

航空发动机轴承腔油气两相流流动 数值研究及验证

吕亚国, 张美华, 刘振侠, 胡剑平
(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 为检验传统的单向耦合模型是否适用于轴承腔油气两相流场计算,建立了双向耦合模型.对比分析不同转速喷油后,两种模型腔内空气速度和湍动能的分布.并将双向耦合模型计算的数据与文献中实验数据对比.结果表明:喷油后空气速度分布总体变化规律与单相空气流动相似,但各点处空气速度均明显下降,平均空气速度在转速为 8000 r/min 时变化最快;油滴的运动与蒸发对空气速度和湍动能影响较大,尤其是腔室主流区域空气速度由于油滴的耦合作用将会下降 10%~15%,所以油滴对空气场的作用不能忽略.

关键词: 航空发动机; 轴承腔; 双向耦合; 空气速度; 湍动能

中图分类号: V233.4

文献标志码: A

Numerical study and validation for two-phase flow of oil and gas in aero-engine bearing cavity

LÜ Ya-guo, ZHANG Mei-hua, LIU Zhen-xia, HU Jian-ping

(School of Power and Energy,
Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: In order to test whether the traditional one-way coupling model was suitable for flowfield calculation of two-phase flow of oil and gas in bearing cavity, two-way coupling model was established. The distributions of air velocity and turbulence kinetic energy in two model cavity after injecting oil with different rotation speeds, were comparative investigated. The data calculated by two-way coupling model were compared with the experiment data in the reference. Some important conclusions were found: in the two-way coupling model, the change law of air velocity distribution after injecting oil is similar with the one-way air flow. However, air velocity reduces markedly at every point and the difference of average air velocity is the maximum in the case of the rotation speed of 8000 r/min between these two models; the influence of droplet motion and evaporation on air velocity and turbulence kinetic energy is significant, especially the air velocity which will drop 10% - 15% due to the coupling effect of the droplets in mainstream chamber, indicating influence of droplets on the air field cannot be ignored.

Key words: aero-engine; bearing cavity; two-way coupling; air velocity; turbulence kinetic energy

在航空发动机中,轴承腔滑油系统是一个十分复杂又重要的系统,轴承腔油气两相流的特性直接影响着航空发动机工作的可靠性.腔内油气

两相流流场计算是轴承腔油气两相流数值计算的基础,通过腔内油气两相流的流场计算除了可以得到腔内空气速度的变化规律以及油滴的运动轨

迹外,还可以得到油滴在腔壁的撞击位置以及撞击速度等物理量,这些参数是计算油滴与油膜/壁面相互作用的前提条件^[1-3].

国内在此方面的研究比较少,西北工业大学吴昊天等^[4-5]主要开展了轴承腔内流型辨识方面的研究.国外在航空发动机轴承腔油气两相流的数值模拟方面开展了大量的研究工作^[6].Farrall等^[7]的计算模型重点考虑了空气对油滴的拖曳力作用,认为油滴的运动对空气的影响忽略不计.这种处理方法称为单向耦合模型计算方法,适用于油滴颗粒尺寸较小(通常认为在 μm 量级)并且质量分数小于 10%.但是 Bachalo 通过相位多普勒离子分析仪测量了流动涡对雷诺数 Re 大于 1,直径范围在 $10\sim 50\ \mu\text{m}$ 油滴运动的影响,显示了油气两相流之间强烈的耦合关系^[8].航空发动机轴承腔内的滑油油滴尺寸范围为 $14\sim 500\ \mu\text{m}$,并且轴承腔内滑油质量分数比 10% 大得多,因此目前广泛采用的单向耦合模型计算方法对腔内流场的预测将会产生一定的误差.

轴承腔油气两相流计算方法通常采用欧拉-拉格朗日计算方法,即对空气流动采用欧拉体系建立控制方程,而同时采用拉格朗日体系建立油滴轨迹控制方程^[9],本文也仍采用该方法计算分析.文献^[10]对温度较高环境下油滴运动流场的计算与实验结构显示,油滴运动及蒸发对于空气速度及湍动能的分布也具有一定的影响,考虑到后轴承腔内的高温条件,本文采用双向耦合模型计算方法,即考虑油滴对空气场的影响作用,计算气液的运动及分布规律,并通过实验^[10]验证了双向耦合模型的准确性.

1 油气两相流流场计算方法

1.1 空气场计算方法

轴承甩出的油滴大小不均匀,油滴直径的分布基本符合 Rosin-Rammler 分布^[11-13],其表达式为

$$f_m(x) = S \left[\frac{x^{S-1}}{d^S} \right] e^{-\left(\frac{x}{\bar{d}}\right)^S} \quad (1)$$

式中 x 表示油滴直径; \bar{d} 为油滴质量分布的特征直径,其物理意义是大于该直径的油滴质量占油滴总质量的 36.8%; S 是油滴质量分布的均匀度指数.

文献^[14]得到均匀度指数与特征直径的计算关系式为

$$S = 27.7 \times \left[\frac{\rho_a \omega^2 D^3}{\sigma} \right]^{-0.1445} \quad (2)$$

$$\bar{d} = 2.13 \times 10^6 \left[\frac{\rho_a \omega^2 D^3}{\sigma} \right]^{-0.611} \quad (3)$$

式中 ω 为转轴的角速度, D 为轴直径, ρ_a 为滑油密度, σ 为滑油表面张力系数.

航空发动机轴承腔中,空气的最高速度在转轴壁面附近.即使在高转速工作条件下,最大空气速度约为 $100\ \text{m/s}$,小于当地马赫数 0.3,并且温度变化范围很小,因此空气流动可视为不可压流动,对于空气流场的计算本文采用 SIMPLE (semi-implicit method for pressure linked equations) 算法,该算法基本流程为:假设流场压力与速度分布,根据压力场得到相应的速度,然后利用质量守恒方程修正压力场,根据压力修正量改进速度值,然后重复上述计算步骤直至收敛.不可压流动中温度及其他变量不影响流场^[15].

1.2 油滴运动轨迹计算方法

对油滴运动方程采用 1 阶精度隐式格式进行离散,如下式:

$$\frac{u_d^n - u_d^0}{\delta t_d} = F_d^n + g \quad (4)$$

其中 δt_d 为油滴微分方程积分步长,该时间步长应小于空气非定常项积分时间步长;上标 n 和 0 分别表示当前时间步与上一时间步的物理量值, u_d 为油滴速度, F_d 为油滴所受气流阻力, g 为重力.

积分步长 δt_d 是由流场计算时间步长 δt 、油滴的质量变化弛豫时间 τ_m 、动量变化弛豫时间 τ_d 、温度变化弛豫时间 τ_t ,以及单元网格内油滴运动时间 δt_c 决定

$$\delta t_d = \min[\delta t, \delta t_c, \tau_d, \tau_m, \tau_t] \quad (5)$$

其中单元网格内油滴运动时间 δt_c 可表达成

$$\delta t_c = Co^d \frac{l}{u_d} \quad (6)$$

其中 l 为计算单元的网格长度; Co^d 为油滴的 Courant 数,计算中取值为 0.35.

动量变化弛豫时间 τ_d

$$\tau_d = \frac{|u - u_d|}{F_d} = \frac{4\rho_a D_d}{3C_d \rho |u - u_d|} \quad (7)$$

其中 u 为空气速度, D_d 为轴直径, ρ 为空气密度, C_d 为油滴所受的阻力系数.

质量变化弛豫时间 τ_m

$$\tau_m = \frac{m_d}{\frac{dm_d}{dt}} = \frac{D_d}{3} \left[\frac{d}{dt} D_d \right]^{-1} \quad (8)$$

其中 m_d 为油滴质量.

温度变化弛豫时间 τ_t

$$\tau_t = \frac{c_{p,d} \rho D_d}{6h} \quad (9)$$

其中 $c_{p,d}$ 为滑油的比定压热容, h 为表面传热系数。
图 1 为单元网格内油滴运动示意图。

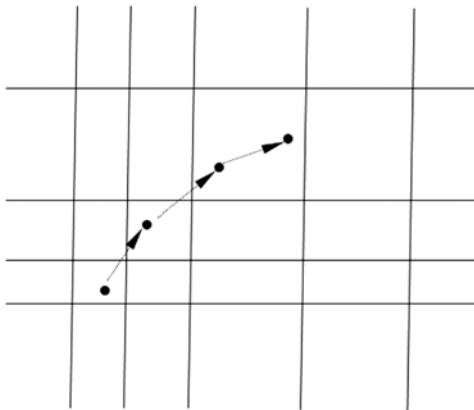


图 1 单元网格内油滴运动示意图
Fig. 1 Sketch of droplet motion in unit mesh

1.3 耦合计算方法

在欧拉-拉格朗日模型中,如果仅考虑连续流体对油滴的作用,不考虑油滴对空气的反作用,称为单向耦合模型.如果同时也考虑油滴对空气的反作用,则称为双向耦合模型^[16-18].本文计算过程中采用的两种计算模型的基本流程如图 2 所示,

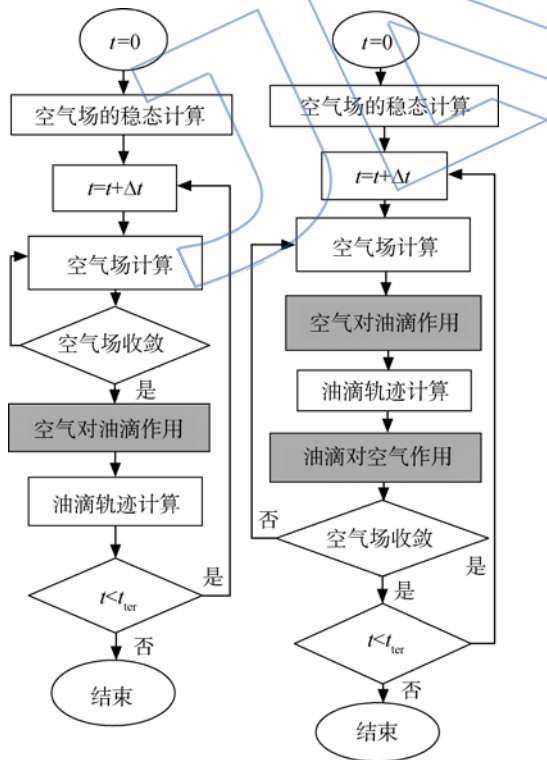


图 2 油气两相流单向耦合模型与双向耦合模型计算流程
Fig. 2 Calculation process of one-way coupling model and two-way coupling model of two-phase flow of oil and gas

其中 t 表示时间, Δt 表示时间步长, t_{ter} 表示计算终止时间.单向耦合模型计算中空气场的迭代求解过程中不涉及油滴对空气的作用,反之,双向耦合模型中空气场的迭代求解过程中计算油滴对空气的作用。

2 数值计算模型及验证

2.1 计算域及工况

本文计算模型^[10]如图 3 所示。

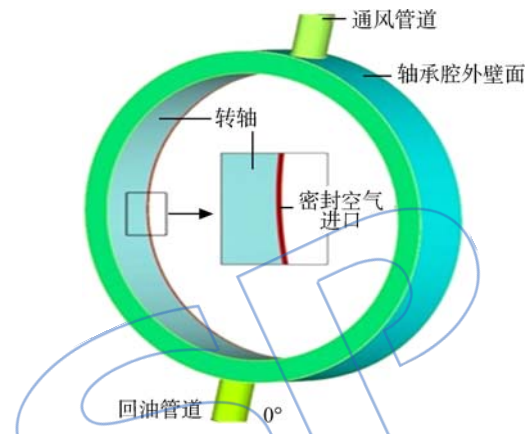


图 3 轴承腔计算几何模型
Fig. 3 Geometry model of bearing cavity calculation

计算域主要尺寸包括:轴承腔高度为 10 mm, 宽为 15 mm,通风管道和回油管道内径均为 10 mm,高度为 40 mm,转轴直径为 128 mm.空气质量流量为 0.01 kg/s,进口温度为 373 K,入流方向与主轴成 15°夹角,周向速度为主轴线速度的 25%,滑油密度为 954 kg/m³.轴承腔内壁面为旋转壁面,其余壁面为固定壁面,轴承腔外壁面温度为 393 K.通风管道和回油管道边界条件为压力出口.对该模型两相流场在不同转速下的油气两相流场进行了计算,如表 1 所示.对滑油喷射边界条件定义如下:滑油温度为 373 K,滑油周向喷射速度为转轴转速的 1/2,轴向速度为 2 m/s,周向均布 30 个喷射点,如图 4 所示。

表 1 不同转速下的初始条件

Table 1 Initial conditions of different rotation speeds

初始条件	转速 $n/(r/min)$			
	4 000	8 000	12 000	16 000
泄漏空气速度/(m/s)	9.87	15.55	21.97	28.63
油滴初始速度/(m/s)	13.60	27.23	40.84	54.45
油滴平均直径/mm	312.09	133.79	81.51	57.35
转轴周向速度/(m/s)	26.80	53.60	80.40	107.20

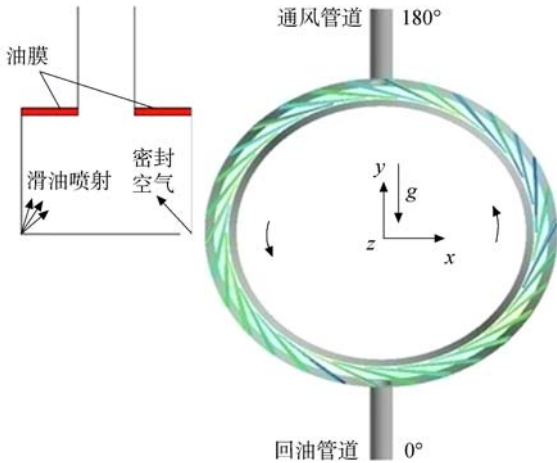


图 4 滑油喷射初始条件

Fig. 4 Initial conditions of oil injection

2.2 油气两相流场计算结果

2.2.1 油滴对空气速度影响

图 5 分别给出不同转速条件下,中间截面处在单向耦合模型和双向耦合模型计算时空气速度分布情况,其中图 5(a)~图 5(d)为单向耦合模型计算得到的空气速度分布,图 5(e)~图 5(h)为双向耦合模型计算得到的空气速度分布.总体而言,空气速度最大值在转轴壁面附近附面层内,最小值在轴承腔内壁附面层内,而其他区域的空气速度沿径向变化很小,沿周向有较明显变化;从周向角度方位角度为 0°(回油管道)到 180°(通风管

道),由于密封空气进入导致体积流量增加,从而空气速度呈增加的趋势;同理从周向方位角度为 180°到 360°空气速度大小沿周向逐渐增加.两种不同耦合模型计算的结果对比显示:除去通风管道与回油管道,相比单向耦合模型计算,双向耦合模型计算得到的空气速度相对要略小.这是由于单向耦合模型计算中油滴的运动认为不影响空气的流动,而通过本文的双向耦合模型计算显示,由于油滴运动造成的风阻以及额外增加的耗散导致空气速度将略有下降.为更清晰地显示两种模型导致的结果差异,选取了上截面图中周向方位角度为 270°处空气速度径向分布进行对比分析,如图 6 所示. r 代表腔内与转轴壁面的距离(图中 $r=0.010\text{ m}$ 为轴承腔内壁面, $r=0\text{ m}$ 为转轴壁面).可以明显看出单向耦合模型得到的空气速度径向分布可分为 3 个区域: $r=0\sim 0.002\text{ m}$ 区域包含了转轴壁面附面层,空气速度从转轴线速度迅速下降; $r=0.002\sim 0.008\text{ m}$ 区域为核心流动区域,在该区域空气速度沿径向略有下降,但相对变化较小,平均空气速度约为转轴线速度的 30%; $r=0.008\sim 0.010$ 区域包含了轴承腔内壁附面层区域,空气速度也急剧下降.双向耦合模型计算得到结果,在各点处空气速度均有明显下降.油滴运动与蒸发都会造成动量方程的附加源项.在转轴附面层区域,由于油滴初始周向速度只有转轴线

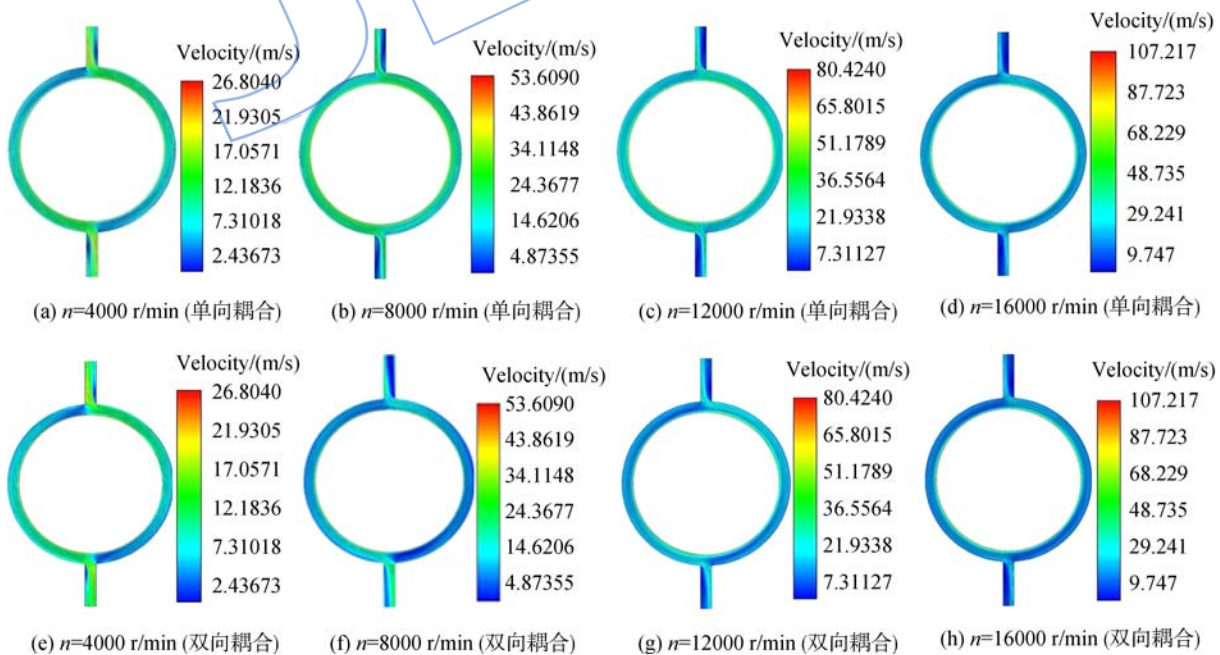


图 5 单向耦合与双向耦合模型计算空气速度分布对比

Fig. 5 Comparison of air velocity distribution computed by one-way coupling model and two-way coupling model

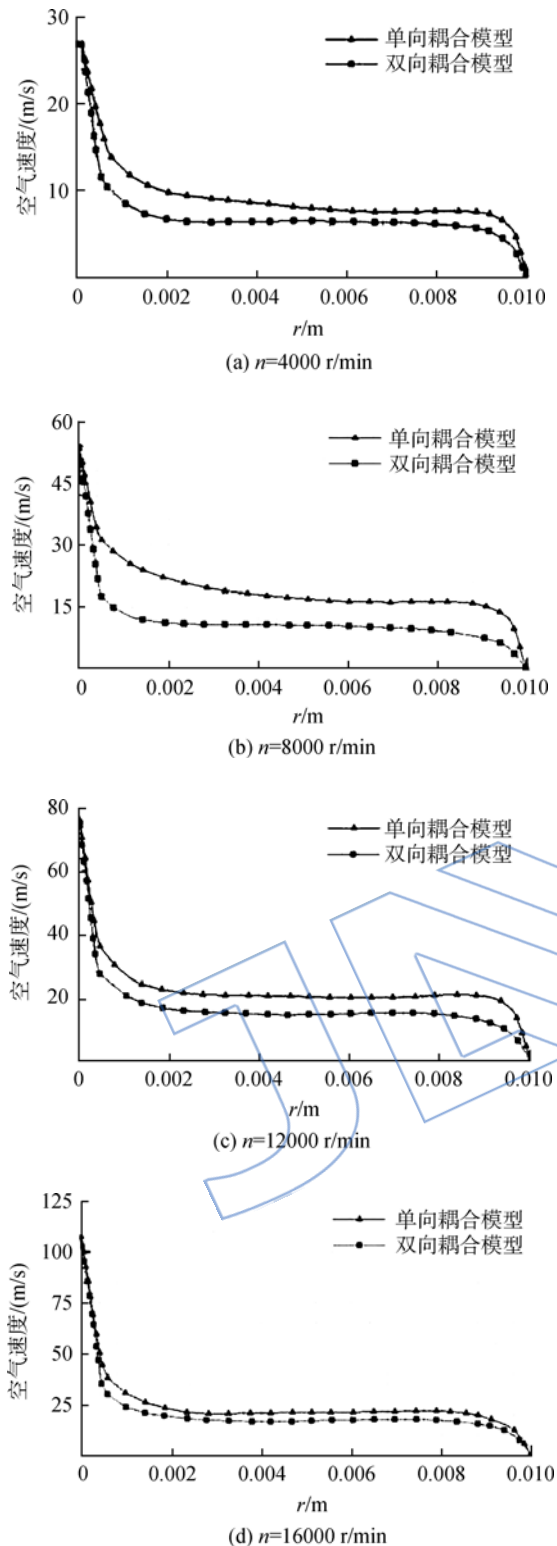


图 6 不同转速下空气速度径向分布

Fig. 6 Radial distribution of air velocity under different rotation speeds

速度的 $1/4$, 导致在转轴壁面附近两者速度相差较大, 空气对油滴拖曳力较大, 由此造成油滴的风阻损失较大, 这将使空气速度下降. 在核心流动区域内, 不同转速条件下, 空气速度大小有不同程度

的下降, 其中转速为 8000 r/min 时相比其他转速条件下下降最大. 动量方程的附加源项主要取决于油气速度差以及油滴直径 2 个因素. 而随着转速的增大, 油气速度差无疑将会增加, 但同时轴承用油油滴直径将会变小, 在供油量相等情况下将会降低这部分风阻损失.

2.2.2 油滴对湍动能影响

图 7 分别给出了不同转速条件下, 中间截面处在单向耦合模型和双向耦合模型计算时湍动能的分布情况. 其中图 7(a)~图 7(d)为单向耦合模型计算的湍动能分布, 图 7(e)~图 7(h)为双向耦合模型计算的湍动能分布. 采用双向耦合模型计算结果要明显大于单向耦合模型计算结果. 这是因为在这些湍动能较大区域为气流的速度低速区, 当油滴在这两个低速区流动时增强了空气速度的脉动. 正是因为湍流速度的增加导致了空气速度的变大. 同时, 腔内湍动能也有不同程度的增大, 并且不同转速条件下的变化区域有明显区别. $n=4000 \text{ r/min}$ 时, 整个腔内湍动能都明显变大; $n=8000 \text{ r/min}$ 时, 相比于腔室主流区域的湍动能变化, 在靠近转轴与腔壁两个壁面附近较大区域内更加明显; $n=12000 \text{ r/min}$ 时, 也在两个壁面附面层区域内有明显变化, 不过与 $n=8000 \text{ r/min}$ 时, 相比由于油滴的耦合造成的湍动能增加量相对原湍动能比例减少, 说明油滴耦合造成的影响程度减弱; $n=16000 \text{ r/min}$ 时, 与 $n=12000 \text{ r/min}$ 时相似, 在附面层较薄的区域内有明显变化, 但同时局部的区域有明显变化, 这是由于转速的增大导致了更多油滴与壁面撞击后产生飞溅现象, 飞溅后的油滴重新进入流场中也会导致油滴的湍动能的变化. 而在通风管道与回油管道中除了有部分尺寸很小油滴进入两个管道中会造成湍动能的附加源项外, 由于腔室壁面附面层区域的湍动能增加, 影响了管中湍动能的运输.

2.3 结果验证

当采用双向耦合模型计算, 并通过油滴运动模型, 最终计算出在滑油体积流量为 100 L/h 时, 在转速分别为 $8000, 12000 \text{ r/min}$ 条件下油膜厚度. 为验证计算模型的准确性以及可靠性, 对文献 [9] 中两个不同转速或者滑油体流量的实验工况进行计算, 并将 $t=2.0 \text{ s}$ 时刻的中间轴向截面 ($z=0 \text{ m}$) 计算值与实验值进行对比, 对比结果如图 8 所示, 其中每个工况下的 5 个实验值为文献 [9] 采用电容传感器测得油膜厚度, 5 个测点的相

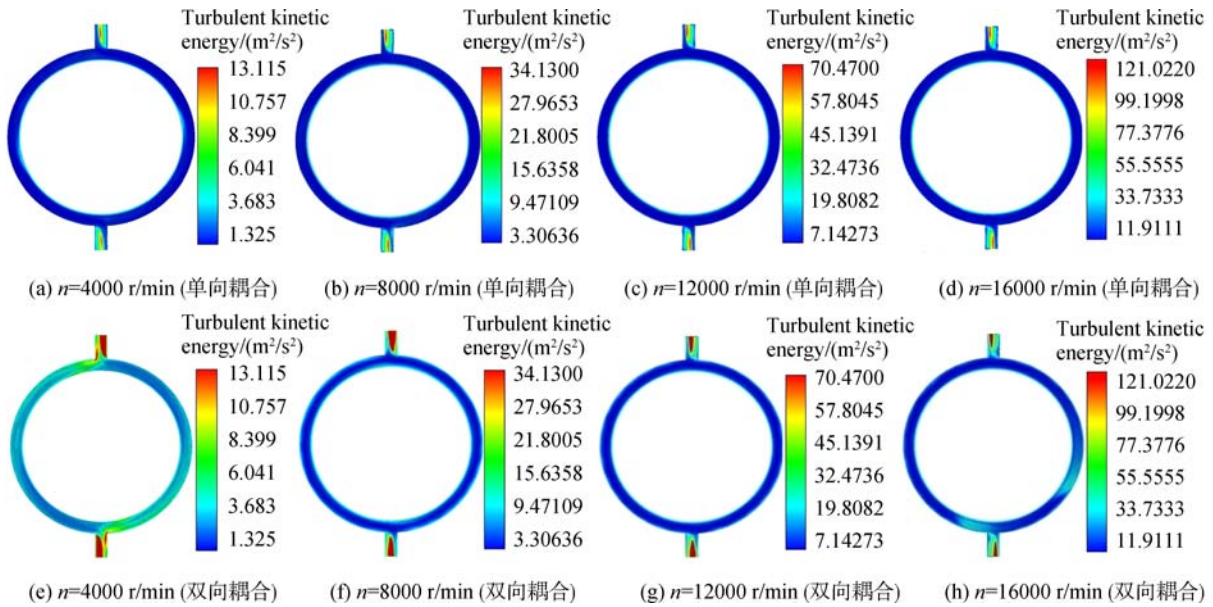


图 7 单向耦合模型和双向耦合模型计算湍动能分布对比

Fig. 7 Comparison of turbulent kinetic energy distribution computed by one-way coupling model and two-way coupling model

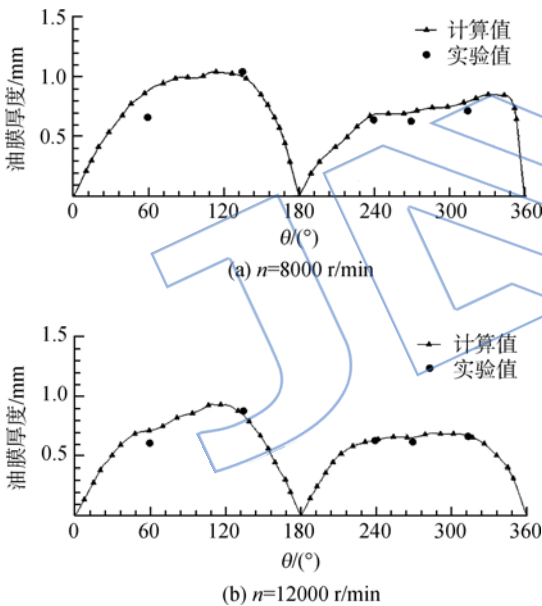


图 8 油膜厚度计算值与实验值对比

Fig. 8 Comparison of calculation value and experiment value of oil film thickness

位角 θ 分别为 $60^\circ, 135^\circ, 240^\circ, 270^\circ, 315^\circ$ 。需要说明的是, 相位角为 0° 与 180° 两处分别对应回油管道进口与通风管道进口, 因此默认其油膜厚度为 0 mm。

从结果对比来看, 计算值相对实验值的偏差在相位角为 $0^\circ \sim 180^\circ$ 范围内相比 $180^\circ \sim 360^\circ$ 范围内要大一些, 并且 $0^\circ \sim 180^\circ$ 范围内计算值普遍要比实验值偏大, 除去实验测量误差因素外可能还有以下因素: 液膜受到的空气切应力计算值, 由于

计算中空气流动仍采用了无滑移边界条件, 因此导致空气的切应力偏大。而由于在 $0^\circ \sim 180^\circ$ 范围内, 由于重力方向与油膜流动方向相反, 而空气的剪切作用使得中低转速条件下滑油在 90° 附近产生了堆积, 空气切应力越大堆积效果越明显, 因此造成计算值比实验值大。

虽然计算值与实验值在各个工况下有一定的偏差, 但是总体而言, 该计算值与实验值符合较好, 验证了本文对于轴承腔内两相流动的计算可靠性与准确性。

3 结 论

为分析轴承腔内空气流动与滑油油滴运动间的相互作用, 本文建立了双向耦合模型, 并对某航空发动机轴承腔内流动进行了计算, 分析了双向耦合模型与传统的单向耦合模型对流场计算结果之间的差异, 具体结论如下:

- 1) 喷油后空气速度分布总体变化规律与单向空气流动相似, 但在各点处空气速度均有明显下降, 平均空气速度在转速 $n=8000$ r/min 时变化最快。
- 2) 喷射滑油后, 在轴承腔壁面附近甚至整个腔内湍流脉动都较为明显, 且湍动能的大小还相应增加。
- 3) 油滴的运动与蒸发对空气速度和湍动能影响较大, 尤其是腔室主流区域空气速度由于油滴的耦合作用将会下降 $10\% \sim 15\%$, 即油滴对空

气场的影响不能忽略。

参考文献:

- [1] 林基恕. 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): 108-115.
LIN Jishu. Prospects of aeroengine power transmission system in the 21st century[J]. Journal of Aerospace Power, 2001, 16(2): 108-115. (in Chinese)
- [2] 陈光. 遼达 900 发动机非包容爆炸原因及思考[J]. 国际航空, 2012(9): 82-83.
CHEN Guang. Reason and thinking Trent 900 engine un-contained explosion[J]. International Aviation, 2012(9): 82-83. (in Chinese)
- [3] 胡剑平, 刘振侠, 吕亚国. 轴承腔壁面液膜厚度数值模拟与实验测量[J]. 航空计算技术, 2013, 43(2): 68-71.
HU Jianping, LIU Zhenxia, LÜ Yaguo. Comparison of simulation and measurement for film thickness in bearing chamber[J]. Aeronautical Computing Technique, 2013, 43(2): 68-71. (in Chinese)
- [4] 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)
- [5] 李炎军, 陈国定, 刘亚军, 等. 航空发动机主轴承环下供油系统两相分相流动分析[J]. 润滑与密封, 2009, 34(5): 58-61.
LI Yanjun, CHEN Guoding, LIU Yajun, et al. Two-phase fractional flow analysis of aero-engine main bearing inner-ring oil flow system[J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(5): 58-61. (in Chinese)
- [6] Floyd A F. Flaw detecting device and measuring instrument; US, 228022[P]. 1940-04-21.
- [7] Farrall M, Simmons S, Hibberd S, et al. Modelling oil droplet film interaction in an aero-engine bearing chamber and comparison with experimental data[R]. ASME Paper 2004-GT-53698, 2004.
- [8] Bachalo W D. Measurement techniques for turbulent two-phase flow research[R]. Beijing: International Symposium on Multiphase Fluid, Non-Newtonian Fluid and Physico-chemical Fluid Flows, 1997.
- [9] Cossali G E, Coghe A, Marengo M. The impact of a single drop on a wetted solid surface[J]. Experiments in Fluids, 1997, 22(6): 463-472.
- [10] 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.
- [11] Mutchler C K, Larson C L. Splash amounts from water-drop impact on a smooth surface[J]. Water Resources Research, 1971, 7(1): 195-200.
- [12] Glahn A, Busam S, Wittig S. Local and mean heat transfer coefficients along the internal housing walls of aero engine bearing chambers[R]. ASME Paper 97-GT-261, 1997.
- [13] 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): 578-589.
- [14] 王军. 航空发动机轴承腔油滴运动及油膜形成研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2010.
WANG Jun. Research of droplets movement and oil film formation of bearing cavity in aircraft[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2010. (in Chinese)
- [15] Faeth G M. Current status of droplet and liquid combustion[J]. Progress in Energy and Combustion Science, 1977, 3(4): 191-224.
- [16] 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.
- [17] Berlemont A, Grancher M S, Gouesbet G. Heat and mass transfer coupling between vaporizing droplet and turbulence using a Lagrangian approach[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1996, 38(16): 3023-3034.
- [18] Beishuizen N A, Naud B, Roekaerts D. Evaluation of a modified Reynolds stress model for turbulent dispersed two-phase flows including two-way coupling[J]. Turbulence and Combustion, 2007, 79(3): 321-341.