

【工程勘测设计】

HL741 水轮机增容改造及数值模拟研究

田亚平¹,白万军¹,王雨云¹,汪岩飞¹,敏政²,韩伟²

(1.甘肃省水利水电勘测设计研究院有限责任公司,甘肃兰州 730000;

2.兰州理工大学能源与动力工程学院,甘肃兰州 730050)

摘要:根据古浪堤电站 HL741 水轮机增容改造的需求,对诸多较优模型转轮的分析对比后,拟定选用 HLA232 叶片并稍加改型,同时为增大过流能力解决汛期转轮流道堵塞的问题,最终决定采用在此基础上减少一个叶片后制造新转轮的方案对原水轮机进行改造。借助数值试验平台对改造前后的水轮机进行全流道三维流场数值计算及性能预测,分析计算结果并给出了水轮机改造前后的水动力学特性差异。改造后水轮机蜗壳及导水部件内流动与改造前差异很小,水力性能没有下降;转轮叶片中水流的流态分布合理,空蚀性能提升;尾水管中水流平稳顺畅。在以后的改造工程中可用 HLA232 转轮经适当修型以匹配原转轮室结构后替代 HL741 转轮。

关键词:水轮机;转轮改型;叶片数;数值试验;性能预测

中图分类号:TK730.3 文献标志码:A doi: 10.3969/j.issn.1000-1379.2020.07.024

Study on the Capacity-Increasing Improvement and Numerical Simulation of HL741 Hydroturbine

TIAN Yaping¹, BAI Wanjun¹, WANG Yuyun¹, WANG Yanfei¹, MIN Zheng², HAN Wei²

(1. Gansu Water Resources and Hydroelectric Investigation and Design & Research Institute Corporation limited,

Lanzhou 730000, China; 2. College of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

Abstract: According to the capacity-increasing and transformation needs of HL741 turbine of Gulangdi Power Station and after the analysis and comparison of many excellent model runners, the slightly modified HLA232 blade was selected, at the same time it increased the flow capacity to solve the problem of runner was easily to be blocked in flood season, ultimately decided to use this scheme and reduced a blade to manufacture new turbine runner to achieve capacity-increasing. By means of numerical simulation to calculate three-dimensional flow field of the whole hydraulic turbine before and after the modification and predict performance. The results of the calculation were analyzed and the difference of hydrodynamic characteristics of the water turbine before and after reform was given. The flow distribution of the overflow parts of the water turbine before and after the transformation was analyzed and compared. The overall hydraulic performance of the reformed turbine was predicted.

Key words: hydroturbine; runner modification; blade number; numerical simulation; performance prediction

对已建年限久远、运行条件恶化的电站水轮机进行设备技术改造,投资少、成本回收快、经济效益高,现实意义重大^[1]。青海古浪堤水电站位于同仁县隆务河下游,采用径流引水方式,电站设计水头 45 m,据统计,多年来隆务河的平均流量为 18.14 m³/s,而电站引水过渠能力为 10 m³/s,多出的流量没有做功发电而是直接排泄至下游,造成水能资源浪费。该电站安装 4 台卧式水轮发电机组,其中一台型号为 HL741-WJ-84 (以下简称 HL741)的水轮机额定出力为 1 200 kW,而发电机额定出力为 1 400 kW,因此机组具有很大的增容潜力。由于隆务河含沙量较大且杂质较多,因此汛期经常发生转轮流道堵塞而被迫停机疏淘的问题,频繁地启停会严重影响机组的使用寿命,降低电站效益。借助于引水渠扩容整修工程对该台水轮机进行改造,业主要求以不改变埋入部件为前提,以较小代价提

高水轮机的水力性能,增加机组出力,改善机组的防堵塞性能。

工程中常通过增大机组过流量、效率及提升电站运行水头等途径实现扩容。电站长时间运行后实际水头已经降低,增加出力只能依靠增大引用流量以及提高水轮机效率,当然也可采取水工作业疏通尾水渠道,恢复电站的设计水头,但此举往往会增加投资,对小型电站而言经济性欠佳。一直以来,中小型水电站水轮机更换的新转轮都是借用大型水轮机转轮进行相似换算得到的。受机组尺寸的限制,经相似换算后得到的小型水轮机转轮流道狭窄,加工困难,直接套用可能造

收稿日期:2018-06-14

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51209113)

作者简介:田亚平(1990—),男,甘肃秦安人,助理工程师,研究方向为流体机械及水利水电工程

E-mail: typ_pj@163.com

成机组的水力性能下降,无法适应电站改造的要求^[2]。近年来,随着CFD技术的广泛应用,采用数值模拟的方法研究水轮机性能及增容改造逐渐成为主流^[3-4]。笔者根据古浪堤水电站的具体问题选择改造优化方案,结合CFD数值试验,分析改型转轮与通流部件的流动匹配关系及各项性能参数是否满足电站的增容改造要求,为水轮机成功改造提供了依据。

1 增容改造方案

更换转轮是水轮机改造的主要方法之一,其关键在于选取满足需求的优秀转轮,保证电站的经济效益和安全运行;目标转轮过流通道的几何尺寸应与原机

组转轮室的尺寸保持一致,以不改变原水工建筑物,降低改造成本。对小电站而言,能够直接套用的转轮不多,这就需进一步对转轮采取适当改型措施,改型后的转轮不仅要保持自身优良的水力性能,而且要考虑原有部件对其性能的影响。因此,改型转轮的研制比新转轮的研发难度大^[5]。

2 新旧转轮的性能比较

2.1 转轮参数与出力的比较

对已有几何参数相近的转轮分析比较后,初步选择HLA232转轮叶片。表1列出了HLA232转轮和HL741转轮的基本参数。

表1 两种转轮主要参数比较

型号	使用水头/m	流道尺寸				最优工况			限制工况		
		b_0	Z_1 /个	D_0	Z_0 /个	$n_{110}/$ ($r \cdot \text{min}^{-1}$)	$Q_{110}/$ ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)	$\eta_0/\%$	$Q_{11}^*/$ ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)	$\eta^*/\%$	σ^*
HLA232	120	0.2	14	1.18	20	69.5	0.925	90.7	1.04	88.4	0.08
HL741	45~120	0.2	14		20	69.0	0.760	90.7	0.94	85.5	0.10

注: b_0 为导叶的相对高度,无量纲; Z_1 为叶片数量; Z_0 为导叶数量; D_0 为导叶分布圆的相对直径,无量纲; n_{110} 、 Q_{110} 、 η_0 分别为最优工况下的转速、流量及效率; Q_{11}^* 、 η^* 、 σ^* 分别为限制工况下的流量、效率及空化系数

两种转轮的导叶相对高度都为0.2,这就为在不改变转轮室结构的前提下仅通过更换转轮增容提供了可能性,并且两者的转速基本一致,HLA232的限制工况流量为 $1.04 \text{ m}^3/\text{s}$,比HL741的增加了约11%。因此,更换HLA232转轮叶片后增容10%是有保障的。

2.2 空化性能的比较

在水轮机中,空化系数 σ 受比转速 n_s 的直接影响,即随着比转速 n_s 的升高而增大。由表1数据可见,HLA232转轮的优点显而易见。就过流能力而言,新转轮HLA232远高于HL741转轮,但空化系数 σ 仅为0.08,显然低于HL741的0.1。可见,更换转轮叶片后在达到增容的同时还能提高原机组的空化性能。

3 转轮改型分析

3.1 改型措施

图1为HLA232转轮(虚线)和HL741转轮(实线)流道对比图。由图1可知,HLA232下环锥角比HL741的大,这将导致下环外部尺寸增大,而下环外部尺寸的增大势必导致转轮室前后盖板及尾水管需改造或更新,大大增加了机组改造的成本和难度,显然违背了仅通过更换转轮达到增容改造的初衷;HLA232的上冠形线较HL741的高出许多,致使上冠厚度减小;HLA232出水边半径较小,使得原泄水孔开在新转轮的叶片流道中,这将严重破坏流道内的水流流态。

综上所述,新旧转轮的流道不完全相同,为适应原

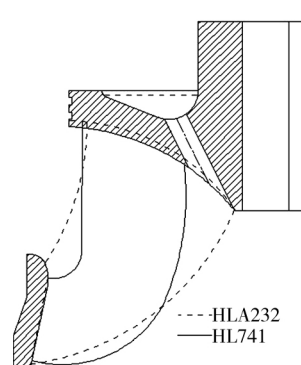


图1 改造前后的转轮轴面投影

转轮室尺寸,防止破坏目标转轮的水力性能,新转轮采用HLA232叶片时需稍加修形,具体改形措施如下:
①适当修改下环锥角,叶片下环锥角的减小会导致过流能力降低。因此,必须尽量少改下环锥角,同时可减少叶片数以使过流能力提高达到弥补的效果,更重要的是还能提高汛期防堵塞性能。
②修整新转轮HLA232的上冠侧,最简单可行的方法是把原来的凹面修整为平面,以增加上冠厚度,满足强度要求。
③取消原机组的泄水孔,顶盖减压问题通过水轮机顶盖来解决。

总之,对HLA232转轮适当改形以适应HL741水轮机转轮室,叶片数从14片减少为13片以提高过流能力,同时解决转轮在汛期常易堵塞的问题。转轮叶片数的改变对转轮的水力性能和强度均有显著影响^[6],由于HLA232转轮应用水头达到了120m,对于

古浪堤电站的45 m水头,减少一个叶片后转轮强度显然还是绰绰有余的。

3.2 导叶开度比较

导叶相对开度可表示为^[7]

$$\bar{a} = \frac{a_0 Z_0}{\pi D_1} \quad (1)$$

式中: \bar{a} 为相对开度; a_0 为导叶在任意位置时的开度; Z_0 为水头; D_1 为转轮直径。

对原水轮机可由式(1)求出导叶开度的最大值为110.6 mm,而更换HLA232转轮后要求导叶开度最大值为106.86 mm,可见原导水机构满足更换新转轮后的开度要求,导水机构无须为增大最大开度而改造。

通过以上分析可知,HLA232转轮基本满足电站的改造设计要求。为了验证经过一定改形后的HLA232转轮能否达到预期的效果,水流流态是否均匀合理,通过CFD进行了数值模拟计算。

4 数值模拟计算

4.1 计算对象

为得出水轮机改造前后的水力性能及流态分布,根据原水轮机的实际运行情况及综合特性曲线选取表2典型工况。

表2 模型水轮机计算工况

工况	转速/(r·min ⁻¹)	导叶开度/mm	水头/m
1	600	39.8	45
2	600	69.7	45
3	600	81.0	45
4	600	102.6	45

4.2 计算模型

整个模型水轮机的计算域包含蜗壳、转轮及尾水管。本文基于Pro/E软件,对模型水轮机的全流道进行三维建模,转轮叶片的三维几何模型如图2所示。

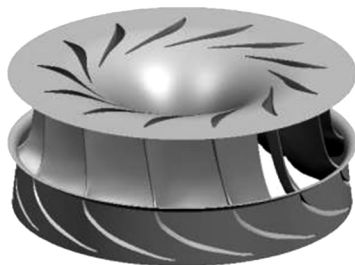


图2 转轮三维模型

在ICEM-CFD中采用针对复杂模型有更强适应能力的非结构化网格对模型水轮机进行网格划分。为提高计算精度,得到准确的数值计算结果,可适当加密模型特殊部位的网格(如蜗壳鼻端、导叶壁面及叶片表面等压力、速度梯度变化大的区域)。当网格总数

超过400万个时,最优工况下计算得到的水轮机效率基本不发生变化,最终确定原水轮机全流道模型单元数为4 278 458个,改造后全流道模型单元数为4 444 656个。

4.3 控制方程

连续性方程:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2)$$

动量方程:

$$\frac{\partial(\bar{u}_i \bar{u}_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p^*}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_e \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] - 2\rho \varepsilon_{ijk} \omega_j \bar{u}_k \quad (3)$$

式中: $\bar{u}_i, \bar{u}_j (i, j=1, 2, 3)$ 为平均速度; x_i, x_j 为坐标分量; p^* 为等效压力; ω_j 为角速度; ε_{ijk} 为张量; μ_e 为有效黏性系数; ρ 为流体密度。

4.4 湍流模型

本文计算的水轮机内部流动为三维、黏性、不可压缩流动,为使计算更加合理,湍流方程选取RNG $k-\varepsilon$ 模型,该方法稳定可靠,可以较好地处理高应变率及流线弯曲程度较大的流动,在科学研究及工程实践中得到了广泛检验和成功应用^[8-9]。

RNG $k-\varepsilon$ 方程为

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{\text{eff}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + \rho \varepsilon \quad (4) \\ \frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{\text{eff}} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{C_{1\varepsilon}^* \varepsilon}{k} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (5) \end{aligned}$$

其中

$$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t, \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

$$G_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$$

式中: k 为湍动能; u_i, u_j 分别为 i, j 方向的速度; t 为时间; x_i, x_j 为各坐标分量; ε 为耗散率; μ_{eff} 为有效黏性系数; G_k 为由平均速度引起的湍动能产生项; μ 为动力黏度; μ_t 为湍流黏性系数; E_{ij} 为时均应变率; $\alpha_k, \alpha_\varepsilon$ 分别为湍动能和耗散率的有效普朗特数的倒数;常数 $C_\mu = 0.084 5, C_{1\varepsilon}^* = 1.42, C_{2\varepsilon} = 1.68$ 。

4.5 数值模拟

采用ANSYS-Fluent软件进行数值模拟,运用更易收敛的SIMPLEC算法求解湍流流场的压力速度耦合方程。计算中压力项和扩散项为中心差分格式,速度项采取二阶迎风格式,残差设定为 1×10^{-4} ,计算过程中通过监测残差值是否达到 1×10^{-5} 和监控进出口

压差是否平衡稳定来判断其收敛性。水轮机蜗壳进口边界设置为 velocity-inlet, 尾水管出口边界设置为 out-flow。固壁处设为流体无滑移和无渗透边界条件, 近壁区流动采用标准壁面函数处理^[10-11]。

5 结果分析

5.1 水轮机效率与出力比较

水轮机效率计算式为^[12-13]

$$\eta = \frac{M\omega}{\rho gQH} \times 100\% \quad (6)$$

式中: M 为转轮绕旋转轴产生的扭矩, $N \cdot m$; ω 为旋转角速度, rad/s ; Q 为流量, m^3/s ; H 为工作水头, m ; g 为重力加速度, $9.8 m/s^2$ 。

改造前后机组效率和出力随导叶开度变化的规律如图 3 所示。

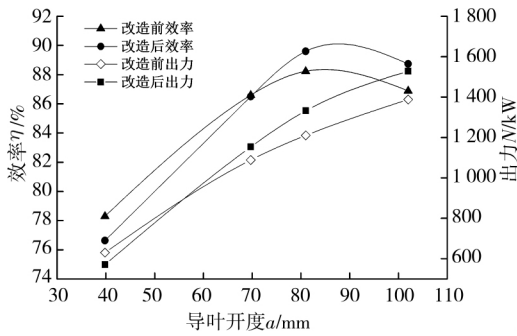


图 3 改造前后不同导叶开度下的效率和出力对比

由图 3 可知, 当导叶开度为 39.8 mm 时即小流量工况下, 改造后的水轮机效率与出力均低于改造前的, 效率较之前下降了 1.67%, 机组出力减少了 59.28 kW, 能量特性欠佳; 当导叶开度增大到 81 mm 时, 机组在原设计工况下运行, 改造后的效率增加了 1.36%, 功率比原来增加了 121 kW, 机组增容幅度接近 10%; 随着导叶开度的继续增大, 改造后水轮机的效率和出力均得到大幅度提升, 当导叶开度约为 90 mm 时, 效率达到峰值, 此后水轮机的效率不再增大, 呈下降趋势, 但仍高于改造前的效率, 机组出力则一直增加。

总体来看, 改造后水轮机效率明显增大, 在大流量工况下, 效率曲线基本包络改造前的效率以上区域, 说明改造后机组运行的高效率区拓宽, 运行条件得到改善。据此可以推断, 原水轮机增容改造后最优工况点向大流量区偏移, 机组在实际运行中应偏向大流量区。

5.2 流态比较

这里仅列出两种转轮最优工况下的流场模拟结果。

改造前后蜗壳及导水部件内的压力分布如图 4 所示。由图 4 可知, 该部件改造前后压力梯度分布基本

没有变化, 改造后只是压力值减小; 改造后蜗壳中水流流动均匀合理, 不存在明显撞击、压力突变等不稳定现象, 说明改形转轮与该部件匹配性良好, 改造对原蜗壳的流动状态几乎没有影响。

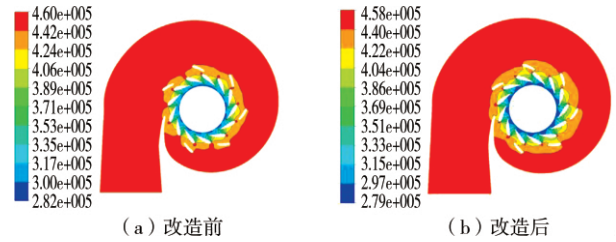


图 4 改造前后蜗壳及导水机构对称面压力分布 (Pa)

由图 5 可以看出, 改造后叶片正面的速度分布有序, 显然好于改造前。改造前叶片工作面进口段有很明显的回流, 整个叶片表面流动紊乱, 改造后进口区域的流动得到改善, 整个叶片正面流动有序, 状况良好, 叶片流道间不存在脱流、回流等二次流动现象。

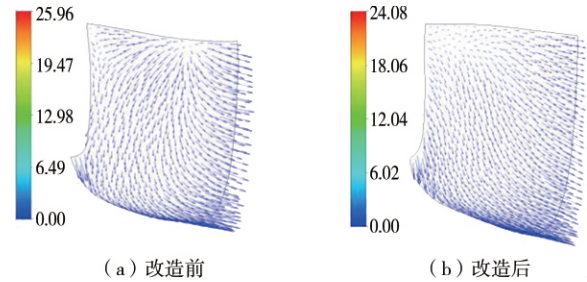


图 5 改造前后叶片正面速度矢量分布 (m/s)

由图 6 可知, 改造前后转轮叶片背面的压力分布差异明显。叶片背面压强从进口边到出口边逐渐减小, 叶片背面压力总体分布均匀, 具有良好的压力梯度。通常, 转轮中的低压区集中分布在叶片的出水边, 改造后叶片背面的压力回升, 负压减小, 且整个背面低压区的面积也在缩小, 整体压力分布较改造前优良, 说明改造后转轮的性能提升。

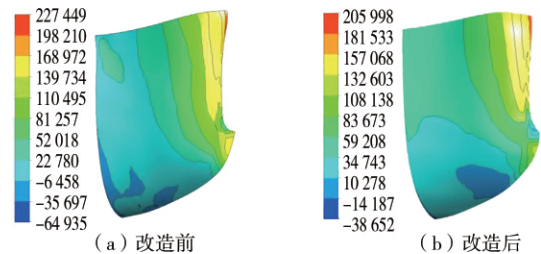


图 6 改造前后叶片背面压力分布 (Pa)

比较分析改造前后尾水管的流线分布(见图 7)可知, 改造后尾水管的流动状况较改造前好。改造前直锥段部分存在轻微涡带, 改造后直锥段的涡带明显减弱, 流动状况良好, 在扩散段整体流线顺畅, 流动性能优于改造前。可见, 转轮改造后与原尾水管的匹配性

能更佳。

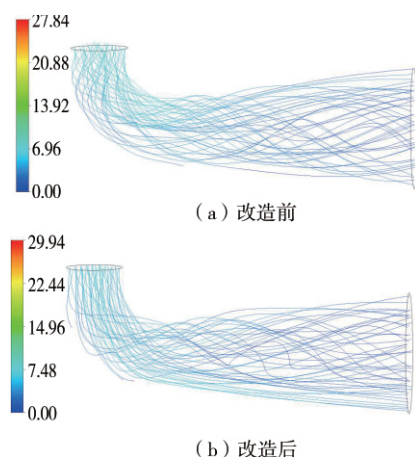


图7 改造前后尾水管流线分布(m/s)

6 结 语

对于 HL741 系列转轮而言,HLA232 转轮与其互换性良好且水力性能更优。在以后的改造工程中可用 HLA232 转轮经适当修型以匹配原转轮室结构后替代 HL741 转轮。改造后水轮机效率达到 90%,高效区拓宽,机组增容可超过 10%,机组在实际运行中应偏向大流量区。改造后水轮机蜗壳及导水部件内流动与改造前差异很小,水力性能没有下降;转轮叶片中水流的流态分布合理,性能提升;尾水管中水流平稳顺畅。对中小型电站水轮机的改造,完全可通过 CFD 技术对改造结果进行预估及验证,流场分析满足要求即可付诸实践。

参考文献:

- [1] 陈锡芳.水轮发电机组改造增容与优化运行[M].北京:中国水利水电出版社,2010:132-133.
- [2] 严利,熊朝坤,余波,等.小型水电站水轮机改造研究与实践[J].中国农村水利水电,2010(10):108-110.
- [3] 赵道利,王华有,吴子娟,等.混流式转轮上冠型线变化对水轮机水力性能的影响[J].水力发电学报,2016,35(12):112-119.
- [4] 敏政,田亚平,张学光,等.基于流场数值模型的蜗壳优化改造[J].水电能源科学,2017,35(8):169-171.
- [5] 赵兵,张千里.水电站改造中改型转轮研究[J].电站系统工程,2010,26(3):73-74.
- [6] 钟苏,王德俊,吕桂萍.混流式水轮机转轮强度的设计优化[J].大电机技术,2004(4):36-39.
- [7] 敏政,齐学义,唐健波.HL160型水轮机的增容改造技术[J].水力发电,2002(4):64-66.
- [8] 王旭,李萍,陈荣盛,等.水轮机椭圆蜗壳设计的 CFD 计算及试验分析[J].人民黄河,2016,38(1):109-111.
- [9] 王福军.计算流体力学分析:CFD 软件原理与应用[M].北京:清华大学出版社,2004:124-125.
- [10] 辛喆,吴俊宏,常近时.混流式水轮机的三维湍流流场分析与性能预测[J].农业工程学报,2010,26(3):118-124.
- [11] 俞芸芸,秦战生,周大庆,等.基于 CFD 的转轮叶片对虹吸式水轮机水力性能的影响分析[J].河海大学学报(自然科学版),2017,45(4):298-303.
- [12] 黄剑锋,张立翔,何士华.混流式水轮机全流道三维定常及非定常流数值模拟[J].中国电机工程学报,2009,29(2):87-94.
- [13] 周凌九,徐红新,崔涛,等.引水部件水力损失对水轮机增容后效率的影响[J].水力发电学报,2011,30(1):160-164.

【责任编辑 张华岩】

(上接第 22 页)

(2) 经过连续两年汛期的长历时、大流量冲刷,下游河道卡口河段过流能力进一步提高。2018 年、2019 年汛期,小浪底至利津河段泥沙淤积量分别为 1.64 亿、2.68 亿 t,泥沙淤积主要发生在花园口以上河段,没有对卡口河段平滩流量造成不利影响。经过连续两年汛期大流量、长时间冲刷,卡口河段平滩流量由 2018 年汛前的 4 200 m³/s 增大到 2019 年汛后的 4 350 m³/s。

(3) 黄河水沙调控工程体系亟待完善。经分析,2018 年、2019 年小浪底水库低水位排沙调度期间,潼关站来水量分别为 49.31 亿、89.42 亿 m³,为小浪底水库排沙提供了充足的动能。当前,黄河中下游水沙调控骨干工程仅有万家寨、三门峡水库位于小浪底水库上游,万家寨水库距离远,且汛限水位以下库容仅 2.7 亿 m³,三门峡水库汛限水位以下库容仅 0.5 亿 m³,汛

期与小浪底水库联合调控水沙能力非常有限。建议加快古贤水库上马步伐,完善黄河中游水沙调控工程体系。

参考文献:

- [1] 李国英,盛连喜.黄河调水调沙的模式及其效果[J].中国科学,2011(6):826-832.
- [2] 王婷,李小平,曲少军,等.前汛期中小洪水小浪底水库调水调沙方式[J].人民黄河,2019,41(5):47-50.
- [3] 李昆鹏,马怀宝,郝国明,等.2013 年汛前调水调沙期小浪底水库排沙特性分析[J].水利水电技术,2015,46(6):104-107.
- [4] 齐璞,曲少军,孙赞盈.优化小浪底水库调水调沙运用方式的建议[J].人民黄河,2012,34(1):5-8.

【责任编辑 许立新】