

基于脱体涡模型的竖井贯流式水轮机组压力脉动数值分析

周大庆¹, 张蓝国¹, 郑源¹, 茅媛婷²

(1. 河海大学可再生能源发电技术教育部工程研究中心, 江苏 南京 211100;

2. 中国水电顾问集团成都勘测设计研究院, 四川 成都 610072)

摘要:应用基于CFD方法建立的脱体涡模型对某潮汐电站竖井贯流式水轮机组的水力特性开展全流道三维非定常湍流数值模拟, 获取不同水头工况下流道内关键位置处测点的压力脉动信息。结果表明:该潮汐竖井贯流式水轮机组流道内压力脉动均含有转频分量, 距离转轮越近, 转频分量幅值越大;转轮段压力脉动较强, 振幅随水头的增加而增大, 频率以3倍和6倍转频为主;导叶进水侧和出水流道内压力脉动较弱, 且以低频分量为主;水头变化对导叶进水侧压力脉动影响很小;出水流道在设计工况下流态最好, 压力脉动最小。

关键词:竖井贯流式水轮机; 脱体涡模型; 压力脉动; 频谱分析

中图分类号:TK733⁺.8; TV744 **文献标志码:**A **文章编号:**1006-7647(2013)03-0029-05

Numerical analysis of pressure pulsation of pit water turbines based on detached-eddy model//ZHOU Daqing¹, ZHANG Languo¹, ZHENG Yuan¹, MAO Yuanting² (1. *Research Center for Renewable Energy Generation Engineering (Ministry of Education), Hohai University, Nanjing 211100, China*; 2. *Chengdu Hydroelectric Investigation & Design Institute of China Hydropower Consulting Group, Chengdu 610072, China*)

Abstract: Three-dimensional unsteady eddy numerical simulations are carried out for the hydraulic performances of the pit turbine unit of a tidal power station by using the detached-eddy model based on the CFD method. The pressure pulsation information at key measuring points located in the passage under different water heads is obtained and analyzed. The results show that all the pressure pulsation in the whole passage of the tidal pit turbine contains rotation frequency, and the nearer the distance to the runner is, the larger is the amplitude of the rotation frequency. The pressure pulsation at the runner chamber is strong, and its amplitude increases with the increase of water heads. The predominant frequency is the rotation frequency with three and six times. The pressure pulsation at the inlet side of guide vanes and the outlet conduit is weak and its frequency is low. Change of the water head has a little effect on the pressure pulsation at the inlet side of guide vanes. The flow regime in the outlet conduit is the best under the design condition, and the pressure pulsation is the smallest.

Key words: pit water turbine; detached-eddy model; pressure pulsation; spectral analysis

竖井贯流式水轮机适用于低水头潮汐电站, 由于其转动惯量小, 压力脉动对其稳定性影响较大, 剧烈的压力脉动还会引起水力机组和水工建筑物的共振, 直接威胁整个电站的安全运行^[1]。目前压力脉动研究主要有现场测试^[2]、模型试验^[3]与数值模拟等手段, 由于现场测试是事后评估, 模型试验目前尚不能准确反映原型机组的压力脉动状况, 而数值模拟由于能输出流场内任意点的压力和其他物理量, 在分析水力机械流场的压力脉动等方面具有独特的优势, 因此采用计算流体力学(CFD)方法对原型机组流道进行模拟已成为一种有效的预测手段, 国内外均有一定的研究成果^[4-11]。

为了准确模拟水轮机内部复杂的流动现象, 理论上应采用直接数值模拟(DNS)方法或大涡模拟(LES)方法。DNS方法不做任何假设, 可精确模拟湍流, 但计算量太大, 目前还无法实现其工程应用; LES方法由于在边界层处对网格要求较高, 其应用也受到限制。传统的雷诺平均(RANS)方法虽然计算量小, 但其对脉动信息的时均化处理不能精确描述湍流的脉动特性。本文所采用的脱体涡(DES)方法结合了RANS方法和LES方法的优点, 其主要思想是在物面附近求解雷诺平均的N-S方程, 在其他区域采用Smagorinsky大涡模拟方法^[10]。

1 数值计算方法

1.1 控制方程

不可压流体连续性方程和动量方程分别为

∂/∂x_j (u_j - u_j_hat) = 0 (1)

∂u_i/∂t + (u_j - u_j_hat) ∂u_i/∂x_j = f_i - 1/ρ ∂p/∂x_i + ν ∂²u_i/∂x_j² (2)

式中:u_j 为水流绝对运动速度;u_j_hat 为转轮区网格运动速度,由于静止过流部件流动区域网格不动,故 u_j_hat = 0。其他符号含义见文献[12]。

1.2 基于 Spalart-Allmaras 模型的 DES 方法

Spalart-Allmaras 模型(以下简称 SA 模型)的核心思想是引入中间变量 v_hat,通过求解 v_hat 的输运方程获得湍流运动黏性系数 mu_t^[11]。v_hat 的输运方程为

d v_hat / dt = C_b1 S v_hat + 1/sigma { nabla · [(nu + v_hat) nabla v_hat] + C_b2 (nabla v_hat)^2 } - C_w1 f_w (v_hat/d)^2 (3)

其中

C_w1 = g ((1 + C_w3^6) / (g^6 + C_w3^6))^(1/6)

g = r + C_w2 (r^6 - r)

r = v_hat / (S kappa^2 d^2) S = S + v_hat / (kappa^2 d^3) f_v2

f_v2 = S + v_hat / (kappa^2 d^3) f_v1 S = sqrt(2 Omega_ij Omega_ij)

在 SA 模型中,湍流黏性系数可定义为

mu_t = rho v_hat f_v1 (4)

其中

f_v1 = chi^3 / (chi^3 + C_v1^3) chi = v_hat / nu

式中:d 为流场某点至壁面的最小距离;Omega_ij 为旋度矢量; nabla 为那勃勒算子。其他符号含义见文献[11]。

在 DES 方法中,将 SA 模型中的 d 替换为 d_tilde,即

d_tilde = min(d, 0.65 Delta) (5)

其中

Delta = max(Delta_x, Delta_y, Delta_z)

式中:Delta 为网格单元间最大距离;Delta_x、Delta_y、Delta_z 分别为网格单元在 x、y、z 方向的间距。在近壁面区域,d < 0.65 Delta,此时 d_tilde = d,模型为 SA 模型,采用 RANS 方法求解;在主流区域,d > 0.65 Delta,此时 d_tilde = 0.65 Delta,方程中的变量不是时间平均量,湍流应力采用 Smagorinsky 基本亚格子应力模型计算。

亚格子应力具有以下形式:

tau_ij - 1/3 tau_kk delta_ij = - 2 mu_t S_ij (6)

其中

S_ij = 1/2 (∂u_i/∂x_j + ∂u_j/∂x_i)

mu_t = (C_s nabla)^2 |S_bar| |S_bar| = sqrt(2 S_ij S_ij) nabla = (nabla_x nabla_y nabla_z)^(1/3)

式中:tau_ij 为亚格子尺度应力;tau_kk 为亚网格尺度各向同性部分应力;delta_ij 为克罗内克符号(当 i=j 时,delta_ij = 1;当 i≠j 时,delta_ij = 0);C_s 为 Smagorinsky 常数。

1.3 方程离散及边界条件

在 Fluent 6.2 软件平台上完成数值模拟工作,采用有限体积法对控制方程组进行离散,时间项采用一阶向后差分隐式格式,方程组中扩散项采用二阶中心差分格式,对流项采用二阶迎风格式,应用 SIMPLEC 方法进行速度压力耦合求解。给定进出口边界上的压力、湍动能及湍动能耗散率,壁面边界条件为无滑移边界条件,近壁区应用标准壁面函数。数值计算时间步长为 0.005 s,将定常计算的结果作为非定常计算的初始流场。

2 算例分析

2.1 模型参数

应用基于 CFD 方法建立的脱体涡模型对某潮汐电站竖井贯流式水轮机组进行压力脉动数值分析,该电站竖井贯流式水轮机由进水流道、竖井、管型座、导叶、转轮及出水流道组成,见图 1。相关参数如下:流道总长 22.7 m,进口断面尺寸为 4 m×5 m(高×宽,下同),出口断面尺寸为 3 m×3 m;转轮直径 D_1 = 1.75 m,导叶数为 15,桨叶数为 3,转速 n = 136.9 r/min,机组设计流量 Q_r = 10 m³/s,设计水头 H_r = 1.7 m。

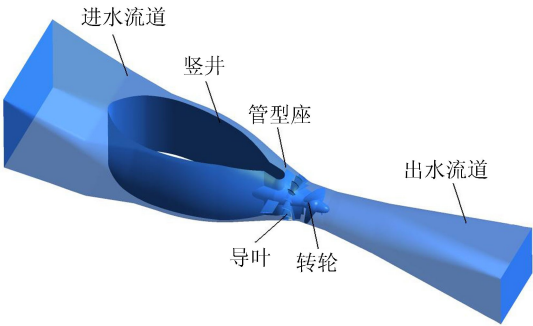


图 1 竖井贯流式水轮机示意图

2.2 网格划分

计算区域比较复杂,采用适用性非常强的非结构化四面体网格对计算区域进行划分,转轮前后的动静干涉面引入滑移网格进行处理,经过网格无关性验证发现,网格数超过一定数量后对数值模拟结果影响很小,考虑到计算效率,最终采用方案 2 来划分竖井贯流式水轮机模型网格,不同方案各过水部件的网格单元数及装置效率模拟结果如表 1 所示。

表 1 不同方案的网格单元数及装置效率模拟结果

方案	网格单元数/ 10^4				装置效率 模拟结果/%
	进水流道	导叶	转轮	出水流道	
1	78.4	42.5	43.6	36.6	79.56
2	98.4	67.5	73.6	61.6	79.68
3	119.5	93.4	98.7	84.6	79.69

2.3 压力测点设置

为了监测贯流机组流道压力变化情况,共设置了 9 个测点(P1 ~ P9),分别布置在导叶两侧(P1 ~ P3)、转轮出口(P4 ~ P6)和出水流道(P7 ~ P9)中,如图 2 所示。

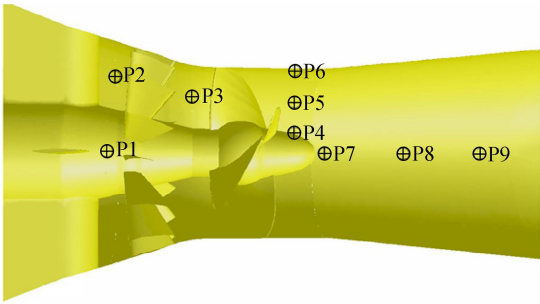


图 2 压力测点的位置

2.4 计算结果及分析

分别模拟水头为 $0.6H_r$ 、 H_r 和 $2H_r$ 这 3 种工况下水轮机流道内 9 个测点的压力脉动,并用压力系数 C_p 来表示,其计算公式为

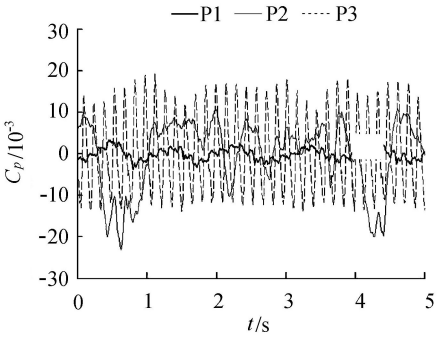
$$C_p = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2}\rho u_2^2} \tag{7}$$

式中: Δp 为各测点监测压力与平均压力之差; u_2 为叶轮出口圆周速度; ρ 为水的密度。

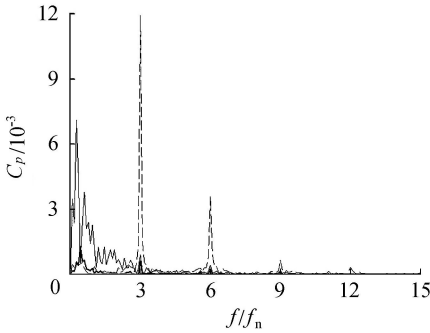
2.4.1 设计水头工况压力脉动分析

在设计水头工况下,导叶两侧、转轮出口、出水流道测点压力脉动特性分别见图 3 ~ 5。由图 3 可知,位于导叶进水侧测点 P1 压力脉动微弱,主要表现为 $0.428f_n$ 的低频压力脉动(f_n 为转频)。测点 P2 位于管型座立面支撑后部,受其尾流影响,压力脉动规律性较差,频率为 $0.257f_n$ 的低频压力脉动较显著。导叶整流作用减弱了转轮转动的影响,导致导叶前转频脉动分量较小。相对于导叶进水侧,导叶出水侧测点 P3 处的压力脉动幅值增大,靠近转轮进口脉动频率主要为 $3f_n$ 和 $6f_n$;由于导叶距离叶片较远,水流经过导叶后逐渐均匀,导叶与叶片相互干涉引起的压力脉动不明显。

如图 2 所示,测点 P4 布置在内侧的轮毂面附近,P6 点位于最外侧靠近转轮室壁面,测点 P5 则位于 P4 与 P6 两测点之间。由图 4 可知,叶轮出口的压力脉动相对较强,振幅随着半径的增大而增大,最外缘脉动的压力系数振幅为 0.03 左右,频率主要以

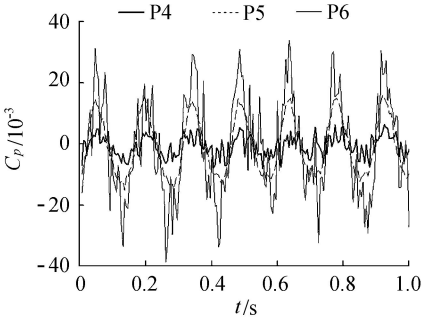


(a) 压力脉动时域

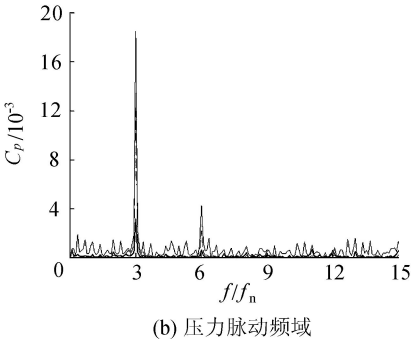


(b) 压力脉动频域

图 3 导叶两侧测点压力脉动特性



(a) 压力脉动时域

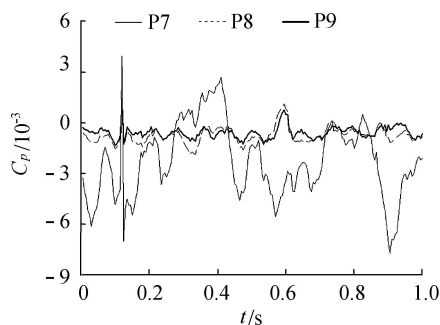


(b) 压力脉动频域

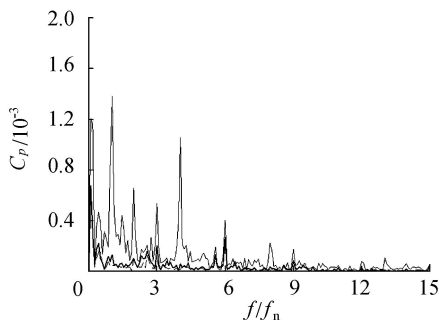
图 4 转轮出口测点压力脉动特性

转轮叶片旋转产生的 $3f_n$ 为主。由于测点 P4 和 P6 分别靠近轮毂面和转轮室壁面,压力脉动受壁面反射影响较大,含有各种频率嘈杂的反射分量;而测点 P5 离壁面较远,压力脉动分量成分较单一。

在设计水头工况下出水流道总体水力性能良好,但测点 P7 靠近泄水锥锥端,有涡流存在,由图 5 可见,压力脉动中含有 $0.2f_n$ 的脉动分量;同时距离转轮也较近,受转轮转动影响较大, f_n 和 $4f_n$ 等脉动



(a) 压力脉动时域



(b) 压力脉动频域

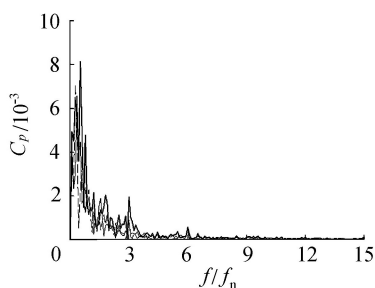
图5 出水流动测点压力脉动特性

分量也很显著。测点 P8 和 P9 压力脉动规律相似, 压力脉动分量以低频和 $6f_n$ 为主, 在顺直的出水流动中不存在能产生较大影响的脉动源, 压力脉动主要从转轮段等处传播而来, 脉动振幅沿水流方向衰减。

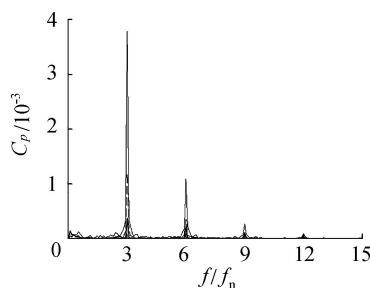
2.4.2 不同水头工况压力脉动分析

不同水头工况压力脉动频域特性见图 6, 转轮段附近子午截面流线及流速云图见图 7。结合图 6 与图 7 可知, 各工况下导叶前测点 P2 速度分布相似, 压力脉动特性也比较接近, 以低频分量为, 振幅随水头的增加略微增大。转轮前后测点 P3 与测点 P6 脉动特性受转轮转动影响明显, 频率都以 $3f_n$ 与 $6f_n$ 为主, 速度随着水头的增加而剧烈变化, 压力脉动也随水头的增加而显著增强。测点 P9 位于出水流动, 在设计水头工况下出水流动内流速分布较均匀, 流线相对顺直, 压力脉动幅值最小。在低水头工况, 出水流动形成明显的低速中心区, 有涡带产生; 在高水头工况, 流速变化剧烈, 会生成涡流。因此, 偏离设计工况出水流动内低频压力脉动分量幅值增加。

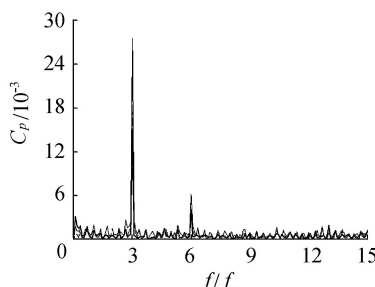
— $0.6H_r$ H_r — $2H_r$



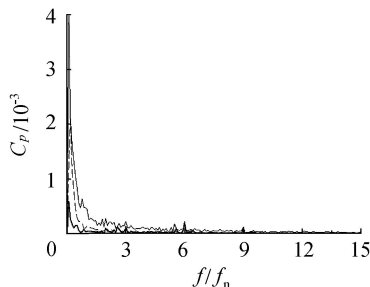
(a) 测点 P2



(b) 测点 P3

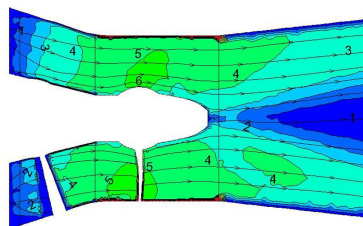


(c) 测点 P6

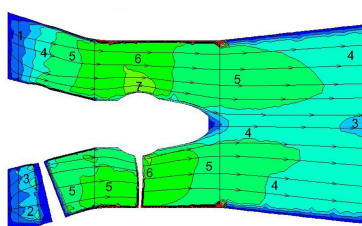


(d) 测点 P9

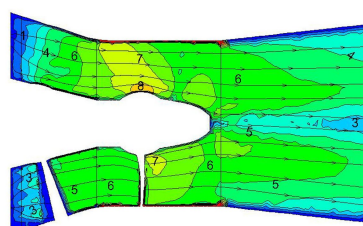
图6 不同水头工况压力脉动频域特性



(a) $0.6H_r$



(b) H_r



(c) $2H_r$

图7 不同水头工况转轮段附近子午截面流线及流速云图(单位: m/s)

3 结 论

- a. 采用 DES 方法进行数值模拟计算,能够获得水轮机流场压力脉动低频信息,可用于机组稳定性分析。
- b. 从整体来看,该潮汐竖井贯流式机组流道内压力脉动均含有转频分量,距离转轮越近转频分量幅值越大;管型座和泄水锥的尾流会引起微弱的低频压力脉动。
- c. 转轮段压力脉动较强,振幅随水头的增加而增大,沿半径方向随着半径的增大而增大,频率以 3 倍和 6 倍的转频为主;导叶进水侧和出水流道压力脉动较弱,低频分量较显著;水头变化对导叶进水侧压力脉动影响很小;出水流道在设计工况下流态最好,压力脉动最小。

参考文献:

[1] 田锋社. 水轮机压力脉动测试的分析与探讨[J]. 水利水电科技进展, 2006, 26 (2) : 37-39. (TIAN Fengshe. Study on pressure fluctuation test of water turbine [J]. Advances in Science and Technology of Water Resources, 2006, 26 (2) : 37-39. (in Chinese))

[2] 张飞,高忠信,潘罗平,等. 混流式水轮机部分负荷下尾水管压力脉动试验研究[J]. 水利学报, 2011, 42 (10) : 1234-1238. (ZHANG Fei, GAO Zhongxin, PAN Luoping, et al. Study on pressure fluctuation in Francis turbine draft during partial load [J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2011, 42 (10) : 1234-1238. (in Chinese))

[3] 郑源,刘君,周大庆,等. 大型轴流泵装置模型试验的压力脉动[J]. 排灌机械工程学报, 2010, 28 (1) : 51-55. (ZHENG Yuan, LIU Jun, ZHOU Daqing, et al. Pressure pulsation of model test in large-size axial-flow pump [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2010, 28 (1) : 51-55. (in Chinese))

[4] 吴磊,潘华辰. 潮汐电站贯流式水轮机的流场数值模拟[J]. 机电工程, 2010, 27 (10) : 21-24. (WU Lei, PAN Huachen. Simulation of flow fields in a hydroturbine used for tidal hydropower stations [J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2010, 27 (10) : 21-24. (in Chinese))

[5] 施卫东,邹萍萍,张德胜,等. 高比转速斜流泵内部非定常压力脉动特性[J]. 农业工程学报, 2011, 27 (4) : 147-152. (SHI Weidong, ZOU Pingping, ZHANG Desheng, et al. Unsteady flow pressure fluctuation of high-specific-speed mixed-flow pump [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2011, 27 (4) : 147-152. (in Chinese))

[6] 朱荣生,燕浩,付强,等. 贯流泵内部压力脉动特性的数值计算[J]. 水力发电学报, 2012, 31 (1) : 220-225.

(ZHU Rongsheng, YAN Hao, FU Qiang, et al. Numerical calculation of characteristics of tubular pump internal pressure pulsation [J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2012, 31 (1) : 220-225. (in Chinese))

[7] 李辰光,王福军,许建中,等. 两级双吸离心泵压力脉动特性[J]. 农业机械学报, 2011, 42 (7) : 41-49. (LI Chenguang, WANG Fujun, XIU Jianzhong, et al. Pressure fluctuation of a two-stage double-suction centrifugal pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42 (7) : 41-49. (in Chinese))

[8] 张宇宁,刘树红,吴玉林. 混流式水轮机压力脉动精细模拟和分析[J]. 水力发电学报, 2009, 28 (1) : 183-186. (ZHANG Yuning, LIU Shuhong, WU Yulin. Detailed simulation and analysis of pressure fluctuation in Francis turbine [J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2009, 28 (1) : 183-186. (in Chinese))

[9] SPENCE R, AMARAL-TEIXEIRA J. Investigation into pressure pulsations in a centrifugal pump using numerical methods supported by industrial tests [J]. Computers and Fluids, 2008, 37 (6) : 690-704.

[10] 邵杰,吴瑜,吴玉林. 半开式离心泵叶轮内部流场的 DES 模拟[J]. 水力发电学报, 2011, 30 (4) : 187-190. (SHAO Jie, WU Yu, WU Yulin. Internal flow numerical simulation of a semi-open centrifugal pump impeller using a DES model [J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2011, 30 (4) : 187-190. (in Chinese))

[11] SPALART P R, ALLMARAS S R. One-equation turbulence model for aerodynamic flows [J]. Recherche Aerospaciale, 1994 (1) : 5-21.

[12] 王惠民,赵振兴. 工程流体力学 [M]. 南京:河海大学出版社, 2005 : 56-60.

(收稿日期:2012 - 07 - 09 编辑:骆超)

· 简讯 ·

第 4 届全国岩土与工程学术大会将在杭州召开

由中国岩石力学与工程学会、中国建筑学会工程勘察分会等主办,中国水电顾问集团华东勘测设计研究院、浙江大学建筑工程学院等承办的第 4 届全国岩土与工程学术大会将于 2013 年 11 月在浙江杭州召开。会议主要议题有:岩土的基本性质与本构关系;岩土工程数值分析与仿真;边坡、基坑与地下工程典型案例;岩土力学实验研究方法;软土地基处理的新概念、新技术、新工艺;复杂地质条件下施工安全和工程稳定问题;岩土工程的加固与防护新理念、新方法、新技术;重大地质灾害形成机理预警与防治;环境友好的岩土工程技术;岩土文物的勘察与保护技术;岩土与工程技术应用的新领域;岩土工程风险评价与管理等。

(本刊编辑部供稿)