

DOI: 10.13476/j.cnki.nsbdkj.2019.0076

谢璐,刘超,傅善题,等.轴流泵装置分部结构对装置性能的影响分析[J].南水北调与水利科技,2019,17(3):193-200. XIE L, LIU C, FU S T, et al. Influences of component structures of axial flow pump on its performance[J]. South-to-North Water Transfers and Water Science & Technology, 2019, 17(3): 193-200. (in Chinese)

轴流泵装置分部结构对装置性能的影响分析

谢璐¹, 刘超¹, 傅善题², 孙玉民³, 刘辉²

(1. 扬州大学水利与能源动力工程学院, 江苏扬州 225009; 2. 南水北调东线山东干线有限责任公司, 济南 250013;
3. 山东省南水北调工程建设管理局, 济南 250013)

摘要:基于 $k-\varepsilon$ 紊流模型和雷诺时均 N-S 方程, 运用 CFX 软件对轴流泵装置进行三维流动数值仿真计算, 分析各分部结构对水泵性能及泵装置性能的影响, 以找寻泵装置优化设计中的关键部件。计算结果表明, 肘形进水流道能保证良好的进水条件, 使叶轮进口流速均匀度达到 90% 以上, 叶轮效率达到 92% 左右的较高数值。肘形进水流道的水力损失取决于弯肘段的水力损失; 出水流道产生的水力损失在整个泵装置中占比最大, 出水流道弯段和出口的水力损失为主要部分; 因此进水流道弯段和出水流道是泵装置优化设计的关键部件。出水流道中涡量沿程减小, 在流道弯段涡量下降最大, 且流量越小下降的越大。

关键词: 泵装置; 数值模拟; 优化设计; 水力损失; 涡量

中图分类号: TV131.4 文献标志码: A 开放科学(资源服务)标识码(OSID):



Influences of component structures of axial flow pump on its performance

XIE Lu¹, LIU Chao¹, FU Shanti², SUN Yumin³, LIU Hui²

(1. School of Hydraulic, Energy and Power Engineering, Yangzhou University, Yangzhou 225009, China;
2. South-to-North Water Transfer East Line Shandong Main Line Co., Jinan 250013, China;
3. Shandong South-to-North Water Transfer Project Construction Administration, Jinan 250013, China)

Abstract: The impacts of component structures of axial flow pump on its performance were investigated based on the $k-\varepsilon$ pylon turbulent flow model and the Reynolds-averaged N-S equation with CFX software to numerically simulate three-dimensional flow. It can help us to find key components in the pump design. The results showed that an elbow-shape flow inlet can ensure continuously water movement, makes the flow uniformity of impeller reach 90 or more and the efficiency of the impeller about 92%. The hydraulic loss of the entire inlet passage depends on the hydraulic loss of the elbow and accordingly the hydraulic loss generated by the outlet passage is the largest among the entire pump. The main hydraulic losses mainly come from the bend and the outlet. Therefore, inflow bend section and the outlet are the key components of the pump design. In the outlet channel, the vorticity decreases along the path, and reached its maximum magnitude in the curved section where the flow rate also reached its smallest.

Key words: pump device; numerical simulation; optimization design; hydraulic loss; vorticity

收稿日期: 2018-12-11 修回日期: 2019-03-06 网络出版时间: 2019-03-25

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/13.1334.TV.20190322.1620.008.html>

基金项目: 国家自然科学基金项目(51279173); 调水工程建设运行管理关键技术研究(SDSLKY201705); 江苏省水利科技项目(2017031); 江苏高校优势学科建设工程资助项目(PAPD)

作者简介: 谢璐(1994—), 女, 江苏南京人, 主要从事水泵及水泵站工程理论与应用方面研究。E-mail: 1016839665@qq.com

通信作者: 刘超(1950—), 男, 江苏盐城人, 教授, 博士生导师, 主要从事水泵及水泵站工程理论与应用方面研究。E-mail: liuchao@yzu.edu.cn

泵站工程是重要的水利基础设施,在大范围内的农田和区域抗旱、防洪排涝、城镇供水、污水排放和跨区域调水等方面发挥着重要作用^[1-2]。从工程应用角度看,要保证泵站安全、稳定、经济、长久地运行,要求泵装置能达到安全、稳定、高效地运行,这就需要包括泵段在内的整个泵装置的水力性能较好。泵装置包括进水流道、叶轮、导叶和出水流道 4 个部分^[3]。为了提高泵装置的水力性能,近几年关于泵装置水力性能优化的研究很多,谢传流等^[4]对钟形进水流道的轴流泵装置进行水力性能优化设计,通过改变流道形状的控制参数达到优化装置性能的目的,使优化后的进水流道水力损失减小了 0.2 m;王芑也^[5]对蜷曲式虹吸出水流道的泵装置进行优化分析,通过抬高出水流道出口底部高程减小出口截面的面积,改善了出水流道流态,使出口截面的轴向流速均匀度提高了 13%,泵装置效率也显著提高;孙衍等^[6]对竖井式贯流泵进水流道的优化进行 CFD 模拟,通过改变进水流道的宽度和高度提高了叶轮进口的流速均匀度,改善了水流入泵条件,通过减小出水流道宽度改善渐变扩散段的流态和压力分布。

然而,上述以及其他一些关于泵装置水力性能优化的研究^[7-14],均只针对泵装置的某一部分进行水力性能影响计算及优化方案分析,迄今为止,对泵装置各分部对装置总体性能的贡献度进行系统分析的研究较少。本文从整个泵装置入手,计算各分部的效率及水力损失,分析泵装置内部水流的运动规律和水力特性,比较各分部对泵装置水力性能影响的大小,以找寻泵装置优化设计中的关键部件。

1 几何模型与数值模拟

1.1 计算模型与参数

本文采用肘形进水流道和上升式短直管出水流道的立式轴流泵装置形式,计算区域包括进水流道、叶轮、导叶和出水流道 4 个部分。叶轮直径 300 mm,叶顶间隙 0.1 mm,叶片安放角 0° ,叶轮叶片数为 4 片,额定转速为 1 450 r/min,导叶叶片数为 7 片。进水流道模型尺寸均由叶轮名义直径几

何比换算得到。泵装置几何模型见图 1,进水流道直段长度为 825 mm,进口断面高 605 mm,宽 688 mm,隔墩宽 60 mm;进水流道弯肘段水平长度 413 mm,高 403 mm;出水流道长度为 710 mm,出口断面高 253 mm,宽 556 mm。

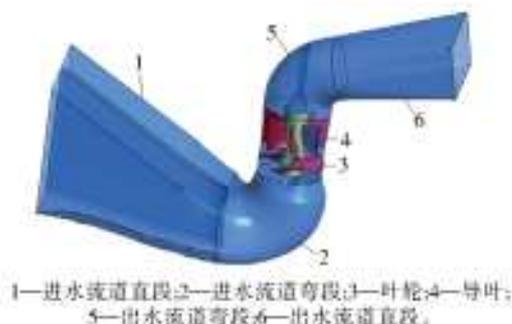


图 1 泵装置模型

Fig. 1 Pump model

1.2 网格划分

各过流部件网格见图 2。本文叶轮和导叶采用 CFX-TurboGrid 进行几何建模和网格剖分,进水流道采用 ANSYS-ICEM CFD 进行网格剖分,并调整生成的网格使其达到计算要求,保证每个网格的最小内角大于 18° ,直管段网格质量大于 0.7,弯管段网格质量大于 0.6(图 3)。

根据现有研究^[15],当叶轮单通道网格数在 8 万个以上,导叶单通道网格数在 6 万个以上时,计算结果不再随网格数量的增加而改变。本文叶轮通道数为 4,叶轮网格数为 414 436;导叶通道数为 7,导叶网格数为 557 277。在叶轮和导叶网格数不变的情况下,对进水流道进行网格无关性检验,选取了 7 个不同网格数量的进水流道进行全流道数值计算,发现当进水流道的总网格数量大于 55 万个时,泵装置扬程趋于稳定(图 4)。综合考虑选定进水流道网格数为 801 299,出水流道网格数为 505 564,流道总网格数 130 万个左右符合网格无关性要求。

1.3 数值计算方法

水流在水泵内的流动可以看作是不可压缩黏性的流动,采用不可压缩流体的雷诺平均 N-S 方程计

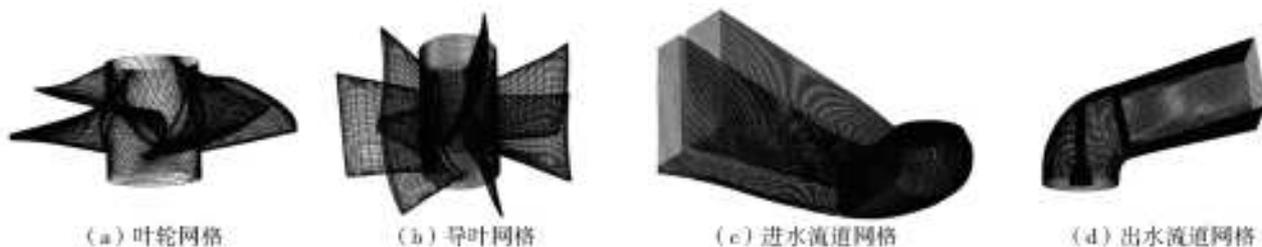


图 2 各过流部件网格图

Fig. 2 Meshing of each component

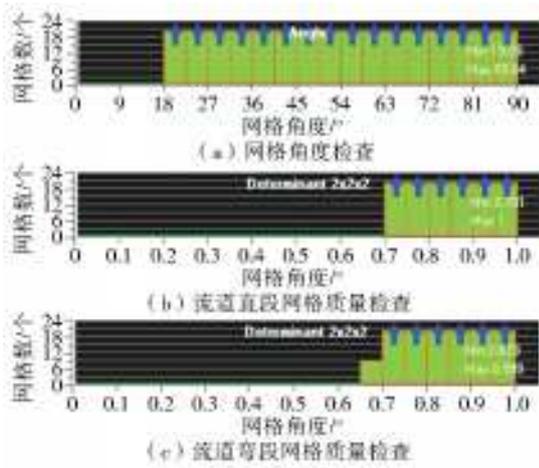


图3 网格质量检查

Fig. 3 Grid quality check charts

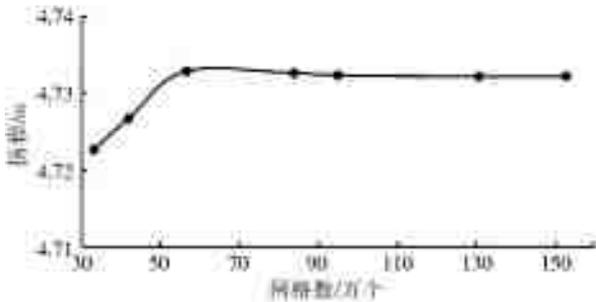


图4 进出水流道网格无关性检验

Fig. 4 Independence test for inlet and outlet water channels

算。RNG $k-\epsilon$ 湍流模型通过修正湍动系数增加了反映主流的时均应变率,考虑了平均流动中的旋转及旋流流动情况,因此更适用于计算高应变率和流线弯曲程度较大等较为复杂的流动情况^[15]。

1.4 边界条件

进口边界条件设置为质量流进口;出口边界条件设置为平均静压,压力为 $1.0 \times 10^5 \text{ Pa}$;固体边壁采用无滑移边界条件;进水流道出口与叶轮进口以及叶轮出口与导叶进口的交界面为动静交界面(stage),其他交界面是一般连接^[16-20]。

2 计算结果

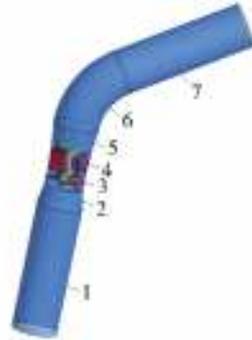
2.1 泵段性能

为了得到理想的进水条件下水泵的性能,对图5所示泵段进行数值模拟计算,以便于与泵装置中水泵性能进行比较。泵段与泵装置使用同一叶轮和导叶,该泵段采用等径圆管进水以获得理想的进水条件。

泵段的网格划分方法和精度要求与泵装置相同,叶轮与导叶网格数与泵装置相等,进水管网格数为579 825个,出水管网格数为841 582个。

取进水直管进口至出水直管出口为流体计算

域,流量从 240 L/s 至 420 L/s,每隔 20 L/s 计算一个工况,得到泵段性能曲线,见图6。泵段最高效率为 86.58%,流量 $Q=360 \text{ L/s}$,扬程 $H=4.31 \text{ m}$ 。最高效率点对应的叶轮效率为 93.34%,叶轮加导叶的效率为 89.28%。



1—进水直管;2—收缩段;3—叶轮;4—导叶;5—扩散段;6—出水弯管;7—出水直管。

图5 泵段模型

Fig. 5 Pump section model

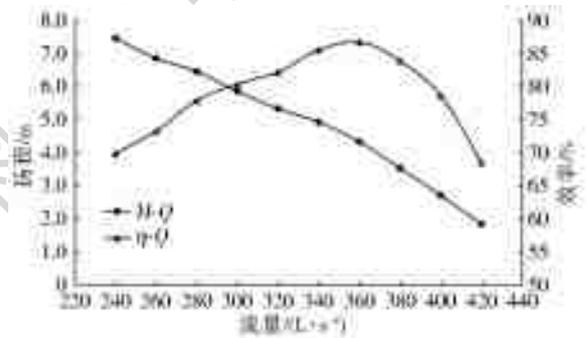


图6 泵段性能曲线

Fig. 6 Pump section performance curves

2.2 泵装置性能

泵装置流体计算域从进水流道进口至出水流道出口,同样计算 10 个工况,得到泵装置性能曲线,见图7。泵装置最高效率为 77.24%,流量 $Q=340 \text{ L/s}$,扬程 $H=4.43 \text{ m}$ 。最高效率点对应的叶轮效率为 92.10%,叶轮加导叶的效率为 88.51%,流道效率为 87.26%。

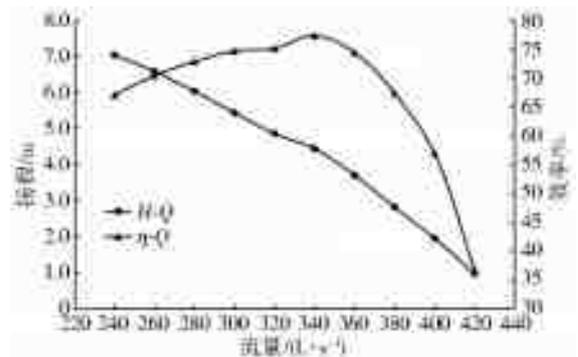


图7 泵装置性能曲线

Fig. 7 Pump performance curves

3 比较分析

3.1 叶轮进口流态分析

进水部件的流速场分布情况能决定水泵运行性能,叶轮进口断面轴向流速均匀度可以很好地反映叶轮进口的流速分布情况,是评判进水流道水力特性的重要指标^[15]。考虑到断面单元面积大小不等,本文使用面积加权流速均匀度,其数值越接近 100%,表明断面流速分布越均匀。

同时,进水部件出口的人流角度会影响水泵的能量性能和汽蚀性能,本文引入叶轮进口断面速度加权平均角来衡量入流方向性的优劣^[21]。速度加权平均角 θ 越接近 90° ,入流方向性越好。计算公式为

$$V_{su} = 1 - \frac{1}{v_a} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (v_{ai} - \bar{v}_a)^2 \Delta A_i}{A}} \times 100\% \quad (1)$$

$$\theta = \frac{\sum v_{ai} \left[90^\circ - \arctan \frac{v_{ti}}{v_{ai}} \right]}{\sum v_{ai}} \quad (2)$$

式中: V_{su} 为叶轮进口断面轴向流速分布均匀度(%); θ 为叶轮进口断面速度加权平均角($^\circ$); v_a 为叶轮进口断面轴向速度(m/s); \bar{v}_a 为叶轮进口断面平均轴向速度(m/s), $\bar{v}_a = Q/A$, Q 为流量(m^3/s), A 为叶轮进口断面面积(m^2); v_{ai} 、 v_{ti} 分别为叶轮进口第 i 个网格单元的轴向速度、横向速度(m/s); ΔA_i 为叶轮进口第 i 个网格单元的面积(m^2)。

为了研究叶轮进口流速均匀度对叶轮效率的影响,将原装置的进水流道作为原方案,对原装置进水

流道的断面尺寸进行修改,得到另外两种方案(方案 1 与方案 2,两种方案除进水流道以外的部件均与原装置相同),三种进水流道的直段断面尺寸都相同,仅改变进水流道弯肘段断面尺寸。如图 8 所示,方案 1 流道弯肘段断面宽度与原方案保持一致,断面高度减小,将正视图的外侧曲线改为圆弧(如图 8(b),断面高度由红色曲线减小至蓝色曲线);方案 2 流道弯肘段断面高度与方案 1 保持一致,断面宽度减小(如图 8(c),断面宽度由红色型线减小至蓝色型线)。

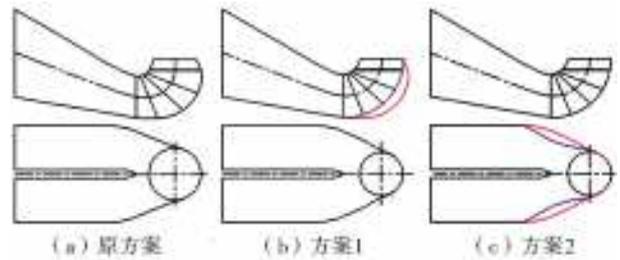


图 8 三种进水流道示意图
Fig. 8 Three types of inlet flow channels

设计工况下($Q=340 L/s$),三种方案计算结果列于表 1。为了直观地看出叶轮进口断面轴向流速分布的规律,作各方案叶轮进口断面轴向流速分布见图 9。从图中可以看出:各方案在靠近导水锥和流道边壁处均存在小面积的低速区。泵段叶轮进口轴向流速分布最均匀,流速呈环状分布。三种泵装置方案在靠近进水侧均产生一个月牙状高速区,原方案高速区面积最小,方案 1 高速区面积增大,速度更高,方案 2 高速区面积进一步扩大。

表 1 泵装置性能计算结果
Tab. 1 Simulated pump performance results

性能参数	装置效率/ %	叶轮效率/ %	叶轮加导叶效率/ %	扬程/ m	叶轮进口流速均匀度/ %	叶轮进口水流加权 平均角/ $^\circ$
泵段	86.58	93.34	89.28	4.31	97.84	85.82
原方案	77.24	92.12	88.51	4.43	94.49	78.08
方案 1	76.84	92.10	88.52	4.40	92.97	75.38
方案 2	76.33	92.08	88.54	4.37	91.87	74.82

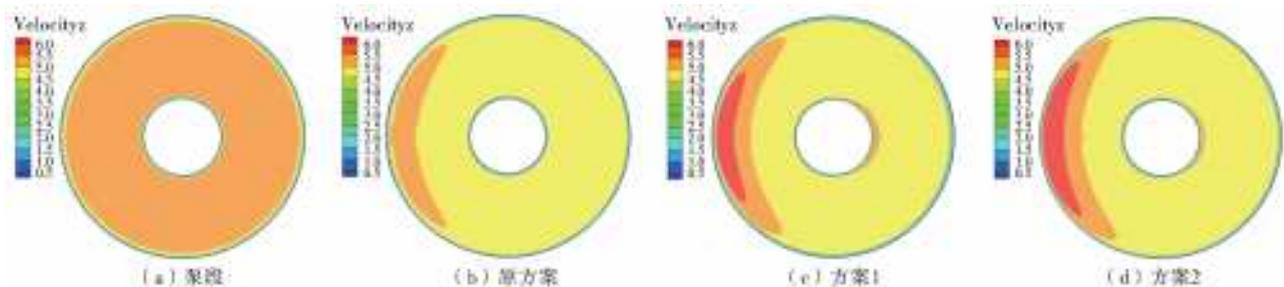


图 9 叶轮进口断面轴向流速分布(单位:m/s)
Fig. 9 Axial velocity distributions of impeller inlet section

根据表 1,三种方案的叶轮进口流速均匀度和水流加权平均角原方案最高,方案 1 次之,方案 2 最低,但是三种方案的叶轮效率和导叶效率差别很小;虽然泵段叶轮进口流速均匀度和水流加权平均角明显高于泵装置,但其对叶轮效率和导叶效率的影响很小,泵装置叶轮效率仅比泵段低 1% 左右。三种方案的装置效率和扬程原方案最高,方案 1 次之,方案 2 最低。

3.2 水力损失分析

轴流泵装置的特点是扬程低,这就导致流道的水力损失占装置扬程比值较大,对泵装置效率的影响明显,所以装置的水力损失直接影响到工程的实际经济效益^[17]。由于流道内流态较为复杂,其内部速度和压力分布不规律,计算其水力损失理论难度较大。本文通过数值模拟得到流速场、压力场,根据任意两个截面的流速、压力的平均值,运用伯努利方程便可以求出两个截面间的水力损失大小。

以原装置为例,将泵装置分为 6 个分部(见图 10):1-1 断面至 2-2 断面为进水流道直段,2-2 断面至 3-3 断面为进水流道弯肘段,3-3 断面至 4-4 断面为水泵叶轮,4-4 断面至 5-5 断面为导叶,5-5 断面至 6-6 断面为出水流道弯段,6-6 断面至 7-7 断面为出水流道直段。计算得到三种方案各分部的水力损失见表 2。

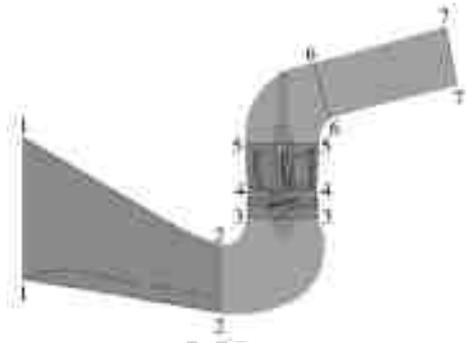


图 10 泵装置断面示意图
Fig. 10 Diagram of pump unit

表 2 各分部水力损失
Tab. 2 Hydraulic loss from each component 单位:m

断面位置		方案		
		原方案	方案 1	方案 2
1-1 至 2-2 断面(进水流道直段)	进水流道	0.006	0.009	0.009
2-2 至 3-3 断面(进水流道弯肘段)		0.142	0.163	0.200
4-4 至 5-5 断面(导叶)		0.188	0.181	0.186
5-5 至 6-6 断面(出水流道弯段)	出水流道	0.118	0.117	0.113
6-6 至 7-7 断面(出水流道直段)		0.070	0.068	0.071
流道出口		0.299	0.299	0.299

由表 2 可知:三种方案泵装置各分部的水力损失呈现的规律相似,进水流道直段产生的水力损失最小,水流刚进入流道时,流道断面面积较大,水流流速较小,流态平稳;进水流道弯肘段产生的水力损失占到整个进水流道水力损失的 95%,即进水流道水力损失主要产生于弯肘段,见图 11,水流从进水流道进入水泵前,经过弯肘段作一个 90° 的转弯,在离心力的作用下,水流甩向外侧,弯肘内侧流速大,外侧流速小,且由于流道面积逐渐减小,水流在进水

流道内沿程加速,因此在弯肘段产生较大的水力损失;水流经过叶轮加速后进入导叶,因此水流在导叶中流速最大,相应产生的水力损失也较大;由于剩余环量的影响,出水流道中水流流态非常紊乱,虽然沿程断面面积逐渐增大,仍然产生最大的水力损失。

根据图 11 得到,原方案弯肘段断面面积最大,水流流速最小,弯肘内侧高速区面积不大。方案 1 弯肘段断面高度减小,面积小于原方案,水流流速加大,弯肘内侧高速区面积扩大;方案 2 弯肘段断面面

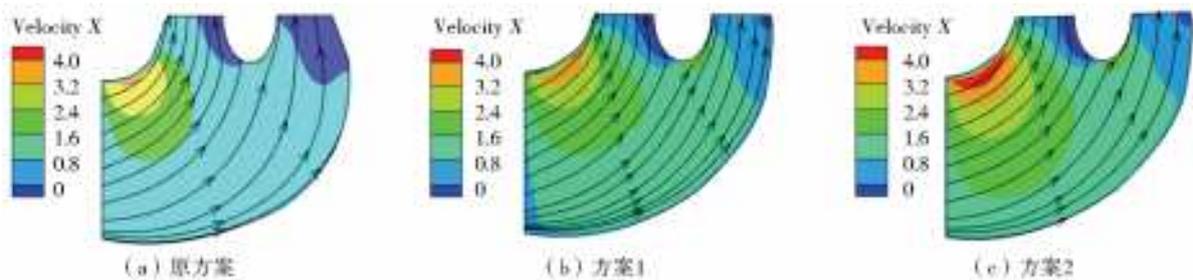


图 11 进水流道中心纵剖面流速分布(单位:m/s)

Fig. 11 Flow velocity distributions along the longitudinal section of the inlet flow channel

积最小,水流流速最大,弯肘内侧高速区面积进一步扩大。因此水力损失原方案最小,方案 2 最大,这与表 2 的计算结果一致。各方案除了进水流道弯肘段的水力损失相差较大,其他部分的水力损失相差甚微,这说明进水流道弯肘段断面尺寸的改变没有对泵装置其他分部的水力性能产生影响。

泵装置中出水流道弯段水力损失在 0.12 m 左右,一般情况下扩散的出水弯道产生的水力损失比收缩的进水弯道大,而在本装置中出水弯道的水力损失比进水弯道的水力损失小,这是因为该出水弯道很短,且当量扩散角为 2.86° ,进出口断面的面积比为 1.2,扩散幅度很小。出水流道的水力损失在泵装置水力损失中占比最高,达到 60% 左右,本文所用的出水流道出口断面面积较小,在设计工况下

出口流速较大,水力损失也较大,因此一个在正常运行工况下出口水力损失较小的出水流道在提高泵装置性能中发挥重要作用。

3.3 出水流道涡量分析

涡量是描写旋涡运动重要的物理量之一,定义为流体速度矢量的旋度,漩涡通常用涡量来度量其强度和方向,涡量对水力损失影响较大。

选取泵装置出水流道的三个典型断面,对比各典型断面涡量大小。三个典型断面分别为导叶出口断面、出水弯管的出口断面和出水流道的出口断面,对应于图 10 中的 5-5 断面、6-6 断面和 7-7 断面。作小流量工况 ($Q=240 \text{ L/s}$) 和设计工况 ($Q=340 \text{ L/s}$) 下三个典型断面的静压云图和流线分布见图 12。

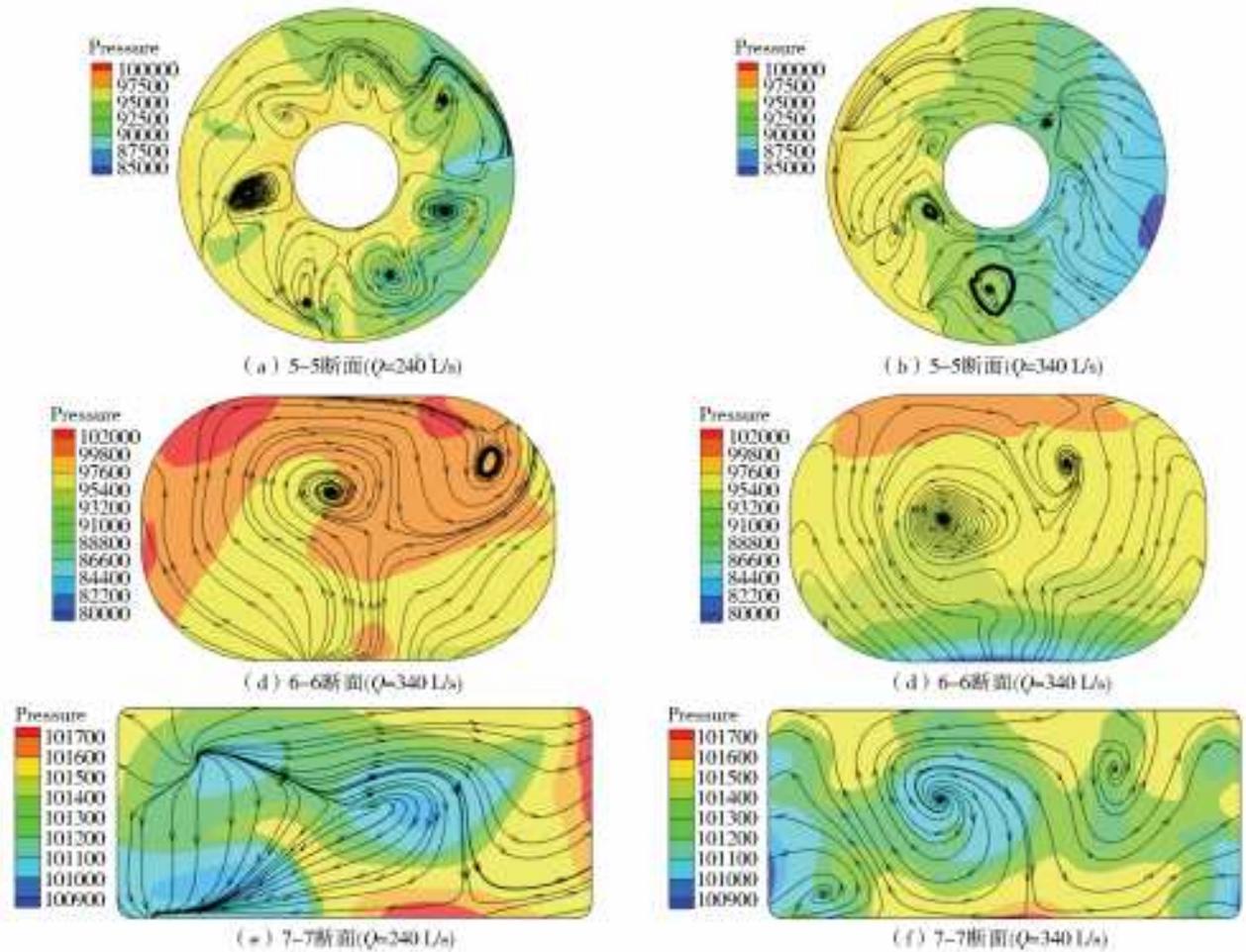


图 12 出水流道典型断面压力云图与流线(单位:Pa)

Fig. 12 Pressure cloud map and streamlines from typical cross sections

观察压力云图可知,5-5 断面处进水侧压力略高于出水侧,从整体看两种工况下的压力分布都比较均匀。6-6 断面处流道底部压力小,顶部压力大,在小流量工况下整体压力明显高于设计工况,且在流道顶部存在大面积的高压区;设计工况下压力分布比较均匀,只在流道最底部存在一个面积很小的

低压区。7-7 断面处两种工况压力分布相似,低压区主要分布在流道中心偏上的位置,在流道底部存在明显的高压区,这是因为水流在出水流道中产生了偏流,主流偏向流道上部,流道出口处底部流速很小。

观察流线可知:5-5 断面处在两种工况下均存

在明显的漩涡,且分布无规则,设计工况下的漩涡强度较小流量工况有所下降。6-6 断面处两种工况流线分布相似,在流道中产生一大一小两个旋涡。7-7 断面处两种工况都产生三个旋涡,漩涡强度设计工况略大于小流量工况。

为了比较漩涡大小的具体差值,计算了两种工况下 3 个典型断面上的平均涡量如图 13。对比得出,从 5-5 断面至 7-7 断面涡量值逐渐减小,5-5 断面处的涡量远大于其他两个断面,且在小流量工况下该断面处的涡量远大于设计工况。5-5 断面至 6-6 断面流道长度较短,但涡量下降明显。

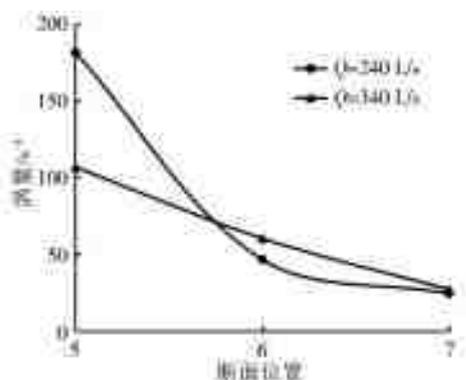


图 13 典型断面平均涡量

Fig. 13 Average vorticity of typical section

4 结论

通过对泵段与三种不同尺寸进水流道的泵装置方案进行数值模拟计算,分析其水流运动规律和水力特性,得到了如下结论。

(1)在设计工况下($Q=340\text{ L/s}$),三种不同尺寸的肘形进水流道叶轮进口流速均匀度分别为 94.49%、92.97%和 91.87%,对应的的叶轮效率分别为 92.12%、92.10%和 92.08%,相差甚微。可见,肘形进水流道能保证良好的进水条件,使叶轮进口流速均匀度达到 90%以上,叶轮效率达到 92%左右的较高数值。

(2)肘形进水流道的水力损失取决于弯肘段的水力损失;出水流道产生的水力损失在整个泵装置中占比最大,出水流道弯段和出口的水力损失为主要部分。因此进水流道弯段和出水流道是泵装置优化设计的关键部件。

(3)导叶出口断面的涡量大小与流量有关,随着流量的减小该断面的涡量增大;不同断面的涡量变化表明在出水流道中涡量沿程减小,流道弯段涡量下降最大,流量越小在流道弯段涡量下降的越大,显然,出水流道弯段回收涡动能的作用最强。

由于时间限制,本文主要通过数值模拟技术对泵装置进行研究,今后将以模型试验来验证数值模拟结果。

参考文献(References):

- [1] 刘超. 轴流泵系统技术创新与发展分析[J]. 农业机械学报, 2015, 46(6): 49-59. (LIU C, Researches and developments of axial-flow pump system[J]. Transaction of the Chinese Society for Agriculture Machinery, 2015, 46(6): 49-59. (in Chinese)) DOI: 10. 6041/j. issn. 1000-1298. 2015. 06. 008.
- [2] 杨帆, 刘超. 低扬程泵装置的研究进展及展望[J]. 水利与建筑工程学报, 2012, 10(4): 84-91. (YANG F, LIU C, Research progress and prospect of low-lift pump system[J]. Journal of Water Resources and Architectural Engineering, 2012, 10(4): 84-91. (in Chinese))
- [3] 刘超. 水泵及水泵站 [M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2012. (LIU C, Pump and pumping station[M]. Beijing, Publishing House of Chinese hydropower, 2012. (in Chinese))
- [4] 谢传流, 汤方平, 朱泉荣, 等. 钟型进水流道轴流泵装置数值优化与试验分析[J]. 农业机械学报, 2018, 49(5): 195-203. (XIE C L, TANG F P, ZHU Q R, et al. Numerical optimization and experimental analysis of axial-flow pump system for bell-type inlet passage [J]. Transaction of the Chinese Society for Agriculture Machinery, 2018, 49(5): 195-203. (in Chinese)) DOI: 10. 6041/j. issn. 1000-1298. 2018. 05. 022.
- [5] 王芃也. 蜷曲式虹吸出水流道泵装置水力特性及优化 [D]. 扬州: 扬州大学, 2017 (WANG P Y. Hydraulic performance and optimizations of the curled up type of siphon outlet conduit pump device[D]. Yangzhou: Yangzhou University, 2017. (in Chinese))
- [6] 孙衍, 李尚红, 颜蔚, 等. 竖井式贯流泵装置进出水流道优化 CFD[J]. 中国农村水利水电, 2018(8): 186-193. (SUN Y, LI S H, YAN W, et al. Research on the inlet and outlet passage of the shaft tubular pump system [J]. China Rural Water and Hydropower, 2018(8): 186-193. (in Chinese))
- [7] 汤方平, 袁家博, 周济人. 进水流道对泵性能的影响 [J]. 水泵技术, 1994(4): 20-21. (TANG F P, YUAN J B, ZHOU J R. Influence of inlet flow passage on pump performance[J]. Pump technology, 1994(4): 20-21. (in Chinese))
- [8] 刘为民, 刘超. 泵站进水流道对泵性能影响的研究 [J]. 江苏科技大学学报(自然科学版), 2007, 21(2): 75-79. (LIU W M, LIU C. Influence of inlet conduit on operating performance of pump[J]. Journal of Jiangsu University of Science and Technology (Natural Science

- Edition), 2007, 21(2): 75-79. (in Chinese))
- [9] 杨帆, 刘超, 汤方平, 等. 基于全流道模拟的泵装置出水流道水力特性分析[J]. 农业机械学报, 2014, 45(3): 83-89. (YANG F, LIU C, TANG F P, et al. Analysis of hydraulic performance of outlet passage based on simulation of steady flow in whole passage of axial-flow pumping system[J]. Transaction of the Chinese Society for Agriculture Machinery, 2014, 45(3): 83-89. (in Chinese)) DOI: 10. 6041/j. issn. 1000-1298. 2014. 03. 015.
- [10] 成立, 刘超, 谢伟东, 等. 大型泵站肘形弯管进水流道数值优化研究[J]. 排灌机械, 2002, 20(6): 19-22. (CHENG L, LIU C, XIE W D, et al. Optimum numerical design of elbow tube of pumping station[J]. Drainage and irrigation machinery, 2002, 20(6): 19-22. (in Chinese))
- [11] 朱红耕, 袁寿其, 刘厚林, 等. 进水流道对立式混流泵装置能量特性的影响[J]. 江苏大学学报(自然科学版), 2007, 28(1), 46-50. (ZHU H G, YUAN S Q, LIU H L, et al. Influence of suction box on energy characteristics of vertical mixed-flow pumping systems[J]. Journal of Jiangsu University (Natural Science Edition), 2007, 28(1), 46-50. (in Chinese))
- [12] 李彦军, 颜红勤, 葛强, 等. 泵站虹吸式出水流道优化设计[J]. 排灌机械, 2008, 26(4): 43-47. (LI Y J, YAN H Q, GE Q, et al. Optimum hydraulic design for siphon outlet in large pumping stations[J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2008, 26(4): 43-47. (in Chinese))
- [13] 汤方平, 袁家博, 周济人. 轴流泵站进出水流道水力损失的试验研究[J]. 排灌机械, 1995(3): 13-14. (TANG F P, YUAN J B, ZHOU J R. Experimental study on hydraulic loss of inlet and outflow channels of axial flow pumping station[J]. Drainage and Irrigation Machinery, 1995(3): 13-14. (in Chinese))
- [14] 成立, 刘超, 周济人, 等. 低扬程排灌泵装置进出水流道研究进展及展望[J]. 灌溉排水学报, 2008, 27(1): 112-114. (LI Y J, YAN H Q, GE Q, et al. Review and prospect on passage of low-lift pumping system for irrigation and drainage[J]. Journal of Irrigation and Drainage, 2008, 27(1): 112-114. (in Chinese)) DOI: 10. 13522/j. cnki. ggps. 2008. 01. 009.
- [15] 严天序, 刘超, 查智力, 等. 导叶进口安放角对轴流泵性能的影响[J]. 水利水电技术, 2018, 49(6): 72-78. (YAN T X, LIU C, ZHA Z L, et al. Influence of installation angle of guide-vane inlet on axial flow pump performance[J]. Water Conservancy and Hydropower Technology, 2018, 49(6): 72-78. (in Chinese)) DOI: 10. 13928/j. cnki. wrahe. 2018. 06. 011.
- [16] 王福军. 计算流体动力学分析[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004. (WANG F J, Computational fluid dynamics analysis[M]. Beijing: Publishing House of Tsinghua University, 2004. (in Chinese))
- [17] 刘超, 汤方平, 周济人, 等. 大型立式轴流泵装置的性能和稳定性分析[J]. 中国给水排水, 2003, 19(3): 69-71. (LIU C, TANG F P, ZHOU J R, et al. Performance and stability analysis of large vertical axial flow pumps[J]. China Water Supply and Drainage, 2003, 19(3): 69-71. (in Chinese))
- [18] 杨帆, 刘超, 汤方平, 等. 大型立式轴流泵装置流道内部流动特性分析[J]. 农业机械学报, 2011, 42(5): 39-43, 55. (YANG F, LIU C, TANG F P, et al. Characteristics of flow in large vertical axial flow pumping system[J]. Transaction of the Chinese Society for Agriculture Machinery, 2011, 42(5): 39-43, 55. (in Chinese))
- [19] 成立, 刘超. 低扬程泵装置流动特性及水力性能研究进展[J]. 水利水电科技进展, 2008, 28(4): 85-88. (CHENG L, LIU C. Advances in research on flow characteristics and hydraulic performances of low lift head pumping station[J]. Progress in Water Resources and Hydropower Science and Technology, 2008, 28(4): 85-88. (in Chinese))
- [20] 查智力, 刘超, 严天序, 等. 井筒式泵装置水力特性数值模拟[J]. 南水北调与水利科技, 2018, 16(2): 189-195. (ZHA Z L, LIU C, YAN T X, et al. Numerical simulation of hydraulic characteristics of wellbore pump installation[J]. South-to-north Water Transfers and Water Science and Technology, 2018, 16(2): 189-195. (in Chinese)) DOI: 10. 13476/j. cnki. nsbdqk. 2018. 0058.
- [21] 刘超, 梁豪杰, 金燕, 等. 立式轴流泵进水流场 PIV 测量[J]. 农业机械学报, 2015, 46(8): 33-41. (LIU C, LIANG H J, JIN Y, et al. PIV measurements of intake flow field in axial-flow pump[J]. Transaction of the Chinese Society for Agriculture Machinery, 2015, 46(8): 33-41. (in Chinese)) DOI: 10. 6041/j. issn. 1000-2015. 08. 006.