

长引水道高水头电站不同负荷条件甩荷对 蜗壳压力的影响研究

蔡付林, 周骏, 周建旭, 樊子凯
(河海大学 水利水电学院, 江苏 南京 210098)

摘要: 为研究采用集中供水布置型式的长引水道高水头电站蜗壳进口端内水压力极值工况及其内在影响机理, 在相同上下游水位的前提下, 以有压输水系统瞬变流分析的特征线法(MOC)为基础, 融合跟踪机组运行轨迹的单纯形寻优法以及系统状态方程, 对单台和两台机组在不同负荷时的甩荷工况进行过渡过程数值模拟计算。结果表明: 单机、两机以20%额定功率运行甩荷后易发生首相水锤, 为蜗壳进口断面内水压力的极值工况。蜗壳进口端内水压力极值出现在导叶小开度运行时甩部分负荷的工况。蜗壳进口断面内水压力初始值和极值大小与机组负荷相关, 机组初始出力越少, 引水系统中水头损失越小, 蜗壳进口端初始压力越高, 甩荷后该断面内水压力值越高, 且部分负荷运行甩荷后压力衰减速度越慢。机组运行方式对蜗壳进口端内水压力值及峰值出现时间有一定影响。研究成果可为同类型水电站的设计和运行维护工作提供参考。

关键词: 长引水道高水头电站; 蜗壳压力; 甩负荷; 过渡过程; 特征线法; 控制工况

中图分类号: TV732

文献标识码: A

文章编号: 1672-643X(2023)06-0156-08

Load rejection conditions affect pressure in spiral case of hydropower station with long diversion channel under high water head

CAI Fulin, ZHOU Jun, ZHOU Jianxu, FAN Zikai

(College of Water Conservancy and Hydropower Engineering, Hohai University, Nanjing 210098, China)

Abstract: The hydraulic conditions of hydropower stations with long diversion channels and high water head are complicated, it is necessary to clarify the extreme pressure conditions in the spiral case of the power units under centralized water supply arrangement and the intrinsic influencing mechanism. Assuming the water levels of the upstream and downstream of the hydropower plant are the same, we carried out simulation calculations for the transient process of the load rejection conditions of single and double power units under different loads using the method of characteristics (MOC), Simplex which can track the unit operation trajectory and the system state equation. The results show that the single unit and double units operating at 20% of the rated power are subjected to first-phase water hammer after load rejection, which is the extreme pressure condition in the inlet section of the spiral case. The study also shows that the extreme value of water pressure in the inlet section of the spiral case occurs in the case of partial load rejection when the guide vane operates at small opening. The initial pressure value and the extreme value in the inlet section of the spiral case are related to the unit load, the less the initial output of the unit, the smaller the head loss in the diversion system, the higher the initial pressure of the unit, and the higher the value of the water pressure in the inlet section of the spiral case after load rejection, and the slower the pressure decay after rejecting partial load. The operating mode of the power units has a certain effect on the extreme value of water pressure in the inlet section of the spiral case and its peak time. The research results can provide some reference for the design, operation and maintenance of the same type of hydropower stations.

收稿日期: 2023-06-06; 修回日期: 2023-09-05

作者简介: 蔡付林(1963—), 男, 湖南桃江人, 教授, 博士生导师, 研究方向为水电站、泵站和抽水蓄能电站水力学。

Key words: hydropower station with long diversion channel under high water head; pressure in spiral case; load rejection; transient process; method of characteristics (MOC); control condition

1 研究背景

水轮发电机组在运行过程中,可能由于各种原因产生机组负荷变化,包括发生甩负荷的情况。在甩负荷关闭导叶过程中机组转速迅速升高,引水系统中产生较大的水锤压力^[1-4],导致蜗壳压力升高^[5-7]等不利现象的发生,严重威胁机组的运行安全^[8-10]。随着我国水利事业的发展,长引水道高水头电站在实际工程中得到广泛应用,该类电站多采用两台或多台水轮发电机组共用一条引水道的集中供水布置方式。此种引水布置方式虽能减小工程投资,但常伴有各种电网负荷变化及组合运行工况,水力条件十分复杂,加剧了对蜗壳断面水锤压力的影响^[11-13]。

国内外许多学者针对长引水道输水发电系统的大波动过程中,蜗壳进口端内出现内水压力极值的工况以及改善蜗壳压力的措施进行了大量研究。张健等^[14]推导了考虑长引水系统摩阻的水锤计算公式,并总结归纳出基于小开度水锤压力极值的关闭规律极限公式,指出计算长引水道水锤压力时不应忽略长管道摩阻的影响。王晶等^[15]指出可采用三段式折线关闭规律来保证长引水道高水头电站的水锤压力不超过调节保证计算要求。王丹等^[16]讨论了不同折线关闭规律对蜗壳内水压力的影响,得出流量变化率最大点即为蜗壳压力的极值工况点的结论。张健等^[17]通过分析引水道布置型式对抽水蓄能电站蜗壳进口压力的影响,提出了改善蜗壳进口端压力峰值的措施。杨鹏等^[18]总结归纳了蜗壳水锤压力与压力管道直径之间的关系,指出减小压力管道直径会使蜗壳水锤压力增加。李敏等^[19]发现蜗壳压力极值工况在不能满足调节保证计算要求的情况下,“先快后慢”的导叶关闭规律能够有效降低蜗壳压力,减缓机组转速的上升速度,满足调节保证计算要求。于桂亮等^[20]发现采用延时直线关闭规律在降低蜗壳压力上升方面效果显著。优化关闭规律虽然能在一定程度上减小水锤压力,但孙慧芳等^[21]认为对于一洞多机的长引水道电站而言,其引水系统水力过渡过程复杂,加之同一水力单元中机组之间的相互影响导致机组和引水系统的运行状况进一步恶化。因此,研究长引水道高水头电站机组在不同负荷组合情况下运行时的甩荷工况对输水发电系统的影响有重要意义。

目前有关大波动过程对蜗壳进口端内水压力影响的文献较多,但研究主要围绕导叶关闭规律对蜗壳

最大内水压力的影响和较短引水道电站的波动过程展开,并结合物理模型试验和数值模拟方法进行分析,鲜有对部分负荷工况下机组甩荷对长引水道高水头电站波动过程影响的研究。在已有研究中关于蜗壳进口断面压力极值及工况的确定^[22]常按在额定水头和最高水头两种水头下,机组在额定功率甩全负荷的条件进行计算,然后取较大值作为蜗壳进口端内水压力的设计保证值^[8]。

但在实际工程中发现,对于长引水道的高水头电站,蜗壳进口端内压力极值并未出现在上述工况中,且部分负荷甩荷时伴有更大极值。故此时按前述方法计算确定的极值工况与极值大小已不再适用,继续使用将导致调保参数控制值偏小。因此,本文以国内某采用“一洞两机”布置型式的长引水道高水头电站为例,探讨机组在不同负荷工况下甩荷时对蜗壳进口端内水压力极值的影响。

2 数学模型

2.1 有压管道瞬变流分析基本方程

有压管道特征网格节点如图1所示。由动量定理和水流连续性定理导出水锤基本方程^[23]:

$$g \frac{\partial H}{\partial x} + V \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{f}{2D} |V|V = 0 \quad (1)$$

$$V \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} + V \sin \alpha + \frac{a^2}{g} \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (2)$$

式中: H 为管道断面的测压管水头, m ; V 为管道流速,向下游为正方向, m/s ; f 为摩阻系数; t 为时间, s ; x 为距离,以管道进口为原点,向下游为正方向, m ; D 为管道直径, m ; a 为水锤波速, m/s ; g 为重力加速度, m/s^2 ; α 为管道的纵坡角度, $(^\circ)$ 。

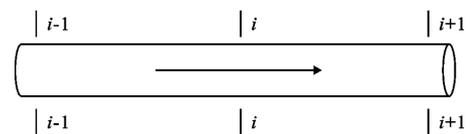


图1 有压管道特征网格节点示意图

本文依托某长引水道高水头电站有压输水部分,采用有压输水系统的特征线法来描述其瞬态特性,将公式(1)和(2)两个微分方程用特征线法求解后,得到简化后的有压管道特征线法 (method of characteristics, MOC) 的相容方程,可求解出计算断面的测压管水头和流量:

$$C^+ : H_{P_i} = C_p - B_p Q_{P_i} \quad (3)$$

$$C^- : H_{P_i} = C_M + B_M Q_{P_i} \quad (4)$$

其中:

$$C_P = H_{i-1} + \frac{a}{gA} Q_{i-1} \quad (5)$$

$$B_P = \frac{a}{gA} + \frac{f\Delta x}{2gDA^2} |Q_{i-1}| \quad (6)$$

$$C_M = H_{i+1} - \frac{a}{gA} Q_{i+1} \quad (7)$$

$$B_M = \frac{a}{gA} + \frac{f\Delta x}{2gDA^2} |Q_{i+1}| \quad (8)$$

式中: H 为管道断面的测压管水头,m; Q 为管道过流量, m^3/s ; A 为管道断面面积, m^2 ; f 为摩擦系数; C_P 、 B_P 、 C_M 、 B_M 为基于前一时刻相应断面的测压管水头和流量计算所得已知量;下标 P 、 M 为相邻断面的已知参数; H_{P_i} 、 Q_{P_i} 为时刻 t 的测压管水头和流量的未知量; Δx 为特征网格管段长度。

2.2 水轮机机组节点

图2所示为水轮机机组节点,可用公式(9)~(13)共5个方程描述水轮机机组节点,以及水轮机模型综合特性曲线 $Q'_1 = f_1(n'_1, \tau)$, $\eta = f_2(n'_1, \tau)$,其中, τ 为水轮机导叶开度。

$$H_{P1} = C_{B1} - S_{B1} Q_{P1} \quad (9)$$

$$H_{P2} = C_{A2} + S_{A2} Q_{P2} \quad (10)$$

$$P = \gamma Q H \eta \quad (11)$$

$$Q'_1 = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}} \quad (12)$$

$$n'_1 = \frac{n D_1}{\sqrt{H}} \quad (13)$$

式中: P 为机组出力,kW; γ 为水的容重, kN/m^3 ; Q 为机组工作流量, m^3/s ; H 为机组工作水头,m; η 为机组效率; D_1 为水轮机转轮直径,m; n 为机组的工作转速,r/min; Q'_1 为水轮机单位流量, m^3/s ; n'_1 为水轮机单位转速,r/min。

水轮机转速变化可根据公式(14)进行计算:

$$n_{t+\Delta t} = \sqrt{n_t^2 + K \frac{P_{t+\Delta t} + P_t}{2} \Delta t} \quad (14)$$

式中: K 为常数, $K = \frac{730}{GD^2}$; GD^2 为机组转动惯量, $\text{t} \cdot \text{m}^2$; Δt 为计算时间步长, $\Delta t = \frac{\Delta x}{a}$ 。

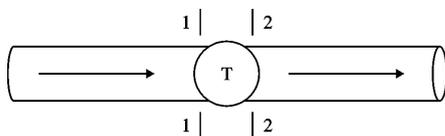


图2 水轮机机组节点示意图

本文后续计算基于 Fortran 程序语言,考虑各控制节点和管道特征点对管段进行划分。在充分考虑各部分摩擦、机组转速和机组导叶开度的基础上,结合公式(3)~(14)进行编程计算,追踪机组在不同运行工况下的运行轨迹,并加入单纯形寻优法在迭代计算水力参数时寻找最优解。引入上游水库、上游闸门井、上游调压室、水轮发电机组和尾水闸门井等水力边界条件,构建长引水道高水头电站输水发电系统瞬变流分析的数值仿真模型,开展相应的水力过渡过程计算。

2.3 水锤类型判别

长引水道高水头电站因其长引水隧洞的特性,水力条件十分复杂,对该类电站甩荷工况的水锤压力变化进行计算分析时,判断水锤类型十分重要。大波动过程中的间接水锤类型可根据蜗壳进口断面的反射系数^[24]进行判断,如公式(15)所示。

$$r = \frac{1 - \rho\tau}{1 + \rho\tau} \quad (15)$$

式中: r 为蜗壳进口断面的反射系数; τ 为导叶相对开度; ρ 为水锤常数, $\rho = aV_{\max}/(2gH_0)$; V_{\max} 为管道中的最大流速, m/s ; g 为重力加速度, $g = 9.81 \text{ m}/\text{s}^2$; H_0 为水轮机的工作水头,m; a 为水锤波的传播速度, m/s 。

由公式(15)可得出以下2种情况:

(1)当 $\rho\tau_0 < 1$ 时(τ_0 为导叶的初始相对开度), r 为正,首相水锤压力上升率 ξ_1 大于极限水锤压力上升率 ξ_m ,此时发生的水锤类型为首相水锤,蜗壳压力极大值出现时间为第一相末。

(2)当 $\rho\tau_0 > 1$ 时, r 为负,首相水锤压力上升率 ξ_1 小于极限水锤压力上升率 ξ_m ,此时发生的水锤类型为极限水锤,蜗壳压力极大值出现时间为第一相后的某一相。

3 实例计算与分析

3.1 基本参数

某长引水道高水头电站引水系统采用“一洞两机”布置型式,尾水系统采用“一机一洞”布置型式,主要由上库进水口、引水隧洞、上游闸门井、上游调压室、压力管道、尾水隧洞、尾水闸门井和下游尾水出口组成。输水系统布置如图3所示。

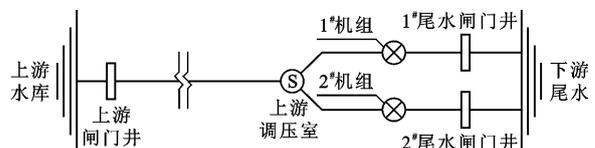


图3 长引水道电站输水系统布置示意图

机组额定转速为 214.3 r/min, 额定水头 H_r 为 215 m, 最大水头 H_{\max} 为 258 m, 额定功率 P_r 为 225.1 MW, 机组转动惯量 $GD^2 = 17\,500\text{ t} \cdot \text{m}^2$ 。机组采用 $T_s = 10\text{ s}$ 的导叶直线关闭规律, 即导叶采用一段直

线关闭规律, 在 100% 额定开度下完成导叶关闭的总时间为 10 s; 其余开度甩荷时导叶采用 $T_s = 10\text{ s}$ 的直线关闭规律, 但导叶关闭时间按对应开度比例进行折算。其余输水发电系统参数如表 1 所示。

表 1 实例输水发电系统基本参数

引水隧洞参数			压力管道参数			流量 $Q /$ ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)
洞长/m	洞径/m	波速 $a / (\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	管长/m	管径/m	波速 $a / (\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	
12490	7.6	1100	664.1	5.2	1200	131.78

本文基于 Fortran 程序语言对该水电站进行大波动过程数值模拟计算。根据电站的调节保证计算要求, 调节保证计算的控制标准为: 机组蜗壳进口端最大内水压力值不超过 349.7 m, 机组最大转速上升率不超过 50%, 尾水管进口最大真空度不大于 5.54 m。

3.2 水轮机甩荷工况说明

一般来说, 对水轮发电机组安全稳定运行威胁最大的情况为机组突然甩去或增加全部负荷的大波动过程。为保证电站的安全稳定运行, 在实际工程中常根据过渡过程计算确定引水系统各部分的控制工况及控制参数, 确保甩荷时蜗壳进口端最大内水压力、机组转速上升率和尾水管进口最小压力等参数满足调节保证计算要求。

本文在优化导叶关闭规律的基础上, 考虑长引水道高水头电站的水力特性, 确定大波动过渡过程中可能出现蜗壳进口端内水压力极值的典型控制工况, 分别对单机甩荷、两机同时甩荷时蜗壳进口断面内水压力进行计算, 分析机组在不同运行情况下甩荷对该断面内水压力影响的内在机理。

甩荷工况初始参数如表 2 所示。上游正常蓄水位为 2 483.00 m; 两机发电运行时, 下游尾水位为 2 227.46 m; 单机发电运行时, 下游尾水位为 2 226.56 m。T₁ ~ T₆ 为单机在不同初始出力时的甩荷工况; D₁ ~ D₆ 为两机在不同初始出力时的甩荷工况; P_r 为水轮机单机额定出力。

4 不同甩荷工况下蜗壳进口端内水压力计算及成果分析

4.1 计算结果

表 3 为各工况甩荷后蜗壳进口端内水压力极值及其发生时间。单机甩荷时, 蜗壳压力极值控制工况为 T₆ 工况, 即单机以 20% 额定功率运行甩荷为蜗壳进口端内水压力极值的控制工况, 最大值超过调节保证计算要求。两机甩荷时, 压力极值控制工

况为两台机以 20% 额定功率同时甩荷的 D₆ 工况, 最大压力值为 349.79 m, 略超过调节保证计算要求数值。两种机组运行方式下的蜗壳进口端内水压力极值均出现在部分功率运行时的甩荷工况。

表 2 水轮机甩负荷过渡过程各工况初始参数

工况	工况编号	初始出力/MW	初始开度
单机甩荷	T ₁	100% P_r	21.3
	T ₂	75% P_r	16.1
	T ₃	50% P_r	11.9
	T ₄	40% P_r	10.0
	T ₅	30% P_r	8.5
	T ₆	20% P_r	6.9
两机甩荷	D ₁	100% P_r	23.0
	D ₂	75% P_r	16.6
	D ₃	50% P_r	12.1
	D ₄	40% P_r	10.1
	D ₅	30% P_r	8.5
	D ₆	20% P_r	6.9

表 3 各工况蜗壳进口断面内水压力极值

工况	工况编号	蜗壳进口端内水压力极值/m	发生时间/s
单机甩荷	T ₁	330.18	2.99
	T ₂	338.48	1.44
	T ₃	343.20	1.37
	T ₄	346.16	1.29
	T ₅	350.07*	1.26
	T ₆	353.54*	1.25
两机甩荷	D ₁	326.26	3.77
	D ₂	332.26	1.59
	D ₃	339.69	1.39
	D ₄	343.95	1.32
	D ₅	347.04	1.26
	D ₆	349.79*	1.20

注: “*”表示蜗壳进口断面内水压力极值大于调节保证计算要求数值 349.70 m。

为了确定各工况甩荷后所发生水锤的类型,结合公式(15)和表1、2中数据,可计算得出2个系数值:水锤常数 ρ 值和导叶开度变化时管道中水流速度的相对变化值 σ 。表4列出了甩荷蜗壳进口断面的 $\rho\tau_0$ 值,以及对应工况甩荷所发生水锤现象的类型,表中“**”为发生极限水锤工况的 $\rho\tau_0$ 计算值。综合表3和4中数据分析可知:

在 $T_1 \sim T_6$ 单机甩荷工况中: T_1 工况蜗壳进口端内水压力极值出现时间为2.99 s, T_1 工况的 $\rho\tau_0$ 值大于1,水锤类型为极限水锤; $T_2 \sim T_6$ 工况压力极值出现时间平均约为1.3 s,该5个工况的 $\rho\tau_0$ 值均小于1,水锤类型均为首相水锤。在 $D_1 \sim D_6$ 两机甩荷工况中: D_1 工况蜗壳进口端内水压力第一极大值出现在3.77 s,相应的 $\rho\tau_0$ 值为1.17,水锤类型为极限水锤; $D_2 \sim D_6$ 工况的第一极大值发生时间平均约为1.4 s,相应的 $\rho\tau_0$ 均小于1,水锤类型均为首相水锤。单机甩荷工况和两机甩荷工况计算所得 $\rho\tau_0$ 值相差较小,两种类型甩荷工况对水锤类型的影响不明显,但两机甩荷工况蜗壳压力极值的出现时间略晚于单机甩荷工况。

表4 机组甩负荷各工况水锤类型

工况	工况编号	初始出力/MW	$\rho\tau_0$ 值	水锤类型
单机甩荷	T_1	100% P_r	1.08**	极限水锤
	T_2	75% P_r	0.82	首相水锤
	T_3	50% P_r	0.60	首相水锤
	T_4	40% P_r	0.51	首相水锤
	T_5	30% P_r	0.43	首相水锤
	T_6	20% P_r	0.35	首相水锤
两机甩荷	D_1	100% P_r	1.17**	极限水锤
	D_2	75% P_r	0.84	首相水锤
	D_3	50% P_r	0.62	首相水锤
	D_4	40% P_r	0.51	首相水锤
	D_5	30% P_r	0.43	首相水锤
	D_6	20% P_r	0.35	首相水锤

注:“**”表示发生极限水锤工况的 $\rho\tau_0$ 计算值。

分析计算结果可知,长引水道高水头电站蜗壳进口端内水压力极值并未出现在大开度甩全负荷的工况,而是发生在小开度甩荷工况,此时易发生首相水锤,这种工况可能会成为该类电站蜗壳进口断面内水压力的极值控制工况。

4.2 原因分析

为探究长引水道高水头电站在不同初始出力时

甩荷工况的蜗壳进口端内水压力变化特性,以1#机蜗壳进口断面内水压力为研究对象,研究分析机组不同运行情况的甩荷过程对蜗壳进口端内水压力的影响。表5中给出了单机甩荷和两机同时甩荷时蜗壳进口断面内水压力值。分析表5中结果可知:

在1#机单机甩荷过程中,蜗壳进口端最大内水压力值出现在单机以20%额定功率甩荷工况,其值为353.54 m。两机甩荷时蜗壳进口端最大内水压力值均发生在机组以20%额定功率甩荷工况,与单机甩荷有相似规律。由于两机甩荷时蜗壳初始压力值相较单机甩荷时更小,机组甩荷后蜗壳水锤压力上升率很接近,因此 T_6 工况的蜗壳进口端最大内水压力值大于 D_6 工况。单机甩荷运行时蜗壳内水压力最大上升率出现在 T_6 工况,蜗壳压力上升率为29.3%;两机甩荷时蜗壳压力上升率最大值出现在 D_6 工况,蜗壳压力上升率为30.6%。单机与两机运行甩荷工况对蜗壳压力上升率的影响基本一致,均随初始开度 τ_0 的减小而逐渐增大。

表5 机组不同甩荷工况计算结果

工况	工况编号	初始出力/MW	蜗壳进口端最大内水压力/m	蜗壳内水压力上升率/%
1#机单机甩荷	T_1	100% P_r	330.18	26.7
	T_2	75% P_r	338.48	28.0
	T_3	50% P_r	343.20	28.7
	T_4	40% P_r	346.16	29.4
	T_5	30% P_r	350.07	29.7
	T_6	20% P_r	353.54	29.3
1#、2#机两机甩荷	D_1	100% P_r	326.26	29.8
	D_2	75% P_r	332.26	28.0
	D_3	50% P_r	339.69	28.4
	D_4	40% P_r	343.95	29.3
	D_5	30% P_r	347.04	30.0
	D_6	20% P_r	349.79	30.6

图4为单台机组和两台机组在不同初始开度 τ_0 下,甩荷前的蜗壳初始压力值和甩荷后产生的最大内水压力值变化规律。结合表5和图4可知,蜗壳进口端内水压力初始值随开度的增大而逐渐减小,单机甩荷工况的压力初始值大于两机同时甩荷工况。导叶关闭过程中,单机甩荷的蜗壳进口端最大内水压力均大于两机甩荷工况,压力极值均随初始开度 τ_0 的增大而逐渐减小。长引水道高水头电站在大开度下甩荷时,蜗壳进口端最大内水压力随着

初始开度的增大而逐渐减小,因此长引水道电站的小开度甩荷工况可能成为蜗壳进口断面最大内水压力的控制工况。单机运行工况下的蜗壳进口断面内水压力初始值与最大值随初始开度变化的规律与两机运行工况相似。

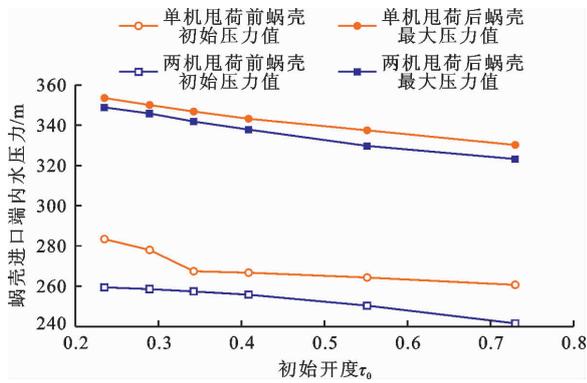


图 4 单台和两台机组不同初始开度 τ_0 甩荷前后蜗壳进口端内水压力值

图 5 和 6 分别为单机甩荷工况 T_1 、 T_4 和两机甩荷工况 D_1 、 D_4 的蜗壳进口端内水压力变化过程线。

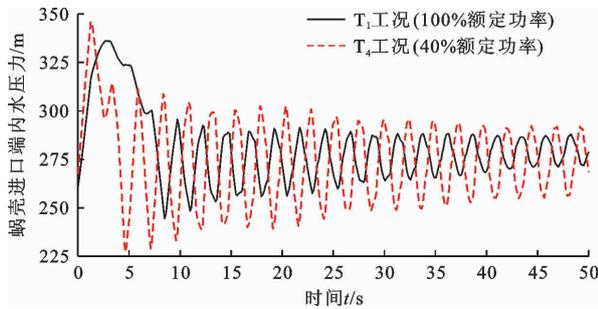


图 5 单机甩荷工况 T_1 、 T_4 蜗壳进口端内水压力变化过程线

分析图 5 和 6 可知,单机甩荷的 T_1 工况蜗壳初始内水压力值为 260.68 m;单机以 40% 额定功率 (T_4 工况) 甩荷时蜗壳初始内水压力值为 267.44 m;两机甩荷的 D_1 工况蜗壳初始内水压力值为 251.41 m; D_4 工况初始蜗壳内水压力值为 265.94 m。蜗壳压力衰减速度均为 100% 额定功率甩荷时更快,无论单机甩荷亦或两机甩荷,小开度运行甩荷后蜗壳最大压力高于大开度运行甩荷后的数值。分析其原因是由于机组在部分负荷下运行时,过流量较满负荷运行时更小,流道中水流流速和水头损失更小,蜗壳进口断面初始内水压力值更大,而甩荷过程中的蜗壳进口断面压力值由甩荷前的初始压力和甩荷过程中的水锤压力叠加而成,故出现上述结果。因单机甩额定负荷的 T_1 工况水头损失较甩部分负荷的 T_4 工况更大,故 T_1 工况甩荷过程中蜗壳压力振荡幅值明显小于 T_4 工况,即 T_1 工况蜗壳压力衰减速度更快。两机同时甩荷的 D_1 和 D_4 工况具有相同的规律。

图 7、8 分别为机组以 100%、40% 额定功率甩荷时蜗壳进口端内水压力变化过程线。

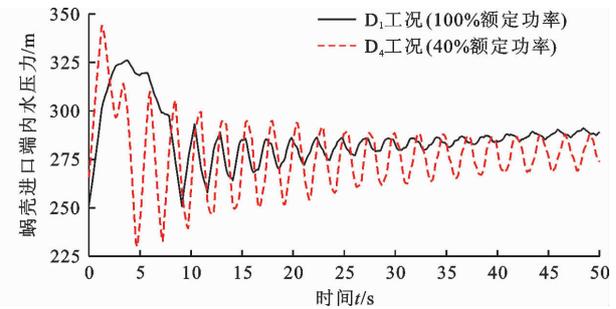


图 6 两机甩荷工况 D_1 、 D_4 蜗壳进口端内水压力变化过程线

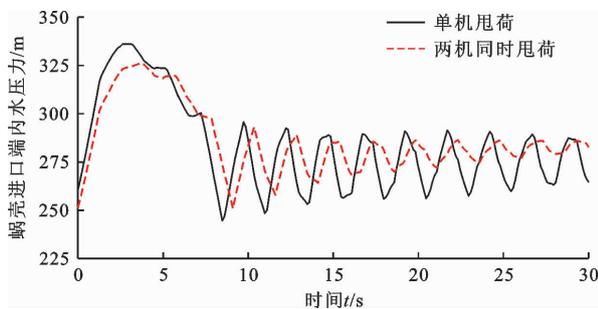


图 7 机组 100% 额定功率甩荷蜗壳压力变化过程线

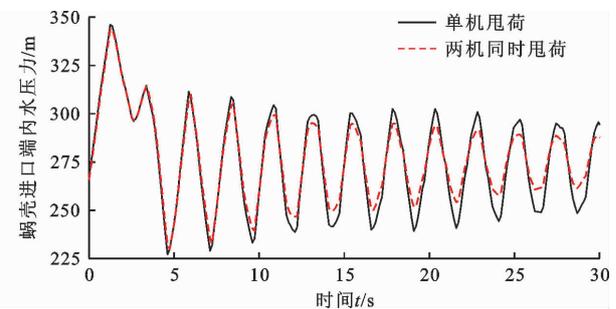


图 8 机组 40% 额定功率甩荷蜗壳压力变化过程线

由图 7 可知,机组以 100% 额定功率运行甩荷时,单机甩荷的蜗壳进口端内水压力极值出现时间略早于两机甩荷工况,两机甩荷时蜗壳进口断面内水压力波动振幅略小于单机甩荷。因两机运行时水头损失更大,两机运行初始压力较单机运行时更小,故甩荷后蜗壳进口断面内水压力最大值较单机更

小,内水压力值衰减更快,蜗壳压力波动幅度小于单机甩荷。由图 8 可以看出,机组以 40% 额定功率运行甩荷,即长引水道高水头电站在小开度运行下甩荷时,两种运行方式的蜗壳进口端内水压力变化过程线基本重合,蜗壳内水压力极值出现时间基本一致,此时机组运行方式对极值大小及出现时间无明

显影响。综合表3中计算结果可得,机组以额定功率运行甩荷时,单机与两机甩荷工况对蜗壳进口端内水压力的影响主要表现在极值出现的时间与极大值的数量上;机组在小开度部分负荷运行甩荷时,单机、两机运行工况对端蜗壳进口端内水压力极值的出现时间和极值大小无明显影响。

5 讨论

因长引水道高水头电站在小开度甩荷时出现较大水锤压力的特点,本文针对某“一洞两机”布置型式的长引水道高水头电站在不同负荷条件下,单机、两机同时甩荷时蜗壳进口端内水压力进行模拟计算,分析单台、两台机组同时甩荷过程中出现的蜗壳进口端压力极值及发生的水锤类型。研究结果表明,单机运行时,蜗壳进口断面压力极值出现在以部分负荷运行时的甩荷工况。两机同时甩荷时,蜗壳进口端压力值有相同变化规律。但两台机组的运行方式对蜗壳进口断面初始压力值和甩荷过程中出现的蜗壳压力极值大小有一定影响。文献[14]在推导考虑长引水隧洞摩阻的新水锤解析法公式时,同样得出了小开度运行甩荷时容易发生首相水锤的结论,但未定量比较机组运行方式可能对甩荷过程中蜗壳压力极值的影响。具有长引水道的高水头电站机组的单机运行工况较两机运行工况水力条件更好、水头损失更小,故其初始压力值和蜗壳内水压力上升率较甩全负荷、两机同时甩荷时更大。

蜗壳压力极值大小对于电站安全稳定运行具有重要意义。长引水道高水头电站因其结构特性更容易发生首相水锤,常在机组甩荷后引起水力参数值的骤升,甚至导致管道震动、爆裂^[25]等严重事故。但鲜有文献针对长引水道高水头电站的蜗壳进口端内水压力极值等工况进行探究。文献[15]指出对于大水头变幅的水电站,进行导叶关闭规律优化时,应重点考虑采用小开度甩荷工况作为控制工况;文献[16]得出相同时间间隔流道流量变化最大处为蜗壳压力极值工况点的结论。对于设置调压室且引水道较短的电站而言,引水道中水力损失小,甩荷时水锤压力的反射更为充分,故此时水锤压力上升率与长引水道相比更小,不易发生首相水锤。

本文仅研究讨论了采用“一洞两机”布置型式的长引水道高水头电站单机、两机同时甩荷工况对蜗壳进口端内水压力的影响,并未考虑两机相继甩荷、甩荷间隔时间差异等其他极端工况是否会加剧对该断面内水压力极值大小、极值出现时间等的影

响。传统大波动过渡过程计算中鲜有考虑小开度运行的甩荷工况,故在后续进行大波动计算时应适时关注单台和两台机组以部分额定功率运行的甩荷工况。下一步研究应重点探讨其余因素可能对水电站大波动过渡过程带来的影响及其危害。

6 结论

(1)长引水道高水头电站的过渡过程在小开度甩荷时易发生首相水锤,蜗壳进口端内水压力的最大值可能出现在小开度的甩荷工况。对于采用“一洞多机”布置型式的长引水道高水头电站大波动过渡过程计算,除了应考虑导叶开度较大满出力运行的甩荷工况,还应包括机组在小开度部分负荷运行的甩荷工况,以确保过渡过程计算中蜗壳进口端最大内水压力的准确性。

(2)在单机甩荷的工况中,甩额定负荷的 T_1 工况大波动过渡过程中蜗壳进口端内水压力振荡幅值明显小于甩部分负荷的 T_4 工况, T_1 工况蜗壳进口断面内水压力初始值小于 T_4 工况初始压力值。两机甩荷的 D_1 和 D_4 工况具有相同规律。

(3)机组在小开度部分负荷运行甩荷时,单机、两机运行工况对蜗壳进口端内水压力极大值的出现时间基本无影响,对内水压力极值的影响较小。

参考文献:

- [1] HE Xianghui, YANG Jiandong, YANG Jiebin, et al. Evolution mechanism of water column separation in pump turbine; model experiment and occurrence criterion[J]. Energy, 2023, 265: 126389.
- [2] 刘静,周领,曹波,等.瞬变流中加权类动态摩阻模型的二阶近似求解[J].水力发电学报,2020,39(4):55-61.
- [3] 赵令晖,苏林山.长距离高扬程调水工程停泵水锤防护措施分析及优化[J].给水排水,2022,58(S2):501-506.
- [4] 廖功磊,钟林涛,蒋辉霞,等.长距离输水管道水力过渡分析及水锤防护措施研究[J].中国农村水利水电,2019(9):177-180.
- [5] 朱冠宏.江苏宜兴抽水蓄能电站一管两机甩负荷试验[J].水利规划与设计,2014(10):49-52.
- [6] 李文欣,张晓宏,陈建国.水电站过渡过程计算中尾水系统糙率的取值研究[J].水资源与水工程学报,2020,31(3):175-179.
- [7] CHEN Sheng, ZHANG Jian, YU Xiaodong. Optimization of two-stage closure law of turbine wicket gates and its application[J]. Applied Mechanics and Materials, 2013, 249: 636-641.

- [8] 郑源,张健. 水力机组过渡过程[M]. 北京:北京大学出版社,2008.
- [9] ZENG Wei, YANG Jiandong, HU Jinhong, et al. Guide-vane closing schemes for pump-turbines based on transient characteristics in S-shaped region [J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2016, 138(5): 051302.
- [10] 刘程. 长距离输水工程管线优化及水锤模拟研究[D]. 太原:太原理工大学,2022.
- [11] 李楠,张健,石林,等. 空气罐与超压泄压阀联合水锤防护特性[J]. *排灌机械工程学报*,2020,38(3):254-260.
- [12] 周勤,夏林生,张春泽,等. 水泵水轮机甩负荷过渡过程中的压力脉动和转轮受力[J]. *水利学报*,2018,49(11):1429-1438.
- [13] 张佳林,孙丹,杨森,等. 抽水蓄能电站引水系统几何特性对蜗壳最大压力的影响[J]. *人民黄河*,2023,45(4):156-160.
- [14] 张健,杨森,俞晓东,等. 考虑长引水隧洞摩阻的水锤解析法[J]. *华中科技大学学报(自然科学版)*,2022,50(5):95-101.
- [15] 王晶,陈胜,李向菊,等. 大水头变幅长引水系统水电站甩负荷导叶三段关闭规律[J]. *水电能源科学*,2022,40(5):160-163+168.
- [16] 王丹,杨建东. 导叶关闭规律及初始开度对蜗壳动水压力的影响[J]. *水电能源科学*,2005,23(4):73-75.
- [17] 张健,卢伟华,范波芹,等. 输水系统布置对抽水蓄能电站相继甩负荷水力过渡过程影响[J]. *水力发电学报*,2008,27(5):158-162.
- [18] 杨鹏,张健,陈胜,等. 长引水系统水电站压力管道直径优化[J]. *水利水电技术*,2015,46(3):91-93+140.
- [19] 李敏,张健,俞晓东. 水轮机导叶“先快后慢”关闭规律适用性研究[J]. *水力发电学报*,2019,38(3):101-107.
- [20] 于桂亮,蔡付林,周建旭. 导叶关闭规律对抽水蓄能电站过渡过程的影响[J]. *中国农村水利水电*,2016(5):189-192.
- [21] 孙慧芳,周攀,杜雅楠,等. 抽水蓄能机组两机甩负荷试验分析[J]. *水电能源科学*,2017,35(6):136-139.
- [22] 国家能源局. 水电站调节保证设计导则:NB/T 10342—2019[S]. 北京:中国水利水电出版社,2020.
- [23] WYLIE E B, STREETER V L, et al. *Fluid transients in systems*[M]. Upper Saddle River: Prentice Hall, 1993.
- [24] 胡明,蔡付林. 水电站:第5版[M]. 北京:中国水利水电出版社,2021.
- [25] 王智阳,魏燕,连阳阳. 引汉济渭工程长距离有压输水管道水锤计算分析[J]. *人民黄河*,2022,44(3):122-127.

(上接第155页)

- [15] WANG Haichao, XIN Jianda, AN Xuehui, et al. Study on the material mechanical performance of large scale self-compacting rock-filled concrete [J]. *Advanced Materials Research*, 2012, 482: 1362-1367.
- [16] 陈文辉. 高坝堆石混凝土综合性能及适用性研究[J]. *水利规划与设计*,2019(2):88-91.
- [17] 李友彬,朱柏松,唐晓玲,等. 绿塘水库堆石混凝土大试件力学性能试验研究[J]. *水利规划与设计*,2020(4):142-147+163.
- [18] 何吉,徐小雪. 全级配混凝土抗压强度尺寸效应及影响因素的统计分析[J]. *水利与建筑工程学报*,2018,16(4):89-93.
- [19] 刘昊. 堆石混凝土综合性能试验与温度应力研究[D]. 北京:清华大学,2010.
- [20] 石建军,张志恒,金峰,等. 自密实堆石混凝土力学性能的试验研究[J]. *岩石力学与工程学报*,2007,26(S1):3231-3236.
- [21] 杨林. 基于某实际工程的堆石混凝土力学性能的试验研究[D]. 贵州:贵州大学,2021.
- [22] GYURKÓZ, NEMES R. Specimen size and shape effect on the compressive strength of normal strength concrete [J]. *Periodica Polytechnica Civil Engineering*, 2020, 64(1): 276-286.
- [23] 陈育志,陈晨,宣卫红,等. 沙漠砂再生骨料混凝土轴压应力-应变曲线研究[J]. *建筑结构*,2023,53(21):101-106.
- [24] CUI Wei, LIU Manman, SONG Huifang, et al. Influence of initial defects on deformation and failure of concrete under uniaxial compression [J]. *Engineering Fracture Mechanics*, 2020, 234: 107106.
- [25] 李艳,梁亦辉,唐晓玲,等. 单轴受压状态下堆石混凝土的破坏形态和力学性能分析[J]. *混凝土*,2022(12):6-10+16.
- [26] 叶建峰,庄金平,颜桂云,等. 钢纤维橡胶自密实混凝土静态力学性能研究[J]. *重庆大学学报*,2023,46(1):84-94.
- [27] 王辉,马嘉均,周虎,等. 堆石混凝土单轴受压力学性能[J]. *清华大学学报(自然科学版)*,2022,62(2):339-346.
- [28] WEI Hai, ZHANG Guohui, SUN Fanfan, et al. Experimental research on the properties of rock-filled concrete [J]. *Applied Sciences*, 2019, 9(18): 3767.
- [29] 金浏,赵瑞,杜修力. 混凝土抗压强度尺寸效应的神经网络预测模型[J]. *北京工业大学学报*,2021,47(3):260-268.
- [30] 李冬,金浏,杜修力,等. 考虑材料层次尺寸效应影响的混凝土力学性能理论预测方法[J]. *水利学报*,2018,49(4):464-473.