

# 刘老涧一站具有发电功能泵装置选型研究

戴景<sup>1</sup>, 戴启璠<sup>2</sup>

(1. 江苏大学流体机械工程技术研究中心, 江苏 镇江 212013;  
2. 江苏省灌溉总渠管理处, 江苏 淮安 223200)

**摘要:** 本文以刘老涧一站改造工程为研究对象, 采用特性曲线与数值模拟相结合的选型方法, 从泵装置的内、外特性上初步确定了刘老涧一站改造工程所选用的水力模型以及泵与水轮机两种工况机组的运行参数, 为后续模型试验提供依据。

**关键词:** 特性曲线; 相似率; 数值模拟; 特征参数

中图分类号: TV675      文献标识码: B      文章编号: 1007-7839(2017)03-0046-07

## Study on the selection of pump device with power function of Liulaojian station

DAI Jing<sup>1</sup>, DAI Qifan<sup>2</sup>

(1. *Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Zhenjiang 212013, Jiangsu;*  
2. *Main Irrigation Channel Management Division of Jiangsu Province, Huai'an 223200, Jiangsu*)

**Abstract:** Taking Liulaojian station renovation project as the research object, the selection method of characteristic curve combining with numerical simulation are used. Hydraulic model used in reconstruction project is determined by the pump device inside and outside characteristics as well as the operation parameters of pump and turbine unit under two conditions. Basis for the following model experiment is provided.

**Key words:** characteristic curve; similarity ratio; numerical simulation; characteristic parameter

## 0 前言

大型电力抽水站是防汛抗旱的重要水利工程, 水泵是泵站中能量转化的重要部件, 水泵的选型是泵站初步设计时的第一个环节<sup>[1]</sup>, 水泵选型的重要性日益凸显。张仁田<sup>[2]</sup>通过对南水北调东线一期工程中江苏省境内的13座泵站进行设计研究, 提了的水力模型选择原则和泵站结构型式确定方法; 关醒凡等<sup>[3]</sup>对泵与泵装置性能之间的关系进行研究, 得到了最高效率点流量、扬程之间的关系; 陆林广<sup>[4]</sup>在试验中发现通过特性曲

线选出来的水力模型与装置试验值相比相差约2°; 何钟林等<sup>[5]</sup>提出了针对同一水力模型存在合理的泵转速与叶轮直径; 汤方平等<sup>[6]</sup>提出了“等扬程加大流量”的选型方法。目前泵站的选型还主要是通过特性曲线的换算来实现, 而这种选型方法无法对泵装置的内部流动进行预测。本文以刘老涧一站改造工程为研究对象, 采用“特性曲线换算、CFD数值模拟预测”的选型方法初步确定刘老涧一站改造工程选用的水力模型、相关的特性参数、装置的特性。

收稿日期: 2017-01-03

基金项目: 江苏省水利厅科技项目(2016043)

作者简介: 戴景(1992-), 男, 硕士研究生, 研究方向为泵站优化设计。

## 1 工程概况

### 1.1 泵站概况

刘老涧一站位于宿迁市宿豫区仰化镇境内的中运河刘老涧新闸东北侧。该工程是江苏省利用世行贷款和国内配套资金而兴建的加强黄淮海平原灌溉农业项目,该站直接抽引泗阳站送来的江水或淮水,沿中运河北调,属于江水北调第五级站、淮水北调第二梯级站。该站安装 3100ZLQ38-4.2 型立式可逆全调节轴流泵,配有 TL2200-40/3250 立式同步电机 4 台套,总装机容量 8800 KW,设计流量 150 m<sup>3</sup>/s,泵站设计扬程 3.5 m。该站由宿豫区大兴 110 KV 变电所供电,引入 35 KV 电源。另该站还利用变频技术,在丰水季节可反向发电,配有一台 50 Hz、2200 KW 的发电机和一台 30 Hz、2300 KW 的电动机以及其他附属设备。

### 1.2 泵站特征参数

刘老涧一站改造工程拟采用 4 台套立式全调节轴流泵,单机设计流量 37.5 m<sup>3</sup>/s,总装机流量 150 m<sup>3</sup>/s。刘老涧一站改造工程特征参数如表 1 所示。

表 1 刘老涧一站改造工程特征水位参数

净扬程	设计	m	3.7
	平均	m	3.4
	最小	m	1.8
	最大	m	3.7

## 2 水力模型的选择

### 2.1 水力模型初选

刘老涧一站与南水北调东线新建的刘老涧二站特征水位相同、流道形式相似。因此,参考南水北调东线刘老涧二站的试验数据<sup>[7]</sup>并换算成刘老涧一站的数据,通过绘制的特性曲线对已有的水力模型进行初选(以泵工况为主要分析指标),为后续数值模拟确定相应的计算方案。

数据换算依据《水泵模型及装置模型验收试验规程》的规定进行。

流量、扬程按照以下公式换算<sup>[8]</sup>(等效率换算)。

$$Q_P = Q_M \left( \frac{n_P}{n_M} \right) \left( \frac{D_P}{D_M} \right)^3$$

$$H_P = H_M \left( \frac{n_P}{n_M} \right)^2 \left( \frac{D_P}{D_M} \right)^2$$

式中:下标为 P 表示换算后的参数;M 表示待换算的参数。

图 1 为刘老涧二站泵装置试验数据换算至刘老涧一站(转轮直径 3.15 m,转速 125 r/min, nD=393.75)的数据绘制的特性曲线。

从图 1 中可以发现:设计工况下, TJ05-ZL-02 的叶片安放角介于 +2° 与 +3° 之间,对应的装置效率为 75.4%, TJ04-ZL-06 的叶片安放角约为 0°,对应的装置效率为 74.51%;但是从图中亦可以发现设计工况下 TJ05-ZL-02 的装置效率偏离高效区,而 TJ04-ZL-06 的装置效率位于高效区中; TJ05-ZL-02 的装置效率受流量影响较大,高效区较窄,而 TJ04-ZL-06 在设计工况下的效率虽然略低于 TJ05-ZL-02,但是受流量影响不大,高效区较宽,在偏工况时依然可以获得较高的装置效率;同时,由于 TJ05-ZL-02 正角度过大,泵的空化性能将会下降。因此,综合考虑拟选择 TJ04-ZL-06 作为刘老涧一站的水力模型。

### 2.2 不同转轮直径的分析

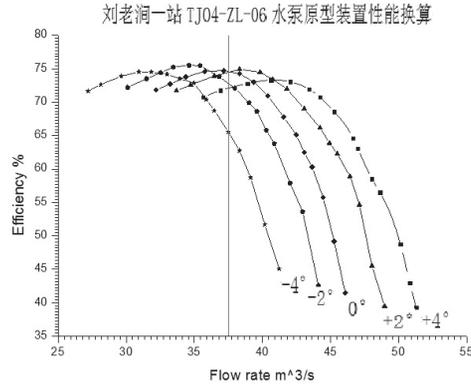
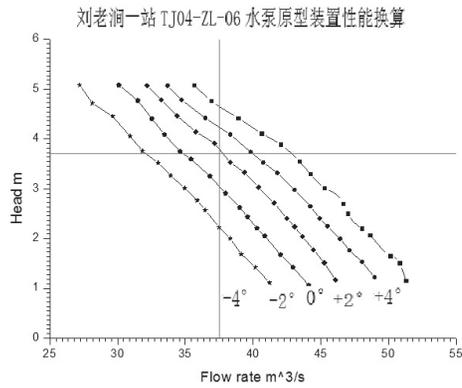
由于刘老涧一站是改造泵站,在改造工程中转轮直径的大小直接决定了原有的水泵座环是否需要拆除。因此,通过特性曲线换算的方法对转轮直径进行初选。图 2 即为不同转轮直径换算的泵工况装置特性曲线。

从图 2 中可以发现:当转轮直径不同时,泵装置的特性曲线发生了偏移,这主要是由于 nD 值的改变而引起的;三种不同的叶轮直径在设计工况时都处在高效区中;但随着转轮直径的缩小,转轮叶片安放角也在逐渐增大,而叶片安放角的增大将会使泵装置的空化性能下降。虽然 D=3100 mm 时座环不用拆除,但所用水力模型的叶片安放角需要放在 +2°,不利于泵的抗空化性能。因此,综合考虑:拟选用转轮直径 3.12 m、3.15 m,转速 125 r/min 的方案。

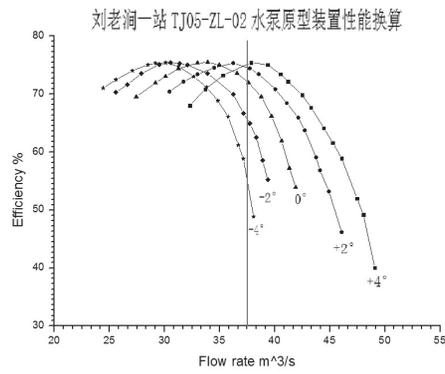
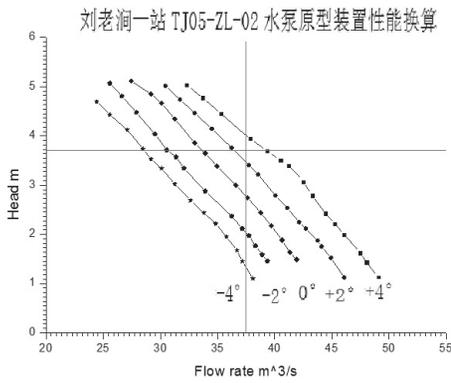
## 3 计算模型与边界条件

### 3.1 网格划分

采用 ICEM-CFD 对簸箕型进水流道、虹吸式出水流道进行正交性、适应性较好的六面体核心非结构网格划分; TJ04-ZL-06 转轮与导叶在 TurboGrid 中进行三维建模与结构网格划分。经过网格无关性分析,最终确定整个计算域的网格总数为 8194875。刘老涧一站泵工况与水轮机工况

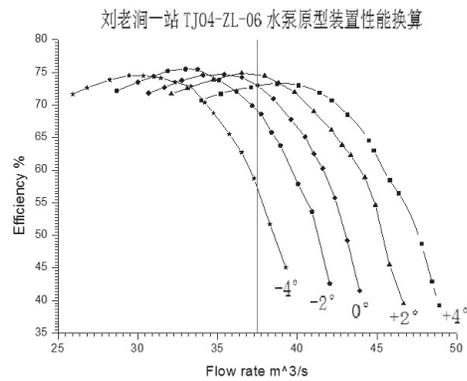
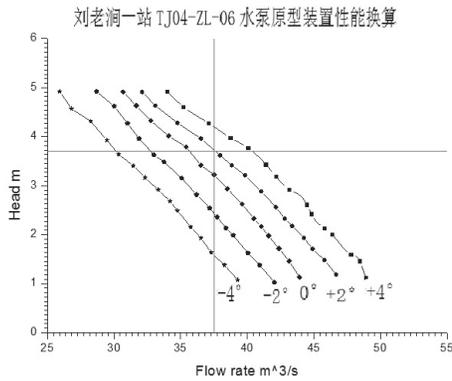


TJ04-ZL-06, D=3150 mm, n=125 r/min

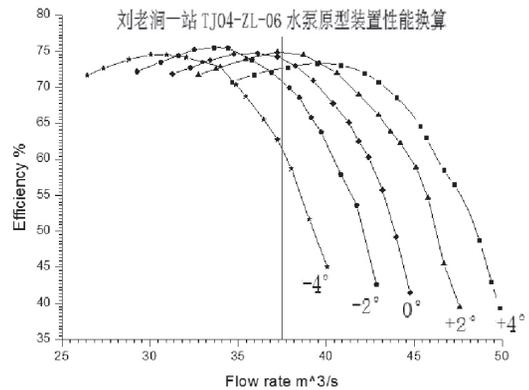
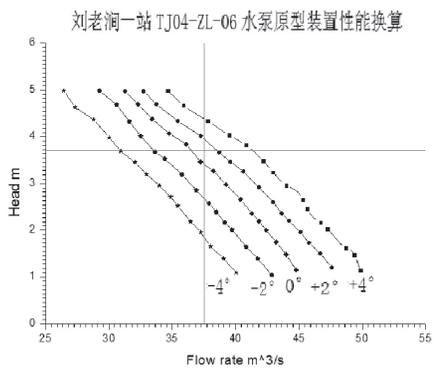


TJ05-ZL-02, D=3150 mm, n=125 r/min

图 1 刘老涧一站泵装置特性曲线



TJ04-ZL-06, D=3100 mm, n=125 r/min



TJ04-ZL-06, D=3120 mm, n=125 r/min

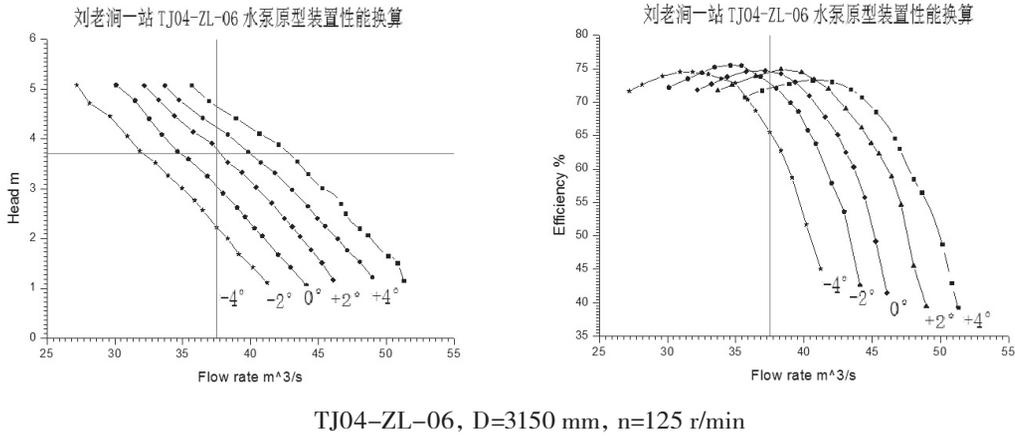


图 2 不同转轮直径的特性曲线

三维图如图 3 所示。

### 3.2 边界条件

进口边界采用质量流量边界条件 (Mass Flow Rate)。出口边界条件采用自由出流 (Opening-outlet) 边界条件。固体表面上满足粘性流体的无滑移条件。因此, 在近壁面区域上采用标准壁面函数的边界条件。动-静、静-静计算区域的交界面上均采用 GGI 的网格拼接技术。采用 SST 湍流模型对 N-S 方程进行封闭<sup>[9-10]</sup>。

$m$ —流场数值模拟时流道断面所划分的网格单元个数。

如果进水流道的出口断面有横向速度的存在, 将会影响泵装置的性能, 为此引入速度加权平均角  $\theta$  来进行评价。 $\theta$  越接近  $90^\circ$ , 进水流道出口断面水流越接近垂直于出口断面<sup>[11-12]</sup>。计算公式为:

$$\bar{\theta} = \frac{\sum_{i=1}^N [90^\circ - \arctan \frac{v_{Li}}{v_{ai}}] v_{ai}}{\sum_{i=1}^N v_{ai}}$$

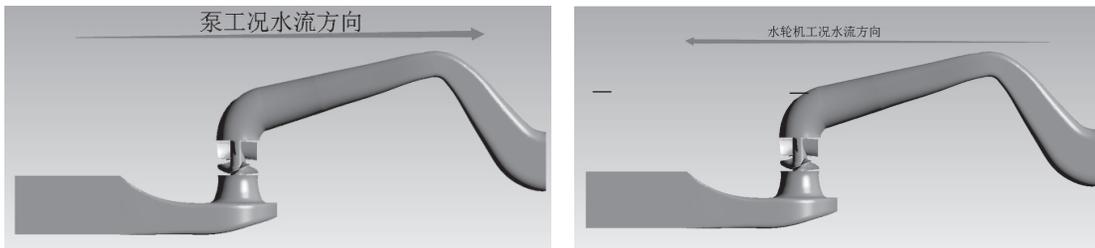


图 3 刘老涧一站泵工况与水轮机工况三维图

## 4 泵工况数值模拟结果分析

### 4.1 进水流道出水断面轴向速度分布均匀度与速度加权平均角

轴向速度分布均匀度  $V_{u+}$  反应了进水流道的设计质量,  $V_{u+}$  越接近 100%, 表明流道出口水流的轴向速度分布越均匀<sup>[11-12]</sup>, 计算公式为:

$$V_{u+} = \left\{ 1 - \frac{1}{\bar{v}_a} \sqrt{\frac{[\sum_{i=1}^N (v_{ai} - \bar{v}_a)^2]}{m}} \right\} \times 100\%$$

式中:

$\bar{v}_a$ —出口断面轴向速度算术平均值;

$v_{ai}$ —出口断面第  $i$  个网格节点的轴向速度;

式中:

$v_{Li}$ —出口断面第  $i$  个网格节点的横向速度;

$v_{ai}$ —出口断面第  $i$  个网格节点的轴向速度。

表 2 为簸箕型进水流道出水断面在不同转轮直径下的轴向速度分布均匀度与速度加权平均角。

从表 2 中可以发现: 两种不同转轮直径的方案, 进水流道出水断面轴向速度分布均匀度与速度加权平均角的值之间明显存在差异; 这主要是由于改造泵站中, 进水流道出水断面的直径并没有发生变化, 而转轮直径的改变 (与改造前相比) 使得水流在进水流道出水断面上产生了急剧扩散的效应, 致使轴向速度分布均匀度与速度加权平

均角的值之间存在差异;而转轮直径为 3120 mm 时,水流扩散效应相对于转轮直径 3150 mm 时要

径为 3.15 m 时装置效率明显低于直径为 3.12 m 时的装置效率;不同的转轮直径之间的微小差异

表 2 轴向速度分布均匀度与速度加权平均角

名称	D=3150 mm		D=3120 mm	
设计扬程	$V_{u^+}=76.76\%$	$\bar{\theta}=80.84$	$V_{u^+}=82.39\%$	$\bar{\theta}=82.95$
平均扬程	$V_{u^+}=84.69\%$	$\bar{\theta}=83.11$	$V_{u^+}=88.78\%$	$\bar{\theta}=82.02$
最大扬程	$V_{u^+}=76.76\%$	$\bar{\theta}=80.84$	$V_{u^+}=82.39\%$	$\bar{\theta}=82.95$
最小扬程	$V_{u^+}=76.29\%$	$\bar{\theta}=76.10$	$V_{u^+}=81.02\%$	$\bar{\theta}=79.10$

小。因此,轴向速度分布均匀度与速度加权平均角的值要高,这直接导致了转轮吸入流态的不同,并将直接影响泵装置的稳定性与能量特性。

#### 4.2 能量特性分析

泵装置扬程计算公式<sup>[13-14]</sup>:

$$H = (P_{out} - P_{in}) / \rho g + \Delta z$$

式中:

$P_{out}$ —出口总压;

$P_{in}$ —进口总压;

$\Delta z$ —进出口高度差;

$\rho$ —水的密度;

$g$ —重力加速度。

泵效率计算公式<sup>[13-14]</sup>:

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{M \omega}$$

式中:

$M$ —叶片工作面、背面外表面力矩总和;

$\rho$ —水的密度;

$g$ —重力加速度;

$\omega$ —叶轮转速;

$Q$ —流量;

$H$ —泵装置的扬程。

不同方案计算的能量特性如表 3 所示。

从表 3 中可以清楚的看出,不同的转轮直径对泵装置的能量特性有着重要的影响。当转轮直

(0.03 m)对装置的能量特性产生明显差异,主要原因在于转轮直径不同时,进水流道出水断面的轴向速度分布均匀度与速度加权平均角值的不同,更为直接的原因就在于转轮直径的不同导致了转轮吸入流态的不同,这一点在 4.1 节中可以得到印证。从泵装置的能量特性角度看, D=3.12 m 的方案优于 D=3.15 m 的方案。

#### 4.3 进水流道吸入涡

簸箕型进水流道的一个很显著的特点在于极易在流道内产生吸入涡<sup>[15]</sup>,涡的存在对装置最直接的影响表现在机组的振动上。图 4 为设计工况时不同转轮直径的进水流道吸入涡。

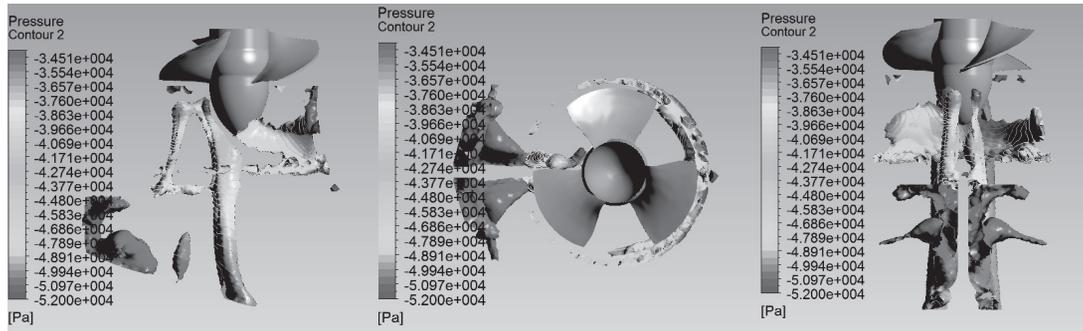
从图 4 中可以发现:不同转轮直径在设计工况下,进水流道内均存在着关于隔板对称的吸入涡;涡的强度随着涡带向转轮室的延伸而逐渐下降; D=3150 mm 的吸入涡强度要比 D=3120 mm 时的强, D=3150 mm 方案的吸入涡更为严重;吸入涡的存在,使进水流道内流场的流态恶化,直接表现就是轴向速度分布均匀度与速度加权平均角的值在下降,进而影响转轮的吸入流态,影响到整个泵装置的效率;从吸入涡的角度分析, D=3120 mm 的方案要优于 D=3150 mm 的方案。

## 5 水轮机工况数值模拟结果分析

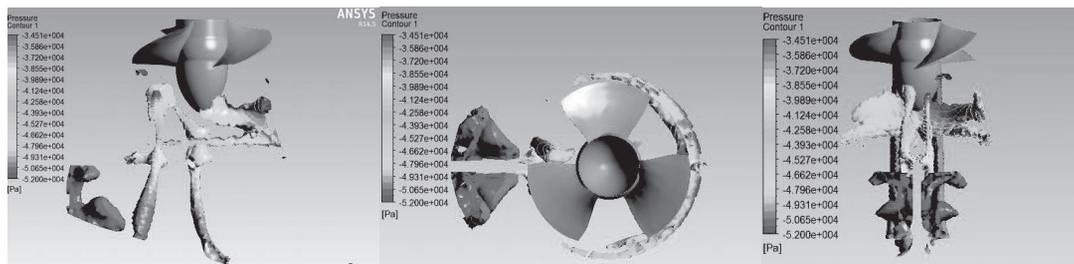
### 5.1 水轮机工况装置能量特性

表 3 不同方案泵装置能量特性

D=3.15 m, n=125 r/min, 叶片安放角 +2°	D=3.12 m, n=125 r/min, 叶片安放角 +3°
$Q=36.38 \text{ m}^3/\text{s}, \eta=63.86\%, H=3.72 \text{ m}$	$Q=38.25 \text{ m}^3/\text{s}, \eta=67.64\%, H=3.69 \text{ m}$
$Q=38.90 \text{ m}^3/\text{s}, \eta=65.17\%, H=3.43 \text{ m}$	$Q=40.50 \text{ m}^3/\text{s}, \eta=68.62\%, H=3.39 \text{ m}$
$Q=47.00 \text{ m}^3/\text{s}, \eta=52.71\%, H=1.86 \text{ m}$	$Q=47.50 \text{ m}^3/\text{s}, \eta=53.61\%, H=1.78 \text{ m}$



D=3120 mm, 叶片安放角 +3°, 1.02Q<sub>net</sub>, H=3.69 m



D=3150 mm, 叶片安放角 +2°, 0.97Q<sub>net</sub>, H=3.72 m

图4 不同转轮直径在设计扬程下水流道吸入涡

由于刘老涧一站原机组具有发电功能,在改造工程中发电功能仍然保留。刘老涧一站原机组在水轮机工况时转速为 90 r/min,本节对不同的转速装置能量特性进行分析,表4为 TJ04-ZL-06 在叶片安放角为 0° 时转速为 90 r/min 与 75 r/min 两种方案在给定水头下机组的出力、流量、效率。

从表4中可以发现:在水轮机工况时,当叶片安放角固定时,给定水头下,转轮转速 n=75 r/min 时机组的效率要高于 n=90 r/min 时机组的效率;出力是水轮机对外输出能量的一个重要参数<sup>[16]</sup>,n=75 r/min 时机组的出力明显高于 n=90 r/min 时机组的出力,在同样的水头下,n=75 r/min 的方案机组可以发出更多的电,获得更高的经济效益。从能量特性这一部分来看,n=75 r/min 转速机组的

效果要比 n=90 r/min 的效果更好。

### 5.2 水轮机工况时装置内流场

图5为叶片安放角为 0° 时设计水头下不同转速装置流线图。

从图5中可以看出,水轮机工况时,在虹吸式进水水道中两种转速方案的内流场基本一致,未发现脱流、漩涡等不良流态;在转轮室中,n=90 r/min 的流速明显高于 n=75 r/min 的方案;在喇叭口与簸箕型水道共同组成的尾水管中两种转速方案对应的内流场则明显不同,n=90 r/min 时,在喇叭口与簸箕型水道的交界处流态明显混乱,簸箕型水道内部水流呈现较高数值的螺旋运动,流态极为混乱,易引发机组振动;n=75 r/min 的方案中尾水管内同样存在螺旋运动的水流,但数值明显低于 n=90 r/min 时的数值;两种转速方案尾水

表4 不同转速方案不同工况时机组的能量特性

发电水头	n=75 r/min			n=90 r/min		
	流量同 m <sup>3</sup> /s	效率 %	出力 Kw	流量 m <sup>3</sup> /s	效率 %	出力 Kw
1.8 m	25.42	57.01	255.907	27.79	46.35	227.457
3.4 m	32.03	73.09	780.894	32.78	66.70	729.351
3.5 m	32.16	71.68	791.433	33.26	68.53	782.617
3.7 m	32.82	71.47	851.521	33.66	67.74	827.534

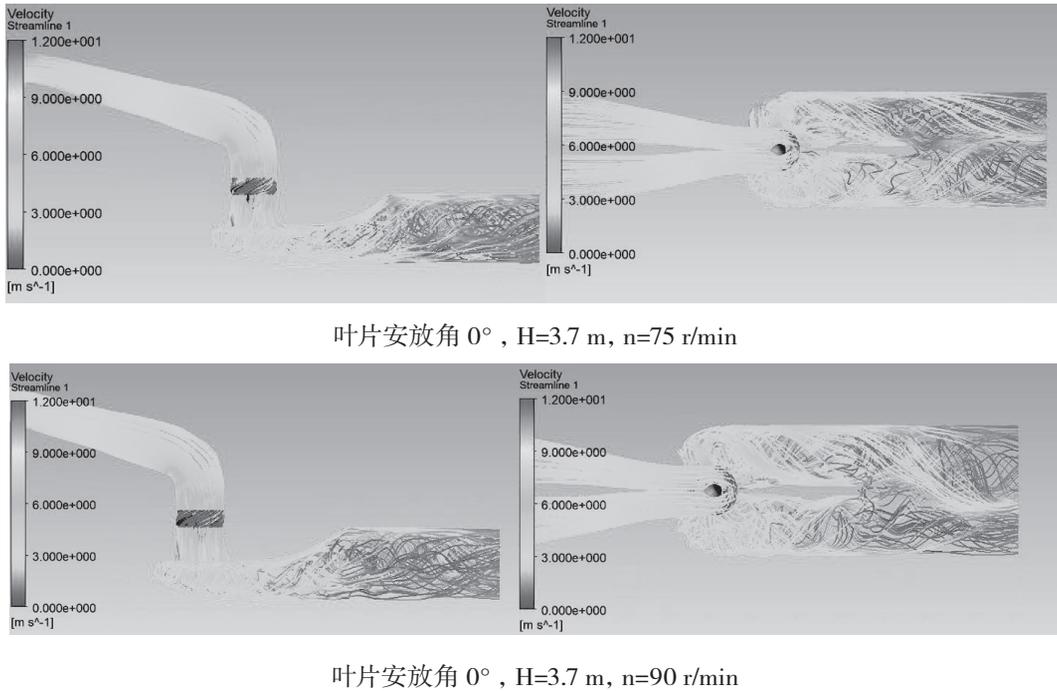


图5  $0^\circ$  时设计水头下不同转速装置流线图

管内均存在着关于隔板对称的螺旋运动水流。从水轮机工况时装置的内流场看,  $n=75$  r/min 方案优于  $n=90$  r/min 的方案。

## 6 结论

(1) 数值模拟确定的水力模型叶片安放角、能量特性与特性曲线换算出的叶片安放角、能量特性有明显差别。同时数值模拟选型方法对装置内流场的预测是特性曲线换算选型方法所达不到的。特性曲线与数值模拟相结合的选型方法弥补了传统的特性曲线选型方法上的不足, 提高了水轮机选型的可靠性与准确性。

(2) 在改造泵站中流道尺寸不变, 不同的转轮直径之间即使是很小的差别也会对装置的水动力特性产生显著影响。转轮直径与流道尺寸之间存在最佳匹配。

(3) 水轮机工况时, 机组在较低的转速时获得了较好的水动力特性。

(4) 结合数值模拟的分析, 刘老涧一站改造工程拟选用 TJ04-ZL-06 水力模型,  $D=3120$  mm, 泵工况  $n=125$  r/min, 水轮机工况  $n=75$  r/min 的运行方案。

### 参考文献:

- [1] 戴启璠, 郑在洲. 大型泵站运行与维护 [M]. 南京: 河海大学出版社, 2006.
- [2] 张仁田. 南水北调工程中大型泵站泵型选择的若干问题 [J]. 水力发电学报, 2003, 83 (4): 120-127.
- [3] 关醒凡, 黄道见, 等. 南水北调工程大型轴流泵选型中值得注意的几个问题 [J]. 水泵技术, 2002 (2): 13-16.
- [4] 陆林广. 高性能大型低扬程泵装置优化水力设计 [M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2013.
- [5] 何钟林, 陈松山, 等. 大型泵站改造中的水泵选型预测 [J]. 排灌机械, 2006 (4): 18-21.
- [6] 汤方平, 刘超, 等. 低扬程水泵选型新方法 [J]. 水利水电科技进展, 2001 (4): 41-43, 70.
- [7] 河海大学. 南水北调东线工程刘老涧二站水泵装置模型试验研究报告 [R]. 2009.
- [8] 李彦军, 颜红勤, 等. 大型低扬程泵装置优化设计与试验 [J]. 农业工程学报, 2010, 26 (09): 144-148.
- [9] 李忠, 杨敏官, 王晓坤. 导叶对轴流泵性能影响的试验 [J]. 排灌机械工程学报, 2009, 27 (1): 15-18.
- [10] Shi Depan, Luo Zhenghong, Zheng Zhuwei. Numerical Simulation of liquid-solid Two-phase Flow in a tubular Loop Polymerization Reactor [J]. Power Technology. 2010. 198 (1): 135-143.
- [11] 刘超. 水泵及水泵站 [M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2009.

(下转第 57 页)

