

文章编号: 1671-6612 (2026) 03-372-09

地下水电站发电机层 全年不同季节热环境模拟分析

罗新科¹ 谢方祥² 余 涛¹

(1. 西南交通大学机械工程学院 成都 610031;

2. 长江勘测规划设计研究有限责任公司 武汉 430010)

【摘 要】 地下水电站发电机层全年不同季节的热环境状况对于保障人员健康、提高设备运行效率具有重要意义。以某水电站发电机层为研究对象, 对其拱顶送风下部出风气流组织方式在夏季、过渡季、冬季设计工况下的热环境分别进行了数值模拟。结果表明, 夏季、冬季设计工况的热环境整体满足规范要求, 过渡季大部分工作区超过 28℃, 不符合设计要求, 冬季人员工作区局部区域速度超过 0.8m/s; 发电机层机组集中区域空气温度比靠近交通洞安装场区域普遍高 1~3℃, 且散热设备周围空气速度普遍较高; 在全年不同季节的人员工作区, 夏季工况温度均匀性最佳, 冬季工况速度均匀性整体最佳。

【关键词】 地下水电站; 发电机层; 热环境; 气流组织; 数值模拟

中图分类号 TU96+2 文献标志码 A

Simulation and Analysis of Thermal Environment in Different Seasons Throughout the Year in the Generator Hall of Underground Hydropower Stations

Luo Xinke¹ Xie Fangxiang² Yu Tao¹

(1. School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu, 610031;

2. Changjiang Survey Planning Design and Research Co., Ltd, Wuhan, 430010)

【Abstract】 In the generator hall of underground hydropower stations, the thermal environment conditions across different seasons throughout the year are of great significance for ensuring personnel health and improving equipment operational efficiency. This study takes the generator hall of a certain hydropower station as the research object, and conducts numerical simulations on the thermal environment under the design conditions of summer, transition season, and winter for the air distribution mode of roof air supply and lower exhaust air. The results show that the overall thermal environment under the design conditions of summer and winter meets the specification requirements, while most of the occupied zone in the transition season exceed 28℃, failing to meet the design requirements, and the air velocity in some local areas of the occupied zone in winter exceeds 0.8 m/s. The air temperature in the centralized area of the generator units on the generator hall is generally 1~3℃ higher than that in the area near the installation site of the traffic tunnel, and the air velocity around the heat-dissipating equipment is generally higher. In addition, within the scope of the occupied zone in different seasons throughout the year, the temperature uniformity in the summer operating condition is the best, and the velocity uniformity in the winter operating condition is overall the best.

【Keywords】 Underground hydropower station; Generator hall; Thermal environment; Air distribution; Numerical simulation

作者简介: 罗新科 (2001.06-), 男, 在读硕士研究生, E-mail: Xinke_L@163.com

通讯作者: 余 涛 (1987.08-), 男, 博士, 副教授, E-mail: yutao073@swjtu.edu.cn

收稿日期: 2025-12-01

0 引言

水电作为一种清洁、可再生的能源,在全球能源结构中占据着重要地位^[1,2]。地下水电站便是水电开发的重要形式之一。然而,水电站地下厂房的发电机层作为机组运行与人员作业的核心区域^[3],其热环境直接影响发电设备性能及人员舒适性^[4,5]。此外,由于季节性气候变化的影响,全年不同季节的送风参数、通风需求存在显著差异,这对热环境在全年不同季节的调控提出了更高要求。因此,对地下水电站发电机层全年不同季节的热环境进行研究分析具有重要意义。目前,国内外学者针对水电站地下厂房热湿环境进行了大量研究,现有研究多聚焦于地下厂房热湿环境实测效果评估^[6-8]及气流组织设计优化^[9-12]等方面。在热湿环境实测效果评估方面,由于现场实测的局限性,难以全面反映测试区域的热湿环境情况;在气流组织设计优化方面,学者们主要探讨了单一季节^[13]下不同气流组织形式等对厂房热湿环境的影响,对全年不同季节设计工况下热环境的动态分析相对匮乏。因此,本文以

某地下水电站发电机层为研究对象,采用数值模拟方法,结合部分现场实测数据,对发电机层在全年不同季节设计工况下的热环境进行模拟分析,为进一步优化地下厂房全年热环境控制提供依据。

1 发电机层概况

该水电站位于金沙江下游河段,左右岸地下厂房各布置 6 台混流式水轮发电机组。以该电站左岸厂房发电机层为研究对象,在发电机层,每个机组段包括发电机组、励磁系统盘柜及控制保护盘柜各 1 台。该发电机层长 333m、宽 29.2m、高 25m,顶部两侧为圆角结构。其中,发电机机壳、盖板直径分别为 8m、24.5m。在拱顶有 4 列共 192 个双层百叶风口向发电机层送风,单个风口尺寸为 0.6m×0.6m。地面上每个机组段还布置有往下层级送风的大、小吊物孔及楼梯口,其尺寸分别为 4m×4m、1.2m×1.2m、4m×2.2m。另外,与室外相连的进厂交通洞靠近 1 号机组侧,其截面面积为 71.0m²。发电机层物理模型如图 1 所示。

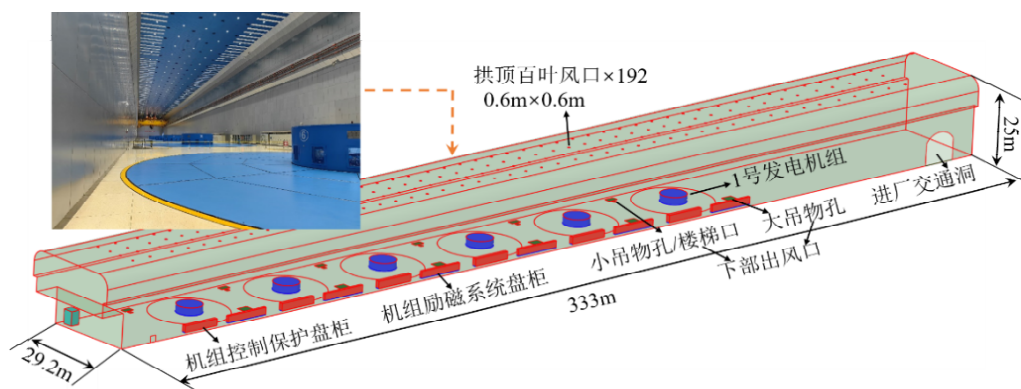


图 1 发电机层物理模型

Fig.1 Physical model of the generator hall

发电机层气流组织形式为拱顶送风、下部吊物孔和楼梯口出风。室外新风先从大坝新风口进入空调机房内的组合式空调机组,单台机组设计送风量为 150000m³/h,共 4 台。风量经组合式空调机组处理后通过送风竖井、静压箱,再从拱顶的风口送入发电机层。为保持发电机层正压,进厂交通洞设计排风量为 20000m³/h。

2 数值模拟

CFD 数值模拟在高大空间气流组织领域中已被广泛成熟的应用^[14],并且受现场测试时设备运行

情况、测点布置、测试周期等因素影响不能全面反映发电机层不同季节及各区域的热环境情况,因此本文对发电机层在全年不同季节设计工况下的热环境进行数值模拟。

2.1 物理模型及网格划分

根据发电机层基本尺寸信息,结合建模过程中的简化思路^[15]:对气流组织流动影响较小的设备及巡检工作人员等均作忽略处理,建立如图 1 所示的发电机层三维物理模型。

本文利用 CFD ICEM 软件对模型进行非结构化网格划分,全局最大尺寸为 0.6m,对流场变化

较大的区域及热源进行局部网格加密处理,该模型总网格数约 1189 万,网格模型如图 2 所示。

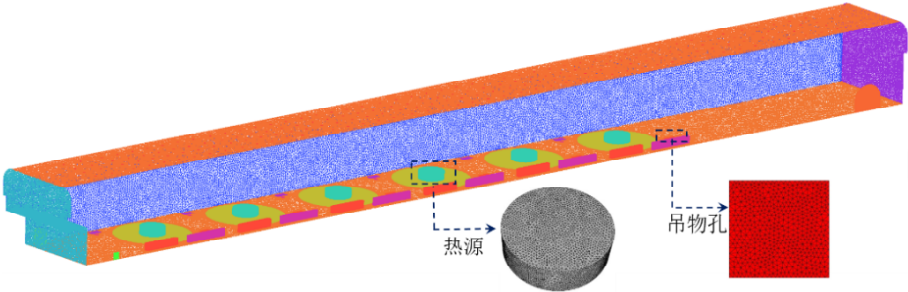


图 2 发电机层网格模型

Fig.2 Grid model of the generator hall

2.2 边界条件

在边界条件中,部分参数为现场实测参数,据此首先对现场测试情况进行简要描述。在测试时,

选取冬、夏季典型空调运行工况下的热环境进行现场测试,具体测试工况如表 1 所示。

表 1 冬夏季测试工况

Table 1 Winter and summer test conditions

工况	冷水机组开启台数	组合式空调机组开启台数	排风机开启台数	发电机运行台数
冬季	0	2	1	4
夏季	2	2	2	6

针对该模型,拱顶风口为速度入口,根据设计风量 600000m³/h 换算得出送风速度为 2.41m/s;进厂交通洞为速度出口,出口速度为 0.078m/s;楼梯口吊物孔为压力出口边界条件。在送风温度方面,夏季空调季送风温度以空调机组设计出口温度 18℃为基础,根据现场监测数据,送风经过竖井后存在一定温升,因此根据送风竖井进出口监测数据,考虑此温升后得出夏季工况送风温度 19.5℃;过渡季以新风口监测所得平均温度 25.2℃为基础,综合考虑空气温升得出过渡季送风温度 26.8℃;同理,冬季以通风室外计算干球温度为依据再考虑温升得出冬季送风温度 13.8℃。

发电机层散热设备表面均为第二类边界条件,热流密度大小根据设备设计散热量换算得出。热量具体来源包括发电机机壳、发电机盖板、励磁柜、控制柜、照明,热流密度分别为 182.6W/m²、83.1W/m²、650.0W/m²、104.1W/m²、16.2W/m²,其中照明散热均匀分布在拱顶表面。

全年不同季节围护结构表面温度与送风温度差异较大,壁面与空气之间对流换热对热环境影响显著。因此,壁面为第一类边界条件且根据实测值进行设定。具体各表面温度如表 2 所示,过渡季壁面取冬夏季相对应的壁面温度平均值。

表 2 围护结构表面温度(单位:℃)

Table 2 Surface temperatures of the building envelope (Unit: ℃)

围护结构表面	夏季工况	冬季工况	过渡季工况
上游侧壁面	25.4	26.2	25.8
下游侧壁面	25.5	26.3	25.9
交通洞侧端头壁面	25.7	24	24.8
6 号机组侧端头壁面	24.2	26	25.1
地面	25.5	25.8	25.6

2.3 基本假设与计算求解

在进行模拟之前,为提高计算的准确性和效率,需做出以下合理假设^[15,16]: (1) 通风系统送入厂房内的空气视为稳定的湍流,且不可压缩;(2) 厂房四周壁面为理想的光滑壁面;(3) 空气密度随温度的变化符合 Boussinesq 假设。基于以上假设,利用 Fluent 对发电机层模型热环境进行仿真,遵循的控制方程包括能量守恒方程、动量守恒方程及质量守恒方程^[11];同时选用 DO 辐射模型考虑各热源辐射产生的影响;选用地下高大空间中广泛使用的 RNG k-ε 湍流模型^[16,17]。

在计算求解方面,用标准壁面函数法处理壁面边界条件,用有限体积法对微分方程进行离散化处理。在离散方程的过程中,用 SIMPLE 算法进行压

力-速度耦合计算, 并对各控制方程采用二阶迎风差分格式进行离散。

2.4 数值模型验证

利用实测数据对数值模型进行验证。以冬、夏季测试工况为例, 测试了发电机层不同位置 4 个断

面的温度、气流速度情况, 断面分别位于 6 号机组后, 4、5 号机组之间, 2、3 号机组之间及 1 号机组之前, 如图 3 所示。对比验证时, 分别将四个断面的实测平均温度、速度与模拟中对应位置断面的平均温度、速度进行对比, 结果如图 4 所示。

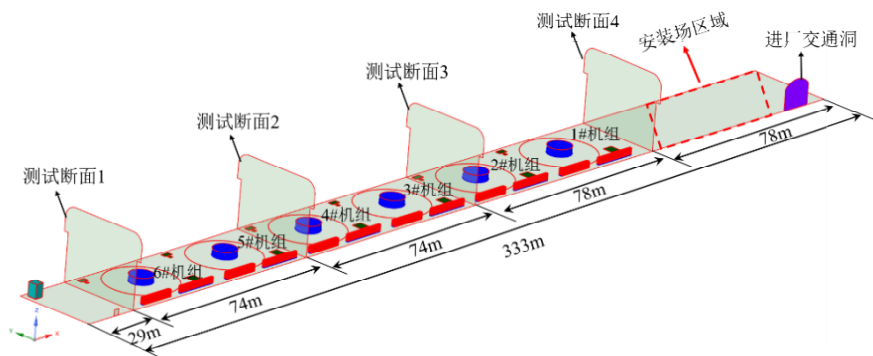


图 3 测试断面及安装场位置示意图

Fig.3 Schematic diagram of test section positions and installation site area

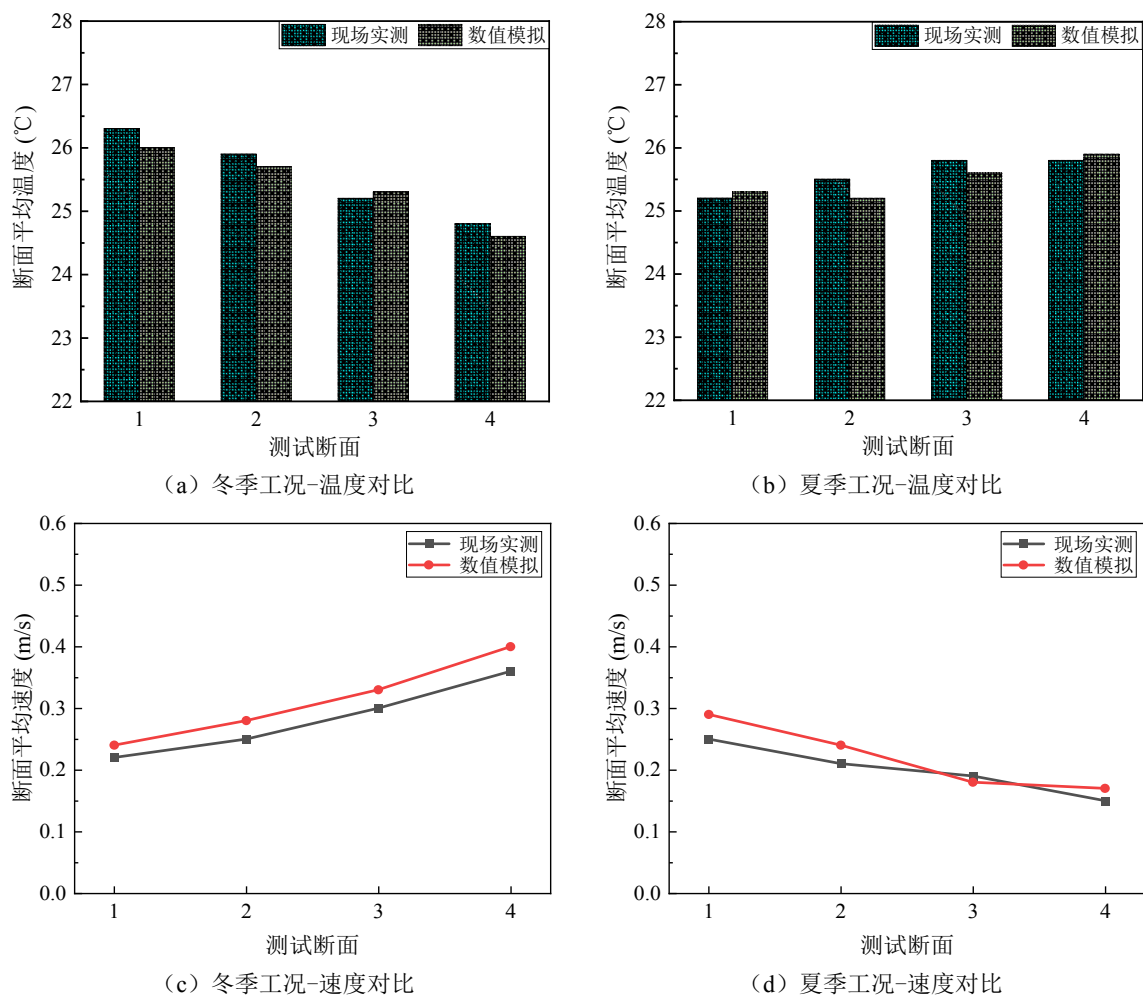


图 4 测试数据与模拟数据对比

Fig.4 Comparison between experimental and simulated data

冬、夏季两个工况各断面实测平均温度与相同断面模拟平均温度整体变化规律相同,且两者之间绝对误差均在 0.3°C 以内,相对误差在 3% 以内;速度方面,各断面变化规律同样相同,实测值与模拟值的绝对误差均在 0.04m/s 以内,相对误差在 15% 以内,数值模型的准确性得到了验证。

3 结果分析

以第 2 部分内容为基础,分别对发电机层夏季、过渡季、冬季设计工况下的热环境进行模拟,对各工况温度场、速度场、温度和速度不均匀系数、能量利用系数等^[16]进行评价分析,获取发电机层全年设计工况下的热环境特性。

3.1 发电机层温度与速度分布

该电站参照所在地区地下厂房设计经验和已建成地下厂房实际运行情况并结合当地条件,该电站发电机层室内设计温度不高于 28°C ;依据《水

力发电厂供暖通风与空气调节设计规范》(NB/T 35040-2014)^[18]要求,对于发电机层工作区的风速要求在 $0.2\sim 0.8\text{m/s}$ 之间。

在分析发电机层温度与速度分布时,选取与四个测试断面位置相同的断面及可直接反应人体主观热感受的成年人站立姿势头部高度范围的 $z=1.7\text{m}$ 高度平面的温度与速度云图进行分析。

(1) 夏季设计工况

如图 5 所示,各区域空气温度均满足设计要求。断面 1~4 位置依次靠近进厂交通洞,平均温度分别为 23.8°C 、 23.4°C 、 23.2°C 、 22.5°C ,受发电设备散热影响逐渐减小,其断面温度逐渐降低。 $z=1.7\text{m}$ 高度平面平均温度为 23.2°C ,1~6 号机组布置相对集中,在靠近进厂交通洞的安装场区域(具体区域示意图见图 3)受热源影响小,温度比机组集中区域低 $1\sim 2^{\circ}\text{C}$ 。

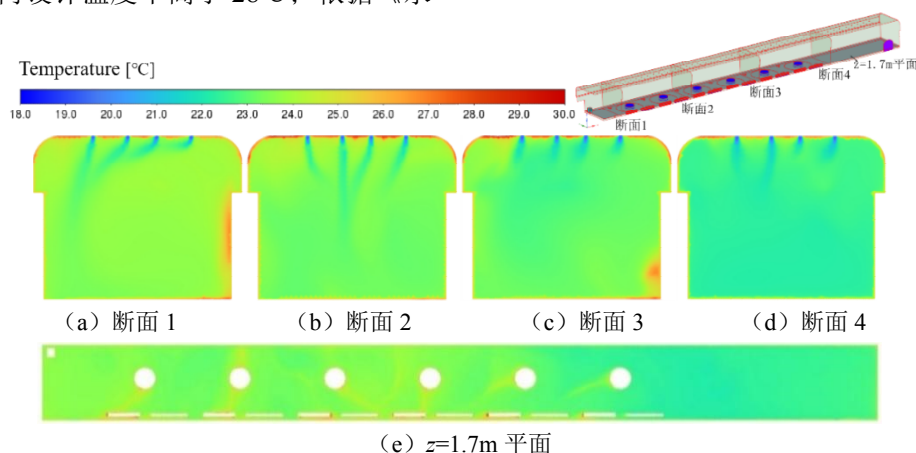
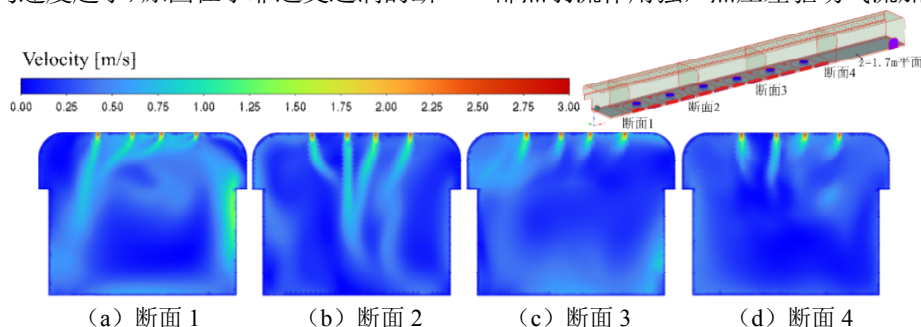


图 5 夏季工况温度云图

Fig.5 Temperature distribution under summer conditions

如图 6 所示,人员工作区空气速度均在 $0.2\sim 0.8\text{m/s}$ 之间,满足规范要求。断面 1~4 平均速度分别为 0.42m/s 、 0.34m/s 、 0.32m/s 、 0.29m/s ,越靠近交通洞断面平均速度越小,原因在于靠近交通洞的断

面受散热设备影响小,热羽流作用相对弱,平面平均速度相对更低。 $z=1.7\text{m}$ 高度平面平均速度为 0.37m/s ,在机组和控制柜附近由于周围空气受热密度降低,局部热羽流作用强,热压差驱动气流加速运动。



(e) $z=1.7\text{m}$ 平面

图 6 夏季工况速度云图

Fig.6 Velocity distribution under summer conditions

(2) 过渡季设计工况

如图 7 所示,断面 1~4 平均温度分别为 28.4°C 、 29.1°C 、 28.5°C 、 27.8°C 。过渡季送风温度较高,壁面温度相对室内空气温度低,壁面对厂内空气起降温冷却作用;断面 1 左侧区域空气与壁面换热面积大,因此断面 1 平均空气温度比断面 2 低。 $z=1.7\text{m}$

高度平面平均温度为 28.1°C ,断面 2 附近空气温度最高,安装场区域受热源影响小,温度比机组集中区域低 $1\sim 3^{\circ}\text{C}$ 。由于过渡季设计送风温度较高,人员工作区大部分区域空气温度大于 28°C ,不满足设计要求。

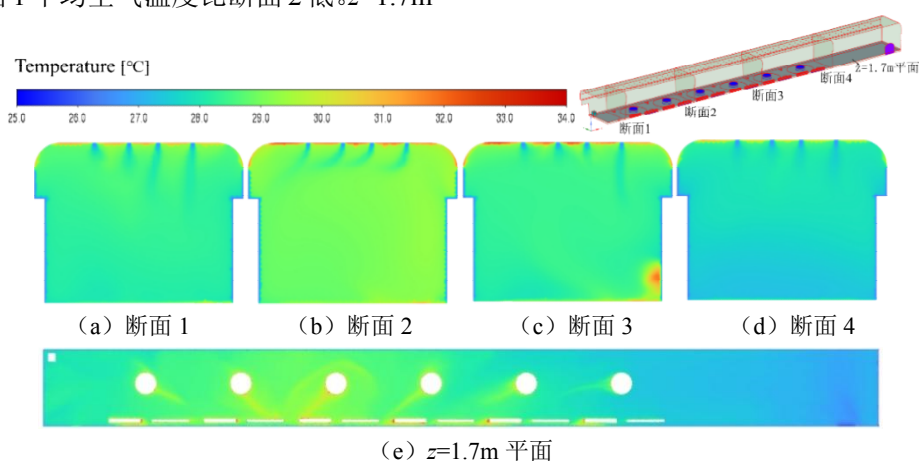


图 7 过渡季工况温度云图

Fig.7 Temperature distribution under transitional season conditions

如图 8 所示,人员工作区空气速度均在 $0.2\sim 0.8\text{m/s}$ 之间,满足规范要求。断面 1~4 平均速度分别为 0.25m/s 、 0.31m/s 、 0.30m/s 、 0.27m/s ,与

夏季工况类似,断面温度较高的平面,平面平均速度大。 $z=1.7\text{m}$ 高度平面平均速度为 0.34m/s ,在机组和控制柜附近局部热羽流作用强,气流速度大。

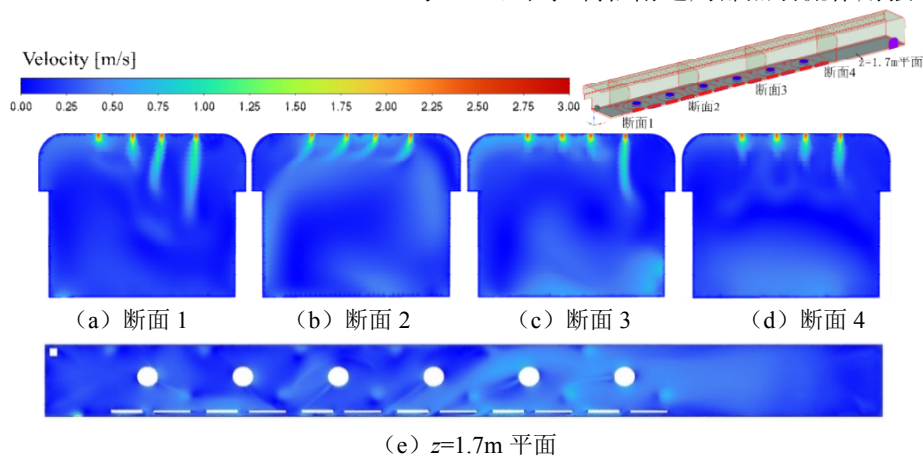


图 8 过渡季工况速度云图

Fig.8 Velocity distribution under transitional season conditions

(3) 冬季设计工况

如图 9 所示,各区域空气温度均满足设计要

求。断面 1~4 平均温度分别为 20.4°C 、 20.3°C 、 19.8°C 、 18.8°C ,同样由于断面位置因素,其断面

温度逐渐降低。 $z=1.7\text{m}$ 高度平面平均温度为 19.7°C ，1~6 号机组布置相对集中，在安装场区域

受热源影响小，温度比机组集中区域低 $1\sim 2^\circ\text{C}$ 。

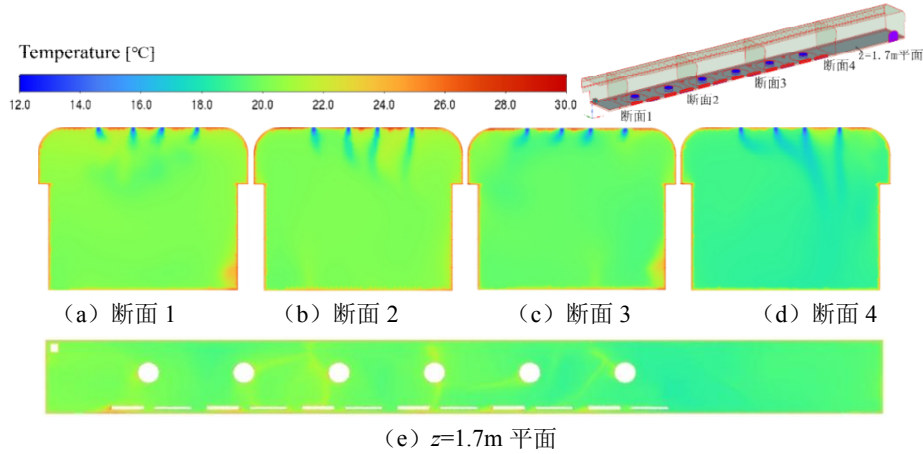


图 9 冬季工况温度云图

Fig.9 Temperature distribution under winter conditions

如图 10 所示，断面 1~4 平均速度分别为 0.46m/s 、 0.33m/s 、 0.35m/s 、 0.38m/s ，断面 1 平均速度较大，人员工作区空气速度接近 0.8m/s 。

$z=1.7\text{m}$ 高度平面平均速度为 0.41m/s ，在机组和控制柜附近速度较大，人员工作区局部区域空气速度超过 0.8m/s ，不符合规范要求。

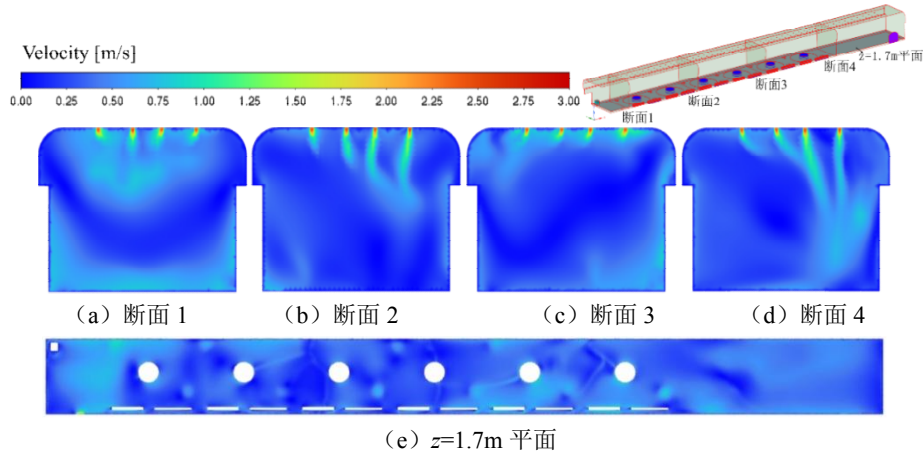


图 10 冬季工况速度云图

Fig.10 Velocity distribution under winter conditions

3.2 温度、速度不均匀系数

温度、速度不均匀系数用于描述工作区温度和速度分布均匀程度的重要参数，它通常用于评估通风系统中气流分布的均匀性。其计算方法是先在工作区取 n 个测点，再根据公式 (1) ~ (4) 进行计算。

$$\sigma_t = \sqrt{\frac{\sum (\bar{t} - t_i)^2}{n}} \quad (1)$$

$$\sigma_u = \sqrt{\frac{\sum (\bar{u} - u_i)^2}{n}} \quad (2)$$

$$k_t = \frac{\sigma_t}{\bar{t}} \quad (3)$$

$$k_u = \frac{\sigma_u}{\bar{u}} \quad (4)$$

式中： σ_t 、 σ_u 为温度、速度均方根偏差； $\bar{t}$ 为工作区测点平均温度， $^\circ\text{C}$ ； $\bar{u}$ 为工作区测点平均速度， m/s ； k_t 、 k_u 为温度、速度不均匀系数。

对此，在距离地面 2m 高度空间的人员工作区内，分别在 0.2m 、 0.5m 、 0.8m 、 1.1m 、 1.4m 、 1.7m 、 2.0m 高度平面取如图 11 所示的 148 个测点，据此计算人员工作区温度、速度不均匀系数，结果如图

(1) 发电机层夏季、冬季设计工况人员工作

区空气温度均满足设计要求,过渡季大部分区域空气温度高于 28℃,不满足要求,冬季设计工况工作区局部区域速度超过 0.8m/s,不满足规范要求;且 1~6 号机组集中区域空气温度普遍比安装场区域高 1~3℃,同时散热设备附近热羽流作用明显,空气速度较大。

(2) 全年不同季节,从 0.2m~2m 高度的人员工作区,温度不均匀系数均逐渐降低,其中夏季设计工况人员工作区温度均匀性最佳,速度均匀性方面冬季设计工况整体最佳。

(3) 全年不同季节,发电机层拱顶送风下部出风的气流组织形式能量利用系数均在 1 左右,送入厂房的冷量均较好地吸收了室内的余热。

参考文献:

- [1] Zhang X, Jiang Q, Khattak I S, et al. Achieving sustainability and energy efficiency goals: Assessing the impact of hydroelectric and renewable electricity generation on carbon dioxide emission in China[J]. *Energy Policy*, 2021,155:112332.
- [2] 中华人民共和国水利部.2024 中国水利发展报告[M]. 北京:中国水利水电出版社,2024.
- [3] 张思璐.地下主厂房发电机层声环境治理措施的探讨[J].*水电站设计*,2025,41(1):97-100.
- [4] Jin H, Zhang Z, Mao R, et al. Experimental study on the optimization of thermal environment and airflow organization in a ventilated underground refuge chamber using deflectors[J]. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2025,69:106023.
- [5] 黄河锦,秦福兴,王命福,等.某大型水电站地下厂房通风空调系统设计[J].*四川水力发电*,2023,42(S1):115-119.
- [6] 陈极,罗禄堂,张文波,等.某水电站地下厂房热湿环境测试与分析[J].*制冷与空调*,2024,38(5):649-654,714.
- [7] Liu Y, Wang S, Deng Y, et al. Numerical simulation and experimental study on ventilation system for powerhouses of deep underground hydropower stations[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016,105:151-158.
- [8] 丁嘉奇.水电站地下厂房热湿环境分布规律模拟与节能优化研究[D].武汉:华中科技大学,2023.
- [9] Li J, Li A, Zhang C, et al. Analysis and optimization of air distribution and ventilation performance in a generator hall using an innovative attached air supply mode[J]. *Building and Environment*, 2022,216:108993.
- [10] Ren T, Li M, He L, et al. Numerical Study of Air Distribution and Thermal Environment in Attached Ventilation Mode in the Generator Layer of a Hydropower Station[J]. *Buildings*, 2024,14(4).
- [11] 向正林,沈玉妹,肖益民.大万山岛海水抽水蓄电站主厂房气流组织 CFD 数值模拟分析[J].*制冷与空调*,2021,35(4):474-482.
- [12] 龚胜强,刘勇,谢东,等.某大型地下水电站厂房通风空调系统气流组织数值模拟分析[J].*暖通空调*,2017,47(11):112-117.
- [13] 张博悦.基于多目标优化理论的抽水蓄能电站地下厂房气流组织设计研究[D].天津:天津大学,2020.
- [14] Diego I, Torno S, Toraño J, et al. A practical use of CFD for ventilation of underground works[J]. *Tunnelling and Underground Space Technology incorporating Trenchless Technology Research*, 2010,26(1):189-200.
- [15] 边之豪.基于 CFD 的水电站地下厂房通风系统多场数值模拟及节能优化研究[D].武汉:华中科技大学,2022.
- [16] 潘冬梅,徐象国,王怡琳,等.高大空间气流组织模拟-文献综述[J].*暖通空调*,2018,48(1):131-138.
- [17] 谢东.地下水电站厂房气流组织 CFD 数值模拟方法研究[D].重庆:重庆大学,2015.
- [18] NB/T 35040-2014,水力发电厂供暖通风与空气调节设计规范[S].北京:中国电力出版社,2014.