

双喷孔滑油喷嘴流动及流量特性的数值计算研究*

姜乐, 刘振侠, 吕亚国, 朱鹏飞

(西北工业大学 动力与能源学院, 陕西 西安 710129)

摘要: 为了研究双喷孔滑油喷嘴内部流动及流量特性, 根据滑油喷嘴流动特点基于VOF (Volume of fluid) 两相流方法建立了滑油喷嘴流动的数值计算模型。在验证数值计算方法可靠性的基础上, 计算并分析了喷孔间距、孔径比和喷孔分布顺序对喷嘴流动及流量特性的影响。结果表明, 双喷孔结构中各喷孔滑油流量均小于其单喷孔的滑油流量, 孔径比相同时各喷孔流量与其单喷孔流量的差值均随孔距的增大而减小, 孔径比为2.0、喷孔距为基准孔径的两倍时喷孔流量的最大偏差达到了4.4%; 下游喷孔滑油流量随孔径比的增大而减小, 孔径比越大、喷孔距越小时上游喷孔对下游喷孔的流动影响越大, 下游喷孔流量与单喷孔流量相差越大, 喷孔距为基准孔径的两倍、孔径比由1.0增大至2.0时下游喷孔的流量减小了2.8%; 相同孔径喷孔在同一孔距下位于喷嘴主体上游时的滑油流量均大于其位于下游时的滑油流量, 但滑油喷嘴总流量几乎相同。

关键词: 滑油喷嘴; 喷孔距离; 孔径比; 喷孔分布顺序; 数值模拟

中图分类号: V233.4 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4055 (2020) 07-1464-09

DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.190511

Numerical Investigation on Flow and Volume Flow Rate Characteristics of Oil Jet Nozzles with Two Orifices

JIANG Le, LIU Zhen-xia, LYU Ya-guo, ZHU Peng-fei

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

Abstract: In order to study the internal flow and volume flow rate characteristics of the oil jet nozzles with two orifices, according to the flow characteristics of oil jet nozzle, a numerical calculation model of the flow of the nozzle was established based on the VOF (volume of fluid) two-phase method. Based on the verification of the reliability of the numerical calculation method, the effects of orifice distance, diameter ratio and orifice distribution order on oil jet nozzle flow and volume flow rate characteristics were calculated and analyzed. The results show that the volume flow rate of each orifice in the two orifices structure is smaller than the oil volume flow rate of the single orifice. The difference between the volume flow rate of each orifice and the volume flow rate of single orifice at the same diameter ratio decreases with the increase of orifice distance, and the maximum deviation of the volume flow rate of orifice is 4.4% when the diameter ratio is 2.0 and the orifice distance is twice the base orifice diameter. The volume flow rate of the downstream orifice decreases with the increase of the diameter ratio. The larger diameter ratio and the smaller distance of two orifices, the greater influence of the upstream orifice on the downstream orifice, and the larger the difference of volume flow rate between the downstream orifice and single orifice is. When the orifice distance is twice the base orifice diameter and the diameter ratio increased from 1.0 to

* 收稿日期: 2019-07-17; 修订日期: 2019-09-27。

作者简介: 姜乐, 博士生, 研究领域为航空发动机润滑系统部件实验与数值计算。E-mail: ljiang@mail.nwpu.edu.cn

通讯作者: 吕亚国, 博士, 副教授, 研究领域为航空发动机润滑系统。E-mail: yglu@nwpu.edu.cn

引用格式: 姜乐, 刘振侠, 吕亚国, 等. 双喷孔滑油喷嘴流动及流量特性的数值计算研究[J]. 推进技术, 2020, 41(7): 1464-1472. (JIANG Le, LIU Zhen-xia, LYU Ya-guo, et al. Numerical Investigation on Flow and Volume Flow Rate Characteristics of Oil Jet Nozzles with Two Orifices[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2020, 41(7):1464-1472.)

2.0, the flow rate of the downstream orifice decreased by 2.8%. The oil volume flow rate of the same orifice diameter located upstream of the nozzle at the same orifice distance is greater than the volume flow rate when it is located downstream, but the total volume flow rate of oil jet nozzle is almost the same.

Key words: Oil jet nozzle; Distance between orifices; Diameter ratio of orifices; Distribution order of orifices; Numerical simulation

1 引言

喷嘴在航空发动机润滑系统中的喷射润滑、内燃机中的燃料喷注和高压水射流等方面均有应用。发动机润滑系统中喷嘴能够将滑油准确喷射至润滑或集油部位^[1],目前航空发动机转速随着输出功率的增大而不断提高^[2],需要采用多个滑油喷嘴供油以满足高性能发动机中轴承和齿轮润滑冷却的需求,如轴承环下供油润滑结构中采用多个滑油喷嘴可在某些工况下提高收油效率,Cageao等^[3]和Simmons等^[4]分别通过实验和数值计算方法研究了双喷嘴和串列喷嘴对收油环收油效率的影响规律,研究结果表明在某些工况下采用双喷嘴和串列喷嘴结构的收油效率高于单喷嘴的收油效率。

未来紧凑型润滑系统中轴承腔的空间势必有限^[5],在有限空间内可由结构简单的多喷孔滑油喷嘴代替双喷嘴、串列喷嘴等喷嘴布置形式,但由于各喷孔间的相互影响,其内部流动与单喷孔喷嘴存在差异,需要对其流动及流量特性进行研究。

对于单喷孔结构,国内外主要研究了喷嘴几何参数(长径比、孔径比和喷孔形状等)和流动参数(雷诺数、空化数、背压等)对流量系数和内部流动的影响。Lichtarowicz等^[6]在已有喷嘴流量系数的基础上通过实验提出了与喷嘴雷诺数、长径比和直径比相关的流量计算经验公式;Shah等^[7]应用CFD方法计算了孔板流量计的孔口系数,并以水为工质通过实验中的压降和能量平衡验证了数值计算中采用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型的适用性;He等^[8]通过实验和三维数值计算方法研究了多喷孔柴油喷射器喷嘴中的空化和湍流流动,且二者所得结果具有良好的一致性;Tharakan等^[9]通过实验结果提出了背压、雷诺数、空化数、长径比和进口压力与背压比对流量系数的影响,并给出了存在背压情况下尖边喷孔的详细流动特性;Dimitrov等^[10]研究了尖边孔的静态特性,给出了尖边孔内流量和压力损失间的数学关系,并采用CFD数值模拟加以验证;Essien等^[11]对通过喷嘴的高粘度流体(350~1500Pa·s)的流量系数进行了实验研究,改变喷孔长径比和喷孔与喷嘴主体直径比研究了几何形

状对流量系数的影响,结果表明流量系数对几何形状存在显著的依赖性,并提出了适用于高粘度流体计算流量系数的经验关系式;杨友胜等^[12]根据喷嘴流量特性,研究了能量损失的影响因素及其与流量系数的关系,通过实验对圆柱、圆锥及余弦三种喷嘴的流量特性进行研究,着重考虑了能量损失与进出口条件及喷嘴特征参数间的关系;张瑞强等^[13-14]采用基于Fluent的大涡数值模拟方法对喷嘴三维射流流场进行了仿真计算,并通过高速可视化和射流滑油称重的方法测量了喷嘴的射流扩散角和射流流量,研究了供油压力、滑油温度和喷嘴结构对射流扩散角和射流流量的影响。

目前有关多喷孔结构的研究较少,Salvador等^[15]研究了多喷孔喷嘴倾角为 90° 、 140° 和 155° 三种结构在大压力范围(23~200MPa)内的流动过程,结果表明在孔口处的损失较高,喷嘴倾角越大对应质量流量和动量通量越小;王科社等^[16]对单喷孔喷嘴和多喷孔喷嘴在高压射流状态下的喷嘴特性进行了实验研究,提出了压力-流量的分布规律,并检测了多喷孔喷嘴中多个小孔联合作用下高压射流的喷嘴性能,比较了相同结构下不同过流面积对喷嘴高压射流性能的影响。通过以上分析可知,目前关于喷嘴特性的研究分析仍集中于单喷孔喷嘴,多喷孔喷嘴的研究中主要关注喷嘴的流量特性,对喷孔间内部流动的干涉影响研究较少。

在喷嘴流动的数值模拟计算方面,张瑞强等^[13]通过大涡数值模拟和高速可视化技术得到的射流扩散角均近似为零,滑油射流与空气间的掺混剪切作用较小并有清晰的相间界面。王国辉等^[17]和王凯等^[18]采用VOF方法研究了旋流喷嘴内的气液两相流动和锥形液膜的破碎过程,陈晨等^[19]和Leng等^[20]采用VOF方法分别研究了旋流室内液膜的填充和V型交叉孔喷嘴内部流动和燃料-空气的初始混合过程,均取得了较好的计算结果。实际应用中滑油喷嘴内部流动在很短时间内即可达到稳定流动,稳定流动后喷嘴内滑油几乎为全充满状态,本文将应用VOF方法计算滑油喷嘴的流动过程。

为了研究双喷孔滑油喷嘴中的流动及流量特

性,本文总结并分析了国内外的相关研究成果,建立基于VOF方法的两相流计算模型,采用Fluent软件对双喷孔滑油喷嘴开展非稳态的数值计算。将单相流模型与多相流模型的计算结果与经验公式和实验结果进行对比,验证了本文提出的数值计算方法的合理性及可靠性,并分析喷孔距、孔径比和喷孔分布顺序对喷嘴流动和流量特性的影响。

2 数值计算与实验研究方法

2.1 数值模拟方法

2.1.1 两相流计算模型

VOF方法是建立在固定的欧拉网格下的表面跟踪方法,其基本原理是通过求解网格单元中不同相的体积分数控制方程来确定自由表面并追踪流体的变化。 α_q 为网格单元中第 q 相的体积分数, $\alpha_q=0$ 或 $\alpha_q=1$ 表示网格单元中充满某一相流体, $0<\alpha_q<1$ 表示网格单元中同时存在不同流体,相间界面即存在于相体积分数为0~1的交界面网格单元中,采用基于分段线性方法的几何重构方案可以精确捕捉相间界面。

VOF方法可以用于喷嘴射流、液体中气泡的运动等计算^[21],滑油在喷嘴中不发生相变,同时忽略空气和滑油压缩性的影响,瞬时不可压VOF方法的体积输运方程为

$$\frac{\partial \alpha_q}{\partial t} + \mathbf{U} \cdot \nabla \alpha_q = 0 \quad (1)$$

式中 t 为时间, \mathbf{U} 为速度, α_q 为第 q 相的体积分数,任一网格单元上的相体积分数之和为1,即满足下式

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

VOF方法中不同流体共用一套动量方程,输运方程中的物性参数由相体积分数和各相物性参数确定,VOF方法中的密度和粘度计算式如下

$$\rho = \sum \alpha_q \rho_q \quad (3)$$

$$\mu = \sum \alpha_q \mu_q \quad (4)$$

动量方程为

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \mathbf{U}) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \mathbf{U}) = \\ -\nabla p + \nabla \cdot [\mu(\nabla \mathbf{U} + \nabla \mathbf{U}^T)] + \rho \mathbf{g} + \mathbf{a} \end{aligned} \quad (5)$$

式中 \mathbf{U} 为速度, ρ 和 μ 分别为混合物的密度和粘度, p 和 \mathbf{g} 分别为压强和重力加速度, \mathbf{a} 为表面张力。表面张力仅作用于相间界面上,并与相界面内外压差相平衡,根据连续表面张力模型(Continuum sur-

face force, CSF)计算张力的公式为

$$\mathbf{a} = \sigma \nabla \cdot \left(\frac{\mathbf{n}}{|\mathbf{n}|} \right) \nabla F \quad (6)$$

式中 σ 为表面张力系数, \mathbf{n} 为相界面法向方向。

2.1.2 湍流模型

滑油喷嘴正常工作时喷孔处的流动为湍流流动,且流动损失主要发生在喷嘴主体进入喷孔的局部区域,为准确计算喷孔处的湍流流动,标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型对时均应变率特别大的情形可能导致负的正应力,本文采用Shih等^[22]提出的Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型,湍动能和湍动能耗散率输运方程如下

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (7)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (8)$$

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \quad \eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad (9)$$

$$S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}$$

式中 G_k 和 G_b 分别表示由平均速度梯度和浮力引起的湍动能生成项, Y_M 表示可压湍流中波动对耗散率的影响, C_2 , $C_{1\varepsilon}$ 和 $C_{3\varepsilon}$ 均为常数, σ_k 和 σ_ε 为湍动Prandtl数, S_k 和 S_ε 为自定义源项,湍流粘性由下式计算

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (10)$$

式中 C_μ 不再是常数,根据下式计算

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{k U^*}{\varepsilon}} \quad (11)$$

综合考虑计算速度、稳定性和精度要求,各物理量的收敛精度设置为 1×10^{-5} ;为满足CFL数 <1 的条件,根据滑油喷嘴进口压力的不同,时间步长的取值为 $3 \times 10^{-6} \text{s} \sim 7 \times 10^{-6} \text{s}$ 。

2.2 计算域与参数设置

2.2.1 计算模型及边界条件

图1为滑油喷嘴三维数值计算模型,本文中喷孔基准直径为 $d_0=1.1 \text{mm}$,喷孔长径比为4.27,滑油喷嘴主体管径为4mm。滑油喷嘴进口为压力进口边界条件,喷嘴壁面为无滑移壁面边界条件,为准确模拟喷嘴实际工作时滑油射流由喷孔进入腔内的流动过程,采用两相流模型计算时在喷孔外建立直径大于

喷孔直径的圆柱形计算域,为喷孔外滑油射流的流动提供与腔室内相似的流动环境,喷孔外圆柱形计算域的侧面与底面均为压力出口边界条件,压力均为实际工作时轴承腔内的压力,此时喷孔出口截面处的压力则根据数值计算得到。

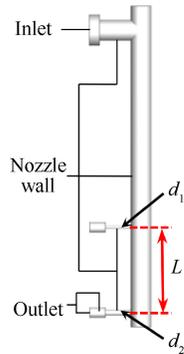


Fig. 1 Computational model of oil jet nozzle (mm)

本文研究喷孔距、孔径比和喷孔分布顺序对滑油喷嘴流动和流量特性的影响时,记位于滑油喷嘴主体上游和下游的喷孔直径分别为 d_1 和 d_2 ,上游喷孔直径 $d_1=0.55\text{mm}$, 1.1mm 和 2.2mm ,下游喷孔直径 $d_2=0.55\text{mm}$ 和 $d_2=1.1\text{mm}$,上游喷孔直径与下游喷孔直径之比定义为喷孔直径比 R_d ,即

$$R_d = \frac{d_1}{d_2} \quad (12)$$

本文数值计算中两个喷孔的轴线平行并定义喷孔间距为 L ,喷孔间距 L 分别为 $2d_0$, $3d_0$, $4d_0$, $5d_0$, $6d_0$, $9d_0$ 和 $15d_0$ 。其中上、下游喷孔直径的选取如表1所示,喷孔直径比 R_d 分别为0.5, 1和2。在研究喷孔距和孔径比的影响时对不同喷孔距和下游喷孔直径固定 $d_2=1.1\text{mm}$ 的各结构开展了数值计算,此时孔径比取决于上游喷孔的直径;而研究喷孔分布顺序的影响时计算了不同喷孔距和上游喷孔直径 $d_1=0.55\text{mm}$,下游喷孔直径 $d_2=1.1\text{mm}$ 以及上游喷孔直径 $d_1=1.1\text{mm}$ 、下游喷孔直径 $d_2=0.55\text{mm}$ 喷嘴结构中的滑油流量。

2.2.2 计算网格及计算条件

滑油喷嘴模型采用ICEM CFD软件划分计算网格,整体计算域网格均为六面体结构化网格,图2为双喷孔滑油喷嘴的数值计算网格,对喷孔附近和喷嘴壁面处的网格进行了加密。

在数值模拟中,网格的大小和数量在一定程度上会影响计算结果的准确性。当网格数量较小时,计算结果与精确解间会存在较大偏差,当网格数量增大到一定值时,数值计算结果趋于稳定并相对可靠,然而计算时间也将随着网格数量的增大而不断

延长。为了确定合适的网格数量,根据以往经验,选取网格数为28万、52万和99万的网格数进行网格无关性验证,图3给出了喷孔直径为 $d_1=d_2=1.1\text{mm}$ 结构中下游喷孔沿中心线从入口到出口的速度和压力分布,不同网格数量 M 的计算结果间的差异均较小,而且网格数量52万的计算结果与99万计算结果的偏差小于0.8%,在保证精度偏差可接受的前提下,综合考虑计算时间和效率等因素,最终选择了包含52万网格单元的方案,可以较好地捕捉滑油喷嘴内部及滑油射流的流动过程。

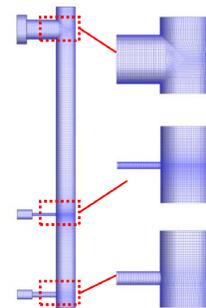


Fig. 2 Computational grid

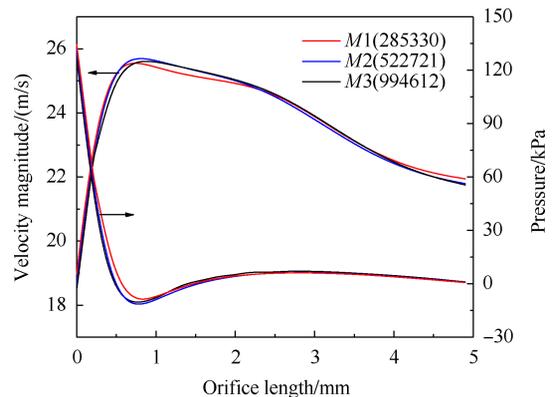


Fig. 3 Velocity and pressure distribution of orifice from inlet to outlet along the centerline

本文数值计算和实验中滑油喷嘴进口供油压力(表压)范围是:0.05~0.30MPa,滑油喷嘴出口压力均为0.1MPa,滑油物性参数如表1所示。

Table 1 Oil property parameters

Temperature/ $^{\circ}\text{C}$	Density/ (kg/m^3)	Viscosity/ $(\text{Pa}\cdot\text{s})$
25	994.6	0.04640
100	938.2	0.00501

2.3 实验装置与测量方法

图4中滑油喷嘴流量测量的实验装置主要由滑油箱、滑油滤、供油泵、测温装置、流量计、测压装置、滑油喷嘴和滑油腔等组成,滑油通过油箱中的油流

在齿轮泵中增压后经过齿轮流量计流动至滑油喷嘴处,在喷孔出口形成射流,滑油腔收集滑油喷嘴喷出的滑油后通过重力回油流回滑油箱。

本实验中滑油喷嘴喷孔直径为1.1mm,长径比为4.3,喷孔轴线与喷嘴主体轴线垂直,图5为滑油喷嘴的内部结构图和实物图,通过调节供油泵转速可以改变喷嘴前压力,同时齿轮流量计和测压装置可测量喷嘴前滑油压力和流量,本实验的主要目的是确定滑油喷嘴前后压差与滑油流量的关系,为滑油喷嘴油气两相流动数值计算结果提供校验数据。

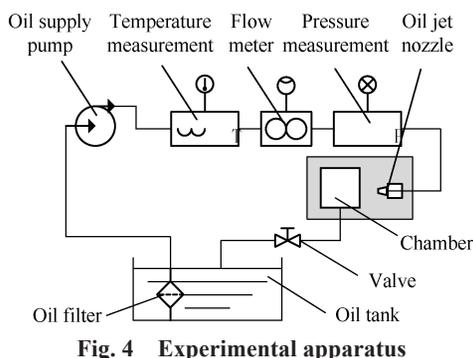


Fig. 4 Experimental apparatus

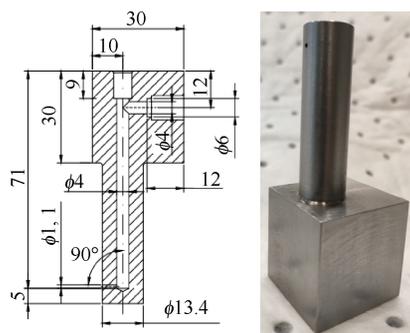


Fig. 5 Internal structure of oil jet nozzle and the actual nozzle in the experiment (mm)

3 结果分析与讨论

3.1 数值计算验证

为验证本文两相流数值计算方法的有效性和可靠性,对相同结构的滑油喷嘴将采用单相流和两相流计算方法获得的喷嘴流量结果与一维经验公式和实验结果进行对比。图6为滑油喷嘴进口供油压力0.20MPa、滑油温度25℃条件下两相流数值计算和实验中的滑油分布图,滑油喷嘴主体进口的上方位置处形成稳定的气泡,滑油充满喷嘴且喷出后在短距离内无发散,说明VOF方法可以很好的捕捉油气两相的相间界面。

图7为数值计算中滑油喷嘴进口滑油流量随时

间的变化曲线,I处的流量波动是由于滑油冲击喷嘴主体壁面引起的,II,III处的波动分别是由滑油初次流动至喷嘴主体底端和在喷孔处喷出时的节流造成的,滑油由喷孔喷出后滑油喷嘴内外均达到稳定流动状态,记录稳定流动后的滑油流量与实验等结果进行对比。

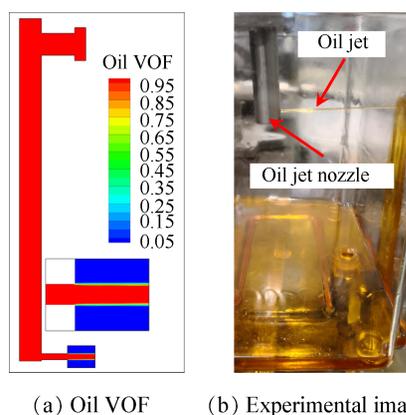


Fig. 6 Comparison of oil flow phenomena in numerical simulation and experiment

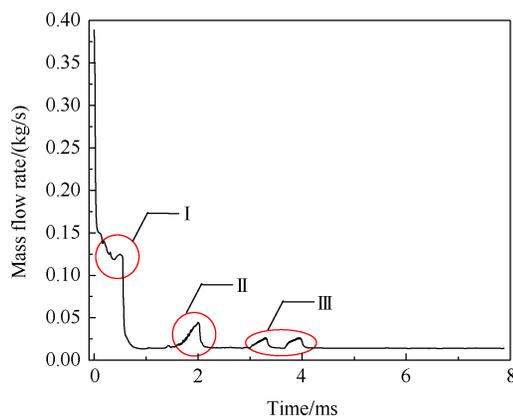


Fig. 7 Instantaneous mass flow rate at the inlet of oil jet nozzle

图8为滑油温度25℃条件下单喷孔结构中采用不同方法获得的滑油流量随进口压力的变化曲线,其中CFD模型1为本文采用两相流方法计算的模型,模型2是采用单相流方法计算的模型,两者之间的差别是模型2没有模型1中喷孔出口外的圆柱形计算域,将喷孔出口截面直接指定为压力出口边界条件。由图中可以看出,不同方法获得的滑油流量随进口供油压力的变化趋势基本一致。采用两相流计算得到的滑油流量与实验获得的滑油流量在供油压力0.05MPa时的最大相对误差为8.85%,且相对误差随滑油喷嘴进口供油压力的增大而减小,供油压力0.30MPa时的误差仅为1.48%;两相流计算得到的滑

油流量与经验公式计算的滑油流量相比,最大相对误差为供油压力 0.30MPa 时的 5.86%。

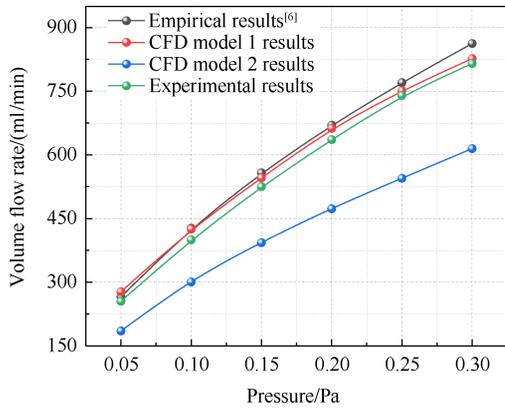
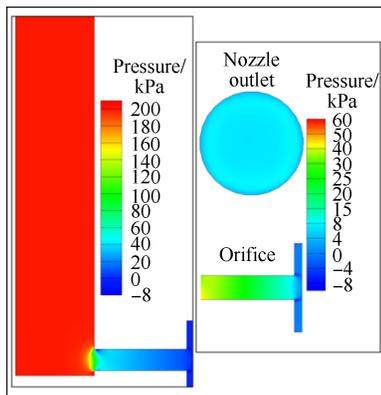
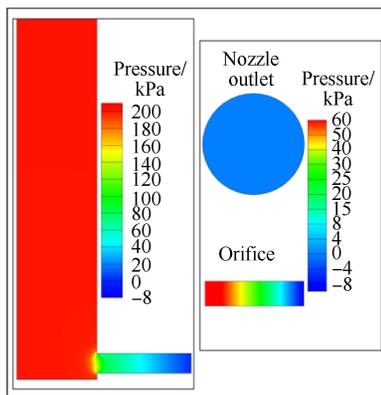


Fig. 8 Variation of the oil volume flow rate with the pressure of nozzle inlet

图9为滑油喷嘴中间截面和喷孔出口的压力分布云图,两相流计算模型1中滑油在喷孔出口处的压力略高于腔内压力(表压为0Pa),喷孔出口处平均压力为 8097Pa,且喷孔内的压力分布与 He 等^[8]和 Leng 等^[20]的计算结果相似;单相流计算中喷孔内的压力近似一维分布,与已有结果差别较大,说明给定喷孔



(a) CFD model 1



(b) CFD model 2

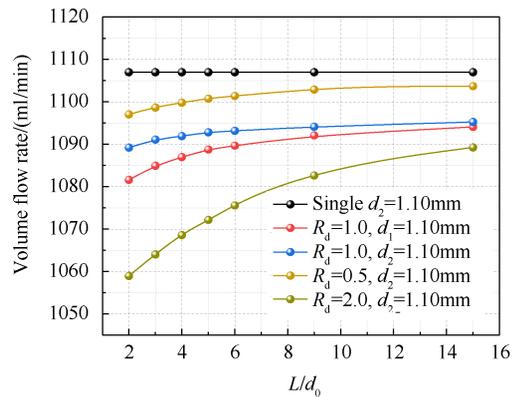
Fig. 9 Pressure distribution of the middle section and outlet of the oil jet nozzle of CFD models

出口截面的压力限制了滑油在喷孔内的充分发展,因此采用单相流计算得到的滑油流量与实验和经验公式的计算误差均较大,最大相对误差接近 30%。通过对比分析两相流和实验中滑油喷嘴的流动特性和不同方法得到的滑油喷嘴流量特性的差别,两相流数值计算结果与经验值和实验值吻合较好,误差均在 9% 以内,验证了本文两相流数值计算方法的可靠性。

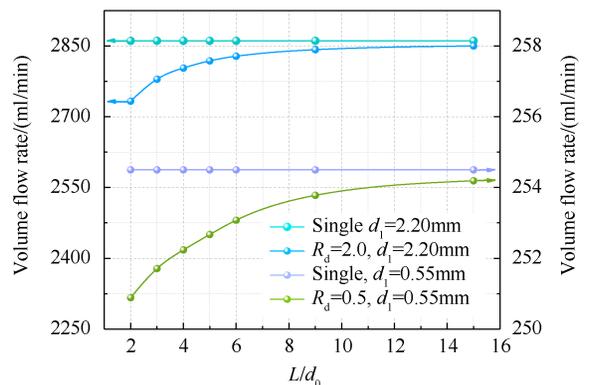
3.2 喷孔距对流动和流量特性的影响

滑油喷嘴多喷孔结构中由于各喷孔间的相互影响,喷孔的流动及流量特性与单喷孔结构有所差别。图 10 为供油压力 0.30MPa,滑油温度 100℃ 条件下双喷孔结构中各喷孔滑油流量随喷孔距离的变化并与单喷孔结构滑油流量的对比。不同孔径比下双喷孔结构中上、下游喷孔的滑油流量均小于单喷孔结构的滑油流量,喷孔距越小时喷孔流量与单喷孔流量相差越大,相同孔径比条件下各喷孔滑油流量均随喷孔距的增大逐渐靠近单喷孔的流量。

图 11 和图 12 分别为孔径比 $R_d=1.0$ 、不同喷孔距条件下滑油喷嘴内压力和速度分布及流线图,喷孔



(a) Orifice diameter $d=1.10$ mm



(b) Orifice diameter $d=0.55$ mm, $d=2.20$ mm

Fig. 10 Oil volume flow rate of each orifice varies with the distance of the orifices (0.30MPa)

距越小时上游喷孔对下游喷孔流动的影响越大,这是由于下游喷孔前喷嘴主体内有效流通截面减小且压力损失增大,导致下游喷孔进口处压力有所下降,下游喷孔前有效流通截面随喷孔距的增大逐渐接近单喷孔进口前的有效流通截面,且滑油在喷嘴内的碰撞损失逐渐减小,导致下游喷孔滑油流量随喷孔距的增大而增大。喷孔距为 $2d_0$ 时,孔径比为0.5, 1.0和2.0时下游喷孔对应的最大偏差分别为0.9%, 1.7%和4.4%,上游喷孔对应的最大偏差分别为1.4%, 2.2%和4.5%,因此多喷孔结构中喷孔间距较大时的流动及流量特性才接近单喷孔喷嘴的流动及流量特性。

受喷嘴主体流动的影响,孔径比为1.0时上游喷孔低压区范围大于下游喷孔内的低压区范围,导致上游喷孔滑油流量略小于下游喷孔流量,上游喷孔滑油流量与单喷孔流量的差值大于下游喷孔与单喷孔流量的差值。

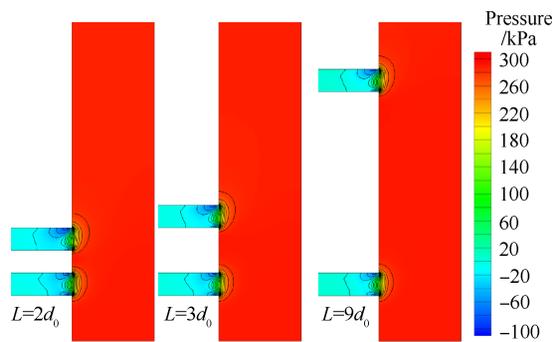


Fig. 11 CFD contours of pressure under different distance of orifices ($R_d=1.0$)

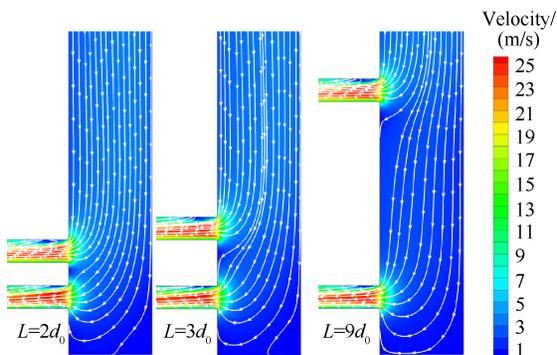


Fig. 12 CFD contours of velocity magnitude and velocity streamlines under different distance of orifices ($R_d=1.0$)

3.3 孔径比对流动及流量特性影响

图13给出了下游喷孔($d_2=1.10\text{mm}$)滑油流量随喷孔直径比的变化关系,相同喷孔距条件下下游喷孔流量均随孔径比的增大而减小,当孔径比为0.5~1.0时,不同喷孔距结构中喷孔流量的下降趋势基本

一致;为孔径比为1.0~2.0时,喷孔距越小下游喷孔滑油流量随孔径比的增大下降越剧烈,孔径比越大、喷孔距越小时上游喷孔在大流量情况下对下游喷孔的影响越大,下游喷孔流量与单喷孔流量相差越大,喷孔距为 $2d_0$,孔径比由1.0变化至2.0时下游喷孔的流量减小了2.8%,而喷孔距为 $15d_0$,孔径比由1.0变化至2.0时下游喷孔的流量仅减小了0.7%。

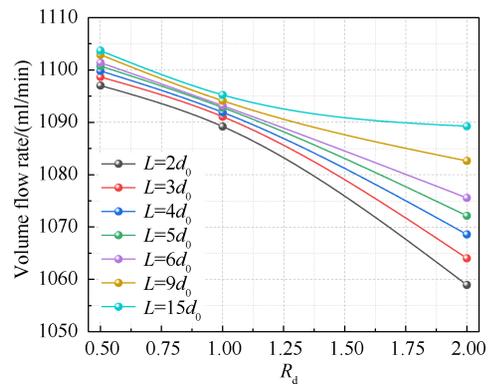


Fig. 13 Oil volume flow rate of downstream orifice varies with the diameter ratio of the orifices ($d_2=1.10\text{mm}$)

图14和图15分别为喷孔距 $L=4d_0$,不同孔径比条件下滑油喷嘴内压力和速度分布及流线图。孔径比越大喷嘴主体中滑油流量和流动速度越大,下游喷孔进口前有效流通截面越小,流线弯曲并导致旋涡增大,在下游喷孔前滑油的碰撞损失也增大,上游喷孔对下游喷孔的流动影响也增大,下游喷孔进口处压力减小,下游喷孔内低压区范围增大且滑油流动的不均匀性增大,进而导致在孔径比较大时下游喷孔流量明显小于单喷孔的滑油流量。

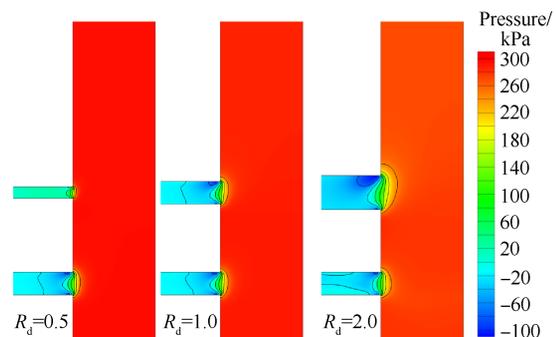


Fig. 14 CFD contours of pressure under different diameter ratio of orifices ($L=4d_0$)

3.4 喷孔分布顺序对流动及流量特性的影响

双喷孔滑油喷嘴中不同孔径喷孔沿喷嘴主体的分布根据各润滑点实际供油需求可能发生调整,图16给出了直径为0.55mm和1.10mm的喷孔沿喷嘴主

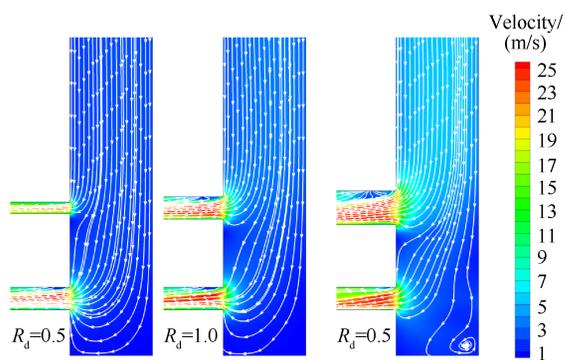


Fig. 15 CFD contours of velocity magnitude and velocity streamlines under different diameter ratio of orifices ($L=4d_0$)

体流动方向调换位置后,供油压力 0.30MPa、滑油温度 100℃条件下滑油流量随孔距的变化关系。喷孔距较小时相同孔径喷孔的滑油流量相差非常小,相同孔径喷孔的滑油流量随孔距的增大其差值越大,但最大相对偏差均小于 1%,该差值是由喷嘴主体管道内流动的沿程损失引起的,相同孔径喷孔在同一孔距下位于喷嘴主体上游时的滑油流量均大于其位于下游时的滑油流量。

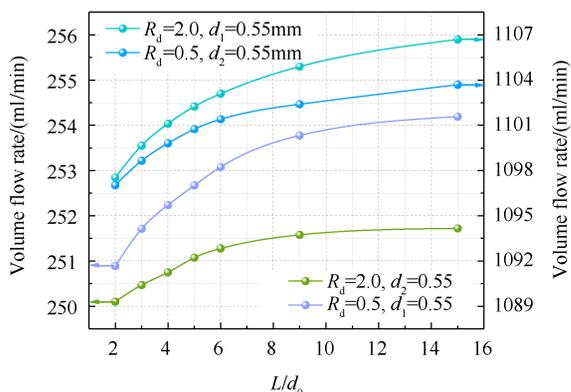


Fig. 16 Oil volume flow rate of each orifice varies with the distance of the two nozzle orifices

图 17 为改变喷孔分布顺序后滑油喷嘴总流量随孔距的变化。孔距较小时大孔径喷孔位于滑油喷嘴主体上游对小孔径喷孔流动的影响较大,而小孔径喷孔位于上游时对下游大孔径喷孔流动的影响较小,上游喷孔对下游喷孔的影响随孔距的增大而减小,大孔距下沿程损失是影响滑油流量的主要因素,大孔径喷孔位于下游时的沿程损失大于小孔径喷孔位于下游时的沿程损失。因此孔距较小时小孔径喷孔位于上游时的滑油总流量大于大孔径喷孔位于上游时的滑油总流量,大孔距时则相反,但总体相差均很小。

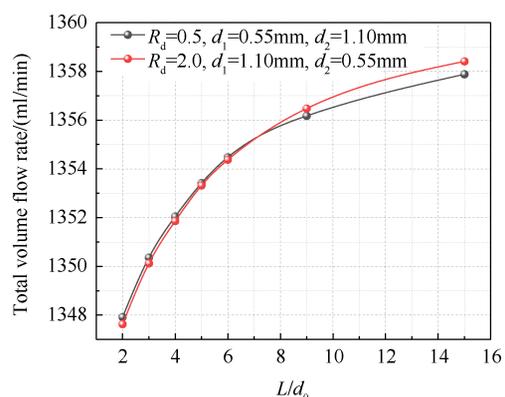


Fig. 17 Total oil volume flow rate of oil jet nozzle varies with the distance of the orifices

4 结论

本文采用 Fluent 对双喷孔滑油喷嘴进行了两相流数值计算研究,分析了喷孔间距、孔径比和喷孔分布顺序对滑油喷嘴内部流动和流量特性的影响,可以得出如下结论:

(1) 基于 VOF 两相流方法建立的滑油喷嘴数值计算模型得到的滑油流量较单相流方法计算得到的滑油流量更加准确,通过与经验公式和实验值的对比,验证了两相流数值计算方法的可靠性。

(2) 双喷孔结构中各喷孔的滑油流量均小于其单喷孔的滑油流量,相同孔径比条件下各喷孔流量与其单喷孔流量的差值均随喷孔距的增大而减小,孔径比为 2.0 时的上、下游喷孔流量的最大偏差分别为 4.5% 和 4.4%,且孔径比为 1.0 时上游喷孔滑油流量略小于下游喷孔流量。

(3) 双喷孔结构中相同喷孔距条件下下游喷孔流量均随孔径比的增大而减小,孔径比越大、喷孔距越小时上游喷孔对下游喷孔的影响越大,下游喷孔流量与单喷孔流量相差越大,喷孔距为 $2d_0$,孔径比由 1.0 增大至 2.0 时下游喷孔的流量减小了 2.8%。

(4) 相同孔径喷孔在同一孔距下位于喷嘴主体上游时的滑油流量均大于其位于下游时的滑油流量,滑油流量差值随孔距的增大而增大,最大相对偏差均小于 1%,且滑油喷嘴总流量几乎相同。

参考文献

[1] 王延忠, 牛文韬, 唐文, 等. 喷油嘴喷射方向偏离的影响因素[J]. 航空动力学报, 2012, 27(7): 1665-1670.
 [2] Walsh P P, Fletcher P. Gas Turbine Performance [M]. New Jersey: John Wiley & Sons, 2004.

- [3] Cageao P P, Simmons K, Prabhakar A, et al. Assessment of the Oil Scoop Capture Efficiency in High Speed Rotors[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2019, 141(1).
- [4] Simmons K, Harrison L, Korsukova E, et al. CFD Study Exploring Jet Configurations and Jet Pulsing for an Aero-engine Scoop-Based Oil Delivery System[R]. *ASME GT* 2018-76182.
- [5] 李国权. 航空发动机滑油系统的现状及未来发展[J]. *航空发动机*, 2011, 37(6): 49-52.
- [6] Lichtarowicz A, Duggins R K, Markland E. Discharge Coefficients for Incompressible Non-Cavitating Flow Through Long Orifices[J]. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 1965, 7(2): 210-219.
- [7] Shah M S, Joshi J B, Kalsi A S, et al. Analysis of Flow Through an Orifice Meter: CFD Simulation[J]. *Chemical Engineering Science*, 2012, 71(6): 300-309.
- [8] He Z, Zhong W, Wang Q, et al. Effect of Nozzle Geometrical and Dynamic Factors on Cavitating and Turbulent Flow in a Diesel Multi-Hole Injector Nozzle[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2013, 70(8): 132-143.
- [9] Tharakan T J, Rafeeqe T A. The Role of Backpressure on Discharge Coefficient of Sharp Edged Injection Orifices[J]. *Aerospace Science and Technology*, 2016, 49(3): 269-275.
- [10] Dimitrov S, Dimitrovski Z. CFD Simulation of the Flowing Process Through the Short Length Sharp Edged Orifices[J]. *Poljoprivredna Tehnika*, 2018, 43(1): 28-34.
- [11] Essien S, Archibong-Eso A, Lao L. Discharge Coefficient of High Viscosity Liquids Through Nozzles[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2019, 103(9): 1-8.
- [12] 杨友胜, 张建平, 聂松林. 水射流喷嘴能量损失研究[J]. *机械工程学报*, 2013, 49(2): 139-145.
- [13] 张瑞强, 刘少军, 胡小舟. 供油压力和滑油温度对某航空齿轮润滑喷嘴射流特性的影响[J]. *航空动力学报*, 2016, 31(7): 1777-1784.
- [14] 张瑞强, 刘少军, 胡小舟. 某航空齿轮润滑喷嘴结构对喷嘴射流特性的影响研究[J]. *航空动力学报*, 2016, 31(8): 2021-2028.
- [15] Salvador F J, López J J, De la Morena J, et al. Experimental Investigation of the Effect of Orifices Inclination Angle in Multi-Hole Diesel Injector Nozzles, Part 1: Hydraulic Performance[J]. *Fuel*, 2018, 213(2): 207-214.
- [16] 王科社, 负海龙, 顾瑞龙. 高压水射流喷嘴特性研究[J]. *液压与气动*, 2007, 31(6): 76-78.
- [17] 王国辉, 蔡体敏, 何国强, 等. 一种旋流式喷嘴的实验和数值研究[J]. *推进技术*, 2003, 24(1): 28-32. (WANG Guo-hui, CAI Ti-min, HE Guo-qiang, et al. Experimental and Numerical Investigation of a Swirl Atomizer[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2003, 24(1): 28-32.)
- [18] 王凯, 杨国华, 李鹏飞, 等. 基于Gerris的离心式喷嘴锥形液膜破碎过程的数值模拟[J]. *推进技术*, 2018, 39(5): 1041-1050. (WANG Kai, YANG Guo-hua, LI Peng-fei, et al. Numerical Simulation on Conical Liquid Sheet Breakup Process of Pressure Swirl Injector Based on Gerris[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2018, 39(5): 1041-1050.)
- [19] 陈晨, 苏铁, 杨样, 等. 敞口式离心喷嘴内部流动特性的试验及模拟[J]. *推进技术*, 2017, 38(7): 1507-1513. (CHEN Chen, SU Tie, YANG Yang, et al. Experimental and Numerical Investigation of Internal Flow Characteristics in an Open-End Swirl Injector[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2017, 38(7): 1507-1513.)
- [20] Leng X, Jin Y, He Z, et al. Numerical Study of the Internal Flow and Initial Mixing of Diesel Injector Nozzles with V-Type Intersecting Holes[J]. *Fuel*, 2017, 197(6): 31-41.
- [21] ANSYS FLUENT Theory Guide[M]. *Canonsburg: ANSYS Inc.*, 2016.
- [22] Shih T H, Liou W W, Shabbir A, et al. A New $k-\epsilon$ Eddy Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows[J]. *Computers & Fluids*, 1995, 24(3): 227-238.

(编辑:张贺)