}{\rho_f} \quad (1)$$

式中 ρ_f 为壁面油膜密度; $h(s)_i$ 为第 i 个控制单元内不同圆周方向位置的油膜厚度,当控制单元数量 n 较大时认为控制单元内油膜厚度沿圆周方向是线性变化的; ω_b 为油膜在轴承腔轴向的宽度; h_i 和 u_i 分别为第 i 个控制单元出口侧油膜的厚度和速度; h_{i-1} 和 u_{i-1} 为第 i 个控制单元入口侧油膜的厚度和速度; $M_{\text{droplet},i}$ 为单位时间内油滴净进入第 i 个控制单元的质量。需要指出的是, $M_{\text{droplet},i}$ 以及下文中的单位时间内油滴净进入第 i 个控制单元的动量 $S_{\text{droplet},i}$ 、热量 $Q_{\text{droplet},i}$ 的具体求解见文中第 1.2 节。

流动过程中壁面油膜在任意位置处的流动速度 $u(s,y)$ 在 y 方向满足二项式分布^[3],在本文中, $u(s,y)$ 需要满足两个条件:一个是在腔壁面处 ($y=0$ mm) 油膜速度为 0 m/s;另一个是在油膜表面处 ($y=h$) 速度达到最大值,即油膜速度斜率为 0。根据这两个条件可知 $u(s,y)$ 的计算表达式为

$$u(s,y) = -a \left(-\frac{y^2}{h^2} + \frac{2y}{h} \right) e_u \quad (2)$$

式中系数 a 数值随圆周方向坐标不同而变化, e_u 为壁面油膜流动的单位向量。

1.1.2 轴承腔壁面油膜的动量方程

根据动量定理可知,第 i 个控制单元总动量随时间变化率等于作用在第 i 个控制单元上的合外力,基于此建立第 i 个控制单元的动量方程如式(3)所示。

$$\rho_f \left[\frac{d}{dt} \int h(s)_i u_i \omega_b ds + \int_0^{h_i} u_i^2 \omega_b dy - \int_0^{h_{i-1}} u_{i-1}^2 \omega_b dy \right] = \sum F_i \quad (3)$$

$$\sum F_i = \int \rho_f g_{s,i} dV_{\text{cell},i} + \int \tau_{\text{air},i} \omega_b ds + \int \tau_{w,i} \omega_b ds + S_{\text{droplet},i} + \Delta p_i \quad (4)$$

式中 $V_{\text{cell},i}$ 为第 i 个控制单元的体积; $\sum F_i$ 为作用在第 i 个控制单元上的合外力; $\int \rho_f g_{s,i} dV_{\text{cell},i}$ 为第 i 个控制单元中油膜重力沿圆周方向的分力; $\int \tau_{\text{air},i} \omega_b ds$ 为第 i 个控制单元中油膜受到的空气

剪切力, $\tau_{\text{air},i}$ 可根据式(5)确定; $\int \tau_{\text{w},i} \omega_{\text{b}} \text{d}s$ 为第 i 个控制单元中油膜受到的壁面剪切力, $\tau_{\text{w},i}$ 可根据式(6)确定; $S_{\text{droplet},i}$ 为第 i 个控制单元中油滴/壁面油膜间的动量转移量; Δp_i 为第 i 个控制单元出口和入口两侧的压力差, 可根据式(7)确定。

$$\tau_{\text{air},i} = \mu_{\text{g}} \left. \frac{\text{d}u_{\text{g}}}{\text{d}y} \right|_{y=h(s)_i} \quad (5)$$

$$\tau_{\text{w},i} = -\mu_{\text{f}} \left. \frac{\text{d}u(s,y)_i}{\text{d}y} \right|_{y=0} = -3 \frac{\mu_{\text{f}} u(s,y)_{\text{f},i}}{h} \quad (6)$$

$$\Delta p_i = \int_0^{h_{i-1}} \rho_{\text{f}} g_{y,i-1} \omega_{\text{b}} \text{d}y - \int_0^{h_i} \rho_{\text{f}} g_{y,i} \omega_{\text{b}} \text{d}y \quad (7)$$

式中 μ_{g} 、 μ_{f} 分别为空气和滑油的动力黏度; u_{g} 为空气速度; $u(s,y)_{\text{f},i}$ 为第 i 个控制单元内任意圆周方向位置处壁面油膜的平均速度, 计算表达式为

$$u(s,y)_{\text{f},i} = \frac{1}{h(s)_i} \int_0^{h(s)_i} u(s,y)_i \text{d}y, \text{ 当控制单元数}$$

量 n 较大时, 认为油膜平均速度在控制单元内沿圆周方向是线性变化的。

1.1.3 轴承腔壁面油膜的能量方程

第 i 个控制单元中内能随时间变化率等于外界传递给它的热量之和, 据此建立能量方程式(8)。

$$\rho_{\text{f}} c_{\text{f}} \left[\frac{\text{d}}{\text{d}t} \int t_{\text{f}}(s)_i h(s)_i \omega_{\text{b}} \text{d}s + \int_0^{h_i} t_{\text{f},i} u_{\text{f}} \omega_{\text{b}} \text{d}y - \int_0^{h_{i-1}} t_{\text{f},i-1} u_{\text{f},i-1} \omega_{\text{b}} \text{d}y \right] = \sum Q_i \quad (8)$$

$$\sum Q_i = q_{\text{droplet},i} + q_{\text{air},i} + q_{\text{wall},i} \quad (9)$$

式中 $t_{\text{f}}(s)_i$ 为第 i 个控制单元内部不同圆周方向位置上的油膜平均温度, 当控制单元数量 n 较大时, 认为油膜平均温度在控制单元内沿圆周方向是线性变化的; $\sum Q_i$ 为外界传递给第 i 个控制单元的热量之和; $t_{\text{f},i}$ 和 $t_{\text{f},i-1}$ 分别为第 i 个控制单元出口侧和入口侧油膜的平均温度; $Q_{\text{droplet},i}$ 为油滴转移至第 i 个控制单元中的热量; $q_{\text{air},i}$ 为空气转移至第 i 个控制单元中的热量, 其计算表达式为式(10); $q_{\text{wall},i}$ 为壁面转移至第 i 个控制单元中的热量, 其计算表达式为式(11)。

$$q_{\text{air},i} = \int h_{\text{gf},i} [t_{\text{g}} - t_{\text{f}}(s)_i] \omega_{\text{b}} \text{d}s \quad (10)$$

$$q_{\text{wall},i} = \int h_{\text{wf},i} [t_{\text{w}} - t_{\text{f}}(s)_i] \omega_{\text{b}} \text{d}s \quad (11)$$

式中 t_{g} 和 t_{w} 分别为空气温度和壁面温度, c_{f} 为油膜的比热容; $h_{\text{gf},i}$ 和 $h_{\text{wf},i}$ 分别为第 i 个控制单元体内空气/油膜间表面传热系数和壁面/油膜间表面

传热系数, 其计算表达式分别为

$$h_{\text{gf},i} = 0.332 \frac{\lambda_{\text{g}} Re_{\text{gf},i}^{\frac{1}{2}} Pr_{\text{gf},i}^{\frac{1}{3}}}{l_{\text{gf},i}} \quad (12)$$

$$h_{\text{wf},i} = 0.332 \frac{\lambda_{\text{f}} Re_{\text{wf},i}^{\frac{1}{2}} Pr_{\text{wf},i}^{\frac{1}{3}}}{l_{\text{wf},i}} \quad (13)$$

式中 $Re_{\text{gf},i}$ 和 $Pr_{\text{gf},i}$ 分别为第 i 个控制单元中空气的雷诺数和普朗特数, 其表达式分别为式(14)和式(15); $Re_{\text{wf},i}$ 和 $Pr_{\text{wf},i}$ 分别为第 i 个控制单元中壁面油膜雷诺数和普朗特数, 其表达式分别为式(16)和式(17); λ_{g} 和 λ_{f} 分别为空气导热系数和油膜导热系数; $l_{\text{gf},i}$ 和 $l_{\text{wf},i}$ 分别为第 i 个控制单元中空气/油膜换热的特征长度和壁面/油膜换热的特征长度, 其数值同取为控制油膜单元沿周向的长度。

$$Re_{\text{gf},i} = \rho_{\text{g}} l_{\text{gf},i} |u_{\text{g},i}| / \mu_{\text{g}} \quad (14)$$

$$Pr_{\text{gf},i} = c_{\text{g}} \mu_{\text{g}} / \lambda_{\text{g}} \quad (15)$$

$$Re_{\text{wf},i} = \rho_{\text{f}} l_{\text{wf},i} |u_{\text{f}}| / \mu_{\text{f}} \quad (16)$$

$$Pr_{\text{wf},i} = c_{\text{f}} \mu_{\text{f}} / \lambda_{\text{f}} \quad (17)$$

式中 c_{g} 、 μ_{g} 分别为空气的比热容和黏度; c_{f} 、 μ_{f} 为滑油的比热容和黏度; $l_{\text{gf},i}$ 和 $l_{\text{wf},i}$ 分别为第 i 个控制单元中空气/油膜换热的特征长度和壁面/油膜换热的特征长度, 其数值同取为控制油膜单元沿周向的长度。

结合文献[9]和文献[22]中有关轴承腔壁面油膜在排气口和回油口处的边界条件研究, 可以确定轴承腔壁面油膜在排气口和回油口的边界条件为

$$\frac{\text{d}h}{\text{d}n_{\text{wall}}} = 0 \quad (18)$$

$$\frac{\text{d}t_{\text{f}}}{\text{d}n_{\text{wall}}} = 0 \quad (19)$$

式中 n_{wall} 表示壁面的法向。

1.2 控制单元内油滴/壁面油膜的质量、动量及热量转移分析

假设第 i 个控制单元内油膜的平均速度为 $u_{\text{fi}} = (u_i + u_{i-1})/2$, 控制单元油膜的平均厚度为 $h_{\text{fi}} = (h_i + h_{i-1})/2$ 。下面以直径为 D 、速度为 V_{d} 的单个油滴为例, 简述在油滴/壁面油膜碰撞过程中, 油滴净进入第 i 个控制单元内的质量、动量及热量。油滴/壁面油膜的碰撞状态不仅与油滴的速度及直径有关, 也与壁面油膜的厚度及平均流动速度有关, 根据文献[23], 判断油滴/油膜碰撞后发生飞溅的准则如下:

1) 当油滴飞溅参数 $K = We_{\text{d}} Re_{\text{d}}^{0.5}$ 满足, $K > 3378(1 + h_{\text{f}}^* U_{\text{f}}^{*2})^{-1}(1 + h_{\text{f}}^* U_{\text{f}}^*)^{-0.5}$ 时, 油滴发生飞溅;

2) 当 $K < 3378(1 + h_{\text{f}}^* U_{\text{f}}^{*2})^{-1}(1 +$

$h_f^* U_f^*)^{-0.5}$ 时,油滴不发生飞溅。其中油滴韦伯数 We_d ,油滴雷诺数 Re_d ,壁面油膜的无量纲厚度 h_f^* ,壁面油膜的无量纲速度 U_f^* 的计算表达式分别如式(20)~式(23)所示。

$$We_d = \frac{\rho_d V_d^2 D}{\sigma_d} \tag{20}$$

$$Re_d = \frac{\rho_d V_d D}{\mu_d} \tag{21}$$

$$h_f^* = \frac{h_{fi}}{D} \tag{22}$$

$$U_f^* = \frac{u_{fi}}{V_d} \tag{23}$$

式中 ρ_d 为油滴密度, σ_d 为油滴表面张力系数, μ_d 为油滴黏度。

当质量为 m_d ($m_d = \rho_d \pi D^3/6$) 的单个油滴与壁面油膜碰撞后不发生飞溅时,单个油滴转移至壁面油膜中的质量 $M_{droplet,D}$ 、动量 $S_{droplet,D}$ 和热量 $Q_{droplet,D}$ 分别为

$$m_{sd} = \begin{cases} m_d (8.03 \times 10^{-11} We_d^{0.5} Re_d^{0.25}) & We_d^{0.5} Re_d^{0.25} \leq 200 \\ m_d (0.9 - 5.79 \times 10^{-0.0115} We_d^{0.5} Re_d^{0.25}) & We_d^{0.5} Re_d^{0.25} > 200 \end{cases} \tag{27}$$

$$M_{droplet,D} = m_d - m_{sd} \tag{28}$$

$$Q_{droplet,D} = m_d c_d t_d - m_{sd} c_d t_f \tag{29}$$

根据相关研究^[26-27],单位时间内自轴承腔甩射出的油滴质量分布密度函数 $f_m(d)$ 可采用式(30)所示的 Rosin-Rammler (R-R) 函数加以描述,甩射油滴的直径范围为 $[D_{min}, D_{max}]$,可根据式(31)确定。可以认为油滴在轴承腔内是均匀分布的,因此进入到每个单元控制体中的油滴质量是相同的,且进入到每个单元控制体中的油滴直径范围也均为 $[D_{min}, D_{max}]$ 。将单位时间内且进入到每个单元控制体中油滴的直径范围等距划分为 N 个子区间,第 i 个直径子区间为 $[D_i, D_{i+1}]$,当 N 足够大时,第 i 个子区间中二次油滴的直径与其中位直径 $D_{i+0.5} = (D_i + D_{i+1})/2$ 十分接近,可以用 $D_{i+0.5}$ 代替第 i 个直径子区间内所有的直径,进入到每个单元控制体中的第 i 个直径子区间油滴数量 N_i 计算式为式(32)。

$$f_m(D) = S \frac{D^{S-1}}{\bar{D}^S} e^{-(D/\bar{D})^S} \tag{30}$$

式中 $\bar{D}$ 是油滴特征直径; S 是均匀度指数。

$$\begin{cases} \int_0^{D_{max}} f_m(D) dD = 99\% \\ \int_0^{D_{min}} f_m(D) dD = 1\% \end{cases} \tag{31}$$

$$N_i = \rho_d q_{V,1} / \left(n \int_{D_i}^{D_{i+1}} f_m(D) dD / m_{D_{i+0.5}} \right) \tag{32}$$

$$M_{droplet,D} = m_d \tag{24}$$

$$S_{droplet,D} = m_d V_{dz} \tag{25}$$

$$Q_{droplet,D} = m_d c_d t_d \tag{26}$$

式中 c_d 为油滴的比热容, V_{dz} 为油滴的切向分速度,即油滴沿壁面油膜流动方向的速度分量。

当质量为 m_d 的单个油滴与壁面油膜碰撞后发生飞溅产生二次液滴时,二次液滴会带走一部分质量,根据文献[24],二次液滴带走的质量为如式(27)所示,此时单个油滴转移到壁面油膜中质量的计算表达式如式(28)所示;由于油滴/壁面油膜碰撞产生的二次液滴均布在碰撞点附近^[25],二次液滴的动量在各个方向是相互抵消的,因此可忽略二次液滴带走的动量,单个油滴转移到壁面油膜中动量的计算表达式仍如式(25)所示;同样,二次液滴会带走一部分热量,根据文献[25]的研究,二次液滴的温度与壁面液膜的温度接近,因此油单个滴转移到壁面油膜的热量计算表达式如式(29)所示。

式中 $q_{V,1}$ 轴承腔单位时间内的进油量, n 为控制单元体个数。

综上,单位时间内油滴净进入第 i 个控制单元的质量转移量 $M_{droplet,i}$ 、动量转移量 $S_{droplet,i}$ 、转移量 $Q_{droplet,i}$ 分别为

$$M_{droplet,i} = \sum_{i=1}^N N_i M_{droplet,D_{i+0.5}} \tag{33}$$

$$S_{droplet,i} = \sum_{i=1}^N N_i S_{droplet,D_{i+0.5}} \tag{34}$$

$$Q_{droplet,i} = \sum_{i=1}^N N_i Q_{droplet,D_{i+0.5}} \tag{35}$$

2 轴承腔壁面油膜流动及换热特性求解

轴承腔壁面油膜的厚度极薄,壁面油膜流动状态的变化对油滴运动及空气场的运动影响较小,因此首先在不考虑壁面油膜的条件下,参考文献[7-9],利用商业软件开展轴承腔空气场和油滴运动分析,获得轴承腔空气物理场状态以及油滴的运动、温度状态,并将其作为初始条件输入到后续的壁面油膜流动及换热分析过程中。

在求解壁面油膜流动及换热特性时,规定在初始时刻(零时刻)所有控制单元的油膜厚度、平均速度及平均温度初始值均为零,对每一个时间

步,求解各个控制单元内的油滴/壁面油膜之间的质量、动量和热量转移量。完成一个时间步的计算后,判断是否满足收敛条件(即各控制单元内油膜厚度、平均速度和平均温度不再随时间再变化),若不满足则继续迭代计算直至轴承腔各个位置处的壁面油膜厚度、平均速度和平均温度收敛,从而最终获得壁面油膜在各个位置处的油膜厚

度、平均速度和平均温度。整个计算流程如图 2 所示。图中 T_{ime} 为计算时间, S_{tep} 为时间步数, ΔT_{ime} 为时间步长, M_{df} 、 S_{df} 、 Q_{df} 分别为 ΔT_{ime} 时间内转移至第 i 个控制单元中的质量、动量和热量, m_{df} 、 s_{df} 、 q_{df} 分别为单位时间内转移至控制单元中的质量、动量和热量, m_{df} 、 s_{df} 、 q_{df} 为子程序 function 中的计算过程量, m 为子程序中的计数变量。

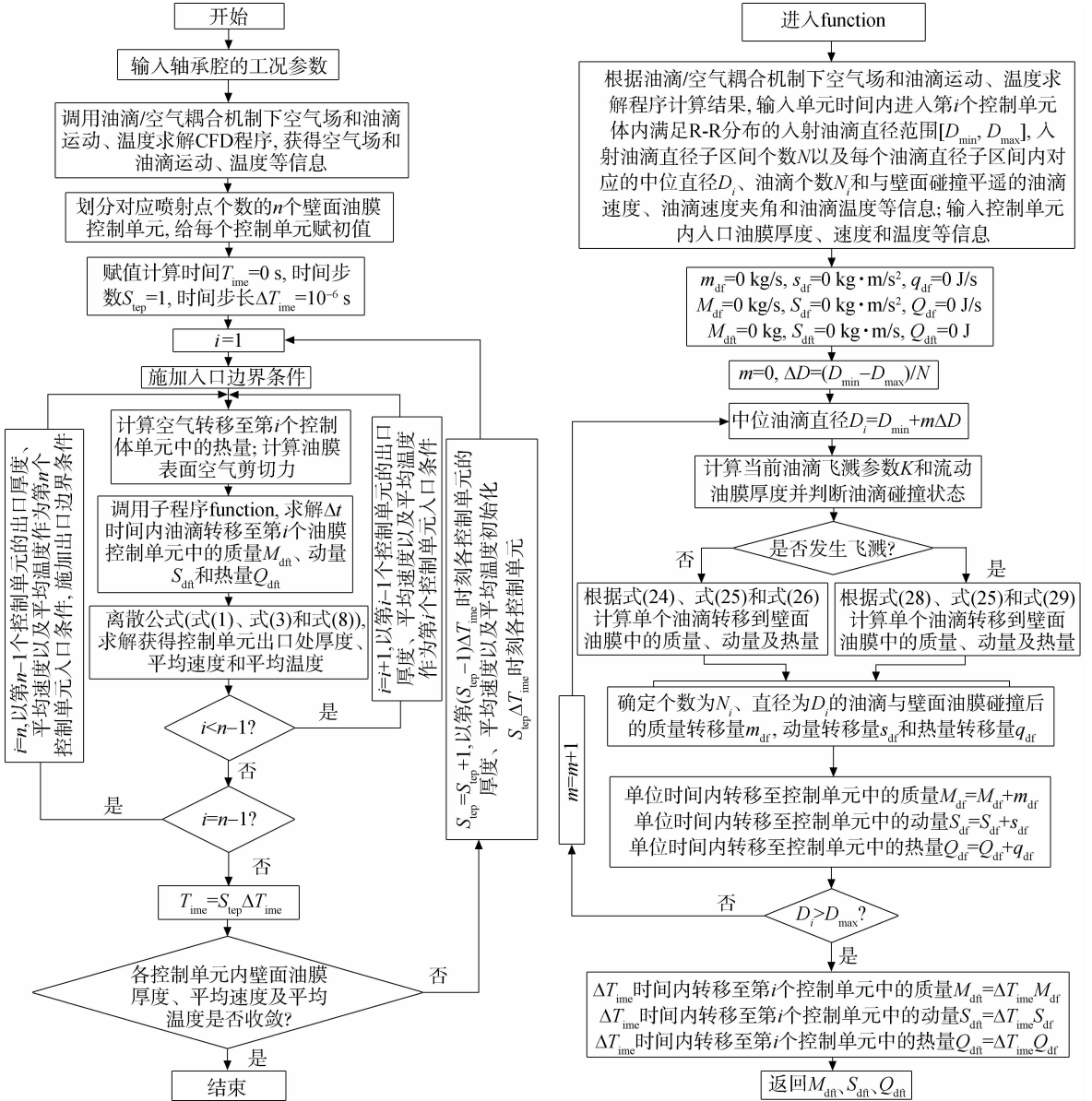


图 2 轴承腔壁面油膜厚度、平均速度和平均温度计算流程

Fig. 2 Calculation flow chart of film thickness, average velocity and average temperature of bearing chamber wall

3 计算结果及分析

本文在进行理论计算时以如图 3 所示的典型航空发动机轴承腔为研究对象, 图中箭头 r 和 z 分别表示轴承腔径向方向和轴向方向。除作特殊说明外, 涉及到的轴承腔结构和工况条件为: 轴承

腔腔高 $h_b=28 \text{ mm}$, $\omega_b=20 \text{ mm}$, 转子半径 $r_s=62 \text{ mm}$, 转子转速 $n_s=10\,000 \text{ r/min}$ 且逆时针方向转动, 进油量 $q_{v,i}=100 \text{ L/h}$, 进气量 $q_{m,g}=15 \text{ g/s}$, 进油温度 $t_1=80^\circ\text{C}$, 空气温度 $t_g=125^\circ\text{C}$, 壁面温度为 210°C 。分析所用润滑油牌号为长城 4109, 润滑油及空气物性参数计算公式见表 1 和表 2, 表

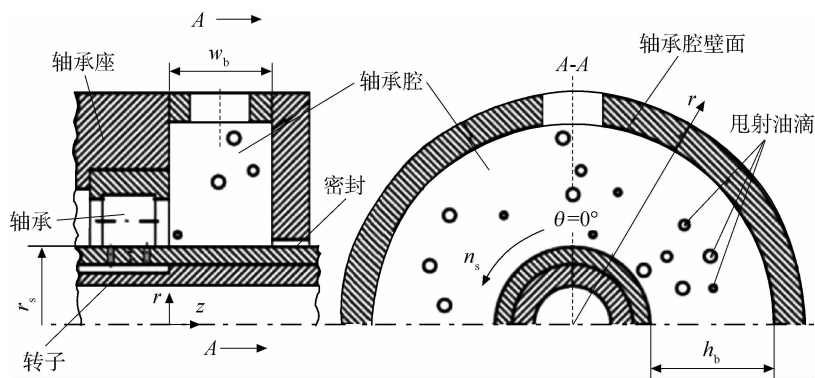


图 3 航空发动机典型轴承腔结构

Fig. 3 Typic structure of aero-engine bearing chamber

中 ν_d 、 ν_g 分别为油滴的运动黏度和空气的运动黏度, t_{tem} 为温度 ($^{\circ}\text{C}$)。另外, 如图 3 所示, 计算过程中壁面油膜的周向角度 $\theta=0^{\circ}$ 位于排气口位置处, $\theta=180^{\circ}$ 位于回油口位置处。

表 1 滑油物性参数计算公式

滑油参数	计算公式
$\rho_d/(\text{kg}/\text{m}^3)$	$\rho_d=974.8-0.75(t_{tem}+273.15)$
$c_d/(\text{J}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C}))$	$c_d=1780+2.8(t_{tem}+273.15)$
$\lambda_d/(\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C}))$	$\lambda_d=0.1536-0.0001(t_{tem}+273.15)$
$\nu_d/(\text{mm}^2/\text{s})$	$\ln\ln(\nu_d+0.8)=21.17-3.54\ln t_{tem}$

表 2 空气物性参数计算公式

空气参数	计算公式
$\rho_g/(\text{kg}/\text{m}^3)$	$\rho_g=1.22-0.0025(t_{tem}+273.15)$
$c_g/(\text{J}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C}))$	$c_g=1.0099+0.0001(t_{tem}+273.15)$
$\lambda_g/(\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C}))$	$\lambda_g=0.02455-0.000074(t_{tem}+273.15)$
$\nu_g/(\text{mm}^2/\text{s})$	$\nu_g=17.4087+0.004416\ln t_{tem}$

3.1 转子转速的影响

图 4(a)~图 4(c) 分别给出了转子转速对轴承腔壁面油膜厚度、平均速度及平均温度的影响, 从图中可以看出因回油口和排气口的存在, 轴承腔壁面油膜厚度、平均速度及平均温度在周向角度为 $\theta=0^{\circ}, 180^{\circ}, 360^{\circ}$ 时变化并不连续, 因此在后续结果分析中一般将轴承腔分为左侧 ($0^{\circ}\sim 180^{\circ}$) 和右侧 ($180^{\circ}\sim 360^{\circ}$) 进行讨论。

从图 4(a) 中可以看出, 在轴承腔的左侧和右侧, 壁面油膜厚度自排气口至回油口都是逐渐增加的。这是因为除甩射油滴不断进入壁面油膜控

制单元以外, 前一个控制体单元的润滑油还会流入后一个控制体单元中, 这使得后一个控制体单元流量增大, 油膜厚度增加, 造成了轴承腔左右两侧壁面油膜厚度都随着周向角度的增加而增加。需要指出的是, 在本文工况范围内油膜厚度较小 (小于 1 mm), 轴承腔右侧壁面油膜的重力不足以克服旋转空气/壁面油膜剪切力、油滴/壁面油膜动量转移作用和壁面/壁面油膜剪切力使油膜回流至回油口中, 因此轴承腔右侧壁面油膜是自回油口流向排气口的, 故其最大油膜厚度位于排气口附近, 且因重力阻滞作用使得轴承腔右侧壁面油膜厚度略高于轴承腔左侧油膜厚度。图 4(a) 还表明, 随着转子转速增加, 壁面油膜厚度是下降的, 这是因为壁面油膜平均速度随着转子转速增加而增加 (如图 4(b) 所示), 较高的流动速度使得滑油流动加快, 造成壁面油膜厚度下降。

图 4(b) 表明, 在轴承腔左右两侧的壁面油膜平均速度都随着周向角度的增加而不断增加。其原因是在各作用力的作用下, 轴承腔左右两侧的壁面油膜自流动起始点至流动终止点油膜受到的合外力始终大于零, 因此根据牛顿第二定律油膜将一直处于加速状态即油膜的速度一直在增加, 从而最终造成了壁面油膜平均速度随周向角度的增加而逐渐增加。另外, 轴承腔右侧的油膜平均速度略低于轴承腔左侧的油膜平均速度, 这也是由于重力的阻滞作用造成的。从图 4(b) 中还可以看出, 随着转子转速增加, 壁面油膜平均速度是增加的, 这是由于随着转子转速增加, 旋转空气/壁面油膜剪切力和油滴/壁面油膜动量转移量增大, 对壁面油膜的刮削作用增强, 进而造成的壁面油膜的平均速度增大。

从图 4(c) 中可以看出, 轴承腔左右两侧的壁面油膜平均温度随着周向角度的增加略有增加, 壁面油膜的最高温度比最低温度增加了约 13%。

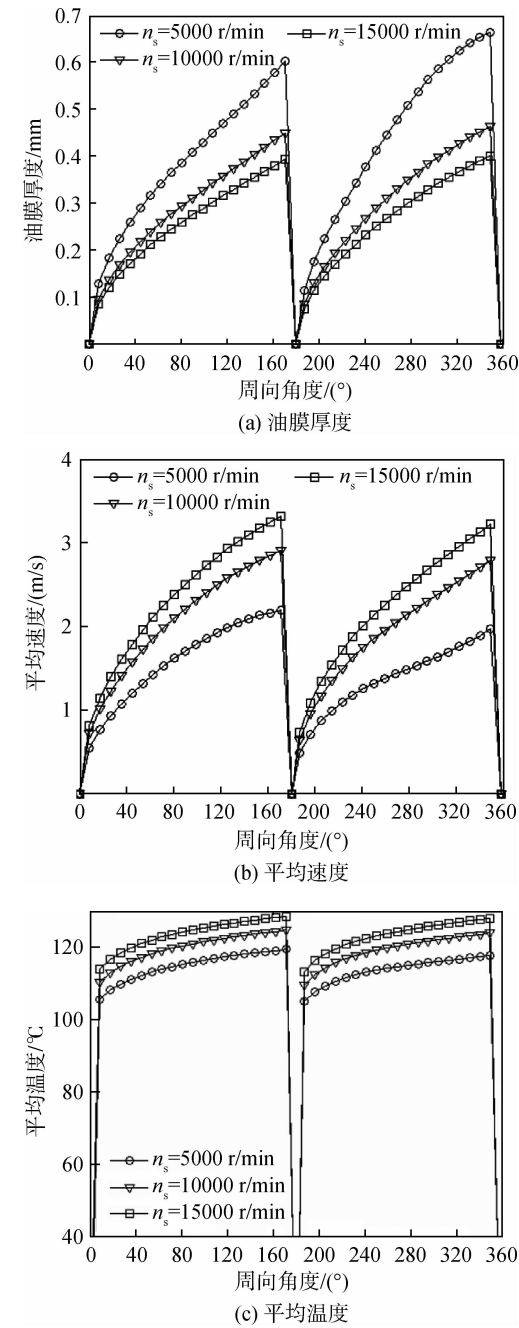


图 4 转子转速对壁面油膜厚度、平均速度及平均温度的影响

Fig. 4 Influence of rotor speed on film thickness, average velocity and average temperature

这是因为,轴承腔壁面油膜速度随着周向角度增加而增大,油膜与轴承腔腔壁之间换热能力加强,壁面油膜从轴承腔壁面吸收的热量增多,使得油膜平均温度随着周向角度增加而升高。另外,壁面油膜平均温度随着转子转速增加而升高。这是因为,随着转子转速增加,油膜/壁面对流换热能力增强,使得油膜从轴承腔腔壁中吸收热量增多;另外,随着转子转速增加,甩射油滴直径变小,油滴在腔内受加热时间较长而导致油滴的温度较

高,使得油滴对壁面油膜的冷却作用减弱,因此壁面油膜平均温度随着转子转速增加而升高。

3.2 进油量的影响

图 5(a)~图 5(c)分别给出了进油量对轴承腔壁面油膜厚度、平均速度及平均温度的影响。

从图 5(a)和图 5(b)中可以看出,壁面油膜厚度和壁面油膜平均速度随着进油量的增加而增加。随着进油量的增加,油滴向壁面油膜转移的

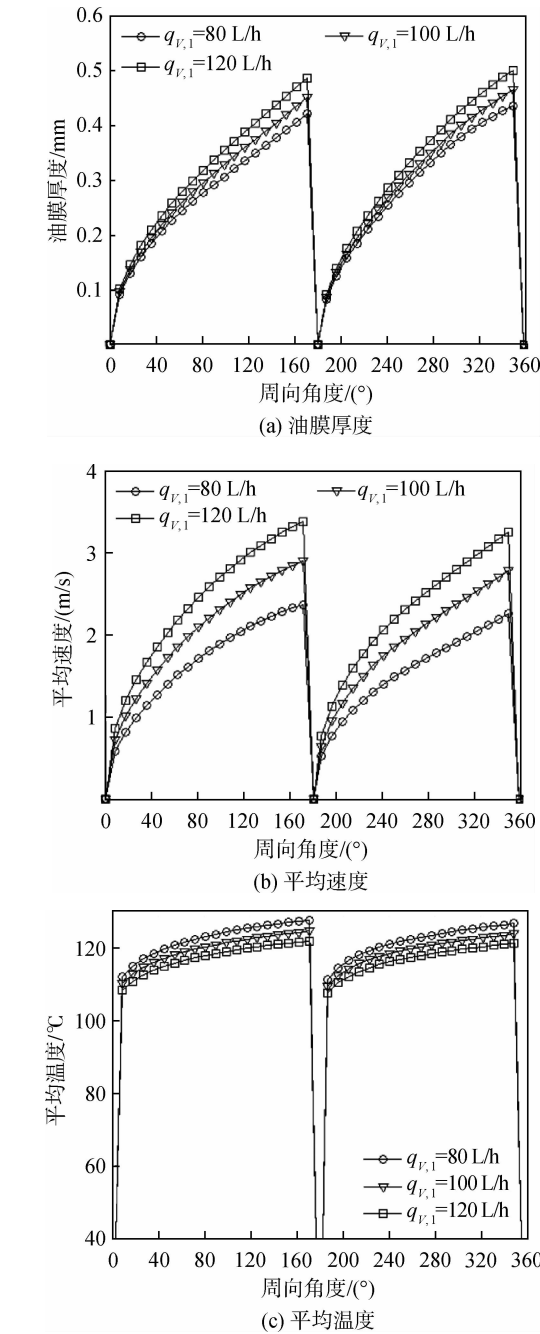


图 5 进油量对壁面油膜厚度、平均速度及平均温度的影响

Fig. 5 Influence of inlet flow rate on film thickness, average velocity and average temperature

质量和动量都会增大,出现图 5(a)和图 5(b)的变化趋势是很容易理解的。但应注意到,油滴向壁面油膜转移的动量影响更大,加快壁面油膜流动使得壁面油膜平均速度明显增大,并因此在一定程度上抑制了壁面油膜厚度的增加,从而使得壁面油膜厚度增加并不明显。从图 5(c)中可以看出,随着进油量的增加,壁面油膜平均温度略有下降。因为随着进油量的增大,油滴/壁面油膜间的热量转移量增多,使得温度较低的油滴对壁面油膜冷却作用增强,从而拉低了壁面油膜平均温度。

4 试验验证

为了验证本文提出的轴承腔壁面油膜流动及换热特性分析方法的正确性,参考文献[28]中轴承腔壁面油膜厚度的试验测量结果和试验工况,利用本文提出的方法进行了同等条件下的理论计算,理论计算结果和试验测量结果的对比见图 6。从图中可以看出,轴承腔壁面油膜厚度的文献试验结果与本文理论计算结果都表现出,随着转子转速的增加轴承腔壁面油膜厚度有下降的趋势,随着进油量的增加轴承腔壁面油膜厚度有增加的趋势;另外,文献试验结果与本文理论计算结果的数值也比较接近,理论计算结果与试验结果存在误差的原因可能为,理论计算中参考文献研究假设轴承腔壁面油膜不沿着轴向流动,但在实际试验中轴承腔壁面油膜可能在轴向方向是有流动的,这使得油膜在轴向并不是均匀分布的,导致试验测量结果与理论计算结果存在一定的误差。图 6 的对比证明了本文理论分析方法的正确性。

为了进一步验证本文提出的轴承腔壁面油膜流动及换热特性分析方法的正确性,参考文献[29]中轴承腔壁面油膜温度的试验测量结果和试验工况,同样利用本文提出的方法进行了同等条件下的理论计算,理论计算和试验测量的结果对比见图 7。

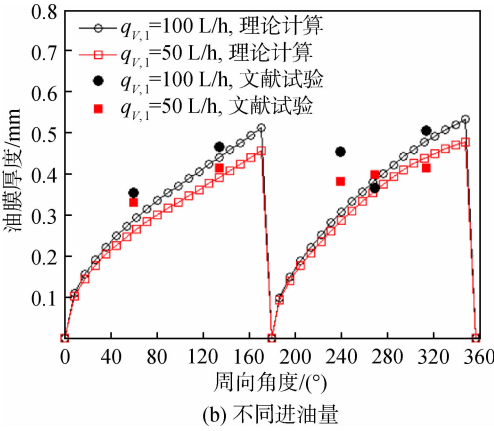
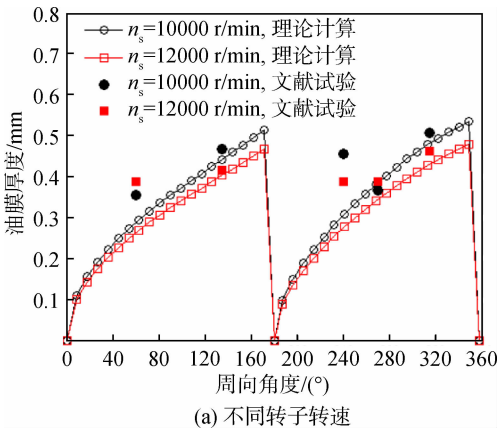


图 6 壁面油膜厚度的理论计算结果与文献[28]中试验结果对比

Fig. 6 Comparison between theoretical and experimental results in literature[28] of wall film thickness

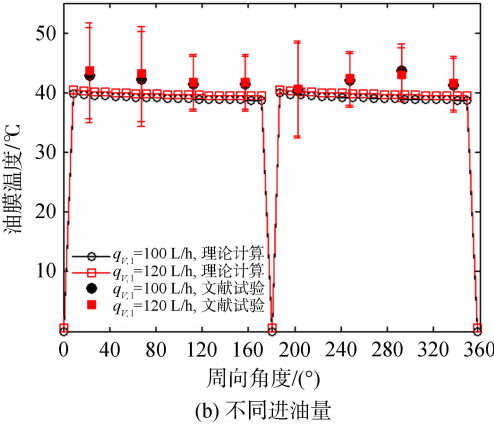
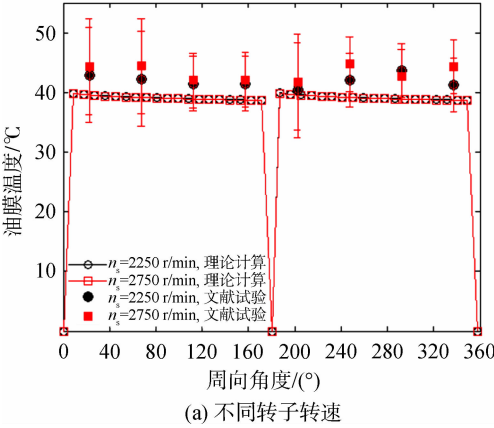


图 7 壁面油膜温度的理论计算结果与文献[29]中试验结果对比

Fig. 7 Comparison between theoretical and experimental results in literature[29] of wall film temperature

从图 7 中可以看出,壁面油膜温度试验结果和本文理论计算结果随工况变化趋势基本一致且数值比较吻合,证实了本文理论分析方法的正确

性。需要指出的是,文献试验结果温度比理论计算结果温度略高的原因可能为,由于文献[29]的试验没有测量甩射油滴的温度,所以在计算中将进入轴承前的滑油温度作为自轴承甩射出滑油油滴的温度,实际上完成了轴承润滑后的甩射油滴温度要更高些,因此造成了理论计算的壁面油膜平均温度略低于试验测量值。

5 结 论

本文开展了航空发动机热区轴承腔壁面油膜流动及换热特性分析,并借助文献[28-29]中的试验结果对本文的理论分析方法进行了验证,本文的主要研究结论如下:

- 1) 在本文涉及到的工况范围内,轴承腔壁面油膜厚度分布在0~1 mm 内,油膜速度分布在0~5 m/s 范围内,壁面油膜温度分布在 100~140 ℃ 范围内。
- 2) 轴承腔左右两侧的壁面油膜厚度、速度和温度都随着周向角度的增加而不断增加,且在相同工况下壁面油膜的最高温度比最低温度增加了约为 13%。
- 3) 随转子转速的增加,轴承腔壁面油膜的速度及温度是增加的,而壁面油膜的厚度是减小的;随着进油量的增加,轴承腔壁面油膜厚度和速度是增加的,而油膜温度略有下降。
- 4) 根据文献试验结果和本文理论计算结果的对比,证实了本文提出的轴承腔壁面油膜流动及换热特性分析方法的正确性。

参考文献:

[1] WITTIG S, GLAHN A, HIMMELSBACH J. Influence of high rotational speeds on heat transfer and oil film thickness in aero-engine bearing[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1994, 116(2): 395-401.

[2] GLAHN A, WITTIG S. Two-phase air/oil flow in aero engine bearing chambers; characterization of oil film flows [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1996, 118(3): 578-583.

[3] CHEW J. Analysis of the oil film on the inside surface of an aero-engine bearing chamber housing[R]. ASME Paper 96-GT-300, 1996.

[4] CHEN B, CHEN G, SUN H, et al. Effect of oil droplet deformation on its deposited characteristics in an aeroengine bearing chamber[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part G Journal of Aerospace Engineering, 2014, 228(2): 206-218.

[5] 陈薄, 陈国定, 王涛. 考虑油滴变形和二次油滴效应的轴承腔壁面油膜流动分析[J]. 航空学报, 2013, 34(8): 1980-

1989.

CHEN Bo, CHEN Guoding, WANG Tao. Flow characteristics analysis of wall oil film with consideration of oil droplet deformation and secondary oil droplet deposition in aero engine bearing chamebr[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2013, 34(8): 1980-1989. (in Chinese)

[6] SUN H, CHEN G, WANG L, et al. Ligament and droplet generation by oil film on a rotating disk[J]. International Journal of Aerospace Engineering, 2015, 2015 (3): 769862. 1-769862. 14.

[7] SUN H, CHEN G, ZHANG Y, et al. Theoretical and experimental studies on the motion and thermal states of oil droplet in a bearing chamber[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part G Journal of Aerospace Engineering, 2016, 230(14): 2596-2614.

[8] LEE C, PALMA P, 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.

[9] ZHAO Jingyu, LIU Zhenxia. Numerical and experimental study for unsteady oil film thickness of the rotating cylinder chamber wall[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2015, 137(12): 122501. 1-122501. 9

[10] 胡剑平, 任国哲, 易军, 等. 轴承腔内壁与油膜换热的数值模拟与试验[J]. 航空学报, 2017, 38(9): 138-148.

HU Jianping, REN Guozhe, YI Jun, et al. Numerical simulation and experiment for heat transfer between oil film and inner wall of bearing chamber[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2017, 38(9): 138-148. (in Chinese)

[11] SHIMO M, CANINO J V, HEISTER S D. Modeling oil flows on seal runners and engine sump walls[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2005, 127(4): 827-834.

[12] WEINSTOCK V, HEISTER S. Modeling oil flows in engine sumps; drop dynamics and wall impact simulation[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2006, 128(1): 163-172.

[13] ADENIYI A A, MORVAN H P, SIMMONS K A. A transient CFD simulation of the flow in a test rig of an aero-engine bearing chamber[R]. ASME Paper GT2014-26399, 2014.

[14] ADENIYI A, MORVAN H, SIMMONS K. A coupled Euler-Lagrange CFD modelling of droplets-to-film [J]. The Aeronautical Journal, 2017, 121(1246): 1897-1918.

[15] PEDUTO D, HASHMI A, DULLENKOPF K, et al. Modelling of an aero engine bearing chamber using enhanced CFD technique[R]. Vancouver: ASME Turbo Expo, 2011.

[16] MITCHELL A, SIMMONS K, HANN D. Experimental investigation into droplet impingement upon moving films using high speed video and thermal imaging[R]. Houston: ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, 2015.

[17] MITCHELL A, HANN D, SIMMONS K. Experimental investigation into crater morphology for droplets impinging on a moving film[R]. Charlotte: ASME Turbo Expo, 2017.

[18] WILLIAMS J, HIBBERD S, POWER H, et al. On the effects of mass and momentum transfer from droplets impacting on steady two-dimensional rimming flow in a horizontal cylinder[J]. *Physics of Fluids*, 2012, 24(5): 113-125.

[19] KAY E, HIBBERD S, POWER H. A depth-averaged model for non-isothermal thin-film rimming flow[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014, 70: 1003-1015.

[20] KAY E, HIBBERD S, POWER H. A multi-layer integral model for locally-heated thin film flow[J]. *Journal of Computational Physics*, 2017, 336: 51-68.

[21] KAY E, HIBBERD S, POWER H. Non-isothermal rimming flow with the effects of surface shear and droplet impact[J]. *Physics of Fluids*, 2015, 27(12): 122105. 1-122105. 25.

[22] 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.

[23] GAO X, LI R. Impact of a single drop on a flowing liquid film[J]. *Physical Review: E*, 2015, 92(5): 053005. 1-053005. 12.

[24] 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): 12501. 1-12501. 7.

[25] 方龙, 陈国定. 冷液滴/热液池碰撞混合及温度特性研究[J]. *物理学报*, 2019, 68(23): 1-14.

FANG Long, CHEN Guoding. The temperature characteristics of droplet impacting on static hot pool[J]. *Acta Physica Sinica*, 2019, 68(23): 1-14.

[26] 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.

[27] 陈国定, 陈薄, 王军, 等. 轴承腔中油滴尺寸分布和沉积特性[J]. *机械工程学报*, 2011, 47(10): 139-144.

CHEN Guoding, CHEN Bo, WANG Jun, et al. Oil droplet size distribution and deposition properties in bearing chamber[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2011, 47(10): 139-144. (in Chinese)

[28] 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.

[29] 孙恒超. 轴承腔油气两相介质流动和热效应理论分析与试验研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2015.

SUN Hengchao. Theoretical and experimental study on the flow and thermal effects of oil air two-phase in a bearing chamber[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2015.

(编辑: 王碧琚)