

径向直叶片燃油汽心泵汽心形态数值模拟

王 彬, 于定鹏, 叶志锋, 管华盛

(南京航空航天大学 能源与动力学院

江苏省航空动力系统重点实验室, 南京 210016)

摘 要: 为获得燃油汽心泵内气态区域的形成过程及形态的变化规律, 基于 renormalization group (RNG) $k-\epsilon$ 双方程湍流模型与 Schnerr-Sauer 空化相变模型, 对径向直叶片燃油汽心泵进行了整体三维建模与气液两相定常数值模拟, 分析转速、进口节流活门开度、出口压力等因素对燃油汽心泵内气态区域的影响。结果表明: 一定转速范围内气态区域随转速增加而扩大; 转速不变时出口压力增加会使气态区域范围减小; 气态区域扩张至极限位置即叶轮直径外, 燃油汽心泵进入不稳定工况。RNG $k-\epsilon$ 双方程湍流模型和与 Schnerr-Sauer 空化相变模型适用于燃油汽心泵汽心形态的数值模拟。

关 键 词: 汽心泵; 径向直叶片叶轮; 气液两相; 气态区域; 空化相变模型

中图分类号: V233.2

文献标志码: A

Numerical simulation on fuel vapor core configuration in fuel vapor core pump with radial straight blades

WANG Bin, YU Ding-peng, YE Zhi-feng, GUAN Hua-sheng

(Jiangsu Province Key Laboratory of Aerospace Power System,

College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: To obtain the establishment process and change rule of vapor core in the fuel vapor core pump, based on renormalization group (RNG) $k-\epsilon$ double-equation turbulence model and Schnerr-Sauer cavitation phase transition model, a fuel vapor core pump with radial straight blades was studied by overall three-dimensional geometry modeling and steady vapor-liquid two-phase numerical simulation. And the vapor phase region under the influences of rotation speed, throttle opening and outlet pressure was further analyzed. Results show that, the vapor core enlarges with the increasing rotation speed within a certain range of rotation speed, while the vapor core lessens as the outlet pressure increases at a constant rotation speed. When the vapor phase region expands to the limit position, namely passing through the impeller outlet, the vapor core pump runs under the unstable condition. Both RNG $k-\epsilon$ double-equation turbulence model and Schnerr-Sauer cavitation phase transition models can be applied to numerical simulation on vapor core configuration in the fuel vapor core pump.

Key words: vapor core pump; impeller with radial straight blades;
vapor-liquid two phase; vapor phase region;
cavitation phase transition model

收稿日期: 2014-04-23

基金项目: 国家自然科学基金青年基金(51205188)

作者简介: 王彬(1978—), 男, 江苏兴化人, 讲师、硕士生导师, 博士, 主要从事航空燃油控制系统与元件方面的研究。

汽心泵是航空发动机燃油系统重要的附件之一,多作为加力燃油泵使用,国外已在斯贝 201, RB153 和阿杜尔等多款航空发动机上成功应用。它是一种进口流量可调的离心泵,由于具有进口节流装置,可以实现供油量的主动调节,除了具备离心泵的优点外,在流量、尺寸、比质量及效率等方面性能更优,能满足现代大推力航空动力装置需要,对航空发动机燃油系统简化与减重具有显著作用^[1]。

国外自 20 世纪 70 年代始就对汽心泵开展了深入研究,提出了典型汽心泵结构和主要性能参数^[2-3],在超声速飞机上开展了汽心泵的机载试验,燃油入口温度达 250℃ 仍正常工作^[2]。为模拟燃油汽心泵运行中存在高、中、低 3 种不同压力等级,研究该泵循环压力试验中的等效载荷计算方法^[4],又如提出了主叶轮和低速小流量叶轮组合的汽心泵叶轮结构^[5]。国内研究主要集中在航空院校,如转速、压力和负载系数变化时汽心对泵特性的调节作用,基于图像法和理论研究汽心形态的差异,气液两相旋转流场的计算模型研究,汽心泵输出压力对进口节流活门开度的动态响应试验等^[6-7]。汽心形态与泵的工作点、振动噪声、出口压力流量脉动等直接相关^[1],认清泵内汽心形态的演变过程对泵的设计具有重要的参考价值。目前相关燃油汽心泵类的研究主要集中于离心泵,有关离心泵的气液两相流动及空化现象的研究方法可为汽心泵研究提供借鉴。如采用多重参考系技术与 k - ϵ shear stress transport(SST)湍流模型对离心泵进行三维数值模拟^[8],通过数值模拟与试验对叶片出口安装角及叶轮出口宽度等因素对离心泵性能的影响进行分析^[9],对离心泵启动过程的湍流流动进行三维非定常数值模拟与试验验证^[10],对于非工况条件下的离心泵叶轮径向载荷进行估计,为离心泵结构设计提供有力的支持^[11-12]。本文利用商用 CFD 软件 ANSYS FLUENT,选择 RNG k - ϵ 双方程湍流模型,对燃油汽心泵(下文简称汽心泵)泵内流场进行气液两相三维定常数值模拟,研究汽心在不同出口压力、进口节流活门开度和转速下的变化规律,并分析其对汽心泵的性能影响,为汽心泵性能预测提供一种直接准确的模拟手段。

1 数值方法

湍流空化两相流数值模拟技术的发展为汽心泵内部复杂流场的研究提供了新手段,基于雷诺时

均 Navier-Stokes 方程组获得的汽心泵内三维流场及其特性与汽心泵内实际流动情况基本相符^[13]。

1.1 控制方程

汽心泵内燃油流动属于高速旋转湍流流动,采用雷诺时均 Navier-Stokes 方程组描述,其统一表达形式如下:

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (1)$$

$$\rho \frac{d\mathbf{u}}{dt} = \rho \mathbf{F} - \nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{u} \quad (2)$$

式中 ∇ 为笛卡儿坐标系下向量算子, $\mathbf{u}$ 为流体的速度矢量; p 为流体的压力; $\mathbf{F}$ 为单位质量力矢量; ρ, μ 分别为流体的密度和分子动力黏度。

1.2 湍流模型

本文中选用工程应用中使用较为广泛的 RNG k - ϵ 双方程湍流模型^[14],其中 k 和 ϵ 输运方程如下式:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_k \mu_{\text{eff}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_m + S_k \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_\epsilon \mu_{\text{eff}} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - R_\epsilon + S_\epsilon \quad (4)$$

式中 μ_{eff} 表示有效分子动力黏度, G_k 表示由平均速度梯度产生的湍动能; G_b 表示由浮力产生的湍流动能; Y_m 表示可压缩湍流的波动扩张对整体散热率的贡献量; $\alpha_k, \alpha_\epsilon$ 分别为 k 和 ϵ 的普朗特倒数; S_k 和 S_ϵ 为自定义源项; $C_{1\epsilon}, C_{2\epsilon}, C_{3\epsilon}$ 均为经验常数。

1.3 Schnerr-Sauer 空化相变模型

对于汽心泵内部流动空化现象的模拟,采用基于均质多相传输方程的 Schnerr-Sauer 空化相变模型,将气液混合物看作包含大量球形蒸气泡的混合物,并直接从气液净质量传输率的表达式入手,对其中的体积分项进行计算,最后得到相变率^[15]。其中气相体积分数的输运方程为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\varphi_v \rho_v) + \nabla \cdot (\varphi_v \rho_v \bar{\mathbf{v}}_v) = R_c - R_e \quad (5)$$

式中 ρ_v, φ_v 分别为气相密度和体积分; $\bar{\mathbf{v}}_v$ 为平均气相速度;汽化与凝结过程相变速率 R_e, R_c 表达式为

$$\begin{cases} R_c = 3 \frac{\rho_v \rho_l}{\rho_m} \cdot \frac{\varphi_v(1-\varphi_v)}{R_b} \sqrt{\frac{2}{3} \cdot \frac{p_v - p}{\rho_l}} \\ \quad \text{if } p < p_v \\ R_e = 3 \frac{\rho_v \rho_l}{\rho_m} \cdot \frac{\varphi_v(1-\varphi_v)}{R_b} \sqrt{\frac{2}{3} \cdot \frac{p - p_v}{\rho_l}} \\ \quad \text{if } p > p_v \end{cases} \quad (6)$$

$$R_b = \{3\varphi_v/[4\pi n(1-\varphi_v)]\}^{1/3} \quad (7)$$

式中 ρ_l, ρ_m 分别为液相密度与混合密度; R_b 表示气泡半径; 下标 e, c 分别表示蒸发、凝结过程; n 表示气泡数密度。

2 数值方法

2.1 几何模型

汽心泵结构原理如图1所示。通过控制随动活塞前后腔压力差调节进口节流活门的轴向位移,即进口节流活门开度,从而改变进口节流活门通流面积以调节进口流量。

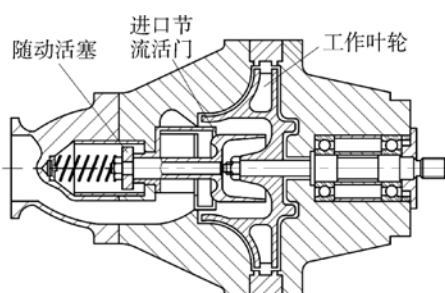


图1 汽心泵原理简图

Fig. 1 Schematic diagram of vapor core pump

本文中以某在研径向直叶片汽心泵为研究对象,建立包括进口节流活门、闭式径向直叶片叶轮、螺旋蜗壳的全流道三维几何模型,如图2所示。在保证汽心泵内流道完整的前提下,对进口节流活门及叶轮作局部平滑处理有利于提高网格质量,本文主要对进口节流活门外沿作了倒圆角处理,同时忽略叶轮中心的紧固螺母。

汽心泵闭式径向直叶片叶轮及螺旋蜗壳几何结构比较复杂,由传动轴、叶轮、螺旋蜗壳、叶轮

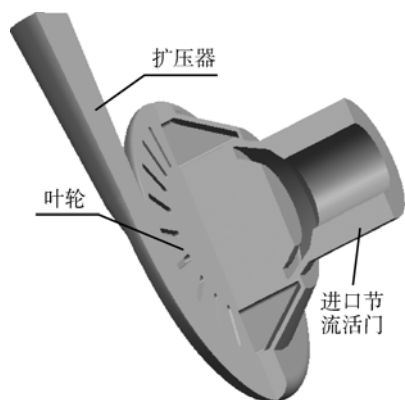


图2 计算域几何模型

Fig. 2 Geometric model of computational domain

盘、进口节流装置、出口装置等动静部件组成。闭式径向叶轮主要参数如表1。

表1 叶轮主要参数

Table 1 Main parameters of impeller

参数	数值
叶片数 Z	20
叶轮进口直径 D_0/mm	45
叶轮外径 D_2/mm	73
叶片进口宽度 b_1/mm	22
叶片出口宽度 b_2/mm	4

2.2 网格划分及边界条件

结构化网格易于实现边界拟合,网格生成速度快、质量高,但适用范围窄。非结构化网格对复杂模型的适应性强,但网格质量稍差。本文对进口部分采用结构化网格划分,叶轮部分与螺旋蜗壳部分采用非结构化网格划分。在验证网格无关性的基础上,兼顾计算能力与效率,以总网格单元数为86.7万的模型进行本文的数值模拟计算。采用压力进口、压力出口边界条件,利用动静交接面将流域划分为3部分:静止区域进口部分、旋转区域叶轮部分及静止区域螺旋蜗壳部分。选用 RNG $k-\epsilon$ 双方程湍流模型、标准壁面函数及 Schnerr-Sauer 空化相变模型进行汽心泵泵内流场的三维定常数值计算,燃油饱和蒸气压设置为 2347 Pa。压力速度耦合求解采用 semi-implicit method for pressure-linked equations (SIMPLE) 算法,对压力项的离散选择适用于大压力梯度旋转流动的 pressure staggering option (PRESTO!) 算法,其他项的离散采用 1 阶迎风格式,默认松弛因子,收敛精度设置为 10^{-5} 。

3 计算结果分析

3.1 汽心形态变化分析

以进口节流活门开度 2 mm 为例,相同进出口条件下,随转速的增加,汽心泵叶轮中心区域由纯液态流动逐渐转变为气液态混合流动,再形成完整的气态区域即稳定汽心区。转速为 22 000 r/min,进口压力为 0.5 MPa,出口压力为 2 MPa 下数值计算获得的叶轮中心截面气相体积分分数分布如图3所示。其中,叶轮中心截面为通过叶片出口宽度中点的径向截面。建立如图3所示右手坐标系,坐标原点为叶轮旋转轴与中心截面的交点,叶

轮旋转轴线在 Z 轴上, Y 轴为中心截面内通过坐标原点的竖直轴(与扩压器中心线夹角为 4°), X 轴在叶轮中心截面上过原点且与 Y 轴垂直, 各轴正向如图 3 所示. 下文均以此坐标系进行分析, Y 轴和 X 轴上的数据为图 3 中分别与两轴最近的叶片吸力面一侧的数据.

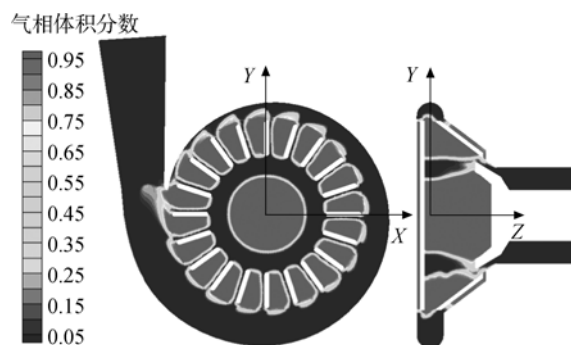


图 3 叶轮中心截面气相体积分数分布

Fig. 3 Vapor phase volume fraction distribution on central cross-section of impeller

图 3 中显示沿叶轮径向气相体积分数分布均匀、规则, 叶轮中心形成了稳定的气态分布, 叶片进口边附近有一圈环形液态燃油存在, 大部分叶片也浸入气态区域, 叶片通道几乎被气态燃油占据, 只在叶片压力面一侧有液态燃油流过; 在叶片通道出口与螺旋蜗壳壁面之间有气液态燃油交界面存在. 图 4 为不同转速下叶轮中心截面 X 轴方向上的静压分布.

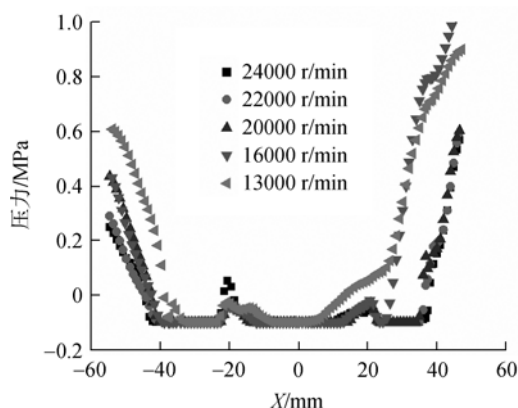


图 4 叶轮中心截面 X 轴方向静压分布

Fig. 4 Static pressure distribution on X axis of impeller central cross-section

从图 4 可以看出, 稳定工况下叶轮中心区静压极低, 符合汽心是汽化和溢出气泡的形成机理. 转速从 13000 r/min 增至 24000 r/min, 叶轮中心低压区逐渐扩大, 表明汽心当量直径增加. 沿叶轮径向通过气液相交区域时, 压力急剧增高, 而跨过燃油饱和蒸气压力, 即在汽心区域边缘气态燃油因压力升高重新凝结进入液相区. 达到稳定工况时, 汽心区域保持相对稳定的状态.

图 5 给出进口节流活门开度为 2 mm、转速从 12000 r/min 始, 汽心区域从生成至达到最大当量直径的过程. 低转速时汽心泵内均为液态燃油; 增加一定的转速, 隔舌附近叶片的吸力面根部最先出现小块气态区, 紧接着叶轮中心开始形成小块

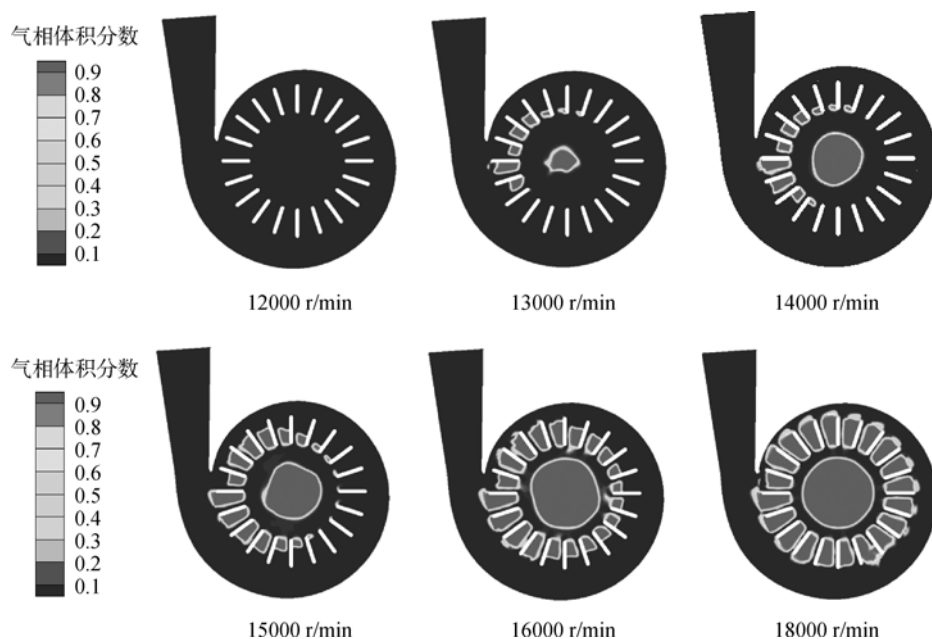


图 5 汽心形成与变化趋势(2 mm 进口节流活门开度)

Fig. 5 Establishment and variation tend of vapor core (2 mm throttle opening)

气态区域. 继续增加转速, 吸力面根部有气态区域附着的叶片开始增多, 叶轮中心气态区域的直径进一步加大. 转速达 18 000 r/min 时, 叶轮中心气态区域已充盈整个叶轮内部, 继续增大转速, 汽心区域不再明显扩张, 其原因在于汽心区域已达极限, 再扩大将使叶轮空转而几乎不对燃油做功, 此状态并不稳定. 汽心区域在叶轮空转后很快回缩, 使叶轮对燃油的作功能力增强, 故汽心泵内的气态区域会在此时保持大小相对稳定的状态.

图 6(a)~图 6(c)给出了叶轮中心截面上, Y 轴正向的气相体积分数分布. 图 6(a) 转速从 13 000 r/min 开始, 叶轮中心汽心区域随转速逐渐扩大. 转速接近 16 000 r/min 时, 叶轮中心汽心区不再增加, 而叶片区域开始出现气态扩展. 由叶片吸力面根部开始, 气态区域逐渐覆盖整个叶片吸力面. 图 6(b) 中转速自 18 000 r/min 开始, 叶轮中心区域汽心形态变化不大, 变化主要在叶片吸力面. 转速越高, 叶片吸力面气态覆盖越充分. 图 6(c) 为图 6(a) 中虚线框内的局部放大图, 此处为叶片吸力面, 气态分布随转速增加变化较大.

3.2 进口节流活门开度对汽心的影响

汽心泵靠进口节流活门调节流量, 小进口节流活门开度常为汽心泵工况, 全进口节流活门开

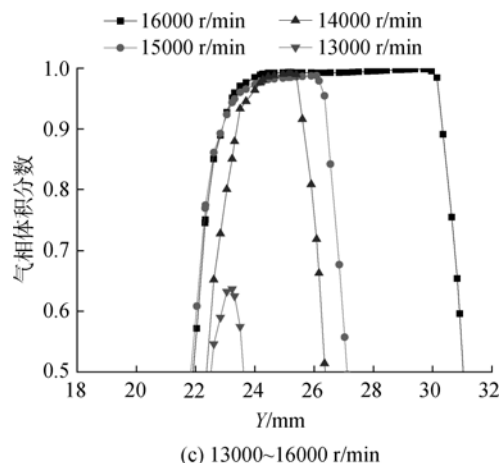


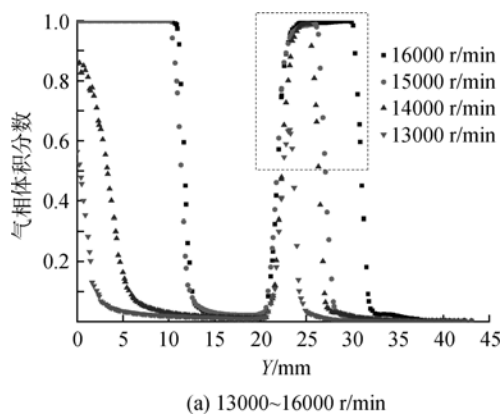
图 6 叶轮中心截面 Y 轴方向气相体积分数分布

Fig. 6 Vapor phase volume fraction distribution on Y axis of impeller central cross-section

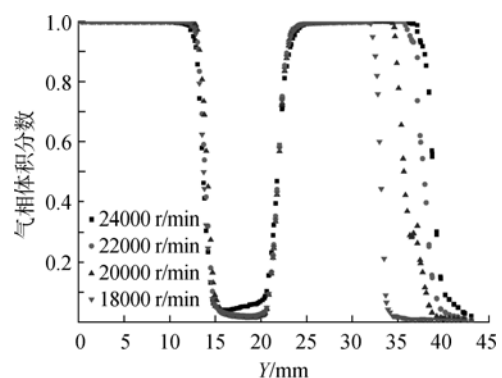
度为离心泵工况. 图 7 为本文算例中 3 组进口节流活门开度的示意图. 0.5 MPa 进口压力、28 000 r/min 转速下不同活门开度对汽心形态的影响如图 8(a)、图 8(b) 所示. 图 8(a) 看出, 进口节流活门开度为 2 mm 的汽心泵叶轮中心气态区域范围相比其他进口节流活门开度为最大, 进口节流活门开度为 8 mm 时叶轮中心几乎不存在气态燃油, 仅在叶片吸力面有一定范围的气态燃油分布. 进口节流活门开度为 5 mm 时叶轮中心气态区域比进口节流活门开度为 2 mm 时的小. 在叶片吸力面一侧, 不同进口节流活门开度下的气态分布大致相同. 图 8(b) 中沿 Y 轴正向, 进口节流活门开度越大, 气态区域越小, 叶轮中心与叶片吸力面处变化规律相同. 进口节流活门开度为 8 mm 时, 仅在叶片吸力面根部有少量气态燃油分布.

3.3 出口压力对汽心的影响

以进口节流活门开度为 2 mm 为例, 进口压力为 0.5 MPa, 同一转速不同出口压力时的叶轮截面气相体积分数如图 9(a)、图 9(b) 所示. 图 9



(a) 13000~16000 r/min



(b) 18000~24000 r/min

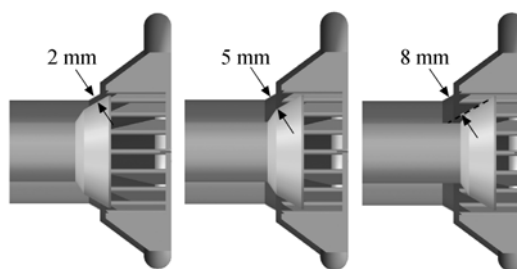


图 7 不同进口节流活门开度

Fig. 7 Different throttle opening

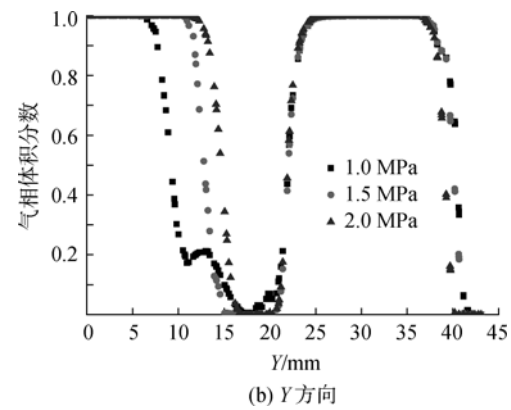
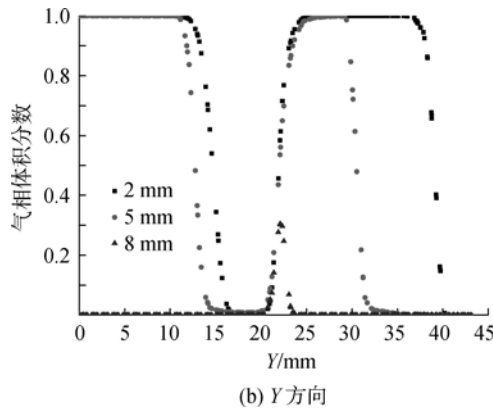
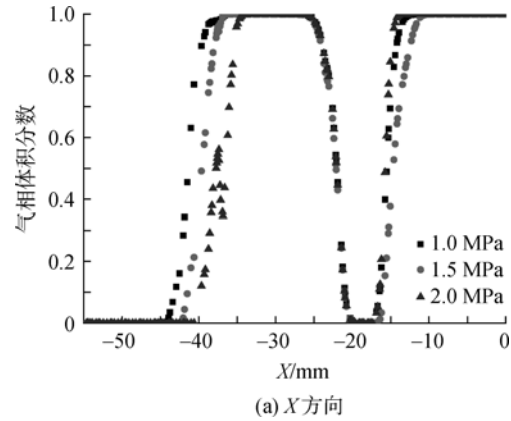
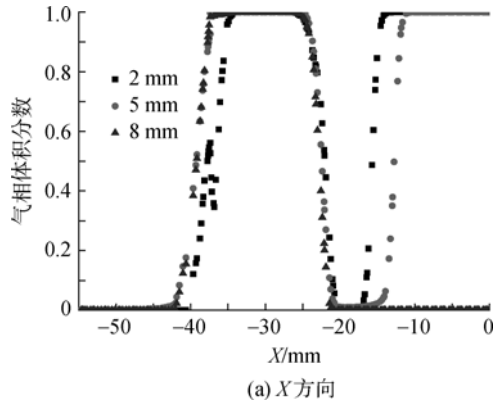


图 8 不同进口节流活门开度下叶轮中心截面气相体积分数分布

Fig. 8 Vapor phase volume fraction on distribution impeller central cross-section with different throttle opening

(a)显示随出口压力的增加,叶轮中心汽心区半径逐渐缩小.由于靠近扩压器与隔舌角,在叶片吸力面处沿 X 轴负向气态区域有显著变化,从叶片根部回缩至叶片根部.图 9(b)沿 Y 轴正向,扩压器的影响较小,气态区域的压缩主要体现在叶轮中心区域.

3.4 汽心泵的特性分析

因存在各种水力损失,目前尚无法直接获得精确离心泵特性的理论计算方法,仅通过试验或定性分析的方法研究^[16-17],由此也表明通过数值计算并进一步考虑流动中的损失获得较为准确的泵特性具有着重要意义.汽心形成后,因叶轮对实际做功的燃油大量减少(相当于叶片变短),显著削弱汽心泵的压头 H .由此,可在高转速离心泵压头近似计算式基础上基于同一转速下液体被叶轮做功和叶轮区汽心大小进行修正.

无汽心时

图 9 不同压力负载叶轮中心截面气相体积分布

Fig. 9 Vapor phase volume fraction distribution on impeller central cross-section under different outlet pressure

$$H = \frac{p_{\text{out}} - p_{\text{in}}}{\rho g} + \Delta h \quad (8)$$

有稳定汽心时(假设汽心为规则圆形封闭气相区)

$$H = \left(\frac{p_{\text{out}} - p_{\text{in}}}{\rho g} + \Delta h \right) \cdot \left(\frac{r_2^2 - r_c^2}{r_2^2} \right) \quad (9)$$

式中 p_{in} , p_{out} 为汽心泵进出口总压; Δh 为进出口高度差; r_2 为叶轮出口半径(本算例取 36.5 mm); r_c 为叶轮区汽心半径(模拟结果为 0~30 mm); ρg 为燃油重度,式(9)为修正式.

假设叶片数无穷、叶片无限薄且忽略能量损失,不同工况下离心泵效率计算式如下(无汽心)^[18]:

$$\eta = \frac{\rho g q_v H}{P} \quad (10)$$

式中 H 为泵的压头, q_v 为泵的体积流量, P 为轴功率.形成稳定汽心后,需将修正后的压头代入式(10)中计算.将式(9)、式(10)代入本文算例中径向直叶片汽心泵的结构与工况参数(18 000 r/min),通过理论估算^[16]和数值模拟获得的不同

进口节流活门开度下质量流量($\dot{m}$)与压头、质量流量与效率特性如图10(a)、图10(b). 图中理论估算结果通过选取数值模拟无汽心和有稳定汽心(不同半径)工况参数根据式(9)和式(10)计算获得. 需要指出, 理论估算尚无法准确计算叶片数和汽心泵内损失对压头、效率的影响, 该结果仅为验证数值方法对汽心和泵性能模拟的有效性, 即汽心形成后对泵性能的影响.

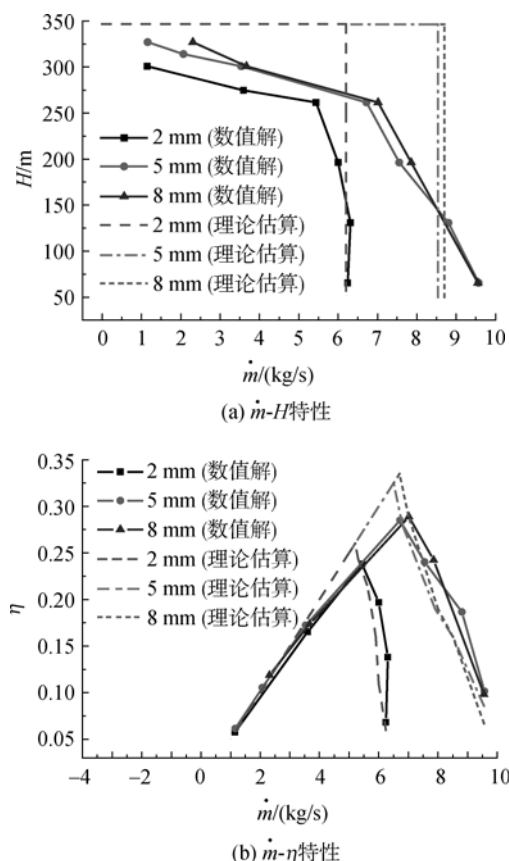


图10 汽心泵特性数值模拟与理论估算结果

Fig.10 Numerical simulation and theoretical calculation for characteristics of vapor core pump

由图10(a)看出,以2 mm进口节流活门开度为例,由于径向直叶片汽心泵的理论压头与质量流量无关,汽心泵内未出现汽心时呈一条水平直线(如图中虚线所示),而数值模拟压头随质量流量呈下降的曲线,这是由于数值模型中叶片数有限且存在流动损失. 汽心形成并稳定后,理论压头为一条仍与质量流量无关的垂直线,此时压头取决于汽心半径的大小,对数值模拟压头则表现为随质量流量急速下降的曲线,表明此时汽心泵内因封闭气相区的存在实际被做功的燃油减少,流动损失亦加大. 图10(a)中5 mm与8 mm

进口节流活门开度理论估算与数值模拟结果较为接近原因在于该转速下汽心泵在两种开度下汽心形态大小无显著差异,虽进口节流活门开度不同,但对汽心泵的性能影响不大. 图10(b)看出,未出现汽心时,压头不变则汽心泵的理论效率与质量流量呈线性关系(如图中虚线所示),形成稳定汽心后,因叶轮中心气相区的存在使实际被叶轮做功的燃油量减少,使有用功减小而效率下降,但理论估算与数值模拟有一定偏差(约15%以内),究其原因在于实际汽心并非绝对规则的圆形封闭区域. 与图10(b)类似,因5 mm和8 mm进口节流活门开度时汽心大小无明显变化,因此效率也较为接近. 图10(a)、图10(b)表明数值模拟结果与理论估算结果基本一致,符合汽心泵流动机理和外特性.

4 结 论

本文对径向直叶片汽心泵进行了气液两相三维定常数值模拟,获得以下主要结论.

1) 汽心泵典型工况下汽心形成过程: 汽心泵工作过程中,一定进口节流活门开度下随转速升高,隔舌附近叶片吸力面根部先出现小块气态区域,随转速增加叶轮中心出现半径较小的气态区域. 继续增加转速,叶片吸力面根部的气态区域逐渐扩大,叶轮中心气态区域半径进一步加大. 至气态区域完全充盈叶轮时,汽心的半径不再随转速增加发生显著变化.

2) 低转速下进口节流活门开度对汽心的影响主要体现在叶轮中心区,高转速下进口节流活门开度主要影响叶片区域的气态分布,叶轮中心汽心大小几乎不变;出口压力易使隔舌附近叶片气相区域收缩,对叶轮中心汽心大小无显著影响.

3) 本文采用基于RNG $k-\epsilon$ 双方程湍流模型与 Schnerr-Sauer 空化相变模型的数值模拟方法,可满足汽心泵工况转变和汽心形态的模拟需求,是汽心泵内流动机理和性能分析的一种有效手段.

参考文献:

- [1] 孙健国,黄金泉,叶志锋,等. 现代航空动力装置控制[M]. 北京:航空工业出版社,2009.
- [2] Pech K H, Downing N L. Development of a retracting vane centrifugal main fuel pump for gas turbine engines[J]. Journal of Fluids Engineering, 1976, 98(4): 619-625.
- [3] Rimmer R. The vapour core pump vortex inlet valve[C]// Proceedings of Fifth Cranfield Fluidics Conference. Cran-

- field; the British Hydromechanics Research Association, 1972; 14-41.
- [4] Kumar A, Goyal K. Cyclic pressure test of vapour core pump of reheat fuel control system of an aero-engine[J]. International Journal of Engineering Research and Technology, 2012, 1(7): 1-5.
- [5] Frank A, Leachman J. Vapor core centrifugal pump having main and low flow impellers; United States, 4643635[P]. 1987-02-17.
- [6] 史庆平, 刘德彰. 航空汽心泵叶轮流场的机理研究[J]. 航空学报, 1985, 6(5): 511-512.
SHI Qingping, LIU Dezhang. Mechanism research of flow field around aviation vapor core pump impeller[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 1985, 6(5): 511-512. (in Chinese)
- [7] 顾民. 汽心泵动态特性实验及数学模型[J]. 南京航空航天大学学报, 1988, 20(4): 60-64.
GU Min. Dynamic characteristic experiment and mathematical model of vapor core pump[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 1988, 20(4): 60-64. (in Chinese)
- [8] Shojaeefard M H, Tahani M, Ehghaghi M B, et al. Numerical study of the effects of some geometric characteristics of a centrifugal pump impeller that pumps a viscous fluid[J]. Computers and Fluids, 2012, 60(3): 61-70.
- [9] SHI Weidong, ZHOU Ling, LU Weigang, et al. Numerical prediction and performance experiment in a deep-well centrifugal pump with different impeller outlet width[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2013, 26(1): 46-52.
- [10] LI Zhifeng, WU Dazhuan, WANG Leqin, et al. Numerical simulation of the transient flow in a centrifugal pump during starting period[J]. Journal of Fluids Engineering, 2010, 132(8): 081102. 1-081102. 8.
- [11] Barrio R, Fernández J, Blanco E, et al. Estimation of radial load in centrifugal pumps using computational fluid dynamics[J]. European Journal of Mechanics: B Fluids, 2011, 30(3): 316-324.
- [12] ZHANG Yuliang, LI Yi, CUI Baoling, et al. Numerical simulation and analysis of solid-liquid two-phase flow in centrifugal pump[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2013, 26(1): 53-60.
- [13] 薛梅新, 朴英. 加力燃油泵隔舌倒圆抑制分离的数值模拟[J]. 航空动力学报, 2012, 27(12): 2799-2804.
XUE Meixin, PIAO Ying. Numerical simulation on separation control by filleting casing tongue of after-burning fuel pump[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(12): 2799-2804. (in Chinese)
- [14] 唐学林, 贾玉霞, 王福军, 等. 基于修正的 RNG $k-\epsilon$ 模型的水翼空化数值模拟[J]. 工程热物理学报, 2012, 33(9): 1514-1518.
TANG Xuelin, JIA Yuxia, WANG Fujun, et al. A modified RNG $k-\epsilon$ model of the numerical simulation on an airfoil[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2012, 33(9): 1514-1518. (in Chinese)
- [15] 王勇, 刘厚林, 袁寿其, 等. 离心泵内部空化特性的 CFD 模拟[J]. 排灌机械工程学报, 2011, 29(2): 99-103.
WANG Yong, LIU Houlin, YUAN Shouqi, et al. CFD simulation on cavitation characteristics in centrifugal pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2011, 29(2): 99-103. (in Chinese)
- [16] Šavar M, Kozmar H, Sutlović I. Improving centrifugal pump efficiency by impeller trimming[J]. Desalination, 2009, 249(2): 654-659.
- [17] Shehata M H, Abd Elganny M E, Abd Elhafez A S, et al. Effect of shorted blade circumferential positions on centrifugal pump characteristics[C]// 10th International Energy Conversion Engineering Conference. Atlanta, Georgia: AIAA, 2012: 1-19.
- [18] 樊思齐, 李华聪, 樊丁, 等. 航空发动机控制[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2008.

(编辑: 陈 越)