

主办：中国建筑科学研究院建筑环境与节能研究院

2019年暖通空调模拟 学术年会论文集

2019年5月 中国·成都



学会微信公众号



建筑环境与能源官方微信



中国建筑科学研究院有限公司
China Academy of Building Research



北京构力科技有限公司
Beijing Glory PKPM Technology Co., Ltd.

400-8000-900

www.pkpm.cn

pub@pkpm.cn

北京构力科技有限公司 PKPM®

- ◆ 中国建筑科学研究院有限公司下属子公司
- ◆ 国资委批准的混合所有制企业开展员工持股首批十家试点单位之一
- ◆ 我国建筑行业计算机应用技术开发最早单位之一，PKPM品牌创建于1988年
- ◆ 自主知识产权的PKPM-BIM平台
- ◆ 建筑业信息化全产业链整体解决方案
- ◆ 雄安新区规划建设平台建筑组牵头单位和数据标准编制单位

构力科技以自主BIM平台为依托，解决BIM报建、智慧城市、工业化、绿色化、信息化领域的关键应用技术问题，形成PKPM-BIM平台、结构、装配式、绿建、铝模、城区智慧管理平台（GCIM平台）、BIM报建审查审批系统等覆盖建筑全产业链的应用软件及系统。



PKPM 绿色建筑

绿色建筑与节能系列软件

- ◇ 两大平台版本，PKPM-BIM平台和AUTOCAD平台
- ◇ 民用和工业建筑节能设计、绿色建筑风光声热性能设计和性能模拟、防排烟设计、规划设计、智慧运维平台等十余个模块
- ◇ 全国超过8000余家用户，上海、天津、重庆、成都等地建设部门官方指定产品

方案设计

规划助手软件
方案软件
日照软件
施工图设计软件

初步设计

施工图设计软件
室外风环境模拟软件
室外声环境模拟软件
室外热环境模拟软件

施工图设计

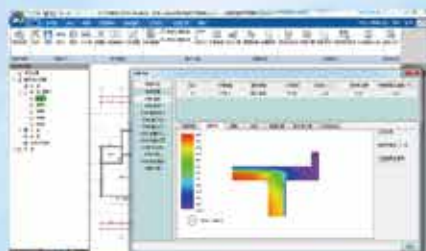
施工图设计软件
室外风、声、热模拟软件
室内风、光、声模拟软件
民用节能、工业节能
能耗模拟、被动式低能耗软件
防排烟软件
绿建工具集

运维管理

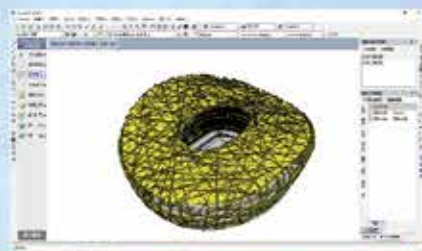
能效测评软件
能耗分项计量
能源审计
健康园区运维系统
绿色物业运维系统

既有建筑改造

既有建筑改造性能评价软件
上述模拟类软件按需使用



基于PKPM-BIM平台的绿建系列软件



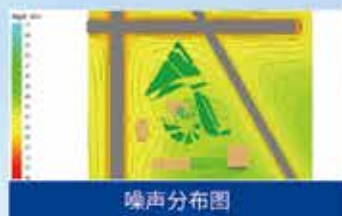
AutoCAD平台的绿建系列软件



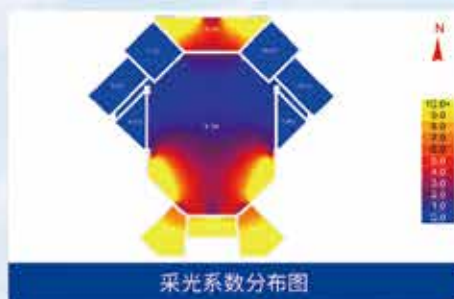
一键计算



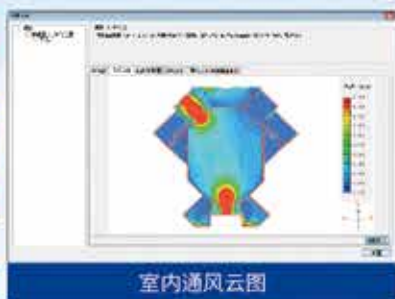
风热模拟结果图



噪声分布图



采光系数分布图



室内通风云图

绿色建筑施工图设计软件：PKPM-GBD 以《绿色建筑评价标准》GB/T 50378-2014 及省市地标为基础开发，可自动帮助设计师完成绿建对标评分、绿建专篇、绿建审查备案表、自评估报告等工作。

民用建筑及工业建筑节能软件：PKPM 节能软件作为上海、天津、重庆、成都官方指定的节能软件，产品多次获得华夏奖、科技成果进步奖，覆盖了民用与工业建筑全领域。

防排烟设计软件：国家标准《建筑防排烟系统技术标准》GB51251-2018 已正式执行，PKPM 正式推出防排烟设计软件 PKPM-HDY Smoke，旨在解决设计师的相关设计及计算工作。

一键计算：独家亮点功能，用户最快只需“点击 4 下鼠标”即可完成绿建室内外性能分析报告——打开软件、读取模型、点击一键计算按钮、点击生成报告。



建筑环境与能源

(月刊)

主办单位

中国建筑科学研究院建筑环境与节能研究院

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
中国建筑节能协会地源热泵专业委员会

编辑出版

《建筑环境与能源》编辑部
2019年第5期(总第21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 | 李月华
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



建筑环境与能源微信公众号



暖通空调学会微信公众号

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

|2019年暖通空调模拟学术年会论文集| Proceedings of the 2019 Annual Conference on HVAC simulation in China

建筑外墙外保温系统防潮分析方法概论

..... 徐洪涛 /1

住宅用多联机使用人行为的大数据分析

..... 钱明杨, 燕达, 刘华 /7

大尺寸平板太阳能集热器集热效率模拟研究

..... 任育超, 王登甲, 邓林新, 刘艳峰 /13

基于 NASA&EnergyPlus 气象参数上海户式太阳能热水系统性能模拟分析

..... 李峥嵘, 赵群, 徐尤锦, 李翠 /18

BIM 技术在暖通工程设计中的应用

..... 单明珠, 陈鑫 /23

CFD 数值模拟在大型城市绿地公园热环境中的应用研究

..... 张明杰, 杨玉锦 /26

ENVI-met 在居住小区微气候模拟中的应用研究

..... 蓝洪宁, 杨玉锦 /31

不同类型送风口理论计算与数值模拟

..... 吴博宇, 蒋彦龙, 曹业玲 /36

车流潮汐作用下城市街谷内污染物的传播特性

..... 方炜杰, 明廷臻, 石天豪, 苗磊, 康鑫 /40

城市架空建筑对污染物扩散的影响

..... 赵振, 明廷臻, 方炜杰, 康鑫, 苗磊 /47

地铁联络渡线处隧道通风系统的模拟分析

..... 丁毅, 黄亮亮 /52

典型办公室室内污染物扩散和热舒适环境数值模拟研究

..... 王晨华, 谢东, 朱辉, 窦秀敏, 王汉青 /56

围护结构动态热湿耦合传递模拟计算模型及其算法对比

..... 董文强, 陈友明, 鲍洋, 房爱民 /60

风水塘对客家村落热环境影响的模拟研究

..... 吴宇超, 李琼 /65

复杂空调水系统分析软件 (CENAE-W) 的开发与应用

..... 张宇航, 王海, 李铮伟 /69

高大空间热压通风的数值模拟和缩尺模型实验研究	卢彦羽, 刘京 /74
寒冷地区热环境参数对室外热感觉的影响研究	甘婷婷, 刘魁星, 刘刚, 赖达伟 /80
ENVI-met 乔木模型对亚热带湿热地区四种常用乔木的模拟验证	刘之欣, 赵立华 /86
基于 CFD 的住区建筑物理环境模拟分析研究	郑晓, 叶芸, 高杰 /91
基于 SVR 模型的建筑空调系统能耗预测方法	丁伟翔, 倪岳通, 张莺 /97
基于对流辐射耦合换热的新型数据机房空调系统的研究	刘宏宇, 程远达, 杜震宇, 李国柱 /102
基于负荷预测的制冷机组群控策略研究	廖云丹, 蔡镇兵, 丁云飞, 冯壮波, 周孝清 /108
基于蒙特卡洛抽样方法的办公建筑能耗不确定性和敏感性分析	朱传琪, 田玮, 张安朝, 尹宝泉, 史佳鑫 /113
基于模拟仿真的建筑直流供电系统蓄电池容量优化案例研究	赵力戈, 王福林 /118
基于实时监测数据的房间空调器调控行为分析	晏璐, 刘猛 /123
基于双线性特性的变风量空调系统室内温湿度解耦控制	张源, 高佳佳, 徐新华, 严天 /131
街区尺度微气候对建筑冷负荷的影响分析	杨涤非 /137
棱镜日光重定向系统采光在教室内照度模拟分析	蔺鹏, 田真 /141
冷冻水二级泵系统仿真分析	战家乙, 贺延壮, 徐珍喜 /148
基于 TRNSYS 的地板辐射供冷与置换通风复合空调系统的模拟	栗浩, 张林芳, 王晓龙, 刘吉营, 张林华 /152
连接管长度对 U 型深埋管换热影响的数值研究	李超, 杨瑞涛, 卢熊, 龙安杰, 熊文学, 官燕玲 /157
沙漠地区高压变频室采暖通风与空气调节设计探讨	相海杰, 孙国成, 贺吉涛 /162
湿热地区常见树种蒸腾的模型化研究——以广州地区为例	郑森林, 刘之欣, 赵立华 /165

西沙地区海岛建筑自然通风评价方法研究	苏磊, 谢静超, 张晓静, 刘加平 /168
建筑能耗数据样本数量对机器学习模型性能的影响研究	田玮, 张安朝, 朱传琪, 尹宝泉, 史佳鑫 /175
通风换气量的动态计算及其验证研究	孙荣, 简毅文, 郭锐敏, 王旭 /180
空调冷负荷计算用同时发生气象参数的模型优化	吴仕海, 陈友明, 方政诚, 魏捷 /184
夏热冬暖地区围护结构热工设计对空调能耗影响分析	马岚, 刘大龙, 宋庆雨 /191
夏热冬暖地区下沉广场类地下综合交通枢纽混合通风情况的研究	王敬远, 水滔滔, 崔齐杰, 刘京 /195
夏热冬暖与温和地区外窗传热系数对商业建筑能耗的影响	蒋轩, 张金乾, 郑亚飞 /202
影响分户热计量的邻室传热问题的研究	杨帆, 薛鹏, 谢静超, 刘加平 /205
新型冷凝水冷却式 DSF 幕墙模型构建与模拟	郭玉润 /209
严寒地区变电站建筑的节能模拟优化	张佳明, 胡冗冗, 刘大龙, 罗大明 /213
长沙某酒店空调系统方案分析	吴博宇, 蒋彦龙, 曹业玲 /216
直接蒸发冷却填料三维流场的数值模拟	曹旭楠, 刘合, 辛军哲 /220
北京地区垂直高度温度梯度对高层建筑负荷影响研究	桂晨曦, 燕达, 肖潺, 郭偲悦 /225
空调系统自动控制策略的逻辑冲突和自洽性检验	王进宇, 兰博, 田喆, 刘魁星 /232
基于自编码分析的住宅建筑用电模式及模型构建初探	晋远、燕达、康旭源 /237
建筑能耗预测中数据驱动模型的参数调优方法：以冷量预测为例	康旭源, 燕达, 晋远, 孙红三 /243

建筑外墙外保温系统防潮分析方法概论

徐洪涛

(中国建筑股份有限公司技术中心, 北京 101300)

[摘要] 建筑外墙外保温系统的受潮一般可包括室内外表面受潮和内部冷凝, 受到室外气象条件、室内环境、系统构成的交互影响。在实际的工程设计或系统选用时, 如果在特定的条件下没有可参照项目时, 需要通过理论计算或模拟进行适应性分析, 本文总结和分析了比较常用的建筑外墙外保温系统防潮分析方法, 结论可作为外保温系统在不同条件下应用计算与分析的参考。

[关键词] 冷凝计算; 重量湿度允许增量; 动态湿热模拟

0 引言

建筑围护结构的湿源一般包括气液固三种形态, 在实际中三种形态的水分可相互转换并在围护结构中转移。从某种程度看, 湿是影响建筑外墙外保温系统耐久性的决定性因素。

关于外墙或围护系统对水分的控制, 目前常用的分析方法有:

(1) 仅考虑气相水分在围护结构中的扩散, 在温湿度稳态条件下, 对围护结构采取一维断面进行分析, 采用 Glaser 方法计算, 计算水蒸气在分压力的作用下在围护结构中的传递或冷凝。基于这一理论的常用计算方法有:

(a) 在特定的时间, 边界条件采用平均温度和相对湿度, 采用 Glaser 方法计算围护结构内部是否存在冷凝, 如现行国家标准《民用建筑热工设计规范》GB 50176 的规定;

(b) 在采暖时期的建筑中, 边界条件采用平均温度和相对湿度, 假定气相水蒸气在特定层凝结成液相水分, 计算的材料层一般为保温层, 并对围护结构中保温材料因受潮而增加的重量湿度允许增量进行经验值限定要求, 如现行国家标准《民用建筑热工设计规范》GB 50176 的强制规定;

(c) 在一年的时间中, 采用 12 个月份的室内为平均条件, 采用 Glaser 方法计算围护结构内部所有材料层的冷凝与蒸发量, 从全年评价水蒸气在围护结构中经过循环后, 冷凝量与蒸发量经过平衡后的状态, 如国际通行的湿热稳态计算方法 ISO 13788, 在欧洲国家广泛被采用。

(2) 仅考虑液态水在围护结构外表面的吸附、吸收和扩散, 采用经验值对围护结构的表层材料进行要求, 表层材料一般指围护结构靠近室外部分的防护层, 如薄抹灰的饰面层和抹面层, 厚抹灰的饰

面层和抹灰层, 砌块墙体的抹灰层等。这种经验要求广泛地被各种标准采用, 如 ETAG 004 和中国几乎所有的相关外保温标准对防护层的吸水量和水蒸气渗透阻的经验要求。

(3) 考虑材料对气液相水分的吸收、排放和传递, 将气液相水分的传递和温度耦合的计算方法, 基于这一方法的充用计算方法有:

(a) 以多孔材料材料的吸湿、排湿、气液相水传递和温度耦合的计算方法, 在上世纪上半叶已经建立了完善的计算方法, 外界气象条件采用了余弦的波动, 同时受制于计算程序, 一直没有被采用;

(b) 随着计算机的普及和理论的进一步完善, 以 EN 15062 为代表的湿热耦合计算方法和模拟软件逐渐完善, 采用计算机辅助的计算, 可充分考虑各种外界的影响, 如瞬时的气象条件, 室内条件, 墙体由于空腔的空气流动或渗水均可以在计算机中进行模拟。

建筑围护结构的防潮控制一般包括围护结构表面冷凝, 包括室内外表面; 围护结构内部受潮, 包括材料含湿量、材料的温湿度条件、系统的湿平衡。

以上的各种计算方法在实际工程中大量使用, 每一种方法在使用时, 和实践均存在一定的差异, 这与计算的理论、实际的应用、计算方法的不足均相关。本文以不同气候区的不同防潮控制进行多种计算, 对计算和结果进行对比分析, 并结合实际的工程观察得出结论, 结论可作为各种建筑外墙防潮控制时的参考。

1 研究内容

围护结构的表面冷凝分成两类, 即外表面和内表面。表面冷凝的计算可采用空气露点温度计算, 研究内容包括:

(1) 建筑采用外保温后, 热桥成为围护结构中更容易出现问题的部分, 一般为室内侧温度过低导致冷凝出现后, 破坏室内一侧材料层, 或者较大的相对湿度引起霉变。研究内容包括计算室内表面冷

基金项目: 本论文由“净零能耗建筑关键技术与示范”(项目编号: 2016YFE0102300) 资助。

凝的方法和评价方法;

(2) 外保温室外的冷凝与室内不同,建筑采用外保温后,随着外保温厚度的增加,晚间由于长波的辐射失热,导致表面的温度可能低于室外空气的露点温度,特别在早晨时间段,或者背阳光的立面。外保温系统外表面冷凝水会附着在建筑表面,如果饰面层不吸水,表面会附着较多的液态水,导致长时间和反复的高湿度环境,并由此导致表面微生物或藻类滋生;如果饰面层吸水,由于外表面冷凝而附着的水分会对材料耐久性产生较大的影响。研究内容主要为产生这种现象的条件和地区以及评价方法。

围护结构的内部受潮的原因较复杂,目前的计算理论可能和实际存在极大差别,加上现有实际工程的长期试验和记录数据有限,在目前阶段,本文中的结论侧重于理论部分,而实际的数据多通过观测或目测。研究内容侧重于对理论计算方法的对比分析,研究结论侧重于为不同气候区的围护结构内部受潮分析提供一种参考。

2 研究方法

室内表面冷凝的方法和评价方法的研究方法采用现有文献的对比、计算并给出较合理的算法和评价方式;室外表面冷凝的条件比较复杂,采取分析方法给出结论。

围护结构内部受潮通过不同方法计算对比,并结合实际工程观察或跟踪,给出合适的计算方法和建议。

3 研究结果及分析

3.1 围护结构内表面冷凝

围护结构内表面冷凝的控制,其核心为室内一定的温度和相对湿度条件下,内表面的可接受温度要求。采用最低可接受内表面温度因子 $f_{Rsi,min}$ 计算,用公式表达成:

$$f_{Rsi,min} = \frac{\theta_{si,min} - \theta_e}{\theta_i - \theta_e} \quad (1)$$

式中: $\theta_{si,min}$ 为最低可接受内表面温度(°C); θ_i 为室内空气温度(°C); θ_e 为室外空气温度(°C)。

采用式(1)计算时,如果从避免霉菌滋生的角度进行设计,可确定室内空气湿度,基于需要达到的建筑内表面相对湿度计算出内表面可接受的体积饱和湿度或者饱和水蒸汽压,对于大多数的砌体墙或混凝土墙体外保温围护结构,可以以表面相对湿度的临界值 $\varphi_{si} \leq 0.8(80\%)$ 作为基准,对于轻质围护结构,如钢结构、玻璃等内表面,可采用 $\varphi_{si}=1.0(100\%)$ 作为基准。然后计算确定内表面的最低可接受温度,得出在此温度条件下围

护结构需要达到的热工性能,一般而言,需要对热桥部位进行计算,热桥部位的计算可采用专用的热桥分析软件。

相对湿度 φ 的计算参考下式:

$$\varphi = \frac{v}{v_{sat}} \quad (2)$$

$$v_{sat} = \frac{a \times (b + \frac{T}{100})^n}{461.4 \times (T + 273.15)} \quad (3)$$

式中: v 为一定温度和湿度条件下空气的含湿量(kg/m^3); v_{sat} 为一定温度和湿度条件下空气的饱和含湿量(kg/m^3); T 为温度(°C),参数 a, b, n 的取值如下:

$$T \geq 0 \quad a=288.68\text{Pa} \quad b=1.098 \quad n=8.02$$

$$T < 0 \quad a=4.689\text{Pa} \quad b=1.486 \quad n=12.3$$

当采用式(1)计算时,在不同的气候区的适应性不同,在严寒和寒冷地区,较容易出现内表面冷凝的季节出现在采暖季节,在《民用建筑热工设计规范》中规定:“冬季室外计算温度低于 0.9°C 时,应对围护结构进行内表面结露验算。”

但是,在夏热冬冷地区5月~7月和夏热冬暖的3月~4月,由于室内温度可能低于室外温度,而室外相对湿度较高,导致在室内致密材料表面可能会出现结露,此时室内表面的冷凝控制通过围护结构的热工性能改善不能起到效果,甚至在采用外保温时带来负面效果,在这种气候区只能通过通风或者室内除湿降低空气中的含湿量避免内表面冷凝。

在进行内表面防止冷凝控制时,需要结合当地的气候区和气象条件进行控制,基本可分成:

(1) 需要采暖的严寒和寒冷地区,采用被动的方式对围护结构的热工性能进行改善,一般为降低热桥影响和降低围护结构的传热系数;

(2) 在夏热冬冷和夏热冬暖地区,需要结合大气出现高湿度的季节进行主动或被动控制,在满足传热系数的基础上,采用被动、主动通风,或采用主动空气除湿处理。

3.2 围护结构外表面冷凝

围护结构的外表面冷凝由于一般不受关注,由于很难维护和清洁,外表面冷凝产生的问题较室内更明显,外表面的冷凝所存在的风险有:

(1) 在薄抹灰的防护层外表面长期反复出现液态水导致微生物滋生,影响美观,这种现象广泛;

(2) 带有保温层的厚抹灰或贴面砖的外保温系统,由于传统的砌体墙没有保温层,温度的波动受到蓄热性能较大的基层的影响,外表面温度一般都高于环境温度,很少出现外表面冷凝;相比较于传统的砌体墙,外保温系统由于保温层的存在,面层

材料的温度更低,特别是在空气透彻的夜晚和天亮时湿度较大的时候,由于宇宙辐射降温,面层的蓄热相对较低,面层的温度较低,当空气相对湿度较大时,或者清晨太阳辐射导致空气升温,而此时在没有太阳照射的墙面的温度低于环境温度,水份在系统表面冷凝,产生吸水后破坏,或微生物滋生;

(3) 开缝的外挂围护系统,当进入空腔的潮湿空气遇到较冷的表面时,如龙骨、支座、面板内表面,可能在材料表面产生冷凝,虽然此种冷凝产生在围护结构内部,但并非内部冷凝主要体现在:

(a) 在采暖季,由于空腔表面温度较低,在较冷的材料表面产生冷凝或凝华;

(b) 由于夜间宇宙辐射降温后,大气温度较低,当早晨温度升高时,如果空气的相对湿度增加,空气中的湿度在气流的带动下进入到空腔中,空腔周围的材料温度还保持在较低时,冷凝可能会在这些表面产生,这种状况容易发生在春秋季节湿度较大的清晨;

(c) 在制冷季节,外界的温度和湿度较高时,由于龙骨局部的温度较低导致的冷凝。

围护结构外表面在实际使用中可能吸收较多的液态水,比如雨水或者外表面冷凝水,防护层吸水后,需要液态水在围护结构外表面的吸附、吸收和扩散,也就是材料的吸水后可通过蒸发排出,并且在两者之间取得平衡。实际中成膜的涂料表面一般很难进水,大多数外保温的防护层一般是带裂缝工作,正常的裂缝的宽度可能会达到 0.3mm,或者某些条件下防护层采用矿物饰面层和抹面层,附着在围护结构外表面的水分,特别是冷凝水随着时间推移会被慢慢吸收到防护层中;与此同时,水分被吸收后,防护层的水蒸气扩散阻力会决定围护系统的干燥速度,为了避免湿在系统内部累积,需要保证在一定的时间内,湿在防护层的干燥量大于吸水量。使用公式表达成式(4),为方便使用,实际中简化成式(5),采用防护层吸水率和水蒸气扩散等效空气层厚度表达,并满足经验值要求:

$$A \cdot \sqrt{t_{abs}} < \frac{\delta_a}{S_d} \cdot \Delta p(\theta, \varphi) \cdot t_{dry} \quad (4)$$

$$A \cdot S_d < C_{RP} \quad (5)$$

式中: A 为防护层吸水率 ($\text{kg}/(\text{m}^2\sqrt{\text{h}})$); t 为时间 (h), 其中 t_{abs} 为吸水时间, t_{dry} 为干燥时间; Δp 为干燥过程中防护层内外侧水蒸气分压差 (pa); C_{RP} 为湿平衡经验常数 ($\text{kg}/(\text{m}^2\sqrt{\text{h}})$)。无机保温材料 $C_{RP}=0.1$, 有机泡沫材料 $C_{RP}=0.2$ 。

防护层的湿平衡经验常数仅仅是一种经验值年

至,最早为德国弗朗霍夫物理研究所 Kunzel 博士提出,在 ETAG004 和欧洲外保温技术规范中被广泛采用,国内一直沿用这一指标。这种需要实际测试的材料参数指标与前几种计算不同,仅仅针对防护层而言,而不针对整个外保温系统。

如果严格执行公式(5)对吸水量和水蒸气透过性能的要求,大量的工程的运行状况可以说明经验值具有较高的指导意义,通过近 9 年时间可追踪的工程案例看,在降水量较大的地区,外保温抹灰工程实际出现问题的几率多一些,主要是防护层的开裂或者涂层破坏,对于这种条件下的防护层的研究需要进一步深入。

公式(5)中的控制因素指标和要求可能需要适当提高。对于大多数的外挂系统,同带通风层的外挂幕墙或围护系统,需要注意面板、保温层外侧的防护层在受到水分影响时的反应。

3.3 围护结构内部受潮

3.3.1 计算模型分类

计算模型按气候区进行分类,采用典型的两类外保温构造,其中,防护层采用饰面砂浆 $S_d=1.5\text{m}$,室内面层为墙纸 $S_d=3\text{m}$,构造见表 1:

表 1 不同气候区的外保温现行构造

气候区	代表城市	基层	保温层
严寒地区	哈尔滨	240mm 砌块 MB, 200mm 混凝土 CW	150mm 矿棉 MW, 150 mm EPS
寒冷地区	北京	240mm 砌块 MB, 200mm 混凝土 CW	100mm 矿棉 MW, 100mm EPS
夏热冬冷地区	上海	240mm 砌块 MB, 200mm 混凝土 CW	50mm 矿棉 MW, 50mm EPS
夏热冬暖地区	广州	240mm 砌块 MB, 200mm 混凝土 CW	50mm 矿棉 MW, 50mm EPS

3.3.2 计算方法

采用三种计算方法分别进行计算:

(1) 按现行国家标准《民用建筑热工设计规范》GB 50176 的规定,采用 Glaser 方法计算围护结构内部是否存在冷凝。室内条件:采暖房间应取 18°C ,非采暖房间应取 12°C ;相对湿度取 60%;

(2) 采暖季围护结构中保温材料因受潮而增加的重量湿度,按现行国家标准《民用建筑热工设计规范》GB 50176 的强制规定进行计算,外保温系统室外侧防护层水蒸气渗透阻 $Z=2,085(\text{m}^2\cdot\text{h}\cdot\text{Pa/g})$,即 $S_d=1.5\text{m}$;采暖房间温度取 18°C ,相对湿度取 50%;

(3) 采用 ISO 13788 规定的 Glaser 方法计算围护结构内部所有材料层的冷凝与蒸发量,从全年评价水蒸气对围护结构的影响。

计算的基础主要为每一层材料界面的温度 θ_n 、界面处的水蒸汽分压力 p_n 和参考下式:

$$\theta_n = \theta_e + \frac{R_n}{R_T} (\theta_i - \theta_e) \quad (6)$$

$$p_n = p_e + \frac{S'_{d,n}}{S'_{d,T}} (p_i - p_e) \quad (7)$$

$$g_c = \delta_a \left(\frac{p_i - p_c}{S'_{d,T} - S'_{d,c}} - \frac{p_c - p_e}{S'_{d,c}} \right) \quad (8)$$

式中: θ 为温度, i 为室内, e 为室外, c 为冷凝界面 ($^{\circ}\text{C}$); R 为热阻值, n 表示从外至内计算到第 n 层的热阻值之和 (包含外表面换热阻); T 表示构件的总热阻值 (包含表面换热阻) ($\text{m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$); p 为水蒸汽分压力, i 为室内, e 为室外, c 为冷凝界面 (Pa); 水蒸汽扩散等效空气层厚度, n 表示从外至内计算到第 n 层的 S_d 之和; T 表示构件的总 S_d ; c 为从外至内, 外表面到冷凝界面的 S_d 之和 (m); δ_a 为空气透湿系数, 使用 Shimer 公式计算, 与当地大气压和温度相关 ($\text{kg} / (\text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{Pa})$)。

(4) 采用湿热耦合计算方法时, 考虑了建筑物的方向、坡度、初始条件, 材料的湿热特性, 气象条件的湿热耦合, 采用公式简易表达成:

$$\frac{\partial H}{\partial T} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + h_v \nabla \cdot [\delta_p \nabla (\varphi p_{sat})] \quad (9)$$

$$\frac{\partial w}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot [(D_\varphi \nabla \varphi) + \delta_p \nabla (\varphi p_{sat})] \quad (10)$$

式中: $\partial H / \partial T$ 为蓄热性能 ($\text{J} / (\text{m}^3 \cdot \text{K})$); T 为温度 (K); φ 为相对湿度 (%); $\partial w / \partial \varphi$ 为蓄湿性能 (kg / m^3); λ 为导热系数 ($\text{W} / \text{m} \cdot \text{K}$); h_v 为蒸发热焓 (J / kg); δ_p 为材料透湿系数 ($\text{kg} / (\text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{Pa})$), p_{sat} 饱和水蒸汽分压力; D_φ 材料湿传导系数 ($\text{kg} / \text{m} \cdot \text{s}$)。

3.3.3 计算结果

计算结果汇总如下:

(1) 按现行国家标准《民用建筑热工设计规范》GB 50176 的规定计算围护结构内部是否存在冷凝, 结果如下:

(a) 严寒地区, 基层 240mm 砌块, 150mm MW, 11 月~2 月在保温层和防护层产生内部冷凝; 150mm EPS, 12 月~2 月在防护层产生内部冷凝;

(b) 严寒地区, 基层 200mm 混凝土, 150mm MW, 12 月~1 月在保温层和防护层产生内部冷凝; 150mm EPS, 1 月在防护层产生内部冷凝;

(c) 寒冷地区, 基层 240mm 砌块, 室内饰面层 $S_d=3.0\text{m}$, 100mm MW 和 EPS, 均无内部冷凝; 如果降低室内饰面层 $S_d=1.0\text{m}$, 则会出现 12 月~1 月在保温层和防护层产生内部冷凝;

(d) 寒冷地区, 基层 200mm 混凝土, 室内饰面层 $S_d=3.0\text{m}$ 或 $S_d=1.0\text{m}$, 100mm MW 和 EPS, 均

无内部冷凝。

(e) 夏热冬冷地区, 无论采用哪种基层和室内饰面层, 均无内部冷凝。

(f) 夏热冬暖地区, 基层 240mm 砌块, 50mm MW, 5 月在保温层和基层产生内部冷凝; 采用 50mm EPS 时无冷凝。水蒸气主要从外至内传递。

(g) 夏热冬暖地区, 基层 200mm 混凝土, 50mm MW, 4~5 月在保温层和基层产生内部冷凝; 采用 50mm EPS 时, 5 月在保温层和基层产生内部冷凝。水蒸气主要从外至内传递。

(2) 按现行国家标准《民用建筑热工设计规范》GB 50176 的规定, 采暖季围护结构中保温材料因受潮而增加的重量湿度的计算结果如下:

(a) 严寒地区, 基层 240mm 砌块, 保温层为 150mm MW 时, 室内水蒸气渗透阻需要达到 $Z=8,760 (\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{Pa} / \text{g})$, 即 $S_d=6.3\text{m}$, 才能符合要求; 保温层为 150mm EPS 时, 室内水蒸气渗透阻需要达到 $Z=848 (\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{Pa} / \text{g})$, 即 $S_d=0.6\text{m}$, 便符合要求;

(b) 严寒地区, 基层 200mm 混凝土, 保温层为 150mm MW 或 EPS 时, 混凝土作为主要的水蒸气阻隔材料, 室内不增设水蒸气渗透阻隔材料也符合要求;

(c) 寒冷地区, 基层 240mm 砌块或混凝土, 保温层为 150mm MW 或 EPS 时, 室内不增设水蒸气渗透阻隔材料也符合要求。

(3) 按 ISO 13788 中改进的 Glaser 方法计算围护结构内部所有材料层全年的冷凝与蒸发量, 结果如下:

(a) 严寒地区, 基层 240mm 砌块, 150mm MW, 11 月~3 月在保温层和防护层界面存在内部冷凝, 含湿量聚集最高达到 $0.36\text{kg} / \text{m}^2$, 在 4 月~5 月逐渐干燥, 在 6 月~10 月完全干燥; 150mm EPS, 12 月~2 月在保温层和防护层界面存在内部冷凝, 含湿量聚集最高达到 $0.03\text{kg} / \text{m}^2$, 在 3 月逐渐干燥, 在 4 月~12 月完全干燥;

(b) 严寒地区, 基层 200mm 混凝土, 150mm MW 或 EPS, 无冷凝积聚;

(c) 寒冷地区, 基层 240mm 砌块或混凝土, 100mm MW 或 EPS, 无冷凝积聚;

(d) 夏热冬冷地区, 基层 240mm 砌块或 200mm 混凝土, 50mm MW 或 EPS, 无冷凝积聚。

(e) 夏热冬暖地区, 基层 240mm 砌块或 200mm 混凝土, 50mm MW 或 EPS, 无冷凝积聚。

(4) 采用 EN 15062 规定耦合计算方法, 采用 WUFI 模拟软件计算, 室外条件采用瞬时的气象条件, 室内条件按常规湿度计算。

表2 不同气候区的不同外保温构造内部冷凝全年计算结果

气候区	基层墙体	室内 RH	全年冷凝及蒸发、含湿量聚集情况描述
严寒地区	砌块	常规湿度	室外防护层值对系统的干燥起着决定性的影响, 系统总体含水量主要取决于混凝土墙体, 含水量需要相对较长的时间达到平衡; 系统运行稳定
	混凝土	常规湿度	室外防护层值对系统的干燥起着决定性的影响, 系统 2 年即可处于稳定状态
寒冷地区	砌块	常规湿度	含水量需要相对较长的时间 (5 年) 达到平衡; 系统运行稳定
	混凝土	常规湿度	系统 2 年即可处于稳定状态
夏热冬冷地区	砌块	常规湿度	系统能在较快的时间 (2 年) 达到含湿量平衡, 但系统含湿量较高
	混凝土	常规湿度	系统能在较快的时间 (5 年以上) 达到含湿量平衡, 但系统含湿量较高
夏热冬暖地区	砌块	常规湿度	系统能在很长时间 (5 年) 达到含湿量平衡, 如果考虑降水, 系统显示工作不正常, 但系统含湿量较高
	混凝土	常规湿度	系统能在很长时间达到含湿量平衡, 如果考虑降水, 系统显示工作不正常, 但系统含湿量较高, 在保温层和混凝土之间的区间含湿量和相对湿度极大

与 ISO 13788 的计算方法进行比较, 从系统的水蒸气扩散的方向比较, 两者具有类似行; 如果需要研究每种不同的室内外条件和系统构造条件下, 每一层的材料工作温度、相对湿度、含湿量、热流、湿流等, 在计算中均有明确的结论。

3.3.4 结果比较和结合实际工程分析

计算结果汇总如下:

(1) 按 Glaser 方法计算围护结构内部是否存在冷凝时, 计算的特点如下:

(a) 在严寒地区的采暖时间中, 在最寒冷的季节, 冷凝一般都会出现在保温层外侧, 很难采取措施避免;

(b) 在寒冷地区, 室内条件的取值和室内侧饰面材料的水蒸气透过性能起着决定性作用;

(c) 夏热冬冷地区, 计算结果和室内条件取值关联度较大;

(d) 在夏热冬冷和夏热冬暖地区, 是否出现冷凝和室内的条件取值关联度极大, 在计算时, 如果对室内条件没有清晰的定义, 会导致计算结论和实际差异极大。

(2) 按采暖季围护结构中保温材料因受潮而增加的重量湿度的允许增量计算时, 计算结果说明如下:

(a) 在《民用建筑热工设计规范》GB 50176-93 的版本中, 此种计算方法参考了原苏联《建筑热工规范》的规定; 在可参考的原苏联的资料中, 关于围护结构的现场实测研究文件中, 围护结构的内部受潮的分析中, 包含了两部分: 由于空气渗漏携带的水蒸气导致围护结构含湿量增加; 由于水蒸气扩散导致的含湿量增加; 在 GB 50176-2016 版本中,

增加了保温材料的种类, 按照其计算的原理: “通过对不同含水率下保温材料导热系数的变化研究, 可以认为材料在含水率小于规定值时, 导热系数的变化对围护结构的热工性能影响较小。”材料重量湿度的允许增量的计算时间为采暖季, 其计算的原理是假定围护结构中的保温材料在采暖季的含湿量不停累积。

(b) 通过对比, 当采用 ISO 13788 规定的 Glaser 方法计算全年水蒸气的传递时, 可以看到在采暖季, 围护结构整体处于干燥的趋势中; 如果按照 EN 15062 湿热耦合计算方法, 也表明在采暖季围护结构处于干燥过程, 而且保温层也处于干燥过程; 两者的计算只表明在保温层外侧在采暖季的相对湿度较大, 而导致冷凝, 但是含湿量却降低。

(c) 通过在很冷地区的实测和观察, 当围护结构采用在外保温系统时, 如果不存在由于空气渗漏携带的水蒸气, 仅考虑由于水蒸气扩散导致的含湿量变化时, 围护结构的整体和保温材料部分的含湿量在采暖季均下降。特别是现代的建筑采用的采暖方式后, 室内空气相对湿度很低;

(3) 按 ISO 13788 中改进的 Glaser 方法计算围护结构内部所有材料层全年的冷凝与蒸发量, 计算的特点如下:

(a) 计算时由于仅考虑了水蒸气的扩散或蒸发, 只能反应系统内部是否存在冷凝, 不能计算系统的含湿量变化。但是, 从计算的室内外水蒸气分压可以得出与 WUFI 计算的结果具有一致性;

(b) 由于计算中考虑了水蒸气扩散的冷凝量和蒸发量, 可以从一定程度上评估冷凝量的累积量, 但是算法中不能体现液态水的迁移。

(4) 按 EN 15062 规定湿热耦合计算方法, 采用 WUFI 模拟软件计算, 计算的特点如下:

(a) 通过对寒冷地区和夏热冬冷地区的已有外保温系统的跟踪, 计算的结果具有较好的吻合度, 特别在寒冷地区, 此外, 对于严寒地区和夏热冬暖地区需要进一步的实际工程跟踪。

(b) 在使用软件计算时, 精确的室外气候条件和室内条件不可能完全与实际相同, 特别是室内条件, 由于使用人员行为, 可能和实际中存在很大的差别; 此外, 目前很多材料的湿热性能数据缺乏, 比如材料的吸湿和放湿的参数;

(c) 在建筑外墙中, 湿气的进入方式有湿气扩散、气流带入的水蒸气冷凝或存储在系统内部、漏水产生的内部水分、夏季的冷凝和水份相变等。虽然软件可以进行各种设置, 但是需要依据经验进行设置, 否则可能和实际偏离很大。

4 结论

建筑在采用外保温后,热桥部位更容易出现低温现象,表面冷凝的分析部位应以热桥部位为主,热桥部位的温度计算不适宜采用手工计算,最好采用专用的软件计算,进行验算时,建议对以下部位进行计算:

(1) 结构性线热桥,由于建筑围护结构的形状、构造截面形状的变化形成的热桥,如屋脊、屋檐(天沟)、屋檐(山墙)、内天沟、墙体与基础(地面)交接处、阳角、挑出的阳台或窗台板或凸窗;

(2) 不同构件交接部位的线热桥:如装配式或构件拼装的接缝、门窗洞口四周、伸缩缝等;

(3) 围护结构内部由于构造原因产生的热桥,如保温层的拼接空隙、保温层压缩、采用龙骨连接时龙骨穿过保温层产生的热桥等;

(4) 围护结构内部由于构造原因产生的点状热桥,如紧固件,穿过墙体的管道、金属支座等。

围护结构内表面进行表面冷凝控制时,需要依据材质和构造进行冷凝的评判,依据现有的研究,建议如下:

(1) 当建筑物对卫生要求时,大多数的砌体墙或混凝土墙体外保温围护结构内表面,表面相对湿度临界值 $\leq 80\%$,评价的时间可以采用月度平均值、周平均值;对于轻质围护结构,如钢结构、玻璃窗框等内表面,可更宽松些。

(2) 当评价建筑物材料表面冷凝时,可采用一年中的日平均温度和相对湿度进行计算。

(3) 建筑室内表面冷凝控制时,需要结合当地的气候区和气象条件控制,以采暖为主的建筑可进行热工性能改善,在过渡季出现高湿度时,可采用被动、主动通风,或采用主动空气除湿处理。

(4) 外保温的外表面很容易出现冷凝,一般可对热桥部位进行改善,如锚栓、金属连接件等;或采用不易滋生微生物的饰面材料;或长波辐射率低的材料保持相对较高的温度。

外保温系统外表湿平衡可采用吸水量、吸水率和水蒸气渗透阻进行控制,每种指标可结合气候区和降水量的不同进行分级要求。

外保温系统的围护结构进行内部受潮分析时,结论与建议如下:

(1) 湿分析影响条件很多,建议采用2种或2种以上的计算对照分析,避免单一算法和实际产生

较大的偏差或出现原则性的错误,结合实际的工程选定合适的算法;进行围护结构进行内部受潮分析时,尽可能使用计算机模拟计算,目前标准的推荐一些方法适合手工计算,但是需要充分理解计算的不足,以及指导实际工程的不足;

(2) 室内条件的取值对计算结果的影响很大,同样类型,比如居住建筑,随着采暖和空调设施的使用,室内的湿度条件与目前标准中规定的均可能存在差异,比如现行的国标,或者本文中的集中国外计算方法,室内的条件与实际差异很大,在计算时,建议进行多种条件设置并对比计算;室外条件尽可能采用逐时算法,平均值的算法和实际的差异很大;采用湿热耦合逐时算法时,对于外保温系统中实际运行的附加条件,可进行多种设置进行对比分析,如:外保温裂缝的渗水,渗入的水分的量的选择;外保温表层吸附水分的量;带空腔的外挂围护系统中空气的流量、流速以及气液相水分的进出。

(3) 进行内部冷凝计算或采用湿热耦合计算后,评价的方法目前没有统一的要求,一般采用经验值进行评判。采用稳态方法计算时,对界面进行评价,如采用ISO 13788中改进的Glaser方法计算围护结构内部材料层全年的冷凝与蒸发后的含湿量进行评价,评价可采用材料遇水的单位面积量进行评价,或材料遇水后,材料性能能维持稳定的时间;采用湿热耦合逐时方法计算时,可对系统、各层材料的含湿量进行评价。考虑软件计算的精度更高,可采用材料遇水的单位面积量进行评价;或材料遇水后,材料性能能维持稳定的时间进行评价;以及材料、系统整体含湿量是否能维持平衡或下降后趋于稳定。

参考文献

- [1] 中国建筑科学研究院, GB 50176-2016《民用建筑热工设计规范》[S], 北京: 中国建筑工业出版社, 2016:33-36, 160-161.
- [2] ISO13788 Hygrothermal performance of building components and building elements-internal surface temperature to avoid critical surface humidity and interstitial condensation, Calculation methods[S], 2001,12-20.
- [3] A.Y. 弗兰裘克, 谭天佑译.《房屋围护部分受潮理论与计算》[M], 北京: 中国工业出版社, 1964:7-87, 105-176.
- [4] 徐洪涛.《岩棉外墙外保温应用》[M], 北京: 中国建筑工业出版社, 2017:73-90, 323-344.

住宅用多联机使用人行为的大数据分析

钱明杨¹, 燕 达¹, 刘 华²

(1. 清华大学建筑学院建筑节能研究中心, 北京 100084; 2. 空调设备及系统运行节能国家重点实验室, 珠海 519000)

[摘 要] 空调人行为是建筑能耗的重要影响因素, 本文以住宅用多联机系统的室内机为研究对象, 从某空调大数据监控平台获取了 499 套多联机系统运行数据, 通过大数据分析方法进行住宅用空调人行为现状的研究。本文使用的数据挖掘分析方法主要包括统计分析方法和聚类分析方法。通过分析获取了实际的住宅空调使用时长、用户空调设定参数和室内环境的实际分布情况以及典型的用户使用模式, 并提出了对于多联机设计与运行的建议。

[关键词] 多联机; 人行为; 大数据分析; 居住建筑

0 引言

空调人行为是建筑能耗的重要影响因素, 不同用户的行为有巨大的差异性^[1]。由于其巨大的差异性, 使用传统的测试方法无法全面地获取不同用户的空调人行为, 而大规模调研问卷的调研结果与实际的空调人行为存在一定差距, 并且调研结果的准确性受到问卷的设计和调研用户分布的影响^[2]。另一方面, 随着智能家居和数据传输存储技术的发展, 大规模的建筑空调系统数据的获取变得更加容易^[3]。数据挖掘分析方法可以很好地用于大规模的建筑空调系统大数据的研究^[4], 所以数据挖掘分析方法是可用于空调人行为现状的研究。

数据挖掘分析方法已经应用于建筑科学领域的各个领域。Hou, Z. 等人应用数据挖掘方法发现空调系统中传感器的异常情况^[5]。Kusiak, A. 等人通过数据挖掘方法提出了制冷量模型来预测制冷量和出风温度^[6]。Kim, H. 等人使用数据可视化的方法进行了建筑性能设计^[7]。Yu, Z. 等人利用关联规则方法挖掘出建筑空调运行中的故障^[8]。Noussan 等人利用 2.9 百万户住宅能耗数据进行行业对标^[9]。数据分析方法在建筑人行为领域也有广泛的应用, Duarte, C. 等人利用数据挖掘方法获取了办公建筑中的典型人行为模式^[10]。D'Oca, S. 等人提出了一套数据挖掘框架用于挖掘 16 个办公室的人行为^[11]。An, J. 等人利用数据聚类方法获取了一个住宅小区里的空调人行为^[12]。但是, 已有的研究中, 仅分析了同一地区的建筑人行为, 不同全面地获取建筑人行为实际情况。所以获取能覆盖更多地区的空调系统数据非常重要。

多联机系统通常是一个室外机与多个室内机通过管路连接的制冷空调系统。多联机系统的运行数据可以用于获取实际空调用户人行为, 而且由于多联机系统的运行模式复杂, 所以空调人行为对多联机能耗影响非常大^[13]。

本文将以住宅用多联机系统的室内机为研究对象, 从某空调大数据监控平台获取了 499 套多联机系统运行数据, 通过大数据分析方法进行住宅用空调人行为现状的研究。本文使用的数据挖掘分析方法主要包括统计分析方法和聚类分析方法。通过分析获取了实际的住宅空调使用时长、用户空调设定参数和室内环境的实际分布情况以及典型的用户使用模式, 并提出了对于多联机设计与运行的建议。下文第一部分将介绍数据集和技术路线, 第二部分对数据挖掘结果进行分析, 第三部分讨论了数据挖掘结果的潜在工程应用, 最后一部分给出了结论与建议。

1 数据集与技术路线

1.1 数据集介绍

本文从某空调大数据监测平台获取了 499 套多联机系统运行数据, 覆盖了中国五大气候区, 五大气候区的样本比例如图 1 所示 (其中 144 套多联机系统位置未知, 没有画在图中), 其中样本主要分布在夏热冬冷地区。

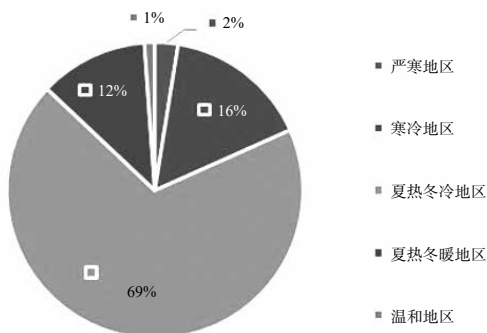


图 1 不同气候区的样本比例

数据集中所有的多联机系统均安装在居住建筑中,每个多联机系统运行数据都可以代表一个住户的空调使用人行为。不同多联机系统的室内机个数从 2 到 31 个不等,每户基本上都是一个房间一个室内机。不同个数室内机的系统样本分布情况如图 2 所示。其中室内机个数 4 个的多联机系统占比最多。

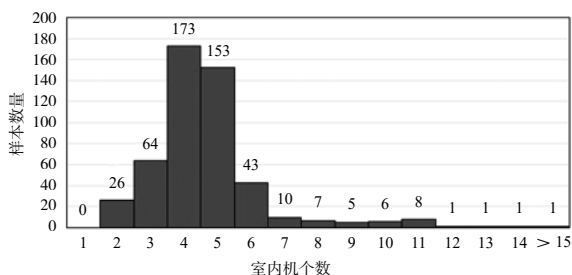


图 2 不同个数的室内机系统的样本数量分布情况

数据集中包含了室内机的用户设定参数以及室内环境参数,具体参数的名称及范围如表 1 所示。每个室内机均包含表中的 9 个参数。

表 1 数据集的具体参数表

编号	参数名	参数范围
1	室内设定温度	[16,30]°C
2	设定风档	三档风速
3	模式	制热/制冷
4	开关状态	开/关
5	上下扫风	开/关
6	左右扫风	开/关
7	室内温度	[0,40]°C
8	室内相对湿度	[0,100%]
9	记录时间	时间步长: 6s-60s

本文研究的数据集中每个室内机的数据监测时间从 2016 年 6 月到 9 月和从 2016 年 11 月到 2017 年 11 月。由于监测时间完全覆盖了多联机系统的制冷季,本文主要针对多联机的制冷工况进行分析。

1.2 技术路线

本文的研究技术路线如图 3 所示,首先,对大规模的数据集进行预处理,预处理包括有效样本的筛选、数据清洗和数据整理。然后,本文使用了大数据分析技术包括统计分析和聚类分析方法,获取了多联机使用行为的分布和多联机使用典型模式。最后基于数据挖掘结果对多联机系统的设计与运行提出工程建议。

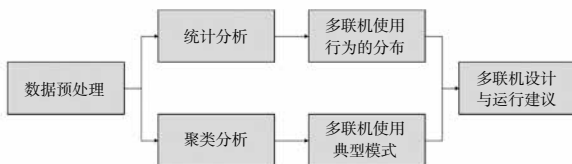


图 3 技术路线图

数据预处理的方法主要包括样本筛选、数据清洗和数据整理。首先将数据集的制冷模式样本进行筛选,其次将数据为“NULL”的值清洗掉,最后将数据根据时间的顺序整理成每小时的标准数据集。

为了全面获取不同用户的空调使用行为分布情况,本文提出了空调使用行为指标,如表 2 所示,并针对不同指标进行运行累积时间的统计,例如,统计室内设定温度为 26°C 的数据记录,计算出该工况的累积小时数占总运行累积小时数的比例。计算完所有的设定温度的累积小时数比例,可以获取完整的分布情况。为了能获取单个用户的使用行为,本文认为一个室内机代表单个用户的空调人行为,最后还对不同月份的数据情况进行了讨论。

表 2 空调使用行为指标表

编号	指标名称	定义
1	空调使用时长	室内机状态开启的时间长度
2	设定温度	室内机的空调设定温度
3	设定风档	室内机的空调设定风速
4	上下扫风	室内机上下扫风状态
5	左右扫风	室内机左右扫风状态
6	室内温度	室内机回风温度

为了获得多联机的典型使用行为,本文使用聚类分析方法。聚类分析方法就是将数据样本进行分类,获得不同聚类的类间距离大,类内距离小。K-means 聚类方法是常用的聚类分析方法之一^[14]。K-means 聚类方法是通过迭代计算将 N 个输入的向量数据分组到 C 个聚类中,最初确定 C 个聚类的权重,并且对于不同聚类的数据计算到聚类中心的距离,计算公式如公式(1)所示:

$$d(x, y) = (\sum_{i=1}^n |x_i - y_i|^p)^{\frac{1}{p}} \quad (1)$$

其中 $x = (x_1, x_2, \dots, x_n)$, $y = (y_1, y_2, \dots, y_n)$ 是两列 n 维的向量;通常情况下聚类为欧式距离,取 $p=2$ 。

DBI 指数 (Davies-Bouldin index) 是用于衡量聚类效果优劣的指标,可以帮助确定聚类的个数, DBI 指数越低说明聚类的效果越好。DBI 指数如公式(2)所示:

$$DBI = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^n \max_{i \neq j} \left(\frac{\bar{S}_i + \bar{S}_j}{M_{i,j}} \right) \quad (2)$$

其中 S_i 代表聚类内部的分散程度; $M_{i,j}$ 代表聚类 i 与其他聚类之间的分散程度; N 代表聚类的个数。

2 大数据分析结果

2.1 多联机使用行为的分布

通过数据的预处理,从数据集中筛选出了 480 套多联机系统数据进行数据挖掘工作,其中包含了 2064 个室内机。多联机室内机的空调使用时长的分布如图 4 所示,多联机室内机的制冷时长最大值

是 2486 小时，所有室内机的空调使用时长平均值为 183 小时。

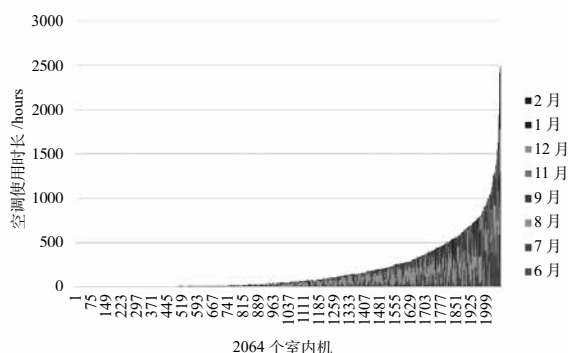


图 4 多联机室内机空调使用时长分布

不同月份的空调使用时的四分位图如图 5 所示，可知不同住户的使用时长有巨大的差异性，并且其中 8 月的制冷时间最长。

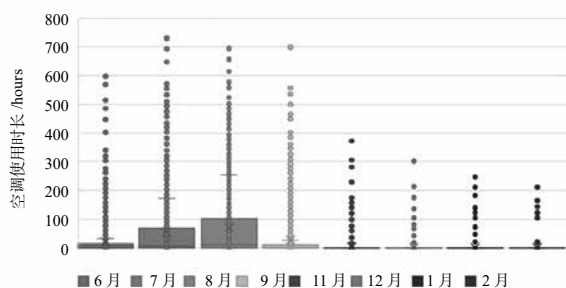


图 5 不同月份的空调使用时长四分位图

室内机设定温度的分布如图 6 所示，设定温度分布呈现双峰分布，分别在 25°C 和 16°C 两处达到峰值。室内机设定风档的分布如图 7 所示，低风档与高风档占了运行总时间的 80%。扫风模式的开关状态情况如图 8 所示，有 58% 的运行总时间室内机开启了上下扫风，而左右扫风模式仅开启 4% 的运行总时间。

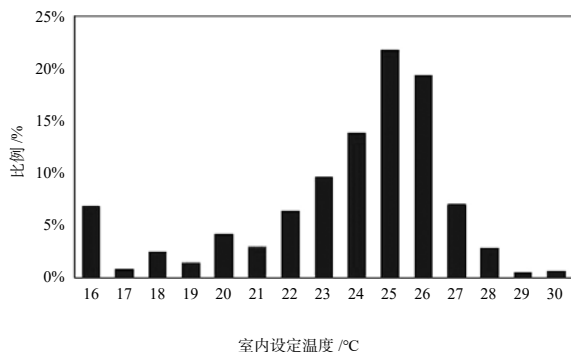


图 6 设定温度的分布情况

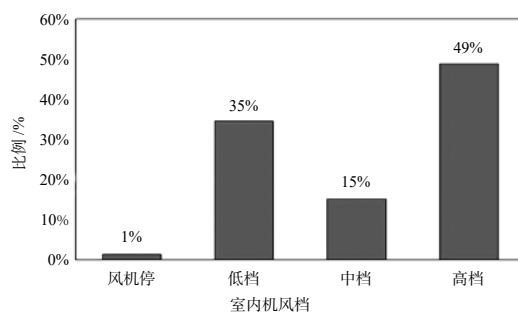


图 7 室内机风档分布

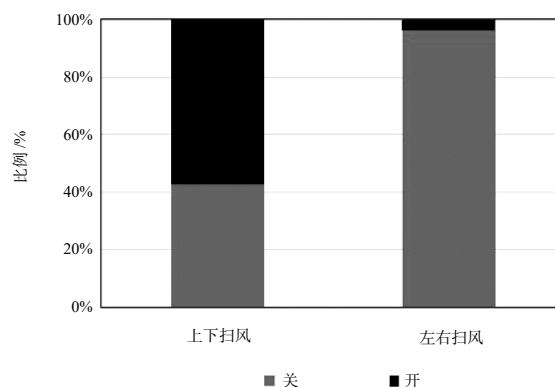


图 8 上下扫风与左右扫风状态分布

多联机室内机运行时的不同环境温度的分布如图 9 所示，室内环境温度分布为单峰分布，在室内环境温度 26°C 的时候达到峰值。

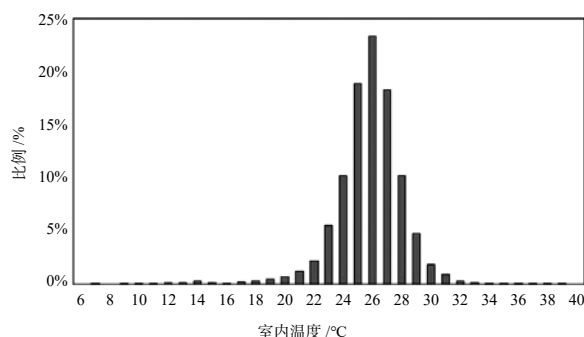


图 9 室内机运行时的室内环境温度分布情况

2.2 多联机典型空调使用模式

通常情况下单个多联机系统包括了一个室外机和多个室内机。对多联机系统的运行优化最为重要的是什么时间开启了多少个室内机，即为多联机的空调使用模式。本文定义了逐时的同时使用系数来代表一天的空调使用模式。每个小时内运行的室内机数量除以所有室内机的数量定义为同时使用系数，图 10 是逐时的空调使用模式的例子，通过样本筛选，最后将 13,836 天的逐时空调使用模式用于聚类分析。

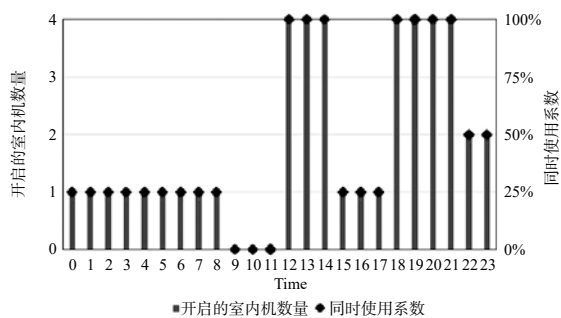


图 10 例子: 4 台室内机的多联机系统的逐时使用模式

通过试算, 获取了不同聚类数量对应的 DBI 指数, 如图 11 所示, 聚类数量为 5 个时的 DBI 指数最小, 对应的聚类效果最好。

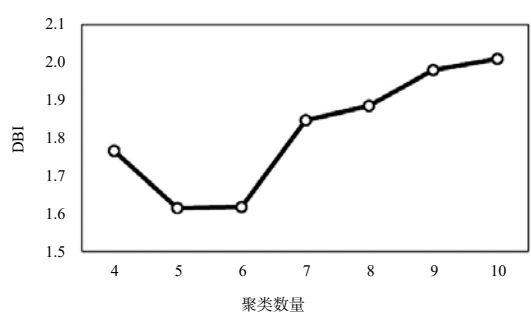


图 11 不同聚类数量对应的 DBI 指数

通过 K-means 聚类算法获取了 5 种典型多联机空调使用模式, 如图 12 所示, 右侧为 5 种典型多联机空调使用模式的聚类中心, 左侧是 5 个聚类数据

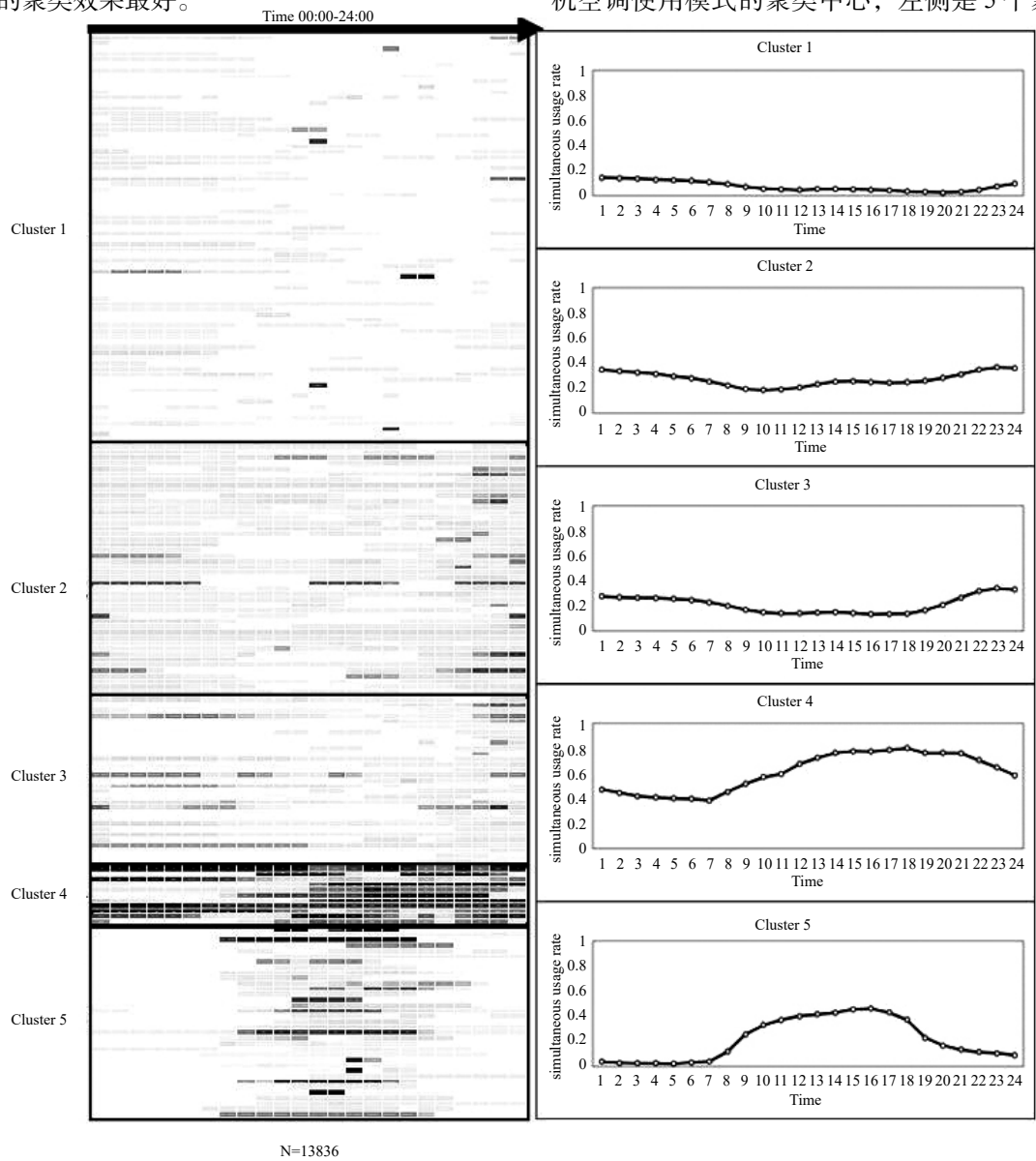


图 12 聚类结果图

集的部分样本,其中不同颜色对应了不同的同时使用系数:黑色代表 100%、黄色代表 50%、白色代表 0%。

5 种典型多联机使用模式的聚类数据集的样本数量比例如图 13 所示。聚类 4 代表了高同时使用系数的使用模式,样本量仅占有所有样本的 5%,在其中仅有 36 天是全天 24 小时同时使用系数是 100%,即全时间全空间使用空调,这 36 天仅占有所有样本的 0.26%。由此可见,中国住宅建筑的住户往往不会全时间全空间使用空调。

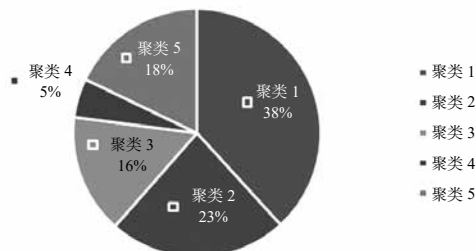


图 13 不同聚类的样本数量比例

3 大数据分析的潜在工程应用讨论

大数据分析可以全面地获取大规模实际空调使用行为现状,包括了空调使用时长、用户设定参数和室内环境情况以及典型多联机使用模式,可以有效地帮助多联机系统的设计与运行。

首先,大数据分析结果表明多联机的室内机空调使用行为存在巨大的差异性,并且在 8 月的空调使用时长普遍高于其他月份,所以在多联机系统的设计阶段需要对 8 月运行工况更加关注。

其次,多联机室内机的设定参数分布可以帮助产品开发者理解用户的实际需求。例如用户的设定温度在 25~26℃ 达到峰值,说明大部分用户需求的室内环境温度设定值为 25~26℃。而对应的设定温度 16℃ 达到峰值,证明该部分用户制冷空调需求高,需要提高空调系统的制冷能力。而对于扫风模式,上下扫风模式开启时间远远高于左右扫风模式,可见上下扫风模式更有利于提高住户的热舒适性。

然后,室内环境温度分布可以反映住户的热舒适温度的分布情况,室内环境温度 26℃ 达到峰值代表了 26℃ 可以满足大部分用户的热舒适需求。

最后,聚类分析的结果表明中国住宅建筑的住户往往不会全时间全空间使用空调,对于在大多数情况下一个住户中的所有房间空调的同时使用系数是低于 0.5 的,会导致多联机系统长时间处于部分负荷工况,这可以帮助新型多联机系统的开发研究。典型的多联机使用模式可以帮助多联机系统调整运行用更少的能耗获取更优的用户热舒适。

4 结论

本文以住宅用多联机系统的室内机为研究对象,从某空调大数据监控平台获取了 499 套多联机系统运行数据,通过大数据分析方法进行住宅用空调人为行为现状的研究,获取了以下主要结论:

(1) 多联机系统的空调使用行为存在巨大的差异性,全年的多联机室内机的制冷时长最大值是 2486 小时,所有室内机的空调使用时长平均值为 183 小时。并且对于不同月份的分析中发现,8 月的空调使用时长最长。

(2) 多联机系统室内机设定温度是双峰分布,分别在 25℃ 和 16℃ 达到峰值。而室内机扫风模式情况,有 58% 的运行总时间室内机开启了上下扫风,而左右扫风模式仅开启 4% 的运行总时间。

(3) 实际室内环境温度分布是单峰分布,在 26℃ 达到峰值,这说明 26℃ 可以满足大部分居住建筑的用户热舒适需求。

(4) 典型多联机使用模式分析结果表明中国住宅建筑的住户往往不会全时间全空间使用空调,并且导致多联机系统长时间处于低负荷率运行,这需要多联机系统的设计和运行时更加关注低负荷运行工况。

参考文献

- [1] Yan, D., Hong, T., Dong, B., Mahdavi, A., D'Oca, S., Gaetani, I., & Feng, X. (2017). IEA EBC Annex 66: Definition and simulation of occupant behavior in buildings. *Energy and Buildings*, 156, 258–270.
- [2] Feng, X., Yan, D., Wang, C., & Sun, H. (2016). A preliminary research on the derivation of typical occupant behavior based on large-scale questionnaire surveys. *Energy and Buildings*, 117, 332–340.
- [3] Fan, C., Xiao, F., Li, Z., & Wang, J. (2018). Unsupervised data analytics in mining big building operational data for energy efficiency enhancement: a review. *Energy and Buildings*, 159, 296–308.
- [4] 陈焕新, 刘江岩, 胡云鹏, 李冠男. 大数据在空调领域的应用 [J]. *制冷学报*, 2015, 36(04): 16–22.
- [5] Hou, Z., Lian, Z., Yao, Y., & Yuan, X. (2006). Data mining based sensor fault diagnosis and validation for building air conditioning system. *Energy Conversion and Management*, 47(15–16), 2479–2490.
- [6] Kusiak, A., & Li, M. (2010). Cooling output optimization of an air handling unit. *Applied Energy*, 87(3), 901–909.
- [7] Kim, H., Stumpf, A., & Kim, W. (2011). Analysis of an energy efficient building design through data mining

approach. *Automation in construction*, 20(1), 37–43.

[8] Yu, Z. J., Haghighat, F., Fung, B. C., & Zhou, L. (2012). A novel methodology for knowledge discovery through mining associations between building operational data. *Energy and Buildings*, 47, 430–440.

[9] Noussan, M., & Nastasi, B. (2018). Data analysis of heating systems for buildings—A tool for energy planning, policies and systems simulation. *Energies*, 11(1), 233.

[10] Duarte, C., Van Den Wymelenberg, K., & Rieger, C. (2013). Revealing occupancy patterns in an office building through the use of occupancy sensor data. *Energy and Buildings*, 67, 587–595.

[11] D'Oca, S., & Hong, T. (2015). Occupancy schedules learning process through a data mining framework. *Energy and Buildings*, 88, 395–408.

[12] An, J., Yan, D., & Hong, T. (2018). Clustering and

statistical analyses of air-conditioning intensity and use patterns in residential buildings. *Energy and Buildings*, 174, 214–227.

[13] Yu, X., Yan, D., Sun, K., Hong, T., & Zhu, D. (2016). Comparative study of the cooling energy performance of variable refrigerant flow systems and variable air volume systems in office buildings. *Applied energy*, 183, 725–736.

[14] Meesrikamolkul W, Niennattrakul V, Ratanamahatana C A. Shape-based clustering for time series data[C]//Pacific-Asia Conference on Knowledge Discovery and Data Mining. Springer, Berlin, Heidelberg, 2012:530–541.

[15] Davies, D. L., & Bouldin, D. W. (1979). A cluster separation measure. *IEEE transactions on pattern analysis and machine intelligence*, (2), 224–227.

大尺寸平板太阳能集热器集热效率模拟研究

任育超, 王登甲, 邓林新, 刘艳峰

(西部绿色建筑国家重点实验室, 建筑设备科学与工程学院, 西安建筑科技大学, 西安 710055)

[摘要] 平板型太阳能集热器集热效率除了与内部结构参数、运行参数等因素有关外, 还受集热器外形尺寸大小的影响。本文建立了相同集热面积条件下单一大尺寸平板集热器、并联常规平板集热器的三维物理模型, 模拟分析了入口温度、入口流量等参数对两类集热系统集热效率、集热量、热损失的影响关系。发现: (1) 相同集热面积条件下, 相比并联常规平板集热器形式, 大尺寸平板集热器集热效率增加, 约增加 4%; (2) 随着平板集热器面积增大, 其热损失所占比例增大, 集热效率有所降低。该结论可为大尺寸平板集热器生产、加工及应用提供一定的理论依据。

[关键词] 平板集热器; 尺寸规模; 集热效率; 数值模拟

0 引言

太阳能集热器是组成各种太阳能热利用系统的关键部件。平板式太阳能集热器具有集热面积大, 承压性好, 与建筑结合性强等优点。随着太阳能热利用技术的发展, 开发适合不同温度需求、运用场所的集热器, 个性化设计集热器将是未来发展的新方向^[1]。其中, 将平板太阳能集热器运用于太阳能采暖系统将是一个发展趋势。

近几十年来, 国内外学者就平板太阳能集热器的内部结构参数做了大量优化研究, 在提高集热器的集热效率、集热量, 降低热损失系数等方面取得了显著成果。高腾^[2]在平板集热器理论计算模型的基础上利用 Visual Basic 6.0 软件编制了计算程序, 结合平板太阳能集热器的实际运行工况可模拟计算集热器的翅片效率、效率因子、热迁移因子和热效率等性能指标, 并通过实验验证了理论计算模型和模拟程序的正确性。刘亚珂^[3]针对平板太阳能集热器空气夹层的自然对流问题做了 CFD 模拟研究, 针对封闭空腔的自然对流换热问题做了分析, 为减小平板集热器的热损失提供了理论依据。天津大学高留花^[4]研究了不同空气夹层厚度下平板集热器的热性能, 当夹层厚度从 20mm 增加到 30mm 时, 集热效率呈现下降趋势; 当夹层厚度从 40mm 增加到 60mm 时, 集热效率呈现上升趋势。Fahim Ullah^[5]采用 Fluent 软件对具有单层和双层玻璃盖板的平板集热器进行了研究, 结果表明在环境温度较低时双层玻璃盖板的平板集热器具有更高的集热效率。Selmi M^[6]通过 CFD 软件对平板集热器的单管模型进行了数值模拟, 在闷晒工况和循环工况下对比分析了集热器的温度分布情况, 研究结果经过了实验验证。

随着太阳能热利用技术的发展, 研究开发适合不同领域、多功能的集热器成为一个热点方向。季杰^[7]等提出了一种新型的与建筑一体化太阳能双效

集热器系统, 该系统可实现被动采暖和集热水两种工作模式。东南大学彭冬华^[8]设计了一种相变储能平板集热器, 以泡沫金属为骨架在集热器中加入相变材料达到储能的效果, 通过理论分析和模拟研究能够克服太阳能间断不连续带来的集热量不足等问题。并通过搭建实验台进行测试研究验证了理论分析的正确性。C.Tiffs^[9]等对吸热板结构提出创新, 以成本下降与集热效率减少的比值为指标研究了矩形、三角形结构吸热板, 结果表明局部有阶跃变化的平直矩形吸热板表现出最好的热性能。Ziqian Chen^[10]对 Arcon-sunmark 的两种大尺寸平板太阳能集热器进行了实验测试和模拟研究, 得出了流量对集热效率的影响公式。Dawit Gudeta Gunjo^[11]建立了具有单排管和吸热板的平板太阳能集热器 CFD 稳态模型, 研究结果表明开式集热系统比闭式集热系统的水温变化更高。

大量研究表明, 采用 CFD 软件模拟研究平板太阳能集热器的热性能是一个有效的方法, 可以避免实验研究所需严苛的环境条件和绵长的时间周期。因此, 本文通过 Fluent 软件研究了入口温度、入口流量对单一大尺寸平板太阳能集热器热性能的影响, 并和并联常规平板集热器进行对比分析。本研究丰富了大尺寸平板太阳能集热器的理论研究, 为平板太阳能集热器的设计生产和工程应用提供参考。

1 大尺寸平板集热器模型建立

1.1 物理模型

对现有平板太阳能集热器结构参数进行调研, 按照模块数增大平板集热器的外形尺寸。在此基础上建立了单一大尺寸平板集热器、并联常规平板集热器模型, 如图 1 和图 2 所示。通过调研发现目前应用的工程平板太阳能集热器的长为 2m, 宽为 1m, 本文所建立的单一大尺寸平板集热器外形尺寸有 2×2m、2×3m、2×4m、2×5m。两类集热器的管

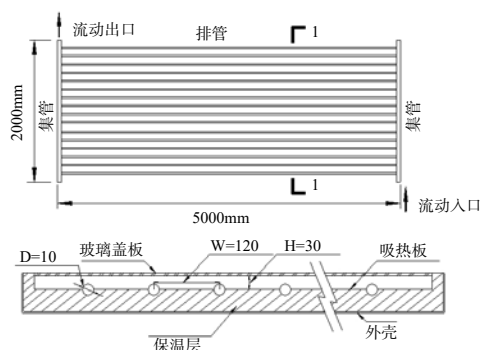


图1 单一大尺寸平板集热器示意图

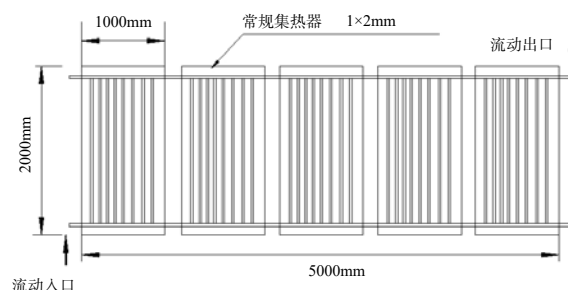


图2 并联常规平板集热器示意图

道均为 0.5mm 厚的铜管，集管和排管内径分别为 25mm 和 10mm，管间距为 120mm，吸热板采用厚度为 0.4mm 的铝板，集热器的底部和侧面有 40mm 和 20mm 的聚氨酯保温。

1.2 模拟设置

本文模拟的平板太阳能集热器的集热管材料为铜，吸热板材料为铝，保温材料为聚氨酯，管内工质为水，采用单层玻璃盖板。所用材料的物性参数见表 1。在模拟过程中采用以下假设：

(1) 采用 boussinesq 假设，集热器空气夹层内空气的物性参数除密度随温度变化外，其它物性认为恒定不变。其它材料的物性参数不随温度而变化。

(2) 水为不可压缩流体。

(3) 集热器和环境的对流传热系数由风速引起。

表1 材料物性参数表

材料	铝	铜	玻璃	聚氨酯	水	空气
密度 (kg/m ³)	2770	8800	2220	30	998	1.225
比热容 [J/(kg·°C)]	875	420	890	1700	4182	1006.43
导热系数 w/(m·k)	177	401	1.2	0.04	0.6	0.6
吸收率	0.9	0.9	0.1	—	—	—
发射率	0.1	0.1	0.9	—	—	—
透过率	—	—	0.8	—	—	—

考虑玻璃盖板和环境的对流和辐射传热，玻璃盖板采用混合边界条件，边框和背面仅考虑与环境的对流传热，因此采用第三类边界条件，吸热板和管道均为流固耦合边界条件。壁面与环境的对流传热系数可用下式计算^[6]：

$$h = 5.7 + 3.8 V_w \quad (1)$$

集热器入口采用速度入口边界条件，出口采用自由出流边界条件。管道近壁处采用无滑移边界条件，即贴近壁面处流体： $u=v=w=0$ 。压力和速度的耦合选择 SIMPLE 算法，采用二级迎风格式求解动量、能量的离散方程。由于集热器内部壁面之间

有较大温差，壁面之间的辐射换热不可忽略，采用 Discrete Ordinates 辐射模型进行计算，太阳辐射的加载使用 Solar Ray Tracing 模型。在集热器运行过程中设置环境温度为 20°C，太阳辐射为 800W/m²，风速为 3m/s。

1.3 参数定义

平板式太阳能集热器在稳态条件下运行时，集热器吸收的有用能为管内水吸收的热量：

$$Q_u = C_p m(t_{f,o} - t_{f,i}) \quad (2)$$

单位时间照射到集热器表面的太阳辐射用下式计算：

$$Q = AI \quad (3)$$

集热器的瞬时效率 η 定义为单位时间内工质吸收的有用能和单位时间内照射在集热器表面的太阳辐射之比。可用下式表示：

$$\eta = \frac{Q_u}{Q} = \frac{C_p m(t_{f,o} - t_{f,i})}{AI} \quad (4)$$

集热器的瞬时效率受环境温度、入口温度和太阳辐射等输入参数的影响较大。以入口温度为基准计算的集热器瞬时效率如下：

$$\eta = \eta_0 - \alpha_0 \frac{T_i - T_a}{I} \quad (5)$$

截距 η_0 表示在归一化温差 $((T_i - T_a)/I)$ 为零时的集热器的集热效率，斜率 α_0 表示集热器的热损失系数。

1.4 模型验证

为了检验所建立计算模型的准确性，本文建立了与文献 [10] 中相同的物理模型，使用以上数值模型模拟得出大尺寸平板太阳能集热器的瞬时效率曲线，将模拟计算结果和文献 [10] 中实验结果进行对比，对比结果如图 3 所示。本文中的模拟结果和文

献实验结果的相对误差可由下式计算：

$$\xi = \frac{|\eta - \eta'|}{\eta'} \times 100\% \quad (6)$$

式中： η 为集热器瞬时效率模拟值， η' 为文献 [10] 中实验测试的集热器效率。通过式 (6) 计算两者的相对误差在 5% 以内，说明文本中的模拟结果与文献 [10] 中实验结果的吻合度较高，表明本文所建立的计算模型是正确的，可以用于平板式太阳能集热器的数值模拟研究。

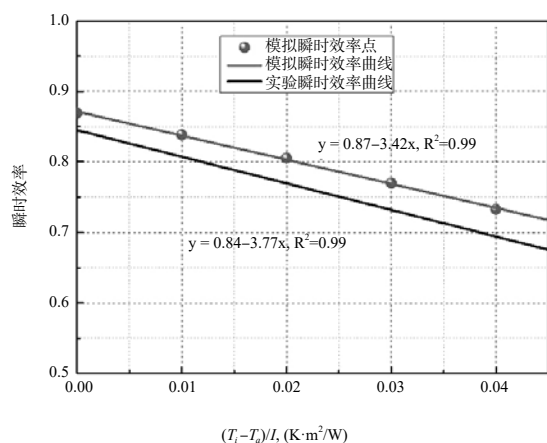
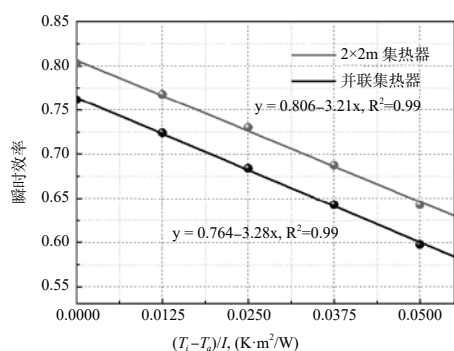
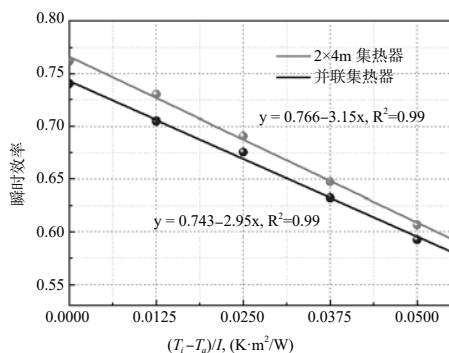


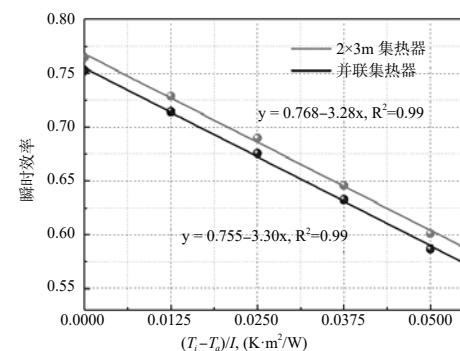
图 3 瞬时效率曲线模拟结果与实验结果对比



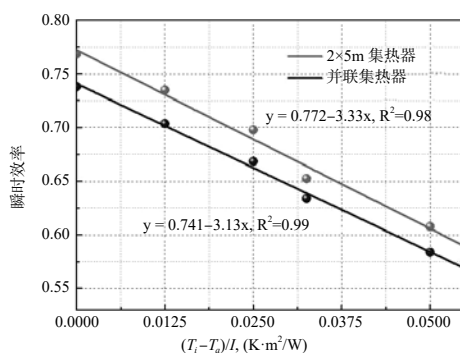
2×2m 集热器瞬时效率曲线



2×4m 集热器瞬时效率曲线



2×3m 集热器瞬时效率曲线



2×5m 集热器瞬时效率曲线

图 4 不同尺寸集热器的瞬时效率曲线

2 结果与分析

2.1 集热器尺寸对热效率的影响

平板集热器稳态条件下的集热量可以由集热器的质量流量和进出口温差计算求出，集热器在规定时间内集热效率可由式 (4) 计算出。在实际运行中集热器的热性能随着气象条件的变化而改变，在分析过程中可以将离散的数据进行线性拟合。用瞬时效率方程来估算集热器的集热效率、热损失系数是一个很好的近似表示方法。

选择不同的入口温度 (10、20、30、40、50℃) 模拟计算出集热器的瞬时效率，将各个瞬时效率点线性拟合得到不同尺寸集热器的瞬时效率曲线如图 4 所示。由图 4 可知，不同工况下单一大尺寸平板集热器的效率都比并联集热器的效率高。当集热器尺寸为 2×2 m 时截距效率增加最大为 4.1%，当集热器尺寸从 2×2 m 增加到 2×5 m 时截距效率增加在 1.19%~3.09% 之间。

2.2 入口温度对热效率的影响

平板太阳能集热器的瞬时效率和热损失随入口水温变化如图 5 所示 (太阳辐射 800W/m²，环境温度为 20℃ 时)。由图 5 可知，集热器的瞬时效率随着入口水温的升高而降低，这主要因为随着入口水温升高集热管和对流换热系数降低，换热削弱，

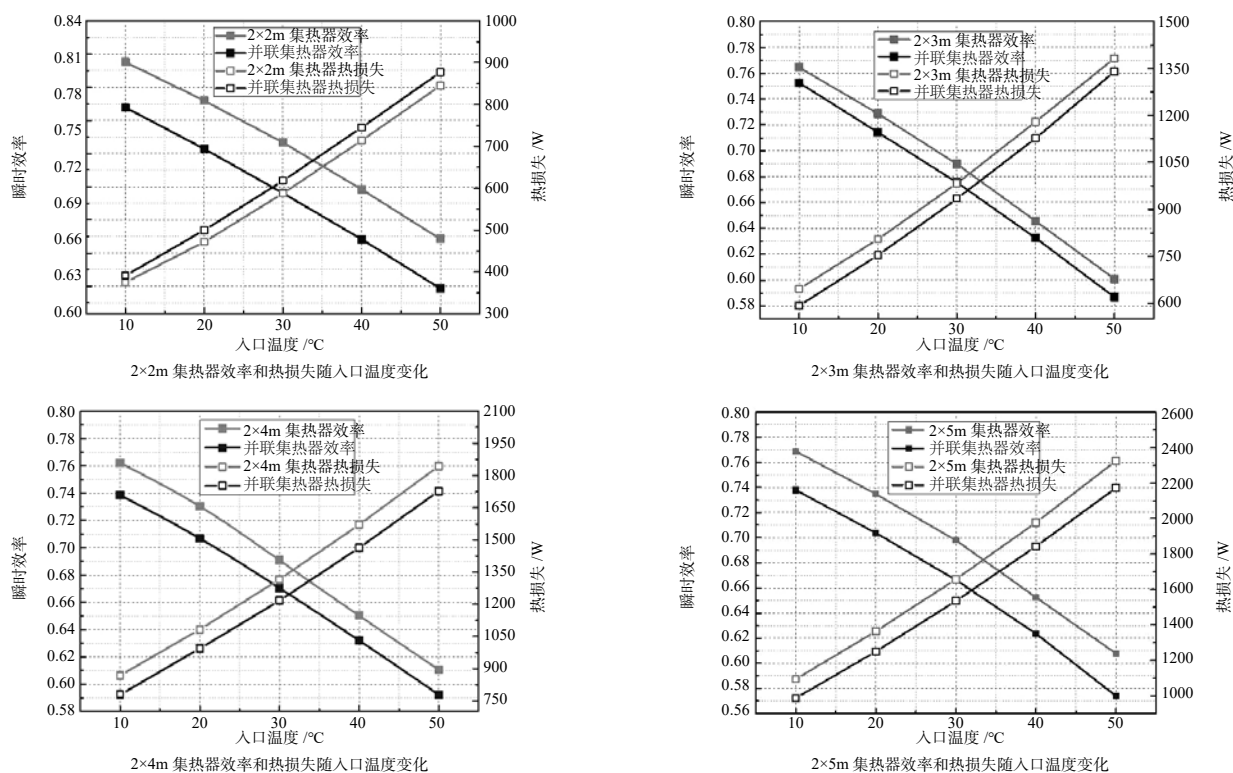


图5 瞬时效率和热损失随入口温度的变化

吸热板的温度升高, 这导致集热器向环境的散热量增加, 从而导致集热效率降低。此外, 当集热器尺寸增加到 $2 \times 2\text{m}$ 时, 大尺寸集热器的热损失小于并联形式, 当集热器尺寸大于 $2 \times 2\text{m}$ 时, 大尺寸集热器的热损失大于并联形式。这是由于集热器尺寸增大后边框所占体积比减小, 通过边框的热损失减小, 在相同的辐射条件下大尺寸集热器的吸热板温度比并联形式高 $1 \sim 2^\circ\text{C}$, 从而导致通过玻璃盖板的对流和辐射热损失增加, 进而导致大尺寸集热器总的热损失大于并联形式。

图6和图7显示了不同尺寸集热器的集热量和热损失随入口温度的变化。如图所示, 随着入口温度升高, 不同集热器的集热量均逐渐下降, 热损失逐渐升高, 而且尺寸越大变化趋势越明显。这是由于通过玻璃盖板的散热量占集热器热损失的主要部分, 当集热器的尺寸增大时, 吸热板通过玻璃盖板向环境散热的比例增大, 不能有效的将吸热板吸收的太阳辐射转化为有用能。

2.3 入口流量对热效率的影响

图8和图9显示了入口流量对大尺寸集热器瞬时效率和出口温度的影响。如图所示, 随着入口流量增大集热器的瞬时效率升高, 出口温度降低; 当流量增大到一定值后瞬时效率对流量的变化不再敏感。

这是因为当流量增大, 集热器管道中水的流速变大, 管内工质和管道的对流传热系数增大, 当流量增大到一定程度后, 管内工质的流速不再是影响对流传热强弱的主要因素。

在相同流量下, 集热器尺寸增大出口水温升高, 集热器的瞬时效率降低。这是因为集热器的尺寸增大后, 水在管道中流过的路径变长, 能够获得更多的热量, 因此, 出口水温和水的平均温度升高。同时, 水的平均温度升高导致集热器中热损失所占的比例增加而导致瞬时效率降低。

3 结论

本文建立了相同集热面积条件下的单一大尺寸平板集热器、并联常规平板集热器的三维物理模型。模拟得出了不同尺寸集热器的瞬时效率曲线, 分析了入口温度、入口流量对不同尺寸集热器集热效率、集热量和热损失的影响。得出以下结论:

(1) 相同集热面积条件下, 相比并联常规平板集热器形式, 单一大尺寸平板集热器的集热效率增加, 约增加 4%;

(2) 随着平板集热器面积增大, 其热损失所占比例增大, 集热效率有所降低。

参考文献

[1] 黄俊鹏, 陈讲运, 徐尤锦. 平板太阳能集热器技

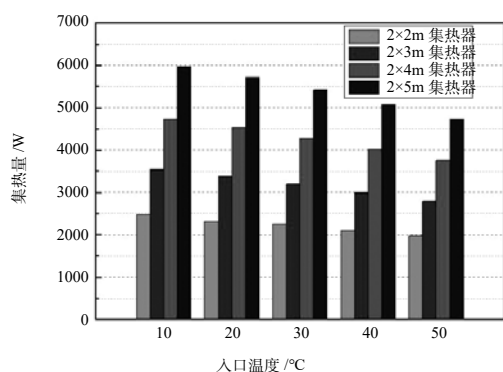


图6 集热量随入口温度的变化

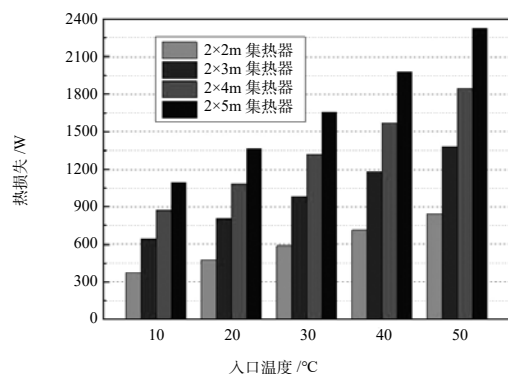


图7 热损失随入口温度的变化

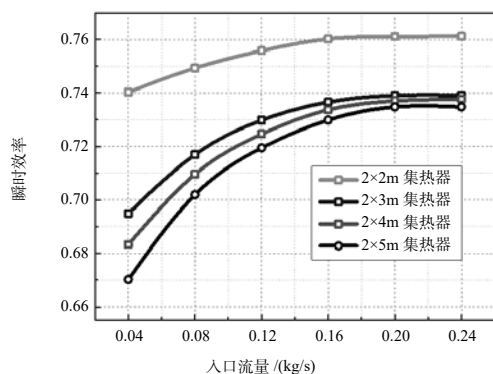


图8 瞬时效率随入口流量变化

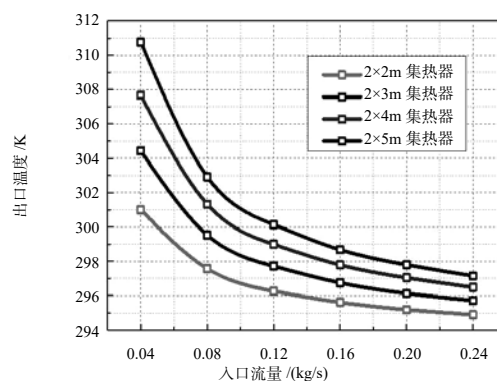


图9 出口温度随入口流量的变化

术发展趋势 [J]. 建设科技, 2017(4):40-47.

[2] 高腾. 平板太阳能集热器的传热分析及设计优化. 天津大学, 2012.

刘亚珂. 平板型太阳能集热器空气夹层对流换热 [3] 热数值模拟与实测分析. 西安建筑科技大学, 2011.

[4] 高留花. 平板太阳能集热器内部温度场和流场分布特性的研究. 天津大学, 2012.

[5] Fahim Ullah et al. Numerical Simulation on Thermal Performance of Flat Plate Solar Collector with Double Glass Covers. Journal of Applied Sciences, 2017,17(10): 502-510.

[6] Mohamed Selmi, Mohammed J. et al. Validation of CFD simulation for flat plate solar energy collector. Renewable Energy 33(2008) 383-387.

[7] 季杰, 罗成龙, 等. 一种新型的与建筑一体化太阳能双效集热器系统的实验研究. 太阳能学报, 2011,32(2):149-153.

[8] 彭冬华. 高效储能型太阳能平板集热器相变传热的研究. 东南大学, 2009

[9] Tiffs C, Tiffs M, Ture IE. Effects of fin design on collector efficiency[J]. Energy, 1995,20(10):1021-1026.

[10] Ziqian Chen, Simon Furbo et al., 2012. Efficiencies of flat plate solar collectors at different flow rates. Energy Procedia, 30(2012):65-72.

[11] Dawit Gudeta Gunjo et al., 2017, CFD and experimental investigation of flat plate solar water heating system under steady state condition. Renewable Energy, 106 (2017):24-36.

基于 NASA&EnergyPlus 气象参数 上海户式太阳能热水系统性能模拟分析

李峥嵘¹, 赵 群², 徐允锦², 李 翠²

(1. 同济大学, 上海 200092; 2. 同济大学, 上海 201804)

[摘 要] 本文采用 TRNSYS 建立户式太阳能热水系统模型, 分别基于 ENERGYPLUS 和 NASA 气象参数输入, 分析平板型和真空管型户式太阳能热水系统性能。对平板型太阳能热水系统, 倾角大于 20° 后, ENERGYPLUS 输入有效集热量大于 NASA 输入; 对于真空管型太阳能热水系统, NASA 输入有效集热量在任意倾角均大于 ENERGYPLUS 输入。基于 ENERGYPLUS 典型气象年数据, 本文进一步模拟分析得到基于有效集热量上海地区平板型太阳能热水系统最佳倾角在 32~33° 之间, 真空管型太阳能热水系统最佳倾角为 31° 左右。

[关键词] 户式太阳能热水; 最佳集热器倾角; 有效集热量

0 引言

我国太阳能热利用占据世界 71% 的市场份额, 主要以生活热水为主, 尽管近年整个市场出现下滑, 但是 2017 年城镇太阳能热水集热器铺设面积仍高达 1746.3 万 m², 占据太阳能热利用行业 47% 的市场份额。^[1] 城镇太阳能热水运用技术主要有 3 类: 集中集热集中供热太阳能热水系统; 集中集热分户供热太阳能热水系统; 分散集热分户供热太阳能热水系统。^[2-4] 前 2 类集热器集中放置于屋顶或其他平面, 后 1 类集热器则根据用户室外可利用面积进行安装, 常见安装方式为阳台壁挂, 多为单户太阳能热水系统。集中集热热水系统集热器可选择热管、真空管或平板集热器, 阳台壁挂太阳能热水系统出于安全考虑则多为平板集热器, 部分用户选择真空管集热器。随着城市住宅向高层住宅集中, 屋顶面积十分有限, 更多的用户只能采用阳台壁挂太阳能热水系统。

我国《建筑给排水设计规范》GB 50015 中设计热水温度为 60℃, 热水定额为 40~80L/人·天。丰晓航等调研发现当前我国热水制备技术以电热水器、燃气热水器和太阳能热水器为主, 占比分别为 25%、31%、21%, 太阳能制备热水仍然是多数用户首选, 热水使用时间集中于 7:00、14:00、21:00 左右, 用水定额为 30L/人·天。^[5] 王珊珊等调研表明居民用水时段集中于 6:00~9:00、11:00~13:00、19:00~23:00, 用水占比分别为 20%、15%、65%, 冬季用水量为 40~65L/人, 其他季节用水量在 30~55L/人。^[6-7] 张磊调研表明采用局部热水供应系统, 居民平均日热水用量取 30~40L/人比较合适。^[8] 崔新明等对高层住宅太阳能热水系统集热面积调查

表明户式太阳能热水系统中人均所需系统集热器面积约为 0.53m², 日均热水用量为 35L/人·天。^[9] 何世钧等对太阳能热水系统集热器最佳倾角进行计算模拟分析发现上海临港地区太阳能热水系统最大化利用太阳能集热器倾角为 35.4°。^[10]

本文基于我国城镇太阳能热水运用现状, 设定热水定额为 40L/人·天, 洗浴热水供应温度为 60℃, 生活热水供应温度为 45℃, 户均人数为 4 人, 根据《民用建筑太阳能热水系统运用技术规范》计算有平板集热器所需面积为 3.8m², 真空管集热器所需面积为 3.1m², 蓄热水箱容积为 160L, 分别针对真空管和平板集热器不同倾角户式太阳能热水系统进行模拟分析, 分析上海地区户式太阳能热水系统最佳倾角、45℃ 供热水小时数、60℃ 供热水小时数, 对比上海地区两种集热器有效得热量差异及不同气象参数使用差异。

1 平板集热器户式太阳能热水系统性能分析

目前国际上太阳能热利用模拟分析主要采用 2 种气象数据, 分别为 EnergyPlus 和 NASA 典型气象年数据, 本文采用 TRNSYS18.0 对两种气象文件下平板集热器户式太阳能热水系统进行性能分析, 通过改变集热器倾角, 分析不同集热器倾角工况有效集热量、集热器出口温度、水箱温度及热水供应温度变化。TRNSYS 模型见图 1。

1.1 ENERGYPLUS 气象数据全年系统性能分析

对 TRNSYS 模型输入 ENERGYPLUS 气象文件, 以 10° 为间隔对全年户式平板太阳能热水系统进行模拟分析, 模拟数据显示, 当集热器倾角为 30° 时, 单位面积集热器全年集热量最大, 达到 397kW·h。见图: 平板集热器出口温度随集热器倾角增大呈现逐渐下降趋势, 倾角较小时, 集热器出口温度最高可达 120℃, 水箱温度可达 100℃, 逼近沸点。当集

基金项目: 国家“十三五”科技支撑项目: 近零能耗建筑技术体系及关键技术开发(2017yfc0702600)。

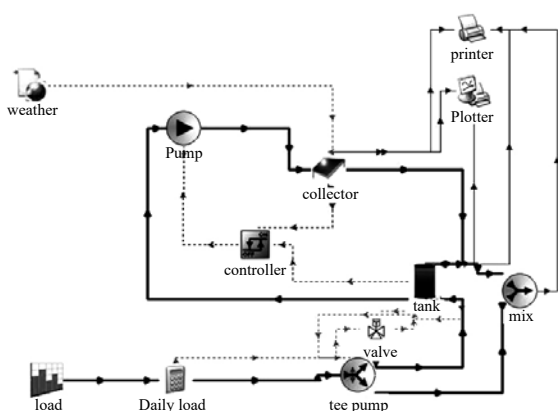


图1 平板太阳能热水系统 TRNSYS 模型

热器倾角提高到 90°C 时，集热器最高出口温度降低至 93°C，水箱最高温度仅为 64°C。见图 2。

1.2 Meteonorm 气象数据全年系统性能分析

对 TRNSYS 模型输入 ENERGYPLUS 气象文件，以 10° 为间隔对全年户式平板太阳能热水系统进行

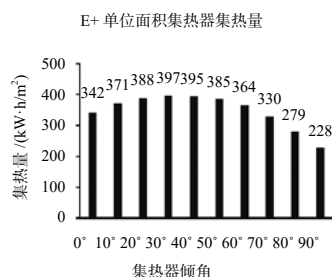


图2 ENERGYPLUS 气象文件集热量及水箱最高出水温度

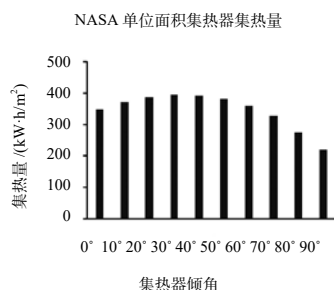


图3 NASA 气象文件集热量及水箱最高出水温度

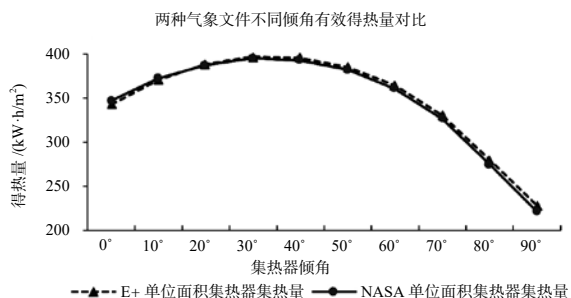


图4 两种气象文件平板集热器有效得热量对比

模拟分析，模拟数据显示，当集热器倾角为 30° 时，单位面积集热器全年集热量最大，达到 395kW·h。平板集热器出口温度随集热器倾角增大呈现逐渐下降趋势，倾角较小时，集热器出口温度最高可达 138°C，水箱温度可达 104°C，逼近沸点。当集热器倾角提高到 90° 时，集热器最高出口温度降低至 97°C，水箱最高温度仅为 71°C。见图 3。

1.3 不同气象参数输入对比分析

对比分析两种气象文件下不同集热器倾角有效得热量和集热器最高出口温度发现，集热器倾角小于 20° 时，NASA 气象文件输入具有更高得热量。集热器倾角超过 20° 后，ENERGYPLUS 气象文件输入具有更高得热量。见图 4。

对比最高出口温度发现，NASA 输入集热器最高出口温度均高于 ENERGYPLUS 输入集热器最高出口温度。见图 5。

2 真空管集热器户式太阳能热水系统性能分析

本文采用 TRNSYS18.0 对两种气象文件下真空

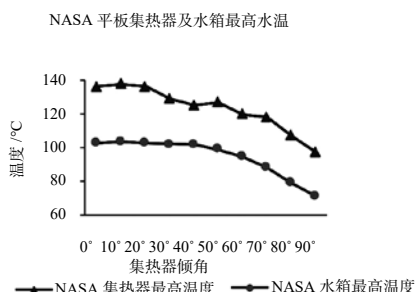
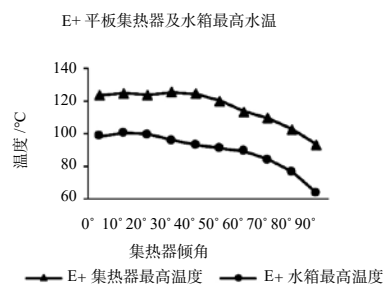


图5 两种气象文件平板集热器最高出口温度

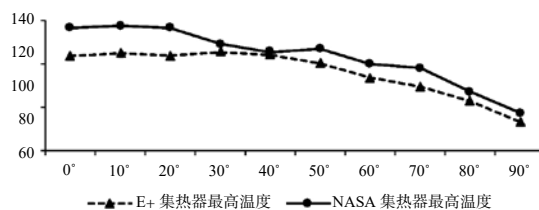


图5 两种气象文件平板集热器最高出口温度

管集热器户式太阳能热水系统进行性能分析,通过改变集热器倾角,分析不同集热器倾角工况有效集热量、集热器出口温度、水箱温度及热水供应温度变化。TRNSYS 模型见图 6。

2.1 ENERGYPLUS 气象数据全年系统性能分析

模拟数据显示,当集热器倾角为 30° 时,单位面积集热器全年集热量最大,达到 $400\text{kW}\cdot\text{h}$ 。见

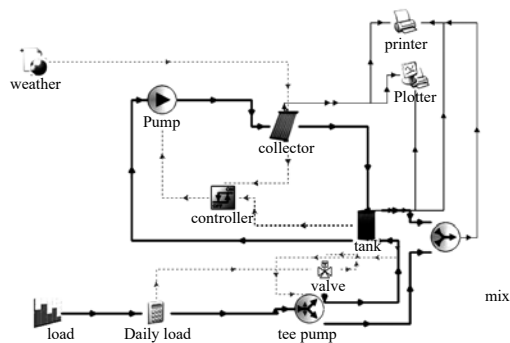


图 6 真空管太阳能热水系统 TRNSYS 模型

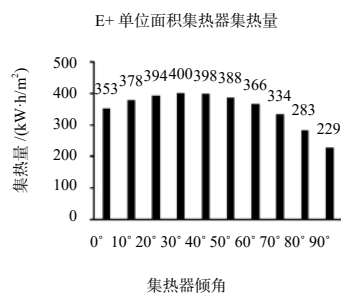


图 7 ENERGYPLUS 气象文件集热量及水箱最高出水温度

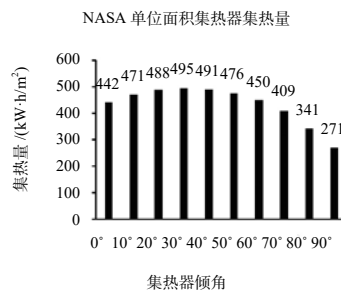


图 8 NASA 气象文件集热量及水箱最高出水温度

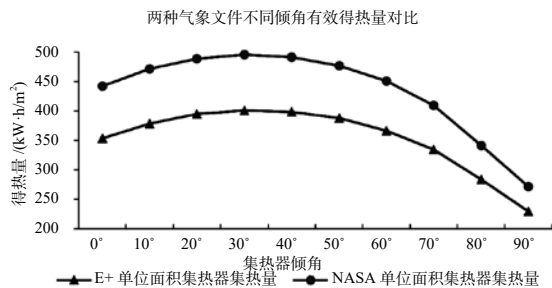


图 9 两种气象文件真空管集热器有效得热量对比

图：平板集热器出口温度随集热器倾角增大呈现逐渐下降趋势,倾角较小时,集热器出口温度最高可达 167°C ,水箱温度可达 104°C 。当集热器倾角提高到 90° 时,集热器最高出口温度降低至 125°C ,水箱最高温度仅为 69°C 。见图 7。

2.2 Meteonorm 气象数据全年系统性能分析

模拟数据显示,当集热器倾角为 30° 时,单位面积集热器全年集热量最大,达到 $495\text{kW}\cdot\text{h}$ 。平板集热器出口温度随集热器倾角增大呈现逐渐下降趋势,倾角较小时,集热器出口温度最高可达 192°C ,水箱温度可达 105°C 。当集热器倾角提高到 90° 时,集热器最高出口温度降低至 128°C ,水箱最高温度仅为 74°C 。见图 8。

2.3 不同气象参数输入对比分析

对比分析两种气象文件下不同集热器倾角有效得热量和集热器最高出口温度发现,NASA 气象文件输入具有更高得热量,平均高出 $100\text{kW}\cdot\text{h}/\text{m}^2\cdot\text{a}$ 。见图 9。

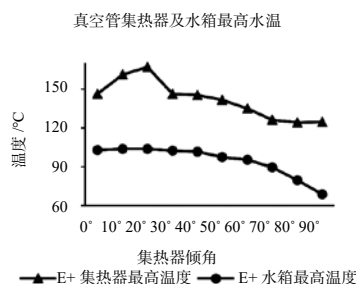


图 7 真空管集热器及水箱最高水温

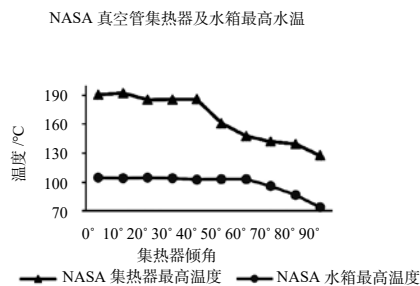


图 8 NASA 真空管集热器及水箱最高水温

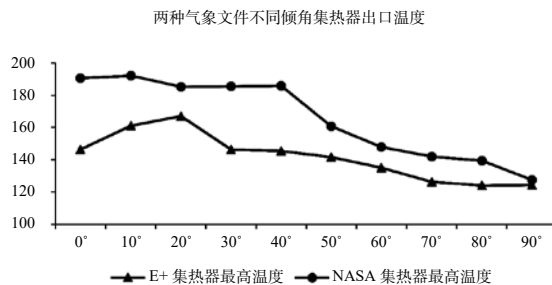


图 10 两种气象文件真空管集热器最高出口温度

对比最高出口温度发现, NASA 输入集热器最高出口温度均高于 ENERGYPLUS 输入集热器最高出口温度。但随着倾角增大, 温度差异逐渐减小。见图 10。

3 洗浴及生活热水小时数分析

目前国内生活热水设计温度为 45℃ 左右, 洗浴热水设计温度为 60℃ 左右, 因此本文根据不同工况太阳能热水系统进一步统计得到 45℃ 和 60℃ 供热水小时数。

45℃ 设计工况下, ENERGYPLUS 平板工况最大可供热水小时数为 4615h, 集热器倾角为 40°; ENERGYPLUS 真空管工况最大可供热水小时数为 4606h, 集热器倾角为 40°; NASA 平板工况最大可供热水小时数为 4345h, 集热器倾角为 30°; NASA 真空管工况最大可供热水小时数为 4434h, 集热器倾角为 30°。可见, 45℃ 设计供水温度下 NASA 输入可供热水小时数要小于 ENERGYPLUS 输入。从各倾角工况分布看, 集热器倾角小于 20° 时, NASA 输入可供热水小时数大于 ENERGYPLUS 输入, 集热器倾角大于 20° 后则 ENERGYPLUS 输入可供热

水小时数大于 NASA 输入。见图 11。

60℃ 设计工况下, ENERGYPLUS 平板工况最大可供热水小时数为 2319h, 集热器倾角为 40°; ENERGYPLUS 真空管工况最大可供热水小时数为 2414h, 集热器倾角为 30°; NASA 平板工况最大可供热水小时数为 2436h, 集热器倾角为 30°; NASA 真空管工况最大可供热水小时数为 2596h, 集热器倾角为 30°。NASA 输入真空管太阳能热水系统可供热水小时数最高, 集热器倾角在 40° 以内, NASA 输入平板太阳能热水系统可供热水小时数大于 ENERGYPLUS 输入, 集热器倾角在 40°~80° 时, NASA 输入平板太阳能热水系统可供热水小时数低于 ENERGYPLUS 输入。见图 12。

4 最佳集热器倾角确定

前述分析已发现上海地区当集热器倾角为 30° 左右时, 太阳能热水系统能够最大化得热, 本文基于 ENERGYPLUS 气象参数输入进一步以 1° 为间隔在 30° 左右取值, 寻找最佳集热器倾角。

上海地区平板集热器太阳能热水系统集热器最佳倾角为 32~33°, 单位面积最大集热量为

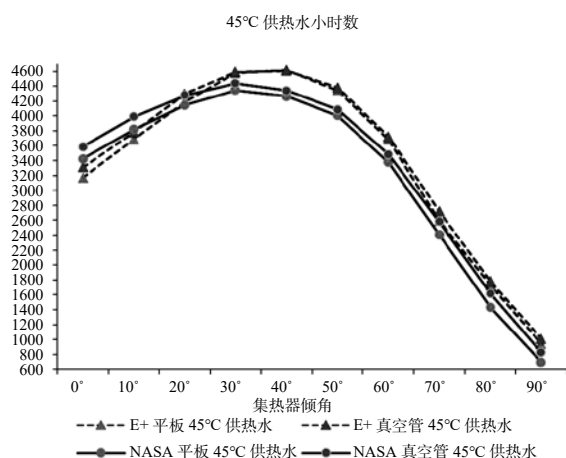


图 11 45℃ 供热水小时数

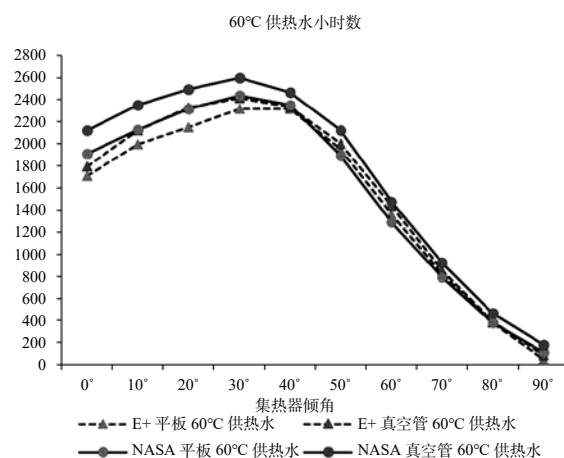


图 12 60℃ 供热水小时数

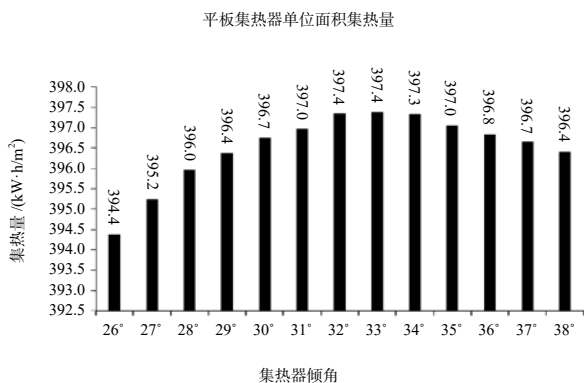


图 13 平板集热器太阳能热水系统最佳集热器倾角

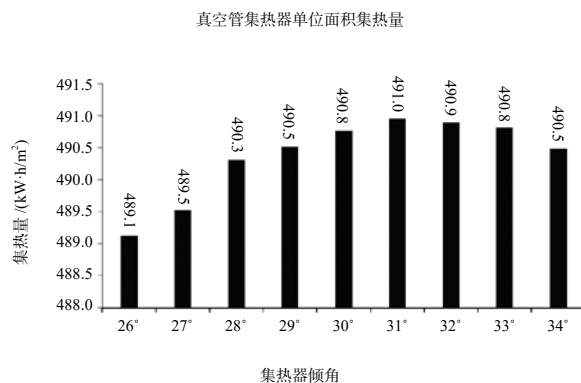


图 14 真空管集热器太阳能热水系统最佳集热器倾角

397.4kW·h。但最大 45℃ 热水供水时数出现在集热器倾角为 37°，供水时数为 4667h；最大 60℃ 热水供水时数出现在集热器倾角为 35°，供水时数为 2360h。见图 13。

上海地区真空管集热器太阳能热水系统集热器最佳倾角为 31°，单位面积最大集热量为 491kW·h。但最大 45℃ 热水供水时数出现在集热器倾角为 33°，供水时数为 4625h；最大 60℃ 热水供水时数出现在集热器倾角为 28°，供水时数为 2414h。见图 14。

5 总结

本文基于上海地区、NASA 和 ENERGYPLUS 两种气象输入参数，采用 TRNSYS 软件对太阳能热水系统进行模拟分析。主要有以下结论

(1) NASA 和 ENERGYPLUS 气象条件下，太阳能热水系统均在 30° 左右获取最大单位面积有效集热；

(2) NASA 输入太阳能热水系统集热器最高出水温度及水箱最高温度较 ENERGYPLUS 输入高；

(3) NASA 和 ENERGYPLUS 气象条件下，单位面积真空管集热器集热量较平板集热器多，集热器最高出水温度较平板集热器要高 40~50℃，水箱最高温度差异较小。

(4) 平板太阳能热水系统最大 45℃ 热水供水时数出现在集热器倾角为 37°，供水时数为 4667h；最大 60℃ 热水供水时数出现在集热器倾角为 35°，供水时数为 2360h。

(5) 真空管太阳能热水系统最大 45℃ 热水供水时数出现在集热器倾角为 33°，供水时数为

4625h；最大 60℃ 热水供水时数出现在集热器倾角为 28°，供水时数为 2414h。

(6) ENERGYPLUS 气象条件下，基于集热量上海地区平板集热器太阳能热水系统最佳集热器倾角为 32~33°，真空管集热器太阳能热水系统最佳集热器倾角为 31°。

参考文献

- [1] <http://www.cstif.com/>.
- [2] 马季青, 马宝林. 太阳能热水系统在中高层建筑中的应用 [J]. 建设科技, 2008(10):43-48.
- [3] 吴晓春, 杨田. 太阳能热水系统在高层住宅中的应用探讨 [J]. 给水排水, 2012, 38(12):77-81.
- [4] 陈扬, 陈剑波. 太阳能热水系统在高层住宅中的应用 [J]. 安徽建筑, 2010(6):6-8.
- [5] 丰晓航, 燕达, 于瑞, 等. 太阳能生活热水系统使用模式调研与模拟分析 [J]. 建设科技, 2016(16):25-27.
- [6] 王珊珊, 郝斌, 陈希琳, et al. 居民生活热水需求与用能方式调查研究 [J]. 给水排水, 2015(11):73-77.
- [7] 王珊珊, 郝斌, 彭琛, 等. 居民生活热水使用情况调研与分析 [J]. 建设科技, 2016(16):20-24.
- [8] 张磊, 陈超, 梁万军. 居民平均日热水用量研究与分析 [J]. 给水排水, 2006, 32(9):66-69.
- [9] 崔新明, 廖春波, 李敏妃. 高层住宅太阳能热水系统集热面积调查与研究 [J]. 建筑技术, 2011, 42(1):38-42.
- [10] 何世钧, 张雨, 周文君. 太阳能热水系统集热器最佳倾角的确定 [J]. 太阳能学报, 2012, 33(6):922-927.

BIM 技术在暖通工程设计中的应用

单明珠, 陈 鑫

(山东建筑大学, 济南 250101)

[摘 要] 一个建筑需要各个专业综合设计的填充才能形成完整的系统建筑, 包括了建筑设计、结构设计、机电设计等。目前各个设计院依然采用传统的二维平面图, 这种设计不够直观, 经常会出现标高重合的现象, 在设计过程中需要有协同的过程, 因此会降低工作效率。BIM 技术涉及的应用领域包括了可视化设计、建筑策划、协同设计、场地分析、工程量统计等。BIM 技术的可视化设计、协同设计以及管线综合等功能可以解决该问题。以某办公楼的暖通工程为例, 采用 BIM 技术展示完整的暖通工程三维模型, 对管线的布置进行优化处理解决了管道之间的碰撞问题, 解决了后期施工过程中出现的工程返工、材料浪费等问题。

[关键词] BIM 技术; 暖通设计; 三维模型; 管道碰撞

0 引言

机电安装工程是建筑施工环节中的不可或缺的一部分, 当前的机电工程包括了建筑给排水工程、暖通工程及建筑电气工程等部分。在安装施工前要进行各个专业的相关图纸设计, 目前存在的问题是设计与施工脱节, 导致各专业之间不能协调配合造成了机电管线的相互碰撞现象不断地出现^[1], 在暖通设计中风管和水管之间的就会存在碰撞问题, 这种问题导致了在机电管线的施工阶段材料浪费, 耽误工期甚至大量的返工。所以, 在施工前合理的排布三维机电管线尤为重要。

目前机电设计仍然以二维 CAD 为辅助工具进行管线的优化布置, CAD 中有二维和三维两种展示方式, 但一般以二维展示管线的平面布局, 三维的模型仅是依据二维的单一视图形成, 不能完成完整的建筑模型并没有太大的意义。对于二维平面不能够很好的体现出管线之间的空间排布, 各个专业的图纸不能集中的放在一张图纸上管理, 导致施工人员读图复杂且不直观。BIM 是以二维 CAD 平面设计图为依据, 按照实际的建筑比例, 对建筑结构进行模型搭建, 同时对机电管线和大型的设备等进行综合的优化及排布^[2]。随着 BIM 技术的出现, 可以从多个视图对设备进行布置形成完整的三维模型, 有着强大的联动修改功能减少了制图人员的工作量, 各个专业的设计集中展示在同一个三维空间, 解决了单专业和多专业之间的协同优化问题。

当前 BIM 从业人员多数缺少现场施工经验, 而现场技术人员又未掌握 BIM 技能, 不能很好地将机电安装专业知识很好地与 BIM 技术相结合。当前基于 BIM 技术的管线综合研究应用也大多侧重于工程应用展示, 并没有系统表述如何具体应用 BIM 技术进行管线综合。族是三维模型搭建的基础, BIM 中的族库的族类型短缺特别是暖通专业的设备更新速

度太快, 制图人员掌握不好族的创建问题阻碍了建模的进程。本文以某办公楼的暖通工程为例介绍了该工程的新型系统结构, 采用 BIM 技术搭建建筑的三维模型创建了空调蓄能水箱的设备族更新了族库, 优化处理管道碰撞问题。

1 暖通系统设计

以某地办公楼为实例进行模型搭建, 该建筑地上 5 层地下 1 层, 其总建筑面积为 5450m² 地上面积 4583m² 空调面积 3815m², 主要以办公为主。本工程机电系统包括了送排风、冷热水(地板辐射)、冷却水、生活用水、消防喷淋及通风、照明等多个系统管线。主要以送排风、冷热水(地板辐射)的暖通工程进行全面细致的模型搭建并进行相应的深化设计。

建筑运营是能源密集型的, 并且约占世界最终能源消耗的三分之一。该办公楼空调系统与常规系统有所不同, 该系统充分利用调峰蓄能技术降低建筑能耗, 蓄能技术的实质是利用低谷期将机组产生多余的冷热量储存起来, 在用冷用热的高峰期将其释放出来, 以保证机组的稳定运行以及解决负荷的波动问题^[3]。该办公楼空调系统是冬夏季两个相对独立的系统, 对两个冬夏季系统如图 1、2 所示, 详细介绍如下:

(1) 夏季制冷模式主要是靠干式末端+新风机组进行制冷, 而干式末端即辐射地板, 在机房中冷凝器的热量直接经过冷却塔将其带走, 蒸发器产生的冷量经过蓄能水箱进行蓄冷, 蓄冷冷量供应给新风机组, 新风机组对回风和室外空气进行处理向室内送新风。同时地埋管和辐射地板之间形成一个循环回路, 室内热量经过与辐射地板中的介质进行换热, 介质经过地埋管在地下循环进行换热, 将部分热量带走形成低温水再次进入辐射地板中形成回路。通过干式末端和新风机组组合的制冷模式, 使夏季的室内温度达到温湿度适中的效果。

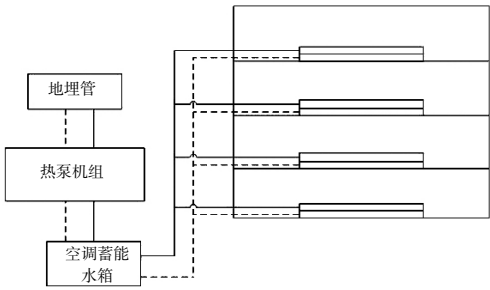


图 1 冬季系统流程图

(2) 冬季由地源热泵向辐射地板供应热水，冬季时整个循环采用地源热泵制热，地源热泵制热经过蓄热水箱蓄热，再供给辐射地板进行采暖，冬季新风机组将不运行。

2 三维模型搭建

近几年的建筑形式各异，对内部的系统如空调系统要求也有所提高，系统形式比以前相对复杂，仅靠二维图纸表达比较复杂，与施工人员交流时不够直观。BIM 技术可以将以往的平面心跳转换为一种三维的立体实物展示给施工人员，使得项目设计、运营过程的沟通更加的容易方便。比如：管井的分集水器的连接比较复杂，二维平面需要另画一张图纸解释具体的连接方式。

2.1 风、水系统建模

使用 Revit MEP 搭建风系统和水系统的三维模型，Revit MEP 中有 HVAC 系统可以通过拖动屏幕上任何视图中的设计元素来修改模型，在楼层平面视图中工程师可以点击风管（水管）按钮按照导入的二维平面图进行布置，查明各个风管的标高、尺寸等参数，在属性菜单栏中对风管（水管）的偏移量、系统类型、参考标高等进行设定以便于之后的风管（管道）位置的优化调整，这些参数发生相应的变化后，所有的模型视图及图纸都能自动协调的进行变更，因此能够提供更为准确一致的设计。在搭建水系统时，由于系统采用的地板辐射采暖，在每层的分集水器的路数是根据设计人员设计的，个别分

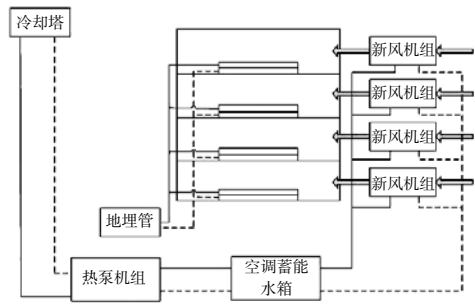


图 2 夏季系统流程

集水器需要制图人员根据实际的工程设计需求对族库中的分集水器族参数进行修改，同时也要注意辐射盘管的管径以及间距等参数。最终搭建的风管（水管）系统的三维模型如图 3、4 所示。

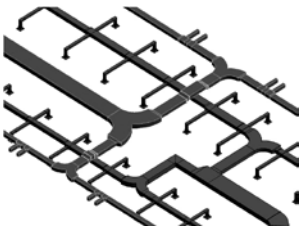


图 3 风管系统模型

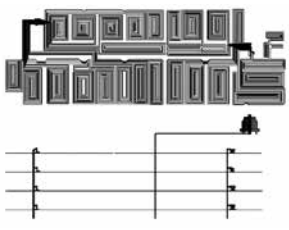


图 4 管道系统模型

2.2 机房建模

机房建模前，要统计机房内选用的设备型号、管路连接方式、管路附件连接方式等，最好与现场安装人员协同确定。BIM 技术搭建模型不仅仅是简单的对三维模型进行可视化展示，它还包含了许多参数信息，本工程的主要设备有热泵机组、冷却（冻）水泵、分集水器、空调蓄能水箱以及地源侧分集水器等，详细的设备参数信息见表 1。

机房、管线建模可与楼层管网深化同步进行，但优化调整应在楼层管网深化后进行。机房深化时，模型建立要完整，机房内设备型号、管路连接方式、管路附件连接方式以及设备族的参数应根据实际的工程搭建，如没有符合的族，可以用其它类似的族

表 1 设备参数表

设备名称	设备规格型号	配电功率 kW	流速 /(m ³ /h)	扬程 /m	备注
夏季用户侧循环泵	KQL65/150-0.37/4	0.37	11	6	立式水泵
冬季地源侧循环泵	KQL65/235-1.5/4	1.5	14.1	17	立式水泵
夏季冷却塔循环泵	KQL80/250-3/4	3	25	20	立式水泵
冬季用户侧循环泵	KQL65/160-0.55/4	0.55	12.5	8	立式水泵
冷却塔	LBCM-LN-65	1.5	60		进出水温 35/30
蓄能水箱	6500×6000×4000				163m ³
热泵机组制冷（热）量	SNHPUK-126	23.4 /26.9			冷凝器进出水温度 28/33（35/45） 蒸发器进出水温度 10/5（21/11）

代替应留一定富余空间,也可以自己创建族更符合实际要求。在本工程的设备中空调蓄能水箱是根据办公楼的负荷确定的尺寸与容量,所以族库中没有相似的蓄能水箱,设计人员自行创建了空调蓄能水箱族其三维图如图 5 所示。将创建好的空调蓄能水箱调入族库中,与其他的设备相连接,形成的机房三维模型图如图 6 所示。

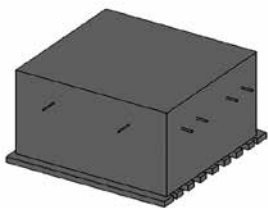


图 5 空调蓄热水箱三维图

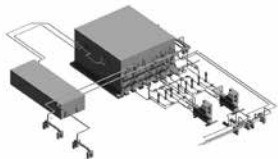


图 6 机房三维模型图

3 管道综合优化

传统的 CAD 图纸只能显示平面图形,标注相应的标高但实际的工程中管线错综复杂,在二维图中设置的标高都是以管子的中心线为起点到相应楼层平面的距离。这就将管子看做了一条直线忽略了其管径,导致在施工过程中要不断的修改方案,耗费了大量的财力物力。甚至在传统的施工过程中有时还会需要付出几十万、乃至几千万的代价来弥补由设备与管线之间相互的碰撞等引起的拆装、返工和浪费。利用相应的 BIM 技术可以进行管线的三维碰撞检查,工程师可以采用 Navisworks 打开搭建的暖通模型来检测碰撞点返回到 Revit 中进行相应点的碰撞修改,经碰撞检查后的模型,不仅可以消除施工过程中的硬碰撞、软碰撞从而减少实际工程阶段存在的错误以及返工的可能性,而且可以净化管道的空间以及管线的排布方案,在进行工程对接时提高与施工人员交流能力以及效率进一步的提高施工的质量达到最终的优化效果,节省时间及财力^[4]。下图是建模过程中的碰撞检查以送风管和回风管的碰撞为例:

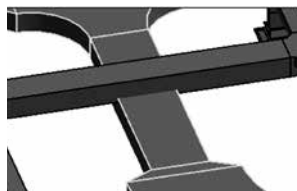


图 7 调整前

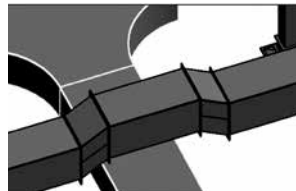


图 8 调整后

我们设置的送风管偏移量为 3200mm,回风管的偏移量为 3400mm 虽然偏移量有差距但可以发现管道之间有碰撞现象的出现如图 7 所示,这时我们就要进行碰撞调节以检查的该碰撞点对 Revit 模型进行碰撞调节,为防止整个回风管的偏移量提高,可以进行风管桥的搭建,达到调节后的效果即可如图 8 所示。

4 结论

BIM 技术的应用是建筑行业的新趋势,在暖通行业有着重大的发展前景,BIM 技术将原来单纯的设计阶段转换成设计与实践相结合的应用阶段,为暖通行业带来了基本的技术保障以及经济效益,减少了施工现场的材料损失和返工时间。为了更好地应用 BIM 技术体现出它的价值,我们应该将该技术贯穿到整个暖通的建筑生命周期中,及时的发现建筑施工中的问题,以便于快速的处理提高整个生命周期的运营效率。BIM 技术在我国还有很大的发展空间,相信在将来会成为暖通行业的首选技术。

参考文献

- [1] 刘应周 .BIM 在某公建项目安装工程中的应用研究 [D]. 天津大学 ,2013.
- [2] 张景超 .BIM 技术在建筑机电工程综合管线施工中的运用 [J]. 建筑工程技术与设计 ,2018,(4):2274.
- [3] 张若瑜,吴晓庆,王海超.蓄热技术在室内区域供热系统中的应用及技术经济分析 [J]. 建筑工程技术与设计 ,2018,(24):4219-4220.
- [4] 欧阳志 .BIM 技术在暖通空调施工中的应用探讨 [J]. 智能城市 ,2018,4(17):110-111.

CFD 数值模拟在大型城市绿地公园热环境中的应用研究

张明杰¹, 杨玉锦²

(1. 昆山票友建筑科技有限公司, 昆山 215300; 2. 上海朗绿建筑科技股份有限公司, 南京 210023)

[摘要] 城市绿地公园对营建舒适微气候、提升城镇公共空间环境质量、提高居住满意度具有重要意义。CFD 数值模拟方法有助于了解城市绿地公园热环境的详细情况, 对设计更具有指导意义。本研究首先梳理分析了可用于植物模拟的不同软件特性, 针对城市大型公园热环境分析的要求选择使用 PHOENICS 和 ENVI-MET 作为适宜的研究工具; 以两个大型城市绿地公园为例, 展示了 CFD 模拟研究方法在绿地公园热环境状况研究中的应用。

[关键词] 城市绿地公园; 城市热环境; 微气候; 冷岛效应; 植物模型

0 引言

在城市规划、小区规划及建筑组团设计中, 合理运用规划和设计手段对创造健康宜居的城市物理环境, 实现节能和低碳城市目标具有重要意义^[1]。研究表明, 规划设计中合理配置植被、水体等景观要素, 可以调节改善城市微气候^[2]。城市公园作为城市基础设施的重要组成部分, 既能展示城市风貌, 提升城市品质, 又有助于改善城市环境, 缓解城市热岛效应。面积在 50hm² 以上大型城市公园绿地^[3]更有利于城市植被、水体等自然景观的有机整合, 其对城市局部热环境的影响效果值得深入研究。

由于大型城市公园的区域覆盖广、空间环境复杂, 且植被对环境的调节能力有明显的季节性差异, 实地测试难以全时空覆盖。采用数值模拟方法可相对经济、快捷地获得更多区域范围和时间段内相对准确的环境数据, 便于研究者对比分析不同工况或设计策略下的案例。现有对城市大型城市公园的研究以实测研究结合模拟方法为主。如晏海等^[4]针对北京奥林匹克森林公园的移动路线观测法调查研究中发现, 公园区域比周围城市环境拥有更低的空气温度和更高的相对湿度, 尤其在午夜时公园的降温效应最为明显, 最大降温强度达 4.8℃。周忠胜等^[5]对南京滨江公园气象数据进行了定量监测, 结果表明绿地的温湿度调节能力具有较显著的季节性差异。方小山^[7]在广东天鹿湖郊野公园的全白天实测、热舒适问卷调查及模拟研究中, 探讨了亚热带湿热地区郊野公园游客活动区在全年春、夏、秋三季室外微气候的主要特征及景观设计因子对郊野公园室外热环境的影响, 从营造室外热舒适环境的角度提出气候适应性设计策略。

目前可用于研究植被热环境数值的模拟软件按照模型类型不同可以分为能量平衡方程模型 (Energy

Balance Models, EBM) 与计算流体力学 (CFD) 模型两类。基于 EBM 的软件可快速计算出整体环境的相关物理量, 适合快速校核评价。但由于 EBM 对气流分布考虑不足, 不能给出环境分布参数或给出的结果较为粗略, 难以对实际工程给出具体指导^[8]。采用 CFD 方法可克服此不足, 帮助城市大型公园进行更加细致地设计和评价, 为景观小品设置和苗木科学配置提供依据。

本研究梳理了绿地公园 CFD 模拟研究方法, 通过讨论模拟分析所面临的计算简化模型完整度和软件参数设置简便度两方面问题, 针对相关模拟工具总结了具有操作性的方法; 以两个城市绿地公园热环境为案例, 展示了 CFD 模拟技术在城市大型公园热环境模拟分析中的具体应用。

1 工具方法^[9]

1.1 植物描述模拟选择

城市绿地公园中绿量大, 植物与温度、湿度、辐射、风速、污染物扩散等小气候因子发生密切联系, 能够产生复杂多样的微气候效应, 包括:

- (1) 植物可通过光合作用、呼吸作用, 实现二氧化碳和氧气的转换;
- (2) 植物可通过蒸腾作用影响环境的温度、湿度;
- (3) 树木冠层可削弱太阳的短波辐射, 有效降低环境温度;
- (4) 植物冠层产生拖曳力影响气流分布;
- (5) 植物对污染物有一定的吸附作用。

可计算植物对微气候影响作用的软件及其考虑效应详见表 1。

对植物微气候效应的解算完整度不尽相同。不同软件对上述效应的考量详见表 1。

从表 1 可见, 通用 CFD 软件在植物湍流效应方

表 1 不同软件对植物微气候效应的考量（作者自绘）

微气候模型		地表及建筑表面形式及材料	植物季节变化	植物辐射透射比	植物长波辐射	蒸腾作用	光合作用	植物湍流效应	植物模块对计算速度的影响
EBM 能量平衡模型	RayMan	×		√		×			较小
	SOLWEIG								
	CTTC	√					×		适中
	TEB-veg	×		√				×	
CFD 计算流体力学	PHOENICS	√	×					√	适中至强烈
	FLUENT								
	OpenFoam								
	STAR-CCM+								
	ENVI-met	√							

注：√表示考虑该影响，×表示未考虑

表 2 不同 CFD 软件的绿地景观要素模拟设置简便程度（作者自绘）

CFD 软件	土壤模型	植物模型			水体模型	网格划分
		理想植物形态	统计学模型	几何学模型		
PHOENICS	土壤模型可设置参数有限，编辑不便	等效多孔介质法，不考虑植物生物属性，设置较复杂	内置编辑模块 foliage，采用 LAI 描述冠层	——	水体模型可设置参数有限，编辑不便	正交网格
FLUENT			——			多种网格划分方式
OpenFoam						
STAR-CCM+						
ENVI-met	内置模型及数据库，编辑简便	——	内置模型及数据库，较简便			正交网格

面存在优势，而在辐射相关特性上有着明显不足。由于对植物模型的简化程度不同，不同软件加入植物后其计算速度变化有明显差异。文献 [8] 总结了理想植物形态法、统计学法、几何学法、测量表征法等不同的植物模块描述方式。除测量表征法外，其他方法在现有 CFD 模型中均有应用。理想植物形态将树木抽象为简单几何形体，对其生物属性不加考虑或简化为多孔介质，不同植物属性与孔隙率相关联，通过在动量和湍流方程中增加源 / 汇项的方法来研究植物的影响。统计学模型利用叶面积密度（Leaf area density, LAD, m^2/m^3 ）描述植物冠层，冠层内分层平均、水平均质、结构稳定。统计学方法建立的植物冠层模型缺乏植物形态几何特征更适合描述植物群落。几何学模型采用 LAD 描述植物同时也考虑了植物形态和植株位置等信息。LAD 与植物

蒸腾作用、吸附作用等存在一定量化关系。使用不同 CFD 软件采用的植物模块及其对下垫面其他要素的处理方式详见表 2。

1.2 模拟软件工具选择

城市绿地公园内部存在大量植株，考虑计算精确度和计算时长的平衡，适宜选用统计学模型。本研究选择内置有植物模型及数据库的 PHOENICS、ENVI_MET 软件作为计算分析的工具。PHOENICS 与 ENVI-met 的统计学法植物描述模块详见图 1，本研究典型植物 LAD 配置信息。

PHOENICS 是最早的商业化通用 CFD 计算软件。自 2014 版本后其增加了植物模块 Foliage，采用的植物描述方法为统计学方法，植物 LAD 随高度变化，水平均质。

ENVI-met 为城市三维微气候仿真模拟软件，

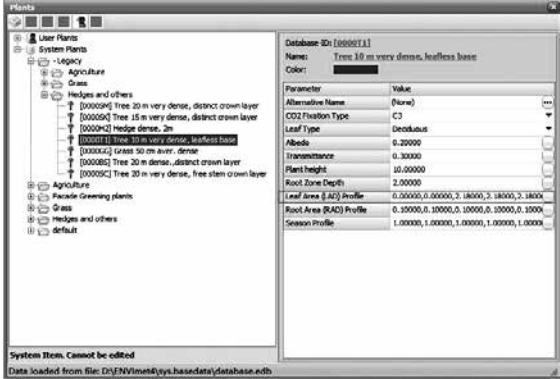
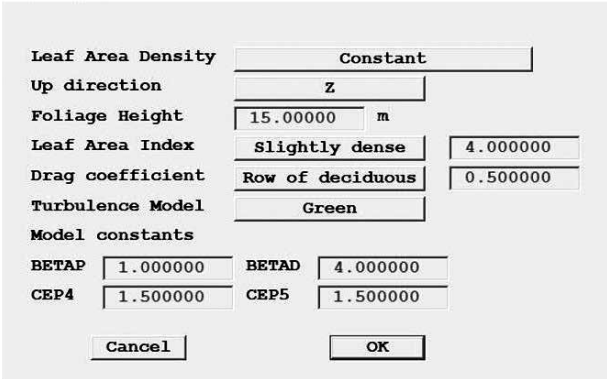


图 1 植物描述模块（依次为 foliage/simple plants）

其基于德国美因茨大学 Bruse 教授团队 20 多年的微气候仿真研究成果,具备城市微气候风、光、热、污染物等耦合计算功能。因其植物建模方便快捷且模拟功能强大,软件成为是目前城市室外物理环境研究领域应用最为广泛的工具。其植物模型包括基于统计学法的 Simple Plants 和基于几何学法的 3D Plants,前者在 Database 中进行编辑,后者提供了专用编辑工具 Albero。两类植物模块都考虑了植物蒸腾作用、光合作用等对热环境的影响。

2 案例研究

本研究分别以 PHOENICS、ENVI_MET 为工具具体展示 CFD 数值模拟在大型城市绿地公园热环境研究中的应用。

2.1 PHOENICS 在城市大型绿地公园风环境模拟中应用

2.1.1 案例概况

研究案例 A 为北方某严寒地区城市公园,见图 2 (左),总面积约 57.8 公顷。公园周边建筑密集,以 24m 以下的多层居住建筑为主。公园内部植被密集,围绕水体有大面积林地、草地,另有少量游园服务设施、小型广场,散点式分布公园各处。研究目的为了解公园内部的温度和风速分布情况。所建模型以城市公园为核心区,向周围扩展至少 1 个街区,见图 2 (右)。模型区域设置为 4800m×4000m×80m。



2.1.2 参数设置

模拟时刻选取在夏季 7 月 1 日中午 12 时,边界气象参数参照《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》。来流空气初始温度设置为 20℃;风向为 W-S, 10m 高度风速设置为 3.5m/s,边界梯度风法则选择为 log-law,地表粗糙度长度设置为 0.25。使用 PHOENICS 中太阳辐射 Sun 模块提取典型气象年气象数据文件中对应时刻辐射参数,见图 3。

2.1.3 结果及讨论

图 4 展示了 1.5m 高度水平面风速矢量分布,研究区域风速在 1.1m/s 以上。建筑街巷中尤其是垂直于主导风向的建筑街巷空间内部,受到建筑物阻隔作用,风速较小。在公园范围内乔木林则形成较大范围“风影区”,风速在 0.75 m/s 以下,衰减明显。为更为直观判别公园内部要素对于风速的影响,提取 ($x=2400\text{m}$) 处风速切片如图 4 (右) 所示。 $y=850$ 至 2500m 区间内风速衰减较为严重的位置,正对应了模型中建筑或乔木群要素。

图 5 展示了 1.5m 高度处平面温度切片。对比建筑群和公园植被周围温度分布可见,建筑周围温度较高而植物周围未出现此类现象,这可能由于建筑较为密集,风速衰减严重、湍流变化较为剧烈,形成了空气流动死角导致热量集聚所致。

为了综合判断区域内热舒适度情况,提取了 1.5m 高度热舒适指标 PMV 切片。设置人员衣着和

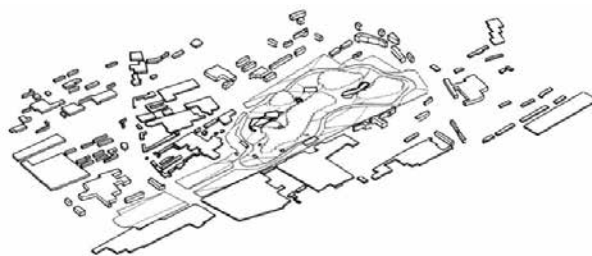


图 2 研究案例 A (左: 公园影像图; 右: 模型图)

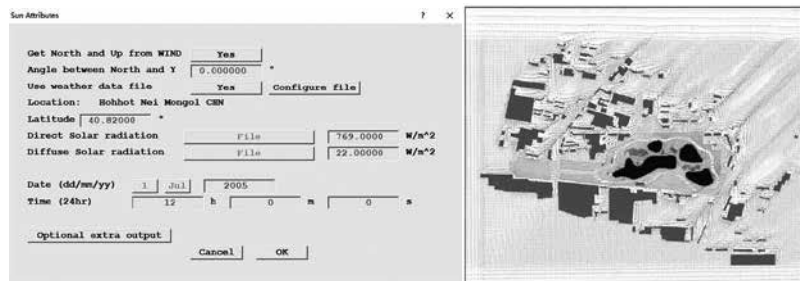


图 3 太阳辐射 Sun 模块

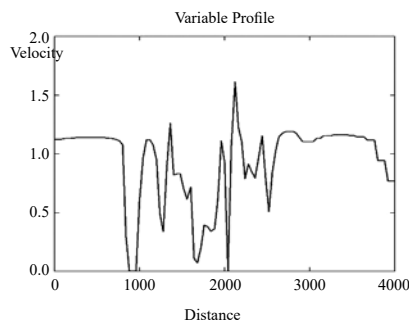


图 4 风速矢量图 / $x=2400\text{m}$ 处切片风速

散热均为夏季典型室外工况。结果显示,虽然公园风速有所下降,但整体的热舒适度较好,形成了较好的小气候。

2.2 ENVI-met 在城市大型绿地公园风环境模拟中应用

2.2.1 案例概况

研究案例 B 为西北寒冷地区一大型城市文化遗址公园,见图 6(左)。该公园位于城区内部,周边城市形态丰富,既有高密度历史街区,也有高层现代住宅小区。公园内部东西宽约 1.5km,南北长约 2.6km,总面积约 3.7km²,内部有开放广场、植物、草地、水体分布,绿地率高。因建筑文化遗址保护原因,该公园绿化以草地为主,场地较为开阔。案例模拟区域以城市公园为核心区,向四周扩展 400~600m;设置网格分辨率为 7m×7m。模型 domain 整体范围约为 4km×3km×0.2km,见图 6(右)。

2.2.2 参数设置

ENVI-met 采用耦合辐射的动态计算方法。模拟

以夏至日早上 7 时作为计算起始时间,模拟区域的整体气温会随着太阳高度角的增加而增大,取 12 时的状态作为模拟结果。为加快逼近真实值,按照《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》设置初始温度 30.6℃,相对湿度 58%,选用温湿度壁面边界条件为 Forced。风向为 NNE,10m 高度风速设置为 2.5m/s。ENVI-MET 会考虑大气和下垫面的同时影响对边界赋值。夏季太阳辐射强度实时动态变化,ENVI-met 也会每秒动态输入太阳辐射强度值,见图 7。

2.2.3 结果及讨论

图 8 展示了中午 12 时的 1.5m 高度处平面温度和风速切片。

结合图 8 可见因该绿地公园中高大乔木总量较小且较分散,降温效果并不显著;曝晒的公园空旷区域日间升温明显,仅水体下风向处温度相对较低;而周围高密度建筑群的街峡里,由于天空开阔度较小,局部阴影分布较多,辐射得热相对较小,温度

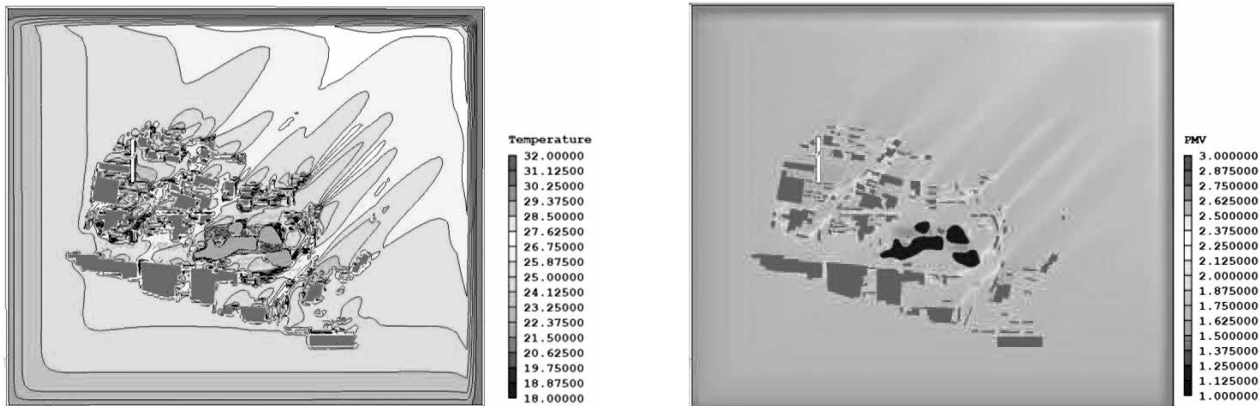


图 5 温度分布图 /PMV 分布图



图 6 城市绿地公园 02 (左: 公园影像图; 右: 模型图)

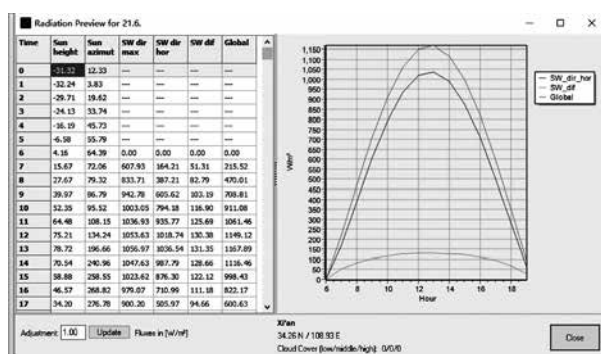


图 7 ENVI-met 太阳辐射输入模块

较公园较低。从温度分布的形态上明显看出，其与风速和辐射均有明显关联性。ENVI-met 不但较好描绘了风环境特征，还可更好呈现辐射对热环境的动态影响。

3 结论

大型城市公园作为城市的重要文化窗口和室外活动场所，既能展示城市风貌，提升城市品质，又有助于改善城市环境。其对城市局部热环境的影响效果值得深入研究。本研究在对现有模型、软件进行了综合评价分析基础上，针对大型城市绿地公园的尺度大、绿化率高的特点，认为 CFD 数值模拟方法更适用与研究城市绿的公园微气候。其中统计学植物描述法建立的植物简化模型较适用于植物群落，在大型城市绿地公园中应用性更强。

据此，本文在现有模型、软件中，选择了已经过国内外研究校核的 PHOENICS、ENVI_MET 软件作为工具，通过对林木、草坪这两种不同主动配植方案下的大型城市绿地公园模拟为例，具体展示了 CFD 数值模拟技术的应用方法。CFD 模拟方法能够充分展示不同区域位置的环境参数，有助于为大型

城市绿地公园的规划和景观设计提出指导策略。

从模拟结果来看，两类配植方案下绿地公园的内部环境和其对周边影响作用均存在显著差异。耦合了动态太阳辐射计算的 ENVI-met 模型可以输出逐时数据，对了解、预测大型城市公园及其周边的微气候昼夜变化具备重要参考价值。

参考文献

- [1] 刘加平. 城市环境物理[M]. 中国建筑工业出版社, 2011.
- [2] 林波荣. 绿化对室外热环境影响的研究[D]. 清华大学, 2004.
- [3] 顾超. 谈超大型城市公园及其交通系统规划[J]. 上海建设科技, 2011,(2):24-27.
- [4] 晏海, 董丽. 城市公园绿地对周围城市环境的降温效应及其影响因子研究[A]. 中国风景园林学会 2017 年会论文集[C]. 中国风景园林学会, 2017:8.
- [5] 周忠胜, 卫笑, 魏家星, 张明娟, 张文豹. 南京滨江公园绿地冬春季温湿度调节能力研究[J]. 中国城市林业, 2017,15(04):16-20.
- [6] 方小山. 亚热带湿热地区郊野公园气候适应性规划设计策略研究[D]. 华南理工大学, 2014.
- [7] 杨玉锦. 园林绿化对城市小气候影响的评价模型[A]. 风景园林与小气候——中国第一届风景园林与小气候国际研讨会论文集[M]. 中国建筑工业出版社, 2019.
- [8] 杨玉锦. 绿化对室外热环境影响的理论模型与分析工具[A]. 2018 国际绿色建筑与建筑节能大会论文集[C]., 2018:6.
- [9] 杨玉锦. 园林绿化对城市微气候影响的评价模型研究[A]. 2018 国际绿色建筑与建筑节能大会论文集[C]., 2018:6.

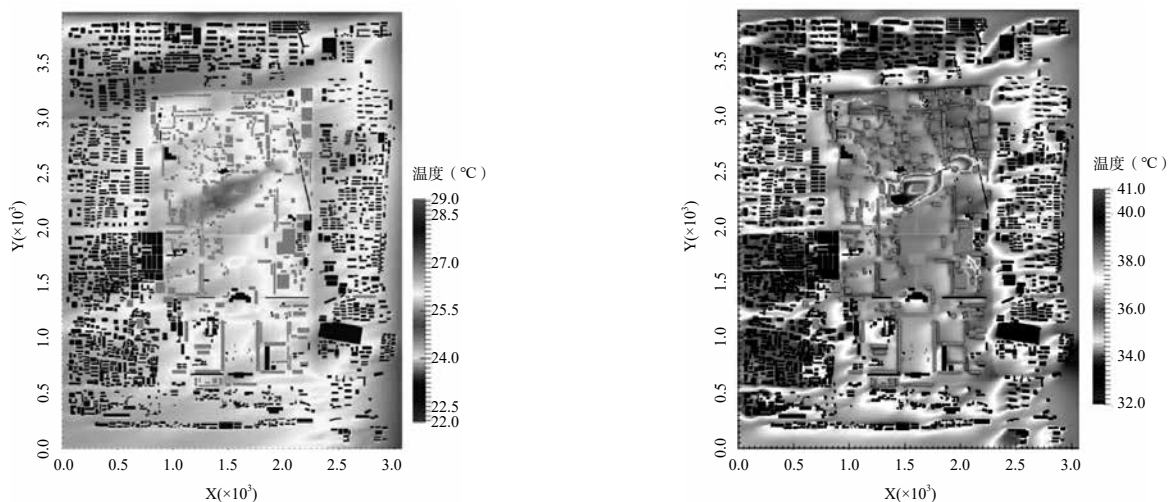


图 8 模拟结果图

ENVI-met 在居住小区微气候模拟中的应用研究

蓝洪宁¹, 杨玉锦²

(1. 香港中文大学未来城市研究所, 香港 999077; 2. 上海朗绿建筑科技股份有限公司, 南京 210023)

[摘要] 数值模拟是室外微气候研究领域的一种重要研究手段, 其可与理论推导、实验测试相结合, 以经济、方便的方式获得较为可靠的结果, 而 ENVI-met 作为常用的三维城市微气候仿真软件, 其研究成果逐年递增。居住小区作为城市居民的一种新的居住形式, 其微气候与居民的生活健康息息相关, 如何更好的改善居住小区室外热环境显得尤为重要。针对国内外居住小区微气候研究, 本文以三维城市微气候仿真软件 ENVI-met 为例, 介绍其发展与国内外应用背景, 分析其研究进展及方向, 并对现存问题进行讨论, 以期更全面地了解其未来应用前景。

[关键词] ENVI-met; 居住小区; 数值模拟; 微气候

1 居住小区微气候研究中的数值模拟工具及其不足

居住小区绿地具有调节温湿度、缓解热岛效应等重要功能, 合理实施居住小区室外绿地空间建设, 是改善城市人居环境的有效途径^[1]。探讨居住小区微气候属性特征与热环境调控效应之间的关联, 以科学指导居住小区室外环境建设工作, 已逐渐成为相关学科的关注热点^[2-3]。

实测和模拟是目前量化研究居住小区微气候的两种常用手段。在工程研究与应用领域, 数值模拟以其便捷性、经济性更受青睐。现有相关数值模拟工具种类较多, 根据其模型类型可分为集总参数工具和分布参数工具^[4]。集总参数工具主要依据能量收支平衡建立的简化模型将研究区域作为整体进行评价, 如区域热岛强度评价; 分布参数软件工具则主要基于计算流体力学 (CFD) 等理论对不同的空间位置分别求解。由于分布参数模拟可以求得具体位置的环境参数信息, 因此对规划设计更具指导意义, 在《绿色建筑评价标准》中被广泛应用。

目前工程领域中, 在模拟计算时往往只考虑建筑物形态, 对居住小区内的多种下垫面类型, 如草地、树木、水池、喷泉及建筑等地面材质缺乏考虑。而事实上, “植物的蒸腾作用和水分的吸热 (喷泉的蒸发吸热) 对于热环境影响显著”^[5], 因此不能被随意简化或省略。

目前工程领域常用的 CFD 软件如 Fluent 和 PHOENICS, 对绿化亦具备一定分析能力, 其将乔木等植被对气流的阻碍和衰减作用, 通过多孔介质条件进行设定, 利用孔隙率来体现植物特性。但该方法只考虑到了流体影响, 对实际热环境特别是人体热舒适度产生较大的影响的高度动态变化的太阳辐射等辐射因素很难在此类软件模拟中进行耦合。此外, 植物蒸腾作用等不能在这类软件模拟结果中体现, 相关结果可能存在较大误差。

由于常用的 CFD 软件在动态辐射和流体计算的耦合上以及植物模型的处理上存在明显不足, 而居住小区中的绿地率高达 30% 以上, 因此目前工程常用 CFD 软件事实上难以对建成环境给出理论上可靠的预测。

2 城市微气候仿真软件 ENVI-met 介绍

由德国美因茨大学地理系 Michael Bruse 教授团队开发的 ENVI-met 软件是目前全球应用最为广泛的城市微气候模拟研究工具。该软件基于计算流体力学和热力学的相关理论, 结合了气候学、农业科学等相关学科知识, 主要用于模拟城市区域中小尺度下垫面、植被、建筑和大气的作用。与通用 CFD 软件相比, ENVI-met 准确把握了风和太阳这一微气候中的两个主要驱动力, 将辐射模型较好的与湍流模型关联, 实现了动态的耦合分析。此外, ENVI-met 由于其包含了较为完整的建筑材料库、植物模型库, 具备污染物模拟、室外热舒适度计算等实用功能, 同时对模型、网格等 CFD 模拟中容易导致不收敛的因素做了强制简化、鲁棒性较强, 因此适合居住小区微气候的模拟研究。

ENVI-met 软件自 1998 年开发至今已有 21 年时间, 其最新版本为 ENVI-met Winter1819, 版本号为 4.4.2。软件主要包含建模工具 SPACE 和 MONDE、参数设置工具 ENVIGuide、材料库 Database、三维植物库 Albero、求解器 ENVI-met、热舒适度计算器 Biomet 和后处理器 LENOADO 等, 见图 1, 同时, 其基于 Rhinoceros & Grasshopper 平台的 Dragonfly 插件可以通过调用 ENVI-met 进行参数化性能模拟。软件可实现城市热岛、污染物扩散沉积、空间辐射、植物热湿作用、立体绿化、水体喷泉、各类下垫面对微气候影响作用的模拟, 适宜的时间步长为 1~5s, 水平分辨率为 0.5~5m。

目前, 国际上使用 ENVI-met 的研究方向主要

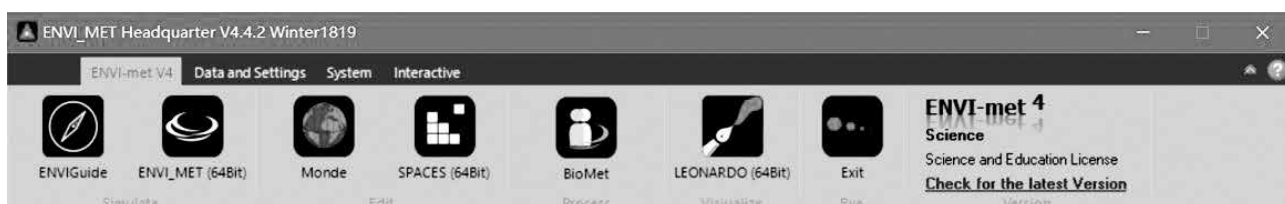


图1 软件模块

分为三种：软件准确性研究、城市热环境模拟研究和城市风环境及大气污染物分布研究，具体分析如下。

2.1 软件准确性研究

该研究主要针对空气温湿度、风速等气象参数，将研究区域环境参数的实测值与软件模拟值进行对比，以验证 ENVI-met 模拟结果的准确性。Lahme 等^[6]将选定区域内几个典型位置处温度的实测值和模拟值进行比较后发现软件在没有嵌套网格的情况下依然具有很高的准确性。Peter 等^[7]认为 ENVI-met 在 CFD 类软件一般要求的网格独立性测试表现失败，但网格独立性造成误差的数量级小于相关缓解策略带来的变化，因此缺乏网格独立性未必导致研究的失效。S.Tsoka^[8]参考了 Scopus 数据库中多达 189 篇使用 ENVI-met 作为研究工具的论文，对其数据分析结果进行了统计，总结得出 ENVI-met 是一个有效的微气候研究工具。

2.2 城市居住区热环境模拟研究

Bruse^[9]运用软件模拟了城市整体和局部更新的环境效果，同时引入 dPET 以综合表述环境变化对人体热感觉的影响。一部分研究指出增加街道峡谷高宽比，减小天空视角系数可降低辐射量从而改善舒适性^[10-14]。在建筑形态研究方面，Berkovic 等^[15]研究了围合型院落比例和开口等因素对院落内热环境的影响，结果表明热舒适性与平均辐射温度关系明显，后者主要由庭院内阴影面积决定。相当一部分研究集中关注绿地对微气候的影响，包括绿化量和绿化形式。Huttner 等^[16-17]研究表明在热压情况下树木灌溉不足反而会恶化高温和辐射下的热环境。绿地遮荫降温作用在部分研究中得到了验证^[18]。Lee H 等^[19]使用 ENVI-met 研究了德国西南弗莱堡地区树木和绿地对居住区热应力的改善作用。Vanessa^[20]的研究则认为植物对微气候的影响仅限于植物周边环境，对城市环境改善有限。采用 ENVI-met 作为模拟工具的研究成果，为城市居住区热环境的进一步改善策略提供了具体的参考依据。

2.3 城市风环境及大气污染物分布研究

ENVI-met 与通用流体力学软件的区别在于其不仅能实现对城市风环境的模拟，还能设置不同类型

的污染源，同时兼顾植物对污染物的沉降吸附作用，因此能较为准确地反映污染物在大气中的分布情况。Krüger 等^[21]研究了街道氮氧化物的扩散与街道朝向和风向之间的关系，结果表明污染物浓度与街道通风效果显著相关。Jesionek 等^[22]发现垂直于风向的街道污染物浓度低，街道高宽比越大污染物浓度越高，植物对颗粒物的沉降有明显作用。

3 ENVI-met 在我国居住小区微气候研究领域的应用

3.1 不同发展阶段

2004 年林波荣在博士论文中^[1]提及 ENVI-met 软件。虽然其并未采用 ENVI-met 进行案例研究，但在理论上详尽地探讨了绿化模拟评价的原理方法，包括部分 ENVI-met 内核原理，证明作者对软件有过深入了解。王振^[23]在博士论文应用 ENVI-met 对夏热冬冷地区街区层峡进行了模拟计算，该文是国内最早公开发表的将 ENVI-met 作为研究工具的论文。2009 年杨小山对室外热环境进行了模拟分析^[24]，验证了 ENVI-met 在华南湿热地区的适用性和稳定性，并形成了较完善的 ENVI-met 应用研究模式。2013 年陈铖^[25]对软件中垂直网格、嵌套网格和边界条件设置进行了校验。2015 年张伟^[26]结合了城市形态和园林形态评价指标使用 ENVI-met 对抽象理想居住小区模型进行了分析对比研究，并在国内首次完整展示了 ENVI-met 的全部主要功能。

此后，国内学者使用 ENVI-met 的应用研究成果数量不断增加。Dian Z 等^[27]使用 ENVI-met 对西安典型居住小区的建筑密度、建筑形式、植被系统设计进行了研究。李晗等^[28]使用模拟手段对住宅小区建筑布局形式对微气候影响进行了分析，结果表明不同建筑布局的微环境存在较大差异，围合式和行列式建筑布局比点群式更易产生热岛效应。根据中国知网的统计结果，2010~2018 年以 ENVI-met 为主题的中文文章已多达 108 篇，其中超过 72% 是在 2016~2018 年期间发表。而根据 S.Tsoka 对 Scopus 数据库 280 篇英文文献统计，超过 77% 的文章是在近五年内完成，其中三分之一来自亚洲，而在亚洲至少 60% 的研究文章来自中国。

3.2 当前应用方向及现存问题

目前我国以 ENVI-met 作为研究工具的微气候

研究主要方向有：（1）城市热岛分析与街区尺度的热舒适度研究；（2）城市街道污染物扩散传播机理研究；（3）城市形态与城市微气候的关联性研究；（4）城市大型园林景观设计对城市物理环境的改善作用量化研究；（5）ENVI-met 与建筑能耗模拟软件的结合应用；（6）居住区热环境的改善策略研究。在这些研究中 ENVI-met 多被认为是有效的分析研究工具，为相关研究带来了巨大帮助。

城市微气候是大气环境和室内环境的联系体，因此室外微气候模拟研究获得建筑周边环境数据对室内建筑环境的模拟计算输入取值至关重要。城市远郊气象站的典型气象年数据可能难以反映建筑周边实际常年环境。目前已有研究者尝试将 ENVI-met 与建筑能耗模拟软件结合^[29]。蓝洪宁^[30]使用 ENVI-met、PHOENICS 和 EnergyPlus 对广州骑楼室内热环境进行模拟，发现有无室外热环境下室内热环境数据存在明显差异且不能忽略。

笔者团队自 2012 年开始研究 ENVI-met，除将其作为微气候模拟应用工具外，对其模拟内核进行过深入解析，并与软件开发团队有着长期密切合作。在国内外交流中，我们也发现了很多 ENVI-met 软件自身不足及使用者操作中常存在的问题，在此进行总结梳理，以期帮助研究者避免错误或误区。

3.2.1 软件选用不当

ENVI-met 是专为小尺度微气候研究建立，其主要内核模型架构和经验参数均来自于已有微气候研究成果，不确保适用于大尺度区域。软件最小水平分辨率为 0.5m，最大水平分辨率为 10m。实际对街道尺度建模宜在 5m 以下，以确保空间形态和计算模型的平衡性。当尺度超出微气候研究范围（水平尺度 0.1m~1km）时，大气系统对环境的影响会随着模拟区域的扩大而明显，此时选用小尺度模型非但优势不明显，还会产生过大的计算量。若研究模拟范围内存在山体、海洋等区域气候因素，微气候模型也无法对山谷风、水陆风等形成和作用机理完整考虑。因此模拟研究开始前，研究者需要对照基本概念定义研究范围，选择合适的工具、方法。

3.2.2 几何模型和软件模型理解缺失

不少此前从未使用过 CFD 软件的跨专业研究者，未了解计算流体力学基本原理，将三维简化模型和计算模型划等号。典型错误出现在使用 ENVI-met 研究垂直绿化、屋顶绿化的文章中——将几何模型中位置靠近建筑表皮植物作为屋顶或垂直绿化进行所谓立体绿化的环境影响模拟。这类文章数量众多、结论荒谬，对基本原理的无视令人触目惊心。根据国外研究统计，采用该错误方法得出的

屋顶绿化对空气温度峰值改善的中位数高达 1.5℃，而正常模拟研究得到的地面绿化的改善效果中位数仅为 0.65℃，最大值也未超过 1.0℃。即如前述立体绿化模拟方法成立，则会到一条明显不符合实际的结论：树木种在屋顶比种在地面更好，其对人行高度的温度改善作用将增大到 2.3 倍以上。国内一些研究者以同样完全错误的方法，号称屋顶绿化能让地面降温最大 0.55℃，平均降温强度可达 0.25℃，并延伸认为街区尺度屋顶绿化产生的“冷岛”可从屋面扩散到地面空间。甚至有部分研究者无视模拟中显而易见的问题，对结果强加解释^[31]。

根据笔者不完全统计，仅存在这一类错误的国内论文数量已超过 2 位数，占过去 8 年内软件相关文章总数的 10%！在所统计的 41 篇犯该类错误的英文文献中，国内研究者也占据绝对多数，且这类研究多数由国家自然科学基金支持。这种情况值得警惕和反思。不过，2018 年 11 月 ENVI-met 发布了立体绿化模拟模块，该模块可模拟包括容器式、藤蔓式等各种类型建筑垂直绿化及屋顶绿化。

3.2.3 缺乏验证环节

目前很多国内研究文章的研究欠缺软件工具验证部分。研究者对 ENVI-met 软件的验证问题也普遍较为困惑。城市微气候模拟结果不但与城市下垫面的情况有关，也极大地受城市所在地理位置的气候影响。而 ENVI-met 所采用的计算模型或经验参数虽然均有验证，但一些计算模型的简化是否能满足城市微气候模拟的多样需求、在某地测试总结得到的经验参数是否适合其他不同气候区域，都是值得关注的问题。ENVI-met 的模拟结果在我国东南、南方区域的亚热带湿热气候区已经通过了验证，在广州^[32]、深圳^[33]、南京^[34]等地的对比实测中表现较好，在一些北方城市也有部分季节的验证研究^[26,35]。部分研究者还对 ENVI-met 在一些具体研究领域的适用性做了分析，证明利用 ENVI-met 模拟三维植被温度场分布^[36]、地表温度^[37]、乔木对室外热环境^[38]及污染物^[39]影响的可行性。

3.2.4 忽略不同版本的算法调整

ENVI-met 软件每年冬夏各发布一个变化较大的新版本，历次算法微调或重要新功能均在冬季版发布。研究者需要关注并对比不同版本的计算差异。如其 2018 年冬季版本将默认二氧化碳本底浓度从 350ppm 调高至 400ppm，给出了新的墙壁粗糙长度计算方法并设为默认；默认湍流模型从 Mellor-Yamada 的修正版本改为了 Bruse/ENVI-met 的修正版本。研究者在同一个项目需避免跨版本，并尽量选择稳定可靠的软件版本。当必须跨版本操作时，除了注

意核对自定义设置,还要特别关注一些此前未关注参数的程序默认值是否发生变化。

3.2.5 模拟与实测的关系

一些研究者提出模拟值与实测值始终无法完全对应,这在微气候研究中其实是很正常的现象。可能的原因有:(1)模拟中参数选用不当、模拟范围选取不当、边界条件设置不当等;(2)模拟是在对已知条件简化的背景下得到值,而测量是在远比已知情况复杂的实际背景下得到的值,且受到仪器和操作误差影响,实测值未必可靠;(3)软件自身不支持该情况的模拟,如 ENVI-met 非多项模型,当气温降低过快或过低,模拟得到的相对湿度超过 100%。但依据现行的《民用建筑绿色性能模拟标准》,可认为这时出现凝结。

为了提高输入条件的准确性,当有场地入流侧实测数据时,可通过 full forcing 导入测试数据,将壁面边界条件设为 forced。在实测结论和模拟值的对比时,应对某一参数的不同变化趋势进行比较,而不是绝对值直接比较,亦可借助 SPSS 等分析软件进行统计比较。必要时要进行补测以帮助判定。

4 总结与展望

居住小区绿化植被丰富、空间多样,常用 CFD 软件难以对室外物理环境做出全面、有效预测。三维城市模拟软件 ENVI-met 综合了大气环境和下垫面作用将太阳直射辐射、散射辐射与 CFD 模拟较好耦合,除了下垫面和建筑表面参数外,还可以考虑植物、水体等景观要素的多重影响,可用于包括居住小区在内的城市室外风环境、热岛强度、室外幕墙光污染等数值模拟计算,已在国内外有着广泛应用,帮助产生了大量研究成果。

我国研究者对该工具的使用虽然起步较晚,但发展迅速,且研究方向多样。在软件的本地有效性验证方面,华南地区、东南地区的研究者开展大量工作证明了软件的地区适用性。ENVI-met 亦通过了国内研究者对其计算地表温度、污染物分布、三维植被温度场分布等参数的可行性研究。

ENVI-met 工具在当前的应用研究中也暴露出大量的问题,反思其形成根源,与很多跨专业研究者的基础背景不扎实有较大关系。一些问题的不断重复暴露也反映出目前整个微气候研究领域由于学科背景分散,文章缺乏严格的专业审核,研究成果层次不齐。微气候研究领域是综合性的交汇领域,研究者应狠抓理论基本功,不应过分依赖软件工具,而要科学对待数值模拟结果,掌握分析判断能力。

参考文献

[1] 林波荣. 绿化对室外热环境影响的研究 [D]. 清

华大学, 2004.

[2] 李晓峰, 张志勤, 林波荣, et al. 围合式住宅小区微气候的实验研究 [J]. 清华大学学报 (自然科学版), 2003, 43(12).

[3] 刘滨谊, 梅歆, 匡纬. 上海城市居住区风景园林空间小气候要素与人群行为关系测析 [J]. 中国园林, 2016, 32(1):5-9.

[4] 杨玉锦. 绿化对室外热环境影响的理论模型与分析工具 [C]. 2018 国际绿色建筑与建筑节能大会论文集, 2015:6.

[5] 中华人民共和国住房和城乡建设部, 民用建筑绿色性能计算标准 JGJ/T 449-2018 [S], 中国建筑工业出版社, 2018.

[6] Lahme E, Bruse M. Microclimatic effects of a small urban park in densely built-up areas: measurements and model simulations, ICUC5, Lodz, 2003:1-5.

[7] Peter J. Crank, David J. Sailor, George Ban-Weiss, Mohammad Taleghani. Evaluating the ENVI-met microscale model for suitability in analysis of targeted urban heat mitigation strategies [J]. Urban Climate, 2018, 26.

[8] S. Tsoka, A. Tsikaloudaki, T. Theodosiou. Analyzing the ENVI-met microclimate model's performance and assessing cool materials and urban vegetation applications-a review [J]. Sustainable Cities and Society, 2018.

[9] Bruse M. Modelling and strategies for improved urban climates: Proceedings, 1999.

[10] Ali-Toudert F, Mayer H. Numerical study on the effects of aspect ratio and orientation of an urban street canyon on outdoor thermal comfort in hot and dry climate, Building and Environment, 2006, 41(2):94-108.

[11] Emmanuel R, Rosenlund H, Johansson E. Urban shading—a design option for the tropics? A study in Colombo, Sri Lanka, International Journal of Climatology, 2007, 27(14):1995-2004.

[12] Taleb D, Abu-Hijleh B. Urban heat islands: potential effect of organic and structured urban configurations on temperature variations in Dubai, UAE, Renewable Energy, 2013, 50:747-762.

[13] Ketterer C, Matzarakis A. Human-biometeorological assessment of the urban heat island in a city with complex topography—The case of Stuttgart, Germany, Urban Climate, 2014, 10, Part 3(0):573-584.

[14] Taleghani M, Kleerekoper L, Tenpierik M, et al. Outdoor thermal comfort within five different urban forms in the Netherlands, Building and Environment,

2015,83(0):65–78.

[15] Berkovic S, Yezioro A, Bitan A. Study of thermal comfort in courtyards in a hot arid climate, *Solar Energy*, 2012,86(5):1173–1186.

[16] Huttner S, Bruse M, Dostal P, Using ENVI-met to simulate the impact of global warming on the microclimate in central European cities, 2008.

[17] Huttner S, Bruse M, Dostal P, et al. Strategies for mitigating thermal heat stress in Central European cities: The project KLIMES: Proceedings of the 7th International Conference on Urban Climate, 2009.

[18] Yu C, Hien W N, Thermal benefits of city parks, *Energy and Buildings*, 2006,38(2):105–120.

[19] Lee H, Mayer H, Chen L. Contribution of trees and grasslands to the mitigation of human heat stress in a residential district of Freiburg, Southwest Germany[J]. *Landscape and Urban Planning*, 2016, 148:37–50.

[20] LIM HUIMIN V, Measuring and modelling spatial variation of temperature and thermal comfort in a low-density neighbourhood in Singapore, 2014.

[21] Krüger E L, Minella F O, Rasia F, Impact of urban geometry on outdoor thermal comfort and air quality from field measurements in Curitiba, Brazil, *Building and Environment*, 2011,46(3):621–634.

[22] Jesionek K, Bruse M, Impacts of vegetation on the microclimate: modeling standardized building structures with different greening levels: Fifth Int. Conf. on Urban Climate, 2003.

[23] 王振, 夏热冬冷地区基于城市微气候的街区层峡气候适应性设计策略研究 [D]. 华中科技大学, 2008.

[24] 杨小山. 广州地区微尺度室外热环境测试研究 [D]. 华南理工大学, 2009.

[25] 陈铖. 天津大学校园夏季室外热环境研究 [D]. 天津大学, 2013.

[26] 张伟. 居住小区绿地布局对微气候影响的模拟研究 [D]. 南京大学, 2015.

[27] Dian Z, Yupeng W. Simulation Study of Urban Residential Development and Urban Climate Change in

Xi'an, China[J]. *Procedia Engineering*, 2017, 180:423–432.

[28] 李晗, 吴家正, 赵云峰, et al. 建筑布局对住宅住区室外微环境的影响研究 [J]. *建筑节能*, 2016(3).

[29] Yang X, Zhao L, Bruse M, et al. An integrated simulation method for building energy performance assessment in urban environments[J]. *Energy and Buildings*, 2012, 54:243–251.

[30] H.N. Lan, Y.F. Zhang. Effects of arcade street on indoor thermal environment of Qilou [C]. The 4th Asia Conference of International Building Performance Simulation Association, 2018.

[31] 岳小智, 尹海伟, 孔繁花, 陈佳宇, 刘梦茜. 基于 ENVI-met 的绿地布局模式对微气候的影响研究 —— 以南京市居住小区为例 [J]. *江苏城市规划*. 2018,(3): 34–40.

[32] 李坤明. 湿热地区城市居住区热环境舒适性评价及其优化设计研究 [D]. 华南理工大学, 2017.

[33] 吴昌广, 房雅萍, 林姚宇, et al. 湿热地区街头绿地微气候效应数值模拟分析 [J]. *气象与环境学报*, 2016, 32(5):99–106.

[34] 孙常峰. 基于 ENVI-met 的绿地对夏季热环境的影响研究 —— 以南京大学鼓楼校区为例 [D]. 南京大学, 2014.

[35] 张峻. 西安含光路街谷夏季小气候 ENVI-met 模拟方法研究 [D]. 西安建筑科技大学, 2017.

[36] 詹慧娟, 解潍嘉, 孙浩, 等. 应用 ENVI-met 模型模拟三维植被场景温度分布 [J]. *北京林业大学学报*, 2014, 36(4):64–74.

[37] 章勇. ENVI-met 模拟地表温度可行性研究 [J]. *池州学院学报*, 2017, 31(3):81–82.

[38] 刘之欣, 郑森林, 方小山, et al. ENVI-met 乔木模型对亚热带湿热地区细叶榕的模拟验证 [J]. *北京林业大学学报*, 2018.

[39] 王佳, 吕春东, 牛利伟, 等. 道路植被结构对大气可吸入颗粒物扩散影响的模拟与验证 [J]. *农业工程学报*, 2018, 34(20).

不同类型送风口理论计算与数值模拟

吴博宇, 蒋彦龙, 曹业玲

(南京航空航天大学, 南京 210016)

[摘要] 以某酒店会议室为载体, 通过理论计算对比不同类型送风口的效果。在其基础上, 应用 Airpak3.0 商用软件对不同送风类型的空调房间进行数值模拟, 验证理论计算结果。通过计算和模拟, 发现酒店会议室采用双层百叶侧送风效果优秀。

[关键词] 酒店; 送风口; 理论计算 数值模拟

0 引言

随着暖通行业的不断发展, 室内舒适性成为暖通行业的目标之一。空调房间选用不同的送风形式直接决定了不同的气流组织方式, 从而形成不同的速度场、温度场, 直接影响空调系统的效果。空调房间内合理的气流组织方式能有效消除室内的热湿负荷, 提高室内人员的舒适度, 从而提高工作效率^[1]。与此同时, 随着计算机大容量化和高速度化以及计算流体力学的发展, 使得在建筑空调系统设计中逐步普及采用 CFD 技术来预测气流组织、热舒适, 优化设计方案成为可能^[2]。本文通过以某酒店的会议室为例, 通过理论计算分析不同类型送风口的效果, 并应用 Airpak3.0 商用软件进行数值模拟。

1 建筑概况

选取某星级酒店会议室为例, 客房房间尺寸为: $282.24\text{m}^2 \times 5.4\text{m}$ (面积 $\times$ 高), 设计参数见表 1。通过斯维尔负荷计算软件进行建模计算得到房间冷负荷 (含新风) $Q=53.25\text{kW}$, 湿负荷 $W=0.01\text{kg/s}$ (其中一部分为新风湿负荷), 室内热湿比:

$$\varepsilon = \frac{Q}{W} = \frac{53.25}{0.01} = 5325$$

表 1 会议室设计参数

参数	数值
室内干球温度	26℃
室内相对湿度	60%
室外干球温度	35.8℃
室外相对湿度	54.8%

设定送风温差为 6℃。新风比为 15%, 露点相对湿度为 90%, 夏季一次回风处理过程如图 1 所示。

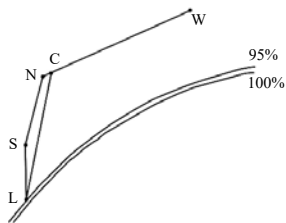


图 1 夏季一次回风处理过程图

根据热湿比及送风温差通过焓湿图得到各状态点参数如表 2 所示。

表 2 各状态点参数

参数	数值
送风点 O 温度	20℃
送风点 O 焓值	47.465 kJ/kg
回风点 C 焓值	63.923 kJ/kg
处理点 L 焓值	43.750 kJ/kg

根据负荷及各点焓值确定风量:

$$G = \frac{Q \times 3600}{(h_c - h_l) \times 1.2} = \frac{53.25 \times 3600}{(63.923 - 43.750) \times 1.2} = 7919 \text{ m}^3/\text{h}$$

2 理论计算

2.1 双层百叶风口

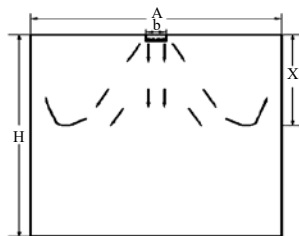


图 2 双层百叶送风图

紊流系数 $a=0.14$, 有效面积系数 $K=0.72$

要求射流射程 $X=5.4-2=3.2\text{m}$

确定送风速度:

$$v_s = 371 \frac{B H k}{G} \quad (1)$$

$$v_s = \frac{371 \times 16.5 \times 5.4 \times 0.72}{7919} = 3.0 \text{ m/s}$$

假定风口尺寸 $350\text{mm} \times 200\text{mm}$, 共 14 个实际送风速度

$$v_s = \frac{G}{3600 n f_s k} \quad (2)$$

$$v_s = \frac{7919}{3600 \times 14 \times 0.35 \times 0.2 \times 0.72} = 3.12 \text{ m/s}$$

等面积当量直径为:

$$d_s = 1.128\sqrt{f_s} = 1.128\sqrt{0.35 \times 0.2} = 0.298\text{m}$$

计算射流自由度:

$$\frac{\sqrt{F}}{d_s} = 53.2\sqrt{\frac{BHv_s k}{G}} \quad (3)$$

$$\frac{\sqrt{F}}{d_s} = 53.2\sqrt{\frac{16.5 \times 5.4 \times 3.0 \times 0.72}{7919}} = 8.29$$

无因次距离:

$$\frac{\Delta t_x \sqrt{F}}{\Delta t_s d_s} = \frac{0.5}{6} \times 8.29 = 0.69$$

查图得:

$$\bar{x} = \frac{ax}{\sqrt{F}} = 0.34 \quad (4)$$

校核射流长度:

$$A_r = \frac{g\Delta t_s d_s}{v_s^2(t_n + 273)}$$

$$A_r = \frac{9.81 \times 6 \times 0.298}{3.12^2 \times (25 + 273)} = 0.00604$$

由 A_r 查图^[3]得, $\frac{x}{d_s} = 27$, 因而:

$$x = d_s \times 27 = 8.05\text{m} > 3.4\text{m}, \text{满足射流长度要求。}$$

2.2 方形散流器

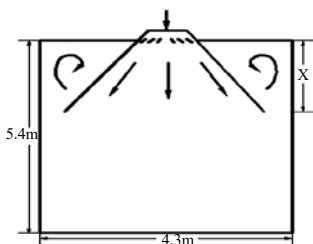


图3 方形散流器送风图

有效面积系数 $K=0.8$ ，将整个区域划分成 16 个小分区，每个小分区为 $4.3\text{m} \times 4.1\text{m}$ 。假定风口尺寸 $250\text{mm} \times 250\text{mm}$ ，共 16 个风口，实际送风速度根据式 (2) 得:

$$v_s = \frac{7919}{3600 \times 16 \times 0.25 \times 0.25 \times 0.8} = 2.75\text{m/s}$$

室内的平均风速:

$$v_{pj} = \frac{0.381nA}{[\frac{A^2}{4} + H^2]^{0.5}} \quad (5)$$

气流射程:

$$x = 0.75A_1 = 0.75 \times \frac{4.3}{2} = 1.61\text{m}, \quad n = \frac{x}{A} = \frac{1.61}{4.3} = 0.374$$

$$v_{pj} = \frac{0.381 \times 0.374 \times 4.3}{[\frac{4.3^2}{4} + 5.4^2]^{0.5}} = 0.11\text{m/s}$$

按送冷风情况, $v_{pj} = 1.2 \times 0.11 = 0.132\text{m/s} < 0.3\text{m/s}$, 符合要求。

等面积当量直径为:

$$d_s = 1.128\sqrt{f_s} = 1.128\sqrt{0.25 \times 0.25} = 0.282\text{m}$$

计算射流自由度根据式 (3):

$$\frac{\sqrt{F}}{d_s} = 53.2\sqrt{\frac{16.5 \times 5.4 \times 2.75 \times 0.8}{7919}} = 8.37$$

无因次距离:

$$\frac{\Delta t_x \sqrt{F}}{\Delta t_s d_s} = \frac{0.5}{6} \times 8.37 = 0.70$$

查图得:

$$\bar{x} = \frac{ax}{\sqrt{F}} = 0.33$$

校核射流长度, 根据式 (4) 得:

$$A_r = \frac{9.81 \times 6 \times 0.282}{2.75^2 \times (25 + 273)} = 0.00736$$

由 A_r 查图^[3]得, $\frac{x}{d_s} = 25$, 因而:

$$x = d_s \times 25 = 7.05\text{m} > 3.4\text{m}, \text{满足射流长度要求。}$$

2.3 条缝风口

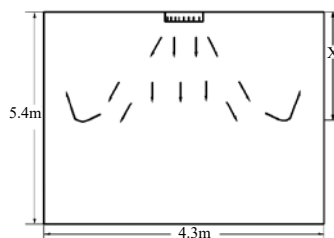


图4 条缝风口送风图

将房间平均划分为 12 个区域，每个分区为 $5.7\text{m} \times 4.1\text{m}$ 。室内平均风速:

$$v_{pj} = 0.25A_1 \left[\frac{n}{A_1^2 + H^2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (6)$$

$$\text{气流射程: } x = 0.75A_1 = 0.75 \times \frac{5.7}{2} = 2.14\text{m}$$

$$A_1 = \frac{A}{2} = \frac{5.7}{2} = 2.85, \quad n = \frac{x}{A} = \frac{2.14}{5.7} = 0.375$$

则:

$$v_{pj} = 0.25 \times 2.85 \times \left[\frac{0.375}{2.85^2 + 5.4^2} \right]^{\frac{1}{2}} = 0.071\text{m/s}$$

查表^[3]得, 当 $A=5.7\text{m}$, $H=5.4\text{m}$ 时, 查得室内平均风速:

$$v_{pj} = 0.107\text{m/s}$$

送冷风时:

$$v_{pj} = 1.2 \times 0.107 = 0.1284\text{m/s} < 0.3\text{m/s}, \text{符合要求。}$$

计算每 m 长条缝口的送风量:

$$L_{s1} = \frac{0.83q}{B\Delta t_s} \quad (7)$$

$$L_{s1} = \frac{0.83q}{B\Delta t_s} = \frac{0.83 \times 3.33}{5.7 \times 6} = 0.08 \text{ m}^3/(\text{s} \cdot \text{m})$$

当 $L_{s1}=0.08 \text{ m}^3/(\text{s} \cdot \text{m})$, 房间长度 $A=5.7 \text{ m}$ 查表得, 送风速度 $v_s=2.42 \text{ m/s}$, 每条缝宽 $b=16 \text{ mm}$

校核 v_x :

$$v_x = v_s K \left[\frac{b}{x} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (8)$$

$$v_x = 2.42 \times 2.35 \times \left[\frac{0.016}{2.14} \right]^{\frac{1}{2}} = 0.492 \text{ m/s}, \text{ 符合要求。}$$

2.4 旋流风口

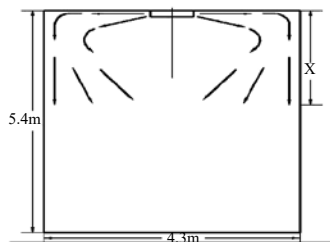


图5 旋流风口送风图

总送风量 $G=7919 \text{ m}^3/\text{h}$ 根据建筑平面特点, 将房间平均划分为 16 个小区, 每个区域对应一个旋流风口, 即共 16 个风口。则每个风口的送风量为

$L=G/16=494.94 \text{ m}^3/\text{h}$, 要求气流射程 $x=5.4-2=3.4 \text{ m}$ 。

假定旋流风口直径 $d_s=200 \text{ mm}$, 计算各相关参数:

$$\text{令 } \bar{x} = \frac{x}{d_s} = \frac{3.4}{0.2} = 17, \quad v_s = \frac{494.94}{3600 \times 0.785 \times 0.2^2} = 4.38 \text{ m/s}$$

根据式 (4) 得:

$$A_r = \frac{9.81 \times 6 \times 0.2}{4.38^2 \times (25 + 273)} = 0.00206$$

取旋流风口的 $K_p=5$, 则:

$$\frac{v_x}{v_s} = \frac{K_p}{\bar{x}} \left[1 + 1.9 \frac{A_r \bar{x}^2}{K_p} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (9)$$

$$= \frac{5}{17} \times \left[1 + 1.9 \times \frac{0.00206}{5} \times 17^2 \right]^{\frac{1}{3}} = 0.31$$

射流末端的轴心风速:

$$v_x = v_s \times 0.31 = 4.38 \times 0.31 = 1.36 \text{ m/s}$$

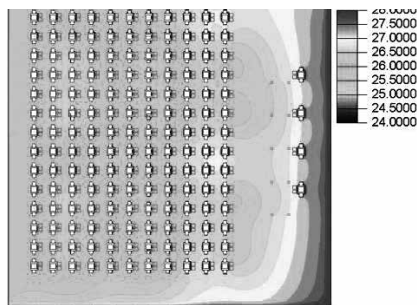
平均风速:

$$v_p = \frac{1}{2} v_x = \frac{1}{2} \times 1.36 = 0.68 \text{ m/s},$$

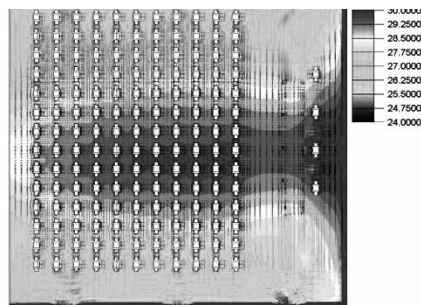
v_x 偏大, 会有吹风感, 不符合要求。

2.5 小结

对于会议室这四种送风口形式, 除去旋流风口送风速度偏大, 会给室内人员造成不舒适感之外, 双层百叶、条缝、方形散流器都较为合适, 其中方形散流器送风, 室内平均风速较小, 射流射程较为贴近房间高度最为合适。

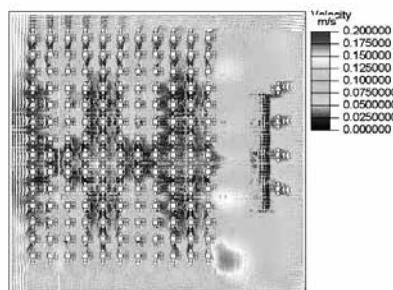


(a) 方形散流器

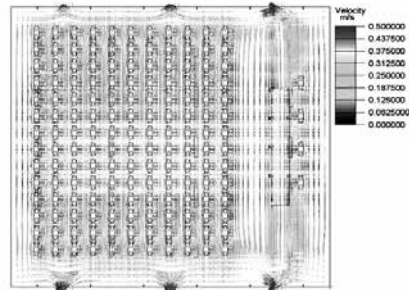


(b) 条缝风口

图6 会议室两种方案温度分布图



(a) 方形散流器



(b) 条缝风口

图7 会议室两种方案速度分布图

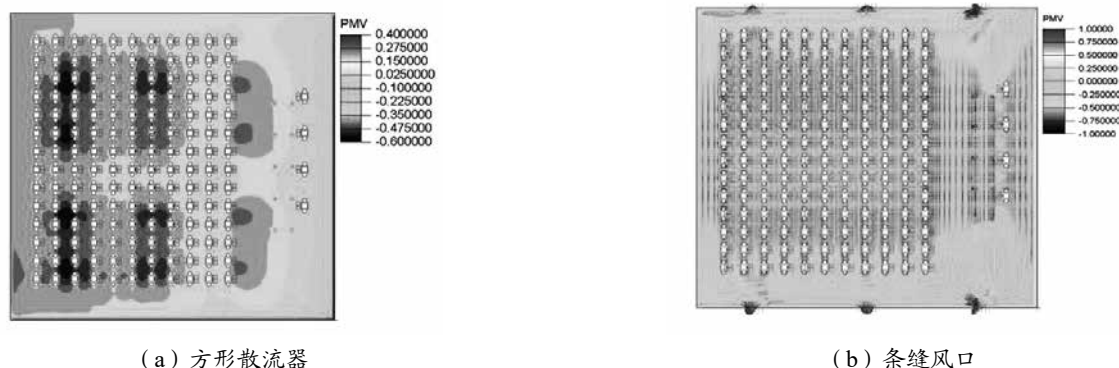


图8 会议室两种方案 PMV 分布图

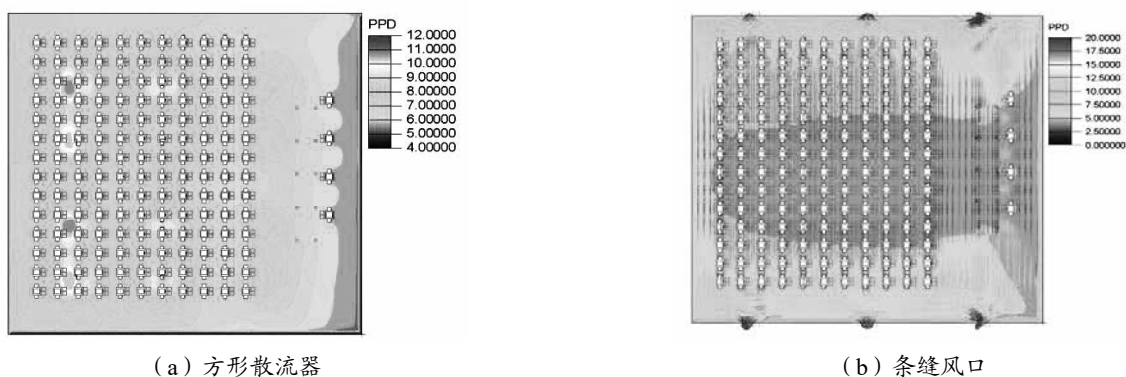


图9 会议室两种方案 PPD 分布图

3 数值模拟

基于理论计算,选取方形散流器上送上回和条缝风口方案,应用 Airpak3.0 商用软件对两种送风方案进行模拟。由于人的舒适性感觉在胸部位置最为敏感,故这里截取距地高度为 1m 的平面,对比分析两种方案的温度分布、速度分布以及 PMV 和 PPD 结果。

通过以上气流组织模拟结果可以看出方形散流器风口方案较条缝风口方案的温度分布更加均匀,人员区的速度均小于 0.2m/s, PMV 值分布域较小,在 -0.4 至 1 之间,舒适性较高,PPD 值在 4% 至 10%,人员不满意度较低。因此这类房间采用方形散流器上送上回方案较优。

4 结论

通过上述研究,可以得到以下结论:

(1) 对于常见酒店会议室,采用方形散流器送

风方式较条缝风口送风方式的送风效果好;

(2) 对于酒店会议室来说,因为高度不够高,采用旋流风口容易出现送风速度偏大的情况;

(3) 采用方形散流器送风方式,温度分层明显,在人员区域的温度在 25~27℃,满足规范和酒店要求;

(4) 采用方形散流器送风方式,人员区域的速度在 0.2m/s 以下,满足规范和酒店要求。

参考文献

- [1] 闫若文,王烨.通风模式对办公室内空气品质与舒适性的影响[J].兰州交通大学学报,2018,37(06):92-98.
- [2] 张兵,吴兆武.武汉某五星级酒店暖通空调设计[J].山西建筑,2019,45(04):135-137.
- [3] 《实用供热空调设计手册》[J].暖通空调,2008(06):152.

车流潮汐作用下城市街谷内污染物的传播特性

方炜杰, 明廷臻, 石天豪, 苗 磊, 康 鑫

(武汉理工大学建筑与土木工程学院, 湖北武汉 430070)

[摘 要] 车流潮汐已成为现代化城市最典型的交通阻塞现象, 由此对行人和居民造成了严重的空气污染, 相关研究报道很少。基于此, 采用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型及组分输运模型分析了车流潮汐现象作用下, 不同城市街谷内机动车排放的污染物传播特征。分析了街谷内两侧车流比分别为 1:4、1:6、4:1 和 6:1 等 4 种早晚车流高峰情况, 不同的街谷几何模型 (高宽比 (建筑物高度 / 街道宽度, H/W) $AR = 0.2$, $AR=0.6$, $AR=1$, $AR=2$, 上、下阶梯型街谷)。结果表明: 在浅街谷中, 即使街道总源强相等, 靠近背风侧污染源较强会造成高污染空间的扩大。这一特征随着背风侧源强的增加及街谷纵横比 AR 从 0.2 增加到 0.6 时变得更加显著。在 $AR=1$ 和 $AR=2$ 的深街谷中, 非均匀污染源对污染物浓度分布的影响不再显著, 总源强大小成为污染程度的决定性因素。在阶梯型街谷中, 水平空间污染物浓度大小受两侧源强大小的支配, 垂直空间随着高度的增加, 浓度分布差异的显著性逐渐减小。

[关键词] 城市街谷; 污染物传播; 车流潮汐; 数值模拟

0 引言

机动车排放的污染物已经成为城市大气污染的重要来源^[1-2]。高密化的城市建筑增加了住宅的数量, 但是却降低了城市的通风能力, 使得车辆排放的污染物难以得到快速地稀释扩散^[3]。低层大气高污染物浓度对人体健康有很大的负面影响^[4]。自然通风是街道峡谷周边建筑物常用的通风方式, 临街建筑通过自然通风将室外空气引入室内。然而在街道峡谷内污染严重的情况下, 室外空气被污染, 有害物质通过门窗、空调新风系统等渠道进入室内, 恶化室内空气品质。建筑外环境的污染问题已逐渐成为暖通、环境科学和大气科学等学科的热点问题。

环境问题是严重威胁人类生存健康的大问题, 因此从上世纪开始, 国内外学者通过现场实测、风洞试验和数值模拟等方法开始对小尺度的城市微气候环境质量改善问题进行研究。目前关于该领域的研究成果已比较成熟。但是, 以往的研究对污染源强的定义过于理想化, 往往假定污染物排放源为位于道路中央单一的恒定线源或者面源。田丰等人^[5]采用数值模拟方法分析了双车道三种不同排放情况下街道峡谷内的流场和气态污染物浓度场, 但并未考虑两侧源强定常非均匀排放及街谷几何结构变化情况下街谷内浓度场的分布特性。受城市规划布局 and 中心区土地价格升高的影响, 在我国大中型城市中, 形成了工作单位主要集中在城市中心区域, 而居住地主要集中外围区域的城市格局, 从而出现了明显的早高峰大量机动车进城, 晚高峰大量机动车

出城的“车流潮汐”现象, 如图 1 所示。两侧车流数目的不同造成源强的不均匀分布。因此本文采用数值模拟的方法, 并于风洞实验结果进行对比, 分析了建筑结构及污染源不均匀分布对城市街道峡谷污染物扩散的影响。



图 1 武汉市珞狮路车流潮汐现象
(拍摄于 2016 年 11 月 5 日)

1 物理数学模型及求解设置

1.1 物理模型

本文主要考虑来流风垂直街道进入中长街谷的情况, 六种不同几何特征的 2D 街道峡谷模型通过固定街道宽度为 30m, 改变两侧建筑高度来构建。假设街道包含两条平行的 10m 宽的机动车道, 车道的两侧是宽度为 5m 的非机动车道。用 H_1 代表上游建筑, H_2 代表下游建筑, 建筑高度由 6m 变化到 60m, 宽度 15m 保持不变。六种不同类型的街谷结构分别为: $H_1=H_2=6m(AR=0.2)$; $H_1=H_2=18m(AR=0.6)$; $H_1=H_2=30m(AR=1)$; $H_1=H_2=60m(AR=2)$; $H_1=10m, H_2=30m$ (上阶梯街谷); $H_1=30m, H_2=10m$ (下阶梯街谷)。考虑到车流潮汐

基金项目: 国家自然科学基金项目 (No.51778511),
湖北省自然科学基金创新群体项目
(No.2018CFA029)。

影响下污染源强的不均匀分布,本次模拟污染源设置两个,其中左侧(靠近背风面)车道为源强1,右侧车道(靠近背风面)为源强2。污染源为典型面源,每个源强高度为0.5m,宽度为10m。

根据建筑室外风环境CFD模拟技术指导^[6-7],计算域入口距最近侧建筑边界满足 $5H$,顶部边界到地面距离为 $6H$,出流边界距离建筑物满足 $15H$ 。其中 H 为目标建筑高度。计算域入口为速度进口,满足指数型风速分布^[8],出口设置为自由出流。以 $H_1=H_2=30$ ($AR=1$)为例,计算域模型以及边界条件设定如下图2所示。

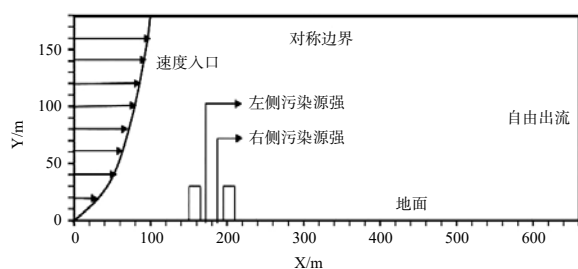


图2 几何模型

1.2 数值模型

本文采用Yakhot和Orszag^[9]提出的RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型来模拟风绕流建筑时产生的湍流的影响。通过求解连续性方程,动量守恒方程, k 、 ε 方程以及组分输运方程来获得流场及浓度场的分布^[10]。

1.3 边界条件

数值计算中边界条件的合理设置是保证计算结果精度及计算时间成本的有效前提。模型中气流为不可压缩湍流。为简化计算,所取边界条件如下:

(1) 计算域入口为速度进口,风速分布形式如下所示。出口设置为自由出流;

(2) 建筑物表面及地面均为无滑移壁面;

(3) 计算域上部边界条件设置为对称边界(自由滑移边界);

$$U(Z)=U_s\left(\frac{Z}{Z_s}\right)^\alpha \quad (1)$$

式中: U_s 为参考高度 Z_s 处的风速,本文参考高度取距地面10m位置处。 α 为地面粗糙度指数,本文取0.22^[11]。

入口边界湍动能及耗散率方程如下:

$$k=\frac{U_*^2}{\sqrt{C_\mu}} \quad (2)$$

$$\varepsilon=\frac{U_*^3}{kz} \quad (3)$$

式中: U_* 为摩擦速度, k 是冯卡门常数0.4, C_μ 取值0.09。

1.4 污染源强的设置

因汽车尾气排放中CO数量居多,而且密度与空气密度接近,化学性质稳定,不易与空气中其它成分发生化学反正,因此本次污染源选择CO进行设置及计算分析。为减小污染物排放对流场造成的干扰,污染物排放率通常设置比较小($S_i=10^{-7}(\text{kg}/\text{m}^2\cdot\text{s})$ ^[12])。表1为两侧污染源强的设定计算值。为便于处理和分析结果,定义 R 为左侧污染源(靠近背风侧)和右侧污染源(靠近迎风侧)的比值参数。

表1 两侧污染源强的模拟设置值

左侧污染源强($\text{kg}/\text{m}^2\cdot\text{s}$)	右侧污染源强($\text{kg}/\text{m}^2\cdot\text{s}$)	R
1×10^{-7}	4×10^{-7}	1/4
1×10^{-7}	6×10^{-7}	1/6
4×10^{-7}	1×10^{-7}	4
6×10^{-7}	1×10^{-7}	6

1.5 求解设置

本次计算采用国际商用CFD软件ANSYS Fluent 15.0进行求解,控制方程的离散采用有限体积法。速度方程和 $k-\varepsilon$ 方程的对流项及扩散项的离散方法分别选用QUICK方案和二阶迎风格式。速度压力耦合方法采用SIMPLE算法。其中连续性方程、动量方程、 k 方程和 ε 方程的收敛残差设为 1×10^{-5} 。

2 模型验证

为了对所采用的数值模型进行准确性验证,本文采用来自Takenobu^[13]的风洞实验研究数据进行对比。风洞实验段主体尺寸在 x, y, z 方向上分别为 $17.0\text{m}\times 3.0\text{m}\times 1.7\text{m}$ 。七台Irwin型涡流发生器放置在试验段的入口处来产生湍流运动。从入口10.5m处以等间隔 $H(0.12\text{m})$ 在地板上放置一系列 $0.12\text{m}(1H)\times 1.56\text{m}(13H)\times 0.12\text{m}(1H)$ 规则的立方体阻挡。坐标轴的原点位于第25块下风墙的地板中心,距离测试段入口16.62m。使用激光多普勒测速仪(LDV)在 $y/H=0$ 处在垂直方向上测量 $x/H=0.25, 0.50$ 和 0.75 处的流向和垂直速度。在 $x/H=0$ 和 $z/H=2.0$ 位置处的流向速度是 1.15m/s 。污染物排放率 Q 由长度为 1.56m 的地面连续污染物线源表示,在 $x/H=0.5$ 位置处平行于沿 x 轴方向的轴线。通过自由流平均速度 $U_0(1\text{m/s})$,立方体高度 $H(0.12\text{m})$,线源长度 $L(1.56\text{m})$ 和总排放量 $Q(10^{-7}\text{kg}/\text{m}^2\cdot\text{s})$ 将浓度 C 标准化为如下方程。通过给定相同的边界条件,本次数值模拟结果与风洞实验数据在 $x/H=0.50$ 位置处的垂直速度及无量纲浓度对比如下图3所示。发现实验结果与数值模拟吻合度较好,表明本文采用的数值计算方法可以很好地预测街谷内的气流流动和污染物浓度分布。

$$C^*=\frac{CU_0HL}{Q} \quad (4)$$

为确保数值计算精度,本文对模型进行了网格独立性测试。三种不同数目的四边形结构网格 8140, 16560 及 20700 通过给定相同计算工况 ($AR=0.2$, 风速 $U=2\text{m/s}$, 源强比值 $R=1/2$), 在同一台电脑上计算, 最终在高度 3m 沿街谷宽度空间位置处所得浓度及静压对比如 4 所示。最终选取网格数 16560 对该模型进行计算。

3 结果及讨论

3.1 浅街谷中污染物扩散特性

与以往的研究不同,本文设置两个污染源,且均有定常排放,目的是分析交通潮流引起的污染源

非均匀分布下污染物的扩散特性。因此,源强比值 R 是一个重要的分析对象。图 5 和图 6 是在恒定风速 2m/s 但不同污染源分布时 $AR=0.2$ 和 $AR=0.6$ 的 CO 浓度场分布图。随着总源强的增加,街谷内 CO 浓度呈上升趋势。与右侧有较强的污染源 ($R=1/4$, $R=1/6$) 相比,左侧有较强的散发源 ($R=4$ 和 $R=6$) 会引起高污染空间的扩大。这一现象可以从图 5(c), (d) 和图 6(c), (d) 更明显地看出。随着左侧污染源增强, AR 值从 0.2 变到 0.6, 这一特征变得更加明显。这主要与该街谷结构下的流场分布有关。在 $AR=0.2$ 和 $AR=0.6$ 的街谷内, 当来流风垂直街道

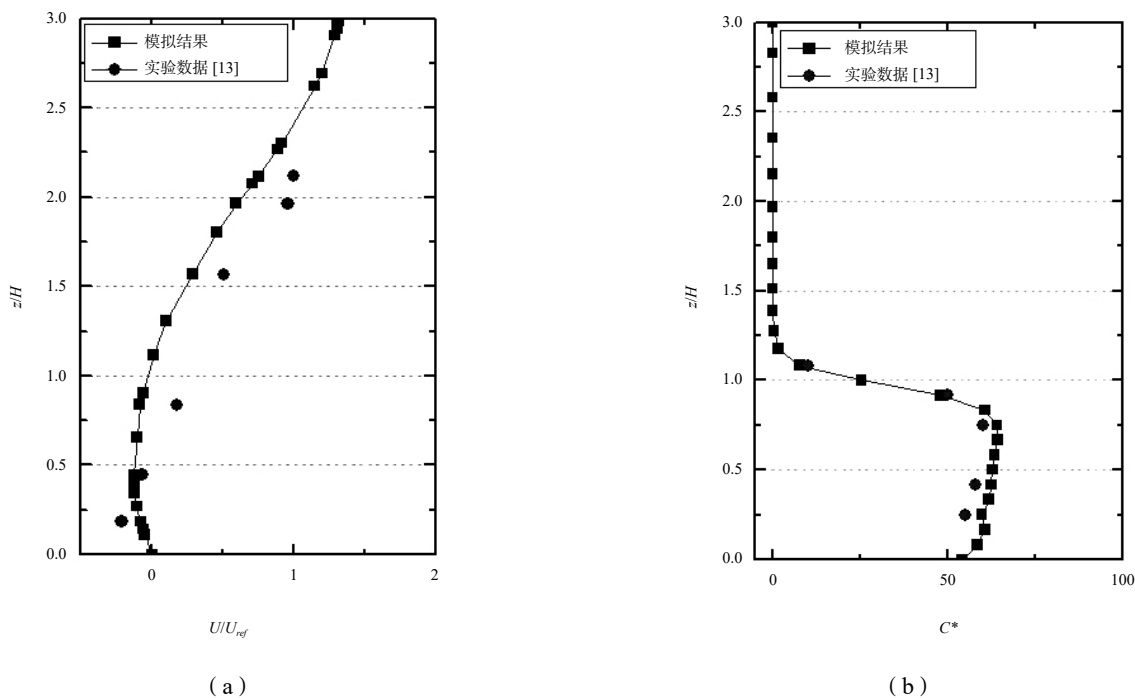


图3 风洞实验及数值模拟结果对比

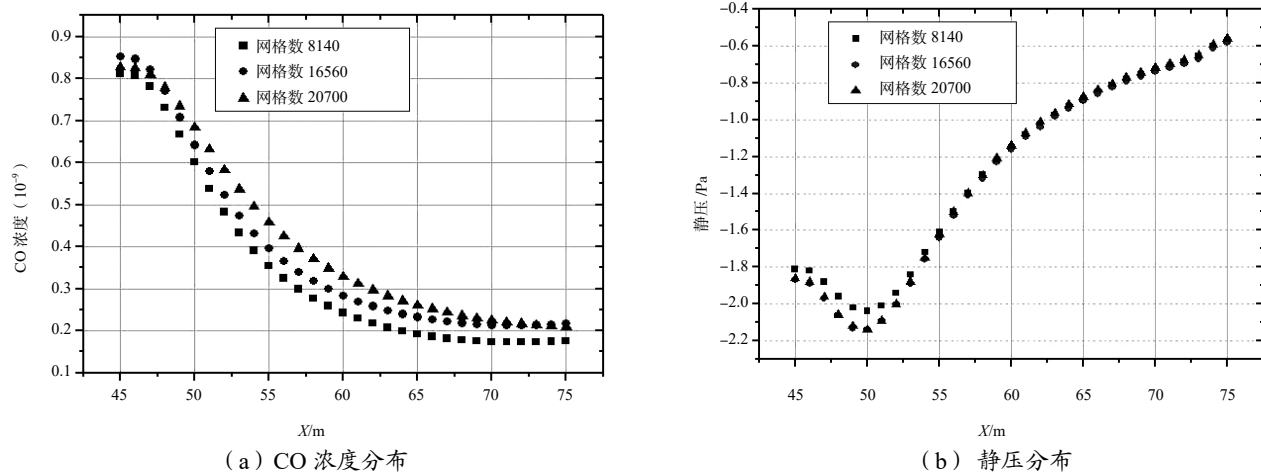


图4 网格独立性测试结果

进入时分别形成如图 7 所示的流场结构。在 $AR=0.2$ 的街谷结构下, 街道足够宽, 流场在街谷内有足够的流动发展空间, 背风面产生的漩涡对迎风面没有显著的影响。在涡流的作用下, 污染物主要向背风面扩散, 然后从建筑物顶部流出街谷。然而, 在背风面的角落处会形成小的二阶涡流, 一些污染物在这个小的二阶旋涡中积聚。当左侧污染源较强的时

候, 会有更多的污染物在二阶旋涡中循环, 使得污染空间扩大。当 AR 增加到 0.6 时, 如图 7 (b) 所示, 主旋涡作用范围扩大到迎风面, 对迎风面的流动有显著的影响。同时, 背风侧的二阶旋涡也变大, 使得更多污染物容易在二阶旋涡内积聚。因此, 左侧源强较大, 二阶旋涡内污染物积聚较多, 增加了污染空间。

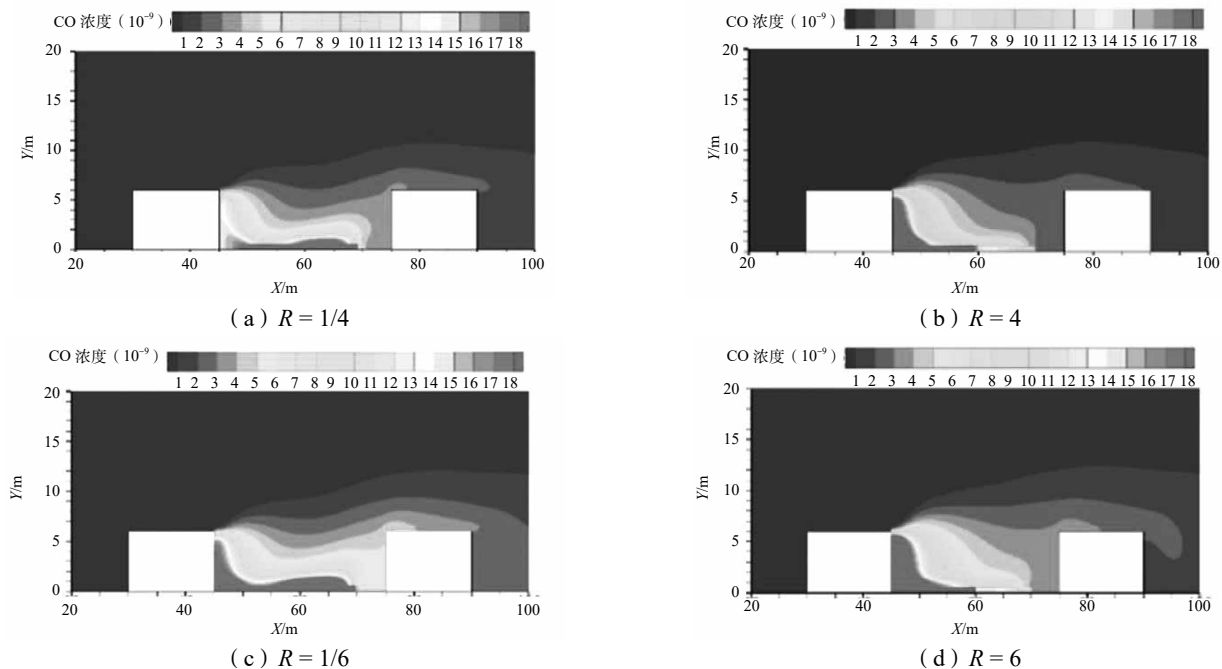


图 5 不同的污染源强比值 R 下, 纵横比 (AR) = 0.2 的 CO 浓度场分布 (10^{-9})

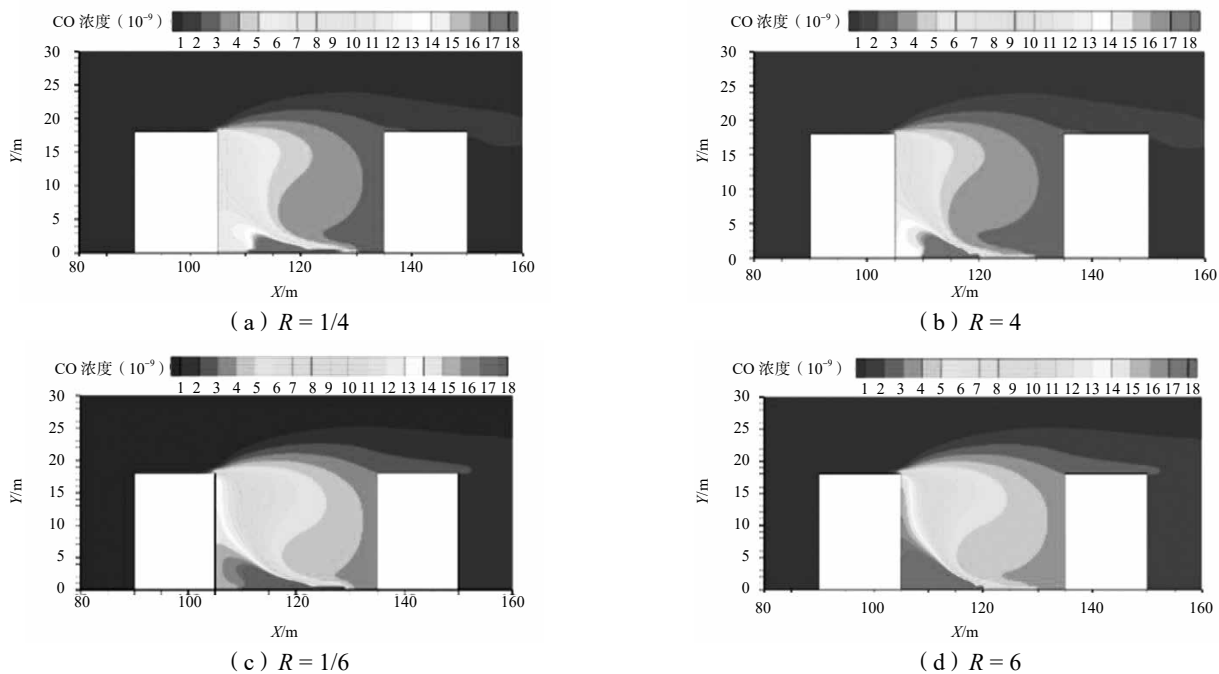
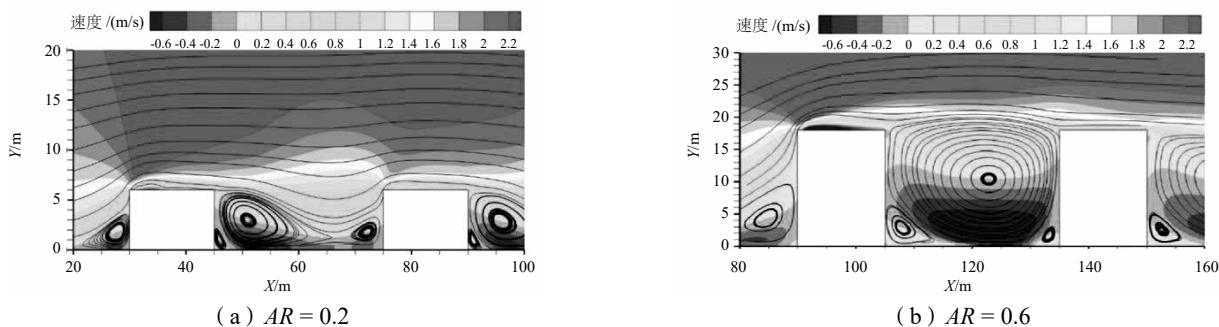


图 6 不同的污染源强比值 R 下, 纵横比 (AR) = 0.6 的 CO 浓度场分布 (10^{-9})

图7 不同纵横比 (AR) 下街谷内的流场示意图

3.2 深街谷中污染物扩散特性

风速 $V=4\text{m/s}$, 纵横比 $AR=1$ 和 $AR=2$ 的街谷在不同源强分布情况下街谷内 CO 浓度平均值如图8所示。污染源不均匀分布对污染物浓度分布的影响不再显著, 总源强大小成为街谷污染等级的决定性因素。此外, 建筑高度是影响污染物浓度水平的另一个重要因素。因为即使在总源强度相等的情况下, $AR=2$ 街谷中的 CO 浓度也远远超过 $AR=1$ 。图9是风速 $V=4\text{m/s}$ 时 $AR=1$ 和 $AR=2$ 街谷内的流场示意图。 $AR=1$ 的街谷内有较大的主旋涡, 对污染物的输送起着关键的作用。主旋涡的作用范围几乎覆盖整个街道, 因此两侧源强释放的污染物从迎风面被带到背风面, 沿着背风面墙体进入上层大气, 最后被运出街谷。该流场结构大大减弱了非均匀污染源分布的影响。在 $AR=2$ 街谷内, 出现了多涡流的流场形式 (如图9(b)所示), 两个旋涡在街谷内垂直排列。

多涡的存在严重影响了街谷内部空气与上部高层大气的交换, 污染物在底部旋涡的作用下循环, 但很难被稀释扩散出街谷。另一个因素是随着建筑物高度的增加, 街谷内近地面处的风力变得很弱, 风对污染物的输运作用就变得微弱。

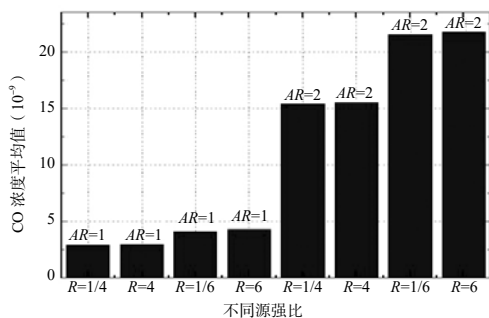
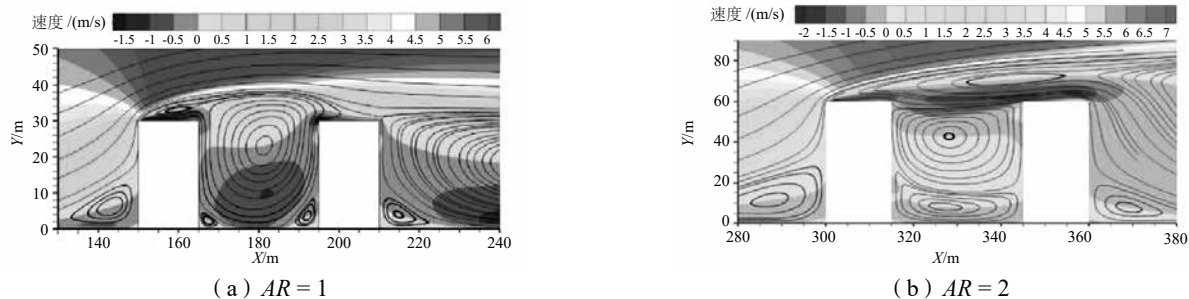
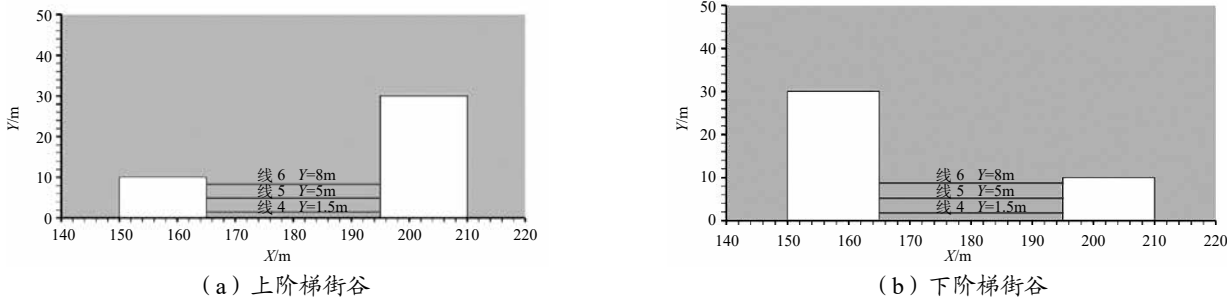
图8 相同风速 $V=4\text{m/s}$, 不同源强分布下纵横比 (AR)=2 街谷内 CO 浓度场分布图 (10^{-9})图9 不同纵横比 (AR) 下街谷内的流场示意图

图10 选取的线示意图

3.3 上、下阶梯型街谷中污染物扩散特性

为分析阶梯型街谷中污染物分布特性,我们选取三条分别距离地面高度为 1.5m、5m、8m 的线,如图 10 所示。这些高度是横向和纵向 CO 浓度分布特征的良好指标。

从图 11 (a~c) 可看出,在上阶梯型街谷中 CO 浓度主要受两侧源强的支配。当背风侧的污染源较强时 ($R=4$, $R=6$), 靠近背风区域水平方向的 CO 浓度较大。随着向迎风面靠近,污染物浓度大小发生改变,迎风侧源强大的分布情况 ($R=1/4$, $R=1/6$) 使得迎风面附近污染物浓度增加。最终,当距离迎风面非常近时,污染源强度和非均匀分布的影响消失,迎风面上的 CO 浓度达到最小值。因此,很难确定哪种污染源分布情况会扩大污染空间。在下阶梯型街谷中 CO 浓度在迎风侧达到最大值 (图 d~f), 表明下阶梯型街谷内流场结构与上阶梯型街谷不同。同样,我们发现水平方向的 CO 浓度主要受左右两侧污染源强度的影响。当迎风侧污染源较强 ($R=1/4$, $R=1/6$), 靠近迎风面水平方向 CO 浓度较高。随着向背风面靠近,污染物浓度大小发生改变,背风侧源强大的分布情况 ($R=4$, $R=6$) 使得背风面附近污染物浓度大于 $R=1/4$ 、 $R=1/6$ 的分布情况。随着空间高度的增加,浓度分布差异的显著性减小,这是由于污染源对空间的影响随着高度的增加而变弱。

4 结论

(1) 在 $AR=0.2$ 和 $AR=0.6$ 浅街谷中,即使街道总源强相等,靠近背风侧污染源较强相比于靠近迎风侧污染源较强的分布情况会造成高污染空间的扩大。这一特征随着背风侧源强的增加及街谷纵横比 AR 从 0.2 增加到 0.6 时变得更加显著。

(2) 在 $AR=1$ 和 $AR=2$ 的深街谷中,非均匀污染源对污染物空间分布的影响不再显著,但原因却不尽相同。在 $AR=1$ 街谷内流场分布使得风的输运范围覆盖整个街谷底部,污染物从迎风侧输送到背风侧,最后被带出街谷。在 $AR=2$ 街谷内多涡流的存在使得污染物向上层大气扩散更加困难,建筑高度的增加使得近地面风力大大减小,污染物在街谷内堆积,难以扩散。总源强大小成为污染物浓度分布的决定性因素。

(3) 在阶梯型街谷中,水平空间污染物浓度大小受两侧源强大小的支配,垂直空间随着高度的增加,浓度分布差异的显著性减小。

参考文献

- [1] Ming T, Gong T, Peng C, Li Z. Pollutant Dispersion in Built Environment.[M]. Springer Singapore, 2017.
- [2] de Richter R, Ming T, Davies P, Liu W, Caillol S. Removal of non-CO₂ greenhouse gases by large-scale atmospheric solar photocatalysis[J]. Progress in Energy & Combustion Science, 2017, 60:68–96.

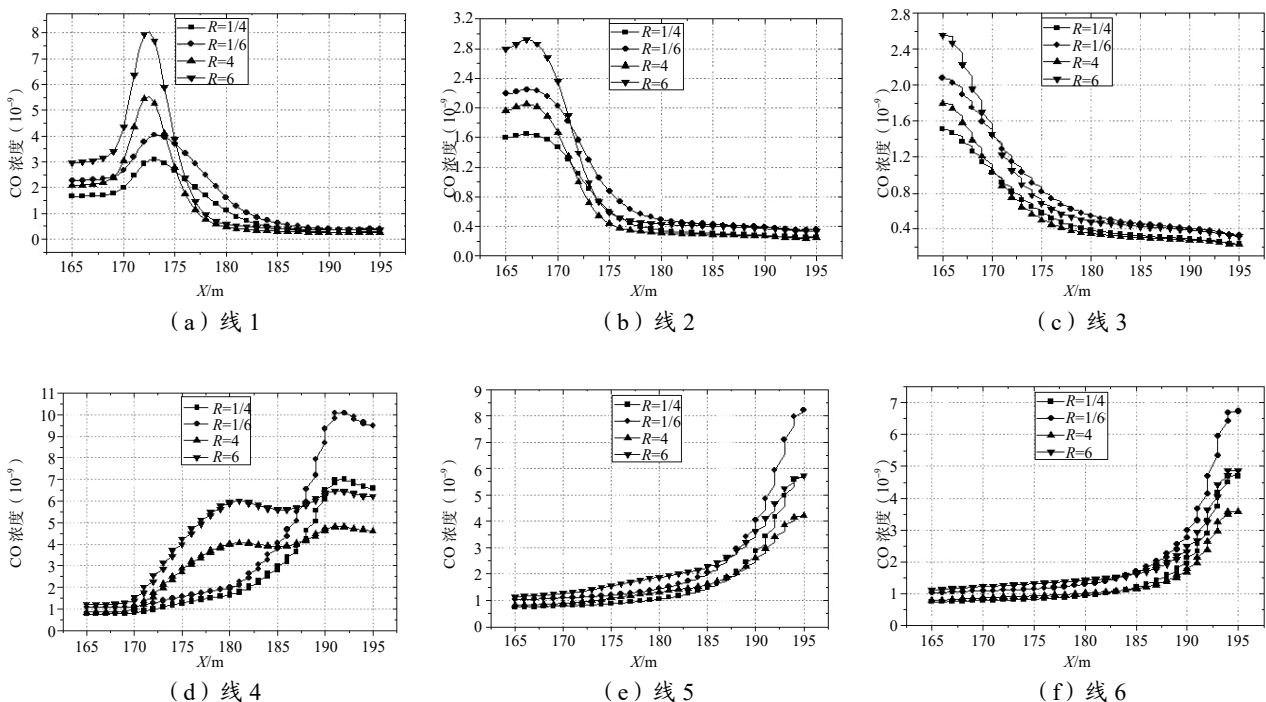


图 11 上、下阶梯型街谷中水平高度为 1.5m、5m 和 8m 处的 CO 浓度分布图

- [3] 杜譔, 傅立新, 邱月明, 金陶胜. 北京市交通微环境汽车尾气污染的浓度特征 [J]. 中国环境科学, 2009, 29(1):26–30.
- [4] Deng Q, Lu C, Norbäck D, Bornehag C G, Zhang Y, Liu W, Yuan H, Sundell J. Early life exposure to ambient air pollution and childhood asthma in China[J]. Environmental Research, 2015, 143(Pt A):83–92.
- [5] 田丰, 余志, 蔡铭, 刘永红. 双车道街道峡谷内污染物扩散的模拟 [J]. 中国环境科学, 2007, 27(5): 604–607.
- [6] Tominaga Y, Mochida A, Yoshie R, Kataoka H, Nozu T, Yoshikawa M, Shirasawa T. AIJ guidelines for practical applications of CFD to pedestrian wind environment around buildings[J]. Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics, 2008, 96(10–11):1749–1761.
- [7] 庄智, 余元波, 叶海, 谭洪卫, 谢俊民. 建筑室外风环境 CFD 模拟技术研究现状 [J]. 建筑科学, 2014, 30(2):108–114.
- [8] Leung K K, Liu C H, Wong C C C, Lo J C Y, Ng G C T. On the study of ventilation and pollutant removal over idealized two-dimensional urban street canyons[J]. Building Simulation, 2012, 5(4):359–369.
- [9] Yakhot V, Orszag S A. Renormalization group and local order in strong turbulence[J]. Nuclear Physics B, 1987, 2:417–440.
- [10] Ming T, Fang W, Peng C, et al. Impacts of Traffic Tidal Flow on Pollutant Dispersion in a Non-Uniform Urban Street Canyon[J]. Atmosphere, 2018, 9(3):82.
- [11] Wang H, Chen Q, (2012). A new empirical model for predicting single-sided, wind-driven natural ventilation in buildings. Energy & Buildings 54, 386–394.
- [12] Hang J, Li Y, Buccolieri R, Sandberg M, Di S S. On the contribution of mean flow and turbulence to city breathability: the case of long streets with tall buildings[J]. Science of the Total Environment, 2012, 416(2): 362–373.
- [13] Michioka, T.;Takimoto, H.Kanda, M., Large-Eddy Simulation for the Mechanism of Pollutant Removal from a Two-Dimensional Street Canyon. Boundary-Layer Meteorology, 2011. 138(2): p. 195–213.

城市架空建筑对污染物扩散的影响

赵 振, 明廷臻, 方炜杰, 康 鑫, 苗 磊

(武汉理工大学建筑与土木工程学院, 湖北武汉 430070)

[摘 要] 本文利用计算流体动力学技术模拟了建筑架空层对城市街谷内污染物扩散的影响。建立了两个不同的街道峡谷几何模型(纵横比(建筑物高度/街道宽度, H/W) $AR=1$, $AR=2$)。采用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型及组分输运模型对流体流动和污染物扩散进行数值模拟。结果表明:(1)在 $AR=1$ 的街谷中, 迎风侧建筑具有架空层使得街谷内污染物浓度增大, 并且只要背风侧建筑具有架空层时, 都会使得街谷内污染物浓度降低。(2)在 $AR=2$ 的街谷中, 架空层的存在都会使得街谷内的污染物浓度降低, 然而在迎风侧建筑具有架空层的情况下, 使得污染物更多地向街谷的背风侧迁移, 污染物浓度减小的程度小。(3)两侧都具有架空层时, 最有利于街谷内污染物的扩散。1.5m 行人高度处, 在 $AR=1$ 街谷中, 污染物平均浓度减少 92.4%。而在 $AR=2$ 街谷中, 污染物浓度减少可达 95.5%。

[关键词] 街道峡谷; 污染扩散; 架空建筑; 数值模拟

0 引言

随着城市化的进程加剧, 城市中的交通污染也越来越严重, 城市机动车持有量的增加, 加剧了城市污染的排放^[1]。从上个世纪开始, 有学者分别运用现场实测^[2]、风洞实验^[3]以及数值模拟^[4]对街谷污染物的扩散做了分析研究。研究表明, 污染物在城市的传播是一个复杂的过程。学者们已经研究分析得到, 在深街谷($AR > 2$)中污染物集中在背风墙的底部, 而在浅街谷中正好相反^[5]。除此以外, 街谷内污染物的传播还受到环境风的影响。风速越高, 越有利于污染物的扩散^[6]。然而城市建筑物的阻挡作用使得城市内的风速降低, 较低的风速导致污染物在城市区域内的聚集, 威胁着城市居民的健康。

架空层建筑的出现削弱了建筑的阻挡作用, 改善了城市内的通风效果^[7]。建筑的底层架空设计指让建筑的底层与地面保持一定的高度, 形成较为通透的空间^[8]。建筑底层架空不仅可以引进新风, 同时可以增添公共活动空间, 对于我国南方的湿热气候具有良好的适应性^[9]。架空建筑改变建筑周围的风环境的同时, 势必会影响建筑周围污染物的传播规律。本文的主要工作就是研究街谷内不同侧设置架空层时对于街谷内污染物传播的影响。

1 物理数学模型

1.1 物理模型

本文建立了一个简单的二维城市街谷模型, 通过固定街道宽度为 20m, 改变两侧建筑高度来构建不同纵横比的街谷。用 H 代表两侧建筑物的高度,

架空层的高度为 3m, 两种不同类型的街谷结构分别为: $H=20\text{m}$ ($AR=1$); $H=40\text{m}$ ($AR=2$)。计算域入口距最近侧建筑边界满足 $5H$, 顶部边界到地面距离为 $6H$, 出流边界距离建筑物满足 $15H$ 。计算域入口为速度进口, 出口设置为自由出流。建筑物表面及地面均为无滑移壁面, 上部边界条件设置为对称边界。以 $H=20\text{m}$ ($AR=1$) 为例, 计算域模型以及边界条件设定如下图 1 所示。

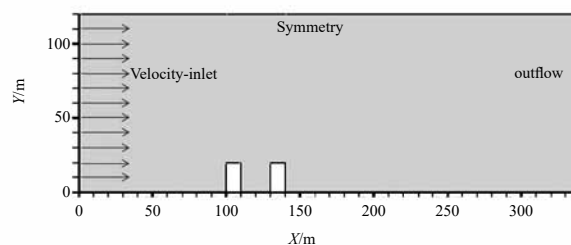


图 1 几何模型

1.2 数学模型

采用 RNG $k-\varepsilon$ 模型对计算域进行求解, 并根据模型流动特性做如下假设:(1)计算域内空气物性不发生改变;(2)流体为不可压缩流体;(3)计算域内流动为湍流并充分发展。具体求解方程如下:

连续性方程:

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

动量守恒方程 (N-S):

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} \\ = \rho f_i - \frac{\partial \rho}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + \left[-\frac{\partial(\rho u_i' u_j')}{\partial x_j} \right] \end{aligned} \quad (2)$$

基金项目: 国家自然科学基金项目 (No.51778511),
湖北省自然科学基金创新群体项目
(No.2018CFA029)。

能量守恒方程:

$$\frac{\partial(\rho c_p T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho c_p u_j T)}{\partial x_j} \quad (3)$$

$$= \frac{\partial}{\partial x_j} (\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j}) + u_j' + \beta T (\frac{\partial \rho}{\partial t} + u_j \frac{\partial \rho}{\partial x_i})$$

式中: u_i 为平均流动速度; u_i' 为脉动速度, ρ 为流体密度; μ 为运动粘度; $\overline{u_i' u_j'}$ 为平均雷诺应力, 可表示为:

$$\overline{u_i' u_j'} = -\nu_t (\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j}) \quad (4)$$

RNG $k-\varepsilon$ 模型中, 湍动能方程 k , 湍流耗散率方程 ε 为:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} (\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j}) + G_k + \rho \varepsilon \quad (5)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} \quad (6)$$

$$= \frac{\partial}{\partial x_j} (\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}) + \frac{C_{1\varepsilon}}{k} G_k + C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}$$

式中: G_k 为由平均速度梯度所产生的湍动能; μ_{eff} 为有效运动粘度, $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$; C_μ 、 $C_{1\varepsilon}$ 、 $C_{2\varepsilon}$ 为湍流常数, 取值如下: $C_\mu = 0.0845$, $C_{1\varepsilon} = 1.42$, $C_{2\varepsilon} = 1.68$ 。 α_k 、 α_ε 分别为与湍动能 k 和耗散率 ε 相对应 Prandtl 数有关的常量, 其中 $\alpha_k = 1.0$, $\alpha_\varepsilon = 1.3$ 污染物扩散的组分输运方程为:

$$\frac{\partial(\rho c_s)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i c_s)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x} (D_s \frac{\partial(\rho c_s)}{\partial x_i}) + S_s \quad (7)$$

式中: c_s 为组分 S 的体积浓度; D_s 为组分 S 的扩散系数; S_s 为系统内部单位时间单位体积内组分 S 的产生量。

1.3 污染源设置

污染源设置在街谷地面的中心位置, 污染源的宽度为 16m, 选择 CO 进行设置及计算分析。为减小污染物排放对流场造成的干扰, 污染物排放率通常设置比较小 ($S_i = 10^{-7} \text{ (kg/m}^3 \cdot \text{s)}$)^[10]。

1.4 求解设置

本次计算采用国际商用 CFD 软件 ANSYS Fluent 15.0 进行求解, 控制方程的离散采用有限体积法。速度方程和 $k-\varepsilon$ 方程的对流项及扩散项的离散方法均选用二阶迎风格式。速度压力耦合方法采用 SIMPLE 算法。其中连续性方程、动量方程、 k 方程和 ε 方程的收敛残差设为 1×10^{-6} 。

2 模型验证

为验证数值计算过程中网格的无关性, 对于 $AR=1$ 的街谷模型, 在 2m/s 的来流风下, 采用了 3 种不同数量的网格 (分别为 $M1=37600$, $M2=51600$ 和 $M3=73475$)。图 2 显示了采用不同网格数模拟的

街道 1.5m 高度处的 CO 浓度分布。可以看出, 3 种网格数模拟结果基本一致, CO 浓度最大误差在 5% 以内, 表明此模型中的网格是独立的, 增加或减少网格对模拟结果的影响很小。为节省计算时间, 该模型采用 51600 网格数作数值计算分析。

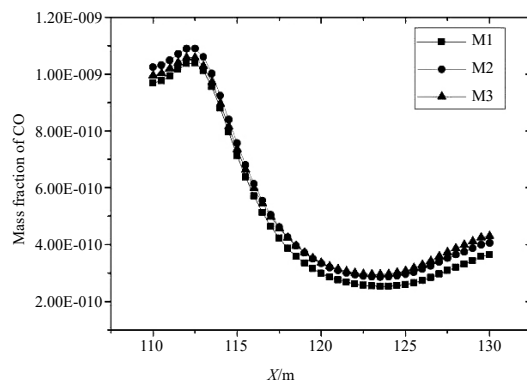


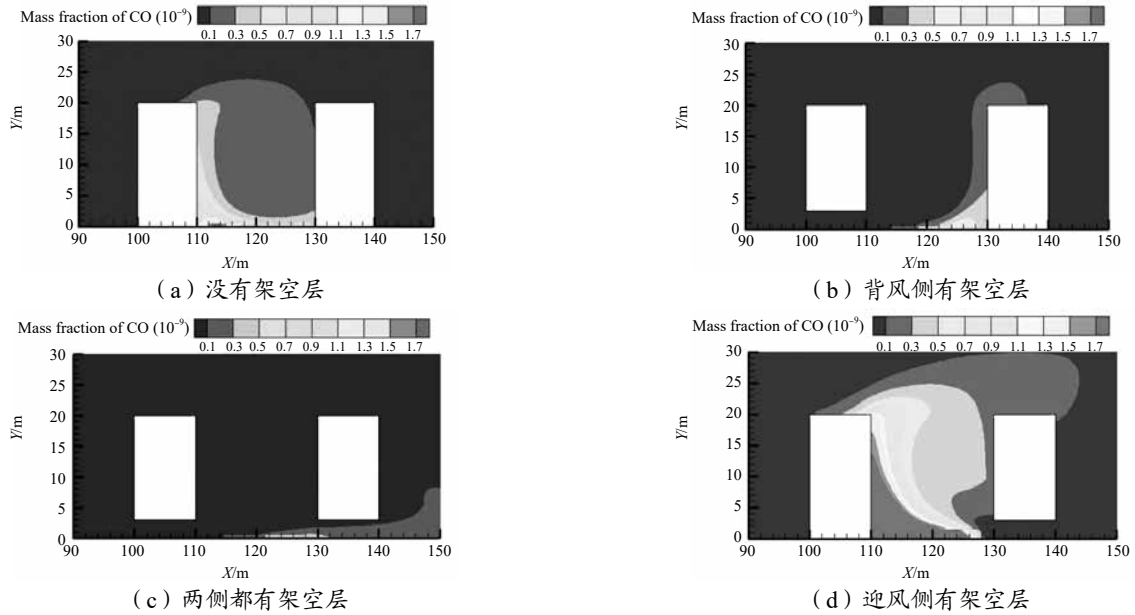
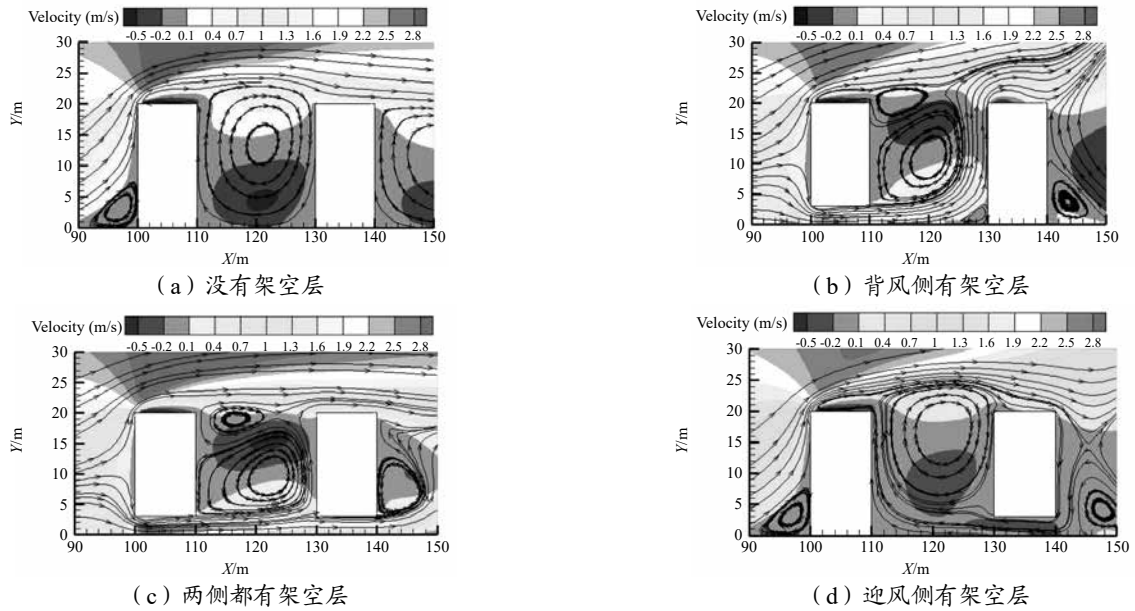
图 2 网格独立性测试结果

3 结果及讨论

3.1 $AR=1$ 街谷中污染物扩散特性

图 3 是在风速为 2m/s 时, 纵横比 $AR=1$ 的 CO 浓度场分布图。没有架空层时, 如图 3 (a) 所示, 污染物主要积聚在街谷的背风侧, 并且沿着街谷的高度逐渐减小。而当背风侧的建筑有架空层时, 如图 3 (b) 所示, 由于通过背风侧底部来流风的直接裹挟作用, 污染物被吹到街谷的迎风侧, 当到达迎风侧建筑屋顶时和来流风的方向一致, 大部分的污染物被来流风带走, 使得街谷内的污染物浓度减少的非常明显。而如图 3 (c) 所示, 由于两侧的建筑物都具有架空层, 来流风可以直接穿过街谷, 使得街谷内的污染物浓度骤降, 污染物被携带到背风侧建筑后面的区域, 然而当迎风侧建筑具有架空层时, 如图 3 (d) 所示, 却使得街谷内的污染物浓度骤增, 街谷内靠近迎风侧建筑壁面区域全处在一个高污染物浓度覆盖范围。在图 3 可以清楚地得到, 只有背风侧建筑具有架空层时, 会减少街谷内的污染物浓度, 而当迎风侧建筑和背风侧建筑同时具有架空层时, 街谷内污染物浓度得到显著的降低, 污染物基本全部被带到街谷以外, 迎风侧建筑具有架空层时效果刚好相反, 街谷内污染物浓度急剧增多。由此可以总结出: 迎风侧具有架空层有利于街谷内污染物的向外扩散, 而背风侧具有架空层却抑制了街谷内污染物的向外扩散。

图 4 是在风速为 2m/s 时, 纵横比 $AR=1$ 的流场分布图。当不存在架空层时, 街谷内存在一个主漩涡, 是由流经建筑物上部的来流风诱导产生的沿顺时针方向的漩涡, 对污染物的输送起到至关重要


 图3 风速为2m/s, 纵横比 $AR=1$ 的CO浓度场分布

 图4 风速为2m/s, 纵横比 $AR=1$ 的流场分布

的作用。在图4(b)中, 街谷内形成了两个漩涡, 街谷下部是由流经背风侧架空层的来流风诱导产生的逆时针漩涡, 而在街谷上部依然是由流经建筑物上部的来流风诱导产生的顺时针漩涡, 而在街谷内占主导作用的依旧是下部的逆时针漩涡, 然而此时对街谷内污染物输送起到重要作用的却是经过背风侧架空层的来流风。在图4(c)中, 由与来流风可以直接穿过街谷, 街谷内依然存在一上一下两个漩涡, 然而流经底部的较大风速使得街谷下部的漩涡增强, 覆盖得面积增大。此时街谷内污染物被底部

湍流直接携带出街谷, 基本不再受街谷内漩涡的影响。在图4(d)中, 街谷中依然存在一个顺时针漩涡, 然而此时漩涡已经把迎风侧建筑包含在内, 增大了漩涡底部的流速, 使得污染物更多的积聚在迎风侧, 并且沿着迎风侧建筑壁面到达的高度越高。由此可以总结得到: 背风侧具有架空层时, 既改变了街谷内漩涡的数量, 又改变了街谷内漩涡的方向, 而迎风侧具有架空层时, 只改变了街谷内漩涡的强度。

3.2 $AR=2$ 街谷中污染物扩散特性

图5是在风速为2m/s时, 纵横比 $AR=2$ 的

CO 浓度场分布图，与图 3 相比可以得到在街谷的纵横比增加到 2 时，架空层的位置对于街谷内污染物的影响趋势是一样的。都满足背风侧具有架空层有利于街谷内污染物的向外扩散，而迎风侧具有架空层却抑制了街谷内污染物的向外扩散。图 6 是在风速为 2m/s 时，纵横比 $AR=2$ 的流场场分布图。当没有架空层时，街谷内呈现出顶部顺时针漩涡和底部

逆时针漩涡，而当背风侧建筑有架空层时，使得街谷内只出现一个由底部来流风诱导产生的逆时针漩涡。由图 6 (c) 可知，当街谷两侧的建筑都具有架空层时，街谷内的漩涡形态基本和只有背风侧建筑具有架空层时一致。由图 (d) 可知，当迎风侧建筑具有架空层时，与没有架空层相对比可以得到，街谷底部的逆时针漩涡覆盖得宽度变小，高度变大，

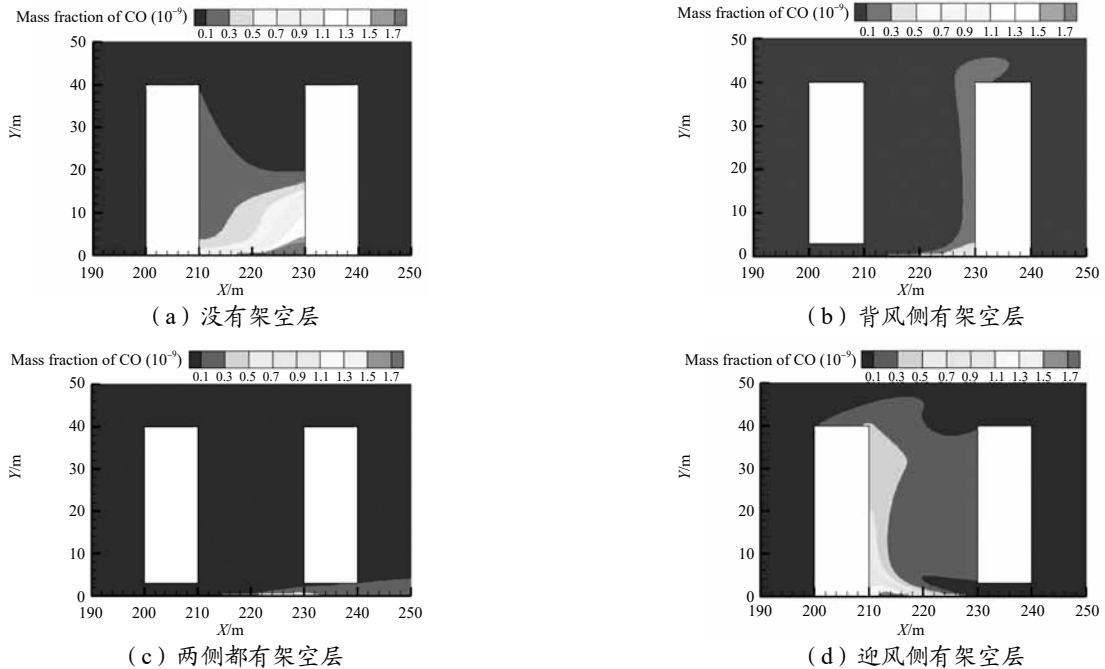


图 5 风速为 2m/s，纵横比 $AR=2$ 的 CO 浓度场分布

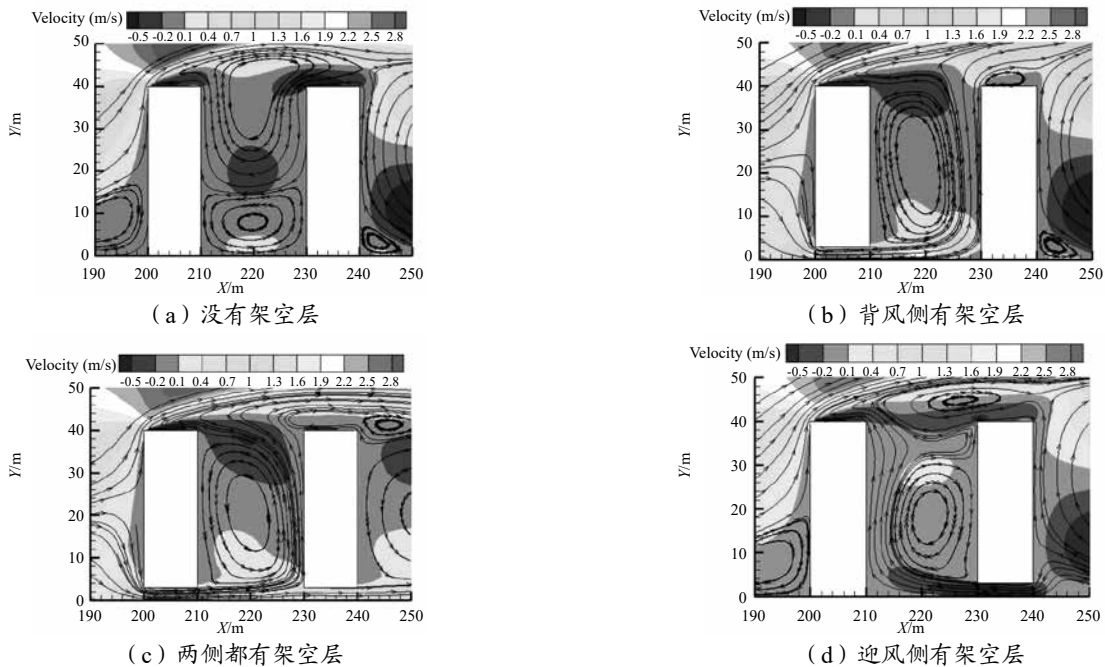


图 6 风速为 2m/s，纵横比 $AR=2$ 的流场分布

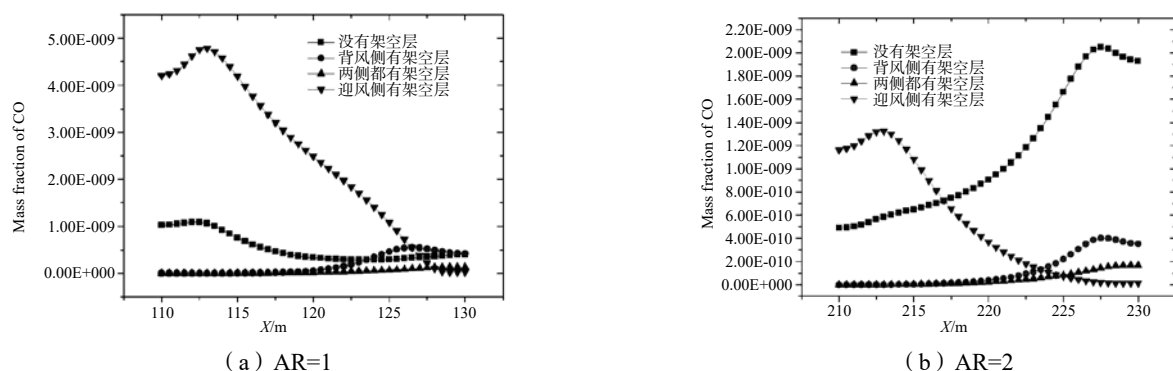


图7 风速为2m/s, 1.5m高度处CO浓度分布

而街谷顶部的顺时针漩涡已经被压缩到街谷的上方, 基本不再对街谷内的流动产生影响。与纵横比 $AR=1$ 时不同, 当有架空层时, 使得街谷内的漩涡数量减少, 漩涡的强度增强。

3.3 1.5m 行人高度处污染物扩散特性

图7是在两种纵横比街谷中1.5m高度处CO浓度分布图。当街谷两侧的建筑都没有架空层时, 在 $AR=1$ 街谷中, 高浓度的污染物聚集在街谷的背风侧, 而在 $AR=2$ 街谷中却呈现出正好相反的现象, 主要是受此处漩涡方向的影响。当街谷两侧的建筑都具有架空层时, 最有利于街谷内污染物的向外输送, 在 $AR=1$ 街谷中, 污染物平均浓度减少92.4%。而在 $AR=2$ 街谷中, 污染物浓度减少可达95.5%。在图7(a), $AR=1$ 街谷中, 当迎风侧建筑具有架空层时, 使得行人高度处污染物平均浓度增大至没有架空层时的3.5倍。而在图7(b), $AR=2$ 街谷中, 迎风侧具有架空层使得靠近背风侧附近的污染物浓度增大, 靠近迎风侧附近污染物浓度减小, 使得平均浓度减小了52.3%。

4 结论

本文采用CFD模拟的方法, 对街谷两侧是否存在架空层时街谷内污染物传播特性进行了数值分析, 结果表明:

(1) 在 $AR=1$ 的街谷中, 迎风侧建筑具有架空层使得街谷内污染物浓度增大, 并且只要背风侧建筑具有架空层的时, 都会使得街谷内污染物浓度降低。

(2) 在 $AR=2$ 的街谷中, 架空层的存在都会使得街谷内的污染物浓度降低, 然而在迎风侧建筑具有架空层的情况下, 使得污染物更多地向街谷的背风侧迁移, 污染物浓度减小的程度小。

(3) 两侧都具有架空层时, 最有利于街谷内污染物的扩散。1.5m行人高度处, 在 $AR=1$ 街谷中, 污染物平均浓度减少92.4%。而在 $AR=2$ 街谷中, 污染物浓度减少可达95.5%。

参考文献

- [1] Ming T, Fang W, Peng C, et al. Impacts of Traffic Tidal Flow on Pollutant Dispersion in a Non-Uniform Urban Street Canyon[J]. Atmosphere, 2018, 9(3):82.
- [2] Niachou K, Livada I, Santamouris M. Experimental study of temperature and airflow distribution inside an urban street canyon during hot summer weather conditions—Part I: Air and surface temperatures[J]. Building and Environment, 2008, 43(8):1383–1392.
- [3] Soulhac L, Perkins R J, Salizzoni P. Flow in a Street Canyon for any External Wind Direction[J]. Boundary-Layer Meteorology, 2007, 126(3):365–388.
- [4] Tan Z, Dong J, Xiao Y, et al. A numerical study of diurnally varying surface temperature on flow patterns and pollutant dispersion in street canyons[J]. Atmospheric Environment, 2015, 104:217–227.
- [5] Liu C-H, Cheng W C, Leung T C Y, et al. On the mechanism of air pollutant re-entrainment in two-dimensional idealized street canyons[J]. Atmospheric Environment, 2011, 45(27):4763–4769.
- [6] 王乐, 张云伟, 顾兆林. 动态风场及交通流量下街道峡谷内污染物扩散模拟[J]. 中国环境科学, 2012, 32(12):2161–2167.
- [7] Chew L W, Norford L K. Pedestrian-level wind speed enhancement in urban street canyons with void decks[J]. Building and Environment, 2018, 146:64–76.
- [8] 赵彬, 卓启明, 廖航进. 对比住宅底层架空调节区域微气候[J]. 建筑节能, 2014, (4):62–67.
- [9] 许凤, 陈玉英. 自然通风的应用形式及节能与舒适性探讨[J]. 制冷与空调: 四川, 2008, 22(4):50–53.
- [10] Hang J, Li Y, Buccolieri R, et al. On the contribution of mean flow and turbulence to city breathability: the case of long streets with tall buildings[J]. Science of the Total Environment, 2012, 416(2):362–373.

地铁联络渡线处隧道通风系统的模拟分析

丁 毅, 黄亮亮

(上海市城市建设设计研究总院(集团)有限公司, 上海 200125)

[摘 要] 对于平行换乘车站设置的联络渡线这种特殊形式的联络线, 结合上海市轨道交通 17 号线工程虹桥火车站站, 利用 SES 程序进行模拟分析, 发现一条线发生火灾时, 会出现烟气影响另外一条非事故线路的情况。推荐有条件的车站尽量采用在联络线处设置防火卷帘的方案, 火灾时能确保两条正线之间能够完全分隔开。

[关键词] 联络渡线; 隧道通风系统; SES 程序; 模拟分析

目前, 我国各城市的地铁建设线路越来越长, 为满足正常运营中车辆停车、折返等需要, 配置配线的车站越来越多。常见的地铁车站配线有单渡线、折返线、存车线、交叉渡线等形式, 联络线是比较特殊的一种配线形式, 其设置的主要目的是为了便于运送大修、架修车辆, 工程维修车辆、磨轨车等的临时调度运行, 以及检修设备的资源共享^[3]。由于联络线的存在, 两条线路之间发生火灾或者故障的时候会互相影响, 若设计人员对联络线处的隧道通风系统配置把握不准, 往往会影响隧道通风系统的功能。本文对联络渡线这种特殊类型的联络线处的隧道通风系统配置方案进行了模拟分析研究, 供类似工程设计人员参考。

1 联络线的设置形式

联络线在线网中的作用和两线的交叉条件决定了联络线的布置形式, 主要有以下三种形式^[2]:

1.1 单线联络线

在两条交叉的线路, 或者在两条相近的平行线路之间, 仅为车辆送修或调转运营车辆需要而设置的联络线, 可用单线联络线。这种形式联络线的使用最广, 数量最多。

1.2 双线联络线

作为临时运营正线使用的联络线应采用双线, 根据列车行车组织的要求, 双线联络线又分为与正线平面交叉和立体交叉两种形式。这种联络线工程量大、造价高, 使用情况很少。

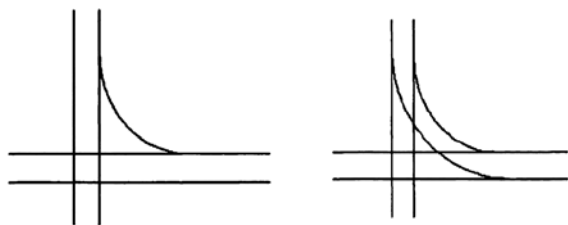


图 1 单线联络线示意图 图 2 双线联络线示意图

1.3 联络渡线

两条线路采用同站台平行换乘方式时, 其车站可采用平面双岛四线式车站或上下双岛重叠四线式车站, 这种车站可采用单渡线将两条线路连通, 形成渡线联络线。这种渡线形式土建成本相对较低, 可以利用同站台换乘的有利条件来实现联络线的功能, 因此在实际设计中, 受到了越来越多的关注。^[3]

2 联络线的隧道通风系统形式

根据现行《地铁设计规范》, 地铁工程区间通风系统设计时按“全线、换乘车站及其相邻区间同一时间发生一次火灾设计”^[1]。但是关于换乘车站一条线路发生火灾时, 其他线路的区间隧道通风系统如何动作并没有明确的要求, 两条线路之间发生火灾或者故障的时候会互相影响, 因此有必要在联络线处设置辅助通风设施。

对于单线布置的联络线, 一般在距离岔心 100 米左右设置一组或者数组射流风机, 如图 4 所示。

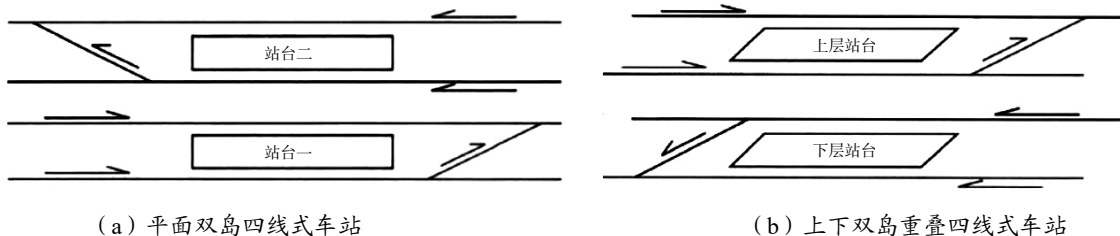


图 3 联络渡线示意图

由于射流风机推力较小,需根据区间的长度进行多组串联布置,但同时射流风机的体积也较小,可在隧道顶部或侧边安装,需要在安装处一定范围内对隧道作局部的加高或加宽处理。

当联络线联通的两条线路区间任意一条区间发生火灾或者阻塞事故时,开启射流正转或者逆转,以满足火灾区间满足《地铁设计规范》要求,另外也可以确保火灾时烟气不会通过联络线进入另外一条相通区间。

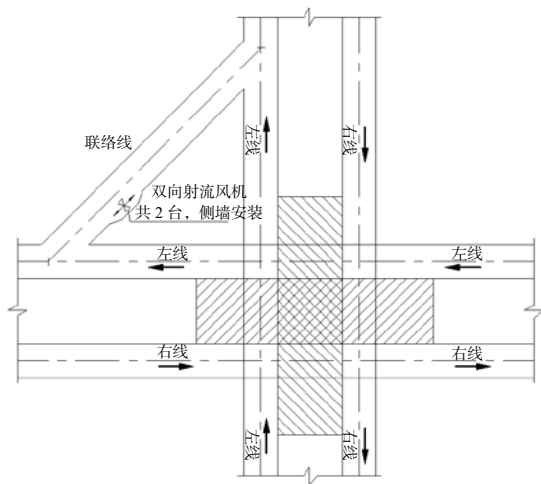


图4 单线联络线区间通风系统布置图

对于平行换乘车站设置的联络渡线,由于设计案例很少,因此对这种特殊型式联络线的隧道通风系统的研究几乎没有。笔者在上海市轨道交通17号线的设计过程中,在虹桥火车站站设置了这种类型的联络线,下面就以此工程的设计情况简要介绍,希望能借此抛砖引玉。

3 联络渡线处隧道通风系统的模拟分析

虹桥火车站位于虹桥机场西侧,虹桥综合交通枢纽工程高铁主站房的正下方。是由地铁2号线、10号线、17号线、原规划5号线及原规划17号线构成的换乘站,其中2号线、17号线两线采用平行换乘,与10号线一起位于地下二层,原规划5号线与原规划17号线位于地下三层,仅预留土建条件。在17号线进行设计时,2号线已经运营,在17号线的下行线和2号线下行线之间需要设置一根联络渡线。

考虑到联络线本身长度太短仅有20米无法设置射流风机,因此在17号线区间内靠近岔心处设置两组射流风机。如图5所示。

由于2号线建设时间较早,未能收集到相关资料,在建立计算模型时,将此处联络渡线简化成一个直通2号线区间最近的活塞风井的风井,如图6所示。笔者用SES程序模拟了该联络渡线在17号线下行线联通区间火灾时的工况。

在车头火灾工况下,虹桥火车站TVF风机送风,中间风井TVF风机排风,射流风机正转送风,该联络渡线内存在从17号线区间往2号线区间的气流,气流流速为2.25m/s。说明在该工况下,17号线区间内烟气往2号线区间蔓延。

在车尾火灾工况下,虹桥火车站TVF、UOF风机排风,中间风井TVF风机送风,射流风机反转排风,该联络渡线内存在从2号线区间往17号线区间的气流,气流流速达4.25m/s。说明在该工况下,2号线区间内空气往17号线区间流动,对于控制17号线火灾蔓延有利。

通过模拟发现,在火灾工况下,由于联络渡线

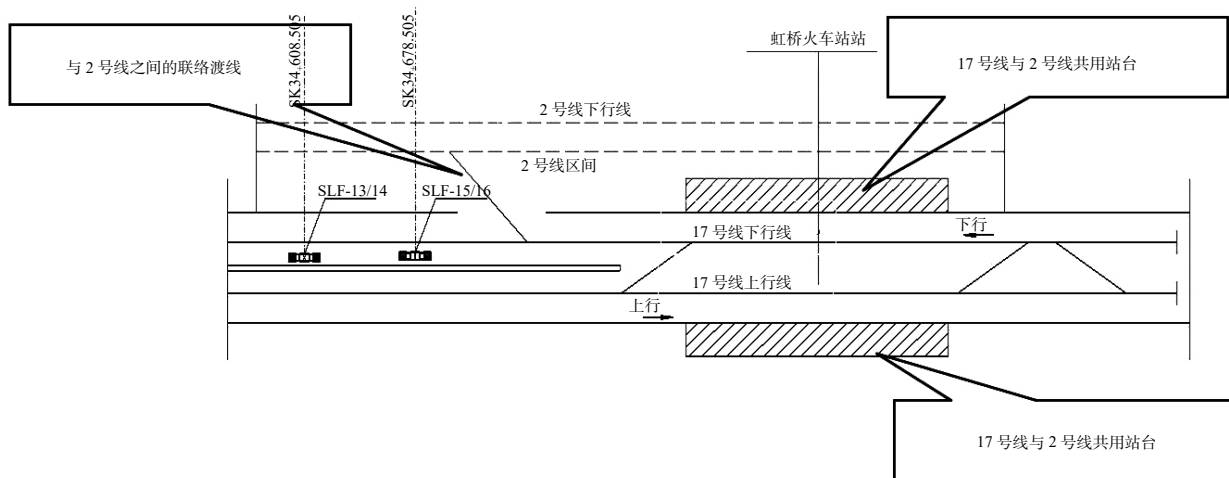


图5 联络渡线处区间通风系统布置图

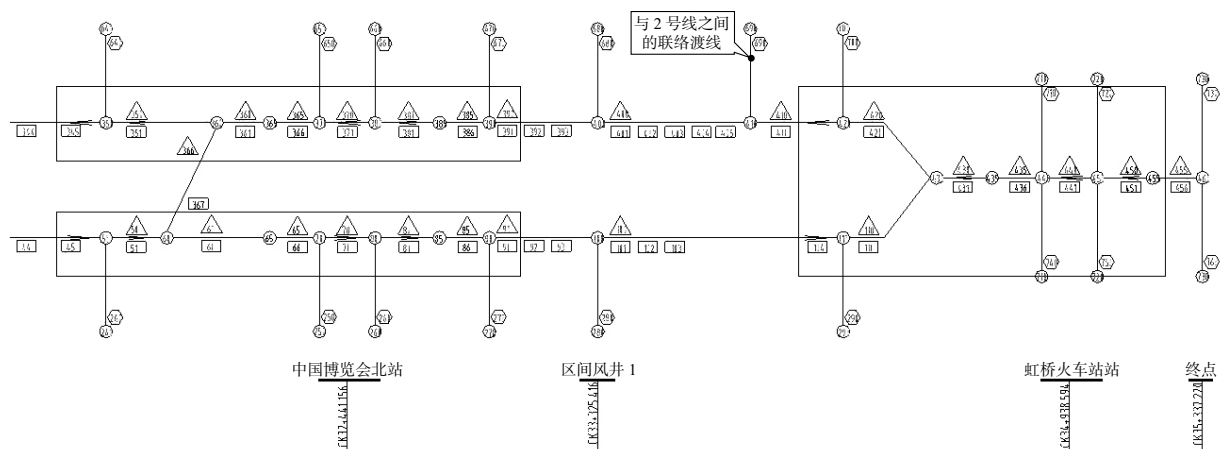


图 6 联络渡线处区间通风系统节点示意图

的存在，会导致烟气影响另外一条非事故线路的情况发生，使得此处的隧道通风系统在可靠性方面存在一定风险。

为了解决上述问题，需要将 17 号线下行线和 2 号线上行线区间结合起来考虑，比如打开 2 号线的 TVF 风机对 2 号线下行线区间送风，这需要将两个车站甚至是两条线的控制系统整合，这在以前的设计中还没有过先例，需要以后进一步研究。在现有的单线独立控制的前提下，最好的解决方案就是在联络线处设置防火卷帘，能确保两条正线之间能够完全分隔开。下面对这两个方案简单分析比较详见表 1。

通过表 1 的比较可以知道，由于本工程牵涉到已经运营车站的改造，考虑到方案施工的难度和可靠性，最终推荐方案一作为实施方案。当 2 号线或者 17 号线下行线阻塞或火灾时，由设备监控专业按照环控专业模式的要求关闭防火卷帘门。

4 结语

联络线作为一种常见的地铁配线，火灾或者阻塞事故工况下，其隧道通风系统关系着 2 条与之相连的线路正线的安全，而国内对于联络线的隧道通风系统的研究少之又少，尤其是对于平行换乘车站设置的联络渡线。联络渡线作为一种特殊的联络线形式，它有着自己的特点，如联络线长度太短无法

表 1 两个方案简单分析比较

	可靠性	安全性	实施难度	维护便捷性	对运营的影响	工程造价
方案一 (设置防火卷帘)	卷帘门平时常开，火灾时联动关闭。需要选择漏风量小，强度高，满足耐火极限要求的防火卷帘门，确保 2 号线和 17 号线下行线完全分隔开。可靠性较高	列车运行活塞风对防火卷帘冲击很大，可能导致卷帘门吸入隧道影响行车安全。安全性一般	简单，对土建和动照，综合监控专业改造小，需要处理好与接触网的关系	一般，需要运营单位按规定对防火卷帘门进行定期维护，确保防火卷帘门在需要时能按设计工况关闭。	设计施工周期短，对 2 号线运营基本没有影响	小
方案二 (设置射流风机)	通过程序模拟，火灾或者阻塞事故时区间可满足《地铁设计规范》要求。由于联络线断面面积较大，会导致烟气影响另外一条非事故区间。可靠性一般	增加的设备在线路旁边，安全性较高	困难，对土建和动照，综合监控专业改造大	一般，需要定期对射流风机等设备进行维护	设计施工周期较长，对 2 号线运营影响较大	较大

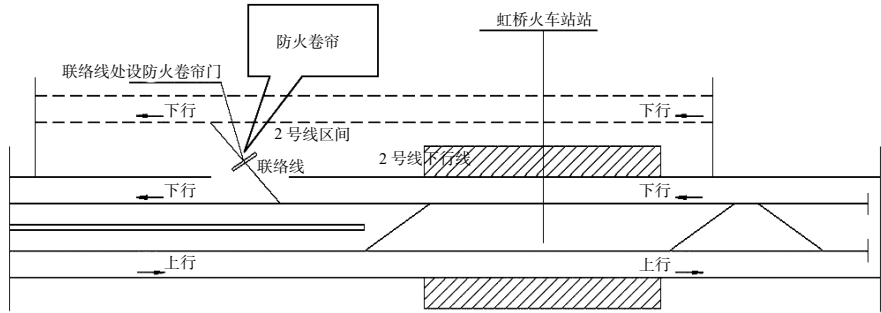


图 7 联络渡线处区间设置防火卷帘布置图

布置射流风机设备等,因此无法按照常规单线联络线的要求来设置隧道通风系统。

结合上海市轨道交通 17 号线工程虹桥火车站站的方案分析,在正线上设置射流风机时,通过模拟发现,在火灾工况下,烟气会通过联络渡线影响另外一条非事故线路,使得此处的隧道通风系统在可靠性方面存在一定风险。在联络线处设置防火卷帘能确保在火灾时两条正线之间能够完全分隔开,而且防火卷帘的方案初投资最小,因此有条件的车站

在设计时建议采用此方案。

参考文献

- [1] GB 50157-2013 地铁设计规范 [s]. 北京: 中国计划出版社, 2013 年.
- [2] 班世银. 城市轨道交通联络线规划布局研究 —— 以北京市为例, 北京交通大学硕士学位论文, 2011 年.
- [3] 梁青槐, 王家琦, 张怡. 同站台换乘实现地铁跨线运行线路设计技术研究, 都市快轨交通, 2015 年 10 月第 28 卷第 5 期, 16-20.

典型办公室室内污染物扩散和热舒适环境数值模拟研究

王晨华¹², 谢东¹², 朱辉¹², 窦秀敏¹², 王汉青¹²

(1. 南华大学土木工程学院, 衡阳 421001; 2. 建筑环境控制技术湖南省工程实验室, 衡阳 421001)

[摘要] 甲醛是新装修房间主要的污染物之一。文章以新装修的分体空调制冷送风办公室为模型, 运用 Fluent 软件对不同空气调节参数条件下, 室内热舒适性和甲醛扩散规律进行了数值模拟研究, 模拟结果给出了甲醛及舒适度 PMV 指标分布情况。研究结论可为改善室内热舒适环境及室内甲醛控制提供参考依据。

[关键词] 分体空调; 污染物扩散; PMV 指标; 数值模拟

0 引言

良好的室内环境是一个能让大多数室内成员认可的舒适热环境, 同时也要为室内人员提供一个高品质空气, 以满足人体热舒适和健康的需要^[1]。随着社会经济的发展, 人类对于室内的热舒适性和空气品质要求也是越来越高, 但是由于室内的家具等物品会造成室内甲醛超标, 会导致恶心、呕吐、咳嗽甚至会导致呼吸道疾病和白血病^[2]。

目前, 大量学者关注室内温度、湿度、气流组织等因素的单方面或综合作用下的室内污染物迁移扩散情况的研究, Ruining Zhuang 等采用数值模拟方法研究了不同气流组织下办公室布局对甲醛扩散迁移影响^[3]。孔佑方采用数值模拟方法研究了温度、湿度等参数对室内甲醛迁移的影响^[4]。陆平平采用现场测试的方法研究了植物净化室内甲醛能力^[5]。夏侯炳等人采用实验与数值模拟相结合的方法研究了自然通风下室内不同布局情况下甲醛浓度变化^[6]。以往大都集中研究各种室内外因素、空间布局对室内污染物影响时, 往往忽略了室内的热舒适度是否还满足要求。本文以新装修的分体空调制冷送风办公室为模型, 运用 CFD 软件对不同空气调节参数条件下, 室内的热舒适性和甲醛扩散规律进行数值模拟, 研究不同空气调节参数下室内热舒适度, 同时对室内甲醛的迁移扩散进行数值模拟与分析, 为改善室内热舒适环境同时进行甲醛控制提供参考依据。

1 CFD 建模及计算

1.1 物理模型的建立

本文以新装修办公室作为研究对象。为了提高网格离散效率及数值计算的精确度, 对室内物体进行合理的简化。办公室尺寸为 (4m×4m×3m), 其中人体以等效矩形体表示, 尺寸为 (0.8m×0.3m×1.2m), 室内释放甲醛的污染源为新购置的书柜及桌子, 其中书柜简化为 (1.2m×0.4m×2m) 的矩形体, 桌子简化为 (1.6m×1.4m×0.75m) 的矩形体。门简化为 (0.8m×2m)

的矩形, 分体空调简化为 (0.585m×0.405m×1.83m) 的的矩形体, 其中送风口简化为 (0.405m×0.405m) 的矩形, 如图 1 所示。模型采用非结构化网格, 网格数为 230 万, 网格分布见图 2。

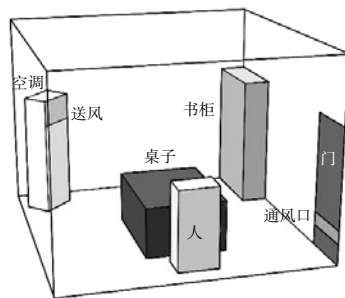


图 1 物理模型

1.2 控制方程

本文采用 ANSYS FLUENT 19.0 对分体空调办公室中的热舒适性及甲醛扩散进行了数值模拟, 假定室内为不可压缩流体, 选用 $k-\varepsilon$ 两方程模型。此外采用输运方程对室内的甲醛扩散进行数值模拟。在数值模拟计算中, 进行了以下假设:

- (1) 从家具释放甲醛的速率是恒定不变的;
- (2) 室外新风中不含任何污染物;
- (3) 室内污染物只有甲醛, 不考虑其他污染物的存在。

针对本文所建立的数学模型, 其基本形式与各控制方程具有相同的形式, 可以使用如下通用方程表示:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho u\phi) = \text{div}(\Gamma \text{grad}\phi) + S \quad (1)$$

式中, ϕ 表示通用变量, 可用 u 、 v 、 w 、 T 等替代; Γ 表示广义扩散系数; S 表示广义源项。

其中 $k-\varepsilon$ 两方程模型中的几个系数取值如下:

$$C_{\mu} = 0.10; \sigma_k = 1.00; \sigma_{\varepsilon} = 1.30; C_{1\varepsilon} = 1.44; C_{2\varepsilon} = 1.92$$

本文针对甲醛的扩散系数计算采用富勒(Fuller)等提出的公式:

$$D = \frac{0.0101 T^{1.75} \sqrt{\frac{1}{M_A} + \frac{1}{M_B}}}{P[(\sum v_A)^{1/3} + (\sum v_B)^{1/3}]^2} \quad (2)$$

其中 D 是扩散系数 (m^2/s); T 为热力学温度 (K); $M_A M_B$ 组分 A 、 B 的摩尔质量 (kg/kmol); $\sum v_A \sum v_B$ 组分 A 、 B 的分子扩散体积 (cm^3/mol)。

甲醛的扩散系数可简化为:

$$D = 8.028 \times 10^{-10} T^{1.75} \quad (3)$$

1.3 边界条件的设定及计算方法的选取

本文假设气流为低速理想气体,密度、粘度等参数符合 Boussinesq 假设,室内书柜及桌子是室内释放甲醛的源项,且恒定释放率为 $1.0 \times 10^{-9} \text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 。通风口尺寸为 $(0.44\text{m} \times 0.4\text{m})$,且设为压力出口,压力大小等于环境大气压力;地面和家具面温度为 26°C ,其他壁面温度为 30°C ,无滑移壁面条件,采用标准壁面函数,取人体坐姿活动散热量 $69.78\text{W}/\text{m}^{2[8]}$ 。文章采用基于压力的耦合求解方法,动量、能量、 K 和 ε 均选用二阶迎风格式。

2 PMV 评价指标及计算方法

预计平均热感觉指数 (PMV) 是根据人体热平衡进行计算,其代表了大多数人对同一环境的冷热感觉,从而实现对人体舒适感的评价。PMV 指标分度见表 1^[7]。我国 GB 50019-2003 规定 $|\text{PMV}| \leq 1$ 认为热环境是满意的。本文采用《中等热环境 PMV 和 PPD 指数的测定及热舒适条件的规定》(GB/T 18049-2000)^[8] 所推荐的公式:根据办公室实际情况,取人体坐姿活动代谢 $M=69.78\text{W}/\text{m}^2$,所做的机

械工为 0,服装热阻为 1clo(轻便服装)。在求解各因素与 PMV 的关系时,先取其它因素为常量,再根据 PMV 的表达式,利用 C++ 语言编制 PMV 计算程序求得^[9]。

表 1 PMV 分度值

PMV 值	-3	-2	-1	0	1	2	3
热感觉	冷	凉	微凉	适中	微暖	暖	热

3 计算结果及分析

3.1 送风速度对室内环境的影响

根据现场实测,选定 $0.8\text{m}/\text{s}$ 、 $1.6\text{m}/\text{s}$ 、 $2.4\text{m}/\text{s}$ 三种风速进行研究,并设置送风温度为 293K ,室内污染源为办公室新购置的办公桌及书柜。本文采用《民用建筑工程室内环境污染控制规范》(GB 50325-2010)^[10] 规定的一类民用建筑的甲醛浓度 $0.08\text{mg}/\text{m}^3$ 为限值。考虑到成人坐姿呼吸高度为 1.1m ,故本文选择 $Z=1.1\text{m}$ 和 $Y=2\text{m}$ 处进行室内污染物分析。人体头部是体温调节过程中最重要和恒温要求最高的区域^[11],故本文取 $Z=1.05\text{m}$ 和 $Y=2\text{m}$ 处进行室内热舒适性分析,三种不同风速下室内环境变化如图 2、图 3。

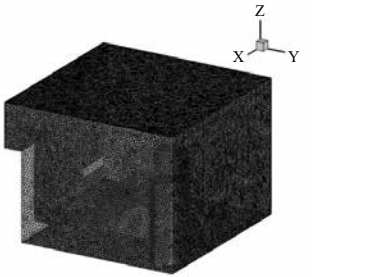


图 2 计算网格分布图

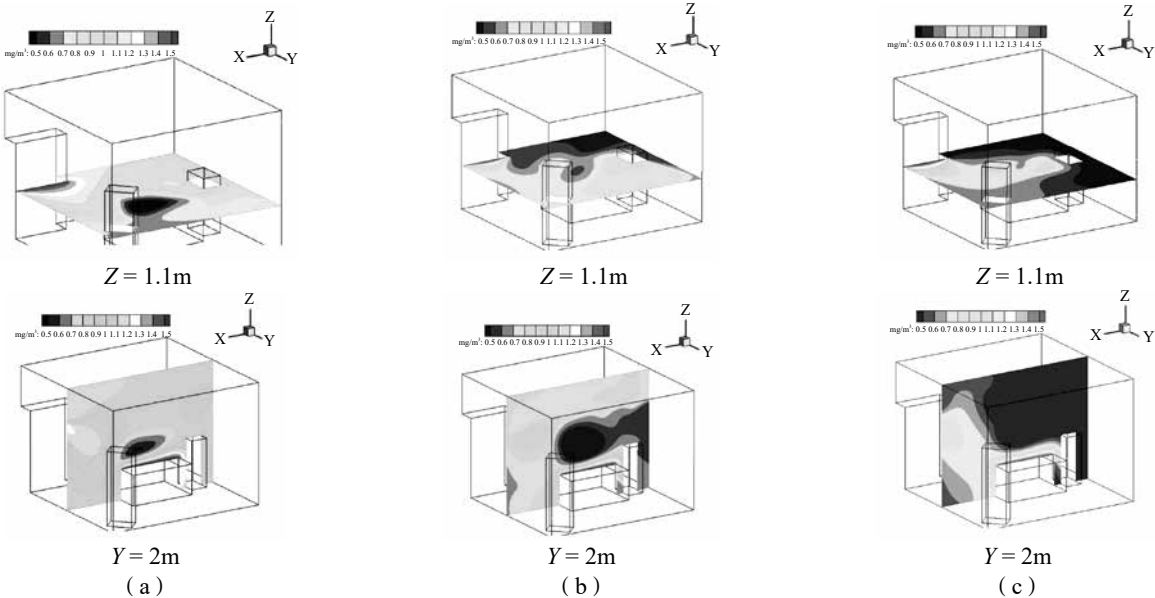


图 3 不同送风速度下甲醛浓度 (a) $0.8\text{m}/\text{s}$ (b) $1.6\text{m}/\text{s}$ (c) $2.4\text{m}/\text{s}$

由图2可以看出,甲醛由新购置的桌子及柜子表面散发。送风速度越高,室内甲醛的平均浓度越低。当送风速度为0.8m/s时,人员工作区甲醛浓度超标1.3倍,在污染源周围存在有高污染区,并由近到远呈现出甲醛由高到低的浓度分布。当送风速度为1.6m/s时,甲醛浓度超标面积减小,人员工作区甲醛浓度与国标限值相接近,室内存在局部超标。当分体空调速度升至2.4m/s时,人员工作区的甲醛已经可以很好的控制,除污染源周围还存在局部超标,其余地方已经全部在达到阈值范围内。

由图3可以看出,当送风速度为0.8m/s时,人员工作区PMV值在-0.5~1,此时工作区热环境是令人满意,人员感觉比较舒适,但同时室内垂直面上存在热分层现象,随着高度的增加,热环境逐渐恶劣;当送风速度为1.6m/s时,人员工作区PMV值在-1.5~1,人员右侧出现PMV值<-1的区域,人员右侧感觉偏冷,室内垂直方向上仍存在热分层现象,但偏热区域已经逐渐减小。当送风速度升高至2.4m/s时,人员工作区PMV值在-1.5~0.5,人员右侧PMV值<-1的区域的面积增加,人员右侧感觉偏冷。对比图2、图3可以得出,随着送风速度的增加,室内甲醛浓度逐渐降低,当送风速度增加至2.4m/s时,室内甲醛浓度已经可以控制在阈值内,但此时人体右侧PMV值<-1的区域的面积最大,

人体右侧感觉偏冷,人体感觉不舒服。

3.2 送风温度对室内环境的影响

由上文可知,当送风速度为2.4m/s时,室内甲醛浓度可以控制在阈值内,但人员存在偏冷的情况,因此根据夏季室内情况,分别选择送风温度为293K、295K、297K进行研究。三种温度下室内热舒适度如图4所示。由图4可以看出,当送风温度为295K时,PMV值小于-1的区域的面积逐渐减小,人员区域达到 $|PMV| \leq 1$,此时工作区热环境是令人满意,人员感觉比较舒适。当送风温度为297K时,人员左侧,上侧都出现PMV值大于1的区域,人体右侧感觉偏热,人体感觉不舒服。

4 结论

本文建立了新装修办公室的三维几何和数学模型,针对不同空气调节参数条件下的室内热舒适性和污染物扩散规律进行了数值模拟研究,得出以下结论:

- (1) 随着送风速度的增加,室内甲醛浓度逐渐下降。当分体空调送风速度为2.4m/s时,室内甲醛浓度可以控制在阈值内。
- (2) 当送风速度为2.4m/s时,室内热舒适度随着送风温度的升高而逐渐偏热。当送风温度为295K时,室内达到最优的热环境条件。
- (3) 数值模拟方法可以清晰形象的得到室内污

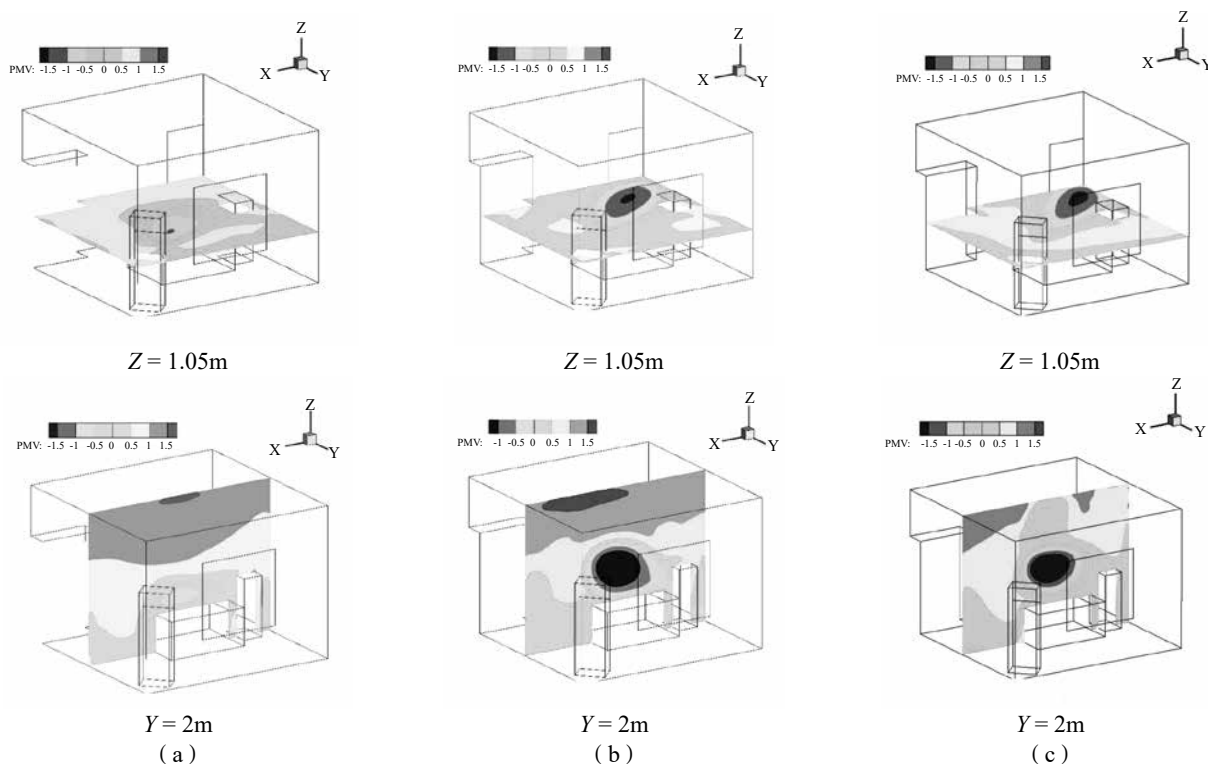


图4 不同送风速度下室内热舒适程度 (a) 0.8m/s (b) 1.6m/s (c) 2.4m/s

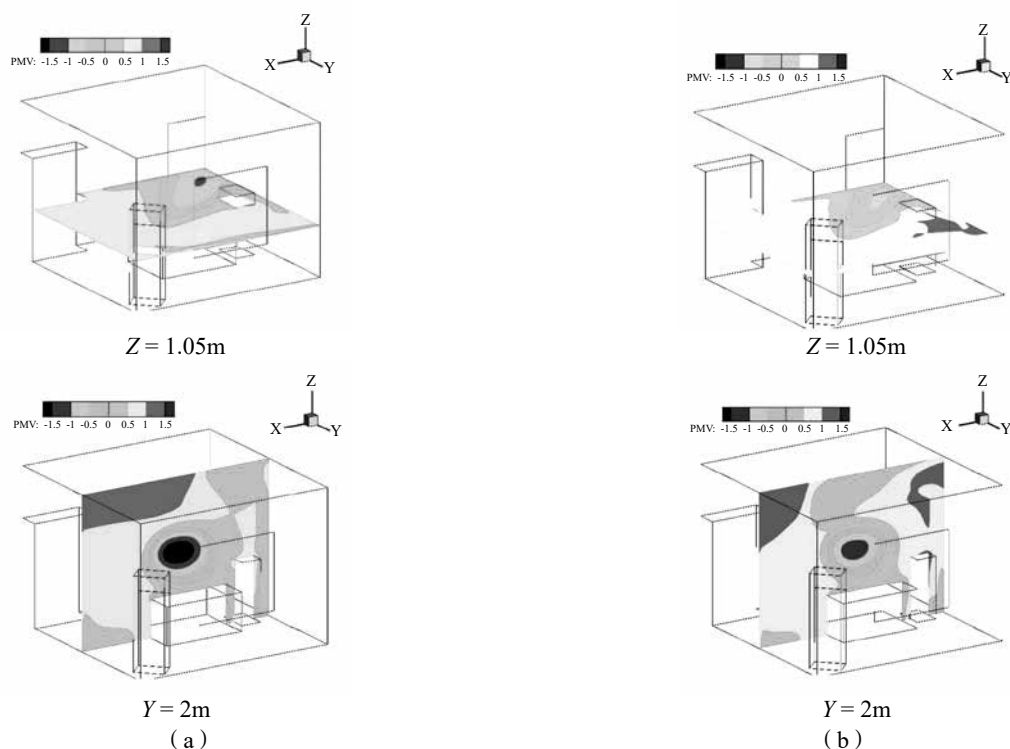


图5 不同送风温度下室内热舒适程度 (a) 295K (b) 297K

染物及 PMV 指标的分布状况, 对于指导室内改善室内热舒适环境及室内甲醛控制有重要研究意义, 从而同时满足人体热舒适和健康的需要。

参考文献

- [1] 张国强, 喻李葵. 室内装修——谨防人类健康杀手[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2003.
- [2] Phase I/Phase II Study of Blinatumomab in Pediatric Patients With Relapsed/Refractory Acute Lymphoblastic Leukemia von Stackelberg, Arend; Locatelli, Franco; Zugmaier, Gerhard; JOURNAL OF CLINICAL ONCOLOGY 34 36 DEC 20 2016.
- [3] Zhuang R, Li X, Tu J. CFD study of the effects of furniture layout on indoor air quality under typical office ventilation schemes[J]. Building Simulation, 2014, 7(3):263–275.
- [4] 孔佑方. 空气调节对室内气体污染物扩散影响的数值模拟[D]. 华北水利水电大学, 2018.
- [5] 陆平平. 新装修室内甲醛散发的数值模拟及植物净化甲醛的研究[D]. 青岛理工大学, 2009.

- [6] 夏侯炳, 申君, 姜娅. 自然通风下室内甲醛浓度数值模拟与试验研究[J]. 科技创新与应用, 2019(4):45–46.

- [7] ASHRAE. ASHRAE Handbook: Fundamentals[M]. Atlanta(USA):ASHRAE, 2001.

- [8] 中华人民共和国住房和城乡建设部. 中等热环境 PMV 和 PPD 指数的测定及热舒适条件的规定 (GB/T 18049–2000) [S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2000.

- [9] 谢东, 王汉青. 不同气流组织下夏季空调室内热舒适环境模拟[J]. 建筑热能通风空调, 2008, 27(3):66–69.

- [10] 中华人民共和国住房和城乡建设部, 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局. 民用建筑工程室内环境污染控制规范 (GB 50325–2010) [S]. 北京: 中国计划出版社, 2011.

- [11] 庞诚, 顾鼎良. 头部的温度调节及其选择性制冷[J]. 航空学报, 1995, 16(1):7–11.

围护结构动态热湿耦合传递模拟计算模型及其算法对比

董文强, 陈友明, 鲍 洋, 房爱民

(湖南大学土木工程学院, 长沙 410082)

[摘 要] 在 Künzle 的研究基础上, 根据质量守恒定律和能量守恒定律, 建立了一个以温度和相对湿度为驱动势的建筑墙体热、湿耦合传递非稳态模型。开发求解该模型的 Fortran 程序, 并以 HAMSTAD 基准案例 2 和一个实验测试数据集为案例, 对不同时间步长和不同空间步长的程序模拟结果进行对比, 验证了所建立模型的准确性和开发的 Fortran 程序的实用性。

[关键词] 多孔介质墙体; 热湿耦合传递; Fortran; 空间步长; 时间步长; 模型验证

0 引言

多孔介质建筑中的热湿同时传递的研究已有数十年, 并有许多理论模型被提出。早期已有许多学者进行这方面研究^[1-5]。然而, 热湿同时传递的研究比单纯的热传递研究更加困难, 这是因为湿传递机制较为复杂, 包括: 表面发散、扩散和毛细传输等^[6]。并且各理论模型的驱动势与假设条件不同, 导致尚未有统一的理论模型来描述多孔介质墙体内部的热湿迁移。

Mendes 等人^[7]提出了以温度梯度和湿容量梯度为驱动势的多层墙体热湿传递模型, 对多层材料分界处的物性不连续性进行了处理, 并研究了在不同边界条件下各种常用建筑材料的热湿传递的几种简化模型, 离散代数方程采用 MTDMA 求解。结果表明忽略传湿将不能准确预测建筑的热湿性能。黄建恩等人^[8]以水蒸气分压力和温度作为驱动势, 建立了多层墙体热湿耦合迁移模型, 以非平衡热力学原理验证了驱动势的合理性, 并将新模型与 Budaiwi 修正模型求解结果进行对比, 验证了模型的有效性。Belarbi^[9]和 Menghao Qin^[10]等人以温度和水蒸汽密度为驱动势建立了多层建筑材料内的热湿耦合传递模型。该模型的缺点在于热控制方程的非稳态项中没有考虑湿对热容的影响, 且控制方程中相变因子和温度梯度系数难以确定。

多孔介质墙体内部的热、湿同时传递可以通过一组相互耦合的偏微分方程组来描述。由于建筑墙体的高度与宽度比其厚度大的多, 墙体内部的传热传质过程可以认为是一维的。本文在 Künzle^[11]的研究基础上, 以室外气象条件作为边界条件, 根据质量守恒定律和能量守恒定律, 建立了一个以温度和相对湿度为驱动势的建筑墙体热、湿耦合传递非稳态模型。开发求解该模型的 Fortran 程序, 并以 HAMSTAD 基准案例 2 和一个实验测试数据集为案例, 对

不同时间步长和不同空间步长的程序模拟结果进行对比, 以验证所建立模型的准确性和开发的 Fortran 程序的实用性。

1 热湿耦合传递模型

多层围护结构的物理模型如图 1 所示:

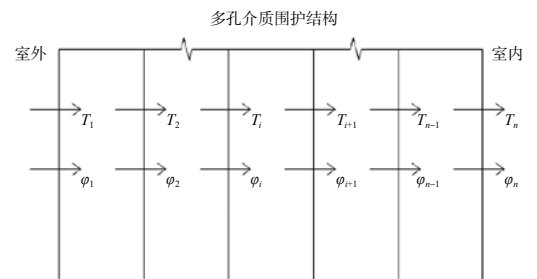


图 1 多孔介质围护结构热湿耦合传递示意图

本模型为多孔性围护结构动态热湿耦合传递模型(以下简称本模型或 HMCT 模型; dynamic heat and moisture coupling transfer(HMCT))。在本模型中, 忽略结冰和融化过程的影响, 认为孔隙内只有气、液两项, 其中湿空气按理想气体处理, 以温度和相对湿度作为驱动势, 避免了在交界面处驱动势不连续的问题。

湿控制方程为:

$$\xi \frac{\partial \phi}{\partial t} = \nabla \left((\delta_p \phi \frac{dP_{sat}}{dT} + K_l \rho_l R_D \ln(\phi)) \nabla T \right. \quad (1)$$

$$\left. + (\delta_p P_{sat} + K_l \rho_l R_D \frac{T}{\phi}) \nabla \phi \right)$$

热控制方程为:

$$(\rho_m c_{p,m} + c_{p,l} w) \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \left((\lambda + h_{lv} \delta_p \frac{dP_{sat}}{dT}) \nabla T \right. \quad (2)$$

$$\left. + h_{lv} \delta_p P_{sat} \nabla \phi \right)$$

式中, ϕ 为相对湿度; T 为温度 (K); t 为时间 (s); δ_p 为水蒸气渗透系数 ($\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{Pa})$); P_{sat}

为饱和蒸汽压力（为温度的单值函数）（Pa）； K_l 为液态水渗透率（ $\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s}\cdot\text{Pa})$ ）； ρ_l 为液态水密度（ kg/m^3 ）； R_D 为水蒸气气体常数（ $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ）； ξ 为等温吸放湿曲线的斜率（ kg/m^3 ）； ρ_m 为干材料密度（ kg/m^3 ）； $c_{p,m}$ 为干材料的比热（ $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ）； w 为体积含湿量（ kg/m^3 ）； h_v 为水蒸气的汽化潜热（ J/kg ）； λ 为导热系数（ $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ）。

外表面边界条件为：

$$g_{n,e} = \beta_{p,e} (\varphi_e P_{sat,e} - \varphi_{surfe} P_{sat,surfe}) \quad (3)$$

$$q_{n,e} = h_e (T_e - T_{surfe}) + h_{lv} g_{n,e} + \alpha q_{solar} \quad (4)$$

式中， $g_{n,e}$ 为通过墙体外表面的湿流量（ $\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ ）； $q_{n,e}$ 为通过外表面的热流量（ W/m^2 ）； $\beta_{p,e}$ 为墙体外表面对流传质系数（ $\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s}\cdot\text{Pa})$ ）； φ_e 为室外相对湿度； φ_{surfe} 为墙体外表面相对湿度； $P_{sat,e}$ 为室外饱和水蒸汽压力（Pa）； $P_{sat,surfe}$ 为墙体外表面饱和水蒸汽压力（Pa）， h_e 为墙体外表面对流换热系数（ $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ ）； T_e 为室外空气温度（K）； T_{surfe} 为墙体外表面温度（K）； α 为墙体外表面太阳辐射吸收率； q_{solar} 为垂直照射在墙体外表面上的太阳辐射（ W/m^2 ）。

内表面边界条件为：

$$g_{n,i} = \beta_{p,i} (\varphi_i P_{sat,i} - \varphi_{surfi} P_{sat,surfi}) \quad (5)$$

$$q_{n,i} = h_i (T_i - T_{surfi}) + h_{lv} g_{n,i} \quad (6)$$

式中， $g_{n,i}$ 为通过墙体内表面的湿流量（ $\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ ）； $q_{n,i}$ 为通过内表面的热流量（ W/m^2 ）； $\beta_{p,i}$ 为墙体内表面对流传质系数（ $\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s}\cdot\text{Pa})$ ）； φ_i 为室内相对湿度； φ_{surfi} 为墙体内表面相对湿度； $P_{sat,i}$ 为室内饱和水蒸汽压力（Pa）； $P_{sat,surfi}$ 为墙体内表面饱和水蒸汽压力（Pa）， h_i 为墙体内表面对流换热系数（ $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ ）； T_i 为室内空气温度（K）； T_{surfi} 为墙体内表面温度（K）。

2 模型求解方法

由围护结构的热湿耦合传递模型是一个变系数的偏微分方程组，具有强烈的非线性和耦合性，因此几乎无法得到解析解，只能采用数值方法来求解。对耦合方程的离散化是方程进行数值求解的必要过程。

本模型为一维，采用有限差分法。空间节点上采用一阶中心差分格式的外节点法离散化。时间的离散有向前或者向后差分，即显式和隐式。显式格式计算工作量小，但是对时间步长和空间步长有一定的限制，否则会出现不合理的振荡解。而隐式格

式对于时间和空间步长都没有限制，不会出现振荡现象，缺点是计算工作量大。

本模型选择 Crank-Nicholson（加权隐式）格式来离散控制方程，该离散方程的一个显著特点是很多方程系数都包含着待求的未知量，是典型的非线性方程组，采用牛顿迭代法把非线性方程组化为线性方程组，再使用 Gauss 消元法对线性方程组进行求解。基于此编制求解该模型的 Fortran 程序。

3 模型验证及步长变化对模拟结果的影响

3.1 HAMSTAD 基准案例 2 对比验证

HAMSTAD 基准案例 2 分析了单层各向同性墙体的等温干燥过程。墙体结构的空气气密性良好，其厚度为 200mm，如图 2 所示，墙体的初始温度为 20℃，初始含湿量为 84.7687 kg/m^3 （相对湿度 95%），某时刻，周围环境的相对湿度突然发生变化，室外相对湿度变为 45%，室内相对湿度变为 65%，而环境的温度保持不变，仍为 20℃。墙体内外表面的传热系数均为 25 $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ ，墙体内外表面的传质系数均为 1.0 $\times 10^{-3}\text{s}/\text{m}$ 。墙体材料的参数见表 1。验证实例的详细描述请参考文献 [12]。模拟时间为 1000h。要求的输出结果为 100、300、1000h 时，墙体含湿量分布。

这里用该案例来验证 HMCT 模型，并对时间步长变化和空间步长变化时墙体含湿量分布变化。结果如图 3~4 所示。误差分析使用模拟结果与解析解（由于此案例考虑的是稳态情况下的单层墙体，可以得出其解析解）的最大误差 MAXE、平均误差 ME 和百分比均方根误差 %RMSE 来表示，如表 2~3 所示。

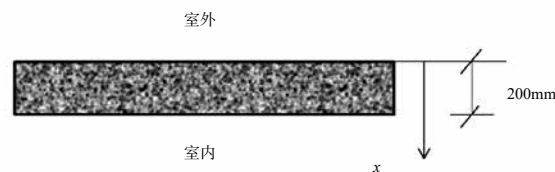


图 2 HAMSTAD 验证实例 2 中墙体的详细结构

表 1 各向同性墙体的材料参数

等温吸附曲线 / (kg/m^3)	$w = \frac{116}{(1 - \frac{1}{0.118} \ln(\varphi))^{0.869}}$
蒸汽渗透系数 / s	$\delta_p = 1 \times 10^{-15}$
湿扩散率 / (m^2/s)	$D_w = 6 \times 10^{-10}$
液态水渗透率 / s	$K_l = \frac{(D_w \xi - \delta_p P_s) \varphi}{R_D T \rho_l}$
导热系数 / ($\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$)	$\lambda = 0.15$
比热容 / ($\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$)	$c_{p,m} = 800$
密度 / (kg/m^3)	$\rho_m = 525$

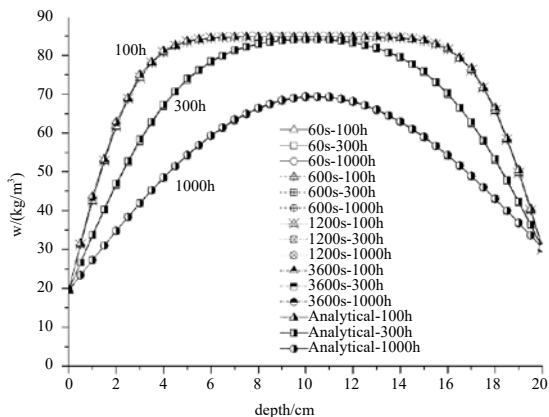


图3 不同时间步长下 100、300、1000h 墙体含湿量分布

从图3和表2可以看出,时间步长为60s、600s、1200s和3600s时对模拟结果的影响不大。在这一范围内,时间步长的任意取值都可得到较为准确的模拟结果。但是步长越小,模拟计算时间越长,对于长期模拟来说,时间步长取3600s已足够准确。

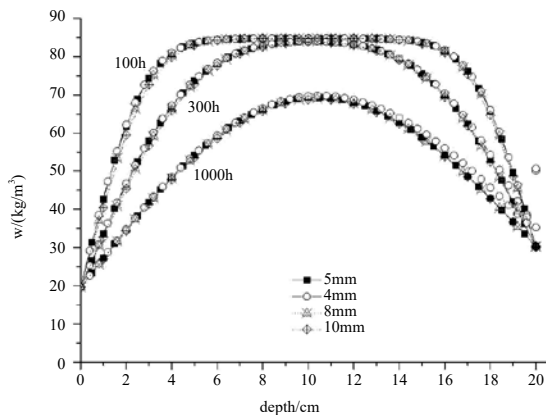


图4 不同空间步长下 100h、300h 和 1000h 的墙体含湿量分布

从图4和表3可以看出,当空间步长为5mm/

8mm/10mm时,空间步长越小,模拟结果越准确;但空间步长过小(4mm),反而会得到错误的结果。这说明合适的空间步长对于准确模拟具有很大的影响。

由图3~4和表2~3可知, HMCT模型模拟结果与解析解结果吻合良好, HMCT模型得到了初步验证。

3.2 实验验证

以一个实验测试数据集^[13]为例,来验证 HMCT模型并分析时间步长变化和空间步长变化对模拟结果的影响。文献[13]描述了在双气候室中用于创建数据集的四种墙体配置的测量,其目的是用于实验验证湿热模拟模型。气候室位于法国城市 Epinal 的木材科学与木材工程学院 (ENSTIB) 木材研究与研究实验室 (LERMAB)。双气候室的示意图见图5。两个室被一个墙隔开,墙上有四个墙体结构。测量腔室和材料内部的温度和相对湿度。

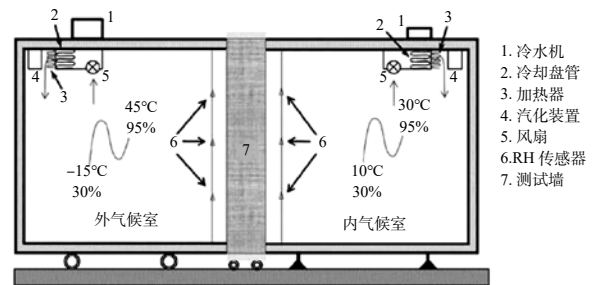


图5 双气候室的示意图

有关气候室设计、气候边界条件(图6)、仪器和材料的更多信息,请参见文献[13]。对于实验材料的材料特性使用 Delphin 材料数据库中的材料参数和 Rafidiriason 等人测得的材料参数^[13,14]混合所得材料参数。初始条件是由各自壁型的中点对应的实验测量值的第一个值确定的。

以#3墙体为模拟墙体(图7),模拟采用的表面传热、传湿系数见文献[15]。

表2 不同时间步长下误差(最大误差 MAXE[kg/m³]、平均误差 ME[kg/m³]和百分比均方根误差 %RMSE[%])

误差	60s			600s			1200s			3600s		
	100h	300h	1000h	100h	300h	1000h	100h	300h	1000h	100h	300h	1000h
MAXE	1.3013	0.5646	0.2532	1.2607	0.5513	0.2476	1.2213	0.5385	0.2422	1.0855	0.4944	0.2231
ME	0.2436	0.2107	0.1609	0.2333	0.2039	0.1572	0.2242	0.1971	0.1535	0.194	0.173	0.1405
%RMSE	0.576	0.3904	0.3304	0.5566	0.38	0.3232	0.5377	0.3698	0.3161	0.4694	0.3342	0.2914

表3 不同空间步长下的误差(最大误差 MAXE[kg/m³]、平均误差 ME[kg/m³]和百分比均方根误差 %RMSE[%])

误差	4mm			5mm			8mm			10mm		
	100h	300h	1000h	100h	300h	1000h	100h	300h	1000h	100h	300h	1000h
MAXE	4.7834	19.6551	20.1796	1.0855	0.4944	0.2231	2.9424	1.3087	0.6073	3.3776	1.7014	0.7853
ME	0.2560	0.7581	1.2382	0.1940	0.1730	0.1405	0.6215	0.5210	0.3794	0.8808	0.7489	0.5493
%RMSE	1.0696	4.7064	6.4118	0.4694	0.3342	0.2914	1.3292	0.9224	0.7674	1.8171	1.3176	1.1119

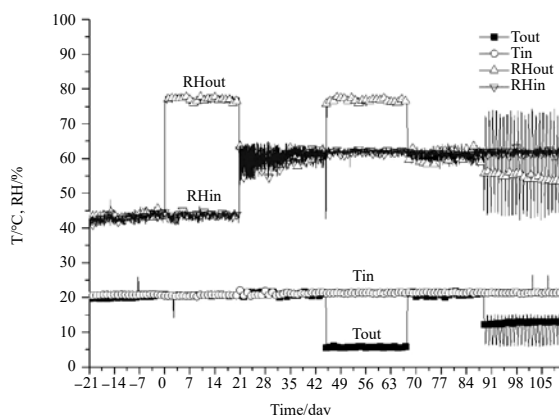


图6 边界条件的示意图

(测试时期分三段: 第1~21天: 等温条件; 第45~68天: 寒冷条件; 第89~110天: 谐波式气候条件)
(图中: Tout/RHout 为室外温度/相对湿度; Tin/RHin 为室内温度/相对湿度)

比较 #3 墙体在 10th/60th/100th 三个测量日随时间步长变化 (1200s/1800s/3600s/600s, 空间步长取 2mm) 和空间步长变化 (2mm/4mm/5mm, 时间步长取 3600s) 时墙体厚度方向上的 T 和 RH 分布的结果。结果见图 8~11, 其中 Experiment 指代实验测量值。

由图 8 和图 9 可知, 在不同时间步长情况下, 时间步长为 1200s、1800s 和 3600s 时的模拟结果基

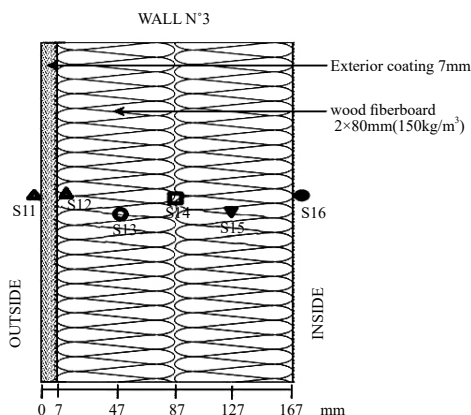


图7 测试墙体 #3 的构造及测点位置

本重合, 这说明在这一范围内的任意时间步长取值对模拟结果的影响不大; 而时间步长为 600s 时的模拟结果则偏差较大, 时间步长为 60s 时计算程序出错, 说明过小的时间步长不适合准确模拟。

由图 10 和图 11 可知, 在不同空间步长情况下, 空间步长为 2mm 和 4mm 时的模拟结果基本重合, 这说明在这一范围内的任意空间步长取值对模拟结果的影响不大。而空间步长为 5mm 时的模拟结果则有一定的偏差。这说明, 空间步长越小, 计算结果越准确。另外, 笔者尝试计算空间步长为 1mm 的模拟结果, 程序出错, 这说明过小的空间步长反而不

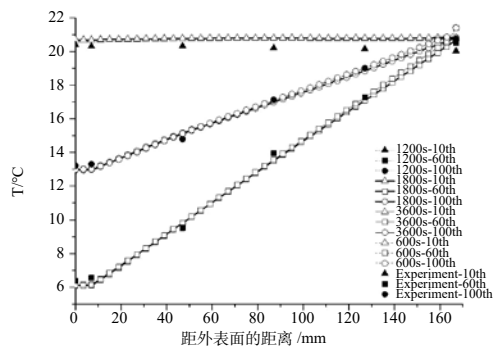


图8 随时间步长变化的 T 分布

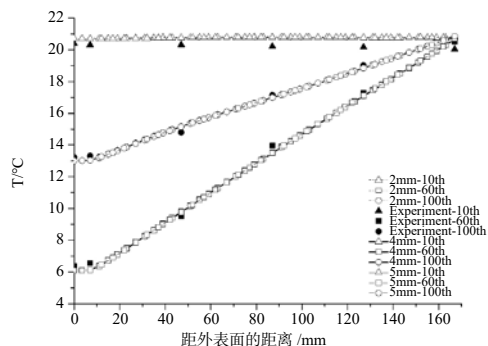


图10 随空间步长变化的 T 分布

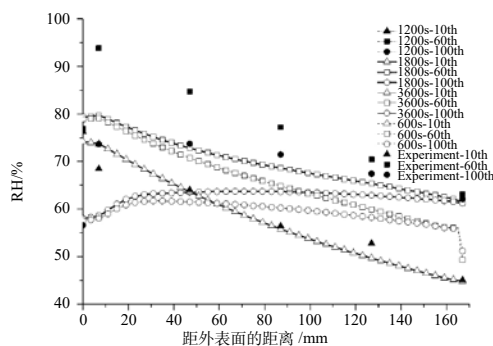


图9 随时间步长变化的 RH 分布

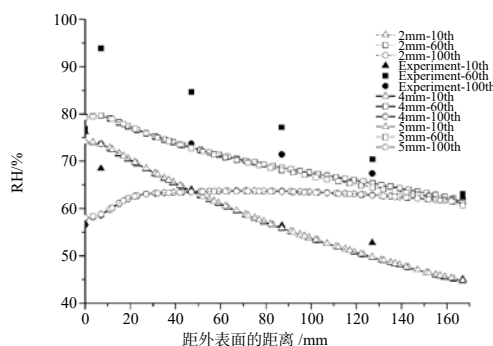


图11 随空间步长变化的 RH 分布

适合准确模拟。

步长越小,模拟计算时间越长,对于长期模拟来说,较大的步长取值反而更合适。

由图 8~11 可知,当模拟温度时, HMCT 模型与实验测试数据之间吻合良好;当模拟相对湿度时, HMCT 模型与实验测试数据之间存在一定的误差(最大 %RMSE 误差为 11.82%)。这进一步验证了 HMCT 模型的准确性。

分析误差产生的来源,如下:(1) HMCT 模型采用相对湿度作为水分驱动势,这在吸湿区域内是合理的;但在毛细水域,主要的水分驱动势已变为毛细压力,再使用相对湿度作为水分驱动势已不合理。所以, HMCT 模型在模拟高相对湿度段时,结果偏差较大。(2) 实验测量产生的误差:在高含湿量情况下,湿度传感器会发生漂移,从而造成测量误差;气候边界条件和实验测量值有粗大误差和缺失值,而在实际模拟时则剔除了这部分误差并补足了缺失值。(3) 材料物性参数取自模拟软件 Delphin 材料数据库参数与文献 [15] 中所采用的参数二者的混合物性参数。这可能与实验条件下的实际材料物性参数有差异,从而造成误差。

4 结论

本文根据单元体守恒定律(质量和能量守恒),以温度和相对湿度为驱动势,建立了墙体热、湿耦合传递非稳态模型(HMCT)。模型以相对湿度作为湿驱动势,避免了含湿量在墙体部件交界面处或墙体表面与空气边界处不连续的问题,简化了分析过程。

本模型选择 Crank-Nicholson(加权隐式)格式来离散控制方程,该离散方程是典型的非线性方程组,采用牛顿迭代法把非线性方程组化为线性方程组,再使用 Gauss 消元法对线性方程组进行求解。基于此编制求解该模型的 Fortran 程序。

以 HAMSTAD 基准案例 2 和一个实验测试数据集为例,对不同时间步长和不同空间步长的程序模拟结果进行对比,验证了所建立模型的准确性和开发的 Fortran 程序的实用性。合适的时间步长和空间步长的取值对于模拟的计算速度和准确程度是有较大影响的。

这对于预测多孔介质围护结构的湿热性能具有指导意义,能够更好的研究多孔性建筑材料的热量和水分耦合过程,且在建筑能耗模拟方面具有优越性。

参考文献

- [1] Glaser H. Graphical method for investigation of diffusion process. German: Kaltechnik, 1958, 35–67.
- [2] Philip J R, Vries D A D. Moisture Movement in Porous Materials Under Temperature Gradients[J]. Eos Transactions American Geophysical Union, 1957, 38(2):222–232.
- [3] Luikov A V. HEAT AND MASS TRANSFER IN CAPILLARY-POROUS BODIES[J]. Advances in Heat Transfer, 1964, 1(1):123–184.
- [4] Berger D, Pei D C T. Drying of hygroscopic capillary porous solids — A theoretical approach[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1973, 16(2):293–302.
- [5] Whitaker S. Simultaneous Heat, Mass, and Momentum Transfer in Porous Media: A Theory of Drying[J]. Advances in Heat Transfer, 1977, 13(08):119–203.
- [6] Goto Y, Wakili K G, Frank T, et al. Heat and moisture balance simulation of a building with vapor-open envelope system for subtropical regions[J]. Building Simulation, 2012, 5(4):301–314.
- [7] Mendes N, Philippi P C. A method for predicting heat and moisture transfer through multilayered walls based on temperature and moisture content gradients[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005, 48(1):37–51.
- [8] 黄建恩, 吕恒林, 冯伟. 多层墙体热湿耦合传递模型及验证[J]. 土木建筑与环境工程, 2015, 37(1):18–22.
- [9] Belarbi R, Qin M, Ait-Mokhtar A, et al. Experimental and theoretical investigation of non-isothermal transfer in hygroscopic building materials[J]. Building & Environment, 2008, 43(12):2154–2162.
- [10] Qin M, Belarbi R, Ait-Mokhtar A, et al. Coupled heat and moisture transfer in multi-layer building materials[J]. Construction & Building Materials, 2009, 23(2):967–975.
- [11] Künzle H. Simultaneous heat and moisture transport in building components, Fraunhofer IRB Verlag, Stuttgart, 1995, 39–40.
- [12] Hagetoft C E. HAMSTAD-Final report: methodology of HAM-modeling, Report R-02 8[R], Gothenburg, Department of Building Physics, Chalmers university of Technology, 2002, 8–50.
- [13] Rafidiarison H, Remond R, Mougel E. Dataset for validating 1-D heat and mass transfer models within building walls with hygroscopic materials[J]. Building and Environment, 2015, 89:356–368.
- [14] Vololonirina O, Coutand M, Perrin B. Characterization of hygrothermal properties of wood-based products — Impact of moisture content and temperature[J]. Construction and Building Materials, 2014, 63:223–233.
- [15] Goesten, A.J.P.M. Januari 2016. Hygrothermal simulation model: Damage as a result of insulating historical buildings. (Graduation report) Building Physics and Services. Eindhoven University of Technology.

风水塘对客家村落热环境影响的模拟研究

吴宇超, 李 琼

(华南理工大学建筑学院, 广州 510641)

[摘 要] 本文通过 Envi-met 软件模拟, 探讨风水塘对客家传统村落室外热环境的影响。对比了无风水塘和有风水塘下的室外热环境, 结果表明传统形式的风水塘主要对宅前空间具有冷却作用, 最大能达到 1℃, 对巷道的冷却作用不明显。在夏季下午 15:30~16:00 左右, 风水塘冷却效果达到最佳。

[关键词] 风水塘; 水体; 热环境; 客家建筑

1 研究背景

客家建筑的基本形制深受古代礼制观念、家族观念和风水观念的影响^[1]。客家人认为宅前建造水池, 可以“补风水”, 以求家族兴旺和福寿安康, 故称之为“风水塘”, 因多为半圆形, 也称“半月塘”。对于“风水塘”的研究, 大多聚焦于客家文化方面, 也有学者指出风水塘具有储存雨水的实际用途^[2]。本文希望从微气候的角度出发, 探讨风水塘这一特殊形式的水体, 对于客家村落热环境的影响。

水体的比热特性使其具有调节气候的能力, 许多研究表明水体可以降温、增湿, 形成水陆风, 降低其周边地区气温和地表温度, 缓解城市热岛效应。刘娇妹^[3]比较北京地区不同下垫面对局地气候的影响, 发现水体对城市的气候增湿降温效应最为明显; 宋晓程^{[4][5]}采用数值模拟结合现场实测的方法, 研究城市水体对局地热湿环境的调节作用, 为滨水区的规划提供了建议。Hong Jin^[6]通过 ENVI-met 研究居住区水体对周围环境的影响, 各布局形式下水体对其下风向区域降温最为明显; 张丛^[7]研究了城市休闲广场水体尺度, 水体分散度和位置对微气候的影响; 王可睿^[8]通过实测结合 ENVI-met 模拟研究景观水体对居住小区热环境的影响, 并给出热环境改善的设计策略。

与水体相关的研究集中在较大尺度, 或是广场、小区等较为开阔的空间, 而客家村落布局紧密, 巷道狭小, 风水塘对宅前空间和这些巷道热环境的影响是本文关注的重点。本文通过软件模拟, 对比客家村落有/无风水塘下的室外热环境, 分析迎风状态下风水塘对周围区域的冷却效果。

2 研究方法

本文采用基于热力学及流体力学原理的三维模拟软件 EMVI-met 对室外热环境进行模拟分析。它

基金项目: 国家自然科学基金 (51778237); 广东省自然科学基金 (2015A030306035); 广州市科技计划项目 (201804020017)。

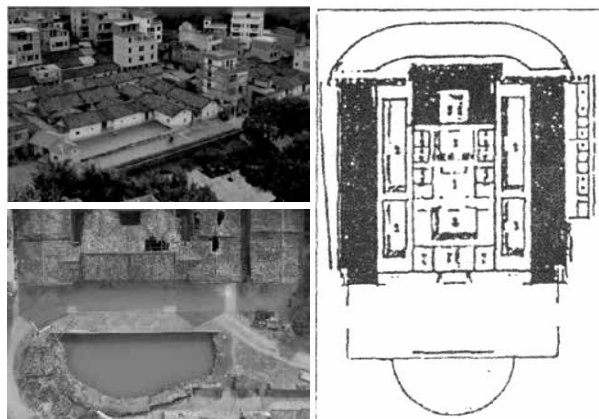


图 1 客家村落中的风水塘

主要包含了大气、表面、土壤、植被和生物气象学五个子模块, 广泛应用于建筑室外环境、城市微气候等领域。本文使用 ENVI-met4.1.0 版本, 支持的网格空间分辨率在 0.5m~10m 之间。

2.1 街巷模型的选取

通过查阅资料和实地调研, 归纳客家建筑和风水塘的普遍组合形式: 风水塘都设置在主宅前, 宽度与主宅相近; 主宅往往是方形祠堂, 其他房屋以主宅为中心围合布置, 建筑间距较小, 巷道往往在 1~2m。基于这些特点, 建立了用于 ENVI-met 模拟的客家建筑街巷模型, 来描述风水塘及其周边建筑区域, 模型主要尺寸如图 2, 其中建筑高 3m, 街巷宽 2m。

2.2 模拟参数设置

客家民居集中在闽、粤、台地区, 简化模型主要以广州从化区的客家建筑为原型, 故模拟地理位置选取广州。为探究水体在夏季的降温效果, 选取广州典型气象年 7 月 15 日的逐时温度和湿度参数, 模拟时间选取日间 10:00~17:00。根据《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范 GB 50736-2012》^[9], 选取广州夏季室外平均风速 1.7m/s, 风向选取 180° 南风, 使建筑群完全处于水体下风向区域。相关的模拟研究表明^[10], 水深超过 0.45m 之后, 水体表面温

度就不会随着水深改变而发生,在 ENVI-met 中水体深度的影响很小,故风水塘水体参数可按 ENVI-met 默认值设置。本文主要探究风水塘对热环境的影响,设置有/无风水塘两个计算工况,计算条件如表 1。

表 1 ENVI-met 模型信息及边界条件

计算域尺寸	120m×120m×30m; 水平方向网格尺寸 2m, 竖直方向 1m
地理位置	23.13°N, 113.27°E (广州)
模拟时间	广州典型气象年 7 月 15 日 10:00~17:00
风速, 风向	1.7m/s, 南风 180°
逐时温湿度	广州典型气象年 7 月 15 日数据
建筑	墙体和屋面参数取 ENVI-met 默认值
下垫面	土壤, 参数取 ENVI-met 默认值 水体, 参数取 ENVI-met 默认值
土壤初始温湿度	0~20cm: 305K/30%; 20~50cm: 307K/40%; 50cm 以下: 306K/50%

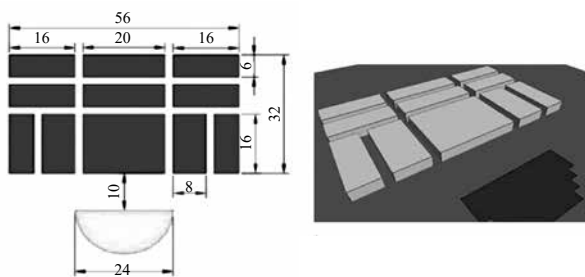


图 2 客家村落及风水塘简化模型

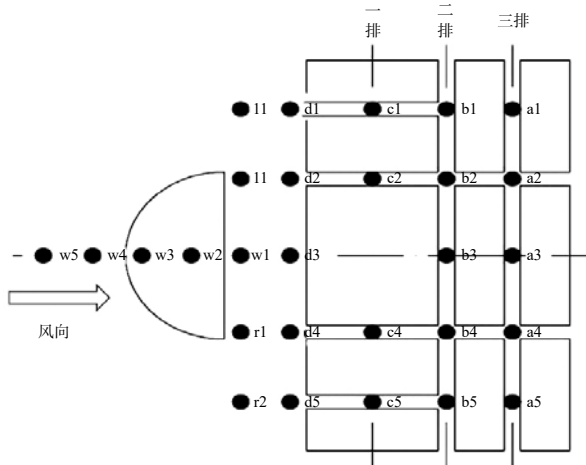


图 3 测点布置图

3 结果

3.1 风水塘对来流空气的影响

为评价风水塘对室外热环境的影响,选取一些典型测点(如图 3 所示)的计算结果进行详细分析。

测点 w5、w4、w3、w2、w1、d3 位于中心轴线上,即迎风方向。通过比较同一时刻有风水塘和无风水塘情况下各测点处的空气温度,分析风水塘对来流空气的冷却作用,结果如图 4 所示。

无水塘时,来流空气由南至北吹向建筑,空气温度逐渐升高。图 4 为 16:00 时轴线上各测点离地

1.5m 高度处的空气温度模拟结果,以风水塘上风向第一个测点 w5 为 x 轴原点,沿风向与 w5 的距离作为各测点的 x 坐标, x 坐标处在 (10, 20) 区间为风水塘区域, $x \geq 30$ 为建筑区域。对比有风水塘和无风水塘工况的计算结果,存在明显的温差,说明风水塘对离地 1.5m 高度处的空气具有冷却作用,同时削弱了建筑对空气的加热效果。16 点时,在测点 w2 (水体区域) 可以造成 1.06°C 的温差,在测点 w1 (水体下风向区域) 可以造成 1.18°C 的温差。

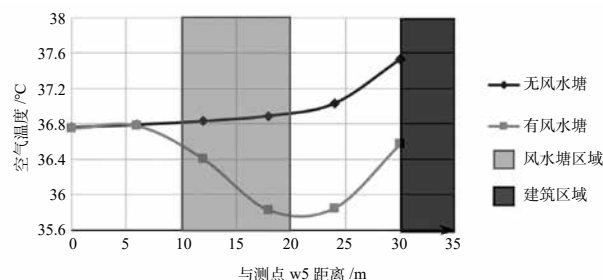


图 4 16:00 中心轴线上各测点空气温度 ($Z=1.5m$)

将无风水塘工况下测点的温度与有风水塘情况下同一测点的温度的差值,定义为风水塘的冷却效果。

图 5 为风水塘在不同高度处对空气的冷却效果,即造成的温差。不同高度处的冷却效果呈现一定的规律:风水塘的冷却效果受风向影响,沿 x 正轴(来流风向)先增加后减少;风水塘的冷却效果随高度的增加逐渐减弱,但在 3.5m 高度处仍然能对来流空气产生一定的冷却效果;高度在 1.5m 以下时,在 $x=18m$ 处冷却效果达到最大,且峰值都在 1.5°C 以上,冷却效果明显;对于 1.5m 以上高度,冷却效果最大值出现的位置向后推移,峰值出现的位置在风水塘下风向区域,呈现空间上的滞后性。

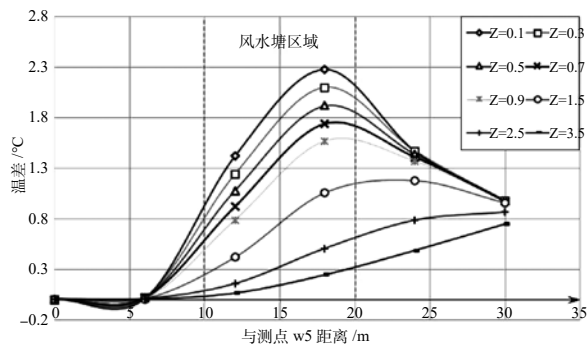


图 5 16:00 中心轴线上各测点不同高度处冷却效果

(Z 值表示高度 /m)

3.2 风水塘对宅前空地的冷却效果

如图 3, 测点 d1~d5, l1、l2、r1、r2、w1 位于建筑与风水塘之间的宅前空地上,通过这些测点模

拟得到的两种工况下的空气温度，可以反映风水塘对宅前空地的冷却效果。表 2 为各时刻宅前测点离地 1.5m 高处的冷却效果。图 6 为研究区域离地 1.5m 高度处冷却效果的空间分布图。

表 2 各时刻宅前空地冷却效果（离地 1.5m 高处）

时刻	主宅左侧		主宅正前方						主宅右侧	
	d1	l1	d2	d3	d4	l2	w1	r1	d5	r2
10:30	0.00	0.00	0.10	0.19	0.10	0.11	0.21	0.11	0.00	0.00
11:00	0.01	0.00	0.12	0.23	0.12	0.14	0.28	0.15	0.00	0.00
11:30	0.00	0.00	0.15	0.29	0.15	0.18	0.34	0.17	0.00	0.00
12:00	0.00	0.00	0.19	0.34	0.19	0.22	0.42	0.22	0.00	0.00
12:30	0.01	0.00	0.23	0.41	0.23	0.27	0.51	0.27	0.01	0.00
13:00	0.01	0.00	0.28	0.51	0.28	0.34	0.64	0.34	0.01	0.00
13:30	0.01	0.00	0.34	0.61	0.34	0.42	0.79	0.42	0.01	0.00
14:00	0.02	0.01	0.41	0.73	0.41	0.51	0.95	0.51	0.01	0.00
14:30	0.02	0.01	0.49	0.86	0.49	0.59	1.12	0.59	0.02	0.01
15:00	0.02	0.01	0.54	0.95	0.54	0.65	1.22	0.65	0.02	0.00
15:30	0.02	0.01	0.56	0.99	0.55	0.66	1.24	0.66	0.02	0.01
16:00	0.02	0.00	0.54	0.96	0.54	0.63	1.18	0.63	0.01	0.00
16:30	0.01	0.01	0.51	0.91	0.50	0.58	1.09	0.58	0.01	0.01
17:00	0.01	0.01	0.45	0.81	0.45	0.50	0.94	0.49	0.02	0.01
平均值	-	-	0.35	0.63	0.35	0.41	0.78	0.41	-	-
最大值	-	-	0.56	0.99	0.55	0.66	1.24	0.66	-	-

由于风水塘宽度有限，在正南风向下，对主宅左侧和右侧的区域几乎没有冷却效果，两种工况下宅前空地最左侧和最右侧的两列测点温度没有差别，此时风水塘主要对主宅正前方的区域有冷却效果，各时刻冷却效果平均值为 0.49℃。

10:30~17:00 期间，随着日间热量的积聚，冷却效果逐渐增大，在下午 15:30 达到最大的冷却效果，随后温差开始减小。正南风向下，位于轴线上的 d3，w1 测点冷却效果最明显，左右两侧冷却效果呈现对称性（l2-r1，d2-d4），同时，在风水塘下风向区域，与风水塘距离越近，冷却效果越明显。

3.3 风水塘对巷道的冷却效果

如图 6，风水塘对部分巷道也存在冷却效果。位于最左侧和最右侧的巷道（包含测点 a1、b1、c1、a5、b5、c4）受制于水塘宽度，在南风下几乎没有冷却效果。表 3 为其余巷道测点冷却效果在各时刻的平均值和最大值。

只有位于中心区域的巷道存在冷却效果，且这些巷道的冷却效果整体不如宅前空地。同样地，距离风水塘越近，巷道冷却效果越明显，第一排巷道

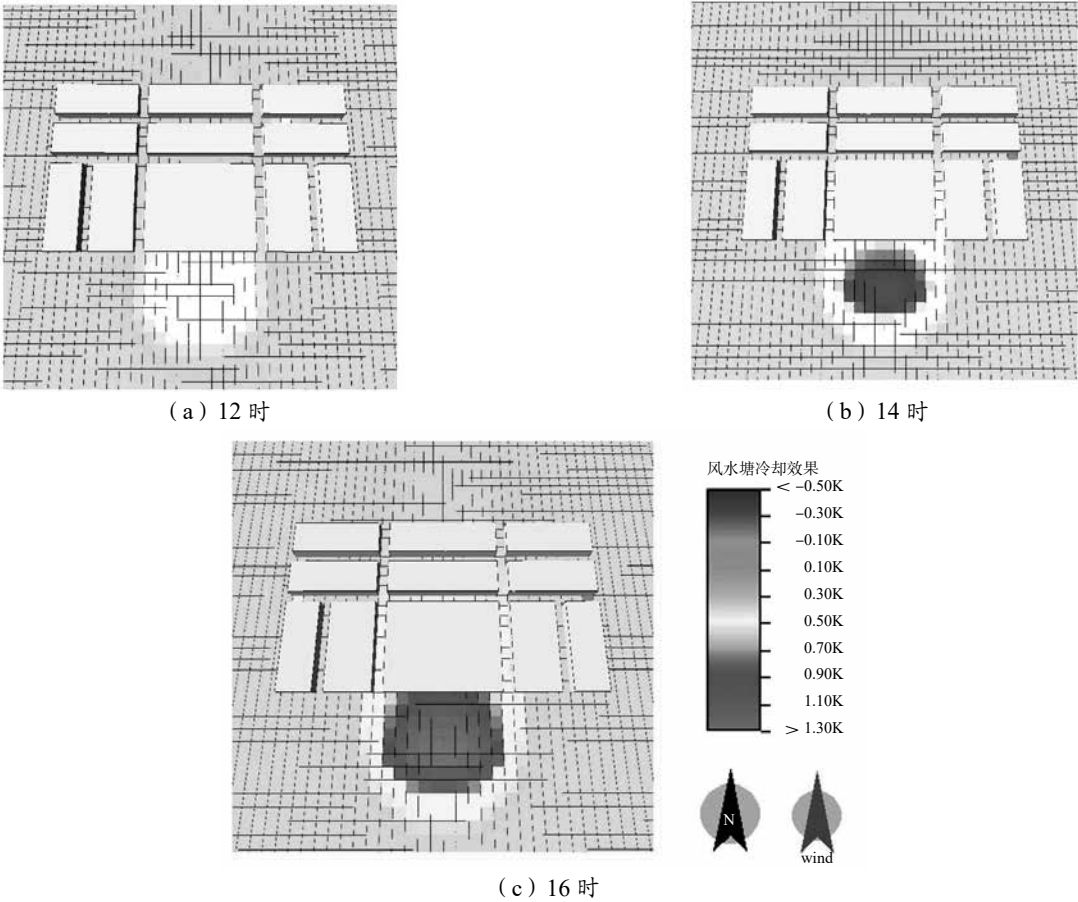


图 6 风水塘冷却效果（12 时/14 时/16 时，z=1.5m）

两种工况下温差最大, 冷却效果最好, 平均值约为 0.27°C 。模拟结果显示, 风水塘对巷道冷却效果最大值出现在下午 16:00 左右, 15:30 至 17:00 期间冷却效果都保持在最大值附近。

表 3 中心区域巷道测点冷却效果 (1.5m 高处)

	第一排巷道		第二排巷道			第三排巷道		
	c2	c3	b2	b3	b4	a2	a3	a4
平均值	0.27	0.26	0.16	0.17	0.16	0.11	0.13	0.12
最大值	0.42	0.41	0.26	0.26	0.25	0.18	0.21	0.18

4 结论

综合以上, 风水塘对来流空气存在冷却效果, 随高度增加冷却效果减弱, 村落建筑高度较低, 通过水体来改善建筑周围的微气候是合适的。在离地 1.5m 高度处 (人行高度), 风水塘最大可以对其下风向区域产生 1.18°C 的冷却效果。

风水塘对下风向区域存在一定的冷却作用, 正面迎风条件下, 传统形式的半圆形风水塘主要调节的是宅前空地中心区域的温度, 对两侧区域几乎没有冷却作用, 这也可以从某个角度反映出主宅 (通常是祠堂) 在客家文化中的中心地位。风水塘对中心区域的巷道也存在一定的冷却效果, 冷却效果和距离相关, 距离较近的巷口最大可以出现 0.4°C 的降温, 后方的巷道冷却作用不明显, 最大约为 0.2°C 。在下午 15:30~16:00 左右, 风水塘冷却效果达到最大值。

参考文献

- [1] 余英. 客家建筑文化研究 [J]. 华南理工大学学报 (自然科学版), 1997(1):14-24.
- [2] 韩业震, 李博, 朱文玉. 围龙屋半月塘的形制研究 [J]. 家具与室内装饰, 2018, 234(08):115-116.
- [3] 刘娇妹, 杨志峰. 北京市冬季不同景观下垫面温湿度变化特征 [J]. 生态学报, 2008, 29(6).
- [4] 宋晓程. 城市水体对周边局地热湿环境影响的研究 [D]. 2016.
- [5] 宋晓程. 城市河流对局地热湿气候影响的数值模拟和现场实测研究 [D]. 哈尔滨工业大学, 2011.
- [6] Jin H, Shao T, Zhang R. Effect of water body forms on microclimate of residential district[J]. Energy Procedia, 2017, 134:256-265.
- [7] 张丛. 城市休闲广场水体布局的微气候效应研究 [D]. 2017.
- [8] 王可睿. 景观水体对居住小区室外热环境影响研究 [D].
- [9] 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范 GB 50736-2012[J]. 建设科技, 2015(10):31-32.
- [10] 陈卓伦. 绿化体系对湿热地区建筑组团室外热环境影响研究 [D]. 华南理工大学, 2010.

复杂空调水系统分析软件 (CENAE-W) 的开发与应用

张宇航, 王 海, 李铮伟

(同济大学, 上海 201804)

[摘 要] 本文介绍了同济大学机械学院见微知筑工作室开发的空调水系统准稳态计算软件 (CENAE-W)。该软件具有以下特点: (1) 对热力问题和水力问题进行了耦合分析; (2) 对包括冷机、水泵、阀门及管网在内的水系统进行准稳态分析; (3) 通过独特的建模和求解方法, 实现了对复杂空调水系统的快速动态求解。本文首先介绍了目前主要的空调水系统分析软件, 然后介绍了该软件的主要部件、界面及求解方法, 最后通过实际案例展示该软件的使用过程。案例分析表明, 该软件能够对空调水系统进行有效的水力平衡分析。

[关键词] 空调水系统; 准稳态计算; 软件

0 引言

随着空调水系统分析需求的快速增长, 许多空调水系统仿真平台应运而生。然而在实际的应用过程中, 不乏少数的仿真平台的应用效果却难以让人满意。有的平台只能应用于结构相对简单的水系统, 无法对复杂的空调水系统进行有效分析; 有的平台只是对系统进行单纯地模拟仿真, 不能分析控制策略和优化; 有的平台计算速度很慢, 不能满足实际应用的需要。因此, 本文提出了一款由同济大学机械学院见微知筑工作室开发的空调水系统准稳态计算软件 (CENAE-W), 并简要介绍了它的主要特点与框架。

1 目前已有的冷水系统仿真平台介绍及比较

目前工程界和学术界主要使用的冷水系统仿真平台包括 TRNSYS、Dymola、BCVTB 等, 以下对这些软件进行简单的介绍。

1.1 TRNSYS

Transient System Simulation Tool (TRNSYS) 是美国最早由 Wisconsin 大学太阳能实验室的几位教授开发的软件, 具有高度灵活的组态编辑能力、复杂的暖通部件模型、可靠且快速的仿真结果等特点^[1]。TRNSYS 为一款模块化的动态仿真软件, 利用软件内置的部件库, 以及 TESS 附加部件库, 可以对空调系统进行仿真模拟。并且由于其可以与其他软件连接的特性, 可以对系统控制进行模拟, 从而模拟计算系统逐时运行能耗, 系统各变量 (冷冻水温度, 冷冻水流量等) 的逐时值。

然而, TRNSYS 的一个主要特点是其模型不进行压力相关的分析, 无法对系统中由于压力变化导致的流量变化进行分析。因此对于管路较为复杂的暖通系统, 需要建模者首先对其进行简化。这一过程非常有挑战性。此外, TRNSYS 也无法对当末端数目较多是较易出现的水力不平衡现象进行分析。

1.2 Dymola

Dymola 是法国 Dassault Systems 公司的多学科系统建模仿真工具, 广泛应用于汽车、航空、航天、能源等行业系统的功能验证和硬件在环仿真^[2]。Dymola 是基于 Modelica 语言的仿真软件, 其建模思想是面向对象的非因果建模, 模型的描述方法源于键图理论。Dymola 中的模型库包括 Modelica 基础库和专业库, 专业库中的 Buildings 库可较为方便得用于空调系统的构建和仿真。

冷水系统中各个设备可以通过文本框或者 Modelica 语言进行设定, 各个设备通过流体流动方向相连接, 设备的控制通过输入的控制信号实现。结合外部气象数据, 房间模型 (房间模型可分为简单和复杂模型, 简单模型的室内负荷可通过外部文件或设定, 复杂模型的室内负荷是通过传热对流辐射等过程计算得到), 该系统可模拟计算该系统在特定控制策略下的各水系统变量的实时变化数值, 并可在模拟窗口选择变量观察数值并生成 CSV 表。

1.3 BCVTB

Building Control Virtual Test Bed (BCVTB) 是美国劳伦斯伯克利实验室开发的一款基于伯克利大学 Ptolemy II 平台的联合仿真平台^[3]。Ptolemy II 平台是基于 Java 语言开发的, 支持多种仿真模式的通用平台, 可基于该平台进行功能的定制化开发。

BCVTB 可以将不同类型的软件进行耦合, 包括 EnergyPlus (建筑能耗模拟软件), Dymola, Matlab (优化软件), BACnet (实际运行数据读取软件) 等。通过该软件, 使用者可以将仿真模拟软件与实际控制系统、优化软件耦合起来, 完成基于实际运行数据和动态仿真模型的对空调系统的实时优化。

1.4 不同平台性能比较

这里对以上所分析的三个软件 (TRNSYS, Dy-

mola, BCVTB) 在通用性、智能性、实时性三个方面进行比较, 结果列于表 1。

表 1 不同平台性能比较

	TRNSYS	Dymola	BCVTB
通用性	弱	强	依赖于 TRNSYS, Dymola 等软件
智能性	弱	弱	强
实时性	强	弱	依赖于 TRNSYS, Dymola 等软件

在通用性方面, TRNSYS 无法对管路较为复杂的暖通系统的压力分布、水力失衡现象进行分析, 因此对于本规划所针对的复杂冷水系统, 通用性方面表现较差。而 Dymola 由于综合考虑了管路的压力变化和传热, 在这一方面较为优异。在智能性方面, TRNSYS 和 Dymola 由于只是单纯的模拟仿真软件, 在分析控制策略和进行优化计算时需要人的干预, 因此智能性较差。另一方面, BCVTB 由于可以将仿真软件和优化软件结合起来, 并可以根据需求进行定制化的编程, 因此在智能性方面表现优越。在实时性方面, TRNSYS 由于采用定制化的求解器, 在计算速度和可靠性方面较为优异。Dymola 采用的是通用求解器, 当系统较为复杂时, 计算的速度会显著降低, 因此在实时性方面表现较弱。

综上, 目前的主流冷水系统仿真平台均无法满足本平台所规划的三个主要功能(通用性、智能性、和实时性), 因此本团队开发了 CENAE-W 以满足上述需求。

2 CENAE-W 的框架和特点介绍

本文将从以下三个方面介绍 CENAE-W 的框架和特点:

2.1 主要部件模型

以下选取空调水系统中的冷水机组、换热器、冷却塔、水泵及管路等部件, 对其关键参数与建模方法进行简单介绍。限于篇幅, 不在此对本平台中设计的所有设备部件建模方法全部展开。

2.1.1 冷水机组

冷水机组的关键参数包括: 名义制冷量, 名义 COP, 名义冷冻水流量, 名义冷冻水供水温度, 名义冷却水流量, 名义冷却水进水温度。

本平台冷水机组拟采用 DOE-2 模型, 该模型主要使用三条曲线描述冷水机组的性能: 冷水机组制冷量 Cap 关于温度的曲线, 冷水机组 EIR 关于温度的曲线, 及冷水机组 EIR 关于部分负荷率的曲线, 以下分别用式 (1), 式 (2) 和式 (3) 描述。

冷水机组制冷量 Cap 关于温度的曲线:

$$Cap = a_0 + a_1 T_{chw, leave} + a_2 T_{chw, leave}^2 + a_3 T_{chw, enter} + a_4 T_{chw, enter}^2 + a_5 T_{chw, leave} T_{chw, enter} \quad (1)$$

冷水机组 EIR 关于温度的曲线:

$$EIRF_{temp} = b_0 + b_1 T_{chw, leave} + b_2 T_{chw, leave}^2 + b_3 T_{chw, enter} + b_4 T_{chw, enter}^2 + b_5 T_{chw, leave} T_{chw, enter} \quad (2)$$

冷水机组 EIR 关于部分负载率 PLR 的曲线

$$EIRF_{plr} = c_0 + c_1 PLR + c_2 PLR^2 \quad (3)$$

式中: $T_{chw, leave}$ 为冷冻水的出水温度; $T_{chw, enter}$ 为冷却水的进水温度; $a_0 \sim a_5$ 及 $b_0 \sim b_5$ 为冷水机组的性能常数。

综上, 冷水机组的功率 P 可通过式 (4) 计算 (其中 $COP_{nominal}$ 为名义 COP):

$$P = \frac{Cap \times EIRF_{temp} \times EIRF_{PLR}}{COP_{nominal}} \quad (4)$$

2.1.2 换热器

在高层建筑中, 当空调水系统的高度超过设备、管道的承压限值时, 需要进行竖向分区。采用换热器作为压力阻断器, 可以将较高的静压分解为几个小的部分, 从而降低系统对泵, 冷热水机等设备的压力要求, 节约设备的投资运营成本。

换热器的关键参数包括: 名义冷流体流量 $m_{cold, 0}$, 名义热流体流量 $m_{hot, 0}$, 名义冷流体进水温度和出水温度, 名义热流体进水温度和出水温度。

换热器模型同样采用 ε -NTU (传热效率—传热单元数) 模型进行计算。假设某换热器的名义综合传热系数是 UA_0 , 则其实际综合传热系数 UA 可通过式 (5) 进行计算 (其中 a, b 为换热器的性能参数):

$$UA = UA_0 \left(\frac{m_{cold}}{m_{cold, 0}} \right)^a \left(\frac{m_{hot}}{m_{hot, 0}} \right)^b \quad (5)$$

换热器效率 ε 的大小与换热器的换热热过程有关。以顺流换热器为例, 其换热效率的表达式如式 (6):

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-NTU(1 + C_{min}/C_{max}))}{1 + C_{min}/C_{max}} \quad (6)$$

式中: C_{min} 为最小比热容量, $C_{min} = \text{Minimum}(C_{water}, C_{air})$; C_{max} 为最大比热容量, $C_{max} = \text{Maximum}(C_{water}, C_{air})$; C_{water} 为水的比热容量, $C_{water} = m_{water} C_{p, water}$; C_{air} 为空气比热容量, $C_{air} = m_{air} C_{p, air}$; NTU 为传热单元数, $NTU = \frac{UA}{C_{min}}$ 。

然后, 总的换热量 Q 和出口状态可通过式 (7), 式 (8) 和式 (9) 进行计算:

$$Q = \varepsilon C_{min} (T_{hot, in} - T_{cold, in}) \quad (7)$$

$$T_{hot, out} = T_{hot, in} - \frac{Q}{C_{hot}} \quad (8)$$

$$T_{cold, out} = T_{cold, in} + \frac{Q}{C_{cold}} \quad (9)$$

式中: ε 为换热器的传热效率 (其大小与具体的换热器的传热过程有关); $C_{\min}$ 为最小比热容量, $C_{\min} = \text{Minimum}(C_{\text{water}}, C_{\text{air}})$; $C_{\text{hot}}, C_{\text{cold}}$ 分别为热流体和冷流体的比热容量; $T_{\text{hot}, \text{in}}, T_{\text{cold}, \text{in}}$ 分别为热流体和冷流体的进口温度; $T_{\text{hot}, \text{out}}, T_{\text{cold}, \text{out}}$ 分别为热流体和冷流体的出口温度。

2.1.3 冷却塔

冷却塔的名义参数包括名义冷却水流量, 名义冷却水出水温度, 名义冷却水进水温度, 名义室外湿球温度和干球温度, 名义风量。

本平台中对定速冷却塔模型基于 Merkel 理论建立。冷却塔传热效率的计算方法与逆流换热器相同, 如式 (10) 所示。

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-NTU(1 - C_{\min}/C_{\max}))}{1 - (C_{\min}/C_{\max})\exp(-NTU(1 - C_{\min}/C_{\max}))} \quad (10)$$

式中: $C_{\min}$ 为最小比热容量, $C_{\min} = \text{Minimum}(C_{\text{water}}, C_{\text{air}})$; $C_{\max}$ 为最大比热容量, $C_{\max} = \text{Maximum}(C_{\text{water}}, C_{\text{air}})$; C_{water} 为水的比热容量, $C_{\text{water}} = m_{\text{water}} c_{p, \text{water}}$; C_{air} 为空气比热容量, $C_{\text{air}} = m_{\text{air}} c_{p, \text{air}}$; NTU 为传热单元数, $NTU = \frac{UA}{C_{\min}}$ 。

总的换热量 Q_{total} 可由式 (11) 计算:

$$Q_{\text{total}} = \varepsilon C_{\min}(T_{\text{water}, \text{in}} - T_{\text{wb}, \text{in}}) \quad (11)$$

空气出口处的湿球温度 $T_{\text{wb}, \text{out}}$ 由式 (12) 计算:

$$T_{\text{wb}, \text{out}} = T_{\text{wb}, \text{in}} + \frac{Q_{\text{total}}}{C_{\text{air}}} \quad (12)$$

冷却塔出口处的冷却水温度 $T_{\text{water}, \text{out}}$ 由式 (13) 计算:

$$T_{\text{water}, \text{out}} = T_{\text{water}, \text{in}} - \frac{Q_{\text{total}}}{C_{\text{water}}} \quad (13)$$

2.1.4 水泵

水泵的名义参数包括名义功率、名义压头和名义流量。由于水泵具有多种类型, 在此以离心式循环泵为例, 对平台中采用的水泵模型进行简单介绍。

对于常见的离心式循环水泵, 在额定转速运行时, 水泵的扬程—流量 ($H-Q$) 模型及效率—流量模型 ($\eta-Q$) 分别可用式 (13) 及式 (14) 进行表示 (其中 a, b, c, j, k, l 水泵的性能常数)。

$$H = aQ^2 + bQ + c \quad (14)$$

$$\eta = jQ^2 + kQ + l \quad (15)$$

如果定义水泵的转速 ω 比为:

$$\omega = \frac{n}{n_0} \quad (16)$$

式中, n_0 为水泵的额定转速; n 为水泵的实际

转速。

则根据水泵的相似率, 水泵在任意转速下的模型可表示为^[4]:

$$H = aQ^2 + b\omega Q + c\omega^2 \quad (17)$$

$$\eta = j\left(\frac{Q}{\omega}\right)^2 + k\left(\frac{Q}{\omega}\right) + l \quad (18)$$

2.1.5 管路

管道的关键参数包括: 长度, 内径, 壁厚, 粗糙度, 进出口高度及单位长度散热损失。

在本平台中, 由于综合考虑了流动与传热问题, 因此对于如图 2 所示的某一固定直管段中的水流, 基于质量守恒、动量守恒、及能量守恒, 分别建立方程组如式 (19), 式 (20) 和式 (21) 所示。建立方程之后, 通过数值解法对以上方程进行求解。

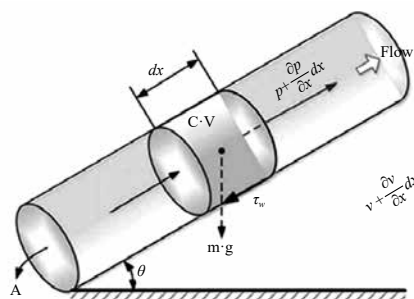


图 1 直管段水流示意图

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial x} = 0 \quad (19)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial x} + \rho g \sin \theta = 0 \quad (20)$$

$$\frac{\partial(\rho e)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho v(e + p/\rho)) = q_v \quad (21)$$

式中, ρ 为水的密度; v 为水流速度; p 为压强; g 为重力加速度; e 为水的比总能, $e = u + \frac{v^2}{2} + gz$; u 为水的比内能; z 为控制体相对于参考点的相对高度; q_v 为单位体积水热损失。

2.2 建立组态软件

在使用 CENAE-W 前处理软件过程中, 用户依据实际工程中的空调水系统结构, 拖拽所需的图元至前处理软件界面 (图 2) 并用管道连接构成水系

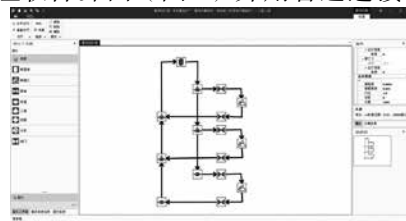


图 2 前处理软件界面示意图

统管网拓扑结构图。输入各图元部件关键设计参数, 错误信息检索无误后即可导出求解所需的前处理文件, 其中包括管网拓扑属性信息以及部件物理属性信息等。

2.3 编写求解器

CENAE-W 的求解器具有以下特点:

(1) 采用数据挖掘算法对系统核心设备的能效特性进行反向建模, 同时将求解的边界条件根据不同的管网拓扑结构进行自适应调节, 最后将边界条件、物理方程等相结合, 实现高精度和高速度的模拟。

(2) 本软件提出了一种基于“面向对象”的空调水系统管网系统建模新方法。该方法能够适用于三维立体拓扑结构的管道网络模拟。通过综合考虑摩擦系数, 压缩因子, 高差和温度/粘度/密度/组分等参数的影响, 实现了动态模型的高精度模拟。

(3) 本软件提出改进的 Godunov 格式(空间)与经典 RK45 格式(时间)相配合, 作为一种新的管网动态模型数值求解算法。该算法具有全局 3 阶精度并且具有更长的时间收敛步长, 误差远小于绝大多数传统计算方法。同时, 本产品采用多线程并行计算, 大幅提高计算速度。对比传统方法广泛采用的 Newton-Raphson 数值方法, 新算法采用 15-20 线程并行计算时, 普遍可达到加速比 20-30 以上。

3 CENAE-W 案例研究

3.1 案例空调水系统概况

案例项目原型选自四川广汉华地财富广场裙楼的离心机组冷水系统。该空调冷水系统采用两台离心式冷水机组进行制冷。冷水系统采取异程式的布管形式, 主供回水干管铺设在地下一层, 各立管根据末端所在楼层分别接至 1~3 层不等。水系统采用开式膨胀水箱定压、补水, 膨胀水箱位于裙房四层楼顶。其相关设备及参数见表 3。各末端设备回水管路安装静态平衡阀。本案例的目标是使用 CENAE-W 确定该系统在静态水力平衡条件下所有静态平衡阀开度, 有助于现场调试。

表 2 空调水系统设备参数

设备	参数	数量/台
冷水机组	制冷量 2461kW, 冷冻水温度进水 12°C/出水 7°C, 流量冷冻水 118L·s ⁻¹ /冷却水 138L·s ⁻¹ , 水侧阻力限值蒸发器 94kPa/冷凝器 88kPa	2
冷冻水泵	$H=36\text{m}$, $Q=424.8\text{m}^3/\text{h}$, $P=56.2\text{kW}$, $\eta=82\%$	2
冷却水泵	$H=26.4\text{m}$, $Q=469.8\text{m}^3/\text{h}$, $P=49\text{kW}$, $\eta=75\%$	2
冷却塔	$P=15\text{kW}$, $Q=500\text{m}^3/\text{h}$	2

3.2 冷水系统模型搭建

由于本平台求解器计算的核心对象为管网系统, 因此在建立系统模型时对实际冷水系统的冷热和末端部分进行了部分简化, 冷水机组由两台简化为一台, 并将冷水机组和水泵合并为一个部件, 以冷水

机组的进出口压力差值表示水泵扬程(实为水泵扬程减去冷水机组阻力, 在计算时予以考虑)。根据实际空调系统冷冻水结构搭建系统模型如图 3 示:

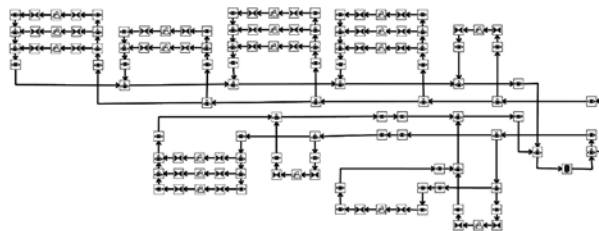


图 3 广汉华地财富广场冷冻水系统模型

3.3 分析结果

经过计算, 即可得到在当前设定工况下管网内的压力分布情况。由于阀门通过改变过流断面面积改变压降, 因此阀门的压降大小即可反映当前平衡阀的开度。在设计工况下, 各末端静态平衡阀开度情况如表 3 所示。

表 3 各静态平衡阀开度情况

末端编号	楼层	设计流量 (L·s ⁻¹)	平衡阀压降 /Pa	阀门开度
01	1 层	19.9	121880.6	78.6%
02	1 层	19.9	138968.4	76.9%
03	1 层	20.5	162851.554	75.7%
04	1 层	10.3	198090.2	55.5%
05	1 层	7.6	198536.5	47.9%
06	1 层	15.3	190577.0	66.1%
07	1 层	16.0	159609.1	69.6%
08	1 层	8.0	171289.2	51.0%
09	1 层	16.0	149297.8	70.5%
10	2 层	22.6	192578.1	76.0%
11	2 层	11.3	186869.4	58.7%
12	2 层	14.7	152706.2	68.0%
13	2 层	8.8	160200.7	54.1%
14	2 层	17.5	138869.9	73.7%
15	3 层	22.5	192367.5	75.9%
16	3 层	11.3	186871.4	58.6%
17	3 层	6.3	172264.2	44.6%
18	3 层	29.1	140404.6	86.5%

通过该案例分析表明, 该软件能够对空调水系统进行有效的水力平衡分析。

4. 结语

(1) 目前工程界和学术界主要使用的冷水系统仿真平台有 TRNSYS、Dymola、BCVTB 等, 然而这三款软件均不能够同时满足复杂空调水系统对冷水系统仿真平台通用性、智能性、和实时性的分析需求, 因此本文开发了 CENAE-W 以满足上述需要。

(2) 本文介绍了 CENAE-W 仿真平台搭建过程中需要进行的工作, 主要可分为如下四个方面: 定义主要部件、建立部件模型库、建立组态软件及编

写核心求解器。

(3) CENAE-W 的求解器将改进的 Godunov 格式(空间)与经典 RK45 格式(时间)相配合作为一种新的管网动态模型数值求解算法,并通过并行算法将以上算法进行加速,实现高精度和高速度的模拟;同时提出了一种基于“面向对象”的空调水系统管网系统建模新方法。该方法能够适用于三维立体拓扑结构的管道网络模拟。

(4) 空调水系统准稳态计算软件(CENAE-W)具有以下特点:(a)对热力问题和水力问题进行了耦合分析;(b)对包括冷水机组、水泵、阀门、及管网在内的水系统进行准稳态分析;(c)通过独特的建模和求解方法,实现了对复杂空调水系统的快

速动态求解。通过案例分析表明,该软件能够对空调水系统进行可靠的分析。

参考文献

- [1] TRNSYS - Transient System Simulation Tool [EB/OL]. <http://www.trnsys.com/>.
- [2] Dymola 系统工程 - 基于 Modelica 和 FMI 的多工程建模和仿真 [EB/OL]. <https://www.3ds.com/products-services/catia/products/dymola/>
- [3] Building Controls Virtual Test Bed [EB/OL]. <https://simulationresearch.lbl.gov/bcvtb/>
- [4] 代允闯,姜子炎,陈佩章,江亿. 并联变频水泵转速优化控制研究 [J]. 暖通空调,2015,45(08):30-35+22.

高大空间热压通风的 数值模拟和缩尺模型实验研究

卢彦羽^{1,2}, 刘 京^{1,2}

(1. 哈尔滨工业大学建筑学院, 黑龙江哈尔滨 150090; 2. 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, 黑龙江哈尔滨 150090)

[摘 要] 高大空间往往成为建筑能源消耗密集的区域, 为了改善室内环境的同时发掘其节能潜力, 可以适当利用烟囱效应增强热压通风。但是由于高大空间热环境和气流组织复杂, 自然通风的研究还不够成熟, 特别是热压通风在区域模型中的应用还需进一步讨论。本文对速度传播区域模型进行改良, 从热压通风原理上建立了热分层情况下的热压差计算模型, 分析了不同流态下的流量指数和流量系数取值。研究表明, 高大空间模拟结果与缩尺模型实验数据基本一致, 热压通风空气流速相对误差小于 20%, 室内空气最大温差为 -0.16°C , 均方根误差为 0.21°C 。本文提出的改良的速度传播区域模型可以有助于对高大空间室内气流组织和热环境进行优化设计。

[关键词] 热压通风; 高大空间; 热分层; 气流组织; 速度传播区域模型; 缩尺模型实验

0 引言

随着工业生产和文化生活的发展, 高大空间建筑的需求在逐步增加。为了以较低能耗的方式改善室内微气候和空气品质, 增加建筑和自然环境的联系与沟通, 可以利用高大空间上下开口高差和室内外温差形成烟囱效应, 一定程度上增强自然通风。林凯等人^[1]利用热压通风效应模型和 Energy-Plus 分析了 4 个不同夏热地区的热压通风冷却潜力。陈婧等人^[2]运用计算流体力学方法 (Computational Fluid Dynamics, CFD) 模拟分析了某甘肃博物馆各建筑因素对室内温度分布和通风环境的作用。李念平等人^[3]采用 CFD 研究了高层住宅中庭建筑结构特性对自然通风的影响。尽管 CFD 数值方法可以获得详细的模拟结果, 但是其应用复杂、计算耗时, 而区域模型作为微观和宏观方法的过渡模型, 可以较好的平衡计算效率和模拟精度。宋岩等人^[4]提出了考虑建筑开口和热源因素的 BLOCK 修正模型, 计算一体操中心主场的室内热环境。金文燕等人^[5]将上海某高大中庭动态环境的区域模型和 CFD 的模拟结果进行对比, 发现两者体现了较好的一致性。另外, 缩尺模型实验可以方便有效的验证计算模型的准确性和研究通风规律。王磊等人^[6]应用盐水模型实验总结了浮力驱动的热压通风的变化规律。秦二伟和李安桂^[7]通过模型实验研究了地下大空间顶部下送风的气流组织。但是高大空间室内垂直温差大, 室内流场和温度场受室外环境影响显著, 关于自然通风的研究还不够成熟, 特别是热压通风在区域模型中的应用还需进一步的讨论。

速度传播区域模型^[8]可以有效建立速度场和温度场的联系, 本文通过分析和引入热压通风机理, 对速度传播区域模型进行修正, 从而更为准确的求解高大空间建筑在热压通风下的室内气流运动和热环境。并且, 通过缩尺模型实验对该模型进行校验。本研究有助于对高大空间在热压通风下的复杂流场和温度场进行优化设计。

1 热压通风原理

热压通风由室内外环境的温度差异导致, 由于空气密度不同, 在建筑孔洞 (如门窗) 两侧形成一定的压力差, 室内热空气向上流动, 从顶部开口流出室外, 而室外冷空气由底部门洞流进室内。对于一般建筑, 如图 1(a) 所示, 假设室内空气充分混合, 温度等空气参数均一, 则热压差 ΔP_s (Pa) 计算公式如下式 (1):

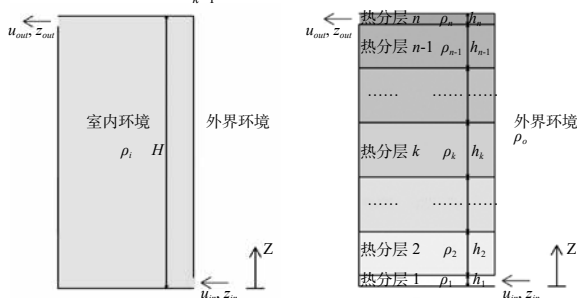
$$\Delta P_s = P_i - P_o + gH\Delta\rho \quad (1)$$

式中: P 为空气压力 (Pa); g 为重力加速度 (9.81 kg/m^2); $H = z_{out} - z_{in}$, 为建筑进出风口的高度差 (m); $\Delta\rho = \rho_o - \rho_i$, ρ 为空气密度 (kg/m^3)。下标 o 和 i 分别表示室外和室内环境。

但是, 空气混合模型对于存在热分层的高大空间来说不甚适宜, 不均匀的密度场使得实际热压差驱动力的计算更为复杂。由此, 本文建立热分层模型^[9], 如图 1(b) 所示。针对高大空间垂直温度梯度较大的情况, 假设室内空间存在个垂直热分层, 第 k 个热分层的高度为 h_k , 其中空气混合均匀, 空气密度为 ρ_k 。故而, 我们得到热分层高大空间的热

压差计算公式 (2) :

$$\Delta P_s = P_i - P_o + \sum_{k=1}^n g h_k (\rho_o - \rho_k) \quad (2)$$



(a) 空气混合模型 (b) 热分层模型

图 1 热压通风原理

通过孔洞、缝隙的空气流量 Q (m^3/s) 和两侧压差 ΔP (Pa) 之间的关系可以用以下经验公式表示^[10]:

$$Q = C \cdot \Delta P^n \quad (3)$$

式中: C 为空气流量系数 ($\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa}^n)$); n 为空气流动指数, 取值范围在 0.5 (湍流) 和 1.0 (层流) 之间。

当 n 为 0.5 时, 热压通风空气流量 Q_s (m^3/s) 计算公式如式 (4), 该公式亦可以由伯努利方程推导出。

$$Q_s = C_d A \sqrt{\frac{2 \Delta P_s}{\rho}} \quad (4)$$

式中, A 为孔洞面积 (m^2); C_d 为相应的流量系数。

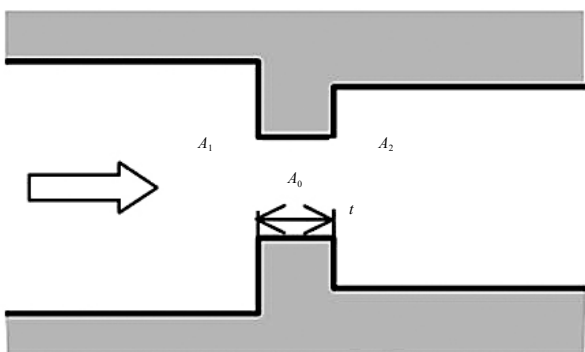


图 2 厚缘孔口阻力模型

一般的, C_d 与门洞几何特征、流体流动速度和温度有关, 推荐取值范围为 0.6~0.8。但实际上, 建筑热环境受到外界和室内因素的耦合影响, 这种联系性被热压通风加强后, 往往呈现出复杂的流场和温度场变化。考虑到建筑的墙体有一定厚度, 这里引入厚缘孔口阻力模型对 C_d 进行详细计算^[11]。当不

考虑孔口两侧附近的压力和速度分布的不均匀性, C_d 与阻力系数 ζ 关系如式 (5) 所示:

$$C_d \approx \sqrt{\frac{1}{\zeta}} \quad (5)$$

对于一般建筑门窗可建立如图 2 所示的简化模型, 沿着流动方向, 流体横截面积由来流断面 A_1 变化为孔口面积 A_0 , 接着转变成下游断面 A_2 。对于湍流流动 (雷诺数 $Re > 10^4 \sim 10^5$), 阻力系数 ζ_{quad} 可用关联式 (6) 进行计算:

$$\zeta = \zeta_{quad} \approx 0.5 \left(1 - \frac{A_0}{A_1}\right)^{0.75} + \left(1 - \frac{A_0}{A_2}\right)^2 + \tau \left(1 - \frac{A_0}{A_1}\right)^{0.375} \left(1 - \frac{A_0}{A_2}\right) + f \bar{t} \quad (6)$$

其中, f 为 Darcy-Weisbach 阻力系数, 采用 Colebrook 公式 (7) 计算; τ 是厚度修正系数, $\bar{t}$ 为无量纲墙体厚度, 分别用式 (8) 和式 (9) 进行求解。

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.0 \log \left(\frac{e/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (7)$$

$$\tau = (2.4 - \bar{t}) 10^{-(0.25 + \frac{0.535(\bar{t})^3}{0.05 + (\bar{t})^3})} \quad (8)$$

$$\bar{t} = \frac{t}{D} \quad (9)$$

式中: e 是孔口绝对粗糙度 (m); D 为孔口的水力直径 (m); t 为墙体厚度 (m);。

当 $30 < Re < 10^4 \sim 10^5$ 时, 可基于湍流流态的 ζ_{quad} 对 ζ 进一步修正:

$$\zeta = \zeta_{\varphi} + \bar{\epsilon}_{Re} \zeta_{quad} \quad (10)$$

根据文献提供的修正系数 ζ_{φ} 的数值表, 当 $A_0/A_1 \rightarrow 0$ 时, 可得如式 (11) 的拟合公式, $R^2=0.9889$ 。

$$\zeta_{\varphi} = 7.504 Re^{-0.425} \quad (11)$$

而修正参数 $\bar{\epsilon}_{Re}$ 可由式 (12) 求得:

$$\bar{\epsilon}_{Re} = \sum_{i=0}^5 a_i (\log Re)^i \quad (12)$$

其中, $a_0=0.461465$, $a_1=-0.2648592$, $a_2=0.2030479$, $a_3=-0.06602521$, $a_4=0.01325519$, $a_5=-0.001058041$ 。

2 速度传播区域模型

通过热压通风原理可以得出门洞的空气流速作为边界条件, 而室内的不均匀参数分布和沿程动能的保留、转化和耗散则通过速度传播区域模型进行计算。该模型通过 C++ 自编程进行求解。首先, 在高大空间内构建流体网络, 其由空气区域和连接这些区域的流动路径组成, 如图 3 所示。

假设各个区域内空气充分混合, 其物性参数可通过质量守恒方程 (13)、能量守恒方程 (14) 和

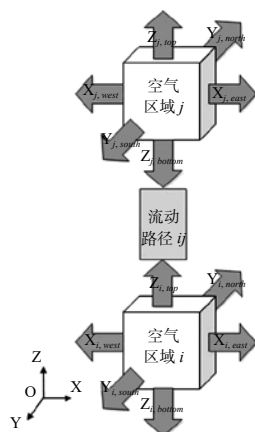


图3 速度传播区域模型

理想气体状态方程 (15) 计算得出。

$$\sum_j \dot{m}_{j \rightarrow i} + \sum_{sources} \dot{m}_{source \rightarrow i} = 0 \quad (13)$$

$$\rho_i C_p V_i \frac{dT_i}{d\tau} = \sum_{j \neq i} C_p \dot{m}_{j \rightarrow i} (T_j - T_i) \quad (14)$$

$$+ \sum_{walls} h_{wall, i} S_{wall, i} (T_{wall} - T_i) + \frac{\lambda S_{ij}}{l_{ij}} + \sum_{sources} \dot{Q}_{source, i}$$

$$\rho_i = \frac{P_i}{RT_i} \quad (15)$$

式中: $\dot{m}$ 为空气质量流量 (kg/s); T 为温度 (K); $\dot{Q}$ 为热量 (W); τ 为时间 (s); h 为对流换热系数 ($W/(m^2 \cdot K)$), 采用半经验公式 (16) 进行计算; V 为空气区域体积 (m^3); S 为区域界面面积 (m^2); l 为相邻区域中心节点距离 (m); C_p 为空气定压比热容 ($J/(kg \cdot K)$); λ 为空气导热系数 ($W/(m \cdot K)$); R 为空气的气体常数, $287 J/kg \cdot K$ 。下标 i 和 j 为两相邻空气区域, wall 代表墙体; source 表示门洞、送出口等质量源或汇, 以及室内热源或汇。

$$h = c(T_{wall} - T_{air})^{0.25} \quad (16)$$

其中, 经验系数 c 对于竖直壁面取 $1.98 W/$

($m^2 \cdot K^{1.25}$), 对于冷室的屋面或者暖室的地板取 $2.67 W/$ ($m^2 \cdot K^{1.25}$), 反之则为 $0.64 \sim 0.37 W/(m^2 \cdot K^{1.25})$ 。

假设区域内的空气沿着流动路径流动, 从而空气信息如动量等可通过流体网络在建筑空间内传播。定义进入空气区域的流动速度为其该方向上的特征速度 w , 以竖向 Z 为例, 具体定义式见表 1。

对于流动路径的空气, 建立一维动量方程式 (17) ~ (21), 认为其受到重力 F_G , 相邻区域施加的压力 F_P , 由于空气动量变化形成的动量力 F_M , 以及空气内部和与墙体内壁摩擦等形成的阻力 F_V , 从而计算空气流动速度 W 。

$$S_{i,j} l_{ij} \rho_{ij} \frac{dW_{ij}}{d\tau} = F_G + F_P + F_M + F_V \quad (17)$$

$$F_G = -\rho_{ij} g S_{i,j} l_{ij} \quad (18)$$

$$F_P = S_{i,j} (P_i - P_j) \quad (19)$$

$$F_M = \rho_{ij} S_{i,j} (w_i^2 - w_j^2) \quad (20)$$

$$\left\{ \begin{aligned} F_V &= \frac{(F_{cell, i} + F_{cell, j})}{2} \\ F_{cell} &= \mu_a \left\{ \left[\left(\frac{\Delta w}{\Delta x} \right)_e - \left(\frac{\Delta w}{\Delta x} \right)_w \right] S_{YZ} + \left[\left(\frac{\Delta w}{\Delta y} \right)_n - \left(\frac{\Delta w}{\Delta y} \right)_s \right] S_{XZ} \right\} \end{aligned} \right. \quad (21)$$

式中: μ_a 为表观粘度系数, 考虑了湍流动能的耗散和壁面的反射作用, 这里取 $0.001 Pa \cdot s$ 。

3 缩尺模型实验验证

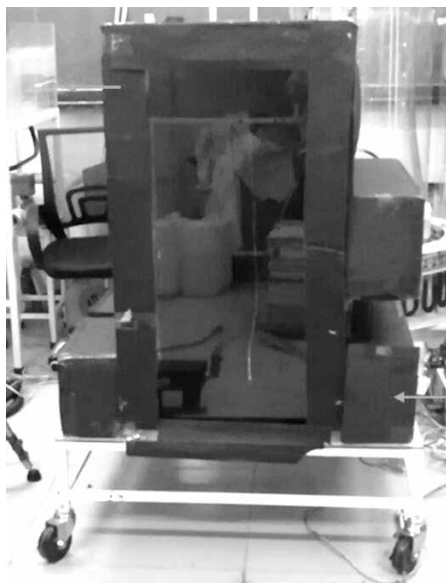
3.1 实验方案

缩尺模型实验可以作为高大空间热环境数值模拟的有效校验手段, 本文设计模型实验台, 如图 4 所示。选定几何比例为 $1/20$, 用 $8mm$ 厚的有机玻璃搭建 $500mm$ (宽) $\times 700mm$ (长) $\times 1000mm$ (高) 的实验小室。实验台两侧上中下开设若干 $600mm$ (宽) $\times 400mm$ (高) 的矩形风口和静压箱, 可以通过控制风口启闭进行不同工况的实验, 本文研究

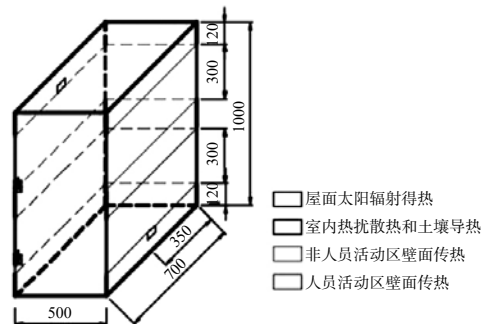
表1 特征速度的定义

气流方向	由区域下边界 单向流动至上边界	由区域上边界 单向流动至下边界	由区域两侧流进	由区域两侧流出
示意图				

注: 虚线箭头表示通过区域边界的气流速度, 实线箭头表示该区域的特征速度, 符号以坐标轴正向为正。



(a) 缩尺模型实验台



(b) 电热膜的铺设

图4 缩尺模型实验设计

上下对侧两个风口的热压通风情况。高大空间主要存在竖向上的热分层现象，故而在实验台内壁面相应位置铺设电热膜。顶部电热膜模拟屋面太阳辐射得热，底部模拟室内热扰散热和土壤导热，三向竖直壁面则为壁面传热，分人员活动区和非人员活动区，另外留有一玻璃面作为观察、检修用。为减少热量损失，有机玻璃和电热膜间铺设地暖反射膜，而且实验进行时均外加 15mm 厚的聚苯板作为保温层。为保证辐射发射率一致，在内壁面张贴粗质黑色背景板。

由于实验研究浮力作用下的非等温过程，采用阿基米德数作为相似准则。为方便，取温度比例尺 $C_T=1$ ，则得到速度比例尺 C_v 和 C_Q 热量比例尺如下^[12]：

$$C_v = C_1^{1/2} C_T^{1/2} = 1/4.472 \quad (22)$$

$$C_Q = C_1^{5/2} C_T^{3/2} = 1/1788.854 \quad (23)$$

由于高大空间热环境复杂，受到多个方面因素影响，本文参考文献相关案例^[13,14]进行参数设计，下见表2。由于吸收太阳辐射，非人员活动区壁面温度较人员活动区的高，从而形成温度分层；而底部考虑人员密集，同时可能分布太阳光斑，设计温度也稍高于周围壁面。并且如图5所示，对关键参数实行实时监控。在实验小室中央、各个壁面和风口布置多个温度测点，用热电偶 TT-K-30-SLE 进行记录，其精度为 $\pm 0.4\%$ 。在进出风口采用万向热线风速仪 WFWZY-1 测试空气流速，精度为 $\pm 0.01\text{m/s}$ 。

为了模拟大气环境和维持恒定的进风温度，开启实验室空调，并使用手持网络气象站 TRM-GPS3 进行监测，其空气温度的测试精度为 $\pm 0.2^\circ\text{C}$ 。为对流场进行可视化，在进风口处通过发生器释放示踪粒子癸二酸二异辛酯 (DEHS)，其粒径为 $1\sim 2\mu\text{m}$ ，具有较好的跟随性。

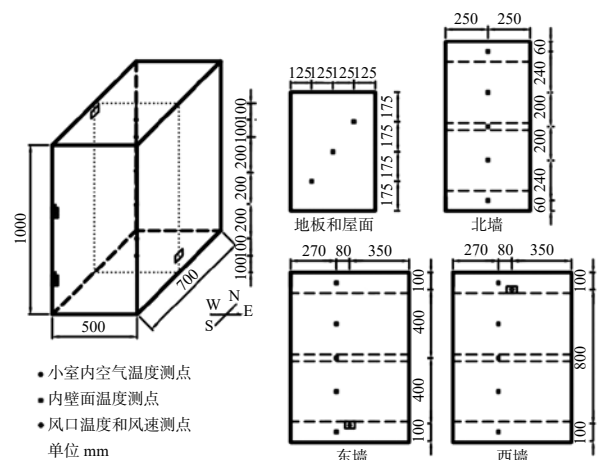


图5 缩尺实验测点布置

3.2 结果分析和讨论

实验工况数据如表2所示，对壁面温度作相应的平均处理，并计算出各个参数的实际数值。为平衡计算效率和精度，根据电热膜铺设位置，如图6建立物理模型，划分 $3\times 5\times 9=135$ 个区域。为进行模型校验，尽量采用实验数据作为数值模拟的输入参数，观察面设为绝热边界条件。

表 2 实验和实际参数值

	模型实验	实际情况
建筑宽 (m) 长度 (m) 高度 (m)	0.5×0.7×1	10×14×20
门洞宽度 (m) 高度 (m)	0.06×0.04	1.2×0.8
底部温度 /°C	29.7	29.7
人员活动区竖直壁面温度 /°C	25.2	25.2
非人员活动区竖直壁面温度 /°C	29.0	29.0
顶部温度 /°C	56.9	56.9
进风 / 环境温度 /°C	22.4	22.4
出风速度 / (m/s)	0.21	0.94

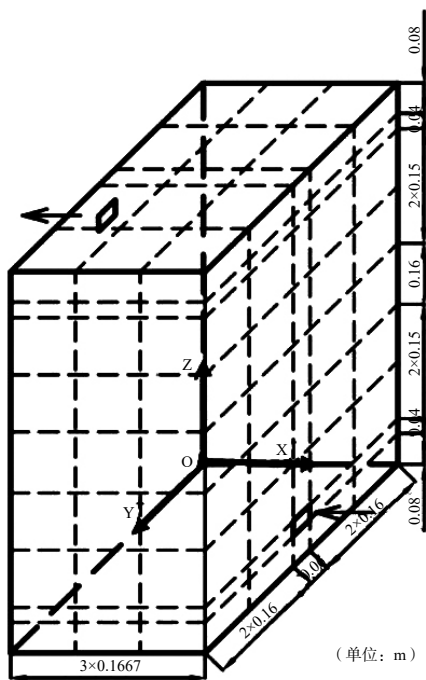


图 6 模型建立和区域划分

在该实验工况中，风口空气流动的雷诺数 Re 为 733，处于过渡流态，故而空气流动指数 n 取 0.75，计算得到流量系数 C_d 为 0.744，热压差 Δp_s 为 0.139Pa，则模拟得到出风速度 0.25m/s，与实测值 0.21m/s 基本一致，相对误差小于 20%。如果采用传统的混合空气模型，室内温度采用平均温度，令 C_d 为 0.8，设置 n 为 0.5，得到出风速度 0.38m/s，远高于实际数值。如图 7 为出风口处热空气的气流运动。适当的自然通风可以在炎热的夏日提高人员的热舒适性，但此时实际情况中的进出风速度接近 1m/s，高大空间产生烟囱效应，起到显著的拔风作用，过高的风速会引起强烈的吹风感。图 8 为风口所在平面的流场分布（如图 5， $Y=0.35m$ ）。可以看到进风口高度处空气速度沿流动方向逐渐降低，并卷吸周围空气。室内空气受热而向上流动，由出风口流出室外，出风口附近流速较小。并且在自然通风和热浮力的作用下，室内流场出现若干涡流，大部分空间流速均较低。



图 7 出风口气流运动

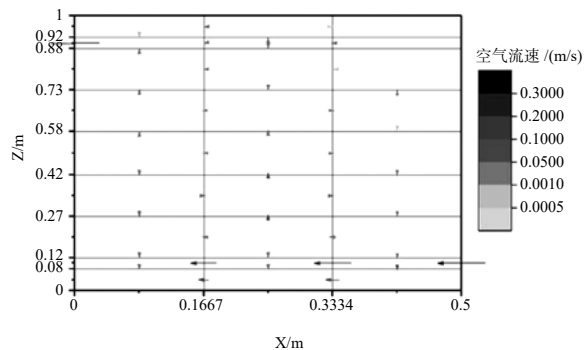


图 8 流场模拟结果

图9将模拟和实验所得空气温度数据进行对比，发现结果基本相符合。空气形成明显的热分层，温度由下向上增大。底部温度处于舒适区（18~26°C），靠近屋面的温度则迅速增加，仍然可能存在过热现象。模拟和实验的最大的温差为 -0.16°C，均方根误差为 0.21°C。但是顶部和底部的温度稍有差异，可能是因为区域模型划分的区域尺寸较大，特别是在近壁区，无法得出更为细致的结果。但是综上所述，速度传播区域模型可以有效的模拟高大空间在热压通风下的大致的流场和温度场分布。

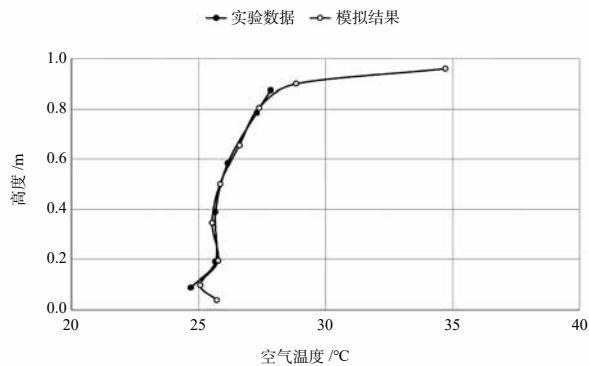


图 9 温度分布结果对比

4 结论

高大空间热环境受到多方面因素影响,垂直温差大,热压通风的流场变化复杂,烟囱效应显著。本文从热压通风原理上建立了热分层情况下的热压差计算模型,分析了不同流态下的流量指数的取值范围,引入了详细的流量系数的经验公式,从而获得更为准确的热压通风的风口流速作为边界条件。而在室内空间,通过速度传播区域模型构建流体网络和动量方程,可以有效建立速度场和温度场的联系。研究结果表明,高大空间热压通风风量和室内热分层的模拟结果与缩尺模型实验数据基本符合,风口空气流速相对误差小于 20%,室内空气最大温差为 -0.16°C ,均方根误差为 0.21°C 。故而,本文提出的改良的速度传播区域模型可以帮助暖通设计师对高大空间室内气流组织和热环境进行优化设计。

参考文献

- [1] 林凯,童艳,郑浩,等.高大空间热分层实测和热压通风冷却潜力[J].暖通与空调(建筑节能),2017,45(312):1-6.
- [2] 陈靖,王怡,刘加平.甘肃某博物馆中庭热环境数值模拟与分析[J].制冷与空调,2007,7(2):36-39.
- [3] 李念平,张敏慧,侯素娟,等.高层住宅中庭结构特性对其自然通风影响研究[J].广州大学学报(自然科学版),2010,09(3):60-65.
- [4] 宋岩,黄晨,王昕.应用Gebhart-Block模型预测大空间自然通风下室内温度分布[J].暖通空调,2008,38(12):22-25.
- [5] 金文燕,王健,王颖,等.区域模型在高大中庭动态热环境模拟中的应用[J].暖通空调,2014,44(8):110-114.
- [6] 王磊,高军,赵加宁.采用盐水模型实验法研究自然通风[J].建筑热能通风空调,2007,26(5):20-24.
- [7] 秦二伟,李安桂.地下高大空间建筑气流组织2D-PIV模型实验研究[J].建筑科学,2012,28(s2):249-254.
- [8] 卢彦羽,陈港,刘京,等.基于速度传播的建筑区域通风动态计算模型的初步探讨与应用——以中庭空间为例[J].建筑科学,2018,34(10):35-42.
- [9] Acred A, Hunt G R. A simplified mathematical approach for modelling stack ventilation in multi-compartment buildings[J]. Building & Environment, 2014, 71(1):121-130.
- [10] ISO 9972:2015, Thermal performance of Buildings — Determination of Air Permeability of Buildings — Fan Pressurization Method[S]. British: BSI Standards Publication, 2015.
- [11] Idelchik I E. Handbook of Hydraulic Resistance (4th Edition)[M]. New York: Begell House inc., 2008.
- [12] 汤广发,吕文瑚,王汉青.室内气流数值计算及模型试验[M].长沙:湖南大学出版社,1989.
- [13] Heiselberg P, Murakami S, Roulet C A. Ventilation of Large Spaces in Buildings. IEA Annex 26 Report[R]. Denmark: Department of Building Technology and Structural Engineering, Aalborg University, 1998.
- [14] 陆耀庆.实用供热空调设计手册[M].北京:中国建筑工业出版社,1993.

寒冷地区热环境参数对室外热感觉的影响研究

甘婷婷¹, 刘魁星¹, 刘 刚¹, 赖达祎²

(1. 天津大学, 天津 300072; 2. 上海交通大学, 上海 200240)

[摘 要] 随着城市人口的增加, 为城市居民创造健康舒适的户外开放空间显得尤为重要。世界各地开展了大量的室外热舒适研究, 研究表明, 室外空气温度、太阳辐射、风速、湿度等微气候参数对室外热感觉有重要影响。然而, 不同气候背景下各环境参数影响结果存在较大差异性, 且不同气候参数组合对热感觉的影响是耦合的, 综合影响规律尚未发现。因此, 为了获得检验两者关系的数据, 本研究在天津大学校园对 30 名受试者进行了热舒适实验, 采用微气候测试仪器监测并获取天气参数, 同时通过问卷设置来调查热舒适情况。结果表明, 在 5~10℃ 和 15~20℃ 的空气温度下, 室外太阳辐射是影响室外热感觉的决定性因素, 其次是空气温度和风速, 相对湿度是影响程度最弱的因素。在 5~10℃ 的低温段下, 太阳辐射影响作用更为明显, 辐射强度的高低直接决定了人们的冷热感觉。随着空气温度的增加, 温度和风速对人体热感觉的影响作用也随之增加, 但仍远低于太阳辐射的作用。风速的影响作用也不恒定, 在不同温度时, 低辐射 ($0 < S_{str} \leq 450 \text{ W/m}^2$) 范围内风速冷却作用均最为明显, 其次为高辐射段 ($450 < S_{str} \leq 600 \text{ W/m}^2$), 在中辐射段 ($S_{str} > 600 \text{ W/m}^2$) 风速冷却作用最小。本研究获得的数据可用于我国北方寒冷地区室外热舒适模型的建立, 为城市热舒适开放空间的设计和建设提供依据。

1 背景

随着我国城镇化进程的快速发展, 2018 年我国大陆城镇常驻人口为 8 亿 3137 万人, 占据总人口的 59.58%。随着城市人口的日益增加, 人们对舒适的室外环境的需求与日俱增, 因此室外空间中舒适度的研究迫在眉睫。深入研究城市室外热舒适性, 对于改善城市生态环境, 提高人们生活质量, 维持城市可持续发展具有重要意义。

室外热舒适是衡量室外环境整体舒适度好坏的重要标准, 当前国内外学者对室外环境进行了大量研究。目前研究表明室外微气候风、光、热、湿四项环境参数是影响人体热舒适的重要因素, 但各项参数影响重要性未得到统一结论。Xu (2019) 在我国西安进行的热舒适研究表明室外冬季室外太阳辐射与空气温度是影响室外热舒适的决定性因素^[1], 该结果与 Nikolopoulou (2006) 和 Lykoudis 对欧洲 7 个城市进行热舒适调查结果一致^[2]。但 Stathopoulos 在加拿大蒙特利尔调查了受试者的整体舒适度, 结果显示空气温度是影响整体舒适度的决定性因素, 风速与相对湿度均为负相关^[3]。

环境参数具有强烈的耦合作用, 各参数同时对室外热感觉产生影响。Nikolopoulou 发现单一环境变量与室外舒适度的相关性并不高, 无法准确描述室外舒适度^[4]。同时不同研究者发现环境参数在冷和暖不同环境背景下影响结果存在差异, Xie (2018) 在香港进行室外实验发现, 受试者在较暖的情况下比较冷的情况下对风速更敏感^[5], 该结果与 Wang (2018) 在广州进行的实验结果相反, Wang 发现寒

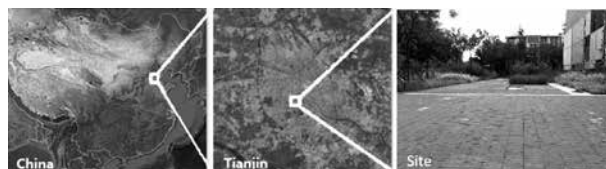
冷情况下人们对于风速的感知性更强^[6]。

当前国内外学者在研究微气候参数与热舒适的关系时, 存在地点, 气候, 实验时间, 气候参数范围等条件限制, 获取结果具有较大的局限性与差异性, 本研究在我国寒冷地区天津进行了秋冬季节的室外热舒适实验, 确定秋冬季室外影响因素的重要性, 并选取数据丰富的环境参数组合数据确定风速与辐射对人们热感觉的影响作用。

2 实验概况

天津位于中国华北地区, 界于东经 116°43'~118°4'、北纬 38°34'~40°15' 之间, 地处太平洋西岸, 华北平原东北部, 海河流域下游, 属于典型的暖温带半湿润大陆性季风气候。

为考察秋季室外环境对人体热感觉的影响作用, 选取天津地区大学校园内一空地作为研究对象, 采用物理环境测试与调查问卷相结合的方式实验, 测试时间为 2018 年 9 月 13 日~2019 年 03 月 06 日, 为获取不同的天气工况, 分别在 9:00~17:00 不同时间段内对 16 名在校大学生进行舒适度问卷调查, 共收集有效问卷 2656 份, 室外环境工况 100 组。



2.1 测试方法

实验分为室内热适应与室外实验两个阶段, 将 30 名受试者分为两组, 分别是静坐组和慢行组, 首

先受试者在保持 24~26℃ 的大空间实验室内静坐 30 分钟, 达到人体热平衡后, 步行 2 分钟至实验地点, 分别保持静坐和慢走两种运动状态, 每五分钟填写一份舒适度调查问卷, 同时保持室外环境参数的同步测试。

2.2 物理环境参数获取

本次实验测量的室外环境参数包括空气温度、相对湿度、风速及东西南北上下六个方向上的辐射量, 测试所使用的仪器为 PC-4 自动气象站和 CNR4 净辐射仪, 其测量范围及精度如表 1 所示。

表 1 仪器测量范围及精度

仪器名称	测量参数	测量范围	测量精度
PC-4 自动气象站	空气温度	-50~100℃	±0.2℃
	相对湿度	0~100%	±2%
	风速	0~70m/s	±0.3m/s
CNR4 净辐射仪	辐射量	300~2800nm (短波)	非线性误差
		4500~420000nm (长波)	< 1%

2.2.1 太阳辐射参数的确定

为准确的评估室外太阳辐射对人体热感觉的影响, 采用公式 (Thorsson, 2007) [7] 通过获取的东西、南北、上下六个方向上获取的长波和短波辐射量计算得到人体获得的平均辐射通量值, 公式如下:

$$S_{str} = \alpha_k \sum_{i=1}^6 K_i F_i + \varepsilon_p \sum_{i=1}^6 L_i F_i \quad (1)$$

式中: K_i 为短波辐射通量 ($i=1-6$) (W/m^2); L_i 为长波辐射通量 ($i=1-6$) (W/m^2); F_i 是人与环境表面的角系数 ($i=1-6$); α_k 为短波辐射吸收系数; ε_p 为人体发射率, 理论上等于长波辐射吸收系数。

人体处于室外时, 相当于置身太阳辐射场受各个方向上的太阳辐射共同作用, 较多文献中以水平

方向上获取的总辐射值作为分析太阳辐射与人体热舒适的关系的辐射变量, 显然, 该总辐射结果并不能准确反应人体受太阳辐射的综合作用。

以总辐射和计算得到的人体平均辐射通量为横坐标, 人体平均热感觉投票为纵坐标绘制图 1, 结果表明人体接收到的各向辐射强度 S_{str} 与人体热感觉投票更相关, 能更加准确的反映在空间内人体受太阳辐射的影响变化。

2.3 主观问卷调查

通过主观问卷调查记录受试者的衣着、活动状态等信息, 并使用 ASHRAE [10] 标准推荐的 7 级标度 (-3 冷, -2 凉, -1 微凉, 0 适中, +1 微暖, +2 暖, +3 热) 评价热感觉投票, 采用四级标度 (1 舒适, 2 稍不舒适, 3 不舒适, 4 非常不舒适) 进行热舒适投票, 采用 2 级标度 (1 接受, 2 不接受) 评价对当前热环境的接受投票。

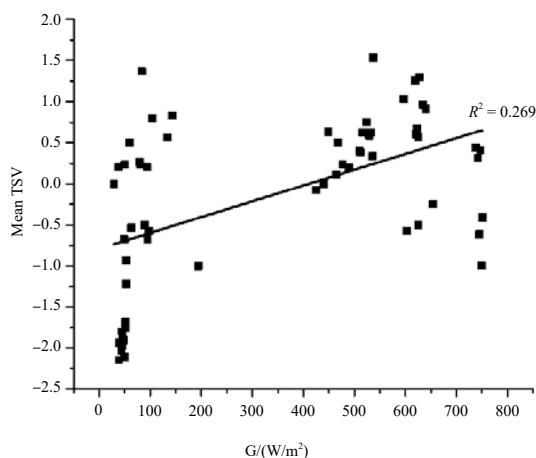
3 实验结果

3.1 室外热环境工况

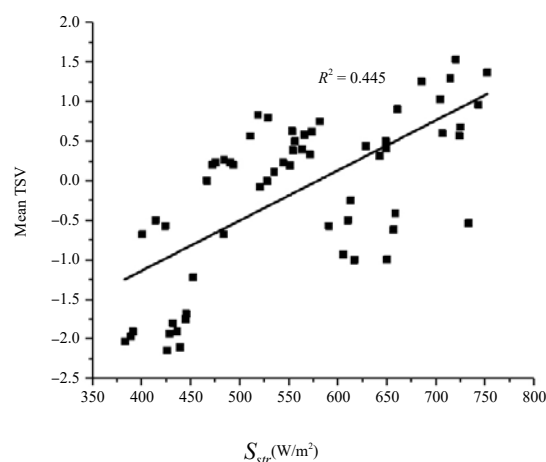
对 2018 年 9 月~2019 年 3 月室外气候数据进行采集, 温度覆盖范围为 5~30℃, 人体辐射通量覆盖范围为 40~800 W/m^2 , 风速覆盖范围为 0~3.5 m/s , 相对湿度覆盖范围为 4%~55%。温度、辐射与风速分布情况如图 2 所示。其中, 在 5~10℃ 和 15~20℃ 范围内, 太阳辐射与风速参数数据较为均匀和充分, 选取该两处环境参数研究不同温度段下风速与太阳辐射对人体热感觉的耦合作用。

3.2 热环境参数与热感觉的相关性分析

采用相关性分析的统计学方法, 分别将温度、相对湿度、风速、辐射通量与热感觉投票组成双变量



(a) 总辐射 G



(b) 人体辐射通量 S_{str}

图 1 太阳辐射与平均热感觉投票关系

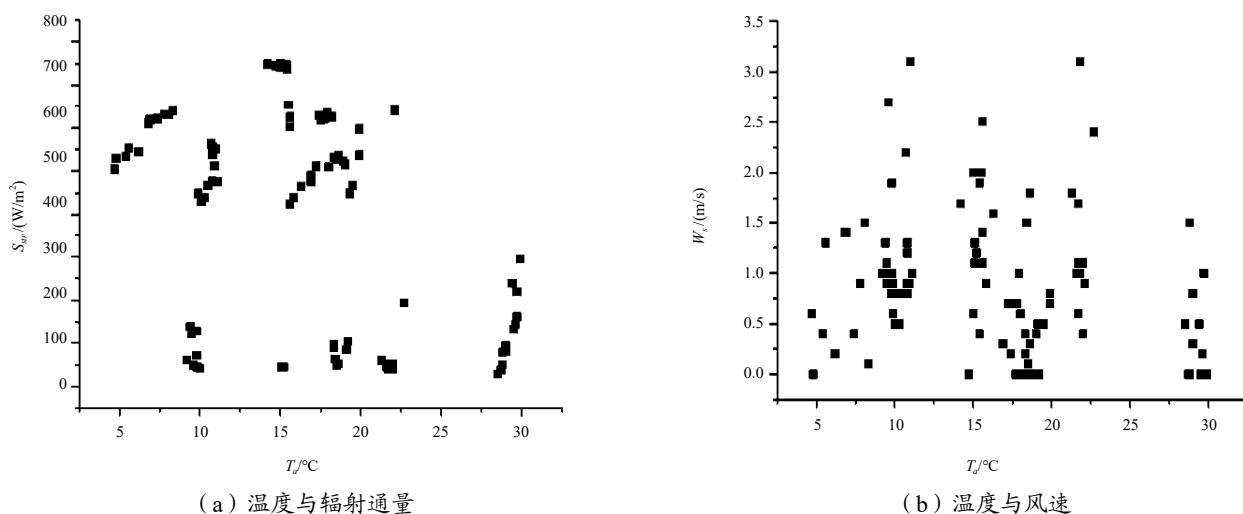


图2 环境参数分布图

进行分析,从而衡量四个环境参数变量与热感觉投票变量因素之间的相关密切程度,计算结果表2所示。

表2 双变量相关性分析

	TSV	显著性
温度	0.344	0.001
相对湿度	0.188	0.790
风速	-0.334	0.001
人体辐射通量	0.79	0.000

注: Pearson 相关系数, 双尾检验。

在已获取的秋冬季节数据显示,太阳辐射参数和温度变量与热感觉投票呈显著正向相关,其中,辐射通量与热感觉投票的相关程度最为密切;风速变量和温度变量在数值上与热感觉投票呈相同程度的相关性,风速为负向相关;以上三个变量与热感觉投票的相关性均具有统计学意义,而相对湿度的显著性值 $P=0.79$,说明有 79% 的概率相对湿度与热感觉投票不相关。

秋冬季节,室外温度相对较低,人体与空气的对流换热作用会增加人体的散热,受太阳影响的辐射换热会随着太阳辐射的增强,增加人体热感,因此辐射通量与人体热感觉的投票更为相关;风速会加速人体的对流换热,使人体产生冷感,因此产生负向相关的作用;当前研究可知当湿度高于 75%~85% 时会对热感觉产生较大影响^[8,9],本研究测试期间的相对湿度为 30%~60%,因此在该范围内,相对湿度为影响热感觉最弱的影响因素。

3.3 辐射与温度对热感觉的耦合作用

通过上述分析可知,温度、风速和太阳辐射等参数与人体热感觉有显著的相关性。由于每天的总辐射值波动范围极大,以夏天为例,晴天时总辐射会从 0 变化到 $1000\text{W}/\text{m}^2$ (不同季节上限值不完

全相同,经过实际测量天津大学校园内,夏季总辐射上限值在 $1000\text{W}/\text{m}^2$,秋季和冬季上限值分别为 $690\text{W}/\text{m}^2$ 和 $670\text{W}/\text{m}^2$);同时,风速变化没有规律,由每天天气情况决定且变化速度较快;由于室外空气温度波动范围较小,变化规律稳定,为了研究其他环境参数对人体热感觉的影响作用,以空气温度作为基础控制变量,分析在不同的温度范围内,人体热感觉与辐射和风速的响应关系。

由于室外天气变化较为复杂,当前进行的实验对于 $5\sim 10^{\circ}\text{C}$ 和 $15\sim 20^{\circ}\text{C}$ 两个温度段的数据收集较为丰富,因此以该低温温度段和中温温度段为研究对象,分析辐射与风速对热感觉的影响规律。

3.3.1 $5\sim 10^{\circ}\text{C}$ 时不同辐射对热感觉的影响作用

低温段太阳辐射在阴影下时辐射值在 $300\sim 400\text{W}/\text{m}^2$ 之间,太阳直射时辐射强度高于 $500\text{W}/\text{m}^2$,整体数据中存在断层。图3显示在 $5\sim 10^{\circ}\text{C}$ 的低温段内,太阳辐射与平均热感觉投票 (Mean TSV) 具有强烈相关性 ($R^2=0.98$),此时太阳与室外热感觉呈正相关,随着太阳辐射的提高,热感觉显著提升;同时数据表明,温度与辐射值均较低时 ($S_{sr} \leq 400\text{W}/\text{m}^2$),人体冷感非常强烈,平均投票值在 $-2\sim -3$ 之间;但当 S_{sr} 为 $550\text{W}/\text{m}^2$ 左右时,虽然室外温度较低,但人们普遍处于热中性状态,因此在较冷的室外空气温度下,只要太阳辐射足够强,人们均可以达到热中性,该温度段下,辐射通量每增加 $100\text{W}/\text{m}^2$,热感觉提高 1.4 个单位。

3.3.2 $15\sim 20^{\circ}\text{C}$ 时不同辐射对热感觉的影响作用

在 $15\sim 20^{\circ}\text{C}$ 的中温段,不同辐射强度段对室外热感觉的影响形成两挑斜率相近的曲线,在两个辐射段下,每升高 $100\text{W}/\text{m}^2$,热感觉提高 1 个单位。

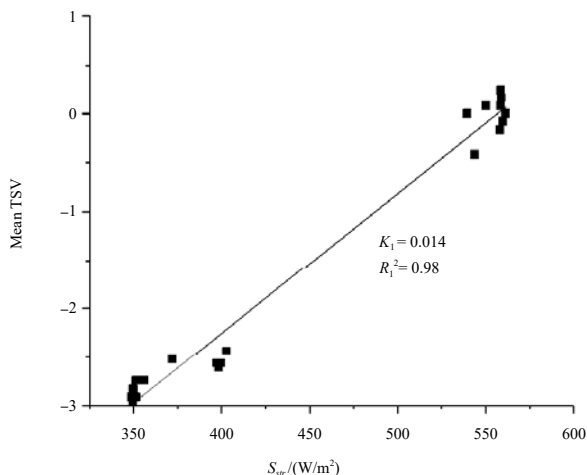


图3 5~10℃时不同辐射通量与热感觉投票关系

但不同辐射强度带来的热感觉作用不同,高温段平均热感觉比地低温段高1个热感觉单位。当辐射值相对较低时($S_{sr} \leq 450 \text{ W/m}^2$),人体热感觉普遍低于中性“0”,随着辐射值的继续增加,热感觉提升明显;在B辐射段内,当辐射值在 600 W/m^2 左右时,人体热感反而降低,主要由于此时平均风速达到 1 m/s ,较高的风速增加人体与空气的对流换热,使得热感觉降低;当辐射继续增加后人体热感觉为偏热状态。

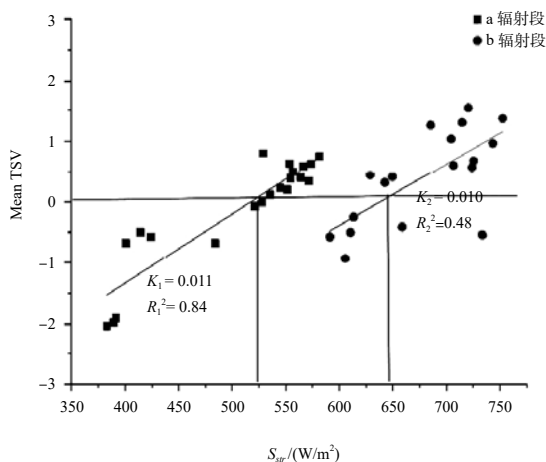


图4 15~20℃时不同辐射通量与热感觉投票关系

在该温度段下,存在两个热中性辐射值,分别为 525 W/m^2 和 650 W/m^2 ,主要与室外着装情况和当时风速大小有密切关系,该结果表明,在该温度($15 \sim 20^\circ\text{C}$)的室外气候条件下人们热感觉变化范围广,可以通过服装调节达到热中性状态。

3.3.3 不同温度段下辐射影响对比

通过两个空气温度段下,太阳辐射强度的变化

对于人们在室外的热感觉影响结果可以看到,较低空气温度段下太阳辐射强度增加对于热感觉的提升作用更为显著,且低温段时太阳辐射与热感觉的相关程度更为密切($R^2: 0.98 > 0.84 > 0.48$)。

空气温度较低时,如果太阳辐射同样较低,则人们冷感强烈,随着辐射的增加,人们可以达到热中性状态,最高的投票结果未超过“微暖”;但是当室外的空气温度在 $15 \sim 20^\circ\text{C}$ 较适中范围内是,人体热感觉在不同的辐射强度下分布在 $-2 \sim 2$ 单位区间内;温度较高时,人们热感觉分布较广,随着太阳辐射强度的不同,热感觉波动较大。

3.4 风速、温度与辐射对热感觉的耦合作用

3.4.1 5~10℃,耦合作用下风速对热感觉的影响

由上文可知本文秋冬季节进行的实验结果显示,太阳辐射与室外热感觉相关性最为密切,单一研究风速与热感觉关系时会受到太阳辐射的影响,为进一步确定风速在不同温度与辐射强度背景下对热感觉的作用,同时将空气温度与太阳辐射作为控制变量,研究风速的变化时人体热感觉的变化规律。

在较低空气温度段下,风速的增加降低了人体热感觉,相比高辐射段($500 \sim 630 \text{ W/m}^2$),辐射在较低范围内($40 \sim 150 \text{ W/m}^2$)时,对人体的冷却作用更强烈。

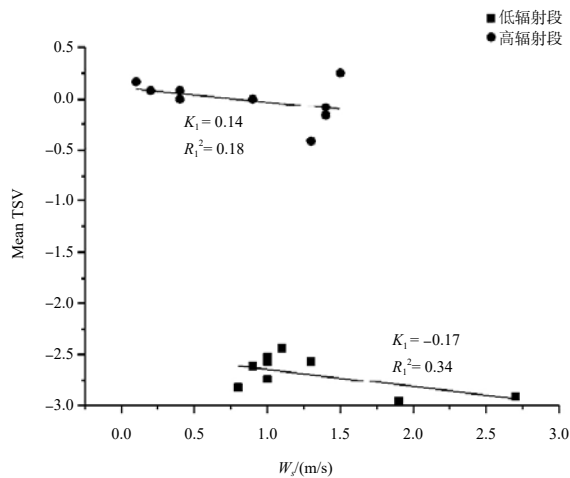


图5 5~10℃时不同辐射段下风速与热感觉投票关系

3.4.2 15~20℃,耦合作用下风速对热感觉的影响

在适中温度段下,将太阳辐射强度分为高中低三种水平,分别为低辐射($0 \sim 450 \text{ W/m}^2$)中辐射($450 \sim 600 \text{ W/m}^2$)和高辐射($> 600 \text{ W/m}^2$)。不同风速与辐射段组合下得到不同气候工况与室外人体热感觉的关系,结果表明:风速在该适中温度段下仍增加人体冷感,随着风速的增大,热感觉快速降低;但是在不同强度的太阳照射下,风速的增加对热感

觉的降低程度存在较大差异,在中辐射段下,风速的降低作用小于其他两个辐射段,说明在适中的温度和辐射工况下,风速对应人们热感觉的影响也不那么敏感;但是低辐射和高辐射段,其降低作用较高,特别是在低辐射段,随着风速的增加,热感觉快速降低;风速的冷却作用大小顺序为:低辐射段>高辐射段>中辐射段。风速每增加 1m/s,低辐射段热感觉降低 1.26 个单位,高辐射段降低 0.59 个单位,中辐射段降低 0.26 个热感觉单位。

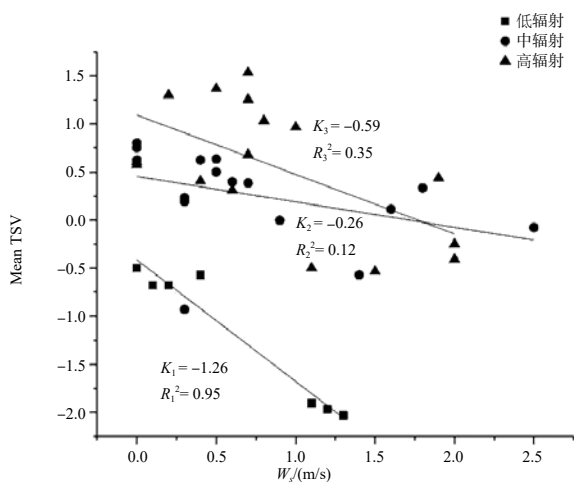


图 6 15~20℃ 时不同辐射段下风速与热感觉投票关系

3.5 环境参数对热感觉的影响权重

利用统计分析软件 SPSS 对室外环境参数与人体热感觉投票执行多元线性回归分析,获得标准化回归化参数如表 3 所示。由于在多元线性回归中,各自变量取值单位和离散程度不同,量纲不同的各回归系数之间不能直接比较大小。标准化回归系数是先对所有的自变量和因变量进行标准化转换,以标准化后的各自变量为自变量,重新建立回归方程得到的回归系数,因此该数值可以反映不同的气候参数对人体热感觉的影响,由于本文进行的室外热舒适研究获取的相对湿度与人体热感觉无相关性,因此在进行影响权重计算时,为防止相对湿度对计算结果产生干扰,未将其列入计算范围。

表 3 不同温度段气候参数对室外热感觉影响权重

	低温段	中温段
温度	-0.208	0.311
辐射	0.795	0.642
风速	-0.025	-0.126

表中数值分别为低温段和中温段下三项环境参数对室外人体热感觉的影响权重,结果显示,两个温度段下太阳辐射均是影响室外热感觉的决定性因素,其次是空气温度和风速,其中风速与热感觉始

终呈负相关;其中低温段时空气温度的标准化系数也为负值,主要由于此时太阳辐射影响程度非常高(0.8),低温高辐射带来的效果使得空气温度对于热感觉呈负相关作用。

对比中温段与低温度下各项参数的权重大小可以发现,中温段时温度和风速的影响作用均有所上升,太阳辐射的影响作用明显降低,因此,随着温度的升高,人们在室外条件下受到各项气候参数的综合作用影响。

4 结论

本文主要分析秋冬季节下室外气候参数与人体热感觉的影响重要性,并进一步确定了低温段和中温段下,太阳辐射与风速对室外热舒适的敏感性,主要结论如下:

(1) 进行太阳辐射与人体热舒适的研究时,人体辐射通量(S_{str})与人体热感觉投票的相关性优于总辐射值(S_{tr} : $R^2=0.45$, G : $R^2=0.27$);

(2) 秋冬季节,室外太阳辐射是影响室外热感觉的决定性因素,其次是空气温度和风速,相对湿度是影响程度最弱的因素。

(3) 比较空气温度为 5~10℃ 的低温段和 15~20℃ 的中温段时,太阳辐射与热感觉的相关性更为密切($R^2:0.98 > 0.84 > 0.48$),影响作用在低温段更为明显标准化系数为 0.80,中温段为 0.64。处于低辐射段时,人们冷感强烈,若太阳辐射处于较高水平人们普遍达到热中性状态,辐射强度的高低直接决定了人们的冷热感觉。

(4) 随着空气温度的增加,温度和风速对人体热感觉的影响作用也随之增加,但仍远低于太阳辐射的作用,具体权重大小见表 3。

(5) 风速对于人体热感觉的影响并不恒定。其影响作用较小,且受辐射和空气温度的干扰,为探究其影响作用,对空气温度和辐射进行变量控制。结果表明在不同温度段下,风速均在低辐射段的冷却作用最为强烈,其大小顺序为:低辐射段>高辐射段>中辐射段。风速每增加 1m/s,低辐射段热感觉降低 1.26 个单位,高辐射段降低 0.59 个单位,中辐射段降低 0.26 个热感觉单位。

参考文献

- [1] Min X, Bo H, Jiayi M, et al. Outdoor thermal comfort in an urban park during winter in cold regions of China[J]. Sustainable Cities and Society, 2018:S221067071831120X-.
- [2] Nikolopoulou M, Lykoudis S. Thermal comfort in outdoor urban spaces: Analysis across different European countries[J]. Building & Environment, 2006,

41(11):1455–1470.

[3] Stathopoulos T , Wu H , Zacharias J . Outdoor human comfort in an urban climate[J]. Building & Environment, 2004, 39(3):297–305.

[4] Xie Y , Huang T , Li J , et al. Evaluation of a multi-nodal thermal regulation model for assessment of outdoor thermal comfort: Sensitivity to wind speed and solar radiation[J]. Building & Environment, 2018, 132:45–56.

[5] Wang Y , Ni Z , Peng Y , et al. Local variation of outdoor thermal comfort in different urban green spaces in Guangzhou, a subtropical city in South China[J]. Ur-

ban Forestry & Urban Greening, 2018, 32:99–112.

[6] Thorsson S , Lindberg F , Ingegärd Eliasson, et al. Different methods for estimating the mean radiant temperature in an outdoor urban setting[J]. International Journal of Climatology, 2007, 27.

[7] ASHRAE, 2013. ANSI/ASHRAE Standard 55: Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy, ASHRAE, Atlanta.

[8] 朱能, 吕石磊, 刘俊杰, 等. 人体热舒适区的实验研究 [J]. 暖通空调, 2004, 34(12).

[9] 董胜璋, 牛冠明, 杨正焱. 相对湿度对空调环境至适温度影响的研究 [J]. 环境与健康杂志, 1995(1).

ENVI-met 乔木模型对亚热带湿热地区 四种常用乔木的模拟验证

刘之欣, 赵立华

(华南理工大学 亚热带建筑科学国家重点实验室, 广州 510641)

[摘要] 近年来, 随着计算机性能的不不断提升数值模拟技术已成为定量预测和评价微气候的重要研究手段。植物作为影响微气候的重要因子之一, 数值模拟能否准确反映其在当地气候条件下的热表现值得研究。本文的研究旨在验证城市微气候模拟软件 ENVI-met (4.2 Science 版) 在广州地区湿热气候下模拟四种园林设计常用乔木的微气候表现 (空气温湿度) 的适用性。本文通过实测广州地区四种常用乔木的树冠形态、叶片属性和根系形态, 对其进行 ENVI-met 建模并进行模拟分析, 将模拟结果与 2017 年春夏两季实测的数据进行对比。验证结果表明, 空气温湿度模拟值的日变化趋势与实测一致, 且误差在可接受的范围内。但乔木对微气候的改善作用 (树下测点与空旷处测点的差值) 被低估。本文为应用 ENVI-met 模拟室外热环境提供了基础校验, 并对植物建模提出了优化建议。

[关键词] ENVI-met; 微气候; 乔木; 模拟验证

0 引言

近年来, 随着计算机性能的不不断提升, 数值模拟技术已成为定量预测和评价微气候的重要研究手段。植物作为影响微气候的重要因子之一, 数值模拟能否准确反映其在当地气候条件下的热表现值得研究。本文的研究目的旨在评价三维微气候模拟软件 ENVI-met 的植物模型在湿热地区的模拟表现。ENVI-met 是由 Bruse 等^[1]于 1998 年开发的三维城市微气候模拟软件。该软件基于计算流体力学和热力学, 主要用于模拟城市小尺度空间内地面、植被、建筑和大气之间的相互作用^[2]。

世界范围内已有一些学者对 ENVI-met4.0 及以上版本建立的植物模型的适用性进行了验证工作。Simon H (2016) 认为有效光合辐射对模拟情况影响很大, 应尽量选择有效光合辐射大的晴天进行验证, 且小树的蒸腾速率验证结果比大树更佳^[3]。Shinzato (2016) 利用叶面积指数 (LAI, Leaf Area Index) 实测值为树木建模并探究其冠层下的微气候, 认为真实的树木参数可以更好地表现植物的物理特性^[4]。目前的验证多集中于乔木叶温与蒸腾速率, 对整株植物的微气候表现关注较少。事实上, 乔木对微气候营造有不可或缺的作用, 被认为是改善微气候、提升室外热舒适的重要设计元素^[5-6], 它对周边环境产生热作用的根本原因可分为对太阳辐射的遮挡作用和乔木的蒸腾作用两大方面^[7-10], 其模拟表现需要进行进一步的验证说明。

基金项目: 国家自然科学基金面上项目“湿热地区乔木对城市居住区热环境影响机理及优化配置研究” (编号: 51878288)。

本文以广州市居住区四种常用树种白兰 (Michelia alba)、芒果 (Mangifera indica)、细叶榕 (Ficus microcarpa)、羊蹄甲 (Bauhinia blakeana) 为例, 通过对 ENVI-met 乔木模型的微气候参数 (空气温湿度) 的综合验证来评价该软件的乔木模型在湿热背景条件下的适用性。

2 验证方法

2.1 实测概况

2.1.1 实验地点和实验对象

实测于 2017 年春夏两季在广州市进行。广州为我国湿热地区典型城市, 夏季高温高湿, 七月平均气温 28.9℃, 相对湿度 79%^[11]。测试地点为华南理工大学、华南农业大学校园内。实测时间为 2017 年 4 月 17 日、28 至 30 日 (春季) 和同年 7 月 26 至 29 日 (夏季)。研究对象为五棵单株乔木, 树种分别为白兰、芒果、细叶榕、羊蹄甲 (羊蹄甲春夏非同一株) (图 1)。研究所选取的乔木所在位置距离周边建筑、乔木较远, 能够有效避免建筑和其他乔木互相遮挡对实验用树微气候营造的影响。

2.1.2 乔木建模参数测量

待测乔木的建模参数如表 1 所示。树冠参数用米尺测得; 树根参数采用树木雷达 (Tree Radar) 测得; 叶片反射率采用分光光度计 (U-4100) 测定。各层叶面积密度 (LAD) 采用 Lalic 和 Mihailovic^[12]提出的算法计算获得, 每层树冠高度为一米。各层根面积密度 (RAD) 的分布由于仪器所限采用 ENVI-met 默认值。

2.1.3 微气候参数测量

实验校核主要考虑植物对微气候的营造。微



图 1 实验用树照片及所在位置

表 1 待测乔木的建模参数

属性类型	项目	白兰	芒果	细叶榕	羊蹄甲 (春季)	羊蹄甲 (夏季)
树冠	树高 (m)	6.8	9.4	8.1	8.8	14.4
	冠幅 (m)	4.4	9.8	11.0	9.1	9.4
	胸径 (m)	2.2	2.5	1.3	1.8	1.6
树根	根深 (m)	0.45	0.45	0.60	0.60	0.60
	根幅 (m)	6	7	8	10	10
树叶	叶片反射率	0.28	0.27	0.31	0.31	0.31
	叶面积指数 LAI (m ² /m ²)	1.91	2.36	3.88	4.27	4.17
	各层叶面积密度 (LAD) (m ² /m ³)					
	1m 高处	—	—	—	—	—
	2m 高处	0.12	0.07	0.16	0.14	0.06
	3m 高处	0.25	0.12	0.29	0.25	0.08
	4m 高处	0.49	0.20	0.54	0.44	0.11
	5m 高处	0.62	0.34	0.92	0.75	0.16
	6m 高处	0.44	0.51	1.08	1.06	0.22
	7m 高处	—	0.56	0.88	1.02	0.31
	8m 高处	—	0.48	0.01	0.61	0.43
	9m 高处	—	0.08	—	—	0.56
	10m 高处	—	—	—	—	0.64
	11m 高处	—	—	—	—	0.63
	12m 高处	—	—	—	—	0.57
	13m 高处	—	—	—	—	0.39
	14m 高处	—	—	—	—	0.01

气候参数将测定树下与空旷处的空气温度、空气湿度、太阳辐射。实验主要测点布置为周边空旷处及目标树下。实测仪器及精度如表 1 所示。测量广场空旷处与树下空气温度和湿度的所有温湿度自记仪 (HOBO U23-001, 精度 $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ 、 $\pm 2.5\%$) 均放置在铝箔包裹的不锈钢防辐射桶内, 放置高度为 1.5 米, 防辐射桶两端开口, 通风良好; 树下太阳总辐射采用四分度净辐射计 (NR01) 进行测定, 输出的信号均采用安捷伦数据采集仪 (Agilent 34970A, 美国) 进行采集。

2.2 ENVI-met 模拟说明

ENVI-met 模型根据实测区域的实际情况建立, 如图 2 所示。网格分辨率为 2m。区域四周设置了 4 个嵌套网格, 嵌套网格的地面类型为壤土 (Loam)。竖直方向采用不等距网格: 2m 以下空间分配 10 个网格, 2m 以上空间采用放大系数为 10% 的弹性网格。并根据陈卓伦^[13]的研究结果选择闭式横向边界条件。

表 2 列出了 ENVI-met 场地建模的主要参数。模型背景气候参数所需的逐时空气温度、空气湿度、风速风向、太阳辐射由自动便携式气象站测得, 土壤温度由铜 - 康铜热电偶测得 (事前均进行恒温水浴箱校准), 土壤湿度、建筑、地面构造及热物性参考杨小山^[14]的实测结果。

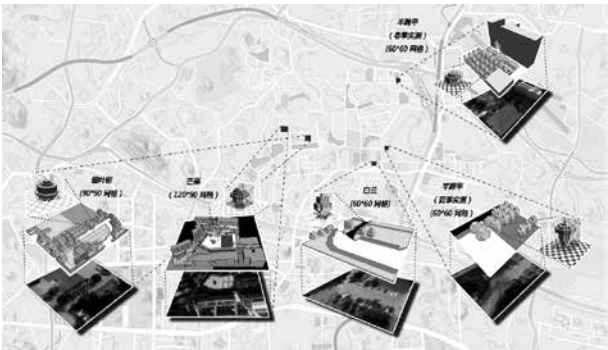


图 2 场地及乔木建模示意图

2.3 模拟表现的定量评价

本文采用两类指标来定量评价模型的性能: 一类是误差评价指标, 用于衡量预测值与观测值之间的误差; 一类是相关评价指标, 用于衡量预测值与观测值之间的相关程度。误差评价指标主要包括平均偏差 (mean bias error, MBE), 平均绝对差 (mean

表 2 模拟背景气象数据

树种	白兰 (春季)	芒果 (春季)	细叶榕 (春季)	羊蹄甲 (春季)	白兰 (夏季)	芒果 (夏季)	细叶榕 (夏季)	羊蹄甲 (夏季)
模拟时间	2017.04.29	2017.04.17	2017.04.28	2017.04.30	2017.07.28	2017.07.27	2017.07.26	2017.07.29
10 米高风速 (m/s)	4.5	5.11	3.00	2.00	3.5	5.10	3.00	4.00
风向 (°)	135	231	220	135	160	168	45	144
初始温度 (K)	299.35	301.25	296.43	299.05	307.36	304.35	306.23	306.25
2 米高相对湿度 (%)	68.7	74	46	69.6	62.5	68.9	62.3	69.5
太阳辐射调整系数	0.68	0.70	0.85	0.57	0.88	0.93	0.80	0.82
2500 米高湿度 (%)	7.0	7.0	7.0	7.0	7.0	7.0	7.0	7.0

absolute error, MAE), 根均方差 (root mean square error, RMSE), 系统根均方差 (systematic root mean square error, RMSEs), 非系统根均方差 (un-systematic root mean square error, RMSEu) 以及一致性指数 d (Willmott's index of agreement)。当模拟结果满足以下条件时认为其可信: $\text{RMSEs} \rightarrow 0$, $\text{RMSEu} \rightarrow \text{RMSE}$ 以及 $d \rightarrow 1$ 。对统计指标的具体描述可见文献 [15,16]。

3 结果与讨论

3.1 树荫下空气温度

由图 3 表现了树下空气温度模拟值与实测值的定性比较结果。在春季背景气象数据下, 树下空气温度表现较好。这也表现在统计指标上 (表

3), 春季一致性指数 d 为 0.92 而夏季为 0.61; 春季 MAE 为 1.37°C 而夏季为 3.14°C 。RMSEs 比 RMSEu 高, 这说明系统误差是始终存在的。类似的结论也出现在其他相关的研究中: 在 Acero 等人 [17] 的研究中, MAE 的范围为 $0.83\sim 1.82^{\circ}\text{C}$, RMSEs 也高于 RMSEu。系统误差可能与太阳辐射的模拟误差有关。树冠的遮荫作用通过树下与空旷处的温差来表现 (图 4)。模拟的温差在春季为 $0.01\sim 1.34^{\circ}\text{C}$ 而在夏季为 $0.02\sim 1.3^{\circ}\text{C}$ 。实测温差在春季为 $-0.071\sim 2.56^{\circ}\text{C}$ 而在夏季为 -0.57°C 至 4.39°C 。杨小山 [14] 也指出, ENVI-met 有高估地表范围的气温的趋势, 特别是在树下区域, 但树下与空旷处的温差却大大被低估。

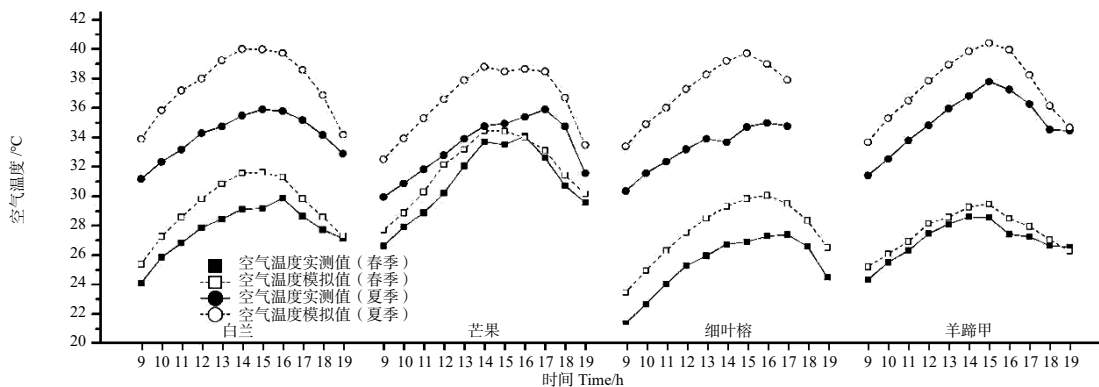


图 3 树荫下空气温度的模拟值与实测值

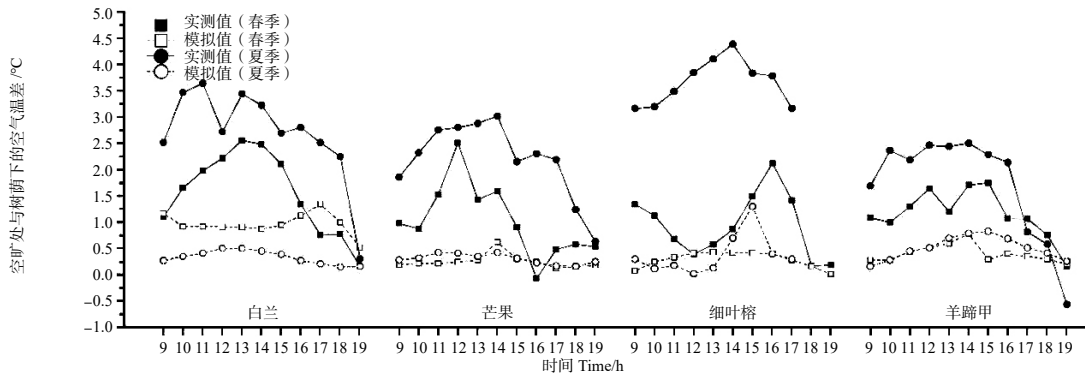


图 4 树荫下与空旷处空气温度差的模拟值与实测值

表 3 模拟表现的定量评价结果

微气候参数	样本数量	定量评价指标					
		MBE	MAE	RMSE	RMSE _s	RMSE _u	d
空气温度 /℃	44	1.36	1.37	1.68	1.39	0.95	0.92
空气湿度 /(g/kg)	44	-1.09	1.11	1.34	1.15	0.69	0.96
空气温度 /℃	42	3.14	3.14	3.97	3.14	2.44	0.61
空气湿度 /(g/kg)	42	-2.08	2.11	2.40	2.09	1.19	0.71

3.2 树荫下空气湿度

图 5 比较了树荫下空气湿度的模拟值和实测值。通过春季一致性指数为 0.96 而夏季为 0.71 可知, ENVI-met 可以准确表现树荫下空气湿度的变化趋势。对具体数值来说, 春夏两季的树荫下空气湿度的模拟值都要比实测值偏低(春夏两季的 MBE 分别为 -1.09gkg^{-1} 和 -2.08gkg^{-1} ; 春夏两季的 MAE 分别为 1.11gkg^{-1} 和 2.11gkg^{-1})。图 6 表现了树荫下与空旷处的空气湿度差。模拟的湿度差要远小于实测值。春夏两季模拟的平均湿度差分别为 0.51gkg^{-1} 和 2.31gkg^{-1} 。而两季实测的湿度差分别为 2.27gkg^{-1} 和 5.54gkg^{-1} 。

4 结论

通过比较实测与模拟数据, 验证了 ENVI-met(4.2 Science 版) 能够较好地模拟湿热气候下乔木的温湿度表现, 并能够准确预测各参数的日变化趋势。

ENVI-met 对微气候的模拟表现为各参数的日变化趋势与实测一致, 模拟值与实测值相比, 树下与空旷处及各方向树冠中的气温偏高、湿度偏低, 温差与湿度差数值偏小。误差分析结果表明, 模拟与实测结果有较好的一致性, 总误差值均较小, 模拟可对乔木对热环境的影响做出较好的预测。

此次的模拟实验仍存在需要进一步优化的部分: 本实验是基于一个较简单的实验对象(单株乔木)、利用旋转式的方式建模而成, 未来将考虑更复杂的周边环境以及对树冠各方向的叶片分布进行更精细的建模。受软件的限制, 现无法输入逐时风速风向条件, 待软件具备相应的条件时, 可进行相关的验证工作。

参考文献

[1] Ballinas, M.; Barradas, V.L. Transpiration and stomatal conductance as potential mechanisms to mitigate the heat load in Mexico City. Urban For. Urban Green. 2016, 20, 152–159.

[2] Bowler, D.E.; Buyungali, L.M.; Knight, T.M.; Pullin, A.S. Urban greening to cool towns and cities: A systematic review of the empirical evidence. Landsc. Urban Plan. 2010, 97, 147–155.

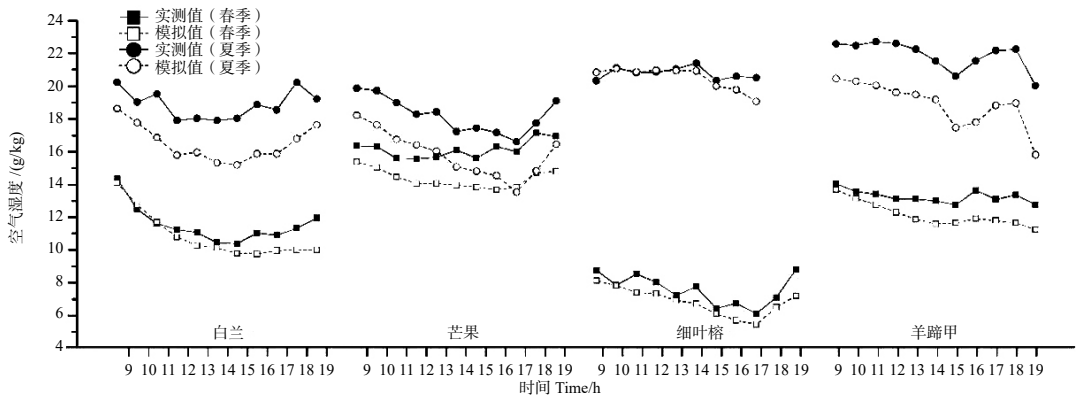


图 5 树荫下空气湿度的模拟值与实测值

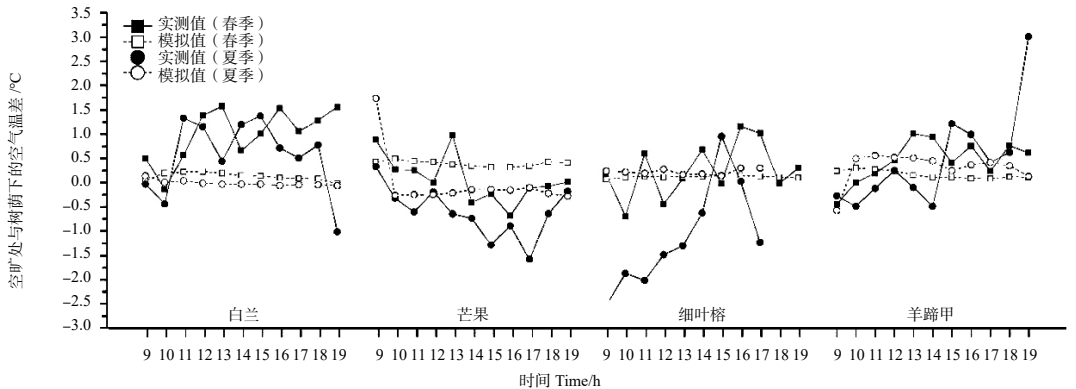


图 6 树荫下与空旷处空气湿度差的模拟值与实测值

- [3] Konarska, J.; Uddling, J.; Holmer, B.; Lutz, M.; Lindberg, F.; Pleijel, H.; Thorsson, S. Transpiration of urban trees and its cooling effect in a high latitude city. *Int. J. Biometeorol.* 2016, 60, 159–172.
- [4] Huang, Y.J.; Akbari, H.; Taha, H.; Rosenfeld, A.H. The potential of vegetation in reducing summer cooling loads in residential buildings. *J. Appl. Meteorol.* 2010, 26, 1103–1116.
- [5] Kotzen, B. An investigation of shade under six different tree species of the Negev desert towards their potential use for enhancing micro-climatic conditions in landscape architectural development. *J. Arid Environ.* 2003, 55, 231–274.
- [6] Marti-Ibanez, F. On the development of an urban passive thermal comfort system in Cairo, Egypt. *Build. Environ.* 2009, 44, 1907–1916.
- [7] Morakinyo, T.E.; Kong, L.; Lau, K.L.; Yuan, C.; Ng, E. A study on the impact of shadow-cast and tree species on in-canyon and neighborhood's thermal comfort. *Build. Environ.* 2017, 115, 1–17.
- [8] Zölch, T.; Maderspacher, J.; Wamsler, C.; Pauleit, S. Using green infrastructure for urban climate-proofing: An evaluation of heat mitigation measures at the micro-scale. *Urban For. Urban Green.* 2016, 20, 305–316.
- [9] Bruse, M. *Envi-Met 3.0: Updated Model Overview*; University of Bochum: Bochum, Germany, 2004.
- [10] Bruse, M.; Fleer, H. Simulating surface-plant-air interactions inside urban environments with a three dimensional numerical model. *Environ. Model. Softw.* 1998, 13, 373–384.
- [11] Lee, H.; Mayer, H.; Chen, L. Contribution of trees and grasslands to the mitigation of human heat stress in a residential district of freiburg, southwest Germany. *Landsc. Urban Plan.* 2016, 148, 37–50.
- [12] Linden, J.; Simon, H.; Fonti, P.; Esper, J.; Bruse, M. Observed and Modeled transpiration cooling from urban trees in Mainz, Germany. In *Proceedings of the ICUC9—International Conference on Urban Climate Jointly with Symposium on the Urban Environment*, Toulouse, France, 20–24 July 2015; University of Toulouse: Toulouse, France, 2015.
- [13] Zhang, L.; Zhan, Q.M.; Lan, Y.L. Effects of the tree distribution and species on outdoor environment conditions in a hot summer and cold winter zone: A case study in Wuhan residential quarters. *Build. Environ.* 2018, 130, 27–39.
- [14] Yang, X.S. *A Simulation Method for the Effects of Urban Microclimate on Building Cooling Energy Use*. Ph.D. Thesis, South China University of Technology, Guangzhou, China, 2012. (In Chinese)
- [15] Stunder, M.; Sethuraman, S. A statistical evaluation and comparison of coastal point source dispersion models. *Atmos. Environ.* 1986, 20, 301–315.
- [16] Willmott, C.J. Some comments on the evaluation of model performance. *Bull. Am. Meteorol. Soc.* 1982, 63, 1309–1313.
- [17] Acero, J.A.; Arrizabalaga, J. Evaluating the performance of ENVI-met model in diurnal cycles for different meteorological conditions. *Theor. Appl. Climatol.* 2018, 131, 455–469.

基于 CFD 的住区建筑物理环境模拟分析研究

郑 晓, 叶 芸, 高 杰

(宁波华聪建筑信息科技有限公司, 宁波 315042)

[摘 要]采用 CFD 技术对三亚某住区的建筑物理环境进行模拟分析, 重点研究住区内日照、场地风热环境、环境噪声、室内自然采光、室内自然通风情况, 预测住区交付使用后建筑物理环境状况, 评价其规范性、合理性, 并为设计师改善平面布局、调整设计思路提供参考依据。

[关键词] 住区; 建筑物理环境; CFD

0 引言

随着社会的发展, 人民生活水平的提高, 人们对所居住空间的建筑物理环境(风、热、光、声等)日益重视, 营造一个良好的住区建筑物理环境, 提高建筑功能质量, 创造宜居环境至关重要, 如何处理好建筑与建筑物理环境的关系, 是所有设计师面临的新课题。

本文以三亚某住宅小区为例, 采用 CFD 技术研究该住区的建筑物理环境, 包括日照、风环境、热环境、环境噪声、室内自然采光, 室内自然通风等, 通过对该住区建筑物理环境的模拟分析, 预测其交付使用后的建筑物理环境状况, 评价其规范性, 合理性, 并为设计师改善平面布局, 调整设计思路提供参考依据。

1 项目概况

该项目位于三亚市迎宾路中段, 地理位置优越, 交通方便, 自然环境条件独特, 规划总用地面积 66702.97m²。在设计中充分利用地块优势, 将河畔景观、社区、山体紧密融为一体。再加上景观、道路、绿化细腻的雕琢, 适合开发出一个环境优美、高品位的度假社区。

本文采用 CFD 技术, 对项目建筑物理环境进行模拟分析。



图 1-1 效果图

2 模拟与结果分析

2.1 模型的建立

采用 BIM 技术建立模拟分析模型, 避免模拟软件建模能力的局限性, 根据模拟需求, 建立合适准确的模拟分析模型, 使模拟结果更加准确。基于 Revit 软件建立的分析模型, 可与 Ecotect、Phoenics、Cadna/A 等模拟分析软件无缝对接, 根据不同模拟类型导出对应格式的文件, 实现一人建模, 全员共享模型。

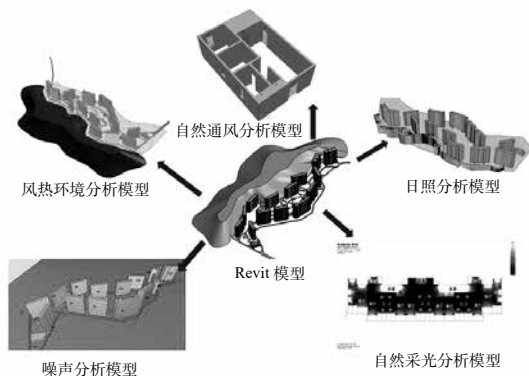


图 2.1-1 模拟分析模型

2.2 日照模拟分析

采用 Ecotect 软件对日照情况进行分析。

主要分析内容: 冬至日、大寒日累计日照时间; 夏至日累计日照时间。

(1) 冬至日日日照分析(9:00~15:00)



图 2.2-1 冬至日日日照累计时间

由图 2.2-1 可知：计算区域平均日照时间为 4.35 小时，2#、13# 楼北侧（黑色方框区域）有部分区域在冬至日 9:00~15:00 时日照累计时间小于 2h。周边山体未对住宅造成严重遮挡，地块内整体日照时间充足，各住宅日照时间充足，均达到 1 小时以上。场地内主要景观绿化区域，日照时间也基本在 2h 以上。

（2）大寒日日照分析（8:00-16:00）



图 2.2-2 大寒日日照累计时间

由图 2.2-2 可知：计算区域平均日照时间为 4.35 小时，2#、4#、13#、14# 楼北侧（黑色方框区域）有部分区域在大寒日 8:00~16:00 时日照累计时间小于 3h；其他各栋楼东、南、西大寒日 8:00~16:00 时累计日照时间基本大于 3h。周边山体未对住宅造成严重遮挡。

（3）小结

冬至日与大寒日，住区内所有区域日照时间均在 1h 以上，周边山体未对住宅造成严重遮挡，各

栋楼与场地内主要绿化景观日照时间充足，基本达到 2h 以上，满足规范要求。2# 楼、4# 楼、13# 楼、14# 楼北侧部分区域日照时间不足 2h，建议调整 2#、13# 楼建筑朝向，可有效增加日照时间。

2.3 室外风热环境模拟分析

采用 Phoenics 软件对住区风环境、热环境情况进行模拟分析。

主要分析内容：夏季、过渡季、冬季住区风环境流场、风速情况；夏至日住区平均热岛强度。

2.3.1 风环境模拟分析

（1）夏季工况（主导风向 WSW，风向频率 11%，平均风速 2.00m/s）

由图 2.3-1 可知：项目建筑 8# 和 13# 楼周边存在局部涡流（黑色方框区域），其他建筑周边区域流场分布较均匀，整体未出现无风区。

由图 2.3-2 可知：项目建筑 7#、8#、9# 和 10# 楼周边局部区域风速较大（黑色方框区域），达到 2.2~2.4m/s，其他建筑周边人行区域风速基本处于 0.2~2.0m/s 之间，均小于 5m/s，符合行人舒适要求。

本项目周边人行区域距地 1.5m 高度处小范围（小于 2m 的距离内）风速变化较小，风速放大系数约为 1.62（初始风速 1.48m/s，最大风速 2.4m/s）。

（2）过渡季工况（主导风向 E，风向频率 16%，平均风速 2.07m/s）

由图 2.3-3 可知：项目建筑 9#、10#、15# 楼周边存在局部涡流（黑色方框区域），其他建筑周边区域流场分布较均匀，整体未出现无风区。

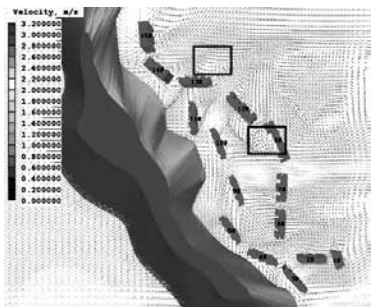


图 2.3-1 距地 1.5m 高度风速矢量图

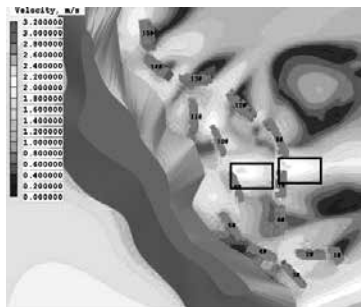


图 2.3-2 距地 1.5m 高度风速云图

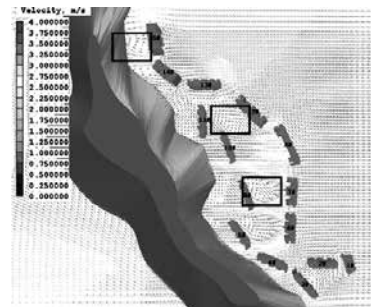


图 2.3-3 距地 1.5m 高度风速矢量图

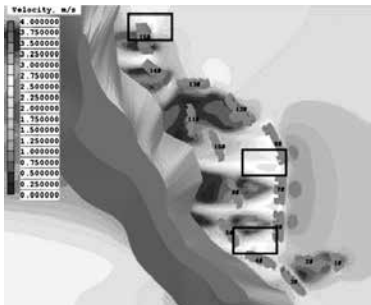


图 2.3-4 距地 1.5m 高度风速云图

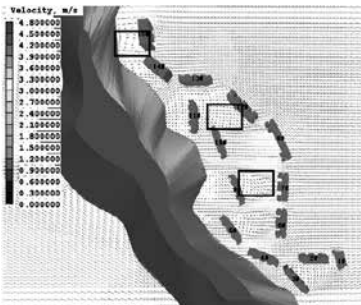


图 2.3-5 距地 1.5m 高度风速矢量图

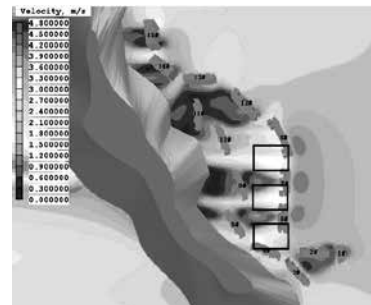


图 2.3-6 距地 1.5m 高度风速云图

由图 2.3-4 可知：项目建筑 6#、7#、8# 和 15# 楼周边局部区域风速较大（黑色方框区域），达到 2.75~3.0m/s，其他建筑周边人行区域风速基本处于 0.5~2.5m/s 之间，均小于 5m/s，符合行人舒适要求。

本项目周边人行区域距地 1.5m 高度处小范围（小于 2m 的距离内）风速变化较小，风速放大系数约为 1.96（初始风速 1.53m/s，最大风速 3.0m/s）。

（3）冬季工况（主导风向 E，风向频率 18%，平均风速 2.32m/s）

由图 2.3-5 可知：项目建筑 9#、10# 和 15# 楼周边存在局部涡流（黑色方框区域），其他建筑周边区域流场分布较均匀，整体未出现无风区。

由图 2.3-6 可知：项目建筑 6#、7#、8# 和 15# 楼周边局部区域风速较大（黑色方框区域），达到 3.3m/s，其他建筑周边人行区域风速基本处于 0.3~3.0m/s 之间，均小于 5m/s，符合行人舒适要求。

本项目周边人行区域距地 1.5m 高度处小范围（小于 2m 的距离内）风速变化较小，风速放大系数约为 1.93（初始风速 1.71m/s，最大风速 3.3m/s）。

（4）小结

夏季、过渡季、冬季工况下住区内整体通风流畅，有利于污染物的排出，但存在不同程度的旋涡，可能影响行人活动，建议涡流区内增加架空层，可有效增加涡流区空气流通，提升空气品质。

2.3.2 热环境模拟分析

（1）夏至日热岛强度模拟分析

分析夏至日住区 6 时~18 时平均热岛强度，主

导风向为 WSW，平均风速 2.0m/s，各时段室外环境温度见下表：

表 2.3-1 典型时刻室外环境温度

时刻	6 时	10 时	14 时	18 时
温度 (°C)	27.6	31.1	32.2	31.1

由图 2.3-7 可知：6 时建筑周边温度基本处于 27.5~31.5°C 之间，平均温度约为 28.6°C，室外环境温度 27.6°C，温度约提高 1.0°C；由图 2.3-8 可知：10 时建筑周边温度基本处于 30.5~37.25°C 之间，平均温度约为 32.75°C，室外环境温度 31.1°C，温度约提高 1.65°C；由图 2.3-9 可知：14 时建筑周边温度基本处于 30.75~37.5°C 之间，平均温度约为 33.75°C，室外环境温度 32.2°C，温度约提高 1.55°C；由图 2.3-10 可知，18 时建筑周边温度基本处于 29.5~31.5°C 之间，平均温度约为 31.3°C，室外环境温度 31.1°C，温度约提高 0.2°C。

（2）小结

夏至日住区平均热岛强度为 1.1°C，小于 2.0°C，住区内整体建筑布局、景观绿化等设计都较有利于降低夏季地块内环境温度，并结合风环境模拟分析建议（调整 2# 楼、14# 楼朝向），可进一步改善项目周边的热环境，降低热岛效应的影响。

2.4 住区环境噪声模拟分析

采用 Cadna/A 软件对住区环境噪声情况进行模拟分析。住区北面为城市主干路，距离 1000m 左右，两者之间为空地，道路两侧为行道树。场地红线周围无汽车噪音，白天噪音监测值为 48dB (A)，夜

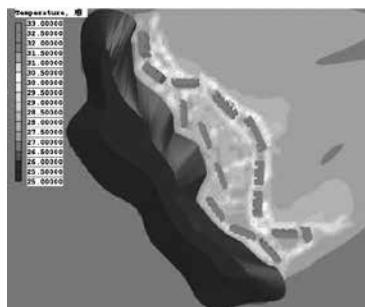


图 2.3-7 6 时温度分布图

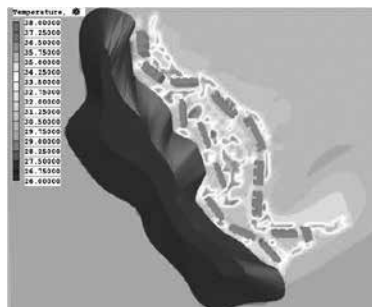


图 2.3-8 10 时温度分布图

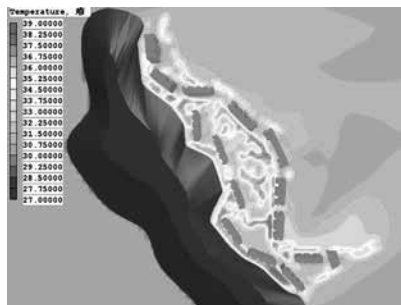


图 2.3-9 14 时温度分布图

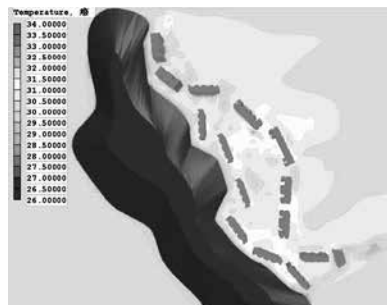


图 2.3-10 18 时温度分布图

间为 43dB (A)。

主要分析内容: 住区昼间、夜间环境噪声情况。

(1) 住区昼间环境噪声模拟分析 (区域边界噪声: 48dB (A))

由图 2.4-2~3 可知, 建筑立面昼间噪声值最大为 43dB, 满足《声环境质量标准》GB 3096-2008 中 2 类标准, 且达到 0 类标准。

(2) 住区夜间环境噪声模拟分析 (区域边界噪声: 43dB (A))

由图 2.4-5~6 可知, 建筑立面夜间噪声值最大为 38dB, 满足《声环境质量标准》GB 3096-2008 中 2 类标准, 且达到 0 类标准。

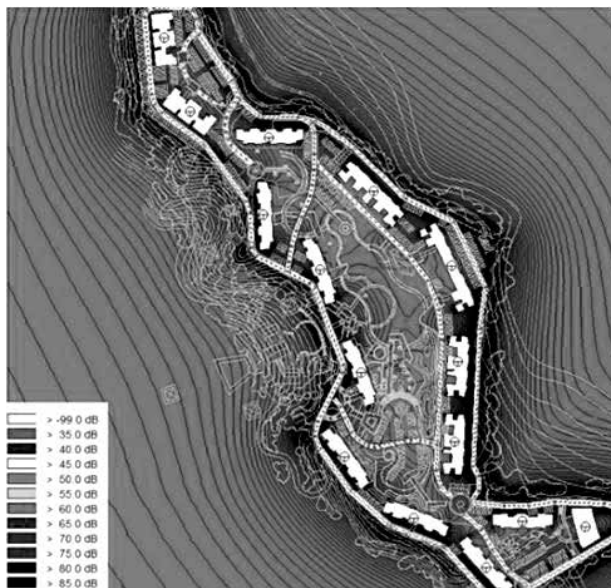


图 2.4-1 整体平面噪声分布

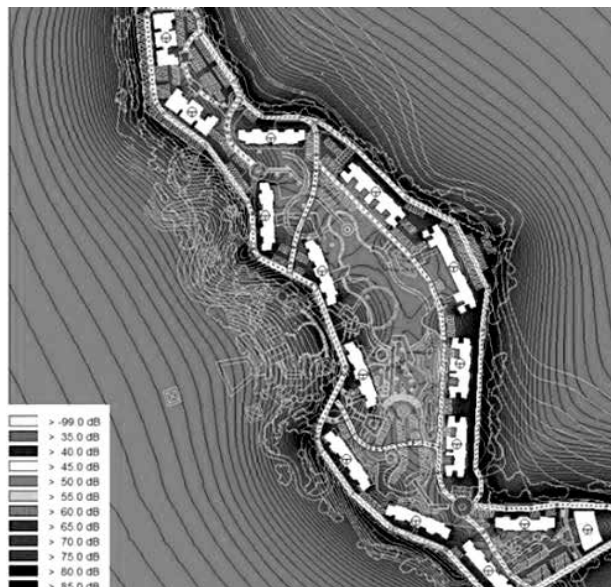


图 2.4-4 整体平面噪声分布

(3) 小结

根据模拟分析结果, 住区昼间最大噪声为 43dB (A), 夜间最大噪声为 38dB (A), 达到《声环境质量标准》GB 3096-2008 中规定的 0 类噪声标准 (50/40dB (A)), 住区环境噪声优良。

2.5 室内自然采光模拟分析

采用 Ecotect 软件, 并结合 Radiance 计算的方式对住区典型楼栋标准层的室内光环境进行模拟分析。室内材料的材质、颜色、表面状况决定光的吸收、反射与投射性能, 对建筑采光影响较大, 模拟分析时需根据实际材料性状对参数进行选值。

(1) 2# 楼标准层

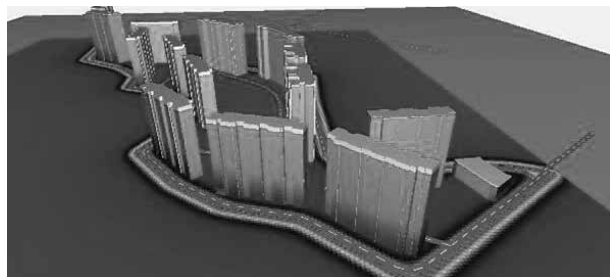


图 2.4-2 西南侧立面噪声分布

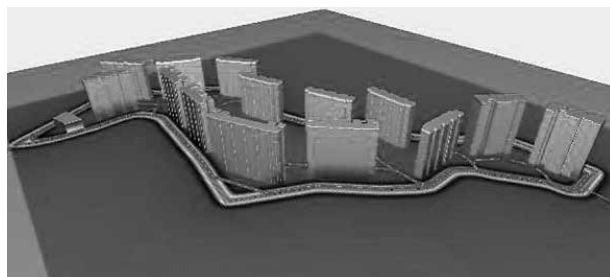


图 2.4-3 东北侧立面噪声分布

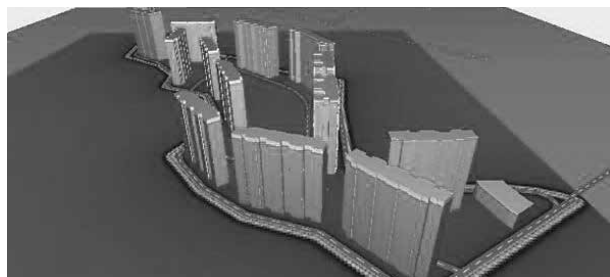


图 2.4-5 整体平面噪声分布

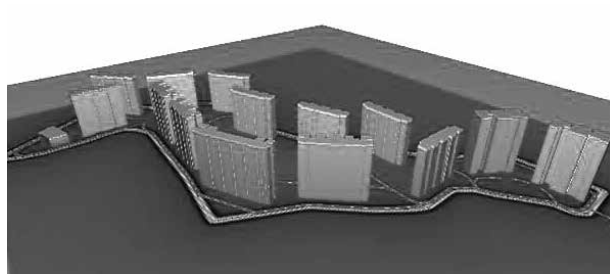


图 2.4-3 东北侧立面噪声分布



图 2.5-1 2# 楼标准层采光计算结果

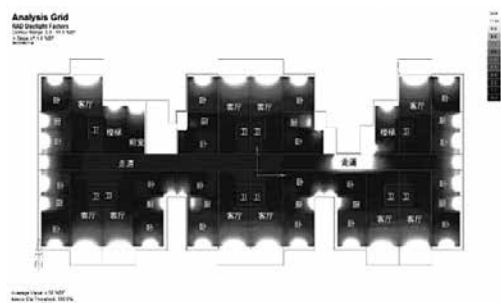


图 2.5-3 14# 楼标准层采光计算结果

由图 2.5-1 可知：计算区域的平均采光系数为 6.06%。

居住建筑中，IV 级采光等级的房间主要为起居室（厅）、卧室、书房和厨房。由图 2.5-2 可知：A 户型、C 户型的卧室、起居室、厨房的采光效果均较好，计算区域内采光系数平均值为 4.17%，大于 2%，满足《建筑采光设计标准》GB 50033-2013 对三亚地区居住建筑 IV 级采光等级房间的采光要求。距窗 2m 范围内，采光系数在 5% 以上。

另外，建筑北侧走道侧的卧室（黑色方框区域），由于该处设计为高窗，且有走道相隔，为间接采光，该房间采光效果较差。该计算区域内采光系数平均值小于 2%，不满足《建筑采光设计标准》GB 50033-2013 对三亚地区居住建筑 IV 级采光等级房间的采光要求。建议增大该房间外窗的面积，并降低窗台高度。

(2) 14# 楼标准层

由图 2.5-3 可知：计算区域的平均采光系数为 6.06%。

由图 2.5-4 可知，G 户型、F 户型的卧室、起居室、厨房的采光效果均较好，计算区域内采光系数平均值为 4.10%，大于 2%，满足《建筑采光设计标准》GB 50033-2013 对三亚地区居住建筑 IV 级采光等级房间的采光要求。距窗 2m 范围内，采光系数在 5% 以上。

另外，F 户型的卧室（黑色方框区域），由于开窗面积较小，且窗外有设备平台的侧墙遮挡，该



图 2.5-2 2# 楼 IV 级采光等级房间采光计算结果

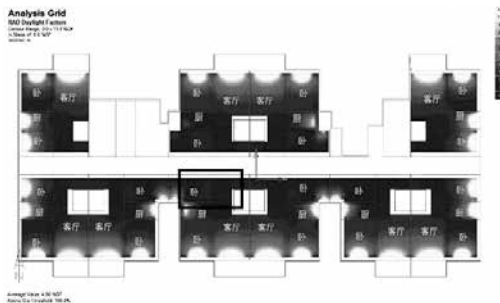


图 2.5-4 14# 楼 IV 级采光等级房间采光计算结果

房间采光效果较差。该房间的采光系数平均值小于 2%，不满足《建筑采光设计标准》GB 50033-2013 对三亚地区居住建筑 IV 级采光等级房间的采光要求。建议将设备平台侧墙改为栏杆。

(3) 小结

卧室、起居室、书房、厨房等对采光要求为 IV 级的房间，其室内采光系数标准值（平均值）基本满足《建筑采光设计标准》GB 50033-2013 对住宅建筑采光标准的要求。但 2#、6#、7#、8# 楼有部分北侧房间由于开设高窗并且为间接采光，其采光效果较差；14#、15# 楼北侧卧室由于室外设备平台侧墙遮挡，其采光效果也较差。均不满足采光系数平均值 2% 的要求。建议增大房间北侧房间高窗的开启面积，并降低窗台高度，室外设备平台侧墙尽量做成栏杆，减少对房间采光的遮挡。

2.6 室内自然通风模拟分析

(1) 典型户型模拟分析（A 户型、C 户型）

采用 Phoenics 软件对室内自然通风情况进行模拟分析。外窗上的风压采用室外风环境模拟分析结果，外窗可开启面积根据实际情况选取。

主要分析内容：典型户型通风情况、换气次数。

由图 2.6-1~2 可知：A 户型卧室 1 和卧室 2 之间区域的气流相对较强，风速约为 0.225m/s，其他区域的气流分布较为均匀，风速约为 0.09~0.15m/s，两侧风口位置呈对称分布，有利于“穿堂风”的形成，室内布局有利于空气流通。经统计，A 户型各主要功能房间的换气次数均在 14 次/h 以上，通风换气

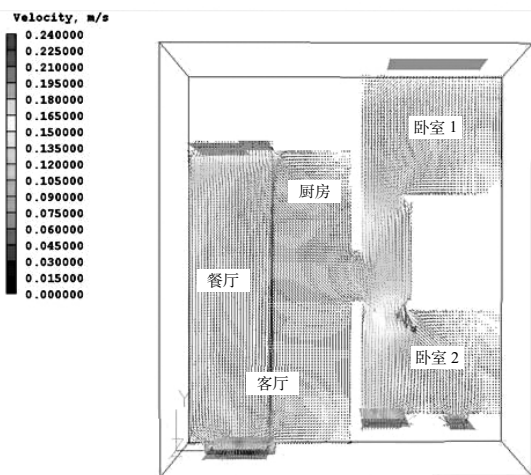


图 2.6-1 A 户型距地 1.2m 高度处流场分布

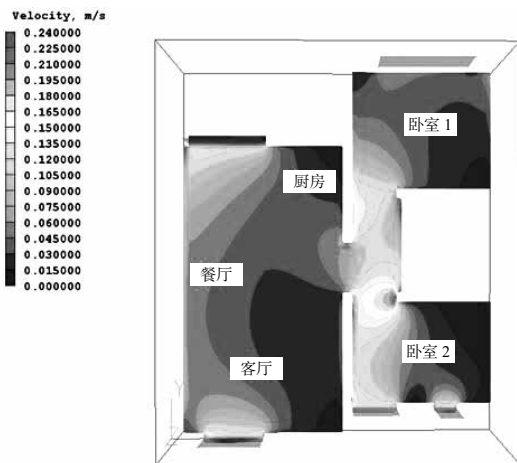


图 2.6-2 A 户型距地 1.2m 高度处风速云图

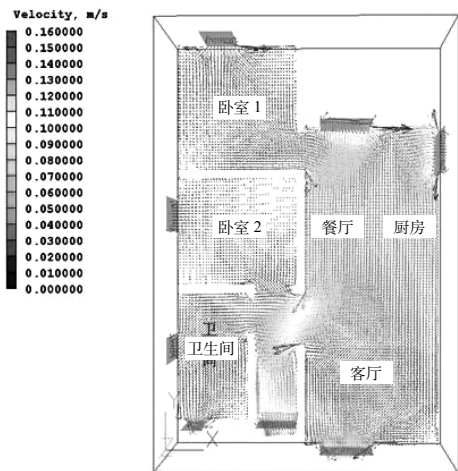


图 2.6-3 C 户型距地 1.2m 高度处流场分布

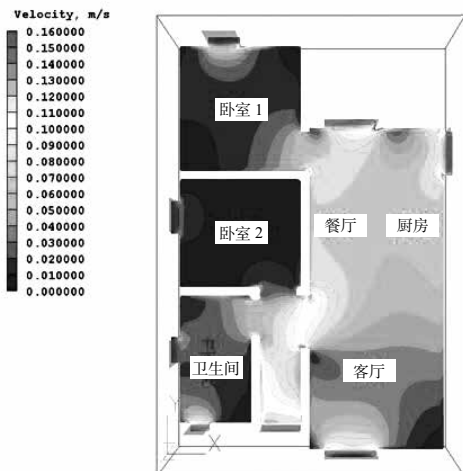


图 2.6-4 C 户型距地 1.2m 高度处风速云图

效果较好。

由图 2.6-3 可知：C 户型餐厅、客厅和走廊通风口位置基本呈对称分布，有利于形成“穿堂风”，气流相对较强，风速达到 0.13m/s，卧室 1、卧室 2 相对较为封闭，通风效果相对较差（5 次/h），适当增加可开启外窗面，可以改善通风效果。

（2）小结

住区内各典型户型室内自然通风换气次数均大于 1 次/h，室内自然通风良好，局部户型卧室相对较为封闭，建议适当增加可开启外窗面积，改善通风效果。

3 结论

采用 BIM 技术对三亚某小区进行三维建模，并导入相关软件进行住区建筑物理环境模拟分析，从整体上对该住区内建筑物理环境进行评价，包括日照、风热环境、环境噪声、室内自然采光、

室内自然通风，并提出改进意见。住区整体建筑物理环境优良，适宜居住与室外活动，部分存在的问题，经与建设单位和设计单位沟通，做出如下设计调整：

（1）2# 楼、13 楼朝向调整，由原来南北朝向调整为南偏东 12°，在不影响建筑整体布局的前提下，有效增加 2# 楼、4# 楼、13# 楼、14# 楼北侧区域的日照时间，并有效改善 13# 楼南侧涡流区的通风状况；

（2）增加架空层，住区 14# 楼底层增加局部架空，消除 14# 楼对住区通风阻挡，有效改善 14# 楼西侧涡流区的通风状况；

（3）14#、15#、6#、7#、8# 楼北侧房间高窗窗台高度降低 400mm，改善上述房间的自然采光效果；14#、15# 楼室外设备平台侧墙调整为栏杆，减少对房间采光的阻挡。

基于 SVR 模型的建筑空调系统能耗预测方法

丁伟翔, 倪岳通, 张 莺

(浙江正泰能效科技有限公司, 杭州 310051)

[摘 要] 建筑能耗预测与人工智能模型的相结合是值得研究的课题之一。本文阐述了支持向量回归 SVR 模型的搭建方法, 针对一栋虚拟的三维办公建筑, 采用能耗模拟的方式获取空调系统能耗作为训练集, 并通过模型参数的设置及 6 个特征数的选取等一系列步骤建立了 SVR 能源预测模型, 最后通过测试集对该模型的性能进行了评价。结果表明, 经数据样本训练后所获得模型的预测值与真实值之间的方均误差 MSE 为 0.015, 该 SVR 模型的预测精度达到合格要求, 可以用来指导预测未来能耗, 为建筑节能领域提供了方法与参考。

[关键词] 支持向量回归; 数据挖掘; 空调系统; 能耗预测; 数据分析; 方均误差

0 引言

回归预测是数据分析领域的一项重要应用。如图 1 所示, 是一个简单的一元回归预测模型。从历史统计收集的数据点集合中, 希望学习到一个 $f(x)$, 将影响目标值 y 的因素找出来, 建立了影响因素 x 与目标值 y 之间的函数关系的近似表达式。当 $f(x)$ 与 y 偏离不大 (通过误差检验), 则认为该回归模型合理。如果模型确定, 就可以用该模型对未来 / 未知因素的变化值进行预测。显然, 回归模型的建立是一种机器学习的过程, 使计算机能够执行需要人类智能处理的任务^[1]。

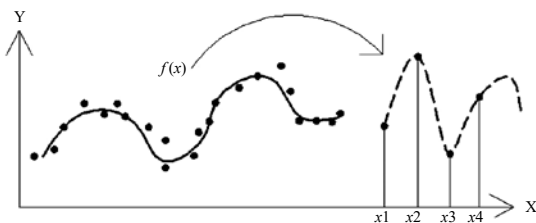


图 1 回归预测模型示意图

1 能耗预测与人工智能结合

随着建筑全生命周期中的用能占社会总能耗的比率不断增加^[2], 对建筑能耗进行分析、预测为建筑低能耗的实现提供理论指导和评估依据, 是建筑节能降耗的重要措施, 对提高建筑能源利用率具有重要意义。作为建筑能耗中占比最大的 HVAC 能耗, 其受到诸多因素的影响: 气象、环境、围护结构、居住者行为、设备性能、控制策略等, 不再是受单一因素影响, 而是一种多因素、非线性交互耦合影响的结果^[3]。如式 (1) 所示, 其复杂性使得难以准确预测。

$$\text{能耗 } E = f(\alpha, \beta, \gamma, \delta, \varepsilon, \dots) \quad (1)$$

传统意义上, 建筑空调系统能耗预测方法主要包括两种: 第一种是简化的能耗指标法, 其参考了

同建筑业态的往期统计指标, 例如夏热冬冷地区办公建筑的全年能耗约束值在 $70 \sim 110 \text{ kW} \cdot \text{h} / (\text{m}^2 \cdot \text{a})$ ^[4]。第二种是温度频率法, 其考虑将干球温度作为影响能耗的主要因素, 统计出室外某一温度范围的全年总小时数, 进而再由相应的计算公式得出能耗值。这两种方法均是以一种近似的方式评估空调系统的用能水平, 而无法精确地得出某特定地区建筑的能耗高低。

选用合适的模型分析能源情况是值得研究的课题。一个有效且高效的模型一直是工程界寻求的目标。基于人工智能的模型在解决包括大量独立参数和非线性关系的复杂环境应用问题时具有很大的潜力, 可以为建筑能耗预测带来创新性的技术^[5-7]。与预测相关的使用最广泛的人工智能方法与高能力人工智能模型是支持向量机 (SVM, Support Vector Machine)。SVM 模型是从历史统计数据中提取模型的一组方法, 它们通常用于为输入与输出之间的复杂关系进行建模或发现数据中的模式。通过对模型进行训练和测试, 挖掘数据中的有效信息, 使模型具有高预测精度, 是解决分类 / 回归问题最好的监督学习算法^[8]。

显然, 对于建筑空调能耗而言, 是一组随时间连续变化的值, 预测能耗涉及到回归的问题。支持向量回归 SVR (Support Vector Regression) 是支持向量在函数回归领域的应用。如下图所示: 巨大的数据集 (图中的点) 构成了一个高维度的向量空间。SVR 模型旨在找到一个回归平面 (图中的实线), 让一个集合内的所有数据到该平面的距离最近 (总方差最小), 且给定容忍值 ζ (图中的虚线) 以防止过拟合 (过拟合不具有泛化能力), 那么此时得到的超平面就是预测模型。这将回归转化为一个最优化的问题。SVR 模型通过映射技术解决非线性拟合问题而引入核函数, 使得该算法在高维特征空间中有效地工作^[9]。

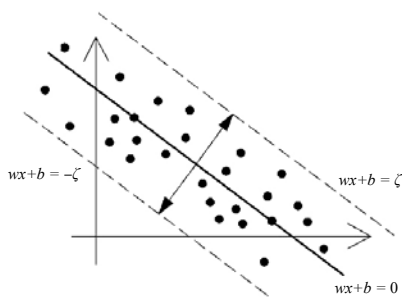


图2 SVR 模型示意图

目标函数为式(2):

$$\min \frac{1}{2} \|w\|^2 \quad (2)$$

约束条件为式(3):

$$s.t. |y_i - (wx_i + b)| \leq \varepsilon, \forall i \quad (3)$$

最终 SVR 模型的决策式为式(4):

$$f(x) = \sum_{i=1}^l (\alpha_i^* - \alpha_i) K(x_i, x) + b \quad (4)$$

式中: α_i^* , α_i 为拉格朗日乘子, $K(x_i, x)$ 为核函数。

本文探究人工智能模型与建筑空调能耗预测、能源工程领域相结合的可行性。通过对历史能耗数据的挖掘与学习,训练并测试出相应的 SVR 模型,用以预测该建筑未来的能耗,为人工智能在建筑节能领域中的应用提供参考。

2 SVR 模型建立过程

图3展示了SVR模型的学习过程:将所采集的历史统计数据分为训练集和测试集,统称为数据样本。两种样本均由目标值(逐时能耗值)与特征值(影响能耗值的变量因素)组成,即用以训练/测试模型的数据样本应有目标值和特征值的完整描述。在能耗预测模型中,所筛选的特征数应与能耗有较大的相关程度。具体步骤如下^[10]:

(1) 首先,运用训练集,设置相关参数,完成对数据的学习,生成 SVR 模型。

(2) 其次,将测试集中的特征值输入所生成的 SVR 模型中,输出通过该模型所得到的预测目标值。

(3) 再次,将预测目标值与测试集目标值(真实值)进行对比,评价该模型的性能。

(4) 最后,若所获得的模型通过评价达到合格,则可将该模型应用于实际;否则,调整优化模型参数设置,重新训练模型。

显然,拥有充足的样本数有助于训练模型精度的提升,充分和准确的能耗数据对模型的评价十分重要。因此,在训练模型之前,如何收集足够多的数据样本是模型开发的首要问题。通常的收集方法

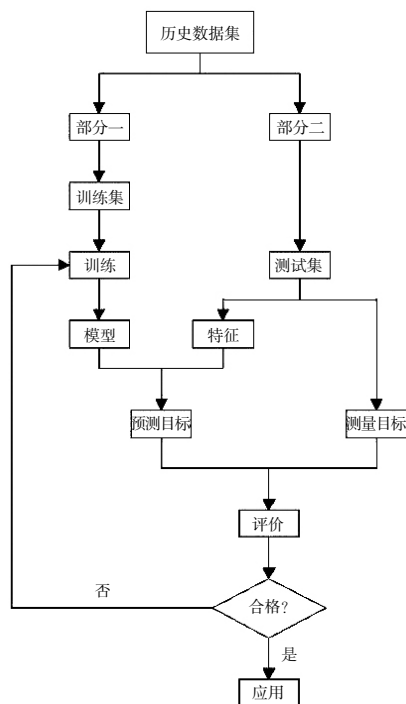


图3 SVR 模型开发及应用流程图

是通过安装于现场实地的传感器监测采集历史数据。然而,由于影响能耗值的因素较多,实际测量难以获取每个变量的逐时时间序列,造成数据颗粒度不足,且测量耗时长,可能测量误差。本文的主要目的是探究人工智能模型在能耗预测中的可行性,通过合理地设置与校准仿真软件,采用模拟的方法可以产生与实际很接近的数据^[11]。此处采用 DeST 能耗模拟软件,建立了一个虚拟的三维建筑模型,设置相关的边界条件,输出建筑内空调系统的逐时能耗及各个影响因素的瞬时值作为历史数据样本,即认为此时能耗模拟数据就是真实数据。

3 建筑模型假设

现建立一个简易模型,为一栋位于杭州地区的三层办公楼,围护结构热工性能均满足国家标准 GB 50189-2015《公共建筑节能设计标准》^[12]。夏季室内制冷的空调系统采用风机盘管+新风的半集中形式,冷源为冷水机组,机组恒温出水(7℃),一次泵定流量运行。室内设计温度为 26℃,空调开启时间为每日 8:00~17:00。以 8 月份整个月份的逐时能耗(此处的能耗为整个空调系统,包括了冷水机组+水泵+风机盘管+新风机组)作为研究对象——其中,1日至25日的能耗数据作为训练集(10×25=250个样本)进行模型的学习,26日至31日的能耗数据作为测试集(10×6=60个样本)以判断预测模型的精确度。

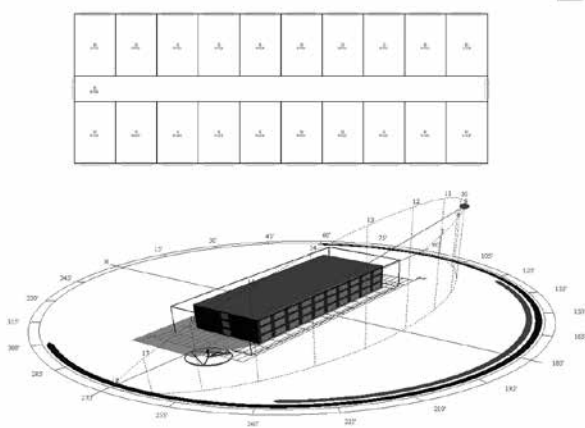


图4 办公楼标准层平面图及三维建筑模型

DeST 能耗模拟软件对整个建筑及系统有完整的描述, 如表 1 所示。

表1 杭州某办公楼热环境外扰/内扰条件

边界名称	具体数值
外墙	传热系数 $K=0.6\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$
外窗	传热系数 $K=2.4\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$, 遮阳系数 $SC=0.64$
窗墙比	0.5
人员	$10\text{m}^2/\text{人}$
设备	$15\text{W}/\text{m}^2$
灯光	$9\text{W}/\text{m}^2$
新风量	$30\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{人})$
时间指派	按照国标办公建筑类型时间指派

仿真的过程如图 5 所示。

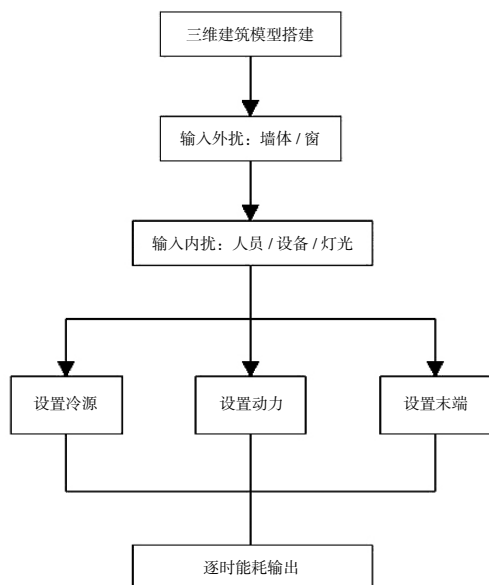


图5 建筑能耗模拟过程

特征数作为变量是影响能耗的重要因素。特征数的选取极大地影响模型的性能, 对于模型的开发而言是重要的。一般而言, 所选取的特征数与目标

值相关程度越高, 预测就越准确。然而, 并非特征数的数量越多越好, 盲目追求提高预测精度会引发“维数灾难”(随着特征数的增加, 计算量呈指数倍增长的一种现象)。合理地筛选最契合目标值的特征数, 可以对模型进行简化, 起到减少训练时间的作用^[13]。此处给定了六个影响能耗的特征数, 认为他们与能耗大小的相关程度较高, 包括: 1、室外温度 2、太阳辐射量 3、新风负荷 4、室内人员数 5、冷水机组回水温度 6、冷水机组 COP, 即这六个特征数构成了预测模型的支持向量(SV, Support Vector)。因此, 建立 SVR 模型过程的拓扑图如图 6 所示。

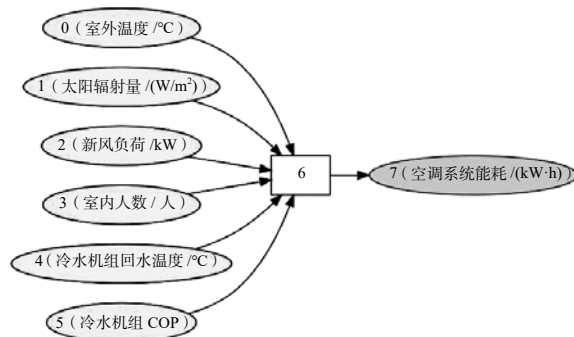


图6 支持向量拓扑图

表 2 为通过能耗模拟所得出的用作训练与测试的数据样本。数据集的每个样本都是以单位小时为时间序列的数值。基于训练集来表示目标对特征的依赖关系, 产生高预测精度的高性能模型, 而通过测试集来评价模型的预测性能。

进一步地设置相应的参数建立 SVR 模型: 支持向量机的类型选取 ϵ -SVR; 核函数的类型选取 RBF 径向基函数, 其易于使用且很好地解决了非线性问题; 最好的模型参数应该具有很好的预测未知数据的能力而不会引起过拟合问题, 由“循环遍历算法”计算所得的惩罚因子(表征对离群点的重视程度) $C=10000$, 参数 $\gamma=0.025$ 。

4 预测结果分析评价

将测试集中的目标值(真实值, 图中的蓝线)与训练出的 SVR 模型所得出的预测值(图中的红线)绘制于同一曲线图上进行对比, 数据样本是 8 月 26 日 8 时至 8 月 31 日 17 时的总计 60 个样本(NO.251~NO.310)。采用式(5)“均方误差(MSE, Mean Square Error)(图中的绿线)”作为评价指标^[14], 判断经训练后的模型的准确性。

$$MSE = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (y_{true} - y_{prediction})^2 \quad (5)$$

式中: y_{true} 为真实值, $y_{prediction}$ 为预测值。

从图 7 中可以看出, 基于历史数据拟合出

表 2 训练集样本与测试集样本

时间序列	样本 序号	目标值	特征值					
		能耗值 / (kW·h)	室外温度 /°C	太阳辐射量 / (W/m ²)	新风负荷 / (kW)	室内人数 / 人	冷水机组回水温度 /°C	冷水机组 /COP
训练集								
8月1日8时	1	38.31	27.90	244.44	102.21	144	10.51	5.40
8月1日9时	2	36.63	28.70	400.00	103.04	144	10.28	5.44
8月1日10时	3	36.59	31.70	580.56	105.47	144	10.29	5.35
8月1日11时	4	38.41	32.00	572.22	109.26	144	10.39	5.20
8月1日12时	5	32.44	32.60	786.11	107.68	43.2	9.69	5.36
8月1日13时	6	37.19	32.90	791.67	109.39	144	10.30	5.21
.....	...							
.....	...							
.....	...							
测试集								
8月26日8时	251	27.07	25.00	19.44	107.75	72	8.42	4.03
8月26日9时	252	27.91	25.30	50.00	107.7	144	8.70	4.51
8月26日10时	253	27.70	25.80	105.56	108.85	144	8.59	4.29
.....	...							
.....	...							
.....	...							

来的 SVR 模型的预测性能非常好，测试集中的目标值与预测值十分接近。两者总体的均方误差 MSE=0.015。此时，可认为所建立的 SVR 模型合理，精确度达标。分析拟合程度如此高的原因：一方面，能耗值（目标值）与影响因素（特征值）之间的规律性极强，能耗对所选择的 6 个特征数展示出很好的依赖性。另一方面，SVR 模型在数据挖掘方面的性能良好，泛化能力强，适用于能耗数据的回归拟合。

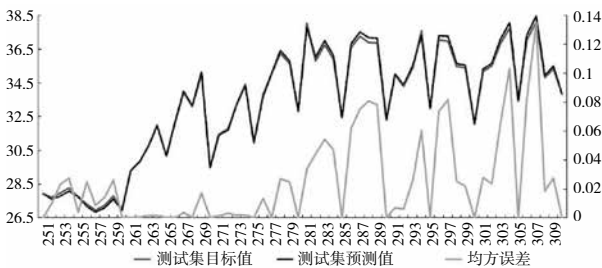


图 7 真实值与 SVR 模型预测值的对比结果

既然依据上述步骤，通过历史数据的训练集训练出了 SVR 模型，又通过测试集验证了模型的精确性及可靠性。那么，此模型便可用以分析未来的某一特定条件下的能耗值。任意给定上述特征数的具体数值，便可以计算出在此种边界条件的描述下建筑空调的能耗。例如，现任意给定一组特征数——室外温度 35°C，太阳辐射量 200W/m²，新风负荷 100kW，室内人员数 100 人，冷水机组回水温度 10°C，冷水机组 COP 值 5，则通过该模型预测的空调系统能耗为 35.0876 kW·h。

5 结论

本文阐述了人工智能模型与建筑能耗预测两者相结合的可行性。针对模拟搭建的一栋位于杭州的办公建筑，通过模型的介绍、能耗的仿真、参数的设置、特征数的选取以及预测性能的评价等步骤，建立了关于该栋建筑空调系统能耗预测的 SVR 模型，得出的结论如下：基于历史数据集训练得出的 SVR 模型，挖掘了数据中的潜在信息。经测试后，其预测值与真实值的总体方均误差仅为 0.015，模型的精确性合格，能够用于预测未知未来的能耗。可见，支持向量回归模型 SVR 可以用来解决非线性、多影响因素的回归问题，即使少量的数据样本，只要模型选择和参数设置合理，可以提供非常准确的预测，为建筑能耗的预测与分析提供了一种方法与参考。

参考文献

[1] 陈凯, 朱钰. 机器学习及其相关算法综述 [J]. 统计与信息论坛, 2007, 22(5):105-112.
[2] 谷立静, 郁聪. 我国建筑能耗数据现状和能耗统计问题分析 [J]. 中国能源, 2011, 33(2):38-41.
[3] 丁勇, 刘学, 黄渝兰, 等. 空调系统节能量测量与验证方法的应用分析 [J]. 暖通空调, 2018, 48(07): 47-54.
[4] 中国建筑科学研究院. GBT 51161-2016, 民用建筑能耗标准 [S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2016:9.
[5] Mocanu E, Nguyen P, Gibescu M, et al. Deep learning for estimating building energy consumption[J]. Sustainable Energy, Grids and Networks, 2016, 6(6):91-99.

- [6] Ahmad A S , Hassan M Y , Abdullah M P , et al. A review on applications of ANN and SVM for building electrical energy consumption forecasting [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2014, 33(5):102–109.
- [7] Constantine E.Kontokosta, ChristopherTull. A data-driven predictive model of city-scale energy use in buildings [J]. Applied Energy, 2017, 197(1):303–317.
- [8] 丁世飞, 齐丙娟, 谭红艳. 支持向量机理论与算法研究综述 [J]. 电子科技大学学报, 2011, 40(1):2–10.
- [9] 陈博, 郑凯东, 王家华. 多核支撑向量回归方法研究 [J]. 智能计算机与应用, 2019, 9(01):191–194.
- [10] 弗雷德里克·马尔古斯. 建筑能耗分析中的数据挖掘与机器学习 [M]. 赵海祥等, 译. 北京: 机械工业出版社, 2018:48–51.
- [11] 燕达, 陈友明, 潘毅群, 等. 我国建筑能耗模拟的研究现状与发展 [J]. 建筑科学, 2018, 34(10):130–138.
- [12] 住房和城乡建设部标准定额研究所. GB 50189-2015, 公共建筑节能设计标准 [S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2015:10–11.
- [13] 陈启买, 陈森平. 支持向量机的一种特征选取算法 [J]. 计算机工程与应用, 2009, 45(23):49–51.
- [14] 李云雁, 胡传荣. 试验设计与数据处理. 第2版 [M]. 化学工业出版社, 2017:146–147.

基于对流辐射耦合换热的新型数据机房空调系统 的研究

刘宏宇¹, 程远达¹, 杜震宇¹, 李国柱²

(1. 太原理工大学, 太原 030024; 2. 中国建筑科学研究院有限公司, 北京 100013)

[摘要]针对现有数据机房存在局部环境热点的问题, 本文提出了一种新型的对流辐射耦合换热空调系统。本文首先利用实测数据验证了模拟仿真数学模型的正确性, 其次通过模拟仿真技术对新型数据机房空调系统进行了研究。该系统能够在满足数据机房安全运行的前提下, 实现数据机房空调系统的节能目的。该系统的提出能够使数据机房的送风温度提高 1℃。

[关键词] 数据机房; 数值模拟; 空调系统; 热点改善

0 引言

局部热点是数据机房面临的常见问题之一^[1]。局部热点的存在尤其是当热点温度高于服务器的允许运行温度时, 将导致电子元器件运行故障, 严重时发生迭机, 继而造成不可估量的社会影响和经济损失。为此, 机房管理人员通常采用降低空调系统送风温度的技术手段, 以至于数据机房空调系统的耗电量急剧上升, 随之数据中心的 PUE 值快速上升。为改善数据机房空调系统的制冷效果, 减少局部热点的存在, 国内外学者进行了大量的研究。为了避免冷热气流的掺混, Bash 提出了机柜面对面、背对背的布置方式^[2], Schmidt 提出了封闭冷热通道的方法^[3]; 为了解决地板送风不均的问题, 范昕杰等提出了在下送风通道内加竖直挡板^[4]; Choi 等则反向思考提出了等温荷载的设备布置方式^[5], 即根据数据机房不同位置处能够获得的冷量来合理的布置散热量的设备, 结果表明在同等散热量且保证机房可靠运行的前提下, 等温荷载的设备布置方式可以使空调的送风温度提高 3℃。

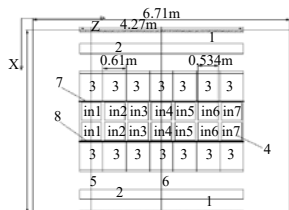
上述研究对于改善数据机房的热环境具有一定的参考价值。但值得注意的是, 现有研究大多通过优化气流组织以实现传统数据机房空调系统制冷效果的提升。本文另辟蹊径提出一种基于对流辐射耦合换热的新型数据机房空调系统, 且该系统是基于

机柜面对面布置、封闭冷通道的情况下进行研究的。其研究成果将为绿色数据机房空调系统的优化设计提供新的思路。

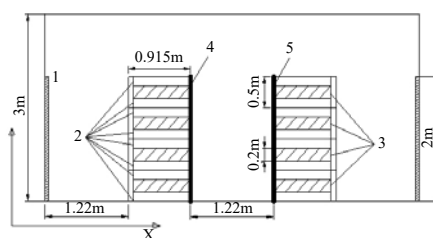
1 物理模型

本文针对文献 [6] 中的典型数据中心机房建筑, 并假定采用新型的空调系统, 研究对流辐射耦合换热的新型数据机房空调系统性能。图 1 (a) 所示为该数据中心的俯视图, 建筑几何尺寸为 5.49m×3m×6.71m。该数据中心共包含 14 个机柜, 分两列面对面布置, 机柜离墙的距离以及两列机柜间的距离均为 1.22m; 且数据机房冷通道予以封闭。图 1 (b) 所示为该数据中心的左视图, 每个机柜的大小为 0.915m×2m×0.61m, 共分为 4 层, 每层放置 1 个服务器。

该数据中心采用地板送风空调系统, 如图 1 所示, 送风口分两列均匀设置于两列机柜之间, 每列 7 个送风口, 每个送风口的尺寸为 0.534m×0.534m; 两个回风口位于房间顶部, 其大小为 0.3m×4.27m; 本文假定数据中心增设辐射制冷系统, 并将低温辐射板布置于机房的围护结构上, 其大小为 2m×4.27m。为便于分析不同机架位置的流场分布, 本文对各个机柜入口进行了编号, 如图 2 (a) 和图 2 (b) 所示。



1—低温辐射板; 2—回风口; 3—机柜; 4—地板送风口;
5—截面 1; 6—截面 2; 7—第一列机架送风进口面;
8—第二列机架送风进口面
(a) 数据机房模型的俯视图



1—低温辐射板; 2—气流通道; 3—服务器;
4—第一列机架送风进口面; 5—第二列机架送风进口面
(b) 数据机房的左视图

图 1

114	124	134	144	154	164	174
113	123	133	143	153	163	173
112	122	132	142	152	162	172
111	121	131	141	151	161	171

(a) 第 1 列机架不同进口位置的编号

214	224	234	244	254	264	274
213	223	233	243	253	263	273
212	222	232	242	252	262	272
211	221	231	241	251	261	271

(b) 第 2 列机架不同进口位置的编号

图 2

2 数学模型建立与验证

相比实验研究,数值模拟由于其成本低、周期短、灵活性高、直观便捷等优点^[7]已经被作为一种重要的研究手段应运到数据机房的制冷研究当中。而可靠的数学模型是保证数值模拟精度的前提,因此,本文在该部分主要的任务是建立可靠的数值模型。

2.1 数学模型的建立

由于计算区域内的速度较小,数据中心内的空气被看成是不可压缩的理想气体,忽略由流体粘性力做功所引起的耗散热;满足 boussinesq 假设,即认为流体密度的变化仅对浮升力产生影响。各控制方程如下:

连续性方程为:

$$\text{div}(u) = 0 \quad (1)$$

式中: U 为速度矢量。

动量方程为:

$$\frac{\partial u}{\partial \tau} + \text{div}(uU) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}[(v+v_t)\text{gradu}] + \frac{F_x}{\rho} \quad (2)$$

$$\frac{\partial v}{\partial \tau} + \text{div}(vV) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \text{div}[(v+v_t)\text{gradu}] + \frac{F_y}{\rho} \quad (3)$$

$$\frac{\partial w}{\partial \tau} + \text{div}(wW) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \text{div}[(v+v_t)\text{gradu}] + \frac{F_z}{\rho} \quad (4)$$

式中: ρ 为流体的密度; p 为流体微元体上的压力; F_n 为微元体上的力; ν 为运动粘度。

能量方程为:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} + \text{div}(UT) = \text{div}\left(\frac{\lambda}{\rho c_p} + \frac{v_t}{\rho \sigma_t} \text{grad}T\right) + \frac{\phi}{\rho} \quad (5)$$

式中 C_p 为比热容; T 为热力学温度; ϕ 为内热源相; λ 为空气的导热系数。

k - ε 湍流方程为:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial \tau} + \text{div}(\rho Uk) = \text{div}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\text{grad}k\right] + \rho G_k - \rho \varepsilon \quad (6)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial \tau} + \text{div}(\rho U \varepsilon) = \text{div}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\text{grad}\varepsilon\right] + \frac{\varepsilon}{k}(c_1 \rho G_k - c_2 \rho \varepsilon) \quad (7)$$

式中: k 为单位质量流量的湍流脉动动能; ε 为流动耗散率; μ 为动力粘滞系数。

2.2 边界条件设置

数据机房的空调送风采用两侧送风的方式,每个地板送风口的速度和该位置的静压密切相关,离空调送风口越近的位置,其动压越大,静压越小,地板送风口的速度就越小。因此,将地板送风口设置为速度入口边界,速度大小参照文献[8]中各地板送风口的速度,如表 1 所示;假定冷气流在架空地板内的输送过程中没有能耗的损失,地板送风口的温度与机组出风的温度相同,均为 12°C;回风口则采用自由出流边界条件。

表 1 各个地板送风口的速度

地板送风口名称	in1	in2	in3	in4	in5	in6	in7
送风速度 / (m/s)	0.75	0.83	1.02	1.49	1.02	0.83	0.75

送、排风口边界的简化对模拟计算的结果有着显著的影响^[9]。之前的研究大多将多孔送、排风口简化成一个与送、排风相同长度完全开口的送、排风口,这种处理方法尽管满足质量守恒和能量守恒,但是没有考虑气流在通过多孔送、排风口时动量的变化。例如,在送风量不变的前提下,当气流在通过开孔率为 25% 的多孔送、排风口时,速度是完全开口的 4 倍,因此动量也是完全开口的 4 倍。Waleed 提出的动量源模型^[10]考虑了多孔送、排风口采用完全开口边界时的动量损失,并通过实验和模拟的方法对多孔送风口的送风参数做了比较,结果表明采用动量源模型简化多孔送风口的方法与实验得到的结果更为接近。因此,本文采用动量源模型简化多孔的地板送风口和机柜的排风口边界,即在一个完全开口的送风面上增设一个动量源区域,以此来弥补冷气流通过完全开口送风口时动量的损失,其所需的体积力大小按公式 8 计算。

$$F = \frac{1}{v} \rho Q \left(\frac{Q}{\sigma A_{ile}} - \frac{Q}{A_{ile}} \right) \quad (8)$$

式中: F 为体积力; V 为体积力的计算体积; ρ 为空气的密度; σ 为送风口的开孔率; Q 为地板送

风口每秒的送风量； A_{nile} 为送风口完全开口的面积。

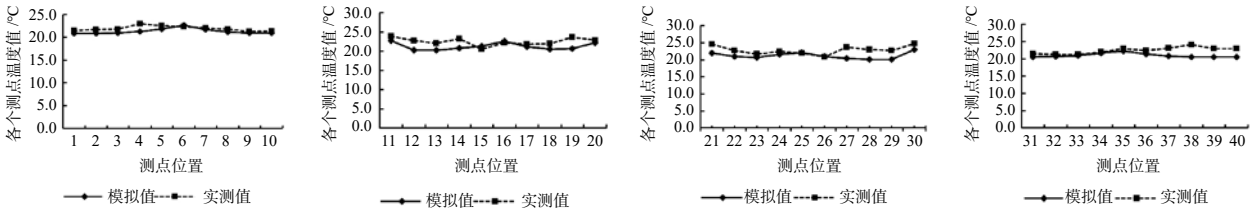
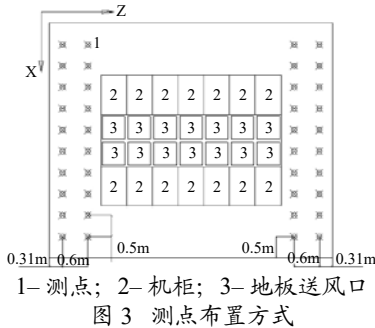
其中，地板送风口的开孔率为 0.25，体积力的计算体积为 $0.534\text{m} \times 0.01 \times 0.534\text{m}$ ；机柜排风口的开孔率为 0.35，体积力的计算体积为 $0.0763\text{m} \times 2.00\text{m} \times 0.610\text{m}$ 。

数据机房中非 IT 设备的散热量基本可以忽略，本文仅考虑 IT 设备的散热。文献 [6] 中的数据机房所采用的服务器每台散热量为 875W，在不影响模拟结果的前提下，将服务器简化为一个长方体形状的内热源边界^[8]，其大小为 $0.8387\text{m} \times 0.20\text{m} \times 0.610\text{m}$ ，发热量为 8551W/m^3 。低温辐射板假定为没有厚度且表面温度均匀分布的壁面边界。

为模拟数据机房内的温度分布情况，采用 SIMPLE 算法求解压力速度耦合方程；湍流模型采用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型；计算收敛的条件是各残差曲线趋于水平且除了能量和辐射的残差小于 10^{-6} 外，其余的残差值均小于 10^{-3} 或流场中机架进口的温度监测值稳定。

2.3 网格独立性检验与模型验证

文献 [6] 对数据中心室内流场进行了监测，测点位于离架空地板高 2m 处的平面内，并分四列均匀设置，每列布置 10 个点共 40 个点，布置方式如图 3 所示。本文在数学模型验证时，将对数据中心仅采用地板送风空调系统时的流场进行模拟，并与文献 [6] 中各监测点温度值进行对比，以验证网格的独立性以及数学模型的可靠性。



(a) 直线 1 中各测点的温度值 (b) 直线 2 中各测点的温度值 (c) 直线 3 中各测点的温度值 (d) 直线 4 中各测点的温度值
图 4

网格独立性检验的目的是在不影响数值模拟精度的情况下确定最小数量的网格用于模拟研究，以节约模拟所需的时间成本。本文对比了 198.2 万、243.8 万和 274.3 万 3 种网格数量下 40 个测点温度的模拟值和实验值，并采用平均偏差 (Mean Bias Error, MBE) 与均方根误差 (Root Mean Square Error, RMSE) 两个误差分析参数^[11]作为网格独立性以及数值模型的可靠性的评价指标。其中，MBE 反映了实测数据与模拟结果的相对大小，其值越小越好；RMSE 反映了实测数据与模拟结果的拟合程度，RMSE 值越小意味着模拟与实验结果吻合度越好。

MBE 和 RMSE 的计算公式如下：

$$MBE = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \frac{(X_{sim,i} - X_{exp,i})}{X_{exp,i}} \times 100\% \quad (9)$$

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(\frac{(X_{sim,i} - X_{exp,i})^2}{X_{exp,i}^2} \right)} \quad (10)$$

式中： $x_{sim,i}$ 为模拟所得的温度值； $x_{exp,i}$ 为实验所得的温度值。

表 2 是网格独立性的计算结果，可以看出，随着网格数量的增加，均方根误差和平均偏差略有减小；但不同网格数量下模拟结果的均方根误差和平均偏差均小于 10%，即可认为三种网格数量均能满足模拟精度的要求。因此，为了节约计算资源并节省计算时间，本文采用了 198.2 万的网格。

表 2 不同网格数量对各评价指标的影响

	网格数量	均方根误差	平均偏差
网格 1	198.2 万	5.4%	7.1%
网格 2	243.8 万	5.3%	7.0%
网格 3	274.3 万	5.0%	6.8%

图 4 是网格数量为 198.2 万时，40 个测点实验值和模拟值详细的对比情况。可以看出，模拟值和实验值较为接近，模拟值与实验值的误差 MBE 和 RMSE 分别为 7.1% 和 5.4%，因此可以认为本文所采用的数值模型模拟结果可靠。

3 模拟工况设置与评价标准

3.1 工况设置

如表 3 所示, 本文共模拟了 10 个工况。首先对比研究了普通数据机房空调系统和新型数据机房空调系统的流场分布和制冷性能; 在此基础上对新型数据机房空调系统的送风状态参数以及辐射板表面的温度参数进行了优化。其中, 工况 1-2 采用不同的空调系统, 但空调的送风温度一致; 工况 3-5 采用不同的空调送风温度, 其中工况 3 采用传统数据机房空调系统, 并将其作为参照工况; 工况 4-5 则采用新型数据机房空调系统且辐射板的温度相同, 并将其作为优化工况; 工况 6-10 则采用不同温度的低温辐射板、相同的空调系统且空调的送风温度相同。

表 3 模拟工况

	空调系统	送风温度 /℃	低温辐射板温度 /℃
Case1	传统数据机房空调系统	21	—
Case2	新型数据机房空调系统	21	20
Case3	传统数据机房空调系统	19	—
Case4	新型数据机房空调系统	20	25
Case5	新型数据机房空调系统	21	25
Case6	新型数据机房空调系统	21	19
Case7	新型数据机房空调系统	21	23
Case8	新型数据机房空调系统	21	27
Case9	新型数据机房空调系统	21	31
Case10	新型数据机房空调系统	21	35

3.2 评价标准

数据机房的热环境通常通过不同的无量纲值来体现, 本文通过 RCI 和标准差作为数据机房热环境的评价标准。 RCI 指标是用来评价机架冷却状况的指标, 它分为 RCI_{LOW} 和 RCI_{HI} 。其中, RCI_{LOW} 反映了机架实际进口温度低于规范推荐进口温度的程度, RCI_{HI} 反映了机架实际进口温度高于规范推荐进口温度的程度。 RCI 越接近于 1, 机架的整体进风温度越接近 ASHRAE TC9.9 的推荐进口温度区间。同时 ASHRAE TC9.9 给出了最大允许温度、最大推荐温度、最小推荐温度、最小允许温度的取值, 表 4 是各个温度的大小。

表 4 各个温度的大小

最大允许温度 /℃	最大推荐温度 /℃	最小推荐温度 /℃	最小允许温度 /℃
32	27	18	15

在本文涉及到 RCI 研究的工况中, 最小的进口温度为 19℃、最小的低温辐射板温度为 19℃, 均大于 ASHRAE TC9.9 标准设定的最小推荐进口温度 18℃, 即 RCI_{LOW} 的值恒等于 1, 因此本文只需计算 RCI_{HI} 的值, 其计算公式如下:

$$RCI_{HI} = [1 - \frac{\sum (T_X - T_{max-rec})_{(T_X > T_{max-rec})}}{(T_{max-all} - T_{max-rec}) \cdot n}] \times 100\% \quad (11)$$

式中: n 为超过最大推荐温度值的数量; $T_{max-rec}$ 为 ASHRAE 标准设定的最大推荐进口温度, 其值为 300k; T_X 为大于 ASHRAE 标准设定的最大推荐进口温度的各个温度值; $T_{max-all}$ 为 ASHRAE 标准设定的最大允许进口温度。

此外, 本文还选取了数学中常用的标准差来评价不同机架进口温度分布的均匀性情况。标准差反应了不同机架进口温度的均匀性, 其值越小表明机架的进口温度越均匀, 其计算公式如下:

$$S = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (s_i - \bar{s})^2}{N}} \quad (12)$$

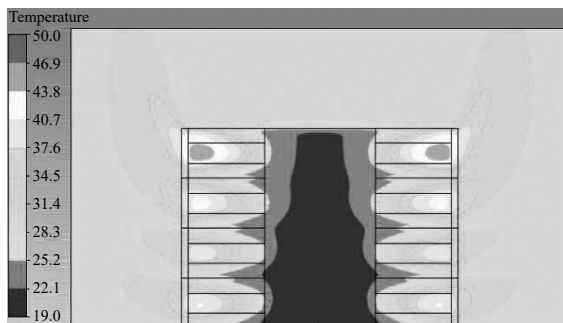
式中: s 为标准差; s_i 为各个测点的温度值; $\bar{s}$ 为各个测点温度的平均值; N 为测点的数量。

4 结果分析

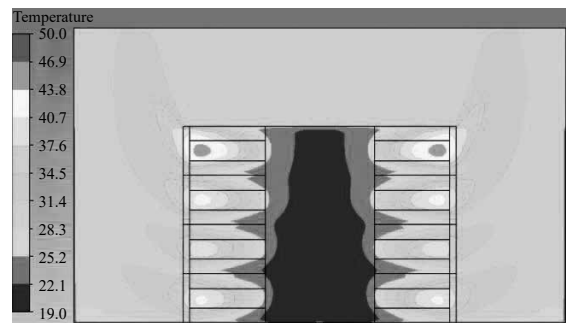
数据机房空调系统的制冷性能会受到多种因素的影响, 它们的影响程度也各不相同。因此, 本文研究了新型数据机房空调系统和传统数据机房空调系统的制冷性能, 并对制冷性能较好的新型数据机房空调系统的送风状态参数和辐射模块的温度参数进行了优化。

4.1 不同数据机房空调系统

图 5 是截面 1 在不同空调系统下的温度分布云图。可以发现, 由于数据机房内的空调系统不同, 机房内的温度场分布也截然不同。与传统数据机房空调系统(工况 1)相比, 新型数据机房空调系统(工



(a) 传统数据机房空调系统



(b) 新型数据机房空调系统

图 5 不同空调系统下截面 1 的温度云图

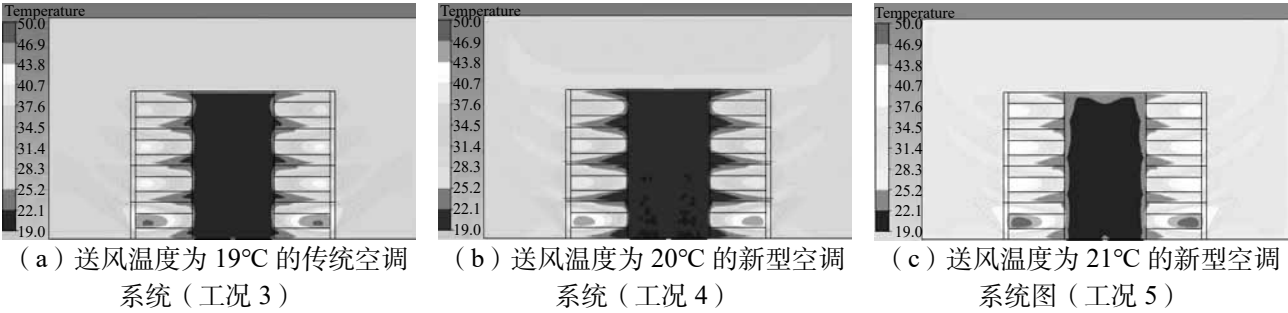


图 6 不同送风温度和空调系统下截面 2 的温度分布云图

况 2)，由于辐射换热的作用，新型数据机房空调系统内部的机架进口温度与热点温度均有所降低。其中，第 1 排机架（截面 1）第 4 层的进口温度显著降低。

表 5 是不同空调系统在相同送风温度下 RCI_{HI} 和标准差的计算结果。可以发现，与传统数据机房空调系统相比，新型数据机房空调系统的 RCI_{HI} 显著增加，而标准差则有所减小。这就表明，辐射模块的存在降低了热点和机架进口的温度，减少了热点区域的面积。

表 5 不同空调系统在相同送风温度下 RCI_{HI} 和标准差的计算结果

	空调系统	送风温度 /°C	辐射板温度 /°C	RCI_{HI}	标准差
Case1	传统数据机房空调系统	21	—	0.87	1.01
Case2	新型数据机房空调系统	21	20	0.92	0.95

4.2 空调送风温度

图 6 是不同送风温度和空调系统下截面 2 的温度分布云图。可以发现，与采用传统空调系统的工况 3 相比，采用新型空调系统的工况 4 尽管空调送风温度有所增加，但数据机房中温度最高的第 4 排机架（截面 2）第一层服务器处热点的温度反而有所降低。在工况 4~5 中，随着空调送风温度的提高，热点与冷气流的对流换热量明显减小，数据机房中各点的温度均有所提高。因此，当新型数据机房空调系统的空调送风温度为 21°C（工况 5）时，相比采用传统空调系统的工况 3，第 4 排机架（截面 2）第一层服务器处的热点温度略有升高。

表 6 是不同送风温度和空调系统下 RCI_{HI} 和标准差的计算结果。可以发现，在新型数据机房空调系统（工况 4~5）中，随着送风温度的提高， RCI_{HI} 明显减小，而且标准差逐步增大。其中工况 5 的 RCI_{HI} 小于参照工况 3 的 RCI_{HI} 。换言之，与送风温度为 19°C 的传统数据机房空调系统相比，即使新型数据机房空调系统空调机组送风温度提高到 20°C，其制冷性能仍然有所提升；当新型数据机房空调系

统空调机组送风温度提高到 21°C，其制冷性能开始降低。

表 6 不同送风温度和空调系统下机架冷却指数和标准差的计算结果

	空调系统	送风温度 /°C	辐射板温度 /°C	RCI_{HI}	标准差
Case3	传统数据机房空调系统	19	—	0.97	1.34
Case4	新型数据机房空调系统	20	25	0.99	1.06
Case5	新型数据机房空调系统	21	25	0.89	1.07

4.3 不同低温辐射板温度

在机架不同位置的进口送风温度中，114、141、174、214、241、274 这 6 个位置是机架进口温度较高的位置，容易导致局部热点的出现和服务器温度过高的现象。图 7 为新型空调系统在不同辐射板温度时，这几个位置进口的送风温度。可以发现，随着辐射板温度的升高，机架的进口温度也随之升高，但是变化不明显。

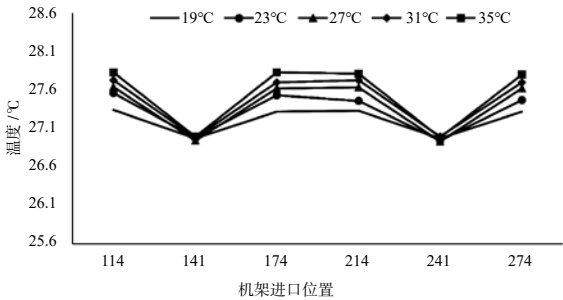


图 7 机架进口容易出现热点位置进口的送风温度

表 7 是不同温度低温辐射板的机架冷却指数和标准差的计算结果。可以发现，随着辐射模块温度

表 7 不同温度低温辐射板的机架冷却指数和标准差

	送风温度 /°C	低温辐射板的温度 /°C	RCI_{HI}	标准差
Case6	21	19	0.93	1.00
Case7	21	23	0.90	1.04
Case8	21	27	0.87	1.07
Case9	21	31	0.86	1.10
Case10	21	35	0.84	1.12

的升高,机架的进口温度也随之升高。值得注意的是,在工况 6~10 中,随着辐射模块温度的提高, RCI_{in} 值小幅递降,标准差小幅递增。即机房的制冷效果随着辐射模块温度的增加逐渐减弱,但是变化不太明显。

5 结论

本文提出了一种新型的数据中心对流辐射耦合换热空调系统,通过模拟研究与传统的数据中心空调系统性能进行了对比,并在此基础上对新型数据中心空调系统的设计进行了优化研究。本文主要结论如下:

(1) 与传统对流换热空调系统相比,新型数据机房空调系统能够有效改善数据机房空调系统的局部热点问题,显著降低部分局部热点高风险区域的机架入口温度,同时机架不同位置的进口温度分布也更为均匀。因此,本文认为新型数据机房空调系统能够改善局部环境热点的问题。

(2) 与传统对流换热空调系统相比,在满足 ASHRAE 标准和数据中心制冷效果的前提下,采用新型对流辐射耦合换热空调系统可将空调送风温度提高 1°C 。因此,新型数据机房空调系统的 cop 值更高,数据机房空调系统的耗电量更低,数据机房的 PUE 值也将显著减小。

(3) 在新型对流辐射耦合换热空调系统中,随着辐射模块温度的提高,其制冷效果减弱,但是变化不明显。本文建议辐射模块温度应根据实际情况而定。

参考文献

- [1] 许文杰,刘金祥,范昕杰.送风布局对数据机房封闭冷通道内气流组织影响的数值模拟研究[J].建筑节能,2014(8):33-37.
- [2] Bash C, Patel C, Sharma R. Efficient Thermal Management of Data Centers: Immediate and Long-Term Research Needs[J]. Hvac & R Research, 2003, 9(2):137-152.
- [3] 高彩凤,于震,吴剑林.典型数据机房热环境分析及气流组织优化[J].暖通空调,2013,43(9):101-106.
- [4] 范昕杰,刘金祥,陈晓春,等.数据机房冷通道气流组织改善数值模拟研究[J].建筑热能通风空调,2013,32(3):66-70.
- [5] Choi J, Kim Y, Sivasubramaniam A, et al. A CFD-Based Tool for Studying Temperature in Rack-Mounted Servers[J]. IEEE Transactions on Computers, 2008, 57(8):1129-1142.
- [6] Fernando H, Siriwardana J, Halgamuge S. Can a data center heat-flow model be scaled down?[C]// IEEE, International Conference on Information and Automation for Sustainability. IEEE, 2013:273-278.
- [7] 田浩.高产热密度数据机房冷却技术研究[D].清华大学,2012.
- [8] Nada S A, Said M A, Rady M A. CFD investigations of data centers' thermal performance for different configurations of CRACs units and aisles separation[J]. Alexandria Engineering Journal, 2016, 55(2):959-971.
- [9] Kumar P, Joshi Y. Experimental investigations on the effect of perforated tile air jet velocity on server air distribution in a high density data center[C]// Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems. 2010.
- [10] Abdelmaksoud W A, Khalifa H E, Dang T Q, et al. Experimental and computational study of perforated floor tile in data centers[C]// Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems. IEEE, 2010:1-10.
- [11] Yun G, Kang S K. An empirical validation of lighting energy consumption using the integrated simulation method[J]. Energy & Buildings, 2013, 57(2):144-154.

基于负荷预测的制冷机组群控策略研究

廖云丹^{1,2}, 蔡镇兵¹, 丁云飞^{1,2}, 冯壮波^{1,2}, 周孝清^{1,2}

(1. 广州大学 土木工程学院, 广州 510006; 2. 广东省建筑节能与应用技术重点实验室, 广州 510006)

[摘要] 供暖、通风和空调系统 (HVAC) 的控制成为当今热门的研究领域, 因其巨大的能源消耗和维护费用。除了保证供冷的可靠性和系统的高能效外, 提高运行稳定性以降低空调系统维护费用也成为暖通空调控制领域中一个新的研究热点。制冷机组作为制冷系统的核心部件和最大的耗能设备, 其合理的序列控制对系统的可靠性和能效具有重大意义。为保证空调系统稳定性, 冷机序列控制通常采用一些技术型约束 (如死区)。然而, 这些限制可能无法减少不必要的启停操作, 或者限制过多。实际上, 如果我们能够准确的预测冷负荷变化趋势, 就可以验证启停命令并纠正不正确的操作。因此, 本文提出了一种混合预测的冷水机组序列控制策略。该控制是在典型的基于总冷负荷的控制基础上发展起来的, 并利用 ARX 预测模型二次检验冷机启停动作的必要性。本文案例研究利用 TRNSYS 软件对香港一所中学进行了动态仿真研究。结果表明, 冷机总开关数可降低 20% 以上, 运行费用可降低 4.25%, 且不会破坏室内热舒适性和能源效率。

0 引言

供暖、通风及空调 (HVAC) 系统是建筑系统内最大的能源消耗系统。在亚热带地区, 空调能耗可达建筑总能耗的 40%^[1]。先进的自动控制技术对提高空调系统的能源效率具有重要意义^[2]。空调系统由多个子系统构成, 各子系统相互作用, 核心设备 (如冷机) 的开关可能会导致其他子系统的较大波动。改造实例表明, 由于制冷机组序列控制不稳定, 导致冷冻水系统控制失衡, 送风温度全天在 12~18℃ 之间波动 (设定值 12.5℃), 影响了室内热舒适性^[3]。因而, 为保证良好的室内热舒适和降低维护费用, 应使空调系统保持在相对稳定的状态下运行。

制冷机组是空调系统的冷源和最大的耗能设备, 占整个空调系统能耗的 60% 以上^[4]。空调系统通常采用多台冷水机组联合运行以节约能耗, 并由控制器进行冷机开关机控制, 即根据建筑冷负荷来确定制冷机组运行的数量和时间^[5]。制冷机组是暖通空调系统的核心部件, 其启停操作将导致各子系统 (冷冻水系统和冷却水系统) 以及相关设备 (如冷却塔、泵和水阀) 进行相应的调整。如果冷机频繁启停, 则子系统也会频繁地产生相应调整。整个空调系统将处于波动之中, 这不仅会导致室内环境温度控制不稳定, 还会降低设备的使用寿命和增加维护成本。

实际应用中, 设计人员和操作人员通常会设置时间约束 (如 20min~30min) 以保证制冷机组处于相对稳定状态, 即在负荷增加 (或减少) 状态持续时间超过 20min~30min 之前, 冷机不会开启 (或关闭)^[6]。在没有时间约束的情况下, 若控制器检测到一个较小的或短时间内的冷负荷变化, 冷机将会

打开或关闭。消除冷负荷变化后, 冷机将再次关闭或打开。在工程中, 为了避免较小的冷负荷变化引起不必要的开关机, 许多操作人员可能会选择手动操作控制冷机启停^[7]。尽管时间限制可以避免一些不必要的冷机启停动作, 但会导致依据序列控制基本原理的切换操作延迟^[8]。例如, 如果使用 30min 作为时间限制, 则依据序列控制基本原理的开关操作至少延迟 30min。如果冷负荷在这段时间内急剧增加, 则可能会导致室温出现较大幅度的上升。如果一台冷机延迟关闭 30min, 由于当前运行冷机的总 COP 降低, 则导致能量浪费。手动控制完全依赖于操作人员的经验, 既无法控制冷机实时跟踪负荷变化以提高能效, 也无法保证室内的热舒适性。

若能够提前预测冷负荷的变化趋势, 则能够检验冷机序列控制逻辑给出的启停命令是否是必要的。如果负荷在一个小范围内变化或发生变化的时间很短, 可能不需要开启或关闭冷机。实际上, 由于建筑和空调系统热滞后的特性, 微弱的负荷变化可能被建筑物吸收而不会导致房间温度增加或居住者不会感觉到微弱的室温变化^[9]。因此, 本文提出了一种混合预测的冷机序列控制方法, 以提高空调系统运行的稳定性。该方法采用典型的基于总冷负荷的控制策略对冷机进行序列控制, 并集成了基于 ARX 模型的冷负荷预测策略^[10], 以反复检查冷机启停操作的必要性。本文进行了案例研究, 以验证此种控制策略的有效性。

1 混合预测的冷机序列控制策略

1.1 冷机序列控制

制冷机组序列控制的目的是提供足够的冷量以保证室内热舒适, 同时使运行中的冷机效率达到最高。制冷机组序列控制基本原理如图 1 所示, 其中

x 轴为建筑瞬时冷负荷, 由方程 1 计算得到。

$$Q = c_w \dot{m}_p (T_{rtn} - T_{sup}) \quad (1)$$

式中: Q_z^h 和 Q_{z-1}^h 表示开关机阈值, 其在运行冷机总能效曲线的交点处设置了一个死区, 以避免冷机频繁的启停。如果 $Q < Q_z^h$ 则说明运行 $z-1$ 台冷机的效率会高于运行 z 台冷机的效率, 则需要关闭一台运行中的冷机, 反之亦然。

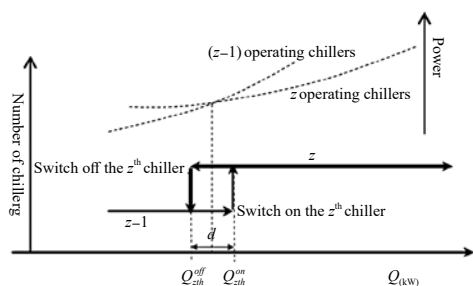


图 1 制冷机组序列控制的基本原理图

1.2 混合预测控制

混合预测控制的基本思想是利用负荷预测来验证冷机启停操作的必要性, 从而优化冷机序列控制以降低空调系统运行费用。混合预测控制由冷机序列控制和负荷预测两部分组成, 如图 2 所示。在冷机序列控制部分, 选择基于总冷负荷的控制策略。根据序列控制的原理, 这是最直接的控制策略。负荷预测采用自回归各态历经 (ARX) 模型, 模型表达式为方程 3~5。

首先将测量得到的冷负荷与预设的阈值 Q_{zth}^{on} 和 Q_{zth}^{off} 比较决定是否需要开关机, 然后再由预测负荷 $\Delta Q_{p,k}$ 验证。如果 $\Delta Q_{p,k}$ 大于用户定义的阈值, 则意味着建筑冷负荷将继续增加, 这表示此时多开启一台冷机是必要的。否则, 此开机操作将被取消。同理, 若关机操作被触发, 且 $\Delta Q_{p,k}$ 小于用户定义的阈值 θ ,

这说明冷负荷将继续减少, 此时将关闭一台运行中的冷机。 $\Delta Q_{p,k}$ 由方程 2 计算所得, 是不同时刻预测得到的冷负荷的差值。 θ 是定义的最小的冷负荷变化速度, 例如运行冷机容量的 1%。

$$\Delta Q_{p,k} = Q_{k+\tau_2} - Q_{k+\tau_1} \quad (\tau_2 > \tau_1) \quad (2)$$

本文中的负荷预测选择了 ARX 模型, 它在预测和简化模型训练上具有高准确性^[11]。预测开始时, 首先利用历史实测建筑冷负荷及相关天气数据, 通过最小二乘法生成权重系数矩阵 W_0 , 即用方程 6~8 最小化负荷预测误差的平方和。 A 为参数矩阵, 通过将最新的测量参数替换最后一组数据来更新权重系数矩阵。ARX 模型利用更新后的系数以及必要的天气和冷负荷数据预测未来的冷负荷^[12]。

$$Q_{k+t} = w_1 T_{k+t} + w_2 RH_{k+t} + w_3 Rad_{k+t} + w_5 Wind_{k+t} + w_6 Q_{k-1} + w_7 Q_{k-2} + w_0 \quad (3)$$

$$W = [w_1 \ w_2 \ \dots \ w_7 \ w_0] \quad (4)$$

$$A_k = [T_{k+t} \ RH_{k+t} \ Rad_{k+t} \ Wind_{k+t} \ Q_{k-1} \ Q_{k-2} \ 1] \quad (5)$$

$$W = (A^T \cdot A)^{-1} \cdot A^T \cdot B \quad (6)$$

$$A = [A_1 \ A_2 \ A_3 \ \dots \ A_k] \quad (7)$$

$$B = [Q_1 \ Q_2 \ Q_3 \ \dots \ Q_k] \quad (8)$$

1.3 性能指标

制冷机序列控制优化的目的是减少制冷机组的运行费用, 同时保持室内热舒适和提高能效。为了量化这一多重目标, 定义了三个性能指标。总开关次数 (N_i) 指示冷水机组的稳定性, 每次开启或关闭一台冷机时增加 1。冷量不满足时间比 (P_{UC}) 可量

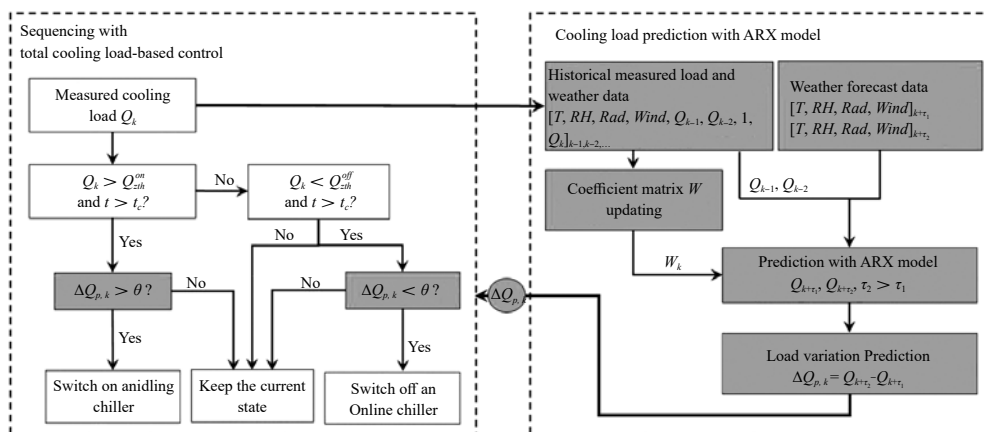


图 2 混合预测控制的结构

化供冷不足的风险概率; 累计气温误差 (ΔT_{air}) 可表示升温即室内不舒适度的严重程度, 由方程 9、10 计算得到。ASHRAE55-2010 中认为, 当室内温度处于热舒适范围内时, 居住者可能感觉不到 $0 \sim 0.5^\circ\text{C}$ 的升温。可以推断, 如果增加冷负荷不会导致升温大于 0.5°C , 则:

$$P_{UC} = \frac{1}{\tau} \sum_k \zeta_k \Delta t \quad \text{with } \zeta_k = \begin{cases} 1, & \text{if } T_r > T_{sp} + \varepsilon \\ 0, & \text{otherwise} \end{cases} \quad (9)$$

$$\Delta T_{air} = \sum_{k=1}^K (T_r - T_{sp}) \quad (10)$$

运行费用由方程 11 表示, 是制冷机组总能耗费用、设备的启动费用和维护费用的总和。启动费用是指制冷机在预热阶段所消耗的能耗费用^[13]。维修费用是由冷机的开/关控制引起的设备磨损费和阀门/执行机构的运转费用。阀门/执行机构的寿命通常由它们在使用寿命期间预计能够承受的运转周期数来确定。阀门/执行机构经历的运转次数增多将减少设备寿命, 并增加故障和提前更换的可能性, 即维护费用。

$$f_i = \left\{ \sum_{k=1}^K [(P_{chwp}(k) + P_{cwp}(k) + P_{tf}(k) + P_{chi}(k)) \times \Delta t \times f_e] \right. \\ \left. + \frac{1}{2} (N_i \times f_c + N_i \times f_m) \right\} \quad (11)$$

其中, k 为表某段 Δt 时间间隔时的步长; K 为总步长; f_e 为电费; $P_{chwp}(k)$, $P_{cwp}(k)$, $P_{tf}(k)$, $P_{chi}(k)$ 分别为冷冻水泵、冷却水泵、冷却塔风机、冷机的能耗; f_c 为冷机从启动至稳定运行的启动费用; f_m 为冷机启停间隔内的维护费用。

2 案例研究

2.1 研究平台

本文选取了香港一栋实际中学建筑作为研究对象, 并利用 TRNSYS 平台构建了二次泵变流量系统。

此建筑根据《香港公立学校》(2000) 及《建筑物能源规范》(2007) 的指导建造, 采用 TRNBuild 模块构建了具有详细建筑信息的建筑模型。9 个功能区(行政室、教室、活动室等)设有 9 个变风量空调系统和 18 台变速风机, 风机转速由 PI 控制器根据区域温度及其设定值进行控制。为简化计算, 所有区域的室内温度设定值为 25°C 。利用香港典型年气象资料进行负荷预测及案例研究。

冷水系统采用典型的二次泵变流量系统, 其结构如图 3 所示。该系统中旁通管将冷水系统分为冷水制备和冷水输送二个部分, 分别为一次环路和二次环路。一次环路由 4 台制冷量为 500kW 的螺杆冷水机组和 4 台额定流量为 23.86L/s 的定流量水泵组成。冷机拟合得到的 COP 曲线方程如式 12 所示, 当 $PLR=85\%$ 时, COP 最高为 5.02。一次环路中冷机产生冷冻水送至二次回路中额定流量为 95.44L/s 的变速水泵, 然后分配到冷却盘管。盘管送风温度的设定值为 16°C , 由 PI 控制器控制, PI 控制器根据最不利环路的压降(DP)变化调节冷却盘管阀门的开度。

$$COP = -9.12 \cdot PLR^2 + 15.77 \cdot PLR - 1.45 \quad (12)$$

2.2 参数设定

本研究对典型的基于冷负荷控制和预测控制进行了仿真。两种控制策略采用相同的阈值, 即冷负荷达到运行冷机额定容量的 90%。冷机开关操作的时间限制 t_c 为 20 分钟, 即满足阈值条件且持续 20 分钟时才会发生开关操作。因此, 预测控制的时间跨度设置为 $\tau_1=10$ 分钟和 $\tau_2=20$ 分钟, 所以可以预测未来 20 分钟的负荷变化。当一台冷机切换开关机时, 电费 f_e 为 $0.05\$/\text{kW}\cdot\text{h}$, 每个切换周期内启动费用 f_c 为 5\$, 维护费用 f_m 也为 5\$。

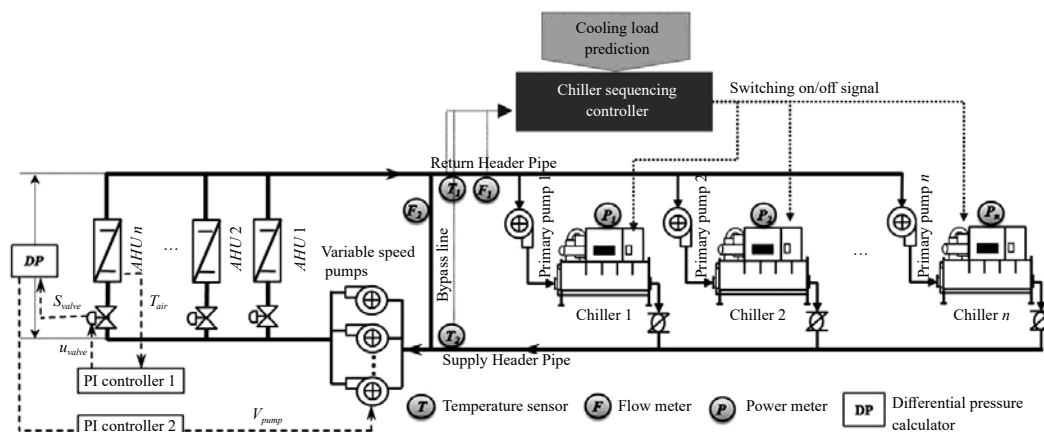


图3 冷源系统结构图及其冷机序列控制

3 结果分析

3.1 典型周数据分析

图 4 (a) 左坐标轴代表建筑冷负荷和相应的预测冷负荷, 黑色曲线表示实时冷负荷, 蓝色曲线则为预测冷负荷。可以看出, 预测冷负荷与实时冷负荷的变化趋势高度一致。这意味着负荷预测结果较为准确, 可以为冷机的序列控制提供可靠的负荷依据。图 4 (a) 右坐标轴为典型的基于冷负荷的控制和混合预测控制的在线冷机台数。每天空调系统刚开始运行时, 冷水机组需要消除夜间累积的冷负荷和空调系统本身的热量, 导致制冷机组需承受巨大的负荷。然而, 这种情况持续时间很短, 比如第一个星期四还不到 20 分钟。当使用典型的冷负荷控制时, 冷机被打开以消除这种额外负荷, 然后再次关闭, 尽管这台冷机可能只是在关闭之前才刚刚预热过。为提高系统稳定性和降低运行费用, 应该取消这种类型的开关机行为。而使用混合预测控制时, 减少了短时的开机动作。在两周内, 取消了超过 7 次短时间的开机操作。

图 4 (a) 还显示了由少量负荷增加引起的开机现象, 表示为不必要的动作。根据冷机序列控制的定义, 冷机应在最高能效点开关, 通常小于 100%。在冷负荷变化显著时, 这种措施能有效的节能。然而, 当冷负荷变化较小, 且能被制冷机的最大容量所覆盖时, 这些开机动作并不会导致节能, 反而会增加预热成本和系统波动。采用混合预测控制, 消除了 4 次不必要的开机动作, 两周总开机次数减少了 31.91%。

图 4 (b) 显示, 两种控制策略均能使各功能区

的平均温度控制在设定值 25℃ 附近。尽管混合预测控制消除了某些时刻的开关机动作, 但室温控制效果仍然良好。从图 4 (b) 中还可以看出, 刚开始的几天里, 某些时间运行的冷机数量减少, 使得过冷温度 (室温小于 24.5℃) 提高, 这意味着可以节约能源。分析数据发现, 过冷时间减少了 8.59%, 累计温度误差减少了 17.3%, 冷机能耗降低了 1.28%, 总运行费用降低了 7.22%。

3.2 月度数据分析

除了评估混合预测控制在冷机序列控制方面的综合改进性能外, 还对三个空调月 (7 月、8 月和 9 月) 进行了模拟。表 3 给出了两种控制的性能对比, 包括室内热舒适性、运行稳定性、能效和运行费用等性能指标。可以看出, 7 月、8 月和 9 月, 总开关数分别减少了 20.4%、22.22% 和 19.57%。7 月和 9 月的能耗也略有下降, 但 8 月却增长了 0.71%, 这是因为消除了某些冷机台数切换操作导致冷机在较低 COP 下运行。但是, 总的运行费用降低了 4.06%, 3.46%, 4.25%。这是由于增加的少量能耗费用小于制冷机预热费用和其他费用的减少。

在室内热舒适方面, 三个月的供冷不足时间和过冷时间均有所增加, 但累计过冷温度下降幅度均在 12% 以上。这意味着温度调节过程趋于平稳, 温度调节时间的延长导致累计温度误差增加。但三个月的总温升分别为 2℃、5℃、11℃, 由于总时间跨度长, 这些温升可忽略不计。由此可知, 该混合控制方案不仅具有较好的稳定性、较低的能耗和较低的制冷机组运行成本, 而且能保持良好的室内热舒适性。

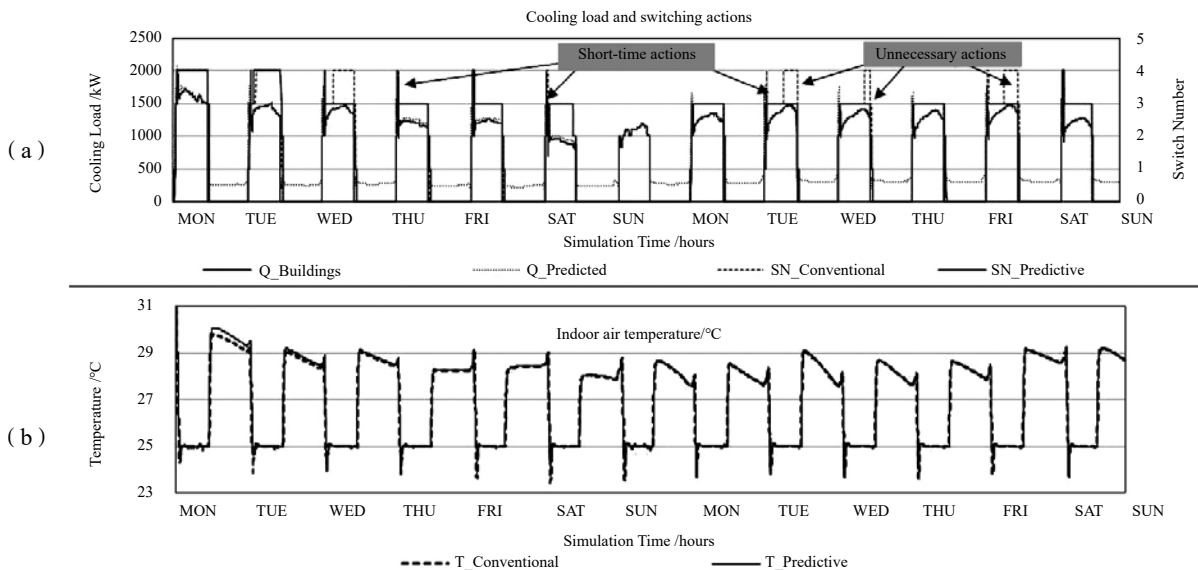


图 4 典型运行时间的控制行为和温度变化

表 1 月度控制性能参数对比

Month	Control strategy	T_d /mins	$AccT_d$ /°C	T_{up} /mins	$AccT_{up}$ /°C	N_i	E_n /kW·h	Cop /\$
七月	常规控制	349	181	244	124	196	85943	5277
	混合预测控制	368	154	246	126	156	85656	5063
	增量 /%	5.44	-15.01	0.82	1.37	-20.41	-0.33	-4.06
八月	常规控制	332	169	249	125	180	81011	4951
	混合预测控制	341	148	261	130	140	81586	4779
	增量 /%	2.71	-12.57	4.82	4.65	-22.22	0.71	-3.46
九月	常规控制	351	207	1112	762	184	77552	4798
	混合预测控制	359	176	1130	773	148	77075	4594
	增量 /%	2.28	-15.00	1.62	1.37	-19.57	-0.62	-4.25

4 结语

本文提出了一种混合预测的冷机序列控制策略以应用于多台冷水机组联合运行的空调系统。将其控制性能与典型的基于总冷负荷的控制策略比较,结果表明混合预测控制在系统稳定性、能效和运行费用等方面提高了控制性能。当冷负荷变化时间较短或变化量较小时,减少了短时和不必要的开关动作,使总开关数减少了 20% 以上。同时,每个空调月的运行成本降低约 4%。虽然供冷不足时间和过冷时间略有增加,但温度累计误差增加很小,说明室内热舒适控制良好。此外,混合控制仅使用简单的预测模型对负荷变化趋势进行二次检验,没有将其作为控制的必要约束,对负荷预测精度要求不高。这意味着所提出的控制方法在实际应用中是可行的。

参考文献

[1] Lam J. Energy analysis of commercial buildings in subtropical climates 2000 Build. Environ. 35 19–26.
 [2] Karami M, Wang L. Particle Swarm optimization for control operation of an all-variable speed water-cooled chiller plant 2018 Appl. Ther. Eng. 130 962–78.
 [3] NBCIP Report. A case study of control problems and resolutions in a high-rise office building, California En-

ergy Commission, Iowa Energy Center 2008.

[4] Fong k, Lee c, and Chow T. Investigation on variable flow control in existing water-cooled chiller plant of high-rise commercial building in subtropical climate 2014 HVAC&R Res. 20 51–60.
 [5] Huang G, Wang S, Xiao F, Sun Y. A data fusion scheme for building automation systems of building central chilling plants 2009 Automat Constr. 18 302–309.
 [6] Wang S. Intelligent buildings and building automation 2010 London & New York: Spon Press.
 [7] Johnson Control. Johnson controls central plant optimization™ 10 2013 Application Note.
 [8] Yadollah F, Tootoonchi A. Controlling automobile thermal comfort using optimized fuzzy controller, 2008, Appl. Ther. Eng. 28(14–15) 1906–17.
 [9] ASHRAE Handbook, ASHRAE Handbook-HVAC applications (SI), ASHRAE Inc., Atlanta, 2011.
 [10] Guo Y, Nazarian E, Ko J. Hourly cooling load forecasting using time-indexed ARX models with two-stage weighted least squares regression 2014 Energy Convers Manage. 80 46–53.
 [11] Zhao J, Liu XJ. A hybrid method of dynamic cooling and heating load forecasting for office buildings based on artificial intelligence and regression analysis 2018 Energy Build. 174 293–308.
 [12] Cao SJ, Ren C. Ventilation control strategy using low-dimensional linear ventilation models and artificial neural network 2018 Build Environ 144 316–33.
 [13] Lu, Y, Chen J, Liu T, Chien M. Using cooling load forecast as the optimal operation scheme for a large multi-chiller system 2011 J. Refriger. 34(8)2050–62.

基于蒙特卡洛抽样方法的办公建筑能耗不确定性和敏感性分析

朱传琪¹, 田 玮¹, 张安朝¹, 尹宝泉², 史佳鑫¹

(1. 天津科技大学机械工程学院, 天津 300222; 2. 天津市建筑设计院, 天津 300074)

[摘 要] 为研究不同输入参数对于办公建筑能耗的影响, 并确定办公建筑能耗的概率密度分布, 联合使用建筑能耗模拟程序 EnergyPlus 以及统计学 R 语言, 进行办公建筑能耗的不确定性和敏感性分析。首先通过拉丁超立方方法对所研究参数在给定范围内抽样, 得到模型输入参数组合, 然后利用 R 语言和 EnergyPlus 完成数百个模型的自动建模。最后对能耗计算结果进行不确定性分析和敏感性分析。不确定性分析可得到办公建筑取暖、制冷能耗的分布情况, 而敏感性分析能确定影响办公建筑的取暖和制冷能耗的主要参数。根据敏感性分析和不确定性分析结果可为新建建筑节能设计及既有建筑节能改造提供指导。

[关键词] 建筑能耗; 自动建模; 拉丁超立方抽样; 敏感性分析; 不确定性分析

0 引言

根据《中国建筑能耗研究报告(2017年)》^[1], 2015 年我国建筑能源消费总量为 8.57 亿吨标准煤, 占全国能源消费总量的 20%。其中公共建筑能源消费达 3.41 亿吨标准煤, 占全国建筑能源消费总量的 39.8%。因此, 探究公共建筑能耗特性并提出相应的节能措施, 对于降低建筑能耗促进建筑节能发展有重要意义。

由于影响建筑热性能的参数具有很强的不确定性^[2], 包括人行为、室内得热、建筑围护结构性能参数等。为了达到量化这些参数不确定性的目的, 不确定性分析已经广泛应用于建筑能耗分析的各个领域, 包括能耗模型校验^[3, 4]、生命周期分析^[5, 6]、建筑优化改造^[7]等。另一方面, 敏感性分析可确定影响建筑能耗的主要因素, 其中全局敏感性分析法可用于确定建筑能耗输入和输出参数之间的复杂关系, 并可考虑变量间的相互作用, 所以这种全局性敏感性分析方法引起研究者广泛的兴趣。Patrick 等利用敏感性分析方法研究在设计阶段建筑能耗模型中各个参数对建筑能耗的影响^[8]。Joseph C. Lam 等利用敏感性分析方法研究建筑能耗结果提出建筑改造措施^[9]。但目前大多数研究采用的是确定性和局部敏感性分析方法^[10, 11], 不能全面准确的考虑建筑能耗不确定性, 并无法准确提供影响建筑能耗因素的重要性排序。

办公建筑作为公共建筑中典型的建筑类型, 具有建筑数量多、使用能耗高的特点。故本文主要选取天津地区办公建筑作为研究对象, 采用基于蒙特

卡洛抽样的全局敏感性分析和不确定性分析方法, 对办公建筑能耗特点进行分析, 研究影响办公建筑能耗的主要因素以及办公建筑能耗的概率分布。

1 研究方法

1.1 研究步骤

本研究主要分为五步(如图 1 所示): 第一步首先进行能耗模型的构建, 通过确定办公建筑研究参数的分布, 并对每个参数在其分布中进行拉丁超立方抽样, 得到办公建筑输入参数的组合。然后使用 R 语言的文本编辑功能, 将抽样得到的参数与 EnergyPlus 构建的基础能耗模型结合, 完成能耗模型的构建。第二步运行所得的 EnergyPlus 办公建筑模型, 并通过 R 语言对建筑能耗模型计算结果进行收集整理。第三步, 对于建筑能耗模拟结果进行不确定性分析, 得到建筑能耗的均值、偏度、峰度等统计量和概率密度函数等可视化结果。第四步采用树形高斯过程和多元自适应回归样条进行全局敏感性分析。第五步, 根据不确定性分析和敏感性分析结果, 确定影响建筑办公建筑能耗的关键参数以及能耗分布, 并提出优化措施。

1.2 能耗模型构建

本文选择建立天津地区的办公建筑模型进行建筑能耗计算及分析。为便于模型的建立, 所建立的模型建筑的长宽比均为 2, 建筑的朝向均为北向。建立的办公建筑模型的不确定性参数包括建筑的体形系数、建筑各个方向的窗墙比、窗户的传热系数、太阳得热系数、外墙传热系数、建筑层数、照明功率密度、设备功率密度、人均占有建筑面积以及换气次数等参数, 这些参数总结于表 1。

基金项目: 国家自然科学基金项目(51778416);
教育部哲学社会科学研究重大课题攻关项目
(16JZD014)。

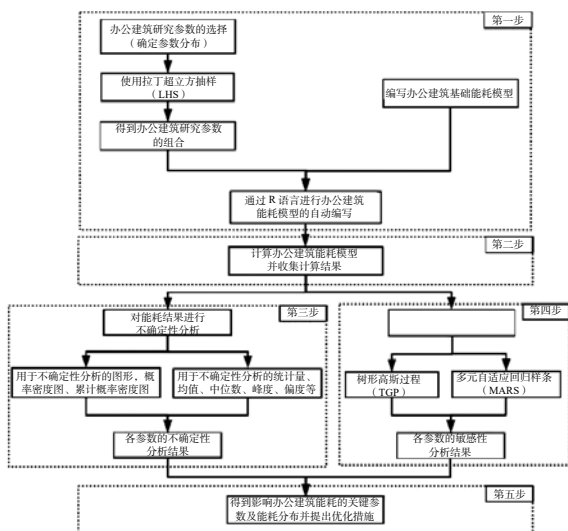


图1 建筑能耗的不确定性及敏感性分析研究流程图

由于本文为设计性问题，故表1中参数均服从均匀分布，各个参数的范围按照国标 GB 50189-2015《公共建筑节能设计标准》^[12] 中的规定选取。根 GB 50189-2015 中的规定，其中窗户的传热系数和太阳得热系数两个参数只有相应的上限值，因此根据查阅相应的文献获得窗户传热系数以及太阳得热系数的下限值。对于换气次数通过查阅相应的文献选取换气次数的范围，具体的参数范围以及参考文献见表1。所建立的建筑模型如图2，需要说明由于建筑的很多参数均为变量，所以图2只是其中的一种参数组合所形成的建筑模型。天津地区绝大多数办公建筑的暖通空调系统为风机盘管^[17, 18]，因此本文选择风机盘管作为办公建筑的暖通空调系统。使用 EnergyPlus 进行建筑能耗模拟时需要相应地区的天气数据，本文选择由 EnergyPlus 提供的天津地区典型年气象数据作为进行建筑能耗计算时的天气数据。

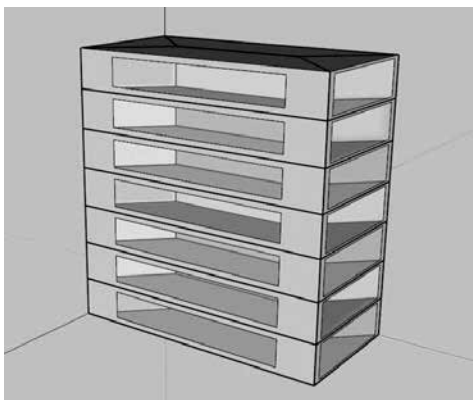


图2 办公建筑模型示意图

表1 研究选取的不确定性参数变量

参数名称	简称	参数分布		单位	参考文献
体形系数	SE	0.3~0.5	均匀分布	—	[10]
北向窗墙比	WN	0.2~0.8	均匀分布	—	[10]
南向窗墙比	WS	0.2~0.8	均匀分布	—	[10]
东向窗墙比	WE	0.2~0.8	均匀分布	—	[10]
西向窗墙比	WW	0.2~0.8	均匀分布	—	[10]
窗户的传热系数	WU	$1 \leq WU$	均匀分布	W/m ² ·K	[12, 13]
太阳得热系数	SH	$0.15 \leq SH$	均匀分布	—	[12, 14]
外墙传热系数	EWU	0.3~0.45	均匀分布	W/m ² ·K	[10]
建筑层数	NF	5~40	均匀分布	—	—
照明功率密度	LH	7~10	均匀分布	W/m ²	[10]
设备功率密度	EP	10~15	均匀分布	W/m ²	[10]
人均占有建筑面积	OP	6~10	均匀分布	m ² /人	[10]
换气次数	ACH	0.3~0.6	均匀分布	—	[15, 16]

1.3 不确定性分析方法

影响建筑能耗的因素有很多，比如人均占有建筑面积、设备使用时间表、空调设定温度，这些因素都具有很强的不确定性。因此，如何定量化的分析建筑能耗中的这些不确定性因素受到越来越多的关注^[2]。不确定性分析方法可以分为两大类：正向不确定性传递和逆向不确定性计算。如果已知建筑中与热性能相关的输入参数，通过建筑能耗模型，得到建筑能耗的概率分布，这属于正向不确定性传递。正向不确定性关注于从输入参数的不确定性通过模型计算量化输出的不确定性。逆向不确定性分析，则是根据建筑能耗实测值和能耗模型，计算建筑能耗模型中的未知参数。正向不确定性的结果可以通过统计量指标或图形进行表示，常用于表示不确定性的统计量指标包括均值，中位数，标准差等，常用于表示不确定性的图形可采用柱状图、箱线图、概率密度函数图以及累计概率密度函数图表示。本文选择正向不确定性分析，通过正向不确定性分析得到天津地区办公建筑能耗分布，并通过相应的方式来表示不确定性分析结果。

1.4 敏感性分析方法

敏感性分析方法已经广泛的应用于建筑能耗分析中^[19]。敏感性分析是研究模型中输入变量在其变化范围内变动对输出变量影响大小的分析方法^[20]。树形高斯过程是结合了高斯过程和决策树，是一种贝叶斯非平稳和非线性回归模型^[21]。根据元模型法的步骤，首先通过树形高斯过程根据输入变量和输出变量建立代理模型，然后使用这个代理模型并结合基于方差的敏感性分析，得到敏感性分析结果。树形高斯过程的敏感性分析结果有主效应和全效应两个指标，主效应和全效应指标的数值越大说明其对结果的影响越大。其中主效应表示各个输入变量单独变化对输出变量的影响，全效应则是考虑了各

个变量之间的交互作用之后输入变量对于输出变量的影响。主效应通过计算各输入变量单独作用引起模型输出变量的方差与输出总方差的比值得到的，全效应通过计算各个输入变量及其交互作用引起的模型输出变量的方差与输出总方差的比值得到的。主效应与全效应的差就是输入变量交互作用的影响。具体计算公式为^[11]：

$$S_i = \frac{\text{var}(E[z|x_{-i}])}{\text{var}(z)} \quad (1)$$

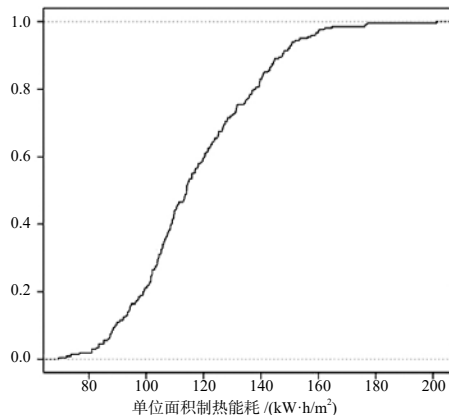
$$T_i = 1 - \frac{\text{var}(E[z|x_{-i}])}{\text{var}(z)} \quad (2)$$

式(1)(2)中： S_i 为主效应； T_i 为全效应； x_i 为输入变量； x_{-i} 为不包括 x_i 的其余输入变量； z 为模型输出。

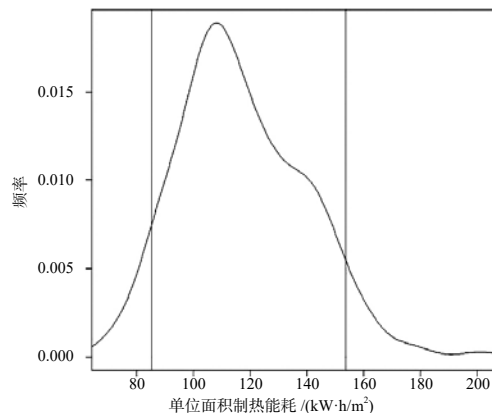
2 结果与讨论

2.1 不确定性分析

对于办公建筑取暖能耗不确定性分析结果，从图3中可以得到办公建筑的单位面积取暖能耗的均值为117.21kW·h/m²，中位数为114.18kW·h/m²。

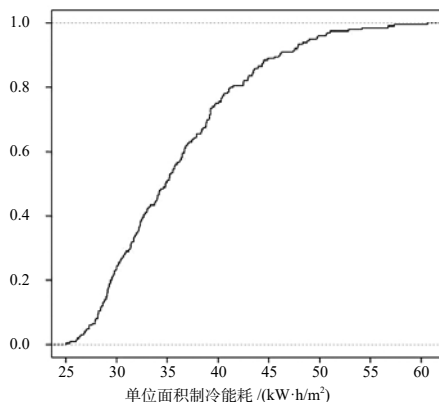


(a) 单位面积取暖能耗累积概率密度图

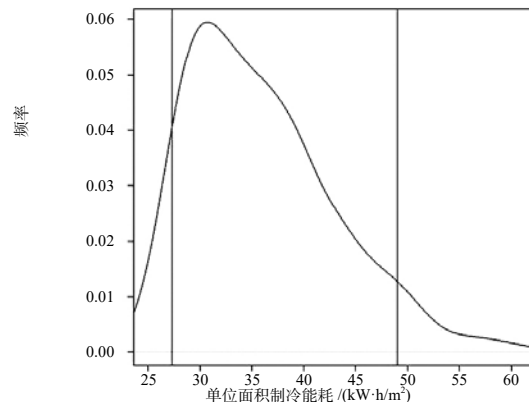


(b) 单位面积取暖能耗概率密度图

图3 取暖能耗不确定性分析



(a) 单位面积制冷能耗累积概率密度图



(b) 单位面积制冷能耗概率密度图

图4 制冷能耗不确定性分析

单位面积取暖能耗的分布呈现为中间高两边低，即大部分办公建筑的单位面积取暖能耗相差不大，而单位面积取暖能耗过高以及过低的建筑较少，单位面积取暖能耗90%的置信区间为85.35kW·h/m²~153.62kW·h/m²。通过单位面积取暖能耗概率密度图可以得出，概率密度函数的偏度系数为0.53，峰度系数为3.38。

对于办公建筑制冷能耗不确定性分析结果，从图4中可以得到办公建筑单位面积制冷能耗的均值为35.98kW·h/m²，中位数为34.81kW·h/m²。单位面积制冷能耗的分布呈现左高右低的趋势，办公建筑单位面积制冷能耗的标准差为7.03，说明办公建筑单位面积制冷能耗较为集中。单位面积制冷能耗的分布比较集中在能耗相对低的范围，即大部分办公建筑的单位面积制冷能耗相差不大，而单位面积制冷能耗过高的建筑较少，单位面积制冷能耗90%的置信区间为27.30kW·h/m²~49.01kW·h/m²。通过单位面积取暖能耗概率密度图可以得出，概率密度函数的偏度系数为0.87，峰度系数为7.04。

2.2 敏感性分析

图 5 表示取暖能耗的全局敏感性分析结果, 最重要的三个参数是: 人均占有建筑面积、窗户的传热系数以及太阳得热系数。而层数和设备功率密度等对于取暖能耗的影响较小。对于敏感性排序较后的参数则说明其对于取暖能耗的影响较小, 在进行办公建筑能耗计算及分析时可适当忽略这些影响较小的参数, 主要考虑影响较大的参数来简化能耗计算过程, 降低能耗模型的复杂性。

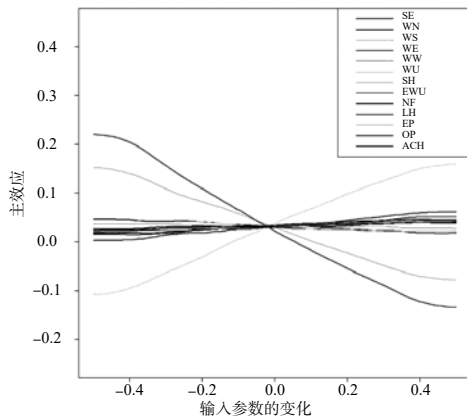
图 6 表示制冷能耗的全局敏感性分析结果。对于办公建筑制冷能耗影响较大的参数为太阳得热系数以及建筑各个方向的窗墙比。通过敏感性分析结果可以发现, 办公建筑窗户的传热系数以及建筑中的人均占有建筑面积与办公建筑制冷能耗的关系为负相关, 即窗户的传热系数越大以及人均占有建筑面积越大则建筑的制冷能耗越小。但是, 窗户的传热系数以及人均占有建筑面积的变化只能在一定范围内使得制冷能耗有所降低, 当窗户的传热系数增加到 $2\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$ 以及人均占有建筑面积分别增加 $9\text{m}^2/$

人后, 其对于制冷能耗的影响基本不变化。对于人均占有建筑面积而言, 一方面随着人均占有建筑面积的持续增加由人散发出的热量就较减少这便会降低建筑的制冷能耗; 另一方面风机盘管系统新风量的能耗相比由人产生的能耗要高, 所以也会导致这种情况。对于窗户的传热系数而言, 如果传热系数过小, 则会导致建筑内部的热量不能很好的散失, 使得建筑内部的热量都需要空调系统排出, 导致增加了建筑的制冷能耗, 但如果窗户传热系数的太大, 则会导致通过空调系统产生的冷量通过窗户散失出去, 增加制冷能耗。

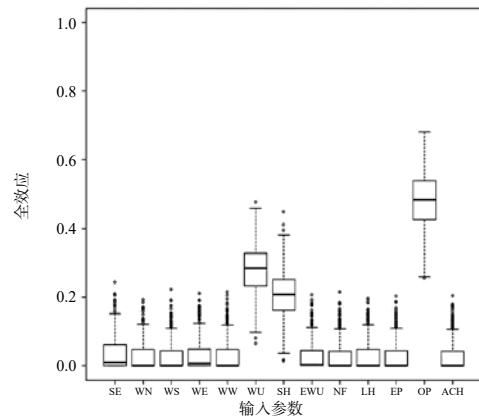
3 结论

通过对办公建筑能耗计算结果的不确定性分析, 可以得到通过输入参数不确定性所导致的能耗结果的不确定性, 得到办公建筑单位面积取暖能耗、制冷能耗的分布。然后, 基于不确定性分析结果, 在给定输入参数的条件下来预测建筑能耗。

通过树形高斯过程敏感性分析结果, 对于办公建筑取暖能耗而言, 对其影响较大的参数主要为人

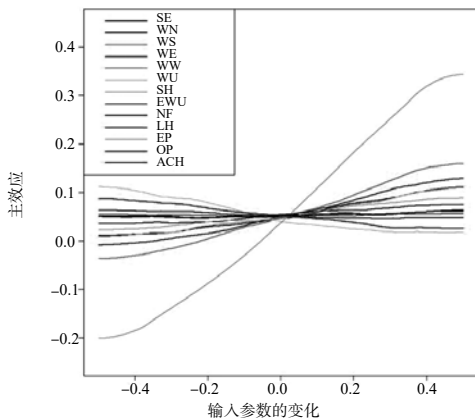


(a) 主效应随输入变量的变化

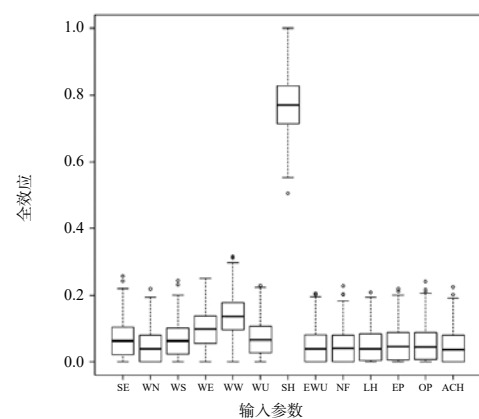


(b) 全效应的变化区间

图 5 取暖能耗树形高斯过程敏感性分析



(a) 主效应随输入变量的变化



(b) 全效应的变化区间

图 6 制冷能耗树形高斯过程敏感性分析

均占有建筑面积, 窗户的传热系数以及太阳得热系数。对于办公建筑制冷能耗而言, 对其影响较大的参数为太阳得热系数、建筑在各个方向的窗墙比以及窗户的传热系数。对办公建筑能耗进行的敏感性分析, 其结果可以帮助新建建筑设计以及既有建筑改造, 也可以根据敏感性分析结果把对能耗影响较小的参数删除或者简化考虑, 以降低模型的复杂程度以及缩短模型的计算时间。

参考文献

- [1] 侯恩哲.《中国建筑能耗研究报告(2017)》概述[J]. 建筑节能, 2017, (12):131.
- [2] Tian W, Heo Y, Wilde P D, et al. A review of uncertainty analysis in building energy assessment[J]. Renewable & Sustainable Energy Reviews, 2018, 93:285–301.
- [3] Heo Y, Choudhary R, Augenbroe G A. Calibration of building energy models for retrofit analysis under uncertainty[J]. Energy & Buildings, 2012, 47(4):550–560.
- [4] Kristensen M H, Choudhary R, Petersen S. Bayesian calibration of building energy models: Comparison of predictive accuracy using metered utility data of different temporal resolution[J]. Energy Procedia, 2017, 122:277–282.
- [5] Hoxha E, Habert G, Lasvaux S, et al. Influence of construction material uncertainties on residential building LCA reliability[J]. Journal of Cleaner Production, 2017, 144:33–47.
- [6] Häfliger I-F, John V, Passer A, et al. Buildings environmental impacts' sensitivity related to LCA modelling choices of construction materials[J]. Journal of Cleaner Production, 2017, 156:805–816.
- [7] Rezvan A T, Gharneh N S, Gharehpetian G B. Robust optimization of distributed generation investment in buildings[J]. Energy, 2012, 48(1):455–463.
- [8] Shiel P, Tarantino S, Fischer M. Parametric analysis of design stage building energy performance simulation models[J]. Energy and Buildings, 2018, 172:78–93.
- [9] Lam J C, Wan K K W, Yang L. Sensitivity analysis and energy conservation measures implications[J]. Energy Conversion & Management, 2008, 49(11):3170–3177.
- [10] 王永龙, 潘毅群. 典型办公建筑能耗模型中输入参数单因子敏感性的分析研究[J]. 建筑节能, 2014, (02):9–14.
- [11] 何成, 朱丽, 田玮. 城市建筑布局的能耗敏感性分析[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2018, 50:174–180.
- [12] 中国建筑科学研究院. 公共建筑节能设计标准:GB50189-2015[M]. 中国建筑工业出版社, 2015.
- [13] 冯雅.《公共建筑节能设计标准》中外窗及幕墙热工参数的确定[J]. 暖通空调, 2005, 35:44–47.
- [14] 王苏颖, 狄洪发. 窗户太阳得热对严寒地区采暖能耗影响的研究[C]; 全国暖通空调制冷 2002 年学术年会, F, 2002.
- [15] 张旭, 周翔, 王军. 民用建筑室内设计新风量研究[J]. 暖通空调, 2012, 42(7):27–32.
- [16] 孙越霞, 侯静, 张庆男, 等. 天津市居住建筑新风量的测量与分析[J]. 暖通空调, 2016, 46:10–13.
- [17] 李文朝. 天津地区办公建筑节能研究[D]; 天津大学, 2014.
- [18] 陈高峰, 张欢, 由世俊, 等. 天津市办公建筑能耗调研及分析[J]. 暖通空调, 2012, 42:125–128.
- [19] Tian W. A review of sensitivity analysis methods in building energy analysis[J]. Renewable & Sustainable Energy Reviews, 2013, 20(4):411–419.
- [20] 蔡毅, 邢岩, 胡丹. 敏感性分析综述[J]. 北京师范大学学报(自然科学版), 2008, 44(1):9–16.
- [21] Gramacy R B, Taddy M. Categorical Inputs, Sensitivity Analysis, Optimization and Importance Tempering with tgp Version 2, an R Package for Treed Gaussian Process Models[J]. Journal of Statistical Software, 2010, 33(i06).

基于模拟仿真的建筑直流供电系统蓄电池容量优化案例研究

赵力戈, 王福林

(清华大学建筑学院建筑技术科学系 室内空气质量评价与控制北京市重点实验室, 北京 100084)

[摘要] 电力已经逐渐成为城镇中最重要的能源, 但城镇电力的峰谷差依然是一个难以解决的问题, 巨大的峰谷差导致了能源利用效率的严重下降, 并造成可再生能源大量浪费的问题。直流配电以及分布式蓄电技术的逐渐成熟为移峰填谷提供了新的解决思路, 并能更好的消纳可再生能源。本文对建筑直流供电进行了文献调研和初步探讨, 并结合深圳低碳城建筑直流模块进行了建筑直流蓄电池的模拟计算和容量优化分析。

[关键词] 建筑直流供电; 分布式蓄电; 移峰填谷; 光伏发电; 建筑模拟; 蓄电池容量

0 研究背景

随着我国经济水平的不断提高和城镇化速度的不断加快, 电力已经成为城镇中最主要且最重要的能源, 研究表明, 北京建筑的电力消耗总量占能源总消耗量的比例逐年增加, 在 2012 年已经接近 38%^[1]。而民用建筑中的用电比例逐渐攀升, 已经占到城市总用电量的 40% 以上^[2], 随着民用建筑的用电量增加, 其用电负荷特性则导致了城市电网的巨大峰谷差, 用电高峰期负荷可以达到低谷期的四倍之多^[3], 这样的负荷特性在大型城市中已经普遍存在, 巨大的峰谷差会导致用电效率的严重降低, 并会导致弃光、弃风等^[4]可再生能源浪费的情况, 对我国能源结构的优化和经济效益产生了巨大的阻碍。

而直流配电技术的日益成熟为现存的问题提供了新的解决思路。目前各种电子元件均采用直流供电, 建筑的照明、供暖、通风、空调也都能采用直流供电^[5], 新兴的电动汽车充电桩也由直流驱动, 直流电的应用越来越广泛; 光伏发电为直流电, 风力发电由于其不稳定性也需要先经过 AC-DC 转换, 因此采用直流电能更好的减少可再生能源的转换损耗^[6]; 现有交流电网存在线路损耗大、电网谐波、电压波动、电磁辐射污染等各种问题, 直流电则没有以上问题, 具有更好的可靠性和安全性^[7,8]。Navigant Research 机构预测到 2020 年, 全球建筑直流电市场将达到 97 亿美元, 规模扩大 15 倍^[8]。

鉴于上文的各种促进因素和可行性, 全球各地对建筑直流配电已经进行了多次成功的研究, 并都收到较好的结果^[9-16], 各种实验显示了建筑直流配电的巨大优越性, 清华大学王福林等人提出了建筑全直流供电和分布式蓄电技术结合并进行了效益分析^[1], 该方案能对城市电网的巨大峰谷差起到很好的解决作用, 每年可以节约电力 1000 亿度, 为我国总耗电量的 2.0%, 推动低压电器、建筑为点位、蓄电池

等产业的巨大市场。基于此, 本文对建筑直流蓄电池容量进行了模拟仿真与优化分析, 结合深圳中美中心低碳城 R3 直流建筑模块的具体案例, 对蓄电池容量进行了优化设计, 对不同取电模式进行了比较分析, 并对不同的分布式蓄电方案进行了对比, 提出了初步的可行性方案。

1 蓄电池容量计算方法^[17]

利用蓄电池的充放电, 平衡电网、光伏发电等源侧的供电功率与负载侧的用电功率的不匹配, 以一天为周期, 实现蓄电池的一个充、放电循环, 以此来确定蓄电池的容量。蓄电池每天的取电功率, 可以是恒功率取电, 也可以是根据需求响应模式确定的随时间变化的电网取电功率, 也可以是根据峰谷电价差确定的经济最优逐时取电功率。此处计算方法以恒功率取电为例, 计算目标是蓄电池再一天的周期内, 充放电达到平衡。建筑物净用电负荷:

$$P(t) = P_{load}(t) - P_{gen}(t) \quad (1)$$

式中: $P_{load}(t)$ 为 t 时刻的负载用电功率 (kW); $P_{gen}(t)$ 为 t 时刻的本地发电功率 (kW)。

电网恒功率取电值:

$$P_{set} = \alpha \frac{\int_0^T P(t) dt}{T} \quad (2)$$

式中:

P_{set} 为电网每日恒功率取电目标值 (kW) (当光伏发电量大于用电负荷时, 取电功率为 0); α 为考虑到电路损耗的系数。

而在需求响应的模式下, α 可能不是常数, 而是会随着时间变化的函数。

(2) 确定每天所需蓄电池容量。

为了平衡供电侧与用电侧的用电功率的不匹配, 蓄电池的充电功率 P_{bat} 需满足 $P_{bat}(t) = P_{set}(t) - P(t)$, 这样, 当 $P(t) > P_{set}(t)$ 时, 电池以 $P - P_{set}$ 功率放电;

当 $P(t) < P_{set}(t)$ 时, 电池以 $P_{set}-P$ 功率充电。假设电池初始荷电量为 SOC_0 , 则 t 时刻蓄电的核电状态 SOC (State of Charge) 为:

$$SOC(t) = SOC_0 - \eta \int_0^t [P_{set}(\xi) - P_\xi] d\xi \quad (3)$$

式中: $SOC(t)$ 为 t 时刻的蓄电池荷电状态 ($\text{kW}\cdot\text{h}$); SOC_0 为蓄电池初始荷电状态 ($\text{kW}\cdot\text{h}$); η 为考虑充放电损失的略小于 1 的系数。

则每日所需蓄电池容量为核电状态的最大值与最小值之差:

$$Q(d) = \max SOC(t) - \min SOC(t) \quad (4)$$

式中: $Q(d)$ 为第 d 日的蓄电池容量 ($\text{kW}\cdot\text{h}$); $\max SOC(t)$ 为一日内各个时刻的蓄电池荷电状态的最大值 ($\text{kW}\cdot\text{h}$); $\min SOC(t)$ 为一日内各个时刻的蓄电池荷电状态的最小值 ($\text{kW}\cdot\text{h}$)。

每日的蓄电池容量均可以由上面的式子确定, 因此根据全年 365 天的负荷与光伏发电量, 可以确定每日的取电功率, 因而一步步计算出每日所需的蓄电池容量。

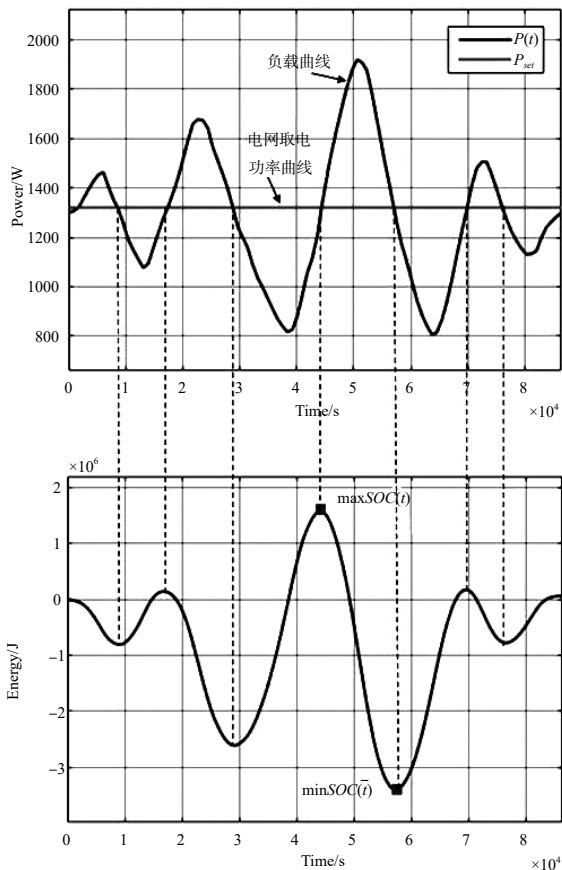


图4 蓄电池容量计算过程

2 计算案例

2.1 项目介绍

中美低碳建筑与社区实验中心项目位于深圳市龙岗区坪地街道, 深圳国际低碳城核心区内。该项目占地面积 11037.76m^2 , 总建筑面积 62874.09m^2 , 绿地面积 3322.37m^2 , 主要功能包括研发、办公、实验、展示、教育、居住、文化交流等。该项目旨在探索未来的低碳生活工作模式, 解决夏热冬暖地区乃至世界同气候区净零能耗建筑技术示范和推广的问题。项目不仅在碳排放控制、环境质量提升、建筑工业化等方面进行技术创新和突破, 同时是绿色低碳生活方式营造, 探索社区绿色体系, 智慧建造运营的样板。

整体建筑采用模块化设计的方式, 建筑分为 R1、R2、R3、B 一共 4 个模块, R 楼为各种实验室, 其中 R3 楼为零碳实验室, 建筑总面积为 4374m^2 , 一共为六层, 该模块采用全直流供电, 由 R1 和 R2 楼顶的太阳能光伏板供能, 光伏发电量不足时从电网取电。



图5 深圳中美低碳中心建筑效果图

2.2 建筑能耗模拟

使用 DeST 软件对该建筑进行全年能耗模拟, 围护结构参数均采用建筑提供的设计值, 采用 DeST 提供的深圳地区逐时气候条件。该建筑采用直流变频多联机进行供冷供热, 空调系统的运行作息曲线由办公室的人员设备作息曲线确定, 分为工作日和周末两种不同的类型。房间设备热扰为 $15\text{W}/\text{m}^2$, 采用 LED 照明, 灯光热扰为 $6\text{W}/\text{m}^2$ 。

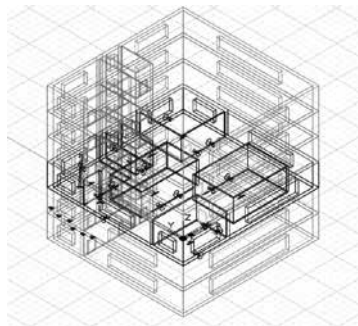


图6 R3 建筑模拟图

2.3 光伏发电量模拟

采用 DeST 提供的气象参数中的全年逐时太阳辐射值计算逐时光伏板发电功率。光伏板面积为 $S_1=370\text{m}^2$, $S_2=800\text{m}^2$ 。逐时光伏发电量如下所示:

$$Q = (S_1 + S_2) \eta_1 \eta_2 I \quad (5)$$

式中: Q 为光伏板逐时发电量 (kW); η_1 为光电转换效率, 通常为 10~15%, 此处取 14%; η_2 为光伏板输出效率, 取 90%; I 为光伏板法向太阳辐射强度 (W/m^2)。

2.4 模拟结果

2.4.1 建筑能耗模拟结果

表 1 R3 建筑全年总能耗以及各分项能耗

	总能耗	空调	照明	设备
建筑能耗 (万 kW·h)	24.75	11.73	3.39	9.55
单位面积能耗 (kW·h/ m^2)	56.58	26.83	7.76	21.83

2.4.2 光伏发电量模拟结果

根据上述公式和太阳辐射值计算得到全年总光伏发电量为 16.74 万 kW·h, 逐时和逐月发电量如图 8, 图 9 所示。

2.4.3 蓄电池容量计算结果

根据上文提到的蓄电池容量计算公式, 计算得到每日所需蓄电池容量如图 10 所示。

2.5 蓄电池容量探究

计算得到的蓄电池容量最大值为 705.5kW·h,

全年平均值为 207.9kW·h, 且每日蓄电池容量波动较大, 如果为了满足最大所需电量, 则会造成容量的浪费, 选取不满足天数分别为 0、5、10、20、30 天时, 得到最大容量如表 2 所示:

表 2 蓄电池容量

不满足天数	0	5	10	20	30
蓄电池容量 (kW·h)	705.5	537	466.7	413.5	346.2

选取所需蓄电池容量最大日为例进行具体分析, 如图 11 所示, 从图中可以明显看出, 造成当日所需蓄电池熔炼过大的原因是光伏发电量过大, 远远超过建筑用电量, 建筑用能需求已到达饱和, 导致蓄电池蓄存不必要的电量, 造成了电池容量的浪费。为了解决这个问题, 可以采用向电网返电或适当弃光的策略, 对蓄电池容量进行削减, 防止出投资的浪费, 减少设备维护费用。

2.6 向电网返电策略

为了验证上述策略的可行性, 依然对每日所需蓄电池容量进行了计算。在该策略中, 每日光伏发电量大于当日建筑总负荷时, 从电网取电功率变为负值, 多余的光伏发电量向电网返送, 既能消纳多余的电量, 又能补充电网电量。计算结果如图 12 所示, 由该图可以直观的看出, 蓄电池容量的峰值有了明显的减小, 所需蓄电池容量最大值为 466.7kW·h, 平均值为 192.0kW·h, 不满足天数对应的最大容量由表 3 给出。



图 7 R3 建筑每日能耗

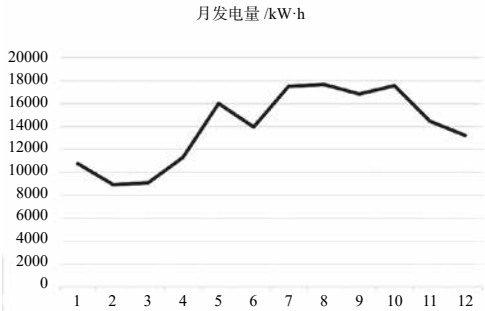


图 9 逐月光伏发电量

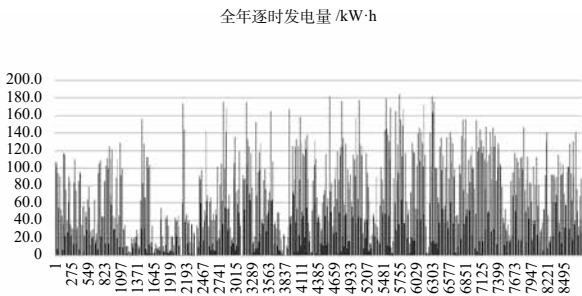


图 8 全年逐时光伏发电量

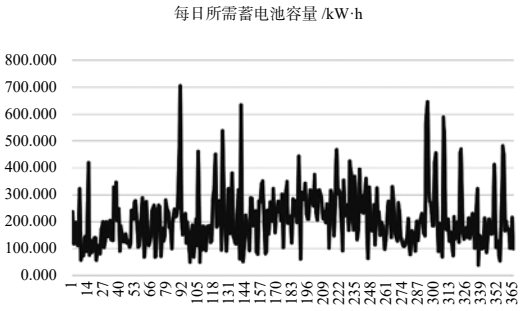


图 10 每日所需蓄电池容量

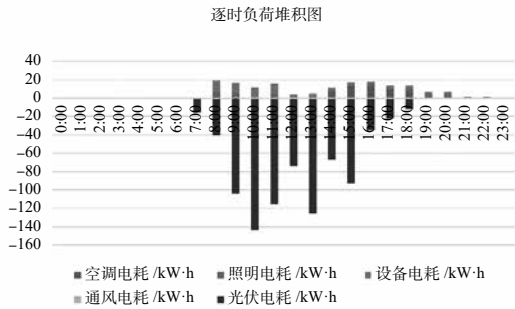


图 11 所需蓄电池容量最大日逐时负荷堆积图

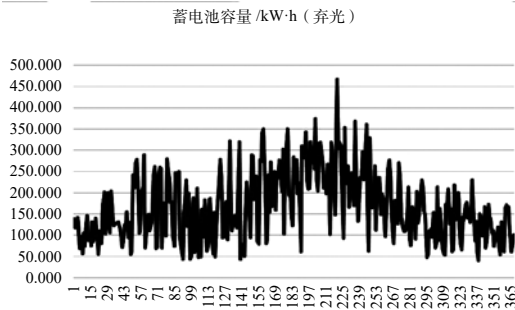


图 13 适当弃光策略下每日所需蓄电池容量

表 3 蓄电池容量

不满足天数	0	5	10	20	30
蓄电池容量 (kW·h)	466.7	375.1	350	333	317.9

2.7 适当弃光策略

考虑到存在光伏发电量过大的问题，且这些天数并不多，因此可以尝试对这些情况进行适当弃光处理，某日光伏发电量大于建筑总负荷时，关闭部分光伏板，使当日蓄电池充放电电量达到平衡。计算结果如图 13 所示，所需蓄电池容量最大值为 466.7kW·h，平均值为 166.4kW·h，相比前面两个方案又有了一定的降低，而弃光总量为全年 17 万 kW·h，占光伏板总发电量的 10%，占比较小，考虑对蓄电池出投资的节省，该弃光比在可以接受的范围内。不满足天数对应的容量最大值如表 4 所示。

表 4 蓄电池容量

不满足天数	0	5	10	20	30
蓄电池容量 (kW·h)	466.7	350	328	309.5	386.7

2.8 三种策略对比分析

表 5 蓄电池容量对比

	容量 (kW·h)		不满足天数容量 (kW·h)				
	最大值	平均值	0	5	10	20	30
恒功率取电	705.5	207.9	705.5	537	466.7	413.5	346.2
向电网返电	466.7	192.0	466.7	375.1	350	333	317.9
适当弃光	466.7	166.4	466.7	350	328	309.5	286.7

由图 14 可以看出，电网返电策略和适当弃光策略的所需蓄电池容量最大值和平均值都明显小于原

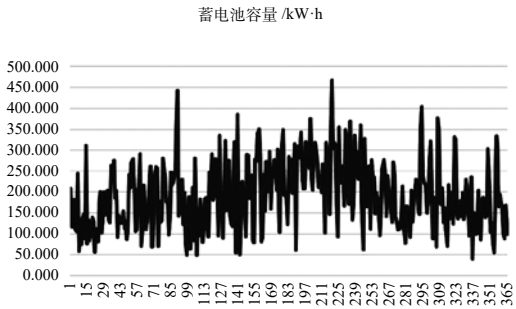


图 12 返电策略下每日所需蓄电池容量

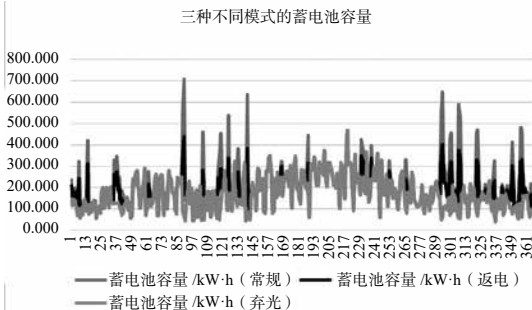


图 14 三种不同策略的蓄电池容量

来的策略，且综合蓄电池容量和可操作性，适当弃光的策略明显优于前两个策略，因此采用该策略对蓄电池的容量进行选型，可以达到经济效益的最大化，降低出投资和维护成本吗，节约资源。

2.9 分布式蓄电分析

在上文的模拟和计算中，均采用全楼使用一个蓄电池的方案，该方案存在一定的缺陷，蓄电池容量依然较大，并且由于全楼均由一个蓄电池供电，存在系统灵活性较差的问题，当某层楼停用或发生故障时，系统将难以协调。为了更好的贯彻分布式蓄电的思路，可以将蓄电池分散的布置再每一层楼，每个蓄电池负责本层的用电负荷，可以缩小所需蓄电池的容量和体积，便于对每一层进行单独检修，增强系统的灵活性，更好的结合智能微电网。

对该建筑每一层进行相应的计算后得到的蓄电池容量如表 6 所示：

表 6 分层布置蓄电池容量

不满足天数	0	5	10	20	30
一层	79.6	56.3	54.3	50.0	47.6
二层	82.9	63.7	59.9	56.5	51.7
三层	66.3	55.9	48.9	43.9	41.0
四层	82.8	63.8	60.0	56.6	51.9
五层	80.6	64.0	60.4	56.0	52.0
六层	82.1	64.8	61.7	58.0	53.8

从表 7 可以得知，采用分层方案可以将每层的蓄电池容量控制在较小的数值，该方案与全楼采用一个蓄电池方案对比如下表：

表 7 两种方案对比

不满足天数	0	5	10	20	30
全楼容量	466.7	350.0	328.0	309.5	286.7
分层容量叠加	474.3	368.5	345.2	320.9	298.0

由上表可知,采用分层蓄电池方案的叠加蓄电池容量略大于之前的整体方案,但综合考虑蓄电池的成本、可靠性、充放电效率、体积、安全性的多种因素,应当选择分布式蓄能的策略,即每一层放置一个小型的蓄电池,能够更好的实现充放电系统的控制和管理,实现经济效益的最大化。

3 结语

本文通过分析当前我国电能利用存在的巨大问题,结合建筑直流电的广阔市场,分析了建筑直流配电和分布式蓄电的必要性和可行性。并对深圳中美中心低碳建筑直流模块的案例进行了具体的蓄电池容量模拟计算和优化分析,给出了不同的光伏板发电利用模式下的所需蓄电池容量,得出的结论是适当弃光可以使全年所需的蓄电池容量最小,减少系统的初投资和维护费用,并能对电网实现较好的移峰填谷的作用;再对两种不同的分布式蓄能方案进行了比较,最终方案是每层采用一个蓄电池,能够以增加少量初投资为代价,提高系统的灵活性和安全性,更好的契合分布式蓄能的理念。

参考文献

[1] 王福林,江亿.建筑全直流供电和分布式蓄电关键技术及效益分析[J].建筑电气,2016,35(04):16-20.
 [2] 北京市统计局.北京统计年鉴 2014[G].中国统计出版社,2015,135.
 [3] 周恩永.城镇居民用电模型方法研究[D].北京:清华大学,2015.
 [4] 舒印彪,张智刚,郭剑波等.新能源消纳关键因素分析及解决措施研究[J].中国电机工程学报,2017,37(1):1-8.

[5] Ulrich Boeke. el. White Paper. Impact of a $\pm 380\text{V}$ DC Power Grid Infrastructure on Commercial Building Energy Profiles.
 [6] Leopold Ott, Bernd Wunder. Usual charts with energy consumption on all relevant nodes. 2015.2.6.
 [7] 谢兼达,邱晓燕,任立,刘波.计及直流配电效益的混合储能系统容量配置模型[J].电力建设,Vol.37,No.5.
 [8] 邓艳娥.智能建筑中直流供电系统的应用探析[J].高新技术,2016, No.02.
 [9] 吴宽,李慧.直流供电在智能建筑中的应用[J].现代建筑电气,2014,5(06):13-17.
 [10] Ulrich Boeke. el. White Paper. Impact of a $\pm 380\text{V}$ DC Power Grid Infrastructure on Commercial Building Energy Profiles.
 [11] Geary, D.E.. Phasing out AC - Directly[P]. Energy-tech, 2012 IEEE,2012.
 [12] Leopold Ott, Bernd Wunder. Usual charts with energy consumption on all relevant nodes. 2015.2.6.
 [13] George Bjelovuk. American Electric Power's Utility-Scale Energy Storage.
 [14] Reza Arghandeh,Jeremy Woyak,Ahmet Onen,Jae-sung Jung,Robert P. Broadwater. Economic optimal operation of Community Energy Storage systems in competitive energy markets[J]. Applied Energy,2014,135.
 [15] Bernd Wunder. el. Energy Efficient DC-Grids for Commercial Buildings.
 [16] Takashi Ikegami. Applying Optimization Techniques to Decentralized Energy Management Systems for Balancing Power Supply and Demand.
 [17] 李奥,王福林.建筑直流供电和蓄电系统蓄电池容量优化设计[J].建筑电气,2017,36(04):12-17.

基于实时监测数据的房间空调器调控行为分析

晏璐, 刘猛

(重庆大学城市建设与环境工程学院, 重庆 400044)

[摘要] 房间空调器是我国居民改善室内热环境的重要手段。以往的研究中, 由于数据获取方式的局限, 对房间空调器的调控行为研究还存在不足。本研究将依托于数据监测平台下的房间空调器实时监测数据, 对重庆地区共 1281 台空调器的 61325 个运行日数据、72772 次开启/关闭数据进行了统计分析, 对 1281 台设备的 1281 条夏季典型月的特征调控数据进行了聚类分析, 得到了空调的设置温度、空调运行时的室内温度、空调启动温度、开启频次等调控行为的分布特征以及典型的调控模式。

[关键词] 房间空调器; 温度; 调控行为

0 引言

根据国家统计局数据, 截止到 2018 年, 我国住宅房间空调器拥有量达 4.3 亿台, 除了严寒地区、温和地区, 其余地区(夏热冬冷地区、夏热冬暖地区以及寒冷地区的经济较发达省份)的城镇居民每户空调拥有量均已高于 1 台, 其中对于夏热冬冷地区一些经济较发达的沿海城市, 如上海、浙江、江苏, 则已超过 2 台^[1]。由此可见, 在我国超过 50% 的省份, 房间空调器是该地区居民改善室内热环境的重要手段。所以迫切需要对房间空调器使用的深入研究。

现有的研究主要通过入户问卷调查、现场实测、抄表等主客观方法对典型样本进行研究, 主要研究内容是针对空调器的能耗调查^[2~5]上, 若需要研究用户的空调行为, 主要包括空调的开关机行为^[6~10]、运行作息^[3,11~12]、设置温度^[13~15]等, 现有的数据获取方式就存在一定的局限性, 包括样本量的局限、数据维度的局限、无法在完全不干扰用户的情况下实现对用户空调使用行为的获取等, 这对空调行为的研究结果难免存在影响。而近年来, 以互联网金融为代表的大数据时代的到来, 使更加客观、更大区域、更多样本、更高效、更全方位的数据监测与获取方式成为了可能。

本研究采用数据监测平台下的房间空调器监测数据, 主要从设置温度与室内环境温度两个方面对空调器的调控行为进行分析。

1 方法

本研究的数据来源于某企业的房间空调器数据监测平台, 重庆地区 1281 台房间空调器, 对房间空调器作出如下划分: 小于 2 匹的空调器被视作卧室空调器, 大于等于 2 匹的空调器被视作客厅空调器。于是, 960 台卧室空调, 321 台客厅空调, 是本研究的分析对象。本研究中的主要研究参数为空调的设置温度与室内温度, 其中设置温度数据来源于用户的操作记录, 室内温度数据来源于位于空调回风口处的温

度传感器: NTC 热敏电阻, 采样精度 0.1℃, 采样间隔 1 分钟。统计分析中的研究周期为供冷季 2016 年 5 月至 9 月, 聚类分析中为了更好的反应夏季的空调使用特点, 研究周期为夏季典型月 2016 年 7 月至 8 月。本研究中所用的气象数据来源于相关气象网站。

由于监测平台的数据集较大, 在实际研究过程中, 需要对监测数据进行一定的统计处理, 主要包括三个方面:

(1) 在设置温度与室内温度的统计分析中, 以设备 id 作为分组对象, 以研究周期里的每一个研究日为聚合周期, 得到任一台空调在某日内的设置温度、室内温度的统计特征值;

(2) 在启动温度、关闭温度的统计分析中, 需对监测参数进行逻辑判断, 确定开/关发生的时刻, 从而确定动作发生时刻的室内温度;

(3) 在聚类分析中, 以设备 id 作为分组对象, 以整个研究周期为聚合周期, 得到设置温度、室内温度、开启频次的统计特征值。

最后得到一共 61325 个运行日、72772 次开启/关闭数据以供统计分析, 得到 1281 台设备的 1281 条夏季典型月的特征调控数据以供聚类分析。

2 统计分析

2.1 室外温度与空调开启率的关系

空调的日开启率(定义如下)随室外空气温度的变化图如图 1, 两者的关系近似呈 S 型曲线的分布关系: 室外温度处于 30~36℃ 时, 空调开启率随室外温度的升高快速增长, 空调开启率从 0.1 左右增加到了 0.7 左右, 而在室外温度小于 30℃ 或大于 36℃ 时, 空调开启率的增长随室外温度的升高较为缓慢, 室外温度小于 30℃ 时, 空调开启率主要集中在 0~0.1, 室外温度大于 36℃ 时, 空调开启率主要集中在 0.7~0.8。

$$\text{空调日开启率} = \frac{\text{当日开启空调数量}}{\text{该季节下开启空调总数量}} \times 100\%$$

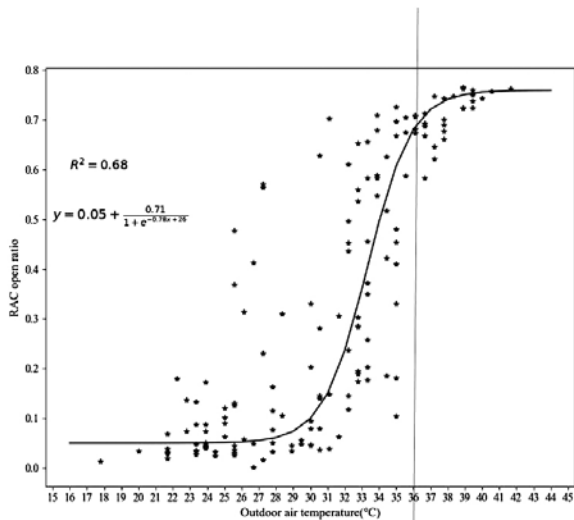


图 1 空调的日开启率随室外气象温度的变化图

2.2 设置温度的分布

空调的设置温度分布情况如图 2 所示，26℃ 是夏季使用最多的设置温度，使用比例达到了 25%，卧室的设置温度比客厅整体高出 1℃，卧室的主要设置温度分布在 25~27℃，客厅的主要设置温度分布在 24~26℃，且客厅在 < 26℃ 下的使用比例超过了 60%，卧室在 > 26℃ 下的使用比例超过了 30%，说明人员在客厅相比于在卧室期望更低的室内温度。

2.3 设置温度与室外温度的关系

设置温度随室外气象温度的关系如图 3 所示，当 $26^{\circ}\text{C} \leq T_w \leq 38^{\circ}\text{C}$ 时，设置温度随着 T_w 的升高，有略微升高的趋势，当 $T_w > 38^{\circ}\text{C}$ 时，设置温度随

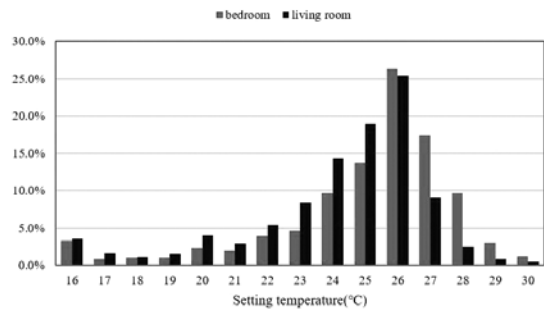


图 2 设置温度使用分布图

着 T_w 的升高，有降低的趋势。同时，当 T_w 越低，设置温度的分布越分散，且客厅空调的表现比卧室空调更明显，当 T_w 处于 32~38℃ 之间时，设置温度的分布最集中，卧室集中在 25℃、26℃ 附近，客厅集中在 24℃、25℃ 附近。

2.4 设置温度与室内温度的关系

表 1 空调运行时室内温度的分布

室内温度 /℃	卧室	客厅
≤ 20	0.1%	0.3%
(20.0, 21.0]	0.2%	0.7%
(21.0, 22.0]	0.4%	2.1%
(22.0, 23.0]	1.0%	4.2%
(23.0, 24.0]	2.9%	9.9%
(24.0, 25.0]	7.4%	17.2%
(25.0, 26.0]	16.2%	27.1%
(26.0, 27.0]	23.7%	23.1%
(27.0, 28.0]	22.2%	10.0%
(28.0, 29.0]	14.8%	3.6%
(29.0, 30.0]	6.8%	1.0%
> 30	4.3%	0.6%

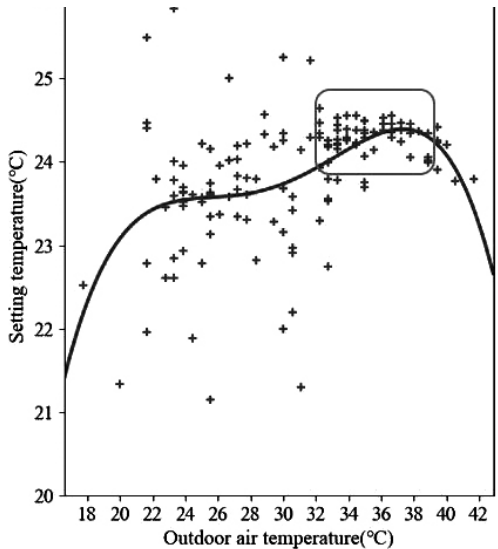
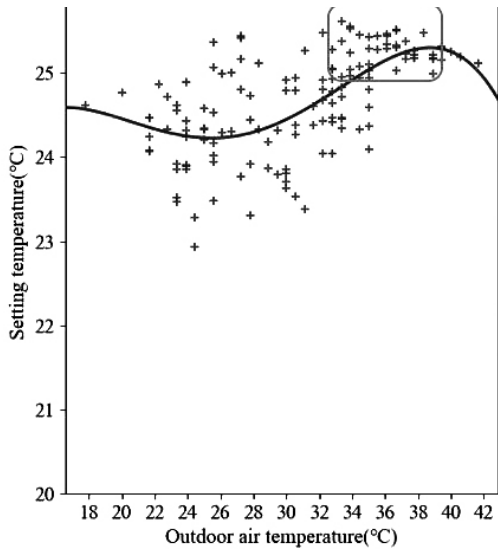


图 3 设置温度随室外气象温度的变化图

室内温度与设置温度的散点分布如图 4 所示, 无论对于卧室还是客厅, 当设置温度低到一定值时, 室内温度不再会随室外的下降而下降, 室内温度存在下限值, 且随着设置温度的降低, 室内温度的分布越分散, 不确定性越强。表 1 中表示了室内温度在不同区间下的占比, 可以发现室内温度的下限在 21~22℃ 之间, 室内温度低于 21℃ 的占比仅在 1% 左右, 卧室在空调运行时的室内温度主要在 25~29℃, 卧室的室内温度小于 24℃ 的占比只有 5%, 室内温度处于 24~29℃ 之间的占比达到了 84%, 客厅在空调运行时的室内温度主要在 24~28℃, 客厅的室内温度大于 28℃ 的占比不足 6%, 室内温度处于 23~28℃ 之间的比例达到了 87%。

由图 4 可知, 室内温度与设置温度存在差异, 于是将室内温度与设置温度的差值 ($T_n - T_{set}$) 视为整体, 观察其与设置温度的关系, 并表现在图 5 中, $T_n - T_{set}$ 与 T_{set} 之间存在比较明显的线性关系, 于是利

用线性回归, 得到设置温度与室内温度之间的关系:

对于卧室空调, 可估算出:

$$T_n - T_{set} = 0.8T_{set} + 22.04$$

对于客厅空调, 可估算出:

$$T_n - T_{set} = 0.71T_{set} + 18.56$$

从上述拟合式可估算出, 对于卧室, 当设置温度低于 27℃ 时, 室内温度无法再达到设置温度; 对于客厅, 当设置温度低于 26℃ 时, 室内温度无法再达到设置温度。

2.5 设置温度与设置风速的关系

设置温度与设置风速的关系表现在图 6 中, 无论对于卧室还是客厅, 高风下的设置温度分布整体低于低风和中风下的设置温度, 这说明, 对于偏爱低温的使用者, 他们同样偏好较高的设置风速以获取较强的吹风感。

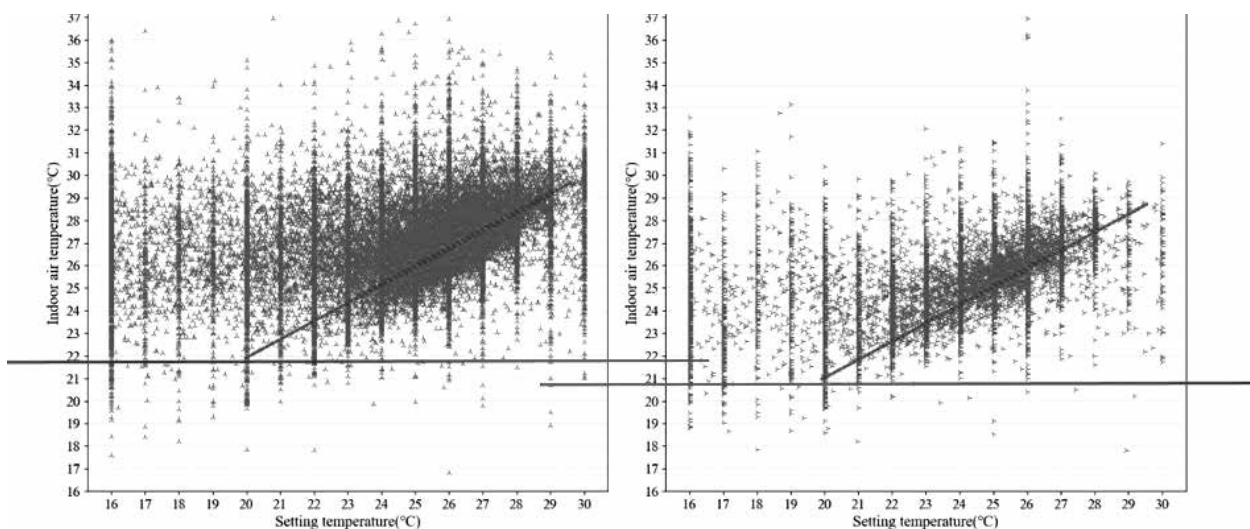
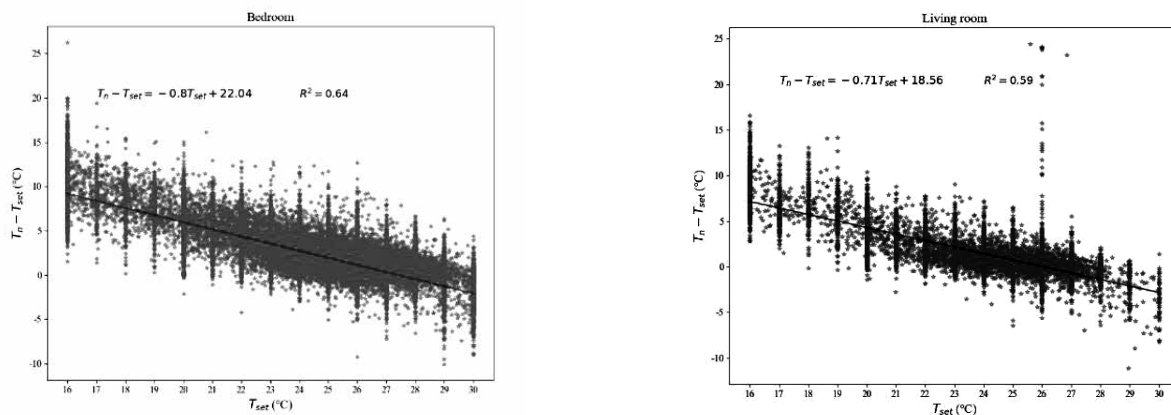


图 4 空调运行时室内温度与设置温度的散点分布图



(a) 卧室

(b) 客厅

图 5 空调运行时室内温度与设置温度的差值随设置温度的变化图

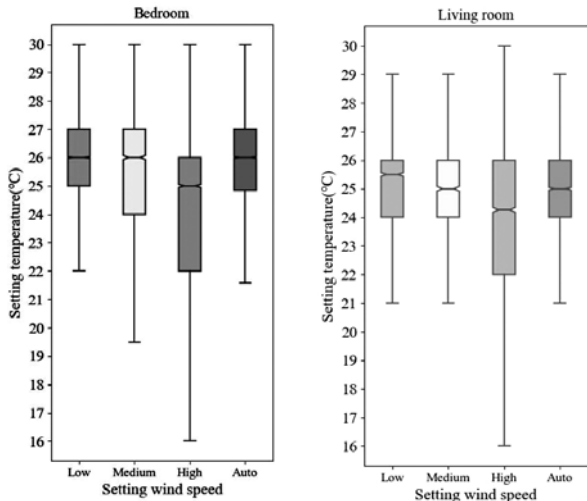


图6 不同设置风速下设置温度的分布箱线图

2.6 启动温度与关闭温度

空调的启动温度与关闭温度分布表现在图7与图8中,并将启动温度与关闭温度的相关统计数值表现在表2之中,客厅的空调启动温度在27~28℃

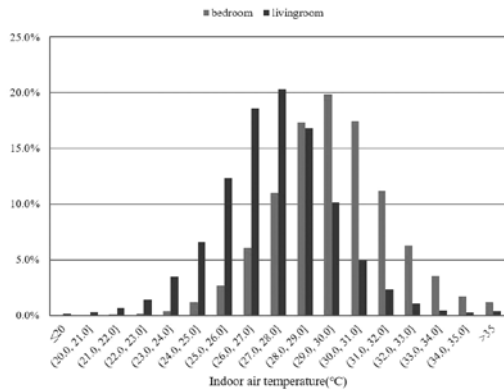


图7 空调启动温度的分布图

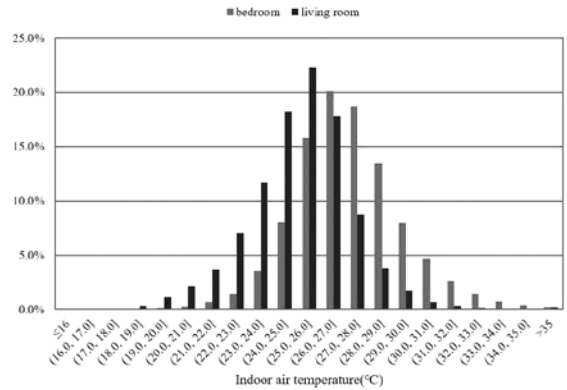


图8 空调关闭温度的分布图

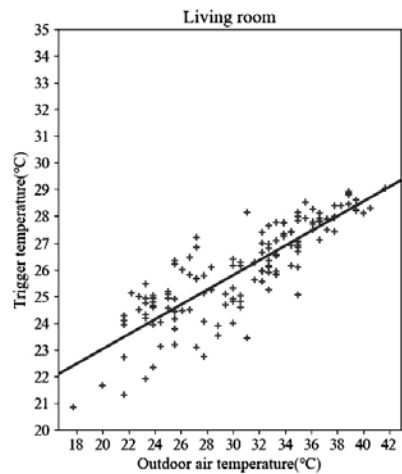
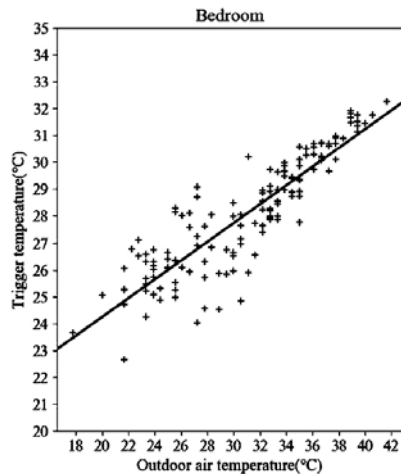


图9 空调启动温度随室外气象温度的变化

下的占比最多,平均值在27.4℃,卧室的空调启动温度在29~30℃下的占比最多,平均值在29.7℃,卧室空调与客厅空调的启动温度分布相似,卧室空调整体上的分布相对于客厅空调向右偏移了2℃;客厅空调的关闭温度在25~26℃的占比最多,平均值在25.2℃,卧室空调的关闭温度在26~27℃的占比最多,平均值在27.2℃。卧室空调的平均降温幅度为2.5℃,客厅空调的平均降温幅度为2.2℃。

表2 空调启动温度与关闭温度的统计汇总表

	卧室		客厅	
	启动温度 /℃	关闭温度 /℃	启动温度 /℃	关闭温度 /℃
25%	28.3	25.8	26.1	24
50%	29.6	27.1	27.4	25.3
75%	31	28.4	28.7	26.4
mean	29.7	27.2	27.4	25.2
std	2.16	2.2	2.27	2.27

将启动温度随室外气象温度的变化关系表现在图9中,可以发现,启动温度与室外温度呈明显的正相关关系,随着室外温度的升高,室内人员对自然状态下室内温度的忍耐程度越高,并且卧室的启动温度随室外气象温度的变化幅度大于客厅。

3 聚类分析

3.1 聚类数目 k 的选择

本研究从设置温度、室内温度、空调启动温度、设置温度使用个数、空调开启频次这几个方面，对空调在夏季的典型使用模式进行了分析。通过肘部法获取分别获取卧室空调与客厅空调的聚类数 k ，结果表现在上图中，对于卧室，取 $k=3$ 进行聚类分析，对于客厅，取 $k=4$ 进行聚类分析。

3.2 聚类结果可视化

TSNE降维算法常用于聚类分析结果的可视化，可将包含多维特征的聚类结果直观的表现于笛卡尔坐标系之中。于是，将聚类之后的数据集利用 TSNE 算法降维成 2 维后表现在图 11 中，可以发现无论对于卧室还是客厅，不同类别的差异性明显，不同簇之间具备较为明显的分界线，可以认为聚类效果较好，同时，可以发现，卧室的模式 2 与客厅的模式 2 都距离其余类别较远，说明无论对于卧室还是客厅，模式 2 的特征都与其他几个模式存在明显差异。

3.3 聚类结果分析

表 3 卧室空调的聚类中心汇总

	设置温度 /°C	室内温度 /°C	设置温度 个数	启动温度 /°C	开启频次
Pattern 1	25	26.7	1	29.7	39
Pattern 2	25	27.3	2	30	52
Pattern 3	26	28.5	1	31.3	34

表 4 客厅空调的聚类中心汇总

	设置温度 /°C	室内温度 /°C	设置温度 个数	启动温度 /°C	开启频次
Pattern 1	24	26	1	27.8	51
Pattern 2	24	25.3	2	27.2	57
Pattern 3	25	27.6	1	30	27
Pattern 4	21	24.5	1	26.7	51

将聚类后不同模式下各特征的分布表现在图 12 中，将不同模式的聚类中心表现在表 3 与表 4 中，并总结每类的特点：

(1) 卧室

模式 1 代表了对空调使用需求适中的人群：设置温度适中，主要分布在 24~26°C，室内温度主要

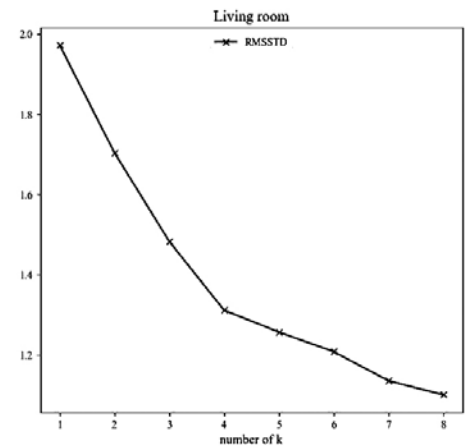
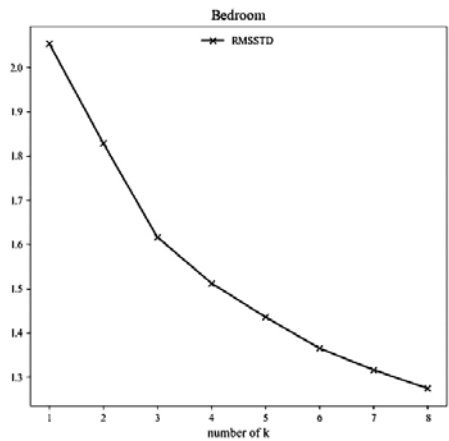


图 10 用肘部法确定 k 值的结果图

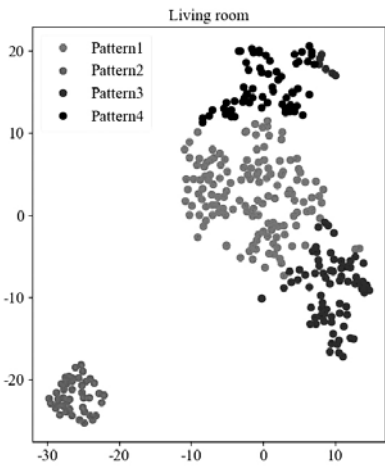
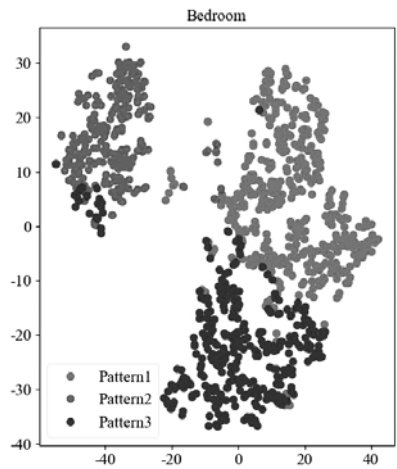
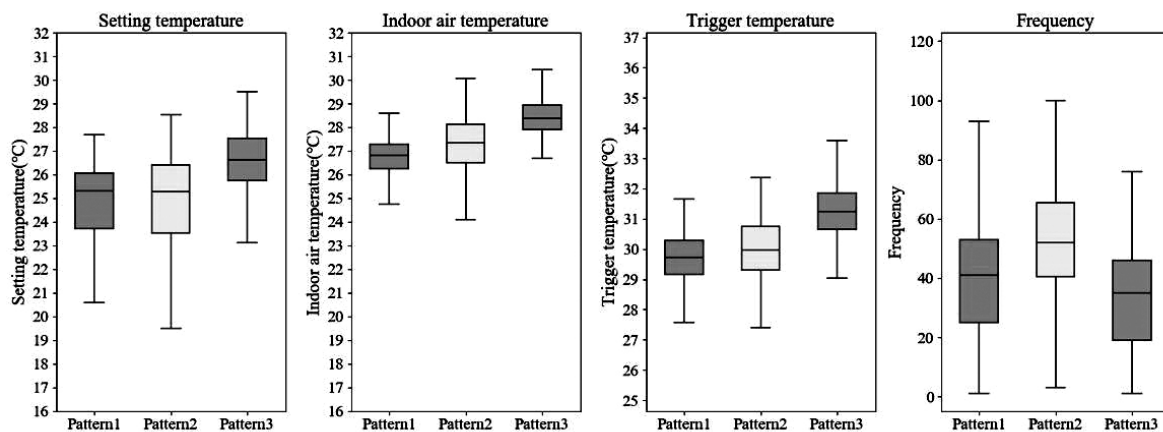
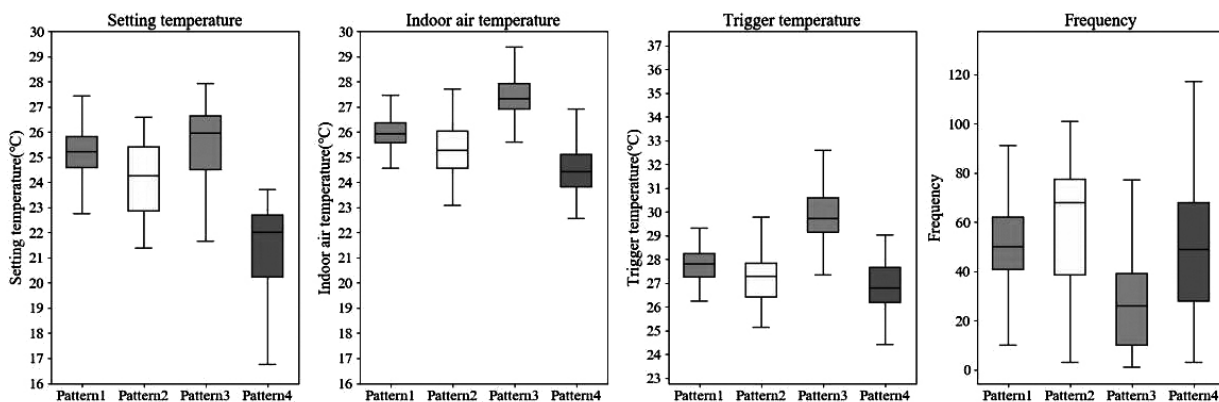


图 11 聚类结果的可视化图像



(a) 卧室



(b) 客厅

图 12 不同模式下的使用特征差异

分布集中在 26~27°C，对设置温度没有调节需求，相对于其余模式，空调开启阈值较低，启动温度主要分布在 29~30°C 之间，空调使用频次适中，两个月平均使用 39 次空调。

模式 2 代表了对空调使用需求较高且存在调节需求的人群：设置温度中偏低，主要分布在 23~26°C，室内温度分布在 26~28°C，对设置温度有调节需求，每天的使用过程中，会平均使用 2 个设置温度，空调开启阈值较低，启动温度主要分布在 29~31°C 之间，空调使用频次较高，两个月平均使用 52 次空调。

模式 3 代表了对空调使用需求较低的人群：设置温度较高，更偏向于大于 26°C 的设置温度，室内温度较高，集中在 28~29°C，对设置温度没有调节需求，空调开启阈值较高，启动温度主要分布在大于 30°C 的区间，空调使用频次较低，两个月平均使用 34 次空调。

(2) 客厅

模式 1 代表了对空调使用需求适中的人群：设置温度适中，主要分布在 25~26°C，室内温度集中在 26°C 附近，没有明显的调节需求，空调开启阈值处于适中水平，启动温度主要分布在 27~28°C 之间，空调使用频次较多，两个月平均使用 51 次空调。

模式 2 代表了对空调使用需求较高，且存在调节需求的人群：设置温度主要分布在 23~25°C，室内温度分布在 24~26°C，对设置温度有调节需求，每天的使用过程中，会平均使用 2 个设置温度，空调开启阈值较低，启动温度主要分布在 26~28°C 之间，空调使用频次较高，两个月平均使用 57 次空调。

模式 3 代表了对空调使用需求较低的人群：设置温度较高，主要分布在 24~27°C，室内温度集中在 27~28°C，对设置温度没有调节需求，空调开启阈值较高，启动温度主要分布在 29°C~31°C，空调使用频次最低，两个月平均使用 27 次空调。

模式 4 代表了对空调使用需求最高的人群：设置温度最低，主要分布在 20~23℃，室内温度集中在 23~25℃，对设置温度没有调节需求，空调开启阈值最低，启动温度主要分布在 26℃~28℃，空调使用频次较高，两个月平均使用 51 次空调。

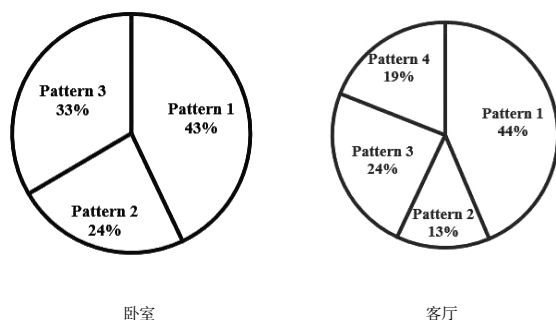


图 13 不同模式的分布比例

将不同模式的人群比例表现在上图中，对于卧室，三种模式的分布比例较为均衡，使用需求适中的模式 1 占比最多达到 43%，使用需求较高的模式 2 占比最少，但也达到了将近四分之一，使用需求较低的模式 3 占比正好达到三分之一；对于客厅，使用需求适中的模式 1 占比最多，达到了 44%，使用需求较高且存在调节需求的模式 2 占比最少，只有 13%，使用需求最低的模式 3 占比将近四分之一，使用需求最高的模式 4 占比接近 20%。

聚类结果的可视化图像中明显表现出卧室与客厅的模式 2 与其余类别距离较远，区别明显，而模式 2 无论在客厅还是卧室，对应的都是空调使用需求较高且存在调节需求的人群，而该模式的占比并不低，在卧室中占比达到 24%，在客厅中占比超过 10%，此类模式的行为在未来的研究中需引起注意。

4 局限

本研究中的室内温度的采集点位于空调的回风口处，与房间的实际室内温度可能存在一定的差异。另外，本研究中的分析数据是在原始的采集数据上做了一定的统计处理得到，可能会对结果造成一定影响。

5 结论

本文主要从空调的开启率、设置温度、启动温度、室内温度、开启频次这几个方面对空调器的使用特点进行了基本的统计分析聚类分析，主要得到下述结论：

(1) 空调的日开启率与室外气象温度呈 S 型曲线变化特征。

(2) 人员在客厅相较于在卧室偏好更低的设置温度与室内温度，空调运行时，卧室室内温度处于

24~29℃ 之间的占比达到了 84%，客厅室内温度处于 23~28℃ 之间的比例达到了 87%。

(3) 设置温度与室外气象温度有一定的关联，在一定的室外温度区间内，设置温度随室外温度的增加有升高的趋势。

(4) 无论对于卧室还是客厅，室内温度并不能完全匹配设置温度，室内温度存在下限，且随着设置温度的降低，室内温度偏离设置温度的可能性越大，室内温度的分布越分散，不确定性越强。

(5) 客厅的空调启动温度在 27~28℃ 下的占比最多，平均值在 27.4℃，卧室的空调启动温度在 29~30℃ 下的占比最多，平均值在 29.7℃，且启动温度与室外气象温度存在正相关关系。

(6) 根据人员对空调的使用需求，将卧室空调分成了 3 类模式，将客厅空调分成了 4 类模式。

参考文献

- [1] 国家统计局. 中国统计年鉴 2018 [M]. 北京: 中国统计出版社, 2018.
- [2] 李兆坚, 江亿, 魏庆芄. 北京市某住宅楼夏季空调能耗调查分析 [J]. 暖通空调, 2007(04):46-51.
- [3] 李兆坚, 谢德强, 江红斌, 等. 北京市住宅空调开机行为和能耗的实测研究 [J]. 暖通空调, 2014,44(02):15-20.
- [4] 李兆坚, 王凡, 李玉良, 吴飞. 武汉市住宅不同空调方案夏季能耗对比调查分析 [J]. 暖通空调, 2013,43(07):18-22.
- [5] 李兆坚, 刘建华, 田雨忠, 轩志勇. 福州市某小区住宅夏季空调能耗调查分析 [J]. 暖通空调, 2014,44(01):65-69.
- [6] SCHWEIKER M, SHUKUYA M. Comparison of theoretical and statistical models of air-conditioning-unit usage behaviour in a residential setting under Japanese climatic conditions[J]. Building and Environment, Elsevier Ltd, 2009, 44(10): 2137-2149.
- [7] SONG Y, SUN Y, LUO S, et al. Energy & Buildings Residential adaptive comfort in a humid continental climate - Tianjin China[J]. Energy & Buildings, Elsevier B.V., 2018, 170: 115-121.
- [8] TANIMOTO J, HAGISHIMA A. State transition probability for the Markov Model dealing with on/off cooling schedule in dwellings[J]. Energy and Buildings, 2005, 37(3): 181-187.
- [9] WU J, LIU C, LI H, et al. Residential air-conditioner usage in China and efficiency standardization[J]. Energy, Elsevier Ltd, 2017, 119:1036-1046.
- [10] REN X, YAN D, WANG C. Air-conditioning usage

conditional probability model for residential buildings[J]. Building and Environment, 2014, 81:172–182.

[11] ZAKI S A, HAGISHIMA A, FUKAMI R, et al. Development of a model for generating air-conditioner operation schedules in Malaysia[J]. Building and Environment, Pergamon, 2017, 122: 354–362.

[12] 简毅文, 李清瑞, 刘建. 住宅空调行为状况的实测分析 [J]. 暖通空调, 2013, 43(03):91–95.

[13] AL-MUMIN A, KHATTAB O, SRIDHAR G. Occu-

pants' behavior and activity patterns influencing the energy consumption in the Kuwaiti residences[J]. Energy and Buildings, 2003, 35(6):549–559.

[14] LIN Z, DENG S. A questionnaire survey on sleeping thermal environment and bedroom air conditioning in high-rise residences in Hong Kong[J]. Energy and Buildings, 2006, 38(11):1302–1307.

[15] 李兆坚. 北京市住户空调温度设定行为的案例实测分析 [J]. 暖通空调, 2018, 48(09):1–5.

基于双线性特性的变风量空调系统室内温湿度解耦控制

张 源, 高佳佳, 徐新华, 严 天

(华中科技大学 建筑环境与能源应用工程系, 湖北武汉 430074)

[摘 要] 变风量空调系统以其良好的节能性能和调节性能, 广泛应用于为建筑提供舒适的室内热湿环境。变风量空调系统的室内温湿度控制通常采用传统的比例积分 (PI) 控制算法, 通过调节送风量来追踪室内温度, 通过调节冷冻水流量来追踪室内湿度。然而, 由于空气处理机组中的传热和传质过程具有非常高的耦合性, 室内温湿度的控制效果往往并不是很好。本文基于室内温湿度变化的双线性特性, 提出了一种基于模型的变风量空调系统室内温湿度解耦控制方法。在本文提出的控制方法中, 双线性控制器通过调节送风量来追踪室内空气温度设定值, 送风含湿量控制器根据实时的湿负荷和室内空气湿度, 通过调节冷冻水流量来追踪室内湿度设定值。为了验证所提出控制方法的控制效果, 建立了变风量空调系统仿真平台。验证结果表明, 与传统的 PI 控制相比, 本文所提出的基于模型的串级控制方法能显著提高室内温湿度的控制的鲁棒性和精确度。

[关键词] 变风量空调系统; 室内温度控制; 室内湿度控制; 双线性控制; 基于模型的串级控制

0 引言

空调系统主要用于为建筑提供舒适的室内热湿环境^[1]。传统的空调系统大多只注重维持室内空气干球温度, 而对室内空气湿度并没有进行直接控制。然而, 湿度是影响热舒适和室内空气质量的重要因素^[2]。此外, 证据表明室内湿环境与健康问题密切相关^[3]。室内湿度过低会导致皮肤和喉咙干燥。室内湿度过高会导致霉菌生长, 引起呼吸不适和过敏。因此, 维持室内湿环境稳定在一个正常的水平是非常重要的。特别是在热湿气候区, 对室内空气进行除湿的需求往往比冷却的需求更大^[2]。

但是, 在空调系统中, 传热和传质是高度耦合的, 导致温度控制回路和湿度控制回路高度耦合。因此在温度之外添加湿度作为控制对象, 会大大增加开发合适控制方法的难度^[2]。同时控制室内温湿度的复杂性源于它由几个相互影响的子系统组成, 并且系统输入与输出之间存在非线性动力学关系^[4]。

近年来, 变风量空调系统因其良好的节能性能和调节性能越来越受欢迎^[5]。变风量空调系统一般通过调节送风量, 使送至空调区域的冷量始终满足冷负荷需求, 同时通过调节盘管内的冷冻水流量, 将送风温度控制在其设定值。在变风量空调系统中, 通常采用传统的 PI 控制算法, 通过对送风机频率和冷冻水阀开度的调节直接控制室内温度和湿度。然而, 在空调系统中, 传热和传质是高度耦合的, 传统 PI 控制器难以处理室内温湿度相互作用^[4]。此外, 整个控制过程的热惰性和湿惰性很大^[1], PI 控制器不能总是满足控制要求。由于缺乏适当的调谐, PI 控制器的控制性能会随运行条件的变化而发生显著变化, 受控回路

在某些时候可能会变得迟缓或振荡^[6-8]。

然而, 针对变风量空调系统的室内温湿度控制, 目前还没有成熟的控制算法。Yang et al.^[4]提出了一种基于神经网络 (NN) 模型的预测控制策略, 通过调节压缩机和送风机的转速来控制室内温度和湿度。实验结果表明, 与传统的 PI 控制相比, 基于神经网络模型的预测控制策略具有更好的调节性能。但是, 基于神经网络的预测控制器的控制范围是有限的。在已采集实验数据的系统工作点附近, 该控制器能够提供良好的控制效果。然而, 当空调区域的负荷组合发生变化时, 模型数据不匹配会使控制器失效, 导致控制效果变差。

针对变风量空调系统的室内温湿度控制, 本文提出了一种基于双线性特性的解耦控制方法, 旨在提高室内温湿度控制的鲁棒性和精确度。在本文提出的控制方法中, 双线性控制器通过调节送风机频率来追踪室内温度设定值, 同时送风含湿量控制器根据实时的湿负荷和室内湿度预测系统所需要的送风含湿量, 然后将该预测值作为设定值, 通过调节冷冻水阀的开度进行控制。通过这种控制方法, 控制过程响应更加及时, 可以显著提高室内温湿度控制的鲁棒性和精确度。

1 系统描述和控制方法

图 1 为典型的变风量空调系统。送风由空调区域回风和室外新风组成, 经由冷盘管冷却后送至空调区域调节室内热湿环境。系统根据实时测量的室内温度及其设定值, 通过调节送风机频率来控制室内温度, 同时根据实时测量的室内湿度及其设定值, 通过调节冷冻水阀的开度来控制室内湿度。

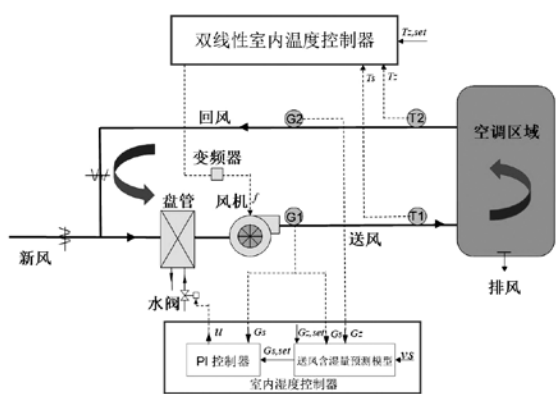


图1 典型的变风量空调系统及其控制原理图

通常情况下，变风量空调系统采用传统的PI控制算法，通过调节送风机频率和冷冻水阀开度直接追踪室内温湿度。然而，由于室内空气的热惰性性和湿惰性较大且体积较大，室内空气调节过程是一个缓慢的响应过程。这意味着使用传统的PI控制算法直接追踪室内温湿度是一个缓慢的响应过程。因此，传统的PI控制在实际系统对室内温湿度的控制效果往往不太理想。

如上所述，室内空气调节过程是一个缓慢的响应过程，但送风经过冷盘管时的空气处理过程响应较快。根据系统温湿度变化的动态特性，本文提出了一种基于双线性特性的解耦控制方法，如图1所示，旨在提高变风量空调系统室内温湿度控制的鲁棒性和精确度。该控制方法由双线性室内温度控制器、送风含湿量预测模型和PI控制器组成。其基本思想是将室内温度和冷负荷的变化转化为送风量的变化，将室内湿度和湿负荷的变化转化为送风含湿量的变化，然后通过调节送风机频率和冷冻水阀开度追踪送风量和送风含湿量。通过这种控制方法，控制过程的响应会更加及时，从而提高室内温湿度控制的鲁棒性和精确度。

本文所提出的控制方法的控制流程如图1所示。当负荷扰动作用于空调区域时，室内温度和湿度将发生变化。温度传感器同时测量实时的室内温度 T_z （通常在回风管中测量）和送风温度 T_s 。将该测量值输入到双线性室内温度控制器，并根据室内温度设定值 $T_{z, set}$ 计算下一时间步长所需要的送风量和风机频率。该频率信号用来调节送风机以改变送风量 v_s 。然后，湿度传感器同时测量实时室内含湿量 G_z （通常在回风管中测量）和送风含湿量 G_s 。将该测量值输入到送风含湿量预测模型，并根据室内含湿量设定值 $G_{z, set}$ 计算下一时间步长所需要的送风含湿量。将预测的送风含湿量输入PI控制器作为设定值 $G_{s, set}$ ，然后根据实时反馈的送风含湿量 G_s 计算冷

冻水阀开度 u 。该开度信号用来调节冷冻水阀以改变冷冻水流量 M_w ，从而实现室内温湿度控制。

2 控制算法

2.1 双线性室内温度控制器

由于空调区域采用混合通风，假设送风和室内空气混合均匀^{[9][10]}。在这种情况下，室内温度变化的动态过程可由式(1)表示^{[9][10]}。其中 C_z 为室内空气热容， C_a 为空气比热， ρ_a 为空气密度， V_z 为空调区域体积， q_z 为空调区域冷负荷。

$$C_z \frac{dT_z}{dt} = C_a \rho_a V_s (T_s - T_z) + q_z, C_z = C_a \rho_a V_z \quad (1)$$

双线性室内温度控制器根据式(1)的动态模型建立。首先，利用采样周期 h 将式(1)离散成式(2)，其中 k 表示当前时刻， α_1 和 α_2 为模型参数，可由式(3)计算获得。

$$T_{z,k+1} = T_{z,k} + \alpha_1 v_s (T_{s,k} - T_{z,k}) + \alpha_2 q_{z,k} \quad (2)$$

$$\alpha_1 = C_a \rho_a h / C_z, \alpha_2 = h / C_z \quad (3)$$

系统需要的送风量 $v_{r,k}$ 可以由式(4)进行计算^[11]，其中 $\zeta_{z,k}$ 是冷负荷的参数， $e_{z,k} = T_{z,k} - T_{z,set}$ 是室内温度追踪误差， γ 是用户自定义的参数，满足式(5)。

$$v_{r,k} = \frac{(1-\gamma)e_{z,k} + \alpha_2 \zeta_{z,k}}{\alpha_1 (e_{z,k} + T_{z,set} - T_{s,k})} \quad (4)$$

$$0 < \gamma < 1 \quad (5)$$

然后通过调节送风机频率来追踪预测的送风量 $v_{r,k}$ 。利用式(4)的预测模型，当对预测的送风量进行很好的追踪时，即 $v_{s,k} \approx v_{r,k}$ 时，室内温度控制的动态闭合回路将变为式(6)。可以看出，当达到稳定状态并且 γ 的选择满足式(5)时，室内温度追踪误差 $e_{z,k}$ 将趋近于零，即实现室内温度的控制。

$$e_{z,k+1} = \gamma e_{z,k} + \alpha_2 (q_{z,k} - \zeta_{z,k}) \quad (6)$$

在式(4)的预测模型中，冷负荷参数 $\zeta_{z,k}$ 的计算是一项主要任务。冷负荷会随着室外气象条件以及室内负荷条件的变化而变化，如室内人员的数量、运行的电气设备等。冷负荷是一个时变变量，准确预测当前的冷负荷 $q_{z,k}$ 非常困难。本文采用一种简单的冷负荷估算方法估算实时冷负荷大小，如式(7)所示，即根据循环空气的热平衡进行粗略的估算。式(7)是当 dT/dt 趋近于零时，由式(1)推导而来。

$$q_{z,k} = C_a \rho_a v_{s,k} (T_{z,k} - T_{s,k}) \quad (7)$$

考虑到测量工具的动态过程，可采用遗忘因子 λ 对式(7)估算的冷负荷值进行处理，使估算的冷

负荷更加平滑^[13]，如式(8)所示。 λ 的取值范围如式(9)。根据计算的实时冷负荷大小，可对冷负荷参数 $\zeta_{z,k}$ 进行在线更新，如式(10)所示。

$$\hat{q}_{z,k} = \lambda q_{z,k-1} + (1-\lambda)q_{z,k} \quad (8)$$

$$0 < \lambda < 1 \quad (9)$$

$$\zeta_{z,k} = \hat{q}_{z,k} \quad (10)$$

2.2 送风含湿量预测模型

室内含湿量变化的动态过程可由式(11)表示。其中 G_z 为室内空气含湿量； G_s 为送风含湿量； m_z 为空调区域湿负荷。

$$\rho_a V_z \frac{dG_z}{dt} = \rho_a v_s (G_s - G_z) + m_z \quad (11)$$

送风含湿量预测模型根据式(11)的动态模型建立。利用采样周期 h 将式(11)离散成式(12)， α_3 和 α_4 为模型参数，可由式(13)计算获得。

$$G_{z,k+1} = G_{z,k} + \alpha_3 v_s (G_{s,k} - G_{z,k}) + \alpha_4 m_{z,k} \quad (12)$$

$$\alpha_3 = h/V_z, \alpha_4 = h/\rho_a V_z \quad (13)$$

系统需要的送风含湿量 $G_{r,k}$ 可由式(14)进行计算，其中 $\theta_{z,k}$ 是湿负荷参数， $\delta_{z,k} = G_{z,k} - G_{z,set}$ 是室内含湿量追踪误差， ε 是用户自定义的参数，满足式(15)。

$$G_{r,k} = \delta_{z,k} + G_{z,set} - \frac{(1-\varepsilon)\delta_{z,k} + \alpha_4 \theta_{z,k}}{v_{s,k} \alpha_3} \quad (14)$$

$$0 < \varepsilon < 1 \quad (15)$$

将 $G_{r,k}$ 作为送风含湿量设定值 $G_{s,set,k}$ ，然后PI控制器根据反馈的实时送风含湿量 $G_{s,k}$ 对水阀开度进行调节，将送风含湿量维持在设定值 $G_{r,k}$ 。根据式(14)的预测模型，当PI控制器能很好地追踪送风含湿量时，即 $G_{s,k} \approx G_{r,k}$ 时，室内含湿量控制的闭环过程的动态过程可以写成式(16)的形式。可以看出，如果 ε 的选择满足式(15)，且 $\theta_{z,k}$ 足够靠近实际的湿负荷 $m_{z,k}$ ，室内湿度达到稳态时室内含湿量追踪误差 $\delta_{z,k}$ 将趋近于零，即实现室内湿度的控制。

$$\delta_{z,k+1} = \varepsilon \delta_{z,k} + \alpha_4 (m_{z,k} - \theta_{z,k}) \quad (16)$$

在式(14)的预测模型中，计算湿负荷参数 $\theta_{z,k}$ 是一项主要任务。湿负荷会随着室外气象条件和室内湿负荷条件的变化而变化，比如室内人员的数量。由于湿负荷是一个时变变量，准确预测当前的湿负荷

$m_{z,k}$ 非常困难。本文采用一种简单的湿负荷估算方法估算实时湿负荷大小，如式(17)所示，即根据循环空气的质量平衡进行粗略的估算。式(17)是当 dT/dt 趋近于零时，由式(11)推导而来。

$$m_{z,k} = \rho_a v_{s,k} (G_{z,k} - G_{s,k}) \quad (17)$$

考虑到测量工具的动态过程，可采用遗忘因子 σ 对式(17)估算的湿负荷值进行处理，使估算的湿负荷更加平滑^[1]，如式(18)所示。 σ 的取值范围如式(19)。根据计算的实时湿负荷大小，可对湿负荷参数 $\theta_{z,k}$ 进行在线更新，如式(20)所示。

$$\hat{m}_{z,k} = \sigma m_{z,k-1} + (1-\sigma)m_{z,k} \quad (18)$$

$$0 < \sigma < 1 \quad (19)$$

$$\theta_{z,k} = \hat{m}_{z,k} \quad (20)$$

3 控制效果测试

3.1 边界条件

为了评估所提出的控制方法的控制效果，建立了变风量空调系统动态仿真模拟平台。该仿真平台使用瞬态模拟软件TRNSYS (TRNSYS 2004) 建立。相关的组件包括建筑模型，盘管模型，风机模型，水阀模型以及传感器和执行器模型等辅助模型。其中建筑房间以普通大空间办公室为例，房间面积196m²，层高3m。变风量空调系统将室内温湿度维持在用户预定义的设定值，如图1所示。空调系统设计风量为3000m³/h，设计冷冻水供水流量和温度分别为0.86kg/s和7℃。

以夏季典型日为例对所提出的控制方法的控制效果进行评估。测试日的室外空气温度和相对湿度的变化曲线如图2所示。图3给出了测试日的室内得热量和得湿量变化。需要注意的是，室内得热量和得湿量在12:00到14:00期间会发生剧烈变化，这是由于大多数人员在此期间外出吃饭午休。空调系统运行时间为8:00至18:00，所提出的控制算法的采样间隔为15s。

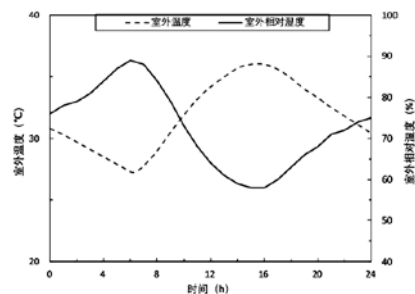
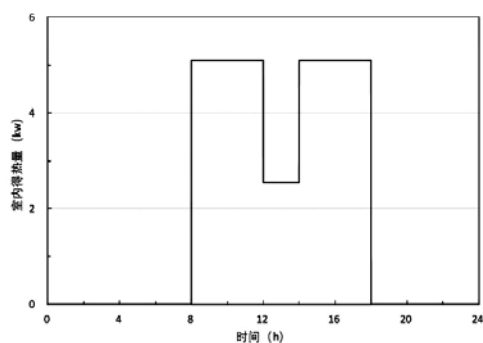
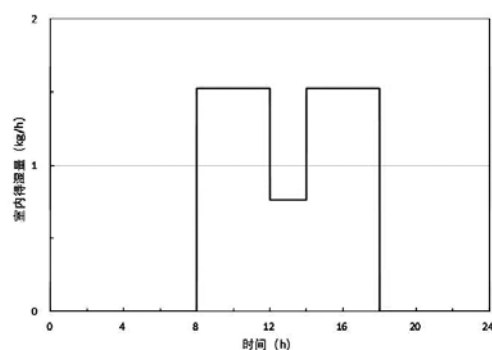


图2 室外空气温度和相对湿度变化曲线

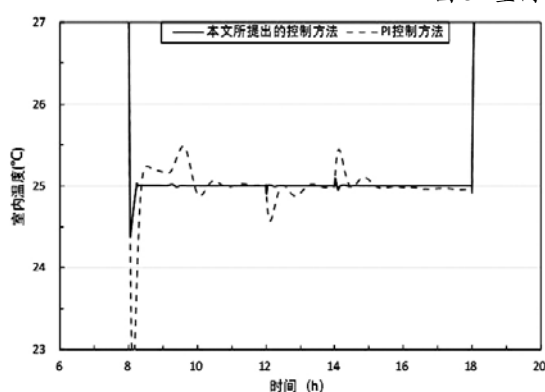


(a) 室内得热量

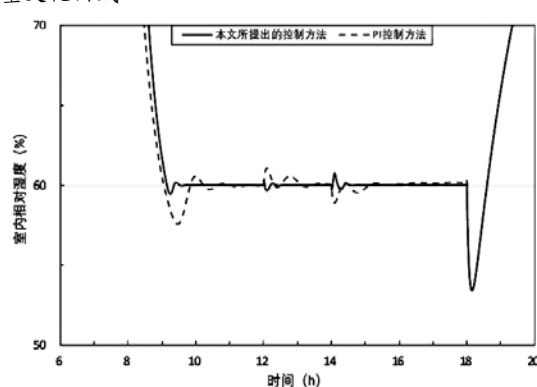


(b) 室内得湿量

图3 室内得热量与得湿量变化曲线



(a) 室内温度



(b) 室内相对湿度

图4 夏季典型日不同控制方法室内温度和相对湿度控制效果对比

对于所提出的控制算法，需要指定的参数为双线性室内温度控制器的用户自定义参数 γ 和遗忘因子 λ ，送风含湿量预测模型的用户自定义参数 ε 和遗忘因子 σ ，以及PI控制器的控制参数 K_p 和 T_i 。 γ 、 λ 、 ε 和 σ 的选择受到式(5)、(9)、(15)和(19)描述的可行范围的限制。通常， γ 和 ε 越小，系统响应越快，但容易发生震荡； λ 和 σ 越大，估算的负荷参数越平滑，但负荷变化的响应越慢。

本测试中，取 $\gamma=0.6$ ， $\lambda=0.8$ ， $\varepsilon=0.6$ ， $\sigma=0.8$ 。送风湿度PI控制器的控制参数 K_p 和 T_i 根据系统的阶跃响应实验确定，取 $K_p=1$ 和 $T_i=180s$ 。

3.2 控制效果评价

在本次测试中，室内空气温度和相对湿度的设定值分别为25°C和60%。图4给出了分别使用所提出的控制方法和传统的PI控制方法时室内温度和相对湿度的控制效果。可以看出，所提出的控制方法可以很好地将室内温度和相对湿度维持在设定值，并且当午休期间冷负荷和湿负荷发生剧烈变化时，所提出的控制方法仍能很好地抵抗室内得热量和得湿量的干扰并快速达到室内温度和相对湿度的稳定控制。在测试日空调系统运行期间，室内温度和相对湿度平均绝对控制误差分别为0.01°C和1.64%。

当使用传统的PI控制直接追踪室内温度和相对湿度时，即一个PI控制器通过调节送风机频率追踪室内温度，另一个PI控制器通过调节水阀开度追踪室内含湿量。设置PI控制参数 $K_p=5$ ， $T_i=150s$ ，已在测试日经过很好的调整。可以看出，传统PI控制的控制效果不是很好。当午休期间冷负荷和湿负荷发生剧烈变化时，传统的PI控制器无法快速响应，从而导致室内温度和相对湿度波动很大。在测试日空调系统运行期间，室内空气温度和相对湿度平均绝对控制误差分别为0.13°C和1.71%。

图5给出了夏季典型日分别采用本文所提出的控制方法和传统的PI控制方法时风机频率控制信号的变化曲线。可以看出，当采用本文所提出的控制方法时，风机频率对冷负荷的剧烈变化响应迅速。这主要是因为所提出的控制方法将室内温度和冷负荷的变化直接转化为送风量的变化，而风机频率对送风量的变化响应较快。采用传统PI控制方法直接控制室内温度时，风机频率对冷负荷的剧烈变化响应较为缓慢，这主要是因为传统的PI控制不能对冷负荷的变化直接作出响应，冷负荷的变化首先引起室内温度的变化，然后PI控制器才能作出响应。这是一个大滞后过程。

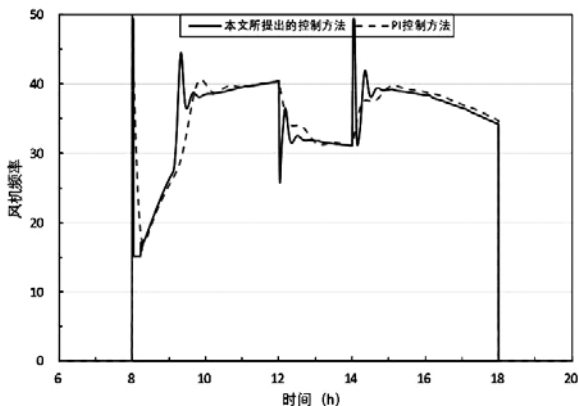


图5 夏季典型日不同控制方法风机频率调节过程

图6 给出了夏季典型日分别采用本文所提出的控制方法和传统PI控制方法时冷冻水阀开度控制信号的变化曲线。可以看出,当采用本文所提出的控制方法时,冷冻水阀对湿负荷的剧烈变化响应迅速。这主要是因为所提出的控制方法将室内相对湿度和湿负荷的变化直接转化为送风含湿量的变化,而冷冻水阀对送风含湿量的变化响应较快。采用传统PI控制方法直接控制室内相对湿度时,冷冻水阀对湿负荷的剧烈变化响应较为缓慢,这主要是因为传统的PI控制不能对湿负荷的变化直接作出响应,湿负荷的变化首先引起室内相对湿度的变化,然后PI控制器才能作出响应,这是一个大滞后过程。

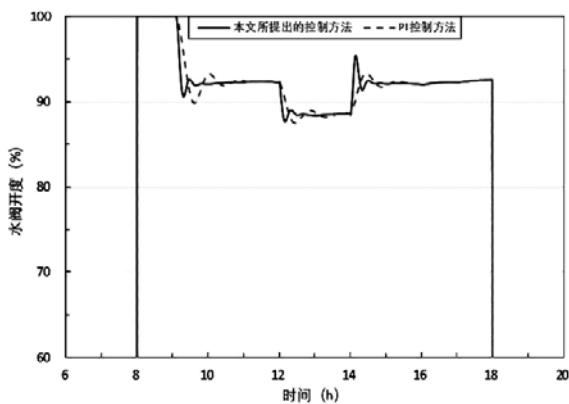


图6 夏季典型日不同控制方法冷冻水阀开度调节过程

图7 给出了采用本文所提出的控制方法时送风含湿量的变化过程。可以看出,当湿负荷条件发生剧烈变化时,送风含湿量预测模型响应迅速以获得相应的送风含湿量设定值。在所提出的控制方法中,PI控制器可以很好地追踪送风含湿量设定值,尽管在湿负荷条件发生剧烈变化的地方出现了一些滞后。这是实现室内相对湿度精准控制的关键点。

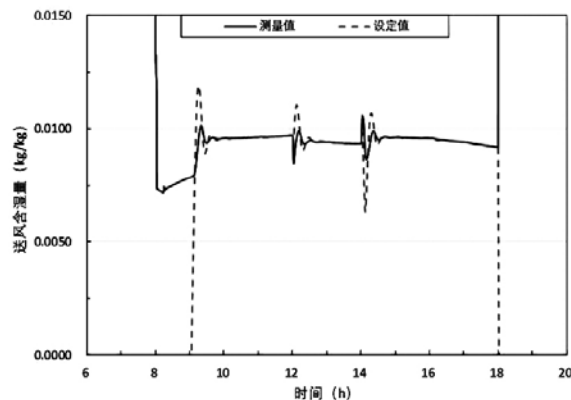


图7 夏季典型日串级控制时送风含湿量变化过程

4 结论

针对变风量空调系统的室内温湿度控制,本文提出了一种基于模型的解耦控制方法,旨在提高室内温湿度控制的鲁棒性和精确度。该控制方法由双线性室内温度控制器、送风含湿量预测模型和PI控制器组成。双线性室内温度控制器通过调节送风机频率来追踪室内温度设定值;送风含湿量预测模型根据实时的湿负荷条件和室内湿度,预测出系统所需要的送风含湿量,PI控制器通过调节冷冻水阀的开度来追踪所预测的送风含湿量。进一步利用TRNSYS软件建立变风量空调系统的动态仿真平台,以测试所提出控制方法的控制效果。测试结果表明,与传统的PI控制相比,本文所提出的控制方法具有更好的动态调节特性和负荷跟踪能力。在夏季典型日,室内温度和相对湿度得到很好的控制。本文提出的控制方法控制参数少,易于设定,因此在实际的变风量空调系统中具有很大的应用潜力。

参考文献

- [1] Jiajia Gao, Xinhua Xu, Xiuming Li, Jili Zhang, Yuan Zhang, Gongda Wei, Model-based space temperature cascade control for constant air volume air-conditioning system, Building and Environment. 145(2018) 308–318.
- [2] Xiangguo Xu, Ziwen Zhong, Shiming Deng, Xiaobo Zhang, A review on temperature and humidity control methods focusing on air-conditioning equipment and control algorithms applied in small-to-medium-sized buildings, Energy and Buildings. 162 (2018) 163–176.
- [3] Nan Wang, Jiangfeng Zhang, Xiaohua Xia, Desiccant wheel thermal performance modeling for indoor humidity optimal control, Applied Energy. 112(2013) 999–1005.
- [4] Qinmin Yang, Jianhua Zhu, Xiangguo Xu, Jiangang Lu, Simultaneous control of indoor air temperature and

humidity for a chilled water based air conditioning system using neural networks, *Energy and Buildings*. 110 (2016) 159–169.

[5] X. Xu, S. Wang, G. Huang, Robust MPC for temperature control of air-conditioning systems concerning on constraints and multi-type uncertainties, *Build. Serv. Eng. Res. Technol.* 31(1)(2010)39–55. in air-conditioning systems, *Contr. Eng. Pract.* 13(6)(2005) 689–698.

[6] T.I. Salsbury, A survey of control technologies in the building automation industry, *IFAC Proc. Vol.* 38(1) (2005)90–100.

[7] G. Huang, S. Wang, X. Xu, Robust model predictive control of VAV air-handling units concerning uncertainties and constraints, *HVAC R Res.* 16(1)(2010)15–33.

[8] G. Huang, S. Wang, Two-loop robust model predictive control for the temperature control of air-handling units, *HVAC R Res.* 14(4)(2008)565–580.

[9] C.P. Underwood, *HVAC Control Systems: Model-*

ling, Analysis and Design, E&RN Spon, London & New York, 1999.

[10] S. Yuan, R. Perez, Multiple-zone ventilation and temperature control of a singleduct VAV system using model predictive strategy, *Energy Build.*38(2006) 1248–1261.

[11] G. Huang, Model predictive control of VAV zone thermal systems concerning bilinearity and gain nonlinearity, *Contr. Eng. Pract.* 19(7)(2011)700–710.

[12] T.N. Aynur, Y. Hwang, R. Radermacher, Integration of variable refrigerant flowand heat pump desiccant systems for the cooling season, *Appl. Therm. Eng.* 30(8–9) (2010) 917–927, <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.01.002>.

[13] S. Wang, X. Jin, Model-based optimal control of VAV air-conditioning system using genetic algorithm, *Build. Environ.* 35 (2000) 471–487.

街区尺度微气候对建筑冷负荷的影响分析

杨涤非

(清华大学建筑设计研究院有限公司, 北京 100084)

[摘要] 利用区域能耗模拟软件 CitySIM 对局地微气候进行模拟, 提取建筑表面温度导入 CFD 模拟软件 OpenFOAM, 从而获得较为精确的建筑外表面对流换热系数, 并再次导入 CitySIM, 量化微气候对建筑冷负荷的影响。结果显示了当前常见能耗模拟软件在处理风速上的局限性, 因此导致计算结果的偏差。模拟结果可为街区规划和能耗分析预测提供依据。

[关键词] 微气候; 建筑能耗; 耦合模拟

0 引言

伴随着全球经济的发展和人口增长, 到 2040 年, 能源需求将出现 30% 的大幅提升。尽管可再生能源在近几年表现出显著增长, 化石能源仍占据着全球一次能源消费的主流。建筑消耗了约三分之一的能源, 其中 60% 用于供暖、制冷及生活热水。此外, 城市化的推进将农村人口移向城市, 联合国预测至 2050 年, 66% 的人口将生活在城市^[1]。城市化带来的高密度开发将引起相应的能耗需求增长, 因此, 建筑能耗有一定的节能潜力。

由于地表特征的变化和人类活动产生的热量, 城市区域相较未开发或乡村有明显的温升, 即热岛效应。在欧洲和美国, 观测到的热岛效应分别为 8℃ 和 12℃^[2]。

因此, 建筑冷负荷有相应的增长。研究显示, 每摄氏度温升将导致 0.45% 至 4.6% 的用电峰值增长, 总用电量的增长则从 0.5% 到 8.5% 每摄氏度不等^[3]。此外, 全球气候变暖和本地条件相耦合, 将放大城市热岛效应的影响, 最终导致城市地区的温度上升高于乡村区域^[4]。考虑到城市热岛效应、全球气候变暖及其相互作用, 通过被动式设计策略降低制冷能耗的需求愈发强烈。

基于上述因素, 建筑能耗需求和城市微气候的关系这一课题受到广泛关注和研究, 并总结出了一系列设计策略, 如: 调整街区型式、利用景观植被、水体和高反射涂料等。然而, 当前研究主要关注空气温度和太阳辐射, 并在一定程度上对风场进行了简化。此外, 风场分析通常基于 5m/s 的速度进行, 这一假设过高估计了街区内的实际风速, 且忽略了同一天内的风速变化。

本文基于 Allegrini^[5-6] 的研究思路, 对 CFD 模拟软件和能耗模拟软件进行双相耦合, 模拟考虑了太阳辐射、城市表面和天空的长波辐射、建筑室内负荷及来自气象数据的温湿度和风速。此外, 为了简化模型, 窗和遮阳设施不在考虑范围内。

1 模拟工具的选用

建筑能耗模拟软件已广泛应用于建筑能源表现的预测、分析与优化。由于 CitySIM 可对建筑间的长波辐射进行模拟, 且可以直接输出建筑外表面温度, 选用 CitySIM 作为能耗模拟软件。

CitySIM 基于 SUNtool, 由瑞士洛桑联邦理工学院的太阳能与建筑物理实验室开发, 用于模拟城市尺度的建筑能耗。尽管 CitySIM 使用简化的传热模型, 软件也在 2015 年通过建筑能耗模拟测试, 其结果的可靠性已得到验证^[7]。

CitySIM 的对流换热系数计算采用 McAdams 方程^[8]:

$$h = 2.8 + 3U \quad (1)$$

式中, h 为对流换热系数, U 为风速。

由于 CitySIM 不能对本地风场进行模拟, 对流换热通常参照式 (1), 基于气候文件中的风速进行。因此, 基于 CFD 模拟的对流换热系数将通过式 (2) 导入 CitySIM:

$$h = aU^b + c \quad (2)$$

CFD 模拟选用开源 CFD 软件 OpenFOAM, 模拟采用基于雷诺平均 N-S 方程的湍流模型。大气边界层气流模型参照下列公式进行定义:

$$k = \frac{(U^*)^2}{\sqrt{c_\mu}} \quad (3)$$

$$\varepsilon = \frac{(U^*)^3}{\kappa(z+d+z_0)} \quad (4)$$

$$U^* = \kappa \frac{U_{ref}}{\ln\left(\frac{z_{ref}+z_0}{z_0}\right)} \quad (5)$$

式中, k 为湍流动能; ε 为湍流耗散率; C_μ 为湍流粘性系数; Z_{ref} 为参考高度; U_{ref} 为 Z_{ref} 处的参考风速; κ 为 0.42。

2 模型设置

为模拟城市微气候和建筑冷负荷的关系,建模包含三栋南北向建筑,分别为3层、4层和5层,每层层高3.5m,东西向进深15m,南北向长度为120m且平均分为三段。此长度的选用旨在模拟实际城市建筑的多栋排列状态,并尽可能削弱南、北侧气流变化造成的影响。建筑间距离为15m,地面和建筑周边30米范围设为沥青路面。为便于能耗模拟软件和CFD软件的耦合,建筑未设置门窗和遮阳。

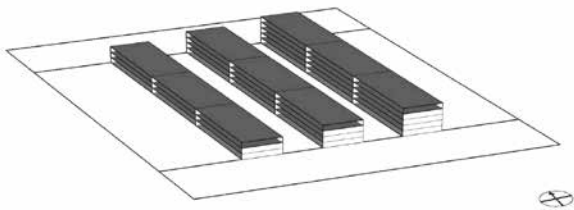


图1 CitySIM模型

本文假定建筑类型为办公建筑,人员作息与室内负荷参照瑞士建筑标准设置如下^[9]:

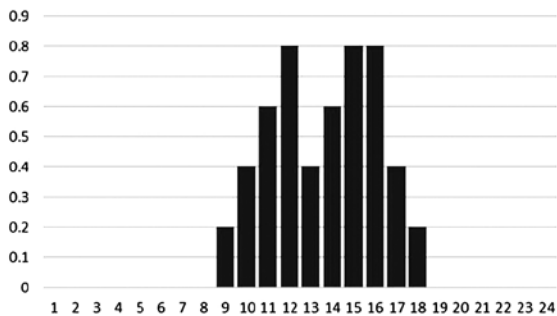


图2 人员作息
表1 室内负荷

	设备 (W/m^2)	照明 (W/m^2)
办公建筑	2	6.24

此外,为比较新旧建筑不同围护结构对微气候和冷负荷的影响,围护结构参数设置如下:

表2. 围护结构参数

	厚度/m	传热系数 ($\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$)	反射率
新建建筑	墙	0.357	0.25
	屋顶	0.28	0.29
	楼板	0.39	0.296
老旧建筑	墙	0.28	0.51
	屋顶	0.23	0.51
	楼板	0.39	0.296
地面			0.2

CFD模型中,计算域参照城市模拟指导^[10]进行,建筑西侧扩展 $5H$,东侧 $15H$,高度延伸 $8H$,南北两侧各扩展 $8H$,此处 H 取最高建筑高度,即17.5m。总计算域为 $440\text{m}\times 420\text{m}\times 150\text{m}$ 。

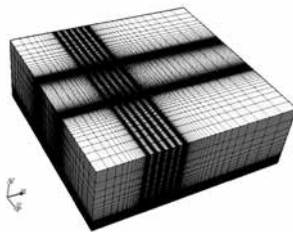


图3 计算域与网格划分

同时,为平衡计算精度与计算时间,经网格敏感度分析方法,总网格数定为1,706,239。

考虑夏季盛行风向,模拟假定风向为西风,风速、温湿度等气象参数由软件Meteonorm生成。参考高度为10m,城市地表粗糙度为0.1。

3 耦合过程

耦合模拟过程参照图4:首先, CitySIM模拟产生的建筑表面温度将导入OpenFOAM作为边界条件,并由OpenFOAM计算出表面的换热量,以此计算各表面的对流换热系数,并导入CitySIM进行冷负荷计算和表面温度计算,至此为初次耦合。将初次耦合得出的表面温度导入OpenFOAM,并重复上述过程,此次计算结果为二次耦合。

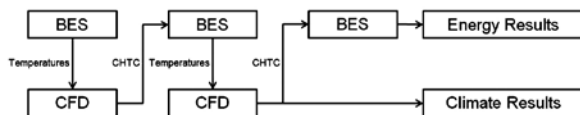


图4 耦合模拟过程示意^[11]

在本文中,苏黎世作为温带气候的代表,上海则代表具有炎热夏季的亚热带气候区。苏黎世的最高气温出现在七月二十一日,因此, CitySIM计算整个七月的能耗情况,并以二十一日建筑表面温度作为OpenFOAM的边界条件。同时,为确保太阳辐射的一致性,上海也选择七月二十一日建筑表面温度作为CFD的边界条件。同时,为保证能耗模拟和CFD分析的一致性, CitySIM所用气象参数的风向也被改为西风。此外,原始气象参数气温与观测得到的城市热岛效应强度相加,作为考虑了城市热岛效应的气象参数,单独进行模拟^[12-13]。

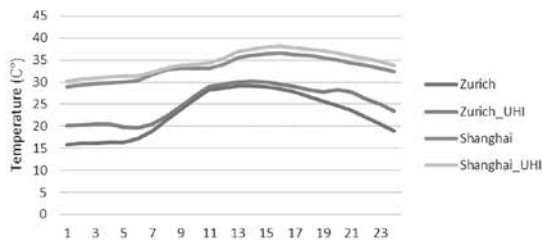


图5 7月21日城市气温
(UHI代表加上热岛强度观测值的城市气温)

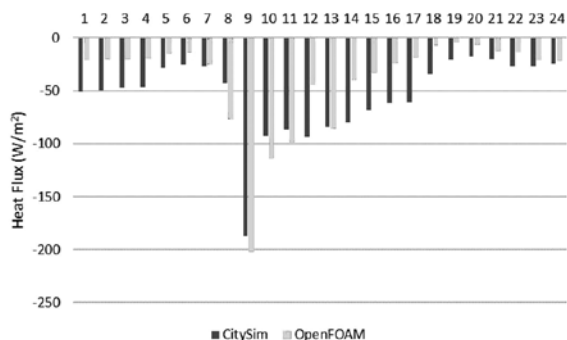
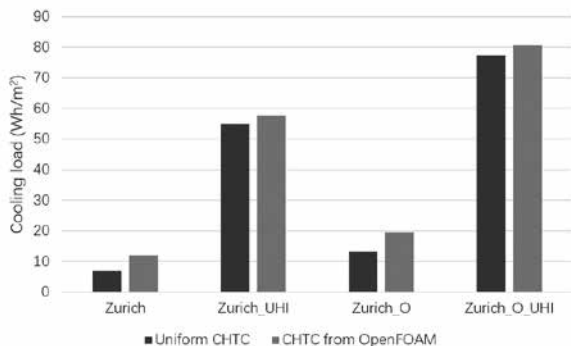


图6 CitySIM 和 OpenFOAM 的对流换热结果

图8 不同气候和围护结构的日均冷负荷对比
(O代表老旧建筑, UHI代表考虑当地热岛效应强度)

4 结果分析

由于 CitySIM 采用统一的对流换热系数, 而 OpenFOAM 对对流换热的计算基于局部风场。图 6 显示了由 CitySIM 和 OpenFOAM 分别计算的首层建筑对流换热热量:

此处的负值显示建筑向周边环境放热。总体而言, 由于 CitySIM 忽略了建筑群对风速的削弱作用, 因而获得了更大的换热量。在上午九点至下午五点间, 原始风速高于 1.2m/s, CitySIM 和 OpenFOAM 的模拟结果在部分时段相对接近。然而, 考虑到对流换热由周边气流速度以及建筑表面温度和空气温度的温差共同决定, 所以下午的对流换热相对降低是由于温差较小。因此, CitySIM 模拟得到的原始冷负荷将大于耦合后的负荷结果。

由于时间有限, 本文只对苏黎世进行了二次耦合模拟, 结果如图 7。由前文分析可知, CitySIM 采用气象参数进行对流换热模拟造成了对流换热量的过高估计。伴随着对流换热系数的降低, 建筑表面温度将会升高, 因而产生更多的长波辐射, 并增加二次耦合的冷负荷。一次耦合的结果显示了风速降低对冷负荷的影响, 二次耦合则体现了建筑表面温度和对流的作用。因此, 一次耦合结果高估了实际冷负荷。与使用原始气象数据的 CitySIM 结果相比,

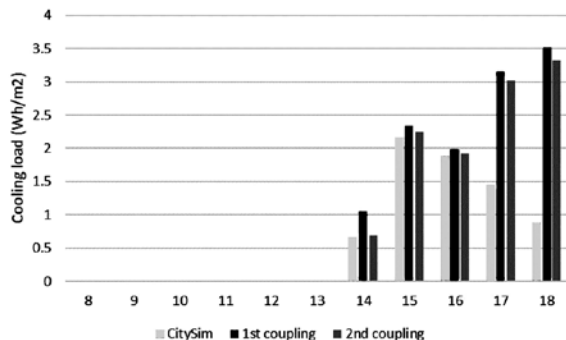
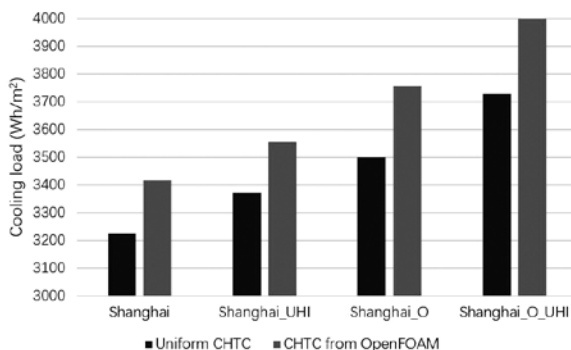


图7 苏黎世历次耦合冷负荷结果



一次耦合增加了 70.67% 的冷负荷, 而二次耦合的增长为 58.86%。

图 8 显示了不同气候条件和围护结构对冷负荷的影响。对于苏黎世这样的温带城市, 城市热岛效应对冷负荷造成的影响远大于围护结构。而对于上海这样的亚热带城市, 围护结构的影响则更大。另外, 耦合后的对流换热系数为上海的新建建筑带来了 5% 的冷负荷增长, 约 6.4Wh/m²; 老旧建筑的增长为 7%, 约 10Wh/m²。至于苏黎世, 考虑城市热岛强度的模拟带来了较大冷负荷增长, 对老旧建筑的冷负荷增量分别为 5.12Wh/m² 和 7.91Wh/m², 而未考虑热岛强度的新旧建筑则为 2.11Wh/m² 和 5.74Wh/m²。

5 小结

本文对建筑能耗和 CFD 进行了双向耦合模拟, 并分析了城市风场、气候条件和围护结构对冷负荷的影响, 并量化现今能耗模拟软件因对风场考虑不足而产生的对冷负荷的高估情况。因此, 应合理分析对流换热对负荷产生的影响, 从而优化建筑设计。

此外, 本次研究尚有以下局限:

首先, 未考虑热负荷。寒冷地区的能耗以热负荷为主, 而微气候适应性策略应平衡冷、热负荷所造成的能耗。

其次, 不设外窗导致大幅降低了太阳辐射得热,

相较实际建筑而言,同样会引起冷负荷模拟的偏差。

最后,作为常用节能策略的夜间自然通风的制冷效应未加考虑。

在未来的研究过程中,应考虑如何对模拟工况进行分析简化,从而降低单次分析的时间使用。而这一简化过程须综合考虑温度、长短波辐射、风速的变化,并选择有代表性的典型气象小时。

参考文献

- [1] UN, World Urbanization Prospects:2014 Revision, Available from: <https://esa.un.org/unpd/wup/Publications/Files/WUP2014-Report.pdf>
- [2] Littlefair, Paul J. (2000). Environmental site layout planning: Solar access, microclimate and passive cooling in urban areas. London: Building Research Establishment.
- [3] Santamouris, Mat. (2016). Urban climate mitigation techniques. London: Routledge.
- [4] Santamouris, M., Santamouris, C., Cartalis, A., Synnefa, D., & Kolokotsa, D. (2015). On the impact of urban heat island and global warming on the power demand and electricity consumption of buildings - A review. *Energy and Buildings*, 98, 119–124.
- [5] Allegrini, Dorer, & Carmeliet. (2012). Analysis of convective heat transfer at building façades in street canyons and its influence on the predictions of space cooling demand in buildings. *Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics*, 104-106, 464–473.
- [6] Allegrini, Orehounig, Mavromatidis, Ruesch, Dorer, & Evins. (2015). A review of modelling approaches and tools for the simulation of district-scale energy systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 52, 1391–1404.
- [7] Baratieri, M., Corrado, V., Gasparella, A., Patuzzi, F., Walter, E., & Kämpf, J. (2015). A Verification of City-Sim Results Using the BESTEST and Monitored Consumption Values.
- [8] Mirsadeghi, M, Cóstola, D, Blocken, BJE, & Hensen, JLM. (2013). Review of external convective heat transfer coefficient models in building energy simulation programs: Implementation and uncertainty. *Applied Thermal Engineering*, 56(1–2), 134–151.
- [9] SIA 2024, Standard-Nutzungsbedingungen für Energie- und Gebäudetechnik, SIA, Swiss Association of Engineering and Industrial Aerodynamic 104–106(2012)
- [10] Jorg Franke, Antti Hellsten, K. Heinke Schlunzen, Bertrand Carissimo. (2011). The COST 732 Best Practice Guideline for CFD simulation of flows in the urban environment: A summary. *Int. J. of Environment and Pollution*, 44(1/2/3/4), 419.
- [11] Scartezzini, J., Allegrini, J., Kämpf, J., Dorer, V., & Carmeliet, J. (2013). Modelling the Urban Microclimate and Its Influence on Building Energy Demands of an Urban Neighbourhood.
- [12] Jan Carmeliet, Slides from Course Urban Physics: Urban heat island, 2016
- [13] Tan, Jianguo, Zheng, Youfei, Tang, Xu, Guo, Changyi, Li, Liping, Song, Guixiang, . . . Chen, Heng. (2010). The urban heat island and its impact on heat waves and human health in Shanghai. *International Journal of Biometeorology*, 54(1), 75–84.

棱镜日光重定向系统采光在教室内照度模拟分析

蔺 鹏, 田 真

(苏州大学金螳螂建筑学院, 苏州 215123)

[摘 要] 本研究针对复合开窗系统分析了其模拟方法, 可利用 BSDF 数学模型有效的描述复合开窗系统光学物理特性。研究分析了当前国内外对采光效果的评价参数, 针对室内采光分布评价因素有所缺失的情况, 提出了采光分布系数概念, 以棱镜膜日光重定向系统与棱镜平板日光重定向系统这类复合开窗系统作为模拟研究对象, 分析了该复合开窗系统在不同太阳高度角影响室内光环境分布特征, 并对采光分布系数概念加以运用。

[关键词] 复合开窗系统; BSDF; 棱镜结构日光重定向系统; 采光分布系数

0 引言

随着照明技术与天然采光技术的发展, 对于室内采光环境的研究与评价也逐渐科学化, 并由静态评价标准向全年动态标准演化。天然光的有效利用可以减少照明用电能耗, 降低碳排放^[1]。通过设计复合开窗系统进行科学采光有着重要意义, 采光不足会带来疲劳和失眠, 扰乱人员昼夜节律, 降低工作效率^[2-4]; 而采光过渡则会引起眩光等影响视觉舒适度问题, 引起人员精神紧张、头痛等健康问题^[5,6], 天然采光与居住者的健康息息相关。对于大部分建筑来说, 侧窗采光作为主要的采光手段, 但建筑外墙往往是围护结构中性能最薄弱的部分^[7], 外窗能耗可占到建筑维护结构能耗的 50%^[8], 所以科学设计的复合开窗系统就显得尤为必要。复合开窗系统目前涵盖全部非镜面反射、可传输太阳辐射 (包含可见光) 的开窗系统, 其包括复合外遮阳系统、可调节百叶系统、网架金属结构透光系统, 以及棱镜结构日光重定向系统、高反射导光叶片百叶系统、多层复合玻璃平板等^[9]。通过复合开窗系统的调节, 不仅可以控制在不同太阳高度角和方位角下日照通过复合开窗系统进入室内的光通量, 还可以通过设计复合开窗系统几何形状和材质来重新定向太阳直射光, 并在一定的气候时段下选择性通过或阻隔太阳热辐射, 以降低室内的冷、热负荷^[10]。

如何描述复合开窗系统对于光以及太阳辐射的透射和反射特性, Klems 在 1994 年提出将 BRDF 与 BTDF 函数合并为 BSDF 函数, 有效使用 BSDF 数据集来描述复合开窗系统对光以及太阳辐射的双向散射性能^[11], BSDF 模型数学算法在目前大多数光

学模拟软件中都得以运用: Window6 目前可生成多层复合玻璃平板的 BSDF 模型^[12]; Radiance 包含 genBSDF 算法函数来生成特定几何模型的 BSDF 模型以及可以调用 BSDF 材料做光学模拟^[13]。BSDF 函数作为描述复合开窗系统模型有效的数学模型在计算机模拟中逐渐得到应用。

复合开窗系统导光、遮阳能力同样有助于提高室内光环境及热环境。复合开窗系统在建筑中的使用有利于营造良好的室内光环境, 也是作为目前及以后近零能耗房屋开窗系统的有力手段。由于对室内采光环境的评价受约于时间、气候、经纬度、遮挡物等多种因素, 对室内光环境的评价十分复杂, 所以目前国内外评价主要通过采光系数 (Daylight Coefficient)^[14]、有效采光照度 UDI (Useful Daylight Illuminance)、采光自主度 DA (Daylight Autonomy)^[15]、空间采光自主度 sDA (Spatial Daylight Autonomy)^[15-17] 等静态与动态多种评价参数, 然而对于室内光环境分布的均匀度评价标准却较为缺乏, 仅有采光系数均匀度, 其通过参考平面最小采光系数与平均采光系数之比来定义^[14], 这样在反映室内工作平面各点照度离散分布情况时会有欠缺。所以本次研究提出一种描述室内工作平面上各点照度值与总平均照度值离散关系的评价指标——采光分布系数, 通过数学逻辑运算, 旨在反应室内光环境整体平均性以及均匀性的评价指标。

本文通过计算机模拟手段建立普通教室模型, 通过使用棱镜膜日光重定向系统 (Micro-prism Film)、棱镜平板日光重定向系统 (Prismatic Panel) 两组复合开窗系统以及普通单层平板玻璃, 共三组开窗手段进行对照试验。采用 BSDF 数据集来描述复合开窗系统模型, 并浅谈 BSDF 数学模型及其原理。并提出采光分布系数, 以及运用采光分布系数来评价棱镜结构日光重定向系统对室内光环境所带来的影响。

基金项目: 本研究得到江苏省自然科学基金面上项目 (SBK2016021215), 苏州市科技局民生科技项目 (SS201730) 资助; 住房与城乡建设部建筑节能绿色建筑与能源综合利用项目 (2017-K1-010) 支持。

1 双向散射分布函数 (BSDF)

双向散射分布函数 (Bidirectional Scattering Distribution Function, BSDF) 由 Bartell, Dereniak 在 1980 年提出, 通过函数描述了一种折射材料接收到入射光后在反射面和透射面向各处散射的光学现象, 由于方向变量同时包含入射方向和散射方向, 故称之为双向三色分布函数。光线经过 BSDF 模型, 光线光路构成可分为五个部分: 单向反射、单向折射、BRDT (Bidirectional Reflectance Distribution Function, 双向反射分布函数)、BTDF (Bidirectional Transmittance Distribution Function, 投射散射分布函数)、吸收部分^[18] (图 1)。

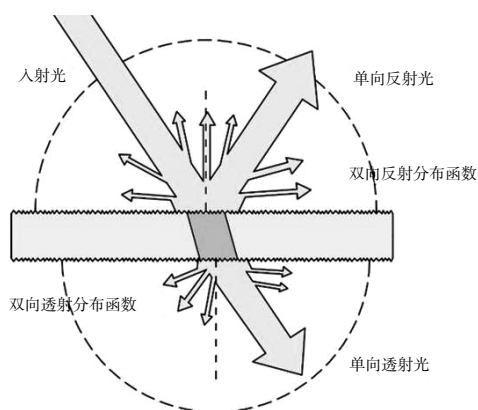


图 1 BSDF 光学分布图示

BSDF 函数公式为:

$$f_s(\omega_i, \omega_r, \vec{n}) = f_r(\omega_i, \omega_r, \vec{n}) + f_t(\omega_i, \omega_r, \vec{n}) \quad (1)$$

其中 $f_s(\omega_i, \omega_r, \vec{n})$ 是定义 BRDT 的函数, 具体公式为:

$$f_r(\omega_i, \omega_r, \vec{n}) = \frac{dL_r(\omega_r)}{dE_i(\omega_i)} = \frac{dL_r(\omega_r)}{(L_i(\omega_i) \cos \theta_i d\omega_i)} \quad (2)$$

$f_r(\omega_i, \omega_r, \vec{n})$ 是定义 BTDF 的函数, 具体公式为:

$$f_t(\omega_i, \omega_r, \vec{n}) = \frac{|\omega_i \cdot \vec{h}_t| |\omega_r \cdot \vec{h}_t|}{|\omega_i \cdot \vec{n}| |\omega_r \cdot \vec{n}|} \frac{\eta_t^2 (1-F)}{(\eta_i(\omega_i \cdot \vec{h}_t) + \eta_r(\omega_r \cdot \vec{h}_t))^2} \quad (3)$$

式中: ω_i 入射光方向; ω_r 反射光方向; $\vec{n}$ 入射点法向量; $L_r(\omega_r)$ 代表从反射光方向反射的光线的辐射亮度; $E_i(\omega_i)$ 代表从入射光线方向入射的光线的辐射照度; $\vec{h}_t$ 是投射半角向量; η_i 是入射侧介质的折射率; η_r 是反射侧介质的折射率; F 是非涅尔项。(公式来源 [19])。在 BSDF 中, 虽然有五部分定义, 但均满足能量守恒定律, 即入射光线的光通量等于散射光线光通量和被吸收的光通量总和。

获得 BSDF 数据有两种方法, 一种是使用测光光度计 (Spectrophotometers) 或测角光度计 (Goniophotometers) 通过实验的方法^[20], 实验法是一种

理想的获得材料 BSDF 数据的方法, 但是测试仪器较少, 材料原型种类多样, 测试也将花费大量的时间; 另一种方法使用光线追踪 (Ray-tracing) 模拟算法, 通过描述材料的几何形状以及材质信息, 依靠计算机模生成 BSDF 数据集, 由于 Ray-tracing 算法并不需要生产出材料原型, 能够以较快的速度得到 BSDF 数据集, 并在一定条件内与实验测得数据具有良好的拟合性质^[21]。

Radiance 作为使用广泛的建筑采光分析软件, 可以通过 genBSDF 计算模块来得到 BSDF 数据集^[22], 并生成 .xml 文件形式。美国劳伦斯伯克利国家实验室 (US Laurence Berkeley National Laboratory) 开发了能够读取 BSDF 数据的软件 BSDFViewer^[23]。在以数据图形化处理中, 双向散射分布函数描述各个部分散射分布时借鉴了天空半球入射光线划分的办法, 在通过 BSDF 模型后, 将任意一片入射光线都有与之对应的一个完整的反射半球和透射半球。根据反射半球和透射半球片数划分的不同, 可以分为克莱门斯 (Klems) 角度半球 (图 2) 和张量树 (Tensor Tree) 半球 (图 3)。通过读取 .xml 格式文件 BSDF 数据集, 可以清楚的了解任一入射光线片 (点) 所相对应的反射和透射光线在半球内分布及强度, 便于使用人员对该 BSDF 材料的光学特性进行识别。

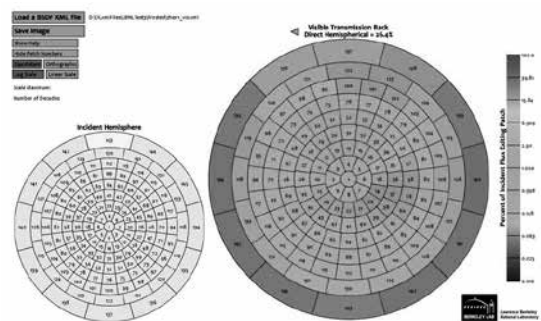


图 2 克莱门斯入射光线与透射光线分布半球

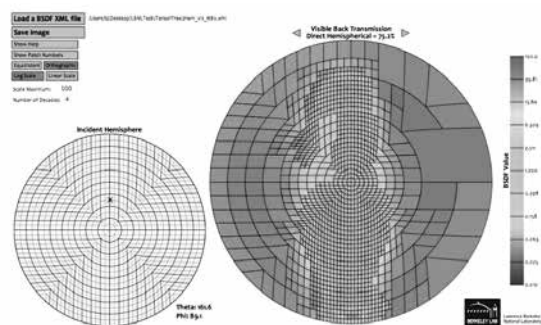


图 3 张量树入射光线与透射光线分布半球

2 模型建立与棱镜结构日光重定向系统

为了分析棱镜结构日光重定向系统对教室侧窗室内光环境的影响, 研究根据《建筑采光设

计标准》GB 50033-2013 中规定建立了教室模型来进行模拟分析（图 4）。建立的教室模型一为 9m×7.5m×3.3m，方向为正南正北的教室基础模型，南面开一扇窗，距离黑板位置 1.2m，窗台高 0.9m，窗高 2.1m，窗宽 6.9m；建立教室模型二，空间大小和形式相同，开窗朝向朝东。参考平面高度为 0.75m，部内反射比如表 1 所示。开窗分为景观窗和采光窗两部分，景观窗在下半部分，宽 6.9m，高 1.2m；采光窗在上半部分，宽 6.9m，高 0.9m，棱镜膜日光重定向系统和棱镜平板日光重定向系统的设置位置为采光窗部分，在建立开窗模型时均不考虑窗污染系数^[24,25]。

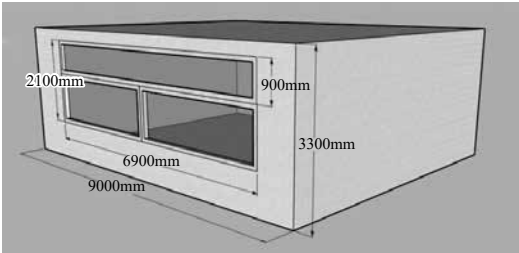


图 4 教室几何模型
表 1 围护结构反射率

表面名称	反射率	
	标准要求	模型设置
顶棚	0.60~0.90	0.9
墙面	0.30~0.80	0.61
地面	0.10~0.50	0.3
桌面、工作台面、设备表面	0.25~0.60	0.417

模拟中选用 CIE 标准晴天天空模型，各项参数均选取了无修正时的情况，如玻璃污染情况、大气透明度情况等。图 5 为夏季中午南向教室三种不同侧窗玻璃室内 Radiance 软件模拟的亮度图。从图中可以看出模拟的棱镜结构日光重定向系统与普通玻璃存在明显差异，主要体现在棱镜结构采光系统亮度更高而高亮度区域更小^[26]。

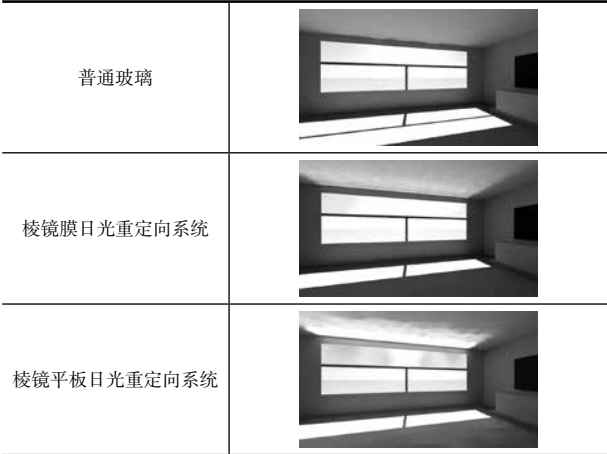


图 5 三种开窗系统在 Radiance 中模拟亮度图像

在参考平面建立照度分析网格进行辅助分析，横向网格线设置为距离开窗墙面 0.1m，每隔 0.3m 建立一道分析线直到距离内墙 0.2m 位置，共计 25 道分析线；纵向网格线设置为距离黑板墙面 1.2m，每隔 0.3m 建立一道分析线，共计 25 道分析线，组成包含有 625 个分析点的照度分析网格。在模拟过程中，首先选取距离开窗墙面相同的 25 个数据为一组数据并求平均值，作为该分析线上的平均照度值。根据公式（4）得到室内照度提高百分比和不同节气时间下太阳高度角角度值绘制普通玻璃、棱镜膜日光重定向系统、棱镜平板日光重定向系统三种材质的照度提高百分比与太阳高度角曲线，如图 6。从图中可以看出在太阳高度角较高的时候棱镜膜日光重定向系统与棱镜平板日光重定向系统对于室内工作平面照度均由提升，在太阳高度角较低时，由于室内采光大部分光照来自于通过景观窗的角度较低的太阳直射光，故而会有所降低。但综合来看，棱镜膜日光重定向系统对于工作平面照度提升可以达到 18% 左右，大棱镜平板对于工作平面照度提升可以达到 8% 左右。

$$P_{\text{照度提高百分比}} = \sum_{i=1}^{25} PCT(E_{pf}, E_{pg}) = \sum \frac{E - E_{\text{glass}}}{E_{\text{glass}}} \quad (4)$$

式中： $PCT(E_{pf}, E_{pg})$ 为一组照度提高百分比； E 为通过棱镜结构后参考平面照度 lux ； E_{glass} 为通过普通玻璃参考平面照度。

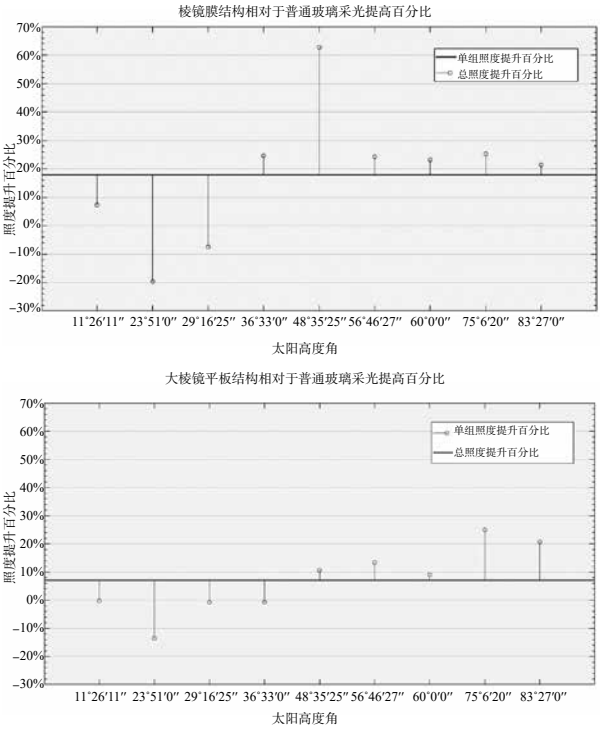


图 6 照度提高百分比与太阳高度角关系图

3 采光分布系数

传统分析室内采光均匀度评价标准有采光均匀度和照度均匀度,具体算法都是采光系数最小值(照度最小值)与采光系数平均值(照度平均值)之比,主要反映室内参考平面上采光最弱点的照度值与参考平面平均照度值的关系,然而在反映单点照度值与平均照度值的离散情况时有所欠缺。采光均匀度与照度均匀度会忽视以下两个问题:一是参考平面上的最大照度值;二是不能很好的反映参考平面上各点照度值相对于平均照度值的离散情况。故此,本研究提出照度网格图解分析法来反映参考平面采光分布问题,具体分析步骤如下:首先,由于照度分析网格上有太阳直射光点和无太阳直射点照度值相差近十倍以上,故对分析网格上的所有照度值进行对数运算,压缩数量级;其次,以照度分析网格为基底,利用各点照度对数值进行三维图绘制,可以直观的看到参考平面的照度分布情况(图7),但由于三维图数据读取的不便性,故将三维图转化为二维彩图(图8);最后通过数学运算,利用标准差公式定性的来反映各点数据离散情况,提出采光分布系数 DE (Daylighting Evenness) 指标(公式5)。公式6用于计算采用日光重定向开窗系统后光均匀度系数提升情况。

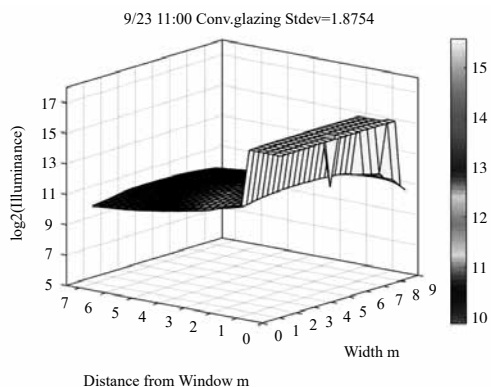


图7 参考平面照度对数值三维彩图

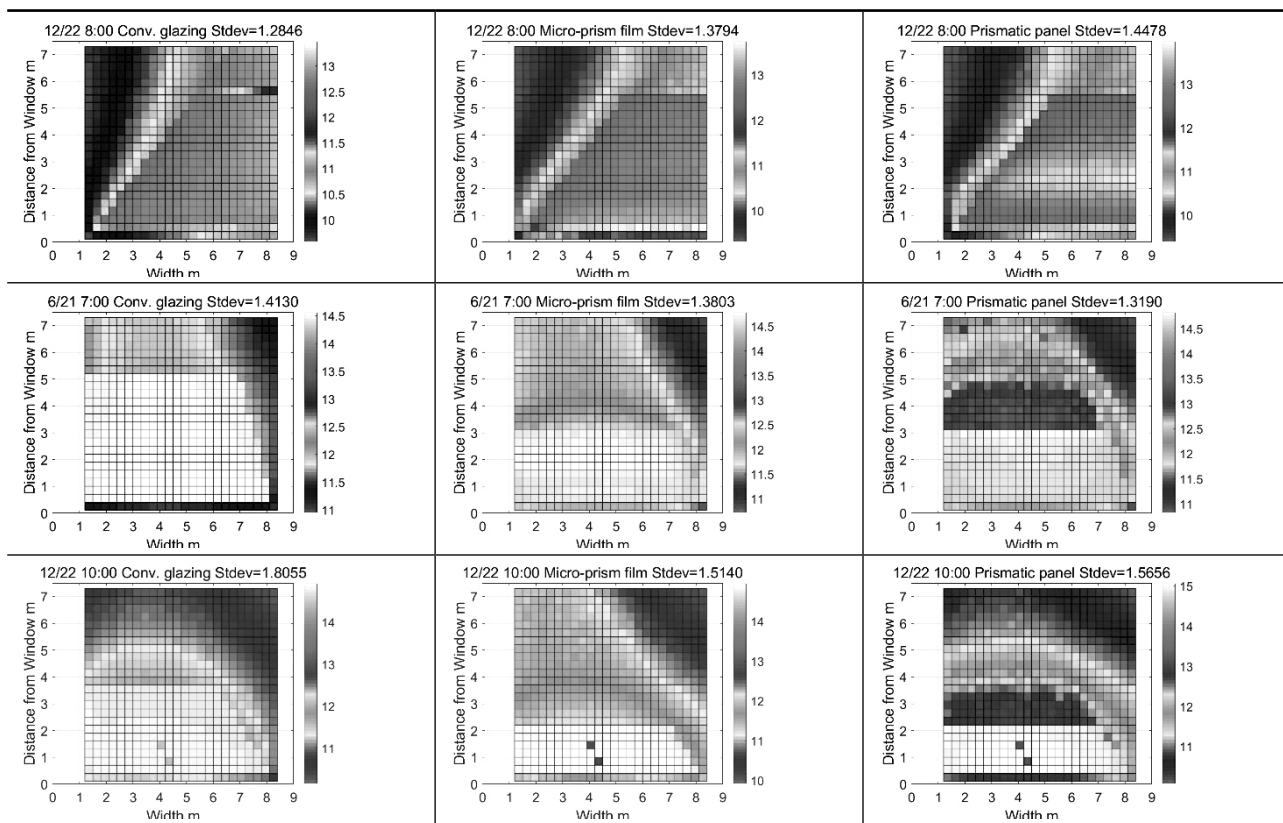
$$DE = \sqrt{\frac{\sum_i [E_i(x, y) - \frac{\log_2 \prod_i E_i(x, y)}{n}]^2}{n}} \quad (5)$$

$$DE_{enhanced} = \frac{DE(former) - DE(modified)}{DE(former)} \quad (6)$$

根据表2、表3可以看出:

(1) 在全太阳高度角变化范围内,分析网格上照度最大值均有不同程度提高。

(2) 在太阳高度角小于 30° 时,棱镜膜日光重定向系统和棱镜平板日光重定向系统在分析网格上照度最小值小于普通玻璃采光情况,其余情况照度最小值相对于普通玻璃采光均有提高。



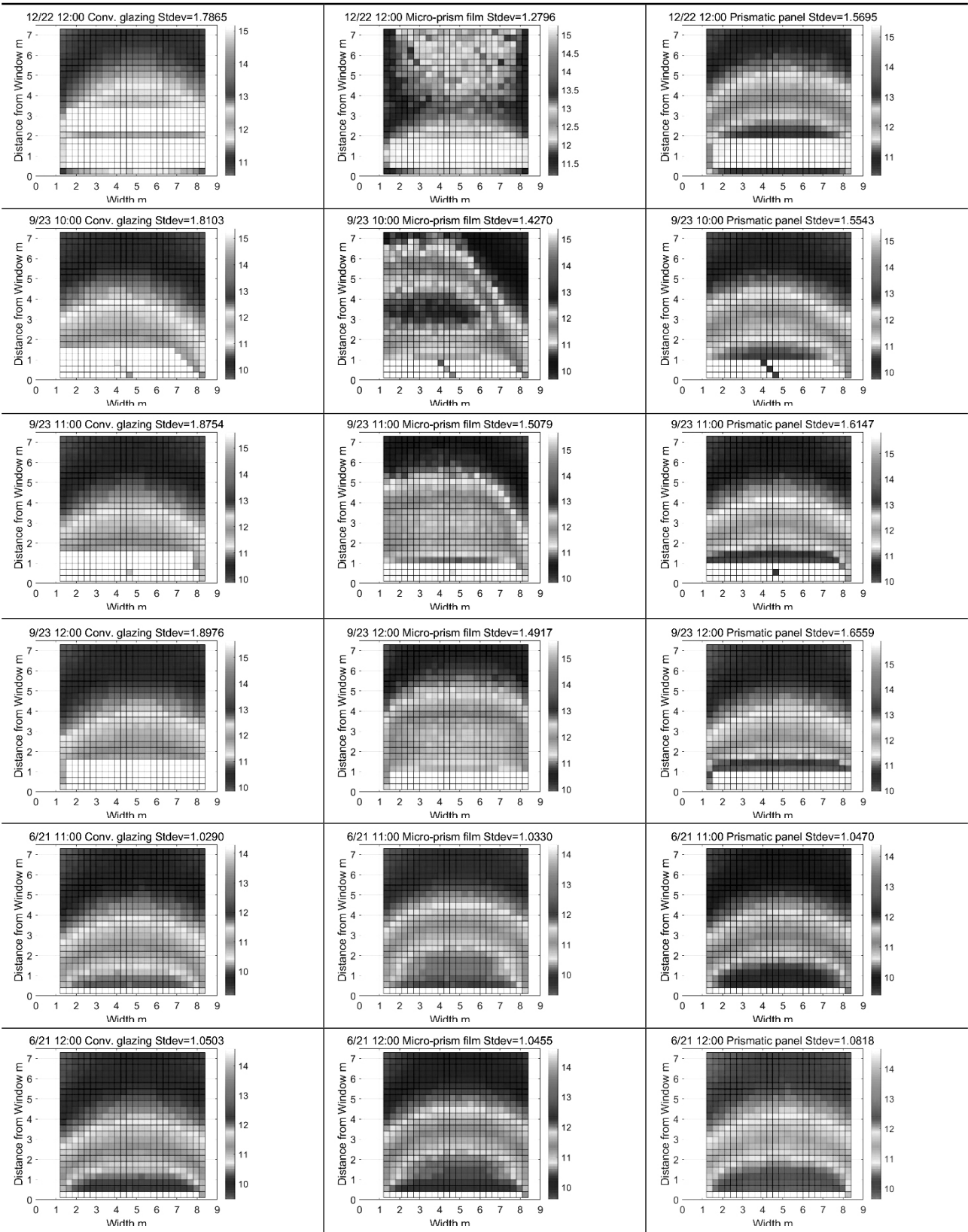


图 8 参考平面照度对数值二维彩图

表 2 参考平面分析网格光均匀度分析

太阳高度角	时间（窗户朝向和类型）		照度最大值	照度最小值	采光分布系数
11°26'11"	冬至日 8:00（东）	普通玻璃	11390	763	1.2846
		棱镜膜日光重定向系统	13705	636	1.3794
		棱镜平板日光重定向系统	16119	670	1.4478
23°51'0"	夏至日 7:00（东）	普通玻璃	24137	1973	1.4130
		棱镜膜日光重定向系统	28035	1684	1.3803
		棱镜平板日光重定向系统	28913	1813	1.3190
29°16'25"	冬至日 10:00（南）	普通玻璃	30989	1139	1.8055
		棱镜膜日光重定向系统	31695	972	1.5140
		棱镜平板日光重定向系统	34166	1077	1.5656
36°33'0"	冬至日 12:00（南）	普通玻璃	36851	1530	1.7865
		棱镜膜日光重定向系统	39347	2285	1.2796
		棱镜平板日光重定向系统	42795	1318	1.5695
48°35'25"	秋分日 10:00（南）	普通玻璃	42478	789	1.8103
		棱镜膜日光重定向系统	43444	812	1.4270
		棱镜平板日光重定向系统	45184	841	1.5543
56°46'27"	秋分日 11:00（南）	普通玻璃	49228	926	1.8754
		棱镜膜日光重定向系统	52594	898	1.5079
		棱镜平板日光重定向系统	58068	976	1.6147
60°0'0"	秋分日 12:00（南）	普通玻璃	51107	913	1.8976
		棱镜膜日光重定向系统	52019	966	1.4917
		棱镜平板日光重定向系统	62009	996	1.6559
75°6'20"	夏至日 11:00（南）	普通玻璃	20100	578	1.0290
		棱镜膜日光重定向系统	20389	635	1.0330
		棱镜平板日光重定向系统	21353	673	1.0470
83°27'0"	夏至日 12:00（南）	普通玻璃	24446	708	1.0503
		棱镜膜日光重定向系统	24818	776	1.0455
		棱镜平板日光重定向系统	25952	795	1.0818

表 3 光均匀度提高百分比

太阳高度角	时间（窗户朝向）	棱镜膜日光重定向系统室内采光分布系数提高百分比	棱镜平板日光重定向系统室内采光分布系数提高百分比
11°26'11"	冬至日 8:00（东）	-7.38%	-12.70%
23°51'0"	夏至日 7:00（东）	2.31%	6.65%
29°16'25"	冬至日 10:00（南）	16.15%	13.29%
36°33'0"	冬至日 12:00（南）	28.37%	12.15%
48°35'25"	秋分日 10:00（南）	21.17%	14.14%
56°46'27"	秋分日 11:00（南）	19.60%	13.90%
60°0'0"	秋分日 12:00（南）	21.39%	12.74%
75°6'20"	夏至日 11:00（南）	-0.39%	-1.76%
83°27'0"	夏至日 12:00（南）	-3.00%	-3.00%

（3）在太阳高度角大于 70° 的情况下，在室内光环境分布中透过景观窗进入的直射光进光深度很浅，室内除了在近窗口很小的距离处（和窗台高与窗高有关）照度很大，其余位置照度分布较为均匀，故此室内光均匀度并无明显变化；在太阳高度角小于 20° 的情况下，由于室内透过景观窗进入的直射光进光深度很大，导致室内大面积出现有太阳直射光的情况，故此光均匀度反而会出现下降；对于光均匀度在太阳高度角 20°~70° 范围内均有提高，棱镜膜日光重定向系统提高高度达到 18.17%，棱镜平板日光重定向系统提高高度达到 12.15%。

4 总结与展望

本次研究通过使用棱镜膜日光重定向系统与棱镜平板日光重定向系统复合开窗系统，利用棱镜结构日光重定向系统对于直射太阳光重定向特性这类更加具有科学性的开窗手段。通过 Radiance 软

件 genBSDF 计算模块生成棱镜结构日光重定向系统 BSDF 数据集以及 Radiance 模拟分析该复合开窗系统的利与弊。指出了一套应用于研究复合开窗系统采光，室内光环境模拟分析方法。并针对目前国内外在描述室内采光分布离散情况以及均匀情况的不足，提出了采光分布系数概念，且应用于本次模拟实验中加以验证。研究结果指出在全年 9:00~15:00 棱镜膜日光重定向系统和棱镜平板日光重定向系统南向侧窗均可以提高采光房间工作平面采光分布系数或是不改变原有采光分布系数。并且棱镜膜日光重定向系统可以提高工作平面照度 18% 左右，棱镜平板日光重定向系统可以提高工作平面照度 8% 左右。

本次研究采用的是 CIE 标准天空，在将来的研究中将采用典型实际气象天空进行进一步分析，并对于采光分布系数进行独立性实验进行验证。

参考文献

- [1] P. Ihm, A. Nemri, M. Krarti, Estimation of lighting energy savings from daylighting, *Build. Environ* [J]. 44 (3) (2009) 509-514.
- [2] Franta G, Anstead K, Daylighting offers great opportunities. American Institute of Architects Report. Washington D.C., 1993.
- [3] HesChong Mahone Group Inc. Windows and classrooms, a study of student performance and the indoor environment[R]. California Energy Commission. Sacramento, CA, 2003.
- [4] Phipps-Nelson J, BehSci B, Jennifer R, et al. Day-time exposure to bright light, as compared to dim light, decreases sleepiness and improves psychomotor vigilance performance. *Sleep*, 2003, 26(6):695-700
- [5] Bellia L, Fragliasso F, Stefanizzi E. Daylit offices: A comparison between measured parameters assessing light quality and users' opinions. *Building and Environment*, 2017, 113:92-106.
- [6] Aries M, Aarts M, van Hoof J. Daylight and health: A review of the evidence and consequences for the built environment. *Lighting Research & Technology*, 2015, 47(1):6-27.
- [7] 郑冬梅, 陈友明, 刘洋, 等. 气凝胶玻璃太阳辐射传递及传热简化分析. *建筑科学*, 2018, 34(10): 58-65.
- [8] Gustavsen A, Grynning S, Arasteh D, et al. Key elements of and material performance targets for highly insulating window frames. *Energy and Buildings*, 2011, 43(10):2583-2594.
- [9] A. McNeill, C.J. Jonsson, D. Appelfeld, A validation of a ray-tracing tool used to generate bi-directional scattering distribution functions for complex fenestration systems, *Solar Energy* 98(2013)404-414.
- [10] Sourek B, Jirka V, Shemelin V. et al. Experimental characterization of glazing with glass prisms. *Solar Energy*, 2017, 158:440-447.
- [11] Klems. J.H., 1994a. A new method for predicting the solar heat gain of complex fenestration systems: I. Overview and derivation of the matrix layer calculation. *American Society of Heating, Refrigerating and Airconditioning Engineer Transactions* 100(1)1073-1086.
- [12] Mitchell, R., Kohler, C., Klems, J.H., Rubin, M., Arasteh, D., Huizenga, C., Yu, T., Curcija, D., 2008. Window 6.2/Therm 6.2 Research Version User Manual. Lawrence Berkeley National Laboratory, LBNL-941, Berkeley, CA 94720, 2008. <<http://windows.lbl.gov/software/window/6/index.html>>. (accessed 08.02.12).
- [13] Ward, G., Mistrick, R., Lee, E.S., McNeil, A., Jonsson, J., 2011. Simulating the daylight performance of complex fenestration systems using bidirectional scattering distribution functions within radiance. *Leukos* 7 (4).
- [14] 中华人民共和国建设部 .GB 50033-2013 建筑采光设计标准 [S]. 2013.
- [15] C.F. Reinhart, J. Mardaljevic, Z. Rogers, Dynamic daylight performance metrics for sustainable building design, *LEUKOS* 3(2006)7-31.
- [16] A. Nabil, J. Mardaljevic, Useful daylight illuminances: a replacement for daylight factors, *Energy Build.* 38 (7) (2006) 905-913.
- [17] IES Approved Method: Spatial Daylight Autonomy and Annual Sunlight Exposure, 2012. IES LM-83-12, USA.
- [18] Nasser_Design Prismatic Redirection[R], Islam A. Mashaly, Sally I. El-Henawy, 2014.
- [19] 王恒. 真实感彩绘兵马俑渲染的研究与实现 [D], 西北大学硕士学位论文, 2017, 37-38.
- [20] C. Kohler, "Simulation of complex glazing products; from optical data measurements to model based predictive controls." presented at the 2012 Building Enclosure Science and Technology (BEST 3) Conference, April 2-4, 2012, Atlanta, GA.
- [21] A. McNeill, Eleanor S. Lee, Jacob C. Jonsson, Daylight performance of a microstructured prismatic window film in deep open plan offices, building and environment(2017)280-297.
- [22] Andy McNeill, LBNL, genBSDF Tutorial[Z], 2015
- [23] RADSITE. BSDF Viewer. [2017-06-18]. <https://www.radiance-online.org/download-install/third-party-utilities/bsdf-viewer>.
- [24] Tugce Kazanasmaz, Lars Oliver Grobe, et. al., Three approaches to optimize optical properties and size of a South-facing window for spatial Daylight Autonomy[J], *Building and Environment* (2016)243-256.
- [25] 陈彦君. 基于侧窗形式的重庆地区高校普通教室天然采光研究 —— 以重庆大学为例 [D]. 重庆大学硕士学位论文, 2014.
- [26] Tian, Z., Lei, Y. and Jonsson J. Daylight luminous environment with prismatic film glazing in deep depth manufacture buildings [J]. *Building Simulation*. 2018.
- [27] Andrew McNeill, Eleanor S. Lee, Jacob C. Johnson, Daylight performance of a microstructured prismatic window film in deep open plan offices[J], *Building and Environment*, 2017, 280-297.
- [28] McNeill, A. J.C. Johnson and et al. A validation of a ray-tracing tool used to generate bi-directional scattering distribution functions for complex fenestration systems [J]. *Solar Energy*, 2013, 98(4):404-414.

冷冻水二级泵系统仿真分析

战家乙¹, 贺延壮², 徐珍喜²

(1. 同方股份有限公司, 北京 100084; 2. 同方泰德国际科技(北京)有限公司, 北京 100084)

[摘要] 以上海某厂区冷站二级泵系统为研究对象, 应用 Simulink 搭建仿真模型。通过与现场数据记录的对比, 验证了仿真模型的可靠性。根据仿真数据, 分析了该二级泵系统的运行特性, 找到了该系统运行中存在的问题, 并提出优化运行模式, 结果表明可节电 9.0%。本文应用仿真技术还原系统运行状态, 可为二级泵的运行诊断提供新的解决办法。

[关键词] 二级泵系统; Simulink; 仿真; 运行分析

0 引言

节约能源是资源节约型社会的重要组成部分, 建筑的运行能耗大约为全社会商品用能的三分之一^[1], 而其中供暖空调能耗占到建筑能耗的 60% 左右^[2]。在以冷、热水作为输能介质的系统中, 供暖空调运行的能耗绝大部分都消耗在了冷机、水泵等设备上。对于区域冷站来说, 冷水输送量大, 输送距离远, 二级泵的能耗要高于常规制冷站, 二级泵的高效运行对于整个区域冷站的运行节能具有重要意义。二级泵系统服务于末端用户, 末端管网具有复杂度高, 随机性强的特性, 管网的水力特性随着末端负荷的变化而变化, 目前对于二级泵系统的研究多集中于系统设计方面^[3,4]。

由于二级管网涉及的末端多, 系统规模大, 进行全系统的实验研究难度较大, 而应用仿真技术进行研究可以节省大量的人力物力, 且仿真模型经过实测验证后具有较高的可靠性, 仿真研究已成为暖通空调领域的重要发展方向。

1 建立数学模型^[5]

1.1 水泵数学模型

单台水泵工频运行时, 扬程—流量方程和效率—流量方程分别为下列两式:

$$H_0 = aG_0^2 + bG_0 + c \quad (1)$$

$$\eta_0 = dG_0^2 + eG_0 + g \quad (2)$$

式中: H_0 为水泵工频运行状态下的扬程 (m); η_0 为水泵工频运行状态下的效率 (%); G_0 为水泵工频运行状态下的流量 (m^3/s); a 、 b 、 c 分别为水泵工频运行状态下扬程—流量方程各项系数, 由样本数据拟合得到; d 、 e 、 g 分别为水泵定频运行状态下效率—流量方程各项系数, 由样本数据拟合得到。

二级泵联合运行时, 水泵的台数和水泵运行频率变化会引起水泵并联运行特性方程的变化, 并联水泵运行的扬程—流量方程如下式:

$$H = a'G^2 + b'G + c' \quad (3)$$

$$\eta = d'G^2 + e'G + g' \quad (4)$$

其中:

$$a' = \frac{a}{n^2}, \quad b' = \frac{b}{n} \left(\frac{f}{50} \right), \quad c' = c \left(\frac{f}{50} \right)^2;$$

$$d' = \frac{d}{n^2} \left(\frac{50}{f} \right)^2, \quad e' = \frac{e}{n} \left(\frac{f}{50} \right)^2, \quad g' = g。$$

则单台水泵的运行参数如下:

$$G_0 = \frac{G}{n}, \quad H_0 = H, \quad \eta_0 = \eta$$

式中: H 为水泵变频并联运行状态下的扬程 (m); G 为水泵变频并联运行状态下的流量 (m^3/s); η 为水泵变频并联运行状态下的效率 (%); a' 、 b' 、 c' 分别为水泵变频并联运行状态下扬程—流量方程各项系数; d' 、 e' 、 g' 分别为水泵变频并联运行状态下效率—流量方程各项系数; f 为水泵运行频率 (Hz); n 为水泵并联运行的台数。

确定水泵功率需要结合管网特性和水泵联合运行特性方程计算出实际工作点的水泵流量、扬程和效率, 并由下式计算出水泵功率:

$$N_1 = \frac{\rho g G_1 H_1}{1000 \eta_1} \quad (5)$$

式中: N_1 为水泵实际运行功率 (kW); G_1 为水泵实际运行时的流量 (m^3/s); H_1 为水泵实际运行时的扬程 (m); η 为水泵实际运行时的效率 (%); ρ 为流体的密度 (kg/m^3); g 为重力加速度 (m/s^2)。

1.2 二级管网管路特性模型

二级管网为闭式系统时, 管网的总阻力与管网总流量的关系式如下:

$$\Delta P = SG^2 \quad (6)$$

式中: ΔP 为二级管网总阻力 (m); S 为二级

管网管路阻抗 ($\text{m}/(\text{m}^3/\text{s})^2$) ;

联立 (3)、(6) 可得出二级管网的管路阻抗和管网的总阻力。

2 二级管网系统仿真

2.1 仿真对象

实际工程为位于上海的某厂区冷站, 该冷站为厂区内的办公楼和生产车间供冷, 办公区和车间区分别独立设置的二级泵系统。本文选取的研究对象为办公区的二级泵系统, 系统原理图如图 1 所示。该二级泵系统共设置 4 台变频泵, 运行采用压差控制。现场装有自控系统和能源管理系统, 可采集温度数据、电耗数据、流量数据和二级泵的运行频率、台数等信息。

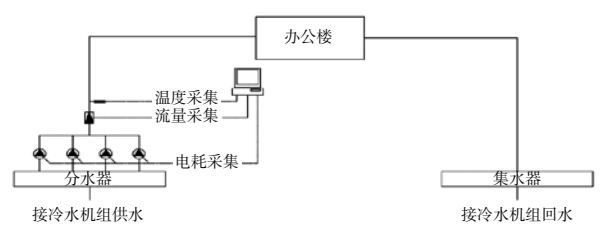


图 1 二级泵系统原理图

应用 matlab 软件编写计算程序, 并在 Simulink 中搭建仿真模型, 如图 2 所示。

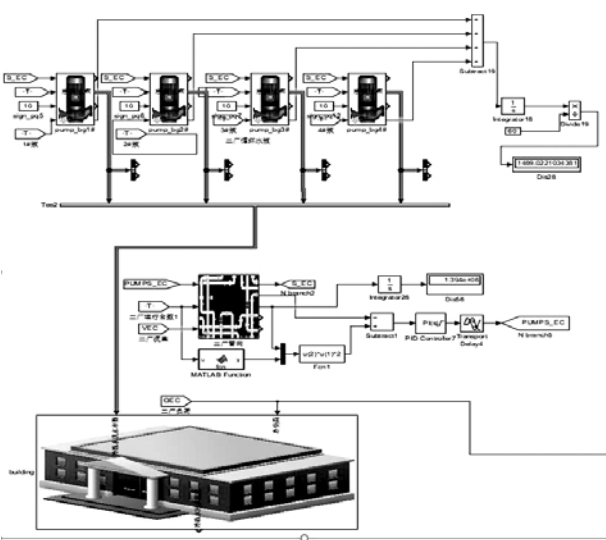


图 2 二级泵系统仿真模型图

2.2 仿真模型验证

本文选取该厂区 2018 年 7 月 1 日至 9 月 30 日 (共 920 小时) 的二级泵运行数据。以现场采集的二级泵运行台数、运行频率和管网总流量作为输入数据, 以现场采集的水泵总电耗数据作为对比数据, 系统仿真的流程如图 3 所示。



图 3 二级泵系统仿真流程图

将仿真得出的水泵耗电量和现场的运行实测值逐时进行对比, 如图 4 所示; 逐时相对误差的分布见图 5; 累计总耗电量的相对误差见表 1。

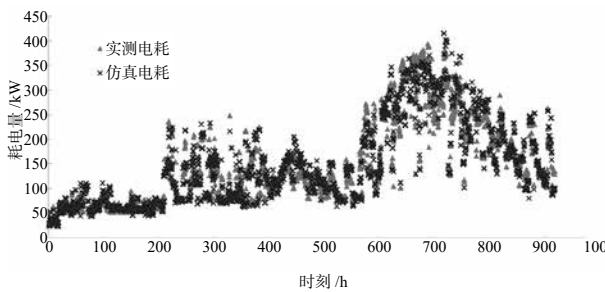


图 4 仿真值与实测值电耗散点图

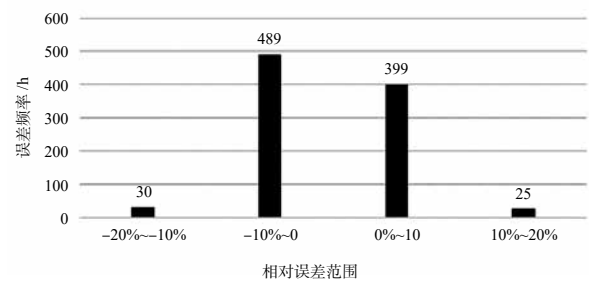


图 5 水泵耗电量相对误差频数图

表 1 水泵耗电量仿真值与实测值对比

仿真总电耗 /kW·h	实测总电耗 /kW·h	相对误差 /%
135055.8	136470.5	1.05%

由以上可以看出:

(1) 耗电量的仿真值与实测值的变化趋势保持一致, 重合度较高;

(2) 水泵耗电量的仿真值与实测值的相对误差基本保持在 $\pm 10\%$ 以内, 只有 55 个小时相对误差超过了 $\pm 10\%$, 不到仿真时间的 6%;

(3) 仿真时段内水泵总耗电量相对误差仅为 1.05%。

综上说明该仿真模型的准确性和可靠度较高, 可用于该二级泵的运行特性分析。

3 二级泵并联运行特性分析

反映水泵运行状态好坏的主要指标是运行效率, 对于变频水泵而言, 在不同运行频率下均能运行在高效区, 说明水泵的运行状态较好。图 6 是仿真得出的该时间段内水泵运行工况点和效率点的分布图。

由图 6 可以发现,水泵运行的效率点大部分落在了高效区(该项目水泵最高效率为 88%,一般认为运行在最高效率的 80% 以上均为高效区),但仍有部分工况点运行效率较低。在此选取两台水泵并联运行时的部分低效工况点进行分析,如图 7 所示,此时水泵运行效率在 50% 左右。若在保证输送水量和扬程不变的情况下,再增加一台水泵并联运行,

此时水泵并联运行的工况点均落在了 25Hz 下的联合运行特性曲线上(仿真和现场实际运行的水泵运行最低频率设定值均为 25Hz),对应的水泵运行效率得到了极大的提高,均保持在 78% 以上。

按照该思路,对仿真时间段内处于低效运行状态下的水泵台数进行优化,并输入到仿真模型中进行仿真计算。由图 8 和表 2 可知,优化后水泵并联

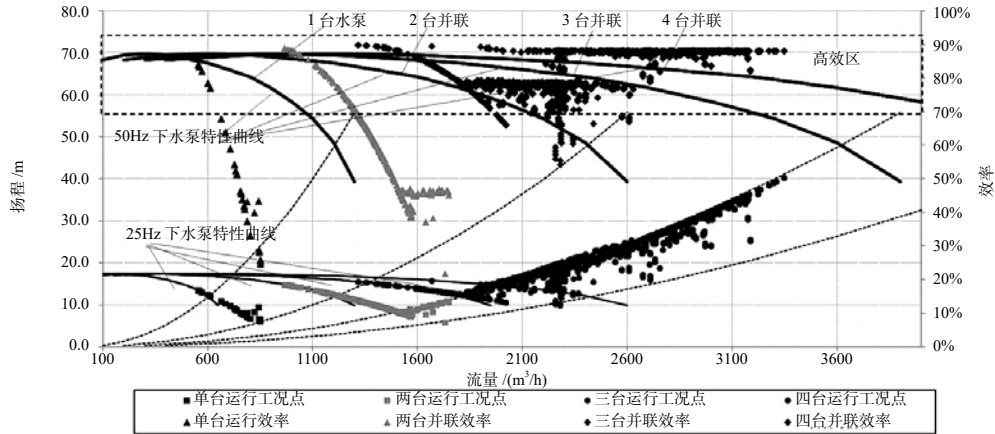


图 6 水泵并联运行工况点与效率点分布

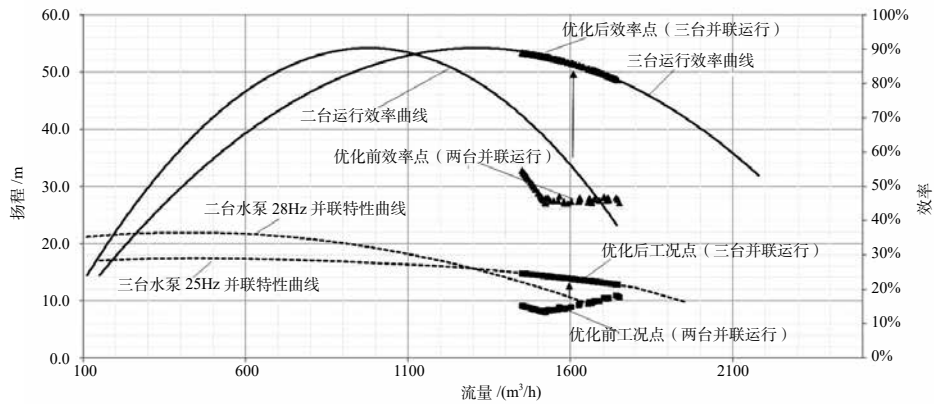


图 7 水泵并联运行部分工况点与低效率点

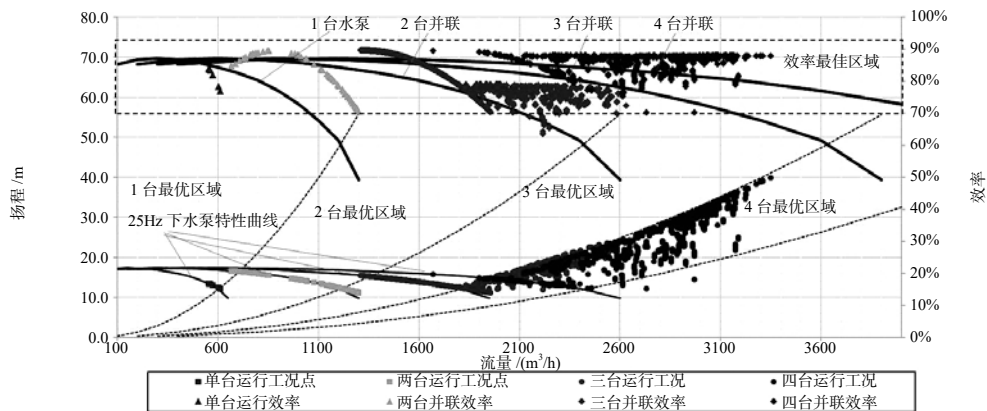


图 8 水泵并联运行工况点与效率点分布(优化后)

运行时的效率几乎均保持在了 70% 以上，水泵的运行工况得到改善，优化后水泵运行总耗电量节省了 12129.5kW·h，节电率为 9.0%。

表 2 优化前后水泵效率和总耗电量对比

		优化前	优化后
1 台运行	效率范围	24.6%~84%	76%~84%
	高效点比例	15.2%	100%
2 台并联	效率范围	37%~88%	70.6%~88%
	高效点比例	15.8%	100%
3 台并联	效率范围	54%~88%	63.5%~88%
	高效点比例	96%	99.2%
4 台并联	效率范围	78.7~88%	78.7%~88%
	高效点比例	100%	100%
总电耗	—	135055.8kW·h	122926.3kW·h
节电率	—	—	9.0%

4 结语

本文以实际工程为例建立了二级泵系统仿真模型，通过实测运行数据验证了准确性和可靠性。分析了该二级泵系统运行中的问题，提出了运行优化

方案，经仿真得出有节电 9.0% 的潜力。应用仿真技术还原系统运行情况，可为二级泵系统的运行诊断提供新的解决办法，这对于已有冷站的节能改造具有重要意义。后续，笔者将通过仿真，对如何实现二级泵最佳运行模式的控制算法进行深入研究。

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 2009[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2009.
- [2] 赵廷法, 王瑞华, 王普. VAV 中央空调能耗建模与仿真研究 [J]. 计算机仿真, 2010, 27(3): 326-329.
- [3] 潘云钢. 二级泵水系统的设计与问题分析 [J]. 暖通空调, 2014, 47(1): 1-10.
- [4] 王顺林. 空调冷水变流量二级泵系统的设计探讨 [J]. 制冷, 2013, 32(2): 48-50.
- [5] 付祥钊, 肖益民. 流体输配管网 (第三版) [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2010: 223-227.

基于 TRNSYS 的地板辐射供冷与置换通风复合空调系统的模拟

栗 浩, 张林芳, 王晓龙, 刘吉营, 张林华

(山东建筑大学热能工程学院, 山东济南 250101)

[摘 要] 地板辐射供冷系统由于其末端的独特性, 冷源可以采用高温冷源, 为天然冷源的使用提供了可能。因此本文将以济南某办公楼为例进行地板辐射供冷和置换通风复合空调系统的研究, 利用 TRNSYS 软件搭建建筑模型和空调系统模型, 对建筑负荷、室内温湿度进行模拟, 来判断室内主要参数是否能达到室内舒适度标准。

[关键词] 地板辐射供冷; 置换通风; TRNSYS; 温湿度

0 引言

辐射空调系统最初应用在冬季供热, 由于其不占室内空间、高舒适性和节能性, 越来越受到推广使用^[3]。后来随着技术水平的提高和辐射供暖技术水平的提高, 辐射供冷技术也被逐渐被研究应用, 冬夏共用一套系统, 提高了整个系统的经济性^[1]。在国外一般把辐射供暖和辐射供冷系统统称为 RHC (Radiant heating and cooling)^[2] 空调系统。本文将利用 TRNSYS 软件为研究工具, 以济南某办公楼为研究对象, 搭建空调系统模型, 对该空调系统进行研究分析。

1 建筑模型搭建

本文以济南某办公楼为例, 该建筑包含五层地上办公楼和一层地下机房, 地下机房主要用做空调机房和配电间。总建筑面积为 5450m², 地上 4583m², 地下 867m², 空调面积 3815m²。建筑围护结构参数见表 1, 各结构层的相关物性参数见表 2。建筑模型的搭建在软件的 TRNBuild 中进行设置。

在 TRNSYS 软件中, 对地板结构层的设置见图 1 所示, 埋管层见图 2 所示。

2 负荷模拟

建筑冷负荷的构成主要有围护结构的得热、人体散热、设备及照明散热, 有时还需要考虑室外新风的状态参数、空气再热的影响^[7]等。随着室外温度的变化, 建筑负荷也在时刻发生变化, 根据相关统计, 大多数空调系统都不是在满负荷的状态下运行, 基本是在 70% 的负荷率以下运行。负荷计算是选择空调设备的依据, 也是空调系统高效运行的保证, 只有获得了准确的建筑负荷, 才能找到减少运行能耗, 提高系统运行效率的方案^[8]。

表 1 建筑围护结构参数

类型	结构构成 (由里到外)
外墙	20mm 混合砂浆 +300mm 加气混凝土 +20mm 水泥砂浆 +25mm 保温层
内墙	20mm 水泥砂浆 +200mm 砖墙 +20mm 水泥砂浆
屋顶	200mm 钢筋混凝土 +20mm 水泥砂浆 +80mm 挤塑聚苯板 +20mm 水泥砂浆 +20mm 水泥砖
地板	20mm 地面装饰层 +10mm 水泥砂浆找平层 +30mm 水泥砂浆 +100mm 钢筋混凝土
外窗	铝合金中空玻璃 (5mm+12mm+5mm)

表 2 主要结构层参数

结构层名称	密度 kg/m ³	热容 J/kg·K	导热系数 W/m·K
混合砂浆	1700	1050	0.93
加气混凝土	700	1300	0.3
水泥砂浆	1800	1050	0.93
保温层	35	1380	0.03
砖墙	1900	1050	1.1
钢筋混凝土	2500	920	1.74
水泥砖	1400	1050	0.73
地面装饰层	2800	920	3.49

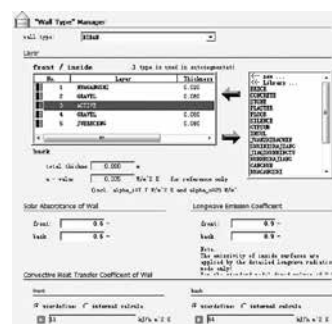


图 1 TRNBuild 中辐射地板结构层设置



图 2 地板埋管层设置

基金项目: 国家自然科学基金 (51608310), 山东省高等学校科技计划项目 (J16LG07)。

在 TRNSYS 软件中计算建筑负荷,需要在 TRNBuild 模块中对建筑的围护结构参数,室内人员和设备等散热热源进行详细的设置。统计安泰节能示范楼各层的人员及用能设备,办公建筑的主要用电设备主要是电脑,照明按照每平米的用电量进行统计,统计结果见表 3。建筑模型所需要的外部参数是由 EPW 格式的气象数据提供,该数据是从 EnergyPlus 中导出,它包括是室外干湿球温度、太阳辐射、风速和湿度等逐时数据。

建立建筑模型,设置好室内的相关参数,与室外天气文件相关的模块进行连接,输出显热负荷和潜热负荷,也可以输出每一层的负荷。建筑负荷的计算模型图见图 3 所示。建筑负荷模拟结果见图 4 所示。

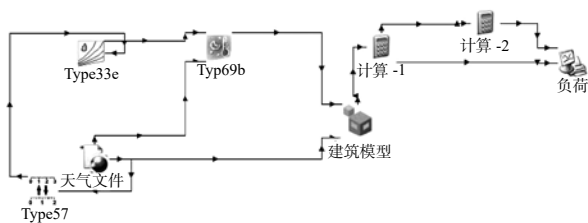


图 3 建筑负荷计算模型

建筑负荷模拟结果见图 4 所示,通过比较各层的负荷发现,第 3 层和第 5 层的负荷较大。分析原

因主要是由于 3 楼的人员较多,5 层属于顶层,受到太阳辐射的影响较大。总的负荷中,最大负荷为 253.90kW,其中显热负荷为 224.11kW,潜热负荷为 29.79kW,空调面积为 3815m²,因此夏季空调单位面积的冷负荷为 66.56W/m²。地板辐射直供系统只承担室内的显热负荷,全部的潜热负荷和部分的显热负荷由通风系统承担。

3 空调系统的搭建及模拟

该建筑的空调设计方案选用了国内比较先进的地源热泵系统,采用地板辐射供冷和置换通风系统。利用了水蓄能技术,冬季蓄热夏季蓄冷^[6],蓄能水箱在夜间利用电低谷时间段进行蓄能,白天释放冷热量^[4]。空调系统的模型见图 5 所示。

室内温度和相对湿度的模拟结果见图 6 和图 7 所示。从室内温度的模拟记过来看,整个制冷季的温度基本处于 20~28℃ 之间,室内相对湿度处于 40%~68% 之间,温湿度满足供冷工况室内温度的要求^[5]。地板表面温度的逐时模拟结果见图 8 所示,地板表面温度大部分是处于 20~23℃ 之间,从这个温度也可以看出地板辐射供冷是不会造成“头热脚冷”的现象,第一层和第五层的地板表面温度偏高,主要是由于第一层墙体中玻璃面积较大及第五层有屋顶的原因,两者吸收太阳辐射热量较多,导致其地面温度高于其他楼层。

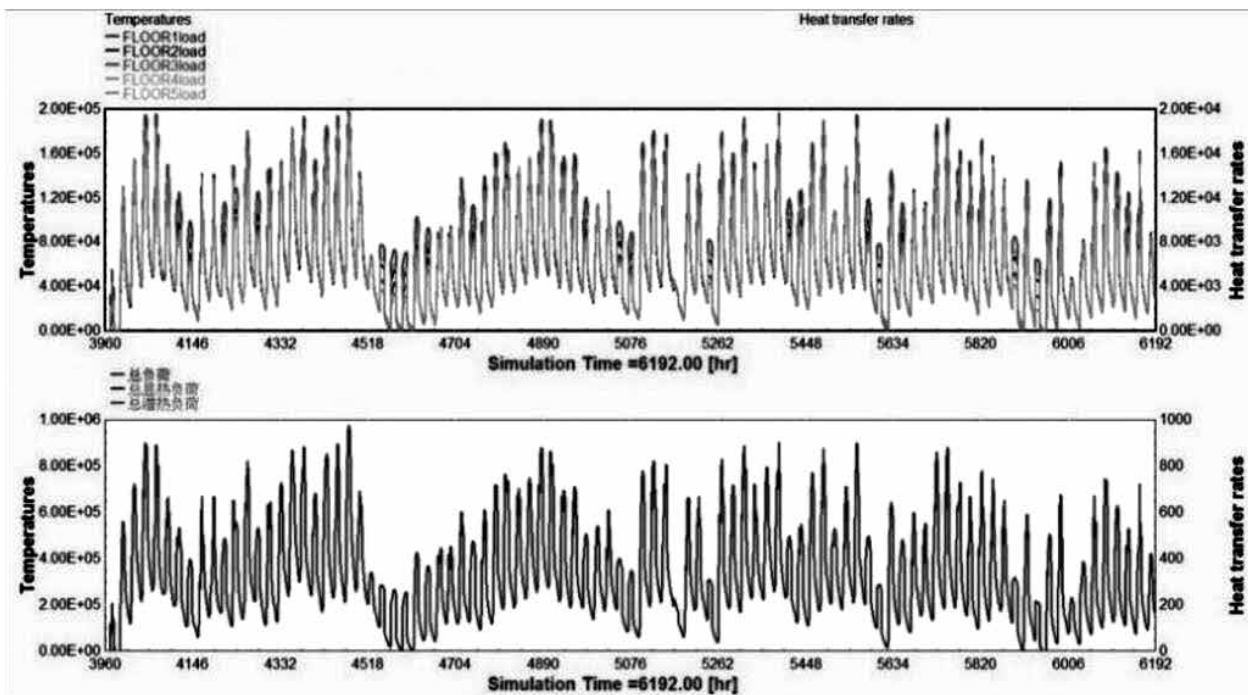


图 4 建筑负荷模拟结果

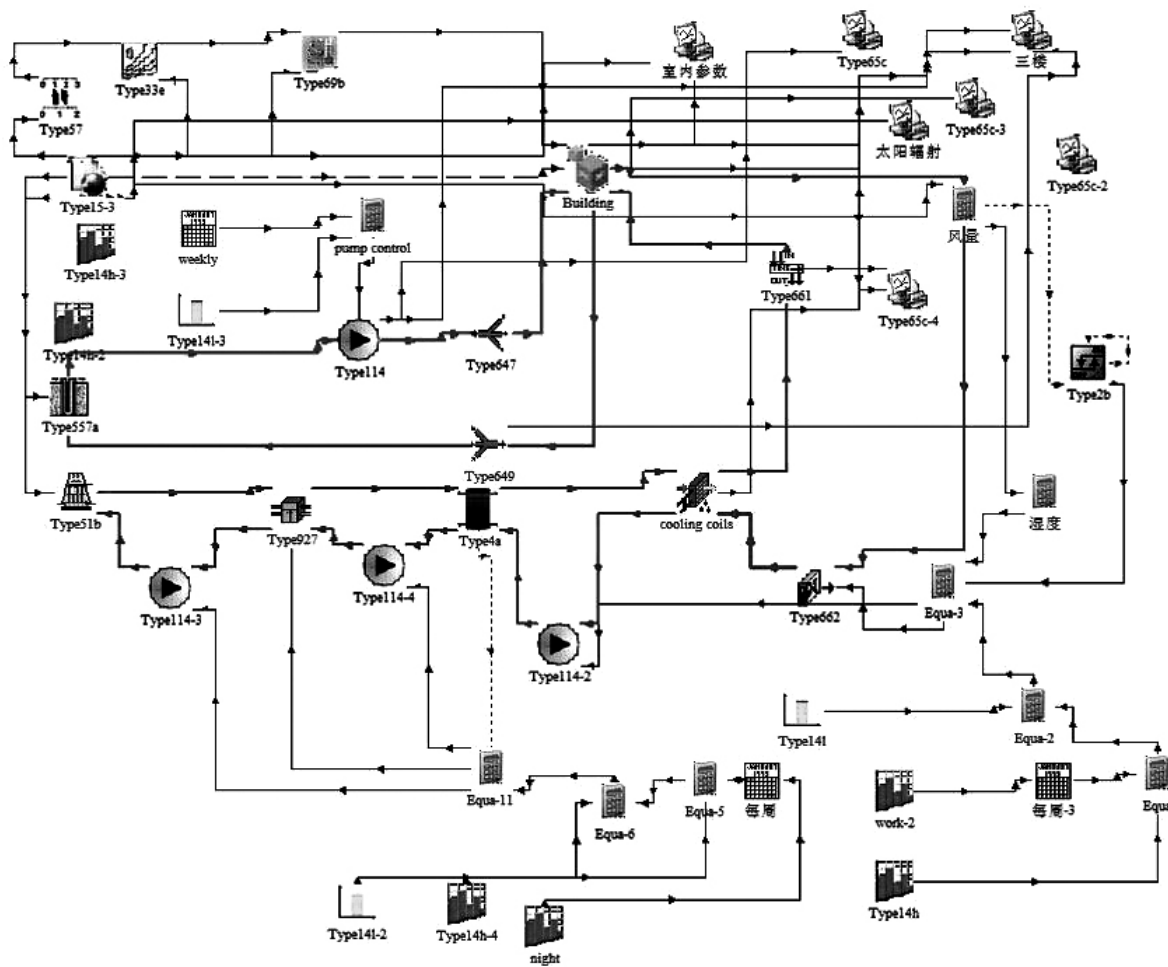


图 5 夏季空调系统仿真模拟模型图

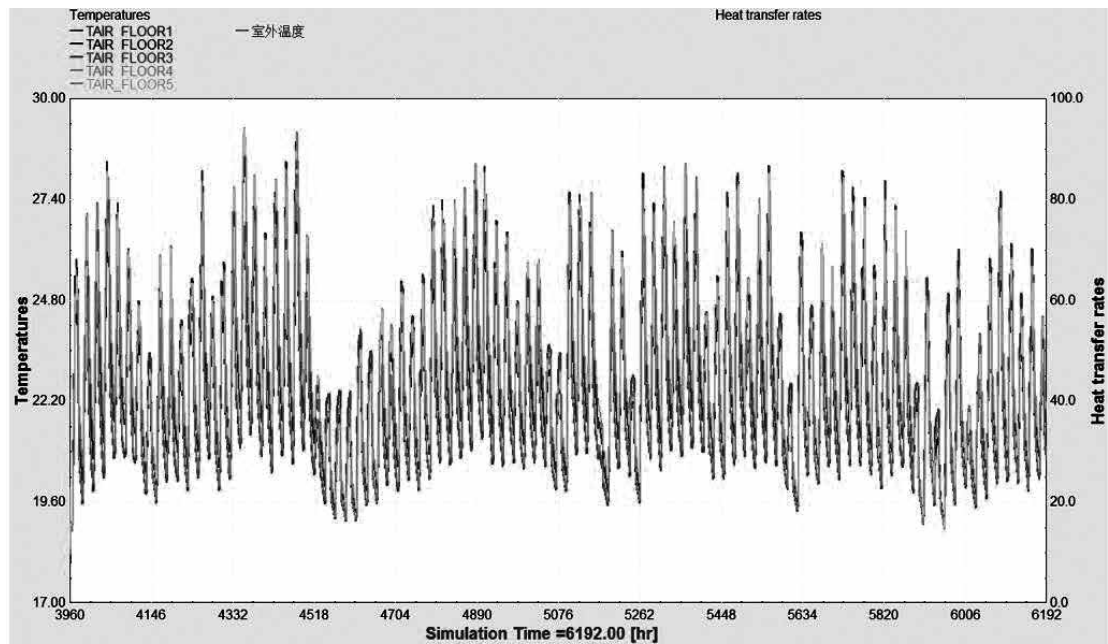


图 6 室内温度模拟结果

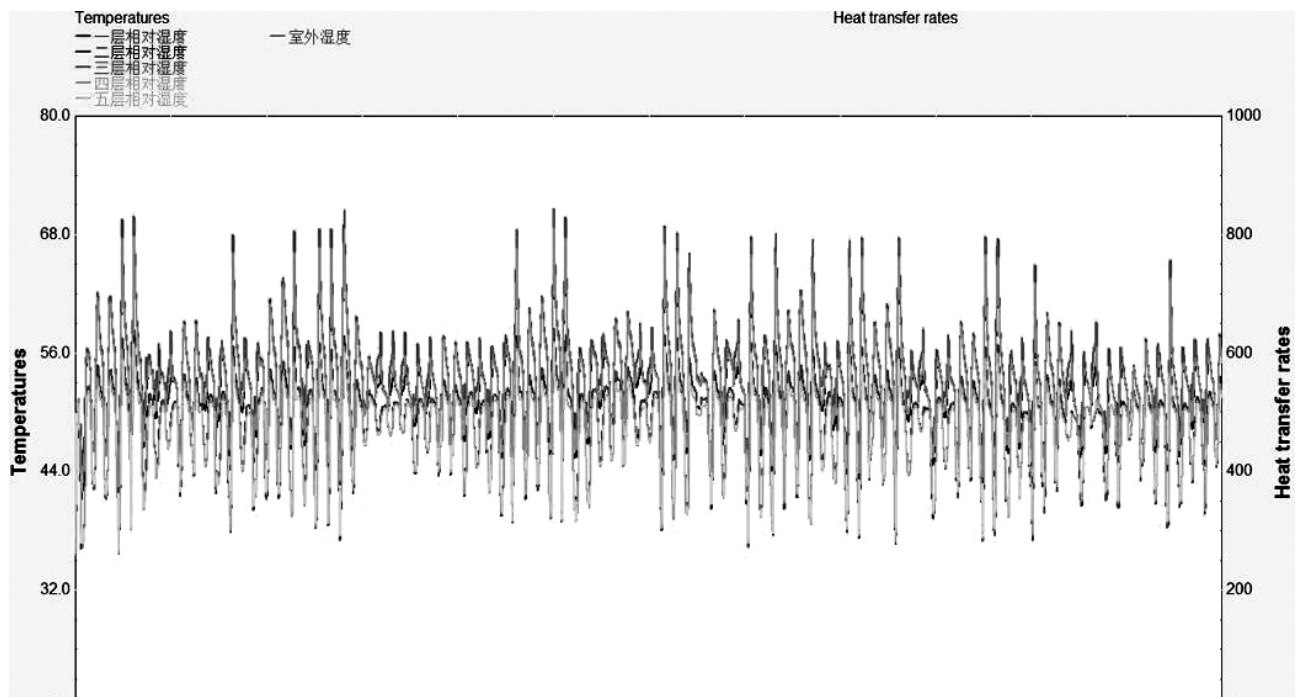


图7 室内湿度度模拟结果

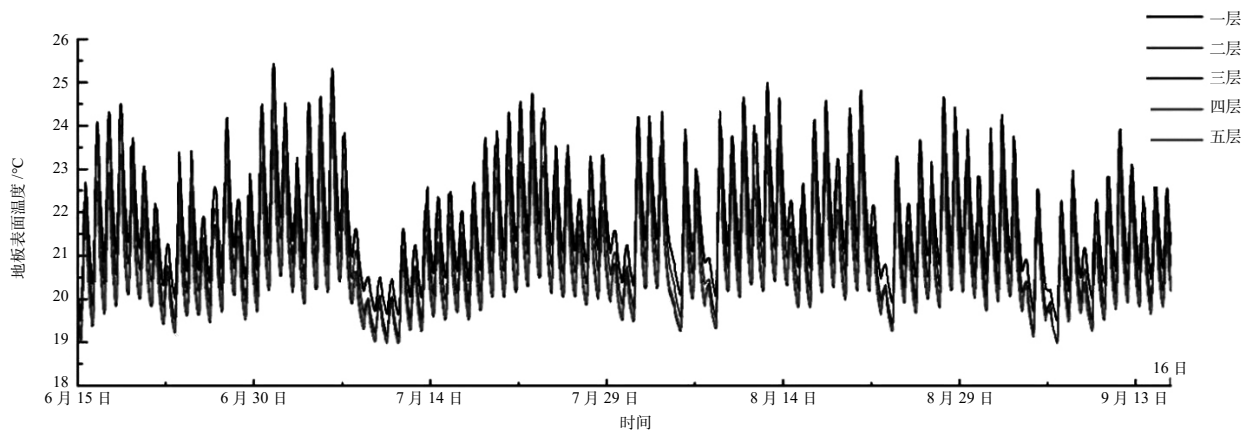


图8 室内湿度度模拟结果

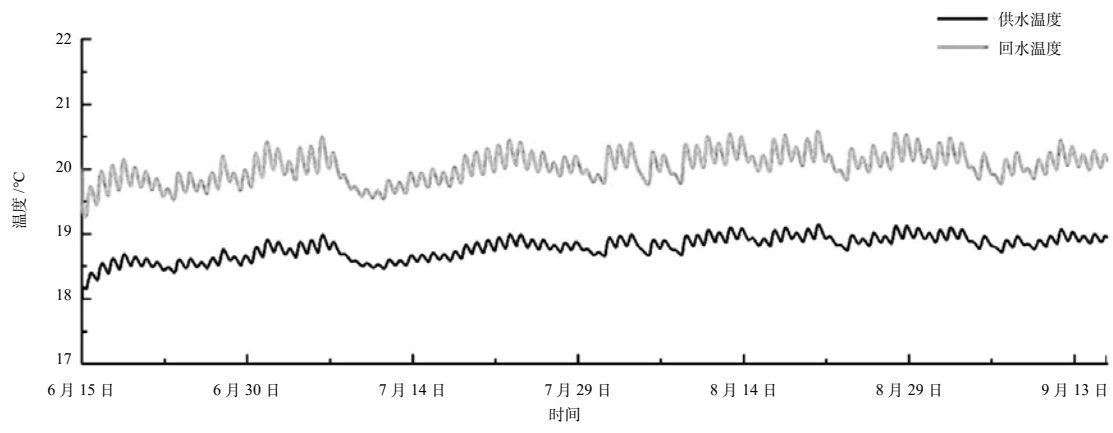


图9 地板直供系统供回水温度

图9是地板直供系统的供回水温度逐时变化曲线,循环泵在整个制冷季一直处于开启状态,供水温度在18~19℃之间,回水温度在20~20.5℃之间,供回水温差维持在1~2℃之间,供回水温度比较稳定,随气象参数和建筑负荷的变化较小,这也是选择土壤源作为冷热源的优势。

4 结论

利用 TRNSYS 软件搭建了该空调系统的建筑模型和空调系统仿真模型,获取了室内的逐时负荷变化,可以根据负荷变化对设备运行进行动态的调整,从而保证了系统低能耗、高效率的运行。通过室内的逐时负荷变化对其室内的温湿度进行了模拟,模拟的温湿度均满足舒适度标准,说明了该空调系统的适用性。

参考文献

[1] 印伟伟. 地源热泵—地板辐射空调系统运行控制研究[D]. 重庆大学,2014.

[2] Rhee K N, Kim K W. A 50 year review of basic and applied research in radiant heating and cooling systems for the built environment[J]. Building and Environment, 2015, 91:166–190.

[3] K. Rhee, B. W. Olesen, K. Kim, Ten questions about radiant heating and cooling systems[J]. Building & Environment, 112(2017):36–381.

[4] 王伟. 地理管直接条件下辐射地板供冷系统控制策略的优化研究[D]. 山东建筑大学, 2017.

[5] GB 50736–2012 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范. 北京; 中国建筑工业出版社.

[6] 张云婷. 办公建筑地板辐射供冷系统运行策略研究[D]. 山东建筑大学, 2014.

[7] 赵荣义主编. 空气调节(第四版). 北京: 中国建筑工业出版社, 2009.

[8] 刘晓华主编. 温湿度独立控制空调系统(第二版). 北京: 中国建筑工业出版社, 2013.

连接管长度对 U 型深埋管换热影响的数值研究

李超¹, 杨瑞涛², 卢熊², 龙安杰², 熊文学², 官燕玲¹

(1. 长安大学建筑工程学院, 西安 710054; 2. 陕西延长石油国际勘探开发工程有限公司, 西安 710075)

[摘要] 针对目前用于提取中深层地热的 U 型深埋管换热系统, 提出通过增加深层水平连接管长度来强化整个埋管系统的换热能力。结合西安市某个实际深埋管换热系统, 在得到深埋管的钻井温度、埋管竖向岩土解释数据及钻井岩芯热物性参数的基础上, 建立了 3 种不同水平连接管长度的 U 型深埋管的三维全尺寸数值计算模型。通过 FLUENT 进行模拟计算, 分析对比 3 种埋管的延米换热情况。结果表明, 在一定范围内增加水平连接管长度对强化 U 型深埋管的换热性能具有很大作用。

[关键词] U 型深埋管; 连接管长度; 强化换热; 延米换热量; 数值模拟

0 引言

随着城镇化的快速发展以及人们生活品质的日益提高, 能源需求越来越大, 相关的能源问题也日趋紧张^[1,2]。改善能源紧缺现状的主要路径之一就是大力发展可再生能源, 而在众多种类的可再生能源中, 地热能以其清洁环保、资源分布广及储量大等优势得到了广泛的利用^[3,4]。目前, 浅层地热能利用技术已比较成熟, 对于以埋管方式取热的中深层地热能利用系统来说, 由于埋管的上下尺度很大, 埋管的换热性能研究才刚刚起步。当前关于深埋管换热性能的研究主要集中在换热可行性及换热量的分析评估^[5,6]、埋管尺寸、流速及进口水温等对换热的影响^[7,8]、埋管保温性能的研究^[9,10]等。

本研究针对 U 型深埋管水平连接管的长度问题, 讨论增加深层水平连接管长度对强化整个埋管换热系统换热的效果。结合西安市某个实际的 U 型深埋管换热系统, 在得到 U 型埋管的钻井温度、埋管竖向岩土解释数据及钻井岩芯热物性参数的基础上, 建立了 3 种不同水平连接管长度的 U 型埋管的三维全尺寸数值计算模型。通过 FLUENT 软件对 3 种模型进行模拟计算, 分析对比埋管的延米换热情况, 为中深层地热能的高效利用提供参考。

1 数值计算建模

结合西安市某个实际的 U 型深埋管工程, 在考虑钻井的岩土热物性参数、岩土温度以及岩土竖向分层的基础上, 建立 3 种不同连接管长度的 U 型深埋管耦合管内外换热的三维全尺寸数值计算模型。进而, 在已建的 U 型深埋管模型基础上, 模拟分析不同连接管长度下的埋管换热特性。

1.1 物理模型

U 型深埋管物理模型示意如图 1 所示, 埋管由

进水管、出水管及深层水平连接管三部分构成, 在埋管换热时低温循环水由进水管进入 U 型深埋管换热系统, 经过进水管、连接管及出水管与周围岩土进行换热, 升温后再由出水管出水。

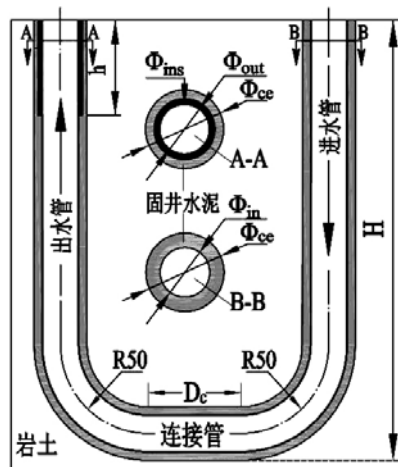


图 1 U 型深埋管物理模型示意

图 1 中, U 型深埋管的埋深为 H 。考虑模型的水平横管长度设置及模拟计算量, 埋深 H 设定为 1000m。为了合理的将测井现场的岩土热物性参数数据及岩土竖向的温度分布情况带入到模型中, 本研究以 100m 为一个分层厚度单元建立分层模型。考虑到接近地面附近岩土恒温层以及测井温度的变化情况, 对模型的最上层单元分 20m 和 40m 两个厚度。这样, 埋深为 1000m 的模型共分为 12 个厚度单元, 最上层分为 20m 和 40m 两个厚度单元, 往深依次分为 8 个 100m、1 个 90m 和 1 个 50m 的厚度单元。埋管周围的数值计算区域, 其半径 R 沿着埋管轴向向外 20m。

1.2 几何模型

图 1 中, U 型深埋管的埋深 H 为 1000m, 连接管的水平距离 D_c 选择了 40m、1040m 及 2040m 三种长度。 h 为 U 型深埋管出水管的保温段深度, 虽

基金项目: 延长石油西化小区中深层地热能清洁供暖先导试验研究项目—深层地埋管强化换热技术研究。

然埋管出水管临近地面的部分会因高温出水造成热损失,考虑到本研究的设计工况(后文中设置进口水温均为 5℃,计算可知埋管实时出水温度均小于浅层岩土温度,即可不用考虑埋管的失热问题),3 种计算模型的出水段保温高度均设置为 0m。此外,关于 U 型深埋管的埋管尺寸、固井外径等其他几何参数详见表 1。

表 1 U 型深埋管的几何模型尺寸

名称	计算域范围	连接管长度	进、出水管尺寸	固井外径
符号	$R \times H/m$	D_c/m	$\Phi_m, \Phi_{out}/mm$	Φ_{ce}/mm
尺寸	20×1000	(40, 1040, 2040)	139.7×7.72	215.9

几何模型根据埋管的进、出水是否隔离分为了闭式循环系统和开式循环系统。闭式循环系统符合真实的供暖情况,一般多用于分析埋管与建筑物供暖之间的耦合运行。但由于系统运行过程中的变量较多,闭式系统不利于直接对比埋管的换热能力。本研究的模拟计算采用了开式循环系统,即埋管进水与出水是分开的,模拟计算时恒定埋管进口水温,监测埋管的出口水温,这样在流率一定时就可以计算在设定进口水温下的埋管实时换热强度。

采用 GAMBIT 建立 U 型深埋管的数值计算模型,U 型埋管的模型坐标原点设在连接管的中垂线与地平面的交点处,竖直向上为 Y 轴正方向,过原点水平指向进水井中心为 X 轴正方向,Z 为地平面上过原点垂直 X 的轴线。U 型埋管的几何模型区域的 Y 轴方向由 -1000m 至 0m;X 轴方向由 -70m (或 -570, -1070m) 到 70m (或 570m, 1070m)、Z 轴方向均由 -20m 到 20m。

1.3 数学模型

对于 U 型深埋管,如图 2 所示。埋管换热包括了管内循环水与管壁的对流换热、埋管壁的导热、埋管外壁面与固井水泥层的导热,同时岩土及固井水泥层自身由于取热温差也会存在导热。描述埋管内循环水流动换热的连续性方程、动量方程和能量方程以及描述管壁、固井水泥层及岩土的导热微分方程可以统一写成如公式 1 所述的通用形式^[11]。

$$\partial(\rho\phi)/\partial t + \text{div}(\rho U\phi) = \text{div}(\Gamma_\phi \text{grad}\phi) + S_\phi \quad (1)$$

式中: ρ 是 U 型管内流动介质的密度 (kg/m^3); t 是时间 (s); ϕ 是通用物理量; U 是埋管内流动介质的速度 (m/s); Γ_ϕ 是扩散通量; S_ϕ 是源项。

本研究采用 FLUENT 模拟计算^[12],采用标准 k-epsilon 紊流模型,求解的方程有连续性方程、湍动能方程、耗散方程和 3 个方向的动量方程、能量方程。选择二阶迎风离散格式,采用 SIMPLE 压力修正法。

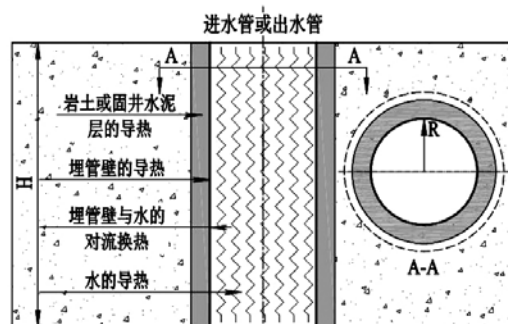


图 2 埋管换热过程示意

1.4 模型的初始及边界条件

埋管周围的岩土温度及热物性参数的计算参考文献^[12],根据文献中确定的 U 型埋管岩土温度来设置岩土层计算域外表面沿竖向的温度分布,计算域的岩土上表面设置为绝热面。模拟计算时,针对流场及温度场分开设置并计算。当模拟稳态流场时,边界条件为给定水泵扬程以得到需要的流率值。稳态流场计算收敛后,进行瞬态温度场的模拟计算,边界条件为给定埋管进口水温,监测埋管出口水温。

对于模型初始条件的设置,在初始条件下,埋管内的水流静止,管内的水体、管壁以及管外固井水泥层的初始温度均与同一深度的岩土温度相同。

1.5 模型验证

为了确保数值计算模型的可靠性,提升模拟结果的说服力,需要对所建模型及相关的求解设置进行合理性验证。本研究所建模型的网格密度、计算时间步长与文献^[12]相同。水管体的网格密度为 634 个/m,固井水泥体为 320 个/m,土体为 1408 个/m,模拟计算时间步长为 3600 s。

对于模型的实验验证,参照文献^[12],文献中的数值模拟结果与原位实验基本吻合。而本研究采用了与文献^[12]相似的建模方法及模拟条件设置,因此间接验证了本研究所建数值计算模型的合理性。

2 计算结果及分析

本章对 U 型深埋管在不同水平连接管长度下的埋管换热特性展开分析,讨论水平管长度对 U 型埋管的换热影响,分析水平连接管长度对强化埋管换热的效果。

2.1 模拟工况的设置

根据 U 型深埋管水平连接管长度的不同,建立了 3 种不同尺度的三维全尺寸数值计算模型。针对本研究所需要讨论的问题,每种模型均只设置了一个计算工况,即共分为了 3 种模拟计算工况。表 2 为 3 种数值计算模型对应的模拟计算工况,工况名称的命名规则为埋管型式-埋深-连接管长度。

表 2 数值计算的模拟工况

工况名称	埋管类型	埋深 H/m	连接管长度 D_c/m	埋管总长 L/m
U-1000-40	U	1000	40	2097.08
U-1000-1040	U	1000	1040	3097.08
U-1000-2040	U	1000	2040	4097.08

表 2 中的 3 种模拟工况均采用开式循环系统来分析埋管的换热情况, 模拟时间长度定为 240h, 模拟时控制埋管的进口水温及埋管的循环水流率恒定, 监测埋管的出口水温。进一步结合公式 (2-3), 通过各个工况的埋管循环水流率及埋管进、出口温差来计算埋管的实时换热强度以及埋管的延米换热量, 并对分析不同计算工况的埋管的换热差异。

$$Q = c \cdot G \Delta T \quad (2)$$

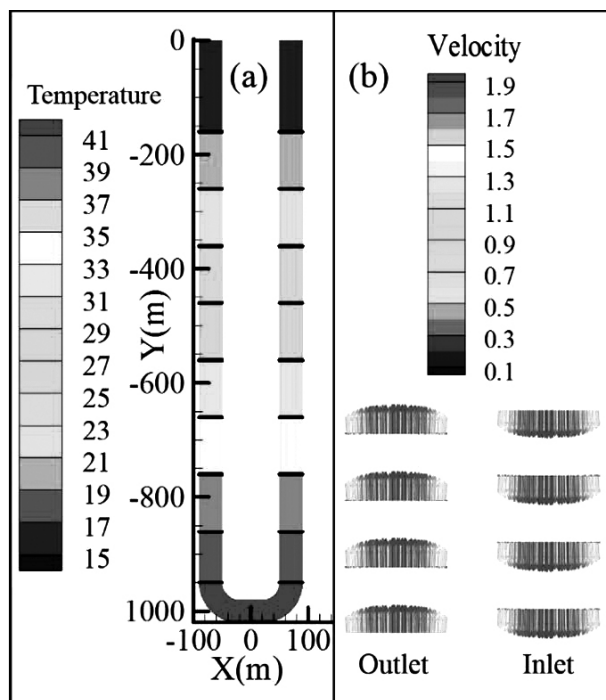
$$q_l = Q/L \quad (3)$$

公式 (2) 和 (3) 中, Q 为换热强度 (W); c 为水的比热容 ($J/(kg \cdot K)$); G 为流率 (kg/s); ΔT 为埋管进、出口水温差值 (K); q_l 为埋管延米换热量 (W/m); L 为埋管总长度 (m)。

2.2 不同计算工况的初始温度场及速度场

结合前文中深埋管周围岩土温度的确定, 对 3 种计算工况岩土的温度场进行设置, 以工况 U-1000-40 为例, 计算域的初始温度见图 3(a)。同时, 在数值计算过程中为了保证计算结果的可靠性, 对各种工况的流场先进行稳态的数值模拟计算, 收敛后再进行瞬态计算。图 3(b) 给出了流场计算收敛后的速度矢量图。

从图 3 可以看到, 随着埋管深度的增加, 埋管的初场温度梯度上升。针对埋管循环水流率, 模拟设置为 $19.69 kg/s$, 即埋管进、出口速度分别为 $1.63 m/s$ 和 $1.63 m/s$ 。

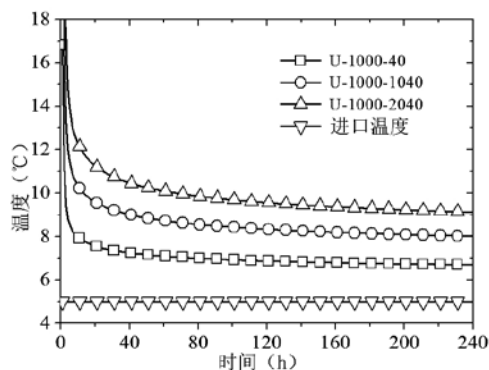


(a) 初场温度 (b) 速度矢量

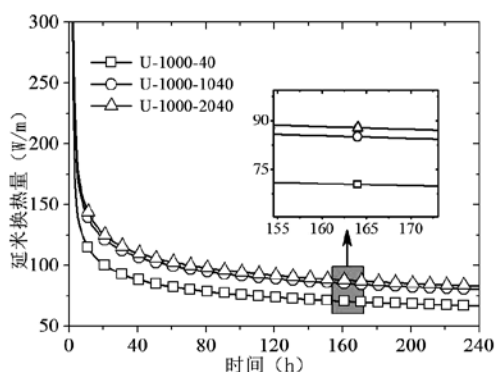
图 3 U 型埋管的初始温度及速度场 (工况 U-1000-40)

2.3 连接管长度对 U 型深埋管换热性能的影响

以工况 U-1000-40、U-1000-1040 及工况 U-1000-2040 来分析连接管长度对埋管换热的影响, 3 种计算工况的埋管埋深均为 1000m, 连接管长度分别为 40m、1040m 和 2040m。模拟计算时控制埋管进口水温恒定为 $5^\circ C$, 流率为 $19.69 kg/s$, 模拟计算 240h 并监测埋管的实时出、口水温。进而结合公式 (2) 和 (3), 计算得到埋管的实时换热量及延米换热量。图 4 根据模拟计算结果, 绘制出工况 U-1000-40、U-1000-1040 及工况 U-1000-2040 的埋



(a) 埋管实时进、出口水温的变化情况



(b) 埋管的延米换热量变化情况

图 4 工况 U-1000-40、U-1000-1040 及工况 U-1000-2040 的埋管实时进、出口水温及延米换热量随时间的变化情况

管实时进、出口水温及延米换热量随模拟计算时间的变化情况。

从图 4 可以看到,不同工况的埋管进口水温均相同,为 5℃。三种连接管长度下的埋管实时出口水温在运行初期较高,随着计算时间的延续,出口水温会迅速降低并趋于平缓。对应到埋管的延米换热量,同样可以看到换热量随着运行时间初期较高,随后降低并趋缓。从 3 种连接管长度下的埋管延米换热量曲线相互之间的间距可以看到,工况 U-1000-2040 相对于工况 U-1000-1040 以及工况 U-1000-1040 相对于工况 U-1000-40 的连接管长度均增加了 1000 m,但埋管延米换热量曲线的间距明显不同(图 4(b)),表明 U 型深埋管水平连接管长度的增加只是在一定范围内可以显著提升埋管的换热情况。

进一步结合模拟数据,总结如表 3 所示的埋管换热性能对比。表 3 给出了工况 U-1000-40、U-1000-1040 及工况 U-1000-2040 在模拟计算 240h 的埋管时均出口温度(T_a)、埋管时均延米换热量(q_a),以及运行至 240h 时刻的瞬时出口水温(T_e)及埋管延米换热量(q_e)。

表 3 U 型深埋管不同连接管长度下的模拟出口水温及延米换热量的比较

模拟工况	T_a	T_e	q_a	q_e
单位	℃	℃	W/m	W/m
U-1000-40 (1)	7.058	6.691	81.149	66.704
U-1000-1040 (2)	8.669	8.016	97.973	80.520
U-1000-2040 (3)	10.003	9.121	100.974	83.181
(2) 相对 (1) 的增加率 (%)	22.830	19.787	20.731	20.714
(3) 相对 (1) 的增加率 (%)	41.723	36.307	24.430	24.702

由表 3 可以看到,在相同的埋深下($H=1000\text{m}$),埋管的换热能力随着水平连接管长度的增加而增加,但这种增加率会随着连接管长度的进一步增加而逐渐降低。以表 3 中埋管模拟计算 240h 的时均延米换热量 q_a 为例,工况 U-1000-1040 相对于工况 U-1000-40 的水平连接管增长 1000m 时, q_a 增大了 16.824W/m,增幅为 20.731%,即 q_a 的增加率为 20.731%/km。工况 U-1000-2040 相对于工况 U-1000-40 的水平连接管增加了 2000m,计算可得 q_a 增加了 19.825W/m,增幅为 24.430%,即 q_a 的增加率为 12.215%/km。可以看到,在 U 型深埋管水平连接管长度为 1040m 的基础上,进一步增加其长度为 2040m 时,埋管的延米换热量虽有 3.699% 的增幅,但其增加率却由 20.731%/km 降到 12.215%/km,降低了 8.516%/km。

综上,对于 U 型深埋管来说,水平连接管的长度会显著影响埋管的换热性能,水平连接管越长,埋管的延米换热量越大。同时可以看到,延米换热量

的增加率会随着连接管的生长而逐渐降低,分析这种结果的原因,这是由于埋管水平连接管的生长使得处于高温岩土中的埋管比例增加,这样埋管沿途的循环水温度会很快地吸热升温,从而抑制了与埋管周围岩土的进一步换热,即造成了埋管延米换热量增加率变缓。

3 结论

本研究结合西安市某个实际的 U 型深埋管换热系统,在得到 U 型埋管的钻井温度、埋管竖向岩土解释数据及钻井岩芯热物性参数的基础上,建立了 3 种不同尺寸水平连接管长度的耦合管内外换热的 U 型深埋管的三维全尺寸数值计算模型。通过 FLUENT 对 3 种模拟工况进行计算,分析对比埋管的延米换热情况。结果表明,对于 U 型深埋管来说,水平连接管的长度会显著影响埋管的换热性能,水平连接管越长,埋管的延米换热量越大,但延米换热量的增加率会随着连接管的持续增长而降低。因此,在一定范围内增加 U 型深埋管水平连接管的长度对于提升埋管换热系统的换热性能,强化埋管换热具有很大的作用。

参考文献

- [1] Deng N, He G.S, Gao Y, et al. Comparative analysis of optimal operation strategies for district heating and cooling system based on design and actual load. Applied Energy 205 (2017) 577–588.
- [2] Pampuri L, Cereghetti N, Strepparava D, et al. Analysis of the electricity consumptions: a first step to develop a district cooling system. Sustain Cities Soc 2016; 23:23–36.
- [3] Kim D, Kim G, Baek H. Thermal conductivities under unsaturated condition and mechanical properties of cement-based grout for vertical ground-heat exchangers in Korea—A case study. Energy and Buildings 122 (2016) 34–41.
- [4] Zheng B, Xu J, Ni T, et al. Geothermal energy utilization trends from a technological paradigm perspective, Renew. Energy 77 (2015) 430–441.
- [5] Shabnam G, Emad M, Seyed J.H.A.B, et al. Feasibility study of geothermal heat extraction from abandoned oil wells using a U-tube heat exchanger. Energy 153 (2018) 554–567.
- [6] Nian Y.L, Cheng W.L. Evaluation of geothermal heating from abandoned oil wells. Energy 142 (2018) 592–607.
- [7] Henrik H, Jose A, Erling N, et al. Thermal evaluation of coaxial deep borehole heat exchangers. Renewable

Energy 97 (2016) 65-76.

[8] Fang L, Diao N.R, Shao Z.K, et al. A computationally efficient numerical model for heat transfer simulation of deep borehole heat exchangers. Energy & Buildings 167(2018)79–88.

[9] Tomasz Ś, Michał K, Alireza Z, et al. Potential application of vacuum insulated tubing for deep borehole heat exchangers. Geothermics 75(2018)58–67.

[10] Li C, Guan Y.L, Wang X. Study on reasonable selection of insulation depth of the outlet section of

vertical deep-buried U-bend tube heat exchanger. Energy & Buildings 167(2018)231–239.

[11] Patankar S V. Numerical heat transfer and fluid flow. New Year: Mc-Graw-Hill, 1980.

[12] Li C, Guan Y.L, Wang X, et al. Experimental and Numerical Studies on Heat Transfer Characteristics of Vertical Deep-Buried U-Bend Pipe to Supply Heat in Buildings with Geothermal Energy. Energy 142(2018) 689–701.

沙漠地区高压变频室采暖通风与空气调节设计探讨

相海杰, 孙国成, 贺吉涛

(中油(新疆)石油工程设计有限公司, 新疆克拉玛依 834000)

[摘要] 针对国内高压变频室的室内通风设计, 在大部分项目中均有设计, 常采用的方法是“通风次数法”或“热平衡法”计算风量^[1], 认为其完全满足室内设备运行环境温度及风量要求进行设计, 此种计算方法简单, 其适用于电负荷较小、通风量小的项目上。针对于沙漠地区天然气处理站缺水、缺电、室外沙尘天气较多的情况, 高压变频室电负荷大、通风量大如何设计才能保证高压变频室正常供电要求尤为重要, 本文通过对国内几种大型项目高压变频室的设计方案进行探讨, 选择适合沙漠地区变配电间的设计思路。

[关键词] 高压变频室; 沙漠地区; 设计思路

0 引言

沙漠地区泛指戈壁滩、荒漠、沙漠, 其地表面覆盖大片流沙, 分布各种沙丘, 在大风的作用下, 易形成风沙弥漫, 空气中含尘量高。沙漠地区的气候干燥、冬冷夏热、降水量少、蒸发量大、植被贫乏、气象条件恶劣^[2]。

在沙漠地区高压变频室采暖通风和空气调节设计, 要结合沙漠地区恶劣的气候特性及人烟稀少、交通不便、用电负荷紧张等特点, 除满足《建筑设计防火规范》、《工业建筑供暖通风与空气调节设计规范》、《石油化工供暖通风与空气调节设计规范》、《20kV 及以下变电所设计规范》, 还应考虑防沙尘措施, 因地制宜进行设计。

本文以新疆某地区天然气处理站内高压变频室间的夏季温度高、冬季温度低、沙漠沙尘天气多的特点, 在国内已建高压变频室采暖通风与空气调节设计的基础上, 提出一种适合新疆沙漠地区投资少、能耗低、运行费用低的采暖通风与空气调节设计思路, 为以后的高压变频室设计提供参考。

1 高压变频室采暖通风与空气调节传统设计思路

1.1 传统工艺设计思路

1.1.1 空调冷却设计思路

在江苏南部某电厂高压配电室, 该变频室的变频器、干式变压器、变压器柜、单元柜的发热量大、通风量大, 若将这些热量直接散入到室内, 夏季会造成室内温度过高(温度升高至设备元件耐温上限温度, 一般是 55~75℃), 常规变频室电气设备运行要求维持夏季温度一般不高于 35℃。为避免发生由温度损害引起的故障, 影响设备的正常运行, 高压配电室采用室内循环, 冷暖空调(约 90P)冷却方案, 解决夏季室内温度高, 冬季室内温度低, 室内需要通风量大的问题。

1.1.2 空水冷冷却设计思路

在河南某电厂高压配电室, 该配电室的变频器、干式变压器等单元柜的发热量大、通风量大, 为避免发生由温度损害引起的故障, 影响设备的正常运行, 高压配电室采用室内外循环空水冷冷却方案, 此方案的冷却风道采用闭式循环, 与室外环境隔

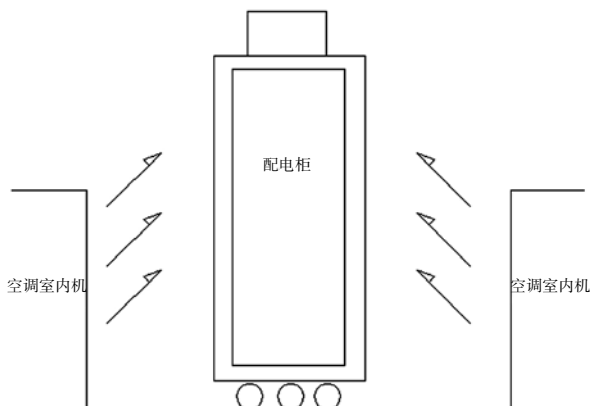


图1 传统空调技术思路

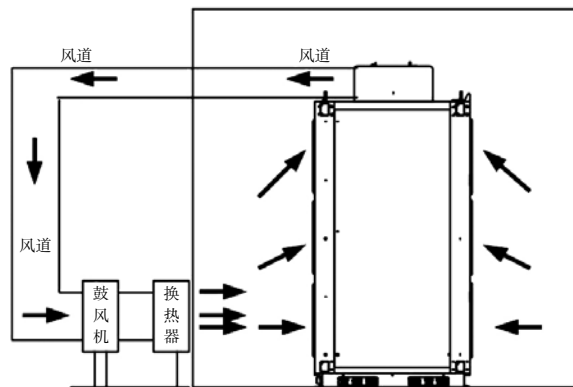


图2 传统空水冷冷却工艺技术思路

离,风道设置鼓风机和换热器,可以避免进口风沙、出口风量少的问题,但需要现场冷却水源,流量约 $80\text{m}^3/\text{h}$ 。

1.1.3 空气过滤室设计思路

甘肃瓜州某天然气压缩处理站高压变频室间,地处于戈壁滩,附近无水源,风沙较大,在高压变频室间新建风沙过滤室,有效缓解风沙的进入,满足进风风量要求,同时在风沙过滤室设空气加热器满足冬季室内温度要求,室内设空调(约 10P),满足夏季极端天气降温要求。

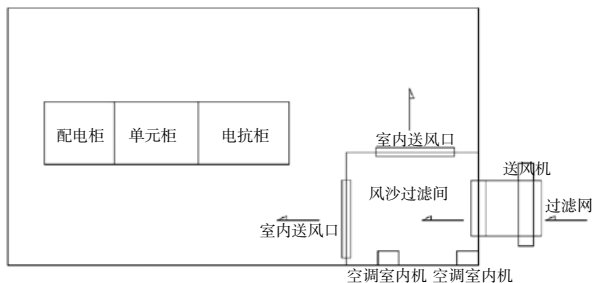


图3 传统空气过滤室技术思路

1.2 传统高压变频室采暖通风与空气调节工艺缺点

- (1) 采用空调冷却降温方式,空调设备投资高,耗电量大;
- (2) 采用空水冷冷却方式,鼓风机、换热器投资高,需要循环水量,对于缺水地区不建议采用;
- (3) 采用空气风沙过滤室方式,需要新建风沙过滤间,对于已建站区建筑布局紧凑情况来说,无法实现此种方式。

2 沙漠地区高压变频室采暖通风与空气调节设计新工艺

新疆某天然气处理站高压变频室间设有变压器柜、单元柜、电抗器柜,设备发热量 230kW 、通风量 $5.6 \times 10^4 \text{m}^3/\text{h}$,高压变频室前期未做通风及空气调节设计,变频柜散热量直接散入到室内,夏季造成室内温度过高(温度升高至设备元件耐温上限温度,现场实测 85°C),导致变频室间停机。常规变频室电气设备运行要求维持夏季温度一般不高于 35°C ,为避免高压变频室间设备由温度升高引起设备停机故障,影响站区正常生产任务,经与设备厂家沟通和资料查阅,探讨设备耐温极限温度(设备耐温极限 85°C)、用电柜的进风品质(要求空气中风沙颗粒直径小于 0.05mm)的要求、冬季和夏季室内环境温度(冬季: -5°C 以上;夏季: 40°C 以下)的要求。

根据高压变频室间发热量大、通风量大、室外风沙大的特点,现对其进行采暖通风与空气调节工艺技术进行探讨。

2.1 采暖通风

高压变频室间夏季变频柜、单元柜、电抗柜采用风管进行正常通风散热,关闭变频柜风机出口后端的拉链式蝶阀;变频柜冬季采用风管进行正常通风散热,随着天气温度逐渐降低至 -5°C ,打开变压器柜风机出口后端拉链式蝶阀,随着室外温度的降低,当室内温度不能保持在 -5°C 以上,打开单元柜的自带风机出口后端拉链式蝶阀。为防止雨水倒流至变频柜内,风管坡度为 0.5% ,坡向墙体。

高压变频室间采用 HDQCB 板式粗效空气过滤器为变频柜自然补风,当其不满足补风量时启用轴流风机进行机械补风,室内设置 2 台轴流风机,通风量 $16000\text{m}^3/\text{h}$,轴流风机入口设置空气过滤装置,满足室内设备补风空气品质要求。

2.2 空气调节

新疆某地区夏季最高天气温度 43.5°C ,配电柜通过设备壳体向室内散热量最大为 10kW ,高压变频室设 2 台 KF-160LW 柜式空调,制冷量 $Q=16\text{kW}$,满足降低配电柜通过设备壳体向室内散热温度和调节极端高温天气的要求。

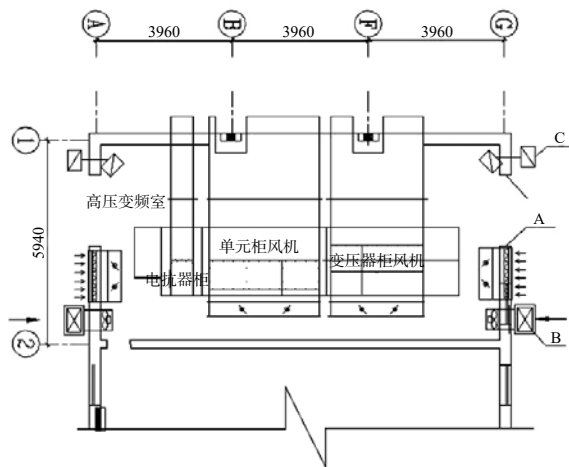


图4 高压变频室采暖通风与空气调节新工艺技术思路

注: A-HDQCB 板式粗效空气过滤器; B-轴流风机;

C-KF-160LW 柜式空调

2.3 技术优点

- (1) 高压变频室采用此种工艺适用于沙漠缺水地区;
- (2) 高压变频室采用此种工艺相对于采用空调机组工艺可节约初投资 23 万元,减少年运行费用 20 万元。
- (3) 高压变频室采用此种工艺相对于采用空水冷系统可节约初投资 25 万元,减少年运行费用 8 万元,空水冷系统适用于南方多水地区。

(4) 高压变频室采用此种工艺相比较于新建空气过滤室,可减少初投资 5 万元。

3 结论

对于沙漠地区环境温度夏季高(高于 40℃)、冬季低(低于 -20℃)的变配电间,如果附近无冷缺水源,并且用电负荷紧张情况。通过有效的机械通风与自然排风相结合的复合通风系统来排除室内余热,夏季极端天气情况采用空调降温,保证设备耐温上限要求;冬季低温条件下采用设备散热负荷来提高室内环境温度,达到电气设备运行所需要的室内温度要求。采用此种工艺减少初投资,减少电力

消耗,能达到节能、降耗、方便运行管理的目的^[1]。此种技术在新疆某沙漠地区得到实际应用,并运行良好,并在其他地区及国外项目进行了推广应用。

参考文献

- [1] 陈文霞.石化厂变配电间通风设计探讨.石油化工设计,2013,30(1):5-17.
- [2] 马依丹,孙国成,钱忠成.沙漠地区石油地面工程中的采暖通风与空气调节设计.新疆石油科技,2008,1(18):37.
- [3] 林天轮.变配电用通风量计算方法浅析,发电与空调,2014 年 04 月.

湿热地区常见树种蒸腾的模型化研究 ——以广州地区为例

郑森林, 刘之欣, 赵立华

(华南理工大学亚热带建筑科学国家重点实验室, 广州 510641)

[摘 要] 为了确定适用于湿热地区常见树种的蒸腾模型, 本文将利用实地测量和理论模型两种方法, 通过测量获得亚热带地区四种常见的树木(细叶榕, 芒果, 白兰和羊蹄甲)的蒸腾随气象参数的变化规律, 并将实测数据与 S-W 模型的计算结果进行比较, 确定适用于预测湿热地区常见树种的蒸腾模型, 实现了 S-W 模型在时间尺度上由大到小的拓展和在空间尺度上由小到大的扩展。

0 引言

蒸散发 (Evapotranspiration, ET), 包括土壤蒸发 (E) 和植被蒸腾 (T), 是水圈、大气圈和生物圈水分和能量交换的主要过程^[1], 也是水循环中最重要的分量之一^[2-3]。目前, 测定蒸散发的方法主要包括: 液流法^[4-5]、蒸渗仪法^[6]、同位素法^[6-7]以及涡度相关法^[8-9]。由于蒸散发的测定受时空因素的限制^[10], 而通过模型计算可以很好地解决这一问题^[11], 近年来受到学者们的广泛关注。最常用的蒸散发模型包括: Penman-Monteith (P-M) 模型、Priestley-Taylor (P-T) 模型、Shuttleworth-Wallace (S-W) 模型等。其中, P-M 模型虽然包含了对植被参数化方案的描述, 但其将下垫面看作一个整体, 并没有区分土壤蒸发和植被蒸腾的不同过程, 不适用于植被稀疏的下垫面; P-T 模型仅考虑了气候条件对蒸散发的影响, 却忽略了陆面植被对蒸散发过程的控制作用; S-W 模型假设作物冠层为均匀覆盖, 引入冠层阻力和土壤阻力参数^[12], 综合考虑了来自冠层和土壤两个涌源的蒸散发过程, 近年来得到广泛应用^[13-14]。然而, 该模型是在农业领域建立起来的, 由于城市树木与农作物的土壤性质和植物性质的差异, 在农业领域建立起来的 S-W 模型是否完全适用于城市树木需要亟待解决的问题。就目前的研究而言, 其可用的模型和测量方法很多, 但在不同的环境下各种方法表现出的适用性却有一定差异, 如何选择或者发展模型, 确定适用于城市树木的蒸腾模型是解决问题的关键。其次, 农业领域蒸散发的计算至少是以天为计算单位, 但是对于城市树木而言, 为了准确评价其对热岛效应的改善, 需要确定瞬时蒸散发量, 因此, 如何实现蒸腾的估算在时间尺度上由大到小的拓展也是研究的重点和难点。因

此, 本文将利用实地测量和理论模型两种方法, 通过测量四种常见的树木(细叶榕, 芒果, 白兰和羊蹄甲)的蒸腾随气象参数的变化规律, 并将实测数据与 S-W 模型进行验证, 确定用该模型计算城市树木的蒸腾的适用性。

2 方法

2.1 实地测量

2.1.1 测试地点和测试对象

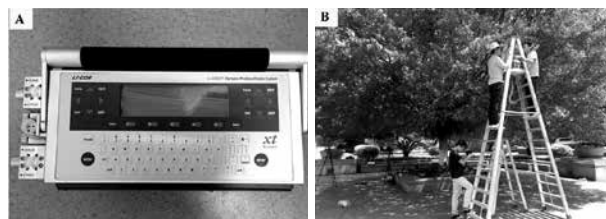
测试对象选取广州地区常见的形状差异较大, 对室外热环境影响较为明显的 4 种优势树种, 即: 芒果, 细叶榕, 白兰以及红花羊蹄甲。为了避免其他树木及建筑物对测试的影响, 测试地点选择位于空旷地段的单株树种。测试对象的具体信息如表 1 所示。

表 1 测试树木的基本参数。

树种	树高 /m	胸径 /m	冠幅 /m	Leaf Area Index/(m ² /m ²)
芒果	9.42	0.63	9.84	4.79
细叶榕	8.09	0.30	10.98	4.97
白兰	6.75	0.14	4.41	2.88
羊蹄甲	8.79	0.31	9.05	4.27

2.1.2 蒸腾率的测量

利用美国 Li-COR 公司生产的 Li-COR6400 便携式光合仪。对单株乔木的东南西北四个方位进行叶片蒸腾速率和叶表面温度进行测量, 每个方位测试三片不同的阳生叶并取其均值。同时测量叶片周围的空气温度湿度太阳辐射和风速, 实测过程中的照片和仪器如图 1 所示。



(a) 为实测光合作用仪器 (b) 为实测现场照片

图 1 实测照片

基金项目: 本论文受国家自然科学基金面上项目“湿热地区乔木对居住区热环境影响机理及优化配置研究”(51878288)支持。

2.1.3 土壤温度和含水率的测量

利用热电偶测量树下土壤不同深度的温度分布规律, 土壤下方每隔 10cm 布置一个测点, 测量不同深度的土壤温度随时间的变化规律; 利用 FDS-100 土壤水分传感器测量树下土壤的含水率随时间的变化, 测试土壤深度为 5CM 处的土壤体积含水率。

2.2 理论模型

S-W 模型计算地表蒸散发由植被冠层蒸腾和冠层间(或冠层下)裸土地面蒸发两部分组成, 该模型计算表达如下^[4-5]:

$$\lambda ET = C_c ET_c \times C_s ET_s \quad (1)$$

$$ET_c = \frac{\Delta(R_n - G) + \{\rho C_p(e_s - e_a) - \Delta r_a^c(R_n - G)\} / r_a^a + r_a^c}{\Delta + \gamma \{1 + r_s^s(r_a^a + r_a^c)\}} \quad (2)$$

$$ET_s = \frac{\Delta(R_n - G) + \{\rho C_p(e_s - e_a) - \Delta r_a^s(R_n - G)\} / r_a^a + r_a^s}{\Delta + \gamma \{1 + r_s^s(r_a^a + r_a^s)\}} \quad (3)$$

其中:

$$C_c = \frac{1}{1 + (R_s R_a) / [R_s(R_c + R_a)]} \quad (4)$$

$$C_s = \frac{1}{1 + (R_s R_a) / [R_s(R_s + R_a)]} \quad (5)$$

$$R_a = (\Delta + \gamma) r_a^a \quad (6)$$

$$R_c = (\Delta + \gamma) r_a^c + \gamma r_s^c \quad (7)$$

$$R_s = (\Delta + \gamma) r_a^s + \gamma r_s^s \quad (8)$$

式中, ET 为总蒸散发 (mm/s); λ 为水汽化潜热 (MJ/kg); ET_c 和 ET_s 分别为郁闭冠层蒸腾和裸土地面蒸发, 以相应潜热表示 ($\text{MJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$); C_c

和 C_s 分别为它们的权重系数, 本文只计算树木蒸腾, 不计算树下裸土的蒸腾, 因此 $C_s=0$; R_n 和 R_n^s 分别为冠层和土壤表面的净辐射 ($\text{MJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$); G 为土壤热通量 ($\text{MJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$); e_s 和 e_a 分别为饱和水汽压和实际水汽压 (kPa); Δ 为饱和水汽压—温度曲线的斜率 ($\text{kPa}/^\circ\text{C}$); ρ 为平均空气密度 (kg/m^3); C_p 为空气定压比热, $1.013 \times 10^{-3} \text{MJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$; γ 为空气湿度常数 ($\text{kPa}/^\circ\text{C}$); r_s^c 和 r_a^c 分别为冠层气孔阻力和冠层边界层阻力 (s/m); r_s^a 和 r_a^a 分别为土壤表面到冠层、冠层到参考高度间的空气动力学阻力 (s/m); r_s^s 为土壤表面阻力 (s/m)。

3 结果分析与讨论

图 2 给出亚热带地区常见四种树种的小时蒸腾的计算值 (S-W value) 与实测值 (Measured value) 的比较, 图中纵坐标误差值为 S-W 计算的小时蒸腾值减去实地测量所得到的小时蒸腾值, 误差率为误差值 / 实际测得的小时蒸腾值, 从该图中可以看出:

(1) 在所考察的时间段内, S-W 模型能够较为准确的计算树木的小时蒸腾 (平均误差率在 12%~15% 之间), 同时, S-W 模型计算的小时蒸腾均高于实测所得到的小时蒸腾;

(2) 对于考察的四种树种, 误差率由大到小的顺序为: 白兰, 羊蹄甲, 芒果和细叶榕;

(3) 当时间尺度缩小到小时以后, 高于以天为单位的误差, 这主要是因为 S-W 模型是基于稳态计算的, 时间尺度越小, 土壤和植物以及空气间的换热还没有稳定, 因此用 S-W 模型计算小时间尺度的树木蒸腾时误差会变大。因此, 在利用 S-W 模型计算树木蒸腾时, 时间尺度越大, 越趋于稳定, 计算值越接近真实值。

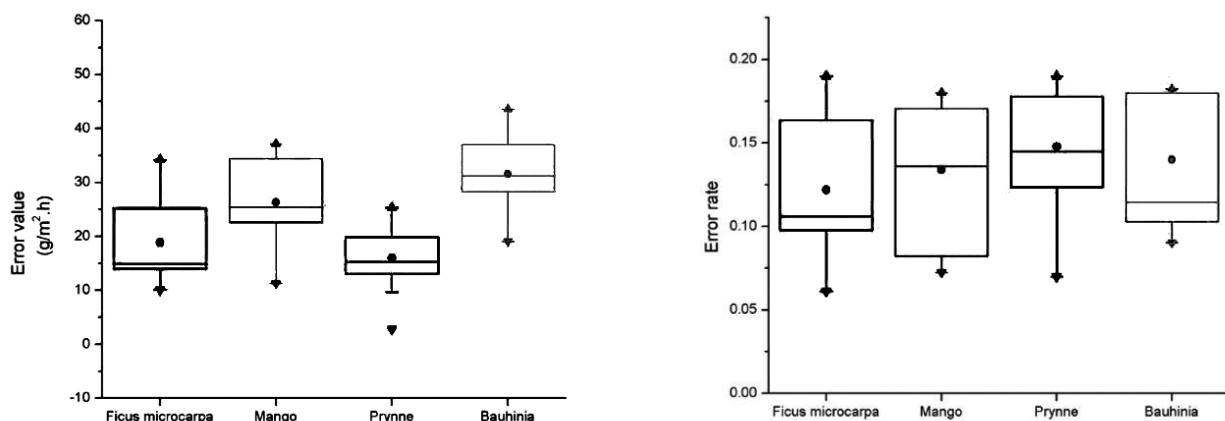


图 2 亚热带地区常见四种树种的小时蒸腾的计算值 (S-W value) 与实测值 (Measured value) 的比较, 图中纵坐标误差值为 S-W 计算的小时蒸腾值减去实地测量所得到的小时蒸腾值, 误差率为误差值 / 实际测得的小时蒸腾值

4 结论

为了确定适用于湿热地区常见城市绿化的蒸散发模型, 本文将利用实地测量和理论模型两种方法, 通过测量亚热带地区四种常见的树木(细叶榕, 芒果, 白兰和羊蹄甲)的蒸腾随气象参数的变化规律, 并将实测数据与 S-W 模型的计算结果进行比较, 确定适用于描述湿热地区常见城市树种的蒸腾模型, 实现了蒸散发的估算在时间尺度上由大到小的拓展, 具体内容如下: 在所考察的时间段内, S-W 模型能够较为准确的计算树木的小时蒸腾(平均误差率在 12%~15% 之间), 同时, S-W 模型计算的小时蒸腾均高于实测所得到的小时蒸腾; 对于考察的四种树种, 误差率由大到小的顺序为: 白兰, 羊蹄甲, 芒果和细叶榕; 在利用 S-W 模型计算树木蒸腾时, 时间尺度越大, 越趋于稳定, 计算值越接近真实值。

参考文献

- [1] Gao Yanchun, Long Di. Progress in model for evapotranspiration estimation using remotely sensed data[J]. Journal of Remote Sensing, 2008, 12(3):515-528.
- [2] Yao Xiaoying, Pu Jinyong, Wang Chenghai, et al. Variations in evapotranspiration of soil moisture in Gansu Loess Plateau in the recent 40 years[J]. Journal of glaciology and geocryology, 2007, 29(1):126-130.
- [3] Allen S, Grime V. Measurements of transpiration from savannah shrubs using sap flow gauges[J]. Agricultural and Forest Meteorology, 1995, 75(1):23-41.
- [4] Williams D, Cable W, Hultine K, et al. Evapotranspiration components determined by stable isotope, sap flow and eddy covariance techniques[J]. Agricultural and Forest Meteorology, 2004, 125(3):241-258.
- [5] Scott R L, Huxman T E, Cable W L, et al. Partitioning of evapotranspiration and its relation to carbon dioxide exchange in a Chihuahuan Desert shrubland[J]. Hydrological Processes, 2006, 20(15):3227-3243.
- [6] Zhang Yinsheng, Munkhtsetseg E, Kadota T, et al. An observational study of ecohydrology of a sparse grassland at the edge of the Eurasian cryosphere in Mongolia[J]. Journal of Geophysical Research: Atmospheres (1984-2012), 2005, 110(D14).
- [7] Moran M, Scott R, Keefer T, et al. Partitioning evapotranspiration in semiarid grassland and shrubland ecosystems using time series of soil surface temperature[J]. Agricultural and Forest Meteorology, 2009, 149(1):59-72.
- [8] Yepez E A, Williams D G, Scott R L, et al. Partitioning overstory and understory evapotranspiration in a semiarid savanna woodland from the isotopic composition of water vapor[J]. Agricultural and Forest Meteorology, 2003, 119(1):53-68.
- [9] Evett S, Matthias A, Warrick A. Energy balance model of spatially variable evaporation from bare soil[J]. Soil Science Society of America Journal, 1994, 58(6):1604-1611.
- [10] Tourula T, Heikinheimo M. Modelling evapotranspiration from a barley field over the growing season[J]. Agricultural and Forest Meteorology, 1998, 91(3):237-250.
- [11] Zhu Gaofeng, Su Yonghong, Li Xin, et al. Modelling evapotranspiration in an alpine grassland ecosystem on Qinghai-Tibetan Plateau[J]. Hydrological Processes, 2014, 28(3):610-619.
- [12] Zhu Gaofeng, Su Yonghong, Li Xin, et al. Estimating actual evapotranspiration from an alpine grassland on Qinghai-Tibetan Plateau using a two-source model and parameter uncertainty analysis by Bayesian approach[J]. Journal of Hydrology, 2013, 476:42-51.
- [13] Zhang Xiaoyou, Gong Jiadong, Zhou Maoxian, et al. A study on the stem sap flow of *Populus euphratica* and *tamaris* spp. By heat pulse technique[J]. Journal of glaciology and geocryology, 2003, 25(5):585-590.
- [14] Domingo F, Villagarcía L, Brenner A, et al. Evapotranspiration model for semi-arid shrublands tested against data from SE Spain[J]. Agricultural and Forest Meteorology, 1999, 95(2):67-84.

西沙地区海岛建筑自然通风评价方法研究

苏 磊, 谢静超, 张晓静, 刘加平

(绿色建筑环境与节能技术北京市重点实验室 北京工业大学, 北京 100124)

[摘要] 西沙群岛地处东南亚热带海洋之中, 属于典型的热带海洋性季风气候, 全年如夏, 炎热无酷暑, 有着丰富的风力资源, 建筑的自然通风潜力巨大, 然而如何对当地建筑的自然通风进行科学的评价仍有待研究。自然通风受环境影响很大, 具有不稳定性 and 非周期性的特点, 这给自然通风的评价带来了困难, 本文从自然通风热舒适评价和自然通风潜力评价两方面进行探索。热舒适评价方面分别对 PMV 修正模型、适应性模型、AT 模型进行了分析和对比, 并结合西沙的气候特点给出了西沙自然通风热舒适评价模型, 得出了一些定性和定量的评价指标; 通风潜力评价方面分析了考虑不同主导因素的三个潜力评估模型, 并利用实测气象数据得出西沙自然通风建筑潜力评估结果。

[关键词] 自然通风; 热舒适评价; 通风潜力评价

0 引言

由于自然通风可以取代或部分取代传统空调系统, 不仅能节约大量能源, 还能够满足室内空气品质和室内热舒适要求^[1], 因此自然通风技术越来越受到研究者的重视。近年来, 国内外研究者对自然通风热舒适评价和自然通风潜力评估进行了大量研究, 并取得了一定的成果。但由于自然通风影响因素的复杂性和不稳定性, 定量分析方法难以实现, 导致对自然通风建筑评价体系的研究仍停留在主观评价水平^[2], 缺乏系统深入的认识。在自然通风环境中, PMV 热舒适评价模型不能用于预测用户的热感觉^[3], 需要重新探索适合自然通风建筑的热舒适评价模型。同时, 为了让更多建筑能充分利用自然通风, 应依据当地气象数据和周围微环境科学地评估建筑的自然通风能力。本文将借鉴现有国内外自然通风评价方法, 进行特点分析, 并使用这些模型对西沙建筑的自然通风进行评估。

1 西沙气候特点

1.1 常年高温

西沙年平均气温为 26~27℃, 极端最高气温为 35℃, 极端最低气温为 15.3℃。由图 1 可知, 月平均温度都在 23~30℃ 之间, 月平均温度高于 25℃ 的时间为 10 个月, 全年的月平均温度都在 23℃ 以上。尽管西沙全年如夏, 但由于其四面环海的特殊地理位置, 西沙的月平均最高气温并不高, 气温波动比较平稳。

1.2 常年高湿

西沙的年平均相对湿度在 82% 左右, 逐时波动范围为 70%~90%。由图 2 可知, 月平均相对湿度的

变化范围为 78%~86%, 月平均相对湿度超过 80% 的时间为 10 个月。

1.3 高风速

西沙群岛地势平坦, 四周毫无遮挡, 常年处在高风速状态, 年平均风速在 4~6m/s 之间, 月平均风速如图 3, 风速都在 3.5m/s 以上。

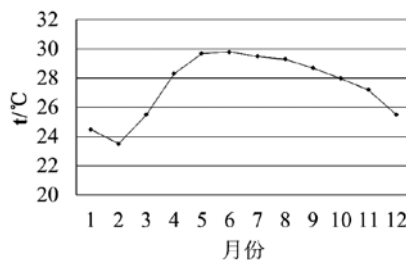


图1 西沙月平均温度

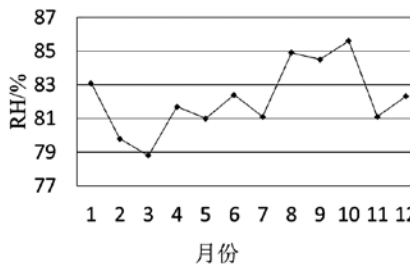


图2 西沙月平均相对湿度

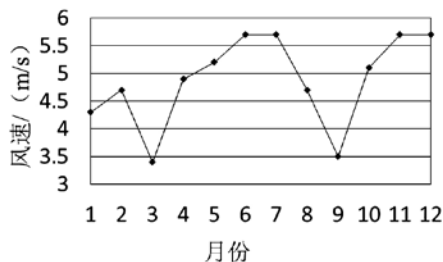


图3 西沙月平均风速

基金项目: 国家自然科学基金重大项目(51590912), 国家重点研发计划课题(2018YFC0704505)。

2 自然通风热舒适评价

由于自然通风建筑的室内环境受室外气候的影响很大，已有大量的实测数据表明，在自然通风动态热环境下的 PMV 与实际热感觉投票 TSV 存在明显的偏差。因此，西沙不能用稳态 PMV 模型预测自然通风建筑中用户的热舒适，应该建立适宜西沙气候特点的自然通风热舒适评价模型。下面将介绍几种自然通风热舒适评价模型，并进行对比分析：

2.1 PMV 修正模型

非空调环境下的 PMV 与实际热舒适调查结果有较大的偏差，这引起了 PMV 理论创始人 Fanger 的重视。通过研究，Fanger 认为这种偏差主要是由于在非空调环境下人们对环境的期望值降低造成的，于是提出在温暖气候下非空调环境的修正模型，如式（1）所示，引入了期望因子 e （其值为 0.5~1）来修正当量稳态空调环境下计算出的 PMV，并给出不同建筑环境下的 e 值^[4]，如表 1。

$$PMV_e = e \cdot PMV \tag{1}$$

表 1 温暖气候下非空调建筑的期望因子

期望	非空调建筑分类		期望因子 e
	地区	温暖季节	
高	空调建筑普遍	夏季短	0.9-1.0
中	有一些空调建筑	夏季	0.7-0.9
低	很少有空调建筑	所有季节	0.5-0.7

同时 Fanger 教授调用 ASHRAE 的大量实测数据验证 PMV 修正模型，结果如图 4 所示。

结果表明，PMV 修正模型的预测结果与实测结果的吻合程度有所提高，但依然存在明显的偏差，并且还有一个很明显的缺陷，在实测中当受试者处于热中性环境时，修正后的 PMV 值依然是 0.3，即 PMV 修正模型不能在受试者认为热中性环境时正确

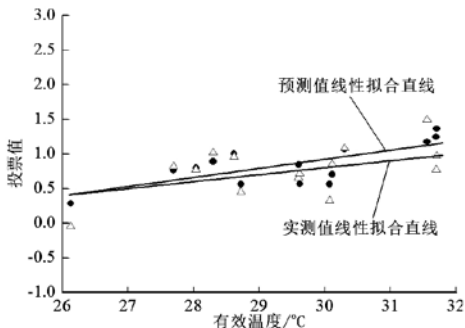


图 4 PMV 修正值与实测值对比

地给出预测值 0。
西沙地区全年如夏，无酷暑，月平均气温在 23~30℃ 之间，当地的自然通风建筑热舒适评价 PMV 修正模型的期望因子可取 $e = 0.5\sim0.7$ （由于篇幅原因西沙 e 的具体取值仍有待研究）。
2.2 适应性模型

在自然通风建筑中，人不仅仅是环境刺激的被动接受者，同时还是积极的适应者，人的适应性对热感觉的影响远远超过了自身热平衡。在实际热环境中，人们可以通过感受环境、改变行为、调整期望值以适应环境变化。适应性模型认为用户对室内热舒适的期望会随着室外温度变化而变化，经过大量实地调研数据的统计和分析，适应性模型将室内最优的舒适温度和月平均室外温度联系起来，得到一个线性回归公式^[5]，形如 $T_{comf} = a \cdot T_{out} + b$ 。

不同地区由于气候条件、种族、生活习惯等不同，其适应性热舒适模型应该存在差异，在考虑节能和热舒适的情况下，不同地区应该研究出适合当地特点的自然通风热舒适指标。国内已研究出的非空调适应性模型如表 2。

表 2 国内适应性模型统

研究者	建筑类型	适应性模型	室内舒适温度范围 (T_{comf})	地区	年份
杨柳 ^[6]	住宅	$T_{comf} = 0.30T_{out} + 17.9$	$18.0^{\circ}\text{C} \leq T_{comf} \leq 30.0^{\circ}\text{C}$	哈尔滨、北京、西安、广州、上海	2003
茅艳 ^[7]	住宅	$T_{comf} = 0.121T_{out} + 21.488$	$16.3^{\circ}\text{C} \leq T_{comf} \leq 26.2^{\circ}\text{C}$	严寒地区	2006
		$T_{comf} = 0.271T_{out} + 20.014$	$15.8^{\circ}\text{C} \leq T_{comf} \leq 29.1^{\circ}\text{C}$	寒冷地区	2006
		$T_{comf} = 0.326T_{out} + 16.862$	$16.0^{\circ}\text{C} \leq T_{comf} \leq 30.0^{\circ}\text{C}$	夏热冬冷地区	2006
		$T_{comf} = 0.554T_{out} + 10.578$	$16.2^{\circ}\text{C} \leq T_{comf} \leq 28.3^{\circ}\text{C}$	夏热冬暖地区	2006
杨薇 ^[8]	教室及宿舍	$T_{comf} = 0.25T_{out} + 16.7$	$16.9^{\circ}\text{C} \leq T_{comf} \leq 27.8^{\circ}\text{C}$	长沙	2006
叶晓江 ^[9]	居住建筑	$T_{comf} = 0.422T_{out} + 15.122$	$17.0^{\circ}\text{C} \leq T_{comf} \leq 31.0^{\circ}\text{C}$	上海	2007
杨薇 ^[10]	住宅（夏）	$T_{comf} = 0.32T_{out} + 17.5$	$25.0^{\circ}\text{C} \leq T_{comf} \leq 31.6^{\circ}\text{C}$	夏热冬冷地区	2007
李俊鸽 ^[11]	居住建筑	$T_{comf} = 0.607T_{out} + 10.092$	$12.5^{\circ}\text{C} \leq T_{comf} \leq 28.4^{\circ}\text{C}$	夏热冬冷地区	2006
刘晶 ^[12]	教室	$T_{comf} = 0.2303T_{out} + 16.946$	$21.8^{\circ}\text{C} \leq T_{comf} \leq 25.8^{\circ}\text{C}$	重庆	2007
刘红 ^[13]	办公室及住宅建筑	80% 上限: $T_n = 0.4T_o + 16.8$	$14^{\circ}\text{C} \leq T_n \leq 30^{\circ}\text{C}$	重庆	2009
		80% 下限: $T_n = 0.59T_o + 4.0$			
		90% 上限: $T_n = 0.44T_o + 14.2$			
		90% 下限: $T_n = 0.55T_o + 6.7$			
姚润明 ^[14]	教室	$T_{comf} = 0.6T_{out} + 9.85$	$16.0^{\circ}\text{C} \leq T_{comf} \leq 30.0^{\circ}\text{C}$	重庆	2010

从地理位置上看,西沙位于我国南海海域,靠近夏热冬暖的海南岛,本文选择西安建筑科技大学茅艳^[7]得出的夏热冬暖地区适应性模型作为西沙地区自然通风建筑室内中性温度的计算模型如式(2)。

$$T_{comf} = 0.554T_{out} + 10.578 \quad (2)$$

式中: T_{comf} 为室内中性温度(°C), $16.2^{\circ}\text{C} \leq T_{comf} \leq 28.3^{\circ}\text{C}$; T_{out} 为室外月平均温度(°C)。

大部分适应性模型热舒适区宽度以中性温度为中心,以90%的人可接受舒适区宽度为5°C和80%的人可接受舒适区宽度为7°C定义室内舒适温度范围^[15]。但这个热舒适区宽度是针对欧洲人和美国人的人体热感觉数据所得出的,并不能作为中国人的热舒适区。Nicol等人研究认为在没有行为调节、没有增减衣物的情况下,热舒适区宽度应缩小为4°C。为了确保热舒适,西沙的适应性模型的热舒适宽度定为4°C,即热舒适上下限温度定为中性温度上下偏移2°C。

由于西沙高风速和高湿度的特点,适应性模型应该考虑空气湿度和风速对人体中性温度影响的修正,本文采用文献[16]中相对湿度和风速对人体热舒适影响的修正方法,即在温度高于28°C时,以相对湿度70%为影响热舒适的下限,按照相对湿度每增加10%相当于室内温度升高0.4°C;同时以风速为0作为基准,风速每增加0.15m/s相当于温度降低0.55°C,则西沙自然通风建筑人体热舒适中性温度的修正模型如式(3):

$$T_{comf} = 0.554T_{out} + 10.578 - 4(\varphi_i - 70\%) + \frac{0.55v}{0.15} \quad (3)$$

式中: φ_i 为室内相对湿度(%) 在室内温度高于28°C且大于70%时才考虑此项; v 为人体表面风速(m/s)。

根据西沙高温、高湿、高风速的气候特点,假设其自然通风建筑的室内温度等于室外温度,室内相对湿度等于室外相对湿度,人体表面风速取上限风速 $v = 0.8\text{m/s}$,则西沙地区的人体热舒适中性温度模型可简化如式(4):

$$T_{comf} = 0.554T_{out} + 13.511 - 4(\varphi_i - 70\%) \quad (4)$$

可计算出西沙各个月份的室内热舒适中性温度

表3 西沙各月室内中性温度和热舒适区

月份	1	2	3	4	5	6
中性温度/°C	26.56	26.14	27.29	28.72	29.52	29.52
热舒适区/°C	[24.56,28.56]	[24.14,28.29]	[25.29,29.29]	[26.72,30.72]	[27.52,31.52]	[27.52,31.52]
月份	7	8	9	10	11	12
中性温度/°C	29.41	29.15	28.83	28.40	28.14	27.15
热舒适区/°C	[27.41,31.41]	[27.15,31.15]	[26.83,30.83]	[26.40,30.40]	[26.14,30.14]	[25.15,29.15]

和热舒适区如表3所示。

2.3 AT 模型

AT模型(建筑节能季节舒适度模型^[17])是基于人体热平衡原理提出来的,考虑了影响人体热舒适的3个因素(温度、湿度、衣着)的综合影响,当室外日平均温度高于21°C时,温度较高不考虑衣着情况,当室外日平均温度低于21°C时考虑衣服厚度。根据逐时的气象数据带入AT模型进行计算,当AT值在15~28°C时为舒适区;当AT值小于15°C为冷不适;当AT值大于28°C时为热不适。AT值所表征的热舒适是广义范围的热舒适,可以用作自然通风建筑室内的热舒适评价。AT值的简化计算式及适用条件如式(5):

$$AT = \begin{cases} -1.481 + 0.916t_f + 0.949e_f & (t_a > 21^{\circ}\text{C}) \\ 8.152 + 0.665t_f - 0.645e_f & (t_a \leq 21^{\circ}\text{C}) \end{cases} \quad (5)$$

式中: t_f 为建筑在不使用供暖空调时室内的自然温度(°C); e_f 为建筑在不使用供暖空调时室内水蒸气压力(KPa); t_a 为室外日平均温度(°C)。

根据西沙一年的实测逐时温度,如图5,知西沙室外日平均温度均高于21°C,则西沙地区自然通风建筑的热舒适评价AT模型的计算式可简化为式6。

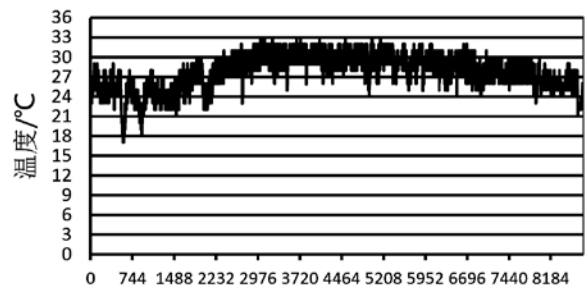


图5 西沙实测逐时温度

$$AT = -1.481 + 0.916t_f + 0.949e_f \quad (6)$$

将 $e_f = RH_f \cdot e_w$ 带入式(6)得西沙自然通风建筑热舒适评价AT模型的计算式(7):

$$AT = -1.481 + 0.916t_f + 0.949e_f \cdot e_w \quad (7)$$

式中: t_f 为自然通风建筑室内的温度(°C);

RH_f 为自然通风建筑室内相对湿度 (%) ; e_w 为温度 t_f 为湿空气的饱和水蒸气压力 (KPa) 。

2.4 各模型对比分析

综上所述, 针对西沙地区自然通风环境提出的三个热舒适模型均有可取之处, 但也存在各自的缺陷, 现将各评价模型的特点整理如表 4。

表 4 西沙自然通风热舒适评价模型特点

模型	计算式	考虑因素	局限性
PMV 修正	$PMV_e = e \cdot PMV (e = 0.5 \sim 0.7)$	室内温度、湿度、风速、平均辐射温度、活动量、衣着量, 人对环境的期望值	未考虑人自身的适应行为, 未考虑室外气候的影响
适应性	$T_{comf} = 0.554T_{out} + 13.511 - 4\phi_t - 70\%$	室内湿度、风速、室外温度、人自身的适应行为, 人对环境的期望	未考虑影响人体热平衡的环境参数
AT 模型	$AT = -1.481 + 0.916t_f + 0.949RH_f \cdot e_w$	室内温度、湿度、室外温度、衣着量	未考虑室内风速

3 自然通风潜力评价

自然通风潜力, 是指仅依靠自然通风就可以确保建筑具有可接受的室内空气品质和室内热舒适的潜力。自然通风潜力分析, 不仅可以为建筑设计提供依据, 也可以作为节能评估指标。实际影响建筑自然通风潜力的因素很多, 主要包括建筑周围微环境, 如室外空气温度、湿度、风速、室外空气质量、室外噪声等; 建筑本身特性, 如建筑朝向、围护结构蓄热、室内热源、污染源等。下面将从不同角度评价建筑自然通风潜力大小:

3.1 压差帕时数 (PDPH) 法

类似于供暖度日数, 定义自然通风压差帕时数 PDPH: 指建筑可提供自然通风有效压差数与具有此压差数的小时数的乘积之和^[18]。根据自然通风压差帕时数的定义, 给出自然通风压差帕时数的计算公式 (8):

$$PDPH = \sum_{i=1}^N (\Delta P_{effi} - \Delta P_R) \cdot \delta_p \quad (8)$$

式中: 最小压差数 $\Delta P_R = \frac{\rho_0 g R^2}{2C_d^2(A_1 + A_3)^2 \eta^2}$; 有效压差数 $\Delta P_{effi} = \frac{\rho_0 g H}{18} \cdot \frac{|\Delta T|}{T_0} + \frac{\rho_0}{16} |\Delta C_{P13}| v^2$; 小时数 $\delta_p = \begin{cases} 1, & \Delta P_{effi} > \Delta P_R \\ 0, & \Delta P_{effi} \leq \Delta P_R \end{cases}$ 。

3.1.1 自然通风最小压差计算

根据西沙地势平坦、四面环海的地理特点以及独特的气候特点, 建立一栋四周无遮挡的两层居民建筑, 如图 6, 将两层楼视为一个整体, 开口率 η 取 0.16, 流量系数 C_d 取 0.61, 室内人数 N_p 取 9 人, 并将模型做如下简化: 建筑为蜂窝状箱体结构; 只有南北朝向的墙体即 A_1 和 A_3 有蜂窝状孔口; 室内温度恒为 22°C , 且温度分布均匀; 根据布辛涅斯近似, 取空气密度 ρ_0 为一定值 1.2kg/m^3 。则该建筑模型的

基本输入参数汇总如表 5。

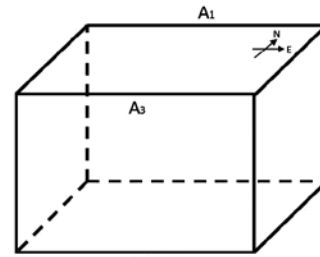


图 6 建筑模型图

表 5 基本输入参数汇总

长宽比	2:1	建筑面积 A_f	200m^2
建筑高度 z	7m	开口率 η	0.16
北墙面积 A_1	140m^2	流量系数 C_d	0.61
南墙面积 A_3	140m^2	室内人数 N_p	9

根据 ASHREA 标准^[19], 新风量用于稀释房间污染源和人的新风要求, 每人每秒需要新风量为 7.5L ; 对于污染源, 新风量为 $0.1\text{L}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$ 。则 A_f 面积内所需要的新风量为 (9):

$$q_R = 0.0075N_p + 0.0001A_f = 0.0875\text{m}^3/\text{s} \quad (9)$$

由压差与通风量之间的关系得所需要的自然通风最小压差为 (10):

$$\Delta P_R = \frac{\rho_0 q_R^2}{2C_d^2(A_1 + A_3)^2 \eta^2} = 6.15 \times 10^{-6} \text{Pa} \quad (10)$$

3.1.2 自然通风有效压差计算

西沙自然通风建筑考虑热压和风压共同作用时自然通风有效压差为 (11):

$$\Delta P_{effi} = \frac{\rho_0 g H}{18} \cdot \frac{|\Delta T|}{T_0} + \frac{\rho_0}{16} |\Delta C_{P13}| v^2 \quad (11)$$

式中: ρ_0 为空气密度, 取 $1.2\text{kg}/\text{m}^3$; g 为重力加速度, 取 $10\text{m}/\text{s}^2$; ΔT 为室内外温差 ($^\circ\text{C}$); T_0 为室外温度 ($^\circ\text{C}$); ΔC_{P13} 为南北墙的风压系数差; v 为建筑模型所在地的风速 (m/s)。

根据西沙实测逐时风向风速和温度数据计算有效压差时, 需要将气象站的风速转化为建筑所在地风速, 将风向数据转化为风压系数。气象站的实测逐时风速通常是在郊区标准高度 10m 处测得, 转化为建筑所在地风速^[12]的计算公式 (12):

$$V = kv_0 z^a \quad (12)$$

式中: k, a 为地形系数, 当建筑四周无遮挡时, k 取 0.68, a 取 0.17; z 为建筑高度。

根据风向确定建筑的风压系数 C_p 可参考文献 [20], 当低层建筑的长宽比为 2:1, 四周无遮挡时, 的 C_p 取值可依据表 6:

表 6 低层建筑的 C_p 值

墙体	θ							
	0°	45°	90°	135°	180°	225°	270°	315°
A_2	0.5	0.25	-0.5	-0.8	-0.7	-0.8	-0.5	0.25
A_1	-0.7	-0.8	-0.5	0.25	0.5	0.25	-0.5	-0.8

3.1.3 西沙自然通风时段及 PDPH 值

依据西沙实测逐时风向风速和温度数据计算得到的满足建筑室内空气品质的自然通风时段如表 7:

表 7 西沙自然通风时段

日期	通风时段	日期	通风时段
1月1日~1月17日	全天	2月17日	8:00~23:00
1月18日	0:00~7:00	2月18日~3月1日	全天
1月18日	9:00~23:00	3月2日	0:00~4:00
1月19日~1月26日	全天	3月2日	7:00~23:00
1月27日	0:00~3:00	3月3日~3月4日	全天
1月27日	5:00~23:00	3月5日	0:00~1:00
1月28日~2月9日	全天	3月5日	4:00~23:00
2月10日	0:00~2:00	3月6日	全天
2月10日	5:00	3月7日	0:00~4:00
2月10日	8:00~23:00	3月7日	8:00~23:00
2月11日~2月16日	全天	3月8日~12月31日	全天
2月17日	0:00~6:00		

西沙各月份自然通风压差帕时数 PDPH 如表 8。

根据计算结果知,西沙各个月份的自然通风压差帕时数 PDPH 均较大,表明在西沙地区考虑自然通风的驱动因素(风压和热压)以满足建筑的室内空气品质时,99.8%的时间均满足自然通风条件,自然通风潜力巨大。但由于此种研究方法并未考虑人体的热舒适要求,可能在满足室内空气品质时而热湿环境非常恶劣,导致所得的自然通风时段过于宽泛。

3.2 气候适应性评价方法

根据热平衡原理,自然通风建筑室内空气的热量变化受围护结构传热、室内通风换气 and 室内热源影响,从而建立稳态模型。依据自然通风室内舒适温度范围,可计算得到自然通风室外温度范围,并与具体的气象数据对比来确定适合自然通风的时段以及小时百分比。

将 3.1 中的两层居民建筑模型简化如图 7。

室内空气热平衡方程如式(13):

$$M_i C_i \frac{dT_i}{dt} = kA_o(T_o - T_i) + m_{vent} C_o(T_o - T_i) + \Phi_i \quad (13)$$

表 8 西沙各月份自然通风压差帕时数 PDPH

1月	2月	3月	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月	平均	合计
907	1151	1035	1464	1402	1967	1654	2321	1373	1451	1282	1661	1472	17665

表 9 西沙各月自然通风室外温度区间

月份	1	2	3	4	5	6
室外温度区间/°C	[17.26,28.56]	[16.84,28.29]	[17.99,29.29]	[19.42,30.72]	[20.22,31.52]	[20.22,31.52]
月份	7	8	9	10	11	12
室外温度区间/°C	[20.11,31.41]	[19.85,31.15]	[21.33,30.83]	[19.1,30.40]	[18.84,30.14]	[17.85,29.15]

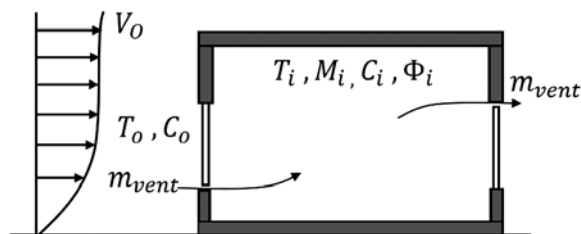


图 7 建筑模型图

式中: M_i 为室内空气质量 (kg); C_i , C_o 空气比热容,忽略比热容随温度的变化,取 $1006\text{J}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$; T_i 为室内空气温度 ($^\circ\text{C}$); T_o 为室外空气温度 ($^\circ\text{C}$); k 为建筑的综合传热系数 ($\text{W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$); A_o 为建筑与大气接触的外表面积 (m^2); m_{vent} 为自然通风空气质量流量 (kg/s); Φ_i 为室内热源 (W)。

假设室外环境恒定不变,当室内空气达到稳定状态时,热平衡方程可简化为式(14):

$$KA_o(T_o - T_i) + m_{vent} C_o(T_o - T_i) + \Phi_i = 0 \quad (14)$$

可解得室外温度为:

$$T_o = T_i - \frac{\Phi_i}{kA_o + m_{vent} C_o} = T_i - \frac{q_i}{(kA_o + m_{vent} C_o)/A_f} \quad (15)$$

式中: A_f 为建筑面积 (m^2)。

当室内舒适温度范围为 $T_{i-hsp} \leq T_{i-comf} \leq T_{i-csp}$ 时,根据文献[21],忽略相对湿度对热舒适的影响,可由室内舒适温度下限值 T_{i-hsp} 计算室外自然通风空气温度的下限值 T_{o-hsp} ,即供热平衡点温度,当室外空气温度 T_o 低于 T_{o-hsp} 时,自然通风将不再适用;自然通风室外空气温度上限值取室内热舒适上限温度 T_{i-csp} ,当室外空气温度 T_o 高于 T_{i-csp} 时,将开启空调制冷以维持室内热舒适。得自然通风室外温度范围为 $T_{o-hsp} \leq T_o \leq T_{i-csp}$ 。

在西沙的两层居民建筑模型中,根据当地气候特点取围护结构综合传热系数 k 为 $0.7\text{W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$,内热源 q_i 取 $20\text{W}/\text{m}^2$,依据室内新风和污染源要求通风量 m_{vent} 取 0.113kg/s ,则根据 3.2 中适应性热舒适模型得出的各月自然通风室内热舒适温度区间计算室外自然通风温度区间结果如下表 9。

与西沙实测逐时气象数据对比可得满足建筑室内热舒适的自然通风时段（由于篇幅原因在此不给出具体时段表），结果表明 93.6% 的时间均满足自然通风条件，自然通风潜力巨大。

3.3 多标准评价方法

多标准自然通风潜力评价方法最早由 Germano^[22] 提出，2005 年时 Germano 与 C. A. Roulet^[23] 合作对其进行了改进，将与自然通风潜力有较强相关性的因素进行分类，综合分析了影响建筑自然通风的驱动因素（风压和热压）与约束因素（主要为噪声和污染物）。

本文采用 Qualiflex^[24-25] 矩阵法对昆明、北京、西沙的自然通风潜力进行定性分析，获得各城市的最优排列组合，从而比较他们自然通风潜力的相对大小。在自然通风潜力矩阵中，PDPH、空气污染、环境噪声作为三个评价标准，自然通风潜力是目标函数。

根据文献 [26] 和 [27] 的计算方法将昆明、北京、西沙地区自然通风建筑的潜力因子汇总如表 10，其中空气污染和环境噪声级别的确定均依据环保局 2016、2017 最新的环境状况公报^[28-33]（由于西沙缺乏空气质量和环境噪声监测报告，采用与它临近的三亚市的数据作为计算依据），即得自然通风潜力矩阵。

表 10 昆明、北京、西沙三个地区的自然通风潜力矩阵

城市	PDPH	空气污染	环境噪声
昆明	3	1	1
北京	2	3	1
西沙	1	1	1

根据文献 [19]，PDPH、空气污染、环境噪声三个评价标准的权重系数分别为 4,5,5，则昆明、北京、西沙三个地区的数据输入如表 11。

表 11 昆明、北京、西沙三个地区的数据输入

城市	PDPH	空气污染	环境噪声
权重系数	4	5	5
昆明	3	1	1
北京	2	3	1
西沙	1	1	1

由于昆明的自然通风潜力优于北京，则昆明、北京、西沙三个城市的自然通风潜力大小可以组成三组排列，分别为 R_1 （西沙，昆明，北京）、 R_2 （昆明，西沙，北京）、 R_3 （昆明，北京，西沙），将计算结果列于表 12 和表 13：

表 12 昆明、北京、西沙三个城市各排列的各标准指标数

	PDPH	空气污染	环境噪声
权重系数	4	5	5
R_1	1	2	0
R_2	-1	2	0
R_3	-3	0	0

表 13 昆明、北京、西沙三个城市各排列的总指标数

排列	总指标
R_1	14
R_2	6
R_3	-12

计算结果表明，总指标数最大，所以排列最好，即昆明、北京、西沙三个城市的自然通风潜力从大到小依次为西沙、昆明、北京。可以看出，在综合考虑热压、风压、空气质量和环境噪声时，西沙比四级如春、环境秀丽的昆明的自然通风潜力还要大，充分说明在西沙地区进行建筑设计和建造时可以充分利用自然通风去营造舒适的室内环境。

3.4 各模型对比分析

综上所述，在自然通风潜力评估方面，现有的方法均是基于简单模型而得出的一些理论和实验结果，对指导实际自然通风建筑的设计和运行有一定的参考价值，但由于各种评估方法考虑的影响因素相对单一，建模较为粗糙，不能比较精确地评估一个建筑的自然通风潜力大小，需要后续研究者做更加深入地探索。现将本文评估模型的特点做一个总结，如表 14。

表 14 西沙自然通风潜力评估方法特点

方法	计算模型	评估目标	考虑因素	局限性
压差帕时数 PDPH	$PDPH = \sum_{i=1}^N (\Delta P_{eff} - \Delta PR) \cdot \delta_p$	满足室内空气质量	风压，热压，室外气象条件，建筑自身特点	未满足室内热舒适，未考虑限制因素（如室外噪声、污染物等）
气候适应性评价	$T_o = T_i - \frac{q_i}{(kA_o + m_{cool} C_o)/A_f}$	满足室内热舒适	室外气象条件	未考虑自然通风的作用力，忽略了风速风向的影响
多标准评价	Qualiflex 矩阵	满足室内空气质量	风压，热压，环境噪声，空气污染，室外气象条件	未满足室内热舒适，未考虑建筑自身特点

4 结论

（1）西沙地区常年高温，月平均温度均在 23~30℃ 之间，月平均温度高于 25℃ 的时间为 10 个月，气温波动比较平稳，炎热无酷暑。常年高湿，月平均相对湿度在 78%~86% 之间，月平均相对湿度超过 80% 的时间为 10 个月。常年高风速，月平均相对风速都在 3.5m/s 以上，风力资源丰富。

（2）西沙自然通风建筑室内热舒适评价不能采用空调稳态环境下的 PMV 模型进行评价。当引入期望因子对自然通风环境下的 PMV 进行修正时，能提高预测结果与实测结果的吻合程度，说明在自然通风环境中人们对室内热舒适的期望值有所降低；适应性热舒适评价模型利用统计回归的方法将自然通风用户的热中性温度与室外大气温度联系起来，充

分考虑了人体对环境变化的适应性,经过不断地完善和发展,可以通过湿度和风速对模型进行修正,但该方法完全没有考虑影响影响人体热平衡的环境参数,并不能反映实际机理;AT模型在评价西沙地区自然通风建筑室内热舒适时,选用室外日平均温度高于 21°C 的模型进行逐时计算,忽略了衣着量和风速对热感觉的影响。

(3) 自然通风潜力评估对营造自然通风建筑良好的室内空气品质和热舒适起到很好的指导作用。压差帕时数(PDPH)法从自然通风的驱动因素出发,给出了西沙自然通风建筑满足室内空气品质的自然通风时段,结果表明西沙地区99.8%的时间均满足自然通风条件;气候适应性评价方法依据热平衡原理,通过自然通风室内舒适温度范围计算得到室外温度范围,结合室外实测逐时气象数据可确定西沙满足室内热舒适的自然通风时段,结果表明西沙地区93.6%的时间均满足条件;多标准评估方法通过Qualiflex矩阵对昆明、北京、西沙影响建筑自然通风的风压、热压、空气质量和环境噪声进行综合评估,结果表明西沙具有最大的自然通风潜力。

参考文献

- [1] 孙一坚. 工业通风[M]. 第三版. 北京: 中国建筑工业出版社, 1994.
- [2] 王磊, 龚波, 余南阳. 自然通风热舒适性[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2009(12):263-267.
- [3] Ealiwa M A, Taki A H, Howarth A T, et al. An investigation into thermal comfort in the summer season of Ghadames, Libya[J]. Building & Environment, 2001, 36(2):231-237.
- [4] Fanger P O, Toftum J. Extension of the PMV model to non-air-conditioned buildings in warm climates[J]. Energy and Buildings, 2002, 34(6):533-536.
- [5] Humphreys M. Outdoor temperatures and comfort indoors[J]. Building Research Practice, 1978, 6(2):92-92.
- [6] 杨柳. 建筑气候分析与设计策略研究[D]. 西安建筑科技大学, 2003.
- [7] 茅艳. 人体热舒适气候适应性研究[D]. 西安建筑科技大学, 2007.
- [8] 杨薇, 张国强. 湖南某大学校园建筑环境热舒适调查[J]. 暖通空调, 2006, 36.
- [9] 叶晓江, 连之伟, 文远高, et al. 上海地区适应性热舒适研究[J]. 建筑热能通风空调, 2007, 26(5).
- [10] 杨薇. 夏热冬冷地区住宅夏季热舒适状况以及适应性研究[D]. 湖南大学, 2007.
- [11] 李俊鸽, 杨柳, 刘加平. 夏热冬冷地区人体热舒适气候适应模型研究[J]. 暖通空调, 2008, 38(7).
- [12] 刘晶. 夏热冬冷地区自然通风建筑室内热环境与人
- 体热舒适的研究[D]. 重庆大学, 2007.
- [13] 刘红. 重庆地区建筑室内动态环境热舒适研究[D]. 重庆大学, 2009.
- [14] Yao R, Liu J, Li B. Occupants' adaptive responses and perception of thermal environment in naturally conditioned university classrooms[J]. Applied Energy, 2010, 87(3):1015-1022.
- [15] de Dear R, Richard J, Brager G S. Thermal comfort in naturally ventilation buildings: revisions to ASHARE Standard 55[J]. Energy and Building, 2002, 34(6):549-561.
- [16] 龚波. 教学楼风环境和自然通风教室数值模拟研究[D]. 西南交通大学, 2005.
- [17] 付祥钊, 肖益民. 建筑节能原理与技术[M]. 重庆大学出版社, 2008.
- [18] 阳丽娜. 建筑自然通风的多解现象与潜力分析[D]. 湖南大学, 2005.
- [19] ASHRAE Standard 62.2-2007. Ventilation and acceptable indoor air quality in low-rise residential buildings. Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.; 2007.
- [20] ORME M, LIDDAMENT M W, ANDREW W. AIVC TN 44:Numerical data for air infiltration and natural ventilation calculations[M]. UK: Oscar Faber Group Ltd, 1998.
- [21] Emmerich S J, Dols W S, Axley J W. A Method to Assess the Suitability of a Climate for Natural Ventilation of Commercial Buildings[J]. Indoor Air, 2002, 9.
- [22] G.M, Roulet C A, A. F and et al. Potential of Natural Ventilation in Urban Context: An Assessment Method. In Proceedings of the 23rd Conference of the Air Infiltration and Ventilation Centre, Lyon, 2002.
- [23] Germano M, Roulet C A. Multicriteria assessment of natural ventilation potential[J]. Solar Energy, 2006, 80(4):393-401.
- [24] Paelinck J H P. Qualitative multiple criteria analysis, environmental protection and multiregional development[J]. Papers of the Regional Science Association, 1976, 36(1):59-74.
- [25] Paelinck J H P. Qualiflex: A flexible multiple-criteria method[J]. Economics Letters, 1978, 1(3):193-197.
- [26] 阳丽娜. 建筑自然通风的多解现象与潜力分析[D]. 湖南大学, 2005.
- [27] 林文, 周军莉, 张国强. 自然通风潜力的多标准评估方法[J]. 建筑热能通风空调, 2007, 26(4).
- [28] 2016年昆明市环境状况公报.
- [29] 2017年昆明市环境状况公报.
- [30] 2016年北京市环境状况公报.
- [31] 2017年北京市环境状况公报.
- [32] 2016年三亚市环境状况公报.
- [33] 2017年三亚市环境状况公报.

建筑能耗数据样本数量对机器学习模型性能的影响研究

田 玮¹, 张安朝¹, 朱传琪¹, 尹宝泉², 史佳鑫¹

(1. 天津科技大学机械工程学院, 天津 300222; 2. 天津市建筑设计院, 天津 300074)

[摘 要]机器学习可建立计算速度快的建筑能耗统计模型, 方便于进行不确定性、敏感性、最优化等研究, 机器学习模型精度受很多因素影响, 如输入变量数目、抽样方法、样本数量等。本研究重点探究样本数量对机器学习模型预测精度的影响。机器学习方法选取多元自适应回归样条法, 以位于天津的办公建筑为例进行研究。结果表明, 当建筑能耗分析中样本数量较少时, 由于信息缺失导致建筑能耗输入变量间交互作用无法体现。随着样本数量的增加, 建筑能耗机器学习模型可以表示出输入变量间的复杂交互作用, 并且建筑能耗机器学习模型中所需的项数也增加。研究还发现, 样本数量的增加, 不仅可提高建筑能耗机器学习模型的预测精度, 而且可提高模型预测精度的稳定性。

[关键词]机器学习; 建筑能耗; 样本数量; 模型精度

0 引言

随着我国建筑能耗的持续增加, 为了建立低碳绿色的建筑环境, 需要深入了解建筑能耗的特性^[1]。时间序列、空间分析、物理模型、统计模型等不同研究方法^[2], 已经用于解析建筑能耗特点。机器学习作为一种可快速得出能耗计算结果的方法, 逐渐在建筑能耗分析中得到广泛应用^[3,4]。常用的机器学习模型包括神经网络(neural network)、支持向量机(support vector machine)、随机森林(random forest)、多元自适应回归样条(multivariate adaptive regression splines, 简称MARS)、集成学习(ensemble learning)、深度学习(deep learning)等^[5,6]。田玮等^[3]评估了6种不同的机器学习方法, 在建筑能耗模型中的适用性。Wei等^[4]比较了不同机器学习算法在预测伦敦建筑能耗时的精度。Ngo等^[7]比较了不同机器学习方法在预测建筑制冷负荷时的误差。

这些研究对于了解机器学习模型在建筑能耗分析中特点, 有非常好的指导作用。但对于样本数量对于机器学习模型的学习精度没有明确的说明。基于建筑物理模型的机器学习建模, 需要一定数量的模型运算得到输入输出数据矩阵。样本数量增多意味着更多的运行时间和成本, 所以需要明确样本数量与机器学习模型精度的关系, 确定合适的样本数量, 以得到准确可靠的机器学习模型。

1 建筑能耗模型

图1为研究中所用的三维建筑能耗模型, 这是一个位于天津的L型四层办公建筑。建筑围护结构

的热工特性, 符合我国2015年发布的公共建筑节能标准^[8]。建筑的内部得热, 包括人员、设备和照明的得热, 与2015年节能标准中附录中的推荐值相同^[8]。采用风机盘管系统提供通风、取暖和制冷, 建筑有天然气锅炉和风冷式制冷机组提供暖通系统所需的热水和冷水。建筑能耗模拟采用EnergyPlus V9.0程序^[9], 得到供暖和制冷所需的能耗。

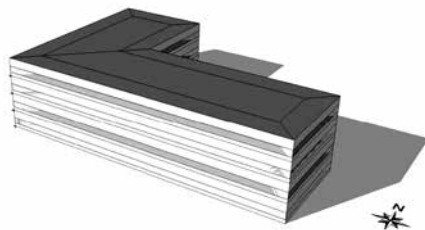


图1 四层办公建筑模型

本文研究重点是建立可靠准确的机器学习模型, 所以输入参数需要有相应的变化范围, 如表1所示。分为3类参数, 包括围护结构的热工特性、内部得热和暖通系统参数。围护结构热性能参数包括墙体、屋顶和外窗的总传热系数。内部得热包括照明和设备的功率密度。暖通系统参数包括取暖和制冷的设定温度。由于本文所建立的机器学习模型是为了在这些参数变化范围内得到尽量可靠的模型, 所以这些参数假定为均匀分布。采用拉丁超立方方法得到这些参数的不同组合, 通过建筑能耗计算得到建立机器学习模型所需的数据样本集。拉丁超立方方法的特点是良好的分层特性^[10], 所以可在参数变化的范围内尽量的分布均匀。为了充分研究不同样本数量对于机器学习模型精度的影响, 研究中选用40、60、100、200、400、800共6个样本数量。

基金项目: 国家自然科学基金项目(51778416);
教育部哲学社会科学研究重大课题攻关项目
(16JZD014)。

表 1 抽样参数取值范围

序号	参数	取值范围	单位
1	墙体 U 值	0.2~0.5	W/(m ² ·K)
2	屋顶 U 值	0.2~0.5	W/(m ² ·K)
3	外窗 U 值	1~2.5	W/(m ² ·K)
4	外窗太阳得热系数	0.2~0.5	—
5	灯功率密度峰值	8~10	W/m ²
6	设备功率密度峰值	12~16	W/m ²
7	取暖设定温度	18~22	°C
8	制冷设定温度	24~28	°C

2 建筑能耗的机器学习模型建立

机器学习包括很多不同的算法，如随机森林、支持向量机、多元自适应回归样条、神经网络等^[11]。研究中选用多元自适应回归样条，是因为先前研究表明这种方法有较高的计算精度，并且有计算速度快的优点。多元自适应回归样条是扩展后的线性模型，可包括非线性和交互作用。在这种机器学习方法中，使用分段后的新变量而不是原始数据集中的变量，所以可表达输入变量和输出变量之间的非线性作用。由于模型结构相对于其它机器学习算法简单，所以方便于分析不同变量间的交互作用，具有较高的模型可解释性。

多元自适应回归样条有两个可调整的参数：模型中变量数目和交互作用阶数。模型中的变量数越

多，意味着更为复杂的模型，回归精度会提高，但可能出现过拟，需要采用重抽样方法避免这种过拟^[6]。交互作用的阶数为 1 时，表示模型中变量间不存在交互作用；阶数为 2 时，表示两个变量间的交互作用；阶数为 3 时，表示有三个变量间的交互作用。过高的阶数可能导致过拟。所以采用重复交叉验证法，以得到最优的机器学习模型参数，同时避免过拟现象。重复的目的是为减少模型精度估计量的方差，提高模型精度估计的准确程度。模型精度用均方根误差 (root mean square error, 简称 RMSE) 表达，RMSE 越小表明所得机器学习模型有更高的精度。

3 结果与讨论

本节首先讨论样本数量对机器学习建模过程的影响，然后分析抽样数量对机器学习模型最终优化模型参数的影响，最终确定样本数量对建筑能耗机器学习模型精度及稳定性的影响。

3.1 样本数量对机器学习建模过程的影响

图 2 表示不同抽样数量对于建筑取暖能耗机器学习模型的影响。当抽样数量为 40 时，不考虑交互作用模型的精度高于考虑交互作用的模型，表明由于数据过少没有充分的信息可提取，所以无法得出模型中交互作用，最终所得模型为不考虑交互作用的模型，其预测精度也较低。当抽样数量为 60 时，

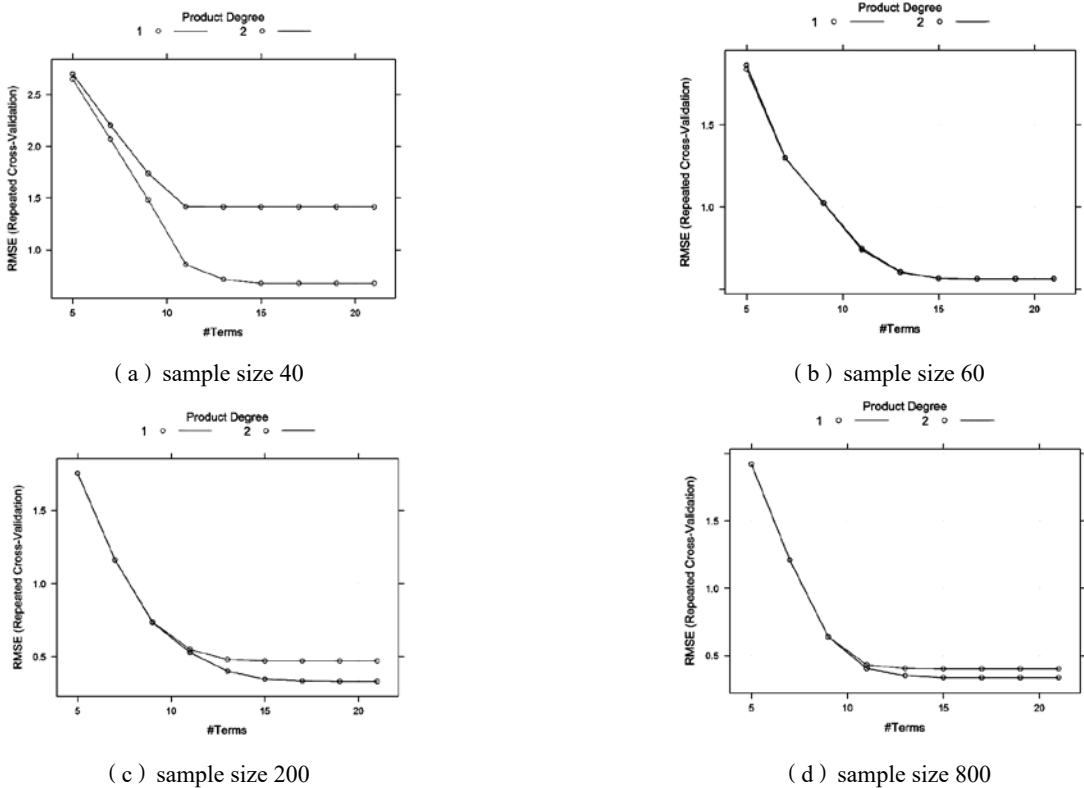


图 2 不同抽样数量对建筑取暖能耗的机器学习建模优化过程影响

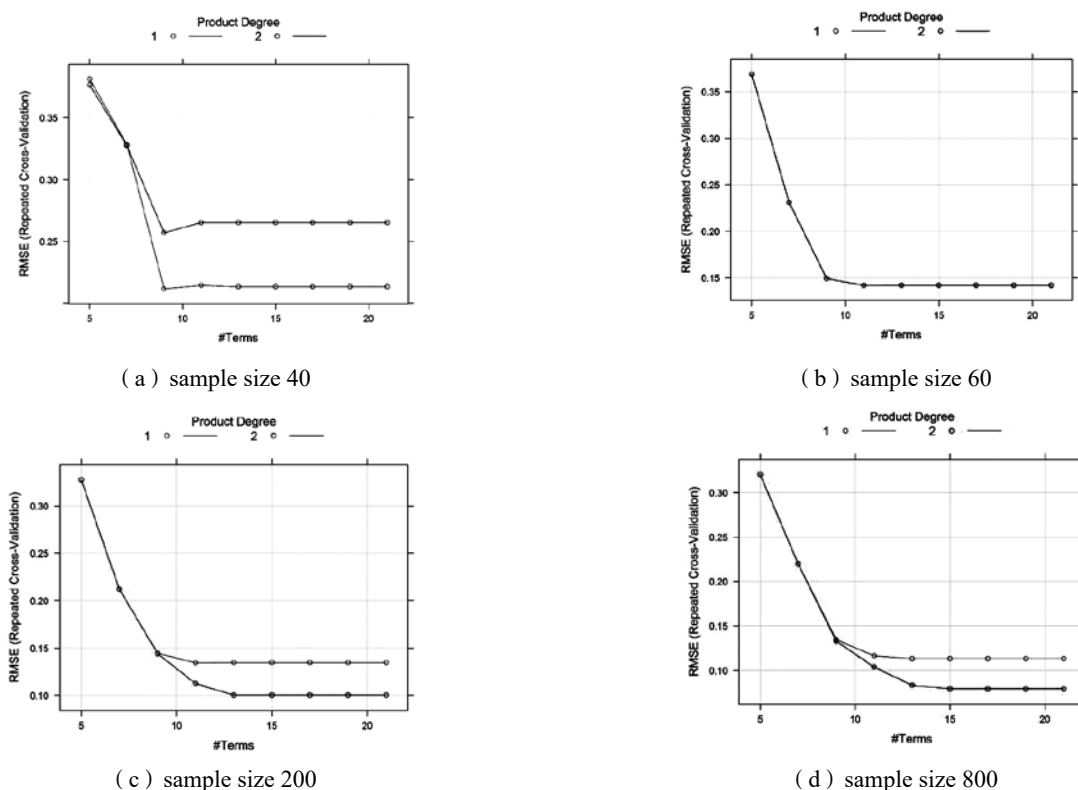


图3 不同抽样数量对建筑制冷能耗的机器学习建模优化过程影响

考虑交互作用与否对最终模型没有影响,其模型预测精度也不高。随着抽样数量增加到200时,由于数据量增加更多的信息可以提取,所以交互作用的模型与不考虑交互作用时相比,有更高的精度。当抽样数量增加到800,与抽样数量为200时的特点基本一致,但模型精度得到进一步提升。因此,足够数量的建筑能耗数据是得到准确机器学习模型的前提。

图3表示不同抽样数量对建筑制冷能耗机器学习模型的影响。图3表示的规律与图2类似,数据量较小时,由于没有足够的信息,不能体现出变量间复杂的交互作用,其模型预测精度也较低。随着数据样本的增加,可以反应输入变量间的本质关系,所以模型的精度有明显增加,也可以表达变量间的交互作用。

3.2 样本数量对机器学习模型最终优化参数的影响

图4和图5表示不同抽样数量对建筑取暖能耗机器学习模型最终参数影响的直方图,包括模型中项数和相互作用次数。由图4可以看出,当数据样本数量增大时,模型中的最终项数也增大,表明数据量的增大带来信息量增加,模型需要更多的项数才可以表达输入和输出之间的函数关系。相互作用的次数也有类似关系如图5所示,当抽样数量为40

次时,10次重复抽样所得结果的模型都只需要没有交互作用的模型。当抽样数量增加到100次以上时,所有10次重复抽样所得结果都需要二阶交互作用的机器学习模型。

对于不同抽样数量对于建筑制冷模型中最终两个参数的影响,其影响趋势与取暖能耗类似。当抽样数量为40时,制冷能耗机器学习模型有6组抽样只需要11个项。当抽样数量为800时,最少的项数也需要15次,有4组甚至需要17次的项数来表达输入和制冷能耗之间的复杂关系。相互作用阶数也随着抽样数量的增加而增加。

3.3 样本数量对机器学习模型精度的影响

图6表示不同抽样数量对建筑取暖和制冷能耗的影响,包括10次抽样和中位数的结果。对于取暖能耗,当抽样数量从40次增加到60次时,预测精度增加非常明显,RMSE约减少30%。但当样本数量增加到100时,增加幅度就变得非常有限。样本数量400时的精度与样本数量为800时的精度相差很小。当抽样数量从40增加到800时,模型精度的中位数值约增加一半。所以足够数量的样本是机器学习模型精度取得良好效果的前提。在计算机模拟分析中,通常取10倍变量的样本数目,可以得到比较好的精度,但取决于项目的需求,如果对于能耗

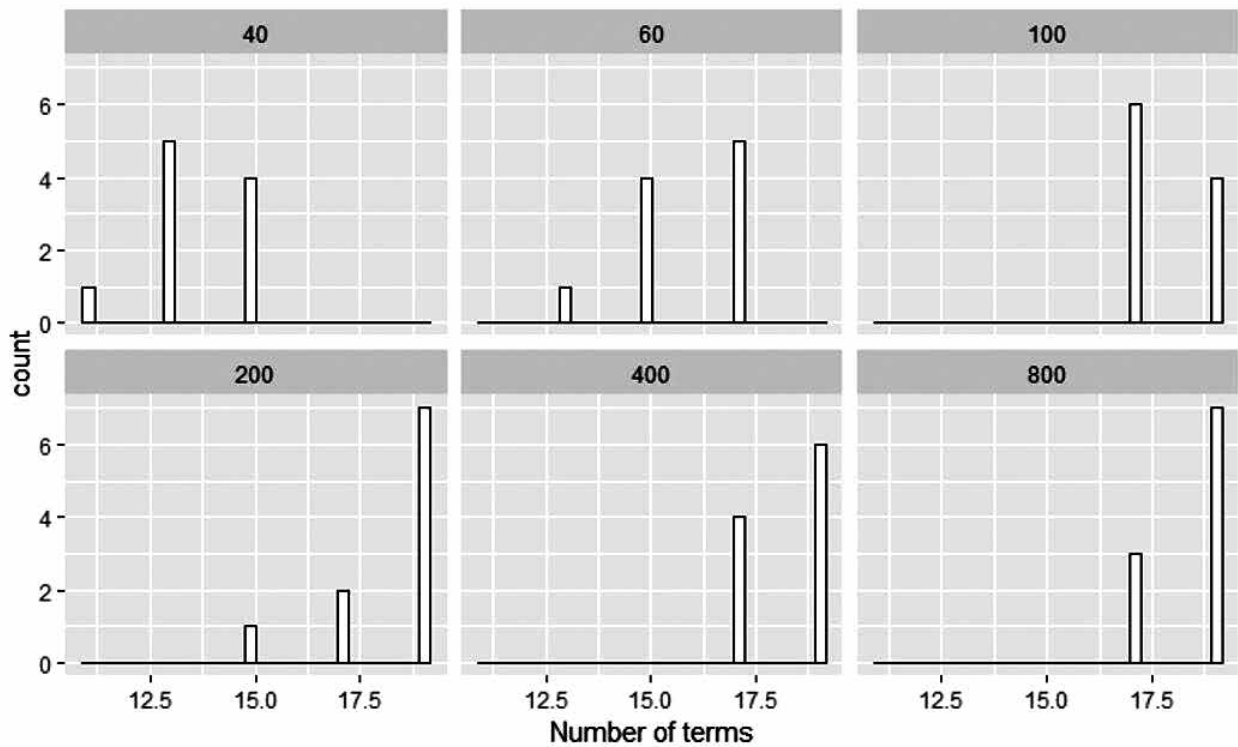


图 4 不同抽样数量对建筑取暖能耗机器学习模型中最终项数的影响

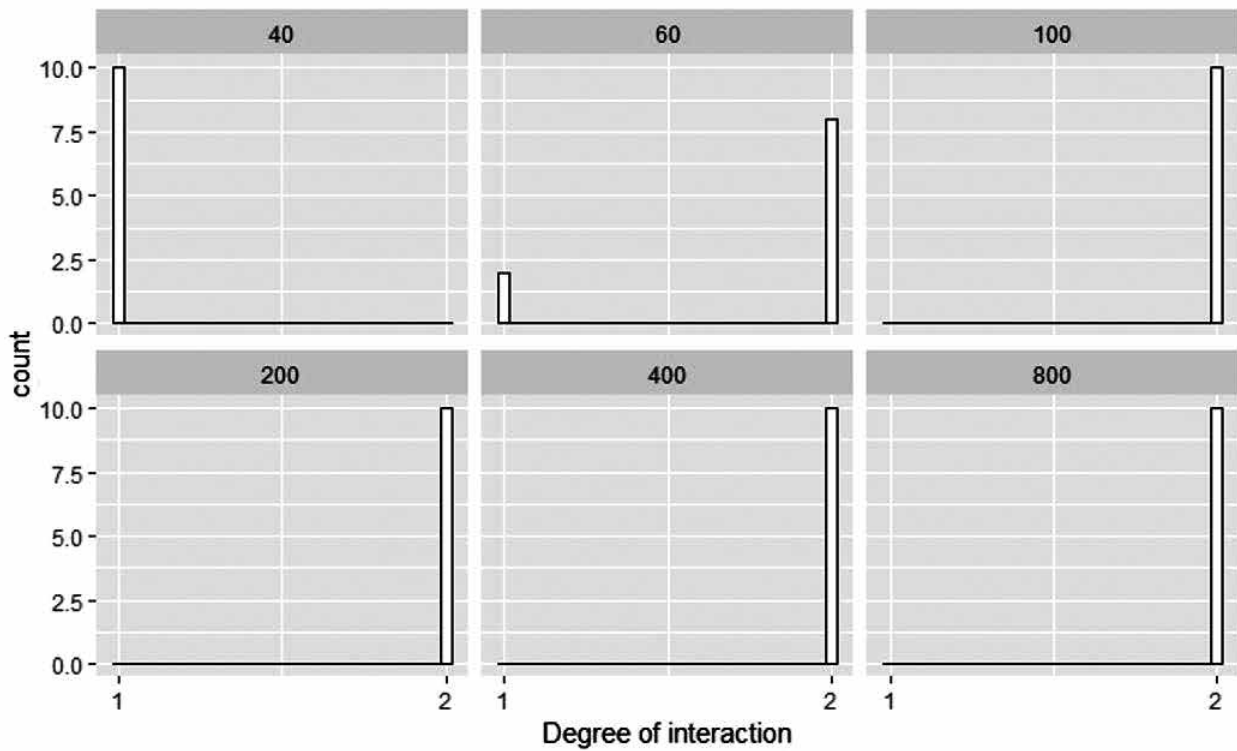
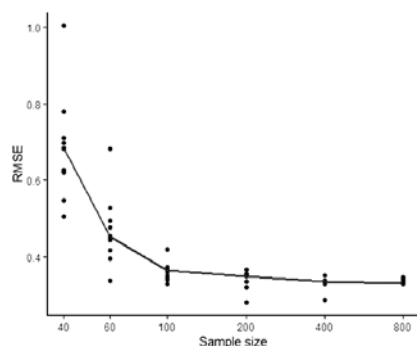
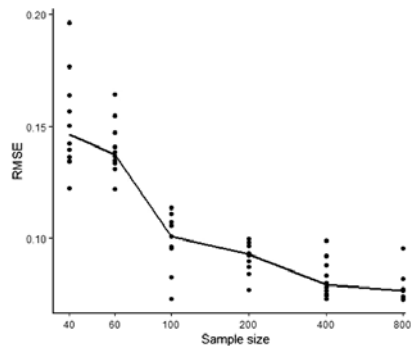


图 5 不同抽样数量对建筑取暖能耗机器学习模型中交互作用次数的影响



(a) heating energy



(b) cooling energy

图6 不同抽样数量对建筑能耗机器学习模型精度影响

模型精度有更高要求,则更多的样本数量是必需的。

由图6(a)可得出另外一个重要的结论,同样抽样数量的样本,重复抽样所得的结果非常分散。如抽样数量为60所得的结果并不必然比抽样数量为40时,所得结果的误差小。所得机器学习模型精度的分散程度随着样本数量的增大而减少。所以为了保证模型精度,减少相同样本数量时所得结果的偏差,增大样本数量也非常有必要。

对于制冷能耗的机器学习模型,所得结果与取暖能耗模型类似。模型精度随着样本数量的增加有明显的增加,模型精度随着抽样种子的方差随着样本数量的增加而减少。所以,样本数量的增加不仅可以提高建筑制冷机器学习模型的预测精度,而且也提高了预测精度的稳定性。

4 结语

本研究分析了样本数量对于建筑能耗机器学习模型精度的影响,得出了以下结论:

(1) 当建筑能耗分析中样本数量较少时,由于信息缺失导致建筑能耗的输入变量间交互作用无法体现。随着样本数量的增加,建筑能耗机器学习模型可以表示出输入变量间的复杂交互作用。

(2) 随着样本数量的增加,建筑能耗机器学习模型中所需的项数也增加,相应模型精度也有一定提升。

(3) 建筑能耗分析的样本数量增加,不仅可以提高建筑能耗机器学习模型的预测精度,而且可以提高模型预测精度的稳定性。

因此,建筑能耗分析中样本数量对于机器学习模型精度有明显的影响,样本数量选取需依赖于研究项目的具体目的和要求。如能耗分析人员可根据建筑项目特点,确定机器学习模型精度,在此前提下则可根据交叉验证的结果确定出合适的样本数量。

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: 2018 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2018.
- [2] 金涛, 杨小山, 姚灵烨, 等. 城市局地气温对建筑冷负荷的影响 [J]. 建筑科学, 2018, 34: 32–39.
- [3] 田玮, 魏来, 李占勇, 等. 基于机器学习的建筑能耗模型适用性研究 [J]. 天津科技大学学报, 2016: 54–59.
- [4] Wei L, Tian W, Silva E A, et al. Comparative Study on Machine Learning for Urban Building Energy Analysis [J]. Procedia Engineering, 2015, 121: 285–292.
- [5] Amasyali K, El-Gohary N M. A review of data-driven building energy consumption prediction studies [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2018, 81: 1192–1205.
- [6] Kuhn M, Johnson K. Applied predictive modeling [M]. Springer, 2013.
- [7] Ngo N-T. Early predicting cooling loads for energy-efficient design in office buildings by machine learning [J]. Energy and Buildings, 2019, 182: 264–273.
- [8] 中国建筑科学研究院. 公共建筑节能设计标准: GB50189-2015 [M]. 中国建筑工业出版社. 2015.
- [9] DOE, EnergyPlus V9.0.1, October 2018, Department of Energy, USA [R], 2018.
- [10] Tian W, Heo Y, de Wilde P, et al. A review of uncertainty analysis in building energy assessment [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2018, 93: 285–301.
- [11] Wei Y, Zhang X, Shi Y, et al. A review of data-driven approaches for prediction and classification of building energy consumption [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2018, 82: 1027–1047.

通风换气量的动态计算及其验证研究

孙 荣, 简毅文, 郭锐敏, 王 旭

(北京工业大学, 北京 100124)

[摘 要] 本文提出了以人体散发的 CO_2 作为示踪气体的房间通风换气量动态计算方法, 并基于此模拟预测 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度, 对比 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度预测值与测量值之间的误差, 确定本方法的准确性。本研究提供实验开展了该方法的可行性的分析验证。结果表明该方法对于 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度的预测误差小于 15%, 通风换气量的动态计算结果可靠。本研究为通风换气量的分析确定提供了新的思路和方法, 为室内空气品质的预测研究提供帮助。

[关键词] 通风; 换气次数; 动态计算

0 引言

已有研究表明人员在建筑内活动的时间高达 80%^[1], 因此室内的空气品质对人体健康有着重要影响。同时实际调研发现, 室内的 $\text{PM}_{2.5}$ 污染比室外更为严重^[2]。室内 $\text{PM}_{2.5}$ 主要来自室外^[3]。对于室内无明显污染源的住宅, 75% 的 $\text{PM}_{2.5}$ 来自室外; 对于室内有严重污染源(吸烟、烹饪)的住宅, 55%~60% 的 $\text{PM}_{2.5}$ 来自室外^[4]。

通风作为室内外空气交换的手段, 极大的影响了室内 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度的变化, 因此自然通风情况下房间通风换气量的确定对于住室内空气品质的预测分析具有重要意义。

目前对于通风换气量的计算通常采用流量系数计算法^[1]和示踪气体计算法^{[6][7][8]}。流量系数计算法利用软件模拟确定门窗的流量系数, 并根据模拟结果计算房间通风换气量, 但是该方法中流量系数的确定较为复杂, 应用与实际生活中存在困难。示踪气体计算法常使用方便获取的 CO_2 作为示踪气体, 采用上升法及下降法^[6]、浓度衰减法、恒定浓度法、恒定释放法等方法^[8]释放示踪气体。然而这些方法的存在房间通风换气量基本保持稳定等前提条件, 获得的结果也只是某段时间内平均的房间通风换气量, 而不是随时间动态变化的通风换气量。另一方面, 应用示踪气体法开展房间通风换气量测量时, 需测量者携带专用仪器进入住户房间向房间内释放示踪气体, 在房间内存在人员活动时, 这将严重干扰居住者正常的生活作息。因此, 需要有一种能够有效测量居住建筑在实际使用情况下房间通风换气量动态变化的方法。

基于此, 本研究提出了一种以人体散发的 CO_2 作为示踪气体的房间通风换气量的动态计算方法, 并根据计算得出的通风换气量模拟预测室内 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度, 实验对比了 $\text{PM}_{2.5}$ 预测值与测量值之间的误差, 验证通风换气量动态计算方法的可行性, 为室内通风量计算提供新的思路。

1 研究方法

1.1 通风量计算公式的建立

本文以人体作为 CO_2 释放源计算房间换气次数。侯静^[9], 齐美薇^[10], Stavova P^[11] 等证明了利用人体作为 CO_2 释放源测试房间换气次数的可行性。

设定 CO_2 气体在房间内均匀分布, 根据质量守恒定律并考虑量纲一致, 得到房间 CO_2 浓度稀释方程:

$$V \frac{dC}{dt} \times 10^{-6} = Q C_s \times 10^{-6} + V_{\text{CO}_2} - Q C \times 10^{-6} \quad (1)$$

式中: τ 为时间 (h); C 为经过 τ 时间的房间 CO_2 浓度 (ppm); C_s 为送风的污染物浓度, 在此为室外 CO_2 浓度 (ppm); Q 为房间通风换气量 (m^3/h); V 为房间体积, (m^3); V_{CO_2} 为污染物 CO_2 的散发速率, 在此为室内人员的 CO_2 散发量 (m^3/h)。可按下式计算:

$$V_{\text{CO}_2} = 0.04 M \times AD$$

式中: V_{CO_2} 表示成年男子在特定条件下单位时间的 CO_2 散发速率 (ml/s), 对此乘以 3.6/1000 的系数, 可转换单位为 (m^3/h); M 为成年男子在不同活动强度条件下的新陈代谢率 (W/m^2), 具体见表 1; AD 为人体皮肤表面积, 与人的体重和身高有关 (m^2), $AD = 0.202 m^{0.425} H^{0.725}$, 其中, m 为人的体重 (kg), H 为身高 (m)。

表 1 成年男子在不同活动强度条件下的代谢率

活动类型	W/m^2	活动类型	W/m^2
睡眠	40	提重物, 打包	120
躺着	46	驾驶载重车	185
静坐	58	跳交谊舞	140-255
站着休息	70	体操/训练	174-235
炊事	94-115	打网球	210-270
用缝纫机缝衣	105	步行, 0.9m/s	115
修理灯具, 家务	155	步行, 1.2m/s	150
在办公室静坐阅读	55	步行, 1.8m/s	220
在办公室打字	65	跑步, 2.4m/s	366
站着整理文档	80	下楼	233
站着, 偶尔走动	123	上楼	707

对于成年女子和幼儿, 相关研究表明女子和幼儿的新陈代谢率分别为相同活动强度下成年男子新陈代谢率的 0.75 和 0.5^[12]。

对方程 (1) 在 $\tau-\Delta\tau$ 到 τ 区间内积分并实现量纲一致后的结果为:

$$C_2 = \frac{V_{CO_2} \times 10^6 + C_s}{Q} - \left(\frac{V_{CO_2} \times 10^6 + C_s - C_1}{Q} \right) \exp\left(-\frac{Q}{V} \Delta\tau\right) \quad (2)$$

以任意的 $\tau-\Delta\tau$ 时刻为起始时刻, 公式 (2) 表示出各个测试时间间隔 $\Delta\tau$ 内, 房间 CO_2 浓度与房间通风换气量 Q 之间的相互关系。其中, C_1 和 C_2 分别为某个任意的 $\tau-\Delta\tau$ 时刻及下一个的 τ 时刻的房间 CO_2 浓度 (ppm); $\Delta\tau$ 为测试时间间隔 (h)。

1.2 通风量计算的误差分析

公式 (2) 表示出各个测试时间间隔 $\Delta\tau$ 内, 房间 CO_2 浓度与房间通风换气量之间的相互关系, 对此, 即使在房间通风换气量确定的情况下, 对各个时刻房间 CO_2 浓度的动态计算, 仍需首先确定当前时刻室内人员 CO_2 散发率 V_{CO_2} 、当前时刻室外 CO_2 浓度 C_s 、上一时刻房间 CO_2 浓度 C_1 以及房间体积 V 等参数。这些参数在实际研究中因各种因素影响存在不同程度的误差。

由于人体生理条件的不同, 人体代谢率以及 CO_2 散发率存在不可忽略的个体差异, 即依据现有研究成果所设定的室内人员 CO_2 散发率与其实际的 CO_2 散发率之间存在误差。对于室外和房间 CO_2 浓度的测量, 由于设计、制造以及老化等导致的测试设备仪器误差以及测试环境中不利因素的干扰, 室外 CO_2 浓度以及房间 CO_2 浓度的测量结果也与其真值存在误差。这样, 即使在房间通风换气量为真值的情况下, 计算所得到各个时刻房间 CO_2 浓度与实际值存在误差。同时, 各个时刻房间 CO_2 浓度计算结果又作为上一时刻的计算参数, 进而对下一时刻房间 CO_2 浓度的计算产生误差影响。

设室内人员 CO_2 散发速率的估算误差为 ΔV_{CO_2} , ppm; 室外 CO_2 浓度测的量误差为 ΔC_s (ppm); 上一时刻房间 CO_2 浓度计算误差为 ΔC_1 (ppm); 当前时刻房间 CO_2 浓度计算误差为 ΔC_2 (ppm); 房间体积的测量较为简单, 可取多次测量的平均值为房间体积的真值 V ; 时间间隔 $\Delta\tau$ 为定值; 通风换气量 Q 设为定值。对此, 由公式 (6) 得到:

$$\begin{aligned} & C_2 + \Delta C_2 \\ &= (1 - \exp(-\frac{Q}{V} \Delta\tau)) \left(\frac{V_{CO_2} + \Delta V_{CO_2}}{Q} \times 10^6 + C_s + \Delta C_s \right) \\ & \quad + \exp(-\frac{Q}{V} \Delta\tau) (C_1 + \Delta C_1) \end{aligned} \quad (3)$$

变换得:

$$\Delta C_2 = \frac{V_{CO_2}}{Q} \times 10^6 + \Delta C_s - \left(\frac{\Delta V_{CO_2}}{Q} \times 10^6 + \Delta C_s - \Delta C_1 \right) \exp\left(-\frac{Q}{V} \Delta\tau\right) \quad (4)$$

1.3 通风量的动态计算

在确定房间通风换气量的条件下, 公式 (4) 表示出某个时刻房间 CO_2 浓度计算误差与室内人员 CO_2 散发率、室外 CO_2 浓度以及上一时刻房间 CO_2 浓度计算误差的相互关系。据此再根据实测的房间 CO_2 浓度, 确定在此计算误差下的房间 CO_2 浓度估计值 C_2' 。

$$C_2' = C_c + \Delta C_2 \quad (5)$$

式中: C_c 为房间 CO_2 浓度的实测值。

理论上, 对房间通风换气量的动态求解, 可在已知公式 (2) 中其它各个变量真值的情况下, 通过计算机编程的方法加以实现。然而, 室内人员 CO_2 散发率、室外 CO_2 浓度、室内 CO_2 浓度等各个变量不同程度地存在估计、测量以及计算误差, 将这些带有误差的变量代入公式 (2), 势必无法计算得到房间通风换气量的真值, 甚至可能出现不收敛的解。因此, 无法采用直接求解的方法来获得房间通风换气量。

对此所采取的一个解决措施为基于房间 CO_2 浓度实测数据而对房间通风换气量进行调试计算, 即不断调试房间通风换气量, 将之代入公式 (2) 得到房间 CO_2 浓度计算值 C_2 , 代入公式 (5) 得到房间 CO_2 浓度估计值 C_2' , 如果得到的房间 CO_2 浓度结果 C_2 和 C_2' 接近一致, 则可认为初设的房间通风换气量是合适的; 如果得到的房间 CO_2 浓度结果和有较大差异, 则表明房间通风换气量的初设值不合理。

在此基础上, 不断调试通风换气量设定值, 使通过两种方式得到的房间 CO_2 浓度结果 C_2 和 C_2' 的不接近度达到要求, 进而可认为此种情况下的房间通风换气量设定值为其真值。

采用同样的分析方法, 依次分析确定后续各个时刻的房间通风换气量, 由此完成对房间通风换气量的动态测量。

1.4 $PM_{2.5}$ 的预测计算

对于 $PM_{2.5}$, 可根据污染物随空气的流动分析其传播路径, 并以建筑内某一区域 (房间) 为对象, 建立质量平衡方程。

以某区域 (房间) i 为对象, 流入该区域内的污染物质量包括:

$$\rho V_i \frac{dC_{z,i}^t}{dt} = \sum_{i=1}^{N_{source}} G_{z,i} \times 10^6 - \sum_{i=1}^{N_{sink}} R_{z,i} C_{z,i}^t + \sum_{j=0}^{N_{zone}} m_{j,i} C_{z,j}^t - \sum_{i=0}^{N_{zone}} m_{i,i} C_{z,i}^t + S_f(C_{z,i}^{t-\delta t}) \quad (6)$$

式中, V 为区域 i 的体积 (m^3); ρ 为 $\text{PM}_{2.5}$ 的密度 (kg/m^3); $C_{z,i}^t$ 为 t 时刻区域 i 内 $\text{PM}_{2.5}$ 的浓度 ($\mu\text{g}/\text{m}^3$); $G_{z,i}$ 为区域 i 内 $\text{PM}_{2.5}$ 的散发量 (kg/s); $R_{z,i}$ 为区域 i 内的排风量或净化风量 (kg/s); $m_{j,i}$ 为区域 j 经由某空气流通路径流入区域 i 的空气质量流量 (kg/s); $C_{z,j}$ 为区域 j 内 $\text{PM}_{2.5}$ 的浓度 ($\mu\text{g}/\text{m}^3$); $m_{i,j}$ 为区域 i 经由某空气流通路径流入区域 j 的空气质量流量 (kg/s); $C_{z,i}$ 为区域 i 内 $\text{PM}_{2.5}$ 的浓度 ($\mu\text{g}/\text{m}^3$); $S_f(C_{z,i}^{t-\delta t})$ 为上一时间步长内室内污染源和汇的综合作用结果积累, 可用公式 (6) 计算:

$$S_f(C_{z,i}^t) = G_{z,i}(t) \times \text{schedule} - R_f(t) C_{z,i}(t) \times \text{schedule} \quad (7)$$

采用差分法对平衡方程进行处理, 考虑到数值稳定性的因素, 运用后退 Euler 公式对方程组进行求解, 结果如公式 (8) 所示。

$$C_{z,i}^{t-\delta t} = \frac{\sum_{i=1}^{N_{source}} G_{z,i} \times 10^6 + \sum_{j=0}^{N_{zone}} m_{j,i} C_{z,j}^t + S_f(C_{z,i}^t) + (\frac{\rho V_i}{\delta t} - \sum_{i=1}^{N_{sink}} R_{z,i} - \sum_{i=0}^{N_{zone}} m_{i,i}) C_{z,i}^t}{\frac{\rho V_i}{\delta t}} \quad (8)$$

将依据通风换气量计算得到的通风量带入公式 (8) 可得到该时刻的 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度预测值。通过对比



图1 房间测点位置示意图

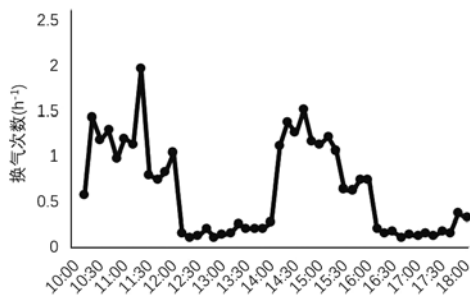


图3 实验条件下通风换气量动态计算结果

$\text{PM}_{2.5}$ 预测值与测量值之间的误差, 确定通风换气量动态计算结果的准确性。

2 实验验证

实验在北京某高校办公楼一层房间内, 房间体积为 56.7m^3 , 室内无 $\text{PM}_{2.5}$ 污染源。实验时间为 2019 年 3 月 9 日 10:00~18:00, 实验使用测量设备为 CO_2 浓度记录仪 (量程: 0~5000ppm; 精度: $\leq \pm 10\%$)、 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度记录仪 (量程: 0~500 $\mu\text{g}/\text{m}^3$; 精度: $\leq \pm 10\%$)。动态连续测量记录室内外 CO_2 浓度、室内外 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度, 记录间隔 10 分钟, 测点距离地面 1.2m ^[13], 位置如图 1 所示, 室内五个测点各放置一台 CO_2 浓度记录仪, 另外测试点 5 放置一台 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度记录仪; 室外测点放置一台 $\text{PM}_{2.5}$ 浓度记录仪, 一台 CO_2 浓度记录仪。实验期间, 仅 10:00~12:00、14:00~16:00 时间段室内有一成年男子于测点 5 静坐活动, 其他时间室内无人员活动。

室内各测点 CO_2 的测量值及计算的平均值如图 2 所示, 室内 CO_2 浓度并不是均匀分布。分析各测点测量值与平均值之间的偏差发现测点 1、测点 2、测点 4 的偏差低于 3%, 由于测点 3 靠近门口, 测量会受到走廊人员活动的影响, 测点 5 处于实验人员活动的活动范围, 受实验人员影响较大, 因此测点 3、测点 5 的偏差在 10~20% 之间。因此, 使用计算所得平均值作为该时刻 CO_2 浓度测量值代入公式 (5) 中计算必然会有误差产生, 综合考虑仪器精度, 确定室内 CO_2 浓度计算误差为 15%。

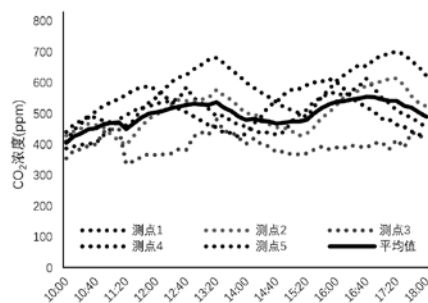


图2 实验房间室内各测点 CO_2 测量值及平均图

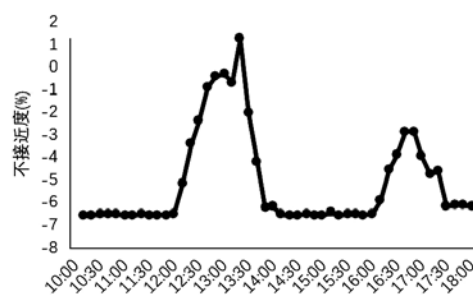


图4 CO_2 浓度计算值与实测值的不接近图

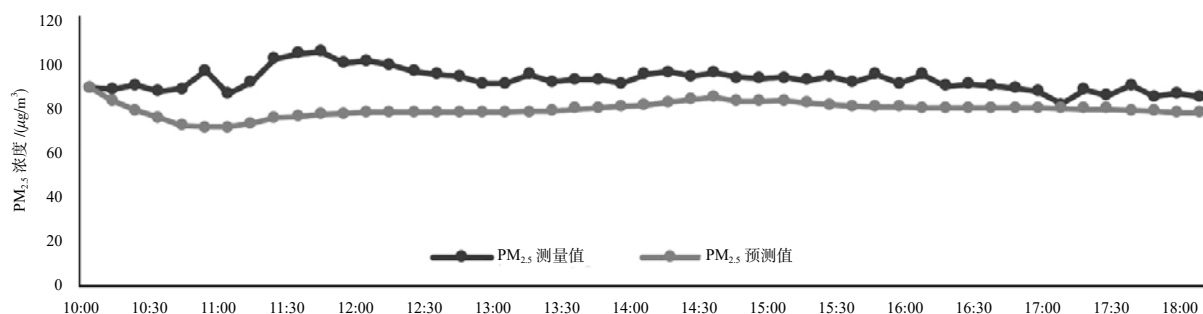


图5 实验条件下室内 $PM_{2.5}$ 浓度测量值与预测值的对比

根据上述通风量计算方法,并确定室外 CO_2 浓度计算误差为 10%,人员散发误差为 5%,计算得出该房间通风换气量如图 3 所示。对比该方法计算的 C_2' 与实测值 C_c 不接近度 $\gamma=1-C_2'/C_c$,如图 4 所示,不接近度在 $\pm 10\%$ 以内。

以计算所得换气次数为基础,根据公式(8)得到该房间室内 $PM_{2.5}$ 浓度模拟预测值。对比室内实际 $PM_{2.5}$ 测量值与 $PM_{2.5}$ 预测值,如图 5 所示,发现该方法的计算误差在 15% 以内,能够较好的预测室内 $PM_{2.5}$ 的变化情况,也反映了通风量动态计算结果的可靠性。

3 结论

本文提出了以人体释放的 CO_2 作为示踪气体的房间通风换气量动态计算方法,并通过对 $PM_{2.5}$ 的预测验证了通风换气量计算结果的准确性。

本方法首先极大简化了入户测试的工作量,降低了测试成本,并将对室内人员日常作息的影响降到最低,从而提高了本方法的可实施和可操作性。本方法对房间人体 CO_2 的散发状况无任何限制,可以基于房间 CO_2 浓度实测数据,方便快捷地计算获得各个时间间隔内的房间通风换气量,由此可对房间通风换气量的动态变化加以真实的反映。

本研究通过实验计算通风换气量的动态结果预测室内 $PM_{2.5}$ 浓度变化,对比 $PM_{2.5}$ 浓度预测值与测量值之间的误差,结果表明该方法对于 $PM_{2.5}$ 浓度的预测误差在 15% 以内,预测结果较好,通风换气量计算结果较为准确。

本方法可为房间自然通风状况的研究和室内空气品质的预测提供有效的技术手段。

参考文献

- [1] 朱能,王侃红,田哲.空调系统在病态建筑中的特征分析[J].暖通空调,1999,29(2):12-15.
- [2] 室内 $PM_{2.5}$ 污染调研报告:室内 $PM_{2.5}$ 吸入量占

八成[J].中国环境科学,2015,5:1569.

- [3] CYRYS J, PITZ M, BISCHOF W, et al. Relationship between indoor and outdoor levels of fine particle mass, particle number concentrations and black smoke under different ventilation conditions[J]. Journal of Exposure Analysis and Environmental Epidemiology,2004,14(4):275-283.
- [4] 熊志明,张国强,彭建国,等.室内可吸入颗粒物污染研究现状[J].暖通空调,2004,34(4):32-36.
- [5] 李楠,胡小倩,刘庆,等.居住建筑门窗开启对自然通风特性影响的数值研究[J].暖通空调,2017,47(10):96-101.
- [6] 孙越霞,侯静,张庆男,等.天津市居住建筑新风量的测量与分析[J].暖通空调,2016,46(6):10-13.
- [7] 殷维.建筑自然通风利用率预测与节能评估模型研究[D].湖南大学,2010.
- [8] 王立鑫,白郁华,刘兆荣,等. CO_2 示踪气体法测定室内新风计算方法研究[J].建筑科学,2007, No.121(8):36-40, 82.
- [9] 侯静.住宅建筑通风量测量及其健康效应的研究[D].天津:天津大学,2015.
- [10] 齐美薇,李晓峰,黄河.示踪气体利用人体作为 CO_2 释放源测量宿舍换气次数的方法探究[J].建筑科学,2013,29(6):52-57.
- [11] Stavova P, Melikov A k, Sundell J, et al. A new approach for ventilation measurement in homes based on CO_2 produced by people-laboratory study [C]. Proceedings of 17th Air-conditioning and Ventilation Conference.2006:291-296.
- [12] 朱颖心.建筑环境学[M].3版.北京:中国建筑工业出版社,2010.
- [13] 国家质量监督检验检疫总局,卫生部,国家环境保护总局. GB/T 1883-2002 室内空气质量标准[S].北京:中国标准出版社,2002.

空调冷负荷计算用同时发生气象参数的模型优化

吴仕海, 陈友明, 方政诚, 魏 捷

(湖南大学土木工程学院, 长沙 410082)

[摘 要] 同时发生气象数据是指干球温度、湿球温度和太阳辐射的同时发生。目前生成同时发生气象数据的方法主要是采用辐射时间序列法来计算房间负荷, 并基于峰值负荷来选择对应的一天数据作为同时发生的设计气象数据。但影响房间负荷的因素过多, 基于负荷生成的同时发生气象数据难以归类成表供给设计人员使用; 而影响房间得热的因素则少很多, 基于得热生成同时发生气象数据便于归类成表。因此, 本文通过分析不同建筑类型下辐射时间序列法计算的负荷与 z 传递函数法计算的得热之间的差别, 提出一种得热修正成负荷的简便修正方法, 并提供修正表和调取程序。

[关键词] 同时发生气象数据; 辐射时间序列法; z 传递函数法; 归类修正; matlab 程序

0 引言

空调设计气象参数, 包括设计干球温度、湿球温度和太阳辐射, 是建筑空调系统设计必要和基本的数据^[1]。至今已经有很多关于气象参数的研究, 其中 ASHRAE 发起了一系列气象数据的研究计划, 例如 ASHRAE RP-754^[2], RP-828^[3], RP-890^[4,5] 和 RP-1171^[6] 等。总的来说, 目前常用的气象数据有以下三种: 干球温度为主 + 同时发生的湿球温度; 湿球温度为主 + 同时发生的干球温度; 露点温度为主 + 同时发生的干球温度。以上三种方法计算简单, 且易于电子表格计算, 因此应用广泛。然而, 气象数据之间的同时发生并不能代表建筑的实际负荷, 且上述三种方法都没有考虑太阳辐射的同时发生, 这往往会导致计算的负荷远大于实际负荷, 从而使建筑的系统设备容量偏大, 系统运行成本和建筑初投资增加。基于此, 近年来也有许多学者提出同时发生气象参数的概念。

Chen^[7] 等人发现 ASHRAE 和 CIBSE 目前计算的同时发生的干、湿球温度可能并不满足不同风险因子下 HVAC 系统的设计, 因此针对热延迟时间小于 1 小时的 HVAC 系统开发出一种概率统计方法, 用于选择更加适合的同时发生的干、湿球温度。通过与 ASHRAE 和 CIBSE 推荐的方法比较发现, 在没有太阳辐射和相同风险因子的情况下, 新方法计算的同时发生的干、湿球温度都比 ASHRAE 和 CIBSE 计算的值要高。Chen^[8] 等人根据香港地区 25 年的气象数据开发出一种合理选择同时发生干、湿球温度和太阳辐射的新统计方法, 并针对热延迟小于 1 小时的建筑建立了冷负荷计算模型, 将三种气象参数和建筑特征结合起来, 得出等效温度。研究表明, 新方法得出的同时发生干、湿球温度和太阳辐射都比传统方法计算值小, 而且还能让工程师得知不同类型建筑在不同朝向何时出现峰值负荷。

Chen^[9] 等人基于辐射时间序列法开发出一种新的统计方法, 对于具有任何热延迟的建筑物都可以合理选择出同时发生的干、湿球温度和太阳辐射。并根据香港 25 年的气象数据分析了 1440 种案例, 结果表明, ASHRAE 推荐的方法计算的太阳辐射强度比不同月份的测量值高 4~20%, 传统设计天气数据计算的峰值冷负荷总是比新方法得出的天气数据的结果高 12~50%。

目前关于同时发生气象参数的研究都是基于辐射时间序列法计算建筑负荷, 并根据不同风险因子对应的负荷来选出一天干、湿球温度和太阳辐射的同时发生设计气象数据。然而在实际情况中, 影响建筑负荷的参数有很多, 通过负荷选出同时发生气象数据的方法难以归类成表并给设计人员使用; 而影响建筑得热的参数相对较少, 通过得热选出同时发生气象数据的方法也更加简洁。因此, 本文基于香港地区 25 年的气象数据, 通过分析单面外墙房间类型下辐射时间序列法计算的负荷与 z 传递函数法计算的得热之间的差别, 提出一种简便的修正方法, 并提供修正表和调取程序, 将建筑得热修正成建筑负荷, 便于后续通过得热来合理选出同时发生的设计气象数据。

1 模型建立

Chen 等人^[7,9] 已经提出了针对不同建筑类型生成同时发生气象数据的方法, 该方法清楚的表明, 同时发生的设计气象数据应该当地的天气数据和建筑特征来确定。因此, 生成同时发生气象数据之前应该推导出建筑的动态负荷。目前常使用辐射时间序列法来计算建筑的动态冷负荷, 而关于辐射时间序列法的数据由 ASHRAE 手册^[10] 提供; 使用 z 传递函数法来计算建筑得热, 数据来源由文献 [11] 提供。

1.1 墙壁和屋顶 的负荷计算

建筑中不透明围护结构主要由墙壁和屋顶组成,

考虑到围护结构具有热延迟, 因此任意时刻不透明围护结构的瞬时得热为:

$$q_{wr}(k) = \sum_{i=0}^{n_{wr}} A_{wr,i} \sum_{j=0}^{23} Y_j (t_e(k-j) - t_{rc}) \quad (1)$$

$$q_z(k) = \sum_{j=0}^6 b_j t_e(k-j) - \sum_{j=1}^6 d_j q_z(k-j) - t_{rc} \sum_{j=0}^6 b_j \quad (2)$$

式中: $q_{wr}(k)$ 是周期反应系数法计算的 k 时刻瞬时得热, 用于后续的辐射时间序列法; k 是离散时间; n_{wr} 是墙壁和屋顶的数量; $A_{wr,i}$ 是墙壁和屋顶的总面积 (m^2); Y_j 是墙壁和屋顶的周期反应系数; t_{rc} 为室内设定温度 ($^{\circ}\text{C}$); $t_e(k-j)$ 是指 j 个时刻前的室外空气综合温度 ($^{\circ}\text{C}$); $q_z(k)$ 是 z 传递函数法计算的 k 时刻瞬时得热; b_j 和 d_j 是墙体的 z 传递系数; $q_z(k-j)$ 是指 j 个时刻前的瞬时得热。

其中, 室外综合温度 t_e 可以表示为:

$$t_e = t_{ab} + \frac{\alpha E_t}{h_o} - \frac{\varepsilon \Delta R}{h_o} \quad (3)$$

式中: t_{ab} 是室外空气干球温度 ($^{\circ}\text{C}$); α 、 ε 是指墙壁和屋顶的吸收率和发射率; E_t 是总太阳辐射强度, $E_t = E_{t,b} + E_{t,d} + E_{t,r}$ (W/m^2); 其中, $E_{t,b}$ 是壁面法向直射辐射 (W/m^2); $E_{t,d}$ 是天空散射辐射 (W/m^2); $E_{t,r}$ 是地面反射的散射辐射 (W/m^2); h_o 是建筑物外表面对流换热和辐射的换热系数, 取 $17 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})^{[10]}$; ΔR 是由天空和周围环境入射到墙壁和屋顶表面上的长波辐射与黑体发射的辐射的差值 (W/m^2); 表面水平时, $\varepsilon \Delta R / h_o = 4$, 表面垂直时, $\varepsilon \Delta R / h_o = 0^{[10]}$ 。

将不透明围护结构的瞬时得热转换为房间的瞬时负荷, 则应该将瞬时得热分解为对流得热和辐射得热, 对流得热可以看作瞬时负荷, 而辐射得热应该乘以非太阳辐射时间因子, 计算公式分别为:

$$Q_{wr,c}(k) = p_{wr,c} q_{wr}(k) \quad (4)$$

$$Q_{wr,r}(k) = p_{wr,r} \sum_{n=0}^{23} R_{nf} q_{wr}(k) \quad (5)$$

式中: $Q_{wr,c}(k)$ 是 k 时刻的对流得热; $Q_{wr,r}$ 是 k 时刻的辐射得热; $p_{wr,c}$ 是墙壁和屋顶传导得热中对流得热占的比例; $p_{wr,r}$ 是墙壁和屋顶传导得热中辐射得热占的比例; R_{nf} 是非太阳辐射时间因子。

因此, 墙壁和屋顶的总负荷计算如下:

$$Q_{wr}(k) = Q_{wr,c}(k) + Q_{wr,r}(k) \quad (6)$$

1.2 窗户的负荷计算

1.2.1 窗户的传导得热引起的冷负荷

因为窗户是透明材料, 而且相对较薄, 因此不考虑窗户的热延迟, 只考虑辐射时间序列。易知, 窗户的传导得热计算如下:

$$q_w(k) = \sum_{i=0}^{n_w} U_{w,i} A_{w,i} (t_{db}(k-j) - t_{rc}) \quad (7)$$

式中: n_w 是窗户的数量; $U_{w,i}$ 是窗户的总传热系数 ($\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$); $A_{w,i}$ 是窗户的总面积 (m^2)。

因此, 窗户的传导得热中的对流负荷和辐射负荷计算公式如下:

$$Q_{w,c}(k) = p_{w,c} q_w(k) \quad (8)$$

$$Q_{w,r}(k) = p_{w,r} \sum_{n=0}^{23} R_{nf} q_w(k) \quad (9)$$

式中: $Q_{w,c}(k)$ 是 k 时刻窗户传导得热中的对流负荷; $Q_{w,r}(k)$ 是 k 时刻窗户传导得热中的辐射负荷; $p_{w,c}$ 是窗户传导得热中对流得热占的比例; $p_{w,r}$ 是传导得热中辐射得热占的比例。

1.2.2 透过窗户的太阳辐射得热引起的冷负荷

透过窗户的太阳辐射得热的计算如下:

$$q_i(k) = \sum_{i=0}^{n_w} A_{w,i} (IAC)_i [SHGC(\theta(k)) E_{t,b}(k) + SHGCDE_{t,dr}(k)] \quad (10)$$

式中: IAC 是窗户的内遮阳衰减系数; $\theta(k)$ 是 k 时刻的太阳入射角 ($^{\circ}$); $SHGC(\theta(k))$ 是 k 时刻入射角为 θ 时的直接太阳得热系数; $SHGCD$ 是散射太阳得热系数; $E_{t,b}(k)$ 是 k 时刻窗户表面的直射辐射强度 (W/m^2); $E_{t,dr}(k)$ 是 k 时刻窗户表面的散射辐射强度, $E_{t,dr} = E_{t,d} + E_{t,r}$, $E_{t,d}$ 为天空散射辐射 (W/m^2); $E_{t,r}$ 为地面反射辐射 (W/m^2)。

根据辐射时间序列法可知, 窗户表面的直射辐射部分全部乘上太阳辐射时间因子, 而窗户表面的散射辐射部分按比例分成对流部分和辐射部分, 辐射部分乘上非太阳辐射时间因子, 计算如下:

$$Q_{r,i}(k) = R_{ni} \sum_{i=0}^{n_w} A_{w,i} (IAC)_i SHGC(\theta(k)) E_{t,b}(k) \quad (11)$$

$$Q_{r,c}(k) = p_{r,c} \sum_{i=0}^{n_w} A_{w,i} (IAC)_i SHGCDE_{t,dr}(k) \quad (12)$$

$$Q_{r,r}(k) = p_{r,r} \sum_{n=0}^{23} R_{nf} \sum_{i=0}^{n_w} A_{w,i} (IAC)_i SHGCDE_{t,dr}(k) \quad (13)$$

式中: $Q_{r,i}(k)$ 是 k 时刻透过窗户的直射辐射强度造成的辐射负荷; $Q_{r,c}(k)$ 是 k 时刻透过窗户的散射辐射强度中的对流负荷; $Q_{r,r}(k)$ 是 k 时刻透过窗户的散射辐射强度中的辐射负荷; $p_{r,c}$ 是窗户表面接收的散射辐射强度中对流得热占的比例; $p_{r,r}$ 是窗户表面接收的散射辐射强度中辐射得热占的比例; R_{ni} 是太阳辐射时间因子。

由上述可知, 窗户的总负荷为:

$$Q_{wo}(k) = Q_{w,c}(k) + Q_{w,r}(k) + Q_{r,i}(k) + Q_{r,c}(k) + Q_{r,r}(k) \quad (14)$$

1.3 通风与渗透的负荷计算

由通风和渗透引起的冷负荷可以全部看作对流负荷,其计算如下:

$$Q_v(k) = m_o c_p (t_{db}(k) - t_{rc}) + m_o h_o (w_o(k) - w_{rc}) \quad (15)$$

式中: m_o 是通风与渗透的总空气质量流量 (kg/s); c_p 是空气的定压比热, $1010 \text{ J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; h_o 是空气潜热, $2430 \times 10^3 \text{ J/kg}$; $w_o(k)$ 是 k 时刻室外空气的含湿量 (kg/kg); w_{rc} 是室外空气的含湿量 (kg/kg)。

1.4 房间总负荷和总得热计算

由前几节的计算可知, 房间总负荷和总得热的计算如下:

$$Q_{zf} = Q_{wf}(k) + Q_{wo}(k) + Q_v(k) \quad (16)$$

$$Q_{zd} = q_z(k) + q_r(k) + Q_v(k) \quad (17)$$

式中: Q_{zf} 是房间总负荷 (W); Q_{zd} 是房间总得热 (W)。

2 影响因素因数的简化与归类

分析不同建筑类型下辐射时间序列法计算的负荷与 z 传递函数法计算的得热之间的差别并进行归类修正时, 首先应分析不同影响因素对结果的影响程度, 并将弱影响因素去除。由公式 (15) 和 (16) 可知, 影响因素分别为外墙朝向、房间结构类型、是否铺设地毯、墙体种类、窗户种类、窗户的内遮阳衰减系数、换气次数、房间进深、外墙外表面吸收率和窗墙比。为了更加直观的看到不同因素对结果的影响程度, 将风险因子为 0.4% 时对应的峰值负荷与峰值得热之间的相对误差 (后面都简称为“相对误差”) 作为参考指标。

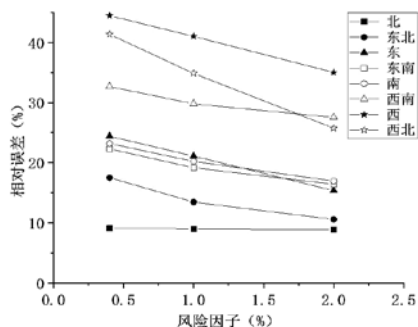


图1 不同风险因子与相对误差的关系

图1是房间类型为重型结构未铺地毯, 且固定房间参数下, 不同风险因子对应的相对误差。其中房间参数设定如下: 墙体型号为 15.3.1, 窗户类型为 1a, 换气次数为 2 次/h, 房间进深为 4m, 外墙外表面面积为 12 m^2 , 窗户内遮阳系数为 0.7, 外墙外表面吸收率为 0.7, 窗墙比为 0.5。由图可知, 北

方向的相对误差随着风险因子的增加近似不变, 而其他方向的相对误差都随着风险因子的增加而减少。因此, 将风险因子为 0.4% 的相对误差作为参考指标来进行归类, 归类结果仍适用与风险因子为 1% 和 2% 的情况。“相对误差”计算公式如下:

$$\text{相对误差} = \frac{\text{风险因子为 0.4\% 的得热} - \text{风险因子为 0.4\% 的负荷}}{\text{风险因子为 0.4\% 的负荷}} \times 100\% \quad (18)$$

2.1 弱影响因素

影响相对误差的参数类型主要有以下两种: 固定参数: 房间类型, 主要包括房间外墙的朝向, 房间结构类型 (轻型结构, 中型结构和重型结构) 和是否铺设地毯; 房间参数: 墙体类型、窗户类型、窗墙比、换气次数、房间进深、窗户内遮阳系数和外墙外表面吸收率。因为有固定参数的存在, 使得需要考虑的情况十分庞大, 难以分析房间参数对相对误差的影响。因此, 本文将固定房间参数, 分析出不同房间类型下的相对误差。现假定房间的各种参数如下: 房间进深为 5m, 外表面面积为 $4 \times 3 = 12 \text{ m}^2$, 墙体种类选择 15.3.1 号墙体, 窗户种类选择文献 [5] 中的 25a 型号, 窗墙比为 0.5, 换气次数为 2 次/h, 内遮阳衰减系数为 0.7, 外墙外表面吸收率为 0.7, 室内设计温度为 24°C , 相对湿度为 50%, 计算结果如下:

由表 1 可知, 最大误差出现在房间类型为西方向, 重型结构和未铺设地毯的情况下。因此, 本文将基于上述房间类型下, 分别验证不同房间参数对相对误差的影响程度, 从而去除掉不重要的影响参数。为了使验证结果更具有说服力, 考虑到 7 种房间参数对结果的影响都是线性影响, 本文将采用穷举法, 将 7 种房间参数取值如下, 每种参数取 3 种变化, 分别取参数区间的最小值, 中间值和最大值, 一共 2187 种变化情况。其中墙体类型的选取主要是根据墙体的总传热系数 U 值大小在文献 [11] 列举的 302 种墙体选取, 而窗户类型主要是根据窗户在壁面太阳高度角为 0 时的太阳得热系数在文献 [10] 中常用的 73 种窗户类型中选取, 计算结果见表 2。

表1 不同房间类型下不保证率为 0.4% 的相对误差 (%)

方向	轻型结构		中型结构		重型结构	
	铺地毯	未铺地毯	铺地毯	未铺地毯	铺地毯	未铺地毯
北	1.52	1.85	2.03	3.03	3.87	4.69
东北	3.3	3.68	3.9	5.52	6.38	7.98
东	6.18	6.97	6.87	10.33	10.13	13.21
东南	4.16	4.64	4.84	7.19	7.75	9.76
南	3.26	3.94	4.01	6.37	6.69	8.63
西南	7.28	9.02	8.58	16.04	12.4	18.83
西	11.25	14.15	13.13	26.82	18.77	31.41
西北	10.92	13.81	12.56	24.2	17.26	27.95

表 2 最大波动及其对应的组合

验证参数类型	Wa	Gl	M	L	IAC	Cqb	α	最大波动 (%)
墙体类型	—	1a	2	4	1	0.1	0.9	4.11
窗户类型	15.3.1	—	2	4	1	0.5	0.3	31.56
换气次数	15.3.1	17g	—	4	1	0.5	0.3	23.74
房间进深	15.3.1	17g	2	—	1	0.5	0.3	19.95
窗户内遮阳系数	15.3.1	17g	2	4	—	0.5	0.3	16.22
窗墙比	14	17g	2	4	1	—	0.9	46.6
外表面吸收率	14	17g	2	4	1	0.5	—	1.95

墙体类型 Wa 选择墙体号为 15.3.1, 12.2 和 14 的墙体; 窗户类型 Gl 取 1a, 17g 和 1j; 窗墙比 Cqb 取 0.1, 0.5 和 0.9; 换气次数 m 取 2, 4 和 6 次/h; 房间进深 L 取 4, 7 和 10m; 窗户内遮阳系数 IAC 取 0.5, 0.75 和 1.0; 外墙外表面吸收率取 0.3, 0.6 和 0.9。

表 2 是不同验证参数类型产生的最大波动 (最大相对误差和最小相对误差之间的差值) 及其对应的其他 6 种参数的组合, 不同验证参数类型对应的其他 6 种参数组合代表了在该参数组合下, 验证参数的变化对结果影响最大。由表可知, 外墙外表面吸收率产生的最大波动最小, 只有 1.95%, 且 97% 的情况下, 其最大波动小于 1%, 因此对结果影响最小, 可以忽略不计。而根据最大波动值的大小可以看出, 参数的影响程度由大到小排序如下: 窗墙比、窗户类型、换气次数、房间进深、墙体类型和窗户内遮阳系数。

2.2 窗户类型的归类

基于窗户类型对结果影响最大的情况进行归类, 设定房间类型为西方向重型结构未铺地毯, 房间参数取表 2 中第二行的设置, 分别计算文献^[10]中 73 种窗户类型对应的相对误差, 而后根据相对误差范围为 3% 来进行归类。为了便于后续程序自动选择出对应的窗户类型, 本文计算了窗户 U 值和 SHGC0 值与相对误差的关系, 结果见图 2。

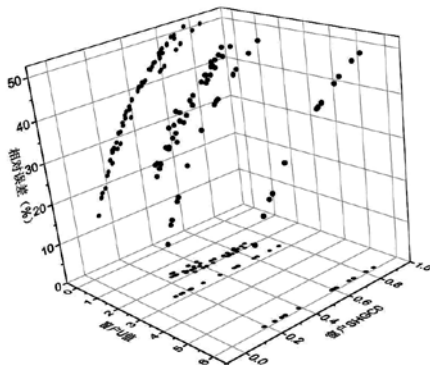


图 2 不同窗户类型的窗户 U 值和 SHGC0 与相对误差的关系

由图 2 可知, 相对误差与窗户的 U 值关系并不明显, 而与窗户的 SHGC0 值呈线性递增关系, 但当窗户 SHGC0 值大于 0.6 以后, 单纯的以 SHGC0 值来代表相对误差并不合理。因此, 本文令 U 值为变量 x , SHGC0 值为变量 y , 相对误差为因变量 US , 通过 matlab 程序进行曲面拟合。拟合结果显示, 确定系数 R-square 为 0.9961, 拟合结果良好, 曲面方程如下:

$$US = 7.208 - 1.781x + 110y + 0.1761x^2 - 0.6516xy - 58.54y^2 \quad (19)$$

因此, 程序可以根据窗户的 U 值和 SHGC0 值自动计算出 US (取名为“窗户系数”), 并根据 US 的值来自动选择对应的代表窗户类型。此外, 代表窗户取每类窗户中相对误差为中间值的那一类, 结果见表 3。

表 3 窗户类型归类

序号	代表窗户型号	US 的范围	包涵的窗户型号
1	5k	< 18	5k
2	5l	$18 \leq < 23.5$	1j; 5l; 5n
3	1k	$23.5 \leq < 28$	1k; 1m; 5m; 5o; 25e
4	25f	$28 \leq < 31$	1l; 1n; 5p; 25c; 25f; 25g; 49; 50
5	17l	$31 \leq < 36.5$	1o; 17l; 21h; 21j; 21l; 25d; 29c
6	21f	$36.5 \leq < 39.5$	5j; 17h; 17j; 21f; 21k; 25a; 25b; 40b
7	17k	$39.5 \leq < 43$	5d; 5f; 5h; 17f; 17k; 21g; 21i; 40a
8	1f	$43 \leq < 47$	1d; 1f; 1h; 1i; 5i; 17g; 17i; 21e; 32b
9	17b	$47 \leq < 50$	1c; 1e; 1g; 5c; 5e; 5g; 17b; 17e; 21b; 21c; 21d; 29b; 32a; 32c; 32d;
10	17c	$50 \leq$	1a; 1b; 5a; 5b; 17a; 17c; 17d; 21a; 29a

2.3 墙体类型的归类

与窗户分类方式一样, 设定房间类型为西方向重型结构未铺地毯, 房间参数取表 2 中第一行的设置, 计算国内常用的 302 种墙体对应的相对误差, 并根据相对误差范围为 3% 进行归类。此外, 本文计算了墙体 U 值和 1 阶延迟时间与相对误差的关系, 结果见图 3。

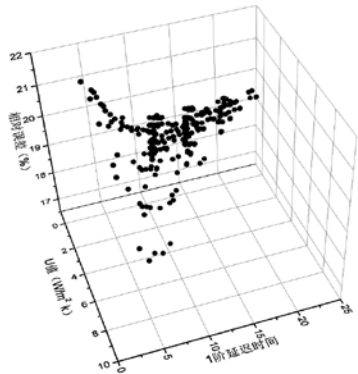


图 3 302 种墙体 U 值和 1 阶延迟时间对应的相对误差

从图 3 可知, 墙体 U 值和 1 阶延迟时间与相对误差构成一个曲面, 因此, 本文令墙体 U 值为变量 x , 1 阶延迟时间为变量 y , 相对误差为因变量 UA , 通过 matlab 程序进行曲面拟合。拟合结果显示, 确定系数 R-square 为 0.9839, 拟合结果良好, 曲面公式如下:

$$UA = 24.5 + 1.701x - 0.8965y - 0.2794x^2 - 0.4224xy + 0.06639y^2 + 0.01317x^3 + 0.02913x^2y + 0.0126xy^2 - 0.001406y^3 \quad (20)$$

因此, 程序可以根据墙体的 U 值和 1 阶延迟时间来计算出 UA (命名为“墙体系数”), 而后根据 UA 来自动选择墙体类型, 分类结果见表 4。其中, 墙体的 1 阶延迟时间的计算公式由文献^[12]提供, 本文也提供 matlab 计算程序。

表 4 墙体类型归类

序号	代表墙体类型	墙体系数 UA 的范围
1	墙体号 4.2	$19.5 \leq$
2	墙体号 30.1.4	< 19.5

2.4 换气次数与房间进深的参数耦合及区间划分

易知, 房间进深和换气次数对相对误差的影响都体现在房间的新风量上, 因此, 本文设定新的耦合参数“新风比” $mL = m \times L$, 即新风量与外墙外表面面积的比值, 单位为 m/h 。而后通过计算不同“新风比”对应的相对误差, 并根据相对误差来进行“新风比”的区间划分。与窗户归类类似, 设定房间类型为西方向重型结构未铺地毯, 房间参数取表 2 中第三四行的设置。换气次数取 2~7 次/h, 房间进深取 4~10m, 为了便于区间划分, 本文将计算“新风比”为 8~70 m/h 对应的相对误差, 间隔为 0.5, 计算结果见图 4。

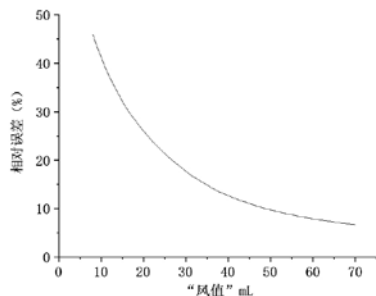


图 4 不同“新风比”与相对误差的关系

由图 4 可知, 相对误差随着“新风比”的增加而逐渐下降, “新风比”的越大, 下降趋势越平缓。根据图中结果, 本文将根据相对误差范围为 3% 来进行“新风比”的归类, 并令每类中相对误差为中间值对应的“新风比”作为代表“新风比”, 详细归类结果见表 5。

表 5 “新风比”的区间归类

序号	代表“新风比”	“新风比”的区间范围	序号	代表“新风比”	“新风比”的区间范围
1	60	$53 <$	7	19	$17.5 \leq < 20.5$
2	45	$41.5 \leq < 53$	8	16	$15 \leq < 17.5$
3	37	$34 \leq < 41.5$	9	14	$12.5 \leq < 15$
4	31	$28.5 \leq < 34$	10	12	$11 \leq < 12.5$
5	26	$24 \leq < 28.5$	11	10	$9 \leq < 11$
6	22	$20.5 \leq < 24$	12	8.5	$9 <$

2.5 窗户内遮阳系数的归类

文献[1]提供了常见的窗户内遮阳系数, 通常取值为 0.5, 0.6, 0.65 和 1.0。与之前归类方式一致, 设定房间类型为西方向重型结构未铺地毯, 房间参数取表 2 中第五行的设置。为了便于区间划分, 本文计算窗户内遮阳系数为 0.5~1.0 时的相对误差, 间隔为 0.01, 见图 5。

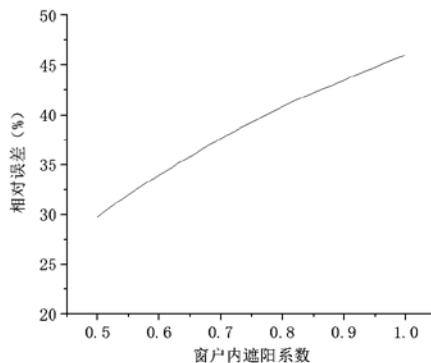


图 5 不同窗户内遮阳对应的相对误差

从图 5 中可以看出, 相对误差随着窗户内遮阳系数的增加呈线性增加。本文根据相对误差为 3% 来对窗户内遮阳系数进行归类, 并令每类中相对误差为中间值对应的窗户内遮阳系数作为代表值, 详细分类见表 6。

表 6 窗户内遮阳系数的区间归类

序号	代表窗户内遮阳系数	窗户内遮阳系数的范围
1	0.54	$0.5 \leq < 0.57$
2	0.63	$0.57 \leq < 0.66$
3	0.72	$0.66 \leq < 0.76$
4	0.83	$0.76 \leq < 0.88$
5	0.95	$0.88 \leq \leq 1.0$

2.6 窗墙比对相对误差的影响

由 ASHRAE 手册^[10]中提供的辐射时间因子可知, 窗墙比只取 0.1, 0.5 和 0.9 三种, 且随着窗墙比的增加, 辐射时间因子也会相应的发生改变, 因此, 窗墙比对于相对误差而言并非单一变量。为了验证窗墙比对相对误差的影响, 设定房间类型为西方向重型结构未铺地毯, 房间参数按表 2 第 6 行设置, 计算不同窗墙比对应的相对误差结果见图 6。

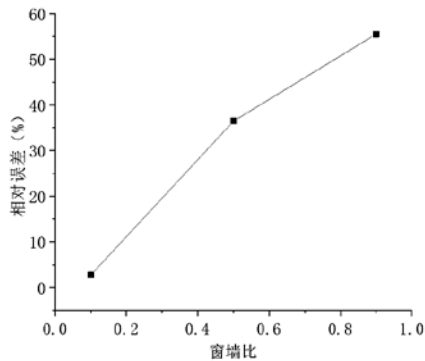


图 6 不同窗墙比与相对误差的关系

如图 6 可知，相对误差随着窗墙比的增加大致呈线性增加。此外，Sowell 等人^[12-14]提出辐射时间序列法时，也只分析了窗墙比为 0.1，0.5 和 0.9 时的情况，并推荐窗墙比为其他值时可以采用插值法来计算。因此，当窗墙比为其他值时，采用插值法来计算相对误差是合理的。

3 结果分析

根据上节的归类结果可知，房间参数为以下五种：墙体类型、窗户类型、风值、窗户内遮阳系数和窗墙比。如果将所有房间参数和房间类型考虑进去，共有 17 万多种，显然工作量大大增加。因此，本文针对不同房间类型来对房间参数进行参数的区间简化。

3.1 参数的区间简化

表 7 北方向的参数变量表

方向	房间类型		墙体类型	窗户类型	“新风比”	内遮阳系数	窗墙比
北	轻型结构	铺地毯	0	3	2	2	1
		未铺地毯	0	3	2	2	1
	中型结构	铺地毯	2	8	3	4	2
		未铺地毯	2	9	8	5	2
	重型结构	铺地毯	2	10	9	5	2
		未铺地毯	2	10	11	5	2

由上节可知，相对误差与墙体系数 UA 呈负相关，而与窗户系数 US ，“新风比” mL ，窗户内遮阳系数和窗墙比呈正相关。因此，本文将采用最极端的情况来对不同房间类型下的房间参数进行区间的简化。例如墙体类型的区间简化，设定极端情况如下：窗户类型选 5a，“新风比”为 8m/h，窗户内遮阳系数选择 1.0，窗墙比选择 0.9，而后计算不同房间类型下不同墙体类型产生的相对误差。因为是用于工程实际，因此可以将相对误差小于 4% 时对应的墙体类型去除，从而达到减小参数变化区间的目的。其他参数的区间简化方法类似，结果见表 7。

由于归类结果过多，表 7 中只列出了北方向参数简化结果。由表可知，通过简化后，需要考虑的情况大大减小，便于后续制成表格用于程序调取。

3.2 修正结果

根据上节的区间简化，对不同房间类型下的相对误差进行修正。为了便于成表，令 JG 代表房间结构类型， $JG=1$ 代表轻型结构， $JG=2$ 代表中型结构， $JG=3$ 代表重型结构； DT 代表是否铺地毯， $DT=1$ 代表铺地毯， $DT=2$ 代表不铺地毯； QT 代表墙体类型； CH 代表窗户类型； XFB 代表“新风比”； IAC 代表窗户内遮阳系数； CQB 代表窗墙比。由于修正表格过大，本文只列出风险因子为 0.4% 时北方向的部分修正表，结果见表 8。

因为数据表格过大，只适用于程序调取。因此，设定修正方法如下：当相对误差大于 4% 时，根据相对误差计算出对应的修正系数，将相对误差修正为 2.5%。例如，相对误差为 10% 时，对应的修正系数为 0.932，修正后相对误差为 2.5%。采用上述修正表进行修正，修正后误差在 4% 以内，适用于工程实际。

3.3 程序调用

由上节可知，通过区间简化可以减少修正表的大小，但修正后表格仍然过大，只适用于程序调取。

表 8 北方向上风险因子为 0.4% 的修正表

			CH	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
			XFB	7	7	8	8	9	9	10	10	11	11	12	12
			CQB	2	3	2	3	2	3	2	3	2	3	2	3
JG	DT	QT	IAC												
3	2	1	1	1	0.98	1	0.98	1	0.97	1	0.96	0.98	0.96	0.97	0.95
3	2	1	2	1	0.97	1	0.97	0.98	0.96	0.98	0.95	0.97	0.95	0.97	0.94
3	2	1	3	1	0.97	0.98	0.96	0.98	0.96	0.97	0.95	0.97	0.94	0.96	0.93
3	2	1	4	0.98	0.96	0.98	0.95	0.97	0.95	0.96	0.94	0.96	0.93	0.95	0.92
3	2	1	5	0.98	0.96	0.97	0.95	0.97	0.94	0.96	0.94	0.95	0.93	0.95	0.92
3	2	2	1	1	0.98	1	0.98	1	0.97	1	0.96	0.98	0.96	0.97	0.95
3	2	2	2	1	0.97	1	0.97	0.98	0.96	0.98	0.95	0.97	0.95	0.96	0.94
3	2	2	3	1	0.97	0.98	0.96	0.98	0.96	0.97	0.95	0.96	0.94	0.96	0.93
3	2	2	4	0.98	0.96	0.98	0.95	0.97	0.95	0.96	0.94	0.96	0.93	0.95	0.92
3	2	2	5	0.98	0.96	0.97	0.95	0.97	0.94	0.96	0.93	0.95	0.93	0.95	0.92

因此,本文也针对修正表编写出对应的 matlab 调用程序,具体步骤如下:

- (1) 根据房间类型确定 JG 和 DT 的值;
- (2) 根据墙体 U 值和 1 阶延迟时间计算墙体系数 UA ,并根据墙体系数来计算 QT 的值;
- (3) 根据窗户 U 值和 $SHGC0$ 值计算出窗户系数 US ,并根据窗户系数来计算 CH 的值;
- (4) 根据换气次数 m 和房间进深 L 计算出“新风比” mL ,并根据“新风比”来计算 XFB 的值;
- (5) 根据窗户内遮阳系数来计算 IAC 的值;
- (6) 根据窗墙比的实际值,通过插值法计算出 CQB 的值;
- (7) 若 CQB 为整数,直接从修正表中调取出相应的修正系数;若 CQB 不为整数,采用插值法计算出修正系数。

4 结论

本文根据香港地区 25 年的气象数据,通过分析单面外墙的房间类型下,辐射时间序列法计算的负荷与 z 传递函数法计算的得热之间的相对误差,提出一种新的得热修正成负荷的简便修正方法,并给出了精度为 5% 的修正表和相应的调取程序,解决了基于房间峰值负荷来选择同时发生气象数据难以归类应用的难题,为后续基于房间峰值得热来选择同时发生气象参数的方法提供了依据。

本文针对多种影响因素对相对误差的影响,提出一种影响因素的简化归类方法,为后续分析双面外墙、多面外墙加屋顶等房间类型的影响因素的简化归类提供参考依据,也对后续基于房间得热选择同时发生气象数据的归类有一定的参考意义。

参考文献

- [1] 陆亚俊,马最良,邹平华.暖通空调[M].北京:中国建筑工业出版社,1997,4-5.
- [2] Colliver D G,Zhang H,Gates R S,et al.Determination of the 1%,2.5%,and 5% occurrences of extreme dew-point temperatures and mean coincident dry-bulb temperatures.ASHRAE Transactions,1995,101(2):265-286.
- [3] Colliver D G,Gates R S,Zhang H,et al.Sequences of extreme temperature and humidity for design calculation.ASHRAE Transactions,1998,104(1):133-144.
- [4] Colliver D G,Gates R S,Burks T F,et al.Development of the design climatic data for the 1997 ASHRAE Handbook---Fundamentals.ASHRAE Transactions,2000,10(1):3-14.
- [5] Colliver D G,Gates R S.Effect of data period-of-record on estimation of HVAC&R design temperatures. ASHRAE Transactions,2000,106(2):466-474.
- [6] Hubbard K G,Kunkel K E K,DeGaetano A T,et al.Sources of uncertainty in the calculation of design weather conditions.ASHRAE Transactions,2005,111(2):317-326.
- [7] Chen T Y,Yik F,Burnett J.A rational method for selection of coincident design dry- and wet-bulb temperatures for required system reliability.Energy and Buildings,2005,37(6):555-562.
- [8] Chen T Y,Chen Y M,Yik F W H.Rational selection of near-extreme coincident weather data with solar irradiation for risk-based air-conditioning design. Energy and Buildings,2007,39(12):1193-1201.
- [9] Chen T, Yu Z. A statistical method for selection of sequences of coincident weather parameters for design cooling load calculations. Energy Conversion & Management, 2009, 50(3):813-821.
- [10] ASHRAE, ASHRAE Handbook-2017 Fundamentals, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers Inc., Atlanta, 2017.
- [11] 陈友明,王盛卫.建筑围护结构非稳定传热分析新方法[M].科学出版社,2004.
- [12] 彦启森,赵庆珠.建筑热过程[M].北京:中国建筑工业出版社,1986.
- [13] Sowell, E.F. Classification of 200,640 parametric zone for cooling load calculations. ASHRAE Transactions. 1988a, 94(2):754-777.
- [14] Sowell, E.F. Cross-Check and modification of the DOE-2 Program for calculation of zone Weighting Factors. ASHRAE Transactions, 1988b, 94(2):737-753.
- [15] Sowell, E.F. Load calculations for 200,640 zones. ASHRAE Transactions. 1988c, 94(2):716-736.

夏热冬暖地区围护结构热工设计对空调能耗影响分析

马 岚, 刘大龙, 宋庆雨

(西安建筑科技大学建筑学院, 陕西西安 710055)

[摘 要] 用 EnergyPlus 软件模拟一栋夏热冬暖地区的多层住宅建筑, 选取夏热冬暖地区常用的 10 种围护结构构造类型, 通过分析不同围护结构构造对能耗的影响, 结合围合结构热工性能的分析, 结论如下: 不同围护结构材质会产生不同的空调能耗, 其中轻质材料的能耗普遍低于重质材料。隔热层存在临界值 30mm, 隔热层大于 30mm, 节能效果明显降低并且存在能耗略微上升的趋势。不同隔热层位置会产生不同的空调能耗, 其中外隔热的能耗普遍低于内隔热的能耗; 外墙隔热性能取决于其热工参数总热阻 R 和墙体热惰性指标 D , 相比于增加热阻适当增加围护结构蓄热能力保证围护结构热稳定性可以有效降低能耗。

[关键词] 构造; 能耗; 总热阻; 热惰性指标

0 引言

夏热冬暖大部分地区为亚热带湿润季风气候, 即湿热型气候, 其气候特点是: 日照时间长, 太阳辐射强度大, 夏季时间长, 温度和相对湿度高, 降雨多, 季风旺盛。广州是夏热冬暖地区的代表城市。5~9 月, 广州绝大部分时刻室外气温在 26℃ 以上, 可供自然通风散热和夜间冷却的气候资源匮乏, 因此广州的气候条件不能确保通过良好的自然通风来满足夏季室内热舒适的需要^[1]。城市居民普遍使用空调降温来达到良好的室内热环境。随之带来的建筑能耗增高, 尤其是居住建筑能耗, 与日益严峻的能源短缺问题成为阻碍社会发展的主要矛盾之一。建筑节能是当前我国的一项重要的国家战略, 而围护结构的节能是建筑节能最有效的途径之一^[2-5]。

国内外学者针对建筑围护结构节能展开了不少研究。Ozel 等在土耳其炎热气候条件下通过有限差分法研究不同朝向的墙体隔热层最佳厚度以达到节能的目的, 得出不同朝向的墙体有隔热层比没有隔热层的节能效果好, 最节能的朝向是北向并且最佳隔热层厚度为 3.1cm^[6]。Hoes 等研究荷兰新型轻型住宅建筑的能源需求, 并维持或改善热舒适性, 得出采用轻型高蓄热墙体材料可以降低能耗^[7]。Kolaitis 在希腊地中海温和气候下通过详细的数值模拟, 对住宅建筑内、外隔热系统的节能效果进行了比较评价, 外部和内部隔热配置均能显著降低总能量需求, 平均而言外部隔热优于内部隔热配置 8%^[8]。Fang 等在重庆研究建筑围护结构隔热将显著降低夏季制冷能耗, 考虑到经济效益, 不同朝向的外墙应具有不同的厚度, 节能水平由高到低依次为西、北、东、南^[9]。周丹以夏热冬暖地区某办公建筑为例, 研究不同类型围护结构热工性能对空调能耗的影响差异, 结果表明办公建筑外墙采用 200mm 加气混凝土砌块自保温墙体时, 相对于轻砂浆砌筑粘土砖砌

体, 每年可以节约能耗 9610kW·h, 节能贡献率可达 10.7%^[10]。

梳理上述研究, 发现以下问题: (1) 不同地区的存在地区差异, 针对夏热冬暖地区住宅的研究较少。(2) 墙体热工设计对能耗的影响缺乏涉及热工性能与节能原理的研究。鉴于上述问题, 为了研究围护结构热工设计对空调能耗的影响, 有必要分析夏热冬暖地区常见的几种围护结构热工性能与节能效果, 寻求节能效果明显的围护结构构造, 分析其热工性能及节能原理, 为夏热冬暖地区居住建筑的围护结构热工设计提供指导。

1 研究方法

本文用 EnergyPlus 软件模拟一栋夏热冬暖地区的多层住宅建筑, 选取夏热冬暖地区常用的 10 种围护结构构造类型, 模拟日期选用夏季典型日, 夏季典型日是选取典型气象年最热月中的温度、日较差、湿度、太阳辐射照度的日平均值与该月平均值最接近的一日, 数据具有当地长期气候的代表性。广州地区夏季典型日为 7 月 21 日, 气象参数为: 日平均干球温度 30.51℃、日平均相对湿度 78.4%、日平均太阳辐射强度 187.36W/m²、日平均风速 2.96m/s。通过分析不同围护结构构造对能耗的影响, 结合围合结构热工性能的分析, 为夏热冬暖地区居住建筑的围护结构热工设计提供指导。

采用如图 1 所示的模型建筑为研究对象。该建筑的几何参数及围护结构特性列于表 1 和表 2。为了简化模型, 进行如下的合理假设: (1) 室内不考虑内湿源和围护结构的湿传递; 非透明外围护结构太阳吸收率、发射率均为 0.7, 玻璃窗透过率为 0.9 不变。(2) 建筑内部人员、设备、照明灯发热强度为 20/W·m², 显热比例为 1, 模拟期间恒定不变。(3) 夏季室内计算温度为 26℃, 换气次数为 1 次/h, 空调额定能效比为 3.0。(4) 空调的启动控制为温度

控制模式，只保证室内温度达到舒适状态，这时仅计入通风带入的显热。

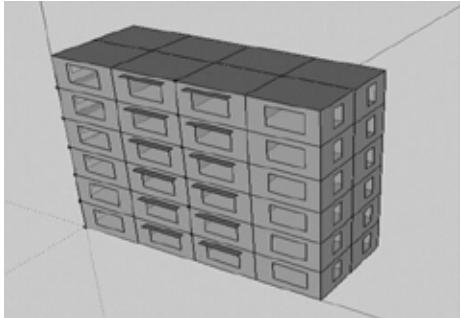


图1 建筑模型

2 围护结构构造对空调能耗的影响

图2为围护结构材质与空调能耗对比。由图2可知，不同围护结构材质会产生不同的空调能耗，其中轻质材料加气混凝土和陶粒混凝土的能耗普遍低于重质材料钢筋混凝土和灰砂砖，四种材质中加气混凝土的能耗最低。图3为围护结构材质与节能率。随着隔热层厚度由20mm增加到30mm，不论轻质还是重质墙体，能耗普遍降低，但重质墙体的节能效果要比轻质墙体显著，节能效果最好的是钢筋混凝土墙，因此在进行墙体隔热改造时，对钢筋混凝土墙的改造节能效益最好。

图4为围护结构隔热层厚度与空调能耗对比，由于部分地区采用自隔热轻质墙体，因此轻质墙体比重质墙体多选用一种自隔热墙体作为参照。由图4可知，对于轻质墙体有隔热层的墙体普遍比自隔热的墙体节能效果显著。不论重质与轻质材质，随着隔热层厚度增加，能耗降低，但存在临界值30mm，隔热层大于30mm，节能效果明显降低并且存在能耗略微上升的趋势，因为夏季隔热层过厚，外墙的蓄热能力越强，夜间散热能力越差，导致累计冷负荷的增加。

表1 模型建筑的几何参数尺寸及固定围护结构热工特性

建筑面积 /m ²	朝向	层数	基底面积 /m ²	层高	窗墙面积比	体形系数	外窗K值	屋顶K值	地板K值	楼板K值	分户墙K值	遮阳系数C
960	南	6	160	2.8	0.255	0.41	3.54	0.72	2.96	3.47	2.58	0.5

表2 围护结构热工参数变量

序号	类型	墙体构造层 (由外至内, 厚度/mm)	隔热层厚 δ/mm (每增加 10mm)
1	重质墙体内隔热 (钢筋混凝土墙)	a. 水泥砂浆 25mm; b. 钢筋混凝土 200mm; c. XPS 板 δ; d. 石灰石膏砂浆 4mm	10/20/30/40/50
2	重质墙体外隔热 (钢筋混凝土墙)	a. 石灰石膏砂浆 4mm; b. XPS 板 δ; c. 钢筋混凝土 200mm; d. 水泥砂浆 25mm	10/20/30/40/50
3	重质墙体内隔热 (灰砂砖墙)	a. 水泥砂浆 25mm; b. 灰砂砖 180mm; c. XPS 板 δ; d. 石灰石膏砂浆 4mm	10/20/30/40/50
4	重质墙体外隔热 (灰砂砖墙)	a. 石灰石膏砂浆 4mm; b. XPS 板 δ; c. 灰砂砖 180mm; d. 水泥砂浆 25mm	10/20/30/40/50
5	轻质墙体自隔热 (加气混凝土砌块墙)	a. 水泥砂浆 25mm; b. 加气混凝土 190mm; c. 水泥砂浆 25mm	0
6	轻质墙体内隔热 (加气混凝土砌块墙)	a. 水泥砂浆 25mm; b. 加气混凝土 190mm; c. XPS 板 δ; d. 石灰石膏砂浆 4mm	10/20/30/40/50
7	轻质墙体外隔热 (加气混凝土砌块墙)	a. 石灰石膏砂浆 4mm; b. XPS 板 δ; c. 加气混凝土 190mm; d. 水泥砂浆 25mm	10/20/30/40/50
8	轻质墙体自隔热 (陶粒混凝土砌块墙)	a. 水泥砂浆 25mm; b. 陶粒混凝土 190mm; c. 水泥砂浆 25mm	0
9	轻质墙体内隔热 (陶粒混凝土砌块墙)	a. 水泥砂浆 25mm; b. 陶粒混凝土 190mm; c. XPS 板 δ; d. 石灰石膏砂浆 4mm	10/20/30/40/50
10	轻质墙体外隔热 (陶粒混凝土砌块墙)	a. 石灰石膏砂浆 4mm; b. XPS 板 δ; c. 陶粒混凝土 190mm; d. 水泥砂浆 25mm	10/20/30/40/50

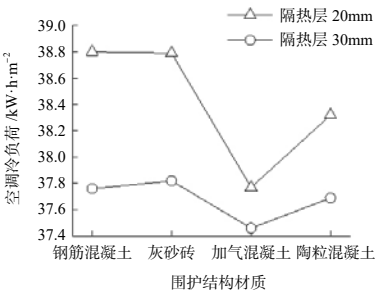


图2 围护结构材质与空调能耗

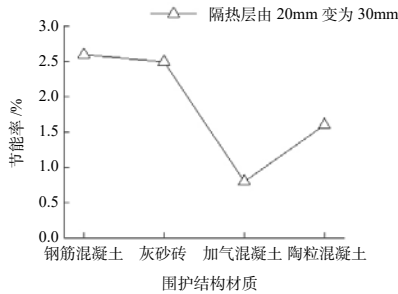


图3 围护结构材质与节能率

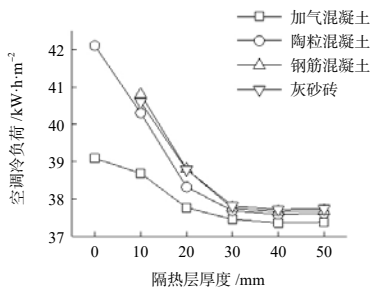


图4 围护结构隔热层厚度与空调能耗

图5为围护结构隔热层位置与空调能耗对比。由图5可知，不同隔热层位置会产生不同的空调能耗，其中外隔热的能耗普遍低于内隔热的能耗，四

种材质中加气混凝土外隔热的能耗最低。图 6 为围护结构隔热层位置与节能率。由于隔热层位置的改变,不同材质的节能效果也不同,从内隔热变成外隔热,重质墙体的节能效果普遍由于轻质墙体,节能效果最好的是钢筋混凝土墙,因此在进行墙体隔热改造时,对钢筋混凝土墙的改造节能效益最好。

3 围护结构热工性能与节能分析

在《民用建筑热工设计规范》中对围护结构隔热设计的要求是以围护结构内表面的温度作为隔热效果的衡量指标,标准规定围护结构内表面的温度要小于或等于夏季室外计算温度最高值。依据这个标准,夏热冬暖地区采用了热惰性指标 D 值和总热阻 R 值作为隔热指标, D 值表征结构的热稳定性, R 值表征结构的传热能力^[1]。外墙隔热性能取决于其热工参数(如总热阻 R 和墙体热惰性 D),满足这两个指标,也就基本能够满足内表面温度限值的指标,并且这两个热工参数直接影响建筑空调能耗。

对隔热性能较好的加气混凝土进行模拟,图 7 为围护结构总热阻与空调能耗对比。由图 7 可知,总热阻临界值为 1.4,在总热阻小于 1.4 的范围内,随着总热阻的增加,能耗也随之减少,而总热阻大于 1.4 后,能耗降低已不明显,并且之后反而有能耗略微增加的趋势,说明热阻过高也会影响墙体在夜间的散热。图 7 采用的实际构造中,总热阻与热

惰性都在发生变化,为了分别研究两者对能耗的影响,利用模拟软件的围护结构参数修改功能,将热惰性设定为定值,总热阻 $1.4(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \cdot \text{W}^{-1}$ (最佳隔热层 30mm 时的总热阻)设置为基准值,并且产生变化,如图 8 所示。由图 8 可知,空调冷负荷与围护结构总热阻的关系较为明显,相关性 R 为 0.88。将总热阻设定为定值,热惰性指标 2.5(最佳隔热层 30mm 时的热惰性)设置为基准值,并且产生变化,如图 9 所示。由图 9 可知,空调冷负荷与围护结构热惰性的关系明显,相关性 R 为 0.97,说明相比于增加热阻适当增加围护结构蓄热能力保证围护结构热稳定性可以有效降低能耗。

4 总结

本文用 Energyplus 软件模拟一栋夏热冬暖地区的多层住宅建筑,选取夏热冬暖地区常用的 10 种围护结构构造类型,通过分析不同围护结构构造对能耗的影响,结合围护结构热工性能的分析,为夏热冬暖地区居住建筑的围护结构热工设计提供指导,结论如下:

(1) 不同围护结构材质会产生不同的空调能耗,其中轻质材料的能耗普遍低于重质材料,四种材质中加气混凝土的能耗最低。不论重质与轻质材质,随着隔热层厚度增加能耗降低,隔热层存在临界值 30mm,隔热层大于 30mm,节能效果明显降低并且

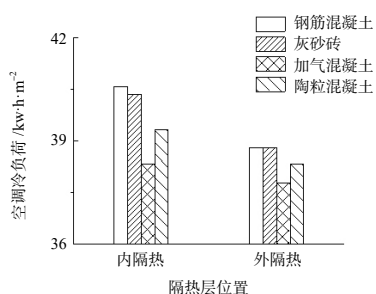


图 5 围护结构隔热层位置与空调能耗

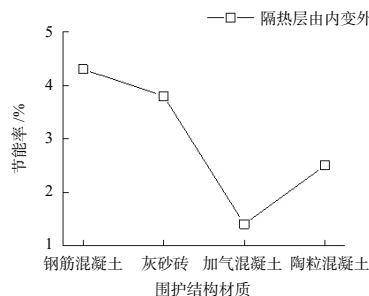


图 6 围护结构隔热层位置与节能率

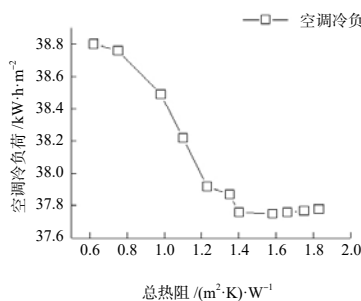


图 7 围护结构总热阻与空调能耗

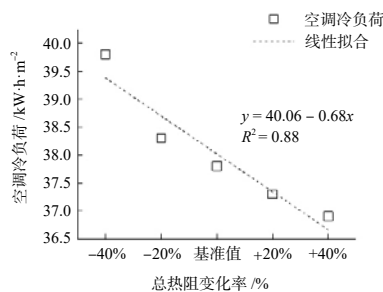


图 8 围护结构传热总热阻变化率与空调能耗

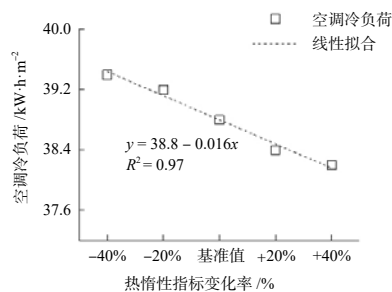


图 9 围护结构热惰性指标变化率与空调能耗

存在能耗略微上升的趋势。重质墙体的节能效果要比轻质墙体显著,有隔热层的墙体普遍比自隔热的墙体节能效果显著。不同隔热层位置会产生不同的空调能耗,其中外隔热的能耗普遍低于内隔热的能耗,四种材质中加气混凝土外隔热的能耗最低。

(2) 外墙隔热性能取决于其热工参数总热阻 R 和墙体热惰性 D , 总热阻临界值为 1.4, 在总热阻小于 1.4 的范围内, 随着总热阻的增加, 能耗也随之减少, 而总热阻大于 1.4 后, 能耗降低已不明显, 并且之后反而有能耗略微增加的趋势, 说明热阻过高也会影响墙体在夜间的散热。相比于增加热阻适当增加围护结构蓄热能力保证围护结构热稳定性可以有效降低能耗。

参考文献

- [1] 刘猛等. 典型夏热城市住宅自然通风模式对空调能耗影响分析 [J]. 中南大学学报 (自然科学版), 2014(10):3664–3670.
- [2] Terés-Zubiaga J, et al. Energy and economic assessment of the envelope retrofitting in residential buildings in Northern Spain[J]. Energy & Buildings, 2015.86:194–202.
- [3] De Boeck L, et al., Improving the energy performance of residential buildings: A literature review[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2015. 52:960–975.
- [4] Nyers A, et al. Investment-savings method for energy-economic optimization of external wall thermal insulation thickness[J]. Energy & Buildings, 2015. 86:268–274.
- [5] Ascione F, et al. Resilience of robust cost-optimal energy retrofit of buildings to global warming: A multi-stage, multi-objective approach[J]. Energy & Buildings, 2017. 153:150–167.
- [6] Ozel, M. Determination of optimum insulation thickness based on cooling transmission load for building walls in a hot climate[J]. Energy Conversion and Management, 2013. 66:106–114.
- [7] Hoes, P. and J L M Hensen, The potential of lightweight low-energy houses with hybrid adaptable thermal storage: Comparing the performance of promising concepts[J]. Energy & Buildings, 2016.110:79–93.
- [8] Kolaitis, D I , et al., Comparative assessment of internal and external thermal insulation systems for energy efficient retrofitting of residential buildings[J]. Energy & Buildings, 2013.64:123–131.
- [9] Fang, Z, et al. The effect of building envelope insulation on cooling energy consumption in summer[J]. Energy & Buildings, 2014.77:197–205.
- [10] 周丹, 夏热冬暖地区建筑围护结构节能方案研究 [J]. 制冷与空调 (四川), 2015. 29(04):411–415.
- [11] 夏热冬暖地区居住建筑节能设计标准 :JGJ 75–2012 [S]. 中华人民共和国住房和城乡建设部 . 2012.

夏热冬暖地区下沉广场类地下综合交通枢纽混合通风情况的研究

王敬远^{1,2}, 水滔滔³, 崔齐杰⁴, 刘京^{1,2}

(1. 哈尔滨工业大学建筑学院, 黑龙江哈尔滨 150090; 2. 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, 黑龙江哈尔滨 150090; 3. 安徽建筑大学环境与能源工程学院, 安徽合肥 230601;

4. 中国铁路设计集团有限公司广东分公司, 广东深圳 518000)

[摘要] 针对夏热冬暖地区地下综合交通枢纽中下沉广场的设置导致的混合通风的问题, 通过 CFD 模拟的手段, 对其做气流组织模拟, 得到夏季典型工况和冬季典型工况的各层主要截面的风速场和下沉广场设置所导致的进出风情况, 并基于准静风区, 换气次数等概念对其进行分析。结果显示, 夏季工况下下沉广场进出风呈现“一进三出”的特点, 冬季工况下呈现“两进两出”的特点, 并且由于玻璃幕墙的设置, 在玻璃幕墙内形成明显的空气流道。

[关键词] 下沉广场; 交通枢纽; CFD 模拟

0 引言

根据国家中长期科技发展规划纲要(2006~2020年), 到2020年, 用于航站楼、地铁站及铁路客站环境营造的能耗约占全国总能耗的2.5‰, 其中, 单座地铁车站年能耗达100~300万度电, 能耗强度远高于普通的公共建筑。而随着城市化进程的加快及城市地下轨道交通的发展, 一批面积超20000m²(防火单元界限)的大型、特大型地下交通商业综合体应运而生。目前大量的实际工程案例都强调采用下沉广场、下沉庭院等方式增加建筑的开放性。然而下沉广场设置后产生的自然通风对地下交通枢纽的气流组织影响却很少被考虑。郭昊栩等^[1]对商业建筑下沉广场的通风性能进行研究, 但其研究仅考虑自然通风情况, 并且下沉广场模型的建立缺乏实际工程依据; 汤毅等^[2]通过对中国博览会会展综合体项目做CFD空调模拟分析, 提出在大型建筑的墙角容易形成涡流区域; 徐东升等^[3]从建筑设计角度总结了地下交通枢纽和地下商业建筑的空间形态布局的主要形式; 苏小超等^[4]通过CFD软件模拟研究了不同绿化配置对广场内热环境的影响; 李楠等^[5]总结了目前对建筑通风数值模拟的主要方法: CFD, 区域模型方法, 多区域网络模型方法, 并且提出就夏热冬冷地区居住建筑混合通风问题采用多区域网络模型方法的模拟结果不甚准确。本文结合实际工程, 借助CFD手段, 就夏热冬暖地区下沉广场类综合交通枢纽的混合通风问题做气流组织分析。

1 研究设计

研究选取深圳市岗厦北综合交通枢纽作为对象, 该枢纽位于深圳市福田区市民中心东侧, 深南大道

与彩田路交叉口, 汇集了地铁2、10、11、14号线等城市轨道交通线路。岗厦北综合交通枢纽主要分为核心换乘区与地下物业空间(包括西区地下空间、南区地下空间与东区地下空间)。岗厦北枢纽核心换乘区总建筑面积为141509.07m², 总共地下3层结构, 局部地下1层上方设置夹层, 夹层边缘设置与上方吊顶连接的玻璃幕墙, 将其内部空气与建筑内空气分隔开。夹层主要是城市过街环廊、设备用房和部分办公用房; 地下1层主要设置四线换乘站厅、设备房、地下商业; 地下2层为11、14号线站台层、10号线设备层以及东西配线轨行区; 地下3层为10号线站台层、10号线轨行区间。空间竖向分为3层, 地下1层为过街通道, 夹层连廊与室外下沉广场同标高。

本研究针对地下交通枢纽下沉广场的设置对整体气流组织的影响, 通过SOLIDWORKS 2017对模型进行建模, 采用ANSYS FLUENT 15.0对下沉广场设置导致的进出风量以及据地下各层1.5m处(相当于人体躯干高度)平面的气流场进行模拟计算和分析。

1.1 建模方式

该交通枢纽地下2层与地下1层通过中庭相连, 而地下3层仅通过楼梯口与地下2层相连, 因此认为地下3层对总体下沉广场气流组织的影响可以忽略, 故不列入计算域内。建筑模型长宽高分别为193.5m, 141m, 16.8m。此外, 该交通枢纽设有4个与室外空气连通的下沉广场, 分别命名为1号(东南下沉广场), 2号(东北下沉广场), 3号(西北下沉广场), 4号(西南下沉广场)。

为模拟交通枢纽室外空气对下沉广场通风情况的影响,在地铁中心枢纽上方选取 470m (长) × 400m (宽) × 30m (高) 的长方体形状的建筑物上方空气包括在计算域中,根据《室外气象参数 GB 50736-2012-2》统计得到深圳地区夏季主导风向为 ESE,冬季主导风向为 ENE,对于不同主导风向下游大气计算域上游距离为 200m,下游距离为 164m,从而保证下游区域气流的充分发展,建模情况如图 1 所示。

由于项目几何模型过于复杂,故采用非结构体网格划分方式,并对空调风口,下沉广场等处的近壁面网格进行加密处理,直至获得网格无关解,最终网格数为 1705 万。

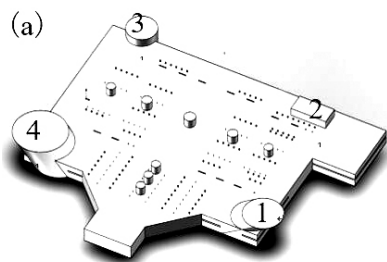
1.2 空调送风口简化

该交通枢纽具有空调风口 435 个,由于送风口数量过多,且部分同类型风口距离较近,如图 2 所示,

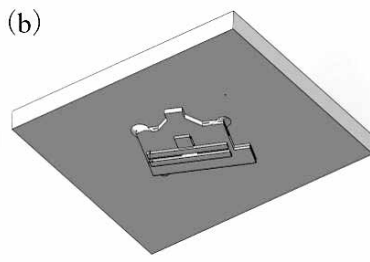
适合采用“盒子法”做等效替换简化。

以图 2 (a) 地下 2 层散流器送风口为例,并取散流器附近 5.8m (长) × 12.2m (宽) × 3.0m (高) 的空间作为计算域。姜军^[6]的研究显示,对于方形散流器,在 CFD 建模中宜采用以散流器中心的正锥形导流叶片四边为准,划为 9 个射流元的方法,如图 3 所示,其中中心区域的空气出流速度可以近似为 0,风口模型只需描述个 8 点的速度值。

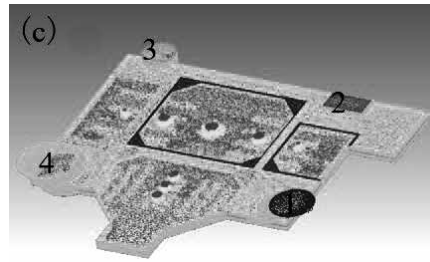
如图 4 (b) 所示,3 个散流器在向下送风的过程中,由于卷吸,扩散等作用,在高度为 2m 的平面上,送风汇集在了一个平面上,形成了较好的风速平面“盒子”。根据图 4 (b) 的“盒子”尺寸以及风速值,选取 0.6m (长) × 6.2m (宽) × 1m (高) 的盒子代替三个散流器,简化后的模型如图 4 (c) 所示。盒子底面采用 0.6m/s 的速度出口,在同样的条件下对该模型做气流模拟,并选取典型面与散流器情况



(a) 综合交通枢纽 SOLIDWORKS 建模图

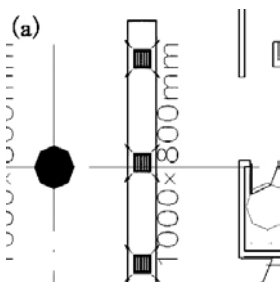


(b) 综合交通枢纽和大气计算域建模图

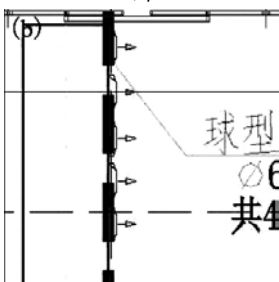


(c) 综合交通枢纽 ICEM 建模图

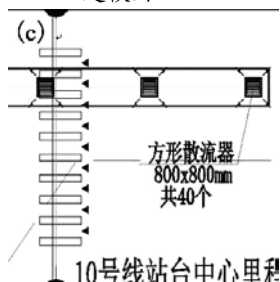
图 1 SolidWorks 和 ICEM 建模图



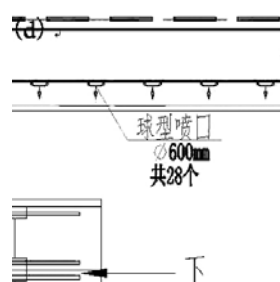
(a) 地下二层散流器



(b) 地下二层侧送风

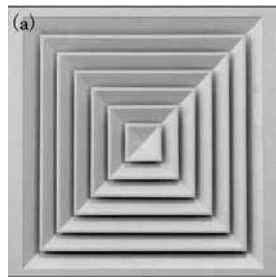


(c) 夹层散流器

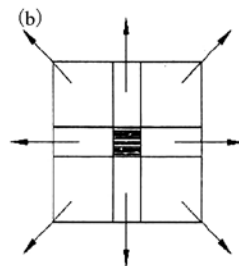


(d) 地下一层侧送风

图 2 采取简化的送风口 CAD 图



(a) 实际散流器



(b) 9 个射流元建模法

图 3 方形散流器建模方法

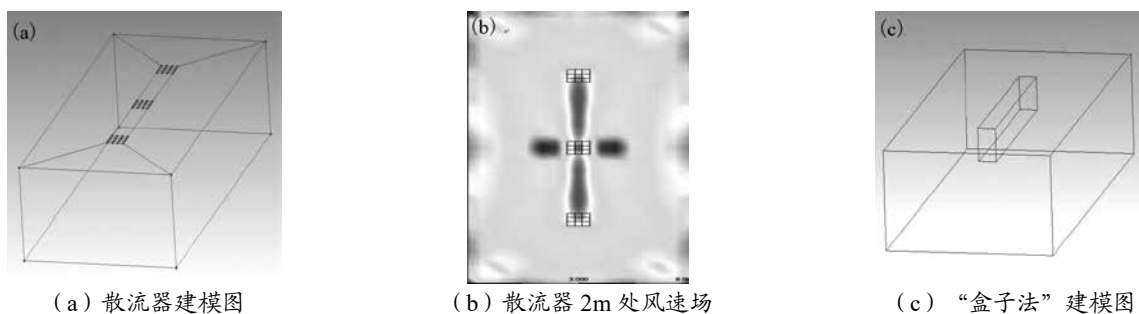


图4 “盒子法”简化方式

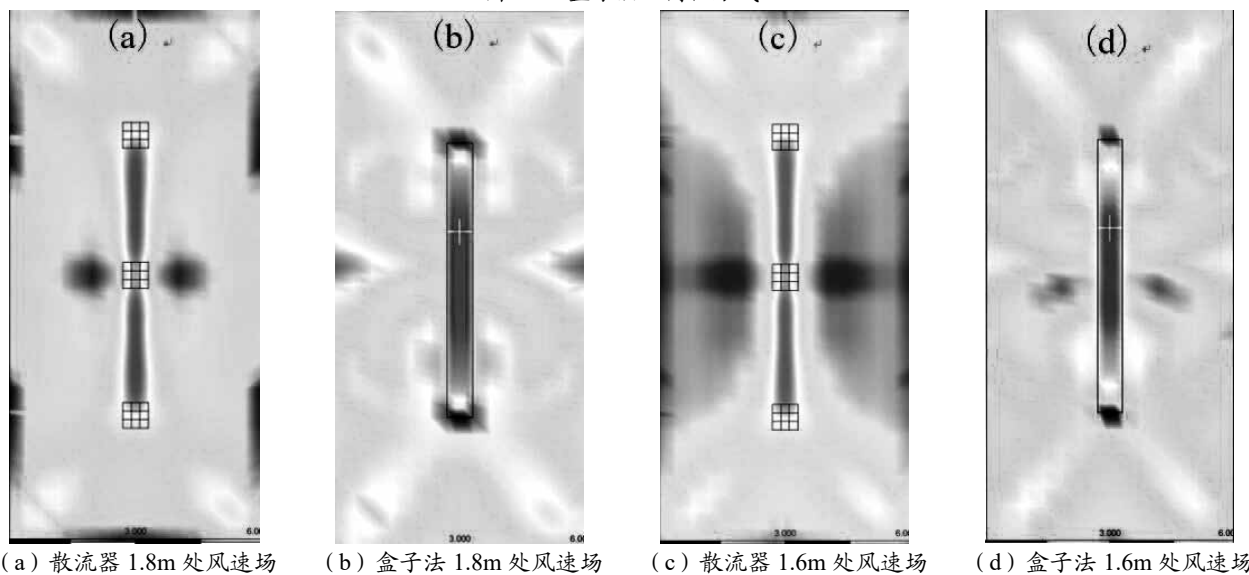


图5 散流器送风模拟与盒子法送风模拟等高平面风速场对比图

对比如图5所示,认为在典型面1.8m、1.6m处,盒子法的气流情况和实际散流器情况基本上较为接近,故在本模拟中,采用“盒子法”作为对散流器简化的合理有效方法,并将适用于“盒子法”的简化风口汇总如表1所示。

表1 盒子法简化情况

风口类型	简化结果
地下二层散流器	盒子规格取 0.6m×6.2m×1m, 盒子底面采用 0.6m/s 的速度出口
地下二层侧送风	盒子规格取 3.68m×0.6m×0.5m, 盒子底面采用 1.4m/s 的速度出口
地下一层散流器	将三个散流器简化为一个盒子, 盒子规格取 0.6m×6.2m×1.0m, 盒子底面采用 0.6m/s 的速度出口
地下一层侧送风	将五个侧送风口简化为一个盒子的, 盒子规格取 3.68m×0.6m×0.5m, 盒子底面采用 1.4m/s 的速度出口; 将三个侧送风口简化为一个盒子的, 盒子规格取 2.2m×0.6m×0.5m, 盒子底面采用 1.4m/s 的速度出口

1.3 确定气体流动方程

目前二方程模型在工程中的应用最多,较为常用的是标准 $k-\varepsilon$ 模型及其改进 RNG $k-\varepsilon$ 模型和 Realizable $k-\varepsilon$ 模型。郑聪^[7]通过对常用二方程模型应用于室内流场模拟的对比表明, RNG $k-\varepsilon$ 模型的计算误差最小,故本研究采用 RNG $k-\varepsilon$ 模型。

1.4 边界条件的确定

研究项目位于广东深圳,根据《室外气象参数 GB 50736-2012-2》,深圳地区夏季主导风向为 ESE,夏季室外主导风向的平均风速为 2.7m/s,夏季室外空调计算干球温度为 33.7℃,故 v_0 取 2.7m/s,进风温度取 33.7℃;就冬季工况而言,根据《室外气象参数 GB 50736-2012-2》,深圳地区冬季主导风向为 ENE,冬季室外主导风向的平均风速为 2.8m/s,冬季室外空调计算干球温度为 6℃,故 v_0 取 2.8m/s,进风温度取 6℃。大气计算域进风面采用城市梯度风设置,公式如下:

$$v = v_0 \left[\frac{h}{h_0} \right]^n \quad (1)$$

式中: v 为高度为 h 处的风速 (m/s); v_0 为基准高度 (取标准高度 10m) 处的风速 (m/s); n 为指数,主要与测定地点的地面粗糙度和温度垂直梯度有关^[8],本项目取 0.30。

大气计算域的顶面和两侧面具体交通枢纽很远,可认为沿切线方向的速度梯度为零,故将其设置为对称边界;研究中地面采用无滑移壁面条件。

空调送风口采用速度入口条件,根据项目设计情况,将送风温度设定为 18°C ,风速根据各风口的实际情况设置;空调出风口采用压力出口条件。对于室内热负荷,主要考虑人员散热,采取将热负荷假设平均在各层地面上的方法,使其成为定热流密度的面热源,其中地下1层及夹层总热负荷为 1400kW ,而计算域中其面积为 7700m^2 ,因此设置其热流密度为 $180\text{W}/\text{m}^2$,同理,设置地下2层热流密度为 $170\text{W}/\text{m}^2$ 。其余壁面采取绝热壁面设置。

求解方法采用SIMPLE压力-速度耦合方法,采用二阶离散格式,设定残差小于0.00001时认为计算结果收敛,同时对4个下沉广场y方向速度设置监视面,在求解的过程中观察4个下沉广场的风速情况。

2 模拟结果分析与结论

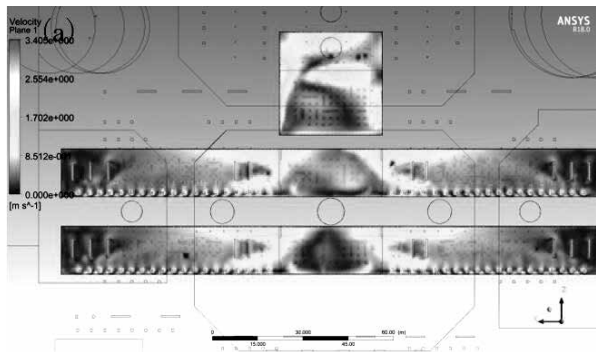
2.1 主要截面风速场模拟结果

在夏季工况下,取地下2层,地下1层,夹层上方 1.5m 高处(相当于人的躯干高度)的水平面作为主要截面,其主要截面的风速矢量场、标量场如图6、7、8所示,在冬季工况下,取地下2层,地下1层,夹层上方 1.5m 高处(相当于人的躯干高度)的水平面作为主要截面,到其主要截面的风速矢量

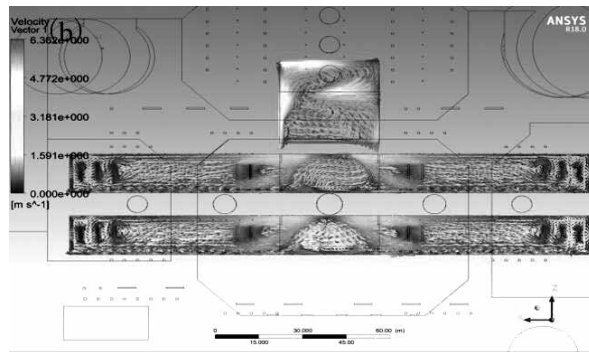
场、标量场如图9、10、11所示。

由图6、7、8、9、10、11可见,夹层主要截面由于玻璃墙采用全封闭的设计方式,夏季工况时,在夹层中会形成较为明显的,平均风速约为 0.8m/s 的空气流道;冬季工况时,在夹层中会形成较为明显的,平均风速约为 1.5m/s 的空气流道,此外注意到:夏季工况时在北面夹层未形成该空气流道,分析认为一是该夹层距离东南下沉广场较远,进入的气流无法影响到该区域,二是相较冬季工况,夏季工况进风量少;冬季工况时,东部夹层空气流道风速较小,约为 0.8m/s ,并且2号下沉广场附近区域风速在 0.3m/s 左右,分析认为,冬季工况时,4个下沉广场主要进出风情况为“1号进4号出”,2号下沉广场的出风量仅为 21.847kg/s ,故附近风速较小。

夏季工况时,在地下1层主要截面1号下沉广场附近区域,平均风速约为 1m/s ;冬季工况时,在地下1层主要截面1号下沉广场附近区域,平均风速约为 1.7m/s ,局部区域风速达到 2.6m/s ,且矢量图显示,存在明显的气流自1号下沉广场流向4号下沉广场的情况。分析认为,冬季工况下室外气温低,室内气温高,由于热压作用,形成更强烈的自

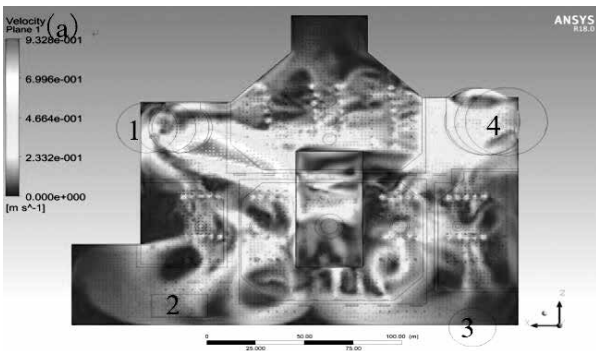


(a) 云图

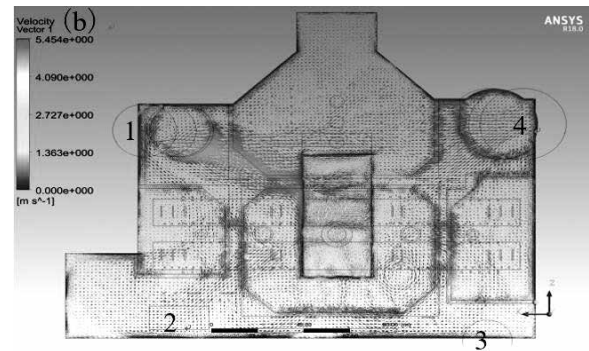


(b) 矢量图

图6 地下二层主要截面风速场

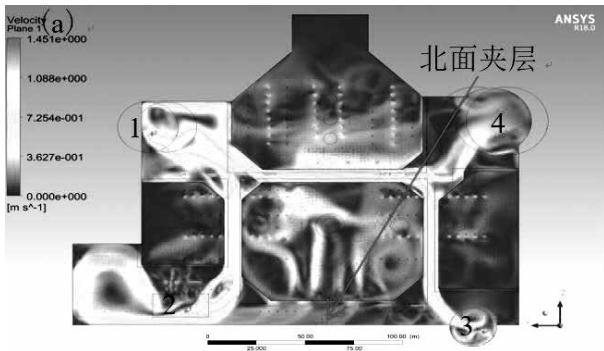


(a) 云图

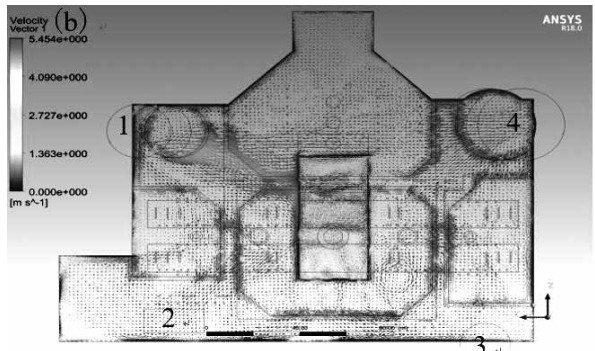


(b) 矢量图

图7 地下一层主要截面风速场

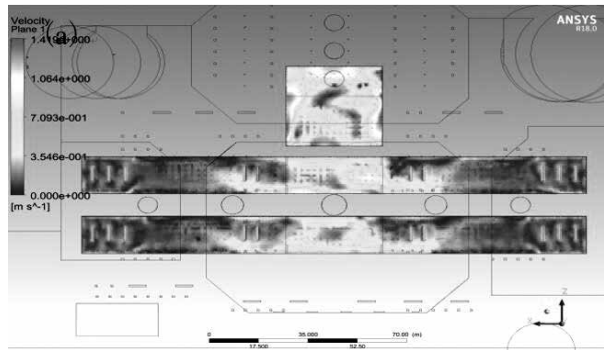


(a) 云图

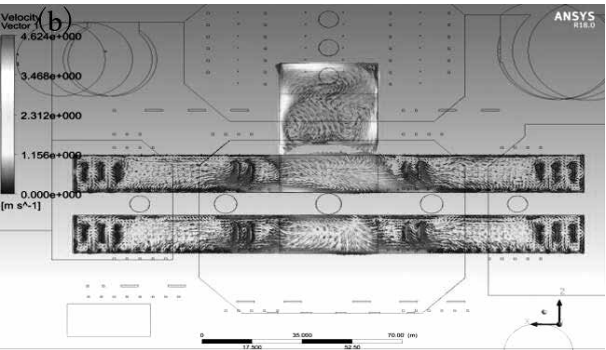


(b) 矢量图

图 8 夹层主要截面风速场

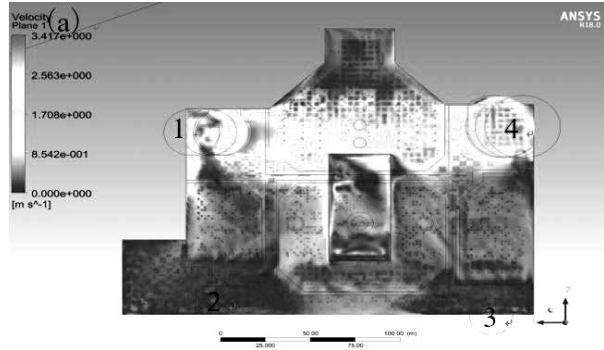


(a) 云图

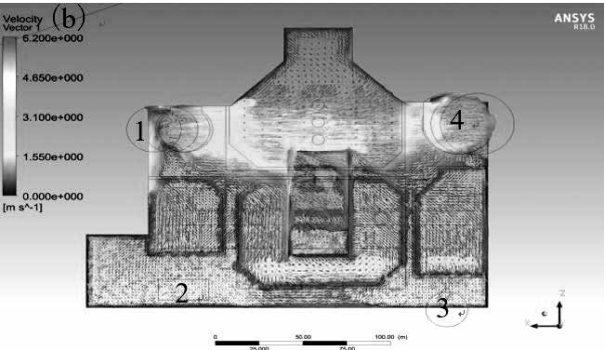


(b) 矢量图

图 9 地下二层主要截面风速场

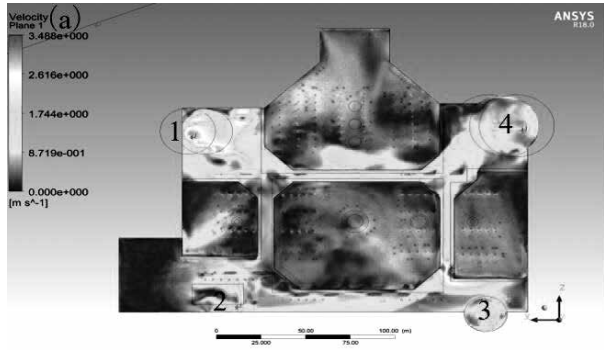


(a) 云图

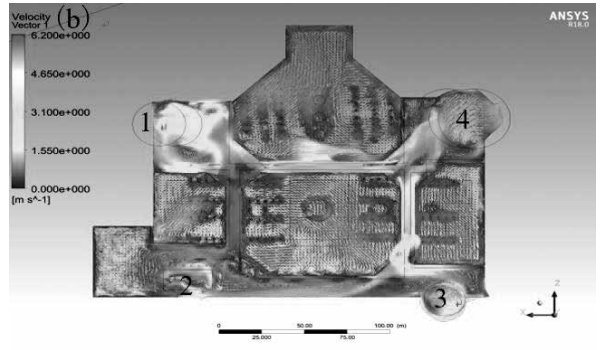


(b) 矢量图

图 10 地下一层主要截面风速场



(a) 云图



(b) 矢量图

图 11 夹层主要截面风速场

然对流。夏季工况时地下2层远离中庭的大部分区域风速小于0.5m/s,靠近中庭区域风速达到1.7m/s;冬季工况时地下2层远离中庭的大部分区域风速小于0.3m/s,靠近中庭区域风速达到0.7m/s。此外,谢君琳^[9]的研究显示,室内通风质量主要与室内准静风区分布有关,室内准静风区是指风速小于0.5m/s的区域。分析图中风速场,认为夹层主要截面的准静风区较小,而地下1层和地下2层的准静风区面积较大,且集中在地下1层的北部区域和地下2层远离中庭的区域。因此对于夏热冬暖地区设置有夹层玻璃幕墙的建筑,应注意其对气流组织的影响,同时需注意加强角落区域的通风。

2.2 下沉广场进出风量模拟结果

夏季工况下各下沉广场风量表3所示,冬季工况下各下沉广场风量表4所示,夏季工况风速场如图12所示,冬季工况风速场如图13所示。

表3 夏季工况各下沉广场风量情况

下沉广场名称	进出风情况	质量流量
1号下沉广场	进风	110.479kg/s
2号下沉广场	出风	53.222kg/s
3号下沉广场	出风	13.471kg/s
4号下沉广场	出风	90.868kg/s

表4 各下沉广场风量情况

下沉广场名称	进出风情况	质量流量
1号下沉广场	进风	424.969kg/s
2号下沉广场	出风	21.847kg/s
3号下沉广场	进风	108.115kg/s
4号下沉广场	出风	511.310kg/s

就风速场而言,在夏季最多风向的工况下,四个下沉广场的进出风情况呈现“一进三出”的特点,即在东南下沉广场进风,其他三个下沉广场出风。在冬季工况下,4个下沉广场的进出风情况呈现“两进两出”的特点,即西北和东南下沉广场进风,东北和西南下沉广场出风,且风量要比夏季工况大,以东南下沉广场和西南下沉广场为主,分析认为这是由于冬季工况下室外气温低,室内气温高,由于热压作用,形成更强烈的自然对流,导致较夏季工况时进出风量明显增加。此外注意到夏季工况的进出风量不平衡,分析认为这是由于该交通枢纽的进出风情况是由下沉广场和空调送回风口两者共同作用的,空调送风口送出的风有47kg/s经下沉广场进入室外。同时,采用换气次数的方法对下沉广场进出风数据分析,按照公式:

$$L = \frac{3600v}{V} \tag{2}$$

式中: L 为换气次数; v 为每秒进风体积; V 为地下商业体的体积,该项目取 425600m^3 。

计算得夏季工况和冬季工况的换气次数分别为0.71、3.32。因此在夏热冬暖地区,需格外注意冬季工况下导致的冷风侵入情况。

3 结论

本文针对夏热冬暖地区下沉广场地下综合交通枢纽作为研究对象,利用CFD数值仿真技术对其冬夏两季空调运行工况进行计算模拟。在模拟过程中,本文采取了以梯度风设置边界条件、局部网格细化、

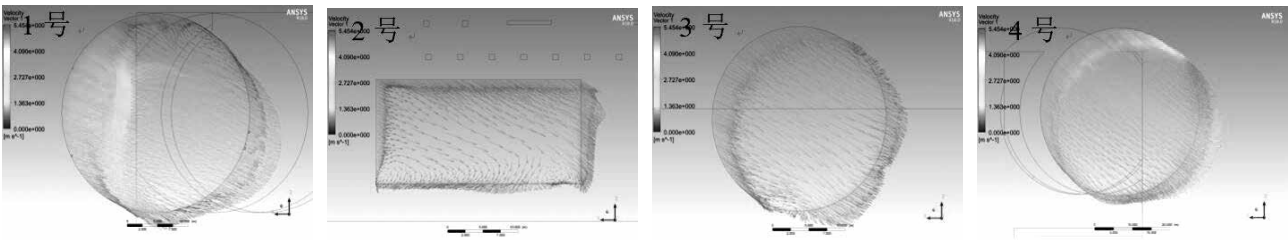


图12 夏季工况各下沉广场风速矢量图

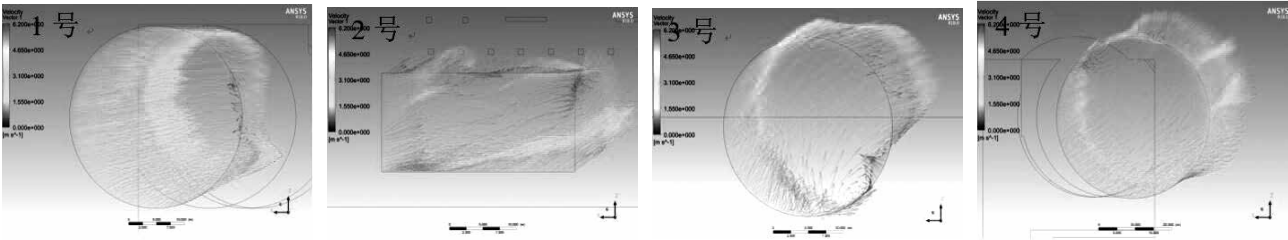


图13 冬季工况下沉广场风速矢量图

“盒子法”空调风口简化等方法,并就换气次数、准静风区等概念,结合分析,得到了以下结论:

(1)就深圳市岗厦北综合交通枢纽项目4个下沉广场引入的自然通风而言,在夏季工况下,4个下沉广场的进出风情况呈现“一进三出”的特点;在冬季工况下,4个下沉广场的进出风情况呈现“两进两出”的特点,即西北和东南下沉广场进风,东北和西南下沉广场出风,且风量要比夏季工况大,以1号下沉广场和4号下沉广场为主,分析认为这是由于冬季工况下室外气温低,室内气温高,由于热压作用,形成更强烈的自然对流,导致较夏季工况时进出风量明显增加。通过进出风量数据分别计算冬夏工况换气次数,得出夏季工况和冬季工况的换气次数分别为0.71、3.32。因此在夏热冬暖地区,需格外注意冬季工况下导致的冷风侵入情况。

(2)对建筑各层主要截面风速场而言,由于夹层玻璃幕墙的设置,冬夏工况时分别产生平均风速为0.8m/s、1.5m/s的“空气流道”,然而夏季工况时在北面夹层未形成该空气流道,分析认为一是该夹层距离东南下沉广场较远,进入的气流无法影响到该区域,二是相较冬季工况,夏季工况进风量少。对于地下1层主要截面,冬夏工况时在1号下沉广场附近区域分别形成1m/s、1.7m/s的风速区,并且冬季工况时自1号下沉广场流向4号下沉广场,分析认为,冬季工况下室外气温低,室内气温高,由于热压作用,形成更强烈的自然对流。基于准静风区的概念分析风速场分析,夹层主要截面的准静风

区较小,而地下1层和地下2层的准静风区面积较大,且集中在地下1层的北部区域和地下2层远离中庭的区域。因此对于夏热冬暖地区设置有夹层玻璃幕墙的建筑,应注意其对气流组织的影响,同时需注意加强角落区域的通风。

参考文献

- [1] 郭昊栩,邓孟仁,李颜.下沉广场对地下商业空间通风性能的影响[J].华南理工大学学报.2014,42(6):114-119.
- [2] 汤毅,陈晓文,卢佳华,张宁波,许光明.超高大大空间某馆内空调CFD的模拟研究[J].建筑热能通风空调.2016,35(5):53-56.
- [3] 徐东升.城市中心型轨道交通站点地区地下空间规划策略研究[D].中国矿业大学.2017.
- [4] 苏小超,陈志龙,杨晓彬,张平.城市下沉广场绿化配置对广场内热环境的影响[J].解放军理工大学学报.2017,1(0):1-6.
- [5] 李楠,马季,刘皓.夏热冬冷地区居住建筑混合通风系统分析[J].暖通空调2016,46(7):111-115
- [6] 娄君.CFD风口模型的研究与应用[D].西南交通大学,2012.
- [7] 郑聪.人员密集场所室内流场实验及数值模拟研究[D].哈尔滨工业大学,2015.
- [8] 陆亚俊.暖通空调[M].北京:中国建筑工业出版社,2002.
- [8] 谢君琳.广州地区可通风中庭热环境模拟与实测研究[D].华南理工大学建筑学院,2011.

夏热冬暖与温和地区外窗传热系数 对商业建筑能耗的影响

蒋 轩, 张金乾, 郑亚飞

(北京绿建软件有限公司, 北京 100098)

[摘 要] 建筑能耗占我国能源消耗的比重逐年增大, 高水平建筑节能技术能大幅度降低建筑能耗, 对促进可持续发展有深远意义。本文采用建筑能耗模拟软件 BES1, 选择夏热冬暖与温和地区的部分城市, 基于相关节能标准对外窗传热系数的要求, 通过分析不同外窗传热系数对建筑能耗的影响, 为设计人员对外窗的热工设计提供参考。结果表明, 随着外窗传热系数的增大, 温和地区建筑能耗有时反而会降低, 夏热冬暖地区建筑能耗受影响较小。

[关键词] 夏热冬暖地区; 温和地区; 外窗传热系数; 供冷能耗; 全年耗电量

0 引言

近年来, 我国城镇化高速发展, 带动了建筑业持续发展, 规模不断扩大, 数据统计显示, 2016 年的建筑竣工面积达到 25.9 亿 m^2 , 其中住宅建筑占 66%, 公共建筑占 34%, 2016 年全国公共建筑总能耗占建筑总能耗的 31%^[1]。虽然我国建筑能耗指标低于发达国家水平, 但鉴于我国发展水平, 我国公共建筑还是有极大的节能潜力。

针对围护结构保温节能, 相关学者采用 DOE-2 对深圳地区不同的居住建筑进行了建筑能耗模拟, 以获得屋面、外窗及外墙保温技术可能取得的最大节能贡献率^[2]。也有学者对夏热冬冷地区居住建筑外窗隔热保温性能与建筑节能效果两者之间的关系^[3]。同时部分学者对不同气候区节能技术的影响进行了研究分析^[4]。

可以看出, 以上研究多针对于居住建筑或者夏热冬冷气候区的建筑, 而针对夏热冬暖与温和地区的公共建筑的研究较少, 本文即基于《公共建筑节能设计标准》GB 50189^[5]中对外窗传热系数的要求, 选择部分夏热冬暖与温和地区的部分城市, 其中夏热冬暖地区仅对供冷能耗进行分析, 温和地区则同

时考虑了供冷能耗和供暖能耗。

1 建筑模型及参数选取

1.1 建筑模型

模型选用一个典型的商业建筑形式, 建筑平面图如图 1 所示, 三维模型如图 2 所示, 主要业态有百货、商店和餐饮。该建筑共 7 层, 建筑面积为 27782.53 m^2 。

1.2 参数设置

本文主要的研究目标为外窗的传热系数, 建筑东、南、西、北各个朝向的窗墙比为 0.45、0.52、0.65、0.51, 根据公共建筑夏热冬暖及温和 A 区的限值, 外窗的传热系数应 $\leq 2.5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, 将外窗的基准传热系数定为 $2.5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, 其它围护结构的热工特性均满足节能标准, 如下表所示:

表 1 建筑热工特性参数

围护结构部位	参数特性
外墙传热系数	$0.688 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$
屋面传热系数	$0.667 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$
楼板传热系数	$2.984 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$
外窗传热系数	$2.5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$
外窗得热系数	0.26

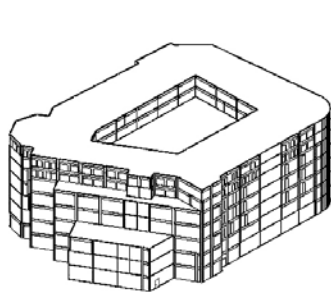


图 1 建筑三维模型



图 2 (1) 商场百货层建筑平面图



图 2 (2) 餐饮层建筑平面图

1.3 空调设计参数

夏热冬暖及温和地区空调季均按 5 月 1 日至 9 月 30 日设定, 由于早晨相对凉爽, 空调系统每天开启时间为 10:00~21:00; 温和地区考虑供暖, 供暖期按 12 月 1 日至 2 月 28 日设定, 供暖系统每天开启时间为 8:00~21:00。

表 2 主要业态空调设计参数

类型	百货	商店	餐饮
冬季设计室温	20℃	20℃	20℃
夏季设计室温	25℃	25℃	24℃
夏季设计湿度	60%	60%	60%
新风量	30 m ³ /h·人	30 m ³ /h·人	30 m ³ /h·人
人员密度	8m ² /人	8m ² /人	8m ² /人
照明功率密度	8W/m ²	8W/m ²	8W/m ²
设备功率密度	10W/m ²	10W/m ²	15W/m ²

人员、设备、灯光的使用率如下图所示:

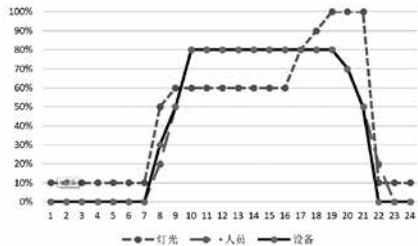


图 3 人员、设备及灯光使用率

1.4 分析对象

根据《公共建筑节能设计标准》GB 50189 中热工设计的分区, 由于温和 B 区对传热系数不作要求, 因此选择部分夏热冬暖地区及温和 A 区部分城市, 其中夏热冬暖地区选取广州、南宁、三亚为代表城市, 温和 A 区选取昆明、楚雄、贵阳为代表城市, 模拟时选用以上城市的典型气象年数据。

外窗传热系数以 2.5W/m²·K 作为基准值, 并基于其上下浮动取值进行对比。

表 3 外窗传热系数对比值

编号	A	B	C (基准值)	D	E
外窗 K 值 (W/m ² ·K)	1.5	2	2.5	3.5	4.5

1.5 模拟工具

本文模拟工具选用 BESI 能耗模拟软件, 基于 AutoCAD 平台, 以 DOE-2 为计算核心, 保证了计算结果的可靠性, 同时具有友好的交互性, 在建模、设置、计算等节省大量的时间, 为本文的模拟提供了较大的便利性。

2 结果分析

外窗的传热系数用来衡量由温差引起的通过外窗的热流量, 是对流、辐射、热传导三种传热效果的综合系数, 传热系数越大, 外窗的隔热能力就越弱, 相反传热系数越小, 隔热能力越强, 散失的热量也

越小。

下面分别对夏热冬暖地区及温和 A 区选中的各个城市进行计算分析, 分析对象中除了地理位置不同外, 其它参数均一致。

2.1 夏热冬暖地区

表 4 全年供冷能耗指标 (kW·h/m²)

城市	广州	南宁	三亚
A	127.32	122.25	140.39
B	127.83	122.62	141.05
C (基准)	128.33	122.99	141.69
D	129.28	123.7	142.9
E	130.19	124.39	144.04

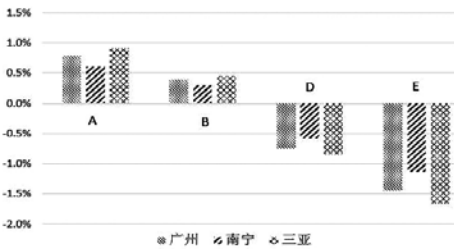


图 4 不同传热系数下供冷能耗相对节能率

首先对不同室外气象条件下不同外窗 K 值的能耗进行分析, 从表 4 中可以看出, 夏热冬暖地区随着外窗传热系数的增加, 全年供冷能耗逐渐增加, 从节能率的贡献 (图 4) 来看, 传热系数越小, 节能率越大, 这是由于随着外窗传热系数的减小, 外窗隔热性能越强, 导致传入到室内的热量随之减小。但总体来说, 改变外窗的传热系数对夏热冬暖地区建筑的能耗影响较小, 按照节能标准里的限值进行外窗 K 值设计即可。

2.2 温和地区

温和地区分别测算比较全年供冷能耗、全年供暖能耗以及全年耗电量。结果展示如下:

表 5 全年供冷能耗指标 (kW·h/m²)

城市	昆明	楚雄	贵阳
A	64.04	71.08	83.74
B	63.62	70.72	83.46
C (基准)	63.21	70.39	83.18
D	62.49	69.82	82.66
E	61.86	69.31	82.23

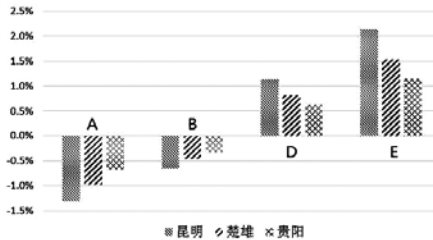


图 5 不同传热系数下供冷能耗相对节能率

从表 5 中可以看出, 温和地 A 区所选择的几个城市有一个共性, 随着外窗传热系数的增加, 供冷能耗并不增大, 反而随之减小, 且 D 和 E 两种不满足《公共建筑节能设计标准》的前提下, 出现了更加节能的情况。

表 6 全年供暖能耗指标 ($\text{kW}\cdot\text{h}/\text{m}^2$)

城市	昆明	楚雄	贵阳
A	2.54	1.12	15.5
B	2.71	1.24	15.92
C (基准)	2.87	1.36	16.32
D	3.18	1.55	17.07
E	3.47	1.74	17.76

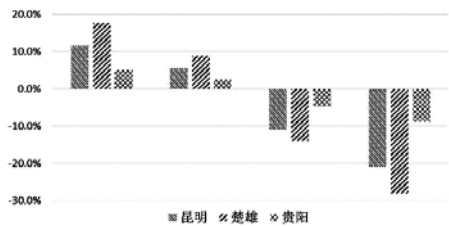


图 6 不同传热系数下供暖能耗相对节能率

外窗 K 值的降低会降低累计热负荷, 因此当建筑既需要供暖又需要供冷时候, 需要进行综合分析。

依据《公共建筑节能设计标准》附录 B 规定的全年供冷供暖耗电量折算公式来计算温和地区各组传热系数下采暖空调全年耗电, 结果展示如下:

表 7 全年耗电量指标 ($\text{kW}\cdot\text{h}/\text{m}^2$)

城市	昆明	楚雄	贵阳
A	2.54	1.12	15.5
B	2.71	1.24	15.92
C (基准)	2.87	1.36	16.32
D	3.18	1.55	17.07
E	3.47	1.74	17.76

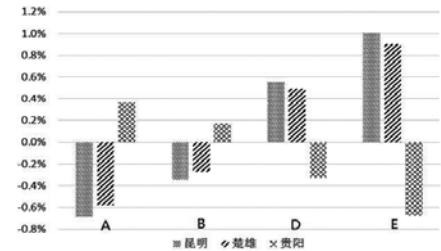


图 7 不同传热系数下全年耗电量相对节能率

从表 7 和图 7 中可以看出, 昆明和楚雄地区建筑整体能耗随着外窗传热系数的增大而降低, 这是因为昆明和楚雄供暖需求相比起供冷需求来非常微弱。而贵阳的全年供暖的需求较为显著, 因此当外窗传热系数增大时, 增加的供暖能耗比降低的供冷能耗更多, 建筑整体能耗也增大了。

4 结论

本文选择夏热冬暖地区与温和地区的部分城市, 分析不同外窗传热系数对建筑供冷能耗的影响, 对于外窗传热系数的取值得出以下结论:

(1) 对于夏热冬暖地区部分城市, 外窗的传热系数变化对供冷能耗的影响较小, 可根据节能设计标准中的规定进行外窗热工特性设计。

(2) 对于温和地区部分城市, 外窗传热系数增大, 供冷能耗逐渐减小。当设计人员根据节能标准进行建筑节能设计计算, 会遇到外窗传热系数不满足节能设计标准限值时, 反而更加节能的情况。

(3) 若建筑需要供暖, 应综合考虑供冷及供暖的能耗。

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 2018[M]. 中国建筑工业出版社, 2018,16.

[2] 朱雪涛. 深圳市典型居住建筑能耗模拟及性能化节能设计方案研究 [D]. 重庆: 重庆大学城市建设与环境工程学院, 2005.

[3] 赵士怀, 黄夏东, 王云新. 夏热冬冷地区外窗保温隔热性能对居住建筑采暖空调能耗和节能影响的分析 [J]. 中国建筑金属结构, 2006,6(1):26-29.

[4] Haie Huo; Junhu Shao; Haibo Huo; Contributions of energy-saving technologies to building energy saving in different climatic regions of China. Applied Thermal Engineering, 2017:124-132.

[5] 住建部, 质量监督检验检疫总局. 《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2015[M]. 中国建筑工业出版社.

影响分户热计量的邻室传热问题的研究

杨帆, 薛鹏, 谢静超, 刘加平

(绿色建筑环境与节能技术北京市重点实验室 北京工业大学, 北京 100124)

[摘要] 分户热计量已经成为我国北方地区供暖方式的改革趋势, 相比于传统的按房屋面积取费, 其优势是保证室内热舒适的同时实现用户的行为节能。但由于各房间围护结构和朝向的差异, 以及入住情况和用户喜好的不同, 各房间供暖时的室内温度也各不相同。在温差的作用下, 通过内墙和楼板发生的相邻用户热量传递过程(邻室传热)将在很大程度上影响住户热费的公平精准分摊, 阻碍分户热计量的实际推广。为实际解决分户热计量公平取费的现实问题, 本文将通过实测和模拟两种研究方法计算邻室传热量占总热负荷比重的大小。本研究以某办公建筑为对象, 于2018年1月22日到2月5日间实测该建筑内全部17个房间及楼道走廊的逐时温度与室外气温。同时根据建筑物实际尺寸和热工参数在EnergyPlus中建立模型, 并通过比较目标房间的实测逐时温度与模拟逐时温度来验证模型的准确性。验证后的模型用于求解邻室传热量占供热房间热负荷的比例大小。研究结果表明, 邻室传热量可占房间当日总热负荷的70%, 由此产生的热负荷决定着取费的公平, 不可忽略不计。这一结果为我国推行公平合理的供热取费制度提供基础数据和理论依据, 有利于我国分户热计量的具体实施。未来将结合人行为和博弈论进行取费制度的研究。

[关键词] 邻室传热; 分户热计量; 现场实测; 负荷模拟; 热负荷占比

1 引言

1.1 分户热计量

中国的供暖政策已经进入一个新的发展阶段——分户热计量。中国在计划经济时期实施福利供暖, 热用户无需缴纳供暖费。采暖能耗多少与用户经济利益无关, 所以用户一般不考虑供暖节能。国家转向市场经济后, 采暖费用开始按面积收费。近年来, 随着高新技术的发展和国家的环保节能意识增强, 我国开始施行分户热计量政策。《中华人民共和国节约能源法》中强调所有新房需要安装热量表以促进热计量政策的推行^[1]。国家发布的《关于进一步推进城市供热计量改革工作的意见》中明确指出应合理确定热计量方法, 并在建筑节能改造的基础上进行热计量系统的改造^[2]。相比于传统的按房屋面积取费方式, 分户热计量的优点是在保证室内热舒适的同时实现用户行为节能。

在实施分户热计量的过程中出现了新的问题。由于建筑围护结构和朝向的差异, 以及入住情况和用户喜好的不同, 各房间供暖时的室内温度也各不相同。在温差的作用下, 通过内墙和楼板会发生相邻用户的热量传递过程(邻室传热)^[3]。在这种情况下, 实际供热量可能远大于用户的要求。这影响住户热费的公平精准分摊, 阻碍了分户热计量的实际推广。

1.2 邻室传热问题

近年来, 对于分户热计量的研究集中在以下两方面: 一是对邻室传热问题的分析与计算, 另一方面是对取费方式的研究。田雨展和王荣光^[4]建立了相邻房间的传热数学模型, 并用概率论方法得到了

相邻房间的传热概率系数, 计算出了相邻房间传热量。房家声^[5]研究了分户热计量对相邻内墙和地板的热工要求, 并校正了墙体传热系数的最小经济热阻。张锡虎、黄涛^[6]和蔡敬琅^[7]研究了建筑结构和房屋面积对相邻房间传热的影响。以上研究只关注建筑围护结构本身, 在实际热量分配中, 还应考虑热用户的行为和偏好。赵立华等人^[8]提出了房屋校正模型用于计算供暖费用。刘兰斌等人^[9]建议在每个家庭的分支上安装一个开/关阀, 并根据室温进行调节。测量每个家庭的累计准时, 并根据每个家庭的累计准时和建筑面积确定建筑物的总供暖费。然而, 这些取费方式忽略了邻室传热量对分户热计量的影响, 没有按照邻室传热量与总负荷的关系来设定, 其适用性仍有待考察。

1.3 本文研究目的

本研究旨在计算出分户热计量条件下的邻室传热量的大小和占比。采用现场实测和能耗模拟两种研究方法, 计算出目标房间不同朝向的邻室传热量的比值, 为推行公平合理的供热取费制度提供基础数据和理论依据。

2 研究方法

2.1 现场实测

本研究以北京某办公建筑为对象。该建筑有三层楼, 包含三种类型的房间, 分别有一个、两个和三个窗户。供暖系统为下供下回式双管系统。由于加热系统形式的局限性, 本研究通过打开某些房间的窗户来模拟分户热计量方法下关闭散热器阀门的过程。开窗过程使得被测房间和相邻房间之间产生

温差,在温差作用下,有邻室传热现象发生。实验测试建筑内每个房间的逐时温度,屋内仅有办公桌、椅子等简单物品。将温度计放在每个房间中间的桌面上,并配有遮光罩,以减少太阳辐射对实验数据的影响。用同样方法测量建筑物走廊的逐时温度和室外温度。测试时间为2018年1月22日至2月5日。实验对象为建筑物内所有南向房间,开窗时间为上午9点至下午17点。建筑物的房间分布图如图1所示。蓝色房间代表开窗房间。

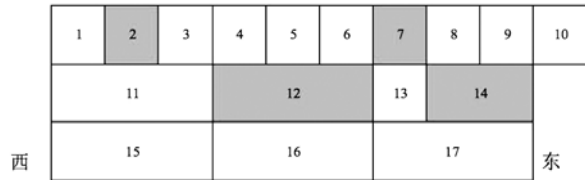


图1 房间分布图

2.2 软件模拟

本研究采用美国能源部和劳伦斯伯克利国家实验室开发的建筑能源模拟软件 EnergyPlus 用于建模和热负荷的计算。该建筑长34m,宽14m,高3.6m,有三种类型的房间,宽5.7m,长分别为3.3m、6.6m和9.9m。每个房间为一个单独热工计算区域。建筑物模型如图2所示。模型中的围护结构材料和热工参数根据建筑物的实际图纸设定。其围护结构材料和传热系数如表1所示。

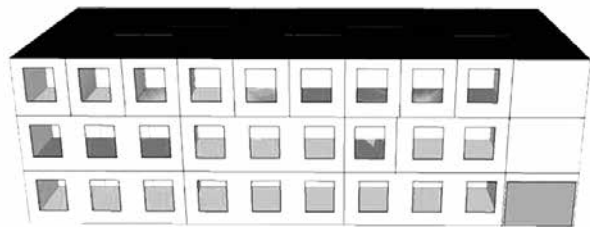


图2 目标建筑物的物理模型
表1 围护结构材料及传热系数

围护结构	围护结构材料	传热系数 W/(m ² ·K)
外墙	外粉刷(20mm)+加气混凝土(200mm)+内粉刷(20mm)	0.86
内墙	混凝土隔墙(150mm)	2.92
地板	水磨石预制块(50mm)+砂浆找平层(30mm)+钢筋混凝土楼板(100mm)+粉刷(20mm)	2.72
外窗	塑钢中空玻璃窗(空气层60mm)无内外遮阳	3.23
地面	钢筋混凝土(200mm)+聚氨酯挤塑板(100mm)	0.47

2.3 模型验证和热负荷计算

由于热负荷不能被实际测量出,要用目标房间的温度和相邻房间温度差来计算传热量。在计算前,必须验证模型的准确性。选取13号房间为目标房间,房间内有一稳定热源为700W,窗户面积3.78m²,

供暖面积18.81m²,其相邻房间的信息如表2所示。模拟时间为2018年1月30日至2月1日,将相邻房间的逐时温度和热工参数设定为目标房间的边界条件。通过比较目标房间的逐时温度实测值与模拟值的大小来验证模型。误差根据ASHRAE GUIDELINE 14-2014^[11]中的CVRMSE(公式1)值来计算。如果误差在15%以内,则模型验证完成,并可用于后续的模拟研究。利用验证后的模型,可计算出房间实际邻室传热量以及占总热负荷的比值。

$$CVRMSE = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2 / (n-1)}}{\bar{y}} \times 100 \quad (1)$$

式中: y_i 为建筑物实测逐时温度值, $\hat{y}_i$ 为建筑物模拟逐时温度值, $\bar{y}$ 是建筑物平均温度, n 是样本数量。

表2 目标房间的邻室信息表

相邻房间	楼上 7号房间	楼下 17号房间	西侧 12号房间	东侧 14号房间	走廊 (北边)	室外 (南边)
相邻房间 面积/m ²	18.81	18.81	20.52	20.52	11.88	11.88

3 结果

3.1 实测数据的描述性分析

根据传热公式 $Q = KF\Delta t$, 可以得出结论,当目标房间与相邻房间之间存在温差时,会有邻室传热现象发生。为了研究目标房间周围相邻房间的传热量,选择三天的实测数据来比较目标房间13号与周围房间的逐时温度值,对比结果如图3所示。

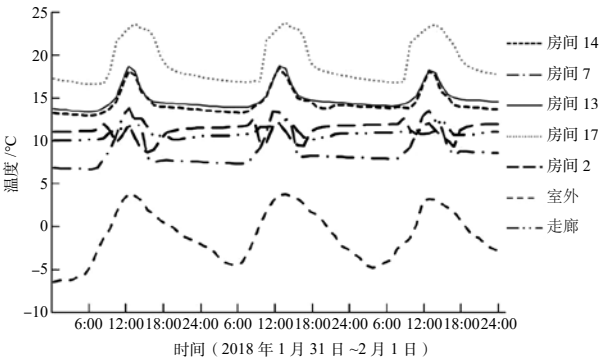


图3 目标房间与邻室的温度对比

如图3所示,建筑物内所有实验房间的室内逐时温度的峰值发生在13点左右,并且与室外温度峰值出现时间一致(开窗所致)。由于建筑物的供暖系统是下供下回式,从图可以看出,1楼(17号)的房间比2楼的房间(12号,13号和14号)温暖,3楼的房间(7号)室内温度最低。温度趋于稳定时,目标房间(13号)的温度比楼下低3~4℃,比上层高6~7℃。由于建筑围护结构具有蓄热能力,2楼走廊的最高温度峰值出现时间比室内房间延迟1h,温度比目标房间低3~4℃。14号房间的周围房间都是

非开窗房间，所以它的温度与目标房间差别不大。12 号房间是一个带窗户的大房间，当窗户打开后温度下降直至 9 点。随着太阳辐射的增加温度也升高，在午后达到温度最高大。随太阳辐射减少温度随之下降，在窗户关闭前室内达到最低温度。关闭窗户后，室内问题稍回升并变稳定。窗户的开启严重影响了它。考虑到太阳辐射和室外冷空气的双重影响，整体温度水平比目标房间低 2~3℃。

3.2 模型验证

将目标房间的所有相邻房间，走廊和室外的温度作为边界条件，使用 EnergyPlus 软件建立模型并且对比目标房间三天的逐时实测温度值与模拟温度值。其对比结果如图 5 所示。

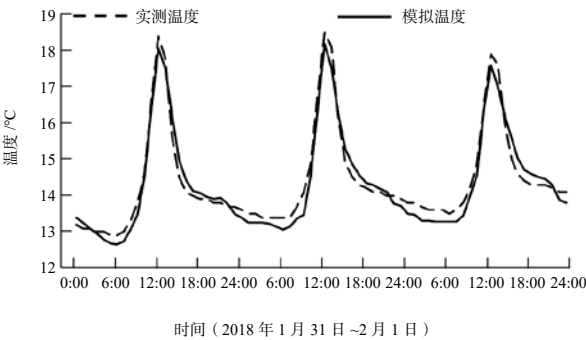


图 4 实测温度值与模拟温度值结果对比

由图 4 可以看出，13 号目标房间的逐时实测温度值与模拟温度值温差不超过 0.5℃，且在一天内的变化趋势一致。其温度随着太阳辐射的增加而升高，并在中午后达到峰值。随太阳辐射的减少，室内温度也随之下降并在下午 18 点达到最低值。根据 ASHRAE GUIDELINE 公式计算误差，为 5.16%，其值小于标准中的 15% 的误差范围。在这种情况下

下，该建筑模型的准确性验证完成（围护结构材料准确），可用于后续研究。

3.3 热负荷的组成

建筑模型被验证后，可在软件中计算出目标房间的热负荷和邻室传热量。规定目标房间向其他房间传热导致的自身热量损失为正值，热源（太阳辐射、室内散热器、比目标房间温度高的房间）向其传热导致的自身能量增加为负值。目标房间的各部分热量值如图 5 所示。

从图 5 中可以看出，目标房间与相邻房间之间的温差越大，两个房间之间的热量传递就越多。房间总热负荷在每天 14 点达到峰值，并在早上 5 点降至最低值。除由外围护结构产生的热负荷以外，邻室传热量在不同朝向的值均占比较大。表 3 列出了每个部件的热量损失（房间所需热负荷）和比例。

表 3 得热和失热占比

热量		组成	热量大小	热量占比 /%
得热	a	总得热	24.13	100
	b	邻室得热量	4.30	17.82
	c	太阳辐射得热	3.03	12.56
	d	散热器得热	16.80	69.62
失热	e	总失热量	24.13	100
	f	外围护结构失热	7.43	30.79
	g	邻室失热量	16.70	69.21

如表 3 所示，目标房间一天内的得热量为 24.13 kW·h (a=b+c+d)，邻室传热量为 4.30kW·h，占 17.82% (b/a)。基于热平衡，一天内目标房间的热量损失等于 24.13kW·h (e=f+g)，其中 16.70 kW·h 是通过向邻近房间传热产生的，该比率高达 69.21% (g/e)，这表明邻室传热量对分户热计量的影响很大。

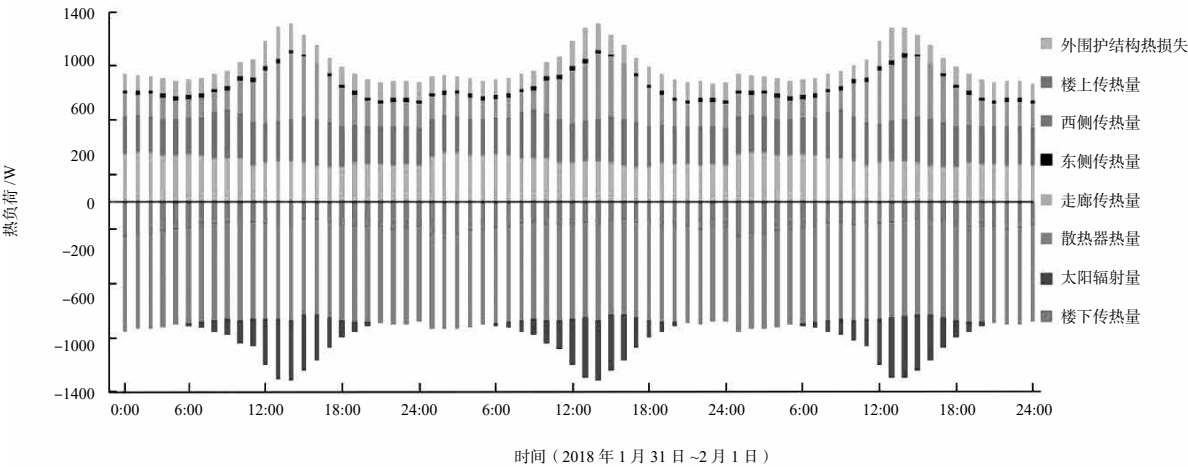


图 5 热负荷的组成

4 结论

本研究基于北京某实际建筑,通过实测和模拟两种研究方法计算邻室传热量占总热负荷比重的大小。结果表明,目标房间与相邻房间的温差对相邻房间的传热能力有重要影响,随着与相邻房间的温差增加,传热量也明显增大,邻室传热量可达当日房间总热负荷的 70%,不可忽略不计。这一结果为我国推行公平合理的供热取费制度提供基础数据和理论依据。本文只对温差产生的邻室传热现象进行了分析研究,下一步将综合考虑传热系数和房屋入住率对邻室传热量的影响,并结合人行为和博弈论进行取费制度的研究,促进我国分户热计量的具体实施。

参考文献

- [1] 《中华人民共和国节约能源法》, 2016.
- [2] 《关于进一步推进城市供热计量改革工作的意见》, 2010.
- [3] 涂光备, 李建兴, 高林. 邻户传热对分户热计量的影响 [J]. 暖通空调, 2002, 32(1):32-33.
- [4] 田雨展, 王荣光. 国外计量供热的发展及有关收费政策的规定 [J]. 中国建设信息, 2003(F10):22-29.
- [5] 房家声. 分户供暖系统对邻户隔墙及楼板的热工要求 [J]. 暖通空调, 2002, 32(1):29-31.
- [6] 张锡虎, 黄涛. 住宅集中供暖系统分户热计量和收费的若干问题 [J]. 暖通空调, 2000, 30(1):26-27.
- [7] 蔡敬琅. 也谈住宅供暖的分户热计量问题 [J]. 暖通空调, 2001, 31(1):29-31.
- [8] 赵立华, 董重成, 冯爱荣, 等. 分户计量供暖节能住宅户型修正研究 [J]. 暖通空调, 2002, 32(1):9-11.
- [9] Liu, L., Fu, L., Jiang, Y., Guo, S. Major issues and solutions in the heat-metering reform in China. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 15(1), 673-680 (2011).
- [10] Guideline, A. S. H. R. A. E. Guideline 14-2014: Measurement of Energy Demand and Water Savings. ASHRAE Standards Committee: Atlanta, GA, USA. (2014).

新型冷凝水冷却式 DSF 幕墙模型构建与模拟

郭玉润

(山东建筑大学热能工程学院, 山东济南 250101)

[摘要] 针对冷凝水合理利用提出冷凝水冷却式双层皮玻璃幕墙 (DSF) 模型, 并利用 Airpak 软件与普通 DSF 幕墙进行模拟比对。模拟显示改进的冷凝水冷却式 DSF 幕墙能较好地降低幕墙内空气夹层和内层玻璃表面的温度。

[关键词] 冷凝水; DSF 幕墙; 模拟; Airpak

0 前言

空调冷凝水是当蒸发器盘管表面温度低于周围空气露点温度时, 空气中的水蒸气凝结液化产生。周围空气与冷凝水水膜不断在表面进行热质交换, 产生后的冷凝水汇集到积水盘, 经由管道排至室外。由于蒸发器盘管表面温度约在 $7^{\circ}\text{C}\sim 12^{\circ}\text{C}$ 之间, 故冷凝水的水温一般为 $10^{\circ}\text{C}\sim 15^{\circ}\text{C}$ ^[1], 在夏季是很好的冷源, 可作为辅助冷源进行使用。对于湿热地区而言, 因为高温持续时间长, 湿度大, 空调使用更加频繁, 所以产生的冷凝水量相当可观, 所以在水量上也具有很好的利用价值。目前夏季空调冷凝水经常无序排放, 既对建筑立面美观、环境造成破坏, 又造成可回用能源的浪费。针对冷凝水的使用多集中于冷凝水饮用、冷却塔补水、冷却空调机组等方面, 但目前还没有投入生产的冷凝水实用化商品。

与此同时, 公共建筑大面积采用了玻璃幕墙, 但玻璃幕墙的保温隔热性能较差, 这样为了维持内部空间的舒适环境, 建筑不得不更多的依赖空调等设备, 造成了能源的大量消耗。若能将空调冷凝水的回收利用与玻璃幕墙进行有机结合, 则将很好地达到节能减排的效果。本文将建立冷凝水冷却式双层皮玻璃 (DSF) 幕墙模型, 并与普通 DSF 幕墙一起进行数值模拟, 并进行比对研究。

1 双层玻璃幕墙研究状况

目前单层玻璃幕墙建筑大量存在, 全国各大城市的标志性建筑几乎都采用玻璃幕墙^[2]。因其外形通透、雅观, 又具有较好的隔音效果, 受到越来越多的建筑师和施工单位的欢迎。但由于缺乏建筑热工和建筑节能方面的相关标准, 过于强调降低建筑造价, 造成建筑物围护结构过于单薄, 门窗缝隙过大, 单层玻璃幕墙的保温、隔热、密闭性较差, 建筑用能效率低, 我国建筑节能水平与西方发达国家相比有很大差距^[3]。

双层呼吸式幕墙 (double skin facade, DSF), 又称热通道幕墙。起源于 20 世纪 90 年代的欧洲。出现它由内、外两道幕墙组成, 内、外层之间分离

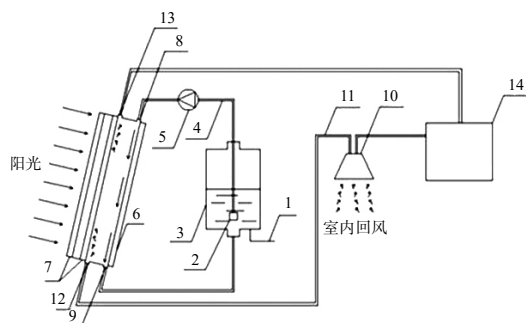
出介于室内和室外之间的中间层, 形成具有一定的流动性的通风通道, 同时在幕墙上设置进风口和出风口^[4]。空气从玻璃幕墙下部的进风口进入夹层, 从上部出风口排出, 空气在夹层内流动, 导致热量在夹层内的流动和传递。双层玻璃幕墙可以解决玻璃幕墙建筑在夏季出现的过热、高层通风可控等问题。对比普通玻璃幕墙构造, 双层幕墙空气夹层形成通风通道, 利用烟囱效应进行自然通风, 带走通道间的热量, 由此可将来自太阳的辐射热吸收、储存、排放。与普通玻璃幕墙相比, 通过双层幕墙的夏季室内的辐射热降低了 10%, 冬季进入室内的辐射热增加了 54.2%^[5]。

在工程实践中, 双层呼吸式玻璃幕墙可分为自然通风式和机械通风式两种情况, 机械通风又可分为外循环机械通风, 内循环机械通风^[6]。在常见的办公建筑里, 若对双层皮玻璃幕墙采用自然通风形式, 那么应严格控制其空气夹层厚度, 因为在较好发挥外循环自然通风效果的情况下, 双层皮玻璃幕墙空气夹层间距必须大于 200mm, 而依靠热压进行自然通风时 DSF 幕墙空气夹层间距也要小于 100mm。因此若想灵活布置 DSF 幕墙, 应该在空气夹层内加入风机, 在夏季依靠风机进行通风来加速空气夹层内空气的流动, 从而降低幕墙内空气夹层和内层玻璃幕墙的温度。在机械通风条件下, 风速越大越能够改善空气夹层温度场, 但是风机耗能制约了无限制增大空气速度。同时进、出风口的位置也对空气夹层温度场产生一定影响。^[7]

DSF 幕墙建筑是较为新鲜的事物, 目前我国幕墙厂家的生产安装中, 由于技术原因或者维护不到位等也引发了不少问题。在强烈的阳光照射下, 夹层空气中往往温度过高, 尤其是当双层玻璃幕墙之间间隔太小, 导致削弱了幕墙遮阳和缓冲不良气候影响的作用, 这和双层皮玻璃幕墙在欧洲诸多建筑中达到的提高室内舒适度和减少空调系统规模等效果有较大差距。另外, 有研究者^[7-9]使用外循环呼吸式 DSF, 即将夏季室外空气通入空气夹层中, 由于

此时室外空气温度往往高于室内,不能更加充分的带走幕墙系统中的冷负荷,这将使幕墙的降温作用产生折扣。

因此,本文提出一种针对 DSF 幕墙在夏季空气夹层过热导致其节能效果减弱问题的解决办法(如图 1 所示),即冷凝水冷却式 DSF 幕墙,利用冷凝水自身冷量对夏季幕墙进行冷却降温,同时冷凝水也在空气中蒸发吸热,还吸收阻挡了部分太阳辐射。冷凝水幕墙由三部分组成:由外到内分别为第一层玻璃,空气夹层,第二层玻璃,玻璃表面通有收集后进入玻璃幕墙的冷凝水。内外层玻璃应有一定的厚度,这样可以提高玻璃的承载力,也减小了传热损失。整个玻璃幕墙与地面呈一定的角度(可暂定 75°),这样促使冷凝水在玻璃表面流动,也减小了水流噪声对人们活动的影响。



1-补水管; 2-液体传感器; 3-集水箱; 4-供水管;
5-水泵; 6-内层玻璃幕墙; 7-外层玻璃幕墙; 8-进水管;
9-出水管; 10-回风口; 11-旁通器; 12-进风口;
13-出风口; 14-空气处理机组

图 1 冷凝水冷却式 DSF 幕墙系统图

利用冷凝水自身较低的温度,加上水有较好的蓄热能力,双层皮玻璃幕墙能够达到比现有利用空气对流更好的降温效果。开启幕墙底层的通风口和冷凝水进水口后,水通过供水水泵自上而下地输送至双层幕墙内表面,调节玻璃幕墙温度,也将幕墙空气夹层内部分热量带走。同时,位于幕墙框架下部的进风口与上部出风口开启,部分温度较低的室内回风由旁通管进入夹层,在热压与太阳辐射的作用下,空气夹层气温升高,与玻璃幕墙的水幕接触进行热质交换,从而降低夹层内的温度和内层玻璃幕墙的表面温度,实现了玻璃幕墙建筑的“冬暖夏凉”。

2 几何模型的建立

本次模拟采用 Airpak 软件,它是基于 Fluent 的一种专门解决暖通领域的模拟气流组织的软件,其中包括了房间、墙壁、风口、灯具、热源,家具等模块,

对于外形规则的模型比较快捷,并且可以智能化自动划分网格。并得出较好的可视化效果^[10]。

通过 Airpak 模拟软件对双层呼吸式玻璃幕墙进行建模,建立的几何模型见图 2。模拟一为对比普通 DSF 幕墙与冷凝水冷却式 DSF 幕墙对于降低空气夹层和内层幕墙温度的能力。

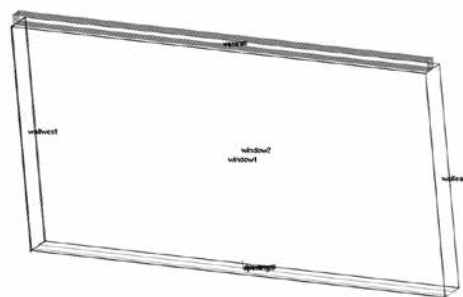


图 2 玻璃幕墙模型

2.1 物理模型

本文选取城市为济南,相关气象参数也均选取济南市参数进行加载。本次研究的物理模型是基于济南市某六层商业建筑四楼南向的一间办公室。办公室尺寸为 $8.6\text{m} \times 7.3\text{m} \times 3.4\text{m}$,由此可确定双层呼吸式玻璃幕墙长度为 8.4m ,高度为 3.2m ;进风口和出风口大小均为 $8.4\text{m} \times 0.5\text{m}$;空气夹层厚度为 0.5m ;由气象资料可知济南市夏季室外干球计算温度 34.7°C 。模拟一中送风口速度 $v=1\text{m/s}$,普通 DSF 模型采用送风温度 34.7°C ,冷凝水冷却式 DSF 模型送风温度 26°C 。

2.2 网格划分

本次选取的几何模型为双层玻璃幕墙,结构比较简单,故本次网格划分采用六面体非结构网格,其划分简单且成型较易。在网格划分时网格质量直接影响着计算的精度,故划分方式采用 Normal 方式,同时对送风口、排风口等温度梯度、速度梯度大的地方,在粗略划分后又进行了局部加密细化。本次模拟划分为 13200 个网格和 14994 个节点。网格其划分结果如图 3 所示。

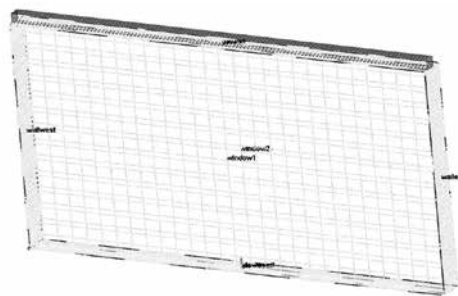


图 3 网格划分

2.3 物理模型的简化假设

- (1) 室内气体符合 Boussinesq 假设且为不可压缩;
 - (2) 空气流动为稳态湍流;
 - (3) 气流为低速不可压缩流;
 - (4) 不考虑渗风的影响, 认为窗户封闭性良好;
 - (5) 幕墙壁面: westwall、eastwall、upwall、downwall 设置为绝热界面;
 - (6) 冷凝水冷却式 DSF 模型在普通 DSF 模型内层玻璃 (Window2) 基础上多增设一层冷凝水水幕, 水幕厚度不计。
- 本次模拟中, 选取的玻璃参数如表 1 所示, 边界条件设置如表 2 所示:

表 1 玻璃、水幕参数设置

名称	厚度/mm	密度/(kg/m ³)	定压比热容/(Cp(J/kg·K))	导热系数/(K(w/m·K))	透射率	吸收率	反射率
Window1	6+12+6	2300	418.5	0.375	0.53	0.27	0.20
Window2	10	2500	837.5	0.75	0.70	0.10	0.20
water	---	1000	4.187	0.62	0.80	0.10	0.10

表 2 边界条件设置

环境条件	时间: 6月21日(夏至日); 太阳辐射吸收系数 $\rho = 0.75$; 太阳辐射强度 $I = 840 \text{ W/m}^2$; 室外气温 $T = 34.7^\circ\text{C}$; 室内气温 $t = 26^\circ\text{C}$; 幕墙送风温度 $t = 26^\circ\text{C}$ ^[注] ; 冷凝水水幕厚度忽略不计; 冷凝水水幕温度 15°C ;
求解模型	湍流模型: RNG 双方程模型

注: 普通 DSF 系统中, 送风温度与室外温度相同, 为 34.7°C 。

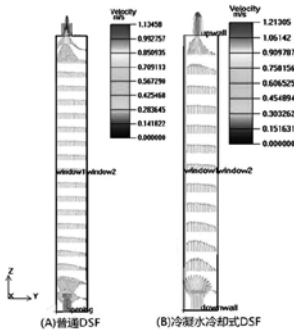


图 4 空气夹层速度分布对比图

3 模拟计算结果及分析

3.1 冷凝水冷却式 DSF 幕墙与普通 DSF 幕墙对比分析

选取 $x=4.2\text{m}$ 幕墙中轴线作为横截面, 普通双层玻璃模拟结果如图 4 所示, 冷凝水冷却式双层玻璃幕墙模拟结果如图 5 所示。

通过图 4 可以看出, 在速度分布上, 气流在从出口流出后速度都将减慢, 而冷凝水 DSF 幕墙气流速度相较普通 DSF 幕墙略微慢一些。同时通过速度矢量图可以看出, 由于进、排风口位置原因, 在幕墙底部和上部会形成一定大小的速度“死区”, 即气流不能在此区域到达内层幕墙表面。可以通过改变进、排风口位置、增设导流叶片等手段改变这种情况。

由图 5 空气夹层温度对比中, 普通 DSF 幕墙与冷凝水冷却式 DSF 幕墙底部温度较低, 随着幕墙高度升高, 空气夹层温度也随之渐进上升。但冷凝水 DSF 幕墙除了在空气夹层中通入室内回风外, 内层幕墙表面流过的冷凝水也与空气对流换热, 故冷凝水冷却式 DSF 平均温度较低, 为 25.8°C , 低于普通 DSF 幕墙平均温度 36.2°C 。

除了对比横截面速度与温度分布, 还可以对比内层玻璃幕墙温度分布, 结果如图 6 所示。

从底层幕墙温度对比可以较为明显看出, 当不采用冷凝水流过内层玻璃时, 玻璃温度从底部的 26°C 一直向上逐渐升高, 到幕墙上部时达到 31.2°C , 而幕墙的平均温度也达到 27.3°C 。当冷凝水水幕在内层幕墙表面流淌时, 温度主体分布在

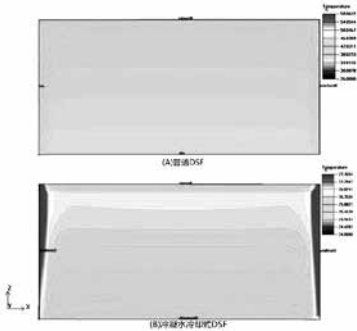


图 5 空气夹层温度分布对比图



图 6 底层幕墙温度分布对比图

17.5~18.5℃, 平均温度为 19.6℃。冷凝水冷却的效果相当明显。

4 结论

通过模拟对比, 可以看出冷凝水冷却式 DSF 幕墙相较于一般的 DSF 幕墙具有较为明显的优势, 可以有效地降低幕墙空气夹层和内层幕墙的温度, 阻止室外热量进入室内, 从而达到减少空调冷负荷的目的。下一步将继续就冷凝水冷却式 DSF 幕墙送风速度、空气夹层厚度等特性进行深入研究。

参考文献

- [1] 张雅君, 朱娟娟, 孙丽华, 等. 空调冷凝水作为水资源回收利用研究进展 [J]. 环境工程, 2017, 35(6): 142-145
- [2] 尚新峰. 玻璃幕墙节能措施及发展方向 [J]. 牡丹江师范学院学报(自然科学版), 2007 年第 3 期: 21-22.
- [3] 蔡君馥. 住宅节能设计 [M]. 北京: 建筑工业出版社, 1991.
- [4] 汪铮, 李保峰, 白雪. 可呼吸的表皮 - 积极适应气候的“双层皮”幕墙解析 [J]. 华中建筑, 2002, 20(1): 22-27.
- [5] 赵方冉, 张莎莎, 蔡子良. 航站楼围护结构水幕墙节能效果分析 [J]. 建筑节能, 2014(5): 50-54.
- [6] 朱志雄, 谢君琳, 李丽等. 双层内呼吸玻璃幕墙热工性能模拟分析 [C]//2010 年建筑环境科学与技术国际学术会议论文集. 2010.
- [7] 曹军. 外呼吸式双层玻璃幕墙模拟分析 [J]. 建材技术与应用, 2011(4): 1-2.
- [8] 李玲燕. 呼吸式玻璃幕墙夹层温度影响因素的研究 [D]. 天津大学, 2008.
- [9] 李彦彦. 双层呼吸式玻璃幕墙的建筑环境特性研究 [D]. 河北工程大学, 2014.
- [10] Chen S, Li N, Guan J, et al. A statistical method to investigate national energy consumption in the residential building sector of China [J]. Energy and Building, 2008, 40(4): 654-665.

严寒地区变电站建筑的节能模拟优化

张佳明¹, 胡冗冗¹, 刘大龙¹, 罗大明²

(1. 西安建筑科技大学建筑学院, 西安 710055; 2. 西安建筑科技大学土木工程学院, 西安 710055)

[摘要] 为优化严寒地区变电站建筑节能设计, 采用 EnergyPlus 模拟, 以内蒙古地区三种变电站建筑为研究对象, 在分析现有变电站热工性能参数、建筑能耗水平的基础上, 确定建筑的节能参数, 通过多个节能参数相互耦合, 发现窗墙面积比与外窗传热系数、室内热源强度与外墙传热系数的两类变化规律, 提出了适宜内蒙古地区三种类型变电站建筑的节能优化措施, 为工业建筑的节能设计提供了新的思路和途径。

[关键词] 变电站建筑; 采暖能耗; 室内热源; 模拟优化

0 引言

建筑的能耗作为世界能源消耗的三大来源之一, 以占到整个能源消耗的 30% 以上。我国每年完成的建筑工程投资额中, 工业建筑与民用建筑的工程投资额之比约为 53:47, 且呈现逐年上升的趋势^[1]。而变电站建筑作为工业建筑中的一环对于我国的民生和经济发展具有重要的战略意义。变电站自身因功能要求不仅要消耗大量的资源^[2], 而且变电站的室内电力设备对正常运行所需的温度有一定的要求, 所以在严寒地区, 往往需要供暖设备来维持一定的室内温度。因此研究如何优化严寒地区变电站建筑的采暖能耗具有重要意义。

国内关于变电站的节能方面有诸多研究。王翼飞^[3]通过模拟得出建筑形体、建筑外围护结构、建筑窗墙比、通风换气次数、太阳辐射强度对建筑能耗的影响关系。陈翔宇^[4]等人对于高海拔寒冷地区变电站提出增加围护结构的保温隔热性; 合理确定建筑的体形系数以及建筑朝向, 根据朝向选择合理窗墙比; 对于梁连接处等冷桥节点采取断桥隔热等措施。曹林放^[5]等人发现变电站建筑由于内热源大, 设计空调温度相对于民用建筑偏高等因素, 变电站建筑的外墙传热系数应当适应自身用能规律。

通过上述研究发现, 工业建筑、特别是变电站建筑能耗的研究, 通常是通过一个或者多个单因素对于建筑采暖能耗的影响进行建筑节能策略的优化,

很少考虑多因素的变化所产生的联系与影响。本文主要以内蒙古地区三个不同类型的实际变电站设计项目, 通过建立变电站节能设计参数的内在关联以提出新的建筑节能设计策略。

1 内蒙古地区变电站建筑采暖能耗现状分析

1.1 变电站建筑热工性能

通过研究发现内蒙古地区的变电站主要有三种类型: 全户内型(主变、配电装置不置于室外), 半户内型(主变位于室外, 配电装置布置在室内)和户外站型(主变及配电装置均布置于室外)。三种变电站的模型图及建筑及热工参数如图 1, 表 1 所示。

表 1 不同类型变电站的建筑及热工参数

建筑及热工参数		全户内	半户内	户外站
建筑参数	建筑面积 /m ²	1249.2	422.1	469.9
	体形系数	0.263	0.545	0.467
	南向窗墙面积比	0.0146	0	0.1113
热工参数	外墙传热系数 /($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$)	0.24	0.503	0.291
	外窗传热系数 /($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$)	3.6	3.6	3.6
	屋面传热系数 /($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$)	0.234	0.378	0.378

1.2 采暖能耗特征分析

通过 EnergyPlus 模拟三种变电站建筑, 根据最冷月室外空气温度由低到高的在内蒙古地区选择通辽和呼和浩特两座相近的城市模拟冬半年^[6]采暖能耗来分析内蒙古地区变电站建筑采暖能耗特征如图 2。

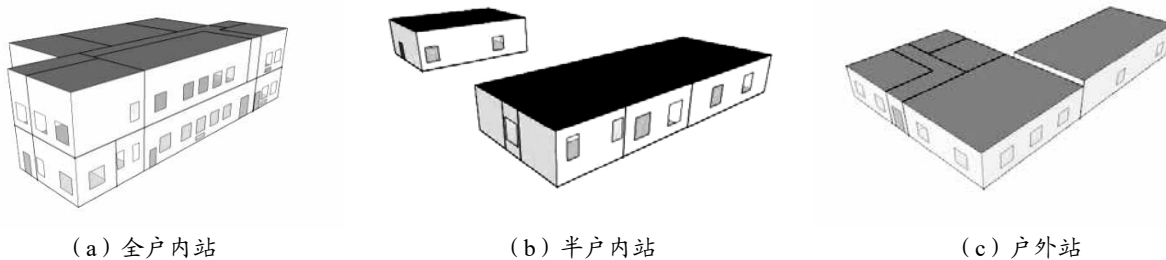


图 1

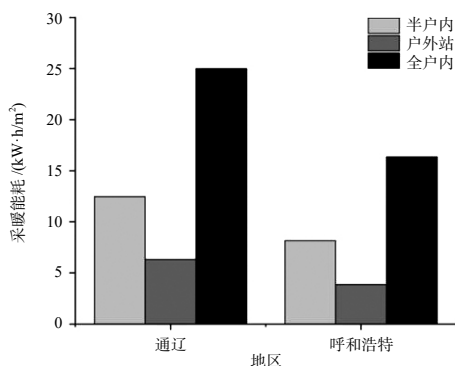


图2 不同地区冬半年采暖能耗

通过图2可知，在内蒙古地区通辽和呼和浩特两个城市中，采暖能耗都是全户内>半户内>户外站，这是由于全户内为二层建筑，体积远大于半户内和户外站，故所需的采暖能耗全户内大于半户内和户外站。同时半户内的外墙传热系数大于户外站，同时南向窗墙面积比为0，因此半户内的采暖能耗大于户外站的采暖能耗，同时通过这三类变电站的窗墙面积比发现，相对于民用建筑而言，窗墙面积比更加自由，限制条件更少。虽然三类建筑的外窗传热系数相同，但是通过外窗的热量损失也要考虑。有上述可知，建筑体积，各面窗墙面积比、外墙传热系数和外窗传热系数是影响建筑室内采暖能耗的重要影响因子，同时变电站建筑室内热源远大于普通民用建筑，故室内热源强度在变电站建筑中也是影响采暖能耗的节能设计参数。

2 多要素耦合节能分析

在已经确定建筑形体的工业建筑中，窗墙面积比、外墙传热系数（外窗传热系数）、室内热源的大小是影响采暖能耗大小的节能设计参数。相较于民用建筑，工业建筑（包括变电站建筑）主要有开窗较自由与室内热源较大两个特点，为了从这两个特点出发来优化内蒙古地区变电站建筑采暖能耗，故将窗墙面积比和室内热源这两个节能设计参数分别与外围护结构传热系数（主要包括外墙传热系数和外窗传热系数）共同变化来探寻多个节能设计参数对建筑采暖能耗的影响，即同时考虑两种不同的情形：一是窗墙面积比与外窗传热系数同时变化；二是外墙传热系数与室内热源同时变化。考虑在这两种情形下、模拟冬半年的采暖能耗大小，以此指导变电站建筑的节能优化。

2.1 窗墙面积比与外窗传热系数的关联变化规律

窗墙面积比分别减少50%、25%和增加25%、50%，外窗传热系数也分别减少50%、25%和增加25%、50%，其他参数保持不变。模拟结果见图3。

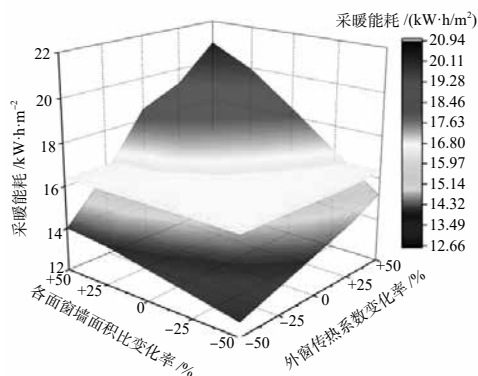


图3 全户内建筑窗墙面积比与外窗传热系数同时变化对采暖能耗的影响

由图3可以看出：对于全户内建筑，当窗墙面积比和外窗传热系数都减少50%和25%时，分别比原先降低了22.56%和13%的采暖能耗；同理，对于半户内建筑和全户内建筑，当窗墙面积比和外窗传热系数都减少50%和25%时，采暖能耗变化规律与全户内站建筑一致。

2.2 外墙传热系数与室内热源的关联变化规律

外墙传热系数减少50%、25%和增加25%、50%，室内热源的大小减小50%、25%和增加25%、50%，其他参数条件不变。模拟结果见图4。

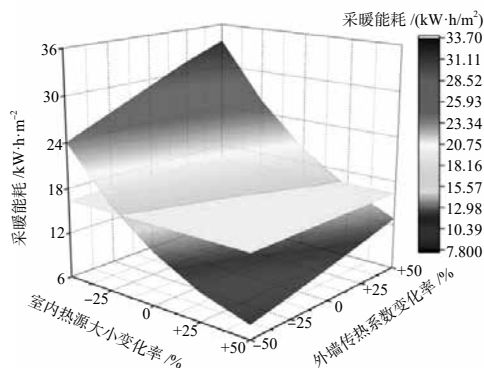


图4 全户内外墙传热系数与室内热源同时变化对采暖能耗的影响

由图4可以看出：对于全户内建筑，当外墙传热系数降低25%和50%，同时室内热源增大25%和50%时，分别比原先降低了31.85%和52.14%的采暖能耗；同理，对于半户内建筑和户外站建筑，当外墙传热系数降低25%和50%，同时室内热源增大25%和50%时，采暖能耗变化规律与全户内站建筑一致。

2.3 优化方案

由上述两种模拟情况可知，当两种参数同时变化时，一个参数的变大或变小，同时另一个参数的

变小或变大,皆可以使采暖能耗小于两个参数不变时的采暖能耗,因此可以从上述两种模拟情况得出节能优化策略:

(1) 外窗节能优化策略

根据相关标准规定^[7],一类工业建筑(如变电站)总窗墙面积比不应大于0.5、而上述三类变电站建筑皆满足要求。因此可以通过减小窗墙面积比,增大外窗传热系数的方式达到节能、节材的目的,因为窗户的传热系数越高,代表它的热工性能越差,而价格也越低,因此在有大面积窗户的工业建筑中,通过降低窗墙面积比,使用比原先热工性能更低的窗户,不仅可以保持或者降低原先的采暖能耗,还有利于减少建造成本。以全户内变电站为例,当各面窗墙面积比降低50%,外窗传热系数增加50%,此时的采暖能耗为 $15.22\text{kW}\cdot\text{h}/\text{m}^2$,比原先 $16.36\text{kW}\cdot\text{h}/\text{m}^2$ 的采暖能耗要节约7%,不仅达到了节能的效果,还大范围节约了材料成本。

(2) 外墙节能优化策略

对于有较大内热源的变电站建筑,在采暖期中,由于内热源可以产生大量的余热,提高室内温度、因此在设计之初在考虑室内热源的情况下可以适当的降低采暖供热,节约能源,或者提高外墙的传热系数,使采暖能耗保持不变。而外墙的传热系数在材料一定的前提下,主要与墙体本身的厚度有关,因此可以通过减少墙体的厚度来提高外墙的传热系数的同时,可以很大程度上减少墙体的耗材量,以达到节材、节能的目的。以全户内变电站为例,当不考虑室内热源时,所需的采暖能耗为 $46.11\text{kW}\cdot\text{h}/\text{m}^2$,而考虑了室内热源的情况下,采暖能耗为 $16.36\text{kW}\cdot\text{h}/\text{m}^2$,减少了约64.5%的采暖能耗,以此降低外墙的热工

性能也可以达到节能、节材的目的。

4 总结

对于在严寒的工业建筑如变电站,供暖作为维持室内设备正常运行和工作人员正常活动的重要建筑能耗来源,在不考虑体形系数的条件下,建筑冬半年的采暖能耗受到窗墙面积比,外墙传热系数,外窗传热系数和室内热源的影响,因此可以通过改变各面窗墙面积比,外墙传热系数、外窗传热系数和室内热源的强度,来控制建筑的采暖能耗,达到节能的目的。与此同时,通过EnergyPlus软件模拟发现通过多个节能参数之间相互耦合,不仅可以优化建筑的采暖能耗,也可以达到节材的效果。

参考文献

- [1] 王宏伟,郑亚东,冯国会,李旭林.沈阳市典型工业建筑结构及热工调查分析[J].工业建筑,2010,40(S1):66-68.
- [2] 刘昭君.我国建筑节能现状及对建筑节能发展的思考[J].天津科技,2013,40(01):46-47.
- [3] 王翼飞.基于计算机模拟的严寒地区变电站建筑节能设计研究[D].哈尔滨工业大学,2013.
- [4] 陈翔宇,王军,卢敏,陈军,敬成君.高寒地区变电站典型建筑冷热负荷特征[J].建筑节能,2017,45(06):126-131.
- [5] 曹林放,韩星,郭振武,陈文升.上海地区变电站建筑围护结构节能设计参数研究[J].电力与能源,2013,34(04):343-346.
- [6] 刘大龙,刘加平,张习龙,杨柳.青藏高原气候条件下的建筑能耗分析[J].太阳能学报,2016,37(08):2167-2172.
- [7] 工业建筑节能设计统一标准[S].

长沙某酒店空调系统方案分析

吴博宇, 蒋彦龙, 曹业玲

(南京航空航天大学, 江苏南京 210016)

[摘要] 以长沙市某酒店空调工程为依托, 应用斯维尔负荷计算软件计算负荷并进行负荷分析, 在此基础上针对运行和使用经济性方面对传统空调系统和溶液除湿空调系统进行计算分析。通过数据分析研究, 最终确定该酒店空调系统采用溶液除湿空调系统节能效果显著。

[关键词] 酒店; 溶液除湿; 负荷分析; 能耗预测; 经济计算

0 引言

目前我国建筑能耗伴随着建筑总量的不断增加和人们对建筑内部环境舒适程度要求的不断提升, 呈急剧增加趋势^[1]。在保持空调区域舒适度的前提下, 最大限度地降低空调能耗成为了迫切的需求。建筑节能目标主要放在建筑空调系统的选取以及后期运行上, 目前建筑可应用的空调系统有很多种, 选择适合所建建筑和当地气候的空调系统是建筑设计过程中的一个重要任务^[2]。经济的空调系统是建筑节能最大的潜力所在。本文以长沙某酒店为依托, 着重于系统选取和运行的经济分析, 确定其最优空调系统形式。

1 建筑概况

该商场地处湖南省长沙市, 隶属夏热冬冷地区。酒店位于 6~28 层, 总建筑面积 23436.4m², 空调面积 16458.4m², 通过斯维尔负荷计算软件进行建模计算得到酒店总冷负荷为 2492.263kW, 总热负荷为 2019.598kW。图 1 为建筑建模图。工程所在区域有城市电网、城市管道天然气供应。电价为 1.03 元/kW·h, 燃气价格为: 淡季(6、7、8 月)为 2.79 元/Nm³; 旺季(1、2、12 月)为 3.35 元/Nm³; 平季(其余月份)为 3.10 元/Nm³。

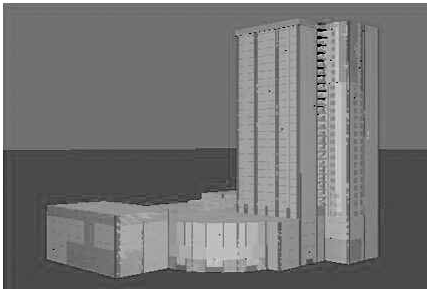


图 1 建筑建模图

2 负荷分析

对斯维尔负荷计算所得全年负荷结果进行分析, 图 2 为酒店全年负荷分布图。可以看到酒店冬夏季冷热负荷分布明确, 由于酒店的特性, 在过渡季节仍有少量供冷供热需求。

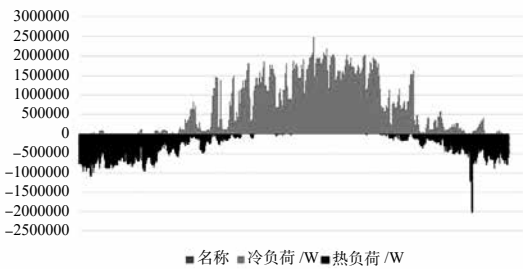


图 2 全年负荷分布图

建筑的负荷分布率对空调机组设备的选型十分重要, 酒店的负荷分布率如下表所示:

表 1 不同冷负荷率出现时间统计

冷负荷率	小时数	耗冷量/kW·h
10%	219	48743.014
20%	757	278057.889
30%	713	449131.657
40%	627	545115.178
50%	482	540063.029
60%	397	548146.345
70%	359	580194.18
80%	180	333280.105
90%	43	88223.484
100%	4	9751.769

表 2 不同热负荷率出现时间统计

热负荷率	小时数	耗冷量/kW·h
10%	71	14581.881
20%	1253	395070.774
30%	1140	593850.033
40%	595	423019.056
50%	62	55094.624
60%	5	5550.829
70%	0	0
80%	1	1631.441
90%	3	5552.114
100%	3	5944.599

当冷负荷小于 200kW (7.5%) 时, 出现时刻频率为 56.83%, 而耗冷量占比仅有 5.64%, 而超低负荷运行时, 主机、水泵效率低, 能耗大。考虑负荷率低于 7.5% 时, 室内温度与空调设计温度差异较小,

认为可不必开启空调,或利用自然通风、新风承担室内负荷等方式,减少空调开启时间,节约能源。当热负荷小于 200kW 时,出现时刻频率为 64.23%,而耗热量占比仅有 11.01%,酒店的灯光、设备散热较大,室内温度与设计温度差值小于 0.2℃,认为可不开启空调^[4]。因此剔除冷热负荷小于 200kW 的时刻。为更加直观的观察出不同负荷率下的冷、热负荷出现频率和耗冷量、耗热量占比的分布情况,根据表 1 和表 2 得到如下图 3 和图 4:

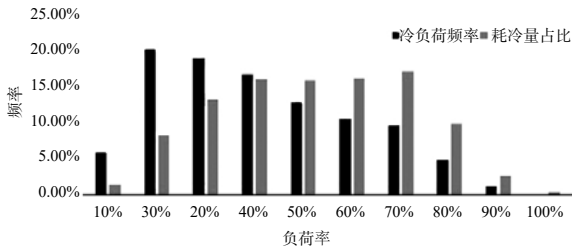


图 3 不同冷负荷率出现频率统计柱状图

如图 3 所示,酒店负荷频率随空调冷负荷率的变化比较平稳,集中在 20%~80%,空调负荷率为 20%~40% 的冷负荷频率最大,说明全年所有空调期间大部分时间所需的实际空调冷负荷仅占设计冷负荷 30% 左右。空调负荷率为 60%~70% 的耗冷量占比最大,说明设计冷负荷 60%~70% 阶段所需制冷量最大。满负荷运行时间仅仅为 4 小时,占空调运行时间 0.10%,所以对于制冷机组的确定,考虑到负荷分布特点,宜选用两大一小,多台冷水机组的配置,通过控制开启台数和变频调节,使得总运行能耗降低。

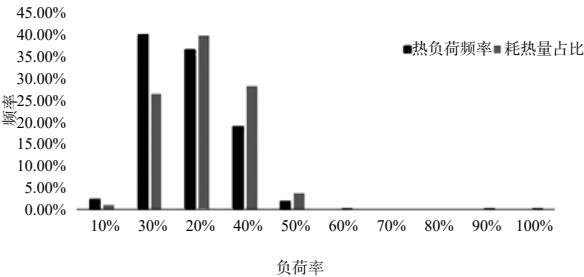


图 4 不同热负荷率出现频率统计柱状图

由图 4 可知,热负荷出现频率随热负荷率增大有呈减小趋势,热负荷集中在负荷率为 20%~40% 阶段,之后迅速减少,存在一个大的阶跃,所以在确定锅炉型号时,选择三台锅炉,且主要考虑在负荷率为 20%~40% 的运行节能,便于调节负荷。

3 空调系统方案

基于该建筑实际条件及夏热冬冷地区商业建筑的特点,综合考虑负荷计算及分析结果,决定对冷水机组+锅炉的方案和高温冷水机组+溶液除湿空调+锅炉的方案进行经济分析。为计算两种方案的运行费用,统计得到不同冷热负荷率出现小时数如表 3 和表 4,从表中可以看出,负荷率小于 10% 出现频率较大,考虑负荷较小时,室内外温差不大,且为避免主机频繁开闭,认为可不开启空调系统^[5]。

3.1 方案一

3.1.1 夏季运行费用

(1) 冷水机

选取 913kW 制冷量螺杆式冷水机两台,743kW 螺杆式冷水机一台,进出水温度为 12/7℃。冷水机组运行费用计算如表 3:

表 3 冷水机组运行费用计算表

需求冷量	机组运行台数	机组 COP	耗电量/kW·h
100%	3	5.528	1912.86
90%	3	5.695	16584.92
80%	3	5.871	59297.23
70%	2	6.058	98421.40
60%	2	6.291	89779.11
50%	2	6.334	87615.68
40%	2	6.491	79759.34
30%	1	6.622	68225.98
20%	1	6.724	35657.59
年累计耗电量/kW·h			541549.41
年运行费用/元			557795.89

(2) 冷冻水泵

本项目按变频水泵计算运行费用,在相似工况下,水泵的转速(n)、流量(Q)、扬程(H)以及功耗(W)之间满足关系式 1:

$$\frac{n}{n_0} = \frac{Q}{Q_0} = \left(\frac{H}{H_0}\right)^{1/2} = \left(\frac{W}{W_0}\right)^{1/3} \quad (1)$$

选取四台(三用一备)变流量水泵,额定流量为 195m³/h,额定功率为 22kW,转速 $n=1480\text{r/min}$,扬程为 38m。夏季冷冻水泵运行费用计算如表 4:

表 4 冷冻水泵全年运行费用计算表

负荷率	水泵开启台数	转速比	泵总功率	耗电量/kW·h
100%	3	1.00	65.20	261
90%	3	0.90	59.45	2556
80%	3	0.80	52.86	9515
70%	2	0.90	46.25	16604
60%	2	0.96	36.00	14292
50%	2	0.88	23.52	11337
40%	2	0.77	16.69	10465
30%	1	0.90	14.12	10068
20%	1	0.90	8.98	6798
年累计耗电量/kW·h			84617	
年运行费用/元			87155	

(3) 冷却水泵

与冷冻水泵能耗模型建立相同,选取四台(三用一备)变流量水泵,流量为 $200\text{m}^3/\text{h}$,功率为 30kW ,转速 $n=1480\text{r}/\text{min}$,扬程为 38m 。冷却水泵与冷冻水泵年运行费用相同,为 87155 元。

(4) 冷却塔处风扇

选取四台(三用一备)冷却塔,所带为变频风机,流量为 $200\text{m}^3/\text{h}$,功率为 5.5kW ,塔体扬程为 $4.6\text{mH}_2\text{O}$ 。冷却塔处风扇风机年运行费用计算如表 5:

表 5 冷却塔处风扇全年运行费用计算表

负荷频率	冷却塔开启台数	转速比	泵总功率	耗电量 $/\text{kW}\cdot\text{h}$
100%	3	1	16.5	66
90%	3	0.9	14.85	638.55
80%	3	0.8	13.2	2376
70%	3	0.7	11.55	4146.45
60%	2	0.91	10.01	3973.97
50%	2	0.76	8.36	4029.52
40%	2	0.61	6.71	4207.17
30%	1	0.91	5.005	3568.565
20%	1	0.61	3.355	2539.735
年累计耗电量 $/\text{kW}\cdot\text{h}$			27012.1	
年运行费用 / 元			27822.46	

3.1.2 冬季运行费用

(1) 天然气费用

选用制热量为 600kW 的锅炉三台,采暖供水温度为 $60/50^\circ\text{C}$,锅炉效率为 88% ,单台锅炉总耗电量为 2.2kW 。查得长沙天然气热值大约为 $34.43\text{MJ}/\text{m}^3$,根据公式 2,得天然气费用计算如表 6。

耗热量 $\times 3600 = \text{燃气量} \times \text{热值} \times \text{锅炉效率}$ (2)

表 6 天然气费用计算表

季节 / 月	耗热量 $/\text{MW}\cdot\text{h}$	燃气量 $/\text{kNm}^3$	天然气单价 $/\text{元}/\text{Nm}^3$	运行费用 $/\text{万元}$	总费用 $/\text{万元}$
旺季	1104.12	129.72	3.35	43.45	55.08
淡季	319.28	37.51	3.10	11.63	
平季	0	0	2.79	0	

(2) 锅炉耗电

根据表 2,可由公式计算锅炉耗电费用:

$$Y = (2.2 \times 2441 + 4.4 \times 372 + 6.6 \times 7) \times 1.03 = 7264.8 \text{ 元}$$

(3) 采暖热水泵

选取型号为 NBE 65-160/143 水泵三台(两用一备),功率为 11kW ,转速 $n=1480\text{r}/\text{min}$,估算扬程为 22m ,流量为 $190\text{m}^3/\text{h}$ 。得到热水泵全年运行费用计算如表 7。

3.1.3 全年运行费用

若采用冷水机组加锅炉方案,全年总运行费用为 136.29 万元,其中夏季运行费用为 78.39 元,冬季运行费用为 57.90 元。按建筑面积为 23436.4m^2 ,

表 7 热水泵全年运行费用计算表

负荷频率	水泵开启台数	转速比	泵总功率	耗电量 $/\text{kW}\cdot\text{h}$
100%	2	1	20.80	62
90%	2	0.90	18.30	55
80%	2	0.80	15.50	16
70%	2	0.90	13.20	0
60%	2	0.96	12.00	60
50%	1	0.88	10.90	676
40%	1	0.77	8.82	5248
30%	1	0.90	7.63	8698
20%	1	0.90	4.27	5350
年累计耗电量 $/\text{kW}\cdot\text{h}$			20325	
年运行费用 / 元			20935	

全年单位面积空调费用约为 58.15 元。

3.2 方案二

在溶液调湿空调系统中,冷源只需承担室内显热负荷,本此设计中,酒店夏季室内显热冷负荷为 1045.81kW ,选用冷水主机为中高端冷水机组,供回水温度为 $14/19^\circ\text{C}$ 高温冷水,因此选择两台高效螺杆式冷水主机,高温工况制冷量为 580kW ,功率为 100kW ,主机 COP 为 5.80 。

在溶液调湿空调系统中,热源只需承担室内显热负荷,本此设计中,酒店冬季室内显热热负荷为 664.27kW ,选用燃气锅炉为热源,供回水温度为 $50/45^\circ\text{C}$ 热水,因此选择一台制热量 700kW 的燃气锅炉,效率为 89% ,单台锅炉耗电量 2.2kW 。

采用以上相同计算方法得到采用高温冷水机组 + 溶液除湿空调 + 锅炉的方案的全年总运行费用为 114.93 万元,其中夏季运行费用为 66.03 万元,冬季运行费用为 48.90 万元。按建筑面积为 23436.4m^2 ,全年单位面积空调费用约为 49.04 元。

4.3 对比分析

通过上述计算,两种系统的性能比较如下表。

表 8 两种方案性能对比

方案	单位面积年运行费用 $/(\text{元}/\text{m}^2)$	单位面积主要设备初投资 $/(\text{元}/\text{m}^2)$
方案一	58.15	244.47
方案二	49.04	287.93

相对于方案一来说,方案二设备的初投资高,但运行费用较低,若采用溶液除湿空调系统,回收期计算如下式:

$$(287.93 - 244.47) \div (58.15 - 49.04) = 4.77 \text{ 年}$$

从运行费用的角度分析,该酒店空调工程采用溶液除湿空调系统(高温冷水机组 + 溶液除湿空调 + 锅炉)的方案比较合适。

4 结论

综上所述,可得出以下结论:

(1) 方案二的单位面积年运行费用比方案一低

9.11 元 /m²，主要设备的投资费用比方案一高 43.46 元 /m²，采用方案二回收期为 5.04 年；

（2）采用高温冷水机组进行制冷，由于提高冷水温度，使得运行费用大大缩减，响应国家节能减排号召；

（3）采用溶液除湿空调系统具有温、湿度独立控制的特点，但由于溶液除湿原理的限制，在应用到具体工程项目时还应该综合分析建筑特性及适用性。

参考文献

[1] 张本利. 基于运行能效比的空调系统节能研究

[D]. 天津大学, 2014.

[2] 杨华, 曹磊, 金凤云. 正能量建筑空调系统方案经济性及室内热舒适性分析 [J]. 建筑节能, 2018, 46(04): 144-148.

[3] 温珊珊. 中央空调系统全年综合能效比计算方法的研究 [D]. 2011.

[4] 郭红军. 公共建筑空调系统设计综合能效比计算方法的研究 [D]. 重庆大学, 2010.

[5] 钟玮. 我国建筑中央空调能耗现状及全面节能措施 [D]. 重庆大学, 2004.

直接蒸发冷却填料三维流场的数值模拟

曹旭楠, 刘 合, 辛军哲

(广州大学, 广州 510006)

[摘 要] 为了得到正弦波纹板三维流场内部流动与传热特点, 本文选用波纹板填料相邻两个填料片之间的流道作为计算区域, 对波纹型填料建立了三维模型, 并考虑了填料的传热传质过程, 运用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型对波纹型填料进行了数值模拟, 得到了填料三维流动区域的速度场、压力场、温度场、相对湿度场以及局部微观区域的流动特点。结果显示在填料典型通道的进口位置容易受到强对流的影响, 气流的流动发生急剧变化, 温度也会急剧降低。在经过两个波纹通道之后, 气流开始趋于相对稳定的单调降低。

[关键词] 正弦波纹板; 填料; 数值模拟

0 前言

填料是直接蒸发冷却设备中最为核心部件, 它作为气液两相传热传质的表面, 为空气的热湿处理提供了条件。填料性能的好坏是决定直接蒸发冷却设备的重要因素之一, 填料内部流动和传热过程比较复杂, 采用简单的传热与传质公式进行直接计算并不能反映填料内部真实的流动规律。因此为了探寻填料内部的流动特点和传热规律, 为填料的优化设计提供理论依据, 许多国内外学者均借助 CFD 技术, 通过数值模拟来对填料进行分析和计算。

目前, 对填料的数值模拟计算大多都是针对交叉三角形波纹流道进行的。Raynal 等^[1] 对这种交叉三角形波纹填料其中的一个标准交叉单元通道建立了三维充分发展流计算模型。其对单相气体在不考虑传热传质下, 分别使用标准 $k-\varepsilon$ 模型、可实现 $k-\varepsilon$ 模型、重整化 $k-\varepsilon$ 模型对不同网格尺寸下的填料压降进行了模拟, 认为重整化 $k-\varepsilon$ 更适合三角形波纹板填料的模拟。该作者进而采用两维模型, 利用 VOF 模型模拟计算了这种填料结构在考虑了液体的影响后的通道阻力变化特点。张西雷^[2] 对这种交叉三角形波纹填料中的数个标准交叉单元通道建立了三维充分发展流计算模型。其对单相气体在不考虑传热的情况下, 采用低雷诺数 $k-\varepsilon$ 模型对该流场进行了计算。文中还通过扩散方程和化学反应方程, 计算了壁面传质系数的大小。计算结果表明, 流体在填料中主要沿着填料的主体方向流动, 但一部分流体会与交叉通道内的流体发生混合, 形成漩涡。杜鹃^[3] 和 Wu^[4] 将交叉正弦波纹流道的填料简化为一水平面上的二维气体流场, 并考虑填料在表面湿膜上由于水蒸发对该气体流动的影响。其采用了零方程紊流模型并假设填料表面水膜均匀、温度恒定、水膜很薄并忽略其厚度, 得到了填料水平面上温度场和相对湿度场的分布, 分析了不同因素对填料蒸发冷却效率及出口空气状态的影响。Beshkani^[5] 将交

叉正弦波纹流道的填料简化为一边平直、另一边正弦波纹变化的二维通道。并考虑到填料结构和流动的对称性, 仅对半正弦单元的流动进行研究。其假设水和空气之间流动相互垂直、气体做层流流动、填料表面水膜均匀、温度恒定、水膜很薄并忽略其厚度, 计算得到流场的速度分布和温度分布, 文中也讨论了进口参数对蒸发效率和压力损失的影响。

本文将通过对两片相互交叉的正弦波纹纸基填料板所形成的三维通道, 按照实际流动边界条件进行紊流流动的计算, 以得到尽可能符合实际流动特征的计算结果。

1 物理模型及假设

1.1 物理模型

图 1 为交叉正弦波纹型填料的结构示意图。整个填料由倾斜角度不同的两种规格正弦波纹纸基填料板交替粘结而成, 两个填料片的中间区域构成了空气与湿膜的流道。在不考虑布水密度不均匀性的影响后, 任意两个填料片之间的流动具有对称性。因此, 本文仅将以两个填料片之间区域组成的流道作为研究对象, 如图 2 所示。图中各尺寸如表 1 所示。

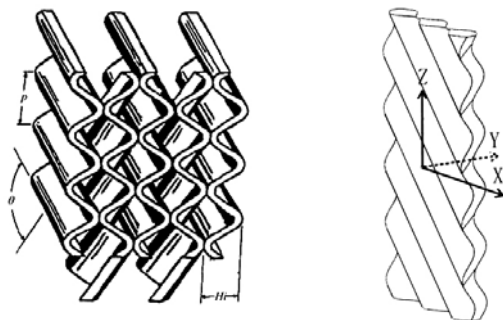


图 1 交叉波纹通道结构示意图 图 2 物理模型

表 1 波纹填料尺寸及坐标范围

填料类型	波高 (mm)	波距 h (mm)	波纹倾角 (度)	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
T5090	5	13.1	45+45	-100~100	0~10	-25~25

1.2 模型假设

直接蒸发冷却过程不但涉及到气相流动,同时还存在着液相流动,为了使问题趋于简单化,我们对该问题做出如下假设:

(1) 整个装置处于一种稳定的工况下运行;

(2) 对通道内的流体仅按照单相气体进行其流动和传热的计算。忽略因外界环境变化和内部热质交换所引起的流体物性参数的变化,空气为不可压缩的牛顿流体,忽略质量力;

(3) 淋水装置的淋水量正好可以润湿填料表面,且填料表面形成一层均匀的水膜。忽略水膜厚度和流速;

(4) 假设直接和液面接触的薄层气体是饱和的,其蒸汽分压力等于液面温度下的饱和压力。该饱和空气层厚度忽略不计,其与主流空气连续接触;

(5) 水膜温度恒定且等于入口空气的湿球温度,液面上水蒸发所需要的热量全部由通道中空气通过其与水膜的对流换热获得。空气和水与外界处于一个绝热的环境。

2 控制方程及其求解方法

2.1 控制方程

假设流道中的气体为不可压缩流体作恒定流动,其连续性方程、运动方程和能量方程分别如下:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u'_i u'_j}) - \frac{\partial p}{\partial x_i} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho T u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j}(\frac{\lambda}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x_j} - \rho \overline{T' u'_j}) \\ + \frac{\mu}{c_p} \frac{\partial u_j}{\partial x_i}(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}) \end{aligned} \quad (3)$$

式中: $-\rho \overline{u'_i u'_j}$ 是作用在微元体表面上的惯性切应力。 $-\rho \overline{T' u'_j}$ 为温度紊流脉动附加项。

2.2 紊流模型

紊流惯性切应力 $-\rho \overline{u'_i u'_j}$ 采用 Boussinesq 假设:

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (4)$$

并设:

$$-\rho \overline{T' u'_j} = \frac{\mu_t}{\sigma_T} \frac{\partial T}{\partial x_j} \quad (5)$$

式中, μ_t 为紊流粘度,其采用标准 $k-\varepsilon$ 模型进行模拟。

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (6)$$

式中湍流动能 k 和湍流耗散率 ε , 分别由下两式求出:

$$\frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j}[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}) \frac{\partial k}{\partial x_j}] + G_k - \rho \varepsilon \quad (7)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j}[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}] + G_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - G_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (8)$$

式中:

$$G_k = \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j}(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j})$$

常数项: $C_\mu=0.09$, $C_{1\varepsilon}=1.44$, $C_{2\varepsilon}=1.92$, $\sigma_k=1.0$, $\sigma_\varepsilon=1.3$, $\sigma_T=0.9$, $Sc_t=0.7$ 。

2.3 边界条件

(1) 进口边界条件:

空气流速: $u_x=0$, $u_y=0$, $u_z=u_0$;

空气温度: $T=T_0$;

湍流动能: $k=\frac{2}{3}(u_0 I)^2$ 。式中 I 为湍流强度,在此取 5%;

湍流耗散率: $\varepsilon=C_\mu^{3/4} \frac{k^{3/2}}{l}$ 。

式中: $C_\mu=0.09$, 取 $l=0.07 \cdot D_h$, D_h 为填料结构的水力直径,在此取为 0.2m;

(2) 出口边界条件

按照局部单向化边界条件处理。

(3) 近壁区条件

按非平衡壁面函数进行计算,其中:

水膜表面空气速度: $u_i=0$;

水膜表面空气温度: $T=T_w$ 。

2.4 求解方法

压力速度耦合采用 SIMPLE 算法,压力项采用线性插值的方法。为了加快迭代收敛的速度,改变动量方程的松弛因子为 0.8,其他保持默认值。同时除了能量方程默认的残差值为 10^{-6} 以外,其余各方程参数的残差都默认为 10^{-3} ,当残差低于这一数值时,即认为收敛。本文也选用默认值,最后进行迭代计算直至收敛。

3 模拟结果分析

3.1 典型通道断面内的速度分布特点

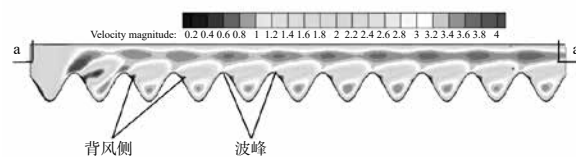


图3 沿填料通道方向的速度等势图

图3为 100mm 厚的 T5090 填料,在进口空气干球温度为 35℃,含湿量为 0.0143kg/kg_干,进口空气流速为 1.8m/s 时沿填料通道方向速度等势图的分布。从图中速度场的分布可以看出,由于在波峰的作用下,主流通道的空气在跨过波峰时,由于波峰的阻挡作用,气流有上升的趋势,且在填料通道波

峰的上部偏右侧速度达到最大。在填料下面通道的背风处没有主流通道空气的影响,速度较小。从整个填料通道来看,在气流通过两个填料单元格后速度场就比较稳定,沿填料通道方向速度场发生着有规律的变化,在两个填料通道处由于速度场的叠加,因此流速增大;且在下面通道的填料单元格中心处气流速度也较大。而在靠近填料的壁面处,由于流体粘性及摩擦阻力的影响,流体流动速度较小。

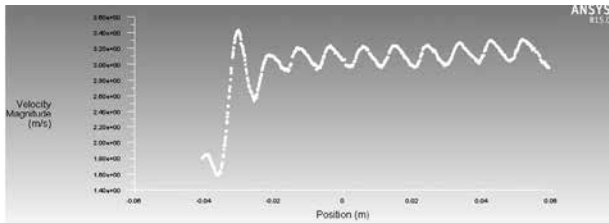


图4 速度分布图

图4为在图3所示的填料通道沿a-a处切线上的速度分布图。从该条直线上的速度分布可以清楚地看出当流体刚进入填料通道后,由于流体暂时还未受到下面填料通道速度场的影响,因此在摩擦阻力等的作用下,速度会稍微的下降。但是很快的在经过第一个波峰时,一方面由于受到波峰的影响,另一方面上面通道的流体开始受到下面流道的空气流速影响,因此速度急剧增大,这在图3的速度分布中也可以看出。当流速增加到最大时,又开始慢慢降低,但流速慢慢趋于稳定,开始发生着有规律的变化,即先增大后变小,形成一个波纹形状,直至填料末端。

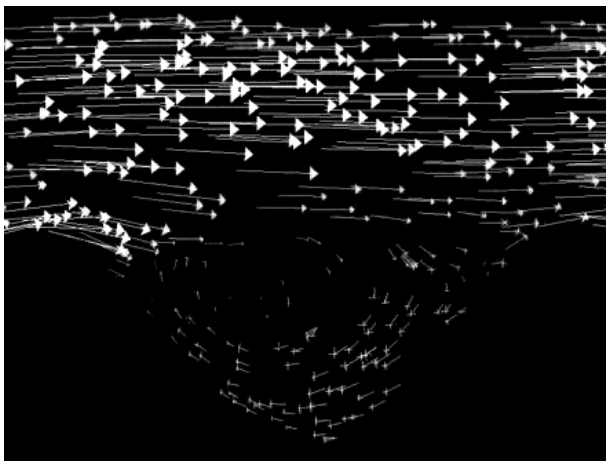


图5 速度矢量图

图5为在图3所示的填料下方第五个通道的横截面速度矢量分布图。从图中可以看出,在通道横截面上,流体除了沿主流通道方向流动外,还在横断面方向存在一个个小的漩涡,漩涡的走向沿顺时

针方向,且漩涡的中心偏向背风侧方向,这些漩涡的形成主要由于流体的流动方向突然发生变化,因此形成旋涡。漩涡的形成破坏了边界层的流动,因此有利于填料的传热传质。

3.2 压强分布特点

图6为沿填料通道方向压力场的分布,从压力场的分布可以看出,压力的分布比较杂乱,没有什么很明显的规律,不过依然可以看到在靠近波峰的位置,压强的变化比较剧烈。从总体来看在填料进口处压力较大,沿着填料通道方向压力逐渐降低,在填料出口处形成了一定的负压。图7为图3所示填料通道沿a-a处切线上的压力分布。从这条线上的压力分布可以清楚地看出,流体沿填料通道的压强是逐渐降低的,但是压强的变化并不是成线性分布,在进入填料单元格的前半部分压强下降较快,而在后半部分压强下降较慢,这从图中曲线的斜率可以清楚地看出来。在上面的速度场的分布中我们发现,在流体的速度达到稳定后,速度的最大值出现在波峰上方偏右的位置,此处正位于填料单元格的前半部分,而后速度慢慢下降,不断呈波纹型变化,压强的变化正符合这一趋势,在速度增大时,局部阻力损失较大,因此压强下降比较快,而在速度变小的时候,局部阻力损失也减小,因此压强下降的趋势比较平缓。

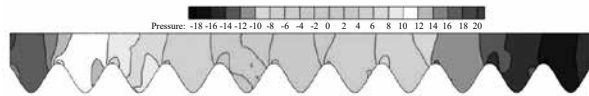


图6 沿填料通道方向压力场的分布

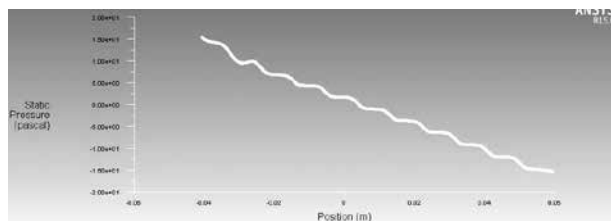


图7 压强分布图

3.3 温度分布特点

图8为沿填料通道方向温度场的分布,从温度场的分布可以看出,在上面填料通道流动空气的影响下,下面填料通道的空气会偏离填料中心,温度变化的中心更接近于迎风面一侧,而在背风面一侧,由于波峰的影响,会造成湍流动能的增大,从而加强了空气之间的扰动,造成换热的增强。并且在上面速度场的分析中,我们知道在下面填料通道的背

风处, 由于不会受到主流通道空气的影响, 因此流速较小, 正因为流速较小, 从而使背风侧的空气与壁面接触的时间变长, 因此换热也会增强, 这从背风侧等温线的分布可以看出。而从填料通道整体来看, 当空气刚进入填料通道以后, 温度场变化迅速, 等温线分布比较细密, 且越靠近填料壁面处温度变化越快; 填料通道中空气的温度变化集中在前半部分, 当空气经过一段距离后, 由于空气与壁面之间的温差越来越小, 换热能力逐渐减弱, 并且从图中可以看出在最后两个填料单元格中温度场几乎已经不再变化, 由此可见当填料达到一定厚度后, 想要通过增加填料厚度来增强换热是不合适的, 因为随着换热的进行, 流体的温度逐渐接近填料的壁温, 几乎不再换热, 而随着填料厚度的增加, 换热量不会增加很多, 但是却会造成巨大的压力损失, 从而使风机功耗增加, 浪费能源。

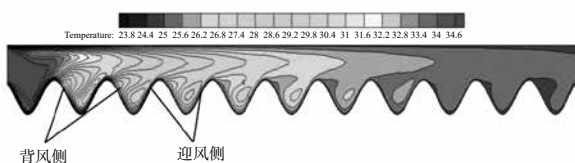


图 8 沿填料通道方向温度场的分布

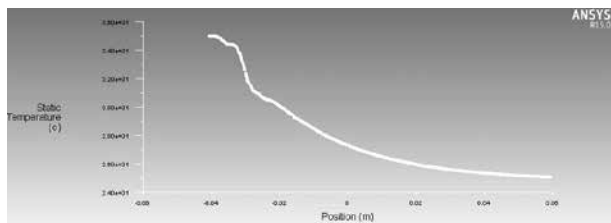


图 9 温度分布图

图 9 为图 3 填料通道沿 a-a 处切线上的温度分布。在上面的分析中, 我们从等温线的分布可以看出随着填料厚度的增长, 温度变化越来越弱, 从图 9 温度变化的斜率我们可以更直观的看出来这一变化。在图 9 中空气的入口侧温度变化比较缓慢, 但是在流速趋于稳定后, 刚开始换热剧烈, 慢慢则趋于稳定, 直到填料的末端, 温度的变化已经趋于一条直线, 温度几乎不再变化。

3.4 相对湿度分布特点

图 10 为沿填料通道方向相对湿度的分布, 从图中可以看出相对湿度的分布于温度场的分布具有相似性。在速度场的分析中, 我们知道由于背风面没有受到速度叠加场的影响, 因此速度较小, 加强了换热, 而从水蒸气质量浓度的分布也可以看出, 在背风处水蒸气质量浓度变化较快。从整体来看水蒸气质量浓度的变化与温度场的变化都是在填料进口

段及紧贴填料壁时的浓度变化明显, 但随着进口空气湿度的不断增大, 空气与饱和空气层的浓度差越来越小, 因此分子的扩散能力逐渐减弱, 浓度变化也不再那么明显, 并且由此可以得出结论, 当填料达到一定厚度后, 填料的温降有限, 而湿度却会不断增加, 这样会导致空调送风的相对湿度偏大, 造成人体的不舒适。

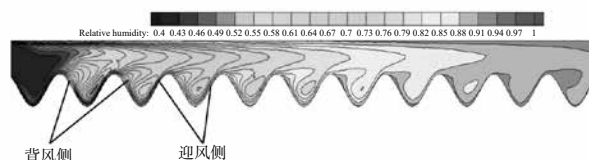


图 10 沿填料通道方向相对湿度的分布

4 结论

(1) 两片波纹型填料所构成的两组交叉通道内存在着明显的二次流现象。由于在交叉通道内的流体受到主流方向的流体影响不同, 因此二次流的大小并不完全一样, 且二次流的中心偏向背风侧。这些二次流的存在可以增加对边界层的扰动, 有利于换热。

(2) 在背风侧的波峰位置附近, 受到速度叠加场的影响较弱, 因此在背风侧流速较小。传热传质受到速度场的影响, 由于在背风侧流速较小, 流体与填料壁面的接触时间增长, 因此在背风侧传热比较强烈, 相对湿度变化也较快。

(3) 由于两片波纹型填料所构成的两组交叉通道之间互相影响, 流动处于高速紊流状态, 所以通道内的流速会在很短的范围内 (约为 3 倍的波距) 从进口的状态调整为流道内相对稳定的周期性变化状态。此时, 在波峰右上侧由于速度场的叠加, 速度达到最大, 随后慢慢减小, 在到达另一波峰位置处, 速度场又一次达到最大, 循环往复。压力场的计算结果与速度场的计算结果相一致, 也是呈现周期性变化状态, 并且沿通道方向呈线性减小的趋势。温度场沿通道呈单下降趋势, 在前半段波纹通道内 (约为 5 倍的波距) 温度场变化剧烈, 其后变化趋势慢慢减弱, 直至接近进口空气的湿球温度。相对湿度的变化沿通道呈单上升趋势, 与温度场的变化趋势相同, 在前半段变化剧烈, 随后慢慢减弱。

参考文献

- [1] Ludovic Raynal, Christophe Boyer, Jean-Pierre Ballaguet. Liquid Holdup and Pressure Drop Determination in Structured Packing with CFD Simulations[J]. Canadian Journal of Chemical Engineering, 2004, 82(5): 871-879.
- [2] 张西雷, 梁宝臣, 张燕来. 规整填料内气体流动

- 和传质的 CFD 模拟 [J]. 化学反应工程与工艺, 2013, 29(01): 65–74.
- [3] 杜鹃, 武俊梅, 黄翔. 直接蒸发冷却系统传热传质过程的数值模拟 [J]. 制冷与空调, 2005, 5(2):28–33.
- [4] J.M. Wu, X. Huang, H. Zhang. Numerical investigation on the heat and mass transfer in a direct evaporative cooler[J]: Applied Thermal Engineering, 2009, (29): 195–201.
- [5] A. Beshkani, R. Hosseini. Numerical modeling of rigid media evaporative cooler: Applied Thermal Engineering, 2006, (26):636–643.
- [6] 王福军. 计算流体力学分析 [J]. 清华大学出版社, 2004, (05):452–455.
- [7] 陶文铨. 数值传热学 [J]. 西安交通大学出版社, 2009, (05):1–10.
- [8] 丁杰. 间接蒸发冷却器的数值模拟及传热传质系数研究 [D]: 湖南大学, 2006.
- [9] 赵荣义, 范存养, 薛殿华. 空气调节 [M]. 中国建筑工业出版社, 2009.
- [10] 章梓雄, 董曾南. 粘性流体力学 [M]. 清华大学出版社, 2011.
- [11] SPALDING, D. B. Lectures in mathematical models of turbulence[M]. Academic Press, 1972.
- [12] 朱红钧, 林元华, 谢龙汉. 流体分析及仿真使用教程 [J]. 人民邮电出版社, 2010, (06):156–160+219–220.

北京地区垂直高度温度梯度对高层建筑负荷影响研究

桂晨曦¹, 燕 达¹, 肖 潺², 郭偲悦¹

(1. 清华大学, 北京 100084; 2. 国家气候中心, 北京 100081)

[摘 要] 近年来随着社会和经济的发展, 我国高层建筑的数量也逐渐增多。2017 年, 全球新建建筑中 200m 以上高度的建筑共 144 座, 其中 72 座在中国, 占全球总数的 53%。北京的高层建筑数量也快速增长。2009~2019 年间, 北京新建建筑中超过 100m 的建筑有 36 座, 其中大部分建筑高度在 325m 以下。建筑能耗模拟的结果受包括气象条件在内的多种因素影响, 由于气象参数在不同高度上的变化, 高层建筑的能耗特征与一般建筑物的能耗特征可能存在差异。目前已有研究中, 对于不同高度实测数据的气象参数变化研究较少, 且动态空调负荷及能耗模拟的研究多基于由模型得到的室外气象参数。本研究以北京气象塔 2007 年~2017 年的实测逐时干球温度数据为基础, 对垂直高度上的实际温度变化规律进行研究, 并基于得到的干球温度规律, 探究温度的逐时值和日较差变化对建筑冷热负荷的影响规律。另外基于十年的实际逐时温度数据, 对比了各高度水平实际气象数据下的建筑负荷模拟结果。结果表明, 垂直高度上的温度差异对于建筑累计冷热负荷有显著影响, 对于建筑尖峰负荷也有一定影响, 且建筑负荷结果的差异主要由于温度的逐时值差异导致, 受温度的日较差影响较小。

[关键词] 高层建筑; 空调负荷; 垂直高度温度梯度; 实测高塔气象数据

1 研究背景

近年来随着社会和经济的发展, 我国高层建筑的数量也逐渐增多。高层建筑通常指高度超过 50m 或超过 14 层的建筑物。超过 300m 的建筑物可称为超高层建筑。2017 年, 全球新建建筑中 200m 以上高度的建筑共 144 座, 其中 72 座在中国, 占全球总数的 53%。据世界高层建筑与都市人居学会统计, 目前我国拥有超过 150m 的建筑 1894 座, 拥有超过 200m 的建筑 680 座, 拥有超过 300m 的建筑 68 座, 拥有超过 150m、200m、300m 的建筑数量均在世界各国中排名第一。对于拥有 150m 以上建筑数量的前十名城市中, 我国的城市占 50%。北京的高层建筑数量也快速增长。2009~2019 年间, 北京新建建筑中超过 100m 的建筑有 36 座, 其中大部分建筑高度在 325m 以下, 超过 325m 的新建建筑仅两座。在未来计划的待建建筑中, 超过 325m 的超高层建筑数量也较少^[1]。

随着高层建筑高度和数量的增加, 高层建筑的建筑冷热负荷模拟计算也越来越重要。建筑能耗模拟的结果受多种因素影响, 包括气象条件、围护结构、室内环境参数、人员活动、系统设备类型及运行管理情况^[2]。由于温度、湿度等气象参数在不同高度上的变化, 高层建筑的能耗特征与一般建筑物的能耗特征可能存在差异。张春亮用中尺度数值模型天气研究与预测模型(WRF)对于千米级摩天大楼周边气象参数分布规律进行了研究, 并利用得到的气

象参数分布规律进行了动态空调负荷及能耗模拟计算^[3]。曹钧亮基于中尺度模型研究了大连地区室外环境的垂直方向变化, 以及对建筑空调负荷和风压热压作用效果的影响^[4]。陈亮选取了分布于各气候区的五个典型城市, 研究了由于风速和温度变化对夏季冷负荷和冬季热负荷的影响, 并给出了高度上的修正系数^[5]。目前已有研究中, 对于不同高度实测数据的气象参数变化研究较少, 且动态空调负荷及能耗模拟的研究多基于由模型得到的室外气象参数。

本研究以北京气象塔 2007 年~2017 年的实测逐时干球温度数据为基础, 对垂直高度上的实际温度变化规律进行研究, 并基于得到的干球温度规律, 探究温度的逐时值和日较差变化对建筑冷热负荷的影响规律。另外, 基于十年的实际逐时温度数据, 对比了各高度水平实际气象数据下的建筑负荷模拟结果。

2 研究内容

2.1 垂直高度实际温度变化的研究

本研究基于北京气象塔的 2007 年~2017 年的实测逐时干球温度对垂直高度实际温度变化规律进行研究。北京气象塔建于 1979 年, 位于北京市区三环路与四环路之间, 塔高 325m, 海拔高度约 49m。塔体通风良好, 共设有 15 层观测平台, 各观测平台距离地面高度分别为 8m、15m、32m、47m、65m、80m、100m、120m、140m、160m、180m、200m、

240m、280m、320m,可测量温度、湿度、风速风向等气象要素信息^[6]。本文主要对垂直高度上干球温度的逐时值以及日较差的差异进行研究分析。

同一时刻下,不同高度下的室外干球温度值有明显差异。图1为某一夏季日的各高度下的24h逐时干球温度,图2为某一冬季日的各高度下的24h逐时干球温度,横坐标为时刻,纵坐标为该时刻对应高度下的温度值。从图中明显看出较深颜色点的温度值偏低,即对于冬季日和夏季日,均有干球温度随垂直高度增加而降低的趋势。

进一步对垂直高度逐时温度的具体变化进行定量分析。对2016年~2017年夏季和冬季某月的逐时温度进行统计,图3为2016年~2017年7月

每100m温度变化值的统计结果,图5为2016年~2017年1月每100m温度变化值的统计结果,图中各点代表各时刻下每100m温度变化值。图4及图6为每100m温度变化频数分布图,由图中得对于冬季及夏季,频数分布最大范围均为每100m降低0.8~1.0℃。2007~2017十年逐时数据的统计结果如图7,频数分布最大范围为每100m降低0.8~1.0℃。

不同垂直高度下,温度的日较差也有所差异。图8为2015~2017年1月和7月的日较差统计结果,横坐标为各垂直高度,纵坐标为日较差的月平均值结果。由图中可以看出,随着垂直高度的增加,冬季和夏季的日较差均有降低的趋势,且冬季的日较差水平整体低于夏季。

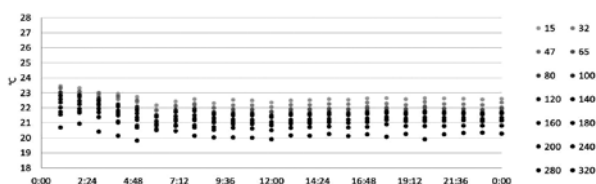


图1 2016年7月20日各高度干球温度

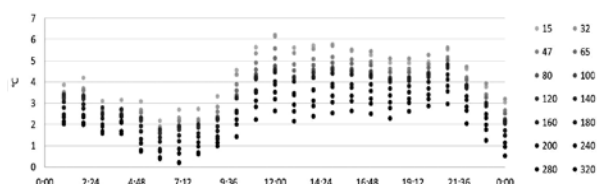


图2 2017年1月12日各高度干球温度

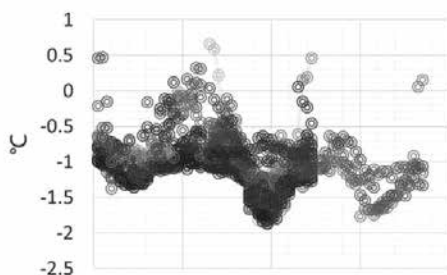


图3 每100m温度变化值(2016-7,2017-7)

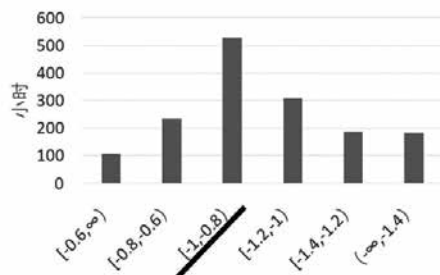


图4 每100m温度变化频数分布图(2016-7,2017-7)

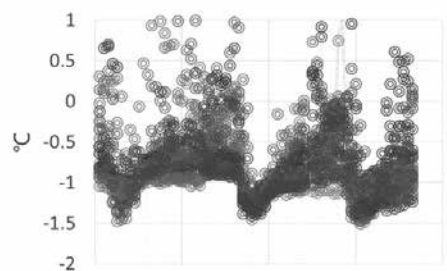


图5 每100m温度变化值(2016-1,2017-1)

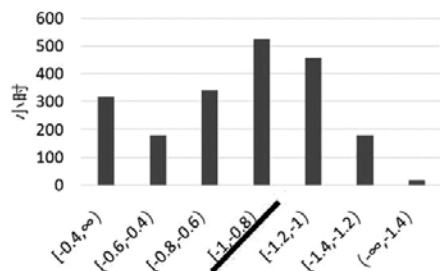


图6 每100m温度变化频数分布图((2016-1,2017-1)

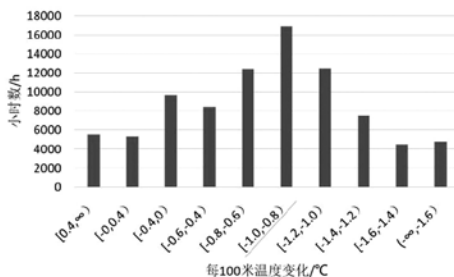


图7 每100m温度变化频数分布图(2007-2016, 87600h)

1.2 温度逐时值及日较差变化对建筑负荷结果的影响

本节基于以上对于垂直高度上温度的逐时值和日较差变化的分析结果,以地面高度的典型年数据为基础,生成各高度下的全年逐时温度值,使用建筑能耗模拟软件 DeST^[7] 进行模拟,分析温度逐时值及日较差的变化对建筑负荷结果的影响。

考虑对于 2007~2016 十年逐时数据统计,频数分布最大范围为每 100m 降低 0.8~1.0℃,因此所构建各高度全年逐时温度值取每 100m 降低 0.9℃。对于日较差的变化,令某一高度上日较差与地面高度日较差的比值为 x ,那么对于第 i 天有日平均温度 t_i ,温度日较差为 Δt_i ,其中 j 时刻温度为 t_{ij} 。在高度 h 上,取日较差 $\Delta t_i h = \Delta t_i \cdot x$, $0 < x < 1$,则第 j 时刻温度为 $t_i + (t_{ij} - t_i) \cdot x$ 。基于对实际日较差变化的分析,对应高度 $h=300\text{m}$, 240m , 180m , 120m , 60m ,取 $x=0.85$, 0.88 , 0.91 , 0.94 , 0.97 。

在建筑能耗模拟软件 DeST 中建立面积为 100m^2 的单房间建筑模型如图 8,该建筑模型共 3 层,四面外墙均有窗户,窗墙比为 0.3,模型的围护结构热工参数值根据 JGJ 26-1995《民用建筑节能设计标准》^[8] 确定,取标准中对应的限值。考虑模拟高层建筑中某一中间层在该高度下的建筑负荷结果,仅选取该模型中间层的模拟结果进行分析。为比较垂直高度温降及日较差减小对建筑负荷结果的影响,共设置两组算例,算例 1 的气象参数输入仅考虑垂直高度温降,算例 2 的气象参数输入同时考虑垂直高度温降及日较差减小的影响。

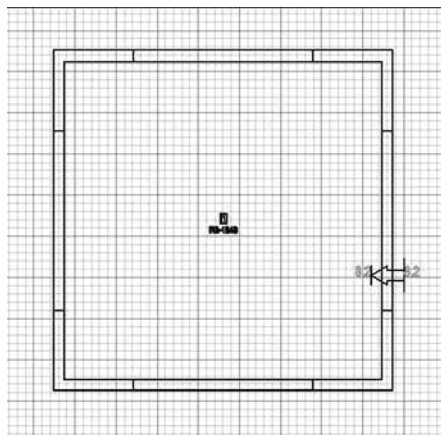


图 8 100m^2 建筑模型算例平面图

模拟结果如图 9~10 所示,由算例 1 的负荷模拟结果可以看出,垂直高度上的温度降低对于建筑热负荷及建筑冷负荷的结果均有显著影响,且对于建筑热负荷的影响与冷负荷相比更为明显。由算例 1 与算例 2 的结果对比可以看出,日较差随高度变化 ($x=0.85$, 0.88 , 0.91 , 0.94 , 0.97) 对建筑累计负荷和尖峰负荷的结果影响均较小。

1.3 垂直高度实际温度变化对建筑负荷结果的影响

本节基于 2007~2016 年的各高度水平的实测逐时温度数据,用建筑能耗模拟软件 DeST 进行模拟,并对得到的建筑负荷结果进行分析。用于模拟的建筑模型基于一栋高约 250m 的实际高层办公建筑建立,总建筑面积 10.6万 m^2 ,标准层面积 2200m^2 ,

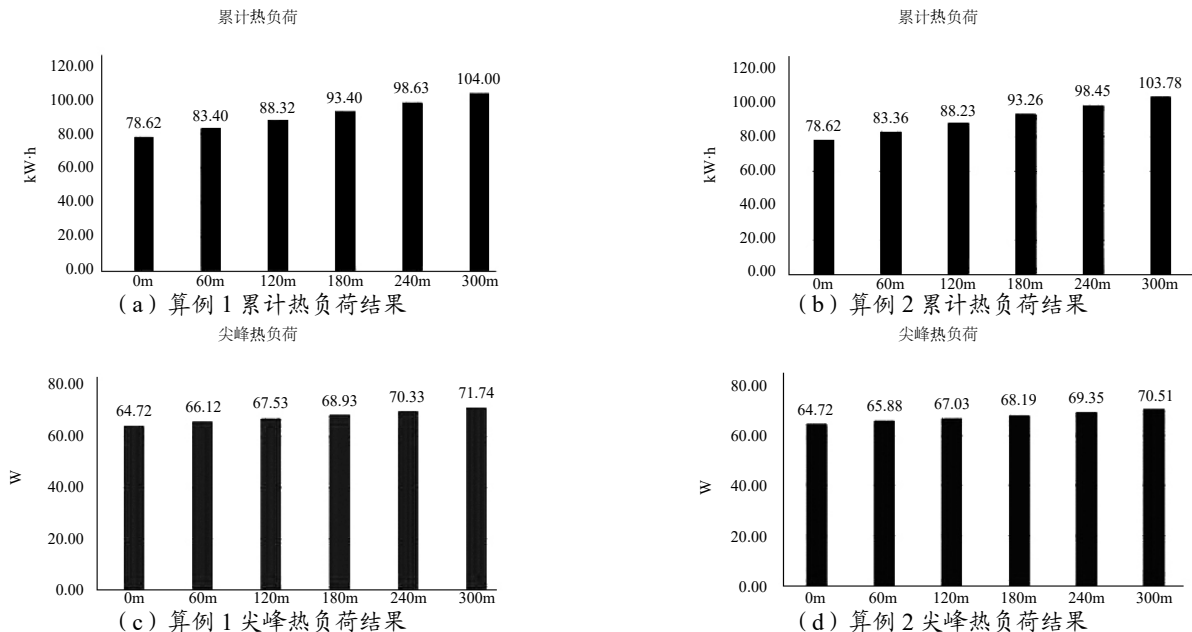


图 9 算例 1 及算例 2 建筑热负荷模拟结果

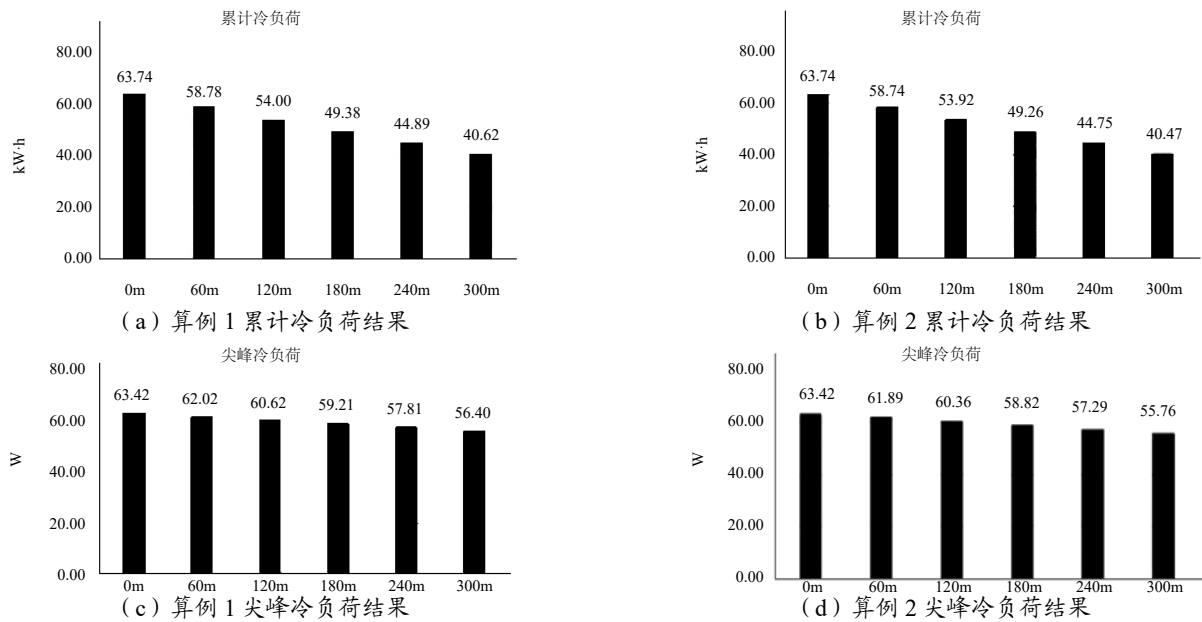


图 10 算例 1 及算例 2 建筑冷负荷模拟结果

空调面积 1760m²，模型示意图及平面图如图 11 所示。室内热扰参数根据建筑的实际情况确定如表 1，空调开启时间根据上班时间确定，开启时间为 7:00 到 21:00。根据围护结构的差异，分别根据 GB 50189-2005《公共建筑节能设计标准》^[9] 和 GB 50189-2015《公共建筑节能设计标准》^[10] 建立两种不同围护结构的模型 A 和模型 B，具体参数选择如表 2。考虑模拟高层建筑中某一中间层在该高度下的建筑负荷结果，仅选取该模型中间层的模拟结果进行分析。

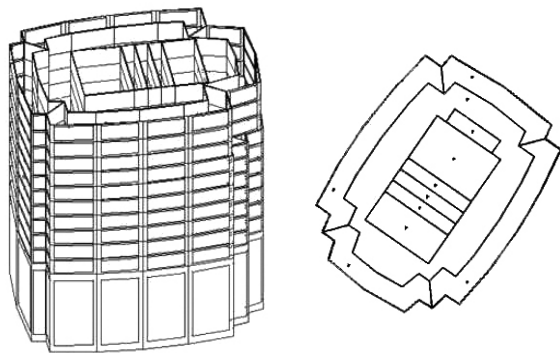


图 11 高层建筑模型示意图及平面图

表 1 模型室内热扰参数

	人员密度 (人/m ²)	人均发热量 (W)	人均产湿量 (kg/h)	照明功率 (W/m ²)	设备功率 (W/m ²)
门厅	0.4	58	0.184	15	0
办公室	0.1	66	0.102	18	13
电梯间	0.2	58	0.184	5	0

表 2 模型室内热扰参数

	2005 年标准 (模型 A)	2015 年标准 (模型 B)
屋面 (含地下室室外顶板)	0.547W/(m ² ·k)	0.453W/(m ² ·k)
非透明幕墙	0.6W/(m ² ·k)	0.509W/(m ² ·k)
透明幕墙	遮阳系数 sc 0.45	遮阳系数 sc 0.5
	2W/(m ² ·k)	1.9W/(m ² ·k)

对于模型 A，图 12 为模拟得到的某一冬季日热负荷和夏季日冷负荷结果，及其对应的温度曲线。由负荷曲线可以看出，实际温度情况下，逐时负荷随高度增加有显著变化趋势，且热负荷随高度的变化趋势更为明显。

将 2007~2016 十年各高度的温度数据作为气象参数输入，模型 A 各年累计冷热负荷结果如图 13。图 13 (a) 和图 13 (c) 中横坐标为年份，纵坐标为 15 个高度水平值，对应高度和年份下的圆半径表示累计冷热负荷水平。图 13 (b) 和图 13 (d) 纵坐标为对应高度处累计冷热负荷与 8m 处累计冷热负荷的比值。由结果可知，对于各年份，累计冷负荷随高度增加而降低，累计热负荷随高度增加明显增大，且变化趋势与累计冷负荷相比更为显著。模型 B 的模拟结果如图 14，结果变化趋势与模型 A 相同。

尖峰负荷的模拟结果如图 15，由图可以看出尖峰负荷随高度增加也有一定变化趋势，尖峰热负荷随高度增大而增大，尖峰冷负荷随高度增加而降低，且尖峰热负荷的变化趋势更为明显。进一步对逐时热负荷曲线进行对比分析发现，同一年份各高度对应的尖峰负荷结果往往出现在同一时刻，且多数情

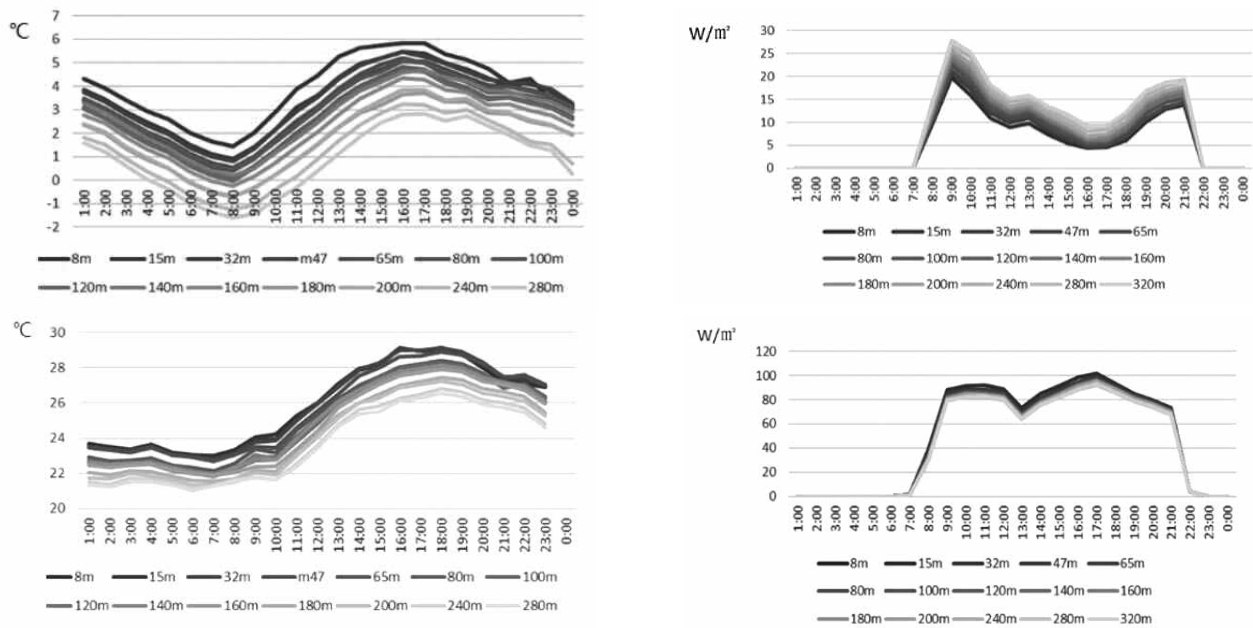


图 12 2005 年围护结构模型（模型 A）逐时负荷曲线模拟结果及对应温度曲线

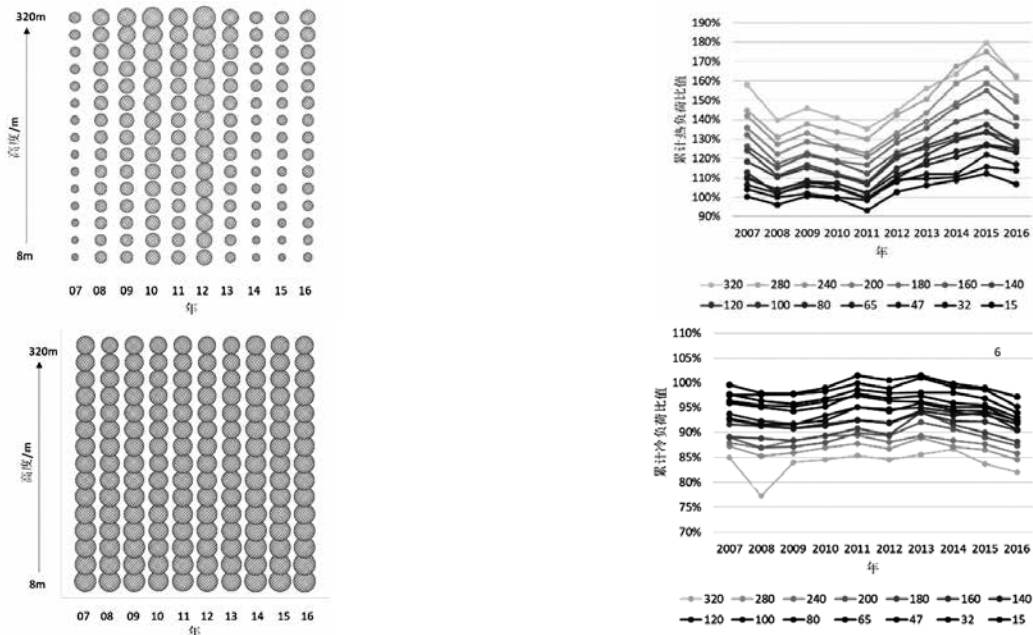


图 13 2005 年围护结构模型（模型 A）累计冷热负荷模拟结果



图 14 2015 年围护结构模型（模型 B）累计冷热负荷模拟结果



图 15 2005 年围护结构模型（模型 A）尖峰冷热负荷模拟结果

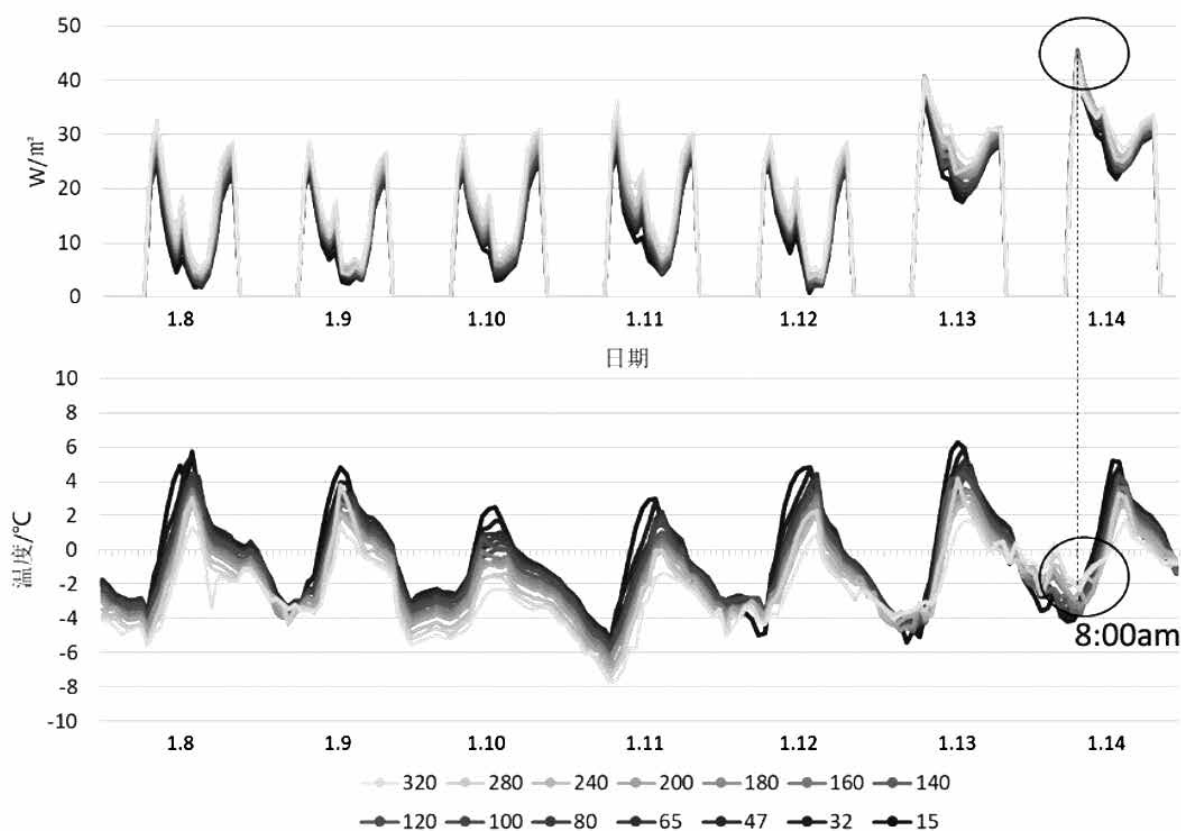


图 16 2005 年围护结构模型（模型 A）尖峰冷热负荷模拟结果与对应逐时温度

况下出现在周日上午 8 点，如图 16 所示。这是由于模型 A 与模型 B 均为办公建筑，周末在房间内的人员密度与工作日相比较低，使得周日早晨 8:00 空调启动时的负荷较大，而对于同一时刻，室外温度随高度增加有降低的趋势，因此导致这一时刻的逐时热负荷随高度增加而增加。由此得，尖峰热负荷随高度的变化主要由于温度逐时值的差异导致，而非日较差变化的影响。

3 结论

本研究对北京地区气象塔各高度实测干球温度数据进行分析，得到同一时刻下，随高度增加温度的逐时值显著降低，每 100m 约降低 0.9℃。温度的日较差也随高度增加而减小，且夏季的日较差值水平高于冬季。

基于实测得到的温度变化规律，得到不同高度的全年温度曲线，并作为输入气象参数进行建筑负

荷的模拟,结果显示温度逐时值的差异显著影响建筑累计热负荷结果,对累计冷负荷及尖峰负荷也有一定影响。而温度日较差的变化几乎不影响建筑负荷模拟结果。

另外本研究基于建筑能耗模拟软件 DeST 对于不同气象条件下的建筑负荷结果进行模拟计算,模拟结果表明,随高度增加,干球温度的差异对累计冷热负荷、尖峰冷热负荷均有影响,且对热负荷的影响更为显著。累计热负荷结果随高度增加而增加,累计冷负荷结果随高度增加而减小,这是由于温度的逐时值随高度增加而降低导致。尖峰热负荷结果随高度增加也有显著增加趋势,通过对逐时结果的对比分析,尖峰热负荷的差异主要由于温度的逐时值的差异导致,受日较差的影响较小。

参考文献

- [1] Council on tall buildings and urban habitat (2015), CTBUH Height Criteria.
- [2] 王闯. 有关建筑用能的人行为模拟研究 [D]. 2014.
- [3] 张春亮. 千米级摩天大楼空调动态负荷研究 [D]. 哈尔滨工业大学, 2013.
- [4] 曹钧亮. 寒区巨型建筑空调负荷与风压热压特性研究 [D]. 2017.
- [5] 陈亮. 不同气候分区超高层建筑空调负荷高度修正系数的研究 [J]. 暖通空调, 2014(5):36-41.
- [6] 彭珍. 北京 325m 气象塔观测资料的统计分析 [D]. 中国科学院研究生院 (大气物理研究所), 2005.
- [7] 清华大学 DeST 开发组. 建筑环境系统模拟分析方法 :DeST[M]. 中国建筑工业出版社, 2006.
- [8] 中国建筑科学研究院. JGJ 26-1995 民用建筑节能设计标准 [M]. 中国建筑工业出版社, 1995.
- [9] 中华人民共和国住房和城乡建设部. GB 50189-2005 公共建筑节能设计标准 [M]. 中国建筑工业出版社, 2005.
- [10] 中华人民共和国住房和城乡建设部. JGJ 26-2010 严寒和寒冷地区居住建筑节能设计标准 [M]. 中国建筑工业出版社, 2010.

空调系统自动控制策略的逻辑冲突和自洽性检验

王进宇², 兰 博¹, 田 喆³, 刘魁星^{1,2}

(1. 天津大学建筑学院, 天津 300072; 2. 天津大学国际工程师学院, 天津 300072;

3. 天津大学环境科学与工程学院, 天津 300072)

[摘 要] 中央空调系统的自动控制具有多方面的复杂性, 通常在制定控制策略时会出现不自洽的问题, 目前缺少有效的检验方法因此为自动控制设计和仿真工作带来阻碍。本文提出一种有效解决自洽性问题的方法, 系统地分析自洽性冲突产生的原因并给出冲突类型划分方式。给出一种控制策略三元组的描述方式, 并结合有向图模型提出基于变量关联的图形转换方法, 建立控制策略完整的数学描述模型。在此基础上, 将冲突产生的特征信息转化为数学规则从而实现自动的冲突检验。本文的研究内容最终应用于某实际建筑空调系统的自动控制策略预检验过程中, 最终验证结果表明了该方法的可行性。本文创新地提出一种中央空调自动控制策略的描述建模方法, 并对控制策略自洽性冲突的分析、检验提供了有效解决方案。

1 背景

中央空调自动控制系统的设计仿真具有一定的复杂性, 体现在: (1) 中央空调系统是水力(流量控制)和热力(能量控制)的耦合过程, 自动控制的设计需要考虑这种系统的耦合特性这是十分困难的。(2) 控制策略是实现自动控制的核心内容, 控制策略的输入涉及到大量的参数及控制设定操作, 参数设定的复杂性往往会产生一定的人工纰漏。因此在空调控制仿真过程中, 既要避免控制策略参数设定中的人工纰漏, 又需要处理好热力和水力的耦合关系。否则, 就会造成控制策略逻辑上不自洽的冲突。目前人们对于此类问题的研究较少且没有好的解决办法, 这为中央空调自动控制设计及仿真带来了障碍。

对于空调系统自动控制策略的研究, 一般认为其有两种类型: 简单的基于规则的策略和更先进的基于模型的策略^[1]。尽管基于模型的策略可能会带来更好的性能表现, 但由于可靠性和鲁棒性问题, 其使用仍然有限^[2]。江亿等人将工程及仿真中常见的控制策略总结为底层单参数闭环调节、上层全局性控制策略不同形式^[3]。目前业内研究主要集中于对实际空调系统控制策略的优化调整、来实现节能、舒适的目标^{[4][5]}。然而, 对于不同控制策略相互之间的关联影响性及相互自洽性的研究却少之又少。

参考计算机领域中的相关研究, IETF 组织指出网络管理中的策略冲突产生的原因来自于, 不同策略之间从规则上要求在相同条件下发生对同一个行为产生不同的判断^[6]。而在解决网络策略冲突检验时, 研究分为两种思路: (1) 建立标准化的策略描

述语言; 如: Ponder 语言^[7]、XACML 语言等^[8]。这些描述语言统一了策略的编写格式, 从而便于在既定格式基础上进行逻辑推导。(2) 另一种思路则是通过建立集合、图与网络等模型, 将策略的逻辑过程转化为直观的数学模型, 在此基础上开展检验工作^[9]。此类方法具有直观高效的特点, 应用较为广泛。

参考上述研究工作, 本文旨在提供一种解决方案, 在没有运行数据结果支撑分析的前提下通过对有限冲突类型梳理, 实现对控制策略的冲突问题预检验的目的, 从而为中央空调自动控制系统的设计、运行和仿真提供保障。本文的主要研究内容将包括以下三点: (1) 中央空调系统自动控制策略自洽性冲突的分类及说明; (2) 空调系统控制策略的数学描述方法; (3) 控制策略自洽性冲突自洽性检验的数学方法。

2 检验方法

2.1 空调系统控制策略的描述方法

2.2.1 设备系统形式描述方法

首先, 本文将通过对设备详细系统连接方式进行有向图转化, 实现对实际不同设备的串并联关系及上下游关系进行识别。这里我们提出一种将设备关联关系转换为图形数据的方法, 其中将每个单独的空调设备表示为一个顶点, 将设备之间的连接关系表示为边。从而建立有向图模型:

$$DG(V, E)$$

其中, 非空有限集合 $V\{v_1, v_2, v_3 \cdots v_n\}$ 为图 DG 的顶点集或节点集, V 中的每一个元素 v_i 称为该图的一个顶点或节点; 有序对集合 $E\{e_1, e_2, e_3 \cdots e_n\}$ 为图 DG 的边集, E 中的每一个元素 $ek=(v_i, v_j)$ 为从节点 v_i 到 v_j 的有向边。这里, 我们使用邻接矩阵的图形数

基金项目: “十三五”国家重点研发计划“建筑全性能联合仿真平台内核开发”(编号 2017YFC0702200)资助。

据表示方法,对于图 DG 中存在连接关系的节点 v_i 到 v_j , 邻接矩阵中对应位置元素记为 1。

2.2.2 控制策略的描述方法

控制策略是人们预先对某一系统或仪器设备定义其运行方式的一组逻辑规则和方法。对于任意一条控制策略,被控变量和控制变量通过控制方程的形式建立控制关系,如下式:

$$A=f(B)$$

式中: A 为控制方程的自变量表示控制策略中的控制量; B 为控制方程的因变量表示控制策略中的被控量; f 为反应控制关系的控制方程。

为了统一的对所有的控制策略建立描述方法,我们引入一个有序三元组形式:

$$G=(subject, target, function)$$

其中, $subject$ 为控制主体域,对应控制策略的控制量部分; $target$ 为控制客体域,对应控制策略的被控变量; $function$ 为控制方程。

每一条控制策略的引入,即通过控制方程的作用形式,将控制策略主、客体变量之间建立新的关联关系。对于不同的控制策略之间,可能存在作用在相同的变量上的情况,即不同控制策略作用的主客体变量可能存在交集,进而产生策略之间复杂的关联性。另一方面,中央空调系统中各参数变量具有较高的耦合特性,自动控制系统的设计运行同样需要考虑这种系统参数之间的耦合关系。综上所述,在引入控制策略之后,中央空调系统中不同参数变量之间,将形成一种错综复杂的关联网络。这种不同参数之间的关联关系对于判断控制策略的逻辑冲突是非常重要的。

同样,将上述参数变量之间复杂的关联网络用有向图的模型表示出来。但区别于设备系统形式的描述过程,本文提出一种新的基于变量关联的转换方法实现将空调系统中不同的参数变量类型生成图形数据。我们将每一个参数变量类型表示为一个节点 B_i ; 将上述对于变量之间的关联关系描述为节点之间的边,这里我们把变量之间,由于控制策略作用及系统固有关联所产生的耦合关系,抽象为变量之间的关联关系,表示为节点之间的连接弧。如图 1 所示。

2.2 自洽性冲突的分类和说明

本文的研究通过逻辑分析的方法,在没有实际系统运行数据结果支撑的前提下,实现对控制策略的冲突问题预检验。按照冲突表现形式的不同划分为两个不同的层面。首先,问题表现于控制策略的

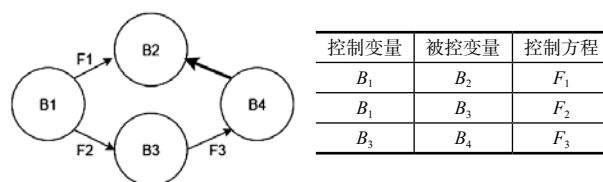


图 1 基于变量关联的方法生成图形数据
(B_2 到 B_4 为系统固有耦合关系)

作用对象之间的逻辑关系。控制策略的引入即通过控制方程的作用,将控制策略作用的主、客体变量之间建立新的约束关系。这种约束关系是自上而下进行匹配的,客体变量受到来自主体变量的控制方程约束,如上文所述不同控制策略作用对象可能存在重叠的情况,且空调系统中同时隐含着不同参数变量之间复杂的耦合关系。因此对于同一个或几个变量之间往往会产生相悖的控制要求,这是控制策略之间存在的逻辑性冲突,此类冲突由于较为抽象其表现形式往往较为隐蔽。其常见的几种表现形式如:(1)多条控制策略之间的作用客体变量重叠;(2)控制策略的主客体变量颠倒或不符合常规控制逻辑;(3)多条控制策略所作用的客体参数变量不同但存在固有的耦合关系。

另一方面,当控制策略涉及到详细的控制参数设定时,此时便需要对设定参数值进行详细的讨论,此类问题往往体现在控制策略设定的设备参数不满足先验领域知识的认识和理解。其常见的几种表现形式如:(1)不同设备参数变量之间的设定值不符合热力学性质;(2)不同设备参数变量之间的设定值不符合物理系统连接方式;(3)参数变量的设定值超出其正常存在的阈值范围。

表 1 自洽性冲突的表现形式及说明

冲突分类	冲突代号	表现形式	说明
逻辑问题	C_1	多管理者冲突	多个控制量控制同一个变量
	C_2	控制变量匹配冲突	控制变量的对应关系不匹配
	C_3	内在约束冲突	约束数量不等于变量数量
参数问题	C_4	参数物理关系	物理性质引起的赋值关系
	C_5	参数连接关系	连接方式引起的赋值关系
	C_6	参数阈值范围	参数本身数值的范围

2.3 自洽性冲突的数学检验方法

对于本研究中,首先基于上文给出的标准化描述方法将使用者设定的一系列外部信息进行数学表达描述,从而形成一组事实数据作为检验输入;另一方面我们将用以检验识别不同类型自洽性冲突问题相关的知识用一组形式化的规则表达建立检验依据,一般来说这种形式化的抽象规则常具有条件的判断结构,当规则的条件被满足时即检验定位出冲突发生位置及类别,继而给出检验结论。

表 3 控制策略的三元组表示方法

Subject	Target	Funtion	Subject	Target	Funtion
供冷量	CH ₁ /启停	CH ₁ /启停=0, 1	AHU/Δp	CHP ₁ /PU-rp	f ₃
供冷量	CH ₂ /启停	CH ₂ /启停=0, 1	AHU/Δp	CHP ₂ /PU-rp	f ₄
Sign	CH ₁ /Teo	CH ₁ /Teo=10	AHU/ΔT	CHP ₁ /PU-rp	f ₅
Sign	CH ₂ /Teo	CH ₂ /Teo=10	AHU/ΔT	CHP ₂ /PU-rp	f ₆
CH ₁ /Tci	CH ₁ /Tco	f ₁	CH ₁ /启停	CWP ₁ /启停	CWP ₁ /启停=CH ₁ /启停
CH ₂ /Tci	CH ₂ /Tco	f ₂	CH ₂ /启停	CWP ₂ /启停	CWP ₂ /启停=CH ₂ /启停
CH ₁ /启停	CT ₁ /启停	CT ₁ /启停=CH ₁ /启停	Sign	CWP ₁ /H	CWP ₁ /H=40
CH ₂ /启停	CT ₂ /启停	CT ₂ /启停=CH ₂ /启停	Sign	CWP ₂ /H	CWP ₂ /H=80
Sign	CT ₁ /fan-rp	CT ₁ /fan-rp=50	Sign	AHU/Ta	AHU/Ta=10
Sign	CT ₂ /fan-rp	CT ₂ /fan-rp=55	AHU/DU-Δp	AHU/fan-rp	f ₇
CH ₁ /启停	CHP ₁ /启停	CHP ₁ /启停=CH ₁ /启停	AHU/C-co ₂	AHU/新风比	f ₈
CH ₂ /启停	CHP ₂ /启停	CHP ₂ /启停=CH ₂ /启停	AHU/Ta -	AHU/水阀开度 -	f ₉

表 4 控制策略自洽性冲突的检验结果

冲突编号	冲突类型	冲突特征规则识别	检验结果
C ₄	参数 - 物理关系	先验规则: $CH/Teo(set) < AHU/Tsa(set)$ 当前策略: $CH/Teo \geq AHU/Tsa$	√
C ₅	参数 - 连接关系	先验规则: 设备 B _m 、B _n 并联, $B_m/H=B_n/H$ 当前策略: $C_{CT1-CWP1} = C_{CT1-CWP2} = C_{CWP1-CH1} = C_{CWP2-CH1} = 1$ and $CWP_1/H \neq CWP_2/H$	√
C ₃	逻辑 - 约束性冲突	当前策略: $connection(sign, CH/Teo$ $connection(CH/Tci, CH/Tco$ and $connection(CH/Teo, CH/Tco$	√
C ₁	逻辑 - “多管理者”冲突	当前策略: $connection(AHU/\Delta T, CHP/pum-rp)$ and $connection(AHU/\Delta P, CHP/pum-rp)$	√
C ₆	参数 - 阈值范围	先验规则: $CT/fan-rp \in [0, 50]$ 当前策略: $CT_2/fan-rp=55$	√

3.3 自洽性检验结果分析讨论

(3) 最后, 对(2)中获得的三元组和图形数据进行自洽性检验, 检验结果如表4所示。

我们考虑仿真设定中可能出现的人为疏忽, 设定了多组的潜在冲突。其中: C₄、C₅冲突表示在不同设备控制参数设定忽略其之间的物理关系和连接关系; C₃冲突表示由于冷机冷冻、冷却水温度之间存在的耦合关系导致的控制设定冗余的问题; C₁冲突表示考虑设定控制策略出现的客体变量重叠的疏忽; C₆冲突表示设定参数输入超过其限制阈值范围; 从结果来看, 本文提供的检验方法均可实现对上述不同种类潜在冲突有效识别。考虑到当前研究路线基于已知的有限冲突类型设计, 因此对于实际仿真建模过程中, 是否涉及认知以外的冲突问题, 还需要进一步的认识和梳理, 但本文从方法层面提供了解决思路。

综合来看, 本文提供了一种控制策略数学建模方法。对于仿真建模过程中, 本文提供的方法可实现在仿真计算开始之前对控制策略输入信息进行合理性及自洽性检验, 避免仿真过程逻辑错误, 保证仿真按预期进行。与现有仿真软件中报错机制比较, 该方法实现在仿真过程开始之前, 通过快速、直接的方式对潜在冲突的类型、原因及位置做出预检验

判断, 这将大大提高使用者在仿真过程中的纠错效率并减少不必要的错误等待时间。

以上案例研究过程通过 Python 语言编程实现。其中, 对于图的存储方式采用邻接矩阵作为主要数据存储结构, 检验过程中采用深度优先搜索遍历方法作为读取图的信息核心方法。

4 结论

本文创新性的指出一种空调系统控制策略自洽性冲突的问题, 此类问题实际存在于空调自动控制系统设计、运行及仿真过程中, 本文系统地研究了自洽性冲突产生的原因及过程, 并提供一种针对此类问题的有效解决办法。本文的研究内容对上述主题做出了以下三点贡献:

(1) 分析空调自动控制系统中, 控制策略自洽性冲突的产生原因和过程, 并给出自洽性冲突的分类;

(2) 从分析控制策略组成出发提出三元组的表达方法, 并基于图论的模型, 创新性的提出基于变量关联的图形数据转化方法。建立空调系统设备系统连接方式、及控制策略的数学描述模型;

(3) 基于上述描述模型, 提出一种面向有限冲突类型的中央空调自动控制系统中控制策略自洽性冲突问题的自动检验方法;

此外,本文提供的控制策略建模方法可以应用于其他不同的场景:如通过图形转换方法对实际建筑空调系统运行数据的分析和诊断,将动态运行的数据转化为节点,数据之间的关联规则转化为边,从而实现对于空调系统耦合数据类型的综合分析和诊断,此部分也将是我们下一阶段的研究内容。

参考文献

- [1] Feng F, Li Z. A Methodology to Identify Multiple Equipment Coordinated Control with Power Metering System[J]. Energy Procedia, 2017, 105:2499–2505.
- [2] Sun Y, Huang G, Li Z, et al. Multiplexed optimization for complex air conditioning systems[J]. Building and Environment, 2013, 65:99–108.
- [3] 清华大学 DeST 开发组. 建筑环境系统模拟分析方法:DeST[M]. 中国建筑工业出版社, 2006.
- [4] Tang R, Wang S, Shan K, et al. Optimal Control Strategy of Central Air-conditioning Systems of Buildings at Morning Start Period for Enhanced Energy Efficiency and Peak Demand Limiting[J]. Energy, 2018:S0360544218304304.
- [5] Mei J, Xia X. Energy-efficient predictive control of indoor thermal comfort and air quality in a direct expansion air conditioning system[J]. Applied Energy, 2017, 195:439–452.
- [6] Westerinen A, Schnizlein J, Strassner J, et al. Terminology for Policy-Based Management[J]. 2001.
- [7] Dulay N, Damianou N, Lupu E, et al. A Policy Language for the Management of Distributed Agents[C]// Agent-oriented Software Engineering II, Second International Workshop, Aose, Montreal, Canada, May 29, Revised Papers & Invited Contributions. 2002.
- [8] Ngo C, Demchenko Y, Laat C D. Decision Diagrams for XACML Policy Evaluation and Management[J]. Computers & Security, 2015, 49(5):1–16.
- [9] Kestler H A, André Müller, Gress T M, et al. Generalized Venn diagrams: a new method of visualizing complex genetic set relations[J]. Bioinformatics, 2005, 21(8):1592–1595.

基于自编码分析的住宅建筑用电模式及模型构建初探

晋 远, 燕 达, 康旭源

(清华大学建筑学院建筑节能研究中心, 北京 100084)

[摘 要] 在当今发展阶段, 能源短缺是各领域可持续发展需要解决克服的关键问题之一。极具潜力的解决方案是加大对可再生能源的整合, 将可再生能源与传统能源结合利用。然而, 可再生资源的特点不同于传统的电网能源系统, 因此在工程应用过程中, 建筑用电的负荷特性对电力一体化至关重要。在能源调配和用电需求侧响应的背景下, 本研究关注城市规模的不同家庭住户的用电模式, 并提出针对聚类结果分析的住宅用电负荷模拟方法。原始数据来自多户家庭智能电表的日常能耗测量。为避免“维数陷阱”, 本研究基于自编码器算法, 利用近邻算法对用电数据进行预处理, 提出异常值。对测试期间, 每户的日均用电和测试期间的日最大负荷(尖峰负荷)做聚类分析。针对每一类的用电模式, 本研究提出随机模型, 用于模拟每户的逐日用电负荷。该研究以中国南京市的住户为例, 对住宅建筑进行用电描述, 并提出用电负荷模拟方法, 本研究对于区域用电及储能规划具有一定的指导作用。

[关键词] 建筑用能; 用电模式; 随机模型; 自编码

0 引言

2016 年, 世界各国家庭住宅用电量占总用电量的比例为 27.2%^[1]。随着智能电网的发展和可再生能源技术发展, 可再生能源的集成利用成为有望节约能源、推动可持续发展的一大路径。在可持续能源与电网的整合期间, 需要使能源供给侧和消费侧在负荷规律模式上相一致。基于智能电表等能耗测量技术, 更容易分析不同时间步长下的用电量数据^[2,3]。从那以后, 出现了大量关于电力调配和需求侧响应的研究, 新的智能电网也给需求侧响应研究带来了许多挑战^[4-7]。不同时间步长的用电数据在不同的研究和工程应用方面具有不同的潜力。以小时为步长的数据有助于在一天内进行负载特性研究, 并指导精细化需求响应策略的制定。而每日数据有助于燃料供应和维护操作^[8], 同时也对区域范围的用电容量的设计和储能策略具有指导意义。

许多研究人员根据每日用电数据进行了分析, Valor^[9] 对日用电量与气温之间的关系进行了研究, 目的是模拟用电量对气象参数的响应规律。能耗与室外空气温度密切相关, 室外空气温度表明温度对供暖或制冷能耗的影响。该分析还将工作日和周末(包括假日)之间的数据相区分。与周末和节假日相比, 平日用电呈现出更强, 更清晰的相关性。Beccali^[10] 提出了一种基于无监督和 supervised 神经网络组合的方法来预测用电需求, 将电力使用与天气数据相关联, 包括温度, 相对湿度和太阳总辐射。除了回归和预测工作外, 许多研究人员还专注于聚类分析, 为了指导建筑物用能管理、监测异常电力消耗,

Li^[11] 用异常值识别方法对建筑物的能耗进行了分类。首先提取用电负荷特征, 用于异常值识别与分类工作。Wen^[12] 提出了一种基于形状的聚类方法来识别住宅建筑中的用电模式。关于用电数据的聚类分析方法有很多, 如 Dirichlet 过程混合模型、k-means 方法、模糊聚类和决策树聚类方法^[13-15]。Zhou^[16] 也使用改进的模糊 c-means 方法来对月度用电数据进行聚类。不同的算法满足不同规模和数量的数据要求。在聚类分析过程中, k-means 聚类方法比其他算法显示出优势^[12]。然而, 需要注意的是, k-means 聚类方法基于不同观测值之间的距离进行分析, 一旦观测目标维数达到一定大的范围, 就会发生“维数陷阱”, 聚类分析很可能不具代表性。在本研究中, 针对多维的用电数据, 采用近邻方法进行预处理和异常值提取的过程中, 为了避免“维数陷阱”, 研究从降维的角度出发, 采取了基于自编码的近邻分析, 对数据的异常值进行识别预处理。针对实际工程应用中的区域内用电的容量与储能设计, 本研究提出基于聚类的随机模型, 并通过指标进行模型的验证, 包括(1)区域内的总用电量, (2)区域中一年最大用电负荷日的电耗值, (3)区域内的日用电的分布情况。本研究选取南京市城区的用电数据, 进行了为期一年的高维日用电数据的分析与案例研究。

1 技术路线

本研究的重点是用电能耗数据的聚类分析与区域用电随机模型的构建。首先对数据进行预处理, 主要算法为基于自编码的近邻异常值监测算法, 避

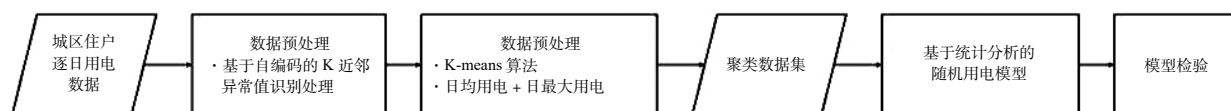


图 1 技术路线图

免数据集维数高带来的“维数陷阱”问题。其次，将每日平均用电量与最大日用电量量值作为聚类对象利用 k-means 算法进行聚类。然后针对聚类结果构建区域用电随机模拟模型，并提出检验指标，对模型进行评价。总体的技术路线图如图 1 所示。

1.1 数据预处理

数据预处理分为两部分。首先，需要清理数据。由于测量和记录的错误，电力使用数据存在不完整的现象。在本研究中，如果数据小于完整观察长度的 90%，则该户的用电数据将从整个数据集中删除。而剩余的用电数据，空白的用电量将按照该月的平均日用电能耗进行填补，以代表该户的平均用电水平。

其次，需要对用电数据的异常值进行监测并剔除，目前分析的异常原因有两种情况，一是智能电表本身的故障造成用电量读数异常，二是分析可能存在住宅建筑分类做公共建筑用，导致用电量异常。针对本研究中的长段时间段的逐日用电数据，由于数据点维数较高，因此提出基于自编码的 k 近邻异常值剔除方法，以避免维数过高带来的数据欧氏距离计算失效的问题^[17]。

异常值监测用于监测数据集中的异常情况，一般有异常指标值排序和确定异常值两个步骤。通常定义一个指标值来用于表示一个观察值的异常特性。在本研究中，异常值检测结合了 k 近邻算法，通过计算局部异常因子来进行离群检测^[18]。 k 近邻算法可以有效降低计算成本^[19]，在 k -近邻范围内，估算局部异常因子（LOF）这一指标用于代表每个观测点的“异常特性”大小。局部异常的计算方法体现了这一值取决于物体相对于周围邻域的孤立程度^[18]。可以理解为观测点的局部性密度与其 k 个近邻观测点密度的平均值。越是内部观察的 LOF 越接近 1，而异常值往往具有更大的 LOF 值。通过这种方式，识别并去除电力数据集的离群值观测值。由于样本的维数较高，因此在利用 k 近邻算法进行异常值剔除前，先利用自编码的方法对样本进行降维，起到主成分分析的作用。下文为自编码算法的说明。

降维的方法有多种，例如谐波分解、离散傅里叶变换和分段线性回归等^[20-22]。本研究中，通过引入自编码算法^[23]来起到降维的目的。自编码属于无监督的神经网络，包括三层结构，即输入层，输出

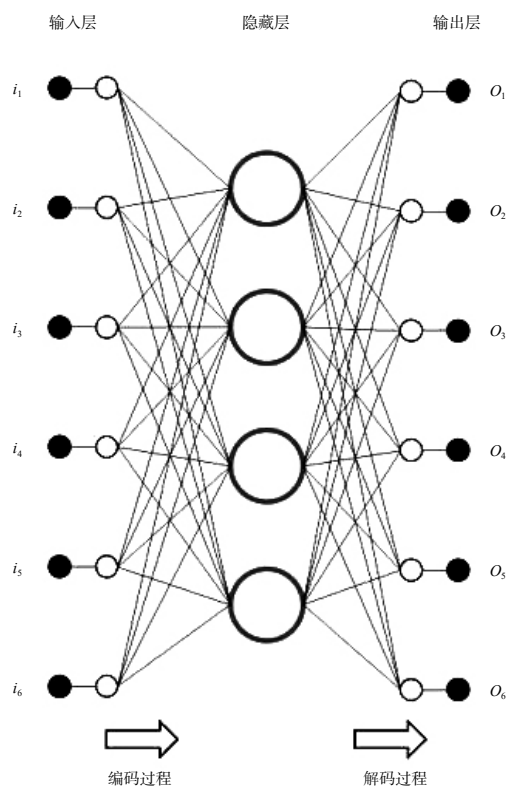


图 2 自编码算法的结构示意图

层和隐藏层。特殊性在于模型训练期间输入层和输出层完全相同（图 2）。通常采用向后传播算法进行模型的训练^[24]，通过训练，该模型可以很好地在输出层复现输入层几乎所有的信息。通过这种方式，有用信息被提取并保存在隐藏层的神经元中，隐藏层中的信息也足以表示输入层几乎所有的细节。从输入层到隐藏层被称为编码过程，而从隐藏层到输出层被称为解码过程。如果隐藏层的维数小于输入层的维数，则高维数据通过这一神经网络结构被简化为低维数据作为隐藏层中的数据，而这些数据足以再现输入层的信息，因此起到了主成分分析和降维的作用。由此，本研究将上述方法结合，提出基于自编码的 k 近邻异常值监测识别方法。

1.2 聚类分析

在本研究中，使用 k-means 算法进行聚类。为了确定合适的聚类类别数，在无法获得真实聚类数

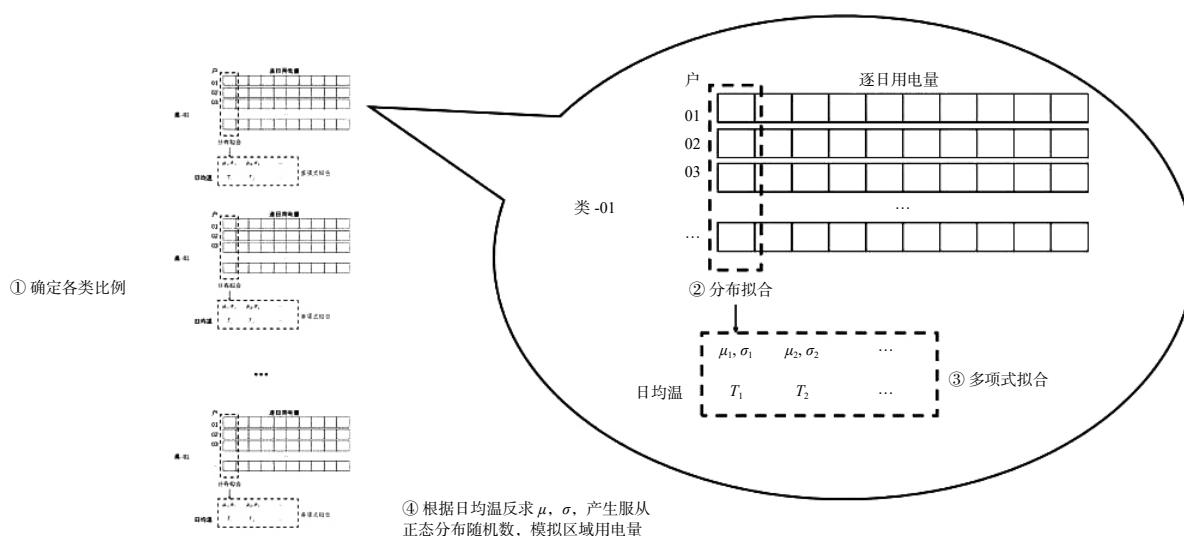


图3 区域随机用电负荷模型技术路线图

的情况下, 本文引入 Calinski-Harabaz 指数来指导聚类数的确定, CH 指数值越高表明本聚类数能更好地区分数据集, 聚类数更合理。本研究关注于区域级别的用电容量和储能的设计, 因此关注区域的总用电量、日均用电量和每日最大用电的可能性, 因此选择(1)所有有效用户的日均用电量, (2)用户在数据期间日最大用电量, 这两项数据作为聚类对象。由此即可得到聚类的结果, 从而构成聚类数据集。

1.3 区域随机用电负荷模拟模型

针对聚类结果, 对每一类内的用电数据进行分析, 通过多项式拟合、分布拟合等方法, 得出各类用户用电反映用电量的指标数据, 并利用这些指标数据得以再现区域的用电特性, 用于指导区域的用电负荷的模拟与设计。具体步骤(如图3所示)叙述如下:

(1) 针对聚类结果, 确定每一类别的用户所占区域的比例;

(2) 针对同一类的用户, 分析每一日的用电量数据, 利用正态分布进行分布拟合, 得出每一天的用电量的平均值和标准差;

(3) 针对每一类的用户, 利用每一日的环境日均温与该日用电量的平均值和标准差做多项式拟合, 得到日均温与用电关系;

(4) 利用所得到的特征值, 利用每一日的均温, 根据多项式拟合特性, 得到这一日的用电量的均值和方差, 通过产生符合正态分布的随机数的方式, 即可重新模拟得到该区域的用户用电数据。

由此, 基于统计方法的住宅用电的随机模拟模型得以构建。

1.4 模型检验

针对研究内容和应用背景, 提出本研究中模型的检验指标, 分别为: (1) 区域内所有用户的总用电量, (2) 区域整体一年最大用电负荷日的电耗值, (3) 区域整体的日用电的分布情况。

2 案例分析

本研究以中国江苏省南京市的居民用电数据为例, 对所提出方法进行案例分析, 每日用电能耗数据由智能电表于2014年1月1日至2014年12月31日测量, 共计一年。时间步长为1日。分析结果如以下章节所示。

2.1 数据预处理

对于数据预处理的第一步, 分析电耗数据的有效天数并用于数据清理。有效天数小于总天数90%的住宅户将从数据集中删除。图4为数据集中所有

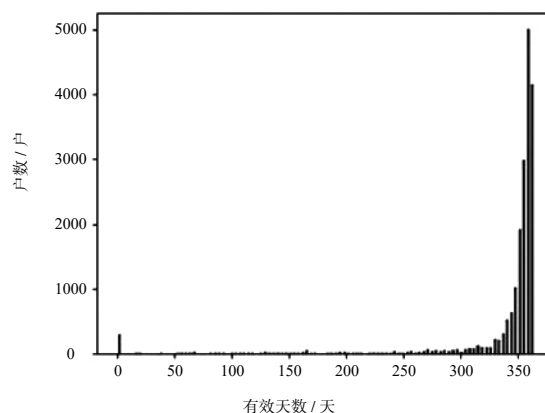


图4 原始数据集中各住户有效天数的累计分布直方图

住户的有效天数统计结果的直方图,数据清理后,数据集中有 17031 户有效住户。至于空白数据,用月平均用电量来进行补充,以体现该户的平均用电水平。

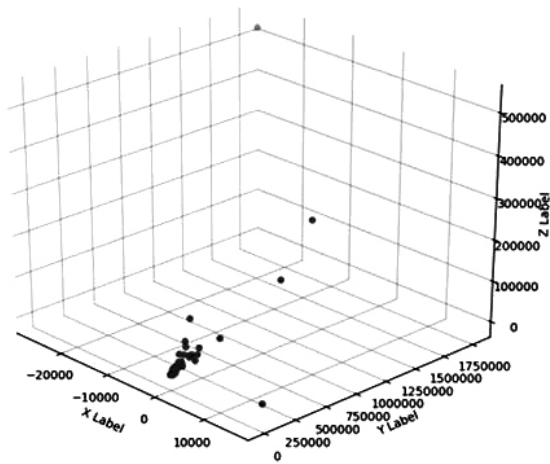
通过自编码主成分分析降维后,可以有效观察出各数据点的相对关系,如图 5 所示,自编码的中心隐藏层维数为 3 维,由此可以通过三维图体现数据集中,各住户观测点的相对关系。其中,(a)为所有数据点的示意图,可以明显发现一些离群点,而(b)是将数据框缩小之后的数据点情况,目的是减小显著离群点对其他数据点的观测。在降维之后,利用 k 近邻算法进行异常值剔除,由于数据集中住户数较多,因此将近邻个数设置为 1000,根据 1000

个近邻点数据计算每个住户用电能耗的局部异常因子(LOF)。LOF 值越大意味着异常。LOF 值的直方图如图 6 所示。有 0.9% 的家庭 LOF 大于 10,而本图仅显示了 LOF 低于 10 的结果。在异常值检测之后,有效的住户数量为 14478 户。

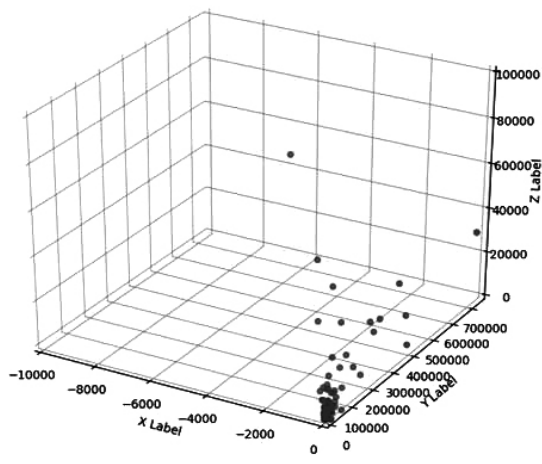
2.2 聚类分析

通过对日均用电量和最大负荷日用电量作为聚类对象的聚类,比较聚类数所对应的 CH 值(图 7),由图,最终选定最佳聚类数为 11。

图 8 所示为聚类结果示意,其中聚类中心为图中灰色方块所示。表 1 所示为聚类后,各类别所占比例与聚类中心。由图可知,此分类结果受到最大负荷日的用电能耗的影响更大。



(a) 所有数据点三维示意图



(b) 局部数据点三维示意图

图 5 自编码算法降维后数据集结构三维示意图

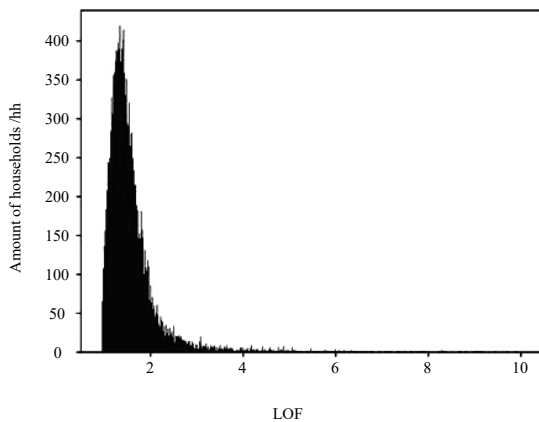


图 6 异常值监测过程中, LOF 值的累计分布直方图

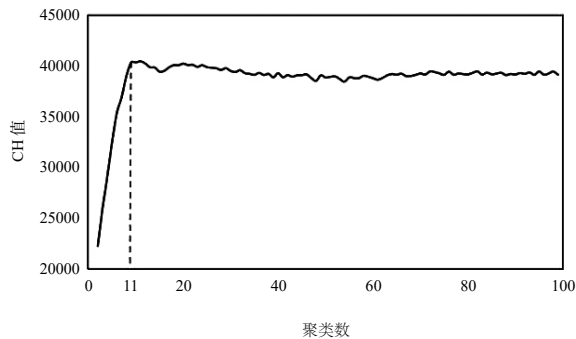


图 7 确定最佳聚类数时, 聚类数与 CH 值的关系图

表 1 聚类结果

聚类	比例	聚类中心	
		日均用电量 (kW·h)	最大日用电量 (kW·h)
1	11.0%	2.9	10.4
2	6.4%	9.9	48.2
3	14.8%	6.5	27.7
4	0.4%	11.7	97.2
5	12.7%	8.0	33.8
6	8.9%	0.8	2.0
7	15.8%	5.4	22.0
8	2.1%	11.0	69.9
9	15.0%	4.2	16.5
10	3.8%	10.5	57.0
11	9.0%	9.0	40.4

2.3 基于统计方法的住宅用电随机模拟

如 1.3 节所叙述, 利用分布拟合与多项式拟合, 对每日用电数据进行正态分布参数拟合, 再对得到的平均值和标准差与当日的平均气温做多项式拟合, 选择 4 次作为拟合多项式次数。如图 9 所示为聚类类别 1, 室外日均温与用电量平均值的拟合结果。

由此通过随机模拟方法, 可以通过日均温与用电量关系, 对区域范围内的用电量进行随机模型的模拟再现。

2.4 模型检验结果

本章节针对 1.4 所提出的三个指标进行模型的检验, 如表 2 所示为指标 (1) 与指标 (2) 的对比情况, 可知, 区域的总用电量偏差为 6.75%, 本随机模型可以有效反应区域内的用电量水平。同时, 区域内的日用电最大值偏差也仅有 3.93%, 说明本模型具有有效的随机性, 可以充分考虑到住户用电负荷的不同步性, 可以有效地协助区域内用电容量以及储能的设计。

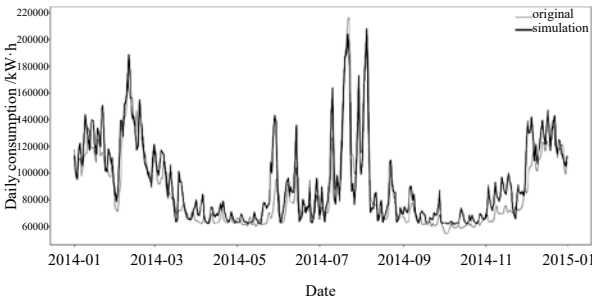
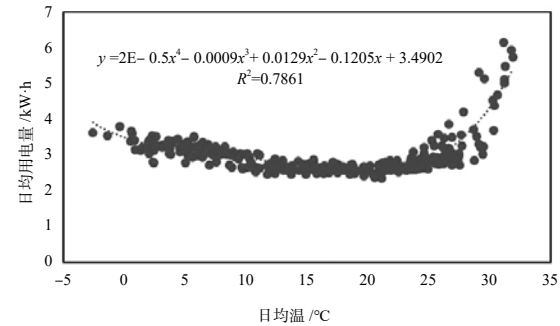
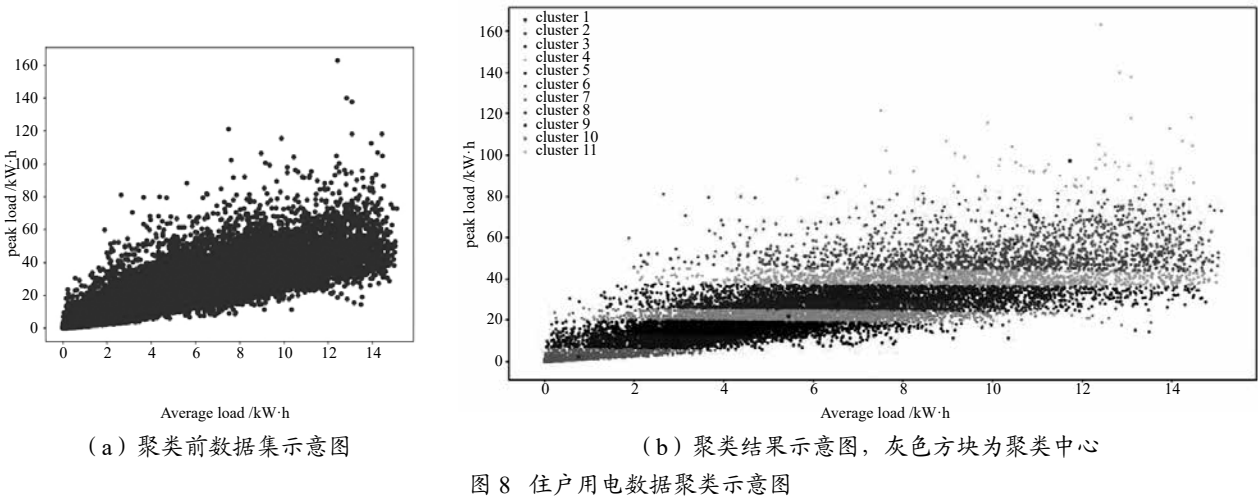
表 2 模型检验结果

	区域总用电量 (kW·h)	区域日用电最大值 (kW·h)
实测值	31611943	216357
模拟值	33745383	207860
偏差	6.75%	3.93%

此外, 如图 10 所示为区域内逐日的总用电量的对比图, 灰色线为实测值, 红色线为模拟值, 可以看出, 本区域住宅用电模拟随机模型可以同时有效地反应季节差异对于住宅能耗值的影响。

3 结论

本研究针对住宅日用电量开展分析, 针对数据维数高的问题, 本文在数据预处理方面, 提出基于



自编码的k近邻算法的数据异常点剔除方法。此外,在有效聚类的基础上,本文利用分布拟合与日均温的多项式拟合,对区域级别的住宅用电能耗建立了有效的随机模型,经过检验,模型方法在区域总用电量、区域日最大用电量方面均有很好的体现,偏差分别为6.75%和3.93%。在全年逐日的对比图中,本研究提出的模型方法同样较好地体现了用电负荷的特性。本研究对于区域级别的用电站容量设计和结合可再生能源的储能设备的设计具有积极的指导意义。

参考文献

- [1] IEA, Electricity. 2018.
- [2] Kong, W.C., et al., An Extensible Approach for Non-Intrusive Load Disaggregation With Smart Meter Data. *Ieee Transactions on Smart Grid*, 2018. 9(4): 3362–3372.
- [3] Ponocko, J., J.V. Milanovic, and Ieee, Application of Data Analytics for Advanced Demand Profiling of Residential Load using Smart Meter Data. 2017 *Ieee Manchester Powertech*. 2017.
- [4] Godina, R., et al., Model Predictive Control Home Energy Management and Optimization Strategy with Demand Response. *Applied Sciences-Basel*, 2018. 8(3): 19.
- [5] Nan, S.B., M. Zhou, and G.Y. Li, Optimal residential community demand response scheduling in smart grid. *Applied Energy*, 2018. 210: 1280–1289.
- [6] Setlhaolo, D., X.H. Xia, and J.F. Zhang, Optimal scheduling of household appliances for demand response. *Electric Power Systems Research*, 2014. 116: p. 24–28.
- [7] Vázquez-Canteli, J.R. and Z. Nagy, Reinforcement learning for demand response: A review of algorithms and modeling techniques. *Applied energy*, 2019. 235: 1072–1089.
- [8] Stoll, H., Least-cost electric utility planning. New York: John Wiley Sons Inc, 1989.
- [9] Valor, E., V. Meneu, and V. Caselles, Daily Air Temperature and Electricity Load in Spain. *Journal of Applied Meteorology*, 2001. 40(8): 1413–1421.
- [10] Beccali, M., et al., Forecasting daily urban electric load profiles using artificial neural networks. *Energy Conversion and Management*, 2004. 45(18-19): 2879–2900.
- [11] Li, X.L., C.P. Bowers, and T. Schnier, Classification of Energy Consumption in Buildings With Outlier Detection. *Ieee Transactions on Industrial Electronics*, 2010. 57(11): 3639–3644.
- [12] Wen, L.L., K.L. Zhou, and S.L. Yang, A shape-based clustering method for pattern recognition of residential electricity consumption. *Journal of Cleaner Production*, 2019. 212: 475–488.
- [13] Granell, R., C.J. Axon, and D.C.H. Wallom, Clustering disaggregated load profiles using a Dirichlet process mixture model. *Energy Conversion and Management*, 2015. 92: 507–516.
- [14] Ryu, S., et al., Customer Load Pattern Analysis using Clustering Techniques. *KEPCO Journal on Electric Power and Energy*, 2016. 2(1): 61–69.
- [15] Qi, Y., et al. Load pattern recognition method based on fuzzy clustering and decision tree. in 2017 IEEE Conference on Energy Internet and Energy System Integration (EI2). 2017. IEEE.
- [16] Zhou, K., S. Yang, and Z. Shao, Household monthly electricity consumption pattern mining: A fuzzy clustering-based model and a case study. *Journal of cleaner production*, 2017. 141: 900–908.
- [17] Liu, H., et al., Efficient outlier detection for high-dimensional data. *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics: Systems*, 2017(99): 1–11.
- [18] Breunig, M.M., et al. LOF: identifying density-based local outliers. in *ACM sigmod record*. 2000. ACM.
- [17] Cover, T.M. and P.E. Hart, Nearest neighbor pattern classification. *IEEE transactions on information theory*, 1967. 13(1): 21–27.
- [20] Khan, J., et al. PMU data analysis in smart grid using WPD. in *IECON 2014-40th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society*. 2014. IEEE.
- [21] Torriti, J., A review of time use models of residential electricity demand. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2014. 37: 265–272.
- [22] Eichinger, F., et al., A time-series compression technique and its application to the smart grid. *The VLDB Journal—The International Journal on Very Large Data Bases*, 2015. 24(2): 193–218.
- [23] Li, C., et al., Building energy consumption prediction: An extreme deep learning approach. *Energies*, 2017. 10(10): 1525.
- [24] Rummelhart, D.E., Learning internal representations by error propagation. *Parallel Distributed Processing: I. Foundations*, 1986: 318–362.

建筑能耗预测中数据驱动模型的参数调优方法： 以冷量预测为例

康旭源，燕 达，晋 远，孙红三

（清华大学建筑节能研究中心，北京 100084）

【摘 要】建筑运行能耗占全国总能耗的约 20%，如何提高建筑设备运行性能并降低建筑运行能耗成为构建可持续发展的节约型社会进程中非常关键的问题。其中，建筑能耗预测对能源系统规划设计、能源设备控制和系统管理都具有十分重要的作用。传统的基于建筑热过程的物理模型在过去几十年的时间中被广泛应用于建筑能源系统设计和运行调控之中，然而物理模型所需要的模型参数过于复杂难以确定。而近几年来逐渐发展而来的数据驱动模型则基于历史数据提取特征，并对未来能耗进行预测，成为了另一种高效预测的工具。然而数据驱动模型中应用的机器学习算法非常依赖于其模型参数，适宜恰当的模型参数是预测精度的保证。因此，本研究提出了一种在建筑能耗预测背景下对数据驱动模型进行参数调优的算法，并讨论了参数调优过程中局部最优和全局最优在预测精度和计算性能上的差异以及在实际场景中的应用。

1 研究背景

建筑能耗在全社会总能耗中占有非常显著的比重，2017 年，建筑运行能耗占全国总能耗的 20%^[1]。如何通过优化建筑设计和优化设备运营调控来降低建筑运行能耗成为一个非常重要的课题。不论从建筑设计还是运行控制的角度，建筑负荷或能耗预测已经被广泛认为是从源头上降低建筑运行能耗的重要途径^[2]。

在建筑能耗模拟预测领域有两类重要的模型。第一类是物理模型，即通过建筑热过程分析构建热平衡方程，并通过求解得到建筑冷热负荷，进而进一步分析得到建筑能耗。基于物理模型的分析在过去几十年的时间内被广泛应用与建筑系统设计和设备优化控制中，并开发出了成熟的分析软件，如 DeST、EnergyPlus 等。物理模型可以较好地反映建筑物的传热机理，进而清晰直接地反映建筑能耗的主要影响因素。但在物理模型的构建过程中，对建筑的性能参数及人员作息等信息有较高的要求，而这些信息往往不容易获得。

另一类建筑能耗模型是数据驱动模型^[3]。数据驱动模型从历史监测数据中提取特征，并对未来情景进行预测。数据驱动模型构建的是纯数学关系，因而不能很好地反映各因素对建筑能耗影响的物理过程。但这种模型不需要详细的建筑性能参数信息，仅依赖于历史监测数据。而随着传感器性能的不不断提升和建筑环境监测系统的普及，历史数据越来越容易获得，这使得数据驱动模型在一些场景下具有更好的应用效果。

数据驱动模型的核心依赖于其中的机器学习算法^[4]，典型的机器学习算法包括人工神经网络（Ar-

tificial Neural Network, ANN）、支持向量机（Support Vector Machine, SVM）^[5]、决策树（Decision Tree, DT）^[6]等。这些算法均为高度非线性算法，因此可以很好地应用于建筑能耗预测^[7]。但这些机器学习算法的精度在很大程度上受到其模型参数的影响，因此数据驱动模型的参数调优在建筑能耗预测中至关重要。

本文提出了一种基于网络搜索（Grid Search）的参数自动调优方法，并将该方法应用于数据驱动模型机器学习算法的参数调优过程中。同时以江苏南京一住宅建筑的冷量预测为例，探索了参数调优下的数据驱动模型与传统时间序列模型在预测精度上的差别，并讨论了在参数调优的过程中全局最优和局部最优在计算精度和计算性能上的差别以及在实际工程中的应用。

2 研究方法

模型参数调优是在模型的参数空间中进行的。参数空间即模型参数构成的多维空间，空间维数与参数的个数相同。参数调优的过程即是在模型的参数空间中寻找最优点，意即预测精度最高的模型参数组合。

参数调优是数据驱动模型构建的重要环节，往往先于模型预测。在参数调优之前，需要先对数据集进行划分。此处数据集将被划分为训练集、验证集和预测集三个部分，训练集用于训练模型，而验证集则用于检验所训练模型的预测效果。验证集的预测效果是参数调优过程中选择模型的重要依据。参数调优的过程建立在对参数空间中不同的参数向量构建模型，用训练集的数据训练所构建的模型，并在验证集的范围内进行预测，并选取验证集

预测误差最小的模型作为最优模型，并以预测集的预测结果作为最终的评价标准。一般而言，训练集、验证集和预测集的比例为 60%、30% 和 10%

由于不同的机器学习算法原理和结构均有很大差异，因此其参数空间也完全不同。此处采用了三种机器学习的算法，分别为多层神经网络（Multi-Layer Perception, MLP）、支持向量回归（Support Vector Regression, SVR）和梯度下降决策树（Extreme Gradient Boosting, XGB）。以下将详细介绍各种算法的原理及参数空间结构。

MLP 算法是一种基于人工神经网络的机器学习算法，下图展示了 MLP 算法的结构。神经网络大致分为三个层，输入层、隐藏层和输出层，输入层包含所有自变量的信息，而输出层即为所要预测的建筑能耗或冷热负荷。三个层中每一层包含的基本单元称之为神经元，除输入层外，所有神经元均是一个带有非线性激活函数的处理单元。相邻层的神经元通过线性组合的方式进行全连接。

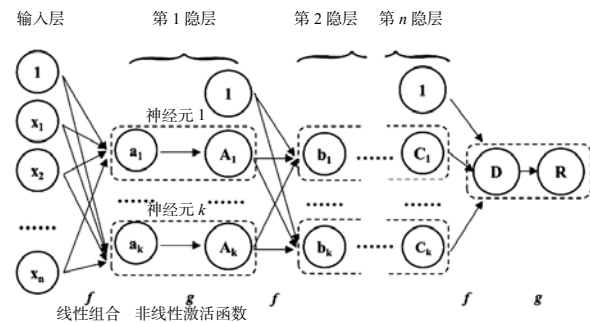


图 1 MLP 算法的结构

MLP 算法的参数空间可以定义为一个四维空间，其包含的主要参数如下：

- **n_layer**: 隐藏层层数
- **n_neuron**: 每一个隐藏层中包含的神经元个数
- **activation**: 神经元中非线性激活函数的形式
- **alpha**: L2 正则化罚系数。该值越大，过拟合的风险越大。

本例中 MLP 参数的通常取值如下表所示：

表 1 MLP 算法参数及其取值表

参数名称	参数取值
activation	identity, logistic, tanh, relu
n_layer	[1, 2, 3, 4]
n_neuron	[10, 20, 50, 100, 200]
alpha	[1e-6, 1e-4, 1e-2, 1, 10, 100]

SVR 算法源于支持向量机（SVM）的基本原理。在 SVR 模型中，每一个样本作为多维空间中的一个点，SVR 算法将每一个点映射到高维空间中，并用一个平面进行拟合。在做预测时，新样本同样由原

多维空间映射到高维空间，并在高维空间中进行预测。SVR 模型的机理示意图如下所示。

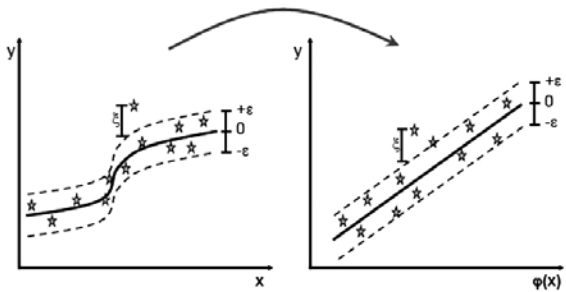


图 2 SVR 算法结构

SVR 算法的参数空间可以定义为一个三维空间，其包含的主要参数如下：

- **kernel**: 核函数，即将原空间中的点映射到高维空间的过程中涉及到向量点积的映射函数。
- **C**: 误差函数中的罚系数。该值越大，过拟合的风险越大。
- **epsilon**: 在 SVR 模型中拟合带的宽度，在该拟合带中的点的误差不计入总误差函数之内。

本例中 SVR 参数的通常参数取值如下表所示：

表 2 SVR 算法参数及其取值表

参数名称	参数取值
kernel	linear, polynomial, sigmoid, rbf
C	[0.1, 1, 10, 100, 1000, 10000]
ϵ	[0.001, 0.01, 0.1, 1, 10, 100, 1000]

XGB 算法是一种基于决策树的算法。在训练过程中构建出了一系列“树”，这些树包括枝节点和叶节点，其中叶节点带有赋分。每一个样本均将依次经过所有“树”并获得得分。所有得分相加即为该样本的预测结果。XGB 模型的原理如下图所示。

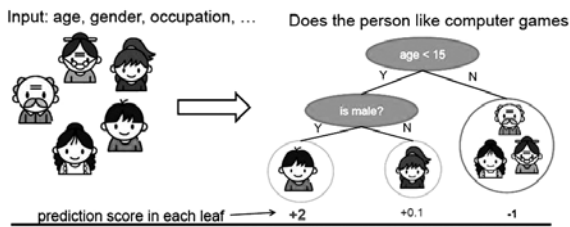


图 3 XGB 算法结构

XGB 算法的参数空间可以定义为一个六维空间，其包含的主要参数如下：

- **max_depth**: 每一棵树的最大深度。
- **min_child_weight**: 子节点权重和的最小值。
- **alpha**: L1 正则化罚系数。该值越大，过拟合风险越大。
- **lambda**: L2 正则化罚系数。该值越大，过拟合风险越大。

• subsample: 训练时采样比例。该值越大, 过拟合风险越大。

• colsample_bytree: 每棵树的采样特征比例。该值越大, 过拟合风险越大。

本例中 XGB 参数的通常参数取值如下表所示:

表 3 XGB 算法参数及其取值表

参数名称	参数取值
max_depth	[3, 5, 7, 9]
min_child_weight	[0.1, 0.5, 1, 5, 10]
alpha	[0, 0.01, 0.1, 0.5, 1]
lambda	[0, 0.01, 0.1, 0.5, 1]
subsample	[0.5, 0.7, 0.9, 1]
colsample_bytree	[0.5, 0.7, 0.9, 1]

针对以上算法, 我们在参数空间中寻找最优参数点进行模型调优。此处采用的寻优方法为网格搜索 (Grid Search), 即对参数空间进行离散化, 并在多维空间内给出所有可能的参数组合。对于每一个参数组合, 将其带入到模型中, 并采用训练集训练模型, 并预测验证集的结果, 然后用验证集的真实数据进行检验, 从而给出验证集的精度。在本研究中训练集和验证集的划分比例为 70%/30%。

本研究中, 在参数验证以及预测检验的过程中, 评价预测精度的指标为均方根误差 (Root Mean Square Error, RMSE)。RMSE 的表达式如下所示, 其数值越小代表预测效果越优。以此为评价指标, 可以通过 Grid Search 的算法得到最优参数和最优模型。

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{n} \sum (y_i - \hat{y}_i)^2} \quad (1)$$

3 案例研究

本部分以冷量预测为例探究以自动调优为基础的机器学习算法的预测效果, 并与传统时间序列的预测方法进行对比。本例选取的案例建筑为江苏省南京市的一栋住宅建筑, 配有集中供冷系统。冷量数据由集中供冷系统监测的供回水温度以及流量计算得到。所采集的数据为逐时数据, 时间从 2014 年 6 月 20 日到 2014 年 7 月 23 日。除冷量外, 其他的输入参数包括室外干球温度、室外相对湿度、太阳辐射、时刻数以及工作日/休息日信息。

在本例中, 共 34 天的数据。取其中前 33 天的数据做模型优化, 在前 33 天的数据集中随机选择 70% 的数据作为训练集, 剩余 30% 的数据作为验证集。对于上述提到的 MLP、SVR、XGB 三种机器学习算法分别进行模型优化, 并选取验证集 RMSE (V-RMSE) 最小的模型作为最优模型。以最后一天 (第 34 天) 的数据作为预测集, 评估最优模型的预测效果。

作为对比, 一种时间序列的 Holt-winter 算法被

用作参照与其他机器学习算法进行对比。Holt-winter 算法是一种指数平滑算法, 不需要依赖输入自变量, 仅对趋势进行预测和拟合。同样采用 Holt-winter 算法对最后一天的冷量进行的预测。综合所有算法得到预测集冷量结果如下图所示。

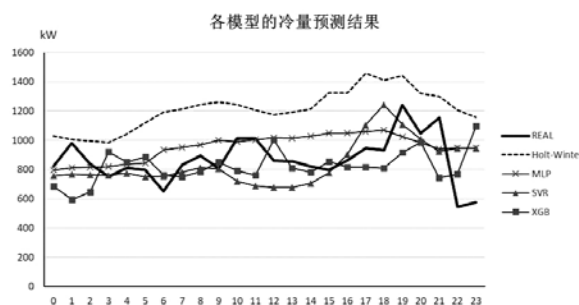


图 4 案例建筑中不同算法预测冷量的结果对比

最终评价各个算法的参数指标为预测 RMSE (P-RMSE)。下表列出了四种算法的验证 RMSE (V-RMSE) 和预测 RMSE (P-RMSE) 的结果。

表 4 不同冷量预测算法的预测精度

	校验 RMSE /kW	预测 RMSE/kW
Holt-Winter	215.48	390.3
MLP	165.48	181.6
SVR	164.62	187.2
XGB	148.50	208.9

通过以上图表可以看出, 参数自动调优后的机器学习算法比传统方法具有更高的预测精度, 在实际工程应用中, 参数调优的机器学习模型可以更好地预测建筑用能数据。

4 讨论与分析

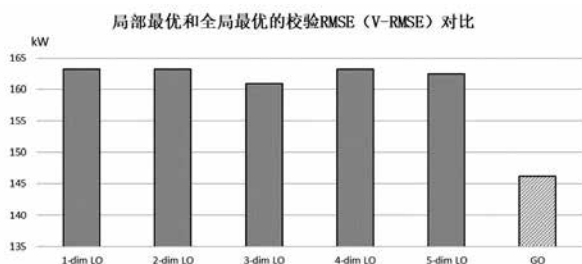
以上部分讨论的参数自动调优算法, 是在各个机器学习算法的参数空间中进行网格搜索, 并进行全局地调优, 得到全局最优点。然而, 在全参数空间中搜索全局最优点非常消耗资源和时间, 而且往往不能对模型精度有理想的显著提升。所以, 本研究考虑在该参数空间中划分子空间, 并在子空间中依次寻优, 从而得到局部最优点。本部分将讨论局部最优点的选取方法以及对比全局最优与局部最优在模型精度和计算效率上的差异。

选取局部最优的核心目标在于对参数空间进行降维。全参数空间可以人工地降阶为多个低维空间, 然后依次在低维空间中进行参数寻优。一个 n 维局部最优点是在多个维数不超过 n 的参数空间中依次进行网格搜索寻优的最优结果。以 XGB 算法为例, 该算法的参数空间为 6 维, 表示为 P1-P2-P3-P4-P5-P6 张成的参数空间, 在该空间寻优的结果为全局最优 (或称之为 6 维局部最优)。而所谓的 2 维局部最优是为在三个 2 维参数空间 (如 P1-P2 张成

的参数空间、P3-P4 张成的参数空间、P5-P6 张成的参数空间)依次进行寻优的结果。

在本部分中,依旧以案例分析中所用的南京市某住宅建筑作为分析案例,并选取 XGB 算法进行模型局部最优和全局最优的对比。本部分对比了全局最优和 1 维到 5 维局部最优的差异如下。

从精确度分析,各优化点的 V-RMSE 的结果如下图所示。可以看出全局最优的误差显著低于其他局部最优的误差,然而对于不同维数的局部最优点而言,其预测误差没有显著差别。



从计算耗时的角度分析,各优化点的模型寻优时长如下表所示。随着维数的提高,计算时间呈现指数爆炸式增长。对于全局最优点,其寻优时长可以达到 1 维局部最优寻优时长的 500 倍以上。

表 5 不同局部最优和全局最优的计算时长差异

	1-dim LO	2-dim LO	3-dim LO	4-dim LO	5-dim LO	GO
计算时长 (秒)	1.36	2.96	8.72	25.07	91.52	760.89

由此可以得出如下结论:如果追求模型的预测精度,则应当直接选择全局最优的参数组合作为模型的参数设定。而如果局部最优的预测精度也可以接受,则应当直接选择 1 维局部最优,在实现一定模型精度的同时显著提高计算效率,缩短计算时长。

5 总结

本文提出了一种针对机器学习算法进行建筑能耗预测的参数调优方法,并引入了三种机器学习算法进行分析,在此基础上以南京市某住宅建筑的冷量预测为例,进行参数调优的实践。通过对比可以看出经过参数调优后的机器学习算法在精度上显著高于传统的时间序列算法。在讨论与分析部分,同

样以冷量预测为案例,对比了模型调优的全局最优和局部最优在模型精度和计算效率上的差异。结果表明,全局最优可以实现最高的模型精度,在以精度为主要优化目标的情况下应当寻找全局最优点。而 1 维局部最优可以实现一定的模型精度和较高的计算效率,在平衡精度和效率的情况下 1 维局部最优点是较好的选择。

在建筑能耗预测领域,未来的研究主要集中在优化参数寻优的算法以提高机器学习模型的精度和效率。与此同时,输入参数的选择和预处理也是优化数据驱动模型的重要研究方向,在未来的研究中也应当予以同样的重视。

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 2019[M]. 中国工业出版社, 2019.
- [2] 燕达, 陈友明, 潘毅群, 高岩, 等. 我国建筑能耗模拟的研究现状与发展[J]. 建筑科学, 2018, 34(10): 130-138.
- [3] Zhao, H.X. and Magoulès, F., 2012. A review on the prediction of building energy consumption. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 16(6), pp.3586-3592.
- [4] Amasyali, K. and El-Gohary, N.M., 2018. A review of data-driven building energy consumption prediction studies. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 81, pp.1192-1205.
- [5] Smola, A.J. and Schölkopf, B., 2004. A tutorial on support vector regression. Statistics and computing, 14(3), pp.199-222.
- [6] Chen, T. and Guestrin, C., 2016, August. Xgboost: A scalable tree boosting system. In Proceedings of the 22nd acm sigkdd international conference on knowledge discovery and data mining (pp. 785-794). ACM.
- [7] 肖赋, 范成, 王盛卫. 基于数据挖掘技术的建筑系统性能诊断和优化[J]. 化工学报, 2014, 65(S2): 181-187.
- [8] Bergstra, J. and Bengio, Y., 2012. Random search for hyper-parameter optimization. Journal of Machine Learning Research, 13(Feb), pp.281-305.

基于BIM的绿色建筑解决方案

公司简介

北京绿建软件有限公司是由深圳斯维尔投资组建的高新技术企业（简称：绿建斯维尔），专注于提供绿色建筑系列软件和解决方案。公司以市场为导向，客户为中心，以优质的产品和热心的服务赢得了用户的信赖，成为绿色建筑软件行业的翘楚。

绿建斯维尔拥有建筑环境与能耗模拟的顶尖技术专家，作为创新技术的领航者，公司围绕建筑设计全过程提供绿色建筑相关设计分析软件、策划评价系统和工程咨询服务。所开发的系列软件包括建筑节能设计、日照分析、采光分析、风环境分析和噪声计算等，帮助用户进行绿色建筑设计和规范检查验算。

绿建斯维尔系列软件（建筑内外 风光热声）采用BIM技术实现了一模多算，大大提升了工作效率，从而成为中国绿色建筑落地实施的利器，为实现“美丽中国”贡献力量。

方案概述：

绿色建筑作为世界的热点问题和国家的战略发展产业，越来越得到社会的关注，国家住建部也从抓建筑节能转向全面抓绿色建筑。绿色建筑是一个庞大的系统工程，涉及大量需要经过复杂分析计算才能得出的指标，尤其是涉及建筑物理的风环境、光环境、热环境和声环境的计算分析就更加复杂，因此计算机软件在绿色建筑的设计和评价方面是不可或缺的手段。

绿建斯维尔节能BECS经过多年的推广应用，已经在国内发展了数千家的用户，积累了数万个工程模型，并且每天还在不断产生大量的工程文件（BIM模型），利用这些积累的BIM模型拓展到绿色建筑分析，意味着大大减少了模型的输入工作，反映了广大用户的心声。解决方案在基于统一的BIM模型基础上，集成了绿建公司自主研发的绿色建筑分析系列软件，可帮助设计师快速完成绿色建筑各项指标的分析计算工作。



方案特点：

◆支持国家标准《绿色建筑评价标准》(GB/T50378-2014)及全国各地标准的要求。
◇紧扣国内绿色建筑相关标准，动态跟踪国家及地方绿色建筑标准的更新情况并第一时间支持。

◇支撑解决方案的绿色建筑分析系列软件，全面支持建筑节能、能耗计算、日照分析、太阳能、采光分析、风环境及噪声等各设计标准或规范的要求。

◆模型与指标计算一体化，可直接利用建筑设计成果

唯一能直接利用建筑设计成果、节能模型、暖通负荷模型进行绿色建筑指标分析，避免重复建模，真正实现了模型与指标计算一体化。建筑三维模型与绿色建筑各项分析计算指标存储于同一图形文件，真正体现BIM的应用价值。

◆一个BIM模型，完成绿色建筑全部指标的分析计算

◇采用模型共享技术，实现一模多算，高效快捷。
◇提供开放的GBXML接口与其他更多的绿色建筑分析软件交换模型，使得用户可以从容的选择分析工具，不受重复建模的煎熬。

◆系列化的专业软件，不改变中国设计师的工作习惯

◇齐全的绿色建筑设计配套专业软件，帮助设计师快速完成建筑节能、日照、采光、风环境、噪声等跨多个专业的绿色建筑指标分析计算工作。



订阅号



服务号

北京绿建软件有限公司 400-0941-228

地址：北京市海淀区大钟寺东路9号京仪B座113室
电话：010-82102893 传真：010-82102428
网址：<http://www.gbware.cn>
邮箱：svc@gbware.cn 邮编：100098

