航空发动机涡轮前支承轴承腔油气两相物理场分析

孙恒超，陈国定，陈 薄

（西北工业大学 机电学院，陕西 西安 710072）

摘 要：处在航空发动机热区的涡轮前支承轴承腔的油气两相物理场分析是进行二次流及润滑系统设计的重要基础工作。文章结合某型发动机涡轮前轴承腔的结构和工况参数，构建了适用于发动机全运行状态下的轴承腔油气两相物理场理论计算模型，求解获得了轴承腔内油气两相介质流动的物理场。探讨了轴承腔内油气两相流动的速度、压力、温度及壁面油膜厚度在腔内不同位置的分布情况；分析了发动机运行状态对上述物理场的影响规律；与试验数据的比较支持了文中理论分析方法的正确性。提出的轴承腔油气两相物理场分析方法对于航空发动机主轴支承轴承腔的润滑与换热设计具有应用价值。

关 键 词：航空发动机，轴承腔，两相流，物理场，对流换热，油膜厚度
中图分类号：V233.4 **文献标识码**：A **文章编号**：1000-2758(2013)01-0071-06

航空发动机涡轮前支承轴承腔是保证高压轴支点轴承可靠工作的重要部件，因其处在发动机热区，不仅本身的润滑与换热设计十分重要，亦为二次流系统和润滑系统设计的关注重点，设计效能直接影响到二次流系统和润滑系统的性能，并继而影响到发动机的工作性能、效率和可靠性。随着高推重比航空发动机研制的需要，提升涡轮前支承轴承腔润滑与换热设计技术水平的迫切性十分明显。

密封气体与润滑油共存于轴承腔中形成了复杂的油气两相流动状态，使得轴承腔润滑与换热设计十分依赖于对腔中油气两相流动物理本质的认识与掌握，因而有不少学者在这一领域开展了相关研究工作。Wittig 等通过轴承腔试验装置测量了腔壁油膜厚度和温度，据此计算了油膜/壁面换热系数，探讨了轴承腔结构和工况参数对换热系数的影响规律[1-3]。Gorse 等利用 Wittig 的试验数据，结合角动量方程给出了油膜厚度和壁面剪切力的周向分布规律[4]。Glahn 和 Farrall 等对自轴承滑油油滴的几何特征、运动轨迹及速度进行了研究，探讨了油滴与油膜的相互作用及壁面油膜流动状态[5,6]。Chen 等较为系统地分析了油滴运动和沉积、壁面油膜分布及流动问题[7]。上述研究大多是基于简化结构和工况参数开展的工作，包括简化结构轴承腔的试验多以支持相关理论分析为目的，故而与航空发动机轴承腔实际结构和工况有较大差异，尚难以为工程设计提供准确的理论指导。这一研究现状表明，开展基于航空发动机实际结构及工况条件下的轴承腔油气两相流动研究，无论是应对工程设计的实际需要，还是推进轴承腔油气两相流动学术研究都很有必要。

本文根据某型涡扇发动机涡轮前支承轴承腔的实际结构和工况参数，建立了适用于发动机全运行状态下涡轮前支承轴承腔油气两相物理场分析模型，获得并探讨了轴承腔油气两相物理场分布及其发动机运行状态的影响，并与相关文献的试验数据进行了比较。本文针对涡轮前支承轴承腔开展的油气两相物理场分析，不仅在理论上能够支持这一轴承腔的润滑与换热设计工作，而且提出的分析方法亦可应用于其它航空发动机主轴支承轴承腔的润滑与换热分析。

收稿日期：2012-04-19 **基金项目**：国家自然科学基金(50975233、51275411)和西北工业大学研究生创业种子基金(Z2012051)资助

作者简介：孙恒超(1987—)，西北工业大学博士研究生，主要从事航空发动机润滑系统设计研究。

1 涡轮前支承轴承腔的结构及油气物性参数

某型涡扇发动机涡轮前支承轴承腔的基本结构如图1所示，结构参数见表1。润滑油通过环下对轴承进行润滑，其后以油滴形式由轴承保持架甩进轴承腔，密封空气由端面密封流入轴承腔，油气介质在腔内形成油气两相流动状态。润滑油的牌号为4109，其物理性质参数与温度的关系见文献[8]。空气物理性质参数与温度的关系见文献[9]。

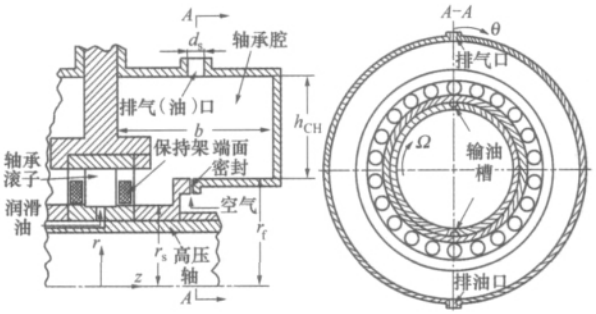


图1 某型涡扇发动机涡轮前轴承腔结构示意图

表1 轴承腔结构参数及数值

轴承腔及端面密封参数	数值	滚子轴承参数	数值
宽度 b/mm	95	公称直径 d/mm	180
高度 h_{CH}/mm	62	外圈外直径 D/mm	260
转子半径 r_s/mm	100	宽度 B/mm	40
排气(油)口直径 d_s/mm	10	滚子直径 d_{roller}/mm	23
密封支架半径 r_f/mm	115	滚子宽度 l/mm	19
密封缝隙高度 h_{seal}/mm	2.95	径向游隙 f/mm	0.115

2 轴承腔油气两相流动的数学描述

润滑油在离心力作用下自轴承保持架以油滴形式甩进轴承腔，在轴承腔壁面上沉积为油膜，轴承腔中形成了空气与壁面油膜共存的油气两相分层流动状态，并以连续性方程、动量方程和能量守恒方程加以描述，3个控制方程的表达式分别为

$$\frac{\partial(\gamma_\alpha\rho_\alpha)}{\partial t}+\nabla\cdot(\gamma_\alpha\rho_\alpha\boldsymbol{U}_\alpha)=0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial(\gamma_\alpha\rho_\alpha\boldsymbol{U}_\alpha)}{\partial t}+\nabla\cdot(\gamma_\alpha(\rho_\alpha\boldsymbol{U}_\alpha\otimes\boldsymbol{U}_\alpha))=-\gamma_\alpha\nabla p_\alpha+\nabla\cdot(\gamma_\alpha\mu_\alpha(\nabla\boldsymbol{U}_\alpha+(\nabla\boldsymbol{U}_\alpha)^{\mathrm{T}}))+\boldsymbol{S}_{M\alpha}+\boldsymbol{M}_\alpha \tag{2}$$

$$\frac{\partial(\gamma_\alpha\rho_\alpha H_\alpha)}{\partial t}-\gamma_\alpha\frac{\partial p}{\partial t}+\nabla\cdot(\gamma_\alpha\rho_\alpha\boldsymbol{U}_\alpha H_\alpha-\gamma_\alpha\lambda_\alpha\nabla T_\alpha-\nabla\cdot(\gamma_\alpha\mu_\alpha(\nabla\boldsymbol{U}_\alpha+(\nabla\boldsymbol{U}_\alpha)^{\mathrm{T}}-\frac{2}{3}\nabla\boldsymbol{U}_\alpha\delta)\boldsymbol{U}_\alpha)=S_\alpha+Q_\alpha \tag{3}$$

上面诸式中，ρ、μ和λ分别是空气或润滑油的密度、动力粘度和导热系数；γ是体积分数；U为流体速度矢量；T为流体温度；t为时间；p为压力；S_M为动量源项；S为热源项；M为相间拖拽力；Q为相间热交换；H为总能量。各参数下标α为l和g时分别代表润滑油和空气。

3 轴承腔油气两相流动数值分析

针对图1所示的轴承腔结构，构造油气两相介质流场模型。图2给出了1/4流场控制域及流场边界的编号。

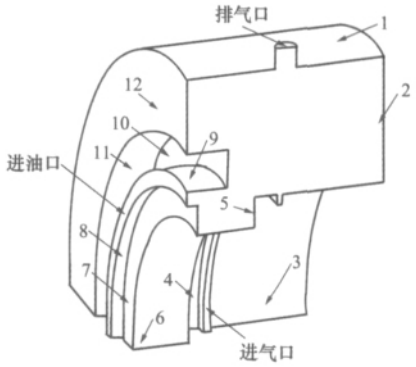


图2 轴承腔油气两相流场控制域及边界编号

分析的流量边界条件为：在进油口和进气口均施加质量入口条件；进油量按(4)式计算[10]，进油的轴向速度按进油质量流量计算，径向速度为0，切向速度与滚子侧面切向速度相等。密封进气量按(5)式计算[8]，进气方向垂直于进气口。进油口和进气口的边界湍流参数可以根据质量边界计算得到。

$$q_M=\frac{3600(\Sigma Ql+20)}{c_p l(T_o-T_i)} \tag{4}$$

式中，q_M为润滑轴承的供油量；ΣQ为滚子轴承摩擦生热量，具体计算可参考文献[10]；l为滚子宽度；c_p

为润滑油定压比热容; T_i 为供油温度; T_o 为轴承的回油温度。按照轴承两侧轴承腔平均分配润滑油的原则,轴承腔的进油量为润滑轴承供油量的一半。

$$Q_v = \frac{\pi d_m \Delta P h_{\text{seal}}^2 \sigma}{P_c^2} \tag{5}$$

式中, Q_v 为密封空气体积泄漏率; σ 为缝隙系数; d_m 为密封端面的平均直径; P_c 为密封接触端面比压; ΔP 为压差; h_{seal} 为密封缝隙高度。

分析的压力边界条件为排气口和排油口的相对压力为零。分析的速度边界条件为: 运动表面(边界 4 ~ 8) 施加运动壁面条件,其中保持架的转速根据轴承参数计算为轴转速的 44.7%; 静止表面(边界 1 ~ 3、9 ~ 12) 施加静止壁面条件; 轴承腔壁采用无滑移壁面边界条件,壁面附近的湍流参数由壁面函数法确定。

轴承腔流场与固体壁面之间的热交换均为对流换热,换热系数计算公式见表 2。D_h 为轴承腔水力直径; Re_L、Re_F 和 Re_U 分别为反映进气量、进油量和轴转速的雷诺数; Re_r、Re_D 和 Re_l 为旋转雷诺数,下标为特征长度; Pr_g 是空气的普朗特数; $\bar{v}_{\tan,g}$ 是腔内空气流动的平均切向速度,其数值约为轴表面线速度的 15% [4]; ν_g 是空气的运动粘度; Ω 是换热面转速; D 是换热面的直径; r 是径向坐标,对于环形换热面(边界 2、5、7、10、12),为适当简化计算 r 分别取各环面径向中间位置的径向坐标。

表 2　轴承腔边界换热系数的计算公式 [3,9]

边界编号	换热系数的计算公式	雷诺数
1	$h = 0.35\lambda_l D_h^{0.46} Re_L^{0.48} Re_F^{0.32} Re_U^{0.35}$	Re_L、Re_F 和 Re_U 见文献 [3]
2、10、12	$h = \dfrac{0.585\lambda_g r^{-1} Re_r^{0.5}}{0.6/Pr_g + 0.95/Pr_g^{1/3}}$, $Re_r \leqslant 2.4\times10^5$,任何普朗特数	$Re_r = \bar{v}_{\tan,g} r/\nu_g$
5、7	$h = 0.021\lambda_g r^{-1} Re_r^{0.8} Pr_g^{1/3}$, $Re_r > 2.4\times10^5$, $Pr_g > 0.5$	$Re_r = \Omega r^2/\nu_g$
3、11	$h = 0.133\lambda_g D^{-1} Re_D^{2/3} Pr_g^{1/3}$, $Re_D < 4.3\times10^5$, $0.7 < Pr_g < 670$	$Re_D = \bar{v}_{\tan,g} D/\nu_g$
4、6、8、9	$h = 0.664\lambda_g l^{-1} Re_l^{0.5} Pr_g^{1/3}$, $Re_l \leqslant 5\times10^5$, $0.6 \leqslant Pr_g \leqslant 50$ $h = \lambda_g l^{-1}(0.037 Re_l^{4/5} - 871) Pr_g^{1/3}$, $Re_l \leqslant 10^7$, $0.6 \leqslant Pr_g \leqslant 60$	$Re_l = \bar{v}_{\tan,g} l/\nu_g$, $l = \pi D$

固体壁面的温度设置如下: 边界 1 处壁面温度为 180℃; 边界 2、3、9 ~ 12 处壁面温度为 140℃; 边界 4 ~ 8 处壁面温度为 120℃。进油温度为 102.7℃,进气温度 70℃,进行换热系数计算时润滑油及空气的定性温度取为 150℃。

在 Gambit 软件平台上进行流场控制域网格划分,网格数量为 569 868。在 CFX 软件平台上设置 300 个时间步计算求解,收敛标准为 1.0×10^{-4},守恒收敛标准为 0.03,采用 SIMPLE 方法求解连续性方程、动量方程、能量守恒方程以及湍流方程。

4　计算结果及讨论

4.1　不同飞行状态下轴承腔的工况参数及换热系数

本文将在地面慢车、巡航、设计状态和红线限等 4 种飞行状态下讨论轴承腔油气两相介质的物理场。4 种飞行状态下轴承腔的工况参数及边界换热系数的计算值如表 3 所示。

表3 不同飞行状态下轴承腔工况参数及边界换热系数

飞行状态	转速 Ω/(r·min^{-1})	进油量 m_l/(g·s^{-1})	进气量 m_g/(g·s^{-1})	换热系数 h/(W·m^{-2}·K^{-1}) 边界1	边界2	边界3	边界4	边界5	边界6	边界7	边界8	边界9	边界10	边界11	边界12
地面慢车	6 960	41.57	3.44	1 905.2	19.88	43.65	17.49	182.86	18.75	41.48	17.52	15.85	21.01	40.88	19.08
巡航	8 360	56.10	4.64	2 581.2	21.79	49.32	19.17	211.74	20.55	45.46	19.21	19.60	23.03	46.19	20.92
设计状态	10 450	82.87	6.86	3 840.8	24.36	57.23	25.17	253.12	22.98	132.73	25.06	29.50	25.75	53.59	23.38
红线限	11 495	98.58	8.28	4 562.6	25.55	60.98	30.16	273.18	26.41	143.25	30.06	34.30	27.00	57.11	24.52

4.2 轴承腔油气两相物理场分布

4.2.1 壁面油膜的厚度分布

图3是不同飞行状态下 $\theta = 180° \sim 270°$ 区域内壁面油膜厚度的分布情况。给出此范围内油膜厚度分布的原因是润滑油在重力和空气剪切力共同作用下主要聚集在此区域的壁面，其它区域油膜厚度不足1 mm。图3表明润滑油在排油口附近出现了堆积，在轴向方向远离轴承的壁面角点处堆积最严重，为了使润滑油顺利流出轴承腔应设法增加排油口的尺寸，并减小轴承腔的轴向宽度。对比4种飞行状态的油膜分布可以发现，随着发动机运行参数的提升，壁面油膜的铺展面积不断扩大，这是由于转速的增加使得空气对油膜的剪切作用增强，空气可以卷带润滑油沿重力剪切的反方向向更远位置发展，而进油量的增加则为油膜铺展提供了油源。

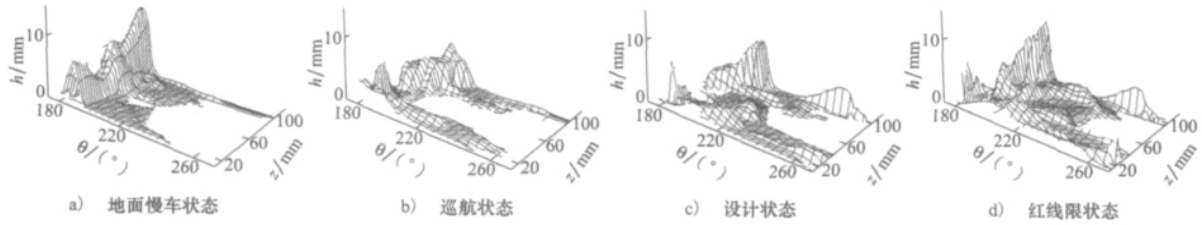


图3 不同飞行状态下油膜厚度分布

4.2.2 油气介质的速度分布

图4是 $\theta = 195°$、$z = 36.5$ mm 处油气介质的切向速度沿轴承腔径向位置的分布。整体看腔内空气的切向速度随着远离转子表面而急剧降低。空气切向速度在 $r = 115$ mm 处存在上升拐点，原因是此处恰为油滴从轴承运动件的甩出位置，切向速度很高的油滴对空气有带动作用。对比不同飞行状态可以看出，空气的切向速度随着发动机运行参数的提升而不断增加，原因是受转子拖拽作用，空气切向速度随转子转速增加而增大。壁面油膜切向速度明显低于空气切向速度，并随着发动机运行参数的提升而增加，且在高运行参数条件下，因壁面油膜薄而致其切向速度变化率更大。

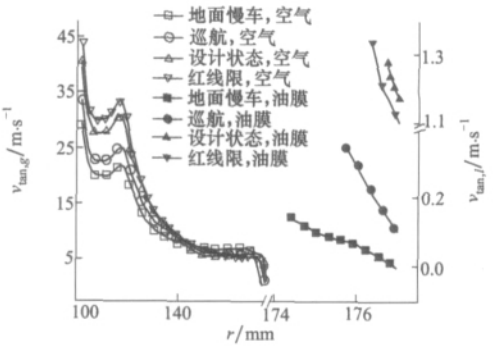


图4 不同飞行状态下油气切向速度的径向分布

4.2.3 油气介质的温度分布

图5是 $\theta = 195°$、$z = 36.5$ mm 处油气介质温度沿轴承腔径向位置的分布。由于来自外壁面的热流沿径向向腔内传递，所以腔内空气温度自壁面向腔内逐渐减小，及至进油口附近，因轴承甩出润滑油的作用，才使空气温度不再沿径向方向变化。空气和油膜的温度都随发动机运行参数的提升而降低，原因是转速增加引起油气流动速度增加，使得换热进程加快，遂致油气温度降低。另外，高运行参数状态下的进气量和进油量也比较大，这也加快了轴承腔内油气换热过程，从而降低了空气和油膜的温度。

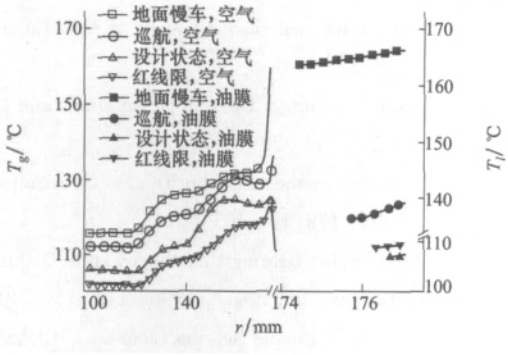


图 5　不同飞行状态下油气温度的径向分布

4.2.4　油气介质的压力分布

图 6 是 $\theta = 195°$、$z = 36.5$ mm 处油气介质压力沿轴承腔径向的分布。可以看出,在转子表面附近的空气压力随着径向尺寸的增加而上升较明显,跨过进油口后空气压力几乎不再变化。产生这一现象的原因可能在于,因转子转动影响使得转子附近的空气速度较高,导致空气压力较低。空气速度的变化在转子附近的边界层内完成,其后速度变化不再明显,加之进油口处润滑油的流向干扰,从而使得空气的切向速度较低且较为恒定,因而造成空气中的压力亦较为恒定。此外还可以注意到,油膜的压力延续了空气压力变化的趋势。此外,空气和油膜的压力随着发动机运行参数的提升而增大,原因是高运行参数下进油量及进气量的增加是依靠进油口和进气口处压力的提升实现的,进口压力增大致腔内压力上升。

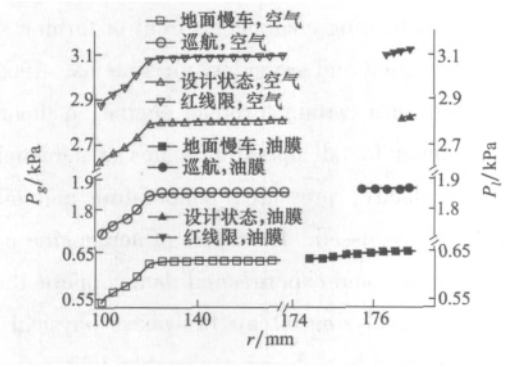


图 6　不同飞行状态下油气压力的径向分布

4.3　计算方法的验证

本文虽是关于发动机涡轮前支承轴承腔油气两相流动的研究,但提出的技术方法亦可用于其它形式的轴承腔分析。为此基于文献 [4] 给出的轴承腔结构及工况条件,进行了油气两相流动的理论计算,并与文献 [4] 提供的试验结果进行了比较,以验证本文方法的正确性。分析的工况条件是,转子转速 $\Omega = 9\ 000$ r/min、进油量 $m_l = 24.93$ g/s、进气量 $m_g = 10$ g/s。图 7 是壁面油膜厚度周向分布的计算结果与试验结果的比较,可以看出,在轴承腔周向大部分区域,计算出的壁面油膜厚度与试验测量的油膜厚度一致性很好,表明本文计算方法的正确性。

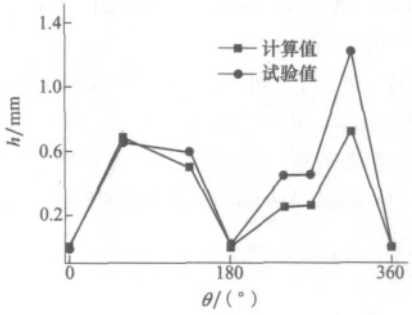


图 7　油膜厚度的计算值与试验值的比较

5　结　论

1) 轴承腔壁面油膜的厚度及温度随发动机运行参数提升而降低,油膜铺展面积、切向速度及压力则随运行参数的提升而增加。

2) 轴承腔内空气的切向速度随着远离转子表面而不断降低,温度和压力则随着远离转子表面而不断增加; 空气的切向速度、压力随发动机运行参数的提升不断增加,温度则随运行参数的提升明显降低。

3) 本文建立的轴承腔油气两相流动理论分析方法及计算结果能够较真实地反映腔中油气两相介质的流动情况,对计算方法的验证支持了这一结论。

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-En-

gine Bearing Chambers. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 1994, 116(2): 395-401

[2] Glahn A, Busam S, Wittig S. Local and Mean Heat Transfer Coefficients along the Internal Housing Walls of Aero Engine Bearing Chambers. ASME Paper, 1997(97-GT): 261

[3] Busam S, Glahn A, Wittig S. Internal Bearing Chamber Wall Heat Transfer as a Function of Operating Conditions and Chamber Geometry. Journal of Engineering for Gas and Turbines and Power, 2000, 122(2): 314-320

[4] Gorse P, Busam S, Dullenkopf K. Influence of Operating Condition and Geometry on the Oil Film Thickness in Aero-Engine Bearing Chambers. Journal of Engineering for Gas and Turbines and Power, 2006, 128(1): 103-110

[5] Glahn A, et al. Feasibility Study on Oil Droplet Flow Investigations inside Aero Engine Bearing Chambers-PDPA Techniques in Combination with Numerical Approaches. Journal of Engineering for Gas and Tarbines and Power, 1996, 118(4): 749-755

[6] Farrall M, Hibberd S, Simmons K. Modelling Oil Droplet/Film Interaction in an Aero-Engine Bearing Chamber. ICLASS-2003, Sorento, Italy, 2003

[7] Chen Guoding, Sun Hengchao, Wang Jun. Research into Configuration and Flow of Wall Oil Film in Bearing Chamber Based on Droplet Size Distribution. Chinese Journal of Aeronautics, 2011, 24(3): 355-362

[8] 林基恕. 航空发动机设计手册第12册传动与润滑系统. 北京: 航空工业出版社, 2002
Lin Jishu. Aeroengine Design Manual (Volume 12) Transmission and Lubrication Systems. Beijing: Aviation Industrial Press, 2002 (in Chinese)

[9] 陶文铨. 传热学. 西安: 西北工业大学出版社, 2006
Tao Wenquan. Heat Transfer. Xi'an: Press of Northwestern Polytechnical University, 2006 (in Chinese)

[10] 斯库巴切夫斯基. 航空燃气涡轮发动机零件结构与计算. 北京: 国防工业出版社, 1992
Skubachevskiy. Aviation Gas Turbine Engine Part Structure and Calculation. Beijing: National Defense Industry Press, 1992 (in Chinese)

Physical Fields of Oil/Air Two-Phase in Aeroengine Bearing Chamber in front of Turbine

Sun Hengchao, Chen Guoding, Chen Bo

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

Abstract: The analysis of physical fields of oil/air two-phase flow of in bearing chamber in front of turbine and at hot zone of aeroengine is an important and basic work in designing lubrication and secondary air systems. According to the geometry and operating parameters of bearing chamber equipped on a certain turbofan engine, a theoretical calculation model for analyzing oil/air physical fields in bearing chamber for all operating states of aeroengine is built, the oil/air two-phase flow physical fields are obtained. The velocity, pressure, temperature and oil film thickness distributions of oil/air two-phase flow in bearing chamber are discussed. The effect of aeroengine operating sates on physical fields is analyzed. The comparison of calculated values and experimental data supports the correctness of the present theoretical methods. The theoretical methods for analyzing oil/air two-phase physical fields and the calculated results presented in this paper are, we believe, applicable to bearing chamber lubrication and heat transfer engineering design and academic research.

Key words: aircraft engines, calculations, design, experiments, heat convection, heat transfer, mathematical models, pressure distribution, temperature distribution, velocity distribution, two phase flow; bearing chamber, convection heat transfer, physical fields