

建筑环境 能源

Building Environment & Energy

2021
10

月刊
总第 48 期

主办：中国建筑科学研究院有限公司建筑环境与能源研究院

第二十二届全国通风技术 学术年会(2021)

论文集



建筑环境与能源微信公众号



格瑞德
GRAD

让人工环境更美好

空调工程 · 复合材料 · 通风人防 · 环保工程

“四个一流” 全面保障格瑞德全产业链

企业简介



格瑞德1993年建立于山东德州，目前是一家围绕人工环境，横跨新能源、新材料、装备制造、节能环保、信息技术五大战略新型产业的企业集团。格瑞德进行全球化业务运作，产品和服务遍布全国的每一个省市和全球五大洲的100多个国家和地区，广泛应用于建筑工程、商业地产、工业制造、农业开发、电子信息、车辆工程、环保处理、医药净化、海洋工程、轨道交通等领域。格瑞德从业人员过万人，在山东、贵州、四川、新疆、内蒙等地建有生产基地，在上海、北京、济南、兰州以及美国洛杉矶建有研发中心。

格瑞德致力于让人工环境更美好，通过打造空调工程、通风人防、复合材料、环保工程领域的全过程解决方案来满足客户需求，格瑞德构建了包括品牌规划、系统设计、技术开发、产品制造、整体施工、维护服务、检测认证、人才交流、产业集群的全生命周期产业链和产业生态。

创新和变革，格瑞德通过500多项专利技术成果的实现和应用，通过商业模式的不断革新和与时俱进，成就了“中国机械500强”和“中国新材料企业重点单位”的行业地位殊荣。万里路途，不忘初心，时序更替，梦想前行，我们将继续本着“自强不息，厚德载物”的企业精神创建一流企业，实现百年基业。

全产业链成就行业新高度



格瑞德·风机盘管系列产品

《《《《《



精确 可靠 多功能



TSI IAQ仪器可以提供准确的实时测量数据和趋势分析，以降低风险和减轻室内空气质量问题，方便客户及时做出正确响应。



+ 空气质量品质仪，测量关键室内空气质量参数

+ 颗粒物监测仪，控制建筑粉尘和其它气溶胶



+ 超细粒子计数器，定位影响室内空气质量的超细颗粒物污染源

+ **8380AccuBalance®** 风量罩



请将我们作为您的一站式仪器采购供货商，我们将为您节省宝贵的时间和金钱！



UNDERSTANDING, ACCELERATED

提赛环科仪器贸易(北京)有限公司
美国TSI集团全资子公司

地址：北京市海淀区中关村南大街甲12号
赛太大厦1201室

邮编：100081

电话：010-8219 7688

传真：010-8219 7699

E-mail: tsibeijing@tsi.com

<http://www.tsi.com/cn>



请直接扫描二维码或查找公众号

“美国 TSI”

关注美国 TSI 公司微信公众平台



公司简介

江苏百时得计量设备有限公司是一家集研发、设计、生产于一体的智能计量变流阀系列产品制造商，公司为中美合资的高科技企业，成立于2017年，以全球领先的扭矩测速传感器为核心技术，研制出新一代更节能、更智能的测控阀门系列产品，突破了以往产品测量精度及智能化程度低两大行业难题，可为客户提供高性能、高精度、更节能的能源解决方案及产品，其产品主要应用于暖通空调，医药，冶金，石油与天然气，电力与能源石化，化工等诸多行业，在智能测控阀门应用领域具有划时代的进步意义。

核心技术

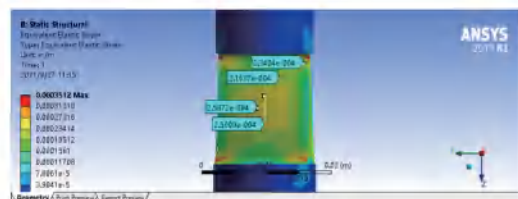
智能计量变流阀以全球领先的扭矩测速传感器为核心技术，产品集采集功能、分析功能、决策功能、执行功能、通讯功能、自学习功能和远程自主升级功能为一体。目前，已取得数十项专利技术及检定机构认证报告：



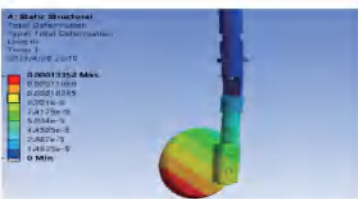
产品及功能介绍

产品		
类型	智能计量变流风阀 (变风量空调末端装置)	智能计量变流水阀 (供热二网平衡阀)
测量精度高	可测量小流速低至0.2m/s, 全量程保持±2%, 特殊定制产品可达到±1%以内	角行程设计, 全量程测量精度保持±5%, 特殊定制产品可达到±2%以内
上下游直管段无要求	进出口管道形式的变化检验误差在±1.62%, 流场分布不影响测量误差, 降低客户管段空间设计要求	流场分布不影响测量误差, 降低客户管段空间设计要求
量程比	60:1	100:1
产品轻巧 易维护	采用优质镀锌钢板, 设计紧凑, 集成度高	采用优质不锈钢, 耐腐蚀, 设计紧凑, 集成度高
通讯便捷与通用性强	设计包含RS485、NB-IoT、LoRa等主流通信模块, 可实现主流物联网技术进行远程通信	
泄漏量	满足标准要求≤0.5%	泄漏量低, 阀盘阀座采用软密封设计, 密封性能优良

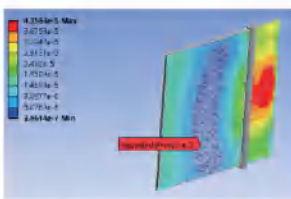
产品研发与设计



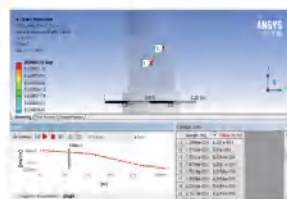
水阀传感器应变云图



水阀阀轴强度数值模拟应变云图



风阀流固耦合分析



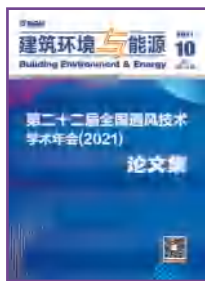
扭矩传感器标定过程实验

行业应用领域

- 01 暖通行业**-变风量中央空调领域 **02 供热行业**-热计量领域 **03 医药行业**-洁净室压差控制系统
04 化工行业-实验室通风系统 **05 天然气行业**-管道输送测量



电话: 025-56862600
邮箱: office@bestjschina.com
网址: <http://www.bestjschina.com>
公司地址: 江苏省南京市高淳经济开发区双高路168号



建筑环境与能源

(月刊)

主办单位

中国建筑科学研究院有限公司建筑环境与能源研究院

支持单位

中国建筑学会暖通空调分会
中国制冷学会空调热泵专业委员会
中国建筑节能协会暖通空调专业委员会
中国建筑节能协会热泵专业委员会

编辑出版

《建筑环境与能源》编辑部
2021年第10期
(每月10日出版)

顾问委员会

主任 郎四维
委员 江 亿 | 吴德绳 | 龙惟定
马最良 | 徐华东 | 罗 英

编辑委员会

主任委员 徐 伟
副主任委员 路 宾
委员 (按姓氏笔画排序)
于晓明 | 方国昌 | 龙恩深 | 田 琦 | 由世俊
伍小亭 | 刘 鸣 | 刘燕敏 | 寿炜炜 | 李先庭
李永安 | 肖 武 | 邹 瑜 | 张子平 | 张建忠
金丽娜 | 徐宏庆 | 黄世山 | 董重成 | 端木琳
潘云钢

编辑部

主 编 徐 伟
副 主 编 路 宾
执行主编 王东青
责任编辑 李 炜 | 崔艳梅
校 对 才 隽
美 编 周 林

地址: 北京市北三环东路30号
邮编: 100013
电话: 010-6469 3285
传真: 010-6469 3286
邮箱: beaebjb@163.com



建筑环境与能源公众号



CAHVAC 公众号

版权声明: 凡在本刊发表的原创作品版权属于编辑部所有, 其他报刊、网站或个人如需转载, 须经本刊同意, 并注明出处。

目录 CONTENTS

| 第二十二届全国通风技术学术年会 (2021) 论文集 | Proceedings of 22nd China Ventilation Conference

高温地铁车站运行空气温度的优化节能研究

..... 王丽慧, 王博, 高仁义, 宋洁, 郑懿 /1

地下车库诱导风机运行策略的数值模拟研究

..... 王昕, 张倩茹, 赵金驰, 李超 /8

基于污染气体释放特征的排污效率计算方法

..... 张倩茹, 张旭, 叶蔚, 高军 /13

Excel 在地下变电站网络通风解算

..... 陈佳乐 /18

变阻塞比下地铁隧道内火灾烟气运动研究

..... 林凌敏, 吴婧 /21

遗址博物馆文物区局部贴附射流通风调控系统

..... 党悦溪, 黄星雨, 常彬, 罗昔联 /27

出土遗址文物土—空气局部耦合环境置换通风调控热力分层特性研究

..... 黄星雨, 党悦溪, 常彬, 罗昔联 /35

基于温度移动传感器信息的室内温度分布预测方法

..... 赵雅楠, 臧紫晗, 张伟荣 /40

典型因素影响下 PRM 去除室内臭氧污染的规律研究

..... 敬丽君, 王军 /47

工业膜建筑曲面屋顶夏季室内得热量分析

..... 王欢, 高明辰, 刘杰, 樊越胜, 田国记, 刘长周 /52

大空间建筑喷口射流的拟周期态特性研究

..... 陈倩茹, 王海东 /56

基于 PM _{2.5} 浓度复原数据的建筑自然通风量测量	景源琪, 孙煜霄, 李斐, 周斌 /62
基于本征正交分解的非均匀温度场营造方法研究	王昕, 赵金驰, 王非, 宋冰岩, 张倩茹 /66
基于人员走动对颗粒物扰动的定量分析	任键林, 何俊杰 /73
基于随机森林的老年人室内环境质量评价指标权重研究	寇遵丽, 黄志甲, 朱璐, 卞梦园 /81
基于下垫面高程分布的山地城市风环境评估: 以重庆为例	檀姊静, 陈志军, 肖益民, 谭晓瑜 /86
基于自然通风的屋顶分布式光伏电站的优化研究	宋高举, 闫伟, 杨磊 /92
建筑防烟对火灾热释放率的影响研究	李桐 /98
建筑室内氡迁移扩散规律及控氡研究	谢东, 李苏哲, 王晨华, 王汝佳, 田伶 /103
洁净手术室室内热舒适性研究	苗露, 石硕 /110
可变动态通风策略对室内热舒适的影响研究	张惟佳, 张伟荣, 张昊天 /115
可变余风量的多隔间洁净室压力梯度动态控制方法	程煊锐, 李春旺, 马晓钧, 黄春娥 /121
兰州某地铁站蒸发冷却通风降温系统测试与应用研究	吴磊, 黄翔, 金洋帆, 常健佩 等 /125
连铸拉坯二冷水管隔热板的数值模拟研究	宋高举, 耿昌涵, 杨磊 /130
医院病房疫情工况气流组织设计影响因素研究	刘丽莹, 丁艳蕊, 边金龙, 师圣杰, 廖春晖 /135

浅析太阳能烟囱与地道风复合通风系统在建筑设计中的应用——以 2020 年“台达杯”国际太阳能建筑设计竞赛优秀奖作品《阳光托马斯》为例	张琳, 张海滨 /139
水电站排风系统中同向型静压结构空间局部阻力特性研究	苏枳赫, 田伟, 李炎锋 /144
送风方式对设备局部降温效果的数值模拟研究——贴壁射流送风过渡季通风模式	黄龙龙, 强天伟, 张卓, 裴雨露 /149
隧道洞口段减少冷风侵入用自空气幕系统研究	杨长青, 罗文豪, 张思凯, 高然 等 /153
过渡季通风模式对夏热冬冷地区超低能耗建筑节能影响研究	孙佳奇, 张海滨 /159
通风空调管道系统新型低阻力局部构件	高然, 景若寅, 厉海萌, 刘梦超, 李安桂 /163
通过全空气空调系统传播新冠的量化研究	杨敏, 卜震, 王昕, 张倩, 孙志成 /170
《医疗建筑通风设计标准》研编思考	付祥钊, 丁艳蕊 /175
夏热冬冷地区城市地下大型交通枢纽下沉广场微气候特性及其对通风影响的研究	赵建建, 董建锴, 张笑海, 那艳玲 等 /179
小微型睡眠空间室内 CO ₂ 和空气龄分布特性实验研究	尹海国, 韩月坤, 李艳艳, 梁林峰, 张竞英 /185
新风低能耗供应: 排风热泵—先进气流组织耦合系统	张胜 /190
医疗建筑“平疫结合”通风设计(1)——医疗工艺、建筑及通风设计研究综述	孙钦荣, 居发礼, 丁艳蕊, 黄雪 等 /195

医疗建筑“平疫结合”通风研究(2)——医院病房 平疫结合通风系统与控制策略	 黄雪, 侯昌垒, 居发礼, 孙钦荣 /201
医疗建筑“平疫结合”通风研究(3)——动力分布 式自适应通风系统及其性能	 居发礼, 孙钦荣, 黄雪, 侯昌垒 等 /206
医疗建筑“平疫结合”通风研究(4)——动力分布 式通风系统调适实例与方案分析	 侯昌垒, 黄雪, 居发礼, 孙钦荣 /212
降低呼吸道病毒近距离扩散风险的座椅送回风系统 防控性能研究	 薛宪凯, 阳东 /218
制药洁净室不同类型扰动对压差的定量影响研究	 程煊锐, 马晓钧, 黄春娥 /222
风阀角度对风管中颗粒物的运动及沉降特性的影响	 张源, 王怡康, 王飞飞, 徐新华 /226
排污系统内气溶胶传输与扩散特性数值研究	 张源, 王怡康, 王飞飞, 徐新华 等 /230
超高层建筑前室门状态对电梯井道烟囱效应的影响	 刘禹, 邵晓亮, 毛俊琦, 李政 等 /235
高层住宅集中排风系统复合动力技术研究	 于延磊, 高军, 魏晓宾, 吴宇航 等 /239
热辐射影响建筑周围微气候的模拟分析	 洪萍, 梁国铭, 刘建麟, 钟佳定 /244
风与诱导气流影响半开放厂房扬尘扩散的分析	 郑熔堃, 刘建麟, 钟佳定, 沈恒根 /248
源位置影响住区污染物扩散的模拟分析	 马晨宇, 刘建麟, 李虹琰 /252
固定床串联吸附法处理工业废气中 VOCs 的 实验与模拟研究	 夏云飞, 高军, 张承全 /257

洁净室开关门频率对压差影响的实验研究	 郝云峰, 许文, 程煊锐, 马晓钧, 邵晓亮 /262
洁净手术室多类送风模式及其通风换气特征	 许航, 仲怀玉, 杨国彪, 张宏亮 等 /265
通风空调系统对呼吸道病毒的传播风险——基于医学 实验循证	 贾永红, 龙恩深 /270
蹲便器冲水诱导的气流运动和气溶胶传播	 姚莉芳, 王凤, 张腾飞 /277
置换通风与混合通风作用下的人体呼气扩散数值研究	 任怡静, 潘世海, 李娜, 徐春雯 /283
不同气象条件下膜结构建筑室内热环境实验研究	 王欢, 仝易麟, 樊越胜, 田国记 等 /293
工业膜建筑壁面温度的实测研究	 王欢, 王云朋, 樊越胜, 田国记 等 /299
基于响应曲面法的住宅新风系统气流组织优化设计	 田中杰, 隋学敏 /303
实测脉动自然风平均风速特性研究	 王洋洋, 官燕玲 /315
变阻塞比下地铁疏散走道内火灾烟气运动研究	 林凌敏, 吴婧 /321
纵向通风速度、燃料流量对隧道火灾辐射分数的 影响分析	 徐琳, 郭红会, 陈佳乐, 于孔飞 等 /329
电子洁净室内基于人员位置的送风调控方法	 赵家安, 梁辰吉昱, 王欢, 李先庭, 徐伟 /334
封闭式储煤棚火灾特性模拟及防排烟探讨	 吝庆磊, 徐彪, 隋学敏, 魏琦君 等 /339
开放办公环境下净化器和新风机的替代研究	 李艺群, 范钰杰, 耿承强, 叶蔚, 张旭 /348

高温地铁车站运行空气温度的优化节能研究

王丽慧¹, 王博¹, 高仁义¹, 宋洁², 郑懿²

(1. 上海理工大学, 上海 200093; 2. 上海申通地铁集团有限公司, 上海 201103)

[摘要] 本文基于相对热指标 RWI 理论计算和在地铁车站测试热环境参数并同步进行问卷调查两种方法来确定车站站厅及站台的推荐运行空气温度, 两种方法得到的结果都满足乘客热舒适性需求。结果表明: 室外温度在 32~37℃ 时, 站厅温度可达 31.2~33.8℃, 站台温度可达 30.1~32.0℃。以上海某标准岛式地铁车站为例, 车站整个空调季节推荐运行温度相比于常规设计温度的节能量为 $149.35 \times 10^3 \text{ kWh}$ 。

[关键词] 相对热指标 RWI; 运行空气温度; 地铁车站; 节能量; 高温天

1 引言

地铁车站是乘客从室外进入车厢过程中的过渡空间, 在夏季室外高温工况下, 如果能够在不影响乘客舒适性的前提下, 适当的提升车站环控站厅层和站台层的空气运行温度, 将显著降低车站空调环控设备的运行能耗, 给车站环控空调系统带来显著的节能潜力。

针对地铁车站这一特殊的热环境, 美国运输部提出了相对热指标 RWI 和热损失率 HDR 这两个指标来评价地铁环境的热舒适性^[1], 其中 RWI 指标适用于较热的环境, 而 HDR 指标则适用于较冷的环境, 此后诸多国内外学者利用 RWI, 采用热环境参数实测、问卷调查的方法来研究地铁热环境。Abbaspour^[2] 等人采用 RWI 评价德黑兰地铁车站的热舒适性, 认为德黑兰地铁热舒适性总体上在可以接受的范围内。Ampofo^[3] 分析了伦敦地铁的热环境特点, 提出了可接受的热舒适评价标准。Jieun Han^[4] 等人分别在 3 个季节对首尔 6 个地铁车站进行热环境参数的测试和问卷调查, 发现大部分受试者的热感觉为热舒适或热中性。朱培根^[5] 等人在南京某地铁站, 采用现场测试、问卷调查及动态热舒适评价模型 RWI/HDR 的方法, 分析并得到了不同条件下乘客的热舒适度。匡志江^[6] 等人利用相对热指标 RWI 评价了宁波市天一广场地铁站的热环境, 调研结果发现用动态分析法来评价地铁车站的热环境是可行的。李伟华^[7] 通过现场测试和问卷调查的方法, 评价某地铁站的热环境, 提出了动态控制、分区域控制及科学利用活塞风 3 种环控策略。Liming Wu^[8] 利用 RWI 评估北京地铁车站乘客热舒适性, 发现乘客热舒适度不太理想, 整体略微热, RWI 范围为 0.20-0.43。Kapil Sinha^[9] 提出了一种评估地铁站乘客动态热舒适性的方法, 发现在高峰期和非高峰期间, 乘客热舒适有明显差异, 且中性 RWI 为 0.11。

资助项目: 国家自然科学基金(51878408)和中华人民共和国交通运输部“卫生防疫技术交通运输行业研发中心”资助。

以上研究表明, 利用相对热指标 RWI 来研究地铁站热环境是可行的, 其能客观的评价乘客在车站的热舒适感受, 这将为本文基于 RWI 理论计算车站推荐运行空气温度奠定重要基础。本文旨在研究不同室外高温天气下, 满足乘客热舒适需求的车站站厅及站台运行空气温度推荐值, 以最大程度的保证车站环控系统的节能运行。

2 研究方法

本文用两种方法研究高温地铁车站运行空气温度的优化, 方法一是利用相对热指标 RWI(Relative Warmth Index)理论计算地铁车站推荐运行空气温度; 方法二是在上海某地铁车站进行热环境参数的实测和问卷调查, 基于问卷调查结果计算推荐运行温度。基于以上两种方法求解的车站运行空气温度都满足乘客的热舒适需求, 以对车站环控系统有更大节能潜力的推荐空气运行温度作为最终的地铁车站运行空气温度值。

2.1 理论计算车站推荐运行空气温度的方法

(1) 相对热指标 RWI

相对热指标 RWI 是美国运输部提出的考虑人体在过渡空间环境的热舒适指标。RWI 是无量纲指标, 如果在两种不同的环境条件和活动情况下, 具有相同的 RWI 值则表明人在这两种情况下的热感觉是近似的, 其定义式如下。

当空气中水蒸气分压力 $\leq 2269 \text{ Pa}$ 时, RWI 计算式为:

$$RWI = \frac{M(I_{cw} + I_a) + 6.42(t - 35) + RI_a}{234} \quad (1)$$

当空气中水蒸气分压力 $\geq 2269 \text{ Pa}$ 时, RWI 计算式为:

$$RWI = \frac{M(I_{cw} + I_a) + 6.42(t - 35) + RI_a}{\frac{65.2 \times (5858.44 - P)}{1000}} \quad (2)$$

式中: 为空气干球温度, ℃; 为水蒸气分压力, Pa; 为新陈代谢率, W/m^2 ; 为服装外空气边界层热阻, clo ; 为湿润时衣服的服装热阻, clo ; R 为单位皮肤面积的平均辐射得热, W/m^2 。

（2）乘客进站过程 RWI 变化规律

计算乘客在进站过程中位于不同位置时的相对热指标 RWI 值，图 1 为计算结果。

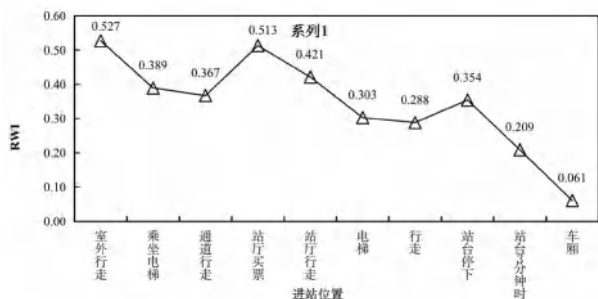


图 1 乘客进站过程 RWI 变化曲线

由图 1 可知，乘客在进站过程中，RWI 最小值为 0.209，参照 RWI 指标值与 ASHRAE 热感觉标度对照表可知，其值高于代表“舒适”的 0.08。由于 RWI 的下降，即使计算的 RWI 值要高于 0.08，但乘客在进站过程仍处于舒适的状态。

（3）理论计算推荐运行空气温度的基本原则

通过查阅 ASHRAE Handbook^[2] 美国地铁设计手册，对于车站站厅层运行温度设计有如下方法，其给出如下两个条件：

①乘客在站厅时 RWI 最大值出现在其突然停下时；

②乘客从室外空间进入站厅层，站厅 RWI 最大值等于或小于室外 RWI 值，即：

$$\left(\frac{M(I_{cw} + I_e) + 6.42(t - 35) + R I_e}{234} \right)_{\text{站厅}} \geq \left(\frac{M(I_{cw} + I_e) + 6.42(t - 35) + R I_e}{234} \right)_{\text{室外}} \quad (3)$$

2.2 基于问卷调查结果计算车站推荐运行空气温度的方法

方法二是在上海某地铁站测试室外、站厅及站台热环境参数，并同步进行乘客热舒适的问卷调查，然后根据实测与问卷调查结果研究站厅及站台的空

气运行温度推荐值。

（1）热环境参数的测试与问卷调查

根据《建筑热环境参数测试标准》（JGJ/T347-2014）要求，采样高度定为人呼吸带范围（距地面 1.2 ~ 1.5m），同时需要避开空调风口，所有测试地点尽量居于测试截面的中心位置，距离墙壁至少 1m 左右。图 2 给出站厅、站台问卷及实测具体位置图。问卷调查及热环境参数实测现场图见图 3 所示。

测试主要在上海某代表性车站的室外、站厅和站台进行，热环境参数的实测参数有干球温度、相对湿度、气流速度、辐射温度，测试点有室外、站厅和站台。相关测试设备参数见表 1。

课题组自 2020 年 8 月 19 日到 8 月 30 日开展实测与问卷工作，累计分发有效问卷总量达 811 份，其中站厅为 366 份，占问卷总量的 45%；站台为 445 份，占问卷总量的 55%。

（2）基于问卷调查结果求解车站空气运行温度的方法

本文基于热环境参数测试与问卷调查结果，提出高温地铁车站站厅与站台空气运行温度的求取

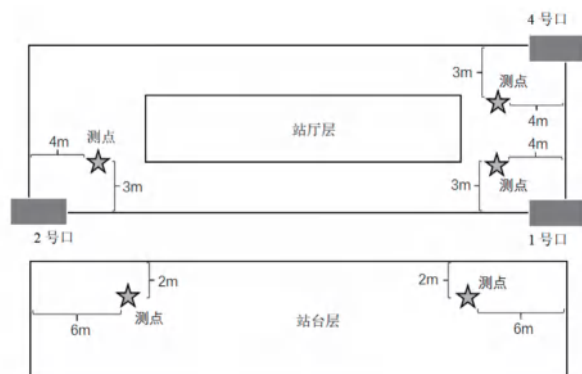
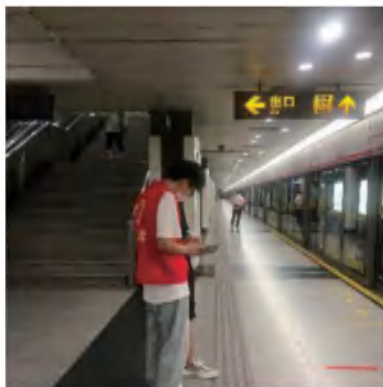


图 2 站厅、站台问卷及实测位置图



(a) 室外温湿度实测



(b) 站台左侧问卷调查



(c) 站厅四号问卷调查

图 3 问卷调查及热环境参数实测现场图

表1 现场测试仪器参数表

序号	名称	型号	测试参数	量程范围	精度
1	温湿度测试仪	testo625	干球温度、相对湿度	10~100℃ ; 0~100%	±0.1℃
2	热线风速仪	HUMIPOINT10	风速	湿度: 0~99%	±0.1%
3	黑球温度计	AZ8778	黑球温度	0~80℃	±0.1℃
4	热舒适仪	HD32.3	干球温度、相对湿度、风速、辐射温度	温度: -10~80℃ ; 湿度: 5~98% ; 风速: 0~5 m/s	温度: 0.1℃ ; 湿度: ±2%RH ; 风速: ±0.15m/s(1~5m/s)

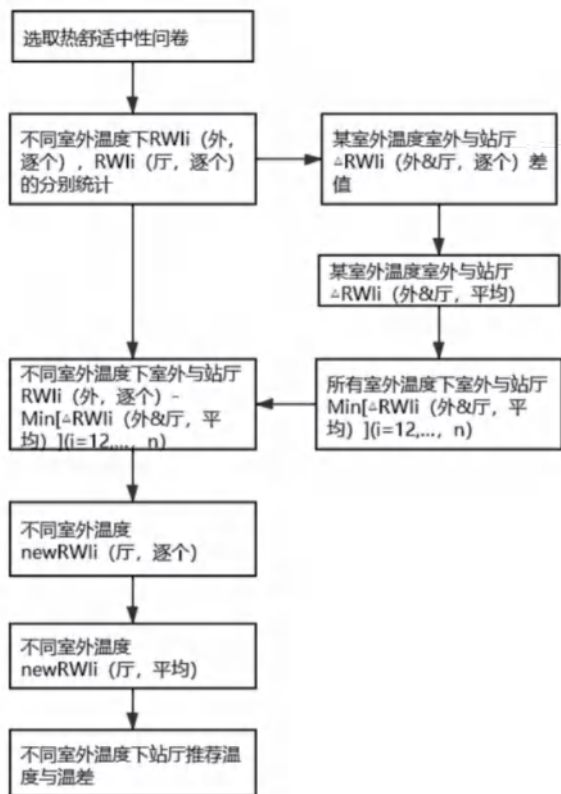


图4 站厅推荐空气运行温度求解的技术路线

方法, 技术路线见图4。

3 结果与分析

3.1 理论计算得到的高温天站厅及站台运行空气温度推荐结果

(1) 不同室外温度下推荐站厅运行空气温度计算

图5给出了不同室外温度下对应的站厅运行温度及温差, 由图可知, 推荐的站厅运行温度与室外温度呈一定的线性关系, 当室外温度升高时, 推荐的站厅运行温度随之升高。当室外温度为33℃时, 对应的站厅运行温度为30.1℃; 当室外温度达到37℃时, 对应的站厅运行温度为34.4℃。

不同站厅温度下推荐站台运行空气温度计算的过程同上, 此处不再赘述。

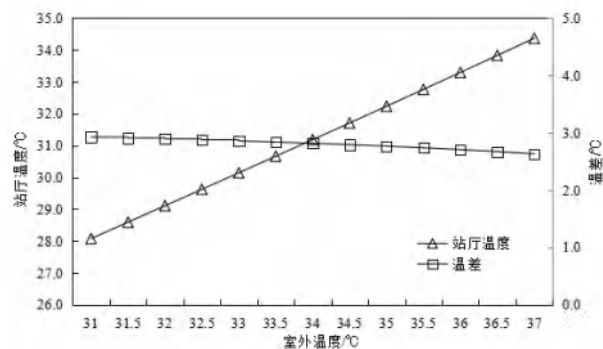


图5 不同室外温度下对应的站厅运行温度及其温差

(3) 不同室外温度下乘客进站过程RWI求解结果

针对不同的室外温度, 按上述计算结果确定推荐的站厅及站台的运行温度, 并分析乘客在此车站温度下进站过程RWI的计算结果。表2给出了不同室外温度下对应的站厅及站台运行空气温度。

图6为不同室外温度下按照推荐运行温度计算

表2 不同室外温度下对应的站厅及站台运行空气温度

室外温度 (℃)	站厅运行温度 (℃)	站台运行温度 (℃)	相对湿度
31-32	28.6	28.0	40%-70%
32-33	29.6	28.5	
33-34	30.7	29.1	
34-35	31.7	30.1	
35-36	32.8	31.1	
36-37	33.8	32.0	

得到的车站不同位置RWI的求解结果, 从图中可以看出, 整个进站过程RWI计算结果保持下降的趋势, 仅在买票以及突然停下的时候RWI达到该区域的最大值。

3.2 基于现场实测及问卷调研得到的高温天站厅及站台运行空气温度推荐结果

(1) 高温天站厅空气运行温度推荐结果

(a) 不同室外温度下站厅温度均值结果

为分析在满足乘客舒适性要求下室外温度与站厅温度的联系, 挑选出针对“热感觉为舒适”的站

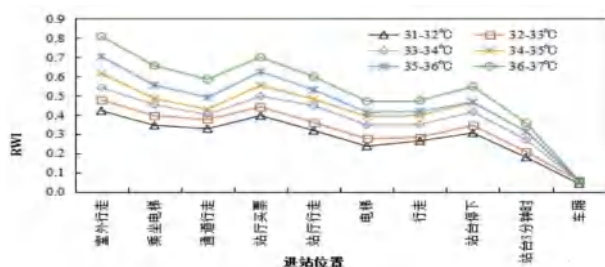


图6 不同室外温度下乘客进站过程RWI的求解结果

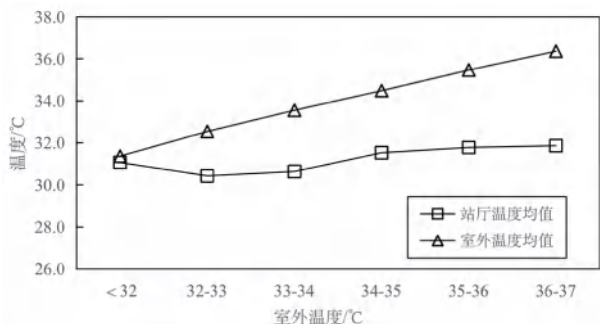


图7 不同室外温度下站厅温度均值

厅问卷，分析不同室外温度下站厅温度均值，见图7所示。

(b) 站厅RWI均值及其与室外RWI差值结果

根据问卷统计结果以及同步测得的温度、湿度、风速、辐射温度，由公式1和2计算得到不同室外温度区间下室外和站厅的RWI均值及两者的差值，分别见图8和图9所示。

图8给出了各个室外温度区间下的室外RWI、

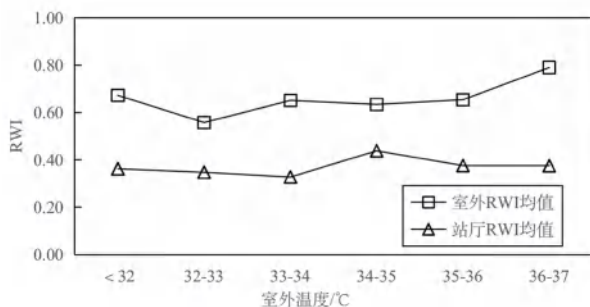


图8 不同室外温度下站厅及室外RWI均值

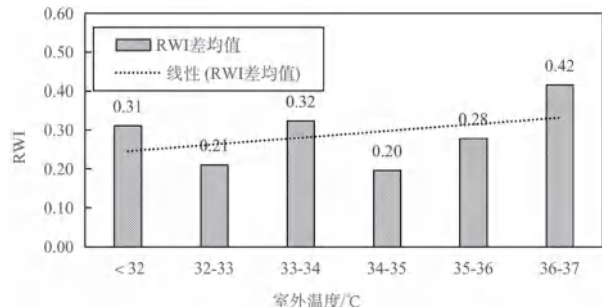


图9 不同室外温度下站厅与室外RWI差值均值

站厅RWI值，室外RWI均值在0.6~0.8之间，站厅RWI均值在0.3~0.4之间，乘客从室外的“较热”环境进入站厅的“相对较热”环境，比处于室外的热感觉要好。

由图9可知，在不同的室外温度下，站厅与室外RWI差值的均值在0.2~0.4之间。根据图4技术路线，需要从RWI差值的平均值中选出最小值，再用不同室外温度区间内的室外RWI值减去该最小值，得到修正后的站厅RWI值。因此在不同的室外温度下，选取的最小值0.2均可满足乘客从室外进入站厅的舒适条件，乘客在车站站厅会有短暂的舒适感受。

(c) 站厅空气温度推荐值的求取

前文对于问卷结果的分析基于乘客舒适性的基础，随着室外温度的提高，站厅与站台的温差将逐渐增大，而室外与站厅的RWI差值则处在0.2~0.4之间。根据图4给出的技术路线，逐一用室外RWI值减去RWI差值的最小值0.2得到修正后的站厅RWI值；再通过RWI计算公式反算得到不同室外温度下站厅推荐空气运行温度。

对于计算得到的一系列站厅推荐空气运行温度，根据“站厅温度大于30℃”、“站厅温度低于室外温度”这两个条件剔除不在此范围内的站厅温度值，对剩余站厅温度求平均值作为该室外温度区间内的站厅推荐运行温度。图10给出不同室外温度下的站厅温度推荐值。

(3) 高温天站台空气运行温度推荐结果

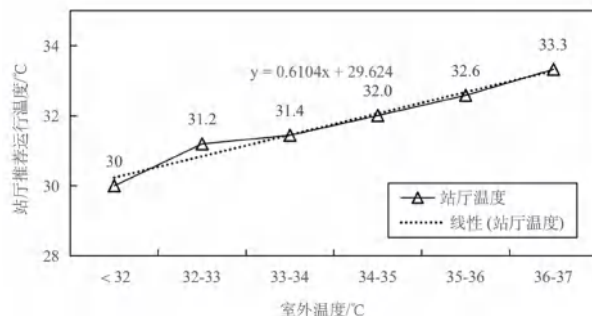


图10 不同室外温度下问卷给出的站厅空气温度推荐值

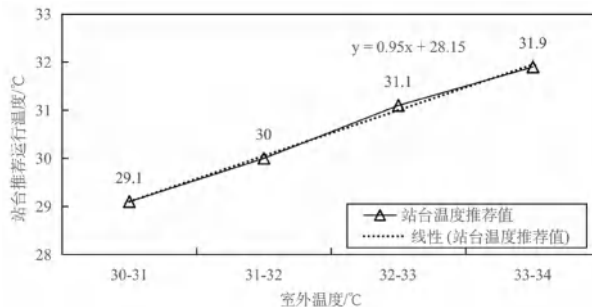


图11 不同站厅温度下问卷给出的站台空气温度推荐值

同理,图 11 给出不同站厅温度下的站台空气温度推荐值。

由图 11 可知,随着站厅温度的升高,站台推荐运行温度呈现线性递增,具有很好的拟合关系。当站厅温度大于 30℃时,推荐运行温度超过现有地铁站台设计温度 28℃,当站厅温度达到 33℃~34℃时,站台推荐运行温度可达到 31.9℃,其与站厅具有 1.5℃左右的温差,该温差的存在满足乘客从站厅进入站台“暂时舒适”的需求,同时较高的站台温度对空调系统的节能意义重大。

3.3 理论计算推荐运行温度与问卷推荐运行温度对比

前文分别给出了基于问卷调研和理论计算给出的站厅推荐运行温度,见图 12 所示。

前文同时分别给出了基于问卷调研和理论计算

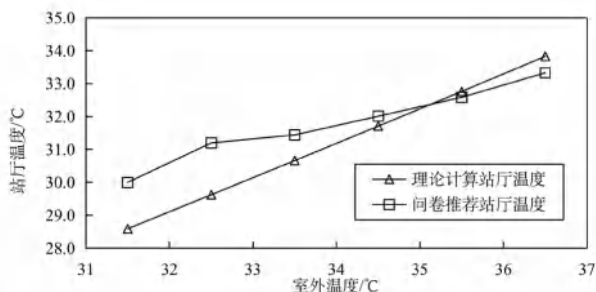


图 12 不同室外温度下理论与问卷给出站厅温度推荐值比较给出的站台推荐运行温度,见图 13 所示。

由图 13 可知,两者均与室外温度呈一定的线性

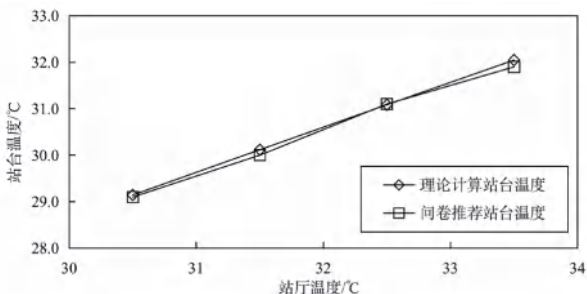


图 13 不同站厅温度下理论与问卷给出站台温度推荐值比较关系,其两者基本重合,可见理论计算结果与实测结果基本吻合,均可作为实际车站站台推荐运行温度,推荐运行温度可选两者间最大值,最终给出的站台温度推荐值见下表 3。

综合理论计算与问卷调研结果,本文给出不同室外温度下当站厅及站台相对湿度在 40%-70% 时所满足乘客舒适性要求的推荐空气运行温度,结果如下表 4 所示。

表 3 不同站厅温度下站台推荐运行温度

站厅温度 /℃	站台推荐运行温度 /℃	相对湿度
30 ~ 31	29.1	40%-70%
31 ~ 32	30.1	
32 ~ 33	31.1	
33 ~ 34	32.0	

表 4 不同室外温度下站厅及站台推荐空气运行温度

室外温度 (℃)	站厅温度 (℃)	站台温度 (℃)	相对湿度
31 ~ 32	30.0	29.1	40%-70%
32 ~ 33	31.2	30.1	
33 ~ 34	31.4	30.1	
34 ~ 35	32.0	31.1	
35 ~ 36	32.8	31.1	
36 ~ 37	33.8	32.0	

4 采用推荐运行空气温度下环控设备节能量计算

本节以上海某标准岛式地铁车站为例,从热量平衡的角度分析计算本文推荐空气运行温度相比于常规设计温度的节能量。

地铁车站常规设计温度为站厅 30℃,站台 28℃。当室外温度高于 32℃时,本文推荐的站厅及站台运行空气温度高于常规设计温度,有较大的节能潜力。根据热量平衡原理,其节能量计算公式如下:

$$Z_i = (h_i - c_i) \cdot v \rho \quad (4)$$

$$\tau = \frac{v}{G} \quad (5)$$

$$Q_i = \frac{Z_i}{\tau} \quad (6)$$

式中:

Z_i ——不同室外温度下采用推荐运行空气温度相比于常规温度所节省的空气能量, kJ;

ρ ——车站空气密度,取 1.29 kg/m³;

v ——车站空气体积,站厅尺寸为 120 m×12 m×4.5 m,站台尺寸为 120 m×8 m×4.5 m,计算得到站厅空气体积为 6480 m³,站台空气体积为 4320 m³;

h_i ——不同室外温度下车站推荐运行温度时空气焓值, kJ/kg;

c_i ——车站常规设计温度时空气焓值,站厅取 71.6 kJ/kg,站台取 64.9 kJ/kg;

τ ——以目前通风量换气所需时间, s;

G ——车站送风量, m³/s, 车站总送风量为 144000 m³/h, 根据车站站厅及站台空气体积比,站厅送风量可取 24 m³/s,站台送风量可取 16 m³/s;

Q_i ——使车站温度从某一推荐运行温度达到常规设计温度时所需单位时间的冷量, kW; 站内空气湿度取 65%。

不同的室外温度下,使车站温度从推荐运行温度达到常规设计温度时所需冷量不同,考虑到整个

空调季节室外温度处于 32℃ 以上各温度段的小时数, 小时数可以下式表示:

$$B_1+B_2+\cdots+B_i=M \quad (7)$$

式中:

B_i ——室外温度大于 32℃ 时不同温度段的小时数;

M ——大于 32℃ 的室外温度总时长。

以 2019 年室外气象参数为例, 表 5 给出夏季整个空调季节 6:00-23:00 间空调开启时间内室外温度高于 32℃ 时各个温度区间的小时数。

表 5 不同室外温度的小时数

室外温度 (℃)	32 ~ 33	33 ~ 34	34 ~ 35	35 ~ 36	36 ~ 37
小时数 (h)	203	60	52	24	14

在地铁环控系统中, 空调箱出力, 即空气换热量, 是车站整个环控系统最终目标, 参阅相关文献^[7], 空气换热量与车站空调系统各用电设备输入功率计算公式为:

$$\eta = \frac{Q}{\sum N_i} \quad (8)$$

式中:

η ——空调系统空气换热能效比, 可取运营初中远期能效比均值 1.27^[7];

Q ——空调箱供冷量, kW;

$\sum N_i$ ——空调系统各用电设备的平均输入功率之和, 包含冷水机组、冷却塔、空调箱、水泵和回排风机, kW。

则推荐运行温度相比于常规设计温度的节能量可由下式求出:

$$E=B_1\sum N_1+B_2\sum N_2+\cdots+B_i\sum N_i \quad (9)$$

由式 (4) ~ (9) 联立求解可知, 整个空调季节推荐运行温度相比于常规设计温度的节能量为 149.35×10³kWh。

5 结论

本文通过理论计算与现场实测加以同步问卷调查的方法, 分别研究了地铁车站推荐运行空气温度, 研究发现:

(1) 乘客在站厅及站台突然停下时 RWI 会显著升高, 其原因为: 一方面, 乘客在突然停下时其新陈代谢率仍然保持在之前的状态; 另一方面, 突然停下时因行走产生的相对风速减小, 空气边界层热阻显著升高。

(2) 通过理论计算发现, 推荐的站厅运行空气温度与室外温度呈一定的线性关系, 当室外温

度处于 33℃ ~ 37℃ 时, 推荐站厅运行空气温度为 30.1℃ ~ 34.4℃; 推荐的站台运行空气温度与站厅温度也呈一定的线性关系, 当站厅温度在 30℃ ~ 34℃ 时, 推荐站台运行空气温度为 28.7℃ ~ 32.5℃。

(3) 在上海某地铁车站进行热环境参数实测, 并同步分发问卷总量达 811 份, 其中站厅有效问卷为 366 份, 站台有效问卷为 445 份。发现乘客未进站之前处于地面时, 有 91.2% 的乘客感觉室外热或稍热; 当乘客处于站厅时, 有 65.8% 的乘客觉得舒适; 当乘客到达站台时, 有 70.4% 的乘客觉得舒适。由此可见, 乘客由室外进入站厅再进入站台过程中经历较热到舒适的过渡环境, 热舒适性越来越好。

(4) 在不同的室外温度下, 站厅与室外 RWI 差值的均值在 0.2 到 0.4 之间; 在不同的站厅温度下, 站台与站厅 RWI 差值的均值在 0.1 到 0.14 之间, 相对较小的数值对应的站厅或站台的温度要更高, 其空调系统负担冷量更小, 节能量更为显著。

(5) 综合理论计算与问卷结果发现, 理论计算推荐运行温度及问卷获得的推荐运行温度结果基本吻合, 均可作为实际车站站台推荐运行温度, 推荐运行温度可选两者间最大值。

(6) 基于推荐的车站运行空气温度, 地铁环控系统在整个空调季节相比于常规设计温度的节能量为 149.35×10³kWh。

参考文献

- [1]SES, Principles and Applications, second ed., Subway Environmental Design Handbook, vol. 1, 1976.
- [2]Abbaspour, M, Jafari, M J, Mansouri, N, Moattar, F, Nouri, N, Allahyari, M. Thermal comfort evaluation in Tehran metro using Relative Warmth Index[J]. International Journal of Environmental Science and Technology : (IJEST), 2008, 5(3).
- [3]F Ampofo, G Maidment, J Missenden. Underground railway environment in the UK Part 1: Review of thermal comfort[J]. Applied Thermal Engineering, 2003, 24(5).
- [4]Jieun Han, Soon-bark Kwon, Chungyoon Chun. Indoor environment and passengers' comfort in subway stations in Seoul[J]. Building and Environment, 2016, 104.
- [5]朱培根, 王春旺, 仝晓娜, 宋桦, 李晓昀. 地铁站乘客动态热舒适评价研究[J]. 暖通空调, 2016, 46(02): 101-104+40.
- [6]匡志江. 宁波轨道交通 1 号线环控系统热舒适评价[J]. 制冷, 2016, 35(03): 49-54.
- [7]李伟华, 冯海涛, 王利杰, 李立华. 地铁站热舒适度评价与控制策略研究[J]. 洁净与空调技

术,2014(03):25-28.

[8]Liming Wu,Haishan Xia,Xianfeng Wang,Qingfeng Dong,Chunxiang Lin,Xiaotong Liu,Rui Liang. Indoor air quality and passenger thermal comfort in Beijing metro transfer stations[J]. Transportation Research Part D,2020,78.

[9]Kapil Sinha,E. Rajasekar. Thermal comfort evaluation of an underground metro station in New Delhi using agent-based modelling[J]. Building and Environment,2020,177.

地下车库诱导风机运行策略的数值模拟研究

王昕, 张倩茹, 赵金驰, 李超

(上海理工大学环境与建筑学院, 上海 200093)

[摘要] 大多数研究集中在车库运行时污染物的各种参数上, 没有考虑车库关闭前后诱导风机系统的工作状态。本文通过计算流体力学(CFD)方法, 研究了四种诱导风机策略, 分别为诱导风机在车库运营时间内和运营时间后的不同状态下室内污染物浓度水平, 并考虑了不同的交通流量, 包括运营时间有5辆、10辆和15辆汽车同时运行的情况。在运营时间内, 开启诱导风机, 一氧化碳(CO)质量分数比关闭引风机时分别降低16%、12%和7%。排出CO的最佳策略是在车库的运营时间打开诱导风机, 而在运营时间过后关闭诱导风机。

[关键词] 地下车库; 诱导风机; 交通流量; CFD模拟

1 引言

在地下车库中, 汽车尾气产生的污染物包括一氧化碳、碳氢化合物、氮氧化物、颗粒、挥发性有机化合物和二氧化硫。在所有成分中, 一氧化碳(CO)被认为是一种主要威胁, 即使含量低, 也会有害健康, 甚至死亡。ASHRAE强调一氧化碳排放是停车场最严重的问题之一。有效的通风策略可以解决这一问题^[1,2]。在封闭环境中, 如果机械或自然通风不充分, 过高的废气浓度对人体是有害的, 甚至会导致死亡。

不同建筑的车库有不同的特点, 有些是完全封闭的, 有些是部分开放的。位于地下的全封闭车库经常需要机械通风^[3], 使用离心风机清除污染物或轴流风机提供通风空气^[4]。半开放式车库可采用自然通风, 无需机械通风。自然通风条件下, 通常需要三个开口来稀释污染物。对专门从事停车场通风的暖通空调设计师来说, 车库内的通风系统需要同时满足安全要求和保持空气质量。

计算流体力学(Computational Fluid Dynamics, CFD)不仅可以对传热、烟气强度等相关现象进行详细分析^[5,6], 还可以研究气候特征、内部环境温度等问题^[7]。CFD模拟结合地下车库通风的现场测量, 可以预测通风方案的可行性^[8,9]。由于车库通风的CFD模拟显得非常重要, 设计人员经常采用这种方法为通风设计的应用提供依据^[10], 并分析不同建筑下不同通风策略的效果^[11]。对于一些具有潜在危险的污染气体, 必须给予重视, 并对其进行数值模拟分析, 以研究各种通风系统的有效性^[12-14]。因此, CFD得到了广泛的应用, 可以计算预测污染物浓度和三维流场的变化^[15-16], 并且应用在车库的通风计算中^[20-21]。

近年来, 为了更好地净化污染物, 提高效率, 对封闭车库的通风形式和通风口的设置进行了进一步

的研究。或者通过对能耗等各种因素的评价和分析, 对通风系统进行优化设计, 提出高效通风方案^[17-19]。

当车库停止运营后, 仍需通风一定的时间将车库内仍残留部分污染物排除。目前的研究大多是针对车库运营时的污染物排除效果, 很少有考虑车库停止运营前后的风机系统的运行状态。本文通过CFD方法模拟研究了不同的诱导风机策略, 以得到排除车库内污染物的最优方式, 为车库内诱导风机的运行控制策略提供了新的思路, 可以为实际的通风控制方案在提高通风效率和节能效果方面提供依据。

2 数值方法

2.1 几何模型

车库尺寸为70.7m(X)×82m(Y)×3.95m(Z), 车库设有4个进风口和8个排风口, 分别如图1中蓝色箭头和红色箭头所示。车库上部距离地面2.3m处固定有引风机24台。风机有三个出风口, 送风角度为6°。此外, 车库中还有两条车道供车辆进出。

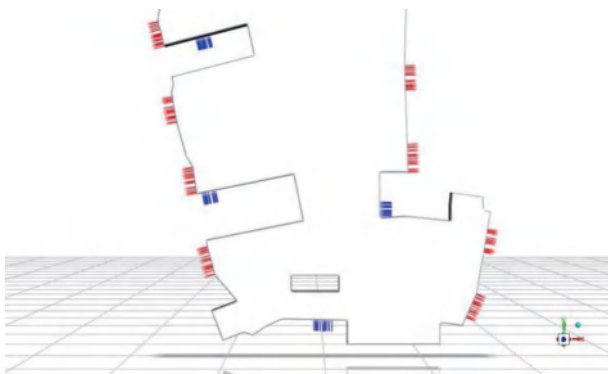


图1 地下车库模型示意图

2.2 数值网格

本文采用Fluent专用预处理软件GAMBIT进行网格划分, 综合考虑仿真计算的速度和精度, 最终的计算模型中有109万个网格单元, 生成的网格类

致谢: 机械行业创新平台建设项目资助(项目编号: 2019SA-10-07); 山东省建设部研发项目(项目编号: K2019370)。

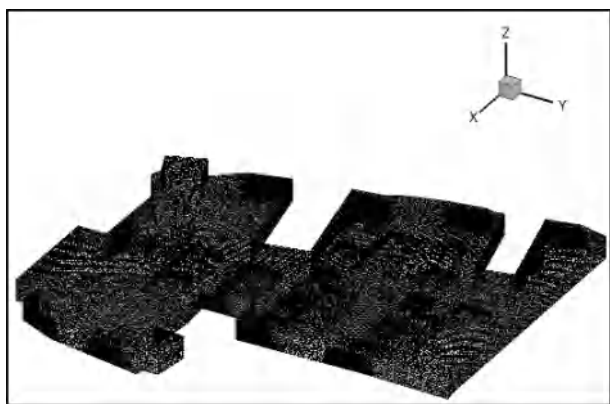


图2 地下车库网格划分

型为四面体网格,如图2所示。另外,由于主要研究对象是引风机的速度场和CO浓度场的分布,在网格划分时,引风机附近的流场被局部加密。

2.3 控制方程

数值模拟包括室内的速度场和CO浓度场,从而得到送风速度和CO浓度的变化规律。本文采用商用CFD程序Fluent进行数值模拟计算。对三维非定常雷诺平均纳维-斯托克斯(RANS)方程进行了数值求解。方程组包括连续方程、动量守恒方程、能量守恒方程和组分输运方程。

在数值模拟中,采用三维连续方程和Navier-Stokes方程来描述空气流动。连续性方程为:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

动量方程为:

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + \rho g_i \quad (2)$$

其中 ρ 为密度, kg/m^3 ; u_i 为第 i 个方向的时间平均速度, m/s ; p 是压强, Pa ; μ 为流体的动力粘度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$; g_i 是第 i 个方向的重力加速度分量。

在实际应用中,流动通常是紊流,所有变量都是波动的。求解波动参数的目的是平滑参数波动,这需要大量的计算资源。例如,通过雷诺时间平均得到雷诺平均Navier-Stokes(RANS)方程。RANS模型已成功应用于研究低速室内的气流和颗粒分布^[22-24]。对于密度恒定的流体,雷诺数平均后的动量方程可写成式(3)。

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{u}_i \bar{u}_j)}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \overline{u_i u_j} \right) \quad (3)$$

式中 $\overline{u_i u_j}$ 为雷诺应力项。对于RANS模型, ∂t 计算为式(4)^[25]。

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4)$$

式中 k 为湍动能, ε 为湍动能耗散率, C_μ 为常数。

通过对第 i 种的对流扩散方程的求解,可得到各种 Y_i 的局部质量分数,如式(5)所示。

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_i) + \nabla \cdot \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \vec{v} Y_i) = -\nabla \cdot \vec{J}_i + R_i + S_i \quad (5)$$

式中, J_i 为 i 种的扩散通量, R_i 为 i 种的净生成速率, S_i 为分散相与任意用户定义源的相加生成速率。

3 研究工况

该地下车库通风系统排风量为 $58080 \text{ m}^3/\text{h}$,进风量为 $45400 \text{ m}^3/\text{h}$ 。共有24台诱导风机,每台风量为 $705.6 \text{ m}^3/\text{h}$ 。

设定三种车辆的负荷被,包括5辆车、10辆车、15辆车均匀分布在车库车道上。每辆车的CO排放量为 905 mg/s ,汽车尾气排放速度约为 1.4 m/s 。尾气管直径为 0.048 m ,高度为 0.32 m 。

本文研究了四种诱导风机策略,分别考虑了诱导风机在车库运营时间段和结束运营后的不同行为,工况汇总如表1所示。

表1 工况汇总

工况编号	运营时间内 车辆数	运营时间内 诱导风机状态	结束运营后 诱导风机状态
1	5	关	关
2	10	关	关
3	15	关	关
4	5	开	开
5	10	开	开
6	15	开	开
7	5	关	开
8	10	关	开
9	15	关	开
10	5	开	关
11	10	开	关
12	15	开	关

4 结果与讨论

本文主要截取三个面进行浓度场分析,各平面的选择如下:

1) 由于风机安装高度为 2.20 m - 2.65 m ,在风机高度为 2.3 m ($Z=2.3 \text{ m}$)处取截面,观察CO浓度场的变化。

2) 由于人员正常移动范围的高度为 1.2 m - 1.8 m ,因此截取 1.5 m ($Z=1.5 \text{ m}$)高度段,观察其CO浓度场的变化。

3) 排气管高度为 0.32 m ,因此取高度 0.34 m

表2 运营时间 $Z=1.5 \text{ m}$ 平面CO质量分数平均值汇总

车库内车流量	诱导风机关闭	诱导风机开启	CO平均质量分数下降
5辆	2.87E-07	2.42E-07	16%
10辆	5.50E-07	4.82E-07	12%
15辆	7.75E-07	7.25E-07	7%

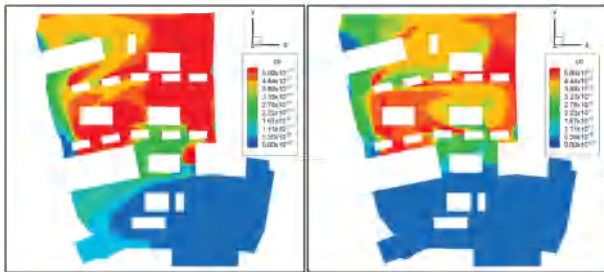
($Z=0.34\text{m}$) 来观察 CO 浓度变化。

4.1 运营时间内

图 3 给出了运营时间内 5 辆车流量在 $Z=1.5\text{m}$ 平面上的 CO 质量分数云图, 相应平面的 CO 质量分数平均值则列于表 2。可以看出, 在运营时间内开启诱导风机可以降低呼吸面的 CO 质量分数。在运营时间内开启诱导风机, CO 质量分数较诱导风机关闭的情况分别降低 16%、12% 和 7%。但随着车流量的增加, 下降的比例逐渐减小。

4.2 结束运营后

4.2.1 CO 质量分数在不同平面上的瞬态平均值
图 4~图 6 给出了运营时间后 CO 在三个不同高



(a) 诱导风机关闭 (b) 诱导风机开启

图 3 5 辆车在 $Z=1.5\text{m}$ 平面上的 CO 质量分数等值线

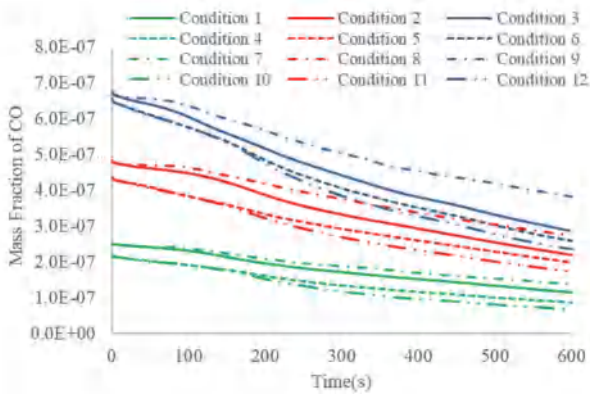


图 4 $Z=0.34\text{m}$ 平面上 CO 的平均质量分数

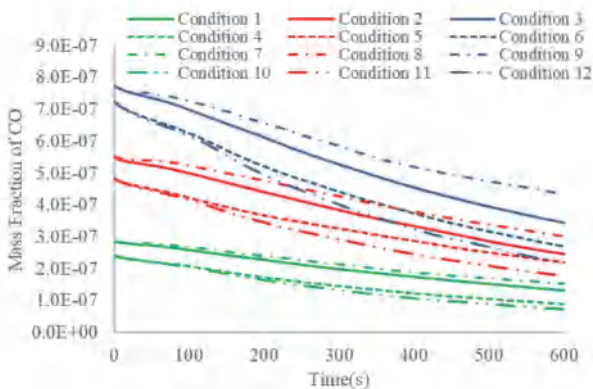


图 5 在 $Z=1.5\text{m}$ 平面上 CO 的平均质量分数

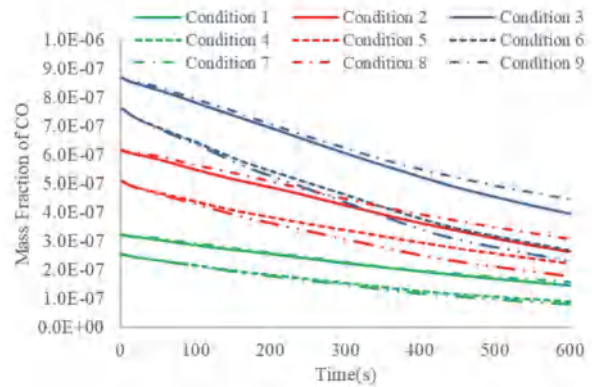


图 6 CO 在 $Z=2.3\text{m}$ 平面上的平均质量分数

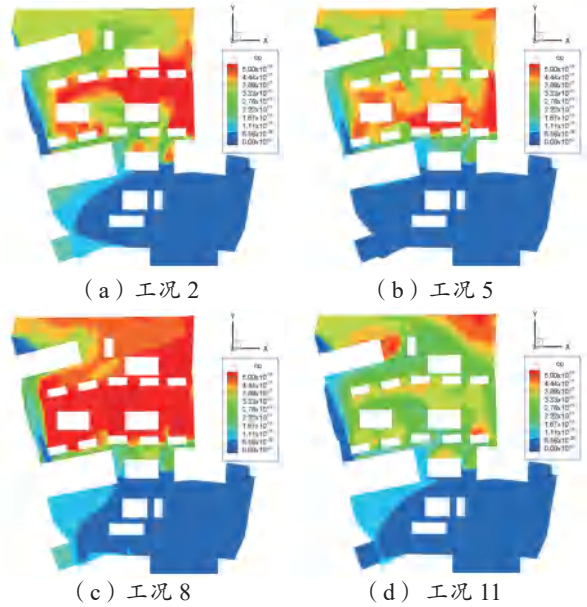


图 7 10 辆车流量在 0.34m 高度 CO 质量分数分布

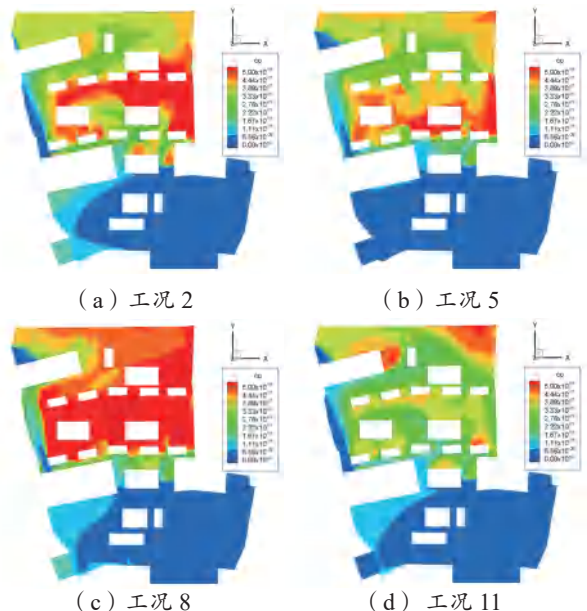


图 8 10 辆车流量在 1.5m 高度 CO 质量分数分布

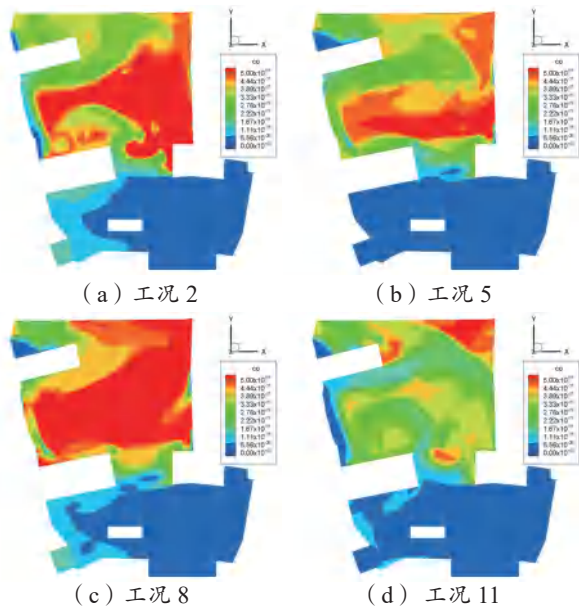


图9 10 辆车流量在2.3m高度CO质量分数分布

图7~图9给出四种策略下离地高度 $Z=0.34\text{m}$ 、 $Z=1.5\text{m}$ 、 $Z=2.3\text{m}$ 处CO浓度分布。在诱导风机的作用下,CO浓度值随高度逐渐降低。不同条件下,有排放源一侧的CO浓度分布明显高于另一侧。

结果表明,在三个高度的平面上,由于汽车尾气排放源的位置,车库内CO浓度分布不均匀。对比四种风机策略,工况8为开启时间后通风10分钟后的浓度水平最高,即风机由关到开效果最差。工况11为开门时间后通风10分钟后的浓度水平最低,即诱导风机由开到关为最佳策略。

5 结论

通过CFD数值模拟不同诱导通风策略下的地下车库速度场和CO浓度场,得出以下结论:

1) 地下车库运营时间内, $Z=0.34\text{m}$ 平面、 $Z=1.5\text{m}$ 平面和 $Z=2.3\text{m}$ 平面上CO质量分数随交通流量增大而增大;在 $Z=1.5\text{m}$ 平面,开启诱导风机可以降低CO浓度水平,为室内提供更好的环境。

2) 在车库的运营时间打开诱导风机,而在运营时间过后关闭诱导风机可以使得CO浓度水平较低并且更快排除车库内的残余CO。

参考文献

[1] Oh, HJ, Sohn JR, Roh JS, et al. (2020). Exposure to respirable particles and TVOC in underground parking garages under different types of ventilation and their associated health effects. *Air Quality Atmosphere and Health*. 13(3): 297-308.

[2] Zhang, LY, Wang, JY, Hu, XY, et al. (2021). VOCs and PM concentrations in underground parking garages

of the commercial center and high-rise residential buildings. *Air Quality Atmosphere and Health*. 14(7):1117-1131.

[3] Krarti, M, Ayari, A (2001). Ventilation for enclosed parking garages. *ASHRAE Journal*. 43(2):52.

[4] ASHRAE (2011). *ASHRAE Handbook. HVAC Applications: Chapter 15: Enclosed Vehicular Facilities*. Atlanta, GA, USA: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.

[5] Borowski, M, Jaszczur, M, Karch, M, et al. (2019). Control of smoke flow using a jet-fan in an underground car park. *XII International Conference on Computational Heat, Mass and Momentum Transfer (ICCHMT 2019)*.

[6] Celen, AC, Kundu, B, Dalkilic AS, et al. (2014). Smoke control of a car park by means of cfd analyses using jet fans. *Proceedings of the asme fluids engineering division summer meeting-2014, 1A: SYMPOSIA*.

[7] Ma, JS, Liu, XT, Zhuang, DM, et al. (2011). CFD-based design of the natural ventilation system of the traffic center of T3 in Beijing International Airport. *Materials Processing Technology*. 291-294:3292.

[8] Faramarzi, A, Lee, J, Stephens, B, et al. (2020). Assessing ventilation control strategies in underground parking garages. *Building Simulation*. 14(3):701-720.

[9] Peng, SB, Chen, QK, Guo, BY, et al. (2019). Carbon monoxide diffusion and ventilation in underground garage. *Applied Ecology and Environmental Research*. 17(4):9065-9081.

[10] Song, XS, Zhao, Y (2017). CFD simulation of particle diffusion at the region near the entrance or exit of an underground parking lot. *2017 2nd international conference on advances on clean energy research (icacer 2017)*.118:184-188.

[11] Ahn, SJ, Kwon, HM, Kim, GH, et al. (2016). Study of securing required ventilation rates and improving mechanical ventilation systems for underground parking lots. *Journal of Asian Architecture and Building Engineering*. 15(3):659-665.

[12] Brzezinska, D, Markowski, AS (2017). Experimental investigation and CFD modelling of the internal car park environment in case of accidental LPG release. *Process Safety and Environmental Protection*.110:5-14.

[13] Choi, J, Hur, N, Kang, S, et al. (2013). A CFD simulation of hydrogen dispersion for the hydrogen

leakage from a fuel cell vehicle in an underground parking garage. *International Journal of Hydrogen Energy*. 38(19):8084-8091.

[14] Lach, AW, Gaathaug, AV (2021). Effect of Mechanical Ventilation on Accidental Hydrogen Releases-Large-Scale Experiments. *Energies*. 14(11).

[15] Duci, A, Papakonstantinou, K, Chaloulakou, A, et al. (2004). Numerical approach of carbon monoxide concentration dispersion in an enclosed garage. *Building and Environment*. 39(9):1043-1048.

[16] Papakonstantinou, K, Chaloulakou, A, Duci, A, et al. (2003). Air quality in an underground garage: computational and experimental investigation of ventilation effectiveness. *Energy and Buildings*. 35(9):933-940.

[17] Gil-Lopez, T, Sanchez-Sanchez, A, Gimenez-Molina, C (2014). Energy, environmental and economic analysis of the ventilation system of enclosed parking garages: Discrepancies with the current regulations. *Applied Energy*. 113:622-630.

[18] Viegas, JV (2009). The Use of Impulse Ventilation to Control Pollution in Underground Car Parks. *International Journal of Ventilation*. 8(1):57-74.

[19] Gil-Lopez, T, Sanchez-Sanchez, A, Gimenez-Molina, C (2015). Indoor and outdoor volatile organic compounds monitoring in a multi-storey car park.

Environmental Engineering and Management Journal. 14(7):1563-1570.

[20] Duci, A, Papakonstantinou, K, Chaloulakou, A, et al. (2004). Numerical approach of carbon monoxide concentration dispersion in an enclosed garage. *Building and Environment*. 39(9):1043-1048.

[21] Aminian, J, Maerefat, M, Heidarinejad, G (2018). A new simplified method for decreasing contaminants in underground enclosed parking lots. *Building Services Engineering Research and Technology*. 39(5):590-608.

[22] Zhang, Z, Chen, Q (2006). Experimental measurements and numerical simulations of particle transport and distribution in ventilated rooms. *Atmospheric Environment*.

[23] Gadgil, AJ, Lobscheid, C, Abadie, MO, et al. (2003). Indoor pollutant mixing time in an isothermal closed room: an investigation using CFD. *Atmospheric Environment*. 37(39):5577-5586.

[24] Maele, KV, Merci, B (2006). Application of two buoyancy-modified – turbulence models to different types of buoyant plumes. *Fire Safety Journal*. 41(2): 122-138.

[25] Versteeg, HK, Malalasekera, W (2007). An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method. Pearson Education.

基于污染气体释放特征的排污效率计算方法

张倩茹¹, 张旭², 叶蔚², 高军²

(1. 上海理工大学, 上海 200093; 2. 同济大学, 上海 200093)

[摘要] 针对有非被动污染气体释放的室内环境, 其排污效率不仅与气流组织有关, 还和气体释放特征有关。本文使用理论分析的方法推导得到房间排污效率与文中提出的气体扩散准则数 Π 之间的关系, 用数值模拟结果分析得到排污效率的表达式。研究表明: 气体扩散准则数 Π 可以表征气态污染物受到的体积力与惯性力的相对大小; 重型污染气体释放场景的排污效率可以表达成气体扩散准则数 Π 以及排风口高度的指数函数形式。

[关键词] 污染气体; 排污效率; 气体扩散; 准则数

0 引言

室内污染物排除的有效性直接影响了室内空气质量, 国内外已经有大量学者基于理论、实验、数值模拟等方法, 提出了很多评价指标。李先庭和赵彬^[1]将室内空气分布的评价指标分为送风有效性指标、污染物去除有效性指标、热舒适指标。其中和污染物去除有效性相关的指标包括排污效率^[2]、SVE2^[3]、污染源可及度(ACS)^[4], 而排污效率作为稳态工况下的指标, 其应用最为常见。房间总体相对排污效率的定义为^[2]:

$$\bar{\epsilon} = \frac{C_e - C_s}{\bar{C} - C_s} \quad (1)$$

其中, C_e 为排风口处污染物浓度, kg/m^3 ; C_s 为送风口处污染物浓度, kg/m^3 ; $\bar{C}$ 为房间平均污染物浓度, kg/m^3 。当送风中不含污染物时, 上式可以简化为:

$$\bar{\epsilon} = \frac{C_e}{\bar{C}} \quad (2)$$

在研究室内环境时, 通常假设示踪气体为被动气体, 从而排污效率只与气流组织有关。凌继红等^[5]用实验研究了气流组织对负压隔离病房排污效率的影响, 在病人口部散发 SF_6 示踪气体, 通过测量医护人员呼吸区域的污染物浓度, 比较了 8 种气流组织的排污效率。杨建忠等^[6]以 B737-200 座舱模型为研究对象, 用排污效率评价了天花板送风、侧壁送风、混合送风的效果。王怡等^[7]针对具有集中热源和集中污染源的工业厂房, 研究了复合通风系统室内垂直温度分布、温度效率和排污效率的变化规律。杨鹏等^[8]研究了不同送、排风形式对脱水机房的排污效率和恶臭浓度的影响规律。郑晓红等^[9]针对医院病房内易出现病人间通过空气途径发生传染病交叉感染的问题, 提出一种发散源可控的局部空调个性

化通风装置作为空调系统末端, 并用排污效率评估了传统空调和该个性化通风系统的性能。吴小舟等^[10]用办公房间室内热环境参数分布及新风系统的通风效率对低温辐射地板供暖系统分别与混合通风系统和置换通风系统复合的效果进行了评价。李安桂等^[11]根据排污效率对新型冠状病毒肺炎医院的典型隔离病房进行了气流组织的有效性评价。

而当污染物释放量较大或者污染物密度与空气相差较多时, 污染气体的初始释放特征会影响其附近的流场, 从而影响污染物在室内的分布^[12]。赵鸿佐^[13]针对非等温房间, 得到通风(温度)效率 E_T 与阿基米德数(Ar)的对数之间存在线性关系的结论。而房间的热、质传递具有相似性^[14], 因此在机械通风背景下, 排污效率则应与表征机械通风效果的无量纲数之间存在一定的关系。

本文首先使用理论分析的方法推导得到有非被动污染气体的房间排污效率计算方式, 随后用经过实验验证的数值模型进行一系列的工况计算, 并用数值模拟结果分析得到排污效率的表达式。

1 理论分析

Ar 为浮力效应相似准则, 其物理意义为浮力与惯性力之比, 对于密度比空气大的污染气体, Ar 则表示为:

$$Ar = \frac{gl\Delta\rho}{v^2\rho_a} = \frac{gl(\rho_g - \rho_a)}{v^2\rho_a} \quad (3)$$

如果考虑从释放源离开后气体受到掺混, 其密度应是掺混后的混合密度, 那么该密度差应为:

$$\Delta\rho = \rho_{mix} - \rho_a \quad (4)$$

下标 mix 代表混合物。

而混合物的密度应为:

$$\begin{aligned} \rho_{mix} &= \frac{\rho_g V_g + \rho_a V_a}{V_g + V_a} = \rho_g \frac{V_g}{V_g + V_a} + \rho_a \frac{V_a}{V_g + V_a} \\ &= \rho_g \frac{q_v}{q_v + Q_v} + \rho_a \left(1 - \frac{q_v}{q_v + Q_v}\right) \end{aligned} \quad (5)$$

其中 q_v 为污染气体的体积释放速率, m^3/s ; Q_v 为房间的通风量, m^3/s 。

由于 $q_v \ll Q_v$, 所以:

$$\frac{q_v}{q_v + Q_v} \approx \frac{q_v}{Q_v} \quad (6)$$

经过对混合物密度的修正, 表征混合气体负浮力与惯性力之比的 Ar 可以表示为:

$$\Pi = \frac{gl(\rho_g - \rho_a)q_v}{\rho_a Q_v v^2} \quad (7)$$

如果将特征速度定义为房间横截面的平均风速, 特征长度定义为房间横截面的特征长度, 那么 $Q_v = V l^2$, 式(7)可以表示为:

$$\Pi = \frac{g(\rho_g - \rho_a)q_v}{\rho_a v^3 l} \quad (8)$$

式(8)用污染源的释放量及相关参数对 Ar 数进行修正, 涵盖了影响室内气态污染物扩散的主要因素, 可称之为气体扩散准则数。当 Π 较小时, 气态污染物的扩散主要受到周围气流的惯性力作用, 而当 Π 较大时, 气态污染物的扩散主要受到自身负浮力(或浮力)的作用。所以在无量纲数 Π 由小增大的过程中, 起初污染物的扩散为被动气体扩散, 随后逐渐向非被动气体扩散过渡。

在污染物缓慢持续泄漏时, 稳态情况下室内污染气体的分布状态决定了室内的排污效率。根据式(8), 影响气态污染物在室内分布的变量包括: 特征风速 v , m/s ; 特征长度 l , m ; 污染气体释放量 q_v , m^3/s ; 空气的密度 ρ_a , kg/m^3 ; 污染气体的密度 ρ_g , kg/m^3 ; 重力加速度 g , m/s^2 。因此排污效率可以作为上述六个变量的因变量。

根据量纲分析法, 可以得到六个变量中的三个基本量的无量纲形式:

$$\Pi_1 = q_v l^{-2} v^{-1} \rho_a^{-1} = \frac{q_v}{l^2 v} \quad (9)$$

$$\Pi_2 = \frac{\rho_g}{\rho_a} \quad (10)$$

$$\Pi_3 = \frac{gl}{v^2} \quad (11)$$

因变量排污效率本身即为无量纲参数, 因此定义:

$$\Pi_4 = \bar{\varepsilon} l^0 v^0 \rho_a^0 = \bar{\varepsilon} \quad (12)$$

因此有如下关系:

$$\Pi_4 = f(\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3) \quad (13)$$

而根据笔者以往的研究, 室内污染物的分布规律和表征气态污染物释放强度相对大小的无量纲数有关^[12], 而该无量纲数又可以表示成:

$$\Pi = \Pi_1 \frac{(\Pi_2 - 1)}{\Pi_2} \Pi_3 = \frac{gq_v(\rho_g - \rho_a)}{lv^3 \rho_a} \quad (14)$$

因此式(14)可以变为:

$$\bar{\varepsilon} = f(\Pi) \quad (15)$$

亦即排污效率和气体扩散准则数之间存在函数关系。而式(15)的具体形式则需根据具体工况得到。

2 工况设置

针对同一建筑和室内设计温度来探讨气体扩散准则数 Π 的大小, 需要考虑气态污染物的密度、气态污染物的释放量和房间的特征风速三者的各种组合。

在各种实验设计方法中, 三因素四水平的均匀设计可以用相对较少的工况数量综合考虑三个因素的影响^[15], 并且便于拟合曲线, 因此选择其作为研究几种因素综合作用的工况设计方法。

将因素一设定为污染气体的质量流量 q_m 。综合考虑以往研究中不同密度气体的泄漏量^[16-22], 其数量级大部分分布在 10^{-5}kg/s , 10^{-4}kg/s 和 10^{-3}kg/s 。重型污染物缓慢持续泄漏工况选取 $1.6 \times 10^{-5}\text{kg/s}$, $4.8 \times 10^{-4}\text{kg/s}$, $1.28 \times 10^{-3}\text{kg/s}$, $1.6 \times 10^{-3}\text{kg/s}$ 作为污染物气体缓慢持续泄漏量的四个水平。对于轻型污染物缓慢持续泄漏场景, 由于其物理对象与网格都与重型污染物泄漏场景不同, 这里将其换算成重型污染物单位体积释放强度相同的量。

将因素二设定为污染气体的密度。对于密度比空气大的污染物, 选取 C_3H_8 、 CH_2F_2 、 CCl_2F_2 , 并结合之前实验中用到的 SF_6 , 将其作为因素二的四个水平。

将因素三定为房间的特征风速 v , 该风速取决于室内的换气次数。工业厂房一般要求换气次数不低于 1 次/h, 冷库相关的工业场合一般要求换气次数不低于 3 次/h, 因此选取 1 次/h, 2 次/h, 3 次/h, 4 次/h 作为换气次数的四个水平。相应地可以得到对应建筑特征风速的四个水平。

在已经确定三个因素及其四个水平的情况下, 可以得到均匀设计工况。重型污染物缓慢持续泄漏场景各工况相应参数及无量纲数如表 1 所示。

表 1 重型污染物气体缓慢持续泄漏场景均匀设计工况及相应无量纲数

工况编号	质量流量 (kg/s)	污染物气体密度 (kg/m^3)	特征风速 (m/s)	Π
1	4.80×10^{-4}	6.04	0.0050	4.68×10^3
2	1.28×10^{-3}	6.04	0.0017	3.37×10^5
3	4.80×10^{-4}	1.83	0.0033	8.34×10^3
4	1.60×10^{-3}	5.04	0.0033	5.02×10^4
5	1.60×10^{-5}	5.04	0.0067	6.27×10
6	1.28×10^{-3}	1.83	0.0067	2.78×10^3
7	1.60×10^{-3}	2.17	0.0050	1.11×10^4
8	1.60×10^{-5}	2.17	0.0017	3.01×10^3

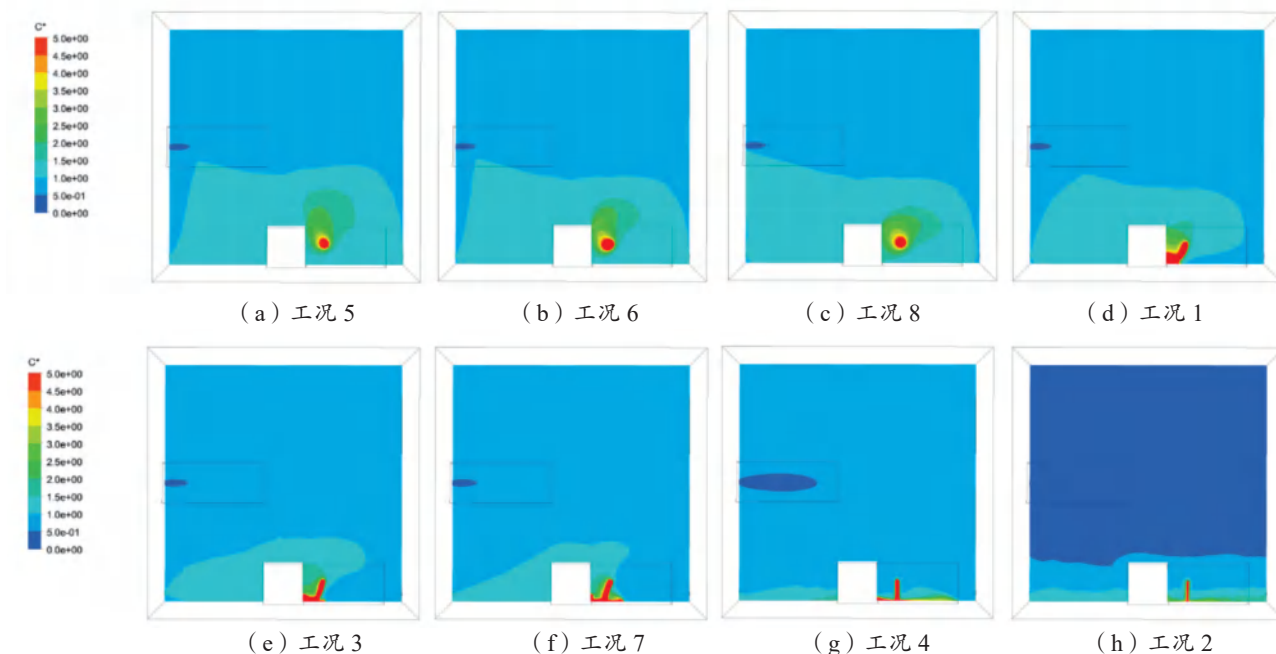


图1 同侧中送下排对称面上制冷剂气体浓度分布云图

对于每组工况，都进行同侧中送下排和对侧中送下排的三种排风口高度的数值模拟计算。

3 结果与讨论

3.1 室内浓度与排污效率变化

图1给出了重型制冷剂缓慢持续泄漏的同侧中送下排时八个工况对称面上制冷剂气体无量纲浓度 C^* 的分布云图，按照各工况 Π 从小到大的顺序排列。其中无量纲浓度 C^* 的计算方式如下：

$$C^* = \frac{C}{C_0} \quad (16)$$

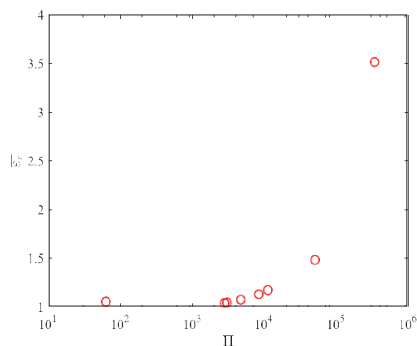
$$\bar{C} = \frac{q_m}{Q_v} \quad (17)$$

其中 C 为当地污染物浓度， kg/m^3 ； $\bar{C}$ 为稳态排风中的平均污染物浓度， kg/m^3 ； q_m 为污染物质量流量， kg/s ； Q_v 为房间通风量， m^3/s 。

由图1可以看出，随着 Π 的增加，污染物的扩散由被动气体扩散逐渐向非被动气体扩散过渡，室内无量纲浓度分布也逐渐转变为具有明显的垂直浓度分层，且随着高度增加，无量纲浓度减小。当 $\Pi \geq 50168$ （工况2和工况4）时，污染源附近气流的惯性力相对较小，负浮力占主导地位，污染气体一经泄漏即形成了垂直下沉现象，整个截面上也形成由下至上的浓度分层。

4.2 排污效率计算公式

图2给出了同侧中送下排且排风口下沿距离地面140mm时，按照表1设计的一组工况的总体排污

图2 总体相对排污效率与准则数 Π 的变化关系

效率与气体扩散准则数 Π 的变化关系。

由图2可以看出，随着无量纲数 Π 的增加，房间总体相对排污效率增加。结合前文中对浓度分布之间的关系，由于排风口设置在侧墙底部，排风口处的浓度污染物浓度较高，从而导致房间排污效率较高。并且随着无量纲数 Π 的增加，相对排污效率起初增加较慢，后来增加较快，比较符合指数函数的形式，因此以指数函数拟合该数据关系。假设二者之间的函数关系为：

$$\bar{\epsilon} = ae^{b\Pi^{1/3}} + c \quad (18)$$

其中 a ， b ， c 为实数。对同侧中送下排、排风口高度为140mm的工况进行曲线拟合，其结果如图3所示。

图3中拟合曲线的表达式为：

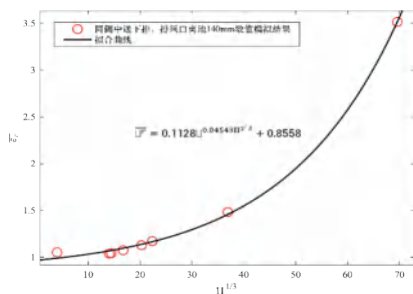


图3 同侧中送下排、排风口高度为140mm工况
相对排污效率函数曲线拟合

$$\bar{\varepsilon}_r = 0.1128e^{0.04543\Pi^{1/3}} + 0.8558 \quad (19)$$

对拟合方程进行拟合优度检验，得到残差平方和（SSE）为0.006865，相关系数（R）为0.9986，均方根误差（RMSE）为0.03705。拟合曲线的残差平方和与均方根误差都接近于0，而相关系数接近于1，说明拟合曲线对样本数据点的拟合程度很高。

考虑排风口在送风口同侧和对侧时，排风口下沿离地140mm、300mm以及450mm三种排风口高度，共包括六种气流组织方案。图4给出了六种气流组织方案的总体相对排污效率与准则数Π的变化关系。

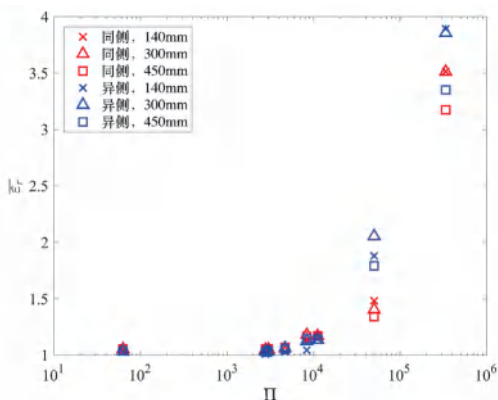


图4 各工况总体相对排污效率与准则数Π的变化关系

若考虑排风口高度对拟合公式的影响，引入排风口下沿距离地面的高度与特征长度相比得到的无量纲数Z/l，并假设排污效率的计算式为：

$$\bar{\varepsilon}_r = ae^{(b\Pi^{1/3} + c\frac{Z}{l})} + d \quad (20)$$

其中Z为排风口下沿距离地面的高度，m。

对同侧中送下排和对侧中送下排各工况数据进行拟合，其结果如图5和图6所示。

图5和图6中拟合曲面的表达式为：

$$\bar{\varepsilon}_r = 0.08573e^{(0.05016\Pi^{1/3} - 1.759\frac{Z}{l})} + 0.9231 \quad (21)$$

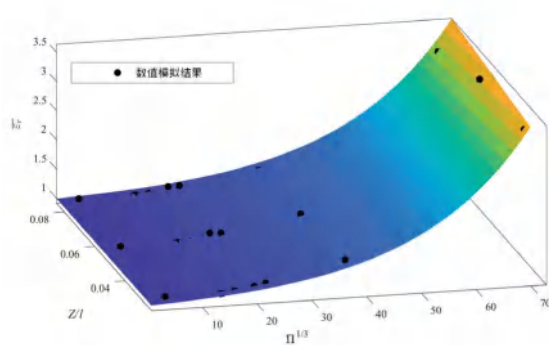


图5 同侧中送下排工况相对排污效率函数拟合

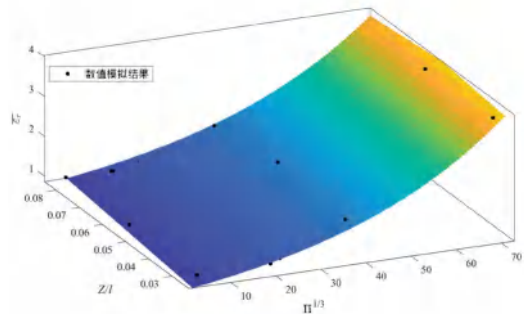


图6 对侧中送下排工况相对排污效率函数拟合

$$\bar{\varepsilon}_r = 0.5829e^{(0.02688\Pi^{1/3} - 1.759\frac{Z}{l})} + 0.2821 \quad (22)$$

对拟合方程进行拟合优度检验，得到残差平方和（SSE）为0.04425，相关系数（R）分别为0.9968和0.9781，说明拟合曲线对样本数据点的拟合程度很高。

将式（19）分别对释放量 q_v 、气体密度 ρ_g 、环境风速 v 求偏导，并得到八个工况下各偏导的绝对值，如表2所示。由表2可知，在各工况下均有 $\left|\frac{\partial \bar{\varepsilon}_r}{\partial q_v}\right| > \left|\frac{\partial \bar{\varepsilon}_r}{\partial \rho_g}\right| > \left|\frac{\partial \bar{\varepsilon}_r}{\partial v}\right|$ ，因此可以认为气态污染物的释放量对排污效率的影响最大。

4 结论

本文提出了有非被动污染气体释放的房间排污效率计算方法，并通过数值模拟结果的拟合得到了重型污染气体释放场景的排污效率具体计算式，主

表2 排污效率对各变量的导数

工况编号	$\left \frac{\partial \bar{\varepsilon}_r}{\partial q_v}\right $	$\left \frac{\partial \bar{\varepsilon}_r}{\partial \rho_g}\right $	$\left \frac{\partial \bar{\varepsilon}_r}{\partial v}\right $
1	1.09E+03	8.97E-02	3.15E+02
2	7.70E+02	1.26E-02	3.67E+01
3	1.22E+04	5.33E-01	4.58E+03
4	3.02E+02	1.22E-01	7.21E+01
5	1.09E+03	8.97E-02	3.15E+02
6	2.55E+03	2.09E-03	3.62E+00
7	5.86E+01	6.31E-02	1.84E+01
8	1.23E+02	9.14E-02	5.43E+01

要结论如下:

(1) 气体扩散准则数 Π 可以表征气态污染物受到的体积力与惯性力的相对大小;

(2) 重型污染气体释放场景的排污效率可以表达成气体扩散准则数 Π 以及排风口高度的指数函数形式, 分别如式(21)和式(22)所示。

参考文献

- [1] 李先庭, 赵彬. 室内空气流动数值模拟[M]. 北京: 机械工业出版社, 2009: 155.
- [2] M. Sandberg, What is ventilation efficiency?[J]. Building and Environment 16(2) (1981) 123-135.
- [3] 村上周三. CFD 与建筑环境设计[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2007: 193-207.
- [4] X. Li, B. Zhao. Accessibility: A New Concept to Evaluate Ventilation Performance in a Finite Period of Time[J]. Indoor and Built Environment 13(4) (2004) 287-293.
- [5] 凌继红, 于会洋, 李猛, 邢金城, 赵越. 气流组织对负压隔离病房排污效率的影响[J]. 天津大学学报(自然科学与工程技术版), 2014, 47(02): 174-179.
- [6] 杨建忠, 马博文, 陈希远, 王振斌. 送风形式对飞机座舱引气污染物扩散影响[J]. 交通运输工程学报, 2019, 19(01): 108-118.
- [7] 王怡, 邢晓, 孟晓静, 刘铁宁, 任晓芬. 工业厂房复合通风系统临界排风速度实验研究[J]. 西安建筑科技大学学报(自然科学版), 2016, 48(05): 745-750.
- [8] 杨鹏, 刘雪峰, 陈思维, 黎庶, 王家绪. 立体送风气流组织对地下污水厂除臭效果的影响[J]. 环境工程学报, 2019, 13(01): 154-161.
- [9] 郑晓红, 钱华, 刘荔. 新型个性化通风系统预防传染病传播数值研究[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2015, 42(12): 3905-3911.
- [10] 吴小舟, 赵加宁, 王泮浩. 低温辐射地板供暖与供新风室内热环境及通风效率实验研究[J]. 暖通空调, 2015, 45(09): 64-69.
- [11] 李安桂, 张莹, 韩欧, 侯立安, 陈焰华, 李著萱, 马友才, 项卫中. 隔离病房的环境保障与气流组织有效性[J]. 暖通空调, 2020, 50(06): 26-34.
- [12] Q. Zhang, X. Zhang, W. Ye, L. Liu, P.V. Nielsen. Experimental study of dense gas contaminant transport characteristics in a large space chamber[J]. Building and Environment 138 (2018) 98-105.
- [13] 赵鸿佐. 室内热对流与通风[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2009: 1-20.
- [14] 连之伟, 陈宝明. 热质交换原理与设备[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2018: 19-30.
- [15] 方开泰. 正交与均匀试验设计[M], 北京: 科学出版社, 2001: 83-156.
- [16] J.A. Khan, C.E. Feigley, E. Lee, M.R. Ahmed, S. Tamanna, Effects of inlet and exhaust locations and emitted gas density on indoor air contaminant concentrations[J], Building and Environment 41(7) (2006) 851-863.
- [17] M.R. Swain, E.S. Grilliot, M.N. Swain, Experimental verification of a hydrogen risk assessment method[J], Chemical Health and Safety 6(3) (1999) 28-32.
- [18] M. Siddiqui, S. Jayanti, T. Swaminathan, CFD analysis of dense gas dispersion in indoor environment for risk assessment and risk mitigation[J], Journal of Hazardous Materials 209 (2012) 177-185.
- [19] K. Matsuura, H. Kanayama, H. Tsukikawa, M. Inoue, Numerical simulation of leaking hydrogen dispersion behavior in a partially open space[J], International Journal of Hydrogen Energy 33(1) (2008) 240-247.
- [20] W. Tan, H. Du, L. Liu, T. Su, X. Liu, Experimental and numerical study of ammonia leakage and dispersion in a food factory[J], Journal of Loss Prevention in the Process Industries 47 (2017) 129-139.
- [21] T. Gelain, C. Prévost, Experimental and numerical study of light gas dispersion in a ventilated room[J], Nuclear Engineering and Design 293 (2015) 476-484.
- [22] Q. Wang, C. Zhai, J. Gong, J. Jiang, Z. Wang, Y. Zhou, Estimating leaked hydrogen gas flow in confined space through coupling zone model and point source buoyancy plume theory[J], International Journal of Hydrogen Energy 44(29) (2019) 15644-15656.
- [23] G. Heskestad, Hot-wire measurements in a radial turbulent jet[J], Journal of Applied Mechanics 33(2) (1966) 417-424.

Excel 在地下变电站网络通风解算

陈佳乐

(山东建筑大学热能工程学院, 济南 250101)

[摘要] 由网络解算的基本理论, 用 Office 组件中的 Excel 软件编辑网络解算代码, 通过具体的例子给出了 Excel 网络解算的操作步骤, 计算误差应保持在 5% 内。Excel 具有强大计算功能并且可大大减少手工计算, 不需要编写和调试复杂繁琐的程序, 让工程技术人员处理简单通风网络更快速。

[关键词] 网络通风; 解算; Excel

0 引言

变电站通风网络解算类似于矿井网络通风解算, 通风解算在变电站通风安全管理中具有重要的作用, 通过合理调节风量可以降低通风能耗, 确保电站通风安全。通风网络理论对传统的通风理论进行补充和拓展, 并逐渐发展成为通风学科的一个重要分支^[1]。本文通过 Excel 表进行变电站通风网络解算^[2]。

1 变电站网络通风解算

1.1 通风网路基本规律

变电站通风网路, 遵守流量守恒定律^[3], 网路中任意一个结点的流量代数和为 0, 即进入结点的流量等于由该点流出的流量:

$$\sum Q=0 \quad (1)$$

式(1)中: Q 为进入节点的流量, m^3/s 。

变电站通风网路, 同样遵守风压守恒定律, 即任一一个闭合通风网路中, 作用于网路的风压等于网路风压降, 也就是任一闭合通风网路的风压降的代数和等于 0:

$$\sum h=0 \quad (2)$$

式(2)中: h 为闭合网络中分支压降, Pa 。

通风网路中空气流动遵守阻力定律:

$$h=RQ^2 \quad (3)$$

式(3)中: h 为网络分支阻力, Pa ; R 为分支风阻, $\text{N} \cdot \text{s}^2/\text{m}^8$; Q 为分支风量, m^3/s 。

在变电站通风网路中根据 $\sum Q=0$ 原理拟出各网路近似风量, 根据 $\sum h=0$ 的原则列各网孔条件式, 求风量值, 如图 1 所示, 其中 a、b、c、d 为节点, 1、

2、3、4、5 为通风网络分支, Q 为总风量数值, 箭头的指向是风流方向。

依据图 1 中通风网络编号可得:

$$F_1=h_1+h_3-h_2-h_4=0 \quad (4)$$

$$F_2=h_3-h_4-h_5=0 \quad (5)$$

$$F_1=R_1Q_1^2+R_3Q_3^2-R_2Q_2^2-R_4Q_4^2=0 \quad (6)$$

$$F_2=R_3Q_3^2+R_4Q_4^2-R_5Q_5^2=0 \quad (7)$$

式(4)——式(7)中: F_i 为第 i 条回路总阻力, Pa ; h_i 为第 i 条分支阻力, Pa ; R_i 为第 i 条分支风阻 $\text{N} \cdot \text{s}^2/\text{m}^8$; Q_i 为第 i 条分支风量, m^3/s 。

1.1.1 确定角联分支方向

如图 1 所示的单角联风网中, 对角分支 5 的风流方向, 有以下三种变化方式。

1) 当风量 Q_5 向上流时: 风压 $h_1>h_2$, $h_3>h_4$; 风量 $Q_1<Q_3$, $Q_2>Q_4$ 。判别式为:

$$\frac{R_1}{R_3} > \frac{R_2}{R_4} \text{ 或 } K = \frac{R_1R_4}{R_2R_3} > 1 \quad (8)$$

式(8)中: K 为风流流向判据。

2) 同理, 可推出 Q_5 方向向下的判别式为:

$$K = \frac{R_1R_4}{R_2R_3} < 1 \quad (9)$$

3) Q_5 等于零的判别式为:

$$K = \frac{R_1R_4}{R_2R_3} = 1 \quad (10)$$

1.1.2 确定独立网孔或回路个数

由于风网中的独立回路或网孔数与弦相等, 得到本例中回路个数方程式:

$$m=N-P+1 \quad (11)$$

式(11)中: m 是方程数的数量; N 是网路中巷道条数, 本例中 $N=5$; P 是网路中三条以上巷道的交点数量, 本例中 $P=4$ 。带入式(11)可得, $m=N-P+1=5-4+1=2$ 。

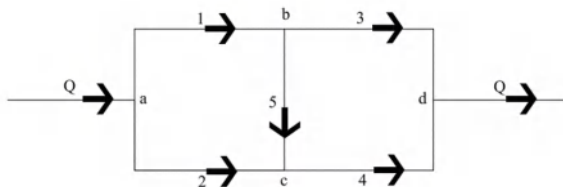


图 1 通风网络示意图

1.2 斯考德-恒斯雷近似计算

1953年英国学者斯考德和恒斯雷二人提出解决矿井通风网络的近似算法^[4],该网络通风解算步骤及方法适用于变电站通风网络解算。

1) 在 a-b-d-c-a 回路中, 分量校正值为:

$$\Delta Q_1 = -\frac{R_1 Q_1'^2 + R_3 Q_3'^2 - R_2 Q_2'^2 - R_4 Q_4'^2}{2R_1 Q_1' + 2R_3 Q_3' - 2R_2 Q_2' - 2R_4 Q_4'} \quad (12)$$

式(12)中: ΔQ_i 为 a-b-d-c-a 回路中分支风量校正值, m^3/s 。

2) 在 b-d-c-b 回路中, 分量校正值为:

$$\Delta Q_2 = -\frac{R_3 Q_3'^2 - R_4 Q_4'^2 - R_5 Q_5'^2}{2R_3 Q_3' - 2R_4 Q_4' - 2R_5 Q_5'} \quad (13)$$

可用普通式表示:

$$\Delta Q = -\frac{\sum RQ^2}{2\sum RQ} \quad (14)$$

式(13)-式(14)中, $\sum RQ^2$ 代表闭合回路中风压降代数和, Pa, 当风流按照顺时针方向流动, 其压降为正, 反之则为负; $\sum RQ$ 代表在闭合回路中风量和风阻之积的和, 该项不考虑风流方向, 全部为正值。

2 Excel 表在变电站通风网络解算中的应用

通过 Excel 来解决变电站通风网络解算问题, 这种方法只要求计算者将手工试算过程的计算公式编写在 Excel 单元格中, 利用 Excel “单变量求解”等计算功能, 就可以方便、快捷地完成数据计算问题。

2.1 基于 Excel 求解计算实例

如上页图1所示, 其中 $R_1=0.4\text{N}\cdot\text{s}^2/\text{m}^8$, $R_2=0.54\text{N}\cdot\text{s}^2/\text{m}^8$, $R_3=0.28\text{N}\cdot\text{s}^2/\text{m}^8$, $R_4=0.06\text{N}\cdot\text{s}^2/\text{m}^8$, $R_5=0.64\text{N}\cdot\text{s}^2/\text{m}^8$, 总风量 $Q=50\text{m}^3/\text{s}$ 。

2.1.1 分支风量计算步骤

输入已知数据, 并将 R_1 、 R_2 、 R_3 、 R_4 、 R_5 、 Q 输入相应单元格中,

1) 第一次计算步骤, $Q_1 = \frac{Q}{\sqrt{\frac{R_1}{R_2}+1}}$; $Q_3 = \frac{Q}{\sqrt{\frac{R_3}{R_4}+1}}$; $Q_2 = Q - Q_1$; $Q_4 = Q - Q_3$; $Q_5 = Q_1 - Q_3$ 。

选取回路 a-b-d-c-a。在 J_1 中输入 “=G3/(1+POWER(B3/C3, 1/2))”, 在 J_2 中输入 “=G3(1+POWER(D3/E3, 1/2))”, 在 C_8 中输入 “=ROUND(J1, 2)” 即可得 Q_1 , 在 C_9 中输入 “=ROUND(J2, 2)” 即可得 Q_3 , 在 C_{10} 中输入 “=G3-C9” 即可得 Q_4 , 在 C_{11} 中输入 “=G3-C8” 即可得 Q_2 。根据式(12)得, ΔQ_1 经过校正计算回路中分支的风量, 从而得到 Q_1' 、 Q_3' 、 Q_4' 、 Q_2' 。

选取网孔 b-d-c-b。回路 a-b-d-c-a 校正完后, 按同样方法校正计算网孔 b-d-c-b 中各分支的风量。经第一次校正后, 分支3的风量为 Q_3' , 分支4的风量为 Q_4' , 分支5的风量为在 C_{15} 中输入 “=C8-C9”;

通过 Excel 表计算得到 ΔQ_i , 进行第二次校正, 校正时要采用已校正后分支的风量, 这样可以加快收敛的速度, 从而又得到新的 Q_3' 、 Q_4' 、 Q_5' 。

2) 第二次计算。以此类推, 进行第二次计算, 首先选取回路 a-b-d-c-a 进行校正, 然后选取网孔 b-d-c-b 校正, 直到误差在 5% 内时, 输出各分支风量值。本例经过两次计算就可以达到精度, 由于 $Q_3+Q_5=26.232=Q_1$, 误差约为 0; 经验证, 即成立; 当对计算精度要求更高时, 可以设置 Excel 的 “迭代精度”, 在 “工具” 菜单上, 单击 “选项”, 在选择 “重新计算” 选项卡, 可以设置 “最多迭代次数” 和 “最大误差” 值, Excel 的默认值分别是 100 和 0.001, 此例用 Excel 的默认值就可以满足精度。

2.1.2 运用 Excel 的计算成果

计算结果如表 1-表 4 所示。

表 1 网络通风解算成果 1

R_1 $\text{N}\cdot\text{s}^2/\text{m}^8$	R_2 $\text{N}\cdot\text{s}^2/\text{m}^8$	R_3 $\text{N}\cdot\text{s}^2/\text{m}^8$	R_4 $\text{N}\cdot\text{s}^2/\text{m}^8$	R_5 $\text{N}\cdot\text{s}^2/\text{m}^8$	Q $\text{N}\cdot\text{s}^2/\text{m}^8$
0.4	0.54	0.28	0.06	0.64	50

表 2 网络通风解算成果 2

回路	分支	第一次计算				
		Q_i	$2R_i Q_i$	$R_i Q_i^2$	ΔQ_i	Q_i'
a-b-d-c-a	1	26.87	21.496	288.7988	0.002	26.872
	3	15.82	8.8592	70.07627	0.002	15.822
	4	34.18	4.1016	-70.0963	0.002	34.178
	2	23.13	24.9804	-288.898	0.002	23.128
	Σ		59.4372	-0.11964	0.002	

表 3 网络通风解算成果 3

回路	分支	第一次计算				
		Q_i	$2R_i Q_i$	$R_i Q_i^2$	ΔQ_i	Q_i'
b-d-c-b	3	15.822	8.86032	70.09399	2.92	18.742
	4	34.478	4.13736	-71.3239	2.92	31.558
	5	11.05	14.144	-78.1456	2.92	8.13
	Σ		27.14168	-79.3756	2.92449	

表 4 网络通风解算成果 4

回路	分支	第二次计算				
		Q_i	$2R_i Q_i$	$R_i Q_i^2$	ΔQ_i	Q_i'
a-b-d-c-a	1	26.872	21.4976	288.8418	-0.64	26.232
	3	18.742	10.49552	98.35352	-0.64	18.102
	4	31.558	3.78696	-59.7544	-0.64	32.198
	2	23.128	24.97824	-288.848	-0.64	23.768
	Σ		60.75832	38.59246	-0.6352	

表 5 网络通风解算成果 5

回路	分支	第二次计算				
		Q_i	$2R_i Q_i$	$R_i Q_i^2$	ΔQ_i	Q_i'
b-d-c-b	3	18.102	10.13712	91.75107	0.52	18.622
	4	32.198	3.86376	-62.2027	0.52	31.678
	5	8.13	10.4064	-42.302	0.52	7.61
	Σ		24.40728	-12.7536	0.52253	

表 6 网络通风解算成果 6

Q_1	Q_2	Q_3	Q_4	Q_5
26.232	23.768	18.622	31.678	7.61

3 结语

通过合理调节风量可以降低通风能耗、生产安全，所以采用合适的方法进行网络解算尤为重要。通过上述实例，可以看出 Excel 有强大的计算功能，大大减少了传统手动计算量，简化计算过程，无需编写和调试复杂程序，Excel 表格计算过程更简单、直观，便于更改。

参考文献

[1] 袁梅. MATLAB 在矿井通风网络解算中的应用 [J]

矿业工程, 2009(5): 63—65.

[2] 周游, 李成乐. Excel 在蒸气管网水力计算的应用 [J]. 煤气与热力, 2010, 30(5): 17—20.

[3] 刘剑, 贾进章, 郑丹. 流体网络理论 [M]. 北京: 煤炭工业出版社, 2002.

[4] 赵梓成. 矿井通风复杂网路的解算 [J]. 昆明工学院学报, 1988, 13(4): 103—116.

变阻塞比下地铁隧道内火灾烟气运动研究

林凌敏, 吴婧

(福建工程学院, 福州 350118)

[摘要] 构建了一个模拟地铁隧道区间发生车头电气火灾的模型, 利用 FLUENT 对火灾烟气进行模拟。分析了火灾产生的对人有害高温与有毒 CO 气体在两种阻塞比条件下的分布情况。模拟结果表明, 高阻塞比条件下更有利于排除人员疏散路径上, 即火灾上游区域的高温有毒烟气。针对纵向通风条件只能创造单一安全区间的特点, 给出了疏散方案分析及建议。

[关键词] 地铁区间隧道火灾; 阻塞比; 纵向通风; 疏散策略; CFD 模拟

1 研究背景

如今, 大多数隧道采用纵向通风系统。纵向通风系统不需要额外的空间用于布置排烟风管, 占据隧道空间小, 系统造价便宜, 所以被广泛应用^[1]。纵向通风的作用原理即在隧道内产生一个纵向的气流, 将火灾产生的烟气吹向下游, 在火灾上游形成一个无烟区域。学者对于纵向通风条件下的临界速度和烟气逆流长度有着较全面的研究^[1,2,3,4]。美国消防协会有轨列车及铁路客运体系标准(NFPA130)^[5]将烟气逆流定义为: 与通风气流方向相反的烟气与热气流运动; 将临界速度定义为: 隧道内吹向火源的, 预防烟气逆流效应所需的最小稳定风速。烟气逆流若扩散到上游车站, 会影响到上游车站的运行。采取纵向通风的隧道内, 当人们采取沿上游疏散的路线时, 烟气逆流将会出现在人员疏散的必经之路上。在灭火阶段, 有效地消除烟气逆流, 可以为消防员从上游进入火场提供空间^[4]。所以研究烟气逆流效应对制定疏散策略和减灾有实际意义。

地铁隧道发生火灾时, 常用的疏散策略是将列车开出隧道区间, 停靠在地铁站点^[6,7]。这样做方便车上人员疏散, 但是从以往的火灾事故来看, 并不能保证每次都能采取这样的策略^[8]。根据过去的研究^[9,10], 在约 50% 的火灾案情中, 列车没有行进至指定站点, 而是停在站与站之间的区间隧道内。在火灾发生后的人员疏散过程及消防人员进场过程中, 列车是一直占据着隧道并与火源处于同一个空间内的。学者引入阻塞比的概念来描述车厢占据隧道的情况, 其表示的是车厢横截面积与隧道截面积的比(blockage ratio)。引入阻塞比让研究的情景更接近实际火灾发生时的现场真实情况, 并且已经有学者证实了阻塞比对于临界速度、烟气逆流长度的显著影响。Gannouni^[2]利用 FDS 模拟, 研究了阻塞比为 0.31 时, 隧道内阻挡物不同摆放位置对于临界通风风速大小的影响。临界通风风速较没有阻挡物时减小, 且临界风速随着阻挡物离地间距的增长而略

微减小。Zhang^[3]进行了地铁隧道火灾缩尺模型的实验。由于列车的阻挡(阻塞比 0.52), 存在截面积变化的区域风速增加, 惯性力与热传递加剧, 烟气逆流长度缩短。Zhang 依据实验数据推导了含阻塞比, 列车长度等变量的无量纲烟气逆流长度计算公式。

本文尝试将阻塞比, 通风风速等因素考虑再内, 借助 CFD 工具, 模拟纵向通风条件下的地铁隧道中发生火灾后的烟气运动规律。重点分析可能影响到乘车疏散人员及消防人员安全的因素, 进行风险评估。为将来的地铁站设计及事故安全应对策略拟定提供參考。

2 实验方法

本次模拟利用计算流体力学(CFD)软件进行 3D 计算域内的流体的质量守恒, 动量守恒及能量守恒方程求解^[11]。FLUENT 是被广泛使用的 CFD 软件, 有不少学者利用 FLUENT 研究火灾烟气特性^[12,13,14], 本次模拟使用 2021 R1 学生版 FLUENT 进行数值模拟与结果输出。FLUENT 模拟的设定主要参照 Vega^[12]和 Wang^[13]。选择 RNG k-ε 湍流模型, 考虑重力与浮力作用, 开启组分运输模型。辐射传热选用 DO 模型, Ingason 在^[14]中验证了利用 P-1 与 DO 两种模型进行隧道火灾研究的可行性。

2.1 模型建立

隧道中停有单节车厢, 单节车厢的长宽高为 19×2.8×3.8m, 该尺寸与市场上的中大运量的城市地铁车型近似。模拟的隧道长 123m, 隧道直径分别径 6.2m 与 5.2m, 地面至隧道最高处距离分别为 5.5m 与 4.6m。根据 [9,10] 的研究, 48% 的列车火灾是由机械或电器故障引发的, 火源位置大致位于列车下部, 列车下部多用于存放电子系统和刹车系统。因此, 将模拟火灾的热源和烟气产生源设定在列车下部。为了模拟车头发生电器火灾, 学者多将模拟火源置于车头前端^[2,3], 本次模拟也将火源置于车头前端, 模拟火源是一个尺寸 2×2×1m 的 10MW 体积热源。为便于研究烟气逆流长度, 将火源中心位置设为坐

标原点。隧道内纵向通风由车尾部火灾上游区域送入，吹向车头下游发生火灾区域，如图1所示。

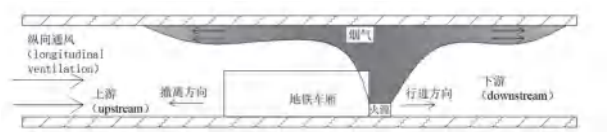


图1 模型示意图

Ingason^[15]依据Runchamar隧道全尺寸燃烧实验测量的数据，推导出燃烧产生的二氧化碳与放热率关系的公式(1)，可以确定燃烧产物的质量流量。CO含量根据Vega^[12]从EUREKA^[17]实验数据得到的结果，在不完全燃烧的模型中，每20ppm的约含1ppm的。因此，火源燃烧产物边界条件简化为的生成率，CO含量根据上述理论直接计量。

$$\dot{m}_{CO_2} = 0.087\dot{Q} \quad (1)$$

$\dot{m}_{CO_2}$: 质量流量 (kg/s) $\dot{Q}$: 放热量 (MW)

2.2 模拟场景

根据Ingason^[1]的火灾发展模型，火灾发展到稳态峰值放热率所需的时间，可由公式(2)确定。Ingason^[16]确定了铝合金制地铁车厢的火灾发展系数取值0.3，当=10,000kW时，火灾发展时间约为182s。按NFPA130^[5]规定，事故应急通风系统由开启至全运转模式的响应时间不得大于180s。故模拟火源达到峰值稳定状态的时间约为182s，与NFPA130所规定的最大通风响应时间相近。为简化计算模型，模拟场景为：10MW火源已经达到稳定放热状态后，经验算，此时通风系统响应时间结束，隧道内开始引入纵向通风。在两种不同阻塞比（ $\phi_1=0.31$ ， $\phi_2=0.53$ ）的条件下选取两种通风风速（ $v_1=1.5\text{m/s}$ ， $v_2=2\text{m/s}$ ），研究隧道内的温度分布及有害气体分布情况，分析其对疏散与参与灭火、救援的人员影响。引入的纵向通风温度300K，环境温度300K，离隧道壁面三米处保持300K恒温，壁面导热系数1.75W/mK。

$$\dot{Q} = \alpha_{g,p} t^2 \quad (2)$$

$\dot{Q}$ —热释放率峰值 (kW)

$\alpha_{g,p}$ —火灾发展系数 (kW/s²)

t —时间 (s)

3 结果与讨论

3.1 温度

热通过火源的热辐射与伴随的高温烟气影响人体。余热伤害人体有三种形式：1) 导致人体体温过高，2) 灼伤人体表皮，3) 灼伤呼吸道。对流换热状

态时，人体皮肤暴露于120℃流体将会产生不同程度的灼伤，并伴随显著的疼痛。人吸入超60℃的饱和水蒸气时将会带来呼吸道灼伤^[5]。因此，选取人员可能的逃生路径，对该路径对应的人体口部特征高度（ $h=1.6\text{m}$ ）的温度分布进行分析^[18]。逃生路径

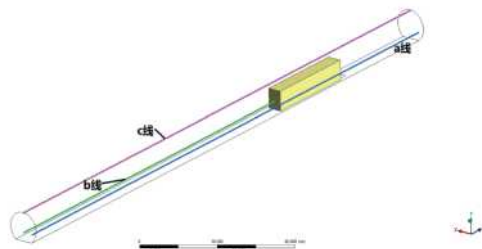


图2 逃生路线选择示意 (a线, b线)

为车厢与隧道壁之间的窄走道 (a线)，如图2所示。

图3展示了单节车厢阻塞情况下，沿疏散路线a的人体口部高度温度分布结果图，从 $t=1\text{s}$ 开始引入 $v=1.5\text{m/s}$ 的纵向通风，选取五个时刻的温度分布图（ $t=1\text{s}$ ， $t=5\text{s}$ ， $t=10\text{s}$ ， $t=15\text{s}$ ， $t=30\text{s}$ ）。由图3可以看出纵向通风对于降低温度的显著效果，短时间内可将疏散路线上的温度大幅度降低。图3中的20m~0m大致为列车阻塞区域，在该区域内，存在着高阻塞比对应的温度曲线低于低阻塞比对应的温度曲线。根据Zhang^[19]的结论，在列车阻塞区域，采取相同的纵向通风风速时，车厢侧面与隧道壁之间的截面风速随着阻塞比的增大而增大（表3）。对流换热在该区域随着风速的提高而增强，最终达

表2 安全温度临界距离

(只研究火灾上游疏散区，60℃)

	$t=5\text{s}$	$t=10\text{s}$	$t=15\text{s}$
阻塞比=0.31	-87.38m	-75.99m	-64.42m
阻塞比=0.53	-51.93m	-38.13m	-13.97m

表3 $v=2\text{m/s}$ 时不同位置的风速

(a线上取测点，-15，-10，-5m在列车阻塞区内)

	$Z=-25\text{m}$	$Z=-15\text{m}$	$Z=-10\text{m}$	$Z=-5\text{m}$
阻塞比=0.31	1.9m/s	3.0m/s	2.9m/s	3.2m/s
阻塞比=0.53	1.9m/s	4.3m/s	3.9m/s	4.7m/s

到较低的温度^[3]。

表2给出了更为精确的安全温度临界距离数值，当人疏散至比该距离更远的位置时，空气温度短时间内不再给人带来伤害（温度低于60℃）。例如，阻塞比为0.51的隧道内，在引入纵向通风后的第10秒（ $t=10\text{s}$ ），人往火源上游方向，疏散至离火源38.13m及更远处才算处于安全区域。综合图3与表2，当纵向通风风速相等时，阻塞比越大时，符合安全温度取值区间的疏散路径长度越长。

尽管提高阻塞比有利于增强热交换，抑制烟气

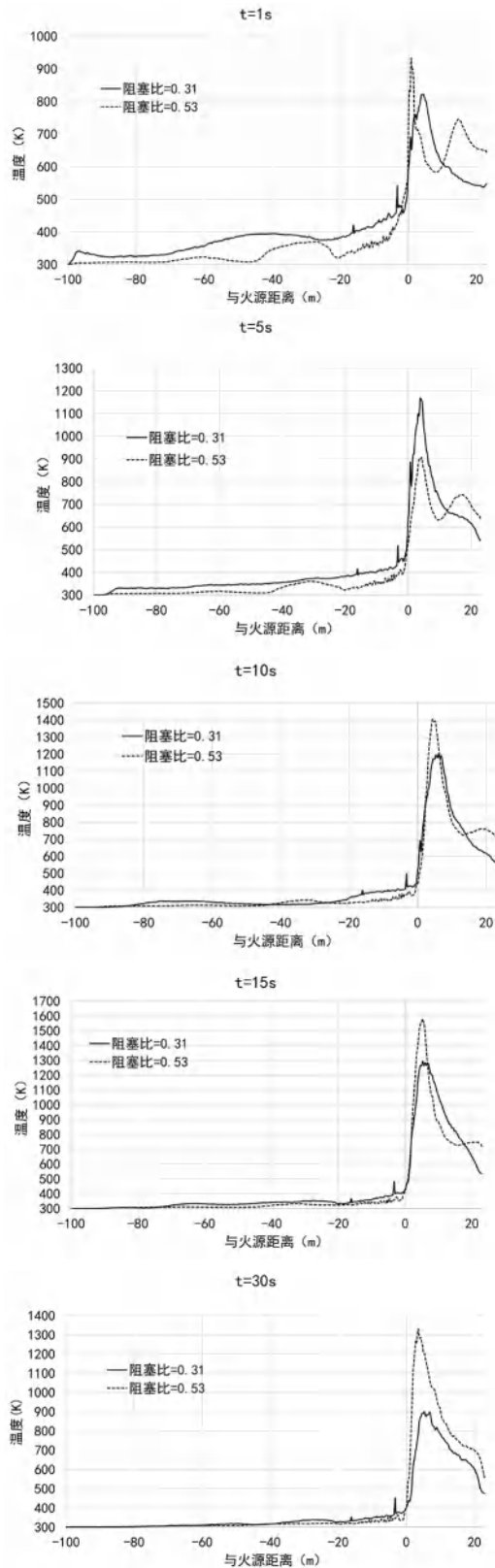
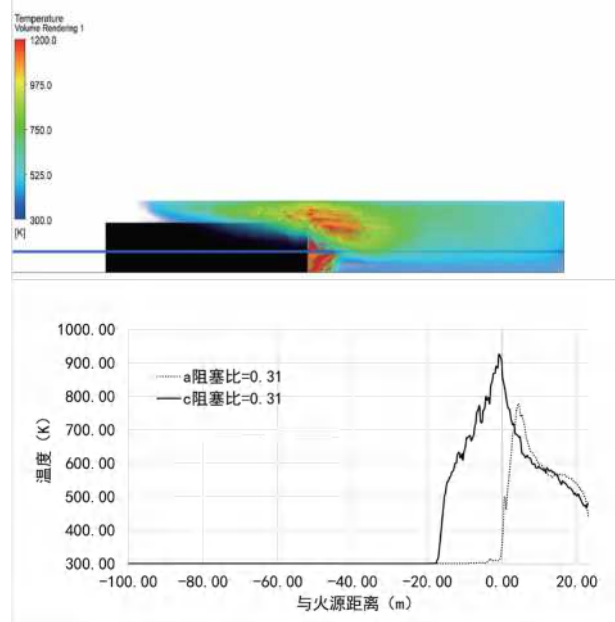
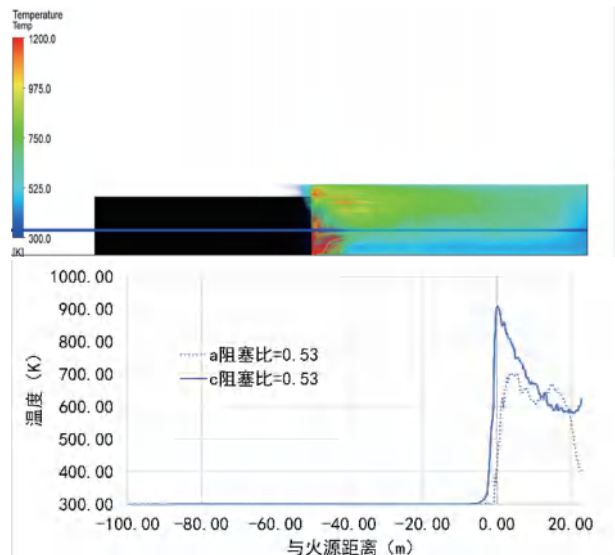
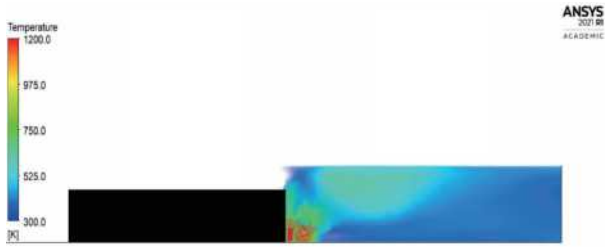
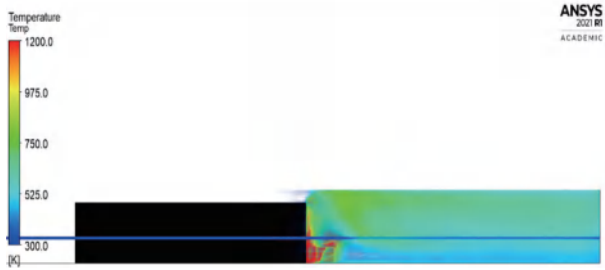
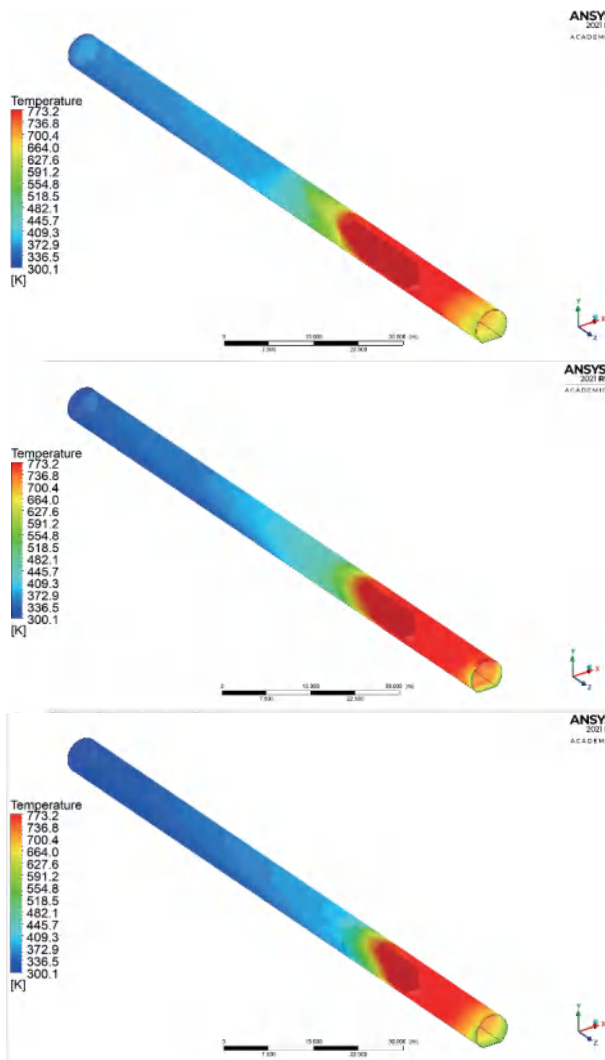


图3 a线上的温度与火源距离关系

逆流长度^[19],但在上述时刻的通风风速条件下,在20m~0m仍然存在着高于人体安全温度的区间。这是因为该组模拟选取的通风风速小于临界风速,烟气逆流无法被完全克服以及通风时长有限造成的。如图4、图5所示, $v=1.5\text{m/s}$ 时的稳定状态,两种阻塞比条件下依旧能观察到烟气逆流的现象,但是a线上游区域的温度已经符合不伤害疏散人员的标准(a即为3.1节定义的a路线,图中为蓝色粗实线;c为隧道壁下沿0.05m处,如图2所示)。根据GB51298-2018^[20]规定,隧道区间的事事故纵向通风风速最小取2m/s,观察 $v=2\text{m/s}$ 时的结果(图6、图7)。在更大的纵向通风条件下,烟气逆流可以得到更好

图4. $v=1.5\text{m/s}$, 阻塞比=0.31, 烟气逆流示意图5 $v=1.5\text{m/s}$, 阻塞比=0.53, 烟气逆流示意

图 6 $v=2\text{m/s}$, 阻塞比 $=0.31$, 烟气逆流示意图 7 $v=2\text{m/s}$, 阻塞比 $=0.53$, 烟气逆流示意图 8 隧道壁面温度分布 (阻塞比 $=0.31$, $v=1.5\text{m/s}$)

地抑制, 对人的危害进一步减弱。

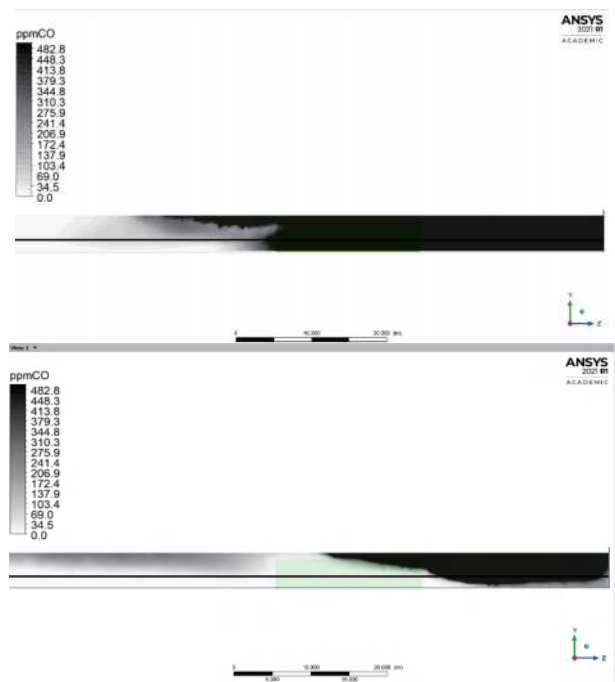
高温会带来间接伤害, 火灾高温导致隧道壁或岩石墙体受热, 壁面材料受热脱落, 甚至整体结构坍塌, 可能对隧道内的撤离人员与救灾人员造成二次伤害^[1,21]。Wetzig 的研究^[22]表明, 温度高于 400°C 时, 混凝土中的氢氧化钙将会产生水蒸气, 这将加速混凝土剥落过程 (spalling), 并降低混凝土的强度。温度大于 800°C 时, 石英石聚合物将会分解。

根据图 8 的结果, 红色区域代表壁面温度达到 500°C , 将其定义为壁面脱落风险区。风险区的分布随着纵向通风的引入而改变, 伸向上游的区域逐渐减小, 下游风险区域从顶板扩张至侧壁。由于壁面温度分布特点与烟气分布情况基本一致, 因此, 对于高温对于隧道结构损伤的评估, 学者大多用最大顶板烟气温度来衡量。^[23,24]

由于采取了向上游疏散的策略, 隧道壁脱落物对于人员的影响被降至最小, 只需注意对疏散人群的正确引导。对于负责灾后进场清理的人员, 壁面脱落风险区的威胁更大, 因为在没有火灾发生时的光热条件为判断依据, 人们难以辨别自己是否暴露于之前的风险区。所以, 火灾时采取的通风方向及下游位置要通告后续进场的人员, 风险区在灾后应及时设置标识或加入额外的支撑物, 以防坍塌。

3.2 CO 浓度

含碳化合物不完全燃烧产生的 CO 是一种窒息

图 9 $v=1.5\text{m/s}$, $t=1\text{s}$ 与 $t=5\text{s}$ 时
位于 a 线截面上 CO ppm 分布图 (阻塞比 $=0.31$)

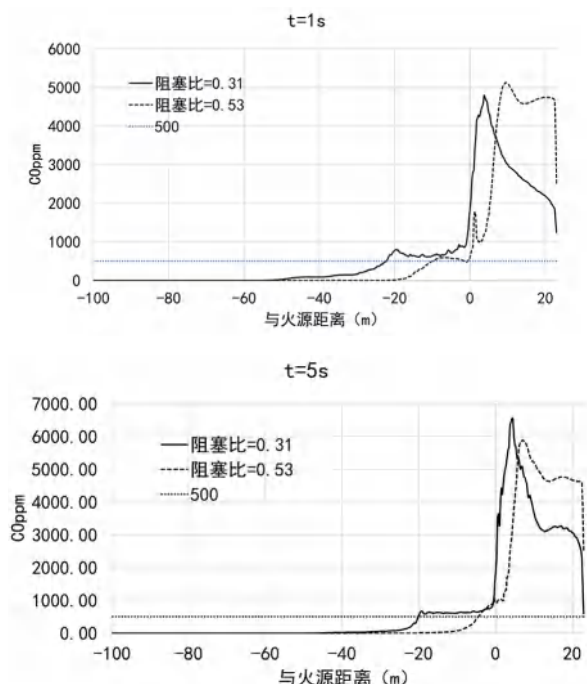


图 10. a 线上 CO ppm 与火源距离关系, $v=1.5\text{m/s}$

性气体。CO 气体可迅速扩散穿过肺泡膜并在红细胞中与血红蛋白结合。由于血红蛋白对 CO 的亲合力为大约是其对氧亲和力的 200-250 倍, 暴露于低浓度 CO 就可导致临床上血液显著地降低血液携氧能力。长时间暴露于 200ppm~1200ppm 的 CO 将会导致如头痛、昏迷、呕吐等不良反应, 甚至出现生命危险。^[25]。选取同 3.1 节的测量点 (a 线), 对

表 4 安全 CO ppm 临界距离
(只研究火灾上游疏散区, 500ppm)

	t=5s	t=10s	t=15s
阻塞比=0.31	-87.38m	-75.99m	-64.42m
阻塞比=0.53	-51.93m	-38.13m	-13.97m

CO 分布结果进行分析。

类似 3.1 节的安全温度临界距离, 表 4 定义了安全 CO ppm 临界距离数值, 当人沿上游疏散至比该距离更远的位置时, 一氧化碳短时间内不再给人带来致命伤害 (根据 Vega^[12], CO 临界值取 500ppm)。引入纵向通风可以快速降低 CO ppm, 留给疏散人员及救援人员较广的 CO 安全区域, 在高阻塞比隧道内效果更为显著。如图 10, 当 $t=5\text{s}$ 时, 在阻塞比为 0.31 的隧道内, 100m~50m 处形成了 CO ppm 为零的安全区域; 在阻塞比为 0.53 的隧道内, -100m~-20m 处形成了 CO ppm 为零的安全区域。结合表 3 与表 4 可以推断, CO 气体在纵向通风条件下更快被稀释到安全范围内, 相比之下, 高温的衰退缓慢,

仍有可能威胁人身安全。

欧盟 EN45545-2 标准^[26]要求地铁座椅、导线等材料防火阻燃、燃烧时释放烟雾量比较少, 有害气体比较低 (低烟低毒), 这些防火阻燃低烟低毒的材料有利于在火灾情况下, 人员的逃生。当火源在外部, 靠近火源的车厢内部人员暴露于相对低的 CO 浓度, 比车厢外含较高浓度 CO 的环境更安全。疏散时可以考虑靠近火源的车厢不打开车门, 避免将人员直接暴露在火源附近。并且区间隧道内的走道狭窄, 疏散速度较慢, 人下车后必定有较长时间仍然暴露在火源附近地带, 不利于人员健康^[27]。此时可以采取的疏散策略如下: 由车内广播语音提示, 配合醒目灯光及标识引导乘客走向远离火源的车厢, 然后再组织下车逃离。

显然, 此时如果有人员错误地向火灾下游疏散, 那么该人员的安全将得不到保障。这也是采取纵向通风隧道的缺点之一, 必定有一端的隧道区间, 甚至延申到下游站点都会受到高温有毒烟气的影响。因此, 在采取纵向通风的隧道内, 应急响应的标识及发生意外时的配套广播语音提示要给乘客清晰的指示。可增设路障以辅助非强制性的语音提示, 强制疏散人员改变撤离路线, 以避免人员在慌乱中往错误的方向撤离, 造成惨痛后果。同理, 消防员在进入隧道区间救援时, 地铁管理管理人员要和消防员配合好, 告知消防员火灾上下游位置及通风风向, 便于消防人员从上游的站点进入隧道区间, 占据安全的灭火位置, 避免消防人员误入火灾下游区域^[1]。

4 总结

本文使用 CFD 软件, 模拟了两种阻塞比条件下的地铁隧道区间火灾场景, 重点分析了模拟得到的温度及 CO ppm 结果对于疏散及救援人员的影响。实验得到的结论有: 1) 在纵向通风风速相同时, 高阻塞比环境有助于更快地排走余热与 CO 气体, 在火灾上游形成安全区域。但是, 仅靠提高阻塞比无法完全抑制高温和有害气态蔓延至上游疏散路线上, 临界风速条件仍然需要满足。2) 在采取纵向通风的隧道区间内, 必须配备完善的火灾疏散指示, 正确引导人员疏散到上游区域。否则, 疏散人员在慌乱中误入火灾下游区域, 将会面临皮肤灼伤、气管灼伤、一氧化碳中毒以及隧道脱落后四大危险。纵向通风模式的缺点也在此体现, 即需要被疏散人员完全配合疏散策略才能达到纵向通风的设计初衷。同时对地铁运营提出要求, 运营者需要有一套完备的应急响应策略, 实现上下游车站配合, 明确消防员进入火场路径, 并有效处理吹向下游的高温有毒烟气。

参考文献

- [1] Ingason H , Ying Z L , Lonnermark A . Tunnel Fire Dynamics[M]. Springer New York, 2015.
- [2] Gannouni S , Maad R B . Numerical study of the effect of blockage on critical velocity and backlayering length in longitudinally ventilated tunnel fires[J]. Tunnelling and Underground Space Technology incorporating Trenchless Technology Research, 2015, 48:147-155.
- [3] Zhang S , Cheng X , Yao Y , et al. An experimental investigation on blockage effect of metro train on the smoke back-layering in subway tunnel fires[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 99:214-223.
- [4] Li Y Z , Ingason H . Effect of cross section on critical velocity in longitudinally ventilated tunnel fires[J]. Fire Safety Journal, 2017, 91(jul.):303-311.
- [5] NFPA130. National Fire Protection Association. (2017). Standard for fixed guideway Transit and passenger rail systems.[S]
- [6] Burnett J . Fire safety concerns for rail rapid transit systems[J]. Fire Safety Journal, 1984, 8(1):3-7.
- [7] EUR-Lex - 32008D0366 - EN[J]. OPOCE.
- [8] Fermaud, C., Jenne, P., & Müller, W. Fire in a commuter train-rescue procedures as perceived by passengers[C]. In second International Conference on Safety in Road and Rail Tunnels, Granada, Spain. 1995.
- [9] Olenick S M , Carpenter D J . An Updated International Survey of Computer Models for Fire and Smoke[J]. Journal of Fire Protection Engineering, 2003, 13(2):87--110.
- [10] Dan Z , Xin Y , Zheng J L . Study on Fire Characteristics of Subway Train Running with Fire[C]. Cota International Conference of Transportation Professionals. 2014.
- [11] FLUENT, ANSYS. Ansys Fluent 2021R1 User's Guide[R].2020.
- [12] Vega M G , Diaz K , Oro J , et al. Numerical 3D simulation of a longitudinal ventilation system: Memorial Tunnel case[J]. Tunnelling and underground space technology, 2008, 23(5):p.539-551.
- [13] F Wang, Wang M . A computational study on effects of fire location on smoke movement in a road tunnel[J]. Tunnelling & Underground Space Technology Incorporating Trenchless Technology Research, 2016, 51(JAN.):405-413.
- [14] Ingason, H., & Seco, F. Numerical simulation of a model scale tunnel fire tests[R]. 2005.
- [15] Ingason H , Ying Z L , Loennermark A . Runehamar tunnel fire tests[J]. Fire Safety Journal, 2015, 71(jan.):134-149.
- [16] Ingason H Design Fires in Tunnels. In: Conference Proceedings of Asiaflam 95, Hong Kong, 15-16 March 1995. Interscience Communications Ltd., pp 77-86
- [17] Haack A . Fire protection in traffic tunnels: General aspects and results of the EUREKA project[J]. Tunnelling & Underground Space Technology, 1998, 13(4):377-381.
- [18] Jing W , F Shen. Experimental study on the effects of ventilation on smoke movement in tunnel fires[J]. International Journal of Ventilation, 2016, 15(1):94-103.
- [19] Zhang S , Shi L , X Li, et al. Critical ventilation velocity under the blockage of different metro train in a long metro tunnel[J]. Fire and Materials, 2020, 44(4).
- [20] GB 51298-2018, 地铁设计防火标准 [S].
- [21] Beard A , Carvel R . The Handbook of Tunnel Fire Safety[J]. Thomas Telford, 2005.
- [22] Wetzig V . DESTRUCTION MECHANISMS IN CONCRETE MATERIAL IN CASE OF FIRE, AND PROTECTION SYSTEMS[C]// 2001.
- [23] Ying Z L , Bo L , Ingason H . The maximum temperature of buoyancy-driven smoke flow beneath the ceiling in tunnel fires[J]. Fire Safety Journal, 2011, 46(4):204-210.
- [24] Lönnermark, A., Claesson, A., Lindström, J., Li, Y. Z., Kumm, M., & Ingason, H. Full-scale fire tests with a commuter train in a tunnel[R]. 2012.
- [25] Stewart R D . The effect of carbon monoxide on humans.[J]. Journal of Occupational & Environmental Medicine, 1976, 18(5):409-423.
- [26] DIN EN 45545-2 Railway applications - Fire protection on railway vehicles - Part 2: Requirements for fire behavior of materials and components.2020. [S]
- [27] Fridolf K , Nilsson D , Frantzieh H . Evacuation of a Metro Train in an Underground Rail Transportation System: Flow Rate Capacity of Train Exits, Tunnel Walking Speeds and Exit Choice[J]. Fire Technology, 2016, 52(5):1481-1518.

遗址博物馆文物区局部贴附射流通风调控系统

党悦溪, 黄星雨, 常彬, 罗昔联

(西安交通大学人居环境与环境工程学院, 西安 710049)

[摘要] 大空间展厅的遗址博物馆文物保护区的环境治理越来越受到关注。出土的不可移动文物周围土壤和空气之间的局部环境平衡对于延缓其风化非常重要。局部环境控制策略, 如置换通风, 可以为这些博物馆提供合适的保存环境, 且能耗低。然而, 在实践中, 将送风口布置在文物区下部空间并不总是可行的, 因为古遗迹通常会填满整个挖掘区域。因此, 通过在侧壁顶部设置送风口和送风口, 提出了贴附射流通风系统, 对葬坑中的出土文物进行局部环境控制; 实验是在一个模拟展厅进行的, 以验证该系统的可行性。结果表明, 贴附射流通风系统可以有效地为大空间展厅的文物保护区提供稳定的局部环境。文物周围土壤与空气的温差从自然通风时的 1.6°C 降低到系统开启时的 0.2°C , 建立了土壤—空气环境的平衡。研究结果为遗址博物馆出土文物提供了一种有效的局部环境控制策略。

[关键词] 贴附射流通风; 遗址博物馆; 局部通风; 环境控制

1 引言

在中国, 已经建造了 5,000 多个博物馆来保存和展示各种文物 (Lin, 2019)。其中不少是建在出土不可移动文物原址上的遗址博物馆, 如秦始皇陵遗址博物馆、金沙遗址博物馆 (图 1 (a)、(b))。此类遗址博物馆每年吸引数百万游客, 是保护出土文物免受过度日晒、雨水和气候变化损坏的有效方法 (Luo, Huang, Feng, Li & Gu, 2021; Luo, Yin, Peng, Xu, & 林, 2019)。然而, 大多数遗址博物馆, 特别是上世纪建造的博物馆, 以游客为主, 保留原有文物, 展馆大量采用开放式、大空间的建筑布局 (顾等, 2013)。由于参观者和文物共享同一内部空间, 没有有效分隔, 不稳定的室外环境和土壤与空气之间的溶质交换显著影响了保存环境 (Luo, Gu, Ma, Yu & Kase, 2016), 如图 1c 所示和 1d。例如, 在秦始皇陵遗址博物馆第一展厅, 已经确定了相当大的温度和相对湿度 (RH) 波动, 以及严重的空气污染。根据以往的研究, 日温度和相对湿度的波动分别高达 11.6% 和 24% (Cao 等, 2005), 年均 SO_2 和 NO_x 浓度分别达到 34.0 和 $20.8 \mu\text{m}^3$ (Gu 等人, 2013 年)。中国国家文物局的一项调查显示, 51%

的博物馆藏品因赋存条件不足而遭到破坏 (北京时报, 2013)。

尽管控制这些地点的环境条件对于改善文物保护至关重要, 但这通常伴随着供暖、通风和空调 (HVAC) 系统的高能耗。通常, 遗址博物馆的展厅包含较大的室内空间和外部建筑围护面积, 容纳大量参观者并持续运行暖通空调系统, 导致能源消耗过多 (罗、谷、魏、夏、马, 2018; Helmut, 2013; Schito, Conti, Urbanucci, & Testi, 2020; Lidelöw, Örn, Luciani, & Rizzo, 2019), 远高于住宅建筑消耗的能源 (Camarasa, Kalahasthi, & Rosado, 2021) 因此, 设计良好、高效且运营成本低的通风系统对于维持此类博物馆的小气候条件是必不可少的。

由于文物和参观者对室内环境的要求不同, 因此通过单一的通风系统同时满足两者的需求, 主要是温度方面的需求是一项挑战。但是, 在大多数博物馆中, 参观区和文物区的高度不同, 主要是为了让参观者对历史遗迹有一个完整的视野, 也有利于分层环境控制 (罗、谷、王、田、李, 2016)。

为了保证游客的热舒适性和文物保护, 有各种技术标准。例如, 根据 ASHRAE 手册—HVAC 应



图 1 (a) 秦始皇陵兵马俑一号葬坑 (西安, 中国); (b) 金沙遗址博物馆游客展厅 (成都, 中国); (c) 秦始皇陵遗址博物馆出土的不可移动文物; (d) 土壤—空气耦合保存环境示意图

用中的定义文物赋存的最佳温度范围是 19 到 24℃（ASHRAE 手册，2015 年）。如果文物已经适应了特定的历史周围环境，最好保持其原始环境，而不是将其暴露在标准环境条件下，以避免气候冲击（PAS 198, 2012; Schito, Testi, & Grassi, 2016）。与此一致，罗、顾、李、孟、马和查克（2015）指出，土壤内在参数应视为半裸露文物保存环境的理想值。对于秦始皇陵遗址博物馆来说，根据西安 4.28 米深处的土壤温度，这意味着夏季兵马俑随葬坑的保存温度应为 20℃（张，2012）。对于游客来说，热舒适的推荐温度范围在 24 到 28℃ 之间（GB 50736-2012, 2012）。因此，展厅底层保存区的温度通常低于上面参观者区域的温度，应为文物环境实施独立的通风系统（罗、谷、王、田、李，2016）。

局部通风是降低能耗和提高气流分配效率的有效方法（Deng, & Tan, 2020; Loomans, de Visser, Loogman & Kort, 2016; He 等，2021）。Deng, & Tan (2020) 提出了一种自动控制的自然通风系统来改善开放式办公室的局部热环境，室外气候参数和窗户控制策略显著影响局部室内热舒适度。同样，Loomans、de Visser、Loogman & Kort (2016) 成功开发了局部手术室通风系统，与理论混合情况相比，该系统可以在伤口区域附近提供更好的空气质量条件。他等人。（2021）调查了具有可调恒温器和局部加热的共享空间的热需求；后者可以有效降低使用频率，降低恒温系统的设定温度。为了满足参观者和文物共享的展厅空间中藏品的特定环境要求，Gennusa、Lascari、Rizzo 和 Scaccianoce,（2008 年）。提出了一个同时性指数，通过挑选出艺术品保存和游客舒适度的环境参数的共同范围，通过该指标，游客区和文物保护区可以对暖通空调系统采用相同的设定参数。在另一项研究中，为了在历史悠久的教堂中提供热舒适度并尽量减少加热系统对帆布画的破坏，Camuffo 等人（2010）为长椅区域提出了一种局部辐射加热系统，该系统节能且可以显著降

低艺术收藏品受到机械应力的风险。

秦始皇博物馆展厅内保存的出土历史遗址，由于保存条件不完善，正面临严重的恶化（胡等，2012；曹等，2011）。为了提供节能空调系统来保护该博物馆的固定文物，罗等人。已经测试了一系列局部系统，包括毛细管辐射板（Luo, Gu, Li, Meng, Ma, & Chuck, 2015）、空气幕（Luo, Lei, Tian, & Gu, 2020）和置换通风（DV）系统（Luo、Gu、Wei、Xia 和 Ma, 2018 年；Luo、Huang、Feng、Li 和 Gu, 2021 年）（见图 2a-c）。其中，DV 是保存墓葬坑最可行、最有效的方式，已广泛用于大空间布局的公共建筑中的占用区域（Makhoul, Ghali, & Ghaddar, 2013; Schmeling, & Bosbach, 2020; Gil-Lopez, Galvez-Huerta, O' Donohoe, Castejon-Navas, & Dieguez-Elizondo, 2017）促进大型展厅保护区内的当地环境控制，同时建立土壤 - 空气环境的平衡（罗、黄、冯、李 & 顾，2021）。但是 DV 系统需要通过下层进风口送风，这意味着送风口必须设置在文物保护区的地面，限制了其在狭窄的保护区内使用的能力，例如作为秦始皇陵遗址博物馆的一号墓葬坑（见图 1a）。

基于 Coanda 效应，即流体存在附着在壁面上的趋势，Li（2019）和 Han & Li（2021）提出了贴附通风系统，沿着壁面向下输送新鲜空气，新鲜空气撞击地板并逐渐扩散到地板上，形成一个空气湖区，通过这种方式消除工作区域的冷 / 热负荷。由于送风口和风管布置在空间的顶部，该系统不占用文物区的空间，因此克服了在密闭保护空间中置换通风的问题。在空间布局较大的公共建筑中，贴附通风系统的送风射流通常沿内部立柱表面向下流动。但是，考古博物馆的展厅一般都没有内部立柱。在我们的工况中，遗物保存在墓坑中，为利用墓坑侧壁进行贴附通风提供了便利条件。在此背景下，我们验证了秦始皇陵遗址博物馆墓葬坑文物保护区局部气候控制附件通风的可行性（见图 2d）。

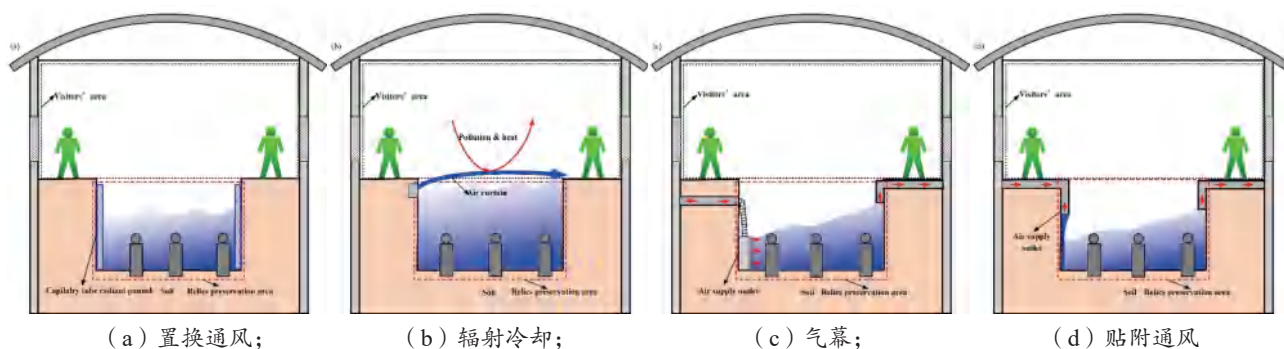


图 2 秦始皇陵遗址博物馆墓葬坑局部气候控制示意图

2 研究方法

在陕西省,已发现数十座皇帝陵墓;有些已经被部分挖掘出来,并受到遗址博物馆的保护。在国家科技部、国家文物局的支持下,建设了遗址博物馆展厅的实验展厅,并在葬坑内为文物保护区安装了贴附通风系统。

2.1 实验展厅与实验装置

贴附射流通风系统的实验展厅建在西安交通大学校园内,距秦始皇陵遗址博物馆37公里。实验室的气候和土壤条件与秦始皇陵遗址博物馆相似。大厅占地100平方米,内部空间可分为文物保护区和游客区。遗址保护区为长4.0m、宽2.8m、深2.0m的方形坑(图2)。坑底放置形状各异的土柱和半埋陶瓷砖,以模拟土址和出土文物。送风口为孔板,固定在左坑壁上部,回风口位于送风口对面的侧壁。一台额定功率为5.5 kW的空气源热泵作为冷热源。

温度和相对湿度(RH)的设定点是区分博物馆空调系统与其他建筑类型的主要因素。已经建立了与适当环境参数相关的各种规范来设计空调系统。以陶瓷和赤陶文物为例,不同标准的适宜保存参数见表1。考虑到就地保存的文物通常部分埋在土壤中,部分暴露在空气中(图1),罗,Gu, Li, Meng, Ma, & Chuck (2015); 罗、当、于、顾(2021)提出,出土文物的土壤和空气环境应保持在同一温度,以土壤温度为目标温度。为避免盐分富集和干燥裂化,应保持100%的相对湿度。

表1 陶瓷和赤土陶器适宜贮存条件的建议值

参考文献	温度	相对湿度
UNI 10829 standard, 1999	Not significant	Not significant
ASHRAE ASHRAE, 2015	19-24%	50 ± 5%
JGJ 66-2015, 2015	20 ± 2%	40-50%
Luo et al., 2015; Luo et al., 2021	$T_a = T_s = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$	100%

2.2 测量参数

图3显示了测量传感器的布置。传感器T1至T9为温度和RH记录仪,放置在墓坑中心线,用于监测垂直方向的温度和RH变化;它们离墓坑底部的高度分别为0.1、0.5、0.7、1.0、1.3、1.5、1.7、

2.0和2.8m。由于殡葬坑内土址高度为0.5m,故文物保护单位高度也为0.5m,T1、T2均设在保护区内。墓坑高度为2.0m,在游客区与墓坑交界处放置T8。传感器T9位于墓坑上方0.8m的高度,用于测量游客区域的温度。由于殡葬坑的局部环境控制可能会影响参观者所在区域的环境,因此在周围的参观者走廊中放置了一个传感器(T_{indoor})。将E0.7、T3、W0.7置于同一高度(0.5m),记录同一水平方向温度和RH的均匀性。大量气流会扰乱保存环境,加速土壤水分蒸发;因此,在墓坑中心0.3m高处布置了微风速传感器(T_v)。表2列出了测量仪器及其精度。

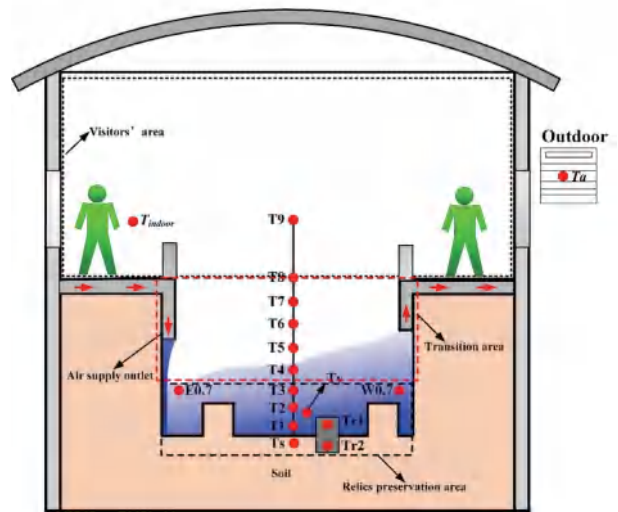


图4 传感器分布图

2.3 实验工况

我们进行了三个实验测试。工况1中,实验系统关闭,整个展厅处于自然通风状态。在中国,虽然墓坑内保存了大量出土文物,但墓坑的深度和文物的高度差异很大。因此,在工况2和工况3中,附件通风系统运行,但送风口的位置不同(图5)。工况2和工况3的换气速率均为10.0次/小时。表3列出了不同测试的持续时间。

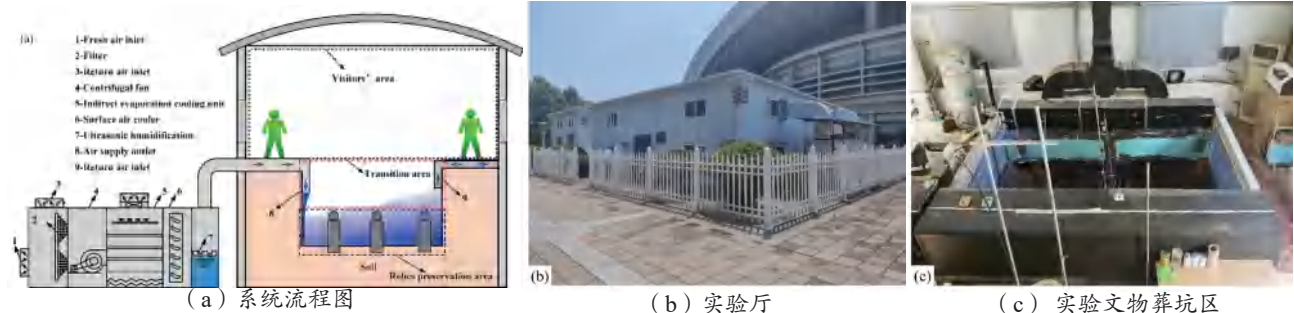


图3 实验室和贴附射流通风系统

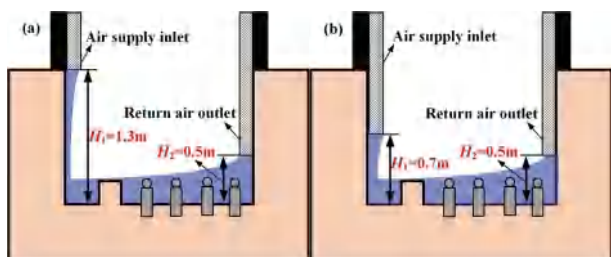


图5 工况2和3的示意图。(a) 工况2; (b) 工况3

表2 不同工况运行模式

工况	运行模式	时段
1	系统关闭	07/06/2020–07/07/2020
2	系统开启 $H_1=1.3\text{m}$, $H_2=0.5\text{m}$	09/03/2020–09/04/2020
3	系统开启 $H_1=0.7\text{m}$, $H_2=0.5\text{m}$	08/29/2020–08/30/2020

3 实验结果与分析

3.1 烟雾示踪

图6和图7分别显示了工况1和工况2观察点(图5b)通风的可视化图片,其中T代表发电机开启和成像时刻之间的时间间隔。两种烟雾气流之间没有显著差异,并且在两种工况下,处理过的空气都是从送风口送出并附着在垂直壁面上,由于Coanda效应而向下流动。当流动射流在大约30s撞击地板角落时,它从墙壁表面分离并重新附着到文物区底部。流体在50s时沿水平方向延伸直至进入回风口,在70s时形成覆盖地面文物的冷湖。

3.2 温湿度垂直分布

展厅由文物保护区和展厅区两部分组成。垂直方向的温度分布代表空间的热分层。图8和图9分别显示了沿实验展厅中心线的温度和相对湿度曲线。为了比较,这些图中还说明了室外环境(T_a)和访客走廊区域(T_{indoor})的温度和RH值。图中每一项包含两部分;左侧部分表示温度随时间的变化曲线,右侧部分表示沿中心线测量点(C1至C9)的平均温度和RH值。文物保存区(T1-T3)和游客区(T9和)

的平均温度和RH值以及日波动率分别见表4和表5。

在所有三种工况下,游客区域都没有空调,主要受游客和室外环境的影响。虽然在游客区,没有考虑游客对保存条件的影响,但在测试期间保持所有窗户打开,最大限度地提高了热波动对保存环境的影响。在安装的温度和RH传感器中,T9和T9固定在访客区域的相似高度。但前者布置在游客走廊,后者布置在文物保护区上方。如表4所示,三个测试中这两个位置的温度相似,表明贴附通风系统仅在葬坑区提供稳定的局部保存环境,不影响参观者区域。

工况一,系统关闭,整个展厅自然通风。因此,室内环境主要受室外环境和坑土环境的影响。在波动的室外环境和相对稳定的土壤环境的共同影响下,沿中心线测量点的温度波动随着高度的增加而减小。尽管在自然通风下,墓坑底部附近的实际保存区(T1-T3)保持相对均匀,T1至T3的平均温度差异不超过 1.0°C ,但在T1至T3可以观察到相当大的温度波动。T3,特别是T1到T3的昼夜温差分别为 3.7°C 、 4.4°C 和 5.5°C ,明显大于博物馆文物适当保护的规定范围($\leq 2.0^\circ\text{C}$)(ASHRAE手册,2015)。考虑到西安小于10m深度的土壤温度接近 $18\text{--}20^\circ\text{C}$ (张,2012),并且保护区的气温(T1-T3)在 $24.1\text{--}25.1^\circ\text{C}$ 之间,文物周围的土壤与空气之间存在显著温差,加速水分和盐分从土壤转移到文物表面,可能导致退化。

当系统启动时,如工况2和工况3,在殡葬坑的下部(T1-T3)形成了一个凉爽的湖泊。工况2和工况3的T1-T3的平均温度分别从 24.6°C 下降到 19.1°C 和 19.4°C ,几乎达到设定温度 20°C 。结果,保存条件更加稳定,T1到T3的平均昼夜温度波动从工况1的 4.5°C 分别降低到工况2和3的 2.6°C 和 1.7°C 。



图6 工况2烟雾示踪

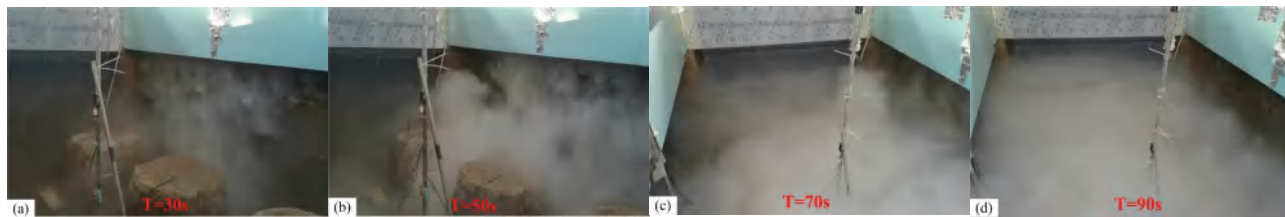


图7 工况3烟雾示踪

值得注意的是,工况3中T1到T3的平均温度波动降低到小于 2.0°C ,满足适当保护的要求($\leq 2.0^{\circ}\text{C}$) (ASHRAE手册,2015年)。比较工况2和工况3中贴附射流通风的温度分布,送风入口越低,温度波动越小。同时,由于减少卷吸周围空气导致最小的温度波动范围。

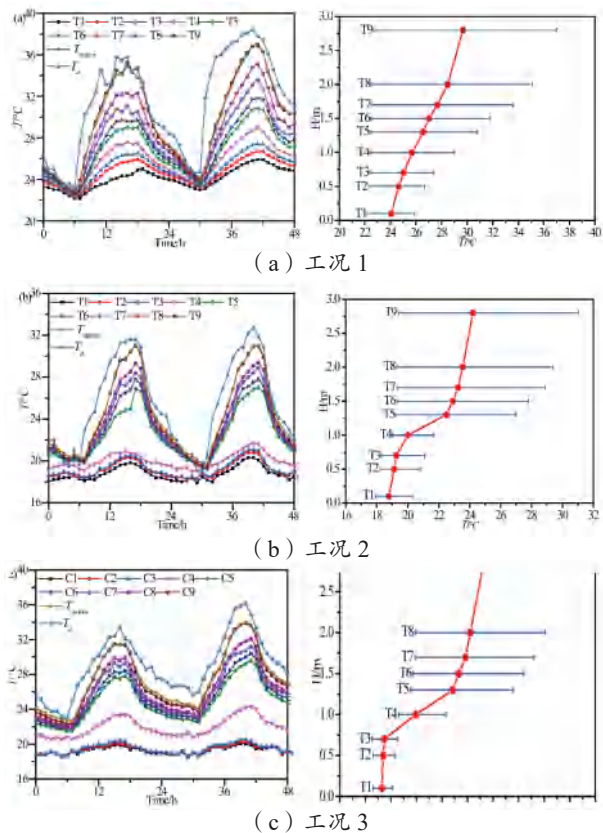


图8 垂直方向的温度分布

水分从土壤转移到空气中可能会导致土壤干燥开裂和更高的盐浓度。因此,为了保护出土地点,保持接近饱和的高相对湿度。在我们的研究中,由于实际保护区(T1-T3)的温度远低于游客区域的温度,因此在所有三个测试中,T1-T3的RH值都很高。在工况2和工况3中,使用超声波加湿器向供应的空气中添加水雾,从而进一步提高相对湿度。因此,对于工况2和工况3,T1到T3的平均RH分别从95.3%增加到96.8%和97.0%。此外,平均RH波动显著降低,即分别从8.9%(工况1)降至工况2和工况3的6.1%和3.0%。相应地,RH波动的下降率分别下降了31.0%和65.0%。工况3中3.0%的昼夜RH波动在指定范围内($\leq 5\%$),如其他地方所述(ASHRAE手册,2015年)。

3.3 水平方向温湿度分布

由于出土文物一般较大,因此保持水平方向的

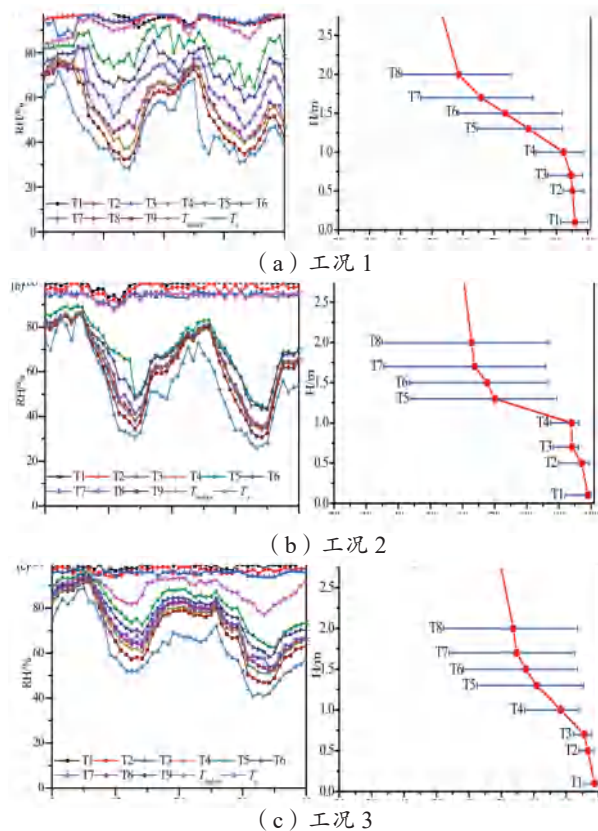


图9 垂直方向的相对湿度分布

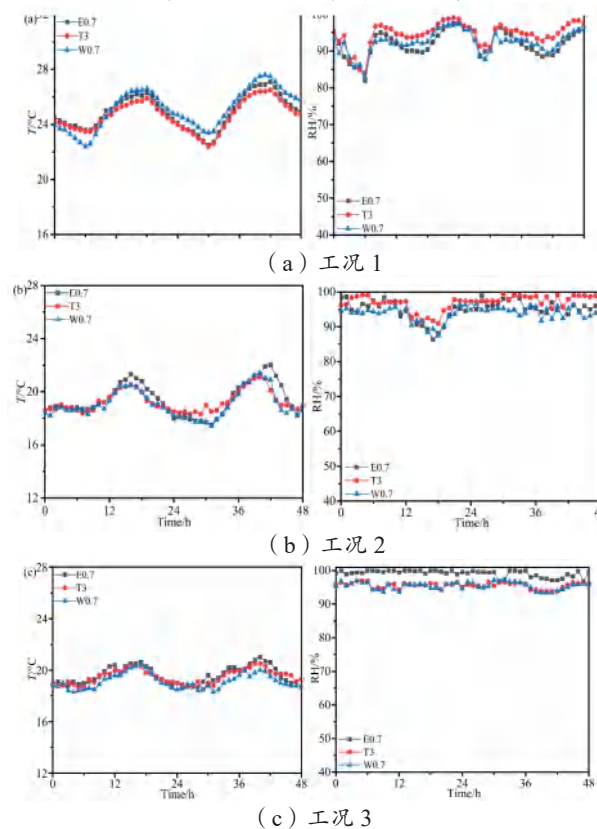


图10 水平方向的相对湿度分布

环境参数均匀稳定同样重要。工况 1-3 在不同位置和 0.7 m 高度处的温度和相对湿度的分布如图 10 所示。图中的每一项包含两部分：左边是温度分布，右边是对应的湿度分布。RH 配置文件。表 6 显示了平均温度和 RH 值。在所有情况下，温度和 RH 曲线几乎完全重叠。工况 1、工况 2、工况 3 在相同高度不同位置的最大温差分别为 0.5、0.3 和 0.5℃，因此，最大相对湿度差异分别为 2.4%、3.0% 和 3.8%。这可以归因于文物区内没有内部热源，热量主要来自葬坑外的空气。

3.4 土壤—空气耦合赋存环境的平衡

出土的文物通常是半暴露给参观者的，有些部分仍然埋在土壤中（图 11a）。文物周围土壤和空气之间水分和热量的传递是造成干裂和盐分积累的主要原因，因此，最大限度地减少土壤和空气之间的水分迁移至关重要。土壤 - 空气或遗迹 - 空气界面处的热湿通量（图 11b）可计算如下（Luo et al., 2015）：

$$G_m = h_m \Delta \rho_v = h_m (\rho_{v2} - \rho_{v1}) \quad (1)$$

$$G_h = h_0 \Delta T + h_m \Delta \rho_v \lambda_{water} = h_0 (T_2 - T_1) + h_m (\rho_{v2} - \rho_{v1}) \lambda_{water} \quad (2)$$

表 3 用于计算土壤—空气和遗迹 - 空气界面处的
热量和水分通量的变量

Variant	Definition	Variant	Definition
G_m	Moisture flux	T	Temperature
G_h	Heat flux	ρ_v	Vapor density
h_m	Mass transfer coefficient	λ_{water}	Latent evaporation heat
h_0	Heat transfer coefficient		

根据公式（1）和（2），热湿通量与土壤和空气之间的传递系数和温差或密度差（水蒸气分压差）成正比。大多数技术标准和法规中都没有规定适合博物馆保护的平均风速。然而，当文物保存在土气耦合环境中时，传热传质系数与风速密切相关，即风速越高，传热传质系数越大（范，刘，&Wang, 2003 年；罗杰斯，&Kavany, 1992 年）。因此，在较低的空气速度下，温度和密度差异可以有效地减少穿过出土文物周围界面的热量和质量传输。

4 结论

通过研究贴附射流通风系统保护秦皇陵遗址博物馆墓葬坑中出土的不可移动文物的可行性。根据研究结果，这是一种高效节能的控制策略，因为只有保护区需要空调。

中国有许多展厅类遗址博物馆，大多没有空调系统，一般采用自然通风来提高参观者的热舒适度。然而，我们的研究表明，这会导致文物周围空气的温度和相对湿度发生显著波动。

实验采用的贴附射流通风在文物区内产生了一个冷空气湖；该系统可独立运行，对文物保护区实施局部环境控制。同时较低的送风口可以进一步降低温度和 RH 的波动。

致谢

这项工作由国家自然科学基金资助(52078417)

参考文献

- [1]ASHRAE Handbook (2015). HVAC applications Chapter 23: Museum, galleries, archives, and libraries. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, SI Edition, Atlanta.
- [2]Beijing Times. (2013). 50.66% of the national collections are facing deterioration. <https://www.chinanews.com/cul/2013/03-04/4610993.shtml>(accessed May 19, 2021.)
- [3]Camarasa, C., Kalahasthi, L.K., Rosado L. (2021). Drivers and barriers to energy-efficient technologies (EETs) in EU residential buildings. *Energy and Built Environment*, 2, 290-301.
- [4]Camuffo, D., Pagan, E., Rissanen, S., Bratasz, L., Kozłowski, R., Camuffo, M., & Valle, A.D.(2010). An advanced church heating system favourable to art works: A contribution to European standardization. *Journal of Cultural Heritage*, 11, 205-219.
- [5]Cao, J.J., Li, H., Chow, J.C., Watson, J.G., Lee, S.C., Rong, B., et al. (2011). Chemical Composition of Indoor and Outdoor Atmospheric Particles at Emperor Qin's Terra-cotta Museum, Xi'an, China. *Aerosol and Air Quality Research*, 11, 70-79.
- [6]Cao, J. J., Rong, B., Lee, S.C., Chow, J.C., Ho, K.F., Liu, S.X. et al. (2005). Composition of indoor aerosols at Emperor Qin's Terra-cotta Museum, Xi'an China, during summer, 2004. *China Particuology*, 3, 170-175.
- [7]Deng, X., & Tan Z.J. (2020). Numerical analysis of local thermal comfort in a plan office under natural ventilation. *Indoor and Built Environment*, 29(7), 972-986.
- [8]Fan, A.W., Liu, W., & Wang, C.Q. (2003). Simulation on the daily change of soil temperature under various environment conditions, *Acta Energiæ Solaris Sinica*, 24, 167-171.(In Chinese)
- [9]GB 50736-2012.(2012). Design Code for Heating Ventilation and Air Conditioning of Civil Buildings. The Standardization Administration of the People's Republic of China (SAC), Beijing.
- [10]Gennusa, M. L., Lascari, G., Rizzo, G., & Scaccianoe, G. (2008). Conflicting needs of the thermal indoor environment of museums: In search of a practical compromise. *Journal of Cultural Heritage*, 9, 125-134.
- [11]Gil-Lopez, T., Galvez-Huerta, M.A., O'Donohoe, P.G., Castejon-Navas, J., & Dieguez-Elizondo, P.M. (2017). Analysis of the influence of the return position in the vertical temperature gradient in displacement ventilation

systems for large halls. *Energy & Buildings*, 140, 371-379.

[12]Gu, Z.L., Luo, X.L., Meng, X.Z., Wang, Z.S., Ma, T., Yu, C., et al. (2013). Primitive environment control for preservation of pit relics in archaeology museums of China. *Environmental Science & Technology*, 47, 1504-1509.

[13]Han, O., & Li, A.G. (2021). Velocity distribution of wall-attached jets in slotted-inlet ventilated rooms. *Building and Environment*, 194, 107708.

[14]Helmut F.O. M. (2013). Energy efficient museum buildings. *Renewable Energy*, 49, 232-236.

[15]He, Y.D., Li, N.P., Lu, J.M., Li, N., Deng, Q. L., Tan, C., et al. (2021). Meeting thermal needs of occupants in shared space with an adjustable thermostat and local heating in winter: An experimental study. *Energy & Buildings*, 236, 110766.

[16]Hu, H.Y., Xia, Y., Jin, Z.L., Zhang, S.X., Rong, B., Wang, L., et al. (2012). Study on the salt species and types in the Emperor Qin's Mausoleum and Hanyangling Mausoleum warthen sites. *Materials China*, 31(11), 37-47. (In Chinese).

[17]JGJ 66-2015.(2015). Code for Design Museum Building. Ministry of Housing and Urban-Rural Development of the People's Republic of China, Beijing.

[18]Li, A.G. (2019). Extended Coanda Effect and attachment ventilation. *Indoor and Built Environment*, 28, 437-442.

[19]Lidelöw, S., Örn, T., Luciani, A., & Rizzo, A. (2019). Energy-efficiency measures for heritage buildings: A literature review. *Sustainable Cities and Society*, 45, 231-242.

[20]Lin, Q. (2019). International Museum Day celebrated at Palace Museum. [http:// www.chinadaily.com.cn/a/201905/18/WS5cdf8c4a3104842260bc6ea.html](http://www.chinadaily.com.cn/a/201905/18/WS5cdf8c4a3104842260bc6ea.html). (accessed May 19, 2021.)

[21]Loomans, M.G. L.C., de Visser, I. M., Loogman, J. G. H., & Kort, H. S. M. (2016). Alternative ventilation system for operating theaters: Parameter study and full-scale assessment of the performance of a local ventilation system. *Building and Environment*, 102:26-38.

Luo, X.L., Dang, Y.X., Yu C., & Gu, Z.L. (2021). The practice of local environment control for the funerary pits of Emperor Qin's Mausoleum Site Museum. *Indoor and Built Environment*, 30 (3), 293-297.

[22]Luo, X.L., Gu, Z. L., Li, T. Y., Meng, X. Z., Ma, T., & Chuck. Y. (2015). Environmental control strategies for the in situ preservation of unearthened relics in archaeology museums. *Journal of Cultural Heritage*, 16, 790-97.

[23]Luo, X L, Gu, Z. L., Ma, T., Yu, C., & Kase, K.

(2016). Efficacy of an air curtain system for local pit environmental control for relic preservation in Archaeology Museums. *Indoor and Built Environment*, 25, 29-40.

[24]Luo, X.L., Gu, Z.L., Tian W., Xia, Y., & Ma. T. (2018). Experimental study of a local ventilation strategy to protect semi-exposed relics in a site museum. *Energy & Buildings*, 159, 558-571.

[25]Luo, X.L., Gu, Z.L., Wang, Z.S., Tian, W., & Li, K. (2016). An independent and simultaneous operational mode of air conditioning systems for visitors and relics in archaeology museum. *Applied Thermal Engineering*, 100, 911-924.

[26]Luo, X.L., Huang, X.Y., Feng, Z.B., Li, J., & Gu, Z.L. (2021). Influence of air inlet/outlet arrangement of displacement ventilation on local environment control for unearthened relics within site museum. *Energy & Buildings*, 246, 111116.

[27]Luo, X.L. Lei, S.L., Tian, W., & Gu Z.L. (2020). Evaluation of air curtain system orientated to local environmental control of archaeological museum: A case study for the stone armor pit of Emperor Qin's Mausoleum Museum. *Sustainable Cities and Society*, 57, 102121.

[28]Luo, Y., Yin, B.T., Peng, X.Q., Xu, Y.Y., & Lin Z. (2019). Wind-rain erosion of Fujian Tulou Hakka Earthen Building. *Sustainable Cities and Society*, 50, 101666.

[29]Makhoul, A., Ghali, K., & Ghaddar, N. (2013). The Energy saving potential and the associated thermal comfort of displacement ventilation systems assisted by personalised ventilation. *Indoor and Built Environment*, 22, 508-519.

[30]Meethiyagoda, L. (2018) Pedestrian safety in Kandy Heritage City, Sri Lanka: Lessons from World Heritage Cities. *Sustainable Cities and Society*, 38, 301-308.

[31]PAS 198. (2012). Specification for Environmental Conditions for Cultural Collections. British Standards Institute: London, UK.

[32]Rogers, J., & Kaviany, M. (1992). Funicular and evaporative-front regimes in convective drying of granular beds. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 35, 469-480.

[33]Schito, E., Conti, P., Urbanucci L., & Testi, D. (2020). Multi-objective optimization of HVAC control in museum environment for artwork preservation,

visitors' thermal comfort and energy efficiency. *Building and Environment*, 180, 107018.

[34]Schito, E., Testi, D., & Grassi, W. (2016) . Proposal for Microclimate indexes for the evaluation of indoor air quality in Museums. *Buildings*, 6(4), 41.

[35]Schmeling, D., & Bosbach, J. (2020). Influence of shape and heat release of thermal passenger manikins on the performance of displacement ventilation in a train

compartment. *Indoor and Built Environment*, 29, 835-850.

[36]Seduikyte,L., Grazuleviciute-Vileniske, I., Kvasova,O., & Strasinskaite, E. (2018). Knowledge transfer in sustainable management of heritage buildings. Case of Lithuania and Cyprus. *Sustainable Cities and Society*, 40, 66-74.

出土遗址文物土—空气局部耦合环境置换通风 调控热力分层特性研究

黄星雨, 党悦溪, 常彬, 罗昔联

(西安交通大学, 西安 710049)

[摘要] 兵马俑遗址博物馆出土文物的土壤-空气耦合保存环境面临调控手段缺乏、调控负荷过高等问题, 前期研究已经证明采用置换通风对文物区局部环境进行调控是重建出土文物环境平衡、降低空调能耗有效方法之一。在此基础上, 本文搭建遗址展厅置换通风实验系统, 对比了不同回风口布置高度下文物保存区环境热力分层特性及系统能耗, 分析了送风口位置及文物区底部土环境温度对系统调控性能的影响。结果表明: 降低回风口的布置高度, 可以降低环境调控区的有效高度, 并具有显著的节能效果, 坑底送风口位置的改变对环境调控影响很小, 将送风温度设置为与文物区底部土环境温度相同的调控策略, 可以减少有效的减少文物区冷热源对环境的扰动, 实现环境的均匀性与稳定性。

[关键词] 置换通风; 大空间展厅; 文物保护; 土壤—空气耦合环境

1 背景

遗址博物馆是保存和展出珍贵出土遗址文物, 同时提供适宜游客环境的一种特殊公共建筑。目前文物保护理念正从“抢救性修复”向“预防性保护”转变^[1], 利用空调系统提供适宜的文物保存环境, 已经成为延缓文物老化、降低环境风险的重要预防性保护手段。另外, 遗址博物馆环境控制系统能耗巨大, 曹聪等^[2]对兵马俑遗址博物馆1号展厅空调运行能耗进行了估算, 发现单位面积空调系统能耗达到 $179\text{W}/\text{m}^2$ 以上。巨大的空调能耗会给博物馆运营带来沉重的经济负担, 因此, 如何在提供适宜文物保存环境的同时降低空调系统运行能耗, 已成为文物预防性保护领域近年来重点关注的问题^[3]。

为了提高博物馆空调系统的运行效率和降低博物馆建筑能耗, Zhang 等^[4]提出温湿度独立控制系统, 以克服传统空调系统空气处理过程中再热所导致的能源浪费问题, 比传统空调系统节约能耗 21.7%。Kramer 等^[5]提出优化博物馆空调系统设定参数的范围, 比优化前降低系统能耗 77%。欧洲提出 Friendly-Heating 计划^[6], 通过座椅辐射供暖教堂人员区域进行间歇性局部采暖, 显著降低了环境对文物老化的影响程度和环境调控系统的运行能耗。为了维持和展示出土遗址文物的原貌, 遗址博物馆展厅大多采用了大空间开放式建筑布局, 如秦始皇兵马俑博物馆, 文物区面积占整个展厅面积的 30% 左右。Luo 等^[7-9]先后提出采用置换通风系统^[7]、毛细管辐射系统^[8]、空气幕系统^[9]对大空间展厅内文物区局部环境独立调控, 在能源利用方面还提出以蒸发冷却方式替代传统的电驱动制冷设备, 以降低

空调系统能源消耗。

虽然置换通风系统由于系统运行节能效果好、具有环境净化优势, 但其对文物局部环境的调控还存在相对湿度控制方案不完善, 不能满足抑制遗址文物干裂病害所需要的 100% 空气相对湿度要求, 同时回风口布置在游客区与文物区分界面上时, 回风会卷吸部分游客区的空气, 因此系统运行能耗还有进一步降低的潜力。本文将开展送风参数和送回风口布置优化研究, 进一步提高环境调控参数的稳定性和降低系统运行能耗, 为系置换通风统的在遗址博物馆推广应用提供最优解决方案。

2 研究方法

2.1 实验展厅及实验系统

由于兵马俑遗址出土前后的环境存在变化, 如图 1, 需要增设空调系统维持恒定的文物保存环境。为了验证置换通风环境调控系统对文物保存环境的积极作用, 我们参照兵马俑遗址展厅的建筑特点, 搭建了一个大空间遗址展厅实验室, 实验展厅建筑高度 6m, 模拟葬坑的长、宽、深度分别为 4.0m, 2.8m 及 2.0m, 其在长度和深度方向与兵马俑及汉阳陵葬坑基本相同。

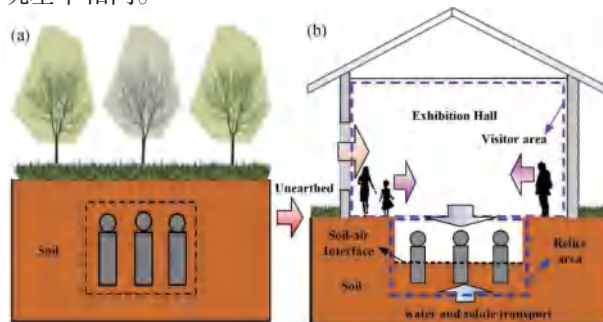


图 1 兵马俑遗址文物出土前后的环境变化示意图

项目资助: 本项目得到国家自然科学基金(52078417)支持。

图2所示为置换通风实验系统及实验现场照片。置换通风的送风静压箱布置在方形葬坑一侧底部，而回风口布置在送风口相对侧壁上上部，形成下送上回的活塞流区域，覆盖整个文物区，系统采用空气源热泵作为冷热源。

实验系统的创新之处在于：1）送风末端增加超声波加湿单元，将送风湿度维持在100%，以抑制遗址文物干裂及表面盐分富集病害的发生；2）将送风口从葬坑与游客区的分界面下移至葬坑内部，减少回风对游客区空气的卷吸，降低系统能耗。实验期间主要对展厅空间温湿度测量分析，传感器的布置位置如图3a，测点分布图、传感器的测量参数、布置位置以及测量参数如表1所示。

表1 传感器测量参数及布置位置

测点	测量参数	离坑底高度 h, m	测量精度
T1-T10	Temperature and RH	0.2, 0.5, 0.7, 1.0, 1.3, 1.5, 1.6, 1.7, 2.0 and 2.8, respectively.	Temperature: $\pm 0.3^{\circ}\text{C}$ CRH: $\pm 5\%$
Ts	Soil temperature	0.05 m(buried in the soil)	Temperature: $\pm 0.3^{\circ}\text{C}$

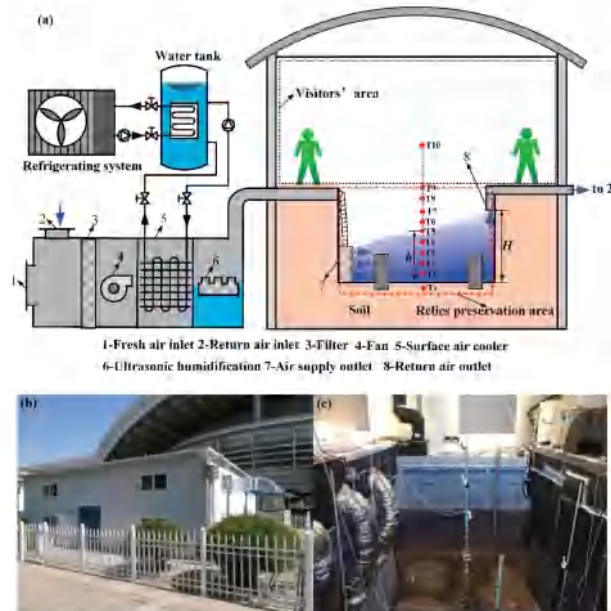


图2 遗址展厅置换通风调控试验系统

(a) 系统流程图 (b) 实验室 (c) 实验葬坑

2.2 实验工况

为了研究回风口高度对文物区局部置换通风调控系统性能的影响，回风口距地面的高度（H，如图2a所示）分别为1.6m、0.9m、0.4m，表2为实验工

表2 实验工况

实验工况	调控模式	实验时间
1	回风口高度 H=1.6m	2018/08/06-2018/08/08
2	回风口高度 H=0.9m	2018/08/09-2018/08/10
3	回风口高度 H=0.4m	2018/08/11-2018/08/12

况表。实验期间系统换气次数为11.9次/小时，送风温度20℃，送风相对湿度RH=100%（通过设置加湿器调控文物区内相对湿度尽量达到饱和状态）。

2.3 数值模拟控制方程及离散

为了进一步研究置换通风送风口布置位置及送风参数对葬坑内文物保存区的影响机制，本文建立数学流体力学模型对该系统进行了模拟分析。全部控制方程可以写成如下统一表达式：

$$\underbrace{\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t}}_{\text{Transient term}} + \underbrace{\text{div}(\rho U\phi)}_{\text{Convection term}} = \underbrace{\text{div}(\Gamma_{\phi} \text{grad}\phi)}_{\text{Diffusion term}} + \underbrace{S_{\phi}}_{\text{Source term}}$$

式中： Φ 为通用变量，分别代表速度、温度、浓度（相对湿度）以及湍动能等求解参数； Γ_{ϕ} 为广义扩散系数； S_{ϕ} 为计算源项。控制方程的离散采用有限容积法，方程各项的离散格式如下：时间项选用隐式欧拉格式，对流项采用二阶迎风差分，扩散项采用中心差分。整个控制方程的求解通过商用软件Fluent 17完成。压力与速度的耦合采用SIMPLE算法，湍流模型选用标准k-ε两方程湍流模型。

2.4 模拟工况及边界条件

本文在保持系统换气次数不变的情况下，研究不同的送风口布置高度、坑底土壤温度对文物区局部环境的影响规律，所有模拟工况如表3及图3所示。

表3 模拟工况设置

实验工况	1	2	3	4	5
回风口高度	1.6m	1.6m	1.6m	1.6m	1.6m
换气次数	11.9次/h	11.9次/h	11.9次/h	11.9次/h	11.9次/h
送风口高度	0.7m	0.35m	0m	0.7	0.7
土壤温度	20℃	20℃	20℃	10℃	30℃
送风温度	20℃	20℃	20℃	20℃	20℃

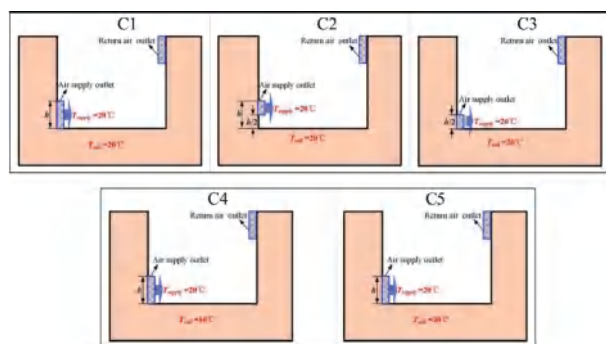


图3 模拟工况设置

本文数值模拟采用工况1的中午12点到下午1点测量平均值作为计算边界条件，具体如下表4。

2.5 计算网格剖分及网格无关性验证

计算区域采用结构化网格，对葬坑文物区，特别是送风口和回风口附近区域进行局部加密以提高计算精度。为了验证计算网格无关性，本文选择网格剖分数分别为728191，1563620，2802944，

表4 边界参数

边界类型	Boundary conditions
展厅屋顶	Velocity: No slip; Energy: T=38 °C ; RH: Zero flux
展厅墙壁	Velocity: No slip; Energy: T=36 °C ; RH: Zero flux
展厅地面	Velocity: No slip; Energy: T=26.6 °C ; RH: Zero flux
葬坑围栏	Velocity: No slip; Energy: T=24.5 °C ; RH: Zero flux
葬坑侧壁	Velocity: No slip; Energy: T=20 °C ; RH=100%
送风口	Velocity: Velocity inlet; Energy: T=20 °C ; RH=100%

4543170, 6218652 进行验证, 结果表明网格数为 4543170 时相对误差小于 2%, 满足计算精度需求。

3 实验结果分析

3.1 温湿度环境

遗址博物馆等开放式大空间建筑的室内温湿度环境受到室外气候条件影响显著, 实验所得三组数据表明, 室外平均最高温度均超过了 40.0 °C, 并且短期温度波动值超过 13.0 °C, 相对湿度波动值 36% 以上, 不利于文物的保存, 因此, 迫切需采取稳定的环境调控手段。

图 4a、b、c 分别为实验工况 1, 2, 3 下葬坑中心 T1-T10 测点温度随时间变化的分布, 图 4d 为 T1-T10 测点温度平均值。测点 T1-T9 均布置在葬坑文物区, 其温度值和波动值均随着距离坑底高度的增加而增加, 这是因为置换通风所形成的冷湖位于葬坑底部文物区, 随着测点高度的增加, 受游客区热渗透的影响变大。文物区底部的测点温度基本为 20 °C 左右, 短期波动值小于 2 °C, 遗址文物的土环境与空气环境之间基本达到平衡。同时, 坑底环境稳定区的高度随回风口布置高度波动十分明显, 如图 4c, 温度随着高度增加在垂直方向出现两次转折, 第一个转折点是由于回风口高度不同, 温度随回风口高度下降而下降, 第二个转折点位置基本相同, 主要是游客区与葬坑区的分界点, 外来空气侵入导致温度上升。

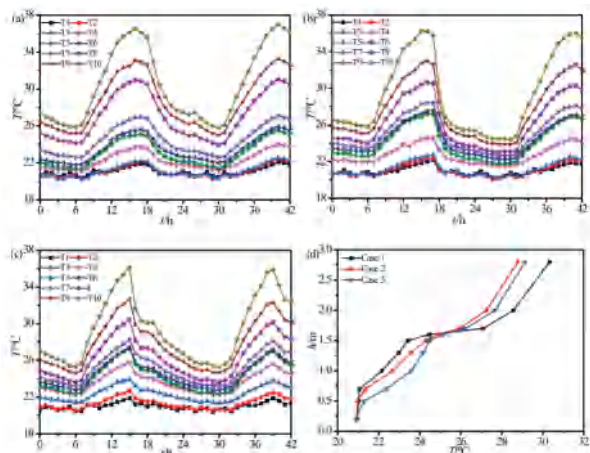


图4 展厅垂直方向温度分布

(a) Case 1. (b) Case 2. (c) Case 3. (d) 平均值

图 5a、b、c 为 T1-T10 测点相对湿度随时间变化的分布特性, 图 5d 为 T1-T10 测点相对湿度平均值。总体上相对湿度的变化规律与温度的变化规律基本相似。由于本系统增加了末端超声波加湿单元, 因此整个葬坑环境都维持在高湿度状态, 其中距坑底最近的 T1 测点处的相对湿度维持在 100% 的饱和状态, 并且湿度波动值基本为 0, 对比文献 [7] 中测点波动值 27%, 环境调控效果大为改善, 可以满足抑制遗址文物干裂病害的调控目标。

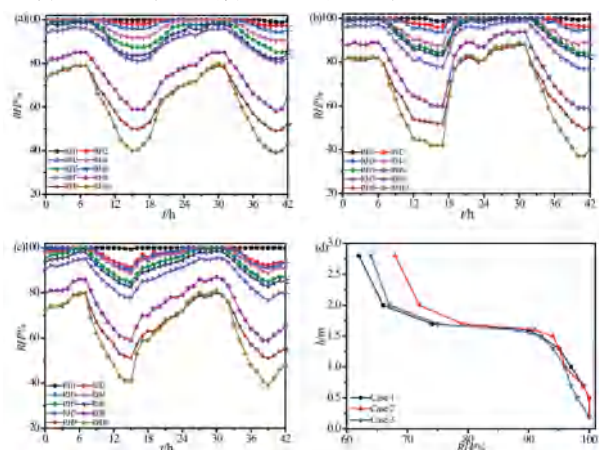


图5 各工况展厅垂直方向相对湿度分布

(a) Case 1. (b) Case 2. (c) Case 3

3.2 空调系统能耗分析

根据实验测量的系统送风量, 以及送风口和回风口温湿度计算出空气比焓值, 可以根据下式计算各文物区空调负荷。

$$Q = L_m(h_r - h_s) = L_m \Delta h$$

式中 L_m , h_r , h_s 分别为送风质量流量、回风空气比焓和送风口处空气比焓。表 5 所示为本文实验工况 1、2、3 下的空调系统运行负荷, 同时, 文献 [7] 中将回风口布置在游客区与葬坑的分界面 (图 6) 的系统能耗也列在表中作为对比。从表中可以看出空调系统的能耗随着回风口的高度降低而减少。同时, 相比研究 [7] 的单位面积冷负荷 124.7 W/m², 本文工况 1、2、3 空调负荷分别降低了 47.7%、58.2% 以及 65.9%, 这是因为此次实验将回风口由原来的水平设置, 改成了风口朝下设置, 减少了上部热空气的影响, 也表明了回风口设置对该实验系统能耗至关重要。

4 数值模拟结果

4.1 模型验证

图 7 所示为实验工况 1 下, 葬坑中心 T1-T10 测点的温度和相对湿度的测量值与中心轴线模拟值对比。从图中可以看出二者变化趋势相同, 均形成了稳定的热力分层结构, 温度相对误差平均值为 8.8%, 湿度相对误差平均值为 7.0%。这些误差是由于实验

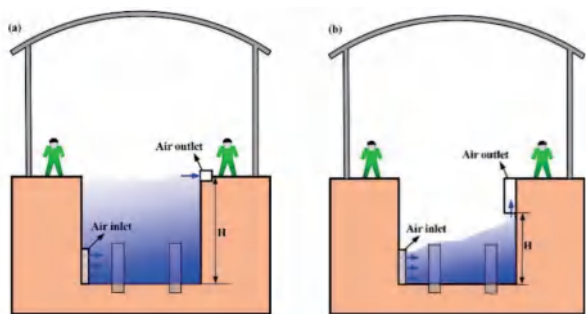


图6回风口的布置位置示意图

(a) 布置在文物区与游客区界面^[7] (b) 布置在葬坑内部

表5能耗对比

Case	H/m	Q/w	$q_{Index}/W \cdot m^{-2}$
文献[7]	2.0	1396.2	124.7
1	1.6	729.8	65.2
2	0.9	583.0	52.1
3	0.4	475.5	42.5

期间送风末端开启了超声波加湿器,送风空气携带一定的水雾,水雾进入文物区后将蒸发,在吸收热量降低空气的温度的同时也会提高空气的相对湿度,但数值模拟过程中没有考虑水雾蒸发过程。另外,T10位置由于存在窗户的热渗透,该点的温度测量值也会显著高于模拟值。

4.2 送风口布置高度环境调控的影响

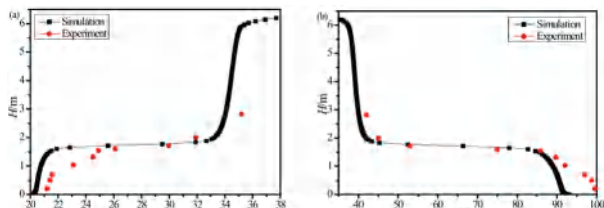


图7垂直方向温湿度的实验值与模拟值对比图

(a) 温度分布 (b) 相对湿度分布

图8分别为C1-C3模拟工况下的葬坑文物保存区风速分布云图。从图中看到送风射流呈下沉贴地流动,这是因为射流靠近地面侧为受限空间,卷吸空气量较少,会出现康达效应,射流两侧存在压差。在送风量相同的情况下,工况2、3送风面积小,送风速度高。工况2由于送风口离地近,风速衰减较快,对坑底文物区环境的扰动也相应地低。总体说来,在文物区底部土壤本身也是土遗址而不允许直接将风口防止在地面时,将送风口布置离地一定高度,并不影响送风气流组织。

图9和图10所示分别为C1-C3模拟工况下展厅中心剖面的温度和相对湿度分布云图。从图中可以看出,展厅温度在垂直方向上呈稳定的“下冷上热”逆温分层,在文物区底部1.1m处内形成了“冷湖”,约20-21℃,文物底部的相对湿度在水平方向存在较

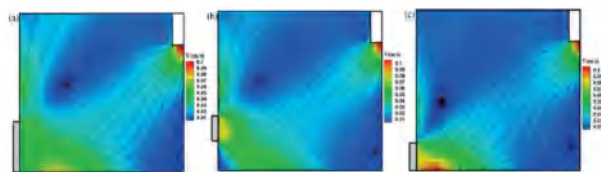


图8各工况文物区风速分布图

(a)Case C1.(b)Case C2.(c)Case C3

小差异。总体来说,改变送风口的位置对环境调控效果影响很小。

4.4 坑底温度对置换通风调控性能的影响

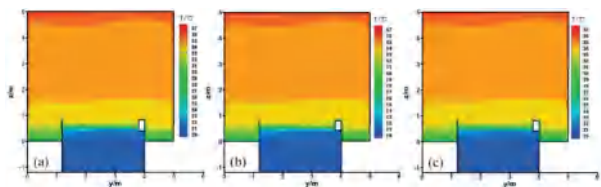


图9 C1-C3 工况中心剖面温度分布云图

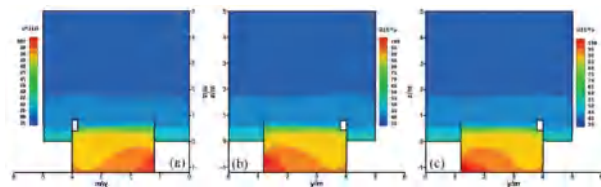


图10 C1-C3 工况中心剖面相对湿度分布云图

图11为C4、C1、C5工况下文物区风速分布云图。在C4、C1中,由于坑底温度小于等于送风温度,空气上浮驱动力较小,有利于维持文物区内空气的稳定性。在C5中,坑底温度高于送风温度,底部的加热作用会促进空气抬升,从而卷吸更多送风空气,促进了送风在出口阶段下降的趋势,送风口下部风速也会显著高于C1和C4。

图12、图13分别为工况C4、C1和C5展厅中

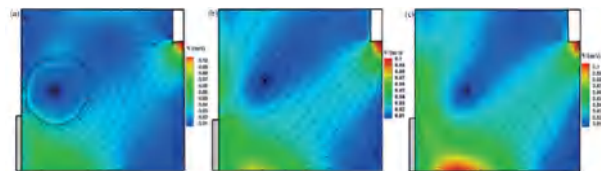


图11各工况风速分布云图

(a) Case C4. (b) Case C1. (c) Case C5

心剖面上温度和相对湿度分布云图,图14为文物区0.35m处水平直线上的温度和相对湿度分布。C5中,送风空气沿水平方向温升超过4℃,相对湿度降低30%;C4中,送风空气在离开风口0.4m达到稳定18℃,相对湿度稳定分布RH=100%;而在C1中,送风温度最大温升只有0.4℃,相对湿度也只下降到95%左右。总体来说,送风温度与土环境温度的不一致会导致遗址文物保存环境的不平衡,而当送

风温度等于葬坑地面温度时，可以较好的实现不同环境介质之间的平衡，并且环境参数空间分布也相对稳定。

5 结论

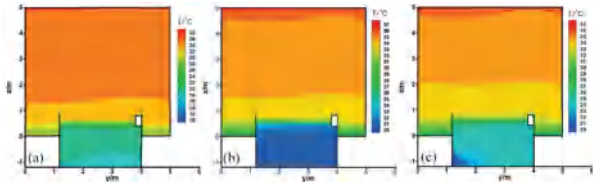


图 12 各工况温度分云图

(a) Case C4. (b) Case C1. (c) Case C5

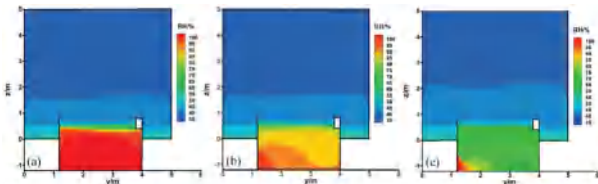


图 13 各工况湿度分云图

(a) Case C4. (b) Case C1. (c) Case C5

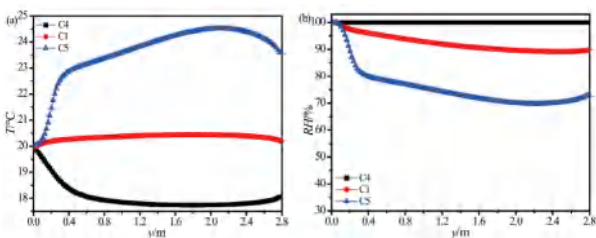


图 14 文物区水平方向温度和相对湿度分布图

(a) 温度 (b) 相对湿度

本文主要结论如下：

1) 回风口的布置高度对文物区局部环境热力分层特性有重要影响，环境调控稳定区域的高度随回风口布置高度降低而降低，相应的能耗也显著降低，相比文献 [7]，三个实验工况的空调负荷降低了 47.7%-65.9%。因此，根据文物的实际高度对回风口的布置高度进行优化，具有重要的节能潜力。

2) 在康达效应的作用下，送风气流在文物区底部呈现贴附地面流动的特征，因此送风口位置在文物区底部小范围内的改变不影响置换通风系统对文物区局部环境的调控效果；送风温度与文物区地面温度的关系是影响文物环境调控效果的重要因素，将送风温度设置为与文物区地面温度相同，可以有效的减少地面冷/热源对环境的干扰，提高文物区环境的稳定性和耦合环境的平衡。

参考文献

[1] Elena Lucchi. Review of preventive conservation in museum buildings. *Journal of Cultural Heritage*, 2018,

29:180-193.

[2] Cong Cao, Xiangzhao Meng, Xing Liu, Xiaohu Yang, Wangyang Hu, Liwen Jin. Energy analysis of relics museum buildings, *Energy Procedia* 75 (2015) 1809–1818.

[3] Guilherme B.A.Coelho, Hugo Entradas Silva, Fernando M.A.Henriques. Impact of climate change in cultural heritage: from energy consumption to artefacts' conservation and building rehabilitation. *Energy and Buildings*, 2020, 224:110250.

[4] Zhang XJ, Yu CY, Li S, Zheng YM, Xiao F. A museum storeroom air-conditioning system employing the temperature and humidity independent control device in the cooling coil. *Applied Thermal Engineering*, 2011;31(17):3653–7.

[5] R.P. Kramer, M.P.E. Maas, M.H.J. Martens, A.W.M. van Schijndel, H.L. Schellen. Energy conservation in museums using different setpoint strategies: A case study for a state-of-the-art museum using building simulations. *Applied Energy*, 2015, 158: 446–458.

[6] Dario Camuffo, Emanuela Pagan, Sirkka Rissanen, Łukasz Bratasz, Roman Kozłowski, Marco Camuffo, Antonio della Valle. An advanced church heating system favourable to artworks: A contribution to European standardization. *Journal of Cultural Heritage*, 2010, 11: 205–219.

[7] Xilian Luo, Zhaolin Gu, Tian Wei, Yin Xia, Tao Ma. Experimental study of a local ventilation strategy to protect semi-exposed relics in a site museum. *Energy and Buildings*, 2018, 159:558-571.

[8] Xilian Luo, Zhaolin Gu, Tianyu Li, Xiangzhao Meng, Tao Ma, Chuck Yu. Environmental control strategies for the in situ preservation of unearthed relics in archaeology museums. *Journal of Cultural Heritage*, 2015, 16:790-797.

[9] Xilian Luo, Sihlin Lei, Wei Tian, Zhaolin Gu. Evaluation of air curtain system orientated to local environmental control of archaeological museum: A case study for the stone armor pit of Emperor Qin's Mausoleum Museum. *Sustainable Cities and Society*, 2020, 57:102121.

基于温度移动传感器信息的 室内温度分布预测方法

赵雅楠, 臧紫晗, 张伟荣

(北京工业大学, 北京 100124)

[摘要] 由于建筑室内热环境是影响个性化热舒适和建筑能源效率的关键因素, 有必要快速获取其详细的温度分布信息。计算流体力学(Computational Fluid Dynamics)是计算室内温度分布的有效工具, 但由于计算时间长, 因此在其基础上发展出来许多温度分布预测方法, 如快速流体力学、低维算法、基于可及度的温度预测方法等。然而, 由于在实际情况中很难准确获取动态热边界条件, 导致这些方法难以在工程实际中普及应用。为此, 本研究提出了一种基于温度移动传感器信息的快速预测室内温度分布的方法。即, 将代表各个热源的室内环境形成贡献率, 与移动传感器采集到的空气温度相结合, 以实现温度分布的快速、精准预测。建立了一个典型办公室房间, 首先讨论了移动传感器的应用有效性, 以及其采集高度、采集间隔对预测精度的影响。结果表明, 与应用固定传感器相比, 采用移动传感器可以提高预测的可靠性与准确性, 特别是在人员活动区预测精度最高。此外, 移动传感器的采集高度对预测精度影响较小, 而采集间隔应尽可能较大以使采集点较为均匀地分布在热环境内。

[关键词] 温度分布; 预测; 计算流体力学; 室内环境形成贡献率; 移动传感器

1 引言

研究显示, 人们约有 90% 的时间都待在建筑室内^[1]。在中国, 建筑能耗约占社会总能耗的 21%^[2]。因此, 营造良好的非均匀室内热环境有助于实现保证人员热舒适的同时, 降低建筑能耗, 即获取详细的室内温度分布是十分必要的。目前, 计算流体力学(Computational Fluid Dynamics)已经成为研究室内热环境的有效工具^[5]。然而在实际情况中, 影响室内温度分布的各个热源是随时间变化而难以准确确定的, 这就意味着很难获取准确的边界条件来进行计算流体力学模拟。即便可以提前确定所需的动态边界条件, 也需要重复设置和计算来完成室内热环境的动态模拟, 这是十分耗时的。因此, 很难将计算流体力学应用于室内热环境的实时预测与调控。

在这种情况下, 很多新概念陆续被提出, 用以快速计算室内温度分布, 如正交分解^[6]、快速流体力学^[7]、室内环境形成贡献率^[8]、可及度^[9]和线性温度模型^[10]等。基于这些概念提出的预测方法在一定程度上提高了室内温度分布的计算效率, 但是其在实际应用中仍需要一定量的计算时间。例如, 有研究表明尽管快速流体力学的计算速度是计算流体力学模拟的 20-50 倍^[11], 但其所需的计算时间仍然要比建筑能耗模拟方法长很多。更重要的是, 这些方法都是衍生于计算流体力学, 依旧需要提前确定室内热源条件, 因而导致这些方法难以在工程实际中普及应用。

为了开发一种适用于实际应用的温度分布预测

方法, Sasamoto 等人^[12]提出了一种基于室内环境形成贡献率和有限数量固定传感器采集到的空气温度来快速预测室内温度分布的方法。然而, 由于固定传感器在安装位置和安装数量上存在限制, 其预测精度有待提高。因此, 本研究提出利用移动传感器代替固定传感器采集空气温度信息, 以快速、准确获取温度分布。通过建立一个典型的办公室房间, 首先讨论了移动传感器代替固定传感器的有效性。同时, 通过预测精度比较, 探究了移动传感器的采集高度和采集间隔对预测精度的影响, 以指导其在实际中的应用。

2 方法论

2.1 室内环境形成贡献率

通常情况下, 热源的热量传输取决于空气流场的分布。在强制对流占主导地位的室内热环境中, 由于热源热量变化导致其附近区域的浮力变化与机械送风气流相比, 对空气流动的影响很小, 即空气流场可以假定为稳态。因此, 在稳态流场中, 各个热源的热量传输具有线性特性。即, 室内温度场可以视为多个仅由一个热源主导的子温度场的线性叠加。基于此假设, Kato 等人^[8]于 1994 年提出了室内环境形成贡献率的指标, 来获取各个热源对空间内整体温度分布的独立贡献。室内环境形成贡献率定义为任意热源在任意位置造成的温升或温降与该热源造成的整体空间均匀温升或温降的绝对值的比值, 如公式(1)所示:

$$CRI_i(x_j) = \frac{\Delta\theta_i(x_j)}{\Delta\theta_{i,o}} = \frac{\theta_i(x_j) - \theta_n}{q_i / C_p \rho F} \quad (1)$$

其中, $CRI_i(X_j)$ 代表热源 i 在位置 X_j 处的室内环境形成贡献率, 即 Contribution Ratio of Indoor Climate; $X_j[m]$ 代表任意位置的坐标; $\Delta\theta_i(X)[^\circ\text{C}]$ 代表热源 i 在位置 X_j 处造成的温升或温降; $\Delta\theta_{i,o}[^\circ\text{C}]$ 代表热源 i 造成的整体空间的均匀温升或温降; $\theta_i(X_j)[^\circ\text{C}]$ 代表热源 i 在位置 X_j 处造成的温度分布; $\theta_n[^\circ\text{C}]$ 代表中性温度; $q_i[W]$ 代表热源 i 的热源强度; $C_p[J/(kg\cdot K)]$ 代表室内空气比热容; $\rho[kg/m^3]$ 代表空气密度; $F[m^3/s]$ 代表送风量;

室内环境形成贡献率的相关内容, 包括其基础前提、定义、计算方法以及数学意义, 张等人^[13]已经做了详细全面的探讨, 这里不再赘述。

2.2 基于室内环境形成贡献率的温度分布预测算法

如前所述, 由于室内空气流动可以假定为稳态, 那么各个热源的热量传输在空间内是随热源强度线性变化的, 即各个热源的室内环境形成贡献率是一个定值。因此, 任意热源对室内空气温度变化的影响可以通过该热源的对流换热量与其室内环境形成贡献率相乘获得, 整体空间的温度分布即为所有热源的影响之和, 如公式(2)所示,

$$\Delta\theta(X_j) = C_{j1} \cdot \Delta\theta_{1,o} + C_{j2} \cdot \Delta\theta_{2,o} + C_{ji} \cdot \Delta\theta_{i,o} + \cdots + C_{jm} \cdot \Delta\theta_{m,o} \quad (2)$$

其中, $\Delta\theta(X_j)[^\circ\text{C}]$ 代表位置 X_j 处的温度变化; m 代表室内空间热源数量; C_{ji} 代表热源 i 在位置 X_j 处的室内环境形成贡献率;

将公式(2)改写成矩阵形式, 如公式(3)所示:

$$\Delta\theta(X_j) = [C_{j1} \ C_{j2} \ \cdots \ C_{jm}] \begin{bmatrix} \Delta\theta_{1,o} \\ \Delta\theta_{2,o} \\ \vdots \\ \Delta\theta_{m,o} \end{bmatrix} \quad (3)$$

实际上, 室内热环境中的热源条件是动态的且难以准确判定的, 即各个热源造成的整体空间均匀温度变化 $\Delta\theta_{i,o}$ 是无法准确获取的。因此, 基于公式(3), 提出采用传感器来采集室内空间 n 个位置处的空气温度, 来反算各个热源造成的均匀温度变化, 如公式(4)所示:

$$\begin{bmatrix} \Delta\theta_{s1} \\ \Delta\theta_{s2} \\ \vdots \\ \Delta\theta_{sn} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & \cdots & C_{1m} \\ C_{21} & C_{22} & \cdots & C_{2m} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ C_{1m} & C_{2m} & \cdots & C_{nm} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta\theta_{1,o} \\ \Delta\theta_{2,o} \\ \vdots \\ \Delta\theta_{m,o} \end{bmatrix} \quad (4)$$

其中, $\Delta\theta_{si}[^\circ\text{C}]$ 代表第 i 个传感器采集到的空气温度; C_{nm} 代表第 m 个热源在第 n 个传感器位置处的室内环境形成贡献率;

根据公式(4), 为了计算各个热源造成的整体空间的均匀温度变化 $\Delta\theta_{i,o}$, 应该在公式两侧同时左乘室内环境形成贡献率矩阵的逆矩阵。这就要求传感器采集的空气温度数量与热源数量相等, 即

$n=m$ 。如此可以得到各个热源造成的整体空间的均匀温度变化 $\Delta\theta_{i,o}$ 的计算式如公式(5)所示:

$$\begin{bmatrix} \Delta\theta_{1,o} \\ \Delta\theta_{2,o} \\ \vdots \\ \Delta\theta_{m,o} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & \cdots & C_{1m} \\ C_{21} & C_{22} & \cdots & C_{2m} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ C_{1m} & C_{2m} & \cdots & C_{nm} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \Delta\theta_{s1} \\ \Delta\theta_{s2} \\ \vdots \\ \Delta\theta_{sn} \end{bmatrix} \quad (5)$$

将公式(5)代入到公式(3)中, 可以得到基于各个热源的室内环境形成贡献率和有限数量的空气温度来预测室内整体温度分布的表达式, 如公式(6)所示:

$$\Delta\theta(X_j) = [C_{j1} \ C_{j2} \ \cdots \ C_{jm}] \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & \cdots & C_{1m} \\ C_{21} & C_{22} & \cdots & C_{2m} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ C_{1m} & C_{2m} & \cdots & C_{nm} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \Delta\theta_{s1} \\ \Delta\theta_{s2} \\ \vdots \\ \Delta\theta_{sn} \end{bmatrix} \quad (6)$$

2.3 移动传感器的应用

基于公式(6), Sasamoto 等人^[12]利用有限的固定传感器采集空气温度, 进行了温度分布预测。并发现, 适当改变固定传感器的位置可以提高预测精度。实际上, 固定传感器在安装位置和安装数量等方面均存在限制。例如, 当需要采集的空气温度数量增加, 固定传感器的数量就会随之增加, 这就需要更高的花费和更多的空间。此外, 固定传感器通常安装在出风口、墙表面高处等不干扰人们活动的位置, 即通常距离目标区域较远。因此, 利用固定传感器采集到的空气温度可能不能很好地反映真实的热源情况, 导致预测精度有待提高。

随着移动载体在控制领域的发展, 移动传感器已经成为建筑室内热环境调控的有效手段。因此, 本研究提出采用移动传感器代替固定传感器来采集空气温度, 如图1所示。移动传感器具有采集高度可调、采集位置可变和采集路径多样等特点, 可根据实际情况或预测需求采集更合适的空气温度, 预测出更为精确的温度分布。

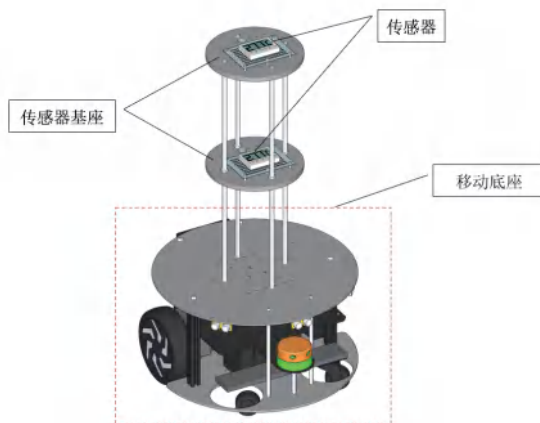


图1 移动传感器

3 算例研究

3.1 模型描述与验证

如图2所示,一个典型的办公室房间,尺寸为14m(长)×10m(宽)×4m(高),其墙壁、天花板和地板都为绝热。四个送风口位于天花板上,四个排风口位于墙壁底部。内有6个吊顶灯和24个工位(每个工位有一个人和一台电脑)。为了简化计算模型,将墙体和楼板的辐射换热视为一个热源。同样,天花板的辐射换热和6个吊顶灯的散热被视为一个热源,4个相邻工位的散热视为一个热源。因此,此房间内共有9个热源。

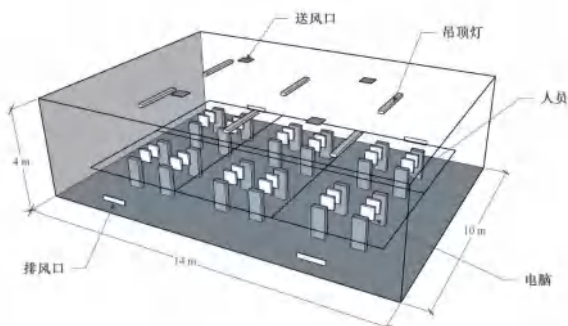


图2 办公室房间模型

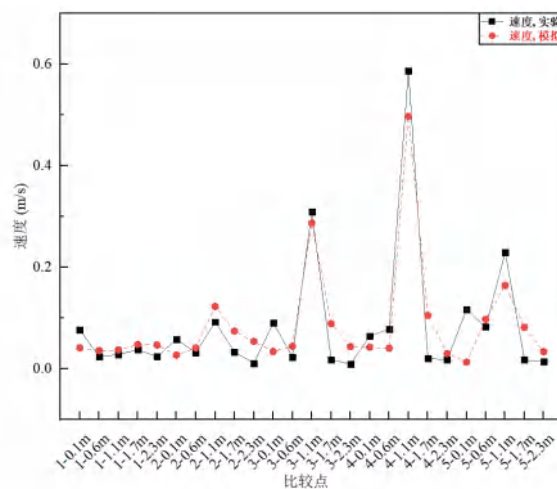
本研究中的室内气流场和温度场都是使用Ansys Fluent软件进行模拟。Standard模型和Discrete Ordinates(DO)模型用于模拟室内湍流和室内辐射。同时,室内空气采用Boussinesq模型来考虑浮力项。SIMPLE算法求解压力-速度耦合问题,Standard格式进行压力离散。动量和能量采用二阶迎风差分格式。为了验证此模拟方法的可靠性,对照田等人^[14]所做的实验,建立了一个全尺寸模型,并将模拟结果与其实验数据进行比较,比较结果如图3所示。从中可以看出,两个数据集之间具有良好的一致性(温度误差小于1℃,速度误差小于0.1m/s),因此,此模拟方法是准确和可用的。

基于此数值方法,计算了该办公室的气流分布和温度分布,具体边界条件如表1所示。假设办公室内中性温度为25℃。此办公室模型被离散成5,800,535、7,784,596和10,746,488个网格。在网格独立性实验之后,采用中间的网格数定义来平衡精度和时间。

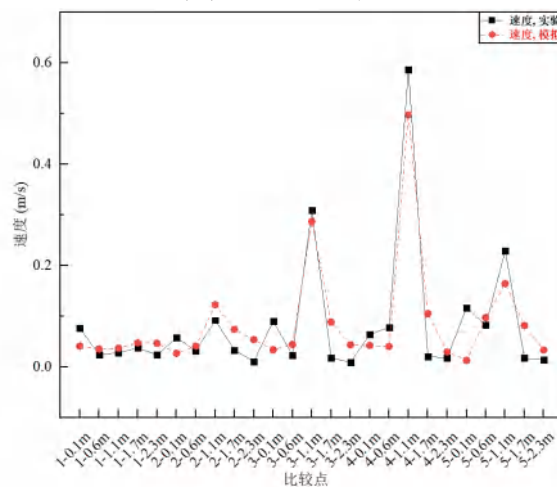
3.2 计算结果与讨论

3.2.1 应用固定传感器与移动传感器的预测精度比较

首先,在高度为1m、2m和3m的平面上分别选择了10个温度预测点,分别命名为L-1至L-10、M-1至M-10和H-1至H-10。其中,所有预测点的位置仅



(a) 温度验证结果比较



(b) 速度验证结果比较

图3. 采样线1-5处5个高度的实验数据与模拟数据比较
(测量点X-Y m, 其中X为采样线编号, Y为0.1m、0.6m、1.1m、1.7m和2.3m的高度)

表1 数值模拟条件

Surface	Boundary conditions
Walls/Ceiling/Floor	Wall; Adiabatic.
Lamp	Wall; Heat flux: 150W/m ² .
Person	Wall; Heat flux: 45W/m ² .
Computer	Wall; Heat flux: 70W/m ² .
Air supply	Velocity-inlet; Velocity: 1.0m/s. Temperature: 21℃
Air exhaust	Outflow.

表2 固定传感器和移动传感器的平均相对预测误差

平均相对误差	固定传感器	移动传感器
h=1.0m	5.7%	2.1%
h=2.0m	10.8%	3.3%
h=3.0m	27.7%	4.8%

在高度上不同,但平面坐标相同。根据预测算法的要求,采集的空气温度数量需要与热源数量相等,即需要采集9个位置处的空气温度。根据固定传感器一般安装在靠近出风口和墙壁上的原则,给出一组固定传

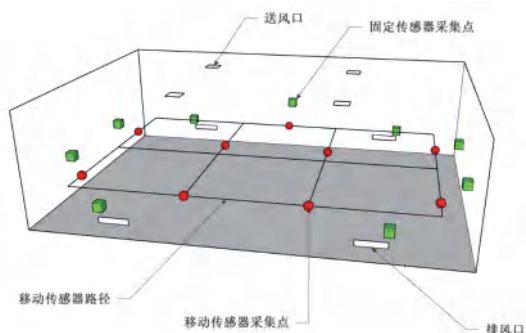


图4 固定传感器和移动传感器的采集点分布

感器，其位置如图4所示。同时，应用一个采集高度为1.2m的移动传感器采集空间中9个位置处的空气温度，也如图4所示。上述两组采集到的空气温度用于预测三个高度处30个点的温度。

温度预测结果如图5和表2所示，当使用固定传感器采集的空气温度进行预测时，在 $h=1.0\text{m}$ 、 $h=2.0\text{m}$ 和 $h=3.0\text{m}$ 的高度处，平均相对误差分别为5.7%、10.8%和27.7%。然而，当使用移动传感器采集的空气温度进行预测时，平均相对误差分别为2.1%、3.3%和4.8%。因此，可以看出，固定传感器的总体预测精度低于移动传感器。特别是在人员活动区，移动传感器的预测精度更高。

3.2.2 移动传感器采集高度对预测精度的影响分析

为了解移动传感器采集高度对预测精度的影响，

表3 移动传感器在不同高度处的平均相对预测误差

平均相对误差	移动传感器
$h=0.7\text{m}$	2.1%
$h=1.0\text{m}$	2.1%
$h=1.2\text{m}$	2.3%
$h=1.5\text{m}$	2.7%

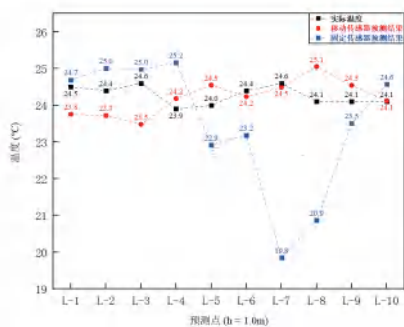
分别在 $h=0.7\text{m}$ 、 $h=1.0\text{m}$ 、 $h=1.2\text{m}$ 和 $h=1.5\text{m}$ 高度处各选取10个预测点，分别命名为1-P1至1-P10、2-P1至2-P10、3-P1至3-P10、4-P1至4-P10和5-P1至5-P10。同样，它们平面坐标相同，仅位置高度不同。采用第3.2.1节中介绍的移动传感器获得的空气温度来预测这些点处的空气温度。

温度预测结果如图6和表3所示，在 $h=0.7\text{m}$ 、 $h=1.0\text{m}$ 、 $h=1.2\text{m}$ 和 $h=1.5\text{m}$ 的高度处，应用移动传感器的平均相对预测误差分别为2.1%、2.1%、2.3%和2.7%。因此，可以得出结论，在人员活动区，移动传感器的采集高度对预测精度影响不大。

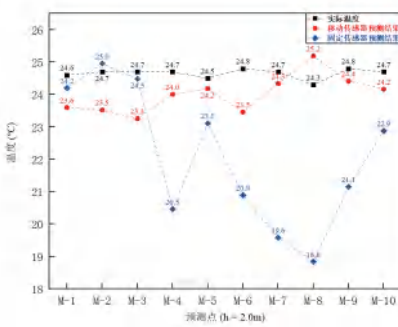
3.2.3 移动传感器采集间隔对预测精度的影响分析

为探究移动传感器的采集间隔对预测精度的影响，设计了几种移动传感器采集间隔（采集高度为1.2m），分别为1m、2m、3m、4m和5m。在每种采集间隔下，分别给出了3种、3种、3种、3种和2种采集点分布，如图7至图11所示。选择的预测点与第3.2.2节讨论的1.2m高度处的预测点相同，即3-P1至3-P10。

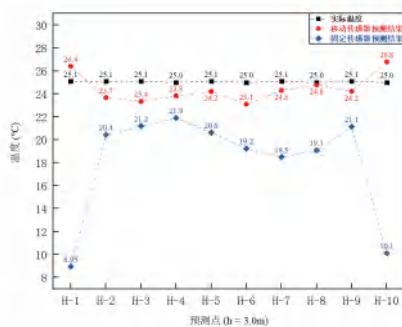
图7至图11和表4分别给出了在上述各种采



(a) 1.0m 高度处的预测结果比较

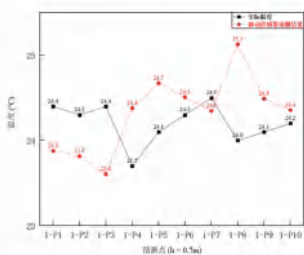


(b) 2.0m 高度处的预测结果比较

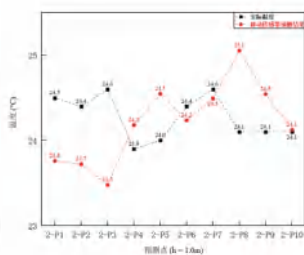


(c) 3.0m 高度处的预测结果比较

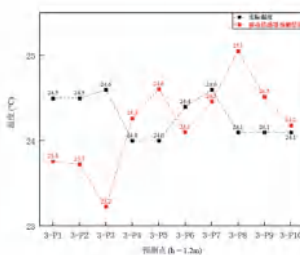
图5 固定传感器和移动传感器在不同高度处的预测结果比较



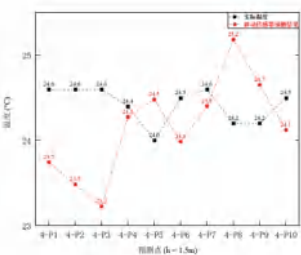
(a) 0.7m 高度处的预测结果



(b) 1.0m 高度处的预测结果



(c) 1.2m 高度处的预测结果比较



(d) 1.5m 高度处的预测结果比较

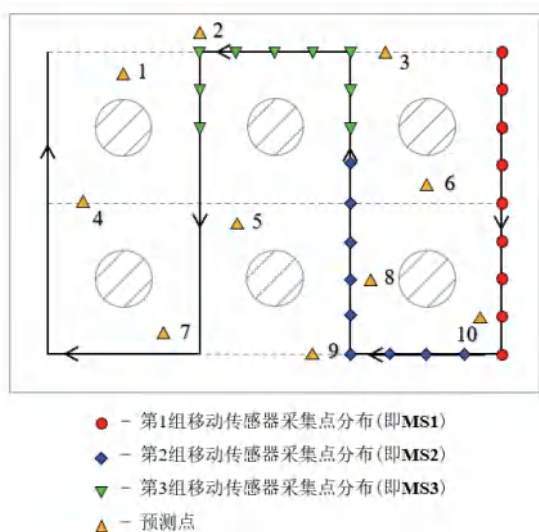
图6 移动传感器在不同高度处的预测结果

集点分布情况下,每个预测点的预测结果和相应的平均相对误差。预测结果表明,较小的采集间隔会使采集点的分布较为集中,从而导致预测精度明显降低,如图7中的MS1和MS3、图13中的MS7和图10中的MS10所示,相应的平均相对误差分别为19.9%、30.7%、16.7%和9.2%。然而,也存在采集间隔较小而预测精度相对较高的情况,如图7中的MS2和图8中的MS6的平均相对误差分别为1.6%和0.8%。综上,可以看出选取较小的采集间隔采集到的空气温度进行温度分布预测时的不确定性较大,此时的预测精度无法保证。而在实际应用中,必须

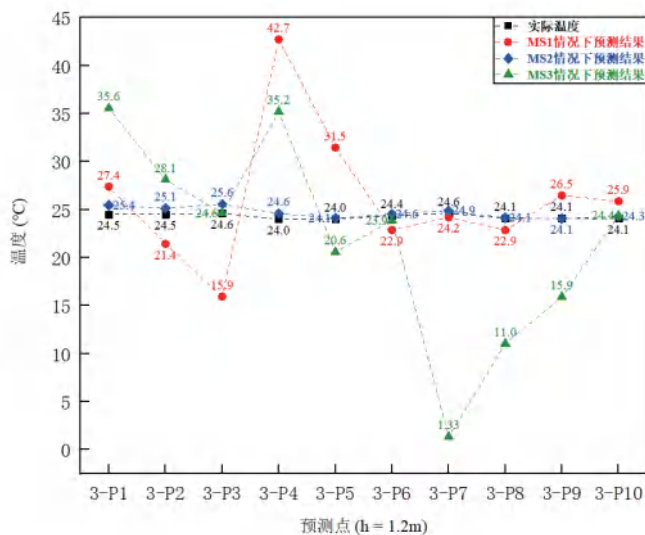
快速、准确地获得温度分布。因此,有必要给出一个设计准则来选定不确定性较低、精度较高、适用范围较广的移动传感器的采集间隔。通过仔细比较不同采集间隔下采集点分布的预测结果,如图7至图11所示,可以看出采集距离应足够大,以使采集点较为均匀地分布在房间各处。

4 结论

为了在工程实际中实时预测和精确调控室内热环境,本文提出了一种快速预测室内温度分布的方法。此方法利用一个移动传感器在工作区高度上采集空气温度,并与室内环境形成贡献率相结合,实

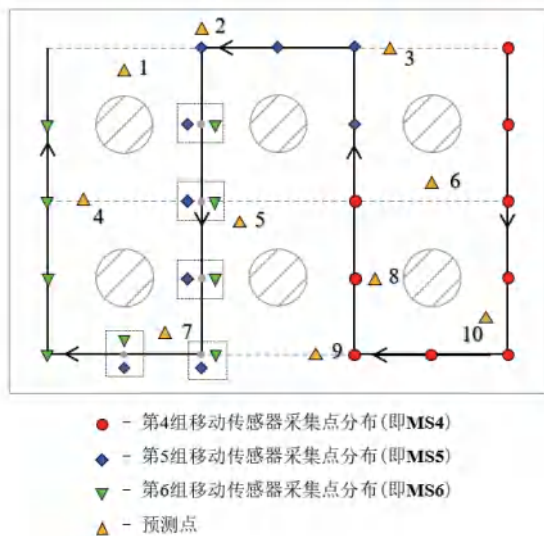


(a) 采集点分布

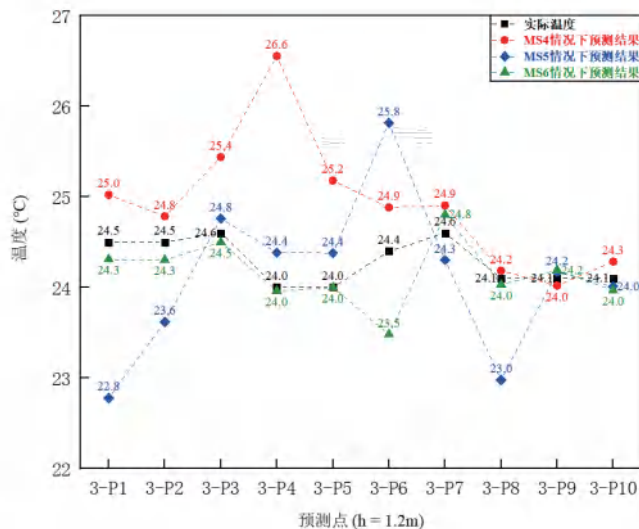


(b) 预测结果

图7 移动传感器采集间隔为1.0m时的预测结果

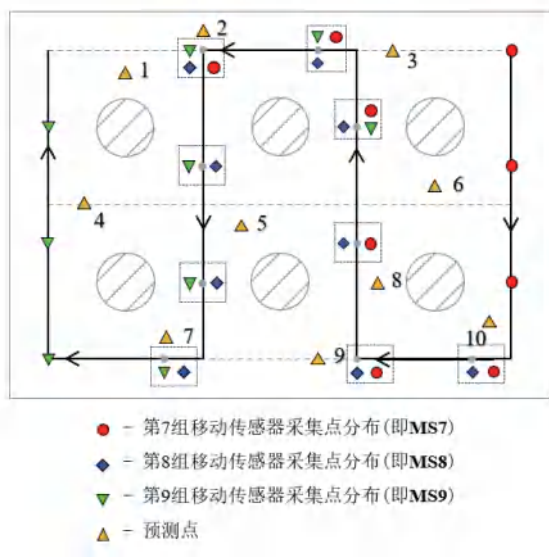


(a) 采集点分布

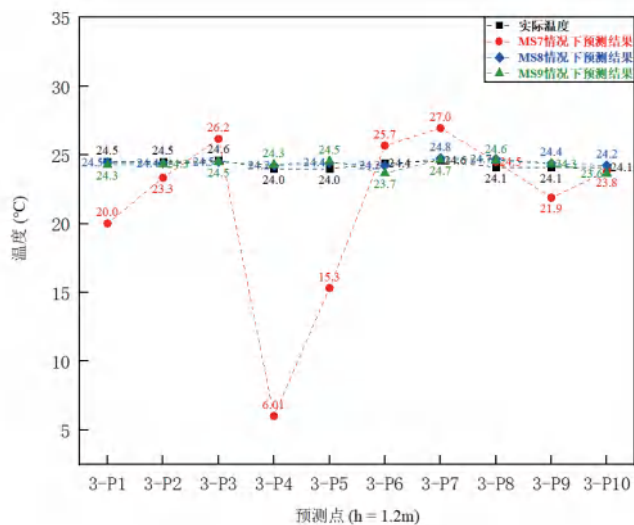


(b) 预测结果

图8 移动传感器采集间隔为2.0m时的预测结果

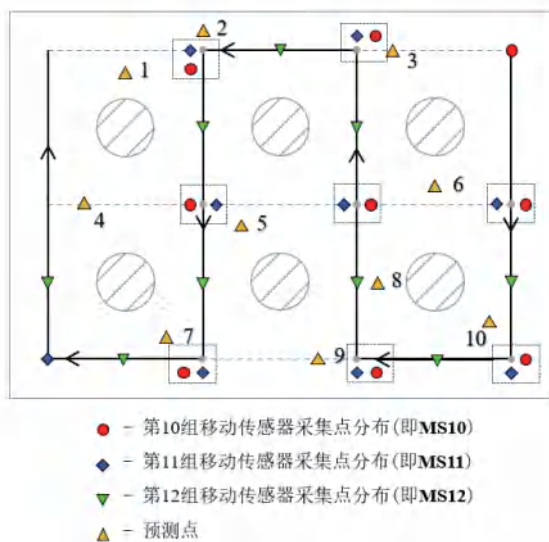


(a) 采集点分布

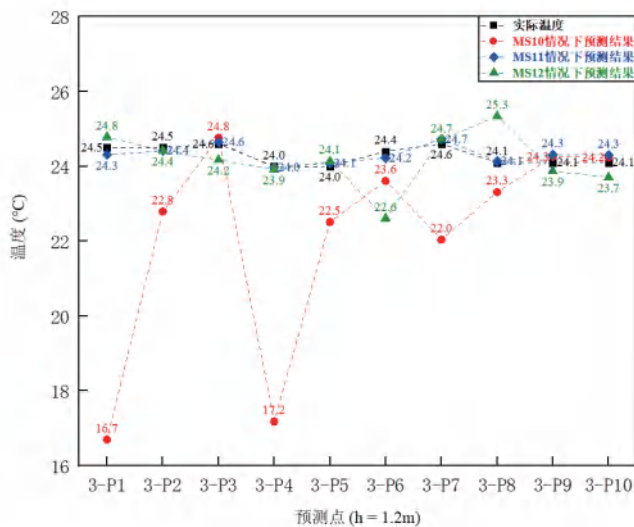


(b) 预测结果

图9 移动传感器采集间隔为3.0m时的预测结果



(a) 采集点分布



(b) 预测结果

图10 移动传感器采集间隔为4.0m时的预测结果

现室内温度分布的快速预测。主要结论总结如下：

(1) 对于温度分布预测，使用移动传感器代替固定传感器进行温度采集是非常有效的。移动传感器的总体预测精度高于固定传感器，尤其是在人员活动区。

(2) 移动传感器的采集高度对预测精度影响不大。在人员活动区，通过比较移动传感器对不同高度处温度分布的预测精度，发现其差异并不显著。

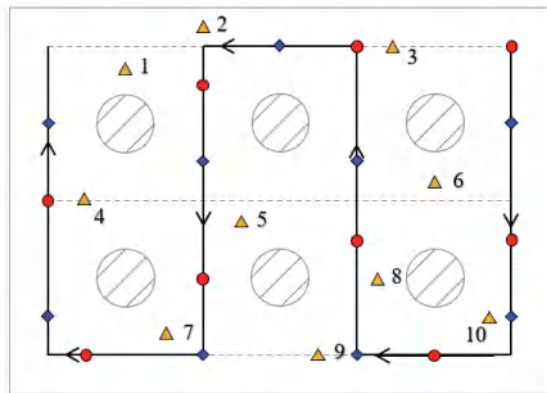
(3) 不同采集间隔造成的采集点分布差异对预测精度有显著影响。较小的采集间隔使采集点较为

集中，无法保证较高的预测精度。因此，采集间隔应足够大，以使采集点较为均匀地分布在房间各处。

通过以上分析，本文提出的方法有助于从室内热环境实时控制的角度快速预测非均匀温度分布。未来的研究方向将是进一步分析采集间隔的具体设计，进一步缩短实际应用中预测温度分布所需的时间。

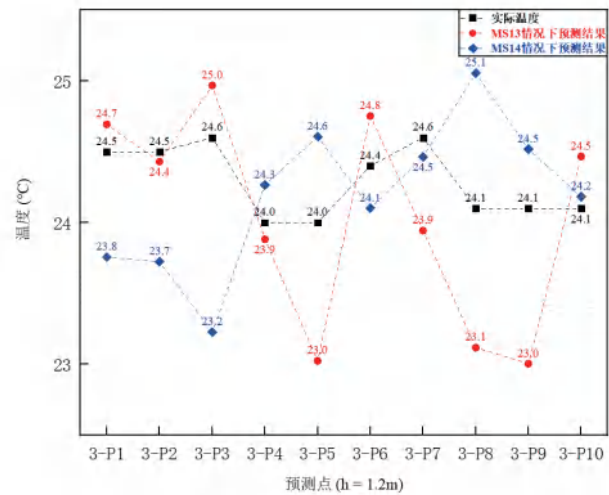
参考文献

[1] Klepeis, N.E.; Nelson, W.C.; Ott, W.R.; Robinson, J.P.; Tsang, A.M.; Switzer, P.; Behar, J.V.; Hern, S.C.;



● - 第13组移动传感器采集点分布(即MS13)
◆ - 第14组移动传感器采集点分布(即MS14)
▲ - 预测点

(a) 采集点分布



(b) 预测结果

图 11 移动传感器采集间隔为 5.0m 时的预测结果

表 4 移动传感器在不同采集间隔下的平均相对预测误差

	MS1	MS2	MS3	MS4	MS5	MS3
平均相对误差	19.9%	1.6%	30.7%	2.7%	2.7%	0.8%
	MS7	MS8	MS9	MS10	MS11	MS12
平均相对误差	16.7%	0.9%	1.4%	9.2%	0.5%	2.0%
	MS13	MS14				
平均相对误差	2.1%	2.3%				

Engelmann, W.H. The National Human Activity Pattern Survey (NHAPS): a resource for assessing exposure to environmental pollutants [J]. J. Expo. Anal. Environ. Epidemiol. 2000, 11, 231-252.

[2] 清华大学建筑节能研究中心。《中国建筑节能年报》，北京：中国建筑出版社。2019。

[3] Chen, C.M.; Lai, D.Y.; Chen, Q.Y. Energy analysis of three ventilation systems for a large machining plant. Energy and Buildings. 2020, 224, 110272.

[4] Cheng, Y.; Zhang, S.; Huan, C.; Oladokun, M.O.; Lin, Z. Optimization on fresh outdoor air ratio of air conditioning system with stratum ventilation for both targeted indoor air quality and maximal energy saving. Building and Environment. 2019, 147, 11-22.

[5] Zou, Y.; Zhao, X.W.; Chen, Q.Y. Comparison of STAR-CCM+ and ANSYS Fluent for simulating indoor airflows. Building Simulation. 2018, 11, 165-174.

[6] Yang, X.Q.; Wang, H.D.; Su, C.X.; Wang, X.; Wang, Y. Heat transfer between occupied and unoccupied zone in large space building with floor-level side wall air-supply system. Building Simulation. 2020, 13, 1221-1233.

[7] Liu, W.; Hooff, T.V.; An, Y.T.; Hu, S.; Chen, C. Modeling transient particle transport in transient indoor airflow by fast fluid dynamics with the Markov chain method. Building and Environment. 2020, 186, 107323.

[8] Kato, S.; Murakami, S.; Kobayashi, H. New scales for assessing contribution of heat sources and sinks to temperature distributions in room by means of numerical

simulation. In: Proceedings of ROOMVENT'94, fourth international conference on air distribution in rooms, Krakow, Poland. 1994, 539-557.

[9] Li, X.T.; Zhao, B. Accessibility: a new concept to evaluate ventilation performance in a finite period of time. Indoor and Built Environment. 2004, 13, 287-293.

[10] Ren, C.; Cao, S.J. Development and application of linear ventilation and temperature models for indoor environmental prediction and HVAC systems control. Sustainable Cities and Society. 2019, 51, 101673.

[11] Tian, W.; Han, X.; Zuo, W.D.; Sohn, M.D. Building energy simulation coupled with CFD for indoor environment: A critical review and recent applications. Energy and Buildings. 2018, 165, 184-199.

[12] Sasamoto, T.; Kato, S.; Zhang, W.R. Control of indoor thermal environment based on concept of contribution ratio of indoor climate. Building Simulation. 2010, 3, 263-278.

[13] Zhang, W.R.; Zhao, Y.N.; Xue, P.; Mizutani, K. Review and Development of the Contribution Ratio of Indoor Climate (CRI). Energy and Built Environment. 2021, <https://doi.org/10.1016/j.enbenv.2021.04.003>.

[14] Tian, X.; Li, B.Z.; Ma, Y.X.; Liu, D.; Li, Y.C.; Cheng, Y. Experimental study of local thermal comfort and ventilation performance for mixing, displacement and stratum ventilation in an office. Sustainable Cities and Society. 2019, 50, 101630.

典型因素影响下 PRM 去除室内臭氧污染的规律研究

敬丽君, 王军

(四川大学建筑与环境学院, 成都 610065)

[摘要] 室内臭氧污染不仅对人体的健康影响极大, 还能与人体表面皮脂、建材表面、室内化合物反应造成室内环境的二次污染, 如何高效控制室内臭氧污染及其二次污染是室内空气质量研究领域亟需解决的重要问题。PRM (passive removal materials) 是一种零能耗去除室内臭氧的方法, 此类材料具有与臭氧极高的反应率和二次污染物极低的生成率而受到关注。本文根据 PRM 表面去除臭氧的机理, 分析了材料面积、反应率、传输限制的沉积速度三个因素对 PRM 的臭氧去除率的影响规律。研究结果表明, 臭氧去除率与材料面积、反应率和传输限制的沉积速度都呈现正相关, 但随着这三个因素的持续增大, 臭氧去除率增量变化不再明显, 臭氧去除率受到三个因素的耦合影响。因此, 为了实现室内臭氧去除的最大化, 应合理规划不同 PRM 材料的覆盖面积与位置。

[关键词] PRM; 臭氧污染; 反应率; 沉积速度

0 引言

臭氧作为一种大气微量气体, 早在 1970 年就被美国环境保护署确定为六种“标准污染物”之一^[1], 其对人体健康的影响极大。大量流行病学研究表明, 臭氧暴露与短期死亡率增加之间存在关联^{[2][3]}, 臭氧作为一种强氧化性气体, 不仅可以直接损害人体健康引起呼吸道疾病、肺功能下降等症状^{[4][5]}, 还能与人体表面皮脂、建材^{[6][7]}反应生成甲醛、丙烯、丙酮^[8]^[9]等污染物造成室内环境二次污染。

室内臭氧主要来自两方面, 一是室外大气臭氧通过通风和建筑围护结构渗透进入室内, 二是室内某些电器如复印机、激光打印机等设备在工作运行中会产生臭氧^[10]。目前去除室内臭氧的方法主要分为两种, 其一为主动式去除室内臭氧, 多采用活性炭过滤器处理新风和室内空气^[11]。其二为被动式方法, 即利用室内臭氧会与室内建筑材料发生不可逆的非均相反应从而被消耗的原理, 使用被动式去除材料 PRM (passive removal materials) 去除室内臭氧。作为一种零能耗的去除臭氧方法, 国外越来越多学者开始聚焦于 PRM 的研究。PRM 通常指的是在建筑室内表面(如墙壁和天花板)上采用的被动式臭氧去除材料, 与臭氧发生不可逆的反应, 从而有效的去除室内污染物^[12]。许多研究^{[13][14]}都证明, PRM 的确有助于降低室内臭氧浓度, 应进一步研究其臭氧去除能力的影响因素。

Hoang^[15]对 10 种常见的绿色建材进行了环境舱

实验, 根据沉积速度和反应率对臭氧的去除进行了量化, 研究发现材料去除臭氧的能力存在退化和再生的情况。这与 Rim^[16]等人的研究成果一致, 材料的臭氧反应性随着暴露在臭氧中的时间延长而降低。Gall^[17]等人则在 68m³的环境室里研究了三种绿色建筑材料长期暴露在真实环境中对臭氧去除能力以及反应副产品的产生的影响, 结果表明珍珠岩天花板瓷砖、可回收地毯和喷漆石膏墙板都具有长时间去除臭氧的能力, 具有持续性的臭氧反应性。Kunke^[18]测量了布置两种材料的实验室中的臭氧衰减率, 研究表明室内臭氧去除率受换气次数的影响较小, 更大程度上受到材料面积、类型的影响。Lin^[19]等人对 8 种常见建筑材料进行了小型环境舱实验, 探讨了建筑材料物理性质(比表面积和总孔隙体积)对臭氧去除能力的影响, 结果表明相比总孔隙体积, 材料的比表面积影响更大。Gall^[20]等人也研究了多孔材料的物理性质(孔隙率、孔径分布、材料厚度)对臭氧反应的影响, 研究发现材料的臭氧沉积速度和反应几率随着材料的厚度增加而增加, 而在材料内部传输受限的条件下, 增加厚度则不会增加反应的概率。现在的研究出了考虑材料的化学成分与表面特性之外, 还研究了材料表面附近的流体力学性质对材料去除臭氧能力的影响^{[21][22][23]}。

结合已有研究可以看到, 目前还缺少从理论方面系统性地分析不同因素对 PRM 去除臭氧的影响规律研究, 这也是本文需要解决的问题。其中, 将重点分析 PRM 材料面积、反应率、传输限制速度三个因素对 PRM 降低室内臭氧浓度的影响特征。

项目来源: 国家自然科学基金资助项目(批准号 51308361)、成都市科技惠民项目(No. 2015-HM01-00548-SF)

1 PRM 表面去除臭氧的机理

臭氧是一种强氧化性气体，能与材料表面的化学物质发生不可逆的化学反应，从而促使臭氧被消耗和去除，实现优化室内空气品质。其中，材料表面的化学物质包括组成材料本身的有机化合物、无机化合物以及附着在材料表面的有机化合物等，这些也被称为表面反应位点。Lin^[19]指出PRM去除臭氧的关键在于材料与臭氧的表面反应位点。随着反应位点的消耗，材料与臭氧的反应速率会出现下降的情况，Hoang^[15]把这种现象称为材料的老化现象。而材料去除臭氧能力又会随着一段时间的零臭氧暴露而再生，Rim^[16]等人认为这种再生可能是因为有了新的化学物质沉积到材料表面，或者材料内部的化学物质向材料表面扩散。此外，臭氧与构成或吸附在材料表面的不饱和有机化合物反应生成副产物，这些副产物可能会对人体健康造成影响，而臭氧与无机化合物的反应副产物的量则可以忽略不计^[24]。

2 PRM 表面去除臭氧的理论模型

2.1 室内臭氧浓度计算模型

室内臭氧浓度主要由室外臭氧浓度、换气次数、室内设备排放率、材料去除率以及臭氧与室内空气中其他化学物质反应所决定的。Fadeyi 等人^[25]提出一种核心模型方程用于求解室内臭氧浓度与几个关键反应产物的浓度，采用简化的质量平衡方程和稳态假设条件来估算室内臭氧浓度。Aldred 等人^[11]采用混合良好的室内空间臭氧稳态质量平衡方程（如式（1））来模拟活性炭过滤对室内臭氧浓度的影响：

$$C_o = \frac{p\lambda_{inf}C_o}{\lambda_{inf} + H_{on}\lambda_{rec}(f_{c,O_3}) + (H_{on}k_{dep,O_3,ACon}^* + (1-H_{on})k_{dep,O_3,ACoff}^*) + \sum_j K_j C_j} \quad (1)$$

式中： λ_{inf} 为渗透换气次数， h^{-1} ； λ_{rec} 为暖通空调系统换气次数， h^{-1} ； C_j 为室内反应物j的浓度，ppb； C_{O_3} 为室内臭氧浓度，ppb； C_o 为室外空气的臭氧浓度，ppb； f_{c,O_3} 为活性炭过滤器臭氧去除率常数； H_{on} 为暖通空调系统每年运行的平均时间百分比，%； $k_{dep,O_3,ACon}^*$ 为暖通空调系统开启时综合表面臭氧衰减率， h^{-1} ； $k_{dep,O_3,ACoff}^*$ 为暖通空调系统关闭时综合表面臭氧衰减率， h^{-1} ； K_j 双分子均相反应速率， $ppb^{-1} \cdot h^{-1}$ ； p 为臭氧渗透系数。

式（1）分子表示室外进入室内的臭氧，分母则分别表示室内臭氧消耗的途径，其中小括号里表示开空调与不开空调情况下室内表面臭氧去除情况。在此，Darlinga 等人^[12]采用类似的式（2）研究PRM对室内臭氧浓度的影响。相比式（1），式（2）考虑了室内臭氧源对室内臭氧浓度的影响：

$$C_{O_3} = \frac{pC_o + \sum E/\lambda V}{1 + \lambda^{-1}[\alpha k_{O_3,surf} + (1-\alpha)k_{O_3,prm} + \sum k_{O_3,j}C_j]} \quad (2)$$

式中： E 为室内臭氧源排放臭氧到空气中的速率， $ppb \cdot m^3 \cdot h^{-1}$ ； λ 为换气次数， h^{-1} ； V 为室内风量， m^3 ； $k_{O_3,surf}$ 为无PRM覆盖表面的臭氧沉积率， h^{-1} ； $k_{O_3,prm}$ 为PRM覆盖表面的臭氧沉积率， h^{-1} ； α 为无PRM覆盖表面面积占比， $k_{O_3,j}$ 为室内反应速率， $ppb^{-1} \cdot h^{-1}$ 。

2.2 PRM 表面臭氧沉积速度

一般材料表面吸收臭氧的能力可以用臭氧的沉积速度（ v_d ）来量化，如式（3）， v_d 定义为材料表面的臭氧流量与其在空气中的平均浓度。

$$v_d = \frac{J}{C_f} \quad (3)$$

式中： v_d 为臭氧沉积速度， $m \cdot s^{-1}$ ； J 为材料表面的臭氧流量， $mg \cdot (m^2)^{-1} \cdot s^{-1}$ ； C_f 为臭氧的平均浓度， $mg \cdot (m^3)^{-1}$ 。

臭氧沉积速度的倒数则被定义为臭氧与材料表面的非均相反应的总阻力，如式（4），其等于传输阻力和表面吸收阻力之和：

$$\frac{1}{v_d} = r_o + r_t + r_s = \frac{1}{v_t} + \frac{1}{v_s} = \frac{1}{v_t} + \frac{4}{\gamma \langle v \rangle} \quad (4)$$

式中： r_o 为材料表面去除臭氧反应的总阻力， $s \cdot m^{-1}$ ； r_t 为臭氧传输的阻力， $s \cdot m^{-1}$ ； r_s 为表面反应的阻力， $s \cdot m^{-1}$ ； v_t 为传输限制的沉积速度， $m \cdot s^{-1}$ ； v_s 为反应限制的沉积速度， $m \cdot s^{-1}$ ； γ 为反应率常数； $\langle v \rangle$ 为臭氧平均波尔茨曼速度（ $\langle v \rangle = 360 m \cdot s^{-1}$ ， $T=25^\circ C$ 时）。

反应限制的沉积速度取决于材料的反应率，反映了臭氧与材料表面反应的影响。反应率是臭氧分表1常见建筑材料表面臭氧反应率

编号	材料	反应率	温度(℃),相对湿度(%)
1	回收地毯	3.70×10^{-5}	25,50
2	面料被衬地毯	2.30×10^{-5}	25,50
3	弹性地砖	1.10×10^{-6}	25,50
4	橡胶地砖	7.52×10^{-6}	25,50
5	生物基弹性地板	1.02×10^{-6}	25,50
6	瓷质地砖	1.02×10^{-6}	25,50
7	可再生木地板	2.45×10^{-6}	25,50
8	竹地板	1.95×10^{-6}	25,50
9	软木墙板	2.45×10^{-6}	25,50
10	声学墙板	8.30×10^{-5}	25,50
11	人造纤维墙板	5.30×10^{-6}	25,50
12	乳胶漆	2.70×10^{-6}	25,50
13	黏土基漆	5.65×10^{-5}	25,50
14	胶漆	3.15×10^{-6}	25,50
15	黏土基石膏板	2.20×10^{-5}	25,50
16	纸面石膏板	4.25×10^{-5}	25,50
17	矿物纤维天花板瓷砖	4.65×10^{-5}	25,50
18	珍珠岩天花板瓷砖	7.20×10^{-6}	25,50
19	玻璃纤维天花板瓷砖	3.74×10^{-5}	25,50

子与材料表面碰撞反应次数与总碰撞次数的比值。目前已有学者^[26]研究了常见的建筑材料表面的反应率,详见表1。

传输限制的沉积速度取决于材料表面附近的流体力学性质,反映了臭氧向材料表面传输的影响。Wilson^[27]推算出自然对流的室内环境中,传输所限制的沉积速度最大可达 $2.5\text{m}\cdot\text{h}^{-1}$,而当室内空气达到纸张会被吹动的状态时, v_t 最大可以达到 $7.2\text{m}\cdot\text{h}^{-1}$ 。基于此,Morrison^[28]测量了室内不同位置的 v_t ,其中靠近门窗区域 v_t 高达 $25.2\text{m}\cdot\text{h}^{-1}$,而在室内计算机附近, v_t 最高只有 $5.2\text{m}\cdot\text{h}^{-1}$ 。

臭氧沉积速度与臭氧衰减率之间的关系由方程(5)定义:

$$k_{O_3,prm}C_{O_3}V=v_{d,prm}C_{O_3}A_{prm} \quad (5)$$

式中, $v_{d,prm}$ 为PRM表面臭氧沉积速度, $\text{m}\cdot\text{h}^{-1}$; A_{prm} 为覆盖PRM的表面积, m^2 ; C_{O_3} 为方程(2)计算所得的臭氧浓度。

2.3 臭氧去除效率

本文假定室外臭氧浓度为80ppb,建筑围护结构的臭氧渗透系数为0.79,根据中国统计年鉴,中国城镇居民人均居住面积约为 36m^2 ,假设一个典型卧室房间为单人居住,层高2.5m,该房间总建筑面积为 132m^2 ,无PRM覆盖表面平均臭氧衰减率^[29]取 2.8h^{-1} ,换气次数取 0.5h^{-1} ,根据前文所分析影响PRM表面臭氧反应的因素,分别以反应率、PRM表面积和传输限制的沉积速度为变量,分析PRM的臭氧去除效率。臭氧去除效率定义为PRM材料导致的臭氧浓度减少的百分比:

$$\Omega = 1 - \frac{C_{prm}}{C_{noprm}} \quad (6)$$

式中: C_{prm} 为室内有PRM材料时的臭氧浓度,ppb; C_{noprm} 为室内无PRM材料时的臭氧浓度,ppb。

3 结果与讨论

3.1 反应率的影响

Darling^[11]认为具有潜在PRM特征的材料应该具有高于 1×10^{-5} 的臭氧反应率,因此从表1中取反应率高于 1×10^{-5} 的材料,此时假定材料覆盖率100%, v_t 取 $7.2\text{m}\cdot\text{h}^{-1}$,且室内无其他臭氧源,除材料表面外无其他反应消耗臭氧,即 $\Sigma E/\lambda V=0$, $\Sigma k_{O_3j}C_j=0$,结果见图1。

由图1可以看出,房间臭氧去除率随着反应率的增大而增大。根据拟合曲线可见,当反应率增大到一定程度后,臭氧去除效率趋于稳定无限趋近某

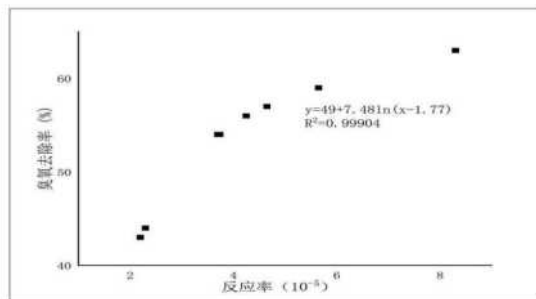


图1 臭氧去除率随反应率变化趋势图

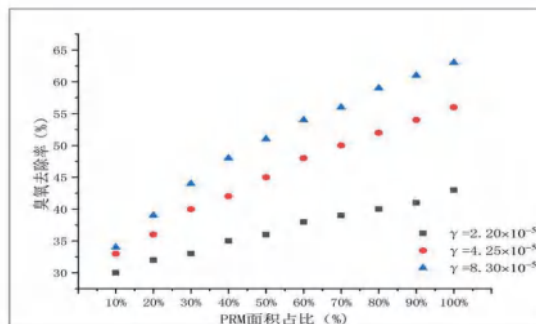


图2 臭氧去除率随PRM面积占比变化趋势图

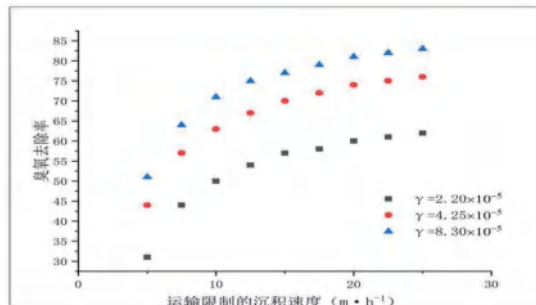


图3 臭氧去除率随传输限制的沉积速度变化趋势图

一个定值,这说明单纯依靠增大材料的反应率并不能持续提高臭氧去除率。

3.2 表面积的影响

为分析PRM表面积大小对于臭氧去除率的影响,将PRM覆盖面积占比按照10%的增量从10%变化到100%。根据表1选取三种有潜在PRM特征的材料,其反应率分别为: 2.20×10^{-5} 、 4.25×10^{-5} 、 8.30×10^{-5} , v_t 取 $7.2\text{m}\cdot\text{h}^{-1}$,假定室内无其他臭氧源,除PRM材料去除外,无其他反应消耗臭氧,即 $\Sigma E/\lambda V=0$, $\Sigma k_{O_3j}C_j=0$,结果见图2。

由图2可以看出臭氧去除率随着PRM的覆盖面积增大而增大,这与Kunkel^[13]实验得出的结果一致。反应率越高,同样的臭氧去除率所需要的PRM覆盖面积就越小。同时,与反应率的影响相似,随着PRM覆盖面积的增大,臭氧去除率增量逐渐变小。

但当材料表面积增大到一定程度后,臭氧去除率也会无限趋近一个定值。因此,合理地布置不同 PRM 的覆盖面积可以使得臭氧去除率达到最大。

3.3 传输限制的沉积速度的影响

传输限制的沉积速度主要取决于材料表面附近的流体力学性质,室内不同位置的风速不同就会导致传输限制的沉积速度不一样。根据 Morrison^[28]测得的室内不同位置的传输限制沉积速度,将其变化范围设置为 $5\text{m}\cdot\text{h}^{-1}$ ~ $25\text{m}\cdot\text{h}^{-1}$ 。根据表 1 选取三种有潜在 PRM 特征的材料,其反应率分别为: 2.20×10^{-5} 、 4.25×10^{-5} 、 8.30×10^{-5} , v_t 取 $7.2\text{m}\cdot\text{h}^{-1}$,假定室内无其他臭氧源,除 PRM 材料去除外,无其他反应消耗臭氧,即 $\Sigma E/\lambda V=0$, $\Sigma k_{O_3}C_f=0$,结果见图 3。

由图 3 可以看出臭氧去除率随着传输限制沉积速度的增大而增大,在传输限制沉积速度从 $5\text{m}\cdot\text{h}^{-1}$ 增加到 $15\text{m}\cdot\text{h}^{-1}$,三种材料的臭氧去除率分别提高了 53%、60%、80%,而在沉积速度从 $15\text{m}\cdot\text{h}^{-1}$ 增加到 $25\text{m}\cdot\text{h}^{-1}$ 阶段,三种材料的臭氧去除率提高的效果并不明显,分别为 9%、8%、7%,这与 PRM 表面积对材料的臭氧去除率的影响相似,单一地增加传输限制沉积速度并不能持续提高室内臭氧去除率。而 PRM 表面的传输限制沉积速度与 PRM 在室内的位置有关,靠近门与窗的地方沉积速度相较于其他位置高许多,同时靠近风口的位置沉积速度也很高。因此,为了实现 PRM 去除室内臭氧的最大潜能,应该合理规划不同反应率的材料在室内的位置。

4 结论

本文基于理论方法系统性地分析了 PRM 材料与臭氧的反应率、PRM 材料表面积占比、传输限制的沉积速度三个因素对室内臭氧去除率的影响,得出的结论如下:

(1) 臭氧去除率随着材料的反应率增大而增大,但随着反应率的继续增大,臭氧去除率变化趋于稳定。

(2) 臭氧去除率随着 PRM 的覆盖面积增大而增大,但随着 PRM 覆盖面积的持续增加,臭氧去除率的增量变小,单一地增大 PRM 覆盖面积并不能起到有效提高室内臭氧去除率的效果,应合理布置不同 PRM 的覆盖面积。

(3) 臭氧去除率随着室内传输限制沉积速度增大而增大,但单一地增大传输限制沉积速度并不能持续提高室内臭氧去除率,传输限制沉积速度主要取决于材料表面的流体力学性质,与材料所处位置、室内空气流速有关。

参考文献

[1]U.S. EPA. 1970. Clean Air Act. 40CFR50.

[2]Zhang Y, Huang W, London SJ, Song G, Chen G, Jiang L, et al. Ozone and daily mortality in Shanghai, China. *Environ Health Perspect.* 2006;114:1227-32.

[3]Chunxue Yang, Haibing Yang, Shu Guo, Zongshuang Wang, et al. Alternative ozone metrics and daily mortality in Suzhou: The China Air Pollution and Health Effects Study (CAPES), *Science of the Total Environment.* 2012;426:83-89.

[4]P.A. Bromberg, H.S. Koren. Ozone-induced human respiratory dysfunction and disease, *Toxicology Letters.* 1995;82/83:307-316.

[5]Shan Liu, Qingyu Huang, Xi Zhang, Wei Dong, Wenlou Zhang, et al. Cardiorespiratory Effects of Indoor Ozone Exposure Associated with Changes in Metabolic Profiles among Children: A Repeated-Measure Panel Study, *The Innovation.* 2021; 100087.

[6]Armin Wisthaler, Charles J. Weschler, Reactions of ozone with human skin lipids: Sources of carbonyls, dicarbonyls, and hydroxycarbonyls in indoor air,(*Proceedings of the National Academy of the Sciences of the United States of America.* 2010;107:15;6568-6575.

[7]Donghyun Rima, Elliott T. Gall, Sagar Ananth, Youngbo Won, Ozone reaction with human surfaces: Influences of surface reaction probability and indoor air flow condition, *Building and Environment.* 2018;130:40-48.

[8]Weschler CJ, Shields HC. Indoor ozone/terpene reactions as a source of indoor particles. *Atmos Environ.* 1999;33:2301-12.

[9]Yung-Tai Huang, Cheng-Chen Chen, Yaw-Kuang Chen, et al. Environmental test chamber elucidation of ozone-initiated secondary pollutant emissions from painted wooden panels in buildings, *Building and Environment.* 2012;50:135-140.

[10]H. Destailats, R.L. Maddalena, B.C. Singer, A.T. Hodgson, T.E. McKone, Indoor pollutants emitted by office equipment: a review of reported data and information needs, *Atmos. Environ.* 42 (7) (2008)371-1388.

[11]J.A.Aldred, E.Darling, G. Morrison, J. Siegel, R.L. Corsi, Benefit-cost analysis of commercially available activated carbon filters for indoor ozone removal in single-family homes, *Indoor Air.* 26 (2016) 501-512.

[12]Erin Darlinga, Glenn C. Morrisonb, Richard L. Corsia, Passive removal materials for indoor ozone

- control, *Building and Environment*. 106 (2016) 33-44.
- [13] D.A. Kunkel, E.T. Gall, J.A. Siegel, A. Novoselac, G.C. Morrison, R.L. Corsi, Passive reduction of human exposure to indoor ozone, *Build. Environ.* 45 (2) (2010) 445-452.
- [14] E. Gall, J.A. Siegel, R. Corsi, Zero-energy removal of ozone in residences, *ASHRAE Tran.* 117(2011a) 411-418, 2011.
- [15] Chi P. Hoang, Kerry A. Kinney, Richard L. Corsi, Ozone removal by green building materials, *Building and Environment*. 44 (2009) 1627-1633.
- [16] D. Rim, E.T. Gall, R.L. Maddalena, W.W. Nazaroff, Ozone reaction with interior building materials: influence of diurnal ozone variation, temperature and humidity, *Atmos. Environ.* 125 (Part A) (2016) 15-23.
- [17] E. Gall, E. Darling, J.A. Siegel, G.C. Morrison, R.L. Corsi, Evaluation of three common green building materials for ozone removal, and primary and secondary emissions of aldehydes, *Atmos. Environ.* 77 (2013) 910-918.
- [18] E. Gall, R.L. Corsi, J.A. Siegel, Barriers and opportunities for passive removal of indoor ozone, *Atmos. Environ.* 45 (19) (2011b) 3338-3341.
- [19] Chi-Chi Lin, Shu-Chen Hsu, Deposition velocities and impact of physical properties on ozone removal for building materials, *Atmospheric Environment*. 101 (2015) 194-199.
- [20] E.T. Gall, J.A. Siegel, R.L. Corsi, Modeling ozone removal to indoor materials, including the effects of porosity, pore diameter, and thickness, *Environ. Sci. Technol.* 49 (2015) 4398-4406.
- [21] G.C. Morrison, Z. Ping, D.J. Wiseman, M. Ongwandee, H. Chang, J. Portman, S. Regmi, Rapid measurement of indoor mass-transfer coefficients, *Atmos. Environ.* 37 (2003) 5611-5619.
- [22] G.C. Morrison, D.J. Wiseman, Temporal considerations in the measurement of indoor mass transfer coefficients, *Atmos. Environ.* 40 (2006) 3389-3395.
- [23] G.C. Morrison, P. Zhao, L. Kasthuri, The spatial distribution of pollutant transport to and from indoor surfaces, *Atmos. Environ.* 40 (2006) 3677-3685.
- [24] C.J. Cros, G.C. Morrison, J.A. Siegel, R.L. Corsi, Long-term performance of passive materials for removal of ozone from indoor air, *Indoor Air*. 22 (2012) 43-53.
- [25] Fadeyi, M.O. Mass balance modeling of building recirculation rates and filtration efficiencies effects on secondary organic aerosols derived from ozone-initiated chemistry, *Build. Simul.* 7(2014), 165-173.
- [26] S.P. Lamble, R.L. Corsi, G.C. Morrison, Ozone deposition velocities, reaction probabilities and product yields for green building materials, *Atmos. Environ.* 45 (38) (2011) 6965-6972.
- [27] M.J.G. Wilson, Indoor air pollution, *Proc. R. Soc. Lond., Ser. A* 307(1489)(1968) 215-221.
- [28] G.C. Morrison, Z. Ping, D.J. Wiseman, M. Ongwandee, H. Chang, J. Portman, S. Regmi, Rapid measurement of indoor mass-transfer coefficients, *Atmos. Environ.* 37(2003)5611-5619.
- [29] K. Lee, J. Vallarino, T. Dumyahn, H. Ozkaynak, J.D. Spengler, Ozone decay rates in residences, *JAPCA J. Air Waste Ma* 49 (10) (1999) 1238-1244.

工业膜建筑曲面屋顶夏季室内得热量分析

王欢, 高明辰, 刘杰, 樊越胜, 田国记, 刘长周

(西安建筑科技大学, 西安 710055)

[摘要] 近年来, 膜结构在我国开始逐步应用于大跨度工业储料场中, 膜结构料场不仅可以实现传统料场的功能, 而且具有建造周期短, 跨度大, 采光性能好等优点, 故越来越受到人们的重视。但是由于膜材的传热系数大、吸收率高、保温隔热性能较差等特性, 造成膜建筑室内热环境的稳定性不易维持, 并且会出现室内温度过高的现象, 不适合工人工作。因此, 本文以膜结构厂房的夏季室内得热量为研究出发点, 利用 MATLAB 程序计算夏季工业膜建筑的曲面屋顶得热量, 分析膜建筑室内传热影响因素, 为室内通风提供理论依据。

[关键词] 膜建筑; 曲面屋顶; 得热量

1 前言

近几年, 为应对频发的雾霾天气, 国家逐步提高环保法的标准, 尤其是针对露天堆料场引起的扬尘问题^[1]。为彻底解决室外扬尘污染问题, 露天堆料场有必要改为封闭式料场^[2]。然而传统的封闭式料场具有建设难度大、施工周期长等局限性^[3], 膜结构料场是一种新型的建筑结构形式^[4], 不仅可以实现传统料场的功能, 而且具有跨度大、施工周期短、造价低等优点^[5]。将露天堆放的矿物料储放于膜建筑内, 可以很好解决其扬尘污染的问题, 符合环保、节能及可持续发展的要求^[6,7]。膜结构建筑其围护结构的重量只有传统建筑的 30%, 而且可以创造巨大的无遮挡的可视空间^[8], 因此受到众多企业青睐。但由于膜建筑热惰性小, 其内部夏季的热害问题是企业担心的问题^[9]。目前, 国内外对膜料场相关室内得热量计算的研究报道较少。鉴于此, 本文采用理论分析及编程计算的方法, 对工业膜建筑的曲面屋顶得热量进行分析与计算, 为工业膜建筑室内热环境的营造提供理论基础。

2 得热量组成

厂房得热量主要由太阳辐射得热、对流换热、长波辐射以及导热四部分构成。但是膜材属于轻质材料, 热阻较小, 对热量的传递基本没有延迟, 从室外通过热传导方式进入室内的热量很少^[10], 所以导热得热忽略不计。

2.1 太阳辐射得热量

曲面屋顶的太阳辐射得热量主要由直接辐射和散射辐射组成。

(1) 直接辐射

直接辐射采用 Bouguer 公式^[11]:

$$\text{对于角度为 } \theta \text{ 的倾斜面: } I_{\text{Di}} = I_x \cos r \quad (1)$$

$$\text{对于垂直面 } \theta=90^\circ: I_{\text{Dv}} = I_x \cosh \cos \varepsilon \quad (2)$$

$$\varepsilon = \alpha - \lambda \quad (3)$$

$$\text{对于水平面 } \theta=0^\circ: I_{\text{Dh}} = I_x \sinh \quad (4)$$

式中: I_x 为法向太阳辐射强度, W/m^2 ; ε 为壁面太阳方位角; r 为入射角; h 为太阳高度角; α 为太阳方位角; λ 为壁面方位角。

(2) 散射辐射

散射辐射采用 Berlage 公式^[12]:

$$I_{\text{dh}} = 0.5 I_0 \sinh \frac{1-p^m}{1-1.4 \ln p} \quad (5)$$

式中: I_0 为太阳常数 1367W/m^2 ; p 为大气透明度; m 为大气质量。

本文主要研究的屋面屋顶结构, 给其得热量的计算带来了困难, 将曲面按水平投影平面进行简化计算时误差较大^[13,14], 本文采用有限元划分的方法对曲面进行网格划分(选取网格节点间距为 0.01m)^[15]。

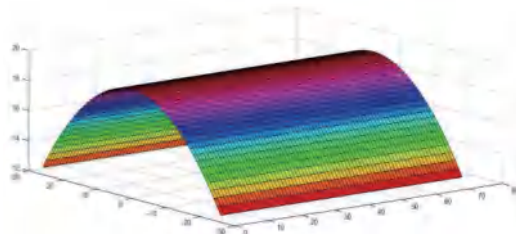


图1 曲面屋顶划分网格图

所以, 通过四边形平面上的单位面积膜材, 在某时刻室内的太阳辐射得热量为:

$$q_{i,j} = (I_{\text{dir},q} + I_{\text{dif},q})(\tau + \eta) \quad (6)$$

式中: $I_{\text{dir},q}$ 为单位面积膜材接收到的直接太阳辐射强度; $I_{\text{dif},q}$ 为单位面积膜材接收到的散射太阳辐射强度; τ 为膜材的透过率, %; η 为膜材的吸收率, %。

2.2 对流换热量

基金项目: 国家自然科学基金青年项目(5180080465); 西安建筑科技大学人才科技基金(RC1711)

(1) 室内对流

封闭空间室内空气与垂直表面之间的传热^[16]:

$$h_{ci} = \left\{ \left[1.5 \frac{|t_i - T_i|^{0.25}}{L} \right]^6 + [1.23 |t_i - T_i|^{\frac{1}{3}}]^6 \right\}^{\frac{1}{6}} \quad (7)$$

封闭空间室内空气与水平表面之间的传热(加热室内空气)^[16]:

$$h_{ci} = \left\{ \left[1.4 \frac{|t_i - T_i|^{0.25}}{L} \right]^6 + [1.63 |t_i - T_i|^{\frac{1}{3}}]^6 \right\}^{\frac{1}{6}} \quad (8)$$

封闭空间室内空气与水平表面之间的传热(冷却室内空气)^[16]:

$$h_{ci} = 0.6 \left(\frac{|t_i - T_i|}{L^2} \right)^{0.2} \quad (9)$$

式中: t_i 为室内空气温度, $^{\circ}\text{C}$; T_i 为壁面温度, $^{\circ}\text{C}$; L 为特征尺寸, 其中 $L=4$ 表面积/表面积周长。

(2) 外壁面与室外空气的对流换热量

根据膜建筑壁面是迎风面还是背风面^[16]:

$$h_{co} = 5.678 \left[a + b \left(\frac{v}{0.3048} \right)^n \right] \quad (10)$$

当 $v < 4.88 \text{ m/s}$, $a=0.99$, $b=0.21$, $n=1$;

$4.88 \leq v \leq 30.48$, $a=1.09$, $b=0.23$, $n=1$ 。

式中: v 为室内地面风速, m/s , 且:

a、当研究对象为背风面: $v=0.3+0.05v_f$;

b、当研究对象为迎风面: $v_f > 2 \text{ m/s}$, $v=0.25v_f$;

$v_f < 2 \text{ m/s}$, $v=0.5$;

式中: v_f 为自由流风速, m/s 。

2.3 长波辐射得热量

外表面与天空间的长波辐射换热^[17]:

$$q_{sky} = C_b \times \varepsilon_{os} \times \varphi_{os} \times \left[\left(\frac{T_o}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_s}{100} \right)^4 \right] \quad (11)$$

式中: T_o 为外表面的温度, K ; T_s 为天空当量温度, K ; ε_{os} 为围护结构外表面与天空辐射面间的辐射系统黑度, 且 $\varepsilon_{os} = \varepsilon_o = \alpha_o$; φ_{os} 为围护结构外表面对天空的辐射角系数。垂直壁面, $\varphi_{os}=0.5$; 水平面,

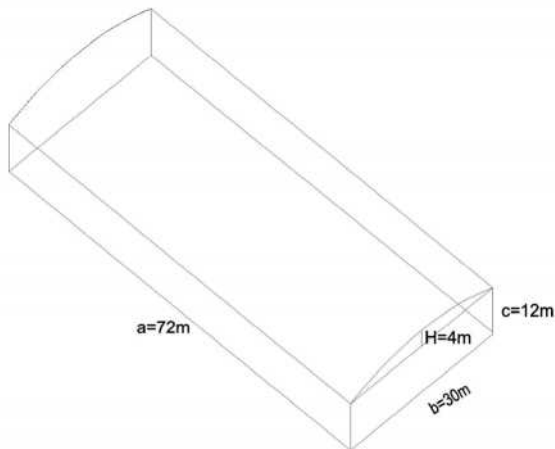


图2 研究对象

$\varphi_{os}=1$; C_b 为黑体辐射系数, 值为 $5.67 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$ 。

3 膜材热物性参数

研究地点为西安市(东经 $108^{\circ}56'$, 北纬 $34^{\circ}18'$), 夏季通风室外计算干球温度 31°C , 夏季室外平均风速 2.2 m/s 。研究对象为杜肯膜材(B6916), 涂层材料为PVC, 吸收率7%, 透过率5%, 反射率88%。封闭式膜建筑料场尺寸见图2所示。

4 得热量影响因素分析

图3为各壁面总得热量汇总图, 由图可以看出, 在各壁面中, 曲面屋顶的总得热量最大, 在12点时占各壁面总得热量的65%, 因此有必要单独对曲面屋顶得热量的影响因素进行分析。

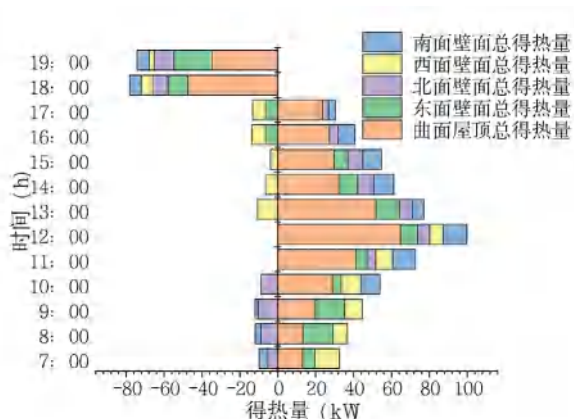


图3 各壁面总得热量

曲面屋顶的得热量主要由太阳辐射得热、对流换热及长波辐射三部分组成。由图4可以看出从日出到日落, 膜建筑的曲面屋顶得热来源大部分来自太阳辐射, 占比超过50%, 在14点时, 单位面积太阳辐射得热量达到最大值 $175.22 \text{ W}/\text{m}^2$ 。

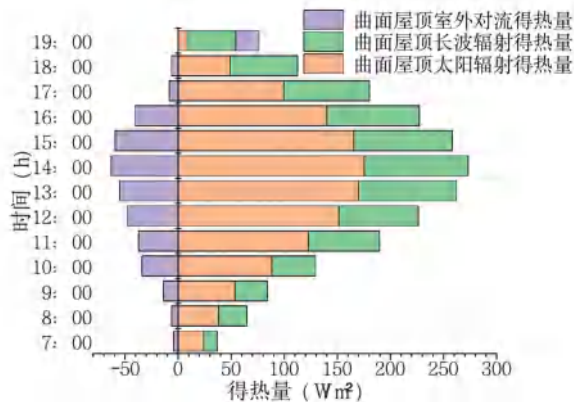


图4 曲面屋顶单位面积得热量

4.1 太阳辐射得热量

(1) 太阳高度角对太阳辐射得热量的影响

从图5可以看出, 在一天中曲面屋顶的直接辐

射和总辐射强度和太阳高度角的变化规律相同。散射辐射在一天中的变化值较小,在14点时,直接辐射出现最大值 143.18 W/m^2 ,总辐射也达到最大值 175.22 W/m^2 ,与太阳高度角最大值出现的时间点相同。因此,太阳高度角的变化是引起总太阳辐射、直接辐射变化的重要因素。

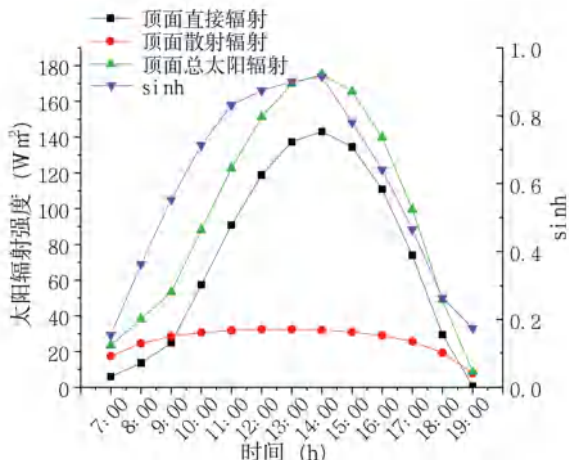


图5 曲面屋顶散射与直接辐射随太阳高度角变化

(2) 曲面自身特性对太阳辐射得热量的影响

曲面自身结构、尺寸特性会直接对曲面屋顶某时刻太阳高度角和总面积的大小造成影响,因此曲面自身特性会引起曲面屋顶太阳辐射得热量的变化,而曲面屋顶的拱高 H 和跨度 b 是反映曲面屋顶几何特征的直接因素。

图6为跨度 b 为30m,跨高比 $\frac{H}{b}$ 分别为0.2、0.15、0.1、0.075、0.05时(即拱高 H 为6m、4.5m、3m、2.25m、1.5m时)曲面屋顶的太阳辐射得热量。由图可知,曲面屋顶的太阳辐射得热量与拱高 H 成正比例关系,曲面屋顶太阳辐射得热量随着拱高 H 的增大而增大,

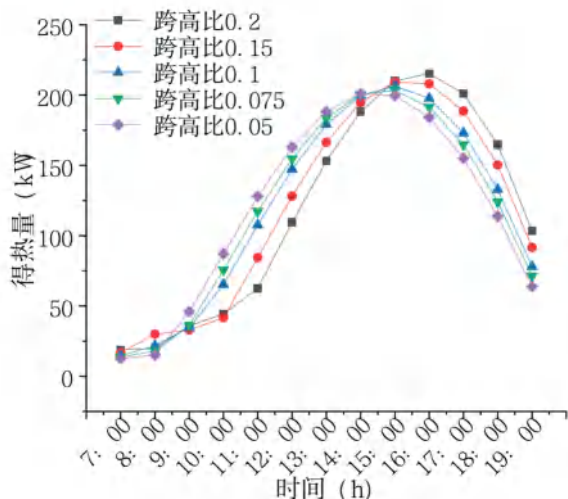


图6 跨度为30m 拱高改变时的太阳辐射得热量

且太阳辐射得热量最大值的出现时间会延后,这是因为拱高 H 越高,曲面屋面的面积越大,并且太阳高度角也会增大。

图7为拱高 H 取4m时曲面屋顶不同跨度 b 下的太阳辐射得热量。由图可知,在拱高 H 一定时,曲面屋顶的太阳辐射得热量与跨度 b 成正比例关系,且随着跨度 b 的增大,太阳辐射得热量最大值的出现时间会提前。原因是拱高 H 不变时,跨度 b 越大,屋顶的面积越大,太阳高度角也会增大,因此曲面的太阳辐射得热量增大。

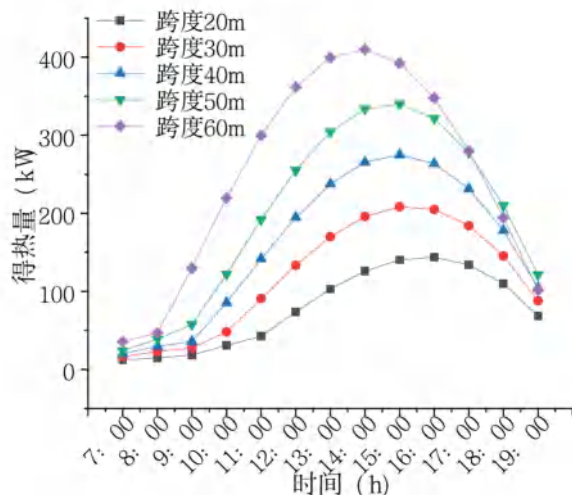


图7 拱高为4m 跨度改变时的太阳辐射得热量

4.2 室外对流换热

(1) 不同风速对曲面屋顶对流换热的影响

西安市年平均风速为0.6~2.6m/s。本文采用差值法在0.6~3.0m/s范围内选取了5种不同的风速,即0.6m/s, 1.2m/s, 1.8m/s, 2.4m/s, 3m/s,并计算出曲面屋顶外表面对流换热。为研究在不同对流换

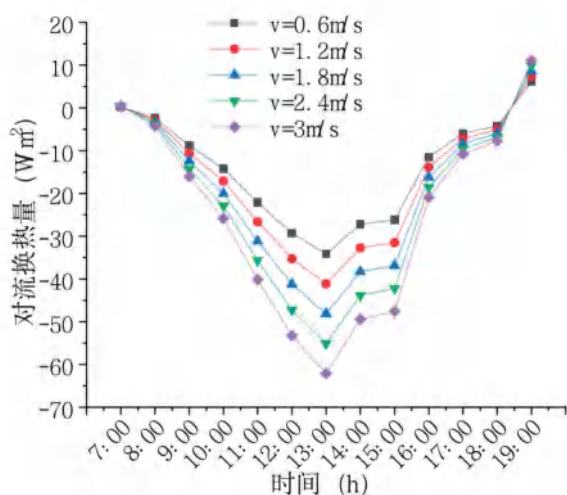


图8 不同风速时室外对流换热

热系数下墙体的对流、辐射得热量规律,假定膜建筑一天中接受到的太阳辐射与室内外长波辐射保持不变。可以看出风速与室外对流换热量成正比,随着风速的增加对流换热量也在增加,当风速为3m/s时,曲面屋顶外表面对流换热量在13点时达到最大值63.38W/m²。

4.3 长波辐射换热量

图9可以看出曲面屋顶外壁面与天空空间的长波辐射和外壁面与天空温差有关,并且呈正相关性,温差越大,长波辐射换热量就越大。在14点时,曲面屋顶外壁面与天空温差达到最大值31.51℃,此时长波辐射也出现最大值98.14W/m²。

5 结论

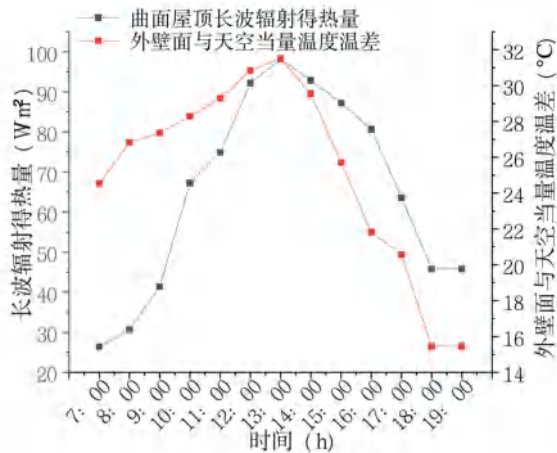


图9 曲面屋顶长波辐射得热量

膜建筑与传统的建筑结构不同,膜建筑自身几乎没有蓄热能力,因此膜建筑壁面温度和室内温度与太阳辐射变化几乎没有延迟,而温度是决定长波辐射、对流换热的直接因素,因此当室内接收到的太阳辐射变大时,会导致室内温度变高,又会强化长波辐射换热和对流换热,反之亦如此。

(1) 膜建筑的曲面屋顶在7点-19点期间都是得热,且膜建筑的曲面屋顶得热来源几乎全部来自太阳辐射热。膜建筑太阳辐射得热最大值出现在14点,高达175.22W/m²。

(2) 太阳高度角是影响曲面屋顶得热量的主要因素之一,曲面屋顶的得热量随太阳高度角的增大而增大。拱高和跨度也是影响曲面屋顶得热量的关键因素。拱高越大,曲面屋顶面积越大,曲面屋顶的得热量也就越大。拱高一定时,跨度越大,曲面屋顶的得热量越大。跨度不变,跨高比越小时,曲面屋顶的得热量越小。

(3) 影响曲面屋顶对流换热的因素主要是室外风速。风速与对流换热量呈正相关性,风速越大,

对流换热量越大。

(4) 天空当量温度是引起长波辐射换热的直接条件。温差越大,长波辐射换热量就越大。

参考文献

- [1] 王炳辉. 预防封闭煤场煤炭自燃的试验研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2015: 1-4.
- [2] 许建军, 赵丽娟, 王艳生. 封闭储煤设施评述与对比[J]. 煤质技术, 2014(5): 40-44.
- [3] 乔支昆, 朱滢政, 李竞远, 尹新伟, 陈婷. 全封闭煤棚结构形式与选取原则[J]. 施工技术, 2020(8): 81-85.
- [4] 姚群, 李东明, 程罡等. 料场膜封闭综合防尘系统[P]. 湖北: CN205222686U, 2016.01.27.
- [5] 李达汉, 李嘉威. 封闭式储煤场骨架膜结构方案设计[J]. 煤炭工程, 2016, 48(1): 46-48.
- [6] 赵保华, 苏瑞杰, 王剑利. 气膜封闭储煤场中水消防设施选择及应用[J]. 建筑工程技术与设计, 2015, 1232-1233.
- [7] 张卫兵. 气膜结构技术在大跨度异型储煤场的应用[J]. 山西建筑, 2019, 45(21): 57-59.
- [8] 焦红, 王松岩. 膜建筑的起源、发展与展望[J]. 工业建筑, 2006(S1): 52-55+51.
- [9] Guoji Tian, Yuesheng Fan, Mingchen. Gao, Huan. Wang, Huifan. Zheng, Jie. Liu, Changzhou. Liu, Indoor Thermal Environment of Thin Membrane Structure Buildings: A Review, Energy and Buildings, 2021, 234: 110704.
- [10] 王子介, Jean BRAU. 膜构造建筑室内热湿环境模拟计算[J]. 制冷学报, 2002, 23(003): 24-31.
- [11] Nabeel Z. Al-Rawahi, Yusef H. Zurigat, etc. Investigating different diffuse solar radiation models to analyse solar radiation on inclined surfaces in Oman[J]. International Journal of Sustainable Energy, 2016, 35(8).
- [12] Liu B Y H, Jordan R C. Daily insolation on surfaces tilted towards equator[J]. Trans ASHRAE. 1962, 67: 526-541.
- [13] 彭凯. 膜构造工业厂房自然通风的数值模拟研究[D]. 西安: 西安建筑科技大学, 2017.
- [14] Guoji Tian, Yuesheng Fan, Xin Zhang, Huan Wang, Wei Xie and Kai Peng. Analysis of solar radiation heat transfer of architectural fabric membrane material[J]. Journal of Engineered Fibers and Fabrics, 2020, 15: 1-6.
- [15] 申淑雅. 不同地区膜结构厂房的室内得热量研究[D]. 西安: 西安建筑科技大学, 2019.
- [16] Papadakis G, Frangoudakis A, Kyritsis S. Mixed, forced and free convection heat transfer at the greenhouse cover[J]. Journal of Agricultural Engineering Research, 1992, 51(3): 191-205.
- [17] 李国师, 王海东, 杨守邦, 等. 日光温室最低气温的预测与调控[J]. 中国农业气象, 1994, 15(6): 26-28.

大空间建筑喷口射流的拟周期态特性研究

陈倩茹, 王海东

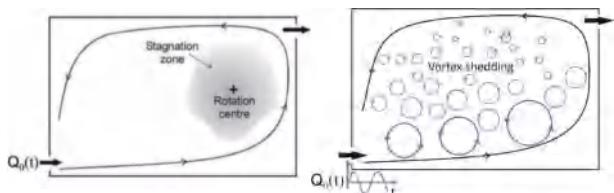
(上海理工大学环境与建筑学院, 上海 200000)

[摘要] 建筑通风气流的波动具有改善热舒适和消除涡流停滞区的作用, 本文研究利用喷口射流自发产生的拟周期态流场来实现流场的拟周期态波动。在大空间建筑缩尺实验室中, 采用实验方法与 CFD 模拟结合, 本研究探讨了不同喷口射流送风速度下的流场情况, 运用小波变换和快速傅里叶变换分析有限测点的实验数据, 探索喷口射流的拟周期态特性; 在实验的基础上进行的大涡模拟研究, 结果校核后用于构造整体流场的瞬时变化。结果表明, 在典型的喷口射流气流组织下, 室内气流在一定范围内呈现拟周期性波动, 且喷口速度越大, 室内的气流的周期性越强, 运用非稳态模拟更能真实的反映湍流的流动特征。利用稳定的送风速度营造拟周期态波动的流场, 在需要气流波动来提高通风效率的工程领域具有潜在的应用价值。

[关键词] 喷口射流; 拟周期态特性; 大涡模拟; 小波变换; 快速傅里叶变换

0 引言

建筑通风系统中, 流场的动态变化可以消除涡流区或气流停滞区(如图1所示)^[1], 降低室内污染物浓度峰值, 提高通风系统的排污效率^[2]。受限通风空间中的空气流动大多是紊动的, 虽然常用平均速度来表征空气流动特性, 但其本质仍是脉动的^[3], 如高大空间建筑内的气流^[4]。但是, 这种微观意义上的高频波动, 与流场的动态变化有着本质区别。宏观流速的动态变化, 常由送风速度的变化引起, 而在某些特定的通风环境中, 室内气流与内部几何形状之间的复杂相互作用更会加剧气流的不稳定性, 微小的扰动可能自发的增长而导致流动失稳。在自然界中卡门涡街现象就是这种流动失稳的典型示例; 而在室内环境中也存在诸多这样的现象, 封闭机舱的射流碰撞区域^[5-7]、室内存在障碍物情况下的气流流动^[8]、室外建筑(或小区)大气绕流等^[9]。



(a) 通风涡流停滞区示意 (b) 送风速度变化产生小涡旋

图1 室内通风中的涡流停滞区和消除方法示意图^[1]

在高大空间建筑中, 喷口射流是通风空调系统中常用的送风形式, 以往喷口射流的研究多假设其为稳态流动, 但有研究表明射流涡街与卡门涡街类似有着拟周期态波动的特性^[10], 这可能导致射流送风的高大空间建筑中, 宏观气流也是动态变化的。计算流体力学(CFD)的发展为研究室内空气流动

提供了有力的手段, 准确且快速的模拟出室内气流分布对于预测室内热环境以及改善通风方式至关重要^[11]。目前室内气流分布数值模拟主要采用的是雷诺时均法(RANS), 该方法求解的是时均场, 无法体现湍流场瞬态变化的特征, 特别是对于非等温流动, 用RANS法预测高大空间气流组织误差较大^[4]。采用非稳态RANS(即URANS)本质上也是求解平均流速随时间的变化。

与RANS相比, 大涡模拟(LES)数值模拟方法能够更加精确的捕捉流场变化信息, 同时LES方法能够对流场瞬时信息有详细的分析, 这对湍流流场的研究是十分有价值的^[12]。文献[13]中指出, 出口雷诺数大于30时, 射流可以认为是紊动的, 而空调送风一般都能满足这一条件, 因此空调送风射流通常均为紊动射流。如果要更详细地研究喷口射流情况下室内的空气分布, 就必须更深入地研究室内气流的不稳定特征。

随着计算机性能的不断提高, 更加准确且快速的模拟出室内气流的瞬态特征, 弄清室内气流的非稳态湍流特性, 在工程应用中已经成为可能。建筑环境中气流的非稳态特性正逐渐受到人们的重视, 例如许多研究人员发现影响建筑热环境和人体热舒适性的重要因素之一是气流的动态特性。分析流场的动态特性, 不仅需要得到室内的时间序列气流分布, 还需要找到合适的方法提取各个复杂瞬时气流场的动态特性。诸如平均速度之类的单个参数已不足以描述气流的动态特性, 于是越来越多其他的参数, 如概率分析, 湍流统计分析, 相关性, 频谱分析, 小波变换等方法被用来描述气流的波动特性^[14], 以揭示湍流的时间和空间上的分布特性。

为研究喷口送风营造的通风流场的动态变化特性, 本文在喷口射流送风的大空间建筑缩尺实验室

基金项目: 国家自然科学基金(51508326)建筑环境非稳态问题的快速CFD模拟方法研究

中,通过改变喷口送风量的形式,采用实验和CFD模拟的方法获得了流速随时间变化的数据,并借助小波变换和快速傅里叶变换(FFT)分析实验数据,探索喷口射流的拟周期态特性。其中CFD模拟研究采用大涡模拟方法,辅以实验验证,以捕获整体流场的瞬时变化特性,为揭示室内气流的湍流特性以及准确预测室内气流分布提供了依据。研究发现的利用恒定的送风速度营造非稳态的流场,对于改善高大空间建筑室内环境,消除涡流区及提高通风效率具有重要的工程价值。

1 研究对象及方法

1.1 实验研究

喷口射流实验室如图2所示,长4.9米,宽3.5米,高1.5米,最高处2.2米。室内静压箱连接8个喷口,回风口在静压箱正下方。在本文所研究的喷口射流空调模型中,实验进行时实验室处于封闭状态,无排风,以送风口的速度为实验变量,设置了两个实验工况,具体参数见表1。在实验室地面取五条测线位置如图3所示,其中1、2、3、4条测线位置处分别在高度0.4m、0.7m、1.0m、1.3m处设置4个测点,5测线位置处在高度0.4m、0.7m、1.0m、1.3m、1.6m处设置5个测点。风速测试采用windmaster超声风速仪完成,采样频率为20Hz。

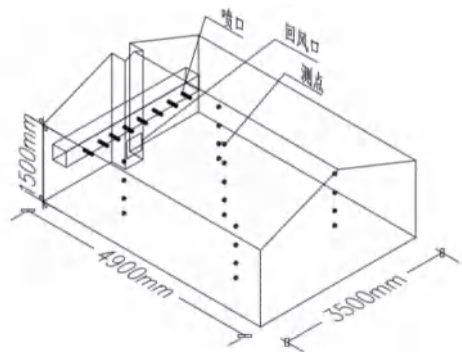


图2 喷口射流实验室三维几何结构

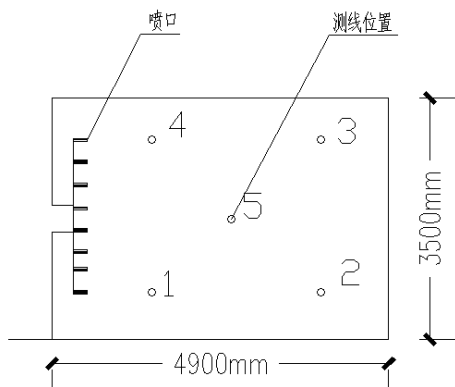


图3 测线位置图

表1 实验设计参数

参数	送风量 (m³/h)	喷口速度 (m/s)	送风温度 (°C)	壁面温度 (°C)
工况1	168.4	4.21	15.6	19.2
工况2	102.3	2.56	16.3	19.2

1.2 CFD 模拟研究

本研究采用FLUENT软件,按照喷口射流实验室构造建立数值模型。经过网格无关解验证,最终采用的网格数量为50万。湍流模型选用LES模型,在计算时开启重力项,开启能量方程,选择理想气体模型,压力-速度解耦算法使用PISO算法。边界条件根据实验室实验数据来设置。喷口采用速度边界条件,直接使用实验测得的喷口送风速度和送风温度,送风角度垂直于喷口方向,两个工况送风速度和温度各不相同。为了保证热量平衡,回风口的边界条件设置为压力出口。四周壁面和屋顶的边界条件均设置为墙体,地面为绝热状态且本次喷口射流实验室没有内热源。边界条件的具体设置情况见表2:

表2 数值模拟边界条件的设置

参数	墙面和屋顶 (°C)	地面	送风温度 (°C)	送风速度 (m/s)	送风湍流强度 (%)	回风 (m/s)
工况1	19.2	绝热	15.6	4.21	4.5	压力出口
工况2	19.2	绝热	16.3	2.56	4.03	压力出口

1.3 离散小波变换

在数字图像处理中,使用计算机二进制离散化处理,将连续的小波离散化,将经过离散化的小波及其对应的小波变换称为离散小波变换(Discrete wavelet transform,简称DWT)。小波变换是一种信号的时间—尺度(时间—频率)分析方法,它的意义在于能根据不同的目标对不同尺度的信号进行分解。小波分解将信号分解成低频信息和高频信息,低频成分常常蕴含着信号的特征,高频成分包含着信号的细节和差别,非常适合于分析非稳定信号和提取信号的局部特征^[15]。本文选择使用DWT下的分析函数wavedec及wrccoef和Daubechies小波家族中的‘db4’型小波对实验获得的数据信号进行分解,以分析喷口射流的拟周期态特性。

2 CFD 模拟结果验证

研究尝试采用RANS方法对该实验工况进行模拟发现,结果无法收敛,因此采用了大涡模拟。利用实验获得的高频风速数据,可以对大涡模拟获得的动态变化的风速进行校核。

图4是工况1第2条测线各测点模拟值和实验数据的对比图。从图4中可以看出测点2和测点3的非稳态模拟值与实验值虽然都是随时间做周期性

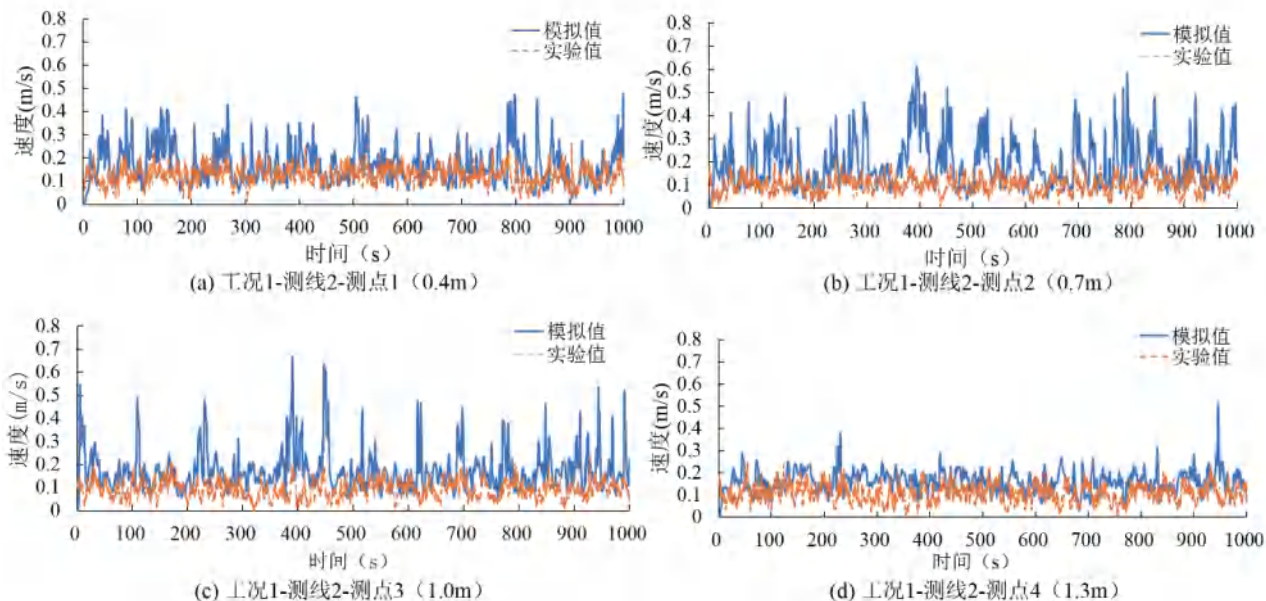


图4 工况1 测线2 各测点的实验值与模拟值对比图

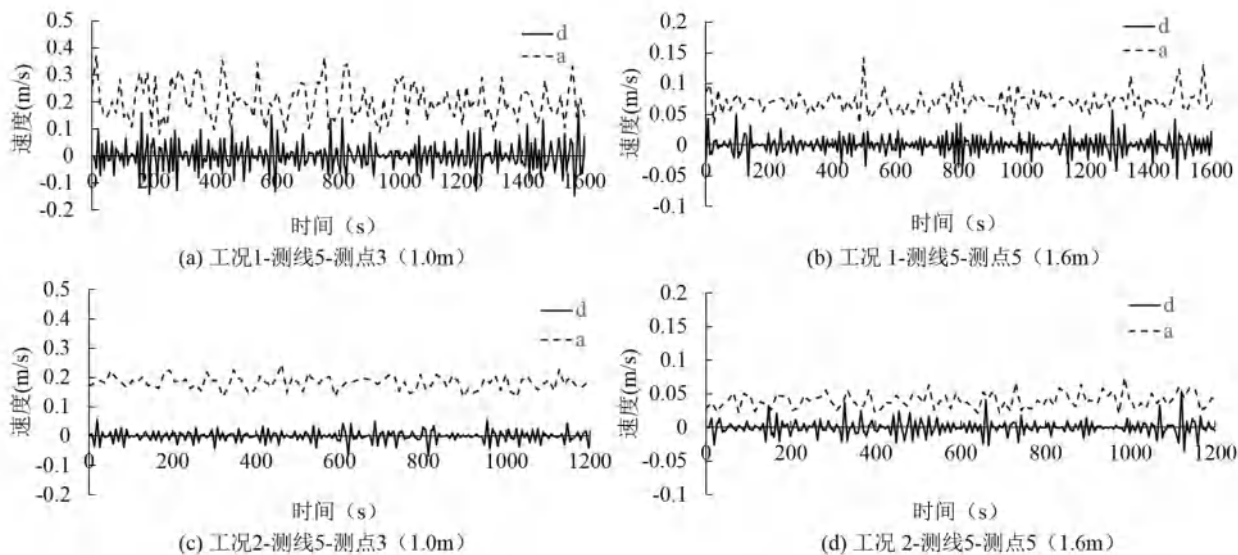


图5 小波变换处理部分测点的速度随时间变化图

变化,但是两者的振幅有一定区别;第1、4测点的速度值与实验值吻合较好,不管是速度的周期性还是速度的振幅,两者误差都比较小。由实验结果可以看出,速度在时间和空间上的变换剧烈、不规则,且速度有随机的脉动值,喷口射流属于典型的湍流流动。

3 结果分析

3.1 喷口射流的拟周期态特性分析

湍流作为一种随机过程,虽然在空间上处于高度无序的状态,但呈现出一定的规律性,需要借助

于数学工具分析其变化特征。本文用小波变换处理实验数据以提取速度信号的特征。以工况1的测线5测点3、测线5测点5和工况2的测线5测点3、测线5测点5的实验数据为例,利用小波变换将原始数据分解到第8层,其近似系数 a 和细节系数 b 如图5所示。近似表示信号的低频信息,代表平均速度随时间的变化,细节表示信号的高频信息,代表湍流脉动。从近似系数 a 中可看出,对于喷口射流,室内各测点速度是震荡的,即使喷口速度较小时,室内测点的速度也一直处于波动状态,并且在一定

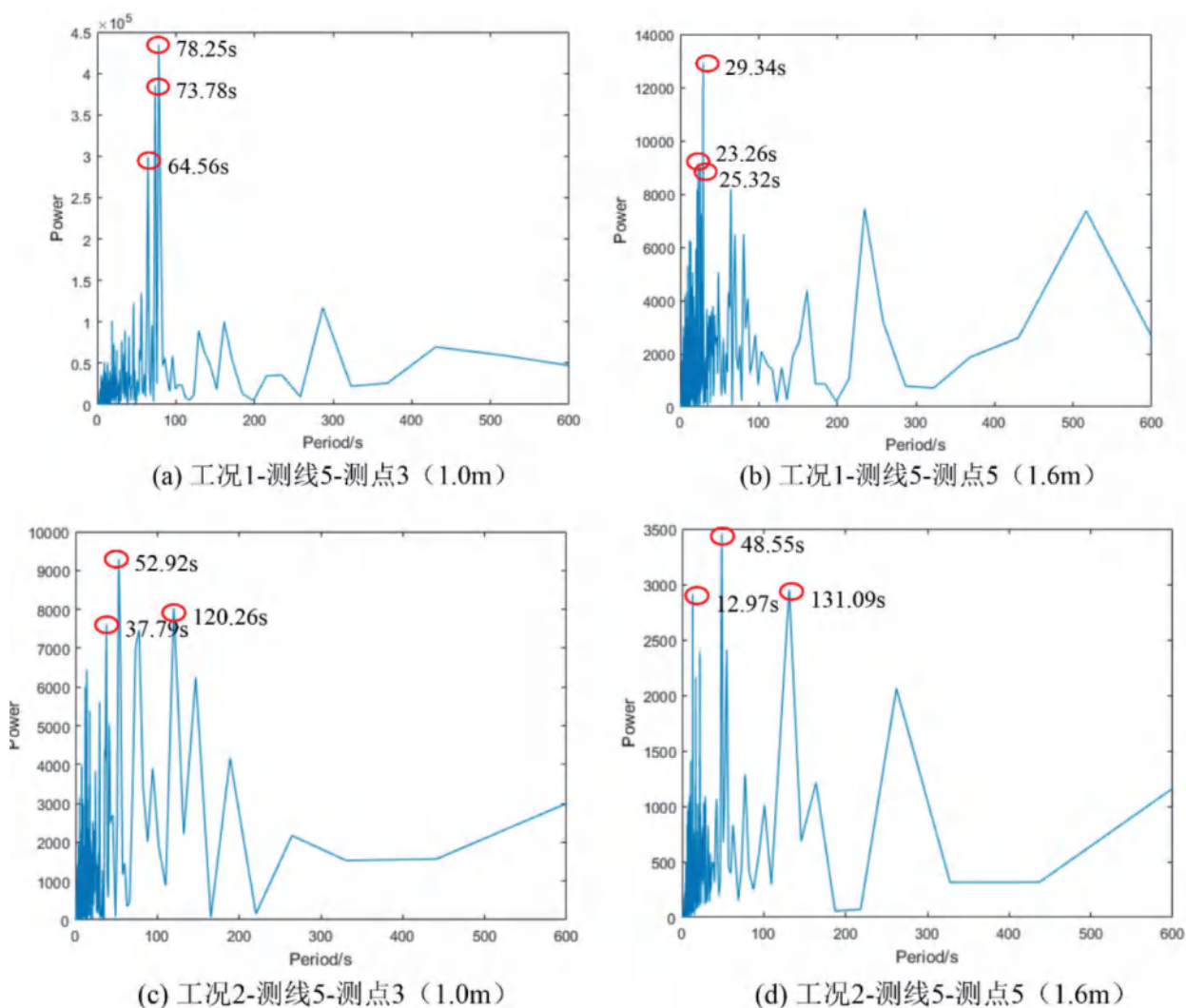


图6 不同工况下测点的周期图

范围内呈拟周期性波动。

为了对拟周期态现象进一步分析,本文利用快速傅里叶变换(FFT)来探索不同工况下的周期特性。图6是工况1和工况2速度的时间序列经过FFT后的周期图。在工况1中,功率的最高峰值明显,且三个最大功率的位置很近,可以认为测线5测点3的摆动运动周期在64.56 s-78.25 s之间,测线5测点5对应的周期在25.32 s-29.34 s之间。与工况1相比,工况2的峰值不明显,测点5的摆动运动周期在37.79 s-120.26 s之间,测点5的摆动运动周期在12.97-131.09s之间,周期的范围较大,难以确定准确的周期。因此,工况1的喷口射流比工况2的喷口射流具有更强的周期性。

3.2 喷口射流的瞬时流场分析

为研究拟周期态湍流在不同时刻下的形成的流场,本文通过对喷口射流进行非稳态模拟,并监测

了速度的时间序列。以工况1和工况2的测线5测点1为例,截取了喷口处的对应时刻的速度云图,如图7和图8和所示。

从图中可以看出,工况1测点1的速度值在0.05 m/s ~ 0.3 m/s之间呈拟周期性波动,工况2测点1的速度值在0.05 m/s ~ 0.15 m/s之间波动,且在不同时刻下速度分别处于波峰和波谷的状态。图7(b)和(c)分别对应于工况1在180s和1243s时室内的速度云图。图8(b)和(c)分别对应于工况2在216s和1333s时室内的速度云图。在速度处于波峰和波谷状态时,喷口射流出现了上下摇摆的拟周期态现象。因此,即使是在稳定的送风边界条件下,室内空气的流动状态也可能随时间动态变化,非稳态模拟更能真实的反映湍流的流动特征。

4 结论

本文通过高频流速采样实验和CFD大涡模拟的

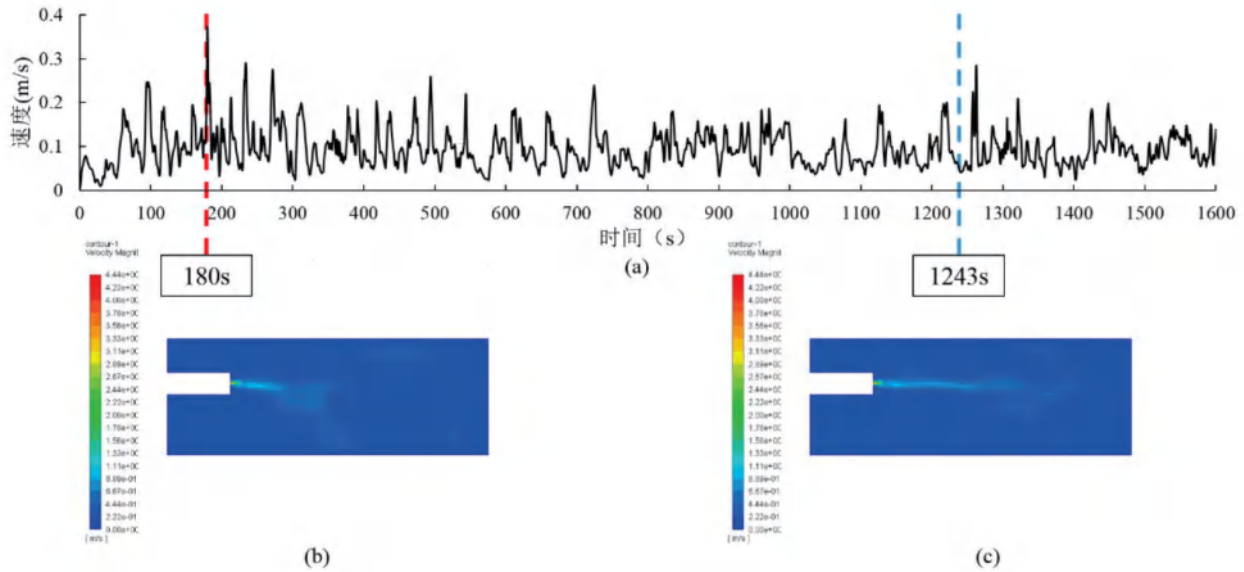


图7 工况1-测线5-测点1(0.4m)速度的时间序列及对应时刻的速度云图

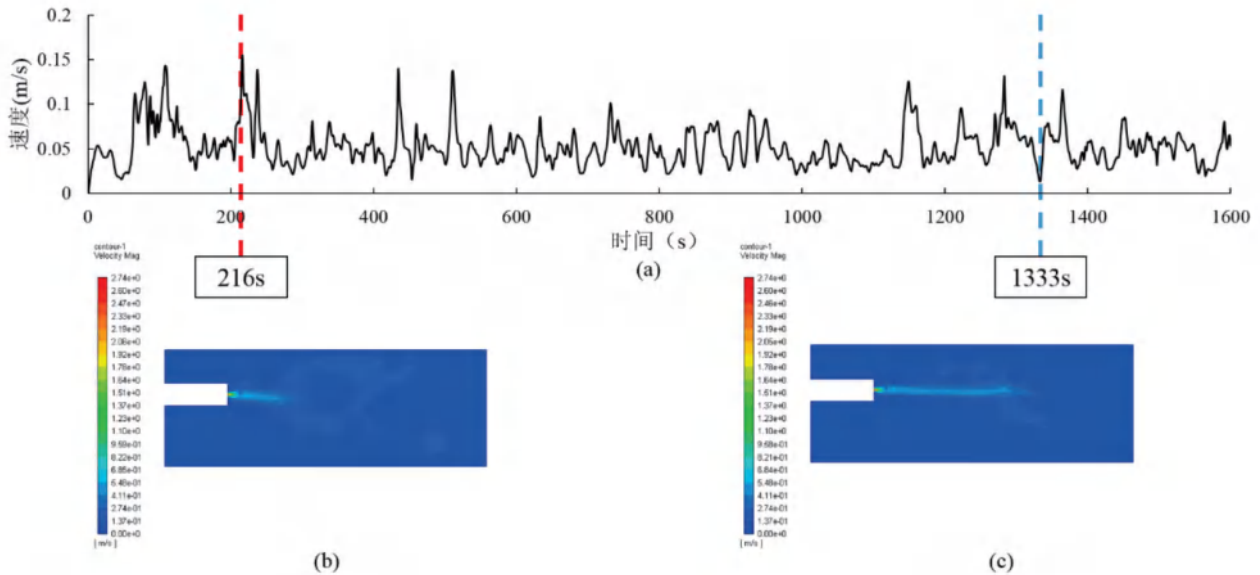


图8 工况2-测线5-测点1(0.4m)速度的时间序列及对应时刻的速度云图

方法,证实了高大空间中典型喷口射流送风营造的拟周期态流场现象,并使用小波变换和快速傅里叶变换进一步分析了喷口射流在两种送风量的工况下的拟周期态特性,并通过大涡模拟的方法成功地捕获流场的瞬时变化,并观测到了喷口射流上下摇摆的拟周期态。在典型的喷口射流气流组织下,即使喷口速度较小时,室内气流的速度也在一定范围内呈拟周期性波动,较低送风速度下的主导周期值不明显,而喷口速度越大,室内的气流的周期性越强,周期值会较为恒定,这为利用喷口送风营造拟周期态流场,消除室内涡流和改善通风效率提供

了依据。此外,即使是在稳定的送风边界条件下也可能引起随时间变化的流动状态,说明在利用CFD模拟研究室内气流时,可能无法得到收敛的恒定解,此时非稳态模拟更能真实的反映湍流的流动特征。

参考文献

- [1]Fallenius B.E.G., Sattari A., Fransson J.H.M., Sandberg M. 2013. Experimental study on the effect of pulsating inflow to an enclosure for improved mixing. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 44: 108–119.
- [2]van Hooff T. and Blocken B. 2020. Mixing

ventilation driven by two oppositely located supply jets with a time-periodic supply velocity: A numerical analysis using computational fluid dynamics. *Indoor and Built Environment*. 29(4): 603-620.

[3] 夏一哉, 牛建磊, 赵荣义. 空气流动对热舒适影响的实验研究: 总结与分析 [J]. *暖通空调*, 2000(03): 41-45.

[4] 王汉青. 高大空间多射流湍流场的大涡数值模拟研究 [D]. 湖南大学, 2003.

[5] Lin C H, Wu T T, Horstman R H, et al. Comparison of large eddy simulation predictions with particle image velocimetry data for the airflow in a generic cabin model[J]. *Hvac & R Research*, 2006, 12(3C): 935-951.

[6] Li J, Liu J, Cao X, et al. Experimental study of transient air distribution of a jet collision region in an aircraft cabin mock-up[J]. *Energy and Buildings*, 2016, 127(9): 786-793.

[7] Wang C, Liu J, Li J, et al. Turbulence characterization of instantaneous airflow in an aisle of an aircraft cabin mockup[J]. *Building and Environment*, 2017, 116(5): 207-217.

[8] Kana Horikiri, Yufeng Yao, Jun Yao. Numerical study of unsteady airflow phenomena in a ventilated room[J]. *Computational Thermal Sciences: An International*

Journal, 2012, 4 (4)(1940-2503): 317-333.

[9] Tominaga, Yoshihide. Flow around a high-rise building using steady and unsteady RANS CFD: Effect of large-scale fluctuations on the velocity statistics[J]. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics: The Journal of the International Association for Wind Engineering*, 2015, 142: 93-103.

[10] 刘昌略. 2008. 与卡门涡街不同的又一种新发现的涡街现象——射流涡街。http://blog.sina.com.cn/s/blog_59cb6b300100asyi.html

[11] 庄达民, 孟宪海. 室内气流分布的大涡模拟 [J]. *空气动力学学报*, 2002(03): 332-338.

[12] 李杰. 基于大涡模拟的室内悬浮颗粒运动规律研究 [D]. 湖南大学, 2013.

[13] 余常昭. 紊动射流 [M]. 高等教育出版社, 1993.

[14] Li H, Chen X, Ouyang Q, et al. Wavelet analysis on fluctuating characteristics of airflow in building environments[J]. *Building and environment*, 2007, 42(12): 4028-4033.

[15] Mallat S G. A theory for multiresolution signal decomposition: The wavelet representation[J]. *Communications on Pure and Applied Mathematics*, 1988, 41(7): 674-693.

基于 PM_{2.5} 浓度复原数据的建筑自然通风量测量

景源琪, 孙煜霄, 李斐, 周斌

(南京工业大学, 南京 211816)

[摘要] 自然通风是一种常见且重要的通风方式, 其大小对于建筑能耗和室内空气质量都有重要影响。自然通风的测量一般需要使用特定的示踪气体或利用人体释放的 CO₂, 可操作性和准确性较差。为了方便地进行建筑物自然通风量的测量, 本研究提出基于 PM_{2.5} 浓度复原数据的建筑自然通风量测量方法。通过开启关闭空气净化器控制室内 PM_{2.5} 升降, 利用浓度上升段和下降段的数据, 结合质量平衡方程, 同时得到建筑房间自然通风量和空气净化器的 CADR 值。另外, 通过传统的 CO₂ 衰减法测量的自然通风量进行对比, PM_{2.5} 浓度复原法的相对误差为 19%。该方法较好的弥补了现有自然通风量测量方法的不足, 不需要使用额外的示踪气体, 操作简单易行, 可以用于实际条件下建筑物自然通风量的测量, 同时也可以校核空气净化器的 CADR 值。

[关键词] 示踪气体; 空气净化器; CADR; PM_{2.5}

1 引言

自然通风是指利用热压、风压等手段来促使空气流动而进行的通风换气方式, 是置换室内空气最关键的方式, 也是改善室内空气质量最简便的途径^[1]。自然通风可以将室内新鲜空气引入室内, 同时去除室内的污染物, 合理利用自然通风有利于防止室内污染物的积累。另外, 自然通风量也会显著影响建筑能耗和居住者的热舒适性^[3-4], 因为当室外的空气进入室内时会改变室内的温度和湿度。因此, 准确、方便的测量建筑的自然通风量对于室内空气质量和建筑能耗的研究十分重要。

自然通风量的测量有很多方法, 示踪气体法是一种常用的方法。该方法通过质量守恒方程建立气体浓度和通风量之间的关系, 通过分析室内外浓度的变化数据, 来确定建筑自然通风量^[5-7]。CO₂ 是最广泛使用的示踪气体, 其作为示踪气体成本较低, 而且对环境的影响不大^[8-12]。CO₂ 示踪气体法按照浓度变化的差异又可以分为衰减法、恒源法和恒浓度法^[13]。衰减法需要在建筑内没有人活动的情况下进行, 因为人体呼出 CO₂ 会干扰衰减过程; 恒源法的 CO₂ 释放速率是由室内人员的数量和生理参数估算得到的^[14-15], 由于不同个体的估算误差较大限制了该方法的精度; 恒浓度法需要精确控制示踪气体的释放流量, 以保证建筑内示踪气体浓度保持恒定, 控制系统比较复杂, 一般很少采用。PM_{2.5} 也可作为示踪物来测自然通风量^[16], 这是由于室内 PM_{2.5} 浓度主要受室外 PM_{2.5} 浓度和自然通风量的影响, 而且 PM_{2.5} 的测量仪器应用很普遍。Liu 等人^[17] 以 PM_{2.5} 做示踪物, 利用便携式空气净化器净化室内 PM_{2.5}, 通过对 PM_{2.5} 浓度动态变化过程的分析来计算房间的自然通风量。但是这种方法需要已知净化器的 CADR 值, 而净化器标注的 CADR 值随着使用期限

和环境会发生变化。

针对以上方法中提到的问题, 本研究提出了基于 PM_{2.5} 浓度复原数据的建筑自然通风量测量方法, 并在办公室房间内进行了现场实验。实验中, 开启空气净化器将室内 PM_{2.5} 浓度降至最低点, 随后关闭空气净化器使 PM_{2.5} 浓度复原上升, 通过分析 PM_{2.5} 浓度变化数据, 结合两个质量平衡方程, 从而得到建筑房间自然通风量和空气净化器的 CADR 值。除此之外, PM_{2.5} 浓度复原法测试与 CO₂ 衰减法测试同步进行, PM_{2.5} 浓度的变化数据与 CO₂ 浓度的衰减数据分别由仪器同时记录, 并将 PM_{2.5} 复原法与传统的 CO₂ 衰减法得到的自然通风量进行对比。

2 研究方法

2.1 算法原理

2.1.1 PM_{2.5} 复原法

假设室内空气混合良好, 没有室内 PM_{2.5} 释放源, 并且安装了独立的空气净化器。考虑到室内 PM_{2.5} 浓度随时间变化情况受房间体积、颗粒物渗透率和沉积率、室外 PM_{2.5} 浓度、房间空气净化器等多种因素影响, 建立室内 PM_{2.5} 浓度与时间的微分方程。该方程按照 PM_{2.5} 的衰减过程和复原过程有两种形式。衰减过程需要开启空气净化器使室内 PM_{2.5} 浓度下降, 所以衰减过程的质量平衡方程可表示为:

$$V \frac{dC_{in}}{dt} = PQC_{out} - (kV + Q + CADR)C_{in} \quad (1)$$

复原过程需要关闭空气净化器, 使室外 PM_{2.5} 渗入室内, 保证室内 PM_{2.5} 浓度逐渐回升。所以复原过程的质量平衡方程可表示:

$$V \frac{dC_{in}}{dt} = PQC_{out} - (kV + Q)C_{in} \quad (2)$$

其中, V 是实验房间的体积, m^3 ; C_{in} 是室内 $\text{PM}_{2.5}$ 的浓度, $\mu\text{g}/\text{m}^3$; C_{out} 是室外 $\text{PM}_{2.5}$ 的浓度, $\mu\text{g}/\text{m}^3$; t 是时间, s ; P 是渗透率, 无量纲; k 是 $\text{PM}_{2.5}$ 的沉积速率, h^{-1} ; $CADR$ 是空气净化器提供的洁净空气输送速率, m^3/h ; Q 是自然通风量, m^3/h 。

引入室内初始浓度和室内稳定浓度, 微分方程式 (1) 的解可表示为:

$$C_{in} = C_{\infty} + (C_0 - C_{\infty}) \times e^{-\frac{kV+Q+CADR}{V}t} \quad (3)$$

微分方程 (2) 的解可表示为:

$$C_{in} = C'_{\infty} + (C'_0 - C'_{\infty}) \times e^{-\frac{kV+Q}{V}t} \quad (4)$$

其中 C_0 是实验前室内 $\text{PM}_{2.5}$ 的初始浓度, $\mu\text{g}/\text{m}^3$; C_{∞} 是室内 $\text{PM}_{2.5}$ 衰减过程达到稳态的浓度, $\mu\text{g}/\text{m}^3$; C'_0 是室内 $\text{PM}_{2.5}$ 复原过程的初始浓度, $\mu\text{g}/\text{m}^3$; C'_{∞} 是室内 $\text{PM}_{2.5}$ 复原过程达到稳态时的浓度, $\mu\text{g}/\text{m}^3$ 。

在方程 (3) 和 (4) 中, C_{in} 、 C_0 、 C_{∞} 、 C'_0 、 C'_{∞} 、 V 都可以通过实验测得。 k 的值可以估计得到。一般来说, 在自然通风条件下 k 的取值范围为 $0.1\sim 0.4 \text{ h}^{-1}$ 。另外, 后面的计算发现 k 的取值变动对实验结果影响不大, 所以本文 k 值取 0.2 h^{-1} 处理实验数据。上式 (3) 可改写为:

$$\ln\left(\frac{C_{in}-C_{\infty}}{C_0-C_{\infty}}\right) = -\left(\frac{kV+Q+CADR}{V}\right)t \quad (5)$$

上式 (4) 可改写为:

$$\ln\left(\frac{C_{in}-C'_{\infty}}{C'_0-C'_{\infty}}\right) = -\left(\frac{kV+Q}{V}\right)t \quad (6)$$

我们根据实验测得的数据, 将方程 (5) 的 $\ln((C_{in}-C_{\infty})/(C_0-C_{\infty}))$ 对 t 进行拟合, 得到斜率 $S_1 = -(kV+Q+CADR)/V$ 。同理用同样的方法将方程 (6) 的 $\ln((C_{in}-C'_{\infty})/(C'_0-C'_{\infty}))$ 对 t 进行拟合, 得到斜率 $S_2 = -(kV+Q)/V$ 。将得到的斜率 S_1 与 S_2 联立求解得自然通风量 $Q = -S_2V - kV$, 空气净化器 $CADR = V(S_2 - S_1)$ 。

2.1.2 CO_2 衰减法

由于室内 CO_2 衰减过程不受空气净化器的影响, 所以 CO_2 衰减法与 $\text{PM}_{2.5}$ 衰减法复原过程原理相同。减去背景浓度, CO_2 衰减过程质量平衡方程可改写为:

$$\ln\left(\frac{D_{in}-D_{\infty}}{D_0-D_{\infty}}\right) = -\left(\frac{kV+Q'}{V}\right)t \quad (7)$$

其中 D_{in} 是室内 CO_2 的浓度, $\mu\text{g}/\text{m}^3$; D_0 是实验开始前室内 CO_2 的初始浓度, $\mu\text{g}/\text{m}^3$; D_{∞} 是室内 CO_2 衰减过程达到稳态的浓度, $\mu\text{g}/\text{m}^3$ 。 Q' 是自然通风量, m^3/h 。

同样也可以通过测得的 CO_2 浓度数据, 将方程 (7) 的 $\ln((D_{in}-D_{\infty})/(D_0-D_{\infty}))$ 对 t 进行拟合, 得到斜率 $N = -(kV+Q')/V$ 。从而得到 CO_2 衰减法测得的自然通风量 $Q' = NV - kV$ 。

2.2 实验设计

2.2.1 实验场地及使用仪器

为了评估 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度复原法, 在南京工业大学江浦校区内办公室进行了现场试验, 实验仪器放在办公室中间的课桌上, 测试的房间布局如图 1 所示。为模拟办公室日常工作状态, 整个实验过程将窗户开启一道面积约 0.15m^2 的缝隙来实现自然通风, 同时保持屋门紧闭且实验期间无人员进出。同时用 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度复原法和 CO_2 衰减法测量办公室自然通风



图 1 南京工业大学实验场地 (房间高度为 2.7 m)

表 1 实验环境信息

实验地点	房间体积	平均风速	风向	实验时间
南京工业大学	82.0 m^3	1.83 m/s	西北风	2020/12/27

表 2 实验仪器信息

参数	型号	采样间隔	制造商规格	生产厂家
$\text{PM}_{2.5}$	8530 型 DUSTTRAKTM II 粉尘测定仪	1s	·粒径范围: $0.1\sim$ 大约 $10 \mu\text{m}$ ·测量范围: $0.001\sim 150 \text{ mg}/\text{m}^3$ ·流量: $3 \text{ L}/\text{min}$ ·精确度: $\pm 0.1\%$ ·读数或 $\pm 0.001 \text{ mg}/\text{m}^3$	TSI
CO_2	7575 型 Q-TRAKTM 室内 空气质量监测器	5s	·测量范围: $0\sim 5000 \text{ ppm}$ ·精确度: $\pm 3\%$ 读数或 $\pm 50 \text{ ppm}$ ·分辨率: 1 ppm	TSI

量,并比较这两种方法测得自然通风量的结果。实验场地环境以及实验仪器如表1、表2所示。

2.2.2 PM_{2.5} 复原法

PM_{2.5}复原法实验采用一台校准过的TSI 8530,连续测量室内的PM_{2.5}浓度,每1秒记录一次PM_{2.5}浓度数据,判断室内PM_{2.5}的浓度变化。另外,在室内安装一台独立的空气净化器,可以过滤净化室内PM_{2.5},使浓度下降。

实验开始后,先记录5分钟室内PM_{2.5}浓度,并取这5分钟PM_{2.5}平均值作为室内PM_{2.5}初始浓度;然后同时开启PM_{2.5}监测仪和空气净化器,监控室内PM_{2.5}浓度变化;当PM_{2.5}降至最低点并稳定之后,关闭空气净化器,这一实验过程为PPM_{2.5}复原法的衰减过程,取衰减过程稳定之后5分钟的PM_{2.5}浓度平均值作为衰减法最终稳定浓度和复原法的初始浓度;继续监测室内PM_{2.5}浓度,直至室内PM_{2.5}浓度回升并稳定后,取5分钟PM_{2.5}浓度的平均值作为复原后的稳定浓度。结束实验,这一实验过程为PM_{2.5}复原法的过程。

2.2.3 CO₂ 衰减法

CO₂衰减法与PM_{2.5}复原法实验是同步进行的,实验过程中使用一台校准过的TSI 7575连续测量室内的CO₂浓度,每5秒记录一次数据。实验开始前,在室内投放少量的干冰块,使室内CO₂浓度上升,待室内CO₂混合均匀后,与PM_{2.5}复原法同步进行测量实验。实验过程与复原法相似,取实验开始前室内CO₂稳定5分钟的平均浓度衰减法的初始浓度,通风衰减完成后,取CO₂稳定5分钟的平均浓度作为衰减法最终的稳定浓度。

2.2.4 方法评估指标

用相对误差方法(NME)来评估PM_{2.5}复原法与CO₂衰减法测量的自然通风量的差异。

$$NME = \frac{|Q - Q'|}{Q} \quad (8)$$

其中, Q 是PM_{2.5}复原法方法测得的自然通风量, Q' 是CO₂衰减法测得的自然通风量,较小的NME意味着这两种方法之间有更好的一致性。

3 结果与讨论

实验所得PM_{2.5}浓度与CO₂浓度随时间变化数据如图2所示。PM_{2.5}浓度变化呈现衰减后上升的趋势,对应PM_{2.5}复原法的衰减过程与复原过程,而CO₂浓度变化呈整体下降的趋势。按2.1节介绍的方法可以得到自然通风量与空气净化器的CADR值,如表3所示。通过比较PM_{2.5}复原法和CO₂衰减法测得自然通风量的结果,相对误差NME为0.199,表明用PM_{2.5}复原法测定的自然通风量与用CO₂衰

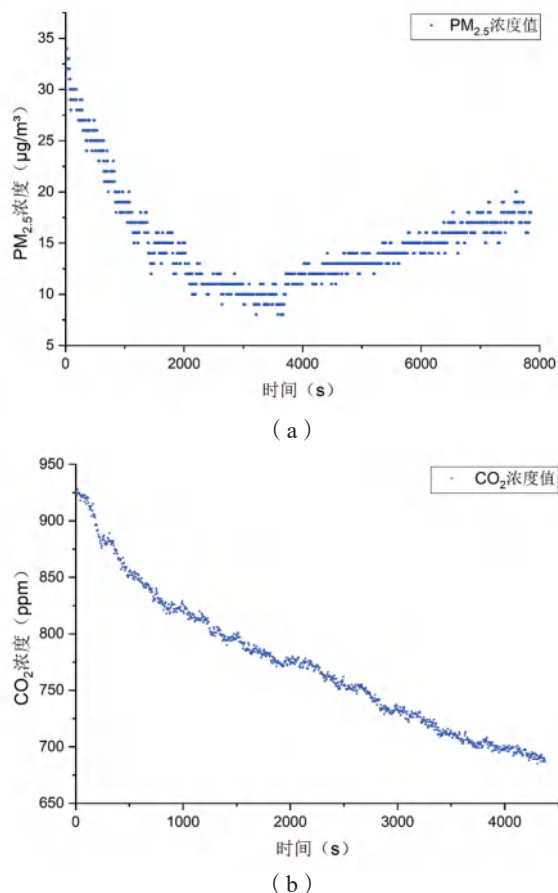


图2 不同参数浓度随时间变化情况

(a) PM_{2.5}复原法浓度变化情况,
(b) CO₂衰减法浓度变化情况

表3 实验所得Q与CADR值

方法 实验地点	PM _{2.5} 复原法		CO ₂ 衰减法
	Q (m³/h)	CADR (m³/h)	Q' (m³/h)
南京工业大学	127.4	138.7	152.1

减法测定的自然通风量相差19.9%。结果表明,PM_{2.5}复原法能够测量出房间的自然通风量,与示踪气体衰减法的相对误差较小,而且可以校核空气净化器的CADR值。因此,在CO₂衰减法实施受到限制的情况下,PM_{2.5}复原法也可方便的测量实际建筑物的自然通风量。

除此之外,我们还测试了PM_{2.5}复原法对沉降率的敏感性。PM_{2.5}沉降率通常落在0.1-0.4 h⁻¹的范围内^[18-19]。当使用0.1 h⁻¹应用PM_{2.5}复原法时,NME值为0.181;当使用0.4 h⁻¹应用PM_{2.5}复原法时,NME值略微增加到0.186。这表明沉降率的取值对PM_{2.5}复原法的计算结果影响较小,所以本文在计算中沉降率设置为0.2 h⁻¹。考虑到人员活动会产

生 $\text{PM}_{2.5}$, 但根据相关研究表明, 在没有显著室内源的情况下, 室外 $\text{PM}_{2.5}$ 是室内 $\text{PM}_{2.5}$ 的主要来源, 所以可以忽略人员活动带来的影响^[20]。本方法弥补了 CO_2 示踪气体法容易受到室内人员活动影响的局限性。

4 结论

本文提出了一种 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度复原法测建筑的自然通风量, 同时校核空气净化器的 CADR 值。通过开启关闭空气净化器控制室内 $\text{PM}_{2.5}$ 升降, 并用仪器实时记录室内 $\text{PM}_{2.5}$ 与 CO_2 浓度变化, 结合质量守恒方程分别得到 $\text{PM}_{2.5}$ 复原法与 CO_2 衰减法的自然通风量与空气净化器的 CADR 值。与传统的 CO_2 衰减法得到的自然通风量相比, 相对误差为 19%。证明该方法弥补了传统的 CO_2 示踪气体法容易受到人员干扰的缺陷, 能够方便的用于实际条件下测量建筑通风量, 为建筑室内环境和能耗的研究提供一些基础的测量手段。

参考文献

- [1]Johnston CJ, Andersen RK, Toftum J, Nielsen TR (2020). Effect of formaldehyde on ventilation rate and energy demand in Danish homes: Development of emission models and building performance simulation. *Building Simulation*, 13: 197–212.
- [2]Nazaroff William W. Residential air-change rates: A critical review.[J]. *Indoor air*,2021,31(2):
- [3]Li A, Hou Y, Yang J (2019). Attached ventilation based on a curved surface wall. *Building Simulation*, 12: 505–515.
- [4]Qian M, Yan D, An J, Hong T, Spitler JD (2020). Evaluation of thermal imbalance of ground source heat pump systems in residential buildings in China. *Building Simulation*, 13: 585–598.
- [5]Tredgold T (1824). *Principles of Warming and Ventilating Public Buildings: Dwelling Houses, Manufactories, Hospitals, Hot-houses, Conservatories, and of Constructing Fire-places, Boilers, Steam Apparatus, Grates, and Drying Rooms, with Illustrations Experimental, Scientific, and Practical*, 2nd edn. London: Printed for J. Taylor.
- [6]Renbourn ET, Angus TC, Ellison JM, Croton LM, Jones MS (1949). The measurement of domestic ventilation: An experimental and theoretical investigation with particular reference to the use of carbon dioxide as a tracer substance. *Journal of Hygiene*, 47: 1–38.
- [7]Sherman MH (1990). Tracer-gas techniques for measuring ventilation in a single zone. *Building and Environment*, 25: 365–374.
- [8]Bekö G, Gustavsen S, Frederiksen M, Bergsøe NC, Kolarik B, et al. (2016). Diurnal and seasonal variation in air exchange rates and interzonal airflows measured by active and passive tracer gas in homes. *Building and Environment*, 104: 178–187.
- [9]Batterman S (2017). Review and extension of CO_2 -based methods to determine ventilation rates with application to school classrooms. *International Journal of Environmental Research and Public Health*, 14: 145.
- [10]Ohlsson KEA, Yang B, Ekblad A, Boman C, Nyström R, et al. (2017). Stable carbon isotope labelled carbon dioxide as tracer gas for air change rate measurement in a ventilated single zone. *Building and Environment*, 115: 173–181.
- [11]Cheng PL, Li X (2018). Air infiltration rates in the bedrooms of 202 residences and estimated parametric infiltration rate distribution in Guangzhou, China. *Energy and Buildings*, 164: 219–225.
- [12]Hou J, Zhang Y, Sun Y, Wang P, Zhang Q, et al. (2018). Air change rates at night in northeast Chinese homes. *Building and Environment*, 132: 273–281.
- [13]Persily AK (2016). Field measurement of ventilation rates. *Indoor Air*, 26: 97–111.
- [14]Qi MW, Li XF, Weschler LB, Sundell J (2014). CO_2 generation rate in Chinese people. *Indoor Air*, 24: 559–566.
- [15]Persily AK (2016). Field measurement of ventilation rates. *Indoor Air*, 26: 97–111.
- [16]Ni PY, Jin HC, Wang XL, Xi GN (2018). A new method for measurement of air change rate based on indoor $\text{PM}_{2.5}$ removal. *International Journal of Environmental Science and Technology*, 15: 2561–2568.
- [17]Liu Cong, Ji Siyu, Zhou Fengjiao, Lin Qingbin, Chen Yiqi, Shao Xiaoliang. A new $\text{PM}_{2.5}$ -based CADR method to measure air infiltration rate of buildings[J]. *Building Simulation*, 2020, 14(3).
- [18]Liu C, Zhang Y (2019). Relations between indoor and outdoor $\text{PM}_{2.5}$ and constituent concentrations. *Frontiers of Environmental Science & Engineering*, 13: 5.
- [19]Diapouli E, Chaloulakou A, Koutrakis P (2013). Estimating the concentration of indoor particles of outdoor origin: A review. *Journal of the Air & Waste Management Association*, 63: 1113–1129.
- [20]Licina D, Tian Y, Nazaroff WW (2017). Emission rates and the personal cloud effect associated with particle release from the perihuman environment. *Indoor Air*, 27: 791–802.

基于本征正交分解的非均匀温度场营造方法研究

王昕, 赵金驰, 王非, 宋冰岩, 张倩茹

(上海理工大学环境与建筑学院, 上海 200093)

[摘要] 传统的室内环境营造主要通过单一的环境参数变化将整个房间的环境作为调整的对象, 而实际上同一空间内的不同位置可能存在不同的需求。研究通过计算流体力学(Computational Fluid Dynamics, CFD)对建筑内的温度场进行数值模拟, 由评判差值相邻样本结果与 CFD 模拟结果的误差来确定并获得少量的数据样本, 再利用本征正交分解(Proper Orthogonal Decomposition, POD)方法提取样本数据特征, 建立送风参数与室内温度场的因果关系, 进而快速重构出任意送风参数下的温度场信息。利用编程软件根据设定的多个需求点所对应的不同位置的目标温度对送风参数寻优计算, 即重构出需求点在区间内所有送风参数下的温度值, 评判其与设定的目标温度的误差, 确定满足需求的最佳送风参数。从目标点的需求侧出发, 设计出理想的送风方案, 同时满足室内不同位置的不同需求。研究结果有助于在实际工程中建立或改进终端控制系统和逆向设计方法。

[关键词] 非均匀环境; 本征正交分解(POD); 计算流体力学(CFD); 反向设计

1 引言

暖通空调的主要目的是为建筑营造合适的环境参数(温度、风速、湿度等), 以保障室内人员或设备的需求。不合理的空调通风将带来诸多问题, 如很多办公建筑由于空调系统新风量供应不足或温湿度参数调节不当, 引起“病态建筑综合症(sick building syndrome)”而导致工作人员出现头痛、困倦、恶心等症状, 严重影响到工作人员的健康和工作效率^[1-5]。

虽然通风系统秉承保障需求的理念在不断发展, 但目前大部分通风系统面向于室内单一参数需求(如室内设计温度 26℃), 最终营造出大体上一致的室内参数环境^[6]。而多数情况下, 同一房间内不同区域或位置可能同时存在有区别的参数需求, 该类需求在各种不同功能的建筑中均有体现, 如: 民用建筑中, 由于个人喜好的不同, 同一房间内不同位置下人员对空气温度的需求不同^[7,8]。还有在工业建筑中, 不同区域生产工艺流程对温度、湿度及洁净度的要求不同^[9,10]。随着对室内环境需求认识的加深, 如何同时保障这些存在差异的参数需求, 是暖通空调领域面临的重要问题。这一问题的解决, 意味着需要营造不同位置不同参数的非均匀环境。

在室内非均匀环境的营造过程中, 研究人员提出了一系列的中部或下部送风方式, 包括: 地板送风^[11-14]、置换通风^[15-19]、碰撞射流通风^[20]、层式通风^[21]等, 虽然以上各种通风方式对于重点工作区域起到很好的保障效果, 但其设计目的仍然是整个工作区平均意义上的环境参数, 无法保障室内不同位置人员提出的个性化需求。

为了更好的实现非均匀环境的营造, 需进一步

提高空调通风的设计水平。面对非均匀的室内环境设计, 传统的试错法^[22]效率低且难以获得最佳设计参数, 而反向设计方法^[23-26]在室内环境领域开辟了一条新的设计思路, 该方法可由环境内部人员提出的环境参数需求, 再反向计算出最合适的设计参数。目前反向设计的方法分为两种: 逆向求解和正向推演。逆向求解目前仅限于源的识别或不涉及流动的热边界条件^[27-30], 而正向推演是将设计参数与环境变量建立因果关系, 寻找满足目标的设计变量^[31-34]。目前该方法在暖通空调领域已有的研究更倾向于局部区域或整个空间的环境保障^[35-37], 在营造非均匀温度场方面仍有较大潜力。

本文以建立营造非均匀温度场的设计方法为目标, 首先建立 CFD 物理模型, 然后借助 Python 语言将 POD 方法编写成程序, 通过对已有的数据样本分析, 提取流场数据主要特征信息, 实现流场的快速重构。在此基础上, 提出以不同空间坐标的不同需求为目标的寻优方案, 对多个设计变量同时进行寻优计算, 并通过将寻优计算结果作为 CFD 模拟输入条件进行数值模拟验证, 证明 POD 寻优方法反向设计用于营造非均匀环境方法的可靠性。

2 研究方法

2.1 POD 重构原理

本征正交分解(Proper Orthogonal Decomposition)是一种有效的线性分解方法。首先, 流场变量 U 可由边界参数 $(q_1, q_2, \dots, q_n)$ 唯一确定, 那么对于由 M 个流场变量组成的样本数据库 $\{U^j\}_{j=1}^M$, 可通过提取 POD 模态获得一组最具有代表性的本征正交基 $\{\phi_i\}_{i=1}^L$, 即样本数据库中任一向量在该正交基上的投影最大化:

$$\frac{1}{M} \sum_{k=1}^M \langle U^j, U^k \rangle > a_k^i = \lambda_i a_{j,i}^i (j=1,2,\dots,M) \quad (1)$$

式中, λ_i 为由样本数据组成的自协方差矩阵对应的特征值, 并按照从大到小的顺序排列, 其特征值的大小代表了该向量含能的多少。于是有:

$$\varphi_k = \frac{\sum_{i=1}^n v_i \varphi_i^k}{\left\| \sum_{i=1}^n v_i \varphi_i^k \right\|} \quad (2)$$

式中, φ_k 即为该样本数据库里所有的模态, V_i 为重新排序后的 λ_i , φ_i 为 λ_i 对应的特征向量。因为数据库中任一向量均可投影到求出的模态上, 于是有:

$$U^j = \sum_{i=1}^L b_i^j \varphi_i \quad (3)$$

$$b_i^j = \frac{U^j \varphi_i}{\|\varphi_i\|^2} \quad (4)$$

式中, b_i^j 为模态系数, 求解至此就可以通过差值获得任意一组参数对应的模态系数, 并通过与模态线性组合来获得预测的流场数据。即:

$$U(q) = \sum_{i=1}^L b_i \varphi_i \quad (5)$$

2.2 POD 寻优方法

将 POD 模态提出后, 重构本质上就变成了模态系数与模态的线性组合, 而 POD 模态与空间坐标一一对应, 因此就可以任意选取空间中的坐标位置作为重构点进行重构, 同时为这些点定义目标温度值。在送风参数的预设范围内, 将重构值与目标值对比, 两者误差最小时对应的送风参数即为满足设计目标的最优送风参数。这一过程的实现, 意味着找到了非均匀温度场的较为高效的设计方法。

寻优公式定义为:

$$E = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |U_i - V_i| \quad (6)$$

式中, E 为平均误差, n 为选取重构点的个数, 本文中选取 4 个点, U_i 为第 i 个点的重构值, V_i 为第 i 个点的目标值。寻优的过程即找到当 E 值最小时的送风参数。

2.2.1 寻优目标的范围及步长间隔的设定

为了提高计算效率, 根据 CFD 模拟的三组样本数据, 依次设定了送风参数的寻优范围及计算步长, 具体如表 1 示。本文在寻优过程中, 选取的送风参数范围均为建立数据样本时的参数区间, 以送风温

度 0.1K, 送风速度 0.01m/s 作为一个步长进行寻优, 保证了在该送风形式、参数区间下, 发挥出营造非均匀温度场的所有潜力。

2.2.2 寻优目标点选取

理论上, POD 方法寻优的目标点可以是任意位置、任意数量, 因此本文任意选取两种情况, 每种情况设置不同的 4 个目标点进行研究。

如图 1 所示, 选取 $z=1.5\text{m}$ 水平面上的四个坐标点 (1, 1)、(2, 2)、(3, 3)、(4, 4) 排布形式作为的第一种需求位置点; 选取坐标为 (1, 3)、(2, 3)、(4, 1)、(5, 1) 排布形式作为第二种需求位置点。

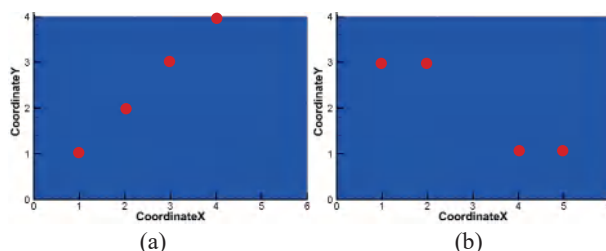


图 1 (a) 需求位置点排布形式一; (b) 需求位置点排布形式二

2.3 CFD 模型

2.3.1 几何模型

CFD 物理模型如图 2 所示, 模型 $6\text{m} \times 4\text{m} \times 4\text{m}$ (长 $\times$ 宽 $\times$ 高), 内部 2 个热源, 热源为边长 1m 的正方体, 居中布置在地面上, 送风回风口各 4 个, 送风口布置在模型两侧, 尺寸为 $1000\text{mm} \times 100\text{mm}$, 回风口布置于顶部, 尺寸为 $300\text{mm} \times 300\text{mm}$ 。

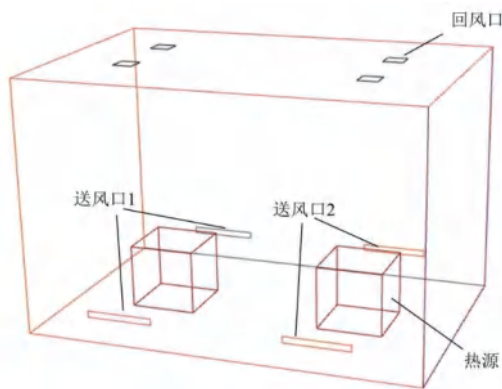


图 2 物理模型示意图

2.3.2 边界条件及初始参数

在 CFD 仿真模拟计算中, 为了简化模型, 提出以下合理化假设:

1) 车间内气流组织流速低、温湿度变化范围不大、为理想不可压缩气体, 且满足 Boussinesq 假设;

2) 车间内气流组织为稳态、紊流流动、同一流向上的压力无梯度;

表 1 寻优参数范围及步长

组别	参数范围	步长	工况数量
单参数样本数据工况	$T=(293.1-297.1\text{K})$ $V=0.3\text{m/s}$	0.1K	40
双参数样本数据工况	$T=(294.1-298.1\text{K})$ $V=(0.1-0.5\text{m/s})$	0.1K 0.01m/s	1600
三参数样本数据工况	$T=(294.1-298.1\text{K})$ $V1=(0.1-0.5\text{m/s})$ $V2=(0.1-0.5\text{m/s})$	0.1K 0.01m/s 0.01m/s	64000

3) 车间内热源分布均匀, 不考虑各墙面之间的热辐射;

4) 车间内保持正压、气密性良好, 不考虑渗透风的影响;

5) 不考虑因空气粘性造成的流体能量耗散损失。

为了保证车间内状态稳定, 将顶部回风口设置为压力出口 (Pressure-outlet) 边界条件, 其余参数初始值如下表 2 示:

表 2 参数取值表

参数名称	参数值
车间内初始温度 (°C)	20
湍流强度 (%)	5
空气定压比热 (J/kgK^{-1})	1006.3
空气密度 (kg/m^3)	Bossinesq 假设
空气运动粘度 (m^2/s)	1.47×10^{-5}
重力 (m/s^2)	9.81

2.2.3 工况设置

本文计划通过改变送风参数共模拟获取三组样本数据, 计算结果分别为单一参数下 9 个样本、两参数下 25 个样本、三参数下 45 个样本。样本具体工况条件如下:

(1) 单一参数模拟。在热源强度为 50W 不变的前提下, 保持送风速度为 0.3m/s 不变, 改变送风温度共模拟 9 个工况。

表 3 单参数样本数据工况

参数类型	参数水平
送风温度 (K)	293.1/293.6/294.1/294.6/295.1/295.6/296.1/296.6/297.1

(2) 双参数模拟。在热源强度为 50W 不变的前提下, 同时改变四个送风口送风速度与送风温度, 参数类型经排列组合共模拟 25 个工况。

表 4 双参数样本数据工况

参数类型	参数水平
送风温度 (K)	294.1/295.1/296.1/297.1/298.1
送风速度 (m/s)	0.1/0.2/0.3/0.4/0.5

(3) 三参数模拟。在热源强度为 50W 不变的前提下, 将 2 个送风口定义为一组送风口。同时改变送风温度及两组送风口送风速度, 参数类型经排列组合共模拟 45 个工况。

表 5 三参数样本数据工况

参数类型	参数水平
送风温度 (K)	294.1/295.1/296.1/297.1/298.1
送风口 1 速度 (m/s)	0.1/0.3/0.5
送风口 2 速度 (m/s)	0.1/0.3/0.5

3 基于 POD 方法非均匀温度场送风参数的寻优及其验证

3.1 温度场重构

以两参数样本数据工况为例, 介绍温度场重构

结果, 图 3 表示了从该样本数据中提取出的 POD 模态含能分布情况, 模态含能的大小表示了该模态对整个数据的描述能力, 前五个模态分别含能 84.20%、6.78%、4.92%、3.28%、0.81%, 几乎占据了整个温度场的 100% 的能量, 基本涵盖了温度场的所有数据特征, 因此研究选用前 5 个模态进行重构。

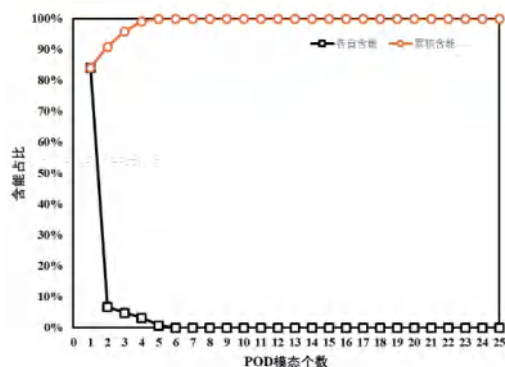


图 3 POD 模态含能占比

如图 4 所示, 选取模型中 $Z=1.5m$ 水平面作为重构目标, 对该面的温度场进行重构, 设定送风参数为: $v=0.23m/s$, $T=297.6K$ 。将重构结果导入 Tecplot 软件中绘制云图如图 5a 所示, 同时在此送风参数下通过 CFD 完全模拟, 该水平面的模拟结果如图 5b 所示。

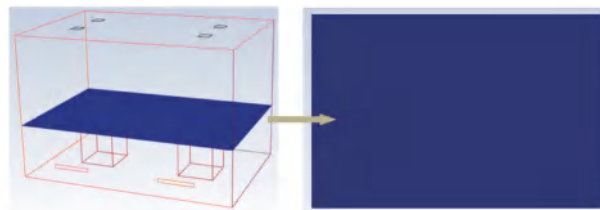


图 4 重构面 ($z=1.5$)

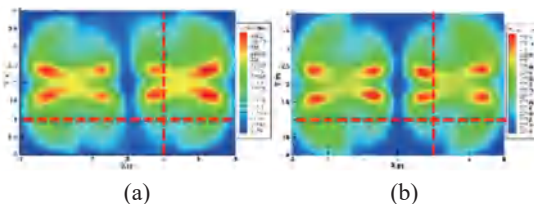


图 5 (a) POD 重构面温度云图 (b) CFD 模拟重构面温度云图

取重构面上 $x=4$, 及 $y=1$ 测线 (如图 4 所示) 上的数据作比较, 模拟值与重构值平均偏差仅为 0.03K、如下图 6 所示, 可以看出, 温度重构效果较好, 重构数据与模拟数据吻合度较高。

3.2 基于 POD 方法非均匀温度场送风参数的寻优

如表 6 所示, 表示需求位置点排布形式一下利用前文模拟的 3 组不同送风参数下的数据样本作为重构数据。以需求位置点排布形式一选取的需求点

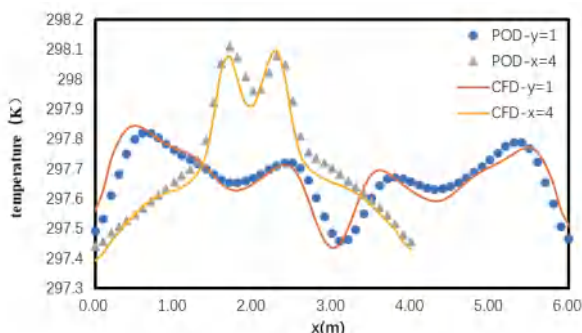


图 6 POD 重构温度值与 CFD 模拟值对比
位置为基础（如图 6a 所示），分别对 3 组样本数据设定不同的目标温度，营造满足需求的非均匀温度场，并通过已编写的 POD 程序分别对其送风参数进行寻优。

表 6 需求位置点排布形式一下各位置点的目标温度

坐标	(1,1)	(2,2)	(3,3)	(4,4)
单参数工况目标温度 (K)	296.00	295.50	296.50	296.00
双参数工况目标温度 (K)	297.50	296.50	297.00	297.50
三参数工况目标温度 (K)	297.00	297.50	298.00	298.50

根据表 6 对 3 组样本设定的目标温度，依据寻优公式 6，利用 POD 寻优程序筛选出需求点的温度重构值与其目标值误差最小时的送风参数，每组的寻优结果如表 7 所示。

表 7 需求位置点排布形式一下送风参数的寻优结果

组别	寻优结果
单参数工况	$T=295.0K$
双参数工况	$T=296.3K, V=0.37m/s$
三参数工况	$T=296.3K, V_1=0.35m/s, V_2=0.46m/s$

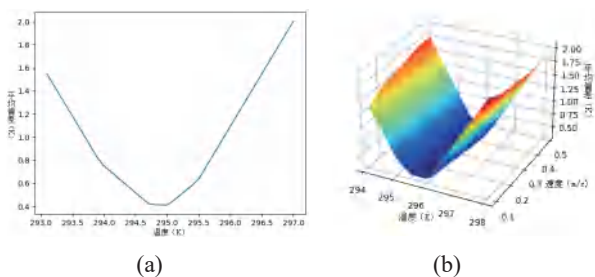


图 7 (a) 单参数寻优结果误差值；(b) 双参数寻优结果误差值

图 7a 展示了单参数工况的送风参数寻优情况，当送风温度为 295.0K 时，需求点的程序计算温度值与目标温度值偏差最小，为 0.36K。图 7b 展示了双参数工况的寻优情况，当送风温度为 296.3K，送风速度为 0.37m/s 时，由 POD 寻优程序计算的温度值与目标温度值平均偏差最小，偏差值为 0.17K。同理，三参数工况寻优得到的最佳送风参数为：送风温度 296.3K，风口 1 送风速度 0.35m/s，风口 2 送风速度 0.46m/s，平均偏差为 0.11K，由于三参数工况的样

本包含 3 个送风参数，若与偏差值一同作图则为四维图像，无法以图像展示。

同理，如表 8 所示，在需求位置点排布形式二的情况下（如图 1b 所示），每组的寻优结果如表 9，图 8 所示。在需求位置点排布形式二下，单，双和三参数的偏差分别为 0.31K，0.15K 和 0.09K。

表 8 需求位置点排布形式二目标温度

坐标	(1,3)	(2,3)	(4,1)	(5,1)
单参数工况目标温度 (K)	296.0	295.5	296.5	296
双参数工况目标温度 (K)	297.5	296.5	297.0	297.5
三参数工况目标温度 (K)	299.5	299.0	298.5	298.0

表 9 需求位置点排布形式二下送风参数的寻优结果

组别	寻优结果
单参数工况	$T=295.0K$
双参数工况	$T=296.3K, V=0.37m/s$
三参数工况	$T=296.3K, V_1=0.35m/s, V_2=0.46m/s$

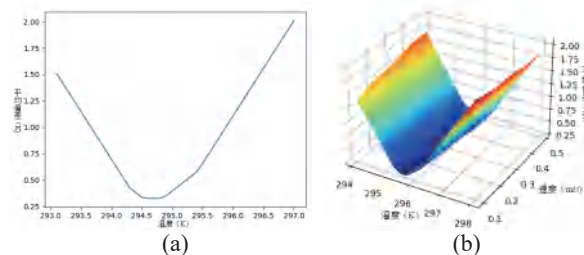


图 8 (a) 单参数寻优结果误差值；(b) 双参数寻优结果误差值

3.3 寻优结果验证

在需求位置点排布形式一情况下，图 9、图 10、图 11 为寻优结果作为模拟条件的 CFD 模拟结果，可以得到各个需求点的温度值及整个面的温度场，从而提取出各个需求点的温度值并与目标温度一起汇总至表格，如表 10 所示。通过排布形式一需求点的目标温度值与其模拟温度值对比，计算和评估两者误差以验证 CFD+POD 方法寻优的可靠性。

定义误差公式为：

$$E = |T_{CFD} - T_{tar}| \quad (7)$$

式中， T_{CFD} 为 CFD 模拟温度值， T_{tar} 为需求点目标温度值。

经计算，单参数，双参数，三参数对应的平均偏差分别为 0.405K、0.368K、0.380K。其中，单参数数据样本中的需求点 (4,4) 的偏差仅为 0.05K。对于所有的样本，需求点 (2,2) 由于处于热源正上方，客观上较难实现该点处的低温需求，故该点的模拟温度值与目标温度值偏差稍大。整体来看，寻优结果下的模拟温度值与该点的目标温度值较为贴近，说明基于 CFD+POD 方法的寻优设计可满足非均匀

表 10 需求位置点排布形式一下各个位置点寻优验证结果

组别	需求点坐标	(1,1)	(2,2)	(3,3)	(4,4)
单参数	目标温度 (K)	296.00	295.50	296.50	296.00
	模拟值 (K)	296.31	296.46	296.20	295.95
	偏差 (K)	0.31	0.96	0.30	0.05
双参数	目标温度 (K)	297.50	296.50	297.00	297.50
	模拟值 (K)	297.62	297.28	297.20	297.13
	偏差 (K)	0.12	0.78	0.20	0.37
三参数	目标温度 (K)	299.50	299.00	298.50	298.00
	模拟值 (K)	299.05	298.29	298.64	297.78
	偏差 (K)	0.45	0.71	0.14	0.22

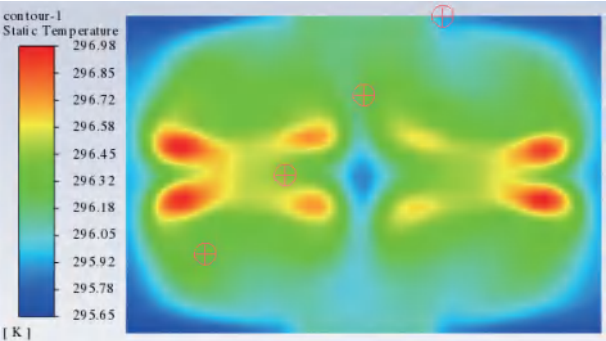


图 9 单参数寻优结果验证

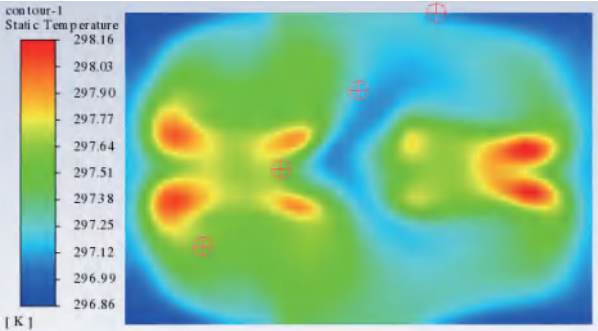


图 10 双参数寻优结果验证

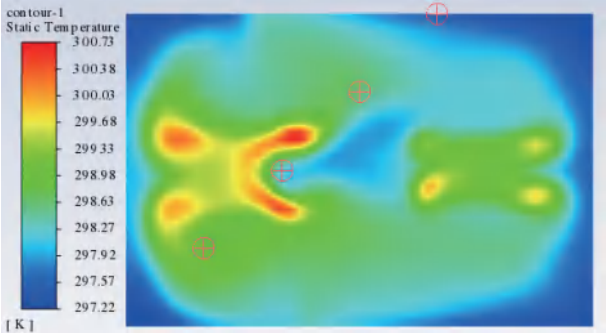


图 11 三参数寻优结果验证

温度场的多个位置点需求。

同理，图 12、图 13、图 14 为需求位置点排布形式二下各个需求点的温度值及整个面的温度场，将各个需求点的温度值提取出来并与目标温度一起汇总至表格，如表 11 所示，改变需求点位置后，目标温度与模拟温度对比。单参数、双参数、三参数所对应的平均偏差分别为 0.440K、0.433K、0.400K，

均比较小，证明了寻优结果的正确性，进而说明了基于 CFD+POD 方法可根据任意点的需求设计出最佳的送风方案，结合需求位置点排布形式一也证明了该方法对于营造任意非均匀温度场的可行性。

4 结论

本文主要工作及结论有：

（1）将 POD 方法重构温度场的过程编写成程
表 11 需求位置点排布形式二下各个位置点寻优验证结果

组别	需求点坐标	(1,3)	(2,3)	(4,1)	(5,1)
单参数	目标温度 (K)	296.00	295.50	296.50	296.00
	模拟值 (K)	296.25	296.36	295.96	296.11
	偏差 (K)	0.25	0.86	0.54	0.11
双参数	目标温度 (K)	297.50	296.50	297.00	297.50
	模拟值 (K)	296.95	297.21	297.13	297.16
	偏差 (K)	0.55	0.71	0.13	0.34
三参数	目标温度 (K)	299.00	298.00	298.50	297.50
	模拟值 (K)	299.88	299.41	298.69	298.60
	偏差 (K)	0.38	0.41	0.19	0.60

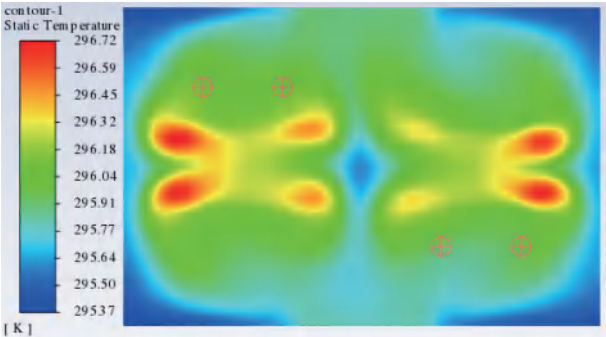


图 12 单参数寻优结果验证

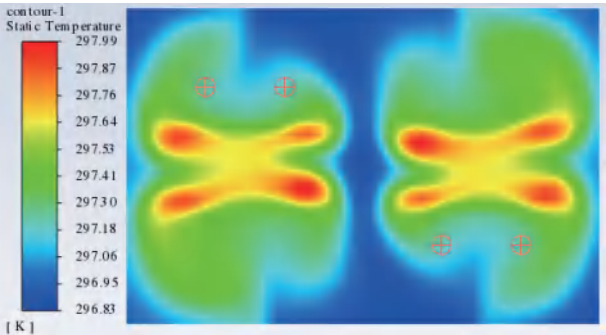


图 13 双参数寻优结果验证

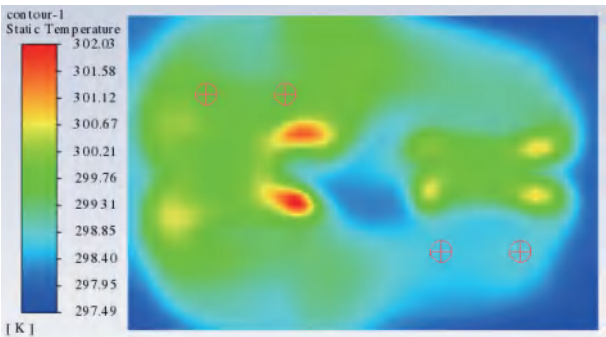


图 14 三参数寻优结果验证

序, 提取出模态与模态系数, 通过数据分析, 重构结果与模拟结果平均偏差为 0.03K, 吻合度良好。

(2) 提出了一种创建非均匀温度场的设计方法。在多个坐标点定义目标温度, 并计算出最佳送风参数以满足温度需求。结果表明, 平均误差为 0.39K, 最大偏差为 0.43K, 证明基于 CFD+POD 的方法能够较为准确优化非均匀温度场的送风参数。

参考文献

- [1] Patrick J M. A review of Indoor air pollutants exposure and health effects Euro Reports and Studies 78[J]. Ergonomics, 1985, 28(10): 1504-1505.
- [2] Dorgan, C.B, Dorgan, C.E, Kanarek, M.S, Willman, A.J. Health and productivity benefits of improved indoor air quality[J]. Ashrae Transactions, 1998, 104:658-666.
- [3] Polizzi V, An A, Picco A M, Adriaens E, Lenoir J, Peteghem C V, Saeger S D, Kimpe N D. Influence of environmental conditions on production of volatiles by *Trichoderma atroviride* in relation with the sick building syndrome[J]. Building and Environment, 2011, 46(4): 945-954.
- [4] Wieslander G, Norback D, Bjornsson E, Jansson C, Boman G. Sick-building syndrome and building related illness[J]. 1997.
- [5] Burge P S. Sick building syndrome[J]. New England Journal of Medicine, 1993, 329(2): 504.
- [6] Heiselberg P. Room air and contaminant distribution in mixing ventilation[J]. Ashrae Transactions, 1996, 102(2): 332-339.
- [7] Melikov A K. Personalized ventilation[J]. Indoor Air, 2004, 14(S7): 157.
- [8] Ole Fange, Sydney. Human requirements in future air-conditioned environments[C]. International Centre for Indoor Environment and Energy. Hong Kong, Technical University of Denmark, 1999: 29-38.
- [9] 林东安. TFT 洁净厂房设计优化 [J]. 洁净与空调技术, 1999, (03): 33-40.
- [10] Xu T. Characterization of minienvironments in a clean room: Design characteristics and environmental performance[J]. Building and Environment, 2007, 42(8): 2993-3000.
- [11] Tuddenham D. Design Consideration for a Floorbased Air-conditioning system with Modular Service Units at the New Hong Kong Bank Headquarters[J]. Ashrae Trans, 1985, 91.
- [12] Sodec F, Craig R. Underfloor air supply system. The European experience[J]. Ashrae Transactions, 1990, 96:690-695.
- [13] 范存养. 办公室下送风空调方式的应用 [J]. 暖通空调, 1997, (04): 30-39.
- [14] Lin Z, Chow T T, Tsang C F, Fong K F, Chan L S, Shum W S, Tsai L. Effect of internal partitions on the performance of under floor air supply ventilation in a typical office environment[J]. Building and Environment, 2009, 44(3): 534-545.
- [15] Sandberg M, Blomqvist C. Displacement ventilation systems in office rooms[J]. Ashrae Transaction, 1989, 95(2): 1041-1049.
- [16] Melikov A K, Nielsen J B. Local thermal discomfort due to draft and vertical temperature difference in rooms with displacement ventilation[J]. ASHRAE Transactions (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers), 1989, 95(2): 1050-1057.
- [17] Yuan X, Chen Q, Glicksman L. A critical review of displacement ventilation[J]. Ashrae Transactions, 1998, 104:78-90.
- [18] Lee C K, Lam H N. Computer modeling of displacement ventilation systems based on plume rise in stratified environment[J]. Energy and Buildings, 2007, 39(4): 427-436.
- [19] Lau J, Chen Q. Floor-supply displacement ventilation for workshops[J]. Building and Environment, 2007, 42(4): 1718-1730.
- [20] Karimipanah T, Awbi H B. Theoretical and experimental investigation of impinging jet ventilation and comparison with wall displacement ventilation[J]. Building and Environment, 2002, 37(12): 1329-1342.
- [21] Zhang, Lin, Chow T T, Tsang C F. Stratum Ventilation-Solution to Elevated Indoor Temperatures[J]. Building and Environment, 2009, 44(11): 2256-2269.
- [22] 华鹏敏, 赵天怡, 代武贺, 张吉礼. 基于新风阀静压差控制的 VAV 系统新风量变设定值在线控制方法 [J]. 暖通空调, 2019, 49(11): 43-49.
- [23] 陈锋. 探讨建筑设计中通透设计的应用 [J]. 建材与装饰, 2020, No.605(08): 85-86.
- [24] 张姬. 面向设计初期的建筑节能优化方法 [J]. 居业, 2016, (05): 37-38.
- [25] Tong Z, Liu H, Tong S, Xu J. Inverse Design for Thermal Environment and Energy Consumption of Vehicular Cabins with PSO-CFD Method[M]. Man-Machine-Environment System Engineering, 2020.

- [26] 万小寒. 室内设计创新的思考——“无法中有法”的启示 [J]. 室内设计, 2004, (04): 11-14.
- [27] Zhang T F, Chen Q. Identification of contaminant sources in enclosed environments by inverse CFD modeling[J]. Indoor Air, 2007, 17(3): 167-177.
- [28] Zhang T. Detection and mitigation of contaminant transport in commercial aircraft cabins[D]. Purdue : Purdue University, 2007.
- [29] Bady M, Kato S, Hong H. Identification of Pollution Sources in Urban Areas Using Reverse Simulation with Reversed Time Marching Method[J]. Journal of Asian Architecture and Building Engineering, 2009, 8(1): 275-282.
- [30] Di L, Zhao F Y, Wang H Q. History recovery and source identification of multiple gaseous contaminants releasing with thermal effects in an indoor environment[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2012, 55(1-3): 422-435.
- [31] Xue Y, Zhai Z, Chen Q. Inverse prediction and optimization of flow control conditions for confined spaces using a CFD-based genetic algorithm[J]. Building and Environment, 2013, 64:77-84.
- [32] Zhai Z, Xue Y, Chen Q. Inverse design methods for indoor ventilation systems using CFD-based multi-objective genetic algorithm[J]. Building Simulation, 2014, 7(6): 661-669.
- [33] Li K, Xue W, Liu G. Exploring the Environment/Energy Pareto Optimal Front of an Office Room Using Computational Fluid Dynamics-Based Interactive Optimization Method[J]. Energies, 2017, 10(2): 231.
- [34] Kim T, Song D, Kato S, Murakami S. Two-step optimal design method using genetic algorithms and CFD-coupled simulation for indoor thermal environments[J]. Applied Thermal Engineering, 2007, 27(1): 3-11.
- [35] Elhadidi B, Khalifa H E. Application of Proper Orthogonal Decomposition to Indoor Airflows[J]. Ashrae Transactions, 2005, 111: 625-634.
- [36] Tallet A, Allard F, Allery C. Numerical simulation of real-time air flow control by POD/ROM applied to anisothermal ventilated cavity[C]. Proceedings of the Healthy Building. France, University of La Rochelle, 2012.
- [37] 胡和敏, 卜永东, 张凯, 杜小泽, 杨立军. 直接空冷凝汽器流动和传热的降维分析 [J]. 现代电力, 2013, (02): 35-40.

基于人员走动对颗粒物扰动的定量分析

任键林, 何俊杰

(河北工业大学能源与环境工程学院, 天津 300401)

[摘要] 人员走动会对颗粒物输运特性造成影响, 导致实测数据当中产生高频波动, 难以直接用于CFD(计算流体动力学)验证和进行系统鲁棒性的定量分析。为了过滤掉实测数据中存在的高频波动, 本文研究了过滤数据高频波动的方法。由于数据的高频波动与噪声非常的相似, 没有明显的周期性和稳定性且夹杂在低频信号当中, 所以可以将数据的高频波动视为噪声将其过滤。通过使用快速傅里叶变换和小波分析可以将高频波动信号与人员走动的低频信号转换到频域上进行分析并设定一定的阈值, 将数据的高频波动给过滤掉。实验结果表明, 使用FFT滤波和小波分析可以有效的过滤掉实验数据的高频波动, 得到的光滑曲线可以使用高斯函数进行高精度得拟合并得到解析表达式, 提取出人员走动导致颗粒物波动的信息。进而得到表征扰动时间 S_i 和扰动范围 y_{max} 的特征值并转化为用于定量分析系统鲁棒性的无量纲评价指标, 同时可以计算人员走动引起的颗粒物的暴露量。FFT滤波和小波降噪两者的区别在于FFT滤波可以直接设置截止频率对噪声进行过滤, 但重建信号的精度较差, 而小波降噪需要通过选取合适的小波函数与分解层数对噪声进行过滤, 过程繁琐但重建信号精度高, 由于本文所测温度场和流场近似周期, 只提取特值, 而污染物场不仅需要提取特征值还需要进行暴露量的计算, 精度要求比较高, 所以本文采用FFT滤波和小波降噪相结合的方式。

[关键词] 颗粒物; 人员走动; 快速傅立叶变换; 小波分析; 高斯拟合

1 引言

人员活动导致颗粒物的再悬浮是一种重要的内源扰量^[1], 同时人员走动也会破坏原有温度场和流场, 进而引起室内细颗粒物输运状态复杂扰动, 这是室内颗粒物传播研究领域的一个热难点问题^[2]。

近年来, 研究人员使用CFD(计算流体动力学)进行了许多仿真模拟得到人员走动在各种室内环境下对于细颗粒物的扰动影响, 如人员走动产生的气流尾流会加快污染物传播速度^[3], 走动速度加快, 对于传播范围的扰动随之增强^[4]。在一些特殊的环境当中, 如在机舱内, 行走的空乘或乘客沿着机舱过道可以携带污染物从其来源, 只要人员从污染源经过就会携带污染物, 将污染物传播至另一个地方^[5], 不仅如此医护人员在多床隔离室中行走也会造成颗粒物的扰动和扩散^[6]。研究结果表明, 在不同环境中人员对颗粒物的扰动都是不可忽视的一部分, 但是在实测数据当中, 如Alshitawi et al. 和Salma et al. 所测得的实际数据当中是存在高频波动的^[8,9], 由于数据存在的高频波动, 难以提取出人员走动的波动信息, 导致没有什么确切的指标来形容系统控制效果的鲁棒性^[10], 同时想要将实测数据直接用于CFD的直接验证是难以实现的, 在对于数值仿真模拟验证时会绘成箱型图或其它方式进行比较^[4,7], 所以首先要做的就是对数据的降噪。

加窗傅里叶变换可以将原始信号转换到频域上, 这样就可以对信号的成分进行分析, 但在使用傅里叶变换将其转换到频域上时, 会丢失时域上的信息

^[11-13]。在傅里叶变换的基础上FFT(快速傅里叶变换)^[14,15]改进了算法使其计算量显著减少, 在此之上, 小波分析^[11-13,16,17,25]的出现能够有效解丢失时域的问题, 不仅如此, FFT和小波分析还在应用在各种领域当中的降噪, 如压缩图像、心电图、生物细胞信号和音频等领域^[18-23,29]。之所以应用如此广泛, 是因为FFT和小波分析具有一定的普适性, 噪声往往时高频的, 有用的信息往往是低频率的, 过滤掉高频噪声就可以提取到有用的低频信息。

实测数据存在的波动与信号所夹杂的噪声相似, 在实验当中人员活动对细颗粒物扰动影响类似于信号处理当中的低频信号, 而数据当中存在高频扰动类似于信号处理当中的噪声, 符合FFT滤波与小波降噪应用的核心思想。当实测数据当中的高频波动被过滤, 就可以使用高斯函数进行拟合并提取出人员走动的波动信息^[24,28], 基于此, 本文研究了实验数据降噪和扰量特征提取的算法, 用于更好地验证并改进数值计算模型, 并构造无量纲量来形容系统的鲁棒性。

2 实验系统和方法

2.1 实验装置

为了验证理论的有效性, 在如图1所示的实验舱进行实际测量, 模拟人员走动对颗粒物的扰动, 实验舱的前后两侧有上下两排相同风口, 顶部也有6个相同的风口, 舱内放置三张床, 床上置有假人模型, 其中一个假人模型的呼吸区作为污染源释放污染物(污染源为盘香), 另外两个假人模型的呼吸

区作为颗粒物的测点,人员从左至右依次经过每张床后折返,对细颗粒物的分布造成扰动。污染物场测量时间为70分钟,温度场和流场测量时间为第25-70分钟,在污染物释放15分钟后再开启空调系统,人员在第25分钟开始走动,之后每隔10分钟走动依次,走动时间为5分钟,走动次数为3次。流场采样间隔为2s,温度场与污染物场采样间隔为10s。如图3所示,选择流场、温度场(顶送顶回,风量为465.8m³/h)和污染物场(顶送侧回,风量为931.7m³/h)的原始数据,其测点已用圆圈标出,其布置如图2所示。

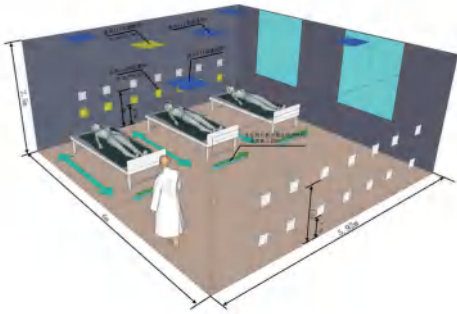


图1 实验舱系统图



图2 测点布置示意图

2.2 测量仪器

本文中使用软件 Origin 2018 进行 FFT 滤波、小波降噪和高斯拟合。污染物场测量仪器为美国 Aero

Trak TSI9306-V2 手持式空气激光尘埃计数器(0.3-10μm);温度场测量仪器为T型热电偶,测量范围在-200℃-260℃,精度为0.1℃;流场测量仪器为德国德图 Testo 440 热线风速仪,风速范围0-5m/s(分辨率0.01m/s),测量精度±(0.03m/s+4%测量值)和德国德图 Testo 405i,风速范围0-2m/s(分辨率0.01m/s),测量精度±(0.1m/s+5%测量值)。

2.3 FFT 滤波

当输入关于温度或者流场的信号首先经过快速傅里叶转换成频域,然后在频域中使用低通滤波函数(过滤高频波动并保留低频有效信息)处理已转换的数据,最后,更改的频率通过 IFFT(逆傅里叶变换)被转换回时间域中的信号。傅里叶变换及其逆变换由方程1和方程2给出^[14,15]:

$$x(k) = \sum_{n=0}^{N-1} x(n) W_N^{kn} \quad (1)$$

$$x(n) = \sum_{k=0}^{N-1} x(k) W_N^{-kn} \quad (2)$$

低通滤波器定义为:

$$w(f) = \begin{cases} 1, f \leq f_c \\ 0, f \geq f_c \end{cases} \quad (3)$$

其中 $k, n=0, 1, \dots, N-1$; $W_N = e^{-j\frac{2\pi}{N}}$, j 为虚数单位, f_c 为截止频率。



图4 FFT 滤波流程图

2.4 小波降噪

采用离散小波变换处理污染物场^[16],基于小波多分辨率分析对污染物场进行分解与重构,如图5所示,通过 Mallat 算法把污染物场分解为近似系数(低频有效信息)与细节系数(夹杂在低频有效信息当中的噪声),为了减少处理离散数据的计算量污染物场

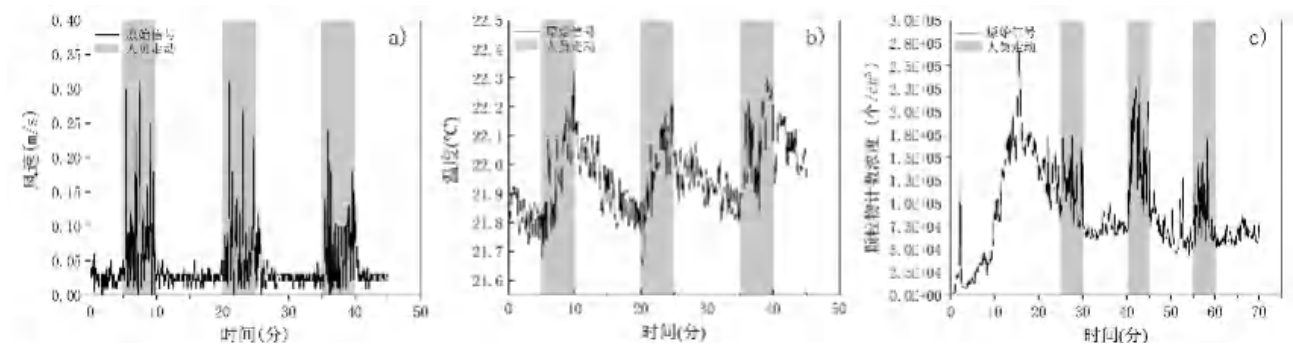


图3 a) 流场; b) 温度场; c) 污染物场

信号分解为降采样方式、重构为升采样方式,尺度为 2^j , $j \in \mathbb{Z}$, 近似系数与细节系数^[22, 25]由方程4和5给出:

$$A_L(n,j) = \sum_k W(k,j+1)h(k-2n) \quad (4)$$

$$D_H(n,j) = \sum_k W(k,j+1)g(k-2n) \quad (5)$$

小波重建过程实际上就是 Mallat 算法的逆过程, 采用隔点插零的方式进行重构, 由方程6给出:

$$W(n,j+1) = \sum_k A_L(k,j)h(n-2k) + \sum_k D_H(k,j)g(n-2k) \quad (6)$$

其中 A_L 为近似系数, D_H 为细节系数^[12,30], $j,n,k \in \mathbb{Z}$, 信号分解和重构过程如图5所示。

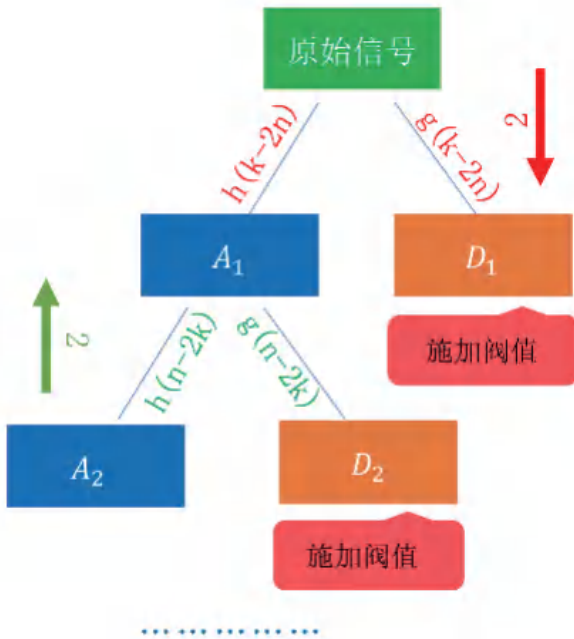


图5 小波降噪流程图

2.5 小波函数的选取

小波函数的选取与评价方式依赖两个小波去噪效果评价公式^[22,23,25,26]

$$SNR = 10 \times \log_{10} \left[\frac{\sum_{i=1}^N y_i^2}{\sum_{i=1}^N (x_i - y_i)^2} \right] \quad (7)$$

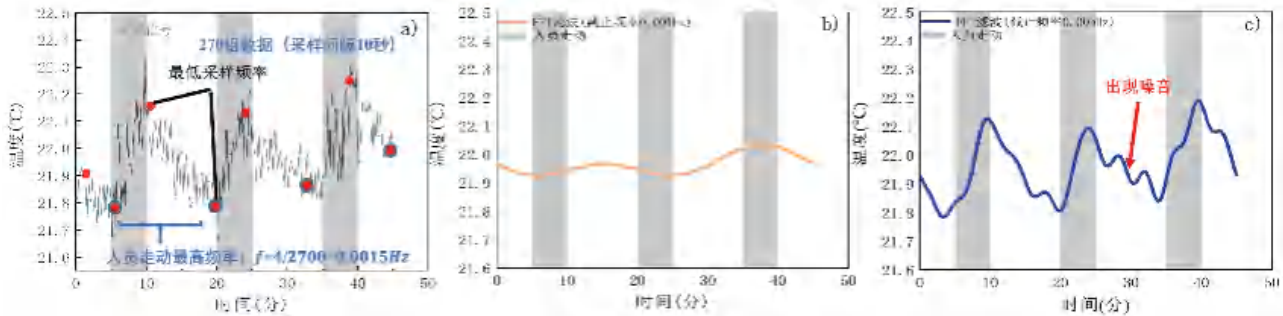


图6.a) 温度场最高频率与采样频率的关系; b) 截止频率0.001Hz的FFT滤波; c) 截止频率为0.005Hz的FFT滤波

$$MSE = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (y_i - x_i)^2 \quad (8)$$

式中 y_i 表示原始信号, x_i 表示处理之后的信号, 其中SNR越大越好,MSE越小越好。仅使用SNR(信噪比)与MSE(均方误差)评价小波降噪效果是比较片面的, 还需要结合去噪后的r值(平滑程度)对小波降噪进行综合评价^[31], 其r值越小平滑程度越好。

$$r = \frac{\sum_{i=1}^{n-1} [x(i+1) - x(i)]^2}{\sum_{i=1}^{n-1} [y(i+1) - y(i)]^2} \quad (9)$$

2.6 高斯函数拟合特征提取

将温度场、流场、污染物场降噪后, 使用高斯拟合可以有效的拟合人员走动导致的低频波动, 为扰量和系统的鲁棒性分析提供了解析表达式^[24, 28], 设一组实验数据为 (x_i, y_i) , $i=1, \dots, n$, 可使用高斯特征函数描述:

$$y_i = y_{\max} e^{-\frac{(x_i - x_{\max})^2}{S}} \quad (10)$$

式中 $y_{\max}$ 表示所需提取的范围尺度特征量, $x_{\max}$ 表示峰值的位置, S 表示所需提取的时间尺度特征。拟合出来的解析式可以得到表征扰动时间和扰动范围的特征值, 进而得到用于定量分析系统鲁棒性的无量纲浓度尺度特征值和无量纲时间尺度特征值, 还可以得到多次走动下的高斯扰动函数。

3 特征值提取

3.1 FFT滤波和小波降噪的使用

FFT滤波的截止频率与信号特征的采样频率和最高频率有关, 要想完整的恢复人员走动这一低频信号, 需要满足奈奎斯特采样定律^[12, 32], 其信号的采样频率必须是最高频率的两倍以上。其采样频率和信号特征的最高频率之间的关系如图6.a所示, 要提取人员走动引起的低频波动, 至少需要7个采样点, 其最高频率不应小于0.0015Hz, 这仅是最低条件。为了保留更多的细节以提高信号重构的精度, 一般在实际采样当中, 采样频率是最高频率的2.56-4倍, 这里直接将特征信号的最高频率乘以2.56-4倍, 得出的频率就是截止频率, 同时软件当中默认采样

频率为 1 秒, 需要根据实测频率进行换算。

小波函数的选取和原始信号的形状相关, 其形状越相似的小波函数其精度也更加好^[27]。小波函数的选取可以根据计算 SNR 和 MSE 对去噪效果进行评价, 计算出的 SNR 越大和 MSE 越小就说明去噪效果更加的好^[22, 23, 25, 26], 计算的 SNR 和 MSE 值如表 1 所示。

表 1 不同小波函数的 SNR 和 MSE 值

小波函数	SNR	MSE
DB2	93.6	2037
DB3	67.3	153242
DB4	74.4	63176
DB5	77.5	7153
DB6	69.8	237467
DB7	71.6	44367
DB8	80.4	35211
DB9	73.3	243030
DB10	58.3	31460
Bior3.1	65.7	170187
Bior3.3	66.2	116973
Bior3.5	66.2	43
Bior3.7	67.1	580

由表 1 中的数据可以看出使用 DB2 小波降噪后的信号 SNR 值最大, 其 MSE 值也较小, 但是降噪后的图像和使用 DB5 小波降噪后的图像相比, 如图 7 所示, 其平滑程度和精度都不如使用 DB5 小波降噪效果好。所以使用 SNR 与 MSE 评价降噪效果是比较片面的, 虽然 MSE 值越小表示降噪后的信号越接近原始信号, 但是不对信号进行降噪处理, 或者信号当中残留的噪声比较多也是更接近原始信号的,

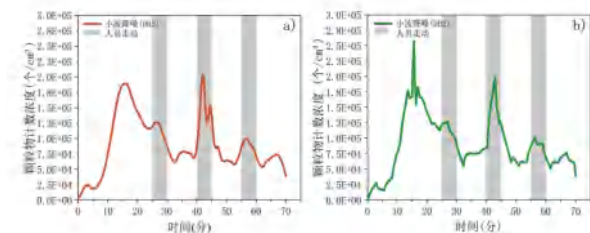


图 7 a) 使用 DB5 小波降噪的污染场信号;

b) 使用 DB2 小波降噪后的污染场

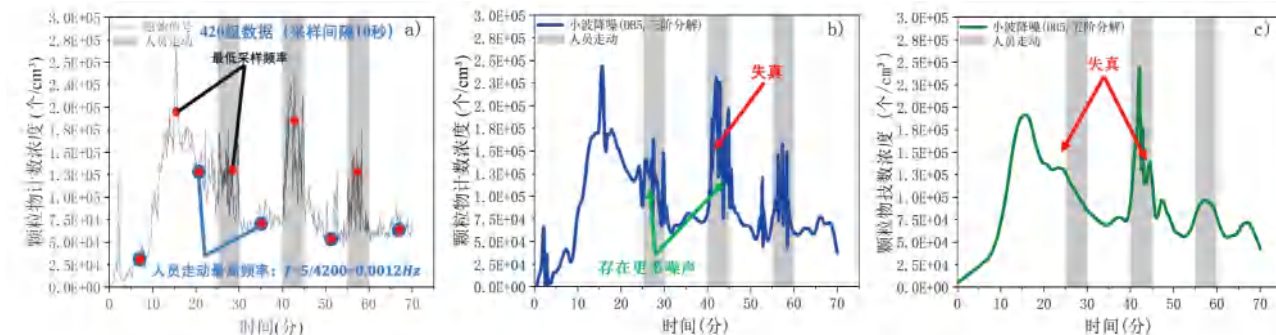


图 8.a) 污染场最高频率与采样频率的关系; b) 使用小波将噪的三层分解; c) 使用小波降噪的五层分解

MSE 的值也会更加的小, 所以再结合降噪后信号 r 值^[31], 如表 2 所示, 综合考虑之下选取 DB5 小波函数。

小波分析分解层数也需要满足奈奎斯特采样定律^[12,32], 且对于阈值函数的选取, 硬阈值函数在均方误差意义上优于软阈值法, 但是信号会产生附加震荡, 产生跳跃点, 不具有原始信号的平滑性。软阈值估计得到的小波系数整体连续性较好, 从而使估计信号不会产生附加震荡, 但是会产生一定的偏差, 直接影响到重构的信号与真实信号的逼近程度^[23, 25]。无论是硬阈值还是软阈值, 一旦选取就没办法灵活改变, 自定义阈值可以在去噪效果不好的情况下进行调整, 灵活程度和准确度上都比固定的阈值要好。

3.2 温度场、流场降噪

使用 FFT 将温度场和流场信号 (如图 3 所示) 转换到频域上可以非常清晰的看到低频高振幅与高频低振幅的分布, 即高频低振幅的为噪声需要将其过滤, 而低频高振幅则是我们需要提取的人员走动对温度场和流场的扰动信息。如图 9 所示。

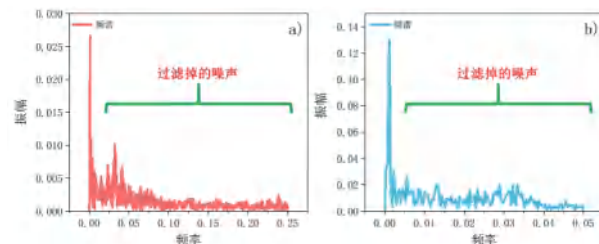


图 9 a) 流场信号频谱; b) 温度场频谱

从图上可以看出, 存在的大量高频波动直接影响了对其扰量定量分析的结果, 根据频谱截止频率的选择就变得很简单了, 只需在 0.004-0.006Hz 之间选取合适的截止频率就可以达到很好的滤波效果, 这里我们选择的流场的截止频率为 0.005Hz, 温度场的截止频率为 0.004Hz, 滤波之后的曲线如图 10 所示。

3.3 污染物场降噪

使用小波降噪处理如图 3, c) 所示非周期性的污染物场。选择 DB5 小波函数作为小波基函数^[27],

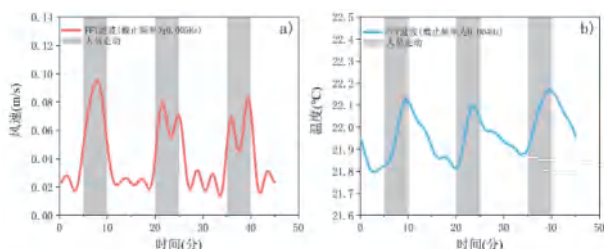


图 10 a) 降噪后的流场; b) 降噪后的温度场

根据 Daubechies 小波得出的低通滤波系数 $h(n)$ 与高通滤波系数 $g(n)$ ，基于 Mallat 算法，将污染物场信号分解为近似系数和细节系数，其中近似系数对应尺度大人员走动特征信号，细节系数对应尺度小的高频波动特征信号，这里对污染物场信号进行 4 次分解，得到 1 组近似系数和 4 组细节系数，如图 11 所示，再根据分解后的细节系数并设置每级 55% 的自定义阈值对系数值低的细节系数进行滤波。

小波重构过程实际上就是 Mallat 算法的逆过程，所以小波重构是升采样过程，利用隔点插零的方式重构原始信号，如图 12 所示。经过小波降噪重构后的污染物场保留了局部特征，去除噪声的效果好。

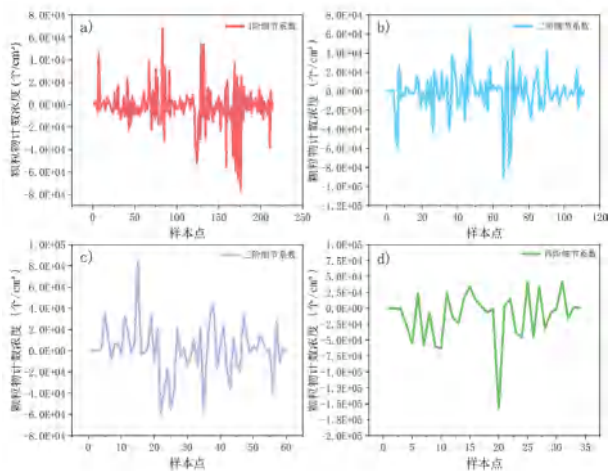


图 11 a) 一阶细节系数; b) 二阶细节系数; c) 三阶细节系数; d) 四阶细节系数

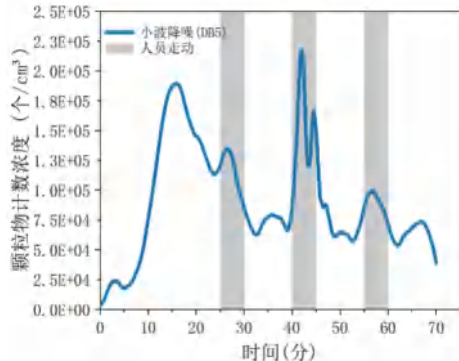


图 12 降噪后的流动污染物场

3.4 扰量特征提取

经过 FFT 滤波的温度场与流场与经过小波降噪的污染物场会得到一条光滑的曲线，如图 13 所示。将曲线使用高斯函数进行逼近^[24,28]，从而得到解析表达式如表 1 所示。从温度场、流场和污染物场使用高斯函数拟合出来的解析式可以得到表征扰动时间 S_i 和扰动范围 $y_{\max,i}$ 的特征值，如表 3 所示。通过解析表达式还可以计算出人员走动引起的在呼吸区当中颗粒物的暴露量，如表 4 所示。

表 3 使用高斯拟合提取的特征值用于系统稳健性的定量分析

$$y_i = y_{\max} e^{-\frac{(x_i - x_{\max})^2}{S}}$$

	特征值	$x_{\max}$ (分)	$y_{\max}$ (范围尺度)	S (时间尺度)
污染物场	波峰 1	15	4.7E+06	437.9
	波峰 2	27	9.2E+05	219.2
	波峰 3	35	4.9E+05	243.5
	波峰 4	41	1.9E+06	117.9
	波峰 5	44	1.2E+06	118.3
	波峰 6	50	5.7E+04	104.5
	波峰 7	57	1.4E+06	280.9
	波峰 8	66	5.0E+05	232.2
流场	特征值	$x_{\max}$ (分)	$y_{\max}$ (范围尺度)	S (时间尺度)
	波峰 1	7	10	251.6
	波峰 2	14	0.20	83.2
	波峰 3	17	0.24	78.3
	波峰 4	21	5.14	155.9
	波峰 5	25	4.10	143.6
	波峰 6	29	0.61	83.5
	波峰 7	32	0.60	81.8
	波峰 8	36	4.24	139.3
温度场	特征值	$x_{\max}$ (分)	$y_{\max}$ (范围尺度)	S (时间尺度)
	波峰 1	9	6.3	214.1
	波峰 2	13	3.1	211.6
	波峰 3	23	4.7	186.2
	波峰 4	27	2.3	240.1
	波峰 5	39	9.4	343.2
	波峰 6	9	6.3	214.1

表 4 人员走动引起的颗粒物扰动暴露量

$$\int_{t_0}^{t_1} y_i + y_{i+1} + \dots + y_{i+n} dt$$

第一次人员走动产生的暴露量 (个/cm³)	9.2E5
第二次人员走动产生的暴露量 (个/cm³)	3.8E6
第三次人员走动产生的暴露量 (个/cm³)	1.4E6

4 讨论

4.1 FFT 滤波和小波降噪的选择

小波变换是在傅里叶变换的基础之上提出的并优于傅里叶变换的一种分析方法，根据 Sifuzzaman et al. 和 Nasih et al. 的研究结果表明小波变换的方法优于傅里叶变换^[21,29]。因此 FFT 滤波在过滤高频波动时采取一刀切的形式将噪声进行过滤，而小波降噪能定位去噪，所以 FFT 滤波就不可避免的造成重建信号失真的情况。然而温度场与流场近似周期，符合 FFT 滤波正弦和余弦基函数的周期性质，有较

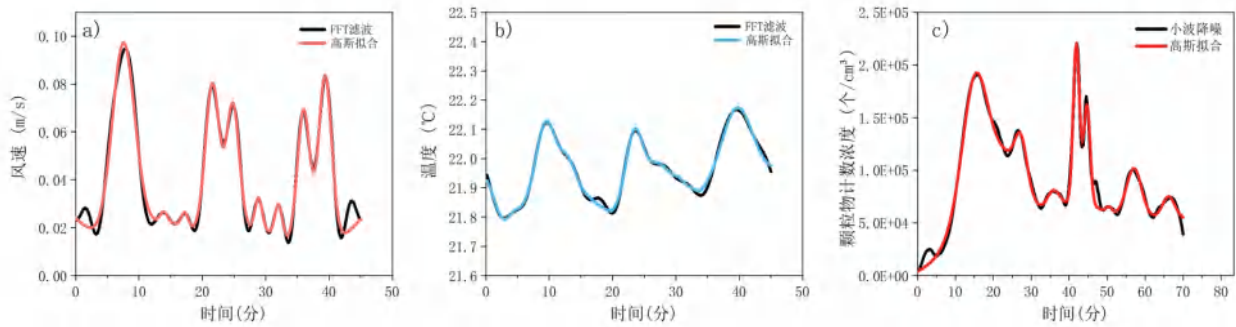


图 13 a) 流场的高斯拟合; b) 温度场的高斯拟合; c) 污染物场的高斯拟合

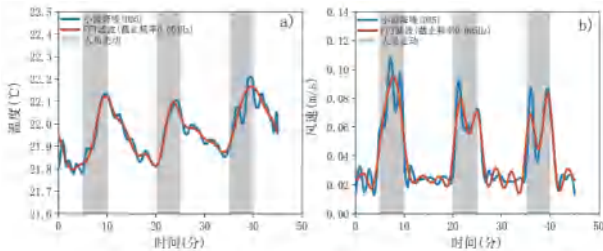


图 14 a) 流场和小波去噪中 FFT 滤波的比较;

b) 温度场 FFT 滤波与小波去噪的比较。

好的拟合度。当只需提取时间尺度和范围尺度上的特征量,从图 14 中的温度场中可以看出,尽管使用 FFT 滤波损失了一些精度,但是对范围尺度特征量和时间尺度特征量的提取影响不大,从而可以直接设置截止频率进行 FFT 过滤。因为使用小波函数处理信号时,小波函数的选取和分解层数并不是一次性确定的,视信号的复杂程度需要调整,所以就造成计算简单,过程会比较繁琐。计算颗粒物扰量的暴露量时需要精确计算,因此温度场和流场可以使用 FFT 滤波,污染物场使用小波分析计算其颗粒物暴露量。

4.2 无量纲范围尺度与时间尺度鲁棒性分析

高斯拟合后的曲线可提取出用于定量分析系统鲁棒性的特征值,进而利用无量纲化方法将其无量纲化,转化为指标评价。无量纲化的方法有很多,从几何的角度可以归结为三类,直线型、折线型和曲线型无量纲化方法,为了更加直观的对系统鲁棒性加以分析,采用直线型无量纲化方法,使评价指标呈现线性关系。利用设定的阈值与指标值相比的无量纲化方法和无量纲化方法的比重法构造范围尺度和时间尺度上的鲁棒性指标,由公式 11 和 12 给出:

$$D_R = \frac{y_0}{\text{Avg}(y_{\max,1} + P, y_{\max,2} + P, \dots, y_{\max,n} + P)} \quad (11)$$

$$D_T = 1 - \frac{\text{Avg}_k(S_1, S_2, \dots, S_n)}{\sum_{k=1}^{k=n} \text{Avg}_k(S_1, S_2, \dots, S_n)} \quad (12)$$

其中 y_0 为温度场、流场和污染物场在无人员走

动并达到稳定时平均值, $y_{\max,i}$ 为人员走动对颗粒物造成影响情况下的范围尺度特征值, Avg_k 为不同工况下(如顶送顶回或顶送侧回)时间尺度 S_i 的平均值。鲁棒性的值越大表示波动范围越小,人员走动对其系统的扰量就越小,其系统鲁棒性就越好,其值在 $[0,1]$ 区间之间。基于此本文提出的数据降噪和扰量特征提取的算法如图 15 所示。

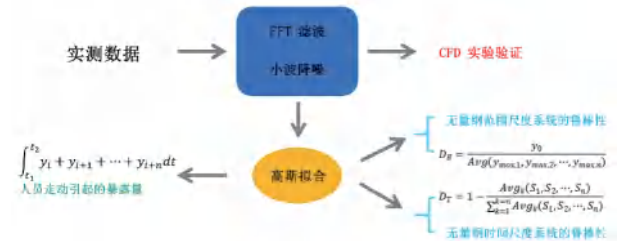


图 15 扰动特征提取算法流程图

5 结论

噪声特有的高频性质和实测数据之间存在的不稳定高频波动性质一致,通过 FFT 滤波或者小波降噪的处理,将其分解为不同频率基函数的叠加,就可以从夹带高频波动的信号场中过滤掉此波动,从而可以得到光滑的曲线并使用高斯函数拟合提取特征量,计算出人员走动对颗粒物影响的暴露量,同时可以构造无量纲量来提供一个评价指标来形容系统的鲁棒性。

FFT 滤波与小波降噪对于人员走动对颗粒物影响的定量分析有着良好的应用前景,经过 FFT 滤波和小波降噪后的数据,可以直接用于 CFD 仿真模拟的实验验证,更好地验证并改进数值计算模型,同时将扰量化后为精确的智能控制提供了可能。

参考文献

- [1] Qian J, Peccia J, Ferro A R. Walking-induced particle resuspension in indoor environments[J]. Atmospheric Environment, 2014, 89: 464-481.
- [2] Tao Y, Inthavong K, Tu J Y. Dynamic meshing modelling for particle resuspension caused by swinging

- manikin motion[J]. Building and Environment, 2017, 123: 529-542.
- [3] Wu Y, Gao N. The dynamics of the body motion induced wake flow and its effects on the contaminant dispersion[J]. Building and environment, 2014, 82: 63-74
- [4] Liu Z, Liu H, Rong R, et al. Effect of a circulating nurse walking on airflow and bacteria-carrying particles in the operating room: An experimental and numerical study[J]. Building and Environment, 2020, 186: 107315.
- [5] Mazumdar S, Poussou S B, Lin C H, et al. Impact of scaling and body movement on contaminant transport in airliner cabins[J]. Atmospheric Environment, 2011, 45(33): 6019-6028.
- [6] Hang J, Li Y, Jin R. The influence of human walking on the flow and airborne transmission in a six-bed isolation room: tracer gas simulation[J]. Building and environment, 2014, 77: 119-134.
- [7] Chang L, Tu S, Ye W, et al. Dynamic simulation of contaminant inleakage produced by human walking into control room[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2017, 113: 1179-1188.
- [8] Alshitawi M S, Awbi H B. Measurement and prediction of the effect of students' activities on airborne particulate concentration in a classroom[J]. Hvac&R Research, 2011, 17(4): 446-464.
- [9] Salma I, Dosztály K, Borsós T, et al. Physical properties, chemical composition, sources, spatial distribution and sinks of indoor aerosol particles in a university lecture hall[J]. Atmospheric environment, 2013, 64: 219-228.
- [10] Rosenhead J. Robustness analysis[J]. Wiley Encyclopedia of Operations Research and Management Science, 2010.
- [11] Bachmann G, Narici L, Beckenstein E. Fourier and wavelet analysis[M]. Springer Science & Business Media, 2012.
- [12] Daubechies I. Ten lectures on wavelets[M]. Society for industrial and applied mathematics, 1992.
- [13] Veer K, Agarwal R. Wavelet and short-time Fourier transform comparison-based analysis of myoelectric signals[J]. Journal of Applied Statistics, 2015, 42(7): 1591-1601.
- [14] Weisstein E W. Fast fourier transform[J]. <https://mathworld.wolfram.com/>, 2015.
- [15] Rao K R, Kim D N, Hwang J J. Fast Fourier transform-algorithms and applications[M]. Springer Science & Business Media, 2011.
- [16] Zhang D. Wavelet transform[M]//Fundamentals of Image Data Mining. Springer, Cham, 2019: 35-44.
- [17] Mallat S G. A theory for multiresolution signal decomposition: the wavelet representation[J]. IEEE transactions on pattern analysis and machine intelligence, 1989, 11(7): 674-693.
- [18] John A M, Khanna K, Prasad R R, et al. A Review on Application of Fourier Transform in Image Restoration[C]//2020 Fourth International Conference on I-SMAC (IoT in Social, Mobile, Analytics and Cloud)(I-SMAC). IEEE, 2020: 389-397.
- [19] Paskaranandavadi N, O'Grady G, Du P, et al. Comparison of filtering methods for extracellular gastric slow wave recordings[J]. Neurogastroenterology & Motility, 2013, 25(1): 79-83.
- [20] Gothwal H, Kedawat S, Kumar R. Cardiac arrhythmias detection in an ECG beat signal using fast fourier transform and artificial neural network[J]. Journal of Biomedical Science and Engineering, 2011, 4(04): 289.
- [21] Sifuzzaman M, Islam M R, Ali M Z. Application of wavelet transform and its advantages compared to Fourier transform[J]. 2009.
- [22] Ruikar S D, Doye D D. Wavelet based image denoising technique[J]. IJACSA) International Journal of Advanced Computer Science and Applications, 2011, 2(3).
- [23] Shemi P M, Shareena E M. Analysis of ECG signal denoising using discrete wavelet transform[C]//2016 IEEE International Conference on Engineering and Technology (ICETECH). IEEE, 2016: 713-718.
- [24] Guo H. A simple algorithm for fitting a Gaussian function [DSP tips and tricks][J]. IEEE Signal Processing Magazine, 2011, 28(5): 134-137.
- [25] Zhao R M, Cui H. Improved threshold denoising method based on wavelet transform[C]//2015 7th International Conference on Modelling, Identification and Control (ICMIC). IEEE, 2015: 1-4.
- [26] Kumar A, Singh M. Optimal selection of wavelet function and decomposition level for removal of ECG signal artifacts[J]. Journal of Medical Imaging and Health Informatics, 2015, 5(1): 138-146.
- [27] Ngui W K, Leong M S, Hee L M, et al. Wavelet analysis: mother wavelet selection methods[C]//Applied

mechanics and materials. Trans Tech Publications Ltd, 2013, 393: 953-958.

[28] Wang L, Xu L, Feng S, et al. Multi-Gaussian fitting for pulse waveform using weighted least squares and multi-criteria decision making method[J]. Computers in biology and medicine, 2013, 43(11): 1661-1672.

[29] Nasih, Basim and Ph. D Assitant. "Application of Wavelet Transform and Its Advantages Compared To Fourier Transform." (2016).

[30] Deng N, Jiang C. Selection of optimal wavelet basis for signal denoising[C]//2012 9th International

Conference on Fuzzy Systems and Knowledge Discovery. IEEE, 2012: 1939-1943.

[31] He H, Wang Z, Tan Y. Noise reduction of ECG signals through genetic optimized wavelet threshold filtering[C]//2015 IEEE International Conference on Computational Intelligence and Virtual Environments for Measurement Systems and Applications (CIVEMSA). IEEE, 2015: 1-6.

[32] Liu X, Han G. Information-Theoretic Extensions of the Shannon-Nyquist Sampling Theorem[J]. arXiv preprint arXiv:1810.08089, 2018.

基于随机森林的老年人室内环境质量评价指标权重研究

寇遵丽, 黄志甲, 朱璐, 卞梦园

(安徽工业大学, 马鞍山 243032)

[摘要] 全球面临人口老龄化的巨大挑战。为了研究老年人室内环境质量评价指标的权重, 对徽州地区老年人室内环境质量各个评价指标的满意度进行了调查。基于随机森林方法, 构建了老年人室内环境质量满意度预测模型, 并根据预测模型得到各个室内环境质量评价指标的权重。研究表明, 室内空气质量对老年人室内环境质量评价的影响大于其他因素, 光环境和热环境次之, 声环境最小, 空间尺寸也会影响老年人室内环境质量评价。同时将基于随机森林老年人室内环境质量满意度预测模型与其他预测模型对比, 该模型的正确率、精确率和召回率均最大, 其性能优于其它模型。该结果对营造老年人健康舒适的室内环境提供了依据。

[关键词] 室内环境质量; 满意度; 权重; 随机森林; 老年人

世界面临人口老龄化的巨大挑战, 而我国已进入中度老龄化阶段, “空巢老人”的社会现象也越来越普遍。对于老年人而言, 由于健康状况差, 身体残障和其他问题, 有高达 95% 的时间是在室内中度过的, 室内环境质量的优劣直接关乎老年人的健康状况的好坏。室内环境质量评价通常考虑的因素包括 4 个方面: 热环境、空气质量、声环境和光环境^[1-2], 一些研究考虑到许多其他参数, 包括可用空间, 隐私, 家具, 整理, 清洁等, 或其他社会、心理、文化因素^[3-5]。与年轻人相比, 老年人对热环境、室内空气质量、声环境和光环境的舒适感不同^[6-9]。由于生理、心理、社会地位和经济基础等方面的特殊性, 老年人作为一个特殊群体, 在建筑环境方面, 有着特殊的心理需求^[10]。徽州民居作为我国地域性传统民居的典型代表, 其布局和象征形式充分体现了人与自然和谐相处的需求, 符合“天人合一”理念^[11]。以徽文化为依托的养老环境, 可以满足老年人群体亲近自然、回归土地的美好愿望, 同时也可以满足老年人对健康舒适环境的需求^[12]。为了给老年人营造健康舒适的室内环境, 通过分析老年人对室内环境质量参数的满意度关系, 研究老年人室内环境质量评价指标的权重, 进而对老年人室内环境质量进行评价。传统的权重确定方法有主观法、客观法和组合法, 主观方法容易受到专家主观经验影响, 客观方法更注重指标间的内在关系, 组合方法的比例难以保证客观性^[13]。机器学习算法可以充分挖掘指标数据间隐含关系, 使室内环境质量评价更加科学^[14]。其中, 逻辑回归模型在室内环境质量评价运用最多。一是通过问卷调查和实地监测的方法, 构建逻辑回归模型, 获得环境参数的重要性排序,

二是获得各个环境参数的权重。通过分析居住者对室内空气质量、热环境、光环境和声环境的满意度, 构建多变量回归模型, 发现温度对室内环境质量影响最大, 而空气质量影响最小^[15-17]。通过分析居住者对空气温度、平均辐射温度、相对湿度、空气速度、二氧化碳、光照强度和噪声水平等环境参数的满意度, 构建室内环境整体满意度的多元回归预测模型, 推导出各个环境因素的权重^[18-20]。在机器学习算法中, 随机森林算法具有数据挖掘能力强、预测准确率高等特点, 该算法中的 Gini 指数可以反映节点指标的重要程度, 作为权重确定的参考因素^[21]。针对老年人室内环境质量评价指标众多和评价体系复杂等特点, 本文利用基于网格搜索的随机森林的方法, 对徽州地区老年人室内环境质量各个评价指标的满意度进行了调查。基于随机森林方法, 构建了老年人室内环境质量满意度预测模型, 并根据预测模型确定各个室内环境质量评价指标的权重。以预测模型的正确率、精确率和召回率作为辅助参考, 保证室内环境满意度预测模型的性能。

1 方法和原理

1.1 随机森林算法

2001 年 BREIMAN 首次提出随机森林 (RF, Random Forests) 算法^[22]。随机森林算法的基本思想概括如下: 首先, 利用 Bootstrap 重新抽样方法, 从 M 个原始训练样本中抽取 m 个样本, 且样本的容量与原始样本相同。然后, 对 m 个样本建立 m 个 CART 决策树分类模型, 组成组合分类模型, 样本代入分类模型, 得到 m 个分类结果。最后, 根据 m 个分类结果投票, 确定最终分类结果^[23]。图 1 为随机森林的原理示意图。

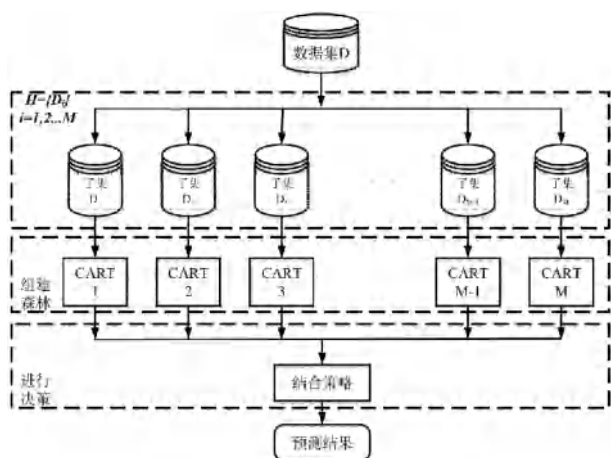


图1 随机森林原理示意图

1.2 Gini 指数

当在决策树在选择最佳分裂特征时，信息增益优先选择可取值数目较多的特征，而信息增益率优先选择可取值数目较少的特征。为了避免偏好带来的不利影响，本文选择 Gini 指数来选择最佳分裂特征^[24]。Gini 指数值越大，样本集合的不确定性就越大。选择 Gini 指数最小的特征及其对应的分裂点作为最佳分裂特征与最佳分裂点。

在分类问题中，假设有 K 个类，样本属于第 k 类的概率为 p_k ，则 Gini 指数定义如式（1）：

$$G_{Gini}(p) = \sum_{k=1}^K p_k(1-p_k) = 1 - \sum_{k=1}^K p_k^2 \quad (1)$$

1.3 数据来源

除医疗健康记录外，对室内环境质量的评价在很大程度上依赖于居住者的反馈，居住者通过他们的知觉感知来判断室内环境质量^[25]。结合农村地区建筑室内环境特点和老年人生理、心理和社会健康情况，设计室内环境主观评价问卷。问卷包括 1) 老年人基本信息：包括年龄，性别，身体质量指数；2) 老年人室内环境主观评价：包括热环境、室内空气质量、光环境、声环境和其他的主观满意度评价。热环境 Q1 包括空气温度，相对湿度，空气流速；室内空气质量 Q2 包括 TVOC、霉菌、CO₂；光环境 Q3 包含照明水平，眩光，色彩舒适；声环境 Q4 包括噪音；其他 Q5 包括空间尺度。各个室内环境质量的评价指标满意度采用 ASHRAE-55 中 5 级量表：非常不满意、较不满意、适中、较满意和非常满意，如图 2。本调查共回收有效问卷 219 份。老年人室内环境满意度预测模型输入特征及输出特征数据介绍如表 1。

2 室内环境满意度预测模型

使用基于 Python 的开源机器学习库中 Scikit

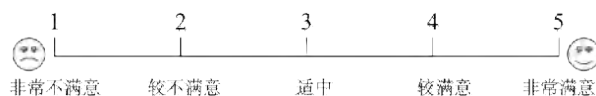


图2 主观评价量表

表1 老年人室内环境满意度预测模型的输入输出特征

	特征	特征名称	解释	特征类型
Q1	X1	Temperature	空气温度	分类型
	X2	Humidity	相对湿度	分类型
	X3	Wind Speed	空气流速	分类型
Q2	X4	Furniture Smell	TVOC	分类型
	X5	Musty Smell	霉菌	分类型
	X6	Poor Ventilation	CO ₂	分类型
Q3	X7	Illumination	照度水平	分类型
	X8	Glare	眩光	分类型
	X9	Color Comfort	色彩舒适	分类型
Q4	X10	Noise	噪音	分类型
Q5	X11	Space	空间尺度	分类型
	Y	Overall Satisfaction	总体满意度	分类型

learn 软件包实现随机森林模型的构建，该学习库支持有监督和无监督学习，数据预处理和交叉验证也通过软件包实现。

2.1 模型建立

徽州地区老年人室内环境质量的满意度数据集样本含有 5 种因素包括共 11 个输入特征，如表 1。根据随机森林基本原理，构建老年人室内环境质量满意度预测模型，最终确定老年人室内环境质量评价指标的权重大小，其基本流程如图 3 所示：

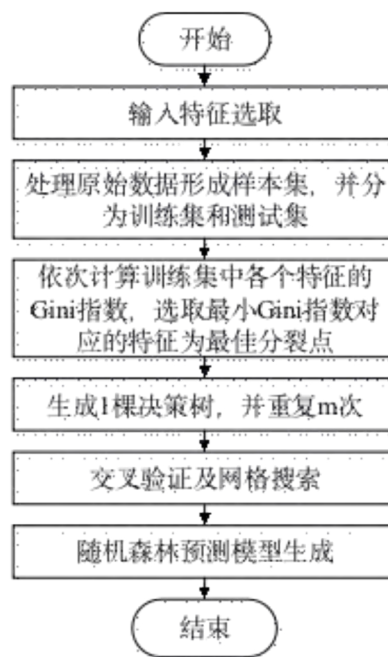


图3 随机森林模型预测流程图

步骤 1：选取与输出有关的特征数据形成样本集，利用这个样本集训练决策树。将样本集分为训

训练集和测试集，对训练集进行 10 折划分，即分为 10 份。选取训练集中的任意 9 折数据，有放回的抽取样本作为单棵决策树的样本。

步骤 2：计算各个特征的 Gini 指数，其中 Gini 指数最小的特征作为分裂特征。然后根据各个特征的 Gini 指数，将特征划分到不同子节点。从根节点开始递归，自下而上生成 1 棵决策树。

步骤 3：根据剩余 1 折数据，计算出预测数据的可决系数作为评价指标；设定决策分类树参数网格搜索范围^[26]；遍历网格搜索所有参数组合，择出最优的模型参数。决策分类树参数网格搜索范围及最优结果如表 2 所示。

表 2 决策树参数网格搜索范围及最优参数的选取

参数名称	参数代码	参数范围	最优参数
分类树的数量	n_estimators	10, 100, 200, 500, 1000	100
分类树的高度	max_depth	3, 4, 5, 6, 7, 8	6
最大叶子节点数	max_leaf_nodes	11, 12, 13, 14, 15, 16	15

步骤 4：根据最优参数，重复步骤 1 ~ 步骤 3 m 次，得到 m 个训练子集 $D1, D2, \dots, Dm$ ，生成 m 棵决策树，将决策树组合起来形成随机森林。

2.2 评价指标

正确率 (Accuracy)、精确率 (Precision) 和召回率 (Recall) 等指标通常被用来评价预测模型的性能^[27]。正确率表示对于给定的测试数据集，预测正确的结果占总样本的百分比；精确率表示所有被预测为正的样本中实际为正的样本的概率；召回率表示实际为正的样本中被预测为正样本的概率。徽州地区老年人室内环境质量的满意度数据集样本中的每个特征的数据量记为 N ，每个特征的满意度分类的数量记为 N_1, N_2, N_3, N_4, N_5 ，每一类的分类结

果记为 R_1, R_2, R_3, R_4, R_5 ，每一类分类正确的数量记为 T_1, T_2, T_3, T_4, T_5 ，则各个评价指标的计算公式如式 (2) (3) (4) 下，其中 $k \in [1, 5]$ ：

正确率：

$$Accuracy(D) = \frac{T_1 + T_2 + T_3 + T_4 + T_5}{N} \quad (2)$$

精确率：

$$Precision(k) = \frac{T_k}{R_k} \quad (3)$$

召回率：

$$Recall(k) = \frac{T_k}{N_k} \quad (4)$$

3 实验结果与分析

3.1 受访者基本信息

对徽州地区农村家庭的 219 名老年人进行了问卷调查，共包括男性 103 名、女性 116 名，分别占 47.03% 和 52.97%，受访者性别结构平衡。老年人平均年龄为 71 岁，男性和女性各个年龄段比例相当。老年人身体指数 (BMI) 平均值为 21.17，处于正常范围的男女性别分别占 88.35% 和 73.28%，女性老年人中超重和瘦比例较多，统计结果如图 4。

3.2 数据标准化处理

在进行数据分析之前，对原始数据集进行标准化处理，其目的是使数据在同一个标准上进行分析。本文采用 Z-score 标准化方法：先计算出数据序列的均值 ($mean$) 和标准差 (sd)，然后将原始数据 x 使用 Z-score 标准化公式转换为，其标准化公式如式 (5)：

$$x' = \frac{x - mean}{sd} \quad (5)$$

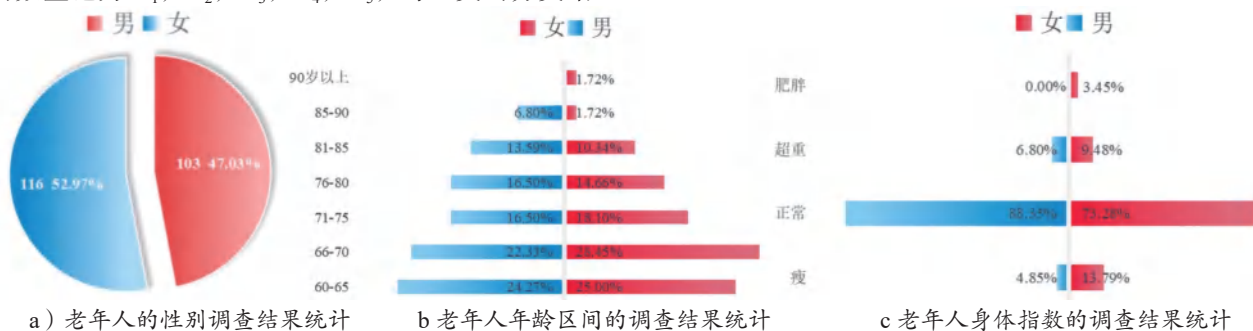


图 4 老年人基本信息统计

表 3 Z-score 标准化处理后的数据 (部分显示)

序号	X1	X2	X3	X4	X5	X6	X7	X8	X9	X10	X11
1	-0.9933	-0.8932	-1.1542	0.7144	0.8013	0.7939	-1.3561	0.7114	-0.3546	0.2776	0.7112
2	-0.9933	0.3674	-1.1542	-1.6445	-1.4246	-0.3449	-0.2471	0.7114	0.9658	-1.1943	-0.4855
3	0.1210	0.3674	-1.1542	-0.4650	-0.3116	-0.3449	-0.2471	0.7114	0.9658	0.2776	-0.7112
4	-0.9933	0.3674	0.0553	-0.4650	-1.4246	0.7939	0.8618	0.7114	0.9658	0.2776	0.7112
5	1.2353	1.6279	2.4742	0.7144	0.8013	1.9327	1.9707	0.7114	-0.3546	1.7494	0.7112
	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...

3.3 室内环境质量评价指标权重分析

通过老年人室内环境质量满意度预测模型, 获得各个室内环境质量评价指标的权重, 结果如图 5 所示。本研究中 5 种因素的权重说明了室内空气质量 Q2 对老年人室内环境质量评价的影响大于其他因素, 为 0.48; 室内空气质量的评价指标 TVOC 权重最大, 高于霉菌和 CO₂。光环境 Q3 对老年人室内环境质量评价的影响次之, 为 0.25; 光环境评价指标中照明水平和眩光的权重持平, 色彩舒适权重最小。热环境 Q1 的权重为 0.17, 评价指标中相对湿度比温度和风速的权重大。空间尺寸也会影响老年人室内环境质量评价, 其权重为 0.6。噪音对老年人室内环境质量评价影响最小, 权重为 0.04。

通过实地调研发现, 因徽州地区夏季梅雨季节降雨量大, 老年人夏季居住环境突出问题为地面明显反水且常有湿斑, 墙面空鼓开裂有脱落并可见霉斑, 调研结果与文献 [28-29] 测试结果符合。室内相对湿度过高, 通风效果较差, 空气质量恶劣。老年人对室内空气质量、热环境需求较高, 营造良好的空气品质和热环境十分重要。同时因老年人的视觉功能的衰退, 日常活动对光照水平需求更高, 同时室内色彩会影响老年人的心情, 因此要注重对室内色彩的设计。

利用基于网格搜索的随机森林的方法, 构建老年人室内环境质量满意度预测模型, 确定室内环境质量评价指标的权重大小, 本研究提供的老年人室内环境质量评价方法, 可用于评估老年人室内热环境, 室内空气质量, 光环境, 声环境以及其他因素的重要性。同时可为老年人营造健康舒适的室内环境提供依据: 当室内环境质量较差时, 可以通过环境调控设备调节权重较大的环境因素, 以期高效率的控制室内环境质量, 更好地平衡能量使用和舒适之间的关系。

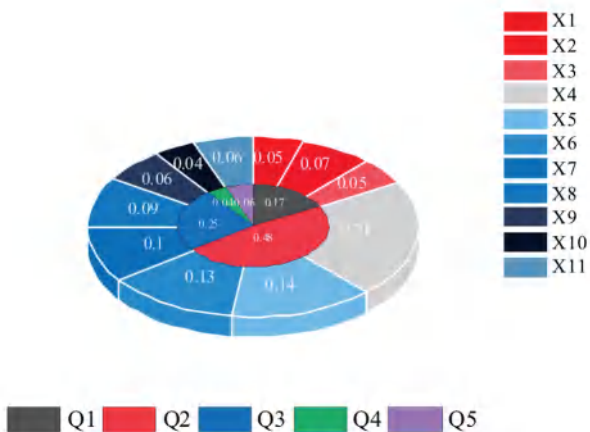


图 5 室内环境质量评价指标的权重

3.4 评价精确率分析

将基于网格搜索的随机森林的老年人室内环境质量满意度预测模型与 GBDT 模型、决策树模型、Logistic 回归模型和朴素贝叶斯模型进行比较, 验证基于网格搜索的随机森林模型是否具有更好的效果, 通过对各个模型的正确率、精确率和召回率进行对比, 结果表明, 本文模型的正确率和精确率均最高, 分别为 0.91 和 0.92, 其召回率略次于 GBDT 模型, 为 0.92, 如表 4 所示。该结果证明了本文模型优于其它模型, 说明了由该模型输出的评价指标权重的可靠性。

表 4 不同算法结果比较

分类算法	正确率	精确率	召回率
随机森林	0.91	0.92	0.92
GBDT	0.89	0.89	0.93
决策树	0.86	0.74	0.88
Logistic 回归	0.84	0.54	0.54
朴素贝叶斯	0.77	0.61	0.84

4 结语

本文基于 Python 的开源机器学习库中 Scikit learn 软件包, 通过将 Gini 指数作为选择分裂特征时的度量指标, 构建老年人室内环境质量满意度预测模型, 并确定了各个室内环境质量评价指标的权重, 得到以下结论:

(1) 本文研究中 5 种环境因素的权重说明了室内空气质量对老年人室内环境质量评价的影响大于其他因素, 为 0.48。光环境和热环境对老年人室内环境质量评价影响次之, 为 0.25 和 0.17。空间尺寸也会影响老年人室内环境质量评价, 其权重为 0.06。声环境对老年人室内环境质量评价影响最小, 权重为 0.04。

(2) 将本文模型与 GBDT 模型、决策树模型、Logistic 回归模型和朴素贝叶斯进行比较, 其正确率和精确率均最大, 本文模型优于其他模型。

参考文献

- [1] Piasecki M, Kostyrko K, Pykacz S. Indoor environmental quality assessment model IEQ developed in ITB. part 1. choice of the indoor environmental quality sub-component models[J]. Journal of Building Physics, 2017, 00(0): 1-26
- [2] Piasecki M. Practical implementation of the indoor environmental quality model for the assessment of nearly zero energy single-family building[J]. Buildings, 2019, 9(10): 214-234
- [3] Bluysen P M, Janssen S, Brink L, et al. Assessment of well being in an indoor office environment[J]. Building and Environment, 2011,

46(12): 2632-2640

[4] Bluysen P M, Aries M, Dommelen P V. Comfort of workers in office buildings: The European HOPE project[J]. Building and Environment, 2011, 46(1): 280-288.

[5] Frontczak M, Wargocki P. Literature survey on how different factors influence human comfort in indoor environments[J]. Building and Environment, 2011, 46(4): 922-937

[6] J. van Hoof, L.Schellen, V.Soebarito, et al. Ten questions concerning thermal comfort and ageing[J]. Building and Environment, 2017, 120: 123-133

[7] 梅斌, 华田苗. 年龄相关的视觉功能衰退研究进展[J]. 眼科研究, 2006, 24(1): 107-107

[8] 杨昊, 徐铭. 老年人居住建筑声环境设计优化策略研究[J]. 中外建筑, 2021, (02): 175-179

[9] 肖伟, 叶林峰, 尹述成, 等. 嗅觉正常年轻人与老年人的功能性磁共振成像研究[J]. 武汉大学学报(医学版), 2014, 35(06): 932-936

[10] 傅凯, 钱啸. 基于心理需求的养老建筑设计研究[J]. 艺术百家, 2011, 27(S1): 94-96

[11] 曾金妹. 徽州古民居建筑特色探究[J]. 城市建筑, 2021, 18(01): 79-82

[12] 唐桂兰. 徽文化的符号化表现与符号系统构建——以徽州古村落、古建筑文化为例[J]. 江淮论坛, 2019, (04): 180-186

[13] 赵阳, 王千元. 建筑室内综合环境评价的权重确定方法[J]. 建筑节能, 2018, 46(10): 71-75.

[14] 杨剑锋, 乔佩蕊, 李永梅, 等. 机器学习分类问题及算法研究综述[J]. 统计与决策, 2019, 35(6): 36-40

[15] WONG LT, MUI KW, HUIP S. A multivariate-logistic model for acceptance of indoor environmental quality (IEQ) in offices [J]. Building and Environment, 2008, 43(1): 1-6

[16] LAI AC K, MUI K W, WONG L T, et al. An assessment model for indoor environmental quality (IEQ) acceptance in residential buildings[J]. Energy and Buildings, 2009, 41(9): 930-936

[17] 于竞宇, 於蓉, 张琦, 等. 基于机器学习的养老

机构室内环境质量满意度评价模型[J]. 西安建筑科技大学学报(自然科学版), 2020, 52(04): 587-59.

[18] Ncube M, Riffat S. Developing an indoor environment quality tool for assessment of mechanically ventilated office buildings in the UK – A preliminary study[J]. Building and Environment, 2012, 53(5): 26-33

[19] Cao B, Qin O, Zhu Y, et al. Development of a multivariate regression model for overall satisfaction in public buildings based on field studies in Beijing and Shanghai[J]. Building and Environment, 2012, 47: 394-399

[20] Catalina T, Iordache V. IEQ assessment on schools in the design stage[J]. Building and Environment, 2012, 49: 129-140

[21] 杨洁, 贾庆轩. 基于随机森林与熵权法结合的智能电网调度控制系统健康度评价指标权重确定方法[EB/OL]. 北京: 中国科技论文在线[2019-03-14]. <http://www.paper.edu.cn/releasepaper/content/201903-161>.

[22] Breiman L. Random forests[J]. Machine Learning, 2001, 45(1): 5-32

[23] 方匡南, 吴见彬, 朱建平, 等. 随机森林方法研究综述[J]. 统计与信息论坛, 2011, 26(03): 32-38

[24] 李远航, 陈先来, 刘莉, 等. 面向差分隐私保护的随机森林算法[J]. 计算机工程, 2020, 46(01): 93-101

[25] Wai T K, Willem H C. Perceptions and physiological responses to indoor air quality[J]. Encyclopedia of Environmental Health, 2011:78-84.

[26] 吕红燕, 冯倩. 随机森林算法研究综述[J]. 河北省科学院学报, 2019, 36(3): 37-41

[27] Jian X, Li W, Guo X, et al. Fault diagnosis of motor bearings based on a one-dimensional fusion neural network[J]. Sensors, 2019, 19(1): 1-16

[28] 方巾中, 唐鸣放, 王东. 重庆地区夯土民居春夏两季室内热环境测试分析[J]. 建筑科学, 2016, 32(8): 105-110

[29] 黄志甲, 张恒, 龚城, 等. 徽州传统民居夏季热环境分析[J]. 建筑科学, 2017, 33(10): 26-31

基于下垫面高程分布的山地城市风环境评估： 以重庆为例

檀姊静¹, 陈志军², 肖益民³, 谭晓瑜¹

(1. 长安大学, 西安 710060; 2. 重庆市气象科学研究所, 重庆 401147; 3. 重庆大学, 重庆 400044)

[摘要] 截至2019年, 我国城镇化率已突破60%, 城市环境问题已经成为影响大多数中国人健康与安全的重大课题。随着城市规模与体量的不断扩大, 城市冠层不断增高, 近地面风环境日益恶化, 山地城市近地面通风不良问题日益严重。本研究针对山地城市下垫面形态复杂, 高程变化大, 风环境评估难度大等问题, 基于数字高程提取及复杂地形显示与建模技术, 构建出一种基于下垫面高程分布的山地城市近地面风环境评估方法。该方法以三维地形卫星测绘数据为基础, 利用高阶拟合平滑曲面建模方法, 借助计算流体力学手段, 在保证下垫面复杂形态准确捕捉的前提下, 实现了山地城市近地面风环境的高效预测。本文以重庆为例, 应用该方法对山地城市近地面风环境进行了预测与评估。研究结果表明, 秋冬季节为重庆市近地面通风最不利季节, 渝北及九龙坡等地区易出现静风, 主城中心区静风区域面积占总面积比例可达15%。

[关键词] 山地城市; 风环境; 下垫面; 高程分布; 重庆数

《联合国世界城镇化发展展望》指出, 截至2018年, 全球城镇人口总数已占全球人口的55%, 并将在2050年达到68%^[1]。我国作为世界上城镇人口增速最大的三个国家之一, 2019年的城镇化率已经突破60%^[2]。城市环境问题已经成为影响大多数中国人健康与安全的重大课题^[3]。

随着我国城市规模和体量的不断扩大, 城市内部人为构筑物密度亦急剧增加, 城市冠层逐渐增高^[4, 5]。城市空间的物理结构变化会进一步引起城市风环境及热环境的变化^[6, 7]。我国大、中城市内部的空气滞留问题日益严重^[8]。对于地形高差变化大, 城市建筑群密集的大型山地城市, 如香港、重庆等, 近地层通风不良已经制约城市人居环境品质提升的重要因素^[9, 10]。

现有气象监测数据表明, 按照0.5m/s作为城市静风判断限值, 重庆市的全年静风率高达25%^[11]。城市风环境质量直接影响城市人为热以及污染物的移除效率, 从而影响城市人居环境的品质, 甚至是城市总能源消耗^[12]。实现山地城市风环境的准确预测与评估, 对于提高山地城市人居环境品质, 降低城市能源消耗具有重要的积极意义。

山地城市风场特征不同于平原城市, 气流运动受到地形影响发生偏转的同时还会因下垫面表面温度差异形成不同尺度的局地环流^[13]。山地城市风环境评估的难点在于其下垫面形态复杂, 高程变化大。针对这一问题, 本研究构建出一种基于下垫面高程分布的山地城市近地面风环境评估方法, 借助计算流体力学手段, 实现对山地城市风环境的准确预测与评价。

1 山地城市下垫面三维模型构建

1.1 下垫面高程提取

利用高程提取软件China3view, 可从Google Earth公开数据库中可对全球各大、中城市的下垫面三维卫星数据进行提取, 其中我国大城市建筑区的影响分辨率可达1m^[14]。下垫面高程散点数据的提取流程如下: 1) 确定研究区域范围, 设定取点间隔。高程数据提取时, 需提供要提取高程的数据点的经纬度坐标; 2) 利用China3view高程提取软件, 依据所输入的散点经纬度, 提取出散点三维高程数据。

本项目中, 四个主城区(2km×2km)下垫面模型的基础数据点取点间隔为50m, 主城区(15km×15km)整体模型中基础数据点的取点间隔为500m。

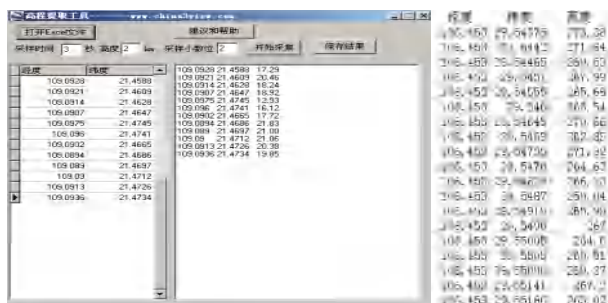


图1 高程提取

1.2 下垫面地形高程图绘制

在获得了下垫面三维散点数据后, 需要对其进行高程分布分析。本研究利用ArcGIS软件对三维散点数据进行地形显示处理。地形高程图可以量化的展示出所研究地区的下垫面高程分布, 为进一步的风环境分析提供基础依据。

1.3 下垫面三维模型生成

利用三维散点数据生成三维立体面模型的常见方法有三种,分别为:不规则三角格网 TIN 方法,等高线方法,以及高阶拟合平滑曲面。利用三维测绘建模软件 CASS、UG 软件分别采用三种方法对沙坪坝气象站周边区域的散点数据进行下垫面模型构建,结果如图 2 所示。

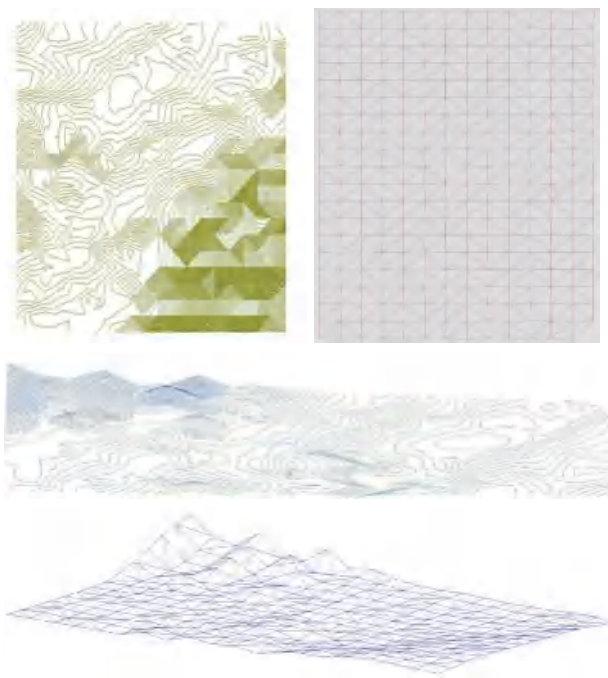


图 2 三种建模方法所获得的下垫面的三维面模型

在真实城市中并不存在的脱体涡流,增加了数值模拟的复杂性。等高线模型其能够在一定程度上避免模型各面之间出现尖锐夹角,但仍存在表面间的过渡不平滑等问题。与前两种方法不同,高阶拟合平滑曲面方法是利用三维散点拟合空间曲线,再根据拟合规则将曲线平滑连接成三维表面。其能够保证所有基础数据点均位于表面上,即保证充分利用所有数据点。通过该方法建立的三维表面较平滑,既充分贴近实体,又不增加表面粗糙度。

从数值模拟的计算难度、模拟结果的准确性方面考虑,本课题采用高阶拟合平滑曲面方法构建城市下垫面模型。利用三维模型建立软件 UG,建立经过散点数据集的拟合空间曲面。综上,城市下垫面曲面模型的建立流程如图 3。

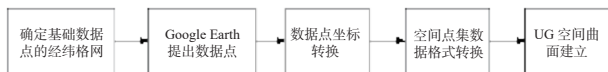


图 3 城市下垫面三维模型建立流程

2 重庆主城区近地面风场数值模拟

目前,重庆市主城区范围内共设有 4 个标准气象站,其分别位于北碚、渝北、沙坪坝及巴南四个

城区,其测试数据包括 2min 风向,2min 平均风速、气温、相对湿度、草面(雪面)温度,地面温度,5cm 地温,总云量,低云量及编报云量等十个参数。气象站基本信息如表 1 所示。城区风环境模拟的边界风速及风向数据取自 4 个标准气象站的统计数据。

表 1 标准气象站信息

站名	站号	纬度	经度	海拔高度
北碚	57511	29.51	106.27	2408
渝北	57513	29.44	106.37	4647
沙坪坝	57516	29.35	106.28	2591
巴南	57518	29.23	106.32	2436

2.1 计算域

本研究以标准气象站所在的北碚、渝北、沙坪坝及巴南四个城区为主要研究对象,水平计算范围确定为以气象站所在位置为起点,向东向和南向各延伸 2km,即 4 个 2km×2km 的计算区域。综合考虑城市冠层高度及计算资源消耗,四个城区计算域的竖直方向尺度取 1.5km,主城中心区大尺度模型数值方向取 2km。为提高计算结果的精确度,同时保证计算效率,下垫面数据点间隔设定为 50m。即每个下垫面模型都是根据 1681 个基础数据点建立而成的。基于散点高程数据绘制四个城区的地形高程如图 4 所示。

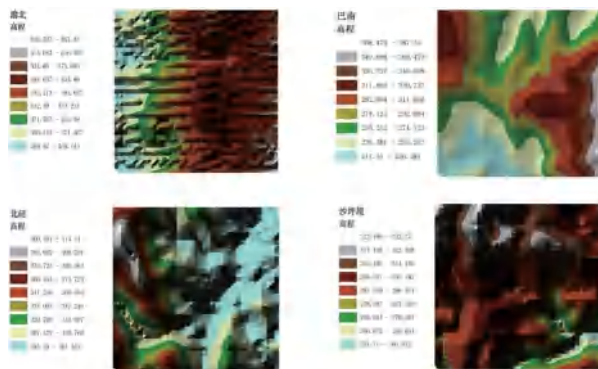


图 4 四城区计算区域的下垫面高程分布图

为充分展示各城区之间的气流运动特征,以重庆市人口密度最大的主城中心区风场为主要研究对象,建立以南山山脉和歌乐山山脉为边界的 15km×15km 的下垫面表面模型。基础数据取点间隔设为 500m。主城中心区经度范围 106.4333°~106.58853°,纬度范围为:29.476083°~29.611233°。主城中心计算区域下垫面的卫星影像如图 5 所示。

2.2 网格划分

由于山地城市下垫面高程变化大,形状复杂。为保证网格质量,本研究采用贴体性更好的四面体非结构化网格对计算模型进行网格划分。四个城区



图5 主城 15km×15km 中心区卫星影像

模型及主城区大尺度模型的网格参数设置如表2所示。所有模型的壁面最大 y^+ 数不超过 200，平均值约 100，近壁面网格质量能够适应壁面函数处理，并能保证近壁面湍流模拟精确度。

表2 计算模型网格参数

参数	渝北	北碚	沙坪坝	巴南	主城中心区
空间最大网格尺寸 (m)	100	100	100	100	300
下垫面表面最大网格尺寸 (m)	25	25	25	25	100
边界层起始高度 (m)	0.05	0.05	0.05	0.05	0.5
边界层厚度增加率	1.2	1.2	1.2	1.2	1.5
边界层层数	20	20	20	20	10
总网格数 (万)	73	56	57	58	35

2.3 边界条件

计算域顶面及地面采用无滑移壁面条件，顶面光滑，地面粗糙高度 0.5m。气流入口采用速度入口条件，风速沿高度方向呈指数分布： $U = U_0 \left(\frac{Z}{Z_0} \right)^\alpha$ ，式中 U_0 为参考高度处的水平风速， Z_0 表示参考点高度， α 表示城市粗糙度指数，按照我国风工程规范，将大气边界层地貌分为四类：开阔海面、空旷平坦地面、城市郊区、大城市中心。其中第四类地貌的粗糙度指数为 0.28~0.44，这里取 0.299^[15]。参考点风速 U_0 根据 2016 年北碚、渝北、沙坪坝和巴南四个标准气象站全年观测数据确定。 $Z_0=10\text{m}$ 。入口速度剖面用 UDF 自定义函数编制，并调用。

为保证近地面风环境模拟的准确性，采用高精度的商业流体力学软件 ANSYS Fluent 进行流场求解。

3 重庆主城区风场分析

3.1 渝北

对渝北气象站（站号 57513，站点经度 106.37，纬度 29.44，海拔高度 464.7m）2016 年全年风速、风向数据进行统计分析。分别统计春季（3

月-5月），夏季（6月-8月），秋季（9月-11月），冬季（12月-2月）平均风速与季节最高频风向（主导风向），如表3所示。

表3 渝北区 2016 年四季风向风速

渝北 YB	春	夏	秋	冬
最高频风向	NE	NE	NE	NE
风向频数	1009	865	865	985
风向频率 %	48.3	44.1	43.8	54.2
季平均风速 m/s	1.6	1.9	1.6	1.4

据上表可知，渝北区高频风向在全年均为东北 NE，冬季来流风速平均值最小，仅为 1.4m/s。其通风最不利季节为冬季，该条件下近地面风环境特征如图6所示。

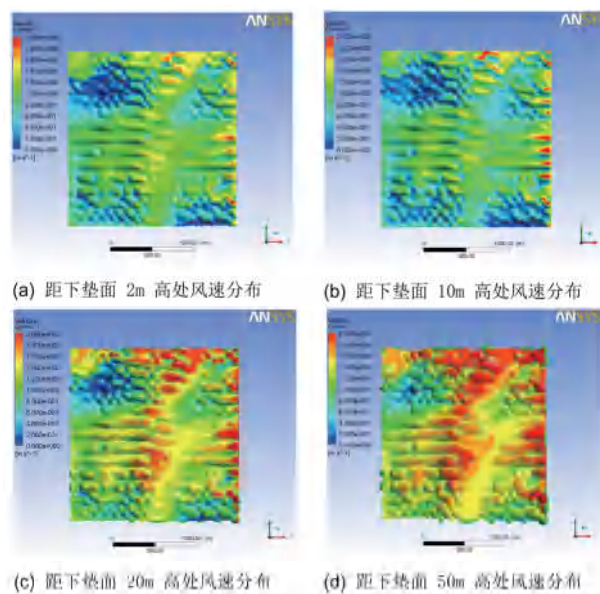


图6 渝北冬季近地面风环境

结合高程分布数据可知，渝北区高程变化极大，受山脉地形影响，且呈现出东高西低的地形分布，其最低、最高高程差值约 300m。受到该地形分布的影响，渝北区下垫面以上 2m 高度处的平均风速不足 1m/s，近地面风速极小。其中，风速低于 0.5m/s 的地区面积约占总面积的 20%，近地面通风不良。在西北部相对低洼的山谷地带，存在明显静风区。整个计算域中，风速分布与下垫面高程高度相关，风速峰值及谷值，分别出现在高程较大的山峰处及高程较小的低洼地带。

3.2 巴南

对巴南气象站（站号 57518 站点经度 106.32，纬度 29.23 海拔高度 243.6m）2016 年全年风速、风向数据进行统计分析，结果如表4所示。

巴南区标准站统计数据显示，该区各季节主导方向差异较大，春季盛行东北风，夏季盛行西南风，秋冬季盛行北风。其中平均风速最小的季节为冬季，

表4 巴南区2016年四季风向风速

巴南BN	春	夏	秋	冬
最高频风向	NE	SW	N	N
风向频数	436	345	407	336
风向频率 %	21.8	17.8	21.4	18.8
季平均风速 m/s	1.4	1.7	1.3	1.2

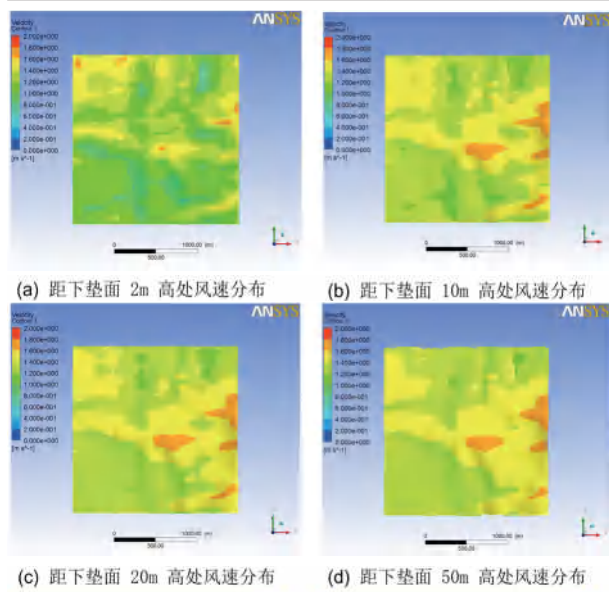


图7 巴南冬季近地面风环境

气象站观测风速仅1.2m/s。故选取冬季作为典型情况进行分析,该条件下近地面风环境特征如图7所示。

与其他三个城区相比,巴南区下垫面高程变化较为平缓,大体上呈现出东部地区高程大,中、西部高程小的地形形态。在下垫面地形的影响下,巴南区近地面风速分布较均匀。下垫面以上2m处的风速在0.7m/s至1.7m/s范围内变化,平均风速1m/s,无明显静风区,通风良好。随着高程的增加,风速呈现增加趋势。

3.3 北碚

对北碚气象站(站号57511 站点经度106.27, 纬度29.51 海拔高度240.8m)2016年全年风速、风向数据进行统计分析,结果如表5所示。

统计数据表明,北碚区四季均盛行东北风,且平均风速较低,其中春季及冬季的季平均风速仅1m/s。故以春、冬季作为典型情况进行分析,该条件下近地面风环境特征如图8所示。

根据高程分布数据可知,北碚区呈现东部低西

表5 北碚区2012年四季风向风速

北碚BB	春	夏	秋	冬
最高频风向	NE	NE	NE	NE
风向频数	485	354	479	524
风向频率 %	25.4	23.4	32.6	30.1
季平均风速 m/s	1	1.4	1.1	1

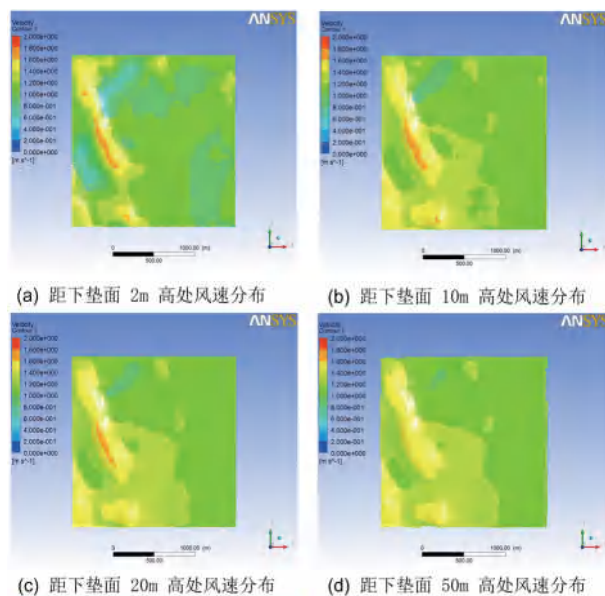


图8 北碚春、冬季近地面风环境

部高的地形分布,东部平坦。在地形作用下,距下垫面2m高度处,风速呈现东低西高的整体趋势。风速峰值出现在西侧高程最大处,约1.7m/s。山峰背风侧出现局部静风区,风速约0.5m/s。随着竖直高度的增加,风速分布趋于均匀,静风区消失。

3.4 沙坪坝

对沙坪坝气象站(站号57516 站点经度106.28, 纬度29.35 海拔高度259.1m)2016年全年风速、风向数据进行统计分析,结果如表6所示。

表6 沙坪坝区2012年四季风向风速

沙坪坝SPB	春	夏	秋	冬
最高频风向	NW	NW	NW	NW
风向频数	846	865	950	775
风向频率 %	40.7	40.8	46.2	43.4
季平均风速 m/s	1.2	1.5	1.2	1.2

由风速、风向数据分析可知,沙坪坝区四季均盛行西北风,除夏季外的季平均风速约1.2m/s。故以此典型情况进行分析,该条件下近地面风环境特征如图9所示。

根据高程分布数据,沙坪坝区计算域内最小高程251m,最大高程332m,高程差值仅81m。在四个计算城区中,该区域的高程变化最小,地形最平坦。因此,其下垫面以上2m处的风速分布非常均匀,大部分区域风速约1~1.2m/s,仅在部分低洼地带出现1m/s以下的风速,无静风区。随着高度的增加,风速趋于均匀,在距下垫面50m处的风速基本趋于1.2m/s的来流风速。

3.5 主城中心区15km×15km

根据本文建立的下垫面地形建模方法,构建重

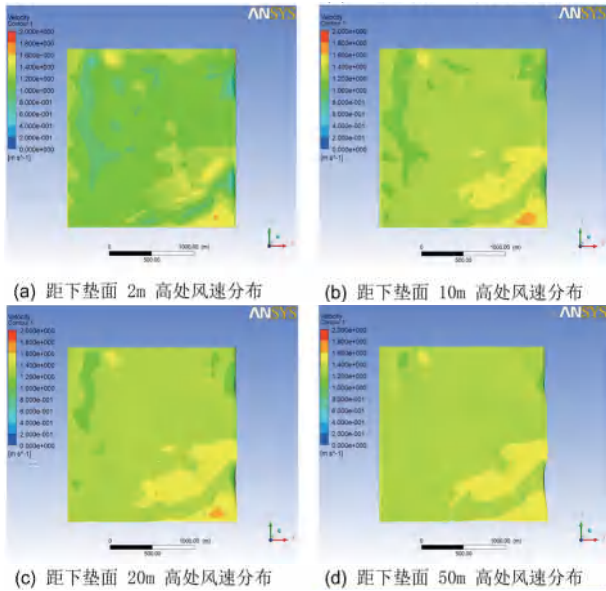


图9 沙坪坝春、秋、冬季近地面风环境

庆主城区水平方向 $15\text{km} \times 15\text{km}$ 计算模型, 如图 10 所示。由俯视图中可清晰看出重庆独特的两江汇流及山地地形。结合图 5 计算域卫星图像可知, 本文所建立的建模方法能够较为准确的捕捉山地城市复杂地形特征。

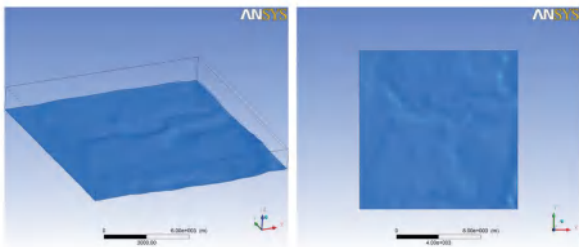


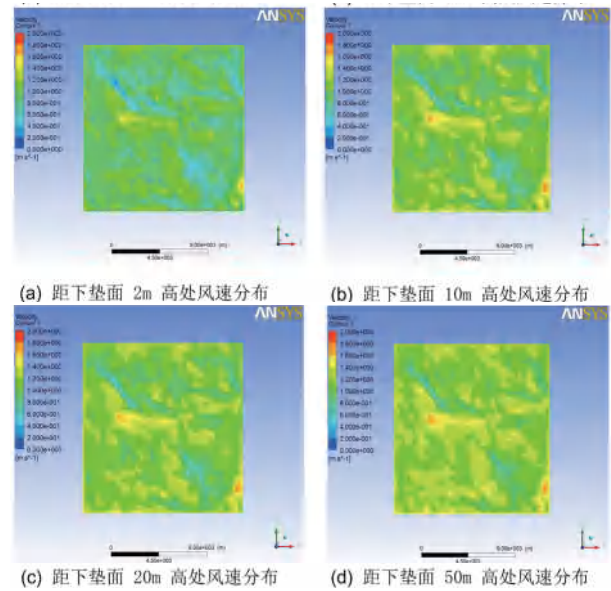
图10 主城区下垫面模型

根据对四个标准气象站的综合分析可知, 季平均风速变化范围为 $1 \sim 1.9\text{m/s}$, 季节主导风向东北 NE 频次最高, 故选取 NE, 1.4m/s 作为主城区整体风环境分析的来流条件。主城区风环境模拟结果如图 11 所示。

在 NE 向, 1.4m/s 的主导风条件下, 重庆市主城区距下垫面 2m 高度处的风速均小于 1m/s , 部分低洼地带风速低于 0.5m/s , 存在部分静风区, 静风区占总面积的比例约 15%。静风区主要分布在渝北及九龙坡区。

4 结语

本研究基于数字高程提取及复杂地形显示与建模技术, 构建出一套基于下垫面高程分布的山地城市近地面风环境预测评估方法。该方法利用三维地

图11 主城区 $15\text{km} \times 15\text{km}$ 近地面风环境

形卫星测绘数据, 借助高阶拟合平滑曲面建模方法, 在保证下垫面复杂形态准确捕捉的前提下, 实现了山地城市近地面风环境的高效预测。

以我国人口最多的山地城市——重庆市为例, 对该方法进行了应用。重庆主城中心区及渝北、巴南、北碚、沙坪坝四个城区的计算结果表明, 在复杂山地地形作用下, 重庆市全年近地面 (距下垫面 2m 高度处) 风速维持在 1m/s 左右; 秋冬季节为近地面通风最不利季节; 渝北及九龙坡等地区易出现小于 0.5m/s 的静风情况; 主城中心区静风区域面积占总面积比例可达 15%。

参考文献

- [1].Ruggiero, M.A.L.W., UN: World Urbanization Prospects. Equidad, Salud y Desarrollo. División de Salud y Desarrollo Humano (HDP), 2018.
- [2]. 王凯, 林辰辉 and 吴乘月, 中国城镇化率 60% 后的趋势与规划选择. 城市规划, 2020. 44(12): p. 9-17.
- [3].Memon, R.A., D.Y.C. Leung and L. Chunho, A review on the generation, determination and mitigation of Urban Heat Island. Journal of Environmental Sciences, 2008. 20(001): p. 120-128.
- [4].Gu, B. and Z. Mao, China's Population towards Urbanization. China Population Today, 2013(2): p. 46.
- [5]. 韩素芹, 刘彬贤, 解以扬 and 边海, 利用 255m 铁塔研究城市化对地面粗糙度的影响. 气象, 2008(01): p. 56-60+133.
- [6]. 许睿, 董家华 and 王凤兰, 城市热岛效应的影响因素、研究方法及其缓解对策研究进展. 仲恺农业工

程学院学报, 2020. 33(04): p. 65-70.

[7]. 马松超, 基于遥感的城市热岛时空变化特征及演变规律研究 — 以扬子江城市群为例. 测绘地理信息: p. 1-4.

[8]. 冯娴慧 and 魏清泉, 广州城市近地风场特征研究. 生态环境学报, 2011. 20(10): p. 1558-1561.

[9]. Fan, Y., Q. Wang, S. Yin and Y. Li, Effect of city shape on urban wind patterns and convective heat transfer in calm and stable background conditions. Building and Environment, 2019. 162: p. 106288.

[10]. Yang, L. and Y. Li, City ventilation of Hong Kong at no-wind conditions. Atmospheric Environment, 2009. 43(19): p. 3111-3121.

[11]. 汪小琦, 高菲, 谭钦文 and 肖竹韵, 高静风频率城市通风廊道规划探索 —— 成都市通风廊道的规划

实践. 城市规划, 2020. 44(08): p. 129-136.

[12]. Mirasgedis, S., Y. Sarafidis, E. Georgopoulou, V. Kotroni, K. Lagouvardos and D.P. Lalas, Modeling framework for estimating impacts of climate change on electricity demand at regional level: Case of Greece. Energy Conversion & Management, 2007. 48(5): p. 1737-1750.

[13]. 曹象明, 蔡娟娟, 王海峰 and 赵涛, 秦岭山地城市的通风潜力评估与改善策略 —— 以商洛市中心城区为例. 建筑与文化, 2020(12): p. 162-164.

[14]. 陈士凌, 适于山地城市规划的近地层风环境研究, 2012, 重庆大学.

[15]. 张伯寅, 桑建国 and 吴国昌, 建筑群环境风场的特性及模拟 —— 风环境模拟研究之一. 力学与实践, 2004(03): p. 1-9.

基于自然通风的屋顶分布式光伏电站的优化研究

宋高举¹, 闫伟², 杨磊³

(1. 机械工业第六设计研究院有限公司, 郑州 450007; 2. 徐辉设计股份有限公司, 郑州 450018;

3. 中原工学院, 郑州 450007)

[摘要] 屋顶分布式光伏电站可以充分利用工业建筑的屋面资源为企业提供清洁能源, 为工业企业绿色发展提供了一种解决方案。本文采用理论分析和数值模拟的方法对屋顶分布式光伏电站的组件排布进行了优化研究。通过基于自然通风理论研究组件背板温度的方法, 对实际工程中常见的三种布置形式、组件的走道最佳间距、安装倾角、安装高度、组件的组串列数、和人字形布置方式的上部开口进行了优化研究, 为工程应用提供了最佳参数建议。

[关键词] 分布式光伏电站; 自然通风; 优化; 组件背板; 温度

1 引言

屋顶分布式光伏电站不仅可以利用闲置的屋面资源, 同时可以为企业提供的清洁电能, 为企业走绿色发展道路提供了一个重要的解决方案。国内外对光伏在建筑的应用方面开展了大量的研究, 为光伏电站的建筑应用打开了一个重要的市场。光伏组件背板的温度是影响电站发电效率的因素之一。关于背板的冷却方式包括风冷、液冷、相变材料、增加肋片或金属薄片、加装强化对流装置等^[1-8], 对于屋面分布式电站组件的自然通风的研究主要集中在自然通风的气流特性和对组件背板温度的影响^[9-12]。但是, 从工程应用和文献调研可以看出, 对屋顶分布式光伏电站设计过程中的有关参数缺乏可靠的理论依据。本文以典型地区的典型工业建筑为例, 并基于自然通风理论, 利用数值分析的方法, 对三种组件布置方式的相关参数进行了优化研究。为屋顶分布式电站的工程应用提供借鉴。

2 理论分析

光伏组件吸收的太阳辐射能, 其中约 20% 转化为电能, 其余均以热能形式储存在光伏组件自身^[13], 并通过组件背板散热。组件发电过程也是一个持续

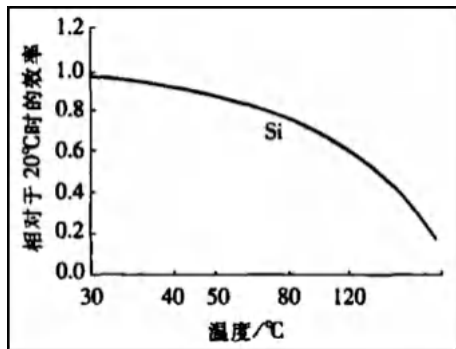


图 1 组件发电效率随背板温度的变化

放热的过程^[14]。背板温度对组件发电效率的影响如图 1 所示^[15]。由图 1 可知, 组件背板温度的控制效果对组件的发电效率影响较大。控制背板温度是分布式光伏电站优化的研究方向之一。

组件产生的热量主要是通过背板与屋面之间形成的自然通风通道进行自然通风实现降温。即利用通风腔内外空气密度差——“烟囱效应”来实现通

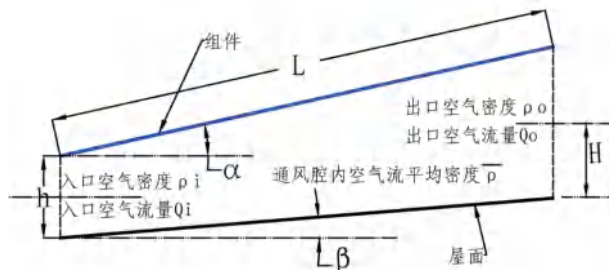


图 2 光伏电站热压自然通原理图

风腔内的自然通风(如图 2 所示)。

由图 2 可知, 并由质量守恒定律、自然通风理论和文献^[16]的研究可知, 自然通风的通风量的计算如式(1)所示。

$$m = \frac{C_D \cdot k(L \cdot \sin \alpha + h - L \cdot \cos \alpha \cdot \tan \beta)(h \cdot g \cdot L \cdot \sin \alpha \cdot \rho \cdot \Delta \rho)^{1/2}}{[L \cdot \sin \alpha + 2h - L \cdot \cos \alpha \cdot \tan \beta]^{1/2}} \quad (1)$$

式中:

m —通风量, kg/s;

L —组串长度, m;

k —组串宽度, m;

α —组件布置倾角, °;

β —屋面倾角, °;

A_o —出口面积, m²;

C_D ——流量系数, 一般取 0.6。

由式(1)可知, 屋顶分布式光伏电站自然通风量的影响因素主要包括: 进口面积、组件布置倾角、组件连续铺设长度、组串排数、安装高度等。

3 研究模型及研究方法

3.1 物理模型

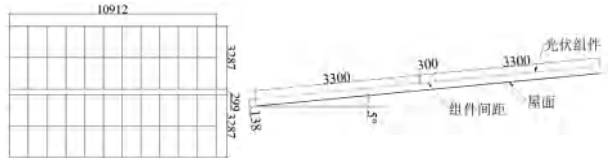
本文以郑州地区某彩钢瓦工业厂房屋顶分布式光伏电站为研究对象,厂房实物如图3所示,该厂房为钢结构工业厂房,厂房宽98米,长148米,高为6.8米,屋面坡度为5%,墙体材料为混凝土结构,屋面为彩钢瓦屋面,厚度为0.5mm。



图3 彩钢瓦工业厂房实物图

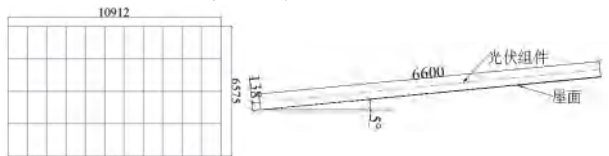
组件型号为JKM275PP-60,单块组件面积为 $1650\text{ mm}\times 992\text{ mm}$,厚度为40mm,组件的标准输出功率为275Wp,标准条件下,组件的发电效率为16.80%。根据实际工程,选择有三种工程中常用的布置方案,对比研究背板温度。三种方案如下所述。

☆方案一采用两排设置一个走道,其最小布置单元为十一列两排,以组件间距300mm为例,组件安装高度为138mm,如图4所示;



a) 方案一物理模型俯视图 b) 方案一物理模型剖面图

图4 方案一物理模型



a) 方案二物理模型俯视图 b) 方案二物理模型剖面图

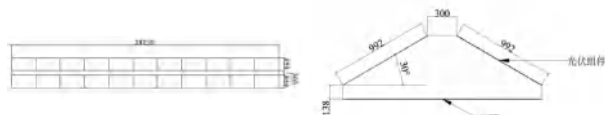
图5 方案二物理模型

☆方案二采用四排设置一个走道,即组件布置的最小单元由十一列四排组成,其安装高度亦为138mm,如图5所示;

☆方案三采用倾斜的人字形布置,每组由11块板对称组成,共计22块板,以顶间距为300mm为例,安装倾角为 30° ,安装高度为138mm,如图6所示。

3.2 研究方法

本文采用商用计算流体力学软件Fluent进行模拟分析。为简化其计算过程,现对计算模型做如下



a) 方案三布板物理模型俯视图 b) 方案三布板物理模型剖面图



c) 方案三的现场图

图6 方案三物理模型

假设:

- (1) 稳态条件,假设太阳入射辐射量、对流换热系数、通风腔内外空气温度及壁温均恒定不变;
- (2) 模型计算流体为牛顿流体;
- (3) 计算流体为不可压缩流体;
- (4) 材料特性与温度无关;
- (5) 未考虑光伏组件和屋面的蓄热;
- (6) 模型计算流体服从 Boussinesq 假设;
- (7) 组件之间的连接缝是密闭的;
- (8) 忽略组件边框的影响。

控制方程选择 N-S 方程,湍流模型选用标准两方程模型,辐射模型选择离散坐标辐射(DO)模型,湍流近壁区的处理采用增强壁面函数法。

4 研究结果与分析

4.1 三种布置方案的对比分析

从提高光伏电站的电量为出发点,对屋顶分布式光伏电站常用的三种布置方案进行背板温度对比分析,确定合理的布置方案。计算结果如图7所示:

由图7可知,方案三的背影温度明显低于方案

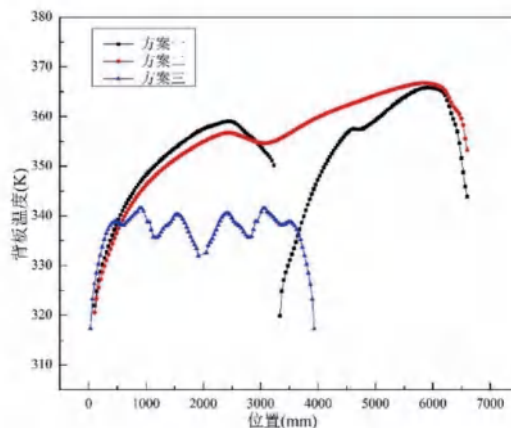


图7 三种方案组件背板温度对比图

一和方案二,方案二的背板温度最高,其原因主要是因为方案三的自然通风效果最好,而方案二的自然通风效果最差。在同样工况下,方案三的发电效果最好。

4.2 方案一布置形式优化

组件在布置时,考虑检修人员的通行方便,在组件之间设置人行通道。人行通道也是自然通风重要的排放口和进风口。对组件间距与背板温度的关系作进一步的分析研究。计算结果如图8所示。

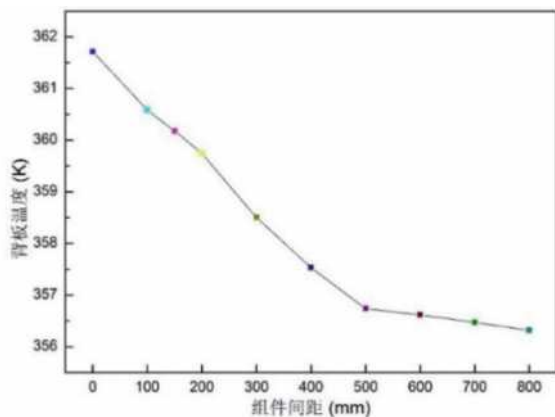


图8 背板温度与组件间距的关系图

由图8可知,分布式光伏电站背板温度随组件间距的增大呈下降趋势,而且组件间距从0mm到500mm变化时背板温度急剧下降,随后背板温度也会随组件间距的增大下降,但降温不明显。为了最大限度的利用屋面资源,组件间距为500mm为最佳间距。实际工程中设置的300mm走道仅考虑了维护人员同行的需要,而没有考虑检修通道对组件的发电效率的影响。

4.3 光伏组件安装高度优化

由式(1)可知,当通风腔内与室外环境温差和进出口高差一定时,组件进出口尺寸对自然通风的

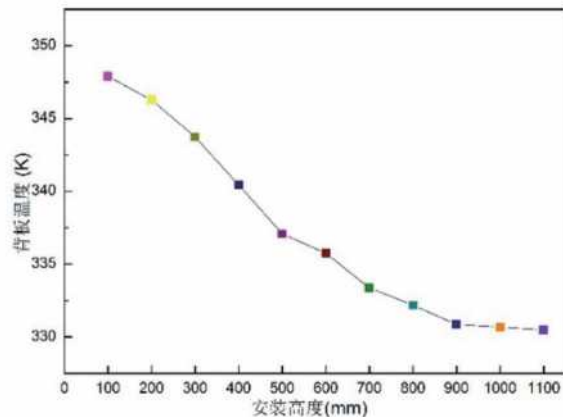


图9 组件背板温度与安装高度的变化关系图

影响因素,即组件的安装高度是降低背板温度的另一个重要因素,设置合理的安装高度对提高发电量有着重要的意义。计算结果如图9所示。

由于组件安装高度与太阳辐射量、组件的布置方式及组件布置数量有密切的关系,因此对于郑州地区组串为22块板的背板温度与安装高度的关系曲线如图9所示,随安装高度与背板温度呈正相关关系,即随着安装高度的增加,自然通风的通风能力逐步增加,背板温度即逐步下降。但在实际工程中,在安全和经济成本可控的前提下,合理确定安装高度。

4.4 光伏组件安装倾角的研究

4.4.1. 安装倾角与组件背板温度的模拟分析

根据郑州地区的实际情况,在确定安装倾角与背板温度的关系时,将安装倾角范围从 $0^{\circ} \sim 50^{\circ}$,计算工况设置为间隔 2° ,计算结果如图10所示。

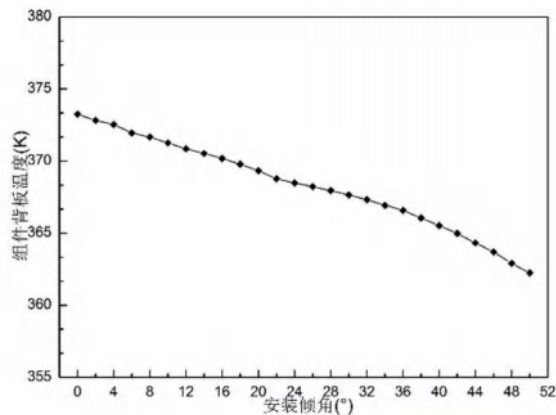


图10 不同安装倾角下组件的背板温度值

从图10可以看出,提高安装倾角,可以强化自然通风能力,组件背板温度呈下降的趋势。通过背板温度和发电效率的关系得到不同倾角下光伏组件的发电效率,如图11所示。

4.4.2. 安装倾角与发电量的关系

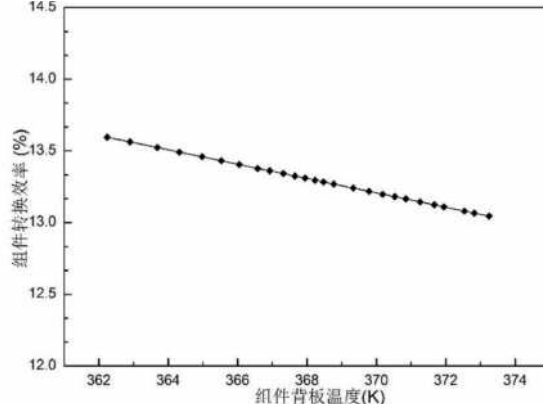


图11 组件背板温度与发电效率的关系图

实际工程中,太阳入射辐射量和组件背板温度是影响屋顶分布式光伏电站发电量的主要因素。经分析,将安装倾角与太阳辐射量的关系曲线和倾角与背板温度的关系曲线进行耦合,通过背板温度与发电效率的关系及安装倾角与太阳辐射量的关系可以确定使组件发电量最大的安装倾角。得到安装倾角与发电量的关系曲线(如图12所示)。从图12可以看出随着安装倾角的增大发电量逐渐升高,而在安装倾角为 37° 时其发电量达到最大,该结果略偏高于太阳入射辐射量最大的安装倾角。根据该结果,计算了传统布置方式和本研究结果的背板温度(如图13所示)。

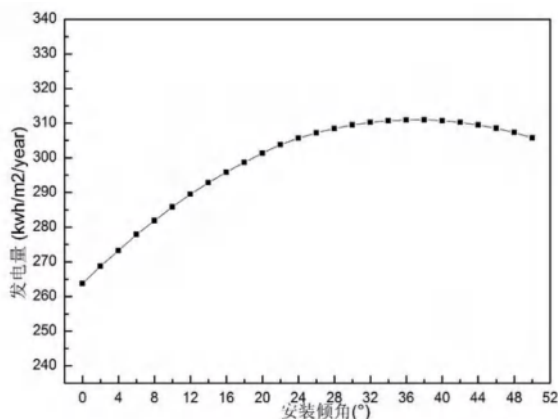


图12 安装倾角与发电量的关系图

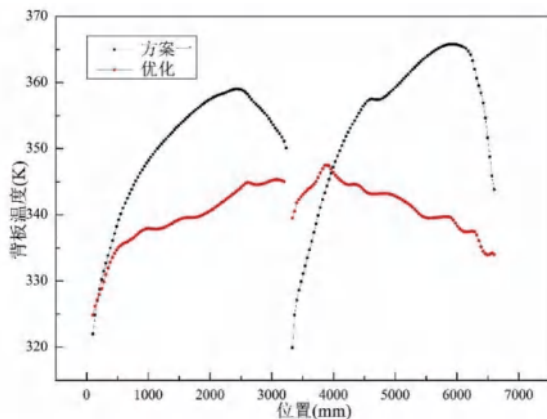


图13 光伏组件优化前后背板温度对比

由图5.17可知,光伏组件的布置形式优化设计后背板温度显著降低,经计算优化前背板温度为350.22K,优化后背板温度为337.59K,其发电量对比如表5.1所示。由表1可知,优化后组件的发电量增加了约7.4%,具有较好的工程应用价值。

4.5 光伏阵列优化

因光伏组件成排布置时,组件四周均为通风通道,组件与屋面之间形成的温度场与组件的列数有

表1 发电量对比

类型	发电量 ($\text{kWh}/\text{m}^2/\text{year}$)
方案一	82.95
优化方案	89.07

关。组件的列数对组件背板的温度具有一定的影响。为了分析光伏组件背板温度随光伏阵列数的变化规律,对不同列数下组件背板温度的分布规律进行分析研究。计算结果如图14、图15所示

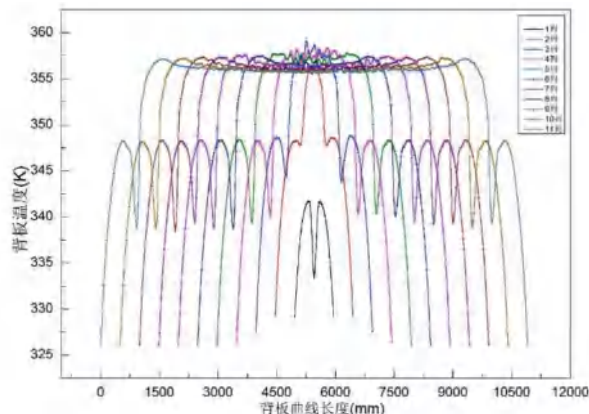


图14 不同列数下组件背板温度曲线图

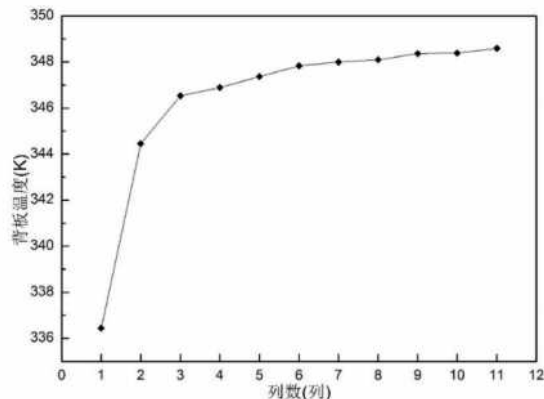


图15 不同列数下组件背板平均温度的曲线图

图14为不同光伏阵列下组件的背板温度曲线,由图14可以看出,由于受到两侧的干扰作用,不同光伏阵列背板温度分布基本一致。从图15可以看出,随着光伏阵列数的增加,背板温度逐渐升高,当光伏阵列达到三列时,背板温度上升不再明显,而是随着列数的增加背板温度缓慢增大。

4.6 方案三顶间距优化

人字形的布板形式(方案三)是近年来新出现的一种布板形式。但是相关的研究文献较少。其中顶部开口宽度对自然通风的效果影响较大,从发电效率角度出发研究最佳开口宽度具有较好的工程应用价值。本研究针对不同开口宽度工况下的背板温度进行了模拟计算研究,计算结果如图16所示。

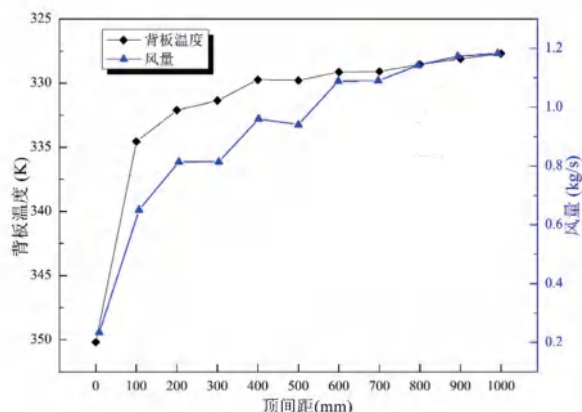


图 16 背板温度、风量与组件顶间距的关系曲线图

由图 16 可知,随着顶间距的增大其通风量逐渐提高,背板温度逐渐降低,顶间距从 0mm-100mm 变化时,组件背板温度急剧下降,这是因为倾斜布置的光伏组件,在热压的作用下,组件背板的流场沿着背板倾斜方向流动,当间距为 0mm 时,背板流场不能很好地流通,通风量极小,导致背板热流体集聚,故背板温度很高。随着顶部开口宽度的增大,自然通风量逐步增大,组件背板温度也随之降低,当开口宽度达到 400mm 后,背板温度受开口间距的影响较弱,而自然通风量在开口宽度为 600mm 后,自然通风量与上部开口宽度影响减弱。从节约屋面资源和提升组件发电效率的角度,最佳间距选择 300~400mm 较为合适。

5 结论

本文基于自然通风的基本原理和组件背板温度的变化对发电效率的影响的基本特性,采用数值模拟的方法对典型城市的屋面分布式光伏的组件布置形式进行了优化研究。主要研究结论如下:

1) 通过理论分析可知,组件背板温度的主要影响因素为组件布置形式、布置倾角、组件设置高度、排列列数等。

2) 对工程中常见的三种布置方案进行了对比研究,研究结果表明,方案三的背板温度较低,方案二背板温度较高。

3) 光伏电站的检修通道兼做自然通风的进排风口,从提升发电效率的角度考虑,最佳的通道间距为 500mm。

4) 提高组件的安装高度有利于自然通风和降低背板温度,研究结果表明,安装高度越高,其背板温度越低。但是从施工成本、电站安全性综合考虑安装高度。

5) 在进口安装高度不变的情况下,在考虑自然通风的情况下,组件的最佳安装倾角略大于光照的

最佳倾角。相较于传统的布置形式,采用最佳倾角的情况下,其发电量可提高约 7.4%。

6) 通过研究表明,对于方案三,其顶部开口最佳间距为 300 ~ 400mm。

参考文献

- [1] 朱丽,陈萨如拉,杨洋,孙勇,张吉强,李建. 太阳能光伏电池冷却散热技术研究进展 [J]. 化工进展, 2017, 36 (01): 10-19.
- [2] 杨晶晶,刘永生,谷民安,彭麟,张玉凤,高湉. 太阳能光伏电池冷却技术研究 [J]. 华东电力, 2011, 39 (01): 81-85.
- [3] Chen H, Chen X, Li S, et al. Comparative study on the performance improvement of photovoltaic panel with passive cooling under natural ventilation[J]. International Journal of Smart Grid and Clean Energy, 2014, 3(4): 374-379.
- [4] Gotmare J A, Borkar D S, Hatwar P R. Experimental investigation of PV panel with fin cooling under natural convection[J]. International Journal of Advanced Technology in Engineering and Science, 2015, 3(2): 447-454.
- [5] Grubisic-Cabo F, Nizetic S, Coko D, et al. Experimental investigation of the passive cooled free-standing photovoltaic panel with fixed aluminum fins on the backside surface[J]. Journal of cleaner production, 2018, 176: 119-129.
- [6] Tanagnostopoulos Y, Themelis P. Natural flow air cooled photovoltaics [C]Conference of American Institute of Physics, Alexandroupolis Greece, 2010 .
- [7] 龚恒翔,谢世列,邹政,汪静姝,肖旭. 基于太阳能烟囱效应的光伏组件强化散热装置设计与数值模拟研究 [J]. 可再生能源, 2016, 34 (07): 990-996.
- [8] Elden M S, Sopian K, Alghoulfo, et al. Solar chimney model parameters to enhance cooling PV panel performance[J]. Modern Applied Science, 2013, 7(2): 24-32.
- [9] 贾艳刚,刘帆,张小松,刘海洋,钱华. 光伏板阵列对空气夹层内自然通风影响的数值模拟 [J]. 制冷技术, 2017, 37 (03): 18-23.
- [10] 郭振武. 建筑一体化太阳能光伏组件的通风散热分析 [J]. 华东电力, 2012 (12): 2216-2219.
- [11] Gan G. Numerical determination of adequate air gaps for building-integrated photovoltaics[J]. Solar Energy, 2009, 83(8): 1253-1273.
- [12] Mirzaei P A, Paterna E, Carmeliet J. Investigation

of the role of cavity airflow on the performance of building-integrated photovoltaic panels[J]. Solar Energy, 2014, 107: 510-522.

[13] 邬振武. 建筑一体化太阳能光伏组件的通风散热分析 [J]. 华东电力, 2012 (12) : 2216-2219.

[14] 杨晶晶, 刘永生, 谷民安, 彭麟, 张玉凤, 高湑. 太阳能光伏电池冷却技术研究 [J]. 华东电力, 2011, 39 (01) : 81-85.

[15] 黄护林, 韩东, 孔令宾. 光伏建材型太阳能电池自然通风冷却的研究 [J]. 太阳能学报, 2006 (03) : 309-313.

[16] 王丽萍. 太阳能烟囱提高室内热压通风效果的数值模拟 [D]. 西安建筑科技大学, 2003.

建筑防烟对火灾热释放率的影响研究

李桐

(中交第一公路勘察设计研究院有限公司, 西安 710065)

[摘要] 建筑防烟是建筑火灾烟气控制的必备措施, 是对建筑火灾烟气控制系统补充新风的一种方式, 但有可能使火灾强度(即热释放率)增大, 但对于建筑防烟措施对火灾强度增大多少, 目前尚未有相关研究。基于此, 本文在全尺寸房间内, 针对不同送风条件, 进行热释放率的试验测试, 研究了在送风条件下不同风速对条形火源面积热释放率特性的影响。研究表明热释放率峰值与风速成指数关系, 热释放率峰值到达时间与风速成线性关系; 热释放率随着面积的增大波动性变大, 热释放率峰值与热释放率峰值到达时间受面积变大的影响减小。

[关键词] 热释放率; 防烟

1 前言

1.1 研究背景

近几年国内外频繁发生建筑重大火灾(指造成10人以上30人以下死亡, 或者50人以上100人以下重伤, 或者5000万元以上1亿元以下直接财产损失的火灾)^[1], 对人们的生命和财产安全造成了严重的损失, 尤其是特别重大火灾(指造成30人以上死亡, 或者100人以上重伤, 或者1亿元以上直接财产损失的火灾)^[1]引起的人员伤亡尤其严重, 如何提高火灾情况下的安全措施是大家关注的焦点, 影响火灾的因素很多, 其中火源是影响火灾的主要因素之一, 从而受到人们日益关注。

火灾热释放率同时决定着烟气的温度、毒性和减光性, 热释放率越大烟气的温度、毒性和减光性越严重, 许彬等人是以欧洲标准火之一的正庚烷火(TF5)为主要研究对象, 在符合ISO9705标准的ISOROOM全尺寸实验装置内对正庚烷火热释放率进行测量与研究^[1-2]。李权威, 秦俊年等人地湍流风洞中进行了纵向通过风对正方形酒精池火燃烧速率的影响的实验, 并在实验数据的基础上分析了通风影响酒精池火燃烧速率的机理^[3]。Welker(Welker J.R)的研究发现, 对于圆形燃油火, 甲醇火的燃烧速率在实验风速范围内(0.3m/s~0.6m/s)基本保持不变, 甲醇、丙酮、己烷、环乙胺和苯的燃烧速率都随风速的增大而减小, 随油池直径增大而增大^[4]。Hiroshi(Hiroshi Koseki et al)以原油为燃料, 研究了油池直径对燃烧速率的影响^[5]; Chatris(Chatris J.M.et al)给出了汽油、柴油稳定阶段的燃烧速率和油池直径关系^[6]。但这些研究均未对送新风对热释放率如何增大进行研究。

建筑防排烟是每一个建筑必须具备的消防措施, 建筑防烟是通过输送新风的一种措施, 输送新风有

可能火灾热释放率强度引起变化, 燃烧物在新风情况下燃烧与在富氧情况下燃烧截然不同, 在建筑中如何防范新风对火灾热释放率的加强这仍是一个尚未进行的研究。

针对在送风条件下研究火灾热释放率特性的空白和短缺, 本文对送风对热释放率特性的影响进行研究, 以全尺寸热释放率测试平台为基础, 搭建了不同送风形式下的燃烧平台。全面的分析不同送风风速下狭长条形油盘热释放率的变化情况, 从而对送风对火灾热释放率的影响提供了理论依据和参考。

2 理论基础及实验主要方法

2.1 试验方法

研究热释放率主要方法有质量损失法、耗氧量法、替换燃烧法和绝热箱法, 耗氧量法、替换燃烧法和绝热箱法均无法在增加新风措施条件下进行测试热释放率, 只能采用质量损失法来测量送风条件下的热释放率, 质量损失法^[7]具体计算公式如下:

$$Q = \alpha \times m \times q \quad (1)$$

式中:

Q —火源的热释放率, kW;

m —燃料的质量损失速率, kg/s;

α —可燃物的燃烧效率因子, 完全燃烧为1, 一般情况为0.3~0.9之间;

q —燃料的平均热值, kJ/kg(乙醇燃烧热值为 3×10^4 kJ/kg)^[8]。

(2) 本研究主要是通过研究条形油盘在不同风速方面对热释放率的影响, 而针对以上影响因素的分析可发现, 由风口涉及影响的因素可归纳于火源迎风面积和迎风面中心风速等条件。亚音速自由射流的计算公式如下所示^[9-10]:

$$\frac{u_x}{u_m} = \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^{1.5} \right]^2 \quad (2)$$

$$\frac{u_m}{u_0} = \frac{0.48}{\frac{\alpha S}{d_0} + 0.147} \quad (3)$$

$$D = 6.8 \alpha S + d_0 \quad (4)$$

其中:

d —射流截面上任意点 x 至中轴线的距离, m ;

D —射流截面上任意点 x 所在射流截面上的射流宽度, 即射流宽度, m ;

u_x —射流截面上任意点 x 点的速度, m/s ;

u_m —射流截面上任意点 x 所在射流截面上轴心线的速度, 即射流轴心速度, m/s ;

S —风口距射流截面上任意 x 点所在射流截面的距离, 即射流中轴线(轴心线)长度, m ;

a —湍流系数; 对于轴对称收缩喷嘴, a 取 0.066-0.071, 湍流强度小者取小值, 大者取大值; 圆柱形喷嘴 $a=0.076 \sim 0.08$, 大小值的取值原则上, 无量纲;

u_0 —风口风速, m/s ;

d_0 —风口直径, m 。

亚音速自由射流流动结构图如下图:

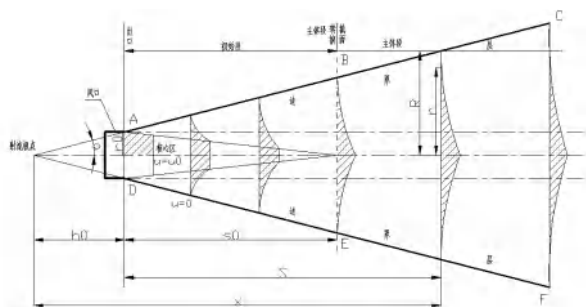


图1 自由射流流动结构图^[9]

根据实验和理论得知, 射流的内外边界可以认为是直线。从图1可看出, BO' 为过渡面上边界层的厚度(对轴对称射流而言, 一般指圆截面半径 R), 它与从 O 点计起的 x 成正比, 亦即 $R=Kx$, 此外 K 即为外边界的斜率, 在射流理论中, 它是一个实验系数, 对轴对称射流而言, $K=3.4a$, 而 a 是湍流系数^[9]。

由图1可得

$$\tan \alpha = \frac{Kx}{x} = 3.4a \quad (5)$$

$$\text{即 } \alpha = \arctan 3.4a \quad (6)$$

公式(5)、(6)式即为射流的外边界方程, 在工程计算中, 通过极点 O 画极角为 α 的斜直线即得射流外边界^[9]。

燃烧燃料选择浓度为 95% 的工业乙醇; 本实验的主要设备有: 轴流风机 YWF2E-100 两个, 功率 75W, 转速: 2750r/min, 风量: 330m³/h; 可调旋转固定支架一个; 精度电子 0.1g 电子天平秤一台; 数据采集系统电脑一台; 调速器一台; TSI 测速仪一台, 条形油盘若干。设备布置如图2所示:

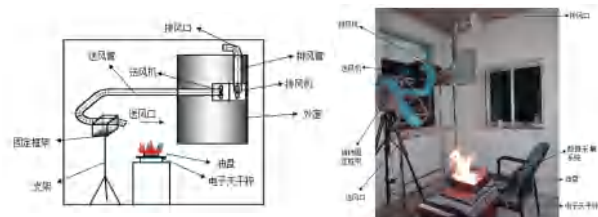


图2 实验设备系统布置图

2.3 实验分析

(1) 燃烧主要过程

燃烧过程主要分为三个阶段(见图3), 第一阶段为燃烧初期快速增长阶段; 第二阶段为燃烧稳定阶段; 第三阶段为燃烧衰减阶段。在第一阶段中由于氧气充分, 且油盘中一点燃火势向四周快速引燃, 乙醇燃烧热释放率迅速增长; 第二阶段中由于油盘表面燃油全面燃烧, 且氧气输送量与燃烧耗氧量达到动态平衡, 则热释放率变化较平缓; 第三阶段中由于燃油减少无法全面覆盖油盘底面积, 使燃烧表面积减少, 且随着火势的进行, 室内氧气含量无法满足完全燃烧所需耗氧量, 多种因素使燃油燃烧热释放率逐渐衰减直至燃烧完全熄灭。

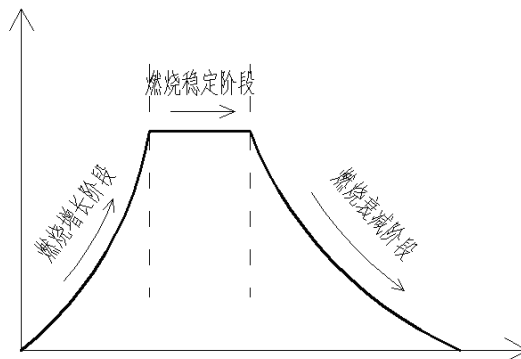


图3 理想燃烧过程热释放率动态变化示意图

3 送风条件下条形油盘热释放率特性

本章是针对实验工况进行送风条件下条形油盘热释放率的实验数据的处理与分析, 研究不同风速对长方形油盘下乙醇燃烧热释放率特性的影响。实验参数工况具体工况如表1所示。

本组实验是以表1中工况1~工况5的数据参数为标准, 选取油盘尺寸为 100cm×10cm×5cm 的条形油盘, 风口距油盘距离为 0.5m, 以风口朝向角度

表1 实验工况列表

工况	风速 (m/s)	油盘尺寸 (长×宽×高 cm)	长宽比	油盘距离 (m)	风口角度 (°)	风口直径 (mm)	燃料体积 (mL)
1	0	100×10×5	10:1	0.5	45	90	200
2	2	100×10×5	10:1	0.5	45	90	200
3	3	100×10×5	10:1	0.5	45	90	200
4	4	100×10×5	10:1	0.5	45	90	200
5	5	100×10×5	10:1	0.5	45	90	200

为45°为准,风口直径为90mm,进行不同风速下条形油盘的乙醇燃烧热释放率的实验测试。可得燃烧过程中的质量损失图,如图4所示。

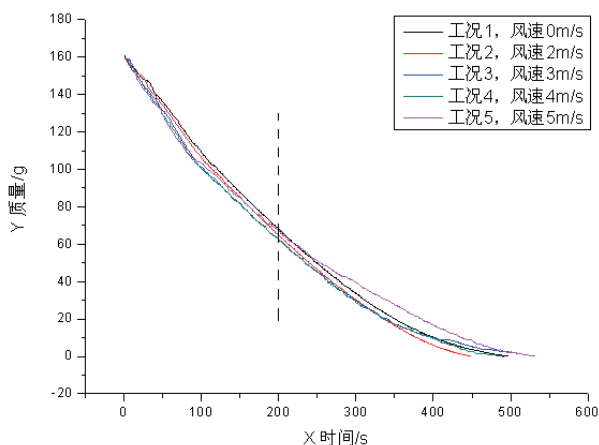


图4 不同风速下条形油盘质量损失衰减图

如图4中所示,在送风条件下条形油盘的乙醇燃烧的质量损失衰减与方形油盘有较大差距。在燃烧初期,乙醇燃烧的质量衰减依然遵循着风速越大质量损失速率越快的规律,但其因风速变化所影响的差别没有方形油盘乙醇燃烧所受风速变化影响的那么大;在进一步的燃烧过程中,本组实验中各工况的乙醇质量损失差别逐渐减小,工况5因风速过大并没有使燃烧速率加快,且使油盘中乙醇因风压问题流向油盘两端,从而减缓燃烧速率,因而并没有与其他工况有较大差别,反而使燃烧质量衰减有

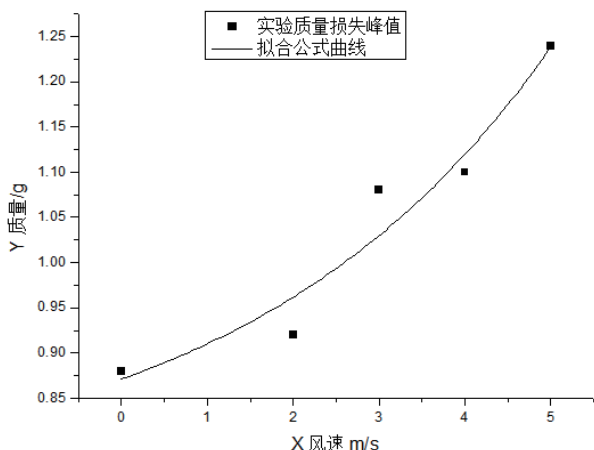


图5 不同风速下条形油盘质量损失速率峰值变化图

所减缓;在燃烧结束阶段中,由图可看出风速越大,对应工况的乙醇质量损失衰减曲线斜率逐渐减小,可看出对于条形油盘时,当条形油盘长宽比较大时风速对燃烧的质量损失衰减速率的影响较小,在整个燃烧过程中,条形油盘的规律也是如此。为了对条形油盘的燃烧特性进行进一步的分析与研究,进行了条形油盘燃烧质量损失速率峰值与风速变化之间的数据对比与分析,如图5所示。

如图5中所示,在随着风速逐渐增大时,条形油盘的质量损失速率峰值也逐渐增大,增幅也在逐渐增大,且在无风条件下时其质量损失速率峰值与方形油盘对比其值也较大。对此进行数据拟合,可得到以下公式:

$$m = 0.7 + 0.04875 \times e^{\frac{u}{1.18936}} + 0.12216 \times e^{\frac{u}{3.60238}} \quad (7)$$

其中:

m —单位时间所损失的质量峰值, g;

u —对应实验工况下的风速, m/s。

由公式(7)结合公式(1)可得到关于热释放率峰值公式,如下所示:

$$Q = \alpha \times q \times \frac{(0.7 + 0.04875 \times e^{\frac{u}{1.18936}} + 0.12216 \times e^{\frac{u}{3.60238}})}{1000} \quad (8)$$

式中:

Q —火源的热释放率, kW;

u —对应实验工况下的风速, m/s。

α —可燃物的燃烧效率因子, 完全燃烧为1, 一

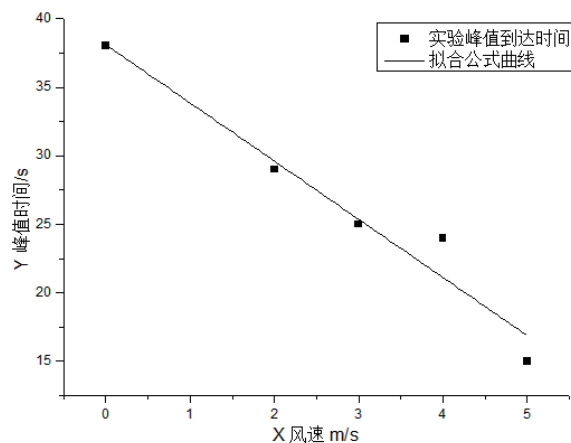


图6 不同风速下条形油盘热释放率峰值到达时间图

般情况为 0.3~0.9 之间;

q —燃料的平均热值, kJ/kg (乙醇燃烧热值一般取 $3 \times 104 \text{ kJ/kg}$)。

拟合公式(7)和公式(8)的相关系数为 0.88189, 置信区间为 95%, 公式可信度较高, 且拟合曲线的趋势也符合理论曲线趋势。为了进一步了解燃烧特性, 因此对送风条件下不同风速对热释放率峰值到达时间的影响进行了数据处理与分析, 因而可得到图 6。

从图 6 中可看出, 随着风速的逐渐增大, 热释放率峰值到达时间逐渐减小, 在本组实验工况中两者之间的关系成线性关系, 对此进行数据拟合, 可得下列公式:

$$t = 38.08108 - 4.24324 \times u \quad (9)$$

其中:

t —热释放率峰值到达时间 (即热释放率峰值到达的时间), s ;

u —对应实验工况的风速, m/s 。

拟合公式(9)的相关系数为 0.97008, 置信区间为 95%, 公式相关性较高, 但根据公式可看出, 当风速增大到一定值时, 由公式(9)可算出其到达质量损失峰值所需的时间为零, 这与实际情况不相符, 故拟合公式的限制性条件为风口风速在 0~5 m/s 。

通过公式(4)、公式(5)和公式(6)可计算出油盘的有效迎风面域为 0.0369 m^2 , 占整个油盘面积的 36.9%。当燃烧时, 开始阶段由于乙醇剩余量较多, 可迅速蔓延整个油盘燃烧, 当燃烧到一定阶段时, 剩余量减少到一定程度时油盘剩余乙醇受到风压的挤压作用从而流向风压较小的两端位置, 从而出现油盘两端继续燃烧中间无乙醇燃烧的现象出现, 致使油盘燃烧的有效面积逐渐减小, 进而影响质量衰减速率以及热释放率的减小, 这也是与方形油盘燃

烧现象的一大区别。

对于实验工况 1~工况 5 之间, 通过公式(1)对数据的处理并计算, 可得到在送风条件下不同风速下条形油盘热释放率变化的动态曲线图, 具体如图 7 所示。

图 7 为在送风条件下条形油盘热释放率动态图, 在整个燃烧过程中, 可从燃烧三个阶段进行分析: 在第一阶段热释放率快速增长阶段中, 由于油盘形状为长宽比为 10:1 的条形油盘, 且燃料为 95% 浓度的乙醇, 一旦点燃则迅速达到热释放率峰值大小, 由图 7 中可看出, 条形油盘燃烧过程中热释放率峰值大小依然遵循着风速越大热释放率峰值越大, 且热释放率峰值到达时间也是随着风速的增大而逐渐缩短; 在第二阶段热释放率相对稳定阶段中, 由于油盘为条形油盘, 致使自由射流区域与条形油盘上表面接触面积较多, 从而使热释放率峰值相对较大, 但风压对油盘内乙醇的影响也随之变大, 由于油盘长宽比为 10:1 的条形油盘, 在风压的作用下会导致油盘内的燃油形成定向流动的趋势, 从而使燃烧过程中在较短时间内完成燃烧相对稳定阶段; 在第三阶段热释放率衰减阶段中, 由于条形油盘内乙醇受风压的作用致使乙醇形成定向流动, 导致油盘中间区域乙醇流向油盘两端而导致燃烧分为油盘两端的火灾燃烧, 随着燃烧衰减阶段的进行, 条形油盘两端的乙醇量逐渐减小, 燃烧表面积也逐渐较小, 从而使热释放率逐渐减小, 且由图 7 可发现, 当风速越大时, 在衰减阶段所受风压的影响越大, 且热释放率变化波动较大。在整个燃烧过程中, 通过比较图 7 中工况 1~工况 5 的热释放率动态变化图, 可发现在燃烧三个阶段中, 风速对条形油盘热释放率影响的因素较小, 但热释放率基本上还是遵循风速越大热释放率峰值越大, 热释放率到达峰值所需时间越短, 但燃油火热释放率峰值大小和热释放率峰值到达时间长短在五个工况中相差较小, 在燃烧衰减阶段热释放率整体趋势是风速越大热释放率减小越快, 但因条形油盘内乙醇受风压的影响从而在衰减阶段中热释放率值波动相对较大, 如图 7 中工况 5 曲线所示。在整个燃烧过程所需时间上来看, 由图 7 可发现风速对条形油盘乙醇燃烧所需时间基本没有影响, 热释放率峰值到达时间和燃烧相对稳定阶段所需时间受风速的影响也没有较大的差别。

4 结论

本文搭建了全尺寸房间送风条件下燃烧试验平台, 主要研究了不同风速条件下对条形油盘热释放率特性的影响, 研究分别从乙醇剩余质量数据、质量损失速率峰值、热释放率峰值到达时间、流体自

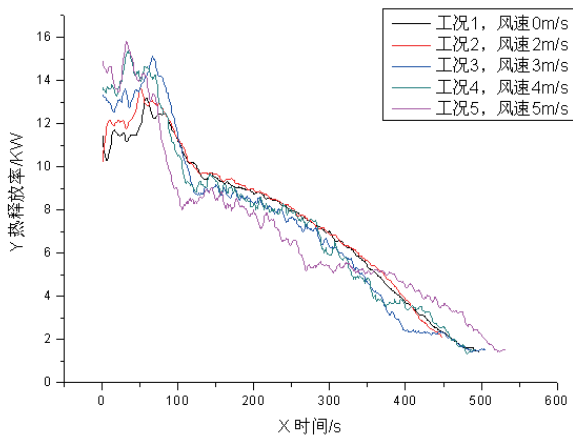


图 7 不同风速下条形油盘热释放率变化动态图

由射流结构以及热释放率等方面在送风条件下不同风速下的规律。

可得到以下几点结论:

(1) 质量损失速率峰值(即热释放率峰值)与风速成指数关系,风速为 0m/s 时,质量损失速率峰值为 0.878g/s,风速为 2m/s 时,质量损失速率峰值为 0.922g/s,风速为 3m/s 时,质量损失速率峰值为 1.075g/s,随着风速的增大热释放率峰值增大。

(2) 改变风速时,在热释放率增长阶段,风速越大热释放率越大,且增长幅度逐渐减小。

参考文献

- [1] 许彬等.正庚烷热释放速率测量与研究[J].消防科学与技术,2006,25(3):304-307.
- [2] 康全胜,陆守香,陈兵.小尺度庚烷池火燃烧速率实验研究[J].科学通报,2010,55(1):87-93.
- [3] 李权威,秦俊.纵向通风对正方形酒精池火燃烧速率影响的实验研究[J].中国科学技术大学学报,2010,40(7):754-763.
- [4] Welker J.R, Pipkin O.A, Sliepcevich C.M. The Effect of Wind on Flames[J]. Fire Technology 1965,1(2):122-129.
- [5] Hiroshi Koseki, G w.Mulholland. The Effect of Diameter on the Burning of Crude Oil Pool Fires[J]. Fire Technology 1991,27:54-65.
- [6] Chatris J.M, et al. Experimental Study of Burning Rate in Hydrocarbon Pool Fires[J]. Combustion and Flame 2001,126:1373-1383.
- [7] 董惠.ISO 大尺度火灾热释放速率相关研究[D].哈尔滨:哈尔滨工程大学,2006.
- [8] 董惠,邹高万等.ISO9705 标准房间热释放率实验研究[J].哈尔滨工业大学学报,2002,23(4):110-113.
- [9] 赵承庆,姜毅.气体射流动力学[M].北京:北京理工大学出版社,1998,107-115.
- [10] 霍然,姜冯辉,向明.室内火灾时通风状况对燃烧速率的影响[J].中国科学技术大学学报,1991,21(4):508-513.

建筑室内氡迁移扩散规律及控氡研究

谢东^{1,2}, 李苏哲^{1,3}, 王晨华^{1,2}, 王汝佳^{1,2}, 田伶^{1,2}

(1. 建筑环境气载污染治理与放射性防护国家地方联合工程研究中心, 衡阳 421001; 2. 南华大学土木工程学院, 衡阳 421001; 3. 南华大学资源环境与安全工程学院, 衡阳 421001)

[摘要] 氡是人类接受天然辐射照射最主要的来源, 探究其在建筑室内迁移规律对控制氡污染具有重要的意义。针对建筑室内氡污染, 本文采用系统仿真、数值模拟和实验测试相结合的方法, 对建筑室内氡迁移扩散规律和建筑室内氡污染控制进行了研究。结果表明: 1) 建筑通风是有效的控氡方式; 2) 建筑室内中, 氡易在裂缝出口背离地面的顶部聚集, 迁移轨迹为漩涡状, 竖直向上的迁移能力更强; 3) 增大送风速度、控制建筑室内外压差、合理布置进(排)风口、选择合适材料和合理厚度的建材覆盖层可以取得较好的控氡效果。

[关键词] 建筑通风; 氡污染; 迁移扩散; 数值模拟; 控氡研究

0 引言

调查发现, 人在建筑室内的时间高达80%~90%, 在室外的时间只有不到5%^[1-4]。氡是人类接受天然辐射照射最主要的来源, 被世界卫生组织(WHO)列为主要的环境致癌物质^[5]。研究建筑室内氡迁移及氡污染控制对人类的身体健康至关重要。放射性核素可以在室内气体作用下输送和弥散, 扩散到远离源项的区域, 对室内的人员造成直接的外照射, 也会通过呼吸、饮食及饮水等途径进入人体内, 导致人体器官的内照射。目前, 国内外大量建筑物的室内氡浓度存在超标情况^[6]。

室内氡一方面来自于自身建筑材料。国内外学者利用理论分析、数值模拟及实验等方法对建材本身的氡析出率展开研究, 但考虑室内整体空间情况的氡析出率研究较少^[7,8]。另一方面, U、Th、Ra放射性核素广泛的分布于深层岩石中, 衰变产生的氡可能会通过岩石裂隙、地板缝隙以及穿过地板墙体的管道线路在室内空间中聚集^[9]。因此, 裂缝对氡的输送起着重要作用。建筑室内空间通风交换室内外空气(室外氡浓度一般在 $7\text{Bq}\cdot\text{m}^{-3}$ 左右), 这是目前最经济有效的控氡手段, 机械通风可使氡浓度下降25%~75%^[10]。此外, 较经济的建筑室内控氡技术是源头控氡技术, 通过增加建材不同材质的覆盖层以达到控氡的目的, 而成本较高的物理吸附降氡技术(利用活性炭)、物理筛选降氡技术(利用MOFs材料、膜材料)和化学降氡技术(应用电化学方法)在建筑室内应用较少^[11-13]。

本文针对建筑室内氡污染, 对建筑室内氡迁移及氡污染控制开展了系统仿真、数值模拟与实验研究, 研究建筑室内氡来源、氡迁移路径与氡控制技术,



图 0.1 室内氡来源

以为室内控氡技术研究和工程应用提供参考。

1 建筑室内氡迁移扩散的数值模拟与实验研究

1.1 地下建筑含裂隙硐室内氡迁移数值模拟研究

1.1.1 物理模型

硐室模型根据某人防工程房间建立, 结构如图1.1。无限延伸的岩石层简化成岩石面, 将多余空气层部分省略, 简化几何配置如图1.2所示。该房间尺寸为: $6\text{m}\times 4\text{m}\times 3\text{m}$, 墙体厚度为0.3m, 空气层厚度为1m。当送风口布置在顶部或上侧, 回风口布置在下侧时排氡效果最好^[14], 故在房间顶部和底部各设有一个通风口, 通风口尺寸为 $0.4\text{m}\times 0.4\text{m}$ ^[15]。

同时, 为提高计算效率以及网格质量, 结构网格体由六面体和四面体网格混合绘制^[16], 如图1.3所示。进行网格独立性验证, 权衡网格精度和计算效率, 最终本研究模型中网格总数为505104。

1.1.2 控制方程

采用基于连续性、动量和污染物迁移控制方程的CFD(Computational Fluid Dynamics)模型对室内氡的分布进行了数值模拟。室内气流通常处于湍流

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(U1967210, 11775106)

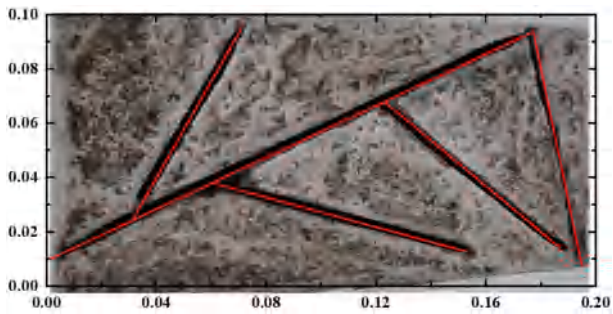


图 1.7 自制建材裂缝试样块实物图 (m)

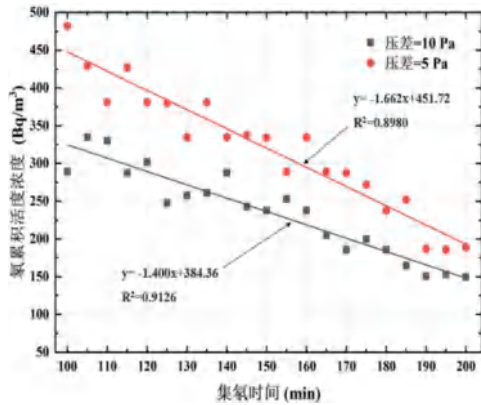


图 1.8 压差为 5 Pa、10 Pa 时的氡浓度变化

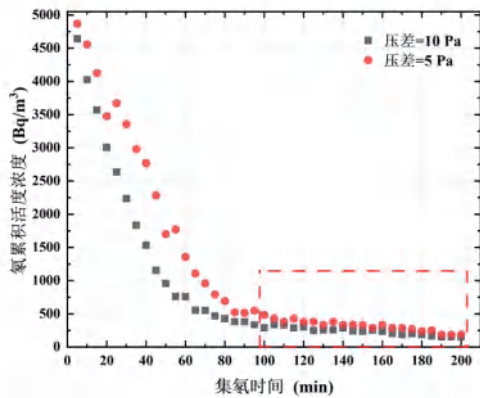


图 1.9 实验监测后 100 min 的氡浓度变化

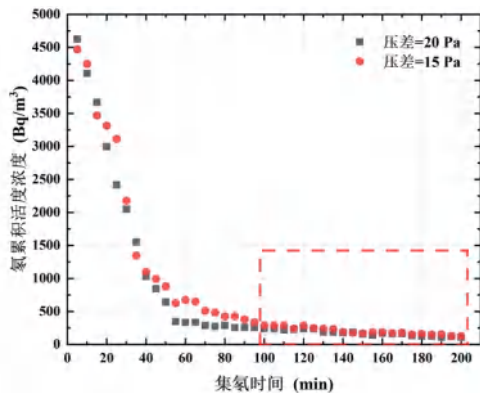


图 1.10 压差为 15 Pa、20 Pa 时的氡浓度变化

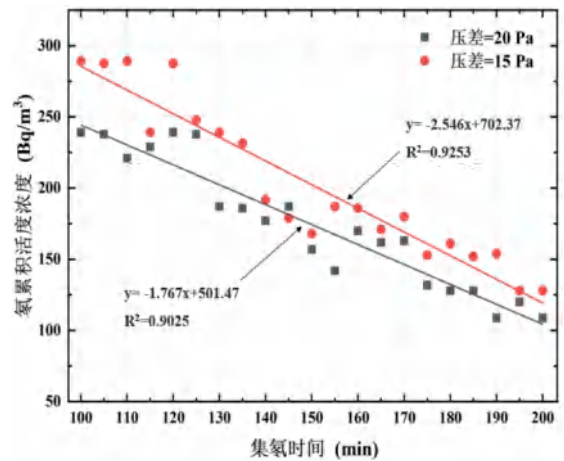


图 1.11 实验监测后 100 min 的氡浓度变化

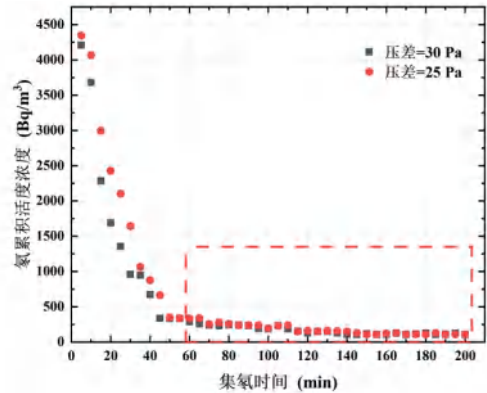


图 1.12 压差为 25 Pa、30 Pa 时的氡浓度变化

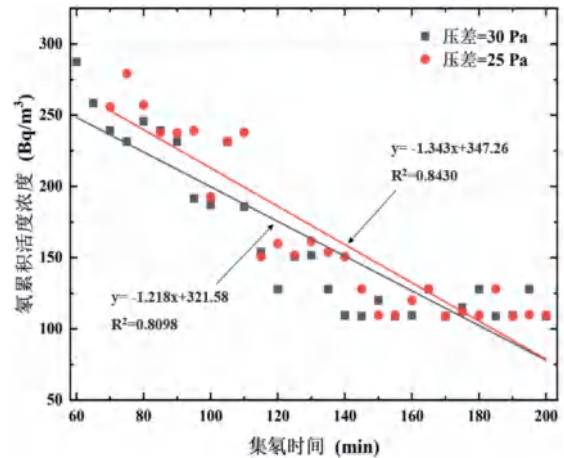


图 1.13 实验监测后 140 min 的氡浓度变化

5Pa-30Pa 的平均氡累积活度浓度分别为 320.4Bq/m^3 、 236.5Bq/m^3 、 202.4Bq/m^3 、 174.3Bq/m^3 、 141.6Bq/m^3 以及 133.7Bq/m^3 。实验过程中,密封舱内在压差为 30Pa 的平均氡累积活度浓度,比压差为 5Pa 的平均氡累积活度浓度减少了 58.3%。

60 至 200 分钟,压差为 30Pa 的平均氡累积活度浓度为 163.25Bq/m^3 ,整个实验变化过程中,30Pa 的平均氡累积活度浓度比压差为 5Pa 的平均氡累积

活度浓度减少了 49.1%。

1.2.2 室内建材氡析出

自制一块方形混凝土地板块（长 1.5m，宽 1.5m，高 0.15m），放置于实验室内以提高实验室内氡浓度，其标准砂、铀尾矿骨料、水泥和水的质量比为 2: 1: 1: 0.6。将混凝土块在养护室中在 20℃ 和 95% 相对湿度下空气养护 28 天。实验测量示意图如图 1.14 所示。

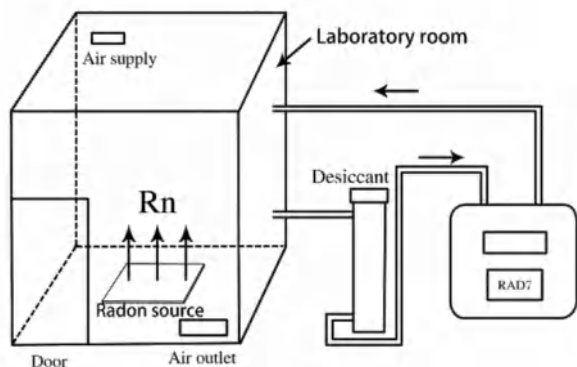


图 1.14 实验测量示意图

为了测量从混凝土地板中释放出的稳定氡浓度，使用 RAD7 连续测氡仪连续 18 小时。在实验过程中，房间首先关闭 9 小时 (0-9h) 以使室内氡浓度达到稳定，开启机械送风，设置换气频次为 $3 \cdot h^{-1}$ 。结果如图 1.15 所示，当房间关闭时，室内的氡浓度范围从 78.80 Bq/m^3 到 110.00 Bq/m^3 ，而当室内换气次数为 $3 \cdot h^{-1}$ 时，室内氡浓度从 4.50 Bq/m^3 到 19.20 Bq/m^3 。当房间密闭时，稳定状态下，室内平均氡浓度为 $94.07 \pm 8.50 \text{ Bq/m}^3$ 。

图 1.16 是换气次数为 $3 \cdot h^{-1}$ 下系统仿真结果和实验测量结果对比，在空调系统开启的 1 小时内，室内氡浓度快速下降，系统仿真与实验结果的相对误差在 10% 以下。室内氡浓度实际值大于理论计算氡浓度，这是由于室内氡浓度除了受到换气次数的影响，还受到室内气流组织形式 et al 因素的影响^[18]。

2 建筑室内氡污染控制研究

2.1 室内通风控氡研究

建立考虑混凝土覆盖层氡源的氡迁移三维多孔介质 - 空气模型如图 2.1 所示。窗尺寸为 $1.6 \text{ m} \times 1 \text{ m}$ ，门尺寸为 $1.8 \text{ m} \times 0.8 \text{ m}$ ，上部有三个送风口，下侧三个回风口，尺寸均为 $0.4 \text{ m} \times 0.4 \text{ m}$ 。第一层射气介质简化为面源，定义面的氡通量，第二层多孔介质厚度为 0.3m。假设如下：(1) 稳态、不可压缩、层流；(2) 空气与污染物气体充分混合，并忽略 Soret 与 Dufour 效应；(3) 空气混合物的所有热物性参数均视为常数，但密度随温度和浓度的变化遵循 Boussinesq 假设，即：；(4) 建筑围护结构多为混凝土、

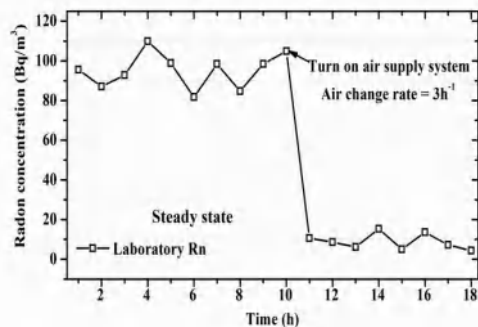


图 1.15 室内氡浓度变化曲线

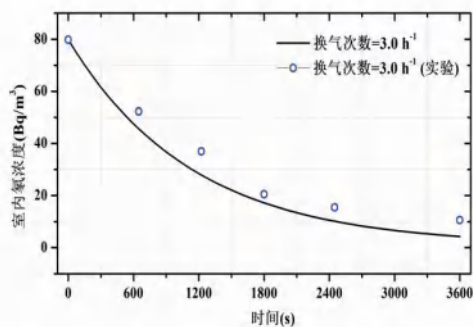


图 1.16 换气次数为 $3 \cdot h^{-1}$ 时仿真和测量的室内氡浓度的对比

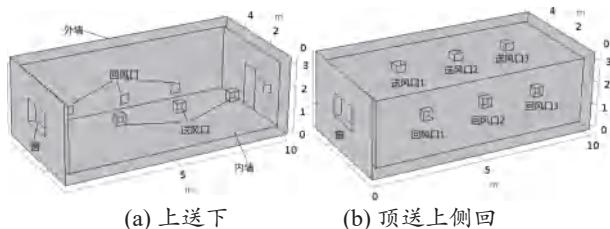


图 2.1 双层多孔介质 - 空气氡迁移物理模型示意图

红砖、加气混凝土砌块，多孔结构为均匀且各向同性模型，流体填充整个多孔介质域；(5) 多孔介质区域内不发生化学反应、不产生热量，且无污染源扩散、不存在吸附源^[14]。

10h 密闭条件下的氡浓度场作为初始条件，讨论不同送风速度 (0.1m/s、0.2m/s、0.3m/s、0.4m/s、0.5m/s) 对氡气的排除效果和双层多孔介质中氡气向室内空间迁移和分布规律，确定合理的门窗开闭时间。以氡浓度波动不超过 0.2% 为稳定条件，计算氡浓度达到稳定状态的时间。结果如图 2.2，5 种送风速度下，氡浓度稳定时间均小于 20min，且随着送风速度的增加，室内氡浓度稳定时间逐渐减小而当送风速度为 0.3m/s，再继续增大送风速度，室内氡浓度稳定时间以及平均氡浓度变化不大。

室内氡浓度与室内通风方式密切相关，对不同送回风口位置下氡迁移进行数值模拟，分析不同送风方式 (顶送下回、下送上回、顶送上回、下送顶回、

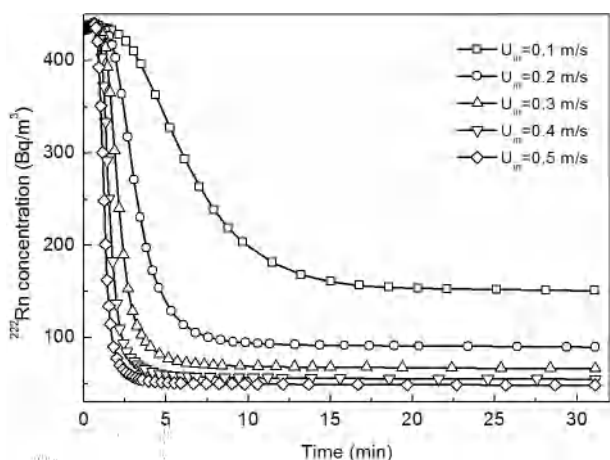
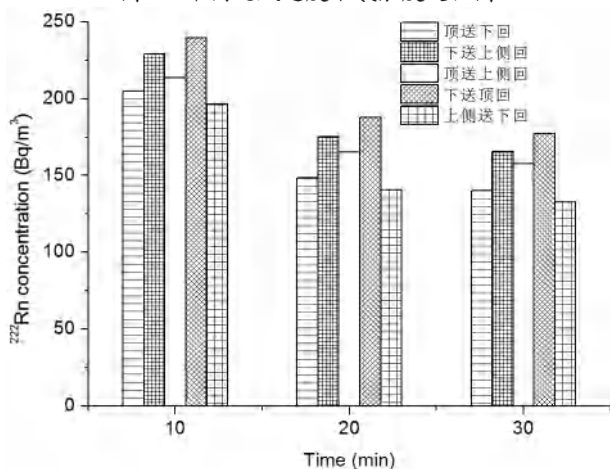


图 2.2 不同送风速度下氡浓度变化图

图 2.3 $z=2m$ 不同送风形式平均氡浓度变化图

上送下回)的排氡效果。中心点氡浓度在通风 20min 后达到稳定,顶送下回方式下氡浓度最低,由初始氡浓度 430Bq/m^3 降低到 150Bq/m^3 ,氡浓度降低率为 65%。图 2.3 为不同送风形式下氡 $z=2m$ 平面平均氡浓度随时间变化,上送下回方式下通风 10 分钟,人员活动区平均氡浓度可降至 200Bq/m^3 。五种方式降氡效率排序为:上送下回 > 顶送下回 > 顶送上回 > 下送上回 > 下送顶回。

2.2 建材表面覆盖物控氡研究

以掺铀矿砂的双层(含铀矿砂混凝土+抹灰)试块为实验样品,研究抹灰覆盖层与低聚物覆盖层厚度(10mm、20mm、30mm)对样品氡析出率的影响。实验时配置同一批次的混凝土试块(尺寸为: $40\text{mm}\times 40\text{mm}\times 160\text{mm}$),浇筑到模块中,在相对湿度为 80%,温度 28°C 的条件下养护 28 天;三个混凝土试块分别支撑木质模板,标记 10mm、20mm、30mm 的位置高度,将调配好的抹灰浆倒至标记高度,放入 50°C 的保温箱中养护 7 天;抹灰层裸露,其余面用锡箔纸封闭(如图 2.4)。空调系统设定温



a) 抹灰覆盖层 b) 低聚物覆盖层

图 2.4 覆盖实物图

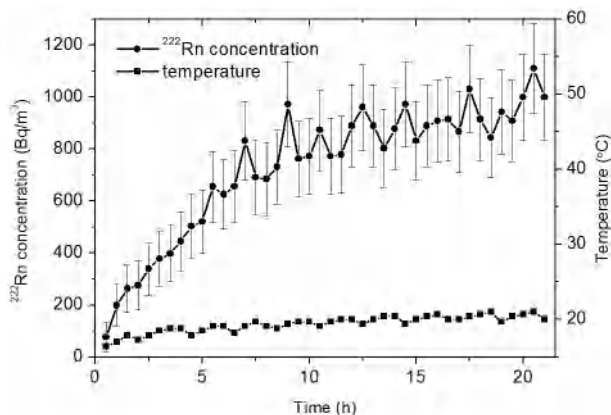


图 2.5 抹灰层 10mm 时氡浓度累积曲线图

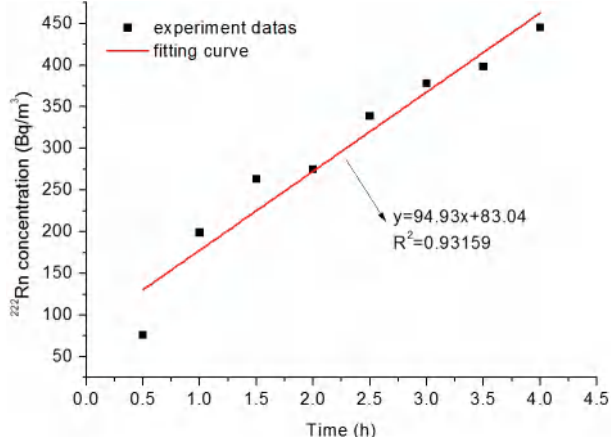


图 2.6 抹灰层 10mm 时氡浓度与时间关系线性拟合结果图
度 20°C ,静置一段时间后,先后将试块放入测试舱分别测量样品的表面氡析出率。

图 2.5 为 10mm 抹灰层在 20°C 下氡浓度累积曲线。前 8 h,氡浓度呈线性增长,15 h 后氡浓度值基本稳定。并对前 4 小时的 8 个数据线性拟合(如图 2.6),计算得到试块的表面氡析出率。如表 2.1 所示,当抹灰层厚度增加时,氡析出率分别为: $0.101\text{Bq}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ 、 $0.048\text{Bq}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ 和 $0.045\text{Bq}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ 。随着抹灰层厚度增加,被测样品氡析出率呈线性降低。建筑材料孔隙率显著影响墙体表面的氡析出率,结构疏松、孔隙率大时,氡气易析出^[19];当填充孔隙通道增加致密层阻滞作用时,材料内部密实度提高,形成致密制品层,使得氡在运移过程中经过更多次的折射,减少氡析出。

表 2.1 抹灰层厚度对氡析出率影响实验

试块编号	试块加厚高度	拟合曲线 a 值 Bq/(m ³ ·h)	氡析出率 Bq/(m ² ·s)
A1	10mm	214.88	0.101
B1	20mm	103.06	0.048
C1	30mm	94.93	0.045

注：试块裸露面的表面积（S）为 0.0064m²，集氡罩体积（V）为 0.0108m³。

表 2.2 低聚物厚度对氡析出率影响实验

试块编号	试块加厚高度	拟合曲线 a 值 Bq/(m ³ ·h)	氡析出率 Bq/(m ² ·s)
A2	10mm	197.85	0.093
B2	20mm	126.09	0.059
C2	30mm	96.96	0.045

3 结论及展望

（1）在通风不畅的建筑室内空间中，建材会缓慢析出氡，且室内氡浓度呈线性增加，达峰值后保持平稳。

（2）对含裂隙建筑，氡更易聚集在裂缝出口处背离地面的顶部，氡迁移轨迹为漩涡状，具有向上运动的趋势，在竖直向上的迁移能力更强；氡浓度随着压差的升高而降低；在密闭情况，任何形式的通风都能不同程度地降低整体氡浓度，但降氡效果有差异；在靠近风口处浓度下降最明显，其余区域浓度分布均匀；当压差从 5Pa 增大到 30Pa，裂缝处流出的氡质量流量减少了 76.5%，从排风口处流出的质量流量增加了 186.2%。

（3）送风口布置在顶部或上部，回风口布置在下部的排氡效果最好，通风 20 分钟左右，室内呼吸区平均氡浓度可降低到 200Bq/m³；在层盖层厚度较小的情况下，低聚物由于内部结构致密，相比于抹灰层有更好的氡屏蔽效果；但在厚度较大的情况下，由于低聚物本身是含铀射气介质，自身氡的析出增多，氡屏蔽效果相比于抹灰层较差。

参考文献

- [1]Krol S, Namiesnik J, Zabiegala B. α -Pinene, 3-carene and d-limonene in indoor air of Polish apartments: The impact on air quality and human exposure[J]. Science of the Total Environment, 2014, 468–469(jan.15): 985–995.
- [2]Almeida-Silva M, Wolterbeek H T, Almeida S M. Elderly exposure to indoor air pollutants[J]. Atmospheric Environment, 2014, 85(MAR.): 54–63.
- [3]Sofuoglu S C, Aslan G, Inal F, et al. An assessment of indoor air concentrations and health risks of volatile organic compounds in three primary schools[J]. International Journal of Hygiene & Environmental Health, 2011, 214(1): 36–46.
- [4]Lewkowska P, Dymerski T, G?Bicki J, et al. The Use of Sensory Analysis Techniques to Assess the Quality of Indoor Air[J]. Critical Reviews in Analytical Chemistry, 2016: 37–50.
- [5]Zeeb H, Shannoun F. WHO handbook in indoor radon: a public health perspective[R]. 2009.
- [6]UNSCEAR. Sources and effects of ionizing radiation[R]. Swden: UNSCEAR, 2000.
- [7]Leonardi F, Bonczyk M, Nuccetelli C, et al. A study on natural radioactivity and radon exhalation rate in building materials containing norm residues: preliminary results[J]. Construction and Building Materials, 2018, 173: 172–179.
- [8]刘淑波；梅爱华；活性炭盒法检测建材氡析出率的影响因素研究[J]. 广州建筑，2019(01 vo 47): 27–30.
- [9]Ferry C, Richon P, Beneito A, et al. An experimental method for measuring the radon-222 emanation factor in rocks[J]. Radiation Measurements, 2002, 35(6): 579–583.
- [10]Henschel D B. Analysis of Radon Mitigation Techniques Used in Existing US Houses[J]. Radiation Protection Dosimetry, 1994, 56(1–4): 21–27.
- [11]孙祁；盖文佳；江灏；闫洋洋；黄欣杰；梁云；祝娇；苏默龙；地下工程降氡技术的应用与现状[J]. 辐射防护，2020(05 vo 40): 462–469.
- [12]Ibrahim A O, Adegoke K A, Adegoke R O, et al. Adsorptive removal of different pollutants using metal-organic framework adsorbents[J]. Journal of Molecular Liquids, 2021, 333: 115593.
- [13]Ezeribe A C, Lynch W, Gregorio R R M, et al. Demonstration of radon removal from SF6 using molecular sieves[J]. Journal of Instrumentation, 2017, 12(9).
- [14]田伶. 双层介质中氡迁移动力学模型及控制研究[D]. 南华大学，2019.
- [15]王汝佳. 含裂缝硐室氡迁移影响的数值模拟和实验研究[D]. 南华大学，2020.
- [16]A N C, A R P C, B M J, et al. Study of indoor radon distribution using measurements and CFD modeling[J]. Journal of Environmental Radioactivity, 2014, 136(1): 105–111.
- [17]Ye Y, Wu W, Huang C, et al. Experimental study of the effect of seepage on radon exhalation in circular tubular porous emanation media[J]. Indoor and Built Environment, 2020, 29(5): 701–710.
- [18]Nilson R H, Peterson E W, Lie K H, et al. Atmospheric pumping: A mechanism causing vertical

transport of contaminated gases through fractured permeable media[J]. Jour. Geophys. Res, 1991, 96(B13): 21933.

[19]Soniya S R, Abraham S, Khandaker M U, et al.

Investigation of diffusive transport of radon through bricks[J]. Radiation Physics and Chemistry, Oxford: Pergamon-Elsevier Science Ltd, 2021, 178: 108955.

洁净手术室室内热舒适性研究

苗露, 石硕

(山东建筑大学热能工程学院, 济南 250101)

[摘要] 医院是功能性要求极高的微环境, 对洁净度和舒适度有着严格的标准和要求。现如今, 人们对洁净手术室室内热舒适性的关注度越来越高, 本文从洁净手术室室内空气温度、相对湿度、气流速度、平均辐射温度、人体代谢率和服装热阻六个影响因素逐项分析, 利用 MATLAB 软件绘制影响因素与 PMV 指标的规律图, 发现适当提高室内空气温度、相对湿度及平均辐射温度, 合理降低室内风速有利于实现洁净手术室最佳热舒适状态, 当室内环境处于相对湿度为 50%, 空气温度为 22℃, 空气流速为 0.25m/s 时, 手术室能够有效满足人体对热舒适性环境的要求。

[关键词] 热舒适; PMV 指标; MATLAB

0 引言

洁净手术室的热舒适性对于手术的正常操作, 病患的生存机率有重大影响。对于洁净手术室室内热舒适感而言, 我国的洁净手术室环境还存在着一些问题和矛盾, 室内温度、气流速度分布不均匀, 相对湿度过大、平均辐射温度过高等问题影响着人体对于手术室舒适性的评价程度。因此, 洁净手术室的室内热舒适性研究尤为重要。满足大部分进入洁净手术室的医护人员及病患对于手术室的直观感受是舒适、健康、安全的标准, 不仅要考虑送入手术室内的空气温度、空气气流速度、室内相对湿度和平均辐射温度等与手术室环境参数息息相关的因素, 同时也要考虑因人体代谢率和服装热阻的改变而促使人体热感觉发生变化的人体自身因素。综合全面分析, 才能更好解决洁净手术室热舒适中存在的问题, 创造出满足医护人员和病患舒适性极高的洁净手术室环境。

1 PMV 方程与 PMV 指标

1.1 PMV 方程

Fanger 通过在一个室内空气参数相对稳定的的人工气候室内对 1396 名志愿受试者进行热舒适实验, 对每位受试者在人工气候实验室内冷热感觉进行综合统计, 得出人的热感觉和人体热负荷之间的关系式^[1]:

$$PMV = [0.303 \exp(-0.036M) + 0.0275] TL \quad (1-1)$$

TL 为人体热负荷, W。

若对流、辐射和蒸发散热各项的计算采用与热舒适方程式相同的计算公式, PMV 方程的计算公式可以展开如下^[1]:

$$PMV = [0.303 \times \exp(-0.036M) + 0.028] \times \{M - W - 3.05[5.733 - 0.07(M - W) - P_a] - 0.42(M - W - 58.2) - 0.0173M(5.86 - P_a) - 0.0014M(34 - t_a) - 3.96 \times 10^{-8} f_{cl} [(t_{cl} + 273)^4 - (t_r + 273)^4] - f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a)\} \quad (1-2)$$

M 为人体能量代谢率, 决定于人体的活动量大小, W/m²; W 为人体所做机械功, W/m²; P_a 为环境空气中水蒸气分压力, Pa; t_a 为室内空气温度, °C; f_{cl} 为穿衣人体与裸体表面积之比, clo; t_r 为平均辐射温度, °C; t_{cl} 为穿衣人体外表面平均温度, °C; h_c 为对流热交换系数, W/s·m²·°C。

1.2 PMV 指标

预测平均价值 PMV(Predicted Mean Vote) 描述了热感觉与热负荷之间的关系, 是一种反映人体感受环境舒适度的评价标准。环境中的热负荷增加, 人体“热感觉”明显, 导致人体对环境产生不适感。当 PMV 指标越接近于零时, 人体对于环境的反馈感受为温湿度适中、舒适, 随着 PMV 值的增大, 人体对环境舒适度的满意程度偏离最佳舒适感越大。在稳定的热环境中对 PMV 值进行计算分析, 才能更好的反映出人体对于环境的舒适性评价。

PMV 评价指标可表明同一环境条件下, 绝大多数人对于环境的评价和感受, 进而得出热环境是否舒适合理。由于人体热感觉的复杂性, 人体对于舒适感没有明确定义, 因此, PMV 指标只能代表大多数人对于环境舒适性的感受, 并不能代表所有个体对于环境的评价标准。

2 洁净手术室下的 PMV 影响因素分析

2.1 洁净手术室下的空气温度

人体的皮肤温度对室内空气温度变化感受明显, 温度偏离人体热舒适指标, 会产生过热发闷或过冷寒颤现象, 导致医护人员人体对于环境的满意度降低。

一般标准洁净手术室的室内设计温度参数为 21~24℃, 由于手术类型和地域的限制和区别, 也会根据医疗要求进行相应的调整。美国 ASHRAE 对于洁净度要求最高的 A 级洁净手术室温度控制在 21~24℃ 内, 对 B、C 级洁净手术室的温度要求为

20~24℃;在德国 DIN 标准中洁净手术室的温度标准为 19~24℃;我国医院暖通空调设计手册中规定的洁净手术室设计温度在 20~25℃ 之间。我国关于满足洁净手术室热舒适性的空气参数标准如下表所示:

表 2.1 洁净手术部室内环境参数

类别	洁净等级	夏季室内温度 (°C)	冬季室内温度 (°C)	相对湿度 (%)
特别洁净手术室	一级	20-25	20-25	40-60
标准洁净手术室	二级	20-25	20-25	40-60
一般洁净手术室	三级	20-25	20-25	35-60
准洁净手术室	四级	20-25	20-25	35-60

2.2 洁净手术室下的相对湿度

人体皮肤的湿润程度由空气相对湿度所决定,当皮肤的湿润程度增加到一定上限,将会使人体皮肤产生了一种“粘着性”的感觉,相对湿度较高的空气参数增加了人体对环境的不满意度。同样,当手术室内环境的相对湿度含量过低时,人体将会感觉到皮肤干燥、胸口发闷的不舒适感。

我国对于洁净手术室相对湿度的设计标准为 30%~60% 之间,上限不可高于 65%。下表为不同湿度情况下的 PMV-PDD 指标。

表 2.2 洁净手术部室内环境参数

ϕ	24℃		25℃		26℃		27℃	
	PMV	PDD	PMV	PDD	PMV	PDD	PMV	PDD
40%	-0.792	19.021	-0.422	8.632	-0.039	5.820	0.034	7.425
45%	-0.749	16.945	-0.376	7.958	0.0081	5.051	0.384	8.201
50%	-0.715	15.625	-0.332	7.011	0.052	5.099	0.435	8.922
55%	-0.680	14.598	-2.285	6.751	0.099	5.217	0.479	9.865
60%	-0.641	13.438	-0.248	6.317	0.147	5.429	0.531	10.832
65%	-0.598	12.390	-0.210	5.811	0.185	5.765	0.569	11.951

2.3 洁净手术室下的气流组织

送入室内的空气流速过大会导致人体出现“吹风感”,甚至引起冷颤现象;气流速度过低,人体的热量得不到有效的散失,使人体产生闷热感。送入室内的空气流速过快或过慢都不能达到在手术过程中医护人员和病患对于手术室环境舒适性的满意度,稳定均匀的气流速度才可有效提高人体的舒适感。

为了保障空间气流分布的均匀性,洁净手术室内送风速度及气流均匀度须符合规范的要求。一级手术室的工作断面气流速度的不均匀度应小于 0.25,送风速度应保持在 0.25~0.3m/s,一级洁净手术室的手术台工作区平均风速应为 0.2~0.25m/s。不同等级的洁净手术室有着不同的送风速度要求。

一级洁净手术室的送风量及送风速度标准如表

表 2.3 一级洁净手术室送风量和送风速度

手术室层高(m)	3	2.9	2.8	2.7
送风量(m³/h)	6800-8400	6300-7900	5900-7500	5700-70000
送风速度(m/s)	0.30-0.37	0.28-0.35	0.26-0.33	0.25-0.31

2.3 所示:

2.4 洁净手术室的平均辐射温度

平均辐射温度是描述周围物体表面温度对人体辐射散热强度的温度变化。环境物体的热量越大,释放出的热能越多,环境平均辐射温度就越高,进而辐射到人体表面的温度相应增大,平均辐射温度过高将会影响人体对于热环境的舒适感体验。

平均辐射温度受到多种因素变量的影响,计算和测量比较复杂。平均辐射温度是一种不可控的变量,一般将平均辐射温度等同于室内空气温度进行处理。本文也采取了类似的处理方式,将平均辐射温度确定为恒定值 23℃。

2.5 洁净手术室的服装热阻

医用手术服可以有效阻挡多种血源性病毒的疾病传播,有良好的防护性能,能够阻隔湿态微生物进入手术衣内部^[4]。随着手术衣材料的发展,无纺布的一次性手术衣广泛应用于手术室中。根据手术衣隔绝病菌和透气舒适性需求,合理应用 SMS 材料,利用 M 层熔喷法成网的整合提高手术衣的透气性,可更加满足医护人员在手术操作过程的舒适性感受。手术服装热阻对于洁净手术室室内热舒适的影响十分微小,可以看作固定值。

调研统计结果中显示手术衣的服装热阻范围一般在 0.64~0.68clo,刷手衣的服装热阻范围 0.45~0.49clo,即在当主刀医生同时着装手术衣以及刷手衣的平均服装热阻为 1.06clo (0.17K·m²/W) 时,可满足医护人员对于洁净手术室室内热舒适的要求,1clo=0.15 K·m²/W。

洁净手术室内具体的服装热阻情况如表 2.4 所示:

表 2.4 手术室内不同着装的服装热阻情况

服装类型	病号服	刷手衣	手术衣	刷手衣+手术衣
服装热阻(clo)	0.32	0.45	0.65	1.06

穿衣人体与裸体表面积之比 f_{cl} 的计算方法如下式所示^[3]:

$$f_{cl} = \begin{cases} 1 + 1.29I_{cl}, I_{cl} \leq 0.078 \\ 1.05 + 0.645I_{cl}, I_{cl} > 0.078 \end{cases} \quad (2-1)$$

取 I_{cl} 为 1.06clo 时, f_{cl} 取值为 1.7337

2.6 洁净手术室的人体代谢

随着室内环境温度和相对湿度的提升,人体器官及细胞发生化学反应,体温调节系统运作,引起发汗、呼吸和循环机能加强,人体代谢率增加。当洁净手术室的室内环境参数设计在合理范围时,对人体代谢率的影响将不断降低趋于稳定。实验表明,当人体处于 22.5~35℃ 的温度范围及 40~60% 的相对湿度范围时,人体代谢率最为稳定,更有利于满足

医护人员和病者对于手术室内热舒适性的要求。

当洁净手术室的环境设计参数合理时,静躺在手术台上的病患显热平均散热量为 70W,潜热平均散热量为 33W,人体平均散湿量数值为 50g/h;操作手术的医护人员显热平均散热量为 72W,潜热平均散热量为 62W,人体平均散湿量数值为 92g/h。

医护人员在手术操作过程中,肌肉活动程度属于轻微活动,此时人体代谢率一般在 2~3.4Met(1Met=58W/m²),可以将洁净手术室内人体的代谢率确定在 116~197.258W/m² 范围内。此研究中,人体新陈代谢率取 120W/m² 作为固定值。

3 对 PMV 指标的规律分析

3.1 分析方法

利用 MATLAB 软件,编制文件程序,进行 PMV 方程计算和 PMV 指标求解。为了更加简便的建立 PMV 模型,实现样本训练的可操作性,本研究对洁净手术室条件下影响热舒适性的各物理参数进行求解。

本文针对于洁净手术室的特殊环境,人体的新陈代谢率取值为 2.07met,手术室的服装热阻取值为 1.06clo,平均辐射温度确定为恒定值 23℃。在满足洁净度和热舒适性的双重要求下,将室内空气温度的取值范围规定在 20℃~25℃,室内相对湿度的取值范围规定在 40%~60%,室内风速的取值范围规定在 0.2m/s~0.25m/s。

影响 PMV 指标的参数取值范围如表 3.1 所示:

表 3.1 各参数取值范围与取值间隔表

空气温度 (℃)	相对湿度 (%)	风速 (m/s)	平均辐射温 度(℃)	服装热阻 (clo)	代谢率 (met)
20℃~25℃	40%~65%	0.2m/ s~0.25m/s	23	1.06	2.07
(间隔 1℃)	(间隔 5%)	(间隔 0.05m/s)	固定值	固定值	固定值

3.2 洁净手术室室内空气温度对 PMV 指标的影响

空气中的水蒸气分压力计算方法如下式所示^[2]:

$$P_a = \varphi_a P_s \quad (3-1)$$

P_a 为环境空气中水蒸气分压力, Pa; φ_a 为相对湿度,取固定值 50%; P_s 为泰登公式。

泰登公式的计算方法如下式所示^[2]:

$$P_s = 610.6e^{\frac{17.26t_a}{273.2+t_a}} \quad (3-2)$$

室内温度与水蒸气分压力的数据表如表 3.2 所示:

表 3.2 不同室内温度下所对应的水蒸气分压力

室内温度(℃)	20	21	22	23	24	25
室内水蒸气分压力(Pa)	991	1045	1109	1166	1229	1297

图 3.1 为相对湿度 50%,不同室内风速下,

PMV 指标随着室内空气温度的变化规律曲线图。图 3.2 为室内风速 0.25m/s,不同室内相对湿度下,PMV 指标随着室内空气温度的变化规律曲线图。如下图所示:

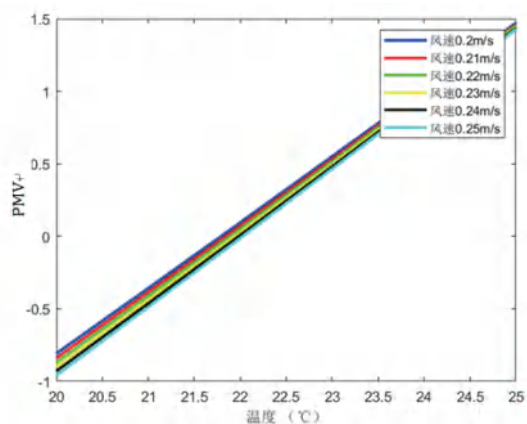


图 3.1 不同风速下 PMV 随温度变化曲线图

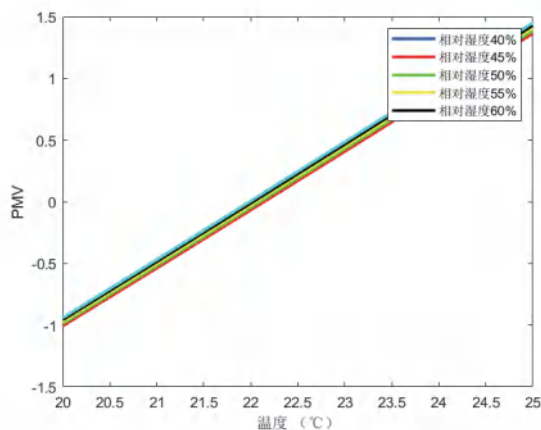


图 3.2 不同相对湿度下 PMV 随温度变化曲线图

在相对湿度和室内风速确定的情况下,PMV 指标随着室内温度的升高而增大;当室内温度为 22℃ 时,PMV 指标最接近于零,洁净手术室室内热舒适性最好。室内风速越高,PMV 指标受室内温度变化的影响程度更加敏感。由图 3.1 可知,室内风速为 0.2m/s 时的 PMV 指标较室内风速为 0.25m/s 的 PMV 指标增大了 0.2 倍左右。

室内相对湿度和风速一定时,室内温度影响下的 PMV 指标受风速变化影响,PMV 指标的增大幅度变化较大,而在受相对湿度变化影响时,PMV 指标的变化幅度相比于风速变化下的增幅偏小。PMV 指标随室内空气温度改变而变化,同一室内风速,不同相对湿度下的 PMV 指标规律曲线间变化并不明显,基本保持平行。相对湿度 60% 下的 PMV 指标较 40% 下的 PMV 指标仅增大了 0.1 倍。

3.3 洁净手术室室内风速对 PMV 指标的影响

空气对流换热系数的计算公式如下^[1]:

$$h_c = 2.7 + 8.7v^{0.67} \quad (3-3)$$

h_c 为对流换热系数, $\text{W}/(\text{s} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; v 为室内空气相对流速, m/s 。

室内风速与对流换热系数的数据表如表 3.3 所示:

表 3.3 不同室内风速下所对应的对流热交换系数

室内风速 (m/s)	0.20	0.21	0.22	0.23	0.24	0.25
$h_c (\text{W}/(\text{s} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}))$	5.659	5.758	5.855	5.950	6.044	6.137

图 3.3 是相对湿度为 50% 时, 不同室内温度的情况下 PMV 指标随着室内风速的变化规律曲线图。图 3.4 为室内温度为 22℃ 时, 不同室内相对湿度 PMV 指标随室内风速的变化规律曲线图。

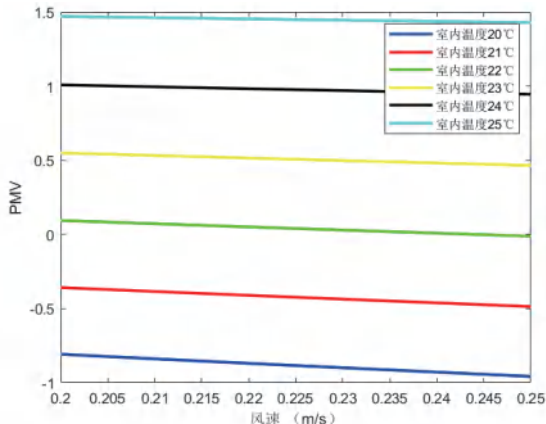


图 3.3 不同温度下 PMV 随空气风速变化图

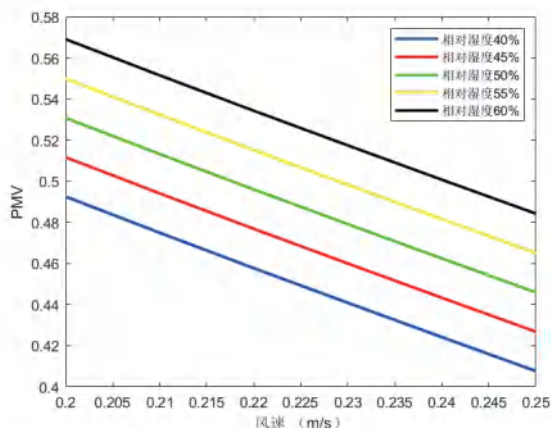


图 3.4 不同湿度下 PMV 随空气风速变化图

相对湿度和室内温度一定时, PMV 指标随室内风速增加而减小。室内风速为 0.25m/s 时, PMV 指标接近于零, 洁净手术室室内热舒适性最好。当相对湿度为恒定值 50%, 空气温度 20~25℃ 时, 终态 PMV 指标的变化幅度超过初态下的 0.25 倍, 室内风速每增加 0.05m/s, PMV 指标约降低 0.05。

在室内温度和相对湿度一定的情况下, PMV 指

标随着室内风速的增大而不断减小, PMV 指标受温度变化影响较为明显, 而在相对湿度变化时, PMV 指标的变化幅度很微小, 可以忽略不计。室内温度 20℃ 下时 PMV 指标较 25℃ 下的 PMV 指标增大了 2.4 倍。相对湿度 60% 的 PMV 指标较 40% 下的 PMV 指标增大 0.1 倍。

3.4 洁净手术室室内空气相对湿度对 PMV 指标的影响

根据公式 (3-1) 可以看出相对湿度是影响室内空气中的水蒸气分压力的重要因素, 下表为根据不同相对湿度求解出的相对应的水蒸气分压力:

表 3.4 不同相对湿度下所对应的水蒸气分压力

相对湿度 (%)	40	45	50	55	60	65
室内水蒸气分压力 (Pa)	887	998	1109	1220	1330	1436

图 3.5 为室内温度 22℃ 时, 不同室内风速条件下, PMV 指标随室内相对湿度的变化规律曲线。图 3.6 为室内风速为 0.25m/s 时, 不同室内空气温度条件下, PMV 指标随室内相对湿度的变化规律曲线。如下图所示:

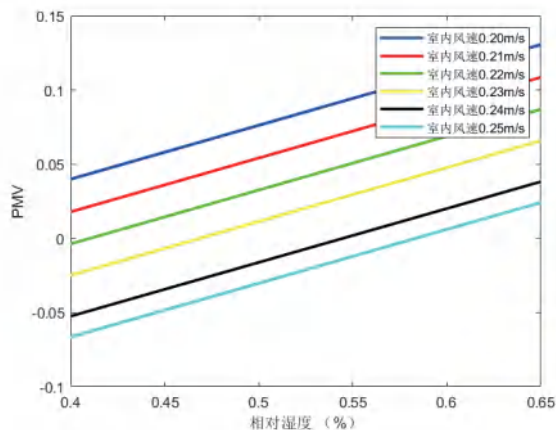


图 3.5 不同风速下 PMV 随湿度变化图

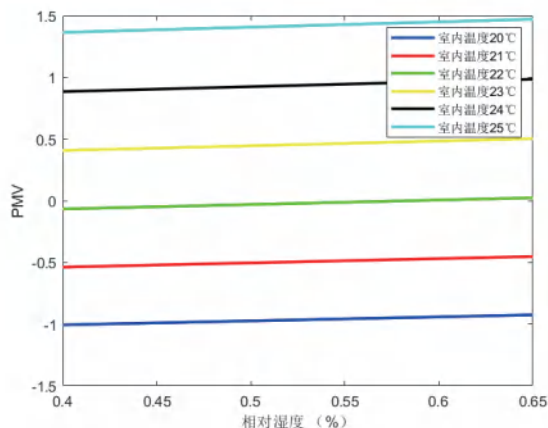


图 3.6 不同温度下 PMV 随湿度变化图

在室内温度和室内风速确定的情况下, PMV 指标随室内相对湿度的增大而增大, 当室内相对湿度为 50% 时, PMV 指标接近于零, 洁净手术室室内热舒适性最好。

保持室内风速 0.25m/s, 当空气相对湿度在 40%~65% 的范围内, 随着室内空气相对湿度的增加, 终态的 PMV 值较初始 PMV 数值增大约 0.1 倍, 相对湿度对于 PMV 指标的作用非常的微小, 室内相对湿度每增加 5%, PMV 指标仅增大 0.02 倍。

保持室内温度 22℃, 空气相对湿度在 40%~65% 的范围内, 随着室内空气相对湿度的增加, 终态的 PMV 值较初始 PMV 值增大 0.08 倍。室内相对湿度每增加 5%, PMV 指标仅增大 0.016 倍。

4 结论

环境因素中, 室内空气温度对 PMV 值影响最大, 为主要影响因素, 空气流速、平均辐射温度为次要因素, 而相对湿度对于 PMV 值的影响最为微小。对于人体因素而言, 人体代谢率和服装热阻对于 PMV

值也有显著影响。当人体新陈代谢率和服装热阻确定的情况下, 洁净手术室的室内温度、平均辐射温度、相对湿度合理增大, 空气流速适度降低, PMV 值接近于零, 空气对人体的热作用越明显, 医护人员和病患更能感受到手术室环境的舒适感。

当洁净手术室室内温度为 22℃, 相对湿度为 50%, 室内风速达到 0.25m/s 时, PMV 值接近于零, 此时, 洁净手术室内的热舒适性最佳。

参考文献

- [1] 朱颖心. 建筑环境学 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2016:94-120.
- [2] 贺培春. 基于舒适度的室内空气调节系统研究 [D]. 重庆: 重庆大学, 2010.
- [3] 刘庆. 基于 PMV 的室内环境智能系统设计 [D]. 北京: 北方工业大学, 2017.
- [4] 张玲. 空调热舒适度预测及控制算法研究 [D]. 长沙: 湖南大学, 2014.

可变动态通风策略对室内热舒适的影响研究

张惟佳, 张伟荣, 张昊天

(北京工业大学, 北京 100124)

[摘要] 随着科技的进步与社会的发展, 人们对室内热环境的舒适性要求也越来越高。在工位固定的办公环境中, 处于冷风直吹区的人员热经历较差, 居住者对于此现象的“意见”屡见不鲜。为了满足人员舒适需求, 通过切换风口组合实现的可变动态通风策略成为一个可能解决该问题的途径。此外, 长时间处于空调环境下的人体机能可能因缺乏刺激而退化, 而自然、动态的热环境是人与生俱来所追求的, 人的行为调节更加丰富, 因此动态的送风成为研究热点。本研究首先提出了一种以多模式动态通风模块为核心的新型可变动态通风系统, 可容易地切换送回风口位置、变换风口排列方案, 其次利用一典型办公室模型进行模拟, 探究该系统在非稳态下的通风策略及其对室内热环境的影响。结果表明: 不同风口排列方案营造的热环境不同, 可相应匹配多种室内行为场景。正弦送风模式下速度场略小于恒定送风, 温度场低于恒定送风 1°C 以上。结合热舒适指标, 可变动态通风有可能提升整体热舒适, 而大多数测点 PMV 值在 $-1\sim 0$ 之间, 热感觉处于微凉, 考虑到热感觉与热舒适存在不等同关系, 因此关于局部热舒适的探讨需要结合主观实验进一步完善。

[关键词] 可变动态通风; 动态热环境; 热舒适; CFD; 通风评价

1 引言

人类所处的热环境绝大部分都是非均匀的, 是处于动态变化中的。同时非均匀、动态的热环境是人类与生俱来所追求的^[1], 且对室内热环境的舒适性要求也越来越高。

空调与采暖技术的出现使得人类不再被自然寒冬酷暑所困, 但随之而来的问题有: 局部区域内的人员过冷或者过热情况, 即室内冷热需求与实际分配不均的问题或者当长时间处于空调建筑中人员极有可能出现病态建筑综合症。对于冷热需求与分配不匹配的问题, 常见的情况如办公环境中常遇到的“空调大战”, 位于风口下方与远离风口的人群对室内冷热需求显然难以平衡。另一方面, 长久在恒温恒湿室内条件下的人体缺少偏离中心环境的刺激, 对冷热刺激的生理调节能力逐渐被削弱, 自身机能由于缺乏刺激而退化。因此, 实时营造良好的室内热环境的过程中, 选择一种能兼顾室内空气品质与人体舒适性要求又能达到节能目的的通风方式尤为重要。

不同通风方式对于改善室内热环境的效果不尽相同。对于室内人员之间不平衡的冷热需求, 一些研究对此进行了探索。Li 等提出多模式通风^[2], 可实现在不同室内场景下改变通风模式。Shao^[3] 为满足多工作区域的不同热舒适需求, 利用层式通风通过模拟设置两组送风口组在不同工作区获得了差异化的热环境并对其进行评价。

在自然通风条件下人们的行为调节更加丰富, 即“自适应”的机会更多。一些学者已将动态“仿自然风”理念带入到室内机械通风中来创造风向、

风速及湍流强度多变的动态热环境^[4]。在飞机舱中, 适当周期设置下利用方波函数送风可以节约风量, 带来更好的通风效果^[5]。Lin 等^[6] 基于层式通风采用间歇通风策略在一教室内进行实验与模拟, 相较于恒定送风, 此种方式可降低不满意率达 22%。

目前对动态热环境的探索尚比较有限, 较长期以来所研究的均匀稳态条件来说动态热环境更为困难。本研究从可变、动态通风的角度创造动态室内热环境, 提出基于一种多模式动态通风模块化系统, 并将其应用于高人员密度的办公室。此系统集成多种风口组合及动态送风模式。风口组合包括送回风口横向、纵向及交叉分布, 旨在向工作区域的送风组合是随室内需求可调整、可切换的; “动态”体现在送风参数随时间变化。在影响室内热环境的因素中, 气流速度变化引起室内热环境变化最为显著, 因此可设计动态模式: 风速呈正弦波动或方波波动。经过数值计算获得工作区内温度、速度随时间的变化, 并从热舒适的角度讨论不同位置上的人体吹风感, PMV 等舒适性评价指标, 在发现问题的基础上, 进一步分析应用此系统后室内热环境的动态响应特性。

2 多模式动态通风模块化系统

为了兼顾不同位置人群的不同需求, 同时保障室内良好空气品质, 本研究提出一种两送两回风口组合的圆筒形通风切换模块, 其示意图如图 1 所示。主体部件由箱盖、电机、风箱、分层转子、送回风干管、一个固定送风支管和三个可变风管组成。作为一种模块化装置, 其应用将根据建筑规模进行各个模块之间的组合, 组合后成为一套完整的系统,

解决了组装、拆卸上的技术难题,主体结构布局合理,节约整体施工成本。

本装置采用模块化设计理念,具有独立化、组合化的特点。每四个风口和换向装置成为一个模块。每个模块装置具有三种风口切换模式,通过转子的转动可以实现送回风管的切换(如图2)。若独立布置可实现小范围内个性化控制,系统布置可以为典型场景的环境控制提供解决方案。本研究基于此模块进行了后续模拟实验。

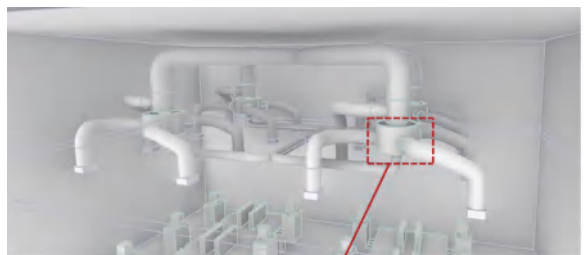


图1 多模式动态通风模块示意图

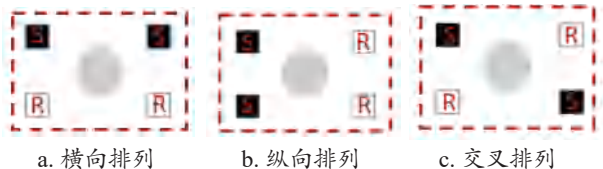


图2 三种不同风口排列模式(S:送风口;R:回风口)

3 数值模拟

3.1 几何模型设置

本研究建立了一个人员高密度下的办公室,其示意图如图3所示。这种人员分布较为对称常见,因此以此例探究成组设置模块化系统对室内热环境的影响。此房间长宽高分别为10m、6m、3m。室内包含12个居中分布的久坐办公状态下的办公人员,

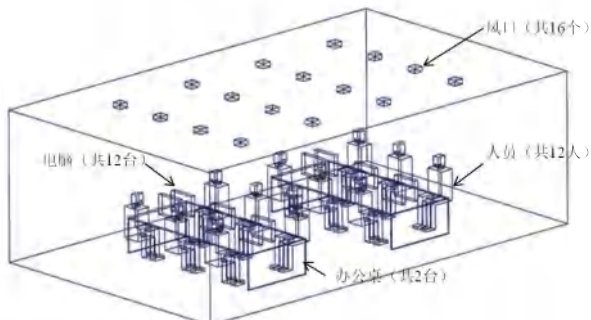


图3 典型办公室模型示意图

每人配备有1台电脑。每6个人均匀分坐在2台办公桌旁。16个小风口尺寸均为0.20 m×0.20 m,平均分布在天花板上。

3.2 边界条件及工况设置

由于气流速度变化引起室内热环境变化最为显著,为研究可变动态通风带来的动态气流对室内热环境的作用,本研究假设可以在末端风口加入送风发生装置,进而可以产生恒定、多种频率的正弦波或方波送风。在模拟中体现为风口的边界类型设置为风速随时间变化的速度入口,边界条件利用UDF函数设置。结合“可变”与“动态”两个因素,本研究的工况设置如下表(暂不考虑方波)。其中正弦送风的周期设为20s,模拟送风时间为1分钟即3个周期后的结果。送风口处速度随时间的变化如图4所示,中间值为1.5 m/s。恒定送风的风速定为2.0 m/s。

表1 工况设置

工况	风口排布	送风模式	风速(范围)
A	横向(H)	恒定(C)	2.0 m/s
B	纵向(V)	恒定(C)	2.0 m/s
C	交叉(C)	恒定(C)	2.0 m/s
D	横向(H)	正弦(S)	1.0-2.0 m/s
E	纵向(V)	正弦(S)	1.0-2.0 m/s
F	交叉(C)	正弦(S)	1.0-2.0 m/s

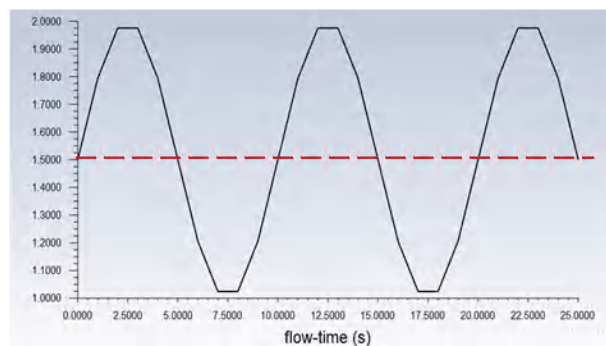


图4 速度入口呈正弦函数变化

设置的边界条件具体如下:该场景下处于办公状态的人员发热量设置为40W/m²,电脑的发热量为100W/m²。详细的边界条件及工况设置见表2。

表2 边界条件设置

类型	边界条件	参数
天花板/墙壁/地板	壁面:绝热	-
电脑	壁面	热流密度:100 W/m ²
办公/会议桌	壁面:绝热	-
人员	壁面	40 W/m ²
送风口	速度入口	送风温度:23 °C 送风速度:2.0 m/s(恒定) /UDF实现1.0~2.0 m/s 正弦波动
回风口	自由出流	-

由于送风速度在很大程度上影响着室内人员的舒适度,所以人员周围的区域应重点关注。因此,

在人员呼吸区（即 1.2m 平面）设置了 9 个采样点。测点平面布置如图 5 所示。后续评价指标均基于此 9 个采样点的结果进行计算分析。

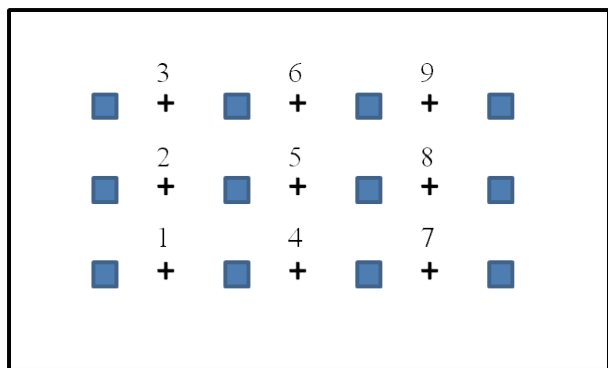


图 5 测点平面布置图

3.3 数值方法

本文所研究的温度场与速度场将使用 ANSYS Fluent 2020 计算获得。经过对风口和热源周围进行局部加密与独立性分析后，该模型划分出 225 万网格。利用 Fluent 进行数值计算时，恒定送风的计算是稳态计算，由于 Standard k- ϵ 模型在室内气流预测方面的准确性好，模拟选择其作为湍流模型。求解方法选择 SIMPLE 算法。压力采用 Standard 离散格式，其他参数为二阶迎风格式。空气假设为考虑热浮升力的不可压缩流体。为了保证模拟结果的准确性，除了能量残差设置为 10^{-6} 外，残差准则设置 10^{-4} 即可认为达到收敛。正弦送风下的计算是非稳态计算，假设送风 60s，物理时间步长设置为 0.1s，故总时间步数 600 步。

4 结果分析与讨论

4.1 评价指标

在本研究中，为了分析应用此模块的可变动态通风下的热舒适性能，结合非稳态通风的气流动态化特点，将从整体与局部热舒适角度采用以下评价指标：（1）空气分布特性指标 ADPI；（2）吹风感 DR；（3）预测平均热感觉 PMV。

（1）空气分布特性指标 ADPI

ADPI 可用来整体评价室内环境的舒适度^[7]。在舒适性空调的背景下，湿度对舒适度的影响不大，因此选择它来评价温度和风速作用下的舒适度。ADPI 可以定义为满足规定风速和温度要求的采样点数与总采样点数之比。由 ASHRAE113-2013 标准^[8]，公式如下：

$$\Delta ET = (t_i - t) - 7.66(v_i - 0.15) \quad (1)$$

$$ADPI = \frac{-1.7 < \Delta ET < 1.1 \text{ 的测点数}}{\text{总测点数}} \times 100\% \quad (2)$$

式中：

ΔET —有效温度差， $^{\circ}\text{C}$ ；

t_i —局部空气温度， $^{\circ}\text{C}$ ；

t —房间平均温度， $^{\circ}\text{C}$ ；

v_i —局部平均风速， m/s ；

当 ΔET 在 $-1.7 \sim +1.1$ $^{\circ}\text{C}$ ，多数人将感受到热舒适。此比例越高，对该情况下的热环境满意率就越高。

（2）吹风感 DR

由于动态通风下风速具有波动性的特点，在室内自然风送风的研究中^[9]，常使用不满意率 PD 作为重要评价指标。PD 指标体现了由吹风感引起人体不满意率，包含了湍流度的影响^[1]。对于非均匀热环境，热环境的非均匀性可能导致人体的局部热不舒适，如吹风感、垂直温差等。在此研究中，将吹风感初步选定为一个评价指标。吹风感引起的不适可以用对吹风感不满的人数的预计百分比来评价。ASHRAE113-2013 标准^[8]中规定吹风感指数 DR 的模型如下式：

$$DR = (34 - t_a) (v_a - 0.05)^{0.62} (0.37 \times v_a \times T_u + 3.14) \quad (3)$$

当 $v_a \leq 0.05 \text{ m/s}$ ，则 $v_a = 0.05 \text{ m/s}$ ；

当 $DR > 100\%$ ，则 $DR = 100\%$ 。

式中：

DR—吹风感指数，%；

t_a —局部空气温度， $^{\circ}\text{C}$ ；

v_a —局部平均风速， m/s ；

T_u —局部湍流强度，%，10%-60%（如果未知，可选择 40%）。

标准中要求 $DR < 20\%$ 。若 $DR > 100\%$ 时， $DR = 100\%$ 。

（3）预测平均热感觉 PMV

预测平均热感觉指数 PMV 是最常用、最受认可的热舒适模型^[10]，用以评价在人工环境下人员的冷热体验。此指标与多个因素有关，包括环境因素（空气温度、相对湿度、平均辐射温度、空气流速）及个体因素（服装热阻、代谢率）等。PMV 值与人的热感觉之间的关系如表 3 所示（PPD：预测不满意百分数）。

表 3

PMV	热感觉	PPD (%)
+3	热	100
+2	暖和	75
+1	微暖	25
0	适中	5
-1	微凉	25
-2	凉快	75
-3	冷	100

PMV 计算中，在没有强大辐射源的情况下，模型中平均辐射温度可以用空气温度代替，假设人员

处于坐着打字状态，新陈代谢率为 1.1met，服装热阻为夏季典型着装 0.5clo。为实现满意的热舒适，PMV 应该控制在一定范围内。若不考虑人员的主观偏好性，则 PMV 趋近于 0 说明舒适性越好。

4.2 模拟结果分析

图 6 为各个工况下在呼吸高度上的速度分布云图，其中图 6-a, b, c 显示的为恒定送风情况下三种风口排列下速度分布，图 6-d, e, f 为以 1.5m/s 为中间值，频率为 0.05Hz 的正弦送风（送风时间为 60s 时）三种风口排列下速度分布。明显发现，处于恒定送风下的风口处风速高于 60s 时刻的正弦送风。其余位置的风速分布差异不大，小于 0.6m/s。若拼装通风模块使得风口呈横向排列（图 6-a 与 6-d）或交叉排列（图 6-c 与 6-f），这两种排列使得速度场分布较为均匀。该平面在风口交叉排列情况下风速波动较为明显。而图 6-b 与 6-e 显示的纵向排列方式则在空间分布上没有另外两种均匀，靠近东侧墙壁的区域风速较低。

图 7 为各个工况下在呼吸高度上的温度分布云图

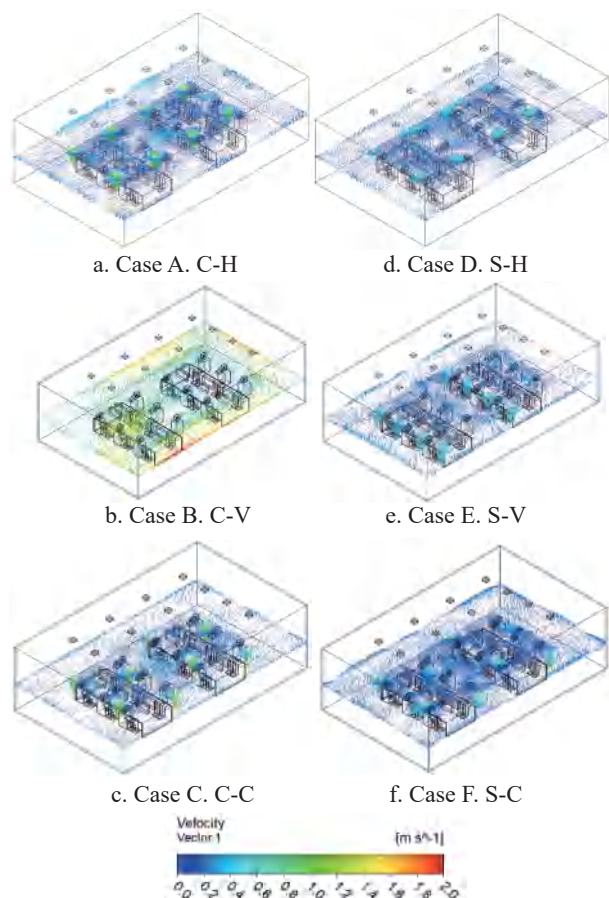


图 6 各工况在 1.2m 平面速度分布

（其中：C—恒定送风；S—正弦送风；H—横向排列；V—纵向排列；C—交叉排列）

图，其中图 7-a, b, c 显示的为恒定送风情况下三种风口排列下温度分布，图 7-d, e, f 为以 1.5m/s 为中间值，频率为 0.05Hz 的正弦送风（送风时间为 60s 时）三种风口排列下温度分布。首先观察两列结果，三种恒定送风情况温度均高于正弦送风情况。恒定送风时平均温度在 25°C 左右，而正弦送风后平均温度在 24°C 以下。并且正弦送风整体的温度场更为均匀。风口横向排列（图 7-d）时，热源与周围环境冷热掺混度较小，优于交叉排列（图 7-f）时的情况。

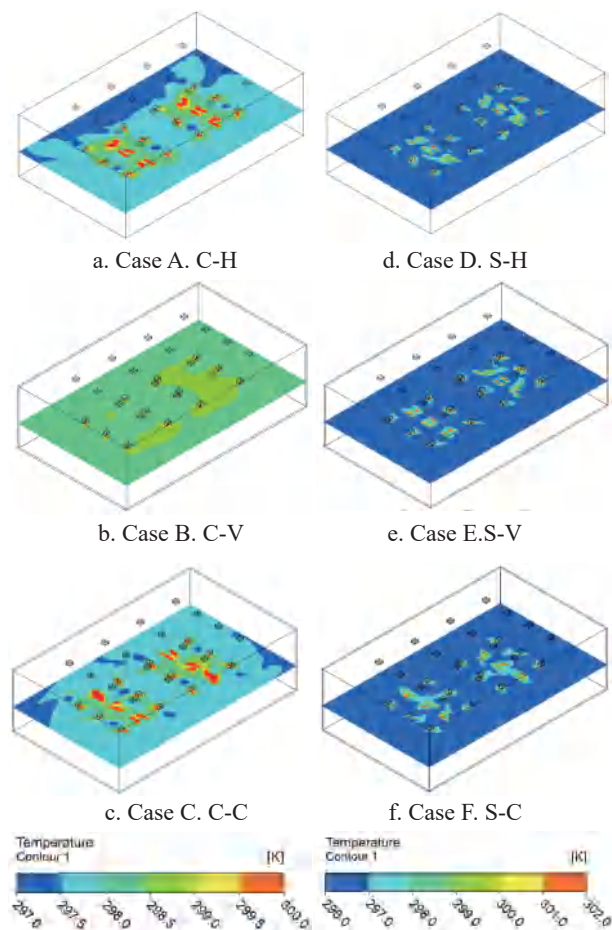


图 7 各工况在 1.2m 平面温度分布

（其中：C—恒定送风；S—正弦送风；H—横向排列；V—纵向排列；C—交叉排列）

基于 4.1 介绍的指标，首先计算反映整体热舒适的空气分布特性指标 ADPI，结果见图 8。正弦送风下三个工况均为 67%，效果比较稳定，而恒定送风下 ADPI 变化差异较大，有可能降低亦可能提升热舒适。值得注意的现象是由于恒定送风下风口横向排列形成的风速场最为均匀，而纵向排列时非均匀性稍显著，所以在此两方案中整体热舒适水平产生较大差异。横向排列时对于 12 人办公室模式来说送风较为均匀，纵向排列时对于东西两侧的空间有

所失衡。经计算,测点 1-6 的风速较大,造成有效温度差 ΔET 较大,影响了 ADPI 比例。在风口的纵向和交叉排列方案中,正弦模式的结果表明较恒定送风的整体舒适度有所提升。

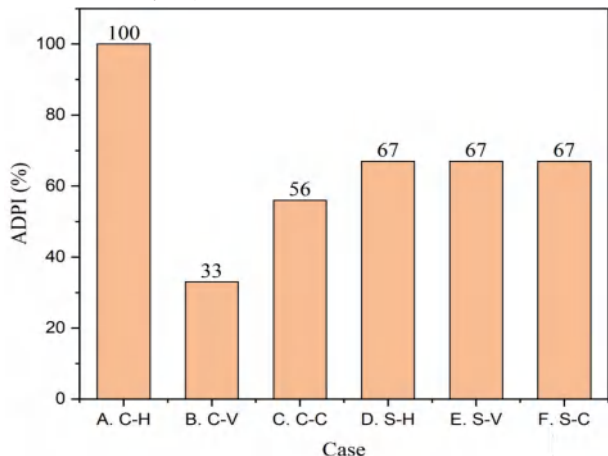


图 8 空气分布特性指标 ADPI 结果

六个工况下 PMV 的结果见图 9, 数值在 $-1.23 \sim +0.58$ 之间变化。对比其他工况, 带来较高热感觉的工况是 Case C. C-C, 即恒定送风下交叉排列。观察 0 刻度线, 可以发现恒定送风下的 PMV 靠近 0。绝大多数采样点处的 PMV 值小于 0, 说明会造成稍凉的热感觉。另一方面, 采样点 4-6 处于工作区核心区, PMV 值较为一致地处于较低水平, 两侧的采样点 PMV 则高于中心处的采样点。由于 PMV 最适用的情形是参数较稳定的空调环境, 所以在动态通风过程中使用平均 PMV 指标较为合适。此外, 结合 PMV 预测结果, 考虑到热感觉不等于热舒适, 因此采用主观实验研究人员实际热感觉, 对气流运动的可接受度及对气流运动的喜好十分必要。

关于吹风感, 若直接根据公式计算得到吹风感

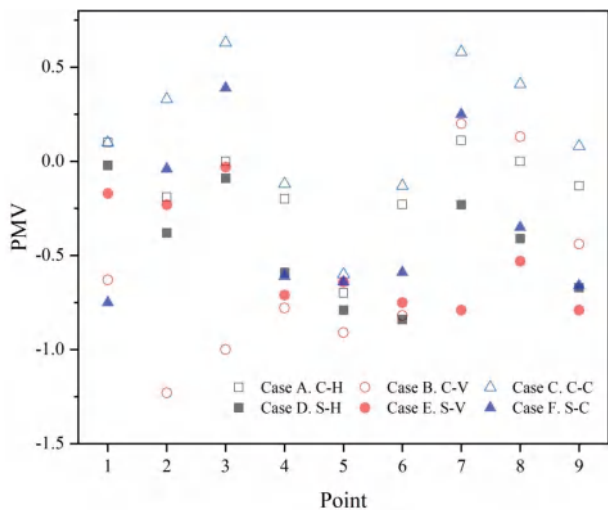


图 9 采样点处预测平均热感觉 PMV 值

百分比超过 100%, 造成吹风感预测过大。但由于吹风感此概念建立在评价一个自然通风情况过程^[9], 以打开门窗换气的房间作为研究对象, 窗口类似于一个巨型风口, 室内测点直接处于送风口位置, 对于室外送入的自然气流组织将直接影响测点处热舒适。但由于此种动态送风送风口多而小, 顶部送风不能将动态气流直接送入空调区测点位置, 而是要经过与周围气流掺混波动过程, 同时需要考虑室内布置可能带来的涡流和回旋。因此关于吹风感的衡量需要进一步完善。

5 结论

在创造动态气流的环境下, 通过数值模拟方法, 初步讨论了在高人员密度的办公室中应用此通风模块采用恒定或正弦送风模式对热舒适的影响。目前本研究尚未讨论正弦送风频率与速度对舒适度、节能潜力的影响, 有待进一步深入。已有结论如下:

(1) 不同风口排列方案营造的热环境不同, 可相应匹配多种室内行为场景。正弦送风模式下速度场略小于恒定送风, 温度场低于恒定送风 1°C 以上;

(2) 在模拟动态通风的环境中, 通过反映整体舒适度的 ADPI 结果: 在一定正弦送风情况下, 可以改善室内热舒适; 评价局部热舒适时, 使用吹风感 DR 指标并不准确恰当。在动态通风过程中, PMV 的值应为考虑时间平均的平均 PMV;

(3) 由于热感觉不等于热舒适, 因此当多数测点 PMV 在 $-1 \sim 0$ 之间 (即出现微凉状态) 时, 需要结合主观实验调查人员实际热感觉, 对气流运动的可接受度及对气流运动的喜好等综合评价室内热舒适来确定在此种通风装置下最佳热感觉的范围, 以更好满足人员对舒适度的要求。

参考文献

- [1] Zhang, H., Arens, E., Fard, S.A. et al. Air movement preferences observed in office buildings. *Int J Biometeorol* 51, 349–360 (2007).
- [2] Shao X, Li X, Ma X and Liang C. Multi-mode ventilation: an efficient ventilation strategy for changeable scenarios and energy saving. *Building and Environment*, 2017; 115: 332–344.
- [3] Shao X, Ma X, Li X and Liang C. Fast prediction of non-uniform temperature distribution: a concise expression and reliability analysis. *Energy and Building*, 2017; 141: 295–307.
- [4] Yingxin Zhu, Maohui Luo, Qin Ouyang, Li Huang, Bin Cao, Dynamic characteristics and comfort assessment of airflows in indoor environments: A review. *Building and Environment*, 2015; 91, 5-14.

- [5] Chaofan Wu, Noor A. Ahmed. A novel mode of air supply for aircraft cabin ventilation. Building and Environment, 2012;56: 47-56.
- [6] Xue Tian, Sheng Zhang, Zhang Lin, et al. Experimental investigation of thermal comfort with stratum ventilation using a pulsating air supply. Building and Environment, 2019;165:106416.
- [7] 林家泉, 吴炯, 连美如. 基于 ADPI 和吹风感指数的客舱舒适性模拟优化 [J]. 液压与气动, 2018, (2):40-45.
- [8] American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers. ANSI/ASHRAE Standard 161-2013 Air Quality Within Commercial Aircraft [S].
- [9] 王善聪. 低频正弦 (0.3Hz, 0.4Hz, 0.5Hz) 送风结合不同气流组织形式 对人体热舒适的影响分析 [J]. 洁净与空调技术, 2015, 6 9-12.
- [10] ASHRAE ANSI/ASHRAE Standard 55-2013, thermal environmental conditions for Human occupancy[S]. Atlanta: American society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Inc.

可变余风量的多隔间洁净室压力梯度动态控制方法

程煊锐¹, 李春旺², 马晓钧², 黄春娥²

(1. 北京联合大学城市轨道交通与物流学院, 北京 100101; 2. 北京联合大学生物化学工程学院, 北京 100023)

[摘要] 针对变送风量的多隔间洁净室压力梯度的维持问题, 提出可变余风量压差控制方法。通过建立送风量(或阀门开度)与余风量补偿系数之间的关系模型, 保持送风量、余风量和回风量的动态平衡, 从而实现变送风量条件下的压力梯度的稳定。通过可变余风量法和固定余风量法的比较实验证明, 当送风量变化 $\pm 10\%$ 时, 可变余风量法仍可维持很好的压力梯度, 比常规方法具有更好的鲁棒性和抗扰能力。

[关键词] 多隔间洁净室; 可变余风量; 压力梯度

0 引言

制药厂房在生产药品的过程中, 需要时刻满足对洁净度的要求。并且高等级制药洁净厂房设计中采用很高的换气次数来维持洁净度, 其主要目的是防止因污染或交叉污染等危及产品质量的情况发生^[1]。但实际运行时存在着很大的送风量冗余, 若洁净室送风量能随着产生量变化而实时调节, 具有巨大的节能空间。在保障洁净环境的同时, 有效降低能耗的措施, 对提升洁净产品的竞争力和践行国家低碳战略具有重要意义。

制药洁净室的压差控制是洁净室保证室内洁净度减少污染的关键技术之一^[2]。中国 2010 版 GMP(《药品生产质量管理规范(2010 年修订)》)对制药洁净生产环境提出严格的要求, 洁净室稳定的压力梯度可以保证其处于生产所需的受控状态^[3]。

当由于被动干扰或主动调节, 造成洁净室送风量发生较大变化的时候, 会导致多隔间洁净室压力梯度的紊乱, 造成洁净室各隔间不同生产工艺之间交叉污染的严重风险。因此, 如何维持多隔间制约洁净室压力梯度的动态稳定, 成为制约洁净室实时变送风量调节的瓶颈问题。针对上述压差控制问题, 本文提出可变余风量的洁净室压差控制方法, 并探究了送风量改变时, 洁净室压力梯度的维持情况。

1 洁净室的压力梯度要求

洁净厂房设计中, 生产过程采用压力梯度的目的是阻止可能出现的不同生产工艺之间的交叉污染。洁净室中不同等级的洁净区域之间应保持一定的压差, 即压力梯度。必要时相同洁净级别的不同功能区域之间也应保持适当的压力梯度。例如某制药洁净厂房的纯化车间的压力梯度设置, 核心间 35Pa,

缓冲间 25 Pa, 一更 20 Pa, 二更 15 Pa, 物流缓冲间 20 Pa。《医药工业洁净厂房设计标准》^[4]、《药品生产质量管理规范》^[5]规定不同空气洁净度级别的医药洁净室之间以及洁净室与非洁净室之间的空气静压差不应小于 10Pa;《洁净厂房设计规范》^[6]推荐不同等级的洁净室之间的压差不宜小于 5Pa; ISO 14644-4^[7]规定不同洁净等级的邻室压差应位于 5~20Pa 之间; ASHRAE 手册中指出相邻空间压差一般设计在 12.5Pa 或者略低。许钟麟^[8]通过对相邻洁净室的理论估算, 建议乱流洁净室与相差一级邻室的压差建议为 5Pa, 如相差一级以上则建议为 5~10Pa。

2 压力梯度控制的一般方案

根据洁净厂房各房间的功能和洁净等级要求设置压力梯度, 通过维持每个房间的压差值(房间压力-大气压=房间压差值)在设定值, 从而保持房间之间的压力梯度。

高等级洁净室的每个房间的压差值控制一般采用定送变回方式, 即洁净室送风量不变, 通过改变房间的回风量(或阀开度)维持房间压差值。当房间回风阀为快开阀时可采用压差控制法, 即通过房间给定的压差值与实测值比较, 通过 PID 算法对房间回风阀进行偏差控制, 以保障房间压差值的稳定。当房间回风阀为变风量阀时则可采用固定余风量控制法。固定余风量控制法保持房间送风量与回风量之间的一定的风量差, 从而维持一定的压差。余风量本质来说就是房间之间通过缝隙的漏风量, 房间之间的压差就是以一定风量通过这些关闭的门窗、孔口的缝隙时的阻力, 所以静压差反映的是缝隙的阻力特性。美国国家标准研究所(ANSI)与美国工业卫生协会(AIHA)支持采用漏风量方法解决房间压差控制问题。ANSI 的标准 Z95 认为“规定定

基金项目: 该论文由国家重点研发计划项目“降低洁净室循环风量的关系基础问题研究”(课题编号: 2018YFC0705201)资助

量压差是不好的设计依据^[9],真正需要的是漏风量。”国内外文献和工程实践证明固定余风量控制法优于压差控制法。

3 固定余风量控制法的效果实验

3.1 固定余风量的计算

利用多隔间洁净室实验系统,采用固定余风量控制法,研究扰动发生时的压力梯度的维持效果。由于实验系统的洁净室送回风均采用妥思的变风量阀(自带风量监测传感器),这种阀的风量检测误差动态变化,在大风量时5%,小风量时10%,取洁净室送风量扰动为10%,主动送风量变化幅度也以此为准。

实验过程首先需对余风量进行计算和赋值,各房间的渗透风量计算公式见式(1):

$$Q_n = u \times F_n \times y \times p_n^{0.5} \quad (1)$$

式中: n 为房间缝隙个数; F_n 为缝隙面积; P_n 为设定房间和相邻房间压差; u 为房间流量系数,默认值为0.4; y 为单位转换因子, $y=(2/1.2)^{0.5} \times 3600 = 4647.6$ 。

依据式(1)计算房间四个墙面、顶和地板的渗透风量 $Q_1 \sim Q_6$,则房间总渗透量为 $G_z = \sum Q_n$ 。为了方便对理论计算结果根据实际情况进行调整修订,给出真实余风量补偿系数 X_n ,最终固定余风量为 $G_n = Q_n \times X_n$ 。将采集的实时送风量减去理论余风量,得到房间回风量,从而控制房间回风阀,观测各房间压力变化。通过不断手动调节各个房间的余风量补偿系数,改变余风量计算数值,直到压力梯度形成为止,此时得到各个房间的余风量计算值即为固定余风量。

3.2 固定余风量法实验

3.2.1 实验场景与初始条件

(1) 实验室布局

通过实验来研究固定余风量与可变余风量的洁净室压力动态控制,本次实验在已搭建的实验室完成,以下为对实验室的介绍。

多隔间洁净环境实验平台具有5个隔间(分别

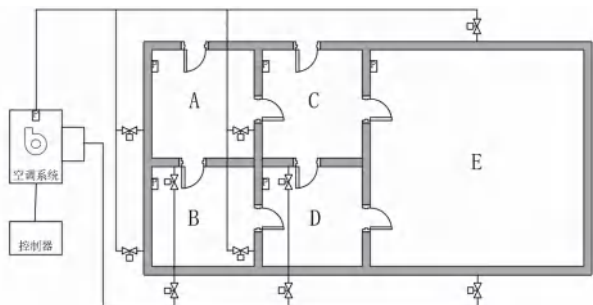


图1 洁净室平面布局图

为房间A、房间B、房间C、房间D、房间E),总洁净面积33m²,其中包括1个4m×4m大房间,室内净高为3.1m;4个2m×2m的小房间,室内净高为2.9m,外加一个约1m×1m的风淋室,洁净度等级可达B级,设置局部独立排风系统,可根据实验需求对空间结构和场景灵活组合,见图1。

(2) 实验初始条件

设置并调试初始状态,即5个洁净室的初始换气次数(送风量)和压力设定值。启动系统后,手动调整送风量和余风量补偿系数调试出相应的换气次数和稳定的压力梯度。初始状态参数见表1。

表1 初始状态参数

房间	A	B	C	D	E
各房间送风量(m ³ /h)	240	240	260	260	1550
各房间压力(Pa)	10	10	30	30	45
换气次数	20	20	21	21	30
各房间送风量的10%(m ³ /h)	24	24	26	26	155

3.2.2 实验结果讨论

等比例的改变送风机频率和各房间的送风量,各房间送风量改变10%时(相当于加入干扰),洁净室压力梯度的变化规律见图2~图4。

当送风量总扰动为下降10%时,5个洁净室的压力在动态变化过程中压力梯度发生了紊乱,其中B房间的压差幅值变化最大,达到85.73%,并且A、B、D房间出现负压状态;当送风量总扰动为升高10%

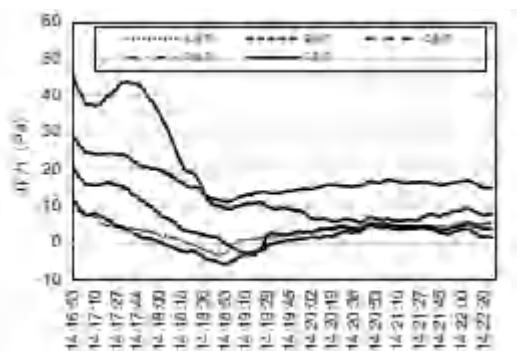


图2 送风量降低10%时压差变化(固定余风量方法)

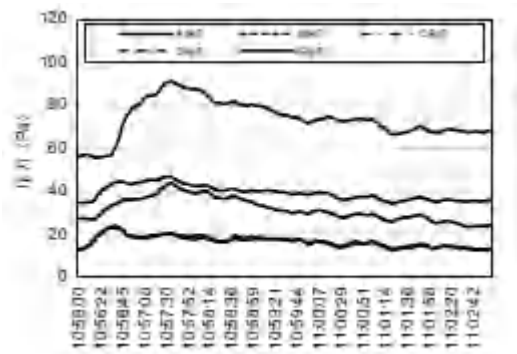


图3 送风量升高10%时压差变化(固定余风量方法)

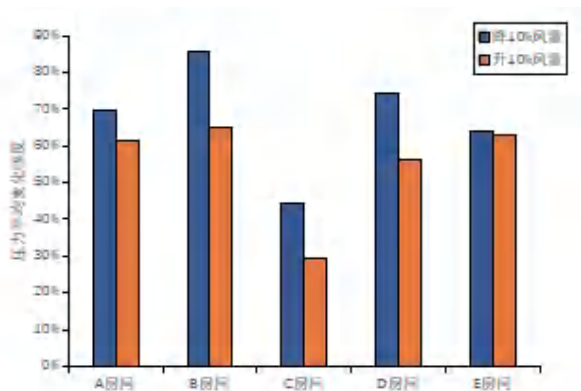


图4 送风量变化10%时各房间压力平均变化幅度
(固定余风量方法)

时, 5个洁净室的压力梯度基本保持, 但5个房间的压差均出现较长时间的大幅增加, 其中B房间的压差幅值变化最大, 达到60.03%。分析造成洁净室压力梯度紊乱和房间压差大幅突变的主要原因如下: 首先, 当突然加入送风量总扰动的时候, 由于系统滞后和调节误差的影响, 房间的回风阀无法及时精准调整到位, 破坏了维持房间压差给定值所需要的房间送风量、回风量和余风量之间平衡关系, 造成房间实际余风量的剧烈变化, 房间压力随之剧烈变化。其次, 由于5个洁净房间通过门窗缝隙耦合在一起, 当某一房间余风量的剧烈变化时, 通过门窗缝隙的泄露流量也会引起相邻房间余风量的变化。

综上所述, 固定余风量控制法无法克服房间送风量的较大突变对压力梯度的影响。若能根据送风量变化动态改变余风量值, 始终保持房间压力给定值所需要的房间送风量、回风量和余风量之间的平衡关系, 则可有效的动态维持压力梯度稳定。

4 可变余风量控制法研究

4.1 建立送风量和余风量补偿系数的数据关系模型

可变余风量控制法的本质是首先建立送风量变化和余风量补偿系数之间的数据关系模型, 余风量补偿系数指因门缝泄漏量是由理论上给定的门缝系数来确定的, 不同门缝大小与房间压力下, 门缝系数给定的是个范围值, 所以计算出的泄露量有所偏差, 提出的余风量补偿系数是用来修正通过门缝系数所计算的泄露量, 更准确的调节出所设定的压力值。当突然加入较大的送风量扰动时, 自动计算余风量补偿系数, 从而动态改变余风量的计算值, 然后计算实时送风量-动态余风量值=回风量, 从而建立维持房间压力设定值所需要的房间送风量、回风量和余风量之间动态平衡, 达到压力梯度的稳定。

提出的送风量和余风量补偿系数的数据关系模型是在多隔间洁净室实验系统上通过实验获得的,

基本方法如下:

首先, 同固定余风量实验相同, 设置并调试初始状态, 即5个洁净室的初始换气次数(送风量)和压力设定值。启动系统后, 手动调整送风量和余风量补偿系数调试出相应的换气次数和稳定的压力梯度。初始状态参数见表1。记录送风量与余风量补偿系数。

其次, 等比例改变送风机频率和各个房间的送风量10%, 通过手动改变余风量补偿系数调试出相应稳定的压力梯度, 记录送风量与余风量补偿系数。不断改变各个房间的送风量, 重复上述过程。然后将在压力梯度稳定条件下获得的5个洁净室的送风量与余风量补偿系数数据进行线性回归, 得出数据关系模型。其中, X为送风量, Y为余风量补偿系数。

$$\text{A 房间: } Y = -857.14X + 180;$$

$$\text{B 房间: } Y = 461.54X + 64.63;$$

$$\text{C 房间: } Y = -722.22X + 346.67;$$

$$\text{D 房间: } Y = -866.67X + 130;$$

$$\text{E 房间: } Y = -1802.33X + 829.068$$

4.2 可变余风量法实验

将获得的上述5个洁净室的送风量与余风量补偿系数的数据关系模型嵌入房间压力控制系统中, 实现输入送风量变化, 快速计算余风量补偿系数, 改变余风量计算值和回风量控制值, 进而建立房间压力稳定条件下的送风量、余风量和回风量之间的动态平衡。实验过程中的送风量总扰动仍取降低送风量10%和升高送风量10%, 实验结果见图5~图7。

在送风量总扰动为下降10%时, 5个洁净室的压力在动态变化过程中压力梯度非常稳定, 其中压力幅值变化最大的A房间的也仅变化了46.97%, 且全部房间均呈现正压状态; 送风量总扰动为升高10%时, 5个洁净室的压力梯度仍可保持, 突变1min后, 压力梯度趋于稳定, 其中压力幅值变化最大的B房间仅53.22%。

通过可变余风量法和固定余风量法的实验比较, 在同等送风量扰动的条件下, 在单个房间压力波动的幅度和压力梯度稳定性方面, 可变余风量法具有更好的鲁棒性, 显示出更强的抗扰能力, 能较好的保持洁净室的压力梯度的动态稳定。

5 结论

针对洁净室压力梯度的动态维持问题, 研究在洁净室正常运行时, 适用于较大扰动和变送风量条件的压力梯度维持方法。通过实验的方法对固定余风量控制法进行了探究, 分析了在固定余风量情况下变送风量时, 造成洁净室压力梯度紊乱的原因。于是提出了维持洁净室正常运行的可变余风量的多

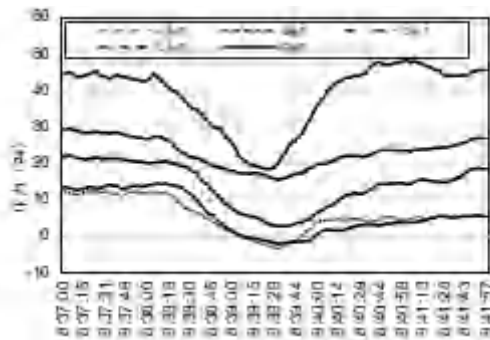


图5 送风量降低10%时压差变化（可变余风量方法）

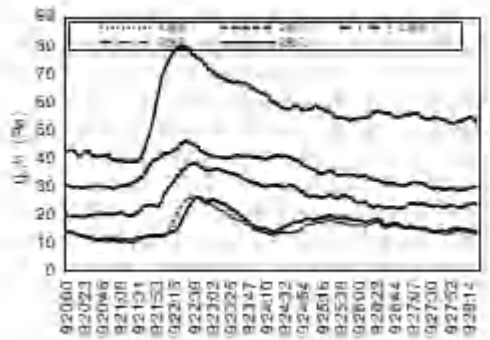


图6 送风量升高10%时压差变化（可变余风量方法）

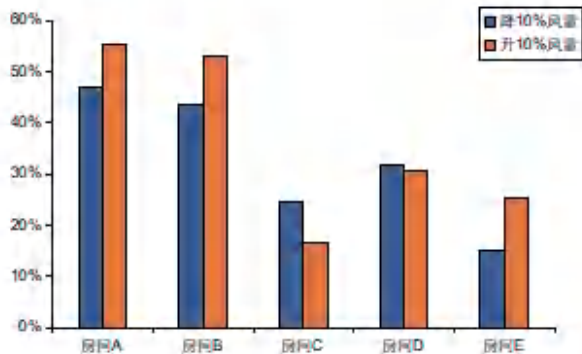


图7 送风量变化10%时各房间压力平均变化幅度（可变余风量方法）

隔间洁净室压力梯度动态控制方法，根据送风量变化动态改变余风量计算值，控制房间回风，从而建立维持房间压力设定值所需要的送风量、余风量和回风量之间的平衡关系，最终确定了送风量（或阀开度）与余风量补偿系数的数据关系模型。当加入送风量扰动 $\pm 10\%$ 时，可变余风量压差控制法具有很好的鲁棒性，可很好的维持压力梯度的稳定，其压力梯度的动态维持效果远超传统控制压差控制法（固定余风量法）。

参考文献

- [1] 涂光备. 制药工业的洁净与空调 [M]. 中国建筑工业出版社, 1999.
- [2] 杜世元, 徐文华. 洁净室压差风量主动控制方法探讨 [J]. 制冷技术, 2007(01):38-42.
- [3] 庞湛明. 制药企业生产车间洁净环境监控体系的建立及其应用效果研究 [D]. 华南理工大学, 2019.
- [4] GB 50457-2019, 医药工业洁净厂房设计标准, 2019.
- [5] 药品生产质量管理规范 (2019 年修订), 2019.
- [6] GB50073-2013. 洁净厂房设计规范. 2013.
- [7] ISO 14644-4. Cleanrooms and associated controlled environments—Part 4: Design, construction and start-up. 2001.
- [8] 许钟麟. 空气洁净技术原理 (第四版). 北京: 科学出版社. 2014.
- [9] ANSI/AIHA Z9.5 -1992. American National Standard for Laboratory Ventilation.

兰州某地铁站蒸发冷却通风降温系统测试与应用研究

吴磊¹, 黄翔¹, 金洋帆¹, 常健佩¹, 刘振宇¹, 李朝阳¹,
乔小博², 邓保顺², 李德辉², 侯卫华², 王志涛², 牛永胜²

(1. 西安工程大学, 西安 710048; 2. 中铁第一勘察设计院集团有限公司, 西安 710000)

[摘要] 介绍了兰州某地铁站蒸发冷却通风降温系统, 通过对该系统中机组进出风温度、站厅站台公共区环境温湿度、空气品质的实际测试, 分析出该系统在实际运行过程中的情况。同时, 对该系统中现存的一些问题, 进行了分析说明, 并提出了后期的优化改进措施。最终的测试结果表明, 该蒸发冷却通风降温系统的运行情况较好, 车站内公共区的降温效果良好, 为以后蒸发冷却技术在轨道交通上的应用提供借鉴。

[关键词] 城市轨道交通; 蒸发冷却; 站厅站台公共区; 空气品质

0 引言

随着社会经济的快速发展, 化石燃料大量不充分燃烧, 环境的问题日益严重, 冰川融化, 海平面上升, 以及造成含硫含氮氧化物的大量排放形成酸雨, 雾霾问题等严重破坏大自然中建筑物结构以及动植物的生存。能源危机和环保压力日益加大, 人类的生存面临极大的威胁, 我们有责任从现在做起, 从身边做起, 减少这些污染物的排放, 还一个可持续发展的地球。现如今, 节能减排的号角已经吹响, 各行各业已经将节能减排提上日程, 努力的在利用一些清洁的能源来满足自己在生产过程的需求。在交通行业中, 全国各大城市大力兴建轨道交通, 以快速、便捷、不堵车等优点成为人们出行的首要选择^[1,2]。减少了人们采用小轿车的出行方式, 降低了碳排放量, 缓解了城市道路的交通压力, 提高了人民的出行满意度, 使得人民的出行效率、工作效率的提高, 加快了社会的发展^[3]。据官方统计, 截止2019年底, 我国(不含港澳台)共有40个城市开通城市轨道交通运营线路208条, 运营线路总长6736.2公里^[4]。地铁站不同于一般的建筑, 它存在于地下, 属于地下空间。这也就造成了在地铁运营的过程中, 列车、设备、人员将产生大量的热湿负荷, 难以消除。而用传统的机械制冷来消除站内的热湿负荷, 其能耗高, 并且氟利昂的泄漏还会污染环境, 这时就需要一个节能环保的空调来代替传统机械制冷消除站内的余热余湿。而在我国广大西北干燥地区, 大自然中存在着丰富的干空气能, 利用可再生的干空气能来对地铁站进行通风降温已成为节能减排的关键^[5]。并且, 蒸发冷却技术在我国西北干燥

区的应用, 已经有了多年的研究, 其作为低碳、节能、经济、健康的绿色空调技术, 将在轨道交通中扮演着重要的角色^[6,7]。

本文通过对甘肃兰州某地铁站蒸发冷却通风降温系统在运行期间的相关测试与分析, 探讨直接蒸发冷却技术在兰州地区地铁站中的应用效果, 为系统后期的优化以及为西北地区其他城市轨道交通建设提供一定的借鉴。

1 工程概述

1.1 工程概况

该地铁站位于甘肃兰州, 车站采用岛式双柱三跨箱型框架结构, 共两层, 全部为地下建筑, 地下一层为站厅公共区和车站设备管理用房区, 地下二层站台公共区。车站远期高峰客流量为9000人/h, 车站总长220.4m, 标准段内径宽度为17.3m, 总高19.49m, 结构底板埋深22.654m, 顶板覆土3.164m, 有效站台长度140m, 站台宽度12.5m, 总建筑面积24526.00m²。车站共设置4个出入口及2组风亭; A、B号出入口位于规划道路北侧, C、D号出入口位于规划道路南侧, 2组风亭均位于车站北侧。^[8]

本次测试的蒸发冷却通风降温系统位于地下一层站厅公共区和地下二层站台公共区, 该系统由位于车站两端土建风道中的直接蒸发冷却空调机组提供冷量, 通过送风机、送风管的输送, 到达站厅站台公共区, 消除站厅站台公共区的热湿负荷。该系统在站厅站台公共区的位置如图1、图2所示。

该系统采用少送多排的运行方式有效的解决了站内湿度大的问题。

1.2 设计参数

该蒸发冷却通风降温系统设计站厅公共区空气干球温度29℃, 站台公共区空气干球温度28℃, 相

基金项目: 兰州地铁1号线直接蒸发冷却通风降温系统运行实测研究(编号: 19-53-01)

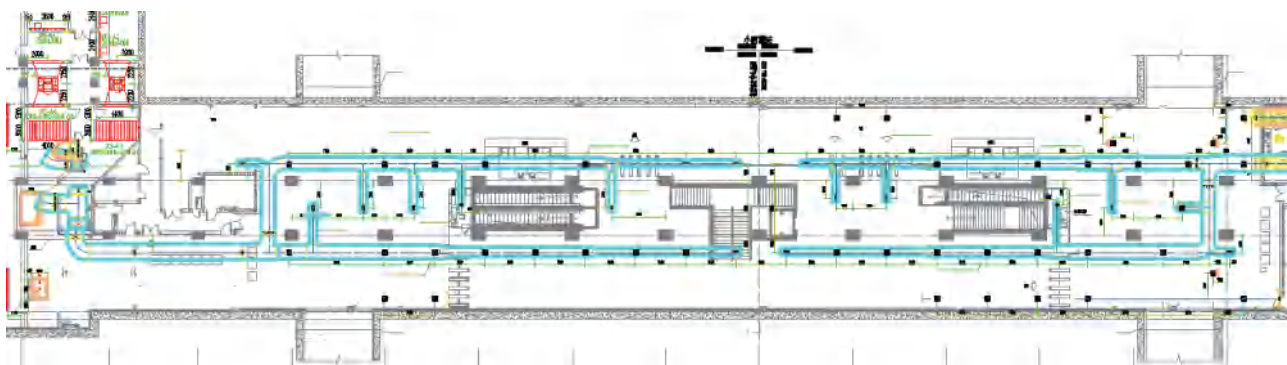


图1 站厅公共区系统平面图

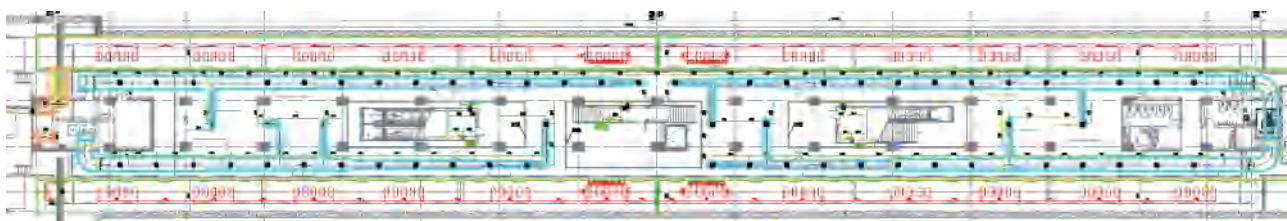


图2 站台公共区系统平面图

对湿度为50%~70%。

2 蒸发冷却通风降温系统的工作原理及特点

2.1 蒸发冷却通风降温系统的工作原理

该蒸发冷却通风降温系统采用直接蒸发冷却空调机组产出的空气,在送风机的作用下,通过风管的输送,到达被调节的区域,消除该区域的余热余湿。而此空气通过风管的输送时会有一定的温升,使得送风状态点O点的空气干球温度高于机组出风L点的空气干球温度。空气处理过程如图3所示。

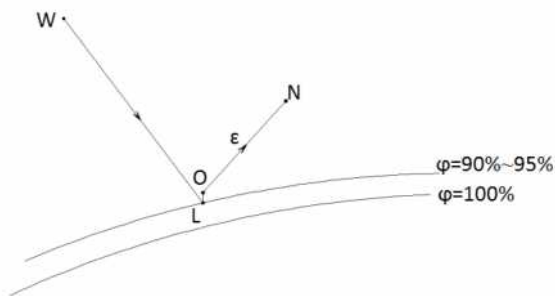


图3 空气处理过程焓湿图

2.2 蒸发冷却通风降温系统的特点

(1) 站内空气含尘量低。

空气中的可吸入固体颗粒经过蒸发冷却机组填料时,被水膜阻留下来,达到降尘的效果,使得送入站内的空气固体颗粒物含量较低。

(2) 站内空气氧气含量高。

由于此蒸发冷却通风降温系统采用的是全新风模式,所以,站内空间有充足的氧气。

(3) 站内空气二氧化碳含量低。

在站内的工作人员以及乘客,会产生大量的二氧化碳,通过此系统,可将二氧化碳排至站外。

3 蒸发冷却通风降温系统的运行测试与分析

3.1 蒸发冷却通风降温系统的运行模式

在不同的时间条件下,蒸发冷却通风降温系统具有不同的运行模式^[9]:

(1) 当早高峰前(5:30-7:30)、晚高峰后(20:30-23:30)时,系统中直接蒸发冷却机组干工况运行(循环水泵关闭,送风机开启);

(2) 当早高峰(7:30-9:30)、晚高峰(16:30-20:30)时,系统中直接蒸发冷却机组湿工况运行(循环水泵开启,送风机全速运行);

(3) 当平峰(9:30-16:30)时,系统中直接蒸发冷却机组湿工况运行(循环水泵开启,送风机变频运行)。

3.2 测试方法及内容

3.2.1 直接蒸发冷却机组进、出风温湿度的测量

采用 testo 温湿度自计仪测试机组进、出风截面不同位置的温湿度值。将机组进、出风截面平均分为9个等面积的小矩形,在各小矩形中心布置温湿度测点来进行测量,最后取其平均值。机组进、出风截面的测点布置如图4所示,机组进、出风平均温度按下式进行计算^[10]:

$$\bar{T}_a = \frac{T_{a1} + T_{a2} + \dots + T_{an}}{n} \quad (1)$$

式中: $\bar{T}_a$ 为机组平均进风温度, °C; T_{a1} 为第一

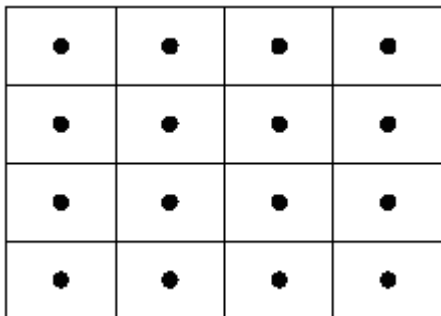


图4 机组进、出风截面测点布置图

个记录机组温度数据, $^{\circ}\text{C}$; T_m 为第 n 个记录机组温度数据, $^{\circ}\text{C}$; n 为记录机组温度数据的数量。

3.2.2 站厅站台公共区环境温湿度的测量

在站厅站台公共区的人流密集区和人流非密集区各选取两个测点位置, 如表1所示。分别采用 testo 温湿度自记仪, 将其用尼龙绳挂在天花板上的粘贴挂钩上, 竖向每隔 0.5m, 布置一个测点, 使其最低的一个测点落在距站厅站台地面 1.5m 处 (人体热感区) 区域。

表1 站厅站台公共区测点位置情况

站厅公共区		站台公共区	
人流密集区	人流非密集区	人流密集区	人流非密集区
ZTC3	ZTL4	TC2	TL4
ZTC7	ZTL7	TC7	TL5

3.2.3 站厅站台公共区空气品质的测量

在站厅站台公共区的人流密集区和人流非密集区各选取两个测点位置, 如表1所示。分别用尼龙绳将空气质量检测仪、CO₂ 检测仪, 挂在天花板上的粘贴挂钩上, 使其位置在距站厅站台地面 1.7m 处 (人活动区域) 区域。

3.3 测试结果分析

3.3.1 机组进、出风温度测试结果分析

从图5中可以得出, 机组进风的干球温度随着时间的推移逐渐升高, 由最初的 22.4 $^{\circ}\text{C}$ 逐渐上升为 30.9 $^{\circ}\text{C}$, 变化较为明显。而进风湿球温度由最初的 15.7 $^{\circ}\text{C}$ 逐渐下降为 14.7 $^{\circ}\text{C}$, 变化不大。干湿球温度差由最初的 6.7 $^{\circ}\text{C}$ 逐渐增大到 16.2 $^{\circ}\text{C}$, 而机组的出风干球温度由 18.6 $^{\circ}\text{C}$ 降低为 15.3 $^{\circ}\text{C}$, 说明随着进风湿球温度差的增大, 蒸发冷却的效果越好。同时, 从图中可以看出在机组进风干球温度 30.9 $^{\circ}\text{C}$ 的情况下, 机组出风干球温度能达到 15.3 $^{\circ}\text{C}$, 温降 15.6 $^{\circ}\text{C}$, 降温非常明显。这也保证了在站外温度高的情况下, 直接蒸发冷却机组可以给站厅站台公共区提供充足的冷量, 保证站内温度不随站外空气温度的升高而升高, 满足站内人员和设备的需求。

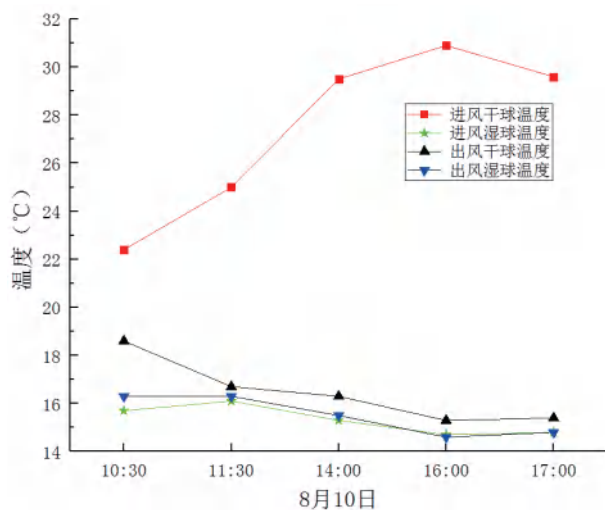
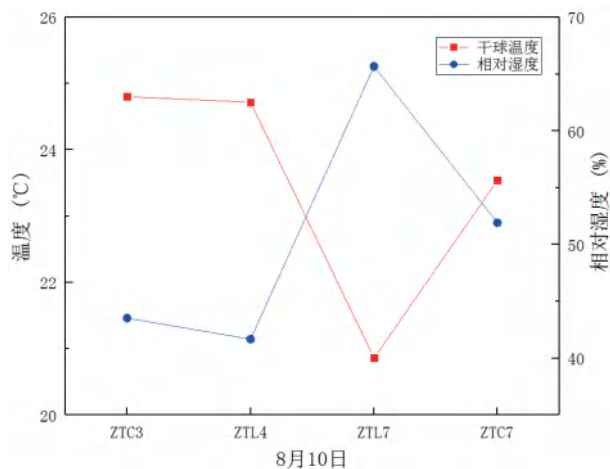
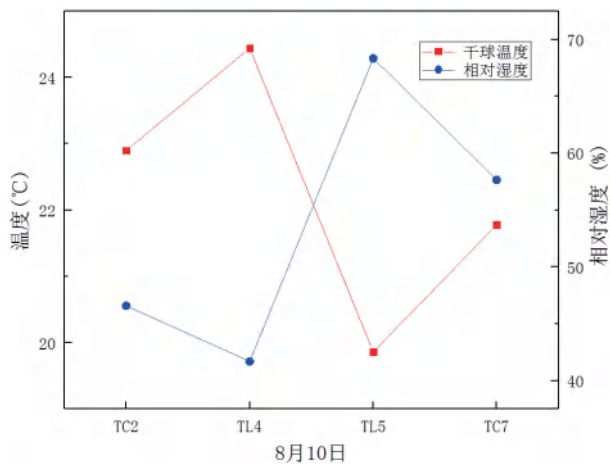


图5 机组进、出风温度随时间变化曲线



(a) 站厅公共区



(b) 站台公共区

图6 站厅站台公共区环境温湿度曲线

3.3.2 站厅站台公共区环境温湿度测量结果分析

如图6所示, 站厅公共区的平均温度保持在 23.48 $^{\circ}\text{C}$, 相对湿度保持在 50.70%; 站台公共区的平

均温度保持在 22.25°C , 相对湿度保持在 53.57% , 站厅公共区环境温度比站台公共区高 1°C 左右, 两者的相对湿度相差不大。站厅公共区人流非密集区 ZTL7 测点位置的温度远低于其他几个测点位置的温度, 在实际测试过程中该区域几乎没有乘客经过, 没有人员负荷, 所以造成了局部温度过低。站台公共区人流非密集区 TL5 测点位置的温度远低于其他几个测点位置的温度, 在实际测试过程中该区域距离扶梯口较远, 没有乘客到此区域排队候车, 因此没有人员负荷, 所以造成了局部温度过低。总体的测试结果表明站厅站台公共区的环境温度均低于设计值, 相对湿度在设计范围内, 满足设计要求。

3.3.3 站厅站台公共区空气品质的测量结果分析

如图 7 所示, 站厅公共区平均 $\text{PM}_{2.5}$ 含量为 $44.75\mu\text{g}/\text{m}^3$, CO_2 含量为 651.75ppm , 站台公共区平均 $\text{PM}_{2.5}$ 含量为 $51.75\mu\text{g}/\text{m}^3$, CO_2 含量为 615ppm , 站台公共区的 $\text{PM}_{2.5}$ 含量比站厅公共区高, 这是因为此地铁站采用的是安全门系统, 在门的顶部有一排

百叶风口与轨行区相连, 在列车进站的过程中, 在活塞风的作用下, 轨行区一部分风通过轨顶风道排至站外, 而另一部分空气将轨行区的尘土通过百叶风口送入站台公共区, 造成 $\text{PM}_{2.5}$ 含量过高。而站台公共区的 CO_2 含量比站厅公共区低, 这是因为在列车驶离车站的时候, 在活塞风的作用下, 会将站台公共区的空气通过百叶风口吸入轨行区, 进而排出至站外。站厅公共区 ZTC3 测点位置的 CO_2 含量较低的原因是选择该入口处进站的乘客数量较少, 而站台公共区 TC7 测点位置的 CO_2 含量较高, 这是由于乘客在下了扶梯后, 就近选择了该区域停留, 等候列车的到来。

4 存在问题及解决措施

(1) 根据测试结果显示, 站厅站台公共区的环境温度、湿度都能满足设计标准。但存在局部温度过低情况, 建议给人员停留较少的非公共区减少送风量, 可以将此区域的送风口减小或在此风口加装电动风阀, 以调节送风量的大小, 进而来控制该区域的环境温度。

(2) 在测试现场发现站厅站台公共区的百叶风口在送风量较大的情况下, 产生振动, 噪音大, 易给乘客造成心理恐慌。对此, 可将百叶风口的叶片加厚或将百叶风口的叶片均分为四个, 缩短其长度, 以增强其坚挺度。

(3) 站台公共区人流密集区的空气品质相对较差。建议在刚下扶梯位置, 地面上做出明显的导流标识, 将乘客向车站中部区域进行引导, 以改善局部问题。

5 结论

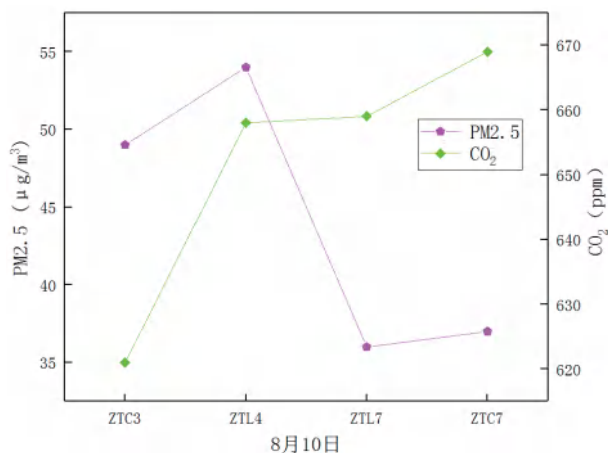
(1) 根据实测结果显示, 该地铁站蒸发冷却通风降温系统中机组的制冷效果非常好, 降温效果明显, 产生的冷量可以满足该地铁站的冷负荷要求。

(2) 风量是冷量的携带者, 只有保证充足的送风量, 才能确保在站厅站台公共区的环境温度满足设计要求。

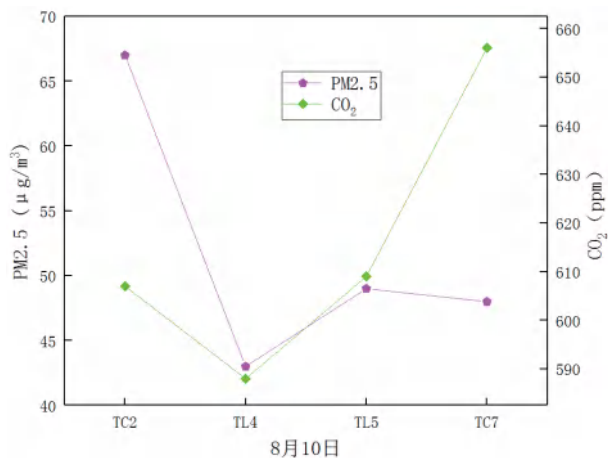
(3) 实测结果表明, 站厅站台公共区环境的 $\text{PM}_{2.5}$ 含量过高, 其原因是直接蒸发冷却机组将水进行了雾化送到站内公共区环境中, 并不是站外环境中的固体颗粒物导致 $\text{PM}_{2.5}$ 上升。

参考文献

- [1] 李德辉. 蒸发冷却技术在地铁工程中的应用探讨[J]. 中国铁路, 2012,(5):106-110.
- [2] 高源基. 直接蒸发冷却通风空调系统方案在兰州地铁的实验研究[J]. 制冷与空调, 2016,30(3):340-344.
- [3] 郑程升. 蒸发冷却技术在乌鲁木齐地铁的应用分析[J]. 制冷与空调, 2015,15(8):60-64,38.



(a) 站厅公共区



(b) 站台公共区

图 7 站厅站台公共区空气品质曲线

- [4] 中国城市轨道交通协会.城市轨道交通 2019 年度统计和分析报告 [EB/OL].2020.
- [5] 乔小博.直接蒸发冷却通风降温在地铁高架地铁站的应用 [J]. 暖通空调标准设计,2011,(9)116-119.
- [6] 盛晓文.干燥地区地铁用直接蒸发冷却机组关键技术研究 [D]. 西安:西安工程大学,2014.
- [7] 盛晓文.浅谈直接蒸发冷却空调在地铁的适用性 [J]. 制冷技术,2012,32(4):59-62.
- [8] 黄翔.蒸发冷却空调原理与设备 [M]. 北京:机械工业出版社,2019.
- [9] 刘超宇.基于 AFC 系统数据的地铁客流分析及乘客出行特征研究 [D]. 北京:中国地质大学,2016.
- [10] 张学助等.空调试调 [M]. 北京:中国建筑工业出版社,2012.

连铸拉坯二冷水管隔热板的数值模拟研究

宋高举¹, 耿昌涵^{1,2}, 杨磊²

(1. 机械工业第六设计研究院有限公司, 郑州 450007; 2. 中原工学院, 郑州 450007)

[摘要] 为了避免钢坯冷却过程中的冷却水管结垢现象, 本文设计了一种平行隔热板, 并使用 CFD 数值模拟的方法研究了倾斜角度、间距、挡板材料等结构参数对隔热效果的影响。结果显示: 挡板通道内会出现热压下的自然通风, 自然通风散热使挡板温度下降。当挡板角度为 45°, 间距为 0.05m 时挡板传热系数 < 0.1 W/(m·K) 且发射率 < 0.3 时, 供水管可以正常运行。

[关键词] 双层挡板; 自然通风; 隔热; 数值分析

0 研究现状

炼钢连铸机拉坯工序二次冷却喷水是控制钢坯质量的重要环节, 在拉坯过程中, 因喷嘴堵塞造成钢坯质量难以达到质量控制的要求。同时, 喷嘴的堵塞修复工作量大, 更换喷嘴造成生产成本增加。根据文献研究, 国内有关结垢和除垢有以下研究。肖调兵^[1]利用 X 射线荧光光谱等方法对换热器结垢物成分进行了分析, 结垢物成分主要有 MgO、Al₂O₃、CaSO₄、MnO、MnO₂、SiO₂, 并发现盐酸和柠檬酸在 40℃ 下对结垢物有较好的溶解能力。魏汝民^[2]分析了莱钢特钢厂二冷水系统堵塞现象, 并在循环水系统加入离子静电水处理器, 长管式喷淋管改为环形喷淋管, 解决了管路堵塞问题。张峰^[3]分析了铸坯季节性脱方机制和解决办法, 脱方的主要因素是铜管结垢, 文中使用闭路循环水系统, 提高水质的方法应对结垢。李和平^[4]在 150×150 方坯结晶器运行中发现, 结晶器在冷却水水温高出 41℃ 后, 会显著影响结晶器铜管结垢, 分析认为冷却水温度 < 41℃、温差 < 7℃、流速 14m/s、流量 > 140m³/h、总硬度 < 250mg/L 能保证结晶器安全、稳定运行。

目前, 国内外平板自然对流方面的研究有很多, 并应用在很多领域如散热翅片、太阳能集热器、平板热管、建筑通风墙等。杨震^[5], Krishna Roy^[6]在其单层平板传热论文中得出“角度 θ 增大使空气沿板面的流动增强, Nu 数增大, 空气流速增加”这样的结论。N Onur^[7]在 1998 年做过上挡板加热的两平行挡板自然对流实验, 并得出了与垂直线 0°、30°、45° 时 Nu 数与 Ra 数之间的方程。

依靠热压为动力的自然通风是一种应用广泛的通风方式, 自然通风依靠室内外温度差引起的压力差使上下孔口产生流动, 空气体积流量如下^[8]:

$$V_1 = A_1 \sqrt{\frac{2\Delta P_1}{\xi_1 \rho_0}} \quad \Delta P_1 = h_1 (\rho_0 - \rho_i) g$$

$$V_2 = A_2 \sqrt{\frac{2\Delta P_2}{\xi_2 \rho_i}} \quad \Delta P_2 = h_2 (\rho_0 - \rho_i) g$$

式中:

A_1 、 A_2 — 分别是下部和上部孔口的面积, m²;

V_1 、 V_2 — 分别是通过下部和上部孔口的空气体积流量, m³/s;

ξ_1 、 ξ_2 — 分别是下部和上部孔口的阻力系数;

ρ_1 、 ρ_2 — 分别是室内外空气密度, kg/m³;

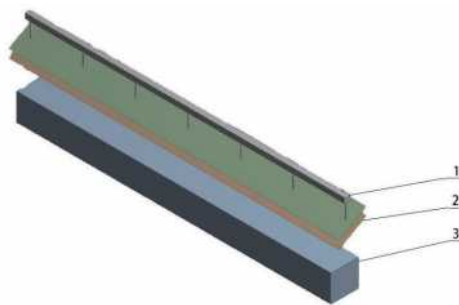
ΔP_1 、 ΔP_2 — 分别使下部和上部孔口处的内外压差, Pa

h_1 、 h_2 — 分别是孔口 1 和孔口 2 中心与中和面的高差;

文章使用两挡板阻隔热源发出的热辐射, 并利用平板通道内热压下的自然通风对挡板散热, 文章模拟了挡板倾斜角度、挡板间距和挡板材料三方面对挡板隔热效果的影响, 并给出了工程建议。

1 引言

钢锭拉坯过程中, 需要喷水冷却。但是在生产过程中, 冷却水因受钢坯辐射得热, 水温升高, 造成喷嘴及管道结垢堵塞, 影响拉坯的质量。目前针对喷水喷头结垢的做法是在钢坯与水管之间增加通水的扁管进行遮挡。这种做法安装、维护复杂, 投资及运行成本高。本文尝试在供水管与钢坯之间加装双层挡板来阻隔热辐射, 并利用挡板间自然通风进行降温散热, 解决冷却水受热结垢的问题。



1: 供水管 2: 双层挡板 3: 钢坯

图 1.1 钢坯结构

2 模拟过程和计算方法

2.1 物理模型的建立

采用三维建模软件 designmodeler 对生产所用的钢坯、挡板及供水管进行简化建模,钢坯温度为 1180℃,几何参数为 0.2m×0.2m;钢坯上方 0.32m 处有双层隔热挡板;供水管在钢坯上方 0.4m 几何参数为 0.04×0.04;厂房的几何参数为 6m×4m,厂房左右各有一个通风入口,厂房上方壁面为通风出口,如图 2.1。

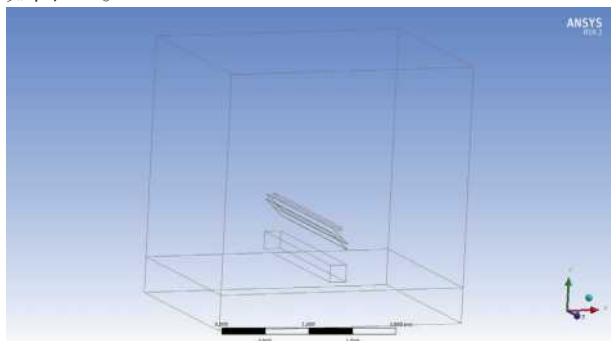


图 2.1 物理模型

钢的发射率会随着表面氧化程度增加而增大,而退火中的钢坯发射率在 0.35~0.8 之间变化且温度越高发射率越高,光滑表面钢发射率约 0.17,而氧化后表面发射率约 0.78^{[9][10]}。假设挡板及管壁状态为氧化较轻为 0.3。钢坯为高温物体,发射率为 0.7。

表 2.1 边界条件设定

	边界类型	参数	材料
通风入口	速度型入口	压力入口	
通风出口	压力型出口	出口总压为 0	
管壁	壁面	发射率 0.3	钢
钢坯	壁面	1180℃, 发射率 0.7	钢
挡板	壁面	发射率 0.3	钢
环境	无	温度 25℃	空气
冷却水	无	温度 35℃, 流量	水

2.2 模拟内容

1) 在下挡板完全遮挡上挡板的情况下,模拟了挡板倾斜角度、挡板间距下自然通风散热影响。

2) 模拟了挡板材料优化和供水管出水水温。

2.3 数学模型

文章使用开启湍流流动 K-E Realizable 模型,由于空气密度变化较大选择不可压缩理想气体。该问题主要控制方程如下^[11]:

$$\text{连续性方程: } \frac{\partial u}{\partial X} + \frac{\partial v}{\partial Y} + \frac{\partial w}{\partial Z} = 0 \quad (1)$$

动量方程:

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial X} + v \frac{\partial u}{\partial Y} + w \frac{\partial u}{\partial Z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial X} + u \left(\frac{\partial^2 u}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial Y^2} \right) \quad (2)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial X} + v \frac{\partial v}{\partial Y} + w \frac{\partial v}{\partial Z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial Y} + u \left(\frac{\partial^2 v}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial Y^2} \right) + \rho g \alpha \Delta T \cos \theta \quad (3)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial w}{\partial X} + v \frac{\partial w}{\partial Y} + w \frac{\partial w}{\partial Z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial Z} + u \left(\frac{\partial^2 w}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial Y^2} \right) + \rho g \alpha \Delta T \sin \theta \quad (4)$$

$$\text{能量方程: } \rho c_p \left(u \frac{\partial t}{\partial X} + v \frac{\partial t}{\partial Y} + w \frac{\partial t}{\partial Z} \right) = \lambda \left(\frac{\partial^2 t}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial Y^2} \right) \quad (5)$$

辐射传热模型选择 S2S 模型,该模型忽略介质对辐射的影响,在表面辐射传热中有很高精确性。求解器使用基于压力的稳态算法,使用 simple 算法求解离散控制方程,压力插值选择 Body Force Weighted 格式,其余选择二阶迎风格式。

3 模拟准备和模拟结果

3.1 模型的可靠性分析

文章中模拟了倾斜平行板通道内自然对流,为验证本次模拟的可靠性,利用模型对文献^[9]中的实验结果进行验证,文献中做了两平行挡板(上板加热,下板不加热)自然对流实验并得出了三个角度下 Nu 数与 Ra 数之间的方程。对板长为 1m,间距为 0.03m,上板为 70℃,下板为绝热,环境温度 30℃ 的两平行板进行模拟,文章利用模型计算出的结果与文献方程结果进行对比:

表 3.1 模型结果与文献结果对比表

角度	0°	30°	45°
模拟传热系数 (w(m ² /k))	3.35	3.29	3.0
文献传热系数 (w(m ² /k))	3.5	3.47	3.12

利用 SPSS 软件对两组数据进行相关性分析,得出下表:

		实验
模拟	皮尔森 (pearson) 相关	0.998
	显著性 (双尾)	0.043
	N	3

由相关判定条件^[12]可以看出显著性概率为 0.043,概率 $p=0.043 < 0.05$,故显著性明显。相关性为 $0.911 > 0.7$,故相关性较高。

3.2 模型流场结果

3.2.1 有挡板和无挡板时流场

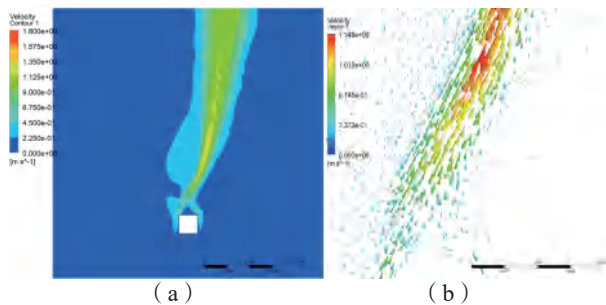


图 3.1 (a) 有挡板时速度云图 (b) 局部速度矢量图

当图 3.1 是有挡板时速度分布图及局部速度矢量图,气流贴附挡板板面斜向上加速运动,挡板通道内空气受到挡板加热,空气在浮升力作用下朝挡板通道出口加速运动。图 3.2 是无挡板时钢坯周围速度分布,气流在浮升力作用下在钢坯上方达到最大速度,形成了基本无偏移的浮力羽流。

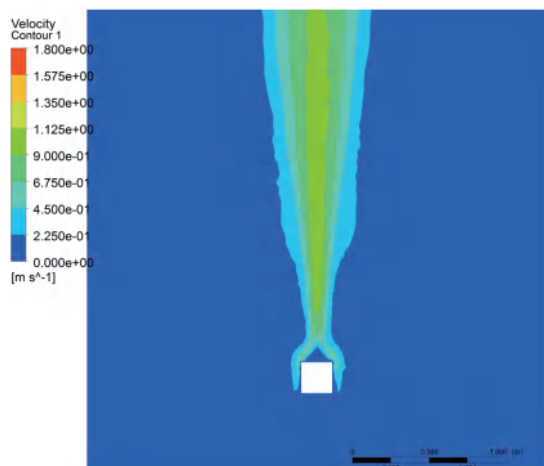


图 3.2 无挡板时速度云图

3.1.2 单挡板流场与温度场

图 3.3 (a) (b) 分别是单挡板周围的速度矢量图和温度云图。可以看出, 空气贴附挡板向上流动, 并在浮升力的作用下不断加速, 挡板上下两侧由于空气温度不同流速有显著的差距。

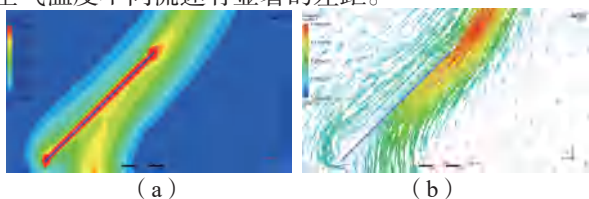


图 3.3 (a) 单挡板速度矢量图 (b) 单挡板温度云图

3.1.3 双挡板流场与温度场

双挡板情况下, 上下挡板间形成一条通道, 挡板通过自然对流传热提高了通道内空气的热能, 如图 3.4 (a) 通道内空气温度朝出口方向逐渐升高, 空气密度也逐渐降低, 在内外密度差下形成了热压作用下的自然通风。

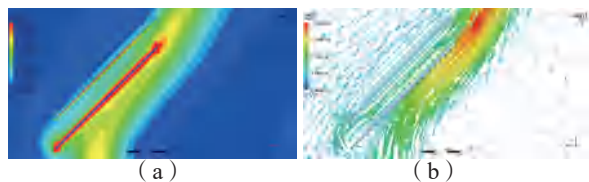


图 3.4 双挡板速度矢量图及温度云图

Deboprasad Talukdar^[13] 研究了上挡板加热的挡板通道内的自然流动现象, 研究表明空气从通道入口进入通道, 并朝着出口向上加速。在温度分布图中, 挡板间距和挡板角度越小出口空气热饱和度越大。本文与文献中不同的是热源为下方高温钢坯, 但是在结论上有一致的结果。

3.3 模拟结果分析

3.3.1 挡板间距的影响

本节在保持挡板角度不变的基础上向上移动上

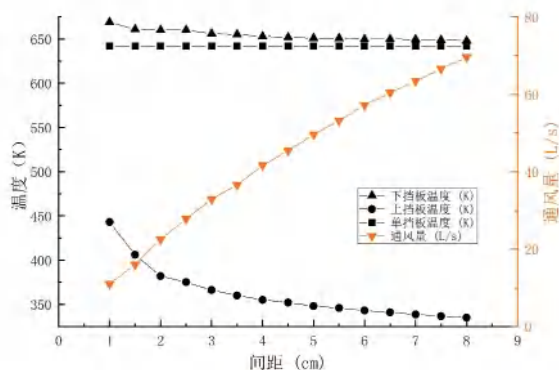


图 3.7 挡板间距与挡板温度变化图

挡板, 并分析了挡板间距的影响。从图 3.7 可知, 上下挡板温度曲线先快速下降并逐渐稳定, 同时通风量曲线持续增加。分析认为间距为 1cm 左右时, 由于自然通风量小, 空气进入挡板通道后温度迅速增高, 空气与挡板间对流传热量减小, 所以此时上挡板温度较高。当间距增大, 挡板通道间自然通风量增大并通过对流换热带走了大量热量, 挡板温度迅速降低。自然通风量随间距持续增大, 但是挡板温度下降逐渐缓慢并趋于稳定, 此时挡板与空气的对流传热量已经达到稳定。

图 3.7 单挡板与下挡板形成对照, 图中双挡板结构散热困难造成温度较高, 间距增加时, 自然通风散热量增加, 因此单挡板与下挡板间温差逐渐变小。

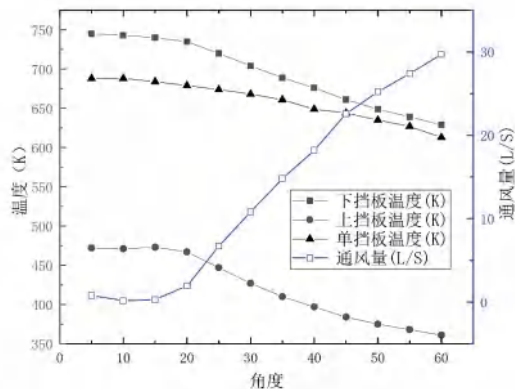


图 3.8 挡板倾斜角度变化图

3.3.2 挡板角度的影响

本节在间距不变的基础上增大挡板角度。从图 3.8 可以看出, 上下挡板温度随角度先保持不变再迅速下降。分析认为, 根据热压下的自然通风原理, 通道入口中心点与通道出口中心点的高度差越大, 产生的通道内外压差越大, 通风量也越大。因此挡板倾斜角度较小时通风量较小, 挡板温度较高。挡板倾斜角度继续增大, 挡板间的自然通风量及空气流速均快速增加, 这时挡板在自然通风散热作用下

持续下降。

在单挡板与下挡板的对比中,两者均温度下降,这里有两个原因,其一是因为角度增大时延挡板面空气流动增强,其二是挡板角度将热辐射反射至外界,减少了挡板的受热量。同时下挡板与单挡板温差越来越小,可见倾斜角度增大时自然通风对散热的强化效果。

3.4 隔热板材料的优化

3.4.1 挡板传热系数

隔热板通过阻隔热辐射的方法减少供水管受到的热辐射,但是会出现隔热板对被隔热物的二次辐射,因此文章选择把挡板制作成多层平壁,方法是将低导热系数材料夹在不锈钢板中间。这样,热量在挡板上下侧热传导时会减少,减小了被隔热物受到的二次辐射量。为减小初投资,文章仅选择对其中一个挡板进行处理。

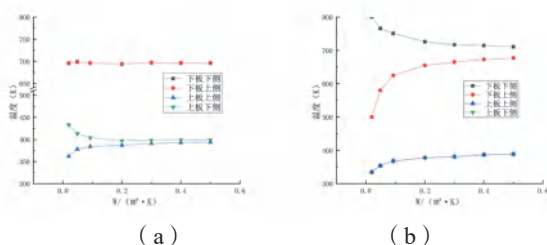


图 3.9 (a) 处理上挡板时挡板温度变化图

(b) 处理下挡板时挡板温度变化图

图 3.9 (a) (b) 分别对上下挡板进行处理,由图可知,图 (b) 中上挡板上侧温度更低,这是由于处理下挡板时大量热量被阻隔在挡板系统外,而处理上挡板时热量堆积在挡板系统内部。因此处理下挡板有更好的效果。由图 (b) 可知低导热系数材料的传热系数增大过程中下挡板两侧温差缩小,当传热系数大于 $0.1 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 时,效果不明显。在选

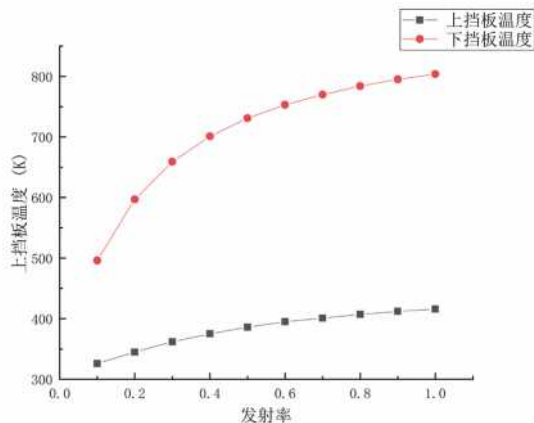


图 3.10 发射率对挡板温度影响

择隔热板低导热系数材料时,应选择传热系数小于 $0.1 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 的材料

3.3.4 挡板发射率

挡板发射率影响着隔热板受到的热辐射量,其中下挡板下侧决定了隔热板系统受到的热辐射量,因此工程中可以在下挡板下侧粘合低发射率材料减小隔热板受到的热辐射量。图 3.10 为下挡板下侧发射率与挡板温度的曲线图。由图可知上下挡板温度随发射率先迅速增大随后稳定。这是由于挡板温度不断升高而相同时间内散失热量也在增加,挡板温度增加越来越慢。在隔热板应用中,应保证材料发射率的稳定,发射率增加会引起挡板温度大幅升高。

3.5 供水管出水口温度

在之前的章节中研究了双层挡板的隔热特性,挡板间距和倾斜角度越大,上挡板上侧温度越低,根据特性选择了该空间下较为适合的挡板角度 45° 及挡板间距 0.05 m 。本节模拟了不同低导热系数材料和发射率,根据模拟出的管壁温度计算出了供水管出水温度。

表 3.2 挡板材料与供水管出水温度表

材料	传热系数 W/(m•K)	发射率	1	2	3	4	5	6	7
纳米气凝胶	0.02	0.1	37.79	38.23	38.27	38.34	38.40	38.51	38.77
		0.3	38.66	39.19	39.23	39.27	39.31	39.40	39.64
		0.5	38.91	39.49	39.54	39.60	39.65	39.76	40.03
微孔硅酸钙	0.049	0.1	37.74	38.19	38.25	38.35	38.44	38.57	38.85
		0.3	38.70	39.29	39.39	39.55	39.72	39.92	40.25
		0.5	39.17	39.83	39.93	40.08	40.23	40.41	40.76
石棉水泥板	0.093	0.1	37.73	38.17	38.22	38.30	38.37	38.47	38.71
		0.3	38.99	39.62	39.69	39.80	39.89	40.03	40.35
		0.5	39.62	40.35	40.41	40.51	40.58	40.72	41.05
耐火砖	0.7	0.1	37.78	38.24	38.29	38.37	38.45	38.58	38.86
		0.3	39.24	39.93	40.03	40.17	40.29	40.46	40.82
		0.5	40.18	41.05	41.15	41.30	41.43	41.61	42.01
不锈钢	16.27	0.1	37.80	38.26	38.32	38.42	38.51	38.65	38.94
		0.3	39.38	40.10	40.21	40.38	40.55	40.75	41.10
		0.5	40.46	41.36	41.44	41.57	41.66	41.82	42.20
无挡板			40.5	55.1	55.7	60.7	65.6	69.1	74.7

表 3.2 中为各种材料及发射率情况下供水管出水温度,七个供水管出口水温差别较小,这是由于冷却水受到的大部分热量来自供水管喷口,喷口需穿过隔热板进行喷水,因此喷口管壁水温较高。由文献 [4] 可知水温 $< 41^\circ \text{C}$, 供出水温差 $< 7^\circ \text{C}$ 时结晶器能够防止结垢并稳定运行。以此作为参考可知,当发射率小于 0.3、材料传热系数小于 $0.1 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 时可以确保供水管不会出现结垢现象。

4 结论

(1) 双层挡板受下方热源加热后,在挡板通道内出现热压作用下的自然通风,自然通风有散热作用,通风量大小主要影响因素为挡板间距及挡板倾

斜角度。通风量随挡板间距增加而增大,通风散热作用逐渐饱和。通风量随倾斜角度增加而增大,自然通风散热作用也随之增强。在实际应用中,应避免间距和角度太小导致自然通风散热差的问题,与本例类似情况下可设置为挡板间距 0.05m,倾斜角度 45°。

(2) 文章建议将下挡板制作成低导热系数材料的夹芯板,下挡板下侧粘贴低发射率材料,这种做法能尽可能降低供水管所收到热辐射。当发射率小于 0.3、材料传热系数小于 $0.1\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 时可以确保供水管不会出现结垢现象。

参考文献

- [1] 肖调兵,陈彦政,高路杨,章强,张飞. 某核电站 RRI 板式换热器结垢物分析及处理 [J]. 科技创新与应用, 2020, 16: 131-133.
- [2] 魏汝民. R11m 合金钢连铸机二次冷却系统改造 [J]. 山东冶金, 2003, 25(06): 22-23.
- [3] 张峰,吴传甲,陆勋波,金进文,杨利康,叶有林. 连铸小方坯季节性脱方控制实践 [J]. 连铸, 2014, 2: 16-18.
- [4] 李和平,杨灿军. 方坯结晶器冷却水对铜管结垢影响分析 [J]. 冶金动力, 2019, 3: 61-64.
- [5] 杨震. 自然对流条件下 PV 电池板的散热特性实验研究 [D]. 重庆: 重庆大学, 2016.
- [6] Krishna Roy, Asis Giri, Biplab Das, A computational study on natural convection heat transfer from an inclined plate finned channel [J], Applied Thermal Engineering, 2019, 159: 113941.
- [7] N Onur, M K Aktas. An experimental study on the effect of opposong wall on natural convection along an inclined hot plate facing downward [J]. Heat Mass Transfer, 1998, 25: 389-397.
- [8] 陆亚俊. 暖通空调 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2007.
- [9] Non-contact charge temperature measurement on industrial continuous furnaces and steel charge emissivity analysis [J], Infrared Physics & Technology, 2013, 61: 20-26.
- [10] 于坤, 刘玉芳, 贾光瑞, 赵跃进, 施德恒. 影响钢表面红外光谱发射率的因素分析 [J]. 红外技术, 2011, 33(05): 289-292.
- [11] Abhijit Guha, Akshat Jain, Kaustav Pradhan, Computation and physical explanation of the thermo-fluid-dynamics of natural convection around heated inclined plates with inclination varying from horizontal to vertical [J], International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 135: 1130-1151.
- [12] 时立文. SPSS19.0 统计分析从入门到精通 [M]. 清华大学出版社, 2012.
- [13] Deboprasad Talukdar, Chung-Gang Li, Makoto Tsubokura, Numerical investigation of laminar compressible natural convection flow in asymmetrically and isothermally heated open-ended inclined channel [J], International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 130: 83-97.
- [15] 章熙民. 传热学 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2014.

医院病房疫情工况气流组织设计影响因素研究

刘丽莹¹, 丁艳蕊², 边金龙¹, 师圣杰¹, 廖春晖¹

(1. 重庆科技学院, 重庆 400020; 2. 重庆海润节能研究院, 重庆 401121)

[摘要] 为了快速有效应对突发重大疫情, 平疫结合病房的建设需求增加, 病房疫情工况下的气流组织设计严重影响医护人员生命健康, 因此平疫结合气流组织设计应根据疫情工况设计。本文通过设计四因素三水平正交实验表, 利用 Ansys Fluent 数值模拟软件研究疫情时负压病房气流组织设计的影响因素, 结果表明风口位置和送风风速对气流组织效果影响较大, 风口的长宽比影响较小。同时, 顶送病床侧下排和床头对侧上侧送、床头上排的效果优于病床下排, 且送风风速不宜过大, 排风口宜选择正方形, 送风口宜选择长条形。研究结果有待开展实验验证, 期望其有助于平疫结合病房的气流组织设计。

[关键词] 平疫结合; 病房; 气流组织; 数值模拟

0 引言

呼吸道传染病可以通过空气传播, 收治呼吸道传染病病人需要负压病房。新冠疫情的暴发, 暴露出我国负压病房建设的不足, 为了快速有效的应对突发公共卫生事件, 国家提出了平疫结合医院建设思路。“平疫结合”即平时按照普通医院运行, 收治非呼吸道传染病病人; 疫情时能够实现快速转换, 按照呼吸道传染病医院运行, 收治呼吸道传染病病人。病房作为病人接收治疗和医护实施救治的重要场所, 病房的气流组织关系到病患、尤其是医护人员的健康或者生命安全。应该合理组织平疫结合的病房内的空气流动, 既要保障平时情况下, 病患的呼吸健康; 又要保障疫情病患的生命安全; 同时做到快速转换和节约能源。通风方式与气流组织设计要优先保证防疫的要求, 兼顾平时的需要。病房疫情时期气流组织主要任务是快速有效排除患者的呼吸污染物, 防止病房交叉感染。

近年来, 国内外学者对病房的气流组织进行了系列的研究。学者集中在 2003 年非典之后至 2010 年期间对负压隔离病房的气流组织的形式、送风口的类型、送排风口的的位置等做了相关科学研究。如 2005 年邓伟鹏, 沈晋明^[1]等针对 SARS 隔离病房的特点, 提出三种气流组织方案, 利用数值模拟比较了各种气流组织的综合性能, 结果表明单侧顶送异侧下回的风口布置方式较好。2006 年冯昕^[2]等人对单人和双人负压隔离病房的三种气流组织形式以及四种送风口的效果进行了 CFD 数值模拟, 得出在医护人员工作区顶送、病床异侧下回风的方案对污染物的控制效果最佳。近年来, 2014 年天津大学的凌继红^[3]等人实验研究了气流组织和换气次数对负压隔离病房排污效率的影响。采用局部空气质量指数和排污效率来评价气流组织的排污效率, 并通过降低换气次数进行了节能研究。研究结果表明: 在顶

送风的送风方式中, 排风口位于病人头顶效果较好; 在侧流风口送风方式中, 排风口位于病人床侧效果较好, 且当换气次数分别降低到 8 次/h 和 6 次/h 时, 对医护人员仍有较好的保护效果。2020 年西安建筑科技大学的李安桂^[4]团队对基于隔离病房, 模拟了传统散流器顶部送风、竖壁贴附送风、竖壁贴附加导流板送风模式下的病房室内热环境和病原微生物的排除效果, 给出了病房气流组织的有效性评价。结果表明: 采用单风口竖壁贴附加导流板送风的气流组织形式污染物排除效果优于传统散流器顶送下排, 推荐作为隔离病房气流组织的优先选用形式。

工程中气流组织设计需要考虑的因素除了送排风口位置、通风量的大小, 还有送排风口风速、风口的长宽比等。本文旨在基于 CFD 模拟, 研究适宜病房疫情工况的气流组织, 重点对风口位置、送风风速、风口长宽比等因素进行比较研究, 设计几种通风模式下, 分析不同通风模式下负压病房室内污染物浓度分布情况, 寻求病房最佳气流组织形式, 为新型冠状病毒肺炎病房气流组织设计提供参考。

1 研究方法

参考医院负压病房布局, 本文针对标准负压病房 (面积为 25m²) 的气流组织及污染源扩散进行分析。筛选影响气流组织的因素 (风口位置、风速、风口长宽比), 每个影响因素设计三个水平, 设计正交实验表, 采用 CFD 数值分析方法对 9 种气流组织模式下的污染物浓度分布进行研究。

1.1 影响因素和水平选择

(1) 送排风口位置

组织负压病房气流流动的目的是防止病患呼吸污染物扩散至医护的工作区, 增加医护人员感染的风险。送排风口的的位置决定了房间空气的定向流的总体流向, 是影响通风有效性的重要因素之一。《传染病医院建筑设计规范》(GB50849-2014)^[5]规定

“房间气流组织应防止送、排风短路,送风口位置应使清洁空气首先流过房间中医务人员可能的工作区,然后流过污染源进入排风口”。《医院负压隔离病房环境控制要求》(GBT35428-2017)^[6]规定“负压隔离病房的送风口与排风口布置应符合定向气流组织原则,送风口应设置在房间上部,排风口应设置在病床床头附近,应利于污染空气就近尽快排出”。《负压隔离病房建设配置基本要求》(DB11/663-2009)^[7]指出“病房应采用上送下侧回气流组织,气流总方向与微粒沉降方向一致,负压病房与其坐在病区内的气流,应为定向气流,从清洁流向污染”。从已经颁布的标准看,认为负压病房的送风口应设置在房间上部,排风口设置在病床床头附近,有利于污染物排除。本研究选择工程常用的顶送(房间中部)、床头侧下排(距地面 0.15m)作为一种研究的送排风口组合,如图 3 所示。

考虑到,负压病房应该依靠排风气流对病患呼吸气流的进行控制,避免其扩散到整个病房,同时送风气流不应干扰排风气流的控制。所以建议排风口靠近病患的头部,送风口设置于床头对侧、且远离床头的位置。本研究提出“床头对侧上侧送、床头正下排”和“床头对侧上侧送、床头正上排”两种气流组织作为另外两种送排风口组合,如图 1 和图 2 所示。

(2) 送排风风速

负压病房的气流组织尽可能利用排风气流排除呼吸污染物,那么排风速度很重要,排风速度大,能够依靠捕集式气流组织就近排除污染物,但是排风速度太大,人的头部会产生吹风的不舒适感。《负压隔离病房建设配置基本要求》(DB11/663-2009)^[7]中规定“回(排)风口风速应不大于 1.5m/s”,工程设计中一般排风风速设计为 1m/s 左右。由于排风风速和排风口面积共同影响排风气流的汇流区域,在通风量不变时可以根据最大的汇流区域确定最佳的风口面积和排风速度,因此本研究暂不考虑排风风速和排风量的影响,假设排风量为规范规定的 12 次/h、排风风速为 1m/s。

送风气流太大会干扰排风气流和患者呼吸气流,容易引起污染物在室内扩散,现行的标准规范和实际工程设计中对送风风速的规定不一。因此,将送风风速作为气流组织影响因素之一。选择送风风速为 1m/s, 1.5m/s, 2m/s 三个水平。

(3) 风口长宽比

风口的形状对气流的汇流和射流的速度场形状和速度衰减有影响,进而影响室内污染物的扩散,故将风口长宽比作为气流组织影响因素之一。选择

长宽比为 1:1, 1.4:1, 6:1 三个水平。

选择四因素三水平的正交实验表进行不同气流组织的计算机模拟实验。数值计算工况安排见表 1。

工况	送排风口位置	送风口风速	送风口长宽比	排风口长宽比
1	1 床头对侧上侧送床下排	1 (1m/s)	1 (1:1)	1 (1:1)
2	1 床头对侧上侧送床下排	2 (1.5m/s)	2 (4:1)	2 (4:1)
3	1 床头对侧上侧送床下排	3 (2m/s)	3 (6:1)	3 (6:1)
4	2 床头对侧上侧送床上排	1 (1m/s)	2 (4:1)	3 (6:1)
5	2 床头对侧上侧送床上排	2 (1.5m/s)	3 (6:1)	1 (1:1)
6	2 床头对侧上侧送床上排	3 (2m/s)	1 (1:1)	2 (4:1)
7	3 顶送床侧下排	1 (1m/s)	3 (6:1)	2 (4:1)
8	3 顶送床侧下排	2 (1.5m/s)	1 (1:1)	3 (6:1)
9	3 顶送床侧下排	3 (2m/s)	2 (4:1)	1 (1:1)

1.2 物理模型建立

根据标准负压病房尺寸建立数值计算的物理模型,并对物理模型进行了简化。建立图 1 所示的直角坐标系,病房尺寸为长 5.4m,宽 4.7m,高 3m,病房内布置 2 张病床(2m×1m×0.55m(长×宽×高)),每张床上平躺一名病人,房间与缓冲室之间、与卫生间之间、与患者走道之间设置简化为门下缝隙,缓冲间与病房之间门缝隙高为 5mm,长为 1m,卫生间与病房之间门缝隙为 10mm,长度为 0.9m,患者走廊与病房之间门缝隙高为 10mm,宽度为 1m。采用 ICEM CFD 19.0 建立物理模型,建模时患者头部、口鼻和身体分别简化为多个正方体和长方体,人体污染物从口鼻水平喷出,口鼻尺寸为 1.2cm×1.2cm。房间按照不同气流组织方式设置送风口和排风口,均采用单床独立送排风的形式。部分工况下的物理模型见图 1~3 所示

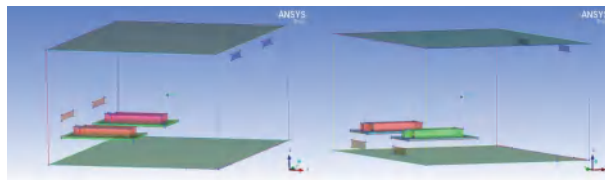


图 1 工况 2 模型图

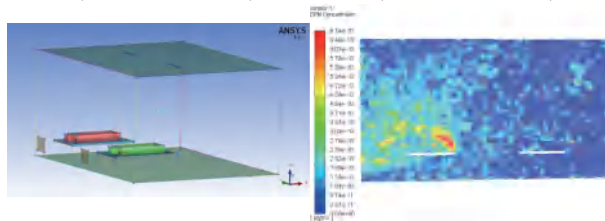


图 3 工况 9 模型图 图 4 工况 4 x=2 米剖面污染物浓度分布

1.3 数学模型及边界条件

选择 Ansys Fluent 19.0 作为数值模拟软件,做如下假设:

1) 病房内空气为常温、低速、常物性、不可压缩的牛顿流体;

2) 不考虑气溶胶颗粒物的蒸发, 不考虑颗粒物之间发生凝并, 破碎, 不考虑颗粒物的存活与衰减特性。

3) 假设人体呼吸污染物释放速率是均匀稳定的, 不随时间变化。

房间空气的流动为湍流, 选择标准 $k-\varepsilon$ 模型进行求解, 离散格式均采用二阶迎风格式采用离散相模型模拟飞沫的喷射和传播过程, 采用稳态模型进行求解, 具体先利用 SIMPLEC 算法求解稳态的连续相流场, 得到稳定的温湿度场后, 加入离散相模型继续计算进行两相耦合计算, 直至收敛。边界条件设置见表 2。

表 2 边界条件设置

边界条件	详细参数
送风口	速度入口, 送风温度 20°C
排风口	速度出口, 排风温度 26°C
口鼻	速度入口, 速度为 0.89m/s ^[8] , 温度 34°C 气溶胶颗粒物流量为 8.5×10^{-11} kg/s, 泊松分布, 粒径 0.3~1.6 μ m ^[9] , 密度 1000kg/m ³
墙壁	绝热边界
人体	恒定壁温 25°C
头部	恒定壁温 34°C

2 结果与讨论

2.1 评价指标的选择

负压病房气流组织的功能之一是利用排风气流尽可能多的捕集排除呼吸污染物, 病房中捕集式排风与工业捕集式排风不同, 需要考虑人体头部附近的吹风感, 排风口一般距离人体头部有一定距离, 排风速度不能过大, 因此排风气流不能有效排除全部呼吸污染物, 一部分污染物会扩散至房间其他部分。根据调研可知, 医护人员在病房进行查房、交谈、操作时候, 多数时候站立在床周围, 同时房间应该形成从送风口 - 排风口的定向流, 从医护入口 - 患者头部的定向流, 因此选择病床尾部房间剖面污染物的平均浓度 ρ 作为气流组织排污性能优劣的评价指标。图 4 为床尾部 $x=2$ 剖面的污染物浓度分布图。

2.2 数值计算结果及分析

如表 3 所示, 根据各个通风工况数值计算的结果, 计算获得四个影响因素三个水平下床尾部 $X=2$ m 剖面处污染物浓度之和 $K1$ 、 $K2$ 、 $K3$ 以及极差 $R1$ 。如图 5 所示, 根据污染物浓度极差计算结果可知, 对于病床尾部污染物浓度影响因素的主次顺序为送排风口位置 > 送风风速 > 排风口长宽比 > 送风口长宽比。

根据各因素水平下计算结果之和绘制图 6~ 图 9, 可知顶送床侧下、床尾侧送床头上排工况下床尾部

表 3 正交实验数值计算结果

工况	送排风口位置	送风口风速	送风口长宽比	排风口长宽比	床尾部 $x=2$ m 污染物平均浓度 $\rho \times 10^{10}$ (kg/m ³)
1	床头对上侧送床下排	1m/s	1:1	1:1	2.2
2	床头对上侧送床下排	1.5m/s	4:1	4:1	3.6
3	床头对上侧送床下排	2 m/s	6:1	6:1	4.2
4	床头对上侧送床上排	1m/s	4:1	6:1	0.79
5	床头对上侧送床上排	1.5m/s	6:1	1:1	1.2
6	床头对上侧送床上排	2 m/s	1:1	4:1	3.5
7	顶送床头侧下排	1m/s	6:1	4:1	0.74
8	顶送床头侧下排	1.5m/s	1:1	6:1	1.6
9	顶送床头侧下排	2 m/s	4:1	1:1	1.5
K1	10	3.73	7.3	4.9	
K2	5.49	6.4	5.89	7.84	
K3	3.84	9.2	6.14	6.59	
R1	6.16	6.17	1.16	2.24	

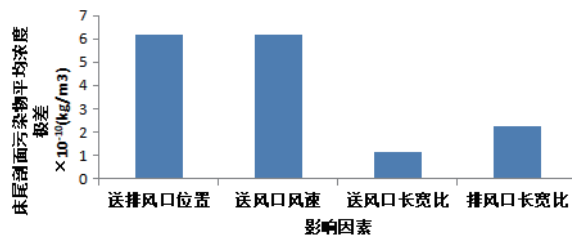


图 5 病床尾部污染物浓度影响主次因素

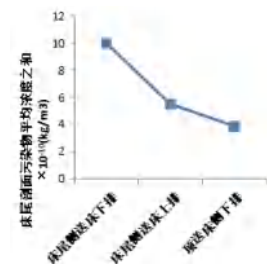


图 6 风口位置影响趋势

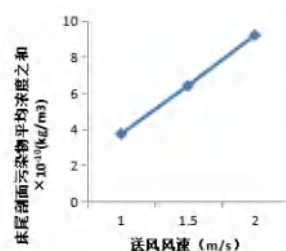


图 7 送风风速影响趋势

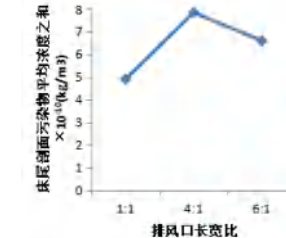


图 8 排风口长宽比影响趋势

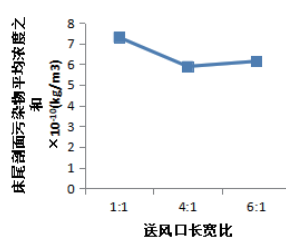


图 9 送风口长宽比影响趋势的污染物浓度较低, 床头下排的污染物浓度最高, 由于排风口处于床下时, 由于床板的遮挡污染物容易聚集。同时, 床尾部污染物的浓度随着送风速度的增加而增加, 原因可能是送风速度过大, 形成的

送风区与病人的呼吸区相交,干扰污染物的排除,使得污染物容易扩散至床尾部。

送排风口的长宽比不床尾部污染物浓度的影响不显著,且并非正比关系,排风口长宽比较小、送风口长宽比较高时,床尾部污染物浓度较小,分析原因可能是排风风速一定时,排风口的长宽比较小,排风区的汇流半径越大,排风气流更容易控制污染气流不扩散至房间其他部分;而送风口长宽比大,可以使清洁气流更大范围射流过病床尾部,因此病床尾部污染物浓度较低。

3 结论与不足

1) 平疫结合病房气流组织设计应该按照疫情工况进行设计,适宜的气流组织应该就近排除呼吸污染物,减少污染物扩散至病房其他位置,因此气流组织设计应该考虑送排风口的位置、送排风风速、送排风口的长宽比等因素的影响。

2) 以病床尾部房间剖面污染物浓度分析气流组织效果,可知影响因素的主次顺序为送排风口位置>送风风速>排风口长宽比>送风口长宽比。顶送下侧排和病床头对侧上侧送、床上排的效果优于病床头对侧上侧送、床下排。送风风速 1m/s 效果优于 2m/s,送风口长宽比大、排风口长宽比小效果较好。

3) 为了减少数值模拟工况数量,本研究的方案设计未考虑影响因素之间的交互作用,比如工况 8 中床头侧下排时,当排风口长宽比为 6 时,由于病床旁边空间的限值,此工况下排风口呈竖直的长方形,实际是一半风口在床头侧上方,一半风口在床头侧下方,其结果不能完全代表床头侧下方排风的情况。后续工作应该进行更详细的方案设计。

4) 本研究由于时间关系,没有选取更多的计算结果分析排污效果,没有对数值模拟结果进行实验

验证,后续工作中将详细对各个工况的模拟结果进行分析对比,同时利用重庆科技学院健康环境研究院已建设的负压病房实验室和气流组织实验平台开展气流组织实验,验证数值模拟的正确性。

参考文献

- [1] 邓伟鹏,沈晋明,唐喜庆等. SARS 隔离病房内的气流组织优化研究[J]. 建筑热能通风空调, 2005, 24(2): 9-14.
- [2] 冯昕,许钟麟等. 负压隔离病房气流组织效果的数值模拟及影响因素分析[J]. 建筑科学, 2006(01): 37-43+47.
- [3] 凌继红,于会洋,李猛等. 气流组织对负压隔离病房排污效率的影响[J]. 天津大学学报(自然科学与工程技术版), 2014(2): 174-179.
- [4] 李安桂,张莹,韩欧等. 隔离病房的环境保障与气流组织有效性[J]. 暖通空调, 2020(6): 26-34
- [5] 中华人民共和国卫生和计划生育委员会.《传染病医院建筑设计规范》(GB50849-2014), 中国计划出版社, 2014
- [6] 中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.《医院负压隔离病房环境控制要求》(GBT35428-2017), 2017
- [7] 北京市质量技术监督局.《负压隔离病房建设配置基本要求》(DB11/663-2009), 2009
- [8] 郑晓红,钱华,刘荔. 新型个性化通风系统预防传染病传播数值研究[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2011(12):3905-3911.
- [9] 李瑞彬,吴妍,牛建磊,等. 人体呼出颗粒物的传播特性及呼吸道传染病感染概率预测方法[J]. 暖通空调, 50(9):14.

浅析太阳能烟囱与地道风复合通风系统在建筑设计中的应用

——以2020年“台达杯”国际太阳能建筑设计竞赛优秀奖作品《阳光托马斯》为例

张琳，张海滨

（重庆大学建筑城规学院，重庆 400045）

[摘要] 太阳能烟囱-地道风复合通风系统应用于建筑中时，兼有地道风通风和太阳能烟囱发电、诱导通风的优点，为建筑节能中的被动式通风提供了新的思路和解决办法。作品“阳光托马斯”幼儿园建筑设计顺应了新疆地区电力缺乏，太阳能资源和地热资源丰富的场地背景、气象条件，并结合当地的地域文化和建筑特色，设置安装了太阳能烟囱与地道风的复合系统，辅助解决建筑室内空间中重要的自然通风问题，为儿童创造一个自然健康且高效的室内活动空间。文章通过梳理和分析太阳能烟囱-地道风复合系统的组成要素，运行原理和影响因素，并结合2020年台达杯国际太阳能建筑设计竞赛优秀奖作品“阳光托马斯”，探讨太阳能烟囱-地道风复合系统在建筑设计方案中的应用。

[关键词] 太阳能烟囱；地道风；复合系统；幼儿园设计

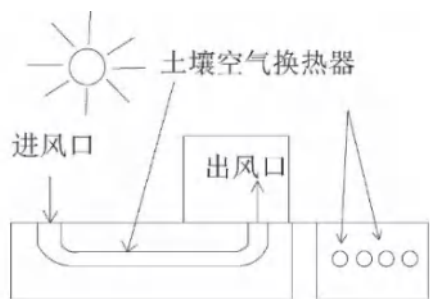
1 引言

2020年我国正式提出将在2030年前达到碳达峰，2060年实现碳中和的战略目标；2021年政府工作报告和“十四五”规划中也涉及到了碳减排的行动方案^[1]。建筑减碳作为行动方案中不可忽视的一部分，逐渐受到社会的广泛关注。建筑减碳措施中，被动式通风技术是其中的重要组成部分。在实际工程案例中，太阳能烟囱技术和地道风技术都是应用十分广泛的被动式通风技术，比如世园会中国馆采用地道风系统，通过浅层土壤对新风进行加热与降温，满足场馆内冬季和夏季的日常办公需求，节省了大量的空调能耗^[2]；台湾成功大学的“绿色魔法学院”在中庭，国际会议厅和绿建博物馆三处分别设置了扁平高耸的太阳能烟囱，为大空间提供风场均匀，风速适中的拔风吸力^[3]。

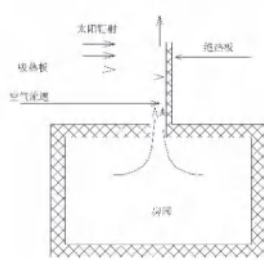
2020年台达杯以“阳光·稚梦”为主题，旨在将乡村幼儿园设计与建筑节能相结合，利用场地周围丰富的太阳能、风能等清洁能源，设计出高效绿色、低碳环保的幼儿园建筑。”阳光托马斯“是笔者2020年参加国际台达杯太阳能建筑设计竞赛获得优秀奖的作品（图1）。该方案在外形封闭的幼儿园建筑的内部空间中设计了太阳能烟囱-地道风复合通风系统，并结合场地旁边的小面积水体蒸发散热的物理特性对新风进行初步降温，解决夏季幼儿园室内空间炎热的问题，给孩子们创造一个健康舒适的幼儿园室内环境。



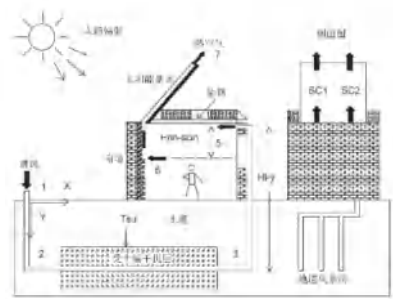
图1 阳光托马斯作品效果图及首层平面图



A. 地道风系统示意图 [4]



B. 太阳能烟囱示意图 [5]



C. 复合系统示意图 [6]

图 2

2 太阳能烟囱与地道风复合通风系统简介

2.1 太阳能烟囱与地道风复合通风系统原理及功能分析

太阳能烟囱与地道风复合系统是指将太阳能烟囱技术与地道风技术耦合,利用太阳能烟囱突出的拔风能力代替风机将地道风引入建筑内部,形成室内诱导式通风系统,并带动涡轮机组运行,解决室内自然通风和辅助发电问题(图4)。

太阳能烟囱结合地道风系统运行的原理是利用太阳辐射增大烟囱内外温差,从而增加浮力和热压,促进室内外空气流动,同时利用烟囱效应的抽吸作用,将地道风高效地引入室内,强化自然对流换热,使空气流动加速,增加室内通风量^[7]。该系统用于室内通风时,可将室外空气引入室内,增加室内通风换气次数,提高室内空气品质,避免人们长期处于空调状态下导致的“空调综合征”^[8]。

2.2 太阳能烟囱与地道风复合通风系统研究现状

目前国内外与该复合通风系统相关的研究较少,重庆大学的翁季团队研究了太阳能烟囱地道风复合系统在重庆农村地区的应用,Macrefat.M团队数值模拟了该复合系统对建筑的被动降温效果。李锐等通过正交模拟实验研究了地道长度,太阳能烟囱高度,地道进风口与太阳能烟囱出风口面积比等影响因素对太阳能烟囱-地道风复合系统的通风量,降温效果的影响,并给出了各因素的参考值^[9]。此外,单独研究太阳能烟囱技术和地道风技术的研究成果较多且研究更为深入,比如Lee和杨启容等人就太阳能烟囱的高度,宽度以及材料变化对其通风发电性能的影响展开了深入研究^[10,11]。地道风辅助通风研究中,宋美艳,王家正,张智建等就埋管的长度,管径,进口风速,换热性能对出口温度,室内降温效果的影响展开了分析研究^[12-14]。

3 系统效果分析

3.1 项目概况

项目用地位于新疆维吾尔自治区巴音郭楞州和静县巴伦台镇,场地周边为牧场所属草场,西北

侧是牧场附属村落,入口的道路连接S301省道和G216高速公路。道路西侧有一水池(图2)。巴伦台镇属温带大陆性气候,昼夜温差大,冬季寒冷,夏季炎热。用ecotect软件模拟分析得出场地建筑最佳朝向为南偏西182.5°,冬季主导风向为西南风,夏季兼有西北风和西南风(图3)。场地内建筑设计分为幼儿园,牧场服务中心和配套用房三个部分,建筑设计要求满足幼儿园设计相关规范条例并结合当地的材料和建筑地域文化解决冬季采暖保温和夏季遮阳通风的问题。

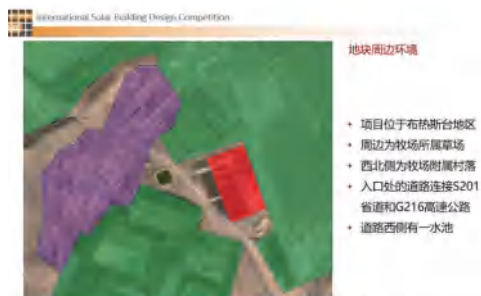


图 3 项目周边情况

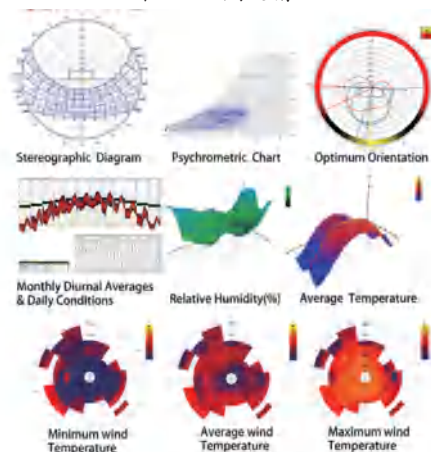


图 4 气象条件分析

3.2 太阳能烟囱-地道风复合系统在方案中的应用

3.2.1 复合通风系统设计背景

夏季设计场地西南方向日照充足,采光良好,

有丰富的太阳能资源和风资源。相关研究显示,新疆地区建筑形体多建成封闭式围合结构以抵御冬季严寒,建筑材料多为就地取材的生土,且墙厚较大。因此,仅靠建筑开窗进行自然通风缓解夏季室内炎热比较困难,且当地缺乏电力资源,空调设施安装不易,设计需要在建筑内部进行空间再创造以适应当地夏季高温的气候。幼儿园设计初期在西南方向设置过渡空间为另一侧的教室充当冬季暖廊,夏季送风廊道的角色,过渡区域的功能定义为室内活动室,内置室内跑道,方便孩子们在极端天气下也能在室内活动锻炼身体。为了强化该过渡空间的降温通风效果,除了在廊道单侧开深度较大的窗户外,同时还在该空间内设计了地道风系统和太阳能烟囱系统,利用新疆地区丰富的地热资源、风资源和太阳能资源,将地下凉风引入室内,再通过太阳能烟囱的拔风力将地道风送入连通过渡廊道的其他室内空间区域,地道风和太阳能烟囱相互作用,形成室内空气循环对流,带动新风进入室内(图5)。

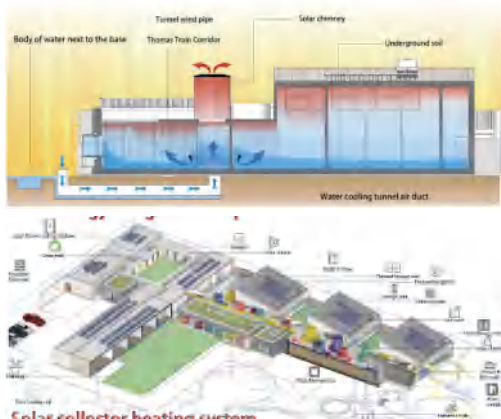


图5 过渡空间的太阳能烟囱-地道风复合系统设置

3.2.2 复合通风系统相关设计参数

方案中地道风采用开式系统,即直接采用室外新风进入地道管道内部,室内热环境直接受室外气象影响^[4]。地道风入风口设置在场址附近的小面积水体旁,高出地面1m左右,设置风帽,保证进风口处阴凉干燥,地面上设置垂直白叶防止地道污染,将臭气,有毒气体,细菌送入室内^[15]。夏季水体蒸发辅助降低入风口的空气温度,初次降温后空气进入地道埋管内,经过土壤降温,变成冷风被太阳能烟囱系统诱导送入室内。在这个过程中,可能会出现地下埋管内存在一定数量的氦及其子体,氦气能够导致人体致癌,未经处理过的地道风送入室内,会对室内空气环境产生消极影响;因此方案在出风口处,设置由聚乙烯材料或者活性炭组成的过滤网,经过过滤网后,可去除80%以上的氦子体。设计

管道时,控制管道管径为1500mm,而当地道埋深不超过6m,最大风速不超过5m/s时能加强地道风的冷却效果^[17],再考虑到经济性问题,地道埋深选在3m左右,长度控制在200m左右管道之间间距控制在10m左右^[18]。在布置管道时,常用的管道结构为串联式和并联式,本方案中选择串联式布置。管道材料的导热系数对土壤空气的换热效率有很大影响,目前常用的管壁材料为钢管和塑料管,钢管导热系数是塑料的500倍。综合管壁材料耐腐蚀,抗压,寿命长,易安装以及抗裂等特点,方案选用以HOPE材料为基材改性而成的HOPE双壁波纹管,它的导热系数与不锈钢相似,用于地埋通风时,可以与土壤进行最大化的热交换,且市场价格低,经济性好^[19]。考虑到地道壁面温度的自然恢复情况,夏季系统采取间歇通风的工作方式,每天只工作数小时,将地道风开启时间主要集中在白天室外炎热时段^[19]。

诱导地道风进入室内的太阳能烟囱系统是另一个设计的重点,降温后的地道风进入室内,经过太阳能烟囱,冷空气下沉,热空气上浮,带动烟囱附近的涡轮机组运行产生电能。设置太阳能烟囱时,本方案采用了李百战,江春雨等人发明的自动捕风型太阳能烟囱系统^[20](图6)。由于太阳能烟囱的出口应处于风压的负压区,利用风压加强烟囱效应,避免产生倒灌气流^[5]。因此在这种太阳能烟囱系统的顶端设计了文丘里管,利用文丘里管中央段的低压增强太阳能烟囱抽吸房间内空气的能力,使房间内空气被抽吸后相对比室外形成负压状态,室内外压差促使被地道风冷却后的新风进入室内,完成自

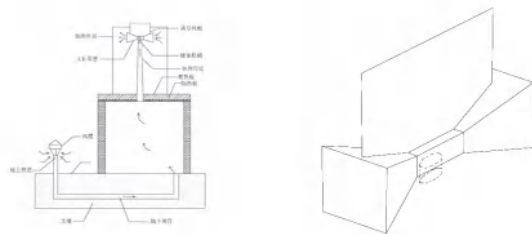


图6 太阳能烟囱示意图

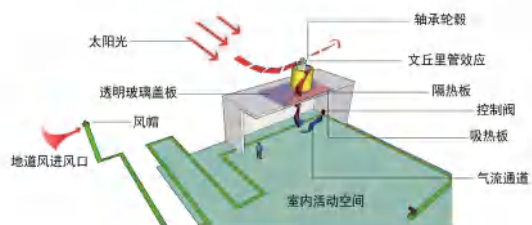


图7 方案中太阳能烟囱-地道风复合系统示意图

然通风降温。考虑到风向的不确定性,文丘里管上方沿着轴线方向设置了诱导板以保证文丘里管能够始终与主导风向平行,增大进入文丘里管的空气量,使文丘里管中间段的低压保持稳定。文丘里管中间部分和烟囱管道通过轴承轮毂活动连接。研究表明,为了使太阳能烟囱的通风量达到最大值,烟囱的高宽比应控制在 1/10 左右^[21],倾角控制在 40-60°^[11]。

3.2.3 太阳能烟囱 - 地道风复合系统与建筑外形一体化设计

“阳光托马斯”作品的主题是托马斯小火车,设计的亮点在于将连接教室和室外的过渡空间打造成托马斯小火车车厢的造型,小火车代表着孩子们的天真和快乐,车厢内设计了一系列活动设施,如室内跑道,秋千等,色彩运用鲜艳明媚,突出表现孩子们的活泼好动的特质。地道风管道对室内外观影响很小,突出的太阳能烟囱被隐藏在屋顶一个色彩鲜艳的火车烟囱里面,外形与普通烟囱相似,涂有五颜六色的涂层,不同的是太阳能烟囱内部设置了通风发电所需的集热棚,导流板和涡轮机组等,其他烟囱则只充当普通的天窗,火车烟囱的概念将建筑艺术与技术巧妙地结合在了一起(图8)。



图 8

4 结语

通过梳理和分析太阳能烟囱 - 地道风复合系统的运行原理和影响因素,结合 2020 年台达杯国际太阳能建筑设计竞赛优秀奖获奖作品《阳光托马斯》,论述了太阳能烟囱 - 地道风复合系统在幼儿园建筑设计中的相关的参数设置和建筑一体化设计,并指出在设计复合系统时需要注意的问题以及解决办法。

图片来源

图 1 作者自绘

图 2 张静红,谭洪卫,王亮.地道风系统的研究现状及进展[J].建筑热能通风空调,2013,32(01): 44-

48.

苏醒,刘传聚,苏季平.太阳能烟囱的通风效应及应用研究[J].能源技术,2005,(06): 245-247.

M Maerefat, Haghighi A-P. Passive cooling of buildings by using integrated earth to air heat exchanger and solar chimney[J]. Renewable Energy, 2010, 35(10): 2316-2324.

图 3 2020 年台达杯国际太阳能建筑设计竞赛任务书
图 4 作者自绘

图 5 作者自绘

图 6 李百战,江春雨,陈思成,刘红,郑洁.一种自动捕风型太阳能烟囱系统:中国,201620248193.7[P].2016-07-27 改绘.

图 7 作者自绘

图 8 作者自绘

参考文献

[1] 张改景,孙昀灿,张蓓红.碳减排背景下的建筑节能规划方法[J].上海节能,2021,(07): 685-688.

[2] 景泉,贾□,杜书明.山水间筑园锦绣,如意处尽意天然——2019年北京世界园艺博览会中国馆营造记[J].建筑技艺,2019.

[3] 杨倩苗,薛一冰,张晨悦.太阳能烟囱建筑设计案例分析[J].山东建筑大学学报,2015,30(06): 590-595.

[4] 张静红,谭洪卫,王亮.地道风系统的研究现状及进展[J].建筑热能通风空调,2013,32(01): 44-48.

[5] 苏醒,刘传聚,苏季平.太阳能烟囱的通风效应及应用研究[J].能源技术,2005,(06): 245-247.

[6] M Maerefat, Haghighi A-P. Passive cooling of buildings by using integrated earth to air heat exchanger and solar chimney[J]. Renewable Energy, 2010, 35(10): 2316-2324.

[7] 左潞,郑源,周建华,等.太阳能强化烟囱技术在强化室内自然通风中的研究进展[J].暖通空调,2008,38(10): 41-47.

[8] 翁季,王慧芬.地道风降温技术在夏热冬冷地区农村住宅中的应用研究[J].西部人居环境学刊,2013,(04): 114-117.

[9] 李锐,王亮,周磊,等.地道风与太阳能烟囱通风复合系统适应性研究[J].四川建筑科学研究,2017,43(06): 114-118.

[10] Kwang-Ho Lee, Strand Richard-K. Enhancement of natural ventilation in buildings using a thermal chimney[J]. Energy and Buildings, 2009, 41(6): 615-621.

[11] 杨启容,杜威,张金翠.建筑一体化太阳能烟囱

的通风性能研究 [J]. 太阳能学报, 2010.

[12] 宋美艳, 王亮. 地道风系统地埋管管径对出口空气温度的影响研究 [J]. 热科学与技术, 2021, 20(01): 98-104.

[13] 王家正. 地道风系统地埋管进口风速研究 [J]. 屋舍, 2019.

[14] 张智健, 王亮. 地道风系统地埋管换热性能影响因素研究 [J]. 建筑技术, 2019.

[15] 张弘, 林波荣, 叶建东. 地道风技术在传统四合院生态改造中的应用研究 [J]. 动感 (生态城市与绿色建筑), 2011, (4): 106-109.

[16] 杨志宽. 利用地道风要考虑氡及其子体对室内空气质量的影响 [J]. 山东建筑工程学院学报, 1994.

[17] 王琳, 李永安, 刘培磊. 地道中土壤与空气换热的

数值模拟与分析 [J]. 制冷空调与电力机械, 2008, (04): 9-12.

[18] 桂玲玲, 张少凡. 地道风在建筑通风空调中的利用研究 [J]. 广州大学学报, 2010.

[19] 翁季, 王慧芬. 地道风降温技术在夏热冬冷地区农村住宅中的应用研究 [J]. 西部人居环境学刊, 2013.

[20] 李百战, 江春雨, 陈思成, 等. 一种自动捕风型太阳能烟囱系统: 中国, 201620248193.7[P]. 2016-07-27

[21] 赵平歌. 太阳能烟囱增强热压自然通风的计算研究 [J]. 西安工业学院学报, 2004, (02): 181-184.

水电站排风系统中同向型静压结构空间局部阻力特性研究

苏枳赫, 田伟, 李炎锋

(北京工业大学, 北京 100124)

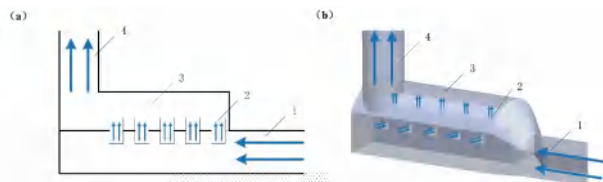
[摘要] 水电站地下机房布置方案的总排风系统中广泛采用静压结构空间, 其局部阻力损失对排风机房结构设计和风机设备选型具有重要意义。本研究利用数值模拟对同向型多进单出式静压结构空间阻力特性进行了研究。采用正交实验确定了关键影响因素, 提出了局部阻力损失规律的经验公式, 分析了受限空间的内部流动特性。研究表明, 风机相互作用率与位置不平衡率是影响阻力损失的重要因素, 涡流区与局部阻力损失的大小密切相关。研究结果能够为静压结构空间的结构设计和风机设备选型提供理论依据。

[关键词] 水电站; 排风系统; 静压结构空间; 阻力损失

1 引言

建筑通风系统的节能问题成为其建筑设计中必须考虑的因素。相关研究中表明^[1,2] 风机因阻力损失而产生的能耗约占建筑总能耗的 30-50%。因此降低风机阻力损失, 对建筑节能和可持续发展具有现实意义。

地下水电站内部空间巨大, 通风系统复杂, 排风系统在水电站通风空调系统中是关键环节。图 1 给出了某抽水蓄能电站总排风系统示意图, 其中排风风机与排风竖井均在同一竖直方向上, 空气在厂房进行热湿交换后通过排风下平洞, 经风机送至静压结构空间后再统一由排风竖井排出。而静压结构空间(见图 1)本质上是带有多个入口和一个出口的大型空间, 在具有足够大截面积的密闭室中, 气流速度将减小至接近于零, 能够将动压最大程度地转化为静压。因此, 静压结构空间对排风系统中的气流组织和输送阻力有着显著影响。



(a) 气流组织示意图, (b) 实际工程应用模型图

图 1 水电站地下机房布置方案的总排风系统示意图

1: 排风下平洞; 2: 离心风机; 3: 静压结构空间;
4: 排风竖井

国内多位学者开展了静压室送风的相关领域研究, 王等人(1991)^[3] 利用模型实验法, 对无障碍物静压箱静压分布规律进行了研究。Fulpagare 等人(2015)^[4] 研究了障碍物对静压箱流量的影响, 结果表明静压箱中障碍物的放置是影响空调性能的重要因素。Nada 等人(2017)^[5] 研究了静压箱深度对

空气流动特性和热性能的影响。张等人(2021)^[6] 利用数值模拟研究了单入单出式静压箱的内部流动特性并通过正交试验确定了显著的影响因素。然而, 排风系统中静压结构空间与送风静压室区别较大: 1) 静压室送风是从气流静压箱出口以射流形式送到大空间中, 而本文的静压结构空间出口是排风竖井, 即气流进入竖直的受限空间; 2) 静压结构空间前端是排风风机的出口段, 结构空间的压力分布受到排风机运行特性影响。

目前, 对于排风系统静压结构空间内部流动特性及影响阻力大小的关键参数的研究还很少。不合理的静压结构空间设计将造成风机压头不够或风机选型过大, 这将造成一定的资源浪费。因此, 研究静压结构空间阻力损失相关因素及其内部流动特性是优化排风系统结构设计的必要条件。

本研究将单出式静压结构空间作为研究对象, 通过正交试验确定了压力损失与关键结构设计参数的相互关系, 并研究了其内部的流动特性。本研究的目的是考虑流动均匀性和阻力特性的同时, 为静压结构空间的结构设计和风机设备选型提供理论依据。

2 数值模拟

2.1 静压结构空间模型的建立

一般来说, 静压结构空间在排风系统中多设置为与排风下平洞和排风竖井相连的拱形结构。为简化模型, 本研究中忽略拱顶对气流组织的影响, 将其当量为矩形结构。参考实际排风机房结构, 研究采用了一种常见的多进单出式静压结构空间结构(26.7 m×4.1 m×10.5 m), 沿流线方向设有五个矩形送风口(1.4 m×1.4 m)和一个矩形排风口(6.2 m×6.2 m), 每个送风口尺寸相同。图 2 为本次实验模型示意图。

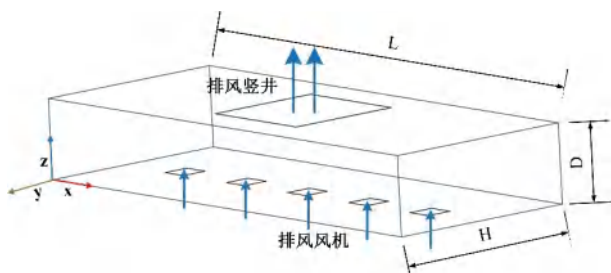


图2 静压结构空间几何模型

2.2 数值方法和边界条件

采用 ANSYS Fluent 商业软件进行数值模拟；采用有限体积法求解 Navier-Stokes 方程。在本研究中，假定空气作为理想不可压缩流体进行计算。质量和动量的控制方程可以写成以下一般形式：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u_i' u_j'} \right) + \rho g_i \quad (2)$$

为了保证预测的准确性，采用雷诺应力模型(RSM)，摒弃了各向同性涡流-粘度假设，以求解雷诺应力的传输方程和耗散率方程。雷诺应力的输运方程为：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \overline{u_i' u_j'}) + \frac{\partial}{\partial x_k}(\rho u_k \overline{u_i' u_j'}) = D_{T,ij} + D_{L,ij} + P_{ij} + G_{ij} + \varphi_{ij} - \varepsilon_{ij} \quad (3)$$

式中，为雷诺应力； $D_{T,ij}$ 、 $D_{L,ij}$ 分别代表了湍流扩散和分子扩散； P_{ij} 为压力产生； G_{ij} 为浮力产生； φ_{ij} 为压力应变； ε_{ij} 为耗散项。

动量、湍流动能、湍流耗散率和雷诺应力的离散化设置为二阶迎风差分格式；压力离散化设置为标准形式。用 SIMPLE 算法计算速度和压力之间的耦合。近壁面区域采用标准壁面函数。收敛的残差设置为 10^{-3} 。入口采用速度边界条件，出口定义为 0Pa 大气压力出口。湍流强度和水力直径用作入口湍流边界的特征值。

2.3 数值模型的验证

由于试验条件的限制，静压结构空间内部阻力损失的研究将采用数值模拟的方法进行。为了保证模拟在实际应用工程中的准确性，本研究对王等人^[3]的小尺度实验进行了对比验证工作。王等人利用模型试验提出了孔板侧送风式静压箱侧壁送风的压力分布与送风流量的关系准则式。实验采用长 700mm、宽 700mm、高 200mm 的静压箱模型，其中孔间距为 100mm，孔径为 10 mm。通过改变送风量从 3.0m/s 至 3.5m/s，进行了 6 组数值模拟实验。图 3 表示了实验结果与模拟结果的对比情况。结果

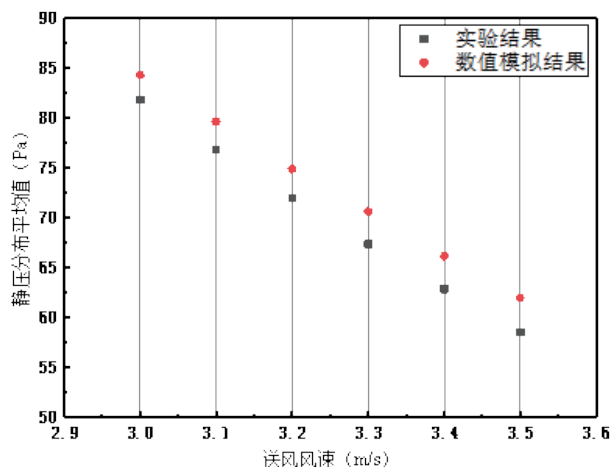


图3 数值模拟与实验对比结果

表明，压力平均值相对误差小于 5%，在证明了数值模拟可行性同时，表示了 RSM 模型在预测复杂流动，特别是存在涡流、旋转等情况下具有很大的潜力。

2.4 网格尺寸敏感性分析

在进行数值计算之前，有必要对网格尺寸的灵敏度进行分析，一个合适的网格尺寸可以在保证计算精度的同时大大减少计算时间。研究采用了非结构化网格对进行划分，并在边界层附近进行局部网格加密。图 4 给出了 5m/s 的送风条件下，不同网格数量下静压结构空间横向中心线压力比较。结果表明：当网格数量为 35 万时，沿静压结构空间中心线压力变化与其他网格数量差值不大，考虑到节省计

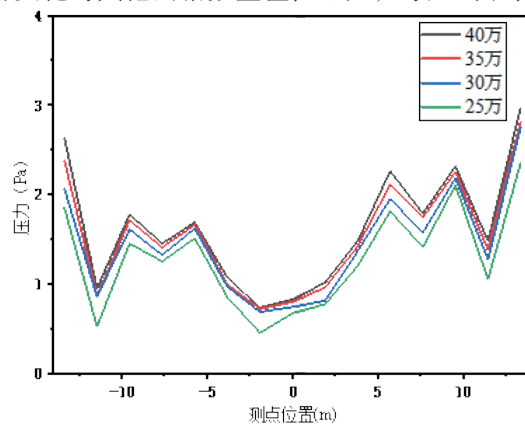


图4 网格灵敏度分析

算时间的要求，本研究采用的网格数量为 35 万。

2.5 正交实验设计

正交实验设计是一种基于正交表的高效率、快速、经济的实验设计方法。根据正交性从全面实验中挑选出具备“均匀分散，齐整可比”的点进行试验。对该种排风形式通过定性分析提出了以下 9 个压力

损失影响因素:

①静压结构空间几何尺寸: 包括长度 L , 宽度 D , 高度 H 。

②静压结构空间送风平均风速 $\bar{v}_{in}$

$$\bar{v}_{in} = \frac{Q}{A_{in}} (m/s) \quad (4)$$

式中, Q - 静压结构空间总送风量, (m^3/s); A_{in} - 风机接入口总面积, (m^2)。

③静压结构空间排风平均风速 $\bar{v}_{out}$

$$\bar{v}_{out} = \frac{Q}{A_{out}} (m/s) \quad (5)$$

式中, A_{out} - 排风出口面积, (m^2)

④壁面开口率 k

$$k = \frac{A_{in}}{A_k} \quad (6)$$

式中, A_k - 风机所在壁面总面积, (m^2)

⑤风机相互作用率 λ

$$\lambda = \frac{d_0}{l} \quad (7)$$

式中, d_0 - 送风口当量直径, (m); l - 相邻送风口中心的距离, (m)

⑥排风口雷诺数 Re_{out}

$$Re_{out} = \frac{\rho v d}{\mu} \quad (8)$$

式中, ρ - 流体密度, (Kg/m^3); v - 流场的特征速度, (m/s); d - 流场的特征长度, (m); μ - 流体动力粘性系数 ($Kg/m \cdot s$)

⑦位置不平衡率 η

$$\eta = \frac{|\Delta d|}{L} \quad (9)$$

式中, Δd - 风机群中心与排风出口中心在长度方向的相对位置差, (m)

通过以上定性分析, 其阻力表达式可以表达为:

$$\Delta P = (L, D, H, \bar{v}_{in}, \bar{v}_{out}, k, \lambda, Re_{out}, \eta) \quad (10)$$

将公式 (10) 改为 (11) 所示的准则方程式, 影响压力损失由 7 个无量纲因素组成。

$$\frac{\Delta P}{\rho \bar{v}_{out}^2} = (L/D, L/H, \bar{v}_{in}/\bar{v}_{out}, k, \lambda, Re_{out}, 1 - \eta) \quad (11)$$

本研究以静压结构空间局部阻力损失作为试验指标, 由于变化参数之多和因素组合广泛, 研究设计了 $L_{32}(4^7)$ 的正交表来考察局部阻力损失与其他因素的关系。各因素的水平数参考实际水电站排风机房结构, 上下浮动范围为 20%。

3 结果与讨论

3.1 局部阻力损失的拟合经验公式

表 1 给出了利用 CFD 手段得到正交工况的结果。利用 Nlinfit 算法进行拟合计算, 得到了局部阻力损

表 1 正交实验结果

序号	$\rho \bar{v}_{out}^2$	L/D	L/H	$\bar{v}_{in}/\bar{v}_{out}$	k	λ	$1-\eta$	Re_{out}	ΔP
1	467.68	2.54	6.51	3.92	0.09	0.30	1.00	566397.85	520.38
2	366.97	2.54	6.51	4.10	0.07	0.36	0.82	723564.70	266.86
3	235.18	2.54	6.70	4.30	0.08	0.30	0.75	723564.70	470.98
4	157.59	2.54	6.70	4.50	0.08	0.36	0.62	566397.85	248.69
5	235.18	2.54	6.10	3.92	0.08	0.31	0.62	615245.00	672.14
6	366.97	2.54	6.10	4.10	0.08	0.34	1.00	498167.20	256.47
7	235.18	2.54	5.90	4.30	0.07	0.31	0.75	498167.20	393.06
8	157.59	2.54	5.90	4.50	0.09	0.34	0.82	615245.00	215.02
9	235.18	2.81	6.51	4.30	0.08	0.34	0.62	615245.00	500.05
10	157.59	2.81	6.51	4.50	0.08	0.31	1.00	498167.20	115.45
11	467.68	2.81	6.70	3.92	0.09	0.34	0.75	498167.20	650.35
12	366.97	2.81	6.70	4.10	0.07	0.31	0.82	615245.00	402.59
13	235.18	2.81	6.10	4.30	0.07	0.36	1.00	566397.85	104.87
14	157.59	2.81	6.10	4.50	0.09	0.30	0.62	723564.70	617.99
15	467.68	2.81	5.90	3.92	0.08	0.36	0.82	723564.70	391.26
16	366.97	2.81	5.90	4.10	0.08	0.30	0.75	566397.85	812.38
17	235.18	3.01	6.51	4.30	0.09	0.36	0.82	498167.20	221.86
18	157.59	3.01	6.51	4.50	0.07	0.30	0.75	615245.00	243.56
19	467.68	3.01	6.70	3.92	0.08	0.36	1.00	615245.00	225.01
20	366.97	3.01	6.70	4.10	0.08	0.30	0.62	498167.20	955.51
21	235.18	3.01	6.10	4.30	0.08	0.34	0.75	723564.70	277.37
22	157.59	3.01	6.10	4.50	0.08	0.31	0.82	566397.85	227.59
23	467.68	3.01	5.90	3.92	0.07	0.34	0.62	566397.85	873.93
24	366.97	3.01	5.90	4.10	0.09	0.31	1.00	723564.70	372.69
25	467.68	3.78	6.51	3.92	0.08	0.31	0.75	723564.70	711.93
26	366.97	3.78	6.51	4.10	0.08	0.34	0.82	566397.85	288.31
27	235.18	3.78	6.70	4.30	0.09	0.31	0.62	566397.85	644.77
28	157.59	3.78	6.70	4.50	0.07	0.34	1.00	723564.70	68.69
29	467.68	3.78	6.10	3.92	0.07	0.30	0.82	498167.20	557.00
30	366.97	3.78	6.10	4.10	0.09	0.36	0.75	615245.00	417.93
31	235.18	3.78	5.90	4.30	0.08	0.30	1.00	615245.00	186.26
32	157.59	3.78	5.90	4.50	0.08	0.36	0.62	498167.20	268.50

失的经验公式 (12), 其中 ΔP 为送风入口的压力平均值。

$$\frac{\Delta P}{\rho \bar{v}_{out}^2} = 12.7233 \times (L/D)^{-0.4888} \times (L/D)^{-1.0847} \times (\bar{v}_{in}/\bar{v}_{out})^{-0.0475} \times (k)^{1.4516} \times (\lambda)^{-3.2586} \times (1-\eta)^{-2.5931} \times (Re)^{-0.0227} \quad (12)$$

公式 (12) 中各项因素均用幂函数表示, 设计人员应综合考虑其影响因素并进行理论计算, 下面给出静压结构空间局部阻力损失规律分析:

①在实验范围内, $\bar{v}_{in}$ 按工程应用范围 4-6m/s 取值, 发现静压结构空间送排风平均风速无因次量 $\bar{v}_{in}/\bar{v}_{out}$, 排风口雷诺数 Re_{out} 对静压结构空间局部阻力损失没有显著作用。

②从经验公式来看, 风机相互作用率 λ 是影响局部阻力损失的重要因素之一, $\Delta P/\rho \bar{v}_{out}^2$ 是 λ 的单

值性递减函数, λ 的减小将导致局部阻力损失的增加, 增加 λ 的方法具体有两方面: 一方面是增大送风口的当量直径, 另一方面是减小相邻送风口中心的距离。

③位置不平衡率 η 也是影响局部阻力损失的重要因素, 作为阻力损失的单调减函数来说, 减小风机群中心与排风出口中心在长度方向的相对位置差, 是减少局部阻力的关键举措。

④排风口雷诺数 Re_{out} 与静压结构空间几何特征值 L/D 对阻力损失所产生的影响相差不大, 增大 L/D 的方法比较多, 具体有两方面: 一方面是增大静压结构空间长度, 另一方面是减小静压结构空间送风气流的最大射程。

3.2 关键因素对流动特性的影响

从公式(12)中可以看出风机相互作用率和位置不平衡率为导致局部阻力损失表现突出的两大因素。在图5中, 通过改变送风口尺寸, 获得了三种风机相互作用率下 ($\lambda_1=27.8\%$; $\lambda_2=29.8\%$; $\lambda_3=35.9\%$) 静压结构空间 Y-Z 截面的速度矢量图。从图中可以看出静压结构空间内部气流组织复杂且存在多个涡流区, 这也是造成其局部阻力损失的重要原因。对比三者发现随着相互作用率的增大, 受限空间射流的涡流区域会明显变小, 同时相互作用率与沿风机中心线风速成正相关关系, 当相互作用率逐渐趋向于1时, 多如单出式静压结构空间将变化成单入单出式静压结构空间, 这将极大地减小了其阻力损失。

图7表示了位置不平衡率对气流组织的影响, 通过改变排风口位置, 确定了三种位置不平衡率 ($\eta_1=0\%$; $\eta_2=7.49\%$; $\eta_3=14.9\%$), 与相互作用率不同的是, 位置不平衡率与阻力损失呈现的是负相关关系, 在图7(a)中, 当不平衡率为0时, 矢量图表现出了很好的对称效果, 而对于图7(b)和图7(c)而言, 随着不平衡率的增加, 涡流区的不规则情况明显加剧, 且涡流区明显变大。

在图6和图8中, 由于受到壁面的阻挡, 出口所在壁面压力增高的同时也造成了气体动能的损失。从压力分布云图中可以看到, 随着相互作用率和位置不平衡率的增加, 受限空间内压力分布不均匀度也有所增多。四幅图片表明局部阻力损失的关键在于涡流区的形成, 同时涡流区的数量与大小也影响着受限空间内的压力分布均匀程度, 通过减小涡流区的大小能够有效的降低局部阻力损失。设计人员在设计机房结构时, 应适当降低风机相互作用率及位置不平衡率的大小, 在确定合理风机设备的同时, 能够将施工成本降到最低。

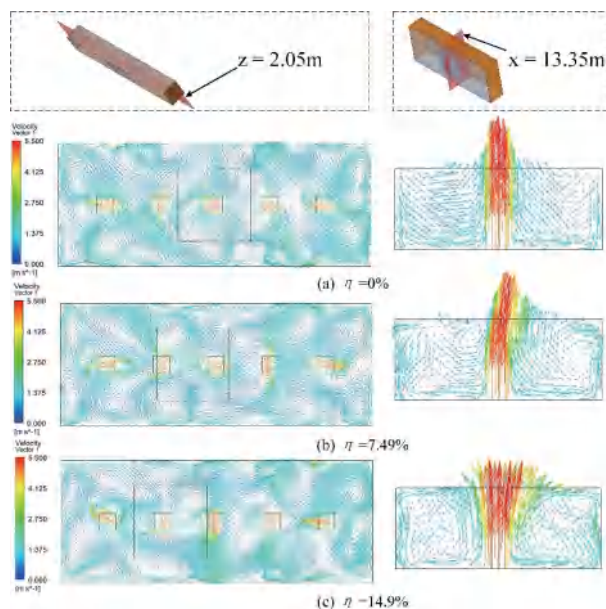


图5 不同风机相互作用率下静压结构空间切面速度矢量图

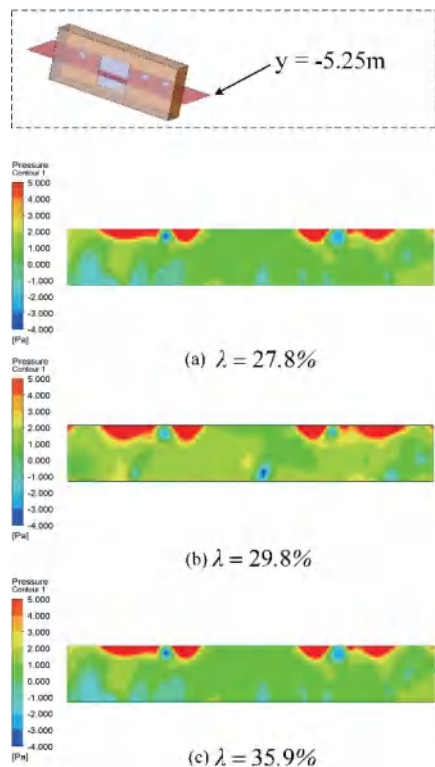


图6 不同风机相互作用率下静压结构空间切面压力分布云图

4 结论

本文采用数值模拟并借助正交试验设计方法, 对恒温条件下, 无障碍物同向性多入单出式静压结构空间的局部阻力损失规律进行了初步研究, 得到结论如下:

1) 提出了局部阻力损失规律的经验公式。发现风机相互作用率 λ 位置不平衡率 η 是影响局部阻力

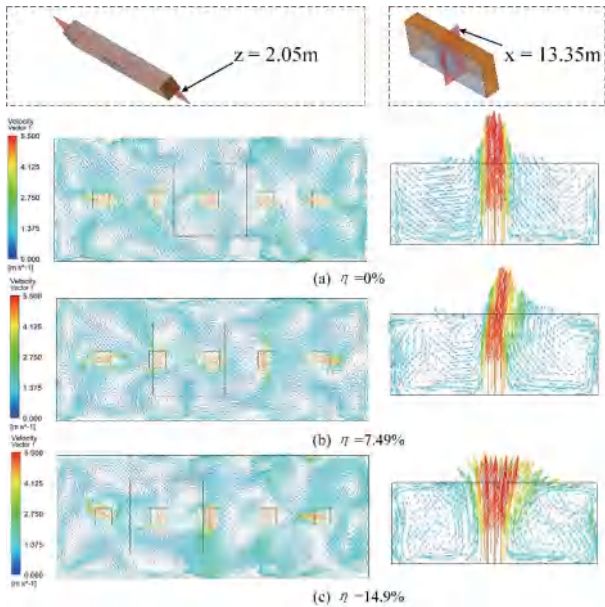


图7 不同位置不平衡率下静压结构空间切面速度矢量图
损失的重要因素,其中位置不平衡率对局部阻力损失的影响作用较为复杂。

2) 静压结构空间壁面开口率 k 与静压结构空间几何特征值 L/D 对阻力损失无显著影响作用。长高比 L/H 相对长宽比 L/D 影响较为明显。

3) 分析了六种不同相互作用率和位置不平衡率的静压结构空间结构。结果表明,涡流区为静压结构空间阻力损失的主要因素,减小涡流区的大小是减少局部阻力损失的主要手段。

参考文献

- [1] 翁义孟. 我国地下水电站建设的发展[J]. 水力发电, 2011, 37(03): 18-20+27.
- [2] Angui Li, Changqing Yang, Tong Ren. Modeling and parametric studies for convective heat transfer in large, long and rough circular cross-sectional underground tunnels[J]. Energy & Buildings, 2016, 127.
- [3] 王来. 孔板送风静压箱静压分布规律的实验研究[J]. 制冷学报, 1991(03): 10-16.
- [4] Yogesh Fulpagare, Gaurav Mahamuni, Atul Bhargav.

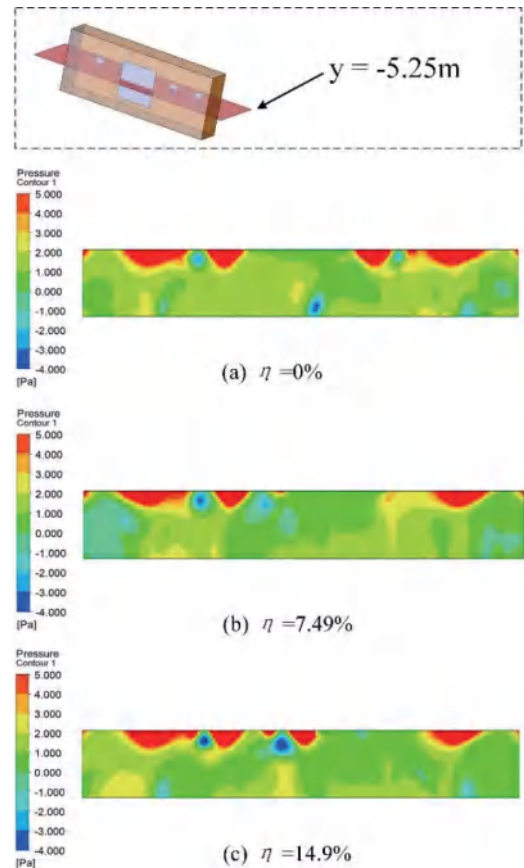


图8 不同位置不平衡率下静压结构空间切面压力分布云图
Effect of plenum chamber obstructions on data center performance[J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 80.

- [5] S.A. Nada, M.A. Said. Comprehensive study on the effects of plenum depths on air flow and thermal managements in data centers[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2017, 122.
- [6] Zhang Wanqing, Li Angui, Zhou Min, Gao Ran, Yin Yifei. Flow characteristics and structural parametric optimisation design of rectangular plenum chambers for HVAC systems[J]. Energy & Buildings, 2021, 246.

送风方式对设备局部降温效果的数值模拟研究 ——贴壁射流送风

黄龙龙, 强天伟, 张卓, 裴雨露

(西安工程大学, 西安 710048)

[摘要] 本文针对设备高温一问题, 利用贴壁射流送风, 对设备局部冷却降温。利用 CFD 数值模拟方法研究贴壁射流送风角度以及切向送风角度对设备降温效果的影响。研究表明, 贴壁射流角度越小, 速度衰减越慢, 可以较快的带走设备热量。同时, 在一定角度范围内, 随着切向送风角度增加, 气流辐射区域越广。但角度过大, 气流会与地面发生碰撞, 方向偏移。

[关键词] 贴壁射流; 送风角度; 气流组织; 数值模拟

0 引言

贴附射流在暖通空调工程领域中的应用日益增多^[1], 近年来, 西安建筑科技大学李安桂教授团队对此类通风方式进行了详细的研究, 贴附射流原理如图 1 所示。在参数一定的条件下, 相对于完整射流, 贴附射流可输送到壁面处的风速度更快、空气温度更低, 利于设备散热。贴附射流可以视为完整射流的一半, 可以按照出口的流速不变, 风口宽度加倍来计算^[2-4]。

因此, 针对某种高温设备进行局部通风降温, 本文对设备进行贴壁送风时, 气流仅对设备上表面降温, 同时增加送风口, 对两侧面进行送风。已知设备各个表面的散热量, 根据需要到达工作地点的气流宽度公式, 可以求得风口截面积, 中间送风口选用条缝风口贴壁射流吹覆设备上表面, 左右两边的风口选择可调节角度的百叶风口各吹向左右两个侧面; 风管距离设备的水平距离设置 500mm。如图 2 所示。

本文利用 CFD (Computational Fluid Dynamics) 数值模拟方法, 分析贴壁射流送风角度以及切向送风角度等因素对设备降温效果的影响。为以后更多

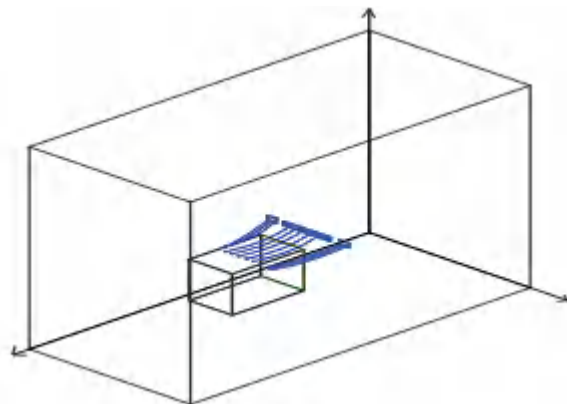


图 2 设备贴附送风示意图

学者对贴附射流送风研究提供参考。

1 数值计算模型建立及参数设置

1.1 物理模型建立

根据厂房设备的布置情况进行建模, 设备尺寸如表 1 所示^[5]。

对于本文来说, 需要对北墙和东墙的送风口、不同运行设备表面、窗户、门处进行相应的网格加密。机房内部网格 0.1m, 局部加密网格 0.05m, 共计生成了 2053380 个网格, 网格划分情况如图 3 所示。

表 1 房间及设备尺寸大小

名称	尺寸
厂房 /m	12×9×9
设备 /mm	1900×900×1650
中间风口 /mm	900×100
两侧切向风口 /mm	300×100

1.2 数学模型建立

认为机房气流流态为湍流流动。目前工程应用中的数值模拟方法主要有: 直接数值模拟 (DNS)、大涡模拟 (LES) 和基于雷诺平均 N-S 方程组 (RANS) 的模型。笔者选用适用于模拟室内气流流动的 RANS 中的 K-ε 模型对机房室内气流组织进行模拟, 数学模型控制方程包括: 连续性方程、动量方程、

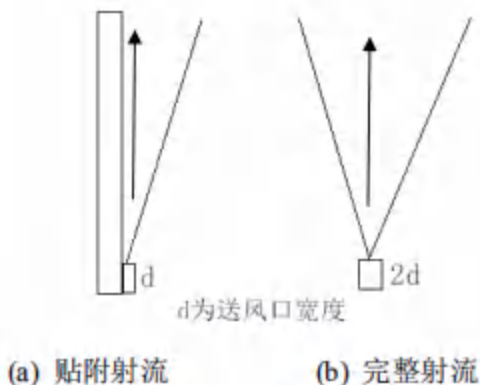


图 1 贴壁射流和完整射流分析图

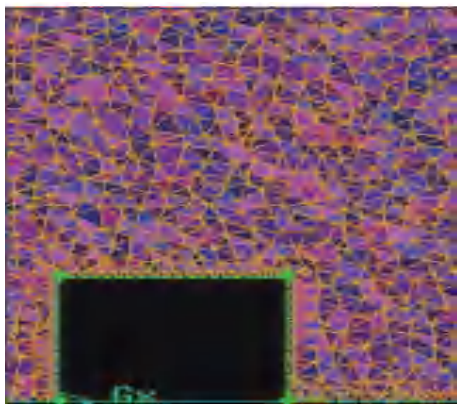


图3 设备局部网格划分示意图

能量方程、湍动能方程、耗散率方程，其通式为：

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \nabla(\rho\phi V) = \nabla(\Gamma_{\phi}\nabla\phi) + S_{\phi} \quad (1)$$

式中： ρ 为空气密度； t 为时间； V 为速度矢量； ϕ 为速度在 x 、 y 、 z 方向的分量，当 $\phi=1$ 时，方程变为连续性方程； Γ_{ϕ} 为各应变量的有效扩散系数； S_{ϕ} 为广义源项。

1.3 边界条件定义

送风口设为速度入口边界条件，速度设为3m/s，温度设为26.5℃；湍动能 $k=0.18$ 和湍流耗散率 $E=0.42^{[7]}$ ；本文设备在运行时，所有门窗均开启，这里将门窗设置为自由出流边界条件；房间围护结构采用温度热边界，运行设备的外表面设置为定热流量的壁面热边界条件，不运行设备的外表面设置为固定壁边界。边界条件如表2所示

表2 边界条件

边界	条件
北墙	壁面，温度恒定 34℃
南墙	壁面，温度恒定 33℃
西墙	壁面，温度恒定 36℃
东墙	壁面，温度恒定 37℃
屋面	壁面，温度恒定 44℃
地面	壁面，绝热面
出风口	入口速度 3m/s，入口温度 26.5℃
门窗	自由出流

1.4 求解器参数设置

FLUENT 求解器各求解参数设置入下表所示。

表3 求解器参数设置表

求解器	湍流模型	辐射模型	压力速度耦合方式	亚松弛因子
压力基分离式	RNG K-ε 模型	DO 模型	SIMPLE-C	0.3-0.6

2 贴壁射流送风角度对设备降温效果的影响

对于贴壁射流来说，送风射流的角度会影响贴壁射流对壁面的降温效果。本文需要分别送风角度进行模拟，贴壁射流送风角度 A 选择 0° 、 5° 、 10° 三个角度进行模拟计算。贴壁射流送风角度示意图

如图3所示。送风速度选为5m/s、风口距离设备的水平距离为500mm，只改变送风角度。计算结果如下。

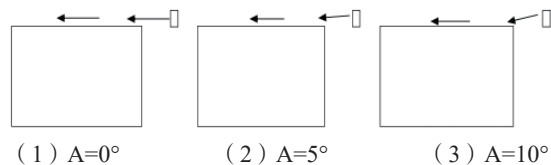


图4 贴壁射流送风角度示意图

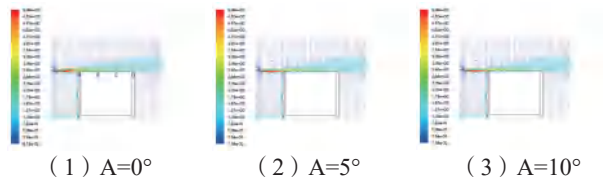


图5 贴壁射流不同送风角度速度分布图

在空压机的表面处取四个点A、B、C、D点，分别距离送风口水平距离500mm、1000mm、1500mm、2000mm如上图5(1)所示。用FLUENT后处理分别提取出不同送风角度下，各个测点空气流速，如下图6所示。

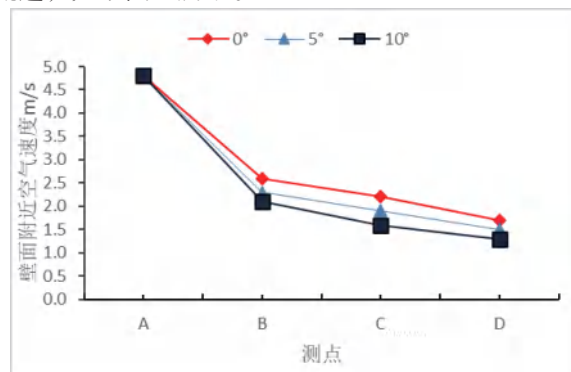


图6 不同送风角度下的各测点空气流速

从图中可以看到，随着贴壁射流送风角度的增加，壁面处空气速度衰减的更快。送风角度为 0° 的时候，各个测点的空气速度最大。

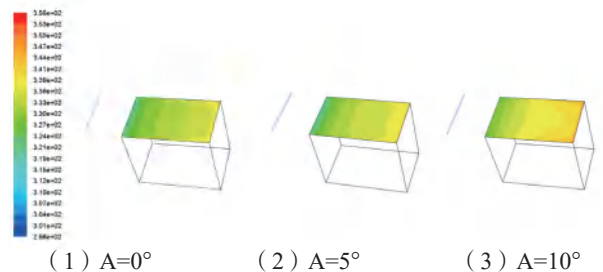


图7 贴壁射流不同送风角度温度分布图

用FLUENT后处理分别提取出不同送风角度下，各个测点温度，如下图8所示。

可以看到，送风角度为 0° 的时候，各个测点温度相对来说较低，通风降温效果好。送风角度为 10°

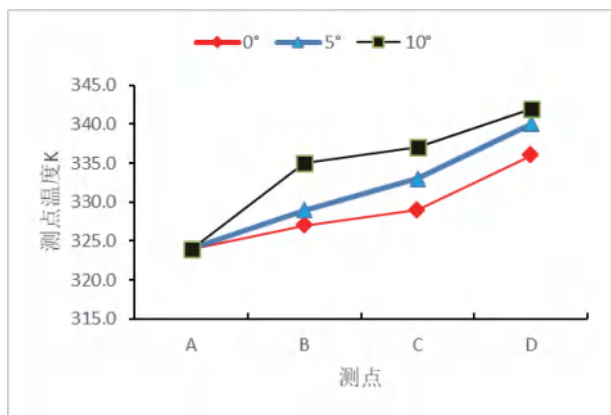


图8 不同送风角度下的各测点温度值

的时候，测点温度高，通风降温效果差。主要是因为贴壁射流角度小的时候，速度衰减慢，壁面处的空气速度较大，可以较快的带走设备散发的热量。

3 切向射流送风角度对设备降温效果的影响

切向射流角度是指设备对应的左右两侧送风口的角度，因为左右两侧呈对称，这里仅需讨论一侧的送风角度。^[7]对于侧面送风口来说，有两个角度需要确定，分别是向下的吹风角度，和吹向设备侧面的切向角度。

3.1 向下射流送风角度

分别选取切向角度B为5°、15°、30°三个角度，

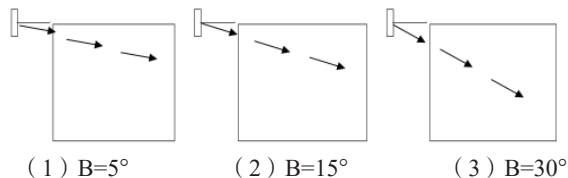


图9 向下射流送风角度示意图

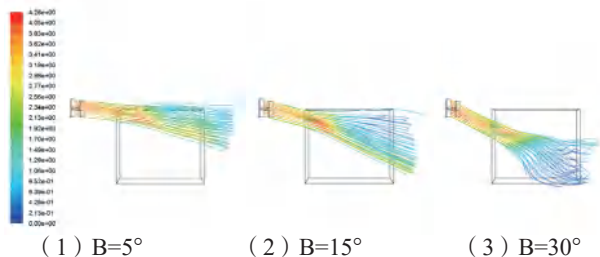


图10 向下射流不同送风角度速度矢量图

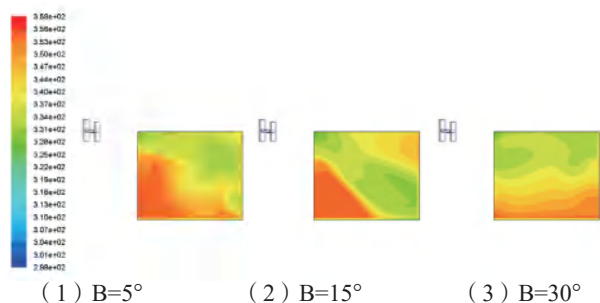


图11 向下射流不同送风角度温度分布图

进行模拟计算，送风角度示意图如9所示。送风速度选为5m/s、风口距离设备的水平距离为500mm，左侧送风口距离贴壁送风口距离0.1m，改变送风角度。计算结果如下。

根据图10可以看出，随着向下射流送风角度的不断增加，送风射流辐射空压机侧面的区域越大，但是角空增大到30°的时候，送风气流会与地面发生碰撞，改变气流的流动方向，在室内形成涡流，无法从室内的窗户、门排出。图11表明，随着向下送风角度的增加，送风射流末端覆盖的区域发生了变化（上图中11绿色区域），在一定角度范围内，送风角度增加，气流辐射区域更广。但是角度过大，气流会与地面发生碰撞，方向偏移，综上两侧送风口向下的送风角度选择15°为宜。

3.2 切向射流送风角度

送风口间距不是气流组织的主要影响因素^[8]。只要在能够满足夏季空压机房基本热环境的范围内即可。要求不高的精度下，送风口间距范围也比较大。在满足空调区域基本参数的要求下，送风口间距的适当缩小更有利于气流特性的分布，这里选取了三个风口间距0.1m、0.2m、0.3m进行模拟，发现改变送风口间距对于空压机表面周围的温度影响不大，所以这里选用空压机左右两侧送风口距离中间送风口的间距为0.1m作为计算标准。分别选取切向角度C为5°、10°、15°三个角度，进行模拟计算，送风角度示意图如12所示。送风速度、风口距离保持不变，改变送风角度。计算结果如下。

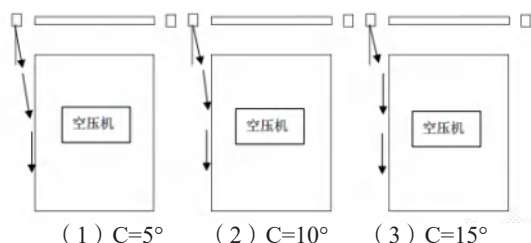


图12 切向射流送风角度示意图

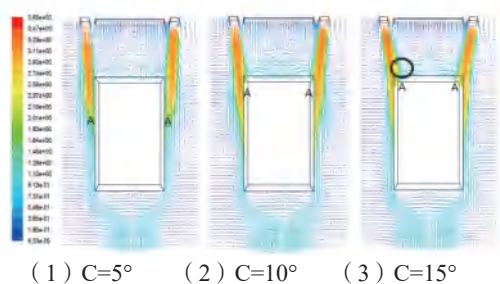


图13 切向射流不同送风角度速度矢量图

从图13中可以看到，随着切向送风角度的不断增加，两侧送风口到达设备侧表面的位置越提前（上

图 A 点),直到切向角度为 15° 的时候,送风射流刚好到达空压机两个侧面交接处,此时部分气流盘旋在空压机侧表面(图 13-3 圆圈处),这部分的气流无法排出室外。随着角度的增加,送风射流末端覆盖的区域发生了变化(上图 13 中绿色区域),角度较小的时候,送风气流到达侧表面较晚,角度过大的时候,送风气流会吹向设备的另一个面。综上所述,两侧的切向送风角度选择 10° 为宜。

4 总结

采用贴附送风的通风方式,把气流直接送到各个设备表面,进行通风降温。分析不同的贴壁射流送风角度以及切向送风角度对设备降温效果的影响。结果表明:

(1) 随着贴壁射流送风角度的增加,壁面处空气速度衰减的更快。送风角度为 0° 的时候,各个测点的空气速度最大。

(2) 随着向下射流送风角度的不断增加,送风射流辐射空压机侧面的区域越大;随着向下送风角度的增加,在一定角度范围内,送风角度增加,气流辐射区域越广。但角度过大,气流会与地面发生碰撞,方向偏移,两侧送风口向下的送风角度选择 15° 为宜。

(3) 随着切向送风角度的不断增加,两侧送风口到达设备侧表面的位置越提前;角度较小时,送风气流到达侧表面较晚,角度过大送风气流则会吹向设备的另一个面。综上所述,两侧的切向送风角度选择 10° 为宜。

参考文献

- [1] 蔡芬. 气流组织对室内空气品质影响的数值模拟[J]. 华中科技大学, 2005.
- [2] 赵彬,李先庭,彦启森. 暖通空调气流组织数值模拟的特殊性[J]. 暖通空调,2004(11):122-127.
- [3] 胡定科,荣先成,罗勇. 大空间建筑室内气流组织数值模拟与舒适性分析[J]. 暖通空调,2006(05):12-16.
- [4] Wang H Q,Huang C H,Sun H B,et al.Fume transports in a high rise industrial welding hall with displacement ventilation system and individual units[J]. Building and Environment, 2012,52(2): 119-128.
- [5] 张军甫. 办公建筑室内空气品质测试与气流组织分析[D]. 西安建筑科技大学, 2011.
- [6] GB50019-2015, 工业建筑供暖通风与空气调节设计规范[S]. 北京:中国计划出版社, 2016.
- [7] 许居. 机械工业采暖通风与空调设计手册(第1版)[M]. 上海:同济大学出版社, 2007:274-278.
- [8] 方楠. 高温工业厂房中工位空调作用下的工位区流场特性研究[D]. 西安:西安建筑科技大学, 2015.
- [9] Corey D Brown.Energy saving by hot cooling in the iron and steel industry[J].The Association Energy Engineering,1998,96(4):40-58.
- [10] W.K.Chou,L.Yi,C.L.Shi,Y.Z.Li,R.Huo. Mass flow rates across layer interface in a two-layer zone model in an atrium with mechanical exhaust system[J]. Building and Environment.2006,1198~1202.
- [11] LAUNDER B E,SPALDING D B.The Numerical computation of turbulent flows[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering,1974,3:269-289.
- [12] 邵天,杜亚威,刘燕,等. 蒸汽喷射器的三维数值模拟研究[J]. 真空科学与技术学报, 2014, 34(3): 305-311.
- [13] 谢江维,杜亚威,刘燕,等. 可调式蒸汽喷射器的三维数值模拟及分析[J]. 真空科学与技术学报, 2015, 35(7):884-891.
- [14] 周新建,陈听宽. 引射喷嘴流量系数的计算方法[J]. 化工学报, 2002, 53(10): 1092-1094.

隧道洞口段减少冷风侵入用自空气幕系统研究

杨长青¹, 罗文豪¹, 张思凯¹, 高然¹, 李安桂¹, 杜五一², 乔玲敏³

(1. 西安建筑科技大学, 西安 710055; 2. 中铁第一勘察设计院集团有限公司, 西安 710043;

3. 烟台艾克伦特新能源科技有限公司, 烟台 264006)

[摘要]城市轨道交通可以缓解大中城市的交通压力,而在寒冷地区的轨道交通隧道内,列车运行、自然通风等造成的冷风入侵会导致隧道洞口处发生冻害问题,影响列车行车安全,而至今对控制隧道冷风入侵缺少高效节能的方法。本文研究了一种加装在隧道洞口处可形成自发空气幕的新型曲形风道,并通过数值模拟确定了风道安装方式和优化结构。研究表明,当曲形风道进出口长度比、墙体距风道无量纲距离、风道内外侧无量纲比及风道凸起无量纲比时,风道的减流率可达到18.79%。此外,优化风道入口与隧道壁面连接处的光滑程度,并在风道入口处添加导流片能够提高风道减流率达37.29%。文章最后通过缩尺实验验证了风道的减流效果,模拟值与实验数据吻合较好。。

[关键词] 寒区隧道; 冷风侵入; 曲形风道; 自空气幕; 优化结构

0 引言

随着社会经济的发展,大中城市面临越来越大的交通压力,而城市轨道交通缓解交通压力、节能低碳的交通工具。轨道交通隧道洞口处与外界大气连通,温度极易受到外界空气的影响^[1]。尤其在寒冷地区的隧道内,列车运行、自然通风等造成的冷风入侵会导致隧道洞口处发生衬砌冻胀,消防水管冻裂等一系列冻害问题^[2-4],影响列车正常运行,甚至危及乘客生命安全^[5,6]。因此,减少隧道洞口冷风侵入的研究十分必要。

一些学者对隧道内的空气温度进行了长期的实测研究^[7-9],为隧道的保温防冻措施提供了基础数据资料。目前寒冷地区隧道多采用主动和被动两类防冻措施来避免隧道冻害问题^[10-15]。主动措施有在隧道内加装电伴热系统,电伴热系统具有体积小,设计简单,安装方便等优点,但是后期运营管理费用高,电缆易老化且不易更换。被动措施有在隧道内设置防冻保温层和防冻保温门。保温层厚度随着室外气温的降低而增厚,但考虑到构筑物的承重能力、造价等多种因素,保温层厚度不宜过大。如果仍然达不到保温效果,可设置保温门来阻止冷空气的侵入。然而采用保温门只适用于交通流量少的隧道,对于地铁等轨道交通来说,显然会影响正常通行^[16]。研究表明,冷风侵入会显著降低隧道内空气温度,但是目前控制地铁等交通流量较大隧道的冷风侵入仍缺少高效节能方法。本文提出了一种加装在隧道洞口的新型曲形风道,可形成无动力的自发空气幕,运用数值模拟的方法对曲形风道进行研究和优化,并通过实验验证了风道的最优结构,可有效减少隧道的冷风侵入量。

1 形成自空气幕的新型曲形风道

传统隧道多为长直隧道,与空调系统中的通风管道类似。前期研究表明^[17],风管中添加导流板、改变三通结构可降低风管的局部阻力。与之相反,在隧道的洞口段安装一个部件,来增加隧道洞口处的局部阻力,也就减少了隧道的冷风侵入。由此,本文提出一种新型的曲形风道,气流从曲形风道入口进入,经过曲形风道,流向发生偏转,在曲形风道出口处形成与进入隧道内的气流方向相反的气流,两种气流相撞,消耗了进入隧道内气流的动能。

2 研究方法

数值模拟技术和缩尺模型实验在隧道研究中应用广泛。本文通过数值模拟确定了曲形风道的最优结构,并用缩尺度实验验证了曲形风道减少冷风侵入情况,确保研究结果的准确性。

2.1 数值模拟研究

2.1.1 物理模型

该研究以正方形隧道为例,隧道截面尺寸为5m×5m,隧道整体长度取20倍隧道水力直径为100m,曲形风道安装起点在距入口10m处,见图1。将曲形风道几何尺寸无量纲化,选择四项无量纲值进行尺寸控制,分别为曲形风道进出口长度比、墙

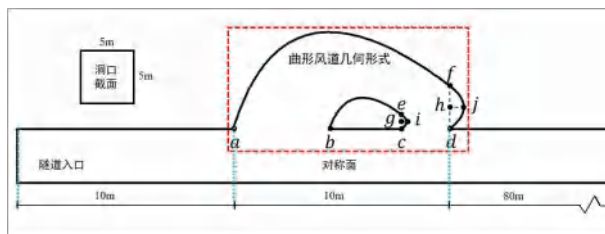


图1 物理模型

体较风道无量纲距离、风道内外侧无量纲比及风道凸起无量纲比,定义为风道纵向距离,为风道径向距离。

2.1.2 网格的划分

本研究采用 ANSYS ICEM CFD 18.0 进行模型中的网格划分,由于研究所采用曲形风道结构复杂,故该段网格采用非结构四面体网格划分;其余隧道直管段采用结构网格划分,边界层局部加密。网格划分如图 2。



图 2 隧道网格划分

2.1.3 网格独立性验证

网格数量会影响计算准确性和效率,因此在数值模拟前必须进行网格的独立性验证^[18,19]。如图 3 中所示,随着网格数量的增加,流动逐渐趋于稳定,当网格数增加到 493 万时,曲形风道内气流流型不再随网格数增加而发生变化。

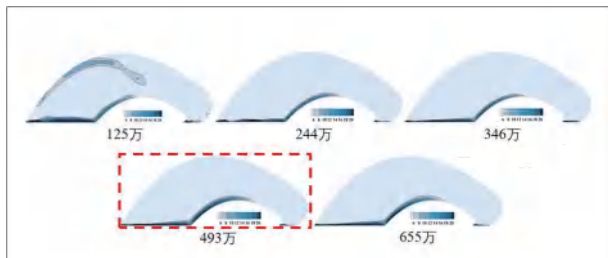


图 3 网格独立性验证

2.1.4 湍流模型验证

隧道通风数值模拟中常用的湍流模型有 k-epsilon 模型、RNG 模型、SST 模型、RSM 模型,需要从中选择合理模型进行计算。本研究选取中国兰州市小西湖站活塞井空气流动实测数据用于隧道湍流模型验证,列车运行采用动网格进行模拟。求解器采用 Pressure Based 的隐式 (Implicit) 格式,对流项离散格式采用二阶迎风格式,压力与速度耦合方式是 SIMPLEC 算法,壁面粗糙度 0.003m。由图 4 可以看出, RSM 湍流模型计算结果与测试数据有较好的一致性,这是因为 RSM 模型不受涡旋粘性各向同性假设限制,还考虑了流线型弯曲、涡旋、旋转和张力的快速变化,可以较好的对复杂三维流动问题进行模拟计算。由于曲形风道的存在,风道内部及周围会产生大量的涡旋,因此 RSM 模型适用于本次数值模拟研究。

2.1.5 模型参数设置及边界条件

数值模拟软件使用 ANSYS Fluent 18.0,梯度选

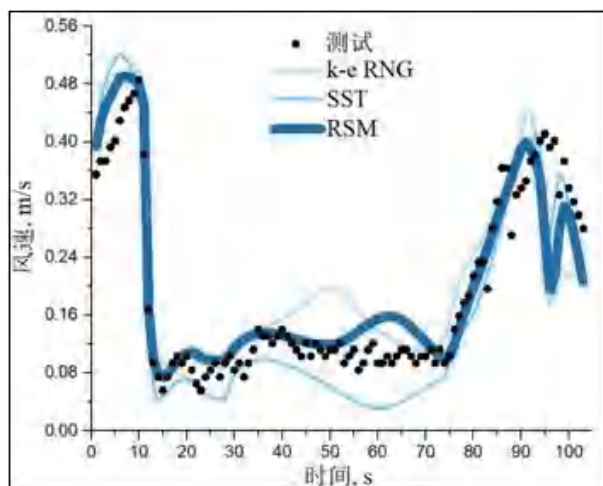


图 4 湍流模型验证

项选择基于单元体的最小二乘法插值。边界条件为压力入口和压力出口,压差为 100Pa,壁面均设粗糙度, $K=0.003m$,壁面采用标准壁面函数。

2.2 缩尺模型实验

为了验证曲形风道减少冷风侵入效果,需对得到的曲形风道优化形式进行实验验证。由于曲形风道应用于隧道工程中,难以进行全尺寸实验,故采用缩尺模型实验进行验证。空气在隧道内的流动与通风管道内的流动类似,可选取数作为主要准则数。根据相似准则可知,当实验对象几何尺寸缩小但其它条件与实际情况保持一致时,需要提高流体流速以保证数相等。但当数大于 1.1×10^4 ^[20] 时,原实验与缩尺实验的流动状态便与数无关,本缩尺实验临界数对应的流体流速为 0.49m/s,实验风速分别为 2m/s, 2.5m/s, 3m/s, 3.5m/s, 4m/s。

2.2.1 曲形风道缩尺实验设计

实验平台主要由变频风机、静压箱、曲形风道、空调风管构成 (见图 5)。变频风机使用 CF-3A 型多翼式低噪声离心通风机,电机功率为 1.1kW,出口流量为 2500-3800m³/h;静压箱尺寸为 930mm×800mm×600mm,材料为镀锌铁皮;空调风管选用 320mm×320mm 的镀锌铁皮管道;曲形风道材料为镀锌钢板。

为保证流动充分发展,还需留出 15D、4D 距离的直管段^[21]。曲形风道的减少冷风侵入量与隧道内阻力有关,通过加装曲形风道后的局部阻力系数表征其减少冷风侵入效果。局部阻力系数计算时,需要减掉除去曲形风道外直管所产生的沿程阻力损



图 5 缩尺实验平台示意图

失,因此还搭建了相同距离的直管段进行测量,各种测试工况与有构件时的管段相同,直管段同样选用 320mm×320mm 的镀锌铁皮管道。

缩尺实验目的在于验证曲形风道的减少冷风侵入效果,需要对曲形风道的局部阻力系数分别在模拟工况和实验工况下进行计算和验证。局部阻力系数计算式为式(1)。

$$\zeta = \frac{(P_1 - P_2) - (P_1' - P_2')}{P_d} \quad (1)$$

式中, P_1 、 P_2 分别有曲形风道时测试面 1、2 处的静压, Pa ; P_1' 、 P_2' 分别为无曲形风道时测试面 1、2 处的静压, Pa ; P_d 为曲形风道内动压, Pa 。根据连续性方程可知,风速一定时相同尺寸下管道内动压相同,本实验选择测试面 1 处的动压值进行计算。实验内容包括: a. 有曲形风道时,测试面 1、2 处静压; b. 无曲形风道时,测试面 1、2 处静压; c. 有曲形风道时,测试面 1 处动压。本实验测试风速采用 TSI 热线风速仪进行测量;风压静压差用 EY-200A 智能电子微压计和皮托管测量。

3 结果和讨论

本研究首先确定了曲形风道的加装方式,然后是风道无量纲尺寸优化,接着是风道入口处优化,然后是加入导流片优化,最后确定了曲形风道的最优结构。

3.1 曲形风道的加装方式

应用曲形风道时需要原隧道壁面的依托,存在三种不同的加装方式(见图 6),即单侧加装(1),双侧加装(2和3)和两侧与顶部同时加装(1、2、3)。

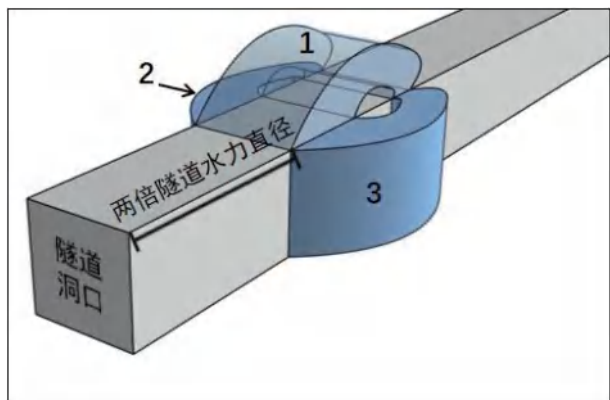


图 6 不同加装方式

主要影响因素是控制风道尺寸的四个无量纲数 A, B, C 和 D (见章节 2.1.1), 选取 $L_0(3^4)$ 正交因素水平表(见表 1), 三种加装方式的正交试验都采用该表。

正交试验时数值模型为全隧道洞口模型,以出口处的质量流量作为评价指标,按照表 1 对三种方

表 1 因素水平表

水平	因素			
	A	B	C	D
渝北	2	2	2	2
沙坪坝	3	3	3	3
巴南	4	4	4	4

表 2 三种加装方式的正交试验工况设置表

试验	A	B	C	D
1	2	2	2	2
2	2	3	3	3
3	2	4	4	4
4	3	2	3	4
5	3	3	4	2
6	3	4	2	3
7	4	2	4	3
8	4	3	2	4
9	4	4	3	2

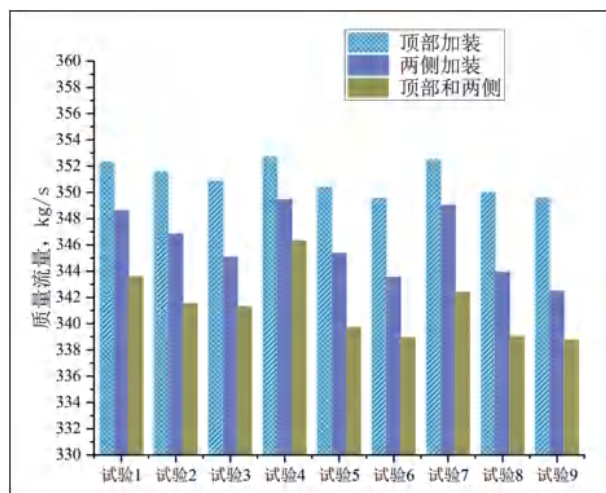


图 7 曲形风道安装形式试验结果分析

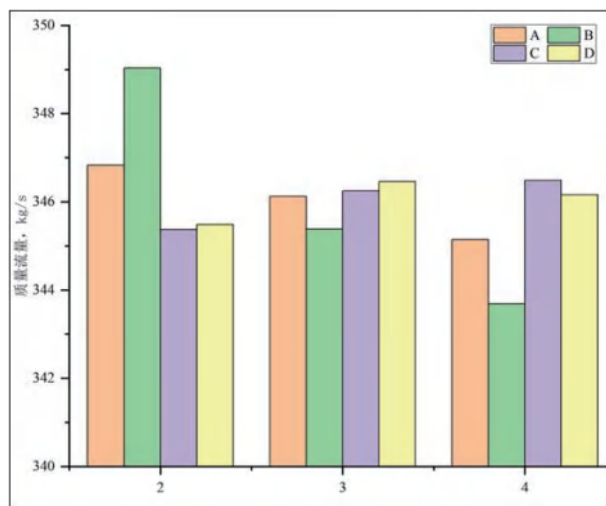


图 8 因素水平取值分析

式进行正交试验,正交试验工况见表 2。

对正交试验结果分析得图 7, 顶部和两侧共同加装曲形风道时质量流量最小, 由于风道加装在浅

埋隧道洞口段,无法满足风道施工要求,故采用两侧加装曲形风道的方式。图8中 A 、 B 、 C 、 D 取值对空气质量流量影响程度大小顺序为: $B > A > C > D$ 。

3.2 曲形风道无量纲尺寸优化

利用交错试验分别对 B 、 A 、 C 、 D 依次进行优化,优化过程见图9。最终确定 $B=5$ 、 $A=6$ 、 $C=1.4$ 、 $D=1/1.4$,优化后风道的质量流量最小为289.38kg/s。

3.3 风道入口处优化

图10可以看出,风道入口和出口分别存在湍流耗散。入口处耗散不利于气流进入风道,应减少风道入口处湍流耗散,对隧道壁面与风道外侧面连接处进行优化研究,优化结果如图11。优化后入口处的湍流耗散消失。

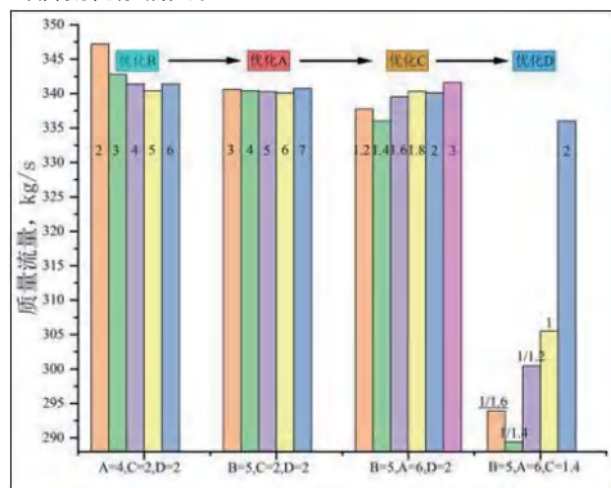


图9 优化过程结果分析

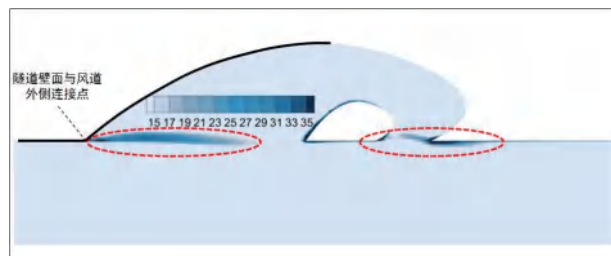


图10 曲形风道湍流耗散云图



图11 风道入口优化图

3.4 导流片优化

将导流片加装于风道内部,模型如图12,保持导流片两端张度大小一致。导流片的控制因素有风道

入口处无量纲比 $F=ak/ab$ 、导流片起始端点距隧道壁面切线距离 $H=kl$ 、导流片尾部端点距风道内侧面距离 $I=me$ 以及导流片张度大小 G 。试验方案见表3。

图13中看出导流片各因素影响程度为 $I > G > F > H$ 。隧道内空气质量流量随着 I 增大而增大,随着 G 和 H 先增大后减少,随着 F 的增大而减小。

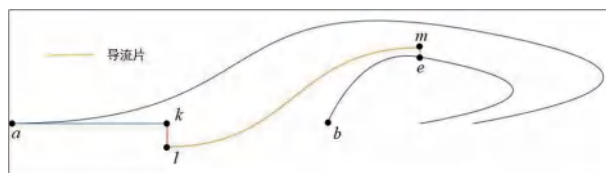


图12 风道加导流片几何模型

表3 导流片正交试验设计

试验	F	G	H	I
1	3/10	1	0.1	0.2
2	3/10	1.3	0.3	0.4
3	3/10	1.6	0.5	0.6
4	5/10	1	0.3	0.6
5	5/10	1.3	0.5	0.2
6	5/10	1.6	0.1	0.4
7	7/10	1	0.5	0.4
8	7/10	1.3	0.1	0.6
9	7/10	1.6	0.3	0.2

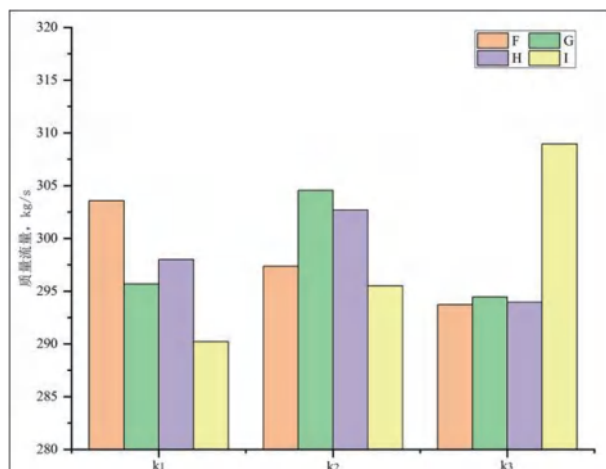


图13 导流片加装形式正交试验结果分析

根据正交试验结果对导流片进行优化,依次对 I 、 G 、 F 、 H 进行优化。在对 I 和 G 进行优化时,减流率最大为21.36%。但在风道入口处无量纲比 F 优化过程中,将导流片与风道内壁面相结合时,减流率提高至37.29%,对 H 进行优化时,取值最大为0.5m^[22]。

3.5 实验验证与分析

对实验数据进行处理,得到局部阻力系数的平均值及标准误差,将其与模拟值进行对比验证,结果如图14所示。由图可以看出,模拟数据与实验数据比较吻合,模拟值处于测量值平均值误差内。

4 研究结论

本研究分析了一种加装在隧道洞口浅埋段附近的新型曲形风道,其形成自发式空气幕可达到防止冷风入侵的效果。通过数值模拟实验,不断优化曲形风道结构,最终确定了曲形风道的结构,并通过缩尺模型实验验证了它的性能。

(1) 基于建设成本、施工条件和减流效果,最终确定了在隧道两侧安装曲形风道的安装方式。通过控制曲形风道进出口长度比 $A=ab/cd=6/1$ 、墙体距风道无量纲距离 $B=ad/bc=5/1$ 、风道内外侧无量纲比 $C=fd/ec=1.4/1$ 及风道凸起无量纲比 $D=fd/hj=1/1.4$,得到曲形风道优化结构。

(2) 通过优化曲形风道与隧道壁面连接处的光滑程度和在风道口加入导流片,得到曲形风道的优化结构,在隧道出入口压差为 100Pa 时,其减流率可达 37.29%。并通过缩尺模型实验对数值模拟结果进行验证,在不同空气速度(2m/s-4m/s)下,实验数据与数值数据相吻合,曲形风道形成的自空气幕能够达到减少空气入侵的目的。

参考文献

- [1] Lulu Liu et al. Frost front research of a cold-region tunnel considering ventilation based on a physical model test[J]. Tunnelling and Underground Space Technology incorporating Trenchless Technology Research, 2018, 77: 261-279.
- [2] Thomas Mimouni and Fabrice Dupray and Lyesse Laloui. Estimating the geothermal potential of heat-exchanger anchors on a cut-and-cover tunnel[J]. Geothermics, 2014, 51: 380-387.
- [3] J. Zhao and J. G. Cai. Transmission of Elastic P-waves across Single Fractures with a Nonlinear Normal Deformational Behavior[J]. Rock Mechanics and Rock Engineering, 2001, 34(1): 3-22.
- [4] Jinxing Lai et al. Blasting Vibration Monitoring of Undercrossing Railway Tunnel Using Wireless Sensor Network[J]. International Journal of Distributed Sensor Networks, 2015, 11(6): 527-532.
- [5] Zhe Ji and Kang Cheng Lu and Chao Chao Ma. Classification, Causes of Tunnel Frost Damages in Cold Region and Several New Technologies to Prevent them[J]. Applied Mechanics and Materials, 2012, 1800: 1504-1510.
- [6] Jinxing Lai et al. A state-of-the-art review of sustainable energy based freeze proof technology for cold-region tunnels in China[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2018, 82: 3554-3569.
- [7] Xuefu Zhang et al. Forecast analysis for the re-frozen of Feng Huoshan permafrost tunnel on Qing-Zang railway[J]. Tunnelling and Underground Space Technology incorporating Trenchless Technology Research, 2004, 19(1): 45-56.
- [8] LI W, WU Y, FU H, et al. Long-Term Continuous in-Situ Monitoring of Tunnel Lining Surface Temperature in Cold Region and Its Application[J]. International Journal of Heat and Technology, 2015, 33(2): 39-44.
- [9] Pengyu Zhao et al. Field measurement of air temperature in a cold region tunnel in northeast China[J]. Cold Regions Science and Technology, 2020, 171.
- [10] 赖远明, 吴紫汪, 张淑娟, 喻文兵, 邓友生. 寒区隧道保温效果的现场观察研究[J]. 铁道学报, 2003(01): 81-86.
- [11] Md. Saiful Islam and Teruyuki Fukuhara and Hiroshi Watanabe. Simplified Heat Transfer Model of Horizontal U-Tube (HUT) System[J]. Journal of Snow Engineering of Japan, 2007, 23(3): 232-239.
- [12] Guozhu Zhang et al. Experimental study on the thermal performance of tunnel lining ground heat exchangers[J]. Energy & Buildings, 2014, 77: 149-157.
- [13] 谢红强, 何川, 李永林. 寒区隧道结构抗防冻试验研究及仿真分析[J]. 公路, 2006(02): 184-188.
- [14] 霍润科, 汤寅净, 宁翠萍, 许健. 寒区公路隧道保温层设置的数值分析[J]. 西安建筑科技大学学报(自然科学版), 2013, 45(02): 158-163.
- [15] Jinxing Lai et al. New Technology and Experimental Study on Snow-Melting Heated Pavement System in Tunnel Portal[J]. Advances in Materials Science and Engineering, 2015.
- [16] ZHANG XF, XIAO JZ, ZHANG YN, et al. Study of the function of the insulation layer for treating water leakage in permafrost tunnels[J]. Applied thermal engineering: Design, processes, equipment, economics, 2007, 27(26): 637-645.
- [17] Ran Gao et al. Study of the shape optimization of a tee guide vane in a ventilation and air-conditioning duct[J]. Building and Environment, 2018, 132: 345-356.
- [18] Ran Gao et al. A novel low-resistance damper for use within a ventilation and air conditioning system based on the control of energy dissipation[J]. Building and Environment, 2019, 157: 205-214.
- [19] Changqing Yang, Teng Gao, Angui Li et al.

Buoyancy-driven ventilation of an enclosure containing a convective area heat source[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2021, 159.

[20]Peng-Yi Cui and Zhuo Li and Wen-Quan Tao. Investigation of Re -independence of turbulent flow and pollutant dispersion in urban street canyon using numerical wind tunnel (NWT) models[J]. International

Journal of Heat and Mass Transfer, 2014, 79 : 176-188.

[21]American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers. ASHRAE handbook of fundamentals. Ashrae Handbook of Fundamentals, 1972.

[22]GB50157-2013. 地铁设计规范 [M]. 北京：中国建筑工业出版社，2013.

过渡季通风模式对夏热冬冷地区超低能耗建筑节能影响研究

孙佳奇, 张海滨

(重庆大学建筑城规学院, 重庆 400030)

[摘要] 随着碳达峰、碳中和被写入了政府工作报告之中, 节能减碳刻不容缓。超低能耗建筑是国内目前减排力度最大的建筑, 是实现零碳的必然选择。通风作为一种零碳的技术方法, 可以改善室内温度、减少建筑能耗。本文采用 DeST 建筑能耗软件分析在不同的用能模式下, 不同的开窗通风模式对超低能耗建筑负荷的影响, 以供相关设计方案提供参考。

[关键词] 通风; 超低能耗; 节能

1 引言

2021 年的全国两会, 我国提出了碳达峰和碳中和等庄严的承诺, 十四五规划也将绿色低碳发展列入规划当中, 节能低碳的发展是今后各行各业的主要工作目标。中国建筑节能协会发布的中国建筑能耗研究报告(2020)^[1]发布数据, 2018 年全国建筑全过程碳排放总量为 49.3 亿 tCO₂, 占全国碳排放的比重为 51.3%。建筑业作为碳排放的主要行业, 节能减排是重中之重。在碳中和的发展浪潮中, 国家大力推广被动式超低能耗建筑, 从建筑运行阶段减少碳的排放。

1.1 超低能耗建筑的发展

被动房的概念最早来源于欧洲地区, 欧洲地区气候寒冷, 只需要满足采暖要求便可以。被动房采用良好的围护结构保温措施, 建筑不需要采暖便可获得较为舒适的室内环境。我国 2019 年颁布适用于我国《近零能耗建筑技术标准》GB/T51350-2019^[2], 标准中包含了超低能耗建筑、近零能耗建筑及净零能耗建筑三个建筑的标准。我国在大力推广各地超低能耗我国疆域广阔, 气候条件各异。被动房在严寒和寒冷地区的技术应用较为成熟。在长江流域的夏热冬冷地区, 气候条件复杂, 被动房的技术指标需要进行研究确定。

2 通风节能现状

超低能耗建筑的气密性要求很严格, 气密性的提升有助于减少采暖季和空调季的能耗。但对于过渡季, 高气密性不利于节能, 机械通风方式会增加电能消耗。开窗通风是一种零碳的技术, 合理的开窗通风方式有利于降低空调能耗, 营造舒适的室内热环境。被动式超低能耗建筑的高气密性也会带来一些健康方面的问题。机械管道或风道容易滋生细菌, 导致室内空气污染恶化, 进而引起居住者身体

健康问题。夏热冬冷地区的开窗通风行为是必要的。

长期以来, 夏热冬冷地区居民普遍将全天持续自然通风作为夏季降温的手段, 但大量的实践表明全天的持续通风会将白天尤其是中午的热空气大量带入室内, 造成室温的上升和储蓄了大量的热量。另外在采暖和空调设备开启时候, 开窗通风会将室内的能量与外界进行交换, 造成了能源的大量浪费, 此时应禁止开窗通风行为。

钱程的研究建议我国夏热冬冷地区被动式建筑的气密性保持在 6 级即可^[3]。丰晓航等人指出当建筑气密性等级较高时, 需采用机械通风的模式, 相比于气密性等级较低的建筑, 节能效果不佳, 能耗甚至更高^[4]。杨华等人以石家庄被动式超低能耗公共建筑为例, 分析了过渡季全天不同时段自然通风对建筑负荷的影响, 得出下午时段开窗通风降温能力较强的结论^[5]。李峥嵘等人以上海地区为例, 得出夜间通风技术在夏热冬冷地区可以有效降低空调负荷^[6]。

本文选取夏热冬冷地区沿长江上中下游等距分布的重庆市、南京市、武汉市为例, 选择同一气候区的典型城市, 减少气候微弱差异带来的误差, 避免出现一个城市的数据不具备代表性的情况。建筑模型选取重庆典型商品住宅的模型, 分析不同开窗通风模式对过渡季建筑能耗及全年总能耗的影响, 为被动式超低能耗建筑的开窗通风行为模式提供理论和方法的指导。

3 研究方法

3.1 建筑模型

建筑平面选用重庆典型商品住宅作为超低能耗建筑研究对象。建筑平如图 1 所示。窗户大小和位置均按照实际建筑图纸绘制。户型套内建筑面积 112.03m²。建筑层数为 17 层, 层高为 3 米。建筑整

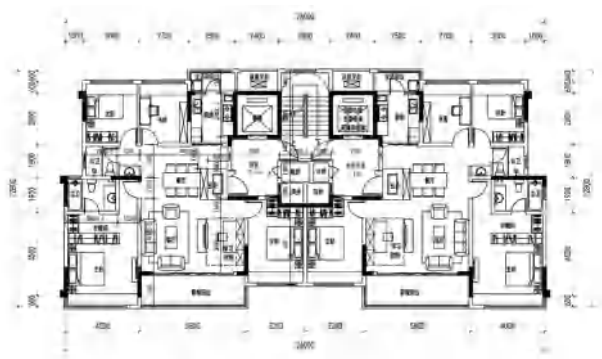


图1 居住建筑户型示意图

表1 超低能耗建筑围护结构热工参数表

名称	建筑结构材料	传热系数K [W/(m ² ·K)]
外墙	20mm 混合砂浆+200mm 挤塑聚苯板+200mm 钢筋混凝土+20mm 混合砂浆	0.156
屋顶	20mm 混合砂浆+130mm 聚氨酯泡沫塑料+130mm 钢筋混凝土+20mm 混合砂浆	0.217
外窗	6mm 单玻+9mm 惰性氩气+6mm 单玻	2.0

体为框架剪力墙结构,围护结构热工参数依照《近零能耗建筑技术标准》GB/T51350-2019 选取,如表1所示。以整栋楼中卧室和起居室的采暖和空调能耗进行分析计算。本文研究过渡季不同开窗通风模式对建筑负荷的影响。

3.2 边界条件

(1) 选取夏热冬冷地区典型城市重庆、武汉、南京作为通风研究对象。选用各个地区的典型气象数据进行计算。

(2) 供暖计算期为当年12月1日至次年2月28日,空调计算期为6月1日至9月30日。过渡季日期为3月1日至次年5月30日、10月1日至11月30日。

(3) 冬季起居室室内设计温度为20℃,夏季空调制冷卧室、起居室室内设计温度为26℃。

(4) 换气次数依据《近零能耗建筑技术标准》选取0.5次/h。

(5) 空调系统APF性能依据《近零能耗建筑技术标准》选取4.5。

3.3 实验方案

根据夏热冬冷地区居民的空调使用行为,过渡季空调使用模式设置为间歇用能。过渡季节开窗通风行为设置五种行为模式,分为开窗通风与不通风,晚上开窗通风、晚上开窗通风加上午开窗通风、晚上开窗通风加下午开窗通风五种模式。通过五种模式能耗结果对比,可以得出夜晚通风是否有降低能耗的效果及上下时间段的通风降低能耗的效果。具体通风时间段设置如下:

- 1) 过渡季节全天24小时不开启窗户。
- 2) 过渡季节全天24小时开启窗户。

3) 过渡季节晚上19:00到第二天早上8:00时间范围内开窗通风,其余时间关闭窗户。

4) 过渡季节下午14:00到18:00和夜晚22:00到第二天早上8:00时间范围内开窗通风,其余时间关闭窗户。

3.4 能耗模拟

采用DeST软件依据设定的工况,对建筑模型房间进行全年的累积耗冷量、累积耗热量、过渡季耗冷量、过渡季耗热量分析。判断建筑模型是否符合超低能耗建筑的要求。

由《近零能耗建筑技术标准》可知,这三个地区的供热年耗热量需小于10.00kW·h/m²·a。在重庆地区供冷年耗冷量需小于32.23kW·h/m²·a,武汉地区供冷年耗冷量小于38.51kW·h/m²·a。南京地区能耗供冷年耗冷量需小于26.14kW·h/m²·a。

由DeST软件计算三个地区建筑能耗:

1) 重庆地区供冷年耗冷量为27.55kW·h/m²·a,供热年耗热量为8.28kW·h/m²·a。2) 南京地区供冷年耗冷量为22.58kW·h/m²·a,供热年耗热量为8.98kW·h/m²·a。3) 武汉地区供冷年耗冷量为37.47kW·h/m²·a,供热年耗热量为7.57kW·h/m²·a。

综上可知,三个地区的能耗值均满足超低能耗建筑的要求,满足在超低能耗建筑中进行过渡季通风模式对能耗值影响的实验要求。

4 计算结果分析

根据软件计算的结果,分别对空调房间的全年的累积耗冷量、累积耗热量、供冷年耗冷量、供暖年耗热量、总空调能耗分析、过渡季空调能耗进行数据整理分析,如图2、图3、图4、图5所示。

(1) 由图2可以看出重庆、南京、武汉三个地区只要存在开窗通风行为,其耗冷量比不开窗的工况耗冷量要低,过渡季耗冷量在过渡季全天开窗通风这一工况的能耗值最低,节能率排在第二的开窗通风模式为晚上19:00到第二天早8:00开窗通风。对比过渡季节夜晚22:00到第二天12:00开窗通风及过渡季节夜晚19:00到第二天8:00开窗通风的能耗可以得出上午的开窗通风会增加耗冷量。夜间通风可以降低其耗冷量。

(2) 由图3可以看出三个地区的开窗通风会增加其耗热量。夜晚22:00到第二天12:00开窗通风的工况增加的耗热量最多。重庆、武汉地区的变化趋势一致,南京地区夜晚19:00到第二天8:00开窗通风增加的耗热量较大。三个地区的热能耗值不同,且变化功率不太相同。在夏热冬冷地区,热能耗值数值较小,变化较复杂,所以热工节能设计的重点不在增加其保温,减少热能耗的方面。

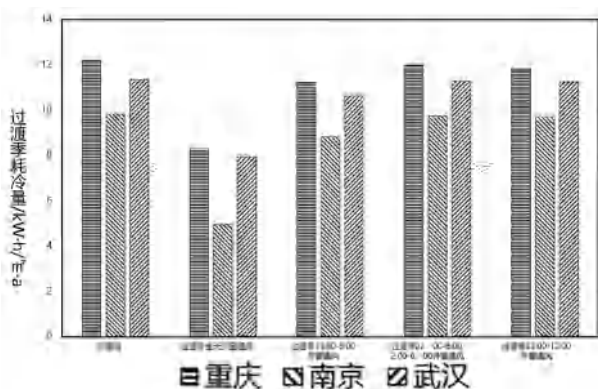


图2 过渡季供冷年耗冷量对比图

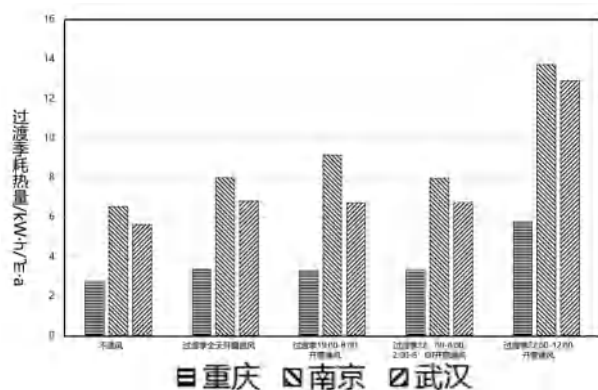


图3 过渡季供热年耗热量对比图

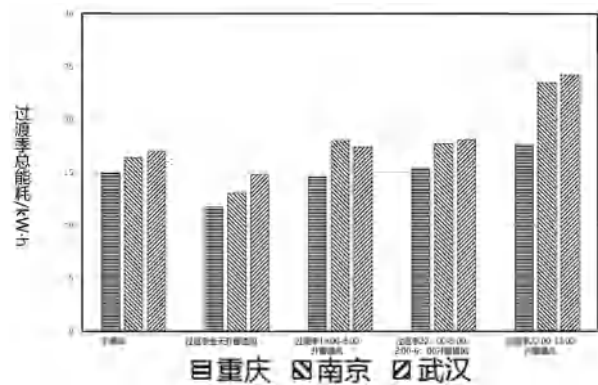


图4 过渡季供总能耗对比图

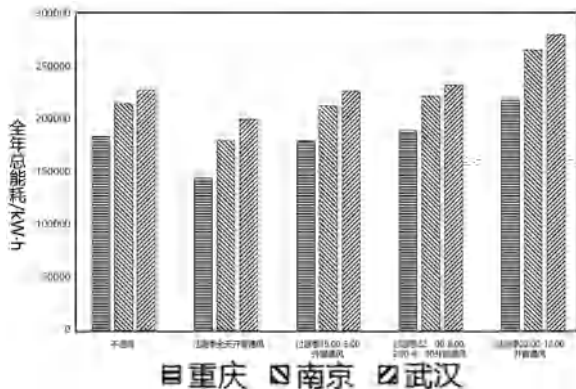


图5 全年总能耗对比图

(3) 由图4可以看出三个地区的过渡季能耗变化趋势线是一致的。过渡总能耗在过渡季全天开窗通风这一工况的能耗值最低, 节能率排在第二的开窗通风模式为晚上19:00到第二天早8:00开窗通风。说明开窗通风对于耗冷量的降低效果明显大于耗热量的增加效果, 通风行为可以减少过渡季的总能耗值。

(4) 由图5可以看出超低能耗建筑全年能耗变化的趋势与过渡季的能耗变化趋势一致。且武汉地区全年总能耗及空调能耗值最高, 重庆地区为最低。夏热冬冷地区超低能耗建筑总能耗值为统一限定的固定值。在武汉地区应该加强节能设计, 使其全年总耗电量满足超低能耗建筑的要求。

5 结论及展望

(1) 综合过渡季耗冷量、耗热量及累积冷热能耗来看, 过渡季全天开窗通风是最节能的使用模式。过渡季晚上19:00到第二天早8:00开窗通风的节能率仅次于全天开窗通风的使用模式。

(2) 考虑到实际使用情况, 最为合适的开窗通风模式为: 3月1日至次年5月30日的过渡季晚上19:00到第二天早8:00开窗通风, 减少空调能耗, 10月1日至11月30日的过渡季减少开窗, 减少采暖能耗。综上可知在夏热冬冷地区夜间开窗通风可以带走室内的余热, 具备节能效益。最不推荐的开窗通风模式为上午开窗通风, 会把室外的热量传入室内, 造成空调能耗的增加。

(3) 夏热冷地区夜间开窗通风具有节能的潜力。超低能耗建筑全年总耗电量是一个固定数值, 针对不同的地区, 其耗冷量和耗热量是有区别的, 应结合各地的气候, 做出适合当地气候条件的围护结构设计, 妥善处理好保温与隔热的权衡问题。

(4) 超低能耗建筑要求在采暖季和空调季具备高气密性, 并采用机械通风方式。在过渡季节, 超低能耗建筑的高气密性是不节能的, 机械通风的全年运行方式会增加能耗。超低能耗建筑封闭的环境会给居住在其中的住户带来健康方面的问题, 削弱人体对外界环境条件变化的适应性。夏热冬冷地区在过渡季开窗通风是必要的行为、节能的行为。开窗通风一方面可以降低建筑的冷热能耗及机械通风的电力消耗, 另一方面可以为室内提供新鲜的空气, 避免住户长时间呆在单一环境中出现健康的问题。

参考文献

- [1] 清华大学建筑节能研究中心. 中国建筑节能年度发展研究报告[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2020.
- [2] GB/T51350-2019, 近零能耗建筑技术标准
- [3] 钱程. 夏热冬冷地区被动房的外围护结构热工参

数研究 [D]. 南京工业大学, 2015.

[4] 丰晓航, 燕达, 彭琛, 等. 建筑气密性对住宅能耗影响的分析 [J]. 暖通空调, 2014, 44 (2) 5-14

[5] 杨华, 曹磊, 金风云. 过渡季不同时段自然通风节能潜力分析 [J]. 建筑节能, 2018,46(03): 89-92

[6] 李峥嵘, 曹斌. 上海地区间歇式空调建筑夜间通风降温策略 [J]. 暖通空调, 2013, 43 (7) 73-77.

[7] 潘斐. 西安地区高层住宅建筑自然通风与建筑能耗的研究 [D]. 西安建筑科技大学, 2018.

[8] 王浩宇. 夏热冬冷地区被动式居住建筑能耗与气密性指标研究 [D]. 南京师范大学, 2017.

[9] 傅新. 夏热冬冷地区超低能耗居住建筑被动式节能技术研究 [D]. 浙江大学, 2019.

[10] 张雨婷, 许从宝. 基于自然通风的被动式节能建筑设计策略 [J]. 城市建筑, 2019,16(36): 51-53.

[11] 刘美欧. 建筑节能的自然通风技术研究现状探析 [J]. 工程建设与设计, 2019(18): 13-14.

通风空调管道系统新型低阻力局部构件

高然, 景若寅, 厉海萌, 刘梦超, 李安桂

(西安建筑科技大学, 西安 710055)

[摘要] 通风空调管道系统由于管路复杂, 风机能耗显著受到了人们的广泛关注。如何有效的降低风系统阻力从而降低风机能耗是现阶段亟待解决的技术难题。本文介绍了通风空调管道新型低阻力局部构件(三通、变径、弯头、阀门、散流器)的阻力特性及减阻机理的研究进展; 讨论了阻力的形成和减阻机理; 对不同工况下新型低阻力三通的阻力特性进行了研究; 并将几种局部管件的减阻方法进行了比较。

[关键词] 通风管道, 局部构件, 局部阻力, 减阻

1 引言

通风空调管道的阻力问题是建筑环境与能源应用领域的重要问题。管道阻力值的大小直接关系到风机的输送能耗, 乃至建筑能耗。众所周知, 建筑能耗约占全球能耗 40%, 其中公共建筑能耗约占建筑能耗的 1/4, 风机电耗约为公共建筑能耗的 20%^[1-2]。局部阻力约占总阻力的 50%。由此可以估算送风空调系统内的风机, 为了克服三通、弯头等管道局部构件的局部阻力, 将空气输送至各个房间, 所消耗的能源约占全球能耗的 1%^[1], 约为 127mtoe。以三通、变径、弯头、阀门为代表的管道局部构件是管道系统不可或缺的组成部分, 对流体输运起着重要的作用, 局部构件的阻力问题也直接决定风机/水泵能耗。管道局部构件在管道中的数量众多, 管道系统在世界范围内应用广泛, 体量巨大。其能耗作用显著^{[16][18][25]}。因此, 管道局部构件的阻力问题日益受到了人们的重视。众多学者均在试图寻找降低管道系统阻力的技术或方法。

惠荣娜(2007)改变三通的几何形式, 表明楔形附件能够减小涡旋和改善气流组织, 减降低局部阻力系数^[3]。朱正林(2007)对电站除尘器处的 T 型三通优化后气流汇合更加平缓, 局部阻力损失减小^[4]。陈磊(2009)表明在弯头耦合三通处添加减阻构件能够降低局部阻力系数, 具有良好的减阻效果^[5]。孟康(2010)对除尘管网中不同夹角 T 型三通建议选取三通连接管网时直管与支管的夹角尽量不要超过 45°^[6]。Li(2013)通过数值模拟的方法对三通进行分别进行 T 型、Y 型、弧形设计, 研究发现弧形系列三通压力损失最小, 同时速度冲击也较小^[7]。Koka(2019)研究了直角三通连接与圆边三通连接处的瞬态流动特征, 表明圆边三通有利于降低壁面的剪切力、降低震荡效应^[8]。H. ITO(1966)通过实验研究导流片对圆形弯管阻力影响, 结果表明单个导流片能够明显的降低弯头的阻力; 两个导流片的减阻效率比单个导流片更高^[9]。S. Roy(1984)

介绍了核电站通风空调管道系统通过添加导流叶片最大限度的减少管道所需空间、减少在弯头中的流量损失^[10]。J. T. Haskew(1997)通过数值模拟的方法对含有两个转向导流叶片的 80° 弯头进行研究, 发现导流叶片为下游提供均匀的流动速度分布, 减少了压力的损失^[11]。

通过以上可以发现, 改变局部构件的几何形状能够降低阻力, 但是, 形状改变意味着对管道的加工精度提出要求, 可能造成生产成本的增加; 同时, 形变意味着安装空间的变化, 可能造成不符合实际的设计要求。同时, 添加导流叶片作为常用的减阻方法, 通过改变内部的结构进而对紊乱气流进行整流, 降低了构件处压力损失而达到降低阻力的目的。

2 研究方法

2.1 阻力的形成

一些研究表明, 局部构件的阻力问题实质是气流涡旋作用下的能量耗散^[13-15, 17]。也就是说, 在机械能转化为内能的过程中, 耗散量越大, 则出口机械能越小。消减或控制气流涡旋, 即可达到减阻降耗的目的。

用流体比焓 h 及温度 T 表示的能量方程为:

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u h)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v h)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w h)}{\partial z} = -P \operatorname{div} U + \operatorname{div}(\lambda \operatorname{grad} T) + \Phi + S_h \quad (1)$$

其中 λ 是流体的导热系数, S_h 是流体的内热源, Φ 为由于粘性作用机械能转换为热能的部分, 也就是风管中涡旋引起的能量耗散, 称为耗散函数, 其计算式如下:

$$\Phi = \mu \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u_x}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_y}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_z}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_x}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_y}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial y} \right)^2 \right\} \quad (2)$$

式中, Φ 为耗散项, μ 为粘性系数, 单位 $\text{N} \cdot \text{s} / \text{m}^2$; u 为流速, 单位 m / s ; x, y, z 分别为径向、切向和轴向。

通风空调输配管道内的阻力问题的计算, 可以

认为是在给定边界条件,对能量耗散项的体积分问题^[16],也即:

$$\iiint_V \Phi \cdot dV \quad (3)$$

通过以上分析,局部构件减阻机理即是改变耗散项积分的边界条件 V (如通过改变弧线结构,设置导流叶片等),消减或控制涡旋的强度及作用范围,从而减小径向速度、切向速度及速度梯度,降低 φ 值,最终降低局部阻力损失。

耗散项是速度梯度的函数。普朗特的理论认为涡旋不参与主流运动,而是以牺牲主流流体的机械能为代价的漩涡^[30]。在气流旋转过程中,轴向速度(或主速度)降低,导致径向速度和局部阻力损失。在耗散项中,局部阻力损失表现为不同方向速度梯度的增加以及 φ 值的增加。

耗散项体积分的边界条件有两层含义^[31],如下:

局部管件的固体边界条件需考虑局部管件的壁面及其内部导叶。

局部管件的流体边界条件,包括进出局部管件气流的状态参数(速度、压力和涡流强度分布)。如上文所述,流体边界条件可分为两类,即单个局部管件下的“充分发展流”和相邻局部管件影响下的“非充分发展流”。

2.2 减阻机理

2.2.1 变弧线减阻

管道最常见的变化包括改变曲率半径、弧度角和横截面积,从而降低了管道局部构件的变形程度,减弱了离心力、径向压力梯度和轴向压力梯度,从而降低了二次涡和分离涡的强度,减小了阻力。以前的学者对这些方法进行了充分的研究。包括英国的 Miller^[19]、ESDU^[20]、苏联的 Идельчик^[21],中国的 Jin Yong^[22]。

在管道中,当流量一定是,流速和管道截面面积是成正比的^[23]。见下式:

$$Q=F \times V \quad (4)$$

式中, Q 为流量, F 为横截面积, V 为流速。那么凸起结构会扩大管道的截面面积。降低管道内流体的绝对速度。从而降低速度梯度值。最终降低管道中的耗散项的值。

当然,凸起结构相当于扩大了管道的横截面积。这一结构形式给了流体更多的流动空间,这又会引入新的流体变形及速度梯度,从而导致流体阻力增加。

因此,凸起结构可能会引起两方面的阻力变化^[24]:

1. 由于凸起结构削弱绝对速度,引起的速度梯度降低,导致能量耗散降低,阻力降低。

2. 由于凸起结构本身引起的流体变形,导致的能量耗散增加,阻力增加。

两种作用是相对的,所以需要采用一个合适的凸起变形程度来平衡这两种力量,从而达到阻力最小。

2.2.2 设置导流片减阻

设置导流片减阻是降低阻力最常用的方法。其原理是通过固体壁面分割流体涡旋,将大涡分解为小涡,从而降低局部构件的阻力。导流片能有效地抑制管道内壁面形成涡流,最终达到减阻的目的。已有研究表明,不合理的导流片位置反而会增加三通等局部构件的流体阻力。最优位置是考虑管内分流和二次流的特性,如在三通直角边附近设置导叶,以限制分流的形成。当管道局部构件相邻叠加时,分流的分离点和二次流的界面在叠加后发生变化^[29,32-33]。

加装导流片后,会产生两种效果:第一,加装导流片后可以减小速度梯度,即减小了流体的变形,也就是减小了能量的耗散;第二,放置导流片也就相当于引入一个新壁面,会产生新边界层,在新边界层的附近速度梯度会比相同位置不放导流片时要大,能量的耗散就会增加。加入导流片所造成的这两方面相反的影响会进行博弈,流体总体是增阻还是减阻就看博弈的结果。放置导流片位置不同,其博弈结果也会有差异。通过分析湍流耗散率,确定导流片的最适合的位置,达到最好的减阻效果。

2.3 CFD 数值模拟

随着 CFD 数值模拟技术在美国的出现,研究人员开始利用 CFD 数值模拟方法来研究管道阻力的问题。其理论基础是通过多种计算方法(或通过近似和假设引入 N-S 方程)得到 Navier-Stokes(N-S)方程。

在数值模拟中,针对风管阻力问题供选择的湍流模型较多,主要有两方程的 SST 模型、k-epsilon 模型、七方程的 RSM 模型等。如前文所述,阻力问题的实质是耗散函数,而耗散函数由速度梯度组成。RSM 模型能够更为精确的模拟管内流动问题的原因可能是因为,RSM 湍流模型更加严格的考虑了流线型弯曲、涡旋、旋转和张力的快速变化,对复杂流动有更高的精度预测的潜力^[28-29]。另外,在本研究中,管道中的流场在局部构件位置存在涡旋及二次流现象,故 RSM 模型更适合作为数值模拟的湍流模型。

前人的一些研究表明,局部构件产生的涡旋对上游流场的影响长度为 5 ~ 7 倍管径,对下游流场的影响长度为 30 ~ 50 倍管径^[32-34]。故本研究设置

三通模型的管段 1-2 为 25 倍水力直径, 管段 3-4、管段 5-6 为 30 倍水力直径。在划分网格时, 整个管道划分为直管 1-2、5-6、3-4 和三通 2-5-3 四部分。由于流体的边界层效应, 近壁面出的速度梯度较大, 因此对管道靠近壁面处的网格进行了局部加密。本研究采用 ICEM-CFD18.0 进行划分网格, 用 Fluent18.0 进行数值计算^[36]。在三通处由于有弧形状的壁面存在, 采用非结构网格划分, 三通外(所有直管)采用结构化网格划分。模型各部分网格划

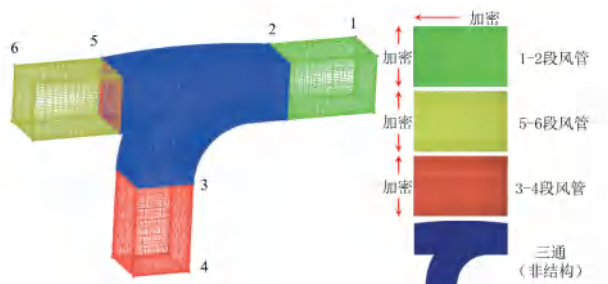


图1 网格划分示意图

分如图1所示。

2.4 全尺寸试验

实验方面采用镀锌铁皮作为风管制作材料进行全尺寸实验。实验系统包含离心风机、软接头、静压箱、紊流板、矩形风管、圆弧形标准三通、变径、2个风阀。离心式风机与矩形风管之间由软连接相连, 风管与风管之间使用法兰连接并进行密封处理, 在

距离风机 4 米处安装静压箱及均流孔板, 对从风机送出不稳定的气流进行整流使其均匀, 从而保证通过三通上游直管段的气流为充分发展流, 确保实验的精确性。实验台如图2所示。

以分流三通为例, 空气由风机送入管道, 起初在流体管道中呈非充分发展流状态, 经过一段流动后发展变成充分发展流。前人研究表明, 三通、弯头等局部构件测量时, 为保证流动的充分性, 距离这些局部部件前面, 管道长度要大于管道直径的两倍。在局部构件后面的管道长度应该大于管道直径的 4-5 倍。所以在直管测量上, 选择三通前 8m、三通后 8m 为测量位置; 旁支管选择三通前 4.5m 为测量位置。以三通直管的局部阻力系数为例: 首先, 测试带有三通时的断面 1、2 的压力, 记为 P_{x1} 及 P_{x2} ; 测试不带三通, 但是管段送风速度与带有三通时的送风速度相同时的压力分别为 P_{z1} , P_{za} , P_{zc} , P_{z2} 。这时, 三通直管的局部阻力系数可计算为:

$$\xi_s = \frac{P_{x1} - P_{x2} - (P_{z1} - P_{za}) - P_{zc} - P_{z2}}{\frac{1}{2} \rho v_c^2} \quad (5)$$

式中 $(P_{z1} - P_{za})$ 及 $P_{zc} - P_{z2}$ 分别为管段 1-a 及管段 c-2 的沿程阻力, 为空气密度, v_c 为管段 c-2 的流速^[43]。在本文中, 在所有测量断面 15 个测点中的每个测点都测量 4 个数据, 求出每个测点的第一次平均值。再平均测量断面的 15 个测点数据, 获得第二次平均值, 该平均值则为该断面的测量值。标

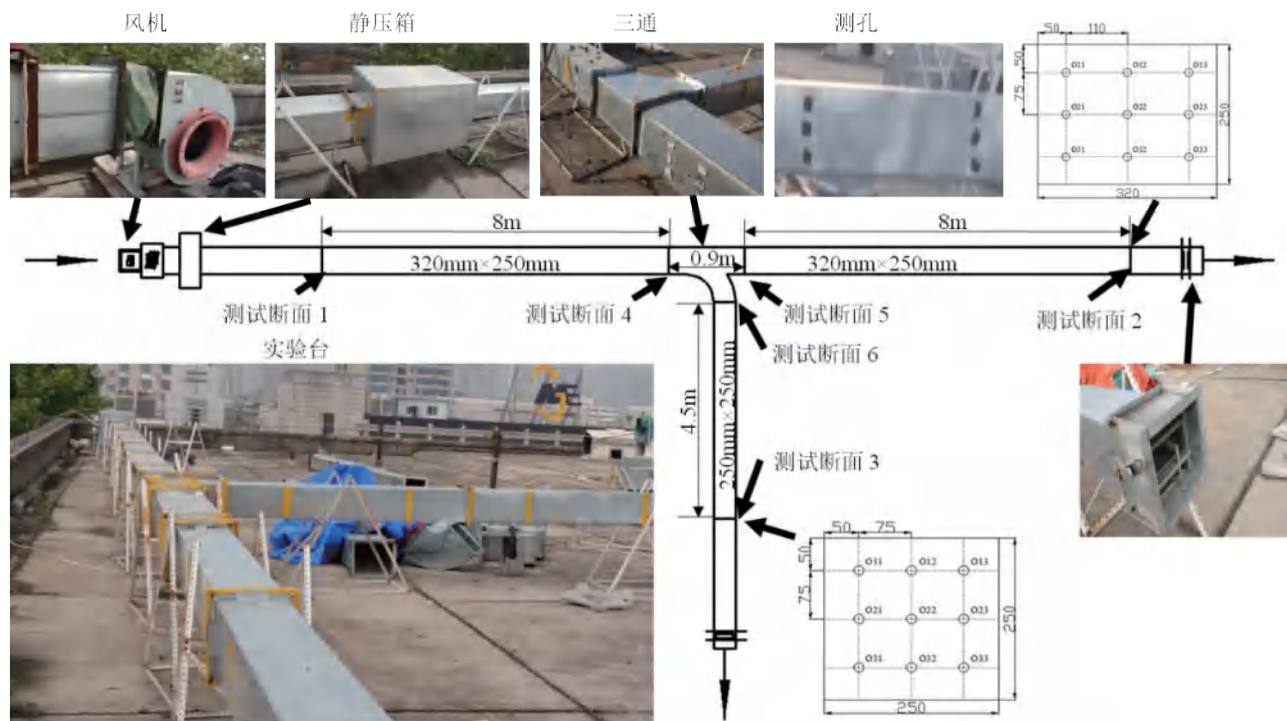


图2 测试试验台

准误差用于测量局部阻力系数的误差。测量管段 1-4 阻力的标准误差如下：

$$\sigma_{\Delta p_{14}} = \sqrt{\sigma_{p_{z1}}^2 + \sigma_{p_{z4}}^2 + \sigma'_{p_{z1}}^2 + \sigma'_{p_{z2}}^2 + \sigma'_{p_{z3}}^2 + \sigma'_{p_{z4}}^2} \quad (6)$$

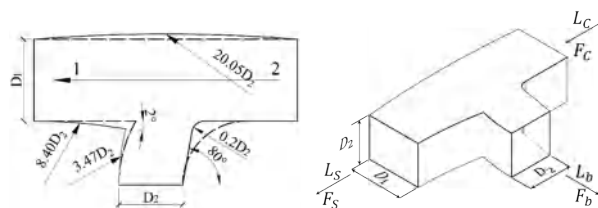
此外，测量管段 1-4 的局部阻力系数的标准误差如下：

式中 $\sigma_{p_{z1}}$ 、 $\sigma_{p_{z4}}$ 、 $\sigma'_{p_{z1}}$ 、 $\sigma'_{p_{z2}}$ 、 $\sigma'_{p_{z3}}$ 、 $\sigma'_{p_{z4}}$ 分别为上述测量点的全压的标准误差， σ_{pd12} 为管段 1-2 测量的动压的标准误差， $\bar{\xi}_{14}$ 、 $\bar{p}_{14}$ 、 $\bar{p}_{d12}$ 分别为上述已测值的平均值。

3 结果分析与讨论

3.1 三通减阻

在分流三通中，共有一个入口，两个出口，以及四个弧面，见图 3。因为三通的种类较多，三通内的空气流速大小、流量分配都会对三通的阻力大小造成影响。因此本文从工程中最常用且普遍认为阻力较低的三通形式作为目标三通进行优化，获得



直通管 ζ_s
图 3 三通示意图

表 1 三通直管阻力系数表

F_b/F_c	L_s/L_c									
	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.25	0	0.07	0.05	0.12	0.20	0.42	0.73	1.61	4.61	21.81
0.5	0	0.08	0.17	0.02	0.13	0.18	0.39	1.24	4.48	25.61
1.0	0	0.00	0.00	0.06	0.22	0.46	1.26	3.03	9.26	38.78

了最终减阻率 42.59%^[36]。

从图中可见，当流量比从 1:10 逐渐变为 9:10，优化型始终保持阻力最小。与传统三通相比，其减阻率在流量比变化过程中为 10% 至 60%。减阻率随着流量比的增大而增大。其原因是当流量比增大时，对三通分流这一结构形式阻力的影响逐渐增加，所以针对结构形式的优化作用同样增大。在实际工程中，由于风管系统送风为了保证水力平衡要求，多采用树形结构，三通中直通部分作为主管的情况相对较多，所以此类三通常处于大流量比工况下。

可以发现在不同面积比下，相比传统三通，优化三通具有较小的阻力也即较高的减阻率，减阻率范围为 15%~110%。110% 的减阻率意味着此时优化

三通的阻力值为负值，也即局部阻力系数为负，此种现象并不罕见。多种三通在不同条件下都可以达到负值的局部阻力系数^[37]。

3.2 阀门减阻

对单叶阀门进行结构优化。通过 CFD 数值模拟确定在口径为 320mm×250mm，典型的风速 7m/s 下

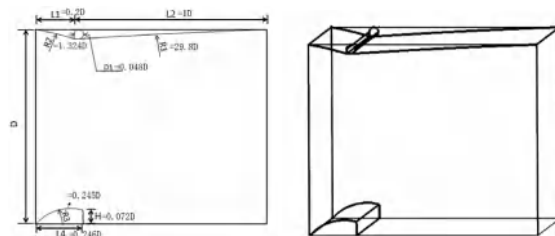


图 4 单叶阀形状及规格图

表 2 单叶矩形蝶阀阻力系数表

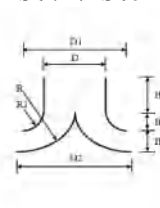
H/W	(°)									
	0	10	20	30	40	50	60	65	70	90
0.12	0.031	0.136	0.628	2.18	6.98	24.60	91.1	246.4	619.0	9999
0.25	0.033	0.138	0.631	2.23	7.058	23.14	93.0	204.1	597.1	9999
1.00	0.047	0.083	0.701	2.34	7.30	24.08	106.3	222.8	627.1	9999
2.00	0.068	0.196	0.748	1.40	7.79	24.51	97.7	235.7	778.8	9999

单叶阀的轴的最佳位置，最优弧度和长度。

通过对不同流量下的模拟，获得不同流速下新型散流器的局部阻力系数，在不同风速下的，相同口径的新型风阀减阻效果都很明显，减阻范围在 81.4%~87.16%，在湍流过渡区时，减阻率随着风速的增加而升高，当速度达到一定程度时，进入了完全湍流区，这时的减阻率将不再随着风速增加而升高，而是会趋于稳定。

3.3 散流器减阻

对传统散流器进行结构优化。通过 CFD 数值模拟确定不同口径、流量下散流器上下两导叶片的最优弧度和长度。散流器面积半径范围为 150mm，200mm，…450mm，500mm，圆管内流速从 2 m/s 到 7 m/s；在以上情况下，确定上下两导叶片的最优弧度和长度。对于每种面积半径及流量下都尝试了



规格	D	D1	D2	H	H1	H2	R	R1
150	154	310	320	100	47	21.6	220	100
200	205	420	433	105	60	22.6	220	100
250	257	530	547	105	76	22.6	220	100
300	308	630	650	110	92	23.7	220	100
350	356	648	669	120	118	25.9	220	100
400	406	749	773	120	131	25.9	220	100
450	457	826	852	125	157	27	220	100
500	508	927	957	125	172	27	220	100

图 5 散流器形状及规格尺寸表

5 种无因次高度从而找到一个最优值。

通过对不同流量下的模拟，获得不同流速下新型散流器的局部阻力系数，与传统散流器进行对比，进而计算实际的减阻率。在散流器风口内部，由于

表3 散流器性能表

静压损失(Pa)	2	3	4	5	6	7
空气阻力(Pa)	3.36	7.51	13.54	21.15	30.54	41.71
局部阻力系数	1.42	1.41	1.43	1.43	1.43	1.44
规格	风量 (m³/h)	射程 (m)	风量 (m³/h)	射程 (m)	风量 (m³/h)	射程 (m)
150	130	0.7	200	1.05	270	1.42
200	240	0.95	360	1.4	480	1.89
250	370	1.17	560	1.75	750	2.37
300	540	1.4	800	2.1	1070	2.84
350	720	1.63	1070	2.45	1430	3.31
400	930	1.87	1400	2.8	1890	3.79
450	1180	2.1	1770	3.15	2360	4.26
500	1460	2.33	2190	3.5	2920	4.73

导叶片弧度的优化,会造成速度下降与全压减小,也会导致射流长度的下降;但是,再对导叶片长度优化,就会增加散流器射流长度。局部阻力系数,散流器效能系数。

3.4 弯头减阻

对传统弯头进行结构优化,通过 CFD 数值模拟确定不同高宽比 (H/W) 以及不同曲率半径 (R/W) 下导流叶片的最佳位置以及最优形状。弯头高宽比范围为 0.25, 0.5, ...2, 曲率半径为 0.75, 1.00, 1.50 和 2.00; 在以上情况下,首先确定了导流叶片在弯头中的最佳位置,然后在最佳位置的基础上确定了导流叶片的最优形状。对于每种高宽比及曲率半径下尝试了 10 种不同位置添加导流叶片以及 22 种不

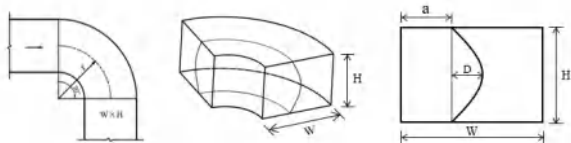


图6 弯头形状及规格图

表4 弯头规格尺寸表

H/W	H(mm)	W(mm)	r/W (曲率半径)	a	D(mm)
0.25	120	480	0.75	3/5W	30
			1.00	3/5W	40
			1.50	3/5W	50
			2.00	3/5W	50
0.5	160	320	0.75	2/5W	10
			1.00	1/2W	50
			1.50	1/2W	50
			2.00	1/2W	50
0.75	300	400	0.75	2/5W	0
			1.00	2/5W	60
			1.50	2/5W	60
			2.00	2/5W	60
1	320	320	0.75	1/2W	0
			1.00	2/5W	45
			1.50	2/5W	60
			2.00	2/5W	60
1.5	300	200	0.75	2/5W	0
			1.00	1/2W	10
			1.50	1/2W	40
			2.00	1/2W	60
2	320	160	0.75	1/2W	0
			1.00	1/2W	0
			1.50	1/2W	30
			2.00	1/2W	30

表5 弯头性能参数表

r/W	H/W					
	0.25	0.5	0.75	1	1.5	2
0.75	0.2261	0.2248	0.2053	0.2178	0.1761	0.2374
1.00	0.2073	0.1876	0.1742	0.1627	0.1578	0.1578
1.50	0.2312	0.1938	0.1741	0.1702	0.1561	0.1556
2.00	0.2747	0.2158	0.1886	0.1858	0.1730	0.1803

同形状的导流叶片的局部阻力系数。

通过对不同高宽比及不同曲率半径下的模拟,获得新型弯头的局部阻力系数,与传统弯头进行对比,进而计算实际的减阻率。在弯头中加设舌形导流叶片,不仅能够将管道内相对大的涡旋分割成若干个相对较小的涡旋,还可以将高速流与低速流分割开来,避免流体分子由高速区移向低速区,也就是阻隔了沿流动方向作用的一个力,降低了平均速度梯度,从而达到减阻的效果。

3.5 变径减阻

对传统变径进行结构优化,通过 CFD 数值模拟确定不同面积比 (a/b) 下、变径主视图中曲线 R1 的函数形式,以及变径俯视图中曲线 R 的曲率半径值。变径面积比范围为 2.08, 2.167, 1.56, ..., 1.25, 确定不同尺寸范围内变径曲线 R1 的最优函数形式,以及变径俯视图中 R 曲线的最优曲率半径,对于每种面积比下的变径都尝试了 20 种 R1 的函数形式以

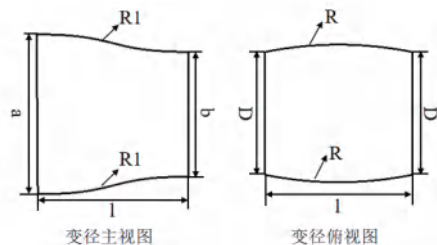


图7 变径示意图

表6 变径规格尺寸表

a/b	a (mm)	b (mm)	D (mm)	l (mm)	R (曲率半径)	R1
2.08-1.7	320	160	160	932	10D	$y = \frac{1}{2} \left(a + b + \frac{a-b}{1 + e^{\frac{-0.0007(-2x)}{x-3}}} \right)$
1.67-1.56	250	160	160	520	10D	$y = \frac{1}{2} \left(a + b + \frac{a-b}{1 + e^{\frac{-0.0007(-2x)}{x-3}}} \right)$
1.25-1.5	320	250	250	400	10D	$y = \frac{1}{2} \left(a + b + \frac{a-b}{1 + e^{\frac{-0.0007(-2x)}{x-3}}} \right)$
	200	160	160	286	10D	$y = \frac{1}{2} \left(a + b + \frac{a-b}{1 + e^{\frac{-0.0007(-2x)}{x-3}}} \right)$

及 6 种 R 曲线的曲率半径。

通过对不同面积比下的模拟,获得新型变径的局部阻力系数,与传统变径进行对比,进而计算实际的减阻率。在变径连接处由于连接曲线的改变,

表 7 变径性能参数表

型式	双面偏		
a/b	2.08-2	1.67-1.56	1.33-1.25
ζ	0.045	0.032	0.024

弱化了连接处的流体形变,造成了流速减少以及全压下降。

4 结论

本文针对通风空调领域必不可少的局部构件,优化了其弧面结构形式,分析了导流片在不同流量比下的具体放置位置规律,以及构件在不同流速和管道宽高比下的阻力特性,最后通过全尺寸实验验证了新型构件的工程实施效果。研究结论如下:

随着流量比的增大,不论是模拟值、实验值还是前人研究,三者数据的吻合较好,趋势完全一致。另外,由于模拟条件与实验条件下的构件结构尺寸完全相同,所以吻合性最好。采用新型构件一方面降低了能量耗散强度,另一方面将能量耗散区远离主流区,使得流体形变不处于流体主流区,从而降低流体阻力。

参考文献

- [1]《中国建筑能耗研究报告(2017年)》发布[J]. 建筑设计管理, 2017(12): 41-45
- [2]江亿. 我国建筑能耗趋势与节能重点[J]. 建设科技, 2006(7): 10-13
- [3]惠荣娜. 通风管道局部构件阻力系数及减阻方法研究[D]. 西安建筑科技大学, 2007.
- [4]朱正林, 徐治皋, 辛洪祥. T型三通性能优化[J]. 南京工程学院学报(自然科学版), 2007, 5(2):60-63.
- [5]陈磊. 弯头耦合三通降阻PIV实验及CFD研究[D]. 西安建筑科技大学, 2009.
- [6]孟康, 程永, 肖玲, 付琴. 不同夹角T型三通流动特性的数值研究[J]. 黑龙江科技信息, 2010(01):30-31.
- [7]Li X, Wang S. Flow field and pressure loss analysis of junction and its structure optimization of aircraft hydraulic pipe system[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2013, 26(4):1080-1092.
- [8]Foo Koka, Roy Myoseb, Klaus A. Hoffmann. Numerical assessment of pulsatile flow through diverging tees with a sharp and round-edge junction. International Journal of Heat and Fluid Flow, 76(2019):1-13.
- [9]Ito, H., and K. Imai. Pressure losses in vaned elbows of a circular cross section[J]. Journal of Fluids Engineering 88.3 (1966): 684-685.
- [10]Roy S, Chatterji A K, Doyle J M. Design verification of HVAC duct turning vanes in nuclear power plants[C]// Structural Engineering in Nuclear Facilities. ASCE, 1984.
- [11]Haskew, J. T., and M. A. R. Sharif. Performance evaluation of vaned pipe bends in turbulent flow of liquid propellants [J]. Applied Mathematical Modelling 21.1 (1997): 48-62.
- [12]R.A.F. Cabral, V.R.N. Telis, K.J. Park, et al., Friction losses in valves and fittings for liquid food products, Food & Bioprod. Process. 89 (4) (2011) 375-382.
- [13]Angui Li, Wanqing Zhang, Mingxia Gao, Field test and CFD modelling for flow characteristics in central cooking exhaust shaft of a high-rise residential building[J]. Energy and Buildings, Volume 147, 2017: 210-223.
- [14]Ran Gao, Kaikai Liu, Angui Li, et al. Biomimetic duct tee for reducing the local resistance of a ventilation and air-conditioning system[J]. Building and Environment, Volume 129, 2018: 130-141
- [15]Ran Gao, Zhiyu Fang, Angui Li, et al. A novel low-resistance tee of ventilation and air conditioning duct based on energy dissipation control[J]. Applied Thermal Engineering, Volume 132, 2018, 790-800
- [16]Brent Stephens. The impacts of duct design on life cycle costs of central residential heating and air-conditioning systems[J]. Energy and Buildings, 2014;82: 563-579
- [17]Liu Z, Li A, Hu Z, et al. Study on the potential relationships between indoor cultural fungi, particle load and children respiratory health in Xi'an, China[J]. Building and Environment, 2014, 80: 105-114
- [18]Pope S B. Turbulent flows[J]. 2001
- [19]Miller D S. Internal flow system[M]. BHRA, 1990
- [20]ESDU(Engineering Sciences Data Unit). Fluid Mechanics, Internal Flow[M]. London, 1977
- [21]Идельчик И Е. Аэродинамика потока и потери напора в диффузорах[J]. Пром. аэродинамика, 1947 (3): 49-55
- [22]Yong Jin, Bingjie Ding, et al. Hydraulic friction manual[M]. Ministry of Energy, Ministry of Water Resources and Hydropower Planning and Design Institute, 1989
- [23]M.T. Schobeiri, Fluid Mechanics for Engineers[J]. Springer Berlin Heidelberg, 2010
- [24]刘凯凯. 基于“仿生”的通风空调管道三通减阻方法研究[D]. 西安建筑科技大学, 2018

- [25]Ran Gao, Haimeng Li, Angui Li, et al. Applicability study of a deflector in ventilation and air conditioning duct tees based on an analysis of energy dissipation[J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, Volume 184, 2019: 256-264
- [26]Angui Li, Risto Kosonen, Kim Hagström, Chapter 3 - Industrial ventilation design method[M]. Industrial Ventilation Design Guidebook (Second Edition), 2020: 19-37
- [27]Ran Gao, Hengchun Zhang, Angui Li, et al. A novel low-resistance duct tee emulating a river course[J]. Building and Environment, Volume 144, 2018, 295-304
- [28]陈仕扩, 郑家芬, 高然, 等. 通风空调管道分流 T 形三通减阻研究 [J]. 暖通空调, 2018, 48(11): 109-113
- [29]Ran Gao, Shihao Wen, Angui Li, et al. A novel low-resistance damper for use within a ventilation and air conditioning system based on the control of energy dissipation[J]. Building and Environment, Volume 157, 2019: 205-214
- [30]Wanqing Zhang, Angui Li, Ran Gao, et al. Effects of geometric structures on flow uniformity and pressure drop in dividing manifold systems with parallel pipe arrays[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 127, Part B, 2018: 870-881
- [31]李涛, 李安桂, 周艳. 通风空调低雷诺数 90° 弯管阻力系数的实验与数值模拟 [J]. 青岛科技大学学报
- [32]Angui Li, Shikuo Chen, Ran Gao, et al. Study on local drag reduction effects of wedge-shaped components in elbow and T-junction close-coupled pipes[J]. Building Simulation 7 (2): 175-184
- [33]Laws, E.M., Ouazzane, A.K. A further investigation into flow conditioner design yielding compact installations for orifice plate flow metering[M]. Flow Meas. Instrum. 6 (3): 187-199
- [34]Schlüter T, Merzkirch. PIV measurements of the time-averaged flow velocity downstream of flow conditioners in a pipeline. Flow Meas[M]. Instrum, 7 (3): 173-179.
- [35]秦慧敏. 关于通风管三通的局部阻力系数问题 [J]. 暖通空调, 1980(3): 12-15.
- [36]Ran Gao, Kaikai Liu, Angui Li, et al. Biomimetic duct tee for reducing the local resistance of a ventilation and air-conditioning system[J]. Building and Environment, Volume 129, 2018: 130-141
- [37]A. Vedavarz, M.I. Hussain, S. Kumar. Ventilation and Air Conditioning for Design and Implementation[M]. Industrial Press Inc, U.S, 2012
- [38]方智宇, 基于湍流耗散率控制的三通变弧线减阻方法研究 [D]. 西安建筑科技大学, 2018
- [39]Ran Gao, Hengchun Zhang, Angui Li, et al. A novel low-resistance duct tee emulating a river course[J]. Building and Environment, Volume 144, 2018: 295-304
- [40]陈仕扩. 通风空调管道分流 T 形三通变径消涡降阻方法 [D]. 西安建筑科技大学, 2017
- [41]Ran Gao, Haimeng Li, Angui Li, et al. Applicability study of a deflector in ventilation and air conditioning duct tees based on an analysis of energy dissipation[J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, Volume 184, 2019: 256-264
- [42]李涛, 李安桂. 90° 弯管阻力系数的实验与数值模拟研究 [J]. 山东建筑大学学报, 2007(02): 126-130
- [43]Ran Gao, Kaikai Liu, Angui Li, et al. Study of the shape optimization of a tee guide vane in a ventilation and air-conditioning duct[J]. Building and Environment, Volume 132, 2018: 345-356
- [44]Ran Gao, Zhiyu Fang, Angui Li, et al. Numerical simulation and experimental study on resistance reduction optimization of the cambered surface of elbows under adjacent influence[J]. Procedia Engineering, Volume 205, 2017: 3985-3992
- [45]Ran Gao, Zhiyu Fang, Angui Li, et al. Numerical Simulation and Experimental Study of the Drag Reduction of 90° Elbows for Ventilation and Air Conditioning Tubes in An Arc Form[J]. Procedia Engineering, Volume 205, 2017: 3978-3984.
- [46]Ran Gao, Angui Li, Dust deposition in ventilation and air-conditioning duct bend flows[J]. Energy Conversion and Management, Volume 55, 2012: 49-59.

通过全空气空调系统传播新冠的量化研究

杨敏¹, 卜震², 王昕¹, 张倩茹¹, 孙志成²

(1. 上海理工大学, 上海 200093; 2. 上海市建筑科学研究院有限公司, 上海 200000)

[摘要] 为量化通过全空气空调系统传播污染物(病毒), 根据新型冠状病毒传播机理, 基于空气传染病模型和空调系统病毒量守恒原理, 提出了计算室内病毒浓度感染阈值的方法, 构建了空调系统传播病毒的量化研究模型, 该模型包含了对室内病毒平均浓度有重要影响的送风量、新风比、感染者数等主要参数。以感染者出现位置随机和各房间送风量不同为前提进行算例分析, 结果表明, 病毒能够通过全空气空调系统的回风转移到其余房间, 各房间浓度主要受新风比影响。此模型研究可为暖通空调领域的科学防疫、精准施策提供依据。

[关键词] 全空气空调系统; 新冠肺炎; 室内病毒浓度; 新风比; 感染阈值

0 引言

2019年以来, 一种由新型冠状病毒(SARS-CoV-2, 新冠病毒)引起的新型冠状病毒肺炎(Corona Virus Disease 2019, COVID-19)在全球大范围流行。对于新冠病毒的传播途径, 已明确且被人们广泛接受的传播途径包括飞沫传播和接触传播, 对于新冠病毒能否通过气溶胶传播(或空气传播)长时间处于争议之中。WHO, 欧洲空调通风学会(REHVA), 日本空调卫生工学会(SHASE)等组织均认为在通风不良的密闭空间中存在病毒气溶胶传播的风险^[1-3], 国家卫生健康委员会在《新型冠状病毒肺炎诊疗方案》(试行第七版)^[4]中也指出, 在相对封闭的环境中长时间暴露于高浓度气溶胶情况下存在经气溶胶传播的可能。截至目前, 许多研究^[5-11]已在室内外相关环境的气溶胶中检测到新冠病毒核酸, 部分研究^[5-6, 9-10]结果进一步在气溶胶赋存的病毒中发现了具有感染能力的病毒, 直接证实了新冠病毒可能通过气溶胶进行传播。

通风稀释是一种有效降低室内病毒浓度的方法^[12], 在抗击SARS的实践中有显著效果^[13]。在绝大多数情况下, 病菌、病毒不会由室外新风带入, 污染源主要是室内的患者^[14]。因此, 供暖、通风和空调系统提供的通风和过滤功能可以降低新冠病毒在空气中的浓度, 稀释病毒浓度至安全值以下, 从而降低其传播的可能性^[15]。但病毒通过空调系统的回风或系统管道从受感染房间传播到其他房间的可能性仍不能被忽视。鉴于《美国医学会杂志》网站报道了从一间COVID-19病房的排风口提取的棉签检测呈阳性, 所以2020年7月出版的ASHRAE会刊认为: 服务于受感染房间的空调系统可以将病毒通过管道系统以危险的剂量转移到其他房间^[16]。

目前, 建筑物内的疫情防控研究主要集中在新

冠病毒的传播途径^[17-18]、粒径分布与空气过滤^[3, 19]、加大通风量^[15, 20]、病毒消杀^[21-22]、温湿度设置^[23-25]等方面, 缺少室内病毒浓度安全值和通过空调系统将病毒从受感染房间转移到其他房间的量化研究。因此, 本文基于空调系统病毒量守恒和Wells-Riley传染病概率模型^[26], 提出一种计算室内病毒浓度的安全值的方法, 构建空调系统传播病毒的量化研究模型。此模型可为疫情期间空调系统的运行及管理提供科学依据, 为防疫标准的制定提供理论支撑。

1 室内病毒浓度感染阈值计算方法的提出

疾病的传播受许多因素的影响, 其中病毒在空间中的浓度是直接且重要的因素。引入室外干净空气以排除、降低微生物(病毒、细菌)浓度是密闭环境中防止气溶胶传播最主要的方法。一般认为, 即使存在气溶胶传播, 该途径真正造成人员感染需要病毒浓度达到一定的阈值。有学者对流感病毒进行了人体实验^[27], 研究得出了流感病毒通过气溶胶传播的感染浓度阈值。因此, 如果通风量足够, 病毒浓度就能够被稀释到低于感染阈值, 通过气溶胶传播的可能性会大大降低。但由于研究的困难程度和风险较大, 对于SARS、新型冠状病毒等冠状病毒, 目前还没有直接的研究得出感染阈值是多少。

1.1 呼吸道传染病空气传播的感染概率模型

为计算室内病毒浓度, 引入传染病学上“quanta”概念。这一概念是病毒研究学者Wells于1955年提出^[28], 其定义为使一个人达到致病量的最少病原体数目。Wells指出^[28], 吸入一个quanta的人平均感染概率服从泊松分布, 也就是有63.2%(即1-e-1)的概率会感染上空气传染病。根据这个理论, Riley等^[29]根据古典的传染病感染概率预测方程发展了空气途径传染病概率方程。Wells-Riley方程以定量感染的概念为基础, 该方程可以表示为^[30]:

$$P = 1 - e^{-\frac{I_{\text{avg}} t}{Q}} \quad (1)$$

国家重点研发计划项目(编号: 2017YFC0704200); 上海市建筑科学研究院科研创新项目(编号 KY10000038.20200013)

其中: P 为感染概率; I 为感染人数, q 为一个感染者的 quanta 产生率; p 为呼吸通风量 (m^3/h); Q 为房间通风量 (m^3/h); t 为暴露时间 (h)。

1.2 室内病毒浓度感染阈值计算方法

$$P = 1 - e^{-\frac{Iq}{Q}pt} = 1 - e^{-Cpt} \quad (2)$$

其中: C 为室内病毒浓度 (quanta/ m^3)。

一定感染概率下的室内病毒浓度:

$$C = \ln(1 - P)^{-\frac{1}{pt}} \quad (3)$$

设定一定的感染概率, 即可由式 (3) 计算出该概率下室内病毒浓度感染阈值 C_{lim} 。

2 空调系统传播病毒的量化研究模型

当考虑空调系统稳定运行情况下的室内人员平均感染风险时, 室内病毒浓度 C_N 越大, 室内人员感染概率就越大。在全空气空调系统中, 机组处理的回风来自其服务的每个房间, 与新风在空调机组处混合并处理后送达各个房间, 所以存在病毒从受感染房间通过管道系统转移到其他房间的可能性。本文建立的通过全空气空调系统传播病毒的量化研究模型, 将全空气空调系统及其服务的各房间作为研究对象, 如图 1 所示, 分析当某个房间出现感染者时, 由于空调回风, 携带病毒的气溶胶通过管道系统转移扩散到其余房间的情况, 对稳定运行空调系统服务的各房间内病毒浓度进行量化。

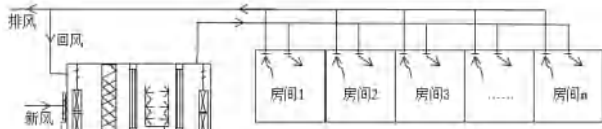


图 1 全空气空调系统服务于多个房间的示意图

由于感染者出现在空调系统所服务的某个房间内以及出现感染者的个数均具有随机性, 所以以空调系统及其控制的室内环境场整体作为分析对象, 如图 2 所示, 建立稳态通用模型。取空调系统所服务的 n 个房间、回风系统、空调机组等 $n+2$ 个控制体, 根据病毒量守恒原理, 当空调系统稳定运行时, 忽略空气密度变化影响, 且认为室内病毒浓度分布均匀。模型考虑了病毒在传播过程中的沉积和失活, 为简化分析, 不考虑空调机组里病毒的衰减。基于以上条件和假设, 可建立各控制体病毒污染物数量守恒方程:

$$\begin{cases} C_1 Q_1 + q_1 I_1 - K_d C_1 V_1 - K_{decay} C_1 V_1 = Q_1 C_1 \\ C_1 Q_2 + q_2 I_2 - K_d C_2 V_2 - K_{decay} C_2 V_2 = Q_2 C_2 \\ C_2 Q_3 + q_3 I_3 - K_d C_3 V_3 - K_{decay} C_3 V_3 = Q_3 C_3 \\ \dots\dots\dots \\ C_n Q_n + q_n I_n - K_d C_n V_n - K_{decay} C_n V_n = Q_n C_n \\ Q_1 C_1 + Q_2 C_2 + \dots + Q_n C_n - K_d C_h V_p - K_{decay} C_h V_p = Q C_h \\ Q C_h + x Q C_w = Q_p C_h + Q C_s \end{cases} \quad (4)$$

其中: C_s 为送风中病毒浓度; Q_i 为空调所服务的各房间的送风量 (m^3/h), $i=1,2,3,\dots,n$; q 为一个感染者的 quanta 产生率; I_i 为空调所服务的各房间内感染者数 $i=1,2,3,\dots,n$; C_i 为稳态时, 各房间内病毒的平均浓度 (quanta/ m^3), $i=1,2,3,\dots,n$; C_h 为回风主管段内病毒浓度 (quanta/ m^3); C_w 为新风中病毒浓度 (quanta/ m^3); x 为新风比; Q 为空调系统总送风量 (m^3/h); Q_p 为排风量 (m^3/h); K_d 为病毒的沉积比例; K_{decay} 为病毒失活比例; V 为控制体的体积, m^3 。

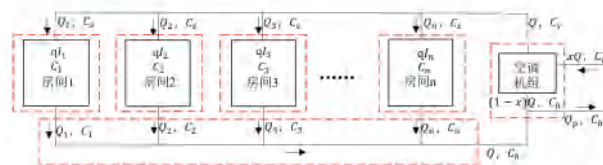


图 2 通过全空气空调系统传播病毒的简化示意图

采用矩阵形式表示, 式 (4) 则可表示为

$$\begin{cases} [Q_1 \ Q_2 \ Q_3 \ \dots \ Q_n] \begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \\ C_3 \\ \dots \\ C_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} q_1 I_1 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & q_2 I_2 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & q_3 I_3 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & q_n I_n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \\ C_3 \\ \dots \\ C_n \end{bmatrix} + (K_d + K_{decay}) \begin{bmatrix} V_1 \\ V_2 \\ V_3 \\ \dots \\ V_n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \\ C_3 \\ \dots \\ C_n \end{bmatrix} \\ [Q_1 \ Q_2 \ Q_3 \ \dots \ Q_n] \begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \\ C_3 \\ \dots \\ C_n \end{bmatrix} = Q C_h + (K_d + K_{decay}) C_h V_p \\ Q C_h + x Q C_w = Q_p C_h + Q C_s \end{cases} \quad (5)$$

令:

$$Q_i = \begin{bmatrix} Q_1 \\ Q_2 \\ Q_3 \\ \dots \\ Q_n \end{bmatrix}^T, \quad I_i = \begin{bmatrix} I_1 \\ I_2 \\ I_3 \\ \dots \\ I_n \end{bmatrix}^T, \quad C_i = \begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \\ C_3 \\ \dots \\ C_n \end{bmatrix}^T, \quad A = \begin{bmatrix} q_1 I_1 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & q_2 I_2 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & q_3 I_3 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & q_n I_n \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} C_1 & \dots & 0 \\ C_2 & \dots & 0 \\ C_3 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & \dots & C_n \end{bmatrix}, \quad V = \begin{bmatrix} V_1 & \dots & 0 \\ V_2 & \dots & 0 \\ V_3 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & \dots & V_n \end{bmatrix}$$

则:

$$\begin{cases} C_s F + q I = A B + (K_d + K_{decay}) V B \\ F C^T = Q C_h + (K_d + K_{decay}) C_h V_p \\ Q C_h + x Q C_w = Q_p C_h + Q C_s \end{cases} \quad (6)$$

由公式 (6) 看出, 送风、回风、各室内病毒平均浓度主要受一个感染者的 quanta 产生率 q 、室内感染人数 I_i 、新风比 x 以及病毒自身的沉积和失活量的影响。以传染病学上“quanta”这一概念对室内病毒浓度进行量化, 更加直接的体现出室内某特定病毒的浓度的危险程度。将计算所得的各室内病毒平均浓度与病毒浓度感染阈值 C_{lim} 相比较, 当室内平均浓度 C_i 低于感染阈值 C_{lim} 时, 则认为该空调系统为健康运行, 通过该系统发生交叉感染的概率在安全范围内。通过本模型可以对某全空气空调系统运行时, 病毒通过该系统引起交叉感染做出量化研究, 从而评价该全空气空调系统是否为健康运行。

3 算例分析

本文以某全空气空调系统服务的 10 个办公室为例, 各房间因其使用情况不同其送风量有所不同, 1 到 10 号房间的送风量 Q_i 依次为 $300 \text{ m}^3/\text{h}$, $350 \text{ m}^3/\text{h}$, $400 \text{ m}^3/\text{h}$, $\dots\dots\dots$, $750 \text{ m}^3/\text{h}$; 办公人员属于静坐状态,

其 COVID-19 的 quanta 产生率值取 $98.1h^{-1}$ [31-32]; 病毒沉积和失活比例分别为 0.4 和 0.48; 易感者(办公人员)呼吸通风量 $p=0.3m^3/h$ [33]; 暴露时间 t 为 8h。假设认为平均感染概率 P 时 $\leq 20\%$ 时, 该房间为安全区域。使用本文提出的模型对感染者依次出现空调系统所服务的各房间时, 各房间内病毒浓度进行量化并做出评价。

由式(3)可计算出当 $p=0.3m^3/h$, 暴露时间 t 为 8h, 平均感染概率 $P \leq 20\%$ 时, 室内病毒浓度感染阈值 C_{lim} 为 ($quanta/m^3$)。由式(3)的计算结果可知, 在通风的作用下, 当室内病毒浓度低于 0.0182 时, 室内人员的平均感染概率 $P \leq 20\%$ 。在实际的全空气空调系统中, 受控房间的送风由新风和回风共同组成, 对房间病毒浓度有稀释作用的新风实际上受送风、回风以及能耗所限, 新风占比因运行工况会有所不同。本文根据式(9)计算出在不同新风比 x 下, 当感染者依次分别出现在 1-4 号房间时各室内病毒平均浓度 C_i , 如图 3 所示。

由图 3 可看出, 该空调系统与各房间达到稳态时, 即使新风比达到 70%, 感染者所在房间的室内病毒平均浓度仍大于感染阈值 $C_{lim}=0.0182 quanta/m^3$; 对于非感染者所在房间, 新风比达到 30% 时, 室内病毒平均浓度小于感染阈值, 室内人员被感染的概率处于安全值 20% 内, 此时认为该系统为健康运行。对比图 3 的 a-d 图可以发现, 对于感染者所在房间, 其送风量越大, 该房间内病毒平均浓度越小, 这是因为送风量越大, 送入该房间的新风越多, 稀释作用越强; 而对于非感染者所在房间, 新风比相同时, 其余房间的室内病毒平均浓度基本一致。

4 结论

本文基于空调系统病毒量守恒和 Wells-Riley 传染病概率模型, 提出了一种计算室内病毒浓度阈值的方法, 构建了全空气空调系统传播病毒的量化研究模型。通过该模型可对全空气空调系统所服务房间的室内病毒平均浓度做出量化研究。

考虑到 COVID-19 潜伏期无症状的特征, 在假定感染者出现在不同房间的前提下, 进行不同新风比下室内病毒平均浓度的计算, 得出以下结论:

(1) 送风中的新风比越大, 对病毒的稀释作用越强, 各室内病毒浓度越小;

(2) 新风百分比相同时, 感染者所在房间的病毒平均浓度远大于其余房间, 人员平均感染风险更大;

(3) 对于感染者所在房间, 仅靠全空气空调系统中的新风难以将室内病毒浓度稀释至感染阈值以下, 应结合其他手段共同作用降低病毒浓度。但对

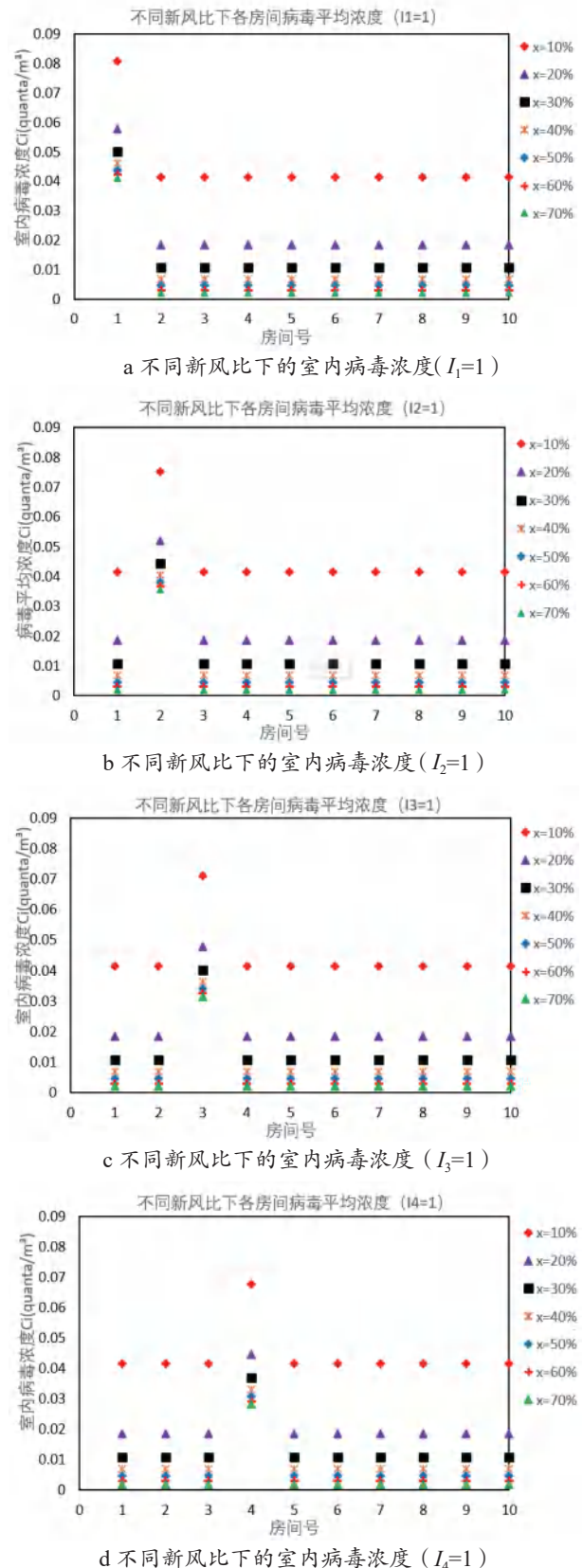


图 3 感染者出现在不同房间时各室内病毒平均浓度图示

于其他房间,提高集中空调所提供的新风可将室内病毒浓度稀释至感染阈值以下;

(4) 本文是在已知的 COVID-19 感染特征和 quanta 产生率等前提下,对全空气空调系统传播病毒进行量化研究,未考虑病毒在空调机组中的衰减,随着 COVID-19 病理逐步明确,研究可进一步深化。

本文主要将全空气空调系统和其所服务的房间作为研究对象进行病毒传播量化研究,为简化研究,尚未将在空调系统空气处理过程中的病毒衰减以及其他因素纳入考虑。因此,后续研究可将通风系统与室内环境中对病毒浓度有所影响的其他因素考虑进来,使研究更加接近实际情况。这对既有通风系统的运行管理、通风系统的设计及改造具有重要意义。

参考文献

- [1] WHO. Transmission of SARS-CoV-2: implications for infection prevention precautions, scientific brief [EB/OL]. [2020-07-09]. <https://www.who.int/newsroom/commentaries/detail/transmission-of-sars-cov-2-implications-for-infection-prevention-precautions>
- [2] RHEVA. REHVA COVID-19 guidance document. How to operate HVAC and other building service systems to prevent the spread of the coronavirus (SARS-CoV-2) disease (COVID-19) in workplaces [EB/OL]. [2020-08-03]. https://www.rehva.eu/fileadmin/user_upload/REHVA_COVID19_guidance_document_V3_03082020.pdf
- [3] 空气调·卫生工学会. 新型コロナウイルス感染対策としての空调设备を中心とした设备の运用について [EB/OL]. [2020-09-07]. 世界卫生组织. 导致 COVID-19 的病毒传播模式: 对感染预防和控制方面的预防建议的影响 [EB/OL]. (2020-03-29)[2020-06-01]. <https://www.who.int/zh/news-room/commentaries/detail/modes-of-transmission-of-virus-causing-covid-19-implications-for-ipc-precaution-recommendations>
- [4] 中国国家卫生健康委员会. 新型冠状病毒肺炎诊疗方案(试行第七版) [EB/OL]. <http://www.nhc.gov.cn/yzygj/s7653p/202003/46c9294a7dfe4cef80dc7f5912eb1989.shtml>, 2020-03-03.
- [5] 徐潜, 范钦颖, 段宁, 王玮, 陈建华. 医院 SARS 重症监护病区空气传播途径的研究 [J]. 中华医院感染学杂志, 2005(12):1380-1382.
- [6] 肖文珺, 王明连, 魏巍, 王洁, 赵建军, 易滨, 李劲松. SARS 患者某定点收治医院空气样本中 SARS-CoV 及其 RNA 的检测 [J]. 中华流行病学杂志, 2004(10):59-62.
- [7] 魏巍, 李劲松, 肖文君, 王明连, 王洁, 辛英. 小汤山医院 SARS 病房内外空气中 SARS 病毒及其 RNA 的检测 [J]. 中国卫生检验杂志, 2005(06):648-651.
- [8] Booth Timothy F., Kournikakis Bill, Bastien Nathalie, Ho Jim, Kobasa Darwyn, Stadnyk Laurie, Li Yan, Spence Mel, Paton Shirley, Henry Bonnie, Mederski Barbara, White Diane, Low Donald E., McGeer Allison, Simor Andrew, Vearncombe Mary, Downey James, Jamieson Frances B., Tang Patrick, Plummer Frank. Detection of Airborne Severe Acute Respiratory Syndrome (SARS) Coronavirus and Environmental Contamination in SARS Outbreak Units[J]. Narnia, 2005, 191(9).
- [9] Kim Sung-Han, Chang So Young, Sung Minki, Park Ji Hoon, Bin Kim Hong, Lee Heeyoung, Choi Jae-Phil, Choi Won Suk, Min Ji-Young. Extensive Viable Middle East Respiratory Syndrome (MERS) Coronavirus Contamination in Air and Surrounding Environment in MERS Isolation Wards.[J]. Clinical infectious diseases : an official publication of the Infectious Diseases Society of America, 2016, 63(3).
- [10] Lednicky John A., Lauzardo Michael, Fan Z. Hugh, Jutla Antarpreet, Tilly Trevor B., Gangwar Mayank, Usmani Moiz, Shankar Sripriya Nannu, Mohamed Karim, Eiguren Fernandez Arantza, Stephenson Caroline J., Alam Md. Mahbubul, Elbadry Maha A., Loeb Julia C., Subramaniam Kuttichantran, Waltzek Thomas B., Cherabuddi Kartikeya, Morris J. Glenn, Wu Chang Yu. Viable SARS-CoV-2 in the air of a hospital room with COVID-19 patients[J]. International Journal of Infectious Diseases, 2020, 100.
- [11] John A. Lednicky, Sripriya N. Shankar, Maha A. Elbadry, Julia C. Gibson, Md. Mahbubul Alam, Caroline J. Stephenson, Arantzazu Eiguren-Fernandez, J. Glenn Morris, Carla N. Mavian, Marco Salemi, James R. Clugston, Chang-Yu Wu. Collection of SARS-CoV-2 Virus from the Air of a Clinic within a University Student Health Care Center and Analyses of the Viral Genomic Sequence[J]. Aerosol and Air Quality Research, 2020, 20(6).
- [12] Y. Li, G. M. Leung, J. W. Tang, X. Yang, C. Y. H. Chao, J. Z. Lin, J. W. Lu, P. V. Nielsen, J. Niu, H. Qian, A.

- C. Sleight, H.-J. J. Su, J. Sundell, T. W. Wong, P. L. Yuen. Role of ventilation in airborne transmission of infectious agents in the built environment – a multidisciplinary systematic review[J]. *Indoor Air*, 2007, 17(1).
- [13] 江亿. “非典”问题引起的对今后空调系统方式的思考[J]. *暖通空调*, 2003(03):146-149.
- [14] 江亿, 薛志峰, 彦启森. 防治“非典”时期空调系统的应急措施[J]. *暖通空调*, 2003(03):143-145.
- [15] ASHRAE. ASHRAE issues statements on relationship between COVID-19 and HVAC in buildings[EB/OL]. (2020-04-20)[2020-06-01]. <https://www.ashrae.org/about/news/2020/ashrae-issues-statements-on-relationship-between-covid-19-and-hvac-buildings>
- [16] Renat Manassypov. Evaluating Virus Containment Efficiency Of Air-Handling Systems[J]. *ASHRAE Journal*, 2020, 62(7).
- [17] 丘杨, 王宁, 曾文, 吴小东, 项兴, 颜方圆, 宋天丽, 杨嘉敏, 石光明, 詹宇, 周力, 杨复沫. 新型冠状病毒能否通过气溶胶传播? [J]. *三峡生态环境监测*, 2020, 5(02):1-5.
- [18] Morawska Lidia, Cao Junji. Airborne transmission of SARS-CoV-2: The world should face the reality.[J]. *Environment international*, 2020, 139.
- [19] Yuan Liu, Zhi Ning, Yu Chen, Ming Guo, Yingle Liu, Nirmal Kumar Gali, Li Sun, Yusen Duan, Jing Cai, Dane Westerdahl, Xinjin Liu, Ke Xu, Kin-fai Ho, Haidong Kan, Qingyan Fu, Ke Lan. Aerodynamic analysis of SARS-CoV-2 in two Wuhan hospitals[J]. *Nature: International weekly journal of science*, 2020, 582(7813).
- [20] Dai Hui, Zhao Bin. Association of the infection probability of COVID-19 with ventilation rates in confined spaces.[J]. *Building simulation*, 2020.
- [21] 林良强, 张韶华, 朱子犁, 湛丁艳, 梁焯南, 李剑锋. 深圳新冠肺炎疫情消毒处置策略与实践[J]. *中国消毒学杂志*, 2020, 37(09):718-720.
- [22] 本刊. 《办公建筑应对“新型冠状病毒”运行管理应急措施指南》发布[J]. *暖通空调*, 2020, 50(02):45.
- [23] Microbes at Surface-Air Interfaces: The Metabolic Harnessing of Relative Humidity, Surface Hygroscopicity, and Oligotrophy for Resilience.[J]. *Frontiers in microbiology*, 2016, 7.
- [24] de Goffau Marcus C, Yang Xiaomei, van Dijk Jan Maarten, Harmsen Hermie J M. Bacterial pleomorphism and competition in a relative humidity gradient.[J]. *Environmental microbiology*, 2009, 11(4).
- [25] Kudo Eriko, Song Eric, Yockey Laura J, Rakib Tasfia, Wong Patrick W, Homer Robert J, Iwasaki Akiko. Low ambient humidity impairs barrier function and innate resistance against influenza infection.[J]. *Proceedings of the National Academy of Sciences of the United States of America*, 2019, 116(22).
- [26] Riley E C, Murphy G, Riley R L. Airborne spread of measles in a suburban elementary school.[J]. *American journal of epidemiology*, 1978, 107(5).
- [27] Wan Yang, Subbiah Elankumaran, Linsey C. Marr. Concentrations and size distributions of airborne influenza A viruses measured indoors at a health centre, a day-care centre and on aeroplanes[J]. *Journal of the Royal Society Interface*, 2011, 8(61).
- [28]. Airborne Contagion and Air Hygiene: An Ecological Study of Droplet Infections[J]. *JAMA: The Journal of the American Medical Association*, 1955, 159(1).
- [29] Riley R L, O'Grady F. Airborne infection: transmission and control [M]. New York: The Macmillan Company, 1961.
- [30] Riley E C, Murphy G, Riley R L. Airborne spread of measles in a suburban elementary school.[J]. *American journal of epidemiology*, 1978, 107(5).
- [31] STEPHENS B. HVAC filtration and the Wells Riley approach to assessing risks of infectious airborne diseases[R]. [2020-03-01]. <https://www.nafahq.org/wpcontent/uploads/WellsRileyReport.pdf>
- [32] Buonanno G, Stabile L, Morawska L. Estimation of airborne viral emission: Quanta emission rate of SARS-CoV-2 for infection risk assessment.[J]. *Environment international*, 2020, 141.
- [33] 谭洪卫. 新冠病毒疫情传播与空调通风关联研究的中日动态与探讨[J/OL]. *暖通空调*:1-13[2021-01-18]. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/11.2832.TU.20201107.1303.002.html>.

《医疗建筑通风设计标准》研编思考

付祥钊, 丁艳蕊

(重庆海润节能研究院, 重庆 400014)

1 背景

发改社会〔2020〕735号文件《关于印发公共卫生防控救治能力建设方案的通知》(以下简称《建设方案》)^[1], 提出了医疗建筑平战(疫)结合的基本原则和建设要求, 随后国家发改委和卫生健康委又印发了《综合医院“平疫结合”可转换病区建筑技术导则》(以下简称《技术导则》)(以下简称《技术导则》)^[2]。《建设方案》在总体思路的建设目标中, 提出聚焦公共卫生防控能力短板, 提高平战(疫)结合能力, 构筑有力屏障。要求(1)县级医院是疫情救治第一道关口; 重大疫情救治基地是上一级关口。(2)提出“平疫转换”的建设要求, 县级医院重点是“病床”; 重大疫情救治基地是“病区”和影像检查用房。

通过对《建设方案》的学习, 重庆海润节能技术股份有限公司和中国中元国际工程有限公司提出了《医疗建筑平疫结合通风设计标准》(以下简称《通风设计标准》)编制申请, 中国勘察设计协会批准了此项标准的编制, 并在2021年7月19日的编制启动会上, 成立了以重庆海润和中国中元为主编单位的研编组, 标准更名为《医疗建筑通风设计标准》, “平疫结合”要贯穿整个标准。

2 《医疗建筑通风设计标准》的功能定位与主要设计参数

国家正在进行的工程标准化改革, 分国家强制性标准和行业社团推荐性标准两大类, 强调推荐性标准的创新性和先进性。工程实践不同于学术研究, 二者关于“创新性和先进性”的内涵和要求是不同的, 推荐性建筑工程标准编制, 仍需恪守工程本元, 必须贯彻执行国家的建筑方针。我国建筑方针经历了如下的变化, 1952年是“(1)适用(2)坚固安全(3)经济(4)适当照顾外形的美观”; 1955年是“适用、经济、在可能条件下注意美观”; 1986年是“全面贯彻适用、安全、经济、美观”; 2016年是“适用、经济、绿色、美观”。其中, 适用始终排在第一。安全是使用功能的第一要求。医疗建筑是医护人员实施“治病救人”的平台, 安全性首先是医患人员的安全。在通风空调领域, 通风必须独立承担呼吸安全与健康责任, 基本性质是卫生通风, 不是热舒适通风, 基本功能是保障医疗建筑内的空气呼吸

安全与健康。这是《医疗建筑通风设计标准》创新性和先进性的关键。

《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB50376-2012^[3]中的室内外空气设计参数重点是热舒适, 尚不能满足医疗建筑卫生通风的设计要求。疫情状态下, 从呼吸安全角度, 直接的参数应是空气中传染病毒的浓度或数量。但存在以下困难, 其一医学卫生学还不能给出各种病毒细菌的安全浓度和致病浓度, 尤其是新出现的; 其二还没有工程适用的现场实时监测空气中病毒数量并发出信息的检测传感仪表。从呼吸传染的机理出发, 切断传染路径的有效措施首先是对传染源的控制。当不能采用清除、封闭、隔离等措施时, 用流体力学原理控制病毒在空气中的扩散范围是可行的。在能明确病毒源的空间位置的情况下, 第一可用的流体力学参数是空气压力, 恰当的压力梯度能确切有效地将病毒在空气中的扩散范围控制在被保护人员呼吸区之外。另外的流体力学参数还有流速和流量, 即工程常说的风速和风量。风速是双刃剑, 它既可阻挡扩散也会增强扩散。所有的送风气流都具有扩散性; 只有排风的吸风气流具有收敛性。风量是形成压力梯度、气流强度的主要条件, 与控制扩散是间接关系。在检测上, 测压力梯度比测速度大小和方向更准确和容易。保障呼吸安全的室内通风设计参数宜采用空气压力梯度。

平时状态下, 从呼吸健康角度, 各种空气污染物都会造成对健康的损害, 其中不少污染源是分散性的, 没有确定的空间位置。这是所有建筑通风在保障空气质量方面所都面临的问题。平时状态下的医疗建筑通风应该与各种公共建筑通风共同研究室内设计参数。

确定卫生通风的室外设计气象参数, 可将室外太阳辐射、温湿度等放在室内热舒适营造的系统设计中一起确定, 要重点注意的是确定室外风速大小与方向, 这与确定新排风口的位置关系重大。同时应根据《环境空气质量标准》GB3095-2012^[4], 确定项目现场的室外空气质量参数和室外空气污染源的大小与位置。

3 关于标准间的协调与专业间的配合的思考

在国家工程标准体系改革的背景下, 本标准必

须服从国家强制性标准。但本标准与其他推荐性标准之间怎样相互协调需要仔细研究。推荐性标准强调“先进性和创新性”，各推荐性标准之间很容易在“先进性和创新性”上发生不一致性，甚至冲突。相关推荐性标准研编中需要加强交流与沟通，尤其是标准征求意见稿阶段。

医疗建筑的卫生通风设计，尤其是疫情下的呼吸安全，专业配合的重点是保证实现气流组织的条件，其次才是通风孔洞的预留，必须与医疗工艺设计和建筑设计加强及时的沟通与配合。通风设计要理解医疗工艺设计，根据医疗工艺，确定呼吸安全区、过渡区、一般风险区、高风险区；评估医疗工艺流程的呼吸安全与健康风险，提出建议和配合要求；也要理解建筑设计方案，确定各功能空间的呼吸安全等级，评估建筑功能分区和空间组合的呼吸安全与健康风险，提出建议和配合要求。核心是医疗工艺流程与建筑的空间组合，是否遵循了“呼吸安全区-过渡区-一般风险区-高风险区”的空间相关位置关系。并将不同深度的通风设计方案及时呈送医疗工艺和建筑设计，听取他们的意见和建议。

4 关于“平疫结合”的思考

医疗建筑平时和疫时对通风系统的需求存在本质区别，平时通风系统以考虑呼吸健康为主，可利用通风稀释污染物的原理；疫时通风系统以考虑呼吸安全为主，全面稀释通风的安全风险大，工程费用和运行能耗高，应依靠通风对传染性病毒源进行控制和排除病毒，原则是首先“隔离”，在隔离的基础上“稀释”。这需要一套综合平时和疫情两种通风原理的通风设计技术，即平疫结合的医疗建筑通风设计方法。

国家发改委和卫生健康委发布的《技术导则》，有两点尤其值得重视：（1）两委直接制定《技术导则》体现国家对综合医院“平疫结合”可转换病区建设的重视；（2）提出《技术导则》是“参照执行”，体现了国家机构对工程技术的尊重，为技术创新开放了广阔的空间。

《医疗建筑通风设计标准》作为推荐标准，应该在认识全国各县社会经济发展不平衡的基础上，有区别的构建不同发展水平的县级医院的平疫结合通风技术，其适用范围应区分“重大疫情救治基地”的平疫建设项目和“县级医院的传染病救治能力建设”两大类，其他医疗建筑的平疫结合通风设计可参考执行。

医疗建筑的气流组织分三个层面。其一病房；其二病区；其三整个建筑。

房间气流组织分热舒适气流组织和卫生气流组

织两种。空调的气流组织大多是前者；卫生通风主要是后者，疫情时，病房气流组织的效果取决于压力梯度，不是风量。标准条文或条文说明应考虑按不同的压力梯度要求给出房间所需的送风量、排风量。现在仅按房间的性质（如普通病房、负压病房、负压隔离病房）给出换气次数要求，太粗糙，不是太少就是太多，很难恰如其分。病房气流组织的工作，一是确定压力梯度要求；二是确定送排风口数量、尺寸、位置，然后定各风口的风量。由于疫情时，病毒源是躺在床上的病人呼吸，平时病房内下部是污染区，都不宜“上排”。病床普遍使用了围帘。多人病房宜以病床为单元设施气流组织；热舒适的气流组织关键是送风，病房的气流组织要更重视排风的作用。

病区气流组织、整个医疗建筑气流组织的主要基础工作是医疗工艺和建筑设计间的配合。重点依靠送排风差的设计，建立合理的压力梯度形成安全的气流路径。

通风量，它影响着通风工程的造价和运行费、能耗。《技术导则》在“六、供暖、通风与空气调节”中6.1.7、6.2.1、6.2.2、6.3.2、6.4.2五个条款提出了需要的风量数据或风量计算方法。由于《技术导则》没有条文说明和相关的支撑材料，我们难以充分理解这些风量数据或方法的科学性和合理性，不容易“借鉴”和“参考”。在国内外的相关资料中，许钟麟的《隔离病房设计原理》^[5]“第十章 换气次数”给出的风量数据和方法与《技术导则》较为一致，是分析理解《技术导则》风量数据和方法的科学性和合理性较好的参考资料。其中“10.1 概述”提出，为了稀释和有效排除负压隔离病房内的微生物气溶胶，需要一定的通风量即换气次数。在“表10.1 关于稀释风量与新风量的相关标准”中给出了美、英、澳、日本等国标准规定的稀释通风与新风量。然后比较系统地提出一种计算负压隔离病房换气次数的思路。该思路针对“循环风系统”和“全新风系统”两种系统模式，建立了稳定状态下室内空气中的微生物浓度N的计算公式，当要控制的特定微生物在进气中的浓度为零时，推出了换气量n的计算公式：

$$n = \frac{60G \times 10^{-3}}{N} \quad (1)$$

其中G为室内单位容积的微生物发生量，N为允许的空气中的微生物浓度。这实际上就是稳态全面通风方程（或稀释通风方程）。但从疫情下病房内的传染源特点看，采用稀释通风的气流组织方式是欠合理的。对于“控制、捕集、排除”的气流组织，采用公式（1）计算换气量则是欠科学的。因此，对

于稀释通风的气流组织方案,《技术导则》中的五个条款中给出的风量数据和计算方法是科学的,关键是稀释通风的技术方案是不合理的。合理的“控制、捕集、排除”气流组织方案还需科学的风量计算方法。

这里着重就过滤器的设置思考怎样“借鉴”和“参考”《技术导则》。《技术导则》第6.1.8条提出,清洁区新风至少应当经粗效、中效两级过滤。疫情时半污染、污染区送风至少应当经过粗、中、亚高效三级过滤,排风应经过高效过滤。第6.3.4条提出住院病房:平时病房及其卫生间排风不设置风口过滤器。疫情时负压病房及其卫生间的排风,宜在排风机组内设置粗、中、高效空气过滤器;负压隔离病房及其卫生间、重症监护病房(ICU)排风的高效空气过滤器应当安装在房间排风口部。第6.4.2条提出,重症监护病房平时空调系统设粗、中、高效三级过滤器,高效过滤器设在送风口。第6.4.3条提出,重症监护病房平时宜采用全空气系统,上送下回、回风口设置在床头下侧,并设中效过滤器。疫情期间转换为全新风直流,利用平时回风口转换为疫情期间的排风口,应能方便快捷安装高效过滤器。第6.5.1条提出,疫情时负压手术室顶棚排风入口以及室内回风口处均安装高效过滤器。

这有以下问题需要思考:

(1)“疫情时半污染、污染区送风至少应当经过粗、中、亚高效三级过滤,排风应当经过高效过滤”中关于亚高效、高效的必要性和合理性。首先,“送风”是全新风?还是含有循环风?若是全新风,亚高效必要吗?《综合医院建筑设计规范》GB51039^[6]规定,是否设三级过滤与室外可吸入颗粒物 PM_{10} 的年均浓度有关,新风采集口应至少设置粗效和中效两级过滤器,当室外 PM_{10} 超过《环境空气质量标准》GB3095年平均二级浓度限值时,应再增加一道高中效过滤器。

(2)在保持整个排风管道是负压的条件下,且排风系统在室外的排风口满足第6.1.12条要求(排风口与新风取风口水平距离不应小于20m,当不足20m时,排风口应当高出取风口不宜小于6m,排风口应高于屋面不小于3m,风口设锥形风帽高空排放。)的情况下,是否有必要“经过高效过滤”?至今为止,全球疫情蔓延,没有空气远距离传播病毒引发感染的案例。病房内1、2个病人发出的病毒,经病房内的排风稀释,再经排出口的环境大气稀释,还能存活多久?是否还有传染能力?当然还需病毒学和传染病学来决定。在他们没有结论时,我们只好根据全球防疫抗疫实践经验来决定。

(3)第6.3.4条提出,“宜在排风机组内设粗、

中、高效过滤器。”若关于排风口是否有必要设高效过滤器的结论是“没有必要设高效过滤器”,那就没有必要在排风机组内设粗、中、高效过滤器;若结论是应该设高效过滤器,也没有设粗、中效过滤器的必要。在设有高效过滤器的同时,设粗、中效过滤器是为了保护、延长高效过滤器的寿命。既然高效过滤器可以直接设在病房排风口部,不需要粗、中效过滤器的保护,为什么在排风机组内要设粗、中效过滤器保护?

过滤器的设置增大系统阻力,增大运维工作量,影响系统快速转换,是双刃剑,需要慎重思考,讨论交流。

5 总结

6.1 根据中国勘察设计协会组织召开的标准编制启动会上审查专家的意见,修订后的标准编制大纲如下:

章	节	章	节
1 总则	1.1 目的与目标	2 术语	
	1.2 适用范围		
	1.3 平疫结合设计思想		
	1.4 与相关标准的关系		
3 基本规定	3.1 一般规定	4 通风设计	4.1 压差梯度与通风量
	3.2 通风与医疗工艺的配合		4.2 气流组织
	3.3 通风与建筑设计的配合		4.3 新排风处理
	3.4 通风优先与热湿调配		4.4 通风系统选择
			4.5 各功能空间通风系统
5 平疫转换设计	5.1 工况需求	6 设备及部件	6.1 通风动力设备
	5.2 系统形式		6.2 风管
	5.3 系统配置		6.3 风口
			6.4 阀门
			6.5 过滤消毒装置
7 监测与控制设计	7.1 空气质量及压力梯度监测	8 运维与转换	8.1 运维
	7.2 能耗监测		8.2 平时运行策略
	7.3 设备运行控制		8.3 疫时运行策略
	7.4 平疫转换控制		8.4 运维与转换管控平台
	7.5 自控要求		
附录			

6.2 《通风设计标准》作为建筑工程标准,标准研编过程中,还需要反复学习思考、理解、掌握并贯彻执行国家的建筑方针。同时,学习和理解《建设方案》和《技术导则》。

6.3 专家评审提出,平疫结合的设计思想是该标准的特色,要贯穿整个标准。目前平疫结合方面的标准规范很少,《通风设计标准》的编制,需要进行充分的调研和讨论交流,开展大量的如压力梯度分析、风量计算、气流组织设计等方面的平疫结合设计的研编工作。

参考文献

- [1]《关于印发公共卫生防控救治能力建设方案的通知》发改社会[2020]735号,[EB/OL].(2020-05-09)[2020-05-22]. https://www.ndrc.gov.cn/xxgk/zcfb/tz/202005/t20200522_1228686_ext.html
- [2]综合医院“平疫结合”可转换病区建筑技术导则

（试行）：11-15

[3] 中华人民共和国住房和城乡建设部. 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范：GB50376-2012 [S] 北京：中国建筑工业出版社，2012.6-8

[4] 中国环境科学研究院，中国环境检测总站. 环境空气质量标准：GB3095-2012 [S] 北京：中国环境科学出版社，2012.1-3

[5] 许钟麟. 《隔离病房设计原理》[M]. 北京：科学出版社，2006：134-144

[6] 国家卫生和计划生育委员会规划与信息司. 综合医院建筑设计规范：GB50139-2014 [S] 北京：中国计划出版社，2014.36-43

夏热冬冷地区城市地下大型交通枢纽下沉广场 微气候特性及其对通风影响的研究

赵建建^{1,2}, 董建锴^{1,2}, 张笑海^{1,2}, 那艳玲^{3,4}, 江崇旭^{3,4}, 何峰⁵, 崔奇杰⁵, 刘京^{1,2}, 钱玮昕^{1,2}

(1. 哈尔滨工业大学建筑学院, 哈尔滨 150006; 2. 哈尔滨工业大学寒地城乡人居环境科学与技术工业和信息化部重点实验室, 哈尔滨 150006; 3. 中国铁路设计集团有限公司, 哈尔滨 150006; 4. 城市轨道交通数字化建设与测评技术国家工程实验室哈尔滨 150006; 5. 中国铁路设计集团华南分公司, 深圳 518000)

[摘要]地下交通枢纽作为重要的城市交通工具,近年来在中国发展迅速。为了节约能源,被动冷却技术,例如自然通风,正在被广泛应用。室外空气可通过出入口进入地铁站。地下地铁站出入口的自然通风对内部热环境和室内空气质量影响很大。室外空气质量和下沉广场的微气候直接影响进入地铁站的空气特性。本研究选取夏热冬冷地区两个具有代表性的地铁站,对地下地铁站的自然通风和冬季下沉广场的微气候进行了实测。通过实测可以发现,地下交通枢纽出入口的形式对自然通风影响很大,下沉广场式出入口的风速是独立式出入口的5.95-9.15倍。在下沉广场,下沉广场的风速与室外风速呈正相关。并且下沉广场的热环境直接受下垫面组成的影响。本研究对地下地铁站进行了系统测试,结果为地下交通枢纽通风设计提供数据依据和技术支持,以改善地下地铁站的节能和室内空气质量。

[关键词]地下地铁站;自然通风;下沉广场;微气候;室内空气质量

地铁作为重要的城市交通工具,近年来发展迅速。根据UITP(Union International des transports publics)的全球地铁统计报告乘客数据显示,在56个国家的182个城市,平均约有1.68亿人次定期使用地铁,全球每年通过地铁站的客流量高达540亿^[1-2]。通风空调系统是保证地铁站正常运行的重要组成部分。通风空调系统在部分城市高于列车运行能耗占总能耗的30-50%^[3]。为了节约能源,被动冷却技术如自然通风正在被广泛应用。因此,提高通风空调系统系统性能和合理利用自然通风是地铁地铁站节能的重要途径。

通风空调系统设计的有效性直接影响地铁站的IAQ(室内空气质量)和热环境,进而影响人们的健康和舒适度,如室内温湿度分布、CO₂浓度、PM(颗粒物)浓度等污染物。在地下地铁站中,室内空气温度和相对湿度是用于控制室内热环境的两个主要参数^[4]。例如,国内建议站厅室内温度≤30℃,站台室内温度≤29℃(地铁设计规范,GB 50157-2013),相对湿度在40%~70%之间,在夏季和冬季,两者的温度均应保持≥12℃,但对湿度没有特别要求^[5]。许多研究人员对地铁站的空气质量进行了研究,并报告说地铁站的PM浓度比室外PM浓度高3-10倍。室内CO₂浓度也是反映室内空气质量的指标,在中国CO₂浓度限值标准是1500ppm。此外,室内外的通风也直接影响CO₂的浓度。由于缺乏新鲜空气,CO₂浓度比WHO规定的标准高2-5倍^[6]。

出入口是地铁站室内和室外连接的部分,随着地铁系统的发展,为了满足不同的需求,出入口的形式也逐渐多样化。然而,以前的研究集中在独立出入口上。地铁站入口主要分为独立式出入口、与购物中心或其他商业建筑共用的复合式出入口,和下沉式广场式出入口三种形式。下沉广场集商业、娱乐、休憩等多种功能于一体,逐渐成为城市发展的趋势,不仅改善了城市环境,也给人们带来了全新的城市空间体验。下沉式广场式出入口通过下沉的广场空间与外部环境相连。因此,下沉广场的微气候环境直接影响进入地铁站的空气特性和空气质量。但目前很少关于下沉广场式出入口对地铁车站内部环境和能耗影响的研究。因此,研究下沉广场的微气候环境和下沉广场式出入口对地铁站的通风特性具有重要意义。

本研究在夏热冬冷地区选取了两个具有代表性的地铁站。我们测试了A站出入口的自然通风和内部热环境分布、CO₂浓度、颗粒物浓度,以及A站和B站下沉广场的微气候环境。本研究讨论了不同类型出入口对室内热环境和通风的影响以及下沉广场微气候的影响因素。通过对地下地铁交通枢纽的系统测试,结果可为通风系统设计提供数据依据和技术支持,以提高地下地铁站的室内空气质量。

1 测试方法

1.1 测试地点

深圳是中国南部海滨城市,位于北回归线以

南,东经 113°46′ 至 114°37′,北纬 22°27′ 至 22°52′。地处广东省南部,辽阔海域连接南海及太平洋。深圳属南亚热带季风气候,长夏短冬,日照充足,雨量充沛。

在此次研究中,为了研究冬季地下交通枢纽通风以及下沉广场微气候的特点,我们选取了两个具有代表性的地下交通枢纽,A 站和 B 站。A 地下综合交通枢纽位于深圳市 CBD 中心区,车站为地下三层侧式车站。B 站是深圳地铁 4 号线、深圳地铁 5 号线、深圳地铁 6 号线换乘车站。其中,深圳地铁 5 号线的车站是地下车站,呈东西向,位于地下一层,东广场设置下沉广场。

两个地下交通枢纽都设置有下沉广场,且都具有不同的特点。A 站下沉广场相对较小,下沉广场高度为 12m,长 43m,宽 13.8m,通过玻璃材质的手动门和自动门与交通枢纽内部相连。B 站下沉广场相对较大,且设置有大型喷泉水池(底部为玻璃,同时作为内部天窗),下沉广场四周为玻璃墙面,内部为站厅,下沉广场高 12m,长 52.8m,宽 40m,其中,喷泉水池长 30m,宽 28m,喷泉水池冬季未运行,但水池底部存有少量水。

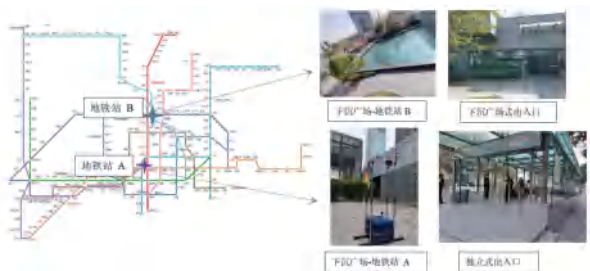


图 1 测点位置图

1.2 测试方法

为了测量冬季地铁站的通风特性,我们选取了深圳最冷的 1 月份。测试时间为 2021 年 1 月 9 日至 1 月 16 日,测量时间为 8:00-20:00,每天持续 12 小时。工作日和非工作日的客流明显不同。工作日高峰时段有两个明显的高峰,早高峰为 8:00-9:00,晚高峰为 18:00-19:00。而非工作日没有明显的高峰期,客流分布比较均匀。

1.2.1 下沉广场微气候测试

下沉广场设有固定测量点和 6 个垂直测量点,垂直测点用于测试温湿度。下沉广场的固定测点是测试温度、相对湿度、风速、风向、太阳辐射、黑球温度等,同时还使用红外摄像机(Fluke 红外热像仪)记录下沉广场内部的温度分布。下沉广场用于测试的仪器安装在如图 1 所示的自制仪器支架上,距离地面 1.5 m。同时,在附近空旷区域设立小型气

象站,监测室外天气参数,包括温度、相对湿度、风速、风向、太阳辐射等。

1.2.2 自然通风测试

测试期间,A 站通风方式为机械通风,未开启空调系统。因此,进入地铁地铁站的室外空气包括机械送风、出入口自然通风和列车运行引起的活塞风。机械通风量的测试是在新风房防尘网外侧设置固定测点,通过风速和通风面积求出风量。为了更准确地估算机械通风量,我们在进风口均匀设置了 6 个测点,在固定测点处检测风速。同样,我们在出入口处均匀设置 9 个测点,在固定测点处检测风速,同样通过风速和通风区域获得风量。风速测试仪为风速数据记录仪 WFWZY-1(详情见表 1)。我们还测试了地铁站内的风速和温度、室内 CO₂ 浓度、PM 浓度等环境参数。

表 1 测试仪器

参数	型号	时间间隔	参数范围	精度
温度、相对湿度	HOBOPRO	300s	0.05-30m/s	5%±0.05m/s
CO ₂ 浓度	HOBOPRO	60s	0-3000ppm	±50ppm
空气风速	WFWZY-1	10s	0.05-30m/s	5%±0.05m/s
热成像仪	Ti480PRO	-	-10℃ -1000℃	±2℃ or 2%

1.3 通风量估算方法

为了估算地下地铁站的通风率,本研究通过测试出入口的风速和通风面积,得到地下地铁站的通风率。具体估算方法如下,

通过对出入口自然通风量以及屏蔽门渗透风量测试,得出地下交通枢纽总通风量,

$$Q_t = Q_n + Q_p + Q_m \quad (1)$$

式中, Q 为地下交通枢纽总通风量, m³/h; Q_n 为出入口自然通风量, m³/h; Q_p 为屏蔽门渗透风量, m³/h; Q_m 为机械通风量, m³/h。其中 Q_n 出入口自然通风量包括独立式出入口自然通风量与下沉广场式自然通风量,表示为,

$$Q_n = Q_d + Q_s \quad (2)$$

式中, Q_d 为独立式出入口自然通风量, m³/h; Q_s 为下沉广场式出入口自然通风量, m³/h。

(2) 新风需求量估算

总新风需求量的估算,根据实际调研,工作日进出地下交通枢纽的人数无明显区别,以测试时 1 月 12 号人流量为例,早高峰为上午 8:00-9:00,晚高峰时间为 18:00-19:00,根据现场调研,乘客在地下交通枢纽进站平均停留时间为 290s,出站平均停留时间为 230s,新风需求量的值可用以下公式进行估算^[7]:

$$Q' = \left(N_{en} \cdot \frac{\tau_{en}}{3600} + N_{ex} \cdot \frac{\tau_{ex}}{3600} + N_s \right) \cdot q \quad (3)$$

其中, Q' 为室外新风总需求量, m^3/h ; N_{en} 和 N_{ex} 是进出站的人数; τ_{en} 、 τ_{ex} 分别为进站和出站停留时间, s; N_s 是员工人数; q 为人员室外新风需求量, 按设计标准 (GB 50157、2013) 为 $30\text{m}^3/\text{h}\cdot\text{p}$ 。

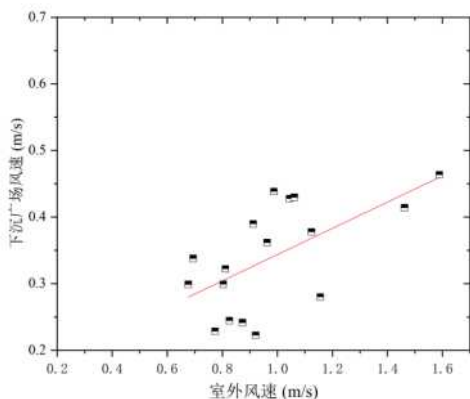
表2 客流量 (站A)

	时间	客流量 (10^4)
高峰期	8:00-9:00	2.81
	18:00-19:00	
非高峰期	9:00-17:00	0.41

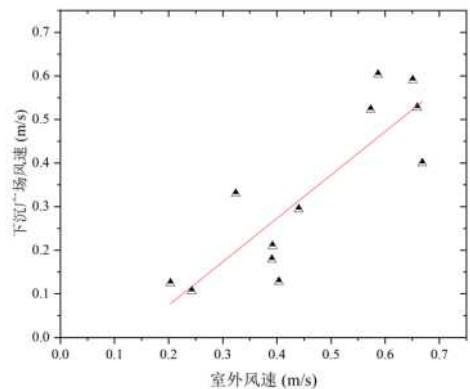
2 下沉广场微气候实测结果及分析

2.1 地下交通枢纽下沉广场风速实测

图2为室外与下沉广场风速分布, 下沉广场风速与室外风速是正相关关系, 下沉广场风速随着室外风速的增大而增大, 而且, 通过测试可知, 由于站A与站B下沉广场的形态系数 (定义下沉广场形态系数为 $\omega=W/H$) 不同, A站 ($\omega=1.15$) 下沉广场风速小于室外风速, 而B下沉广场 ($\omega=3.33$) 测点1和测点2 (如图1所示) 两个测点平均风速小于室外风速, 但是下沉广场A对风速的衰减小于下沉广场B, 且地铁站B下沉广场的风速与室外风速的相关性更明显 ($R^2(A)=0.37$, $R^2(B)=0.83$), 原因是由



a. 室外与下沉广场风速分布 (地铁站A)

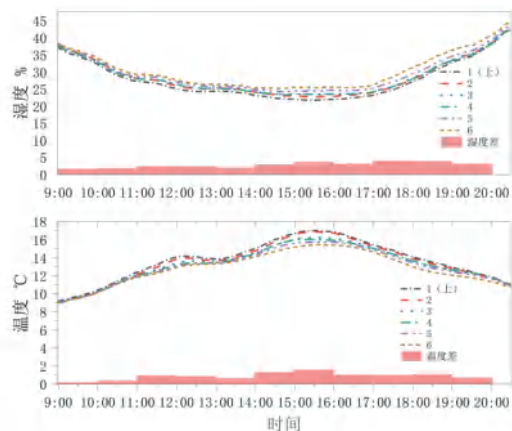


b. 室外与下沉广场风速分布 (地铁站B)

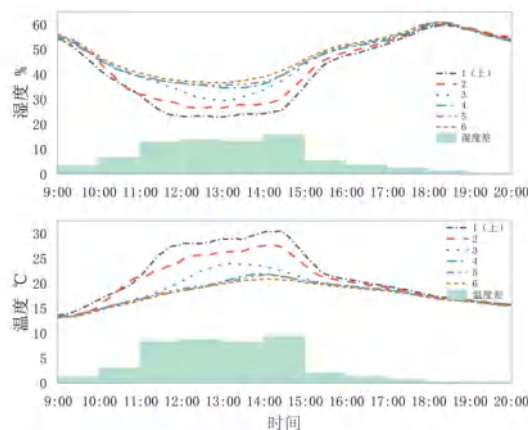
图2 室外与下沉广场风速分布

于地铁站B下沉广场相对较大, 与室外风场接触面积更大, 受室外扰动更明显。

2.2 地下交通枢纽下沉广场垂直温湿度实测



a. 垂直温湿度分布图 (站A)



b. 垂直温湿度分布图 (站B)

图3 垂直温湿度分布图

图3a, 3b分别是下沉广场A和下沉广场B垂直温湿度分布图, 通过测试结果可以看出, 垂直温湿度变化明显, 从0m到12m温度逐渐升高, 且温度最高点与最低点的温度平均值相差 1.4°C , 垂直温度测点温差在一天中先增大后减小, 下沉广场A变化中, 垂直测点温湿度差值变化不大, 最高点与最低点温度差平均值为 0.8°C , 最大值、最小值分别为 1.5°C 、 0.2°C , 方差 $D(t)$ 为 0.63°C ; 湿度差平均值为 2.8% , 最大值、最小值分别为 3.6% 、 1.6% , 方差 $D(w)$ 为 0.62 , 波动较小。图6b是下沉广场B垂直温湿度分布图, 下沉广场B垂直测点温湿度差值变化较大, 最高点与最低点温度差平均值为 4°C , 最大值与最小值分别为 9.4°C 、 0.2°C , 方差 $D(t)$ 为 13.5 ; 湿度差平均值为 7.1% , 最大值、最小值分别为 15.5% 、 1.1% , 方差 $D(w)$ 为 29.4 , 波动较大。不同下沉广场垂直温湿度的差异说明下沉广场内部

喷泉水池设置对垂直温湿度分布产生很大的影响，喷泉水池有较强的降温作用。

2.3 地下交通枢纽下沉广场平均辐射温度

平均辐射温度（Mean Radiation Temperature，简称 T_{mrt} ），其定义为一个假想的等温围合面的表面温度，它与周围环境的辐射热交换等于周围实际的非等温围合面与其之间的热交换量， T_{mrt} 按以下公式进行计算：

$$T_{mrt} = \left[(T_g + 273)^4 + \frac{1.10 \times 10^8 V_a^{0.6}}{\epsilon D^{0.4}} (T_g - T_a) \right]^{1/4} - 273 \quad (5)$$

式中， T_{mrt} 是平均辐射温度（℃）， T_g 、 T_a 分别为黑球温度和空气温度（℃）， v 是空气速度（m/s）， D 是黑球半径（m），采用标准黑球，直径为 0.15m， ϵ 是黑球吸收率，取 0.95。

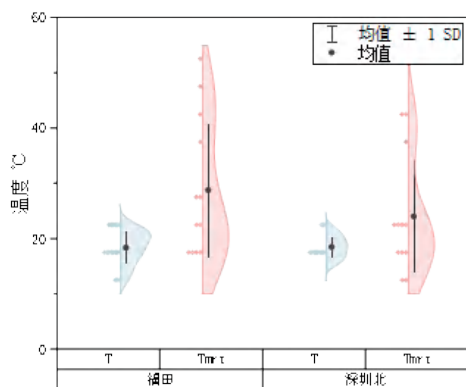


图4 下沉广场平均辐射温度

不同下沉广场的平均辐射温度变化如图所示，可以看出下沉广场B平均辐射温度大于下沉广场A，综合考虑下沉广场A与B形态系数以及下垫面构成可知，下沉广场形态系数影响下沉广场风速，喷泉水池能有效增加空气湿度，从而降低平均辐射温度。

图5b可以看出喷泉水池对下沉广场B内部具有明显的降温效果，温度最高点与喷泉水池内温度最低点温差为22.5℃，图5a和5b可以看出，下沉广场的自遮阳效果以及植被产生的阴影覆盖区域产生了局部的降温效果。

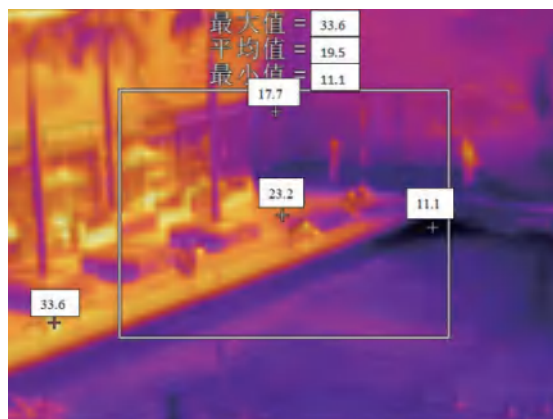
3 风速测试结果及分析

3.1 风速实测结果

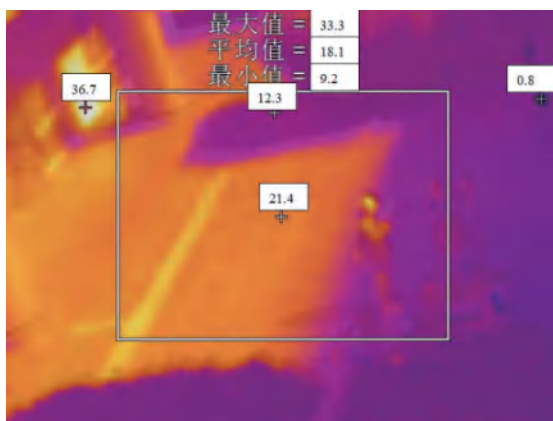
表3 出入口风速及面积

出入口	形式	平均风速 (m/s)	面积 (m ²)
1#, 8#	独立式	0.16	9
2#		0.20	24.5
3#		0.13	18
4-7#		0.15	5.95
9#	下沉广场式	1.19	8.28 (两个手动门常开)

表3为出入口处风速分布，为了更准确的得到出入口截面处风速分布，风速为出入口截面处9测



a. 下沉广场温度分布（站A）

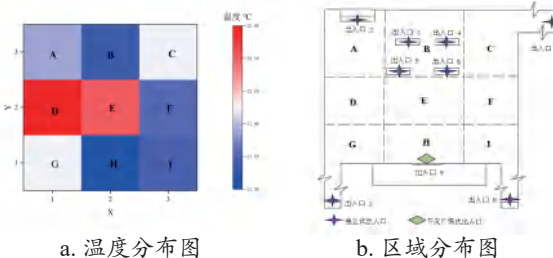


b. 下沉广场温度分布（站B）

图5 下沉广场温度分布

点平均值，可以看出，下沉广场式出入口风速明显大于独立式出入口风速，且不同独立式出入口的风速由于风向角^[8-12]、上游建筑物^[10]、附加组件^[13]、墙壁的导热特性^[14]、捕风器和几何形状^[15]等因素影响略有不同。

3.2 出入口对室内温度分布的影响



a. 温度分布图

b. 区域分布图

图6 交通枢纽温度分布图

图6a中为整个地下交通枢纽A地下一层温度分布图，将地下交通枢纽如图6b所示分为9个区域，图中表示不同区域温度分布情况，同时，每个区域上的序号A-I表示相应区域的编号，与图6a对应。通过图6可以看出，地下交通枢纽内部温度分布不均匀，区域“H”与“D”温差最大，为1.5℃，

温度不均匀系数为 0.02, 室内温度分布在一定程度上受到出入口自然通风的影响, 如温度较低的“H”和“B”区域出入口数量分别为 1 和 4, 温度较高的“D”和“E”区域都没有出入口。但是, 即使出入口数量相等, 如“H”和“C”, 温差依然较大, 原因是相应区域的温度值不仅受到出入口数量的影响, 更加受到出入口形式的影响。

3.3 出入口对室内风速分布的影响

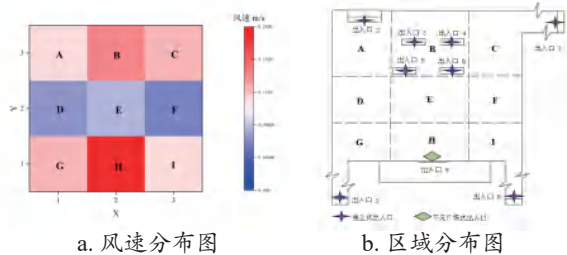


图 7 交通枢纽风速分布图

图 7a 为地下交通枢纽地下一层风速分布图。通过图 7a 可以看出, 地下交通枢纽风速分布不均匀, 区域“H”与“D”风速差值最大, 为 0.16m/s, 风速不均匀系数为 0.28。室内风速分布受到出入口渗透风的影响, 如风速较低的“H”“E”和“B”区域出入口数量为 0, 风速较大的“H”和“B”区域出入口数量分别为 1 和 4。同时, 风速分布受到出入口形式的影响, 如“H”为下沉广场式出入口, 其风速明显大于“G”“C”处独立式出入口。

3.4 交通枢纽总通风量估算

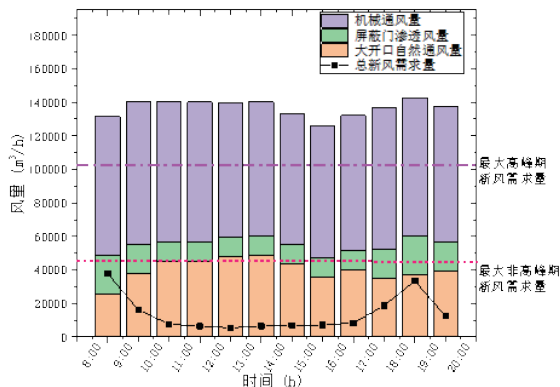


图 8 交通枢纽通风量

冬季测试期间, 交通枢纽通风形式为全新风机机械通风, 空调系统未运行。根据式 (1), 交通枢纽通风量由 3 部分组成, 分别是机械通风量, 屏蔽门渗透风量, 出入口自然通风量。根据交通枢纽冬季测试结果, 出入口与屏蔽门是总渗透风量平均值为 $8.68 \times 10^4 \text{ m}^3/\text{h}$, 相当于换气次数 1.24 h^{-1} , 而仅由出入口自然通风量就达到 $7.2 \times 10^4 \text{ m}^3/\text{h}$, 相当于换气次数

1.03 h^{-1} 。其中, 下沉广场式出入口自然通风量所占比例为 65%。根据进出地下交通枢纽人员密度, 得出小时平均新风需求量为 $1.4 \times 10^4 \text{ m}^3/\text{h}$, 相当于换气次数 0.2 h^{-1} , 其中, 高峰期所需换气次数为 1.02 h^{-1} 。所以, 由实测结果可知, 由出入口产生的自然通风量和屏蔽门渗透风产生的总渗透风量可以满足室内新风量的需求。

4 结论

通过对深圳地区地下交通枢纽冬季实测, 初步得到以下几点结论:

(1) 地下交通枢纽下沉广场风速分布与地面存在很大的差别, 且通过两个下沉广场的对比可以发现, 下沉广场的形态系数对于广场内部风速分布具有很大的影响, 形态系数越小, 对风速的衰减作用越大。

(2) 地下交通枢纽下沉广场垂直温湿度差异受下垫面组成的直接影响, 下沉广场垂直温度呈现从 0m 到 12m 温度逐渐升高的趋势, 喷泉水池的设置和下沉广场的自遮阳效果以及植被产生的阴影覆盖区域产生了局部的降温效果。

(3) 地下交通枢纽出入口的形式对自然通风影响很大, 下沉广场式出入口的风速是独立式出入口的 5.95-9.15 倍。下沉广场式出入口自然通风量所占比例为 65%。

参考文献

- [1]UITP, world metro figures 2018, 8, 2018. https://www.uitp.org/sites/default/files/cck-focus-papers-files/Statistics Brief - World metro figures 2018V4_WEB.pdf
- [2]Passi, Amit, S M Shiva Nagendra, and M P Maiya. 2021. "Characteristics of Indoor Air Quality in Underground Metro Stations : A Critical Review." Building and Environment 198(April): 107907.
- [3]Anderson, R., Maxwell, R., & Harris, N. G. (2009). Maximizing the potential for metros to reduce energy consumption and deliver low-carbon transportation in cities. London: CoMET and Nova Benchmarking Groups, Imperial College.
- [4]Wu L, Xia H, Wang X, Dong Q, Lin C, Liu X, et al. Indoor air quality and passenger thermal comfort in Beijing metro transfer stations. Transport Res Transport Environ 2020;78:102217. <https://doi.org/10.1016/j.trd.2019.102217>.
- [5]Yu, Yanzhe, Shijun You, Huan Zhang, Tianzhen Ye, Yaran Wang, and Shen Wei. 2021. "A Review on Available Energy Saving Strategies for Heating, Ventilation and Air Conditioning in Underground Metro

- Stations.” *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 141(February):110788. doi: 10.1016/j.rser.2021.110788.
- [6]Passi, Amit, S M Shiva Nagendra, and M P Maiya. 2021. “Characteristics of Indoor Air Quality in Underground Metro Stations : A Critical Review.” *Building and Environment* 198(April): 107907.
- [7]Guan, Bowen, Tao Zhang, and Xiaohua Liu. 2018. “Performance Investigation of Outdoor Air Supply and Indoor Environment Related to Energy Consumption in Two Subway Stations.” *Sustainable Cities and Society* 41(May): 513–24.
- [8]Afshin, M., Sohankar, A., Manshadi, M.D., Esfeh, M.K., 2016. An experimental study on the evaluation of natural ventilation performance of a two-sided wind-catcher for various wind angles. *Renew. Energ.* 85, 1068–1078.
- [9]Dehghan, A.A., Esfeh, M.K., Manshadi, M.D., 2013. Natural ventilation characteristics of one-sided wind catchers: experimental and analytical evaluation. *Energy Build.* 61, 366–377.
- [10]Montazeri, H., Azizian, R., 2008. Experimental study on natural ventilation performance of one-sided wind catcher. *Build. Environ.* 43, 2193–2202.
- [11]Montazeri, H., Montazeri, F., Azizian, R., Mostafavi, S., 2010. Two-sided wind catcher performance evaluation using experimental, numerical and analytical modeling. *Renew. Energ.* 35, 1424–1435.
- [12]Pakari, A., Ghani, S., 2019. Airflow assessment in a naturally ventilated greenhouse equipped with wind towers: numerical simulation and wind tunnel experiments. *Energy Build.* 199, 1–11.
- [13]Elmualim, A.A., 2006. Effect of damper and heat source on wind catcher natural ventilation performance. *Energy Build.* 38, 939–948. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2005.11.004>.
- [14]Hedayat, Z., Belmans, B., Hossein Ayatollahi, M., Wouters, I., Descamps, F., 2015. Performance assessment of ancient wind catchers - an experimental and analytical study. *Energy Procedia* 78, 2578–2583.
- [15]Bahadori, M.N., Mazidi, M., Dehghani, A.R., 2008. Experimental investigation of new designs of wind towers. *Renew. Energ.* 33, 2273–2281.

小微型睡眠空间室内 CO₂ 和空气龄分布特性实验研究

尹海国, 韩月坤, 李艳艳, 梁林峰, 张竞英

(西安建筑科技大学, 西安 710055)

[摘要] 小微型睡眠空间狭小且 CO₂ 等人体代谢污染物难以排出, 导致空间内空气品质较差。本文以该类空间内的污染物和空气龄为对象, 实验测试了单侧竖壁贴附送风模式、水平顶板贴附送风模式和组合式双贴附送风模式三种模式下, 空间内 CO₂ 和空气龄的分布特性以及二者之间的关系, 并选取 CO₂ 无量纲浓度 CN 和换气效率 η 分析三种模式下的通风性能。结果显示三种通风模式下室内 CO₂ 的均值并没有显著差异, 在送风稳定后基本都维持在 600±50ppm, 但是头部区域却有所不同, 三种模式下头部区域浓度分别可以达到 662ppm、640ppm、570ppm; 三种模式下室内的空气龄值变化不大, 基本维持在 200±20s; 而空间内 CO₂ 浓度分布和空气龄分布出现了不一致的关系, 水平贴附模式中送风能最快到达睡眠区域, 拥有最小的空气龄, 但是气流在室内形成的旋涡循环流动并不利于人体产生污染物的排除, 最终证实小微型睡眠空间中, 组合式双贴附模式具有最优的排除呼吸污染物的能力, 而竖壁贴附则能实现最优的室内换气效率分布。。

[关键词] 通风; 小微空间; 睡眠环境; 贴附通风; CO₂ 浓度; 空气龄

0 引言

在当代快节奏生活下, 胶囊旅馆、机场睡眠盒子、列车软卧包厢等以休息睡眠为主的小微空间在日本、法国、中国等多个国家的城市逐步出现且快速发展^[1-2]。相比较正常体积的卧室, 小微睡眠空间平均每个人只有不到 10m³ 的居住空间, 低于许多国家规定的最小人均居住面积^[3]。其空间几何尺寸狭小、密闭性较高的特性, 造成了人体产生的 CO₂、异味等污染物不能够及时排除, 空气品质较低, 严重干扰了人员的睡眠质量^[4]。

建筑室内通风不畅最易造成各种污染物在室内的堆积, Pettenkofer 教授^[5]发现并指出 CO₂ 可以作为一种表征室内其它污染物含量、评价室内空气污染物含量以及通风效果好坏的指示物, 采用合理的送风方式可以降低小微型睡眠空间中人员呼吸区的 CO₂ 浓度, 从而提高呼吸区的空气品质。目前小微型睡眠空间的送风形式多为机械通风, 常采用排风扇抽风或顶部空调器送风形式^[6-7], 将室内 CO₂ 和受污染的空气排出从而提高室内的空气品质。此外国内外学者采用个性化送风方式来降低睡眠空间呼吸区的 CO₂ 浓度, Mao 等人^[8-9]提出了一种能够应用于卧室内环境营造的简化无管道工位送风系统 (ductless bed-based TAC), 直接为人员呼吸区供给新风, 提高人员呼吸区的空气品质, 郝桂珍等人^[10]对列车软卧包厢中的新型诱导通风方式进行了研究, 发现室内空气品质有所提高。

针对改善小微型睡眠空间的空气品质差这一问

题, 本文基于贴附送风原理^[11]: 将风口布置在近壁面处, 气流从风口送出后由于康达效应与近壁面形成贴附现象继续沿壁面运动。提出了单侧竖壁贴附、水平顶板贴附和组合式双贴附三种不同的贴附送风模式, 如图 1 所示。



(a) 单侧竖壁贴附 (b) 水平顶板贴附 (c) 组合式双贴附

图 1 三种贴附送风模式

单侧竖壁贴附送风模式是由侧壁的条缝风口送出气流, 气流贴附于壁面向下运动, 在撞击地面的角落后向空间区域内扩散, 该模式可通过送风气流流动路径的增加来实现送风动量的有效衰减; 水平顶板贴附送风模式由紧贴天花板的条缝风口送出气流, 气流贴附于屋面向前运动, 撞击侧壁后在扩展康达效应的作用之下贴附于侧壁面向下和室内扩散, 直接把新鲜空气送到客户的睡眠区域; 组合式双贴附送风模式中的气流是由两股送风气流共同作用形成的, 有效降低了送风的初始动量, 在避免吹风感的同时满足人员对呼吸新鲜空气的需求。

1 研究方法

本文采用实验的方式研究小微睡眠空间中污染

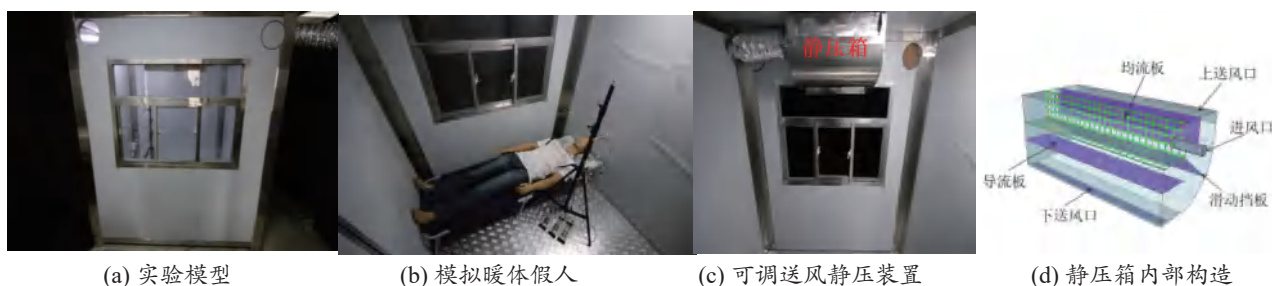


图2 小微型睡眠空间实验测试装置

物的空间分布,选择 CO_2 作为人体代谢污染物水平的代表^[12-13],分析不同贴附送风模式下 CO_2 的空间分布及浓度水平,确定最有利的控制方法。采用空气龄指标从气流分布角度研究室内污染物的分布,以及室内 CO_2 浓度和空气龄二者之间的关系。

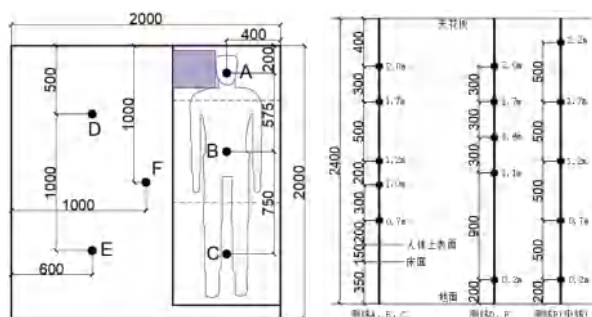
1.1 实验装置

本研究搭建了尺寸为 $2.0\text{m}\times 2.0\text{m}\times 2.4\text{m}$ 的实验测试舱,其结构如图2(a)所示。测试舱中设置有一张尺寸为 $1.9\text{m}\times 0.6\text{m}$ 的单人床,床高为 0.35m 。自制了用来模拟睡眠人员的假人,见图2(b)。在舱体窗户一侧的上方安装了可实现三种不同贴附送风模式的可调送风静压装置,如图2(c)所示,静压箱内部构造如图2(d)所示,整个装置被滑动挡板划分为上下两个腔体,在每个腔体的出口处开设尺寸为 $0.6\text{m}\times 0.05\text{m}$ 的条缝型送风口,排风口设在与送风装置同侧墙壁的右上角。

1.2 测试内容及测点布置

小微睡眠空间中人员是污染物的主要来源,通过研究室内 CO_2 的分布情况,来研究不同贴附送风模式下室内的空气质量。实验中将人体的呼吸过程简化为稳态呼吸, CO_2 气体从气罐释放后,经橡胶软管输送至人员嘴部释放,橡胶软管串联流量计以控制 CO_2 的释放量。采用SENSEAIER二氧化碳传感器配合SWEMA主机来测试 CO_2 的浓度分布,测点的布置如图3所示,共设有6条测线,每条测线在不同高度上分别设有5个测点,另外在头部右侧区域随机设置一个测点(图3紫色的区域内),测点高度距离床面 0.15m ,即与人体表面齐高。每组实验的测试时间为 60min ,采样间隔为 30s 。

选用下降法^[14]测试不同贴附送风模式下小微睡眠空间中的送风空气龄,实验过程中采用多点释放形式。同时在室内放置一台混合风扇,当开始释放SF6示踪气体时开启混合风扇,加速示踪气体与室内空气的混合。采用INNOVA 1303示踪气体采样仪及1412光谱多气体分析仪,配合7620数据采集软件来对室内空气龄分布进行测试,采样间隔为



(a) 测线的平面位置 (b) 测线上测点的竖向分布图

图3 睡眠小空间中 CO_2 浓度分布以及送风空气龄测试的测点布置图

表1 不同贴附模式下实验测试工况表

名称	工况	贴附模式	送风量 Qs (L/s)	释放速度 (L/min)	模拟假人
室内 CO ₂ 分布测试	1.1	单侧竖壁贴附	60	0.5 L/min	发热，控制表面 温度为 34.5℃ ^[15]
	1.2	水平顶板贴附			
	1.3	组合式双贴附			
室内空气 龄分布测 试	1.1	单侧竖壁贴附		1 L/min	
	1.2	水平顶板贴附			
	1.3	组合式双贴附			

20s 。测点的布置与 CO_2 的空间分布测试一致,见图3。

1.3 实验工况

本研究的实验的工况设置见表1。

2 结果与讨论

2.1 室内 CO_2 浓度分布

实验测试中室内的 CO_2 浓度受到了送风中背景浓度、室内源的释放强度、送风模式和送风量的影响,为研究在一定送风量下不同贴附送风模式下的排污性能,则需要消除背景浓度和释放源强度的影响,需要对实验数据进行无量纲归一化处理, CO_2 无量纲浓度可按式计算。

$$CN = \frac{C_2}{C_m} \quad (1)$$

式中CN为 CO_2 无量纲浓度, C_2 为一定的通风量下,室内达到稳定时 CO_2 浓度的理论计算值, C_m 为实验所测得浓度值,不同通风方式下 C_m 值不同,但其值不会超过理论计算值 C_2 ,故而CN是一个处

于 0-1 之间的数值, CN 越接近于 1 则说明该送风模式下室内污染物的浓度越低。三种送风模式下, 室内 CO_2 的总体空间分布情况如表 2 所示。

表 2 不同通风方式下室内 CO_2 的总体空间分布情况表

通风方式	送风中 CO_2 浓度	送风稳定后室内平均 CO_2 浓度	室内的平均 CN 值
单侧竖壁贴附送风模式	350ppm	600ppm	0.84
水平顶板贴附送风模式	374ppm	640ppm	0.83
组合式双贴附送风模式	350ppm	595ppm	0.89

由人员呼出 CO_2 在室内的总体空间分布可知, 三种模式下, 送风达到稳定后, 室内整场的 CO_2 浓度值并没有显著的差异。为了进一步分析人体睡眠区域的 CO_2 的分布情况, 提取头部区域随机布置的 6 个测点的 CO_2 值, 三种贴附送风方式下, 头部区域 CO_2 的平均浓度为 662ppm、640ppm、570ppm, 通过与表 2 中送风稳定后室内平均 CO_2 浓度数值比较发现, 竖壁贴附模式下头部区域浓度值高于室内平均浓度; 水平顶板贴附模式头部区域浓度值与室内平均浓度基本保持一致; 双贴附模式下头部区域内的 CO_2 浓度值略小于室内均值。三种贴附送风模式下 6 个测点的无量纲浓度 CN 分布如图 4 所示。

通风量 Q_s 为 60L/s 时, 单侧竖壁贴附送风模式下, 室内的平均 CN 值为 0.84。由图 4 可知, 在头部区域具有较低的 CN 值, 这表明此种送风模式易将人体呼出污染物聚集于睡眠区域, 并不利于污染物的排除; 水平顶板贴附送风模式下, 室内的平均 CN 值为 0.83, 呼吸区域的 CN 值低于室内均值, 此种送风模式直接将新风送至睡眠区域, 易在呼吸区造成涡流现象, 也不利于人体呼出的污染物排出; 组合式双贴附模式下, 室内的平均 CN 值为 0.89, 均高于前两种送风模式, 这是由于两股气流之间的相互碰撞和掺混作用, 削弱了单股气流作用时的卷

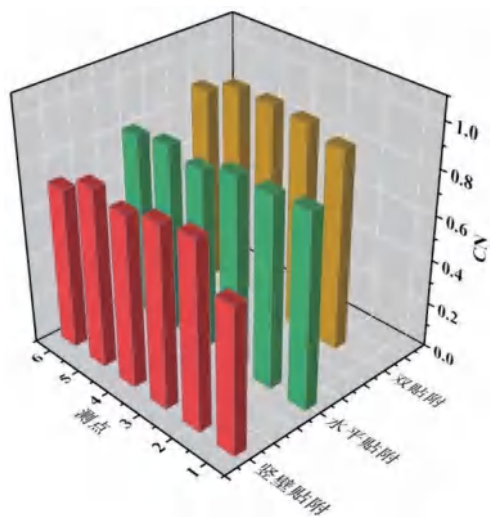


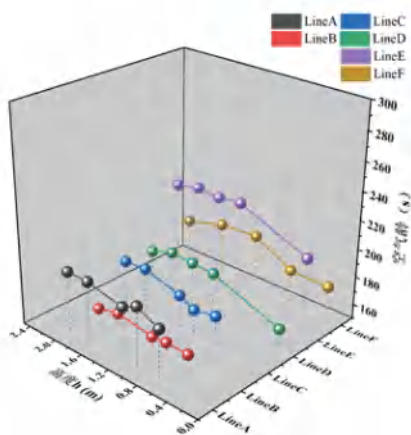
图 4 三种模式下无量纲二氧化碳浓度分布

吸旋涡流和动量循环流, 有利于睡眠区域污染物的排除。综上所述, 对比三种贴附送风模式, 双贴附模式更有利于睡眠状态下小空间内人体代谢污染物的排除。

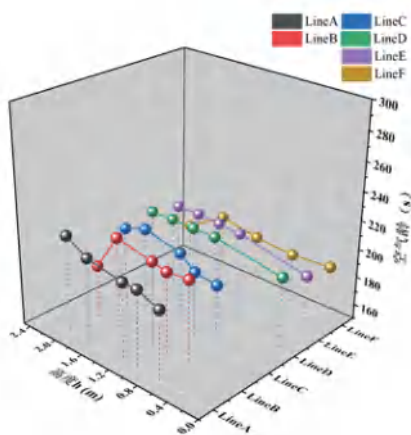
2.2 室内空气龄分布

送风空气进入室内后, 随着运动会不断吸收环境中的污染物, 新鲜程度逐步下降, 因此空气龄数值较小位置处空气吸收污染物的几率较小, 空气越新鲜, 即空气龄代表了气流本身的分布特性^[16]。不同送风量下三种送风模式对应的室内空气龄空间分布如图 5 所示。

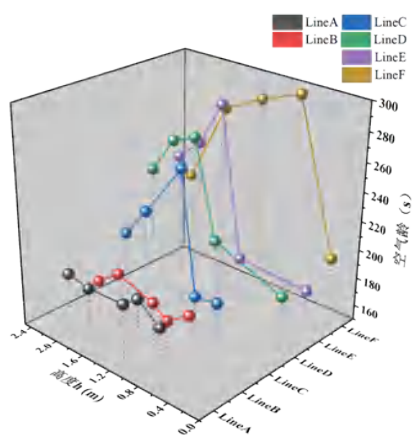
由图 5 可知, 通风量 Q_s 为 60L/s 时, 单侧竖壁贴附送风模式室内空气龄分布相对均匀, 均值为 184s, 人员睡眠区域 (测线 A-C) 的空气龄维持在 175s, 此种模式下气流在室内形成了一个直流式的流动, 避免了气流死角区域的存在; 水平顶板贴附



(a) 单侧竖壁贴附送风模式



(b) 水平顶板贴附送风模式



(c) 组合式双贴附送风模式

图 5 三种送风模式下室内空气龄的空间分布

送风模式与前者类似,各测线处的空气龄分布较均匀,室内空气龄的均值为204s,该模式下送风气流虽能首先进入睡眠区域,但是易在此区域形成旋涡流动而将气流强行留在区域内。组合式双贴附送风模式的室内空气龄均值为209s,人员头部和腹部(测线A和B)的空气龄沿高度方向分布均匀,且具有空气龄分布的局部最小值为186s,而腿部区域的测线C则和空置区的测线(D、E和F)呈现出了一致的分布规律:在房间中部位置(1.2-1.7m)处出现了空气龄的峰值。综上,竖壁贴附模式室内整体具有最小的平均空气龄,而呼吸区内竖壁贴附和组合双贴附模式均具有较小的空气龄。

2.3 二氧化碳和空气龄分布特性对比

2.1 章节分析了不同贴附送风模式下人体呼出的 CO_2 在室内的空间分布,为进一步研究室内 CO_2 与送风空气龄之间的关系,本节采用名义时间常数将

空气龄无量纲化为换气效率 η ^[14],如图6所示。

图6(a)和(b)中分别展示了三种送风模式下室内睡眠区域和空置区不同测线上 η 值的分布。 Q_s 为60L/s时,竖壁贴附模式具有更优的通风性能,其整场 η 均值达到了0.88,睡眠区域内的测线均有较高的 η 值(尤其是测线B, η_B 达到了1);其次是水平贴附模式,室内 η 均值为0.80,然而不同于竖壁贴附,其睡眠区域测线的 η 值是略小于空置区的;双贴附模式则具有最低的平均换气效率,室内 η 均值为0.76,分析不同位置测线上 η 值发现,睡眠区域(测线A和B)具有较高的 η 值(0.83和0.88),甚至高于水平贴附模式,而其余测线则具有低的换气效率,且沿房间高度向的分布很不均匀。

结合2.1和2.2章节分析可知,小微睡眠空间在不同贴附通风模式下,反映空气质量的 CO_2 浓度分布和空气龄分布之间并不一致,他们之间的关系受到流场形态和污染源位置的影响:组合式双贴附模式虽有利于 CO_2 的排除,但室内各处的换气效率分布并不佳;竖壁贴附模式能在室内形成均匀高效的换气效率分布,但对 CO_2 的排除率低于组合式双贴附送风模式;水平贴附模式能直接的将送风空气送至睡眠区,在空气龄分布上较好,但是气流会直接和睡眠区发生碰撞,较大的气流速度会造成局部区域的气流旋涡,形成了 CO_2 在室内的循环流动,并不利于污染物的排除。

3 结论

(1) 三种通风模式下室内 CO_2 均值并没有显著差异,但是头部区域却有所不同。 CO_2 无量纲浓度CN的空间分布表明双贴附模式具有最好的排除污染物的能力,竖壁贴附次之,水平贴附最差。

(2) 竖壁贴附模式具有最小的平均空气龄,竖壁贴附和双贴附则在呼吸区具有较小的空气龄。无量化的换气效率 η 数值表明竖壁贴附模式具有最好的空气分布性能,其室内平均 η 值高于0.85。

(3) 无量纲数CN代表了送风对呼吸污染物 CO_2 的排除效果,换气效率 η 是表征气流均匀性分布性能,两者都被用来判定室内空气质量的优劣。本文研究发现两者分布存在不一致的现象,最终证实在小微型睡眠空间中,组合式双贴附模式具有最优的排除污染物的能力,而竖壁贴附则能实现最优的室内换气效率。

参考文献

- [1] Bourne L, Kroll B. Hotel Happenings[J]. Time, 2008, 171: 26.
- [2] Lee W S, Lee J K, Moon J. Study on the preference for capsule hotel attributes using a choice experiment[J].

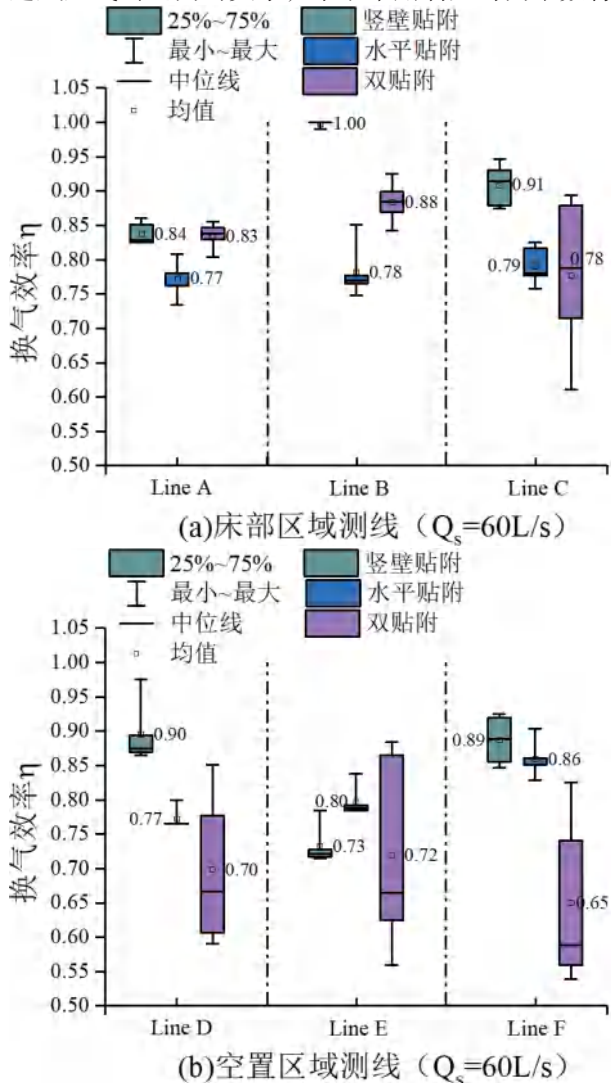


图6 三种送风模式下室内的换气效率

Tourism Economics, 2018, 24: 492-499.

[3] Cheung P K, Jim C Y. Impacts of air conditioning on air quality in tiny homes in Hong Kong[J]. Science of The Total Environment, 2019, 684(SEP.20): 434-444.

[4] Li L, Lian Z, Xin Z, et al. Pilot study on the application of bedside personalized ventilation to sleeping people[J]. Building and Environment, 2013, 67: 160-166.

[5] Pettenkofer M. über den luftwechsel in wohngebäuden. Cotta' schen buchhandlung, München, 1858.

[6] 张登春. 空调硬卧车内气流组织的数值模拟研究[J]. 中国工程科学, 6(9): 66-72.

[7] 张登春, 邹声华, 刘荣华. 旅客列车硬卧车厢内空气质量的数值模拟[J]. 中南大学学报 (自然科学版), 2012, 43(10): 4129-4134.

[8] Mao N, Pan D, Deng S, et al. Thermal, ventilation and energy saving performance evaluations of a ductless bed-based task/ambient air conditioning (TAC) system[J]. Energy and Buildings, 2013, 66: 297-305.

[9] Mao N, Song M, Deng S, et al. Experimental and numerical study on air flow and moisture transport in sleeping environments with a task/ambient air conditioning (TAC) system[J]. Energy and Buildings,

2016, 133: 596-604.

[10] 郝桂珍, 钱兴华. 诱导通风在高速软卧车中的优势分析[J]. 铁道机车车辆, 2008, 28(002): 26-27

[11] 李安桂, 尹海国, 王国栋, 邱少辉. 竖壁贴附射流空气湖通风原理[J]. 建筑热能通风空调, 2011, 30: 1-5.

[12] Sechzer P H, Egbert L D, Linde H W, et al. Effect of carbon dioxide inhalation on arterial pressure, ECG and plasma catecholamines and 17-OH corticosteroids in normal man[J]. Journal of Applied Physiology, 1960, 15(3): 454-458.

[13] 梁宝生, 刘建国. 我国二氧化碳室内空气质量标准建议值的探讨[J]. 重庆环境科学, 2003(12): 205-207.

[14] 朱颖心. 建筑环境学[M]. 中国建筑工业出版社, 2016.

[15] Olesen B W, Fanger P O, The skin temperature distribution of resting man in comfort[J]. Archues des Sciences Physiologiques, 1973, 27(4): 385-393.

[16] Li D, Li X, Yang X, et al. Total Air Age in the Room Ventilated by Multiple Air-Handling Units: Part 1, An Algorithm[J]. ASHRAE Transactions, 2003, 109(2): 829-836.

新风低能耗供应：排风热泵—先进气流组织耦合系统

张胜

(西安交通大学人居环境与建筑工程学院, 西安 710049)

[摘要] 新冠肺炎等呼吸道传染病气溶胶传播防控要求大新风量。但大新风量急剧增加了新风能耗, 特别是在高温高湿的气候条件下。本文提出排风热泵-先进气流组织耦合系统, 用于高能效供应新风。基于实验验证的模型, 结果表明, 气流组织的先进化, 即热移除效率从 1.0 升高到 1.5, 导致送风温度和排风温度升高, 从而降低新风负荷并提升系统 COP, 实现新风供应节能 36.4%。排风热泵回收利用排风能量, 降低冷凝温度, 从而提升系统 COP, 实现新风供应进一步节能 14%-18%。先进气流组织通过提升排风温度降低排风能量浪费的特性与排风热泵回收利用被浪费的排风能量的特性相兼容匹配, 这使得排风热泵-先进气流组织耦合系统节能效果高达 45%。因此, 排风热泵-先进气流组织耦合系统能够低能耗供应新风, 促进建筑的“健康化”与“低碳化”发展。

[关键词] 气溶胶传播; 新风; 低能耗; 排风热泵; 先进气流组织

1 引言

新冠肺炎等呼吸道传染病的气溶胶传播对室内环境的健康性构成极大的威胁。新冠肺炎感染人员在呼吸、说话、咳嗽等过程释放的病毒可在气溶胶中保持活性长达 3 小时之久^[1]。吸入带病毒的气溶胶可引发感染, 甚至是“超级传播”现象, 如宁波一辆 2 小时行程的巴士 68 名旅客中有 23 例感染^[2]。新风供应是防控呼吸道传染病气溶胶传播的有效手段。新风供应可以稀释、移除室内空气中的污染物, 降低感染风险^[3]。

新冠疫情要求增大新风量, 导致新风供应能耗急剧上升。新风供应消耗着大量的建筑能源, 特别是在高温高湿的气候条件下^[4]。非新冠疫情时期, 按 ASHRAE 62.1 室内空气品质要求, 每人 2.8 L/s-13 L/s 的新风供应消耗的能源约占健康室内环境营造总能耗的 34%^[5]。为了防控新冠疫情, 我国、美国、德国、日本及世界卫生组织等推荐大幅增加新风量^[6]。如世界卫生组织推荐隔离病房新风量增加至每人 160 L/s^[7], 我国推荐将建筑新风比增加至 100%^[6]。相比非疫情时期, 新冠疫情时期新风能耗增幅高达 215%^[4]。

为了降低新风供应能耗, 本文提出排风热泵-先进气流组织耦合系统。排风热泵可以回收利用排风能量, 提升热泵能效, 从而降低新风供应能耗^[8]。相比常用于排风能量回收的排风换热器, 排风热泵具备能效高、投资低、新风无交叉污染风险等优势^[9, 10]。先进气流组织(如置换通风, 碰撞送风, 贴附送风, 层式通风等)指向性地将新风送入呼吸区, 提升新

风利用效率, 从而降低新风供应能耗^[11]。排风热泵-先进气流组织耦合系统有望整合两者的节能潜力, 实现低能耗供应新风。

下文采用实验验证的热泵热力学模型、并利用热移除效率表征气流组织的先进性(第 2 节), 探究排风热泵-先进气流组织耦合系统的新风供应节能机理与效果(第 3 和第 4 节)。

2 方法

传统室外空气热泵-混合通风可以便捷地改造成排风热泵-先进气流组织耦合系统。室外空气热泵不重复利用室内排风, 而完全采用室外空气作为冷源, 用以冷却冷凝器(图 1)。排风热泵将室内排风作为冷源(图 2)。由于排风风量有限, 排风无法带走冷凝器释放的全部热量; 排风热泵补充室外空气, 作为共同冷源^[12]。因此, 仅需改造风管道连接, 就可以将室外空气热泵改造成排风热泵。传统气流组织, 即混合通风, 从房间顶部送风、并从房间顶部回风, 旨在将送风与室内空气均匀混合, 因此室内空气温度不随房间高度的变化而变化(图 1)。以层式通风为例, 先进气流组织将送风口移到房间侧墙中部, 将新风直接送达人体头部位置, 使得空气温度在人体头部位置最低(图 2)。为了避免回风造成的交叉感染风险, 图 1 和图 2 的送风全部为新风^[6]。

热泵建模需定量描述热泵四大部件的热力学过程, 即压缩机、冷凝器、节流阀和蒸发器^[13]。由于排风热泵与室外空气热泵的四大部件相同, 两者的热力学模型相同。节流阀热力学过程可以合理地假

设为等焓过程^[13]。压缩机热力学过程由等熵效率、

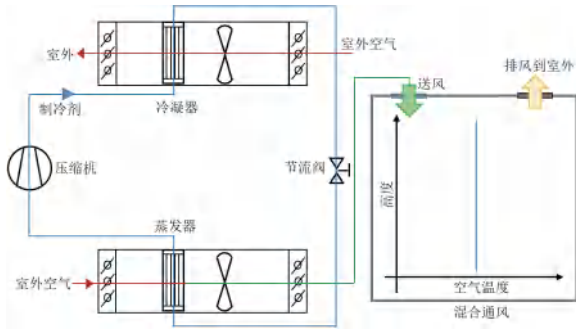


图 1. 室外空气热泵与传统气流组织示意图

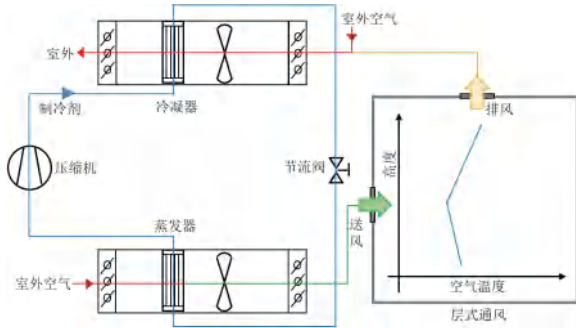


图 2. 排风热泵 - 先进气流组织耦合系统示意图

机械效率、电机效率决定（公式 1 和 2）^[14]。冷凝器与蒸发器可以采用传热单元数法建模^[15]。传热单元数法构建了换热器效率与传热单元数的指数函数关系（公式 3 和 4）。换热器效率是换热器实际换热量与理想换热量的比值（公式 5 和 6）。排风热泵和室外空气热泵模型唯一不同的是两者的冷源温度。排风热泵的冷源温度是室外空气与排风的混合温度（公式 7）（图 2），而室外空气热泵的冷源温度为室外空气温度（图 1）。

$$W = \frac{\dot{m}_r (h_{2, is} - h_1)}{n_s n_{mech} n_{motor}} \quad (1)$$

$$n_s = \frac{h_{2, is} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (2)$$

$$\varepsilon_c = 1 - e^{-NTU_c} \quad (3)$$

$$\varepsilon_e = 1 - e^{-NTU_e} \quad (4)$$

$$\varepsilon_c = \frac{t_{a, c, out} - t_{a, c, in}}{t_c - t_{a, c, in}} \quad (5)$$

$$\varepsilon_e = \frac{t_{a, e, in} - t_{a, e, out}}{t_{a, e, in} - t_e} \quad (6)$$

$$t_{a, c, in} = m'_{a, e} t_{a, e} + (m'_{a, c} - m'_{a, e}) t_{a, o} \quad (7)$$

式中， h_1 和 h_2 分别是制冷剂在压缩机进出口的焓值（kJ/kg）； $h_{2, is}$ 是在等熵压缩过程中，制冷剂

在压缩机出口的焓值（kJ/kg）； $\dot{m}_{a, c}$ 和 $\dot{m}_{a, e}$ 分别是流经冷凝器和蒸发器的空气流量（kg/s）； $\dot{m}_r$ 是制冷剂流量（kg/s）； NTU_c 和 NTU_e 分别是冷凝器和蒸发器的传热单元数； n_s 、 n_{mech} 和 n_{motor} 分别是压缩机的等熵效率、机械效率和电机效率； t_c 和 t_e 分别是冷凝温度和蒸发温度（℃）； $t_{a, c, in}$ 和 $t_{a, c, out}$ 分别是冷凝器进出口空气温度（℃）； $t_{a, e, in}$ 和 $t_{a, e, out}$ 分别是蒸发器进出口空气温度（℃）； $t_{a, o}$ 是室外空气温度（℃）； $t_{a, e}$ 是排风温度； W 是压缩机输入功（kW）； ε_c 和 ε_e 分别是冷凝器效率和蒸发器效率。

从能耗角度出发，气流组织先进性可由热移除效率表征（式 8）。气流组织越先进，热移除效率越高^[16]。混合通风的理想热移除效率为 1.0，而先进气流组织的热移除效率可高达 1.5^[17]。送风温度和排风温度连接着热泵模型与气流组织模型。基于热移除效率，送风温度和排风温度可分别由公式 9 和 10 计算。

$$HRE = \frac{t_{a, e} - t_{a, e, out}}{t_{a, o} - t_{a, e, out}} \quad (8)$$

$$t_{a, e, out} = t_{a, o} - \frac{Q_{scl}}{c_a \dot{m}_{a, e} HRE} \quad (9)$$

$$t_{a, e} = t_{a, o} + \frac{Q_{scl}}{c_a \dot{m}_{a, e}} \left(1 - \frac{1}{HRE} \right) \quad (10)$$

式中， c_a 是空气比热容（kJ/（kg·℃））；HRE 是热移除效率； $t_{a, o}$ 是工作区空气温度（℃）； Q_{scl} 是空间冷负荷（kW）。

对比实验测得的系统 COP，验证上述计算模型。系统 COP 由总冷负荷和热泵输入功决定（公式 11）。总冷负荷为空间冷负荷与新风负荷之和。根据能量守恒定律，总冷负荷等于蒸发器吸收的热量（公式 12），空间冷负荷为通风带走的室内热量（公式 13）。因此，新风负荷可根据公式 14，从总冷负荷和空间冷负荷计算得到。上述模型预测的 COP 与 Kinab 等^[18] 的实验 COP 很好地吻合。实验 COP 在较大范围内变化，即 2.4—4.6。相比实验 COP，预测的 COP 的误差在 ±5% 之内。预测的 COP 的平均绝对误差为 3.2%。因此，上述模型是可靠的。

$$COP = \frac{Q_e}{W} \quad (11)$$

$$Q_e = \dot{m}'_{a, e} (h_{a, e, in} - h_{a, e, out}) \quad (12)$$

$$Q_{scl} = c_a \dot{m}_{a, e} (t_{a, e} - t_{a, e, out}) \quad (13)$$

$$Q_v = Q_e - Q_{scl} \quad (14)$$

式中，COP 是热泵能效； $h_{a, e, in}$ 和 $h_{a, e, out}$ 分别是蒸发器进出口空气焓值（kJ/kg）； Q_e 和 Q_v 分别是

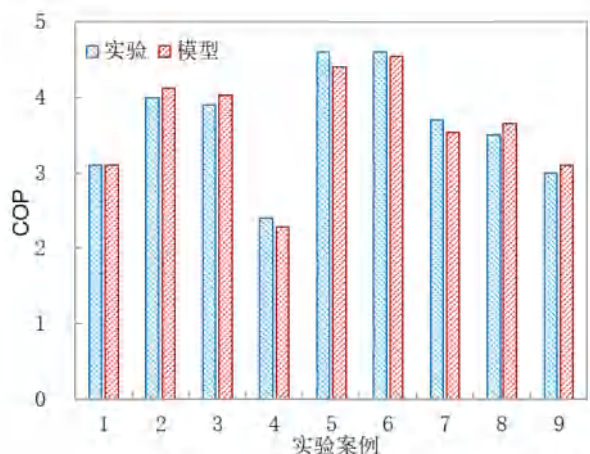


图3. 实验与模型预测 COP 对比

总冷负荷和新风负荷（kW）。

以前期实验研究的教室为例^[19]，开展案例分析研究。案例设置如下。该教室长、宽、高分别为8.8 m、6.1 m、2.4 m。该教室位于建筑内区，空间冷负荷为2.6 kW。送风流量为10 ACH^[19]。室内空气相对湿度为65%，室内空气温度为25℃^[20]。设计工况下，室外空气相对湿度为75%，室外空气温度为35℃^[21]。冷凝器效率和蒸发器效率都为82%，制冷剂采用R410A^[18]。当压缩比小于2.5时，压缩机等熵效率由公式15决定；否则由公式16定^[18]。排风热泵的排风冷源流量占总冷源流量的三分之一^[12]。

$$n_s = -0.3000(PR + 0.8)^2 + 1.5300(PR + 0.8) - 1.2000 \quad (15)$$

$$n_s = -0.0333(PR + 0.8) + 0.8333 \quad (16)$$

式中， PR 是压缩比，即冷凝压力与蒸发压力之比。

3 结果

如图4所示，随着气流组织的先进化，即热移除效率由1.0提升到1.5，送风温度由19℃升高到21℃，排风温度由25℃升高到28℃。送风温度的升高导致新风负荷由17.9 kW下降到15.1 kW（下降15.4%）（图5）。新风负荷下降导致总冷负荷由20.4 kW下降到17.6 kW（下降13.5%）（图5）。根据能量守恒定律，总冷负荷的下降，使得冷凝温度由61.7℃下降到56.5℃（图6）。送风温度的升高与总冷负荷的下降，导致蒸发温度的升高（由15.5℃升高到17.9℃）（图7）。冷凝温度的降低和蒸发温度的升高，使得系统COP由2.2升高到2.9（升高36.0%）（图8）。由于总冷负荷的降低、及系统COP的升高，先进气流组织将新风供应功耗由9.4 kW下降到6.0 kW（下降36.4%）（图9）。

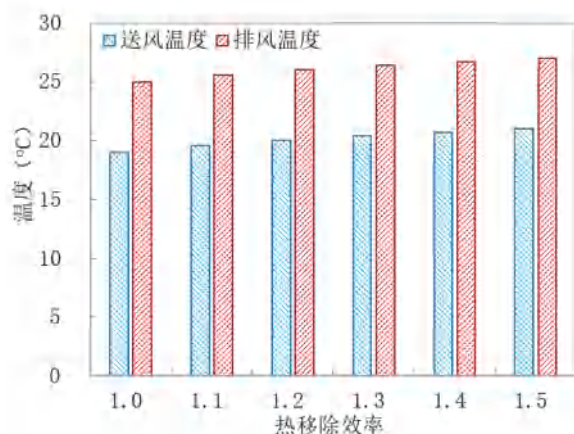


图4. 送风温度和排风温度随热移除效率的变化

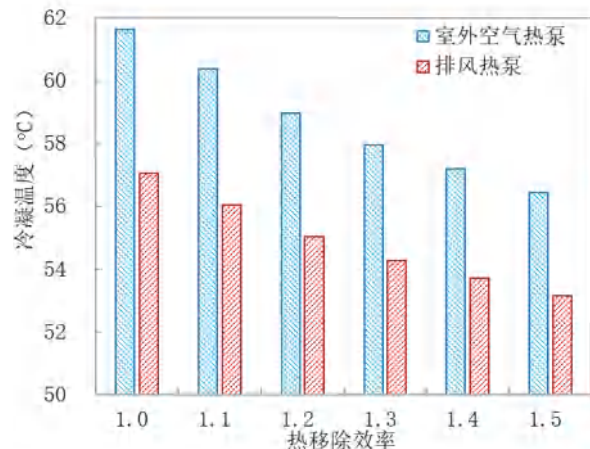


图5. 总冷负荷和新风负荷随热移除效率的变化

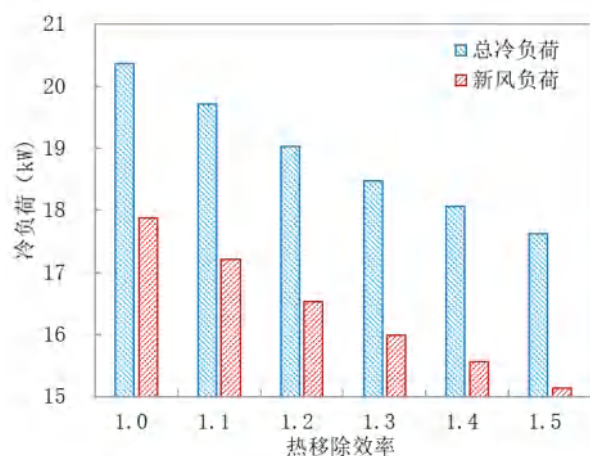


图6. 室外空气热泵和排风热泵的冷凝温度随热移除效率的变化

采用排风热泵可进一步降低新风供应能耗。排风热泵回收利用排风能量，进一步降低冷凝温度（图6），从而进一步提升系统COP（图8）。排风热泵的冷凝温度低于室外空气热泵的冷凝温度，两者差值随着热移除效率的增大而减小（由4.6℃下降到3.3℃）（图6）。这意味着气流组织的先进化削弱

了排风热泵提升系统 COP 的作用（COP 提升 21% 下降到 COP 提升 16%）。相应地，排风热泵的功耗低于室外空气热泵的功耗，两者差值随着热移除效率的增大而减小（由 1.7 kW 下降到 0.8 kW）。但排风热泵仍可进一步节能 14%-18%。

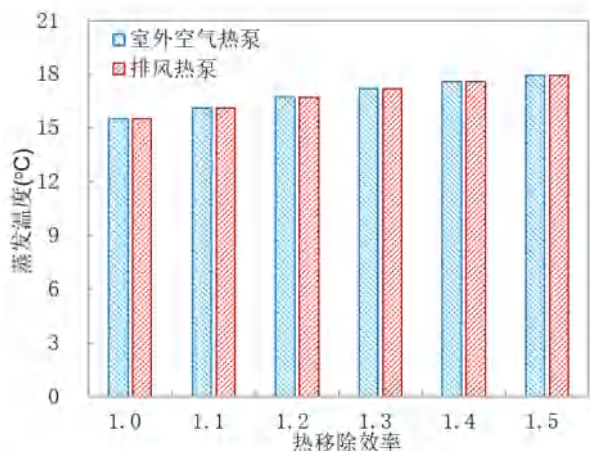


图 7. 室外空气热泵和排风热泵的蒸发温度随热移除效率的变化

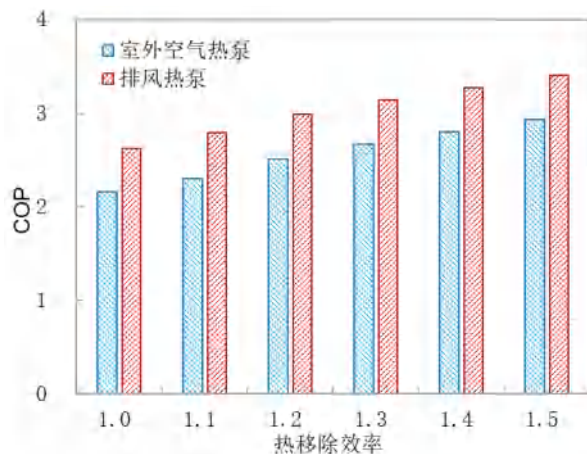


图 8. 室外空气热泵和排风热泵的 COP 随热移除效率的变化

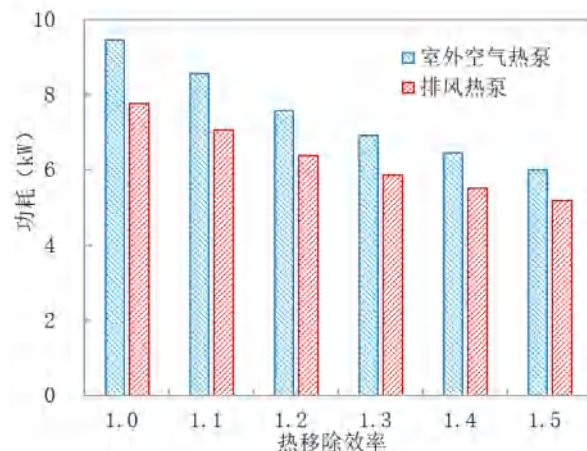


图 9. 室外空气热泵和排风热泵的功耗随热移除效率的变化

4 讨论

以上结果表明气流组织的先进化使得排风温度升高，导致排风热泵提升 COP 的作用弱化。但如图 10 所示，相比于传统的室外空气热泵 - 混合通风（图 1），排风热泵 - 先进气流组织耦合系统的新风供应节能效果随着气流组织的先进化而增加（从 17% 增大到 45%）。这说明排风热泵 - 先进气流组织耦合系统能整合排风热泵与先进气流组织的节能潜力，即排风热泵与先进气流组织是兼容匹配的。两者的兼容匹配性主要是因为先进气流组织升高排气温度从而降低了排风能量的浪费，而排风热泵回收利用被浪费的排风能量，进一步降低了排风能量的浪费。因此，排风热泵 - 先进气流组织耦合系统可用于低能耗供应新风。

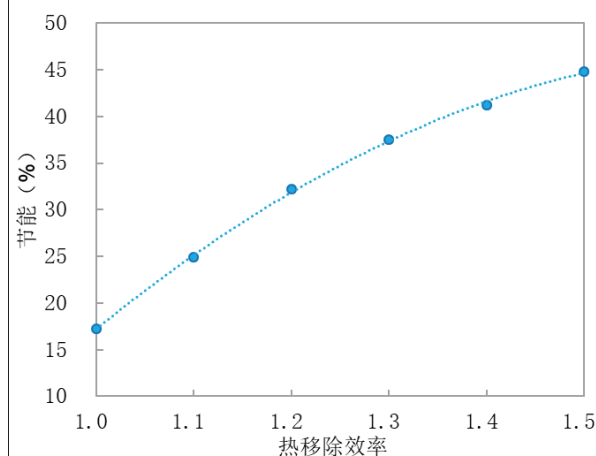


图 10. 排风热泵 - 先进气流组织耦合系统的节能潜力随热移除效率的变化

5 结论

本文提出了排风热泵 - 先进气流组织耦合系统，用于低能耗供应新风。结果表明：先进气流组织通过提升系统 COP 和降低新风负荷，实现降低新风能耗。排风热泵可进一步提升系统 COP，从而进一步降低新风能耗。先进气流组织降低排风能量浪费的特性与排风热泵回收利用被浪费的排风能量的特性相互兼容匹配，使得排风热泵 - 先进气流组织耦合系统能够整合两者的节能潜力。随着气流组织的先进化，即热移除效率由 1.0 增加到 1.5，耦合系统的节能效果从 17% 增加到 45%。本文提出的排风热泵 - 先进气流组织耦合系统可用于低能耗防控新冠肺炎等呼吸道传染病的气溶胶传播风险，从而推动健康、低碳建筑的发展。

参考文献

- [1] Van Doremalen N, Bushmaker T, Morris DH, Holbrook MG, Gamble A, Williamson BN, Tamin A,

- Harcourt JL, Thornburg NJ, Gerber SI, Lloyd-Smith JO. 2020. Aerosol and surface stability of SARS-CoV-2 as compared with SARS-CoV-1. *New England Journal of Medicine*, 382(16), 1564-1567.
- [2] Shen Y, Li C, Dong H, Wang Z, Martinez L, Sun Z, Handel A, Chen Z, Chen E, Ebell MH, Wang F. 2020. Community outbreak investigation of SARS-CoV-2 transmission among bus riders in eastern China. *JAMA Internal Medicine*, 180(12), 1665-1671.
- [3] Zhang S, Lin Z. 2021. Dilution-based evaluation of airborne infection risk-Thorough expansion of Wells-Riley model. *Building and Environment*, 194, 107674.
- [4] Aviv D, Chen KW, Teitelbaum E, Sheppard D, Pantelic J, Rysanek A, Meggers F. 2021. A fresh (air) look at ventilation for COVID-19: Estimating the global energy savings potential of coupling natural ventilation with novel radiant cooling strategies. *Applied Energy*, 292, 116848.
- [5] Hsieh YY, Chuang YH, Hou TF, Huang BJ. 2018. A study of heat-pump fresh air exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 132, 708-718.
- [6] Guo M, Xu P, Xiao T, He R, Dai M, Miller SY. 2020. Review and comparison of HVAC operation guidelines in different countries during the COVID-19 pandemic. *Building and Environment*, 187, 107368.
- [7] WHO. 2020. Infection prevention and control during health care when COVID-19 is suspected. Interim Guidance. World Health Organization.
- [8] Fracastoro GV, Serraino M. 2010. Energy analyses of buildings equipped with exhaust air heat pumps (EAHP). *Energy and Buildings*, 42(8), 1283-1289.
- [9] Liu Z, Li W, Chen Y, Luo Y, Zhang L. 2019. Review of energy conservation technologies for fresh air supply in zero energy buildings. *Applied Thermal Engineering*, 148, 544-556.
- [10] Schibuola L, Tambani C. 2021. Performance comparison of heat recovery systems to reduce viral contagion in indoor environments. *Applied Thermal Engineering*, 190, 116843.
- [11] Yang B, Melikov AK, Kabanshi A, Zhang C, Bauman FS, Cao G, Awbi H, Wigö H, Niu J, Cheong KKD, Tham KW, Sandberg M, Nielsen PV, Kosonen R, Yao R, Kato S, Sekhar SC, Schiavon S, Karimipanh
- T, Lin Z. 2019. A review of advanced air distribution methods-theory, practice, limitations and solutions. *Energy and Buildings*, 202, 109359.
- [12] Cao X, Yang C, Sun Z, Lu YM, Chang MM, Shao LL, Zhang CL. 2020. A novel packaged outdoor air dehumidifier with exhaust air heat pump-Experiment and simulation. *Applied Thermal Engineering*, 181, 115986.
- [13] Liu J, Lu Y, Tian X, Niu J, Lin Z. 2021. Performance analysis of a dual temperature heat pump based on ejector-vapor compression cycle. *Energy and Buildings*, 248, 111194.
- [14] Liu K, Ji J, Chow TT, Pei G, He H, Jiang A, Yang J. 2009. Performance study of a photovoltaic solar assisted heat pump with variable-frequency compressor-a case study in Tibet. *Renewable Energy*, 34(12), 2680-2687.
- [15] Bertsch SS, Groll EA. 2008. Two-stage air-source heat pump for residential heating and cooling applications in northern US climates. *International journal of Refrigeration*, 31(7), 1282-1292.
- [16] Zhang S, Cheng Y, Oladokun MO, Huan C, Lin Z. 2019. Heat removal efficiency of stratum ventilation for air-side modulation. *Applied Energy*, 238, 1237-1249.
- [17] Cao G, Awbi H, Yao R, Fan Y, Sirén K, Kosonen R, Zhang JJ. 2014. A review of the performance of different ventilation and airflow distribution systems in buildings. *Building and Environment*, 73, 171-186.
- [18] Kinab E, Marchio D, Rivière P, Zoughaib A. 2010. Reversible heat pump model for seasonal performance optimization. *Energy and Buildings*, 42(12), 2269-2280.
- [19] Zhang S, Cheng Y, Fang Z, Lin Z. 2018. Dynamic control of room air temperature for stratum ventilation based on heat removal efficiency: Method and experimental validations. *Building and Environment*, 140, 107-118.
- [20] ASHRAE. 2017. Thermal environmental conditions for human occupancy, ASHRAE Standard 55- 2017. American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, Atlanta, Georgia.
- [21] Zhang ZY, Zhang CL, Ge MC, Yu Y. 2018. A frost-free dedicated outdoor air system with exhaust air heat recovery. *Applied Thermal Engineering*, 128, 1041-1050.

医疗建筑“平疫结合”通风设计

——医疗工艺、建筑及通风设计研究综述

孙钦荣¹, 居发礼¹, 丁艳蕊², 黄雪², 候昌奎²

(1. 重庆科技学院, 重庆 401331; 2. 重庆海润节能技术股份有限公司, 重庆 401147)

[摘要] 为了给医疗建筑“平疫结合”通风设计提供可靠的标准规范, 针对医疗建筑“平疫结合”通风设计现状, 本文对国家出台的文件、政府主管部门的管理者、建筑专业、暖通专业的总工和一线设计师以及医院的医护人员进行了访谈调研。主要从医疗建筑“平疫结合”适用范围、医疗情景及“平疫结合”通风设计与建筑、医疗工艺之间的配合等三个方面展开研究。通过对调研结果的归纳整理分析, 以期医疗建筑“平疫结合”通风设计标准的编制提供参考。

[关键词] 医疗建筑; 平疫结合; 医疗情景; 通风设计

1 引言

作为抗击疫情的主要载体及主阵地, 医院能否迅速、有效地按照疫情救治原则启动应急响应机制, 科学救治病患, 对疫情的防控起着至关重要的作用。通风的第一功能是保障建筑内人员的呼吸安全与健康, 相对于舒适性而言, 其对可靠性要求更高, 医院室内空气安全与健康需要依靠通风系统来实现。不同医院(综合医院和传染病医院)、不同病区(标准病区和传染病病区)及不同运行状态(平时和疫情时)下的通风系统设计要求不同。医疗建筑迫切需要同时考虑平时和疫情时的通风系统设计技术准则, 为此, 中国勘察设计协会组织编制《医疗建筑通风设计标准》。疫情爆发之前关于“平疫结合”通风设计方面的要求几乎空白, 本文希望通过对国家出台的相关政策文件的分析对政府、医院、设计研究院相关人员的调研, 了解目前医疗建筑“平疫结合”通风设计的现状、存在的问题, 为编制标准提供素材, 也为医疗建筑“平疫结合”通风系统设计方法提供参考。

2 研究方法与内容

2.1 研究方法

2.1.1 政策文件调研

“平疫结合”型医院指在疫情暴发时通过快速改建实现功能转换, 具备针对疫情的医疗救治能力的医院。为了实现“平疫结合”转换能力, 国家在疫情前后出台了一系列相关规范、标准和技术导则^[1-12], 为“平疫结合”设计需求和现有建筑的功能转换提供了方向和参考。

2.1.2 政府、设计院、医院调研

为进一步确定医疗建筑“平疫结合”的适用范围、了解通风与建筑、医疗工艺之间的配合、确定医疗情景, 为“平疫结合”通风设计提供参考, 本文对

政府主管部门、设计院及医院等单位的工作人员进行了访谈调研。

调研的主要单位有重庆卫健委、四川省卫健委、四川省隆昌市健康局、山东省卫健委、重庆市设计院、山东省建筑设计研究院、重庆医科大学大学城医院、重庆市沙坪坝区陈家桥医院、解放军301医院、树兰(杭州)医院。

2.2 研究内容

2.2.1 政策文件内容

(1) 政策文件对医疗建筑“平疫结合”通风设计的要求;

(2) 医疗建筑“平疫结合”通风设计的对象;

(3) 医疗建筑“平疫结合”通风设计对建筑的要求。

2.2.2 政府主管部门、设计院、医院调研内容

国家发展和改革委员会、国家卫生健康委员会等部门于2020年5月和7月联合发布的《关于印发公共卫生防控救治能力建设方案的通知》(2020〔735〕号)(简称《建设方案》)、《关于印发综合医院“平疫结合”可转换病区建筑技术导则(试行)的通知》(2020〔663〕号)(简称《技术导则》)两个文件。为更好的把握文件政策要求, 对相关单位进行了调研, 调研内容如表1所示。

3 研究结果

3.1 医疗建筑特点

现有的医疗建筑体量大, 内部布局复杂, 内区面积大, 冬季仍需供冷; 功能复杂、科室多且不同的科室对设备和环境的要求差异大, 如手术部、CT室、ICU病房、中心供应室; 易感人员集中, 多种病源并存; 连续性运转, 一天24小时就诊不间断, 需要全方位、全天候地为病人提供服务。

医院门诊区域白天人流量大, 人员密度高, 往

表 1 调研内容

调研单位	调研内容
卫健委	针对《建设方案》，有没有全面的实施规划？有没有出台更加具体的“平疫结合”医院建设方案？
	在“平疫结合”医院设计时，是否执行《建设方案》、《技术导则》文件的要求？有无其它参考资料？
	政府会对“平疫结合”医院建设项目划拨经费支持吗？主管部门是否针对不同项目提出具体要求？
	不同地区“平疫结合”医院的建设数量是如何确定的？
	“平疫结合”医院在疫情发生时“平”→“疫”的转换时间有没有明确的规定？通风系统能否根据平疫转换时间不同划分级别？
医院	对于新建医院建筑，主管部门有没有提出建设要求？
	如何确认进入负压病房是安全的？在使用的时候是否先确认负压病房的负压是否达到 -5Pa 的使用要求？
	对于呼吸道传染病区的病房，医护人员进入病房后的流线是怎样的？是否仅站立在病床尾部或侧部？医护人员离病人最近的距离是多少？如何对自己防护？
	主管部门是否针对不同项目提出具体要求？
医院、设计院	平疫结合”医院在疫情发生时“平”→“疫”的转换时间有没有明确的规定？通风系统能否根据平疫转换时间不同划分级别？
	您对现有医院的空气质量及“平疫转换”状态是否满意？
设计院	在“平疫结合”医院设计时，是否执行《建设方案》、《技术导则》文件的要求？有无其它参考资料？
	医疗建筑“平疫结合”通风设计对医疗工艺的了解应包括哪些方面？您做了哪些“平疫结合”型医院设计？建设项目中卫健委的角色是什么？是否提出了具体要求？
	医疗建筑“平疫结合”的医疗工艺、建筑和通风设计三者之间是如何配合的？

往远超过规范的设计密度，就诊空间存在环境承载力超负荷，重点区域新风供给不足等问题，造成医院内近距离飞沫和触摸交叉传染风险高，防护压力大。即便是新风系统全开，甚至所有可开启外窗全开，室内污染物仍可能超过国内外相关标准的推荐值。病房区域，冷热舒适感较好，但是通风效果不好，室内空气品质较差，容易让人感觉疲倦头痛，容易引起病人之间的交叉感染。

3.2 医疗建筑“平疫结合”设计的对象

根据《建设方案》，建设任务（二）提出重点改善 1 所县级医院（含县中医院）基础设施条件，包含建设可转换病区。建设任务（三）提出直辖市、省会城市、地级市的传染病医院或相对独立的综合性医院传染病区（改扩建）落实“三区两通道”设计要求，针对配置负压救护车、负压担架等必要设备，强化物资储备，适度预留应急场地和改造空间。建设任务（四）改造升级重大疫情救治基地，建设可转换病区，按照“平战结合”要求，改造现有病区和影像检查用房，能在战时状态下达达到“三区两通道”的防护要求。《技术导则》提出明确各级医疗机构功能定位，以“平战结合、分层分类、高效协作”为原则，构建分级分层分流的城市传染病救治网络。“重大疫情救治基地”建设项目，其他“平疫结合”项目、承担疫情救治任务的定点医院可参考执行。

主管部门提出具有“平疫结合”要求的医疗机构都应适用（二级以上的医疗机构），但医院对于

“平疫结合”病区的建设存在空间不够、资金不足、改扩建的项目实施难度大等问题，需要政府部门支持推动。在设计院调研时发现，在做或已完成的医院设计项目（如传染病楼、发热门诊）均是对整栋建筑的“平疫结合”设计。

3.3 “平疫结合”医疗建筑医疗工艺研究

随着医院建筑体量不断增长、医疗科技不断发展，医疗工艺流程日趋复杂，医院建筑的空间、功能和流线也发生了重大变化，医疗工艺对医院建筑设计具有重要影响^[13]。先进的医疗工艺流程是医院建筑功能布局的依据，是决定医院建筑能否为医疗需求高效服务的关键。调研发现，医疗工艺的特殊性并未得到足够的重视，部分医院没有严格按照医疗工艺流程设计，功能布局不合理，功能分区不明确，内部流程混乱，各种功能流线交叉，环境质量差，甚至还有可能引起病人之间的交叉感染。所以从医疗工艺设计角度考虑，了解医疗工艺对建筑功能布局的要求，调整医疗环境秩序，再进行医疗建筑通风设计，从而优化医院环境品质、保护医护人员及患者的安全、提高医院运行效率。

美国建筑师克里斯托弗·纽曼^[14]提出医疗工艺流程分为三级，一级流程主要确定医院内部医疗、门诊、住院等各功能科室之间的关系，二级流程主要确定科室内部功能房间之间的关系，三级流程则是病房（或诊室）内患者和医护人员的医疗活动。医疗工艺设计包括：医疗系统构成、功能、医疗工艺流程及相关工艺条件、技术指标、参数等，其中，医疗流程设计是医疗工艺设计的核心。二级流程决定了不同功能区的通风气流流向设计，以传染病区为例，二级流程如图 1 所示。三级流程决定了房间内气流组织的设计，图 2 为病房单元平面布置图，通过了解医护人员的医疗环节操作方式及站位，为后续房间内的气流组织设计提供帮助。调研发现，医护人员进入负压病房前首先做好个人防护措施；护士在负压病房的工作繁琐，出入病房的次数多，感染的概率更大，护士的站位有可能在床尾、床头两侧；医生一般在查房或突发状况时，进入病房查看病人情况，根据病情不同有可能问询或需近距离诊断，医生的站位也有可能是在床尾或床头位置；医护人员进入病房时很少关注房间的压差及房间内部的气流组织。

暖通空调设计师应在医疗建筑初步设计时及时了解或参与医疗工艺流程设计，明确服务对象的特点与要求，这是有效地实现各功能区环境控制的关键。例如通风系统分区一般应依据医院各功能区域要求，采用独立的系统。各通风系统分区应相对封闭，

避免功能区之间通风系统引起的交叉感染，同时，在进行通风设计时，应根据医疗空间的通风设计参数、医疗设备、卫生学、使用时间、暖通负荷等数据要求进行合理分区。

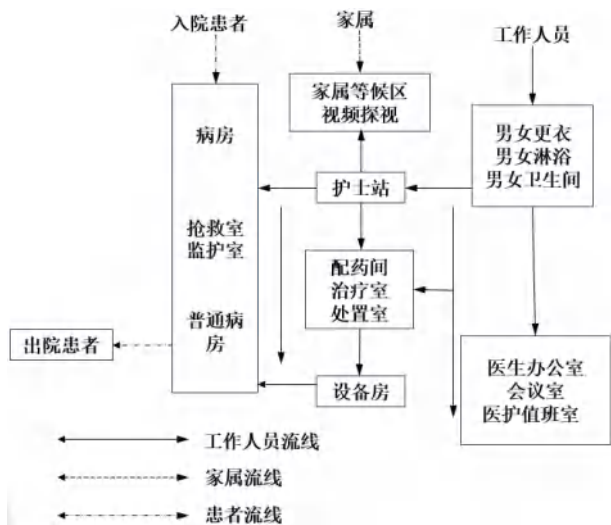


图1 传染病区二级流程

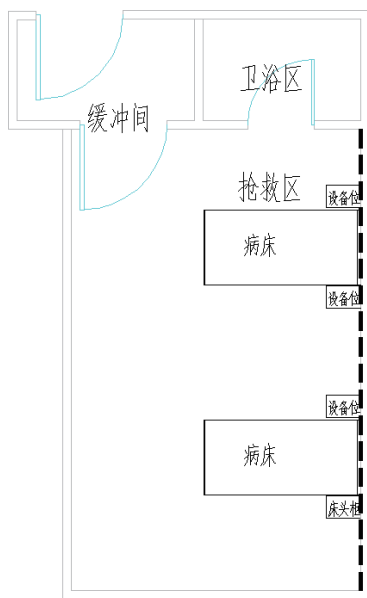


图2 病房单元平面布置图

3.4 “平疫结合”医疗建筑布局和通风系统配合

在新冠肺炎疫情最严重的武汉市，为了应对疫情建设了14个方舱医院等临时医院、同时征用了许多医院并通过改建作为新冠肺炎患者定点收治医院，此举对战胜突发疫情起到了关键作用。虽然在平常的建设中不可能也没有必要把所有医院都按照传染病医院标准来设计并建造，但是经历突发传染性疫情后，在医疗建筑设计中，各专业应该以“平疫结合”思路进行设计。

在疫情爆发期间，现有的综合医院需要通过空间转换、加建空间的方法用于医疗救治应急，使得病人不能在第一时间得到救治，增加了疫情扩散的风险。未来医疗建筑在设计初期就要充分考虑空间借调的可能性，为医院灵活使用和应急能力创造良好条件。借助文献、政府、医院及设计院的调研，相关人士提出新建、有条件的改扩建医疗建筑设计方案都必须考虑到防疫时能快速改造成呼吸道传染病医院，对建筑设计的要求应做到以下几个方面：

3.4.1 医疗建筑“平疫结合”区的平面布置

(1) 新建建筑

医疗工艺是建筑设计的依据之一，新建“平疫结合”区应从总体规划、建筑设计、机电系统配置上做到“平疫结合”，在符合平时医疗服务要求的前提下，满足疫情时快速转换、开展疫情救治的需要。对具有“平疫结合”需求的新建医院，建筑布局采取“三区两通道”的方式（图3），预留后勤通道、预留后勤保障用房等方法，统筹安排清洁区、半污染区、污染区，各病房宜设置卫生间和医护缓冲间。使门诊、病区空间能快速完成平疫转化，更高效地应对疫情的爆发。

(2) 改扩建建筑

目前现有医院建筑大多没有考虑“平疫结合”，诊区、病区的标准化设计较多，不适用于疫情期间病人的诊治。对具有“平疫结合”需求的改建医院，如单内廊式的平面布置又不能实现“三区两通道”的功能，可以考虑平面或竖向分区的改造方式^[15, 16]。图4和5分别是医院病区平面改造前后的布置图；对于平面布置难以形成单流线的平面布置图时，可以采取竖向分区方式（图6）。

在确定收治患者的定点“平疫结合”医院，建议设置多个可转换成隔离病室的“平疫结合”模式的护理单元，在建筑中预留可隔离使用的电梯通往这些区域。

3.4.2 医疗建筑“平疫结合”区的通风系统

“平疫结合”区内“三区两通道”的建筑布局，是基于物理层面防护与隔离的需求；而对于空气传播途径的控制，需要借助通风系统的合理设计才能得以实现。“平疫结合”区由不同防护等级要求的走廊、房间组成，各个区域通风系统独立设置，但仍需要有机结合，才能有效发挥气流隔离与防护的作用。

通风系统通过新风稀释、过滤除菌、气流组织和压差控制技术等综合措施来降低致病菌传播的风险，保障医疗环境控制。为保证在突发疫情时快速实现功能转换，以防止各功能区病毒交叉感染，形

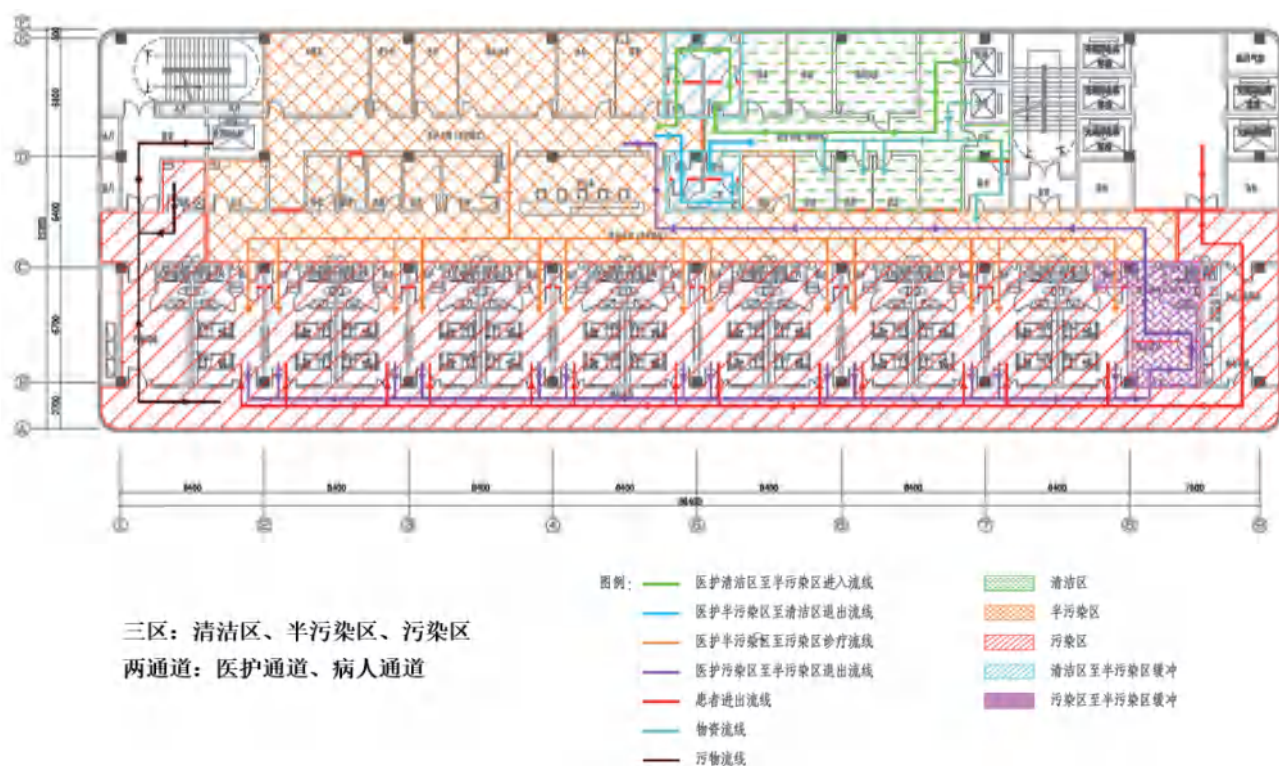
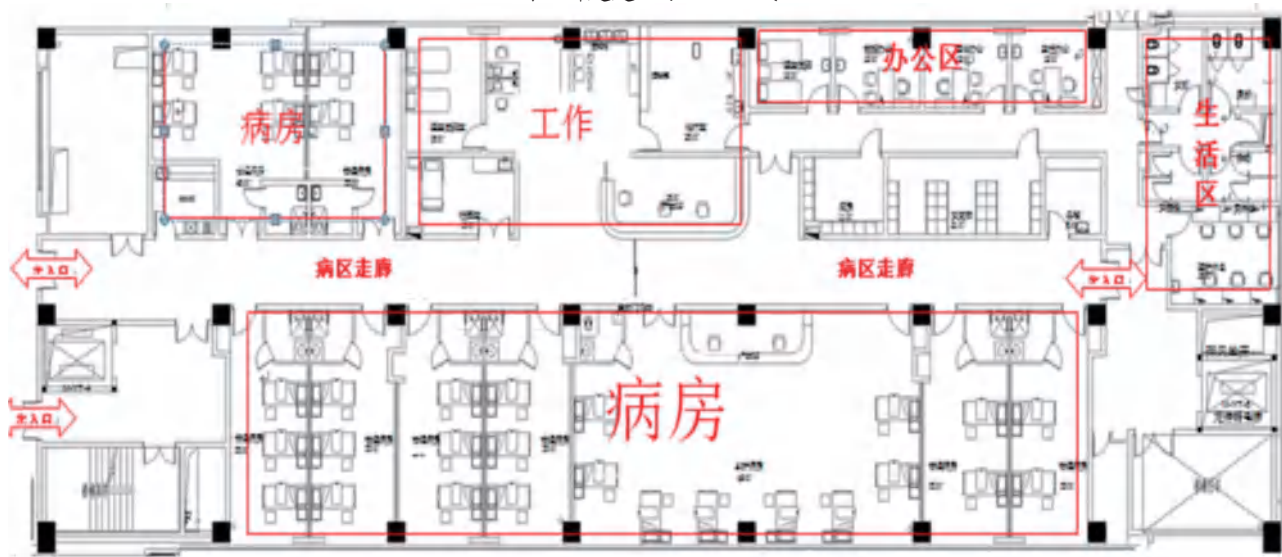


图3 新建建筑分区及流线

图4 原始病区图^[15]

成和保持压力梯度，及时对污染物排放进行无害化处理等，医院建筑“平疫结合”区的通风空调系统在设计时，应考虑疫情防控需求。

在对医院的调研中发现，大部分医院的通风系统没有考虑平疫不同状态的需求，风量远不能满足医患对新风的需求，尤其是内区普遍反映“通风不好”。医护人员进负压病房前，非常重视个人防护措施：手术隔离衣、戴口罩，再穿一件防护服、戴

第二层口罩，最后戴N95口罩后再加一个面罩；同时，医护人员对正负压没有明确的概念，没有考虑负压状况，进入病房后以病人为主，诊断病情会近距离接近病人。

在对设计院调研中发现，设计人员对医疗建筑“平疫结合”通风设计标准的要求认识不够统一，有的设计师直接按照疫情时的设计参数要求进行设计，有的设计师则设计两套主机设备以备平疫两种

(4) 为保护医护人员,负压病房的送风口宜设在床尾或床两侧位置。

(5) 针对医疗建筑“平疫结合”设计,经济水平、建设能力不同的地区,“平疫结合”医院建设实施程度也不一致。目前没有出台相关的验收标准,以保民生为主,建议后续出台相关通风设计的验收标准。

参考文献

- [1] 国家卫生健康委办公厅.医疗机构内新型冠状病毒感染预防与控制技术指南[EB/OL].(2020-01-22)[2020-02-06].http://www.gov.cn/zhengce/zhengceku/2020-01/23/content_5471857.htm.
- [2] 国家卫生健康委办公厅,国家发展改革委办公厅.《综合医院“平疫结合”可转换病区建筑技术导则(试行)》国卫办规划函〔2020〕663号.
- [3] 国家发展改革委,国家卫生健康委,国家中医药局.《关于印发公共卫生防控救治能力建设方案的通知》发改社会〔2020〕735号.
- [4] 新型冠状病毒肺炎应急救治设施设计导则(试行).
- [5] 新冠肺炎应急救治设施负压病区建筑技术导则(试行).
- [6] 浙江省住房和城乡建设厅医院烈性传染病区(房)应急改造技术导则(试行)[S].2020:4.
- [7] 湖北省住房和城乡建设厅.呼吸类临时传染病医院设计导则(试行)[S].2020:8.
- [8] 中华人民共和国住房和城乡建设部.传染病医院建筑设计规范(GB50849-2014)[S].2014:14.
- [9] 中华人民共和国卫生部.医院隔离技术规范(WS/T311-2009)[S].2009:2.
- [10] 中国中元国际工程有限公司.新型冠状病毒感染的肺炎传染病应急医疗设施设计标准(T/CECS661-2020)[S].2020:33.
- [11] 国家发展和改革委员会.综合医院建设标准.建标110-2021.
- [12] 国家卫生健康委办公厅.《发热门诊建筑装备技术导则(试行)》国卫办规划函〔2020〕683号.
- [13] 胡霞,侯惠荣,孙红兵.论医疗工艺流程与建筑布局的统一[J].中国医院建筑与装备,2010,11(11):76-78.
- [14] 克里斯托弗·纽曼.医疗工艺设计“三段论”[J].中国医院建筑与装备,2012,(6):22-25.
- [15] 赵芳芳,李丽,常杰.新型冠状病毒肺炎隔离病房快速改造实践探索[J].解放军护理杂志,2020,37(2):13-15.
- [16] 罗鑫,刘丁.新冠肺炎疫情下综合医院“平战结合”流程布局改造实践与体会[J].规划设计,2020.21:70-72.

医疗建筑“平疫结合”通风研究（2）

——医院病房平疫结合通风系统与控制策略

黄雪¹, 侯昌垒¹, 居发礼², 孙钦荣²

(1. 重庆海润节能技术股份有限公司, 重庆 400045; 2. 重庆科技学院, 重庆 400045)

[摘要]在疫情防控常态化的现状下,我国开始强调建设平疫结合型病区,通风作为保障平疫结合医院病房室内空气安全的有效手段,其有效性是十分关键的。基于病房内部的通风分区,对平疫结合医院病房的通风需求进行分析,提出病房通风分区方法,得到满足病房平疫状态下的分布式气流组织形式,最后从工程应用的角度提出了基于安全通风分区的平疫结合医院病房通风系统和运行切换控制策略,建立了适用于平疫结合医院病房的分布式通风系统模型,以及分布式通风系统在医院建筑中的整体实现形式,为平疫结合医院病房建设提供通风技术支持。

[关键词]平疫结合;病房;通风分区;气流组织;分布式通风系统

1 背景

随着我国疫情防控由应急性超常规防控向常态化防控转变,国家加快了建设公共卫生防控救治能力的步伐。国家发改委、国家卫健委、国家中医药管理局联合发布了《公共卫生防控救治能力建设方案》,坚持“平疫结合”建设原则,完善传染病防控及救治体系。“平疫结合”型病房在平时状态下,应能用于常规的、非传染病病人的医疗救治,在疫情发生时,应能实现快速反应、集中救治和物资保障需要,快速转换为传染病病人定点救治病房。

由于普通病房和传染病房对通风的需求差异较大,具体差异如表1所示^[1-4]。如何保障病房在平时和疫时的运行状态下的空气安全,通风系统的设计和运行控制至关重要^[5]。

表1 普通病房和传染病房的通风需求对比表

病房类型	新风量	压力	气流组织	通风系统形式
普通病房	≥40 m ³ /h·p, 或≥2次/h	微正压	无规定,目前常采用上送上排的形式	未做规定,常采用风机盘管加新风系统
传染病房	非呼吸道≥3次/h; 呼吸道≥6次/h; 负压隔离病房≥12次/h	负压	顶送下排,排风口靠近床头侧	一般传染病房采用风机盘管加新风系统; 负压隔离病房采用全新风系统

由表1可知,医院病房平疫结合通风系统在两种运行状态下,在新风量、室内压力控制、气流组织形式和通风系统形式上均存在差异,医院病房平疫结合通风系统应能通过切换满足以上不同的需求。

本文从“平疫结合”病房通风需求的不同出发,进而提出能够保障“平疫结合”病房室内空气安全的通风系统形式和运行转换控制策略。本文是中国勘察设计协会团体标准《医疗建筑平疫结合通风设

计规范》的研编成果之一。

2 病房通风分区

2.1 通风分区的必要性

病房室内人员作为致病菌和病毒的潜在携带者,其在病房内部是不均匀分布的,采用全面通风的方式可能会加大致病菌在室内的混合度,对控制污染源的扩散不是一定有利的^[6],通风分区即是基于对病房内污染源的识别和病房内不同人员的分布情况来进行分区,明确各区域的通风需求,进而为病房安全、有效的通风系统设计提供基础。

2.2 分区方法

医院病房疫时作为收治传染病人的病房,由于致病菌明确,病人为传染源,并且传染病房人员管理严格,医护人员和探视人员防护较好,根据病房内不同的人员分布情况,可以将病房内分为医护区和病人影响区,如图1和表2所示。其中病人影响

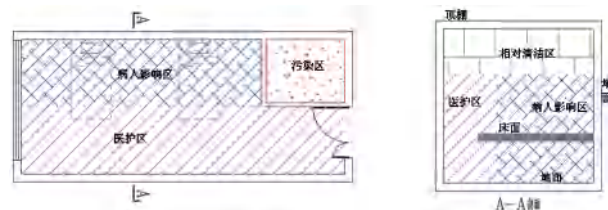


图1 病房疫时状态室内通风分区示意图

表2 病房疫时通风分区表

范围	通风分区名称	通风需求特点	通风系统形式
竖向方向	地面至人员站立呼吸高度(约1.5m)	病人影响区	排除污染物、新风需求
	人员呼吸区以上高度	相对清洁区	无人员呼吸、无污染源,该区域空气清洁,应避免污染空气流入
水平方向	病床及床头区域	病人影响区	存在强污染源
	床尾区域	医护区	应降低强污染源对该区域的影响

区域受传染病人生理活动影响较大,为室内的重污染区,需及时排除病人呼吸所产生的污染物。

医院病房平时状态下,病房内人员复杂、数量多、流动性大,人员的管理较为松散,不同人员之间的随意混杂,增加了各类人员之间发生医院感染的风险,结合医院病房室内功能布局和人员的分布常态,根据室内人员呼吸所产生液滴的影响范围、沉降情况以及病人住院生活特点对病房内部颗粒物分布进行分析,可将病房分为四个区,如图2和表3所示。

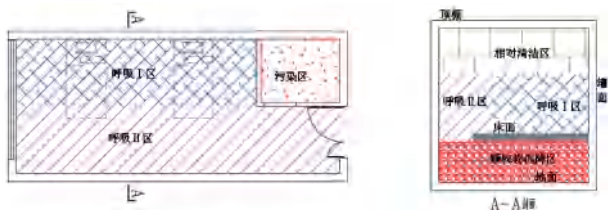


图2 病房平时状态室内通风分区示意图

表3 病房平时通风分区表

范围	通风分区名称	通风需求特点	通风系统形式
竖向方向	病床下方	颗粒物沉降区	控制污染物扩散的区域,避免送风到此区域造成扬尘
	病床床面至人员站立呼吸高度(约1.5m)	室内人员呼吸区	新风需求
	人员呼吸区以上高度	相对清洁区	无人员呼吸、无污染源,该区域空气清洁,应避免污染空气流入
水平方向	病床及床头区域(护理区)	呼吸Ⅰ区	人员呼吸卫生需求,且可能存在污染源
	床尾区域(陪护探视区)	呼吸Ⅱ区	人员呼吸卫生需求,且可能存在污染源

3 病房平疫结合通风系统

有研究表明,有针对性的个性化通风系统,在降低疾病感染风险方面有显著的效果^[7-11]。病房作为病人接受治疗、康复,医护人员进行诊治的场所,其室内通风系统应能保证病房室内空气的安全,通风系统首先应能满足病房新、排风量的需求,在保障风量需求的前提下,病房安全的气流路径应能保证新风从清洁区流向呼吸区^[12],或直接送入呼吸区,最后从污染区排出,在确定病房通风分区之后,可以明确安全的气流路径,即可确定送排风口的设置位置。为保障医院病房室内空气安全,基于病房通风分区,实现室内污染物的扩散控制,减少室内空气的混合度,从而降低室内人员出现医院感染的风险概率。

3.1 医院病房平时状态

根据医院病房平时状态下的室内通风分区情况,病房安全的通风系统应能保证新风从清洁区流向呼吸区,或直接送入呼吸区,最后从污染区排出,在确定病房通风分区之后,可以明确安全的气流路径,即可确定送排风口的设置位置。

以普通二人间病房为例,根据室内人员常态分

布情况可对病房内部进行通风分区,如图1所示。

为保障室内人员呼吸区的卫生需求、控制人员呼吸产生的污染物扩散排放,基于通风分区可明确如图3所示的医院病房平时状态下的室内气流流线,基于气流流线,可以根据病房内人员的新风需求和污染源分布情况来布置送风口和排风口,送风口分散布置于病房人员的呼吸区,直接将新风送入人员呼吸区域;排风口则布置于污染区,利于污染空气的排除。在具体的标准病房中,即在病床床头向呼吸Ⅰ区侧送风,在病床床尾向呼吸Ⅱ区顶送风;排风则设置于病房卫生间,采用上排风的形式,卫生间门下设置通风百叶,为排风气流提供流通通道。

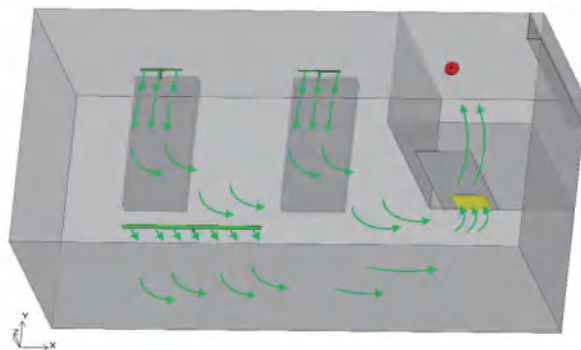


图3 医院病房平时状态室内气流流线示意图

3.2 医院病房疫时状态

平疫结合医院病房疫时应能转换为传染病房使用,而针对传染病房,国内外相关标准和规范,对其通风系统形式、换气次数和气流组织都提出了建议和要求,详见表4。

表4 传染病房通风要求

新风量	压力	气流组织	通风系统形式
非呼吸道 ≥ 3 次/h; 呼吸道 ≥ 6 次/h;	负压	顶送下排, 排风口靠近床头侧	一般传染病房: 风机盘管+新风系统; 负压隔离病房: 全新风系统
负压隔离病房 ≥ 12 次/h			

根据医院病房疫时状态下的室内通风分区情况,病房安全的通风系统应能保证新风从医护区流向病人影响区或污染区^[14-15]。在确定病房通风分区之后,可以明确安全的气流路径,即可确定送排风口的设置位置。

以普通二人间病房为例,根据室内人员常态分布情况可对病房内部进行通风分区,如图2所示。为控制医院感染的发生,保障室内医护人员的卫生需求、控制病人呼吸产生的污染物扩散排放,基于通风分区可明确如图4所示的医院病房疫情状态下的室内气流流线。

基于气流流线,排风口布置于病人影响区和污染区,利于污染空气的排除。在具体的标准病房中,即在病床床头病人影响区进行侧排风,在病床床尾

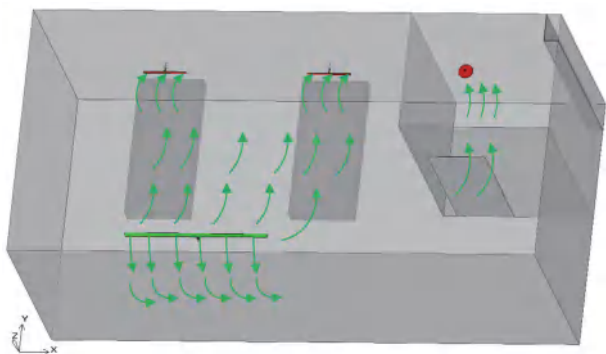


图4 医院病房疫时状态室内气流流线示意图

向医护区顶送风。卫生间进行独立顶排风。

3.3 系统组成及实现形式

基于医院病房在平时和疫时状态下室内气流流线,为满足医院病房平疫结合的需求,本文提出如图5所示的平疫结合医院病房单元分布式通风系统^[15],该系统在满足医院病房平时常规运行的通风需求的前提下,能够通过运行切换或简单改造实现疫情状态时的快速反应和切换。保障“平”时和“疫”时的安全要求,尽可能降低平疫转换的人为技术要求,减少转换时间,为我国公共卫生防控救治设施提供通风系统技术保障。

平疫结合医院病房单元分布式通风系统由病房送风模块、排风模块、气流分布器和若干阀门组成。其中气流分布器包括送、排风口和风管。

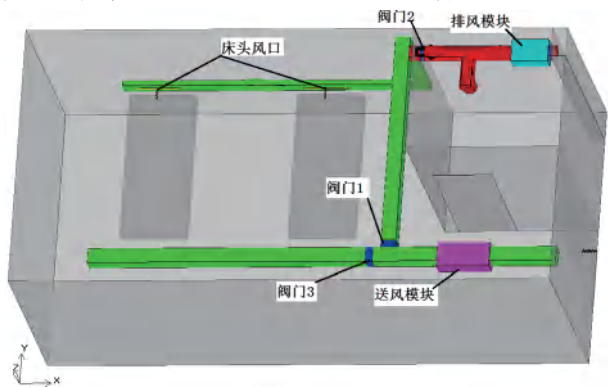


图5 平疫结合医院病房单元分布式通风系统三维示意图

在平时运行状态下,系统阀门1、3开启,阀门2关闭,床头风口为送风口,实现分别向床头区域和床尾区域分别送风,卫生间集中排风,系统气流分布器中的气流流向如图6所示。

在疫情运行状态下,阀门2、3开启,阀门1关闭,床头风口更换为三面进风的高效过滤排风口(如图7所示),系统气流流向如图8所示。实现传染病房需求的气流组织形式形式,在床头进行侧下排风,及时排除病人所产生的污染物;床尾进行顶送风,

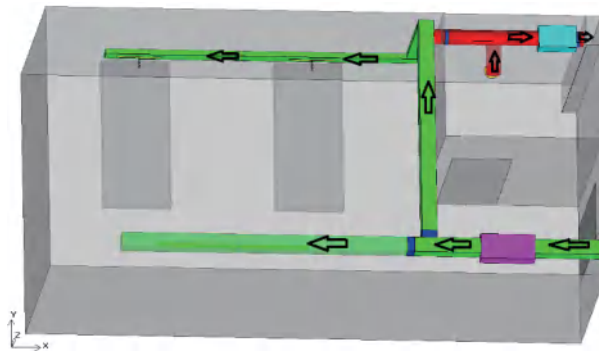
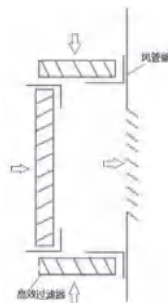


图6 平时状态气流分布器内气流流向示意图



(a) 侧视图



(b) 示意图

图7 三面进风形高效过滤排风口

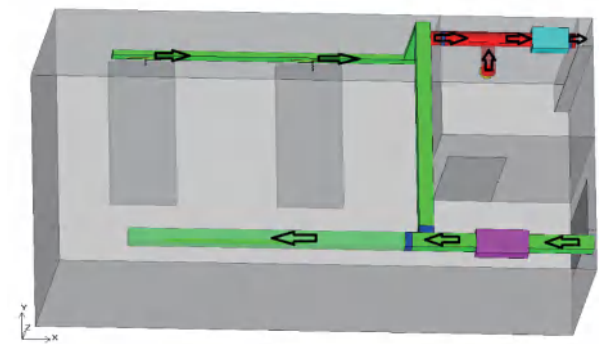


图8 疫时状态气流分布器内气流流向示意图

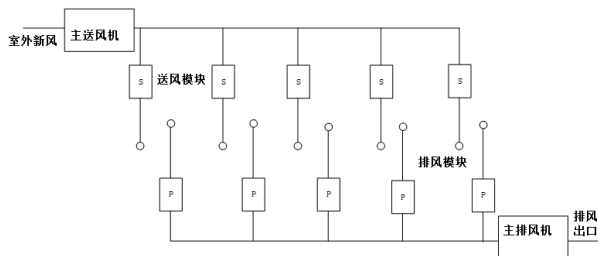


图9 主系统实现形式示意图

将清洁空气送入医护活动区,降低医院感染的发生。

平疫结合医院病房单元分布式通风系统在医院建筑中的实现,可以与动力分布式系统相结合,作为动力分布式系统的支路系统^[13-14],如图9示,室外的新风经主风机克服主风管的阻力后送至各病房末端的送风模块,再经送风模块送入各病房;各病

房排风模块将排风送入主排风管，再经主排风机排出室外。

各病房内的送风模块可从水平送风主管中取风，也可从竖向送风主管中取风；排风可排到横向排风主管，也可以排到竖向排风主通道。送风排风主管可以是横向竖向的不同组合，具体的实现形式可采用水平式（图 10）和竖向式（图 11），水平式即主风机设置于各水平病房层，通过水平主管进行输配；竖向实则是将主风机设置于楼顶，通过敷设在竖向通道内的主管进行输配。

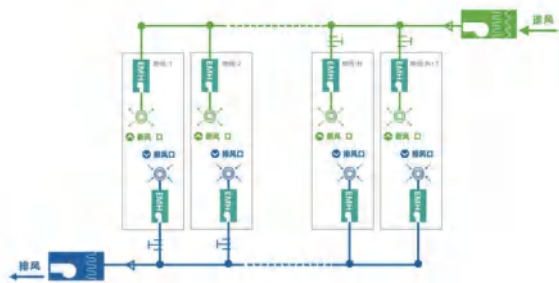


图 10 水平式系统示意图

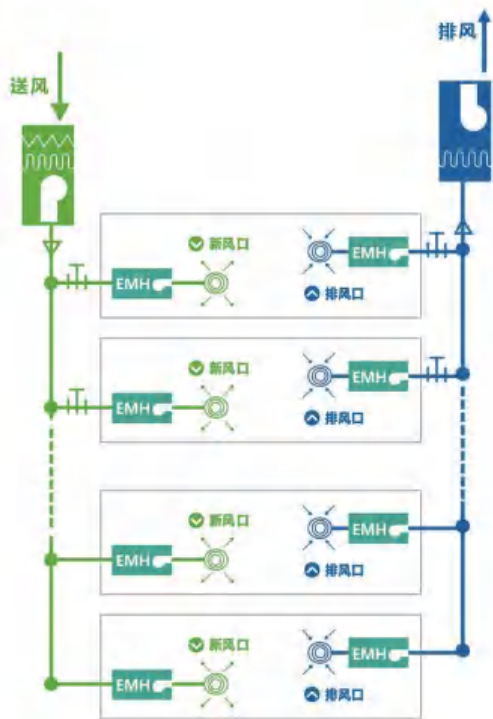


图 11 竖向式系统示意图

4 平疫结合通风系统智能控制策略

病房通风系统合理、有效的运行才能保障病房内的空气安全，智能化控制技术是保障系统有效运行的重要措施。

通风系统平时运行状态下的智能化控制主要为

实现空气品质和节能运行控制，故采用变新风量和变排风量的控制模式。通风系统正常运行在满足规范要求和保证室内空气品质实际需求的最小新风量、排风量，空气品质传感器随时监测房间内的空气品质状况，当空气品质如 $PM_{2.5}$ 质量浓度超过设定上限值时，立即联动病房内的送风控制模块增大新风量，进而联动排风控制模块增大排风量，快速满足房间内的空气品质需求，在病房室内空气质量恢复正常后，则联动送风模块调至设定最小风量，排风模块也随之联动。当病房内人员调节新风量过大，使得病房内 $PM_{2.5}$ 质量浓度低于设定的下限值时，自动控制系统则会根据传感器反馈的信号将新风量减小；反之，将自动增大新风量，控制逻辑如图 12。这种主观控制结合客观控制的方式，可以在最大程度保障病房新风需求的同时，节约能源消耗。此外还可根据房间的需求预设运行曲线进行调节，例如根据医院病房人员管理制度和实施情况，预判病房内人员数量变化曲线，从而可以预计病房所需新风量的曲线图，对送风模块进行预设，实现新风量的超前调节。

疫时运行状态下，则采用定新风量、变排风量的控制模式来保障病房的压差控制，控制逻辑为图

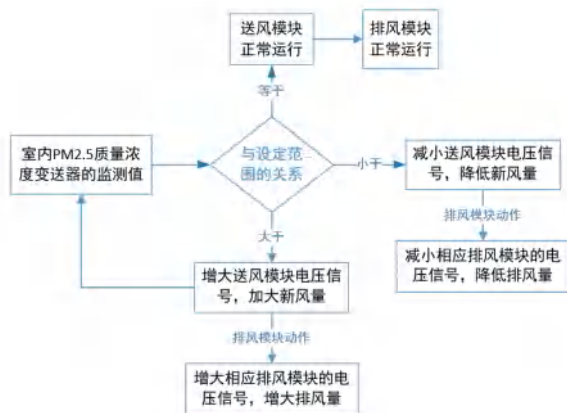


图 12 平时运行状态控制逻辑图

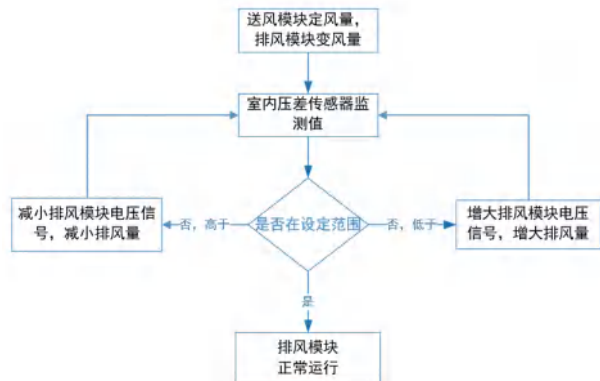


图 13 疫情运行状态下系统控制逻辑图

13 所示。正常情况下,通风系统运行在满足病房新风需求和保障病房压差的状态下,压差传感器随时监测病房以及与其相邻功能空间的压差,当压差传感器监测到的压差值超出设定压差范围,立即联动病房排风模块增大或减小风量运行,稳定病房设定压力,避免污染空气流出病房,造成交叉感染。

5 结语

“平疫结合”医院病房具备更强的灵活性和弹性,是更加科学严谨、经济高效和可持续的公共卫生突发事件应对之策,通风作为保障平疫结合医院病房室内空气安全的有效手段,其有效性是十分关键的。平疫结合病房的通风系统要充分考虑平时和疫时状态下通风需求,本文提出了根据病房内部污染源分布情况进行通风分区的方法,基于平时和疫时状态下的通风分区情况,提出了平疫结合医院病房单元分布式通风系统,在满足病房平时通风需求的前提下,能够通过简单改造和运行切换实现病房疫情状态时的快速反应和切换,为平疫结合医院病房建设提供通风技术支持。同时建立了适用于平疫结合医院病房单元分布式通风系统的运行控制系统模型。

本文提出的平疫结合医院病房单元分布式通风系统,仅建立了技术实现路径,尚未完成通风系统整体的建设和系统的运行测试,其细节设计和工程实现还需要进行进一步的研究测试。

参考文献

- [1]GB 51039-2014,综合医院建筑设计标准[S].北京:中国计划出版社,2015.
- [2]GB 50849-2014,传染病医院建筑设计规范[S].北京:中国计划出版社,2015.
- [3]WS/T 311-2009,医院隔离技术规范[S].北京:人民卫生出版社,2009.
- [4]T/CECS 661-2020,新型冠状病毒感染的肺炎传

病应急医疗设施设计标准[S].北京:中国建筑业工业出版社,2020.

[5]汤广发,王汉青.不同通风状态下医院诊室微尘分布的三维紊流数值模拟[J].湖南大学学报:自然科学版,1995,022(004):56-59.

[6]殷平.新型冠状病毒肺炎疫情与集中空调系统[J].暖通空调,2020(10):24-30.

[7]Bauman F. Underfloor Air Distribution (UFAD) Design Guide[M]. American Society of Heating, Refrigerating, and Air-conditioning Engineers, Inc, 2003.

[8]2005 ASHRAE Handbook-Fundamentals. Chapter 33 Space Air Diffusion[M].

[9]ZHENG X H, QIAN H, LIU L. Numerical study on a new personalized ventilation system application in cross infection prevention[J]. Journal of Central South University, 2011, 42: 3905-3911.

[10]郑晓红,钱华,刘荔.新型个性化通风系统预防传染病传播数值研究[J].中南大学学报(自然科学版),2011,42(12):312-318.

[11]SHEN C, GAO N P, WANG T Q. CFD study on the transmission of indoor pollutants under personalized ventilation[J]. Building and Environment, 2013, 63: 69-78.

[12]YANG J J, SEKHAP C, CHEONG K W D, et al. Performance evaluation of a novel personalized ventilation-personalized exhaust system for airborne infection control[J]. Indoor Air, 2015, 25: 1-12.

[13]居发礼,付祥钊,范军辉.动力分布式通风系统设计方法[J].煤气与热力,2012,32(11):17-19+23.

[14]范军辉.动力分布式通风系统研究[D].重庆大学,2013.

[15]黄雪.面向医院病房空气安全的通风保障技术研究[D].重庆科技学院,2021.

医疗建筑“平疫结合”通风研究（3）

——动力分布式自适应通风系统及其性能

居发礼¹, 孙钦荣¹, 黄雪², 侯昌奎², 邓福华², 闫润²,

(1. 重庆科技学院, 重庆 400045; 2. 重庆海润节能技术股份有限公司, 重庆 400045)

[摘要] 对动力分布式通风系统中的自适应支路风机进行了单机性能和系统联动调节测试, 结果显示, 自适应支路风机在一定的入口压力范围内具有稳定支路风量的能力, 且该压力范围随着风机档位的降低而变窄, 在系统运行中受主风机和其他支路风机调节而影响自身风量变化的程度较小, 呈现了较好的风量自适应管网特性和风量抗干扰能力。分析了支路风机在动力分布式通风系统中运行的水力工况特性, 提出了自适应支路风机的性能表征参数及工程设计应用方法。

[关键词] 动力分布式通风系统; 支路风机; 自适应; 风机性能

0 引言

动力分布式通风系统是一种满足各空间动态非均匀通风需求, 能够独立调节, 节能性良好的通风系统^[1-5], 越来越多的在工程项目中得到应用^[6,7], 是满足平疫结合通风转换的良好通风系统之一。常规的动力分布式通风系统即使在良好的系统设计前提下, 支路风机在运行时也容易受支路入口压力的影响, 从而导致实际运行风量产生偏移^[8,9]。即造成了风量达不到实际需求的现实问题, 为系统的良好使用保障室内空气质量带来了困难。因此提高动力分布式通风系统运行中的支路风量稳定性能是该系统需要迫切解决的技术问题。本文利用新研发的自适应支路风机为研究对象, 对其自身性能及在系统中的自适应性能进行测试与分析。本文是中国勘察设计协会团体标准《医疗建筑平疫结合通风设计规范》的研编成果之一。

1 测试方案

1.1 实验台搭建

本实验采用动力分布式通风系统综合实验台, 系统图如图1, 实景图如图2所示。该综合实验台可测试多种形式的送风末端动力和风口形式, 由主风机、支路风机、三通风机、多种送风口形式(侧送,

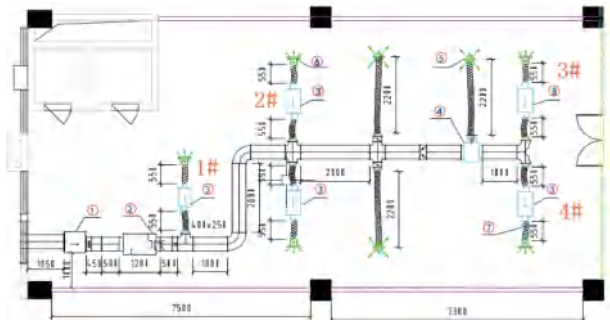


图1 动力分布式通风系统实验系统图



(a) 自适应支路风机 (b) 系统实验台实景图

图2 动力分布式通风系统实验台

表1 动力分布式通风系统实验台设备技术参数表

序号	名称	技术参数	数量	备注
1	数字化节能风机	风量 $Q=2000\text{m}^3/\text{h}$; 余压 $P=200\text{Pa}$; 功率 $W=0.214\text{kW}$; 外形尺寸(长×宽×高): $648\times614\times366\text{mm}$; 进风口(宽×高): $508\times238\text{mm}$; 出风口(宽×高): $390\times166\text{mm}$	1	自带0-10V, 故障报警接口; 零电流启动, 0-100%无级自动调速
2	低阻消声器	长度 $L=1200\text{mm}$, 尺寸(长×宽×高): $1200\times600\times450\text{mm}$; 消音厚度 100mm	1	连接方式: 共板法兰
3	自适应支路风机	风量 $Q=350\text{m}^3/\text{h}$; 余压 $P=150\text{Pa}$; 功率 65W ; 外形尺寸(长×宽×高): $858\times370\times240\text{mm}$; 接口尺寸: $\phi 160$	5	自带0-10V, 0-100%无级自动调速
4	三通风机	主管进(出)风尺寸: $400\times250\text{mm}$; 支管接口尺寸 $\phi 160\text{mm}$	1	自带0-10V, 0-100%无级自动调速
5	下出风口	接口尺寸 $\phi 150\text{mm}$	3	
6	侧出风口	接口尺寸 $\phi 150\text{mm}$	5	
7	HDPE新风管	$\phi 110\text{mm}$	12m	配22个不锈钢喉箍

地板送等)等组成。实验台设备及相关技术参数如表1。

需要说明的是, 该系统实验台支路风机为新开发的自适应风机, 其基本原理为可根据实际风量需求自动采集风机内部参数并进行自适应整定, 采用特定算法, 融入核心的自适应风量逻辑的芯片计算风机转速的修正值来稳定风量, 不需要外置风速或风量传感器。即风量的大小与电压信号(或档位)有关, 可通过手动调节档位或根据空气品质传感器

探测的 0~10V 信号进行风量调节。该实验测试时,仅运行主风机和 1#~4# 四台支路风机,其他支路风机及三通风机关闭。

1.2 测试工具

采用 MP200 多功能压差风速仪测试支路入口静压和支路风速与风量,压力量程为 0~500Pa,误差为 $\pm(0.2\%+0.8)$ 。

根据 GB50243-2016《通风与空调工程施工质量验收规范》风量测试要求,将圆形风管断面划分为三个面积相等的同心圆环,测点布置在各圆环面积等分线上,并在相互垂直的两直径上布置两个测孔。风速或压力为各个测点风速或压力的平均值。

1.3 测试方案

本次实验重点是对支路风机的风量稳定性和抗干扰能力进行测试与分析,故在系统中仅开启主风机及 1#~4# 支路风机,其他风机与支路处于关闭状态。测试方案分为两种情形:第一种情形为支路风机的单机性能测试,重点测试支路风机在不同入口压力下的风压风量性能曲线;第二种情形为支路风机在系统中的风量稳定性能(或称为抗干扰特性),重点测试在不同的风机运行组合下,支路风机受主风机及其他支路风机调节干扰后的风量稳定性能。

1.3.1 单机性能测试

目的是进行单机自适应性能测试,获得风机在不同入口压力、不同档位下的风量和风压。

a) 断开 2# 支路风机与系统的连接,使其单独运行,分别调节支路风机档位为 10,7,6,5,4,3,每个档位下通过调节风管出风口面积进行管网阻抗的调节,测试不同档位下的风量风压性能曲线;

b) 模拟支路风机入口有压力情况。开启主风机和 2# 支路风机,关闭其他支路风机。通过调节主风机转速来模拟调节 2# 支路风机入口具有一定的压力,测试支路风机不同档位下风量与支路风机入口压力之间的关系曲线。

1.3.2 系统联动测试

支路风机在系统中联动运行,分析支路风机在其他风机调节下的风量变化情况,即风量稳定性或抗干扰特性。

a) 支路风机调节工况。即主风机档位不变,其他支路风机调节时的 4# 风机风量变化情况,目的是研究一个支路风机在其他支路风机调节时风量保持稳定的能力;

b) 主风机调节工况。即主风机调节,支路风机不调节时的风量变化曲线,目的是研究各支路风机风量抗主风机调节的干扰能力;

c) 主风机及支路风机联动调节工况。即主风机

和 1#, 2# 两支路风机调节,其他支路风机的风量变化曲线。目的是为了研究 3#, 4# 两支路风机风量(其中 3# 支路风机设定为 10 档, 4# 支路风机设定为 5 档)抗主风机和 1#, 2# 两支路风机调节的干扰能力。

2 测试结果

2.1 自适应支路风机风量风压特性

2.1.1 支路风机入口压力为零的工况

2# 支路风机单机运行,不接入系统,这种情况是支路风机直接接入大气,为入口压力为零的情况。支路风机不同档位下的风量风压性能曲线如图 3 所示。

该支路风机 10 档运行时(图 3 中虚线所示),风量在 $400\text{m}^3/\text{h}$ 时的压力范围较广,为 0~150pa,也就是说,此台支路风机若安装在管网阻力处于 0~150pa 范围内或管网阻力动态变化在此范围内的情况下,风机在 10 档下的运行风量可以稳定保持在 $400\text{m}^3/\text{h}$,而当管网阻力大于 150pa 时,该支路风机的风量则会变小。这说明了该支路风机的风量稳定能力具有一定的压力范围(0~150pa),在此压力范围内则可稳定风量为 $400\text{m}^3/\text{h}$ 。

需要特别说的是,由于该支路风机为自适应风机,因此该曲线并不是某一转速下的风量风压曲线,而是风机随着管网阻力变动进行追踪调速下的风量风压曲线,其反映了自适应风机适应管网阻力变化而稳定风量的能力。

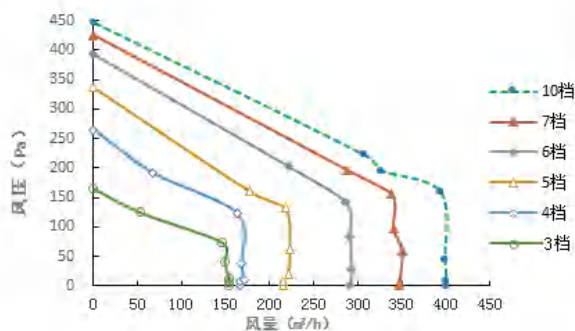


图 3 支路风机在不同档位下的性能曲线图

由图 3 可知,该支路风机在不同档位下的稳定风量及其对应的压力范围参数如表 2,对应的稳定风量与档位关系如图 4 所示。

表 2 不同档位下的稳定风量及风压关系表

序号	名称	备注
风机档位	稳定风量 (m^3/h)	风压范围 (Pa)
10	400	0~150
7	350	0~150
6	300	0~150
5	220	0~140
4	170	0~120
3	150	0~80

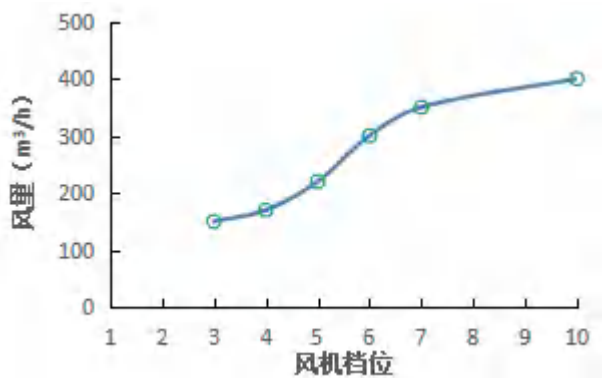


图4 稳定风量与档位关系图

由表2与图4可知，自适应支路风机在不同档位下运行，在一定的压力范围内，均具有一定的风量稳定能力，在10档，7档和6档时，稳定各档位对应风量的风压范围为0~150Pa，然后随着自适应支路风机档位的下降，稳定风量的风压范围变窄，直至3档时稳定其风量的风压范围为0~80Pa。由图4可知，稳定的风量与档位并不完全存在线性关系。其中档位从10档降至7档时，稳定风量变化幅度较小，而从7档降至3档时，稳定风量变化幅度较前者大。

支路风机独立运行的情况可以理解支路风机入口直接接入大气，入口压力为零。而在动力分布式通风系统中，每台支路风机入口压力不可能均为零。因此有必要对入口压力不为零，尤其是入口压力为正压的情况进行研究。

2.1.2 支路风机入口压力不为零的工况

通过调节主风机档位（10档至3档），模拟调节2#自适应支路风机入口呈现不同的入口压力，分别测试自适应支路风机在不同档位下的风量稳定能力。自适应支路风机在不同档位下的风量风压曲线如图5。

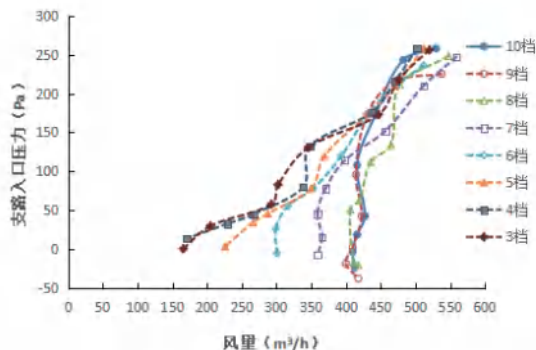


图5 支路风机在不同档位下的性能曲线

由图5可知，自适应支路风机10档运行时（图5中实线所示），当入口压力在-20Pa~110Pa时，风

量基本稳定在415m³/h，随着入口压力的增大，风量随之增大。当支路入口压力增大到250Pa时，风量增大到530m³/h，风量增大比例为30%。因此可得，该支路风机稳定风量为415m³/h，适配的支路风机入口压力范围为-20Pa~110Pa。

由图5也可知，支路风机在不同档位下，稳定风量及其适配的入口压力关系如表3。

表3 不同档位下的稳定风量及其适配的入口压力关系

风机档位	稳定风量 (m³/h)	入口压力 (Pa)
10	415	-20~110
9	415	-37~100
8	415	-20~110
7	370	-7~110
6	320	-5~80
5	250	0~50
4	220	0~30
3	200	0~30

由表3可知，支路风机入口压力不为零的情况下，在不同档位下仍具有稳定风量的能力，且随着档位的降低，风量下降，随着自适应支路风机稳定风量的入口压力范围变窄，从10档稳定风量415m³/h下入口压力范围为-20~110Pa到3档稳定风量200m³/h下入口压力范围为0~30Pa，由此可知，该支路风机在高档位时的稳定风量所需要的入口压力范围要广，管网的适应性更强。

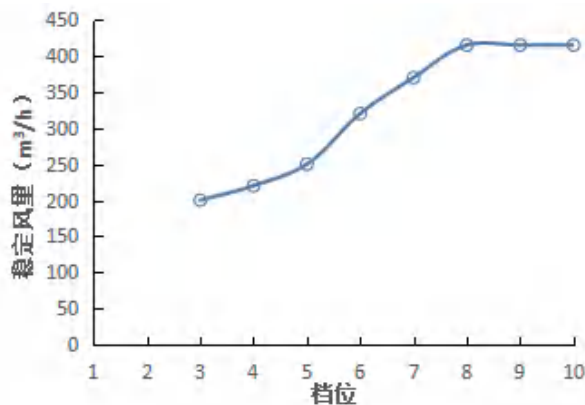


图6 支路风机入口压力不为零条件下的稳定风量与档位关系图

稳定风量与档位关系图如图6所示，由此可知，支路风机入口压力不为零时，稳定风量与档位不存在完全的线性关系，档位从10档降至8档时，稳定风量基本不变，档位从7档降至5档时，风量变化率较大，档位从5档降至3档时，稳定风量变化率相对减小。该规律与图4支路风机入口压力为零条件下的稳定风量与档位关系的规律一致。由此可知，利用自适应支路风机的风量稳定性能，一定要掌握稳定风量与档位、适配压力范围的关系，方能进行较好的风量调节。

2.2 系统中的自适应支路风机运行特性

2.2.1 支路风机调节工况

图7为主风机保持在10档不变,1#,2#,3#支路风机档位同步调节后(从10档逐步调到3档),4#支路风机在不同档位下的风量变化情况。

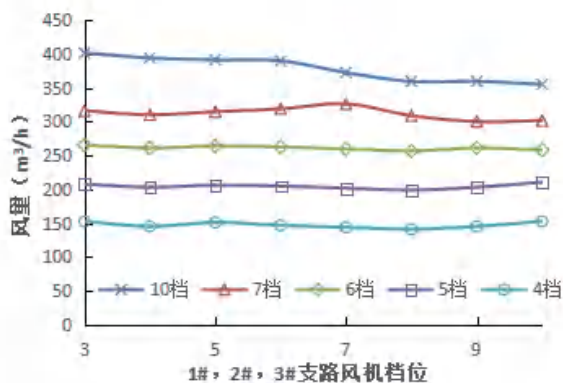


图7 4#支路风机风量变化图

由图7可见,4#自适应支路风机在不同的档位下,风量稳定能力较好,分别为150m³/h(4档),200m³/h(5档),250m³/h(6档),320m³/h(7档),400m³/h(10档)。

2.2.2 主风机调节工况

图8为主风机档位调节(从10档逐步调到3档),自适应支路风机档位不变时(1#,2#,4#支路风机档位为10档,3#支路风机档位为5档)的风量变化情况。

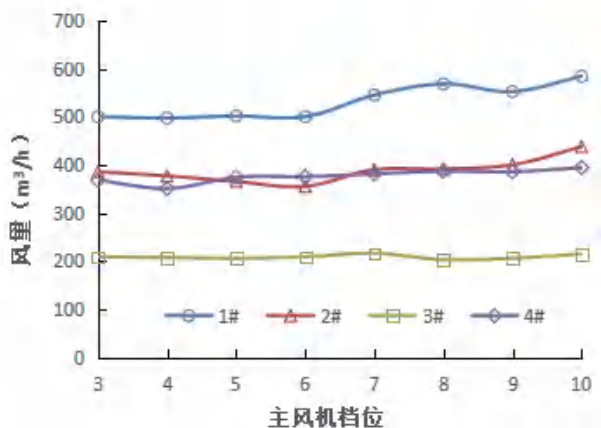


图8 主风机档位工况下的支路风机风量变化图

由图8可知,各自适应支路风机风量变化相对较小,偏差 $\pm 10\%$;3#支路风机位于5档,风量稳定在200m³/h;1#,2#,4#支路风机档位均为10档,2#,4#支路风机风量基本相当,约为400m³/h,但1#风机风量为500m³/h,且波动相对较大,这是由于1#风机靠近主风机,入口正压力太大,导致该压

力超过其稳定风量的适配压力范围,因此在相同档位下比2#,4#风机风量大100m³/h。这就再次说明,自适应风机稳定风量的能力是基于一定入口压力的范围,超过这个范围,支路风机运行仍然可以产生风量偏差,但总体可表现风量相对稳定的趋势。

2.2.3 主风机及支路风机联动调节工况

在主风机,1#,2#支路风机档位联合调节下,3#支路风机(保持为10档),4#支路风机(保持为5档)风量如表4,图9所示。

表4 不同调节工况下的支路风量

工况	主风机档位	#1 档位	#2 档位	3# (保持10档) 风量 (m³/h)	4# (保持5档) 风量 (m³/h)
1	10	10	10	428.8	251.2
2	10	9	9	416.2	223.3
3	9	9	9	414.7	248.0
4	9	8	8	378.5	237.8
5	8	8	8	394.4	240.7
6	8	7	7	379.9	240.7
7	7	7	7	381.4	239.3
8	7	6	6	345.1	242.2
9	6	6	6	379.9	229.1
10	6	5	5	382.8	234.9
11	5	5	5	368.3	232.0
12	5	4	4	365.4	237.8
13	4	4	4	369.8	236.4
14	4	3	3	368.3	232.0
15	3	3	3	349.5	233.5

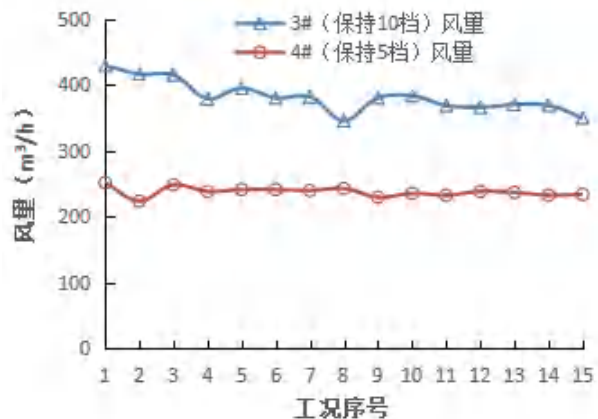


图9 不同组合调节工况下的支路风量图

由图9可知,主风机和两个支路风机(1#,2#)档位变化时,3#风机保持在10档的平均风量为380m³/h;4#风机保持在5档的平均风量为240m³/h。两支路风机(3#,4#)风量相对比较稳定,偏差为 $\pm 20\%$ 。

3 分析与讨论

3.1 支路风机在通风管网中的水力工况特性

支路风机在动力分布式通风系统的运行中存在着入口压力为零、负和正的三种水力状态。

3.1.1 支路入口处正压

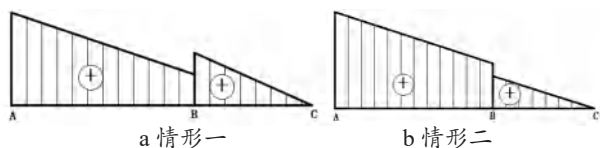


图 10 支路入口处正压时的管网压力分布图

注：A 为主风机处，B 为支路风机处，C 为支路末端风口，下同。

支路入口处正压时的管网压力分布图如图 10 所示。若某一支路入口存在着正静压 P_j ，假设设计流量下克服该支路所需要的压力为 P ，且 $P_j > P$ ，则该支路需要支路风机提供的压力为 $(P - P_j)$ 。这种情况在动力分布式通风系统中是普遍存在的，尤其是离主风机较近的支路，如图 10(a)。若 $P_j > P$ ，则该支路需要支路风机提供的压力为 $(P - P_j)$ ，此时 $(P - P_j) < 0$ ，说明此时支路风机存在着阻碍作用，这种情况在设计和运行时是需要避免的，如图 10(b)。

3.1.2 支路入口处零压

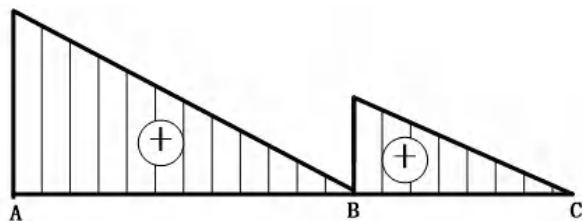


图 11 支路入口处零压时的管网压力分布图

若支路入口静压为零，这种情况相当于支管直接接入大气，管网压力分布图如图 11 所示，那么此支路设计流量下需要支路风机提供的压头即为该支路需要克服的阻力 P 。

3.1.3 支路入口处负压

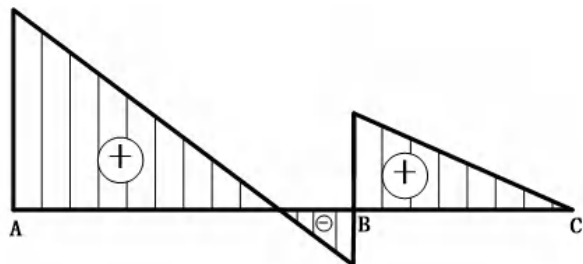


图 12 支路入口处负压时的管网压力分布图

若支路的入口静压为负静压 $-P_j$ ，管网压力分布图如图 12 所示，这种情况在动力分布式通风系统中往往出现在离主风机较远端。那么在设计流量下此支路风机需要提供的压力则为 $(P + P_j)$ 。

综上可得，在动力分布式新风系统中支路风机存在上述三种水力状态，且在实际运行中存在随着通风工况而产生支路风机运行的水力状态切换现象。这显示了动力分布式通风系统中的支路风机选型的

重要性。支路风机在系统中存在着支路入口压力不同的情况，不仅要求在设计工况下达到风量要求，还要求工况调节下也具有对应的稳定风量的能力。这是保障该系统良好运行的重要技术保障。

3.2 支路风机性能分析

传统的支路风机性能曲线一般是固定转速下的风量风压关系曲线，呈现出风量增大，风压降低的对应关系。一般采用固定转速下的风机性能曲线与通风管网的特性曲线交点确定风量及其运行风量下的风压，当管网阻力特性不变时，风机的运行状态点不变。当管网阻力增大时，风机的流量减小，其提供的压头增大。

而自适应支路风机是一种新型的可根据风量要求进行动态追踪调速的风机，本文所述的风量风压特性曲线并不是常规意义上的风量风压曲线，而是在不同管网阻力特性下，风机适配其特性而呈现出的风机调速下的风量风压曲线。也就是说，对于某一管网，设计时确定了风量，采用自适应支路风机提供压头，当管网阻力增大时，自适应支路风机可自动将风机转速调大，从而调大压力且稳定风量，当管网阻力减小时，可自动调小风机转速，减小压力且稳定风量。因此，自适应风机是以提供具体的风量大小为直接目标来进行调速匹配的。测试结果显示自适应风机在调节工况下具有风量稳定性能，但仍不能忽视其风压适配范围。因此在动力分布式系统中，应充分分析不同支路的入口压力，分析其是否处在风量稳定条件下的风压范围。这也是保障系统风量可靠的达到设计要求及良好运行的关键。

3.3 自适应支路风机的性能表征及工程应用

本文测试的自适应风机稳定 $400\text{m}^3/\text{h}$ 风量（误差为 $\pm 10\%$ ）的适配支路入口压力范围为 $-150\text{Pa} \sim 110\text{Pa}$ （此处认为支路的阻力为 0），因此自适应支路风机的性能表征参数可以为稳定风量 Q 和压力适配范围 $P_1 \sim P_2$ 。当支路风机单机运行，可以认为其入口压力为零时的风量，其提供的压力在适配压力范围 $P_1 \sim P_2$ 内，风量 Q 能够稳定。当支路风机入口压力为负时（即 $-P_0$ ），只要入口压力负值的绝对值小于适配入口压力范围的上限值（即 $P_0 < P_2$ ），其仍可以保证风量 Q 稳定；当支路风机入口压力为正时（即 P_0 ），只要入口压力值小于适配入口压力范围下限值的绝对值（即），其仍可以保证风量 Q 稳定。

但实际工程中，支路的阻力不可能为零，因此在具体的支路自适应风机匹配设计中，需对该稳定风量的适配压力范围需做修正。对于自适应风量为 Q 时的适配支路入口压力范围为 $P_1 \sim P_2$ ，当支路

阻力为 P 时,其稳定风量为 Q 时的适配支路入口压力范围即修正为 $(P_1+P)\sim(P_2+P)$ 。

工程应用中,需首先根据设计支路风量下的阻力对适配压力范围进行修正,其次再看该自适应支路入口压力是否处于修正后的压力范围内,如果处于修正后的范围内则说明可以稳定风量,若处于该范围之外,则会偏离设计风量。若入口压力大于修正后的范围上限值,说明该自适应支路风机的实际风量会大于设计风量,若入口压力小于修正后的范围下限值,说明该自适应支路风机的实际风量会小于设计风量。

4 结论

(1) 支路风机在动力分布式通风系统中的运行中存在着入口压力为正压、负压和零的情况,且随着通风工况的变化会呈现出正压、负压和零压的切换。不同的支路入口压力对支路风机的运行存在一定的影响。

(2) 具有风量稳定能力的自适应支路风机在动力分布式通风系统中具有重要作用,可解决风量偏移及调节工况下的风量稳定性问题。但自适应支路风机在稳定风量下具有相适配的入口压力范围,且该适配压力范围随着档位的降低呈现变窄的趋势。

(3) 自适应支路风机在系统中受主风机和其他支路风机调节而影响自身风量程度较小,呈现了较好的风量自适应管网特性和风量抗干扰能力。自适应支路风机具备多种稳定风量及其适配的压力范围,可满足系统设计和动态调节需求。

(4) 自适应支路风机可采用稳定风量及适配压力范围表征其性能,当其处于某一支路时,首先需

要根据设计风量下的支路阻力对适配压力范围进行修正,其次再看该支路入口压力是否处于修正后的压力范围内,如果处于范围内则说明可以稳定风量,若处于该范围之外,则会偏离设计风量。

参考文献

- [1] 居发礼,付祥钊,范军辉.动力分布式通风系统设计方法[J].煤气与热力,2012,32(11):17-19+23.
- [2] 范军辉.动力分布式通风系统研究[D].重庆大学,2013.
- [3] 赵建伟.动力分布式通风系统稳定性及其能耗分析[J].建筑科学,2017,33(02):96-101.
- [4] 范军辉,付祥钊,居发礼.通风系统输配功耗模型及应用分析[J].煤气与热力,2013,33(01):15-17.
- [5] 严天,徐新华,郭旭辉.动力分布式通风系统性能模拟及分析[J].制冷技术,2017,37(03):53-57.
- [6] 居发礼.息烽县人民医院病房综合大楼空调设计[J].暖通空调,2013,43(12):121-125.
- [7] 樊燕,唐艳滨,王春雷,付祥钊,徐征.烟台莱山新院病房动力分布式通风系统设计[J].建筑热能通风空调,2017,36(04):94-98.
- [8] Fa-Li Ju, Liying Liu and Xiaoping Yu. An analytical study to evaluate the impact of distributed zone fans on air flow rate in a mechanical ventilation system. Building Services Engineering Research and Technology.2019. DOI: 10.1177/0143624419873761
- [9] 居发礼,刘丽莹,余晓平,黄雪,丁艳蕊,祝根原.动力分布式通风系统支路风量偏移测试与分析[J].暖通空调,2019,49(12):104-108.

侯昌垒¹, 黄雪¹, 居发礼², 孙钦荣²

【摘 要】通风系统调适是保障通风系统正常运行,有效发挥作用的重要一环,动力分布式通风系统应用于实际工程中具有调适方便、压力及风量保障性强等优点。为提高动力分布式通风系统调适技术,通过某医院动力分布式通风系统调适的工程实例,总结出动力分布式通风系统快捷而有效的调适方法和基本的操作程序,为动力分布式通风系统更好的应用于工程提供调适技术支撑。

1 引言

通风系统工程安装完毕后应进行测定和调适,系统调适是对工程质量进行系统检验、并使其功能得以正常发挥的过程。一般工程施工结束之后进行调适的项目,不但能及时发现问题进行改进,而且正式运行后的效果都比较好;反之,如调适效果不好,对存在的质量问题不及时改进,既会浪费能源又会影响使用效果^[1-2]。

常规动力集中式通风系统通过控制定风量阀门的开度来控制进、出房间的风量大小,该系统应用于负压(隔离)病房这类房间时,系统调适难度大,不能自主控制,存在诸多不便。而动力分布式通风系统通过支管设置自带动力的末端风量调节模块来实现房间风量的调节,调适过程中仅需调节控制面板档位即可实现房间风量调节,此外其还可与压差

传感器联合运行实现对房间压力自动调控^[3-6]

为更好的发挥和保障动力分布式通风系统在工程应用的优势,本文对某人民医院动力分布式通风系统工程实例进行了调适,分析总结了动力分布式通风系统调适过程中应当注意的具体事项,提出了动力分布式通风系统调适方法与流程,为动力分布式通风系统更好的应用于工程提供调适技术支撑。本文是中国勘察设计协会团体标准《医疗建筑平疫结合通风设计规范》的研编成果之一。

2 项目概况

2.1 项目基本信息

本项目是成都市某人民医院负压病区通风系统调适, 该项目共有四间病房, 采用动力分布式通风形式, 如图 1 所示, 新风主机和排风主机均放置于屋顶, 病房、卫生间和缓冲间末端送排风均采用独



表1 病房换气次数、风量、压力设计值

名称	换气次数要求 (h ⁻¹)	设计新风量 (m ³ /h)	设计排风量 (m ³ /h)	压差 (Pa)
病房1、2、3	12	615	915	-15
缓冲间1、2、3	6	130	430	-10
病房4	12	1458	1758	-15
缓冲间4	6	160	460	-10
走廊	6	600	900	-5
卫生间	-	-	48	-20

表2 通风系统相关设备参数表

名称	参数	备注
新风主机	6000 m ³ /h、300Pa	一用一备
病房送风模块1-6	450m ³ /h、-120~140Pa	自适应模块
病房送风模块7-9	600m ³ /h、-150~130Pa	
缓冲间送风模块1、2、3、4	150m ³ /h、-120~140Pa	
排风主机	9000 m ³ /h、300Pa	一用一备
病房排风模块1、2、3	1200 m ³ /h、300Pa	自适应模块
病房排风模块4、5	1100 m ³ /h、300Pa	
缓冲间排风模块1-4	150 m ³ /h、300Pa	
卫生间排风模块	150 m ³ /h、300Pa	

立的送、排风模块提供动力。

设计各房间风量和压差值如表1所示。

2.2 调适目标

基于《传染病医院建筑设计规范》(GB50849-2014)、《医院负压隔离病房环境控制要求》(GB/T35428-2017)等规范对负压(隔离)病房房间换气次数及压差的需求,即在满足房间新风换气次数要求的同时房间压力也满足需求^[7-8]。

先调节排风系统再调节新风系统较容易保障房间压力需求,但往往新风换气次数不能达到要求,故在本项目调适过程中应按照先调新风系统,再调节排风系统的顺序来进行通风系统调适。按照满足房间新风量换气次数要求后,再进行房间压力调节,房间新风量足够多,可以充分稀释室内空气,房间负压值达到设计要求后,也可以保障室内污染物不外泄。

2.3 调适仪器

根据项目调适目标要求,在满足房间新风换气次数的前提下满足房间压力需求,调适过程中涉及到房间新/排风量、房间压力等数值的测量,所需仪器类别及参数如表3所示:

表3 测量仪器类型及参数

序号	名称	参数
1	德图 testo 风量罩	测量范围: 40~4000 m ³ /h; 测量精度: ±3% 测量值 +12 m ³ /h; 分辨率: 1 m ³ /h; 响应时间: 1s
2	德图 testo4051 热敏风速仪	测量范围: 0~30m/s; 测量精度: ±(0.1m/s+5%测量值) (0~2 m/s), ±(0.3m/s+5%测量值) (2~15 m/s); 分辨率: 0.01 m/s
3	德图 testo510 微压差表	测量范围: 0~100hPa; 测量精度: ±0.03hPa (0~0.3hPa), ±0.05hPa (0.31~1hPa), (±0.1hPa+1.5%测量值) (1.01~100hPa); 分辨率: 0.01 hPa
4	卷尺	测量范围: 0-15m; 测量精度: 0.01m

3 调适内容

《传染病医院建筑设计规范》(GB50849-2014)

规定,负压隔离病房宜采用全新风直流式空调系统,最小换气次数应为12次/h,病房与其相邻、相通的缓冲间、走廊压差,应保持不小于5Pa,因此,为保障新风换气次数要求,应优先对新风系统进行调适,满足要求后再对排风系统进行调适。

3.1 房间新风量调适

3.1.1 新风系统试运转

通风工程安装完成、通电检查完毕后,为了排除系统异响、风量与设计值不匹配、阀门不能正常启闭等可能影响调适工作的问题,对系统及设备进行试运转。本次试运转时将1台新风主机调至9档,新风模块档位调整至最大档位并进行风量测试,对比各模块风量与额定风量情况,试运转测试结果见表4。

表4 新风系统试运转测试记录

新风主机 档位	房间	送风模块		
		模块编号	档位	实际风量 (m ³ /h)
单台 90%	病房1	病送模块1	6	600
		病送模块2	4	120
	缓冲1	缓冲1送	8	163
	病房2	病送模块3	10	130
		病送模块4	10	387
	缓冲2	缓冲2送	8	112
	病房3	病送模块5	10	334
		病送模块6	10	395
	缓冲3	缓冲3送	8	204
	病房4	病送模块7	10	300
		病送模块8	10	349
		病送模块8	10	465
	缓冲4	缓冲4送	8	144

由试运转测试结果可知,当病房2~4新风模块均为10档时,模块3-6实际出风量分别为额定风量的28%、86%、74%、81%(额定风量为450 m³/h);模块7-9实际出风量分别为额定风量的50%、58%、77%(额定风量为600 m³/h),模块3、7、8实际出风量偏小。缓冲间送风模块均为8档时,缓冲间送风模块1-4实际出风量分别为额定风量的108%、74%、136%、96%、(额定风量为150 m³/h),风量偏大。

病房新风系统模块在开启至最大档位时,部分模块实际出风量远低于克服设计管网阻力下应有的风量,故应对新风系统进行检查,排除故障。

3.1.2 新风系统检查

系统调适中,导致风量存在偏差的可能原因主要有以下几个方面^[9-10]。

(1)设计原因:设计过程中由于水力计算偏差较大,设备选型较小;

(2)施工与设计不匹配:实际施工与设计计算偏差较大;

(3)设备安装问题:设备安装连接时出现漏风、

材料堵住管道，未开启阀门等情况。

经全面检查，本项目新风系统主要问题是：

（1）新风模块进风段安装问题：进风软管尺寸与模块接口尺寸不匹配，模块开启时，吸风侧软管、保温棉等直接将风道堵死，导致风量降低。

（2）新风模块出风段安装问题：出风口软管与模块接口尺寸不匹配，出口软管尺寸过大，在固定软管的过程中，塑料外层崩裂，漏风量较多。



图 1 模块进口段内部情况



图 2 模块出口段软管连接情况

改进设备安装情况后重新进行风量检测，模块 3、4 风量检测结果如表 5 所示。

调整后，模块 3 的 10 档风量增加了 175%，模块 4 风量基本保持稳定，其余模块风量均有提升。

3.1.3 新风量调适

检查确认新风系统设备连接正常、阀门开启正

表 5 单个模块风量检测

名称	整改前（10 档）	整改后（10 档）
病房送风模块 3	155	427
病房送风模块 4	388	407

常后，调节模块档位并以满足房间新风换气次数的要求为标准对新风系统进行调适及测试。

新风系统调适时，新风主机和新风模块均调至预设档位，再从系统最末端房间开始对每个模块风量进行测量并计算房间新风换气次数值，当不满足时调高档位，超过太多则调低档位，直到每个房间的风量均能满足换气次数要求。

经反复调适后，新风主机开启 1 台并调至 10 档，病房 1 新风模块调至 4 档，病房 2、3 新风模块调至 5 档，病房 4 新风模块均调至 8 档时大多数房间可满足要求，具体调适情况见表 6。

表 6 按满足换气次数要求调适新风量

新风主机 档位	房间	送风模块				
		模块编号	档位	风量 (m³/h)	换气次数 (h⁻¹)	是否满足 要求
单台 100%	病房 1	病送模块 1	4	388	13.5	满足
		病送模块 2	4	304		
	病房 2	缓冲 1 送	4	147	6.8	满足
		病送模块 3	5	317	12.6	满足
	病房 3	病送模块 4	5	329		
		缓冲 2 送	4	137	6.3	满足
	病房 4	病送模块 5	5	317	12.9	满足
		病送模块 6	5	344		
	病房 3	缓冲 3 送	4	133	6.2	满足
		病送模块 7	8	476	10.7	不满足
	病房 4	病送模块 8	8	389		
		病送模块 9	8	437		
	缓冲 4	缓冲 4 送	6	164	6.1	满足

经调适，病房 1 模块均为 4 档、病房 2 模块均为 5 档、病房 3 模块均为 5 档、病房 4 模块均为 8 档时，病房 1-3 换气次数均可满足要求，病房 4 换气次数不能达到设计指标要求，但其与设计值偏差不超过 15%，认为满足要求。

新风系统调适后，房间新风换气次数能够满足要求，不再对新风系统进行操作，下一步对房间负压进行调试，房间负压依靠排风进行调节，故下一个调适的目标是排风系统。

3.2 房间负压调适

3.2.1 排风系统试运转

对排风系统也需要进行初步检查及试运转，排除系统存在的问题，排风系统试运转时先将 1 排风主机调至 8 档，排风模块均开至最大档位再进行风量测试，测试结果如表 7 所示。

经测量，当排风主风机开启一台并将档位调至 80%，排风模块档位均开启至最大时，模块 1-3 实际出风量分别为额定风量的 80%、100%、91%（额

表7 排风系统试运转测试记录

排风主风档位	模块编号	档位	风口编号	风量 (m³/h)	房间总排风量 (m³/h)	排风换气次数
单台 80%	病排模块 1	10	病房排风口 1	810	960	18.7
			病房排风口 2	150		
	病排模块 2	10	病房排风口 3	679	1213	23.6
			病房排风口 4	534		
	病排模块 3	10	病房排风口 5	0	1100	9.1
			病房排风口 6	1100		
	病排模块 4	10	病房排风口 7	1070	1070	12.1
			病房排风口 8	0		
	病排模块 5	10	病房排风口 9	233	400	
			病房排风口 10	167		

定风量均为 1200 m³/h)，模块 4、5 分别为 100%、36%（额定风量均为 1100 m³/h），可知模块 1-4 总风量较为正常，模块 5 风量偏小。

由表 9 可以看出，在排风量均较为正常的情况下，排风口 1、2；排风口 5、6；排风口 7、8 各自连接同一台排风模块，但风量不均衡，应当检查管道连接情况及管道阀门开启情况。

由试运转测试结果可知，部分模块在档位最大时，实际风量与额定风量偏差较大，各排风口风量也有不均衡的现象，故需对排风系统进行检查。

3.2.2 排风系统检查

经检查，除新风系统中提到的问题外，排风系统主要有以下问题：

（1）管道阀门未正常开启

高效风口上方管道风阀未打开（图 3），风口 5 和 8 风量为 0，所有风量均从另一个风口排出。



图3 管道阀门开启情况



图4 控制面板线路连接情况

（2）面板安装问题

控制面板接线安装时不慎将线压在线盒上，导致线路断开（图 4），无法通过控制面板正常开启风机。

3.2.3 房间负压调适

房间负压调适前，首先应对房间密闭性进行检查，对可能存在风量渗透的部位采取密封措施进行处理，易出现风量渗透的部位如表 8 所示。

表8 房间密封需要注意

序号	位置	注意事项
1	门窗渗透	尽可能的采用密闭性能较好的门、窗以及其他密封材料。
2	传递窗周围的渗透	
3	电气管路的渗透	
4	控制面板的渗透	

此外，还应当检查机械式压差表、电子微压差计等均需要连接软管来测量压力，应注意防止施工时（如涂密封胶）导致测量软管被堵塞。

经排风系统检查、房间密封性能检查等措施后，对房间压力进行调适。

（1）排风调适工况 1

新风系统调至满足换气次数要求时的档位时，单台排风模块开至最大、排风模块开至最大时，房间压力无法满足要求，故将两台排风主机同时开启至 80%。

表9 房间负压调适工况 1

工况	房间	模块	档位	换气次数 (h ⁻¹)	压差(Pa)	是否满足 要求
新风主机: 单台 100% 排风主机: 两台 80%	病房 1	病送模块 1	4	13..5	-11.3	不满足
		病送模块 2	4			
		病排模块 1	10	-		
	缓冲 1	缓冲 1 送	4	6.8	-8	不满足
		缓冲 1 排	10			
	病房 2	病送模块 3	5	12.6	-11.6	不满足
		病送模块 4	5	-		
		病排模块 2	10	-		
	缓冲 2	缓冲 2 送	4	6.3	-8.9	不满足
		缓冲 2 排	10	-		
	病房 3	病送模块 5	5	12.9	-9.3	不满足
		病送模块 6	5	-		
		病排模块 3	10	-		
	缓冲 3	缓冲 3 送	4	6.2	-6.3	不满足
		缓冲 3 排	10	-		
	病房 4	病送模块 7	8	10.7	-16.4	满足
		病送模块 8	8			
		病送模块 9	8	-		
		病排模块 4	10	-		
		病排模块 5	10	-		
	缓冲 4	缓冲 4 送	6	6.1	-8.2	不满足
缓冲 4 排		10	-			

由测试可知，新风系统满足换气次数要求时，排风模块开至最大，两台排风主机均开至 8 档时，仅病房 4 能满足压力要求其余房间均无法满足要求，应继续加大排风主机档位。

（2）排风调适工况 2

新风系统档位保持不变，排风模块开至最大，

压力值来调整新、排风系统档位，最终调适档位及结果如表 11。

新风主机:
单台 100%
排风主机:
两台 100%

4 调适结果分析

新风主机：
单台 100%
排风主机：
两台 100%

4.1 调适过程分析总结

结合本次项目调适过程中遇到的问题，动力分布式通风系统调适工作正式开始前应当有一些前提条件，具体如下：

(1) 预留测试孔位

为便于在系统调适时对管道静压进行测试,施工时需在风管系统中预留管道静压测试孔。测试孔洞的预留应在设计图纸中注明开孔位置和开孔尺寸大小及封堵方式,施工后应对测试孔位进行位置标记。

(2) 管道气密性保障

应进行管道系统强度和严密性试验，应能满足《通风与空调工程施工质量验收规范》（GB50243）要求。

(3) 房间气密性保障

房间的气密性等级决定了房间机械送排风量差,调适前应対房间可能存在明显漏风的区域进行封堵和密闭处理,如门缝、传递窗周围等区域。

在上述前提条件的基础上,进一步地提出动力分布式负压通风系统调适流程。

4.2 动力分布式通风系统调适流程

结合实际项目案例调适过程,提出如图6所示的动力分布式通风系统调适工作流程。

调适流程主要分为调适准备和正式调适两大步,

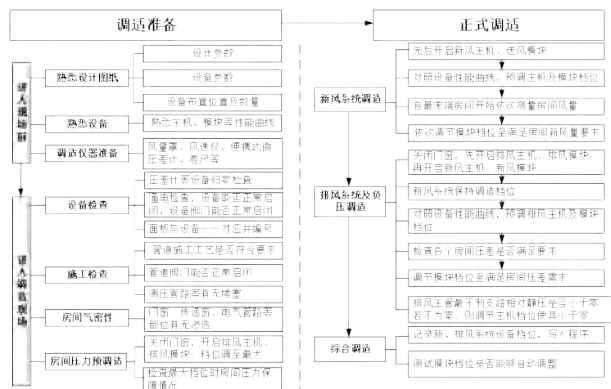


图 6 动力分布式通风系统调适流程

调适准备又分为进入现场前和进入现场后两阶段。

(1) 进入现场前主要工作

①熟悉设计图纸,明确项目设计、设备参数、设备放置位置等信息。

②掌握产品性能曲线,有条件的还应对设计管路进行建模,利用CFD软件进行建模分析设计管网系统的阻力曲线。

③准备好调适过程中需要的仪器设备等。

(2) 进入调适现场后正式调适前的主要工作

①对所有系统设备进行检查,如通电检查、仪表归零检查、控制面板与对应设备一一对应起来。

②施工检查,对管道施工工艺情况、设备安装情况等进行检查,有条件的应让施工单位提供管道密封性实验报告。

③房间气密性检查,应对可能渗透风量较大的门、窗、传递窗等部位进行检查,有条件的应让施工单位提供房价气密性实验报告。

④房间压力预调适,当设备检查、施工检查、房间气密性检查均完毕后,应对房间压力进行预调适,以排除设备选型偏差带来的问题。

(3) 正式调适的主要工作内容

正式调适时应遵循先调适新风系统,再调适房间负压的顺序。

①新风系统调适时,先开启新风主风机,建立管道正压后再开启新风模块,预设新风主风机、新风模块档位并从最末端房间进行新风量的调节,调节档位的高低来满足房间风量要求,依次调节每个房间的模块档位至所有房间均能满足房间新风换气次数要求。

②负压调适时,先开启排风主风机,建立管道负压后开启排风模块,再开启新风系统并保持能满足新风换气次数时的档位,预设排风主风机及模块档位,依次调节每个房间模块档位至满足房间压力要求,最后测量主管道最不利管道末端压力是否低于环境压力,若大于则调高排风主机档位。

③综合调适,记录所有模块档位并将其录入控制程序中,检测其能否自动调节。

5 总结

通风与空调系统施工安装应严格按照《通风与空调工程施工质量验收规范》(GB50243)等相关规范进行施工、工程验收,在此基础上,动力分布式通风系统仅需在房间内即可调节模块、主风机风量,不再需要反复的上下天花板调节管道阀门,系统调适工作简单高效,极大的减轻了系统调适过程的工作压力。

参考文献

- [1] 郝志刚,魏庆芑,邓杰文,等.公共建筑空调系统全过程管理方法研究(3):施工质量检查与系统验收调适[J].暖通空调,2019,v.49;No.356(03):63-72.
- [2] 利敏,宋业辉,魏峥,阳春,廖滢.杭州G20峰会场馆空调系统调适实践[J].建筑节能,2019,47(09):48-52.
- [3] 范军辉.动力分布式通风系统研究[D].重庆大学,2013.
- [4] 许叶.定风量调节阀在通风空调系统中的应用[J].科技创新导报,2009(10):79-79.
- [5] 李达伟.试述建筑空调系统中定风量阀的特点与作用[J].中国科技财富,2010(8):158-158.
- [6] 居发礼,付祥钊,范军辉.动力分布式通风系统设计方法[J].煤气与热力,2012,32(011):17-19,23.
- [7] 中华人民共和国住房和城乡建设部.传染病医院建筑设计规范(GB50849-2014)[S].2014
- [8] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局.医院负压隔离病房环境控制要求(GB/T35428-2017)[S].2017
- [9] 卢建新.净化空调系统调适中常见问题和优化建议[J].华东科技(综合),2020(10):0463-0463.
- [10] 王秋润,潘毅群,黄治钟.空调风系统管网风量平衡仿真调试(一):局部构件相邻连接影响修正[J].暖通空调,2021,51(05):103-110+50.

降低呼吸道病毒近距离扩散风险的座椅送回风系统防控性能研究

薛宪凯，阳东

（重庆大学土木工程学院，重庆 400045）

〔摘 要〕针对公共空间内人员密集区域易发生呼吸道传染病近距离传播的问题，提出一种基于座椅送回风的独立防疫应急通风系统，利用计算流体力学对该通风系统进行模拟计算。研究表明：该应急通风系统可以有效减少病毒气溶胶在空气中的扩散，人员的近距离暴露风险降低幅度达 90% 以上，降低了呼吸道疾病在人员聚集区发生近距离交叉感染的风险。该系统可以应用到医院、车站、办事大厅等公共空间座椅区域以降低人员交叉感染的风险，为公共建筑在疫情期间的应急防控提供依据与策略。

〔关键词〕座椅送回风；呼吸道传染病；扩散；交叉感染；气流屏障

0 引言

呼吸道传染病（如流感、SARS、COVID-19 等）严重威胁着人们的健康和经济发展。新冠肺炎（COVID-19）的全球大流行造成大量人员伤亡，并造成巨大经济损失^[1]。吸入含病原体的气溶胶是引发呼吸道传染病传播的主要传播途径之一。感染者咳嗽、打喷嚏、说话和呼吸时会产生数万个传染性飞沫，其中大部分飞沫蒸发到空气中，成为传染性飞沫核^[2]。COVID-19 感染者每分钟可产生 10 万个病毒离子的感染性飞沫^[3]。传染性飞沫核的空气传播可以发生在很近的距离，造成交叉感染。携带病原体的气溶胶的传播受到人体的呼吸流和热羽流以及通风流之间的耦合作用^[4]。一般认为，患者呼出的飞沫或气溶胶在呼出射流 1.5 米处将与环境空气混为一体。如果空气通风足够好，则室内空气的病原体浓度将远远小于患者鼻孔 1.5 米以内的病原体浓度。而一旦人员密集或通风不足时，则远距离空气传播的风险明显升高。

传统的全容积通风技术，如混合通风，旨在提供一个统一的空间环境，具有稳定的室温与空气质量。然而，这些技术并不能保证同时为每个个体提供高通风效率，也不能保证所偏好的热舒适水平，因此不能满足所有人员的偏好。许多研究考虑个性化送风系统，以辅佐传统空调系统^[5]。这种新型的通风方式将调节好的洁净空气直接输送到人员的呼吸区，从而提高了吸入空气质量，同时满足了预期的热舒适水平^[6]。此外，个性化通风系统的一个重要特征是能够保护用户免受空间宏观气流中的污染物和传染性病毒的侵害^[7]。

新冠疫情防控的常态化使得人们重新思考通风模式的转变以及“平疫结合”的应对理念。通风模

式需要将设计的重心从空间转向个人，注重源头控制以及优化气流组织，在疫情关键期间尽可能多地为个人提供健康舒适的微环境^[8]。本文提出一种用于人员密集场所的座椅送回风系统，以减少病毒气溶胶的扩散，降低人员间近距离交叉感染的风险。

1 数值计算模型的建立及参数确定

1.1 座椅送回风模型的建立

座椅送回风系统包括位于人体两侧的条缝型送风口以及人体头顶上方的格栅型回风口，此送回风系统通过调节送回风口的风速及角度，对感染者呼出气体进行限制。

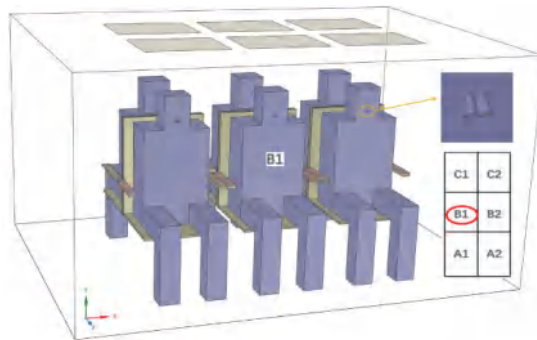


图1 座椅送回风及人体模型

其中，单个座椅占地为 600×600 mm，大小为 500×500×780 mm（长×宽×高），座板距地 420 mm。座椅的送风口位于扶手处，呈条缝型，距离地面 500 mm，其送风口面积为 300×50 mm（长×宽），送风方向与竖直方向呈 85° 夹角；而回风口设在座椅正上方，呈长方型，距离地面 1500mm，其回风口面积为 300×500 mm，其气流方向为竖直向上。选择两排座椅形成的区域作为模拟区域，每排坐 3 人（A、B、C）。选择 B1 作为感染者，剩余 5 人作为暴露者。

1.2 计算模型的离散与求解

网格划分是定量模拟设置的关键步骤,网格质量直接影响分析的精度与效率。本定量模拟考虑人体散热所产生的羽流作用,需要同时生成流体区域和固体区域,且两个区域的交界面需要保持网格节点一致。为保证计算精度,对于模型中细节特征,如人体鼻腔处,进行了局部加密。考虑到无因次壁面数 y^+ 近似等于 1,在人体模型边界周围创建了边界层来捕捉流动行为。采用多面体网格进行体网格的划分,本模拟中网格总数约为 114 万,网格的偏斜度标准低于 0.9。

对于该座椅送回风系统中的气流组织,存在具有湍流特性的人体呼出气流、座椅送风末端送风射流以及人体的热羽流的相互作用,流场较为特殊,使得呼吸道病原体在空气中的迁移过程及空间分布比较复杂,利用 Fluent 模拟计算开启和不开启该座椅送回风系统的情形下,呼吸道病原体在空气中的迁移过程及空间分布,进而量化该系统阻隔呼吸道病原体空气传播的性能。

在连续相的数值模拟中使用 RNG k- ϵ 湍流模型进行计算,由于空间中存在高湍流,该模型采用壁面增强的壁面函数以及考虑充分的浮力效应。由于空间中的密度变化很小,采用了 Boussinesq 近似来处理浮力效应,采用二阶迎风格式离散质量、动量、能量、和湍流方程。

1.3 边界条件的设置

由于大部分呼气液滴核运动的主要驱动力是气流,而不是重力。且根据以往 CFD 研究表明,使用欧拉法将流体相和颗粒相视为连续体,其模拟与实验结果良好一致,表明人体呼出液滴核的简化是合理的^[9]。因此本模拟采用示踪气体模拟人体呼出的气流,示踪气体采用 N_2O ,感染者呼出的 N_2O 体积浓度为 0.05。

本模拟采用稳态模拟,为实现座椅两侧形成送风风幕以隔绝相邻座椅的潜在病毒气溶胶侵入以及将感染者呼出气体送回到回风口,采用条缝型送风口,且送风方向为竖直向上偏向人体 5° 。感染者 B1 鼻孔持续呼出示踪气体 N_2O ,用以表征呼出的携带病原体的飞沫气溶胶,呼气速度为 1.33m/s 。其余暴露者鼻孔持续吸入环境中气体,吸气速度为 1.33m/s 。

表 1 数值模拟边界条件

边界	边界条件	边界值
计算域	Pressure-out	
送风口	Velocity-inlet	0.867m/s
回风口	Velocity-inlet	-0.174m/s
鼻孔	Velocity-inlet	$\pm 1.33\text{m/s}$
人体	Wall	39W/m^2

分别在座椅区开启与不开启座椅送回风系统条件下对其进行进行模拟计算,详细边界条件设置如下表 1。

2 呼吸道病原体空气传播中人员暴露风险

为量化该座椅送回风系统气流组织阻隔呼吸道病原体空气传播的效果,引入暴露风险指数这一评价指标。结合数值模拟结果,对比开启与不开启该系统时的人员暴露风险指数大小。

暴露风险指数的定义如下:

$$\varepsilon = \frac{C_{in} - C_{supply}}{C_{exhaust} - C_{supply}} \quad (1)$$

式中, ε 为暴露风险指数, C_{in} 为暴露者吸入空气的病原体浓度, $C_{exhaust}$ 为感染者呼出空气中的病原体浓度, C_{supply} 为送风气流的病原体浓度。若送风气流的病原体浓度为 0, 则暴露风险指数可以简化为

$$\varepsilon = \frac{C_{in}}{C_{exhaust}} \quad (2)$$

3 模拟计算结果和分析

3.1 速度场

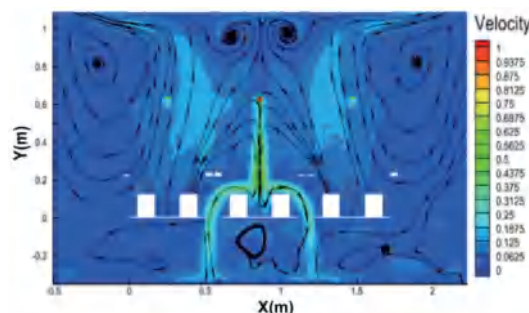


图 2 座椅区关闭座椅送回风系统速度云图
(感染者 B1 鼻子处的竖向切面)

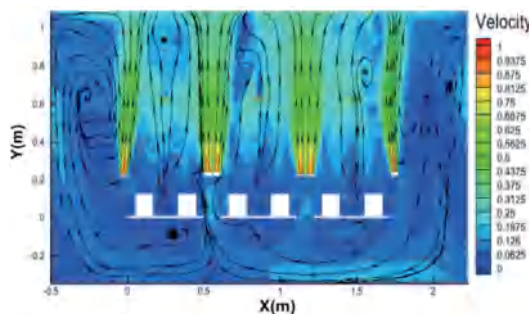


图 3 座椅区开启座椅送回风系统速度云图
(感染者 B1 鼻子处的竖向切面)

图 2 位置为感染者 B1 鼻子处的竖向切面,图 2 为座椅区关闭座椅送回风系统后速度云图与主要流线分布情况,图 3 为座椅区开启座椅送回风系统后速度云图与主要流线分布情况。座椅区送风速度为 0.867m/s ,送风方向与水平方向呈 85° 夹角并偏向人体。气流速度从送风口处的 0.867m/s 逐渐衰减到回

风口的 0.2m/s, 该风速不会使人员产生明显的吹风不适感。同时, 人员两侧会形成明显的气流屏障作用, 以隔绝呼吸道病原体飞沫气溶胶向邻座的迁移。

3.2 N₂O 浓度分布

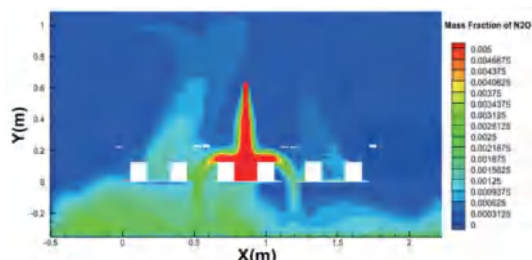


图4 座椅区关闭座椅送回风系统 N₂O 质量分数云图
(感染者 B1 鼻子处的竖向切面)

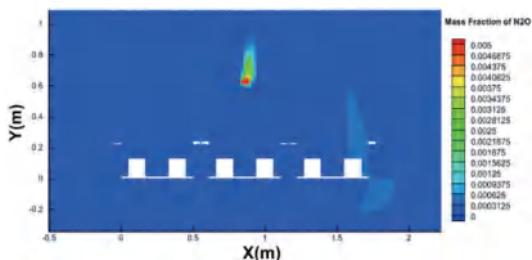


图5 座椅区开启座椅送回风系统 N₂O 质量分数云图
(感染者 B1 鼻子处的竖向切面)

图4为座椅区关闭座椅送回风系统情形下的 N₂O 质量分数分布图, 图5为座椅区开启座椅送回风系统情形下的 N₂O 质量分数分布图。可以看出, 在不开启座椅送回风系统时, 感染者 B2 鼻孔呼出的 N₂O 气体在射流以及重力作用下向座椅前斜下方运动, 并向周围扩散, 部分 N₂O 沉降到地面。在人体羽流作用下, 少部分 N₂O 会沿人体向上弥漫。在开启座椅送回风系统时, 感染者 B1 呼出的 N₂O 气体在座椅送风及回风气流组织作用下, 大部分被气流裹挟进入座椅回风末端, 因而感染者 B1 呼出的飞沫气溶胶向周围区域扩散的量极少。

3.3 暴露风险

通过对 5 位暴露者鼻孔吸入的 N₂O 进行检测, 结合暴露风险指数计算公式, 得到了如图 6 所示的座椅区人员在开启和不开启座椅送回风系统时的暴露风险指数。可以看出, 在未开启座椅送回风系统时, 5 位暴露者的暴露风险指数均较高, 暴露风险最高的是位于感染者 B1 背后座椅上的暴露者 B2, 这是因为感染者 B1 与暴露者 B2 的鼻孔距离最近, 感染者 B1 呼出的病毒气溶胶较多地扩散至暴露者 B2 鼻孔处, 因而暴露者 B2 吸入的病毒气溶胶量也最多。暴露者 A1 和暴露者 C1 位于感染者 B1 的两侧, 两者的暴露风险指数相当。暴露者 C2 与 A2 位于感染

者背后两侧座椅上, 两者暴露风险指数相差无几, 且低于暴露者 A1 和 C1 的暴露风险指数。可见, 在未开启座椅送排风系统, 且座椅上各人员均正坐在各自座椅, 排除低头、扭头、交谈等行为时, 感染者和暴露者鼻孔之间距离是影响暴露风险大小的关键因素, 随着两者鼻孔之间距离越近, 暴露风险指数越高。

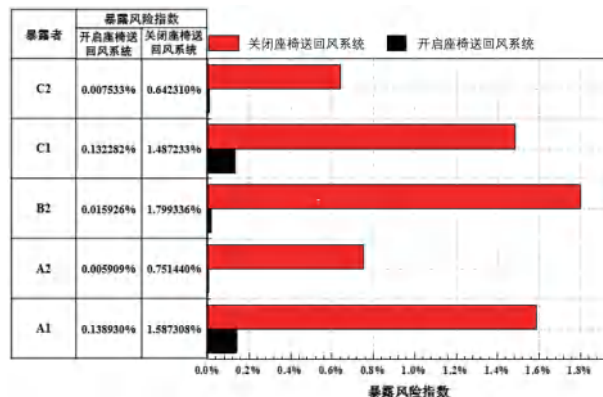


图6 座椅区人员暴露风险指数

在开启座椅送回风系统时, 各暴露者的暴露风险均大幅下降, 由图 7 可以看出, 各暴露者暴露风险指数均降低 90% 以上。暴露者 A2、B2、C2 的暴露风险明显降低, 较暴露者 A1、C1 降低的幅度稍大。这是由于座椅送回风系统使得感染者呼出的气体绝大部分被该气流组织送回至回风末端, 减少了病毒气溶胶的扩散。而位于感染者同排两侧的暴露者 A1、C1 在送风气幕气流、感染者鼻孔呼出射流及人体羽流共同作用下, 吸入稍多的病毒气溶胶, 因而暴露风险指数降低幅度稍低。

4 结论

通过 CFD 仿真计算了座椅送回风系统在防控

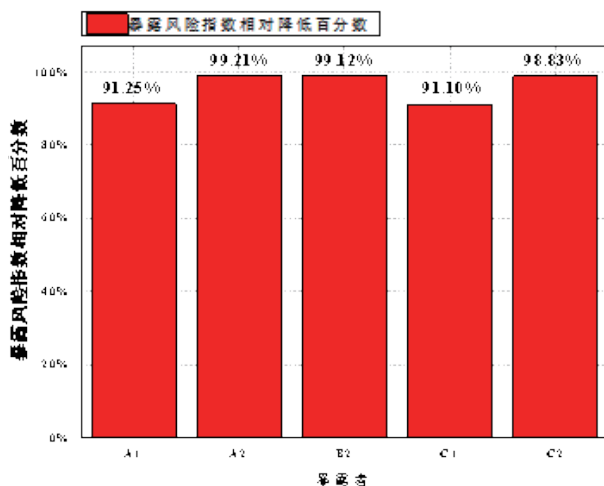


图7 座椅区人员暴露风险指数相对降低百分数

病毒近距离传播的作用,引入暴露风险指数量化了人员发生近距离交叉感染的风险,相关结论如下:

(1) 呼吸道传染性疾病在座椅区的传播多通过飞沫及气溶胶的近距离吸入实现,其感染风险与人员之间的距离紧密相关,距离越近,发生交叉感染的风险越大。

(2) 该座椅送回风系统可以减少病毒等在空气中的扩散,降低病毒发生近距离交叉感染的风险,开启座椅送回风系统后,感染风险降低幅度在90%以上。

(3) 为不引入更多偶然变量,对量化结果造成不可控干扰,本研究未考虑中央空调等送回风末端对座椅送回风系统的影响。可以预见的是,在中央空调送回风以及其它环境风的耦合作用下,座椅送回风的防控效果将会受到影响。

参考文献

- [1] Elsaid AM, Ahmed MS. Indoor Air Quality Strategies for Air-Conditioning and Ventilation Systems with the Spread of the Global Coronavirus (COVID-19) Epidemic: Improvements and Recommendations. *Environ Res.* 2021;199:111314.
- [2] Tang JW. SARS-CoV-2 and aerosols-Arguing over the evidence. *J Virol Methods.* 2021;289:114033.
- [3] Stadnytskyi V, Bax CE, Bax A, Anfinrud P. The airborne lifetime of small speech droplets and their potential importance in SARS-CoV-2 transmission. *Proc*

Natl Acad Sci U S A. 2020;117(22):11875-7.

[4] Ai ZT, Huang T, Melikov AK. Airborne transmission of exhaled droplet nuclei between occupants in a room with horizontal air distribution. *Building and Environment.* 2019;163.

[5] Cermak R, Melikov A. Protection of Occupants from Exhaled Infectious Agents and Floor Material Emissions in Rooms with Personalized and Underfloor Ventilation. *HVAC&R Research.* 2007;13(1):23-38.

[6] Katramiz E, Al Assaad D, Ghaddar N, Ghali K. The effect of human breathing on the effectiveness of intermittent personalized ventilation coupled with mixing ventilation. *Building and Environment.* 2020;174.

[7] Li X, Niu J, Gao N. Co-occupant's exposure to exhaled pollutants with two types of personalized ventilation strategies under mixing and displacement ventilation systems. *Indoor Air.* 2013;23(2):162-71.

[8] Melikov AK. COVID-19: Reduction of airborne transmission needs paradigm shift in ventilation. *Build Environ.* 2020;186:107336.

[9] Ai Z, Mak CM, Gao N, Niu J. Tracer gas is a suitable surrogate of exhaled droplet nuclei for studying airborne transmission in the built environment. *Build Simul.* 2020:1-8.

制药洁净室不同类型扰动对压差的定量影响研究

程煊锐, 马晓钧, 黄春娥

(北京联合大学, 北京 100101)

[摘要] 本文为认清不同扰动形式对压差波动的影响程度, 从运行控制角度探讨各种扰动引起的压力动态变化特性, 将洁净系统运行过程中的扰动分为阶跃扰动、斜坡扰动和周期扰动, 借助 Matlab/Simulink&Simscape 搭建仿真平台, 建立了由五个房间组成的洁净系统, 以阀门的故障导致阀门误差突然增加或减少、高效过滤器逐渐堵塞以及开关门三种实际情况为例, 研究由于典型房间送风阀受阶跃扰动、斜坡扰动、开关门扰动影响导致系统中其它房间压力梯度的动态变化。这些工作为提出针对不同扰动形式的压力梯度控制思路和策略奠定基础。

[关键词] 洁净室; 压力梯度; 送风阀扰动; 开关门扰动

1 引言

在制药洁净厂房中, 为了保障生产过程中的洁净度, 房间的压差控制尤为重要^[1]。我国也规定了相关的设计、施工与运行中的压差标准^[2]。然而, 在实际运行中, 一方面, 由于开关门等扰动的存在, 对房间的压差保持带来了风险^[3]; 另一方面, 考虑节能的需求^[4-6], 在运行模式上采用生产模式和值班模式的切换, 在切换过程中也会产生扰动, 导致压差不稳定。

为了解决洁净室扰动问题, 学术及工程界进行了多种探索, 如: 在建筑形式上, 采用小尺寸的气闸^[7]; 在系统设计上, 采用定-变风量阀; 在设备上, 采用文丘里阀等调节性能优异的阀门, 以提高调节过程中的稳定性; 在调控上, 采用不同的调控策略^[3]等等。但是, 实际上, 压差控制过程是动态过程。由于存在诸多扰动, 而扰动的特性以及对房间压差的影响程度不为人所知, 因而导致无法选择适合的控制方法, 进而导致调控过程中的压差出现振荡、超调等情况的出现。而在扰动特性方面, 目前的研究还很少。

本文中为认清不同扰动形式对压差波动的影响程度, 从运行控制角度探讨各种扰动引起的压力动态变化特性, 将洁净系统运行过程中的扰动分为阶跃扰动、斜坡扰动和周期扰动, 借助 Matlab/Simulink&Simscape 搭建仿真平台, 建立了由五个房间组成的洁净系统, 研究由于典型房间送风阀受阶跃扰动、斜坡扰动导致系统中其它房间压力梯度的动态变化; 同时, 研究了系统中门的开关对洁净室压力梯度的动态影响。这些工作为提出针对不同扰动形式的压力梯度控制思路和策略奠定基础。

2 洁净室模型

基于真实的洁净实验室管网结构(如图1所示)、

回风机曲线、阀门曲线、门的泄露系数等实际数据, 利用 Matlab/Simulink&Simscape 平台搭建仿真模型。该模型基于物理连接直接建立由 A-E 五个房间模块、送/回风机模块、管道模块、阀门模块等物理组件搭建, 如图2所示。

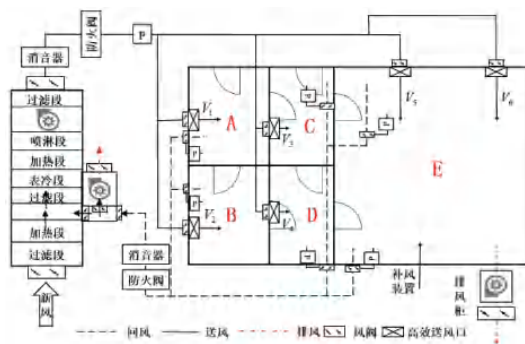


图1 实验室管网示意图

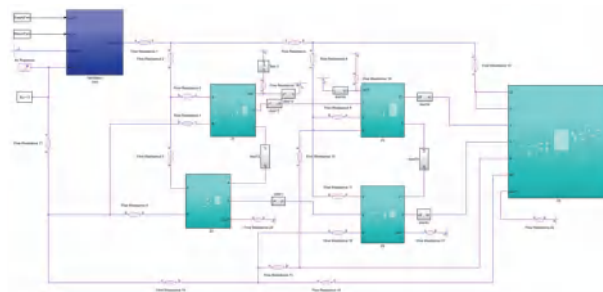


图2 洁净系统仿真平台

3 不同类型扰动影响仿真研究

3.1 洁净系统扰动分类

为便于描述扰动特征, 定量分析在不同类型扰动下洁净室压力梯度变化规律, 本文将洁净室扰动归结为三类: 即阶跃扰动、斜坡扰动和周期扰动, 各类扰动特征为:

1) 阶跃扰动: 由运行环境突然变化导致的压力瞬间增加或减少, 阶跃幅度根据具体扰动影响程度

确定,如风机迅速启停、风阀突然动作、突然间开关门、局部工艺排风突然开启或者关闭等;

2) 斜坡扰动:导致洁净室压力出现逐渐增加或减少的扰动,扰动的斜率根据具体情况而定,如空调系统管道阻力增加、阀门的缓慢动作、温度、湿度、洁净度的变化等;

3) 周期扰动:系统运行过程中出现的周期性扰动,如室外气象条件、自控系统自动调节等导致的送风参数或过滤器性能的周期性变化,扰动的周期及幅度由具体情况确定。

3.2 典型扰动影响的仿真实验

利用 Matlab/Simulink&Simscape 压差仿真模拟数值平台,建立基于真实洁净实验室的仿真模型(图2)。洁净系统受到扰动前稳定运行时的初始参数如表1所示。

表1 洁净系统初始参数

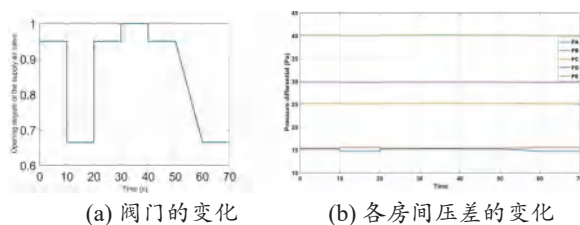
房间	体积 (m ³)	风机参数	送风阀 开度	送风量 (m ³ /h)	换气次数 (次/h)	回风阀 开度	房间压差 (与室外比较)(Pa)
A	12.6	送风挡位 8	0.95	343	27	0.6	15.2
B	12.6	回风挡位 5	0.85	340	27	0.6	15.4
C	12.6	送风量 2628	0.3	312	25	0.3	25.3
D	12.6	m ³ /h	0.5	378	30	0.38	29.9
E	50.4	回风量 2535	0.6	1263	25	0.7	40.1
		m ³ /h	0.5			0.65	

仿真过程施加典型扰动分2种情况:1) 送风量变化的扰动,以阀门的故障导致阀门误差突然增加或减少、高效过滤器逐渐堵塞的实际情况为例,归纳为增加或者减少的阶跃扰动以及向下的斜坡扰动;2) 以洁净室隔间之间的开关门为例,归纳为增加或者减少的阶跃扰动。分析系统中各房间压差(指房间与室外大气的压差)受扰动的变化情况。

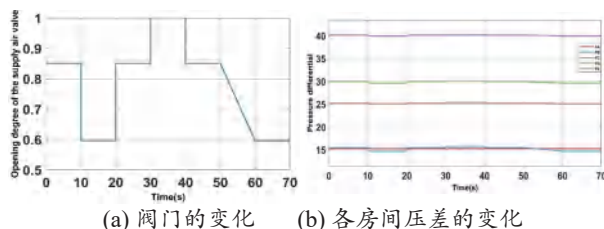
1) 送风阀扰动的影响结果

对每个房间进行送风阀门受扰动的仿真实验,分别对每个房间送风阀开度加入30%(阀门开度变化率=阀门开度变化绝对值/阀门初始开度绝对值)的阶跃扰动,用送风阀开度逐渐减少的斜坡扰动来模拟实际中因高效过滤器的堵塞导致风量减少的现象,观察系统受送风阀扰动影响下各房间压差的变化。在10s、30s、50s时,分别将送风阀开度减少30%、增加5.26%、下降30%的扰动加入房间A的送风阀开度中;分别将送风阀开度减少30%、增加18.75%、下降30%的扰动加入房间B的送风阀开度中;分别将送风阀开度减少30%、增加30%、下降30%的扰动加入房间C、D、E的送风阀开度中,扰动均持续10s,阀门开度和各房间压差变化情况见图3~图7和表2。

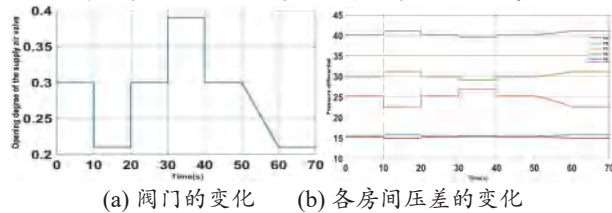
房间A送风扰动时(图3),压差变化最大房



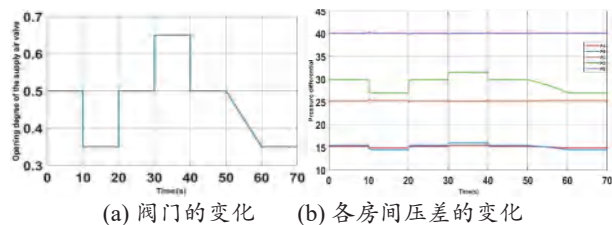
(a) 阀门的变化 (b) 各房间压差的变化
图3 房间A送风阀受扰动对各房间压差的影响



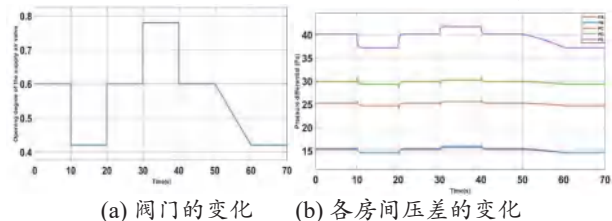
(a) 阀门的变化 (b) 各房间压差的变化
图4 房间B送风阀受扰动对各房间压差的影响



(a) 阀门的变化 (b) 各房间压差的变化
图5 房间C送风阀受扰动对各房间压差的影响



(a) 阀门的变化 (b) 各房间压差的变化
图6 房间D送风阀受扰动对各房间压差的影响



(a) 阀门的变化 (b) 各房间压差的变化
图7 房间E送风阀受扰动对各房间压差的影响

房间为房间A本身,压差变化率最大为3.3%,其余房间变化最大的为房间B,最大为0.94%。房间A送风阀扰动对其它房间压力的影响从大到小依次为:房间B、房间C、房间E、房间D,且阶跃扰动比斜坡扰动变化剧烈。究其原因,房间B和房间A共用一个送风管支路且相邻,从而对房间B压力影响最大,房间C与房间A相邻,影响相比房间D和E要大。

房间B送风扰动时(图4),房间B压差的变化率最大为5.3%,除房间B本身外,影响最大的房间为房间D,变化率最大为1.04%。房间B送风阀

表2 各房间送风阀扰动对各房间压差影响

受扰动的房间	扰动的类型	阀门变化 (%)	扰动加入和持续时间 (s)	房间压差变化百分比 (%)				
				房间 A	房间 B	房间 C	房间 D	房间 E
A	负向阶跃	-30	10/10	-3.3	+0.94	-0.4	-0.001	-0.0013
	正向阶跃	+5.26	30/10	+0.4	-0.11	+0.0005	+0.0001	+0.0002
	向下斜坡	-30	50/10	-3.3	+0.94	-0.4	-0.001	-0.0013
B	负向阶跃	-30	10/10	-0.0001	-5.3	-0.7	-1.04	-0.55
	正向阶跃	+18.75	30/10	+0.00002	+1.85	+0.24	+0.36	+0.19
	向下斜坡	-30	50/10	-0.0003	-5.3	-0.7	-1.04	-0.55
C	负向阶跃	-30%	10/10	-2.07	+2.11	-10.67	+4.19	+2.39
	正向阶跃	+30%	30/10	+1.02	-1.37	+6.33	-2.62	-3.94
	向下斜坡	-30%	50/10	-2.07	+2.11	-10.67	+4.19	+2.39
D	负向阶跃	-30%	10/10	-2.61	-6.45	+0.36	-9.8	+0.0002
	正向阶跃	+30%	30/10	+1.46	+3.64	-0.21	+5.51	-0.00023
	向下斜坡	-30%	50/10	-2.61	-6.45	+0.36	-9.8	+0.0002
E	负向阶跃	-30%	10/10	-5.0	-6.0	-2.3	-2.0	-7.3
	正向阶跃	+30%	30/10	+3.0	+3.3	+1.25	+1.08	+4.0
	向下斜坡	-30%	50/10	-5.0	-6.0	-2.3	-2.0	-7.3

扰动对其它房间压差的影响从大到小依次为：房间 D、房间 C、房间 E、房间 A。

房间 C 送风扰动时（图 5），房间 C 压差的变化率最大为 10.67%，除房间 C 本身外，影响最大的房间为房间 D，变化率最大为 4.19%。房间 C 送风阀扰动对其它房间压差的影响从大到小依次为：房间 D、房间 E、房间 B、房间 A。根据实验室结构，房间 D 和房间 C 共用一根送风支管且相邻，与房间 E 相邻，房间 A 与送风机最近，影响较小。

房间 D 送风扰动时（图 6），房间 D 送风阀扰动对其它房间压差的影响从大到小依次为：房间 B、房间 A、房间 C、房间 E。根据实验室结构，房间 D 和房间 B 相邻，房间 B 压力的变化对相邻房间 A 影响较大。

房间 E 送风扰动时（图 7），房间 E 送风阀扰动对其它房间压差的影响从大到小依次为：房间 B、房间 A、房间 C、房间 D。房间 E 体积是其它房间的 4 倍左右，其房间送风量的变化量大，对其它四个房间的影响都比较大。

综上所述，当房间送风扰动 30% 时，除对本房间的压力波动产生较大影响外，还对通过门缝相邻和风管管网连接的其他房间产生不同程度的影响。将洁净室管网的拓扑结构与各房间压差数据的对应分析可知，受扰动影响最大的房间均为与扰动发生房间通过门相邻、送风支管直接相连或与风机相距最近的送风管所在支路的房间。由于仿真模拟过程未考虑实际洁净空调系统中传感器和执行器的误差特性，房间、门和阀门的特性选择了较为理想参数（如阀门特性的线性化），与实际存在一定偏差。因此，虽然仿真模拟的压力变化结果与实际情况相比偏小，但反映了与实际情况一致的变化规律。

此外，阶跃扰动具有明显的突发性，参数变化

在极短时间（瞬时）内完成，因而较斜坡扰动的影响剧烈得多，自控系统更难抑制。在应对扰动的调控中，应尽量限制扰动的幅度。同时，这种特点也为洁净室送风量的主动调节提供了思路，即尽量采用小幅度的阶跃变化或斜坡变化减小对洁净室压力变化的影响。

2) 开关门扰动的影响结果

开关门扰动对洁净室压差影响较大，因开关门时间在 2-3s 内完成，因此可归为阶跃扰动。在初始条件下，每次开启房间之间的一扇门，持续 10s，完成关门动作，各房间压差回复稳定后，再开启下一扇门，门打开的顺序依次为房间 A-B、A-C、B-D、C-D、C-E、D-E，考察不同房间之间开关门扰动的差异，结果见图 8 和表 3。

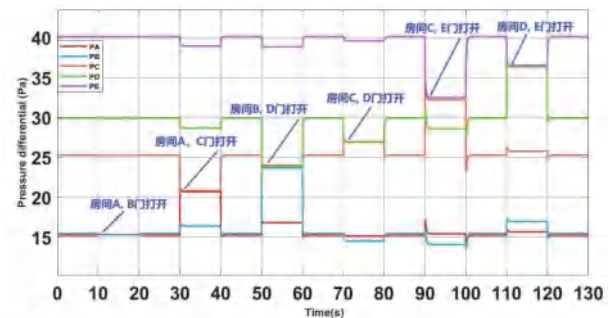


图 8 开门扰动对各房间压差的影响

可以看出，当开门扰动发生时，门两侧两房间的压力几乎在瞬时即达到基本一致，关门后压力也迅速恢复为原来的设定值，说明开关门扰动不仅具有很强的阶跃特点，而且也使得门两侧的房间压力也具有阶跃变化的特征，而对其他房间的影响则相对较小。从表 3 中可知，对其他房间影响最大的为与该两房间相邻的房间。以开关房间 D-E 的门为例，由于房间 B 与房间 D 和 E 均相邻，因而房间风量

表 3 开门扰动对各房间压差的影响

打开房间的门	扰动加入时间 (s)	持续时间 (s)	房间压差变化百分比 (%)				
			房间 A	房间 B	房间 C	房间 D	房间 E
A-B	10	10	+0.47	-0.81	-0.0003	-0.12	-0.0005
A-C	30	10	+53.64	+5.96	-17.56	-4.24	-2.98
B-D	50	10	+8.95	+53.14	-5.06	-20.27	-3.26
C-D	70	10	-0.79	-6.15	+6.37	-9.88	-1.38
C-E	90	10	+1.08	-8.94	+27.36	-4.50	-19.11
D-E	110	10	+2.57	+9.66	+2.08	+21.50	-9.01
D-E	110	10	+2.57	+9.66	+2.08	+21.50	-9.01

会通过门缝直接渗透，因而房间 B 的压差变化率为 9.66%，受到房间 D-E 门开关的影响为最大。当门关闭后，各个房间的压差也即迅速恢复。

仿真结果表明，开关门动作所引起的房间压差剧烈的阶跃变化，当开关门扰动结束后，房间压差也能迅速恢复。由于此类扰动的特点，导致压差控制系统来不及做出反应，处理不当反而会引起系统振荡，因此对于开关门阶跃扰动，一般采取不进行控制动作的策略，自控系统通常不对开关门这类扰动加以抑制。

4 结论

送风阀加入 30% 扰动，对本房间的压力波动产生较大影响外，同时还对通过门缝相邻和风道管网连接的其他房间产生不同程度的影响，其中与扰动发生房间通过门相邻且送风支管直接相连的房间受扰动影响最大。此外，阶跃扰动表明瞬间突然变化的扰动，较斜坡扰动的影响剧烈得多，自动控系统抑制难度增加。因而在应对扰动的调控中，应将此类扰动尽量限制其幅度。同时，这种特点也为洁净室送风量的主动调节提供了思路，即尽量采用小幅度的阶跃变化或斜坡变化减小对洁净室压力变化的影响。

开关门扰动发生时，门两侧两房间的压力几乎在瞬间达到基本一致，关门后压力也迅速恢复为原来的设定值，说明开关门扰动不仅具有很强的阶跃特点，而且也使得门两侧的房间压力也具有阶跃变

化的特征，而对其他房间的影响则相对较小。由于此类扰动持续时间短的特点，导致压差控制系统来不及做出反应，处理不当反而会引起系统振荡，因此对于开关门阶跃扰动，一般采取不进行控制动作的策略，自控系统通常不对开关门这类扰动加以抑制。

参考文献

[1] 许钟麟，空气洁净技术的应用与发展 [J], 中国医院建筑与装备, 4: 24-29, 2009.

[2] 许钟麟著，空气洁净技术原理 (第四版) [M], 科学出版社, 2014.

[3] A. H. T. M. van den Brink, A.W.M. van Schijndel, Improved control of the pressure in a cleanroom environment[J], Building Simulation, 2012, 5 (1), 61—72.

[4] Yu Wang, Yanju Li, Lingchang Zhou, Pressure Gradient Control and Energy-saving Operation Strategy Study on a Multi-zone Cleanroom[J], Procedia Engineering, 121: 1998-2005, 2015.

[5] K. Kircher, X. Shi, S. Patil, K. Max Zhang, Cleanroom energy efficiency strategies: Modeling and simulation[J], Energy and Buildings, 42: 282-289, 2010.

[6] Wen J, Sun W, Dost S, Impact of pressurization on energy consumption for laboratories and cleanrooms [J], ASHRAE Transactions, 2009, 115(PART 1), 496-506.

[7] Wei Sun, Cleanroom Airlock Performance and Beyond, ASHRAE Journal, 60(2), 2018.

风阀角度对风管中颗粒物的运动及沉降特性的影响

张源, 王怡康, 王飞飞, 徐新华

(华中科技大学建筑环境与能源应用工程系, 武汉 430074)

[摘要] 空调风管是连接室内外环境的重要纽带。研究空调风管中颗粒物的沉降特性, 对改善室内空气质量有重要意义。目前, 国内外对于管内颗粒物迁移沉降的理论方面有较多研究, 而对真实空调风管尤其是阀门等部件附近的颗粒物的研究相对较少。因此, 本文通过实验与数值模拟对方形风管中蝶阀部件附近的空气流动状态、颗粒物运动与沉降特性等进行研究。实验和数值模拟结果表明, 随着阀门开度(完全关闭时开度为 0° , 完全开启时开度为 90°)减小, 风阀阻力逐渐增大, 由此造成蝶阀后的高风速与湍动能区域主要位于近壁面区。空气中颗粒物将在阀门及其下游附近区域发生沉降。在定风速(1m/s)下, 颗粒物穿透率($\equiv$ 阀门后颗粒物浓度/阀门前颗粒物浓度)随阀门开度增大而增大。相对而言, 小粒径颗粒物比大粒径颗粒物更容易穿透阀门。例如, 当阀门开度为 45° 时, $1\mu\text{m}$ 的颗粒物穿透率约为 92.7% , 而大部分 $50\mu\text{m}$ 的颗粒物则被阀门叶片捕集, 其穿透率几乎为 0 。此外, 当空调风速增大时, 空气中的大粒径颗粒物穿透率减弱, 而小粒径颗粒物则受风速影响较小。基于风速、粒径、阀门开度的影响, 本文通过实验和数值模拟获得了颗粒物对蝶阀穿透率的经验关系式。对于阀门后区域, 相比于普通直管段, 颗粒物在阀门后1倍水力直径距离内的直管段的沉降速度增大了1~2个数量级, 且小粒径颗粒物的沉降速度增幅更大。沉降增强主要发生在风阀下游约3~5倍水力直径距离的直管段内; 风阀下游直管段的下壁面沉降速度>侧壁面沉降速度>上壁面沉降速度。随着颗粒物粒径增大, 下壁面沉降速度增大, 上壁面沉降速度下降, 两侧壁面沉降速度略微增大。

[关键词] 空调系统风管; 阀门; 颗粒物; 实验; 数值模拟

1 引言

随着人们生活水平的提高, 室内环境越来越受到人们的重视。细小或超细颗粒物(particulate matter, PM)正成为直接威胁人类健康的重要问题之一。通风管道是空调系统中进行室内、外空气交换的关键部件。通风管道内的空气通常可携带大量的颗粒物。因此, 建筑通风系统中空气颗粒物的扩散对室内空气质量有着重要的影响。

近二十年来, 通过实验^[1]、理论分析^[2]和数值预测^[3]对通风管道内颗粒扩散行为进行了大量的研究。然而, 对于通风管道中阀门附近的颗粒扩散行为的研究还很有限, 需要进一步的研究。从这一点出发, 本文旨在研究通风管道中颗粒在阀门附近的运动和沉积机理。通过实验和数值模拟, 详细研究了阀门开闭对颗粒沉积速率和气流结构的影响。

2 研究对象及研究方法

2.1 实验装置及测试简介

本文所采用的实验装置原理简图如图1所示。在本实验装置中, 管道系统为 4.5m 长的镀锌钢管, 横截面积为 $200\text{mm}\times 200\text{mm}^2$ 。阀门的横截面积与管道的横截面积相同。文中所研究的阀门只有一个叶片, 因此, 阀门完全打开时, 叶片开启角度(θ)为 0° , 完全关闭时, 角度为 90° 。在开展实验时, 在上游

和下游管道的侧壁上进行环形取样点处, 并测量颗粒浓度、空气速度等。

为探讨颗粒物的沉积特性, 文中通过空压机及颗粒物雾化器(ATM 220)产生微细颗粒物, 粒径范围在 $0.5\mu\text{m}$ ~ $3\mu\text{m}$ 之间。颗粒物由癸二酸二辛酯(dioctyl sebacate, DOS)雾化生成。DOS的密度为 1152kg/m^3 。实验过程中, 采用颗粒物粒径谱仪(grimm 1.109)测量颗粒物的个数并得到相应的颗粒浓度。为消除静电效应, 在取样时, 采用到导电硅胶管连接风管取样点及粒径谱仪, 以减小测量误差。管内风速范围为 0.5m/s 至 5m/s , 采用便携式风速计(Testo 425)测量。通过压差计(Testo 512)测量阀门前后

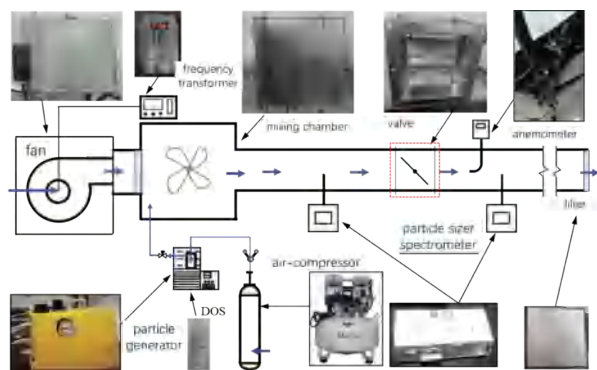


图1 实验装置原理图

的压力差。上述所有测量过程均重复三次,并取平均值,以确保测量精度。

在实验中,采用变频器调节实验系统的离心风机,从而调节风速。实验期间,空气温度和相对湿度约为 22℃ 及 70%。在实验开始时,通过改变风机的频率,逐渐增大风速,并对其进行监测,直至风速达到设定值。在开始进行颗粒物测试实验时,首先完全打开阀门。然后将雾化器中产生的颗粒引入混合室和通风系统。待稳定后(至少 10 分钟),进行颗粒物取样及风速测试(重复测量)。完成一个阀门开启角度的测试后,开启下一个叶片角度或调解上游风速进行下一步测试。

2.2 数值模型及求解策略

在本文中,ANSYS FLUENT v16.0 用于求解所有传输方程(连续性、动量、湍流动能、RSM、 ε)。RSM 湍流模型用于预测气体流动,并采用具有增强壁面函数的两层分区模型对近壁区的湍流流动进行了预测。DPM 模型用于预测气体-粒子间的相互作用。离散随机游走(DRW)模型用于预测颗粒的随机运动。拉格朗日方法用于追踪粒子的轨迹。由于空气中颗粒物的浓度很低,忽略了颗粒物对流动的影响和颗粒物之间的碰撞。采用 SIMPLE 算法求解压力和速度耦合问题。采用 POSI 格式求解压力方程。为了提高数值模拟的精度,采用二阶迎风格式对方程进行离散。模拟解的收敛性由两个准则决定:第一个是保证所有变量数值残差 $<10^{-6}$;第二个是确保在计算域下游出口处速度的连续迭代之间的变化保持在 0.1 m/s 以内。

为了保证计算的准确性,如图 2 所示,在靠近壁面和速度梯度较大的区域进行局部网格细化。第一层网格的中心距壁面 0.005mm, y^+ 约为 1.3。通过使用更精细的网格对结果进行网格无关验证后,管道系统使用约 2 250 000 个网格。在获得稳定流场后,在管道入口释放 50000 个粒子,粒径范围为 0.1 μm -100 μm 。管道进口采用速度进口,出口采用压力出口,墙壁采用无滑移速度边界。由于粒子直径

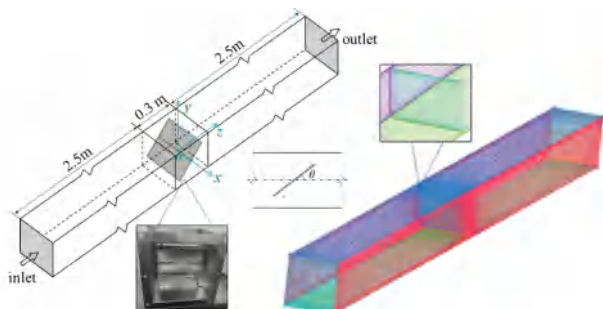


图 2 计算域和网格

较小,假设粒子与壁面接触后被捕获,不考虑粒子间的反射和碰撞。此外,粒子一旦到达壁面就被捕获,不会发生反射或再悬浮。

3 结果分析

3.1 流场分析

为了验证本文的流动模型,图 3 首先展示了无量纲速度 (U/U_{mean}) 在阀后三个横截面中心线上 ($z = 200 \text{ mm}$ 、400mm、600mm) 的实验和数值模拟结果。图中展示了 3 个叶片角度,即 22.5°、45°、67.5°。该图表明,尽管在壁面附近实测值稍低于数值模拟结果,但总体看,本文的模拟结果与实验值变化趋势基本一致。壁面处的模拟与测试速度不一致原因可能是,风速计的灵敏度无法捕捉到空气脉动速度高值。总体而言,本文所采用的数值模型能较好的预测空气流动趋势,从而较好地再现和捕捉通风管道内的空气流场特征。

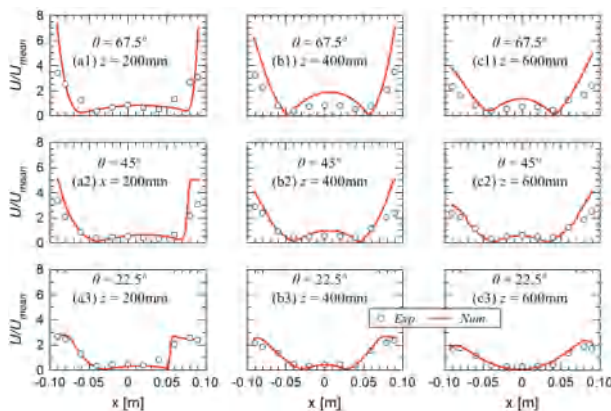


图 3 速度测试 (Exp.) 与模拟 (Num.) 结果对比

图 4 展示了叶片角度为 22.5°-67.5° 时的阀门前后附近空气流速和湍流动能 (TKE) 分布。从图 4 (a) 可以看出,由于阀门的阻塞作用,空气通过阀门时形成两个高速流区。随着 θ 增加,这些区域的最大速度显著增加。特别地, $\theta = 67.5^\circ$ 时,其峰值风速可达 20 m/s,约为 $\theta = 22.5^\circ$ 时的 5 倍。此外,阀门叶片对阀门下游的湍流动能 (TKE) 分布的影响较大。如图 4 (b) 所示,当叶片角度由 22.5° 增加至 67.5° 时,TKE 峰值从 0.48 m^2/s^2 增加到 4.2 m^2/s^2 ,增加了约 8 倍。同时,当采用更大的叶片角度时,阀门下游流动(风

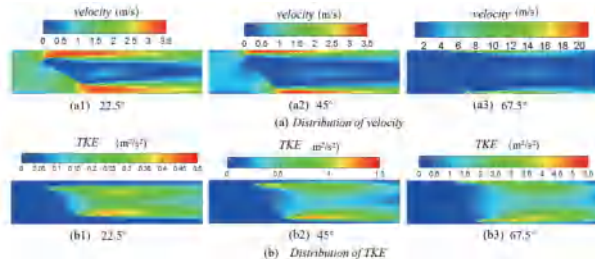


图 4 不同叶片角度下的阀门附近速度与湍流动能 (TKE) 分布

速及 TKE) 受到的影响更大, 这将更有利于颗粒在壁面上沉积, 与 Chen 等人^[4]的结果一致。

图 5 展示了不同叶片角度变化时的管内颗粒沉积速率(η)与颗粒粒径间的关系。同时, 图中给出了粒径范围 $0.5\mu\text{m}$ - $3\mu\text{m}$ 的实验数据。这里, η 指壁面上沉积的颗粒数量与管道入口释放的颗粒数量之比。可以看出, 对于任何 θ , 随着颗粒直径(d_p)的增加, η 都存在一个明显的 V 形变化趋势。当粒径小于 $1\mu\text{m}$ 时, η 随粒径的增大而减小; 随后, η 随着粒径增大而增加。主因是: 对于小颗粒, 布朗力和湍流扩散对其运动有重要影响。对于大颗粒, 粒子质量增加, 重力和惯性力逐渐增大, 布朗力相对减弱。此时, 大颗粒的运动主要受流动和惯性的控制。此外, 图 5 表示预测的结果 η 与实验数据吻合较好。这表明本文的气-固相互作用数值模型能够准确预测颗粒的弥散特性。

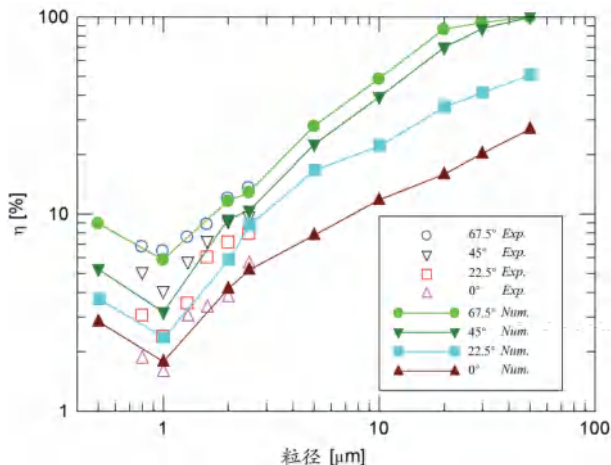


图 5 不同叶片角度变化时的管内颗粒沉积速率(η)与颗粒粒径间的关系

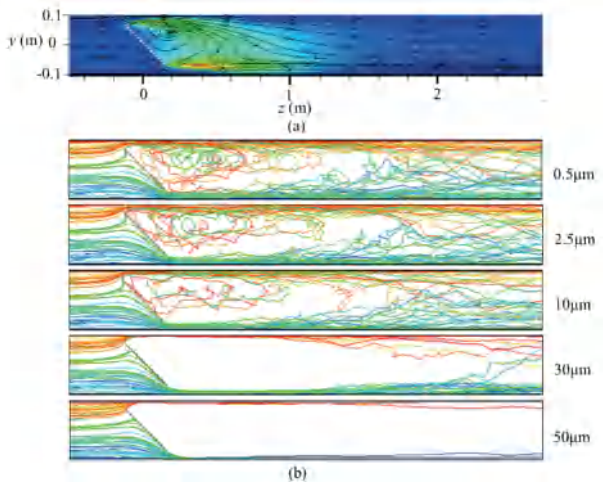


图 6 $\theta = 45^\circ$ 时, 阀门附近区域气流流线和不同粒径的颗粒物运动轨迹

为了探讨管道、阀门附近的颗粒沉积机制, 图 6 展示阀门附近区域的气流流线及不同粒径的颗粒物运动轨迹。由于结果变化趋势相似, 本文仅展示了 $\theta = 45^\circ$ 的结果。图 6 (a) 表明, 阀门下游区域存在典型的涡流结构。对于小颗粒, 如 $0.5\mu\text{m}$ 、通过阀门后, 颗粒紧跟着图 6 (a) 所示的气流流线运动; 而当颗粒粒径逐渐增加时, 颗粒开始脱离流线并冲击阀片。部分颗粒因惯性力冲击阀门叶片, 不能通过阀门。当粒径为 $50\mu\text{m}$ 时, 颗粒几乎不能穿透阀门。图 6 还表明, 阀后区域的颗粒浓度不均匀, 这与图 4 所示的速度和 TKE 分布一致。沉积主要发生在距阀门 1.5m 处。

图 5 还表明, θ 越大, η 越高。这主要由以下三方面原因引起: (1) θ 增加, 下游 TKE 大幅度增加, 促进颗粒沉积; (2) 大的 θ , 提高了颗粒对阀片的冲击概率; (3) 当阀门叶片角度增加时, 颗粒沉积面积增加。尽管如此, 对于小颗粒 (如 $0.5\mu\text{m}$ - $2\mu\text{m}$), 在大的叶片角度下, 颗粒物沉积率仍低于 10%; 对于较大的颗粒 (如 $50\mu\text{m}$), 当阀门完全打开时, 沉积率仅约 22%, 而当阀门接近关闭时, 则接近 100%。换言之, $\text{PM}_{2.5}$ 等小颗粒物更容易穿透阀门, 即使阀门即将关闭, 穿透率也较高。相反, 阀门关闭对较大颗粒有过滤效果明显。因此, 在实际的通风系统中, 应重点关注小颗粒物防护通过风管系统进入室内。

4 结论

本文采用实验和 CFD 模拟相结合的方法, 研究了通风管道阀门附近的颗粒沉积, 文中通过实验数据验证了数值模型的正确性。在此基础上, 详细讨论了空气流动结构、颗粒运动轨迹、颗粒沉积速率及其机理, 相关结论如下:

- (1) 对于任何 θ , 随着颗粒物粒径的增加, η 都存在一个明显的 V 形变化趋势; η 随着 θ 增加而增加;
- (2) 对于小颗粒 (如 $0.5\mu\text{m}$ - $2\mu\text{m}$), 在大的叶片角度下, 颗粒物沉积率仍低于 10%; 对于较大的颗粒 (如 $50\mu\text{m}$), 当阀门完全打开时, 沉积率仅约 22%, 而当阀门接近关闭时, 则接近 100%。因此, 在实际的通风系统中, 应重点关注小颗粒物防护通过风管系统进入室内。

参考文献

- [1] Sippola MR, Nazaroff WW. Experiments measuring particle deposition from fully developed turbulent flow in ventilation ducts. *Aerosol Sci Tec*, 2004,38(9): 914-925.
- [2] WOOD N B. The mass transfer of particles and acid vapor to cooled surfaces. *J. Ins. Energy*, 1981,76: 76-93.

[3]Lai A.C.K., Byrne M.A., Goddard A.J.H., Particle deposition in ventilation duct onto three-dimensional roughness elements, Build. Environ. 2002, 37: 939-945.
[4]Zhang Z, Chen Q. Prediction of particle deposition

onto indoor surfaces by CFD with a modified Lagrangian method. Atmos. Environ., 2009, 43(2): 319-328.

排污系统内气溶胶传输与扩散特性数值研究

张源, 王怡康, 王飞飞, 徐新华, 吴晓辉

(华中科技大学建筑环境与能源应用工程系, 武汉 430074)

[摘要] 在确诊的肺炎患者粪便样本中检测到了阳性的 SARS-CoV-2 核酸, 表明 SARS-CoV-2 通过粪口传播的可能性很大。然而, 到目前为止, 高层建筑排污系统在病毒传播中所起的作用尚不明确, 尤其是其背后的动力学机制研究很少。本文从该角度出发, 建立了计算流体动力学 (CFD) 模型, 研究地漏水封的有效性和卫生间负 / 正压 (P1、P2) 对典型的 7 层住宅楼排污系统中携带病毒的气溶胶颗粒传输特性的影响。模拟结果表明, 排污系统可能对病毒传播起着至关重要的作用。结果表明, 气溶胶颗粒通过失效地漏 (UFD) 的泄漏风险主要存在于中和压力面 (NPL) 以上的较高楼层。卫生间的负压 / 正压可以提高 / 降低相应 UFD 的气溶胶颗粒泄露风险。此外, 水封完好的地漏可以有效避免气溶胶颗粒的泄露风险。

[关键词] COVID-19; 排污系统; 病毒传播; 流体力学; 数值模拟

1 引言

新型冠状病毒肺炎, 即 COVID-19, 是由一种传染性极强的新型冠状病毒 (SARS-CoV-2) 引起的^[1,2]。在全球范围内, 截至 2021 年 5 月 13 日, COVID-19 的爆发已导致 161,725,739 例确诊病例, 其中死亡人数超过 3,353,760 人^[3]。为了防止疫情进一步扩大, 研究 SARS-CoV-2 可能的传播途径非常重要。

对于 SARS-CoV-2, 确定的传播途径主要有三种^[4], 包括 (i) 近距离吸入携带病毒的液滴, (ii) 与被感染者密切接触, 以及 (iii) 接触被病毒污染的表面。然而, 也有报道称在部分确诊肺炎患者的粪便样本中检测到了阳性的 SARS-CoV-2 核酸, 表明粪便中存在活病毒的可能性很高。此外, 在过去二十年左右的时间里, 包括 2003 年的严重急性呼吸综合征冠状病毒 (SARS-CoV)^[5] 和 2012 年的中东呼吸综合征冠状病毒 (MERS-CoV)^[6], 也在国际上传播并导致大流行。这些冠状病毒的一个典型特征是它们可能通过粪口传播^[7]。此外, SARS-CoV-2 已被确认为 SARS-CoV 的第二代。因此推断 SARS-CoV-2 也可能存在粪口传播这一特征。因此, 阻断这一传播途径有利于抑制该类型病毒的传播。

在现代城市中, 排污系统是连接高层建筑各个楼层的重要系统。自 2003 年 SARS 爆发以来, 排污系统在病毒传播中的作用越来越受到关注。SARS 爆发期间, 香港淘大花园事件引起了极大关注, 其确诊病例占香港全部确诊病例的 18%^[8]。WHO 后来的流行病学调查发现, 淘大花园约有三分之一的确诊患者来自 E 座, 并推测如此高感染率的可能原因之一是携带病毒的气溶胶颗粒通过排污系统在建筑物中传播。而且, WHO 的假设^[8]指出, 当来自确

诊患者的含有病毒的粪便通过厕所冲入排污系统时, 会在排污系统内产生并悬浮大量携带病毒的气溶胶颗粒。此时如果排污系统的管壁破裂或地漏的水封失去其密封功能, 排污系统中携带病毒的气溶胶颗粒则有机会逃逸到其它楼层, 进而造成交叉感染。排污系统内的自然气流和浴室抽气扇产生的负压会加剧这一风险。在这种情况下, 可以把排污系统看作一个感染源。因此, 当确诊或无症状感染者留在家中时, 即使不与他人直接接触, 也可能存在病毒通过排污系统传播到其它楼层的风险。然而, 公众这一传播途径及其存在的风险并没有一个基本的、全面的认识。因此, 对排污系统内气溶胶颗粒的运动及扩散特性进行研究, 对日后的防疫工作是非常必要的。然而, 到目前为止, 几乎没有该方面动力学机制研究。

基于以上描述, 本文的研究目标包括以下三个方面: (1) 从流体力学的角度数值探讨高层建筑排污系统是否会促进病毒传播; (2) 研究 7 层建筑排污系统中气溶胶颗粒传输与扩散的动态特性; (3) 系统研究地漏水封的有效性和卫生间负压 / 正压等因素的影响。本文的研究工作可以为居家隔离期间的防疫工作提供一些建议, 从而降低室内人员的暴露和感染风险。

2 排污系统描述

本文的研究对象为一栋典型的 7 层住宅楼排污系统。图 1 为典型的 7 层建筑排污系统结构图。排污系统为 7 层管网, 由 1 根竖直立管和 7 根水平横管组成。竖直立管顶部装有通气帽, 底部为排污口。每两层楼之间的高度为 2.9 m, 因此立管高度为 20.8 m。每层水平横管的长度为 1.8m。每根横管上均连接马桶、地漏和洗脸盆。根据建筑给排水设计

标准[9],水平横管与竖直立管之间的坡度设为0.026($\approx 1^\circ$),以保证污水能在重力的作用下自然流入立管。竖直立管、水平横管和其它支管的直径分别为200mm、100mm和50mm。

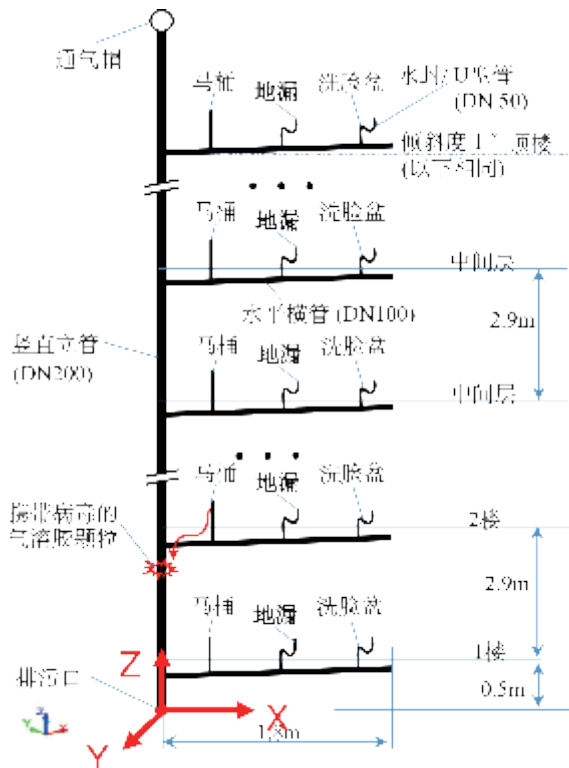


图1 典型的7层建筑排污系统结构图

本文将排污系统放置在一个外部空间,其尺寸为 $20\text{m} \times 20\text{m} \times 30.8\text{m}$ 。因此,排污系统内气流及气溶胶颗粒的主要驱动力为管内外压差,该压差是由烟囱效应、风压或机械系统共同作用产生的。根据ASHRAE手册^[10],排污系统中的烟囱效应主要由排污系统管内外温差(ΔT)和竖直立管的高度决定。对于通风,NPL指的是建筑围护结构中室内外压力相同的水平面。如果仅考虑烟囱效应,NPL通常位于中间高度^[10],即本文所研究排污系统的第4层和第5层之间。由于SARS和SARS-CoV-2都是在年初,即2003/2和2020/1爆发,所以目前的工作主要考虑冬季工况,即排污系统内部温度高于外部温度。在烟囱效应和风压的驱动下,竖直管道内的气流方向通常是由底部流向顶部,最终通过顶部的通气帽排出。

3 数值模型及求解策略

3.1 模型网格及其独立性分析

为了预测管内的自然对流,将排污系统置于大气环境中,如图2(a)所示。外部空间尺寸为 $20\text{m} \times 20\text{m} \times 30.8\text{m}$,其他细节在图中标出。采用

ANSYS ICEM为排污系统及其外部空间生成高度正交的六面体结构化网格,如图2(b)所示。为了保证计算的准确性,在靠近壁面和速度梯度较大的区域进行局部网格细化。第一层网格的中心距壁面0.005毫米, y^+ 约为1.3。通过使用更精细的网格对结果进行网格无关验证后,排污系统及其外部空间的最终网格数分别为650 000和1 600 000。

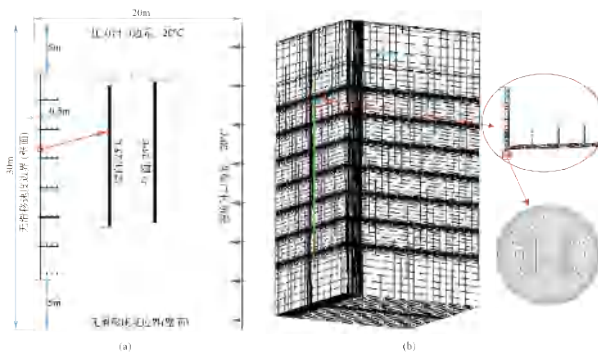


图2 排污系统及其外部空间的计算域(a)和网格(b)

3.2 边界条件及其求解策略

排污系统内外表面均采用无滑移速度边界条件。排污系统内表面温度设置为 25°C ,以对内部空气进行加热。外部空间边界设置为速度、无滑移速度和压力出口条件。外部空间边界的温度均为 20°C 。因此,排污系统内外的温差(ΔT)为 5°C 。

在竖直立管每次排水过程中,冲厕产生的粪便污水会产生一定量的携带病毒的气溶胶颗粒。本文的研究工作主要集中在直径为 $1\mu\text{m}$ 的气溶胶颗粒的传输和扩散上,释放粒子数选择为170,000^[11]。本文假设卫生间冲水位置在二层,即气溶胶颗粒在二层竖直立管与水平横管连接处释放,如图1所示,气溶胶颗粒密度为 $1,000\text{ kg/m}^3$ 。

在本文中,ANSYS FLUENT v16.0用于求解所有传输方程(连续性、动量、湍流动能、RSM、 ϵ)。RSM湍流模型用于预测气体流动。DPM模型用于预测气体-粒子间的相互作用。拉格朗日方法用于追踪粒子的轨迹。本文采用的求解收敛标准包括两个,即(i)所有变量的数值残差都小于 10^{-6} ; (ii)在计算域的通气帽出口处,速度的连续迭代之间的变化保持在 $\pm 0.1\text{ m/s}$ 之内。

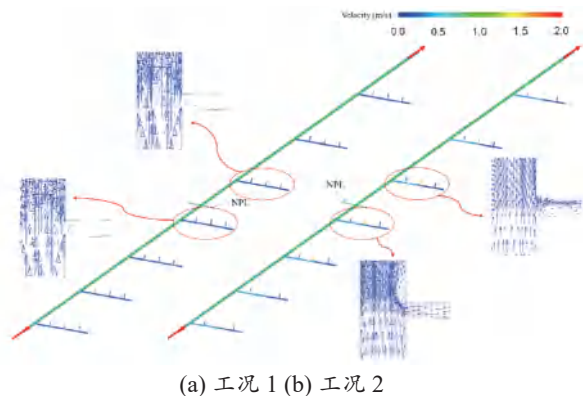
4 结果分析

4.1 地漏水封有效性的影响

在高层建筑中,水封完好的地漏是隔离室内环境和排污系统的屏障,从而防止携带病毒的气溶胶颗粒泄漏到室内。但是,如果地漏的水封干涸,U型管就会失去其密封功能,则排污系统内的气溶胶颗粒可能会通过地漏进入室内。因此,本小节研究

地漏水封的有效性对排污管内气溶胶颗粒传输的影响。

气流是细小颗粒物传输的基础。图3为工况1-2排污系统中 $y = 0 \text{ mm}$ 平面的气流速度分布。从图中可以看出,在热压的驱动下,排污系统中的主要气流方向为从底部的排污口流向顶部的通气帽。在工况1中,所有楼层的地漏水封全部有效,则每层水平横管中的气流速度均约为 0 m/s ,如图3(a)所示。这意味着立管内的空气不能进入任何水平管道。但是,在工况2中,所有楼层的地漏水封全部失效,则水平横管内存在气流的流动。更具体地说,由于 $\Delta P (= P_{out} - P_{in})$ 在 NPL 下方的1至4层为正,因此气流方向为从水平横管到竖立管,如图3(b)所示。这里, P_{out} 和 P_{in} 分别代表排污系统外部和内部的压力。然而,在 NPL 上方的5至7层, ΔP 变为负值,因此气流方向相反,即从竖立管到水平横管。因此,排污系统内的空气可能会从 NPL 上方的 UFD 泄漏到室内,但不会从 NPL 下方的 UFD 泄漏。



(a) 工况1 (b) 工况2

图3 工况1-2排污系统中 $y = 0 \text{ mm}$ 平面的气流速度分布

图4展示了工况1-2中气溶胶颗粒在每层楼的沉积比例(λ_d)、通过通气帽的逃逸比例(ξ_c)和通过地漏的逃逸比例(ξ_{fi})。文中 λ_d 定义为沉积在管壁上的粒子数与初始释放粒子数之比。类似地, ξ_c 为从通气帽逃逸的粒子数与初始释放的粒子数之比。 ξ_{fi} 为从第*i*层UFD逃逸的粒子数与初始释放粒子数之比,下标*i*取值范围为1~7。从图4可以看出,粒子在排污系统内壁面的沉降比例不到25%,而60%以上的粒子从通气帽逃逸。对于工况1,粒子通过地漏的逃逸比例(ξ_{fi})均为0%,这意味着没有气溶胶颗粒可以通过水封完好的地漏逃逸。对于工况2,粒子通过地漏的逃逸比例(ξ_{f1} 、 ξ_{f2} 、 ξ_{f3} 、 ξ_{f4})均为0%。也就是说,没有气溶胶颗粒可以通过较低楼层(即NPL下方的1-4楼)的UFD逃逸。相反,逃逸比例(ξ_{f5} 、 ξ_{f6} 、 ξ_{f7})高于0,表明气溶胶颗粒可以通过上层(即NPL上方的5-7层)的UFD逃逸。

此外,可以看出,逃逸比例(ξ_{f5} 、 ξ_{f6} 、 ξ_{f7})随楼层的增高逐渐增大,因为 ΔP 逐渐增大。

总的来说,当所有地漏的水封均有效时,任何携带病毒的气溶胶颗粒均不能通过地漏逃逸。但是,如果地漏水封失去了其密封功能,则气溶胶颗粒可以通过NPL上方相应的失效地漏泄露,但无法通过NPL下方相应的失效地漏泄露。此外,携带病毒的气溶胶颗粒通过UFD泄漏的风险在较高楼层更高。

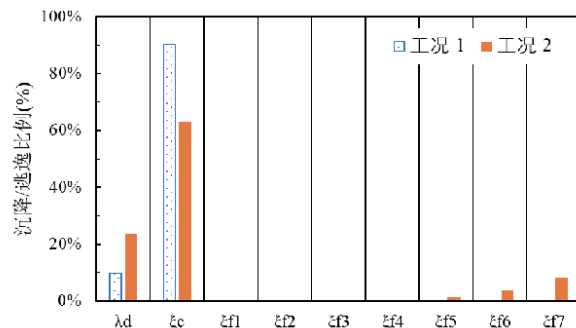


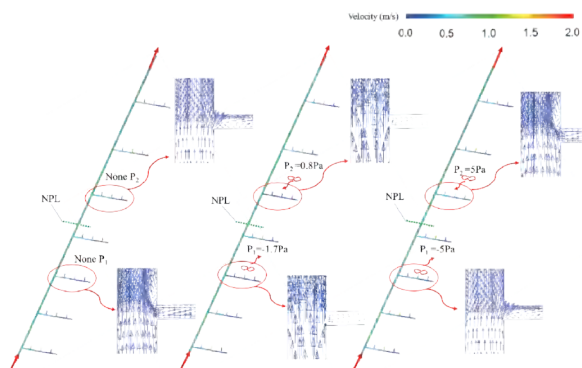
图4 工况1-2中气溶胶颗粒在每层楼的沉积比例(λ_d)、通过通气帽的逃逸比例(ξ_c)和通过地漏的逃逸比例(ξ_{fi})

4.2 卫生间压力的影响

由上述分析可知,气溶胶颗粒能否通过失效的地漏泄漏取决于 $\Delta P (= P_{out} - P_{in})$,即低于NPL的 $\Delta P > 0$,高于NPL的 $\Delta P < 0$ 。但是,如果浴室开启抽气扇,则 ΔP 会减小,甚至在NPL下方的楼层也可能变为负压;如果浴室采用自然通风,且窗户位于迎风面,则 ΔP 会增大,甚至在NPL上方的楼层也可能变为正值。这些 ΔP 的变化可能会导致气流方向的反转,即流出或流入排污系统,从而导致气溶胶颗粒的泄漏风险发生变化。因此,本小节讨论卫生间压力对气溶胶颗粒传输的影响,即工况2-4。3楼UFD上方的负压(P_1)分别设置为-1.7Pa和-5Pa,小于典型抽气扇总压力(50Pa)的10%,模拟卫生间开启抽气扇的场景。5楼UFD上方的正压(P_2)分别设置为0.8Pa和5Pa,以模拟卫生间窗户位于迎风面的场景。

图5为工况2-4排污系统中 $y = 0 \text{ mm}$ 平面的气流速度分布。如图5(a)所示,由于3楼UFD上方不存在额外压力, ΔP 为正,因此空气被吸入排污系统。当 P_1 为-1.7Pa时,可以看出水平横管内的空气几乎是静止的,见图5(b)。当 P_1 进一步升高到-5Pa时,从图5(c)可以看出,竖立管中的空气流入水平横管,进而可能通过3楼的UFD泄露到室内。同理,当 P_2 从0Pa增加到0.8Pa再增加到5Pa时,5楼水平横管内的气流方向逐渐反转,如图5(a)~(c)所示。总的来说,由抽气扇引起的卫生间负压可以降低UFD上方的 ΔP ,而自然通风引起的正压可以

增加 ΔP 。也就是说,卫生间负压也可以增加空气通过 UFD 向外泄露的风险,正压也可以减少空气通过 UFD 向外泄露的风险。



(a) 工况 2 (b) 工况 3 (c) 工况 4

图 5 工况 2-4 排污系统中 $y=0$ mm 平面的气流速度分布

图 6 展示了工况 2-4 中气溶胶颗粒在每层楼的沉积比例 (λ_d)、通过通气帽的逃逸比例 (ξ_c) 和通过地漏的逃逸比例 (ξ_f)。可以看出,当卫生间没有额外负压或额外负压 (P_1) 不小于 -1.7Pa 时, ξ_f 等于 0%。也就是说,即使地漏水封是失效的,也没有气溶胶颗粒可以通过 3 楼的 UFD 泄露。但是,如果 P_1 足够小,例如 $P_1 = -5\text{Pa}$,则相应水平横管的气流速度会发生反转,即由管内流向管外。因此,部分气溶胶颗粒则有机会通过 UFD 泄露。更具体地说,图 6 表明当 P_1 从 -1.7Pa 增大到 -5Pa 时, ξ_f 最终从 0% 增加到 18.6%。对于 5 楼,当卫生间没有额外的正压 (P_2) 时,气溶胶颗粒将通过 UFD 泄露,即 $\xi_f = 1.43\%$ 。但是,如果 P_2 高于 0.8Pa ,即 $P_2 = 0.8\text{Pa}$ 或 5Pa ,则 ξ_f 等于 0%。也就是说,虽然地漏水封失去了其密封作用,但一旦正压 (P_2) 高于 0.8Pa ,就没有气溶胶颗粒可以通过 5 楼的 UFD 泄露。

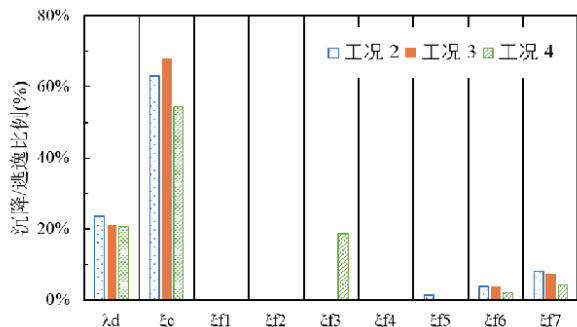


图 6 工况 2-4 中气溶胶颗粒在每层楼的沉积比例 (λ_d)、通过通气帽的逃逸比例 (ξ_c) 和通过地漏的逃逸比例 (ξ_f)

总的来说,卫生间负压会增加携带病毒的气溶胶颗粒通过 UFD 泄露的风险。此外,当卫生间负压足够大时,即使 UFD 位于 NPL 下方,气溶胶颗粒

也可以通过 UFD 泄露。自然通风产生的正压有利于抑制气溶胶颗粒通过 UFD 泄露。当卫生间正压足够大时,即使 UFD 位于 NPL 上方,气溶胶颗粒也不会通过 UFD 泄露。

4.3 排污系统暴露风险评估

通过以上分析,图 7 描述了高层建筑排污系统中携带病毒的气溶胶颗粒的暴露/泄露风险。由于暴露风险难以量化,这里仅对暴露风险进行相对的定性分析。在该图中,假设所有的地漏水封全部失效。图 7 中的阴影代表室内人员的暴露风险,阴影越深意味着风险越高,对应更多的气溶胶颗粒泄露。可以看出,位于 NPL 上方的楼层,即 5-7 楼,由于 $\Delta P (=P_{out}-P_{in})$ 为负,气流由管内流向管外,因此 NPL 上方的楼层存在暴露风险。此外,楼层越高,风险越高。位于 NPL 下方的楼层,即 1-4 楼,风险较低,因为 ΔP 为正。但是,由于抽气扇的负压,3 楼的暴露风险会大大增加。此外,由于大多数颗粒从通气帽逃逸,因此屋顶的风险最高。

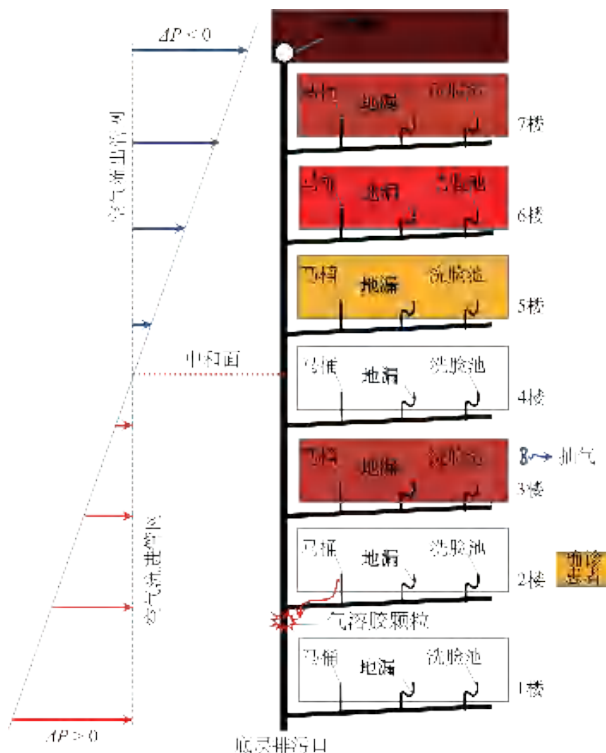


图 7 高层建筑排污系统中携带病毒的气溶胶颗粒的暴露/泄露风险图

5 结果分析

本文数值研究了地漏水封的有效性及其卫生间负/正压 (P_1 、 P_2) 对典型的 7 层住宅楼排污系统内气溶胶颗粒传输及扩散特性的影响。可以得出以下结论:

(1) 当所有地漏的水封均有效时, 气溶胶颗粒不能通过任何地漏泄露, 不存在来自地漏的暴露风险;

(2) 当地漏水封失去其密封作用时, 气溶胶颗粒可以通过 NPL 上方楼层的 UFD 泄露, 无法通过 NPL 下方楼层的 UFD 泄露。也就是说, 排污系统内气溶胶颗粒通过 UFD 的泄露风险主要存在于 NPL 以上的楼层。此外, 楼层越高风险越高;

(3) 卫生间负压 (P_i) 可以增加气溶胶颗粒的泄露风险。而且, 如果 P_i 足够大并且超过了临界值, 即使 NPL 以下的楼层也会存在气溶胶颗粒通过 UFD 泄漏的风险;

(4) 卫生间正压 (P_2) 可以减少气溶胶颗粒的泄露风险。而且, 如果 P_2 足够大并且超过了临界值, 即使 NPL 以上的楼层也可以避免气溶胶颗粒通过 UFD 泄漏。

参考文献

- [1]P. Zhou. A pneumonia outbreak associated with a new coronavirus of probable bat origin. Nature,2020, 579 (7798) : 270-273
- [2]L. Chen. RNA based mNGS approach identifies a novel human coronavirus from two individual pneumonia cases in 2019 Wuhan outbreak. Emerging Microbes & Infections,2020, 9 (1) : 313-319
- [3]WHO, <https://www.who.int/zh/>. 2020.
- [4]New Coronavirus Pneumonia Diagnosis and Treatment Program (Trial seventh Edition).
- [5]C. Drosten. Identification of a Novel Coronavirus in Patients with Severe Acute Respiratory Syndrome. New England Journal of Medicine,2003, 348 (20) : 1967-1976
- [6]S. Baharoon. MERS-CoV as an emerging respiratory illness: A review of prevention methods. Travel Medicine and Infectious Disease,2019, 101520
- [7]J. F. Drexler. Ecology, evolution and classification of bat coronaviruses in the aftermath of SARS. Antiviral Research,2014, 101 : 45-56
- [8]WHO, Consensus document on the epidemiology of severe acute respiratory syndrome (SARS). 2003.
- [9]GB50015-2019. 建筑给水排水设计标准 .
- [10]ASHRAE, ASHRAE Handbook-Ventilation and infiltration ,2017.
- [11]A. C. K. Lai. Emission strength of airborne pathogens during toilet flushing. Indoor air,2018, 28 (1) : 73-79

超高层建筑前室门状态对电梯井道烟囱效应的影响

刘禹¹, 邵晓亮¹, 毛俊琦², 李政², 杨彩青³, 董俐言³

(1. 北京科技大学土木与资源工程学院, 北京 100083; 2. 广东保利城市发展有限公司, 广东 510330;

3. 北京市建筑设计研究院有限公司, 北京 100045)

[摘要] 在超高层建筑中, 由于电梯跨越的楼层多, 在室内外温差大的冬季常造成严重的烟囱效应并导致电梯井道产生拔风和风啸等问题。本文以某超高层建筑为对象, 通过实测数据对比建立了可靠的 CONTAM 模型, 针对电梯前室门启闭状态、增设高层前室门、首层外门启闭状态分别对电梯烟囱效应的影响进行分析, 结果表明, 关闭电梯前室门可有效的降低电梯停靠楼层电梯开门时的缝隙风速, 最高可降低 84.7%, 电梯前室门应保持常闭状态; 对于未设置前室的高层部分增设前室结构, 在电梯停靠时, 风速可降低达 60%, 效果显著。本研究可为降低超高层建筑电梯开门时的强烈风感和井道风啸噪声提供借鉴。

[关键词] 烟囱效应; 超高层建筑; 电梯井道; 前室门

0 引言

近年, 越来越多的超高层建筑在国内出现, 建筑中电梯严重的烟囱效应也伴随而来。由于室内外温差导致了电梯井道内和室外空气存在密度差, 形成了电梯门两侧热压差。在室外温度显著低于室内温度时, 空气从室外流进室内, 并从低层流入电梯井道, 再从高层流出电梯井道, 造成电梯产生风啸声、电梯门难以关闭、人员严重吹风感等问题。

相关学者开展了烟囱效应的影响因素和改善研究, 周恒毅等^[1]研究了超高层建筑不同建筑构件状态对烟囱效应的影响。肖娟等^[2]对某建筑电梯设计方案进行模拟分析, 为观光电梯和消防电梯这种通高长的电梯设计提出建议。张鹏等^[3]详细介绍了电梯井道烟囱效应的形成原因, 并提出减小空气流动解决电梯关门难的有效措施。杨易等^[4]研究了热压单独作用和热压风压联合作用下电梯门两侧的压差分布。不同建筑的楼层数、电梯结构、前室结构、与室外大气的连通口等参数的差异, 都将显著影响电梯的烟囱效应, 针对更多实际设计的高层建筑进行烟囱效应的分析, 对于清晰认识和进一步缓解电梯井道烟囱效应意义重大。本文以某真实超高层建筑为研究对象, 针对其内部的某高层电梯井道烟囱效应进行模拟分析, 探讨电梯前室门启闭、外门启闭和增设高层电梯前室对电梯井道烟囱效应的影响。

1 问题概述

超高层建筑位于夏热冬暖地区的广州市, 是一座以办公为主的写字楼(图1)。建筑高度为 310 米, 有地上 60 层和地下 4 层, 建筑外部以玻璃幕墙为主。一层大厅层高 11m, 标准层层高 4.2m, 总建筑面积为 18.5 万 m², 内部设置各种不同功能性的电

梯 30 余台。该建筑穿越层数最多的一台客梯在室外温度较低时, 当电梯停靠地下楼层和首层, 会有强风灌入电梯内并伴随着巨大的风啸声; 当电梯停靠较高楼层, 会有大量的风从电梯井道涌入走廊或办公区域; 同时根据电梯故障检查结果, 该电梯还存在开关门异常问题。以上与客梯烟囱效应密切相关, 需寻求缓解烟囱效应的措施。

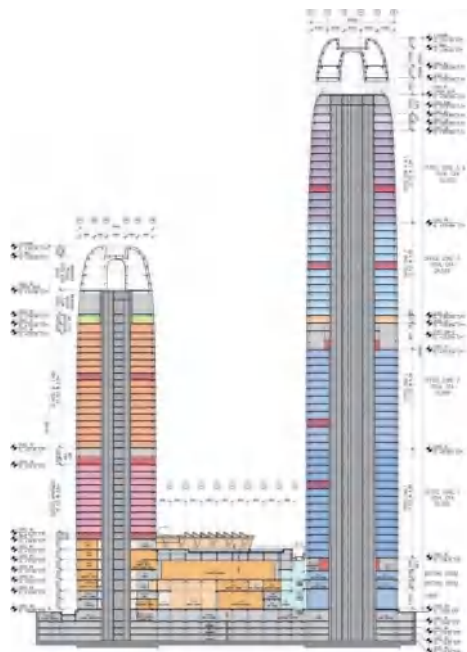


图 1 建筑外观图

2 数值模拟

2.1 模型建立及参数设置

目标客梯穿过 B2-L60, 其中 B2-L3 及 L46-L60 为停靠楼层, 其他楼层并未设置电梯门, 电梯门沿楼层分布见图 2。目标客梯在 B2-L3 设置了电梯前

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51878043)

室,其中地下三层的前室门为防火门,L1-L3前室门为普通门。目标客梯为主要研究对象,因此在建模时将除目标客梯和前室以及与目标客梯电梯井道相连的普通客梯外的部分划分为一个区域,简化后的地下二层、首层和标准层 CONTAM 模型见图3。B2为地下停车库,目标客梯的电梯门及前室门正对地下车库出口,在CONTAM中将此出口简化为外墙上一个面积为 12m^2 的流通路径。其他参数具体设置见表1,电梯门关闭时的渗透面积参考《建筑外门窗气密、水密、抗风压性能分级及检测方法》(GB/T7106-2008),开启时的渗透面积为现场实测得出。玻璃幕墙气密性等级为3级,因为该建筑外墙上有通风器,由实测数据计算得出外墙上的流通路径流量系数为 $0.035\text{m}^3/\text{s}\cdot\text{Pa}^{0.5}$ 。

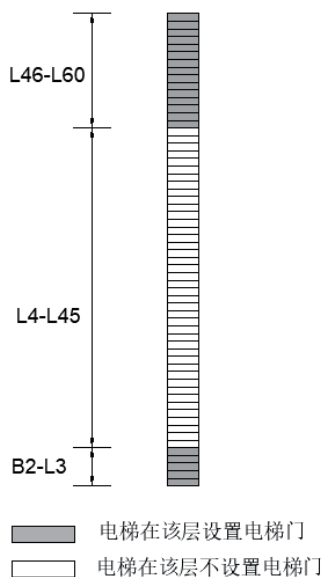


图2 电梯门沿楼层分布图

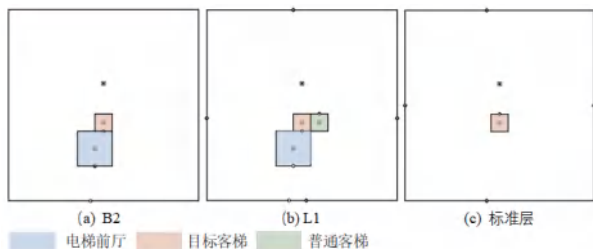


图3 目标客梯 CONTAM 建模

表1 建筑构件的参数设置

建筑构件	参数设置	建筑构件	参数设置
电梯门关闭渗透面积 (m^2) ^[1]	0.035	电梯门开启渗透面积 (m^2)	0.1
普通前室门渗透面积 (m^2)	0.035	防火门渗透面积 (m^2)	0.015
室外温度 (°C)	7	井道温度 (°C)	22
幕墙气密性等级	3级		

2.2 模型验证

为验证模型的可靠性,使用热球风速仪(量程 $0.05\sim 30\text{m/s}$;测量误差 $\leq \pm 5\%$)对目标客梯停靠不同楼层时电梯门缝隙处(电梯与井道间的缝隙)的风速进行测量,室外温度为 7°C ,室内温度均为 22°C 。所有前室门均保持开启状态,L1外门为关闭状态。实测结果与模拟结果见表2。实测风速与模拟风速的平均偏差为 8.7% ,总体较小,模型方法可靠。

表2 实测数据与模拟数据对比

停靠楼层	实测风速 (m/s)	模拟风速 (m/s)	误差 (%)
L1	9.96	8.70	13
L59	7.50	7.80	4
L60	8.77	8.00	9

2.3 工况设置

共设置9个工况,见表3。在所有工况中,室内温度均为 22°C ,室外温度为 7°C 。工况3~5分析前室门的启闭对烟囱效应的影响,工况2和6分析增设顶层前室对抑制烟囱效应的影响,为说明增加电梯前室对烟囱效应的影响,为所有无前室楼层(L46-L60)增加与L1一样的电梯前室,工况1、7、8和9为说明首层外门启闭对烟囱效应的影响。

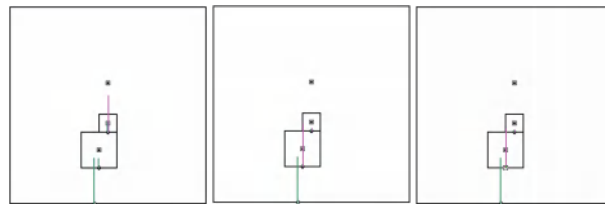
表3 工况设置

工况	停靠楼层	前室门	外门
1	L1	全部开启	开
2	L60	全部开启	开
3	B2	全部开启	开
4	B2	B2关闭,其他开启	开
5	B2	全部关闭	开
6	L60	无前室楼层增设前室,仅关闭L60前室门	开
7	L1	全部开启	关
8	L1	L1关闭,其他开启	关
9	L1	L1关闭,其他开启	开

3 结果分析

3.1 前室门启闭的影响

图4为电梯停靠在B2时的压差、流量模拟结果,绿色线表示流量的方向和大小,红色线表示压差的方向和大小。



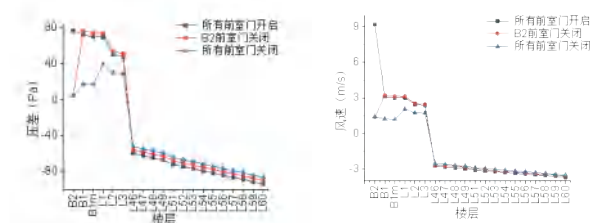
(a) 所有前室门开启 (b) B2前室门关闭 (c) 所有前室门关闭

图4 B2压差、流量节点模拟结果

当所有前室门都开启时,B2前室门处压差几乎为0,有从车库流入前室的风量,这部分流量也从前室流入到了电梯井道内。关闭B2的前室门后,前室门处流通路径的面积变小,压差增大,流入到前

室内的流量减小,从而流入到电梯井道内的流量减小。其他楼层的前室门关闭对 B2 的流量与压差影响很小。

图 5 为不同工况下电梯门两侧的压差及风速,风速为电梯门开启时电梯门与井道之间缝隙处的风速,正风速表示风从室内流进井道,负风速表示风从井道流进室内。



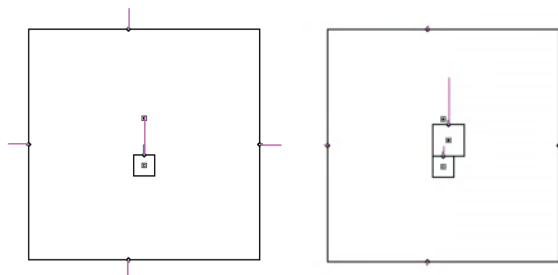
(a) 电梯门两侧压差图 (b) 电梯门缝隙处风速图

图 5 前室门状态影响

可以看出,低层风速为正,电梯门两侧压差为正;高层风速为负,电梯门两侧压差为负。当电梯前室门全部开启时(工况 3),因为 B2 的电梯门正对与室外相连的大开口且中间没有隔断,压差会导致大量的气流经由电梯缝隙进入井道内,造成缝隙处 9.2m/s 的高风速,给乘电梯的人员带来强烈的吹风感。当关闭 B2 的前室门时(工况 4),渗透风量减少,电梯门缝隙处的风速减小至 1.4m/s,减小了 84.7%,可见关闭前室门是改善烟囱效应的有效方式。在关闭 B2 的前室门后,其他楼层的风速几乎没有变化。当关闭全部前室门后(工况 5),除 B2 外其他有前室的楼层(B1-L3)风速降低在 31.1%-61.8%之间,因为电梯未停靠在这些楼层,即使前室门开启电梯门缝隙的风速也均低于 3.5m/s,因此改善效果有限,但未停靠楼层电梯门缝隙的风速并非关注的重点。对于其他没有前室的楼层(L46-L60),风速变化不大。由此可见,关闭前室门仅能减小本层电梯门缝隙处的风速,对于其他楼层的作用较小。

3.2 增加电梯前室的影响

为所有无前室楼层增加前室(L46-L60),增加

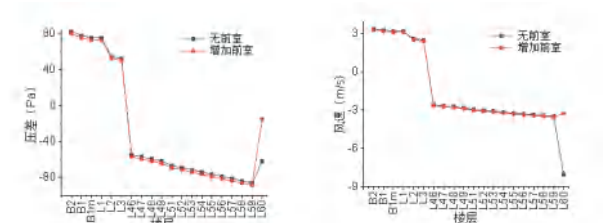


(a) 无前室 (b) 增加前室并关闭

图 6 L60 压差、流量节点模拟结果

的前室大小与 L1 一致,前室门为普通门。图 6 为电梯停靠在 L60 时的压差、流量模拟结果。

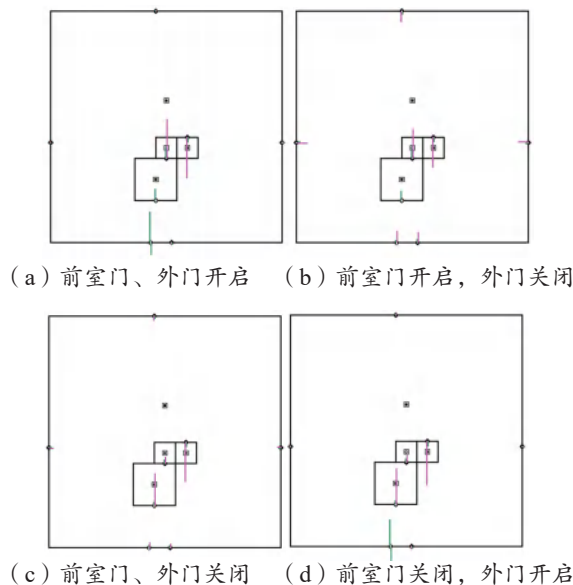
L60 没有前室时,流量从电梯井道内流向室内,并从玻璃幕墙上的缝隙和通风器流向室外。为无前室的楼层增加前室并关闭 L60 的前室门后,电梯门两侧的压差减小,烟囱效应造成的拔风效果减弱,从井道内进入室内的流量减小。



(a) 电梯门两侧压差图 (b) 电梯门缝隙处风速图

图 7 增加电梯前室影响

图 7 为不同工况下电梯门两侧的压差及风速。当电梯停靠在 L60 时(工况 2),电梯门开启,缝隙处的风速高达 8.0m/s。当给高层停靠楼层都添加电梯前室并关闭 L60 的电梯前室门(工况 6),保持其他楼层电梯前室门开启状态,电梯停靠 L60 时电梯门缝隙处的风速降低至 3.2m/s,减小了 60%。其他楼层(L46-L59)的风速在增加前室前后几乎没有变化,原因在于这些楼层虽然增加了前室,却未关闭前室门。可见仅设置电梯前室但不关闭前室门对烟囱效应没有改善作用,前室门应保持常闭状态。L60 的减小幅度小于 B2 的减小幅度,是因为 B2 位于地下车库,安装的前室门为防火门,密闭性更好(见表 1)。而 L60 安装的是与 L1 的前室一样的普通前



(a) 前室门、外门开启 (b) 前室门开启,外门关闭

(c) 前室门、外门关闭 (d) 前室门关闭,外门开启

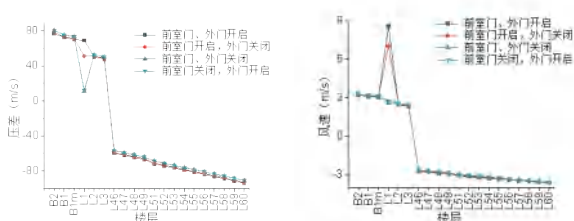
图 8 L1 压差、流量节点图

室门,门关闭时的缝隙更大。由此可见,前室门的密闭性是影响烟囱效应的因素,增加前室门的密闭性,如增加毛刷或门帘,预计可改善烟囱效应。

3.3 外门启闭的影响

图8为电梯停靠L1时外门不同状态的压差、流量模拟结果。

外门和前室门开启时,风量从室外进入室内,再从前室进入到电梯井道内。从图8(a)中可以看出,此时从外门进入室内的风量较大,从玻璃幕墙进入室内的风量较小。当外门关闭后,从外门进入室内的风量减小,但由于玻璃幕墙处的压差增大导致从玻璃幕墙进入的风量增大,因此,电梯门缝隙处的风量减小较少。同时关闭外门和前室门可以进行有效的阻隔,从室外进入到室内的总风量减小,进入电梯井道内的流量也减小,改善效果显著。当外门开启前室门关闭时,几乎可以达到两扇门都关闭时的效果,此时有风量进入到室内,但由于前室门关闭进入到电梯井道内的风量仍较小。



(a) 电梯门两侧压差图 (b) 电梯门缝隙处风速图

图9 外门状态影响

图9为不同工况下电梯门两侧的压差及风速。外门和前室门均开启时(工况1),电梯停靠在L1,电梯门缝隙处的风速为8.6m/s,渗透进的风量由外门渗透风量和玻璃幕墙渗透风量两部分组成。关闭外门后(工况7),电梯门缝隙处的风速降低至7.1m/s,减少了17.4%。当前室门也关闭时(工况8),电梯门缝隙处的风速降低至2.6m/s,相比工况1减小了69.8%,比工况7减小了63.4%。仅关闭前室门的情况下(工况9),电梯门缝隙处的风速为2.8m/s,相比工况1减小了67.4%。由此可见,

在电梯通过有与外界相连的大开口楼层时,关闭与室外相连的大开口可以在一定程度上改善烟囱效应,如建筑外表面为玻璃幕墙这种气密性较差的结构,改善效果比较小。同时关闭外门与前室门可以在很大程度上改善烟囱效应,即使外门开启,仅关闭前室门也可以对烟囱效应有较大的改善,因此应当保证电梯前室门保持关闭状态。

4 结论

本文研究某超高层建筑电梯烟囱效应的改善措施,主要结论如下:

(1)当室内外温差较大,电梯井道穿越楼层较多时,电梯容易产生严重的烟囱效应。关闭电梯前室门(电梯停靠B2及L1)能大幅度降低电梯停靠时门缝风速,最高可降84.7%,但关闭前室门仅对本层电梯缝隙处风速有改善效果。

(2)为无电梯前室楼层增加电梯前室(电梯停靠L60),并保持前室门关闭,可使风速降低60.0%。对于增加了电梯前室但没有关闭前室门的楼层,风速几乎没有改善。

(3)当电梯停靠有与外界相连的大开口楼层时,关闭大开口可以使风速降低17.4%,同时关闭前室门可以使风速降低69.8%。仅关闭前室门而不关闭大开口时,仍可以使风速降低67.4%,因此应当保持前室门常闭。

参考文献

- [1] 周晖毅,李景,孙鲁鲁,顾明.超高层建筑电梯热压分布特性模拟研究[J].建筑结构,2018,48(09): 67-71+61.
- [2] 肖娟,陈玖玖,张杰.超高层建筑设计中电梯井烟囱效应问题及改进措施[C].第6届全国建筑环境与设备技术交流会文集,2015:5.
- [3] 张鹏,谢然,王婉君,高常进.高层建筑电梯井道烟囱效应形成分析及解决措施[J].中国特种设备安全,2019,35(10): 25-29.
- [4] 杨易,万腾骏,王葵,谢壮宁.高层建筑烟囱效应及风压联合作用的模拟研究[J].湖南大学学报(自然科学版),2018,45(11):10-19.

高层住宅集中排风系统复合动力技术研究

于延磊, 高军, 魏晓宾, 吴宇航, 曹昌盛, 侯玉梅

(同济大学机械与能源工程学院, 上海 201804)

[摘要] 住宅厨房油烟污染的通风控制对于营造良好的室内空气质量至关重要。安全有效的厨房排烟系统不仅取决于末端排烟设备的性能, 也受排烟系统形式的影响。排气道排烟阻力较大时, 低层住户的排风量往往不能得到保障。为改善集中排气道排风性能, 加装屋顶风机配合各层油烟机设备进行排烟的复合动力系统形式受到行业关注。本文首先通过现场实验研究与数值模拟相结合的方法, 研究复合动力形式下排烟设备排烟量以及排气道内静压分布的规律。研究结果表明, 增大屋顶动力能够增大系统排烟量, 但高层用户风量提升明显, 而低层用户风量不足。针对这一现象, 本文提出在集中排气道内加装导流构件的方法, 均匀排气道内的压力分布, 进而保障各层住户的风量满足设计要求。

[关键词] 集中排气道; 屋顶风机; 导流构件

1 背景介绍

住宅厨房油烟污染的通风控制对于营造良好的室内空气质量至关重要^[1]。烹饪过程中产生的油烟能够引发呼吸道疾病(油烟颗粒物)、高温烹饪也使得厨房环境不能够满足人员舒适的要求^[2-5]。为了消除烹饪油烟对人员健康和舒适性的影响, 油烟捕集设备被广泛应用于住宅厨房的局部通风, 以减少烹饪污染物向住宅空间的扩散^[6-8]。

随着家用电器的发展, 排烟设备呈现出多样化的发展趋势, 目前常见的排烟设备有油烟机、集成灶等。安全有效的住宅厨房排烟系统不仅取决于末端排烟设备的性能, 也受排烟系统形式的影响。住宅建筑从多层到高层、超高层的发展给厨房排烟系统的设计与运行带来巨大的挑战, 高层住宅厨房集中排气道排烟问题成为新的研究热点^[9-12]。各层住户的油烟机向管道增压排烟, 当系统排烟阻力较大时, 油烟机的风量下降, 且存在串烟串味的风险。为改善集中排气道排风性能, 加装屋顶风机配合各层油烟机设备的复合动力系统形式受到行业关注。

现有文献主要是针对传统的多层、高层住宅排气道的排烟特性的研究, 其影响因素主要为: 集中排气道流通截面积、排烟设备动力源特性、排烟设备开启率以及开启位置等。Li^[11]等人利用现场测试和CFD模拟, 研究了室内外温差和开启率对集中排气道排烟特性的影响; Yang^[9]等人通过建立集中排气道理论模型, 定量分析不同排烟设备动力特性、开启率、开启位置以及排气道流通截面积对各层用户排烟量大小的影响。然而现有针对集中排气道的研究中, 同一排气道内往往采用相同的排烟设备, 其动力特性及安装位置往往是一致的, 甚至默认各楼层排烟量相同, 并没有反映出实际住宅中各楼层排烟设备形式复杂、动力源特性不同所带来的影响。

同时, 目前的研究中没有考虑集中排气道内的流场特性。

基于此, 本文首先进行排烟设备的排烟动力特性分析, 获得了典型风机特性曲线。通过现场实验研究与数值模拟相结合的方法, 研究分散动力以及复合动力形式下不同排烟设备排烟量以及排气道内静压分布的特性。研究结果表明, 分散动力系统中排烟阻力较大时, 低层用户风量严重不足。增加屋顶集中动力能够有效增大系统排烟量, 但高层用户风量提升明显, 而低层用户风量提升不足。针对这一现象, 本文提出在集中排气道内加装导流构件的方法, 均匀排气道内的压力分布, 保障各层住户的风量满足设计要求。

2 实验方法

2.1 实验模型

本文搭建了26层住宅厨房集中排气道系统全尺度模型, 以完成排气道实际接入吸油烟机、集成灶的风量、压力分布实验研究, 如图1所示。根据《住



图1 实验台系统示意图

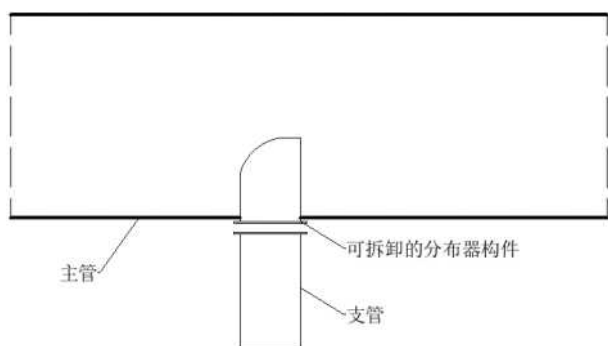


图2 实验台导流构件安装示意图

宅厨房和卫生间排烟(气)道制品》JG 194-2018对排气道最小尺寸要求,26层住宅排气道净尺寸推荐为 0.18m^2 ,本研究采用截面尺寸为 $400\text{mm}\times 500\text{mm}$,即净尺寸为 0.2m^2 的排气道。系统由26个完全重复的单元组成,每层均装设油烟机与集成灶两种排烟设备,并通过软管、变径、手动调节阀与排烟支管相连。层高 3m ,系统全长 80m 。各层支管截面尺寸为 $180\text{mm}\times 180\text{mm}$,支管长 1.5m 。实验系统管材为热镀锌钢。为方便后续实验加装导流构件,支管与主管制作为可拆卸的活动模块,如图2所示。将支管与主管接口位置设置为法兰连接,且可满足两种连接方式:支管+主管,支管+导流构件+主管。

2.2 实验仪器

根据《建筑通风效果测试预评价标准》JGJ/T 309-2013,本实验拟采用毕托管、微压计和热线风速仪分别测量风速和压力,如图3所示。排气道实验测试参数主要包括各支管排风量、排气道出口风量、各楼层静压等。各支管排风量及排气道出口可用于验证系统漏风率,保证测试结果的准确性。各楼层排气道静压测试数据可用来反映系统流动阻力,验证模拟可靠性,检验排气道压力大小,评估串烟串味潜力。由于气流速度在管道断面上的分布并不均匀,故矩形断面上布置四个测点。测量时,每个测点进行3次测试。若3次测量值较为接近,则计算其平均值作为最终测试结果。

实验台共装设26台集成灶及26吸油烟机,其



图3 实验测试仪器

风机动力特性曲线见图4。由集成灶、油烟机风机动力特性曲线可以看出,当系统静压大于 400Pa 左右时,集成灶用户的排烟设备风量大于油烟机用户;反之,当系统静压小于 400Pa 左右时,油烟机用户的排烟设备风量大于集成灶用户。同时,若要保障油烟机和集成灶用户的排风量满足要求,则需控制系统静压分布在合适的范围。

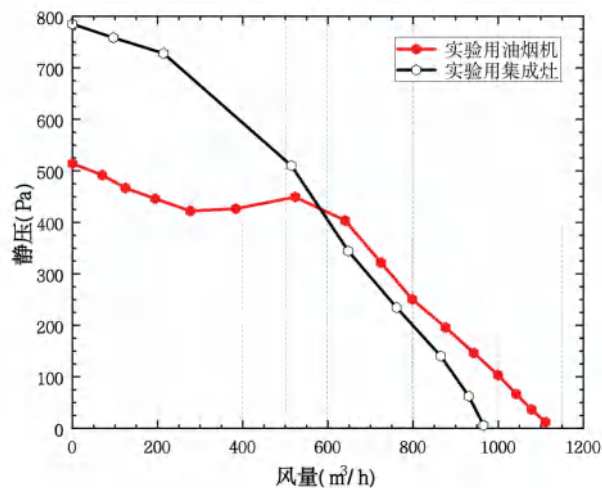


图4 集成灶、油烟机风机动力特性曲线

2.3 数值模拟

1.1.1. 几何模型与网格划分

本次模拟应用ANSYS 2019R3中workbench组件对系统进行1:1建模。每层同时设置油烟机和集成灶两条支管交错排列,按照具体模拟工况进行启闭设置。支管横截面尺寸为 $180\text{mm}\times 180\text{mm}$ 。本次模拟中集中排气道模型及安装导流构件后的系统模型如5所示,每一层预留两个支管,靠近地板的为集成灶支管,靠近楼板的为吸油烟机支管。

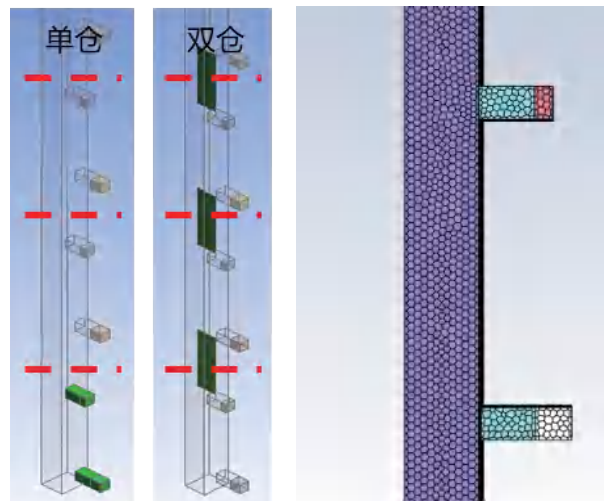


图5 集中排气道几何模型示意图

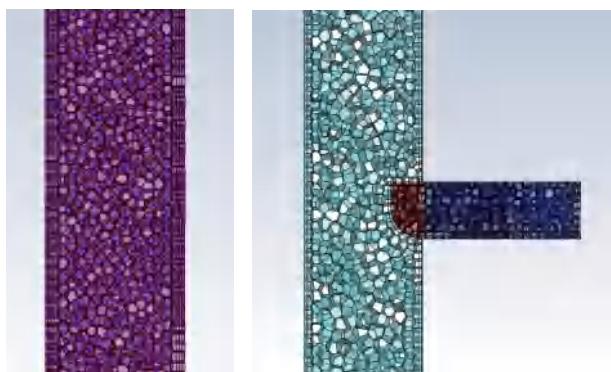


图6 集中排气道几何模型网格划分

网格划分方法采用多面体,整体面网格尺寸控制在0.04m,对于支管及导流构件进行加密处理,支管及导流构件局部面网格设置为0.02m,整体面网格尺寸大小控制在0.04m。集中排气道的网格数量约80万,网格最大扭曲度(skewness)控制在0.9以下,最小正交质量达到0.5。网格划分结果如图6所示。

1.1.2. 边界条件设置

数值模拟的数学模型及求解器的设置如表1所示。屋顶集中动力的模拟计算主要以在屋顶处设置负压,以改变负压大小作为屋顶动力频率变化的方式。基于实际情况,负压一般设置为-150Pa至-450Pa。边界条件的设置如表2所示。

表1 Fluent 求解器设置

湍流模型	压力速度耦合	差分格式外门				
		梯度	压力	动量	湍流动能	湍流耗散率
Realizable k-ε	SIMPLE	Least Squares Cell Based	PRESTO!	Second order	Second order	Second order

表2 边界条件设置

建筑构件	参数设置	建筑构件
物理边界	边界条件类型	相关参数
支管入口	inlet-vent	入口阻力系数 4.63/9.53
油烟机风机	fan	$P = 495.69 - 20.221v + 2.6107v^2 - 0.6368v^3$
集成灶风机	fan	$P = 782.6 - 6.5267v - 14.513v^2 + 0.6606v^3$
主排气道出口	Pressure outlet	出口压力 0Pa
排气道内壁	wall	粗糙高度 0.0015m/0.00015m
关闭的风机	wall	粗糙高度 0.0015m/0.00015m

由于厨房油烟与周围空气充分混合后被排烟设备捕集进入集中排气道,使得排气道内排风温度显著降低,以及考虑一年之中室外温度波动较大,排气道可能存在热损失,致使整个排气道内的烟气温度并不稳定。考虑到热压作用有利于烟气从集中排气道内排出,本文研究过程中不考虑热压的作用。

3 模拟验证

3.1 对比工况汇总

为确保模拟的可靠性,本研究以油烟机开启率为0.5工况为例,将数值计算结果与实验测试结果

进行对比,分析集中排气道内的流量、静压分布情况。图7给出了集中排气道在0.5开启率条件下数值计算与实验结果的对比。从图中可以看出,从低楼层到高楼层,排气道内静压逐渐减小,用户排风量呈上升趋势。实验测试结果所得的红色散点与数值模拟计算所得到的点线图较为接近,数值模拟与实验测试的风量相对误差最大为7.48%。

数值计算与实验测试结果偏差原因分析:油烟机集成灶的实际特性曲线与拟合得到的风机特性曲线存在误差;测试过程中仪器示数波动较大,存在测量误差;通过将各末端风量加和与干管测量值对比,实验台漏风率约在10%,而模拟未考虑漏风。

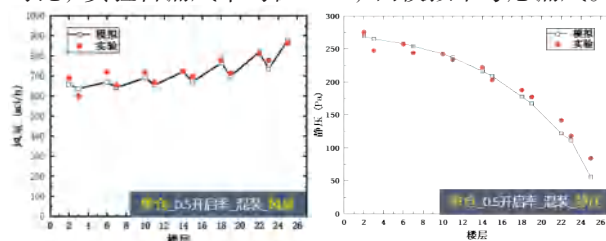


图7 排气道0.5开启率模拟实验结果对比 a. 风量 b. 静压

4 实验结果

4.1 屋顶动力分析

本文以26层集中排气道、集成灶与油烟机混装、集中下部开启的最不利工况为例,针对开启率为0.8的工况,计算了在不同屋顶动力下各排风末端的风量分布情况及干管轴心处的静压分布情况。在0.8开启率下,首先根据现行标准和图集推荐的尺寸500×350和500×400,增加不同的屋顶动力,计算其支管风量分布以及干管静压分布情况,结果如图8所示。在本文所选择的排气道尺寸下,增加

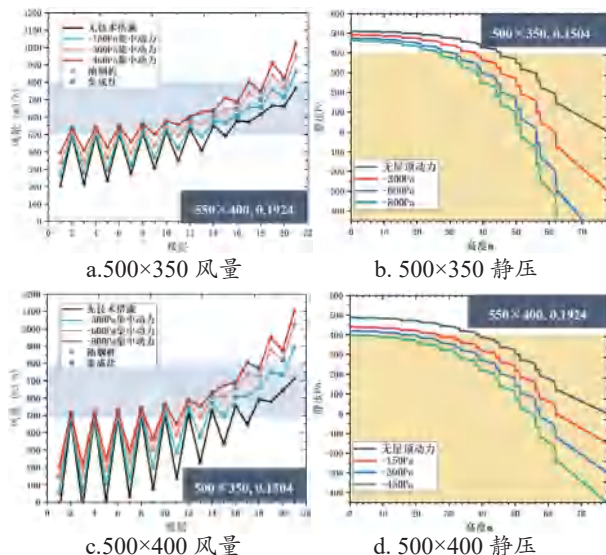


图8 0.8开启率下的不同排气道设计尺寸及屋顶动力

屋顶动力的方式使得各楼层风量差异增大,其中既包括底层难以达到 $500\text{m}^3/\text{h}$ 的风量要求,顶层风量也大大超过 $800\text{m}^3/\text{h}$ 。

增加屋顶动力能够大幅集中排气道的总排风量,但是主要提高较高楼层排烟末端的排风量,较低楼层的排风量提升并不显著。较高楼层的风量易超出风量要求上限,造成较大排风噪音和能源浪费。由于总风量增加,较低楼层的排风阻力同时增大,较低楼层的排风量无法有效提升。

4.2 集中烟道截面分析

为了探究能够满足 0.8 开启率下设计要求的排气道尺寸和屋顶动力组合,本文继续探究了较大的排气道尺寸及屋顶动力工况组合,如图 9 所示。

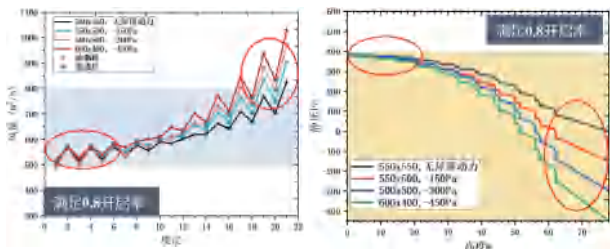


图 9 满足 0.8 开启率的不同排气道设计尺寸与屋顶动力的组合

结果可得,可以通过增加屋顶动力的方式使原本达不到设计目标的排气道尺寸达到风量和静压要求。因此在屋顶增加集中动力的技术措施可以避免增大排气道截面尺寸,降低排气道静压,使得集中排气道的各末端风量均能够满足风量要求,并降低住户的排烟噪音。

集中烟道的管径越大,增加屋顶动力的对于风量提升的效果更加均匀,满足各层风量达到 $500\text{m}^3/\text{h}$ 所需要的屋顶动力减小。因此,在实际烟道设计过程中,不同烟道的截面积应搭配不同大小的屋顶动力。

4.3 导流构件效果分析

集中烟道内装设导流构件能够均匀集中排气道内各个末端的排风量,但是其并不能大幅提高各末端的排风量^[15]。考虑该技术措施的作用效果特点,本文提出同时增加导流构件和屋顶动力,使得集中排气道的各末端风量均能够满足风量要求,如图 10 所示。

本研究以 26 层集中排气道、集成灶与油烟机混装、集中下部开启的最不利工况为例,针对开启率为 0.8 的工况,分析各排风末端的风量分布情况及集中排气道轴心处的静压分布情况,特别给出了在集中排气道内加装导流构件前后的风量和静压分布结果。

图 11 给出了图集推荐尺寸 (550×400) 在装设

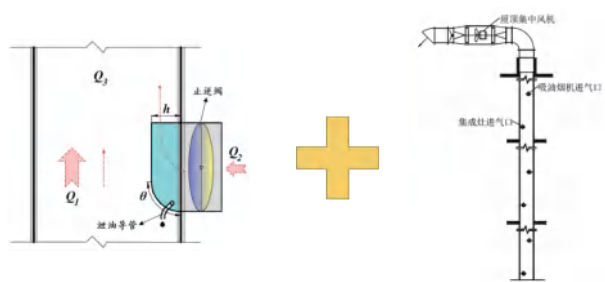


图 10 增加导流构件+屋顶动力示意图

导流构件前后的 0.8 开启率下的风量、静压分布情况。从图中可以看出:集中排气道内加装导流构件和屋顶集中动力前,油烟机的排风量不足以满足大风量排风需求,且不同楼层间的排风末端排风量差异较大。加装导流构件后,不同楼层间的排风量差异减小,且底层风量有了提升,部分油烟机的排风量不能满足要求。加装 300Pa 的屋顶动力后,与原集中排气道相比,整体风量都有了较大提升,高层风量提升显著,甚至超出最大风量限制,而低层风量提升不明显,仍有低层油烟机的排风量不能满足要求。集中排气道内各排风末端间的风量差异增大。而同时加装导流构件与屋顶风机后,集中排气道内的各个排风末端的排风量均能满足大风量排风需求,风量维持在 $500\text{--}700\text{m}^3/\text{h}$ 区间。

集中排气道内不附加其他技术措施、或仅加装导流构件、或仅加装屋顶风机时,低层(1-8层)干管轴心处的静压值超出了静压限制要求,低层用户有烟气倒灌、串烟串味的风险。而加装导流构件和屋顶集中动力(300Pa)后,集中排气道内的静压分布满足要求,且排风末端开启的楼层处,单位长度集中排气道的静压损失减小,静压分布更加均匀。

适当放大排气道截面尺寸,则可相应降低屋顶风机的动力值。图 12 给出了图集推荐尺寸(500×500)在装设导流构件前后的 0.8 开启率下的风量、静压分布情况。从图中可以看出集中排气道内不附加其他技术措施、或仅加装导流构件、或仅加装屋顶风机时,低层(1-8层)干管轴心处的静压值超出了静压限制要求,低层用户有烟气倒灌、串烟串味的风

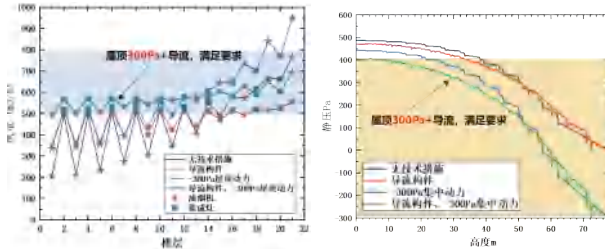


图 11 开启率为 0.8 导流构件+屋顶动力作用效果分析

a. 风量 b. 静压

(计算条件: 550×400 , 0.1924m^2 , 0.8 开启率, -300Pa)

险。而加装导流构件和屋顶集中动力(150Pa)后,集中排气道内的静压分布满足要求,且排风末端开启的楼层处,单位长度集中排气道的静压损失减小,静压分布更加均匀。

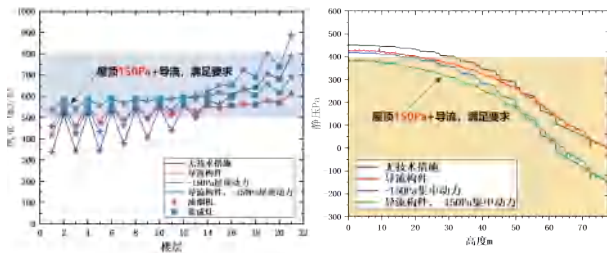


图12 导流构件+屋顶动力作用效果分析 a. 风量 b. 静压
(计算条件: 500×500 , 0.2209 m^2 , 0.8 开启率, -150 Pa)

5 结论

本文通过现场实验研究与数值模拟相结合的方法,研究复合动力形式下排烟设备排烟量以及排气道内静压分布的规律。本研究的主要结论如下:

(1) 增加屋顶动力能够大幅集中排气道的总排风量,但是主要提高较高楼层排烟末端的排风量,较低楼层的排风量提升并不显著。较高楼层的风量易超出风量要求上限,造成较大排风噪音和能源浪费。由于总风量增加,较低楼层的排风阻力同时增大,较低楼层的排风量无法有效提升。

(2) 若适当放大排气道截面尺寸,则可相应降低屋顶风机的动力值。集中烟道的管径越大,增加屋顶动力的对于风量提升的效果更加均匀,满足各层风量达到 $500 \text{ m}^3/\text{h}$ 所需要的屋顶动力减小。在实际烟道设计过程中,不同的烟道截面对应不同大小的屋顶动力才能实现较好的排烟性能。

(3) 集中烟道内装设导流构件能够均匀集中排气道内各个末端的排风量,但是其并不能大幅提高各末端的排风量。同时加装导流构件和屋顶集中动力后,集中排气道内的静压分布满足要求,且排风末端开启的楼层处,单位长度集中排气道的静压损失减小,静压分布更加均匀。

参考文献

- [1] Ji W, Chen C, Zhao B. A comparative study of the effects of ventilation-purification strategies on air quality and energy consumption in Beijing, China. BUILD SIMUL-CHINA. 2021;14:813-825.
- [2] Wang G, Bai Y, Fu W, Feng Y, Chen W, Li G, et al. Daily cooking duration and its joint effects with genetic polymorphisms on lung cancer incidence: Results from a Chinese prospective cohort study. ENVIRON RES. 2019;179:108747.
- [3] Liu S, Dong J, Cao Q, Zhou X, Li J, Lin X, et al. Indoor thermal environment and air quality in Chinese style residential kitchens. INDOOR AIR. 2019;30:198-212.
- [4] Zhao Y, Liu L, Tao P, Zhang B, Huan C, Zhang X, et al. Review of Effluents and Health Effects of Cooking and the Performance of Kitchen Ventilation. AEROSOL AIR QUAL RES. 2019;19:1937-1959.
- [5] Chen C, Zhao Y, Zhao B. Emission Rates of Multiple Air Pollutants Generated from Chinese Residential Cooking. ENVIRON SCI TECHNOL. 2018;52:1081-1087.
- [6] Zhao Y, Chen C, Zhao B. Is oil temperature a key factor influencing air pollutant emissions from Chinese cooking? ATMOS ENVIRON. 2018;193:190-197.
- [7] Sun L, Wallace LA, Dobbin NA, You H, Kulka R, Shin T, et al. Effect of venting range hood flow rate on size-resolved ultrafine particle concentrations from gas stove cooking. AEROSOL SCI TECH. 2018;52:1370-1381.
- [8] Cao W, You X. The inverse optimization of exhaust hood by using intelligent algorithms and CFD simulation. POWDER TECHNOL. 2017;315:282-289.
- [9] Yang Y, Wang Z, Li X, Zhao D, Ren Y, Wang H, et al. Factors influencing the airflow rate of kitchens in cooking exhaust shaft system of high-rise residential buildings. Journal of Building Engineering. 2021;33:101559.
- [10] Yang Y, Wang Z, Li X, Wang H, Ren Y, Zhao D, et al. Test and simulation for the airtightness of backdraft dampers in residential cooking exhaust shaft systems. Journal of Building Engineering. 2021;44:103007.
- [11] Li A, Zhang W, Gao M. Field test and CFD modeling for flow characteristics in central cooking exhaust shaft of a high-rise residential building. ENERG BUILDINGS. 2017;147:210-223.
- [12] Han H, Shin C, Baek C. Correlations of control parameters determining pressure distributions in a vertical exhaust shaft. BUILD ENVIRON. 2010;45:1951-1958.
- [13] Tong L, Gao J, Luo Z, Wu L, Zeng L, Liu G, et al. A novel flow-guide device for uniform exhaust in a central air exhaust ventilation system. BUILD ENVIRON. 2019;149:134-145.

热辐射影响建筑周围微气候的模拟分析

洪萍, 梁国铭, 刘建麟, 钟佳定

(东华大学环境科学与工程学院, 上海 201620)

[摘要]建筑架空已被证明能放大建筑周围风速并提供遮阴的半开放空间以改善市民的室外舒适性。然而, 热辐射模拟的复杂性增加了设计该空间以满足宜居需求的难度。本文采用 RNG k- ϵ 模型和 DO 辐射模型建模对单栋建筑、单栋架空建筑的风热环境进行模拟。模型与数值方法通过模拟与风洞实验结果对比吻合较好。同时, 结合夏热冬冷典型城市上海的地理位置和气象参数, 分析了以上单栋建筑有无架空时风速比、平均风速变化率、温度分布差异。结果表明, 通过 CFD 模拟结果评价行人区风热环境时, 是否简化热辐射影响将导致误差, 最高可达 30%。结果为辐射影响行人区热环境分析提供了建模指导。

[关键词] 建筑架空; CFD; 行人区风热环境; 热辐射

0 引言

在我国东南及华南地区, 为减缓城市热岛效应影响, 由架空支柱将建筑架起形成建筑与地面之间架空层的建筑形式得到了广泛应用。针对架空建筑风环境的研究, Liu 等^[1]报道了单栋架空建筑有无周围建筑情况下风场的分布, 并指出建筑架空能提高行人高度处的风速和湍流强度。同时, 还探究了不同架空高度及来流风向^[2]对行人微气候的影响, 并进一步探究了不同湍流模型例如 LES^[3]、DDES^[4]预测风场的准确性和经济性。然而, 前序研究中着重考虑了自然风, 忽略了热辐射对建筑周围微气候的影响。对于城市热辐射, Qu 等^[5]采用 DO 模型方法计算不同壁面加热对理想冠层内气流的影响情况, Bouyer^[6]等则介绍了一种热辐射耦合工具简化节能建筑的设计。然而, 现有研究中少有对建筑周围行人环境热辐射进行定量化的风热耦合探究, 这也给深入分析建筑架空改善行人区热舒适性带来了难度。本研究旨在探究复杂城市布局中架空建筑周围热辐射强度对行人区风热环境的影响, 模拟对比单栋建筑、单栋架空建筑的行人区风热环境情况, 分析热辐射对建筑周围微气候的影响。

1 模型与方法

1.1 湍流模型

在计算流体动力学用于建筑物周围风流预测中, 雷诺时均方法(RANS)得到了广泛使用。考虑到要同时进行风场及温度场的计算会占用较多计算资源, 本研究采取了相对而言更经济的 RNG k- ϵ 模型^[7], 湍流模型控制方程如下:

连续性方程:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

动量方程:

$$\frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + \rho_{ref} g \beta (T - T_{ref}) \quad (2)$$

式中:

u_i ——x 方向上的分速度, m/s;

P——压力, Pa;

ρ ——密度, kg/m³;

T——温度, K

μ ——动力粘度, Pa·s;

μ_t ——湍流粘度, Pa·s; g ——重力, m/s²。

湍流动能和湍动能耗散率守恒方程如下:

$$\frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k + G_b - \epsilon \quad (3)$$

$$\frac{\partial \rho \epsilon u_i}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} (P_k + C_{\epsilon 3} G_b) - C_{\epsilon 2} \frac{\epsilon^2}{k} \quad (4)$$

$$G_b = \beta \frac{\mu_t}{P_{r_i}} \frac{\partial T}{\partial x_i} g; \mu_t = \frac{C_\mu \rho k^2}{\epsilon} \quad (5)$$

$$P_k = \nu_i \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (6)$$

其中: $C_\mu = 0.0845$; $\sigma_k = 0.7194$; $\sigma_\epsilon = 0.7194$; $C_{\epsilon 1} = 1.42$; $C_{\epsilon 2} = 1.68$ 。

1.2 边界条件及模拟设置

本研究采用日本国家环境研究所的风洞试验^[8]作为建筑周围风热环境模拟验证。该风洞试验采用了棱长为 100mm 的正方体代表建筑, 建筑排布见图 1, 测量了第 5 和第 6 列建筑中央垂直剖面的速度、温度。

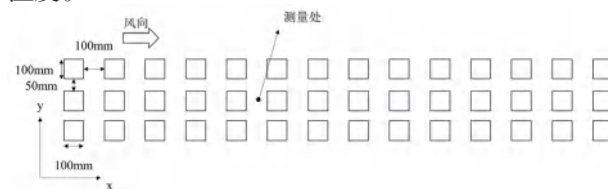


图 1 风洞试验模型示意图

基金项目: 国家自然科学基金 (No. 52008079)

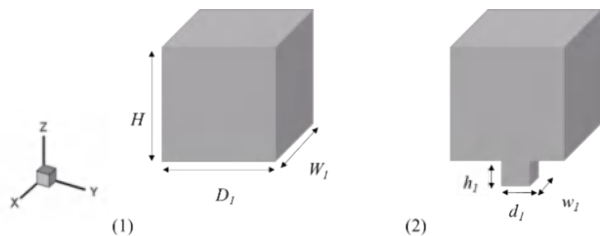
本研究模拟验证时采取了理查森数为 -0.21, 环境温度为 20℃, 地面被加热到 79℃ 时的实验。根据风洞试验的配置, 编写 UDF 速度入口, 出口采用自由出流出口, 地面和壁面采用无滑移边界条件, 其余边界采用对称边界条件, 同时考虑重力影响。热辐射采用 DO 模型计算, 壁面选择混合边界条件。计算域的入口边界、上边界和左右边界距离建筑群外边缘的距离均为 5H (H 为建筑最高高度), 出口边界距离建筑群背风侧 15H, 满足风工程模拟指南^[9]的要求。表 1 给出粗、中等和细 3 个算例的网格布置, 用于进行模拟的网格独立性检验。

表 1 网格独立性检验的网格布置

编号	近壁距离 (l/H_l) [*]	总网格数 (万)	y^+
粗	0.075	260	5.90
中等	0.050	402	4.38
细	0.033	638	3.17

* l 为第一节点到壁面的距离, H_l 为建筑高度。

本研究针对单栋建筑有无架空在辐射作用下对周围风热环境的影响进行探究。单栋建筑示意图如图 2, 尺寸为 0.2m (D_l) × 0.2m (W_l) × 0.2m (H), 架空支柱尺寸为 40mm (d_l) × 40mm (w_l) × 40mm (h_l)。参照夏热冬冷地区城市上海的地理位置, 取夏至日 14:00 使用 Solar Ray-Tracing 计算太阳辐射。环境温度设置为 297.15K, 墙面及地面的物性参数参照《民用建筑热工设计规范 GB 50176-2016》^[10] 和文献 [11] 设置。



2 结果与分析

2.1 湍流模型的有效性验证

图 3 为无量纲速度 u/u_{2H} 和无量纲温度 $(T-T_g)/(T_f-T_g)$ 的模拟结果与实验结果的对比图 (u_{2H} 为风洞试验中两倍建筑高度处的平均风速, T_f 是环境参考温度, T_g 是地面温度)。模拟预测的无量纲结果与实验数据吻合较好, 结果与文献^[12] 验证趋势类似。表明本文中所采用的模型及数值方法可用于后续算例的模拟分析。

2.2 热辐射对单栋建筑周围速度场分布的影响

图 4 为 X-Y 平面上 $z/H = 0.1$ 处单栋建筑风场云图分布, 采用无量纲风速比 ($VR_w = u_p/u_{ref}$) 和风速变化率 ($\Delta V = (u_{xy,2-H} - u_{xy,l})/u_{xy,l} \times 100\%$) 评价风场情况。风速在 X-Y 平面上均呈轴对称分布, 从图 4 (3) 中

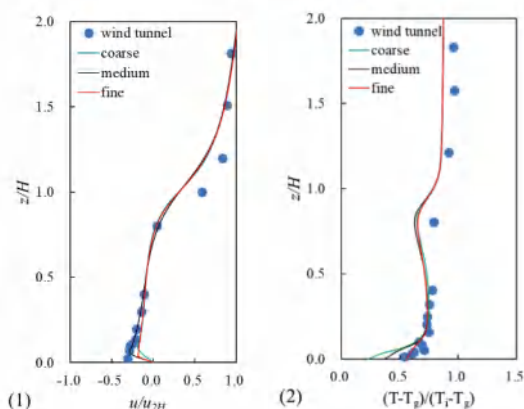


图 3 (1) 模拟与实测的速度分布;
(2) 模拟与实测的温度分布

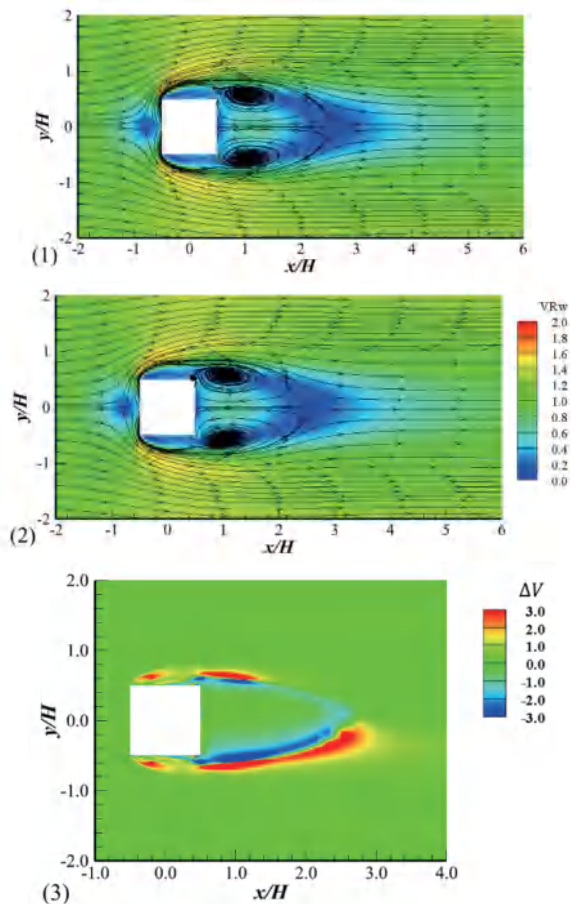


图 4 X-Y 平面 $z/H = 0.1$ 单栋建筑风场云图: (1) 不考虑辐射下的风场分布; (2) 考虑辐射条件下的风场分布; (3)

风速变化率云图

可以看出辐射场对风场分布的影响很小, 相对误差小于 3%。

2.3 热辐射对单栋架空建筑周围速度场分布的影响

图 5 为架空建筑 X-Y 平面上 $z/H = 0.0025$ 处的

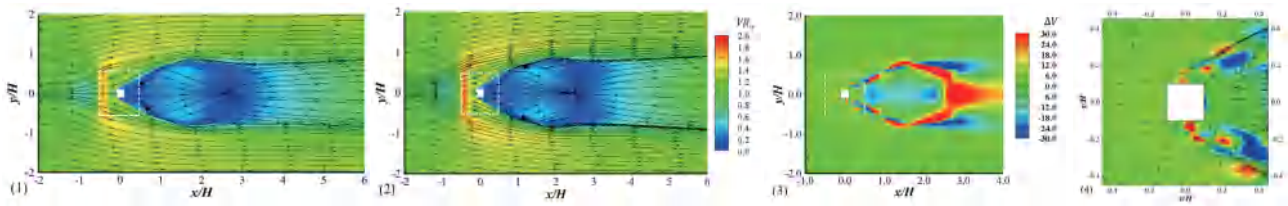


图5 X-Y平面 $z/H=0.1$ 单栋架空建筑风场云图: (1) 不考虑辐射下的风场分布; (2) 考虑辐射条件下的风场分布; (3) 平均风速变化率云图; (4) 架空建筑下方细节云图

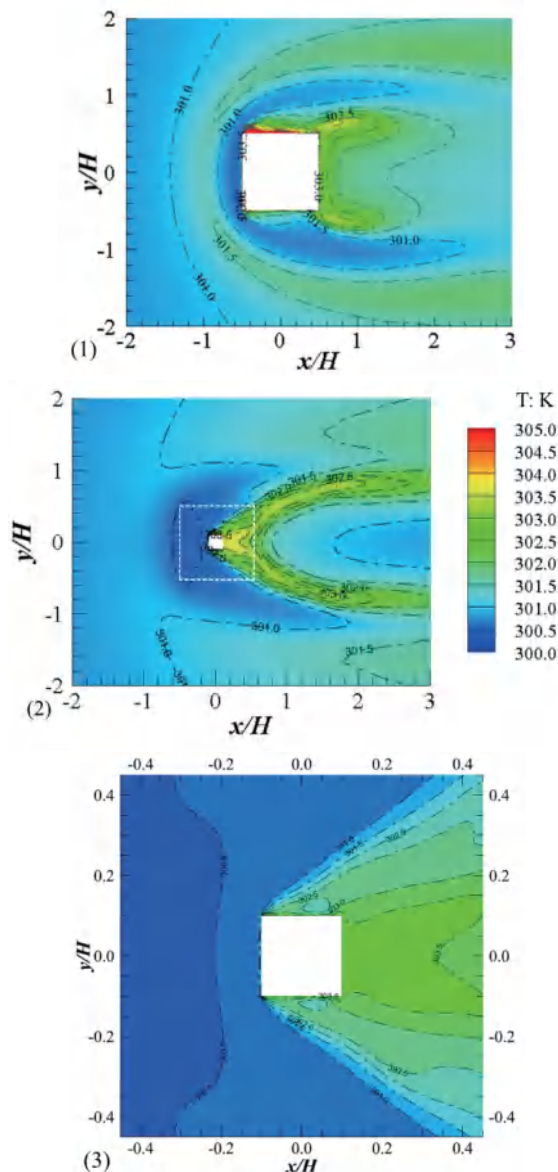


图6 X-Y平面 $z/H=0.1$ 温度场云图: (1) 单栋建筑温度场; (2) 单栋架空建筑温度场; (3) 架空部分局部放大图
风速云图(白色虚线框表示建筑位置), 图5(1)、图5(2)为考虑辐射前后的风场分布。当建筑被架空后, 风场发生了较大变化。建筑迎风面($x/H =$

-0.45)所在位置的风速变大, 建筑背后的涡流区消失, 滞止点的位置仍然位于建筑背风面约 $2H$ 附近。图5(3)为考虑热辐射时平均风速变化率云图, 不同于单栋建筑, 当建筑被架空, 在背风面风场产生了影响, 最高近30%。图5(4)是图5(3)部分放大效果图, 此图中的流线图是考虑热辐射时X-Y平面的平均速度云图。架空支柱背风面呈现出与主流风向相反的流场; 靠近支柱壁面的后方速度降低, 周围两侧回流区的风速有部分增加, 其余部分则无明显变化。

2.4 单栋架空建筑周围行人区温度场分布

图6显示了X-Y平面上 $z/H=0.1$ 处单栋建筑架空与否的温度场云图分布。与风速云图不同的是温度云图并不完全对称, 这是由上海当地太阳方位对壁面的加热作用不同引起的。计算时刻的太阳方位角为 $(-0.07, 0.47, 0.88)$, 并非垂直于迎风侧(图中 x 轴正方向为北方, y 轴正方向为西方)。近壁处空气温度比较高, 尤其是西面的温度较高, 约305K, 其他升温部分的空气温度在302K - 304K之间。图6(3)为架空建筑下方局部放大图, 由于建筑对太阳的遮挡作用, 架空支柱迎风面的空气温度较低, 接近环境温度, 约300.5K; 但在架空支柱背风侧空气温度有上升, 最高约303.5K。

3 结论

本研究通过稳态 RNG $k-\epsilon$ 模型和 DO 辐射模型建模模拟了有无考虑热辐射下单栋建筑、单栋架空建筑的建筑周围风场、温度场分布。结果如下:

(1) 考虑热辐射对无架空单栋建筑周围风场分布并未有显著影响。然而, 当建筑架空时, 在辐射的影响下速度场分布发生了显著变化。特别地, 在涡流中心和尾流区后方的近地面部分风速有所增加, 平均风速变化率接近30%。

(2) 考虑热辐射后, 单栋建筑不论架空与否周围的空气温度在迎风面和西面温度较高, 约为314K。架空支柱迎风面温度低于背风面温度, 温差约为4K。

参考文献

[1] LIU J, ZHANG X, NIU J, et al. Pedestrian-level

wind and gust around buildings with a 'lift-up' design: Assessment of influence from surrounding buildings by adopting LES [J]. Building Simulation, 2019, 12(6): 1107-1118.

[2] 刘建麟, 牛建磊, 张宇峰. 建筑架空高度及风向对行人区微气候的影响评估 [J]. 建筑科学, 2017, 33(12): 117-124.

[3] LIU J, NIU J, DU Y, et al. LES for pedestrian level wind around an idealized building array—Assessment of sensitivity to influencing parameters [J]. Sustainable Cities and Society, 2019, 44: 406-415.

[4] LIU J, NIU J. Delayed detached eddy simulation of pedestrian-level wind around a building array – The potential to save computing resources [J]. Building and Environment, 2019, 152: 28-38.

[5] QU Y, MILLIEZ M, MUSSON-GENON L, et al. Numerical study of the thermal effects of buildings on low-speed airflow taking into account 3D atmospheric radiation in urban canopy [J]. Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics, 2012, 104-106: 474-483.

[6] BOUYER J, INARD C, MUSY M. Microclimatic coupling as a solution to improve building energy

simulation in an urban context [J]. Energy & Buildings, 2011, 43(7): 1549-1559.

[7] ANSYS. Ansys Fluent 16.0 Theory Guide. ANSYS, Inc, USA.

[8] UEHARA K, MURAKAMI S, OIKAWA S, et al. Wind tunnel experiments on how thermal stratification affects flow in and above urban street canyons [J]. Atmospheric Environment, 2000, 34(10): 1553-1562.

[9] FRANKE J, HELLSTEN A, SCHLUNZEN K H, et al. The COST 732 Best Practice Guideline for CFD simulation of flows in the urban environment: a summary [J]. International Journal of Environment and Pollution, 2011, 44(1): 419-427

[10] GB 50176-1993. 民用建筑热工设计规范 [S]. 1993

[11] ASHRAE. ASHRAE Handbook [M]. Atlanta: ASHRAE Inc., 2015

[12] Li Z, Zhang H, Wen C Y, et al. Effects of frontal area density on outdoor thermal comfort and air quality [J]. Building and Environment, 2020, 180: 107028.

风与诱导气流影响半开放厂房扬尘扩散的分析

郑熔堃, 刘建麟, 钟佳定, 沈恒根

(东华大学环境科学与工程学院, 上海 201620)

[摘要] 半开放厂房卸料时, 矿料下落的诱导气流引起的扬尘在自然风作用下扩散至工业园区, 增加了该厂房周围粉尘控制的难度。现有研究尚未对矿料下落的诱导气流和自然风共同作用下粉尘扩散进行定量分析。本研究采用 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型对某半开放厂房卸料过程进行建模, 探究了在自然风作用下不同诱导流速大小对半开放厂房卸料扬尘扩散的影响。模拟中湍流模型及数值方法通过模拟结果与典型风洞试验结果对比吻合度较高。结果表明, 卸料过程中诱导流速仅对半开放厂房迎风侧风速场产生影响, 对扬尘浓度分布影响显著。随诱导流速增加, 厂房周围扬尘浓度达到峰值的高度增加, 无量纲诱导流速高于 0.4 时, 从料坑内流向室外的含尘气流投影长度将近厂房宽的一半。

[关键词] 卸料扬尘; 半开放厂房; 诱导气流; 建筑风环境

0 引言

散装矿料的卸料常发生在钢铁、煤炭等企业的生产过程中。车辆在半开放厂房卸料时, 细小的颗粒物受到自然风以及物料自由下落引起的诱导气流的协同作用扩散至工业园区。Duan 等^[1]和 Li 等^[2]针对普通厂房内料斗卸料过程中物料尺寸及料斗结构等因素对诱导气流的影响进行了一系列研究。然而, 由于实际物料尺寸并非均匀, 且对应的工艺和工况存在差异, 前序研究成果较难直接应用于本次车辆在半开放式厂房内卸料扬尘扩散的研究。另一方面, 污染源周围风场分布直接影响到污染物的迁移规律^[3]。Keshavarzian 等^[4]研究表明不同建筑结构直接影响建筑周围风场分布, 进而影响污染物的扩散规律。类似的, 不同风向、源与建筑相对位置^[5]、不同建筑长宽比等^[6]以及不同建筑密度^[7]均对污染源周围风场和污染物扩散存在影响。同时, 在自然风情况下, Liu 等^[8,9]采用不同的湍流模型对单栋建筑和多栋建筑, 特别是在进行风流过建筑半开放空间模拟时, 给出了选取湍流模型及数值方法的建议。



图1 某工业半开放工业物料转运点

然而, 当前对自然风绕过半开放厂房并对其内部污染物向外扩散的影响尚未进行深入研究。本文针对某工业园区半开放厂房(图1, 简化模型如图2所示)车辆卸料进行计算流体力学(CFD)模拟, 并分析扬尘扩散规律, 为扬尘治理提供依据。

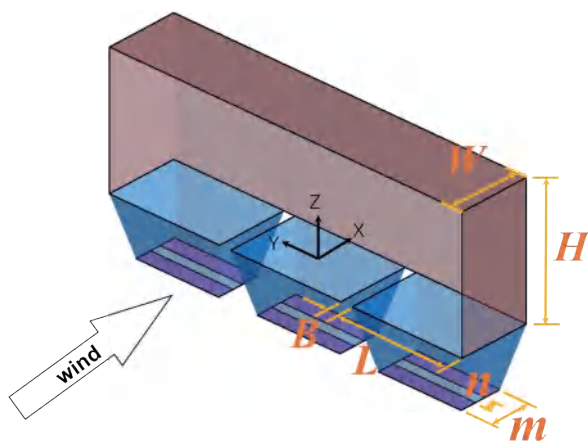


图2 建筑模型简化示意图

1 模型及方法

1.1 湍流模型

RNG $k-\epsilon$ 模型常用于建筑风环境以及污染物扩散的预测。RNG $k-\epsilon$ 基于标准 $k-\epsilon$ 模型对 ϵ 方程进行了补充, 提高了对湍流涡旋的计算精度, 这提高了 RNG $k-\epsilon$ 模型对建筑周围流场的预测精度。

1.2 模拟验证描述

a) 单栋半开放建筑模型验证

采用 Jiang 等^[10]的风洞实验 a 作为半开放建筑周围速度场的模型验证。如图3所示, 实验中建筑长宽高比例为 1: 1: 1, 建筑高 H_a 为 250mm。门洞位于迎风侧, 尺寸为 84mm×125mm。如图4所示, 实验中 5 条测线的速度测量值用于模拟验证。

b) 污染物扩散模型验证

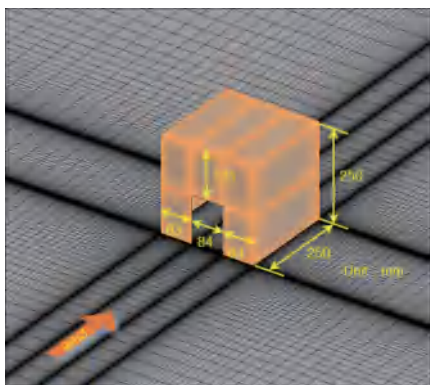


图3 验证实验 a 建筑尺寸信息

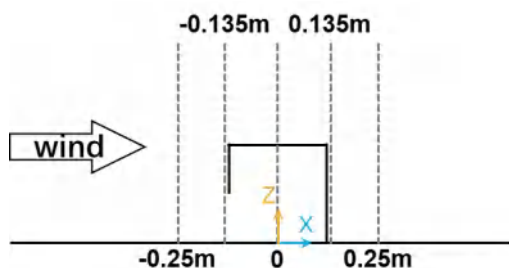


图4 验证实验 a 测线位置

Tanaka 等^[11]做的单污染源扩散的风洞实验 b 结果作为污染物扩散的模拟验证。如图 5 所示, 实验中建筑长宽高比例为 1: 1: 2, 建筑高为 200mm。建筑背风侧距建筑壁面 50mm 处有一直径为 2mm 的污染源, 释放气体为乙烯, 释放率为 0.35l/min。如图 6 所示, 实验中 5 条测线的浓度测量值用于模拟验证。

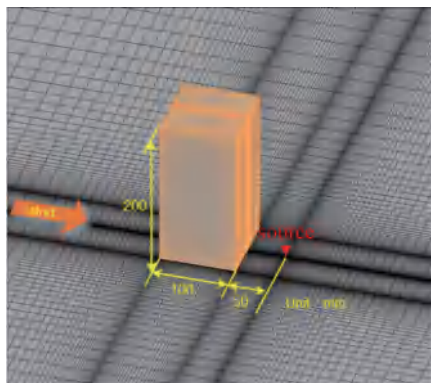


图5 验证实验 b 建筑尺寸信息

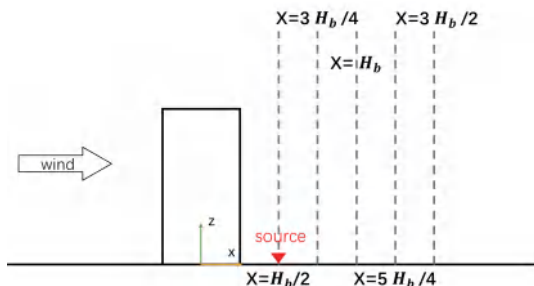


图6 验证实验 b 测线位置

验证算例均采用 RNG k- ϵ 湍流模型进行计算, 在算例 b 中开启组分输运模型。计算域入流截面尺寸均与风洞尺寸一致, 入口边界条件由实验数据给出然后进行拟合得到, 计算域出口距离建筑 $10H_b$, 设置为静压为 0 的压力出口。本文中所有模拟在计算域两侧以及上下均采用无滑移壁面边界条件。采用商业软件 Ansys Fluent 进行模拟计算, 选择 SIMPLE 算法求解离散方程, 对流项和扩散项采二阶迎风格式求解。验证算例收敛精度满足连续性残差低于 10^{-5} , 其余变量低于 10^{-7} 。

1.3 研究算例描述

卸料点单个卸料间长 L 为 4m, 宽 W 为 2.5m, 高 H 为 4.5m, 各卸料间间隔 0.4m, 料坑深 2m, 料坑底部长 3m 宽 1.5m, 风向垂直于卸料侧, 此次研究不考虑立柱以及壁厚, 设置模型与原型比例为 1:20, 以达到与验证实验 a 和 b 同一长度尺度。假设诱导气流影响范围占据料坑底部总面积的比例 φ ($\varphi=n/m \times 100\%$) 为 25%, 剩余区域按较低释放率 0.35l/min 考虑, 释放气体均假设为乙烯。研究算例包括无卸料 (A-0)、有卸料时无量纲诱导流速 $U_g=u/U_H$ 分别设置为 0.1 (AI-1)、0.2 (AI-2) 和 0.4 (AI-3)。入口风廓线参考风洞试验实验^[11], 数值方法和收敛精度要求与验证算例中设置相同。研究算例计算域尺寸为 $20.55H \times 12.84H \times 6.00H$, 满足建筑风环境模拟指南 COST Action732^[12]。

2 结果与分析

2.1 验证结果

通过对验证实验 a 和 b 的算例进行网格的独立性检验, 均得到中等网格与细网格的计算结果相对误差小于 5%。考虑到增加网格数量将增大计算时间, 均选取中等网格的模拟结果为基准并与实验进行对比。图 7 给出了实验值与中等网格的计算结果。图 7(a) 是验证实验 a 建筑周围速度场的对比结果, 在建筑迎风侧, 模拟与实验结果差异较小, 在建筑背风侧模拟值与实验值出现差异, 这是由于稳态的 RANS 会低估建筑背风侧风速^[13]。图 7(b) 给出了验证实验 b 建筑周围污染物无量纲浓度分布对比结果, 整体来看, 通过 RNG k- ϵ 得到的结果与实验结果趋势一致且结果接近。

2.2 半开放建筑周围流场分布

图 8 给出了各工况下 $y/H=0$ 截面的无量纲速度云图以及流线图, 其中以算例 A-0 作为参照进行分析诱导流速对速度场的影响。整体来看, 诱导流速的大小不改变自然风的基本流动状态。诱导流速除了加快了料坑内部的流体流动, 更重要的影响体现在气流流出料坑的通道长度。没有卸料时, 从料坑

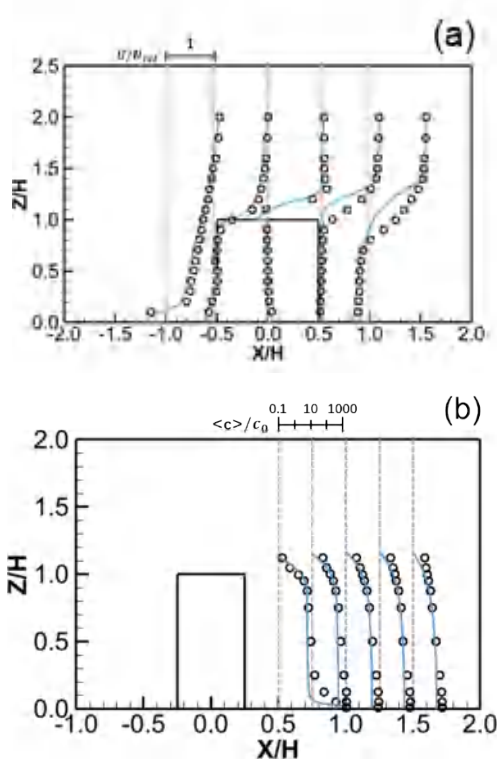


图7 模拟验证结果 (a) 验证实验a速度场信息 (b) 验证实验b污染物浓度场信息

—表示模拟值, o表示实验值

内流出的气流通道长度约为 $1/6W$, 当 $u_g=0.1$ 时, 该通道长度约为 $1/4 W$, 当 $u_g=0.2$ 时, 从料坑流出的气体通道长度约为 $1/3 W$, 当卸料产生的诱导气流速度更大时 ($u_g=0.4$), 气流从料坑流向室外的通道长

度将近建筑宽的一半。另一方面, 卸料侧较低区域流速随着诱导流速增大而增大, 该区域的涡流面积同样增大, 需要注意的是, 当 $u_i=1.6\text{m/s}$ 时, 该区域流动发生明显变化。

2.3 半开放建筑周围扬尘浓度分布

浓度分布采用无量纲浓度表示如下:

$$K_c = \frac{CdH_b U_H}{Q_e} \quad (1)$$

式中, C 表示模拟浓度值, d 为最小网格厚度, U_H 为验证实验b中进口处建筑高度的速度值, Q_e 表示释放率为 0.35l/min 。

图5给出了卸料过程中 $y/H=0$ 截面的扬尘无量纲浓度云图。对照图9可以发现, 卸料过程中, 产生的扬尘主要集中在气流速度较低的区域, 包括料坑内部以及三个涡流区域: 建筑内、卸料侧较低区域以及建筑顶部。另一方面, 诱导流速越大, 卷吸的扬尘量越大, 建筑内以及尾流区的扬尘浓度随之越大。当 $u_g=0.1$ 时, 扬尘浓度达到峰值的高度出现在建筑高度一半左右, 而随着的增大, 达到浓度峰值的高度也在增加。此外, 当 $u_g=0.4$ 时, 整个半开放建筑内扬尘浓度处于较高水平, 同时建筑尾流区出现明显扬尘。

3 结论

采用 RNG $k-\varepsilon$ 模型探索了自然风与不同诱导气流速度对半开放工业卸料点周围扬尘扩散的协同影响。结果表明:

1) RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型可以得到建筑周围速度场以及浓度场的信息, 同时与实验结果接近, 这说明

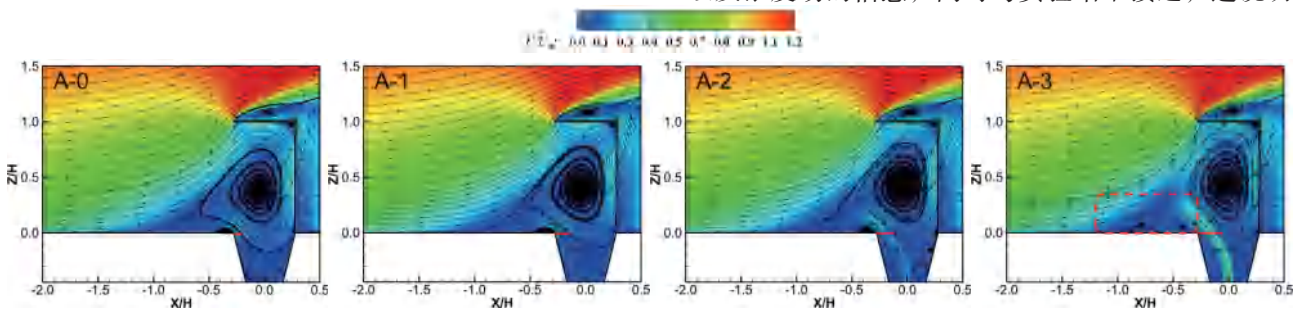


图8 $y/H=0$ 无量纲速度云图

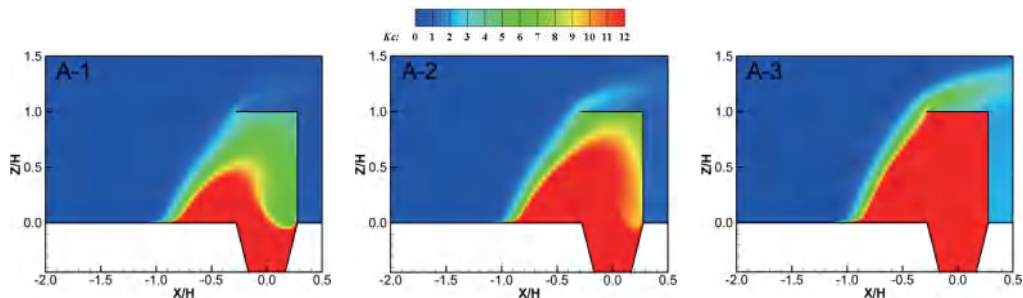


图9 $y/H=0$ 扬尘无量纲云图

RNG $k-\varepsilon$ 可以用于半开放建筑污染物扩散的模拟研究。

2) 不同诱导流速对半开放厂房的背风面风场流动形态影响较小。诱导流速逐渐增大,料坑中含尘气流向外流动现象逐渐明显。当无量纲诱导流速为0.4时,从料坑内向外流出的气流投影长度将近建筑宽的一半。卸料侧较低区域的涡流面积随诱导流速增加也呈扩大趋势。

3) 扬尘主要分布在气流速度较低的区域,包括料坑内部以及三个涡流区域:建筑内、卸料侧较低区域以及建筑顶部。随诱导流速增加,半开放建筑周围扬尘浓度达到峰值的高度增加。

参考文献

- [1]DUAN M, WANG Y, REN X, et al. Correlation analysis of three influencing factors and the dust production rate for a free-falling particle stream [J]. Particuology, 2017, 34: 126-33.
- [2]LI X, LI Q, ZHANG D, et al. Model for induced airflow velocity of falling materials in semi-closed transfer station based on similitude theory [J]. Advanced Powder Technology, 2015, 26(1): 236-43.
- [3]YU Y, KWOK K C S, LIU X P, et al. Air pollutant dispersion around high-rise buildings under different angles of wind incidence [J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2017, 167: 51-61.
- [4]KESHAVARZIAN E, JIN R, DONG K, et al. Effect of building cross-section shape on air pollutant dispersion around buildings [J]. Building and Environment, 2021, 197: 107861.
- [5]PERRY S G, HEIST D K, BROUWER L H, et al. Characterization of pollutant dispersion near elongated buildings based on wind tunnel simulations [J]. Atmospheric Environment, 2016, 142: 286-95.
- [6]JIANG G, YOSHIE R. Side ratio effects on flow and pollutant dispersion around an isolated high-rise building in a turbulent boundary layer [J]. Building and Environment, 2020, 180: 107078.
- [7]SHIRZADI M, TOMINAGA Y, MIRZAEI P A. Experimental study on cross-ventilation of a generic building in highly-dense urban areas: Impact of planar area density and wind direction [J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2020, 196: 104030.
- [8]刘建麟,牛建磊,张宇峰.建筑架空高度及风向对行人区微气候的影响评估[J].建筑科学,2017,33(12):117-124.
- [9]LIU J, ZHANG X, NIU J, TSE K T. Pedestrian-level wind and gust around buildings with a 'lift-up' design: Assessment of influence from surrounding buildings by adopting LES[J]. Building Simulation, 2019, 12(6): 1107-1118.
- [10]JIANG Y, ALEXANDER D, JENKINS H, et al. Natural ventilation in buildings: measurement in a wind tunnel and numerical simulation with large-eddy simulation [J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2003, 91(3): 331-53.
- [11]TANAKA H, YOSHIE R, CHENG-HU H U. Uncertainty in Measurements of Velocity and Concentration around a Building [J]. JWE, 2006: 549-52.
- [12]FRANKE J, HELLSTEN A, SCHLUNZEN K H, et al. The COST 732 Best Practice Guideline for CFD simulation of flows in the urban environment: a summary[J]. International Journal of Environment and Pollution, 2011, 44(1): 419-427.
- [13]TOMINAGA Y. Flow around a high-rise building using steady and unsteady RANS CFD: Effect of large-scale fluctuations on the velocity statistics [J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2015, 142: 93-103.

源位置影响住区污染物扩散的模拟分析

马晨宇, 刘建麟, 李虹琰

(东华大学环境科学与工程学院, 上海 201620)

[摘要] 高密度城市住区内生活垃圾投放点产生的污染物易积聚在建筑周围, 形成高浓度污染区, 增加了居民的健康隐患。住区建筑周围污染物的浓度分布受污染源周围风场的影响, 如何合理安排住区内垃圾投放点的位置, 使其产生的污染物能被有效稀释, 是值得进一步研究的问题。本研究采用计算流体力学(CFD)模拟了5个不同位置(P_1 - P_5)的污染源在理想住区内的浓度分布。结果表明, 采用 RNG k - ε 模型模拟出的结果与实验值较吻合; 在建筑高度 3/4 以下的水平风向建筑之间存在回流区, 且风速在下游建筑呈现增大的趋势, 湍动能则呈现先减小后增大的趋势。 P_1 、 P_3 位置的污染物在建筑中心点垂直剖面的无量纲浓度趋近于 0, 在行人高度 $z=0.0075m$ 平面的平均浓度最小, 分别为 0.05, 0.02; P_5 在行人高度区域平均浓度达到最大值 35.44, 在靠近源两侧建筑周围形成高污染区; P_2 、 P_4 在 $z=0.0075m$ 平面上的污染物平均浓度相近, 相比 P_2 , P_4 产生的污染物在风场的作用下大面积扩散, 扩大了污染区域。

[关键词] 高密度城市住区; 污染物扩散; CFD 模拟; 源位置

0 引言

城市人口激增, 形成了高密度居住建筑群, 住区内生活垃圾产生的污染物在密集复杂的建筑周围难以扩散, 加剧了住区内的空气污染, 影响了城市居民的生活与健康。因此, 探究住区污染物扩散的影响因素及其扩散规律是解决实际建筑周围污染物扩散问题的前提。建筑周围污染物的扩散受其周围风场流动模式的影响, 有效的通风可以充分稀释污染物浓度。Liu 等人^[1]研究表明架空建筑设计可以改善建筑物尾流区域的湍流强度和阵风流场。建筑形状、建筑布局等都会影响建筑周围的风场分布。因此, 受建筑背风侧与迎风侧风场的影响, 相比于背风侧源, 迎风侧的源产生的污染物在建筑周围暴露较少^[2]。同样, 建筑结构也影响着污染物的浓度分布。建筑长宽比越小, 背风侧污染物的积聚范围就越小^[3]。Keshavarzian^[4]等人也提到可以通过改变建筑物横截面形状来减少污染物在建筑物周围扩散的影响。然而影响多栋建筑周围污染物扩散的因素更为复杂。高密度建筑阵列可能会加剧污染物在迎风侧的暴露^[5]。对于高度一致的阵列, 降低纵横比或增加街道长度均可去除污染物^[6]。不同的建筑形式也能够改善污染物在城市中的扩散^[7]。除此之外, 合理安排建筑物的布局, 可以有效地减少建筑群内污染物高浓度的影响区域, 避免污染物积聚死角^[8]。尽管上述研究已报道源在不同位置的污染物浓度分布, 但大多基于污染物在单栋建筑周围的扩散研究^[3,9], 目前仍缺乏针对城市住区内, 源的位置对其建筑群周围浓度场分布的影响。因此, 本研究采用 CFD 技

术以实际住区为背景, 简化建筑群设计, 并通过模拟不同位置的源在建筑群周围的扩散情况, 分析住区受到高浓度污染物影响较小的源的位置, 为实际住区垃圾投放点的位置安排提供参考依据。

1 模型与方法

1.1 湍流模型

采用 RNG k - ε 模型, 形式类似 standard k - ε 模型, 属于 standard k - ε 模型的修正模型, 常被用于室外风环境及污染物扩散的 CFD 计算中。

1.2 算例描述

1.2.1 风洞试验描述

选用典型风洞实验结果进行模拟验证^[10], 该实验中模型为 3×7 矩形建筑阵列。每个矩形建筑尺寸均为 $0.15m(L) \times 0.1m(W) \times 0.125m(H)$ 。其中一个建筑的背风面上有四个相同的面源为源建筑, 风场测试线 $L_1(x=0.1m, z=0.0625m)$ 、 $L_2(x=0.1m, y=0)$ 及污染场的测试线 $L_3(y=-0.01m, z=0.0075m)$ 、 $L_4(x=-0.05m, y=0.0075m)$, 如图 1 所示。来流在建筑高度处的雷诺数为 3.7104。污染源以恒定速度 ($0.024m/s$) 释放 CO_2 作为污染物示踪气体, 其浓度可表示为无量纲式:

$$K_C = \frac{C_{measured}}{C_{source}} \cdot \frac{U_{ref} \cdot H^2}{Q_{source}} \quad (1)$$

式中: $C_{measured}$ 为测量的示踪气体浓度; C_{source} 表示污染源处的示踪气体浓度; U_{ref} 为参考高度处的参考风速; H 是模型建筑高度; Q_{source} 表示污染源的总流率。

计算域尺寸为 $30.4H \times 26H \times 6H$, 阻塞率小于 3%^[11]。将计算域划分为粗、中、细三组网格形式,

基金项目: 国家自然科学基金 (No. 52008079)

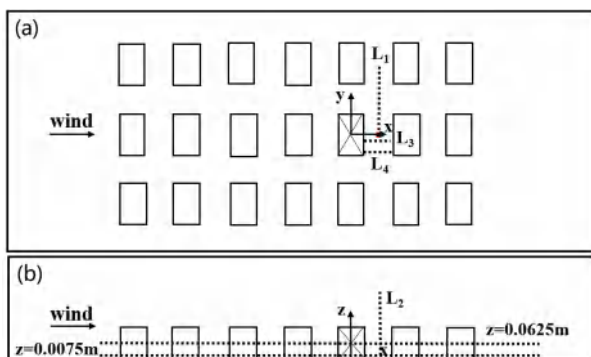


图1 建筑模型及测试线分布

且网格的伸缩比最大为 1.18。最小网格尺寸分别为 0.002m, 0.001m, 0.0005m, 网格数分别为 416 万 (RNG-1)、714 万 (RNG-2) 和 1108 万 (RNG-3)。

1.2.2 研究算例描述

以风洞试验中 3×7 建筑阵列作为上海某小区的简化模型, 同时将实际垃圾箱房污染源缩尺简化为 0.01m×0.0025m 的长方形面源。如图 2 所示, 考虑到该小区内垃圾箱房的位置与小区入口位置 (m_1 、 m_2) 有关, 设置 5 个污染源可能存在的位置 p_1 , p_2 , p_3 , p_4 , p_5 。图中箭头所指方向即为污染物释放方向, 污染物的种类及释放浓度与验证风洞实验一致。

1.3 边界条件及求解方法

计算域的速度入口由风洞试验数据拟合得到, 出口边界设为静压为零的压力出口, 域的顶部和侧

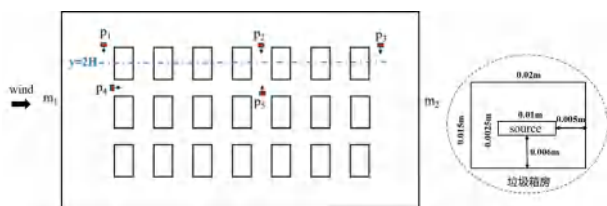


图2 建筑模型及垃圾箱房尺寸

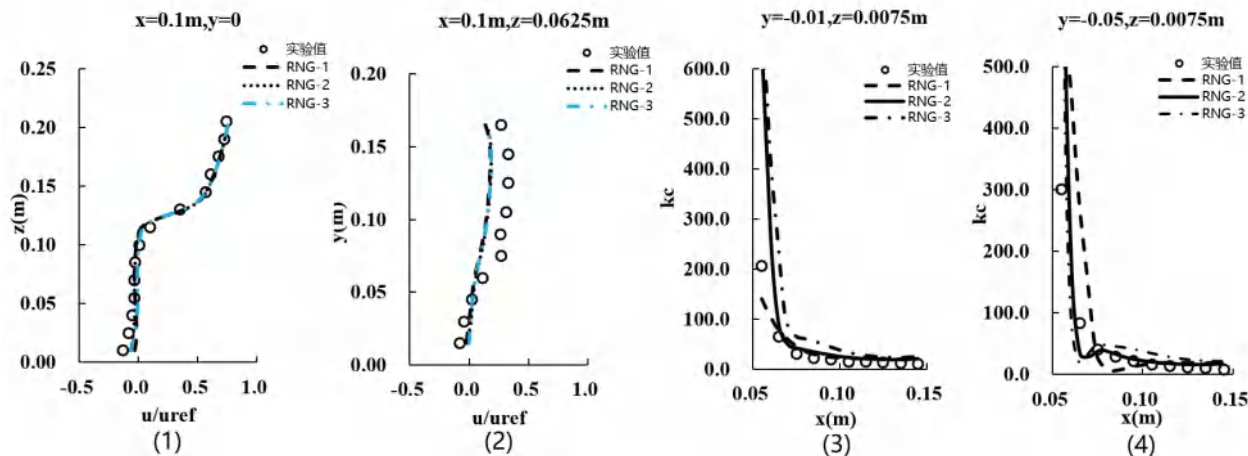


图3 三种网格精度下: (1) (2) x 方向平均风速; (3) (4) 浓度分布

面均为对称边界条件, 壁面采用无滑移条件。采用 SIMPLEC 算法求解离散方程, 对流和扩散项的离散格式均采用二阶迎风格式。本文中的模拟通过东华大学环境科学与工程学院的高性能工作站完成。计算结果的连续性、速度、湍流动能 k 、湍流扩散率 ϵ 等残差均降到 10^{-4} 以下, 且监测点结果趋于稳定。

2 结果与讨论

2.1 网格独立性验证

图 3 (1) - (2) 为 L1 和 L2 测试线 x 方向上的平均风速, 从图中可以明显看出, 三种网格精度下的模拟结果极为相似。图 2 (2) 表明, 建筑两侧且位于 $z=0.5H$ 平面上平均风速明显被低估。图 3 (3) (4) 为三种网格精度下, 污染物在测试线 L3、L4 上的浓度分布。结果显示 RNG-2 和 RNG-3 的浓度值相近, 但 RNG-2 的浓度值比和 RNG-3 更接近于实验值。

2.2 住区建筑群间的流动调节

图 4(a) 为平行风向建筑中心点垂直剖面 $y=0.25m$ 的流向速度随高度的变化。图中表明, 在 $3/4$ 建筑高度以下, 各位置的风速均小于 0, 表明在该区域产生了回流; 且下游建筑 L4-L6 位置的风速依次增大, 均大于上游建筑 L1 位置的风速。图 4(b) 为同一位置湍动能 k 的变化。所有点的最大湍动能都在建筑屋顶附近及上方; 当高于某一高度时, 湍动能 k 先减小 (L1-L3 依次减小) 后增大 (L4-L6 依次增大)。

2.3 单个污染源在不同位置处的浓度分布

2.3.1 污染物在水平面 $z=0.0075m$ 上的浓度分布

如图 5 所示, 本文分析了污染源位于住区内 5 个不同位置时, 在水平面 $z=0.0075m$ 上的浓度分布。从图中可以看出, 当源位于 P4 位置时, 污染物在住区内的浓度分布最广, 且受高浓度污染物覆盖的建筑面积也最大, 主要集中在污染源两侧的中建筑

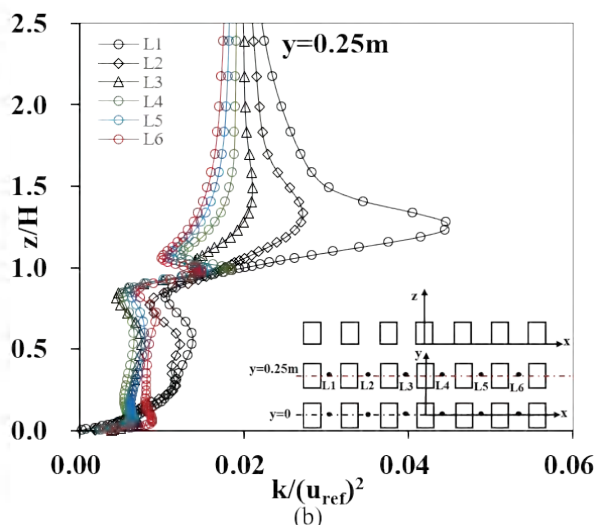
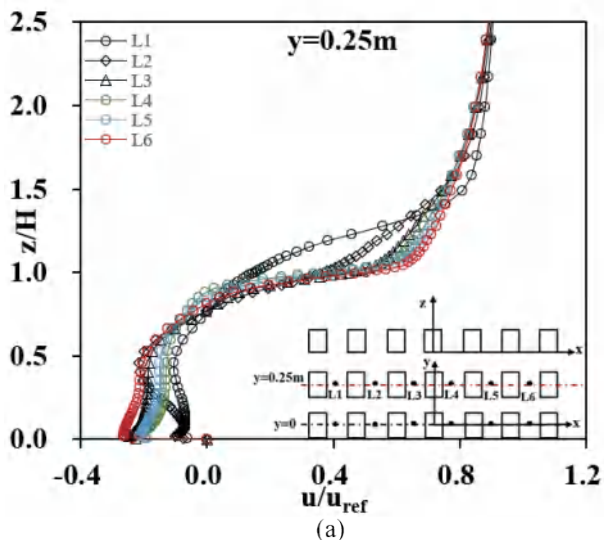


图4 平行风向建筑中心点垂直剖面 $y=0.25m$ 的流动变化
(a) 流向速度 u (b) 湍动能 k

周围。 P_1 处的污染物能有效被稀释,在建筑区域内形成较低的浓度场。污染源 P_2 和 P_5 均位于建筑之间,受建筑的阻挡,不易扩散,积聚在邻近的建筑周围。 P_3 位于建筑群的背风侧,产生的污染物对上游建筑影响较小。

2.3.2 住区建筑群间的污染物浓度调节

图6为平行风向建筑中心点垂直剖面 $y=0.25m$ 的污染物浓度变化。如图(a)(c)所示,可以明显看出,当污染源位于 p_1 、 p_3 位置时,各点的浓度值 k_c 接近于0,说明相比于其他位置,将污染源置于此类位置时,建筑区域内受污染影响较小;图(b)表明,当污染源位于 p_2 时,L4-L6点的浓度值接近且 K_c 均小

于5;图(d)显示, p_4 产生的污染物主要积聚在中间建筑L2-L4点位置,呈现先增大后减小的趋势;如图(e)所示,当源位于 p_5 位置时,靠近源的下流建筑迎风测受污染物影响最大,无量纲浓度 k_c 最大值达到15,随后迅速衰减。

2.3.3 $z=0.0075m$ 平面上污染物平均浓度值

图7为不同源位置在水平面 $z=0.0075m$ 污染物平均浓度值。从图中可以明显看出,当污染源位于 p_5 时,建筑区域内 $z=0.0075m$ 平面上的平均无量纲污染物浓度 k_c 值最大为35.44,说明源位于该位置时,产生的污染物不易被稀释,大量积聚在住区建筑内;其次是 p_4 , p_2 分别为24.15,21.43,与图6所示一致, p_1 , p_3 位置产生的污染物对住区建筑群影响较小,仅为0.05,0.02,主要原因是 p_1 位置位于建筑群侧面迎风区域,受风场影响,产生的污染物能有效的被稀释,而 p_3 处于建筑群尾流区,对上游建筑影响较小。

3 结论

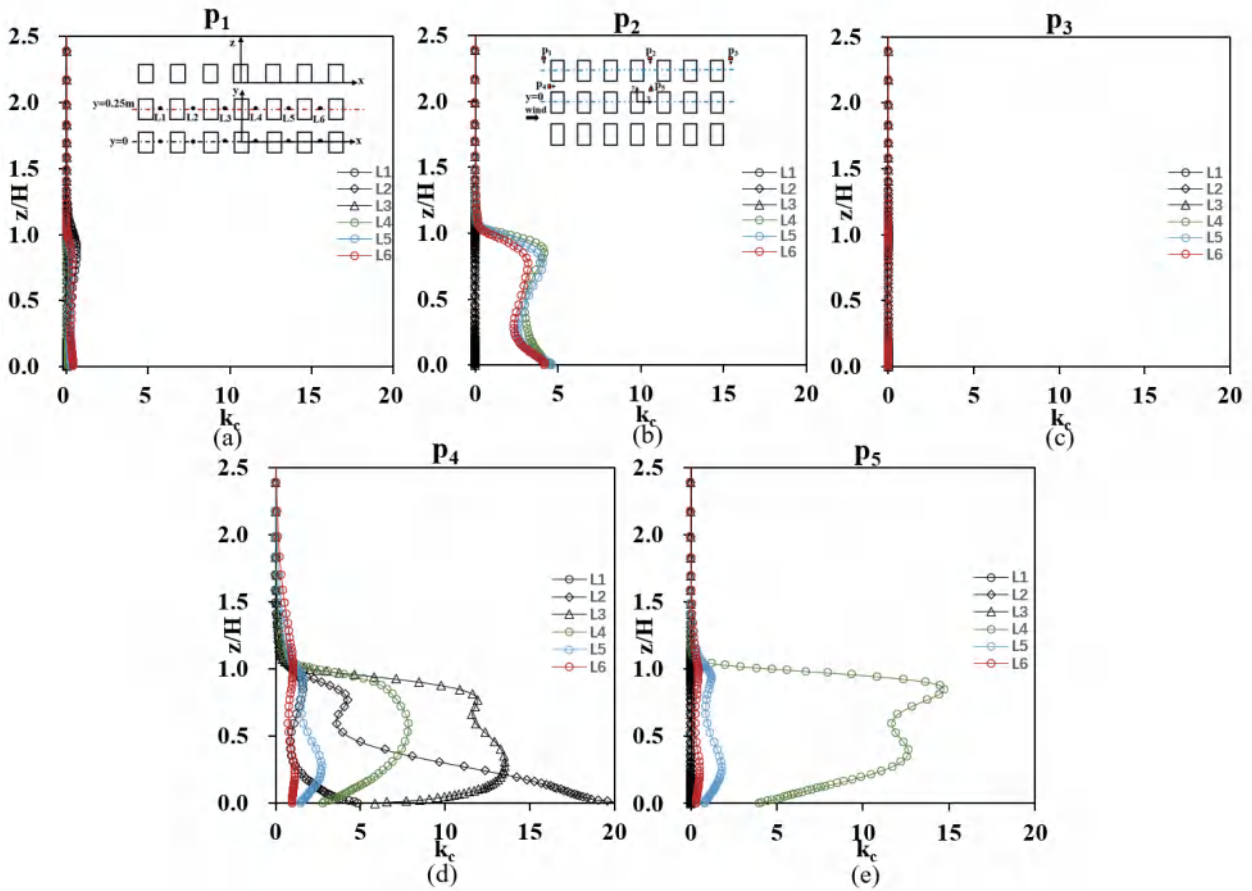
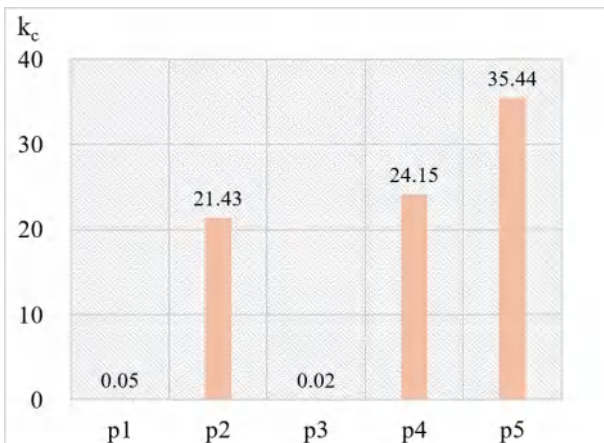
高密度住区环境下,模拟污染源在建筑群周围不同位置的浓度场分布,结果表明:

- 1) RNG $k-\epsilon$ 模型的模拟结果与实验值相吻合,基本能提供较为完整的污染物浓度场信息。
- 2) 在 $3/4$ 倍建筑高度以下的平行风向建筑之间的风速为负值回流区,且风速在下游建筑呈现增大的趋势,湍动能先减小后增大。
- 3) P_1 、 P_3 位置的污染物在建筑中心点垂直剖面的无量纲浓度趋近于0,在行人高度 $z=0.0075m$ 平面上污染物平均浓度最小,分别为0.05,0.02; P_5 在行人高度区域平均浓度达到最大值35.44,在靠近源两侧建筑周围形成高污染区; P_2 、 P_4 分别为21.43,24.15,但 P_4 产生的污染物在风场的作用下大面积扩散,加大了污染区域。

本研究的局限性在于将实际小区理想化,且以二氧化碳作为污染源,并非住区内生活垃圾产生的污染物的主要成分。考虑实际有害气体成分在不同住区形式下的扩散及对人的影响将进一步探究。

参考文献

- [1] Liu J L, Niu J L, Mak C M, et al. Detached eddy simulation of pedestrian-level wind and gust around an elevated building [J]. Building and Environment, 2017, 125: 168-179
- [2] Perry S G, Heist D K, Brouwer L H, et al. Characterization of pollutant dispersion near elongated buildings based on wind tunnel simulations [J]. Atmospheric Environment, 2016, 142: 286-295.
- [3] Jiang G Y, Yoshie R. Side ratio effects on flow

图6 平行风向建筑中心点垂直剖面 $y=0.25m$ 的污染物浓度变化图7 不同源位置在水平面 $z=0.0075m$ 污染物平均浓度值

and pollutant dispersion around an isolated high-rise building in a turbulent boundary layer [J]. Building and Environment, 2020, 180: 107078.

[4] Keshavarzian E, JIN R Z, Dong K J, et al. Effect of building cross-section shape on air pollutant dispersion around buildings [J]. Building and Environment, 2021,

197: 107861.

[5] Zhang Y, OU C Y, Chen L, et al. Numerical studies of passive and reactive pollutant dispersion in high-density urban models with various building densities and height variations [J]. Building and Environment, 2020, 177: 106916.

[6] Hang J, Li Y G, Sandberg M, et al. The influence of building height variability on pollutant dispersion and pedestrian ventilation in idealized high-rise urban areas [J]. Building and Environment, 2012, 56: 346-360.

[7] Gu Z L, Zhang Y W, Chen Y, et al. Effect of uneven building layout on air flow and pollutant dispersion in non-uniform street canyons [J]. Building and Environment, 2011, 46(12): 2657-2665.

[8] 尤学一, 李莉. 污染源对建筑小区影响的数值模拟 [J]. 环境科学研究, 2006, 03: 13-7.

[9] Tominaga Y, Stathopoulos T. Steady and unsteady RANS simulations of pollutant dispersion around isolated cubical buildings: Effect of large-scale

fluctuations on the concentration field [J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2017, 165: 23-33.

[10] Leidl B, Schatzmann M, Cedval at Hamburg University, (2010) <http://www.mi.uni-hamburg.de/cedval>.

[11] Franke J, Best Practice Guideline for the CFD Simulation of Flows in the Urban Environment, Meteorological Inst, 2007.

固定床串联吸附法处理工业废气中 VOCs 的实验与模拟研究

夏云飞, 高军, 张承全

(同济大学机械与能源工程学院, 上海市 201800)

[摘要] VOCs 是工业废气中的主要污染物之一, 大量排放会对生态环境以及人员健康产生严重的危害。活性炭固定床吸附广泛应用于工业废气中 VOCs 的净化处理, 但是在传统固定床吸附过程中, 吸附剂利用率不高, 吸附剂在更换再生之前仍有一部分吸附能力。为了提高吸附剂利用率, 提出了串联吸附的概念, 通过吸附床的串联连接, 延长了吸附剂的吸附时间, 使动态吸附量接近于平衡吸附量。搭建了串联吸附实验台, 建立了描述串联吸附的微分方程组, 通过实验和模拟研究的方法, 研究了吸附参数对于串联吸附提升作用的影响规律。研究发现, 低床层高度和高表观风速的操作条件更应采用串联吸附, 吸附剂利用率提升可接近 60%。

[关键词] 串联吸附; 固定床; 吸附数值模拟; 吸附剂利用率

1 引言

随着经济与社会的发展, 人民的生活水平不断提高, 与此同时, 工业活动产生大量含有有毒有害成分的废气, 其中挥发性有机物 (VOCs) 是工业废气中的主要污染物之一, 指的是熔点低于室温, 且沸点在 $50^{\circ}\text{C} \sim 260^{\circ}\text{C}$ 之间的有机化合物, 常见于石油化工、印刷、医药合成、油漆生产等行业。VOCs 具有毒性, 容易在大气中产生光化学反应, 同时, VOCs 也是 $\text{PM}_{2.5}$ 等大气颗粒的前驱物, 对于人体健康和自然环境都会产生严重的影响。因此, 必须对含有 VOCs 成分的工业废气进行净化处理。

固定床吸附具有去除效率高, 经济性好, 易于推广等特点, 因此广泛应用于工业废气治理中^[1,2]。但是, 传统固定床吸附的运行模式一般为单床吸附, 当吸附床出口处检测到一定的污染物浓度时, 为了满足环保要求, 需要立即更换下一个干净的吸附床^[3,4]。由于 VOCs 在吸附剂上的吸附并非理想吸附, 存在一定的传质阻力, 此时吸附剂的吸附量称为动态吸附量 (动活性), 这个值通常小于吸附剂在该入口浓度下的平衡吸附量 (静活性), 靠近出口处的吸附剂仍有一部分吸附能力 (LUB), 吸附床内的吸附剂未能被完全利用^[5-7]。

为了提高吸附剂的利用率, 研究者们做出了各种努力。较为直接的做法可以改变吸附床尺寸以及操作条件^[8,9], 例如提高吸附床高度, 降低流速, 这类方法都可以有效提高吸附剂的利用率, 但是他们仍然没有打破穿透即脱附的运行模式, 因此从系统层面来说, 这种方法始终无法将吸附床内的所有吸附剂的吸附能力发挥出来。另一种经典的做法是, 舍弃固定床的模式, 采用移动床或者模拟移动床,

这两种系统可以将吸附饱和的吸附剂及时更换, 同时补上新的吸附剂, 理论上来说他们的吸附剂利用率应该是 100%^[10,11]。但移动床和模拟移动床存在吸附剂的磨损严重, 结构复杂设备庞大, 投资运行费用高等缺点、因此不是一种很经济的方法。如何在现有系统的基础上, 简单有效的提高吸附剂利用率, 又不引进复杂的新型材料, 是值得研究的。

构想了一种串联吸附的运行模式, 其原理如图 1 所示。在吸附床 A 即将穿透之前 (状态 3), 将再生好的吸附床 B 串联连接在 A 的下游, 通过 B 承接 A 的尾气, 使得吸附床 A 就可以继续吸附直到完全饱和 (状态 5)。通过这样的方式, 就可以将固定床系统中吸附剂的吸附量由传统的动态吸附量提升到平衡吸附量。在吸附剂再生次数一定的条件下, 应用串联吸附可以延长吸附剂的脱附周期, 从而降低吸附剂的更换频率, 同时, 高吸附量也可以提高脱附速率和脱附能效。

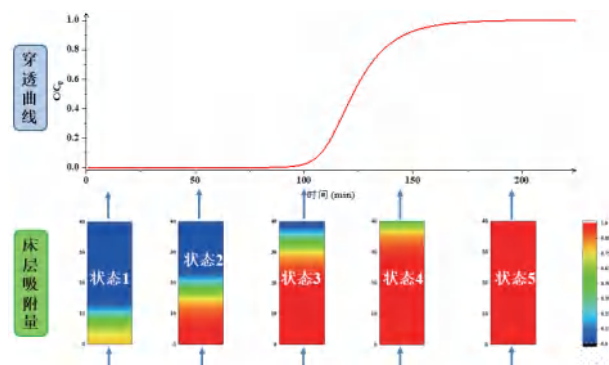


图 1 串联吸附过程中的床层吸附量特性

因此, 本文基于串联吸附的概念, 通过固定床吸附实验以及数值模拟的方法, 对串联吸附的穿透

曲线、床层利用率以及传质区(MTZ)高度及效率展开研究,探究串级吸附对于吸附剂利用率的提升潜力及原理。

2 研究方法

2.1 固定床串级吸附实验

搭建了一套固定床动态吸附实验台,用以研究 VOCs 在串级吸附过程中的动态特性。图 2 为实验台系统示意图,系统主要包括 VOCs 气流发生部分,污染物吸附处理以及实验数据采集三个部分。

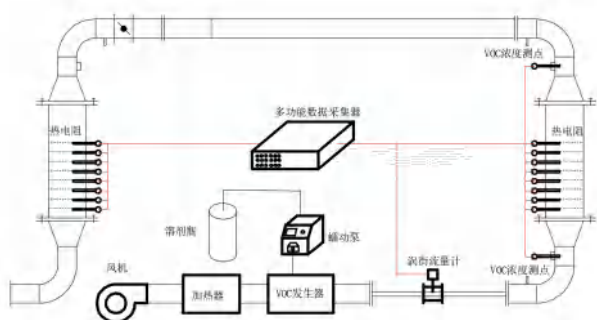


图 2 实验台系统示意图

在 VOCs 气流发生部分中,系统从实验室环境中吸入气流,风机入口段设置一个硅胶颗粒和初效过滤器组合的净化装置,去除空气中的颗粒物并保证通入系统中的气流相对湿度小于 50%,使吸附过程可以忽略水蒸气竞争吸附的影响^[12]。净化后的气流从风机入口端进入系统,通过风机变频器和电加热器分别控制进气的流速以及温度,达到预设的实验条件。使用蠕动泵从试剂瓶中恒速抽取计算量的液态乙酸乙酯,注入到 VOCs 发生器中,经过发生器内部多孔介质加热汽化,与管道中的气流混合,得到设定浓度的乙酸乙酯气流。

在污染物净化部分,采用两个填充了活性炭的相同吸附柱来对污染物进行串级吸附,整个处理段均采用 5cm 厚的玻璃纤维进行保温处理,固定床的具体尺寸见表。固定床 B 出口处连接一个废气处理 tank 对尾气进行处理,避免实验污染大气环境。

数据的收集包括浓度、速度和温度三部分。浓度的测量使用霍尼韦尔公司的 ppbRAE3000 光离子化检测仪,在实验之前通过 0ppm, 10ppm 和 1000ppm 异丁烯标气进行三点法标定。在每一个吸附床的出口以及入口设置浓度采样点,测量各个时刻吸附床前后污染物浓度变化。速度和温度的测量分别使用涡街流量计和 pt100 铂电阻温度计,流量计设置在 VOC 发生器后面的干管上,温度传感器安装在吸附床的进出口以及吸附柱,间隔为 5cm。使用 34980A 多功能数据采集器接收传感器的输出信号,完成对浓度、速度以及温度的实时监控和记录。

2.2 固定床串级吸附数值模拟

理论推导并结合了前面研究者的一些成果,建立了一个适用于串级吸附的固定床吸附模型,用来模拟串级吸附过程中吸附床内浓度、温度以及压力的变化情况。模型考虑了传质和传热过程中的阻力,采用根据操作条件可变系数的线性驱动力模型来描述气流与吸附剂之间的传质速率,分别采用固定的对流换热系数来描述气体、吸附剂以及吸附床壁面两两之间的换热情况。同时,模型考虑了轴向色散以及热传导。在模型建立的过程中采用了以下的假设:

- 1) 气体混合物遵循理想气体定律;
- 2) 认为乙酸乙酯在活性炭上的吸附属于物理吸附,平衡吸附量满足 langmuir 吸附等温线;
- 3) 吸附床径向的速度温度浓度梯度可以忽略不计,模型简化为一维模型;
- 4) 吸附剂只吸附气流中的污染物,载气的吸附量可以忽略;
- 5) 吸附热不随温度改变;
- 6) 吸附剂的孔隙率和堆积空隙率均匀一致,吸附剂和吸附床的物理性质认为是恒定的。

根据质量守恒写出气相中吸附质的质量传输方程,吸附质的浓度由对流,色散以及吸附传质共同决定

$$\frac{\partial y}{\partial t} = -u \frac{\partial y}{\partial z} + D_z \left(\frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial y}{\partial z} \right) \right) - \frac{\rho_p R_0 T}{\varepsilon P} \frac{\partial q}{\partial t} \quad (1)$$

LDF 模型形式简洁,计算速度快,精度高,广泛应用于固定床吸附过程的模拟,因此,选用 LDF 模型来描述吸附速率

$$\frac{\partial q}{\partial t} = K(q_e - q) \quad (2)$$

气相能量守恒方程包括了流体对流、轴向传导以及和气固之间的传热

$$\frac{\partial T_g}{\partial t} = \frac{K}{\rho_g C_{Pg}} \frac{\partial^2 T_g}{\partial z^2} - u \frac{\partial T_g}{\partial z} - h_s \frac{a_s}{\varepsilon \rho_g C_{Pg}} (T_g - T_s) - h_w \frac{2}{r_i \varepsilon \rho_g C_{Pg}} (T_g - T_w) \quad (3)$$

固相吸附剂的温度由气固对流传热以及 VOCs 吸附时的放出的吸附热共同决定

$$\frac{\partial T_s}{\partial t} = h_s \frac{a_s}{\rho_s C_{Ps}} (T_g - T_s) - \frac{1}{C_{Ps}} \Delta H \frac{\partial q}{\partial t} \quad (4)$$

吸附床壁的能量守恒取决于吸附床内部气流的受迫对流传热以及吸附床外表面的自然对流传热

$$\frac{\partial T_w}{\partial t} = h_w \frac{a_w}{\rho_w C_{Pw}} (T_g - T_w) - U \frac{a_a}{\rho_w C_{Pw}} (T_w - T_a) \quad (5)$$

床层的压力降满足 Ergun 方程

$$-\frac{\partial P}{\partial z} = \frac{C_1 \mu (1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3 d_p^2} v_s + \frac{C_2 \rho_f (1-\varepsilon)}{\varepsilon^3 d_p} v_s^2 \quad (6)$$

以上公式到公式为通过质量、能量、动量守恒列出固定床吸附的控制方程组。在固定床吸附的模拟计算环节,最关键的一环就是吸附过程的传质系数的计算。通常污染物从气流中被通过吸附固定到吸附剂内部活性位点的过程分为四个步骤:液膜传递,孔扩散,表面粘着以及表面扩散。其中,表面粘着速率远远大于其余三个质量交换过程,因此表面粘着的影响一般可以忽略。因此,集总参数的线性驱动力系数 K 由液膜扩散系数 K_f , 孔扩散系数 D_k 以及表面扩散系数 D_s 共同决定。

六个描述固定床质量能量动量交换的守恒方程共同组成偏微分方程组。为了对这个PDEs进行求解,首先采用 method of lines technique 基于床高 z 进行差分,将其简化为仅含有自变量 t 的常微分方程组,然后使用 MATLAB 中的 ode15s 求解器,对简化后的常微分方程组进行编程数值求解。

2.3 评价指标

串级吸附的本质是通过两个床的串级连接,延长第一个床的吸附时间,提高吸附剂的动态吸附量,理想情况下,串级吸附的动态吸附量应该等于吸附剂在入口浓度下的平衡吸附量。定义吸附剂利用率为

$$U=q/q_e \quad (7)$$

即吸附剂利用率为动活性与静活性的比值,对于单床吸附来说,利用率为穿透曲线中半浓度时间与完全饱和时间的比值;对于串级吸附来说,利用率近似等于 1。因此,定义应用串级吸附后吸附剂利用率的提升 β 为

$$\beta=(1-U)/U \quad (8)$$

3 结果与讨论

影响对固定床吸附特性的主要因素有床层高度、入口浓度以及表观风速^[1,3]。选取典型工况以及改变单因素的变工况开展固定床串级吸附实验,实验结果与数值计算进行比较。采用验证过的数学模型进行串级吸附的参数化研究,探究串级吸附对于床层利用率的提升特性以及机理。

3.1 固定床串级吸附实验结果及模型验证

选取床层高度 0.3m、入口浓度 1000ppm 以及表观风速 0.2m/s 作为固定床吸附实验的典型工况。取床层高度 0.4m、入口浓度 2000ppm、表观风速 0.4m/s, 改变单一影响因素分别进行实验。同时,为了验证串级吸附的穿透曲线特性,将吸附床串级连接后

进行双床串级吸附实验,记录实验中床层温度以及出口浓度,并绘制吸附床出口的穿透曲线。实验结果及与实验的对比如图所示,

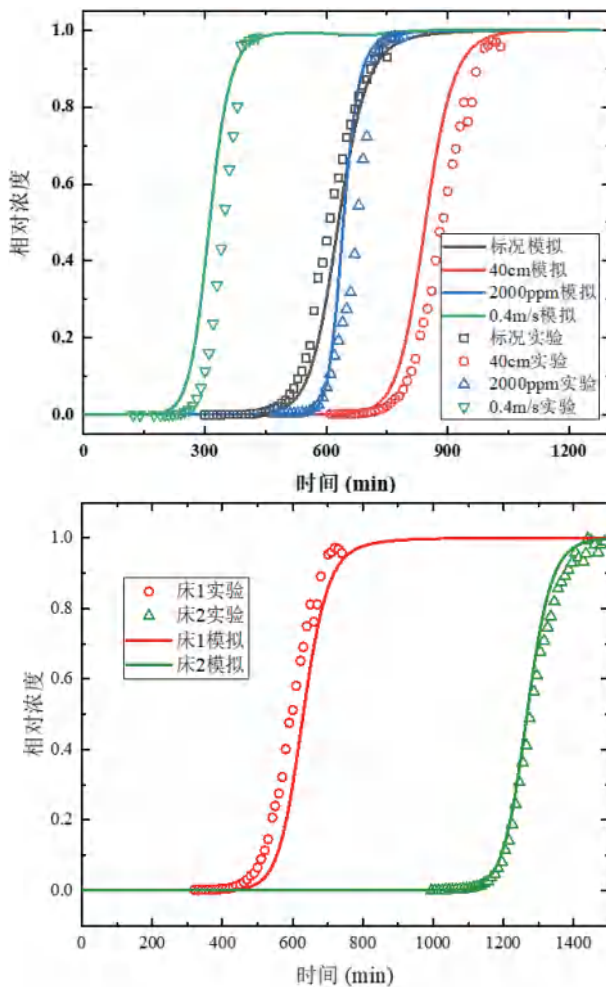


图3 固定床吸附穿透曲线

(a) 改变单一影响因素 (b) 串级吸附

图3(a)中展示了典型工况及改变单一参数所对应工况的穿透曲线,散点为实验值,实线为模拟值,可以看到,实验与模拟相对误差较小,半浓度时间(吸附量)最大误差 9.7%,穿透曲线斜率(传质速率)最大误差则为 16.5%。图3(b)为串级吸附下, A、B 床出口穿透曲线的实验值与模拟值的对比, A、B 床半浓度时间和穿透曲线斜率最大误差分别为 7.4% 和 14.7%, 误差都控制在可接受的范围内,模拟与实验结果匹配较好。因此,可以认为建立的串级吸附的数学模型可以对串级吸附过程进行良好的预测。

3.2 吸附参数对床层利用率的影响

以典型工况为基础,分别改变床层高度、入口浓度以及表观风速,模拟计算出不同操作条件下固定床出口处的穿透曲线,如图所示。图4(a)为不

同床层高度（0.2-1m）下的穿透曲线，可以看到，床层高度对穿透曲线形状影响可以忽略，但是会显著影响半浓度点时间，即不同床层高度下，传质速率相同，但是吸附床吸附量不同。图4（b）为不同入口浓度（500-5000ppm）下的穿透曲线，随着入口浓度升高，穿透曲线斜率增大，穿透时间加快，当浓度大于3000ppm以后，浓度对穿透曲线形状的影响显著减小，吸附特性接近理想吸附。图4（c）为不同表观风速下（0.1-0.5m/s）下的穿透曲线，可以看到，风速升高会提高传质速率，降低穿透时间。

根据图4中的穿透曲线，提取穿透点时间以及半浓度点时间，计算床层利用率 U 以及串联吸附后吸附剂利用率的提升 β ，其结果如图5所示。青色柱表示穿透时吸附床的动态吸附量，蓝紫色柱为剩余吸附能力。蓝紫色柱越高，意味着剩余吸附能力

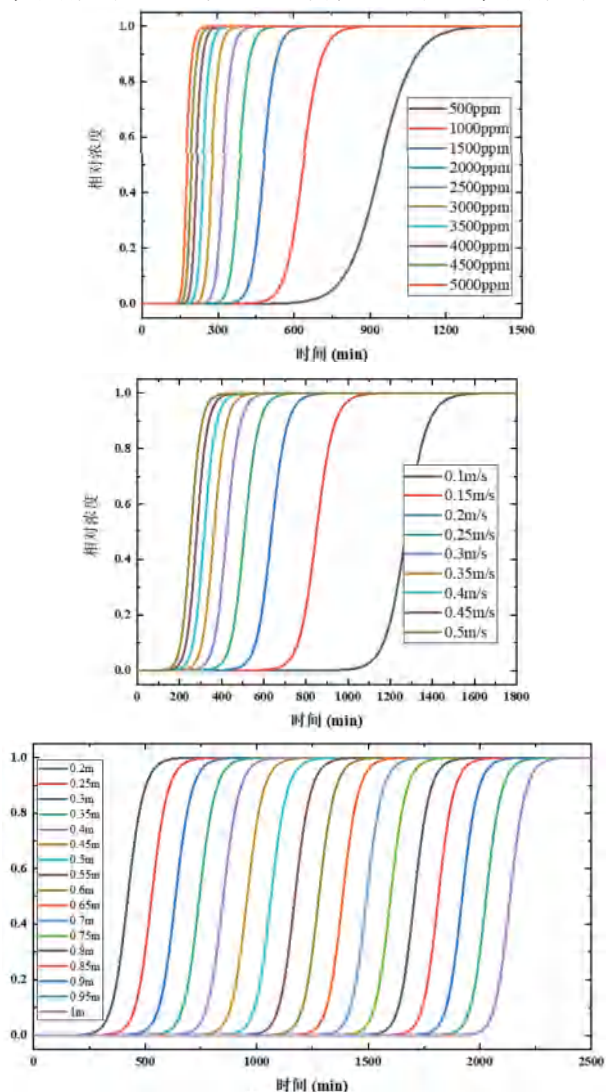


图4 穿透曲线模拟结果 (a) 改变床层高度 (b) 改变入口浓度 (c) 改变表观风速

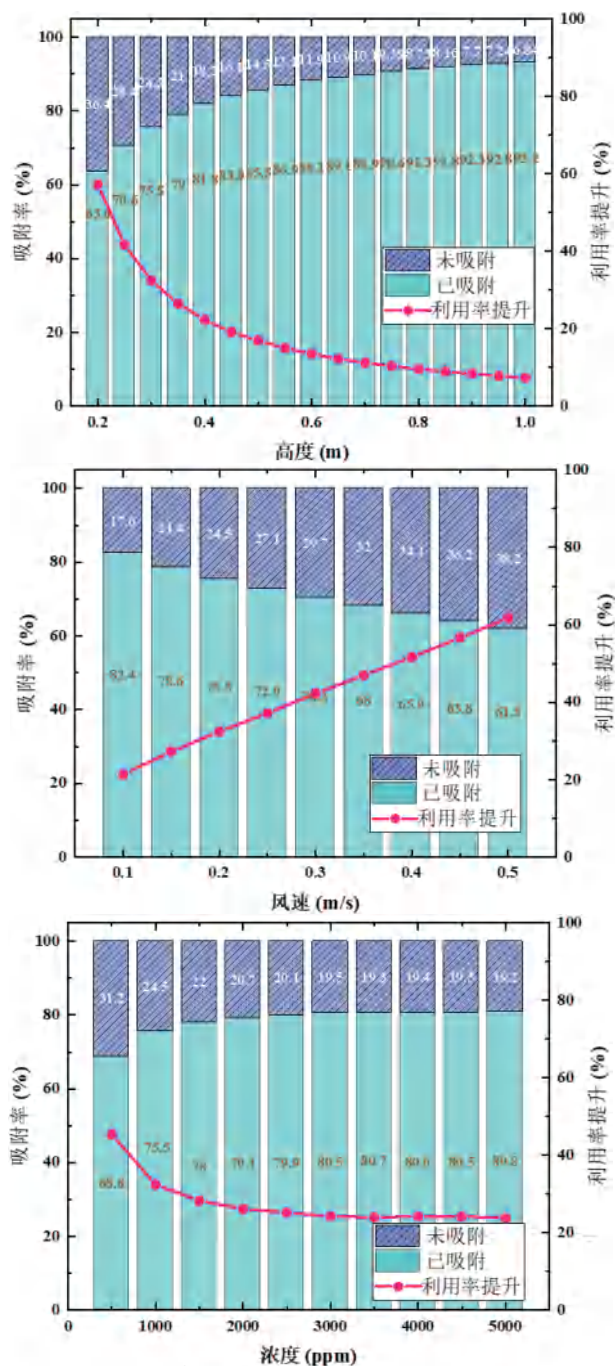


图5 吸附参数对床层利用率及 β 的影响

(a) 改变床层高度 (b) 改变入口浓度 (c) 改变表观风速越高，应用串联吸附之后的提升越大。从图5中可以看出，随着床层高度的降低以及表观风速的增加，吸附床动态吸附量逐渐减小， β 在床层高度较低（小于0.6m）时变化较大，而与风速呈现正相关趋势，而从图5（b）中可以看出，浓度对 β 影响较小。因此，串联吸附在大风速，低厚度的固定床系统中具有较大的应用潜力。

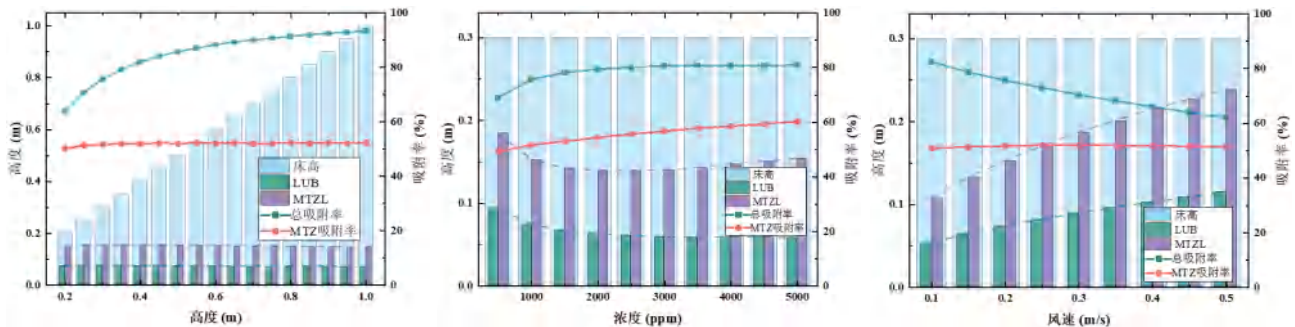


图6 传质区高度及效率对比 (a) 改变床层高度 (b) 改变入口浓度 (c) 改变表观风速

3.3 串级吸附提高床层利用率的机理分析

从数值模拟中计算 MTZ 高度以及 MTZ 区域内的传质吸附效率, 结果绘制在图。其中, 绿色和紫色柱为 LUB 以及 MTZ 高度, 淡蓝色柱表示固定床高度, 红色线为 MTZ 的吸附效率, 绿色线为床体总吸附效率。在图 6 (a) 中, 高度对于 MTZ 高度以及效率影响很小, 传质区形状稳定, 因此, 高度的增加会显著增加饱和区的长度, 应用串级吸附后会出现边际效益, 导致高床层固定床的串级吸附提升较小。随着浓度的升高, MTZ 高度先降低后升高, 但是传质区吸附率持续增加, 在 MTZ 高度出现低点之后, 虽然局部吸附效率增加, 但是传质区高度也增加, 导致浓度对 β 影响较小。从图 6 (c) 中可以看到, 不同风速下, MTZ 的吸附率基本不变, 但高度会随着风速显著增加, 因此总的吸附效率会呈现下降趋势, 为串级吸附提供应用空间。

4 结论

为了改善固定床吸附系统中吸附剂利用率低的问题, 本文提出了串级吸附的概念, 通过将吸附床串级连接, 提高吸附剂吸附时间, 在满足环保要求的条件下, 将吸附剂的吸附量从动活性提高到了静活性。通过数值模拟与固定床吸附实验相结合的方法, 研究了床层高度、入口浓度以及表观风速对固定床吸附效率的影响, 计算出对应的串级吸附提升量, 并从传质区层面分析串级吸附对吸附剂利用率的提升机理。通过大量参数模拟研究, 发现串级吸附适用于各种浓度下的低床层高度 (小于 0.6m) 以及高表观风速的固定床废气吸附处理场景。

参考文献

- [1] Pui W K, Yusoff R, Aroua M K. A review on activated carbon adsorption for volatile organic compounds (VOCs)[J]. Reviews in Chemical Engineering, 2019,35(5):649-668.
- [2] 李婕, 羌宁. 活性炭吸附回收挥发性有机物的研究进展 [J]. 化工环保, 2008(01):24-28.
- [3] Dai Y, Zhang N, Xing C, et al. The adsorption,

regeneration and engineering applications of biochar for removal organic pollutants: A review[J]. Chemosphere, 2019,223:12-27.

[4] 刘宇彤. 我国工业 VOCs 集中处理生命周期评价及技术经济研究 [D]. 吉林大学, 2019.

[5] Vazquez G, Alonso R, Freire S, et al. Uptake of phenol from aqueous solutions by adsorption in a Pinus pinaster bark packed bed[J]. JOURNAL OF HAZARDOUS MATERIALS, 2006,133(1-3):61-67.

[6] Shao Y, Zhang H P, Yan Y. Adsorption dynamics of p-nitrophenol in structured fixed bed with microfibrinous entrapped activated carbon[J]. CHEMICAL ENGINEERING JOURNAL, 2013,225:481-488.

[7] Chen H H, Zhang H P, Yan Y. Adsorption dynamics of toluene in structured fixed bed with ZSM-5 membrane/PSSF composites[J]. CHEMICAL ENGINEERING JOURNAL, 2013,228:336-344.

[8] Patel H. Fixed-bed column adsorption study: a comprehensive review[J]. Applied Water Science, 2019,9(3).

[9] Tefera D T, Jahandar Lashaki M, Fayaz M, et al. Two-Dimensional Modeling of Volatile Organic Compounds Adsorption onto Beaded Activated Carbon[J]. Environmental Science & Technology, 2013,47(20):11700-11710.

[10] Golmakani A, Fatemi S, Tamnanloo J. Investigating PSA, VSA, and TSA methods in SMR unit of refineries for hydrogen production with fuel cell specification[J]. SEPARATION AND PURIFICATION TECHNOLOGY, 2017,176:73-91.

[11] Xie Y, Mun S, Wang N L. Startup and Shutdown Strategies of Simulated Moving Bed for Insulin Purification[J]. Industrial & Engineering Chemistry Research, 2003,42(7):1414-1425.

[12] Laskar I I, Hashisho Z, Phillips J H, et al. Modeling the Effect of Relative Humidity on Adsorption Dynamics of Volatile Organic Compound onto Activated Carbon[J]. Environmental Science & Technology, 2019,53(5):2647-2659.

洁净室开关门频率对压差影响的实验研究

郝云峰¹, 许文², 程煊锐³, 马晓钧², 邵晓亮¹

(1. 北京科技大学土木与资源工程学院, 北京 100083; 2. 北京联合大学生物化学工程学院, 北京 100023; 3. 北京联合大学城市轨道交通与物流学院, 北京 100101)

[摘要] 明晰开关门引起的压差波动特征对于洁净室压差保障至关重要。本文基于搭建的多隔间压差实验平台, 对不同开关门频率下洁净室压力和邻室压差的动态变化特征进行实验研究。结果表明, 开关门引起短时间内的压差大幅度下降, 构成瞬时安全隐患; 开关门频率为 2 次/min 时, 前次开关门扰动会对后次开关门过程造成影响; 开关门频率不高于 1 次/min 时, 不同次开关门扰动相互影响较小。

[关键词] 洁净室; 压差波动; 开关门频率; 耦合影响

0 引言

医药行业是涉及人民健康和公共安全的重要部门, 在新冠肺炎全球肆虐的今天, 制药行业比以往更受到人们关注。压差作为制药洁净室阻止污染物入侵的手段, 易受各种扰动影响从而产生波动, 有造成污染物入侵的潜在风险, 需要探究主要扰动对压差影响程度与恢复时间。杜世元^[1]简述了各种扰动影响程度, 对洁净室环境影响较大且影响速度较快的扰动为开关洁净室门。相对学者针对开关洁净室门引起的污染入侵开展研究。Hendiger 等^[2]建立了两相同体积房间实验室, 利用烟雾可视化研究了相邻隔间在门不同开向与压力梯度方向下的污染物迁移, 结果表明在门开向负压侧时(正压侧为洁净区域), 即使邻室保持微正压状态都可阻止污染入侵, 但负压侧为洁净区域时, 无法阻止颗粒物向负压侧蔓延; Kalliomaki 等^[3]建立了医院手术室模型, 利用烟雾可视化及污染物示踪研究了推拉门与平开门对污染物迁移的影响, 结果显示平开门引起的污染物迁移量是推拉门的 2 倍左右, 换气次数并不显著影响污染物迁移量。压差是洁净室环境保障的关键监测指标, 压差维持的好坏将直接影响邻室交叉污染的程度, 而开关门会对邻室压差产生较大影响, 因此, 除对污染物入侵结果的研究外, 压差动态特征的研究同样重要。本文基于实际搭建的多隔间压差实验平台, 对不同开关门频率的影响开展实验研究。

1 实验设置

实验利用的多隔间洁净实验室平台见图 1。空调新风与回风混合后经初效、中效过滤段后, 通过送风道、高效过滤器送风末端后送入各房间, 经由回风口返回空调机组中。A、B、C、D 为四个体积相同的房间, E 房间体积为四个小房间体积之和, 小房间送回风形式为上送下回, E 房间送回风口各

有两组, 送回风阀均为定风量阀。洁净实验室空调系统可对送、排风机频率进行调节, 改变总送回风量; 调节各房间送回风阀, 可调节各房间换气次数及压力至设定值, 达到真实制药洁净室的换气次数及压力水平。重点考察相邻房间 C、E 的开关门压差波动情况。房间参数设定参考《药品生产质量管理规范(2010 年修订)》及现场调研, 将 C 定义为气闸室, E 为主洁净室。C 房间压力设定值为 30Pa, 换气次数 20 次/h; E 房间压力设定值为 45Pa, 换气次数 30 次/h。人员分别以 2 次/min, 1 次/min, 0.5 次/min, 0.33 次/min 的频率开关门, 考察不同开关门频率下, 每个开关门周期内的各房间压力、邻室压差的变化情况。

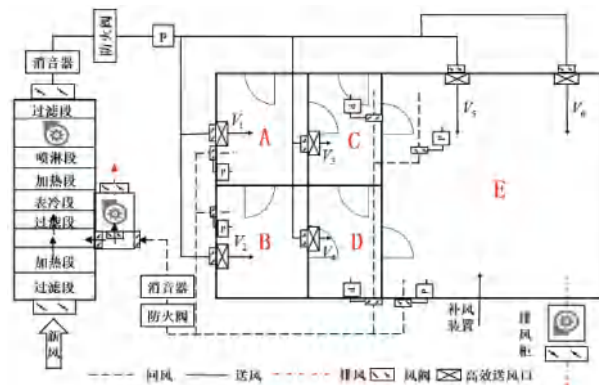


图 1 实验室示意图

2 结果分析与讨论

(1) 开关门频率为 2 次/min

当人员每 min 开关门 2 次时, 引起的房间压力和压差(E 房间压力减 C 房间压力)波动情况见图 2。

第一次开门是在初始稳定压差状态下进行的, 开门后压差迅速消失(由 10Pa 左右经约 6s 降低至 0Pa), 关门后立刻回升, 该压差剧烈波动时间为 13s 左右; 在关门后虽压差基本稳定, 但 C、E 各自

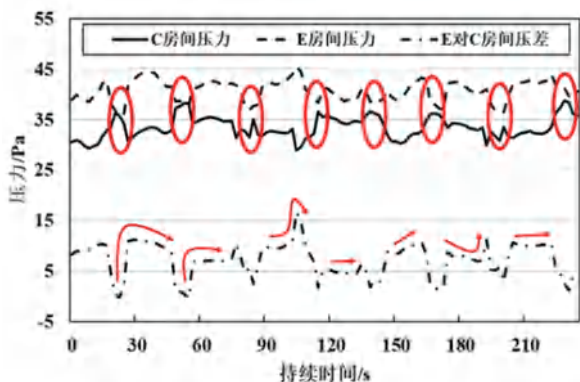


图2 开关门频率为2次/min时的动态压力曲线

房间压力处于先升后降的动态过程中,即房间压力(相对于室外)未达到相对稳定状态。当第二次开门时,压差迅速降低为0,但关门后压差降低为7Pa左右,小于初期的10Pa,意味着抑制邻室污染的压差气流变弱,在第三次开门之前,压差突增至10Pa左右,表明该阶段的压差仍未达到相对稳定状态,第二次开关门周期的压差降低和不稳定状态,与第一次开关门周期未达到充分稳定状态相关,即第一次开关门的扰动对第二次开关门过程也产生了耦合影响。当第三次开门时,C房间的压力未立即增高,压差最大降低至3Pa,关门后压差回升至10Pa,且逐渐上升到17Pa,整个开关门周期的压差变化特征显著不同于第一次开关门周期,表明第三次开关门受到了尤其是前一次开关门的耦合影响,但从结果看,第二次开关门影响下,第三次过程中压差的维持反而性能提升。当第四次开门时,压差仍未降低至0,而保持有2Pa左右压差,关门后压差维持在5Pa左右的水平,显著低于初期的10Pa,该过程压差抑制邻室污染的能力变差,表明第三次开关门对第四次开关门过程产生了显著的不利耦合影响。第五次开门时,压差最多下降至2Pa左右,关门后压差逐渐恢复至10Pa,该过程仍然受到前一次开关门的影响。第六次开门时,压差最多下降至2Pa左右,关门后压差回升至9Pa之后下降至7Pa,在该周期末段上升至11Pa,该过程也未达到相对稳定状态。第七次开门时,压差最多下降至4Pa,关门后压差回升至10Pa且比较稳定。综合上述七次开关门周期的压力和压差结果可发现,开关门周期为30s时,不足以使每次开关门扰动影响消除而恢复压力和压差稳定,前次开关门扰动的影响将对下一次开关门过程产生耦合影响,该影响可能使某次开关门周期内压差值反而更大,但也会引起某些次开关门过程中压差处于低值水平,污染入侵风险增加。

(2) 开关门频率为1次/min

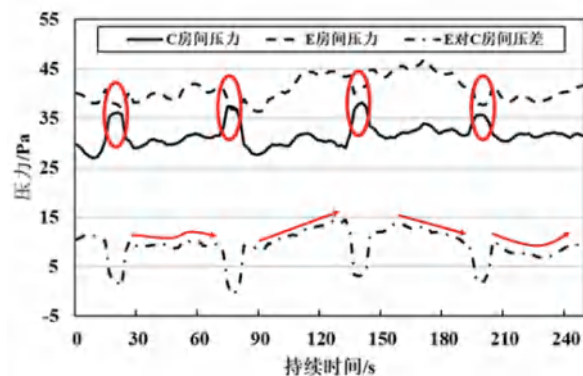


图3 开关门频率为1次/min时的动态压力曲线

当人员每min开关门1次时,引起的房间压力和压差波动情况见图3。

初始C、E房间之间的压差为10Pa左右,第一次开门时,压差迅速降低为2Pa左右,关门后压力回升至10Pa左右,在第一次开关门周期剩余时间内,压差维持在8~10Pa之间变化,相对稳定,该过程的压力和压差波动应为通风空调系统、各房间缝隙、各种随机扰动、压力测试随机误差、阀门控制系统等因素共同作用导致。第二次开门时,压差迅速降低至0Pa左右,关门后压差回升至9Pa左右,在本周期内剩余时间,房间C压力波动较小,E压力不断上升,使得压差逐渐上升到高于13Pa,压差得以保障,且比第一次开关门而言,过程压差值更高。第三次开门时,压差迅速降低至3Pa,关门后压差回升至11Pa左右,之后上升至14Pa后,逐渐降低至10Pa,该周期内压差值仍高于第一次开关门周期。第四次开门时,压差迅速降低至2Pa,关门后回升至10Pa,之后降低至8Pa,再上升至10Pa。综合上述开关门周期的压力和压差结果可发现,当开关门周期为1min时,不同次开关门扰动过程彼此之间未构成明显的耦合影响,每一次开关门过程在关门之后,压差值均可快速回升至初始值附近,而之后的时间压差也可较好的维持。

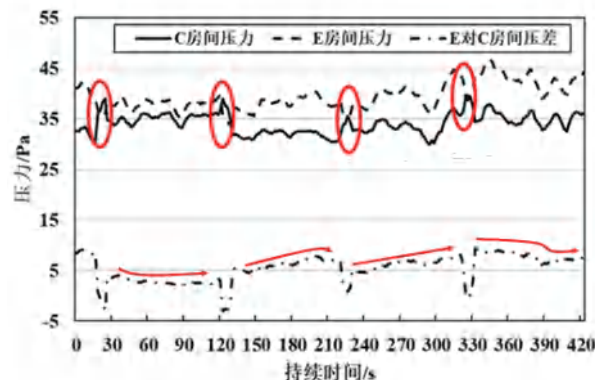


图4 开关门频率为0.5次/min时的动态压力曲线

(3) 开关门频率为 0.5 次/min

当人员每 2min 开关门 1 次时,引起的房间压力和压差波动情况见图 4。

初始压差为 7Pa,第一次开门时,压差降低至 -3Pa,关门后压力回升至 4Pa 左右,未达到初始的 7Pa,周期内剩余时间压差维持在 3Pa~4Pa。第二次开门时,压差迅速降低至 -4Pa,关门后压差回升至 5Pa,之后逐渐上升至 7Pa,关门后压差维持较好。第三次开门时,压差迅速降低至 0Pa 左右,关门后压差回升至 5Pa,之后逐渐上升至 7Pa,关门后压差维持仍较好。第四次开门时,压差迅速降低至 0Pa,关门后回升至 8Pa,之后维持在 6~8Pa。因此,当开关门周期为 2min 时,不同次开关门扰动过程彼此之间也未构成明显的耦合影响,每一次开关门过程在关门之后,压差值均可快速回升至初始值附近,而之后的时间压差也可较好的维持。

(4) 开关门频率为 0.33 次/min

当人员每 3min 开关门 1 次时,引起的房间压力和压差波动情况见图 5。

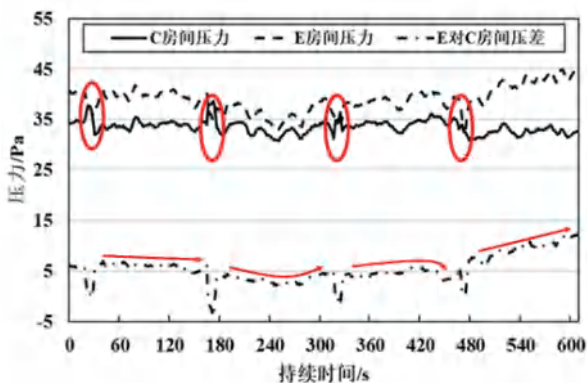


图 5 开关门频率为 0.33 次/min 时的动态压力曲线

初始压差为 6Pa,第一次开门时,压差降低至 0Pa,关门后压力回升至 6Pa,之后时刻压差维持较稳定。第二次开门时,压差迅速降低至 -4Pa,关门后压差回升至 5Pa 左右,之后压差维持在 3~5Pa。第三次开门时,压差迅速降低至 -1Pa 左右,关门后压差回升至 5Pa,之后时刻压差维持较稳定。第四次开门时,压差迅速降低至 1Pa,关门后回升至 7Pa,

之后逐渐上升至 12Pa,压差值更大。整体而言,当开关门周期为 3min 时,各次开关门扰动不会对下一次开关门扰动过程产生显著的耦合影响。

通过对不同开关门频率的压差波动实验可见,当开关门频率低于 1 次/min 时,不同次的开关门动作引起的压差波动不会产生叠加影响,因此,不会大幅度减小关门后的压差值。但通过压差曲线可见,即使是开关门频率比较低时,不同的开关门周期内的压差波动特征也不一样,因此各种随机扰量对不同时刻的压差产生了影响;而当开关门频率较高时,相邻两个周期的开关门扰动影响耦合,将加剧影响程度,与必然存在的其他各种扰量的影响叠加,将进一步加剧对压差的不良影响,因此,实际过程中,应尽可能的减少开门次数,并适当延长开关门的时间间隔,以尽可能降低开关门造成的压差扰动。

3 结论

本文针对洁净室不同开关门频率对压力波动的影响进行研究,主要发现,开门引起压差迅速降低至 0Pa 左右,关门后压差迅速恢复,研究工况下开关门过程对压差的影响时间为 13s 左右,该过程对压差的破坏难以避免。开关门频率为 2 次/min 时,前次开关门过程会对下一次开关门过程造成影响,引起关门后维持的压差值变低,最高可达 50%,邻室污染风险提高;当开关门频率不高于 1 次/min 时,不同次开关门过程彼此之间无显著的相互影响。

参考文献

- [1] 杜世元. 洁净室压力控制研究 [D]. 同济大学, 2007.
- [2] Hendiger J, Chludzinska M, Zietek P. Influence of the Pressure Difference and Door Swing on Heavy Contaminants Migration between Rooms[J]. Plos One, 2016, 11(5).
- [3] Kalliomaki P, Saarinen P, Tang JW, Koskela H. Airflow patterns through single hinged and sliding doors in hospital isolation rooms - Effect of ventilation, flow differential and passage. Building and Environment, 2016, 107: 154-168.

洁净手术室多类送风模式及其通风换气特征

许航, 仲怀玉, 杨国彪, 张宏亮, 孙佳韵, 赵福云

(武汉大学动力与机械学院, 武汉 430072)

[摘要] 本文对不同送风形式下的某Ⅱ级单向流洁净手术室内的静态气流组织进行了数值研究, 主要研究了局部水平送风、垂直送风及换气次数对手术室内气流组织及相应关键评价指标的影响。利用基于 RANS 的标准 k-ε 湍流模型开展数值模拟, 比较不同送风模式与不同换气次数对静态手术洁净室下工作区域内流动特征、风速不均匀度、速度衰减度以及空气龄的作用规律。结果表明, 垂直单向流应谨慎增加换气次数, 在工作面 $z=7/16H$ 附近能取得该模型最优风速不均匀性, 局部水平单向流相较局部垂直单向流能更好抵抗由于无影灯等设备带来的气流阻隔, 但其气流参数易受送风口前障碍物或医护人员位置变动所带来的扰动而急剧下降, 因此在工程中应保障水平送风口的通畅性。

[关键词] 洁净手术室; 气流组织; 换气次数; 空气龄

0 引言

随着生活水平的提高, 人们对医疗条件的要求也越来越高, 手术室作为治疗阶段的重要环境, 其关键性不言而喻。医疗洁净室相较于其他洁净室又尤为特殊, 除了严苛的温湿度、发尘量、微生物浓度等要求外, 还需考虑医护人员与患者的感染风险, 临床报道显示, 影响手术室感染存在诸多因素, 其中, 室内空气质量、手术器械消毒灭菌程度、医务人员手清洁度、切口暴露时间、通风方式、空气过滤效率等均为导致手术室感染的重要因素^{[1][2]}。有研究表明, 空气中的病菌可以直接沉降到手术创口, 或者可以沉降到暴露在空气中的设备表面和手术手套表面, 这样也会将病菌传播到病患的创口位置。经过测试, 在关节置换手术中, 有 98% 的创面中的细菌或直接, 或间接的来自于空气, 其中约有 30% 的细菌直接来自空气沉降^{[3][4]}。病患手术外源性感染途径如图 1 所示, 从中不难看出, 手术部位的感染有多条路径显示感染源是经由手术室内的空气传播到手术部位的。使用抗生素来的确能够明显降低感染率, 但会影响病患体内的正常菌群, 严重的会造成病菌

的抗药性, 如今抗药菌株出现频率越来越高, 更应该思考从源头上控制手术感染, 即手术室、手术人员及病患严格执行消毒, 保证手术室空气的洁净等。

有报道指出^[5], 由于悬浮在空气中的菌落接触患者暴露伤口所造成的感染病例占全部感染病例的 25%, 如果使用超净手术洁净室, 感染率能从 3.4% 降低到 1.6%^[6]。吴秋季^[7]等对百级单向流洁净室与传统手术室关节置换前细菌基数及关节置换后沉降菌数, 结果显示百级手术室患者关节置换后沉降菌数明显少于传统手术室, 进一步验证了单向流洁净室在降低手术感染的功效。

目前, 在洁净手术室广泛采用的空气分配方式为单向层流送风^[8], 洁净手术室中的气流模式受送/排风口位置^[9]、风速、工作人员位置及移动等因素影响, Sadrizadeh^[10]等人通过预测手术室医护人员携带细菌颗粒物 (BCP) 扩散和释放规律, 探究在不同送风气流组织下, 考虑人员数量、位置对空气流场及 BCP 分布的影响, 又以可移动层流气流装置和手术服装为数值模拟对象, 探究洁净室附加设备对空气中细菌与污染物的去除效率。结果表明, 手术室内洁净度高度依赖障碍物位置、送风风量以及气流组织形式, 医护人员不当的定位可能会显著影响通风效率。Zhao^[11]等通过改变微孔板的位置探讨万级洁净室在不同换气次数下污染物扩散规律以及自净时间的恢复特性, 提出综合考量换气次数的取值与气流组织的设计。

从前人的研究可以发现, 手术洁净室的洁净度与气流组织和换气次数最为紧密相关, 无论是采用垂直单向流或水平单向流应用在Ⅱ级手术洁净室都没有硬性规定, 但规范主要依据垂直单向流制定, 并且以往研究大多数为空态垂直流, 对于在手术室

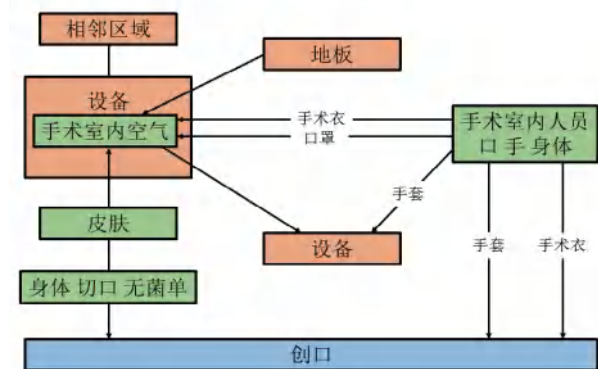


图1 外源性感染路径

内针对局部垂直单向流与局部水平单向流在风速不均匀度、空气龄、自净时间等指标差异对比较少,因此本文主要针对三维静态Ⅱ级手术洁净室,运用数值模拟方法对局部水平单向流与垂直单向流从换气次数、速度梯度分布、风速不均匀度、空气龄、等多维度进行分析,得出在工程应用中对两种类型洁净室的设计应注意的事项、降低术后经济损失以及降低能耗的可行性。

1 研究方法

1.1 洁净室模型

以Ⅱ级手术洁净室为研究对象,根据规范建议^[12],模型几何尺寸为 $6.3\text{m}\times 4.8\text{m}\times 3.2\text{m}(L\times W\times H)$,局部垂直单向流送风口尺寸为 $2.6\text{m}\times 2.4\text{m}$,回风口尺寸为 $3.6\text{m}\times 0.35\text{m}$,两侧连续布置。局部水平单向流送风口尺寸为 $2.2\text{m}\times 1.4\text{m}$,回风口尺寸为 $3.0\text{m}\times 0.3\text{m}$,正对送风口布置。带有阻碍物的局部水平单向流位于送风口前 $2/9L$ 处,尺寸为 $0.8\text{m}\times 0.5\text{m}\times 1.2\text{m}$,模拟储物柜或者医护人员可能带来的影响。排风口尺寸均为 $0.3\text{m}\times 0.3\text{m}$ 位于手术床上方人体头部所对的位置,手术台尺寸为 $1.8\text{m}\times 0.6\text{m}\times 0.8\text{m}$,两侧有辅助用品柜,尺寸均为 $1.3\text{m}\times 0.5\text{m}\times 0.9\text{m}$ 具体布置见图1。

1.2 边界条件设定

为简化模型,采用 Boussinesq 假设;标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型;不考虑辐射换热;手术室内空气为定常不可压牛顿流体,利用商业软件 Fluent 2020 进行计算。

本文模拟取室内温度 22°C ^[12],送风口边界条件为速度入口,出风口定义为压力出口,回风速度为 1.0m/s 。考虑室内空气为牛顿流体,在壁面上采用速度无滑移条件。

1.3 评价指标

对于洁净室内气流组织和空气品质,本文主要从以下4个方面进行评价:

(1) 流动结构及特征

通过可视化软件将计算结果可视化,观察洁净

手术室内气流组织的结构特征及相关变化。在模型中选取以下几个关键截面上的数值结果进行分析:纵向工作面以及横向对称面、送回风口之间的流线、手术区及手术区所在平面。文中所述的手术区定义为沿手术床两侧各外推 0.90m 、两端各外推 0.40m 所限定的区域,这个区域内距地板 $0.9\text{m}\sim 1.5\text{m}$ 的平面为手术区域,即 $x=1.97\text{m}\sim 4.33\text{m}$; $y=0.9\text{m}\sim 1.5\text{m}$; $z=1.32\text{m}\sim 3.48\text{m}$ 。

(2) 风速不均匀度 β

风速不均匀度^[12]表征征手术平面上的速度的均匀性,定义为:

$$\beta = \frac{\sqrt{\sum (v_i - \bar{v})^2 / k}}{\bar{v}} \quad (1-1)$$

式中: k 为手术区测点数目, (m/s) 为手术平面平均速度, $V_i(\text{m/s})$ 为每个测点的速度。

(3) 速度衰减度 α

定义速度衰减度为手术区各断面平均竖直方向速度 $v_v(\text{m/s})$ 与送风口平均送风速度 $u(\text{m/s})$ 的比值^[14]:

$$\alpha = \frac{v_v}{u} \quad (1-2)$$

(4) 空气龄

空气龄,即空气质点的空气龄(Age of air),是指空气质点自进入房间至到达室内某点所经历的时间,反映了室内空气的新鲜程度,将计算程序嵌入UDF中,稳态条件下空气龄输运方程张量表达式为^[15]:

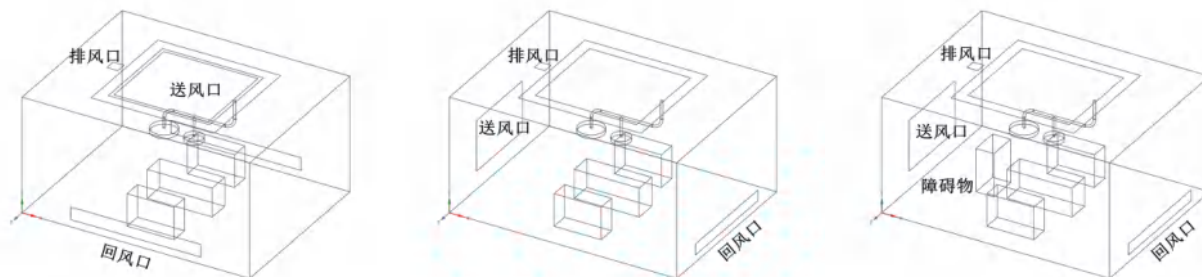
$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \tau) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_A \cdot \frac{\partial}{\partial x_i} \right) + \rho \quad (1-3)$$

$$\Gamma_A = \frac{\mu}{S_c} + \frac{\mu_t}{S_{ct}}$$

S_c 为组分浓度源(kg/s), τ 为室内某点空气龄(s); ρ 为空气密度(kg/m^3); Γ_A 空气扩散系数; μ_t 为空气湍流粘度 [$\text{kg/(m}\cdot\text{s)}$]; S_{ct} 为湍流 Schmidt 数,取为 1.0 。

1.4 模型验证

送风口宽度为 $h_{in}=0.03\text{m}$,位于左墙顶部,长度为房间宽度 $l_{in}=2.44\text{m}$,送风流量为 $V_{in}=0.1\text{m}^3/\text{s}$,送



(a) 局部垂直单向流 (b) 局部水平单向流 (c) 带有障碍物局部水平单向流

图2 局部垂直与水平单向流洁净室模型

风温度为恒温 $T_{in}=22.2^{\circ}\text{C}$, 出风口位于右侧墙体的地板上方, $h_{out}=0.08\text{m}$, 长度沿着 Z 方向为 2.44m , 如图 3 所示。房间顶部温度为 25.8°C , 周围的墙壁是 27.4°C , 地板的温度是 26.9°C , 物块表面温度是 36.7°C 。使用标准 $k-\epsilon$ 湍流模型对该验证模型进行计算。根据直线 6 坐标: $(1.2192, 0, 0.2286)$ 至 $(1.2192, 2.44, 0.2286)$ 上归一化温度、湍动能、速度数据与 Wang^[13] 等实验数据进行对比, 如图 4 所示。

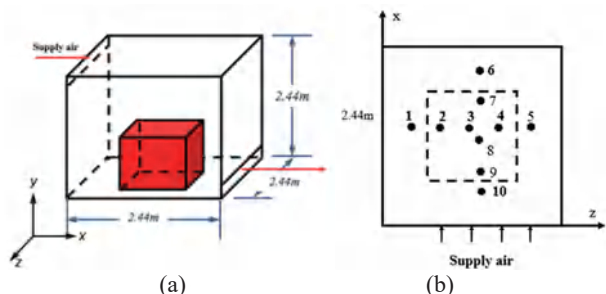


图 3 模型验证: (a) 用于验证的建筑模型 (b) 测点示意图

根据图 4 中结果, 在湍动能较大、速度较低时与数值模拟对比上有些许差异, 在其他情况下较为吻合。计算可得实验与模拟平均误差均低于 10%, 因此表明模拟结果与实验数据有良好的吻合度, 这说明本文中将采用的计算方法能够对室内强制通风气流进行良好的预测。

本文以局部水平单向流模型为例, 换气次数 $n=30\text{h}^{-1}$ 的情况下, 共选取了 60 万, 100 万, 270 万和 430 万这四种不同网格单元数量的网格, 比较了建筑中心轴线平均速度的相对误差。当网格数量超过 270 万时, 中心轴线平均速度变化甚微, 误差低于 0.1%, 因此为了减少计算量并保持计算精度, 本次模拟选择 270 万网格数量进行数值计算。

2 结果与讨论

2.1 速度场与压力场

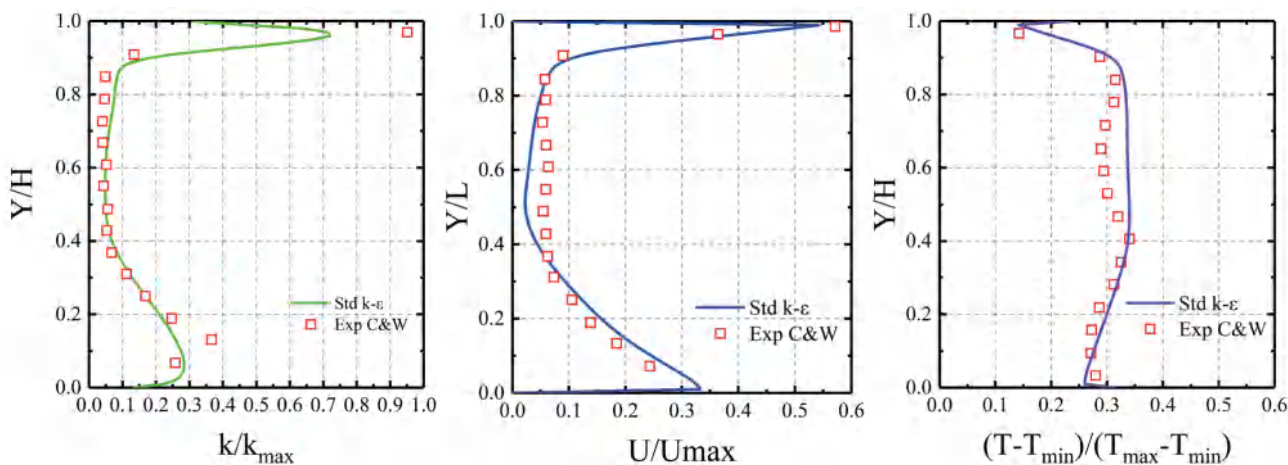


图 4 模拟结果与实验对比

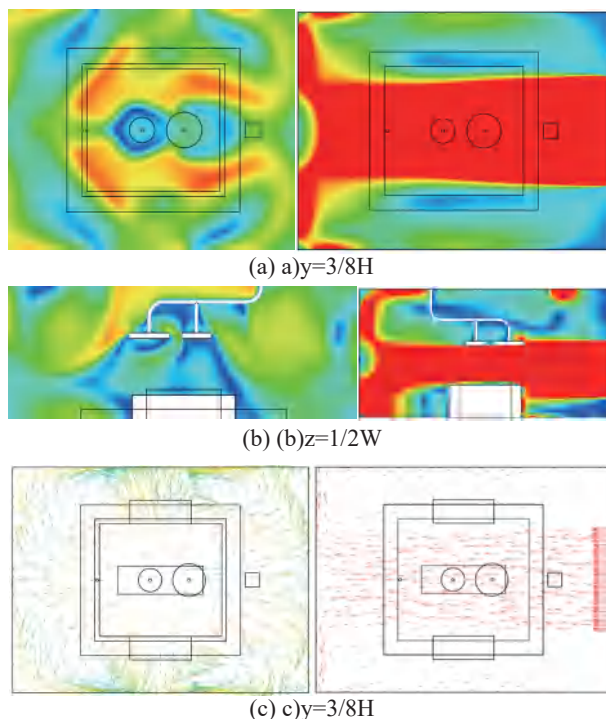


图 5 垂直与水平单向流速度云图

观察换气次数为 30h^{-1} 时, 局部垂直单向流与局部水平单向流速度云图对比。图 5(a)(b) 显示了在工作面 $y=3/8H$ 与对称面 $z=1/2W$ 时, 两种气流组织速度分布云图, 可以发现局部水平单向流存在明显的主流区, 整个手术区域速度均匀, 在相同换气次数下, 水平单向流能获得较大送风速度, 并且在无影灯等设备物理阻隔下, 垂直送风手术台面出现速度“低谷”而水平送风大部分工作区域被送风主流包围, 但整个截面的速度分布没有垂直单向流均匀, 速度梯度在脱离主流区时下降过快。

从图 5(c) 速度矢量图可以发现, 两种气流组织在手术台右侧均出现了涡流, 局部垂直单向流引

起的涡可能卷吸起地面扬尘造成二次污染的风险,而水平单向流中的涡流则是来自掠过手术台面的气流,应警惕患者疾病的传染性或者手术烟雾(surgical smoke)而带来污染影响医护人员或者患者的安全健康,因此针对水平单向流的送风方式应格外注意下风向气流污染物的去除,防止存在气流死角。

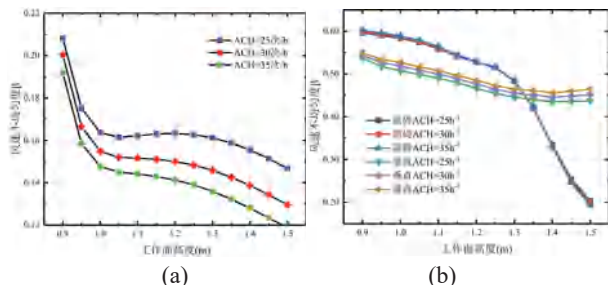


图6 不同换气次数下的风速不均匀度

2.2 风速不均匀度与速度衰减度

根据文献^[12]洁净手术部用房技术标准中规定Ⅱ级手术洁净室最小换气次数应不小于 $24h^{-1}$,因此本文选取了 $25h^{-1}$ 、 $30h^{-1}$ 、 $35h^{-1}$ 三种换气次数工况进行分析。

图6(a)展示了没有障碍物的情况下局部水平单向流在不同换气次数下的风速不均匀度,图6(b)展示了局部垂直单向与设有障碍物的水平单向流不同换气次数下风速不均匀度的对比。总体来看由于垂直单向流受无影灯的阻碍,整体风速不均匀度均高于水平单向流,并且随着换气次数的增加,风速不均匀度在增加,这是由于当换气次数增加时,出口雷诺数增加,气体流过无影灯壁面后出现更强的涡流,间接导致了 β 值的变大,在工作面高度 $y=3/8H$ 附近处出现了拐点,并且随高度的增加 β 值也逐渐升高,越接近无影灯表面乱流度越高,因此在局部垂直单向流送风方式中换气次数不宜过大,否则影响工作区域的风速不均匀性,将核心工作面定在 $y=3/8H\sim 7/16H$ 是合理的。图6(a)中局部水平单向流则由于气流顺畅,整体风速均匀性优良,在离开手术台面一定高度 $y=5/16H\sim 13/32H$ 处 β 值趋于稳定,随着换气次数的增加 β 值逐渐降低。图6(b)将带有阻碍物的水平单向流风速不均匀度与垂直单向流送风比较,可以发现水平单向流受出口障碍物影响非常强烈,而脱离障碍物影响高度后又迅速恢复,因此针对水平单向流的送风方式应特别注意室内潜在的阻挡物如医护人员或者置物架,他们会很大程度上影响气流的均匀性。

图7为两种气流组织在不同换气次数下的速度衰减度 α ,水平单向流速度衰减度极低且受换气次数的影响,换气次数越大衰减度越低,垂直单向流

几乎不受换气次数的影响,随着工作面的升高速度衰减度越大,因此结合图7(a)再一次说明了在垂直单向流中,盲目的增加换气次数并不一定能获得良好的气流组织,这为潜在的节能提供了很好的证据。

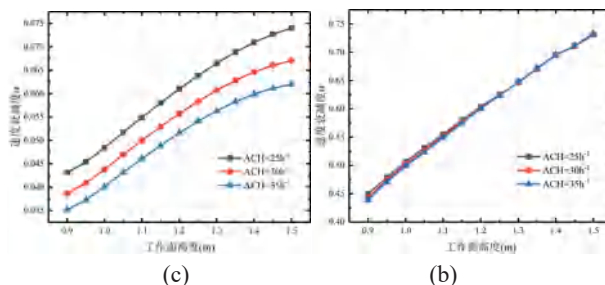


图7 不同换气次数下的速度衰减度

2.3 空气龄的对比

图8显示了三种手术洁净室模型下,在典型工作面 $y=3/8H$ 处不同换气次数下的平均空气龄变化情况。从图可以看出有无障碍物的水平单向流空气龄变化曲线高度重合,因此可知障碍物的阻挡并不会影响工作面上空气龄的变化,并且水平单向流整体上的空气龄均低于垂直单向流,但两者工作面上的平均空气龄差距较低,当换气次数由 $25h^{-1}$ 增加到 $30h^{-1}$ 时,垂直单向流的平均空气龄降低了21%,比水平单向流(18%)下降幅度更大,而当换气次数从 $30h^{-1}$ 增加到 $35h^{-1}$ 时两者下降幅度一致(15%),这一现象为降低洁净室能耗,减少送风冗余提供了思路。

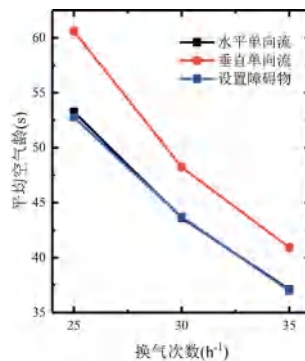


图9 不同换气次数下的空气龄

3 结论

本文使用标准 $k-\epsilon$ 湍流模型对局部水平和局部垂直单向流这两种常用的手术室送风方式进行数值模拟及分析对比,得出以下结论:

(1) 在相同换气次数下,水平单向流能获得更大送风速度,有利于能耗的节约但水平单向流在工作面压力梯度变化不明显,在送风口处压力梯度变化过快,不利于污染物的迅速去除;

(2) 从流线图中可以看到室内沿横向扩散的气流在遇到墙壁上升而后下降过程中,有一部分进入

主流区域(手术区),其方向也是竖直向下,这样就导致了在送风口气流向下运动过程中速度衰减度增加,且造成污染物在手术区滞留。这需要在今后的工作中进一步深入研究并加以解决;

(3)在垂直单向流中盲目的加大换气次数并不能取得良好的送风参数,在工作面 $y=3/8H$ 附近能取得该模型中最优的风速不均匀性;

(4)水平单向流在速度衰减度、风速不均匀性和空气龄等参数指标上均优于垂直单向流,但当存在障碍物影响风口时,水平单向流性能急速下降,因此实际应用中应特别考虑送风口的流畅性。

参考文献

- [1] 宋艳艳,吴春梅,闫俊萍. 神经外科术后颅内感染的手术室相关因素分析[J]. 医药高职教育与现代护理,2019,2(03):178-181.
- [2] 夏群珊,郭莉芳. 人员流动对层流洁净手术室空气洁净度与切口感染的影响[J]. 护理实践与研究,2019,16(10):130-131.
- [3] Gosden P E, MacGowan A P, Bannister G C. Importance of air quality and related factors in the prevention of infection in orthopaedic implant surgery[J]. Journal of Hospital Infection, 1998, 39(3): 173-180.
- [4] Whyte W, Hodgson R, Tinkler J. The importance of airborne bacterial contamination of wounds[J]. Journal of Hospital Infection, 1982, 3(2): 123-135.
- [5] 陈惠华,萧正辉,医院建筑与设备设计[M],北京:中国建筑工业出版社,2004:478.
- [6] Owen M. Lidwell et al. Ultraclean air and antibiotics for prevention of postoperative infection: A multicenter study of 8,052 joint replacement operations[J]. 2009, 58(1): 4-13.
- [7] 吴秋季,李强,张绍,郭忠威,李世龙,于涛. 手术室环境预防人工关节置换后感染的有效性[J]. 中国组织工程研究,2013,17(39):6902-6907.
- [8] Zoon W A C, Loomans M G L C, Hensen J L M. Testing the effectiveness of operating room ventilation with regard to removal of airborne bacteria[J]. Building and Environment, 2011, 46(12): 2570-2577.
- [9] 赵福云,王云鹤,杨国彪. 洁净手术室空态气流组织模拟[J]. 武汉大学学报(工学版),2020,53(11):986-994.
- [10] Sadrizadeh, S., S. Holmberg and A. Tammelin, A numerical investigation of vertical and horizontal laminar airflow ventilation in an operating room. Building and Environment, 2014. 82: p. 517-525.
- [11] Zhao Fu-Yun et al. Indoor airflow and pollutant spread inside the cleanroom with micro-porous supplying panel and different ventilation schemes: Analytical, numerical and experimental investigations[J]. Journal of Building Engineering, 2020, 31.
- [12] GB 50333—2002, 医院洁净手术部建筑技术规范[S].
- [13] Miao Wang and Qingyan Chen. Assessment of Various Turbulence Models for Transitional Flows in an Enclosed Environment (RP-1271)[J]. HVAC&R Research, 2011, 15(6): 1099-1119.
- [14] 凌继红. 手术室空气净化效果的研究[D]. 天津大学,2005.
- [15] 邓伟鹏,沈晋明,唐喜庆,沈德强. SARS 隔离病房内的气流组织优化研究[J]. 建筑热能通风空调,2005(02):9-14+67.

通风空调系统对呼吸道病毒的传播风险 —基于医学实验循证

贾永红, 龙恩深

(四川大学, 成都 610065)

[摘要] SARS-CoV-2 是否通过空调系统传播引人关注。本文以一次回风集中空调系统为例, 分析了室内空间中的呼吸道病毒传播机理和潜在风险, 提出了通过医学实验循证研究集中空调病毒传播风险的方法。结果表明: 疫情期间集中空调将室内温度调控在 20 ~ 25℃、RH40% ~ 70% 的范围内, 既有利于居住者健康舒适, 室内环境中病毒活力较弱, 感染风险较低; 室内环境中唾沫液滴粒径越大, 病毒存活越持久。因集中空调的过滤器或空气净化器效率随含病原体颗粒的直径增大而迅速升高, 循环换气次数增加更有加速去除潜在病原体颗粒物的显著效果, 故系统运行有利于解决主要矛盾。回风循环也可能使各房间空气加速混合, 但这些飞沫核的粒径小、漂浮时间长、衰亡快, 是疫情传播的次要矛盾。。

[关键词] 通风空调系统; SARS-CoV-2; 传播风险; 病毒实验; 疫情防控

1 引言

自 2019 年底起, 由 SARS-CoV-2 冠状病毒引起的 COVID-19 新冠疫情在全球范围内迅速蔓延, 至今已超过 200 个国家和地区, 并引起全球关注^[1]。目前新冠疫情防控已经成为全国乃至全世界的大事, 特别是“SARS-CoV-2 是否通过空调系统传播”引人关注^[2]。

研究表明, 大多数人一生中有 90% 的时间都在室内度过^[3]。而在人员密集的有限空间中, SARS-CoV-2 感染患者通过呼吸、说话、咳嗽等活动呼出的飞沫会形成含病毒气溶胶^[5], 病毒则可能通过气溶胶传播, 其风险不容小觑。通过分析中国武汉、意大利和美国纽约的疫情发展趋势, 最近的一项研究结果表明, 空气促进了 COVID-19 的传播^[6]。

而关于空调系统能否传播 SARS-CoV-2? 针对这一问题, 国内外出现了三种观点。1) 传播论。他们认为, 病菌携带者通过咳嗽、打喷嚏等活动产生的飞沫, 任何强大的空调气流也不可能有效遏制。相反地, 空调的不合适的气流反倒会有助于飞沫传播^[7]。2) 无证据传播论。该观点持方认为, 当前没有证据表明病毒可以通过空气调节系统传播。3) 空调防疫论。该观点代表为美国采暖、制冷与空调工程师学会 (ASHRAE)^[8], 在其发布的有关建筑物中 COVID-19 和 HVAC 之间关系的声明中明确表示: 反对疫情期间不使用 HVAC 系统的建议, 并称在此期间保持空调开启可以帮助控制病毒的传播。

中国新冠肺炎疫情防控形势持续向好, 在疫情防控常态化条件下要求加快恢复生产生活秩序, 积极有序推进复工复产, 带回风的集中空调系统在疫情期间运行是否会增大病毒传播风险? 这是公众关心、

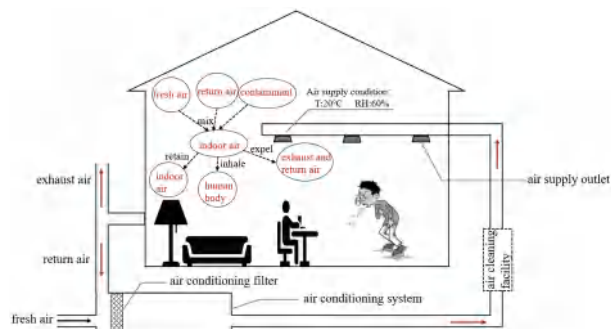
政府忧虑、学界争议的问题, 值得研究。而现在三种观点各执一词, 都不能让彼此心悦诚服, 对立僵局无法打破, 关键原因要么是基于流行病学现象观察, 要么基于各自学科知识凭经验推断, 缺乏相关的医学病毒实验支撑。本文仅以一次回风空调系统为例, 从独特的视角基于医学实验对集中空调运行房间传播 SARS-CoV-2 的风险进行系统研究, 填补空白。

2 传播机理分析与方法论

所谓医学实验循证, 是以呼吸道病毒在室内人际间传播的机理分析为基础, 以感染者呼出飞沫粒径分布、蒸发浓缩过程及病毒载量, 温湿度对病毒衰亡及动物感染影响规律, 过滤器对潜在病原体颗粒物去除规律等医学实验为依据, 研究集中空调系统运行调控主要措施的病毒传播风险, 进而提出疫情期间集中空调运行的防控优化策略。

新冠肺炎的传播过程必须具备传染源, 传播途径和易感人群^[9] 三个基本环节。这里仅以典型的一次回风的集中空调系统的室内空间中的呼吸道病毒传播机理进行分析(图1)。首先, 飞沫液滴(飞沫核)既是随集中空调系统的送、回风在室内环境中扩散的污染源, 也是空气过滤器、净化器捕获潜在病原体颗粒物之一, 更是 SARS-CoV-2 类呼吸道疾病传播感染的根源。其次, 以人类健康舒适为目标, 调控室内气温和相对湿度是空调系统运行的最重要内容。但是什么样的温度、相对湿度环境最不利于呼吸道病毒的存活、最不利于人际之间传播, 是必须通过医学实验循证才能回答的问题。再次, 过滤器是空调系统中去除颗粒污染物、提升空气质量的重要设备。在疫情期间, 对潜在病原体颗粒物一次去

除效果及潜在传播风险也是须通过医学实验循证的。最后,基于以上方法论,深入讨论带一次回风的集中空调系统运行的传播风险。



注: T: Temperature; RH: Relative Humidity

图1 室内 SARS-CoV-2 传播及空调运行调控示意图

3 结果

3.1 室内病原体的传播风险

(1) 不同粒径的病毒浓度差异性

在室内环境中,病毒传播风险的源头在于,当房间内存在病毒携带者时,通过咳嗽、打喷嚏等行为呼出的含毒飞沫也可能被易感人群吸入,从而导致病毒的传播^[10, 11]。通过医学实测了解感染者(或无症状患者)口鼻咽喉体液的病毒载量,及呼吸活动向室内释放飞沫粒径范围及体积分布等特性,是空调通风系统输运含病毒飞沫核颗粒物及病毒疾病传播风险的基础。图2中代表性给出了5篇医学文献、涉及51名新冠患者口鼻咽喉体液的病毒载量变化对比图^[12-16]。可以看出,COVID-19患者(无症状者)体液的病毒浓度,不同患者之间的个体差异大,同一患者在感染后不同时段差异很大,一般在发病后4~6天达到高峰,最大可达 10^9 copies/mL。这提示我们,若集中空调的室内空间中若存在无症状患者,

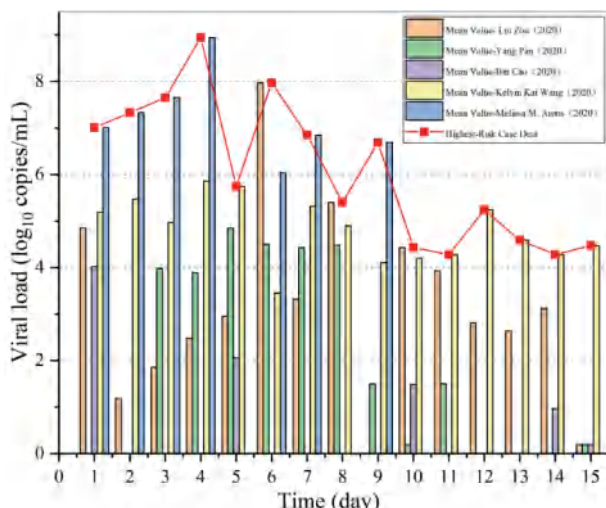


图2 感染者体液病毒载量随时间变化趋势图

喷出的飞沫或唾液滴的病毒浓度及传播风险的巨大差异性。

图3根据五篇医学文献分析了呼吸、喷嚏及咳嗽等呼吸活动呼出飞沫液滴在不同粒径范围的总体积及体积占比^[9, 17-20]。可以看出,尽管不同文献测定的飞沫液滴的大小分布因仪器与方法差异导致结果不尽相同^[21-23],但总体规律具有相似性。感染者呼出的小粒径颗粒数量多,大粒径飞沫数量少粒径范围很大($1 \sim 2000 \mu\text{m}$)。这提示我们,空调系统中随空气漂浮的小粒径飞沫数量可能远大于较大粒径飞沫,但并非传播的主要矛盾;疫情期间更应关注对大粒径飞沫核的过滤净化器效果。

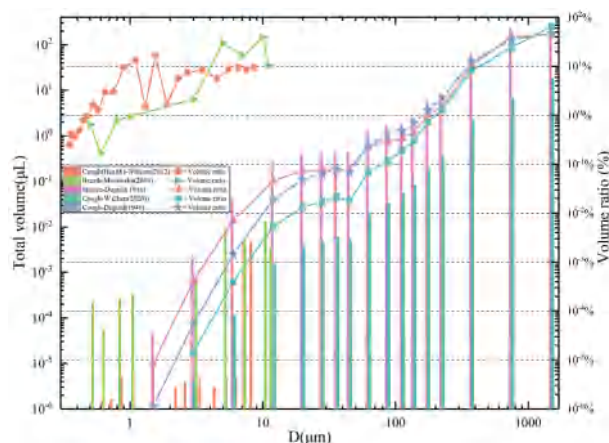


图3 不同粒径对应的飞沫体积分布及占比图

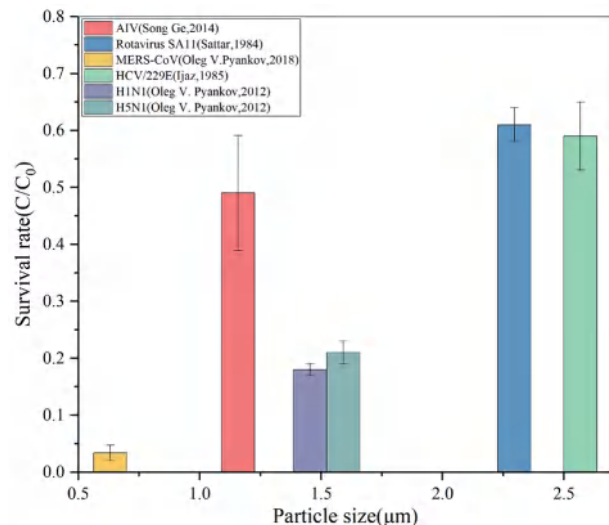


图4 呼吸道病毒在空气中的相对存活率随粒径变化规律图

(2) 不同粒径唾沫的存活率

图4是根据5位学者的6组实验^[24-28]获得的呼吸道病毒在空气中的相对存活率随雾化液滴粒径大小变化的规律。为了排除其它因素的耦合影响,选取的实验工况均为温度 $18 \sim 25^\circ\text{C}$ 、相对湿度 $40\% \sim 60\%$ 基本相近的空调环境实验条件,其中 C/C_0

中C均取文献中雾化后1小时的浓度值。可以看出空气中雾化液滴病毒存活率与粒径均呈正相关,即雾化液滴粒径越大,存活率越高,传播风险越大。该结果提示小粒径飞沫核虽然可以在空气中漂浮更长的时间,但从传播风险方面看,它远不如刚离开宿主后的初期。

图5是根据6篇文献中的12组实验^[29-34]获得的呼吸道病毒在不同表面上的相对存活率随滴定体积大小变化的规律。这些医学实测数据有力证明了表面液滴体积越大,传播风险越大,是疫情防控的重点对象。其机理在于液滴体积的大小直接影响病毒在表面的物理过程,进而对病毒衰亡产生显著影响。据相关文献研究测试表明,1 μ L液滴在表面蒸发达到平衡的时间仅需数分钟,而500 μ L的液滴蒸发达到平衡的时间可能需要数小时,为病毒的存活创造了更好的条件。

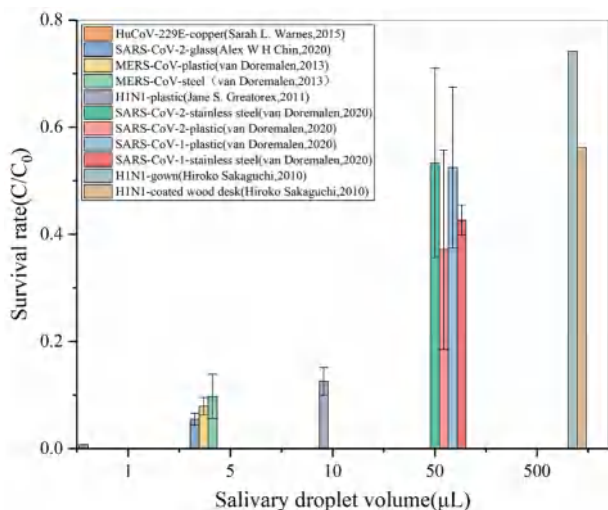


图5 呼吸道病毒在空气中的相对存活率随滴定体积变化规律图

3.2 基于医学实验循证的温湿度调控方法

调控室内气温和相对湿度是空调系统运行的最重要内容。什么样的温度和相对湿度最有利于人类的健康和舒适,建筑环境调控领域已经积累了丰富的知识。但什么样的温湿度环境最不利于呼吸道病毒的存活和传播,是必须通过医学实验循证才能回答的问题。

(1) 温度对病毒存活影响的医学实验

图6代表性地给出了相对湿度在人体较为舒适的50%~70%空调环境实验室条件下五种不同温度工况的病毒存活率的医学对比实验结果^[31,35-38]。可以看出,当相对湿度在一定条件下,在温度较低时,表面病毒的存活力非常高,随着温度的升高相对存活率总体呈现显著降低的趋势,并且当温度上升至

35℃以上时,病毒大都已经失去活性。这主要是因为气温越高,表面液滴蒸发速率越快,适合于病毒生存的液滴的各种盐分浓度迅速增大,酸碱平衡失调,导致病毒衰亡。病毒在空气中温度对存活率的影响规律也与之类似,即随温度升高,病毒存活率显著降低,但在空气中当温度达到25℃以上时,病毒便基本失活^[37,38]。

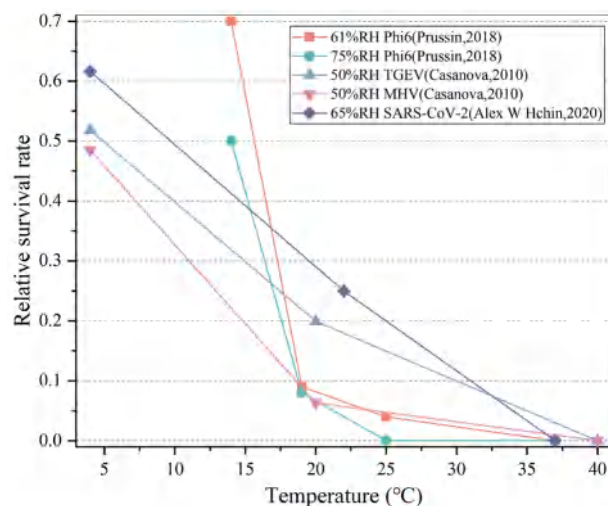


图6 环境温度对病毒存活率影响对比图

(2) 相对湿度对病毒存活影响的医学实验

图7代表性地给出了根据5篇文献得到的环境相对湿度对表面病毒相对存活率的医学对比实验结果^[39-41]。为了排除其它复杂因素的影响该图选择的室内温度均是在人体较为舒适的19℃~25℃空调环境实验室条件。可以看出,尽管病毒种类不同,但是相对湿度对病毒的相对存活率的影响一般呈U型分布。即在相对湿度较低和相对湿度极高时,病毒的相对存活率高,当相对湿度大致在50%~70%的范

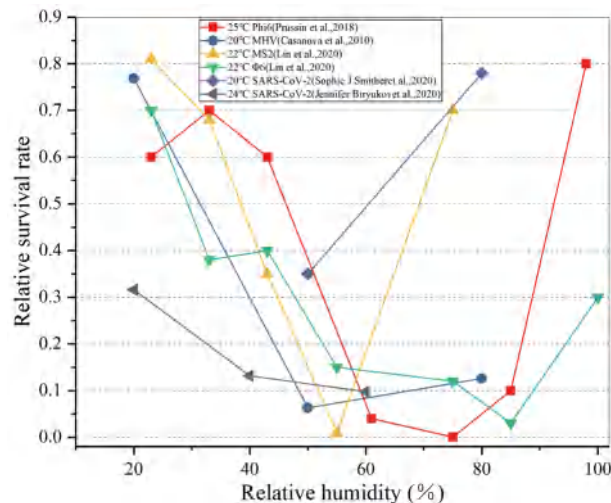


图7 相对湿度对病毒存活率影响对比图

围内,大部分病毒的相对存活率处于较低值,说明在将相对湿度控制在中等水平(50%~70%),有利于降低病毒的存活,抑制病毒传播。

3.3 滤层对含病原体颗粒物的一次去除效果

无论是分散或集中的环境调控设备和系统中,都有各种层次(初效、中效、高效)的过滤器,在一些污染比较严重的地区,居住建筑和公共建筑的业主,还临时购买空气净化器,以满足更高的室内空气品质需求。图8^[42-46]总结了研究中不同等级HVAC过滤器对传染性液滴核的一次过滤效率数据,从图中可以看出:1)传染性液滴核的平均过滤效率在MERV 4过滤器的10.5%至HEPA过滤器的99.9%范围内,过滤效果差异明显;2)过滤器等级越高,过滤效果越好,但当过滤器等级达到一定水平(MERV 13及以上),过滤效率基本稳定保持在90%以上。因此,不管室内使用空调的过滤器等级高低,均能达到去除传染性液滴核的效果,降低感染风险。

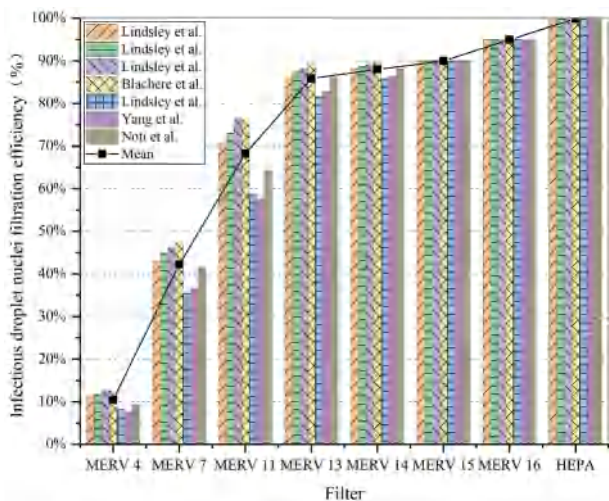


图8 不同等级 HVAC 过滤器对传染性液滴核的一次过滤效率对比图

4 集中空调系统运行的传播风险

带回风的集中空调系统具有代表性,其室内温湿度环境及空气品质调控原理如图9所示。建筑各房间围护结构及室内人员设备产生的热湿负荷通过回风集中进入空气调节机组,经过初效(或中效)过滤层后,与热水或冷冻水进行热交换,再经过加湿或除湿处理,最后通过风机加压和母管送入各房间。为了达到室内卫生需求,需引入一定的室外新风,以稀释降低室内污染物浓度;新风比与建筑功能、室外污染、室内负荷等有关。根据前述室内感染者呼出的飞沫核颗粒物粒径分布特性及滤层对不同颗粒物的过滤效率实验循证,结合普通公共建筑的集

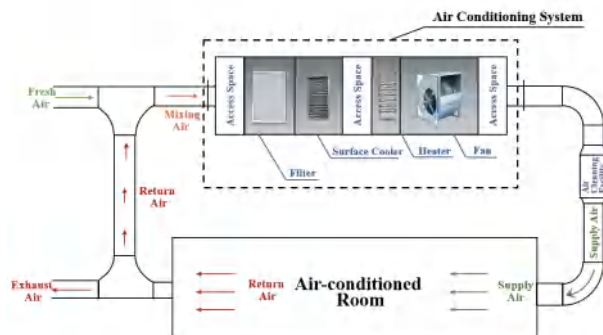


图9 一次回风空调系统的空气流程

表1 空调系统不同的过滤/净化设备的效率

	过滤效率 α_1	净化效率 α_2
低配	30%	40%
中配	50%	75%
高配	70%	95%

中空调系统的运行特点,分析典型过滤净化器配置是不同运行工况的传播风险。空调系统不同的过滤/净化设备的效率如表1所示。

由于集中空调的传播风险主要来自于空气的循环,图10给出了不同档次过滤器、空气净化器配置时,不同情形的室内空气循环一次后通过系统对潜在病原体的去除效果。可以看出,1)不管空调系统配置高低,均能有效降低室内病原体颗粒物浓度,即有效降低室内病毒传播风险;2)对于只配置过滤器的普通集中空调系统,室内空气循环一次后,病原体颗粒物相对浓度随过滤器的效率增加而降低,从而减小传播风险;3)若在普通空调系统的设计空气净化器,或自主购置的空气净化器投入运行,室内病原体颗粒物相对浓度降低效果更加明显,循环一次最高可降低98.5%的传播风险。

实际上,为了带走室内的余热余湿,集中空调系统的回风循环换气次数随着负荷的增加而增大,

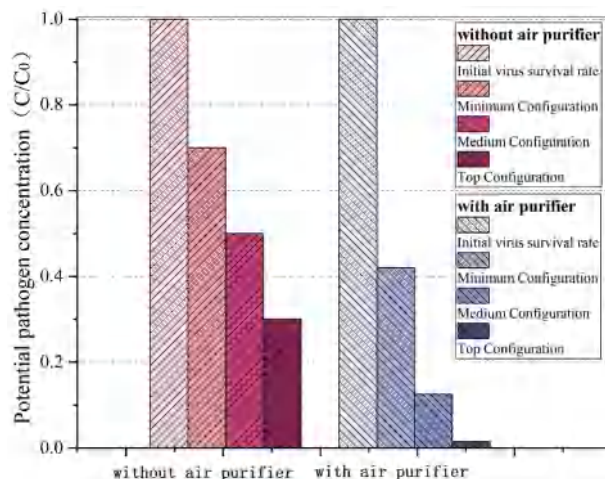


图10 不同配置时室内空气循环一次潜在病原体浓度变化对比

室内空气在系统中的循环次数远大于新风换气次数。图 11 为空调系统仅配置初中效过滤器时(即表 1 的中等配置 $\alpha_1=50\%$, $\alpha_2=0$), 不同循环换气次数下对应的病原体颗粒物相对浓度随系统运行时间变化图。可以看出, 1) 换气次数为 3 次/h 时, 一小时后病原体颗粒物相对浓度可下降约 90%, 当换气次数达到 7 次/h 及以上时, 一小时内病原体颗粒物相对浓度仅存 0.1%, 感染风险非常低; 2) 尽管集中空调的回风和集中送风可能使存在感染者的房间空气送到其它房间, 但循环空气经过过滤设备后, 潜在的病原体颗粒物被捕获取除, 也有降低传播风险的作用。

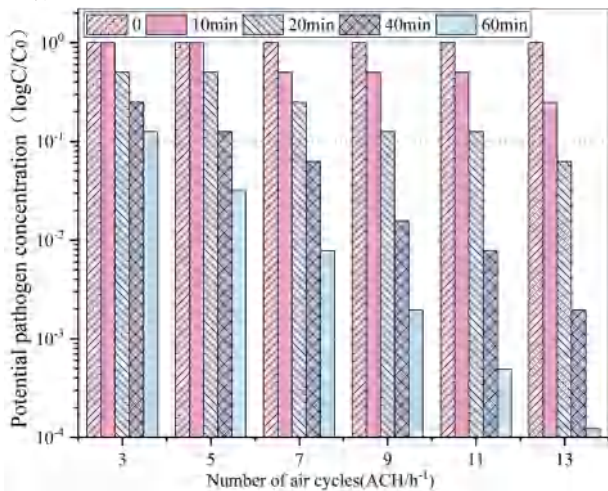


图 11 不同循环次数下的病原体颗粒物相对浓度随时间的变化

以上分析表明, 集中空调系统在疫情期间正常运行, 具有明显的去除病原体颗粒物、降低传播风险的效果。当然, 这并不意味着循环空气中送入各房间的飞沫核完全没有传播风险, 在滤层上捕获的小颗粒物也可能再次被气流卷起, 造成二次扩散。这还需要进一步从医学上了解病毒生存环境、繁殖规律, 特别是从离开宿主时刻开始在外环境下的衰亡特性, 结合集中空调系统空气循环导致的飞沫核质点运动规律, 才能找到更科学的答案。

5 结论与提示

本文从病毒传播的三个基本环节入手, 基于已有医学实验循证, 分析室内 SARS-CoV-2 传播风险。在上述基础上, 将之与空调系统运行相结合, 以一次回风空调系统为例, 综合分析空调运行对室内环境 SARS-CoV-2 传播的影响, 研究结果表明:

1) 病毒传播的三个基本环节中, 传染源端感染者呼出的大粒径飞沫在室内病毒传播过程中风险最大; 传播途径中的风险次之; 对于易感人群, 当且仅当与病毒感染者近距离接触, 且未做好呼吸保护措施的前提下, 风险较大;

2) 在温度为 20~25 °C 以及相对湿度为 50% ~ 70% 范围内, 空气中及表面上的病毒生存能力较弱, 失活较快。因此在空调房间内, 可通过调节空调系统温湿度在保证人体舒适度的前提下, 营造不利于 SARS-CoV-2 生存的室内环境, 从而一定程度上有效抑制病毒传播, 降低室内病毒传播风险;

3) 因病毒含量与粒径的三次方成正比, 且集中空调的过滤器或空气净化器效率随含病原体颗粒的直径增大而迅速升高, 循环换气次数增加更有加速去除潜在病原体颗粒物的显著效果, 故空调系统运行有利于解决主要矛盾;

4) 空调系统运行能有效减少空调房间内潜在病原体浓度。经过定量分析表明, 即使是 1 次/h 的相对较差循环条件下, 在空调运行 1 小时后, 潜在病原体残存率也仅为 40%, 感染风险显著降低, 而对于 7 次/h 及以上良好通风换气条件下, 在空调运行 1 小时内, 病毒存活率仅为初始情况的 0.1% 左右, 感染风险仅为初始时的千分之一;

5) 疫情期间, 人们不必因使用空调而过度担心 SARS-CoV-2 是否会通过空调系统传播, 科学、合理、安全地使用空调不仅能营造舒适的生活环境, 还能有效降低室内感染风险。

参考文献

- [1] WHO announces COVID-19 outbreak a pandemic (<http://www.euro.who.int/en/health-topics/health-emergencies/coronavirus-covid-19/news/news/2020/3/who-announces-covid-19-outbreak-a-pandemic>).
- [2] G. Correia, L. Rodrigues, M. Gameiro da Silva, T. Goncalves, Airborne route and bad use of ventilation systems as non-negligible factors in SARS-CoV-2 transmission, *Med Hypotheses* 141 (2020) 109781.
- [3] N.E. KLEPEIS, W.C. NELSON, W.R. OTT, J.P. ROBINSON, A.M.T. S, WITZER, J.V. BEHAR, S.C. HERNg, W.H. ENGELMANN, The National Human Activity Pattern Survey (NHAPS): a resource for assessing exposure to environmental pollutants, (2020).
- [4] B. Wang, S. Cao, J. Ma, N. Huang, J. Nie, Z. Wang, X. Duan, 5 - time-activity factors related to air exposure, in: X. Duan, X. Zhao, B. Wang, Y. Chen, S. Cao (Eds.), *Highlights of the Chinese Exposure Factors Handbook*, Academic Press 2015, pp. 31-39. (2015).
- [5] L. Morawska, Droplet fate in indoor environments, or can we prevent the spread of infection?, *Indoor Air* (2006).
- [6] S.C. Chen, C.M. Liao, Probabilistic indoor transmission modeling for influenza (sub)type viruses, *J*

Infect 60(1) (2010) 26-35.

[7] J. Lu, J. Gu, K. Li, C. Xu, W. Su, Z. Lai, D. Zhou, C. Yu, B. Xu, Z. Yang, COVID-19 Outbreak Associated with Air Conditioning in Restaurant, Guangzhou, China, 2020, Emerg Infect Dis 26(7) (2020) 1628-1631.

[8] <https://www.ashrae.org/technical-resources/resources>.

[9] W.G. Lindsley, T.A. Pearce, J.B. Hudnall, K.A. Davis, S.M. Davis, M.A. Fisher, R. Khakoo, J.E. Palmer, K.E. Clark, I. Celik, C.C. Coffey, F.M. Blachere, D.H. Beezhold, Quantity and size distribution of cough-generated aerosol particles produced by influenza patients during and after illness, J Occup Environ Hyg 9(7) (2012) 443-9.

[10] S.J. Olsen, H.L. Chang, T.Y. Cheung, A.F. Tang, T.L. Fisk, S.P. Ooi, H.W. Kuo, D.D. Jiang, K.T. Chen, J. Lando, K.H. Hsu, T.J. Chen, S.F. Dowell, Transmission of the severe acute respiratory syndrome on aircraft, N Engl J Med 349(25) (2003) 2416-22.

[11] G. Qu, X. Li, L. Hu, G. Jiang, An imperative need for research on the role of environmental factors in transmission of novel coronavirus (COVID-19), Environmental Science Technology (2020).

[12] M. Guarneri, J.R. Balme, Outdoor air pollution and asthma, The Lancet 383(9928) (2014) 1581-1592.

[13] L. Zou, F. Ruan, M. Huang, L. Liang, H. Huang, Z. Hong, J. Yu, M. Kang, Y. Song, J. Xia, Q. Guo, T. Song, J. He, H.L. Yen, M. Peiris, J. Wu, SARS-CoV-2 Viral Load in Upper Respiratory Specimens of Infected Patients, N Engl J Med 382(12) (2020) 1177-1179.

[14] B. Cao, Y. Wang, D. Wen, W. Liu, J. Wang, G. Fan, L. Ruan, B. Song, Y. Cai, M. Wei, X. Li, J. Xia, N. Chen, J. Xiang, T. Yu, T. Bai, X. Xie, L. Zhang, C. Li, Y. Yuan, H. Chen, H. Li, H. Huang, S. Tu, F. Gong, Y. Liu, Y. Wei, C. Dong, F. Zhou, X. Gu, J. Xu, Z. Liu, Y. Zhang, H. Li, L. Shang, K. Wang, K. Li, X. Zhou, X. Dong, Z. Qu, S. Lu, X. Hu, S. Ruan, S. Luo, J. Wu, L. Peng, F. Cheng, L. Pan, J. Zou, C. Jia, J. Wang, X. Liu, S. Wang, X. Wu, Q. Ge, J. He, H. Zhan, F. Qiu, L. Guo, C. Huang, T. Jaki, F.G. Hayden, P.W. Horby, D. Zhang, C. Wang, A Trial of Lopinavir-Ritonavir in Adults Hospitalized with Severe Covid-19, New England Journal of Medicine 382(19) (2020) 1787-1799.

[15] Y. Pan, D. Zhang, P. Yang, L.L.M. Poon, Q. Wang, Viral load of SARS-CoV-2 in clinical samples, The Lancet Infectious Diseases 20(4) (2020) 411-412.

[16] K.K.-W. To, O.T.-Y. Tsang, W.-S. Leung, A.R. Tam, T.-C. Wu, D.C. Lung, C.C.-Y. Yip, J.-P. Cai, J.M.-C. Chan, T.S.-H. Chik, D.P.-L. Lau, C.Y.-C. Choi, L.-L. Chen, W.-M. Chan, K.-H. Chan, J.D. Ip, A.C.-K. Ng, R.W.-S. Poon, C.-T. Luo, V.C.-C. Cheng, J.F.-W. Chan, I.F.-N. Hung, Z. Chen, H. Chen, K.-Y. Yuen, Temporal profiles of viral load in posterior oropharyngeal saliva samples and serum antibody responses during infection by SARS-CoV-2: an observational cohort study, The Lancet Infectious Diseases 20(5) (2020) 565-574.

[17] J.P. DUGUID, M.B., B.Sc., The numbers and the sites of origin of the droplets expelled during expiratory activities, Edinburgh Medical Journal (1954).

[18] J.P. DUGUID, M.B., B.Sc., The size and the duration of air-carriage of respiratory droplets and droplet-nuclei, Epidemiology and Infection (1946).

[19] L. Morawska, G.R. Johnson, Z.D. Ristovski, M. Hargreaves, K. Mengersen, S. Corbett, C.Y.H. Chao, Y. Li, D. Katoshevski, Size distribution and sites of origin of droplets expelled during expiratory activities Journal of Aerosol Science (2009).

[20] W. Chen, N. Zhang, J. Wei, H.-L. Yen, Y. Li, Short-range airborne route dominates exposure of respiratory infection during close contact, Building and Environment 176 (2020).

[21] Guidelines for preventing the transmission of Mycobacterium tuberculosis in health-care facilities, 1994, (1994).

[22] LoudonRG, RobertsRM, Droplet expulsion from the respiratory tract[J], Am Rev Respir Dis, 1967,95(3):435-442 (1967).

[23] DuguidJP, The size and the duration of air-carriage of respiratory droplets and droplet-nuclei[J], J Hyg (Lond), 1946,44(6):471-479. DOI: 10.1017/s0022172400019288.

[24] S. Ge, T.H. Kuehn, M. Abin, H. Verma, A. Bekele, S.K. Mor, S.M. Goyal, J. Appert, P.C. Raynor, Z. Zuo, Airborne Virus Survivability During Long-Term Sampling Using a Non-Viable Andersen Cascade Impactor in an Environmental Chamber, Aerosol Science and Technology 48(12) (2014) 1360-1368.

[25] S.A. Sattar, M.K. Ijaz, C.M. Johnson-Lussenburg, V.S. Springthorpe, Effect of relative humidity on the airborne survival of rotavirus SA11, Appl Environ Microbiol 47(4) (1984) 879-81.

[26] O.V. Pyankov, S.A. Bodnev, O.G. Pyankova, I.E.

Agranovski, Survival of aerosolized coronavirus in the ambient air, *J Aerosol Sci* 115 (2018) 158-163.

[27] M.K. IJAZ, A.H. BRUNNER, S.A. SATTAR, Survival Characteristics of Airborne Human Coronavirus 229E, *Journal of General Virology* 66 (1985) 2743-274.

[28] O.V. Pyankov, O.G. Pyankova, I.E. Agranovski, Inactivation of airborne influenza virus in the ambient air, *Journal of Aerosol Science* 53 (2012) 21-28.

[29] S.L. Warnes, Z.R. Little, C.W. Keevil, Human Coronavirus 229E Remains Infectious on Common Touch Surface Materials, *mBio* 6(6) (2015) e01697-15.

[30] H. Sakaguchi, K. Wada, J. Kajiooka, M. Watanabe, R. Nakano, T. Hirose, H. Ohta, Y. Aizawa, Maintenance of influenza virus infectivity on the surfaces of personal protective equipment and clothing used in healthcare settings, *Environ Health Prev Med* 15(6) (2010) 344-9.

[31] A.W.H. Chin, J.T.S. Chu, M.R.A. Perera, K.P.Y. Hui, H.-L. Yen, M.C.W. Chan, M. Peiris, L.L.M. Poon, Stability of SARS-CoV-2 in different environmental conditions, *The Lancet Microbe* 1(1) (2020).

[32] J.S. Greatorex, P. Digard, M.D. Curran, R. Moynihan, H. Wensley, T. Wreghitt, H. Varsani, F. Garcia, J. Enstone, J.S. Nguyen-Van-Tam, Survival of influenza A(H1N1) on materials found in households: implications for infection control, *PLoS One* 6(11) (2011) e27932.

[33] A.W.H. Chin, J.T.S. Chu, M.R.A. Perera, K.P.Y. Hui, H.-L. Yen, M.C.W. Chan, Stability of Middle East respiratory syndrome__coronavirus (MERS-CoV) under different__environmental conditions, *THE LANCET* 1(1) (2020) E10.

[34] N.v. Doremalen, D.H. Morris, M.G. Holbrook, A. Gamble, B.N. Williamson, Aerosol and Surface Stability of SARS-CoV-2__as Compared with SARS-CoV-1, *The new england journal of medicine* (2020) 1564-1567.

[35] L.M. Casanova, S. Jeon, W.A. Rutala, D.J. Weber, M.D. Sobsey, Effects of air temperature and relative humidity on coronavirus survival on surfaces, *Appl Environ Microbiol* 76(9) (2010) 2712-7.

[36] A.J. Prussin, D.O. Schwake, K. Lin, D.L. Gallagher, L. Buttlung, Survival of the Enveloped Virus Phi6 in Droplets as a Function of Relative Humidity, *Applied and Environmental Microbiology* 84(12) (2018).

[37] A. Colas de la Noue, M. Estienne, S. Aho, J.M. Perrier-Cornet, A. de Rougemont, P. Pothier, P. Gervais, G. Belliot, Absolute Humidity Influences the Seasonal Persistence and Infectivity of Human Norovirus, *Appl Environ Microbiol* 80(23) (2014) 7196-205.

[38] G.J. HARPER, Airborne micro-organisms__ survival

tests with four viruses, *Epidemiology & Infection* 59(4) (1961) 479-486.

[39] K. Lin, L.C. Marr, Humidity-Dependent Decay of Viruses, but Not Bacteria, in Aerosols and Droplets Follows Disinfection Kinetics, *Environ Sci Technol* 54(2) (2020) 1024-1032.

[40] S.J. Smither, L.S. Eastaugh, J.S. Findlay, M.S. Lever, Experimental aerosol survival of SARS-CoV-2 in artificial saliva and tissue culture media at medium and high humidity, *Emerg Microbes Infect* 9(1) (2020) 1415-1417.

[41] J. Biryukov, J.A. Boydston, R.A. Dunning, J.J. Yeager, S. Wood, A.L. Reese, A. Ferris, D. Miller, W. Weaver, N.E. Zeitouni, A. Phillips, D. Freeburger, I. Hooper, S. Ratnesar-Shumate, J. Yoltz, M. Krause, G. Williams, D.G. Dawson, A. Herzog, P. Dabisch, V. Wahl, M.C. Hevey, L.A. Altamura, Increasing Temperature and Relative Humidity Accelerates Inactivation of SARS-CoV-2 on Surfaces, *mSphere* 5(4) (2020).

[42] W.G. Lindsley, F.M. Blachere, K.A. Davis, T.A. Pearce, M.A. Fisher, R. Khakoo, S.M. Davis, M.E. Rogers, R.E. Thewlis, J.A. Posada, J.B. Redrow, I.B. Celik, B.T. Chen, D.H. Beezhold, Distribution of airborne influenza virus and respiratory syncytial virus in an urgent care medical clinic, *Clin Infect Dis* 50(5) (2010) 693-8.

[43] F.M. Blachere, W.G. Lindsley, T.A. Pearce, S.E. Anderson, M. Fisher, R. Khakoo, B.J. Meade, O. Lander, S. Davis, R.E. Thewlis, I. Celik, B.T. Chen, D.H. Beezhold, Measurement of airborne influenza virus in a hospital emergency department, *Clin Infect Dis* 48(4) (2009) 438-40.

[44] W.G. Lindsley, F.M. Blachere, R.E. Thewlis, A. Vishnu, K.A. Davis, G. Cao, J.E. Palmer, K.E. Clark, M.A. Fisher, R. Khakoo, D.H. Beezhold, Measurements of airborne influenza virus in aerosol particles from human coughs, *PLoS One* 5(11) (2010) e15100.

[45] W. Yang, S. Elankumaran, L.C. Marr, Concentrations and size distributions of airborne influenza A viruses measured indoors at a health centre, a day-care centre and on aeroplanes, *J R Soc Interface* 8(61) (2011) 1176-84.

[46] J.D. Noti, W.G. Lindsley, F.M. Blachere, G. Cao, M.L. Kashon, R.E. Thewlis, C.M. McMillen, W.P. King, J.V. Szalajda, D.H. Beezhold, Detection of infectious influenza virus in cough aerosols generated in a simulated patient examination room, *Clin Infect Dis* 54(11) (2012) 1569-77.

蹲便器冲水诱导的气流运动和气溶胶传播

姚莉芳, 王凤, 张腾飞

(大连理工大学, 大连 116000)

[摘要] 新型冠状病毒(SARS-CoV-2)在全球的迅速蔓延对人类世界产生全面冲击。公共卫生间是具有较高感染风险的场所,但迄今少有蹲便器冲水扰动的气流运动和气溶胶传播的相关研究。本研究以带存水弯前排水的蹲便器为研究对象,搭建实验台,分别利用烟雾可视化方法和超声波测速仪测速法对冲水扰动的流场进行定性和定量分析;用玻璃罩将蹲便器罩起来,研究蹲便器冲水产生的颗粒物源强;最后利用示踪气体研究蹲便器冲水产生的气溶胶在卫生间内的传播特性。研究结果表明,蹲便器冲水会引起强烈的向上气流,冲水的扰动最高可到达0.9m,且越靠近存水弯扰动越大;蹲便器冲水会产生105量级的液滴核,且冲水会加剧液滴核向呼吸区的扩散,如果含有病菌的液滴核进入空气中,会促进病毒在卫生间内的传播,增加人在卫生间内的暴露风险。

[关键词] 蹲便器;冲水;流场;气溶胶;疫情防控

1 引言

截止到2021年8月20日,全球已有超过2.0亿人感染新冠肺炎,死亡人数高达440万^[1]。在全球疫情急速蔓延日益严峻的态势下,我们急需了解病毒的传播途径,降低新冠病毒的传播风险。已有研究证实,新冠肺炎患者的粪便样本中可检测到新型冠状病毒RNA^[2,3,4],且从患者粪便样本中分离出的病毒还可能具有传染性^[5]。《新型冠状病毒肺炎诊疗方案(试行第八版)》^[6]中指出,由于在粪便、尿液中可分离到新型冠状病毒,应注意其对环境污染造成接触传播或气溶胶传播。

早在20世纪50年代,Jessen便提出马桶冲水可能导致生物气溶胶产生的想法^[7]。研究表明,在冲厕过程中,会出现液滴飞溅的现象,除相对较大的可见液滴(约毫米级大小)外,冲厕还会产生大量雾化的液滴核(直径小于5 μm)悬浮在空气中形成气溶胶^[8,9]。每次冲水产生的液滴核总数在数万左右^[10],且和冲厕的能量、马桶类型有关,冲厕能量越高,产生的气溶胶浓度就越高^[8,9],冲厕后液滴核可到达马桶上方1.5m处^[10]。马桶冲水过程中产生的气溶胶可能会携带大量病原微生物,悬浮在空气中或沉积在马桶座圈、水箱、地板、门把手等公共接触表面,从而产生传染性危害^[7,11,12,13]。值得注意的是,即使多次冲厕,也不能将马桶中的微生物彻底清除,在连续冲厕24次后,仍能在马桶中检测到微生物^[14,15],且在通风不良的环境中,多次冲水会导致生物气溶胶在空气中的累积,从而增加人员暴露风险^[10]。在某些情况下,残留的微生物污染会在马桶内形成的生物膜中持续数天至数周^[14]。马桶盖在阻碍气溶胶的传播方面有一定的作用,但并不是

以使其断绝,盖上马桶盖,气溶胶也会透过盖子和座圈之间的微小缝隙逸出,并在地面约1.5m高处停留至少20s,即使洗手间具有通风系统,也无法将其清除^[10]。

公共卫生间是具有较高感染风险的场所,由于其空间狭小,人员接触频繁,粪便中携带的病毒造成接触传播或气溶胶传播的风险可能更高。蹲便器广泛应用于发展中国家的公共卫生间中,但目前少有对蹲便器冲水扰动的气流和气溶胶的相关研究,冲厕时人的暴露风险尚不清楚,也无法给出有效的疫情防控建议。本研究通过实验的方法,研究公共卫生间中蹲便器冲水扰动的气流运动和气溶胶传播。

2 实验台和方法

2.1 实验台

《城市公共厕所设计标准》CJJ-14-2016^[16]规定

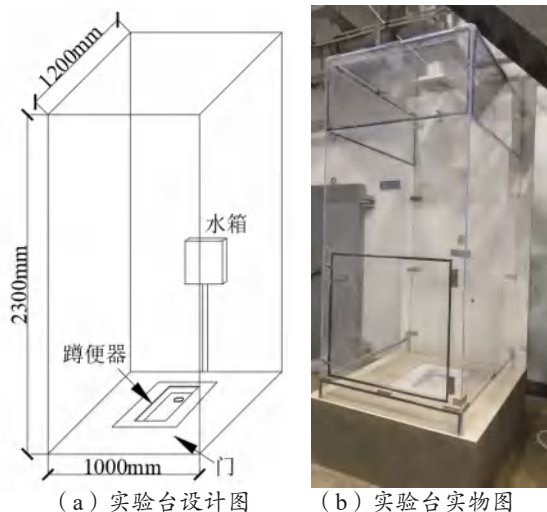


图2.1 实验台设计与搭建

大便器宜采用具有水封功能的前冲式蹲便器。因此，选择带存水弯、前排水、不带前挡水且应用广泛的节水型蹲便器为研究对象，蹲便器型号选择箭牌卫浴 ALD515。储水方式为水箱式，水箱全冲用水量 6.0 L。根据《城市公共厕所设计标准》CJJ-14-2016^[6]对公共卫生间的设计要求，用亚克力板和木板搭建隔间，隔间尺寸为 1.0 m×1.2 m×2.3 m。图 2.1 为实验台的设计及搭建实体图。为减少人在实验台内活动对实验结果的影响，将水箱放置在隔间外面，从隔间外部冲水。

2.2 冲水时动态气流示踪

采用水雾对蹲便器冲水时的动态气流进行示踪，由于水雾较沉，可较好的分辨冲水时的上升气流形态以及方向。利用超声波雾化加湿器产生足量的水雾聚集在蹲便器缸内，待水雾足量聚集时启动冲洗按钮，并通过拍摄视频记录水雾的气流形态，获得蹲便器气流的变化过程。

2.3 冲水时动态气流速度测量

在对蹲便器冲水时的动态气流进行可视化后，还需要定量分析冲水过程中的流速变化。流速测量采用三维超声波测速仪（型号：DA650-TR92T，Kaijo Sonic Corporation, Japan），该仪器的测量范围为 0m/s 到 20m/s，测量精度在 1% 内，分辨率为 0.005m/s，测量时间间隔为 0.05s。测量开始前将超声波测速仪的探头固定在可调节高度和位置的支架上，测量的截面为沿卫生间中线的纵截面。每个测点至少重复测量 5 次，考虑到冲厕后气流的变化可能对下一次的速度测量存在干扰，因此每个测点重复测量时需间隔 5min。

2.4 冲水产生颗粒源强

实验采用激光粒子计数器（型号：TSI AeroTrak APC9310-02, USA），采样间隔为 1s，采样流量为 28.3 L/min，仪器可用于检测 0.3~20 μm 之间的粒子，可同时测试 6 个粒径范围，分别是 (i) 0.3~0.5μm, (ii) 0.5~1.0μm, (iii) 1.0~3.0μm, (iv) 3.0~5.0μm, (v) 5.0~10.0μm, (vi) 10.0~20.0μm。

采用如图 2.2 所示的透明罩覆盖在蹲便器上方。透明罩尺寸为 0.6m×0.3m×0.2m (L×W×H)。为确定罩内颗粒物分布是否均匀，在罩子的顶部开有三个直径为 1cm 的测孔，各个测孔间距为 15cm，测试时粒子计数器的采样管分别从各个测孔伸入到罩子中心位置。实验时，利用空气净化器将背景浓度降低。实验前，对蹲便器、地面和透明罩进行反复清洁，防止蹲便器内原有的沉积颗粒会在冲厕时发生二次悬浮。

实验前进行初步测试，发现罩内颗粒物浓度分

布不均匀，冲水产生的颗粒主要集中在靠近存水弯的位置，难以准确估计冲水产生的罩内总颗粒浓度。为使罩内混合良好，在罩子的四个角落安装小风扇搅拌。为区分罩内背景颗粒和冲水产生的液滴核，对每个测孔测试了冲水和不冲水两种工况，每组测试至少重复 3 次，每次实验间隔至少 10 min，且每次实验前均要进行清洁。实验的环境温度为 24.0 °C ±1.0 °C，相对湿度为 50%±2%。

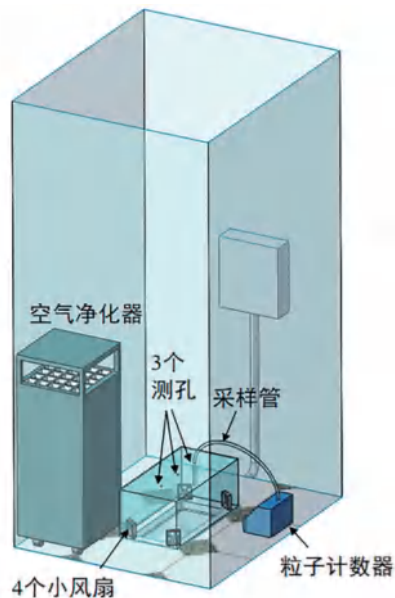


图 2.2 冲水颗粒源强测试布置图

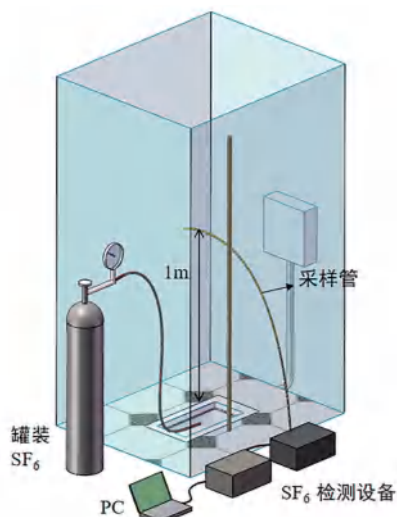


图 2.3 示踪气体测试布置图

2.5 示踪气体模拟液滴核测试

示踪气体模拟液滴核是研究建筑环境中空气传播的合适方法^[17,18]。支持采用示踪气体模拟液滴核的主要理由有^[19]：(i) 现有颗粒物模拟技术及其应用存在诸多缺点和难点，难以保证空气传播模拟结

果的准确性; (ii) 研究表明, 示踪气体模拟能够较好地表征小于 $3 \sim 5\mu\text{m}$ 细颗粒的运动; (iii) 示踪气体模拟技术相对成熟、简单, 对实验场所洁净度要求低, 更易获得可靠结果。因此本研究采用示踪气体模拟冲水产生的液滴核在卫生间内的传播。

采用 SF_6 气体模拟液滴核, 罐装 SF_6 气体为 1% 的 SF_6 和 N_2 的混合气体。测试中用到的仪器为多点采样仪 (型号: Innova 1409; Lumasense, 丹麦) 和红外光声谱气体检测仪 (Innova 1412i; Lumasense, 丹麦), 仪器设置为连续采样, 采样间隔为 35s, 检测仪的标称精度为 1%。在环境温度为 20°C 下进行采样, 采样单位为 ppm。

仪器在实验台内的布置如图 2.3 所示。实验前, 将采样管固定在可调节位置和高度支架上。考虑人在卫生间内站立的习惯不同, 分别研究站立在蹲便器侧面和蹲便器正面靠近门的位置冲厕时, 蹲便器内的液滴核对人呼吸区的影响, 因此分别将气体检测仪的采样管布置在蹲便器侧面 1.5m 和 1.0m 高处, 以及靠近门的位置 1.5m 和 1.0m 高处。由于存在蹲着如厕时冲水的情况, 需要研究冲水对人蹲姿呼吸区的影响。由于气体本身具有扩散特性, 为说明冲厕对示踪气体的扰动作用, 分别进行冲厕和不冲厕的对照测试。实验前将红外光声谱气体检测仪开启, 测试背景浓度, 再以 5 L/min 的流量将 SF_6 气体通入便池约 50s, 停止释放 SF_6 的同时, 进行冲厕, 记录 20min 内各个测点的示踪气体浓度变化。每个测点重复至少 3 次。每次试验后, 开启排风扇将试验台内的 SF_6 排至室外, 直至背景浓度与大气环境无异。

3 结果

3.1 冲水时动态气流示踪

图 3.1 为冲水时动态气流示踪图, 冲水前试验台内气流稳定, 启动冲水后, 蹲便器内的水雾被冲厕时蹲便器内的气流扬起, 朝水箱方向运动, 蹲便器上方形成较为明显的上升羽流, 水雾到达蹲便器上方约 0.5m 的高度处, 并同时向蹲便器前方延伸。鉴于由超声波雾化加湿器产生的水雾粒径较大, 0.5m 上方的气流扰动太小, 可能不足以克服液滴的重力



图 3.1 蹲便器冲水气流

等力继续向上运动, 因此需要通过定量测试确定蹲便器冲水时的扰动所能到达的高度。

3.2 冲水时动态气流速度测量

规定速度方向: X 方向的流速为 $u\text{ (m/s)}$, Z 方向的流速为 $w\text{ (m/s)}$, 垂直纸面方向的流速为 $v\text{ (m/s)}$ 。冲水时卫生间内流场产生了较为明显的速度变化, 冲水时间为 4s~5s。如图 3.2 所示, 冲水时蹲便器存水弯上方 0.05m 处的气流向水箱方向运动, 竖直方向的速度由 0.03m/s 上升至 0.78m/s , 并在冲厕后约 5s 恢复到冲水前速度。图 3.3 为存水弯上方 0.9m 和 1.0m 处的合速度变化曲线, 存水弯上方 0.9m 处仍受到来自冲水的轻微扰动, 而存水弯上方 1.0m 处的流速无任何变化, 因此, 可以判断气流扰动高度可达 0.9m, 且越靠近存水弯气流速度越大。

3.3 冲水产生颗粒源强

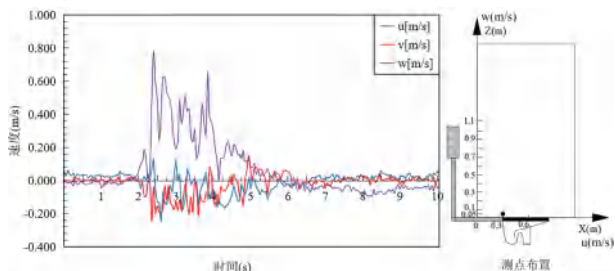


图 3.2 存水弯上方 0.05 m 处速度变化

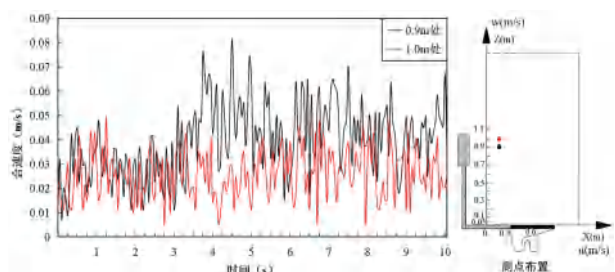


图 3.3 存水弯上方 0.9 m 和 1.0 m 处合速度对比

中间测孔的颗粒浓度变化曲线如图 3.4 所示, 冲水前, 罩内背景浓度基本稳定在 7500 个/L , 冲水后颗粒浓度在 5s 内增大到峰值约 12000 个/L , 随后在 10~13s 的时间内衰减至背景浓度。如图 3.5 所示,

中间测孔的重复试验结果

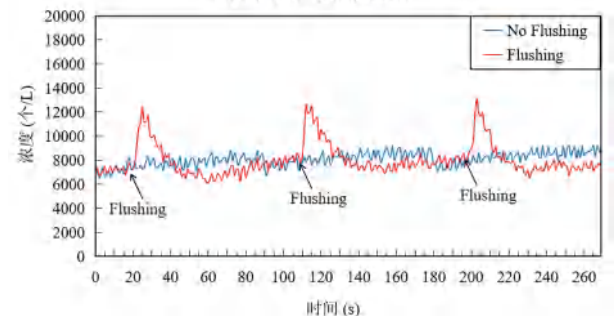


图 3.4 中间测孔的颗粒物浓度变化曲线

三个测孔的颗粒浓度较为一致,认为增加风扇搅和后罩内实现了良好混合。因此,可以根据冲水产生的颗粒物浓度曲线估计冲水产生的总颗粒数目。

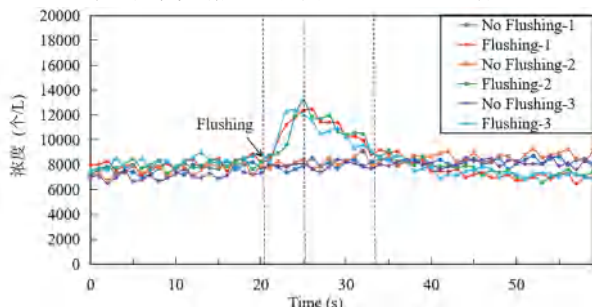


图 3.5 三个测孔的颗粒物浓度对比

在 5s 的上升段内估算冲水产生的颗粒物浓度。影响室内颗粒物水平的主要因素是室内源、室外源、颗粒沉积速率以及空气交换律^[20]。考虑这些因素,在混合良好的情况下,罩内颗粒物浓度计算公式为^[20,21]:

$$\frac{dC(t)}{dt} = \frac{Er(t)}{V} + PaC_{out} - (k + \alpha)C(t) \quad (1)$$

其中, $C(t)$ 为 t 时刻罩内浓度值, 单位个/L; C_{out} 为罩外背景浓度, 单位个/L; $Er(t)$ 为冲水时颗粒产生率, 单位个/s; V 为蹲便器和罩子的体积之和, 为 0.04564m^3 ; P 为渗透效率, 一般认为无论细颗粒还是粗颗粒渗透效率均约等于 1^[22]。 k 为沉积速率, 单位 1/s; α 为空气交换律, 单位 1/s; $k + \alpha$ 为颗粒总衰减速率, 包括重力沉降和空气交换两部分。由对照曲线可知, 罩内背景浓度基本稳定, 则认为渗透进来的颗粒浓度约等于在背景浓度下时颗粒的逸出, 此时罩内颗粒浓度计算公式简化为:

$$\frac{dC(t)}{dt} = \frac{Er(t)}{V} - (k + \alpha)C(t) \quad (2)$$

该式中的 $C(t)$ 为 t 时刻罩内净浓度值。该式忽略了冷凝、蒸发、凝结等热力学过程。认为 $(k + \alpha)$ 为常数, 对上式在曲线上升段积分得一次冲水产生的总颗粒浓度:

$$Emissions = V \times \left[C(t_2) - C(t_1) + (k + \alpha) \times \int_{t_1}^{t_2} C(t) dt \right] \quad (3)$$

其中, t_1 为开始冲水时刻, $C(t_1)$ 为开始冲水时刻的浓度值, 约等于 0; t_2 为峰值时刻, $C(t_2)$ 为浓度曲线的峰值。

下降段, 罩内无源时, $Er(t)=0$, 上式化简为:

$$\frac{dC(t)}{dt} = -(k + \alpha)C(t) \quad (4)$$

由式 (4) 拟合出衰减段 $\ln(C(t))$ 的直线, 其斜率即为 $-(k + \alpha)$ ^[23]。

表 3.1 每次冲水产生的总颗粒数

总量	粒径分布				
	0.3-0.5um	0.5-1.0um	1.0-3.0um	3.0-5.0um	≥5um
309816±48660	221480±34787	57780±9075	25962±4077	278±44	31±5

[单位: 个]

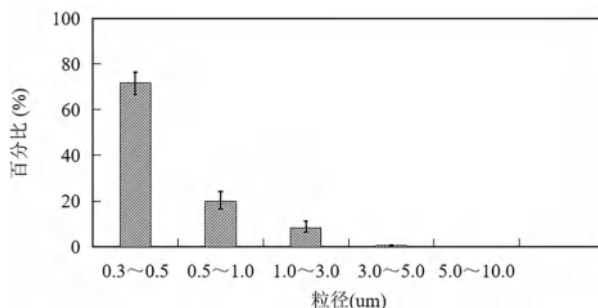


图 3.6 峰值分粒径百分比

由表 3.1 可知, 每次冲水可产生 105 量级的颗粒。而 A.C.K. Lai^[9] 等人测试的高压冲洗阀式马桶冲水产生的总液滴数目约为 280000 个, 低位水箱式马桶约为 14500 个, 低于本研究中蹲便器冲水产生的颗粒数目。由于冲水产生液滴的原理可能包括水与壁面碰撞破碎和气泡破裂^[8], 因此冲水产生颗粒的多少不仅与冲水能量有关, 还受到壁面几何尺寸的影响。蹲便器的钵比马桶的浅, 蹲便器冲水产生的颗粒数目比马桶的更多。由图 3.6 可知, 每次冲水产生的总颗粒数目中约 75% 为 0.3~0.5um, 约 99% 小于 3um。

3.4 示踪气体模拟液滴核测试

蹲便器侧面 1.0 m 和 1.5 m 高处的 SF6 浓度变化如图 3.7 所示, 测试前试验台内 SF6 浓度约为 0.02 ppm, 在第 140 s 释放 SF6, 第 210 s 启动冲水按钮。测试结果表明不进行冲水时 SF6 气体也会向周围扩散, 但扩散极其缓慢, 冲水后, 蹲便器侧面 1.0 m 高处的 SF6 浓度迅速上升, 约 70 s 左右达到峰值, 13~15 min 后降低至与不冲水时的 SF6 浓度一致, 该结果说明, 冲厕将加剧含有病菌的液滴核从蹲坑到达蹲便器侧面 1.0m 高处, 且传输时间很短, 而蹲便器侧面 1.5 m 高处的浓度在冲水后约 3~4 min 才发生明显变化, 即冲厕会加剧液滴核向蹲便器侧面 1.5m 高的呼吸区扩散, 但传输时间较长, 峰值浓度低于 1.0m 高测点的浓度, 约 10min 后 1.5m 高处的 SF6 浓度会降低与不冲厕时基本一致。

站立在靠近门、正对蹲便器的位置进行冲厕时, 1.0m 高和 1.5m 高处的 SF6 浓度变化曲线如图 3.8 所示, 测试结果表明, 冲厕将加剧含有病菌的液滴核从蹲坑到达 1.0m 和 1.5m 的高度, 且传输时间相对较短, 但浓度低于蹲便器侧面 1.0m 和 1.5m 高处测点的浓度。

考虑到有人有蹲着如厕时进行冲厕的习惯,研究蹲姿呼吸区的 SF_6 浓度变化是很有必要的。蹲姿呼吸区设定为 0.5m 高,该处的 SF_6 浓度变化曲线如图 3.9 所示,由测试结果可以看出,冲厕将加剧含有病菌的液滴核从蹲坑到达蹲姿呼吸区,且传输时间很短,污染物浓度很高。

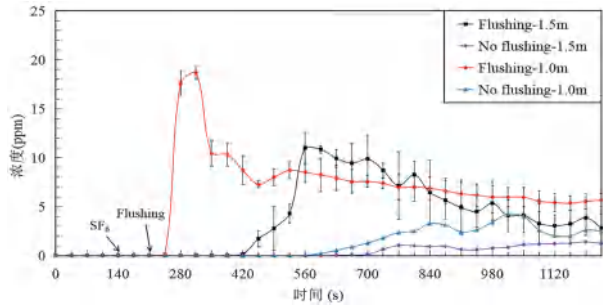


图 3.7 蹲便器侧面 1.0 m 和 1.5 m 高处的 SF_6 浓度

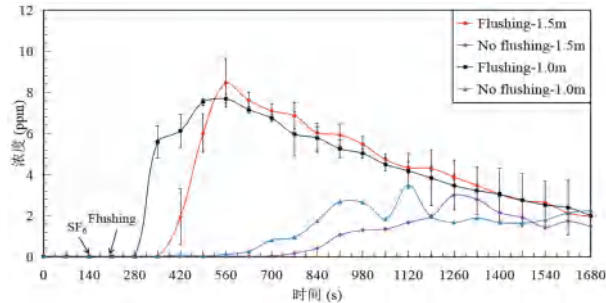


图 3.8 正对蹲便器时 1.0 m 和 1.5 m 高处的 SF_6 浓度

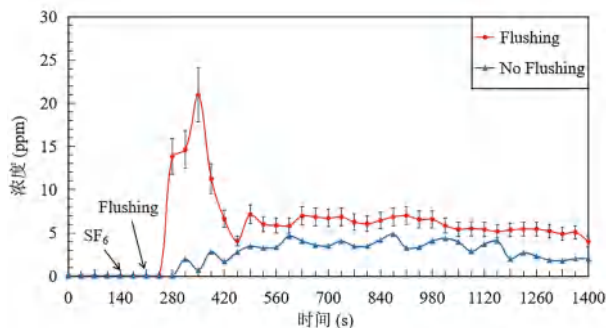


图 3.9 蹲姿呼吸区的 SF_6 浓度曲线

4 结论

蹲便器冲水会引起明显的上升气流,冲水扰动可到达 0.9m 高,且越靠近存水弯流速越大。蹲便器冲水会产生数以万计的液滴核,若这些液滴核含有传染性病菌,冲水后的较短时间内,气流会将含有病菌的液滴核从便池带到 0.9 m 高,再向周围扩散,对于呼吸区低于 0.9 m 的人群,在冲厕过程中的暴露风险更高,对于呼吸区高于 0.9 m 的人群,若冲厕后在卫生间内停留时间较长,也可能存在吸入暴露风险。冲水时离存水弯越近,暴露风险越高,蹲着如厕时冲水可能会使暴露风险显著增加。因此,本文给出防控建议:(1)冲厕时尽量远离蹲便器存

水弯,冲厕后尽量不要在卫生间内停留;(2)尽量不要在蹲着如厕时冲水;(3)全程佩戴口罩;(4)卫生间内要保持良好的通风。

参考文献

- [1] World Health Organization. WHO Coronavirus Disease (COVID-19) Dashboard [EB/OL]. (2021,5,4). <https://covid19.who.int/>
- [2] Yongjian Wu, Cheng Guo, et al. Prolonged presence of SARS-CoV-2 viral RNA in faecal samples[J]. The Lancet Gastroenterology & Hepatology, 2020,5(5):434-435.
- [3] Chen Yifei, Chen Liangjun, et al. The presence of SARS-CoV-2 RNA in the feces of COVID-19 patients[J]. Journal of medical virology, 2020,92(7):833-840.
- [4] Holshue ML, DeBolt C, Lindquist S, et al. First case of 2019 novel coronavirus in the United States[J]. The New England Journal of Medicine. 2020,382:929-936.
- [5] Xiao Fei, Sun Jing, et al. Infectious SARS-CoV-2 in Feces of Patient with Severe COVID-19[J]. Emerging Infectious Diseases, 2020,26(8): 1920-1922.
- [6] 中华人民共和国国家卫生健康委员会办公厅, 国家中医药管理局办公室. 新型冠状病毒肺炎诊疗方案(试行第八版)[J]. 中国医药, 2020,15(10):1494-1499. DOI: 10.3760/j.iss.1673-4777.2020.10.002.
- [7] Johnson DL, Mead KR, Lynch RA, Hirst DVL. Lifting the lid on toilet plume aerosol: a literature review with suggestions for future research[J]. American Journal of Infection Control, 2013,41(3):254-258.
- [8] David Johnson, Robert Lynch, et al. Aerosol Generation by Modern Flush Toilets[J]. Aerosol Science and Technology. 2013,47:1047-1057.
- [9] A. C. K. Lai, et al. Emission strength of airborne pathogens during toilet flushing[J]. Indoor Air. 2018,28:73-79.
- [10] Jesse H. Schreck, Masoud Jahandar Lashaki, et al. Aerosol generation in public restrooms[J]. Physics of Fluids. 2021,33,033320:1-11.
- [11] William H. Bound, Robert I. Atkinson. Bacterial aerosol from water closets: A Comparison of Two Types of Pan and Two Types of Cover[J]. The Lancet. 1966,1:1369-1370.
- [12] H.M. Darlow, W.R. BALE. Infective hazards of water-closets[J]. The Lancet. 1959,1(7084):1196-1200.
- [13] M. Jackson, B. Boyken et al. Bioaerosols generated from toilet flushing in rooms of patients with

Clostridioides difficile infection[J]. Infection control and hospital epidemiology,2020,41(5):517-521.

[14] J. Barker,S.F. Bloomfield. Survival of Salmonella in bathrooms and toilets in domestic homes following salmonellosis[J]. Journal of Applied Microbiology,2000,89(1):137-144.

[15] Kathleen A.N. Aithinne, Casey W. Cooper, Robert A. Lynch, David L. Johnson. Toilet plume aerosol generation rate and environmental contamination following bowl water inoculation with Clostridium difficile spores[J]. AJIC: American Journal of Infection Control,2019,47(5):515-520.

[16] 中华人民共和国住房和城乡建设部 . CJJ 14-2016 城市公共厕所设计标准 [S]. 2016.

[17] Qian H, Li Y, Nielsen PV, Hylgaard CE. Dispersion of exhalation pollutants in a two-bed hospital ward with a downward ventilation system[J]. Building and Environment,2008,43:344-354.

[18] Bolashikov ZD, Barova M, Melikov AK. Wearable personal exhaust ventilation: Improved indoor air

quality and reduced exposure to air exhaled from a sick doctor[J]. Science and Technology for the Built Environment,2015,21: 1117-1125.

[19]Zhengtao Ai, Cheuk Ming Mak, Naiping Gao, Jianlei Niu. Tracer gas is a suitable surrogate of exhaled droplet nuclei for studying airborne transmission in the built environment[J]. BUILD SIMUL,2020, 13: 489-496.

[20] Thatcher, T.L., Layton, D.W.. Deposition, resuspension, and penetration of particles within a residence[J]. Atmospheric Environment, 1995,29(13):1487-1497.

[21] Chen, Y.C., Zhang, Y.H., Barber, E.M.. A dynamic method to estimate indoor dust sink and source[J]. Building and Environment, 2000,35(3): 215-221.

[22] Wallace, L.. Indoor particles: a review[J]. Journal of the Air and Waste Management Association, 1996,46:98-126.

[23] Congrong He, Lidia Morawska, Dale Gilbert. Particle deposition rates in residential houses[J]. Atmospheric Environment, 2005, 39:3891-3899.

置换通风与混合通风作用下的人体呼气扩散数值研究

任怡静, 潘世海, 李娜, 徐春雯

(中国石油大学(华东)储运与建筑工程学院, 山东 青岛 266580)

[摘要] 本文利用室内空气稳定性的概念, 通过利用仿真人体模型计算的方法, 针对混合通风 (Mixed Ventilation, 以下简称 MV) 形成的中性状态以及置换通风 (Displacement Ventilation, 以下简称 DV) 形成的稳定状态对人体呼吸周围微环境以及人体呼气气流扩散规律的影响进行研究。研究表明, 混合通风 (MV) 形成的中性条件下呼出的污染物向前发展而吸气过程中受到浮力作用下继续上升, 在上升过程中不断被周围空气稀释混合, 浓度逐渐降低; 置换通风 (DV) 形成的稳定条件下, 在人体头部上方有一个污染物浓度分层, 呼出的污染物直接进入这个浓度分层, 由于室内空气非常稳定, 污染物在人体上部聚集后很难被通风稀释带走。不同的通风策略可能形成不同的稳定性条件, 进而影响呼气中污染物在室内的扩散规律, 为了降低疾病传播风险, 充分考虑特定气流组织形式下的室内空气稳定性特点是必要的。

[摘要] 呼吸; 室内空气稳定性; 混合通风; 置换通风; CFD

0 引言

人体的呼吸活动以及身体附近的微环境逐渐引起人们的关注。许多实验及数值研究针对呼出气流的扩散规律以及身体附近吸气区域展开^[1-24]。呼吸道感染疾病如流感、肺结核、SARS、禽流感等都可以直接通过空气或飞沫进行传播。因此, 为了减低同一室内环境下的易感人群被传染的风险, 准确的预测人体呼气气流的扩散规律是非常重要的。

随着计算机资源的进步, 计算流体力学方法 (Computational Fluid Dynamics, 简称 CFD) 成为预测室内环境及疾病传播的一种重要工具。先前的研究^[2,13,15]证明了 CFD 技术在研究吸气气流特征以及吸入污染物的机理中发挥重要的作用。

室内空气稳定性定义为室内空气对竖直方向运动抑制的程度^[25,26]。不同的通风策略可能形成不同的稳定性条件, 进而影响呼气中污染物在室内的扩散规律, 为了降低疾病传播风险, 充分考虑特定气流组织形式下的室内空气稳定性特点是必要的。许多研究发现混合通风 (MV) 形成的中性状态下污染物可以迅速地被通风稀释, 而置换通风 (DV) 形成的稳定状态导致呼出的污染物在一定高度保持较高的浓度, 形成浓度分层的现象。先前的研究^[2,9,13,15,27-31]通过实验及数值模拟方法验证了这种分层现象。但越来越多的研究发现, 由于这种分层现象, 在某一高度污染物如同被“锁住”一般, 其上下运动受阻如果污染物不易被通风稀释带走, 其他人员可能会暴露于较高的污染物浓度, 不利于人体健康, 这种潜在危险对置换通风的优势提出疑问^[18]。

目前, 对于污染物在室内不易扩散及分层的现象, 还停留在利用通风方式的不同来解释, 并未意识到产生这些现象的本质原因是室内空气稳定性作用。其中, 本文将通过数值模拟手段, 进一步研究室内空气稳定性与人体呼吸之间的关系。

1 数值模拟方法

1.1 计算方程

计算流体求解的控制方程包括质量、动量、能量及组分守恒方程。可以用公式 1.1 通量形式表达:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho u\phi) = \text{div}(\Gamma \text{grad}\phi) + S \quad (1.1)$$

其中, ϕ 表示温度、速度、浓度、质量等物理量, 为广义扩散系数, S 为广义源项。室内气流通过 RANS 方法求解, 湍流方程选用 RNG k-模型^[32]。计算采用压力基隐式求解方法, 算法为 SIMPLEC^[33], 方程通过二阶迎风格式进行差分。近壁附近使用标准壁面函数处理。由于考虑浮力作用, 使用 Boussinesq 模型。解决自然对流问题, 相比设定密度与温度之间的函数方式, Boussinesq 模型能取得更快的收敛速度。这个模型将除了动量方程中的浮力项以外的所有方程中的密度设定为常值, 如公式 1.2 所示。

$$(\rho - \rho_0)g \approx -\rho_0\beta(T - T_0)g \quad (1.2)$$

其中, ρ_0 为气流的密度, g 是个定值; T_0 是工作温度, β 是热膨胀系数。公式 1.2 是根据 Boussinesq 近似 ($\rho = \rho_0(1 - \beta\Delta T)$) 确定浮力项中的密度。

方程适用于密度变化较小的场合，目前的计算条件下 $\beta(T-T_0) \ll 1$ 适用该近似。

示踪气体或颗粒为 CO_2 占空气体积分数为 4%。

1.2 计算设置

先进行稳态计算，在达到收敛精度以及室内温度背景分布以后，再将其作为非稳态计算的初始条件。非稳态计算残差精度设置为：continuity、x-velocity、y-velocity、z-velocity、k 与 epsilon 残差均为 10^{-3} ，其余变量如 CO_2 、energy 均为 10^{-6} ，达到精度后视为计算收敛。

非稳态呼吸过程时间步长设置为 0.01s，每个时间步长内迭代次数设置最大为 20 次。取迭代大于 10 个完整的呼吸周期后的结果进行分析。

1.3 物理模型及边界条件

1.3.1 物理模型

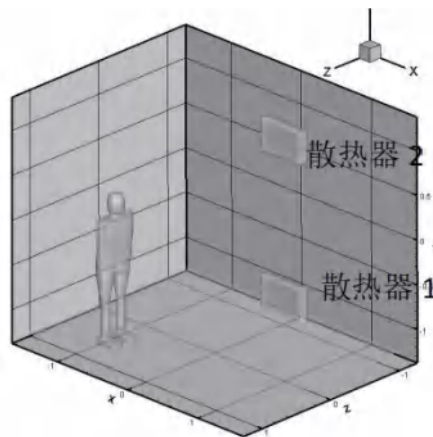
通过计算机软件可以建立各种各样的人体模型，统称为计算机模拟人体或者仿真人体模型 Computer Simulated Person (CSP)。CSP 可以模拟人的呼气与吸气过程，以及与周围环境的换热特性，能够根据病原体扩散模型准确预计疾病传播的相关信息。本文所用的计算机人体模型 (CSP) 如图 1.1(a) 所示。

为了方便网格划分，利用 Gambit 软件在建模过程中对 CSP 的局部位置进行简化，其余尺寸与实验模型保持一致，如图 1.1(a) 所示。CSP 嘴巴为面积为 113 mm^2 的圆形开口，接近正常人的嘴巴开口面积^[34]。

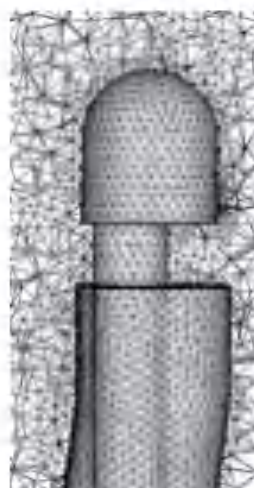
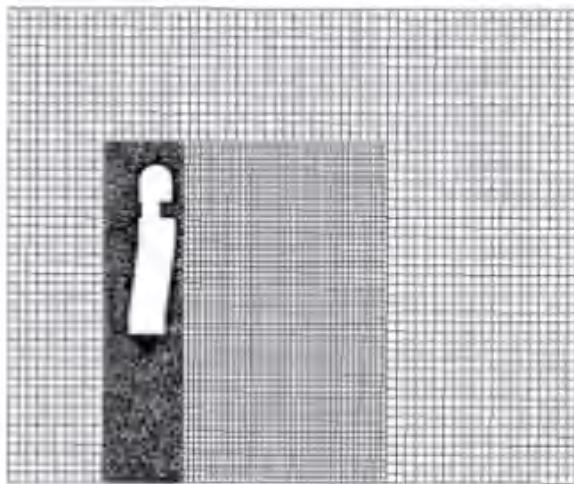
为了将数值模拟结果与文献 [35] 的试验数据进行对比，模拟的对象、边界条件的设置尽量与实际测试对象保持一致。房间尺寸及人体模型、散热器位置均与试验相同，计算房间及室内构造如图 1.1(b)



(a) 计算人体 (CSP) 模型



(b) 计算房间尺寸及人体与散热器位置



(c) CSP 及房间典型面网格划分

图 1.1

所示。通过调节散热器的散热量改变室内的温度梯度。通风方式分别设置为置换通风与混合通风，对比不同室内温度结构的影响。房间及人体为三维计算模型，网格通过 Gambit 软件进行划分。身体周围与呼气区前方使用非结构化网格划分并且进行加密，其余部分使用结构化网格。同样的，在人体正前方、散热器周围网格进行了局部加密。在不同密度、形式的网格交界面上使用 interface 设置。对于 CSP 的房间进行了多次网格划分，以确定最佳的网格形式，网格数量分别为 101 万、85 万、54 万及 46 万，对比了计算呼气速度大小，发现网格密度对计算结果的影响不大，最终确定使用 54 万的网格用于计算。图 1.1(c) 为 CSP 最终选用的网格形式。

1.3.2 边界条件

稳态计算时呼气采用恒定流量的出流，设置为 16 min^{-1} 的呼吸频率、 8.8 L/min 的呼气量时最大的瞬时呼气量 0.47 L/s 。CSP 的嘴巴面积约 113 mm^2 ，简化为定常呼气时，出口设置恒定的呼气质量流量 $4.7\times 10^{-4}\text{ kg/s}$ 。CFD 计算中发现出口中心区域速度最大，计算初始最大呼气速度是 3.9 m/s ，初始速度大小与嘴巴的形状有关。房间的送风量设定为 $4.88\times 10^{-2}\text{ kg/s}$ ，对应 7.5 min^{-1} 的通风换气次数。全顶板送风时对应混合通风方式，送风温度为 $21.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，房间内散热器不开启。地板送风时，送风量保持不变，送风

温度为 $19\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。具体的边界条件设置参照表 1.1 与表 1.2。

对于非稳态呼吸的数值模拟，针对半正弦呼气

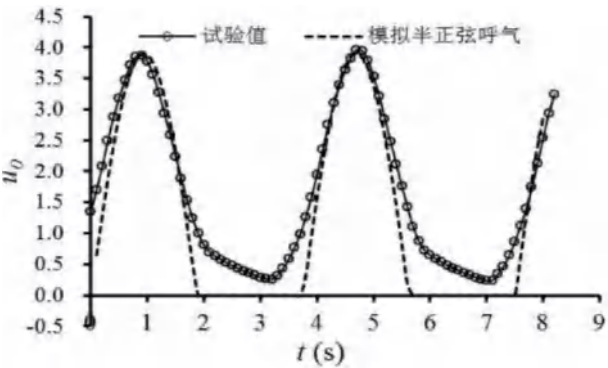


图 1.2 试验以及模拟半正弦呼气的呼吸曲线

式展开。如图 1.2 所示，半正弦的呼气比较接近在假人嘴巴正前方用热球风速仪得到的速度值，测得的吸气速度影响比较小，因此假设吸气时速度为 0，呼气时按正弦规律变化。呼吸的边界条件设置见表 1.3。非定常速度边界条件通过 Fluent 软件的用户自定义方程 (UDF) 功能编程实现。置换通风及混合通风时通风量及送风温度参数参照表 1.1 及表 1.2。

1.4 CSP 模型验证

1.4.1 CSP 周围温度分布

表 1.1 混合通风边界条件设置

MV	房间边界			CSP		散热器	
	入口 (地板)	出口 (顶板)	侧墙	嘴巴	体表	R1	R2
$Q\text{ (W/m}^2\text{)}$	\	\	绝热	\	\	\	\
$T\text{ (}^{\circ}\text{C)}$	21.5	\	\	32.5	27.6	\	\
$m\text{ (kg/s)}$	4.88×10^{-2}	4.88×10^{-2}	\	4.70×10^{-4}	\	\	\
$c\text{ (g/kg air)}$	\	\	\	7.9	\	\	\
$I\text{ (%)}$	2	\	\	5	\	\	\

表 1.2 置换通风边界条件设置

DV	房间边界			CSP		散热器	
	入口 (地板)	出口 (顶板)	侧墙	嘴巴	体表	R1	R2
$Q\text{ (W/m}^2\text{)}$	\	\	绝热	\	\	623.7	71
$T\text{ (}^{\circ}\text{C)}$	19	\	\	32.5	27.6	\	\
$m\text{ (kg/s)}$	4.88×10^{-2}	4.88×10^{-2}	\	4.70×10^{-4}	\	\	\
$c\text{ (g/kg air)}$	\	\	\	7.9	\	\	\
$I\text{ (%)}$	2	\	\	5	\	\	\

表 1.3 呼吸模式边界条件设置

边界条件类型		质量流量 (kg/s)	速度 (m/s)	CO_2 质量分数	呼气温度	体表温度	71
非稳态	速度入口	\	$u_0=3.9\sin(1.675t)$ if $u_0>0$ $u_0=0$ if $u_0\leq 0$	0.0079	32.5°C	27.6°C	\

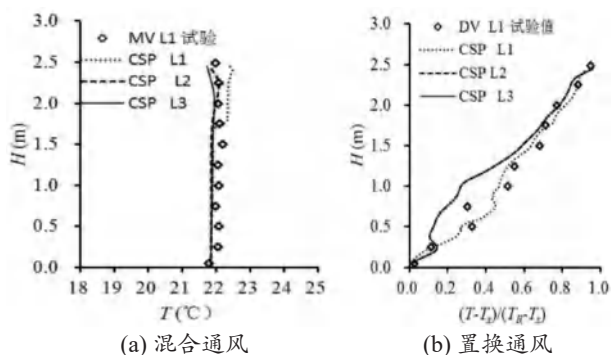


图 1.3 CSP 周围温度竖直分布

结果显示,顶板送风时(MV)室内温度分布非常均匀,与文献[35]中的试验结果一致,并且模拟的温度与实测值非常接近,如图1.3(a)所示。置换通风方式(DV)温度随高度增大的趋势与试验结果类似,使用不同高度的两个散热器可以形成接近线性变化的温度梯度,如图1.3(b)所示。

1.4.2 模拟与试验结果对比

除了对比人体周围、房间内部区域的差异外,重点对人体呼气气流扩散进行验证。图1.4对比了呼气速度中心线(或轴线)位置上的速度变化。CSP模拟得到的呼气速度很接近文献[35]中的真人试验的结果。

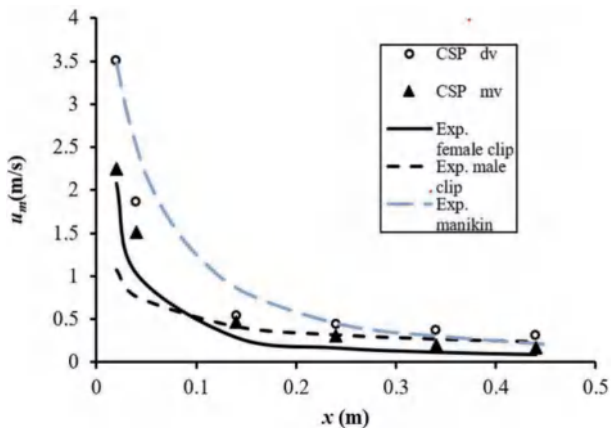


图 1.4 呼气速度衰减数值结果与文献[35]中实验结果对比

图1.5对比了模拟的速度中心线位置与在文献[35]中利用烟气测得的中心线位置的高低。CSP在MV时的射流中心线位置与烟气实验值很接近。此外,图1.6对比了人体正前方0.34m处的呼出的污染物浓度,可以发现虽然房间通风出口计算得到的污染物浓度远远低于实测值,但CSP计算得到呼气中污染物的浓度DV时要高于MV时与实测规律较吻合。

2 数值模拟结果与分析

2.1 稳定(DV)与中性(MV)条件下的呼气过程

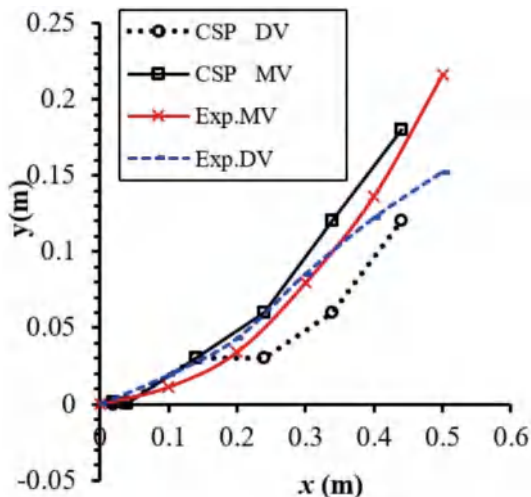


图 1.5 射流速度中心线位置计算值与文献[35]的测量值对比

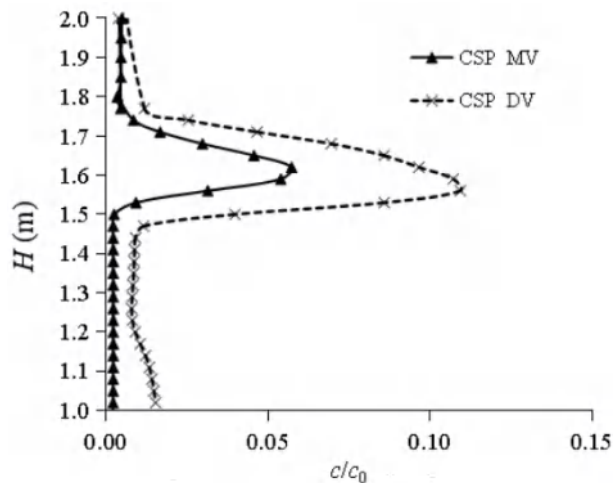
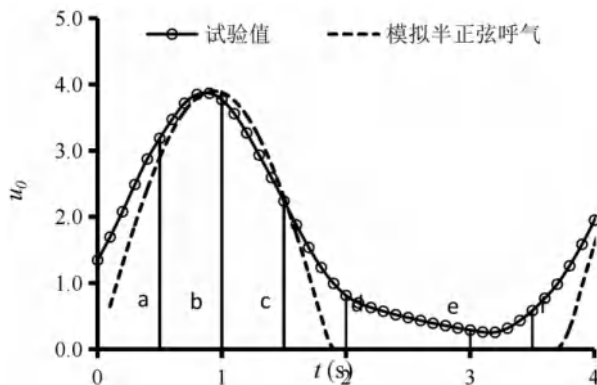
图 1.6 人体正前方0.34m处的CO₂相对浓度沿竖直方向的分布

图 2.1 半正弦呼吸周期内典型时间

首先截取了图2.1中一个呼吸周期内典型时刻(a~f)的试验与模拟结果进行对比, a、b、c为呼气时, d为呼气刚结束马上进入吸气阶段的时刻, e、f为试验中假人鼻孔吸气阶段,模拟时设置吸气时嘴巴入口速度0。

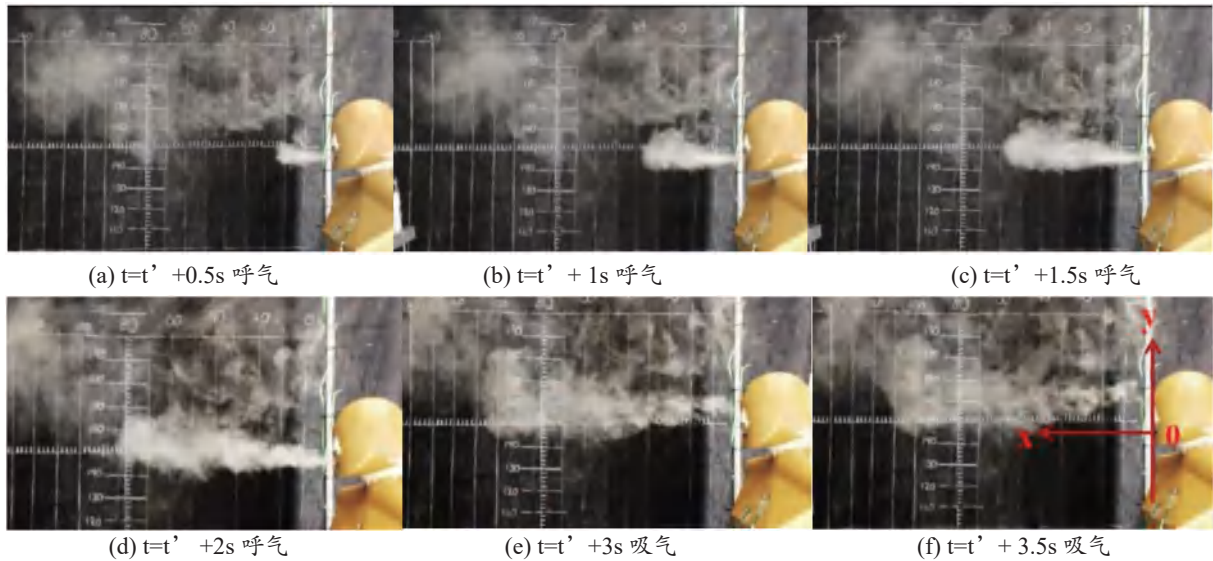


图 2.2 中性稳定条件下(MV) 假人烟气实验呼吸周期呼出污染物扩散(鼻子吸嘴巴呼)

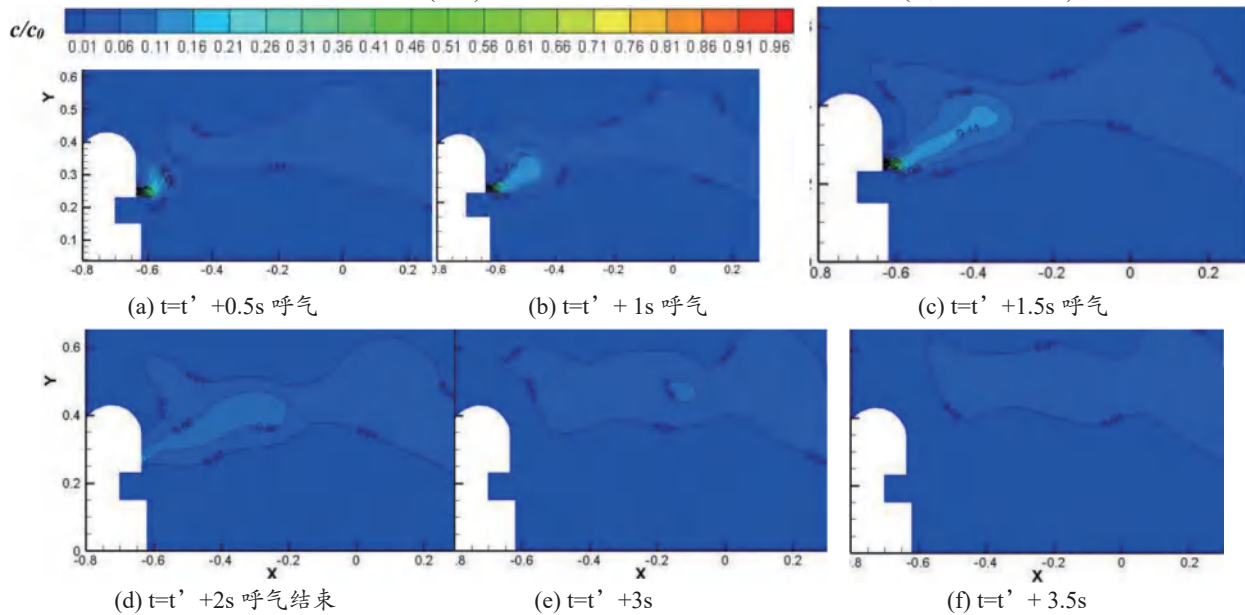


图 2.3 中性稳定条件下(MV) 模拟人体一个呼吸周期内污染物扩散

由图 2.2 与图 2.3 可见,中性稳定条件下模拟结果与实验规律吻合较好。呼气阶段(a、b、c)气流逐渐向前发展,由于卷吸周围空气呼气气流量及宽度逐渐增大。由于呼气的温度较高,并且受到身体热羽流的向上推动,呼气气流表现出向上弯曲的趋势,尤其呼气气流尾端作用更明显。在吸气阶段(e、f)呼出的污染物在浮力作用下继续上升,在上升过程中不断被周围空气混合稀释,浓度逐渐降低。图 2.2 比图 2.3 中呼气向上的趋势更明显,有可能是由于烟气试验中用的油滴颗粒,模拟中添加的气体为 CO_2 。结果可见,真人在呼吸时受到人体复杂的嘴部构造及其他因素的影响,呼气气流可能呈现向下扩

展的规律,而模拟过程中影响最明显的因素主要是呼气温度、浮力作用与身体热羽流作用。

同理,对比图 2.4 与图 2.5,可以发现模拟结果与试验结果吻合,由于室内空气非常稳定,在人体头部上方有一个污染物浓度分层,呼出的污染物直接进入这个浓度分层,污染物在人体上部聚集后很难被通风稀释带走。尽管上部污染严重,在房间下部测量得到的污染物浓度是很低的,置换通风形成了下部洁净、上部污染严重的两个区域。因此,室内空气稳定性对上部浓度分层的作用可以通过模拟的方法清晰地展示出来。

2.2 典型时间与截面上参数分布

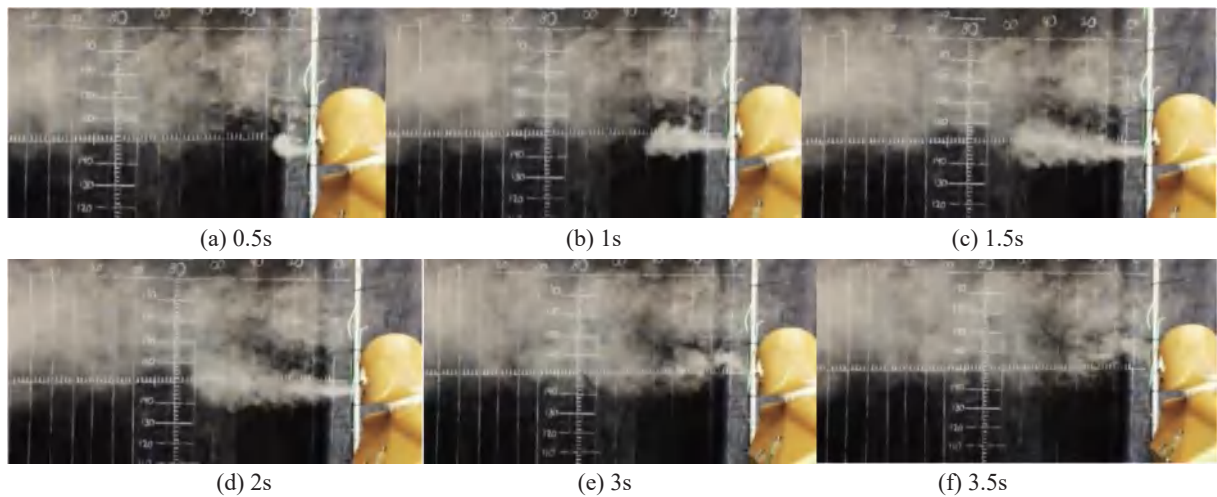


图 2.4 稳定条件下 (DV) 假人烟气试验呼吸周期呼出污染物扩散 (鼻子吸嘴巴呼)

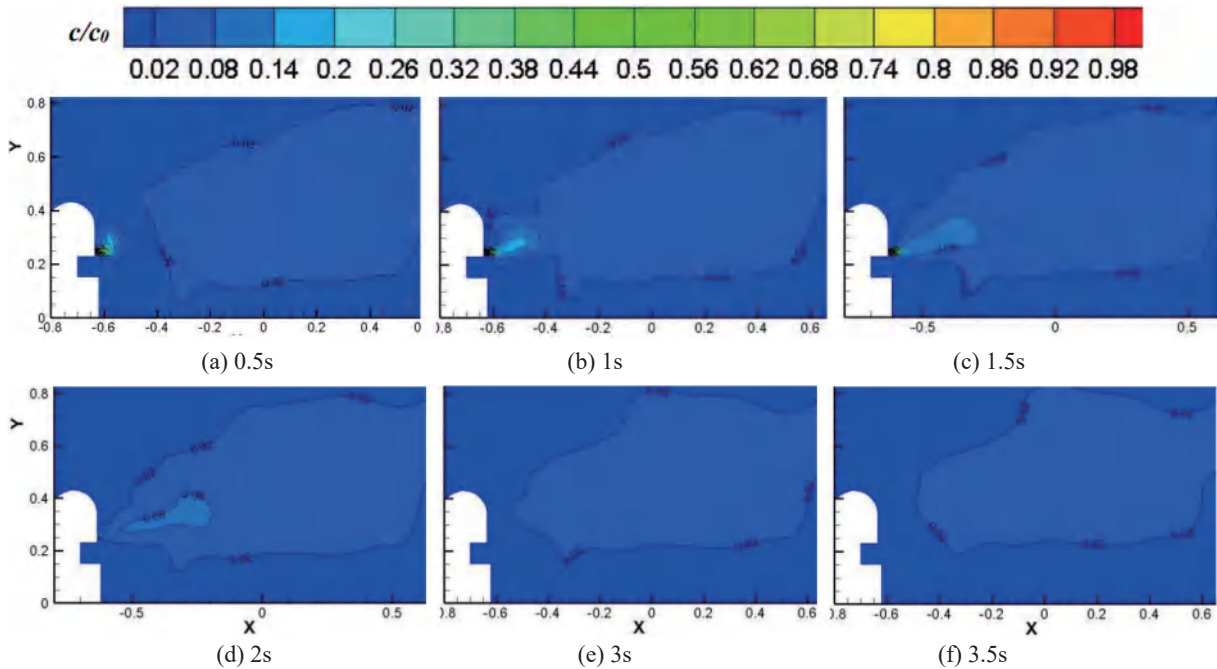


图 2.5 稳定条件下 (DV) 模拟人体一个呼吸周期内污染物扩散

以呼气 1.5 s 时人体正前方 x 剖面上轴心最大速度、最高浓度、最高温度为例, 分析室内空气稳定性的作用规律。由图 2.6 可知, 一个周期内呼气 1.5 s 时, 距嘴巴较近位置的速度已经开始随正弦曲线变化衰减, 而较远位置的速度才开始增大。由图 2.6(a) 可见, 各个截面上的最大速度 DV 总大于 MV。比较图 2.6(b) 与图 2.6(c) 可以发现, 尽管 MV 在各个截面上 y 方向的速度大于 DV, 但最终合速度大小 MV 小于 DV。稳定的空气一方面抑制了竖直方向速度的发展, 另一方面导致水平方向的扩散能力增强。最终合速度的大小还要取决于各方向上速度的相对比重大小以及抑制或增强的强弱程度。

由图 2.7 可见, 比较 MV 与 DV 相对大小, 发现无论是速度、浓度还是温度, 截面上参数最大值具有一定的相似性。进一步对最大值出现的位置, 即中心线位置进行研究, 可以发现三者基本上完全重合。由此, 已知速度中心线位置, 可以类推推断浓度及温度中心线位置。

图 2.8 给出了呼吸周期内 1.5 s 时呼气气流的中心线位置, 很明显 DV 的中心线位置要低于 MV。模拟结果显示的是某一个时刻的速度中心线, 某个截面由于时刻不同中心位置可能改变。

由于室内存在温度梯度, 呼出的气体与室内空气混合后迅速达到呼吸区的环境温度, 但是如果上

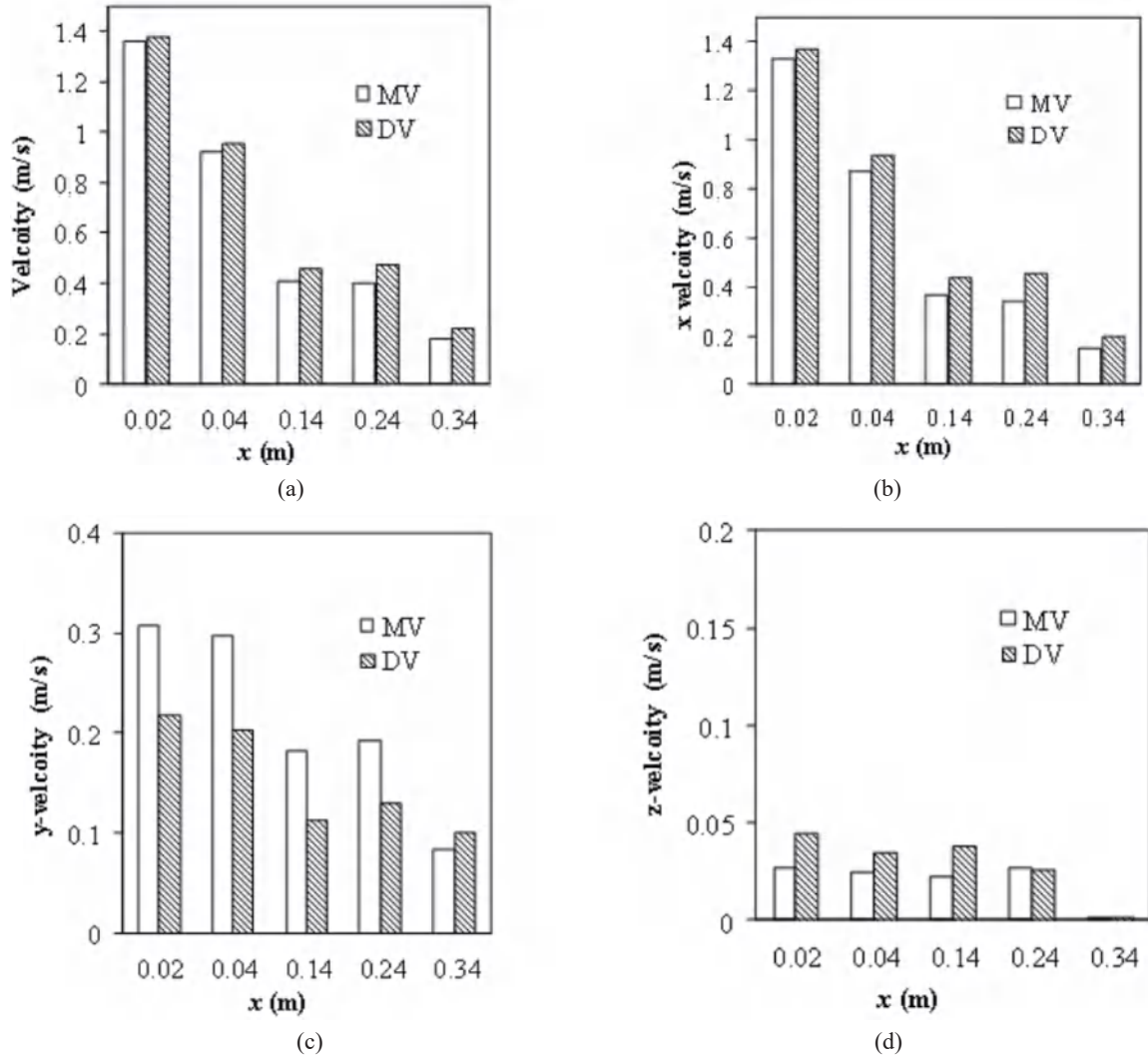
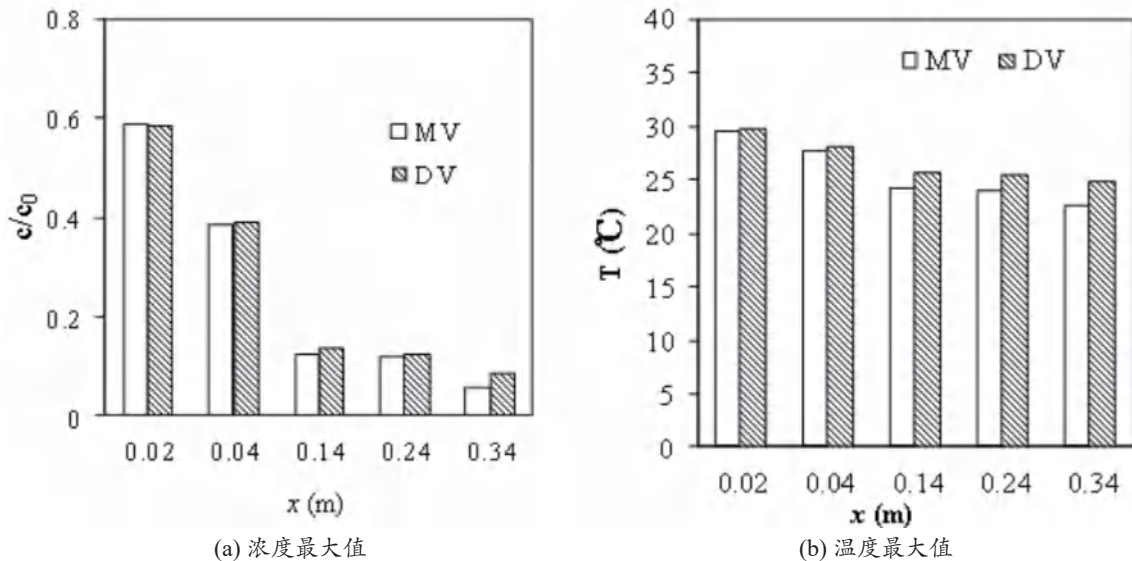


图 2.6 一个周期内呼气 1.5 s 时在不同 x 剖面上最大速度值 (a) 及 x、y、z 方向分量 (b)、(c)、(d)



(a) 浓度最大值

(b) 温度最大值

图 2.7 一个周期内呼气 1.5 s 时不同 x 剖面上

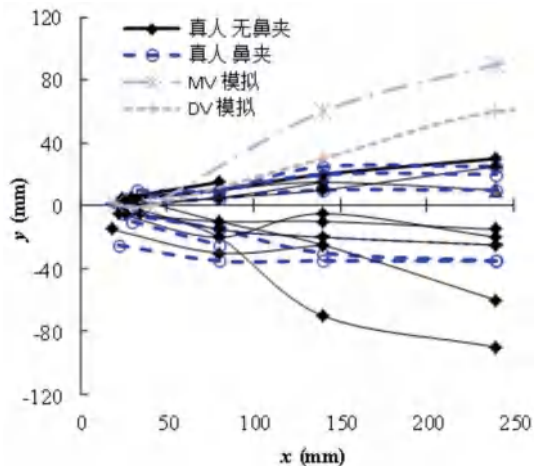


图 2.8 呼气气流中心线位置计算值与与文献 [35] 中的测量值对比

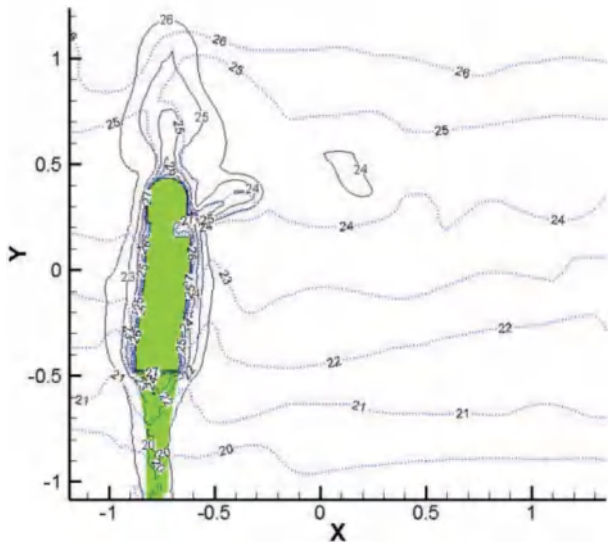


图 2.9 MV(实线)与DV(虚线)在呼吸周期内 1.5 s 时人体周围温度分布

部的温度高于呼气气流的温度,而下部温度低于呼气温度,呼气气流密度会大于上部空气密度,而低于下部空气的密度,导致难以竖直方向扩散,被“困在”温度分层内,因此在一定高度凝滞,如图 2.9 所示。可见,稳定的空气抑制的主要是竖直方向的运动,随着温度梯度的减小抑制作用减弱。但是,如果室内温度分层不明显,向上运动的气流竖直方向的运动并不会因此而受到抑制,因此 MV 时的身体热羽速度和范围同样大于 DV 时。

3 结论

本文利用室内空气稳定性的概念,通过利用仿真人体模型计算的方法,针对混合通风(MV)形成的中性状态以及置换通风(DV)形成的稳定状态对人体呼吸周围微环境以及人体呼气气流扩散规律的影

响进行研究。重点针对人体呼气气流扩散,将模拟结果与文献 [35] 中的真人实验结果对比,CSP 模拟得到的呼气速度以及呼气中污染物的浓度 DV 时要高于 MV 时的规律都很接近文献 [35] 中的真人试验的结果。因此认为数值模拟方法准确可靠,适用于模拟室内空气稳定性对半正弦呼气模式的影响。通过数值模拟得到了以下几个主要的结论:

(1) 混合通风(MV)形成的中性条件下呼出的气流逐渐向前发展,由于卷吸周围空气呼气气流量及宽度逐渐增大。呼气的温度较高,并且受到身体热羽流的向上推动,呼气气流表现出向上弯曲的趋势,尤其呼气气流尾端作用更明显。在吸气阶段呼出的污染物在浮力作用下继续上升,在上升过程中不断被周围空气混合稀释,浓度逐渐降低。

(2) 置换通风(DV)形成的稳定条件下,室内存在温度梯度,在人体头部上方有一个污染物浓度分层,呼出的污染物直接进入这个浓度分层,由于室内空气非常稳定,上部的温度高于呼气气流的温度,下部温度低于呼气温度,呼气气流密度会大于上部空气密度且低于下部空气的密度,导致难以竖直方向扩散被“困在”温度分层内。污染物在人体上部聚集后很难被通风稀释带走,从而形成了下部洁净、上部污染严重的两个区域。稳定的空气抑制的主要是竖直方向的运动,随着温度梯度的减小抑制作用减弱。进一步的研究会对控制或防止疾病传播以及改善人体局部微环境空气质量具有重要意义。

参考文献:

- [1]Nielsen P V, Olmedo I, de Adana M R, et al. Airborne cross-infection risk between two people standing in surroundings with a vertical temperature gradient. HVAC&R Research, 2012,18(4):552-561
- [2]Murakami S. Analysis and design of micro-climate around the human body with respiration by CFD. Indoor Air, 2004,14:144-156
- [3]Hayashi T, Ishizu Y, Kato S, et al. CFD analysis on characteristics of contaminated indoor air ventilation and its application in the evaluation of the effects of contaminant inhalation by a human occupant. Build. Environ., 2002,37,219-230
- [4]Zhu S, Kato S, Murakami S, et al. Study on inhalation region by means of CFD analysis and experiment. Build. Environ., 2005,40,1329-1336
- [5]Gao N, Niu J. CFD study on micro-environment around human body and personalized ventilation. Build. Environ., 2004,39,795-805

- [6]Gao N, Niu J. CFD study of the thermal environment around a human body: a review. *Indoor Built. Environ.*, 2005,14,5-16
- [7]Marr D R, Spitzer I M, Glauser M N. Anisotropy in the breathing zone of a thermal manikin. *Exp Fluids*, 2008,44:661-673
- [8]Björn E, Nielsen P V. Dispersal of exhaled air and personal exposure in displacement ventilated room. *Indoor Air*, 2002,12,147-164
- [9]Nielsen P V, Jensen R L, Litewnicki M, et al. Experiments on the microenvironment and breathing of a person in isothermal and stratified surroundings. In: *Proc of 9th Int. Conf. Healthy Buildings*, Syracuse, NY, USA, 2009
- [10]Nielsen P V, Buus M, Winther F V, et al. Contaminant flow in the microenvironment between people under different ventilation conditions. *ASHRAE Trans.*, 2008,114:632-638
- [11]Qian H, Li Y, Nielsen P V, et al. Dispersion of exhaled droplet nuclei in a two-bed hospital ward with three different ventilation systems. *Indoor Air*, 2006,16:111-128
- [12]Olmedo I, Nielsen P V, Ruiz de Adana M, et al. Distribution of exhaled contaminants and personal exposure in a room using three different air distribution strategies. *Indoor Air*, 2012,22:64-76
- [13]Murakami S, Kato S, Zeng J. Flow and temperature fields around human body with various room air distribution. CFD study on computational thermal Mannequin Part 1. *ASHRAE Trans.*, 1997,103:1-12
- [14]Murakami S, Kato S, Zeng J. Combined simulation of airflow, radiation and moisture transport for heat release from a human body, *Building and Environment*, 2000,35:489-500
- [15]Hayashi T, Ishizu Y, Kato S, et al. CFD analysis on characteristics of contaminated indoor air ventilation and its application in the evaluation of the effects of contaminant inhalation by a human occupant. *Build. Environ.*, 2002,37:219-230
- [16]Zhu S, Kato S, Murakami S, et al. Study on inhalation region by means of CFD analysis and experiment, *Build. Environ.*, 2005,40:1329-1336
- [17]Villafuella J M, Olmedo I, Adana M R, et al. CFD Analysis of the human exhalation flow using different boundary conditions and ventilation strategies. *Build. Environ.*, 2013,62:191-200
- [18]Qian H, Li Y, Nielsen P V, et al. Dispersion of exhalation pollutants in a two-bed hospital ward with a downward ventilation system. *Indoor Air*, 2008,43:344-354
- [19]Chen C, Zhao B. Some questions on dispersion of human exhaled droplets in ventilation room: answers from numerical investigation. *Indoor Air*, 2010,20:95-111
- [20]Gupta J K, Lin C H, Chen Q. Transport of expiratory droplets in an aircraft cabin. *Indoor Air*, 2011,21:3-11
- [21]Hyun S, Kleinstreuer C. Numerical simulation of mixed convection heat and mass transfer in a human inhalation test chamber. *Int J Heat Mass Transf.*, 2001,44:2247-2260
- [22]Zuo H G. Experimental study of personalized air system for the reduction of pollutant exposure:[dissertation]. Hong Kong: Hong Kong Polytechnic University, 2003
- [23]Brohus H. Personal exposure to contaminant sources in ventilated rooms:[dissertation] Denmark: Aalborg University, 1997
- [24]He Q, Niu J, Gao N, et al. CFD study of exhaled droplet transmission between occupants under different ventilation strategies in a typical office room. *Build. Environ.*, 2011,46:397-408
- [25]韩冰. 室内空气稳定性理论基础研究:[湖南大学硕士学位论文]. 长沙: 湖南大学, 2007
- [26]Gong G, Han B, Luo H, et al. Research on the Air Stability of Limited Space. *International Journal of Green Energy*, 2010,7(1):43-64
- [27]Björn E, Nielsen P V. Exposure due to interacting flows between two persons. In: *5th International Conference on Air Distribution in Rooms ROOMVENT'96*, Yokohama. Japan, 1996,17-18
- Zhu S, Kato S, Murakami S, et al. Study on inhalation region by means of CFD analysis and experiment. *Build. Environ.*, 2005,40,1329-1336
- [28]Björn E, Nielsen P V. Passive smoking in a displacement ventilated room. In: *Proc of Indoor Air'96, 7th International Conference on Air Quality and Climate*. Nagoya, Japan
- Gao N, Niu J. CFD study of the thermal environment around a human body: a review. *Indoor Built. Environ.*, 2005,14,5-16
- [29]Gao N, Niu J, Morawska L. Distribution of respiratory droplets in enclosed environments under different distribution methods. *Build. Simul.*,

2008,1:326-335

[30]Gao N, He Q, Niu J. Numerical study of the lock-up phenomenon of human exhaled droplets under a displacement ventilated room. *Build. Simul.*, 2012,5:51-60

[31]Seepana S, Lai A C K. Experimental and numerical investigation of interpersonal exposure of sneezing in a full-scale chamber. *Aerosol Sci. Tech.*, 2012,46:485-493

[32]Srebrica J, Vukovica V, Heb G, et al. CFD boundary conditions for contaminant dispersion, heat transfer and airflow simulations around human occupants in indoor

environments. *Building and Environment*, 2008,43:294-303

[33]Vandoormaal J P, Raithby J D. Enhancements of the SIMPLE Method for Predicting Incompressible Fluid Flows. *Numerical Heat Transfer*, 1984,7:147-163

[34]Gupta J K, Lin C H, Chen Q. Characterizing exhaled airflow from breathing and talking. *Indoor Air*, 2010,20:31-39

[35] 徐春雯. 室内空气稳定性对人体呼吸微环境的影响 [D]. 湖南大学, 2014

不同气象条件下膜结构建筑室内热环境实验研究

王欢, 全易麟, 樊越胜, 田国记, 高明辰, 王云朋

(西安建筑科技大学建筑设备科学与工程学院, 西安 710055)

[摘要] 膜结构建筑广泛应用于临时建筑、工业厂房及大型场馆等领域, 由于膜建筑材料传热系数大、隔热保温能力差, 导致膜结构建筑内部热环境受室外环境变化的影响显著。本文通过搭建拱形膜建筑室内热环境实验测试平台, 分析了夏季晴天、夏季阴天、冬季晴天三种典型气象条件下, 膜建筑室内热环境以及围护结构内外表面温度随太阳辐射强度的变化规律。实验发现在三种不同的气象条件下, 室内热环境受太阳辐射强度的影响较大; 膜建筑内部白天均存在“温室效应”, 夜间存在“冷室效应”; 云量、日照时间以及大气透明度均会影响太阳辐射强度值; 冬季膜建筑各朝向内外壁面温度差值极小, 几乎为零。

[关键词] 膜结构; 太阳辐射; 室内热环境

1 前言

膜结构建筑是一种新型轻质柔性结构, 具有透光性好、内部空间大、无梁柱、施工周期短等优点, 并且可自然采光节约能源, 被誉为“21 世纪的现代绿色建筑”广泛应用于临时建筑、工业厂房及大型场馆等领域^[1-3]。2021 年 1 月 8 日, “火眼”气膜实验室在石家庄快速搭建并投入使用, 满足当地实现防控疫情发展的需求, 并且火眼模式已成为中国样本落地海外, 解决了多个国家和地区生物安全实验室的问题^[4]。

与传统建筑材料不同, 膜建筑材料热容小、传热系数大、隔热保温能力差^[5], 难以依靠自身的热阻减少室外温度、太阳辐射等对室内热环境的影响^[6-7]。对于具有高透过率的膜结构厂房而言, 太阳辐射是影响室内得热量以及室内温度的主要原因^[8]; 在夏季高温天气, 易出现室内温度过高的现象, 将影响工作人员的工作效率和仪器的正常使用^[9-10]。

目前, 对膜结构建筑的研究主要集中在建筑结构强度和薄膜材料性能方面, 关于膜建筑室内热环境的研究较少。因此, 本文通过搭建膜结构建筑室内热环境测试实验台, 测试不同气象条件下, 膜材围护结构及室内热环境随室外气象参数的变化规律, 为膜结构建筑改善室内热环境及自然通风设计提供参考。

2 实验测试

2.1 实验测试平台

本文根据某实际工业膜建筑设计并搭建了膜建筑室内热环境的缩尺实验测试平台, 使用货架万能角钢搭建尺寸为: 2800mm×1200mm×640mm 的框架结构, 且模型为全封闭式膜结构建筑, 如图 1 所

示。围护结构选择德国杜肯生产的底涂层为 PVC, 表面涂层采用不可焊接 PVDF 处理的膜材。膜材厚约 1mm, 导热系数为 0.16W/(m·K), 吸收率为 6.75%, 透射率为 4.91%。

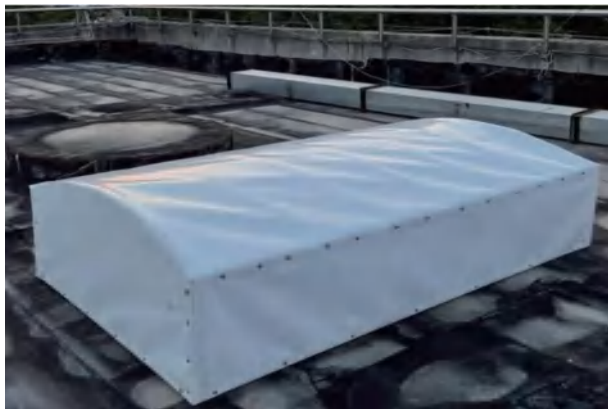


图 1 膜结构室内热环境实验缩尺模型

2.2 测试内容

为分析不同气象条件下的膜材传热及内部热环境的变化规律, 实验测试分为冬季工况和夏季工况。冬季为 2020 年 1 月 12 日, 天气状况晴; 夏季为 2021 年 7 月 29 日、2021 年 8 月 10 日, 天气状况分别为晴、阴。实验测试地点位于西安建筑科技大学某大楼楼顶, 且四周完全无遮挡可全天接受太阳光照射的位置。主要测试参数: 室外环境温度、风速, 太阳辐射强度, 膜建筑各朝向内、外壁面温度, 室内空气温度。

室外环境温度、风速, 太阳辐射强度的测试采用美国戴维斯 Vantage Pro2 Plus 气象站, 太阳辐射测量范围: 0~1800W/m², 精度±5%; 风速测量范围: 1~67m/s、精度为±5%; 温度测量范围: -40℃~65℃, 精度为±0.5℃; 仪器放置在实验模型附近四周无遮挡的位置; 数据每隔 1 min 自动采集。测试前利用

基金项目: 国家自然科学基金青年项目(5180080465); 西安建筑科技大学人才科技基金(RC1711)

仪器自动校验功能进行校核。膜材内、外壁面,室内空气温度以及室内、外地面温度均采用T型热电偶进行测量,测量精度为 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$;数据采用2701型采集仪记录,时间间隔为1min。测试前,利用恒温水箱及精度为 0.1°C 的温度计进行校核。

2.3 测点布置

测试模型上共布置80个温度测点,如图2所示。在东西壁面其中东、西朝向墙体内外壁面沿对角线均匀布置3个温度测点;南、北朝向墙体内外壁面沿对角线均匀布置2个温度测点;顶部屋面内、外壁按梅花形布置5个温度测点;室内空气共布置37个温度测点;室内地面共布置4个温度测点,室外地面共布置4个温度测点,均距离地面20cm。

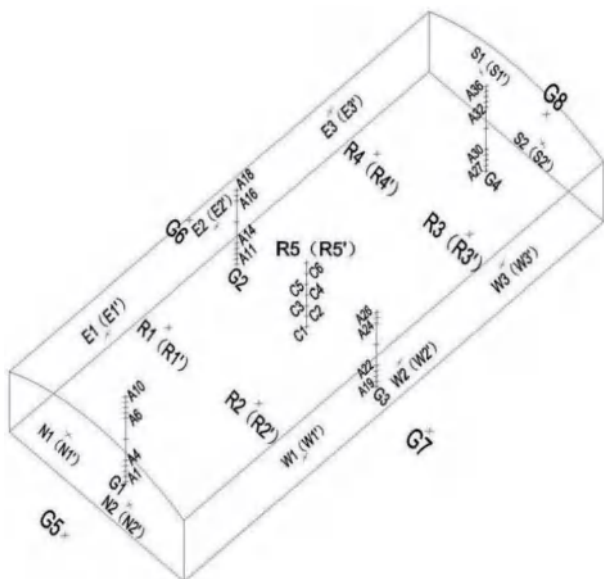


图2 温度测点布置图

3 实验测试与分析

实验测试对轻质膜材围护结构建筑各朝向内外壁面温度、室内温度、室内外地面温度,室外气象温度、太阳辐射强度等进行了24小时连续监测。为了更清晰地分析室外气象参数对膜建筑室内热环境的影响,作者对日出和日落期间测试数据进行处理和分析。

3.1 夏季测试

从2021年7月初到2021年8月末进行了连续两个月逐时测试,由于夏季西安地区多阴雨天气,为避免不良天气条件影响,最终选用7月29日的测试数据作为晴天的典型实测数据进行分析比较,选用8月10日的测试数据作为阴天的典型实测数据进行分析比较。

3.1.1 夏季晴朗天气测试分析

该测试对7月29日24小时的室内外参数进行

连续监测,日出时间为6:00,日落时间为20:00。

1) 室内温度随室外气象参数变化

如图3所示,膜结构建筑室内温度随太阳辐射强度和室外温度的变化而变化。太阳辐射强度在12:00~14:00间较大,逐时太阳辐射强度值均在 $880\text{W}/\text{m}^2$ 以上。由于膜材对太阳辐射具有高透过率,热稳定性差,导致室内温度随着太阳辐射的变化而迅速变化,延迟时间较短^[6];当太阳辐射强度在13:30达到峰值 $919.63\text{W}/\text{m}^2$ 时,室内气温随后在14:00达到最大值 45.08°C 。虽然室外气温也随室外太阳辐射强度变化而变化,但是室外气温最大值出现在16:00,值为 38.97°C ,这是由于地面具有很强的蓄热能力,随太阳辐射强度的增强、减弱,地面会通过辐射、对流等方式向大气吸收或传递热量^[11],因此,太阳辐射强度峰值和室外最高气温存在3个小时左右的延迟,且相比于室内气温最大值,室外气温的最大值有所减小。从14:00开始,室内气温随太阳辐射强度的降低逐渐减小,但由于室外气温的影响,从16:00开始,室内气温与室外气温开始趋于一致。

在20:00日落后,没有太阳辐射作用,室内、外空气温度逐渐降低;在次日6:00日出,接受太阳辐射热后,室内、外空气温度再次逐渐升高。

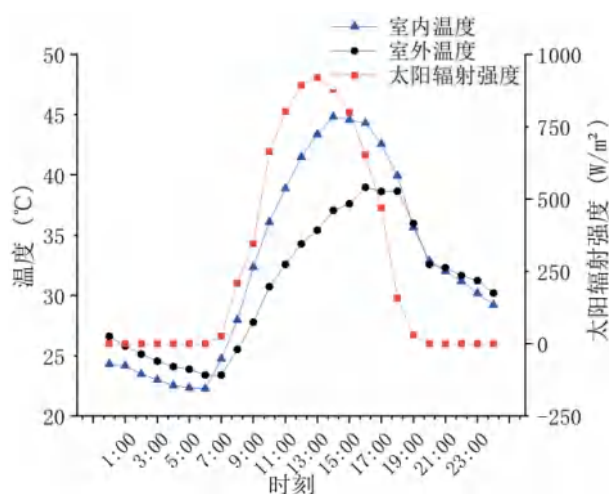
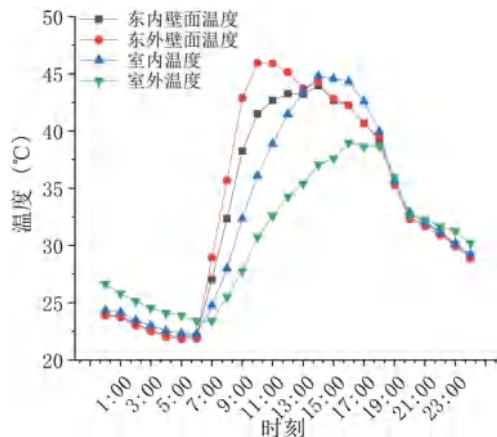


图3 夏季晴天室内温度随室外气象参数变化图

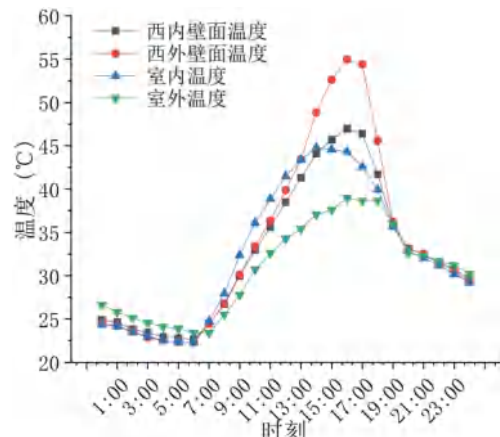
综上所述,在夏季白天,受太阳辐射的影响,室内空气温度均高于室外空气温度,膜结构厂房就如同一个“温室”^[12],随着太阳辐射强度越大,“温室效应”越明显。在夜间,没有太阳辐射热时,室外空气温度比室内空气温度高,且仍逐渐减小,这时膜结构厂房内存在“冷室效应”现象。

2) 各朝向壁面内、外表面温度变化

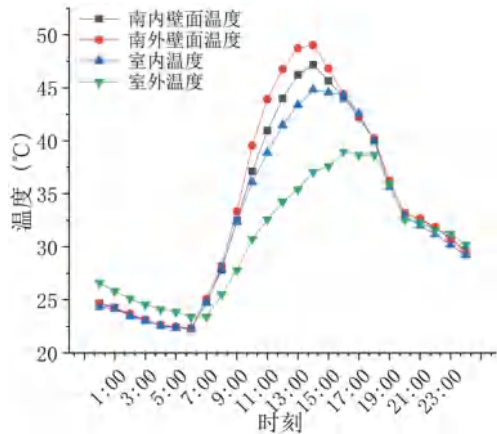
由图4可以看出各朝向内外壁面温度与室内



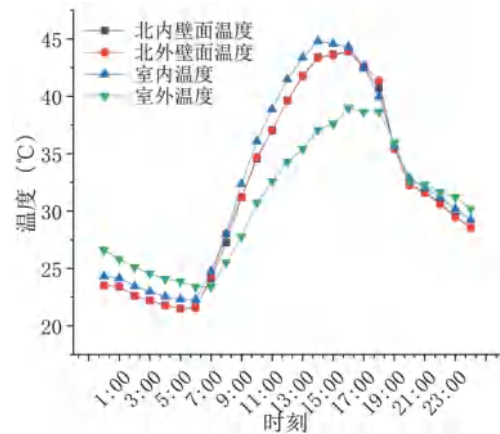
(a) 东向内外壁面温度变化趋势



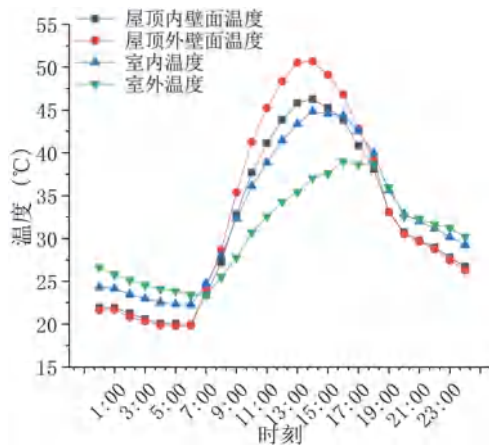
(b) 西向内外壁面温度变化趋势



(c) 南向内外壁面温度变化趋势



(d) 北向内外壁面温度变化趋势



(e) 屋顶内外壁面温度变化趋势

图4 夏季晴天各朝向内外壁面及室内温度变化趋势

外气温呈现一定的相关性,由于同一时间各壁面接受到的太阳辐射热量不同,所以各朝向内外壁面最高温度出现的时间也不同。在7:00~10:00之间,东向外壁面温度迅速升高,10:00时达到最高温度45.94℃(见图4a);14:00时,屋顶外壁面以及南向外壁面温度达到最大值,分别为55.66℃、

49.01℃(见图4e、图4c);16:00时,西向外壁面以及北向外壁面温度达到最大值,分别为54.93℃、43.88℃(见图4b、图4d)。

在8:00~18:00之间,东、南、西以及屋顶内壁面温度均处于外壁面温度与室内温度之间,由于北向壁面接受到的太阳辐射热量较少,所以内外壁面

温度变化并不剧烈,并且温度差也极小,基本不超过 1°C 。

从图4中可以看出,在20:00~6:00之间,即夜间的太阳辐射强度为零,室内空气温度、各朝向内外壁面温度均随着室外空气温度的降低而降低,且均低于室外空气温度,即存在“冷室效应”的现象。受膜材厚度薄、且热惰性小的影响,各朝向内外壁面温度以及室内空气之间的温差很小。

3.1.2 夏季阴天测试分析

该测试对8月10日阴天条件下室内外参数进行连续监测。

夏季阴天围护结构内部空气温度随室外气象参数变化如图5所示。室内外温度随太阳辐射强度变化的规律与晴天相似,在7:00~19:00期间,室内空气温度高于室外空气温度,但是室内外温差与晴朗天气相比普遍降低;19:00以后,室外空气温度开始逐渐高于室内空气温度,但是温差较小,温差在 1°C 左右。由于阴天时天气状况不太稳定,中午12:00太阳辐射强度有一个突然下降的现象,导致室内空气温度也随之突然下降,由于室外空气温度的变化存在延迟,所以在15:00时室外空气温度出现下降现象。

由图6可知,各朝向内外壁面的温度变化都在11:00~13:00存在一个急剧下降与上升,这是太阳辐射急剧变化引起的。日出期间,各朝向内外壁面温度均高于室外气温,且内外壁面温度变化相似,在11:00时东向外壁面温度处于各朝向外壁面的最大值,与其他各壁面温差仅有 1°C 左右。夜间,各朝向内外壁面温度均低于室外空气温度,且内外壁面温差极小且趋于平稳。

阴天白天与夜间的最大温差为 6.74°C ,而晴天白天与夜间的最大温差达到了 15.5°C 。这是由于大气对太阳辐射的削弱作用有选择性,阴天的白天比

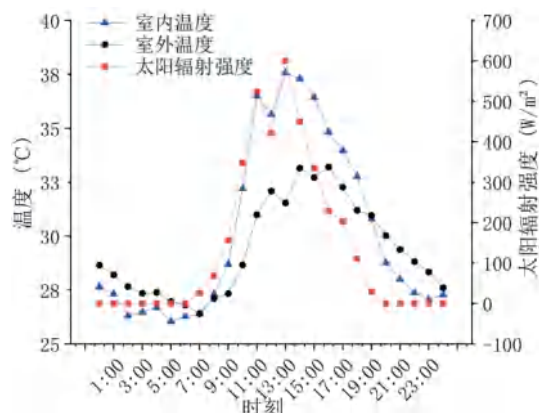


图5 夏季阴天室内空气温度随室外参数变化图

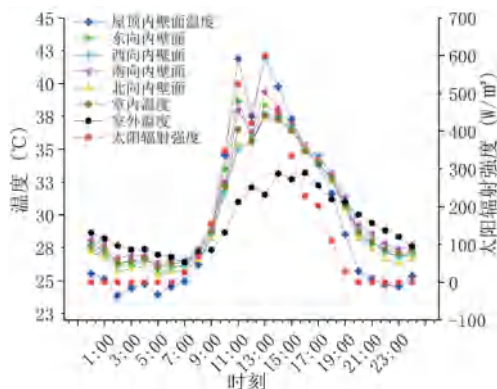
晴朗的白天气温低是由于云层的反射作用使到达地面的辐射很弱;而阴天的夜晚比晴朗的夜晚气温高是由于大气保温作用结果^[13]。

3.2 冬季测试

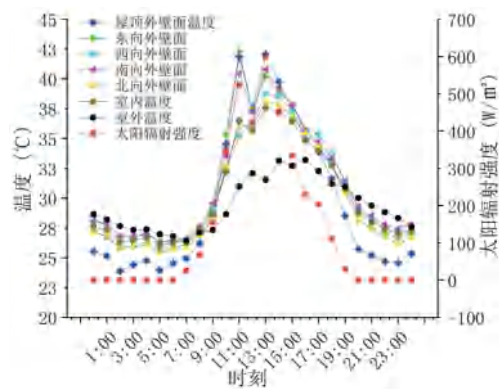
从2020年1月1日到15日进行逐时测试,为了清晰显示实验测试结果,进行冬季膜结构室内热环境分析,实验选择2020年1月12日9:00~18:00的逐时测试值作为冬季工况实验测试数据进行分析比较,日出时间为:8:00,日落时间为18:00。

图7为冬季晴天室内空气温度随室外参数变化结果,从图中可以看出:在冬季的白天太阳辐射强度和室内温度均在12:00达到最大值,分别为 293.36W/m^2 和 8.97°C ;室外空气温度在17:00达到最大值,为 6.59°C ,延迟时间较长。冬季日照时间的减小以及大气透明度的升高,是造成冬季太阳辐射强度比夏季太阳辐射强度低的原因^[14-15],所以冬季白天膜建筑内部的“温室效应”现象没有夏季明显。

由图8可以看出室内空气温度在12:00达到最大值 8.97°C 时,除西向壁面外,其他各朝向内外壁面均达到一天当中的最高气温,其中屋顶外壁面温



(a) 各朝向外壁面温度及室内外温度变化



(b) 各朝向内壁面温度及室内外温度变化

图6 夏季阴天各朝向内外壁面及室内外温度变化

度以及南向外壁面温度在各朝向外壁面温度中处于最大值,分别为 8.55°C 和 9.63°C ;南向内壁面温度在各朝向内壁面温度中处于最大,值为 7.94°C 。在15:00时,西向内外壁面温度达到该壁面当天温度的最大值,且内外壁面温度趋于一致。与夏季相比,冬季膜建筑各朝向内外壁面温度差值极小,几乎为零。

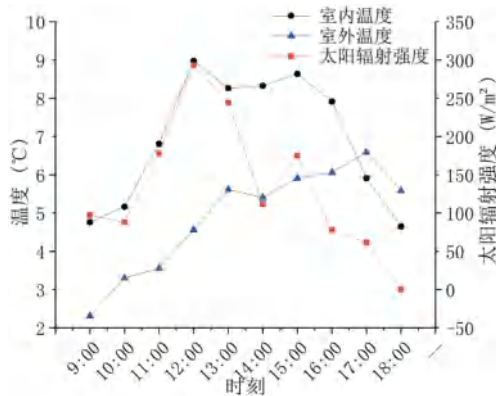
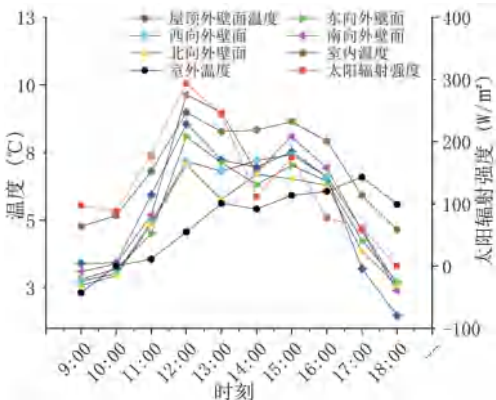
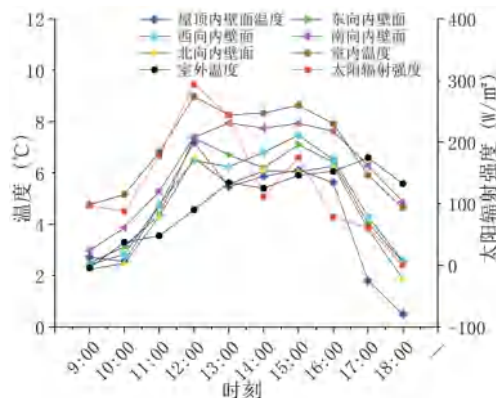


图7 冬季室内空气温度随室外参数变化图



(a) 各朝向外壁面温度及室内外温度变化



(b) 各朝向内壁面温度及室内外温度变化

图8 冬季各朝向内外壁面及室内外温度变化图

4 结论

本文通过搭建拱形膜建筑室内热环境实验测试平台,分析了不同气象条件下膜建筑室内热环境以及围护结构内外表面温度随室外空气温度和太阳辐射强度的变化规律,得出以下结论:

(1) 在三种不同的气象条件下,膜结构建筑内部白天均存在“温室效应”,夜间存在“冷室效应”,并且太阳辐射强度越大,“温室效应”和“冷室效应”表现越明显。

(2) 云量对直接辐射影响很大,与夏季晴天相比,阴天的太阳辐射强度明显降低;日照时间和大气透明度也会对直接辐射有较大影响,冬季的日照时间比夏季短5个小时,同时大气透明度在冬季最大,所以冬季的太阳辐射强度峰值要比夏季的低约 $600\text{W}/\text{m}^2$ 。

(3) 由于膜建筑围护结构厚度小、热惰性较低,室内热环境受室外太阳辐射强度的影响较大,并且围护结构各朝向内外壁面温度差值很小。相比与冬季,夏季晴天各朝向内外壁面温度差值最大达到 5°C 。

本测试是在无内热源、全封闭的条件下进行的,实际工程内热源散热和厂房通风对室内空气温度以及各壁面温度均有影响,所以接下来我们会进一步研究膜建筑内不同内热源对室内热环境的影响,以及如何高效利用通风改善膜建筑内部热环境。

参考文献

- [1] 陈务军,膜结构工程设计[D].北京:中国建筑工业出版社,2004.
- [2] Hua, S., Adriana, Angelotti., Alessandra, Zanelli.. Thermal-physical behavior and energy performance of air-supported membranes for sports halls: A comparison among traditional and advanced building envelopes[J]. Energy and Buildings, 109(2015) 35-46.
- [3] Tian G, Fan Y, Gao M, et al. Indoor Thermal Environment of Thin Membrane Structure Buildings: A Review[J]. Energy and Buildings, 2021:110704.
- [4] 苏运升,陈,李若羽,等.火眼实验室(气膜版)[J].设计,33(24):3.
- [5] Al-Mahdouri, A. et al. Evaluation of optical properties and thermal performances of different greenhouse covering materials[J]. Solar Energy, 96(2013): 21-32.
- [6] Tian G, Fan Y, Wang H, et al. Studies on the thermal optical properties and solar heat gain of thin membrane structure industrial building[J]. Solar Energy, 2021, 213(1):81-90.
- [7] 孙立新.新型轻质复合围护结构的基础热工问题

研究 [D]. 西安建筑科技大学, 2009.

[8] 阴悦, 胡建辉, 陈务军, 李一坡. 封闭式膜结构体育馆冬季热环境测试 [J]. 上海交通大学学报, 2018, 52(11): 1452-1458.

[9] He J, Hoyano A. Measurement and evaluation of the summer microclimate in the semi-enclosed space under a membrane structure [J]. Building and Environment, 2010, 45: 230-242.

[10] 朱颖心. 建筑环境学 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2010.

[11] 徐华. 中国太阳辐射区域影响因子研究 [D]. 中国海洋大学, 2013.

[12] 王梦伟, 龙恩深, 孟曦等. 超薄轻质围护结构建筑的温室效应与冷室效应实验研究 [J]. 建筑技术开发, 2016, 43(4): 15-18.

[13] 冉茂宇, 杨若菡. 夏季阴天户外空间表面温度测试及分析 [J]. 华侨大学学报 (自然科学版), 2006, 27(2): 162-165.

[14] 杨昭, 郁文红, 张甫仁. 建筑物冬季太阳辐射得热分析 [J]. 太阳能学报, 2005, 26(1): 104-109.

[15] 王俊琪, 陈禹绩, 闵琪. 苏州地区冬季太阳辐射特性研究 [J]. 苏州大学学报 (工科版), 2007, 27(2): 55-57.

工业膜建筑壁面温度的实测研究

王欢, 王云朋, 樊越胜, 田国记, 高明辰, 全易麟

(西安建筑科技大学 建筑设备科学与工程学院, 西安 710055)

[摘要] 膜建筑近些年来在许多场得到大量应用, 然而由于膜材料特殊的热工性能, 其内部热环境比较复杂, 而膜建筑壁面温度与室内热环境密切相关。本文通过工业膜建筑实验模型进行测试, 分析影响壁面温度的因素; 并利用实验测试数据, 通过回归分析, 分别采取单独变量和多变量计算, 对比得出壁面温度预测的最优经验公式。

[关键词] 膜建筑; 壁面温度预测; 回归分析

1 前言

膜结构建筑是 20 世纪中期发展起来的一种新型空间结构形式, 在 20 世纪 70 年代的大阪国际博览会之后, 得到了快速发展^[1]; 此后, 膜结构建筑多用于公共建筑, 如体育馆、展览馆等。此外, 由于膜结构建筑本身具有施工简单, 建设周期短, 投资低等独特的优点, 在工业煤场等物料仓储场所也开始应用膜结构建筑^[2]。然而由于膜材料的热惰性较低、热阻较小^[3], 膜材料壁面温度受太阳辐射和地面反射辐射等因素影响显著, 致使膜建筑热工计算困难。因此对膜结构建筑进行壁面温度预测是有必要的。

目前针对壁面温度预测的方法主要有微分方程数值解法、能量守恒分析模型法以及实验法三种^[4]。其中, 实验法利用实验实测数据进行回归分析, 得出壁面温度的函数, 计算简单, 容易得到问题的稳定解^[5]。

本文利用实验测试数据, 采用回归分析的方法, 将太阳辐射强度、室外气温、风速等对壁面温度影响大的参数作为变量, 通过回归计算得出壁面温度随各变量变化的函数, 并以此分析影响顶壁面温度变化的主要因素。

2 实验模型及测试方法

利用相似原理, 搭建封闭式工业膜建筑热环境测试平台, 如图 1 所示, 尺寸为: 2800mm×1200mm×640mm。围护结构所用膜材的厚度为 1mm、导热系数为 0.16W/(m·K)、吸收率为 6.75%, 透射率为 4.91%。

采用热电偶对各壁面温度、室内空气温度、室内地面温度以及室外地面温度进行测量; 采用气象站对总太阳辐射强度、室外空气温度、相对湿度、风速进行测量。测试时间为夏季早晨 7:00 至晚上 19:00; 测点布置如图 2 所示。



图 1 实验测试装置

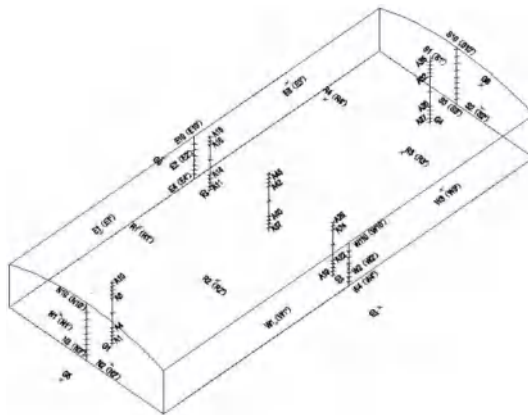


图 2 实验测点布置图

3 实验结果分析

3.1 顶外壁面温度变化分析

顶外壁面温度随室外气温、太阳辐射强度的变化趋势, 如图 3 所示。顶外壁面温度在下午 14:00 时达到最大值, 与太阳辐射强度变化趋势基本相符, 顶外壁面温度与太阳辐射强度变化相关性较好; 而室外气温的峰值出现在下午 16:00, 这表明室外气温随太阳辐射强度的变化存在延迟。顶外壁面温度的变化与室外气温的变化相关性一般; 而一天中室外风速变化较大, 顶外壁面温度变化与风速变化相关性较弱。综上, 影响顶外壁面温度最主要的因素是太阳辐射强度和室外空气温度, 次要因素是室外风速。

3.2 顶内壁面温度变化分析

基金项目: 国家自然科学基金 (No. 51808430); 西安建筑科技大学人才科技基金 (RC1711)

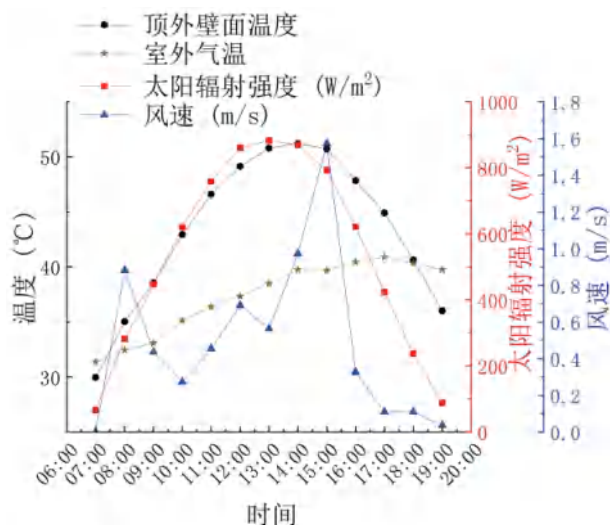


图3 顶外壁面温度、室外气温、太阳辐射强度、风速随时间变化图

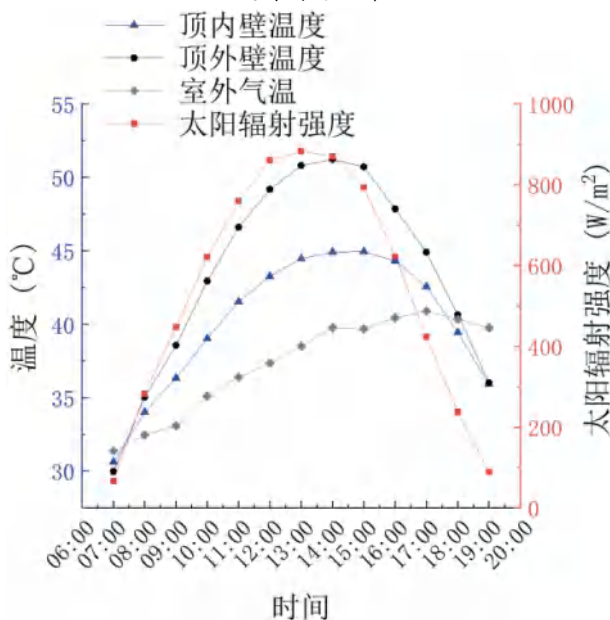


图4 顶内壁面温度、顶外壁面温度、室外气温和太阳辐射强度随时间变化图

图4是顶内壁面温度和太阳辐射强度、室外气温、顶外壁面温度随时间变化趋势图。由图可知,顶内壁面温度的变化趋势与太阳辐射、外壁面温度变化的趋势大致相同。顶内壁面温度变化相关性最大的因素是太阳辐射强度和顶外壁面温度,而室外气温的变化是顶内壁面温度变化的次要因素。顶内壁面温度与外壁面温度之间存在温差,且温差随着太阳辐射的增大而增大,在下午14:00时达到最大。由此可见,膜材对于热量的传递随有一定的阻碍作用,但其蓄热性能较差,内外壁面温差随太阳辐射强度减弱迅速减小。

4 回归分析

基于壁面温度的各种因素的相关性分析,下面利用线性回归的方式得出各种影响因素下的回归函数。线性回归方程模型为:

$$Y=b+a_1x_1+a_2x_2+\cdots+a_nx_n \quad (1)$$

式(1)中, Y 为因变量,即壁面温度; $a_1, a_2, \cdots, a_n$ 为回归系数; b 是常数项; $x_1, x_2, \cdots, x_n$ 是各个自变量,即太阳辐射强度、室外气温、相对湿度、风速等。

由于回归分析计算存在误差,因此需要用一些线性回归统计的指标来对回归计算的结果进行评价。

残差平方和 SSE 可以反映估计值与实际值的偏差大小, SSE 值越小,则估计值越接近真实值, SSE 的计算公式为:

$$SSE = \sum_{i=1}^n (y_i - y_{si})^2 \quad (2)$$

拟合标准误差 $RMSE$, 反映估计与实际值之间误差的离散程度, $RMSE$ 越小,则误差越小,估计值越接近实际值, $RMSE$ 的计算公式为:

$$RMSE = \sqrt{\sum_{i=1}^n (y_i - y_{si})^2 / n} \quad (3)$$

计算相对误差 RE , 反映误差在实际值中所占的比例, RE 的计算公式为:

$$RE = RMSE / (\sqrt{\sum_{i=1}^n y_i / n}) \times 100\% \quad (4)$$

相关系数 R^2 , 用来衡量计算与实际数据之间的相关程度, R^2 的计算公式为:

$$R^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (y_{si} - \bar{y}_{si})^2}{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y}_i)^2} \quad (5)$$

其中, R_{si} 为回归计算值, y_i 为实际测量值, $\bar{y}_{si}$ 为回归计算值的平均值, $\bar{y}_i$ 为实际测量值的平均值^[6]。

4.1 顶外壁面温度回归分析

1) 采用单独变量

由图3可知,与顶外壁面温度相关性最大的两个因素是室外气温和太阳辐射强度,室外风速与顶外壁面温度相关性较弱;因此,先对室外气温和太阳辐射强度这两个影响因素分别单独进行线性回归分析,相关性参数详见表1中1-1、1-2:

(1) 室外气温 t_o : 室外空气通过对流、辐射传热的方式与外壁面进行换热,可直接影响外壁面温度的变化。将室外气温 t_o 作为单独变量时,其相关系数 R^2 为0.621,说明将室外气温作为单独变量时,相关性不好;残差平方和为43904.54,反映了其残差较大,回归计算值偏离实际测量值较大。

(2) 太阳辐射强度 I_o : 壁面接受到太阳辐射照射后, 膜材吸热后温度升高。将太阳辐射强度作为单独变量时, 其相关系数 R^2 为 0.937, 相关性较好; 但其残差平方和 SSE 为 7311.46、标准误差 $RMSE$ 为 2.19、相对误差 RE 为 5.52% 等值均偏大; 因此, 单用太阳辐射强度作为变量仍然不够。

2) 采用多个变量

由采用单独变量进行回归分析的结果可知, 太阳辐射强度是影响顶外壁面温度变化的最关键因素, 因此, 将以太阳辐射强度为主, 辅以其他因素, 采用多个变量进行线性回归分析。

(1) 将太阳辐射强度与室外气温、风速、相对湿度分别作为双变量进行回归分析, 详见表 1 中 1-3、1-4、1-5。用太阳辐射强度和室外气温回归分析时 R^2 达到 0.993, 相关性最好; 其残差平方和 SSE 为 825.28, 标准误差 $RMSE$ 为 0.74, 相对误差 RE 为 1.86%, 相比其他的组合方式, 这三个指标均为最小。

(2) 采用太阳辐射强度、室外气温和风速三个变量或太阳辐射强度、室外气温、相对湿度三个变量分别进行回归分析时, R^2 均为 0.993, 其他指标也均相差不大。

(3) 采用太阳辐射强度、室外气温、相对湿度、风速四个变量进行回归分析时, 相关系数 R^2 仍为 0.993, 而其他指标均变化不大。

综上所述, 采用太阳辐射强度和室外气温作为双变量进行回归分析误差较小。回归分析计算值与实测数据的对比曲线, 如图 5 所示。从图中可以看出, 实测值与回归计算值吻合良好。

4.2 顶内壁面温度回归分析

1) 采用单独变量

由图 4 可知, 与顶内壁面温度相关性最大的两个因素是顶外壁面温度和太阳辐射强度, 而室外气温的相关性次之, 因此先对顶外壁面温度、太阳辐

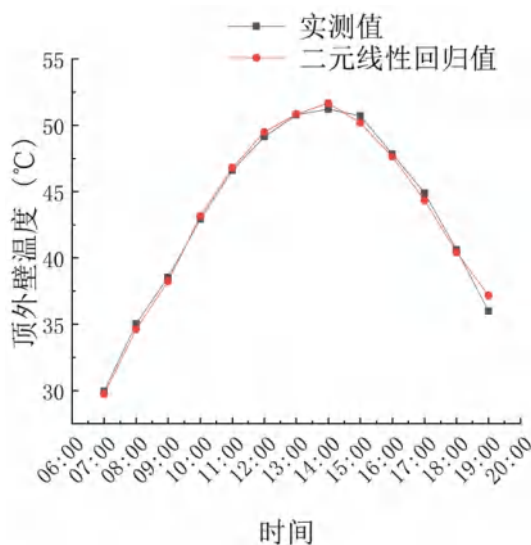


图 5 顶外壁温度二元线性回归计算值与实测值比较

射强度、室外气温这三个影响因素分别单独进行线性回归分析, 相关性参数详见表 2:

(1) 顶外壁面温度: 顶外壁面会通过导热的方式将热量传递到内壁面, 直接影响内壁面温度的变化。外壁面温度作为单独变量时, 其相关系数 R^2 为 0.987, 这说明其相关性较好; 但其残差平方和为 732.55, 偏大。标准误差 $RMSE$ 为 0.69, 相对误差 RE 为 1.85%。

(2) 太阳辐射强度: 太阳辐射是影响顶内壁面温度变化的重要因素。将太阳辐射强度作为单独变量时, 其相关系数 R^2 为 0.888, 残差平方和 SSE 为 6297.50, 反映了回归计算值偏离实际测量值较大。

(3) 室外气温: 将室外气温作为单独变量时, 相关系数 R^2 仅为 0.695, 残差平方和 SSE 为 177221.44, 远远大于前两个单独变量的残差平方和; 标准误差 $RMSE$ 为 3.36, 相对误差 RE 为 8.97%, 均偏大, 说明了误差较大。

表 1 外壁面温度线性回归的相关性

序号	外壁温 t_{so}	R^2	SSE	$RMSE$	RE	公式
1-1	$t_{so}=f(t_o)$	0.621	43904.54	5.37	13.54%	$t_{so}=-39.479+12.188t_o$
1-2	$t_{so}=f(I_o)$	0.937	7311.46	2.19	5.52%	$t_{so}=30.813+0.023I_o$
1-3	$t_{so}=f(I_o, t_o)$	0.993	825.28	0.74	1.86%	$t_{so}=2.170+0.839t_o+0.0186 I_o$
1-4	$t_{so}=f(I_o, v)$	0.938	7217.54	2.18	5.49%	$t_{so}=30.747+0.594v+0.023 I_o$
1-5	$t_{so}=f(I_o, h_o)$	0.989	1298.82	0.92	2.33%	$t_{so}=42.737-0.220h_o+0.021 I_o$
1-6	$t_{so}=f(I_o, t_o, v)$	0.993	810.84	0.73	1.84%	$t_{so}=2.243+0.837t_o-0.233v+0.018 I_o$
1-7	$t_{so}=f(I_o, t_o, h_o)$	0.993	805.74	0.73	1.83%	$t_{so}=-7.790+1.042t_o+0.056h_o+0.018 I_o$
1-8	$t_{so}=f(I_o, t_o, h_o, v)$	0.993	798.46	0.72	1.83%	$t_{so}=-6.015+1.005t_o+0.172v+0.047h_o+0.018 I_o$

注: t_o -室外温度; v -室外风速; I_o -太阳辐射强度; h_o -室外空气湿度; t_{so} -外壁面温度; t_{si} -内壁面温度。

表 2 内壁面温度线性回归的相关性

序号	内壁温 t_{si}	R^2	SSE	RMSE	RE	公式
2-1	$t_{si}=f(t_o)$	0.695	17221.44	3.36	8.97%	$t_{si}=-20.859+1.613t_o$
2-2	$t_{si}=f(I_o)$	0.888	6297.50	2.03	5.42%	$t_{si}=31.479+0.016I_o$
2-3	$t_{si}=f(t_{so})$	0.987	732.55	0.69	1.85%	$t_{si}=10.011+0.693t_{so}$
2-4	$t_{si}=f(t_{so}, t_o)$	0.994	356.34	0.45	1.29%	$t_{si}=3.611+0.620t_{so}+0.257t_o$
2-5	$t_{si}=f(t_{so}, I_o)$	0.993	404.65	0.52	1.37%	$t_{si}=3.817+0.898t_{so}-0.005I_o$
2-6	$t_{si}=f(t_{so}, I_o, t_o)$	0.994	354.56	0.48	1.29%	$t_{si}=3.474+0.666t_{so}-0.001I_o+0.220t_o$

2) 采用多个变量

顶外壁面温度是影响顶内壁面温度变化的最关键因素,因此,将以顶外壁面温度为主,辅以其他因素,采用多个变量进行线性回归分析,相关性参数详见表 2。

(1) 分别将顶外壁面温度和室外气温、顶外壁面温度和太阳辐射强度作为双变量进行回归分析时,相关系数分别为 0.994 和 0.993,其他指标前者均稍小。

(2) 将顶外壁面温度、太阳辐射强度和室外气温均作为变量进行回归分析得到的相关系数 R^2 为 0.994,残差平方和 SSE 为 354.56,达到最小。标准误差 RMSE 和相对误差 RE 为均基本无变化。

综上所述,采用外壁面温度、太阳辐射强度、

室外气温作为变量进行回归分析误差较小。回归分析计算值与实测数据的对比曲线如图 6 所示。从图中可以看出,实测值与回归计算值吻合良好,可视为内壁面温度预测的最优回归函数。

5 结论

本文对影响膜建筑内外壁面温度变化的因素进行了分析,并通过多元线性回归分析的方法得到内、外壁面温度变化的预测公式,得出了以下结论:

(1) 影响顶外壁面温度变化的因素中,太阳辐射强度是最主要的因素,其次为室外气温,风速也会对外壁面温度变化有影响,但影响程度有限。顶外壁面温度预测的最优经验公式: $t_{so}=2.170+0.839t_o+0.0186I_o$ 。

(2) 影响顶内壁面温度变化的因素中,顶外壁面温度是最主要的因素,其次为太阳辐射强度,室外气温对其影响相对较小;顶内壁面温度预测的最优经验公式: $t_{si}=3.474+0.666t_{so}-0.001I_o+0.220t_o$ 。

参考文献

- [1] 焦红,王松岩.膜建筑的起源、发展与展望[J].工业建筑,2006(S1):52-55.
- [2] 邢宇峰.气膜结构封闭式储煤场在吕梁选煤厂的应用[J].选煤技术,2020(2):84-100.
- [3] 丁天成.考虑膜材热工性能的气膜结构内部热环境研究[D].哈尔滨工业大学,2020.
- [4] 马国杰,刘东,苗青.高大厂房室内空气温度分布的实测研究[J].建筑热能通风空调,2011,30(02):76-80.
- [5] 黄晨,李美玲.大空间建筑室内垂直温度分布的研究[J].暖通空调,1999,29(05):28-33.
- [6] 袁卫.统计学[M].北京:高等教育出版社,2005

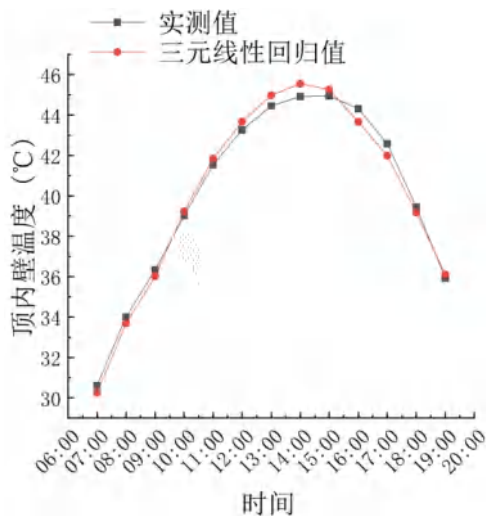


图 6 顶内壁温度三元线性回归计算值与实测值比较

基于响应曲面法的住宅新风系统气流组织优化设计

田中杰, 隋学敏

(长安大学 建工学院, 西安 710061)

[摘要] 伴随着雾霾问题的产生, 住宅新风系统近年来受到越来越多的关注及应用。调研及实测发现, 实际工程中诸多住宅新风系统存在气流组织设计不合理现象, 使得新风系统难以发挥功效。本文旨在对住宅新风系统气流组织进行优化设计研究。采用响应曲面法, 以人员活动区平均 CO_2 浓度为评价指标, 建立了其与 ACH (换气次数)、送风角度、送风口半径及送风口位置定量关系的数学模型, 分析了各因素对评价指标的影响程度。结果发现, ACH 对人员活动区 CO_2 浓度影响最为显著。对于侧送风, 水平送风为最佳送风角度, 风口越靠近人员呼吸区, 人员活动区平均 CO_2 浓度越低。但多因素之间的相互影响也是不可忽略的。送风口布置在不同墙面上时, 应考虑不同的侧重点。参照本案例, 送风口设置在北墙和西墙应优先依次考虑: ACH、送风口位置、送风角度; 东墙: ACH、送风口半径、送风口位置; 南墙: ACH、送风口位置。

[关键词] 住宅建筑; 机械新风系统; CFD 模型; 气流组织; 响应曲面法

1 引言

随着社会经济文化水平的高速发展, 人们对室内空气质量对健康影响的关注程度日益增长^[1]。人类约 80%-90% 的时间在室内度过, 保持室内良好空气品质至关重要。通风换气是实现良好室内空气品质的有效措施^[2]。我国住宅建筑最常用的通风方式为自然通风。但近年来室外雾霾问题严重, 特别是在冬季, 诸多北方地区城市室外环境大部分时间差于室内环境。雾霾天气进行开窗通风不但不能改善室内空气质量, 反而会恶化室内环境。且在冬季, 居民大多数情况下保持门窗关闭状态, 因为冬季开窗自然通风会引入室外冷风, 影响室内的热舒适^[3]。这种情况下, 采用带有过滤装置的机械新风系统则可有效解决该问题。

目前大部分新建高档住宅都配备有机机械新风系统, 但调研及实测发现, 诸多住宅新风系统实际工程应用效果不佳, 存在其气流组织设计不合理现象^[4]。对于机械新风系统的应用效果, 关键在于其新风量及气流组织形式。不仅需要满足新风量设计要求, 也应有合理的气流组织形式^[5,6]。其中气流组织形式直接决定了新风的有效利用效率^[7]。从能源角度来看, 提高机械新风系统效率最有效的方法是优化其气流组织分布^[8]。并且室内的舒适性和空气质量也直接取决于室内气流组织分布^[9]。

关于民用建筑空调通风系统气流组织的研究, 现有研究针对公共建筑的较多, 对于住宅建筑, 也有学者进行了关注及相关研究。例如, Yang^[10] 等采用计算流体力学数值模拟技术, 对夏季装有壁挂式

空调的卧室的风速场、温度场和空气龄场进行了分析。发现人员活动区风速适中, 但是人睡觉时头部所在区域空气并不流通, 并且地板散发的甲醛也不能及时排出。但是针对这种情况, 作者并没有进行优化设计。隋学敏等^[11] 通过数值模拟方法研究了上送风、置换通风、下送风三种送风形式与冷吊顶相结合时室内空气质量和热舒适水平。结果表明采用置换通风和下送风形式, 室内可获得更佳的室内空气质量。Mao^[12] 等针对睡眠环境, 利用计算流体力学方法, 评估了排风口设置在床正下部时, 五种不同送风高度 (距离地面 800、1100、1400、1700、2000mm) 对通风效果的影响。结果发现, 较低的送风口高度可以有效节约能源并去除呼吸区二氧化碳, 而较高的送风口高度去除二氧化碳的效果不好。

对国内外研究现状进行总结发现以往研究主要集中于通过 CFD 模拟方法, 比较不同气流组织下的温度场、速度场、污染物浓度场等。现有研究缺乏更深入的探寻气流组织设计方案对室内空气品质的定量影响关系。而定量评价气流组织设计与室内空气质量的关系对气流组织优化设计具有重要意义。因此, 本研究针对住宅卧室上部侧送新风方式, 采用响应曲面法 (Response Surface Methodology, RSM), 以室内人员活动区平均 CO_2 浓度为评价指标, 建立了人员活动区平均 CO_2 浓度与 ACH、送风角度、送风口半径、送风口位置定量关系的数学模型, 对卧室气流组织形式进行了优化分析。

2 研究方法

本研究选取西安市一安装有新风系统的新建住

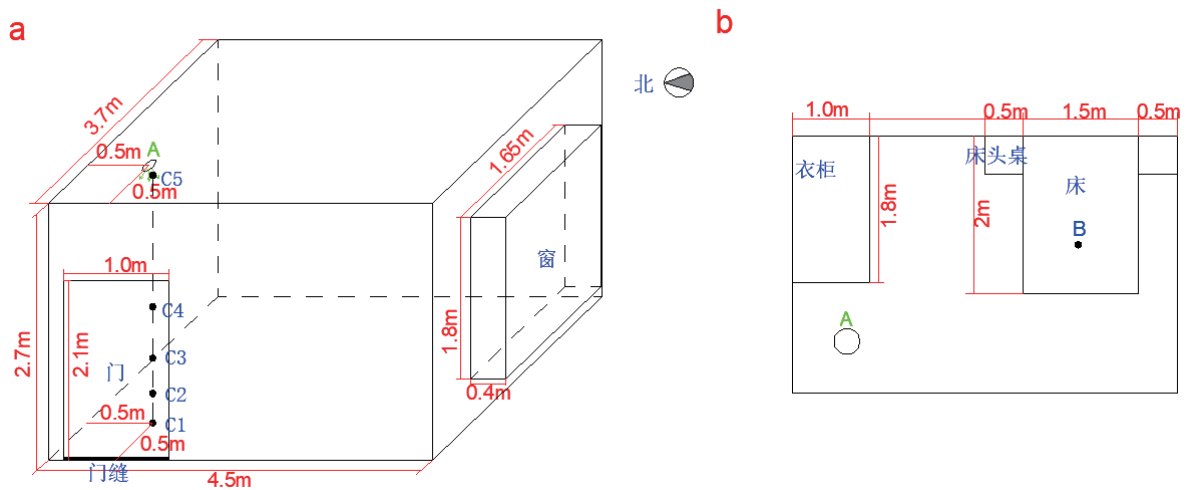


图1 测试房间几何布局

(a、房间立体图；b、房间俯视图。A点为新风送风口；B、C分别为CO₂浓度和风速测点)

宅进行了实测及数值模拟研究。通过CFD模拟得到不同气流组织方案下的室内空气品质，数值模拟的准确性采用实测数据进行验证。将响应曲面法与计算流体力学数值模拟方法相结合，建立了人员活动区平均CO₂浓度与ACH、送风角度、送风口半径、送风口位置之间的响应曲面模型。

2.1 研究对象

本文研究对象为西安市一户新建住宅建筑。该住宅位于23层，室内建筑面积108.8m²。选择主卧作为研究对象，其几何尺寸为4.5m×3.7m×2.7m。主

卧西墙上有一扇门，南墙上有一扇飘窗。测试住宅配备有机械新风系统，有两档风量调节。主卧房间送风口设置在门口上部，顶部下送风，主卧没有设置排风口，通过门下门缝回风。送风口为一直径为13cm的圆形送风口，门缝高度2cm。测试房间的门、窗、送风口及测点位置如图1所示。

2.2 CFD模型

基于实测住宅的主卧建立了CFD模拟的物理模型，如图2所示。其几何尺寸4.5m×3.7m×2.7m。室内热源考虑人体。课题前期研究本实测建筑存在研

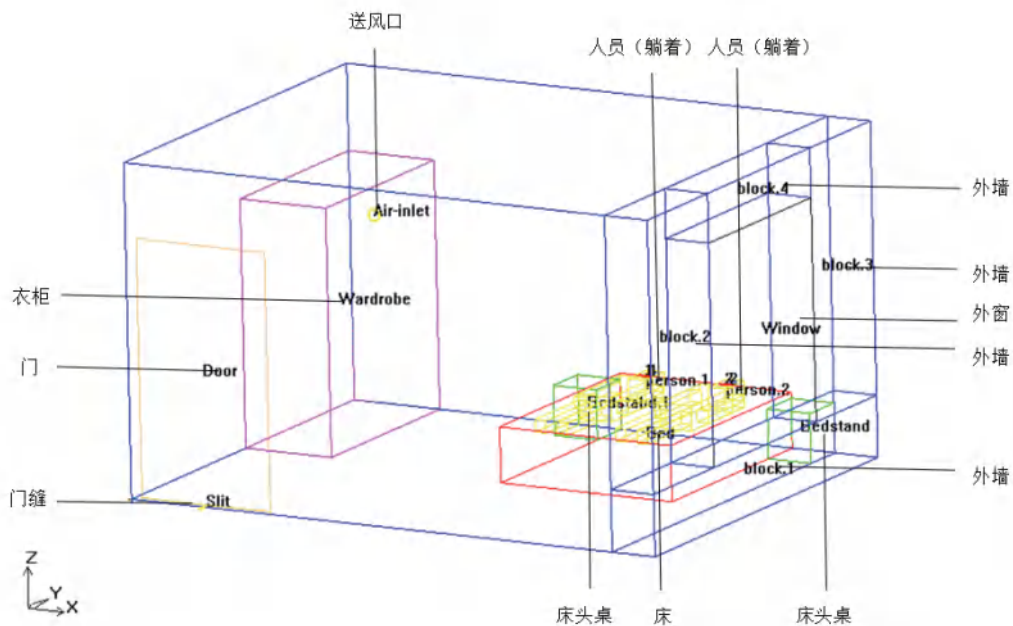


图2 CFD物理模型图

表2 实验测量对象及所选用的仪器

测量对象	测量仪器	产地及品牌	型号	量程 (Range)	误差 (Accuracy)
室内 CO ₂ 浓度	CO ₂ 气体浓度探头	意大利里氏	ESO203# C	0-5000ppm	± (50 ppm +3% reading value)
新风量	叶轮风速仪	TSI	TSI5725	28-3400 m ³ /s	读数 ±1% 或 ±2m ³ /s
	风量罩	TSI	TSI801749		
室内风速	热线风速仪	Testo	Testo 405i	0-30m/s	± (0.1 m/s +5% 测量值) (0-2m/s) ± (0.3 m/s +5% 测量值) (2-15m/s)
室外 CO ₂ 浓度	MINI-TH CO ₂ 记录仪	Zoglab	MINI-TH CO ₂	0-10000ppm	± 70 ppm

究中的气流组织短路现象,风口安装位置不合理是主要原因,侧送风效果更好^[4]。因此,本研究选取卧室上部侧送风,由门下部门缝回风的送风形式。室外 CO₂ 浓度监测结果显示 CO₂ 浓度基本稳定在 550±50ppm。因此,送风的 CO₂ 浓度的模拟设置为 550ppm。人员的 CO₂ 释放量为 0.604m³/h, CO₂ 生成率为 2.5%。另外,四个设计变量考虑了不同的情况。送风量: 0.7 h⁻¹、1.75 h⁻¹、2.8 h⁻¹; 送风角度: 2°、6°、10°; 送风口半径: 0.04m、0.05m、0.06m; 送风口位置: 送风口高度: 2.5m, 距西墙的距离 0.5m, 1.85m, 3.2m (南墙、北墙), 距北墙的距离 0.5m, 2.25m, 4m (东墙、西墙)。为了简化问题,在 CFD 物理模型中做出了以下假设:

- (1) 地板和顶板表面温度分布均匀;
- (2) 室内空气是不可压缩的;
- (3) 室内气流是稳定的湍流;
- (4) 不考虑房间漏风的影响。

2.3 CFD 模型的验证

2.3.1 机械通风室内环境实测

课题前期对主卧进行了机械通风下的室内空气品质的连续监测^[4],本文采用实测数据对 CFD 模拟的准确性进行了验证。实测与 2020 年 1 月 14 日-1 月 18 日进行,测试时间为每天的 9:00-18:00,测试过程中保持室内人数为 2 人。测试过程中人员保持坐姿。本次测试的主要污染物有 CO₂、PM_{2.5}、甲醛、TVOC、CO、O₃。测试仪器采用 LSI 室内空气品质测试系统、TSI 粉尘仪及 PPM 甲醛测试仪,它们放置在测点进行连续监测。根据《GB50325-2010 民用建筑工程室内环境污染控制规范》可知房间使用面积小于 50m² 时,检测点数为 1,且检测点应距内墙面不小于 0.5m,距地面高度 0.8-1.5m。本实验选取一个检测点,位于主卧的床上,距地面高度为 1m。机械通风工况新风量采取 TSI 叶轮风速仪+风量罩测试,每隔一小时监测一次数据。室内风速通过热

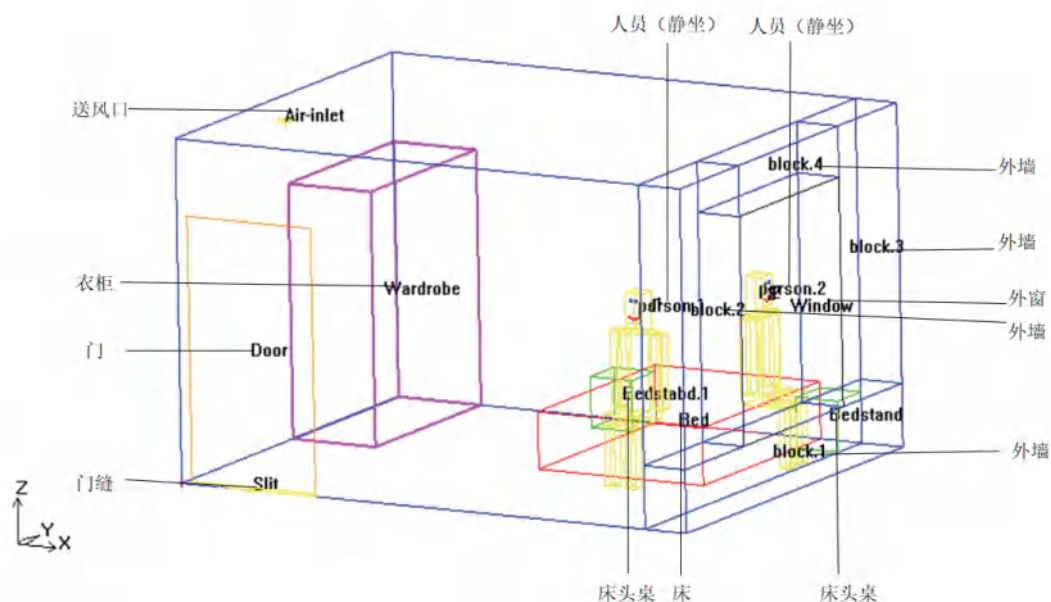


图3 CFD 验证的物理模型图

线风速仪获得了风口下不同高度（0.01、0.5、1、1.7、2.7m）的风速，每隔一小时监测一次数据。室外浓度通过 MINI-TH CO₂ 记录仪测试，放置在阳台连续监测。表 2 给出了主要测试仪器的参数。

2.3.2 CFD 模拟准确性的验证

基于实测工况，建立了 CFD 验证模型。图 3 给出了 CFD 验证的物理模型。采用计算流体力学模拟方法对该住宅主卧房间内的 CO₂ 浓度、风速进行模拟。为了便于分析模拟结果，规定卧室床 0.8-1.2m 高度范围内为人员活动区。

与实测工况对应，人类活动水平为静坐状态，测试房间有 2 人。实测住宅新风系统有两档调节，选取高档风量进行验证。模拟中，污染源仅考虑人员释放的 CO₂。送风方式为水平送风，送风口直径为 13cm。根据测试结果，送风量为 2.8 h⁻¹，室内 CO₂ 浓度稳定在 1400 ~ 1600 ppm，平均值为 1500

ppm^[4]。其他边界条件设置与 CFD 模型相同。在 CFD 模型计算方法方面，对比了不同类型湍流模型的计算值，并与实测结果进行了比较，以选择最适宜的紊流模型。为了表示湍流模型的模拟值与实测值之间的偏差，我们定义：

$$\delta = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{|t_i - s_i|}{t_i}}{n} \quad (1)$$

其中， δ 为模拟值和实测值的偏差， t_i ， s_i 分别为实测值和模拟值， n 为测点数。

2.4 响应曲面法

2.4.1 响应曲面法简介

响应曲面法优化设计是利用合理的实验设计方法，进行相关实验获得响应值。采用多元二次回归方程拟合响应值和设计变量之间的函数模型，通过对回归模型调整分析寻求最优设计变量参数。响应回归模型由二阶泰勒级数多项式函数来表示，如式

表 3 北墙的设计案例数据表

序号	ACH(h ⁻¹)	送风角度 (°)	送风口半径 (m)	距离西墙距离 (m)	人员活动区 CO ₂ 平均浓度 (ppm)
1	0.7	2	0.05	1.85	1184
2	2.8	2	0.05	1.85	792
3	0.7	10	0.05	1.85	1168
4	2.8	10	0.05	1.85	794
5	1.75	6	0.04	0.5	838
6	1.75	6	0.06	0.5	858
7	1.75	6	0.04	3.2	805
8	1.75	6	0.06	3.2	799
9	0.7	6	0.05	0.5	1151
10	2.8	6	0.05	0.5	819
11	0.7	6	0.05	3.2	1167
12	2.8	6	0.05	3.2	728
13	1.75	2	0.04	1.85	882
14	1.75	10	0.04	1.85	888
15	1.75	2	0.06	1.85	869
16	1.75	10	0.06	1.85	861
17	0.7	6	0.04	1.85	1231
18	2.8	6	0.04	1.85	759
19	0.7	6	0.06	1.85	1211
20	2.8	6	0.06	1.85	809
21	1.75	2	0.05	0.5	828
22	1.75	10	0.05	0.5	944
23	1.75	2	0.05	3.2	820
24	1.75	10	0.05	3.2	811
25	1.75	6	0.05	1.85	894

(2) 所示^[13]。

$$y = \beta_0 + \sum_{i=1}^n \beta_i x_i + \sum_{i=1}^n \beta_{ii} x_i^2 + \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j>i}^n \beta_{ij} x_i x_j + e \quad (2)$$

其中, y 是因变量, 即响应值; x_i 、 x_j 是自变量; n 是自变量个数; β_0 、 β_i 、 β_{ii} 、 β_{ij} 是回归系数, e 是误差项。

使用 RSM 获得多项式模型的一般方法如下^[14,15]。

(1) 实验设计。首先根据研究问题确定响应值及影响因素。然后定义影响因素的范围。最后选取适当的设计方法对不同水平的影响因素值进行排列和组合。

(2) 获取响应值。根据不同排列和组合的设计工况, 进行相关实验, 获得响应值。

(3) 获得响应曲面模型。根据获得的响应值拟

合一个适合的数学模型。拟合过程中可以使用后向消除法和 Box-Cox 响应变换来提高模型拟合的质量。

2.4.2 实验设计

本研究的目的在于探究住宅新风系统气流组织模型。在住宅建筑中, 通常将室内 CO_2 浓度作为常规污染物。将气流组织模型转化为探究室内 CO_2 浓度 (C) 与送风量 (ACH)、送风角度 (θ)、送风口半径 (r)、送风口位置 (X) 之间的关系, 获得 RSM 模型, 评价室内 CO_2 浓度对每个因素的敏感度。因此, 本研究的响应值 (Y) 为室内 CO_2 浓度, 设计变量 (x_1 、 x_2 、 x_3 、 x_4) 为送风量、送风角度、送风口半径、送风口位置。

实测发现顶部上送风并不能保持良好的室内空气品质。在 2.8h^{-1} 的高档风量下室内 CO_2 浓度稳定在 $1400 \sim 1600$ ppm。本课题前期对气流组织的模

表 4 东墙的设计案例数据表

序号	ACH(h^{-1})	送风角度 ($^\circ$)	送风口半径 (m)	距离北墙距离 (m)	人员活动区 CO_2 平均浓度 (ppm)
1	0.7	2	0.05	2.25	1164
2	2.8	2	0.05	2.25	669
3	0.7	10	0.05	2.25	1136
4	2.8	10	0.05	2.25	679
5	1.75	6	0.04	0.5	764
6	1.75	6	0.06	0.5	810
7	1.75	6	0.04	4	759
8	1.75	6	0.06	4	772
9	0.7	6	0.05	0.5	1176
10	2.8	6	0.05	0.5	686
11	0.7	6	0.05	4	1133
12	2.8	6	0.05	4	678
13	1.75	2	0.04	2.25	778
14	1.75	10	0.04	2.25	775
15	1.75	2	0.06	2.25	782
16	1.75	10	0.06	2.25	771
17	0.7	6	0.04	2.25	1103
18	2.8	6	0.04	2.25	682
19	0.7	6	0.06	2.25	1230
20	2.8	6	0.06	2.25	680
21	1.75	2	0.05	0.5	809
22	1.75	10	0.05	0.5	809
23	1.75	2	0.05	4	756
24	1.75	10	0.05	4	764
25	1.75	6	0.05	2.25	790

表5 南墙的设计案例数据表

序号	ACH(h ⁻¹)	送风角度 (°)	送风口半径 (m)	距离西墙距离 (m)	人员活动区 CO ₂ 平均浓度 (ppm)
1	0.7	2	0.05	1.85	1129
2	2.8	2	0.05	1.85	733
3	0.7	10	0.05	1.85	1100
4	2.8	10	0.05	1.85	769
5	1.75	6	0.04	0.5	880
6	1.75	6	0.06	0.5	818
7	1.75	6	0.04	3.2	774
8	1.75	6	0.06	3.2	784
9	0.7	6	0.05	0.5	1244
10	2.8	6	0.05	0.5	818
11	0.7	6	0.05	3.2	1108
12	2.8	6	0.05	3.2	678
13	1.75	2	0.04	1.85	831
14	1.75	10	0.04	1.85	920
15	1.75	2	0.06	1.85	860
16	1.75	10	0.06	1.85	856
17	0.7	6	0.04	1.85	1204
18	2.8	6	0.04	1.85	715
19	0.7	6	0.06	1.85	1214
20	2.8	6	0.06	1.85	731
21	1.75	2	0.05	0.5	833
22	1.75	10	0.05	0.5	908
23	1.75	2	0.05	3.2	782
24	1.75	10	0.05	3.2	771
25	1.75	6	0.05	1.85	847

拟研究也表明针对此案例,侧送风方式优于顶部上送风^[4]。因此本文针对住宅侧送风方式开展研究。在送风量的设计中,将此次实测获得的高档风量 2.8h^{-1} 作为设计上限。实测过程中保持两人在卧室中,卧室面积为 16.6m^2 。测试房间人均居住面积为 8.3m^2 ,根据《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》(GB50736—2012)规定,人均居住面积小于 10m^2 时,换气次数不应小于 0.7h^{-1} 。因此将 0.7h^{-1} 作为设计下限。目前住宅建筑在新风口的设计中并没有考虑送风角度,主要采取水平送风方式。本研究中分析了送风角度的影响。送风角度的设计范围为 2° 到 10° 。为了保证新风的送风距离,并没有考虑 0° 到 180° 。且规定偏转方向为向水平面以下偏转。在住宅建筑的新风送风速度设计中,送风速度要求不能过高且不能过低,一般要求在 $2\text{--}3\text{m/s}$ 范围内。结合送风量的设计范围,送风口半径的设计范围规定为 $0.04\text{--}0.06\text{m}$ 。在考虑送风口位置设计时,首先调

研了西安市住宅的侧送风布置方式。结合住宅楼层高度,在实验设计中送风高度规定为 2.5m 。且送风口位置不能距墙较近,这里规定距墙的距离为 0.5m 。因此,设计了不同墙面、不同送风口位置的模拟方案:距西墙的距离 $0.5\text{--}3.2\text{m}$ (南墙、北墙);距北墙的距离 $0.5\text{--}4\text{m}$ (东墙、西墙)。

本研究采用 Box-Behnken 设计 (Box-Behnken Design, BBD) 方法,是开发二阶多项式响应面模型中常用的 DOE 方法。在 BBD 方法的实现过程中,每个设计变量被三等分:低、中和高,它们分别代表各自设计范围的下限、中值和上限。然后用标准化单位(x_i)定义三级设计变量: -1 、 0 、 1 。见公式(3)。

$$x_i = \frac{2(X_i - X_{i,medium})}{X_{i,upper} - X_{i,lower}} \quad (3)$$

其中, x_i 、 X_i 分别是第 i 个标准化单位和设计变量; $X_{i,lower}$ 、 $X_{i,medium}$ 、 $X_{i,upper}$ 分别是设计变量的下限、

中值、上限。

基于 BBD 方法, 利用 Design-Expert 10.0 软件获得各自变量水平下的实验设计。表 3、4、5、6 分别给出了送风口设置在北墙、东墙、南墙、西墙时, 基于 BBD 方法和通过 CFD 模拟获得的响应值。

2.4.3 响应曲面模型的实现

响应曲面模型的建立及分析通过 Design-Expert 10.0 软件实现。基于表 3、4、5、6 给出的送风口设置在北墙、东墙、南墙、西墙的响应值及各个自变量设计水平, 分别获得响应值与各自变量的响应曲面模型。该模型是通过拟合一个多元二次多项式获得。模型的系统是通过最小二乘法的回归分析估算得到。在模型的确定过程中, 基于方差分析, 采用后向消除法去除 p 值大于 0.1 的无关紧要项。

3 结果与讨论

3.1 CFD 模型的验证结果

为了保证数值模型的准确性, 对了不同湍流

模型的预测性能。图 4 给出了不同湍流模型的风速模拟值和实测值的对比。可以得出 Indoor zero equation、Zero equation、RNG、Two equation 都可以较好的预测卧室内的风速分布, 但 Indoor zero equation 的预测效果更好。表 7 给出了不同湍流模型 CO_2 浓度的模拟值和测点处 CO_2 浓度的对比结果。由表 7 可知, Indoor zero equation 获得的 B 测点处 CO_2 浓度的偏差最小。因此, 在本次模拟计算中, 湍流模型选择 Indoor zero equation。

3.2 响应曲面模型

根据公式 (2), 拟合设计变量的数据, 建立了送风口设置在不同墙面的人员活动区平均 CO_2 浓度模型。为了提高模型的质量, 去除了根据方差分析获得的 $p\text{-value} > 0.1$ 项。表 8 给出了送风口设置在北墙、东墙、南墙、西墙的人员活动区平均 CO_2 浓度模型。其中, Adj.R^2 是根据样本数量和自由度调整后的样本 R^2 。 Pred.R^2 是拟合优度 R^2 , 是指回归直

表 6 西墙的设计案例数据表

序号	ACH(h^{-1})	送风角度 ($^\circ$)	送风口半径 (m)	距离北墙距离 (m)	人员活动区 CO_2 平均浓度 (ppm)
1	0.7	2	0.05	2.25	1121
2	2.8	2	0.05	2.25	698
3	0.7	10	0.05	2.25	1250
4	2.8	10	0.05	2.25	709
5	1.75	6	0.04	0.5	832
6	1.75	6	0.06	0.5	873
7	1.75	6	0.04	4	780
8	1.75	6	0.06	4	838
9	0.7	6	0.05	0.5	1216
10	2.8	6	0.05	0.5	716
11	0.7	6	0.05	4	1081
12	2.8	6	0.05	4	684
13	1.75	2	0.04	2.25	849
14	1.75	10	0.04	2.25	785
15	1.75	2	0.06	2.25	802
16	1.75	10	0.06	2.25	794
17	0.7	6	0.04	2.25	1147
18	2.8	6	0.04	2.25	706
19	0.7	6	0.06	2.25	1186
20	2.8	6	0.06	2.25	712
21	1.75	2	0.05	0.5	831
22	1.75	10	0.05	0.5	864
23	1.75	2	0.05	4	792
24	1.75	10	0.05	4	828
25	1.75	6	0.05	2.25	846

线对观测值的拟合程度。 $Adj.R^2$ 和 $Pred.R^2$ 是评估响应曲面模型性能的常用参数,数值越高表示模型预测能力越好。本研究中4个模型的 $Adj.R^2$ 和 $Pred.R^2$ 都接近于1,表明模型的可靠度较高。从响应曲面模型中获得的预测值与CFD模拟获得的实际值的关系图也显示了较好的拟合优度。

为了进一步验证开发模型的准确性,进行了交叉验证分析。已经在2.3.2节介绍了各个设计变量的设计区间,验证分析取值应取自设计空间内数值。图5给出了送风口设置在不同墙面上的响应曲面模型的验证结果。根据北墙、东墙、南墙、西墙的人员活动区平均 CO_2 浓度模型,对800ppm、900ppm、1000ppm、1100ppm、1200ppm下模型预测值与CFD模拟值进行了验证。结果表明4个模型的预测值和模拟值比较一致。因此,本研究获得的4个响应曲面模型认为是可以有效预测卧室人员活动区平均 CO_2 浓度。

3.3 设计变量对人员活动区平均 CO_2 浓度的影响

3.3.1 单个设计变量对人员活动区平均 CO_2 浓度的影响

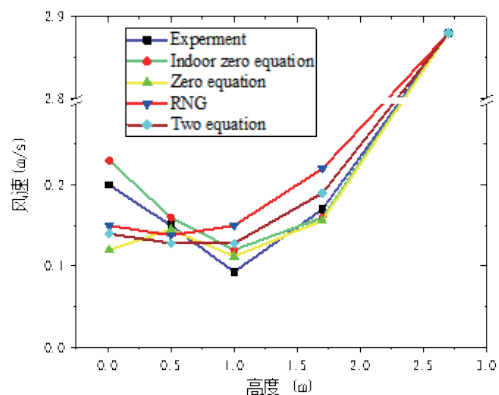
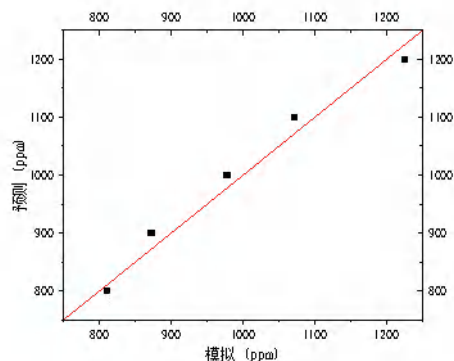


图4 不同湍流模型的风速验证

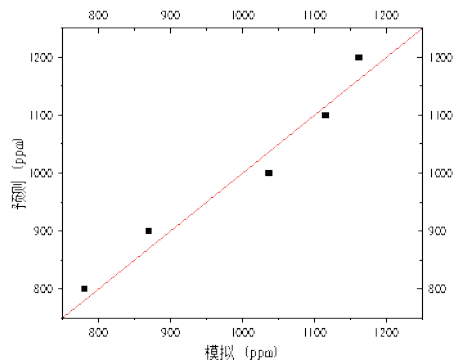
表7 不同湍流模型预测的 CO_2 浓度与实测结果的偏差

湍流模型	Indoor zero equation	Zero equation	RNG	Two equation
偏差	7.5%	9.2%	10.5%	10%

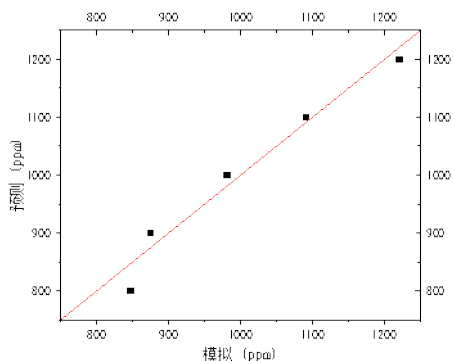
为有效分析单个设计变量对人员活动区平均 CO_2 浓度的影响,进行了敏感性分析。规定了一个特定点 (Box-Behnken 设计 (BBD) 方法定义的中值 (0), 利用 Design-Expert 10.0 软件获得)。敏感



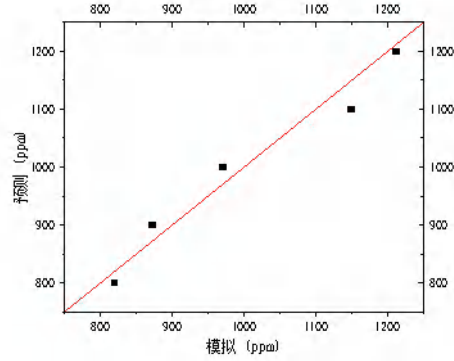
a 北墙



b 东墙



c 南墙



d 西墙

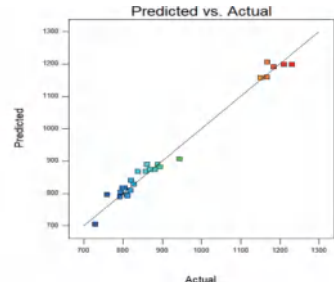
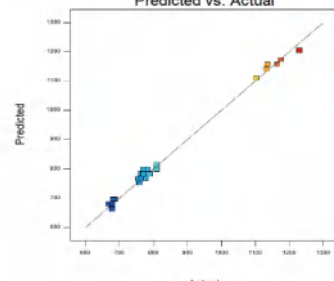
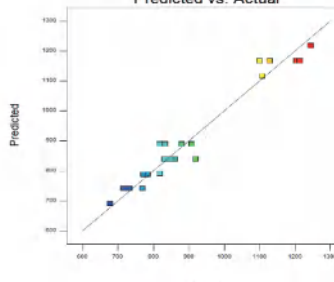
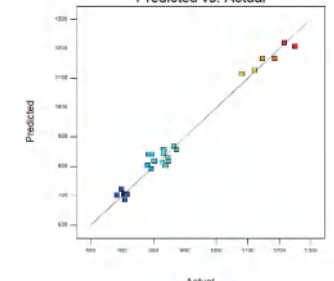
图5 送风口设置在不同墙面上响应曲面模型的验证结果

性分析中保证一个设计变量在设计区间内变化,而其他3个设计变量固定在特定点保持不变。图6绘制了4个响应曲面模型的人员活动区平均CO₂浓度对变量变化的响应。北墙结果表明:ACH的斜率最大,活动区CO₂浓度对ACH变化最敏感。其次是距墙的距离和送风角度。东墙结果表明:ACH的斜率最大,活动区CO₂浓度对ACH变化最敏感。其次是距墙的距离和送风角度。东墙结果表明:ACH的斜率最大,活动区CO₂浓度对ACH变化最敏感。

其次是距墙的距离和送风口半径。南墙结果表明:ACH的斜率最大,活动区CO₂浓度对ACH变化最敏感;其次是距墙的距离。西墙结果表明:ACH的斜率最大,活动区CO₂浓度对ACH变化最敏感;其次是距墙的距离和送风角度。

3.3.2 设计变量的交互作用对人员活动区平均CO₂浓度的影响

表8 送风口设置在不同墙面的响应曲面模型

	响应曲面模型	Adj.R ²	Pred.R ²	预测与实际的活动区平均CO ₂ 浓度
北墙	$Y=136.22-524.17 \cdot X_1+12.60 \cdot X_2+129.50 \cdot X_3-18.87 \cdot X_1 \cdot X_2-5.78 \cdot X_2 \cdot X_3+105.06 \cdot X_1^2-21.83 \cdot X_3^2$	0.9780	0.9607	
东墙	$Y=1232.74-504.86 \cdot X_1+6908.33 \cdot X_2+9.14 \cdot X_3-3071.43 \cdot X_1 \cdot X_2+123.09 \cdot X_1^2$	0.9934	0.9885	
南墙	$Y=1582.77-568.59 \cdot X_1+37.28 \cdot X_2+104.52 \cdot X_1^2$	0.9522	0.9423	
西墙	$Y=1509.42-546.87 \cdot X_1+15.14 \cdot X_2+40.19 \cdot X_3-7.02 \cdot X_1 \cdot X_2+14.01 \cdot X_1 \cdot X_3+96.33 \cdot X_1^2$	0.9725	0.9553	

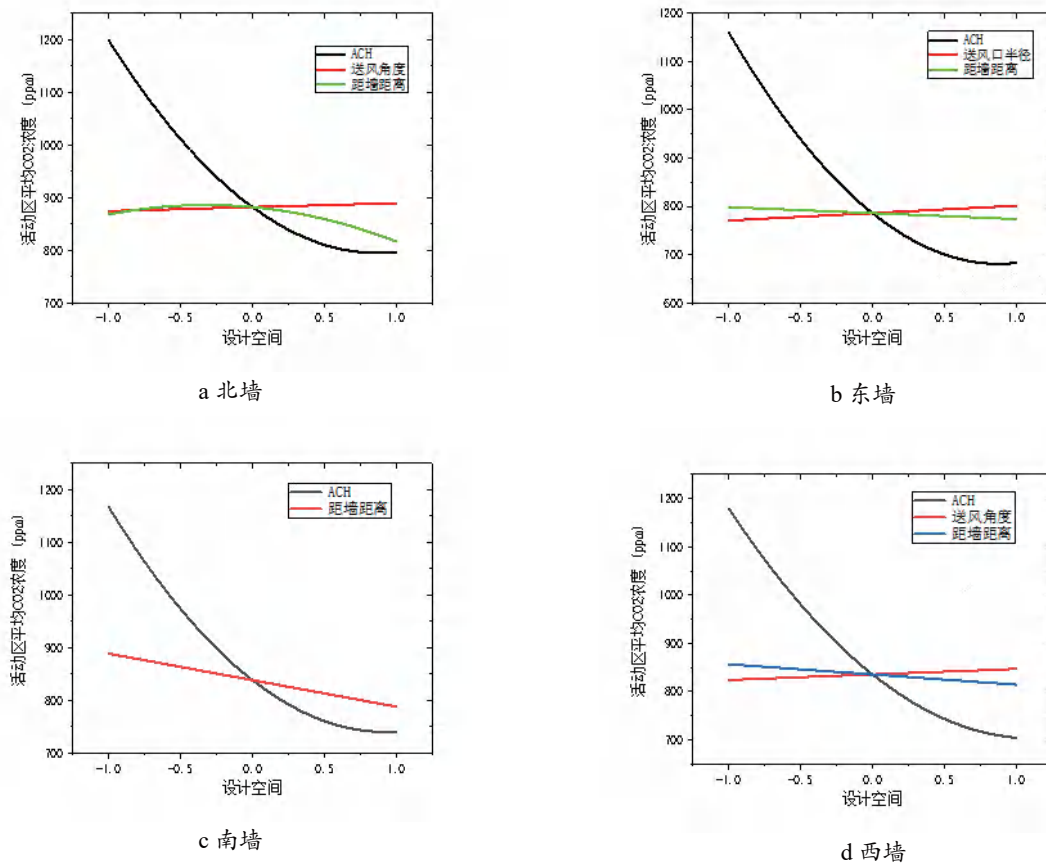


图6 送风口设置在不同墙面上响应曲面模型的人员活动区平均CO₂浓度对变量变化的响应

ACH、送风角度、送风口半径及送风口位置的交互作用位置对人员活动区平均CO₂浓度影响的响应曲面图见图7。可以看出：对于北墙模型和西墙模型，人员活动区平均CO₂浓度随着ACH的增大和送风角度的减小而减小。对比两者，西墙模型送风角度对人员活动区平均CO₂浓度的影响更强烈。固定送风角度，北墙模型的ACH与距墙距离的交互作用曲面图呈现凸形，人员活动区平均CO₂浓度随着距墙距离的增大先增大后减小，表明曲面有最大值。而西墙模型的人员活动区平均CO₂浓度则是随着ACH的增大和距墙距离的增大而减小。同样南墙模型的人员活动区平均CO₂浓度则是随着ACH的增大和距墙距离的增大而减小。东墙模型的人员活动区平均CO₂浓度随着ACH的增大和送风口半径的减小而减小，随着ACH的增大和距墙距离的减小而减小。在低送风量情况下，送风角度、送风口半径及送风口位置的两两交互作用对人员活动区平均CO₂浓度影响较小。固定送风量（中值），其它两个设计变量的交互作用中，南墙模型不同于其它模型。送风角度从2°增加到10°，当距墙距离为0.5m

时，人员活动区平均CO₂浓度从828.87ppm增加到906.55ppm；当距墙距离为1.85m时，人员活动区平均CO₂浓度从874.25ppm增加到889.51ppm；当距墙距离为3.2m时，人员活动区平均CO₂浓度从840.06ppm减小到792.90ppm。距墙距离越远，人员活动区平均CO₂浓度随送风角度减小的增量的绝对值先减小后增大。

4 结论

本研究采用响应曲面法，将Box-Behnken设计(BBD)方法和计算流体力学模拟相结合，定量研究了人员活动区平均CO₂浓度与ACH、送风角度、送风口半径、送风口位置之间的关系，结果表明：

(1) ACH、送风角度、送风口半径、送风口位置对人员活动区平均CO₂浓度有显著影响，其中ACH最为显著。设计变量之间的交互作用也影响着人员活动区平均CO₂浓度，在预测卧室人员活动区平均CO₂浓度是不可忽略。其中ACH和其他三个设计变量的交互作用对人员活动区平均CO₂浓度的影响较为显著；送风角度、送风口半径、送风口位置之间两两的交互作用对人员活动区平均CO₂浓度

的影响略弱。

(2) 在住宅建筑的气流组织设计中, 送风口布置在不同墙面上时, 设计变量对活动区平均 CO_2 浓度影响程度不同。参照本案例, 送风口设置在北墙和西墙应优先依次考虑: ACH、送风口位置、送风角度; 东墙: ACH、送风口半径、送风口位置; 南墙:

ACH、送风口位置。

(3) 经过气流组织优化后发现送风口设置在离门缝排风口较远处(北墙和西墙)、在门斜对角方位上(南墙和东墙)可以保持相对较好的室内空气质量。

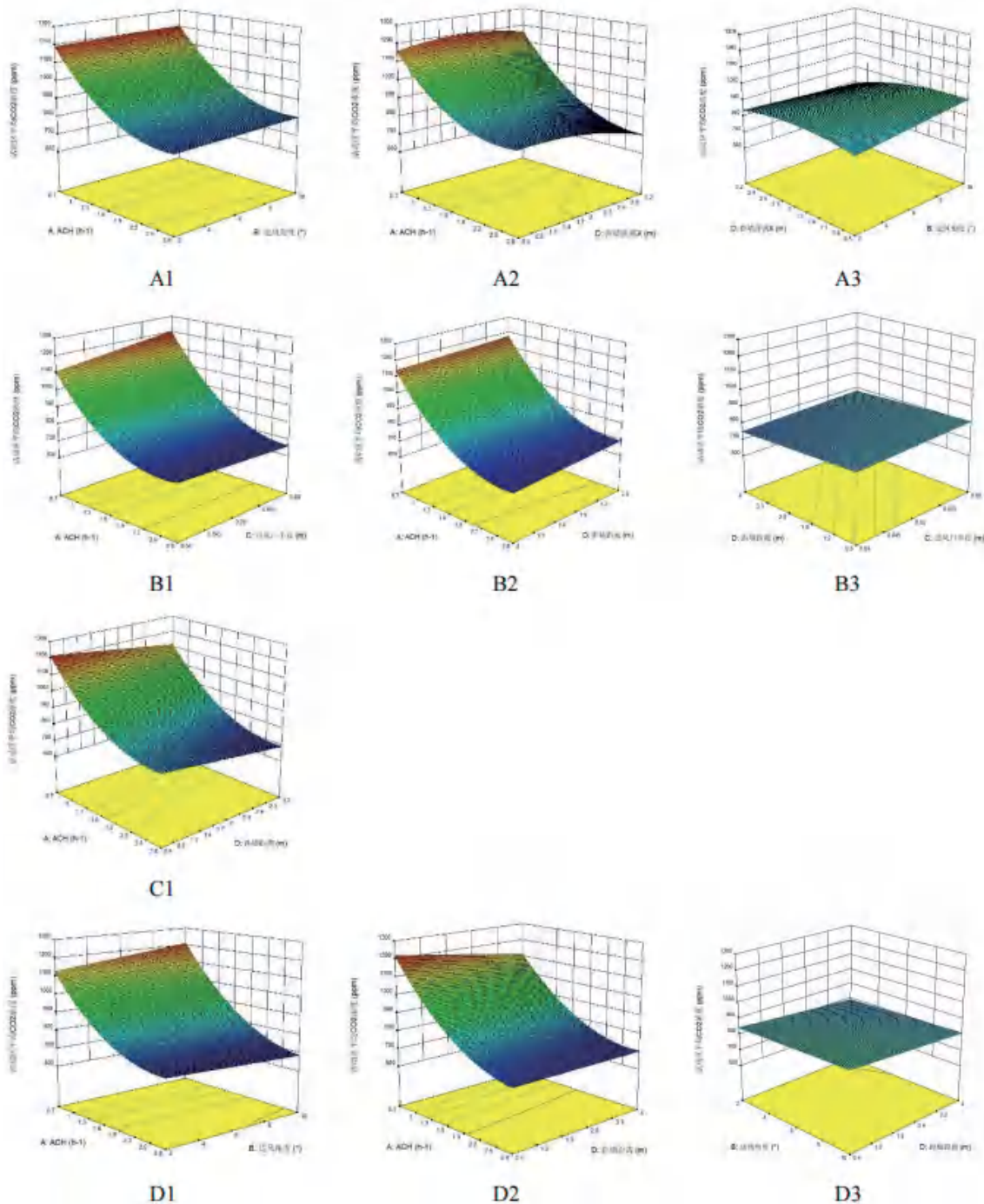


图7 设计变量的交互作用对人员活动区平均 CO_2 浓度的3D响应曲面图

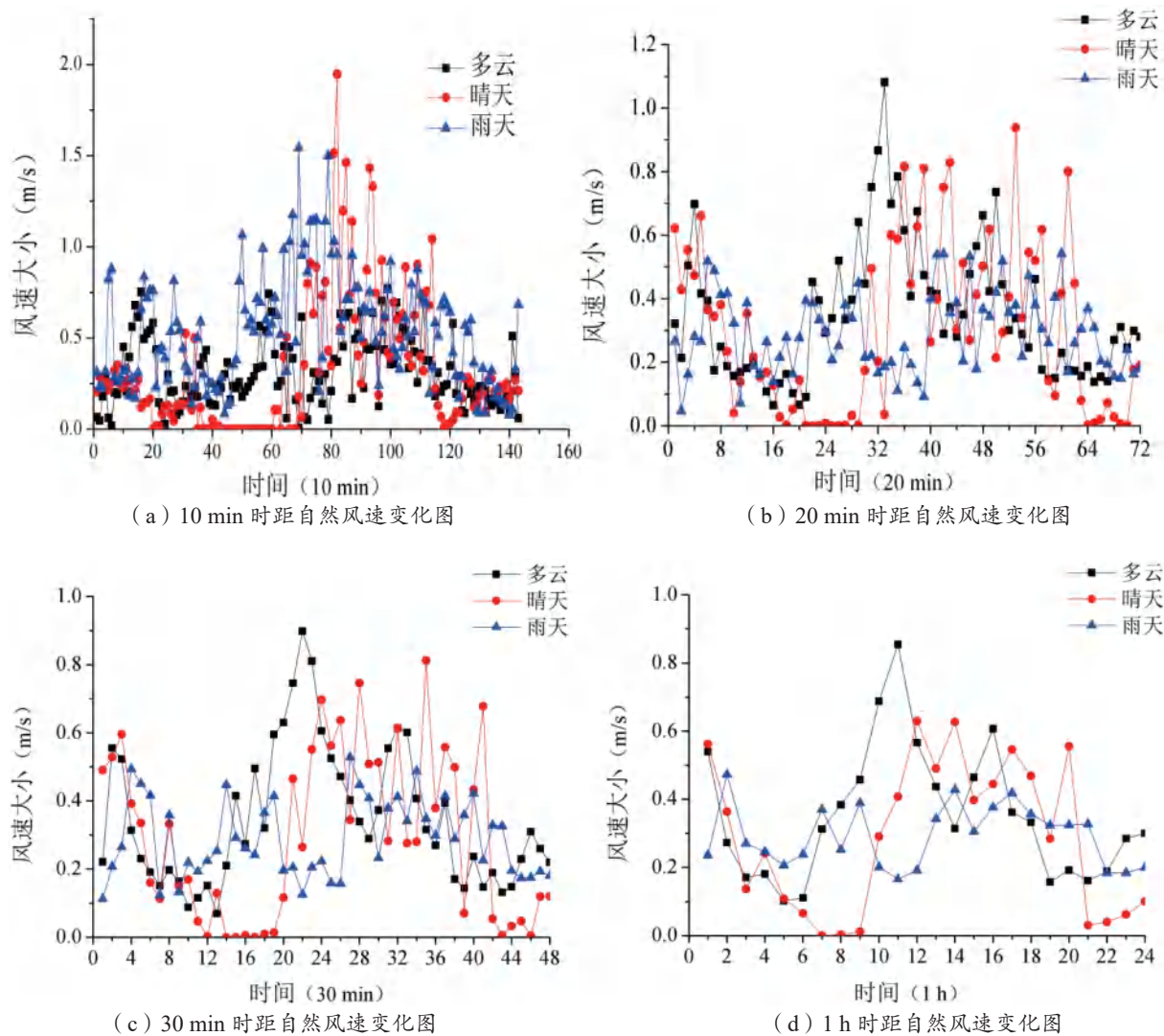
(A、B、C、D分别为北墙、东墙、南墙、西墙)

参考文献

- [1]Sun Y , Hou J , Cheng R , et al. Indoor air quality, ventilation and their associations with sick building syndrome in Chinese homes[J]. Energy and Buildings, 2019, 197(AUG.):112-119.
- [2] Jin Z Y , Wu M , Han R Q , et al. Household Ventilation May Reduce Effects of Indoor Air Pollutants for Prevention of Lung Cancer: A Case-Control Study in a Chinese Population[J]. Plos One, 2014, 9(7):e102685.
- [3] 王智超,唐冬芬,胡晓明.住宅机械通风方式的国内研究现状与发展方向[J].暖通空调,2005(08):39-43.
- [4] Sui X , Tian Z , Liu H , et al. Field measurements on indoor air quality of a residential building in Xi'an under different ventilation modes in winter[J]. Journal of Building Engineering, 2021, 42: 103040.
- [5] 隋学敏,张旭.夏热冬冷地区住宅空调设计最小新风量的探讨[J].暖通空调,2008(10):99-104+81.
- [6] Hou Y , Li A , Yang J , et al. Study on attached ventilation based on inclined walls[J]. Building Simulation, 2021, 14: 667-679.
- [7]Gao R , Zhang H , Li A , et al. Research on optimization and design methods for air distribution system based on target values[J]. Building Simulation, 2020:1-15.
- [8]Cheng Y, Zhang S, Huan C, Oladokun MO, Lin Z. Optimization on fresh outdoor air ratio of air conditioning system with stratum ventilation for both targeted indoor air quality and maximal energy saving[J]. Building and Environment, 2019 (147): 11-22.
- [9]Li Y, O'Neill Z. A critical review of fault modeling of HVAC systems in buildings[J]. Building Simulation, 2018 (11): 953-975.
- [10]Li Yang , Miao Ye , Bao-Jie he. CFD simulation research on residential indoor air quality[J]. Science of the Total Environment, 2014, 472 : 1137-1144.
- [11] 隋学敏,张旭.辐射供冷住宅设计最小新风量的有效利用[J].同济大学学报(自然科学版),2010,38(08):1226-1233.
- [12]Mao Ning et al. Computational fluid dynamics (CFD) modelling of air flow field, mean age of air and CO₂ distributions inside a bedroom with different heights of conditioned air supply outlet[J]. Applied Energy, 2016, 164 : 906-915.
- [13]Myers RH, Montgomery DC, Anderson-Cook CM . Response Surface Methodology: Process and Product Optimization Using Designed Experiments. Hoboken, NJ, USA: John Wiley & Sons. 2016.
- [14]Bezerra MA, Santelli RE, Oliveira EP, Villar LS, Escaleira LA. Response surface methodology (RSM) as a tool for optimization in analytical chemistry[J]. Talanta, 2008, 76: 965-977.
- [15]Shen X, Zhang G, Bjerg B. Investigation of response surface methodology for modelling ventilation rate of a naturally ventilated building[J]. Building and Environment, 2012, 54: 174-185.



图3 气象参数设置系统现场照片



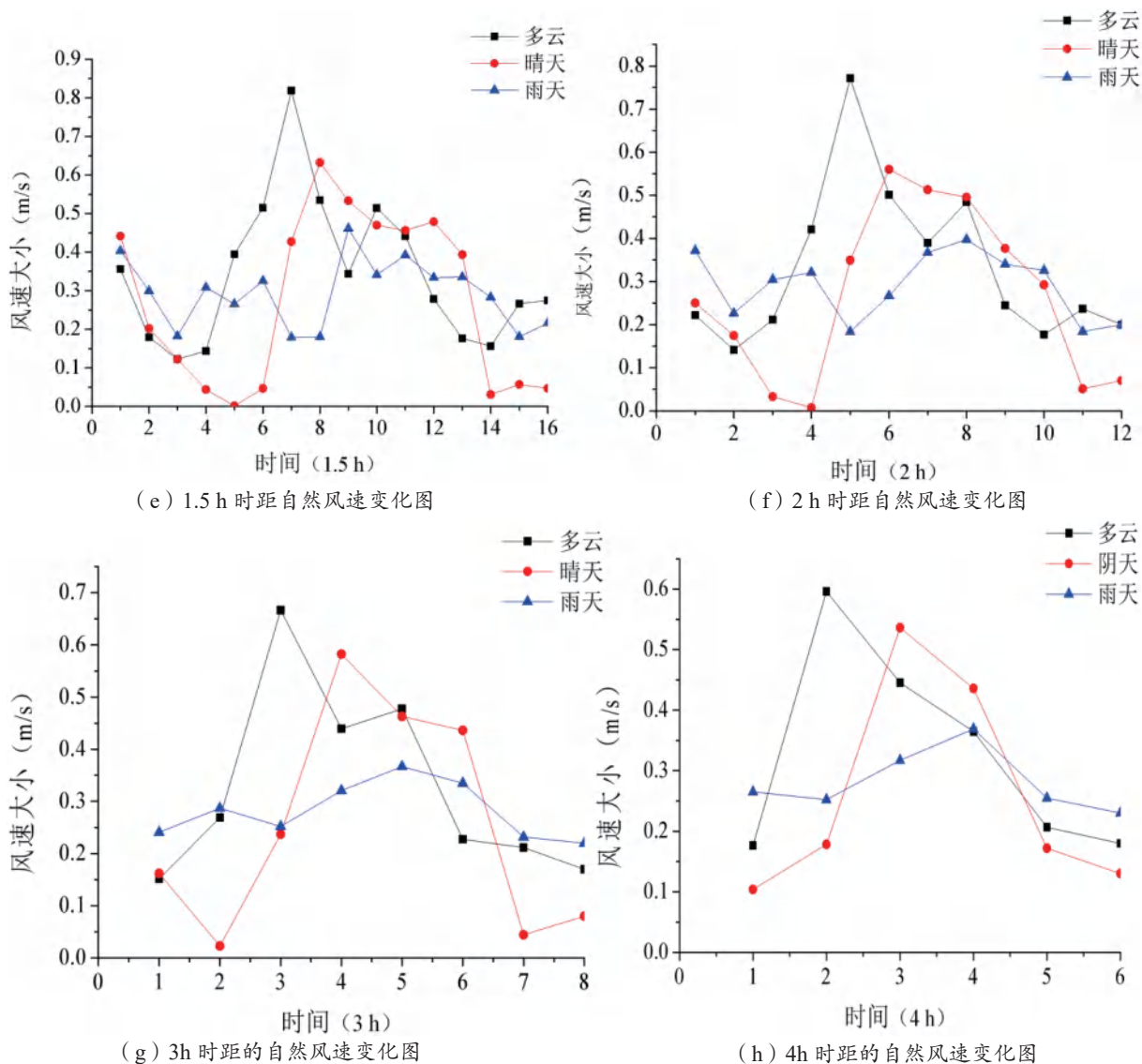


图4 不同时距条件下自然风速日变化图

面的总辐射,另外,还能测量大气温度、湿度、风速风向等,数据采集和实时监测由 LoggerNet 软件完成。

三维超声波风速仪于 2017 年 06 月 01 日安装于该气象站,即开始连续检测,到 2019 年 6 月 31 日结束,采集到了近 25 个月的数据^[7]。图 3 为气象参数测试系统现场照片。

2 特性分析

2.1 自然风的平均特性

平均风速是指某个时距内空间各点上实际自然风的平均值,平均风速可以用式(1)表示,

$$\bar{V}_i = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} V_i(t) dt \quad (1)$$

式中, $V_i(t)$ 为空间时刻为 t 时的瞬时自然风速值, m/s; $\bar{V}_i$ 为某个时距内的瞬时风速的平均值, m/s ($t_2 - t_1$) 为时距, s。

由公式(1)可知,时距的不同,平均风速值的大小会有不同^[8],其全天风速波动变化描述也会存在差异。风速时距过大,风速描述参量数量较少,自然风速的波动变化规律无法展现;然而风速时距过小,对自然风速波动变化描述更准确,但数据过多会对建筑自然通风的计算分析带来不便。

2.2 平均风速日变化规律

本节通过对实测 0.1 s 瞬时自然风进行计算分析,得到同一天内时距分别为 10 min 到 4h 的共八

表1 不同时距的平均风速最值对比

气象		时距	0.1s	10min	20min	30min	1h	1.5h	2h	3h	4h
多云 (2018.03.30)	风速最大值 (m/s)		1.058	0.774	0.543	0.528	0.473	0.461	0.397	0.367	0.369
	风速最小值 (m/s)		0	0.008	0.047	0.113	0.166	0.179	0.183	0.232	0.252
	风速波动幅值 (m/s)		1.058	0.766	0.496	0.415	0.307	0.282	0.214	0.135	0.117
	波动幅值比值		1	0.724	0.496	0.392	0.290	0.267	0.202	0.128	0.111
晴天 (2018.04.03)	风速最大值 (m/s)		3.6842	1.947	0.938	0.812	0.812	0.632	0.560	0.582	0.536
	风速最小值 (m/s)		0	0	0	0	0	0.002	0.007	0.023	0.104
	风速波动幅值 (m/s)		3.6842	1.947	0.938	0.812	0.812	0.630	0.553	0.559	0.432
	波动幅值比值		1	0.528	0.255	0.220	0.220	0.171	0.150	0.152	0.117
雨天 (2018.05.08)	风速最大值 (m/s)		1.8075	1.524	1.081	0.898	0.898	0.818	0.771	0.667	0.596
	风速最小值 (m/s)		0	0.08	0.064	0.069	0.069	0.123	0.141	0.151	0.176
	风速波动幅值 (m/s)		1.8075	1.534	1.017	0.829	0.829	0.695	0.630	0.516	0.420
	波动幅值比值		1	0.849	0.563	0.459	0.459	0.385	0.349	0.285	0.232

组不同时距条件下的自然风速日变化图,探究平均风速值的时距大小对一天内自然风速脉动规律的影响。

实测中,2018.03.30、2018.04.03、2018.05.08这三天分别是多云、晴天及雨天,将这三天作为典型日,图4为这三天分别对应这8组时距的平均风速的时间变化图,很明显不同时距条件下的风速波动变化幅度存在差异。

由图4可知,不同日期不同天气条件下,不同时距的平均风速一天的波动均较大且变化趋势相同,最大值均出现在中午或下午,但风速大小由于平均时距的不同而呈现出差异。

表1为这三天对应的8组不同时距条件下的风速波动特性值。可以看到,平均风速时距越大,风速波动变化特征值越弱,不同时距平均风速的风速最大值以及波动幅值与实测风速最大值的比值均随着平均风时距的增大而减小。如针对多云、晴天及雨天这三天,对于其风速最大值,当平均风时距为10 min时分别为0.774(m/s)、1.947(m/s)、1.542(m/s),当为4h时其分别为0.369(m/s)、0.536(m/s)、0.596(m/s);对于风速波动幅值,当平均风时距为10 min时分别为0.766(m/s)、1.947(m/s)、1.534(m/s),当为4h时其分别为0.177(m/s)、0.432(m/s)、0.420(m/s)。表中数据表明不同时距平均风速对一天内的风速波动变化程度描述并不相同,时距越大,风速波动变化特性越不明显,自然风波动作用效果被减弱,对实际自然风速波动特性的描述越失真。

表2为这三天对应的8组不同时距平均风条件下的风速波动幅值比值的平均值及标准差。风速波动幅值比值的平均值及标准差展示了不同气象条件下风速在不同时距条件下波动的稳定性。其风速波动幅值比值的平均值越接近1,表明该气象条件下,

风速波动特性受时距影响的衰减作用越小;其风速波动幅值比值的标准差值小,表明风速波动衰减分布稳定。

由表2可知,气象条件对风速波动特性的展现存在着影响,当雨天时,风速波动状态较为稳定,平均风速波动特性受时距影响较弱;相比,多云或晴天时,风速波动剧烈,平均风速波动特性受时距影响相对较强。

2.3 不同时距的平均风速随时间自相关特性

自然风的风速、湍流强度以及频率等都是在时刻变化的,且其变化在不同时刻之间存在着联系,即自相关性。关于自相关性,在自然风风速特性描述中,体现为不同时刻风速的相互作用,其自相关函数表示为任意当前时刻自然风速值与不同时刻的风速值之间的相关度,直观的反映出了任意当前时刻的风速值对未来不同时刻风速值的影响程度。风速自相关特性参数精确的展现自然风在不同时刻间的内在关联,是实际风速波动变化特性的数学体现。

自然风的自相关特性与平均风速值、离地高度以及地表面的粗糙长度相关。但对固定空间位置处的自然风速时程,风速的自相关特性仅与平均风速值的大小相关,表现为自然风的自身特性,体现风速的波动变化特性。

在相关研究中,采用自相关函数来表述同一风速变量在不同时刻的相关程度。自相关函数的概念可用如下公式(2)表示,

表2 不同时距平均风条件下的风速波动幅值比值的平均值及标准差

气象(日期)	平均值	标准差
多云(2018.03.30)	0.398	0.295
晴天(2018.04.03)	0.307	0.288
雨天(2018.05.08)	0.504	0.259

$$R(\Delta t) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (V_i - \bar{V})(V_{i+\Delta t} - \bar{V}) \quad (2)$$

式中, V_i 为时刻风速序列对应的风速值, m/s;
 $V_{i+\Delta t}$ 为时刻的风速值, m/s; $\bar{V}$ 为自然风速时程在时距内风速的平均值, m/s。

由公式(2)可知, 不同时距平均风速值所构成的自然风速时程序列具有不同的自相关函数。因此将自相关函数进行标准化, 得到了自相关系数, 如公式(3)所示,

$$C(t) = \frac{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (V_i - \bar{V})(V_{i+t} - \bar{V})}{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (V_i - \bar{V})^2} \quad (3)$$

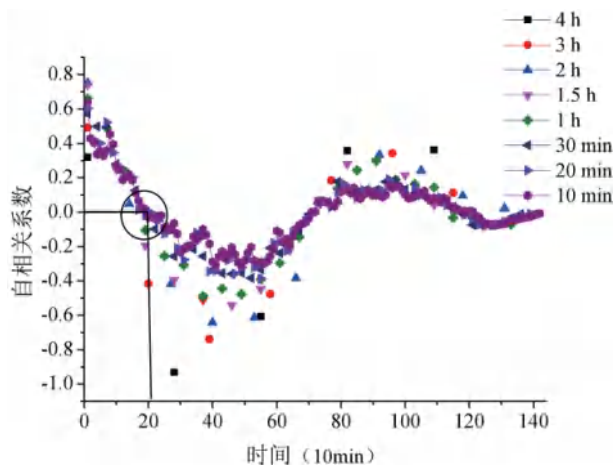
自相关系数消除了量纲的影响, 其数值大小可以直观的展示风速不同时刻之间的相关程度, 体现自然风速时程序列的自身波动特性。表3给出了自相关系数的大小与对应的相关程度, 当自然风速序列的自相关系数越接近于 ± 1.00 时, 风速的自相关程度越高。

表3 自相关系数与相关程度

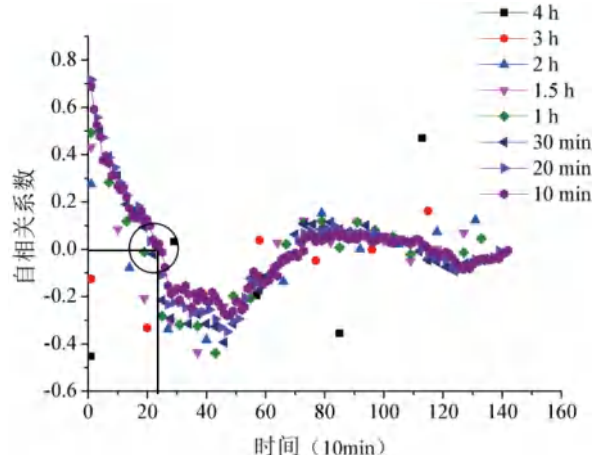
相关程度	不相关	微相关	实相关	显著相关	高度相关
相关系数	0.00	0.00 $\pm$ 0.30	$\pm 0.30 \pm 0.50$	$\pm 0.50 \pm 0.80$	$\pm 0.80 \pm 1.00$

对上述八组不同时距条件下的平均风速值所构成的自然风速时程序列日波动变化的自相关系数图进行解析, 见图5。

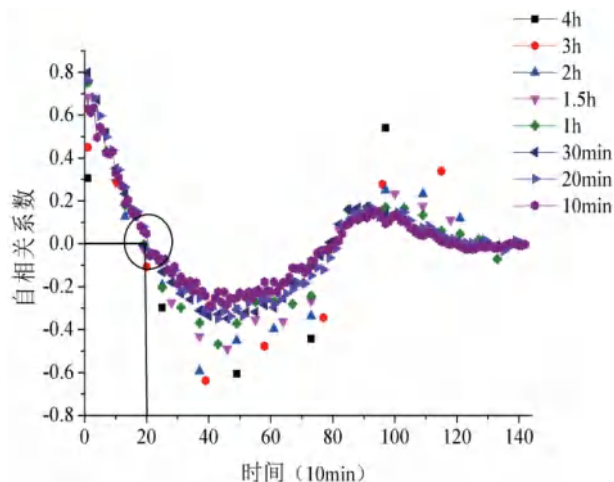
如图5所示为三个典型日(分别为2018.03.30、2018.04.03、2018.05.08)的实际自然风在不同时距下的平均风速自相关系数随时间变化图。由图5可知, 这三天的风速自相关系数变化分布有不同, 这体现出了不同气象参数、风速大小、风速波动状况对风速序列自身特性的影响。由图可知, 随着时间的推移, 任意当前时刻的风速值与未来时刻风速值的自相关系数迅速衰减, 相关性均迅速减弱, 且这三天的风速自相关系数均在3-4个小时内迅速衰减至0, 随着时间的推移风速自相关系数在0值上下浮动。表明当前时刻风速的脉动作用效果实际作用于在未来3-4小时的风速波动中, 但随着时间的推移, 当前时刻脉动风速的影响作用效果对未来时刻的风速的影响逐渐消减。以上研究表明, 对风速简化的时距越大, 对自然风波动特性的描述越失真, 本文旨在探究如何在保留自然风脉动特性的基础上, 对自然风进行一定时长的平均简化, 而根据自相关系数与相关程度的意义, 结合三个典型日的自然风自相关系数变化图, 当前时刻风速与未来1h以内的风速值均存在着波动联系, 自相关系数均大于0.50, 呈现出显著相关特性, 即风速时距在1h以内时, 可保留自然风脉动特性。因此, 对自然风进行1h时长



(a) 3月30日自相关系数变化图



(b) 4月3日自相关系数变化图



(c) 5月8日自相关系数变化图

图5 三个典型日的自然风自相关系数变化图

的平均简化, 可用于预测脉动自然风在建筑中的通风效果。

由图5可知, 在同一天自相关系数变化图中, 8组不同时距条件下的自相关系数变化分布趋势相

同,且时距为10 min、20 min、30 min以及1 h的风速自相关系数变化参数值基本吻合,时距为1 h的自相关系数值与时距为10 min的最大偏差在10%以内;但时距为1.5 h、2 h、3 h以及4 h时,自相关系数值与实际风速特性参数偏差过大,时距为1.5 h时,与时距为10 min的风速自相关系数偏差在30%以内(5月8日的7:30),时距为4 h时,与10 min的自相关系数值偏差达到了70%以上(4月3日与5月8日的16:00),且在3月30日的4:00,偏差达到了80%以上。

综上所述,时距在1 h以内的平均风速值所构成的日自然风速序列仍能较为准确的体现实际自然风速序列的日波动特性,因此在建筑自然通风研究中,可将1 h作为实际风速参数时距,将一天的0.1 s时距的自然风速数群简化为24个平均风速序列,进而计算分析得到实际波动自然风的通风特性。

3 结论

本研究对西安某空旷厂区的10 m高处进行了为期两年的自然风速数据采集及气象监测,依据测试数据分析比较了实际自然风风速及其对应的不同时距平均风速的脉动特性及自相关性,得到能较好保留原自然风基本特性的平均风的最大时距,用于建筑风压自然通风的可靠预测。主要结论如下:

(1) 不同时距平均风速对一天内的风速波动变化描述有差别,时距值大,风速波动变化特性会减弱,即自然风波动作用效果会失真;

(2) 气象条件对风速波动特性存在着影响,当雨天时,风速波动状态较为稳定,风速波动特性受时距影响较弱;多云或晴天时,风速波动剧烈,波

动特性随着时距的增长显著减弱;

(3) 风速平均时距在1 h以内时,可充分反映自然风风速的波动特性及不同时刻风速之间的相关性。

参考文献

- [1] 朱颖心, 欧阳沁, 戴威.. 建筑环境气流紊动特性研究综述[J]. 清华大学学报(自然科学学报), 2004, 44(12): 1622-1625.
- [2] 柯其枝, 谭洪卫, 季亮, 潘希存, 李潇潇. 恒定风与间歇风对厂房自然通风影响实验研究[J]. 建筑热能通风空调, 2008(03): 57-59.
- [3] 张惠敏. 脉动风单侧自然通风中湍流特征的影响[D]. 浙江大学, 2013.
- [4] 李超, 罗会龙, 谷宇新等. 自然通风条件下室内外脉动风的相关性研究[J]. 节能技术. 2013, 31(5): 434-436
- [5] 尹飞, 自然风的脉动特性对室内温度的影响研究[D]. 湖南大学. 2014.
- [6] 谷宇新, 刘刚, 周杰. 城市风的脉动作用对建筑通风效果的影响[J]. 建筑热能通风调. 2012, 31(4): 22-25.
- [7] 任瑞兰. 自然风脉动特性及对自然通风的影响研究[D]. 长安大学, 2018.
- [8] 陶丹玉. 自然风特性分析及风速时程模拟研究[D]. 长安大学, 2019.
- [9] 阮芳. 单开口自然通风特性的实验及模拟研究[D]. 湖南大学. 2016.
- [10] 童宝龙. 自然风特性及其对自然通风效果的影响研究[D]. 湖南大学, 2013.

变阻塞比下地铁疏散走道内火灾烟气运动研究

林凌敏, 吴婧

(福建工程学院, 福州 350118)

[摘要] 根据福州市地铁四号线构建了一个地铁隧道区间模型, 利用 FLUENT 模拟车头电气火灾的应急事件。分析了火灾产生的高温、有毒 CO 烟气在两种阻塞比条件下的分布情况及对疏散人群的影响。模拟结果表明, 纵向通风能在疏散走道范围控制高温烟气蔓延, 有利于人员疏散。高阻塞比条件下对流换热增强, 降温快, 建议设置离轨面高度较低的疏散走道以获取更大的安全空间。针对纵向通风条件只能创造单一安全区域的特点, 给出了疏散方案分析及建议。

[关键词] 地铁区间; 隧道火灾; 阻塞比; 纵向通风; 疏散策略; CFD 模拟

1 研究背景

如今, 大多数隧道采用纵向通风系统。纵向通风系统不需要额外的空间用于布置通风风管, 占据隧道空间小, 系统造价便宜, 所以被广泛应用^[1]。纵向通风的作用原理即在隧道内产生一个纵向的气流, 将火灾产生的烟气吹向下游, 在火灾上游形成一个无烟区域, 保证了隧道使用者的安全。纵向通风的风速在大等于临界风速时能够有效地抑制烟气逆流, Oka 和 Atkinson 通过实验得出以通风引入的空气温度、隧道高度、热释放率等变量的无量纲临界风速数学表达式。^[25]

地铁隧道内发生火灾时, 常用的疏散策略是将列车停靠在地铁站点, 便于人员从站台疏散^[5,6]。根据过去的研究^[7,8,9], 在约 50% 的火灾案情中, 列车没有行进至指定站点, 而是停在站与站之间的区间隧道内。学者引入阻塞比来描述火灾发生时列车占据隧道的情况, 并且已经证实了阻塞比对临界速度、烟气逆流长度的显著影响。Gannouni^[2] 利用 FDS 模拟, 研究了阻塞比为 0.31 时, 隧道内阻挡物不同摆放位置对于临界通风风速大小的影响。临界通风风速较没有阻挡物时减小, 且临界风速随着阻挡物离地间距的增长而略微减小。Zhang^[3] 进行了地铁隧道火灾缩尺模型的实验。由于列车的阻挡(阻塞比 0.52), 存在截面积变化的区域风速增加, 惯性力与热传递加剧, 烟气逆流长度缩短。Zhang 依据实验数据推导了含阻塞比, 列车长度等变量的无量纲烟气逆流长度计算公式。

学者希望通过研究火灾烟气运动的规律与控制烟气传播的方法, 来最小化烟气带来的伤害。高温烟气带来的伤害可以是间接的, Wetzig 的研究^[18]表明, 温度高于 400℃ 时, 混凝土中的氢氧化钙将会

产生水蒸气, 这将加速混凝土剥落过程, 并降低混凝土的强度。壁面材料受热脱落, 甚至整体结构坍塌, 可能对隧道内的撤离人员与救灾人员造成伤害^[1,17]。学者通过研究贴近顶板的烟气最高温的出现位置, 温度变化趋势等能够直接预判隧道结构受损的可能性^[19]。

火灾产生的烟气也可以直接伤害人体, 其中, 高温烟气通过三种形式危害人体: 导致人体体温过高, 灼伤人体表皮, 灼伤呼吸道^[4]。此外, 烟气含有的 CO 气体可迅速扩散穿过肺泡膜, 并在红细胞中与血红蛋白结合, 导致血液携氧能力降低^[25]。以往的火灾模拟实验^[1], 探测点布置在隧道顶棚附近及火灾上下游位置, 不处于疏散走道附近, 并不能直接表明高温有毒烟气对于疏散人员的伤害情况, 通风对于威胁隧道使用人群的高温及 CO 气体的抑制效果也未得到研究。

本文尝试将阻塞比等因素考虑在内, 借助 CFD 软件, 模拟纵向通风条件下的地铁隧道中发生火灾后的烟气运动规律, 重点分析位于疏散人员走道位置的温度及 CO 浓度分布情况, 评估通风的有效性, 为将来的地铁设计及地铁火灾应对策略提供参考。

2 实验方法

2.1 隧道模型

根据福州地铁四号线实际工程设置隧道模型, 设定隧道区间内停有 6 节编组列车, 单节车厢的长宽高为 19×2.8×3.8m, 为城市大中型地铁线路常用的 B 型车厢尺寸。选取的隧道区间为盾构型直管段, 长 153m, 隧道建筑限界直径 6.2m, 对应的阻塞比 $\phi_1=0.38$, 为本文的低阻塞比实验组。根据地铁限界标准 CJJ/T96-2018^[22], 区间圆形隧道建筑限界直径普通道床地段最小应为 5.2m, 对应的阻塞比 $\phi_2=0.55$, 作为高阻塞比实验组。

2.2 模拟火源

基金项目: 福建省自然科学基金项目
(2019J01775)

模拟火源用体积热源代替。根据 UPTUN^[23,24] 的研究, 现行标准下的地铁车厢由于使用较多不燃材料, 车厢着火情况下的放热率在 10~50MW 之间。但为了考虑火灾最不利情况下对于隧道使用人员的影响, UPTUN 提议忽略火灾发展阶段的过程, 火源保持最大放热率值。针对车头电气火灾, UPTUN 建议使用 10MW 的恒定放热率数值。

48% 的列车火灾是由机械或电器故障引发的, 而电子设备与刹车系统多位于列车下部^[8,9], 故将模拟火源设定在列车下部。为了模拟车头部位发生电器火灾, 将模拟火源设定在车厢前端^[2,3]。为便于研究烟气逆流长度, 将火源中心位置设为坐标原点。隧道内纵向通风由车尾尾部火灾上游区域送入, 吹向车头下游发生火灾区域, 如图 1 所示。

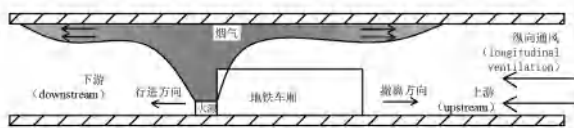


图 1 模型示意图

Ingason^[14] 依据 Runehamar 隧道全尺寸燃烧实验测量的数据, 推导出燃烧产生的二氧化碳含量与放热率关系的公式 (1)。CO 含量根据 Vega^[11] 从 EUREKA 实验数据得到的结果, 在不完全燃烧的模型中, 每 20ppm 的约含 1ppm 的 CO。因此, 火源燃烧产物边界条件简化为的生成率 (0.87kg/s), CO 含量则根据上述理论直接计量。

$$\dot{m}_{CO_2} = 0.087\dot{Q} \quad (1)$$

$$\dot{m}_{CO_2}: CO_2 \text{ 生成率 (kg/s)} \quad \dot{Q}: \text{放热量 (MW)}$$

2.3 模拟场景及验证

本次模拟利用计算流体力学软件 FLUENT 进行 3D 计算域内的流体的质量守恒, 动量守恒及能量守恒方程求解。FLUENT 是被广泛使用的 CFD 软件,

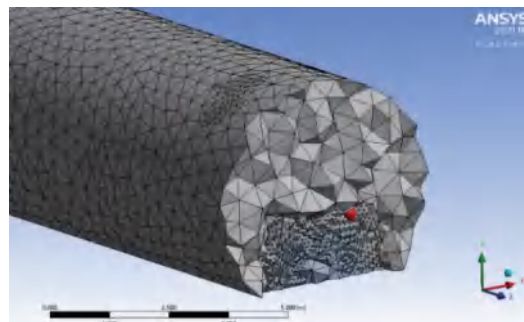


图 2 火源截面网格

有不少学者利用 FLUENT 研究火灾烟气特性^[11,12,13]。在体积热源边界设置细化网格 (图 2), ϕ_1 组总网格数为 294668 个, ϕ_2 组总网格数为 239578 个。湍流模型选择 standard k- ϵ , 考虑重力作用, 开启组分运输模型以追踪指定气体浓度。利用 Boussinesq 方法计算由于热压引起的浮力作用^[11,12]。辐射传热选用 DO 模型, DO 模型适用于有局部热源与气体辐射传热的情况。^[10]

模拟场景为 10MW 火源稳定放热后, 隧道内开始引入纵向通风, 通风风速 $v=2\text{m/s}$, 阻塞比分别为 $\phi_1=0.38$ 与 $\phi_2=0.55$, 研究地铁隧道内的温度分布及有害气体分布情况, 分析其对疏散与救援的人员影响。引入的纵向通风温度 300K, 环境温度为 300K, 离隧道壁面三米处保持 298K 恒温, 壁面导热系数 1.75W/mK。为快速得到一个稳定放热的火源, 先采用稳态计算模型, 进行 500 次迭代计算。考虑到火灾探测系统响应延迟及其影响到的后续防灾设备联动开启, 还有通风系统需要足够的模式转换时间等不利情况, 10MW 火源稳定放热后才迎来隧道纵向通风。引入纵向通风后, 采用瞬态计算模型, 以逐时精准研究通风的有效性, 计算的通风时长为 200s。^[13]

参照 Zhang^[26] 得到的临界风速模型对模拟构建的 CFD 模型进行验证。根据公式 (2), 在热源放热率为 10MW, 阻塞比为 0.38, 环境温度为 300K 时,

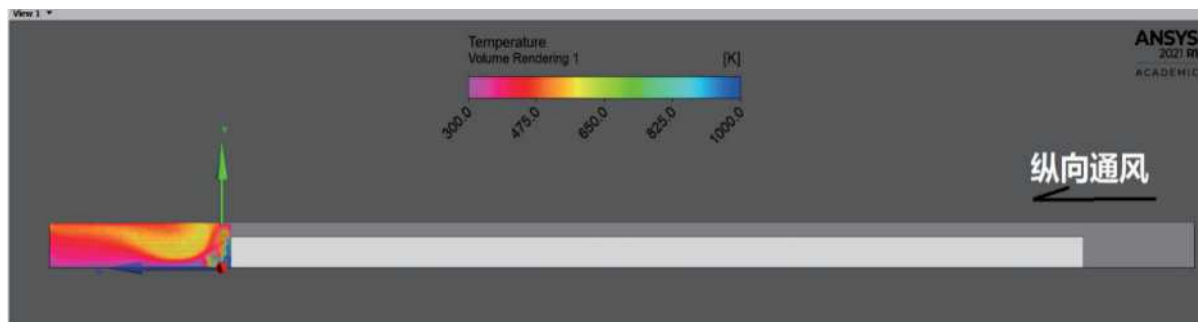


图 3 隧道侧视温度图 (xyz 坐标轴位于火源处)

临界风速约为 2m/s。按上述结果设定通风风速，CFD 结果显示烟气逆流现象消失（图 3），临界风速在模拟中与 Zhang 的实验结果一致，因此认定 CFD 模型能够反映实际情况。

$$V_c^* = 0.951 \cdot (1 - \varphi) \cdot Q^{*\frac{1}{3}} \quad (2)$$

3 结果与讨论

3.1 温度

逃生路径为车厢与隧道壁之间的疏散走道，根据 GB 51298-2018^[16]，疏散走道应位于列车行进方向的左侧，疏散走道高度离轨面不大于 900mm（本实验设定的疏散走道离轨高度等于 900mm）。A 线为疏散走道对应的人眼特征高度（h=1.6m），人眼特征高度附近的气体认为能被人直接吸入^[15]。图 5 中坐标轴原点位于火源中心，纵向通风方向与行

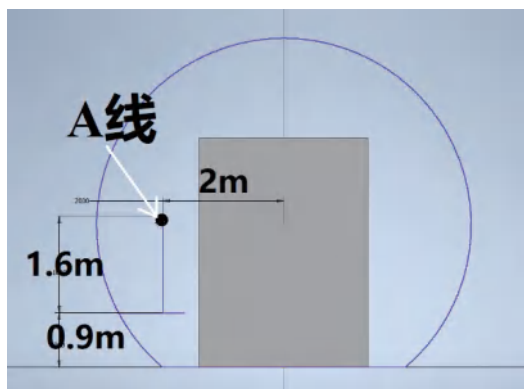


图 4 疏散走道截面示意

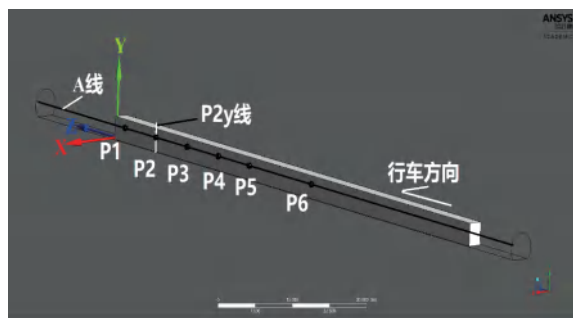


图 5 疏散走道人眼特征高度线（A 线）及测点（P1,2,3,4,5,6）示意

车方向相同。P1、2、3、4、5、6 测点分布在 A 线上，与火源的距离分别为 5m、15m、25m、35m、45m、65m。P2y 为穿过 P2 点的竖直线。

图 6、7 展示了两种阻塞比情况下，隧道疏散走道侧的温度分布云图。对流换热状态时，人体皮肤暴露于 120℃ 流体将会产生不同程度的灼伤，并伴随显著的疼痛。人吸入超 60℃ 的饱和水蒸气时将会带来呼吸道灼伤^[4]。因此，结果图像标定的安全温度下限值为 60℃。在引入纵向通风 200s 后，随着通风时长的增长，烟气逆流长度缩短，A 线及 A 线往下区域的温度能够有效地降到安全范围内。两种阻塞比条件下烟气分布，从横向上看无显著差异。表 1 给出了更为精确的安全温度临界距离数值，当人疏散至比临界距离更远的位置时，空气温度短时间内不会给人带来伤害（温度低于 60℃）。例如，在阻塞比为 0.55 的隧道内，在引入纵向通风后的

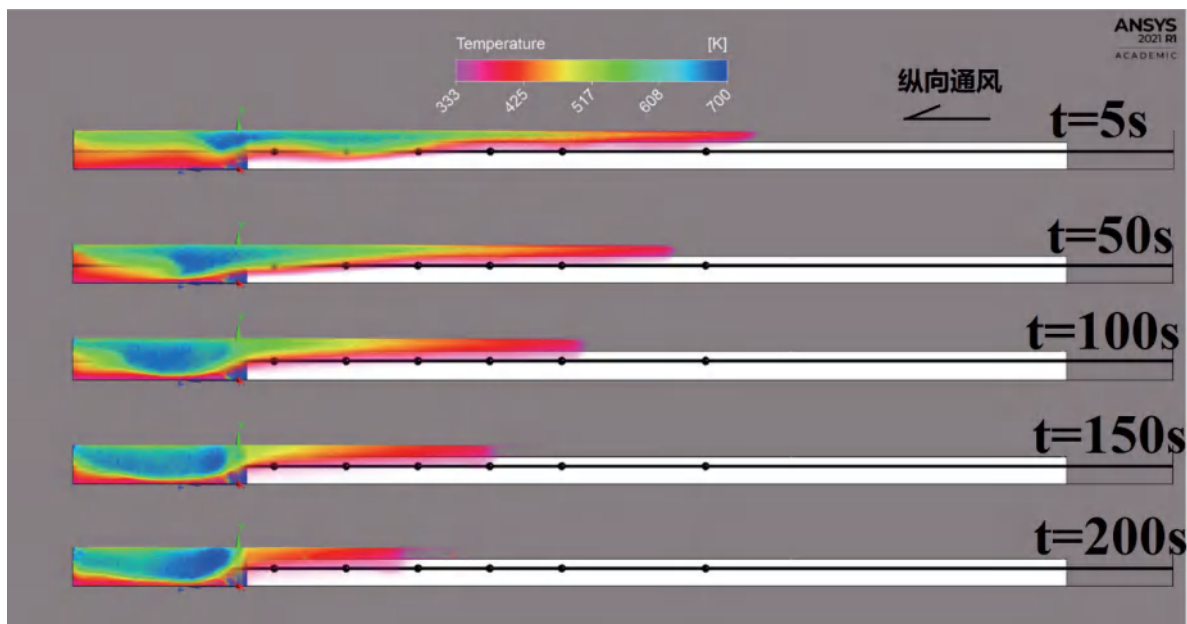


图 6 疏散走道侧温度分布图 $\varphi_1=0.38$ （对应时刻如图所示）

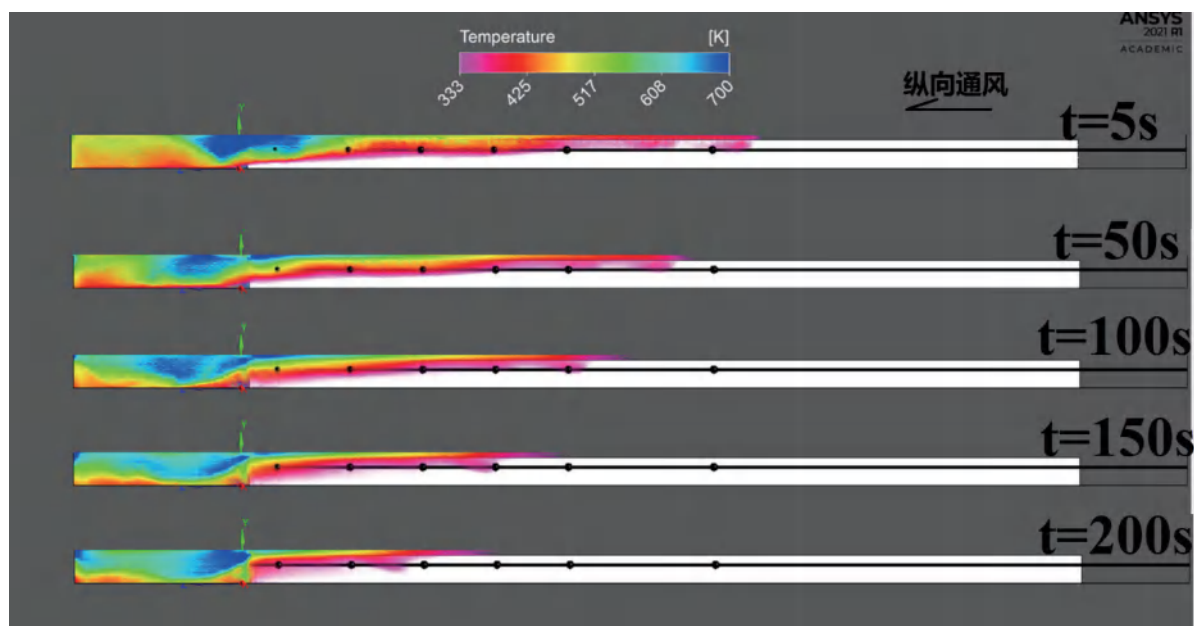
图7 疏散走道侧温度分布图 $\phi_2=0.55$ (对应时刻如图所示)

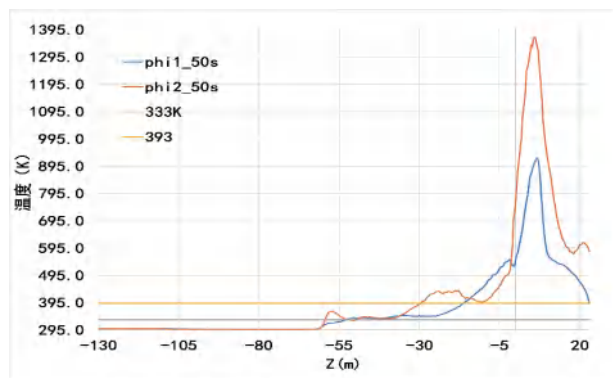
表1 安全温度临界距离

(温度取自 A 线, 小于 60°C 为安全温度)

Temp	t=5s	t=50s	t=100s	t=150s	t=200s	vin/m/s
=0.38	-61.9m	-52.7m	-47.2m	-35.6m	-23.6m	0.10~0.37
=0.55	-69.9m	-59.4m	-47.8m	-35.5m	-23.3m	0.15~0.42

第 50 秒 ($t=50\text{s}$), 人往火源上游方向, 疏散至离火源 59.4m 及更远处才算处于安全区域。

从竖直方向上看, 温度更高的烟气集中在逆流层上部, 温度由上向下递减。对比同在 $t=50\text{s}$ 时的温度分布图, 在 ϕ_1 的情况下, 人眼特征高度 (A 线) 基本位于安全温度与危险温度的分层区域附近, A 线往下区域处于安全温度范围的占比较大。而在 ϕ_2 , 由于高阻塞比, A 线距离隧道顶板高温烟气更近, 可以观察到 A 线更多地被全红区域包围; 结合图 8, 可以看出高阻塞比 A 线上超过 60°C 及 120°C 的区域大于低阻塞比实验组。随着通风时长的增加, 情况有所改变。在 100s 以后, 尽管一些区域未降至

图8 $t=100\text{s}$ 时, 两种阻塞比下 A 线的温度

低于 60°C 的安全范围内, ϕ_2 组 (图 7) 对应的部分测点上方的超过 120°C 烟气厚度 (用红色代表) 较 ϕ_1 组 (图 6) 各测点更薄。比较同在 $t=200\text{s}$ 时的两种阻塞比对应的 P1、P2 点上下温度分布, 此现象较为明显。比较 $t=200\text{s}$ 时两阻塞比对应的 P2y 线上的温度竖向分布 (图 9(b)), ϕ_1 组大于 120°C 的烟层厚度达到 $h_1 \approx 1.2\text{m}$, 而 ϕ_2 组对应的 $\phi_1 = 0.25\text{m}$ 。注意此时 A 线上的温度, ϕ_2 组已经低于 ϕ_1 组。而在 $t=100\text{s}$ 时 (图 9(a)), ϕ_2 组对应的 A 线温度 (即 P2 点温度) 大于 ϕ_1 组。

依据对流换热的原理解释这个现象, 如图 10, ϕ_2 条件下阻塞区间对应的风速高于 ϕ_1 , 这是由于高阻塞比条件下, 车厢与隧道壁间的截面积更小, 根据连续性方程, 截面积小处流速大。高阻塞比区域 A 线上的平均风速为 4.8m/s 左右, 而低阻塞比区域 A 线上的平均风速大致在 3.3m/s 。大流速增强了对流换热的效果, 如图 11 所示, 高阻塞比对应的测点, 温度下降时的速率比低阻塞比更大。

从疏散角度考虑, 尽管高阻塞比地段的烟气温度下降快, 但是在不同测点观察到此现象的时刻不一致, 有的从引入通风初期就出现大幅温降, 有的需要到后期才出现类似现象。为了从引入通风的初期阶段就赢得更充足的安全区域, 高阻塞比隧道区间可以适当降低疏散走道距轨面的距离, 让疏散人员远离集中在隧道顶板的温度更高的烟气。存在压低高度的疏散走道时, 车厢地板面离疏散走道的高差因此加大, 可能不利于人员的转移。建议地铁车厢搭配阶梯, 以便人员平稳地从车厢内走到疏散平

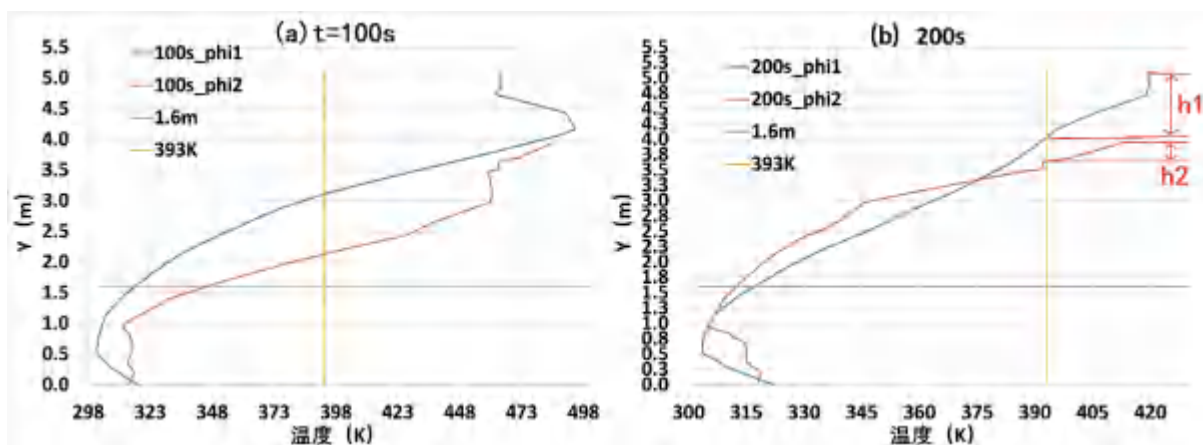


图9 沿 P2y 线的温度分布结果，灰色横线即代表人眼特征高度 A 线

台上。

3.2 烟气运动

如图6、7,随着通风的引入,烟气逆流长度缩减,同时,逆流最前端的烟气运动也发生改变。原本扁平贴附顶板的烟气出现下沉,形成更为圆润的逆流前端。对于经过该区域的疏散人员来说,这是较为危险的,因为危险温度区域竖向的增长会覆盖整个人体身高范围,从头到脚都会面临高温烟气的伤害。

引入通风初期,烟气逆流前端的边界形状如图12(a)所示,烟气边界与隧道顶板成一夹角。在通风后期,如图12(b),烟气逆流前端经历下沉等运动,烟气边界呈倾斜角的部分减少,接近竖直的部分增大。此现象在 ϕ_1 组更为明显(图13),除小部分贴近顶板的烟气,大部分烟气边界位于同一竖直面上,该竖直方向的分布与车厢高度大约一致。前人研究中重点关注隧道顶板附近的烟气,能够预判烟气逆流消失的情况,隧道顶板所处位置的烟气逆流得到抑制,意味着相同截面内的烟气都得到了有效地控制。但在准确分析隧道使用者所处高度的烟气情况

略有欠缺,以上的分析可以看出 A 线高度的烟气是先被抑制的,顶板附近烟气的抑制相比之下有一定滞后性。当 A 线上温度已经降至安全范围时,同位置顶板的温度仍处于更大的值。

3.3 CO 浓度

长时间暴露于 200ppm~1200ppm 的 CO 将会导致如头痛、昏迷、呕吐等不良反应,甚至出现生命危险^[20]。选取同 3.1 节的测量点,对 CO 分布结果进行分析。

表2 安全 CO ppm 临界距离 (CO 浓度取自 A 线,小于 500ppm 为安全温度)

Temp	t=5s	t=50s	t=100s	t=150s	t=200s
$\phi_1=0.38$	-70.8m	-61.3m	-49.9m	-37.7m	-25.4m
$\phi_2=0.55$	-71.1m	-61.3m	-49.6m	-38.0	-26.0m

类似 3.1 节的安全温度临界距离,表2定义了安全 CO ppm 临界距离数值,当人沿上游疏散至比该距离更远的位置时,CO 短小时内不再给人带来致命伤害(根据 Vega^[11],CO 临界值取 500ppm)。如图14、15所示,引入纵向通风可以降低 CO ppm,留给疏散人员及救援人员较广的 CO 安全区域。结合表1与表2可以推断,本模拟条件下,高温烟气在纵向通风条件下更快被降至安全范围内,相比之下,CO ppm 的衰退稍缓慢,仍有可能威胁人身安全。然而,在更加严格的标准条件下,比如欧盟 EN45545-2^[21],该标准要求地铁座椅、导线等材料防火阻燃、燃烧时释放烟雾量比较少,有害气体比较低(低烟低毒)。列车应用这些防火阻燃低烟低毒的材料,有利于在火灾情况下人员的逃生。

结合图6、7、14、15,火源下游地段的高温及 CO ppm 全程都处在危险范围中。这也是采取纵向通风隧道的缺点,必定有一端的隧道区间,甚至延伸到下游站点都会受到高温有毒烟气的影响。此时如

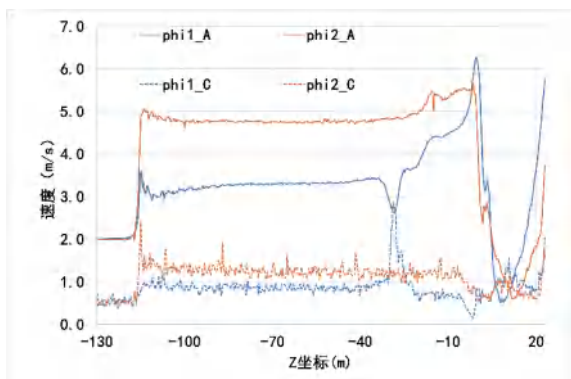


图10 t=100s 时 A 线与隧道顶板下沿 0.3m 处 C 线的速度, Z 轴表示离火源的距离度 A 线

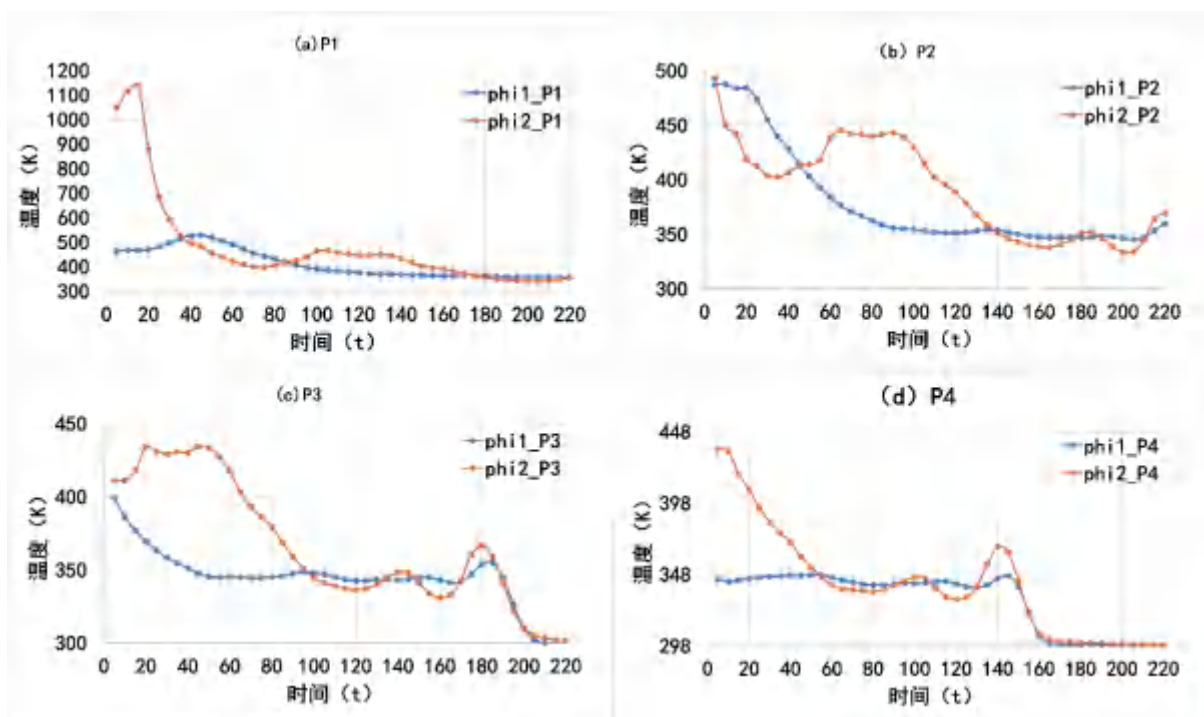
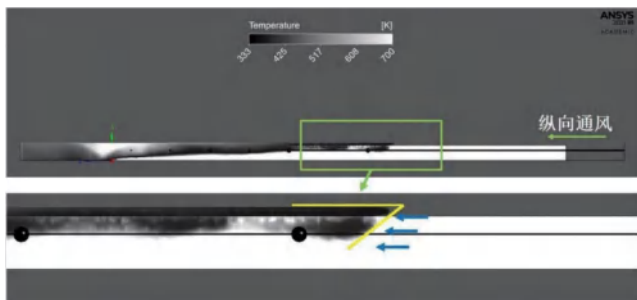
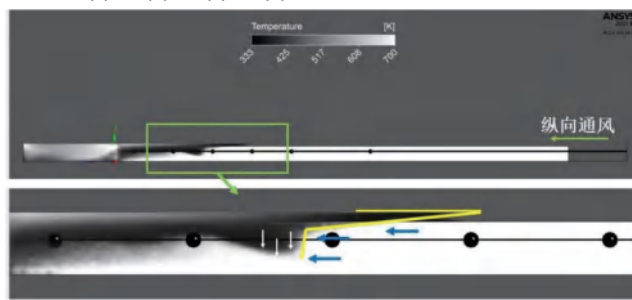
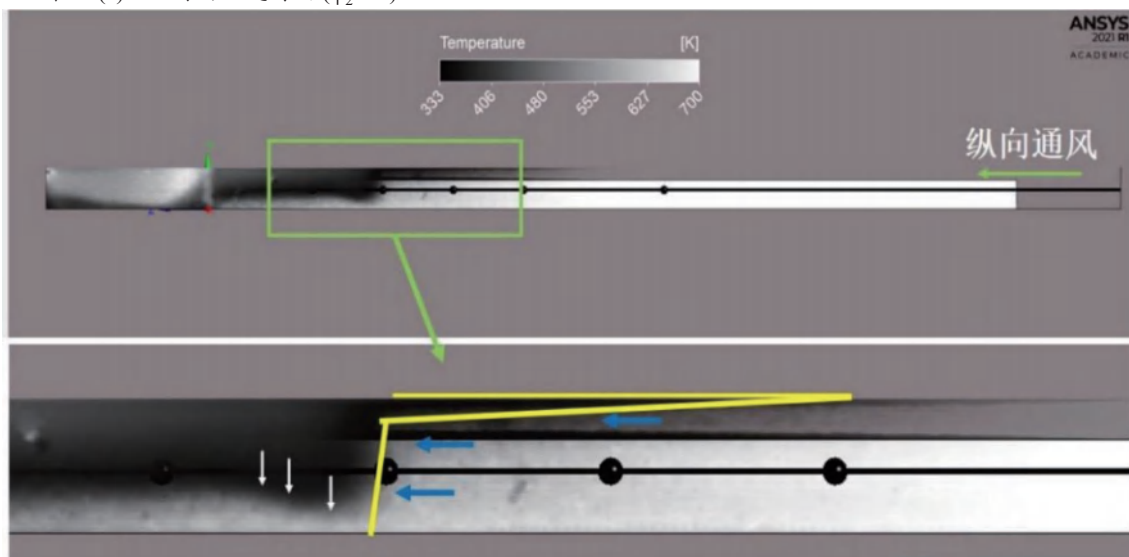


图 11 不同测点的速度随时间变化趋势 (a)P1 (b)P2 (c)P3 (d)P4

图 12 (a) $t=5s$ 时的烟气前端 (φ_2 组)图 12 (b) $t=200s$ 时的烟气前端 (φ_2 组)图 13 $t=200s$ 时的烟气前端 (φ_1 组)

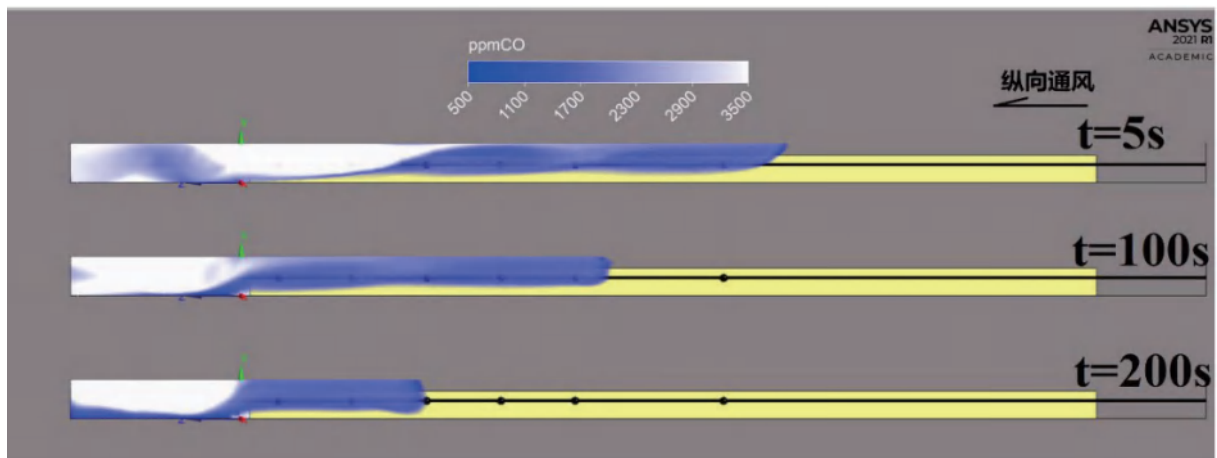
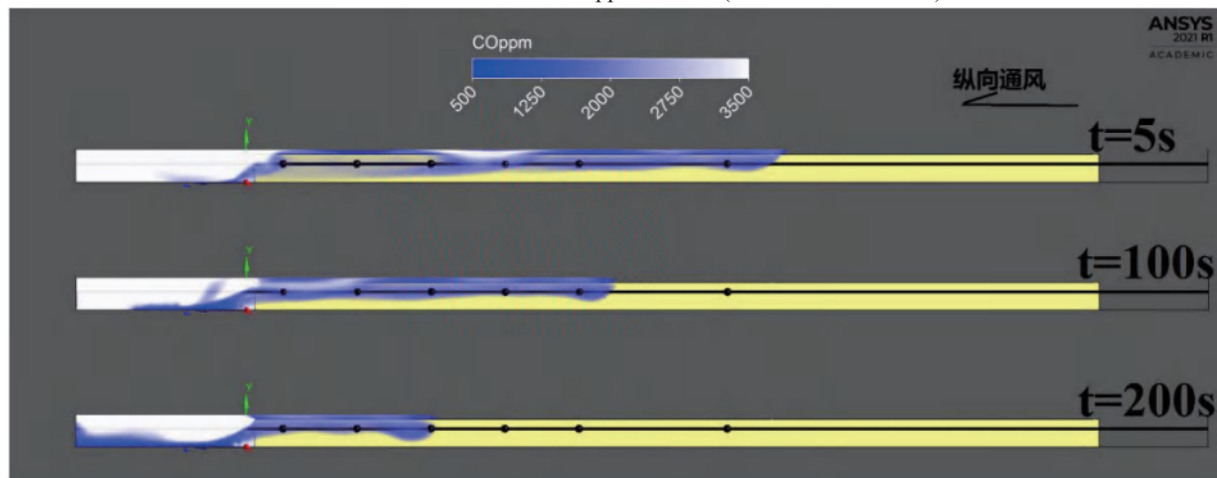


图 14 疏散走道侧 CO ppm 分布图 (对应时刻如图所示)

图 15 疏散走道侧 CO ppm 分布图 $\phi_1=0.55$ (对应时刻如图所示)

果有人员错误地向火灾下游疏散,那么该人员的安全将得不到保障。因此,在采取纵向通风的隧道内,应急响应的标识及发生意外时的配套广播语音提示要给乘客清晰的指示。可增设路障以辅助非强制性的语音提示,强制疏散人员改变撤离路线,以避免人员在慌乱中往错误的方向撤离,造成惨痛后果。同理,消防员在进入隧道区间救援时,地铁管理管理人员要和消防员配合好,告知消防员火灾上下游位置及通风风向,便于消防人员从上游的站点进入隧道区间,占据安全的灭火位置,避免消防人员误入火灾下游区域。

4 总结

本文使用 CFD 软件,模拟了两种阻塞比条件下的地铁隧道区间火灾场景,重点分析了模拟得到的温度结果对于疏散及救援人员的影响。实验得到的结论有:

(1) 纵向通风对于抑制疏散走道内高温有毒烟气的效果显著,在 200s 的通风时间后,将原本发展至

距火源 70m 左右的烟气控制到 25m 左右 (70m 对应列车组第 4 节靠近第 5 节,25m 对应第 2 节靠近第 1 节车厢的位置),为隧道区间的疏散人员提供更大的安全范围。

(2) 在同样引入 2m/s 的纵向通风情况下,高阻塞比疏散走道上的平均风速为 4.8m/s 左右,而低阻塞比疏散走道上的平均风速大致在 3.3m/s 左右。高阻塞比隧道区间能强化对流换热,有利于烟气温度的快速下降,减小余热的伤害。

(3) 建议高阻塞比区间隧道的疏散走道适当降低离轨面高度,以远离隧道顶板下沉的烟气,创造更大的安全空间。纵向通风隧道内应通过不同手段,确保人员在疏散时向火灾上游区域行进。

参考文献

- [1] Ingason H, Ying Z L, Lonnermark A. Tunnel Fire Dynamics[M]. Springer New York, 2015.
- [2] Gannouni S, Maad R B. Numerical study of the effect of blockage on critical velocity and backlayering

- length in longitudinally ventilated tunnel fires[J]. Tunnelling and Underground Space Technology incorporating Trenchless Technology Research, 2015, 48:147-155.
- [3] Zhang S , Cheng X , Yao Y , et al. An experimental investigation on blockage effect of metro train on the smoke back-layering in subway tunnel fires[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 99:214-223.
- [4] NFPA130. National Fire Protection Association. (2017). Standard for fixed guideway Transit and passenger rail systems.[S]
- [5] Burnett J . Fire safety concerns for rail rapid transit systems[J]. Fire Safety Journal, 1984, 8(1):3-7.
- [6] EUR-Lex - 32008D0366 - EN[J]. OPOCE.
- [7] Fermaud, C., Jenne, P., & Müller, W. Fire in a commuter train-rescue procedures as perceived by passengers[C]. In second International Conference on Safety in Road and Rail Tunnels, Granada, Spain. 1995.
- [8] Olenick S M , Carpenter D J . An Updated International Survey of Computer Models for Fire and Smoke[J]. Journal of Fire Protection Engineering, 2003, 13(2):87--110.
- [9] Dan Z , Xin Y , Zheng J L . Study on Fire Characteristics of Subway Train Running with Fire[C]. Cota International Conference of Transportation Professionals. 2014.
- [10] FLUENT, ANSYS. Ansys Fluent 2021R1 User's Guide[R].2020.
- [11] Vega M G , Diaz K , Oro J , et al. Numerical 3D simulation of a longitudinal ventilation system: Memorial Tunnel case[J]. Tunnelling and underground space technology, 2008, 23(5):p.539-551.
- [12] F Wang, Wang M . A computational study on effects of fire location on smoke movement in a road tunnel[J]. Tunnelling & Underground Space Technology Incorporating Trenchless Technology Research, 2016, 51(JAN.):405-413.
- [13] Ingason, H., & Seco, F. Numerical simulation of a model scale tunnel fire tests[R]. 2005.
- [14] Ingason H , Ying Z L , Loennermark A . Runehamar tunnel fire tests[J]. Fire Safety Journal, 2015, 71(jan.):134-149.
- [15] Jing W , F Shen. Experimental study on the effects of ventilation on smoke movement in tunnel fires[J]. International Journal of Ventilation, 2016, 15(1):94-103.
- [16] GB 51298-2018, 地铁设计防火标准 [S].
- [17] Beard A , Carvel R . The Handbook of Tunnel Fire Safety[J]. Thomas Telford, 2005.
- [18] Wetzig V . DESTRUCTION MECHANISMS IN CONCRETE MATERIAL IN CASE OF FIRE, AND PROTECTION SYSTEMS[C]// 2001.
- [19] Ying Z L , Bo L , Ingason H . The maximum temperature of buoyancy-driven smoke flow beneath the ceiling in tunnel fires[J]. Fire Safety Journal, 2011, 46(4):204-210.
- [20] Stewart R D . The effect of carbon monoxide on humans[J]. Journal of Occupational & Environmental Medicine, 1976, 18(5):409-423.
- [21] DIN EN 45545-2 Railway applications - Fire protection on railway vehicles - Part 2: Requirements for fire behavior of materials and components.2020. [S]
- [22] CJJ/T 96-2018, 地铁限界标准 [S].
- [23] Marlair G, Lemaire T, Öhlin M Fire Scenarios and accidents in the past – Draft final report (1) task 2.1, part 1, UPTUN WP2 Report
- [24] Opstad K (2005) Fire scenarios to be recommended by UPTUN WP2 Task leader meeting of WP2
- [25] Oka Y , Atkinson G T . Control of smoke flow in tunnel fires[J]. Fire Safety Journal, 1995, 25(4):305-322.
- [26] Zhang S , Shi L , X Li, et al. Critical ventilation velocity under the blockage of different metro train in a long metro tunnel[J]. Fire and Materials, 2020, 44(4).

纵向通风速度、燃料流量对隧道火灾辐射分数的影响分析

徐琳, 郭红会, 陈佳乐, 于孔飞, 赵英浩

(山东建筑大学, 济南 250101)

[摘要] 为了准确的火灾建模和排烟系统设计, 了解火焰辐射分数是至关重要的。最近的研究表明: 对于庚烷池火灾, 辐射分数随纵向通风速度的增加而减小。然而, 对于丙烷或液化石油气引发隧道火灾, 纵向空气速度和燃料流量对火焰辐射分数的影响尚未得到研究。为了填补这一空白, 本文利用多孔燃烧器在 1/20 缩尺试验台进行了多组燃烧实验。提出以“背靠背圆台”描述可见火焰形状, 根据固体火焰模型, 建立火焰辐射预测模型, 与实验结果相比, 具有 80% 的精度。计算得到试验工况的辐射分数, 并与文献数据进行了对比分析。详细研究了纵向通风速度、燃料流量对火焰辐射分数的耦合效应, 并分析了它们对排烟系统关键参数的影响。

[关键词] 纵向通风; 燃料流量; 隧道火灾; 排烟系统

1 引言

由于结构密闭, 隧道火灾易引发灾难后果, 火灾烟气控制引发广泛关注。火灾热释放速率 Q , 特别是对流热部分 ($Q_c = (1 - X_r)Q$) 是一个关键技术参数, 直接影响产烟量、临界风速的确定。其中, X_r 是火灾辐射分数, 工程设计中多参照无风环境下油池火灾数据, 取常数 0.2-0.4^[1-4]。事实上, 随着通风速度增大, 火焰形状、尺寸、光亮度发生明显变化, X_r 数值可能随之发生变化^[5]。张等研究人员指出: 对于中等大小、方形庚烷和丙酮池火, X_r 随着通风速度的增大而减小, 且随着池尺寸的减小, 庚烷比丙酮的下降趋势更为明显^[6]。此外, 以丙烷或液化石油气为燃料的多孔燃烧器常作为火源, 用于隧道火灾缩尺实验。如何在实验中测量 X_r , 其数值随纵向通风速度、燃料流量如何变化? 这些问题值得深入讨论。

2 理论分析

辐射分数 X_r 可以计算如下:

$$X_r = \frac{Q_r}{Q} = \frac{Q_r}{m_j \eta \Delta H_c} \quad (1)$$

其中, m_j 和 ΔH_c 是燃料质量流量、燃烧热; η 是燃烧效率。 Q_r 是火灾辐射放热量, 难以直接测量, 需要根据辐射模型进行计算。根据固体火焰辐射模型, 热流计处辐射通量计算如下^[7]:

$$q_{m,hf} = \tau_{hf} E_f F_{hf-A_f} = \frac{m_j \Delta H_c X_r}{A_f} F_{hf-A_f} \quad (2)$$

其中, τ_{hf} 是火焰与热流计间空气透过率, 由于间距小于 10m, $\tau_{hf} \approx 1$ ^[8]; F_{hf-A_f} 是热流计处火焰辐射角系数; E_f 是火焰表面平均辐射率; A_f 是火焰表面积。公式 (1) 与 (2) 合并可得:

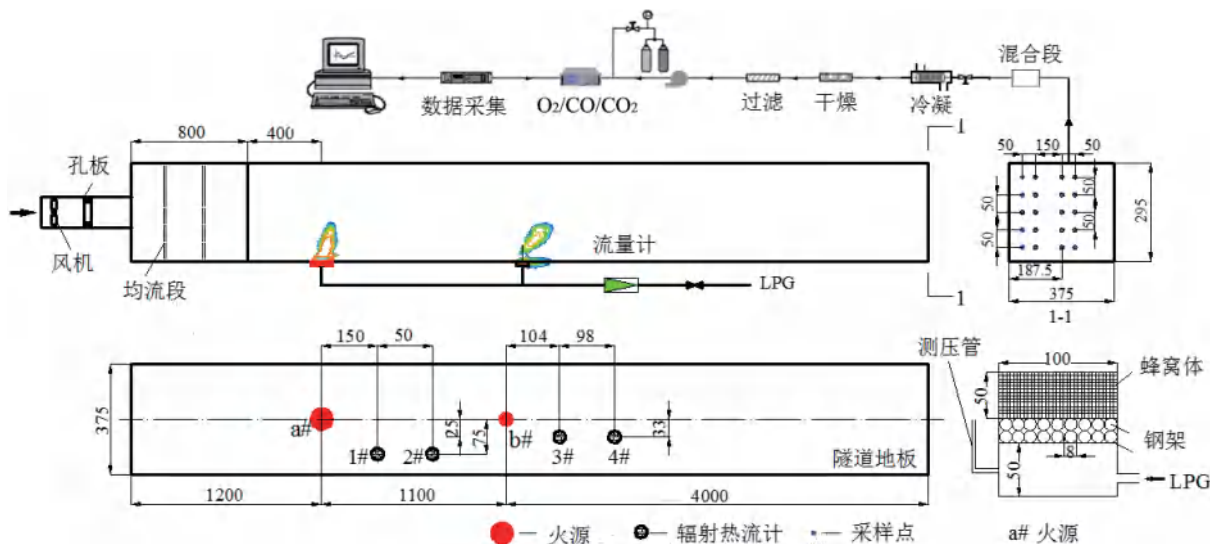


图 1 缩尺模型实验装置 (单位: mm)

$$X_r = \frac{q_{m,hf} A_f}{m_j \Delta H_c F_{hf-A_f}} \quad (3)$$

3 缩尺模型实验分析

(1) 实验台介绍

如图1所示,针对某双车道公路隧道,根据Fr相似准则,搭建1/20缩尺隧道模型试验台。地板上安装两个多孔燃烧器模拟火源,送风段和燃料进气段设有流量调节及测量装置,模拟不同的纵向通风速度、LPG流量,参数变化见表1。地板上布置4个辐射热流传感器,1-1断面气体采样与气体分析仪连接,监测燃烧产物O₂、CO、CO₂变化,实验台详细参数设置参见文献[9-10],这里不再赘述。

表1 实验参数变化范围

编号	火源	Ds/cm	Q1/kW	Gj/l/h	vin/m/s
1	a#	10	2.82~4.92	95~162	0.10~0.37
2	b#	3	2.22~3.42	74~113	0.15~0.42

注:1.根据耗氧法测量火灾热释放速率。(2)辐射模型验证

利用MATLAB软件对可见火焰形状进行识别,并以火焰出现概率为0.5,标记火焰轮廓^[11],文引入“背对背圆台”模型描述可见火焰的形状,见图2。对于实验1、2,以任意测点辐射热流为基准,根据公式(3),可预测其他测点辐射热流数值,其中角系数计算详见文献[9]。如图3所示,理论预测与测量值吻合较好,多数预测值在测量值的±20%之内,没有预测值超出50%~150%的范围。即,基于该几何性状描述的火焰辐射模型是准确的,可用于后续X_r计算。

4 辐射分数

(1) 纵向通风速度、燃料流量对X_r的影响

如图4(a)所示,对于相同的燃料流量,火焰辐射分数随着纵向通风速度的增加而减小。且随着燃气流量的增大,纵向通风速度的改变对辐射分数的影响呈增大趋势。以G_j=161l/h为例,当风速从0.1m/s增加到0.36m/s, X_r值从0.45减小至0.1。此时,

Q_c将从0.55Q增加到0.9Q,排烟系统的一些关键参数也会同时增大,见表2。与文献中常用X_r数值0.3相比, X_r=0.1意味着上述参数将低估8%-15.4%,对于X_r=0.45情况,参数则会高估8.3%-17.5%。

此外,燃料流量对辐射分数的影响表现为两种情况:vin>0.22m/s时,辐射分数与燃料流量无关;当vin<0.12m/s,随着燃气流量增加,辐射分数显著增加,高X_r潜在原因是燃烧效率较低。本文根据耗氧法计算得到实验1火源燃烧效率,其随风速、燃气流量变化见图4(b)。考虑到取样断面存在一定自然分层,进而造成O₂、CO、CO₂的取样浓度降低,导致火灾热释放速率、燃烧效率预测偏低。但是,燃烧效率随纵向通风速度的变化是不容忽视的。随着vin增大,η变化趋势与X_r相反,即在纵向通风速度较小时,辐射分数数值可能会更大。

(2) 实验关联式的拟合

考虑到实验中火焰扩散的物理本质与横风作用下放散火炬扩散情况类似,本文进一步参照已有文献数据处理方法^[13],将实验测试结果整理回归得到适于工程应用的关联式,见公式(4),工程师可以快速地估算出不同燃气流量,通风速度下X_r,用于隧道火灾排烟系统设计。如图5所示,拟合实验关联曲线与横风作用下放散火炬实验变化趋势吻合^[13-14]。

$$\frac{X_r^{1/2} m_j^{1/4}}{v_{in}} = 14.497 \left(\frac{\sqrt{m_j}}{v_{in}} \right)^2 - 0.7196 \frac{\sqrt{m_j}}{v_{in}} + 0.0169 \quad (4)$$

$$R^2=0.93$$

其中, m_j是燃气流量, kg/s; v_{in}是纵向通风速度, m/s。

5 结论

本文在1/20缩尺模型隧道中进行了多组隧道火灾试验,对纵向通风速度、燃气流量对辐射分数的影响展开讨论,结论如下:(1)提出了一种“背靠

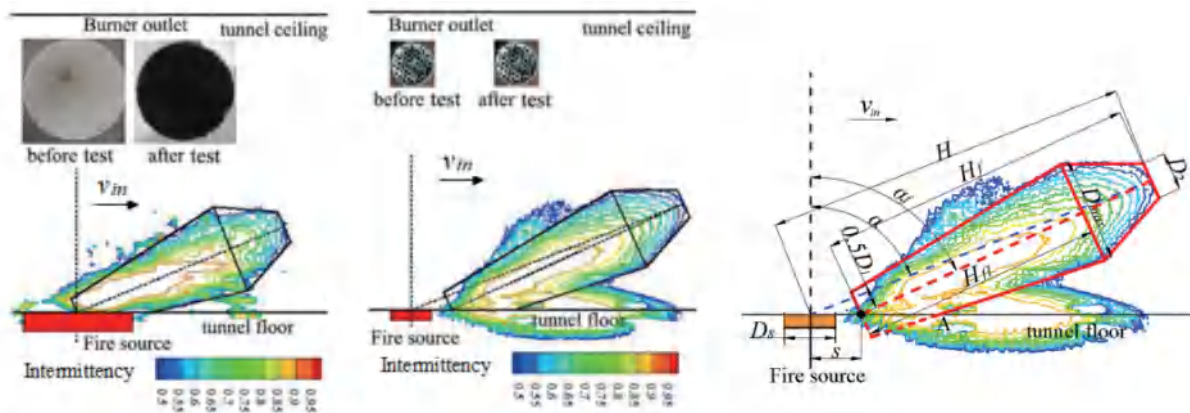
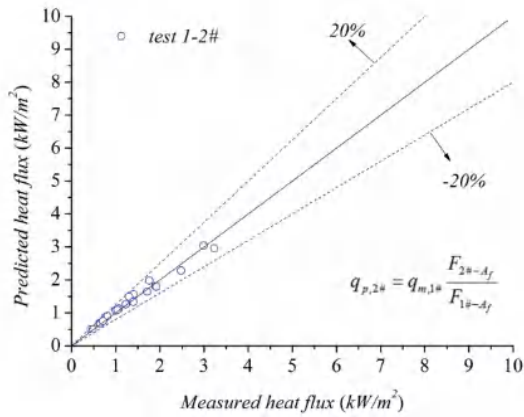
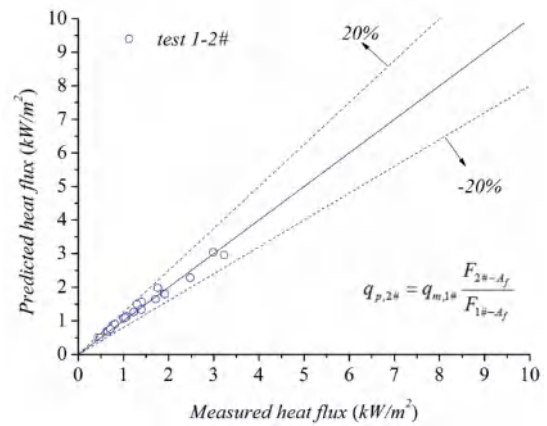


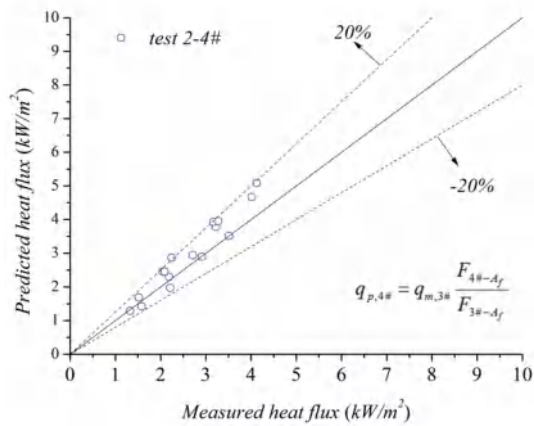
图2 典型实验工况可见火焰形状(立面图)及几何描述



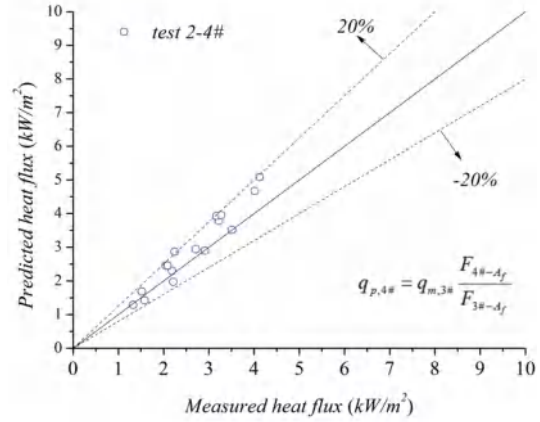
(a) 以 2# 为基准点 (实验 1)



(b) 以 1# 为基准点 (实验 1)



(c) 以 4# 为基准点 (实验 2)



(d) 以 3# 为基准点 (实验 2)

图 3 辐射热流预测值与测试值对比

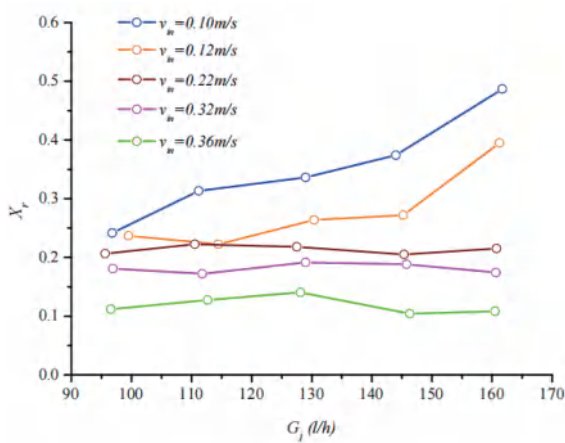
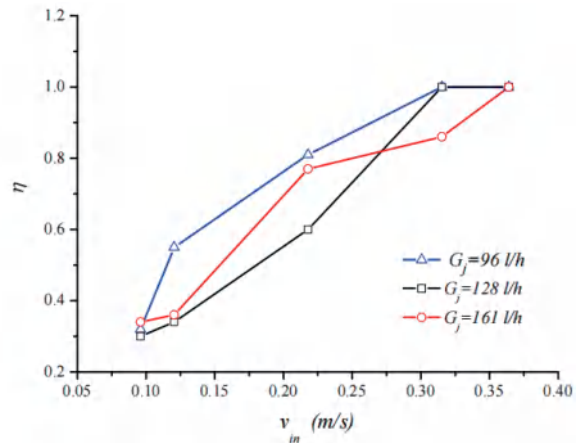
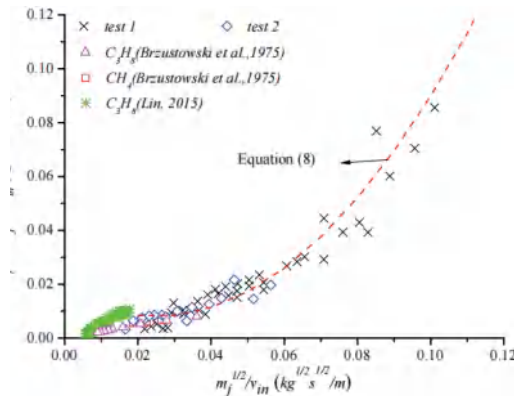
(a) X_r 随 v_{in} , G_j 变化(b) 燃烧效率随 v_{in} , G_j 变化

图 4 辐射分数、燃烧效率随纵向通风速度、燃气流量的变化 (实验 1)

表2 火灾排烟系统关键参数随辐射分数的变化

关键参数	经验公式 ¹	参数变化 ²	文献
产烟量 m_{plume} (kg/s)	$m_{plume} = 0.071 \frac{Q_c^{1/3}}{z^{5/3}} \quad v' \leq 0.19$	$m_{plume,2}/m_{plume,1} = 1.178$ $m_{plume,3}/m_{plume,1} = 1.083$ $m_{plume,3}/m_{plume,2} = 0.92$	Ingason 等 [2]
顶板下方最高烟气温升 ΔT_{max} (K)	$\Delta T_{max} = 14.1 C_T \frac{Q_c^{2/3}}{H_{ef}^{5/3}} \quad v' \leq 0.19$	$\Delta T_{max,2}/\Delta T_{max,1} = 1.389$ $\Delta T_{max,3}/\Delta T_{max,1} = 1.175$ $\Delta T_{max,3}/\Delta T_{max,2} = 0.846$	Ingason 等 [2]
纵向通风临界风速 v_{cr} (m/s)	$\frac{v_{cr}}{\sqrt{gD_e}} = 0.4 \left(\frac{Q_c^*}{0.2} \right)^{1/3} \quad Q_c^* \leq 0.2$	$v_{cr,2}/v_{cr,1} = 1.178$ $v_{cr,3}/v_{cr,1} = 1.083$ $v_{cr,3}/v_{cr,2} = 0.92$	Wu 等 [12]

图5 辐射分数拟合曲线随 v_{in} 和 m_j 的变化

背圆台”形状描述多孔燃烧器可见火焰形状。与实验结果相比，基于该火焰形状描述的辐射模型具有80%以上的精度。(2) X_r 随纵向通风速度的增加而减小，且较大燃气流量时 X_r 数值变化远大于较小燃气流量情况。(3) X_r 与通常假定常数值偏差较大，将影响排烟系统的可靠性。表2中列出的关键参数在 $X_r=0.1$ 情况下被低估8%-15.4%，在 $X_r=0.45$ 的情况下被高估8.3%-17.5%。(4) 当 $v_{in}>0.22\text{m/s}$ 时，辐射分数与燃料流量无关；当 $v_{in}<0.12\text{m/s}$ 时，随着燃气流量的增加，辐射分数显著增加。

参考文献

- [1] Yi, L., Wang, X., Yang, Y., Wang, Y., & Zhou, Y. (2020). A simplified mathematical model for estimating gas temperature and velocity under natural smoke exhaust in sloping city tunnel fires. *Sustainable Cities and Society*, 55.
- [2] Ingason, H., Li, Y.Z., & Lönnemark, A. (2015). *Tunnel fire dynamics*. First Edition, Springer Verlag, New York.
- [3] Markatos, N. C., Malin, M. R. & Cox, G. (1982). Mathematical modelling of buoyancy-induced smoke flow in enclosures. *International Journal of Heat and*

Mass Transfer, 25(1), 63-75.

- [4] Koseki, H., & Hayasaka, H. (1989). Estimation of thermal balance in heptane pool fire. *Journal of Fire Sciences*, 7(4), 237-250.
- [5] Hu, L., Zhang, X., Delichatsios, M. A., Wu, L., & Kuang, C. (2017). Pool fire flame base drag behavior with cross flow in a sub-atmospheric pressure. *Proceedings of the Combustion Institute*, 36(2), 3105-3112.
- [6] Zhang, X., Hu, L., Wu, L., & Kostiuk, L.W. (2019). Flame radiation emission from pool fires under the influence of cross airflow and ambient pressure. *Combustion and Flame*, 202, 243-251.
- [7] Mudan, K. S. (1987). Geometric view factors for thermal radiation hazard assessment. *Fire Safety Journal*, 12(2), 89-96.
- [8] Wayne, F.D. (1991). An economical formula for calculating atmospheric infrared transmissivities. *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, 4(2), 86-92.
- [9] 郭红会. 隧道近火源区域火焰辐射理论与实验研究, 山东建筑大学硕士学位论文, 2019.

- [10] Xu, L., Guo H., Ding C., Lu, Y., Liu, J., Impacts of longitudinal air velocity and fuel flow rate on flame radiative fraction in tunnel, *Sustainable Cities and Society*, 61, 102336
- [11] Zukoski, E.E., Cetegen, B.M., & Kubota, T. (1985). Visible structure of buoyant diffusion flames. *Symposium (international) on Combustion*, 20(1), 361-366.
- [12] Wu, Y., Bakar, M.Z.A., 2000. Control of smoke flow in tunnel fires using longitudinal ventilation systems- a study of the critical velocity. *Fire Safety Journal*, 35, 363-390.
- [13] Lin, S.B. (2015). Influence of Cross-wind on Low-momentum Turbulent Jet Diffusion Flame's Image Parameters and Combustion Characteristics. A Thesis for the Doctor Degree, State Key Laboratory of Fire Science, University of Science and Technology of China, Hefei, China.
- [14] Brzustowski, T.A., Gollahalli, S.R., Gupta, M.P., Kaptein, M., & Sullivan, H.F. (1975). *Radiant Heating from Flares*, American Society of Mechanical Engineers, New York, 75-HT-4.

电子洁净室内基于人员位置的送风调控方法

赵家安^{1,2}, 梁辰吉昱¹, 王欢¹, 李先庭¹, 徐伟²

(1. 清华大学, 北京 100084. 2. 中国建筑科学研究院有限公司, 北京 100013)

[摘要] 为了严格保障室内洁净度, 电子洁净设计的循环风量极大, 导致了显著的能源消耗。实际运行过程中, 洁净室内并不总是处于最不利设计状态, 因此存在风量调节的空间。基于人员数量传感器和颗粒物计数器的调控方法能一定程度上满足调控需求, 但对于非均匀特征明显的电子洁净室并不能很好的适应。因此本文提出基于人员位置的送风调控方法, 识别洁净室内最主要的污染源人员并加以控制, 降低其余区域风量的需求。以某千级洁净室为对象, 对人员站立状态及走动状态下的控策略进行研究。结果表明, 与传统设计状态恒定运行相比, 基于人员位置的送风调控方法在维持颗粒浓度的水平相同的情况下, 可以实现总循环风量降低59.8%。

[摘要] 电子洁净厂房; 送风调控; 室内人员定位; 建筑节能

1 引言

电子信息技术行业对于我国的高新技术发展及国家安全有着重要意义, 洁净室是其发展的重要基础之一。电子洁净室的建设规模快速增长, 根据目前洁净室产值规模估算, 每年新增建设面积增速约为16%, 其能源消耗需求也急剧增加。电子洁净室需要大量循环风保障室内严格的参数要求, 导致了极高的循环空气输配能耗, 单位面积全年能耗可达1,413 kWh/m²[1]。因此, 降低洁净室能耗对于实现“双碳”目标有着重要的意义。

为了完全满足需求的洁净度, 洁净室通常采用较大的设计风量不间断运行。但在实际运行过程中, 工作的条件会发生变化。大多数情况下, 人员、工艺过程产生的颗粒物会显著低于最不利的设计状态, 此时可以减小送风以达到节能的目的。基于该思路, 研究人员提出了基于需求的过滤控制 (Demand Controlled Filtration) 方法, 采用颗粒物计数器监测实时的颗粒物浓度对送风进行同步调节, 可以实现60%-80%的节能[2]。考虑到人员是洁净室的主要污染源, 通过监测人员数量的方式代替颗粒物计数器进行调节, 可以显著降低成本, 实现类似的节能效果[3]。

通过安装颗粒物计数器或者人员数量传感器的方法能实现基于需求的过滤控制, 当颗粒物浓度增加时, 同步增加送风的风量, 当颗粒物浓度降低时, 同步降低送风风量。但这两种监测方式只能反映洁净室内个别点的浓度水平或者房间的平均浓度。实际上, 洁净室的颗粒物浓度分布有非常显著的非均

匀特性, 污染源附近的颗粒物浓度会显著高于其余区域[4]。因此, 基于颗粒物计数器或者人员数量进行调控的方法, 会导致洁净室部分区域颗粒物浓度超标或者室内颗粒物浓度仍存在较大冗余量的情况, 这对于有着极高环境要求的电子洁净室是不允许的。

随着图像识别及室内定位技术的发展, 通过提取人体轮廓识别人员, 根据轮廓面积识别人员数量及位置成为可能[5,6]。在电子洁净室中, 风机过滤单元 (FFUs) 均匀布置在顶部进行送风, 并能够独立进行调控, 当我们获知人员信息后, 对这一最主要的颗粒物发生源进行针对性的控制, 可以实现更加可靠及高效的控制, 具体调控原理如图1所示。

由于电子洁净室送风口众多, 且人员工作状态较为复杂, 如何设计每个送风口的风量, 实现高效的气流组织, 对于洁净室的环境保障效果及节能效果至关重要。本文对人员站立工作状态及走动情况下分别进行研究, 以期得到可靠的送风控制策略, 实现显著的节能效果。

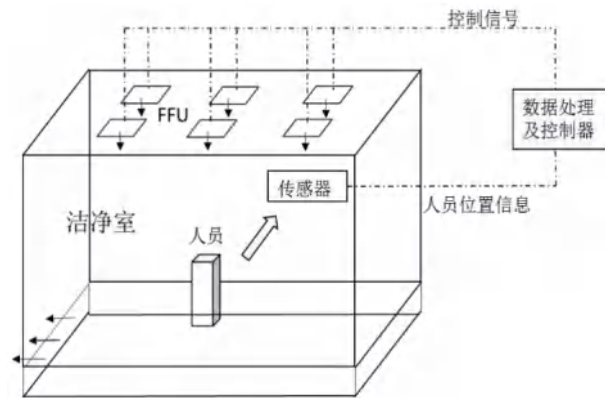


图1 基于人员位置 FFU 调控示意图

基金项目: 十三五国家重点研发计划项目, 项目编号: 2018YFC0705201

2 数值方法

2.1 物理模型

电子洁净室目前普遍采用上送架空地板回风的气流组织形式, FFU 按照一定的布置率均匀分布在吊顶上, 洁净空气由 FFU 送出, 稀释掉洁净室内的污染物后通过架空地板进入下夹层, 最后由下夹层两侧的回风口排出, 洁净室的人员及工艺设备通常位于架空地板上。

本文对洁净厂房某生产电子芯片的扩散区进行研究, 该区域的 FFU 布置率为 25%, 设计洁净等级为千级 (ISO 6, $\geq 0.5\mu\text{m}$ 粒子浓度小于等于 $35200 \text{ pc}/\text{m}^3$)。洁净室尺寸为 $9.8\text{m} \times 9.8\text{m} \times 4.55\text{m}$ ($L \times W \times H$), 洁净室高度 3.25m , 下夹层高度为 1.3m , FFU 尺寸为 $1.2\text{m} \times 1.2\text{m}$, 布置间隔 1.2m 。回风口设置在下夹层侧面, 尺寸为 $1.3\text{m} \times 9.8\text{m}$ 。人员发热量设置为 78W , 人员颗粒物释放量取穿着全套洁净服时的释放量, 站立状态下颗粒物释放量为 $6,000 \text{ pc}/\text{s}$ ($\geq 0.5\mu\text{m}$), 走动情况下取 $30,000 \text{ pc}/\text{s}$ ($\geq 0.5\mu\text{m}$)^[7], 忽略其余颗粒物散发。FFU 给定送风速度, 送风温度取设计值 20°C 。架空地板视为均匀阻力层, 采用多孔介质模型进行模拟, 阻力系数根据实验数据拟合。模型详细的尺寸及位置参数见图 2。

2.2 数学模型

近些年发展起来的 Realizable $k-\varepsilon$ 模型相比标准的 $k-\varepsilon$ 模型在强流线弯曲、漩涡和旋转有更好的表现^[8]。在洁净室中由于非满布的 FFU 射流会产生涡旋, 因此采用 Realizable $k-\varepsilon$ 模型对电子洁净室的气流组织进行模拟。

对于颗粒物的模拟, 有学者对室内颗粒物的分布和沉积规律进行了研究, 现有结果指出对于小于 $2\mu\text{m}$ 的颗粒物和被动气体的扩散输运性质相同^[9]。

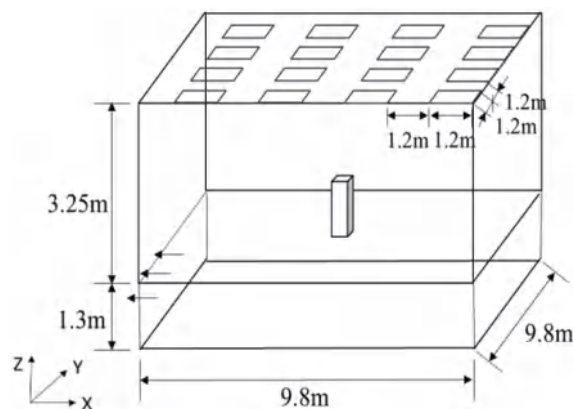


图 2 洁净室模型

因此本研究将颗粒物看作被动运输的气态污染物, 采用的控制方程如下:

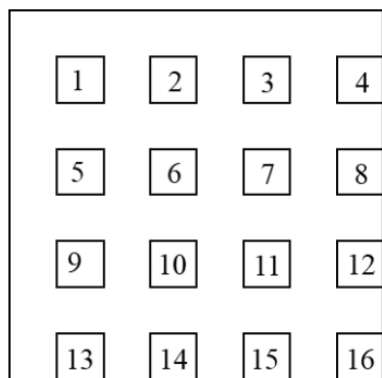
$$\frac{\partial}{\partial t}(C_P) + \nabla(C_P u_j) = D \nabla^2(C_P) + S_P$$

式中, C_P 为颗粒物浓度 (pc/m^3); u_j 为空气沿 j 方向的分速度 (m/s); S_P 为单位体积颗粒物源的释放速率 ($\text{pc}/(\text{m}^3\text{s})$); D 是扩散系数 ($\text{pc}/(\text{m}^2\text{s})$)。

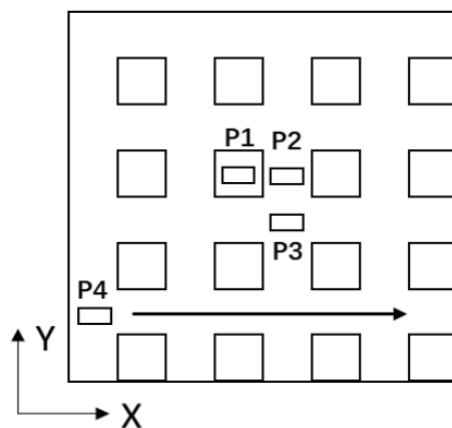
采用有限体积法 (FVM) 及二阶迎风格式将上述方程离散为代数方程。计算方法采用 SIMPLE 算法求解连续方程和动量方程。采用 Boussinesq 模型评价浮力效应^[10,11]。

2.3 模拟工况设置

电子洁净室传统的设计工况下, 所有 FFU 送风速度均以 $0.35 \text{ m}/\text{s}$ 恒定运行。采用基于人员位置的送风调控方法后, 仅人员周围 1.8m 范围内的 FFU 送风速度维持 $0.35 \text{ m}/\text{s}$, 其余 FFU 送风速度降低至 $0.1 \text{ m}/\text{s}$ 。本文分别对人员站立状态及人员走动状态下分别进行研究, 以传统的设计工况下的颗粒物浓度水平作为基准, 验证采用基于人员位置送风调控



(a) FFU 布置情况



(b) 人员位置及走动路线

图 3 FFU 及人员的设定情况

方法后,颗粒物浓度仍能维持在相同的水平,从而确定新方法的有效性。

在站立状态下,由于人员与FFU的相对位置不同,会显著影响颗粒物的分布,因此采用具有代表性的三个位置P1(人员在FFU下方)、P2(人员在紧邻FFU的盲板下方)及P3(人员在FFU对角的盲板下方)分别进行模拟。在走动状态下,给定移动速度为1 m/s,沿着洁净室内某一直线运动。洁净室共16个FFU,具体布置情况见图3(a),人员的位置及走动路线见图3(b)。

表1 算例设置

状态	位置	基准工况	新策略工况
人员站立状态	P1 (FFU下)	Case B-S-P1	Case N-S-P1
	P2 (紧邻FFU的盲板下)	Case B-S-P2	Case N-S-P2
	P3 (FFU对角的盲板下)	Case B-S-P3	Case N-S-P3
人员走动状态	P4	Case B-W-P4	Case N-W-P4

注:1. B代表传统设计工况,即所有FFU均为0.35 m/s; N代表基于人员位置的送风调控方法,即人员周围FFU为0.35 m/s,其余为0.1 m/s。

2. S代表站立状态, W代表走动状态。

3. P1,2,3,4代表不同的位置。

由于洁净室内颗粒物浓度分布具有显著的非均匀特征,因此在评价颗粒物浓度水平时,需要尽可能选取所有的点,具体监测点位置如图4所示。

3 结果和讨论

3.1 人员站立状态下的模拟结果

人员站立状态下,针对三种典型位置进行了研究。当人员在P1位置时,采用传统设计方法及基于人员位置的送风调控方法的颗粒物浓度分布情况见图5。两种策略下,人员周围的颗粒物浓度最高,随着距离人员增加,颗粒物浓度显著降低。传统设计情况下,FFU1-16均以0.35 m/s进行送风,通过识别人员位置,维持人员周围上方FFU6送风速度不变,



图4 洁净室内监测点位置的选取

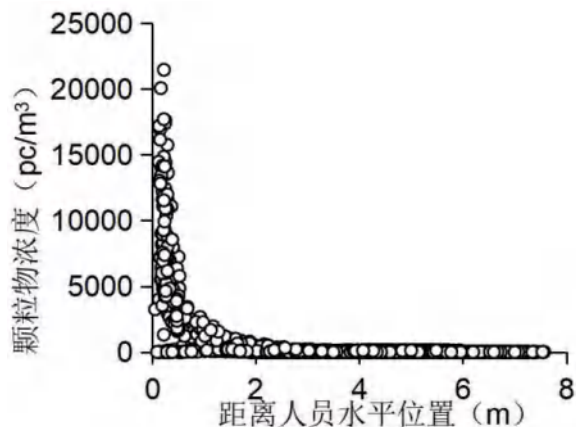
降低其余FFU送风至0.1 m/s,显著降低循环风量的同时,仍能较好的维持洁净室的颗粒物浓度水平。

当人员在P2位置时,采用传统设计方法及基于人员位置的送风调控方法的颗粒物浓度分布情况见图6。两种策略下,人员周围的颗粒物浓度最高,随着距离人员增加,颗粒物浓度显著降低。传统设计情况下,FFU1-16均以0.35 m/s进行送风,通过识别人员位置,维持人员周围1.8 m内送风速度不变,即FFU6和7风量不变,降低其余FFU送风速度至0.1 m/s,显著降低循环风量的同时,仍能较好的维持洁净室的颗粒物浓度水平。

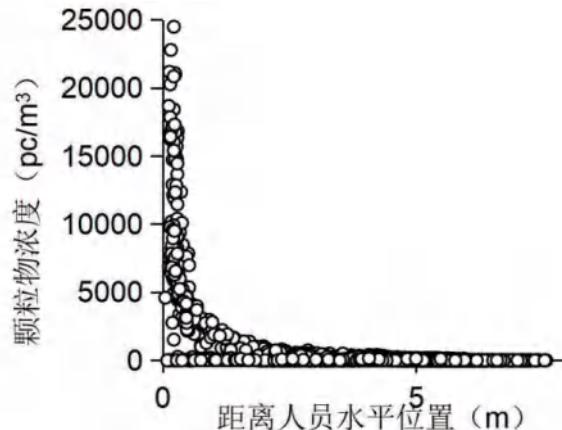
同样的,当人员在P3位置时,采用传统设计方法及基于人员位置的送风调控方法的颗粒物浓度分布情况见图6。两种策略下,人员周围的颗粒物浓度最高,随着距离人员增加,颗粒物浓度显著降低。传统设计情况下,FFU1-16均以0.35 m/s进行送风,通过识别人员位置,维持人员周围1.8 m内送风速度不变,即FFU6,7,10,11送风速度不变,降低其余FFU送风速度至0.1 m/s,显著降低循环风量的同时,仍能较好的维持洁净室的颗粒物浓度水平。

3.2 人员走动状态下的模拟结果

人员走动状态下,需要根据人员实施的位置对



(a) Case B-S-P1 颗粒物浓度分布



(b) Case N-S-P1 颗粒物浓度分布

图5 人员位于P1时不同送风策略的颗粒浓度分布对比

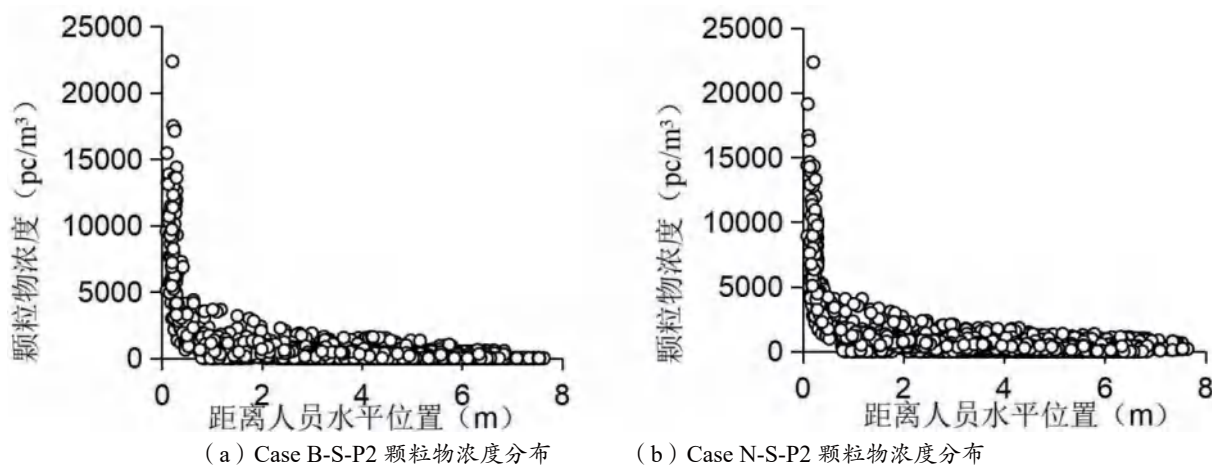


图6 人员位于P2时不同送风策略的颗粒浓度分布对比

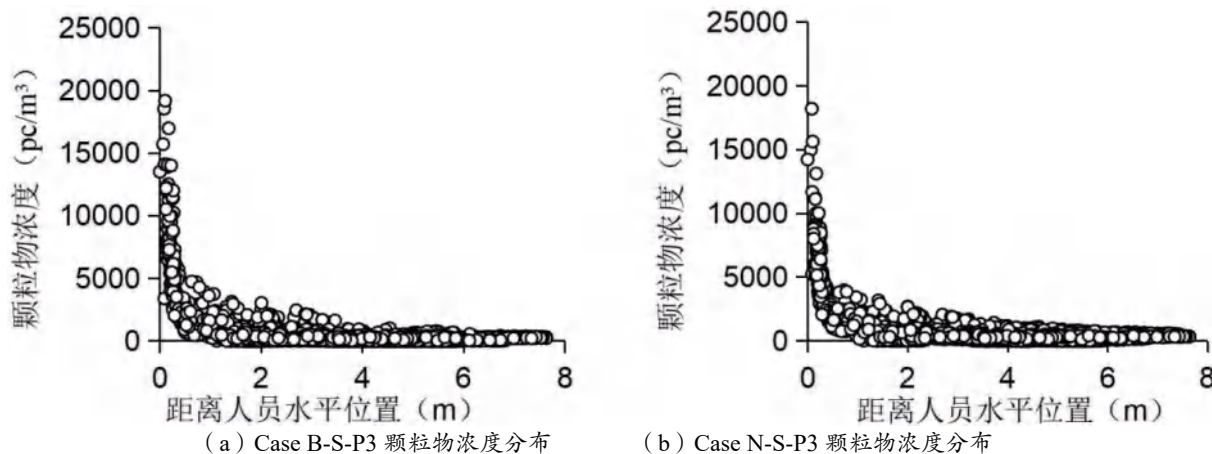


图7 人员位于P3时不同送风策略的颗粒浓度分布对比

FFU 进行实施的调控, 保证人员周围 FFU 始终维持 0.35 m/s, 距离人员较远的 FFU 降低至 0.1 m/s。选取人员走动过程中某一时刻 ($t = 5s$) 的洁净度保障情况进行分析, 两种策略下颗粒物浓度分布情况见图 8, 其余时刻与该情况类似, 不再对每一个时刻进行比较。在人员走动到第 5s 时 (人员所在位置 $X=5m$), 采用基于人员位置的送风调控策略, 即维持 FFU10,11,14,15 送风速度为 0.35m/s, 降低其余 FFU 至 0.1m/s。相比传统设计状态, 颗粒物浓度仍维持在较低水平, 且风量显著降低。

3.3 全年运行风量比较

实际电子厂房中不同人员状态场景出现的时间比例不同, 每种人员场景的可降低风量程度不同, 需要对全年总体风量可降低比例进行综合评估。该生产区域自动化程度较高, 设计人数为 1 人, 工作时间为三班制 24 小时。电子洁净室人员大部分时间为站立工作状态, 少部分时间为走动状态, 设定站立工作时间占比为 80%, 走动时间占比为 20%。

站立状态策略为: 1) 当人员在 FFU 下方时, 仅人员上方 FFU 维持 0.35m/s, 其余为 0.1 m/s; 2) 当人员在紧邻 FFU 的盲板下方时, 盲板两侧 FFU 维持 0.35m/s, 其余为 0.1 m/s; 3) 当人员在 FFU 对角的盲板下时, 人员周围四个 FFU 维持 0.35m/s, 其余为 0.1 m/s。人员等概率出现在任意位置, 以上三种策略出现的概率分别为 1/4, 1/2, 1/4。因此, 当人员为站立工作的场景时, 基于人员位置的 FFU 控制策略可降低 61.4% 的风量。

人员走动场景策略为: 人员达到位置 1.8m 范围内四个 FFU 以 0.35 m/s 送风, 其它 FFU 以 0.1 m/s 送风, 因此, 当人员为走动的场景时, 风量可降低 53.6%。

综合人员站立工作 (80%) 及走动工作 (20%) 两种场景的权重, 基于人员位置的 FFU 控制策略可以降低 59.8% 的全年运行循环风量。

4 结论

本文针对 FFU 布置率为 25% 的电子洁净厂房,

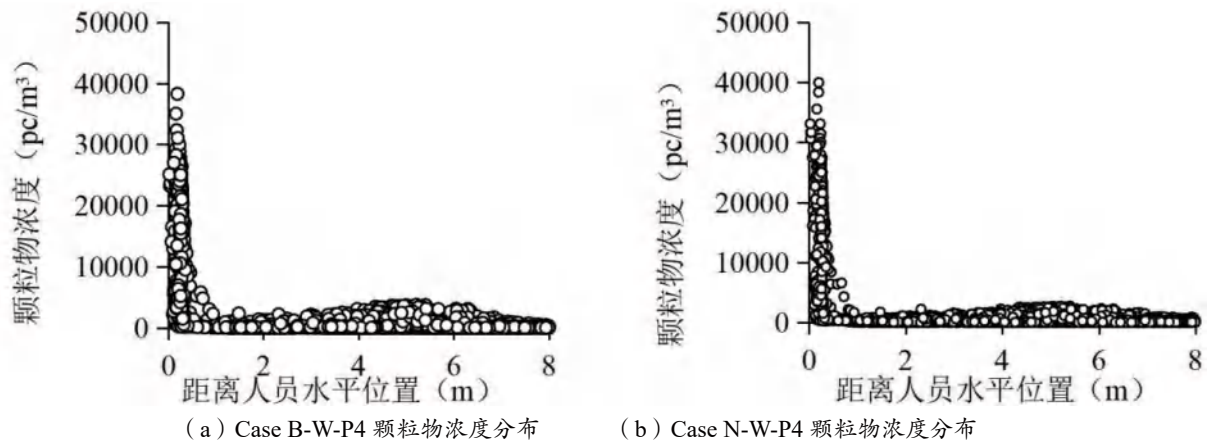


图8 人员走动状态时不同送风策略的颗粒浓度分布对比

基于人员位置的FFU送风调控进行了探究。得到了较为可行的调控方式,并与传统的FFU不进行调控的方式进行对比,评价了控制效果及风量降低潜力。有结论如下:

(1) 当控制人员1.8m范围内的FFU送风速度为设计值0.35 m/s时,降低其余FFU送风速度至0.1 m/s,人员站立及走动状态下均可以较好地保障洁净区的洁净水平。

(2) 采用基于人员位置的FFU送风调控方法可以显著降低风量。以本文FFU布置率为25%的洁净厂房为例,新的调控方法可以降低59.8%全年运行循环风量。

参考文献

- [1] S.-C. Hu, Y.K. Chuah, Power consumption of semiconductor fabs in Taiwan [J], Energy. 28 (2003) 895-907.
- [2] D. Faulkner, W.J. Fisk, J.T. Walton, Energy savings in cleanrooms from demand-controlled filtration [J], J. Inst. Environ. Sci. 39 (1996) 21-27.
- [3] D. Faulkner, D. DiBartolomeo, D. Wang, Demand Controlled Filtration in an Industrial Cleanroom [J], (2007) 11.
- [4] X. Shao, S. Liang, J. Zhao, H. Wang, H. Fan, H.

Zhang, G. Cao, X. Li, Experimental investigation of particle dispersion in cleanrooms of electronic industry under different area ratios and speeds of fan filter units [J], J. Build. Eng. 43 (2021).

[5] 何扬名,戴曙光. 利用轮廓特征进行人头识别的方法 [J]. 计算机工程与应用, 2010, 46(29):164-166.

[6] 王厚大. 一种计算任意封闭形状面积的方法 [J]. 南京邮电学院学报, 1997(4):83-85.

[7] 冯树根. 空气洁净技术与工程应用 [M]. 第二版. 北京: 机械工业出版社, 2013.

[8] 屈伟. 用CFD研究室内空气特性及污染物浓度的分布 [D]. 北京: 北京工业大学, 2006.

[9] F Chen, SCM Yu, ACK Lai, Modeling particle distribution and deposition in indoor environments with a new drift-flux model [J]. Atmospheric Environment. 2006, 40:357-367.

[10] S. V Patankar, Numerical heat transfer and fluid flow [M], Washington: Hemisphere Pub. co., Washington, 1980.

[11] J.D. Anderson, Computational fluid dynamics: the basics with applications [M], New York: McGraw-Hill, New York, 1995.

封闭式储煤棚火灾特性模拟及防排烟探讨

齐庆磊¹, 徐彪¹, 隋学敏¹, 魏琦君², 张海成²

(1. 长安大学 建工学院, 西安 710061; 2. 中铁西安勘察设计研究院有限责任公司, 西安 710054)

[摘要]针对陕西省某封闭式储煤棚建筑,采用FDS软件对其火灾动态过程模拟仿真,分析了着火点位置、排烟窗开启状况、棚外风速、挡烟垂壁设置等影响因素对火灾特性的影响。以建筑内部最小清晰高度处烟层/空气层温度、一氧化碳浓度、能见度为人员逃生的安全评价指标,评估了不应影响因素工况下人员逃生的安全性。探讨了自然排烟的可行性,给出了自然排烟及防烟分区划分的合理建议。主要结论如下:1)对于不同着火点位置,单一排烟窗自然排烟存在不足,建议将建筑普通窗打开以提高自然排烟效率;2)仅打开着火分区排烟窗,建筑内能见度迅速降低,人员逃生风险性提高,需要将全部排烟窗打开;3)棚外风速可以提高自然排烟效率,人员逃生安全性提高,可以考虑减少排烟窗开启数量。4)设置挡烟垂壁可以明显提高人员逃生安全性,但建筑面积过大,设置挡烟垂壁经济成本较高,并且不设置挡烟垂壁时,可用安全疏散时间较长,人员较易逃出,因此挡烟垂壁可不进行设置,将建筑整体作为一个防烟分区。本文研究结果可为封闭式储煤棚建筑的防火及防排烟设计提供指导。

[关键词]封闭式储煤棚; FDS; 烟气蔓延; 温度分布; 能见度; 一氧化碳浓度

1 引言

煤炭是我国的主体能源,近十年来,煤炭在我国能源生产结构中的占比一直高达65%以上^[1],大量的煤炭开采出来需要先进行储存再通过火车运输到全国各地。煤炭储存一般有两种方式:露天储煤场和封闭式储煤场。早期煤炭储存以露天储煤场为主,但随着国家对大气环境污染治理标准的不断提高,《中华人民共和国大气污染防治法》(2018修订版)第七十二条明确规定储存煤炭应当密闭,从根本上解决污染问题。在这样的背景下,大型封闭式储煤技术和设施不断发展。目前封闭式储煤设施可分为筒仓、地上储煤棚及半地下式储煤仓3种形式。地上储煤棚由于其造价相对较低应用最为广泛,其特点是纵深狭长,煤炭储存量大^[2]。

煤炭作为一种可燃物,通过长期的堆积,会慢慢的产生氧化反应而发热,存在自燃现象,引起火灾事故。对于封闭式储煤棚这类近年来新建的建筑,我国现行防火规范及防排烟规范中对于封闭式储煤场的设计并没有针对性的规定,比如煤堆之间的防火间距、防火分区的设计、防排烟设计措施等。目前也缺乏相关该类建筑消防方面的设计指导,设计人员对该类建筑的消防设计存在模糊性。因此,有必要对封闭式储煤棚火灾特性进行研究,以供工程中防火及防排烟设计提供参考。

伴随着封闭式储煤棚的规模化应用,其相关火灾特性方面的数值模拟研究也已初步展开。例如,朱国庆等学者^[3]通过对储煤场煤堆火灾危险性进行分析,并结合大涡场模拟软件FDS对不同防火间距

的储煤场煤堆火灾数值模拟。研究发现,煤堆防火间距分别为6m、8m、10m时,煤堆安全高度依次为15.7m、19.5m、19.7m,当防火间距达到8m时,再增加间距对安全高度影响不大。ZHANG Lei等学者^[4]以使用空气支撑膜结构的储存棚为例,利用模拟软件FDS模拟在最不利的火灾场景中一氧化碳、温度和烟气能见度在清晰高度处的危险到来时间,即可用的安全疏散时间,并通过Pathfinder软件计算了所需的安全疏散时间,最后通过膜材料的燃烧特性实验和数值模拟,得到了空气支撑膜式储煤棚的结构失稳时间。结果表明,可用安全疏散时间和结构失稳时间均长于所需安全疏散时间。总结目前文献调研结果发现,目前关于储煤棚火灾特性及消防性能化研究还处于起步阶段,还需要大量研究为工程实践提供理论指导。

基于以上研究背景,本研究针对某典型封闭式储煤棚建筑,采用FDS软件对其火灾动态过程模拟仿真,分析着火点位置、排烟窗开启状况、棚外风速、挡烟垂壁设置等影响因素对火灾特性的影响,评估不同影响因素工况人员逃生的安全性。在此基础上,探讨自然排烟的可行性,对自然排烟措施及防烟分区划分提出建议,以期对封闭式储煤棚类建筑的防火及防排烟设计提供指导。

2 研究方法

采用Pyrosim三维建模软件建立储煤棚仿真模拟物理模型,采用火灾动力学模拟软件FDS对其火灾动态过程模拟,研究不同影响因素工况下烟气蔓延特性,得到最小清晰高度处烟层/空气层的温度、

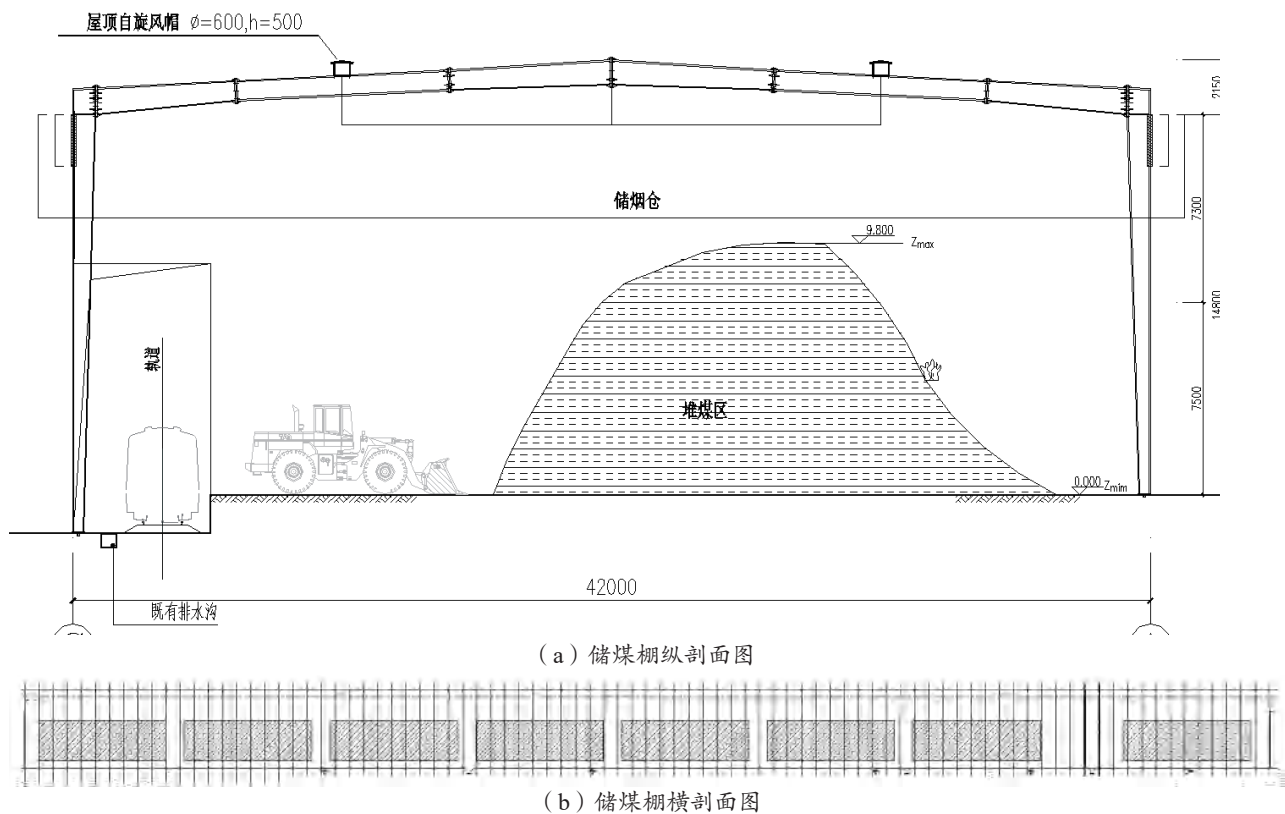


图1 建筑示意图

可见度、一氧化碳浓度等安全评价指标,评估不同火灾场景是否满足人员安全逃生基本需求。

2.1 研究对象

本文研究对象为一由火车轨道穿过的典型封闭式储煤棚,其结构如图1所示。该储煤棚位于陕西省山区地带;建筑外部夏季风速2.3m/s,最高温度可达41℃,冬季风速2.9m/s,最低温度-13℃;长357m,宽42m,占地面积14994m²,净高14.8-16.9m,建筑围护结构主体为钢结构,建筑东部设一混凝土隔断墙,顶棚为混凝土屋顶或钢结构屋顶;建筑南北两侧均在12.8m高度处设置电动排烟窗,发生火灾时,电动排烟窗开启70℃迅速排烟,下部为正常采光用窗户。每个防烟分区均匀布置12个风帽用作日常排风、换气,总共设置150个风帽;火车轨道由西向东设置在建筑北侧,因此不设人员或汽车出入口,只在建筑南侧设置5个人员疏散出口,3个汽车运输出入口。

2.2 pyrosim 建模

本研究通过pyrosim软件基于建筑图纸确定模型主要构造,建立储煤棚仿真模型,如图2所示。

为分析储煤棚内部烟气蔓延变化特性及清晰高度处烟层/空气层温度、可见度、一氧化碳浓度在

火灾动态过程中的变化情况,如图3(a)、(b)所示,在火源处、人员过道处设置温度切面,在最小清晰高度处设置可见度、一氧化碳浓度监测切面及相应探测器,进而判断发生火灾后,人员逃生是否处于安全标准内。

2.3 火源模型设置

《建筑防烟排烟系统技术标准》(GB51251-2017)规定了建筑场所火灾热释放速率的确定方法和常用数据:储煤棚属于丙类仓库建筑类别,且由于室内净高大于8m,设置喷淋时,按照无喷淋场所对待;无喷淋时,火灾达到稳态时的热释放速率最低限值为20MW^[5]。

火灾的热释放速率和火灾增长时间存在一定数量关系,可表示为^[5]:

$$Q = \partial t^2 \quad (1)$$

式中:Q——热释放速率(kW);

t——火灾增长时间(s);

∂ ——火灾增长系数(kW/s²),煤炭的火灾增长系数^[4]为0.0049kW/s²;

计算得出,火灾达到稳态时的热释放速率为20MW时,火灾自由发展时间为2020秒,而后认为

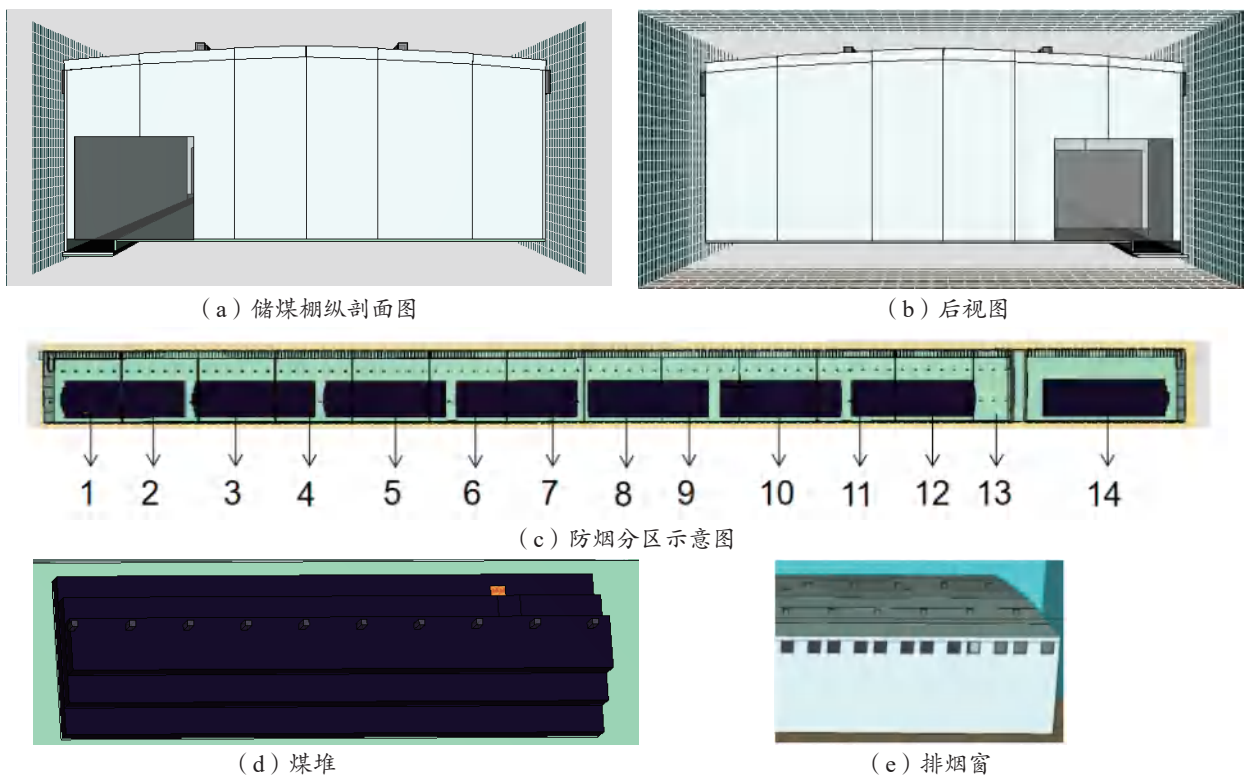


图2 储煤棚物理模型

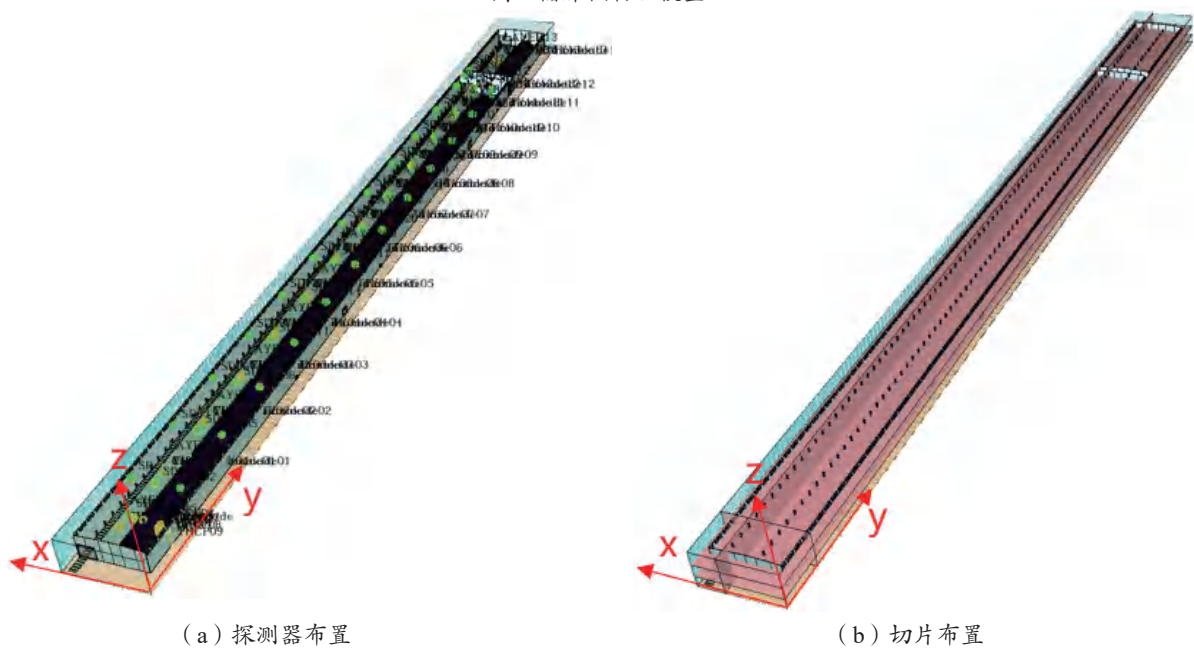


图3 探测器及切面布置示意图

消防人员到达现场对火灾进行扑救，火灾热释放速率不会继续上升，而是在稳态热释放速率值周围波动。

2.4 工况设置

影响储煤棚火灾动态发展过程的因素有很多：室外风速、温度、煤尘浓度、通风条件、着火点位置、消防用水准备是否充足、烟感探测设备是否可以正常控制排烟窗开启等。结合储煤棚地理位置及本项

目研究目的,本研究以 1-1 作为基础工况,重点模拟着火点位置、棚外风速、排烟窗开启状况、是否设挡烟垂壁四个方面对火灾动态发展过程的影响,图 4 展示了部分工况的仿真模型。模拟工况如表 2 所示。

表 2 模拟工况

工况编号	火源位置	挡烟垂壁	排烟窗	棚外风速
1-1	1	否	全部可开启	0m/s
1-2	2	否	全部可开启	0m/s
1-3	3	否	全部可开启	0m/s
2-1	1	否	仅着火分区可开启	0m/s
3-1	1	否	全部可开启	2.3m/s
4-1	1	是	全部可开启	0m/s

2.5 分析方法

在火灾动态发展过程中,关于人员逃生的安全要求如下:(1)最小清晰高度以下的烟层/空气层温度不超过 60°C ^[6];(2)最小清晰高度以下的烟层/空气层能见度不小于 10m ^[7];(3)最小清晰高度以下的烟层/空气层一氧化碳浓度不超过 500ppm ^[8]。

对于高大空间建筑,最小清晰高度参照《建筑防排烟系统技术标准》(GB51251-2017)^[5]满足以下公式:

$$H_q \geq 1.6 + 0.1H_b \quad (2)$$

式中: H_q 为最小清晰高度(m); H_b 为排烟空间的建筑净高度(m)。对于本项目,最小清晰高度为 2.98m 。

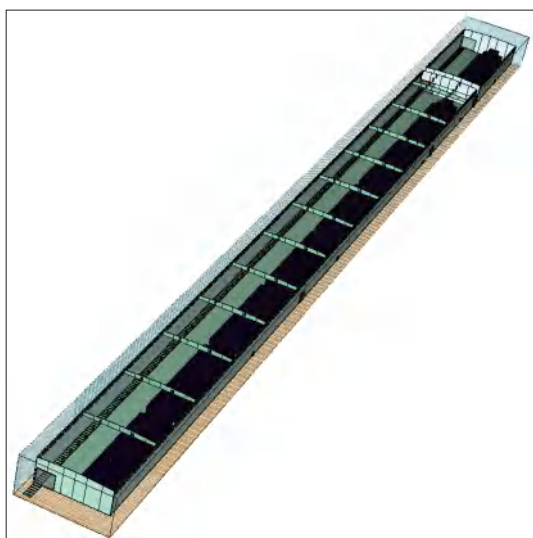
3 结果与讨论

3.1 着火点位置对火灾动态过程的影响

对于本研究来讲,着火点火源热释放速率最高为 20MW ,当着火点位置不同时,烟气蔓延特性会发生较大变化,使储煤棚内部不同区域处烟层/空气层温度、能见度、一氧化碳浓度有较大不同。



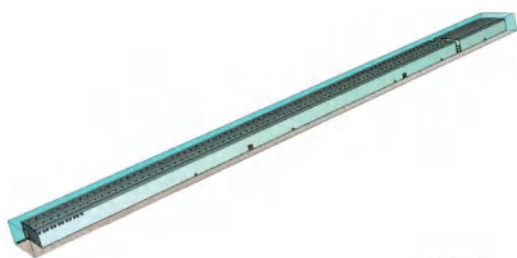
(a) 着火点位置



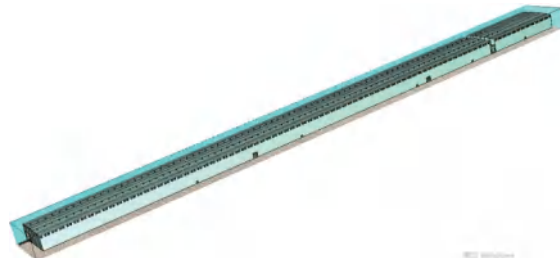
(a) 探测器布置



(b) 切片布置



(d) 仅打开着火分区排烟窗



(e) 全部排烟窗均打开

图 4 部分工况仿真模型

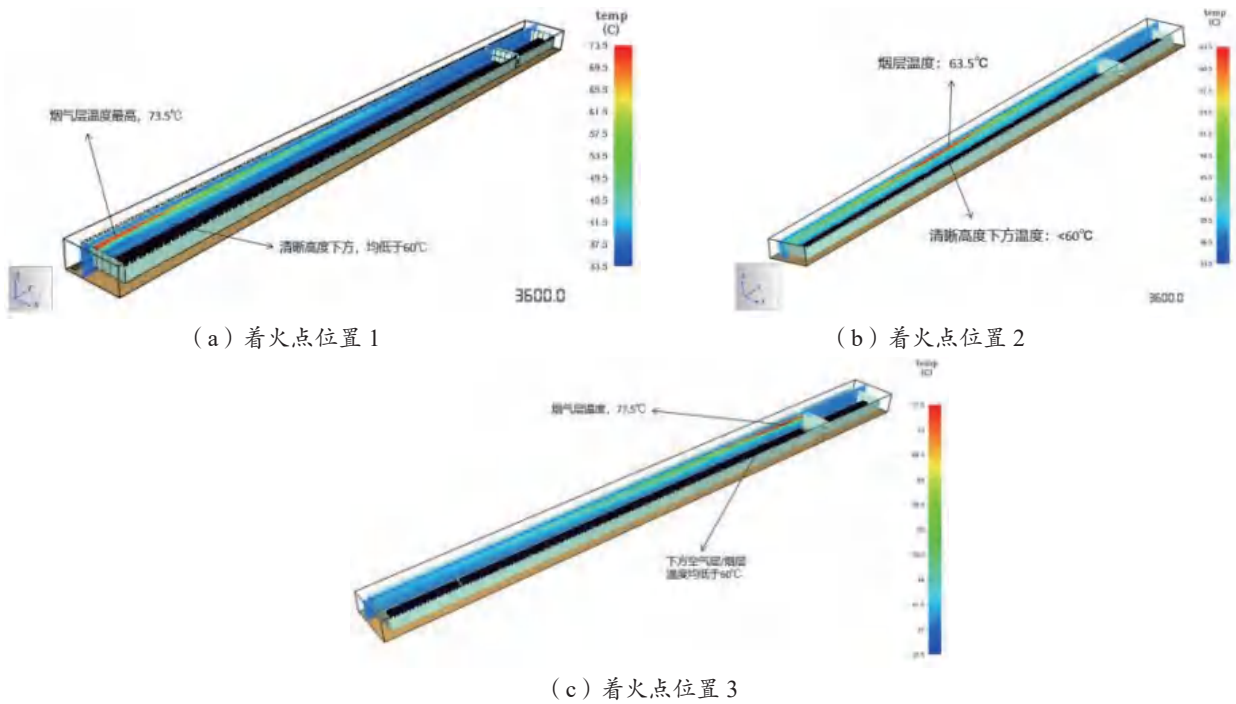


图5 不同着火点位置条件下人员过道区域温度纵切面

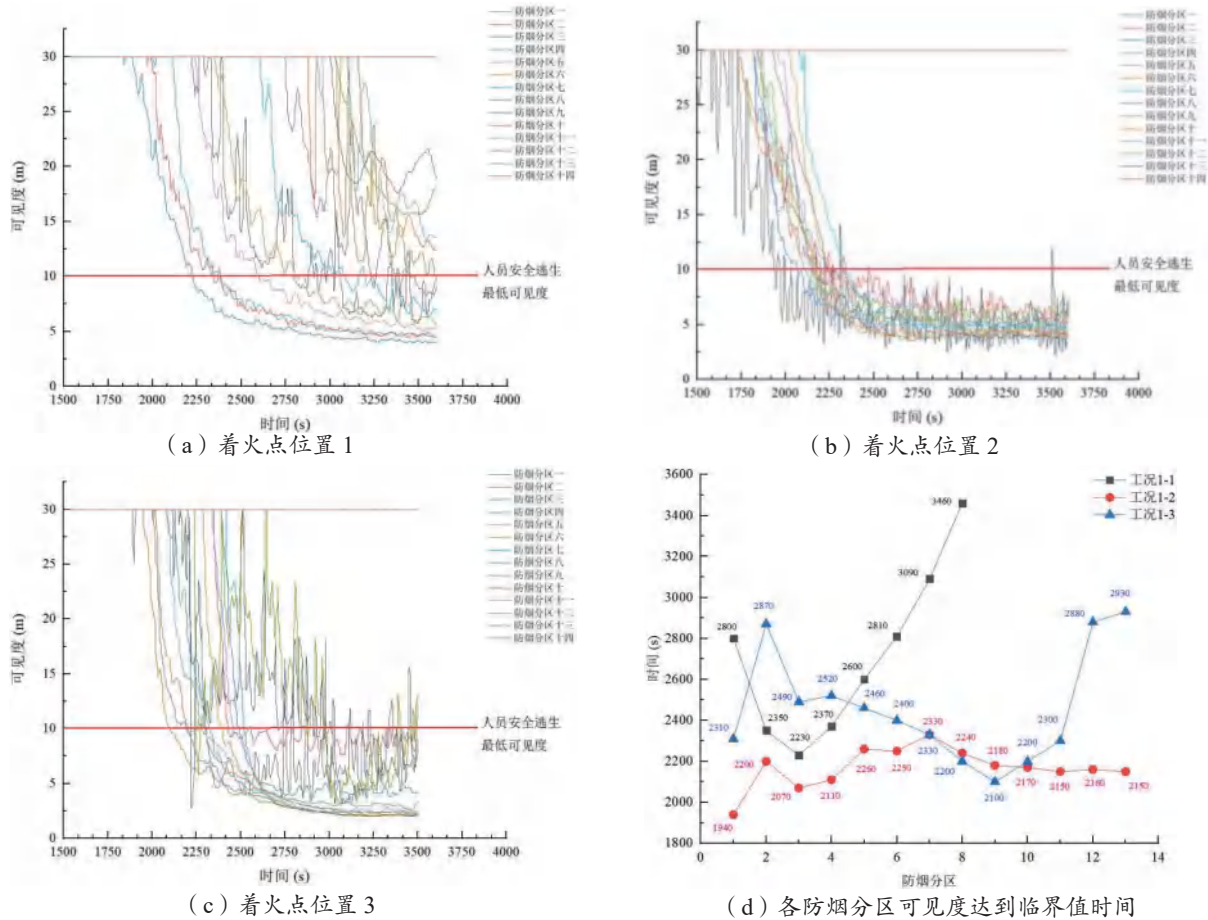


图6 不同着火点位置条件下清晰高度处可见度

图5给出了不同着火点位置条件下人员过道区域温度纵切面。由图5(a)(b)(c)可知,清晰高度上方区域烟层/空气层温度由高至低依次是着火点位置3、着火点位置1、着火点位置2,分别为77.5℃、73.5℃、63.5℃。清晰高度处烟层/空气层温度在不同着火点位置条件下均低于60℃,满足人员安全逃生标准。

建筑内部区域烟层/空气层温度主要和火源位置及烟气聚集程度相关。着火点位置2居于建筑中部,烟气蔓延速度快,烟气聚集程度低,所以建筑上部烟层温度最低;着火点位置1靠近大气环境,烟气左侧扩散会受到混凝土墙抑制作用但可以直接排至大气环境,自然排烟效率较高;着火点位置3靠近混凝土隔断通道,烟气向右侧蔓延时会在混凝土隔断通道中大量积聚,导致建筑上部烟层温度最高。

如图6给出了不同着火点工况下,棚内清晰高度处可见度变化情况及每一防烟分区可见度达到临界值的时间。由图(a)着火点位置1时,储煤棚内部有八个防烟分区区域可见度低于人员逃生最低可见度,其中防烟分区3区域最先达到人员安全逃生最低可见度,最短时间为2230秒。由图(b)(c)可知,着火点位置2、3,储煤棚内部在混凝土隔断通道左侧的13个防烟分区区域可见度均有低于人员安全逃生最低可见度的风险。相较于着火点位置1,着火点位置位于2、3时,建筑内部危险区域面积较大,各防烟分区可见度最先达到临界值的时间分别

缩短130秒、290秒。

可见度的变化与烟气等颗粒在垂直方向上的迁移效率有关。着火点位置2发生火灾时,烟气扩散不受阻挡,垂直迁移效率高,可见度更易降低。着火点位置1、3烟气只能单向进行扩散,烟气在储烟仓的积聚效应较着火点位置2高,热压高,烟气更易排出,自然排烟效率较着火点位置2高。

图7给出了不同着火点条件下最小清晰高度处一氧化碳浓度分布情况。如图(a)(b)(c)所示,在不同着火点位置1、2、3条件下一氧化碳浓度较高区域分别为35ppm、65ppm、65ppm,均低于人员安全逃生标准所规定的500ppm限值。

在不同着火点位置条件下,一氧化碳自然排出的效率存在差异。着火点位置1左侧靠近大气环境,一氧化碳可通过建筑上部排烟窗及左侧火车轨道口迅速排出,自然排出效率最高,所以一氧化碳集中区域浓度最低仅为35ppm。着火点位置2、3建筑内一氧化碳的排出主要依靠上部排烟窗,一氧化碳浓度会达到65ppm,且着火点位置2一氧化碳扩散不受建筑物阻挡,因此着火点位置2时一氧化碳集中区域面积明显小于着火点位置3。

基于以上对不同着火点位置条件下建筑内部清晰高度处烟层/空气层温度、可见度、一氧化碳浓度的分析可知:发生火灾时,清晰高度处一氧化碳浓度及烟层/空气层温度在人员安全逃生标准要求范围之内。清晰高度处可见度低于人员逃生所需最小可见度时间最低为1940秒,人员逃生时间较长,

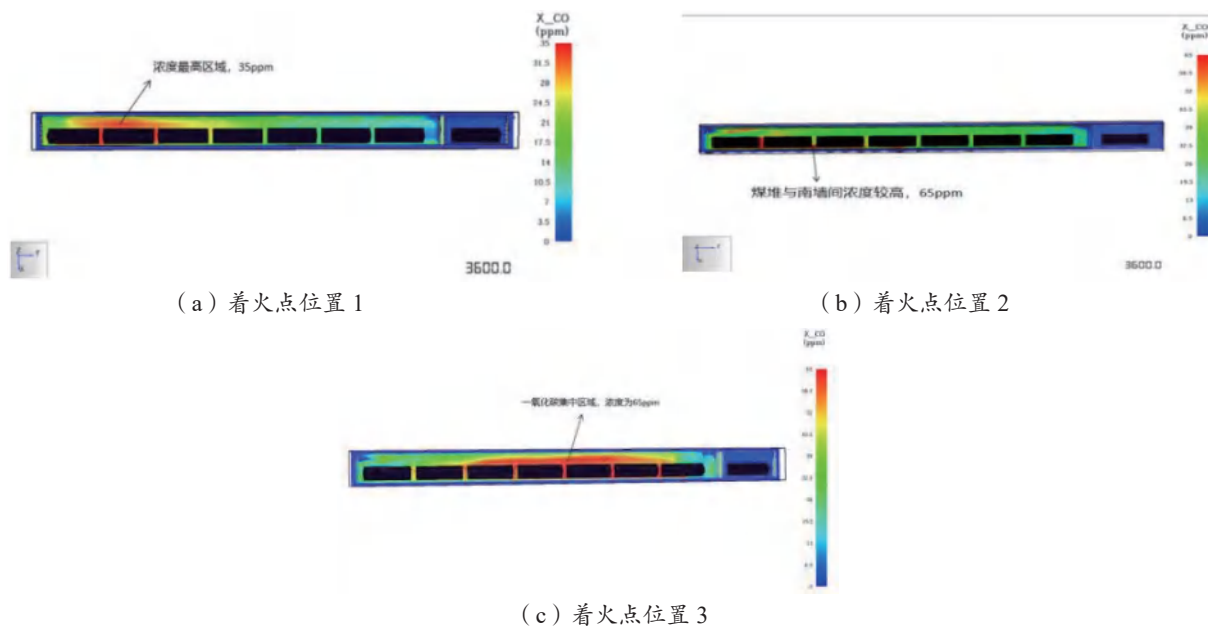


图7不同着火点位置条件下最小清晰高度处一氧化碳浓度

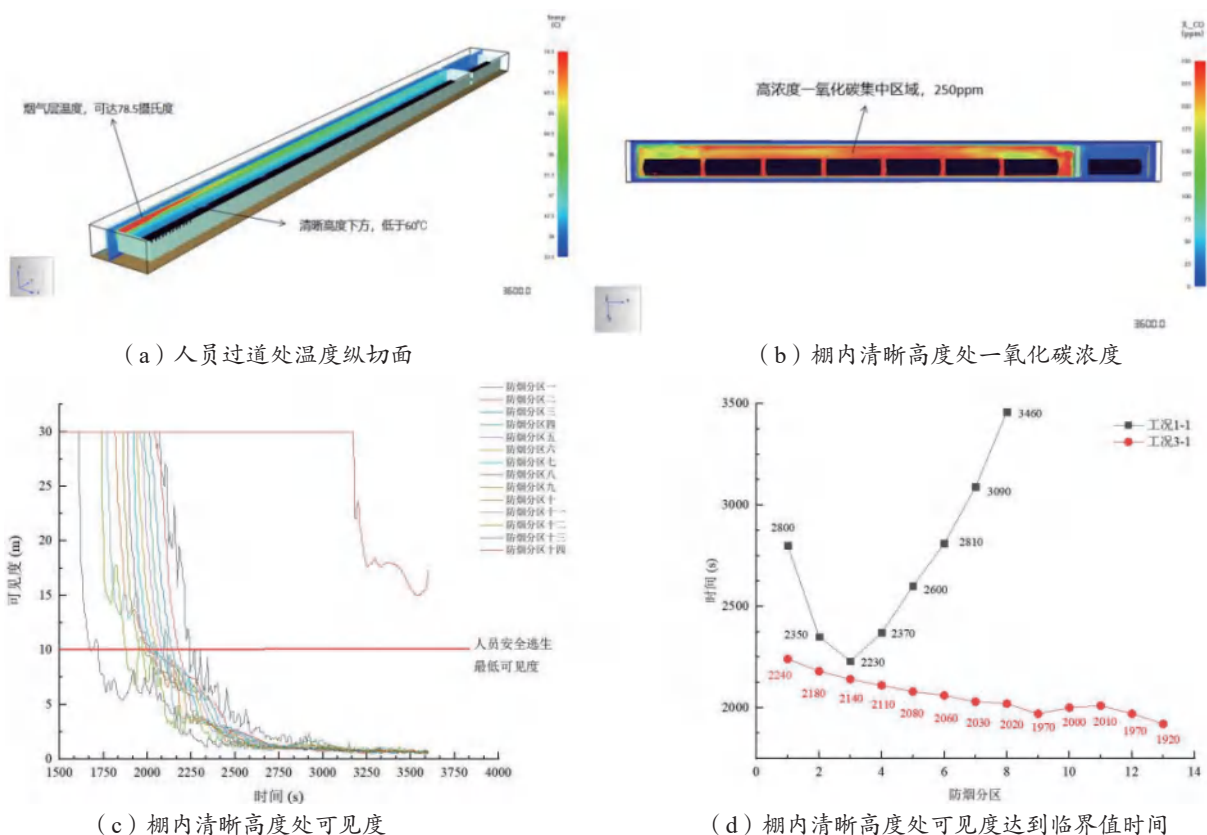


图8 仅打开着火分区排烟窗

但不利于火灾后期消防扑救,需要将建筑下部普通窗打开,提高自然排烟效率。

3.2 排烟窗开启状况对火灾动态过程的影响

为实现对储煤棚排烟窗开启方案进行优化设计,本部分模拟仅打开着火分区排烟窗条件下,储煤棚内部清晰高度处温度、一氧化碳浓度、可见度的变化特性,与1-1排烟窗全部开启工况的效果进行对比。

图8给出了仅打开着火分区排烟窗时储煤棚建筑内部人员过道处温度纵切面、一氧化碳浓度、可见度的变化特性。

通过图8(a)与图5(a)可知,当仅打开着火分区排烟窗时,人员过道区域上方烟层温度达到78.5°C,比1-1排烟窗全部开启工况高5°C,清晰高度处烟层/空气层温度低于60°C。由图8(b)与图6(a)对比可知,一氧化碳浓度远高于1-1工况清晰高度处一氧化碳浓度,但仍小于500ppm限值。由图8(d)可知,仅打开着火分区排烟窗时棚内清晰高度处可见度迅速降低,棚内每一区域清晰高度处可见度达到临界值的时间均小于1-1工况,建筑内部可见度低于10m区域较1-1工况多5个防烟分区。

综上所述可见,仅打开着火分区排烟窗会使自

然排烟效率降低,烟气在储煤棚内部各区域大量积聚,人员逃生危险性明显上升,因此在发生火灾时不可仅打开着火分区的排烟窗。

3.3 棚外风速对火灾动态过程的影响

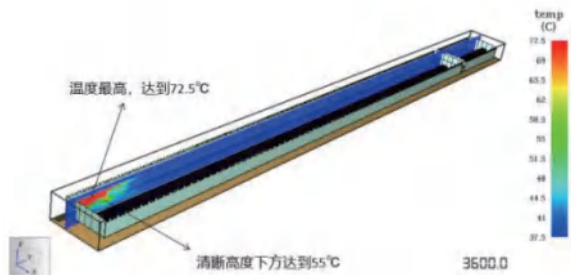
图9给出了在棚外风速为2.3m/s时,棚内人员过道区域温度纵切面、清晰高度处一氧化碳浓度、可见度变化特性。由图9(a)(b),人员过道区域清晰高度处烟层/空气层温度低于60°C、一氧化碳浓度为55ppm,均符合人员逃生安全标准。由图9(c)(d)可知,在风速存在时,棚内清晰高度处可见度达到临界值的时间进一步降低,最短时间由1-1棚外风速为0工况的2230秒降为1180秒,但棚内清晰高度处可见度达到临界值的区域面积有所降低。

风速的存在一方面提高了自然排烟的效率,另一方面对煤炭的燃烧有助燃的效果,加剧了火源位置附近烟气、一氧化碳等有毒粒子在建筑内部扩散的混乱度。通过以上分析可知,在有风速存在时,靠近火源位置区域人员安全风险较高,而随着远离火源位置,人员安全风险逐渐降低。由此来看,棚外风速提高了人员逃生的安全性。

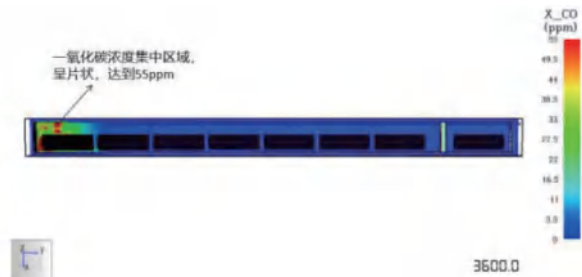
3.4 挡烟垂壁设置对火灾动态过程的影响

封闭式储煤棚属于典型的高大空间建筑。关于高大空间建筑防烟分区的划分,《建筑防烟排烟系统技术标准》(GB51251-2017) 4.2.4 条规定:当空间净高大于6m时,防烟分区的最大允许面积

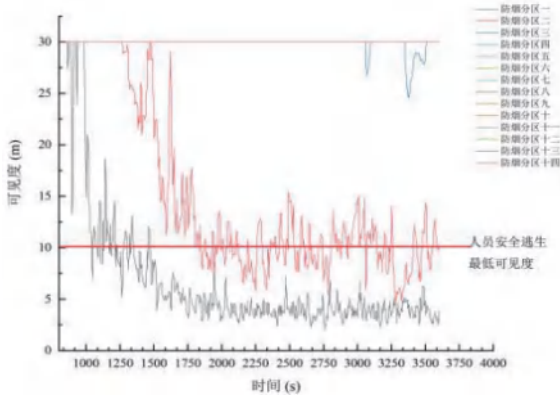
为2000m²,长边最大允许长度为60m;具有自然对流条件时,防烟分区长边最大允许长度不应大于75m^[5]。除上述规定外,该条款还注明:当空间净高大于9m时,防烟分区之间可不设挡烟设施。关于此



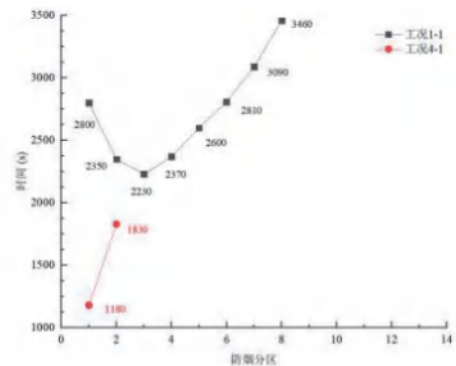
(a) 人员过道处温度纵切面



(b) 棚内清晰高度处一氧化碳浓度

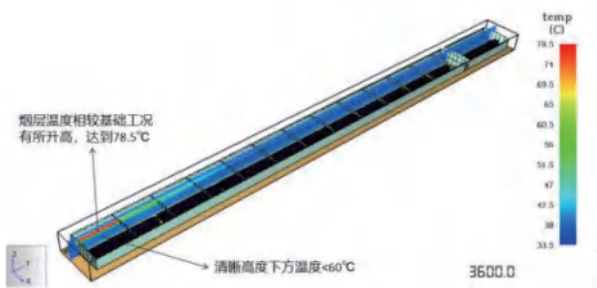


(c) 棚内清晰高度处可见度

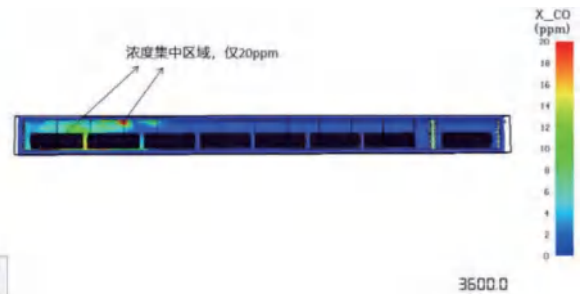


(d) 棚内清晰高度处可见度达到临界值时间

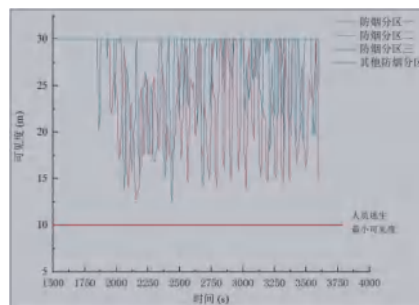
图9 棚外风速2.3m/s工况



(a) 人员过道处温度纵切面



(b) 棚内清晰高度处一氧化碳浓度



(c) 棚内清晰高度处可见度

图10 设置挡烟垂壁

条注释的依据及可行性,条文解释未有任何相关说明。防烟分区之间不设挡烟设施,即相当于将这个建筑空间视为一个防烟分区考虑。这与上述 2000m² 的最大的防烟分区的规定存在矛盾,使得设计人员对于防烟分区的设计具有不确定性的选择,难以有效指导工程设计。对于封闭式储煤棚类建筑,将建筑整体为一个防烟分区和按照规范的最大允许面积的要求划分防烟分区,两种工况的差异如何?将该类建筑整体为一个防烟分区是可行,还需进行针对性的论证。

挡烟垂壁设置的目的是将烟气控制在着火区域所在的空间范围内,并限制烟气从储烟仓内向其他区域蔓延。烟气层高度需控制在储烟仓下沿以上一定高度内,以保证人员安全疏散及消防救援。

图 10 给出了设置挡烟垂壁将建筑内部划分为 14 个防烟分区后人员过道处温度纵切面及棚内清晰高度处一氧化碳浓度、可见度的变化情况。图 10(a) 相较于图 5(a) 1-1 不设挡烟垂壁工况,顶棚上方烟气层温度有所升高,上升 5℃,清晰高度处烟层/空气层温度低于 60℃。通过图 10(b) 与图 6(a) 相比较,可知一氧化碳浓度集中区域明显减少,浓度仅为 20ppm,有所降低,进一步降低了人员安全风险。

如图 10(c) 所示,设置挡烟垂壁后,只有防烟分区一至三清晰高度处可见度发生了改变,且高于人员安全标准所规定的 10m 最低限值,相较于不设挡烟垂壁工况有了较大改善。

因此设置挡烟垂壁可以极大程度上降低火灾对人员安全的危险性,但对于本模拟所设定的 20MW 最大热释放速率条件下,若不设置挡烟垂壁,只有可见度高于人员安全标准,且人员疏散时间较长,危险性较低。因此,考虑经济成本,可不设挡烟垂壁,将建筑整体作为一个防烟分区。

4 结论

本研究针对典型封闭式储煤棚,建立火灾模拟仿真模型,以清晰高度处烟层/空气层温度、可见度、一氧化碳浓度作为评价指标,得出以下结论:

(1) 不同着火点位置工况下,清晰高度处烟层/空气层温度小于 60℃、一氧化碳浓度小于 500ppm,但能见度在一定时间后有低于人员逃生所需最小可见度的风险,因此火灾发生后应将建筑外表面下部普通窗户打开,提高自然排烟效率。

(2) 发生火灾时,仅打开着火分区的排烟窗会极大降低排烟效率。虽然清晰高度处一氧化碳集中区域浓度小于 500ppm、烟层/空气层温度小于 60℃,但是棚内各区域清晰高度处可见度低于人员逃

生所需最小可见度的时间大大缩短,人员逃生风险性提高,因此不可仅打开着火分区排烟窗进行自然排烟。

(3) 风速的存在一方面提高了自然排烟的效率,另一方面对煤炭的燃烧有助燃的效果,加剧了火源位置附近烟气、一氧化碳等有毒粒子在建筑内部扩散的混乱度。靠近火源位置区域人员安全风险较高,而随着远离火源位置,人员安全风险逐渐降低。从储煤棚建筑整体区域安全性来看,棚外风速提高了人员逃生安全性,或可考虑关闭部分排烟窗。

(4) 设置挡烟垂壁后,棚内清晰高度处烟层/空气层温度小于 60℃、可见度大于 10m、一氧化碳浓度小于 500ppm,无安全风险。但本储煤棚建筑占地面积较大,设置挡烟垂壁成本较高。即使不设挡烟垂壁时,只有人员可见度低于人员逃生安全标准,且逃生时间较长,人员较易逃出,因此可不设挡烟设施,将建筑整体作为一个防烟分区。

参考文献

- [1] 秦波涛,仲晓星,王德明,辛海会,史全林.煤自燃过程特性及防治技术研究进展[J].煤炭科学技术,2021,49(01):66-99.
- [2] 许建军,赵丽娟,王艳生.封闭储煤设施评述与对比[J].煤质技术,2014(05):40-44.
- [3] 何路,朱国庆,咎文鑫.封闭式储煤场防火隔离带宽度定量分析[J].消防科学与技术,2015,34(05):587-591.
- [4] Zhang L, Zhu G Q, Zhang G W, et al. Performance-based Fire Design of Air-supported Membrane Coal Storage Shed[J]. Procedia Engineering, 2013, 52:593-601.
- [5] 中华人民共和国住房和城乡建设部.GB51251-2017《建筑防烟排烟系统技术标准》.中国计划出版社,2017,北京。
- [6] Florencio Fernández-Alaiz, Ana Maria Castañón, Fernando Gómez-Fernández, Antonio Bernardo-Sánchez, Marc Bascompta. Analysis of the Fire Propagation in a Sublevel Coal Mine[J]. Energies, 2020, 13(14):
- [7] NFPA 92B, 1991. Guide for Smoke Management Systems in Malls, Atria and Large Areas, National Fire Protection Association, Quincy, U. K.
- [8] D.A. Purser, 2002. Toxicity Assessment of Combustion Products, SFPE Handbook of Fire Protection Engineering, National Fire Protection Association, Quincy, U. K.

开放办公环境下净化器和新风机的替代研究

李艺群¹, 范钰杰², 职承强¹, 叶蔚^{1,3}, 张旭¹

(1. 同济大学机械与能源工程学院暖通空调研究所, 上海 201804; 2 清华大学建筑技术科学系, 北京 100084; 3. 同济大学工程结构性能演化与控制教育部重点实验室, 上海 200092)

[摘要] 为“室内循环净化”是否可以在一定程度上替代传统“通风稀释”来保障室内空气品质, 是当前“双碳”背景下发展健康建筑尚未解决的重要问题。本文以上海某 100m² 实际使用的开放式办公室为对象, 于 2019 和 2020 年冬季开展了两期以空气净化器替代机械新风系统的随机双盲实验。期间, 一方面, 共收集 771 份来自 23 位办公人员对空气品质主观评价的有效问卷; 另一方面, 监测了约 3400 小时室内外温湿度、CO₂ 和 PM_{2.5} 浓度、人员在室率等数据。分析表明: 首先, 两种模式下室内人员的心率、室内空气品质满意度、困倦度的差异均不超过 4%; 其次, 分别开启机械新风或净化器时, PM_{2.5} 的 I/O 均能控制在 0.65 以下, 且浓度满足 $\leq 75\mu\text{g}/\text{m}^3$ 的小时时间占比 (T) 为 97%, 均高于无空气改善措施时的空气质量 (T=82%)。但净化器滤料一年后效率下降近 50%; 最后, 新风和净化器 CADR 折算的换气次数分别为 2.2h⁻¹ 和 2.0h⁻¹, 尽管室内 99.5% 的 CO₂ 小时平均浓度 <1000ppm, 但净化器工况可在稍高的 CO₂ 浓度下实现和新风工况相似的室内空气质量。综上, 验证了在该开放式办公场所中用空气净化器替代机械新风的可行性。

1 研究背景

建筑室内新风量一直是室内空气品质 (IAQ) 领域的焦点问题^[1-2]。以人员密集的办公场所为例, 该类场所中的主要空气污染物包括颗粒物、挥发性有机物 (VOCs) 和 CO₂ (人体散发物的指示剂) 等^[2-7]。研究表明, 较差的空气品质会降低办公人员的工作效率、提升病假率^[8]; 长期处于不良空气品质环境中时人的阅读等认知能力也可能受到一定程度的损伤^[9]。尽管提高机械新风量可以通过“稀释”原理降低污染物浓度, 但随之增加的新风能耗与我国建筑领域“双碳目标”的实现形成矛盾^[10]。

以“室内循环净化过滤”为原理的空气净化器因其使用灵活逐渐在民用建筑中普及。现有的空气净化器一般以去除颗粒污染物为主。近年来, 改进和研发可以同步净化颗粒物和甲醛等气态 VOCs 的空气净化器成为新的热点, 由此也引发了以国际能源组织 IEA Annex78 项目组为代表的“用空气净化器替代 (部分) 机械新风系统”的讨论, 以期探索保证 IAQ 前提下降低建筑新风能耗的潜力。

基于此, 本文以上海某开放式办公室为研究目标, 在近两年内通过对室内空气品质的主观问卷调查和现场监测 (选取 PM_{2.5} 和 CO₂ 浓度), 比较了机械新风系统和空气净化器在保证室内空气品质上的差异, 旨在就“用空气净化器替代 (部分) 机械新风系统”这一问题的可行性进行探讨。

2 实验方案设计、测点布点与问卷设计

如图 2.1 所示, 选取了上海某约 100m² 开放式

办公室作为研究对象。房间净高约 4m, 上部东西两侧各设有两个新风送风口。实验期间共 (曾) 有 23 人在此办公 (为调研对象)。根据房间内部通风情



图 2.1 办公室实景



图 2.2 办公室测点示意图

1. 此刻, 您觉得室内空气品质可接受程度如何? (完全不可接受 到 完全可接受)

2. 此刻, 您觉得室内热舒适可接受程度如何? (完全不可接受 到 完全可接受)

3. 此刻, 您觉得室内气味强度如何? (没有气味 到 强烈的气味)

4. 在今天的的工作过程中, 您的困倦程度如何? (非常清醒 到 非常困倦)

图 2.3 问卷



图 2.4 传感器

况, 将两台净化器放置在远离外窗的两个角落, 并且在门窗附近分别放有传感器监测开启率, 并统计人员进出。参照《室内空气质量标准》(GB/T 18883-2002), 按梅花型布置了 A、B、C、D 四个室内测点和两个室外测点测量 $PM_{2.5}$ 和 CO_2 浓度 (室内测点如图 2.2 所示, 传感器高度为 1.2m 左右, 接近人坐

姿时的呼吸区高度)。

其中, 主观评价的数据通过每天定时发放问卷收集, 如图 2.3 所示, 客观数据通过“伯虎空气监测仪”记录, 如图 2.4 所示, 其传感器相关参数如表 2.1 所示。

表 2.1 传感器参数

测量对象	传感器类型	原理	量程	精度
$PM_{2.5}$	攀腾 G7	激光散射	0-1999 $\mu g/m^3$	$\pm 5\%$
CO_2	senseAir S8(瑞典)	红外	0-5000ppm	$\pm 40ppm$
温度	Senseon SHT20(瑞士)	NA	-20-99 $^{\circ}C$	$\pm 2^{\circ}C$
湿度	Senseon SHT20(瑞士)	NA	0-100%RH	$\pm 5\%RH$

为记录该办公室内的人员行为, 除实验仪器外, 在门窗处分别安装了两对传感器以记录其开启状态; 在前后门上方安装了客流统计器, 以监测人员流动情况, 如图 2.5 所示。



图 2.5 室内检测仪器

在 2019 年末和 2020 年末, 开展了两期实验, 设置了空白对照工况 (简称“空白工况”)、空气净



图 2.6 实验工况设置 (单位: 天)

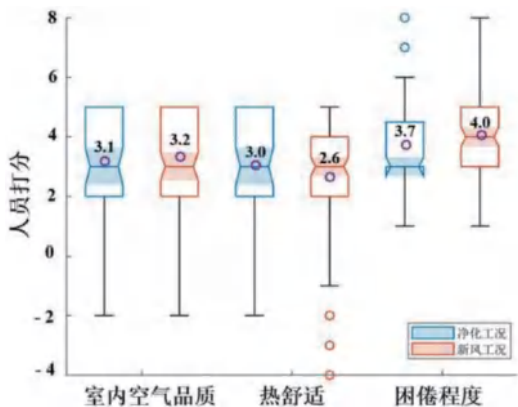


图 3.1 人员困倦程度

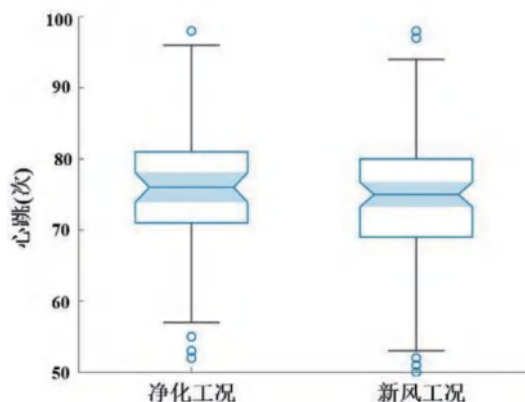


图 3.2 人员心跳

化器工况（简称“净化工况”）、机械新风系统工况（简称“新风工况”），随机开启情况如图 2.6 所示。

3 实验结果分析

实验数据的处理涉及多仪器共同工作，故为减少时间延迟所带来的差异，选取小时中位数来增加数据的鲁棒性，二期实验共收集有效小时数为 3426。

3.1 两种工况下人员对室内空气品质主观评价的差异

两期实验中，室内人员对室内空气品质和热舒适的反应、困倦程度以及心跳差异如图 3.1 至图 3.2 所示。

由图 3.1 可知，首先，从均值来看，净化工况下人员对室内空气品质的满意度稍低但对热舒适的评价要高于新风工况。其次，对于困倦程度，中位数反应了人员在净化工况下更为清醒，评分与新风工况相差为一分。最后，由于心率数据较易受到某一时刻的偶然因素影响，取中位数作为比较对象，室内人员在净化工况下的心跳稍高于新风工况，差异为 2 次/min，如图 3.2 所示。

从人员评分及生理数据的角度，室内人员的心率、室内空气品质满意度、困倦度的差异均不超过 4%，热舒适差异为 7%，可认为机械新风系统和空气净化系统没有差异（ $p>0.05$ ）。

3.2 两种工况下室内 $PM_{2.5}$ 浓度的差异

由于该开放办公室内少有强颗粒物散发活动，室内 $PM_{2.5}$ 主要来自于室外渗透。由于冬季灰霾污染频发，空气质量不佳，因此选取两期实验中冬季相同时间段为样本进行分析，并选取 $35\mu g/m^3$ 和 $75\mu g/m^3$ 作为一级、二级限值标准，分析结果如图 3.3 所示。该段时间内，满足二级限值标准的小时时间占比（T）为 97%，满足一级限值标准的 $T=75\%$ ，室内浓度超标的情况仅发生在室外浓度大于 $135\mu g/m^3$ 时，可以看出室内浓度变化受室外浓度变化影响极大。此外，与空白工况下的 $T=82\%$ 相比，两种工况都可以更好地控制室内颗粒物浓度水平。

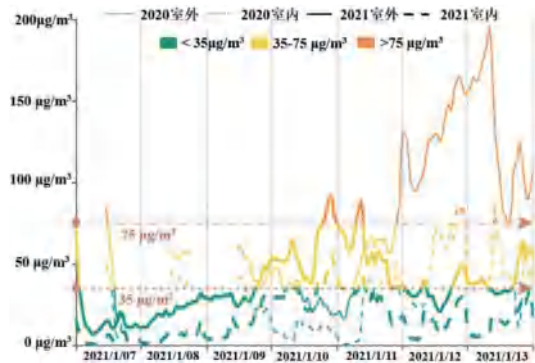


图 3.3 两期实验中相同时间内 $PM_{2.5}$ 的变化

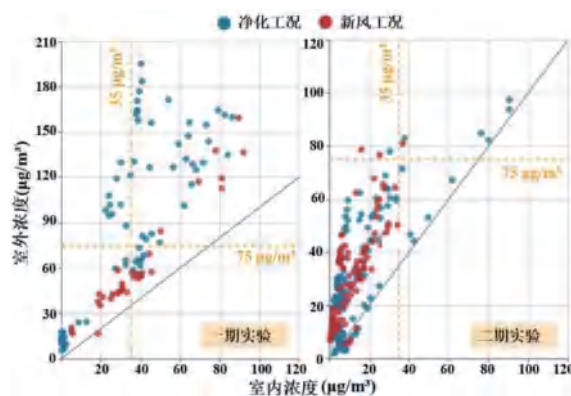


图 3.4 $PM_{2.5}$ 的 I/O 变化

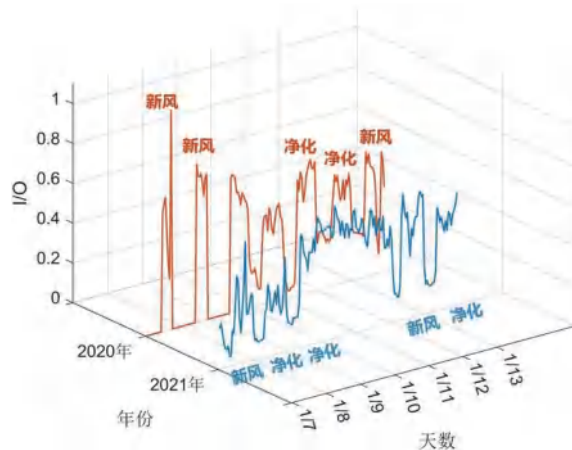


图 3.5 两期实验相同天数的 I/O

同时为得到一个归一化参数，选取室内外 $PM_{2.5}$ 浓度的比值（I/O）来评价两种工况的净化效果。图 3.4 比较了两期实验中冬季一整月不同工况下的 I/O，均小于 0.65。

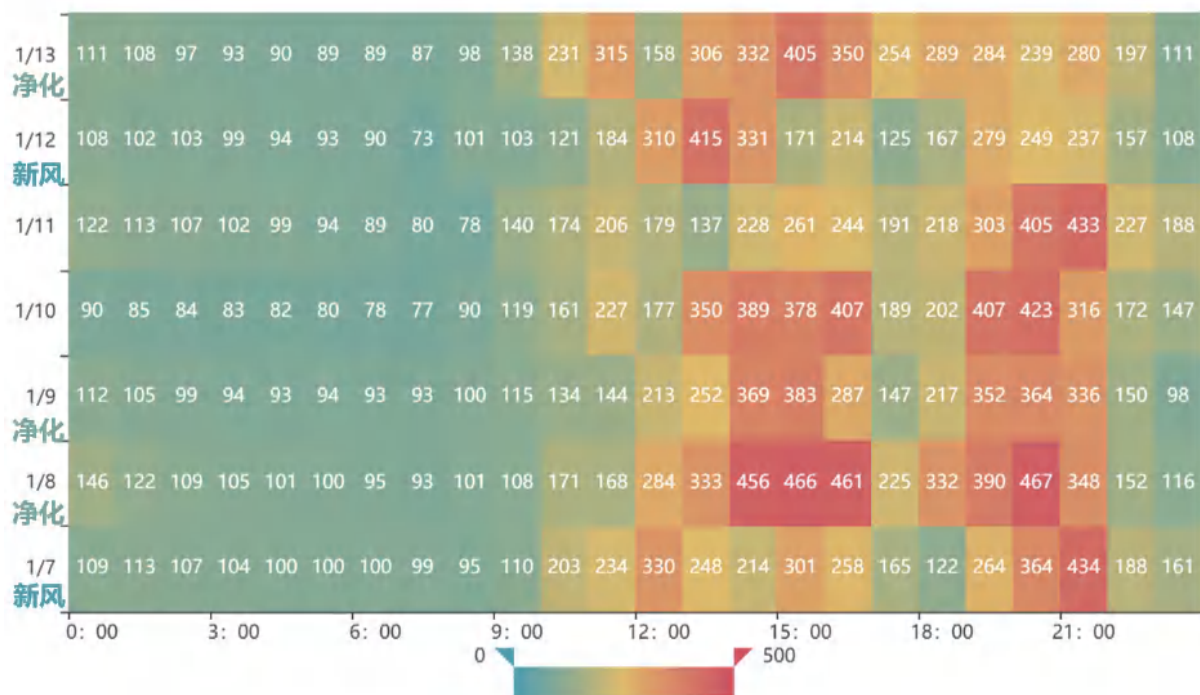
图 3.5 比较了两期实验中该段时间的 I/O 比，发现 2020 年净化器工况下的 I/O 较新风量相对偏小，但一年后两种工况的差异性则并不显著，除环境不受控所带来的渗透风量过大这一原因外，净化器滤料过滤效果下降也将产生影响。

3.3 两种工况下室内 CO_2 浓度的差异

CO_2 主要来自室内人员的散发，与季节关联性不大，选取二期实验中冬季内一段时间进行分析，如图 3.6 所示。可以看出，峰值出现在 12:00-22:00 之间，两种工况均未能阻止 CO_2 浓度差升高至同一量级，但机械新风工况下峰值的出现稍微延缓。

此外，对 CO_2 浓度和人员在室率（当前时刻人数与室内总承载量的比值）的关系进行分析，如图 3.6 所示。可见 99.5% 的小时浓度 $<1000ppm$ ，85% 的小时 $<800ppm$ ，且其浓度变化与在室率的变化具有较好的一致性。

假设可接受的极限情况为 CO_2 浓度达到 1000ppm

图 3.6 CO₂ 浓度差异随时间变化的热力图

以及室内满员，将室内小时浓度和人数积分，分别除以极限情况相应的积分，以“天”为单位，求得浓度限值比和人员 24h 在室率以衡量不同工况的平均控制水平，见表 3.1。按新风机新风量和净化器 CADR（洁净空气量）值折算的换气次数约为 $2.2h^{-1}$ 和 $2.0h^{-1}$ 。本例中，当在室率最高时，新风机仍可将 CO₂ 浓度控制在限值内；采用净化器时，净化器在人数减少的情况下浓度还要高出前者近 60ppm。但综合主观评价和 PM_{2.5} 浓度控制结果可知，即便采用净化器使得室内有稍高的 CO₂ 浓度，仍可实现与新风机相似的室内空气品质。

表 3.1 CO₂ 浓度比和人员在室率

工况	浓度限值比	人员 24h 在室率
新风工况	55.0%	31.0%
净化工况	60.6%	25.3%
空白工况	59.8%	13.6%

4 结论

本文通过近两年在室人员的主观评价调研和空气质量的监测数据（室内外 PM_{2.5} 和 CO₂ 浓度），对“是否可以用空气净化器替代（部分）机械新风系统”这一命题进行了探讨，主要结论如下：

(1) 从主观评价来看，两种工况下人员可感知的空气品质、热舒适的可接受程度、困倦程度以及心率均无显著差异；

(2) 比较两年的 PM_{2.5} 浓度可知，净化器过滤效

率下降近 50%，但二者均能将 I/O 控制在 0.65 以下且保证满足二级限值标准的小时时间占比（T）为 97%，均好于对照空白工况（T=82%）；99.5% 的 CO₂ 小时浓度低于 1000ppm。采用新风机能更有效地降低室内 CO₂ 浓度；但开启净化器时，即便有稍高的 CO₂ 浓度下室内人员对空气品质的主观评价与采用机械新风时的结果无显著差异。

综上，通过比较室内人员主观评价和对室内 PM_{2.5} 浓度和 CO₂ 浓度控制结果分析，在该开放式办公室采用净化器来替代（部分）机械新风量以降低建筑新风能耗具有可行性。

参考文献

- [1] Carrer P, Wargocki P, Fanetti A, et al. What does the scientific literature tell us about the ventilation–health relationship in public and residential buildings?[J]. Building and Environment, 2015, 94.
- [2] Ye W, Zhang X, Gao J, et al. Indoor air pollutants, ventilation rate determinants and potential control strategies in Chinese dwellings: A literature review[J]. Science of the Total Environment, 2017, 586.
- [3] Szigeti T, Kertész Z, Dunster C, et al. Exposure to PM_{2.5} in modern office buildings through elemental characterization and oxidative potential[J]. Atmospheric Environment, 2014, 94:44-52.

- [4] Bo M, Salizzoni P, Clerico M, et al. Assessment of Indoor-Outdoor Particulate Matter Air Pollution: A Review[J]. Atmosphere, 2017, 8(8):136
- [5] Othman M, Latif M T, Yee C Z, et al. PM_{2.5} and ozone in ofce environments and their potential impact on human health[J]. Ecotoxicology and Environmental Safety, 2020, 194:110432.
- [6] Zhang X, Wargocki P, Lian Z, et al. Effects of exposure to carbon dioxide and bioeffluents on perceived air quality, self-assessed acute health symptoms, and cognitive performance[J].Indoor Air,2017,114:96-105
- [7] L. Morawska,G.A. Ayoko,G.N. Bae,G. Buonanno,C. Y.H. Chao,S. Clifford,S.C. Fu,O. Hänninen,C. He,C. Isaxon,M. Mazaheri,T. Salthammer,M.S. Waring,A. Wierzbicka. Airborne particles in indoor environment of homes, schools, offices and aged care facilities: The main routes of exposure[J]. Environment International,2017,108.
- [8] Azuma K, Ikeda K, Kagi N, et al. Physicochemical risk factors for building-related symptoms in air-conditioned office buildings: Ambient particles and combined exposure to indoor air pollutants[J]. Science of the Total Environment, 2018, 616-617: 1649-1655.
- [9] Du B, Tandoc MC, Mack ML, Siegel JA. Indoor CO₂ concentrations and cognitive function: A critical review. Indoor Air. 2020;30:1067–1082
- [10] 清华大学建筑节能研究中心 . 中国建筑节能年度发展研究报告 2020[M]. 北京 : 中国建筑工业出版社 , 2020
- [11] 任键林 . 通风过滤净化系统对室内 PM_{2.5} 颗粒污染物净化效力的研究 [D]. 天津大学 ,2018.
- [12] Park J H, Lee T J, Park M J, et al. Effects of air cleaners and school characteristics on classroom concentrations of particulate matter in 34 elementary schools in Korea[J]. Building and Environment, 2020,167.
- [13] Cox J , Isiugo K , Ryan P , et al. Effectiveness of a portable air cleaner in removing aerosol particles in homes close to highways[J]. Indoor Air, 2018, 28(06):818-827.
- [16] 赵磊 . 不同通风净化方式改善居住建筑室内通风状况的研究 [D]. 天津大学 ,2018.
- [17] Wang Zhiqiang,Delp William W.,Singer Brett C.. Performance of low-cost indoor air quality monitors for PM_{2.5} and PM₁₀ from residential sources[J]. Building and Environment,2019,171.

PKPM建筑节能与绿色建筑系列软件

国产自主研发、应用广泛的建筑性能模拟分析软件

官方认证

节能软件为上海、天津、重庆、成都等地主管部门官方认定的计算工具

跨平台

支持AutoCAD、BIMBASE、Revit、中望CAD、浩辰CAD等

五重鉴定

住建部、国家建筑工程技术研究中心、国检中心、清华大学、全国优秀节能环保产品认证通过

模块全面

包含民用和工业建筑、绿色建筑风、光、声、热、能耗、空气质量等模拟，以及绿色运维系统

奖项

华夏奖一等奖产品，达到国际先进水平

模块全面

应用广泛



中国建筑科学研究院有限公司 | 北京构力科技有限公司

北京市朝阳区北三环东路30号 中国建筑科学研究院C座17层 100013
联系电话 010-64518235 | 技术咨询 400-8000-900 | 传真 010-84276106
邮箱 pub@pkpm.cn | 官网 www.pkpm.cn

扫码试用 ▶



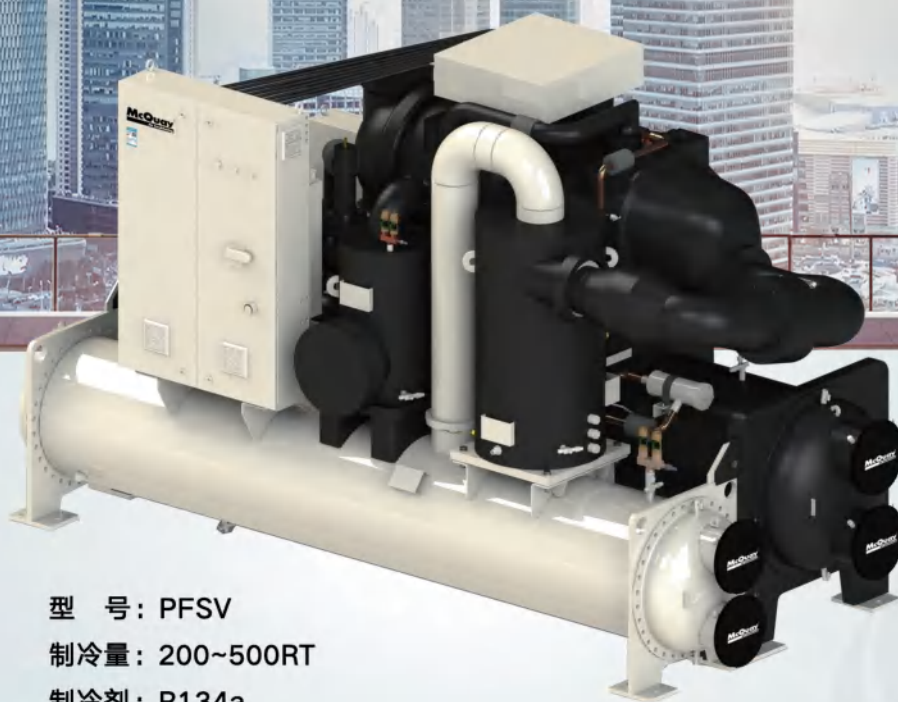


麦克维尔官方微信



麦克维尔官方网站

超高效变频单螺杆式冷水机组



型 号：PFSV

制冷量：200~500RT

制冷剂：R134a

6.8 COP (GB)
9.5 IPLV (GB)

COP&IPLV远超国标一级能效要求

4% COP提升

采用专利技术的闪蒸式经济器

最低12℃冷却水进水启动
满足过渡季节制冷需求

满足过渡季节制冷需求

最低2℃冷水出水运行
满足过渡季节制冷需求

无需添加乙二醇防冻液

注：1.以上冷量根据GB/T 18430.1-2007而定：冷水出水温度7℃，冷冻水水流量0.172m³/(h.kW)；冷却水进水温度30℃，冷却水水流量0.215m³/(h.kW)；
蒸发器水侧污垢系数为0.0180m²·℃/kW；冷凝器水侧污垢系数为0.0440m²·℃/kW。

2.闪蒸式经济器专利号：ZL201510739755.8。

PKPM建筑节能与绿色建筑系列软件

国产自主研发、应用广泛的建筑性能模拟分析软件

官方认证

节能软件为上海、天津、重庆、成都等地主管部门官方认定的计算工具

跨平台

支持AutoCAD、BIMBASE、Revit、中望CAD、浩辰CAD等

五重鉴定

住建部、国家建筑工程技术研究中心、国检中心、清华大学、全国优秀节能环保产品认证通过

模块全面

包含民用和工业建筑、绿色建筑风、光、声、热、能耗、空气质量等模拟，以及绿色运维系统

奖项

华夏奖一等奖产品，达到国际先进水平

模块全面

应用广泛



中国建筑科学研究院有限公司 | 北京构力科技有限公司

北京市朝阳区北三环东路30号 中国建筑科学研究院C座17层 100013
联系电话 010-64518235 | 技术咨询 400-8000-900 | 传真 010-84276106
邮箱 pub@pkpm.cn | 官网 www.pkpm.cn

扫码试用



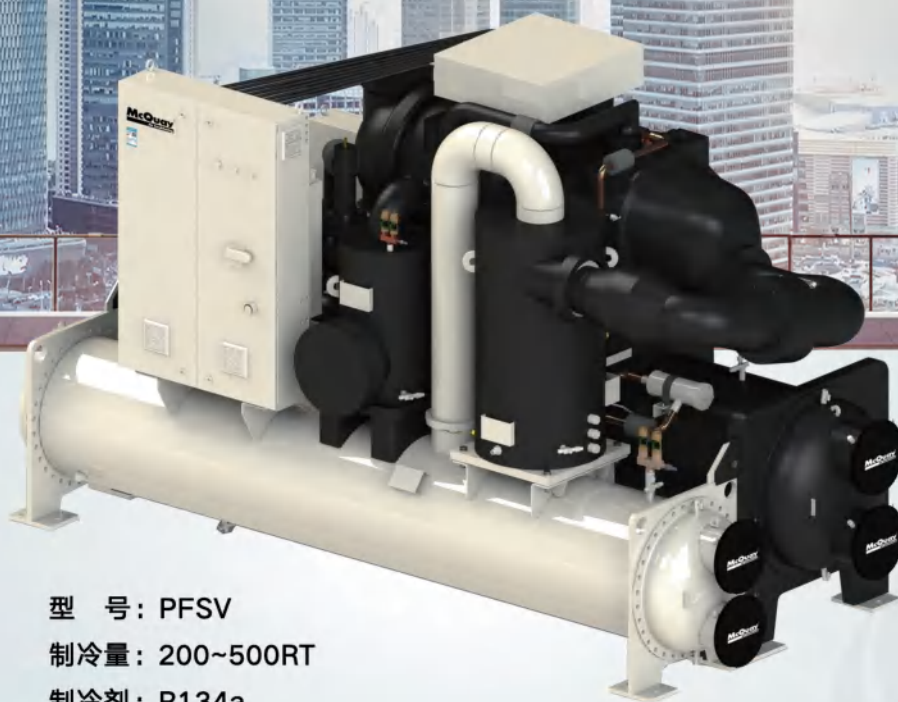


麦克维尔官方微信



麦克维尔官方网站

超高效变频单螺杆式冷水机组



型 号：PFSV

制冷量：200~500RT

制冷剂：R134a

6.8 COP (GB)
9.5 IPLV (GB)

COP&IPLV远超国标一级能效要求

4% COP提升

采用专利技术的闪蒸式经济器

最低12℃冷却水进水启动
满足过渡季节制冷需求

满足过渡季节制冷需求

最低2℃冷水出水运行
满足过渡季节制冷需求

无需添加乙二醇防冻液

注：1.以上冷量根据GB/T 18430.1-2007而定：冷水出水温度7℃，冷冻水水流量0.172m³/(h.kW)；冷却水进水温度30℃，冷却水水流量0.215m³/(h.kW)；
蒸发器水侧污垢系数为0.0180m²·℃/kW；冷凝器水侧污垢系数为0.0440m²·℃/kW。

2.闪蒸式经济器专利号：ZL201510739755.8。



深度睡眠 自然醒

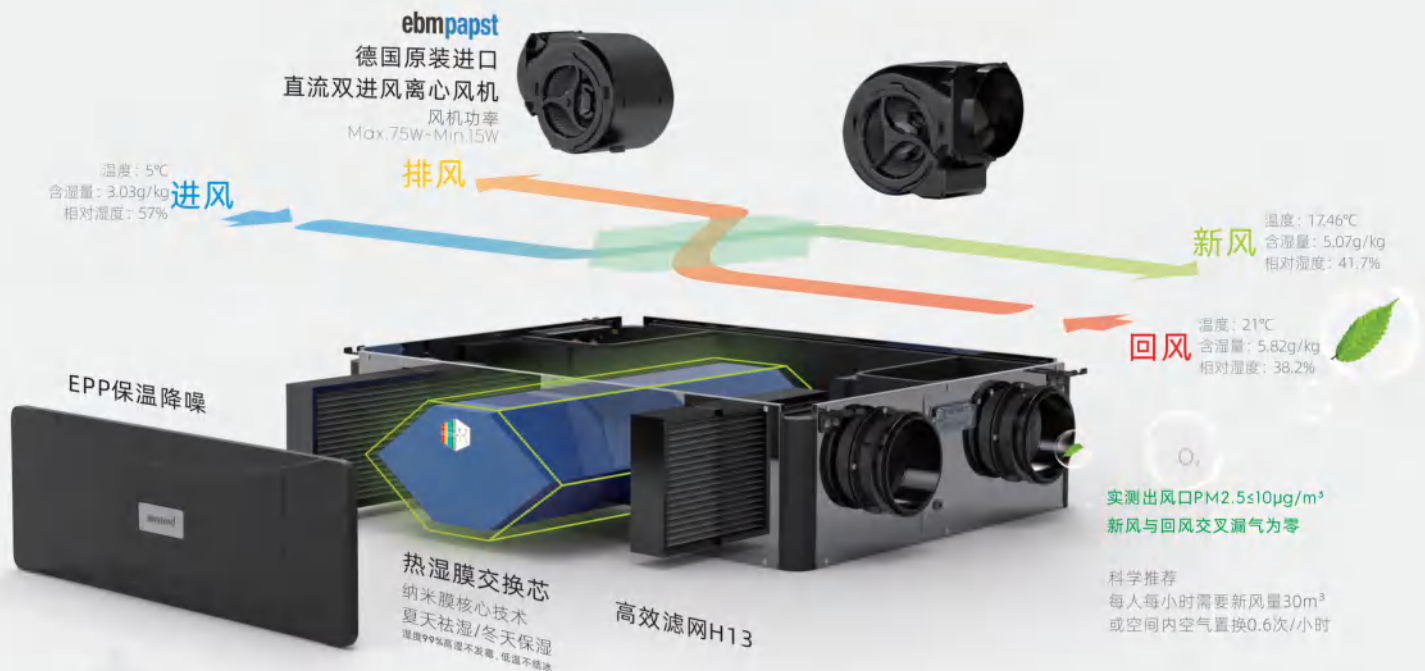
0级防霉，给房子戴上“N95”

会呼吸 | 不缺氧 | 抗雾霾 | 不长霉

IEC5... 热湿型新风机 / 国家十三五项目

热湿交换芯技术 国标 GB/T 21087-2007

温度效率 77.6% 湿效率 73.2% 焓效率 76.2%



热湿膜交换芯 | 热湿交换芯技术

“十三五”国家重点研发计划课题

病毒颗粒直径: 70-200nm 细菌颗粒直径: 300-2000nm

根据广微测报告编号: 2018FM04500R01

告别纸芯 | 抗菌 | 无孔膜 | 零漏风 | 防止交叉感染



钱多事少·离家近APP
地暖 | 新风 | 净水 | 智家 | 空调





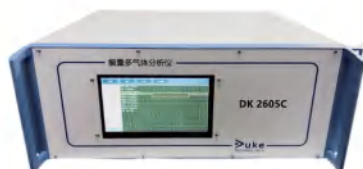
通风效率检测系统



傅里叶红外多气体分析仪
EDK 9500



AMC空气分子污染物检测系统



温室气体通量监测系统



光声光谱多气体分析仪



甲醛气体分析仪



离子迁移谱AMC气体分析仪



便携式臭氧分析仪



在线式臭氧分析仪

应用：室内外空气质量分析、通气效率、洁净室污染物、特殊气味气体监测、VOC气体监测、室内外甲醛气体监测、温室气体监测、多通道矩阵式采样分析系统；



杜克泰克公司

www.duketech.com.cn

010 8243 3533

北京、上海、武汉、西安、长春、济南、成都、重庆、广州.....