

蜂窝式轴心通风器油气分离性能计算

赵静宇, 刘振侠, 吕亚国, 胡剑平, 任国哲
(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710129)

摘 要: 为对航空发动机蜂窝式轴心通风器油气分离效率进行研究,建立考虑油气双向耦合的流场计算方法及油滴/壁面相互作用模型,在验证通风阻力及油气分离效率可靠性的基础上,对不同转速、通风流量和环境温度下蜂窝式轴心通风器的油气分离效果进行计算和分析.结果表明:转速的增加会使油气分离效率得到提升,而通风流量和环境温度的增加则导致油气分离效率的降低.蜂窝孔结构的加入对通风阻力影响不大,但对通风器的滑油分离过程起主要作用,计算表明其对滑油分离贡献率在80%以上.

关 键 词: 航空发动机; 轴心通风器; 蜂窝结构; 油气两相流; 油滴/壁面相互作用; 油气分离效率
中图分类号: V233.4 **文献标志码:** A

Computation on oil/gas separation performance of axial breather with honeycomb structure

ZHAO Jing-yu, LIU Zhen-xia, LÜ Ya-guo,
HU Jian-ping, REN Guo-zhe

(School of Power and Energy,
Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710129, China)

Abstract: To study the oil/gas separation efficiency of axial breather with honeycomb structure in aero-engine, the oil/gas two-way coupled flow mathematical model and oil droplet impaction model with the wall were established. On the basis of verifying the rationality of flow resistance and oil/gas separation efficiency, the effects of the oil/gas separation performance of axial breather with honeycomb structure under different rotational speeds, mass flow rates and environmental temperatures were calculated and analyzed. Results show that the increase of rotational speed will improve the oil/gas separation efficiency, while the increase of mass flow rate and environmental temperature will lead to the decrease of the oil/gas separation efficiency. The honeycomb hole structure has little effect on flow resistance, but plays a major role in the oil separation of axial breather, where the contribution rate to the oil separation accounts for 80% or more.

Key words: aero-engine; axial breather; honeycomb structure;
oil/gas two-phase flow; droplet/wall interaction;
oil/gas separation efficiency

轴心通风器是航空发动机上采用的一种通风器,一般安装在主轴或与主轴设计为一体,在CFM56,F110等发动机上已有应用^[1],其工作原理是利用离心作用雾化油滴,将油滴甩到腔壁上

进行分离,分离后的气体进入轴心,以主轴作为排气通道,实现通风和油气分离的功能.近年来,为进一步提高通风器油气分离效率,降低滑油消耗量,针对在通风器中设计金属海绵、蜂窝孔等结构

收稿日期:2015-02-09

作者简介:赵静宇(1988—),男,安徽界首人,博士生,主要从事航空发动机滑油系统、空气系统数值计算研究.

通讯作者:刘振侠(1963—),男,陕西西安人,教授,博士,主要从事发动机润滑及空气系统研究. E-mail:zxliu@nwpu.edu.cn

的研究陆续开展起来,如 Willenborg 等人^[2]将海绵状金属(metal foam)材料装入航空发动机通风器,并对通风器性能进行试验研究,总结出了不同转速、空气流量和滑油流量等工况条件下金属海绵型通风器分离效率和压力损失规律。

轴心通风器内部流场较为复杂,具有高转速、强湍流、两相分离的特点,内部流场的运动直接影响滑油的分离效果,因此,轴心通风器内部油气两相流动的计算对于其油气分离研究具有重要的意义,具体而言,主要涉及两方面的研究:一是油气两相运动;二是油滴/壁面的相互作用。

在油气两相流动方面,Elsayed 等人^[3]计算旋风分离器油气两相流场,预测了其内部的旋涡、轴向速度、切向速度和压力降等参数。Eastwick 等人^[4]使用标准的 $k-\epsilon$ 湍流模型对两种结构的通风器内部流场进行数值模拟,并对两种通风器的性能进行对比分析。国内徐让书等人^[5]对某轴心通风器内两相流场进行数值计算研究,采用 DRW (discrete random walk) 模型模拟湍流速度脉动对油滴运动轨迹的影响。Gorse 等人^[6]对温度较高环境下油滴运动的流场进行计算与试验研究,结果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。Bachalo 等人^[7]通过相位多普勒离子分析仪测量了流动涡对雷诺数大于 1,直径范围为 $10\sim 50\mu\text{m}$ 油滴运动的影响,显示了油气两相流之间的强烈耦合关系。国内在此方面也有研究,吕亚国、赵静宇等人^[8-9]以轴承腔为例,进行油气两相流场的数值计算研究,认为不可忽略油滴对空气场的影响。

在油滴/壁面相互作用方面,Farrall 等人^[10]和 BAI Chengxin 等人^[11]分别以试验结果作为油滴与壁面撞击的判断准则关系式,建立油滴撞击后黏附、反弹、铺展、飞溅等现象的计算模型。相比之下,国内在此方面研究较少,胡剑平等人^[12]以水滴和整流支板的碰撞为背景,建立大尺度水滴与壁面的相互作用模型。

考虑到通风器与轴承腔内部相似的流场特征及轴心通风器所处的高温环境,针对某航空发动机蜂窝式轴心通风器,本文在建立油气两相流场计算方法的过程中考虑油气两相双向耦合作用和油滴/壁面相互作用,并采用 Fluent 商业软件进行数值计算,分析不同工况下油气分离特性。通过数值计算结果与试验数据的对照,以支持所提出的油气两相流场计算方法的合理及可靠性。

1 计算模型

1.1 蜂窝式通风器结构及计算域

图 1 给出了蜂窝式轴心通风器流道结构剖面图,该结构通风器流道按油气流经顺序依次主要由蜂窝结构、集气腔、环形均布孔 A(6 个)、环形腔室 A、环形均布孔 B(6 个,与孔 A 错开 30°)、中心轴通道组成。通风器外部工作环境通常为充满油气混合物的轴承腔腔室,工作时,整个通风器作高速旋转运动,外部的油气混合物从蜂窝结构进入轴心通风器,经过蜂窝结构及各个径向腔室或孔的油气分离,最终从中心轴通道流出。其中,蜂窝孔结构作为滑油分离的主要位置,其尺寸结构如图 2 所示,孔径为 3 mm,孔间距为 0.2 mm。

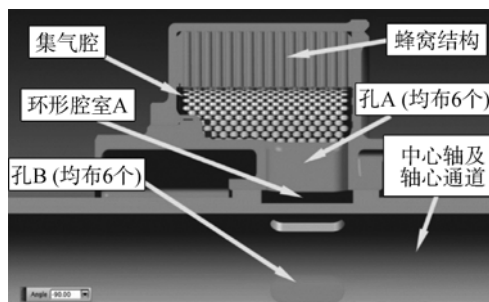


图 1 蜂窝式轴心通风器流道结构

Fig. 1 Flow path structure of axial breather with honeycomb structure

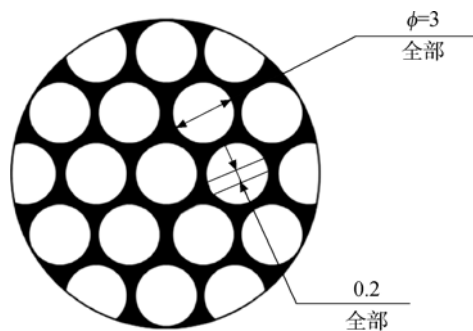


图 2 蜂窝孔结构尺寸(单位:mm)

Fig. 2 Dimension of honeycomb holes structure (unit:mm)

通过对该蜂窝式轴心通风器结构进行分析,有如下特点:

1) 蜂窝体结构与通风器的外壳相连,壳上均布的 6 个孔(周向面积大,径向很薄),流体通过孔进入蜂窝结构,周向方位与孔 B 一致;

2) 孔 A 与孔 B 沿径向均与环形腔室相连,尽管周向错开 30° ,但在整个 360° 上刚好形成 6 个周期性结构。

考虑到该通风器蜂窝孔结构复杂,并结合以上分析,选取周向 $1/6$ 扇形几何体作为计算域。同时,为模拟通风器周围的油气环境,在通风器外围添加外流域,外流域大小与通风器外部结构(轴承腔室等)相关,不影响通风器内流场即可。需要指出的是,整个通风器结构计算域均为旋转域,而外

流域为静止域。综上,建立如图 3 所示计算域,并对相关代表性流通截面及流通截面积进行定义。其中, S_i 代表进出口面和孔结构流通截面面积(表 1 所示), F_{i-1} 和 F_{i-2} 分别代表相应孔结构进、出口截面,如 S_1 代表蜂窝孔径向中间截面面积, F_{1-1} 和 F_{1-2} 代表蜂窝孔结构进、出口截面。

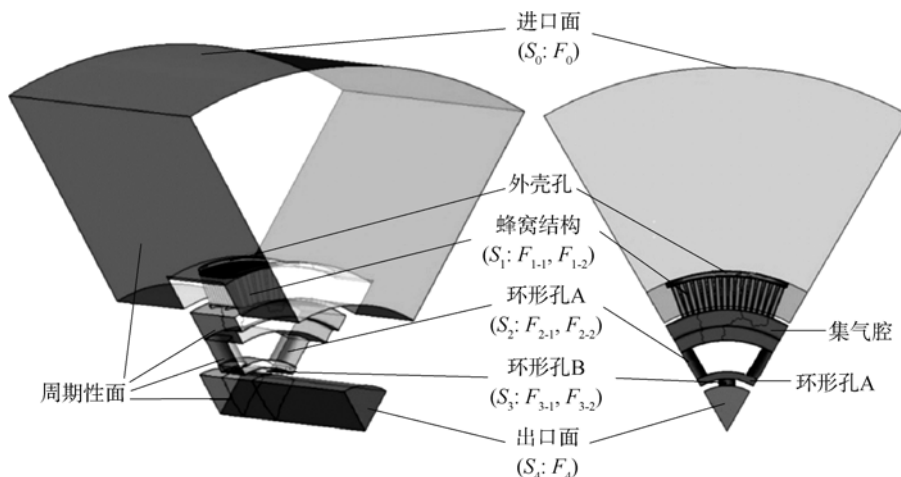


图 3 蜂窝式轴心通风器计算域

Fig. 3 Computational domain of axial breather with honeycomb structure

表 1 蜂窝式通风器相关截面面积

Table 1 Cross-sectional area of honeycomb breather

序号	截面	近似面积/mm ²
1	S_0	39 400
2	S_1	672
3	S_2	260
4	S_3	170
5	S_4	253

1.2 网格划分

本文使用商业软件 GAMBIT 进行网格划分,整个计算域包括旋转的通风器结构域和静止的外流域,静止域和外流域之间采用网格交界面。静止域采用结构性网格进行划分,通风器中孔结构(蜂窝孔,环形孔 A 和孔 B)采用 Cooper 方法进行网格化分,得到棱柱结构的体网格,腔室及中心轴采用非结构网格进行划分。对比不同疏密网格的计算结果,检查网格独立性,并保证壁面 y^+ 值在合理的范围内,最终确定网格总数为 209 万。

1.3 计算条件

结合图 1 所示,计算域入口边界条件为质量流量(文中简称流量)入口,通风流量为总流量的

$1/6$,计算域出口为压力出口,构成扇形计算域的侧为周期性边界,其余边界为无滑移壁面边界。滑油在外流域沿径向中间截面与空气均匀混合,滑油速度为当地空气速度,通过与试验数据对比分析,滑油分布选用 Rossion-Rammler(R-R)分布,平均直径为 $10 \mu\text{m}$,分布指数为 2.7,油气比为 2.5%。在外壳壁面、蜂窝孔壁面、环形腔及径向孔处油滴与壁面相互作用采用用户自定义函数(user-defined functions, UDF)进行编程处理,相互作用模型下文进行介绍。

2 数值计算方法

针对蜂窝式通风器内部高转速、强湍流、两相分离的流场运动,本文从以下两个方面建立数值计算模型:①油气两相流动计算;②油滴与壁面撞击作用。为此,本文基于欧拉-拉格朗日法建立油气双向耦合计算模型^[13],考虑黏附、反弹、铺展等现象的油滴/壁面相互作用模型。

2.1 气相控制方程

本文采用双向耦合方法建立时均化气相控制方程,考虑液滴运动因素对空气流动的影响,主要体现在控制方程源项的变化上。单位体积气相控制方程如下:

连续方程

$$\frac{\partial \rho_g}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho_g \bar{U}_i) = S_m \quad (1)$$

式中 ρ_g 为流体密度, U 为流场速度, S_m 为连续方程附加源项, 在通风器的油气两相流动中, 如果工作环境温度很高, 滑油蒸发将会导致该源项发生变化。

动量方程

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho_g \bar{U}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho_g \bar{U}_i \bar{U}_j) = \\ - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho_g g_i + S_{U_i} \end{aligned} \quad (2)$$

式中 τ 为应力张量, S_{U_i} 为动量方程的附加源项, 液滴对空气流动动量的影响包括两部分: 一部分是滑油蒸发携带的动量, 可表示 $S_{U_i, m} = S_m U_{di}$; 另一部分是液滴运动引起的动量交换, 可表示成

$$S_{U_i, d} = \frac{1}{V} \sum \left[-m_d \left(\frac{dU_{di}}{dt} - g_i \right) \right] \quad (3)$$

能量方程

$$\begin{aligned} \frac{\partial (\rho_g e)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho_g e \bar{U}_i) = -p \frac{\partial U_i}{\partial x_i} + \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \\ \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial t}{\partial x_i} \right) + S_h \end{aligned} \quad (4)$$

式中 e 为内能, k 为热导率, t 为相对于参考温度 t_{ref} 的平均温度, S_h 为能量方程的源项, 包含两部分: 一部分是液滴表面与空气的换热; 另一部分是液滴的蒸发与空气的换热, 可以表示成

$$S_h = \frac{1}{V} \sum (-\pi D_d^2 q_s) + S_m c_{vap} (t_s - t_{ref}) \quad (5)$$

式中 q_s 为液滴表面热流密度, c_{vap} 为滑油蒸汽比热容。

2.2 油滴运动方程

在本文通风器流动计算中, 考虑到油滴尺寸、油气密度差、油滴速度、环境温度差等因素, 经过受力分析^[14-15], 认为油滴运动主要受空气黏性力、离心力、重力的作用, 根据牛顿第二定律, 油滴轨迹方程可写成

$$\frac{dU_d}{dt} = F_d + F_r + g \quad (6)$$

式中 F_d 为空气对单位质量油滴的剪切作用力(拖曳力), 表征了气液两相之间由于速度差而产生的对液滴的作用力, 表达式为

$$F_d = 18 \frac{\mu_d}{\rho_d D_d^2} \cdot \frac{C_d Re}{24} (U_d - U) \quad (7)$$

其中 D_d 为油滴直径, Re 为油滴的相对雷诺数, 表征了空气绕油滴流动时的惯性力与黏性力的比值。

F_r 为旋转坐标系下的单位质量离心力, 如式(8)所示, 其中 R 为油滴所在位置坐标距轴心的距离, 而 r 为该距离矢量的单位向量。

$$F_r = \frac{U^2}{R} \cdot r \quad (8)$$

针对蜂窝式通风器内部因结构复杂、高转速等形成的强湍流流场, 为考虑湍流脉动对油滴运动轨迹的影响, 本文采用 DRW 模型, 该模型计算瞬时流体脉动速度分量对单一油滴运动轨迹的影响, 并以这种方式计算大量代表性颗粒, 以此体现湍流脉动对颗粒弥散的随机影响。

2.3 颗粒壁面相互作用模型

油滴与壁面相互碰撞后根据液滴撞击能量及壁面温度等可能会发生黏附、反弹、铺展与飞溅等现象^[16-17]。国内外众多学者在该领域针对液滴与壁面相互作用的不同现象进行了大量的试验, 提出了各种物理现象的判断准则式。本文采用撞击韦伯数(We_d)作为判断准则数, 通过算例的测试计算显示在本文计算通风器中, 转速为 4 500 r/min, 通风流量为 0.1 kg/s 时, 液滴在壁面的撞击韦伯数范围在 $10^{-1} \sim 35$ 。其中撞击韦伯数(We_d)体现了惯性力与表面张力的比值, 定义为

$$We_d = \frac{\rho_d (U_{w,n} - U_{d,n})^2 D_d}{\sigma_d} \quad (9)$$

其中 σ_d 指滑油表面张力, $U_{w,n}$ 和 $U_{d,n}$ 分别指壁面、油滴速度的法向分量。

结合 BAI Chengxin 等人^[11]的计算模型, 认为在本文计算中滑油油滴在壁面碰撞后主要会发生黏附、反弹与铺展 3 种现象, 基本不会发生飞溅现象。因此, 本文建立如图 4 所示油滴与壁面相互

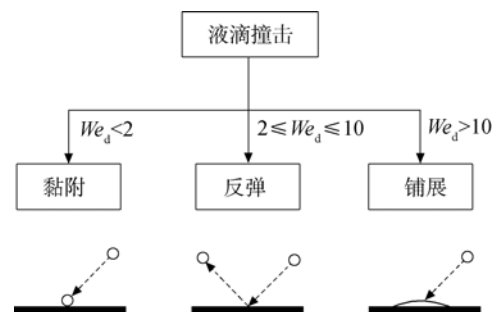


图4 油滴壁面相互作用准则

Fig. 4 Droplet/wall interaction criteria

作用模型。其中, 撞击韦伯数在小于 2 时发生液滴的黏附, 撞击韦伯数大于 10 视为液滴的铺展, 这两种现象都视为油滴完全被壁面收集, 而撞击韦

伯数在 2~10 范围内液滴会发生反弹现象,表示液滴返回到通风器内部流场,即液滴没有被壁面分离。

2.4 湍流模型及计算格式

本文选用湍流模型为 realizable $k-\epsilon$,考虑到该模型只适用于离开固体壁面边界一定距离的区域,因此,对近壁区湍流的处理采用两层壁面模型。该模型通过定义湍流雷诺数 Re_y ,将求解区域分成黏性子层流动区(viscosity-affected region)和完全湍流区(fully-turbulent region)两个区域,其中湍流雷诺数 Re_y 表达式为

$$Re_y = \frac{\rho y \sqrt{k}}{\mu} \quad (10)$$

式中 y 表示由计算域内点到壁面的法向距离。当 $Re_y \geq 200$,认为处于完全湍流区,采用上述 Realizable $k-\epsilon$ 湍流模型;而当 $Re_y < 200$,认为处于黏性子层区,采用使用 Wolfstein 一方程模型求解^[18]。

此外,对于空气场的计算,本文采用有限体积法对控制方程进行数值离散, SIMPLE(semi-implicit method for pressure-linked equation)算法进行计算,压力的离散采用 PRESTO! 格式,动量、湍动能、湍流耗散率、能量均采用 QUICK 格式,收敛精度为 10^{-5} 。

3 计算结果及分析

3.1 CFD 计算方法验证

对蜂窝式轴心通风器在环境温度(t)为 110°C , 转速(n)为 $3 \times 10^3 \text{ r/min}$ 和 $4.75 \times 10^3 \text{ r/min}$, 通风流量($\dot{m}$)为 0.06 kg/s 和 0.08 kg/s 时,通风阻力(Δp)和油气分离效率(η)的 CFD 计算结果和试验值进行比较,如表 3 所示。这里通风阻力指通风器进出口总压差,油气分离效率指通风器中滑油的总分离量与滑油总量的比值,表达式为

$$\eta = \frac{Q_{\text{sep}}}{Q_{\text{oil}}} = 1 - \frac{Q_{\text{non-sep}}}{Q_{\text{oil}}} \quad (11)$$

式中 Q_{sep} 为滑油的总分离量, $Q_{\text{non-sep}}$ 为未被分离的滑油量, Q_{oil} 为滑油总量。

对比通风阻力,由表 2 可见计算值相对与试验值均偏小,经分析认为这与通风器的实际工作环境有关,蜂窝式轴心通风器其实际工作环境与轴承腔等腔室相接,这与计算情况稍有差别,尽管如此,各种工况通风阻力误差均在 10% 以内,符合较好。对于油气分离效率,各种工况下误差均在

2% 以内,证明本文计算方法及油滴分布假设的合理。综上,认为在试验工况下,通风阻力和油气分离效率的计算值和试验值均吻合较好,计算方法与计算结果的可靠性得到验证。

表 2 通风阻力及油气分离效率计算及试验值

Table 2 Computational results and experimental results of flow resistance and oil/gas separation efficiency

$n/\times 10^3$ (r/min)	$\dot{m}/$ (kg/s)	$\Delta p/\text{kPa}$		$\eta/\%$	
		计算值	试验值	计算值	试验值
1.15	0.08	16.2	16.8	96.47	95.66
3	0.08	16.0	16.5	98.54	98.93
4.75	0.08	16.1	16.5	98.65	99.81
4.75	0.06	9.3	9.5	99.12	99.89
4.75	0.04	6.9	7.6	99.36	99.91

3.2 流场计算结果

通风器内流场对油滴的运动有重要的作用,且通风阻力(总压损失)也是衡量通风器的重要性指标之一,因此,在分离通风器油气分离效率之前,先对典型工况下的流场进行分析。

图 5 给出转速 $4.75 \times 10^3 \text{ r/min}$, 通风流量为 0.08 kg/s 工况下蜂窝式通风结构中间截面压力损失云图,结合表 3 各结构总压降分布及比例,分析其流通阻力,可以看出:①蜂窝孔结构处几乎没有总压损失。一方面,尽管单个蜂窝孔面积小,但整个蜂窝孔流通面积(S_0)相对较大,局部损失较小;另一方面,空气低速从静止域(外流域)进入旋转域(通风器结构)时,通风器的旋转作用对气流做功,也会降低总压损失。②从径向孔 A 开始,

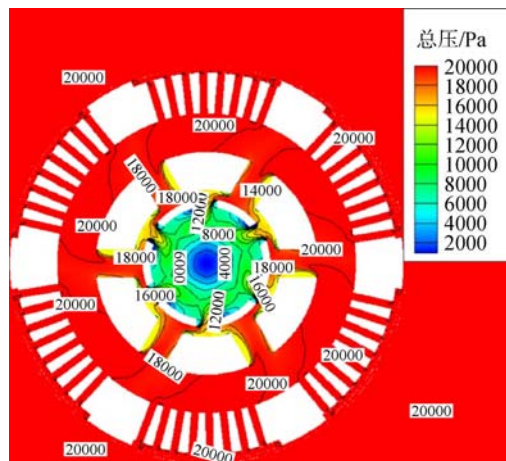


图 5 总压力分布云图

Fig. 5 Contour of total pressure

到中心轴,通风阻力逐渐增大,其中在中心轴处,总压损失占50%左右.结合表1分析,流通截面面积从蜂窝孔进口一直到径向孔B迅速减小,相差近4倍,而从孔B到中心轴流通面积又突然扩大,因此,通风结构中流道的突缩与突扩形成了较大的局部损失;同时,径向流出气流在轴心汇合,形成旋涡,最终从轴向流出过程中产生的耗散也是中心轴处产生通风阻力的主要原因之一.

表3 各结构总压降分布及比例

Table 3 Total pressure drop and proportion of every structure

结构名称	流通截面	总压降/Pa	总压损失百分比/%
外流域	$F_0 \rightarrow F_{1-1}$	-129	-0.79
蜂窝孔	$F_{1-1} \rightarrow F_{1-2}$	13	0.08
集气腔	$F_{1-2} \rightarrow F_{2-1}$	345	2.14
径向孔A	$F_{2-1} \rightarrow F_{2-2}$	1280	7.93
环形腔室A	$F_{2-2} \rightarrow F_{3-1}$	3200	19.83
径向孔B	$F_{3-1} \rightarrow F_{3-2}$	2732	16.93
中心轴	$F_{3-2} \rightarrow F_4$	8696	53.88
计算域	$F_0 \rightarrow F_4$	16137	100

3.3 蜂窝式通风器分离特性

为考察转速、通风流量及环境温度3个因素对蜂窝式通风器分离效率的影响,本文对转速为 $0 \sim 6 \times 10^3$ r/min,通风流量为 $0.02 \sim 0.12$ kg/s,环境温度为 $60 \sim 120$ °C范围内蜂窝式通风器分离效率进行计算研究.

图6给出通风流量为 0.1 kg/s,环境温度为 100 °C时,蜂窝型通风器分离效率随转速的变化曲线,可以看出:在零转速时,该通风器的油气分离效率不到85%,而旋转后分离效率急剧上升,之后,随着转速的增加,油气分离效率略有上升,且在98%以上.原因如下:一方面,蜂窝孔结构的优点在于接触面大,而由于蜂窝孔都是径向孔,当转速为零时油滴进入蜂窝孔后旋转运动并不明显,导致了接触面大的优点没有充分的体现;另一方面,随着转速的提高,离心力随之增加,进而提高了油滴与空气的相对速度,在油滴惯性的作用下,相同分离时间里,更多的油滴被甩到壁面上进行分离,导致油气分离效率的增加.

图7为在定转速、环境定温度条件下(转速 $n=4.5 \times 10^3$ r/min,环境温度 $t=100$ °C),蜂窝型

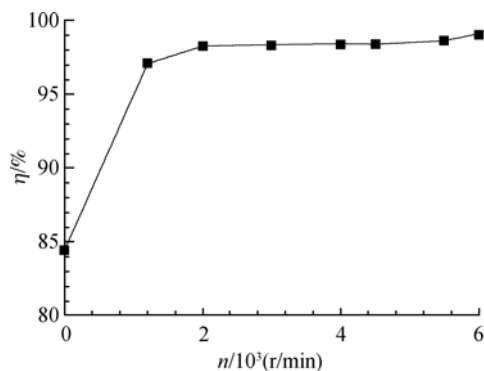


图6 转速对油气分离效率的影响

Fig. 6 Effect of rotational speed on oil/gas separation efficiency

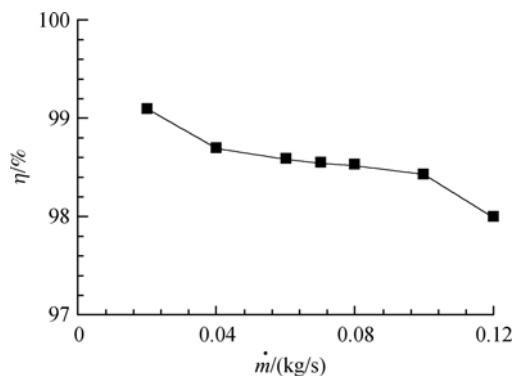


图7 通风流量对油气分离效率的影响

Fig. 7 Effect of mass flow rate on oil/gas separation efficiency

通风器总油气分离效率随通风流量的变化曲线.图中显示:在计算转速范围内(通风流量 $\dot{m}=0.02 \sim 0.12$ kg/s)范围内,油气分离效率随空气流量的增加而下降,不过总体保持在98%以上.原因如下:通风流量增加将会导致空气速度的变大,一方面使油滴受到空气的剪切力(拖曳力)加大,增强油滴能克服惯性力与离心力的能力,另一方面,增加了油滴的运动速度,减少了油滴在通风器内部的滞留时间,即是减少了滑油的分离时间,从而使更多的油滴最终逃逸出通风器,于是就降低油气分离效率.

图8分别为两种通风流量下($\dot{m}=0.04$ kg/s与 $\dot{m}=0.1$ kg/s),转速为 4.5×10^3 r/min,通风器的油气分离效率随温度的变化.从图中可以看出:两种通风流量条件下,油气分离效率均随介质温度升高略有下降,并且通风流量较小时,下降幅值相对明显.原因如下:环境温度的升高会降低空气的密度,增大空气的黏性,同时,空气的密度降低,

会造成体积流量增加,增大空气速度,从而影响液滴与空气的速度差。结合式(7),液滴所受拖曳力随之增加,最终引起油气分离效率的下降。不过,相比与转速、通风流量变化引起的油气分离效率的变化,环境温度对油气分离效率变化相对要小。

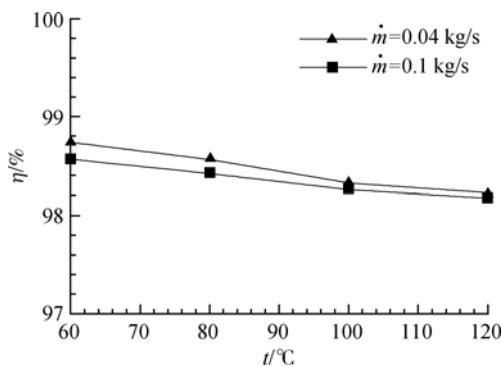


图8 油气分离效率随环境温度的变化

Fig. 8 Effect of enviromental temperature on oil/gas separation efficiency

3.4 蜂窝结构分离贡献率

在蜂窝式通风器油气分离过程中,通风器外壳壁面、蜂窝结构、环形腔室及径向孔壁面均有可能对滑油进行分离,因此,为进一步研究蜂窝结构对滑油的分离能力,本节分析蜂窝结构对滑油分离的贡献效果,在分析之前,先对局部结构滑油分离贡献率进行定义。

局部分离贡献率(α)指局部结构分离的滑油量与通风器中滑油的总分离量的比值,表达式为

$$\alpha = \frac{Q_{in} - Q_{out}}{Q_{sep}} \quad (12)$$

其中 Q_{in} 为局部结构进口处的滑油量总和; Q_{out} 为局部结构出口处的滑油量出口。

图9给出通风流量为0.1 kg/s,环境温度为100 °C时,蜂窝结构分离贡献率随转速的变化曲线,可以看出:在不同转速下,尽管蜂窝结构的分离贡献率稍有波动,但总体在84%左右,一方面说明滑油在整个通风器分离过程中,蜂窝结构的分离作用占绝大部分,另一方面说明随着转速的提升,尽管通风器油气分离效率是提升的,但在分离的滑油中,蜂窝结构分离的滑油所占的比例基本保持不变,可见分离贡献率对转速并不敏感。

图10为在定转速、定温度条件下(转速 $n=4.5 \times 10^3$ r/min,环境温度 $t=100$ °C),蜂窝结构分离贡献率随通风流量的变化曲线,可以看出:随着通风流量的增加,蜂窝结构的分离贡献率是逐

渐减少的,在通风流量为0.02 kg/s,蜂窝结构分离贡献率达89%,而通风流量为0.12 kg/s时,分离贡献率减小为约84%,结合图9及图7,可见分离贡献率对通风流量较为敏感,分析认为:通风流量的增加,增大了油气在蜂窝结构中的流动速度,减少了油滴在通风器内部的滞留时间,即滑油在蜂窝结构中的分离时间,导致在油气出蜂窝结构时,油气中滑油比例依然较高,增加了在环形腔及孔中的滑油分离量,从而削弱蜂窝结构对分离贡献率。

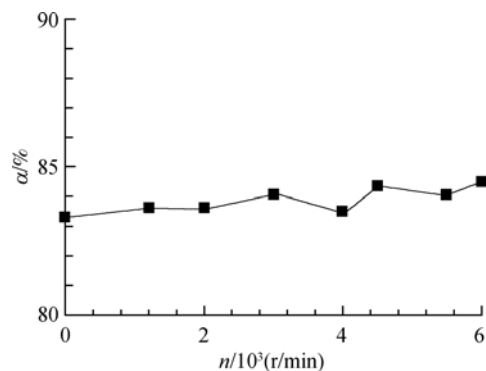


图9 蜂窝结构分离贡献率随转速的变化

Fig. 9 Effect of rotational speed on contribution rate of honeycomb structure

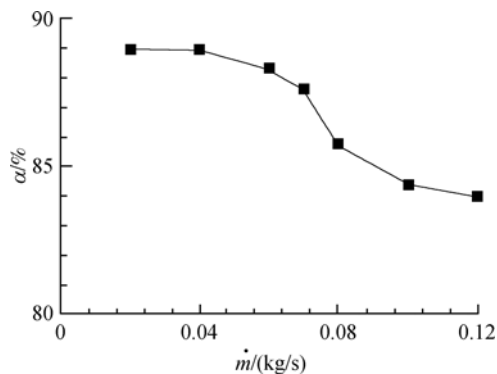


图10 蜂窝结构分离贡献率随通风流量的变化

Fig. 10 Effect of mass flow rate on contribution efficiency of honeycomb structure

4 结 论

本文使用CFD商用软件FLUENT对某型航空发动机蜂窝式轴心通风器进行了数值模拟,计算了不同工况条件下油气分离效率的变化规律,并对蜂窝结构的分离贡献率进行研究,主要结论如下:

1) 建立基于 $k-\epsilon$ 两方程湍流模型的油气双向

耦合及油滴/壁面相互作用数值计算方法,并通过CFD计算结果和试验值的对比验证,证明了该方法对分析通风器性能的可靠性;

2) 通过对典型工况下流场分析,表明通风器的通风阻力主要集中在中心轴内,相比之下,蜂窝结构内产生的损失较小。

3) 转速的增加使离心力相应增加导致油气分离效率提升;通风流量和环境温度的升高均使通风器内部流场速度增加,不仅增强油滴克服惯性力与离心力的能力,而且减少了油滴在通风器内部的滞留时间,导致油气分离效率随着降低。

4) 蜂窝孔结构在通风器滑油分离过程中起主要作用,其对滑油分离贡献率在80%以上。

参考文献:

- [1] 林基恕. 航空燃气涡轮发动机机械系统设计[M]. 北京: 航空工业出版社. 2005.
- [2] Willenborg K, Klingsporn M, Tebby S, et al. Experimental analysis of air/oil separator performance[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2008, 130(3): 1495-1506.
- [3] Elsayed K, Lacor C. Optimization of the cyclone separator geometry for minimum pressure drop using mathematical models and CFD simulations[J]. Chemical Engineering Science, 2010, 65(22): 6048-6058.
- [4] Eastwick C N, Simmons K, Wang Y, et al. Study of aero-engine oil-air separators[J]. Journal of Power and Energy, 2006, 220(7): 707-717.
- [5] 徐让书, 宗庆贺, 刘立博, 等. 湍流弥散对轴心通风器油气分离过程的影响[J]. 航空发动机, 2011, 37(4): 5-9.
XU Rangshu, ZONG Qinghe, LIU Libo, et al. Effect of turbulent dispersion on oil/gas separation process in axial ventilator[J]. Aeroengine, 2011, 37(4): 5-9. (in Chinese)
- [6] Gorse P, Busam S, Dullenkopf K. Influence of operating condition and geometry on the oil film thickness in aero-engine bearing chamber[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2006, 128(1): 103-110.
- [7] Bachalo D W. Measurement techniques for turbulent two-phase flow research[R]. Beijing: International Symposium on Multiphase Fluid, Non-Newtonian Fluid and Physico-chemical Fluid Flows, 1997.
- [8] 吕亚国, 张美华, 刘振侠, 等. 航空发动机轴承腔油气两相流数值研究及验证[J]. 航空动力学报, 2014, 29(11): 2751-2757.
- [9] LÜ Yaguo, ZHANG Meihua, LIU Zhenxia, et al. Numerical study and validation for two-phase flow of oil and gas in aero-engine bearing chambers[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(11): 2751-2757. (in Chinese)
- [9] 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.
- [10] ZHAO Jingyu, LIU Zhenxia, HU Jianping, et al. Motion of wall oil film with consideration of oil-gas coupled heat and mass transfer in the bearing chamber[J]. Journal of Propulsion Technology, 2014, 35(7): 973-980. (in Chinese)
- [10] Farrall M, Simmons S, Hibberd S, et al. Modeling oil droplet/film interaction in an aero-engine bearing chamber and comparison with experimental data[R]. ASME Paper GT 2004-53698, 2004.
- [11] BAI Chengxin, Gosman A D. Development of methodology for spray impingement simulation[R]. Society of Automotive Engineers, SAE Technical Paper Series 950283, 1995.
- [12] 胡剑平, 刘振侠, 张丽芬. 发动机整流支板大尺寸过冷水滴撞击特性[J]. 航空学报, 2011, 32(10): 1778-1785.
HU Jianping, LIU Zhenxia, ZHANG Lifan. Research on supercooled large droplet impact behaviors on an aero-engine strut[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2011, 32(10): 1778-1785. (in Chinese)
- [13] Berlemont A, Grancher M, Gouesbet G. Heat and mass transfer coupling between vaporizing droplets and turbulence using a Lagrangian approach[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1994, 38(16): 3023-3034.
- [14] William B W, Mark G P. Semi-empirical modeling of SLD physics[R]. AIAA-2004-0412, 2004.
- [15] 刘大有. 二相流体动力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1993.
- [16] Trujillo M F, Mathews W S, Lee C F, et al. Modeling and experiment of impingement and atomization of a liquid spray on a wall[J]. International Journal of Engine Research, 2000, 1(1): 87-105.
- [17] Mundo C, Tropea C, Sommerfeld M. Numerical and experimental investigation of spray characteristics in the vicinity of a rigid wall[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 1997, 15(3): 228-237.
- [18] Wolfshtein M. The velocity and temperature distribution in one-dimensional flow with turbulence augmentation and pressure gradient[J]. International Journal of Heat Mass Transfer, 1969, 12(3): 301-318.

(编辑: 王碧琚)