

文章编号: 1671-6612 (2024) 01-010-12

某水电站尾调室 高湿环境散湿量分析和半经验预测方法

周益¹ 李娜² 侯春尧¹ 盛卿² 高祥骥²

(1. 中国长江电力股份有限公司溪洛渡水力发电厂 永善 657300;

2. 中国矿业大学力学与土木工程学院 徐州 221116)

【摘要】 地下水电站尾调室内环境常年高湿, 对尾调室合理除湿, 保障室内人员和机组设备的安全成为亟待解决的关键问题。其中, 尾调室内散湿量的分析和预测是开展除湿工作必不可少的一步。基于实测数据、理论推导和数值分析, 总结了某水电站尾调室各项空气参数的变化规律, 计算对比了短期测试和长期测试的散湿量, 确定了高湿环境下大空间对流传质系数(以空气含湿量差为基准)的影响因素, 建立了某水电站尾调室的散湿量预测模型。结果显示: 11月底至次年1月, 在入口风速较低的情况下, 入口空气温度与围岩换热至出口时上升1.5~2.2℃, 入口低湿度空气至出口时接近饱和状态; 尾调室内的散湿量是动态变化过程, 在11月底处于峰值28~32g/(m²·h), 至次年1月不断下降至7~10g/(m²·h); 将对流传质系数视为风速和含湿量差的双因素函数具有较高的相关性, 并给出了拟合计算式。

【关键词】 地下空间; 高湿环境; 散湿量; 对流传质系数

中图分类号 TU962 文献标志码 A

Analysis and Semiempirical Prediction Method of Moisture Dissipation in High Humidity Environment of a Hydropower Station's Tailrace Surge Tank

Zhou Yi¹ Li Na² Hou Chunyao¹ Sheng Qing² Gao Xiangkui²

(1. Xiluodu Hydropower Plant of China Yangtze Power Co., Ltd, Yongshan, 657300;

2. China University of Mining and Technology, Xuzhou, 221116)

【Abstract】 The indoor environment of the tailrace surge tank of underground hydropower station is constantly high in humidity. Reasonable dehumidification of the tailrace surge tank and ensuring the safety of indoor personnel and unit equipment have become key issues that need to be urgently addressed. Among them, the analysis and prediction of indoor moisture dissipation in the tailrace surge tank is an essential step in carrying out dehumidification work. Based on measured data, theoretical derivation, and numerical analysis, this article summarizes the variation patterns of various air parameters in the tailrace surge tank of a hydropower station, calculates and compares the moisture dissipation from short-term and long-term tests, determines the influencing factors of convective mass transfer coefficient (based on the difference in air moisture content) in large space in high humidity environments, and establishes a moisture dissipation prediction model for the tailrace surge tank of a hydropower station. The results show that from the end of November to January of the following year, under the condition of low inlet wind speed, the inlet air temperature

基金项目: 长江电力股份有限公司(项目编号: 4123020015, 合同编号: Z412302002); 国家自然科学基金(编号 51908080)

作者简介: 周益(1987.11-), 硕士研究生, 高级工程师, E-mail: 719398225@qq.com

通讯作者: 高祥骥(1990.01-), 博士研究生, 副教授, 硕士生导师, E-mail: 6229@cumt.edu.cn

收稿日期: 2023-09-27

rises by 1.5~2.2°C to the outlet after heat exchange with the surrounding rock. The inlet low humidity air is close to saturation when it reaches the outlet. The moisture dispersion in the tailrace surge tank is a dynamic change process, which peaks at 28~32g/(m²·h) at the end of November and drops to 7~10g/(m²·h) in January of the following year. In this paper, it is found that the convective mass transfer coefficient is regarded as a two-factor function of wind speed and moisture content difference, which has a high correlation, and the fitting calculation formula is given.

【Keywords】 underground; high humidity environment; moisture dissipation; convective mass transfer coefficient

0 引言

地下建筑凭借其优越的强度和密闭性、可靠的人防条件以及对生态环境友好等优势,越来越被广泛投入使用到军事和工业用途的地下工程中,地下水电站的兴起便是其中一个体现^[1]。尾调室,即尾水长廊式调压室,作为水电站的重要组成部分,可以调节出水流量、水位、水压和水质,减缓尾水管道过长且水锤压力较大现象,保证水电站的稳定运行和发电效率^[2,3]。然而地下水电站的尾调室内,由于其半封闭特征、敞开的尾水面散湿以及尾水飞溅不断冲击岩壁,使得室内长期处于高湿状态,起雾和冷凝现象严重,对工作人员的身体素质和心理健康来说都将是个巨大的挑战^[4,5]。而且,高湿环境下机组设备和电气闸门锈蚀老化的风险加大,若设备出现突发性故障,水电站的运行以及工作人员的生命安全都将受到威胁^[6],所以对尾调室除湿尤为重要。

若要降低尾调室的湿度,首先要对尾调室的散湿量进行分析,因此快速准确地预测散湿量就成为了尾调室除湿过程中的一大关键问题。已经有部分学者针对地下洞室群热湿环境以及内部高湿问题展开了研究。地下建筑中,围护结构壁面散湿、人体散湿、自由液面散湿、人为散湿以及外部空气带入湿量是目前国内外主流观点认同的五种主要散湿形式^[7,8]。钟雪雪等^[9]基于热湿传递原理确定地下工程全年热湿负荷时,直接取 1~2g/(m²·h)作为散湿量一般规范取值计算了围护结构散湿量,又根据试验测定,按 30~40g/(h·人)计算了人员 24 小时在地下工程内生活、工作时的人体散湿量。Yuan 等^[10]选定无人居住的半地下空间为研究对象,忽略人类活动带来的湿负荷,测量了该建筑的全年室内温湿度,通过对比实测数据验证了基于所开发的湿热预测模型的计算结果,定量分析了地面及围护结构内表面的水分会对地下空间湿热环境产生显著影响。Krstulovich 等^[11]在对某水电站的调研中提出混凝

土传湿、沟渠水蒸发以及喷雾洒水等是地下工程湿负荷重要的组成部分,并给出了每部分分别为 2.27kg/h、77.11kg/h 以及 31.75kg/h 的散湿指标。

由于地下空间散湿过程复杂,确定散湿量的计算方法始终是一个研究热点,而其中最关键的问题是湿扩散系数的选取。Wang 等^[12]联立空气与围岩壁面、空气与尾水表面的湿传递关系式,根据质量守恒定律建立地下水电站尾调室内空气的湿平衡方程,通过对流传质系数看作是气流速度的单因素函数由实测数据线性拟合出对流传质系数的计算式,给出了一种地下水电站尾调室内湿负荷的计算方法,但是对于室内空气分布和散湿条件都较复杂的情况此方法并不适用。刘希臣等^[13]考虑到空气在风道内的传热与传湿相互耦合以及析湿过程的非稳定性,忽略壁面析湿量,建立了气流与风道的热湿交换控制方程组,引入空气状态参数方程组求解得到了反映空气温、湿度变化的关系式,分析计算出了不同风道深度、不同时刻的空气析湿量。Su^[14]和 Liu^[15]等通过分析深埋地下隧道内空气与围岩之间的传热传湿过程,各自建立了相应建筑空间内空气温度和湿度的预测模型。Yu^[16]等基于传热传质理论建立并验证了空气与水面、空气与隧道壁面之间的热湿传递简化模型,确定对流传质系数时除了直接采用无量纲准则计算式,还采用了文献[17]中与空气和水的相对速度有关的的对流传质系数计算式。Gao 等^[18]分析相变板表面的传热传湿时也是基于热湿传递之间相互耦合相互影响的关系,由边界层传热传质动量守恒方程及能量守恒方程推导出了对流传质系数的无量纲准则关系式;在研究地下工程内部空间的热湿传递时^[12,19,20],该作者同样考虑热湿耦合,由刘易斯关系式通过传热系数简单确定对流传质系数。同时,这些模型大多适用于平面水-空气换湿,不适用于具有冲击散湿等复杂散湿情况的场景。Wang 等^[21]采用实验方法,并基于刘易斯关系式得到了尾调室内散湿量的半经

验计算式,但未从理论分析出发考虑大空间高湿环境对流动热质交换过程以及湿扩散系数的影响,将传质系数简单视为风速的函数。而基于文献[18]可知,高湿环境对传热和传质系数的影响是显著的,现有研究中并未考虑这一因素的影响。

地下建筑多为大空间设计,且许多场景散湿过程复杂,难以采用指标法或依靠刘易斯公式进行简单散湿量估算。为了解决该问题,本文提出了考虑高湿环境影响的基于实测和理论推导的半经验散湿量预测方法。首先采用实测方法测定了地下水电站尾调室内的壁面温度、空气温湿度、风速等环境参数,计算了基于实测结果的散湿量,综合考虑大空间内存在的强迫对流和自然对流,根据对流传热传质方程推导出了质传递系数的影响因素,结合实测数据进行分析 and 拟合,得到了地下水电站尾调室散湿量的半经验预测计算式,为具有复杂散湿工况的地下空间除湿系统设计提供基础理论和实测参考。

1 现场测试和数据分析

1.1 热湿环境实测

1.1.1 某水电站尾调室概况

某水电站尾水调压室形状为长拱形,长 317m,宽 26.5m,高约 50m。尾调室及周边连接通道简图如图 1 所示,尾调室三维模型图如图 2 所示,排水廊道与尾调室之间由 1、2、3 号支洞连通,支洞宽 3m,拱顶高 3.5m。尾调室交通洞通向室外,尾调室交通洞是尾水调压室的主要交通和进风通道。

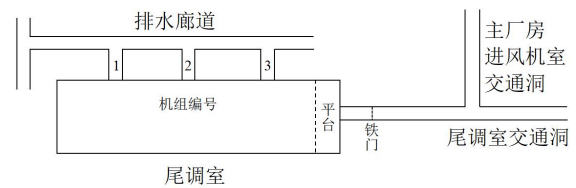


图 1 尾调室及周边连接通道简图

Fig.1 Schematic diagram of the tailrace surge tank and its surrounding connecting channels

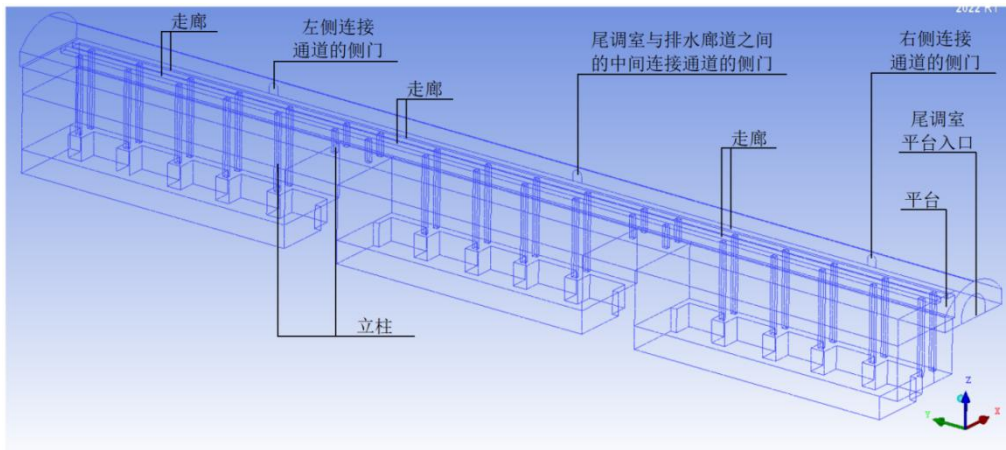


图 2 尾调室三维模型图

Fig.2 3D model diagram of the tailrace surge tank

通过现场测试了解到由于常年与水体密切接触,尾调室内长期湿度过高,不采取除湿措施的情况下,岩壁和护栏等部位“滴水”现象严重;室内雾气弥漫更是常态,且沿尾调室进深方向愈加严重,能见度极低,如图 3 所示。高湿度环境下,室内设备、管道、墙壁等表面的凝结水不仅会导致设备腐蚀,而且可能滋生霉菌,长期在该环境中作业不利于工作人员的身心健康,尾调室内机组设备的安全运行也得不到保障。

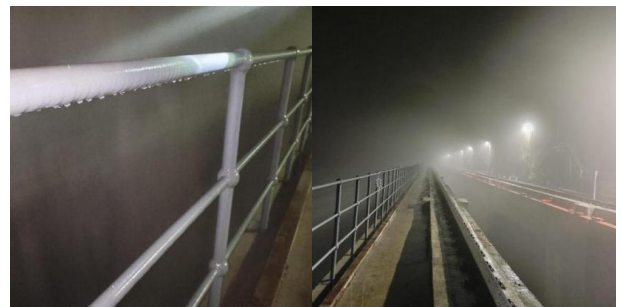


图 3 尾调室内环境现场实拍图

Fig.3 Realistic scene of indoor environment in the tailrace surge tank

1.1.2 测试方案

为了解尾调室及其周边的实际热湿情况, 测试组于 2022 年 11 月底至 2023 年 1 月开展了本次测试, 为尾调室散湿量的分析和预测提供数据依据。主要测试对象为尾水调压室及其相邻空间(尾调室交通洞近尾调室段, 以及尾调室与排水廊道的 3 条连接通道)。

(1) 测试内容

此次对尾调室的热湿环境进行的实测分为长期测试和短期测试两部分: 长期测试可以提供较为准确和全面的数据, 能够反映出尾调室温湿度的长期变化和周期性变化趋势, 通过在尾调室及其相邻空间的测点上布置安装温湿度自记仪, 可以对该测点的空气温度和湿度实现连续、自动地监测和记录; 短期测试可以快速获取环境参数, 尤其是风速和风向数据, 难以采用长期测试方法获取, 并且能及时检查设备运行状态, 发现异常情况, 短期测试采用仪器自动检测与人工读数相结合的方式对尾水调压室及其相邻空间的风流温湿度、风速、风向和壁面温度等环境参数的获取。此外, 人工测试还可以结合工作人员的感受和反馈, 更全面

地了解工作环境的实际情况。短期测试和长期测试结果相互补充, 可以提供更全面、准确的数据和信息, 最终提高对尾调室散湿量预测的精准度。

(2) 测点布置

根据尾调室的构造特点, 此次测试的长期测点布置如图 4 所示。尾调室入口位于尾调室交通洞近尾调室段, 路面宽敞, 空气流动较为均匀, 分别在尾调室入口大门左右两侧布置 1、2 号测点, 高度为 2m, 距两侧壁各 2m; 尾调室内供人员通过的廊道较窄, 从入口平台处至尾调室最深处分别相隔 45m、90m、60m、60m 在廊道围栏上布置 3、4、5、6、7 号测点, 高度为栏杆高度, 距较近端侧壁 9m 左右, 记录廊道上沿程温湿度变化; 排水廊道与尾调室之间的三条连接通道内中间位置处各布置一个测点, 即 8、9、10 号测点, 高度为 1.5m, 距侧壁 1.5m 左右居中布置, 记录尾调室风流出口的温湿度变化。

短期测试中, 人工测点的选取同以上测点保持一致, 测量高度为 1.5~2m。进行壁面温度、空气温湿度、风速及风向的记录时, 测试人员均待测试仪器读数稳定后再读取, 风速的读取为正风向时的读数。

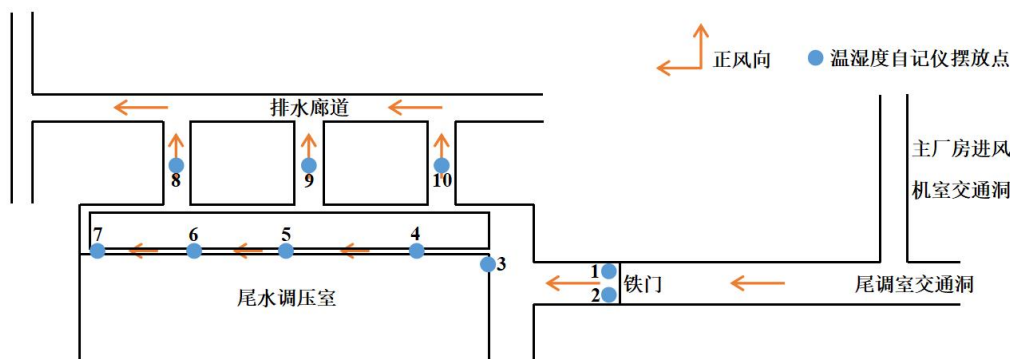


图 4 测点编号及对应位置示意图

Fig.4 Schematic diagram of the corresponding position of the measurement points

1-10 测点编号及对应位置如表 1 所示。

表 1 各断面编号及对应位置表

断面编号	对应位置
1	尾调室入口(沿进深方向右侧)
2	尾调室入口(沿进深方向左侧)
3	尾调室平台上
4	3 号向内 45m
5	4 号向内 90m

续表 1 各断面编号及对应位置表

Table 1 Table of corresponding position of each section

断面编号	对应位置
6	5 号向内 60m
7	尾调室尽头
8	排水廊道 1 号支洞
9	排水廊道 2 号支洞
10	排水廊道 3 号支洞

(3) 测试仪器

本次现场实测中用到的主要仪器详见表 2。

表 2 主要仪器设备表

Table 2 List of main instruments and equipment

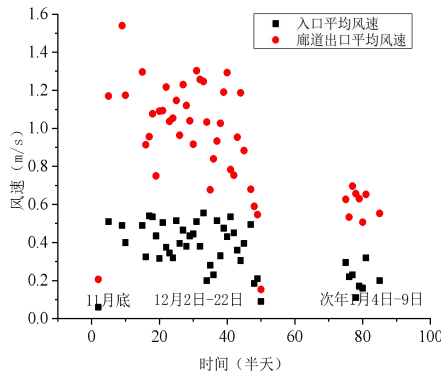
仪器名称	型号规格	数量(台)	性能参数	准确等级	备注
温湿度自动记录仪	Testo 184-H1	12	温度量程: -20~+70℃ 湿度量程: 0~100%RH	精度: 相对湿度±3%RH (2~98%RH); 温度±0.5℃ (-20~+70℃); 分辨率: 0.1%; 0.1℃。	长期测试设备
温湿度测试仪	Testo 440	1	温度量程: -20~70℃ 湿度量程: 0~100%RH	精度: 相对湿度±2.0%RH(5~90%RH); 温度±0.5℃; 分辨率: 0.1%RH; 0.1℃。	短期测试设备
红外测温仪	Testo 835-T1	1	量程: -50~+500℃	精度: ±0.5℃或±0.5%测量值; 分辨率: 0.1℃。	短期测试设备
热线风速计	Testo 405-V1	1	量程: 0~10m/s	精度: ±(0.1m/s+5%测量值); 分辨率: 0.1m/s。	短期测试设备

1.2 测试结果分析和散湿量计算

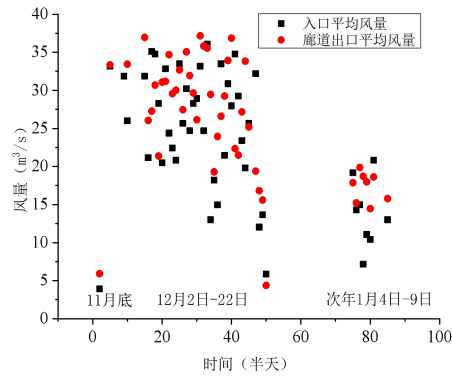
1.2.1 短期测试结果分析

2022 年 11 月底至 2023 年 1 月的测试结果如

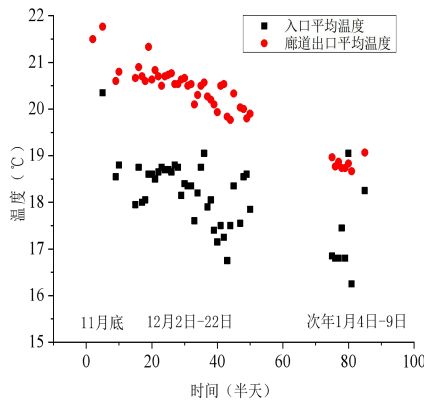
图 5 所示, 由于元旦期间职工休假无法测量, 因此 12 月 23 日至次年 1 月 3 日不在测试时间范围内。



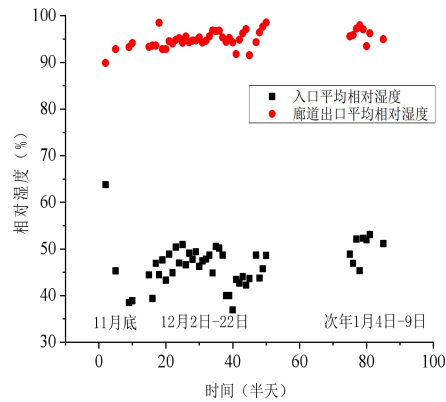
(a) 入口平均风速和廊道出口平均风速



(b) 入口平均风量和廊道出口平均风量



(c) 入口平均温度和廊道出口平均温度



(d) 入口平均相对湿度和廊道出口平均相对湿度

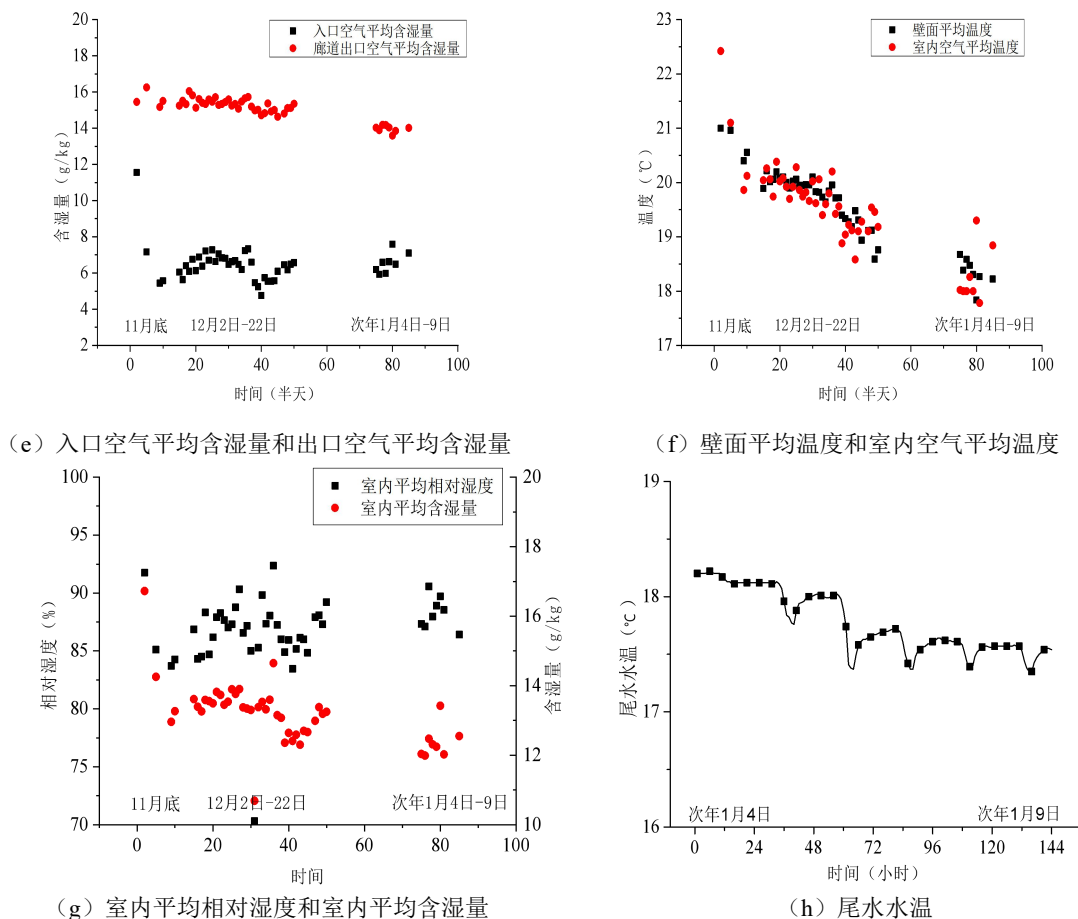


图 5 2022 年 11 月底至 2023 年 1 月的现场参数测试结果

Fig.5 Field test results from the end of November 2022 to January 2023

从图 5 (a) 和 (b) 中可以看出, 尾调室入口平均风速较低, 分布在 0.1~0.6m/s 之间, 由于廊道出口的截面积远远小于尾调室入口, 出口风速较入口风速大, 分布在 0.5~1.6m/s 之间。相较于秋季末期的 11 月, 冬季的次年 1 月气温更低, 空气密度大, 空气更加稳定, 风速相对较低, 所以风速呈下降趋势, 风量从 38m³/s 下降至 15m³/s。随着室外气温的降低, 考虑到空气与壁面之间的对流换热以及辐射换热, 围岩不断加热风流, 使得风流温度沿程上升。图 5 (c) 显示入口平均温度从 18.9℃ 附近降至 16.5℃ 附近, 出口平均温度从 21.5℃ 附近降至 18.5℃ 附近, 出、入口温差在 1.5~2.2℃ 之间。图 5 (d) 和 (e) 显示入口平均相对湿度维持在 55% 以下, 出口平均相对湿度比入口高 50% 左右, 入口空气平均含湿量分布在 7g/kg 左右, 出口空气平均含湿量比入口高 6~8g/kg, 在 13~15g/kg 左右, 空气进入尾调室后, 相对湿度不断上升, 廊道出口平

均相对湿度持续接近饱和, 说明尾调室存在显著的散湿量。图 5 (f) 和 (g) 显示 2022 年 11 月底至次年 1 月初, 尾调室空气温度与壁面温度接近, 温差在 0.1~0.5℃ 之间, 11 月份最高在 21℃ 左右, 随测试进行, 温度逐渐降低至 18℃ 附近; 尾调室平均相对湿度较高且稳定, 分布在 82~92% 之间, 室内平均含湿量分布在 12~14g/kg 左右。图 5 (h) 显示次年 1 月初尾水水温在 18℃ 上下浮动, 与同一时期的壁面温度一致。

从尾调室出、入口及尾调室内的各项空气参数变化趋势可知, 空气进入尾调室后的流速、温度和相对湿度都有所上升, 尾调室内的空气温度与壁面温度接近, 分布在 17~22℃ 之间, 空气平均相对湿度一直保持在较高水平, 于 90% 上下波动。

1.2.2 散湿量的计算

尾调室内的散湿量基于质量守恒原理进行计算, 即:

$$W_{in} + W_s = W_{out} \quad (1)$$

式中, W 为散湿量, kg/h; 下标 in 表示通风带入的湿量, 下标 s 表示尾调室内散湿量, 下标 out 表示通风带走的湿量。

尾调室内散湿量的计算方法为:

$$W_s = W_{out} - W_{in} = \frac{3600\rho Q(d_2 - d_1)}{1000} \quad (2)$$

式中, W 为散湿量, kg/h; ρ 为空气密度, kg/m³; Q 为出、入口测量的平均风量, m³/s; d_1 为尾调室入口含湿量, g/kg; d_2 为尾调室出口含湿量, g/kg。

出、入口平均风量 Q 计算方法为:

$$Q = (S_1 \times v_1 + S_2 \times v_2) / 2 \quad (3)$$

式中, S 为尾调室交通洞拱形断面面积, m²; v 为空气流速, m/s; 下标 1 表示入口处, 下标 2 表示出口处。

根据现场测试的环境参数, 结合式 (2) 可以计算得到某水电站尾调室内的散湿量, 计算结果如图 6 所示。

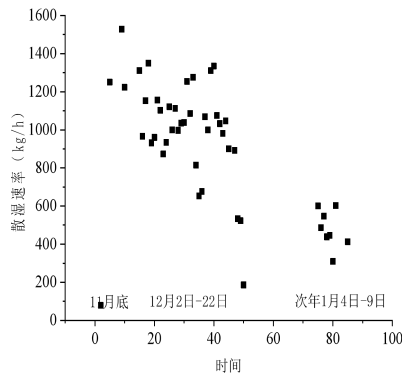


图 6 某水电站尾调室散湿量

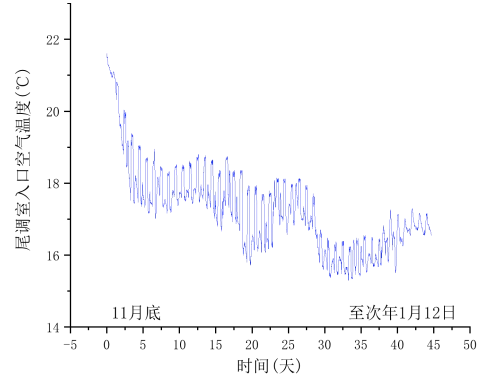
Fig.6 Moisture dissipation in the tailrace surge tank of a certain hydropower station

根据短期测试结果计算得到的室内散湿量变化趋势可知, 某水电站尾调室的散湿量从 11 月底的 1300kg/h 以上逐渐降低到次年 1 月初的 400kg/h 以下。结合图 5 (d) 显示空气进入尾调室时的相对湿度在缓慢升高, 从 35~45%左右上升至 50%以上, 虽然未达到饱和, 但是使得尾调室内的水分扩散程度减弱。又结合图 5 (b) 和 (e) 也可以看出, 风速和出、入口含湿量差都在随着季节的变化而降低, 结合式 (2) 可知尾调室散湿量也会随之下降。

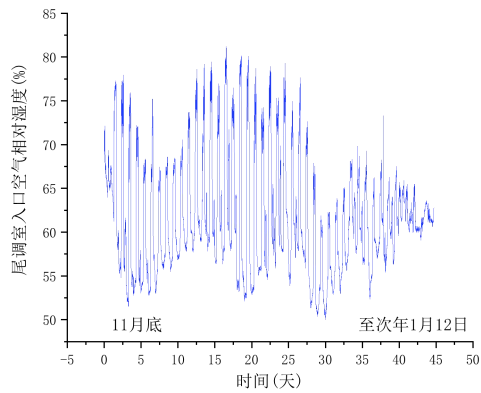
1.2.3 基于长期测试结果的散湿量推算

为了进一步验证短期测试得到的尾调室散湿量的计算结果, 下面将根据长期测试结果进一步推

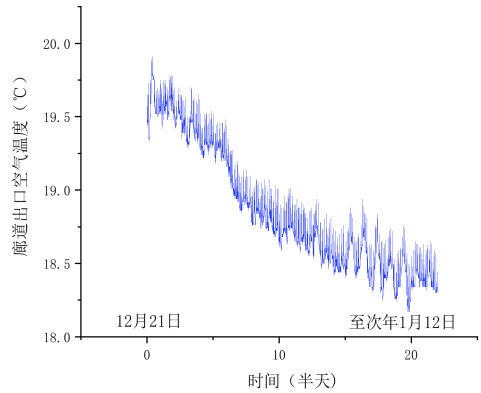
断尾调室内的散湿量, 图 7 给出了尾调室 11 月底至次年 1 月初的空气温湿度变化。



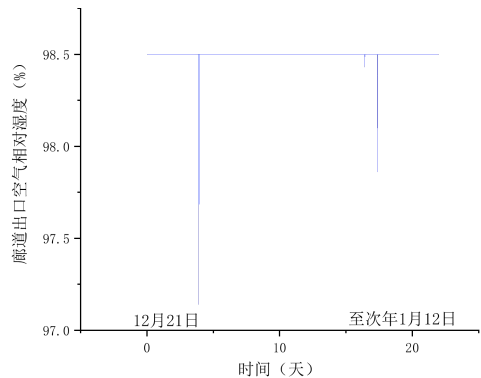
(a) 入口温度



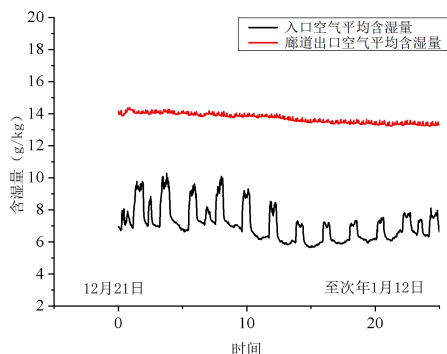
(b) 入口相对湿度



(c) 出口温度



(d) 出口相对湿度



(e) 入口空气平均含湿量和出口空气平均含湿量

注: 由于设备问题, 测试廊道出口空气温度和相对湿度的仪器从 12 月 21 日开始记录数据。

图 7 2022 年 11 月 28 日至 2023 年 1 月 12 日尾调室出入口空气温湿度

Fig.7 Air temperature and humidity at the entrance and exit of the tailrace surge tank from November 28, 2022 to January 12, 2023

图 7 (a) 和 (b) 显示尾调室入口铁门处的空气温度从 11 月份的 21℃ 下降到次年 1 月份的 16℃, 相对湿度在 12 月底有所降低, 1 月份又逐渐上升, 整体持续在 50~80% 之间。图 7 (c) 和 (d) 显示排水廊道出口内的空气温度从 12 月份的 19.6℃ 下降到次年 1 月份的 18.3℃, 相对湿度整体稳定在 98.5%。图 7 (e) 显示入口空气平均含湿量分布在 6~10g/kg 左右, 廊道出口空气平均含湿量明显升高, 分布在 13~15g/kg 左右。长期测试结果中, 尾调室入口空气温度和廊道出口空气温度与短期测试结果较为一致, 出口空气相对湿度略微高于短期测试结果, 均接近饱和状态, 但是入口空气相对湿度明显比短期测试结果高。考虑是因为长期测试是在固定位置进行连续测量, 覆盖不同时间段, 而且长期测试所使用仪器的测量精度和稳定性通常更高, 人工短期测试可能受到测试人员的操作技巧和环境条件变化等的影响, 这些因素都可能使长期测试结果与短期测试结果出现差异。

自然通风引起的尾调室内风流流速由于无法采用长期设备取得, 因此依靠图 5 (a) 人工测试结果进行推算, 得到如图 8 所示的风量变化, 其中的平均风量为同一时期入口风量和出口风量的平均值。由于风速分布接近线性, 为简化计算, 采用线性方式拟合风速变化, 其拟合计算式为:

$$Q = 36.13 - 0.246x \left(\text{m}^3/\text{s} \right) \quad R^2 = 0.59 \quad (4)$$

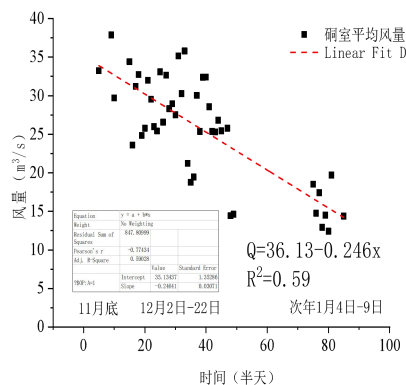


图 8 尾调交通洞通风量拟合

Fig.8 Fitting of ventilation air volume for traffic tunnel in the tailrace surge tank

根据长期测量得到的风量和出入口空气的温湿度参数, 结合式 (2) 可以进一步计算出尾调室的散湿量, 如图 9 所示, 因为长期测试中仪器从 12 月 21 日开始自动记录, 因此散湿量从此日开始计算, 图中圆圈标出的位置对应短期现场实测时间, 由长期测试结果得到的散湿量变化趋势与短期测试接近, 从 12 月底至次年 1 月初, 散湿量不断下降。与图 6 根据现场实测数据得到的散湿量即图 9 中的散点进行对比可以发现, 12 月 21 日—22 日, 短期测试的散湿量在 520~900kg/h 之间, 长期测试的散湿量在 550~1100kg/h 之间; 次年 1 月 4 日—9 日, 短期测试的散湿量在 400~600kg/h 之间, 长期测试的散湿量在 500~700kg/h 之间。长期测试的散湿量计算结果略高于短期测试, 考虑是因为在 12 月 21 日—22 日和次年 1 月 4 日—9 日, 拟合后的风量略高于短期实测时的风量, 最终使长期散湿量计算结果偏大。

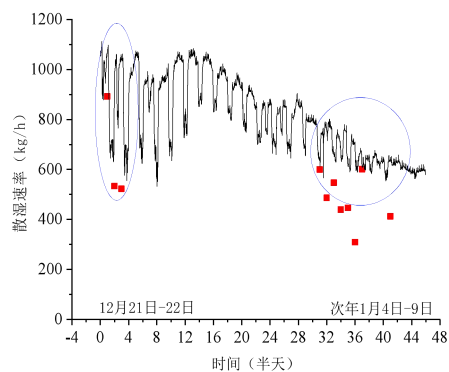


图 9 某水电站尾调室的散湿量

Fig.9 Moisture dissipation in the tailrace surge tank of a certain hydropower station

2 散湿量理论计算方法

散湿量是决定尾调室湿度的重要因素, 基于理论推导散湿量计算公式, 就可以确定尾调室散湿量的影响参数, 为进一步结合实测数据预测不同条件下尾调室的散湿量提供参考。

2.1 湿负荷计算公式

为了得到某水电站尾调室的湿负荷计算公式, 需要根据实测结果对其内部的湿交换过程进行以下简化和假设:

(1) 现场实测数据显示不同高度下尾调室内空气参数差异较小, 因此采用集总参数法对各个断面进行处理, 即认为各断面空气的温湿度等参数均匀一致。

(2) 对比图 5 (f) 尾调室内温度与图 5 (h) 次年 1 月 4 日至 9 日的尾水水温数据, 可知尾水水温和壁面平均温度维持在 18℃ 左右, 因此可将尾水水温和壁面平均温度作接近处理, 考虑到现场实际的复杂性, 将围护结构与尾水面看作一个整体。

在该简化条件下, 在较小的时间段内, 空气在尾调室内的流动换热过程可以按照稳态处理。取 dx 长度的尾调室微元体作为研究对象, 建立空气在尾调室沿程流动的湿传递模型, 过程如下:

空气在尾调室内的总湿交换量:

$$dW = \beta_b^p \cdot (p_{bs} - p_a) U \cdot dx + \beta_w^p \cdot (p_{ws} - p_a) L \cdot dx \quad (5)$$

一般来说, 湿空气的水蒸气分压力较空气压力小, 所以可以把空气的湿蒸气分压力差 Δp 与其含湿量差 Δd 表示为:

$$\Delta d = 0.622 \frac{\Delta p}{B} \quad (6)$$

$$\beta \Delta d = \beta^p \Delta p \quad (7)$$

根据式 (6) 和 (7) 可以将式 (5) 改为用含湿量差为驱动力的形式:

$$dW = \beta_b \cdot (d_{bs} - d_a) U \cdot dx + \beta_w \cdot (d_{ws} - d_a) L \cdot dx \quad (8)$$

根据假设 (2), 将空气与围护结构之间的湿交换过程、空气与尾水面之间的湿交换过程看作是一个整体的过程, 对式 (8) 进行简化:

$$dW = \beta \cdot (d - d_a) L \cdot dx \quad (9)$$

对于整个尾调室长度, 可将式 (9) 进行积分得到空气在尾调室内的总湿交换量:

$$W = \beta \cdot (d - d_a) A \quad (10)$$

式中, W 表示空气在尾调室内的总湿交换速率, kg/h; β 表示以空气含湿量差为驱动力的质传递系数, 后续将简称其为对流传质系数 (同下一节公式推导中的 h_{md}), kg/(m²·s); d 表示尾调室内湿面边界层含湿量, g/kg; d_a 表示尾调室内空气的含湿量, g/kg; A 表示尾调室内湿面的总面积, 即围护结构和尾水面的总面积, m²。

(3) 忽略尾调室内已有设备对于气流参数的影响。

2.2 对流传质系数的影响因素分析

由尾调室内的总湿交换量计算式 (10) 可知确定对流传质系数是计算散湿量的关键, 本节将采用理论方法推导出对流传质系数的影响因素, 并确定对流传质系数的计算方法。因为水电站尾调室空间较大, 整个湿交换过程可包括整体强迫对流和局部自然对流两种流动状态, 不同状态下, 对流传质系数的影响因素也不同。

对流传质与对流传热过程类似, 改换组成对流传热相关准则数的各相应物理量和几何参数, 即可导出对流传质的相关准则数, 根据强迫对流传质方程及其边界条件^[22]:

$$u \frac{\partial d}{\partial x} + v \frac{\partial d}{\partial y} = D \frac{\partial^2 d}{\partial y^2} \quad (11)$$

$$-D \frac{\partial d}{\partial y} = \frac{h_{md}}{\rho} (d_w - d) \quad (12)$$

运用相似性分析, 可以得到如下准则关系式^[23]:

$$(Sc \text{ Re}) \left(u^* \frac{\partial \phi^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial \phi^*}{\partial y^*} \right) = \frac{\partial^2 \phi^*}{\partial y^{*2}} \quad (13)$$

$$\frac{\partial \phi^*}{\partial y^*} = Sh \quad (14)$$

式中, $Sh = \frac{h_{md} \cdot l}{D_i \rho}$, $Re = \frac{ul}{\nu}$, $Sc = \frac{\nu}{D_i}$, 分

别为宣乌特、雷诺和施密特相似准则数; ν 表示流体的运动粘度; D_i 表示物体的扩散系数; h_{md} 表示对流传质系数; l 表示定性尺寸。结合式 (13) 和 (14) 有^[23]:

$$Sh = f(Re, Sc) \quad (15)$$

即^[23]:

$$\frac{h_{md} \cdot l}{D_i \rho} = f\left(\frac{ul}{v}, \frac{v}{D_i}\right) \quad (16)$$

由式 (16) 可知, 在强迫对流工况下, 对流传质系数 h_{md} 是流速的函数。

对高湿环境自然对流工况, 根据边界层动量控制方程:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{g}{\rho}(\rho - \rho_\infty) + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (17)$$

式中, 下标 ∞ 表示环境参数; 右边的第一项是浮力项, 可以看出它受空气密度差影响。

同样地, 由相似性分析得到如下准则关联式:

$$\text{Re}^2 \left(u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y^*} \right) = Gr\Theta^* + Gr_d\phi^* + \text{Re} \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^{*2}} \quad (18)$$

式中, $Gr = \frac{ga_v \Delta t l^3}{\nu^2}$, 为格拉晓夫数, 表示

由温差引起的浮力与粘性力之间的比值, 它的大小

决定了自然对流的重要性; $Gr_d = \frac{ga_d \Delta d l^3}{\nu^2}$ 为自定

义格拉晓夫数相似准则, 表示因湿空气中含湿量差引起的自然对流下的浮力与粘性力之比。

式 (18) 表明自然对流中边界层的流型由 Re 、 Gr 和 Gr_d 决定。结合式 (15) 有:

$$Sh = f(Sc, \text{Re}, Gr, Gr_d) = f(Sc, Gr, Gr_d) \quad (19)$$

即:

$$\frac{h_{md} \cdot l}{D_i \rho} = f\left(\frac{v}{D_i}, \frac{ga_v \Delta t l^3}{\nu^2}, \frac{ga_d \Delta d l^3}{\nu^2}\right) \quad (20)$$

由式 (20) 可知, 在自然对流工况下, 对流传质系数 h_{md} 是温差 Δt 和含湿量差 Δd 的共同函数。

综上, 在自然对流与强迫对流同时存在的大空间场合, 对流传质系数是流速、温差以及含湿量差的共同函数:

$$h_{md} = f(u, \Delta t, \Delta d) \quad (21)$$

3 基于实测通风工况下的散湿量预测模型

如前所述, 式 (21) 表明风速、温度差和含湿量差是影响对流传质系数的主要参数。为了得到散湿量的预测模型, 计算某水电站尾调室不同条件下的散湿量, 对测试得到的对流传质系数进行处理, 通过因素分析筛选出对流传质系数的决定性因素, 并建立它们之间的函数关系。为方便工程计算, 对流传质系数与对应变量的函数关系选择最基础的线性相关。

首先, 以此次实测数据计算得到的各个参数为基础, 以单因素法分别探究对流传质系数与风速、含湿量差和温度差的关系, 拟合结果如图 10 所示。

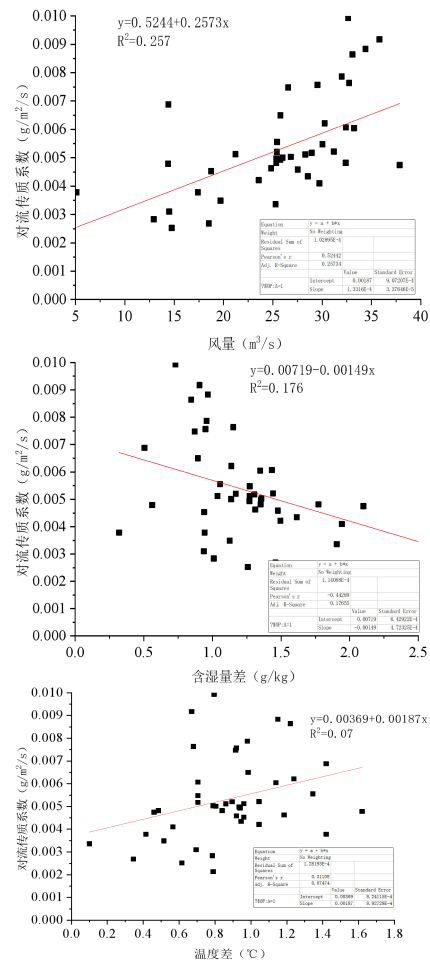


图 10 对流传质系数及相关因素的单因素拟合图

Fig.10 Single factor fitting diagram of factors related to convective mass transfer coefficient

从单因素拟合结果中可以看出, 对流传质系数与风速、含湿量差和温度差的相关性都较低, 相比之下, 与风速的拟合度较高, 但是 R^2 也仅为 0.257, 模型准确性无法满足工程需求。因此下面进行双因

素分析，双因素拟合结果如图 11 所示。

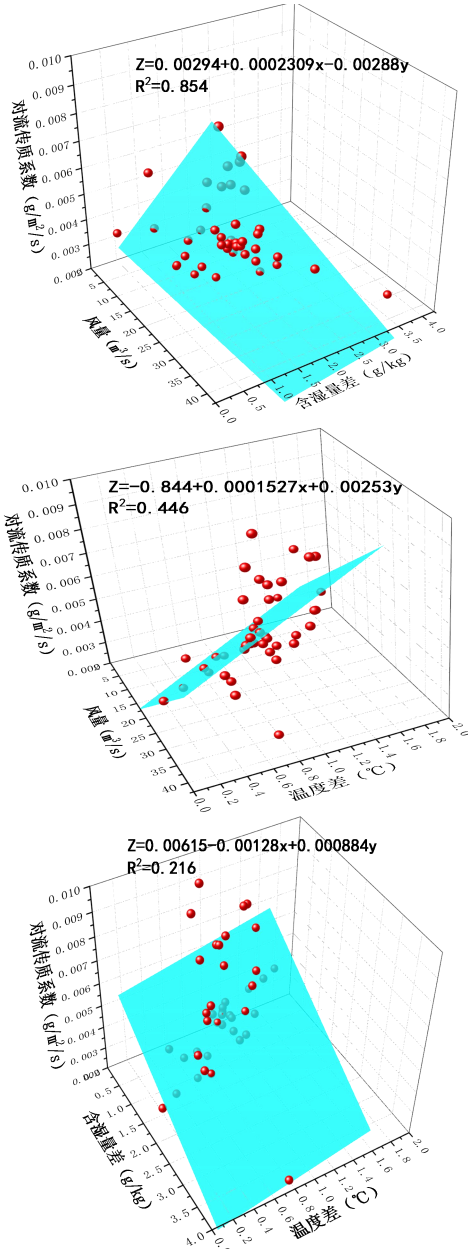


图 11 对流传质系数及相关因素的双因素拟合图

Fig.11 Double factor fitting diagram of factors related to convective mass transfer coefficient

可以看到，将对流传质系数视为风速和含湿量差的双因素函数具有较高的相关性，决定系数 R^2 可达 0.854，因此得到对流传质系数的拟合计算式如下：

$$h_{md} = 0.00294 + 0.000231Q - 0.00288\Delta d \quad (R^2 = 0.854) \quad (22)$$

综合式 (11)，得到某水电站尾调室散湿量的

半经验计算方法为：

$$W = h_{md}(d - d_a)$$

$$A = (0.00294 + 0.000231Q - 0.00288\Delta d)(d - d_a)A \quad (23)$$

式中， Q 表示尾调室出、入口平均风量， m^3/s ； Δd 表示尾调室内湿面边界层与室内空气的含湿量差， g/kg ； d 表示尾调室内湿面边界层含湿量， g/kg ； d_a 表示尾调室内空气的含湿量， g/kg ； A 表示尾调室内湿面的总面积， m^2 。其适用范围为风量 $<40m^3/s$ ，散湿面与室内空气含湿量差 $<4g/kg$ 的大空间高湿环境散湿量计算。

这一半经验拟合计算式表明，对流传质系数主要受风速以及室内含湿量差的影响，而受自然对流中的关键因素温度差的影响较小。考虑是因为地下环境中，经过长隧道通进来的风流温度与室内温度差异非常小，因而该地下空间属于小温差的高湿环境，而风速的改变能快速影响室内温湿度的分布，进而改变室内水汽含量，因此风速是控制室内局部自然对流的最重要因素，其次是含湿量差。

4 结论与展望

通过对某水电站尾调室室内参数测试结果的分析，本文总结了某水电站尾调室各项空气参数的变化规律，计算对比了短期测试和长期测试的散湿量。并根据对流传热传质方程确定了地下大空间高湿环境下对流传质系数的影响因素，由因素分析法拟合出了对流传质系数的半经验计算式，建立了地下工程散湿量的预测方法。主要结论如下：

(1) 11 月底至次年 1 月，水电站尾调室内的空气平均温度与壁面平均温度接近，尾调室入口风速较廊道出口风速低，入口空气温度与围岩换热至出口时上升了 $1.5\sim 2.2^\circ C$ ，入口低湿度空气（相对湿度在 55% 以下）至出口时接近饱和状态，说明尾调室内散湿量显著；

(2) 尾调室内的散湿量是动态过程，在 11 月底处于峰值 $28\sim 32g/(m^2\cdot h)$ ，至次年 1 月不断下降至 $7\sim 10g/(m^2\cdot h)$ ；

(3) 理论推导结果说明影响对流传质系数的主要因素有风速、温度差和含湿量差，而基于实测的因素结果表明地下环境中对流传质系数主要受风速以及室内含湿量差的影响；

(4) 给出了地下大空间复杂高湿环境下对流

传质系数的半经验计算式。

本文提出的某水电站尾调室散湿量的预测模型可以对尾调室散湿量进行预测,为水电站尾调室的除湿方案选取提供关键数据支撑;本文的研究方法也可对同类型地下工程散湿量的预测提供参考。未来可以进一步细化影响尾调室散湿量的因素,如室内显著不同的散湿表面划分、考虑长隧道进风对室内散湿的影响等,进一步改进预测模型,提高预测精度和稳定性。也可以结合人工智能、大数据等技术,开发智能化的尾调室散湿量预测系统,实现自动化的预测和室内除湿的调度。

参考文献:

- [1] 张华玲.水电站地下厂房热湿环境研究[D].重庆:重庆大学,2007.
- [2] 马善定,汪如泽.水电站建筑物(第二版)[M].北京:中国水利水电出版社,2007.
- [3] 王靖雯,张健,蔡朝,等.尾水主洞长度对抽水蓄能电站尾水管进口最小压力的影响[J].水电能源科学,2020,38(6):70-73.
- [4] Hancock P, Vasmatazidis I. Human occupational and performance limits under stress:the thermal environment as a prototypical example[J]. ERGONOMICS, 1998, 41(8):1169-1191.
- [5] 张志宇.基于人体热应激的高温高湿环境等级划分[D].天津:天津大学,2019.
- [6] 陈楠.设备监理论在水电站闸门和启闭机安全检测中的应用[D].北京:华北电力大学(北京),2017.
- [7] 耿世彬,郭海林.地下建筑湿负荷计算[J].施工技术,2002,32(6):70-71.
- [8] 肖光华.地下建筑热湿负荷计算方法研究[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2009.
- [9] 钟雪雪,舒明均.地下工程内部热湿负荷的计算[J].洁净与空调技术,2013,(2):64-67.
- [10] Lu Y, Satoru T, Yota N, et al. Quantification of moisture flux from the wall surface in contact with the ground in a semi-underground space based on measurements and hygrothermal analysis[J]. Journal of Building Engineering, 2023,73.
- [11] Krstulovich S, May M, Stefanski R. Dehumidification options[J]. Science at flemilab-vlhpub, 1999,6.
- [12] Wang S, Gao X, Ren Z, et al. A method for calculating the moisture load in the tailrace surge tank of underground hydropower station based on field tests[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2023,193: 108538.
- [13] 刘希臣,肖益民,付祥钊.地下风道空气析湿量数值计算方法[J].暖通空调,2012,42(8):89-94.
- [14] Su H, Liu X B, Ji L, et al. A numerical model of a deeply buried air-earth-tunnel heat exchanger[J]. Energy and Buildings, 2012,48:233-239.
- [15] Liu X, Xiao Y, Inthavong K, et al. A fast and simple numerical model for a deeply buried underground tunnel in heating and cooling applications[J]. Applied Thermal Engineering, 2014,62(2):545-552.
- [16] Yu Y, Li X, Shi W. A simplified model of heat and moisture transfer for tailrace tunnel ventilating in hydropower station[J]. Applied thermal engineering, 2009,29(14-15):3254-3260.
- [17] Enai M, Kawaguchi Y, Nishizawa S, et al. Control of the humidity and temperature in an atrium by cooling the surface of a pond in the atrium[C]. IBPSA Conference Proceedings, 1999.
- [18] Gao X, Xiao Y, Zhang Z, et al. Experimental study of the effect of high humidity on the phase change plate thermal storage under natural convection[J]. Energy, 2022,256:124645.
- [19] Gao X, Zhang Z, Xiao Y. Modelling and thermo-hygrometric performance study of an underground chamber with a long vertical earth-air heat exchanger system[J]. Applied Thermal Engineering, 2020,180: 115773.
- [20] Gao X, Qu Y, Xiao Y. A numerical method for cooling and dehumidifying process of air flowing through a deeply buried underground tunnel with unsaturated condensation model[J]. Applied Thermal Engineering, 2019,159:113891.
- [21] Wang S, Gao X, Ren Z, et al. A method for calculating the moisture load in the tailrace surge tank of underground hydropower station based on field tests[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2023,193: 108538.
- [22] Dai G. Heat transfer[M]. Beijing: Higher Education Press, 1999.
- [23] Lian Z. Principle and equipment of heat and mass transfer[M]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2006.