

DOI: 10.3901/JME.2020.18.188

# 基于反时限方法的抽水蓄能机组振动保护模型<sup>\*</sup>

张 飞<sup>1</sup> 潘伟峰<sup>2</sup> 江献玉<sup>1</sup> 孙尔军<sup>2</sup>

(1. 国网新源控股有限公司技术中心 北京 100161;

2. 南瑞集团(国网电力科学研究院)有限公司 南京 210003)

**摘要:** 稳定性监测与保护系统是保障抽水蓄能机组安全稳定运行的重要手段。受限于运行水头、有功功率等因素, 振动保护系统跳机逻辑呈现日益复杂的趋势, 不能实现机组运行异常或故障的可靠跳机。为解决这一问题, 考虑材料疲劳曲线, 引入电气工程广泛应用的反时限方法并应用到振动保护系统中。介绍反时限方法, 在研究并总结抽水蓄能机组典型非稳态过程振动峰峰值特性基础上, 提出振动保护的逆时限定值整定方法及流程, 采用具体电站实际事故验证了反时限方法的有效性。研究表明: 按躲过正常过渡过程中出现的最大振动累积量并考虑 1.5~2.0 的可靠系数能够实现反时限保护的有效整定; 基于反时限法的振动保护跳机逻辑简单可靠, 能够解决目前振动保护系统逻辑复杂、可靠性差等问题; 同时, 该方法对于其他类型旋转机械具有参考价值。

**关键词:** 抽水蓄能机组; 非稳态工况; 振动保护; 反时限; 峰峰值; 疲劳寿命曲线

**中图分类号:** TM 312; TK 730

## Vibration Protection Model of Pumped-storage Unit Based on Inverse-time Method

ZHANG Fei<sup>1</sup> PAN Weifeng<sup>2</sup> JIANG Xianyu<sup>1</sup> SUN Erjun<sup>2</sup>

(1. Technology Center of State Grid Xinyuan Company, Ltd., Beijing 100161;

2. Nari Group Corporation (State Grid Electric Power Research Institute), Nanjing 210003)

**Abstract:** Stability parameter monitoring and vibration protection system plays important role in safe and stable running of pumped storage power units. For the constraints of some factors from working head, active power, etc. trip logic of vibration protection system becomes complicated more and more. Therefore, the protection system usually can not accurately trip the unit on the unit abnormality and failure. In order to solve the above problem, a new solution that considering the material fatigue life is proposed with introducing inverse-time method from electrical engineering to vibration protection system. The inverse-time method is presented briefly; Vibration peak-to-peak value characteristics of typical unstable working points of pumped storage power unit are studied. On the basis of vibration characteristics, the setting method and procedures of vibration inverse-time protection is proposed. The effectiveness of inverse-time method for the unit vibration is verified by a detailed case. The research indicates that by avoiding the maximum accumulated vibration and taking the reliability coefficient of 1.5-2.0, inverse-time vibration protection can be settled validly. Trip logic based on the inverse-time method is reliable and cost-effective. Problems, such as complicated logic, poor reliability from nowadays used in vibration protection, can be solved. Meanwhile, the method provided is of reference value for other rotating machinery.

**Key words:** pumped-storage power unit; unstable working conditions; vibration protection; inverse-time; peak-to-peak value; S-N curve

## 0 前言

发电机组的安全稳定运行是电力系统安全稳定

运行的基础。随着我国能源结构的不断变化, 电力系统中风能、太阳能等间歇性可再生能源大量接入, 对发电机组的灵活性提出了更高的要求, 这导致电力系统中大量发电机组参与调峰、调频, 如: 抽水蓄能机组以及常规调频水电机组越来越多在偏最优工况运行<sup>[1-2]</sup>, 火电机组深度调峰技术也在飞速发展<sup>[3-4]</sup>。火电机组参与调频将引起煤耗增大、经济性

<sup>\*</sup> 国家自然科学基金(51809082)和国网公司基金(52573015000J)资助项目。20190609 收到初稿, 20200518 收到修改稿。

变差,水电机组调峰时运行于非设计工况,在引起耗水率增大的同时还将产生严重的机组稳定性问题,给电力系统造成潜在隐患。

流体机械作为原动机驱动的发电机组受限于原动机设计工况点,当偏离设计工况点时会产生严重的振动问题。因此国际和国内对汽轮发电机和水轮发电机组均要求稳定工况下机组的振动应不超过某一限值。例如:对额定转速为 3 000 r/min 的汽轮发电机组,GB/T 6075.5—2002 规定其振动有效值不应超过 7.5 mm/s<sup>[5]</sup>;对立式抽水蓄能机组 70%~100% 额定负荷区域时,GB/T 32584—2016 规定其发电机驱动端主轴摆度不应超过 250  $\mu\text{m}$ <sup>[6]</sup>。目前,一方面,这些标准所指定的限值均是针对机组运行于额定转速的稳定工况,而当机组处于开停机过程、工况转换过程等并没有严格要求;另一方面,随着可变速机组的投运,标准所述及的稳定工况已不适用于该种型式机组,造成变速机组振动保护困难。随着电网对机组调峰能力要求的提升,承担调峰调频任务的发电机组将长期运行于非设计工况,并可能频繁启停,尤其是我国近年来大规模开发的混流式抽水蓄能机组。

处于非稳定工况的抽水蓄能机组可能运行于两种工况:一种是机组处于工况转换过程中,如静止状态至开机过程、并网至额定负荷的调节过程、发电调相转发电过程等;一种是非设计工况点运行,如调频机组承担 20% 额定负荷、超 10% 额定负荷运行等。有统计表明,大量的发电机组故障产生于非稳定工况<sup>[7]</sup>,因此强化对非稳定过程的研究,探索故障产生的机理<sup>[8-9]</sup>,实现异常状态的准确告警是目前状态监测与故障诊断研究领域至为重要的课题。在这一课题中,对机组振动进行监测并实现异常振动报警及停机是目前广泛采用的状态评价方式,如:桂中华等<sup>[10]</sup>建立了基于健康样本的水电机组振动劣化预警模型并获得了应用;YASSINE 等<sup>[11]</sup>建立了风电机组的状态监测与故障诊断系统;EDUARD 等<sup>[12]</sup>根据抽水蓄能机组振源特征建立了集成检修与运行数据的适用于抽水蓄能机组的状态监测与故障诊断系统等。

稳态工况下,这些系统有效实现了机组稳定性监测与保护。然而在非稳定工况下,振动显著增强,各种监测系统普遍采用延时策略或放大保护定值的方法实现异常报警与停机。如抽水蓄能机组泵工况启动过程中,当抽水调相转抽水时机组由于存在回水排气、转轮造压的零流量工况,振动较泵工况和调相工况显著增大,此时普遍采用延时策略规避振

动保护跳机。类似方式存在于各种工况之间的转换过程振动保护,这实际上造成机组在工况转换过程中失去保护。为解决这一问题,本文基于振动对设备破坏的累积效应,提出了采用反时限方法的抽水蓄能机组振动保护策略,并利用实际数据进行仿真,验证了方法的可靠性。

## 1 反时限方法

反时限电流保护是在配电网中广泛使用的一种高可靠性保护<sup>[13]</sup>。反时限电流保护根据输入电流大小确定保护动作时间,即保护动作时间是随电流变化而变化,随着输入电流的增大,保护动作时间则缩短。目前普遍采用的反时限保护通用模型的基本型式为<sup>[13]</sup>

$$t = \frac{K}{\left(\frac{I}{I_{act}}\right)^r - 1} \quad (1)$$

式中, $K$  为常数, s;  $I$  为输入限流, A;  $I_{act}$  为保护启动电流, A;  $r$  为常数,通常在 0~2 之间。

从式(1)中可以看出,当  $I/I_{act} < 1$  时,则  $t < 0$ ,保护不动作;当  $I/I_{act} = 1$  时,则  $t = \infty$ ,保护不动作;当  $I/I_{act} > 1$  时,则  $t > 0$ ,保护将动作。

根据幂指数  $r$  的不同,定义了三种反时限特性,分别是常规反时限特性( $r=0.02$ )、甚反时限特性( $r=1$ )和高度反时限特性( $r=2$ )。不同的特性曲线分别适用于不同的场景。

## 2 机组非稳态工况振动特征

机组运行工况是由正常工况和异常工况构成。现有研究表明,正常稳定运行工况下,机组的振动参数服从正态分布特征<sup>[14]</sup>;而在异常情况下,机组的振动分布将发生明显变化,这表现在振动特征量如峰峰值、有效值、频谱成分等发生改变。对于抽水蓄能机组,通常采用振动位移的峰峰值、速度有效值对机组进行长时间连续监视<sup>[15]</sup>,如目前广泛应用的南瑞水电 SSJ9000 系统、华科同安 TN8000 系统、Vibro-meter VM600 系统、本特利 Bently3500 系统等。抽水蓄能机组正常运行中遇到的极端工况主要是抽水启动过程中抽水调相转抽水、发电甩负荷(额定负荷)、水泵断电(额定负荷)等。通常在线路或者机组带负荷发生电气事故时甩负荷或水泵断电,这一工况下,机组将产生强烈的振动。考虑到此时电机出口断路器已经断开,稳定性监测与保护

系统可以不出口动作电机出口断路器。水轮机通常并不在额定工况点或设计工况点运行,除工况转换过程外,机组在发电并网后带负荷过程中需经历小负荷区和涡带负荷区,这一过程中机组的振动也将较稳态运行工况明显增大<sup>[16]</sup>。故稳定性监测与保护系统应能保证在工况转换以及机组发电带负荷穿越小负荷区与涡带负荷区时可靠不动作,而在其他异常情况下准确跳机。研究工况转换与发电带负荷穿越小负荷区和涡带负荷区过程中的机组振动特性对于如何设置跳机逻辑具有非常现实的意义。本节将以仙居抽水蓄能电站4号机组为例,对工况转换过程中的振动时域特征值进行研究。

### 2.1 机组参数与监测参数

仙居抽水蓄能电站设计安装4台单机容量375 MW的可逆式抽水蓄能机组,为华东电网提供调峰、填谷容量,并承担系统紧急事故备用和调频、调相作用。水泵工况最大入力400 MW,最大流量81.8 m<sup>3</sup>/s,最大扬程502.9 m,最小扬程437.3 m;水轮机工况额定出力382.7 MW,额定水头428 m,额定流量96.34 m<sup>3</sup>/s。转轮叶片数9,活动导叶数20。

为保证机组安全稳定运行,对机组振动和压力脉动等稳定性参数进行实施监测,测点如图1所示。

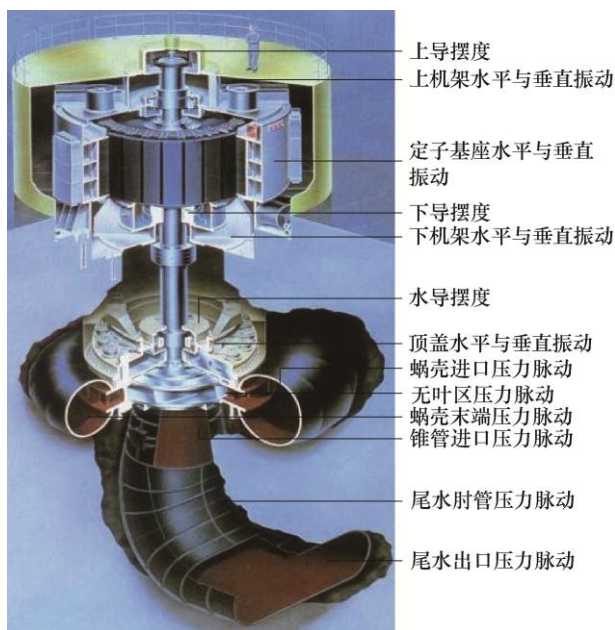


图1 机组稳定性参数测点图

机组固定部件振动采用低频速度传感器(输出振动位移),主轴径向振动(摆度)为非接触式电涡流位移传感器,压力脉动采用压力传感器。考虑到压力脉动测点只用于监视不作为跳机源,故本文不予分析,仅对振动和摆度信号特征值进行分析。

对于旋转机械,机组振动信号常采用准周期采

样获得<sup>[17]</sup>,进而计算不少于6个旋转周期原始信号的振动特征值<sup>[18]</sup>,最新修订标准规定计算周期数不少于10个<sup>[19]</sup>,故本文采用计算周期数为12,每6个旋转周期更新一次振动特征值,满足现有规程规范要求。

### 2.2 抽水调相转抽水过程振动特性

抽水蓄能机组水泵工况启动时,先通过充气压水将转轮室内水体排空,然后通过背靠背方式(Back-to-Back, BTB)或者静止变频器(Static frequency converter, SFC)拖动方式将机组拖动到额定转速并网,机组短时进入水泵方向调相运行。随后,转轮室回水排气,机组进入零流量工况,转轮造压至无叶区内压力大于设定值时开导叶进入抽水工况。通常这一过程可以称为水泵方向调相(Synchronous condenser pump, SCP)转水泵工况(Pump operation, PO)。在这一过程中,机组要短暂经历零流量工况,此时导叶关闭,机组吸入功率转化无叶区内水体压能并不断损耗,无叶区压力脉动显著增大,导致机组振动剧烈,典型的振动与过程量曲线如图2所示。

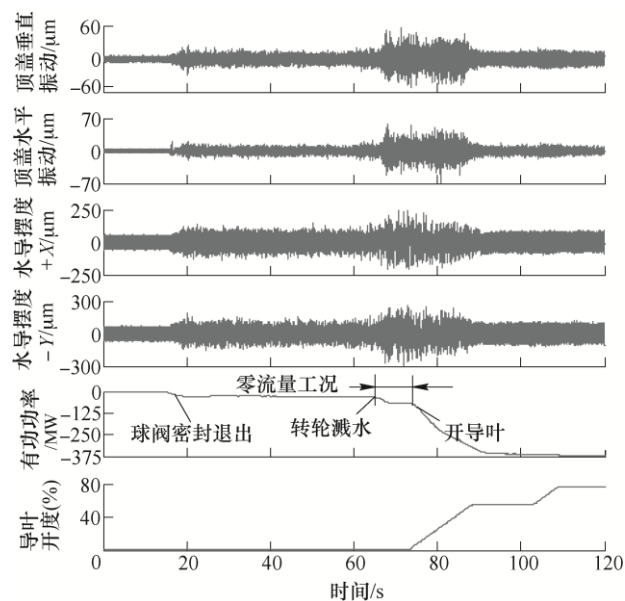


图2 典型SCP转PO过程振动与工况参数曲线

图2中曲线为机组自SCP稳定运行经工况转换至PO工况稳定运行之间数据,由于在这一工况转换过程中电机振动影响较小,图中仅给出顶盖振动和水导位置处径向摆度。从图2中可以看到SCP转PO的过程中,机组经历球阀工作密封退出、排气回水、转轮造压(溅水)、开导叶至设定开度等过程,这一过程中机组振动先增大后减小直至稳定。在转轮造压及小导叶开度时,在水力因素作用下导致转轮及无叶区内水流紊乱导致机组振动较其他过程明

显增大。整个工况转换过程中的水导摆度和顶盖振动峰峰值变化过程如图3所示。图3中由于摆度和振动峰峰值数量级差异, 数值分列于两侧。

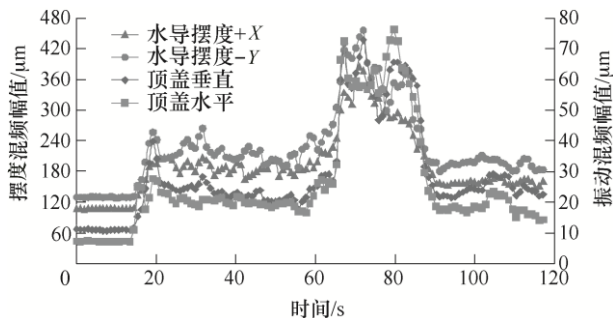


图3 SCP转PO过程中振动峰峰值变化趋势

从图3可见, 顶盖振动与水导摆度具有相同的变化趋势, 大致可以分为四个阶段。

(1) 第一个阶段是0~15 s 对应稳定 SCP 工况, 此时机吸入功率和振动稳定。

(2) 第二个阶段对应15~63 s, 在此阶段球阀密封退出, 由于蜗壳内水压由下库压力增大至上库压力导致水环厚度增大, 进而使得吸入功率和振动增大, 这一过程为稳定的排气回水过程。

(3) 第三阶段自63~87 s, 转轮触水后无叶区内压力急剧上升并完成造压进而打开导叶, 这一过程可以细分为两个子过程。一是在造压过程中机组处于零流量工况, 无叶区内大幅值压力脉动作为激振源引发机组产生强烈振动; 二是在小导叶开度运行阶段, 由于机组处于非协联工况运行, 机组振动幅值较大。

(4) 第四阶段是87 s后, 机组处于导叶寻优阶段至稳定运行, 振动显著减小。

从上述四个阶段划分看, 在第三阶段中机组振动显著增强, 由于排气回水时间取决于尾水位高程、排气管路老化情况等诸多因素, 排气回水时间并非固定, 机组长时间在此区域运行将会造成机组损伤。因此, 抽蓄机组采用流程限制排气回水时间在指定数值内, 一旦超时, 流程终止, 启动停机流程。而在这一过程中, 机组振动明显超过报警或停机限值, 通常稳定性监测与保护系统是通过临时调整限值或增加延时以避免触发振动保护系统导致跳机。

### 2.3 发电方向开机带负荷过程

水轮机应在推荐的稳定运行区间内运行, 但是机组在发电启动带负荷过程中不可避免需要穿越小负荷区和涡带负荷区。而在小负荷及涡带负荷区范围内, 机组振动较稳定运行区明显增大, 这也是自动发电控制逻辑减少该区域穿越以及避开该区域长

时间运行的主要原因。图4给出了案例机组发电开机穿越小负荷区和涡带负荷区时振动波形曲线, 图5给出了相应的振动峰峰值趋势。

从图4中可见, 在小负荷区和涡带负荷区, 由于机组运行在非设计工况, 导致机组振动幅值较大负荷区明显偏大。如果机组在此工况长时间运行, 将造成机组预期寿命折损并可能引发恶劣后果<sup>[20]</sup>, 因此实际机组运行时应避免在此工况长期运行。考虑到机组带负荷过程中必须穿越这一负荷区域, 振动保护系统应能可靠避开小负荷区与涡带负荷区。即在短时穿越该区域时振动保护系统应可靠不动作, 长时间运行振动超限能够可靠动作。

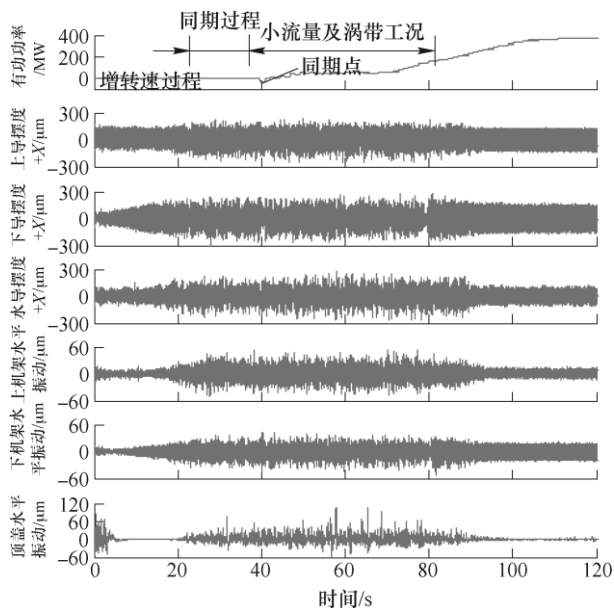


图4 机组发电带负荷过程振动波形图

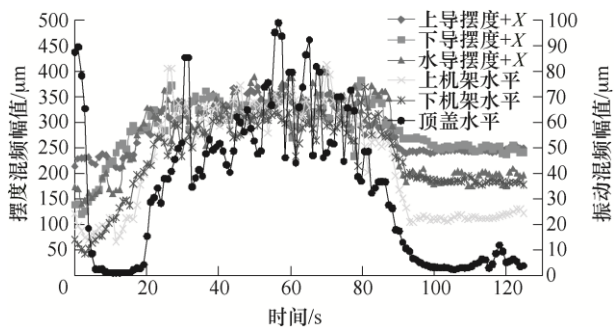


图5 机组发电带负荷过程中振动峰峰值变化趋势

## 3 振动反时限的整定方法与案例

### 3.1 疲劳曲线

发电电动机组振动受水力、机械和电气等因素影响<sup>[21]</sup>, 是多因素的耦合结果, 其振动信号中包含



的典型振动频率有转频及其倍频、涡带频率、叶片过流频率及其倍频、极频及其倍频、齿谐波频率等。不同频率幅值振动对发电机预期寿命影响不同,振动对结构材料产生冲击,并在一定的应力基础上叠加交变应力,即应力循环,从而产生疲劳破坏。因此,振动对机组结构材料的影响等效可以通过应力循环进行描述,即应力-循环次数( $S-N$ )曲线进行描述。 $S-N$  曲线是以材料标准试件疲劳强度为纵坐标、以疲劳寿命的对数为横坐标的表征标准试件的疲劳强度与疲劳寿命之间关系的曲线。典型  $S-N$  曲线如图 6 所示。

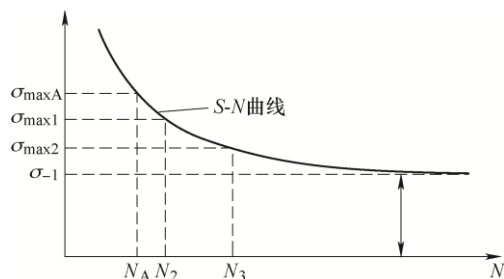


图 6 典型材料  $S-N$  曲线

从图 6 可见,  $S-N$  曲线呈反时限特性, 即随着应力幅值的增加, 材料的应力循环次数或预期寿命降低; 应力幅值降低时, 材料的应力循环次数或预期寿命提高。考虑应力的交变对应振动的交变, 故为延长设备的预期寿命, 应控制机组振动幅值, 确保机组在某一容许振动幅值下运行, 从而使得机组能够在设计生命周期内安全稳定运行。然而, 机组并非不能承受较大的振动幅值, 如机组甩负荷、工况转换(水泵方向调相转抽水、抽水转发电等)等过渡过程或极端工况、或机组短时在非设计工况运行(小负荷区、涡带负荷区)时, 机组将产生剧烈振动, 这些振动将造成机组寿命一定程度的折损。设计上, 通过  $S-N$  曲线进行计算对极端工况进行评估, 即等效寿命周期内能够承受多少次极端工况, 或一次极端工况对应机组预期寿命减少的数值。因此, 从满足机组全寿命周期管理的理念出发, 必须控制机组的振动水平及其振动水平所对应的运行时间。考虑到机组在工况转换、增减负荷等过渡过程工况历程中振动并不恒定, 因此引入振动对时间的积分进行评估, 即: 在过渡过程过程中采用振动对时间的积分确定合理的保护定值。

### 3.2 反时限参数

采用基于反时限思想进行振动保护, 首先需要确定式(1)中的常数值和保护的启动值, 为此将式(1)修改为

$$t = \frac{S}{\left(\frac{V}{V_{act}}\right)^r - 1} \quad (2)$$

式中,  $S$  为常数,  $V$  为监测点的振动值,  $V_{act}$  为监测点的启动值,  $r$  为幂指数。

对于主轴径向振动和固定部件振动, 国标 GB/T 32584—2016 分别给出了机组长期稳定运行的数值, 这些数值可以作为相应监测点的启动值。对第 3.3 节中案例机组, 根据标准, 机组可以长期运行的要求是机组监测点的参数值应位于标准限定的 A 区(新投产机组)或 B 区(可以长期运行): 水导摆度小于  $260 \mu\text{m}$  和顶盖水平/垂直振动小于  $50 \mu\text{m}$ 。

由于反时限计算中采用的是以振动启动值为基础的标么值, 因此实际的振动值应除以启动值, 再进行积分, 将  $V/V_{act}$  定义为标么值  $pu$ 。标么值化后, 绘制  $S=1$ , 不同  $r$  与时间  $t$  的关系曲线, 如图 7 所示。

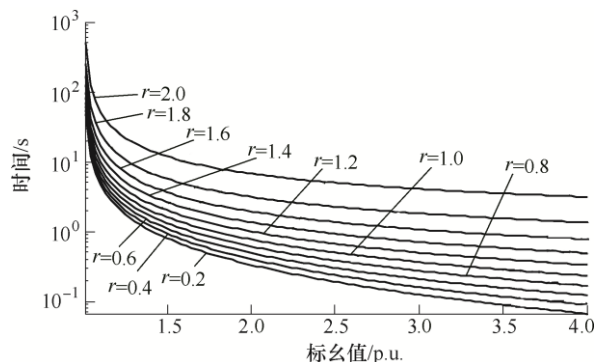


图 7  $S=1$ , 不同幂指数  $r$  时的反时限曲线

从图 7 可见, 随着幂指数  $r$  的减小, 曲线下移, 曲率半径减小。这表明, 如果需要较长延时, 则需要较大幂指数。对于振动越限后, 长延时对应机组将较长时间处于危险中, 短延时则机组未必能够躲开工况转换过程中的大幅振动, 易造成误跳机。机组振动位移水平近似与应力水平呈正比, 当位移峰值增大时, 意味着变形增大, 相应的应力也将增大。从图 7 中可见, 当幂指数较大时, 振动标么值大幅变化所引起的时间变化不显著, 因此可以适当选择较小幂指数, 以获得较短延时。为此, 研究人员将  $r$  的范围界定于  $0.02 \sim 1.00$  之间, 采用案例机组数据对  $r$  的选择进行确认, 以探索不同幂指数对整定结果的影响。

### 3.3 参数整定

与电力系统继电保护不同, 振动值具有一定的随机性(图 2 与图 4 时域波形及图 3 和图 5 峰峰值趋

势), 因此直接采用反时限将导致延时的不确定性, 为此修改式(2)为式(3)并添加动作条件。

$$t \cdot (pu^r - 1) > S \quad (3)$$

式(3)含义为当振动标么值与时间的乘积大于  $S$  时, 启动跳机。为方便计算并整定  $S$  值, 将式(3)左侧进行离散, 见式(4)

$$S_{act} = \sum_{i=1}^n (pu^r - 1) \cdot \Delta t \quad (4)$$

式中,  $\Delta t$  为特征值刷新的时间间隔, 案例为 6 个旋转周期, 时间为 0.96 s。

跳机整定的  $S_{act}$  值应躲开正常运行的工况转换值。为此分别采用案例 SCP 转 PO 中的测点和发电方向开机带负荷过程测点数据分别进行计算。具体方法为当监测点参数峰峰值连续两次大于给定值时启动式(4)计算; 当监测点参数峰峰值连续两次小于给定值时停止计算。SCP 转 PO 工况和发电开机带负荷过程计算结果分别如图 8、9 所示。

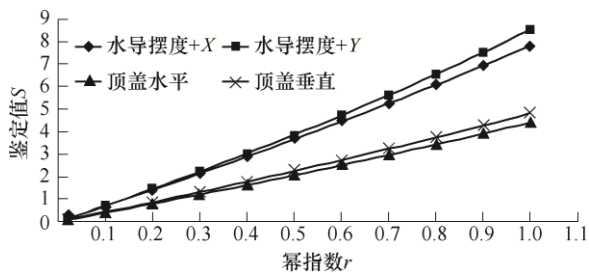


图 8 SCP 转 PO 时不同测点整定值  $S_{act}$  与幂指数  $r$  关系曲线

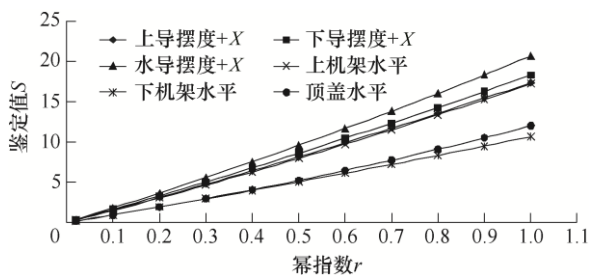


图 9 发电带负荷不同测点整定值  $S_{act}$  与幂指数  $r$  关系曲线

从图 8 中 SCP 转 PO 工况中计算结果可见: 水导摆度两方向  $S_{act}$  值接近, 顶盖水平与垂直振动  $S_{act}$  值接近; 同一测点, 随着指数  $r$  的增大(0.020~1.001),  $S_{act}$  值的计算结果基本成线性增大; 水导摆度两个方向  $S_{act}$  值之间的差值随着  $S_{act}$  值的增大有增大的趋势, 顶盖水平与垂直振动之间也有类似变化规律。在图 9 中发电开机带负荷过程计算进一步验证了上述规律。

图 8 和图 9 根据实例计算结果表明  $r$  值的

小直接影响  $S_{act}$  值计算结果。过大的  $r$  值放大了不同测点之间的差异, 不利于保护定值整定; 过小  $r$  值使得数值之间差异变小, 不利于区分不同测点之间的区别。为便于直观理解, 同时也便于参数设置和整定计算, 研究人员最终确定  $r$  为 0.5。机组不同水头、不同扬程等条件, 以及考虑振动数据的随机性等因素, 可靠系数取 1.5~2.0, 利用图 3 和图 5 所示工况测试结果, 各监测点的整定值  $S_{act}$  以及最终保护定值(经适当圆整)如表 1 所示。

表 1 案例机组  $S_{act}$  值实测与整定结果

测点	实测 $S$ 值	整定 $S$ 值	可靠系数
上导摆度+X/Y	8.147 8	16	1.96
下导摆度+X/Y	8.590 3	16	1.86
水导摆度+X/Y	9.580 5	16	1.67
上机架水平振动	7.970 0	16	2.01
下机架水平振动	5.047 9	10	1.98
顶盖水平振动	5.233 2	10	1.91
水导摆度+X/Y	3.850 6	7	1.82
顶盖水平振动	2.059 2	4	1.94
顶盖垂直振动	2.244 8	4	1.78

表 1 中, 同一位置处的摆度测量平面取相应两个测点的大值。需要指出, 实际应用过程中, 应获取并统计典型水位组合下工况转换过程的振动特性, 这主要是由于流体驱动的原动机械受设计工况点限制, 机组振动受水头影响明显<sup>[22]</sup>。因此, 不同工况转换特别是发电带负荷过程中, 不同水头下振动趋势虽然不变, 但数值存在差异, 然而受限于不能获得全部水头下振动特性, 从工程实践角度采用 1.5~2.0 的可靠系数是可行的。理论上, 根据材料  $S-N$  曲线结合结构特性亦可以实现  $S_{act}$  值整定。

### 3.4 实例

2017 年 3 月 21 日, 仙居电站 4 号机组抽水启机过程中由于转子接地保护失灵而发生转子引线烧熔事故。事故过程简述: 位于上端轴内侧转子引线穿轴螺杆由于压接不实, 在振动作用下发生虚接, 接触电阻增大, 从而发热烧熔, 造成转子引线两点接地, 由于接地保护失灵未能及时跳机, 转子引线沿上端轴内侧向上逐渐烧熔(事故造成发电机上端轴内侧转子引线熔断约 750 mm), 励磁电流沿上端轴传递, 造成上端轴严重发热, 使得上端轴发生热弯曲, 导致上导和下导摆度严重超标, 经延时后跳机。事故照片及发生位置如图 10 所示, 事故整个过程中机组振动如图 11 所示。

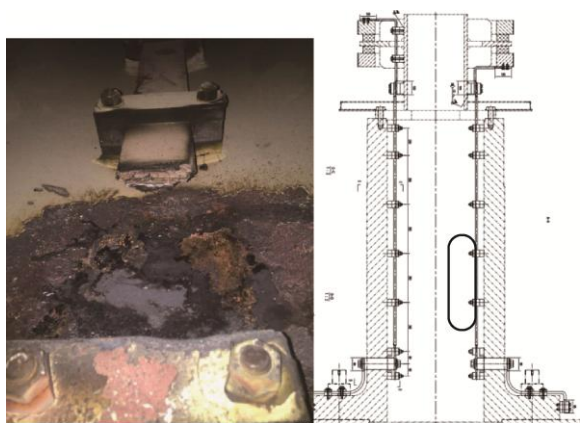


图 10 事故照片及发生位置示意图

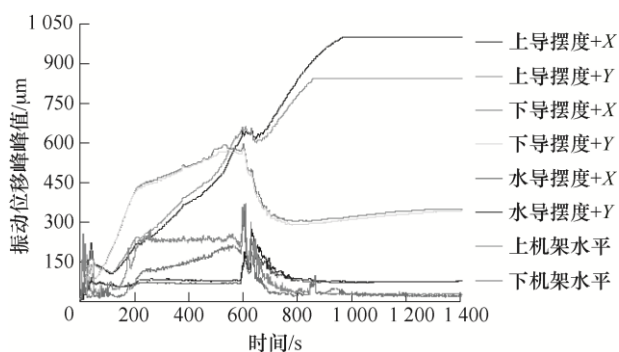


图 11 事故过程中机组振动趋势

图中 610 s 时机组振动保护动作、断路器跳开。由图 11 可见,随着事故的扩展,由于上端轴处变形不断增大,上导位置处摆度峰峰值不断增大;下导摆度与下机架水平振动峰峰值增大至机组甩负荷后减小;水导摆度与上机架振动峰峰值在断路器跳开前基本稳定,在甩负荷后增大,在降转速过程中减小。振动保护动作后,受上端轴热变形影响,上导摆度持续增大。

目前,考虑振动的随机性、传感器的可靠性、峰峰值算法不统一等因素,振动保护普遍跳机整定值设置偏大且设置长延时,本案中摆度跳机值整定为  $500\ \mu\text{m}$ , 振动整定值为  $100\ \mu\text{m}$ , 延时均为 60 s, 因此振动保护未能及时动作,造成事故扩大化。为解决这一问题,本文采用反时限思路对这次事故进行复核,参数设置为表 1 数据,计算获得达到跳机值时各个测点及动作时刻如表 2 所示。

表 2 磁极引线烧熔事件反时限跳机测点及动作时刻

测点	动作时刻/s
上导摆度+X	417
上导摆度+Y	390
下导摆度+X	227
下导摆度+Y	228
上机架水平振动	197
下机架水平振动	176

从表 2 中可以看到,采用反时限方法判断振动保护最早的动作时刻为 176 s,最迟在 417 s 动作。为避免振动保护系统误动,通常动作逻辑采用 N 选 2 的方式,故本次事故的动作时间为 197 s。而最早动作时刻 176 s 说明在此之前,转子引线已经开始烧熔,导致上机架水平振动开始显著增大。故相较于常规“定值+延时”的方法,采用本文提出的反时限方法可以有效实现振动保护动作,避免此次事故的扩大化,降低事故造成的影响。

### 3.5 流程总结

为实现反时限振动保护规范化,对上述整定方法进行系统梳理,形成反时限保护规范化流程,如图 12 所示。

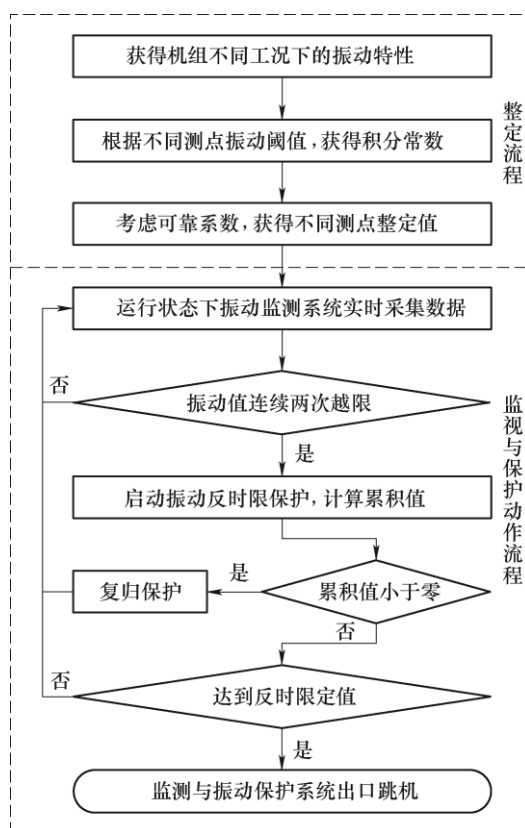


图 12 反时限振动保护规范化流程

规范化流程分为两大步:第一步是研究机组特性,确保参数整定能够躲开过渡过程工况下可能出现的机组最大振动,使得振动值能够躲开正常的过渡过程,而不产生误动;第二步是监视与保护动作流程,将保护整定值设置于振动监测与保护系统中,用于保护运行中的机组。由于振动的随机性,在第二步中设置了机组振动值连续两次越限后启动反时限保护。反时限计算过程中,如果振动值减小,那么积分值将逐渐变为负值,一旦为负则复归反时限保护,从而实现全工况保护。

## 4 结论

自 2008 年俄罗斯萨扬-舒申斯克电站发生水压机房重大安全事故后, 各国普遍更加重视水电机组振动监视与保护系统。然而, 受限于振动问题的复杂性, 未能解决振动保护方面的参数整定问题, 普遍重监视轻保护, 尚未从本质上提升机组的安全运行水平。本文根据材料寿命曲线以及机组运行中暂态工况的振动特点, 以仙居抽水蓄能电站 4 号机组为例, 将继电保护中的反时限方法引入振动保护领域中, 建立了简单、高效的抽水蓄能机组全工况振动保护方法, 探讨了抽水蓄能机组不同过渡过程振动的特点, 研究了反时限参数的整定方法及流程, 并应用于具体案例中, 获得以下有益结论。

(1) 不同过渡过程工况, 抽水蓄能机组不同测点特征值具有不同的变化规律, 以抽水调相转抽水和发电开机带负荷过程最具有典型性。

(2) 反时限公式中的幂指数对反时限保护影响较小, 典型值为 0.5 是可行的。

(3) 按躲过正常过渡过程出现的最大振动特征值累积量, 并考虑 1.5~2.0 的可靠系数, 可以实现振动反时限定值的有效整定。

(4) 振动反时限保护方法不依赖于机组运行的工况, 能够实现抽水蓄能机组全工况下的振动保护, 保障机组安全稳定运行, 较目前普遍采用的“报警+延时”的策略, 能够准确并提前实现故障出口。

## 参 考 文 献

- [1] ZENG Ming, ZHANG Kun, LIU Daoxin. Overall review of pumped-hydro energy storage in China: Status quo, operation mechanism and policy barriers[J]. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 2013, 17(1): 35-43.
- [2] MAGNOLI M V, MAIWALD M. Influence of hydraulic design on stability and on pressure pulsations in Francis turbines at overload, part load and deep part load based on numerical simulations and experimental model test results[C]// 27th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, September 22-26, 2014, Montreal, Canada. IOP Conference Series: Earth & Environmental Science, 2014, 22(3): 032013.
- [3] 廖金龙, 陈波, 丁宁, 等. 考虑一次调频能力的火电机组负荷优化分配[J]. *中国电机工程学报*, 2018(S1): 168-174.
- [4] LIAO Jinlong, CHEN Bo, DING Ning, et al. Load optimal distribution of thermal units considering primary frequency control ability[J]. *Proceedings of Chinese Society for Electrical Engineering*, 2018(S1): 168-174.
- [5] 董超, 张彦淘, 刘嘉宁, 等. 考虑火电机组深度调峰的实时发电计划模型及应用[J]. *电力自动化设备*, 2019, 39(3): 108-113.
- [6] DONG Chao, ZHANG Yantao, LIU Jianing, et al. Real-time generation scheduling model and its application considering deep peak regulation of thermal power units[J]. *Electric Power Automation Equipment*, 2019, 39(3): 108-113.
- [7] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局. GB/T 6075.2—2002 在非旋转部件上测量和评价机器的机械振动 第 2 部分: 50MW 以上陆地安装的大型汽轮发电机组[S]. 北京: 中国标准出版社, 2002.
- [8] General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine of the People's Republic of China. GB/T 6075.2—2002 Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 2: Large land-based steam turbine generator sets in excess of 50MW[S]. Beijing: Standards Press of China, 2016.
- [9] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局, 中国国家标准化管理委员会. GB/T 32584—2016 水力发电厂和蓄能泵站机组机械振动的评定[S]. 北京: 中国标准出版社, 2016.
- [10] General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine of the People's Republic of China, Standardization Administration of the People's Republic of China. GB/T 32584—2016 Evaluation of mechanical vibration for machine sets in hydraulic power plants and pump-storage plants[S]. Beijing: Standards Press of China, 2016.
- [11] 杨华, 陈云良, 徐永, 等. 基于 VMD-HHT 方法的水电机组启动过渡过程振动光信号分析研究[J]. *工程科学与技术*, 2017, 49(2): 92-99.
- [12] YANG Hua, CHEN Yunliang, XU Yong, et al. Analysis of the hydropower unit vibration signal in the start transient process based on VMD-HHT method[J]. *Advanced Engineering Science*, 2017, 49(2): 92-99.
- [13] 陈雪峰, 张兴武, 曹宏瑞. 智能主轴状态监测诊断与振动控制研究进展[J]. *机械工程学报*, 2018, 54(19): 58-69.
- [14] CHEN Xuefeng, ZHANG Xingwu, CAO Hongrui. Advances in condition monitoring, diagnosis and



- vibration control of smart spindles[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(19): 58-69.
- [9] WANG Lihua, ZHAO Xiaoping, WU Jiaxin, et al. Motor fault diagnosis based on short-time Fourier transform and convolutional neural network[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2017, 30: 1357-1368
- [10] 桂中华, 张浩, 孙慧芳, 等. 水电机组振动劣化预警模型研究及应用[J]. 水利学报, 2018, 49(2): 216-222.  
GUI Zhonghua, ZHANG Hao, SUN Huifang, et al. Research and application of early warning model of vibration deterioration for hydroelectric-generator unit[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2018, 49(2): 216-222.
- [11] YASSINE A, MOHAMED B, ELIER A A, et al. A brief status on condition monitoring and fault diagnosis in wind energy conversion systems. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2009, 3 (9): 2629-2636.
- [12] EDUARD E, CARME V, DAVID V, et al. Condition monitoring of pump-turbines. New challenges[J]. Measurement, 2015, 67: 151-163.
- [13] 张保会, 尹项根. 电力系统继电保护[M]. 北京: 中国电力出版社, 2005.  
ZHANG Baohui, YIN Xianggen. Relay protection of power system[M]. Beijing: China Electric Power Publishing House, 2005.
- [14] 张飞, 潘罗平, 安学利. 水轮发电机组稳定性参数统计特性与监测报警阈值研究[J]. 水力发电学报, 2013, 32(5): 269-272.  
ZHANG Fei, PAN Luoping, AN Xueli. Study on statistical characteristics and maintenance alarm strategy for stability parameters of hydraulic turbine generator unit[J]. Journal of Hydroelectric engineering, 2013, 32(5): 269-272.
- [15] 杜晓康, 李志祥, 陈钢, 等. 三峡电厂振摆监测系统应用分析[J]. 水力发电学报, 2016, 35 (10): 77-92.  
DU Xiaokang, LI Zhixiang, CHEN Gang, et al. Application analysis on vibration monitoring system of Three Gorges hydropower plant[J]. Journal of Hydroelectrical Engineering, 2016, 35 (10): 77-92.
- [16] ZHANG Yuning, CHEN Ting, LI Jinwei, et al. Experimental study of load variations on pressure fluctuations in a prototype reversible pump turbine in generating mode[J]. Journal of Fluids Engineering, 2017, 139(7): 074501.
- [17] 朱浩, 陈喜阳, 李友平, 等. 水电机组在线监测中同步整周期采样实现策略[J]. 电力系统自动化, 2007, 31(4): 80-84.  
ZHU Hao, CHEN Xiyang, LI Youping, et al. Application of synchronous whole-periodic sampling in the hydropower on-line monitoring system[J]. Power system automation, 2007, 31(4): 80-84.
- [18] 张飞, 葛新峰, 潘罗平, 等. 稳态工况下水电机组主轴摆度峰峰值计算方法研究[J]. 振动与冲击, 2015, 34(21): 170-174.  
ZHANG Fei, GE Xinfeng, PAN Luoping, et al. Shaft run-out's peak-to-peak value calculation method for a hydraulic power unit under stable conditions[J]. Journal of Vibration and Shock, 2015, 34(21): 170-174.
- [19] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局, 中国国家标准化管理委员会. GB/T 17189—2017 水力机械(水轮机、蓄能泵和水泵水轮机)振动和脉动现场测试规程[S]. 北京: 中国标准出版社, 2017.  
General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine of the People's Republic of China, Standardization Administration of the People's Republic of China. GB/T 17189—2017 Code for field measurement of vibrations and pulsations in hydraulic machines(turbines, storage pumps and pump- turbines)[S]. Beijing: Standards Press of China, 2017.
- [20] 黄源芳. 俄罗斯萨阳-舒申斯克水电站发生特大安全事故的历史教训[J]. 水力发电, 2010, 36(8): 90-93.  
HUANG Yuanfang. Lessons learned from Sayano-Shushenskaya accident[J]. Water Popwer, 2010, 36(8): 90-93.
- [21] 樊世英. 大中型水力发电机组的安全稳定运行分析[J]. 中国电机工程学报, 2012, 32(9): 140-148.  
FAN Shiying. Analysis of stability for large and medium-sized hydro-generating unit[J]. Proceedings of the CSEE, 32(9): 140-148.
- [22] 黄源芳, 刘光宁, 樊世英. 原型水轮机运行研究[M]. 北京: 中国电力出版社, 2010.  
HUANG Yuanfang, LIU Guangning, FAN Shiying. Research on prototype hydro-turbine operation[M]. Beijing: China Electric Power Publishing House, 2010.

作者简介: 张飞, 男, 1983 年出生, 高级工程师。主要从事水电机组性能测试技术研究与实践工作。  
E-mail: spiritgiant@126.com