

混流泵启动过程瞬态空化特性的数值模拟和实验研究

张德胜^{1*}, 顾琦¹, 陈宗贺¹, 施卫东²

(1. 江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江, 212013,

2. 南通大学机械学院, 南通, 226019, *Email: zds@ujs.edu.cn)

摘要: 针对混流泵启动过程瞬态空化特性, 采用数值模拟和高速摄影测量并重的方法, 分析了同一启动时间 ($T_s=10s$) 不同进口压力下叶轮流道内流场分布。研究表明, 在模型泵启动初期, 泵内部的空化主要由叶顶泄漏涡引起的涡空化与叶顶泄漏流引起的间隙附着空化组成, 随着转速的增大, 可以观察到叶片背面的空化区域都是由叶片中部靠近轮缘处逐渐向叶片背面的后缘及轮毂的方向发展; 叶顶区形成类似于几何三角形的空泡云, 包含叶顶泄漏涡空化、卷吸区空化及间隙附着空化。随着进口压力的降低, 模型泵发生空化的临界转速较小, 空化的发展程度加剧。

关键词: 混流泵; 启动; 漩涡; 数值模拟; 高速摄影

1 引言

近年来, 在军事装备领域, 混流泵已被应用在我国海军潜艇的水下发射武器系统中。在武器发射过程中, 混流泵一直处于加速状态, 流量、扬程和转速等外特性参数和内部流场在短时间内均发生快变化, 引起十分强烈的瞬态流动现象, 比如局部负压、发生空化等。而混流泵在启动过程中一旦发生较严重的空化, 将会诱导发射机组产生振动和噪声, 对潜艇的生存造成严重威胁。国外学者Duplaa、Shah和Tanaka等^[1-7]针对离心泵启动过程进行了实验研究, 国内, 甘加业、常书平、曹玉良等^[8-10]分别采用不同空化模型, 对混流泵内部空化流场进行了数值模拟研究, 捕捉到了空化的产生和发展过程。李伟等^[11]对混流泵启动过程进行了瞬态外特性试验。其他学者^[12-14]对水泵的启动过程进行了数值模拟, 浙江大学的王乐勤、吴大转等^[15-18]对离心泵启动过程中的瞬态空化特性进行了研究, 发现较大的启动加速度时对泵启动中的空化有抑制作用。

从上述分析可见, 针对水泵在启动过程中的瞬态特性, 国内外学者早已关注, 并进行

了大量的数值模拟和试验方面的研究，但主要集中于离心泵方面，关于混流泵启动过程中瞬态特性的相关研究较少，而且试验研究集中于外特性参数变化^[19]，内部空化流场^[20-23]的相关研究开展较少。

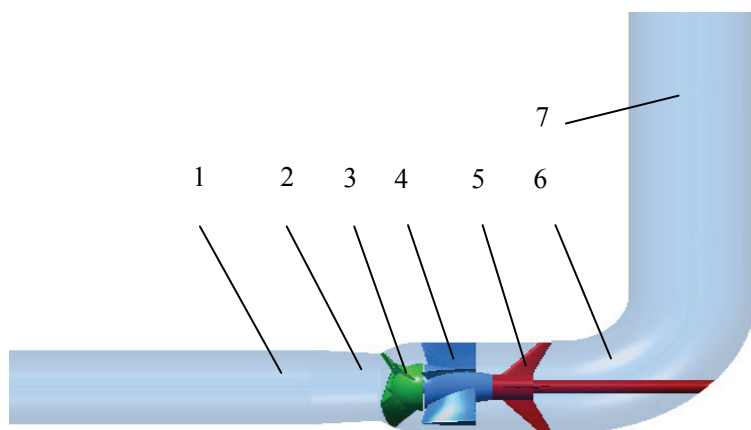
本研究通过CFD数值模拟软件，进行混流泵启动过程瞬态数值模拟，在额定 $1.0Q_{opt}$ 工况下分别进行了不同进口压力（ $P=40\text{kPa}$ 、 60kPa 和 80kPa ）下的启动过程的数值模拟，结合可视化研究结果，分析混流泵启动过程中的变化规律，为混流泵启动空化的深入研究提供了相关的研究基础。

2 数值模拟与实验设置

2.1 几何模型

本文研究的对象为高比转速混流泵，由比转速 $n_s=829$ 的原型泵等比例缩放1.5倍得到。混流泵的设计参数如下：设计流量 $Q_{opt}=126.6163\text{L/s}$ ，设计扬程 $H=2.99\text{m}$ ，转速 $n=1450\text{r/min}$ ，比转速 $n_s=829$ ，叶轮叶片数 $Z=3$ ，叶轮进口直径 $D_0=90\text{mm}$ ，导叶叶片数 $Z_d=5$ 。模型进、出口段的直径分别为 $D_1=200\text{mm}$ ， $D_2=250\text{mm}$ ，输送的介质为常温清水。

为使数值模拟的结果更接近于混流泵模型实际的流动情况，并准确模拟出叶轮与转轮室之间的间隙流动，本文在三维造型的过程中考虑了叶轮与转轮室之间的叶顶间隙值 $t_c=0.25\text{mm}$ ，并决定采用全流场数值模拟，如图1所示。



1.进口段 2.伸缩管 3.叶轮 4.导叶 5.支撑板 6.出口弯管 7.出口段

图1 全流道计算域

2.2 网格划分

模型各部分水体采用 UG 造型后, 对其进行网格划分。为了提高数值计算的速度和准确度, 同时考虑到叶轮与转轮室之间的间隙值较小 ($t_c=0.25\text{mm}$), 为了保证间隙内的网格单元数和节点数, 本文采用 ANSYS ICEM 18.0 软件对整个计算模型进行六面体结构化网格的划分。其中, 对于叶轮和导叶, 分别采用 J/O 型、 H/O 型拓扑结构, 进、出口段水体则采用 Y-Block 拓扑结构, 调整每根拓扑线上的节点数, 使网格在各壁面的曲率均匀变化, 并且对叶轮处的网格进行局部加密。经计算, 叶片表面的网格 $y^+ < 40$, 转轮室壁面网格 $16.2 < y^+ < 46.5$, 符合 SST $k-\omega$ 湍流模型对近壁区 y^+ 的要求。主要过流部件及间隙处的网格划分见图 2。

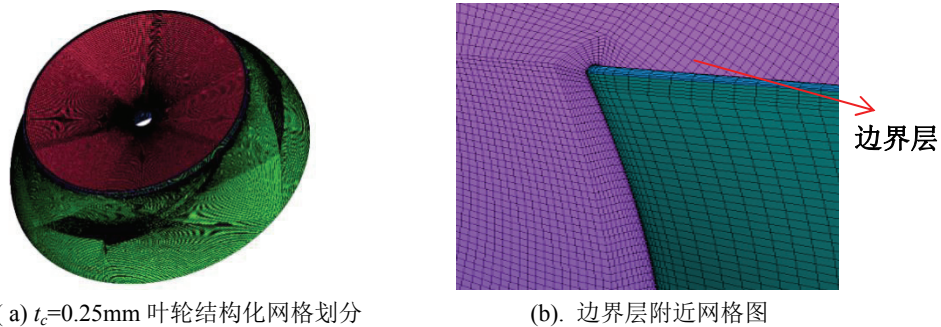


图 2 计算模型网格图

为了计算结果的精确及不耗费大量的计算资源, 划分出三套网格, 进行网格无关性验证, 从中选出一套用于模拟计算的网格。对三套网格分别进行额定工况下的数值模拟, 湍流模型、边界条件等均采用相同的设置, 收敛精度设为 10^{-5} , 且模型泵的扬程趋于稳定不变时, 定常计算结果收敛。不同 case 的网格信息如表 1, 根据表中数据, 可以发现三套网格扬程基本不变, 考虑到及计算资源的消耗, 所以选择 CaseA 的网格。

表 1 网格无关性验证结果

| Case | mesh nodes | mesh topology | Convergence precision | Head |
|------|------------|---------------|-----------------------|-------|
| A | 7653902 | structure | 10^{-5} | 2.303 |
| B | 9065637 | structure | 10^{-5} | 2.294 |
| C | 11876439 | structure | 10^{-5} | 2.297 |

2.3 空化模型的选取

本次模拟计算选用的是 Zwart 空化模型, 该模型中四个关键参数如下: 空泡直径、空泡核点体积分数以及蒸发、凝结系数。该模型的蒸发项 R_e 及凝结项 R_c 的公式为:

$$R_e = F_{vap} \frac{3\alpha_{nuc} (1-\alpha_v) \rho_v}{R_B} \left[\frac{2}{3} \left(\frac{P_v - P}{\rho_1} \right) \right]^{\frac{1}{2}} (P \leq P_v) \quad (1)$$

$$R_c = F_{cond} \frac{3\alpha_v \rho_v}{R_B} \left[\frac{2}{3} \left(\frac{P - P_v}{\rho_1} \right) \right]^{\frac{1}{2}} (P \geq P_v) \quad (2)$$

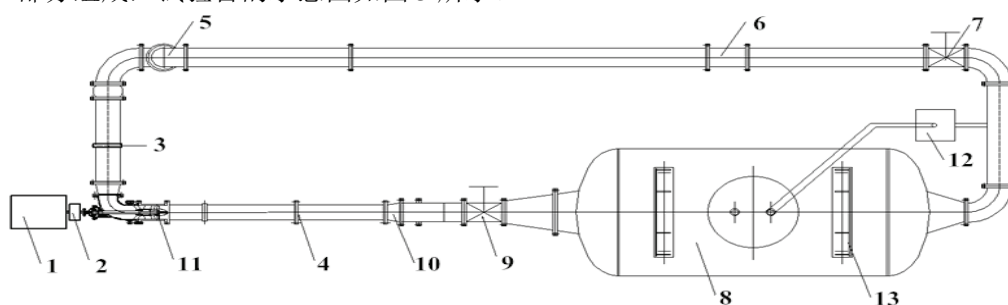
式(1)和式(2)中的经验常数取值如下, 蒸发系数 $F_{vap} = 50$; 凝结系数 $F_{cond} = 0.01$; 汽核体积分数 $\alpha_{nuc} = 5 \times 10^{-4}$; 空泡半径 $R_B = 10^{-6} \text{m}$ 。

2.4 边界条件设置

模型泵启动过程瞬态空化特性非定常数值模拟的计算设置是在无空化启动过程数值计算的基础上进行的。介质选择 25°C 的清水, 其在对应温度下的汽化压力为 3169Pa , 参考压力设置为 0Pa 。边界条件则是根据高速摄影试验条件进行设置的, 采用压力进口, 同时, 进口将液态介质的体积分数设置为 1 , 气态介质的体积分数设置为 0 。为了研究采用不同进口压力对混流泵启动过程中瞬态空化特性的影响, 根据高速摄影试验方案, 分别进行了 $1.0Q_{opt}$ 工况下 $P=80\text{kPa}$ 、 60kPa 和 40kPa 三种进口压力模型泵启动过程瞬态空化特性的非定常数值模拟, 将数值计算的总时间延长至模型泵转速达到稳定时的状态, 因此本文将总计算时间设置为 11s , 对应的时间步长设置为 0.011s 。流量和叶轮转速的变化曲线由模型泵启动试验数据拟合得到, 然后采用软件自带的 CEL 语言进行控制。

2.5 实验装置及仪器

本文中的模型泵稳态外特性试验、额定工况下的空化特性试验、启动外特性试验及高速摄影试验均是在江苏大学国家水泵及系统工程技术研究中心科研实验室的 $\Phi 250\text{mm}$ 混流泵封闭式试验台上完成的, 该试验台主要由动力驱动装置、试验模型泵装置及相关循环管路等三部分组成, 试验台的示意图如图 3 所示。



1.电机 2.扭矩仪 3.出口测压段 4.进口测压段 5.增压泵 6.涡轮流量计 7.出口闸阀 8.水箱 9.进口闸阀 10.伸缩管 11.试验泵段 12.真空泵 13.稳压罐

图 3 混流泵试验台示意图

本次试验分为外特性试验和内流场试验，采用的混流泵模型的泵体材料分别为不锈钢和透明的有机玻璃，其相关实物照片见图 4。



(a) 模型泵叶轮和导叶



(b) 有机玻璃制透明泵体图

图 4 模型泵实物图

图 5 所示为本次试验应用高速摄像机拍摄混流泵内部空化流场时数据采集的照片。高速摄像机拍摄频率设置为 5000Hz，曝光时间为 107 μ s。

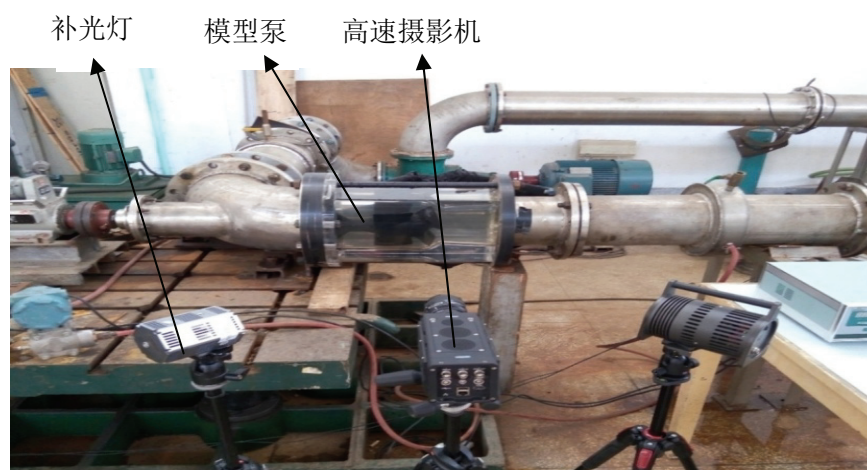


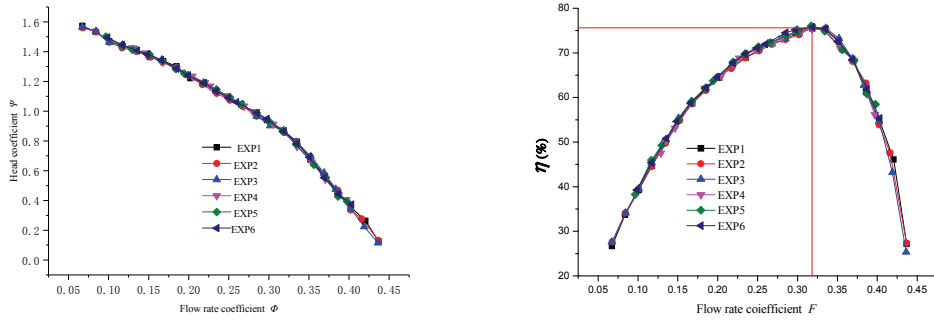
图 5 高速摄影试验布置图

3 结果与分析

3.1 稳态外特性试验结果对比分析

根据稳态外特性重复试验测得的数据，流量系数定义 $\varphi=2\pi Q\Omega^{-1}D^{-3}$ 扬程系数定义 $\psi=(2\pi)^2 gH(\Omega D)^{-2}$ ，其中 Ω 为转子叶顶的角速度 (rad/s)。图 6 为扬程系数—流量系数图和效率—流量系数图。从图中可以看出，六次重复试验的外特性曲线基本重合，说明本次试验结果的可靠性和准确性高。同时，可以看出模型泵在流量为 435m³/h (120.83L/s, 约 0.956 Q_{opt})

时达到了效率最高点，此时效率为 75.95%。



(a) 扬程系数—流量系数曲线

(b) 效率—流量系数曲线

图 6 外特性试验结果

图 7 是利用 SST $k-\omega$ 模型得到的泵外特性数据与试验的对比示意图。由于在对模型进行三维造型时，仅针对主要过流部件进行了精确建模，加上简化的几何模型，忽略了很多泄露，导致模拟值得扬程系数总体比实验值小，但是，模拟值与实验值的误差在可以接受的范围。说明 SST $k-\omega$ 湍流模型能够很好地求解近壁面处复杂的涡流场。

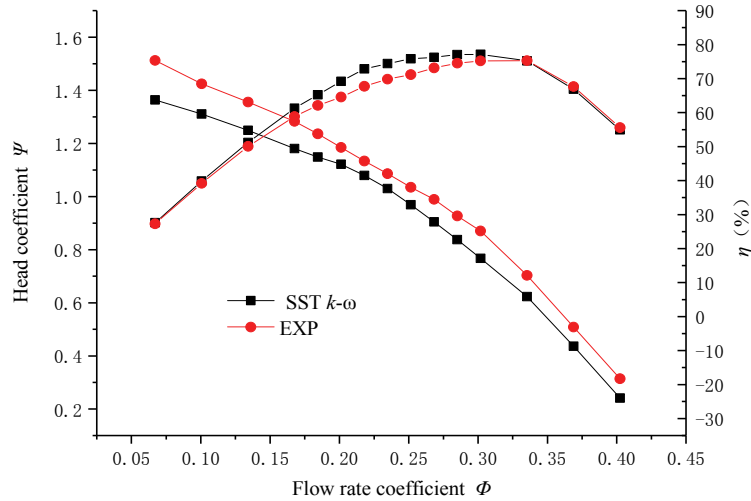


图 7 数值模拟与外特性试验的曲线对比

3.2 泵空化特性曲线

根据对模型泵在不同进口压力下数值计算结果进行整理分析,可计算得到模型泵在各进口压力下的有效汽蚀余量,公式为:

$$NPSH_a = \frac{p_s}{\rho g} + \frac{v_s^2}{2g} - \frac{p_v}{\rho g} \quad (3)$$

式中, $NPSH_a$ 为有效汽蚀余量,单位为 m; p_s 为模型泵进口处压力,单位为 Pa; v_s 为模型泵进口处流速,单位为 m/s; ρ 为常温水的密度,取 998kg/m^3 ; g 为重力加速度,取 9.8m/s^2 。

通过式(3)计算出的模型泵在不同进口压力下的有效汽蚀余量,作出模型泵在额定工况下的空化特性曲线,如图8所示,图中纵坐标为扬程 H ,横坐标为对应的有效汽蚀余量 $NPSH_a$,单位均为 m。从图中可以看出,在有效汽蚀余量较大时,模型泵的扬程与有效汽蚀余量无关,是一条直线;当汽蚀余量降低至 4.3m 左右时,模型泵的扬程曲线开始出现下降的拐点,当汽蚀余量降低至 4.25m 以下时,随着有效汽蚀余量的降低,模型泵扬程出现了直线下降,表明泵内部发生了空化并随着泵进口压力的减小迅速发展。目前,工程中一般规定在水泵扬程下降 3% 时所对应的有效汽蚀余量,即为该水泵汽蚀余量的临界值,即必需汽蚀余量 $NPSH_r$ 。因此,从图中可以看出,模型泵扬程下降 3% 时的扬程为 2.231m,此时所对应的有效汽蚀余量为 4.41m。所以,模型泵在额定流量工况下的必需汽蚀余量 $NPSH_r$ 等于 4.41m。

3.3 启动过程中瞬态空化形态的时空演变过程

为了研究模型泵在启动过程中瞬态空化形态的时空演变过程,结合泵空化特性曲线,可以发现在进口压力降为 40kPa 时,扬程已经降的较为明显,所以作出启动时间 $T_s=10\text{s}$,流量工况为 $1.0Q_{opt}$ 、进口压力为 40kPa 时叶轮流道内空泡体积分数为 0.1 的等值面,选取代表模型泵整个启动过程的 6 个时间点的 6 张图片进行对比分析,同时选取了高速摄影试验拍摄的模型泵启动时间 $T_s=10\text{s}$,流量工况为 $1.0Q_{opt}$ 、进口压力为 40kPa 时内部空化流场的照片,分别与数值模拟结果对应的时间点相同进行对比,如图7所示,图 a 中红色箭头表示叶轮旋转方向。从图中可以看出,在模型泵启动的初始阶段,如图 a 所示,即 $t=2\text{s}$ 时,没有出现空化现象,因为此时泵转速较低,内部压力分布较为均匀,没有明显的压力梯度,同时内部流场的压力高于介质此时的饱和蒸汽压力。随着转速的增大,在 $t=3\text{s}$ 时刻,在模型泵叶轮与转轮室之间的间隙处首先发生了空化现象,如图 b 所示,这是由于在模型泵转速较大时,泵叶轮的工作面与背面之间存在较大的压力梯度,叶轮工作面的介质会沿着压力梯度的方向通过叶片顶部的间隙流向叶轮的背面,形成叶顶泄漏流,由于叶顶间隙的尺寸很小 (0.25mm),因此泄漏流的速度较大,对应的压力很低,同时,因为叶顶泄漏流的流动方向与叶轮流道中的主流方向不同,两股流动相互混合时会发生卷吸作用,形成叶顶泄漏涡,涡中心的压力很低,当其低于临界压力时,便会发生空化。随着模型泵转速的进一步增大,可以观察到叶顶泄漏涡空化的面积也在不断增大,并逐渐向卷吸区发展,同时,可以观察到在模型泵叶顶间隙区域发生了泄漏流引起的间隙附着空化,如图 c、d 所示。因

此,在启动的初期,模型泵内部的空化主要由叶顶泄漏涡引起的涡空化与叶顶泄漏流引起的间隙附着空化组成。在模型泵启动的后期,进口压力到达最低点,泄漏涡空化与间隙附着空化的空泡团不断向着卷吸区发展,最终会连结在一起,形成类似于三角形的空泡云,空泡面积显著增加,如图 e、f 所示。同时,可以观察到叶轮流道中的空化区域随着启动时间的推进,逐渐向叶片后缘方向发展,最终在高压区脱落、溃灭。此外,在图 e 中,可以发现空化区域已经由叶顶开始扩展至叶片背面,而图 f 中的空泡已经扩展至叶片背面面积的大约 1/3,表明此时模型泵已经发生了严重空化,诱导产生较大的振动、噪声,水泵的各项性能大幅降低。通过对数值模拟和内流场试验的结果对比分析可知,本次数值模拟得到的模型泵启动过程中瞬态空化的演化过程与内流场高速摄影试验的结果基本一致。所以,本次模拟具有一定可信度,对之后的研究分析有一定借鉴作用。

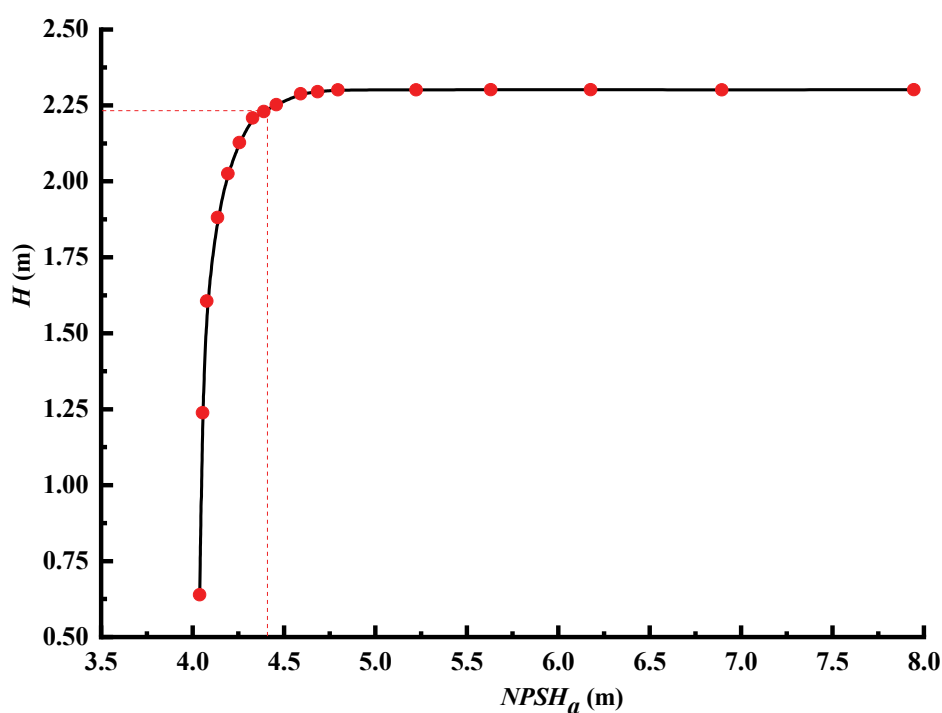


图 8 模型泵空化特性曲线

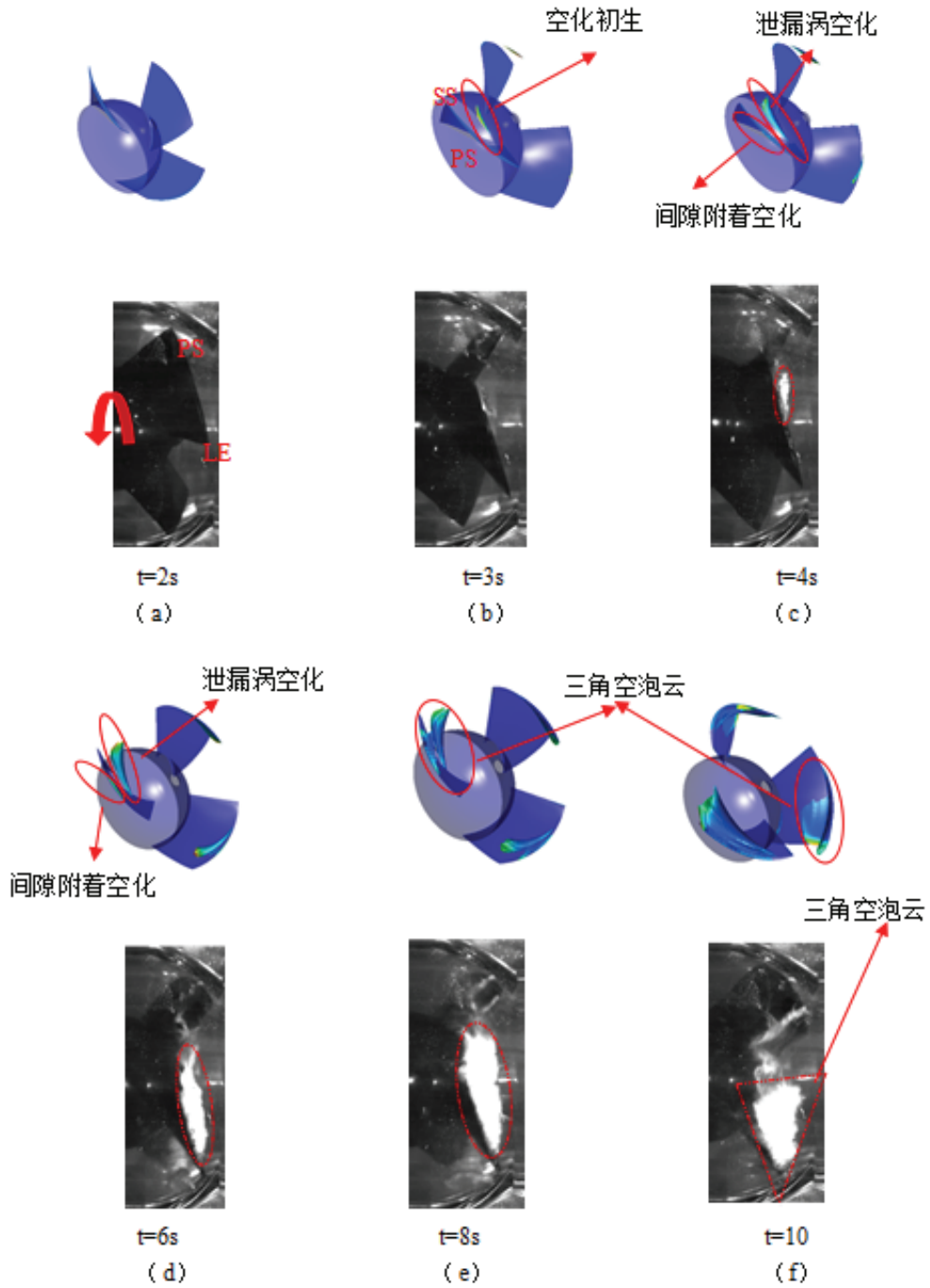


图9 启动过程中空化形态演变过程模拟与试验对比

3.4 不同进口压力下叶轮流道内空泡体积分数分布

为了研究模型泵在采用不同进口压力条件时对其瞬态空化性能的影响，分别作出在 80kPa、60kPa 和 40kPa 三种进口压力条件下，启动时间 $T_s=10s$ 、流量工况为 $1.0Q_{opt}$ 时模型泵叶轮流道内空泡体积分数为 0.1 的等值面，同样选取代表模型泵整个启动过程的 4 个时间点的 4 张图片进行对比分析，如图 10 所示。

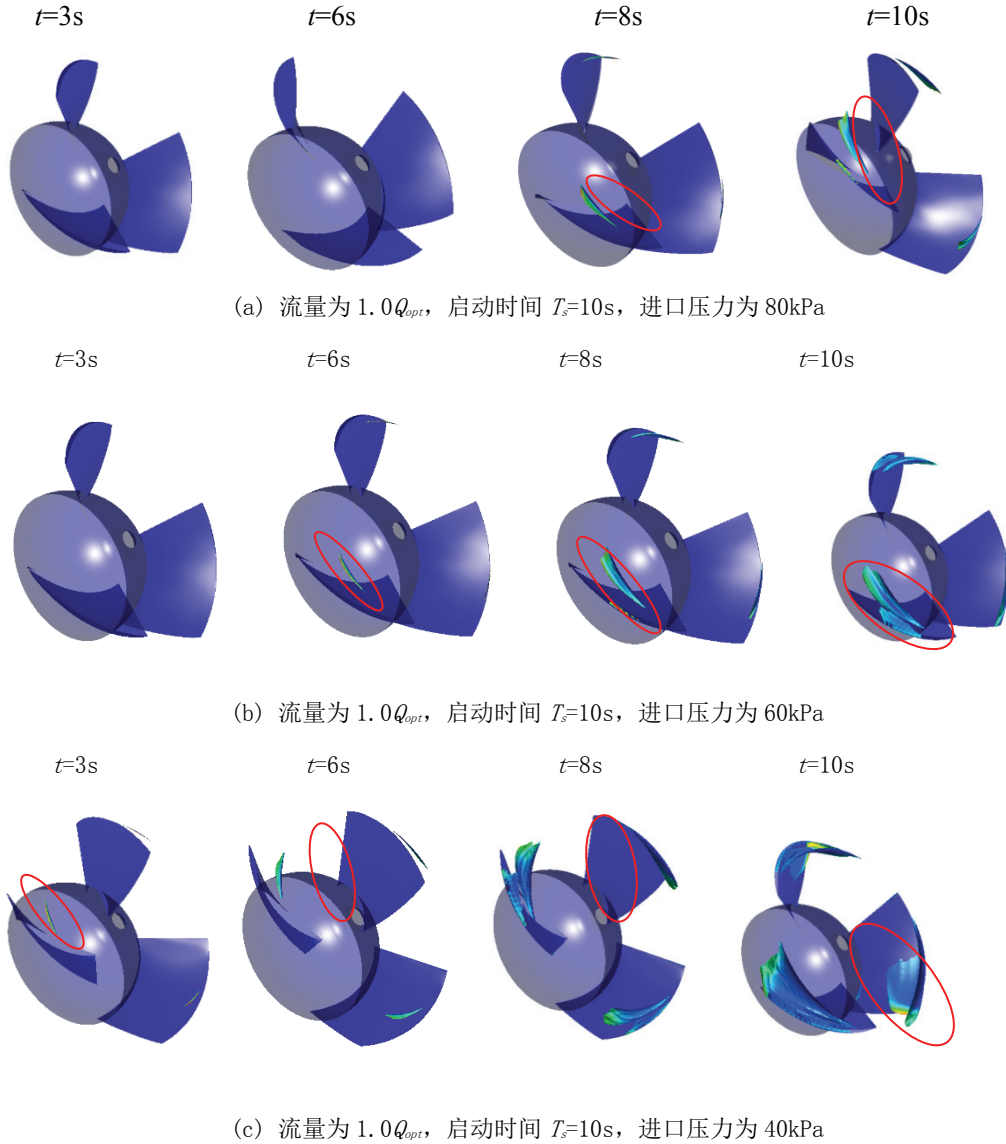


图 10 不同进口压力下的启动过程空化

从图 10 中可以看出，在不同的进口压力下，模型泵叶轮流道内的空化都是首先发生在叶轮与转轮室间隙处的叶顶泄漏涡空化。随着转速的增大，模型泵叶顶间隙处发生间隙附

着空化，空泡团体积不断扩大，在启动即将完成时，形成了三角形空泡云。同时，通过对图 a、b、c 进行对比可以看出，随着进口压力的降低，叶轮内空化发生时的临界转速分别为 435r/min、870r/min 和 1160r/min，此外，模型泵内空化发展的程度逐渐加剧，比如在 b、c 两图中的 $t=10s$ 时刻，形成了三角形空泡云，并且图 c 中 $t=8s$ 时刻空化已经发展至叶片背面， $t=10s$ 时刻空泡团占到了叶片背面总面积的 40% 左右，表明此时空化已经非常严重。因此，随着进口压力的降低，模型泵发生空化的临界转速逐渐减小，并且空化发展的程度逐渐加剧。这是因为随着进口压力的降低，模型泵的有效汽蚀余量逐渐减小，所以更容易发生空化，空化的发展程度也更加严重。

4 结论

本文研究采用 SST $k-\omega$ 数值模拟方法研究混流泵启动过程的内部空泡的时空演变过程，并结合外特性和高速摄影验证结果准确性，经分析讨论得到以下结论。

(1) 在模型泵启动初期，泵内部的空化主要由叶顶泄漏涡引起的涡空化与叶顶泄漏流引起的间隙附着空化组成，随着转速的增大，泄漏涡空化与间隙附着空化的空泡团不断向着卷吸区发展，最终连结在一起，形成类似于几何三角形的空泡云；

(2) 通过对模型泵启动过程中空泡发展过程，发现随着模型泵转速的增加，可以观察到叶片背面的空化区域都是由叶片中部靠近轮缘处逐渐向叶片背面的后缘及轮毂的方向发展；

(3) 针对模型泵进行不同启动时间下叶轮流道内空泡变化的对比，得出不同进口压力下对混流泵启动过程中空化性能的影响，即随着进口压力的减小，模型泵发生空化的临界转速在逐渐减小，而且空化的发展程度逐渐加剧。

致谢

本研究受到了国家自然科学基金面上项目(51579118)、江苏省六大人才高峰项目、国家重点研发计划(2017YFC0404201)、江苏省青蓝工程中青年学术带头人和“333”工程项目资助。

参考文献

- 1 Duplaa S, Coutier-Delgosha O, Dazin A, et al. Experimental Study of a Cavitating Centrifugal Pump During Fast Startups[J]. Journal of Fluids Engineering, 2010, 132(2):365-368.
- 2 Sébastien D, Olivier C D, Antoine D, et al. Cavitation inception in fast startup[C]// The International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery - Isromac. 2008.
- 3 Duplaa S, Coutier-Delgosha O, Dazin A, et al. Experimental characterization and modelling of a cavitating centrifugal pump operating in fast start-up conditions[J]. Science, 2010, 66(1708):284-285.

- 4 Shah S, Merchant A, Luby S, et al. The Transient Characteristics of a Pump during Start Up[J]. *Jsmc International Journal*, 2008, 25(201):372-379.
- 5 Tanaka T, Tsukamoto H. Transient Behavior of a Cavitating Centrifugal Pump at Rapid Change in Operating Condition : 1st Report, Transient Phenomena at Opening/Closure of Discharge Valve[J]. *Nihon Kikai Gakkai Ronbunshu B Hen/transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Part B*, 1999, 63(616):3984-3990.
- 6 Tanaka T, Tsukamoto H. Transient Behavior of a Cavitating Centrifugal Pump at Rapid Change in Operating Conditions—Part 2: Transient Phenomena at Pump Startup/Shutdown[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 1999, 121(4):850-856.
- 7 Tanaka T, Tsukamoto H. Transient Behavior of a Cavitating Centrifugal Pump at Rapid Change in Operating Conditions—Part 3: Classifications of Transient Phenomena[J]. *Nihon Kikai Gakkai Ronbunshu B Hen/transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Part B*, 1999, 63(616):3984-3990.
- 8 甘加业, 薛永飞, 吴克启. 混流泵叶轮内空化流动的数值计算[J]. *工程热物理学报*, 2007, 28(z1):165-168.
- 9 常书平, 王永生. 基于CFD的混流泵空化特性研究[J]. *排灌机械工程学报*, 2012, 30(2):171-175.
- 10 曹玉良, 贺国, 明廷锋, 等. 修正湍流粘度的混流泵空化非定常分析[J]. *哈尔滨工程大学学报*, 2016, 37(5):678-683.
- 11 李伟. 斜流泵启动过程瞬态非定常内流特性及实验研究[D]. 江苏大学, 2012.
- 12 刘竹青, 朱强, 杨魏, 等. 双吸离心泵关阀启动过程的瞬态特性研究[J]. *农业机械学报*, 2015, 46(10):44-48.
- 13 许斌杰, 李志峰, 吴大转, 等. 离心泵启动过程瞬态特性的研究[J]. *中国科技论文*, 2009, 4(9):644-649.
- 14 许斌杰, 李志峰, 吴大转, 等. 离心泵启动过程瞬态湍流流动的数值模拟研究[J]. *中国科技论文*, 2010, 05(9):683-687.
- 15 王乐勤, 吴大转, 胡征宇, 等. 基于键合图法的叶片泵启动特性仿真[J]. *工程热物理学报*, 2004, 25(3):417-420.
- 16 张玉良, 朱祖超, 崔宝玲, 等. 离心泵启动过程的外特性试验研究[J]. *机械工程学报*, 2013, 49(16):147-152.
- 17 张玉良, 朱祖超, 林慧超, 等. 离心泵启动过程中的附加理论扬程计算[J]. *力学季刊*, 2012, 33(3):456-460.
- 18 吴大转, 焦磊, 王乐勤. 离心泵启动过程瞬态空化特性的试验研究[J]. *工程热物理学报*, 2008, 29(10):1682-1684.
- 19 张俊杰. 混流泵及水翼加速流工况瞬态空化特性的数值模拟与实验研究[D]. 江苏大学, 2016.
- 20 张德胜, 石磊, 陈健, 等. 轴流泵叶轮叶顶区空化特性试验分析[J]. *浙江大学学报(工学版)*, 2016, 50(8):1585-1592.
- 21 张德胜, 石磊, 陈健, 等. 基于大涡模拟的轴流泵叶顶泄漏涡瞬态特性分析[J]. *农业工程学报*,

2015, 31(11):74-80.

- 22 张德胜, 陈健, 张光建, 等. 轴流泵叶顶泄漏涡空化的数值模拟与可视化实验研究[J]. 工程力学, 2014(9):225-231.
- 23 张德胜, 潘大志, 施卫东, 等. 轴流泵叶顶区的空化流场与叶片载荷分布特性[J]. 化工学报, 2014, 65(2):501-507.

Numerical simulation and experimental study on transient cavitation characteristics of mixed-flow pump startup process

ZHANG De-sheng^{1*}, GU QI¹, CHEN Zong-he¹, SHI Wei-dong²

(1. National Research Center of Pumps, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China.

2. Department of Mechanical Engineering, Nantong University, Nantong 226019, Jiangsu, China.

*Email: zds@ujs.edu.cn)

Abstract: Aiming at researching of the transient cavitation characteristics during the start-up process of mixed-flow pump, the flow field distribution in impeller passage under different inlet pressures at the same start-up time ($T_s=10s$) was analyzed by means of both numerical simulation and high-speed photography. It is found that in the initial stage of start-up process, the cavitation inside the pump is mainly composed of the vortex cavitation caused by the tip leakage vortex and the gap attachment cavitation caused by the tip leakage flow. With the increase of the rotational speed, it can be observed that the cavitation area has moved from the rim near the middle of the blade to the trailing edge of the suction side of the blade and the hub, then forming a cavitation area shaped as a geometric triangle; and the cavitation consists of the tip leakage vortex cavitation, the entrainment area cavitation and the clearance attachment cavitation. As the pressure of the inlet of the model pump is reduced, the critical speed when the cavitation happens will decrease, and the strength of cavitation is intensified.

Key words: Mixed-flow pump; Starting; Numerical simulation; High speed photography