

DOI: 10.16516/j.gedi.issn2095-8676.2015.04.022

核电站半速汽轮发电机基座设计探讨

陶林惠, 黄长华, 陈国春, 尹谦钧

(中国能源建设集团广东省电力设计研究院有限公司, 广州 510663)

摘要: 当机器制造厂家提供不平衡荷载时, 我国《动力机器基础设计规范》(GB 50040—1996) 和德国 DIN 4024-1 规范都规定应在强迫振动计算时采用不平衡荷载, 若厂家未提供则可依据厂家提供的转子重量计算各轴承点处的不平衡荷载, 在实际设计过程中发现, 采用这些荷载并根据厂家提供的参考外型建模计算得出的基座振动位移或均方根速度往往会大大超出规范允许的限值。介绍了一个核电厂汽机基础设计实例, 论述了当振动计算超标时, 在进行基座结构设计时应采取的调整措施。

关键词: 不平衡荷载; 汽机基座; 振动速度

中图分类号: TU476.1

文献标志码: A

文章编号: 2095-8676(2015)04-0123-05

Research on Design of Turbine Generator Foundation in Nuclear Power Plants

TAO Linhui, HUANG Zhanghua, CHEN Guochun, YIN Qianjun

(China Energy Engineering Group Guangdong Electric Power Design Institute Co., Ltd., Guangzhou 510663, China)

Abstract: Both the Code for design of dynamic machine foundation (GB 50040—1996) and Machine foundation DIN 4024 Part1 says, if unbalanced force has been provided by the machine manufacturer, they may be used to establish displacements and forces using the model formed to determine natural frequencies. In the absence of such information, the forces may be calculated in accordance with the relevant codes. However, during the process of a real dynamic foundation design, the unbalanced force determined by the method above may lead to a over vibrating foundation, with the foundation shape also provided by the manufacturer. This paper introduced a real design case, provide the right method the designer should make when he comes into such a problem.

Key words: unbalanced load; turbine and generator foundation; vibration speed

核电厂采用的汽轮发电机通常为转速 1 500 r/min 的半速机, 由于其转速低, 更接近结构的基本频率, 为避免基础振动过大, 其基础通常采用弹簧隔振基础。图 1 为某核电厂汽轮发电机基础台板, 机组排列方式为高压缸—低压缸—低压缸—发电机, 从高压缸到发电机共有 9 个轴承支承点, 依次为 W1—W9, 沿着机组中心线方向共有 5 根横梁, 依次为 CB1—CB5; 各个缸两侧的纵梁依次为 LB1—LB4。

设计汽轮发电机基础时, 最重要的环节是进行基础的动力分析。首先应确定分析时的不平衡荷载

取值, 然后根据基础的外型尺寸和材料属性建模计算, 最后查看基础在不平衡荷载作用下的振动位移和速度, 与规范规定的限值进行比较, 以决定基础振动水平是否合格。

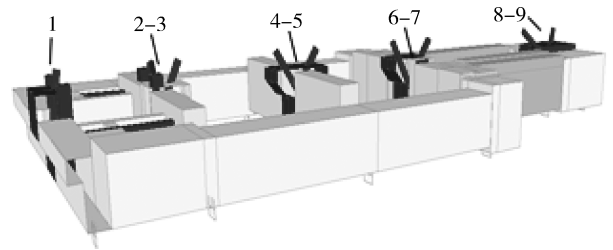


图 1 某核电厂汽轮发电机基础

Fig. 1 TG Foundation of Nuclear Power Plant

收稿日期: 2015-08-09

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51378221)

作者简介: 陶林惠(1969), 女, 重庆人, 高级工程师, 学士, 主要从事建筑结构设计研究工作(e-mail)taolinhui@gedi.com.cn。

1 不平衡荷载取值

关于汽机基座动力计算时的不平衡力取值问

题,我国的《动力机器基础设计规范》(GB 50040—1996)和德国 DIN 4024 规范都规定了当机器制造厂家提供了不平衡荷载时,应在强迫振动计算时采用;若厂家未提供,则可依据厂家提供的转子重量计算各轴承点处的不平衡荷载。

本项目中,厂家提供的设计导则 STIM02.002 中给出了不平衡荷载为: $0.3 \sqrt{F_{y,i}^2 + F_{z,i}^2}$, 其中, $F_{y,i}$ 和 $F_{z,i}$ 是厂家资料中提供的。按照厂家导则计算的不平衡荷载如下:

表1 按厂家导则计算出的不平衡荷载

Table 1 Calculated Unbalanced Load Based on Design

Guideline From Manufacturer (kN)

轴承点号	W1	W2	W3	W4	W5	W6	W7	W8	W9
$F_{y,i}$	235	191	619	617	605	579	210	156	48
$F_{z,i}$	206	171	357	394	388	368	147	140	42
$0.3 \sqrt{F_{y,i}^2 + F_{z,i}^2}$	94	77	214	220	216	206	77	63	19

接下来,按照规范计算得到的不平衡荷载进行比较。根据 ISO 1940 - 1^[3], 汽轮发电机的平衡品质等级为 G 2.5 级,按照 DIN 4024 - 1, 在进行强迫振动分析时须降低一级,也就是要按照 G 6.3 级计算不平衡荷载,结果见表 2。

对比后发现,厂家导则给出的不平衡荷载在前 7 个轴承点 W1—W6 和 W9 处均远大于按照规范方法算出的数值,仅在后 2 个轴承点 W7—W8 处小于规范值。基础动力分析

设备厂家依据设备的布置情况,会提供一份基础外型图等资料给设计方。设计方依据设备厂提供的台板外型进行几何建模。在选定了弹簧型号和布置后,建立弹簧模型并执行动力分析,得出各个轴承点的横和竖向均方根振动速度,见图 2 和图 3。

可以看出,轴承点 3、轴承点 4 和轴承点 5 的振动最大。以工作频率 25 Hz × (1 ± 10%) 范围内(22.5 ~ 27.5 Hz)的振动速度情况看,横向均方根速度最大值 $v_{x,max} = 6.875 \text{ mm/s}$ (W4), 竖向均方根速度最大值 $v_{y,max} = 9.763 \text{ mm/s}$ (W5), 已经达到了 ISO

10816 - 2^[4] 中 D 区的振动水平,而 D 区对应的是不可使用的机器。对于新交付的机器,其振动应位于 A 区,均方根速度不超过 2.8 mm/s,厂家导则也规定了基础的振动应满足 ISO 10816 - 2 的要求。

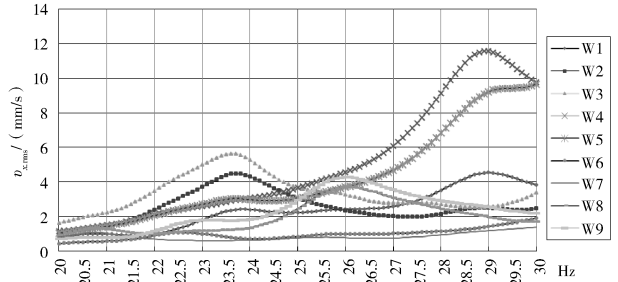


图2 各轴承点横向均方根速度 mm/s(20 ~ 30 Hz)

Fig. 2 R. m. s. Vibration Velocity of Bearings in Horizontal Direction

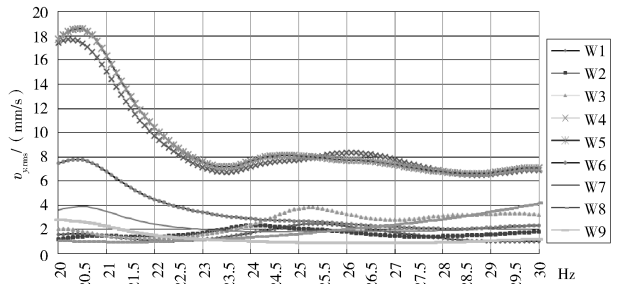


图3 各轴承点竖向均方根速度 mm/s(20 ~ 30 Hz)

Fig. 3 R. m. s. Vibration Velocity of Bearings in Longitudinal Direction

从表 2 的比较中可知,按照厂家导则计算得到的 W3 ~ W5 点的不平衡荷载比规范值更大,几乎达到了规范值的 2 倍。因此可以预计的是,若按照厂家导则给出的不平衡荷载进行动力分析,得到的振动均方根速度将更大,更加不满足 ISO 10816 - 2 的要求。

上述计算结果表明,按照目前的输入条件,无论采用何种不平衡荷载计算方式,设计出来的基础的振动水平都是不满足要求的。因此,必须对台板的设计进行修改,以降低机组的振动。

为了查明基础振动过大的原因,我们需要了解基础本身的振动特性。从图 2 和图 3 的速度—频率曲线上可以看出,基础在 21 Hz、24 Hz、26 Hz、

表2 按 ISO1940 - 1 和 DIN4024 - 1 计算出的不平衡荷载

Table 2 Calculated Unbalanced Load Based on ISO 1940 - 1 and DIN 4024 - 1

kN

轴承点号	W1	W2	W3	W4	W5	W6	W7	W8	W9
G_i	401	464	1135	1227	1135	1234	974	1023	107
$0.2G_i$	40.1	46.4	113.5	122.7	113.5	123.4	97.4	102.3	10.7
$0.3 \sqrt{F_{y,i}^2 + F_{z,i}^2}$	94	77	214	220	216	206	77	63	19

29 Hz 附近的振动最大, 为此, 我们需要关注这些频率点附近的结构自振振型情况。结构自振周期和频率信息见表 3。

表 3 基础前 50 阶自振频率
Table 3 The First 50 Natural Frequency

编号	周期 /s	频率 /Hz	编号	周期 /s	频率 /Hz
1	0.363 689	2.750	26	0.058 243	17.169
2	0.345 663	2.893	27	0.056 813	17.602
3	0.320 189	3.123	28	0.055 933	17.879
4	0.269 799	3.707	29	0.053 739	18.609
5	0.261 295	3.827	30	0.052 068	19.206
6	0.245 064	4.081	31	0.050 313	19.876
7	0.239 618	4.173	32	0.048 773	20.503
8	0.238 259	4.197	33	0.048 418	20.653
9	0.191 325	5.227	34	0.044 382	22.531
10	0.187 267	5.340	35	0.042404	23.582
11	0.149 585	6.685	36	0.041 602	24.037
12	0.144 134	6.938	37	0.039 960	25.025
13	0.118 410	8.445	38	0.039 025	25.625
14	0.114 574	8.728	39	0.038 823	25.758
15	0.113 331	8.824	40	0.037 895	26.389
16	0.110 761	9.028	41	0.037 738	26.499
17	0.089 774	11.139	42	0.036 168	27.648
18	0.088 759	11.266	43	0.035 916	27.843
19	0.087 960	11.369	44	0.034 676	28.838
20	0.083 258	12.011	45	0.034 086	29.338
21	0.081 982	12.198	46	0.033 203	30.118
22	0.079 649	12.555	47	0.032 419	30.846
23	0.078 756	12.697	48	0.031 885	31.363
24	0.070 936	14.097	49	0.031 167	32.085
25	0.069 566	14.375	50	0.029 906	33.438

第 32 阶、第 36 阶、第 40 阶和第 44 阶振型与速度—频率曲线上的峰值点呈现一一对应的特点, 这几阶振型的特征如下:

第 32 阶自振频率: 20.503 Hz, 为 CB3 绕其自身轴线的扭转振型, 是造成位于其上的轴承点 W4 和轴承点 W5 的竖向振动过大的主要原因。

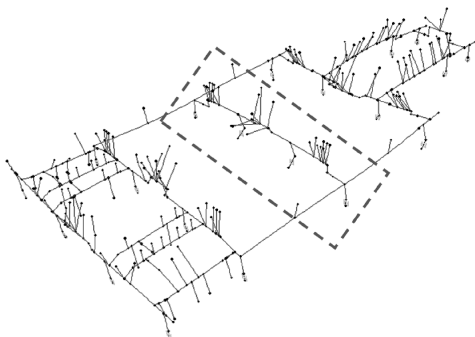


图 4 第 32 阶自振振型 (20.503 Hz)

Fig. 3 32nd Order Mode Shape (20.503 Hz)

第 36 阶自振频率: 24.037 Hz, 为 CB1 和 CB2 绕机组中心线的二阶弯曲振型, 引起轴承点 W1、W2 和 W3 横向振动过大, 其中以 W3 的横向振动最为显著。

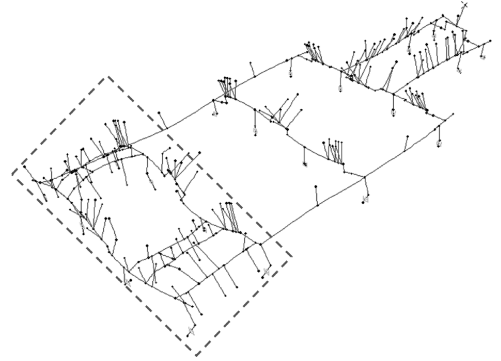


图 5 第 36 阶自振振型 (24.037 Hz)

Fig. 3 36th Order Mode Shape (24.037 Hz)

第 40 阶自振频率: 26.389 Hz, 为 CB3 的竖向振动, 引起位于其上的轴承点 W4 和轴承点 W5 竖向振动过大。

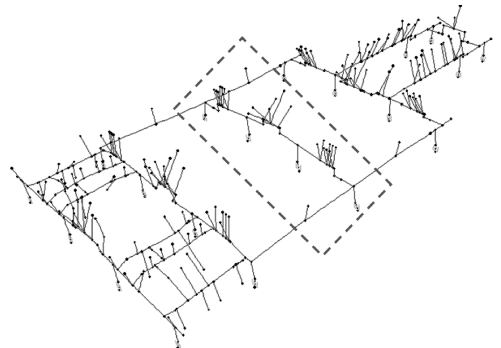


图 6 第 40 阶自振振型 (26.389 Hz)

Fig. 3 40th Order Mode Shape (26.389 Hz)

第 44 阶自振频率: 28.838 Hz, 为 CB3 绕机组中心线的二阶弯曲振型, 引起位于其上的轴承点 W4 和轴承点 W5 横向振动过大。

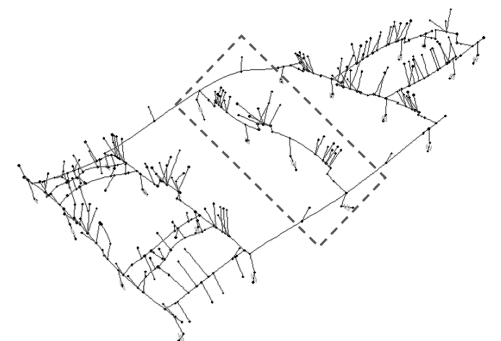


图 7 第 44 阶自振振型 (28.838 Hz)

Fig. 3 44th Order Mode Shape (28.838 Hz)

可以看出,局部振型的存在造就了速度—频率曲线上的一个个共振峰,而这些共振峰正是 W3、W4 和 W5 振动超标的主要原因。因此,要想降低振动幅值,必须要调整这些共振峰的位置和幅值大小。而由于共振峰的幅值达到了 12 mm/s 和 19 mm/s 的水平,要想通过将共振峰的幅值大小降低至 2.8 mm/s,难度很大。可行的办法是调整这些共振峰的位置,使之远离工作频率 25 Hz,并且使其在 $25 \text{ Hz} \times (1 + 10\%)$ (22.5 ~ 27.5 Hz) 范围的影响降至最低。具体的办法就是:让这些共振峰依次全部通过 22.5 ~ 27.5 Hz,到达更高的频率区间去。

2 调整基础的动力特性

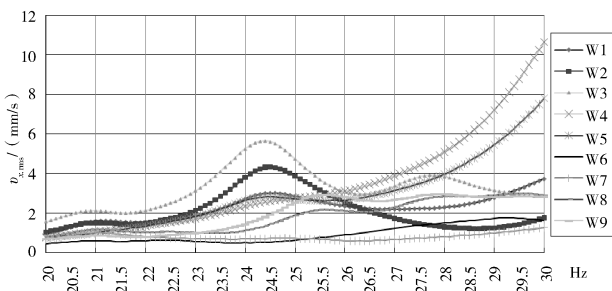
调整共振峰位置的方法可以从局部振型的特征入手。第 32 阶自振频率(20.503 Hz)为 CB3 绕其自身轴线的扭转振型,因此,增加 CB3 的扭转刚度可实现将其频率提高至 27.25 Hz 以上的目的。类似的,第 36 阶自振频率(24.037 Hz)为 CB1 和 CB2 绕机组中心线的二阶弯曲振型,第 40 阶自振频率(26.389 Hz)为 CB3 的竖向振动,第 44 阶自振频率(28.838 Hz)为 CB3 绕机组中心线的二阶弯曲振型,因此,增加 CB1、CB2 和 CB3 的弯曲刚度将能有效调高这些振型的频率。

获得这些信息之后,便可以针对性地调整台板横梁和纵梁的截面,达到将共振峰调整至更高阶频率的目的。以下将通过逐步调整截面的方式,动态地演示共振峰的调整过程:

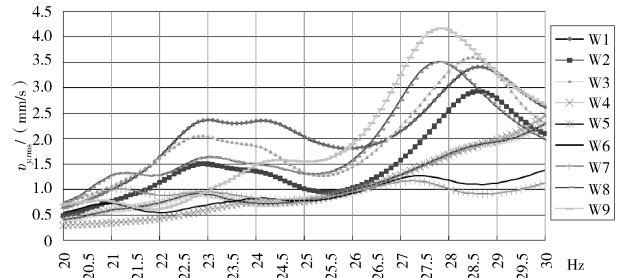
1) 截面调整 1: CB3 加高 500 mm。

2) 截面调整 2: CB2 加高 500 mm, CB3 加高 500 mm 加宽 1 100 mm。

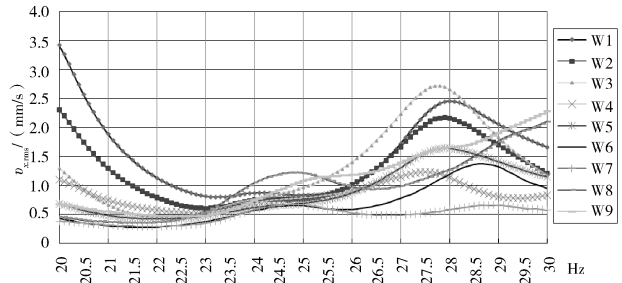
3) 截面调整 3: CB1 加高 500 mm, CB2 加高 500 mm, 加宽 550 mm, CB3 加高 1 000 mm, 加宽 1 500 mm, CB4 加高 1 000 mm, CB5 加高 1 300 mm, LB2、LB3、LB4 加宽 500 mm。



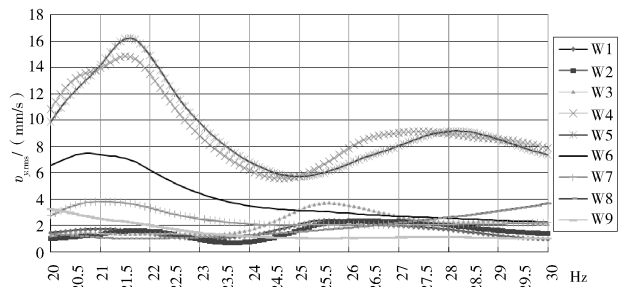
(a) 经历截面调整 1 后的轴承点横向振动速度



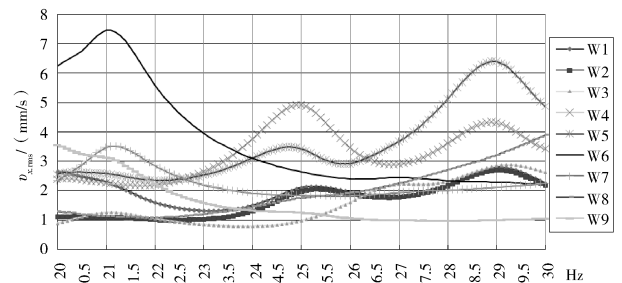
(b) 经历截面调整 2 后的轴承点横向振动速度



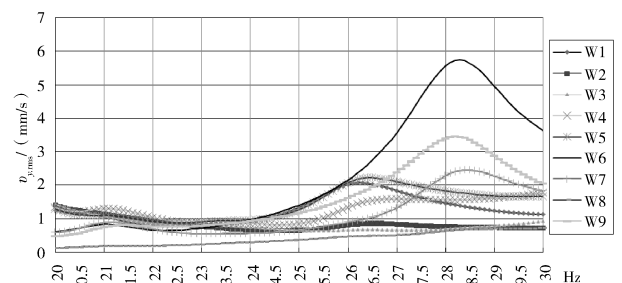
(c) 经历截面调整 3 后的轴承点横向振动速度



(d) 经历截面调整 1 后的轴承点竖向振动速度



(e) 经历截面调整 2 后的轴承点竖向振动速度



(f) 经历截面调整 3 后的轴承点竖向振动速度

图 8 经历截面调整后的轴承点振动速度

Fig. 8 R. m. s. Vibration Velocity of Bearings After Each Section Adjustment

经过上述调整后, 台板的在工作频率 $25 \text{ Hz} \times (1 \pm 10\%) (22.5 \sim 27.5 \text{ Hz})$ 范围内的振动均方根速度降低到了 2.8 mm/s 以内, 达到了 ISO 10816 -2 中 A 区的标准。因此, 若想让台板的振动达到规范要求的标准, 台板的尺寸至少要做出如下调整, 见表 4。

表 4 台板尺寸调整表

Table 4 Section Adjustment of Table Beams

台板截面名称	初始尺寸/ mm	调整后尺寸/ mm	增加的混凝土量/ m^3	增加总量
CB1	1 970 × 4 300	1 970 × 4 800	14.1	287.7
CB2	1 465 × 3 740	2 015 × 4 240	42.6	
CB3	1 700 × 3 730	3 200 × 4 730	111.1	
CB4	2 380 × 4 230	2 380 × 5 230	41.7	
CB5	2 700 × 5 384	4 000 × 5 384	21.0	
LB2	2 750 × 3 100	3 250 × 3 100	18.8	
LB3	2 750 × 3 100	3 250 × 3 100	18.8	
LB4	3 193 × 3 200	3 693 × 3 200	19.6	

值得一提的是, 调整前, 台板混凝土重量为 $44\ 151 \text{ kN}$, 设备重量为 $50\ 024 \text{ kN}$, 双方之比为 $0.88:1$, 基础混凝土重量比设备重还轻。调整后, 台板混凝土重量达到 $51\ 344 \text{ kN}$, 双方之比为 $1.03:1$, 基础混凝土重量超过了设备总重量。

3 结论

本文介绍了一个核电厂半速汽轮发电机基础的设计实例, 该基础设计过程中遇到了按照厂家给出的参考截面和规范方法提供的不平衡荷载进行动力分析, 得出基础的振动不满足规范要求的情况。通过仔细研究基础的振动特性, 针对性地调整混凝土截面的尺寸, 将基础的振动峰值均调整至工作频率的 10% 以上, 从而有效地降低了基础的振动幅值, 使之满足规范的要求, 实现了一个合格的基础设计。

参考文献:

- [1] GB 50040 - 1996, 动力机器基础设计规范[S].
- [2] DIN4024 Part1 - Machine Foundations; Flexible Structures That Support Machines with Rotating Elements[S].
- [3] ISO 1940 - 1 Mechanical Vibration-balance Quality Requirements for Rotors in a Constant (Rigid) State-Part 1: Specification and Verification of Balance Tolerances[S].
- [4] ISO 10816 - 2 Mechanical Vibration-evaluation of Machine Vibration by Measurements on Non-rotating Parts-Part 2: Land-based Steam Turbines and Generators in Excess of 50 MW with Normal Operating Speeds of 1 500 r/min, 1 800 r/min, 3 000 r/min and 3 600 r/min[S].

(责任编辑 林希平)

(上接第 122 页 Continued from Page 122)

- [9] 太沙基, 佩克, 梅西. 工程实用土力学 [M]. 威立出版社, 1996.
TERZAGHI K, PECK R B, MESRI G. Soil Mechanics in Engineering Practice [M]. Wiley, 1996.
- [10] 鲍尔斯. 基础工程分析与设计 [M]. 威立出版社, 1982.
BOWLES J E. Foundation Analysis and Design [M]. Wiley, 1982.
- [11] PECK R B. Foundation Engineering [M]. Wiley, 1953.
- [12] 尹健民, 艾凯, 刘元坤, 等. 钻孔弹模法评价小湾水电站坝基岩体卸荷特征 [J]. 长江科学院院报, 2006, 23(4): 44-46.
YIN Jianmin, AI Kai, LIU Yuankun, et al. Unloading Characteristic Valuation of Xiaowan Hydropowerstations Foundation Rock Mass by Borehole Elasticity Modulus Method [J]. Journal of Yangtze River Scientific Research Institute, 2006, 23(4): 44-46.
- [13] Waste Control Specialists LLC. Evaluation of Structural Stability of Disposal Units by Numerical Modeling with FLAC [R]. Appendix 3.4-1: Low-level Radioactive Waste Disposal License Application, 2007.
- [14] 孙锋, 潘蓉, 张顶立, 等. 秦山一期海堤软土地基沉降规律的耦合分析 [J]. 核安全, 2011, 4(4): 18-22.

- SUN Feng, PAN Rong, ZHANG Dingli, et al. Coupling Analysis on the Soft Ground Settlement Laws in Qinshan Nuclear Power Phase I Sea Wall Project [J]. Nuclear Safety, 2011, 4(4): 18-22.
- [15] 刘浩. 重庆市涪陵核电厂厂区分区边坡稳定性研究[D]. 成都理工大学, 2012.
- [16] 郑文棠. 核电厂高边坡抗震验算和加固设计[J]. 岩石力学与工程学报, 2013, 32(Supp2): 3691-3971.
ZHENG Wentang. Antiseismic Stability Analysis And Reinforcing Design Of Nuclear Power Plant High Slopes [J]. Chinese Journal of Rock Mechanics and Engineering, 2013, 32(Supp2): 3691-3971.
- [17] 吕涛, 杨球玉, 耿学勇, 等. 岩石坚硬程度对核电厂地基—基础地震响应特征的影响分析 [J]. 岩土力学, 2010, 04: 1319-1325.
LÜ Tao, YANG Qiuyu, GENG Xueyong, et al. Study of Influence of Rock Hardness on Characteristic of Seismic Response of Bedrock-foundation of Nuclear Power Plants [J]. Rock and Soil Mechanics, 2010, 31(4): 1319-1325.

(责任编辑 高春萌)