

航空发动机滑片泵数值模拟

张群峰¹, 闫盼盼¹, 单建平², 何万发²

(1. 北京交通大学 土木工程学院, 北京 100044;

2. 中国航空工业集团公司 哈尔滨东安发动机(集团)有限公司, 哈尔滨 150066)

摘 要: 利用计算流体力学软件 Star-cd 二次开发功能模拟了某一航空发动机滑片泵的内部流动, 分析了计算中是否引入空化模型对计算结果的影响, 以及滑片泵定子和滑片间隙大小对滑片泵性能的影响, 预测了不同工况下, 滑片泵内出现空化的位置和区域大小. 计算结果表明: 由于滑片泵叶片转动, 而引起空化区域范围的缩小和增大, 泵油量也相应地增加和减小, 使得滑片泵进口瞬时流量较为平稳, 而出口瞬时流量有较大的脉动, 进、出口周期平均流量与计算总平均流量的误差小于 1.5%, 计算总平均流量与该滑片泵样件的台架实验测试结果之间的误差小于 3%; 滑片泵转子叶片与定子壁面间隙增大, 泄漏量增加, 滑片泵的平均流量减小; 间隙为 0.07 mm 的滑片泵计算总平均流量相对于间隙为 0.02 mm 的计算总平均流量减小 3.1%. 从计算结果可以推断, 滑片泵的进口流道应与吸油腔正对, 可以减少进口流道内空化区域和流动阻力.

关 键 词: 航空发动机; 滑片泵; 二次开发; 空化模型; 湍流模型

中图分类号: V231; TH137

文献标志码: A

Numerical simulation on an aero-engine vane pump

ZHANG Qun-feng¹, YAN Pan-pan¹, SHAN Jian-ping², HE Wan-fa²

(1. School of Civil Engineering, Beijing Jiaotong University, Beijing 100044, China;

2. Harbin Dongan Engine Group Corporation Limited,

China Aviation Industry Corporation of China, Harbin 150066, China)

Abstract: The internal flow field of an aero-engine vane pump was simulated with the function of the secondary development of computational fluid dynamics software Star-cd. The impacts of incorporating/neglecting the cavitation model on simulation results, the gap size between the tip of vane and stator of vane pump were analyzed. The sizes and positions of cavitation in vane pump were predicated under different working conditions. The simulation results demonstrate that cavitation is generated, developed and collapsed during the rotation of rotor, which leads to accumulation and release of the mass of oil, correspondingly to a reduced and increased area of cavitation respectively, and the transient volume flow rate of inlet is stable while that of outlet fluctuates significantly. The simulation results show the difference between cycle averaged volume flow rate at inlet/outlet and total averaged volume flow rate is less than 1.5%, and the difference between total averaged volume flow rate and averaged volume flow rate obtained from the experiment of the vane pump is less than 3%. The simulation results also demonstrate that expanding the gap between the tip of vane and the stator results in a decrease of the average volume flow rate of the vane pump and an increase in the leakage, which can be seen from that the averaged volume flow rate of the gap size equaling 0.07 mm is reduced 3.1% relative to that of the gap size equaling 0.02 mm. It is estimated that if the inlet duct is designed to face the suction port, the flow resistance and

the area of cavitation can be reduced.

Key words: aero-engine; vane pump; secondary development; cavitation model; turbulence model

滑油泵是航空发动机润滑系统的重要部件,其中单作用滑片泵是航空发动机润滑系统常用的滑油泵.滑片泵工作过程中的空化现象是一重要物理现象,通常研究人员^[1-12]通过理论分析和经验来估算滑片泵工作过程中的空化程度和各个相对滑动表面之间的间隙对滑片泵性能的影响.而要对滑片泵进行优化设计和精确计算,仅用理论分析和经验是不精确的.计算流体力学为预测滑片泵的工作性能提供了重要手段.

目前用于滑片泵流场模拟的计算流体力学软件有 Fluent, Pumplinx 和 Starccm+ 等,但利用这些软件都需要对滑片泵的几何进行简化,将滑片泵叶片头部的轮廓曲线近似处理成相应定子的轮廓曲线,甚至为了保证计算不发散,有时需要人为地放大泄漏间隙,从而不能真实地模拟泄漏现象.本文利用 Star-cd 软件所具有的湍流模型和空化模型为基础,进行二次开发,快速实现不同叶片数、不同定子过渡曲线和不同间隙的滑片泵数值模拟,尤其是能真实模拟叶片和定子之间的间隙形状.本文将利用该功能模拟某一航空发动机滑片泵的内部流场,分析计算中是否引入空化模型对计算结果的影响,以及滑片泵定子和叶片间隙大小对滑片泵性能的影响,预测不同工况下,滑片泵内空化区域位置和大小的动态变化特性.

1 控制方程与数值方法

1.1 控制方程和空化模型

润滑油在滑片泵的局部区域由于高速流动和分离,会出现局部低压区,当局部低压区的压力低于润滑油的饱和蒸气压时,润滑油发生气化,即形成空化(气穴)现象.通过求解三维 N-S 方程,采用 Rayleigh 空化模型^[13-14]模拟滑片泵内空化的形成和溃灭的动态过程,采用 VOF (volume of fluid) 方法捕捉空化区域界面.

空化润滑油的连续方程为

$$\frac{\partial \rho_v \varphi_v}{\partial t} + \frac{\partial \rho_v u_j \varphi_v}{\partial x_j} = \rho_v S \quad (1)$$

液态润滑油的连续方程为

$$\frac{\partial \rho_l \varphi_l}{\partial t} + \frac{\partial \rho_l u_j \varphi_l}{\partial x_j} = -\rho_v S \quad (2)$$

式中 t 为时间; φ_l 和 φ_v 分别为液态润滑油和空化润滑油的体积分数,满足 $\varphi_l + \varphi_v = 1$; S 为空化源项; ρ_l 和 ρ_v 分别为液态润滑油和空化润滑油密度; u_j ($j=1,2,3$) 为流动速度分量; x_j ($j=1,2,3$) 为节点坐标值.

液态润滑油和空化润滑油混合物的动量方程为

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \rho g_i + f + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (3)$$

式中 $\rho = \rho_l \varphi_l + \rho_v \varphi_v$; f 为液态润滑油和空化润滑油界面动量输运源项; $\tau_{ij} = 2\mu S_{ij} - \frac{2}{3}\mu \frac{\partial u_m}{\partial x_m} \delta_{ij} -$

$\rho \cdot \overline{u'_i u'_j}$; $\mu = \varphi_l \mu_l + \varphi_v \mu_v$; $S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$; δ_{ij} 为克罗内克算子; u_i ($i=1,2,3$) 为流动速度分量; p 为静压; g_i 为重力加速度分量; τ_{ij} ($i, j=1,2,3$) 为切应力分量; μ_l 和 μ_v 分别为液态润滑油和空化润滑油的动力黏度; S 通过 Rayleigh 空化模型来求解,该模型中,利用描述单气泡运动的 Rayleigh-Plesset 方程来计算空化核的增长率,该方程为

$$R \frac{d^2 R}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR}{dt} \right)^2 = \frac{p_v - p}{\rho_l} - \frac{2\sigma}{\rho_l R} - 4 \frac{\mu_l}{\rho_l R} \frac{dR}{dt} \quad (4)$$

式中 R 为空化核半径; p_v 为当地饱和蒸气压; σ 为表面张力系数.对上述方程简化后,可得

$$\frac{dR}{dt} = \text{sign}(p_v - p) \sqrt{\frac{2}{3} \cdot \frac{|p_v - p|}{\rho_l}} \quad (5)$$

式中 $\text{sign}(p_v - p)$ 为符号函数,则

$$S \approx \frac{n 4\pi R^2}{1 + n \frac{4}{3}\pi R^3} \cdot \frac{dR}{dt} \quad (6)$$

式中 n 为空化核数.

1.2 湍流模型

对雷诺应力 $-\rho \overline{u'_i u'_j}$ 采用涡黏性模型来实现方程的封闭

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_m}{\partial x_m} + \rho k \right) \delta_{ij} \quad (7)$$

式中 k 为湍流动能; μ_t 为湍流黏度; u_m ($m=1,2,3$) 为速度分量.采用 Menter SST (shear stress transport) $k-\omega$ ^[15-16] 湍流模型来计算湍流黏度. SST $k-\omega$ 湍流模型为 $k-\epsilon$ 模型和 Wilcox $k-\omega$ 模型

的混合模型,其中 Wilcox $k-\omega$ 模型模拟近壁处的湍流流动; $k-\epsilon$ 模型模拟边界层边缘和自由剪切层的湍流流动,通过混合函数实现这两个区域之间的过渡. SST $k-\omega$ 湍流模型结合了 Wilcox $k-\omega$ 模型和 $k-\epsilon$ 模型在边界层内外计算稳定性和高效性的优点.具体形式为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k) = \mu_t P - \rho \beta^* \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \omega) = & \gamma \rho P - \beta_1 \rho \omega^2 + \\ & \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \\ & (1 - F_1) 2 \rho \sigma_\omega \frac{1}{\omega} \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} \cdot \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (9)$$

$$\mu_t = \frac{\rho a_1 k}{\max(a_1 \omega, \Omega^* F_2)} \quad (10)$$

式中 $P = S_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$; ω 为比耗散率; $a_1 = 0.31$; Ω^* 为涡量的绝对值;参数 $\sigma_k, \beta^*, \gamma, \beta_1, F_1$ 和 F_2 为通过理论分析结合实验数据确定的常数.

1.3 计算方法

Star-cd 为基于非结构化网格的有限体积法求解器,对控制方程的离散,空间采用基于 MUSCL (monotonic upstream-centered scheme for conversation laws)^[17] 格式的 2 阶精度的 MARS (monotone advection and reconstruction scheme) 格式.模拟空化和转子转动时,采用非稳态计算,时间离散为 2 阶隐式格式,用 PISO (pressure implicit with split operator)^[18] 方法求解离散方程.计算初始,未完全建立合理流场,引入空化模型后,计算容易发散,为了保证计算的稳定性和每一时间步的计算收敛速度,计算初始时,流场按单相流计算,计算到 2~3 个流动周期后,激活空化模型,按气-液两相流进行计算.

2 网格生成与运动网格的实现

选用的滑片泵转轴直径为 30.154 mm,叶片数为 4 片,叶片转动 90° 为 1 个周期.滑片泵进、出口流道,定子内流道的计算网格为六面体网格,采用 ICEM-CFD 软件生成,因滑片泵内部流道较为复杂,为了保证网格质量,分块生成计算网格,网格交接面非连续时,采用耦合方法进行连接以保证各部分网格间的连通性.通过自编程序控制滑片泵转动区域内的关键点,采用代数网格生成法

生成运动区域的网格.该模块可以实现滑片运动过程的模拟,并具有以下功能:①实现了参数化,改变叶片数目、叶片圆弧半径和转轴半径等参数后可以快速生成网格;②可以实现叶片头部与定子壁面间隙的网格生成,同时能保证间隙附近网格有较好的正交性;③可以生成转子轴向上、下端面间隙网格;④叶片转动后,可以快速实现转动部分的网格重构.

图 1 和图 2 分别为滑片泵整体以及转子部分的计算网格,计算网格数为 570 279.计算时,根据当前时间步叶片的转动位置,利用自编程序生成六面体网格,并按 Star-cd 的文件格式输出各网格节点号和坐标值,求解器读入网格节点和坐标值便实现了当前时间步的网格节点位置调整,该方法取代了 Star-cd 所带有的繁琐的网格节点坐标调整功能.

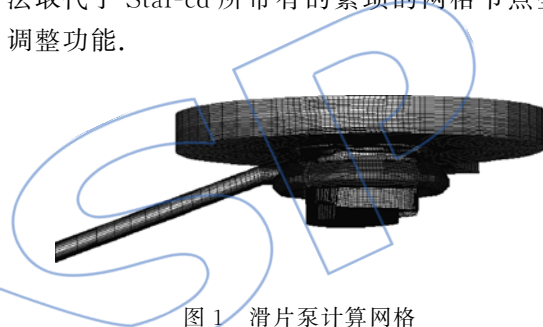


图 1 滑片泵计算网格
Fig. 1 Computational meshes of vane pump

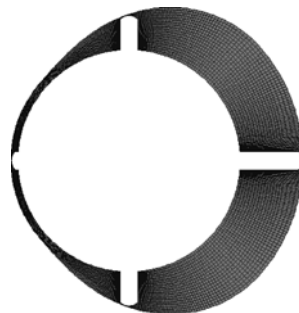


图 2 转子部分计算网格
Fig. 2 Computational meshes of rotor

3 边界条件和计算工况

滑片泵在实际运行中进口和出口绝对压力不是恒定的,进口和出口的压力差也是决定滑片泵流量的重要因素,因此加载随时间变化的压力值更为准确.但受实验条件的限制,测量时间上一一对应的进口和出口的压力值是很困难的.因此在计算中,滑片泵的进口和出口设为定值压力边界条件.滑片泵的所有壁面给定无滑移、无渗透边界条件,为了减少近壁区壁面法向的网格密度,近壁

区采用壁面函数. 转子和定子网格在交接面上的网格各自独立, 这两个区域的网格是非连通的, 为了保证计算区域的连通, 在交接面上设定 attachment 边界条件, 该边界条件能保证转子和定子网格实现动态耦合. 滑片泵的额定工况转速为 3268 r/min, 滑片泵的进口绝对压力为 47 kPa, 滑片泵出口绝对压力为 501 kPa; 温度为 140 °C, 动力黏度为 0.00236 Pa·s. 滑片泵叶片端部和定子壁面间隙在实际工作过程中是变化的, 而且也难以测定, 为了研究该间隙对流量的影响, 分别选定间隙为 0.02, 0.05, 0.07 mm 来计算. 考虑空化时, 设油气的密度、黏度为液态润滑油的 1/10, 饱和蒸气压为 100 Pa.

4 计算结果分析

4.1 滑片泵的流动特性

首先对某一实验工况来进行模拟, 该工况的温度为 140 °C, 进口绝对压力为 47 kPa, 出口绝对压力为 501 kPa, 该工况的实验测得的平均流量为 38.1 L/min. 计算时滑片泵叶片端部和定子壁面间隙为 0.05 mm. 从滑片泵结构来看, 润滑油从进口流道吸入后不是直接进入吸油腔, 而是分别从流道 1 和流道 2 进入吸油腔 (如图 3). 首次计算时不引入空化模型, 图 4 为某时刻某一横截面处绝对压力分布 (为了显示清楚, 压力显示范围为 ± 10 kPa), 由图可知, 滑片泵进口管路中的压力分布呈明显的非对称性, 靠近吸油腔侧的进口流道 1 内流速大, 该区域的压力处于负值, 从物理上说, 这种现象是不存在的, 只是由于没有引入空化模型, 求解时为了满足控制方程而出现绝对压力为负值的现象, 这也说明这些区域应存在空化现

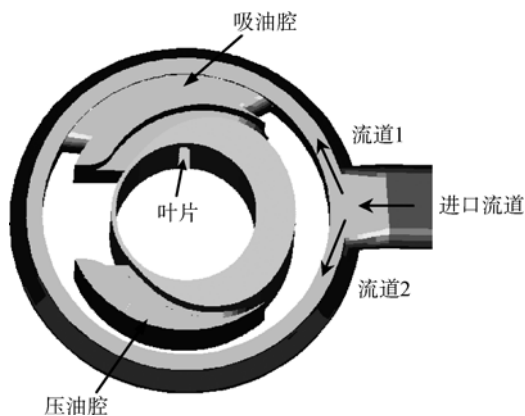


图3 滑片泵入口结构图

Fig. 3 Inlet structure of vane pump

象. 图 5 为瞬时流量与转子转角的关系曲线 (取两个流动周期), 进、出口平均流量变化基本一致, 进、出口的平均流量分别为 56.19, 56.18 L/min. 计算值与实验值相比, 偏差较大, 这是因为未引入空化模型时, 滑片泵内压力绝对负压区仍为液态润滑油, 而使得计算结果与实际差别较大. 为了精确计算滑片泵的流量, 需引入空化模型.

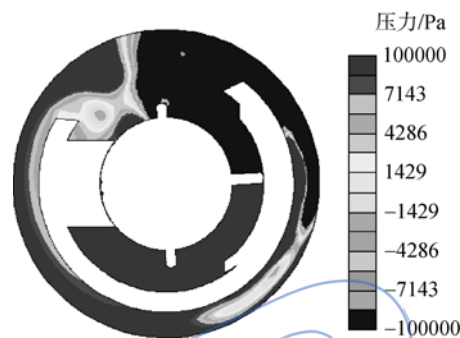


图4 某时刻某一横截面的绝对压力分布

Fig. 4 Absolute pressure distribution on a section at certain time

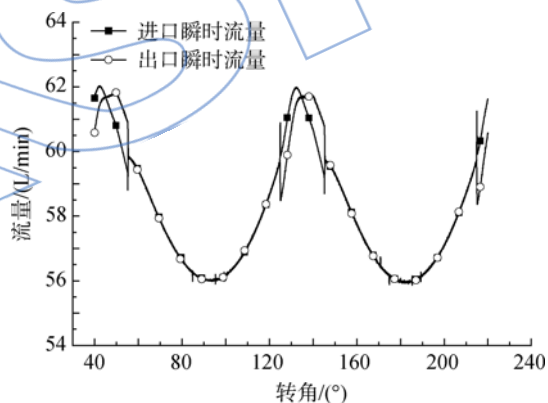


图5 未引入空化模型计算瞬时流量与转子转角的关系曲线

Fig. 5 Curves of caculated transient volume flow rate with rotor rotating angle without cavitation model

图 6 为引入空化模型后, 滑片泵进口和出口瞬时流量与转子转角的关系曲线, 该曲线与不考虑空化现象的瞬时流量变化曲线相比存在较大的差别, 进口瞬时流量较为平稳, 而出口瞬时流量在一定转角范围内由正值变为负值又恢复回正值, 这也意味着在某一瞬时, 出口流量和进口流量是不等的, 出口在一定转角范围内呈现吸油状态 (瞬时流量为负值). 图 7 为不同转角时, 滑片泵某一截面上空化体积分数的分布, 体积分数为 1 表示空化后的润滑油蒸气, 体积分数为 0 表示液态润滑油, 两者之间的值表示数值上气-液界面的过渡

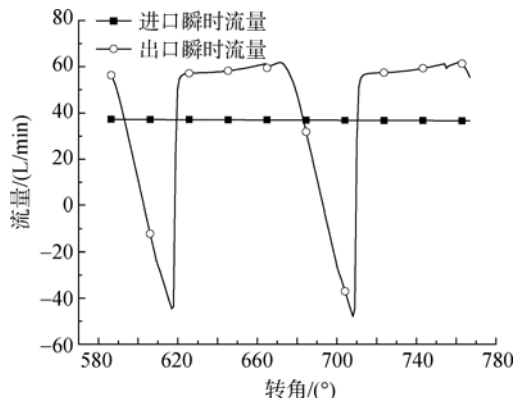


图 6 引入空化模型计算瞬时流量与转子转角的关系曲线

Fig. 6 Curves of caculated transient volume flow rate with rotor rotating angle with cavitation model

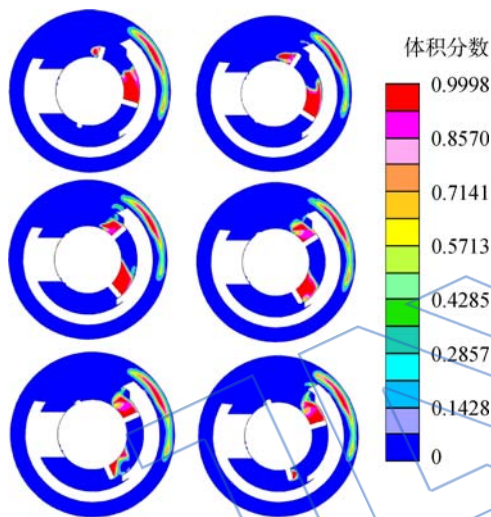


图 7 空化体积分数的分布

Fig. 7 Cavitation volume fraction distribution

区.因流经流道 1 的流阻相对较小,流速较大,使得流道 1 内产生空化区,但该空化区域大小和位置相对稳定,有效过流断面相对稳定,因此进口瞬时流量随转角变化不明显;在吸油腔内,叶片的背风侧为低压区,而形成空化区,该空化区在吸油腔内形成,在封油区内发展,封油区和压油腔连通后溃灭.空化区域的减小引起这些区域内质量的堆积,空化区域的增大引起这些区域内质量的释放,从而引起出口瞬时流量的较大的波动.进口的平均流量为 36.53 L/min,出口平均流量为 37.66 L/min,两者的总平均流量为 37.10 L/min,可见在周期时间内,进口和出口的平均流量基本一致,但由于引入空化模型和 attachment 边界条件,数值上处理空化区域和液态润滑油区域的界面以及静态网格和运动网格交接面时会存在一定的数值误差,导致进、出口的平均流量有一定差别;进、出

口周期平均流量与计算总平均流量的误差小于 1.5%,因此计算结果整体上是符合质量守恒定律的;计算总平均流量与该滑片泵样件的台架实验测试结果之间的误差小于 3%,表明计算精度较高.流道空化区的存在减小了有效流通面积,降低了流道对润滑油的运输能力,这也是没有引入空化模型时,计算得到的流量较大的原因.因此对于有出现较大范围空化区域的滑片泵计算,必须引入空化模型.

另外由计算结果可以推断,在安装及结构设计允许的条件下,滑片泵的进口流道应与吸油腔正对,这有两方面优点:一是可以减少流道阻力,增加流量;另外一点流量在两侧流道内均匀化,可以减小单侧流道(如图 3 流道 1)的流速,减小流道内出现空化的可能性.

4.2 不同间隙对滑片泵流动特性的影响

为了研究滑片泵转子叶片与定子壁面间隙对滑片泵流动特性的影响,在间隙为 0.05 mm 工况的基础上,增加子间隙为 0.02 mm 和 0.07 mm 的工况.图 8 和图 9 分别为这些工况下,滑片泵进口和出口瞬时流量与转子转角的关系曲线,与间隙相对应的滑片泵的平均流量分别为 37.79 L/min (间隙为 0.02 mm), 37.1 L/min (间隙为 0.05 mm), 36.61 L/min (间隙为 0.07 mm).由于间隙增大,泄漏量也增加,滑片泵的平均流量减小.滑片泵在工作过程中,由于叶片的受力是变化的,所以叶片与定子壁面间的间隙也是变化的,可以将样件台架实验测得的流量、数值计算得到的流量和样件的装配尺寸三者相结合,来推测滑片泵实际的平均工作间隙.这也是作者进一步要研究的工作.

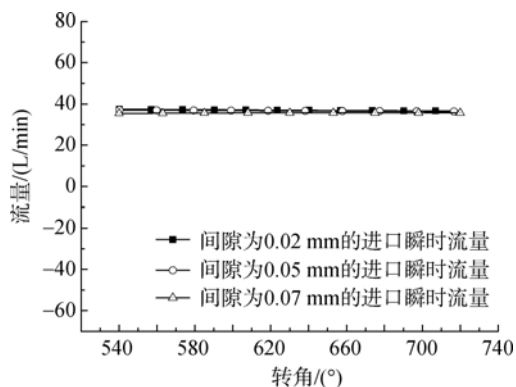


图 8 滑片泵进口瞬时流量与转子转角的关系曲线

Fig. 8 Curves of inlet transient volume flow rate with rotor rotating angle

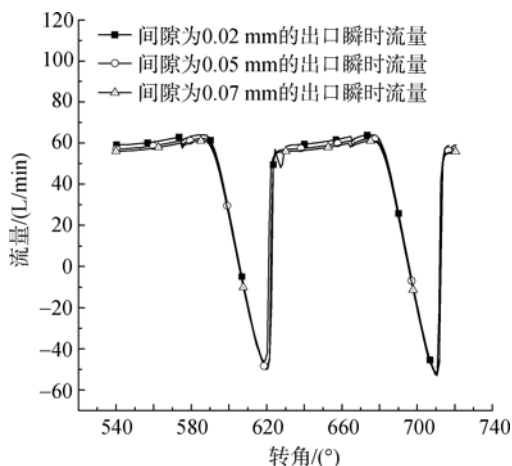


图9 滑片泵出口瞬时流量与转子转角的关系曲线

Fig. 9 Curve of outlet transient volume flow rate with rotor rotating angle

5 结 论

1) 基于自编程序和 Star-cd 相结合实现滑片泵运动区域的网格重构,能较好地模拟滑片泵的工作过程。

2) 当滑片泵内出现较大的空化区域时,必须引入空化模型,否则计算得到的流量与实际流量相差很大,同时计算时间必须达到5个周期以上。引入空化模型时,在进、出口给定压力边界条件下,在同一时刻进、出口流量是不相等,但流量的周期平均值基本一致。计算平均流量与该滑片泵样件的台架实验测试结果之间的误差小于3%,计算值具有较高的精度。

3) 为了防止在进口流道内出现空化区域和减少流动阻力,在结构上应将进口流道与吸油腔正对。

4) 滑片泵转子叶片与定子壁面间隙增大,泄漏量增加,油泵的平均流量减小。

参考文献:

- [1] 侯训波,孙玉清,宋昌平,等. 叶片泵定子曲线及叶片对流量脉动的影响[J]. 液压与气动, 2008, 11(8): 57-59.
HOU Xunbo, SUN Yuqing, SONG Changping, et al. Analysis on cam ring & vane arousing flow fluctuation for hydraulic vane pump[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2008, 11(8): 57-59. (in Chinese)
- [2] 林立强,鲁阳. 转子式叶片泵的低噪声定子内轮廓过渡曲线研究[J]. 机床与液压, 2010, 38(19): 21-24.
LIN Liqiang, LU Yang. Low noise transitional curves study for internal contour of the stator of rotary vane pump[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2010, 38(19): 21-24. (in Chinese)
- [3] 张海竹,卢勇,张薇,等. 高压叶片泵流体泄漏研究[J]. 流体机械, 2009, 37(3): 1-5.
ZHANG Haizhu, LU Yong, ZHANG Wei, et al. Analysis on the flow leakage in high pressure vane pump[J]. Fluid Machinery, 2009, 37(3): 1-5. (in Chinese)
- [4] 王力,权龙. 单作用叶片泵瞬时流量的分析与计算[J]. 振动、测试与诊断, 2006, 26(3): 188-191.
WANG Li, QUAN Long. Transient flux analysis and calculation on single-acting vane pump[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2006, 26(3): 188-191. (in Chinese)
- [5] 李少年,魏列江,王峥嵘,等. 油液中气泡含量对高压叶片泵工作腔油液压力和叶片受力的影响[J]. 液压与气动, 2010, 13(9): 91-94.
LI Shaonian, WEI Liejiang, WANG Zhengrong, et al. Influence of the bubble content in oil on working cavity pressure and force of vane in high pressure intra-vane type pump[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2010, 13(9): 91-94. (in Chinese)
- [6] 那焱青,王峥嵘,李少年,等. 双作用子母叶片泵瞬时流量的分析[J]. 兰州理工大学学报, 2004, 30(6): 58-60.
NA Yanqing, WANG Zhengrong, LI Shaonian, et al. Investigation of transit flow in double-acting pump with composite vanes[J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2004, 30(6): 58-60. (in Chinese)
- [7] Osama A H. Theoretical modeling of sliding vane compressor with leakage[J]. International Journal Refrigeration, 2009, 32(7): 1555-1562.
- [8] Shcherbin V D, Smolyanski B G. Optimization of geometry of working chamber of sliding-vane pump with circular stator[J]. Chemical and Petroleum Engineering, 1994, 31(3): 154-157.
- [9] Cho M R, Han D C. Vane tip detachment in a positive displacement vane pump[J]. Korean Society of Mechanical Engineers International Journal, 1998, 12(5): 881-887.
- [10] Giuffrida A, Lanzafame R. Cam shape and theoretical flow rate in balanced vane pumps[J]. Mechanism and Machine Theory, 2005, 40(3): 353-369.
- [11] Nahra H K, Nerone A L, Doehne T M, et al. Assessment of liquid pumps to gas-tolerance for advanced life support systems-ground testing[R]. AIAA-2006-1529, 2006.
- [12] Karmel A M. Stability and regulation of a variable-displacement vane-pump[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 1988, 110(6): 203-209.
- [13] Bakir F, Rey R, Gerber A G. Numerical and experimental investigations of the cavitating behavior of an inducer[J]. International Journal of Rotating Machinery, 2004, 10(1): 15-25.
- [14] Ahuja V, Hosangadi A, Arunajatesan S. Simulation of cavitating flows using hybrid unstructured meshes[J]. Journal of Fluids Engineering, 2001, 123(2): 331-340.
- [15] Menter F R. Zonal two-equation $k-\omega$ turbulence model for aerodynamic flows[R]. AIAA 1993-2906, 1993.
- [16] Menter F R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications[J]. AIAA Journal, 1994, 32(8): 1598-1605.
- [17] Van Leer B. Towards the ultimate conservative difference scheme, V A second order sequel to Godunov's method [J]. Journal of Computational Physics, 1979, 32(1): 101-136.
- [18] Oliveira P J, Issa R I. An improved PISO algorithm for the computation of buoyancy-driven flows[J]. Numerical Heat Transfer, 2001, 40(6): 473-493.