排灌机械工程学报
Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering
2018 年 2 月 Feb. 2018 | 第 36 卷 第 2 期 Vol. 36 No. 2

doi:10.3969/j.issn.1674-8530.16.0173

叶轮几何参数对离心泵断裂空化性能的影响


康俊鋆

康俊鋆[1*]，朱荣生[1]，王秀礼[1]，刘永[1]，钟伟源[1]，张本营[1]，戚龙喜[2]

（1. 江苏大学国家水泵及系统工程技术研究中心，江苏 镇江 212013；2. 江苏江进泵业有限公司，江苏 泰州 225300）

摘要：为了改善离心泵的空化性能，研究离心泵断裂空化发生机理，对 1 个比转数为 134 的单级离心泵进行空化性能的模拟计算，通过改变叶轮的进口直径、叶片进口安放角和叶轮出口宽度进行数值模拟，根据模拟结果预测了模型泵的空化性能，并分析不同空化余量下叶轮流道内的气泡分布. 研究结果表明：在额定工况下，随着进口压力的降低，空泡首先在叶片背面进口边附近产生，然后随着叶轮旋转沿流道向叶轮出口扩散，并随着流道过流面积的增加向叶片工作面扩展；叶轮流道内气泡呈不对称分布的主要原因是由于叶轮与蜗壳的动静耦合作用，使叶轮叶片表面的压力分布不对称造成的；与叶轮进口参数相比，叶轮出口宽度的变化对离心泵空化性能的影响不大；当增大叶片进口安放角后，减小了叶片的弯曲程度，叶片进口的过流面积增大，空化性能得到改善，相同进口压力下的空化余量值减小；在进口直径和进口安放角的变化过程中，均存在一个最佳值，最佳值对离心泵效率和空化性能的提高具有重要意义.

关键词：离心泵；空化性能；进口安放角；叶轮进口直径；叶轮出口宽度

中图分类号：TH311；S277.9　**文献标志码**：A　**文章编号**：1674-8530(2017)02-0111-07

康俊鋆，朱荣生，王秀礼，等. 叶轮几何参数对离心泵断裂空化性能的影响[J]. 排灌机械工程学报，2018，36(2)：111-117.

KANG Junjun，ZHU Rongsheng，WANG Xiuli，et al. Effects of impeller geometry parameters on fracture cavitation performance of centrifugal pump[J]. Journal of drainage and irrigation machinery engineering(JDIME)，2018，36(2)：111-117.(in Chinese)

Effects of impeller geometry parameters on fracture cavitation performance of centrifugal pump

KANG Junjun[1*]，*ZHU Rongsheng*[1]，*WANG Xiuli*[1]，*LIU Yong*[1]，*ZHONG Weiyuan*[1]，*ZHANG Benying*[1]，*QI Longxi*[2]

(1. National Research Center of Pumps，Jiangsu University，Zhenjiang，Jiangsu 212013，China；2. Jiangsu Jiangjin Pump Industry Co. Ltd.，Taizhou，Jiangsu 225300，China)

Abstract：To improve the cavitation performance and study the cavitation fracture mechanism of the centrifugal pump，the numerical simulation of cavitation performance in a specific speed 134 centrifugal pump was carried out by changing the impeller inlet diameter，the blade inlet angle and the impeller outlet width. Then the cavitation performance was predicted according to the simulation results，and the bubble distribution in the impeller passage was analyzed under different net positive suction heads.

收稿日期：2016-07-22；**修回日期**：2016-09-14；**网络出版时间**：2018-01-09
网络出版地址：http://kns.cnki.net/kcms/detail/32.1814.TH.20180109.1105.008.html
基金项目：国家自然科学基金资助项目(51379091，51509112)；江苏省自然科学基金资助项目(BK20130516)；中国博士后科学基金项目(2014M551511)；江苏高校优势学科建设工程项目；江苏省重点研发专项资金项目(BE2015129)
第一作者简介：康俊鋆(1992—)，女，四川广元人，硕士研究生(通信作者，172986685@qq.com)，主要从事流体机械研究.
第二作者简介：朱荣生(1964—)，男，湖南永州人，研究员(zrs@ujs.edu.cn)，主要从事流体机械水力设计与数值计算研究.

Simulation results show that with the decreasing of the inlet pressure, the cavitation bubble first occurs at the blade inlet of the suction side, then it diffuses to the impeller outlet with the rotating of the impeller at the same time, and the bubbles flow to the pressure side when the flow area becomes bigger. The main reason why the bubble in the impeller passage is asymmetric is that the pressure on the surface of the impeller is asymmetric because of the static coupling between impeller and volute. Compared to the impeller inlet parameters, the change of the impeller outlet width affects the cavitation performance less. The bending of the blade becomes smaller when the inlet angles become bigger, the flow areas in the blade inlet increase, the cavitation performance is improved and the value of the *NPSH* decreases under the same inlet pressure. There exists an optimum value for the change of the impeller inlet diameter and the blade inlet angle, which is important to the improvement of the centrifugal pump's efficiency and the cavitation performance.

Key words: centrifugal pump; cavitation performance; inlet angle; impeller inlet diameter; impeller outlet width

离心泵广泛地应用于工业、环保和城市市政等领域,随着日益严格的环境标准和客户要求不断地提高,离心泵空化受到越来越多的关注[1]. 空化不仅导致水力性能的下降,还对水力部件造成空蚀破坏,产生空化噪声、超声波以及空化振动[2-4]. 近年来,随着计算机技术和试验水平的进步,国内外学者对空化的研究也活跃起来. 目前,国内学者主要从试验和数值模拟2方面对水力机械的空化进行了大量研究[5-7]. 陈庆光等[8]对轴流式水轮机内部的空化流动进行了数值模拟,模拟结果与模型水轮机空化试验中所观察到的现象基本一致. 甘加业等[9]应用完全空化模型对1台喷水推进混流泵叶轮内的空化流动进行数值模拟,计算了混流泵的空化性能指标. 刘宜等[10]应用 Fluent 软件,对离心泵设计工况下的空化流场进行了数值模拟,得到了空化两相的静态特征. 王勇等[11]通过模拟冲角变化时泵内空化流场的分布情况,分析了在空化状态下叶轮中间流面上的空泡体积分布和叶片中间流线的载荷特性. 国外,也有许多学者对泵的空化进行了大量的研究[12-14]. MEDVITZ 等[15]应用多相 CFD 方法对离心泵的空化流动进行数值模拟,并预测了空化性能. DULAR 等[16]对翼型表面的空化流动进行了数值模拟,模拟结果与 PIV 试验结果基本一致. 王秀礼等[17]采用 CFD 数值模拟对离心泵叶轮发生空化后出现流量-扬程曲线陡降的原因进行研究分析,并分析了离心泵断裂空化工况时其内部流场的流动情况.

目前对离心泵内部空化流动的数值模拟主要集中在对设计工况点空化流场进行分析. 文中应用 ANSYS CFX 软件对叶轮不同的进口直径、叶片进口安放角和叶轮出口宽度进行数值模拟,根据模拟结果得出影响模型泵空化性能的主要参数因素,并分析各种模型不同空化余量下叶轮流道内的气泡分布状况,研究叶轮几何参数的改变对空化性能的影响.

1 数值模拟

1.1 控制方程

在使用完整的空化模型和混合流体两相流模型模拟离心泵内部的空化流动时,连续性方程和动量方程为

1) 连续性方程

混合流体相

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \boldsymbol{v}) = 0, \tag{1}$$

式中:ρ 为空泡相和水流相形成的混合流体质量密度;$\boldsymbol{v}$ 为混合流体的速度矢量.

空化模型

$$\frac{\partial \rho}{\partial}(\rho f) + \nabla \cdot (\rho f \boldsymbol{v}) = R_e - R_c, \tag{2}$$

式中:f 为空泡相的质量组分;R_e 为水蒸气的生成率;R_c 为水蒸气的凝结率. 且式(2)中混合密度 ρ 和空泡相质量组分 f 的关系式为

$$\frac{1}{\rho} = \frac{f}{\rho_v} + \frac{1-f}{\rho_1}, \tag{3}$$

式中:ρ_v 为空泡相流体的质量密度;ρ_1 为水流相流体的质量密度.

2) 动量方程

$$\frac{\partial(\rho \boldsymbol{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \boldsymbol{v}^2) = -\nabla \cdot p + \frac{1}{3}\nabla \cdot [(\mu + \mu_t)\nabla \cdot \boldsymbol{v}] + \nabla \cdot [(\mu + \mu_t)\nabla \cdot \boldsymbol{v}] + \rho g, \tag{4}$$

式中：p 为静压力；μ 为分子黏性系数；μ_t 为湍流黏性系数.

1.2　计算模型及网格划分

计算模型为蜗壳式离心泵，输送介质为清水，相关性能参数为流量 $Q=100\ m^3/h$，扬程 $H=32\ m$，转速 $n=2\ 960\ r/min$，比转数 $n_s=134$，叶片数 $z=6$，泵进口直径 $D_s=95\ mm$，泵出口直径 $D_d=84\ mm$. 整个计算模型由一个动叶轮水体，一个静止蜗壳水体及进、出口延长段水体 4 部分组成. 采用专业网格划分软件 ICEM 进行网格划分，考虑到非结构化网格对空间复杂几何边界适应性强，因此蜗壳和叶轮网格类型采用四面体非结构化网格；其他区域则采用结构化网格，同时在进口段与叶轮、叶轮与蜗壳以及蜗壳与出口段的交接面处进行相应的加密处理，这样既可以保证高质量网格，又降低了数值模拟时间. 为了保证网格对离心泵计算的准确性且减少计算量，图 1 给出了 2 种网格划分方案下网格数 N 与扬程 H 的关系.

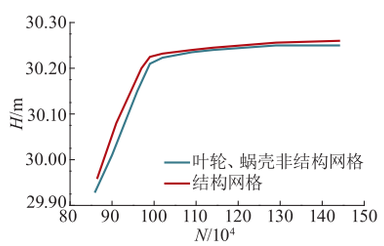


图 1　不同网格数下泵扬程

Fig. 1　Pump head under different grid numbers

由图 1 可知，叶轮和蜗壳的网格类型对扬程的影响不大. 考虑到计算时间，因此选择叶轮和蜗壳为非结构化网格的方案. 计算后发现扬程相关性低于 1%，因此最后确定叶轮的网格数为 338 400，蜗壳的网格数为 402 360，进、出口延长段的网格数分别为 205 368 和 193 872. 经光顺处理，网格最小角度在 18°以上，网格质量达到 0.4 以上. 三维结构和网格划分如图 2 所示.

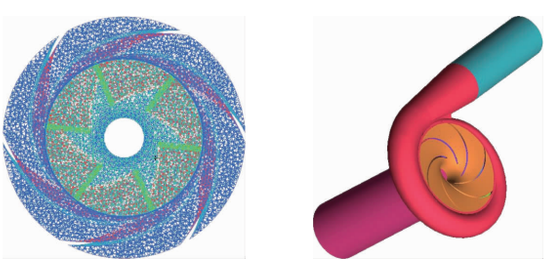


图 2　三维造型和网格划分

Fig. 2　Three-dimensional design and meshing

1.3　数值模拟设置

运用 ANSYS CFX 进行模型泵的定常计算，在离心泵的 4 个计算域中，叶轮属于旋转域，进口延长段、蜗壳及出口延长段属于静止域. 交界面是 2 个不同的域之间相互接触的部分，定义交界面是为了不同计算域之间进行数据传递. 文中的计算模型需要设置的交界面有进口 - 叶轮、叶轮 - 蜗壳和蜗壳 - 出口 3 个不同的面. 叶轮为旋转部件，进口 - 叶轮和叶轮 - 蜗壳交界面为动静交界面，进口与叶轮、叶轮与蜗壳之间交界面采用滑移网格模型. 壁面粗糙度为无滑移壁面（Smooth wall），近壁面处采用标准壁面函数，壁面边界条件设置为绝热无滑移壁面.

为提高空化计算的收敛速度，以未发生空化的单相计算结果作为空化两相流动的初始值. 2 种计算的边界条件均采用进口总压和出口质量流量，在固壁处采用无滑移边界条件，近壁区采用 Scalable 壁面函数. 泵内部空化的产生通过逐步降低泵进口总压实现，质量流量出口能够保证泵运行时的流量不变. 空化计算时，设定进口的空泡体积为 0，液体水的体积分数为 1. 求解格式设定为高阶求解（High resolution）模式，设定各个速度分量、湍动能 k 及湍动耗散 ε 的收敛精度为 10^{-4}，最大迭代步数为 1 000 步. 根据扬程的变化，逐步降低进口压力来模拟泵内部空化的发生情况.

2　计算结果和分析

空化是液体特有的复杂的物理现象，泵内液体的空化直接影响到泵的工作特性、运行可靠性和使用寿命，在泵的设计中作为一个重要的特性指标被重视和研究. 但是泵的空化现象不能完全被消除，只能通过各种方法来减小空化的不利影响. 为了研究几何参数对离心泵断裂空化工况的影响，文中采用改变进口安放角、叶轮进口直径和叶轮出口宽度 3 个参数来进行数值模拟. 通常，取扬程下降 3% 时所对应的空化余量 $NPSH$ 为泵的临界空化余量 $NPSH_c$，在此基础上进一步降低进口压力会导致泵性能的严重劣化，在这里取扬程下降 5% 时所对应的 $NPSH$ 为泵的断裂空化余量值.

2.1　离心泵空化性能曲线的预测

以无空化流动的计算结果为初始值，增加空化模型，通过逐步减少进口总压的方法来模拟离心泵内部的空化流动. 当进口总压较大时，泵内无空化产生，泵的外特性不受影响，扬程保持不变；随着进口总压的

逐步降低,泵内的空化程度将逐步增大,导致泵的扬程下降. 图3,5,7为不同设计参数时的空化性能预测曲线,其中纵坐标为不同进口压力对应的扬程与最高效率点处的扬程值之比,记为 h;横坐标为不同压力时有效空化余量 $NPSH$ 值与其初生空化余量值之比,记为 σ. 泵有效空化余量 $NPSH$ 的计算公式为

$$NPSH=\frac{p_{in}-p_{tv}}{\rho g}, \tag{5}$$

式中:p_{tv}为介质在工作温度下的饱和蒸汽压力,一般取3 170 Pa.

2.1.1 进口安放角不同时的空化性能

采用速度系数法对叶轮进行水力计算,所选用的3个模型泵的进口安放角分别为10°,20°和30°,保持叶轮其他参数不变. 图3为进口安放角不同时空化性能曲线,表1记录了相应的性能参数,其中,α 为进口安放角,η 为效率,$NPSH_F$ 为断裂空化余量.

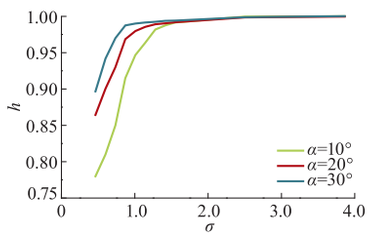


图3 不同进口安放角时的空化性能预测曲线

Fig. 3 Cavitation characteristics prediction curves at different inlet angles

表1 3种不同进口安放角下的性能参数

Tab. 1 Performance parameters of three different inlet angles

α/(°)	H/m	η/%	$NPSH_F$/m
10	31.42	88.99	1.214
20	30.32	88.06	0.923
30	28.17	85.95	1.571

从数值计算的结果可以看出,当增大叶片进口安放角后,减小了叶片的弯曲程度,叶片进口的过流面积增大,空化性能得到改善,泵的必需空化余量值减小. 从表1可以看出,最高效率点处泵的扬程值随着进口安放角的增加急剧变小. 结合图3,随着进口压力的降低,安放角为10°的模型泵的扬程值最先开始下降,当泵发生断裂空化时,其断裂空化值为1.571 m,效率随进口安放角的变化幅度也不一样,当进口安放角从10°增加到20°时,效率降低了0.93%;而安放角从20°增加到30°时效率却降低了2.11%,其断裂空化余量值的变化分别为0.357 m和0.291 m;进口安放角为30°时,最高效率点泵的扬程值为28.17 m,远远偏离了设计参数32 m,此时最高效率为85.95%,远低于前2个模型泵. 为了进一步说明模型泵空化发生情况随进口安放角不同的原因,给出不同空化余量下叶轮流道的空泡体积分布图,如图4所示. 从图中可以看出,叶轮各流道内的空泡呈不对称分布,这主要是由于叶轮和蜗壳的耦合作用,使得叶轮叶片表面的压力分布不对称造成的.

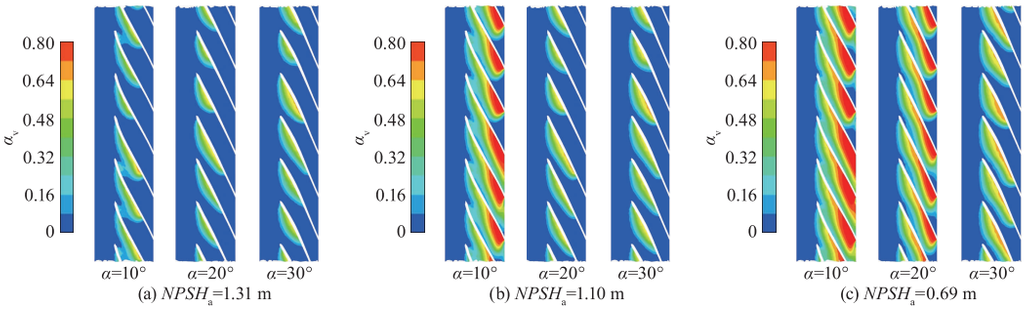


图4 不同进口安放角下叶轮流道内的空泡分布

Fig. 4 Vapour distribution in impeller of three inlet angles

另外,随着有效空化余量值的减小,泵内部的空泡体积分布增大,空泡首先在叶片背面进口边附近产生,然后随着叶轮的旋转沿叶片背面向出口方向扩散,并随着流道面积的变化,向叶片工作面扩展. 随着进口安放角的增大,泵的空化性能变好,在相同 $NPSH_a$ 下,进口安放角为10°的泵内部的空化程度最严重,20°次之,30°时最轻,这与空化性能预测曲线的趋势相一致. 当有效空化余量值为0.69 m时,进口安放角为10°和20°的泵叶轮流道均完全被气泡堵塞,严重影响泵的工作性能.

综上所述,增大进口安放角,叶片的弯曲减小,叶片进口过流面积增大,叶片排挤减小,空化性能变好,但当进口角增大到一定程度时,效率降低,扬程值急剧降低,因此在进口角增大的过程中,存在一个最佳值,这个最佳值的存在对泵性能有重要影响. 在这里,该模型对应的最佳进口安放角为20°.

2.1.2　进口直径不同时的空化性能

离心泵的空化主要发生在叶片进口边附近,空泡产生受到该区域的影响,说明离心泵叶轮进口直径是影响空化现象发生的一个重要因素. 在这里,3 种不同方案下,叶轮的进口直径分别为 106,114 和 122 mm,其他叶轮上的相关参数不变. 经过数值模拟后,绘制出 3 种模型的空化性能曲线,如图 5 所示,并得到 3 种叶轮进口直径参数下的性能参数,见表 2.

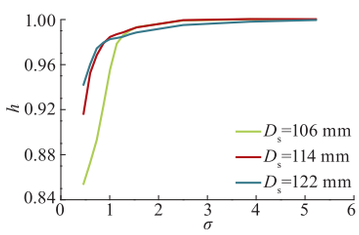


图 5　不同进口直径时的空化性能预测曲线

Fig. 5　Cavitation characteristics prediction curves at different inlet diameters

表 2　模型泵不同进口直径下的性能参数

Tab. 2　Performance parameters at three inlet diameters

D_s/mm	H/m	η/%	$NPSH_F$/m
106	30.43	88.92	1.50
114	29.82	87.67	1.06
122	29.33	85.44	0.88

从数值计算的结果可以看出,叶轮进口直径增加后,泵的扬程变化基本一致. 当叶轮进口直径为 106 mm 时,效率最高,但断裂空化余量值也最大,为 1.50 m;当叶轮直径为 122 mm 时,虽然断裂空化余量值最小,但是效率相比于直径为 106 mm 的模型泵降低了 3.48%. 从图 5 可以看出,进口直径为 122 mm 的模型泵的扬程最先出现下降趋势,但各模型泵空化性能预测曲线的变化趋势相同. 结合表 2,效率和断裂空化余量值均随着进口直径的增加而减小,进口直径为 114 mm 的模型泵的断裂空化余量值为 1.06 m,比进口直径为 106 mm 的模型泵的断裂空化余量值小 0.46 m;而此时泵的效率为 87.67%,比进口直径为 122 mm 的模型泵的效率值高 2.23%.

叶片背面空化是由叶片背面的低压区导致的固定空化,产生的空泡占叶轮内空泡的主要部分. 为进一步说明由于进口直径不同而引起的泵空化程度不同的原因,结合空化性能曲线的变化趋势,给出进口直径分别为 106,122 mm 时,有效空化余量值为 0.88,1.06 和 1.50 m 时的空泡体积分布图如图 6 所示.

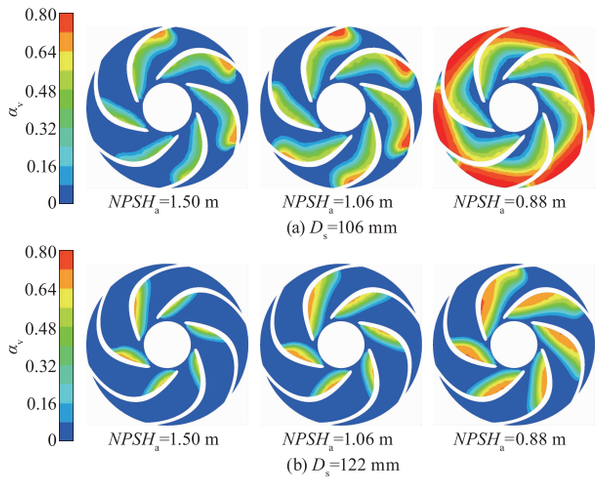


图 6　叶轮内的空泡体积分布图

Fig. 6　Vapour distribution in impeller of different inlet diameters

如图 6 所示,当有效空化余量值为 1.50 m 时,从表 2 可知,直径为 106 mm 的模型泵已经发生断裂空化,直径为 122 mm 的模型泵还处于空化初生后期阶段,因此直径为 106 mm 的模型泵叶轮流道内的空泡已从叶片背面进口边附近扩展到靠近出口边的地方,空泡几乎堵塞了整个流道,这是导致扬程下降的主要因素,出口边处靠近隔舌部分的叶间流道内气泡大量堆积的原因主要是由于蜗壳与叶轮的动静耦合以及此区域流动方向的变化,造成随液流运动至该处的气泡来不及流走;当有效空化余量值降低到 0.88 m 时,直径为 106 mm 的模型泵空化程度十分严重,叶轮流道几乎被气泡完全阻塞,这是导致其扬程下降的主要原因,直径为 122 mm 的模型泵正在发生断裂空化,气泡主要堆积在叶片背面进口边至叶片中部,只有靠近隔舌部分的叶间流道出口处有少量气泡出现,这说明随着进口直径的增加,空化性能有所改善.

而造成叶轮流道内气泡呈不对称分布的主要原因是由于叶轮与蜗壳的动静耦合作用,使叶轮叶片表面的压力分布不对称. 结合以上分析可以得出以下结论:在离心泵叶轮进口直径的变化过程中,叶轮进口直径存在一个最佳值,这个最佳值的存在对离心泵效率的提高和空化余量的降低有重要意义.

2.1.3　叶轮出口宽度不同时的空化性能

叶轮出口宽度 D_o 是泵的主要出口参数之一,与泵的性能密切相关,同时叶轮出口宽度的改变对出口流动的不均匀性有极大的影响. 因此叶轮出口宽

度的设计与选取是泵的设计中重要的一项,这里选取的泵叶轮出口宽度分别为14,18和22 mm,并保持其他叶轮参数相同.

表3为模型泵不同出口宽度时的性能参数.从表3可以看出,扬程和效率随着叶轮出口宽度的增大而逐渐增大,但是效率的增幅非常小,这是由于叶轮出口宽度增大,将导致叶轮出口流动不均匀性增强,在蜗壳中产生湍流耗散,从而产生大量的水力损失,进而效率随着出口宽度的增大,增幅不明显.在出口宽度增加的过程中,断裂空化余量值先减小,后增大,但是变化幅度不大.从图7可以看出,随着有效空化余量值的变化,3个模型的空化性能曲线的变化趋势基本一样,且3条性能曲线基本上无明显变化,因此可以得出如下结论:在不影响外特性的前提下,叶轮出口宽度对离心泵空化性能的影响不大.

表3 模型泵不同出口宽度时的性能参数

Tab.3 Performance parameters of different outlet widths

D_o/mm	H/m	η/%	$NPSH_F$/m
14	25.02	86.07	1.25
18	29.76	87.65	1.04
22	32.28	87.68	1.15

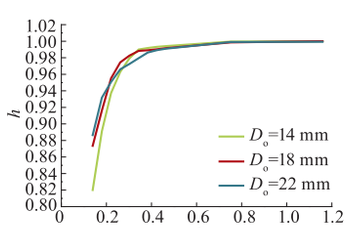


图7 不同出口宽度时的空化性能预测曲线

Fig.7 Cavitation characteristics prediction curves of different outlet widths

3 结 论

1)进口安放角增加,叶片弯曲减小,叶片进口过流面积增大,叶片排挤减小,空化性能变好,但当进口角增大到一定程度时,效率降低,扬程值急剧降低,而断裂空化余量值的变化相对较小,因此在进口角增大的过程中,存在一个最佳值,这个最佳值的存在对泵性能有重要影响.在这里,该模型对应的最佳进口安放角为20°.

2)通过对空化性能预测曲线、泵性能参数和内流场的分析可知,在叶轮进口直径改变的过程中存在一个最佳值,这个最佳值的存在对离心泵效率的提高和空化余量值的降低有重要意义.

3)通过对空化性能预测曲线和泵性能参数的分析可知,叶轮出口宽度的改变主要影响出口流动的不均匀性,对离心泵空化性能的影响不大.

4)进口安放角和叶轮进口直径的改变对离心泵空化性能的影响较大,叶轮出口宽度的变化主要引起泵扬程的变化,对空化和效率的影响不大.

参考文献(References)

[1] 戴菡葳,刘厚林,丁剑,等.离心泵叶轮出口宽度对泵腔内压力脉动分布的影响[J].排灌机械工程学报,2015,33(1):20-25.
DAI Hanwei, LIU Houlin, DING Jian, et al. Effects of impeller outlet width on pressure pulsation in two side chambers of centrifugal pump[J]. Journal of drainage and irrigation machinery engineering, 2015, 33(1): 20-25. (in Chinese)

[2] BACHERT Bernd, BRUNN Bernhard, STOFFEL Bernd. Experimental investigations concerning influences on cavitation inception at an axial test pump [C]// Proceedings of the ASME/JSME 2003 4th Joint Fluids Summer Engineering Conference, New York: ASME, 2003: 249-256.

[3] 何志霞,张鑫,陈驭航,等.单孔孔板水力空化特性的可视化与数值模拟[J].江苏大学学报(自然科学版),2017,38(4):416-422.
HE Zhixia, ZHANG Xin, CHEN Yuhang, et al. Visualization and numerical simulation of hydrodynamic cavitation in single hole orifice plate[J]. Journal of Jiangsu University(natural science edition), 2017, 38(4): 416-422. (in Chinese)

[4] 见文,吴志旺,刘卫伟,等.叶片进口安放角对离心泵空化性能影响[J].中国农村水利水电,2012(4):95-98.
JIAN Wen, WU Zhiwang, LIU Weiwei, et al. The effect of blade inlet angle on the cavitation performance of centrifugal pumps[J]. China rural water and hydropower, 2012(4): 95-98. (in Chinese)

[5] 邓松圣,廖松,于以兵,等.异形中心体诱发空化射流的数值模拟研究[J].流体机械,2017,45(5):21-25.
DENG Songsheng, LIAO Song, YU Yibing, et al. Study on numerical simulation of cavitation water jet induced by abnormal central-body[J]. Fluid machinery, 2017, 45(5): 21-25. (in Chinese)

[6] 司乔瑞,袁寿其,袁建平.叶轮隔舌间隙对离心泵性能和流动噪声影响的试验研究[J].振动与冲击,2016,35(3):164-168.

SI Qiaorui, YUAN Shouqi, YUAN Jianping. Experimental study on the influence of impeller – tongue gap on the performance and flow-induced noise characteristics of centrifugal pumps[J]. Journal of vibration and shock, 2016,35(3):164 – 168. (in Chinese)

[7] 杨敏官,张宁,李忠,等. 基于 CFD 的离心泵侧壁式压水室优化设计[J]. 江苏大学学报(自然科学版), 2013,34(1):28 – 32.
YANG Minguan, ZHANG Ning, LI Zhong, et al. Optimal design of centrifugal pump with tilt volute based on CFD [J]. Journal of Jiangsu University(natural science edition), 2013,34(1):28 – 32. (in Chinese)

[8] 陈庆光, 吴玉林, 刘树红, 等. 轴流式水轮机全流道内非定常空化湍流的数值模拟[J]. 机械工程学报, 2006, 42(6): 211 – 216.
CHEN Qingguang, WU Yulin, LIU Shuhong, et al. Numerical simulation of unsteady cavitating turbulent flow in the whole flow passage of a Kaplan turbine[J]. Chinese journal of machanical engineering, 2006, 42(6): 211 – 216. (in Chinese)

[9] 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(S1): 165 – 168.
GAN Jiaye, XUE Yongfei, WU Keqi. Numerical prediction of cavitation in a mixed-flow pump[J]. Journal of engineering thermophysics, 2007, 28(S1): 165 – 168. (in Chinese)

[10] 刘宜, 张文军, 杜杰. 离心泵内部空化流动的数值预测[J]. 排灌机械, 2008, 26(3): 19 – 21.
LIU Yi, ZHANG Wenjun, DU Jie. Numerical prediction of cavitation flow in centrifugal pump[J]. Drainage and irrigation machinery, 2008, 26(3): 19 – 21. (in Chinese)

[11] 王勇,刘厚林,袁寿其,等. 叶片进口冲角对离心泵空化特性的影响[J]. 流体机械,2011,39(4):17 – 20.
WANG Yong, LIU Houlin, YUAN Shouqi, et al. Effect of blade incidence angle on cavitation characteristics in centrifugal pump[J]. Fluid machinery, 2011,39(4): 17 – 20. (in Chinese)

[12] SINGHAL A K, ATHAVALE M M, LI H, et al. Mathematical basis and validation of the full cavitation model [J]. Journal of fluids engineering, 2002, 124(3):617 – 624.

[13] BRENNEN C E. Hydrodynamics of pumps[M]. Oxford: Oxford University Press, 1994.

[14] JEANTY F, ANDRADE J D, ASUAJE M, et al. Numerical simulation of cavitation phenomena in a centrifugal pump[C]//Proceedings of the ASME 2009 Fluids Engineering Division Summer Meeting, New York: ASME, 2009:331 – 338.

[15] MEDVITZ R B, KUNZ R F, BOGER D A, et al. Performance analysis of cavitating flow in centrifugal pumps using multiphase CFD[J]. Journal of fluids engineering, 2002, 124(2): 377 – 383.

[16] DULAR M, BACHERT R, BERND S, et al. Experimental evaluation of numerical simulation of cavitating flow around hydrofoil[J]. European journal of mechanics B: Fluids, 2005, 24(4): 522 – 538.

[17] 王秀礼,袁寿其,朱荣生,等. 离心泵汽蚀断裂工况原因的数值模拟分析[J]. 核动力工程,2012,33(6): 101 – 104.
WANG Xiuli, YUAN Shouqi, ZHU Rongsheng, et al. Numerical analysis for causes of cavitation fracture working condition on centrifugal pump[J]. Nuclear power engineering, 2012,33(6):101 – 104. (in Chinese)

(责任编辑　盛杰)