

立式轴流泵装置进出水流道多方案优选

孙丹丹¹, 高 慧², 王 刚¹, 杨 帆², 汤方平²

(1. 徐州市水利建筑设计研究院, 江苏 徐州 221000; 2. 扬州大学, 江苏 扬州 225127)

摘要: 为了提高立式轴流泵装置的水力性能, 基于雷诺时均 $N-S$ 方程和标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型, 采用 CFD 技术对轴流泵装置肘形进水流道和虹吸式出水流道进行多方案的数值优选, 获得了不同方案各流量工况时流道的内流场和静压分布图, 对比分析了不同方案进出水流道的水力损失。结果表明: 在叶片安放角为 -4° , 最优工况 $Q_d=214.3$ r/min 时, 肘形进水流道加长 1.0 m, 流道最低点高程下降 0.2 m 为优选方案, 进水流道出口流速均匀度最高, 水力损失相对较小; 虹吸式出水流道长度不变, 驼峰位置不变, 驼峰高度降低, 流道出口流速加大, 流道出口底部高程抬高 0.45 m 为优选方案, 该方案消除了虹吸式出水流道下降段的回流现象, 同时水力损失相对较小。

关键词: 轴流泵; 泵装置; 流道, 优化; 数值计算

中图分类号: TV675 文献标识码: B 文章编号: 1007-7839 (2018) 11-0035-06

Multiple schemes optimization for inlet and outlet flow of vertical axial flow pump device

SUN Dandan¹, GAO Hui², WANG Gang¹, YANG Fan², TANG Fangping²

(1. Xuzhou Water Conservancy Architectural Design Institute, Xuzhou 221000, Jiangsu;
2. Yangzhou University, Yangzhou 225127, Jiangsu)

Abstract: In order to improve the hydraulic performance of the vertical axial flow pump device, based on the Reynolds time averaged $N-S$ equation and the standard $k-\varepsilon$ turbulence model, the numerical optimization of multiple schemes on the elbow inlet and siphon outlet passages of the axial flow pump was carried out by CFD technology. The internal flow field and the static pressure distribution diagram of the flow channel in different flow conditions were obtained, and the hydraulic loss of inlet and outlet flow of different schemes was compared and analyzed. The results showed that when the angle of the blade was -4° , the optimal operating condition was $Q_d=214.3$ r/min, the elbow shaped inlet channel was lengthened by 1.0m, and the lowest elevation of the flow channel was decreased 0.2m, which should be an optimal solution, and the flow velocity uniformity was the highest and the hydraulic loss was relatively small. The length of the siphon outlet channel was constant, the hump position was unchanged, the hump height was reduced, the flow velocity of the outlet of the flow channel was increased and the elevation of the outlet at the bottom of the runner outlet was 0.45m, which should be a preferred scheme. The scheme eliminated the backflow phenomenon of the descending section of the siphon outlet channel, and the hydraulic loss was relatively small at the same time.

Key words: axial flow pump; pump device; runner; optimization; numerical calculation

收稿日期: 2018-05-28

项目基金: 江苏省自然科学基金项目 (BK20150457), 国家科技支撑计划项目 (2015BAD20B01-02), 江苏省研究生科研与实践创新计划项目 (SJCX18_0800)

作者简介: 孙丹丹 (1986—), 女, 工程师, 主要从事流体机械研究。

通讯作者: 杨帆 (1985—), 男, 副教授, 硕士生导师, 主要从事水泵及泵装置水力特性及优化研究。

低扬程泵站具有扬程低、流量大的优点,在防洪排涝、水环境治理等工程领域应用较多,其中适用于低扬程泵站的泵装置型式中立式轴流泵装置的应用最为广泛。立式轴流泵装置水力性能对保证泵站的安全、稳定和高效运行具有重要意义^[1],低扬程立式轴流泵装置中最常用的流道型式为肘形进水流道和虹吸式出水流道,目前,对该类型立式轴流泵装置的研究多集中于其进出水流道内部流动特性分析、叶轮选型、进水流场的影响等方面,张弛等^[2]对大型泵站肘形进水流道设计进行了研究;杨帆、王丽慧等^[3-5]对轴流泵装置进行了全流道数值计算,并进行了物理模型试验与数值预测结果的差异性对比;冯俊、刘军等^[6-7]学者分别对轴流泵装置后置导叶及模型试验进行了研究。借鉴很多学者的研究成果,本文以刘山北站为背景,开展流道的数值优化研究,刘山北站工程泵站的设计扬程为4.6 m,选用5台1800ZLQ机械全调节立式轴流泵机组,单机设计流量为9.66 m³/s,配套TL1000-28型高压电机5台套,单机功率1000 kW,电机转速214.3 r/min,泵站采用肘形流道进水,虹吸式出水流道。本文依据该站基本参数,建立数值模型对进出水流道进行水力优化,对提高该泵站的水力性能和降低泵站的能耗具有重要的意义。

1 泵装置的基本参数

在ANSYS DM中完成进水流道三维模型的构建,叶轮和导叶的三维模型均在ANSYS-Turbogrid中建立,水力模型为ZM6.6-Y981水力模型,叶轮名义直径为1800 mm,叶顶间隙设置为0.2 mm,叶片数 $Z_y=4$,叶片安放角 $\beta=0^\circ$,额定转速 $n=214.3$ r/min;导叶体叶片数 $Z_d=7$ 。考虑虹吸出水流道上升端的仰角限制取转弯段角度为 46° 。立式轴流泵装置由肘形进水流道、叶轮、导叶体、虹吸式出水流道组成。

2 数值模拟计算与网格剖分

2.1 控制方程与湍流模型

泵叶轮内部流动是三维非定常湍流流动,但是在水泵稳定运行(转速恒定)后可认为叶轮相对运行是定常流动,采用“Stage”交界面处理叶轮与进水流道、导叶体之间动静耦合流动的参数

传递。控制方程的离散采用基于有限元的有限体积法。扩散项和压力梯度采用有限元函数表示,对流项采用高分辨率格式(High Resolution Scheme)。流场的求解使用全隐式多重网格耦合方法,将动量方程和连续性方程耦合求解,克服了传统SIMPLE系列算法需要“假设压力项—求解—修正压力项”的反复迭代过程,同时引入代数多重网格技术,提高了求解的稳定性和计算速度。

泵装置内部流动介质为水,可简化为不可压缩的牛顿液体,采用的控制方程为雷诺时均N-S方程,湍流模型采用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型。

2.2 计算方法与边界条件

为了更好地模拟立式轴流泵装置内部流动,将计算流场的进口设置在进水流道延伸段的进口断面,采用总压进口条件,总压设置为1.0 atm;将出口设置在出水流道延伸段的出口断面,出口断面采用质量流量出流。湍流模型不适用于壁面边界层内的流动,所以对壁面需进行处理才能保证模拟的精度。泵装置的进出水流道、叶轮外壳及导叶体均设置为静止壁面,应用无滑移条件,近壁区采用可伸缩壁面函数。

2.3 模型建立与网格剖分

采用ANSYS DM与ANSYS ICEM软件对肘形进水流道、虹吸式出水流道和弯头进行实体建模与网格剖分。采用ANSYS TurboGrid软件对叶轮和导叶体进行建模与网格剖分。经网格数量无关性验证后确定计算区域的网格节点数与体网格单元数,如表1所示。

表1 网格结点与网格数

计算域	节点	网格
叶轮	552796	511520
导叶体	817992	753480
出水流道	1027975	997410
进水流道	449306	432490
合计	2848069	2694900

最后确定了立式轴流泵泵装置的网格单元总数为2848069,体网格单元数为2694900。满足网格数量无关性检验要求。

3 肘形进水流道优化设计

3.1 优化方案的选择

对原始设计方案进行必要的流道安装尺寸和

流道断面面积检查后规划设计方案一, 叶轮中心距地板的高程与叶轮直径的比值为 1.583, 进水流道总长度与叶轮直径的比值为 4.6; 在方案一的基础上将进水流道最低端下降 20 cm, 同时保证断面面积均匀的变化, 形成方案二, 此时叶轮中心距地板的高程与叶轮直径的比值为 1.694; 在方案二的基础上将进水流道最低端继续下降 20 cm, 同时保证断面面积均匀的变化, 形成方案三, 叶轮中心距地板的高程与叶轮直径的比值为 1.805。各方案进水流道的对比如图 1、图 2 所示。

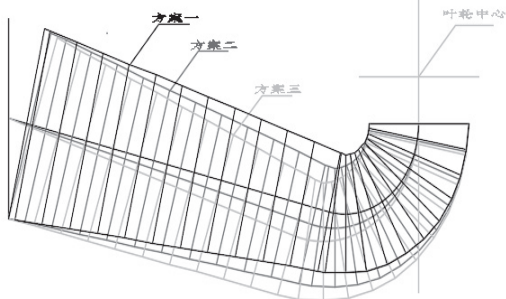


图 1 肘形进水流道不同方案侧视对比图

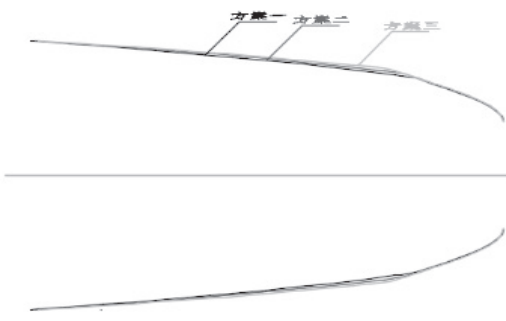


图 2 肘形进水流道不同方案俯视对比

3.2 优化结果分析

模拟计算结果表明肘形进水流道流态较好, 方案一在靠近出口的弯肘内侧存在低压区, 但其压力值相对较高, 不会在叶轮进口产生汽蚀, 同时进

口的流速均匀度高达 96% 左右, 流速均匀度较高, 说明叶轮进口进水流态较好。各方案肘形进水流道流线和静压分布云图如图 3 所示, 可知, 方案三的叶轮进口处流速分布相比较方案一和方案二最好, 方案二与方案三低压区面积大小类似且明显比方案一要小, 方案二最小压力相比较方案一要大许多, 流速均匀度也有所提高, 水力损失相比较方案一也小了一些, 但是效果不明显。方案三较方案二最小压力并没有明显的改善, 流速均匀度相比较方案一较好, 相比较方案二没有明显变化, 水力损失相比较方案二也小了一些, 但是效果不明显。

3 个方案肘形进水流道的水力损失和叶轮进口流速均匀度如图 4、图 5 所示。肘形进水流道水力损失与流量成单调递增关系, 计算工况下水力损失为 0.02 ~ 0.05 m。方案一水力损失最大, 方案二和方案三均优于方案一, 方案三水力损失最小, 3 种方案整体上相差不大, 对整体泵装置的

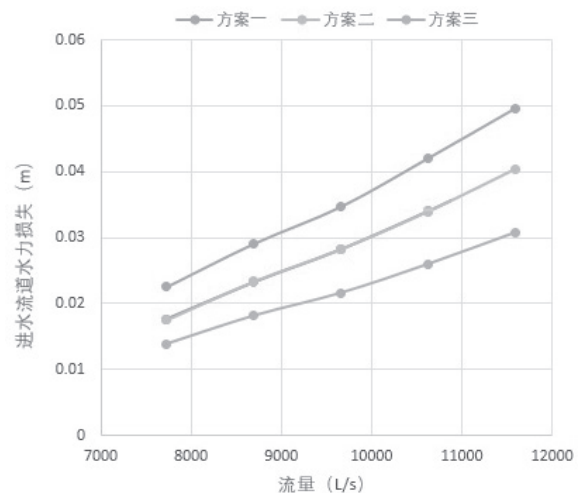


图 4 不同方案的肘形水力损失对比曲线

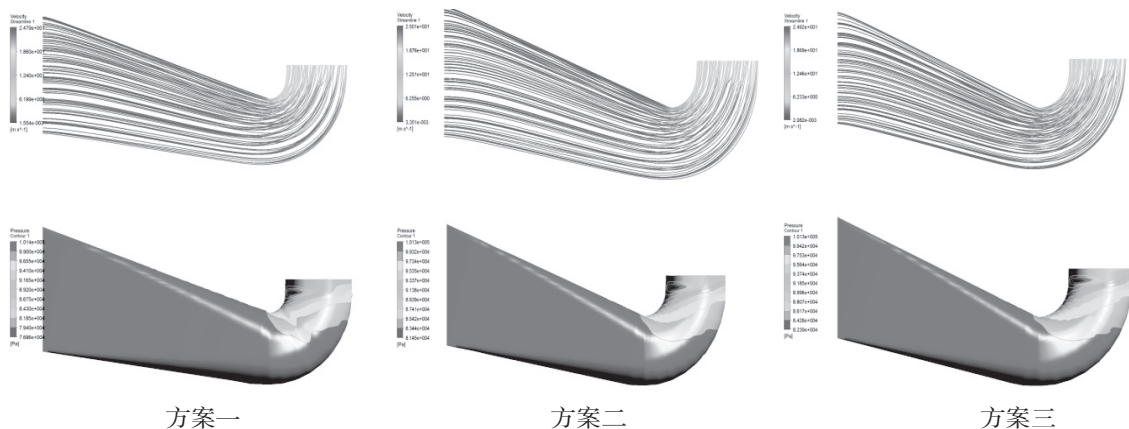


图 3 各方案肘形进水流道流线和静压分布云图 ($Q=Q_d$)

性能影响较小。肘形进水流道出口流速均匀度与流量成单调递增关系, 计算工况下流速均匀度为 95.4% ~ 96.7%。各计算工况下方案一进水流道出口流速均匀度最差, 方案二和方案三明显都优于方案一, 方案二进水流道出口流速均匀度最好。

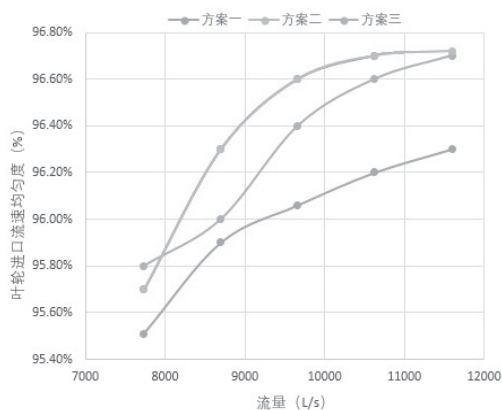


图 5 不同方案的叶轮进口流速均匀度对比曲线

4 虹吸式出水流道的优化设计

4.1 优化方案的选择

出水流道模型建立时考虑真空破坏阀的位置, 并兼顾出水流道内水流平顺过渡。将原始方案定为方案一, 驼峰顶部断面的流速为 2.35 m/s; 在保持其他参数不变的情况下, 改变驼峰顶部断面的流速为 2.0 m/s, 驼峰顶部断面的高度不变, 宽度变宽, 驼峰处的转弯半径相应的稍微增大, 定为优化方案二; 相对于优化方案二, 将驼峰顶部断面的流速由 2.0 m/s 变为 2.2 m/s, 并将驼峰断面的高度由 0.76 倍叶轮直径变为 0.67 倍叶轮直径, 驼峰顶部位置不变, 驼峰底部的形线基本保持不变, 驼峰顶部的形线转弯半径变小, 定为优化方案三; 且相对于优化方案二, 保持驼峰位置不变, 将出水口向右平移 2 m, 驼峰前的部件均不改变, 驼峰后的下降倾角变小, 出水流道变得更长, 定为优化方案四; 相对于优化方案四, 将驼峰顶部位置向右水平移动 1 m, 出水流道出水口相应的也向右移动 1 m, 此时出水流道形式变化较大, 出水流道的上升倾角变小, 出水流道变得更长, 定为优化方案五; 相对于优化方案三, 将出口流速提高至 0.8 m/s, 保持出口断面的顶部位置和出口宽度不变, 出口底部相应的抬升, 出水口断面面积减小, 定为优化方案六。各方案出水流道对比如图 6、图 7 所示。

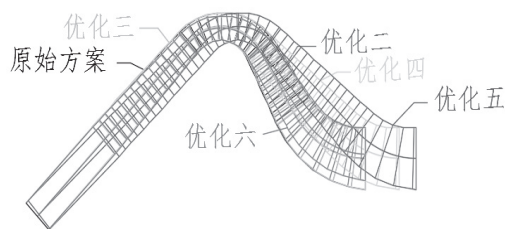


图 6 虹吸出水流道不同方案侧视对比图

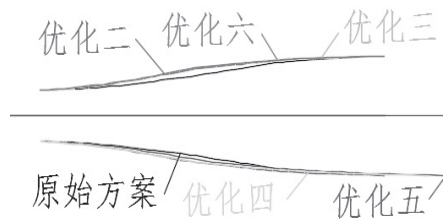


图 7 虹吸出水流道不同方案俯视对比图

4.2 优化结果分析

各优化方案流道内部流线如图 8 所示, 原始方案出水流道流线紊乱, 驼峰下降段有回流; 优化方案二在流态上有所改善, 回流没有被消除; 优化方案三流线相对于方案二紊乱, 驼峰下降段回流未消除; 优化方案四流线相对于方案二变得稍许均匀, 但是驼峰下降段的回流仍未被消除; 优化方案五流线相对于方案四变得更不均匀, 驼峰下降段回流仍存在; 优化方案六流线相对于方案三变得更加均匀, 且驼峰下降段的回流被消除。

图 9 为各优化方案流道壁面静压云图, 可见, 原始方案和优化方案二流道壁面静压分布都不均匀, 优化方案三和优化方案四流道壁面静压分布稍微均匀一些, 优化方案五流道壁面静压分布梯度更大, 而优化方案六流道壁面静压分布梯度则变小。

图 10 为各优化方案中间断面的静压云图, 可见, 原始方案流道中间截面的静压分布递变不均匀, 优化方案二流道中间截面的静压分布也较差, 优化方案三流道中间截面的静压分布递变相对较为均匀, 但整体效果不明显, 优化方案四则相对较为均匀, 整体效果更加明显, 而优化方案五流道中间截面的静压分布递变不明显, 优化方案六流道中间截面的静压分布递变均匀。

不同方案虹吸出水流道设计工况下的水力损失对比如图 11 所示。通过对比可以发现虹吸出水流道优化方案四水力损失最小, 但是其驼峰下降段有回流, 优化方案六驼峰下降段的回流被消除, 同时水力损失相对于优化方案四仅增加了 0.02 m,

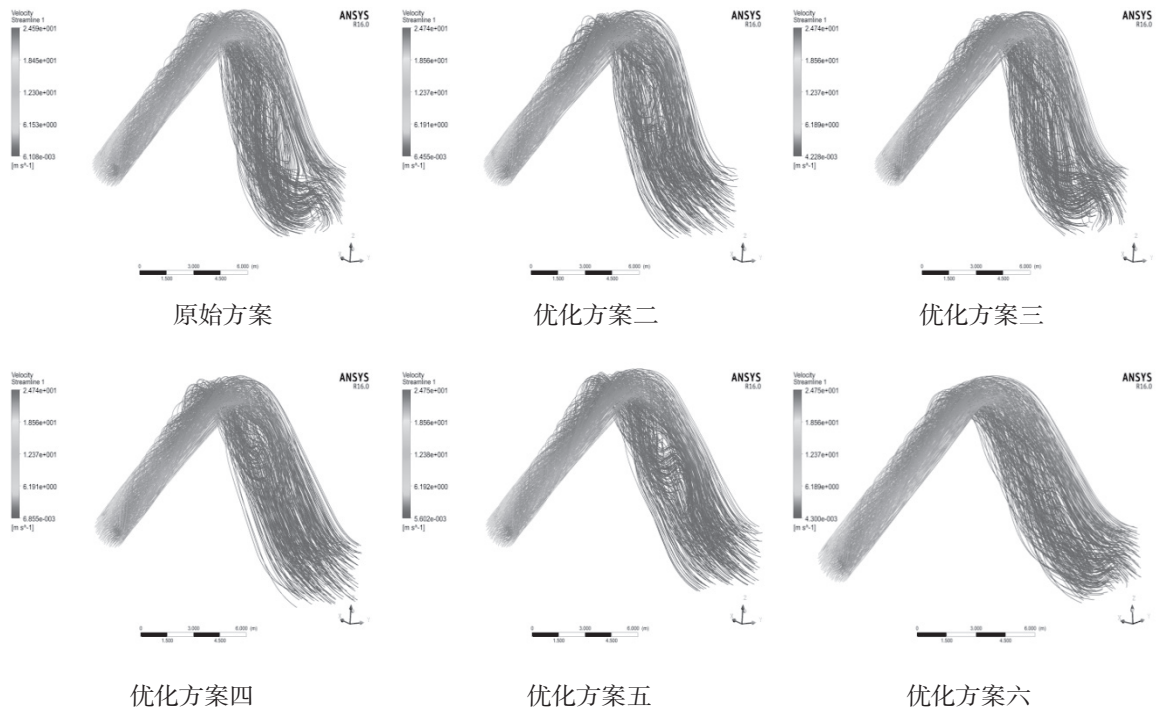


图 8 不同方案 Q_d 流道内部流线图

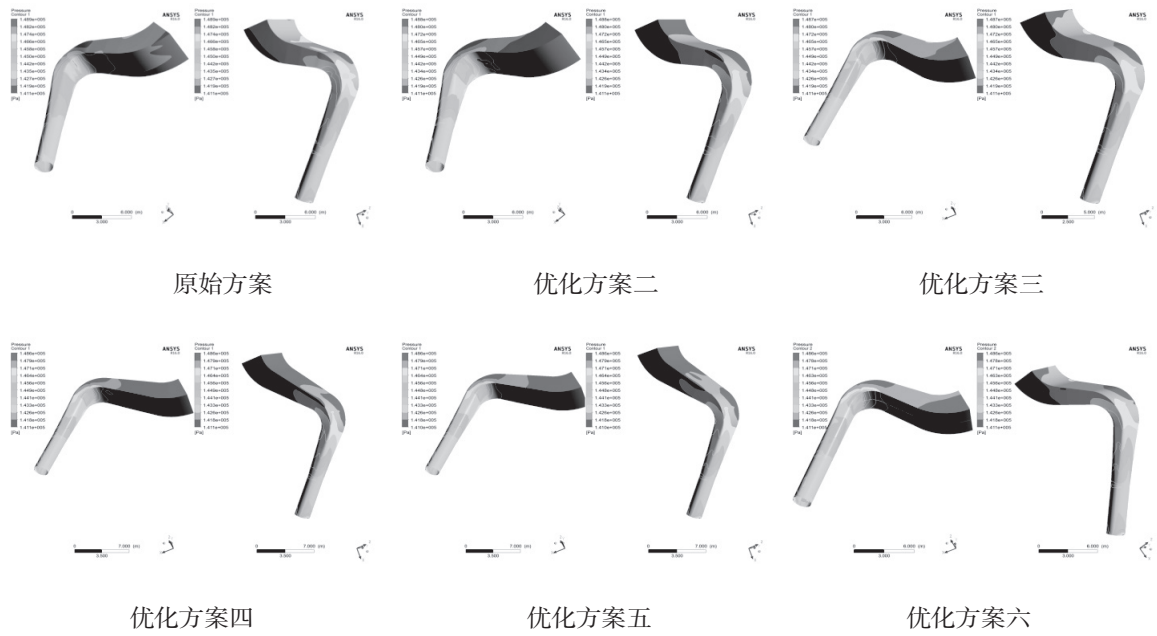
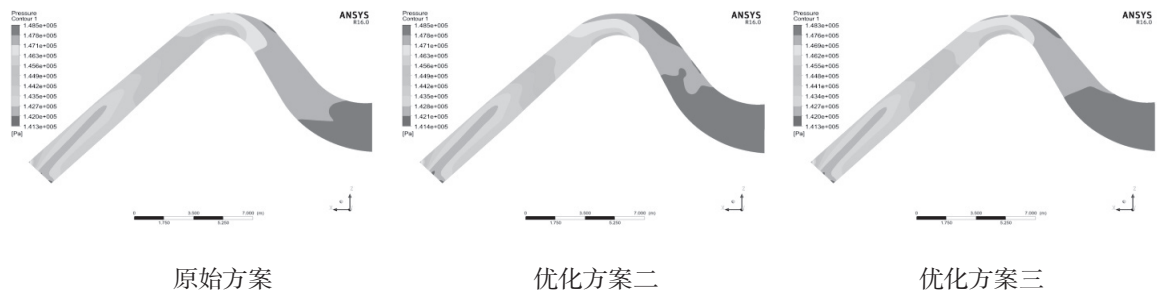
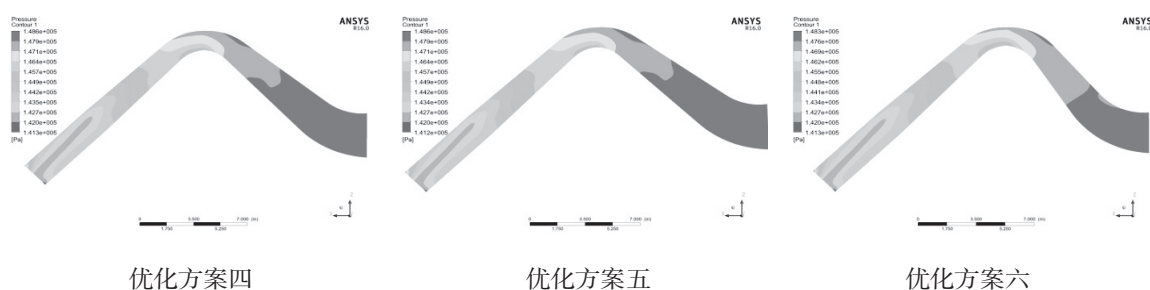


图 9 不同方案 Q_d 流道壁面静压云图 (Q_d)



图 10 不同方案中间断面的静压云图 (Q_d)

故而应用优化方案六较为合理。

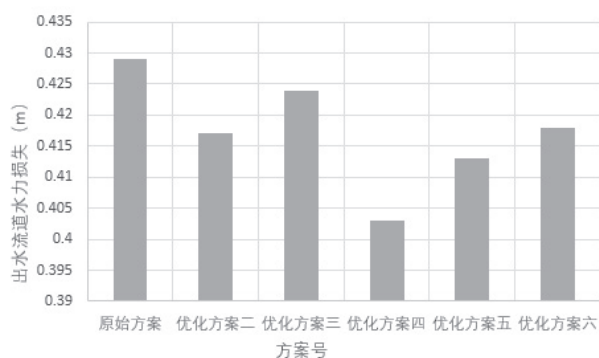


图 11 虹吸出水流动不同方案水力损失对比

5 结论

(1) 肘形进水流道方案二和方案三均优于方案一, 但方案二流速均匀度提高最为明显, 故肘形进水流道优选方案二, 即流道加长 100 cm, 流道最低点高程下降 20 cm。

(2) 基于对虹吸式出水流动道的优化比较分析, 虹吸式出水流动道优化方案六消除了虹吸下降段的回流现象, 同时水力损失相对于水利损失最小的优化方案四仅增加了 0.02 m, 故优选方案六, 即出水流动道长度不变, 驼峰位置不变, 高度降低; 出口

流速加大, 出口高度减小, 即流道出口底部高程抬高 45 cm。

参考文献:

- [1] 刘超. 水泵及水泵站 [M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2009.
- [2] 张驰, 李彦军, 蒋红樱, 等. 肘形进水流道水力优化仿真计算与试验 [J]. 排灌机械工程学报, 2016, 34 (10): 860-866.
- [3] 杨帆, 谢传流, 刘超, 等. 轴流泵装置运行工况对肘形进水流道水力性能的影响 [J]. 农业机械学报, 2016, 47 (2): 15-21.
- [4] 王丽慧, 施伟, 沈昌荣, 等. 立式轴流泵装置模型水力性能数值分析及预测 [J]. 排灌机械工程学报, 2016, 34 (9): 767-773.
- [5] 杨帆, 刘超, 孙丹丹, 等. 轴流泵装置虹吸式出水流动道内流机理数值分析 [J]. 农业机械学报, 2015, 46 (6): 60-65, 91.
- [6] 冯俊, 郑源, 罗欣. 后置导叶对立式轴流泵装置性能影响 [J]. 水电能源科学, 2012 (8): 126-128.
- [7] 刘君, 段宏江, 刘立峰, 等. 低扬程立式轴流泵装置模型试验研究 [J]. 水泵技术, 2011 (6): 1-6.