BEAE
Building Environment & Energy

建筑环境与能源

Building Environment & Energy

2021
04
月刊
总第 42 期

主办：中国建筑科学研究院有限公司建筑环境与能源研究院

第二十届全国暖通空调模拟学术年会(2021)论文集

学会微信公众号

建筑环境与能源公众号

绿建斯维尔

绿色建筑专家

GBSWARE



北京绿建软件股份有限公司是一家专注于绿色建筑系列软件和解决方案的高新技术企业（简称：绿建斯维尔），以优质产品和周到服务赢得用户信赖，如今已成长为绿色建筑软件行业之翘楚。

绿建斯维尔拥有建筑环境与能耗模拟的顶尖级技术专家，作为建筑模拟技术的领航者，围绕建筑设计全过程提供绿色建筑相关模拟分析软件与策划评价系统。

全系软件软件基于BIM架构，实现一模多算，包括节能设计、能耗计算、暖通负荷、日照分析、采光分析、建筑通风、建筑声环境、室内热舒适和住区热环境等，从风、光、热、声不同角度分析和优化建筑性能，为绿色建筑评价提供技术支撑和条文对标。

基于BIM的绿色建筑解决方案

绿色建筑模拟技术领航者



建筑环境与能源

（月刊）

主办单位

中国建筑科学研究院有限公司建筑环境与能源研究院

支持单位

暖通空调产业技术创新联盟
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
2021 年第 4 期（总第 42 期）
（每月 10 日出版）

顾问委员会

主　　任 郎四维

委　　员 江　亿 | 吴德绳 | 龙惟定
马最良 | 徐华东 | 罗　英

编辑委员会

主 任 委 员 徐　伟

副主任委员 路　宾

委　　员（按姓氏笔画排序）

于晓明 | 方国昌 | 龙恩深 | 田　琦 | 由世俊
伍小亭 | 刘　鸣 | 刘燕敏 | 寿炜炜 | 李先庭
李永安 | 肖　武 | 邹　瑜 | 张子平 | 张建忠
金丽娜 | 徐宏庆 | 黄世山 | 董重成 | 端木琳
潘云钢

编辑部

主　　编 徐　伟

副 主 编 路　宾

执 行 主 编 王东青

责 任 编 辑 李　炜 | 崔艳梅

校　　对 才　隽

美　　编 周　林

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

建筑环境与能源官方微信　　CAHVAC 微信公众号

声明：因时间仓促，加之编辑水平所限，本期所刊发内容如有错误或疏漏之处，敬请谅解。

目录 CONTENTS

| 第二十届全国暖通空调模拟学术年会（2021）论文集 |

Proceedings of 20th China HVAC Simulation Conference, 2021

基于中空纤维膜的逆流式蒸发冷却器冷却性能的数值模拟 …… 闫伟超，崔　鑫，刘亦琳，金立文 /1

CFD 模拟在建筑室外厨房排油烟设备布置方案设计中的应用 …… 陈子良，金了然，陈劲晖，陈　刚 /6

百叶内遮阳对西安地区冬季教室室内光环境影响研究 …… 万　蓉，史博昌，邸浩然，汪　斌 /12

传递函数法与周期响应因子法在同时发生设计气象数据生成中的适用性评价 …… 方政诚，陈友明，吴仕海，魏　捷 /19

地板辐射供冷和置换通风系统防结露的数值模拟研究 …… 苏　蒙，任　婧，刘吉营 /25

地下变电站热环境控制 …… 朱旭伟 /34

某工业园区建筑群风环境与光环境模拟分析 …… 丁伟翔，刘秀会 /39

风驱雨对建筑墙体热湿耦合迁移的影响 …… 房爱民，陈友明 /44

基于强化学习的室内热环境控制 …… 杨世纪，闫　睿，福　林 /51

长沙地区商场建筑特征参数调研与典型能耗模型搭建 …… 潘　晓，陈毅兴，邓　章，陈志华 /55

基于相似理论的大空间建筑分层空调区域间换热特性模拟研究 …… 胡　浩，王海东，杨昕琦 /61

居住小区植树模式对室外热环境影响的模拟研究 …… 杨丽娜，闫春辉，刘吉营 /68

末端设备对流辐射比例对供暖系统动态热响应特性的影响研究 …… 陈　卓，徐宝萍，刘月康 /74

基于 CFD 计算方法的某高校数据中心流动和传热特性优化
..... 向 滕，王 瑜，吴露露，许鑫洁，刘金祥 /78
基于 CFD 模拟的回字形高层建筑自然通风优化设计研究 ..... 杜泽强，樊洪明 /89
基于 Fluent 的雪车雪橇赛道传热特性分析 ..... 刘 新，全贞花，孙育英，许树学，翟彦宁，刘子初 /93
基于 Simulink 的 VAV 空调系统控制优化
..... 金 朝，周 沛，王松杰 /100
基于 TRNSYS 平台的 PCM 层埋管式辐射供冷地板传热模型开发 ..... 刘会涛，隋学敏 /105
基于时间序列
—— 机器学习集成算法的建筑中人员位移预测模型
..... 晋 远，燕 达，孙红三 /113
基于动态负荷预测的地铁车站空调系统间歇运行节能性评估 ..... 檀妹静，王丽燕，高 扬，程 响 /123
基于分子动力学模拟的静电场下 LiCl 溶液的水化结构 ..... 严 攀，殷勇高 /127
基于改进 BP 神经网络的空调水系统管网泄漏诊断方法 ..... 张宇航，李铮伟 /133
基于马尔科夫链蒙特卡洛方法的自下而上办公建筑逐时电负荷曲线模型 .... 程思涵，田 喆，吴 霞 /139
基于全年逐时动态负荷的冰蓄冷系统设备选型及能耗分析 ..... 黄小龙 /146
基于图网络模型的中央空调系统节能诊断研究
..... 王志远，刘魁星，王进宇 /151
建筑与微通道换热器空调系统耦合的仿真研究
..... 李厚培，彭晋卿，李思慧 /157
光谱选择性辐射制冷膜与建筑性能模拟耦合的简化方法研究 ..... 卜 凡，燕 达，孙红三 /162
精细化热舒适设计与模拟应用
..... 吴 珉，陈劲晖，陈 刚 /170
局部送风参数对设备降温效果的数值模拟研究
..... 强天伟，张 卓，裴雨露，刘家雷 /175
不同建筑架空影响街区行人阵风环境的研究
..... 洪 萍，刘建麟 /179
疫期局地风环境数值评估
—— 口袋公园的影响 ..... 钟佳定，刘建麟 /184
佩戴口罩影响行人室外热舒适性的初探
..... 焦 娇，刘建麟，胡 蓉 /188
基于光谱信息的玻璃二次传热模型研究
..... 叶 盛，薛 鹏，沈 意，赵一凡 /194
某学校报告厅几种送风形式的局部热舒适度分析
..... 王博闻，苏小红，张金乾 /199
住宅建筑典型电器用电特征及模拟分析
—— 以冰箱为例 ..... 康旭源，燕 达 /206
平板热管蓄冰装置传热特性研究 ..... 刘子初，全贞花，赵耀华，靖赫然，王林成，刘 新 /213
平板微热管阵列式换热机组在实验动物房的应用研究 ..... 王 密，樊洪明 /218
气流作用下颗粒下落的运动研究 ..... 黄 涛 /224
浅析暖通空调设计中常见空调负荷计算问题
—— 以 CAR- ASHRAE 学生设计大赛为例
..... 丁 宇，祝 健 /228
融入人员数据的办公建筑能耗预测方法研究
..... 连会会，姬 颖，牛梦涵 /235
太阳能热水系统计算模块开发与研究
..... 钟永恒，章文杰，白 冰，郝 斌 /241
相变围护结构在极端热湿气候区的应用
..... 赵晓丹，谢静超，王建平，白 璐，刘加平 /247

通风模式对电扇调风节能效果的影响：以夏热冬暖地区住宅为例
..... 刘静怡，孟庆林，李 琼 /253
室内温度对人体热耐受和热健康的影响研究
..... 薛文静，刘大龙，宋庆雨 /260
逐时太阳辐射预测方法综述及简化预测方法研究
..... 杨新宇，姬 颖 /264
装配式建筑外墙接缝对建筑能耗影响模拟分析
..... 胡宋舒，刘大龙 /270
矩形 T 通道内冷热流体混合仿真研究
..... 丁普贤，周孝清 /275
基于 FLUENT 的严寒地区坞门融冰系统效果分析
..... 李峥嵘，樊雪轲，潘欣钰，沈清清 /282
Performance analysis of new structure heat exchanger based on field synergy and numerical simulation
.....Weixue Cao，WanxiangYao，Yongzhen Wang/288
一种基于时序频域分解的负荷预测方法研究
..... 李 毅，彭晋卿，邹 斌，罗正意 /295
一种基于模拟手段的开窗行为描述
..... 简毅文，刘书伟，刘晶晶，孙 荣 /300
一种综合考虑人员舒适及建筑能耗的基于性能指标的遮阳控制策略
..... 李峥嵘，张信民，余旭芸，朱 晗，李璨君 /305
不同气候下既有住区改造对建筑周围微气候和空调负荷的影响
..... 邱 洛，张会波，张伟荣，李瑞旭 /314
风向对大尺度山体绿地冷岛效应的影响研究
..... 宋 丹，金 星，周 欣，石 邢 /322
新型管板式太阳能 PV/T 集热器光热特性研究与优化
..... 秦智胜，张赫男，林成楷，吴 璠，程远达 /328
卷帘对建筑能耗影响的模拟和实验研究
..... 谭羽桐，彭晋卿 /335
基于 CFD 方法的直升机座舱热舒适性研究
..... 李菲菲，袁卫星，周月，汪智慧 /339
城市街谷内污染物扩散的场协同分析 ..... 何芳艳，
韩慧娜，石天豪，聂 操，吴永佳，明廷臻 /345
供暖末端局部热环境营造有效性及评价方法
..... 李维嘉，王登甲，苏 玲，王天慧 /352
内管材料对套管式深埋管换热性能的影响
..... 李 超，官燕玲 /358
教室室内人员散发 VOCs 的模拟研究
..... 张鉴辉，贾亚宾，关 军，魏 翩，李君一 /364
基于 WUDAPT 方法的郑州市 LCZ 地图构建
..... 杨 光，李蕴东，付艳鹏，孟凡康 /372
延长石油科研中心超高层建筑自然通风潜力分析
..... 贾永宏，陈 超 /379
基于在线灰箱模型的建筑冷负荷预测
..... 陈思豪，周孝清 /383
基于大数据的家用多联机人员使用行为分析及模型建立 ..... 吴 奕，燕 达，钱明杨，晋 远 /391
基于局地气候分区系统理论的沈阳市居住建筑能耗模拟探索研究
..... 杨 光，付艳鹏，李蕴东，孟凡康 /398
基于负荷典型模式的建筑需求响应优化控制策略研究 ..... 王翘楚，丁 研，陈琬玥，宿 皓 /405
基于需求侧不确定性的区域供热系统能耗模拟
..... 谌薛蛟，王睿鑫，魏 存，丛铭阳，周志刚 /410
复杂中庭腔体自然通风模拟 .... 杨一昆，潘毅群 /416
不同风雨组合对建筑风驱雨抓取率的影响研究
..... 张会波，陈 超，钱天达 /425

新型数据机房空调系统特性研究
..... 赵志宏，刘宏宇，程远达 /431
平板微热管阵列式相变蓄热装置性能的实验和模拟研究 ..... 秦 倩，刁彦华，赵耀华，王泽宇 /439
数据中心多冷源制冷系统运行控制研究进展
..... 李茜林，廖云丹 /446
基于实测数据的热泵机组能耗建模对比与分析
..... 杨楚豪，陈毅兴，袁 玥，陈志华，李念平 /453
太阳能热气流光催化反应器系统去除大气甲烷的数值模拟
..... 桂浩瑜，熊寒冰，石天豪，吴永佳，明廷臻 /460
相变材料对家用水箱性能的影响及优化研究
..... 吴 璠，程远达，秦智胜，林成楷 /466
机动车移动作用下街谷内尾气污染物的传播规律研究 ..... 石天豪，
苏昌榕，聂 操，连圣南，吴永佳，明廷臻 /474
福建农村区域建筑日用电模型开发
..... 王 潇，康旭源，燕 达 /481
空气源热泵热风机摆放位置对西安农村学校教室热环境的影响研究 ..... 李东逸，郝 倩，江 超 /491
基于多种时间序列分析方法的商用建筑冷负荷预测模型建立 ..... 袁 玥，陈毅兴 /496
西安某办公建筑过渡季开窗行为基于哑变量的 Logistic 模型研究
..... 崔 桐，刘 坤，谷雅秀，杨 菲，胡长贵 /502
西安某地铁车站内热湿环境模拟分析
..... 崔 伟，宫泽翔，谷雅秀，屈长杰 /509
基于 GIS 数据的城市尺度建筑类型及建造年代识别方法 ..... 邓 章，陈毅兴 /514
不同气候条件下冷冻侧大温差设计对建筑能耗及室内热舒适的影响
..... 陈志华，陈毅兴，杨楚豪 /521
基于人工神经网络的海域暖通空调设计气象参数预测 ..... 韩 欧，李安桂，董新伟 /530
风机盘管空调系统的动态需求响应研究
..... 邰潇莹，彭晋卿，殷荣欣，罗正意 /535
不同气候区双层光伏窗建筑综合性能研究
..... 林成楷，王昊博，
秦智胜，吴 璠，高 敏，程远达，杨晋明 /541
基于 CFD 模拟的地下建筑热压通风多解研究
..... 刘亚南，肖益民，董莉莉 /553
湿热地区垂直绿化对传统街道热环境影响研究
..... 杨媛琴，张 磊，张 玉，邓智超，廖德妮 /563
基于 H2O 的建筑能耗机器学习自动建模及可解释性研究 ..... 田 玮，
李广臣，晋妙柔，张 恒，吴海滨，傅 兴 /572
基于序贯抽样的建筑能耗敏感性收敛研究 ... 晋妙柔，
田 玮，李广臣，张 恒，陈 璐，傅 兴 /579
考虑围护结构不确定性的城市建筑能耗模拟
..... 刘兆濡，燕 达，吴如宏，孙红三，晋 远 /587
基于产品样本性能数据与经典表冷器方程的风机盘管全工况换热计算模型
..... 丁晓晓，王 闯，安晶晶，高 岩 /593
某超高层建筑半开敞式屋顶阳光房室内热环境模拟研究 ..... 李 亮，李晓锋 /605
住宅建筑分布式光伏电池系统模拟研究
..... 杨子艺，胡 姗，燕 达 /609

基于中空纤维膜的逆流式蒸发冷却器冷却性能的数值模拟

闫伟超，崔　鑫，刘亦琳，金立文

（西安交通大学人居环境与建筑工程学院建筑环境与可持续技术研究所，西安　710049）

［摘　要］传统直接蒸发冷却系统往往存在液滴漂移、发霉结垢、影响室内空气质量等问题，而本研究提出的基于中空纤维膜的逆流式蒸发冷却器被视为一种有效的解决方案。本文建立其数学模型模拟研究了不同运行工况及设计参数对该冷却器冷却性能的影响。结果表明，所提出的冷却器能够有效冷却和加湿空气，为了获得理想的冷却效果，建议空气流速低于 1.5m/s，纤维管长度和填充率分别取 800mm 与 0.09 左右。模拟结果可以为基于中空纤维膜的蒸发冷却器的进一步优化设计和应用提供理论依据。

［关键词］蒸发冷却；中空纤维膜；逆流；传热传质；数值模拟

符号说明：

α——热扩散率，m^2/s；	εwb——湿球效率；
c ——摩尔浓度，mol/m^3；	ρ——密度，kg/m^3；
D ——扩散率，m^2/s；	φ——填充率；
nfiber——纤维管数量；	下标；
P——压力，kPa；	a——空气；
r——中空纤维管半径，mm；	f——自由表面；
Ro——壳体半径，mm；	i——内；
RH——相对湿度，%；	in——入口；
T——温度，℃；	o——外；
u——x 方向速度，m/s；	out——出口；
v——y 方向速度，m/s；	w——水。

0 引言

蒸发冷却空调系统利用水作为制冷剂，具有功耗低且环境友好的特点，其功耗约为机械压缩式空调系统的 10%-20%[1,2]，其中直接蒸发冷却空调机组因其环保、节能、经济等优势得到了广泛应用。而传统的直接蒸发冷却系统通常采用循环水“喷淋”至有机填料的形式，可能会形成喷雾水滴的漂移并且容易产生水垢。此外，循环水的使用还会导致填料表面细菌、霉菌的生长，影响室内空气品质。为了解决这些问题，本研究拟提出一种与中空纤维膜相结合的蒸发冷却方式，利用选择性透过膜技术，使得膜组件能够将空气与液态水隔离开，膜材料仅选择性地允许水蒸气透过，避免液滴夹带细菌进入空气等问题。

研究者们提出了一些将聚合物膜与蒸发冷却技术相结合的混合系统[3]。Ingole 等[4]制备了包含复合聚合物层的聚醚砜中空纤维膜，实验研究表明，该薄膜复合膜在水蒸气分离方面表现出优异的性能。Hong 等[5]研究了疏水中空纤维膜材料在蒸汽吸收式制冷系统中的质回收过程。模拟结果表明，在真空工况下，水蒸气传递性能得到了提高。Jradi 和 Riffat[6]对一种中空纤维组件进行了干燥剂蒸发冷却应用实验，该叉流式系统的 COP 可达 19 之高。Ham 等[7]提出了一种混合空气冷却系统，该系统包括基于膜的焓交换器，间接蒸发冷却器和显热热交换器。基于膜的焓交换器能够对室外进气进行预冷和除湿。Englart[8]提出了一个叉流式蒸发冷却膜组件的一维模型。模拟结果表明，出口空气温度的相对误差低至 0.5%，空气含湿量的相对误差在 4%以内。Zhang[9]提出了一种叉流式中空纤维膜加湿器的理论研究，加湿组件包括 2600 根纤维，每根纤维外径为 1.5 mm。Huang 等[10]建立了一个数值模型来研究几何参数对六角形平行板膜通道传热的影响。模拟结果可用于进一步优化基于膜的热质交换器的结构。Zhang [11]研究了一个应用规模的叉流式基于中空纤维膜的平行板式换热器的性能，他们指出模块的填充密度是影响系统传热传质性能的关键参数。Zhang 等[12]提出了一种混合空调系统，该系统由基于膜的除湿单元辅助。数值分析表明，针对我国南方气候条件，该系统的 COP 提高了约 20%。

文献综述表明，对于基于中空纤维膜的逆流式蒸发冷却器，其关键设计参数对冷却效率的影响规律有待进一步研究。因此本文旨在建立该冷却器的数值模型，分析运行参数与结构参数对其空气处理过程的影响规律。模拟结果可以为基于中空纤维膜的蒸发冷却器的进一步优化设计和应用提供理论依据。

1 基于中空纤维膜的逆流式蒸发冷却器

本文所研究的基于中空纤维膜的逆流式蒸发冷却器结构示意如图 1 所示。该冷却器的结构类似于壳管式换热器，空气沿纤维管的外表面流动（壳程），循环水则通过纤维管内部流动（管程）。其中所使用的中空纤维膜能够隔离空气流和水流，并选择性地仅允许水蒸气从膜孔通过。中空纤维管内的循环水蒸发吸热而能够使空气温度降低，同时，水蒸气的渗透过程也增加了空气的含湿量。

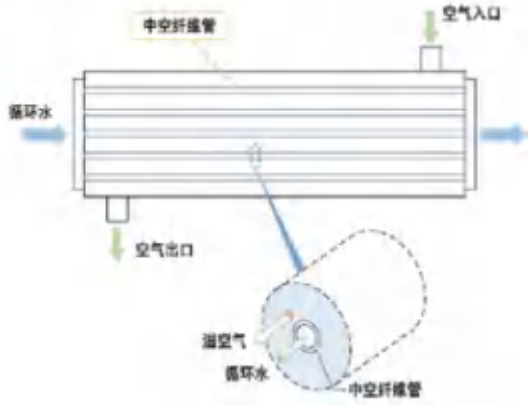


图 1 基于中空纤维膜的逆流式蒸发冷却器结构示意图

2 数学模型分析

对图 1 所示的完整中空纤维膜组件直接进行建模是相当困难的，因为一个组件中的中空纤维管很多，通常在直径为 5cm 的壳体中就可填充近千根纤维。因此可以使用 Happel 的自由表面模型[13,14]来解决这一问题。根据这个方法，可以认为壳体中的每根纤维都被一个流体层所包围，并且在外表面上没有动量，热量或质量传递。纤维均匀分布，并且流动是纯轴向的，纤维束由一系列这样的自由表面单元组成。每个单元的中心只有一根纤维，被均匀的流体包围，如图 2 所示。单根纤维的自由表面半径可由下式计算得到：

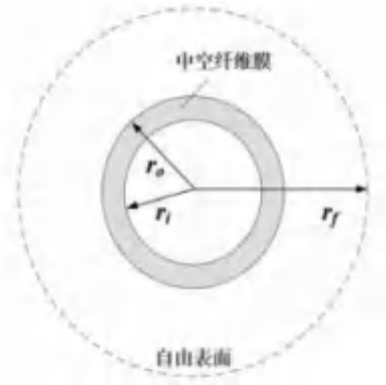


图 2 自由表面模型单元

$$r_f = r_o \cdot \left(\frac{1}{\varphi}\right)^{1/2} \tag{1}$$

其中组件的填充率 φ 计算方法如下：

$$\varphi = \frac{n_{fiber} r_o^2}{R_o^2} \tag{2}$$

图 3 展示了基于中空纤维膜的蒸发冷却器的计算域。建立数学模型时基于以下假设：(1)计算域与其周围环境隔离；(2)重力作用可忽略不计；(3)空气和水的质量流量恒定；(4)流体流动稳定且不可压缩。

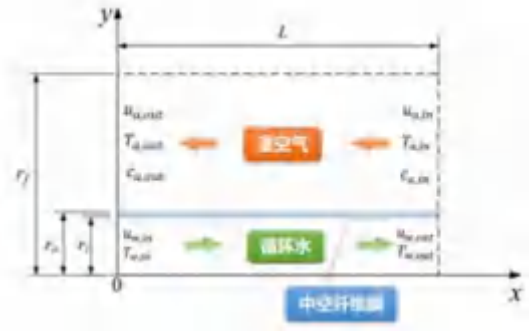


图 3 计算域示意图

在该冷却器中，湿空气和水流的控制方程如下：

$$\frac{\partial u_a}{\partial x} + \frac{\partial v_a}{\partial y} = 0 \tag{3}$$

$$u_a \frac{\partial u_a}{\partial x} + v_a \frac{\partial u_a}{\partial y} = -\frac{1}{\rho_a}\frac{dp}{dx} + v_a \frac{\partial^2 u_a}{\partial y^2} \tag{4}$$

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(u_a T_a\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(v_a T_a\right) = \alpha_a \frac{\partial^2 T_a}{\partial y^2} \tag{5}$$

$$\frac{\partial u_w}{\partial x} + \frac{\partial v_w}{\partial y} = 0 \tag{6}$$

$$u_w \frac{\partial u_w}{\partial x} + v_w \frac{\partial u_w}{\partial y} = -\frac{1}{\rho_w}\frac{dp}{dx} + v_w \frac{\partial^2 u_w}{\partial y^2} \tag{7}$$

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(u_w T_w\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(v_w T_w\right) = \alpha_w \frac{\partial^2 T_w}{\partial y^2} \tag{8}$$

水蒸气传递的方程为：

$$u_a \frac{\partial c_a}{\partial x} + v_a \frac{\partial c_a}{\partial y} = D_a \frac{\partial^2 c_a}{\partial y^2} \tag{9}$$

湿球效率（εwb）是一个评估蒸发冷却器冷却性能的常用参数：

$$\varepsilon_{wb} = \frac{T_{a,in} - T_{a,out}}{T_{a,in} - T_{a,in,wb}} \tag{10}$$

本研究使用 COMSOL Multiphysics 模拟软件建立了该冷却器的控制方程与边界条件。其计算域通过

三个物理场接口进行求解，即传热接口，层流接口和稀物质传递接口，同时求解了计算域的温度场，速度场和浓度场。

3 网格无关性验证

在进行后续研究之前，需要通过网格无关性验证以确保模拟结果的准确性。本文采取了 6 种方案对计算域进行网格划分，网格数量在 1000 到 10000 之间。图 4 显示了该冷却器处理后的出口空气温度在不同网格数量下的变化情况，考虑到计算时间和精度，可采用数目为 7500 的网格进行后续模拟研究。本例网格划分结果如图 5 所示。

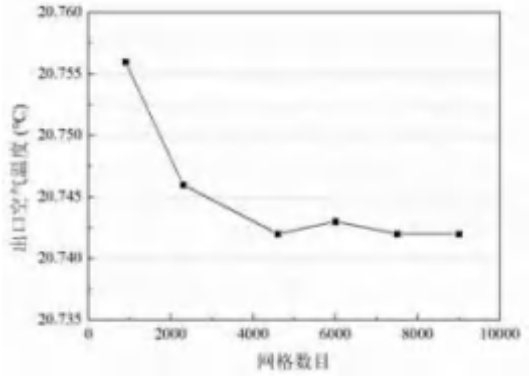


图 4 出口空气温度随网格数目的变化情况

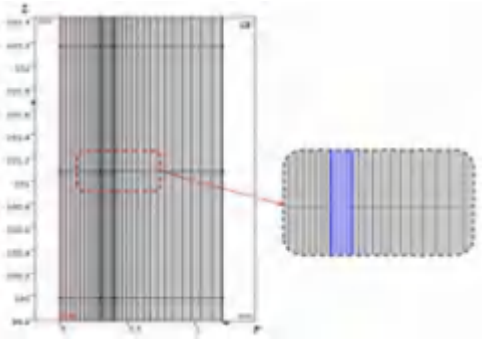


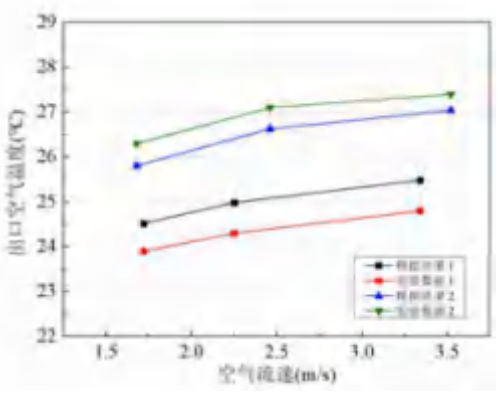
图 5 网格划分结果示意图

4 数学模型验证

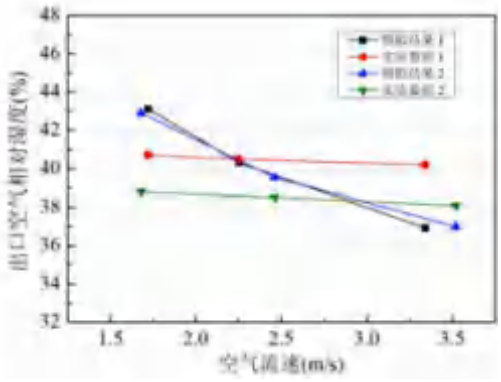
本文利用现有文献中的实验数据对所建立的数学模型进行了验证。出口空气温度与相对湿度的数值计算值与文献[15]中的实验值对比结果如图 6 所示。结果显示两者的最大相对误差分别约为 2.8%和 6.6%，说明模型计算结果具有较高可信度。

5 结果与讨论

本节采用验证的数学模型研究了该冷却器中的空气处理过程。在该模型中，中空纤维管的外径和内径分别为 0.8mm 和 0.6mm，该膜的扩散系数和导热系数分别为 1.5×10-5 m^2/s 和 0.17 W/(m·K)。此外表 1 给出了预设的模拟条件。



(a)出口空气温度



(b)出口空气相对湿度

图 6 出口空气温度和相对湿度的计算值与实验值对比

5.1 入口空气温湿度的影响

为了评估入口温度和相对湿度的影响，本文研究了该冷却器在不同进气条件下的性能(Ta,in = 28℃，31℃，34℃，37℃ 和 40℃；RHa,in= 20%，40% 和 60%)。模拟中的其他参数设置如表 1 所示。

表 1 基于中空纤维膜的蒸发冷却器模拟预设参数

参数	符号	值	单位
入口空气温度	Ta,in	34	℃
入口空气相对湿度	RHa,in	20, 40, 60	%
入口空气流速	ua	1	m/s
供水流速	uw	0.01	m/s
纤维管长度	L	400	mm
填充率	φ	0.03	-

图 7 显示了在各种模拟进气条件下的出口空气温度。在特定的 RHa,in 下，出口空气温度会随着 Ta,in 的增加而逐渐升高。此外，在特定的 Ta,in 下，RHa,in 会极大地影响出口空气温度，较高的 RHa,in 会导致较高的出口空气温度。例如，当 Ta,in 为 34℃时，若将 RHa,in 从 20%提高到 60%，出口空气温度将从 24.89℃升高到 30.15℃，原因在于相对湿度较低的空

气具有较低的水蒸气分压，从而导致较高的水蒸气传递过程驱动力。换句话说，该冷却器在炎热干燥的气候区中具有很大的冷却潜力。

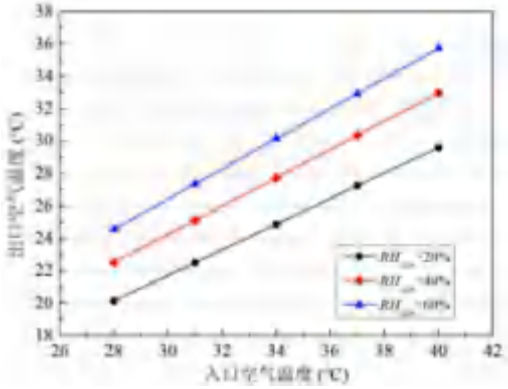


图 7 不同运行工况下出口空气温度的变化

5.2 空气流速的影响

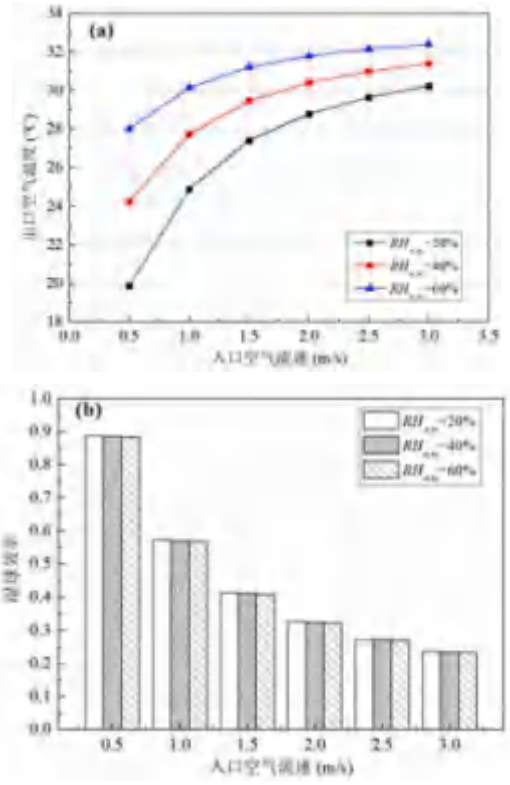


图 8 入口空气流速对(a)出口空气温度和(b)湿球效率的影响

图 8 表明了出口空气温度和湿球效率在不同入口空气流速(1-3m/s)下的变化规律。由图 8（a）可以看出，空气流速对空气处理性能有着显著的影响，较高的空气流速会导致出口空气温度的增加。例如，当 RHa,in 为 40%时，将空气流速从 0.5m/s 增加到 3.0m/s，出口空气温度从 24.26℃显著升高到了 31.41℃，增幅达到 29.5%。这一变化规律归因于增大流速则空气与中空纤维管之间的接触时间减少，从而导致冷却效率降低。如图 8（b）所示，当入口空气流速由 0.5m/s 增加为 3.0m/s 时，平均湿球效率从 0.88 降低至 0.23，说明了减小入口空气流速可以实现更高的湿球效率。因此建议实际应用该冷却器时保持低于 1.5m/s 的入口流速。

5.3 纤维管长度的影响

图 9 表明中空纤维管长度对出口空气温度的影响。在这项研究中，中空纤维长度由 200mm 逐渐增加至 1200mm，同时保持其他参数为表 1 中的预设值。如图 9 所示，对于集成有更长纤维管的冷却器，其处理得到的出口空气温度更低，显然这是由于增加了空气-水界面的接触时间和接触面积。另外，当纤维管长度超过 800mm 时，出口空气温度变化不大，考虑到继续增加纤维管长非但不会提高冷却性能，反而会增加制造成本与流动阻力，因此建议该冷却器纤维管长度最大设置为 800mm。

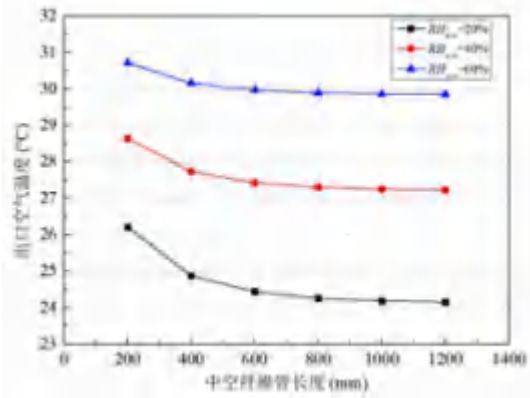


图 9 中空纤维管长度对出口空气温度的影响

5.4 填充率的影响

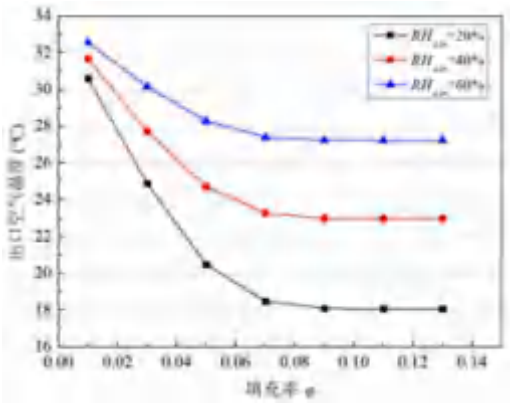


图 10 填充率对出口空气温度的影响

图 10 显示了组件填充率对出口空气温度的影响，可以看出，在填充率从 0.01 增加到 0.13 的过程中，出口空气温度逐渐降低，冷却效果愈加明显。这

是因为增大组件填充率意味着增加了空气与中空纤维管的接触面积，从而导致传热传质量的增加。值得一提的是，当填充率大于 0.09，出口空气温度趋于某一恒定值，继续增大填充率反而会增加制造成本与流动阻力，因此基于中空纤维膜的蒸发冷却器的填充率宜取 0.09 左右。

6 结论

本文建立了基于中空纤维膜的逆流式蒸发冷却器模型，理论研究了入口空气温湿度及流速、纤维管长度以及填充率对其冷却性能的影响。结果表明，所提出的冷却器能够有效冷却和加湿空气，并且较低的空气流速、较长的纤维管以及较高的填充率有助于提高冷却效率。这可以归因于增加了空气-水界面的接触时间和接触面积。为了获得理想的冷却效果，建议空气流速小于 1.5m/s，纤维管长度和填充率分别取 800mm 与 0.09 左右。值得一提的是，本文所提出的冷却器可以应用于蒸发冷却系统，也能够与现有的空调系统集成以应用于空气冷却。

参考文献：

[1] Best R, Rivera W. A review of thermal cooling systems[J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 75: 1162-1175.

[2] 黄翔. 面向环保、节能、经济及室内空气品质联合挑战的蒸发冷却技术[J]. 建筑热能通风空调, 2003, 22(4):1-3.

[3] Cho H, Smith AD, Mago P. Combined cooling, heating and power: A review of performance improvement and optimization. Applied Energy 2014;136: 168-85.

[4] Ingole PG, Choi WK, Lee GB, Lee HK. Thin-film-composite hollow-fiber membranes for water vapor separation. Desalination 2017;403:12-23.

[5] Hong SJ, Hihara E, Dang C. Mass recovery characteristics of hydrophobic hollow fiber membrane-based refrigerant mass exchangers in vapor absorption refrigeration systems.J MembrSci2019;580:177-89.

[6] Jradi M, Riffat S. Testing and performance analysis of a hollow fiber-based core for evaporative cooling and liquid desiccant dehumidification. International Journal of Green Energy 2016;13:1388-99.

[7] Ham SW, Lee SJ, Jeong JW. Operating energy savings in a liquid desiccant and dew point evaporative cooling-assisted 100% outdoor air system. Energy and Buildings 2016;116:535-52.

[8] Englart S. Use of a membrane module for semi-direct air evaporative cooling. Indoor and Built Environment 2019;0:1-13.

[9] Zhang LZ, Huang SM. Coupled heat and mass transfer in a counter flow hollow fiber membrane module for air humidification. International Journal of Heat and Mass Transfer 2011;54:1055-63.

[10] S.-M. Huang, Y. Hong, F.G.F. Qin, Fluid flow and heat transfer in hexagonal parallel-plate membrane channels (HPMC): Effects of the channel heights and fluid parameters, Applied Thermal Engineering. 93 (2016) 8-14.

[11] L.Z. Zhang,Coupled heat and mass transfer in an application-scale cross-flow hollow fiber membrane module for air humidification, International Journal of Heat and Mass Transfer.55(2012)5861-5869.

[12] N. Zhang, S.Y. Yin, L.Z. Zhang, Performance study of a heat pump driven and hollow fiber membrane-based two-stage liquid desiccant air dehumidification system, Applied Energy. 179 (2016) 727-737.

[13] Happel J. Viscous flow relative to arrays of cylinders[J]. AIChE Journal, 1959, 5(2).

[14] Xu J, Li R, Wang L, et al. Removal of benzene from nitrogen by using polypropylene hollow fiber gas–liquid membrane contactor[J]. Separation and Purification Technology, 2009, 68(1):75-82.

[15] X.J. Chen, Y.H. Su, D. Aydin, et al. Experimental investigations of polymer hollow fibre integrated evaporative cooling system with the fibre bundles in a spindle shape[J]. Energy and Buildings, 2017, 154:166-174.

CFD 模拟在建筑室外厨房排油烟设备布置方案设计中的应用

陈子良，金了然，陈劲晖，陈　刚

（华东建筑设计研究总院国际设计中心，上海　200002）

［摘　要］计算流体力学（CFD）逐渐被应用于建筑环境模拟研究中，本文旨在通过应用软件的室外风环境和气流组织的模拟方法来解决对厨房油烟在室外的扩散轨迹。本文的研究对象则为现如今不断涌现的大型商业广场和酒店的厨房排油烟室外扩散，将应用 CFD 技术，并参考众多规范和标准来设置在模拟中需要的参数。本文将会简述运用的计算方法、网格划分、条件设置和各种软件的应用，并提及几个实际应用该方法的典型案例，解释说明 CFD 技术如何进行应用，及其的效果和优势。

［关键词］CFD 模拟；商业建筑；厨房排油烟；室外风环境模拟

1.背景

得益于计算机技术和算力的发展，计算流体力学（CFD）逐渐应用到建筑环境的模拟研究中，包括建筑室外风环境，室内热舒适度、气流组织模拟等[1]。相比于流体力学早期的风洞试验周期较长、成本较高且需要按照比例尺缩小进行实验的缺点，CFD 模拟能够在较短时间内按照建筑模型的实际尺寸较为准确地模拟建筑风环境。

随着商业地产的不断发展，城市的建筑群中不断涌现大型的商业广场或酒店等综合体[2]。而作为其中一类主力业态，餐饮通常在租户类别的组成中占据了较大的比例。餐饮厨房的排油烟排放对建筑区域内的行人、设备以及周边建筑会带来一定的影响。如果在建筑物设计规划阶段没有规避排油烟污染物和气味等不利因素，不但会降低项目建成后的品质，还会对行人和建筑的安全性、舒适性带来负面影响。

因此运用 CFD 技术方法对建筑物范围内排厨房排放策略进行分析研究就显得尤为重要。本文会结合过往实际设计案例，利用 fluent 软件对项目内相关建筑区域进行流体力学数值模拟。根据夏、冬季不同盛行风向和气候条件，软件可以模拟出计算域内的油烟排放轨迹、污染物浓度分布和油烟影响下温度分布的详细表现。通过对模拟结果的分析，可以判断厨房排油烟位置和系统设置的合理性。如果不满足设计要求可以及时调整规划和排放策略，从而避免不利影响。

2.模拟方法

2.1 计算理论和网格划分

油烟排放物和自然风的流体状态视为稳态湍流流动。在本文案例中的边界条件采用的是 k- ε 标准模型，即标准的湍流模型，且为流体引入浮力效应。

在本文案例中应用到的求解器为压力基，算法为耦合求解器（PBCS），方式为 SIMPLE[3]，其中单元中心的变量梯度运用基于单元体的最小二乘法插值（Least-Squares Cell-Based）方法；对流项的插值方法上压力、动量、能量和混合物采用二阶迎风格式，该方法适用于网格方向有差异的三角形/四面体网格，精度为二阶。湍动能和湍流耗散率采用一阶迎风格式，精度为一阶[4]。本文案例在保证精确度和准确性的情况下，对计算方式进行合理的简化，以确保结果具有参考价值。

本文案例中的网格划分软件为 ANSYS 中的 ICEM CFD 软件，在 Rhino 中初步建立 3D 模型后，需要将该模型导入 ICEM CFD 并对其进行网格划分。该软件可以对初步模型进行优化，同时对划分完成的网格进行柔顺化处理。

参考《民用建筑绿色性能计算标准》[5]和《建筑环境数值模拟技术规程》[6]，设置特征尺寸为计算域内最高建筑的高度 H，但当最高建筑的高度为 100m 以上的超高层建筑且高周边其他建筑平均高度 2 倍以上时，可以最高建筑高度的 1/2 作为特征尺寸 H。计算域设置为目标建筑（群）水平延伸 6H，垂直高度为 4H，建模区域为目标建筑物（群）周 1H 的范围，且计算域的长边范围保持在 0.8~1.5km。

在本文案例中，应用的网格类型为三角形/四

面体和混合网格。参考《建筑环境数值模拟技术规程》[6]网格大小按照区域的功能进行相应设置。在本文案例中计算域内最大网格的大小在15~20m；关键区域如设备屋面，排油烟口和人行区域等范围内的网格尺寸更加精细，确保模拟的准确性；且因相对庞大的计算域设置，网格的数量范围在 300~800 万。

2.2 设置参数

排油烟模拟在整体参数的设置中需考虑到能量方程，重力因素和气体混合物模型等物理参数。软件通过气象条件，城市梯度风，污染物参数等方面的设置，来达到仿真目的。

2.2.1 气候条件

气候条件方面，将分别设置夏季和冬季两个不同气候条件下的工况，并且模拟分析在两个季节中油烟排放物对建筑本身功能和周边建筑等造成时间最长且最不利影响的情况。当地气候数据参考《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》[7]，其中大气压数值，室外干球温度，盛行风风向和风速将会成为影响排油烟模拟分析的关键性参数。

城市梯度风设置方面，由于城市地表建筑的影响，自然风在距地较低处的风速会与高处的风速有一定的差距，所以在模拟中需要考虑到自然风速随高度变化的情况。此时将会引入高度方向风速按指数定律[8]设定具有梯度特征的风速边界条件的方程（1）：

$$V / V_o = (Z / Z_o)^a \quad (1)$$

其中，V 为高度 Z 处的风速，单位为米每秒（m/s），V_o 为基准高度 Z_o 处的风速，单位为米每秒（m/s），本文案例中取 10m 处的风速；e 为指数，主要和地面粗糙度和温度垂直梯度有关，一般在城市繁荣地区取值为 0.3，相对偏远地区取值为 0.22，绿地或农田区域为 0.15[9]，本文案例中多取 a 值为 0.3。

2.2.1 污染物参数

污染物参数设置方面，由于液化气燃烧产生的其他废气与 CO 和 CO_2 扩散途径相似，所以采用 Fluent 内部固定的 gas-air 混合物[10]，其中 gas 为液化燃料燃烧后产生的气体 CO 和 CO_2 的混合气体，来模拟排出的油烟混合物。参考《饮食业油烟排放标准》[11]考虑建筑厨房油烟排放浓度限值为 2.0mg/m^3。在 Fluent 中设置油烟参数的时候给油烟排出口的气体设置为空气与二氧化碳的混合流体，其中空气的详细参数按当地室外干球温度情况设置相应参数[12]，CO_2 的摩尔质量为 28.5g/mol；排油烟口的 CO_2 的质量分数设置为 0.2g/g，其余气体组成为空气；总体温度为 70~80℃。

2.3 软件应用

在确定排油烟模拟的目的和需求的计算域后，为简化建模过程，利用 Rhino 创建代表计算域的几何实体模型 然后通过 ICEM CFD 设计、划分和优化网格；最后在 Fluent 中通过设置物理问题（域属性、边界条件等）和设置定义求解器（数值格式、收敛控制等），最后通过迭代求解并监控数据完成了对整体模型的计算和最终模拟结果的呈现，得到如油烟排放轨迹、污染物浓度分布和油烟影响下温度梯度分布等数据。从而判断在 CFD 模拟中，厨房排油烟设置位置的合理性，并对设计重新校核和优化。

3.案例分析

本文选取了部分实际商业项目作为案例，通过 CFD 模拟结果对厨房排油烟对设备、建筑物和人员所带来的影响做出分析，以验证设计的合理性和可行性。

参考《饮食业油烟排放标准》[11]案例模拟设定经油烟净化后排放的油烟浓度为 2mg/m^3，取最不利条件，且同时模拟考虑冬夏两种工况。

本次建模域及计算域参考自《建筑环境数值模拟技术规程》[6]和《民用建筑绿色性能计算标准》[5]中细则进行设置。

根据《恶臭污染物排放标准》[13]中恶臭气体（包括异味）用无臭气体进行稀释，稀释到刚好无臭时，所需的稀释倍数为 20，即油烟浓度衰减为排放浓度 1/20=5%，因此模拟案例中主要分析油烟浓度衰减至初始浓度的 5%对周边区域的影响范围，并且考虑油烟的高温对周边设备和人行区域产生的影响进而分析。

3.1.案例 1：XXXX 酒店项目

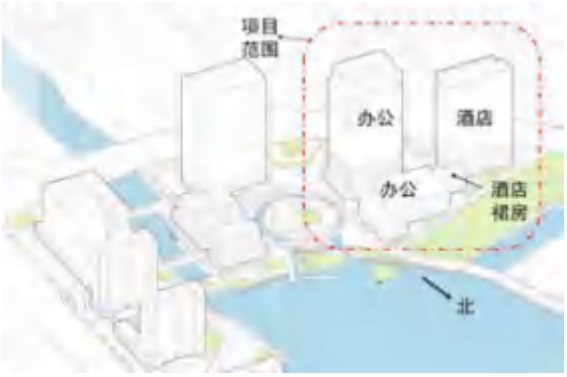


图 1：XXXX 酒店项目总图

本项目为一个大型综合类项目，项目总图见图 1 所示，包括酒店和办公业态，厨房排油烟量较大，排出的油烟及异味往往成为后期营运及影响项目品质的主要问题。厨房排油烟集中在裙房屋面区域朝南排放，考虑到夏季的主导风（南风）对排油烟的影响是否会对同层的空气源热泵和南边办公建筑造成影响；且冬季的主导风（北风）对排油烟的影响是否会对同层的酒店包厢区域北部的办公建筑造成影响，故在项目前期进行本次分析研究，利用 CFD 软件模拟夏季和冬季主导风向下裙房屋面厨房排油烟的扩散轨迹以分析其对屋面设备、人员活动区域及周边建筑群的影响。

CFD 建模和计算域划分如图 1 所示：

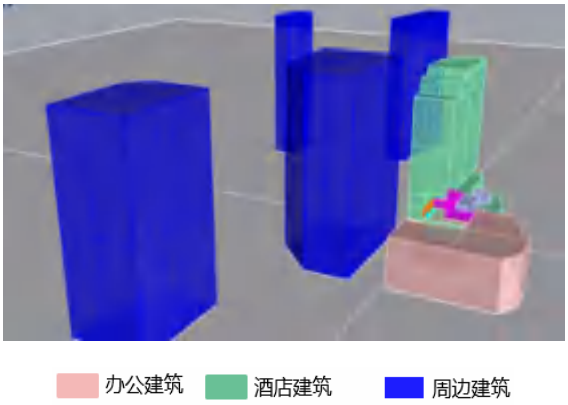


图 2: XXXX 酒店项目 CFD 建筑模型

各排油烟风机的位置、风量和风口大小等根据实际设计参数确定。屋面排油烟系统排布如图 4 所示：

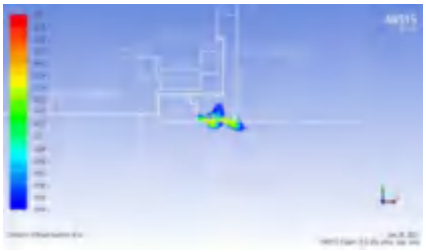


图 5: 夏季烟气衰减至初始浓度 20%区域

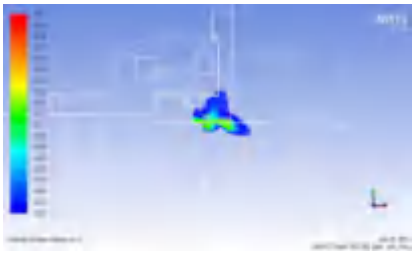


图 7: 夏季烟气衰减至初始浓度 10%区域

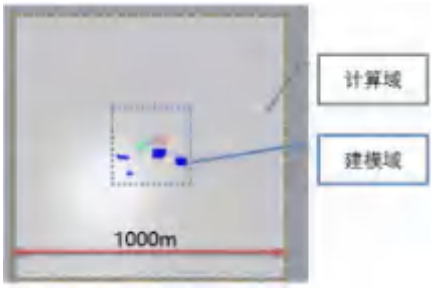


图 3: XXXX 酒店项目 CFD 建筑模型计算域与建模域

3.1.1 重点内容

根据项目性质，需要重点关注油烟排放物对以下区域的影响：

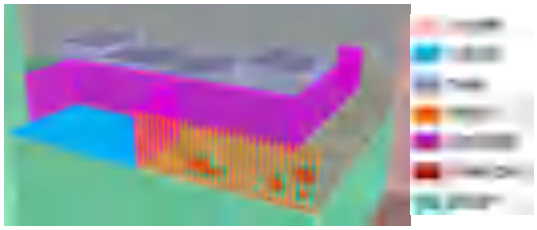


图 4: XXXX 酒店裙房屋面排油烟系统示意模型

裙房屋面其他设备，如屋面空气源热泵，防止设备运行时因油烟附着而效率降低；

对设备新风取风的影响，如厨房区域东侧厨房补风；

对本项目的办公建筑和酒店住宿区域的影响；

对裙房屋面餐饮包间及其他人员活动影响。

3.1.2 模拟结果

在夏季和冬季主导风对烟气的扩散影响下，烟气浓度衰减至初始浓度 5~20%时影响的区域如下图所示：

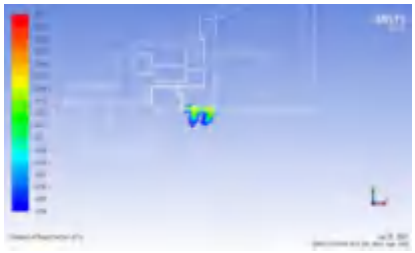


图 6: 冬季烟气衰减至初始浓度 20%区域

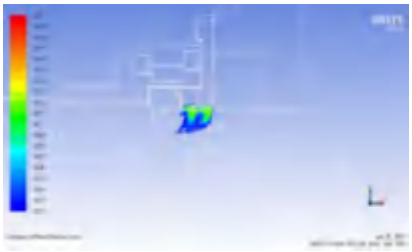


图 8: 冬季烟气衰减至初始浓度 10%区域

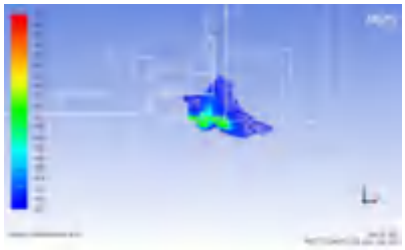


图 9：夏季烟气衰减至初始浓度 5%区域

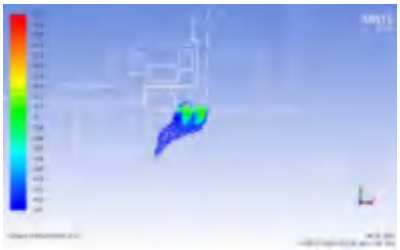


图 10：冬季烟气衰减至初始浓度 5%区域

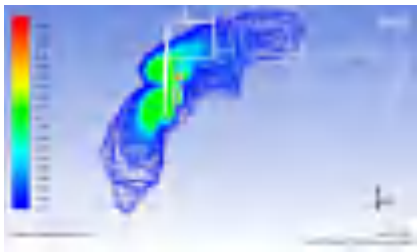


图 11：夏季烟气衰减至初始浓度 5%区域侧视图



图 12：冬季烟气衰减至初始浓度 5%区域侧视图

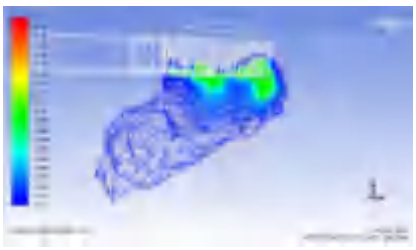


图 13：冬季烟气衰减至初始浓度 5%区域正视图

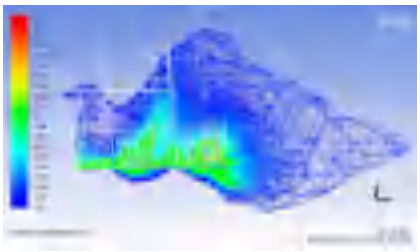


图 14：夏季烟气衰减至初始浓度 5%区域正视图

从图 5 至图 14 的模拟结果表明，夏季和冬季主导风，油烟浓度衰减至初始浓度 5%时，影响范围未到达裙房包间区，办公建筑、新风取风处、空气源热泵布置区域。因此根据冬、夏季的分析结果，可认为现状方案设计合理。

3.2 案例 2：XXXX 商业广场项目



图 15：XXXX 商业广场项目总图

本项目为大型商业广场建筑，其餐饮业态产生的厨房排油烟量较大，且排放点分散设置于在屋面靠外一周区域，可能会对屋面位于排油烟点附近敏感设备造成影响；过于靠近下沉广场的排油烟点位，对人行区域的舒适性可能造成影响；三栋距排油烟点过近的住宅建筑可能会被影响。本项目前期需要对存在的几个主要的排油烟问题进行研究分析，所以利用 CFD 软件模拟在夏季主导风（南风）和冬季主导风（北风）影响下建筑屋面厨房排油烟的扩散轨迹和高温分布区域以分析其对屋面设备、人员活动区域、周边建筑群等影响。

CFD 建模和计算域划分如下图所示：

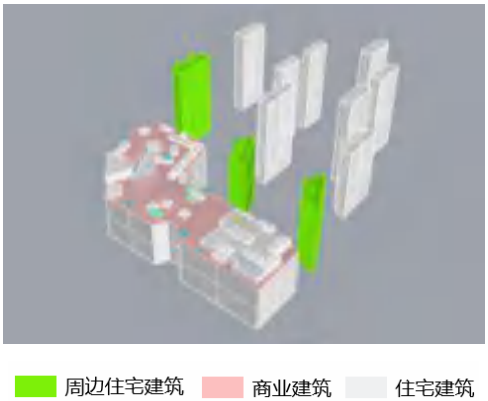


图 16：XXXX 商业广场项目 CFD 建筑模型

各排油烟风机的位置设置于下图 A~K 处，风速为 8~9m/s，且风口大小等根据实际设计参数确定。屋面排油烟系统排布如下图所示：

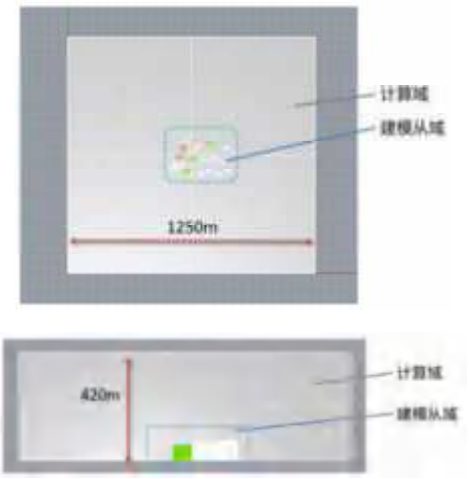


图 17: XXXX 商业广场项目 CFD 建筑模型计算域与建模域

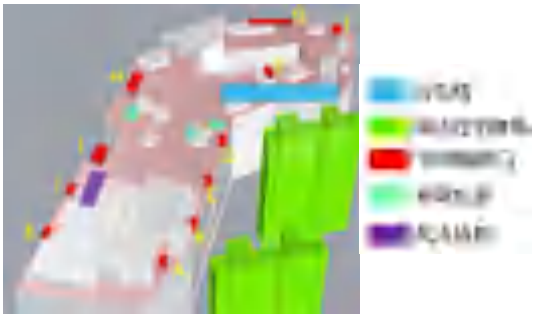


图 18: XXXX 商业广场项目屋面排油烟系统示意模型

3.2.1 重点内容

根据项目性质，需要重点关注油烟排放物对以下区域的影响：

a)对屋面风冷热泵和冷却塔的影响，为防止设备运行时因油烟附着而效率降低和对设备散热产生影响；

b)对内区新风机房取风的影响；

c)对周边距离过近的住宅建筑的影响；

d)对屋面下沉广场人行区域人员活动影响。

3.2.2 模拟结果

在夏季由于高温油烟影响下的温度过高的区域范围如下图所示：

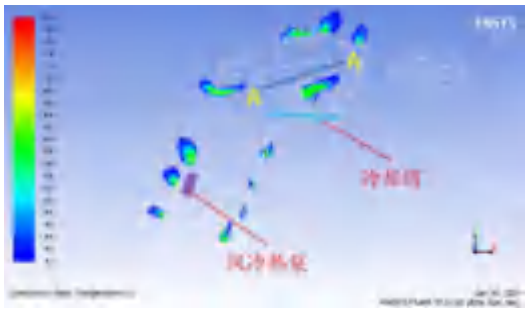


图 19: 夏季屋面受烟气影响超过 40℃的区域

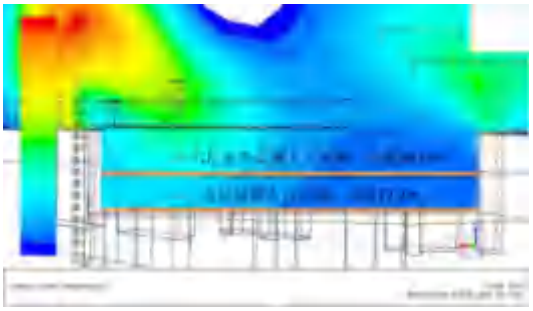


图 20: 夏季下沉广场 A-A 剖面人行区域竖向分布温度

图 19 表明冷却塔和风冷热泵周围温度为超过 40℃，即油烟的高温未对屋面的设备造成影响。图 20 表明五层屋面人行区域的温度在 35.7~36.1℃范围内，六层室外走廊人行区域温度在 35.7~36.3℃范围内，与夏季室外温度 35.1℃相比由于高温烟气产生的影响很低，即油烟的高温未对下沉人行广场造成影响。



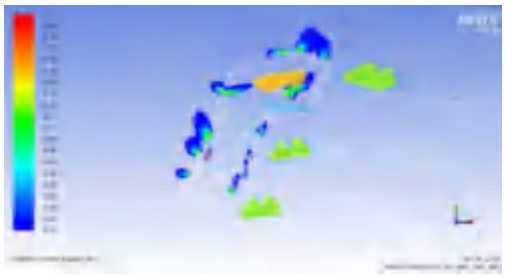


图 21: 夏季烟气衰减至初始浓度 5%区域

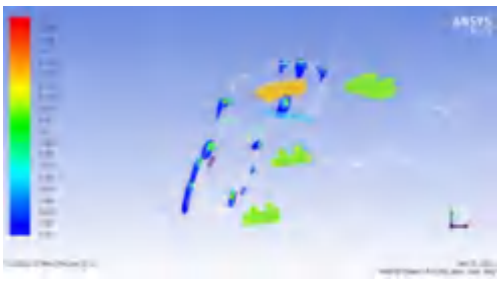


图 22: 冬季烟气衰减至初始浓度 5%区域

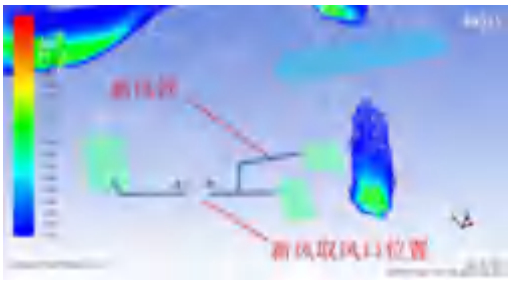


图 23: 夏季屋面内区新风机房周边烟气衰减至初始浓度 5%区域

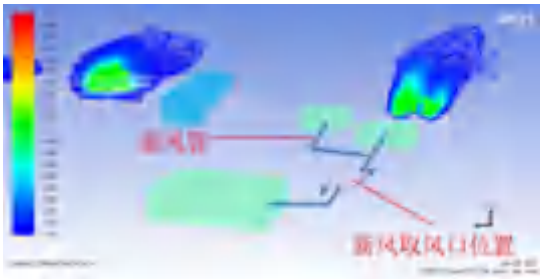


图 24: 冬季屋面内区新风机房周边烟气衰减至初始浓度 5%区域

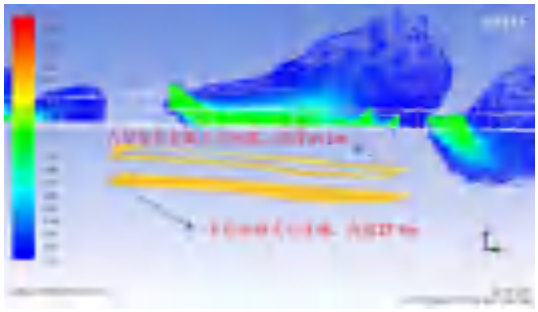


图 25: 夏季下沉广场人行区域烟气衰减至初始浓度 5%区域

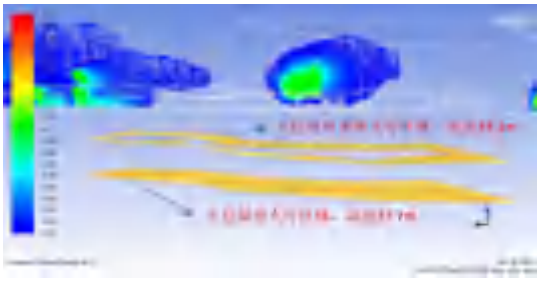


图 26: 冬季下沉广场人行区域烟气衰减至初始浓度 5%区域

在夏季和冬季主导风对烟气的扩散影响下，烟气浓度衰减至初始浓度 5%时影响的区域如下图所示：

从图 21 至图 26 的模拟结果表明，在夏季或冬季主导风的影响下，油烟浓度衰减至初始浓度 5%时，烟气扩散影响的范围仅在不上人屋面的排油烟设备周边，且均未到达下沉广场人行区域，冷却塔和风冷热泵，周边建筑和新风机房取风区域。

因此根据冬、夏季烟气温度分布和烟气扩散轨迹的分析结果，可认为现状方案设计合理。

4.结论

CFD 在室外排油烟扩散轨迹预测上的应用，切实的在本文中的案例中起到了指导和分析设计合理性方面的作用。通过分析高温油烟扩散范围和温度影响分布范围对重点关注区域，如新风取风，敏感设备，人行区域和周边住宅等的影响来探究油烟设置的是否合理，在项目方案初期便可对室外排油烟设备布置方案提供了数值化、精细化的设计依据。

参考文献

[1] 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(02):108-114.

[2] 王诗惠. 商业建筑设计的街区化发展形态初探[D].西安建筑科技大学,2011.

[3] 林豹.集中烟道住宅厨房排烟系统空气动力分析[J].沈阳建筑工程学院学报,1997(03):49-53.

[4] 于昌勇.基于 CFD 的建筑风环境及油烟排放数值模拟研究[J].建设科技,2014(07):62-64.

[5] JGJ/T449-2018 民用建筑绿色性能计算标准[S].北京:中国建筑工业出版社,2018.

[6] 上海市地方标准《建筑环境数值模拟技术规程》DB31/T 922-2015.

[7] GB 50736—2012，民用建筑供暖通风与空气调节设计规范[S].

[8] Architectural Institute of Japan.Recommendations for loads on buildings[M]. Japan:Architectural Institute of Japan (in Japanese) , 2004.

[9] 中华人民共和国住房和城乡建设部.GB 50009-2012 建筑结构荷载规范[S].北京:中国建筑工业出版社,2012.

[10] 高兴全,沈琳,敖永安.厨房液化气燃烧废气浓度分布及对室内的污染[J].建筑热能通风空调,2009,28(02):74-76.

[11] 国家环保总局.饮食业油烟排放标准:GB 18483—2001.[S/OL].[2020-01-12].

[12] Mhtl.uwaterloo.ca. 2021. Fluid Properties Calculator. [online] Available at: <http://www.mhtl.uwaterloo.ca/old/onlinetools/airprop/airprop.html> [Accessed 5 March 2021].

[13] 《恶臭污染物排放标准》(GB14554-XX,征求意见稿代替 93 标准)[S].生态环境部、国家市场监督管理局,2018.

百叶内遮阳对西安地区冬季教室室内光环境影响研究

万　蓉，史博昌，邸浩然，汪　斌

（长安大学建筑工程学院，西安　710061）

［摘　要］自然采光对人体健康、情绪和工作效率有着积极的作用，但是强烈的自然光会造成教室近窗部分的眩光，百叶遮阳可以有效改善室内光环境。本文通过 Ecotect 和 Radiance 模拟分析冬季晴天时百叶内遮阳对西安地区高校教室内光环境的影响，得出百叶遮阳角度、遮阳面积、百叶宽度和百叶宽度与百叶间距之比对光环境的影响，并提出高校教室优化措施。结果表明：冬季晴天采用半遮阳形式的百叶会对室内照度改善更为有利，其提高了室内远窗部分的照度，增加了室内照度的均匀度；采用内遮阳时，百叶角度设计需根据当地太阳高度角来变化；采用百叶宽度 150mm、角度 45°或 60°、百叶间距为 225mm 的半遮阳作为百叶遮阳较为适宜。

［关键词］自然采光；百叶内遮阳；照度；光环境

1 前言

随着中国高等教育的蓬勃发展，高校教室内的物理环境越来越被重视。室内物理环境主要包括室内热环境、光环境、声环境和空气品质，其中光环境是室内物理环境中至关重要的一部分。高校教室是典型的高密度人群建筑，与其他高密度建筑具有明显不同的特点。首先，高校教室使用时间规律，与学生的作息时间一致；其次，高校的使用人群为青少年，大致年龄为 17~22 岁。教室是学生重要的学习场所，其环境的优劣直接影响学生的身心健康和学习效率，对学生生理和心理产生一定影响，环境的舒适程度影响学生的健康发展和学习效率。

在对西安地区某高校教室室内光环境的调研中发现，冬季晴天时，学生仍然普遍使用教室的遮阳帘来进行遮阳。由于室内遮阳的遮阳能力过强导致室内照度偏低，因此学生打开人工光源来补充室内照度以满足学习需求。教室内学生接受的自然光降低，而过多的暴露在人工光源之下。研究表明，自然光对学生的健康、情绪和学习效率有着积极的影响[1,2,3]。减少自然采光的利用而依赖人工光源还会导致教室的能耗进一步增加[4]。

此外，室内光环境质量对于视力的影响也不可忽略。根据中国学生体质健康报告，中国大学生视力不良率呈逐年升高趋势。2000 年~2014 年，大学生视力不良率从 73.01%升高到 86.36%[5]。相关学者对视力损害与室内光环境的关系做了研究。陈玉胜、王智勇、华文娟等[6,7,8,9]认为教室光环境对学生视力存在影响，光环境的改善可有效减缓学生远视能力下降速率，预防近视发生。Yong Wang 等[10]研究阳光照射对恒河猴近视风险，研究结果表明：暴露在自然的户外光线下有助于减少远视离焦引起的近视，降低青少年猴的近视风险。

自然光对人体的健康、情绪和工作效率等起着积极的作用，但是强烈的自然光会对眼睛造成不舒适眩光。在窗户加设遮阳构件会可以有效改善室内光环境，减小教室近窗部分的眩光影响。刘国丹等[11]对不同遮阳形式进行了模拟，指出百叶遮阳对室内光环境的改善效果更好。邓天福等[12]认为百叶外遮阳措施能大幅度降低建筑能耗,有效改善室内光环境。余理论等[13]利用 Radiance 和 Daysim 等光照模拟软件对百叶外遮阳从照度、光照均匀度、眩光等方面分析百叶角度的对室内光环境的影响。梁树维等[14]模拟 5 种不同角度的百叶外遮阳下分别在冬季和夏季对办公建筑的室内光环境的影响，得到不同季节百叶外遮阳的适宜角度。管玲俐等[15]模拟了南向和西向不同百叶角度下各季节建筑能耗及眩光值，得到了夏热冬冷地区不同季节百叶遮阳的最优角度。

前人的研究指出了室内光环境对学生的重要性，并且对不同的遮阳形式对室内光环境的影响进行了深入的研究。已有文献对百叶外遮阳研究较多，而百叶内遮阳同样可以作为遮阳构件进行使用。内遮阳相对于外遮阳有着其独特的优势，比如：内遮阳在室内不易被腐蚀、角度易调节等，但这方面的研究目前相对较少，有待于进一步深入和完善。有鉴于此，本文选取西安地区某大学教室为研究对象，通过 Ecotect

和 Radiance 模拟软件分析冬季晴天时百叶内遮阳角度、遮阳面积、百叶间距和百叶宽度在对光环境的影响规律，并与实测数据对比，对高校教室遮阳构件进行优化改进。

2 研究方法

2.1 研究对象

本文选取西安某教室为研究对象，其具体建筑参数如下表 1，教室模型如下图 1。

表 1 所选取教室建筑参数

教室楼层	一楼
朝向	南向
长	12.4m
宽	9m
高	3.4m
采光方式	单侧采光
窗户材质	铝合金
窗户面积	25.6m^2
玻璃材质	双层玻璃

教室模型如下图 1。



图 1 建筑模型

2.2 研究内容

在对教室光环境进行模拟前，对所选择教室室内照度进行现场实测，得到了实际环境中教室室内照度变化规律，并通过实测数据与所建模型计算结果进行对比，验证了模型的可靠性。

根据实测教室物理参数建立模型，窗台高度为 0.6m，玻璃采用双层透明玻璃，室内各表面反射率分别设置为：天花板为 0.75，内墙为 0.75，地板为 0.35，网格设置为 60×50。本文采用百叶内遮阳，分析的影响因素为百叶遮阳面积、角度、宽度和间距。模型的具体参数如下：

1.遮阳面积

a）全遮阳 b）半遮阳（百叶仅覆盖窗户下半部分）

2.遮阳角度

15°、30°、45°、60°、75°和 90°

3. 百叶宽度（忽略百叶遮阳厚度）

50mm、100mm、150mm

4. 百叶宽度与百叶间距比（本文均用具体比例来代替百叶宽度与百叶间距比）

1:1、1:1.5 和 1:2

在冬季晴天无遮阳情况下，对室内照度进行模拟，得到室内平均照度、最高照度、最低照度、照度均匀度等结果。改变百叶遮阳的宽度、角度、百叶宽度与百叶间距比和遮阳面积，对室内照度进行模拟，并将得到的结果与无遮阳条件下的结果进行对比分析。

3 室内光环境模拟结果及分析

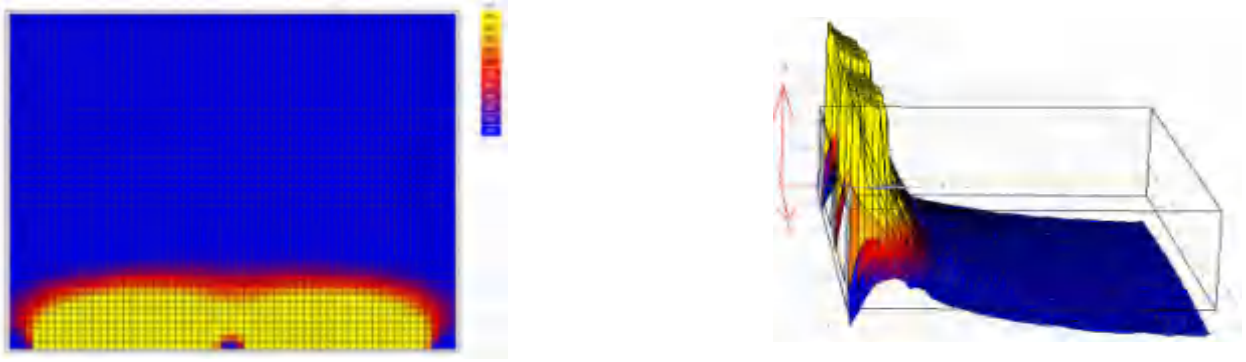
3.1 无遮阳教室室内照度分析

在 Radiance 软件中选择时间为中午 12:00，将网格范围划分与实测范围一致，得到无遮阳教室室内光环境模拟结果，将实测数据与模拟结果对比，如下表 2 所示。

表 2 模拟结果与实测结果进行对比

测量内容	平均照度（lx）	最大照度（lx）	照度均匀度
实测	302.81	1444.58	0.0918
模拟	339.97	1544.15	0.0919

模拟结果如图 2 所示。



a.二维模拟图　　b. 三维模拟图

图 2 无遮阳教室模拟结果

由上图可知，在无遮阳时，室内平均照度小于《建筑采光设计标准》[16]规定的教育建筑标准照度 450lx，仅有近窗一部分区域大于 450lx，室外自然光对室内照度影响范围仅在 3m 左右。随着教室进深的增加，

室内照度衰减逐渐减小。教室内照度差异显著，均匀度也较差。

从表中可以看出模拟数据与实测数据较为接近，整体略高。究其原因，是模拟的外部环境条件与实际情况存在一些差异，例如：实测过程中窗外有树木遮挡而在模拟过程中未能全面考虑，玻璃洁净程度略高于实际数据，未考虑室内座位等的反射，测量或者建模过程中的一些误差。但总体来看，模拟室内平均照度与实测平均照度相差 10.57%，最大照度相差 6.48%，照度均匀度相差 0.11%。模拟得到的各项数据与实测数据误差保持在 10%左右，Radiance 模拟得到的室内光环境准确度较高，能够反映实际室内光环境情况。

3.2 不同百叶遮阳下室内照度模拟结果分析

利用 Radiance 软件模拟有百叶遮阳的教室室内光环境，网格范围调整到整个教室，得到不同因素下的室内平均照度、最高照度、最低照度和照度均匀度，将得到的结果与无遮阳教室的室内光环境对比分析。

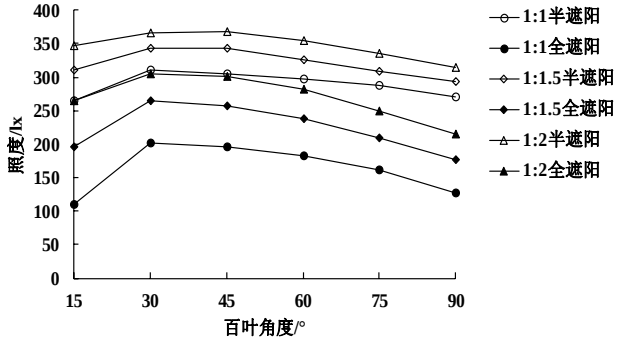


图 a 平均照度

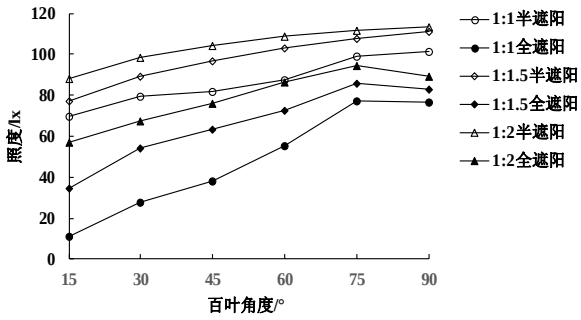


图 b 最低照度

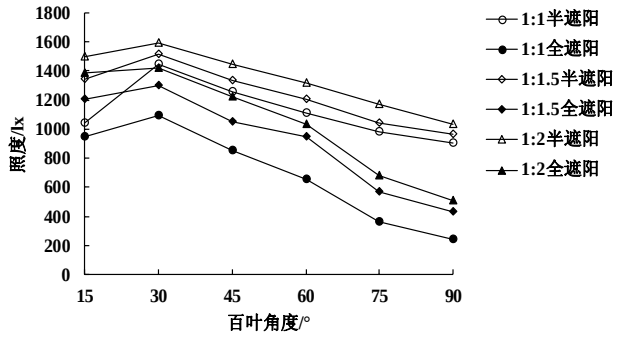


图 c 最高照度

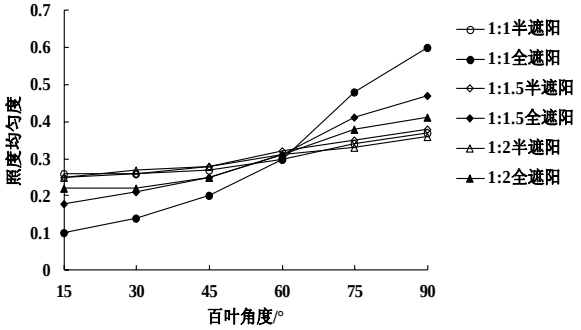


图 d 照度均匀度

图 3 50mm 百叶宽度不同角度、间距和面积下室内平均照度（a）、最低照度（b）、最高照度（c）和照度均匀度（d

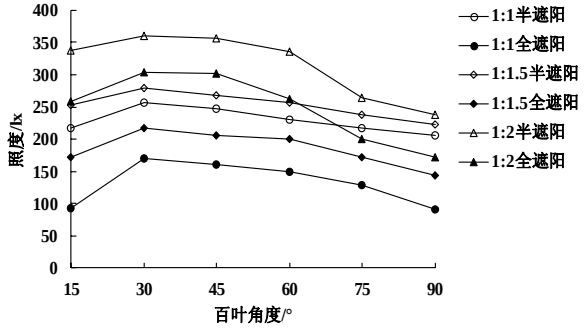


图 a 平均照度

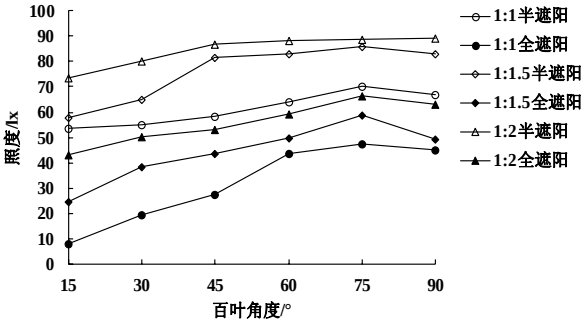


图 b 最低照度

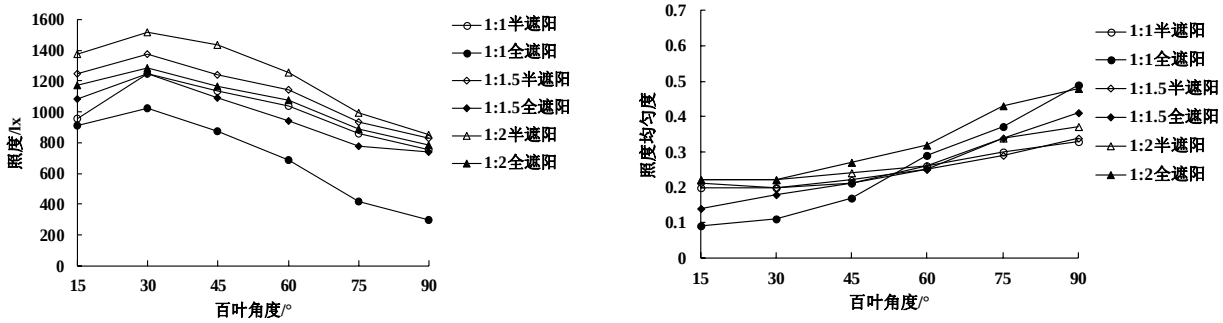


图 c 最高照度　　图 d 照度均匀度

图 4 100mm 百叶宽度不同角度、间距和面积下室内平均照度、最低照度、最高照度和照度均匀度

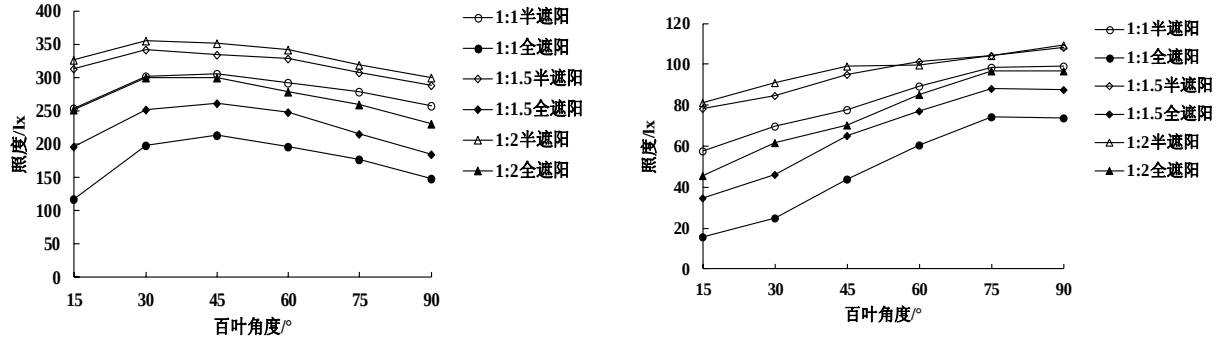


图 a 平均照度　　图 b 最低照度

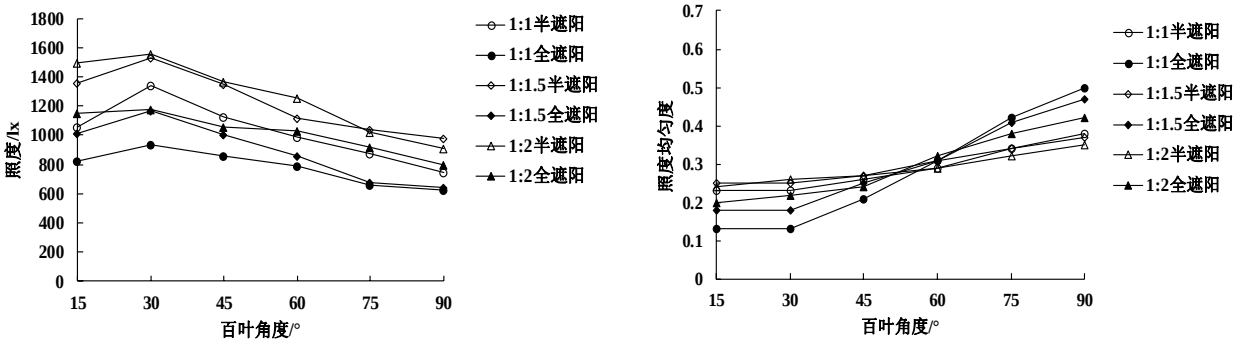


图 c 最高照度图 d 照度均匀度

图 5 150mm 百叶宽度不同角度、间距和面积下室内平均照度、最低照度、最高照度和照度均匀度

根据图 3~图 5 数据分析：

（1）不同工况下平均照度分析：相同百叶角度和百叶间距下半遮阳的平均照度高于全遮阳；相同百叶角度和遮阳面积下百叶间距越大，室内平均照度越大。相同百叶间距下，室内平均照度随着百叶角度的增加出现先增加后减小的趋势。半遮阳、百叶角度 30 ° 和 45 ° 时，室内平均照度接近，且大于其他角度时的平均照度；全遮阳、百叶角度为 30°时，室内平均照度为最大值。

（2）不同工况下最低照度分析：相同百叶角度和百叶间距下半遮阳的最低照度高于全遮阳；相同百叶角度和遮阳面积下百叶间距越大，室内最低照度越大。相同百叶间距下，遮阳面积为全遮阳时，室内最低照度随着百叶角度的增加出现先增加后减小的趋势，百叶角度为 75 ° 时，室内平均照度为最大值；遮阳面积为半遮阳时，室内最低照度随着百叶角度的增加而增加。

（3）不同工况下最高照度分析：相同百叶角度和百叶间距下半遮阳的最高照度高于全遮阳。百叶宽度为 50mm 和 100mm 时，相同百叶角度和遮阳面积

下百叶间距越大，室内最高照度越大；百叶宽度为150mm 时，相同百叶角度和遮阳面积下百叶间距1:1.5和1:2室内最高照度较为接近且大于百叶间距为1:1 的室内最高照度。相同百叶间距下，室内平均照度随着百叶角度的增加出现先增加后减小的趋势，百叶角度为30°时，室内最高照度为最大值。

（4）不同工况下照度均匀度分析：1）随着百叶角度的增加，室内照度均匀度增加，半遮阳的照度均匀度变化程度较全遮阳平缓。主要原因是照度均匀度是最低照度与平均照度的比值，在 30 ° 之前随着百叶角度的增加，最低照度的增加程度要大于平均照度的增加程度；在 30 ° 之后，随着百叶角度的增加，最低照度在减小，平均照度在降低，因而室内照度均匀度随着百叶角度的增加而增加。2）百叶间距越小，照度均匀度变化越剧烈，不同百叶宽度、相同百叶角度的半遮阳时照度均匀度变化在百叶角度小于 60 ° 时，相同条件下半遮阳的照度均匀度高于全遮阳，在百叶角度大于 60 ° 时，相同条件下半遮阳的照度均匀度低于全遮阳。

可以看出，相同百叶角度、相同百叶宽度半遮阳时的室内平均照度、最低照度、最高照度均高于全遮阳。主要原因是半遮阳时窗户采光面积大于全遮阳。百叶角度小于 60 ° 半遮阳照度均匀度高于全遮阳，百叶角度大于 60 ° 照度半遮阳照度均匀度低于全遮阳。

由于模拟季节为冬季，选择模拟时间为 11 月 30 日 12 时，根据公式（1）计算得到当时西安地区太阳高度角 β。

$$\cos\beta = \sin\varphi\sin\delta + \cos\varphi\cos\delta\cos h \quad (1)$$

式中，δ—太阳赤纬

h—时角

φ—地理纬度

太阳赤纬可由公式（2）计算得到，时角可由公式（3）计算得到。

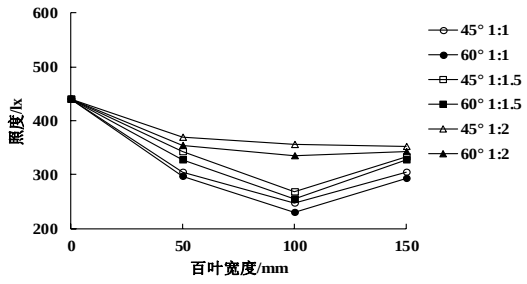


图 a 平均照度

$$\delta = 23.45 \times \sin\left(360 \times \frac{284+n}{365}\right) \quad (2)$$

式中，n—计算日在一年中的日期序号

$$h = 15 \times \left(T_m \pm \frac{L-L_m}{15} + \frac{e}{60} - 12\right) \quad (3)$$

式中，T—当地的真太阳时，h；

Tm—该时区的平均太阳时，h；

L—当地子午线的经度，deg；

Lm—该时区中央子午线的经度，deg；

e—时差，min；

±—东半球取正，西半球取负。

根据公式（1）~（3）可知 11 月 30 日 12 时西安地区太阳高度角约为 34 °，接近百叶角度中的 30 °。因此，在对室内百叶角度调整时，使用 30° 的百叶遮阳，室内近窗处进光量较多，使得室内照度最大。室内近窗处的照度主要是由太阳直射光所决定，远窗处的照度主要是由反射光和散射光所组成。因此，当内遮阳角度与太阳高度角相近时，室内近窗处的直射光较多，室内最高照度最大，导致室内平均照度最大。随着百叶角度的增加，室外自然光在进入室内时，在百叶遮阳上反射自然光增加，导致进入室内远窗处的反射光增加。因此，室内最低照度随百叶角度的增加而增加。

综上所述，在冬季选择百叶内遮阳时，本着“平均照度较大，最高照度较小。最低照度较大，照度分布较均匀”的原则，选择遮阳面积为半遮阳、遮阳角度为 45 ° 或 60 ° 的百叶内遮阳。原因是百叶角度 15 ° 的室内最低照度最小，百叶角度 30 ° 的室内最高照度最高，百叶角度 75 ° 和 90 ° 的室内最高照度和平均照度较小。选择半遮阳是因为百叶遮阳为半遮阳时室内最低照度大于全遮阳，并且成本会减少一半。

将设置不同百叶宽度和百叶间距的遮阳面积为半遮阳、遮阳角度为 45 ° 或 60 ° 的百叶内遮阳的室内照度进行比较以便选择合适的百叶宽度和百叶间距。

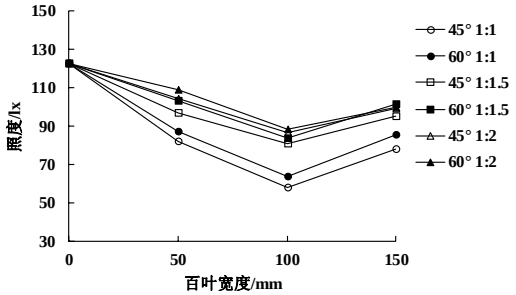


图 b 最低照度

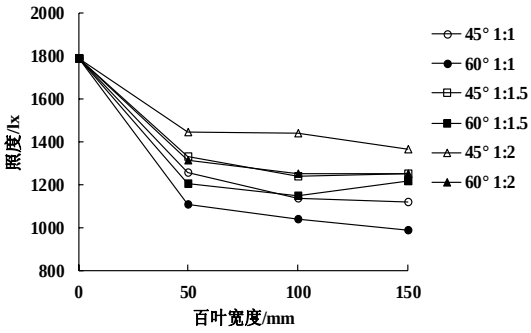


图 c 最高照度

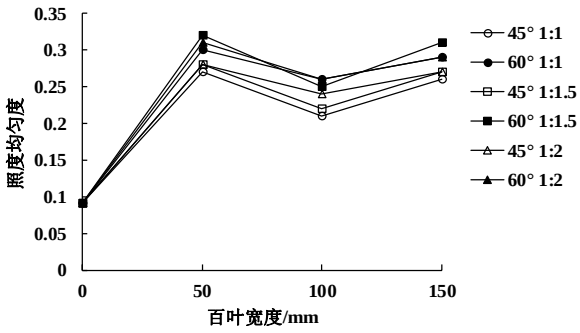


图 d 照度均匀度

图 6 不同百叶宽度和百叶间距下半遮阳、遮阳角度为 45° 或 60° 的室内平均照度、最低照度、最高照度和照度均匀度

表 3 有无遮阳室内光环境对比

遮阳形式		平均照度/lx	最高照度/lx	最低照度/lx	照度均匀度
有遮阳	45°	334.04	1250.55	95.36	0.27
	60°	327.57	1216.31	101.43	0.31
无遮阳		439.89	1787.76	122.77	0.092

由上图可知，百叶宽度为 100mm 时，室内平均照度、最低照度和照度均匀度最小，百叶宽度为 50mm 和 150mm 的室内平均照度、最低照度和照度均匀度相接近。随着百叶宽度的增加，最高照度在逐渐减小。因此，选择宽度为 150mm 的百叶作为内遮阳。采用 150mm 的百叶遮阳时，百叶间距为 1:1 的室内平均照度和最低照度最小，百叶间距为 1:2 的室内最高照度最大，各百叶间距下的照度均匀度都较为接近。因此，选择百叶间距为 1:1.5 作为百叶遮阳的间距。

在选用上述百叶遮阳后，室内照度与无遮阳时的室内照度对比，如表 3 所示。

由表 3 可知，采用百叶遮阳时室内平均照度降低 25%左右，最高照度降低 31%左右，最低照度降低 20%左右，照度均匀度上升 68%左右。采用百叶遮阳后，室内整体照度降低，虽然最低照度降低 20%，但是其照度值仅是由 122.77lx 降低到 100lx 左右，对远窗部分照度影响较小，并且照度均匀度有了显著提高。

4 结论

本文利用 Ecotect 和 Radiance 软件模拟西安地区高校教室冬季晴天不同规格百叶内遮阳时的室内照度分布，为西安地区高校教室室内光环境的改造优化提供可行的建议。主要结论如下：

1）采用百叶内遮阳时，百叶角度与当地太阳高度角接近时，室内平均照度最大。随着百叶角度的增加，远窗部分得到的反射光增加，从而照度增加。

2）设计百叶遮阳时应同时考虑教室近窗部分和远窗部分照度。采用全遮阳时虽然会较大程度减小近窗区域的照度，避免强光刺激，但是也会很大程度的减小远窗部分的照度，使远窗区域照度过低；而采用半遮阳时虽然增加比全遮阳时了部分近窗的照度，但是对于远窗区域却大大改善了照度过低的情况。采用半遮阳后，近窗区域照度降低了约 550lx，远窗区域照度降低约 20lx。因此，采用半遮阳形式的百叶会对室内照度改善更为有利。

3）在选择百叶内遮阳时，综合考虑最高照度、最低照度以及平均照度等因素，选择百叶宽度 150mm、角度 45°或 60°、百叶间距为 225mm 的半遮阳百叶遮阳时较为适宜。

参考文献

[1] Jeanne F. Duffy,Sean W. Cain,Anne-Marie Chang,Andrew J. K. Phillips,Mirjam Y. Münch,ClaudeGronfier,James K. Wyatt,Derk-Jan Dijk,Kenneth P. Wright,Charles A. Czeisler. Sex difference in the near-24-hour intrinsic period of the human circadian timing system[J]. Proceedings of the National Academy of Sciences of the United States of America,2011,108.

[2] 杨春宇,梁树英,张青文.调节和预防大学生季节性抑郁情绪的光照研究[J].灯与照明,2013,37(01):1-3+11.

[3] Ramen Munir Baloch, Cara Nichole Maesano, Jens Christoffersen, Corinne Mandin, Eva Csobod, Eduardo de Oliveira Fernandes, Isabella Annesi-Maesano and on behalf of the SINPHONIE Consortium. Daylight and School Performance in European Scho

olchildren[J]. International Journal of Environmental Research and Public Health,2021,18(1).
[4] Li, D.H.W, Lam, J.C. Evaluation of lighting per formance in office buildings with daylighting contro ls[J].Energy and Buildings. 2001,33 (8):793-803
[5] 张洋,何玲.中国青少年体质健康状况动态分析——基于 2000—2014 年四次国民体质健康监测数据[J].中国青年研究,2016(06):5-12.
[6] 陈玉胜,杨丽华.教室照明质量对学生视力影响研究[J].医疗保健器具,2007(08):46-47.
[7] 王智勇.照明与近视关联的研究进展[J].中国学校卫生,2008(01):89-91.
[8] 华文娟.教室光环境改善对中小学生近视保护效应的干预研究[D].安徽医科大学,2015.
[9] WenJuan Hua, JuXiang Jin, XiaoYan Wu, JiWen Yang, Xuan Jiang, GuoPeng Gao, FangBiao Tao. E levated light levels in schools have a protective effe ct on myopia[J]. Ophthalmic and Physiological Opti cs,2015,35(3).
[10] Yong Wang, Hui Ding, William K Stell, Liang ping Liu, Saiqun Li, Hongshan Liu, Xingwu Zhong. Exposure to sunlight reduces the risk of myopia in rhesus monkeys.[J]. PLoS ONE,2017,10(6).
[11] 刘国丹,李汉林,康云星,胡松涛,张高玮,梁树维,张玉斌,刘翰柔,王晓倩,韩福成.基于能耗对教室南向窗口外遮阳形式的研究[J].四川建筑科学研究,2018,44(01):108-113.
[12] 邓天福,李景广,叶倩,张泉,叶剑军.外遮阳百叶隔热性能与采光分析[J].建筑热能通风空调,2008(04):13-18.
[13] 余理论,郑洁,田智华.百叶遮阳对室内光环境的影响[J].建筑热能通风空调,2010,29(01):56-59+19.
[14] 梁树维,刘国丹,纪铱行,滕润,王志欣,李传锐.百叶外遮阳对办公建筑光热环境及综合能耗影响研究[J].青岛理工大学学报,2021,42(01):47-53.
[15] 管玲俐,李苏泷.夏热冬冷地区百叶外遮阳对建筑能耗及眩光的影响[J].暖通空调,2018,48(02):93-96.
[16] GB/T 50033-2001, 建筑采光设计标准[S].

传递函数法与周期响应因子法在同时发生设计气象数据生成中的适用性评价

方政诚，陈友明，吴仕海，魏　捷

（湖南大学，长沙　410082）

［摘　要］计算室内冷负荷常用的方法有传递函数法和周期响应因子法。以往关于同时发生气象数据生成的研究中，主要基于能较准确反映实际传热过程的传递函数法来计算逐时冷负荷。然而，由于周期响应因子法与实际的工程应用方法较为契合，其在同时发生设计气象数据的生成和应用中可能有更显著的优势。目前还没有研究者提出基于周期响应因子法的同时发生气象数据生成方法，也没有研究者对传递函数法和周期响应因子法在同时发生设计气象数据生成研究中的适用性进行评价。本研究以生成的同时发生设计气象数据的正确率为评价指标，评价传递函数法和周期响应因子法在同时发生设计气象数据生成和应用中的适用性。结果表明，在实际工程应用中，基于周期响应因子法生成的同时发生设计气象数据的正确率明显高于基于传递函数法生成的同时发生设计气象数据的正确率。且基于传递函数法计算的设计冷负荷与基于周期响应因子法计算的设计冷负荷无显著差异。结论指出，周期响应因子法更适用于同时发生设计气象数据的生成(和工程应用)。

［关键词］传递函数法；周期响应因子法；辐射时间序列法；同时发生设计气象数据；设计冷负荷；适用性评价

当前，全球能源消耗的快速增长引起人们对环境和资源问题的关注。在较发达国家和地区，建筑能耗约占到总能耗的 40%，并且在持续增加[1]。其中，空调系统能耗约占建筑能耗的 40%-60%[2]。空调系统的合理设计是建筑节能的关键。空调系统的合理设计需要以准确的设计冷负荷计算为基础，而准确的空调设计冷负荷计算需要合适的空调设计室外计算气象数据。国内常用的空调设计气象数据为《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》（GB50736-2012）[3]中的数据。国际上较为常用的空调设计气象数据则可参考由美国的采暖、制冷和空调工程师协会（ASHRAE）所提供的数据[4]。然而，这些数据都存在忽略了各气象要素之间的同时性和连续性的问题。同时发生设计气象数据的相关研究[5-8]指出，非同时发生的空调设计气象数据在现实情况下可能并不会出现，这可能造成空调系统设计时所选择的设备容量偏大。而空调设计冷负荷偏大的问题是目前空调系统设计过程中普遍存在的。使用同时发生气象数据进行设计冷负荷计算，可以使设计冷负荷降低 10%-50%，更接近实际的室内冷负荷。

以往关于同时发生气象数据的研究和计算基于传递函数法进行。传递函数法基于长期气象数据和迭代方程，计算结果较为准确[9]。但根据对 16 万个不同的房间的同时发生气象数据的模拟计算和生成，发现其中依然存在问题。如果以生成的同时发生气象数据按照工程方法所计算的室内冷负荷的正确率作为评价指标，为了维持一个较高的正确率，基于传递函数法生成的同时发生气象数据需要一个更长的时间序列——需要 48-72 小时长度的同时发生气象数据才能满足正确率要求，如下图 1 所示。

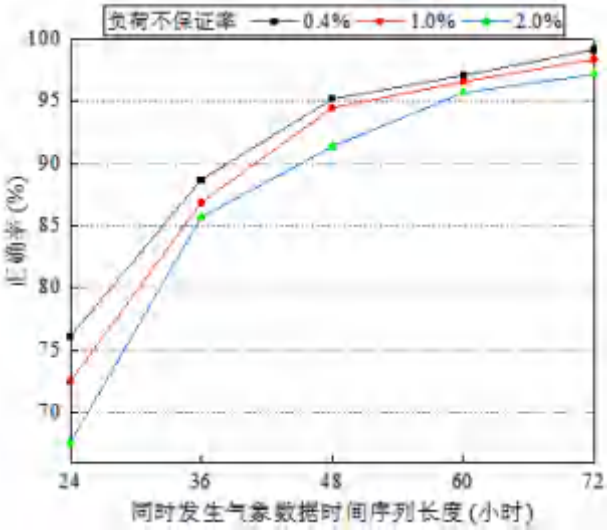


图 1 正确率与同时数据时间序列长度

在实际的工程应用过程中，所使用的冷负荷计算方法一般以日数据（也即 24 小时数据）为基础[3,4]。

显然，时间序列过长的同时发生气象数据并不利于实际应用，因此在同时发生气象数据生成方法上，或许可以考虑更多其他选择，例如周期响应因子法。周期响应因子法是一种基于周期性数据的计算方法[10]。也即，如果以基于周期响应因子法的方式生成同时发生气象数据，生成的同时发生气象数据或许更适用于工程应用。然而，目前并没有学者提出基于周期响应因子法或其他方法的同时发生气象数据生成方法，也没有提出针对传递函数法、周期响应因子法或其他方法是否适用于同时发生气象数据的评价方法。因此，针对这个问题，本文以生成的同时发生气象数据所计算的室内冷负荷的正确率为评价指标，构建评价方法，对传递函数法和周期响应因子法在同时发生气象数据生成上的适用性进行评价。此外，考虑到由于周期响应因子法的计算精度低于传递函数法可能导致基于两种方法计算得到的设计冷负荷存在差异，本研究中将以基于传递函数法计算的室内冷负荷作为基准，对周期响应因子法在负荷计算上的精确性也进行对比评价。

1 评价方法

1.1 传递函数法与周期响应因子法

传递函数法常用于描述 k 时刻的通过墙体进入室内的得热与 k 时刻之前的通过墙体进入室内的得热以及气象数据间的关系。两组与墙体性质有关的传递系数 b 和 d 用于描述这种关系。传递函数法的计算式为

$$q_{wall,k}=A_w\left(\sum_{i=0}^{n} b_i t_{e,k-i}-t_r-\sum_{i=1}^{m} d_i q_{wall,k-i}\right) \quad (1)$$

式中：$q_{wall,k}$ 表示 k 时刻通过墙体进入室内的热量，A_w 为墙体面积，$t_{e,k}$ 表示 k 时刻的室外等效温度，t_r 表示室内设计干球温度。

周期响应因子法可以根据 24 小时的天气数据和周期响应因子 Y 计算某一特定时刻 k 的通过墙体进入室内的热量。周期响应因子法的计算式为

$$q_{wall,k}=A_w\left[\sum_{i=0}^{23} Y_i\left(t_{e,k-i}-t_r\right)\right] \quad (2)$$

$$q_{wall,k}=A_w\left[\sum_{i=0}^{k-25} Y_i\left(t_{e,k-i}-t_r\right)+\sum_{i=k-24}^{23} Y_i\left(t_{e,k-i}-t_r\right)\right] \quad (3)$$

值得注意的是，周期响应因子法通常只在气象数据为日周期数据的情况下才考虑使用，如式（2）所示，称之为周期响应因子法的形式①。但是，根据周期响应因子法的计算式变换，周期响应因子法或许也可以用于计算连续长时间气象数据条件下的通过墙体进入室内的热量，如式（3）所示，称之为周期响应因子法的形式②。周期响应因子法的两种形式都将在评价方法中进行对比评价。

1.2 评价方法概述

本研究利用 16 万个不同的房间和四个城市(北京、上海、长沙和香港)的连续多年实测气象数据，对传递函数法和周期响应因子法在同时发生气象数据生成和应用中的适用性进行评价，评价方法框架如图 2 所示。



图 2 评价方法

首先，对于某一个房间以及某一城市的气象数据，使用不同的方法(传递函数法、周期响应因子法形式①或周期响应因子法形式②)计算室内得热；然后根据负荷不保证率(0.4%、1%或 2%)，使用辐射时间序列法[4]将室内得热转化为室内冷负荷并获得设计冷负荷；根据得到的设计冷负荷生成同时发生气象数据；而后将生成的同时发生气象应用于工程计算上常用的冷负荷计算方法中，得到计算冷负荷；接着对设计冷负荷与计算冷负荷的相对偏差进行计算；最后统计相对偏差在±1%范围内的房间数量占总的房间数量的比例，也即正确率。

2 评价结果

2.1 传递函数法结果

当负荷不保证率为 0.4%时，基于传递函数法计算的设计负荷与用基于传递函数法生成的同时发生设计气象数据计算的计算负荷间的相对偏差的统计结果如图 3 所示。

该统计结果图为箱型图，如图例所示，上轴线和下轴线分别代表 99%分位数和 1%分位数，箱型的顶部线和底部线则分别代表 95%分位数和 5%分位数。表 1 中列出各分位数以及中线和均值所对应的相对偏差。

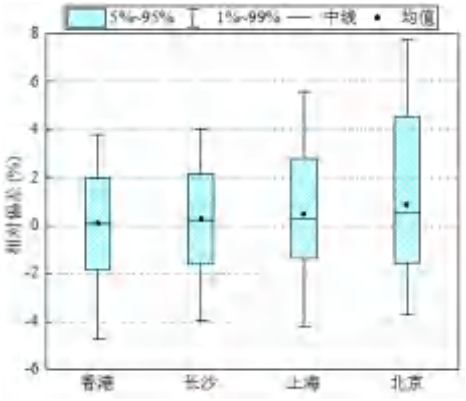


图 3 相对偏差统计结果(传递函数法，0.4%)

统计结果表明，当负荷不保证率为 0.4%时，以香港、长沙、上海和北京四个城市的实测气象数据计算的，基于传递函数法生成的同时发生气象数据的正确率分别为 76.14%、73.54%、69.89%和 57.46%。从数据结果来看，基于传递函数法生成的同时发生气象数据的正确率并不太理想，且明显随着纬度的升高而降低。

2.2 周期响应因子法结果

当负荷不保证率为 0.4%时，基于周期响应因子法计算的设计负荷与用基于周期响应因子法生成的同时发生设计气象数据计算的计算负荷间的相对偏差的统计结果如图 4 所示。

表 1 不同分位数对应的相对偏差(传递函数法，0.4%)

分位数	香港	长沙	上海	北京
99%	3.78%	4.05%	5.56%	7.76%
95%	1.96%	2.16%	2.77%	4.53%
5%	-1.87%	-1.63%	-1.39%	-1.56%
1%	-4.75%	-3.97%	-4.21%	-3.73%
中线	0.09%	0.21%	0.28%	0.50%
均值	0.08%	0.27%	0.47%	0.88%

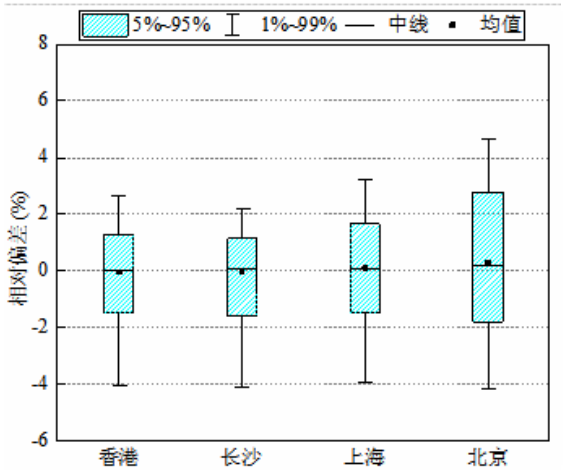


图 4(a) 相对偏差统计结果
(周期响应因子法①)

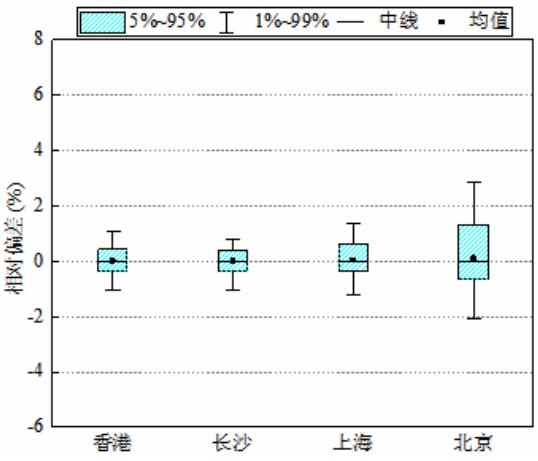


图 4(b) 相对偏差统计结果
(周期响应因子法②)

同样的，表 2 中列出各分位数以及中线和均值所对应的相对偏差。

表 2 不同分位数对应的相对偏差(周期响应因子法，0.4%)

分位数	相对偏差①				相对偏差②			
	香港	长沙	上海	北京	香港	长沙	上海	北京
99%	2.63%	2.20%	3.22%	4.68%	1.09%	0.79%	1.39%	2.85%
95%	1.28%	1.14%	1.66%	2.79%	0.44%	0.41%	0.62%	1.33%
5%	-1.49%	-1.57%	-1.47%	-1.79%	-0.35%	-0.36%	-0.33%	-0.65%
1%	-4.02%	-4.12%	-3.93%	-4.14%	-1.02%	-1.06%	-1.23%	-2.08%
中线	0.02%	0.07%	0.06%	0.19%	0.01%	0.00%	0.00%	0.01%
均值	-0.04%	-0.02%	0.11%	0.29%	0.02%	0.02%	0.05%	0.12%

统计结果表明，当负荷不保证率为 0.4%时，以香港、长沙、上海和北京四个城市的实测气象数据计算的，基于周期响应因子法(形式①)生成的同时发生气象数据的正确率分别为 84.94%、85.01%、81.65%和 70.88%，基于周期响应因子法(形式②)生成的同时发生气象数据的正确率分别为 97.82%、98.36%、96.51%和 90.91%。从数据结果上看，基于周期响应因子法生成同时发生气象数据要比基于传递函数法生成气象数据更合适。尤其是基于周期响应因子法的形式②所生成的同时发生气象数据，其正确率哪怕在高纬度地区，都能达到 90%以上，显著优于传递函数法。

3 结果讨论

尽管以生成的同时发生气象数据的正确率为指标的评价结果表明周期响应因子法要比传递函数法更适合用于生成同时发生气象数据，但由于周期响应因子法的计算精度低于传递函数法可能导致基于两种方法计算得到的设计冷负荷存在差异，因此进一步讨论基于这两者计算得到的设计冷负荷间的差异将有助于完善评价结论。同样，利用 16 万个不同的房间以及 4 个城市的多年实测气象数据，在 0.4%的负荷不保证率下，分别计算基于传递函数法的设计负荷，基于周期响应因子法①的设计负荷，以及基于周期响应因子法②的设计负荷。而后统计相同房间、相同实测气象数据下，基于周期响应因子法①的设计负荷与基于传递函数法的设计负荷间的相对差异，如图 5(a)所示；以及基于周期响应因子法②的设计负荷与基于传递函数法的设计负荷间的相对差异，如图 5(b)所示。

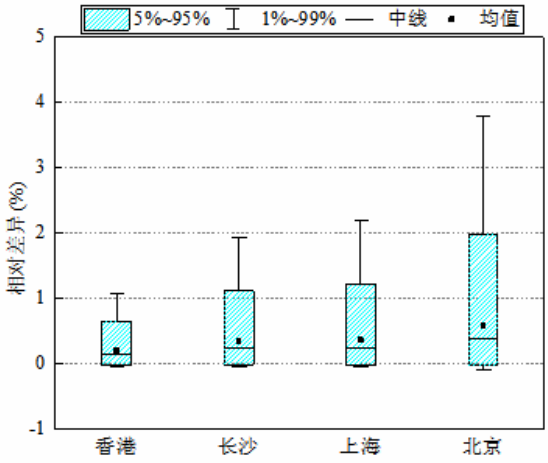
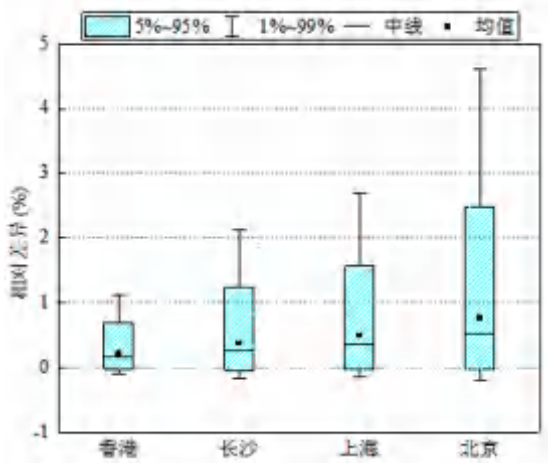


图 5(a) 设计负荷相对差异统计结果
(周期响应因子法①)



5(a) 设计负荷相对差异统计结果
(周期响应因子法②)

同样的，表 3 中列出图 5 中各分位数以及中线和均值所对应的相对差异。

表 3 不同分位数对应的设计负荷相对差异

分位数	周期响应因子法①				周期响应因子法②			
	香港	长沙	上海	北京	香港	长沙	上海	北京
99%	1.09%	1.93%	2.20%	3.79%	1.12%	2.14%	2.69%	4.61%
95%	0.66%	1.12%	1.22%	1.99%	0.69%	1.23%	1.56%	2.49%
5%	-0.01%	-0.01%	-0.01%	-0.01%	-0.02%	-0.04%	-0.03%	-0.03%
1%	-0.03%	-0.04%	-0.05%	-0.09%	-0.10%	-0.17%	-0.13%	-0.19%
中线	0.15%	0.24%	0.24%	0.25%	0.16%	0.27%	0.35%	0.53%
均值	0.21%	0.35%	0.35%	0.37%	0.22%	0.49%	0.50%	0.77%

统计结果表明，当负荷不保证率为 0.4%时，以香港、长沙、上海和北京四个城市的实测气象数据计算的，同样条件下基于周期响应因子法(形式①)计算的设计负荷与基于传递函数法计算的设计负荷的相对差异在±1%范围内的比例为 98.62%、93.33%、92.01%和 89.35%，基于周期响应因子法(形式②)计算的设计负荷与基于传递函数法计算的设计负荷的设计负荷的相对差异在±1%范围内的比例为 98.33%、91.72%、88.51%和 87.93%。从数据结果来看，基于周期响应因子法计算的设计负荷与基于传递函数法计算的设计负荷之间的差异不大。并且总体而言相对差异率大多为正值，说明基于周期响应因子法计算的设计负荷要略大于基于传递函数法计算的设计负荷，因此必要情况下可引入一个固定修正因子来减小差异。

4 结论

本研究以同一房间的计算冷负荷与实际设计冷负荷的相对偏差作为评价指标，对传递函数法和周期响应因子法在同时发生气象数据生成中的适用性进行评价。结果表明，当相对偏差阈值为±1%，负荷不保证率为 0.4%时，基于传递函数法生成的同时发生设计气象数据的正确率为 57.46%-76.14%，而在生成的同时发生设计气象数据的时间序列延长为 48 小时和 72 小时时，正确率分别为 91.4%和 97.2%。虽然正确率有所提高，但时间序列过长的同时发生气象数据显然不利于实际应用。类似的，基于周期响应因子法(形式①)生成的同时发生气象数据的正确率为 70.88%-85.01%，基于周期响应因子法(形式②)生成的同时发生气象数据的正确率为 90.91%-98.36%。从数据结果来看，基于周期响应因子法生成的同时发生气象数据比基于传递函数法生成的同时发生气象数据更适用于工程应用。并且，基于周期响应因子法(形式②)生成的同时发生气象数据的适用性要明显优于传递函数法和周期响应因子法(形式①)。

然而，基于周期响应因子法计算的设计冷负荷与基于传递函数法计算的设计冷负荷可能存在差异，因此利用 16 万个不同的房间以及 4 个城市的多年实测气象数据来比较分析这种差异。当相对差异的阈值为±1%，负荷不保证率为 0.4%时，基于周期响应因子法(形式①)计算的设计负荷与基于传递函数法计算的设计负荷间的相对差异在±1%范围内的比例为 89.35%-98.62%，而基于周期响应因子法(形式②)计算的设计负荷与基于传递函数法计算的设计负荷间的相对差异在±1%范围内的比例为 87.93%-98.33%。这表明在设计冷负荷计算值上，传递函数法和周期响应因子法没有显著差异。综上，在同时发生气象数据的生成和应用中，基于周期响应因子法计算的设计冷负荷与基于传递函数法计算的设计冷负荷相近，且基于周期响应因子法生成的同时发生气象数据要比基于传递函数法生成的同时发生设计气象数据要更适用于工程应用。因此，建议将周期响应因子法应用于同时发生气象数据的生成和应用中。若有更多的可能适用的方法，亦可以按照本文中的评价方法进行评价讨论。

本研究承蒙“十三五”国家重点研发计划（编号 2018YFC0704503）的支持和资助。

参考文献

[1] Behrang Chenari, Joao Dias Carrilho, Manuel Gameiro da Silva, Towards sustainable, energy-efficient and healthy ventilation strategies in buildings: A review[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews 59 (2016) 1426-1447. https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.01.074.

[2] 清华大学节能中心, 中国建筑节能年度发展研究报告[M].北京：中国建筑工业出版社，2019.

[3] 中华人民共和国住房和城乡建设部.GB 50736-2012 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范[S].北京：中国建筑工业出版社，2012.

[4] ASHRAE, ASHRAE Handbook[M], American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers Inc., Atlanta USA, 2017.

[5] J. Yuan, K. Emura, C. Farnham, S. Lu, C. He, The creation of weather data for AC design using two weather indices for Osaka[J]. Energy and Buildings 134 (2017) 248-258. https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2016.10.052.

[6] T. Y. Chen, F. Yik, J. Burnett, A rational method for selection of coincident design dry- and wet-bulb temperatures for required system reliability[J]. Energy and Buildings 36 (2005) 555-562. https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2004.07.012.

[7] Tingyao Chen, Youming Chen, Francis W.H. Yik, Rational selection of near-extreme coincident weather data with solar irradiation for risk-based air-conditioning design[J]. Energy and Buildings 39

(2007) 1193-1201. https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2006.12.007.
[8] Tingyao Chen, Zhun Yu, A statistical method for selection of sequences of coincident weather parameters for design cooling load calculations[J]. Energy Conversion and Management 50 (2009) 813-821. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2008.09.021.
[9] Gintas P. Mitalas, Comments on the Z-transfer function method for calculating heat transfer in buildings. ASHRAE, Inc., Atlanta USA, 1978.
[10] Ipseng Iu, D.E. Fisher, Application of conduction transfer functions and periodic response factors in cooling load calculation procedures. ASHRAE, Inc., Atlanta USA, 2004.

地板辐射供冷和置换通风系统防结露的数值模拟研究

苏　蒙[1]，任　婧[1]，刘吉营[1,2]

（1.山东建筑大学热能工程学院，济南　250101；
2.山东格瑞德人工环境产业设计研究院有限公司，德州　253000）

［摘　要］由于地板辐射供冷具有节能和舒适的优点，日益受到广泛关注，但是辐射地板容易受结露影响，因此置换通风被应用除湿和抑制结露。研究建立了地板辐射供冷与置换通风的室内热湿环境预测模型，利用ANSYS Fluent 软件对室内的热湿分布情况进行数值分析，通过提高送风速度和降低送风湿度来缩短预除湿持续的时间,利用垂直温差对人员舒适性进行评价，确定了因室内人员突增引起的湿负荷变化需提前改变送风参数的时间范围。结果表明，在垂直温差满足人员热舒适的条件下，提高送风速度同时降低送风湿度可将预除湿阶段缩短到 65 秒；当突然增加 2 人，人员散湿量由 218g/h 变化到 654g/h 时，可在 10 分钟范围内降低通风系统送风湿度。

［关键词］辐射地板结露；地板辐射供冷；置换通风；数值模拟

0 引言

辐射供冷系统被认为是一种经济、节能、舒适性好的空调系统形式而逐渐得到研究和应用[1]。然而单独的地板辐射供冷系统无法满足新风的要求也无法消除室内的潜热负荷[2]，由于地板供冷的对流传热系数低于地板供暖，处于热舒适性的考虑，冷地面的温度不能低于 19℃，限制了冷地面的供冷能力[3]。当地板表面温度低于空气的露点温度时，容易产生结露现象，影响人体的舒适感。

为解决辐射地板易结露这一问题，国内外许多学者做了大量的研究：路诗奎[4]提出可将地板辐射供冷系统与置换通风系统结合，利用置换通风可以在辐射地板表面形成干燥的空气层，阻止湿空气与冷表面接触，减少结露现象的发生；Song 等[5]研究了地板辐射供冷与独立除湿联合运行系统的性能，利用室外积分控制和室内温度反馈控制的方法不仅解决了结露问题而且还增强了对室内负荷变化的响应能力，根据初步分析，该系统的节能潜力高达 67%；Lim[6]的研究表明，控制水温比控制水流量能更好的保持室内温度，利用该控制方法，地板温度高于 21℃，表面不会结露，垂直方向温差小于 1.9℃，热舒适性很好；Amini 等[7]建议在辐射板顶部使用除湿器盘管，并采用数值模拟的方法研究了两种不同对流换热系统的流场、温度和湿度变化细节，研究表明所提出的系统降低了房间的湿度，从而防止了结露现象的发生。

虽然已经有学者提出将置换通风系统与地板辐射供冷系统结合，但是目前对于该复合系统在预除湿和除湿调节方面研究较少，由于两个系统同时开启有结露的风险，所以需要提前开启置换通风系统进行预除湿处理，但是对于如何提高送风速度，如何降低送风湿度，以及预除湿持续时间问题鲜有提及，有待进一步完善；同时，当室内人员突然增加导致的湿负荷增大，为了避免地板结露需改变送风参数，但是调节的开启时间和持续时间，亦需进一步研究。因此论文针对预除湿和除湿调节问题，建立地板辐射供冷和置换通风系统仿真模型，对夏季济南某办公室的热湿环境进行模拟，研究在不同调节工况下室内温度、湿度和热舒适的变化，为实际工程的应用提供理论支持。

1 数值模拟

1.1 数学模型

Chen 的研究表明，在所有模拟混合对流流动的涡流粘性模型中，RNG K-ε 湍流模型性能最好[8]。因此，采用 RNG K-ε 湍流模型，与质量，动量，能量方程和组分输运方程联合，对室内空气流动进行预测，采用标准壁面处理方法处理近壁面气流。RNG K-ε 湍流模型的控制方程为[9]：

湍动能 K 方程：

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u_i k)}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\alpha_k \mu_{eff}\frac{\partial_k}{\partial x_j}\right)+G_k-\rho\varepsilon \quad (1)$$

湍动能耗散率 ε 方程：

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u_i \varepsilon)}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\alpha_\varepsilon \mu_{eff}\frac{\partial_\varepsilon}{\partial x_j}\right)+C_{1E}^{*}\frac{\varepsilon}{k}G_k-C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2)$$

式中：$\mu_{eff}=\mu+\mu_t$ ； $\mu_t=\rho C_\mu\frac{K^2}{\varepsilon}$，$C_\mu$=0.00845，

$\alpha_k=\alpha_\varepsilon$=1.39；$C_{1\varepsilon}^{*}=C_{1\varepsilon}-\frac{\eta(1-\eta/\eta_0)}{1+\beta\eta^3}$,$C_{1\varepsilon}$和 $C_{2\varepsilon}$为经验常数，分别为 1.42 和 1.68；

$\eta=\left|2\bar{S}_{ij}\cdot\bar{S}_{ij}\right|^{1/2}\frac{k}{\varepsilon}$，$\bar{S}_{ij}=\frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)$，

η=4.377，β=0.012；G_k为平均速度梯度引起的湍动能 k。

针对所研究的目的对模型做如下假设：

（1）外墙的冷热负荷采用第二边界条件，即定热流密度[10]；

（2）空气被认为是一种不可压缩的气体，包括干燥的空气和水蒸气。浮力可由温差引起[8]，忽略室外空气的渗入；

（3）人体是体热源，水蒸气从人体中释放出来；

（4）室内空气采用 Boussinesq 假设。

考虑该模型中包含大量复杂几何面，并且需要充分考虑热浮升力的影响，因此辐射模型采用离散坐标辐射模型。为实现水蒸气从人体产生并扩散到周围环境的现象，将人体设置为一个释放热量和水蒸气的区域。在这个区域的组分扩散不是单向的，周围空气也可以通过人体表面被加热，其他热源以恒定的热流从表面释放热量，送风口设置为速度进口边界条件，排风口设置为出流边界条件。

模型的求解采用基于压力的求解器。求解过程中，压力与速度耦合采用 SIMPLE 算法[11]。动量方程，能量方程和组分输运方程的求解均采用二阶迎风格式。

1.2 模型描述

模拟对象为济南市某办公室，房间尺寸 6m×4.5m×2.5m，室内内热源包括办公人员，两台电脑，一盏电灯，考虑室外环境的影响，设北外墙热流密度为 128w/m^2，外窗传热系数为 0.36w/m^2 · k。根据《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》（GB-50736-2012）[12]，设置室内温度为 26℃，相对湿度为 65%，室内散湿主要来自室内办公人员，参考一名成年男子静坐时散湿量为 109g/h。三维室内模型尺寸和内热源等参数设置详见表 1，图 1 为预除湿阶段几何模型的示意图，图 2 为人员突增 2 人几何模型示意图。

表 1 模型参数

项目	尺寸（m）	边界设置
人体模型	0.3×0.4×1.2	147w，散湿 109g/h·人
送风口	0.2×0.8	
电脑	0.45×0.45×0.45	370w
外窗	1.2×1.5	0.36w/m^2·k
电灯	0.15×0.2×1.2	40w
回风口	0.2×0.25	
书橱	1.05×0.4×1.8	
北外墙	2.5×4.5	128w/m^2
辐射地板	4.5×6.0	22℃

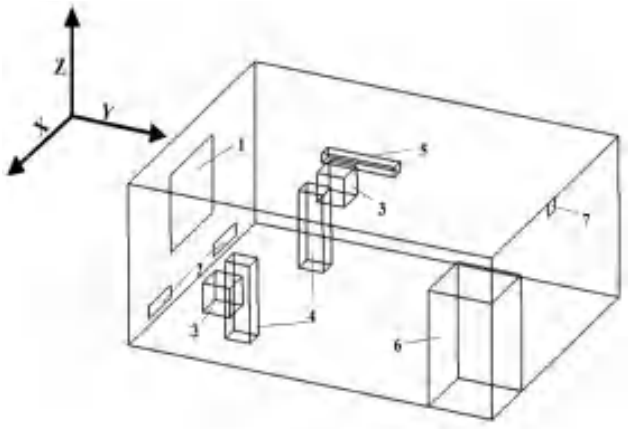


图 1 预除湿阶段几何模型示意图

（1-外窗 2-送风口 3-电脑 4-人体模型 5-电灯 6-书橱 7-回风口）

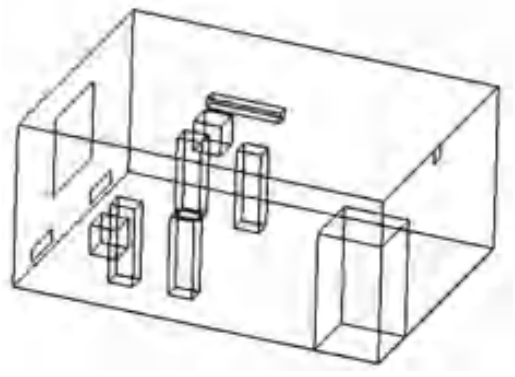
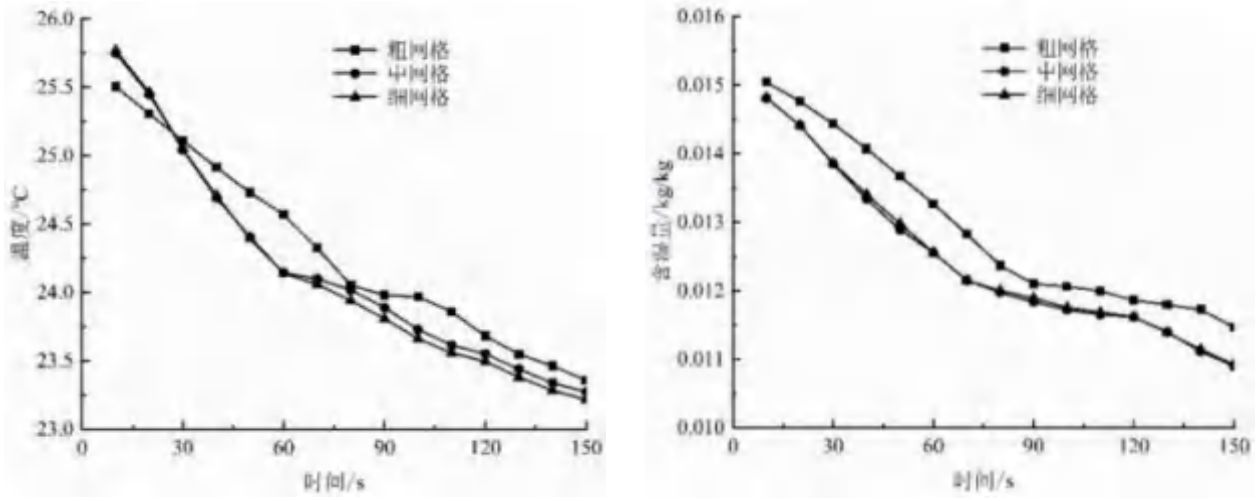


图 2 人员突增 2 人几何模型示意图



(a)温度变化　　(b)含湿量变化

图 3 不同网格下截面 Y=1.475m 温度和含湿量的变化

1.3 网格独立性分析

利用 ANSYS ICEM CFD 软件对所研究的模型进行六面体结构性网格的划分，选择三种不同的网格来研究数值模拟的网格独立性[7]。粗网格、中网格和细网格分别有 337542、529276、802342 个计算单元。图 5 显示了不同网格下的温度和含湿量的变化，可以看出，使用中网格和细网格，在 150s 内温度和含湿量没有明显变化，两种网格最大误差为 0.5%，相比之下，使用粗网格时，温度和含湿量变化较明显，因此，选择具有 529276 个计算单元的中网格用于之后的数值模拟。

1.4 模拟工况介绍

在系统运行初期，室内湿度较高，同时启动地板辐射供冷系统和置换通风系统结露风险高，因此在预除湿阶段应关闭地板辐射供冷系统以降低结露的风险。由于预除湿阶段不能提供热舒适，因此提出了缩短该阶段持续时间的两种方法，即减小送风湿度和提高送风速度。根据李红伟等[13]研究结果，从送风口被吹入房间内的空气温度设为 23oC。送风湿度的设置范围为 6.5～8g/kg，为满足人员所需最小新风量，送风速度应不低于 0.05m/s，同时根据《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》（GB-50736-2012）[12]，舒适性空调夏季风速取值小于等于 0.25。研究设计了 4 种模拟工况详见表 2，工况 1 的送风湿度为 8g/kg，送风速度为 0.1m/s，以该工况下室内热环境的模拟结果为基础，保持送风速度不变，将送风湿度分别降低到 7.25g/kg（工况 2）和 6.5g/kg（工况 4），分析减小送风湿度对预除湿阶段持续时间的影响；工况 3 的送风湿度为 7.25g/kg，送风速度为 0.05m/s，将工况 3 的模拟结果与工况 2 进行对比，分析提高送风速度对预除湿阶段持续时间的影响。

表 2 预除湿阶段送风参数

工况	送风湿度（g/kg）	送风速度（m/s）
1	8	0.1
2	7.25	0.1
3	7.25	0.05
4	6.5	0.1

在系统运行稳定后，室内人员突然增加 2 人致使湿度增加容易导致冷却地板结露，为防止之后地面发生结露现象，需要改变置换通风系统的送风参数进行减湿处理。过快的送风会导致人体的不舒适，因此在人员突增阶段的模拟中将风速提高到 0.1m/s，之后均保持不变。研究设计了 4 个工况，如表 3 所示，工况 1 和工况 2 是在人员增加 5 分钟范围内地板温度和空气露点温度的差值处于 2oC 的安全范围时，将送风湿度分别降低到 7.25g/kg 和 6.5g/kg；工况 3 和工况 4 是在人员增加 10 分钟范围内空气露点温度处于安全范围时，将送风湿度分别降低到 7.25g/kg 和 6.5g/kg。分析改变通风系统合适的时间范围，比较不同工况下地板附近空气露点温度的变化。

表 3 室内突增 2 人模拟工况

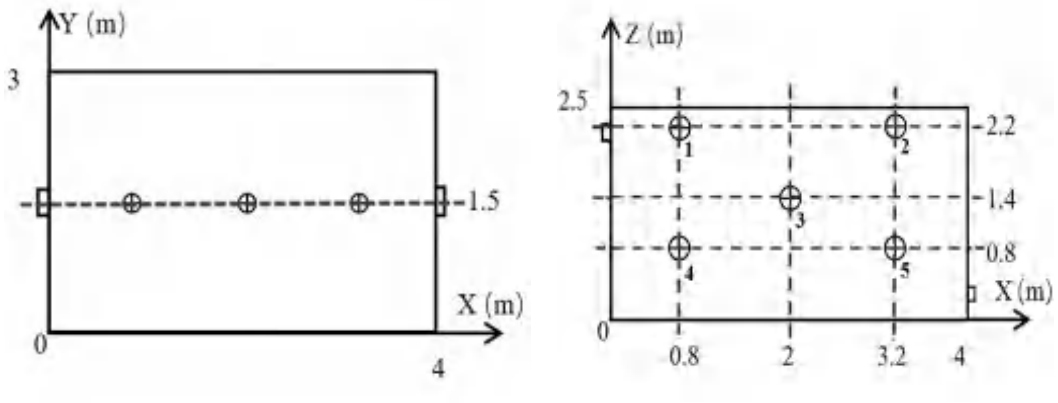
工况	改变送风参数的时间（min）	送风湿度（g/kg）
1	5	7.25
2	5	6.5
3	10	7.25
4	10	6.5

1.5 模型验证

测量位置布置如图 4 所示，图 5 为实验测量与模拟获得的含湿量对比结果，从图中可以看出模拟数据

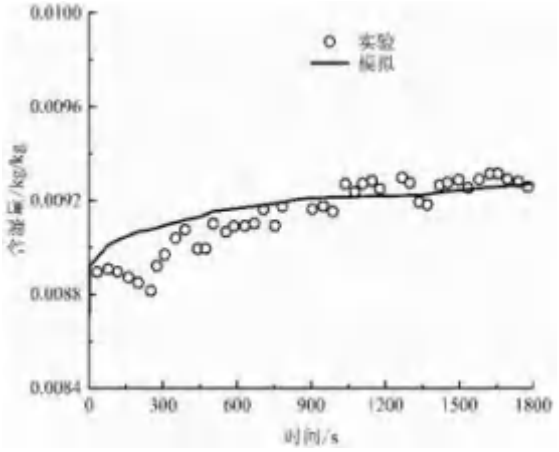
与大多数实验测量数据一致。测点 1 在初始阶段出现偏差，Ma 等人[14]提到实验测量数据的波动是由系统在初始阶段的不稳定性引起的。测点 1 靠近入口，实验和模拟的误差可能比较大。

通过与 Ma 等人[14]的实验结果对比，验证了本文建立的模型。良好的一致性表明，上述模型的精度足以用于进一步研究。

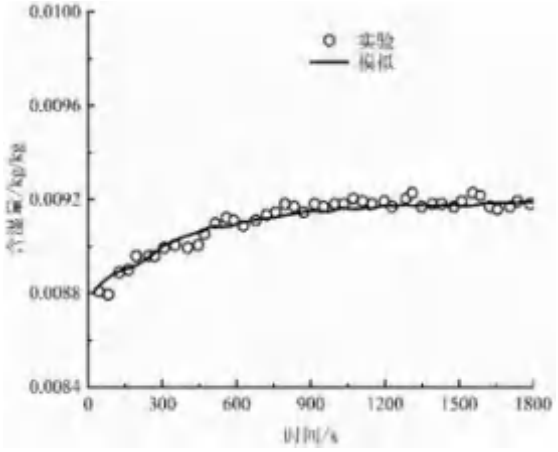


(a)测量位置俯视图　　(b)测量位置左视图

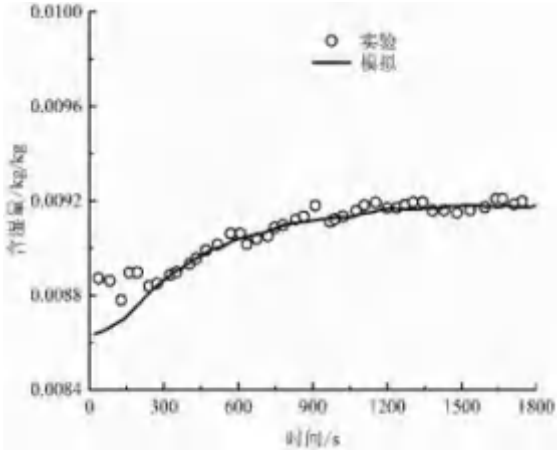
图 4 测量位置布置



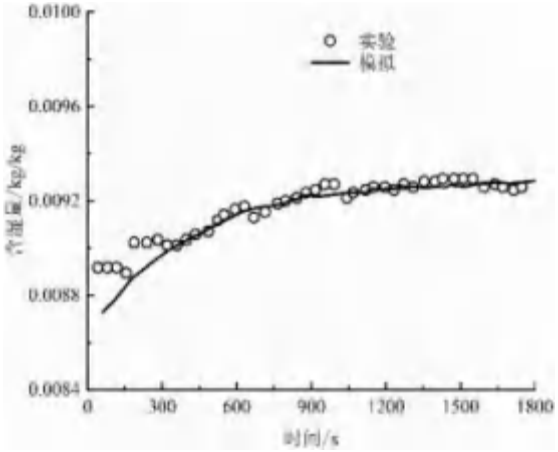
(a)测点 1



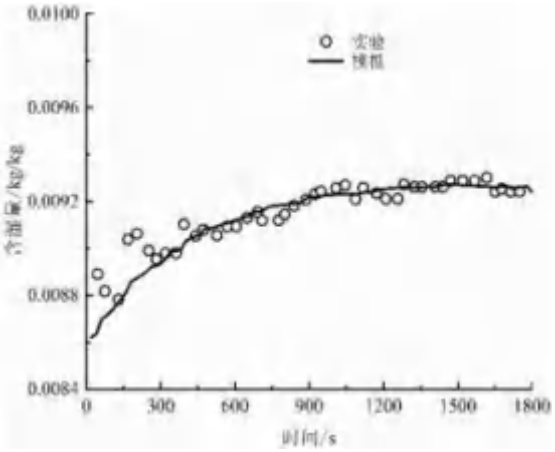
(b)测点 2



(c)测点 3



(d)测点 4



(e)测点 5

图 5 测点 1-5 含湿量实验与模拟数据对比

2 结果与讨论

2.1 预除湿阶段

截面 Z=0.1 露点温度的变化如图 6 所示，由于工况 3 的送风速度较小，预除湿阶段持续时间较长，该工况的温度和湿度变化容易理解，因此，对工况 3 截面 Y=1.425 的温度和湿度变化进行研究，如图 7 所示，在 50s 时底部区域处于高温高湿状态，70s 通风后，地板附近代表低温低湿空气的面积增加。经过 90s 通风，地板附近空气的温度和湿度持续下降，此时空气的露点温度比地板的设计温度低 2oC，可以完成初始阶段。

对比工况 1-4 预除湿阶段的持续时间，工况 4 可将预除湿阶段缩短到 65s，与工况 3 相比节省了 68.3% 的时间，当送风湿度从 8g/kg（工况 1）降低到 6.5g/kg（工况 4）时，预除湿阶段可缩短 23.5%，当送风速度从 0.05m/s（工况 3）提高到 0.1m/s（工况 2）时，预除湿阶段可缩短 65.8%。因此，通过提高送风速度可以有效地缩短预除湿阶段持续时间，但过快的送风会破坏室内的舒适性。

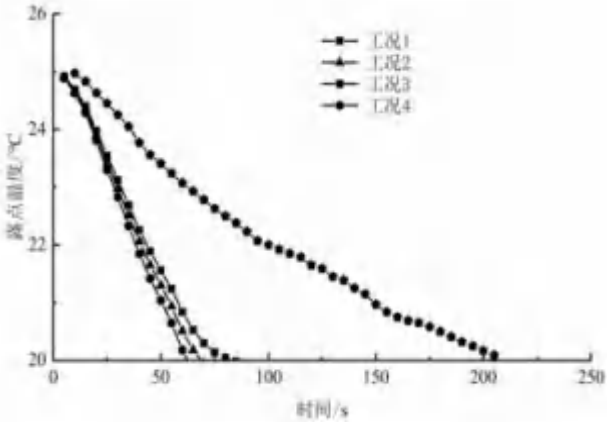
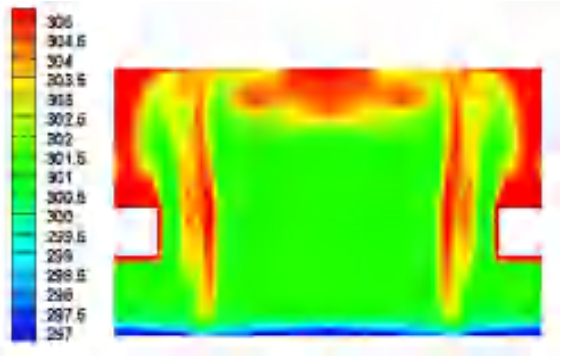
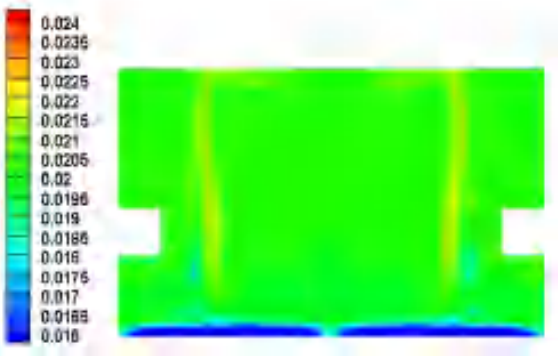


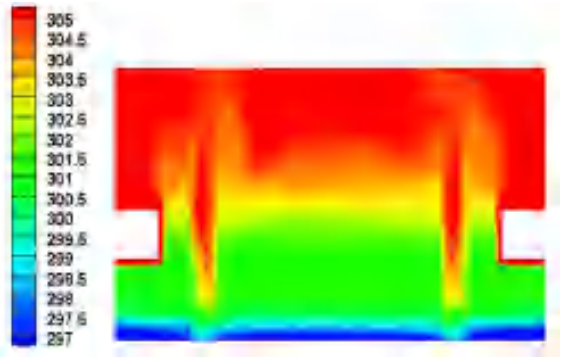
图 6 预除湿阶段截面 Z=0.1m 的露点温度变化



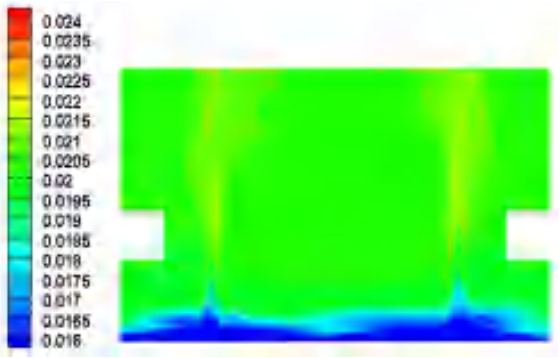
(a)通风 50s 温度云图



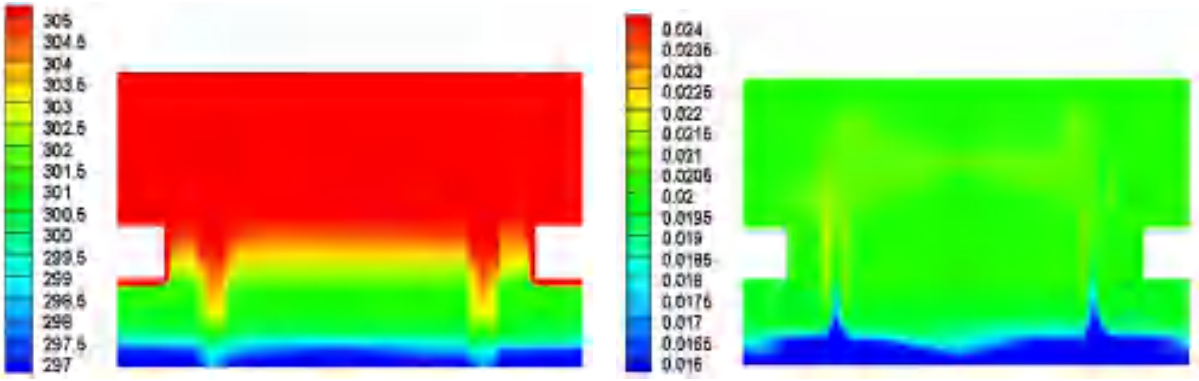
(b)通风 50s 湿度云图



(c)通风 120s 温度云图



(d)通风 120s 湿度云图



(e)通风 210s 温度云图　　(f)通风 210s 湿度云图

图 7 工况 3 预除湿阶段截面 Z=1.475m 温度和湿度变化

2.2 地板辐射供冷系统开启阶段

由于工况 1 的预除湿阶段持续时间短且能耗低，因此，在后续的研究中将工况 1 的运行结果作为地板辐射供冷系统与置换通风系统并行阶段的输入数据。在该阶段中，其他参数保持不变，将送风速度降低到 0.05m/s，打开地板辐射系统。考虑到中国大部分办公楼白天的使用时间，假设该阶段的运行时间为 12 小时，利用头部和脚踝的温差来评价工作区的热舒适性。

头部和脚踝温度差的计算公式：

$$\Delta T = |T_h - T_f| \quad (3)$$

式中：Th 和 Tf 是距离地面 1.1m 和 0.1m 处人体周围的平均温度。

ISO7730[15]标准规定：人员采取坐姿时，人员活动区处于地面上方 0.1m 和 1.1m 之间的温差应保证不大于 3 ℃。

图 8 显示了此阶段截面 Z=0.1m 露点温度变化，在绝大部分的工作时间内，地板附近空气的露点温度处于安全范围内，可以防止地板发生结露现象。图 9 为在地板辐射供冷系统开启后截面 Z=0.1m 和 Z=1.1m 温度变化，可以看出，工作区域的温度在 0.4 小时左右趋于稳定，在 12 小时内头部和脚踝的温差小于 3℃，满足局部热舒适。

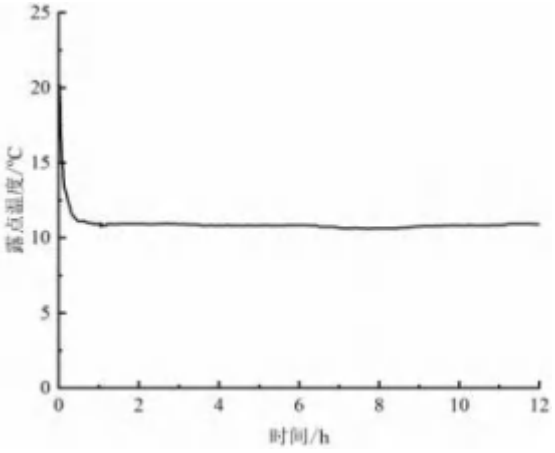


图 8 地板辐射供冷系统开启阶段截面 Z=0.1m 露点温度变化

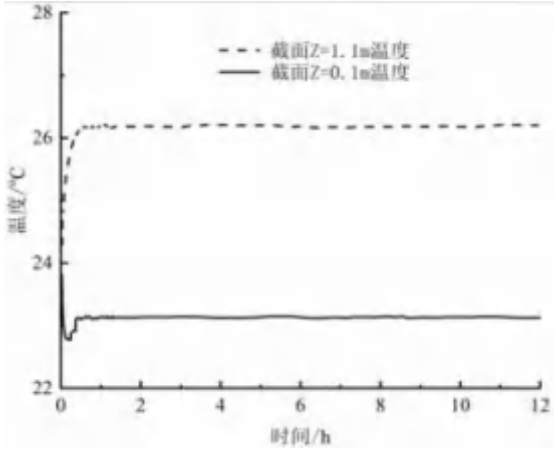
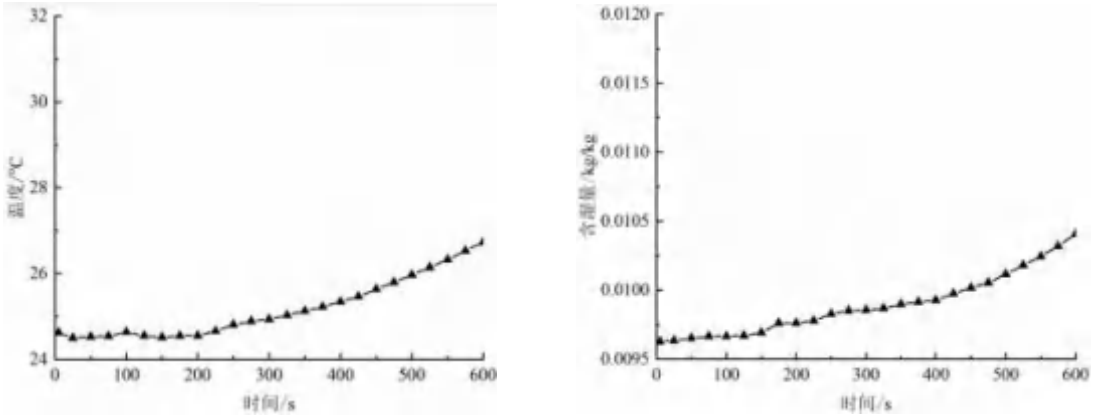


图 9 地板辐射供冷系统开启阶段截面 Z=0.1m 和 Z=1.1m 温度变化

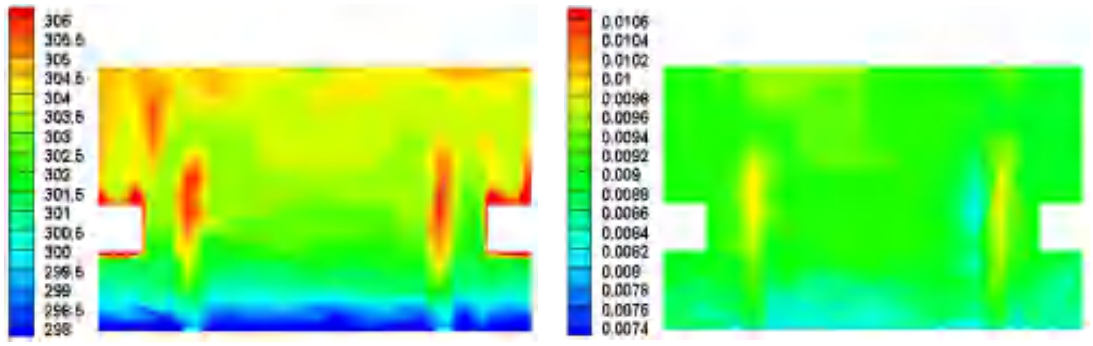
2.3 室内人员突增阶段

图 10 显示了室内人员突增 2 人时，截面 Z=0.1m 的温度和湿度变化，随着人员和时间的增加，地板附近空气的温度和含湿量逐渐升高。图 11 和图 12 分别是人员未增加和人员增加 2 人截面 Y=1.475m 温度和含湿量云图，从图中可以看出，人员未增加时，室内热环境处于低温低湿状态，室内增加 2 人 300s 时，人员附近代表高温高湿的面积增加，600s 时室内大部分低温低湿的空气被湿热空气取代。



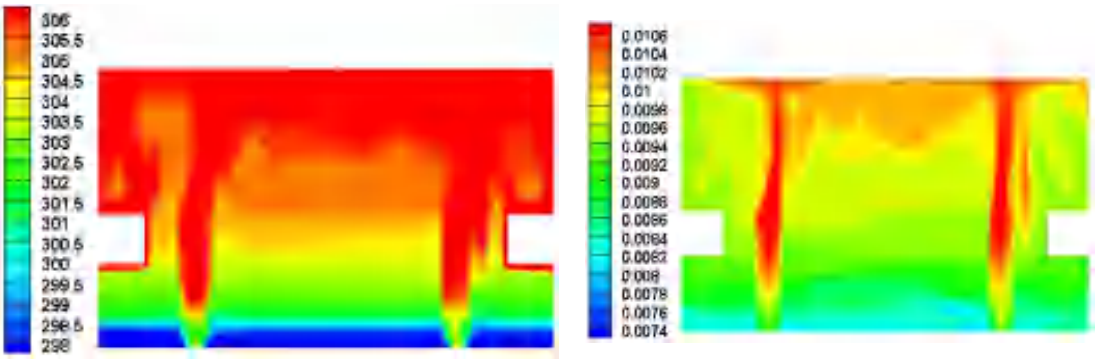
(a)温度变化　　(b)含湿量变化

图 10 人员突增 2 人截面 Z=0.1m 温度和含湿量变化

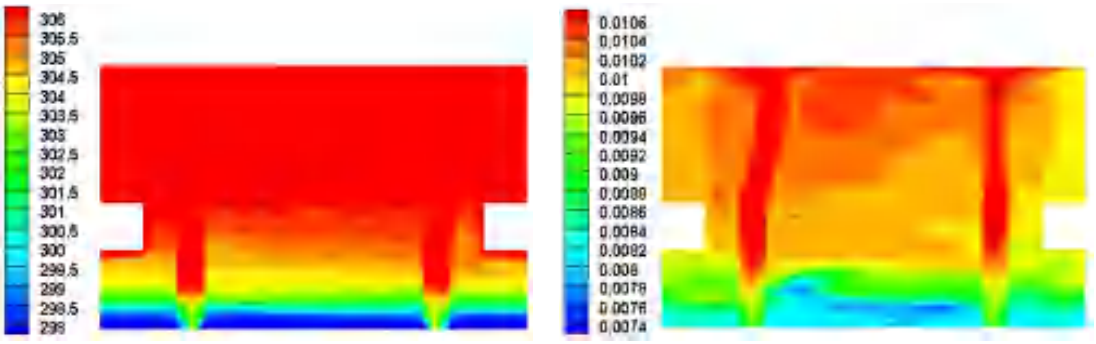


(a)温度云图　　(b)湿度云图

图 11 人员未增加截面 Y=1.475m 温度和湿度云图分布

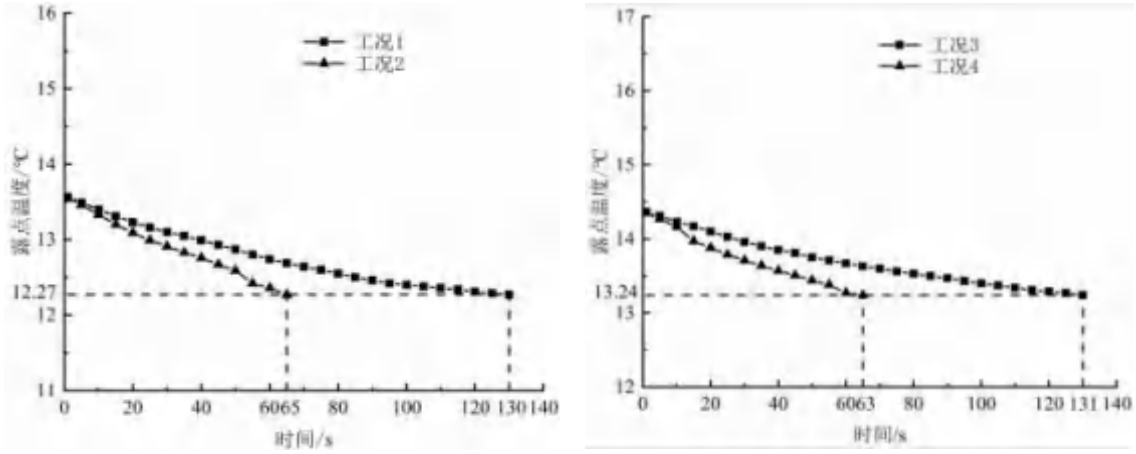


(a)300s 温度云图　　(b)300s 湿度云图



(c)600s 温度云图　　(d)600s 湿度云图

图 12 人员增加 2 人截面 Y=1.475m 温度和湿度云图变化



（a）工况 1 和工况 2 对比　　（b）工况 3 和工况 4 对比

图 13 突增 2 人不同工况下截面 Z=0.1m 露点温度变化

室内突增 2 人 5 分钟时空气的温度为 24.93℃，含湿量为 9.85g/kg，如图 12 所示，则其露点温度为 13.72℃，处于安全范围内，此时改变置换通风系统的送风参数，将送风湿度分别降低到 7.25g/kg（工况 1）和 6.5g/kg（工况 2），如图 13（a）所示，露点温度从 13.72℃降低到 12.27℃，工况 2 比工况 1 节省了 50%左右的时间。10 分钟时空气的温度为 26.72℃，含湿量为 10.4g/kg，露点温度升高到 14.53℃，也处于安全范围内，此时降低送风湿度，如图 13（b）所示空气的露点温度从 14.53℃降低 13.24℃，工况 4 比工况 3 节省了大约 51.9%的时间。因此，室内人员突增 2 人时，可在 10 分钟范围内降低置换通风系统的送风湿度。

3 结论

根据上述研究表明：

（1）在垂直温差满足人员热舒适的条件下，通过提高送风速度和降低送风湿度可将预除湿阶段缩短至 65s。相比之下，提高送风速度对缩短该阶段持续时间有很大影响。当送风速度从 0.05m/s 提高到 0.1m/s 时，预除湿阶段持续时间可缩短 65.8%

（2）地板辐射供冷系统启动后，工作区域的热环境需要 0.4 小时稳定；在 12 小时工作时间内，地板附近的露点温度处于安全范围内，可避免冷却地板发生结露现象。

（3）人员增加 2 人，散湿量由 218g/kg 变化到 654g/h，地板附近空气的露点温度处于结露风险的时间是 18 分钟，在 10 分钟内空气的露点温度都处于安全范围内，因此可在 10 分钟范围内降低通风系统的送风湿度；当送风湿度从 7.25g/kg 降低到 6.5g/kg，将地板附近空气的露点温度降低到相同值时，时间可节省 50%左右的时间。

（4）研究只考虑了送风速度和湿度对预除湿阶段持续时间的影响，而忽略了送风温度的调节，今后将进一步研究；仅对室内增加 2 人的情况进行了研究，之后将会对人员增加 4 人、6 人进行模拟分析，寻找改变通风系统合适的时间范围。

参考文献

[1] 刘方，刘艮平，文灵红. 地板辐射供冷的热环境模拟分析[J]. 山东建筑大学学报，2009,24(06):569-573.

[2] 任艳莉，李德英，张于峰. 地板供冷与置换通风的模拟与分析[J]. 沈阳建筑大学学报(自然科学版)，2008,(06):1066-1069.

[3] 于志浩，金梧凤，刘艳超. 辐射吊顶供冷与不同新风系统复合时的性能研究[J]. 制冷技术，2013,33(04):37-40.

[4] 路诗奎，张双迎. 地板辐射供冷结露问题的理论研究[J]. 江苏科技大学学报(自然科学版)，2011,25(06):565-571.

[5] Song D, Kim T, song S, et al. Performance evaluation of a radiant floor cooling system integrated with dehumidified ventilation[J]. Applied thermal engineering, 2008,28(11/12):1299-1311.

[6] Lim J H, Kim Y Y, Jo J H, et al. Application of the control methods for radiant floor cooling system in residential buildings[J]. Building and environment, 2006,41(1):60-73.

[7] Amini M, Maddahian R, Saemi S. Numerical in

vestigation of a new method to control the condens ation problem in ceiling radiant cooling panels[J]. J ournal of Building Engineering, 2020,32:101707.
[8] Chen Q. COMPARISON OF DIFFERENT k-ε MODELS FOR INDOOR AIR FLOW COMP UTATIONS[J]. Numerical Heat Transfer, 1995,28 (3):353-369.
[9] 张金明.壁面辐射供冷与独立新风复合空调的数值模拟研究[D]. 西安科技大学, 2015.
[10] 梁彩华, 张小松, 谢丁旺, 等. 置换通风中风速对地板辐射供冷影响的仿真与试验研究[J]. 制冷学报, 2008,29(06):15-20.
[11] Guo S P, Tian Y C, Fan D H, et al. A novel operating strategy to avoid dew condensation for d isplacement ventilation and chilled ceiling system[J]. Applied Thermal Engineering, 2020,176:155344.
[12] GB 50736-2012, 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范[s]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2012.
[13] 李红伟. 地板辐射供冷与置换通风空调房间热环境模拟与能耗分析[J]. 低碳世界, 2016,(24):24 1-242.
[14] Ma X J, Li X T, Shao X L, et al. An algorit hm to predict the transient moisture distribution for wall condensation under a steady flow field[J]. Bui lding and Environment, 2013,67(Sep.):56-68.
[15] ISO 7730-2005, Ergonomics of the thermal env ironment-Analytical determinstion and interpretation of thermal using cacuistion of the PMV and PPD i ndices and local thermal comfort criteria[s]. Brussal Belqium: international standard organization, 2005.

地下变电站热环境控制

朱旭伟

（山东建筑大学，济南　250101）

［摘　要］随着城市经济的不断发展和城市规模的不断扩大，建设地下变电站成为目前解决城市用地紧张的现实方案之一。改善地下变电站室内的热环境对地下变电站的使用具有十分重要的作用。因此本文对通过 PHOENICS 软件进行模拟，改变不同的送风条件和排风口的位置来改善室内热环境，得到合理的送风条件，降低变电器室内的温度，使变电器运行更加安全。

［关键词］地下水电站；热环境；数值模拟

0、引言

地下建筑建设进程的加速对暖通空调专业的设计也提出了较高的要求。为了改善地下建筑室内环境，大多采用机械通风的方式　这将使整个地下建筑中的运行能耗费用大幅度提高[1]。地下变电站内发热设备间很多，根据规范中房间工作面和排风温度的要求，引入新风的处理形式有所不同[2]。主变压器室为直接引入外界新风、电抗器室、接地变室、站用变室的送风一般要通过冷却降温处理才能达到要求[3]。本文主要分析发热量最大的主变电器室内通风的状况，并通过改变模型的边界条件，探讨最有利的通风方式。通过用运 CFD 的方法探讨变电器室内最合理的送风速度、排风口位置，得到最有利于设备间降温要求的条件。

1、对 220KV 变压器室通风策略的优化

1.1 控制方程

在数值模拟中，室内流体只考虑因温度引起的密度变化而忽略因压强引起的密度变化，且满足 Boussinesq 假设。采用 RNG k-ε 方程模型进行求解，辐射模型为 Immersol 辐射模型。RNG k-ε 模型的表达式如下：

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho k\mu_i)}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left(a_k\mu_{eff}\frac{\partial k}{\partial x_j}\right)+G_k+\rho\varepsilon \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho\varepsilon\mu_i)}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left(a_k\mu_{eff}\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j}\right)+\frac{C'_{1\varepsilon}\varepsilon}{k}G_k-C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2)$$

式中：$C_{1\varepsilon}$ 和 $C_{2\varepsilon}$ 为经验常数,分别为 1.42 和 1.68；μe_{ff} 为扩散系数；k 为湍动能；ε 为耗散率。

1.2 物理模型

变压器室的尺寸为 15.1m（长）×12.1m（宽）×10.1m（高）,变压器的尺寸经合理简化后一部分为 10m（长）×5.5m（宽）×4.7m（高），另一部分为 1.8m（长）×5.5m（宽）×2.2m（高）。变电器室的具体设置，如图 3 所示。设置两个送风口风口的尺寸为 1.7m（长）×0.6m（宽），回风口位于屋顶，尺寸大小为 3.45m（长）×3.05m（宽）。Line1-4 为房间四个角的 4 个系列的测点，其中 Line1 的坐标为（3.1m，1.15，0-10.1m），Line2 的坐标为（9.35m，1.15m，0-10.1m），Line3 的坐标为（3.1m，11.5m，0-10.1m），Line4 的坐标为（9.35m，11.5m，0-10.1m），如图 3 所示。变压器体积较大且设备的散热量很大，送入室内的空气经加热后不断上升，为了使送风气流与自然对流方向一致。主变压器室采用“下送上排”的通风方式。

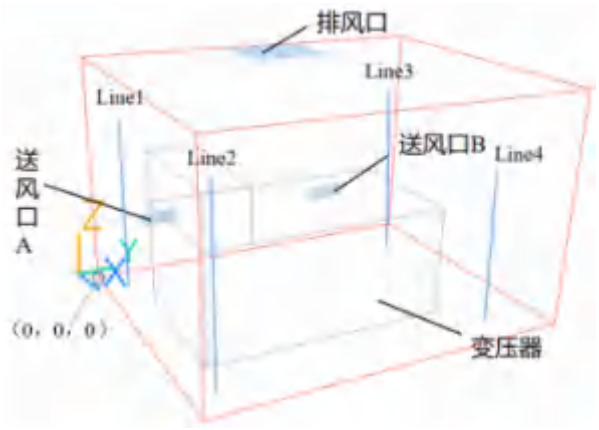


图 3 变压器室模型

1.3 边界条件

取济南市的夏季空调室外计算参数为此次地下变电站模拟的室外工况，室外的空气温度为 31.3℃，变电室围护结构的温度也可以认为是室为的空气温度，所以维护结构的温度也为 31.3℃。变电器主体的发热量为 560w/m^2。各个工况的具体设置见表 1。为使模拟的结果更加严谨，同时也为了减轻计算机的运算负担。在网格划分时对模型的局部位置如送风口、

排风口采取局部划分的原则。如图 4 所示。

表 1 工况表

	回风口位置	送风速度	送风温度
Case1	与送风口位于相同侧	6.1m/s	31.3℃
Case2	位于房间位置中心的屋面	6.1m/s	31.3℃
Case3	与送风口位于相同侧	6.9m/s	31.3℃

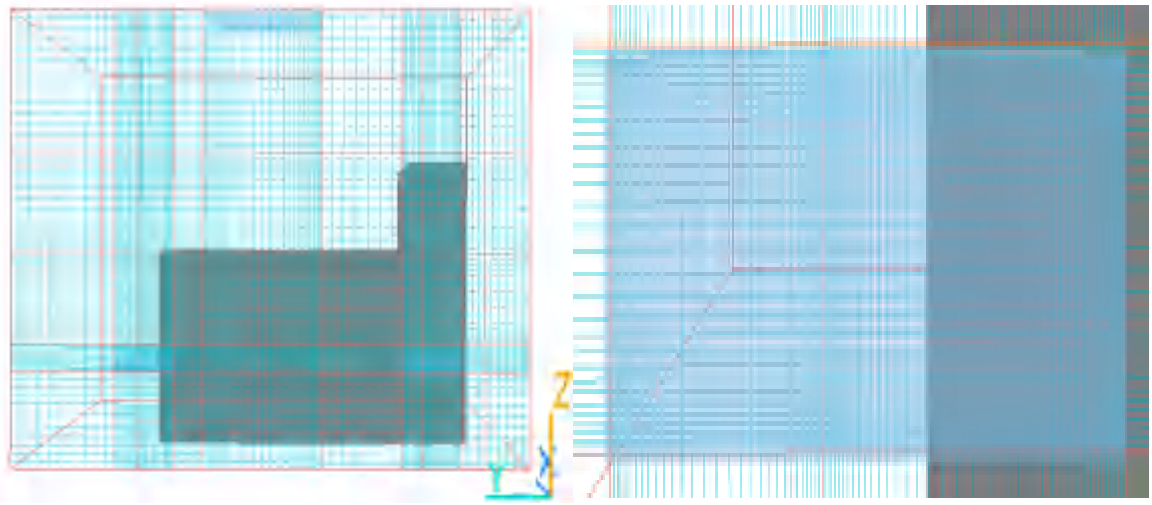


图 4 网格划分图

1.4 网格无关性分析

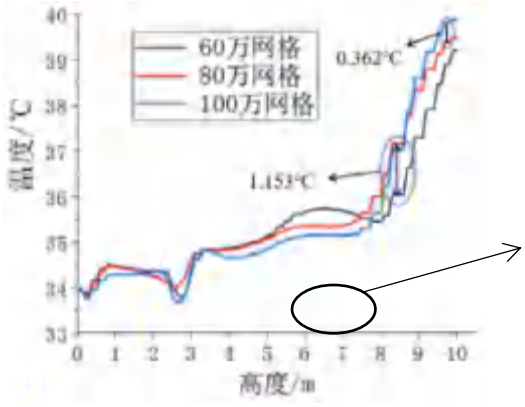


图 5 不同网格数量时 Line1 的温度变化图

以 Case1 为例进行网格无关性分析，以 Case1 中 Line1 为一系列测点。Case1 模拟共进行三次网格数量分别为 60 万、80 万、100 万。由下图 5 可以看出在网格数量从 60 万变到 80 万时，Line1 上相同位置的测点温度的最大变化为 1.153℃，且变化值在 0.9℃以上的测点数量占所有测点数量的 14%。当网格数量从 80 万变到 100 万时，Line1 上相同位置的测点温度的最大变化为 0.362℃，且变化值在 0.3℃以上测点数量仅占所有测点的 10%。综合考虑计算机的运算能力和不同网格数量时相同位置温度的变化值，本次模拟选用的网格数量为 80 万。

2 结果和讨论

2.1 Case1 温度和速度的分析

图 6 为 Case1 在水平面 Z=2.3m 的温度、速度模拟结果分析。通过图 6 可以看出温度、速度从进风口进入的扩散情况。两个进风口位于变电器的前侧，送风口 A 气流进入变电室遇到变电器的阻挡分别分为两股气流，其中的一股沿着变电器前进，直到遇到墙壁的遮挡而改变方向。另一部分在变电器背侧形成漩涡，来降低变电器背侧的温度。送风口 B 的一股气流遇到机器的遮挡在机器前侧形成旋涡。另一股气流自进风口自由扩散一段后就紧贴变电器侧壁直到到达另一侧墙壁而改变运动方向。因此在变电器背侧形成大的旋涡，从两个进风口进入的气流环绕变电器一周，以此来降低变电器整体的温度。

从 Case1 的温度和速度分布云图中可以看出人员活动区域（离开变电器大约 1m 的区域外）的大部分温度在 32-38.4℃，温度高于 38.4℃的只占较小部分。这是因为气流的涡旋作用使中心只有较少量且温度较高的气流到达，另一个原因是从送风口出来的气流速度较大且在气流的前进方向无障碍物的遮挡，以至于气流在水平方向上没有充分扩散。

在 Y=2.86m 为进风口 A 的中心线，其温度、速度分布如图 7 所示。

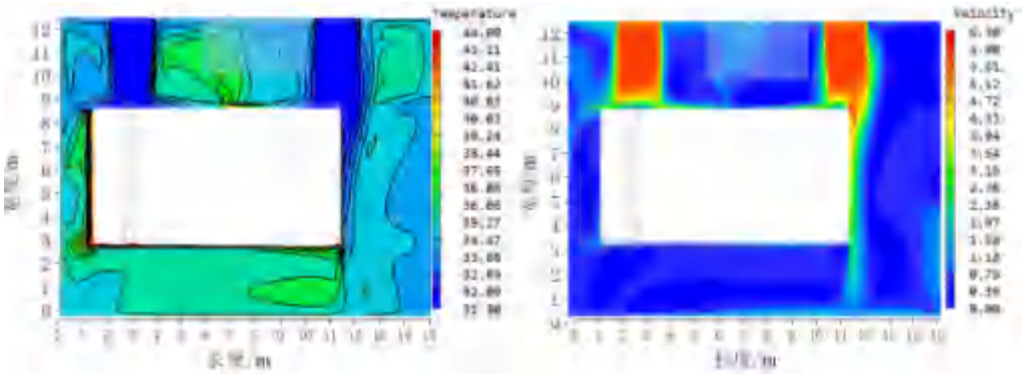


图 6 Z=2.3m 的温度、速度分布云图

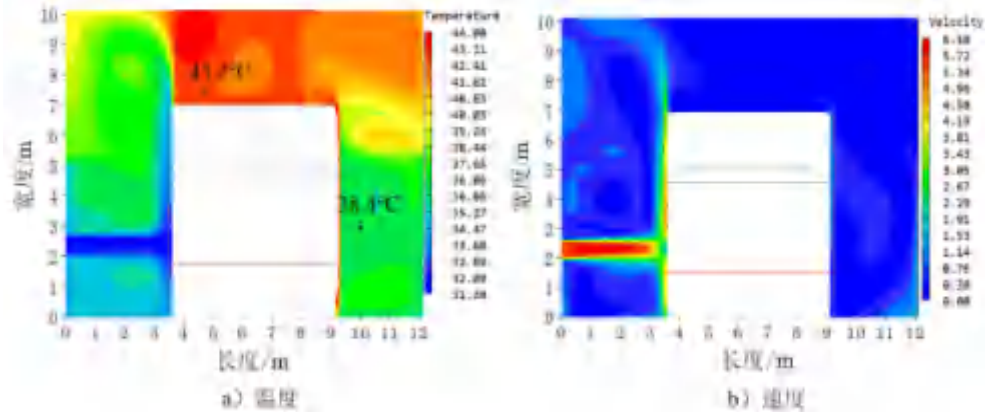


图 7 Y=2.86m 的温度、速度分布

气流从送风口进入遇到变电器的阻挡，在变电器室地面与送风口壁之间形成旋涡。从图 6 中可以看出 Z=2.3m 以下的变电器前侧的温度分布在 32.09-38.44 ℃，变电器背面的温度大部分在 36.06-37.65℃。在变电器的顶部温度温度均大于 40℃。图 8 为 X=6m 竖直截面上模拟的温度结果。X=6m 是沿变电器室宽度方向上的变电器的中心剖面。从图 8 可以看出仅在变电器主体部分的上表面 0-0.2m 的局部位置出现温度 38.72-39.82℃。在变电室内高度 4.7m 以下的温度大部分温度在 39℃以下。

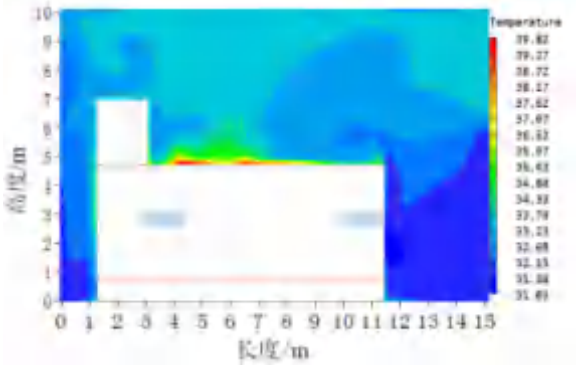


图 8 X=6m 竖直截面温度分布

2.2Linel~Line4 上温度随高度分布

Line1-4 表示变电器室四个角的一系列的测点位置，在图 3 的变电器室模型图标出了四条直线的具体位置，其中 Line2 和 Line4 为远离进风口的两条直线，Line1 和 Line3 分别位于送风口 A、B 的近风口端的两个角落。从下图 9 中可以看到四条测量线的温度随高度的变化情况。

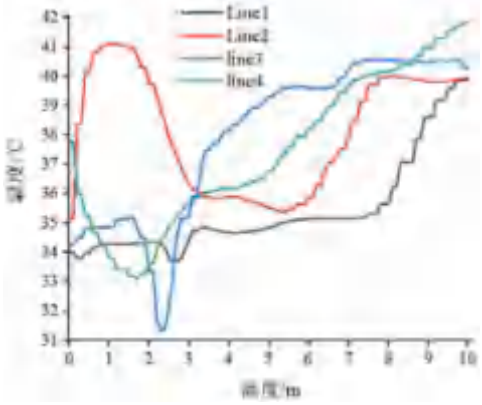


图 9 测量线温度随高度变化图

由上图可知 Linel-Line4 四个位置的测点温度在 0~4m 的高度上的变化较为波动，且空气温度在 31.3-41.2℃之间变化。在变电器室内 3.2m 的高度以上的空气温度随高度的增加逐渐增大，其中 Line4 有

微弱的线性关系。由于送风口 B 的中心高度为 2.4m，所以和 Line3 处的空气温度在 2.4m 左右处形成的低温达到 31.3℃，2.4m 以下由于漩涡的存在，空气温度高于进风口中心的空气温度；2.4m 以上空气温度随高度急剧变化。

2.3 模拟对比讨论

本节从三个重要参考平面和四条直线上的温度分布，对比分析了模拟结果。由于建筑结构的限制，发现高温区域所占的区间较大。因此对原来的模型进行优化，对优化后的变电室内的温度进行分析，判断所提出的优化方案是否具有可行性。

3 优化后的模拟结果

本节模拟以 Case2 和 Case3 为例进行，和 Case1 相同考虑辐射的条件。其中 Case2 改变排风口的位置为屋顶的中央，排风口的尺寸不变，其他边界条件和 Case1 相同；其中 Case3 送风速度为 6.9m/s，其他条件和 Case1 相同。对比分析不同的优化方案的参考对象为：

1)Z=2.4m 水平面，离开设备区域 1m 的温度、速度分布；

2)Z=4m 水平面，离开设备区域 1m 的温度；

3)Y=7.15 变电器中心剖面的温度分布；

3.1 Case2 和 Case3 在 Z=2.4m 水平面的温度模拟结果

不同优化方案（Case2 和 Case3）下水平面 Z=2.4m 的温度分布如图 10 所示。

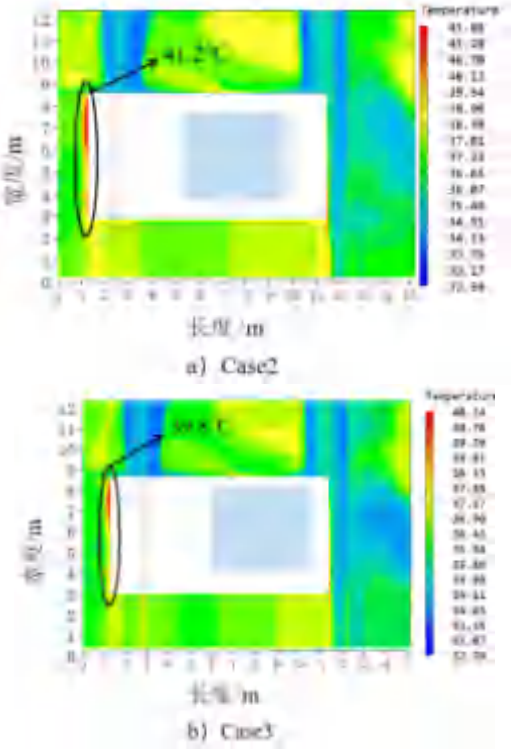


图 10Case2 和 Case3 在 Z=2.4m 的温度分布

分析图 10 中的 Case2 和 Case3 在 Z=2.4m 的温度场分布。在 Case2 中只改变送风口的位置，水平面 Z=2.4m 的温度范围为 32.5-41.86℃。在 Case3 中不仅改变送风口的位置，还提高送风口风速到 6.9m/s，水平面 Z=2.4m 的温度范围为 32.5-39.76℃。且在 Case3 中出现部分高温区域的空间小于在 Case2 中的高温区域空间。Case2 中在 Z=2.4m 的大部分区域温度都低于 39.54℃，Case3 中在 Z=2.4m 的大部分区域温度低于 37.37℃，因此送入变电器室内新风的冷量在 Case3 中得到更加充分的利用。

3.2 Case2 和 Case3 在 Z=4m 水平面的温度模拟结果

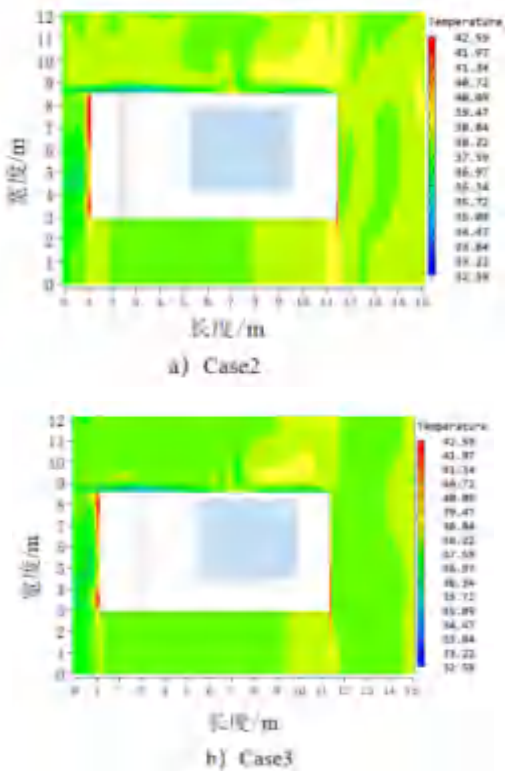


图 11 Case2 和 Case3 在 Z=4m 的温度分布

分析图 11 中的 Case2 和 Case3 在 Z=4m 的温度场分布。由图 11（a）知在 水平面 Z=4m 的空气温度分布在 38.22-40.09℃之间。由图 11（b）知在 水平面 Z=4m 的空气温度分布在 36.97-40.09℃之间。但从以上两图可以明显的看出在提高送风速度后，在 Z=4m 的高度上的最低温度要远低于在未提高风速的工况的同高度的温度。除此之外，在 Case3 中的 36.97-38.22℃的低温度区域所占的空间要远大于 Case2 中的低温区域。因此可以得出 Case3 冷量得到充分的利用，其除热的效果更好。在 Case2 和 Case3

中均出现小部分的高温区域，Case3 出现的小部分高温区域的空间小于 Case2 出现的小部分的高温区域。因此可以得出 Case3 冷量得到充分的利用，其除热的效果更好。

3.3 Case2 和 Case3 在 Y=7.15m 变电器中心剖面的温度分布

Case2 和 Case3 工况下在 Y=7.15m 竖直界面的温度分布如图 12 所示。

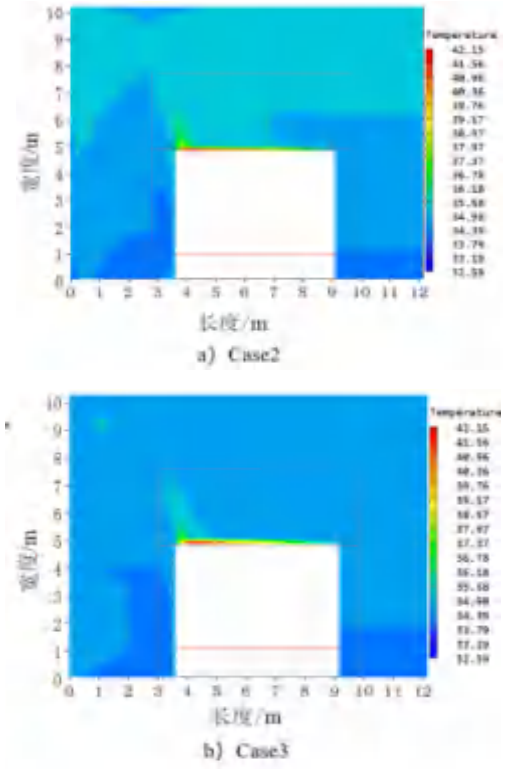


图 12 Case2 和 Case3 在 Y=7.15m 的温度分布

由图 12 的温度温度分布知，随着送风速度的升高变电器室 4.2m 以上区域的温度变低。变电器室内 4m 以下区域温度分布的分布趋势基本相同。Case2 中变电器左侧 Z 方向上空气温度分别为 33.79℃、34.98℃、36.18℃。在 Case3 中由于送风速度有所提升，变电器左侧 Z 方向上空气温度分别为 33.79℃、34.98℃，与 Case2 相比此处的温度略有下降，Case3 中温度分布的等温线与 Case2 相比也有所提高，且等温线的间距也有明显的变大。Case2 和 Case3 中，在紧挨变电器上表面的空气温度最高可达 41.56℃。

4、结论

地下变电站的变电器室是所有设备室内发热量最大、通风量最大的房间。本文重点模拟分析了变电器室内的通风降温状况。以 Case1 中的模型为基础进行合理送风方案的优化，得出以下结论。

1）在 Case2 中通过改变排风口的位置，来降低变电器室内的温度的效果并不明显。与 Case1 相比仅在排风口处有轻微的扰动，在变电器主体周围的温度变化微弱。因此在实际工程若要通过改变通风口位置来改变变电器室内温度的方案是不可行的。

2）以 Case2 案例，与 Case3 进行对比，提高送风速度后换气量增大。在 Z=2.4m 的高度上紧挨变电器周围温度的降幅仅为 0.4℃，但在 Z=4m 的高度上，变电器室的整体区域空气温度温度降幅较明显，送入变电器室内的冷量得到了很好的利用。在实际工程若要降低变电器室内的温度，可以考虑提高送风速度（增大送风量）。

3）在 Z=2.4m 和 Z=7m 截面上，紧挨变电器右侧的空气会有局部高温出现区域，该区域出现高温区域的原因是变电器左侧空间小，冷量未能得到全部利用就离开了该区域。

5 本文不足之处于反思

1）本文的模拟仅设置了热源的发热量为 560w/m^2，并未考虑热源在变化时室内温度分布的变化。

2）本文总共进行了三种方案的的模拟，且尽在送风速度和排风口的位置有改变，没有用考虑其他因素的改变对变电器室内温度的影响。

3）本文只考虑了热环境的变化，并未考虑湿环境的变化。在以后的研究可以继续深入。

参考文献

[1] 王香丽.地下变电站通风空调系统的节能性研究[D].南京：东南大学.2012.

[2] 刘希臣.地下水电站热湿环境形成机理及节能调控策略[D].重庆：重庆大学 2014.

[3] 王海.水电站地下洞室施工期湿环境及控制方法研究[D].西安：西南交通大学 2015.

某工业园区建筑群风环境与光环境模拟分析

丁伟翔[1]，刘秀会[2]

（1.杭州科技职业技术学院，杭州　311402；2.浙江联泰建筑节能科技有限公司，杭州　310013）

［摘　要］建筑环境模拟技术为建筑规划设计与绿色建筑性能评估提供了可靠的依据。本文针对位于杭州市的某工业园区建筑群，运用模拟仿真软件搭建了三维建筑模型并设置了合理的边界条件，对其室外风环境、室内光环境与房间视野范围进行了模拟。结果表明：该园区内的五栋建筑物布局合理，有利于夏季自然通风与冬季防风；主要房间室内光环境达到国家规定的自然采光要求及眩光控制要求；具有良好的房间视野。与此同时，表明了采用计算机模拟能够更加直观、形象及快速地展示建筑物理环境的状况与参数，日益成为建筑设计、分析与评估的重要技术手段。

［关键词］建筑群；建筑环境模拟技术；室外风环境；室内光环境；视野分析；绿色建筑

1.绿色建筑与建筑环境模拟

当前，绿色建筑在国家政策的大力推动下迅速发展，各地方政府也加快了推进及引导的力度[1]。随着绿色建筑的不断推广和各种建筑节能措施的诞生，为建筑环境模拟技术的应用开辟了广阔的空间：一方面，该技术可以用来指导建筑设计，成为人们对建筑物进行研究分析时的一个强有力的辅助工具；另一方面，模拟技术是评估绿色建筑性能时的重要依据。

建筑环境的变化是众多因素所影响的一个复杂过程，而建筑本身又具有特定的非实验操作性。因此，仅仅依靠定性的分析和传统的理论计算无法对某些建筑环境现象给出合理的解释和分析，而模拟分析的方法则通过对研究对象的复现为建筑环境做出合理的预测、指导和评价。

所谓建筑环境模拟技术，就是借助计算机仿真软件，模拟实际当中建筑物在物理环境中的各种性能表现，然后通过运算，得到所需求的建筑性能参数和数据可视化云图。图 1 展示了建筑环境模拟的一般步骤流程。随着计算机软件和硬件技术的迅速发展，计算机模拟分析技术在建筑环境的研究和工程实践领域逐渐得到广泛的应用，已经表现出极大的应用价值。通过模拟的方法有效地对建筑物风、光、声、热、能耗以及气流组织等环境及性能状况进行预测，可以有效地提高设计者的设计水平和规避设计中可能出现的风险[2]。

2.工程概况

某工业园区位于浙江省杭州市，项目总用地面积 90000m^2，容积率 1.51，建筑密度 41.7%，绿地率 22%。用地范围内共计有 5 栋单体建筑 A1~A5。该园区预计申报绿色建筑二星级。

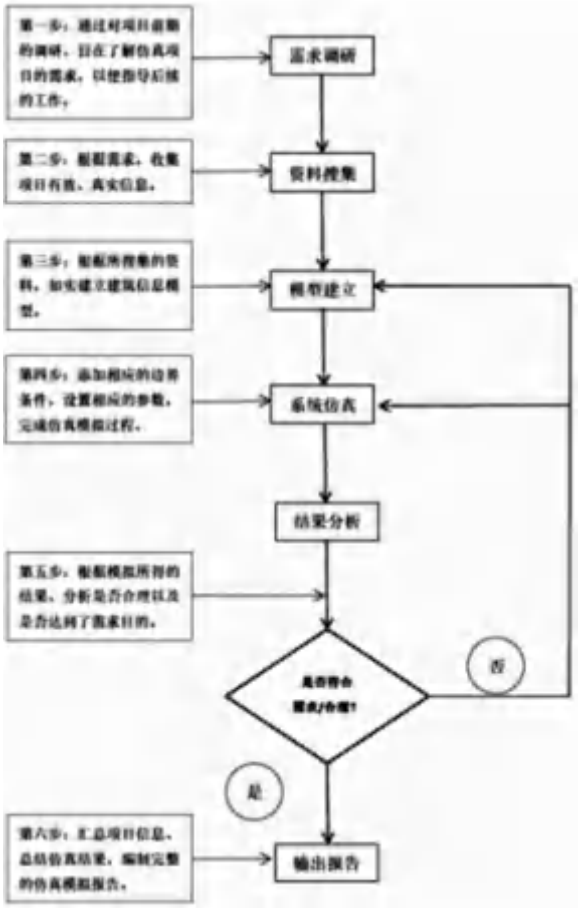


图 1 建筑环境模拟的步骤与流程

本文就室外风环境、室内光环境以及房间视野等三个方面，对该园区内的建筑群环境进行模拟分析。其中，风环境运用 Phoenics 计算流体力学软件进行建筑风场模拟；光环境主要采用 Ecotect 建模结合

Radiance 对标准层的主要功能房间室内采光及眩光进行分析；视野分析采用 Google Sketchup 三维建模软件对最不利房间进行判断。模拟工作主要为建筑设计环节所遇到的建筑方位规划，内部构造合理化等问题提供预测、分析及优化。

3.室外风环境模拟分析

分析模型以本项目内的所有建筑为基础，根据建筑图纸建立三维几何模型。整体模型的长宽高为 639m ×419m ×42m，考虑到模拟计算区域的大小不应影响气流流动，根据相关的规范和文献等资料[3]，确定室外计算区域为 849m ×629m×126m，总体网格划分数量为 473.24 万。建筑模型如图 2 所示。



图 2　某工业园区三维建筑信息模型

根据《居住建筑风环境和热环境设计标准》（DB33/1111-2015）统计的杭州市气象数据[4]，设置两个工况进行分析，具体参数如表 1 所示。

表 1　杭州地区风环境模拟工况参数

工况	工况分析内容	主导风向	平均风速（m/s）
1	夏季	SE	3
2	冬季	WNW	3

3.1 夏季风环境

图 3 为夏季主导风向 SE，平均风速为 3m/s 时，距地面 1.5m 高度处的流场分布情况。从图中可以看出，建筑周围大部分区域通风流畅，在建筑背风侧出现少许涡旋，但此处风速较低，对行人的影响不大。人行区风速在 0.295~3.2m/s，距地 1.5m 高度的初始风速为 1.73m/s，最大风速 3.2m/s，计算可得风速放大系数为 1.84。

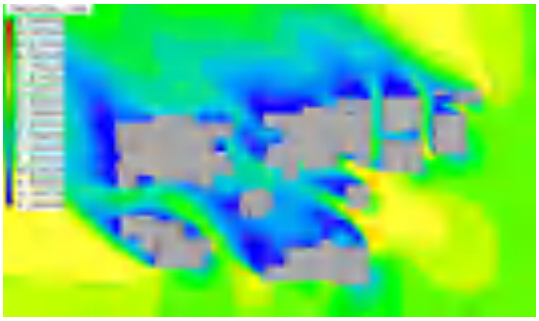




图 3　夏季距地 1.5 m 高度处风速分布云图及矢量图

图 4 展示了夏季建筑表面风压分布情况。从图中可以看出：建筑迎风面压强为 1~7Pa，背风面压强 -6~-1Pa，建筑压差大约 2~13Pa。由此可见本项目夏季建筑 50%以上可开启外窗室内外表面的风压差大于 0.5Pa，有利于室内自然通风。

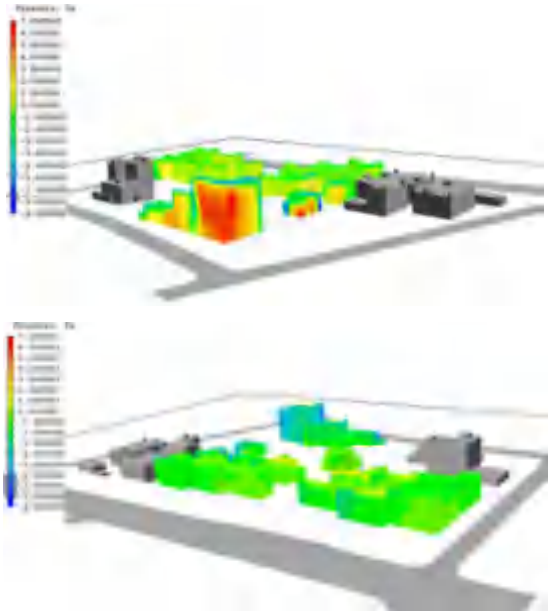


图 4　夏季建筑迎风侧与背风侧表面压力分布云图

3.2 冬季风环境

图 5 为冬季主导风向 WNW，平均风速为 3m/s 时，距地面 1.5m 高度处的流场分布情况。从图中可以看出，建筑周围大部分区域通风流畅，在建筑背风侧出现少许涡旋，但此处风速较低，对行人的影响不大。人行区风速在 0.313~3.125m/s，距地 1.5m 高度的初始风速为 1.98m/s，最大风速 3.125m/s，可得风速放大系数为 1.58。满足《绿色建筑评价标准》（GB/T50378-2019）中对于“冬季建筑物周围人行区风速小于 5m/s，且室外风速放大系数小于 2”的要求[5]。

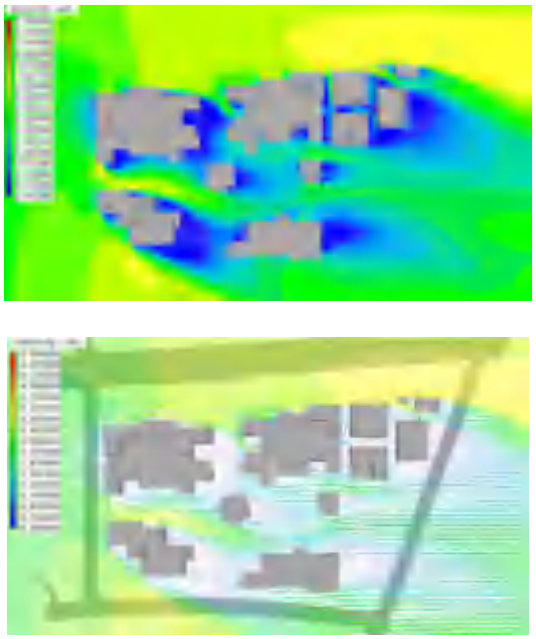


图 5 冬季距地 1.5 m 高度处风速分布云图及矢量图

图 6 展示了冬季建筑表面风压分布情况。从图中可以看出：除第一排迎风建筑外，建筑迎风面压强为 0~3Pa，背风面压强-2~0Pa，建筑压差大约为 0~5Pa。由此可见本项目冬季建筑前后压力差不大于 5Pa，有利于建筑冬季防风。

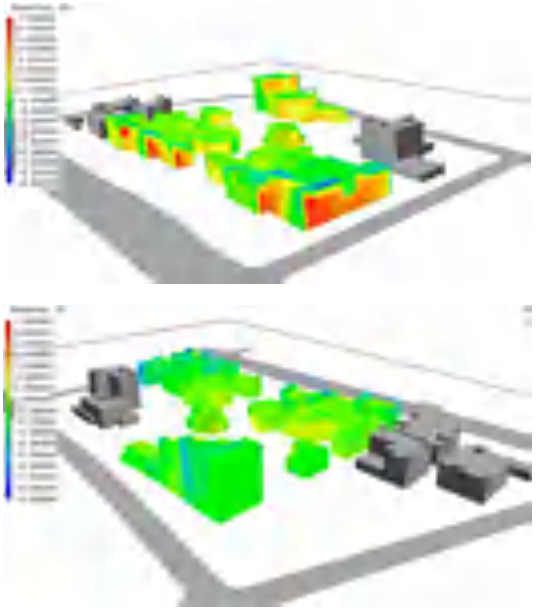


图 6 冬季建筑迎风侧与背风侧表面压力分布云图

4.室内光环境模拟分析

4.1 自然采光

光环境是人们长期习惯和需求的生活环境。各种光源的视觉实验结果表明：在相同照度的条件下，天然光的辨认能力优于人工光，有利于人们工作、生活、保护视力和提高劳动生产率[6]。此外，自然光照明最为经济，利用自然采光能节约能源，保护环境，充分的体现可持续发展的生态设计理念。《绿色建筑评价标准》（GB/T50378-2019）中对建筑采光的具体要求采用面积比的形式，即通过计算主要功能房间达到采光系数的面积比限值，给予相应的分值。

本项目建筑采用侧窗采光，外窗及玻璃幕墙选用断热铝合金窗框，玻璃部分为 6mm 中等透光玻璃（Low-E）+12 空气层+6mm 透明夹层中空玻璃。选取 A2 厂房的标准层办公间作为展示对象，搭建的采光模型如图 7 所示，模拟结果示意图及统计表如图 8 与表 2 所示。



图 7 A2 研发生产用房三层主要功能房间平面图及三维建筑模型

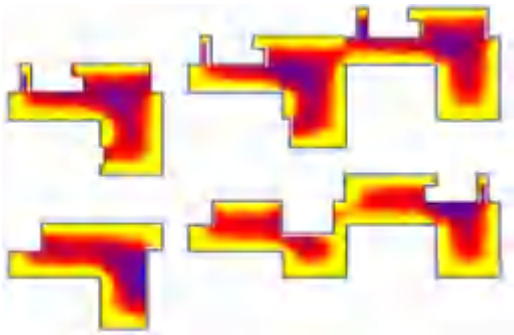


图 8 A2 研发生产用房三层主要功能房间采光模拟结果

表 2 A2 研发生产用房三层主要功能区室内采光系数计算结果统计

建筑物	楼层	功能房类型	采光模拟面积（m^2）	采光系数标准值（%）	达标百分比（%）	达标面积（m^2）
A2 研发生产用房	三层	办公间 1	361.18	3.3	93.36	337.2
		办公间 2	744.16	3.3	90.55	673.84
		办公间 3				
		办公间 4	337.06	3.3	87.65	295.43
		办公间 5	608.14	3.3	96.37	586.06
		办公间 6				

某工业园区建筑物 A1~A5 的主要功能房间共计 34194.65m^2。经模拟统计分析见表 3，满足现行国家标准《建筑采光设计标准》（GB 50033-2013）对公共建筑的采光系数要求的面积为 29398.1m^2，达标比例为 85.97%（大于 60%），因此该项目可得 6 分[7]。

表 3 某工业园区各栋建筑室内自然采光达标面积总计表

建筑物	主要功能区面积（m^2）	采光达标面积（m^2）	达标百分比（%）
A1	14958.56	12710.62	84.97
A2	6339.1	5372.25	84.75
A3	10723.84	9810.17	91.48
A4	1285.62	643.79	50.08
A5	887.53	861.18	97.03
总计	34194.65	29398.01	85.97

4.2 眩光分析

眩光源于视野中强烈的明暗对比，在大多数情况下应该尽量避免眩光的出现[8]。《绿色建筑评价标准》（GB/T50378-2019）针对改善建筑室内天然采光效果，主要功能房间有合理的控制眩光措施给予 3 分的分值。

本项目建筑的采光等级为Ⅲ类和Ⅳ类要求，即眩光指数值 DGI 不应大于 25 或 27。选取位于 A2 研发生产用房三层的办公间进行模拟分析展示，室内相机（视角）分布情况及房间内眩光效果（鱼眼模型）如图 9、图 10 所示。

图 9 A2 研发生产用房三层（办公间 1~6）室内相机分布

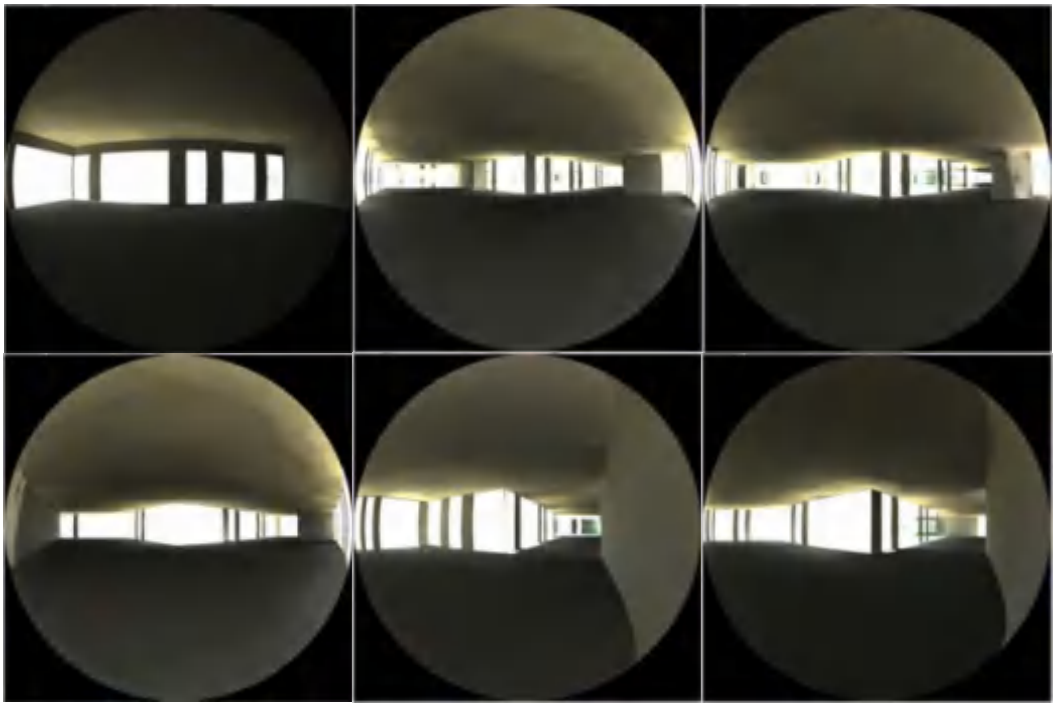


图 10 A2 研发生产用房三层（办公间 1~6）眩光效果图

模拟所得的房间眩光值见表 4 所示。本项目建筑采用浅色的内饰面，主要功能房间的眩光值均小于标准限值，满足新版《绿色建筑评价技术细则》中对《绿色建筑评价标准》（GB/T50378-2019）的 5.2.8 条第一款的

条文说明要求，符合国家标准《建筑采光设计标准》 GB 50033-2013 第 5.0.2 条等控制舒适眩光相关规定。

表 4 A2 研发生产用房三层（办公间 1~6）室内不舒适眩光指数统计表

建筑物	楼层	功能房类型	采光等级	DGI 限值	不舒适眩光指数（GDI）	达标判断
A2 研发生产用房	三层	办公间 1	III	25	20.47	达标
		办公间 2	III	25	17.04	达标
		办公间 3	III	25	20.56	达标
		办公间 4	III	25	21.7	达标
		办公间 5	III	25	20.25	达标
		办公间 6	III	25	21.17	达标

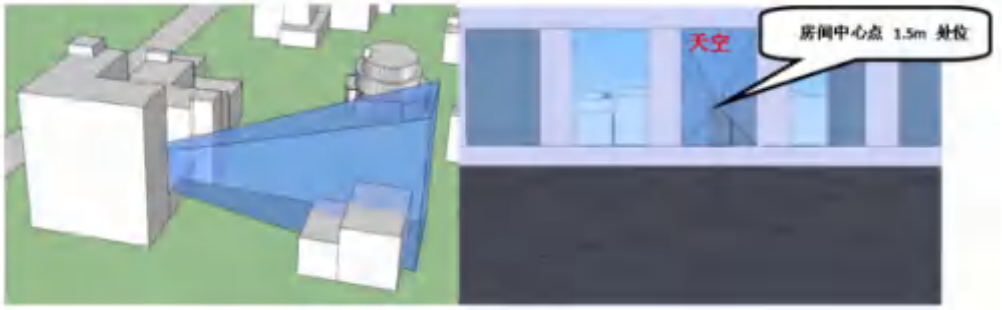


图 12 A3 视野最不利房间室外视野分析图

5.房间视野模拟分析

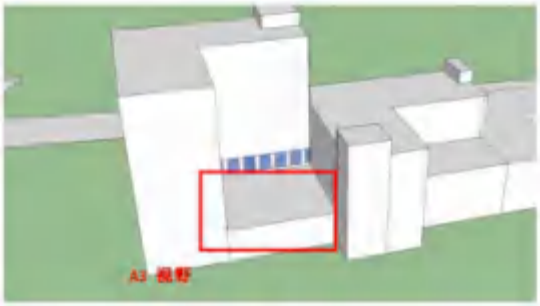


图 11 建筑物 A3 视野最不利房间（三层办公间 3）

《绿色建筑评价标准》（GB/T50378-2014）第 8.2.5 条 “建筑主要功能房间具有良好的户外视野，评价分值为 3 分。对居住建筑，其与相邻建筑的直接间距超过 18m；对公共建筑，其主要功能房间能通过外窗看到室外自然景观，无明显视线干扰”。本文选取位于 A3 研发生产用房三层的办公间进行视野模拟，如图 11 所示。

如图 12 所示，某工业园区内 A3 研发生产用房的最不利视野房间中心点 1.5m 高位置处，与窗户各角点连线所形成立体角的视野范围内出现天空或地面，因此该栋建筑内房间视野良好，满足标准的要求。

6.结论

随着人们对建筑环境质量要求的不断提高与日益重视，模拟技术运用在当代建筑设计中是时代进步的必然趋势，越来越成为设计、评价、分析工作中必不可少的重要工具之一。本文通过运用模拟软件针对某工业园区的室外风环境、室内光环境及房间视野进行了模拟，对该项目的建筑环境进行了分析判断，指出了该项目的风环境有利于人行区的活动、夏季自然通风及冬季室内防风；光环境达到国家规定的自然采光要求及眩光控制标准；具有良好的房间视野。与此同时，表明了在建筑设计方案及评估中，通过使用计算机模拟技术可以快速显示设计师关心的建筑环境状况，现有的模拟手段可以为设计师提供良好的参考依据和依托平台。

参考文献

[1] 仇保兴.我国绿色建筑发展和建筑节能的形势与任务[J].城市发展研究,2012,19(05):1-7+11.

[2] 陈颖,王慧明,张爱民,谢琳娜.生态模拟技术在绿色建筑设计中的应用探析[J].建筑技术,2014,45(04):307-309.

[3] DB31T 922-2015《建筑环境数值模拟技术规程》.[S]

[4] DB33/1111-2015《居住建筑风环境和热环境设计标准》.[S]

[5] GB/T50378-2019《绿色建筑评价标准》.[S]

[6] 张凯,严冬.提高自然光源利用率的采光设计改进[J].建筑知识,2010,30(12):115.

[7] GB 50033-2013《建筑采光设计标准》.[S]

[8] 林燕丹,邱婧婧,刘弈宏.不舒适眩光研究的国内外现状及进展[J].照明工程学报,2016,27(02):7-13.

风驱雨对建筑墙体热湿耦合迁移的影响

房爱民，陈友明

（湖南大学土木工程学院，长沙　410082）

［摘　要］针对高湿度情况下多孔介质的蓄湿特点和湿分传递机理，提出以毛细压力和温度为热湿传递驱动势建立墙体内部热湿耦合传递动态模型。通过对比新建模型模拟结果与国外实验测量结果验证了模型的准确性。对长沙市 2017 年 11 月至 2018 年 10 月的计算结果表明：与纯导热（TH）模型相比，在考虑风驱雨的情况下用热湿耦合传递 CHM(WDR)模型计算的夏季通过东、南、西、北向砖墙传递的总冷负荷分别增加了-2.48%、1.77%、-7.87%、-46.08%，用 CHM(WDR)模型计算的冬季通过四个朝向墙体传递的总热负荷分别增大了 3.2%、3.2%、63.3%和 71.5%。

［关键词］多孔介质；热湿耦合传递；毛细压力；风驱雨；冷负荷；热负荷

建筑墙体多为多孔介质材料，其内部传热与传质过程同时存在，热湿相互耦合、机理复杂且模型高度非线性[1][2][3][4]。在降雨较多的南方高温高湿地区湿传递会引发墙体内部水分积聚冷凝和发霉等问题。虽然目前各种计算建筑长期冷热负荷的方法对温度、湿度、太阳辐射等气象参数进行了考虑，但并未充分考虑降雨的影响。据长沙市气象局提供的资料，长沙市降水统计结果显示，一年中约有四分之一的时间是阴雨天气，特别是四月至九月，也是全年最热的季节，降水频繁，降雨强度大。当建筑围护结构长期暴露在雨水中时，其热湿物性参数必然发生改变，由此引起的围护结构传热量变化不能忽视。

为了优化建筑围护结构节能设计，评估采供暖和空调系统的效率，通常使用能耗模拟工具（Energyplus，DOE-2，DeST 等）来计算建筑能耗和热工特性。以 Energyplus 为例，它没有考虑风驱雨对建筑围护结构热湿性能的影响。一些能耗模拟工具用纯导热模型来计算通过围护结构传递的热量。适用于高湿度条件下围护结构热湿特性评估方法很少被考虑到。这些会降低建筑能耗模拟的准确性，降低建筑围护结构节能设计的长期有效性。为了准确预测建筑物的热湿特性和保证节能设计的有效性，有必要建立适用于高湿度条件下的动态热湿耦合传递模型。还应对建筑墙体在风雨中的暴露情况进行调查研究。

1 墙体热湿耦合传递数学模型

数学建模中作如下简化与假设：墙体各组成材料均匀连续且各向同性，其固体骨架是一个固定不变形的惰性骨架，无化学反应；墙体内热湿迁移过程视为沿着厚度方向的一维过程；墙体各材料层与层之间接触紧密，墙体局部交界面处于热平衡与湿平衡状态，交界面热阻、湿阻忽略不计；水分在墙体材料中的存在形式是以液态和气态同时存在，水蒸汽分压力梯度是水蒸汽扩散的驱动势，毛细压力或开尔文定律相对湿度是毛细孔内液态水迁移的驱动势。忽略重力作用对液态水迁移的影响，气相及液相均视为连续介质，水蒸汽可当做理想气体处理，液相水分不可压缩。

建筑墙体热湿耦合传递的具体推导过程可参考作者先前发表的一篇文章[5]，本文仅给出了主要的控制方程。传质包括部分水蒸气压力梯度作用下的气相水扩散和毛细管压力梯度作用下的液相水迁移。液相和气相水分转移平衡可用以下控制方程描述：

$$\frac{\partial \omega}{\partial p_c}\frac{\partial p_c}{\partial t}=\nabla\left[\delta_v\varphi\frac{\partial p_{sat}}{\partial T}\nabla T+\left(-K_l-\delta_v p_{sat}\frac{\varphi}{\rho_l R_D T}\right)\nabla p_c\right] \tag{1}$$

式中，ω表示毛细蓄湿曲线，kg/m^3; p_c 表示毛细压力，Pa; t 表示时间，s; δ_v 表示水蒸气渗透系数，kg/(m·s·Pa); φ 表示相对湿度; T 表示热力学温度，K; K_l 表示液态水渗透系数，kg/(m•s•Pa); p_{sat} 表示饱和水蒸气压，Pa; ρ_l 表示水的密度，kg/m^3; R_D 表示水蒸气的气体常数，J/(kg·K)。

多孔材料中能量传递平衡的控制方程如下：

$$\left(\rho_m c_{p,m}+\omega c_{p,l}\right)\frac{\partial T}{\partial t}=\nabla\left[\left(\lambda+h_v\delta_v\varphi\frac{\partial p_{sat}}{\partial T}\right)\nabla T+\left(-h_l K_l-h_v\delta_v p_{sat}\frac{\varphi}{\rho_l R_D T}\right)\nabla p_c\right] \tag{2}$$

式中，ρm 表示材料在干燥状态下的密度，kg/m^3；cp,m 表示材料在干燥状态下的比热容，J/(kg•K)；ω_v 表示多孔介质材料内以气态形式存在的水分含量，kg/m^3；ω_l 表示以液态形式存在的水分含量，kg/m^3；h_l 表示液态水的比焓，J/kg；h_v 表示水蒸汽的比焓，

J/kg；q 表示通过导热形式传递的热流密度，W/m^2。把热湿传递平衡方程中的因变量 T 和 p_c 写成矩阵形式为 u=(T, p_c)，然后可以用有限元分析软件 COMSOL 中的系数型偏微分方程对多孔介质墙体内热湿耦合传递控制方程进行求解。

1.1 热湿传递边界条件

通过墙体外侧表面的水分传递($g_{m,e}$)包括室外环境水蒸气分压力与墙体外表面水蒸气分压力之差驱动的水蒸汽交换以及墙体外侧表面得到的降雨量：

$$g_{m,e}=\beta_{p,e}\left(\varphi_e p_{sat,e}-\varphi_{surfe}p_{sat,surfe}\right)+g_l \tag{3}$$

式中，$\beta_{p,e}$ 表示墙体外侧表面与室外环境空气之间的对流传质系数，kg/(m^2·s·Pa)；φ_e 表示室外环境空气相对湿度；φ_{surfe} 表示墙体外侧表面的相对湿度；$p_{sat,surfe}$ 表示墙体外侧表面饱和水蒸汽压力，Pa；$p_{sat,e}$ 表示室外环境空气饱和水蒸汽压力，Pa；g_l 表示墙体外侧表面吸收到的雨水量，kg/(m^2·s)。

通过墙体外侧表面的传热量($q_{h,e}$)包括室外环境空气与墙体外表面之间的对流换热量、水蒸汽的汽化潜热、墙体外表面太阳辐射得热量、墙体外表面吸收到的雨水显热：

$$q_{h,e}=h_e\left(T_e-T_{surfe}\right)+h_{lv}\left(g_{m,e}-g_l\right)+\alpha\cdot q_{solar}+g_l c_{p,l}T_e \tag{4}$$

式中，h_e 表示墙体外侧表面与室外环境空气之间的对流换热系数，W/(m^2·K)；T_{surfe} 表示墙体外侧表面温度，K；T_e 表示室外环境空气温度，K；q_{solar} 表示墙体外侧表面受太阳辐射接受到的热流密度，W/m^2；α 表示墙体外侧表面对太阳辐射的吸收系数；$c_{p,l}$ 表示液态水的密度，kg/m^3。

室内侧墙体传热传湿的边界条件与室外侧墙体传热传湿的边界条件类似，只是在描述室内侧墙体传热传湿的边界条件时应去掉太阳辐射传热和雨水传湿这两项，室内侧的边界条件在此不再列出。

2 模型验证

通过将模拟计算结果与 Tommy[6]等人的实验测量结果进行比较，对本文所提出的热湿耦合模型进行验证。目前，大多数墙体热湿特性相关实验测得的湿度都低于 95%。由于墙体表面受到风驱雨的影响，在 Tommy 等人的实验研究中墙壁内的湿度非常高，最大湿度长时间持续为 99.9%。Tommy 的文章中提供了有关实验设计、仪器、气候条件和材料特性的一些详细信息。其他研究人员可以将实验结果用于验证自己建立的热湿耦合模型。图 1 显示了墙体内外两侧的边界条件。将图 1 中的测量点 P1，P2，P3 和 P4 的实验数据用于验证本文所提出的热湿耦合模型。墙体材料热湿物性参数来自 Delphin 材料数据库和德累斯顿工业大学的实验数据。为了消除初始条件的影响，忽略了前三个月的模拟结果。

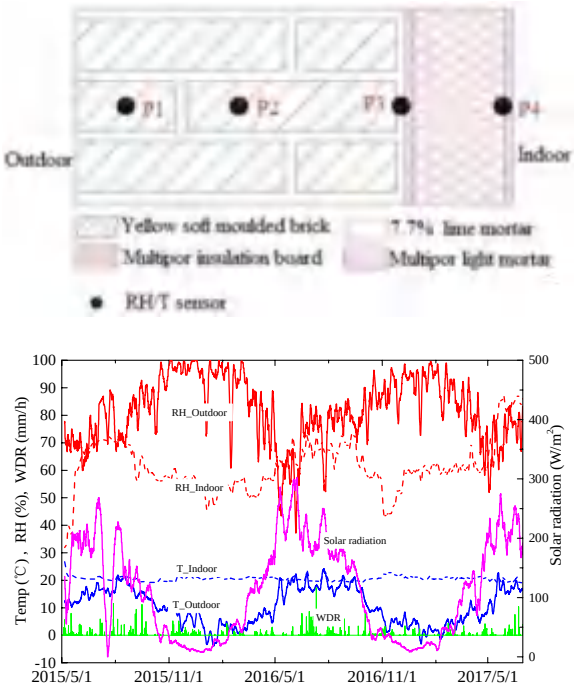
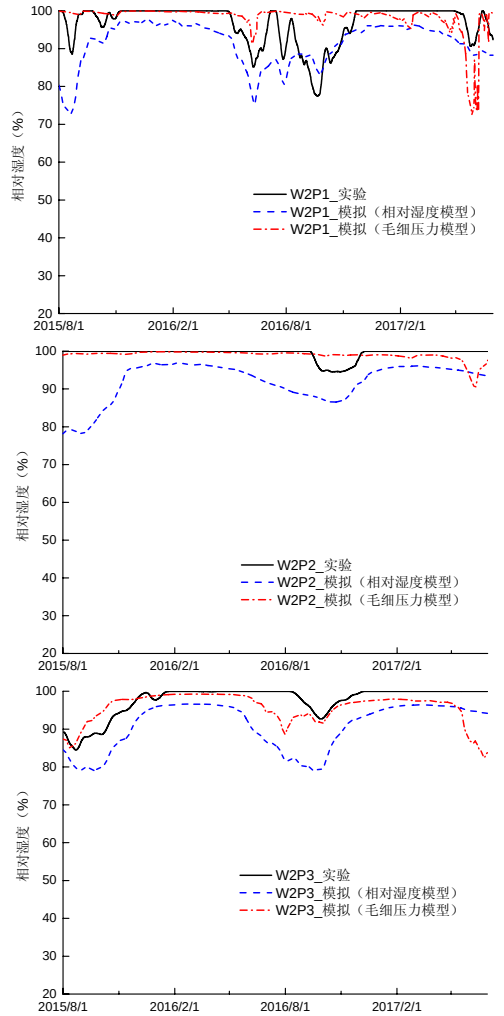
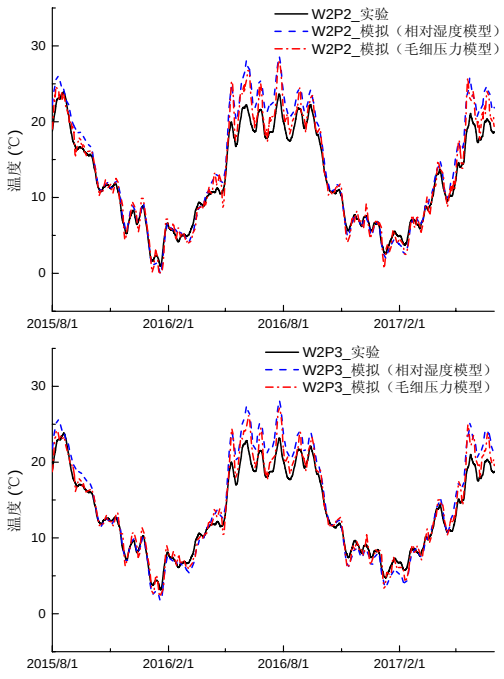


图 1 墙体 2#的示意图和内外侧边界条件

如图 2 所示，对测点 P1、P2、P3、P4 的模拟计算结果与实验测量结果进行对比分析。模拟计算包含本文建立的毛细压力模型和文献[1]中的相对湿度模型模拟结果之间的对比。毛细压力模型模拟计算得到的相对湿度与实测相对湿度的平均误差在 1.3%到 4%之间，毛细压力模型模拟计算得到的相对湿度与实测相对湿度的均方根误差在 2.1%到 6.2%之间。相对湿度模型模拟计算得到的相对湿度与实测相对湿度的平均误差在 5.8%到 7.5%之间，相对湿度模型模拟计算得到的相对湿度与实测相对湿度的均方根误差在 7.1%到 8.9%之间。就墙体的温度表现而言，根据经验大多数热湿耦合模型都能很好地预测多孔建筑围护结构内的温度。总体而言，毛细压力模型模拟结果与实验结果吻合较好，特别是在墙体内部湿度接近 100%的条件下，毛细压力模型计算得到的墙体内相对湿度比文献[1]中的相对湿度模型计算得到的结果更接近实验测量结果。





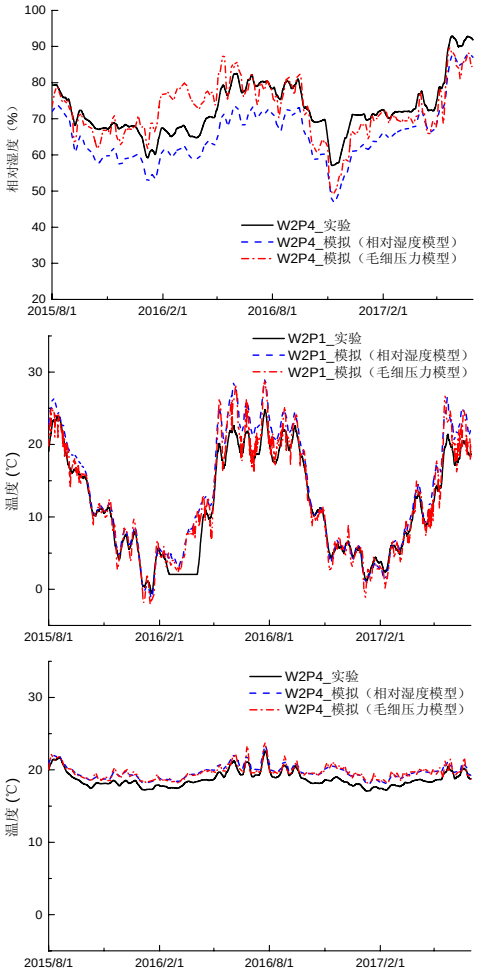
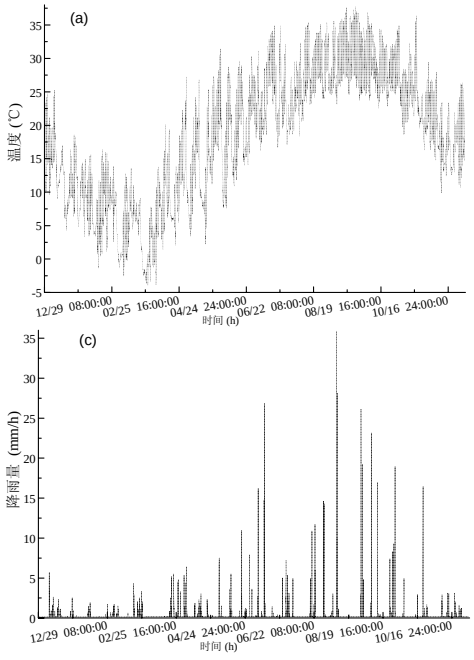


图 2 墙体 2 中测点 1，2，3，4 处的模拟结果与实测值对比

3. 室外气候边界条件



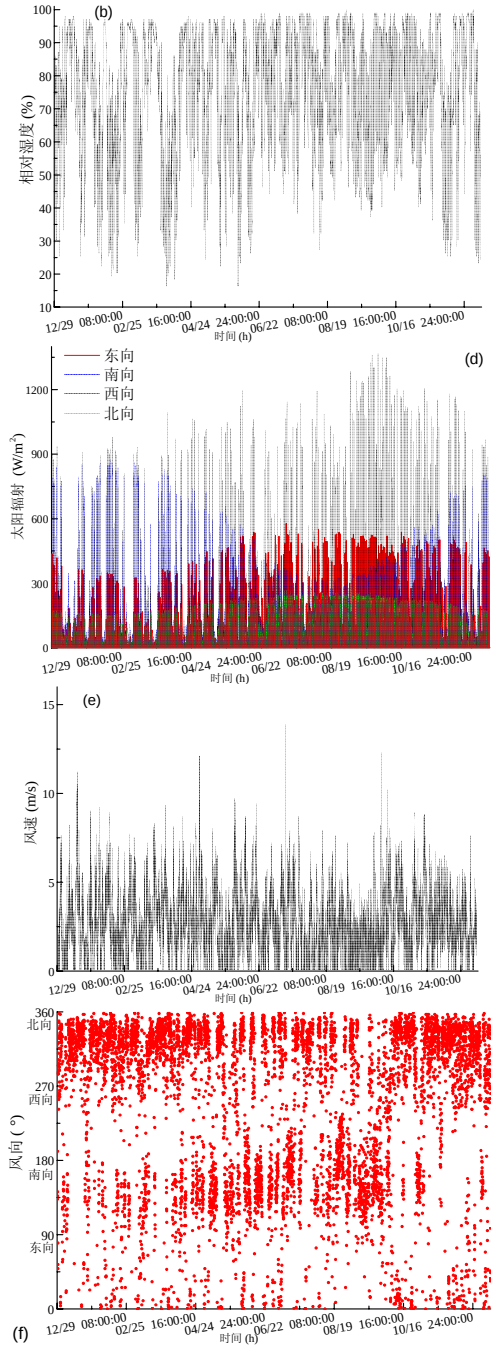


图 3 代表城市长沙 2017 年 11 月至 2018 年 10 月气象参数：（a）温度；（b）相对湿度；（c）降雨量；（d）太阳辐射；（e）风速；（f）风向

图 3 为从代表城市长沙的气象站获得的室外气象参数。气象资料日期为 2017 年 11 月至 2018 年 10 月。长沙属于亚热带季风气候。夏季气候炎热，冬季寒冷，全年空气湿度较高。长沙市年平均气温为 17.2 ℃，城区年平均降雨量为 1361.6 mm。从 11 月下旬到第二年 3 月中旬是长沙的冬季。冬天很少有阳光，但是夏天有大量的太阳辐射。最冷的月份出现在 1 月份，月平均温度约为 4.8℃。冬天经常有长时间的小雨。5 月下旬以来，室外气温将明显上升。夏季日平均气温在 30℃以上约 85 天。在七月和八月，由于潮湿的东南季风，降雨量较大。图 3 (b)为长沙市全年相对湿度分布。最大月平均湿度约 80%出现在降雨较多的 8 月份。夏季降雨量明显要比冬季高。从 3 月至 5 月降雨量明显增加。从 9 月到 10 月降雨量显著减少。从 5 月初到 8 月底是多雨的夏季。图 3 (e)和(f)显示了风速和风向。夏季盛行南风，冬季盛行西北风。

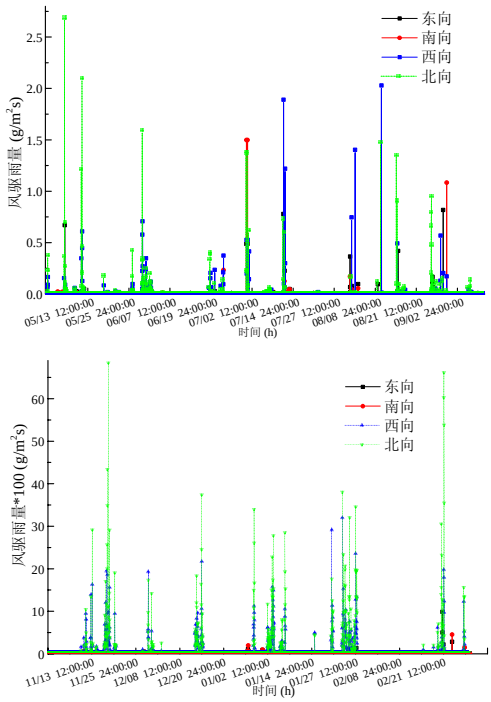


图 4 夏季和冬季墙体外表面风驱雨量

如图 4 所示，利用 ISO15927-3 模型对代表城市长沙地区四个朝向墙体表面的风驱雨量进行了调查研究。风驱雨强度最高出现在 5 月，其次是夏季多雨的 7 月和 8 月。东、南、西、北方向墙体表面的峰值风驱雨量分别为 0.8，1.5，2，2.7 g/(m^2·s)。夏季（6 月、7 月和 8 月）东、南、西、北四个朝向墙体表面的累计风驱雨量分别为 17.6，17.6，50 和 59.5 mm。整个冬季（12 月、1 月和 2 月）四个朝向墙体表面的累计风驱雨量分别为 1，0.5，33.3 和 66.6 mm。冬季风驱雨强度明显小于夏季风驱雨强度。在四个朝向墙体表面的风驱雨强度上，全年风驱雨量最多的是北向墙体，其次是西、南、东向墙体。这是由于西北朝向是风与降雨二者同时发生最频繁的方向。在多雨潮湿的我国南方地区，预测建筑围护结构的热湿性能时，

需要将风驱雨与热湿耦合传递模型结合起来。在室外侧边界条件中引入风驱雨项，在能量传递方程室外侧边界条件中考虑风驱雨的显热，在质量传递方程室外侧边界条件中考虑风驱雨带来的湿分。

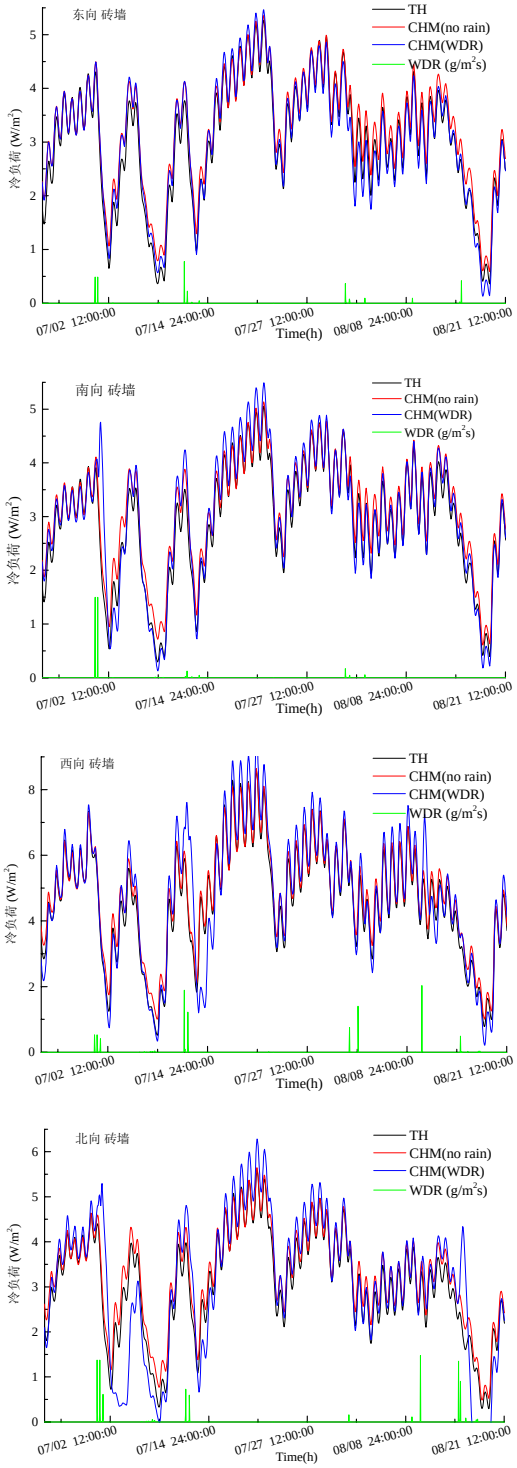
4. 风驱动雨对通过墙体传递冷热负荷的影响

为了对比分析风驱动雨、湿分传递和不考虑湿传递对墙体热湿特性和通过墙体传递冷热负荷的影响，本节分别采用纯导热（TH）、热湿耦合传递（无风驱雨）（CHM(no rain)）和热湿耦合传递（有风驱雨）（CHM(WDR)）三种模型计算不同朝向墙体热湿性能，计算夏季空调期通过墙体传递总冷负荷以及峰值冷负荷的差异，对比分析冬季采暖期三种计算条件下通过墙体传递总热负荷以及峰值热负荷。

4.1. 夏季砖墙模拟结果

图 5 显示了用三种不同模型计算的通过砖墙传递的冷负荷，并进行了比较。用 TH 模型计算的东、南、西和北向砖墙峰值冷负荷分别为 5.27、5.06、7.7、4.83W/m²。与 TH 模型相比，CHM(no rain)模型计算的通过四面墙的峰值冷负荷分别增加了 1.52%、1.61%、0.03%、1.69%。与 TH 模型相比，用 CHM(WDR)模型计算的四向墙峰值冷负荷分别增加 3.63%、8.58%、9.97%、12.76%。用 CHM(no rain)模型计算的通过四面墙的潜热冷负荷之和分别占总冷负荷的 4.62%、4.75%、2.84%、5.51%、而用 CHM(WDR)模型计算的通过四面墙的潜热冷负荷占总冷负荷的 7.84%、8.31%、9.14%、57.75%。用 TH 模型计算的东、南、西和北向砖墙的平均冷负荷分别为 1.61、2.03、2.58、1.74W/m^2。与 TH 模型相比，CHM(no rain)模型计算的四个朝向砖墙平均冷负荷分别增加了 8.5%、7.63%、5.27%和 9.01%。与 TH 模型相比，用 CHM(WDR)模型计算的四个朝向砖墙平均冷负荷分别增加了-2.47%、0.97%、-7.82%、-27.45%。用 TH 模型计算的东、南、西和北向砖墙夏季累计冷负荷分别为 5514.7、5438.4、8870.5、4570.6 W/m^2。与 TH 模型相比，CHM(no rain)模型计算的东、南、西和北向砖墙的总冷负荷分别增加 8.54%、8.59%、5.26%、10.33%。与 TH 模型相比，CHM(WDR)模型计算的通过四个朝向砖墙的总冷负荷分别增加了-2.48%、1.77%、-7.87%、-46.08%。与 TH 模型相比，CHM(no rain)和 CHM(WDR)模型计算的墙体冷负荷变化趋势相反。用 CHM(no rain)模型计算的四向墙体的总冷负荷均高于 TH 模型。但是，通过 CHM(WDR)模型计算的四向墙体的总冷负荷与 TH 模型相比明显减小。这主要是由于风驱雨事件后太阳辐射加热引起的墙体外表面水分蒸发冷却效应。雨水蒸发对墙体外表面的冷却作用将带走热量，减少夏季通过墙体传递的冷负荷。

4.2. 冬季砖墙模拟结果



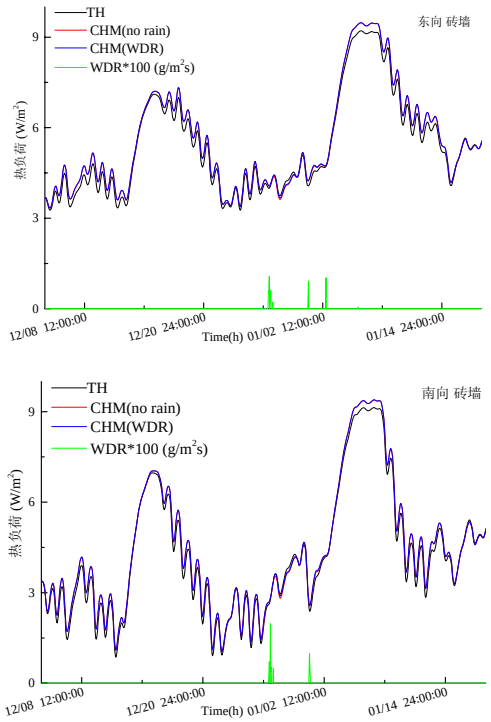


图 5 三种不同模型通过砖墙传递的冷负荷

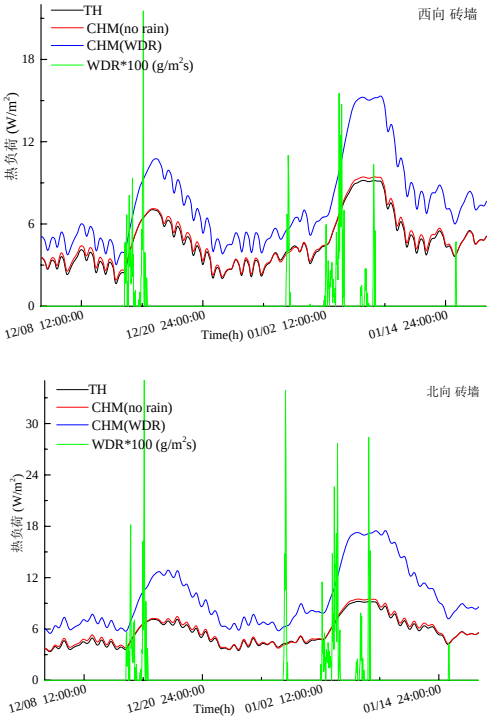


图 6 三种不同模型通过砖墙传递的热负荷

图 6 展示了三种不同模型计算得到的通过砖墙传递的热负荷，并进行了对比。用 TH 模型计算的东、南、西和北面砖墙传递的峰值热负荷分别为 10.65、10.54、10.57、10.66W/m²。用 CHM(no rain)模型计算的四面墙体的峰值热负荷分别比 TH 模型提高了 3.99%、3.74%、3.81%、4.03%。用 CHM(WDR)模型计算的四面墙体的峰值热负荷分别比 TH 模型提高 4.09%、3.75%、87.83%和 113.62%。用 TH 模型计算的整个冬季采暖期通过四个朝向砖墙传递的总热负荷分别为 12017.2、9952.2、10782.1、12274.9W/m²。用 CHM(no rain)模型计算的四面墙体的总热负荷分别比 TH 模型增加了 2.9%、3.1%、3.1%和 2.9%。用 CHM(WDR)模型计算的四面墙体的总热负荷比 TH 模型分别增大了 3.2%、3.2%、63.3%和 71.5%。用 TH 模型计算的东、南、西、北面砖墙的平均热负荷分别为 5.56、4.61、4.99 和 5.68W/m²。与 TH 模型相比，用 CHM(no rain)模型计算的四向墙体的平均热负荷分别增加了 1.79%、3.14%、3%和 2.91%。与 TH 模型相比，用 CHM(WDR)模型计算的四向墙体平均热负荷分别增加 3.57%、3.24%、63.6%和 79.68%。冬季采暖条件下，通过墙体传递的潜热负荷不明显。在冬季，当考虑风驱雨的影响时，通过四面墙体传递的热负荷之和比 TH 模型明显增加。冬季通过墙体传递的热负荷显著增加，主要是由于墙体含湿量增大，加速了墙体向室外环境的传热损失。

一方面，与 TH 模型相比，CHM(WDR)模型计算的通过四面墙的总热负荷之和将显著增加。另一方面，与 TH 模型相比，CHM(WDR)模型计算的通过墙体的总冷负荷之和将明显减少。夏季雨水蒸发的冷却作用，降低了通过墙体传递的冷负荷。冬季雨水负荷增加了建筑材料的导热系数和传热损失，增加了通过墙体传递的热负荷。风驱雨对不同朝向墙体的影响程度由高到低依次为北、西、南、东向。风驱雨对北墙的影响比其他三个朝向墙体更为明显。如表 1 所示，北向墙受风驱雨影响较大，其外表面暴露在更多的雨水中。这是因为西北方向风和雨同时出现的频率更高。墙体朝向对其热湿性能有明显的影响。夏季风驱雨的影响有利于减少通过墙体传递的总冷负荷。但是，冬季风驱雨会导致墙体传递的总热负荷明显上升。与 TH 模型相比，在考虑雨水负荷时，用 CHM 模型计算得到的通过墙体传递总冷负荷明显减少，但总热负荷显著增加。计算结果表明，在预测建筑围护结构热湿性能时考虑风驱雨的影响具有重要意义。

表 1 不同朝向墙体表面冬夏两季累计风驱雨量（mm）

	东向	南向	西向	北向
夏季 (6 月 7 月 8 月)	17.6	17.6	50	59.5
冬季 (12 月 1 月 2 月)	1	0.5	33.3	66.6

5. 结论

为了对比研究风驱雨对建筑墙体热湿特性的影响，在纯导热（TH）、热湿耦合传递（无风驱雨）（CHM(no rain)）和热湿耦合传递（有风驱雨）（CHM(WDR)）三种情况下，对外墙热湿性能进行了动态模拟。

1）用 TH 模型计算的东、南、西和北向砖墙夏季累计冷负荷分别为 5514.7、5438.4、8870.5、4570.6 W/m^2。与 TH 模型相比，CHM(no rain)模型计算的东、南、西和北向砖墙的总冷负荷分别增加 8.54%、8.59%、5.26%、10.33%。与 TH 模型相比，CHM(WDR)模型计算的通过四个朝向砖墙的总冷负荷分别增加了-2.48%、1.77%、-7.87%、-46.08%。

2）用 TH 模型计算的整个冬季采暖季通过四个朝向砖墙传递的总热负荷分别为 12017.2、9952.2、10782.1、12274.9W/m²。用 CHM(no rain)模型计算的四面墙体的总热负荷分别比 TH 模型增加了 2.9%、3.1%、3.1%和 2.9%。用 CHM(WDR)模型计算的四面墙体的总热负荷比 TH 模型分别增大了 3.2%、3.2%、63.3%和 71.5%。WDR 在炎热的夏季对墙体有蒸发冷却降温作用，WDR 的影响有利于降低夏季通过墙体的总冷负荷，而冬季通过墙体的总热负荷明显上升。

风驱雨在炎热的夏季对墙体有蒸发冷却降温作用，风驱雨的影响有利于降低夏季通过墙体传递的总冷负荷，但冬季由于风驱雨的影响通过墙体传递的总热负荷明显增加。在预测建筑围护结构热湿性能时考虑风驱雨的影响具有重要意义。

参考文献：

[1] 刘向伟. 夏热冬冷地区建筑墙体热、空气、湿耦合迁移特性研究[D]. 长沙:湖南大学土木工程学院, 2015

[2] 张华玲，刘朝，付祥钊. 多孔墙体湿分传递与室内热湿环境研究[J]. 暖通空调 2006，36 (10)：29-34

[3] 王莹莹. 围护结构湿迁移对室内热环境及空调负荷影响关系研究[D]. 西安:西安建筑科技大学环境与市政工程学院，2013

[4] 孙立新，闫增峰，冯驰. 抹面层湿特性对岩棉外保温系统含湿量的影响[J]. 西安建筑科技大学学报:自然科学版 2018，50(1)：72-77

[5] Fang A, Chen Y, Wu L. Transient simulation of coupled heat and moisture transfer through multi-layer walls exposed to future climate in the hot and humid southern China area[J]. Sustainable Cities and Society, 2019, 52:101812.

[6] Tommy O, Peter B S, Carsten R. Influence of hydrophobation and deliberate thermal bridge on hygrothermal conditions of internally insulated historic solid masonry walls with built in wood[J]. Energy & Buildings, 2018, 173, 530-546.

基于强化学习的室内热环境控制

杨世纪，闫　睿，福　林

（清华大学，北京　100083）

［摘　要］个性化的室内热环境控制可以提高使用者的热舒适度及建筑能源效率，本研究提出了一种基于生物传感和强化学习的室内热环境控制系统。该控制系统使用智能手环测定用户皮肤表面温度，采用强化学习方法 Q-learning 来确定用户的皮肤表面温度舒适范围，通过学习得到的 Q-table 预测用户当前热感觉并调整室内空调温度设定值。

［关键词］强化学习；个性化偏好；室内热环境控制

0.背景

舒适的室内热环境对于保持使用者的健康和生产力起着至关重要的作用，为建筑使用者提供舒适的热环境是建筑供暖和供冷系统运行的最重要目标之一。在目前的商业建筑中，往往采用统一的“一刀切”方式对建筑内热环境进行控制，即由建筑管理人员设置统一的室内温度设定值[1]。这种方法，一方面忽略了使用者对室内热环境的不同偏好，导致热满意率较低[2]；另一方面也不利于充分发挥设定值优化带来的节能潜力，使得建筑的运营成本增加。如果根据使用者的个性化偏好进行室内热环境控制，不仅可以提高使用者的热舒适度，还可以在一定程度上降低建筑能耗[3]。因此，本文提出了一种基于强化学习的方法识别用户的个性化舒适域对室内热环境进行个性化控制的方法，并通过实验检验了用户对室内热环境控制效果的满意度。

1.控制系统介绍

1.1 Q-Learning 算法

本研究提出的室内热环境控制系统主要基于改进后的 Q-Learning 算法，Q-Learning 是强化学习的一种时间差分算法，而强化学习问题都可以建模为马尔可夫决策过程(MDP)进行求解[4]。

马尔可夫决策过程的理论基础为马尔可夫链和马尔可夫特性，马尔可夫链是一个概率模型，仅依赖于当前状态来预测下一个状态，而与之前的状态无关，马尔可夫特性表明未来只取决于当前而与过去无关，即马尔可夫链严格遵循马尔可夫特性。

马尔可夫决策过程是马尔可夫链的一种扩展，它提供了一个用于对决策情景建模的数学框架。马尔可夫决策过程可由五个关键要素表示：智能体当前所处的状态、从一种状态转移到另一种状态所执行的行为、转移概率、奖励概率及控制即时奖励和未来奖励的折扣因数。

本研究提出的基于 Q-Learning 算法的个性化室内热环境控制过程可近似看作一个马尔可夫决策过程，并利用 Q 函数(状态—行为值函数)对该过程进行模拟，Q 函数适用于表明智能体遵循某一个策略在某一状态下执行特定行为的最佳程度，通过 Q 函数求得的 Q 值则反映了根据某个策略从当前状态采取特定行为所获得的期望回报。

Q 函数主要包含三个关键要素：状态值(S)，动作值(A)，即时奖励(R)，其表达式为：

$$Q(S_i,A)=(1-\alpha)Q(S_i,A_i)+\alpha[R+\gamma Q(S_{i+1},Abest)] \quad (1)$$

α 表示学习速率，反映了经过一次迭代后对之前的训练效果的保留程度；

γ 表示折扣因子，反映了相较于即时奖励，对未来奖励期望的重视程度；

$Q(S_{i+1},A_{best})$表示智能体处于 S_{i+1} 时的最大 Q 值，反映了未来奖励期望；

在本研究中，基于使用者个性化偏好的室内热环境控制系统的最终目标是长期维持一个让使用者感到舒适的室内热环境，因而它更看重使用者当前的热舒适状况而不是使用者未来热舒适状况的期望值，这一点体现在 Q 函数上就是折扣因子 γ 越小越好，在本研究中我们选择将折扣因子 γ 取零，即只看重使用者当前的热舒适状况，改进后的 Q 函数表达式为：

$$Q(S_i,A)=(1-\alpha)Q(S_i,A_i)+\alpha R \quad (2)$$

1.2 状态获取

通过文献调研及相应的实验验证，我们认为人体

基金项目：国家自然科学基金资助课题，课题编 51578305 和 61425027。

皮肤表面温度能够在很大程度上反映人体热感觉，我们选择了一名受试者(夏季，服装热阻：0.5clo)，将其置于一个空气温度由 28.5℃逐步降至 23.5℃的室内，每隔一分钟记录当前室内空气温度及受试者手腕处皮肤表面温度(通过智能手环获得)及其热感觉，数据采集共进行 100 次，实验结果如下所示：

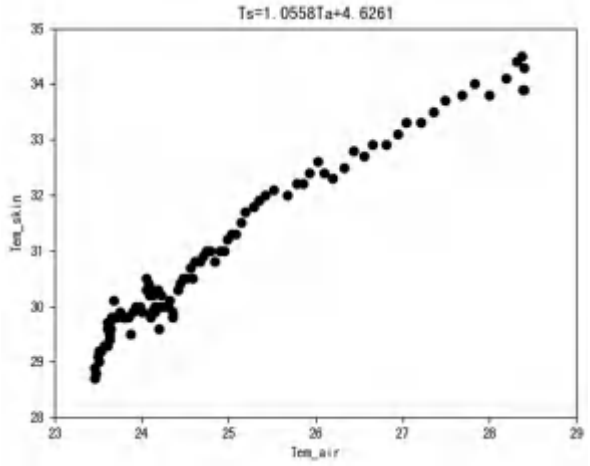


图 1 受试者手腕处皮肤表面温度随环境温度的变化

图 1 的横坐标表示室内空气温度，纵坐标表示受试者手腕处皮肤表面温度，我们可以从图 1 中很明显地看出，在夏季，人体皮肤表面温度与室内空气温度具有非常明显的线性关系，这表明对于室内空气温度的变化，人体皮肤表面温度较为敏感，随室温基本呈线性关系。

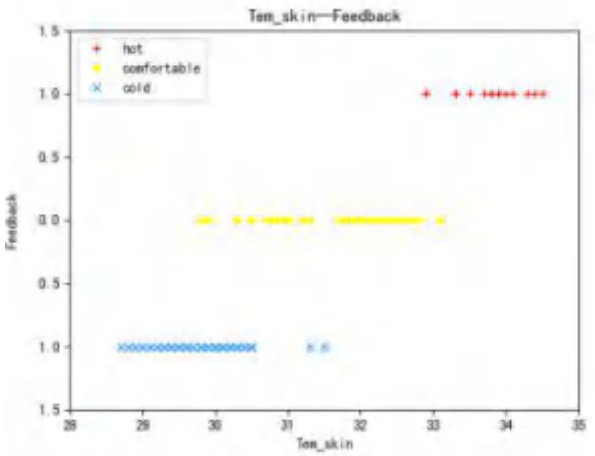


图 2 受试者手腕处皮肤表面温度与热感觉的关系

图 2 的横坐标表示受试者手腕处皮肤表面温度，纵坐标表示受试者当前的热感觉，从图 2 可以看出，人体皮肤表面温度与人当前的热感觉具有非常明显的对应关系。

因此，本研究决定选择人体皮肤表面温度作为 Q 函数的状态值。本研究的后续实验发现，在夏季，人体皮肤表面温度一般处于 27~36℃的范围内；即使室内空气温度恒定(在±0.1℃范围内波动)且人热感觉基本没有变化，人体皮肤表面温度依旧在±0.3℃范围内波动，即处于动态平衡状态。为尽可能避免上述因素的影响，本研究决定以 0.5℃为步长将夏季人体正常皮肤表面温度范围(27~36℃)划分为 18 个状态值，其具体公式为：

$$S=(T_s-27.5)/0.5+1$$

其中 S 为状态值，T_s 为人体皮肤表面温度；

1.3 动作与即时奖励

在 Q-Learning 的大多数应用场景(如倒立摆)中，由于智能体接收到的反馈只能评价上一个已经执行的动作而不能指导如何选择下一步动作值，智能体只能通过“依据‘ ε-贪婪’策略选择特定行为，执行特定行为后获得即时奖励，通过即时奖励更新 Q-table”的方式进行学习。而在本研究中，我们从受试者处接收到的冷热反馈，不仅可以对已执行的行为进行评价，而且在一定程度上还可以指导我们选择下一步行为，尤其是在训练的初始阶段。因此本研究在训练的初始阶段选择特定动作值的方式，并不是依据“ ε-贪婪”策略，而是先通过受试者的冷热反馈对 Q-table(用于记录智能体获得的经验)进行更新，而后依照 Q-table 及受试者当前所处状态值 S 来选择最优策略 A，其具体流程如下所示：

1.初始化 Q-table；

2.通过迭代训练完善 Q-table：

3.测量室内空气温度 Ta 及皮肤表面温度 Ts；

4.通过公式 S=(Ts-27.5)/0.5+1 计算得到当前状态值 S；

5.从受试者处获得反馈并通过反馈更新 Q-table；

6.根据当前状态值 S 及 Q-table 选择并执行最优策略 A；

7.当受试者长时间感到舒适且 Ts 与 Ta 基本不变时，结束实验；

在本研究中，执行特定动作值的方式为改变室内空调设备的温度设定值；而即时奖励则是由受试者的反馈决定的，如当受试者给出一个热反馈时，控制系统会给予升温动作一个负奖励，降温动作一个正奖励。

2.实验验证

2.1 试验台介绍

该试验台房间面积为 19.74 m^2，长 4.7m，宽 4.2m，

北侧墙体为外墙并设有外窗。房间内设有桌、椅等普通办公设施模拟群组办公情景，可容纳 3 人同时办公，且试验台设有空调设备与控制系统所需设备。

2.2 单人实验

我们选择了一名受试者(男青年)，将其单独置于试验台房间内，调整室内空调设备初始设定值为 26℃，每隔 5min 进行一次迭代训练，实验共进行 2h(24 次)，实验结果如下图所示：

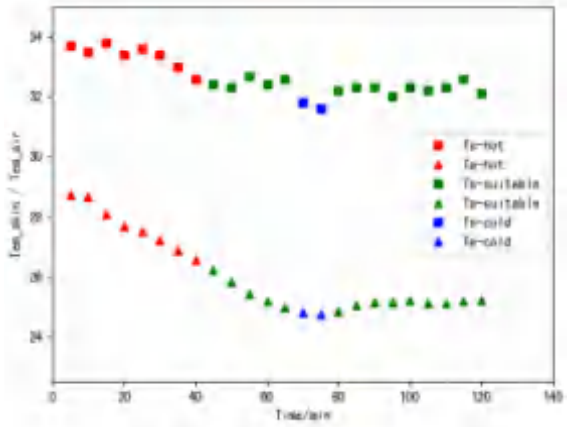


图 3 单人实验时受试者皮肤温度及室温随时间的变化

从图 3 中，我们可以很明显地看出，在实验进行 80min 后，室内空气温度 Ta 基本维持在 25.2±0.1℃范围内，受试者皮肤表面温度 Ts 维持在 32.3±0.3℃范围内且受试者的热感觉始终为舒适。

2.3 多人实验

在验证了单人实验的可行性之后，我们接着开展了人数为 3 人(男青年，女青年，男中年)的多人实验。

将三名受试者置于试验台房间后，调整室内空调设备初始设定值为 24℃，每隔 10min 进行一次迭代训练，实验共进行 3h(18 次)，三名受试者皮肤表面温度随室内空气温度变化的关系如下图所示：

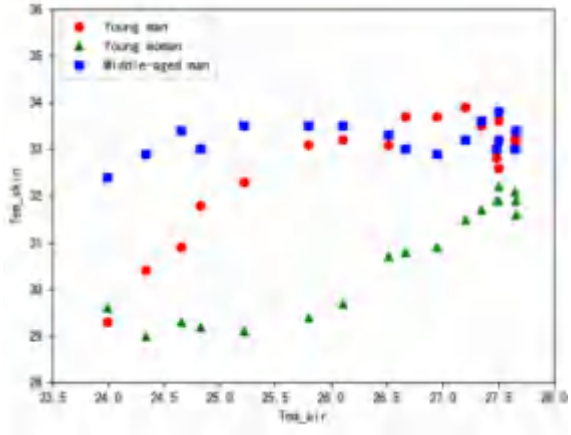


图 4 三人实验时受试者皮肤温度随时间的变化

从图 4 可以看出，三名受试者由于性别、年龄的差异，其体表温度相对于室内空气温度的变化趋势不同，而多样化的受试者则能够更好地检验本研究所提出的个性化室内热环境控制系统在多人场景下的重要性。

由于三名受试者之间存在差异，对于相同的室内空气温度，不同的受试者可能会有不同的热感觉，为了更好地评价本研究所提出的控制系统在多人实验中的表现，决定每 10min 统计一次三名受试者对当前室内热环境的满意程度，其标准如下表所示：

非常不满意	不满意	较不满意	较满意	满意	非常满意
0	2	4	6	8	10

我们将每 10min 三名受试者对当前室内热环境的满意度的平均值作为三名受试者对当前室内热环境的总满意度，其结果如下图所示：

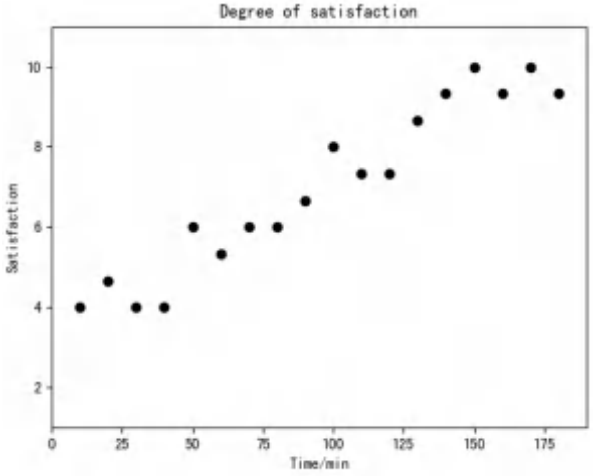


图 5 三名受试者对室内热环境的满意度评价随时间的变化

从图 5 中，我们可以看出，三名受试者对室内热环境的总满意度随时间呈上升趋势，在实验后期，甚至出现了三名受试者对室内热环境均非常满意的情形。

3.研究结论

本文提出了一种基于强化学习 Q-learning 方法识别用户的个性化舒适域，对室内热环境进行个性化控制的方法，进行了实验，检验了用户对室内热环境控制效果的满意度。实验表明，本研究提出的室内热环境控制系统无论是在单人还是多人情景下均具有较好的热环境控制效果，受试者的满意度随着学习过程的进行逐渐提高。达到受试者非常满意的状态下的夏季空调温度的设定值高于多数建筑实际设置的室温设定值，具有一定降低建筑能耗的潜力。

4.致谢

国家自然科学基金资助课题，课题编号 51578305 和 61425027。

参考文献：

[1] 王福林,韩典杉,孙泽禹,文世真,龚子阳,郁文红.室内热环境自动控制方法综述[J].暖通空调,2017,47(12):1-7.

[2] 王福林,冯晴晴,毛焯,陈哲良,赵千川,程志金,郭枝,张宇峰,麦锦博.室内热环境控制中房间用户冷热抱怨行为特征的实验研究[J].暖通空调,2017,47(09):40-44+48.

[3] 王福林,陈哲良,江亿,赵千川,程志金,郭枝,钟志鹏.基于热感觉的室内热环境控制[J].暖通空调,2015,45(10):72-75.

[4] 刘建伟,高峰,罗雄麟.基于值函数和策略梯度的深度强化学习综述[J/OL].计算机学报，2018:1-38[2019-06-10].

长沙地区商场建筑特征参数调研与典型能耗模型搭建

潘　晓，陈毅兴，邓　章，陈志华

（湖南大学，长沙　410012）

［摘　要］本文首先对长沙地区 41 栋商场建筑的几何特征、内部功能分区及占比、冬季室内温度等展开了详细调研。调研结果显示商场建筑平均地下有一层为停车场，地上五层，楼层高 4.7 米，窗墙比 0.35，其中服装配饰占 27.2%，中庭走廊占 22.3%，停车场占 16.5%，餐饮区占 13.6%，办公区域占 8.7%，超市占 4.9%，儿童个护占 3.9%，影城占 2.9%，和冬季室内平均温度在 21.5±1.5℃。本文接着根据统计的典型特征参数值，结合相关建筑节能、热工设计规范与标准，使用 SketchUp OpenStudio Plugins 和 OpenStudio 软件初步搭建了典型商场建筑能耗模型。该模型的运行作息由某一商场建筑的逐时实测数据聚类所得。该模型的单位面积年能耗为 170.8kW•h /(m^2•a)，与调研的商场平均能耗水平 226. 9kW•h /(m^2•a)相差较大，但还在可信范围之类。今后将继续调研更多的数据，同时改进典型能耗模型。

［关键词］商场建筑；特征参数调研；典型能耗模型；EnergyPlus 动态模拟

1.引言

我国大型公共建筑的能耗密度为 70-300 kWh/(m^2•a)，是住宅建筑的 10-20 倍，是建筑能源消耗的高密度领域[1]，随着城市化进程的加速和人民生活质量的提高，建筑能耗仍将持续上升。商场建筑与其他建筑相比往往具有体量较大、空间集中、人流量大，对建筑热舒适要求较高，供热、供冷时间长、能耗密度大等特点，是公共建筑中能耗高、易产生能源浪费的一类建筑。我国购物中心总存量近五年平均增速 23%，2019 年达到 4.2 亿平米[2]，研究商场建筑的能耗特点对 2050 年实现“碳中和”具有重要意义。调研既有商场建筑与能耗相关的特征参数，对于搭建商场的典型建筑能耗模型、了解商场建筑的能耗特点十分必要。

一方面对不同地区的商场建筑进行调研可以了解商场建筑的能耗水平[3]、节能改造空间[4]，建立能耗预测模型[5]、分析商场建筑的能耗影响因素[6]、提出各种节能改造、优化措施等[7][8]。另一方面很多研究人员通过调研统计得到的商场建筑特征参数的典型值，作为商场建筑能耗模型的输入参数，如陈智博等人[9]参照《公共建筑节能设计标准》、《民用建筑热工设计规范》等，针对办公楼、商场、酒店类型建筑进行建模。桂晨曦等人[10]基于相关规范标准、问卷调研结果、实际采集数据和工程案例构建了一套北京地区的典型建筑模型，有助于相关节能政策的制定、修改和评估。Lv 等人[11]调研统计了珠江三角洲 200 多座商业建筑的尺寸、形状、方位、围护结构参数以及内部空间分布等基本信息，确定最具代表性的值，建立了珠三角地区统一的典型商业建筑模型，从而为建筑性能和室内环境质量的模拟研究提供标准。建筑特征参数调研不仅能够了解商场建筑的能源利用现状和特点，而且特征参数的统计分析结果作为建筑能耗模型更真实、准确的输入，还能得到具有广泛代表性的典型能耗模型。

本文首先通过文献调研、地图街景调研、实地测量等方式获取了长沙地区 41 栋商场建筑的几何参数（长、宽、楼层高、楼层数等）、主要功能分区占比、窗墙比等建筑能耗相关特征参数。然后提取分析特征参数的典型值，利用 SketchUp OpenStudio Plugins 和 OpenStudio 建立一个长沙地区的典型商场建筑能耗模型，为今后城市尺度的建筑群能耗模拟提供模型基础。

2.研究方法

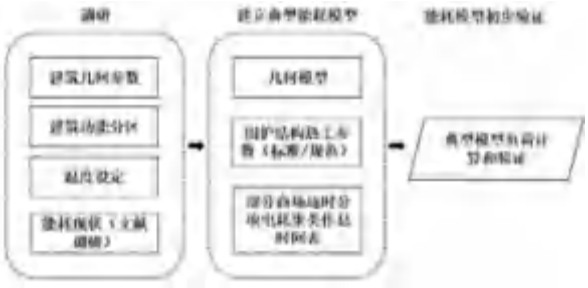


图 1 研究技术路线

图 1 为本研究的技术路线图，通过大量调研收集商场建筑的特征参数信息，提取长沙地区商场类型建筑的能耗水平、几何特征、内部主要功能分区、室内参数设定等，并根据调研统计所得的典型值、国内建筑节能、热工设计等相关规范探讨搭建 EnergyPlus 能耗模型的方法。

2.1 商场特征参数调研

为了清楚的了解长沙地区商场建筑的能耗现状，我们通过长沙市能耗监测平台统计了 3栋商场近 3 年的平均能耗水平为 170 kWh /(m^2•a)，通过文献调研获取了长沙及其他地区商场建筑的年能耗状况，如表 1 所示，这些商场的能耗水平在 100kWh/(m^2•K）—300kWh/(m^2•K）之间，2016 年长沙地区商场的年平均能耗指标为 226. 9kW•h /(m^2•a)，商场之间能耗水平差异与商场的规模、内部不同功能分区占比、是否采用节能技术、优化控制策略等有关。

我们对长沙地区 40 栋典型商场建筑展开了调研，调研数据大致分为三类：建筑的基本几何参数、室内参数值的设定以及主要的功能分区及占比。通过已经获得的长沙市 GIS 建筑矢量数据信息图 2（a）和高德、百度室内地图图 2（b）确定建筑的楼层面积、长、宽等几何信息以及功能分区占比，通过实地调研确定建筑的楼层数、层高和窗墙比、并验证了主要的功能分区及占比信息。

表 1 不同地区商场建筑的能耗水平统计

地区	商场数量	平均能耗水平 kWh /(m^2·a)	能耗范围 kWh /(m^2·a)	文献
广州	13 栋	256.7	250~300	[3]
长沙	20 栋	226. 9	134~297	[4]
山东	40 栋	227.9	220~300	[5]
无锡	22 栋	229	100~250	[12]



（a）　　（b）

图 2(a)某商场的 GIS 轮廓(b) 高德地图商场内部分区

表 212 栋商场建筑几何参数及功能分区统计

商场	建筑面积/㎡	地上层数	地下层数	典型楼层高	窗墙比	超市面积比	服装配饰面积占比	餐饮面积占比	童玩个护面积占比	培训办公面积占比	影院面积占比	停车场面积占比	走廊中庭公共区域面积占比
1	12115	5	1	4.2	0.2	10%	16%	40%	0%	3%	0%	17%	20%
2	28979	6	1	4.7	0.3	13%	10%	20%	3%	15%	3%	6%	30%
3	30207	6	0	4.8	0.3	0%	53%	0%	0%	8%	0%	0%	39%
4	39863	5	1	5	0.15	0%	50%	2%	13%	2%	0%	13%	33%
5	45200	4	1	5.1	0.4	17%	11%	23%	1%	3%	17%	20%	9%
6	51850	5	2	4.5	0.5	11%	33%	12%	3%	5%	0%	14%	22%
7	56806	6	3	4.8	0.3	0%	23%	14%	5%	19%	0%	22%	17%
8	80584	5	2	5.1	0.2	0%	24%	12%	8%	5%	7%	14%	29%
9	87613	7	3	4.1	0.4	0%	41%	8%	0%	1%	0%	30%	20%
10	88285	5	3	5.4	0.5	0%	24%	10%	4%	9%	4%	25%	24%
11	109842	10	2	4.2	0.3	0%	43%	3%	2%	12%	8%	8%	24%
12	210000	6	2	5.1	0.6	3%	15%	6%	9%	14%	3%	30%	20%

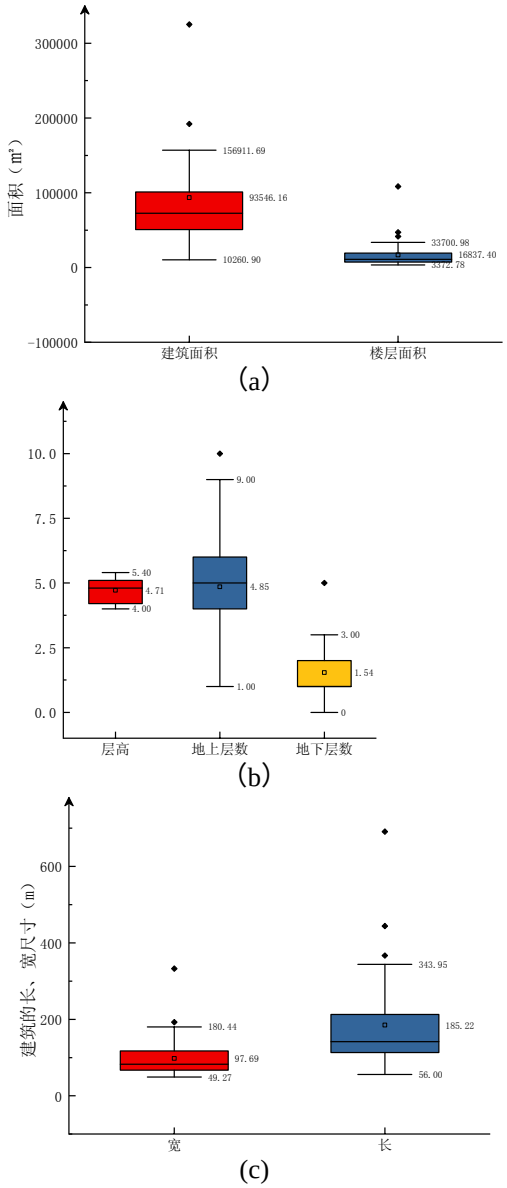


图 3 商场建筑的典型楼层面积、楼层数、层高统计

对 40 栋商场建筑的调研结果进行统计，得到这些商场面积分布在 10000 ㎡-210000 ㎡之间，商场层数在 1-12 层之间，地上楼层数在 4-10 层之间，地下一般为 1-3 层，其内部有服装配饰、餐饮、超市、个人护理、停车场、影城、中庭、培训机构等主要的功能分区。如图 3 所示，对 40 栋商场建筑的典型楼层面积、楼层数、层高进行进行统计分析，得出长沙地区一个典型的商场建筑地上大概有 5 层，地下 2 层，典型楼层高 4.7 米，楼层面积为 16837 ㎡。表 2 中统计了 12 栋商场建筑的部分几何信息和功能分区，商场主要的功能分区有超市、服装配饰、餐饮、童玩个护、培训办公、影院、停车场、走廊中庭等，其中服装配饰、公共区域以及停车场相对于其他功能区的面积占比往往较大。

对 40 栋商场建筑的窗墙比的统计结果显示，这些商场的窗墙比在 0.15-0.7 之间，平均水平为 0.35，调研过程发现大型商业建筑由于单层面积和面宽,、进深都比较大，更加追求外立面的一体化设计、内部空间的灵活划分和高效利用，再加上自然采光无法满足商场中心区域的照明需求，所以几乎不设窗户，此类商业建筑的窗墙比往往较小。调研过程中发现冬季商场内部具有明显的烟囱效应，导致各个楼层之间有温度差异商场的顶层和底层形成了明显的温差，同一功能分区在不同的楼层也会有明显的温度差异，我们使用温湿度和 CO_2 浓度仪、照度计在商场进行布点，表 3 统计了 12 栋商场一月份不同楼层各功能分区的温湿度、CO_2 浓度以及照度的平均值，作为典型建筑能耗模型的冬季室内设定参数。

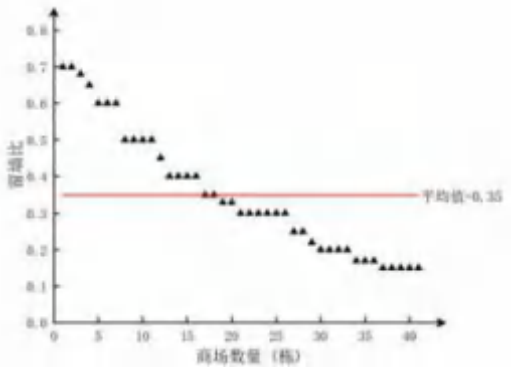


图 4 商场建筑的窗墙比

2.2 典型数据汇总

根据调研统计，长沙地区典型商场建筑一般有 6 层，地上 5 层，地下 1 层，典型楼层长 185m，宽 98m，面积约为 17000 ㎡，窗墙比平均在 0.35，典型楼层高 4.7m，冬季室内设定温度在 20-23℃之间，夏季室内设定参数为 25℃，主要有 8 个功能分区，面积占比如图 5 所示；商场的平均能耗水平为 226.9kW·h /(m^2·a)。

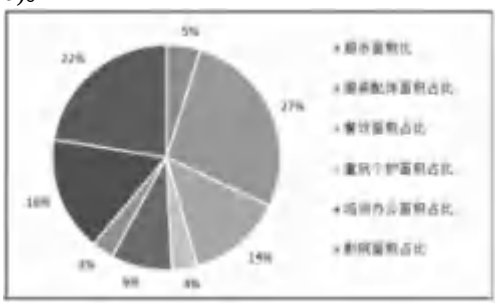


图 5 典型商场主要功能分区及占比

表 3 冬季商场内部不同功能分区室内参数调研

功能分区温度（℃）湿度（%）		CO2 浓度（ppm）照度（lux）		
服装配饰、珠宝	22.3	36	491	1050
公共区域：走廊、中庭	22.1	34.6	443	527
非开放区域、办公设备房	23.5	33.7	522	373
餐饮	22.3	31.8	485	541
娱乐健身、个人护理、KTV	22.3	34.7	519	786
影城	21.2	35.4	463	150
超市	20.7	27.8	476	764
停车场	20.9	32.6	426	173

表 4 商场建筑典型特征参数汇总

调研内容	参数	特征值	数据来源
几何参数	长（m）	185	高德地图 GIS 建筑轮廓数据
	宽（m）	98	
	楼层数	地上 5 层，地下 1 层	实地调研
	楼层高（m）	4.7	实地测量
	窗墙比	0.35	街景地图＋实地测量
功能分区及面积占比	服装配饰	27.2%	实地调研结合高德、百度的室内地图统计得到
	中庭走廊	22.3%	
	停车场	16.5%	
	餐饮	13.6%	
	办公区域	8.7%	
	超市	4.9 %	
	儿童个护	3.9%	
	影城	2.9%	
室内设定温度	夏季	25℃	DBJ 43 003-2017《湖南省公共建筑节能设计标准》
	冬季	21.5±1.5℃	商场实测
围护结构热工参数	屋顶 K 值（W/㎡*K）	0.28	DBJ 43 003-2017《湖南省公共建筑节能设计标准》
	外墙 K 值（W/㎡*K）	0.38	
	外窗 K 值（W/㎡*K）	2.7	
	太阳得热系数（SHGC）	0.35	
	屋顶反射系数	0.52	

2.3 典型商场建筑能耗模型搭建

根据调研所得的商场建筑的室内设定参数、几何参数、功能分区的典型值作为输入，使用 SketchUp、OpenStudio 进行建模,利用 EnergyPlus 进行模拟计算。该模型总建筑面积为 108780 ㎡，地上 5 层，地下 1 层，营业时间为 10:00-22:00，商场内主要有服装配饰、餐饮、走廊中庭等公共区域等 8 个功能分区，面积占比按照图 5 设定。

利用 K-means 算法对已知部分商场照明、设备的逐时能耗进行聚类分析，通过误差平方和（Sum of the Squared Errors）、轮廓系数（Silhouette Coefficient）、DB 指标（Davies-Bouldin Index）来判断最佳聚类数 K 值，以获取商场照明、设备典型的用能模式如图 7、8 所示；围护结构的热工参数值按照 DBJ 43 003-2017 《湖南省公共建筑节能设计标准》进行选取选择。

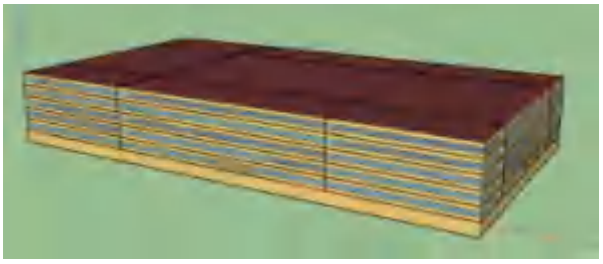


图 6 典型商场建筑能耗模型示意图

设定商场为全空气空调系统，冷源为离心式冷水机组，热源采用燃气锅炉，末端使用风机盘管送风。冬季空调设定参数为 21.5℃±1.5℃，夏季室内空调设定参数参考 DBJ 43 003-2017 《湖南省公共建筑节能设计标准》，取 25℃。

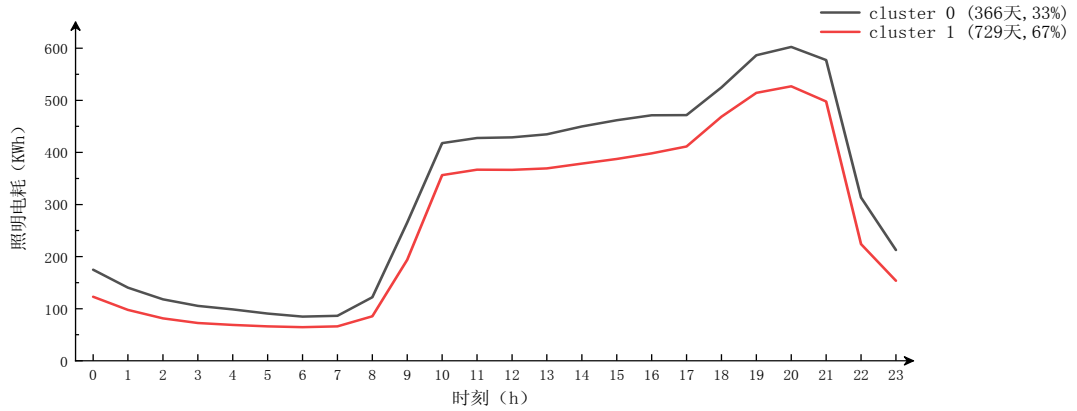


图 7 照明用电典型负荷曲线

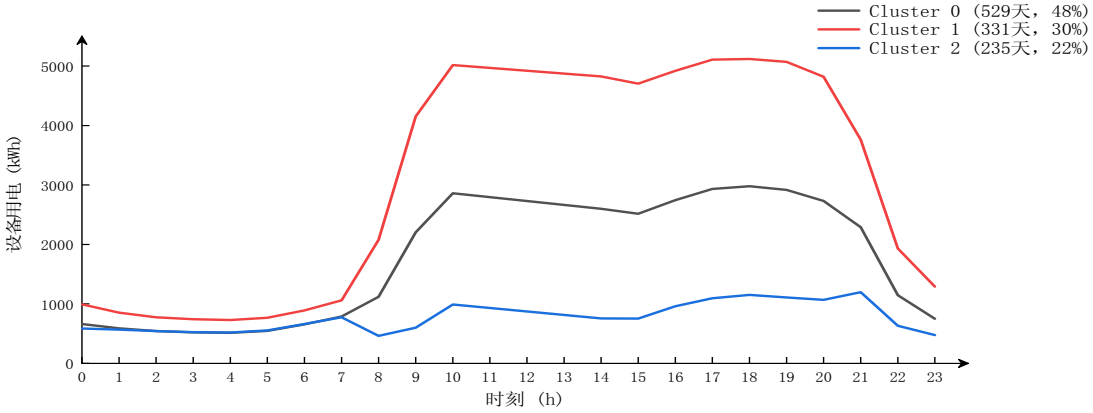


图 8 设备用电典型负荷曲线

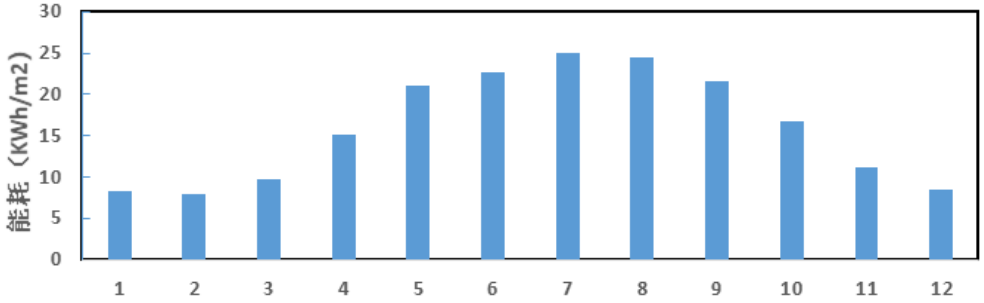


图 9 典型建筑能耗模型的逐月电耗指标

3.典型商场能耗模型结果分析

根据典型商场的 EnergyPlus 能耗模型计算结果，典型商场建筑年能耗指标为 170.8kW·h /(m^2·a)，该能耗水平和从长沙数据能耗监测监测平台获取的三栋商场近三年年平均能耗水平相差 0.4%，能耗水平基本一致。而与文献调研中长沙地区 2016 年商场建筑年能耗水平相差较大，但在可信范围之内，初步预测模型计算结果与调研的平均能耗指标差异可能与设备更新、节能以及优化控制技术的引进等各种因素有关，后面还会搜集其他商场建筑的年平均能耗水平对此进行探讨分析。

4. 结论

通过调研，我们统计得到典型商场建筑楼层面积约为 17000 ㎡，地上 5 层，地下 1 层，层高 4.7 米，窗墙比平均为 0.35，冬季室内设定温度为 21.5±1.5 ℃，按照 GB50189-2015《公共建筑节能设计标准》，夏季室内空调设定参数 25℃；功能分区主要有服装配饰、餐饮等 8 种类型，其中服装配饰占 27.2%，中庭走廊占 22.3%，停车场占 16.5%，餐饮区占 13.6%，办公区域占 8.7%，超市占 4.9%，儿童个护占 3.9%，

影城占 2.9%。据此初步搭建了典型商场建筑的 EnergyPlus 能耗模型。模拟计算出该典型模型的年能耗指标为 170.8KWh/(㎡*a)，空调、照明以及设备能耗占比分别为 34%、34%、32%，与调研所得长沙地区商场建筑的用能特征一致。

大量的商场建筑参数信息调研能够了解商场建筑的几何特征、能耗特征以及不同功能分区占比情况，通过统计得到这些参数的代表性数值，有助于研究典型商场建筑能耗模型。目前调研统计数据量小，数据不够全面，仅在长沙地区具有一定参考价值，未来可能建立地区的建筑信息数据库，统计出地区建筑参数的真实值，使典型建筑研究有更明确的参考标准，使建筑的能耗模拟更加规范、可靠、更具参考价值。

此外由于商场不分工作日和节假日全年运行，每天运行时段相同，每日逐时分项电耗数据的聚类结果表明在空调运行期间有较为明显的不同类型的负荷曲线，如果能够确定产生负荷差异的关键因素，如季节、工作日与非工作日等，得到更加优化的作息时间表作为 EnergyPlus 模型的输入，会使模拟结果更加准确。

参考文献

[1] 江亿，杨秀．我国建筑能耗状况及建筑节能工作中的问题[J]．中华建设，2006(2)：12－18.

[2] 中城商业研究院．《2020 中国购物中心年度发展报告》[EB/OL](2020)．http://news.winshang.com/html/067/2714.html.

[3] 刘倩，杨昌智，胡攀．长沙市商场建筑能耗影响因素与预测模型构建研究[J]．建筑科学，2017，12(3 3)：99-105+109.

[4] 曲继晓，楚广明，田顺，吕宁．山东省某商场建筑能耗调研及结果分析[J]．区域供热，2017(02)：85－89.

[5] 郭克锋．山西省大型商场建筑能耗特点分析[J]．山西建筑，2015，000(029)：197－198.

[6] 王芳．沈阳市大型商场建筑能耗调研及分析[J]．建筑与预算，2017，04(No.252)：21－25.

[7] 冯露菲，王森，牛东杨，王华军，王远斌．寒冷地区某商场建筑能耗模拟与分析[J]．节能，2016，035(002)：33－36.

[8] 庞宇馨，聂金哲．基于能耗模拟的商场建筑围护结构热工性能优化研究[J]．建设科技，2019(15)：16－22.

[9] 陈智博，沙华晶，许鹏，奚培峰．中国公共建筑的建筑典型模型建立[J]．建筑节能，2020，048(002)：97-99,106.

[10] 桂晨曦，燕达，郭偲悦，安晶晶．基于实际用能特征的北京地区典型建筑模型研究[J]．建筑科学，2020(6).

[11] Lv Y, Peng H, He M, et al. Definition of Typical Commercial Building for South China’s Pearl River Delta: Local Data Statistics and Model Development[J]. Energy and Buildings, 2019, 190: 119–131.

[12] 仇铮，倪文晖．无锡市公共建筑能耗统计分析研究[J]．建筑节能，2020(6)：84－88.

基于相似理论的大空间建筑分层空调区域间换热特性模拟研究

胡　浩，王海东，杨昕琦

（上海理工大学环境与建筑学院，上海　200093）

［摘　要］分层空调系统以其显著的节能潜力广泛应用于大空间建筑，其内部的热量迁移对负荷和能耗产生显著影响，因而获得广泛关注。为了准确预测大空间建筑的室内热环境和负荷特性，本文利用实验与 CFD 方法，研究了柱状下送风和侧壁喷口送风两种典型气流组织下，非空调区和空调区之间的对流热转移。在缩尺实验室中进行实验测试，以对 CFD 数值模型进行精确度验证。基于相似理论，将缩尺工况拓展到全尺寸工况模拟，讨论了两种送风系统下区域间换热情况，为降低分层空调能耗提供理论指导。结果表明，对于柱状下送风系统，温度梯度引起的热传导起主要作用。而在侧壁喷口送风系统中，温度梯度引起的热传导和气流流动引起的换热量均不容忽视。送风方式、区域划分以及局部湍流强度对区域间换热系数 C_b 均有影响。

［关键词］大空间建筑；分层空调；CFD；对流热转移；区域间换热系数

0 引言

大空间建筑中，人员活动区域的高度远低于建筑高度。为了减少冷量的消耗，多采用分层空调系统对室内空气进行调节[1]。分层空调是指对大空间建筑下部区域进行空气调节，而对上部区域不进行空气调节的空调系统[2]。与全室空调相比，分层空调可显著减少室内冷负荷、降低系统运行成本[3]。准确计算分层空调冷负荷在设备选型和建筑节能方面起着至关重要的作用。大空间建筑由于其内部空间高、体积大的特点，致使垂直方向上热分层现象十分显著，大部分热量聚集在屋顶，并通过辐射和对流的方式向空调区转移，增加空调区的冷负荷。

非空调区向空调区转移的对流换热量是分层空调负荷计算的关键，从微观上看这部分热量包括分层面上下空气层间由于气流流动产生的换热量和温度梯度引起的导热量。其中，气流换热量可以通过分层面处的气流质量流量计算得到，而温差换热量不容易计算得到。Togari 等[4]提出了一种温度基准区域模型来预测大空间建筑能耗和室内热环境，并实验得到传热系数 C_b=2.3W/(m^2·℃)来估算大空间建筑分层面上的温差导热量。C_b 被定义为区域温差换热系数，是指单位面积单位温差下通过空气层的热交换量，不包括空气质量交换产生的热交换量。然而经验系数 C_b 并不能够完全适用于所有的大空间建筑分层面上热量计算。高军等[5]从理论上阐明 C_b 数学解析公式，并把该系数与空气湍流状况相关联。气流换热量与温差导热量的成因不同，这意味着对于不同的空调系统，两者在分层面上对流转移热中的占比有所不同。

本文旨在研究大空间建筑分层空调系统区域间换热特性，采用实验与 CFD 方法，针对大空间建筑两种典型的送风系统：柱状下送风系统和侧壁喷口送风系统，讨论了屋顶无排风情况下，两种送风系统的室内温度分布情况以及冷负荷预测。缩尺模型实验旨在保证 CFD 模拟的准确性，将验证过的缩尺数值模型通过相似理论拓展到全尺寸工况模拟，以反映实际大空间建筑室内热环境。另一方面，本文通过全尺模拟结果着重分析了两种系统下 C_b 的分布情况和产生差异的原因，为分层空调负荷计算的研究提供理论指导。此外，本文对比了两种系统中由于气流流动和温差导热产生的热量占比情况，为减少对流转移热提供解决方案。

1 方法

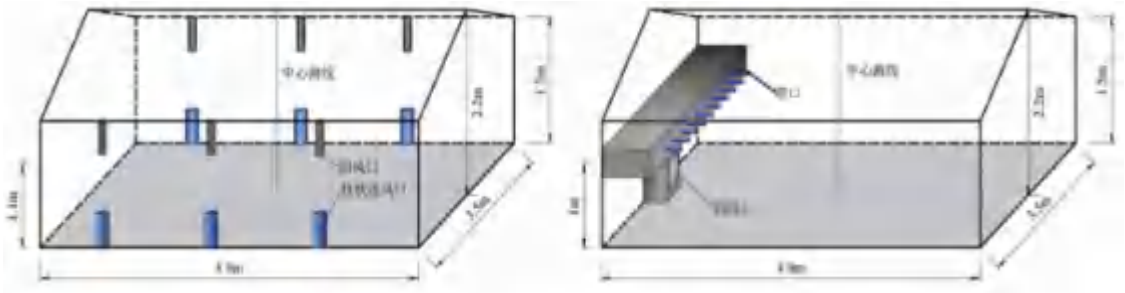
1.1 实验

为了研究大空间建筑两种典型分层空调系统下的区域间换热特性，采用了一个带有柱状下送风口和侧壁喷口的缩尺实验室。该缩尺模型实验室是基于真实的高大空间建筑建造的，模型与原型的几何比例为 1∶4。实验室的尺寸为 3.5×4.9×1.5 ~ 2.2 m，如图 1 所示。本实验为屋顶无排风工况，热源设置在 1.6m。缩尺模型实验室墙和屋顶贴有均匀发热的热电膜，模

基金项目：国家自然科学基金（51508326）

拟稳态条件下的围护结构得热，地面敷设 100mm 的保温层降低热量散失。

室内中心位置布置一条垂直温度测线，空气温度采用 Tsic506 温度测点（测量范围：-10℃~+60℃，分辨率：0.01℃）进行测试，测点共 22 个，间距为 100mm。送回风温度和速度均采用 SWA-300 热线风速仪（测量范围：0.1~30m/s，分辨率：0.1 m/s）在送风主管处进行测试，经过圆管内速度修正后可得到实验的送风量和平均送风温度。屋顶和壁面热流密度采用 JTNT-A 建通热流密度计（测量范围：0~2000W/m^2，分辨率：0.1 W/m^2）和 HFP01 热流密度计（测量范围：-2000~2000W/m^2，分辨率：0.1 W/m^2）进行测量。



（a）柱状下送风系统（b）侧壁喷口送风系统

图 1 实验系统示意图

表 1 各个参数比例尺汇总

几何比例尺 C_l	温差比例尺 $C_{\Delta T}$	送风温度比例尺 C_{Ts}	速度比例尺 C_v	热量比例尺 C_Q
1/4	1	1	1/2	1/32

1.2 相似理论

对室内热环境来说，温度场相似是模型与原型需要达到的主要目的。通常将雷诺数(Re 数)和阿基米德数(Ar 数)作为获得原型和模型相似的准则数。当空气作为介质流体时，原型与模型的 Re 数和 Ar 数不能同时达到相同[6]。解决这一问题最常见的方法是将 Ar 数作为主要准则数，使其在原型和模型中相等，Re 数则只需保证进入自模区。本研究所有案例的雷诺数均远大于临界雷诺数 2300[7]，因此仅控制模型和原型的 Ar 数相等。

$$\mathrm{Re}=\frac{\rho v L}{\mu} \tag{1}$$

$$Ar=\frac{gL}{v^2}\cdot\frac{\Delta T}{T_s} \tag{2}$$

式中：ρ 为流体密度（kg/m^3）；v 为流体流动速度（m/s）；L 为特征长度（m）；μ 为流体动力粘度（N·s/m^2）；g 为重力加速度（m/s^2）；ΔT 为送风气流与室内空气的温差（℃）；T_s 为送风温度（℃）。

考虑到室内空气的热交换，根据热量传递能量方程：

$$Q=\rho v C_p F\Delta T \tag{3}$$

式中：C_p 为空气定压比热容（J/(kg·℃)）；F 为送风口面积（m^2）。

将其带入到 Ar 数中，可以引出热量阿基米德数 ArQ：

$$Ar_Q=\frac{gQ}{\rho v^3 C_p T_s L} \tag{4}$$

通过相似条件的转换，式（2）和（4）即可分别表述为：

$$\frac{C_l C_{\Delta T}}{C_v^2 C_{Ts}}=1 \tag{5}$$

$$\frac{C_Q}{C_v^3 C_{Ts} C_l}=1 \tag{6}$$

将送风温度比例尺 C_{Ts} 和温差比例尺 $C\Delta T$ 都定为 1，相应的其他比例尺如下表 1 所示：

1.3CFD 模拟研究

本文采用 CFD 模拟软件 PHOENICS 进行数值计算。根据实验室尺寸，建立了 CFD 几何模型，房间送回风口面积和实验室保持一致。微分方程组的离散采用控制容积法，压力-速度耦合采用 SIMPLE 算法，其中湍流模型采用标准 k-ω 模型，辐射模型采用 IMMERSOL 模型。

本文研究稳态工况，实验和数值模拟壁面的热量均为恒定值。在缩尺数值模型中，根据实验测得数据

设置墙和屋顶的热流密度值；对于全尺模型，其边界条件是根据缩尺工况条件以及相似比例尺确定。墙、屋顶、地面发射率取为 0.93。送风口采用速度边界条件，回风口采用压力出口，边界条件如表 2 所示。

表 2 数值模拟边界条件设置

		柱状下送风系统		侧壁喷口送风系统	
		模型	原型	模型	原型
南墙	空调区（W/m²）	15.88	31.76	14.24	28.48
	非空调区（W/m²）	17.13	34.26	11.25	22.50
北墙	空调区（W/m²）	13.81	27.62	12.40	24.80
	非空调区（W/m²）	12.40	24.80	8.88	17.76
东墙	空调区（W/m²）	1.51	3.02	6.28	12.56
	非空调区（W/m²）	3.03	6.06	7.91	15.82
西墙	空调区（W/m²）	2.13	4.26	4.71	9.42
	非空调区（W/m²）	4.05	8.10	6.60	13.20
屋顶	（W/m²）	9.07	18.14	11.73	23.46
地面	（W/m²）	绝热	绝热	绝热	绝热
热源	（W）	160	5120	0	0
送风	温度（℃）	19.70	19.70	20.13	20.13
	速度（m/s）	0.16	0.32	4.14	8.28
回风速度	m/s	压力出口	压力出口	压力出口	压力出口

2CFD 结果验证

2.1 垂直温度分布

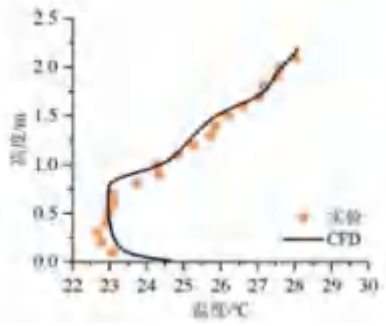
如图 2（a）、3（a）所示，在两种送风系统缩尺模型下，实验和数值模拟得到中心测线温度分布基本一致，说明数值模拟结果可以较好的反映室内热环境。将验证过的缩尺模型按几何比例尺 Cl=4 放大成原型进行数值计算，得到全尺模型的中心线温度分布，如图 2（b）、3（b）所示，可以看出原型与模型的室内热环境相似。

2.2 缩尺模型冷负荷验证

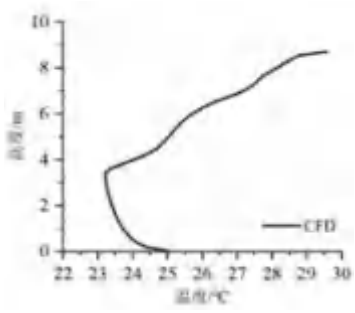
大空间建筑中，非空调区到空调区的热迁移是评价冷负荷的关键。在高大空间分层空调的分层界面上，存在质量和热量交换，这部分的热量交换即为非空调区向空调区的对流热转移负荷。由于不考虑排风的影响，从系统能量平衡的角度，空调区的冷负荷 Qc 可由公式（7）计算。

$$Q_c = C_p(\dot{m}_r t_r - \dot{m}_s t_s) \tag{7}$$

式中：$\dot{m}_r$、$\dot{m}_s$ 分别为回风量、送风量（kg/s）；t_r、t_s 分别为回风温度、送风温度（℃）。

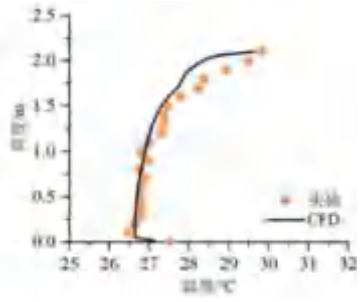


（a）模型

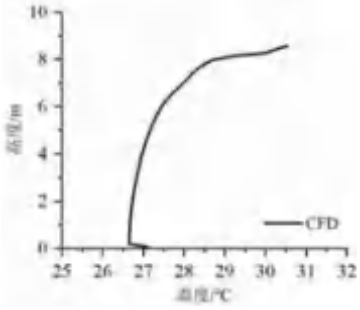


(b) 原型

图 2 两种尺度下柱状下送风系统中心测线垂直温度分布



（a）模型



(b) 原型

图 3 两种尺度下侧壁喷口送风系统中心测线垂直温度分布

表 3 基于缩尺模型的实验与 CFD 模拟得到的冷负荷对比

		柱状下送风系统	侧壁喷口送风系统
空调区冷负荷 Q_c (W)	实验	571.77	483.05
	模拟	578.84	492.99
	误差	1.24%	2.06%
空调区围护结构得热 Q_{env}(W)	实验	181.86	155.37
	模拟	182.06	156.65
	误差	0.11%	0.82%
辐射转移负荷 Q_{rad} (W)	实验	206.48	113.82
	模拟	206.22	112.42
	误差	-0.13%	-1.22%
对流转移负荷 Q_{mig} (W)	实验	183.43	213.86
	模拟	190.56	223.91
	误差	3.89%	4.70%

表 4 基于两种尺度数值模拟得到的对流转移热对比

	柱状下送风系统			侧壁喷口送风系统		
	模型	原型	Q_m:Q_p	模型	原型	Q_m:Q_p
温差导热量 Q_{cond} (W)	231.47	7464.94	1:32	348.99	11155.84	1:32
气流换热量 Q_{conv} (W)	-27.21	-907.53	1:33	-109.71	-3501.64	1:31
对流转移热($Q_{mig} = Q_{cond} + Q_{conv}$) (W)	204.26	6557.41	1;32	239.28	7654.20	1:32
热平衡法得到的对流转移热 [Eq. (2)] (W)	190.56	5972.10	1:31	223.91	7214.11	1:32
误差	7.19%	9.8%	—	6.86%	6.1%	—

由于模型不考虑各个壁面的蓄热，因此可认为各个壁面向外辐射热流量等于辐射转移负荷。采用文献[8]中的方法来计算非空调区各个壁面向空调区辐射热量之和，即辐射转移热 Q_{rad}；根据热量平衡关系，非空调区向空调区的对流转移热 Q_{mig} 可由公式(8)得到。

$$Q_{mig} = Q_c - Q_{env} - Q_{rad} \tag{8}$$

由表 3 可以看出，两种送风系统缩尺模型下，实验和 CFD 数值模拟得到的空调区冷负荷之间的误差分别为 1.24%、2.06%。因此 CFD 模拟得到冷负荷能较好的反映实验结果，将验证后的数值模型拓展到全尺寸工况。

3 结果分析

3.1 对流转移热分析

从微观上看，分层界面上的对流转移热 Qmig 一部分是由于气体质量流量引起的气流换热量 Qconv，另一部分是由于温差引起的导热量 Qcond。因此，Qmig 可由公式（9）计算。

$$Q_{mig} = Q_{conv} + Q_{cond} \tag{9}$$

总质量流量引起的气流换热量 Qconv 可由公式（10）计算得到。

$$Q_{conv} = \sum -\rho \omega_i A_i C_p t_i \tag{10}$$

式中：ω_i 为节点垂直速度分量（m/s）；A_i 为第 i 个网格的面积（m^2）；t_i 为第 i 个网格的空气温度（℃）。

由于受到湍流的影响，气体间的导热有别于固体间的导热，除了气体本身的导热系数外，还与气体的湍流强度有关。温度梯度引起的热传导 Q_{cond} 可由式（11）计算得到。

$$Q_{cond} = \sum \lambda_i A_i \frac{(t_{i+1} - t_i)}{\delta} \tag{11}$$

式中：λ_i 为第 i 个节点空气的湍流热导率（W/(m·℃)）；δ 为网格厚度（m）。

根据两种尺度的数值模拟结果，表 4 说明了 CFD 方法的可靠性，并验证了相似比的正确性。其结果表明，在柱状下送风系统中，对流转移热中由温差引起的热传导起主导作用。而在侧壁喷口送风系统中，气流流动引起的换热和温差引起的热传导均不容忽视。

3.2 区域间换热系数

3.2.1 两区域划分下的结果对比

区域温差换热系数 C_b 是指单位面积单位温差下通过空气层的热交换量，表征区域间温差引起的热转移能力的大小，与空气质量流动产生的热交换量无关。如图 4 所示，提出了一种基于网格节点的数值分析方法来求解区域温差换热系数。C_b 对预测大空间建筑室内热环境和负荷具有重要的意义。

$$C_b = \frac{\sum \left[\lambda_i A_i \frac{(t_{i+1} - t_i)}{\delta} \right]}{A(t_{upzone} - t_{downzone})} \tag{12}$$

式中：A 为两个区域相互接触面积（m^2）；t_{upzone}、$t_{downzone}$ 分别为上部区域、下部区域的特征温度（℃）。

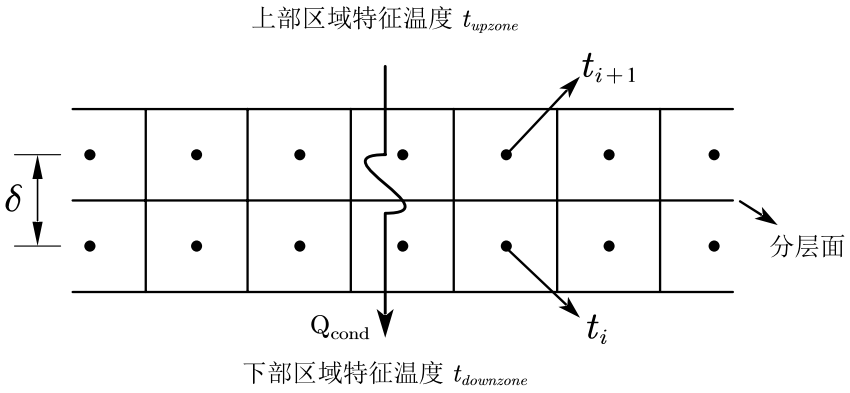


图 4 数值法求解 C_b 网格节点示意图

表 5 两种送风系统二区域划分下得到的区域间换热系数

	柱状下送风系统		侧壁喷口送风系统	
	模型	原型	模型	原型
温差导热量 Q_{cond} (W)	231.47	7464.94	348.99	11155.84
两区域间温差 (℃)	3.44	3.44	1.98	2.13
C_b (W/(m²·℃))	3.92	7.92	11.81	21.93
$\overline{\lambda_i}$ (W/(m·℃))	7.38	64.57	12.93	101.49

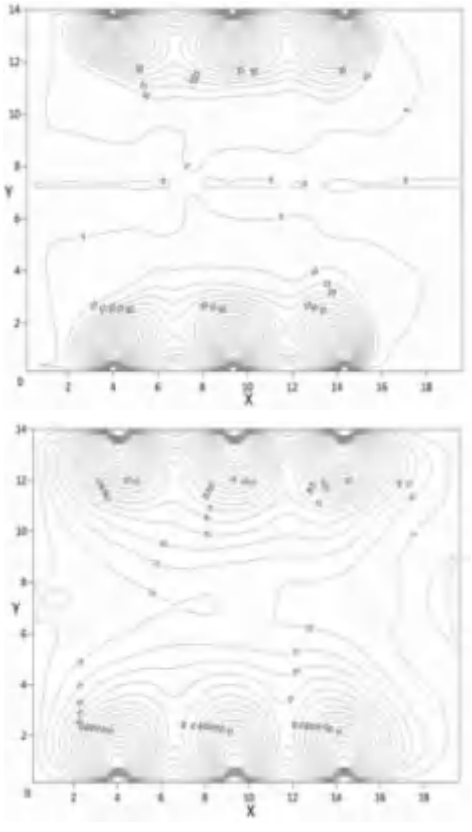
基于全尺模型模拟结果，在柱状下送风系统 Z=4.5m 处，划分为上部非空调区和下部空调区；而对于喷口送风系统中，分层面选取在 Z=4.1m。根据公式（12）计算得到分层面处的区域间换热系数值。

由表 5 可知，原型的 C_b 值约为缩尺工况下的 2 倍。在两种送风系统中，C_b 值的差异主要因为喷口射流在上下界面之间产生更强得湍流，这一点能从湍流导热系数$\overline{\lambda_i}$的数值上体现。这表明，气流组织形式对层间换热系数的取值有一定影响。

3.2.2 四区域划分下的结果对比

由于区域划分方式影响着区域的特征温度，对于不同区域划分时，分界面上 C_b 值存在差异。考虑到送、回风口和坡屋顶的影响，在全尺工况二区域划分下，进一步在 Z=2m、Z=6m 高度将整个空间划分为四个区域。由式（12）计算不同截面温差换热系数，其结果列于表 6，C_b 分布云图如图 5、图 6 所示。

在四区域的划分中，不同高度的分界面上，温差换热系数 C_b 的值存在较大差距。在柱状下送风系统中，由于送风口空气流动和回风口抽吸的影响，使得空调区和分层面处的气流扰动较大，区域间换热系数较大；在非空调区，气流相对稳定，C_b 值较小。而对于侧壁喷口送风系统，在 Z=2m 分界面处,回风口的抽吸作用使得气流流动较强，空气的湍流导热率较大，使得 C_b 值较大；在分层面处，喷口附近湍流波动剧烈，远离送风口的气流相对稳定，此界面处的 C_b 值为 80.11 W/(m²·℃)；非空调区虽然垂直温度梯度较大，但没有很强烈的气流，因此 C_b 较小。



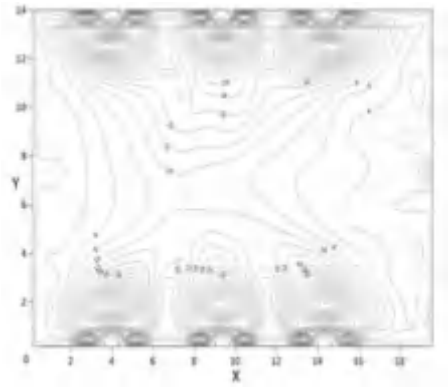
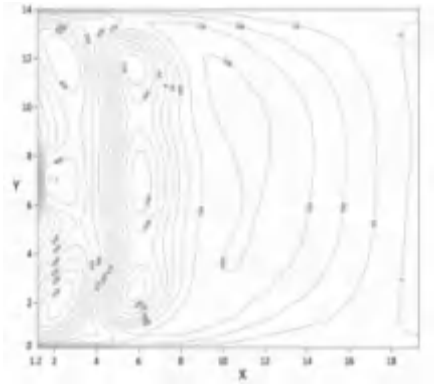


图 5 柱状下送风系统 Cb 在 z=2m、z=4.5m、z=6m 高度处的分布云图



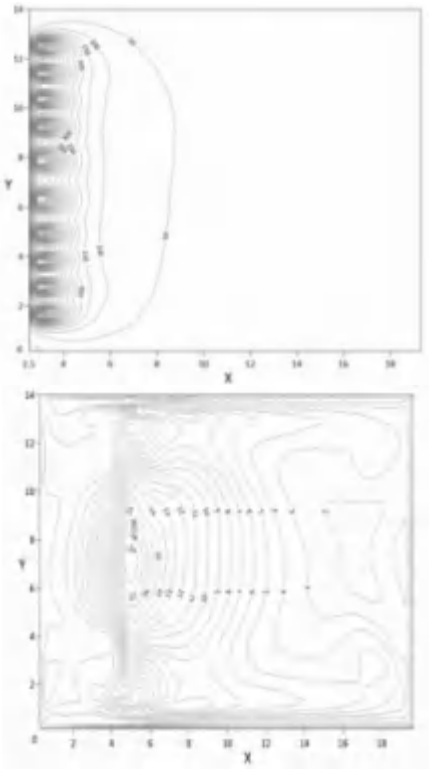


图 6 侧壁喷口送风系统 C_b 在 z=2m、z=4.1m、z=6m 高度处的分布云图

表 6 不同分界面处温差换热系数 C_b W/(m^2·°C)和湍流导热系数$\overline{\lambda_i}$W/(m·°C)值

分界面高度		2m	4.5m	6m
柱状下送风系统	C_b	14.75	23.50	6.93
	$\overline{\lambda_i}$	23.1	64.57	16.29
分界面高度		2m	4.1m	6m
侧壁喷口送风系统	C_b	57.65	80.11	4.79
	$\overline{\lambda_i}$	88.53	101.49	47.91

在实际工程中，应尽量减弱非空调区和空调区之间的空气扰动。对于喷口送风系统，在保证系统冷量和空调区舒适性的前提下，可以采取风速较小送风策略，或喷口的布置高度尽量低于分层面，从而减少射流卷吸造成的对流热转移；对于柱状下送风系统，室内空气流动较弱，非空调区向空调区的对流热转移有限，则可以多利用屋顶排风，及时排除非空调区积聚的热量。

4 结论

本文通过实验和 CFD 数值模拟方法，研究了柱状下送风和侧壁喷口送风系统的大空间建筑热环境和区域间换热特性。根据缩尺实验结果，证实了 CFD 模拟能够准确获得室内热环境参数和负荷结果。基于相似理论，进一步将缩尺工况拓展到全尺寸模拟研究，针对非空调区向空调区的热量迁移，主要结论如下：

对于柱状下送风系统，由于室内气流相对稳定，湍流度较小，因此温差引起的热传导占主导作用。而在侧壁喷口送风系统中，室内空气湍流度较大，温差引起的热传导和气流流动引起的换热量均不容忽视。气流的湍流脉动特性对区域间换热存在主要影响，由于 C_b 取决于湍流粘性系数和空气的湍流普朗特数，而喷口送风系统的分界面处气流扰动较强，因此侧壁喷口送风系统的区域间换热系数远大于柱状下送风系统。C_b 受送风方式和区域划分的影响，并与局部湍流强度有关。

参考文献

[1] 邹月琴，王师白，彭荣等. 分层空调热转移负荷计算方法的研究[J]. 暖通空调，1983，13(3):13-20.

[2] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册第二版[M]. 中国建筑工业出版社，2008

[3] Bing W, Li L, Gao Y, et al. Energy saving pot entials of all cold air distribution system with stratif

ied air conditioning in large space building[C]//Energy Sustainability. 2008, 43192: 261-266.

[4] Togari S, Arai Y, Miura K, A simplified model for predicting vertical temperature distribution in a large space. In: ASHRAE Trans,1993,99(1):84-90.

[5] Gao, J., Zhang, X., Zhao, J. N., & Gao, F. S. (2010). A heat transfer parameter at air interfaces in the block model for building thermal environment. International Journal of Thermal Sciences,49(2),463-470.

[6] Chen Q. Ventilation performance prediction for buildings: A method overview and recent applications [J]. Building and environment, 2009, 44(4): 848-858.

[7] 范存养. 大空间建筑空调设计及工程实录[M]. 中国建筑工业出版社, 2001.

[8] Gebhart B. A new method for calculating radiant exchanges[J]. ASHRAE transactions, 1959, 65.

居住小区植树模式对室外热环境影响的模拟研究

杨丽娜，闫春辉，刘吉营

（山东建筑大学，济南　250101）

［摘　要］居民小区是人员活动的重要场所，但是夏季热环境问题突出，而种植树木可以改善室外热环境。文章使用 ENVI-met 软件探究不同植树模式对室外热环境的改善效果。结果表明，平行布置树木比三角形布置有利于改善室外热环境；处于建筑物背风区的区域，落叶树木和常绿植物结合种植最有利于降低温度，降低 1.5℃；迎风区的区域种植落叶树木最有利于改善室外热环境，PET 降低 6.5℃；全部种植常绿树木改善室外热环境不明显，降温效果在 0.25~0.99℃之间。

［关键词］室外热环境；ENVI-met；植树模式

0 引言

现在人们普遍知道，城市人口比村庄更密集，到 2020 年，中国城市人口已达 60%以上[1]。随着城市化进程的加快，城市建筑的不断增加，城市发展与环境之间的冲突日益明显[2]。其中气候变化导致的温度上升对生活在城市中的居民产生巨大的负面影响，这一现象降低了居住环境的热舒适，危及城市居民的整体健康[3]。以前的研究表明暴露于高温天气下增加人体不适感和疲劳感，使中暑等有关热的疾病发病率增加，夏季高温还会对心脑血管疾病患者的健康造成危害[4]。

为了改善城市室外热环境，研究者从不同角度研究城市热环境。Mohammad 等人[5,6]的研究中表明低反照率的城市表面和建筑物使用高热容的材料可以达到降温效果，在城市环境中，高反照率表面材料吸收更多的光，则观察到更高的热应力。Lin[7]等人探究具有不同高宽比的街道峡谷的热环境和热舒适，结果表明高 SVF（天空可视系数）会在夏天引起不适，而低 SVF 会在冬天引起不适，因此应该合理规划室外环境。一些研究表明，植树在调节气候和降低建筑能耗等方面比其他因素有效[8-10]。绿化对夏季城市热环境的影响主要表现在三方面：遮阳、蒸腾作用和降低城市风速。首先，树木通过遮阳可以减少短波辐射，降低空气温度和表面温度[11,12]。第二，蒸腾作用会增加植被周围的湿度，水分的蒸发会降低植被周围的空气温度[13]。最后，树木可以通过控制气流、降低风速来影响城市微气候[13]。

景观格局和不同的植树模式对室外热环境有不同的影响。Yang 等人[14]针对峡谷街道的植树模式研究，得出树木与周围建筑物的布局共同影响室外热舒适，街道树紧贴街道建筑物时会提供较好的改善热环境效果。Babak 等人[15]得出，在垂直于盛行风向上，矩形布置比三角形布置更有利于提高室外热舒适，提出了外排常绿树木、内排落叶乔木的矩形布置是改善室外热环境的最佳条件。因此，通过采用适当的种植设计和植树模式，可以有效提高室外热舒适。

以往的研究中大多集中在树木对改善室外热环境的重要性，但关于什么是最有效的种植模式的研究却很少。因此本文借助 ENVI-met 软件，模拟居住小区内不同植树模式改善室外热环境的效果，可以帮助城市规划师引入最佳的种植模式，使绿化更高效。

1 研究方法

1.1 ENVI-met 模拟基础

首先用 ENVI-met 软件对研究区域进行模拟。在此基础上，将模拟的输出结果与实测结果比较，验证模型的可行性。然后针对小区内某栋典型建筑，提出不同的树木种植方案，使用 ENVI-met 软件模拟。最后，对模型中提出的方案进行对比，验证最佳的种植模式。

ENVI-met 是三维（3D）非静水微气候和计算流体动力学模型。该软件的空间分辨率为 0.5~10m，模拟周期为 24~72h，时间分辨率为 10s。ENVI-met 软件基于热力学、计算流体力学及城市生态学，并充分考虑城市小尺度空间内地面、植被、建筑和大气之间的相互作用，模拟再现城市大气数值动态变化的进程。包括建筑周围环境的空气流动、湍流、植物与周围环境的热量和水分交换、微粒扩散，地面及建筑表面的热量交换和水汽交换等。ENVI-met 软件模拟城市室外热环境方面的可靠性被多次证实[16-18]。

1.2 热舒适指数

研究采用生理等效温度 PET（Physiological Equivalent Temperature）作为评估室外热环境指标。PET 基于慕尼黑个人能量平衡方程[19]，描述人体表面的热平衡状态，当皮肤接受的热量与人体核心热量相等时，认为是中性状态。如表 1，根据热感觉投票 TSV，PET 从极冷到极热共分九个等级。

表 1 PET 值与热感觉

热感觉	TSV	PET
极冷	<-3.5	<4
十分冷	-2.5~-3.5	4~8
冷	-2.5~-1.5	8~13
微凉	-1.5~-0.5	13~18
适中	0.5~1.5	18~23
暖和	1.5~2.5	23~29
热	2.5~3.5	29~35
十分热	>3.5	35~41
极热		>41

2 现场测试与模拟工况

2.1 实测地点概况

研究地点位于山东省济南市住宅雪山和苑，属于温带季风气候，夏季炎热多雨，冬季寒冷干燥。雪山和苑多以高层住宅为主，场地平整，建筑布局单一，绿化方式较为普遍，多以灌木和较矮树木为主。

现场测试时间为 2019 年 9 月 30 日，9:00-17:00，测试期间天气晴朗。实验设置两个监测点，测点 1 位于广场无绿化区域，测点 2 位于绿化区，如图 1（a），红色圆圈代表测点位置。测试仪器采用 iButton 纽扣温度计记录空气温度和相对湿度，同时使用轻质百叶窗（防辐射通风罩）以防止辐射对测量结果的影响，JA-IAQ-50 测试仪记录微风风速。测点图片如图 1（b）。



图 1 （a）测试区域地理位置（b）测点图片



2.2 模型验证



图 2 居民楼数值模拟图

根据实测居民楼室外热环境数据及其周围现状，使用 ENVI-met 软件建立验证模型如图 2。选取 9 月 30 日为数值模拟日期，从 0:00 开始，模拟时长为 18h。气象边界条件根据实测获得，最高温度为 32℃，最低 26℃，相对湿度最高为 50%，最低 27%，离地 10 米处风速为 1.4m/s，风向为东南风 135°。模型内建筑、植被基于住宅的实际情况。

将两个监测点的实测空气温度与 ENVI-met 模拟空气温度对比结果如图 3 所示，虽然存在一定误差，但实测值与模拟值的变化趋势一致。

采用均方根误差 RMSE 对模型精度进行评价，计算公式为：

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n}(\lambda_i - \lambda_i)^2}{n}}$$

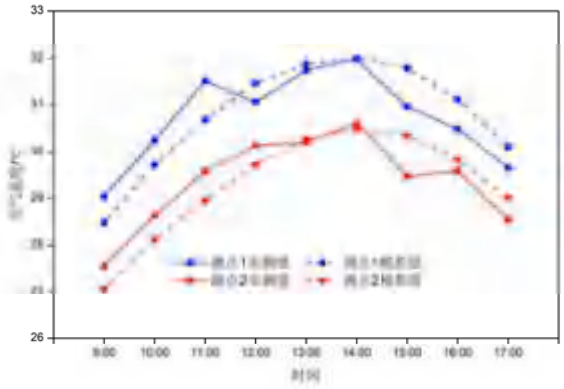


图 3 实测数据与模拟数据对比

经计算，测点 1 的 RMSE 为 0.56，测点 2 的 RMSE 为 0.48，说明 ENVI-met 能较好的模拟室外热环境。

2.3 参数设置和模拟工况

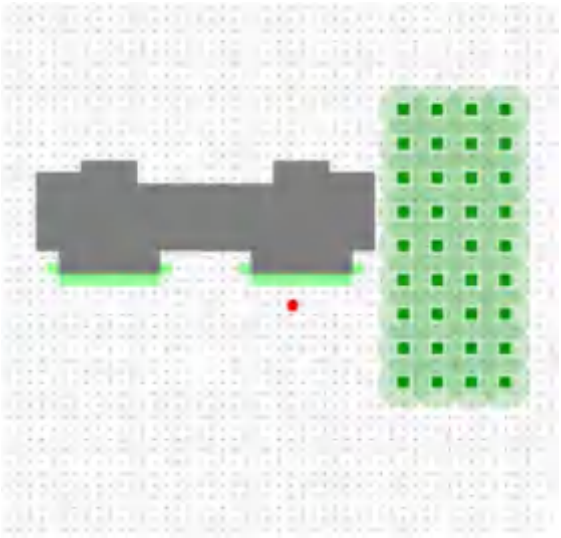
为进一步探讨居住小区内植树模式对室外热环境的影响，研究采用 ENVI-met 软件模拟小区内典型建筑及其周围环境在不同种植模式下的热舒适。以验证的居民小区模型为基础，为更好的反映夏季室外热环境特征，采用济南典型气象年数据，选取的模拟日期为夏季典型气象日 7 月 23 日，模型设置见表 2。

表 2 模型参数设置

模拟参数	设置值
经纬度	36.61°E，117.24°N
模拟开始时间	7 月 23 日 0 时
模拟结束时间	7 月 23 日 18 时
网格数量	50×65×54
网格分辨率	2m×2m×3m
初始空气温度	最小 27℃，最大 36℃
初始相对湿度	最小 44%，最大 71%
10m 处风速	1.4m/s
风向	135°（东南）

表 3 不同种植模式工况表

模拟工况	描述
C0	没有树木
C1	落叶树木矩形布置
C2	落叶树木三角形布置
C3	常绿树木矩形布置
C4	外排常绿树木内排落叶树木
C5	内排落叶树木外排常绿树木
C6	常绿树木落叶树木交错布置



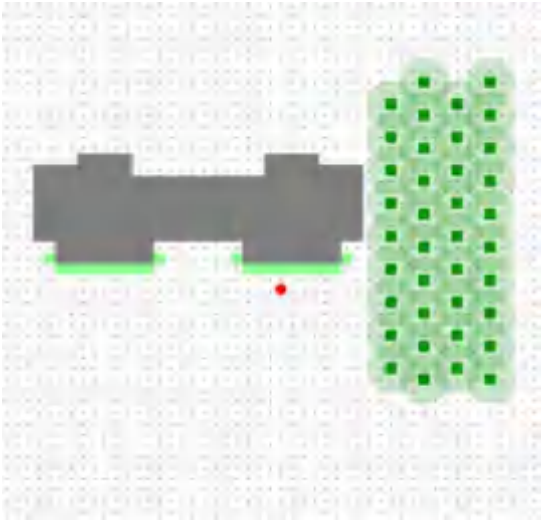


图 4 （a）落叶树木矩形布置 C1（b）落叶树木三角形布置 C2

模拟案例包括 7 种工况，包括一个没有树木的基本工况（C0）和不同植树模式的 6 种工况。研究设置了两种类型的树木排列方式，矩形（C1）和三角形（C2）；根据树木种类，对矩形植树模式设置了 5 种种植方式，分别为落叶树木（C1）、常绿树木（C3）、外排常绿树木内排落叶树木（C4）、内排常绿树木外排落叶树木（C5）、常绿落叶树木交错布置（C6），工况设置如表 3 所示。落叶树木和常绿树木的高度均为 15m。综合考虑树木与建筑物的位置和人员经常活动场所，在居民楼附近选取一监测点用于评估不同植树模式的降温效果。种植模式及监测点的位置如图 4 所示。

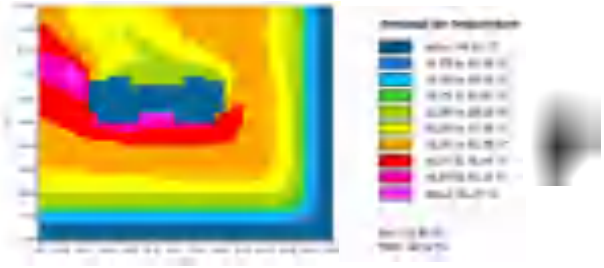
3 结果分析

3.1 空气温度

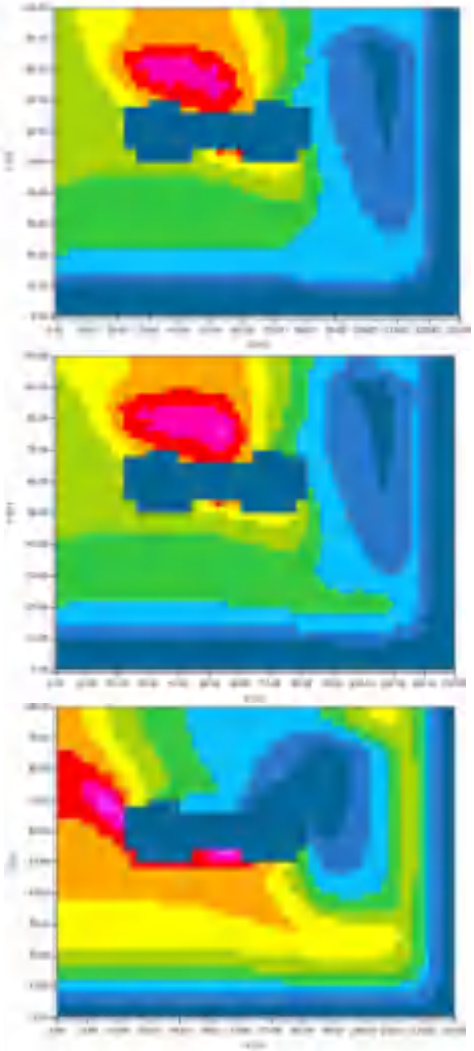
不同的植树模式会影响气流，并且在它穿过树木时会改变方向或速度，因此不同种植模式下的空气温度分布也会不同。14:00，离地 1.5m 处不同植树模式下空气温度的空间分布如图 5 所示。图片显示 6 种植树模式均能降低空气温度，受夏季风影响，降温效果差异主要在建筑的西北方向。整体来看平行布置比三角形布置降温效果好，只有常绿树木降温效果不明显。C1 与 C4、C5、C6 相比落叶树木和常绿树木结合的降温效果更好，将落叶树木放在外排比内排降温效果要好。

监测点在不同时刻的降温效果如图 6 所示。落叶树木平行布置的种植模式降温效果较好，观测时间内的降温效果在 0.59℃~1.64℃之间。只有常绿树木的

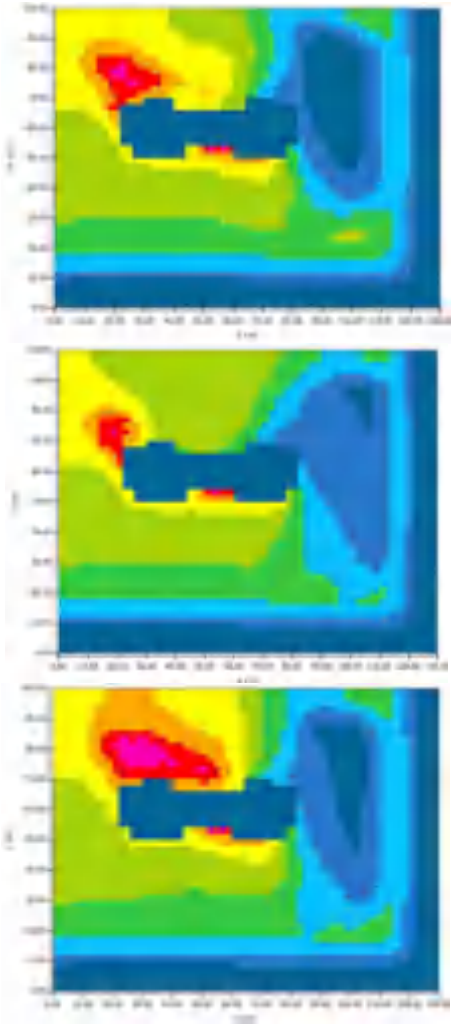
种植模式降温效果不明显，在 0.25℃~0.99℃之间。综合来看，不同植树模式在监测点的降温效果为：落叶树木平行布置>落叶树木三角形布置>内排落叶树木外排常绿树木>内排常绿树木外排落叶树木>常绿落叶树木交错布置>常绿树木。原因可能是落叶树木叶面积指数大于常绿树木，在距离树木较近的区域降温效果明显一些。



（a）没有绿化 C0 图例



（b）落叶树木平行布置 C1（c）落叶树木三角形布置 C2
（d）常绿树木矩形布置 C3



（e）内排落叶外排常绿树木 C4（f）内排常绿外排落叶树木 C5（g）常绿落叶交错布置 C6

图 5 14:00 不同树木种植方式在 1.5m 处空气温度分布图

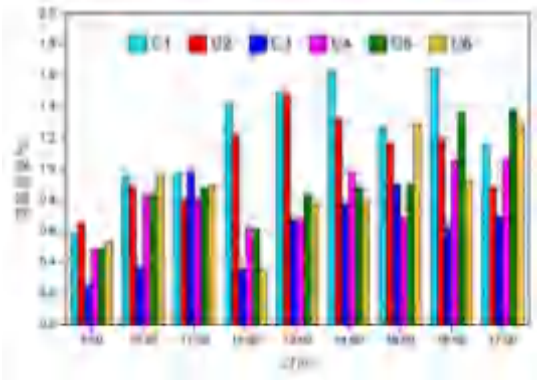


图 6 六种植树模式在监测点的降温效果

2.3 生理等效温度 PET

图 7 显示了包括没有树木在内的 7 种工况的生理等效温度。没有树木的工况具有非常高的 PET 值，14:00 高达 40.9℃。种植植被均有降低 PET 的效果，

其中全部种植常绿树木对降低 PET 效果最差，PET 值在 32.2~38.6℃之间，而其他 5 种工况效果较好。在监测点，落叶树木平行布置的 PET 值在 30.2~34.4℃之间，14 时 PET 指标降低 6.5℃，具有最好的降低 PET 效果。

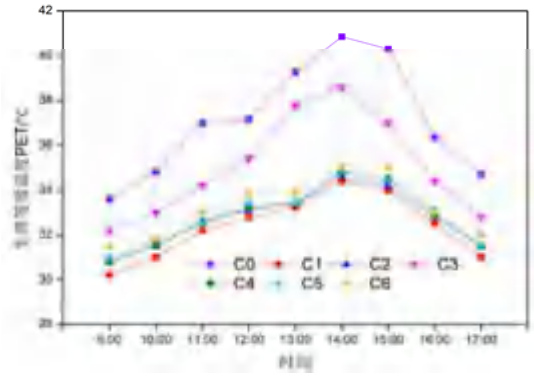


图 7 不同种植模式在监测点的 PET 值

4 结论

文章采用 ENVI-met 模拟软件，研究了夏季高层住宅区内不同植树模式对微气候条件和室外热舒适的影响。实测数据与模拟数据对比结果表明，ENVI-met 可以较好的模拟室外热环境，预测精度较高，测试地点空气温度的 RMSE 为 0.56 和 0.48。

研究发现，种植树木可以明显改善室外热环境，平行布置比三角形布置更有利于降低室外温度，只有常绿树木改善效果不明显。不同的植树模式对不同位置的改善效果不一样。处于建筑物背风区的地点，常绿树木与落叶树木结合改善室外热环境效果较好，降温 1.5℃；处于迎风区的地点，落叶树木比常绿树木和落叶树木结合种植的效果要好，降温 1.64℃，PET 在 30.2~34.4℃之间，降低 6.5℃。

参考文献

[1] 中华人民共和国 2019 年国民经济和社会发展统计公报, 北京, 2021.

[2] Morakinyo T E, Kong L, Lau K K-L, et al. A study on the impact of shadow-cast and tree species on in-canyon and neighborhood's thermal comfort [J]. Building and Environment, 2017, 115: 1-17.

[3] Lu J, Li Q, Zeng L, et al. A micro-climatic study on cooling effect of an urban park in a hot and humid climate [J]. Sustainable Cities Society, 2017: 513-522.

[4] George L, Michael M. Climate change and extreme heat events [J]. Climate Change, 2008, (35): 429-435.

[5] Taleghani, Mohammad. The impact of increasing urban surface albedo on outdoor summer thermal comfort within a university campus [J]. Urban Climate, 2018, 24(24): 175-184.

[6] 马金辉, 唐鸣放, 李良, 等. 重庆市区公交站台夏季热环境研究 [J]. 建筑科学, 2020, 36(12): 133-139+158.

[7] Lin T P, Matzarakis A, Hwang R L. Shading effect on long-term outdoor thermal comfort [J]. Building Environment, 2010, 45(1): 213-221.

[8] El-Bardisy W M, Fahmy M, El-Gohary G F. Climatic Sensitive Landscape Design: Towards a Better Microclimate through Plantation in Public Schools, Cairo, Egypt [J]. Procedia Social Behavioral Sciences, 2016, 216: 206-216.

[9] 刘海萍, 宋德萱. 绿化类型对高密度城市住区的热环境影响研究 [J]. 建筑科学, 2018, 034(2): 66-73.

[10] 续成平. 树木对小区热环境及建筑能耗影响的模拟分析 [D]: 山东建筑大学, 2020.

[11] Lee H, Mayer H, Schindler D J M Z. Importance of 3-D radiant flux densities for outdoor human thermal comfort on clear-sky summer days in Freiburg, Southwest Germany [J]. Meteorologische Zeitschrift, 2014, 23(3): 315-330.

[12] Lee H, Mayer H, Kuttler W. Impact of the spacing between tree crowns on the mitigation of daytime heat stress for pedestrians inside E-W urban street canyons under Central European conditions [J]. Urban Forestry & Urban Greening, 2020, 48: 126558.

[13] Perini K, Chokhachian A, Auer T. Chapter 3.3 - Green Streets to Enhance Outdoor Comfort [M]// PéREZ G, PERINI K. Nature Based Strategies for Urban and Building Sustainability. Butterworth-Heinemann. 2018: 119-129.

[14] Yang Y, Zhou D, Gao W, et al. Simulation on the impacts of the street tree pattern on built summer thermal comfort in cold region of China [J]. Sustainable Cities and Society, 2018, 37: 563-580.

[15] Abdi B, Hami A, Zarehaghi D. Impact of sma

ll-scale tree planting patterns on outdoor cooling and thermal comfort [J]. Sustainable Cities Society, 2020, 56: 102085.
[16] 杨小山. 室外微气候对建筑空调能耗影响的模拟方法研究 [D]: 华南理工大学, 2012.
[17] 刘晶. 基于热环境的广州住区静态水景设计策略研究 [D]: 华南理工大学, 2019.
[18] 张丽. 基于微气候的拉萨城市住区空间形态优化研究 [D]: 西南交通大学, 2019.
[19] Höppe P. The physiological equivalent temperature-A universal index for the biometeorological assessment of the thermal environment [J]. Int J Biometeorol, 1999, 43: 71-75.

末端设备对流辐射比例对供暖系统动态热响应特性的影响研究

陈　卓，徐宝萍，刘月康

（华北电力大学，北京　102206）

［摘　要］在建筑环境系统动态热模拟相关研究中，往往将末端设备的(冷)热量作为对流热纳入室内空气热平衡方程中。对于集中供暖系统，不同末端形式的供热量中对流热、辐射热的比例存在较大差异，进而对供暖系统在调控过程中的热惯性、延迟等热响应特性产生重要影响。本文基于状态空间法，利用 MATLAB 进行建模，在原有模型的基础上考虑散热器的对流辐射比，进而推导出散热器的辐射换热比与房间热特性系数的关联公式，并通过模拟案例分析得出散热器辐射换热比例越大，间歇运行时的室温波动越小。

［关键词］对流辐射比例；供暖系统；动态特性；状态空间法；影响系数

0 引言

在供暖模拟相关问题的研究上，建筑的动态热响应特性直接影响了室内换热模型在时间分布上的准确性。而在常见的模拟软件，如 DeST 中，供暖热量被作为对流热直接提供给室内空气[1]。这种模拟方法能够较好的体现空调等供热情况，但对于散热器等需要通过热辐射来传递大量热量的供热方式来说，会减轻其内围护结构在建筑热过程的作用：对于散热器来说，除了和空气的对流换热外，还有部分热量需要先与建筑内围护结构产生辐射换热，再由围护结构与空气进行对流换热。简化该换热过程会影响围护结构热惰性在室内气温变化上的反映，使模拟的结果较实际情况有更大的波动。

早在 1994 年就有研究提出了散热器的对流辐射比的概念，并论证了该值不随外环境变化，只与散热器本身关联[2]。本文基于对流辐射比的概念，考察换热器的辐射换热量对动态热响应特性的影响。通过理论推导分析对流辐射比中辐射散热量所占比例与建筑热过程中的动态热响应特性之间的关系，利用 MATLAB 软件进行单房间的状态空间法建模，并对比了不同辐射热占比在同一模型中产生的室温变化。

1 模型改进与理论分析

1.1 模型的修改

在状态空间法中，对应单一房间所有温度点有如下矩阵方程：

$$C\dot{T} = AT + Bu \#(1)$$

式中C矩阵反映各节点的蓄热能力；A矩阵表示各相邻节点间的热流关系；B矩阵反映各热扰与各节点的作用情况；u 为作用在各节点上的热扰；T 为各节点的温度矩阵。

其他项不变，修改后的B矩阵方程如下：

$$B_i = \begin{pmatrix} 0 & h_{in}f_i & h_{out}f_i & S_i & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ fsb_i & 0 & 0 & 0 & k_i & s_{si} & s_{di} & 0 & 0 \end{pmatrix} \#(2)$$

$$B_{fur} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & S_{fur1} & k_{fur1} & s_{si1} & s_{di1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ fsb_{fur} & 0 & 0 & S_{furn} & k_{furn} & s_{sin} & s_{din} & 0 & 0 \end{pmatrix} \#(3)$$

$$B_a = (fsb_a \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad k_a \quad s_{sa} \quad 0 \quad 1 \quad 1) \#(4)$$

式中B_i对应围护结构i的B矩阵，B_{fur}对应家具，B_a对应空气。$h_{in}f_i$、$h_{out}f_i$表示围护i的外表面与空气的对流换热，S_i表示围护外表面获得的太阳辐射热，k_i表示围护内表面获得的室内产热，s_{si}、s_{di}分别表示围护内表面获得的过窗散射和直射热，家具矩阵与空气矩阵中的元素含义与围护结构矩阵类似。

fsb_i为围护结构得到的辐射热对应所有围护结构所占的比例，为

$$fsb_i = \frac{f_i \cdot \frac{F_i}{\varepsilon_i + F_i}}{f_a} \#(5)$$

式中fsb即散热器向外发热量中辐射热占总散

基金项目：国家自然科学基金资助项目(51708210)，中央高校基本科

热量的比值，以下简称为辐射热占比；F_z为除家具外的围护结构内表面积，F_{fur}为家具等效表面积的六分之一。

此处考虑到 DeST 使用的家具模型为平板模型[1]，若将家具视为均匀箱体，则其接受散热器辐射面积为平板面积的六分之一。此外为了方便计算，对围护结构辐射得热比例进行了简化，取为平均值。考虑到散热器一般安装在外窗下方，故并没有计算窗户与散热器辐射换热的关系。

fsb_{fur}为家具所得辐射热占散热器全部发热量的比例：

$$fsb_{fur} = fsb \cdot \frac{F_{fur}}{F_{fur} + F_z} \#(6)$$

fsb_a为空气所得对流换热量占散热器总散热量的比例：

$$fsb_a = 1 - fsb \#(7)$$

$$fsb_a + fsb_{fur} + fsb_z = 1 \#(8)$$

1.2 理论推导

根据以上模型的修改可进一步推导如下：

在状态空间法中，引入室温的采样矩阵：

$$D = [0 \quad \cdots \quad 0 \quad 1] \#(9)$$

可解出室温：

$$t_i(\tau) = \int_0^\tau \sum_j \sum_k \varphi_{jk} e^{\lambda_j(\tau-\xi)} u_k(\xi) d\xi \#(10)$$

式中λ_i为矩阵$\sqrt{C}^{-1} A \sqrt{C}^{-1}$的特征向量经过正交变换得到的特征值；$u_k$对应热扰矩阵$u$的第$k$项元素；热特性系数$\varphi$的表达式如下：

$$\varphi_{jk} = \sum_i \sum_j d_i c_i^{-\frac{1}{2}} p_{ij} p_{kj} c_j^{-\frac{1}{2}} b_{kk} \#(11)$$

式中d为采样矩阵D的元素；c为蓄热矩阵C的元素；b为B矩阵的对应元素；p为可逆矩阵p的元素，可逆矩阵p为矩阵$\sqrt{C}^{-1} A \sqrt{C}^{-1}$的特征向量组成的矩阵。

以本程序为例，六面墙每个划分为 10 节点，窗户划分为 2 节点，家具划分为 10 节点，再加上一个空气节点，共 73 节点，其中空气为最后一个节点。

考虑采样矩阵各元素，则在d_l中，只有$d_{73} = 1$，其它的d_l皆为 0。又有$c_{73} = c_{air}$即空气的比热：

$$c_{air} = C_{p,a} \rho_a V_a \#(12)$$

则原式即为：

$$\theta_{73} = c_{air}^{-1} \theta_{73,0} + \sum_i \varphi_{i,73} c_i^{-\frac{1}{2}} b_{i,k} \#(13)$$

如果其他热扰不变，只讨论散热器供暖所造成的影响，则可以考虑上式热扰部分的标号 k 取 1，对应：

$$u = (q_{供热热量} \quad t_{邻室温度} \quad t_{外温} \quad q_{太阳辐射} \quad q_{内部产热} \quad q_{过窗散射} \quad q_{过窗直射} \quad q_{邻室通风} \quad q_{室外通风})^T \#(14)$$

即：

$$\theta_{i,1} = c_{air}^{-\frac{1}{2}} p_{73,i} \sum_j \varphi_{i,j} c_j^{-\frac{1}{2}} b_{j,1} \#(15)$$

此时令：

$$\psi_{i,1} = \sum_j p_{ij} c_j^{-\frac{1}{2}} b_{j,1} \#(16)$$

则有：

$$\theta_{i,1} = c_{air}^{-\frac{1}{2}} p_{73,i} \psi_{i,1} \#(17)$$

此时我们研究$b_{j,1}$对应的矩阵B：

围护结构的矩阵B_i中，对应$b_{j,1}$的第一列，只有第十行有非零值，其余为 0；家具矩阵与空气矩阵类似。以本程序为例，B矩阵共 73 行，每行的第一列只有 10、20、30…60、72 及 73 行不为 0。则代入B矩阵如下：

先代入$j = 1 \sim 73$，

$$\psi_{i,1} = p_{i,10} c_{10}^{-\frac{1}{2}} fsb_1 + p_{i,20} c_{20}^{-\frac{1}{2}} fsb_2 + \cdots + p_{i,60} c_{60}^{-\frac{1}{2}} fsb_3 + p_{i,72} c_{72}^{-\frac{1}{2}} fsb_{fur} + p_{i,73} c_{73}^{-\frac{1}{2}} fsb_a \#(18)$$

其中，前六项对应六面墙体，第七项对应家具，最后一项对应室内空气。

将fsb代入上式：

$$\psi_{i,1} = p_{i,10} c_{10}^{-\frac{1}{2}} fsb \frac{F_z}{F_{fur} + F_z} + p_{i,20} c_{20}^{-\frac{1}{2}} fsb$$

$$\frac{F_s}{F_{bar}+F_s}+\cdots+p_{10,i}c_{10}^{-\frac{1}{2}}fsb\frac{F_s}{F_{bar}+F_s}$$

$$+p_{72,i}c_{72}^{-\frac{1}{2}}fsb\frac{F_{bar}}{F_{bar}+F_s}+p_{73,i}c_{air}^{-\frac{1}{2}}(1-fsb)\quad(19)$$

将fsb提取出来：

$$\varphi_{i,1}=fsb\left(\frac{F_s}{F_{bar}+F_s}\left(p_{10,i}c_{10}^{-\frac{1}{2}}+p_{20,i}c_{20}^{-\frac{1}{2}}+\cdots+p_{60,i}c_{60}^{-\frac{1}{2}}\right)+\right.$$

$$\left.\frac{F_{bar}}{F_{bar}+F_s}p_{72,i}c_{72}^{-\frac{1}{2}}-p_{73,i}c_{air}^{-\frac{1}{2}}\right)+p_{73,i}c_{air}^{-\frac{1}{2}}\#(20)$$

则：

$$p_{i,1}=fsb\cdot c_{air}^{-\frac{1}{2}}p_{73,i}\left(\frac{F_s}{F_{bar}+F_s}\left(p_{10,i}c_{10}^{-\frac{1}{2}}+p_{20,i}c_{20}^{-\frac{1}{2}}+\cdots+\right.\right.$$

$$\left.\left.p_{60,i}c_{60}^{-\frac{1}{2}}\right)+\frac{F_{bar}}{F_{bar}+F_s}p_{72,i}c_{72}^{-\frac{1}{2}}-p_{73,i}c_{air}^{-\frac{1}{2}}\right)+p_{73,i}^2c_{air}^{-1}\quad(21)$$

令：

$$\varphi_1^{'}=c_{air}^{-\frac{1}{2}}p_{73,i}\#(22)$$

$$\varphi_2^{'}=\left(\frac{F_s}{F_{bar}+F_s}\left(p_{10,i}c_{10}^{-\frac{1}{2}}+p_{20,i}c_{20}^{-\frac{1}{2}}+\cdots+p_{60,i}c_{60}^{-\frac{1}{2}}\right)\right.$$

$$\left.+\frac{F_{bar}}{F_{bar}+F_s}p_{72,i}c_{72}^{-\frac{1}{2}}-p_{73,i}c_{air}^{-\frac{1}{2}}\right)\#(23)$$

故：

$$\varphi_{i,1}=fsb\varphi_1^{'}\varphi_2^{'}+\varphi_1^{'2}\#(24)$$

若已知建筑各热工参数的情况下，$\varphi_1^{'}\varphi_2^{'}$应为定量。

由上式知，热特性系数$\varphi_{i,k}$中，$\varphi_{i,1}$与fsb呈线性关系。

又有：

$$t_0(\tau)=\sum_i e^{\lambda_i\Delta\tau}t_{0i}(\tau-\Delta\tau)+\sum_k(\Phi_{k,1}u_{k}\times$$

$$(\tau-\Delta\tau)+\Psi_{k,1}u_{k}(\tau-\Delta\tau))\#(25)$$

其中：

$$\Phi_{k,1}=\sum_i\Psi_{ik,1}=\sum_i\frac{\varphi_{i,k}}{(\lambda_i\Delta\tau)^2}\times$$

$$(1-e^{\lambda_i\Delta\tau}+\lambda_i\Delta\tau e^{\lambda_i\Delta\tau})\#(26)$$

$$\Phi_{k,0}=\sum_i\Psi_{ik,0}=\sum_i\frac{\varphi_{i,k}}{(\lambda_i\Delta\tau)^2}\times$$

$$(-\lambda_i\Delta\tau-1+e^{\lambda_i\Delta\tau})\#(27)$$

故外部条件不变的情况下，$\Phi_{k,1}$，$\Phi_{k,0}$也与fsb成线性关系。

2 模拟案例分析

2.1 模拟工况

笔者基于状态空间法，通过 MATLAB 进行仿真模拟。假设了一间位于北京的独立房间。其相关热工参数如下[4]：

房间尺寸为$6m\times4m\times2.8m$，窗墙比 0.3，窗户传热系数$2.8W/m^2\cdot K$。各围护结构的热工参数如下表：

此外，供暖系统运行时的设计室温为 18℃，设计供回水温度为 75℃/60℃。

考虑房间作为办公建筑使用，模拟时采用间歇运行模式，供暖时间为 8:00-18:00。

2.2 模拟结果

根据以上内容，通过 MATLAB 编程模拟，其结果如下：

如图，是$k=1$，也就是对应热扰为供暖热量的热特性系数Φ随着散热器辐射热占总散发热量的比例变化情况，其中 PUSAI0 对应$\Phi_{k,0}$，PUSAI1 对应$\Phi_{k,1}$。随着辐射热占比的逐渐上升，热特性系数$\Phi_{k,1}$，$\Phi_{k,0}$呈线性减小的趋势。这验证了之前推导出的热特性系数与辐射热占比成线性关系的结论。

表格 1 围护结构热工参数

	密度	定压比热	导热系数	厚度	外表面换热系数	内表面换热系数
	(kg/m^3)	$(J/kg\cdot K)$	$(W/m\cdot K)$	(mm)	$(W/m\cdot K)$	$(W/m^2\cdot K)$
墙体	1800	879	0.814	370	23.3	8.7
屋顶	1800	879	0.814	240	8.7	8.7
地面	1800	879	0.814	240	4.65	4
窗户	2500	837	0.756	3	23.3	8.7
家具	377	1930	0.11	50	8.7	8.7

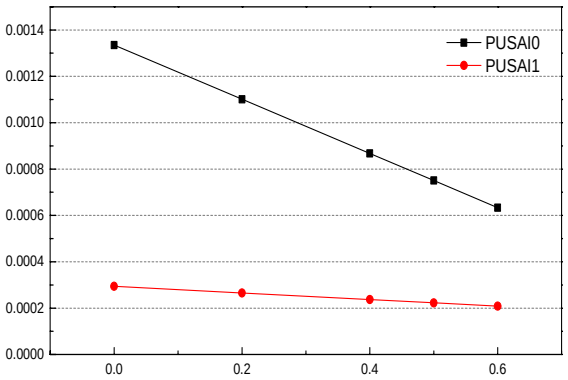


图 1 PUSAI 随辐射热占比的变化

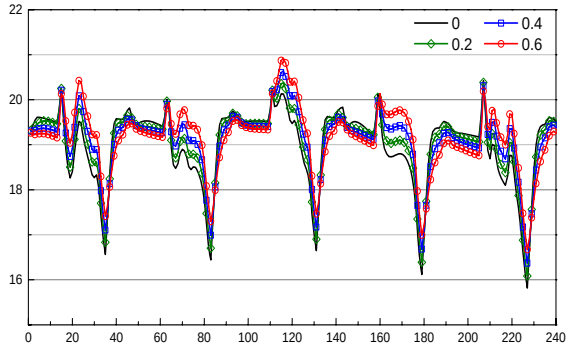


图 2 不同辐射热占比对应的室温变化

上图为从某典型年的 1 月 1 日起，在 240 小时内为上述模型间歇供暖的情况下，不同辐射热占比对供暖室温产生的影响。可以看出，辐射换热量占比越大，室温波动越小。

3 结论

本文基于状态空间法，通过引入散热器对流辐射比的概念，利用 MATLAB 编程模拟，推导得出了描述室温动态变化的热特性系数Φ与散热器辐射放热量比例的关联式。辐射热占比越大，供热量对室温在当前时刻的影响系数越小，影响时域越长。因此，应根据末端设备的不同，综合考虑末端散热量中辐射热与对流热与建筑的耦合热过程，特别是对于运行及控制优化研究，这一因素的考虑对改善模拟结果的准确性十分重要。

参考文献：

[1] 谢晓娜,宋芳婷,燕达,江亿.建筑环境设计模拟分析软件 DeST 第 2 讲 建筑动态热过程模型[J].暖通空调,2004(08):35-47.

[2] 张旭,陈文良,于文剑,马跃星,杨瑞卿.常用供暖散热器辐射——对流放热量比例的实验研究[J].暖通空调,1994(06):13-15.

[3] 谢晓娜,燕达.建筑热环境动态模拟中家具系数的研究[C].中国建筑学会，中国制冷学会.2004 年全国暖通空调专业委员会空调模拟分析学组学术交流会论文集.2004:83-88.

[4] 徐宝萍,郝玲,付林,狄洪发.北京地区办公建筑间歇供暖模拟与分析[J].建筑科学,2011,27(08):51-55.

基于 CFD 计算方法的某高校数据中心流动和传热特性优化

向　滕，王　瑜，吴露露，许鑫洁，刘金祥

（南京工业大学城市建设学院，南京　210009）

［摘　要］随着数据中心的运行，服务器不断散热，容易产生热量堆积，机房内部的服务器温度过高将会影响到其工作状态甚至产生安全隐患。已建成的数据中心无法改变空调结构，优化气流组织是缓解数据中心热量积聚的有效方法。以南京某高校的数据中心为例，提出了通过改变空调出风口的风速、温度以及架空地板孔隙率，改变温度分布和气流组织的方法；利用 ICEM CFD 对该机房建立三维全尺寸模型和划分网格，以机柜真实发热量作为边界条件，应用 CFD 软件进行数值模拟，对比分析不同工况下的气流组织和温度分布情况，结合考虑能耗改变，得出出现最优温度分布和气流组织的边界条件为：空调出风风速 2m/s、出风温度 20℃、穿孔地板孔隙率 50%。计算结果为已建成数据中心的节能改造提供了参考。

［关键词］数据中心；气流组织；温度分布；流场分布；优化方法

数据中心是信息时代发展的基础，而随着社会的发展，数据中心的规模也不断扩大，对其散热能力提出更高的要求。数据中心作为大量 IT 设备的聚集地存在着高能耗设备集中、全天候运行等特点[1]。数据中心现阶段普遍存在的发热问题主要体现在温度分布不均和局部过热现象[2]，而局部过热现象会导致服务器运行速度减慢，甚至会出现服务器全面崩盘，不仅会影响到人们的日常生活，也会带来一些经济损失。现阶段普遍存在的数据中心局部过热解决方案有以下几种：1、增加空调数量或者降低空调送风温度；2、采用通风机送风，增加机房内热交换能力；3、对过热区域进行针对性的降温处理，如采用相变制冷等。这些方式均增加了机房内设备数目，对于已运行的机房改造工作并不适用。

目前，国内外的学者对数据中心流动和传热特性优化进行了大量的研究。CFD（Computational Fluid Dynamics，计算流体动力学）被广泛用来分析和优化机房和 IT 设备内部的气流组织和温度分布[3]。Sang-Woo Ham 等[4]研究了数据机房空调最佳送风温度的范围，研究结果显示，机房空调送风温度在 18-23℃的范围内效果达到最好。Suhas[5]研究了数据中心开孔地板对于气流组织的影响，研究结果显示，改善数据中心内的气流组织可以通过增加架空地板高度和改变架空地板的孔隙率来实现。Patel 等[6]通过仿真模拟的方式，研究了通过改变机柜的位置实现对机房气流组织的影响。陈杰[7]通过 CFD 的模拟分析，提出了数据机房适合采用封闭冷通道的方式进行改造。上述研究为已有数据中心的传热特性优化改造提供了参考。

所研究的数据机房采用地板下送风的送风方式，以及封闭冷通道的气流组织形式，冷热空气掺混的现象得以改善，利于服务器的散热[8]。本文中希望通过改变送风温度、送风速度和地板孔隙率改善其热量分布，因此基于 CFD 的计算方法进行数值模拟，通过分析 5 种不同送风温度、5 种不同送风速度以及 4 种不同穿孔地板孔隙率边界条件的温度场和速度场，最终可以定量分析出最适合该数据机房的空调送风温度、送风速度和穿孔地板的孔隙率，从而为该数据中心的节能改造提供了参考。

1　建筑概况

1.1 物理模型

本文所述的数据中心位于南京工业大学江浦校区逸夫图书馆，该数据中心内含基础机房、核心机房和超算机房，本文所研究的机房是核心机房，图 1 展示了核心机房的具体布局及几何尺寸，图 2 展示了模拟机房的三维模型，图 3 展示了采用架空地板封闭冷通道的数据中心送风方式的气流流向示意图。

基金项目：中国博士后科学基金面上项目（2019M661812）江苏省高校自然科学基金资助项目（18KJB560007）南京航空航天大学飞行器环境控制与生命保障重点实验室项目（KLAECLS-E-201902）江苏省研究生科研与实践创新计划项目（SJCX20_0326）

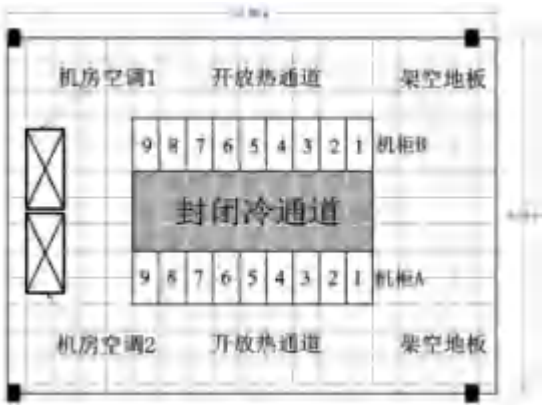


图 1 核心机房具体布局图

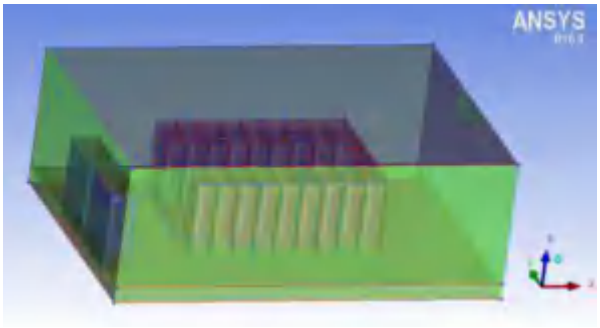


图 2 模拟机房的三维模型

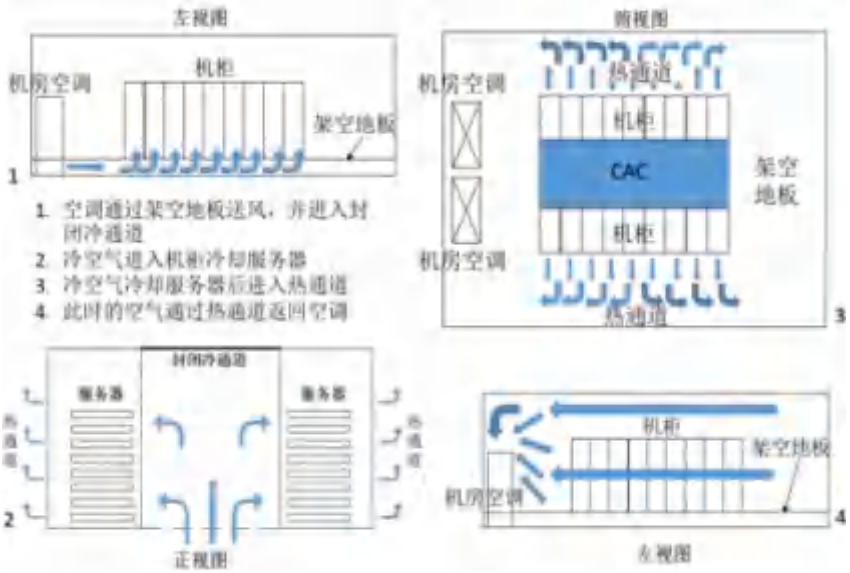


图 3 采用架空地板封闭冷通道的数据中心送风方式的气流流向示意图

表 1 数据中心和设备参数

项目	描述	数值
数据机房		
	机房尺寸	11×8×4(m)
	送风模式	地板送风、回风口回风
	架空地板高度	0.45m
	封闭冷通道尺寸 开孔地板孔隙率	5.4×1.8×2.2(m) 45%
机房空调		
	数量	2
	空调尺寸 空调送风温度 空调送风速度 空调送风口面积	1.8×0.8×2.25(m) 22℃ 2.67m/s 0.27m2
	空调与封闭冷通道间距	1.6m
机柜		
	数量	两排共 18 个机柜
	每个机柜尺寸	1.2×0.6×2.2(m)
服务器		
	尺寸	0.8×0.46×1.845(m)
	服务器额定功率	22645 W/m^3

该数据机房模型的送风方式为地板下送风、热通道回风的方式；且采用封闭冷通道、开放热通道的气

流组织形式。空调的冷空气通过架空地板进入封闭冷通道，封闭冷通道的冷空气进入机柜，将机柜中的服务器冷却后流向开放热通道，最终流到空调回风口。

表 1 列出了核心机房及相关设备的几何尺寸及实际运行参数。机房内部有 18 个机柜，均匀分成两列，布置于封闭冷通道两侧。而两排机柜之间封闭的区域即为核心机房的封闭冷通道，该封闭冷通道包含穿孔地板。机柜后门与墙壁之间的空间为开放热通道，假设每个机柜内仅含有一个服务器，并且每个服务器单位体积的功率大小都一致，设为 22645 W/m^3。

1.2 数学模型

对数据中心的规模、机柜、服务器和气流状态进行分析，房间级数据中心的流态应当为湍流[9-10]。本文中的数值模拟采用了标准 k-ε 湍流模型[11-13]，不可压缩流体的控制方程如下[14-16]：

连续性方程：

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0 \quad (1)$$

动量方程：

$$\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla \vec{u} = \nabla \cdot \left(v_{eff} \nabla \vec{u}\right) - \frac{1}{\rho} \nabla p + \vec{g} \quad (2)$$

能量守恒方程：

$$\rho c_p \left[\frac{\partial T}{\partial t} + (\vec{u} \cdot \nabla) T\right] = \nabla \cdot \left(k_{eff} \nabla T\right) + S \quad (3)$$

式中：$\vec{u}$为平均速度矢量；t 为静态温度，K；v_{eff}为湍流有效黏度系数，m/s；ρ为流体的密度，kg/m^3；p 为静压力，Pa；g 为重力加速度矢量，m/s；c_p为空气定压比热，J/(kg·K)；k_{eff}为导热系数，W/(m·K)；S 为体积热源。

1.3 边界条件

表 2 边界条件参数设置

物体	类型	尺寸/cm×cm(×cm)	说明
墙	绝热	1100×400	外墙
		800×400	
地板	绝热	1100×800	外墙
天花板	绝热	1100×800	外墙
架空地板	绝热	1100×800	
封闭冷通道顶部	绝热	540×180	
机房空调	块绝热	180×85×180	
	送风口	180×15	
	出风口	180×85	
服务器	热源	80×46	表面 50℃
		80×1845	表面 50℃
		46×1845	表面 50℃
		80×46×1845	功率 22645W/m3

X、Y、Z 轴速度方向收敛准则和连续性方程的收敛准则都是 10^{-3}，而能量方程的收敛准则是 10^{-6}。表 2 展示了模拟的边界条件设置情况。

2 数值模拟

为了研究该数据中心流动和传热特性的优化，对机房空调设置了 5 组不同的出风速度（1m/s、2m/s、2.67m/s（实际风速）、3m/s、4m/s）和 5 组不同的出风温度（15℃、20℃、22℃（实际送风温度）、25℃、30℃）；对穿孔地板设置了 4 组不同的孔隙率（45%（实际穿孔地板孔隙率）、50%、55%、60%）。

2.1 网格划分

根据该数据中心的几何形状和送回风口的形式进行网格划分。因为该数据中心中服务器、空调等三维形状都是长方体，对其所在的体采用六面体网格形式，送回风口、架空地板、机架等都是长方形，对其所在的面采用四边形网格形式。

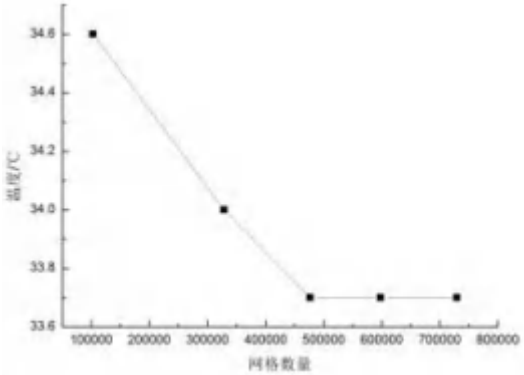


图 4 不同网格数量条件下，机柜出风口位置的最高温度

2.2 网格独立性检验

为确保网格质量，根据以往专家提出的网格独立性检验方法对数据中心模型网格质量进行检验[17-19]。网格独立性检验选取了 5 组不同的网格数量：102857、328594、476960、598376、729468。图 4 展示了在不同网格数量条件下，机柜出风口位置的最高温度，可以看出，当网格数量为 476960 时，机柜出风口的最高温度保持稳定，因此最佳网格数量为 476960。

3 结果与讨论

3.1 不同出风速度条件下的温度场和速度场

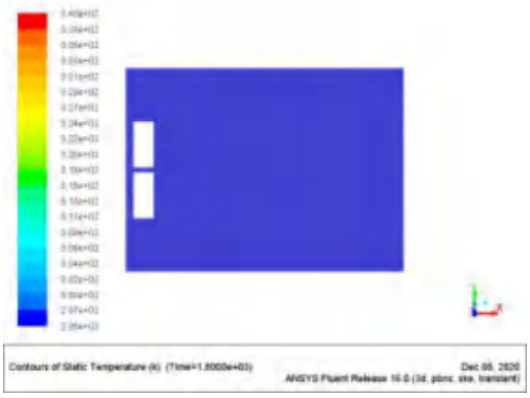
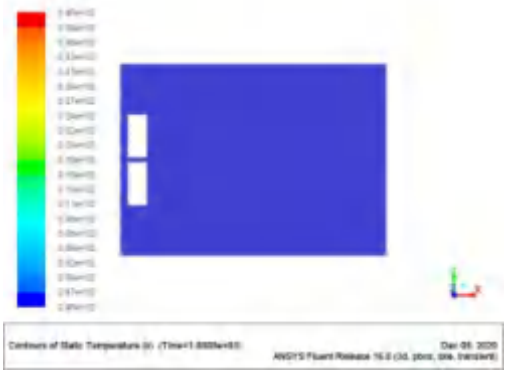
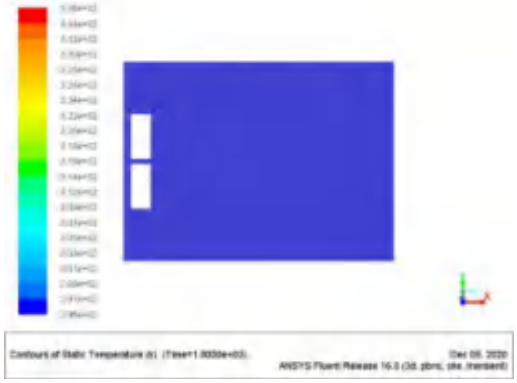
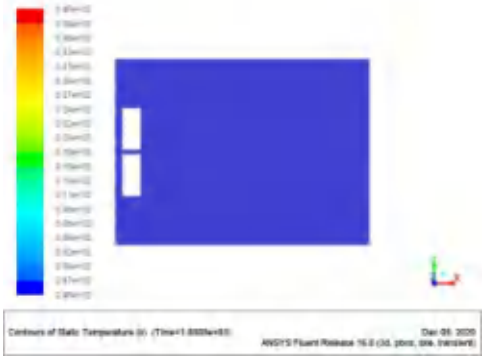
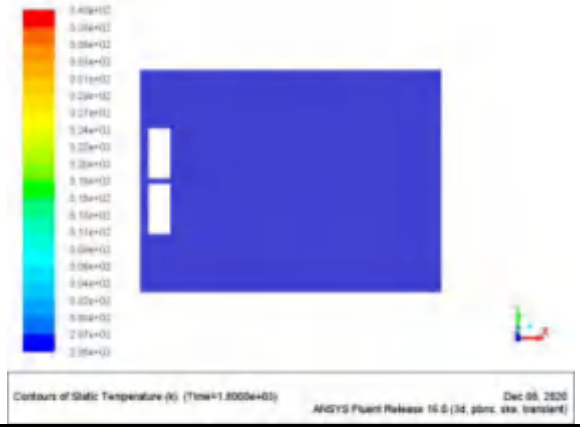
风速对机房环境的影响首先反映在速度场，进而反映到温度场，因此气流组织的分析对机房温度场的分布起到重要作用。在分析空调出风速度的影响时，保持送风温度为 22℃、穿孔地板孔隙率为 45%。

在对数据中心温度场和速度场进行分析时，分

别截取 Z 方向和 X 方向上的几个典型截面，其中 Z=0.22m 是地板水平面架空地板下的截面，Z=0.65m 是地板水平面近地机柜截面，Z=1.55m 是地板水平面机柜中部的截面，Z=2.45m 是地板水平面远地端机柜截面，Y=4m 是机柜中部的横截面。下文将用截面 1 表示 Z=0.22m 处截面，其他截面详情见表 3。

原截面	下文表述截面
Z=0.22m	截面 1
Z=0.65m	截面 2
Z=1.55m	截面 3
Z=2.45m	截面 4
Y=4m	截面 5

表 4 5 种送风风速的在截面 1 的温度截图

送风速度	截面 1	送风速度	截面 1
v=1m/s		v=2m/s	
v=2.67 m/s		v=3 m/s	
v=4 m/s			

3.1.1 温度场分析

从截面 1 可以看出（温度分布见表 4），5 组不同风速条件下温度一样并且分布均匀，说明在 30min 时，风速的大小已经不会影响该区域的温度

大小和分布。从截面 2、3、4 皆可以看出（温度分布见表 5），随着风速的增加，深蓝色的区域面积在增加，机柜出风口位置的浅蓝色区域变化不大，说明在不考虑能耗的前提下，风速越大，整个机房范围内制冷效果越好，但没有显著降低机柜出风口的最高温度。取同一风速，从截面 2、3、4 看出（温度分布见表 6），即从机柜的下、中、上三个截面可以看出，在封闭冷通道内的下部和上部深蓝色区域面积差不多，并且比中部深蓝色区域面积大，说明封闭冷通道内的下部和上部大部分区域的温度比中部低。

表 5 5 种送风风速的在截面 3 的温度截图

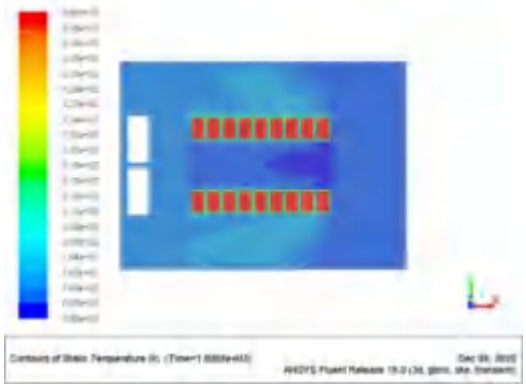
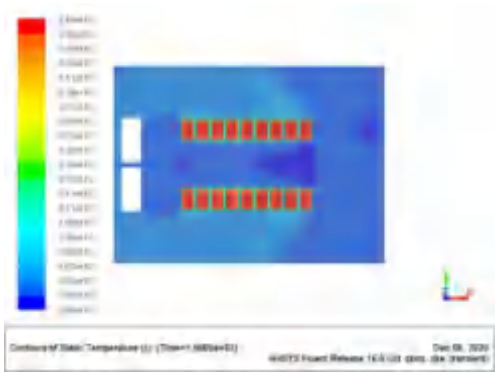
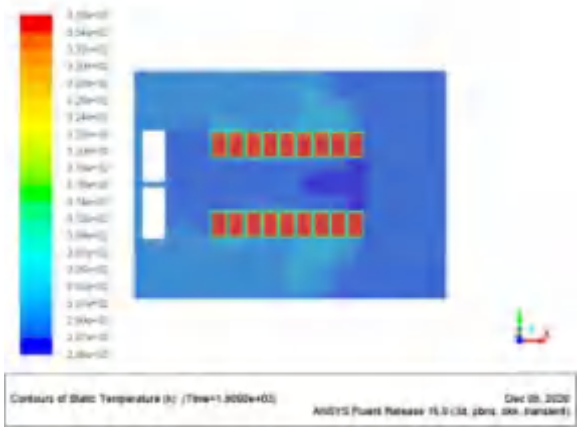
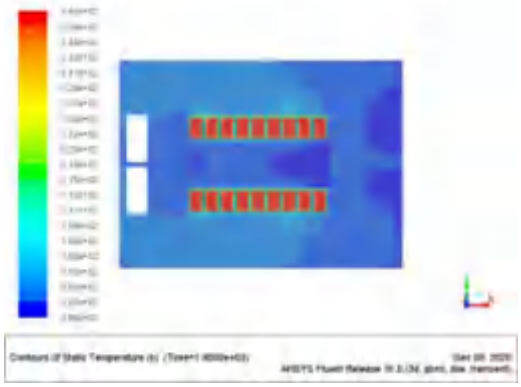
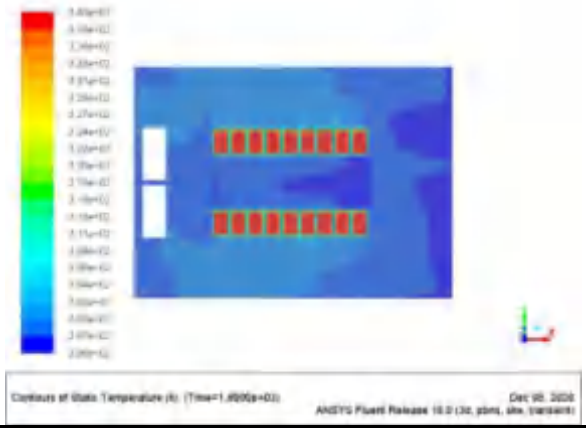
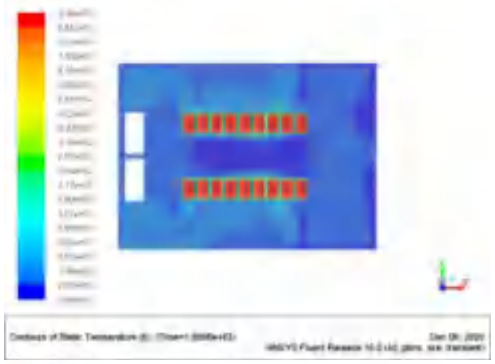
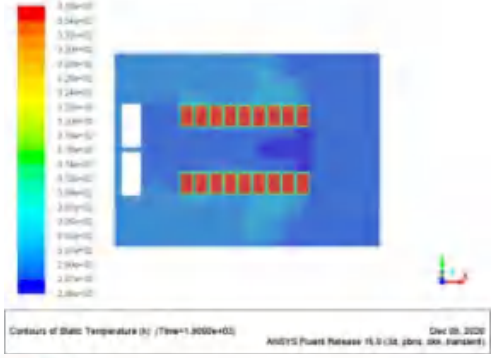
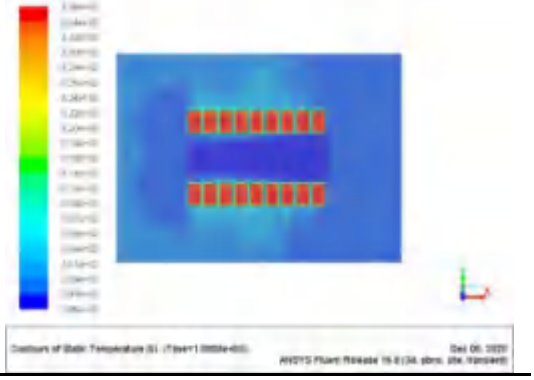
送风速度	截面 3	送风速度	截面 3
v=1 m/s		v=2 m/s	
v=2.67 m/s		v=3 m/s	
v=4 m/s			

表 6 送风风速为 2.67m/s 时在截面 2、3、4 的温度截图

位置	v=2.67m/s
截面 2	
截面 3	
截面 4	

3.1.2 速度场分析

从截面 1 可以看出，近空调端以黄色和绿色为主，远空调端以浅蓝色为主，并且在黄绿色周围有深蓝色区域，说明冷空气的速度随着距离的增加在减小，并且伴随着涡流现象的产生。

结合截面 5，可以看出随着冷空气速度的衰减，动压逐渐转化为静压，从而冷空气大多数从空调远端的有孔地板向上流入，这也能很好地解释表 6 中出现的现象。

从截面 2 可以看出（速度分布见表 7），送风速度不大于 3m/s 时，封闭冷通道内浅蓝色区域分布平均，送风速度为 4m/s 时，封闭冷通道内浅蓝色区域程度更深并且分布不均，说明当送风温度不大于 3m/s 时，架空地板下的空间起到了静压箱的作用，冷空气进入封闭冷通道的速度较为均匀。

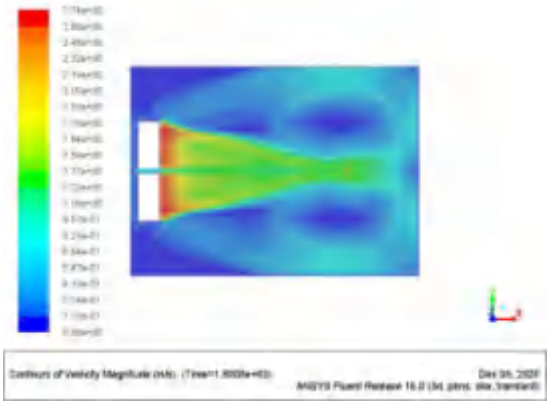


图 5 送风风速为 2.67m/s 时在截面 1 的流场截图

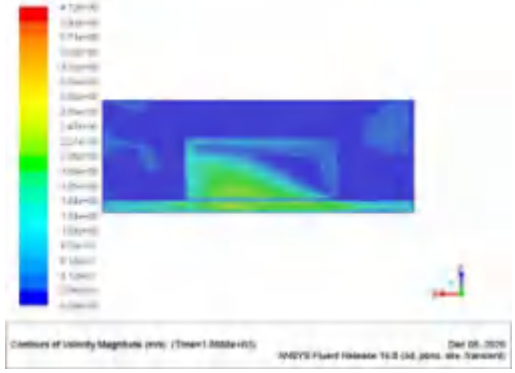
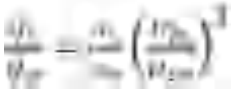


图 6 送风风速为 2.67m/s 时在截面 5 的流场截图

结合温度场、速度场可知，风速为 1m/s 时，机柜出风口温度高，制冷效果不好；风速为 4m/s 时，因为流速过大，导致架空地板下空间起不到静压箱的作用，从而使得冷空气进入封闭冷通道的速度不均匀，两侧机柜制冷情况差异明显；风速为 2m/s 时，从表 5 可以看出制冷效果比风速为 2.67m/s 时要好，稍逊于风速为 3m/s 的工况，但风速为 3m/s 时，降温明显的区域属无效区域，结合节能角度考虑，最佳送风速度为 2m/s，此时机柜出风口最高温度为 32.3℃，大部分区域温度在 28~30℃区间内。

降低空调送风速度可以降低空调系统风机的转速，从而降低风机能耗。对于同一台风机，当转速改变时，性能参数都随之改变，可以用相似率计算相关参数[20]。相关相似率方程如下：

流量相似关系：



(4)

功率相似关系：

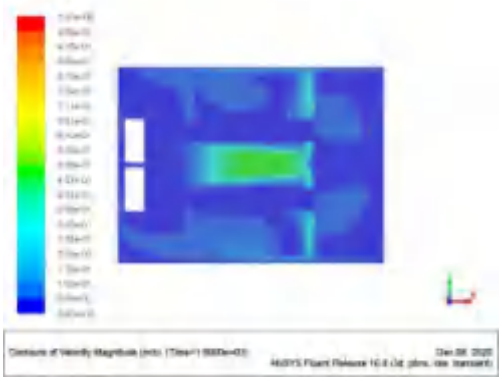
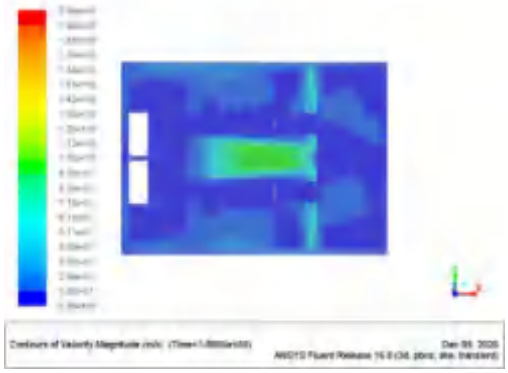
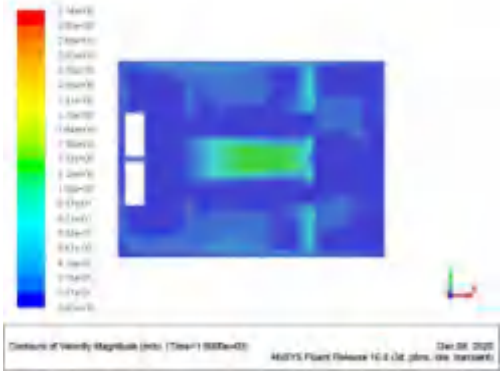
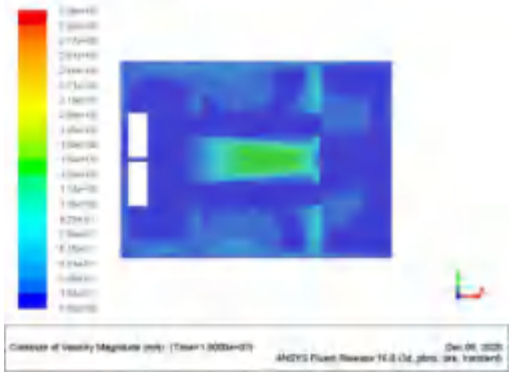
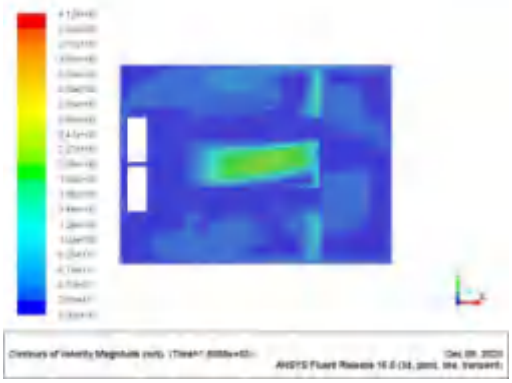


（5）

式中：下角标 m 表示原工况状态参数，n 表示改变后工况状态参数，Q 为风机风量，n 为风机转速，D_2为风机叶轮外径，N 为风机功率，ρ为风机中流体密度。

因为风机流量（Q）=风机流速（v）×出风口面积（F），结合式（4）、（5）可知，[redacted]，[redacted]已知原风速为 2.67m/s，改造后风速为 2m/s，预计改造后空调系统风机能耗仅占原有风机能耗的 42%。

表 7 5 种不同送风风速在截面 2 截面的流场截图

送风速度	截面 2	送风速度	截面 2
v=1m/s		v=2m/s	
v=2.67 m/s		v=3 m/s	
v=4 m/s			

3.2 不同出风温度条件下的温度场

在本次数值模拟中，空气密度为常量，不随温度的变化而变化，改变空调送风温度不会改变机房内的流场，不同送风温度条件下的流场是一样的，因此速度场在此小节中不做探讨。在分析空调出风温度的影响时，保持送风速度为 2.67m/s、穿孔地

板孔隙率为 45%。

从截面 3 可以看出（温度分布见表 8），送风温度越低，机房内蓝色变深的区域面积在增大，面积主要增加在封闭冷通道外的区域，说明降低空调送风温度，能有效降低机房内的温度，机柜出风口的温度也有所降低，但大部分降低温度的区域是无效区域。

当送风温度为 22℃、25℃、30℃时，机柜出风温度较高，制冷效果不好；送风温度为 15℃、20℃时，机柜出风口温度较低，制冷效果好，综合考虑，最佳送风温度为 20℃,此时机柜出风口最高温度为 33.9℃，大部分区域温度在 31℃左右。

对于数据中心的冷却系统而言，降低空调送风温度意味着冷却水温度的降低，将会增加制冷设备的能耗。如果降低数据中心的空调送风温度，每降低 2℃将会增加 2.8~8.5%的能耗[21]，因此如何平衡数据中心制冷效果和能源消耗之间的关系成为一个很重要的研究方向。

表 8 5 种送风温度的在截面 3 的温度截图

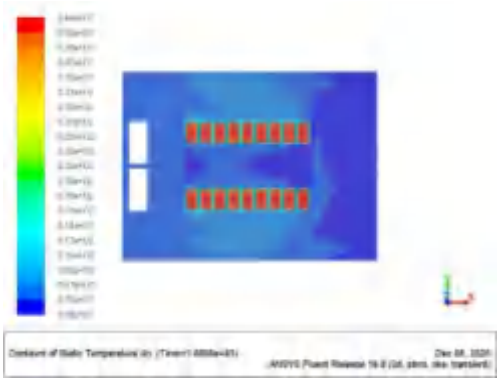
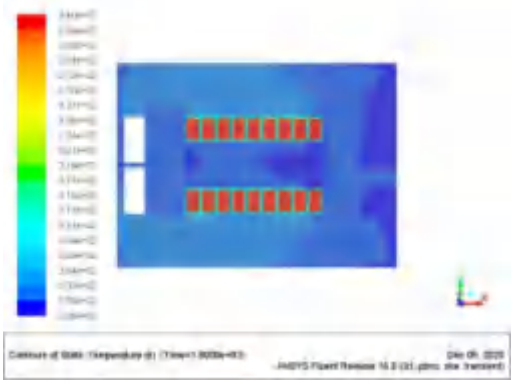
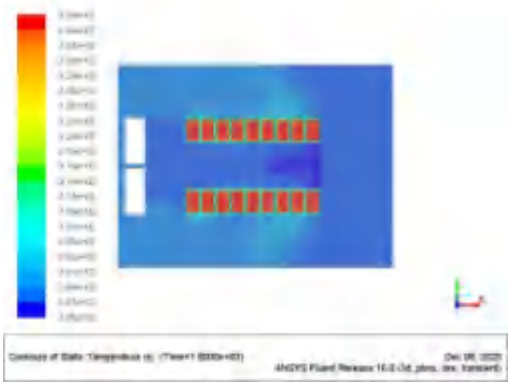
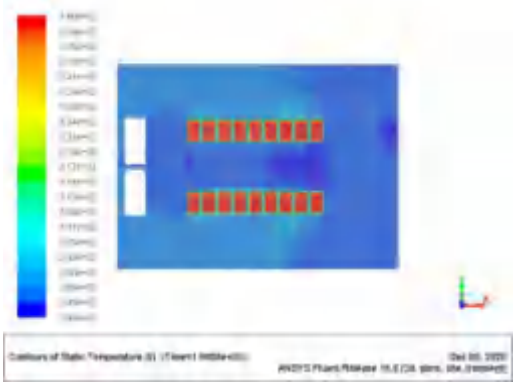
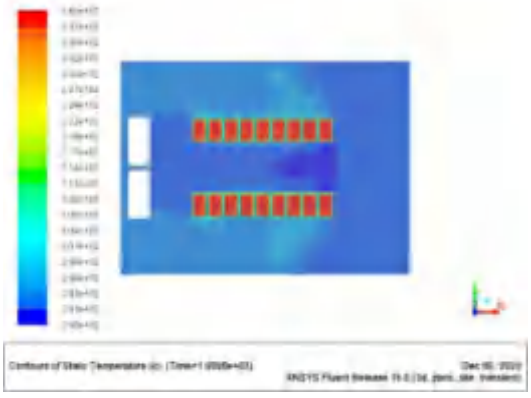
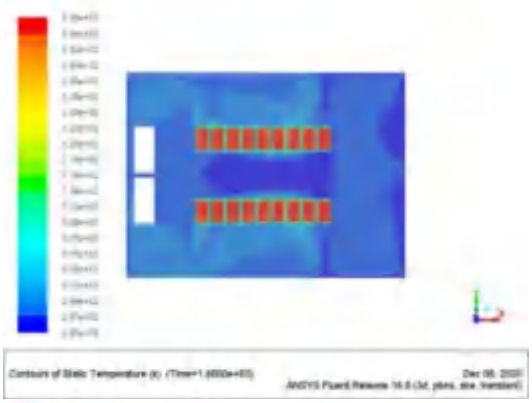
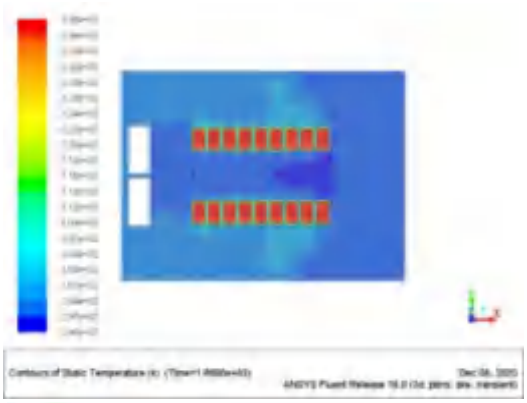
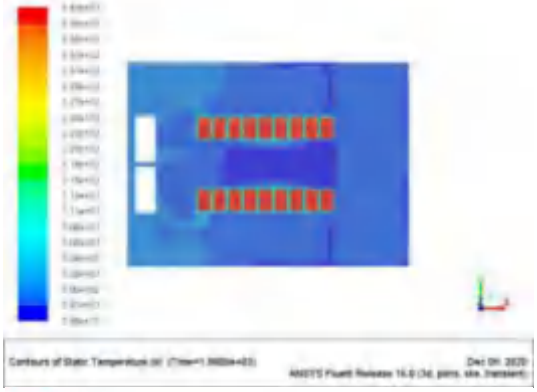
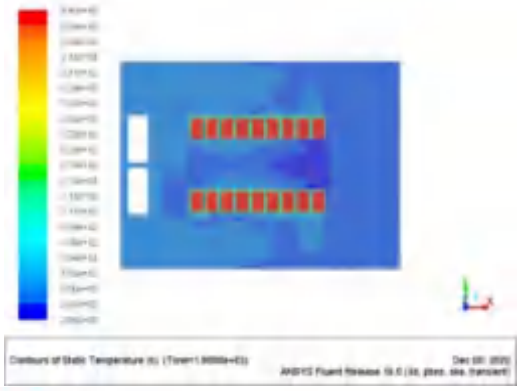
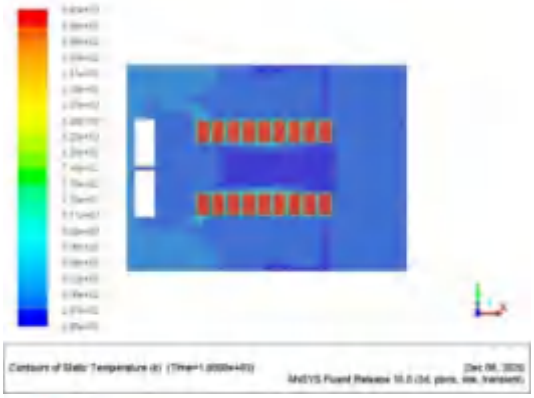
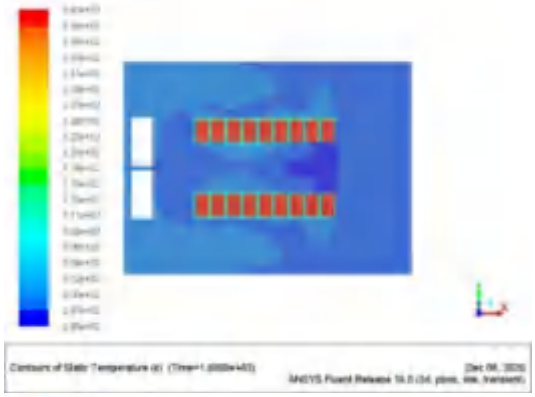
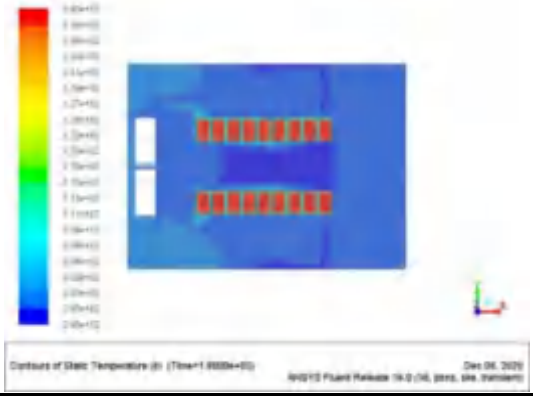
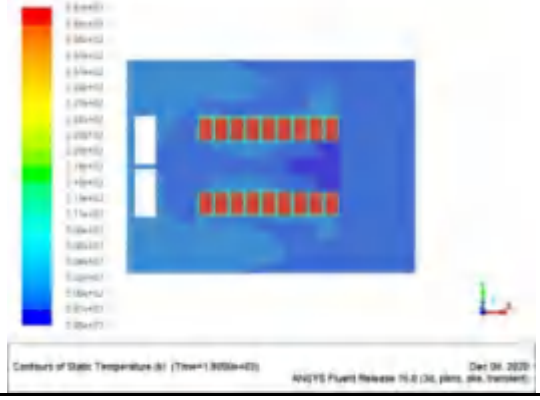
送风温度	截面 3	送风温度	截面 3
t=15℃		t=20℃	
t=22℃		t=25℃	
t=30℃			

表 9 穿孔地板不同孔隙率在截面 2、3 的温度截图

孔隙率	截面 2	截面 3
45%		
50%		
55%		
60%		

3.3 穿孔地板不同孔隙率下的温度场和速度场

3.3.1 温度场分析

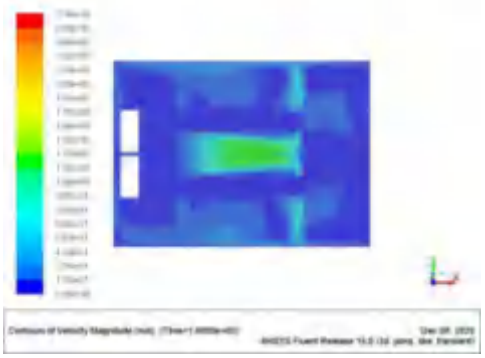
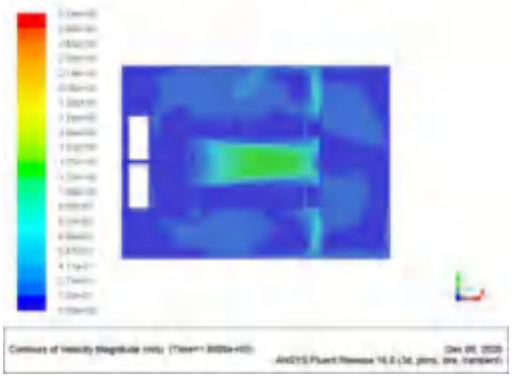
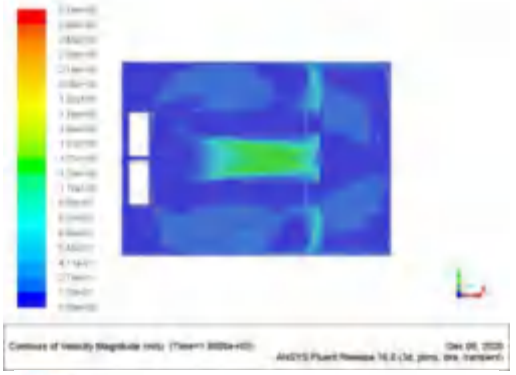
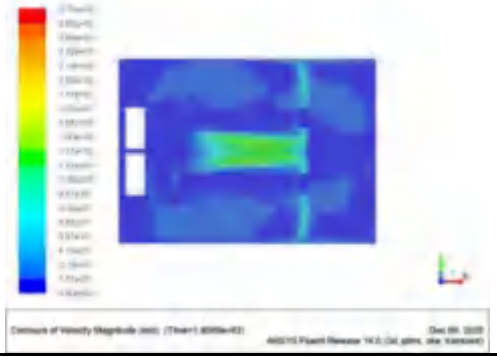
在分析穿孔地板孔隙率的影响时，保持送风温度为 22℃、送风速度为 2.67m/s。从截面 2、3 可以看出（温度分布见表 9），穿孔地板孔隙率为 45%时，机柜出风口位置蓝色较浅，说明此时机柜出风口处温度较高，制冷效果不佳；穿孔地板孔隙率为 50%、55%、60%时，机房内深蓝色和浅蓝色区域面积及分布位置相差不大，机柜出风口处蓝色程度较深，说明此时制冷效果良好，并且当穿孔地板孔隙率超过 50%时，不再能有效地改善机房内的制冷效果。

3.3.2 速度场分析

从截面 2 可以看出（速度分布见表 10），随着穿孔地板孔隙率的增大，封闭冷通道内近空调端的蓝色区域在增加，说明封闭冷通道内近空调端的风速在减小，符合流体的连续性原理，即相同连续的流体流经大截面时，流速会降低。

由于存在数据中心工作人员出入机房的现象，当穿孔地板孔隙率过大时会对地板材料强度要求更高，地板空隙过大也会存在一些安全隐患，因此最佳的穿孔地板孔隙率为 50%，此时机柜出风口最高温度为 30.6℃，大部分区域温度在 26.5℃左右。

表 10 穿孔地板不同孔隙率在截面 2 的流场截图

孔隙率	截面 2
45%	
50%	
55%	
60%	

4 结论

本文研究的数据中心已建成，结构及管线复杂，在不改变该数据中心内任何设施的前提下，提出了几点可以优化传热的措施。在经过分析对比后，结合实际制冷效果、能源消耗等多方面因素，得出以下结论：

1）空调送风速度的大小能影响到机房内流场分布和气流组织，从而影响到机房的温度高低的分布；送风速度越大，机房内总体制冷效果更好，但是主要影响到机柜、封闭冷通道以外的区域，对于服务器的冷却效果不佳。而对于较低风速的冷空气，不能充分的带走服务器产生的热量，从而达不到适合服务器工作的温度。因此，空调送风风速采用 2m/s，此时预计节省空调风机能耗约 58%。

2）空调送风温度的高低直接影响到机房的温度高低及分布，送风温度越低，机房内总体制冷效果更好；但一味地追求降低送风温度，对服务器局部过热的现象影响甚微，只会增加更多额外的能耗，而对于较高送风温度的冷空气，不能充分带走服务器产生的热量，达不到适合服务器工作的温度。因此，空调送风温度采用 20℃，此时预计增加制冷机组能耗为 2.8~8.5%。

3）穿孔地板的孔隙率与封闭冷通道的进风量有一定关系，对封闭冷通道内的制冷效果也产生了影响。模拟表明，采用 50%、55%、60%孔隙率的穿孔

地板制冷效果明显优于 45%孔隙率的穿孔地板，而50%、55%、60%孔隙率的穿孔地板制冷效果差别不大。由于存在数据中心工作人员出入机房的现象，地板空隙过大会导致地板强度降低，存在一些安全隐患，因此最佳的穿孔地板孔隙率为 50%。

参考文献

[1] 马德,肖后强,沈江. 某省级党政机关政务外网机房 CFD 模拟[A]. 中国勘察设计协会建筑环境与设备分会.第 6 届全国建筑环境与设备技术交流大会文集[C].中国勘察设计协会建筑环境与设备分会:《制冷与空调》编辑部,2015:5.

[2] 马昕宇. 高热流密度数据机房气流组织的数值模拟与优化研究[D].东南大学,2019.

[3] 杨超,黄赟,丁聪.采用 CFD 仿真优化数据中心气流组织[J].电信工程技术与标准化,2018,31(09):89-92.

[4] Sang-Woo Ham,Jun-SeokPark,Jae-WeonJeong. Optimum supply air temperature ranges of various air-side economizers in a modular data center[J]. Applied Thermal Engineering,2015,77.

[5] Suhas V. Airflow and cooling in a data center [J]. Journal of Heat Transfer 2010 132,(7): 1-17.

[6] Patel C D, Sharma R, Bash C E, et al. Thermal considerations in cooling of large scale high compute density data centers[C].Proceedings of ITherm 2002 Eighth Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems. San Diego:IEEE,2002:767-776.

[7] 陈杰.数据机房冷通道封闭技术应用及模拟分析[J].暖通空调,2015,45(06):37-40.

[8] 秦冰月,杨欣,闫涛,杨帆,郑匡庆,付连凯,方旭寅,印明佳,程戈亮.基于热环境评价指标的数据中心冷通道封闭机房气流组织研究[J].暖通空调,2020,50(08):123-128+39.

[9] Huang Z, Dong K, Sun Q, et al. Numerical simulation and comparative analysis of different airflow distributions in data centers[J]. Procedia Engineering 2017,(205): 2378-2385.

[10] Yuan X L, Tao X T, Liu J X, et al. Experimental and numerical investigation of an airflow management system in data center with lower-side terminal baffles for servers[J]. Building and Environment 155,(2019): 308-319.

[11] Song Z. Thermal performance of a contained data center with fan-assisted perforations[J]. Applied Thermal Engineering 2016,(102): 1175-1184.

[12] Song Z, Murray B, Sammakia B. Numerical investigation of inter-zonal boundary conditions for data center thermal analysis[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer 2014,(68): 649-658.

[13] Song Z, Murray B, Sammakia B. A dynamic compact thermal model for data center analysis and control using the zonal method and artificial neural networks[J]. Applied Thermal Engineering 2014,(62): 48-57.

[14] Ma Y, Ma G, Zhang S, et al. Cooling performance of a pump-driven two-phase cooling system for free cooling in data centers[J]. Applied Thermal Engineering, 2016,(95): 143-149.

[15] Gao Y, Liu J, Yuan X, et al. Air-conditioning system with underfloor air distribution integrated solar chimney in data center[J]. Procedia Engineering 2017,(205): 3420-3427.

[16] Zhang K, Zhang X, Li S. Numerical study on the thermal environment of UFAD system with solar chimney for the data center[J]. Energy Procedia 2014,(48): 1047-1054.

[17] TC 9.9, ASHRAE. Thermal guidelines for data processing environments-expanded data center classes and usage guidance[R]. US: Whitepaper prepared by ASHRAE technical committee (TC), 2011.

[18] Zhang H, Shao S, Xu H, et al. Free cooling of data centers: A review[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2014,(35): 171-82.

[19] Phan L, Lin C X. A multi-zone building energy simulation of a data center model with hot and cold aisles[J]. Energy and Buildings 2014,(77): 364-376.

[20] 刘红敏.流体机械泵与风机[M].上海交通大学出版社, 2014.

[21] Kuei-Peng Lee, Hsiang-Lun Chen. Analysis of energy saving potential of air-side free cooling for data centers in worldwide climate zones[J]. Energy & Buildings, 2013, 64(SEP.):103-112.

基于 CFD 模拟的回字形高层建筑自然通风优化设计研究

杜泽强，樊洪明

（北京工业大学，北京　100124）

［摘　要］伴随中国城市化进程和经济发展，中国办公建筑能耗快速增长，办公建筑节能议题受到越来越多人的重视。本文以北京某回字形高层办公楼为研究对象，通过实地调研系统分析该地区高层建筑自然通风特点和问题，提出设计方案：在办公楼三层东西两侧各开通一跨作为室外空间，通过开启该处外窗的大小，调节内庭院通风。根据建筑基本数据建立相关物理模型，采用 scsTREAM 软件，在考虑太阳辐射和室外环境的影响下进行数值模拟，探究开通三层窗户通道前后的自然通风改善效果。

［关键词］自然通风；高层建筑；数值模拟；CFD

0 引言

伴随中国城市化进程和经济发展，中国办公建筑能耗快速增长，办公建筑节能议题受到越来越多人的重视。在我国建筑能耗中，空调的能耗已经成为建筑能耗中的一个主体，大约占据建筑总能耗的 70%。

建筑中典型的主动式设计是空调系统的采用，其能源消耗约占建筑相关消耗的 50%[1]，同时也加剧了城市热岛效应。为降低能耗，应充分利用被动式中的自然通风，给建筑使用者提供舒适的热环境和健康的室内环境。相关研究表明，自然通风比机械通风的办公建筑节能达 30%~40%[2]。可见自然通风的采用既能降低能耗、减少污染，以取代或部分取代空调，也能实现节能的目的。而中庭类建筑在自然通风方面有着得天独厚的优势，越来越多的中庭也被应用在公共建筑中，并且中庭这种建筑内部形式的作用也越来越重要，不仅起到了调节室内空间微气候的作用，还能提高空间内活动区域环境的舒适性[3]。

中庭是建筑室内外空间自然气候相交换的场所，室外环境的变化先作用于中庭，通过中庭空间的过渡，再作用于建筑内部的其余使用空间，这样既能减缓室内外的热量交换速度，也能够降低建筑物的热损失[4]。中庭的形状和大尺寸也决定了特有的自然现象：烟囱效应。烟囱效应是由于太阳辐射和温度梯度的共同作用，导致密度小的热空气向上移动，密度大的冷空气向下移动，中庭出现上层温度升高，底层空气温度偏低的情况[5]。应充分的利用中庭空间存在的特点与自然通风相结合，达到室内空间舒适以及建筑节能的目的。

本文对寒冷地区北京某回字形高层办公楼进行调研分析，采用 scSTREAM 数值模拟软件，根据实测数据建立相关模型。在考虑太阳辐射和室外环境的影响下进行数值模拟，探究开通三层窗户通道前后的自然通风改善效果，分析三层窗户关闭或打开对高层建筑中庭区域内气流组织的影响。

1 项目概况

本研究选取北京市某回字形办公楼为研究对象，整体结构如图 1 所示，共 11 层，总高度 44.4m，其中首层层高一层二层总高度 8.3 米，三至十一层层高 3.9 米。东西方向跨度 118 米，南北方向总共 86 米。



图 1　办公楼外观示意图

2 数值仿真模拟

2.1 研究目标

为了分析三层窗户通道开启或关闭对中庭区域气流组织的影响，确立了本文的研究目标。在夏季，考虑到太阳辐射对办公楼半透明外围护结构的影响，选取七月份为典型工况月份以及相关室外边界条件，分别模拟开启通道及关闭通道两种工况下的气流组

织、温度场，分析室外温度和室外风速风向对中庭区域自然通风的影响。

通过仿真结果，探讨中庭区域速度场、温度场的分布特点，研究三层通道开启或关闭对中庭区域内气流组织的影响，对办公楼中庭环境进行优化，探讨数值模拟对办公楼自然通风优化设计的合理性与可行性。

2.2 办公楼数值模型建立

模型根据 CAD 图纸尺寸建立。共 11 层，总高度 44.4 米，其中首层层高一层二层总高度 8.3 米，三至十一层层高 3.9 米。东西方向跨度 118 米，南北方向总共 86 米。关闭三层窗户通道的模型立体图如图 2，打开三层窗户通道的模型立体图如图 3。

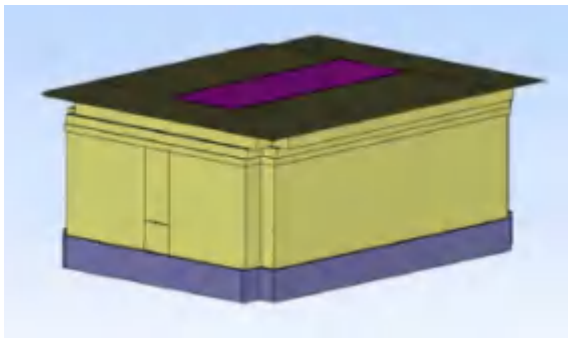


图 2 三层窗户通道关闭模型图

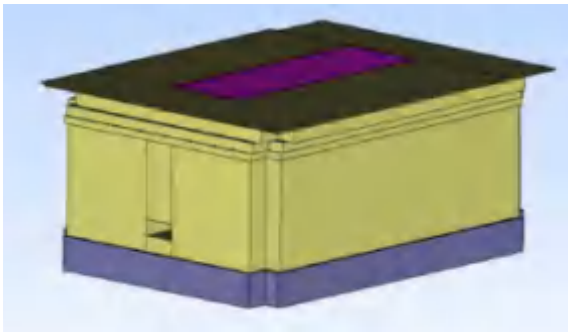


图 3 三层窗户打开模型图

2.3 边界条件

根据已有的设计参数以及查找相关文献，各边界条件设置如下：

（1）气象边界条件：项目地点位于北京市，选取夏季的室外平均风速和室外平均温度为进风口的边界条件，出风口为自由出流。根据《采暖通风与空气调节设计规范》北京市夏季最多风向为 SW 向，室外平均风速为 2.1m/s，通风计算温度为 29.7℃。

（2）壁面边界条件：太阳辐射强度取南墙及屋顶 500W/㎡，将各壁面定义为 source condition，并按照太阳辐射量结果分别赋予壁面的发热量（W/㎡）。

2.4 网格独立性检验

运用 CFD 分析计算室内热环境时，模型网格的数量、质量对计算结果的影响至关重要[6]。收敛时间随网格数量的增加而增加。但网格数较少时，其计算值与模型试验对比误差较大。且当网格数量增加到一定程度后，再继续增加网格时对于精度的提高影响甚微，却大幅度增加了计算时间，造成计算资源的浪费。因此，非常重要的一点便是对网格独立性进行检验，从而在保证数值计算结果准确性的前提下尽可能地提高计算机的运算效率。网格独立性检验即检测数值计算结果与网格密度无关，通常的方法是以某一比例让网格数量增加到一定数值后，再增加网格数量，使计算结果变化将越来越小甚至不再变化。故网格独立性检验在一定程度上弥补了无试验数据支撑的缺陷[7]。

2.5 计算区域设定及网格划分

建筑风环境模拟的计算区域一般取较大的范围空间，以使得来流充分发展，根据文献[8]，确定风环境模拟计算域的长度、宽度、高度分别为建筑物高度的 10 倍，10 倍和 4 倍。即:建筑覆盖区域占计算域区域的比例≤3%，建筑上方计算区域≥3 倍的建筑物高度，水平计算区域以目标建筑为中心的半径为 5 倍的建筑物高度范围，如图 4 所示。



图 4 计算区域示意图

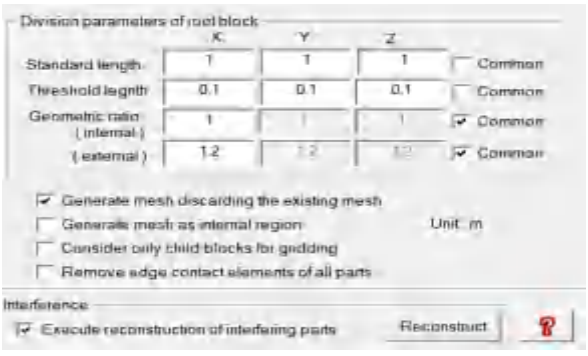


图 5 网格划分设置

网格划分采取分区划法，在不同的区域采取不同的网格密度。在办公楼三层通道处和建筑物外表面附近的网格进行局部加密，提高计算速度和计算精度。结果显示网格数量控制在 407 万左右即可满足本文模拟中庭自然通风效果的计算要求。网格划分如图 5 所示。

3 数值模拟结果和分析

3.1 数值模拟结果

三层通道关闭时回字形高层办公楼中庭区域的速度场和温度场模拟结果如图 6-10 所示。

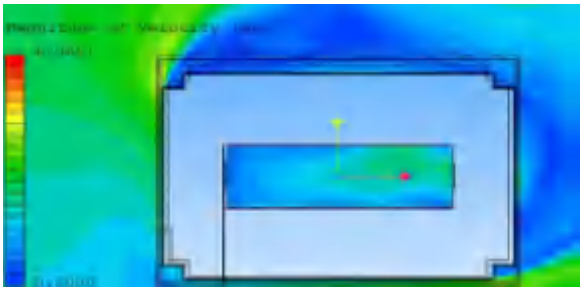


图 6 三层中间位置截面风速云图

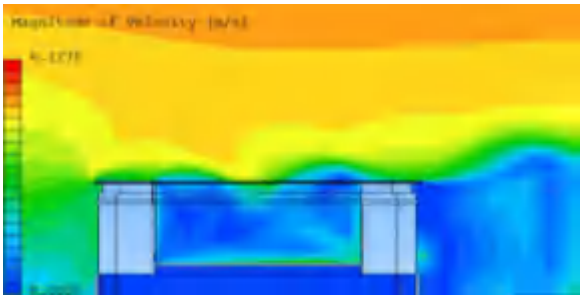


图 7 纵切面风速云图

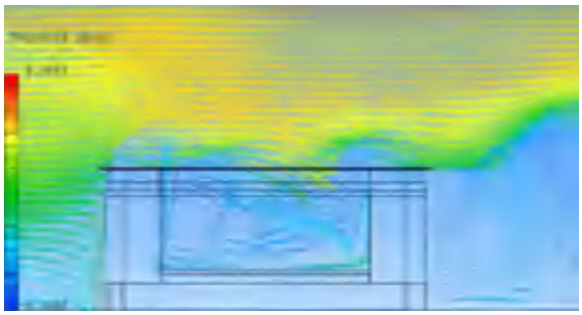


图 8 纵切面风速矢量图

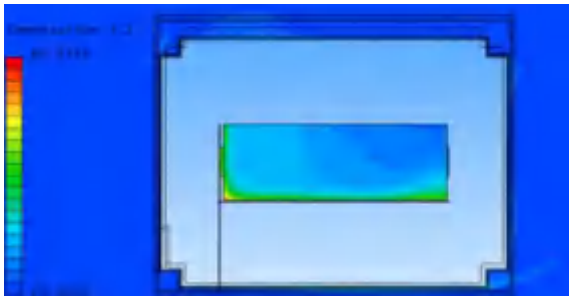


图 9 三层中间位置截面温度云图

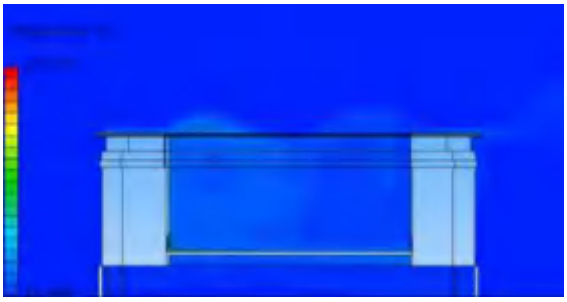


图 10 纵切面温度云图

三层通道打开时回字形高层办公楼中庭区域的速度场和温度场模拟结果如图 11-17 所示。

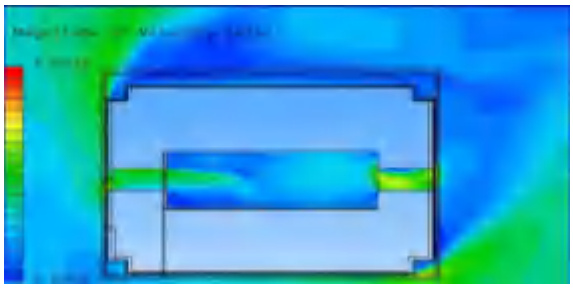


图 11 三层中间位置截面风速云图

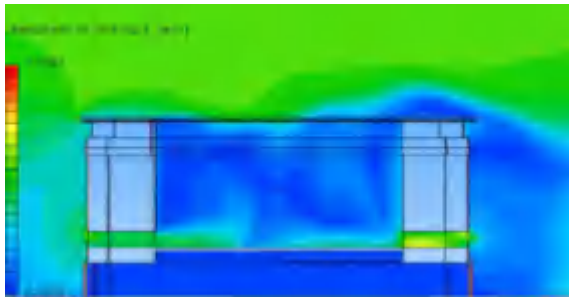


图 12 纵切面风速云图

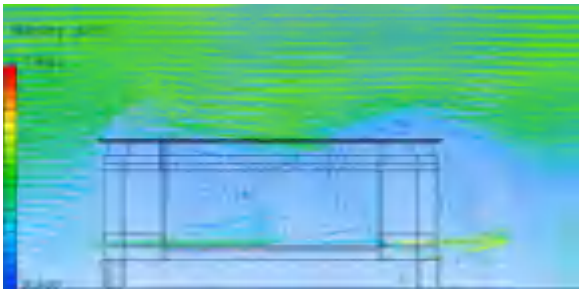


图 13 纵切面风速矢量图图

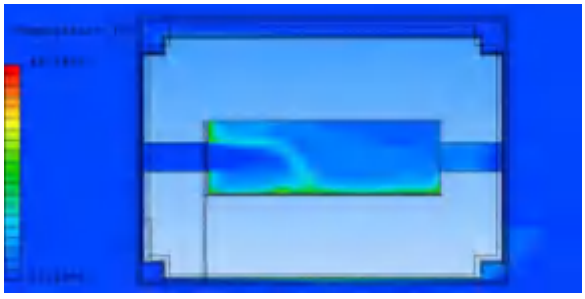


图 14 三层中间位置截面温度云图

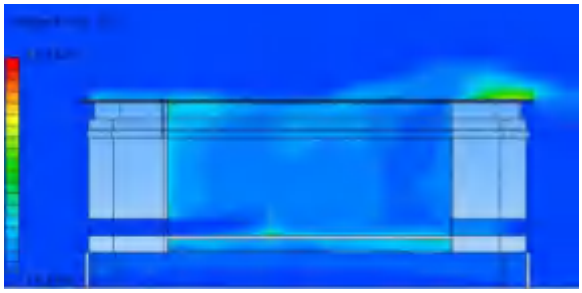


图 15 中间切面温度云图

3.2 数值模拟结果分析

在没有三层窗户通道引导空气流动时，从速度场云图、矢量图可以发现，风进入中庭后，中庭开口和中间位置风速较大，室内风环境波动剧烈，但随着层高的增加逐渐减小，风最终从顶层开口处流出。从温度云图可以看出，在壁面处受到太阳辐射的影响附近的温度会比中庭里侧高一些。

在开启三层窗户通道后，在热压和风压的共同作用下，室内风环境波动增大。中庭三层中间位置的风速对比未开通前明显增大，各层的风速相对也有所增加，中庭内部的气流则由原来的不规则涡流变为有规则的由西向东流入，自下而上流出，中庭风速变大，温度也相应降低。风压和热压共同作用可以有效的降低中庭内温差，减小“烟囱效应”，提高室内舒适度。

4 结论

4.1CFD 模拟技术在自然通风研究上的优点

（1）通过前文内容我们可以看到，采用 CFD 可以对回字形高层办公楼的自然通风效果进行具体仿真，不但能得出更为准确的设计参数，也可以针对模拟结果进行室内的优化，数值仿真可为设计提供良好的数据支持，对于高层建筑中庭的设计，借助 CFD 工具可设计的更加合理。

（2）CFD 技术具有方便、省时、成本低和运用范围广等优点，应用于自然通风领域可以对建筑内部气流组织、温度场等参数进行准确地预测与分析。

4.2 总结与讨论

自然通风利用风压、热压进行通风，不仅能提高室内空气质量，还能有效降低建筑空调能耗。利用自然通风降低办公建筑空调能耗，是办公建筑节能的重要手段。办公楼中庭可作为交通区域还兼备休息、休闲功能，但其本身的形状与大尺寸产生了烟囱效应这种特殊的现象，带来空气品质差等问题，影响了室内舒适度。如今为了解决此问题往往依赖于空调系统等能耗高的阶段，而忽视了自然通风这个被动式节能手段的使用。

本文模拟的两种工况的目的是在于分析三层通道的开启或关闭对中庭区域自然通风效果的影响，对高层办公内部自然通风环境进行优化设计，并且探讨数值模拟对高层建筑自然通风研究的合理性和可行性。

对比两种工况的模拟结果，三层通道的开启增强了自然通风效果，降低了中庭内部的温差，并使得中庭内部气流组织更为均匀，综合来看，开启三层通道的优化设计方案可行。

参考文献

[1] prez-Lombard L.,Ortiz J.,Pout C.A review on buildings energy consumption information[J].Energy and Buildings,2008,40(3):394-398.

[2] Schulze T, Eicker U. Controlled natural ventilation for energy efficient buildings[J].Energy and Buildings,2013,56:221-232.

[3] 刘敬龙.基于数值模拟的大空间中庭形态对自然通风的影响研究[D]. 昆明理工大学,2014.

[4] 陈旻.热缓冲技术在建筑节能方面的应用[J].建筑技术,2010,41(07):638-640.

[5] 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, 2011.

[6] 郝胜昌.基于数值仿真的某候车厅分层空调设计方案优化研究[D].西安建筑科技大学硕士论文,2017:1-91.

[7] 胡宇,黄晨,蔡宁.大空间建筑及其相似放大建筑的室内热环境模拟分析[J].流体机械,2012,40(9):67-71.

[8] 黄河.北方高层住宅自然通风评价方法研究[D].清华大学,2013.

基于 Fluent 的雪车雪橇赛道传热特性分析

刘　新[1]，全贞花[1]，孙育英[1]，许树学[2]，翟彦宁[1]，刘子初[1]

（1. 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；
2. 北京工业大学环境与能源工程学院，北京　100124）

［摘　要］对冬奥会雪橇雪橇赛道传热特性的研究是实现赛道其制冰系统节能的重要研究基础。本文结合2020 年冬奥会雪车雪橇赛道实际结构对其传热过程进行了理论分析和模拟计算。通过对赛道传热过程的分析建立了赛道传热理论计算方法，利用 Fluent 建立了赛道传热仿真模型，并搭建小型直接蒸发式氨制冷系统与赛道模型，验证了 Fluent 模型模拟结果的准确性；通过模拟研究发现，赛道的主要热阻在制冷排管上部混凝土，热阻值为 4.4×10^{-2}，相对占比相对较大，为赛道的结构优化提供依据；通过模拟不同管径和管间距的组合方式发现，管间距每减小 10mm，混凝土热阻减少 2.3%；管径平均每增大一个型号，混凝土热阻平均减少 6.1%，本研究为赛道强化传热及制冷系统节能提供了基础。

［关键词］雪车雪橇；传热特性；蒸发温度；制冷；节能

引言

2022 年中国北京和张家口联合举办的冬奥会，其中雪车雪橇项目作为 2022 年冬奥会的雪上项目之一，在北京延庆国家雪车雪橇中心举办比赛。目前，全世界已有的人工雪车雪橇赛道仅 16 条，国家雪车雪橇中心赛道采用世界顶尖的赛道设计方法，全长 1.9 公里，利用直膨式氨制冷系统制冰，系统冲氨量达 87.5 吨，是中国第一条、也是唯一一条符合冬奥会标准的雪车雪橇赛道。雪车雪橇运动作为一项新兴体育项目，是竞技运动中技术最先进、费用最昂贵的项目之一[1]，对于其赛道及制冰系统的相关技术研究目前尚处于空白，雪车雪橇赛道作为制冷系统的末端，其运行特性与制冷系统的节能特性是雪车雪橇中心场馆的关键技术。而雪车雪橇赛道的负荷特性及传热特性是制冷系统节能至关重要的问题，为进一步落实“绿色奥运”的办奥理念，对奥运场馆的低碳节能提供技术指导，其相关研究必要而迫切。

2022 冬奥会雪车雪橇场馆作为中国第一条雪车雪橇比赛场地，其赛道结构特殊，国内未有设计先例，有学者对与雪车雪橇赛道结构类似的人工冰场的进行了研究，在对冰场传热特性的研究方面，学者们通过不同的研究方法，对不同的排管布置形式的传热特性进行了研究。Shahzad[2]采用数值模拟与实验相结合的方法对以 NH3 为制冷剂 CO_2 为载冷剂的人工冰场供冷排管中的传热和流动性能进行了研究。分别选取 9.53mm 塑覆铜管、9.53mm 铜管、12.70mm 塑覆铜管、12.70mm 铜管、21.3mm 钢管以及 25mm 塑料管作为研究对象。研究表明 12.70mm 塑覆铜管具有最佳的传热效果，并分析了不同热流密度下系统运行条件下不同供冷排管布置间距时系统的经济性，分析结果表明在管间距小于 100mm 情况下，排管布置间距对经济性影响很小。王清勤[3~5]采用数值模拟的方法建立了冰场温度场的数值模型，研究了供冷排管的管径和其间距对冰面上的温度场和排管表面上的温度的影响，并分析得到了不同运行时间下 32mm、38mm 外径的两种排管分别在砼面层、砂面层中使用的最佳排管布置间距。同时，给出了一种计算冰场排管外表面温度的计算公式，并采用数值模拟的方法验证了该方法的可靠性，但该计算方法未考虑冰场排管以下部分场地构造及保温层的布置对计算结果造成的影响。王斌[6]利用 ANSYS 软件建立了人工冰场场地传热模型。针对冰场参数对冰面温度的影响分析表明：防冻排管布置间距、防冻液温度以及土壤温度改变时，冰面温度的变化并不大。Nichols[7]研究了排管上层结构厚度和冰层厚度对排管与冰面的换热效果的影响。通过对采用载冷剂制冷的人工冰场的能耗分析指出，与排管上层结构层厚度为 25mm 相比，当厚度达到 102mm 时，其排管内载冷剂的温度会降低 5.5℃，会大大增加系统能耗。Santos[8]研究了不同导热系数及不同布置方式时结构层对冰场传热的影响。分别选取了两种不同材料作为研究对象，设计了三种不同的场地结构。通过研究得到，在一定的冰面温度和

基金项目：国家重点研发计划（2018YFF0300202）

热流密度下，制冷排管上层的结构层采用导热系数较大的材料时，能够有效提高制冷管内载冷剂的温度，而改变制冷排管下层结构层材料的导热系数对载冷剂温度的影响不大。以上学者的研究对象均为冰场，与之相比雪车雪橇赛道在用途、选址、围护结构等方面存在较大差异，因此对雪车雪橇赛道的负荷特性的研究需要根据结合制冷系统自身的特点，通过实验和理论分析相结合的方法开展相应研究。

本文根据雪车雪橇赛道实际赛道结构，对其传热过程进行了分析，建立了传热计算模型；同时利用 Fluent 建立雪车雪橇赛道的传热单元，通过搭建小型直接蒸发式氨制冷系统与赛道模型，验证 Fluent 模型模拟结果的准确性；通过分析赛道模型各部分热阻，指出赛赛道主要热阻所在部位，为赛道的强化传热提供依据；对不同制冷排管布置形式的赛道结构进行传热模拟，并对赛道传热强化的效果进行评价，为雪车雪橇赛道的优化及其制冷系统的节能提供基础。

1.雪车雪橇赛道传热过程分析

1.1 雪车雪橇赛道物理结构

冬季奥运会雪车雪橇制冷系统采用直接蒸发式氨制冷系统，赛道主体采用混凝土喷射工艺筑成，其内部包含制冷排管、钢筋网、免拆支网等，赛道底部及四周采用硬泡聚氨酯保温。赛道的外观随赛道弯度的变化有所不同，图 1 所示为在某段赛道的剖面结构图，制冷管外径 Φ 34mm，管间距 90mm，管埋深度 53mm，赛道上表面有 50mm 厚冰层。制冷剂在制冷排管中蒸发吸热，为赛道制冰和维持冰层提供冷源。

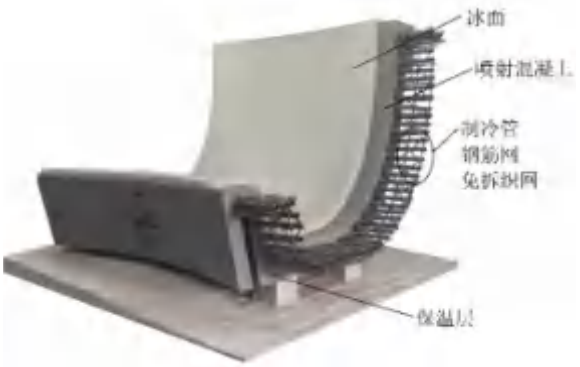


图 1 雪车雪橇赛道结构图

1.2 赛道传热过程分析

雪车雪橇赛道的传热模型分析示意图如图 2 所示，赛道整体的传热过程分为 3 部分：(1) 可视为内热源的制冷剂管道；(2) 冰面与环境的换热；(3) 保温层的热散失。

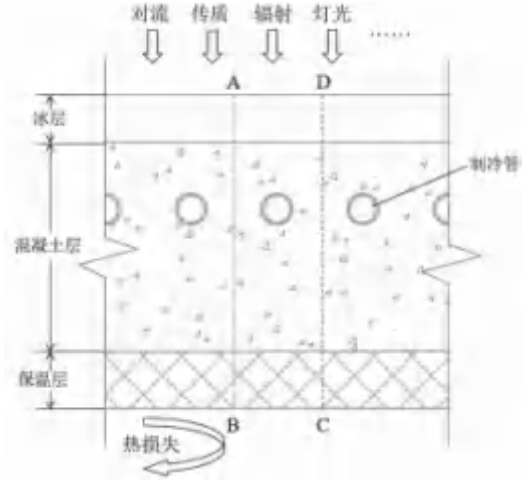


图 2 雪车雪橇赛道传热模型分析图

(1) 可视为内热源的制冷剂管道的传热过程

该过程主要包括制冷剂在管内的沸腾换热 R_1，管壁的导热热阻 R_2，制冷管以上部分混凝土导热热阻 R_3，制冷管以下部分混凝土导热热阻 R_4 以及保温层导热热阻 R_5。各部分热阻表达式如下[9]：

$$R_1 = \frac{1}{\alpha_b} \cdot \frac{w}{\pi D} \tag{1}$$

$$\alpha_b = 0.023\left(\frac{\lambda_l}{D}\right)\left(D\frac{M_{ref}}{\mu_l}\right)^{0.8} \cdot Pr_l^{0.4} \cdot \frac{3.0}{X_{tt}} \tag{2}$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9}\left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5}\left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0.1} \tag{3}$$

其中，w 为赛道制冷管间距，m；D 为制冷管内径，m；α_b 为制冷剂沸腾换热系数；λ_l 为液态制冷剂的导热系数，W/m·K；μ_l 为液态制冷剂的动力粘度，Pa·s；P_{rl} 为液态制冷剂的普朗特数；X_{tt} 为 Martinelli 数；x 为制冷剂干度，本文取 0.5；ρ_l、ρ_g 分别为蒸发温度下饱和液、气态制冷剂密度，kg/m^3；μ_g 气态制冷剂的动力粘度，Pa·s。

$$R_2 = \frac{1}{2\pi\lambda_t}\ln\left(\frac{De}{D}\right) \cdot w \tag{4}$$

其中，λ_t 为制冷管壁的导热系数，W/(m·℃)；De 为制冷管外径，m。

$$R_3 = \frac{\ln\left(\frac{2w}{\pi \cdot De} sh\frac{\pi\delta_c}{w}\right)}{\pi\lambda_c} \cdot w \tag{5}$$

其中，δ_c 为制冷管圆心到混凝土层上表面的厚度，m；λ_c 为混凝土的导热系数，W/(m·℃)。

冰层的导热热阻R_i为[26]：

$$R_4=\frac{\delta_i}{\lambda_i} \tag{6}$$

其中，δ_i 为冰层的厚度，m；λ_i 为冰的导热系数，W/m·K。

$$R_5=\frac{\delta_l}{\lambda_l} \tag{7}$$

其中，δ_l 为冰层的厚度，m；λ_l 为冰的导热系数，W/m·K。

（2）冰面与环境的换热过程

对于冰面与环境的换热过程，已有相关学者在冰场制冷负荷的相关研究中进行了分析，雪车雪橇赛道的冷负荷计算方法为：

$$q_c=q_{c1}+q_{c2}+q_{c3}+q_{c4} \tag{8}$$

其中：qc 为总冷负荷（W/m^2）；q_{c1} 为对流换热负荷（W/m^2）；q_{c2} 为对流传质负荷（W/m^2）；q_{c3} 为辐射换热负荷（W/m^2）；q_{c4} 为灯光照明负荷（W/m^2）。

$$q_{c1}=\alpha\left(t_a-t_{is}\right) \tag{9}$$

$$\alpha=3.41+3.55v \tag{10}$$

其中，α为对流换热系数,W/m^2·K；ta 为空气温度，℃；tis 为冰面温度，℃；v 为环境风速，m/s。

$$q_{c2}=\sigma\left(d_a-d_{is}\right)\cdot r\cdot 10^{-3} \tag{11}$$

$$\frac{\alpha}{\sigma\cdot c_p}=Le^{\frac{2}{3}} \tag{12}$$

其中，σ为传质系数，kg/(m^2·s)；da 为环境空气的含湿量，g/kg；d_{is} 为冰层上表面附近空气的含湿量，g/kg；r为凝结和凝固潜热，水蒸气的汽化潜热和凝固潜热取 2852×10^{3}J/kg；c_p 为空气的比热容，1005J/(kg·℃)；L_e 为刘易斯准则数，取 0.86。

雪车雪橇赛道周围设置遮阳棚和遮阳帘形成地形气候保护系统[10]，能够有效阻止太阳辐射负荷，因此，赛道的辐射传热包括遮阳蓬及围护结构的辐射传热，因此，

$$q_{c3}=\varepsilon_s c\left[\left(\frac{t_k+273}{100}\right)^4+\left(\frac{t_{is}+273}{100}\right)^4\right] \tag{13}$$

$$\varepsilon_s=\frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_i}+\frac{A_1}{A_2}\left(\frac{1}{\varepsilon_p}-1\right)} \tag{14}$$

其中，ε_s 为系统发射率；ε_i 为冰面发射率，取 0.96；ε_p 为遮阳棚和四周墙体的发射率，取 0.9；A_1 冰面面积，m^2；A_2 为遮阳棚及四周墙壁的面积，m^2；c 为黑体的辐射系数，c=5.67W/m^2·K^4；t^k 为围护结构表面温度，取环境温度。

根据 ASHRAE 手册中对于冰场照明负荷的经验值，照明负荷值取 8W/m^2，即：

$$q_{c4}=8\,\mathrm{W/m^2} \tag{15}$$

（3）保温层的热散失

$$q_l=\alpha_l\cdot\left(t_a-t_{hs}\right) \tag{16}$$

其中，q_l 为保温层外表面与空气换热量，W/m^2；t_{is} 为冰面温度，℃；α_l 为保温层与空气的自然对流换热系数，取 8W/(m^2 · ℃)。

2. Fluent 模型的建立与验证

2.1 Fluent 模型建立

(1) 控制方程

由图 2 可知，赛道结构的排管布置具有周期性，除赛道边缘两个制冷管及其传热单元外，其余部分具有相同的传热单元，每个热单元的温度分布及传热过程相同，因此选取其中 ABCD 传热单位为研究对象，系统控制方程为：

$$\frac{\partial^2 t_j}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 t}{\partial y^2}=0 \tag{17}$$

式中，t_j 为各点温度(℃)，x,y 为各点坐标(m)。

(2) 边界条件

在 Fluent 模拟过程中对传热单元的边界条件进行如下设定：传热单元 ABCD 中，AB 与 CD 为周期性边界，在模拟传热计算过程中，温度分布对称面处可视为绝热；冰面的边界条件根据上述对冰面与空气换热过程的分析，利用环境气象参数对冰面负荷进行求值，并将其设定为冰面的恒定热流密度；制冷管内制冷剂 NH_3 为两相态，换热过程为相变换热，换热系数很大，NH_3 和制冷管内壁面的换热热阻可忽略不计，因此制冷管内壁面边界条件取制冷剂蒸发温度。

(3) 网格划分

在网格划分上采用矩形与非结构混合网格技术，

对制冷管壁及其周围需要进行加密处理，如图 3 所示。此外数值模拟的数据处理已经脱离对网格数量的依赖性。

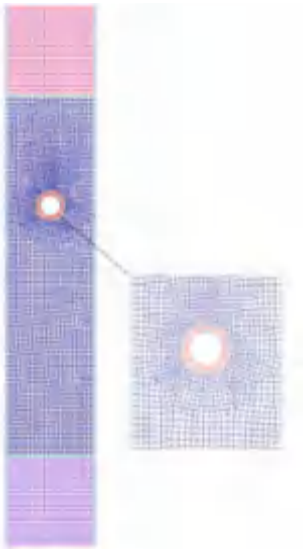
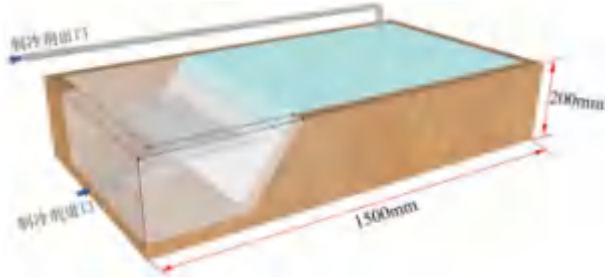


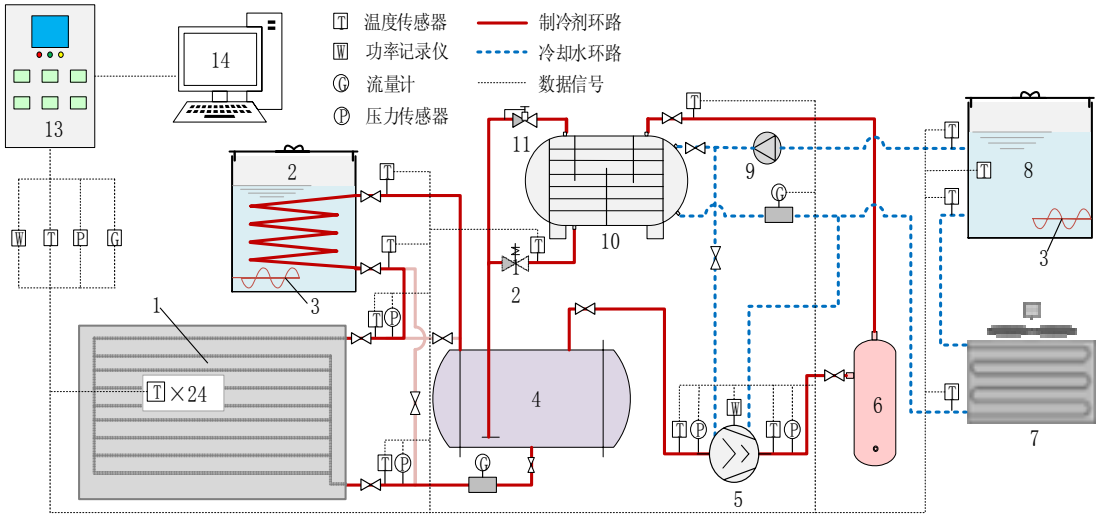
图 3 赛道模型传热单元的网格划分

2.2 实验验证

为了对雪车雪橇赛道的 Fluent 模型的模拟结果进行验证，设计并搭建雪车雪橇模型及小型氨制冷系统，雪车雪橇模型在实际雪车雪橇赛道结构的基础上进行了简化，结构如图 4（a）所示。赛道模型水平放置，主体由 C40 混凝土浇筑而成，混凝土主体尺寸为 1.50m×0.75m×0.2m（长×宽×高）。蒸发排管采用外径为 16mm 的碳钢管，壁厚为 1.5mm，管间距 50mm，埋管深度为 53mm，11 根制冷管同程式连接；赛道模型底部及四周均设置聚氨酯保温层。制冷机组包括压缩机、管壳式冷凝器、节流阀、冷却水箱、风冷却器、气液分离器、负载水箱等主要部件，如图 4(b)所示。其中压缩机选用比泽尔活塞式变频压缩机，蒸发温度为-18°C 时额定制冷量为 7.6kW；管壳式冷凝器额定换热量为 8kW；风冷却器冷却能力最大为 10kW；在系统用冷侧，除了赛道实验模型外，还设有一台 144L 的负载水箱，水箱内部设有制冷剂换热盘管和 0-5kW 可调节电加热，由于赛道实验模型在维持冰层工况下冷负荷小于压缩机在正常运行范围内的制冷量，因此让制冷剂通过水箱内换热盘管与水进行换热，并调节电加热使水温保持基本恒定，这样可以增加用冷侧负荷，使压缩机能够正常运行。



(a) 赛道制冰实验模型



1-雪车雪橇赛道实验模型；2-负载水箱；3-电加热；4-气液分离器；5-压缩机；6-油分离器；7-风冷却器；8-冷却水箱；9-流量计；10-水泵；11-管壳式冷凝器；12-恒压阀；13-节流阀；14-PLC 控制柜；15-计算机；Ⓣ-温度传感器；Ⓟ-压力传感器；Ⓖ-流量计；Ⓦ-功率记录仪

(b) 实验制冷系统

图 4 雪车雪橇赛道模型制冰实验系统

表 2 春季气象参数

季节	平均温度(℃)	平均湿度（%）	平均辐射量(W/m²)	平均含湿量(g/kg)	平均风速(m/s)
春季	10.02	42.81	212.11	3.74	2.56

实验通过制冷机组为赛道实验模型降温，达到设定温度后，在赛道表面逐层洒水冻冰，直至冰层厚度达到 50mm，冰面温度保持在-5~-10℃，对不同蒸发温度下赛道的传热特性进行实验研究。利用热电阻、压力传感器、质量流量计等仪器采集实验台赛道模型的温度、压力、流量等参数。

表 1 实验环境条件

气温	相对湿度	风速	冰表面温度	制冷剂蒸发温度
24.3℃	48.4%	0.2m/s	-6℃	-18℃

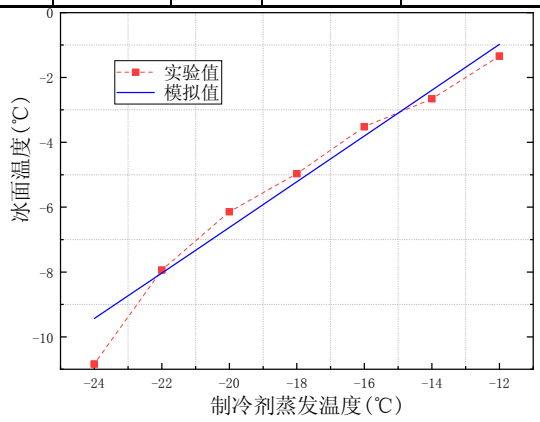


图 5 冰面温度模拟值与实验值的对比

图 5 为 Fluent 模拟不同制冷剂蒸发温度时，赛道模型的冰面温度与实验值的对比验证，实验环境气象条件如表 1 所示。可以看出，模拟得到的温度值与实验的实测值相差不大，最大误差为 1.5℃，在误差允许范围内。因此可认为利用 Fluent 建立的传热模型方法正确，模拟结果可靠。

3. 结果分析与讨论

3.1 雪车雪橇赛道热阻分析

利用上述建模方法，根据图 1 所示的实际的赛道结构建立雪车雪橇赛道的仿真模型单元，并利用 ANSYS Fluent 对赛道传热特性进行模拟，分析赛道的传热过程。

根据雪车雪橇比赛要求，雪车雪橇该项运动适宜举办时间为每年秋季至次年春季，通过对 2018~2019 年比赛场地气象参数进行分析，将春、秋、冬三个季节的冰面负荷进行估算比较，发现春季负荷最大，冬季负荷最小。考虑最不利因素，本文以春季气象条件（如表 2）为例，对赛道传热过程进行模拟分析。

按照雪车雪橇比赛要求，冰面温度需维持在-5~-10℃范围内，根据冰面与环境换热的计算方法，可以求出不同冰面温度下对应的冰面传热量，再通过 Fluent 模拟可求出制冷剂的蒸发温度。图 6 为对应不同冰面温度下，赛道的蒸发温度及赛道传热量的变化，可以看出，冰面温度每上升 1℃，制冷温度上升 1.36℃，冰面传热量降低 5.13%。

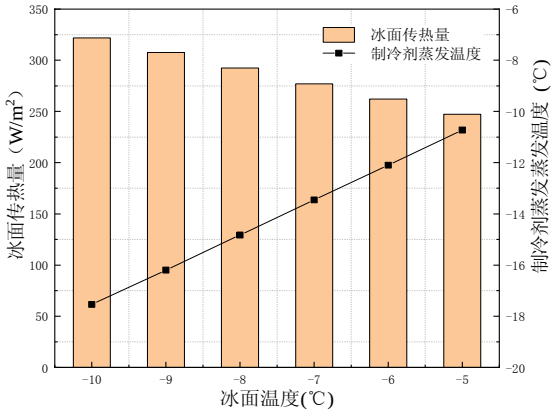


图 6 冰面温度对赛道传热量及蒸发温度的影响

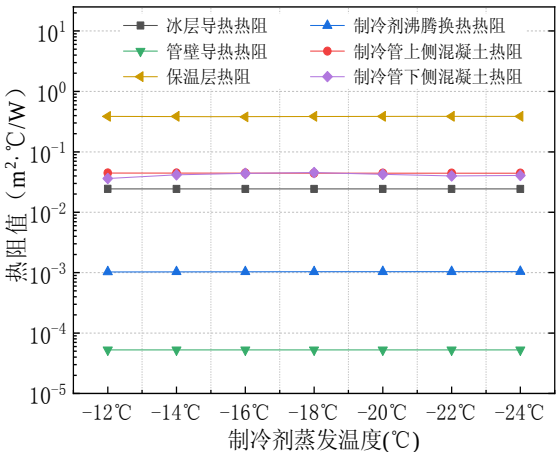


图 7 赛道各部分热阻模计算结果

通过模拟计算对赛道各部分热阻进行分析，图 7 为不同制冷温度下赛道各部分热阻的比较，可以看出各部分热阻基本稳定。其中保温层热阻最大，热阻值为 3.85×10^{-1} m²·℃/W；其次为制冷排管上部混凝土热阻 4.44×10^{-2} m²·℃/W、制冷排管下部混凝土热阻 4.15×10^{-2} m²·℃/W 和冰层热阻 2.44×10^{-2} m²·℃/W；制冷管壁导热热阻和制冷剂的管内沸腾换热热阻分别为 5.27×10^{-5} m²·℃/W、1.03×10^{-3} m²·℃/W，与其他热阻相比可忽略不计。从系统节能的角度考虑，对赛道

的传热优化可以从降低有用能传导方向的热阻和增大热损失传导方向的热阻进行优化，因此对混凝土层的热阻进行优化是实现赛道强化传热的重要途径。

3.2 不同制冷排管布置形式的传热特性

采用 Fluent 建立了不同制冷管间距（50mm、60mm、70mm、80mm、90mm、100mm）和不同尺寸规格的钢管（D16、D22、D27、D34、D42）的赛道仿真模型，并进行传热模拟。

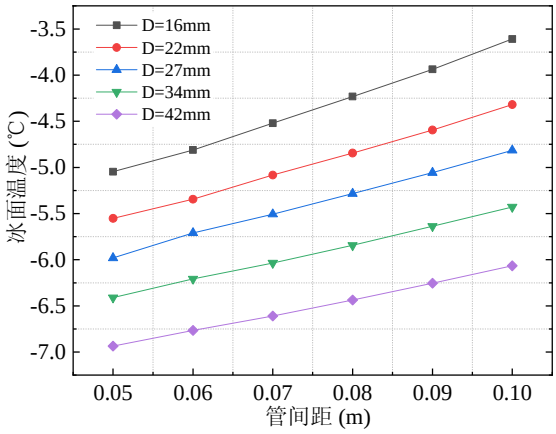


图 8 不同制冷管布置形式下的冰面温度

在春季气象条件下，对冰面传热过程进行计算得出冰面与环境之间的传热量平均为 267.75W/m^2，蒸发温度取-18℃，将该参数输入 Fluent 模型边界条件中进行模拟计算。图 8 为冰面温度在不同制冷排管排布下的变化规律。可以看出在管径一定的情况下，制冷管间距越小，冰面温度越低；制冷管管间距一定时，制冷管管径越大，冰面温度越低。通过对制冷管间距和管径可采用的组合形式进行分析，管间距每缩短 10mm，冰面温度平均降低 0.23℃；管道的公称直径每增大一个型号，蒸发温度平均降低 0.53℃。

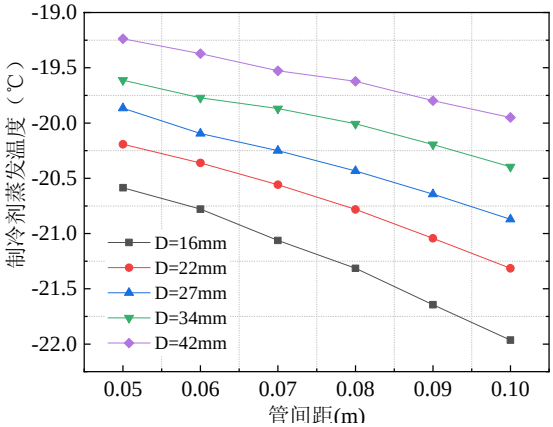


图 9 不同制冷管布置形式下的蒸发温度

图 9 为春季气象条件下，冰面温度取-7.5℃，蒸发温度在不同制冷排管排布下的变化规律。可以看出在管径一定的情况下，制冷管间距越小，蒸发温度越高；制冷管管间距一定时，制冷管管径越小，蒸发温度越低。通过对制冷管间距和管径可采用的组合形式进行分析，管间距每缩短 10mm，蒸发温度平均升高 0.2℃；管道的公称直径每增大一个型号，蒸发温度平均升高 0.4℃。

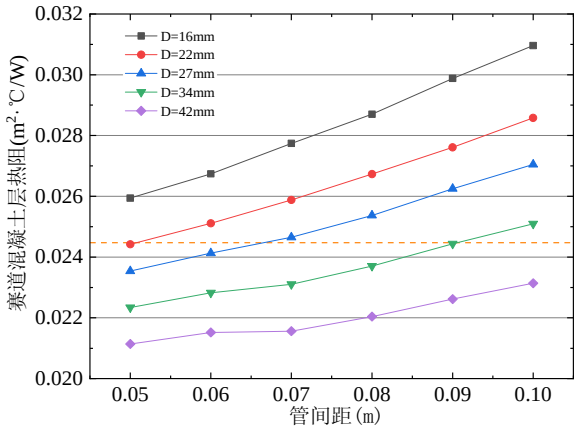


图 10 不同制冷管布置形式下赛道混凝土层的热阻

图 10 显示了在不同制冷管排布结构下，制冷排管上部混凝土热阻值的变化规律，可以看出减小管间距或增大管径均可降低混凝土的热阻值。同时，管径越小，管间距的变化对混凝土热阻的影响越明显；管间距越大，管径的变化对混凝土热阻的影响越明显。管外径 22mm、管间距 50mm 时制冷管上部混凝土的阻值与实际赛道制冷管上部混凝土的阻值一样，图 8 中位于等阻线以下所有管道排布形式的混凝土热阻均小于原赛道混凝土热阻，能够起到强化赛道传热的作用，但强化效果有限，管间距每减小 10mm，混凝土热阻平均减少 2.3%，管道的公称直径每增大一个型号，混凝土热阻平均减少 6.1%。因此采用改变制冷管排布的方式对赛道进行强化传热的方式，可以提升制冷管蒸发温度进而优化制冷系统的运行效率，但是该方法强化传热效果有限。

4. 结论

(1)根据雪车雪橇赛赛道结构特点，对赛道传热过程进行了分析，建立了雪车雪橇赛道的计算模型。建立了赛道模型传热单元的仿真模型，建立了试验台验证了传热仿真模型的准确性，结果表明模拟得到的冰面温度与实验的实测值相差不大，最大误差为 1.5℃，在误差允许范围内。因此可认为利用 Fluent 建立的传热模型方法正确，模拟结果可靠。

(2) 通过模拟计算发现雪车雪橇赛道制冷排管上

部混凝土热阻 4.44×10^{-2} $m^2\cdot℃/W$ 冰层热阻 2.44×10^{-2} $m^2\cdot℃/W$，制冷管壁导热热阻和制冷剂的管内沸腾换热热阻分别为 5.27×10^{-5} $m^2\cdot℃/W$、1.03×10^{-3} $m^2\cdot℃/W$，从系统节能的角度考虑，对赛道的传热优化可以从降低有用能传导方向的热阻和增大热损失传导方向的热阻进行优化，因此对混凝土层的热阻进行优化是实现赛道强化传热的重要途径。

(3) 在特性条件下对赛道不同结构下的冰面温度及蒸发温度的变化进行了分析，管间距每缩短 10mm，冰面温度平均降低 0.23℃；管道的公称直径每增大一个型号，蒸发温度平均降低 0.53℃；管间距每缩短 10mm，蒸发温度平均升高 0.2℃；管道的公称直径每增大一个型号，蒸发温度平均升高 0.4℃。通过对赛道热阻进行分析，管间距每减小 10mm，混凝土热阻平均减少 2.3%，管道的公称直径每增大一个型号，混凝土热阻平均减少 6.1%。改变制冷管排布的方式对赛道传热能够起到一定强化作用。

参考文献

[1] Chowdhury H ,Alam F , Arena S , et al. An Experimental Study of Airflow Behaviour around a Standard 2-man Bobsleigh[J]. Procedia Engineering, 2013, 60:479-484.

[2] Shahzad K. An Ice Rink Refrigeration System based on CO2 as Secondary Fluid in Copper Tubes [D].Stockholm: Royal Institute of Technology,2006:28-64.

[3] 王清勤，路煜.室内冰场最佳排管间距的研究[J].建筑技术通讯（暖通空调）,1989(06):8-11.

[4] 王清勤.用有限单元法分析人工冰场的温度场[J].建筑科学,1989(04):37-43.

[5] 王清勤.维持负荷下冰场蒸发温度的确定[J].低温建筑技术,1990(04):6-8.

[6] 王斌.以 CO2 为冷剂的人工冰场制冷系统应用研究[D].哈尔滨工业大学，2018.

[7] Nichols, Laurier. Improving Efficiency In Ice Hockey Arenas[J].ASHRAE Journal,2009,51(6).

[8] Santos D A M D. Evaluation of Ice Rink Floor Performance and Heat Load[D].Lisbon: University of Lisbon,2013:31-44.

[9] 李俊梅,贾衡,李炎锋.直接蒸发冰盘管蓄冷系统结冰过程的研究[J].北京工业大学学报,2000(01):102-106.

[10] 窦平平.策略与过程——2022 冬奥会国家雪车雪橇中心地形气候保护系统遮阳设计[J].建筑技艺,2020(10):90-93.

基于 Simulink 的 VAV 空调系统控制优化

金　朝，周　沛，王松杰

（合肥工业大学土木与水利工程学院建筑环境与技术工程系，合肥　230009）

［摘　要］变风量空调系统（VAV）的控制方式目前多采用 PID 控制，当房间负荷变化不大时，该方法具有一定的优势，而当房间负荷变化较大且频繁波动时传统的 PID 控制会导致系统末端不能快速响应，如超调量大、调节时间变长、温度波动较大等问题，造成风量与房间温度的失调，进而影响室内人员的热舒适。本文利用 Simulink 软件对某 VAV 空调系统进行建模，采用常规 PID 控制、模糊 PID 控制、MPC 控制三种不同的控制算法，对比分析了房间温度变化的动态性能指标，结果表明采用 MPC 控制和模糊 PID 控制可以对复杂多变的室内负荷做出快速响应，减少系统的频繁启停，提高系统的稳定性与控制精度，进而改善室内的热舒适。

［关键词］Simulink；模糊 PID；MPC；VAV 空调系统

0 引言

VAV（Variable Air Volume 变风量）空调是通过改变送风量来调节房间温度的空调系统，具有节能及舒适性等优点。一般的 VAV 空调系统采用 PI 控制器的定静压控制，根据设定温度和实际温度的偏差来调节阻尼器，引起的静压变化令变频器改变风机转速，进而改变风量[1]。PID 控制是变风量空调系统最常见的控制，但是大部分 PID 控制难以达到用户期望的要求[2]。为了提高控制性能，相关学者基于 PID 控制提出了新的算法：基于模型自我整定的辨识法、基于规则的模糊 PID 算法、基于神经网络的 PID 控制器、基于蚁群算法的 PID 控制器和基于支持向量机的 PID 控制器等[3]。李卓函[4]等设计出了基于相关系数辨识的 PID 自整定控制器，并通过温控实验证明了该方法具有良好的效果。程贝贝[5]等人设计了 VAV 空调系统 RBF 神经网络 PID 控制器，经过实验证明了控制器的有效性和节能型。姚瑶[6]等人根据蚁群算法改进 PID 控制器，并对变风量空调的二阶系统进行仿真，发现基于蚁群算法的 PID 控制器超调量更小、响应速度更快。为了改善系统性能，施媛波[7]提出一种基于支持向量机的 PID 控制器参数整定方法，将 PID 控制的参数作为支持向量机的输入，实现 PID 参数在线调整的功能，并通过实验证明了基于支持向量机 PID 控制器参数在线调整的有效性，同时输出响应曲线的效果更好。本文以某 VAV 控制系统为研究对象，采用 Simulink 仿真软件，通过对比三种不同的控制算法：常规 PID 控制、模糊（Fuzzy） PID 控制、MPC（ModelPredictive Control）控制，分析比较系统对室内温度控制的动态性能指标，从而提高系统的稳定性与控制精度。

1　工程概况

本文以合肥某实验中心作为研究对象。该实验中心总面积约为 227m^3，包括实验室、办公室、走廊、展览室、员工宿舍等。空调系统采用一台全变频风冷热泵机组进行供冷与供热，会议室、办公室和实验室采用全空气空调系统，每个房间各安装一个 VAV 控制末端。实验中心整个空调系统采用 DDC 控制[8]，同时配备有中央监控系统，可以实现对室内参数及空调系统运行参数的实时监测。

VAV 末端的控制策略采用定静压控制，定静压控制运用的是前馈控制，最先是通过改变风阀开度调节送风量，风阀的变化会导致管内静压的变化，测量风管内最不利点的静压与设定的静压相比，所得的差值信号通过变频器，再由变频器调节风机转速，进而调节管内静压。因此房间所需的风量就是风阀开度通过静压这个媒介不断调节风机转速，得到需要的送风量[9][10][11]。

通过对空调系统的运行情况进行分析发现：会议室整个 8 月份的 VAV 空调开启的时间和次数比较少，仅有 4 天近乎是全天开启。当房间负荷波动较剧烈时，温度一直控制不到设定温度，且房间温度控制的反应明显不够迅速，从而导致较长时间的过热或过冷，影响人员舒适度。如图 1 所示，在 8 月 8 日这一天，根据送风温度曲线可以判断空调从上午 8：00 到下午 18：00 基本处于开启状态。房间的设定温度是 25℃，但是房间的实际温度却不能稳定在设定温度线上。从上午 11：00 到下午 13：30 这个阶段，房间温度处于过热状态；从下午 13：00 到下午 18：00 点，房间温度一直处于过冷状态，可以看出 PID 控制精度

还有进一步提升的空间。

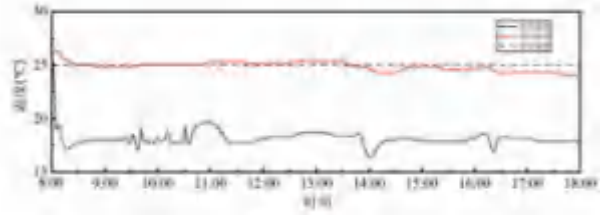


图 1　8 月 8 日房间温度控制情况

2　PID 算法的改进

此处定静压控制的算法是 PID 控制，由于 PID 控制是对于控制输出的线性调节，而实际的空调系统则是非线性的，PID 的三个固定的参数无法满足实际空调系统的调节[12]。为了满足空调系统的非线性特征，引入了根据实际情况粗略在线调整参数的模糊 PID 算法。此外，为了避免空调系统控制中出现大的延迟而导致的房间温度的过冷和过热，引入模型预测控制 MPC 控制算法。以下分别对 PID 控制、Fuzzy PID 控制和 MPC 控制进行简单描述。

2.1 PID 控制

PID 控制称为比例、积分和微分控制，是目前最常用的控制器。其基本原理是设定值和实际值的差值通过比例、微分和积分处理后，累加得到的数值就是所需的控制量。由于 PID 控制属于典型的无模型控制，不要求精确的数学模型。可以通过调节自身三个参数来使满足输入和输出的需求，此时 PID 自身就变成了就该输入和输出而言的数学模型。因此 PID 控制最重要的就是三个参数值，参数值是否合适影响控制结果的响应。目前常用的 PID 整定技术有 Ziegler-Nichols 整定法、临界比例度法、衰减曲线法、试凑法、理论整定法等。被控对象的数学模型确定了以后，可以通过以上整定方法近似得到 PID 三个控制参数。本次模型的 PID 参数通过整定后参数为：KP=8，Ki=0.3，Kd=-3。

2.2 Fuzzy PID 控制

由于外界因素的干扰和被控对象的变化，实际的空调系统常处于一个非线性的状态，从而使得最初整定得到的 PID 参数不再适用。因此，需要一个能使得 PID 三个参数能随着情况变化自我整定的算法，使得参数在非线性的条件下也能非线性的自我调节，时刻保证参数最优。本文选取了比较常见的模糊 PID 控制算法来改进原有的 PID 算法。

模糊 PID 是结合模糊控制规则和 PID 控制原理的产物。当被控对象模型和参数发生改变时，原有的 PID 参数不再适用，这时模糊 PID 可以通过人工设置的规则将 PID 的参数进行在线修正。这些人工设置的规则是根据专业人员对实际情况的长期总结而得出的结论，是凭经验对参数的粗略估计[13][14]。模糊控制的具体步骤是：

1.通过设定值和反馈值得到控制误差 e 和控制误差变化率 ec；

2.选择合适量化因子，将 e 和 ec 转化为模糊控制器的输入 E 和 EC；

3.将 E 和 EC 模糊化，转化成固定的模糊值 E* 和 EC*；

4.通过模糊规则得到对应于每个 E*和 EC*的模糊输出 C*；

5.对模糊输出 C*去模糊化得到精确输出 U*，去模糊化的方法有最大隶属度法、重心法等；

6.通过因子将通过模糊控制器得到的精确输出转化为实际控制量 u。

根据上述内容可知，模糊控制直接得到的是一个模糊输出，而模糊 PID 控制是通过模糊控制得到 K_p、K_i、K_d 的三个模糊值。相对于传统固定的 PID 参数，模糊 PID 实现了参数粗略自整定，综合拥有 PID 和模糊控制的优点。根据 PID 控制误差响应曲线进行调节，确定合适的量化因子、比例因子、三个参数变化范围和模糊控制规则，在 Matlab 中调用模糊控制模块，编写模糊控制程序后进行仿真。基于 Simulink 设计的会议室模糊 PID 控制器如图 2 所示：

2.3 MPC 控制

MPC（Model predictive control）是通过对下一时刻的输出进行预测并提前做出相应来实现调节。线性 MPC 本质是求解一个二次规划问题，先完成系统优化，再进行跟踪。目前大多数先进的控制都是基于 MPC 算法的多输入多输出控制，它可以解决 PID 控制存在的变量之间相互耦合的特点，适用约束条件、大纯滞后、非最小相位和非线性过程[15][16]。MPC 控制主要由以下两部分构成：基于模型的预测和滚动优化。模型的作用在于预测下一时刻的期望值，根据 k+1 时刻的设定输出和 k 时刻状态预测 k+1 时刻的输出，使其尽可能接近 k+1 时刻的设定值。然而，由于外部干扰，预测输出和实际输出存在差异，根据这个偏差值求解得到响应的下一时刻应有的控制量，将控制量的第一个分量作用于当前采样时间，来消除这个偏差。下一个采样时间重复上述过程。因此优化是每个采样时间都有的离散型优化，滚动式向前推进。

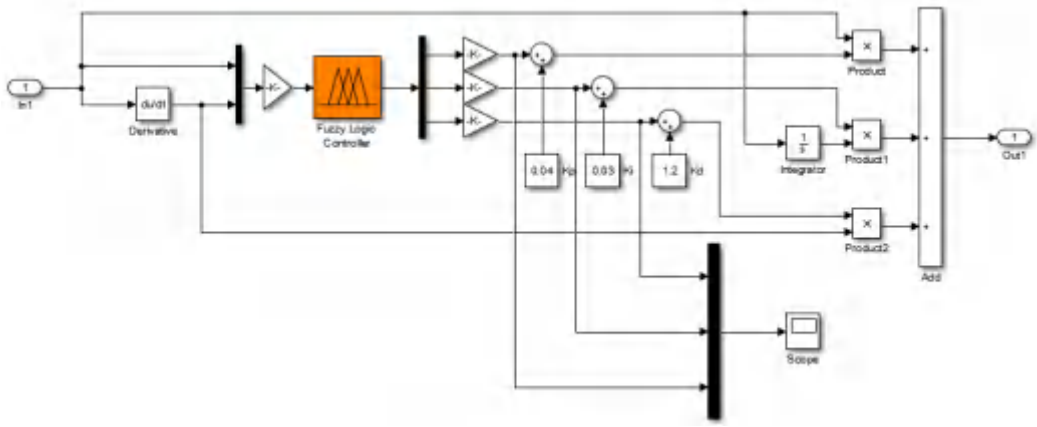


图 2　会议室模糊 PID 控制器

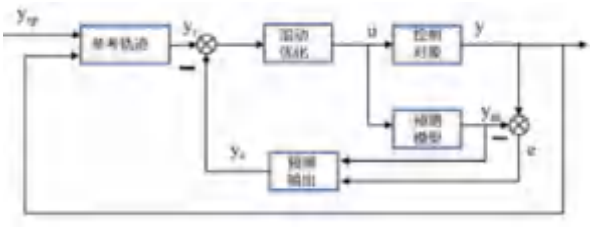


图 3　MPC 控制结构原理图

图 3 为 MPC 控制结构原理图，其中 ysp 是系统设定值；yr 是参考轨迹；u 为输出；y 为实际输出值；ym 为模型输出；ye 为预测输出。如图所示，在单位采样时间里，根据设定值 ysp 和当前实际输出值 y 得到输出的参考曲线 yr ;这个参考曲线与预测曲线有个偏差，偏差通过滚动优化转换为控制量来控制被控对象，使得预测输出与参考输出之间的误差尽可能小。而下一时刻的预测输出 ye 是基于当前模型输出 ym 和模型输出与实际输出的偏差值 e 得到的。将得到的控制状态量的第一个元素作用于系统，在下一个采样时间重复上述过程，不断优化[17][18]。

MPC 最后形成的问题基本上是一个二次规划问题，利用损失函数来求未来控制量，利用二次规划问题使得损失值最小，得到所需的未来控制量。其通用优化问题的模型为：

$$\min J(y,\ u)=\sum_{k=1}^{N}\| y(t+k)-y_d(t+k)\|^2 \qquad (1)$$

$$s.t.y(t+1)=f(u(t)) \qquad (2)$$

$$u(t)\in[u_a,u_b],\quad t\in T \qquad (3)$$

$$y(t)\in[y_a,y_b],\quad t\in T \qquad (4)$$

目标函数表示系统的状态 y(t+k)和期望的状态 yd(t+k)在未来 N 个时间内都要尽可能接近。约束（2）表示被控对象的动态特性，约束（3）和（4）表示控制量 u(t)和状态量 y(t)受一个上下线的约束。

在 Matlab/simulink 中编辑 MPC 模块，设置合适的参数。首先设置样本时间，样本时间太大无法对干扰做出反应，太小会导致过多的计算量，样本时间约介于开环系统的响应的上升时间的十分之一和二十分之一之间的范围比较合适。由于开环系统响应时间约为 20s，本次设置样本时间为 1s。一个周期预测未来的时间步长称为预测范围，表示控制器对未来的预测程度，大概为 20 到 30 个样本，本次设预测时域为 20s。控制范围内是优化器优化的参数，表示控制移动时间步长的次数，通常只有前几对控制动作会对预测的输出行为产生重大影响，过多只会增加系统的复杂性，选择控制范围最好的经验就是将其设置为预测范围的 10~20%，本次设为 2s。也可以运用 MPC 模块的自动调节功能，调节至响应最理想的状态，此时的参数即为最优参数。

3　控制仿真与结果分析

以该会议室为例进行控制仿真建模，此处模拟的是夏季 VAV 系统运行状态，房间的 VAV BOX 处于常开的状态，其面积约为 33m^3。变风量末端由两台最大风量为 0.17m^3/s、最小风量为 0.024m^3/s 的 VAV BOX 构成，建模时将该房间的变风量系统合并为一台最大风量为 0.34m^3/s、最小风量是 0.048m^3/s 的 VAV BOX。结合会议室的空调系统，用 Simulink 建立的基于 PID 的末端控制如图 4 所示，VAV 末端控制采用串级控制。设置仿真时间为 2000s，设定房间温度为 25℃，负荷变化采用随机正态分布，10s 变化一次，平均值为 2kW。

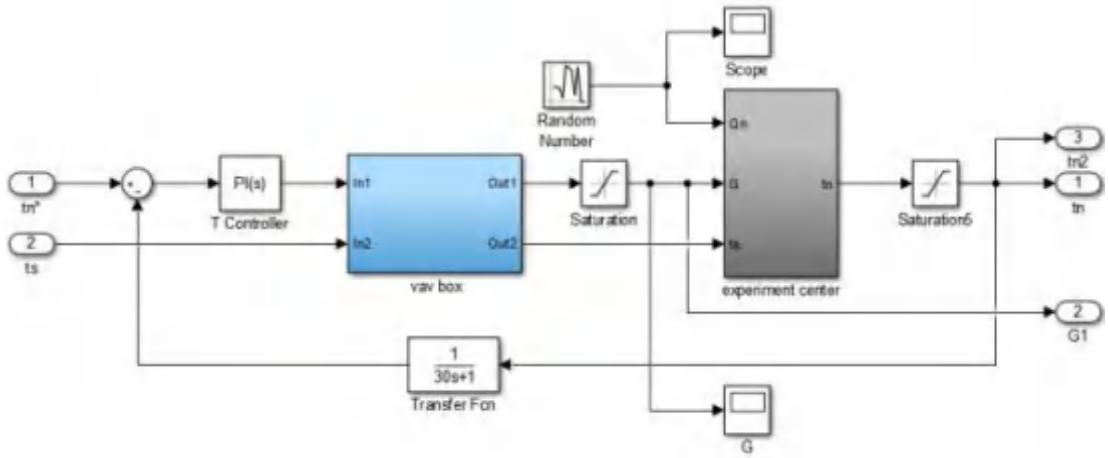


图 4　会议室 VAV 末端控制模型

采用 PID、Fuzzy PID 和 MPC 分别控制房间温度，得到房间温度和风量控制响应如图 5 和图 6 所示：图 5 表示了房间温度随着负荷变化的响应曲线，可以看出运用 PID 控制的室内温度不易收敛，震荡较明显，且调节时间为 1800s，调节时间长势必会影响室内人员的热舒适；而模糊 PID 对温度曲线的特能改善了很多，超调量为 4.8%；MPC 控制的曲线能迅速收敛，超调量 4%。表 1 给出了房间温度响应曲线特性表，调节时间直接反映了控制系统达到控制温度所需要的时间，调节时间越短，达到热舒适所需要的时间就越短。通过对比发现，Fuzzy PID 控制算法的调节时间最短为 550s，而常规 PID 控制则需要 30 分钟才能使控制温度达到稳定状态。模拟结果表明 Fuzzy PID 与 MPC 控制均优于常规 PID 控制。

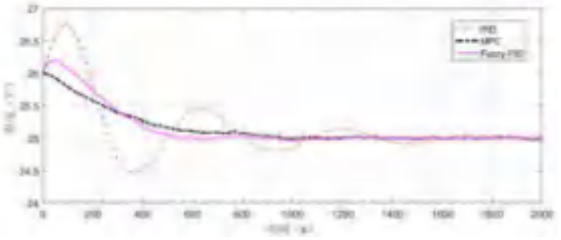


图 5　房间温度响应曲线

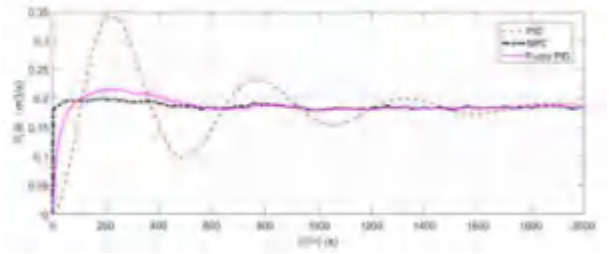


图 6　房间送风量响应曲线

表 1　温度响应特性分析

控制算法	PID	Fuzzy PID	MPC
调节时间（s）	1800	550	970
超调量（Mp%）	7	4.8	4

用 Simulink 模拟系统物理参数变化的房间温度响应。模拟工作时间是从上午 8 点至下午 6 点；令设定温度在上午 8：00~13：00 之间为 25℃，下午 13：00~18：00 点为 26℃；房间内的空气比热容从 0.9~1.5kJ/（kg·℃)变化；房间负荷设定在 0~4KW 随机变化，如图 7 所示；所示；

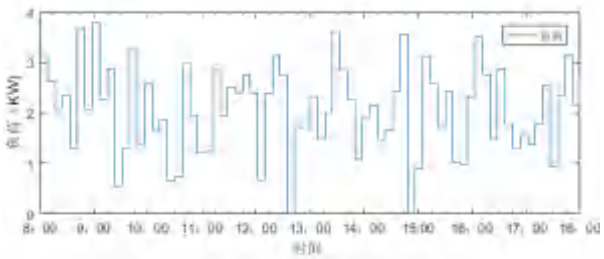


图 7　会议室一天冷负荷变化

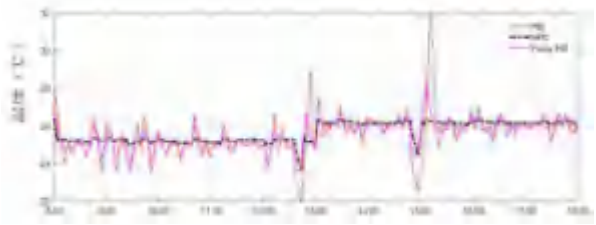


图 8　不同控制算法下的房间温度响应

Simulink 运行结果表明，PID 控制的波动幅度最大，控制效果最差，在下午 1 点前和下午 3 点左右，PID 控制的温度响应曲线波动剧烈，最高超调量有 6℃；Fuzzy PID 控制对波动的情况略有改善，Fuzzy PID 控制的温度相应曲线和设定值的误差的绝对值不大于 1℃；MPC 控制控制效果最好，MPC 控制的温度相应曲线和设定值得误差的绝对值不大于 0.2

℃，基本无超调。先进的算法控制相对于传统 PID 控制最大的改变就是超调量更小，除去在下午 1 点前和下午 3 点左右的剧烈波动，其他时间 PID 控制的温度相应曲线和设定值得误差的绝对值不大于 1.5℃。系统发生剧烈波动的时刻出现在下午 1 点前和下午 3 点左右，通过观察发现该两个时刻的负荷为 0。但由于系统的延迟作用，负荷作用于传感器周围空气温度需要一定时间，负荷为 0 时传感器检测到的还是上一时刻的房间温度值。此时的送风量也是对应于该时刻的送风量，因此会造成房间温度的过冷。等到下一时刻，温度传感器检测到房间温度低于设定值，通过变频器调节风机来降低送风量来实现房间温度的回升。由于送风量不能为负数，此时即使风阀为全关状态也无法改变负荷为 0 状态下的过冷现象。因此在 13：00 前和下午 3 点左右出现的过冷现象与控制效果无关，究其原因归结于系统信号传递的延迟性。

综上，面对负荷变化较大且波动较频繁的房间，常规的 PID 算法控制精度不高，送风量容易偏高或偏低，从而导致房间温度的过冷或过热。而 MPC 可以很好的解决响应超调问题，但是对于房间温度响应的过冷现象，只能适当降低其误差的绝对值，调节时间没有明显减小，过冷现象依旧存在。

4 结论

从三个控制算法对房间温度的控制效果来看，Fuzzy PID 和 MPC 的控制效果相对于 PID 控制均有改善，采用 MPC 控制和模糊 PID 控制可以对复杂多变的室内负荷做出快速精准的响应，减少系统的频繁启停，提高系统的稳定性与控制精度，进而改善室内的热舒适。模糊 PID 控制虽然能粗略的调节 PID 参数，但是调节值的数量和调节能力有限，并且模糊 PID 的规则编制特别依赖专家人工经验，对象模型不同编制内容也不一样。MPC 控制效果更好，尤其可以处理多输入多输出的系统，在非线性处理上也有优势，缺点是受限于慢变的系统，对微处理器的运算速度要求较高。对于模拟中 0 负荷情况下出现的温度曲线波动，是由于系统的延迟作用导致的，但是系统延迟一般不可避免，现实中由于房间的蓄热能力更强，不可能出现温度突增的情况。模拟结果显示新的控制算法相对于 PID 控制在对室温控制精度上确有改进，风阀开度和送风量调节更加精准对人体舒适度影响较小，建议优先采用 MPC 控制算法。

参考文献

[1] 陈炯德,王子轩,姚晔,等.变风量空调系统用非线性模型预测控制方法研究[J].制冷学报,2019,40(6):62-69.

[2] 刘玲玲.PID 参数整定技术的研究及应用[D].河南:郑州大学,2010.

[3] 刘金琨.先进 PID 控制 MATLAB 仿真(第 2 版)[M].北京：电子工业出版社，2004.9.

[4] 李卓函,孟祥泉,王峰, 等.基于相关系数辨识的 PID 自整定控制器[J].仪表技术与传感器,2011,(4):83-86,96.

[5] 程贝贝,任庆昌,白燕.VAV 空调系统 RBF 神经网络 PID 控制器的设计与实现[J].中国电子商务,2011,(2):110-111.

[6] 姚瑶,李曼珍.蚁群算法在变风量空调控制系统中的应用研究及仿真[J].工业控制计算机,2014,(8):70-71.

[7] 施媛波.支持向量机在 PID 控制器参数整定中的仿真研究[J].计算机仿真,2010,27(12):203-206.

[8] 李淋淋.变风量(VAV)空调系统的 DDC 控制[D].陕西:西安建筑科技大学,2003.

[9] 唐志伟,王刚.定静压控制变风量系统的分析[C].中国能源学会.第三届中国能源科学家论坛论文集.2011:1634-1637

[10] 李琳琳,姚若玉.变风量空调系统控制方法综述[J].渭南师范学院学报,2003,18(2):30-33.

[11] 杨国忠,李康.VAV 系统中定静压与变静压控制分析[J].智能建筑与城市信息,2005,(9):93-95.

[12] 王述彦,师宇,冯忠绪.基于模糊 PID 控制器的控制方法研究[J].机械科学与技术,2011,30(1):166-172.

[13] 郑滨辉.模糊控制在中央空调变频节能及其末端房间的应用研究[D].浙江:浙江大学,2012.

[14] 苏明,陈伦军,林浩.模糊 PID 控制及其 MATLAB 仿真[J].现代机械,2004,(4):51-55.

[15] 杨洪祥.基于广义预测控制的变风量空调末端仿真与控制研究[D].北京:北京工业大学,2009.

[16] 王乘熙,李泽,郝万君.MPC 在空调系统中的应用综述[J].现代信息科技,2019,3(21):43-45.

[17] Gongsheng Huang. Model predictive control of VAV zone thermal systems concerning bi-linearity and gain nonlinearity[J]. Control Engineering Practice,2011,19(7).

[18] 黄孟伟.基于状态空间的多区域 VAV 空调系统建模及其优化控制研究[D].上海:上海交通大学,2014.

基于 TRNSYS 平台的 PCM 层埋管式辐射供冷地板传热模型开发

刘会涛，隋学敏

（长安大学建筑工程学院，西安　710061）

［摘　要］建立了一个二维 PCM 层埋管式数学传热模型，利用 Fortran 语言编写其程序，并将编写完成的程序与 TRNSYS 软件的“黑盒”耦合，建立了专门用于计算 PCM 层埋管式传热过程的模块“TYPE207”；搭建了实验房间对 TRNSYS 软件和“TYPE207”模拟计算的准确性进行验证，采用误差分析法和 Bland-Altman 一致性分析法对实验值和模拟值进行了对比分析。

［关键字］相变蓄能；地板供冷；数学模型；TRNSYS 模块开发；实验验证

0 引言

近年来，各地政府陆续推出“峰谷电价”政策，即夜间电价远远低于白天电价，以激励用户使用夜间低价电，将高峰负荷向非高峰期转移，实现削峰填谷的目的。在这样的背景下，蓄能技术近年来成为研究与应用的热点，受到业内广泛关注。蓄能技术顾名思义是将热量或冷量蓄存起来，用于其他时间段的供热或供冷。蓄能（热）技术被认为是实现建筑节能的一种有效方式，它可以缓解能量供求双方在时间、空间和强度上的不匹配[1]。

蓄能技术包括显热蓄能与潜热蓄能。显热蓄能仅通过物质的温度变化实现能量的蓄存与释放。潜热储能又称相变储能，利用相变材料（Phase change material, PCM）在物态变化过程中吸收（释放）大量潜热以实现能量的蓄存和释放，是目前最有效的蓄能方式之一，具有广阔的发展前景[2]。早期，相变蓄能技术在建筑中的应用主要为被动式相变蓄能技术，即将相变材料添加在建筑围护结构中，利用自然界的冷热源来对相变材料进行能量的蓄存，此类蓄能方式适用于昼夜温差较大的地区[3]。由于被动式相变蓄能技术的应用效果受气候条件所限制，在某些昼夜温差较小的地区，相变材料很难充分发挥其作用，可引入人工冷热源来辅助相变材料的加热或制冷，即主动式相变蓄能技术。主动式相变蓄能技术能够主动调节蓄存能量的大小，以适应建筑的动态需求，可较好的解决被动式相变蓄能技术受气候条件制约的局限性。相变蓄能式辐射供冷/暖系统是近年来受关注较多的一种应用于建筑中的主动式相变蓄能技术。

辐射供冷/暖是指通过降低/提升围护结构一个或者多个内表面的温度，形成冷/热辐射面，依靠辐射面与人体、家具及围护结构其余表面的辐射热交换进行供冷/暖的技术[4]。辐射供冷/暖系统解决了传统对流式空调/供暖系统的吹风感、室内空气温度不均匀及热湿联合处理的能源浪费等弊端，带来了更高的热舒适性，同时也具有节能、节省建筑空间的优势[5]。相变蓄能式辐射供冷/暖系统是将相变材料添加到辐射末端中，利用相变材料的较大的蓄热能力实现系统的间歇运行，通常在夜间使用低谷电将冷/热量蓄存起来，在白天通过相变过程将冷/热量释放。该系统将蓄能式技术与辐射供冷/暖技术的优势有效结合，既可较好的满足人体对热舒适性的需求，也可缓解电力峰谷差，并利用峰谷电价政策降低运行费用，同时相变材料的加入提高了辐射末端的热惯性，降低室内空气温度波动，从而减少冷热负荷，达到建筑节能的目的，是一项值得大力研究和推广的技术。

目前的研究中，相变材料在辐射末端中的安装位置并不统一。相变材料安装在辐射末端中不同的位置，辐射末端动态传热过程不同。对于地板电采暖系统，电加热层一般置于 PCM 层下方，且两者直接接触。对于水媒辐射供暖/冷系统，分为两类：①管道置于 PCM 层里面；②管道置于 PCM 层下方或上方。但是,管道置于 PCM 层里面，相比管道置于 PCM 层外，可以增加管道与 PCM 层的传热面积，进而提高传热效率，充分发挥相变材料的作用。综上所述，将管道置于 PCM 层中，即埋管式相变材料层，是可以实现减少能耗，并提高整个系统的效率。

现有研究常采用实验法或模拟法对主动式潜热储能技术进行研究。实验法更接近工程实际，但是成

本高，且不易调控。而模拟法不但操作方便，且成本相当低。随着蓄能技术的发展，较权威的瞬态系统仿真软件 TRNSYS[6]和 EnergyPlus[7]中已有用于计算相变传热过程的模块，但是仅能计算 PCM 为单独一层时的传热过程。其次，也有很多学者通过自编程建立 PCM 传热模型。叶宏等[8~9]和 Lin 等[10]建立了一维相变蓄能式地板电加热传热模型；Huang 等[11]建立了二维相变蓄能式地板供暖传热模型；Yasin 等[12]建立了一维相变蓄能式天花板供冷系统。不过以上的自编程模型仍然处于仅用于计算 PCM 层作为单独一层时的传热过程，而不能用于计算供暖/冷管埋在 PCM 层中间的传热过程。因此，本文将建立二维 PCM 层埋管式传热模型，并将编写的程序耦合于 TRNSYS 软件中，形成用于计算 PCM 层埋管式传热过程的模块，并通过搭建缩尺实验房间验证自编程模型的准确性。研究成果可为相变蓄能式辐射供冷/暖系统的模拟提供参考。

1 PCM 层埋管式辐射供冷地板传热模型的建立

1.1 PCM 层埋管式辐射供冷地板物理模型

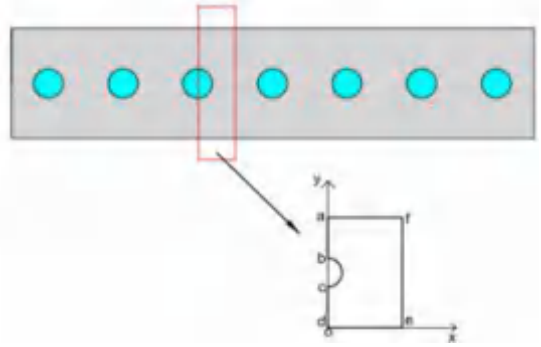


图 1 PCM 层埋管式传热模型的物理模型

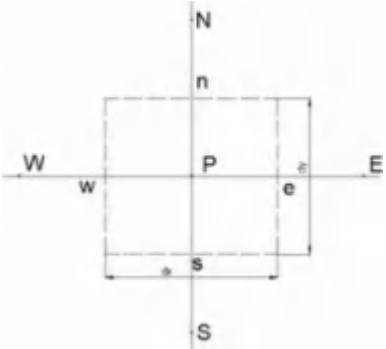


图 2 二维有限体积法的节点离散格式

PCM 层埋管式辐射供冷地板传热模型的物理模型如图 1 所示，供冷水管埋在相变材料层的中间。夜间，高温冷水在管道中流动，通过管壁将冷量传递给相变材料，相变材料由液态转变为固态，将冷量蓄存。当白天室内空气温度上升后，相变材料将冷量释放，使室内空气温度能够保持在人体舒适度范围内，以实现供冷的效果。由于 PCM 层埋管式传热模型极具对称性，所以选择单元 abcdef 为求解区域。

1.2 PCM 层埋管式辐射供冷地板传热模型数学模型的建立

PCM 层埋管式辐射供冷地板的传热过程包括供水管侧传热过程、PCM 层内部的相变传热过程和 PCM 层与地板其他层之间的导热过程。水管测传热过程包括流体与管内壁之间的对流换热过程、管壁内部的导热过程和管外壁与 PCM 之间的导热过程。为了简化传热方程，进行以下假设：

（1）PCM 为各向同性的；（2）PCM 融化过程中的对流效应被忽略；（3）由于管内流体温度沿流动方向变化缓慢，假设其温度恒定。因此，可将 PCM 层埋管式三维传热模型简化为二维传热模型；（4）假设管内流体的流态保持不变；（5）忽略供冷管材的蓄能效应。

因此，该模型的传热方程如下：

$$\rho c_p \frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x}\left(k_1 \frac{\partial t}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(k_2 \frac{\partial t}{\partial y}\right) \tag{1}$$

式中：ρ为相变材料密度，单位为kg/m^3；C_p为相变材料比热容，单位为$J/(kg\cdot k)$；k_1、k_2为相变材料导热系数，单位为$W/(m\cdot k)$。

该模型的边界条件如下：

$$\begin{cases} \left.\dfrac{\partial t}{\partial x}\right|_{ab,\,cd,\,ef} = 0 \\ \left.\dfrac{\partial t}{\partial y}\right|_{de} = 0 \\ k_1 \left.\dfrac{\partial t}{\partial x}\right|_{bc} = h_1\left(t_{fliud} - t_{bc}\right) \\ k_2 \left.\dfrac{\partial t}{\partial y}\right|_{af} = q_1 \end{cases} \tag{2}$$

式中：h_1为流体与管壁面之间的对流换热系数，单位为$W/(m^2\cdot K)$；t_{fliud}为流体温度，单位为℃；t_{bc}为管内壁温度，单位为℃，；q_1为从房间内部传入到 PCM 层中的热流密度，单位为W/m^2。

PCM 在传热过程中，密度、比热容和导热系数不是一个定值，而是随自身温度变化而变化。因此，PCM 层埋管式辐射供冷地板的传热过程是一个非线性相变传热问题，难以用解析法进行求解。现有文献对非线性相变传热问题，常用的数值解法有焓法模型和热容法模型。该两种方法的原理均是对公式（1）

中的比热容C_p进行数学方法处理，但是两种方法也各有优缺点。Li 等[13]指出焓法模型的精确度较高、计算速度快。Lu 等[14]指出热容法模型的适用性较大。同时，潘艾刚等[15]指出不同工况下焓法模型和热容法模型的计算结果基本一致。因此，本课题选择适用性较大的热容法处理非线性相变传热过程。

热容法中比热容的公式如下：

$$C_p=\begin{cases} C_s & ,T\le T1 \\ \frac{C_s+C_l}{2}+\frac{L}{2\epsilon} & ,T1<T<T2 \\ C_l & ,T\ge T2 \end{cases} \tag{3}$$

式中，C_s、C_l分别为相变材料的固态比热容、液体比热容，L为相变材料的相变潜热；$T1$、$T2$分别为相变温度下限和相变温度上限；ϵ为相变半径，$\epsilon=\frac{T2-T1}{2}$。

在求解该传热模型的数值解时，需要对其传热模型的控制方程和边界条件进行空间上离散化。本文选用有限体积法进行离散。有限体积法是将求解区域分为一系列平等的控制体，并以控制体的中心为节点。然后，利用有限体积法将偏微分方程转化为各节点的代数方程。图 2 为二维有限体积法的节点离散格式。

相变材料在传热过程中会出现固态、混合态及液态的转化。当相变材料处于纯固态或纯液态时，其密度、导热系数和比热容为一个恒定值。但是当相变材料处于混合态时，其密度、导热系数和比热容是一个动态变化的动值。为了能获得这三个参数，引入参数 f 来表示混合态下相变材料的固态物质所占的比例：

$$f=\begin{cases} 0 & ,T\le T_S \\ \frac{T-T_S}{T_l-T_S} & ,T_S<T<T_l \\ 1 & ,T\ge T_l \end{cases} \tag{4}$$

式中：T_S、T_l分别为相变区间中的最小值和最大值。从公式（4）中可看出，当$f=0$时，PCM 处于纯固态；当$f=1$时，PCM 处于纯液态；当$0<f<1$时，PCM 处于混合态。

因此，每个节点对应的密度、导热系数和比热容分别为：

密度：

$$\rho(i,j)=f\rho_l+(1-f)\rho_s \tag{5}$$

导热系数：

$$k(i,j)=fk_l+(1-f)k_s \tag{6}$$

因此，P 点传热过程的的数学方程为：

$$\int_s^n\int_w^e\int_\tau^{\tau+\Delta\tau}\rho(i,j)C_p(i,j)\frac{\partial t(i,j)}{\partial\tau}\mathrm{d}x\mathrm{d}y\mathrm{d}\tau$$

$$-\int_s^n\int_w^e\int_\tau^{\tau+\Delta\tau}\frac{\partial}{\partial x}\left(k_x(i,j)\frac{\partial t(i,j)}{\partial x}\right)\mathrm{d}x\mathrm{d}y\mathrm{d}\tau$$

$$+\int_s^n\int_w^e\int_\tau^{\tau+\Delta\tau}\frac{\partial}{\partial y}\left(k_y(i,j)\frac{\partial t(i,j)}{\partial y}\right)\mathrm{d}x\mathrm{d}y\mathrm{d}\tau \tag{7}$$

化简得：

$$(\mu_{x})_e\frac{\partial T}{\partial x}\Delta x\Delta y-\left[k_n\frac{\partial T}{\partial y}\Big|_n-k_s\frac{\partial T}{\partial y}\Big|_s\right]\Delta x\Delta y$$

$$+\left[\quad\quad\right]\Big|_w \tag{8}$$

式中：k_e为单元 P 与单元 E 之间的导热系数；k_w为单元 P 与单元 W 之间的导热系数；k_n为单元 P 与单元 N 之间的导热系数；k_s为单元 P 与单元 S 之间的导热系数。

吕石磊[13]指出调和平均法在计算两个不同单元之间的导热系数时更准确。调和平均法将两个节点之间的热阻看成串联形式。所以，各单元之间的热阻分别为：

$$k_e=\frac{2k_Ek_P}{(k_E+k_P)}\qquad k_w=\frac{2k_Wk_P}{(k_W+k_P)}$$

$$k_s=\frac{2k_Sk_P}{(k_S+k_P)}\qquad k_n=\frac{2k_Nk_P}{(k_N+k_P)} \tag{9}$$

式中：k_E、k_P、k_W、k_S、k_N分别为节点 E、P、W、S、N 的导热系数。

对边界条件进行空间上离散化：

$$\begin{cases} \left.\dfrac{t(i,j)-t(i,j+1)}{\Delta x}\right|_{adiabatic\ surface}=0 \\ \left.\dfrac{t(i,j)-t(i+1,j)}{\Delta y}\right|_{symmetry}=0 \\ k_1\left.\dfrac{t(i,j)-t(i,j+1)}{\Delta x}\right|_{boundary}=h_1\left(t_{fluid}-t_{boundary}\right) \\ k_2\left.\dfrac{t(i,j)-t(i+1,j)}{\Delta y}\right|_{surface}=q_1 \end{cases} \tag{10}$$

1.3 PCM 埋管层 TRNSYS 模块的建立

使用 Fortran 语言编写程序，并将其与 TRNSYS 中的“黑盒”进行耦合，形成 PCM 层埋管式辐射供冷地板传热模块，定义为“TYPE207”。“黑盒”由输入项、

参数项和输出项构成一个完整的计算过程，如图 3 所示。随时间变化的参数称之为输入项，不随时间变的参数称之为参数项，迭代的计算结果为输出项。PCM 层埋管式辐射供冷地板传热模块的参数项主要包括 PCM 物性参数、供水参数等，输入项为 PCM 层上表面热流密度，输出项为 PCM 层上表面温度、回水温度等参数。

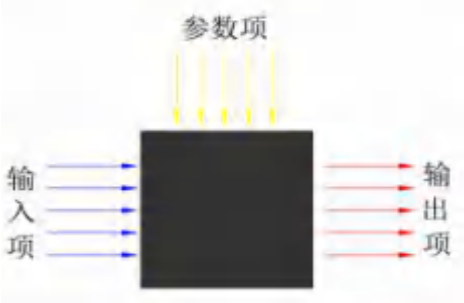


图 3　黑盒示意图

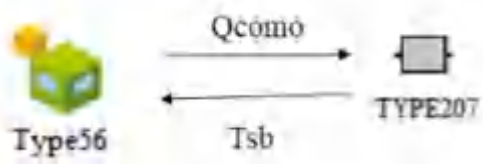


图 4 “TYPE207”与“TYPE56”的连接图

图 4 为“TYPE207”与“TYPE56”的连接图。“TYPE56”为 TRNSYS 软件中的建筑模块，用于围护结构各层之间和建筑内部空间的动态传热过程。“TYPE56”的输出信号“Qcomo”作为“TYPE207”中的输入，“Qcomo”在 TRNSYS 软件中的解释是“Energy to the outside surface”（即从建筑内部空间传给围护结构外表面的总能量，包括辐射换热和对流换热两部分的能量，单位为 kJ/h ）。“TYPE207”经过计算得到埋管式 PCM 层上表面平均温度“Tsb”，并将“Tsb”反馈给“TYPE56”。

2 新建 TRNSYS 模块（TYPE207）的验证分析

2.1 实验平台搭建

本文搭建了一个缩尺相变蓄能式地板辐射供冷实验房间，如图 5 所示。实验房间的内部尺寸为 1.02m × 1.02m × 1.02m。围护结构及屋顶都采用 5mm 厚的 XPS 板，并使用聚氨酯胶进行连接、固定和密封。



图 5 实验房间

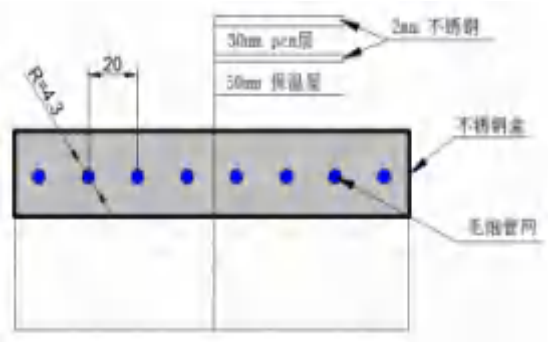
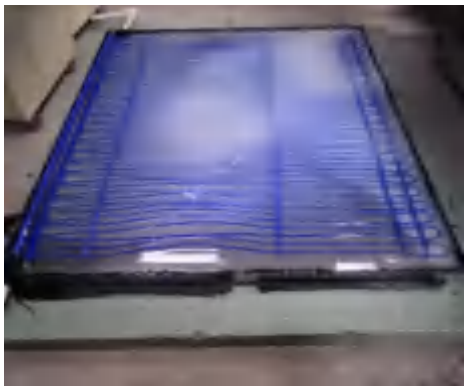


图 6 地板结构层



（a）未封盖之前



（b）封盖之后

图 7 相变材料封装示意图

表 1 相变材料的热物性参数表

熔化过程			凝固过程			导热系数 $W/(m \cdot K)$	密度 kg/m^3	比热容 $kJ/(kg \cdot K)$
起始温度(℃)	结束温度(℃)	相变潜热(℃)	起始温度(℃)	结束温度(℃)	相变潜热(℃)	0.23（固）	900（固）	1.5（固）
19.8	24.7	123.3	20.1	16	124.2	0.21（液）	890（液）	1.7（液）

相变蓄能式辐射供冷地板结构层如图 6 所示，地板结构层从上到下依次为 2mm 不锈钢层、30mm PCM 层（中间埋有毛细管网）、2mm 不锈钢层和 50mm 保温层（XPS 板）。毛细管网材质为 PP-R，尺寸为 1000mm×1000mm，管外径为 4.3×0.8mm，管间距为 20mm。本课题将 2mm 厚的 304 不锈钢制作为不锈钢盒，然后将毛细管网和石蜡一同封装在不锈钢盒中，相变材料的封装见图 7。

PCM 层埋管式地板辐射供冷系统的循环水系统如图 8 所示，其中 1 为恒温水浴、2 为供水管、3 为旁通管、4 为回水管、5 为涡轮流量变送器、6 为截止阀、7 为 K 型热电偶（测量回水温度），其次供/回水管与恒温水浴之间使用橡胶软件管进行连接。系统采用恒温水浴制取 18℃高温冷水，高温冷水通过供水管流入 PCM 层中的毛细管网中，通过对流换热和导热将冷量蓄存在 PCM 中。

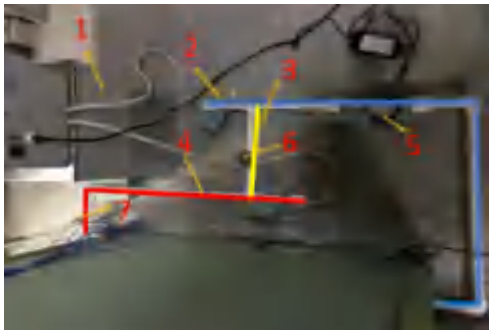


图 8 循环水系统

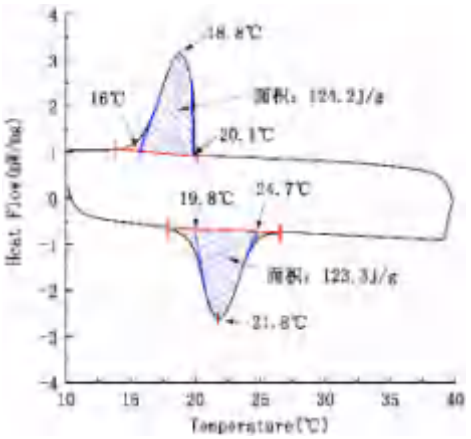


图 10 DSC 测量结果

本文所用相变材料为石蜡。图 9 为石蜡的 DSC 测试曲线。整个试验过程是在氮气气氛下进行（$50ml/min$），并以$1℃/min$的升温/降温速率在 10-40℃温度范围内对样品进行测试。通过 DSC 测试，获得石蜡的相变开始温度、结束温度和相变潜热。石蜡的热物性参数见表 1。

本实验测量的参数包括实验房间外部环境的温湿度，循环水系统中的回水温度和供水流量，实验房间中的地板表面温度、室内空气温度、地板表面热流密度、PCM 层下表面热流密度，以及墙体内表面温度和热流密度。实验房间的地板及壁面测点布置如图 10 所示。室内空气温度测点布置如图 11 所示，分别在 350mm 和 700mm 高度斜对角均匀布置 3 个温度传感器。实验的时间步长为 1min。

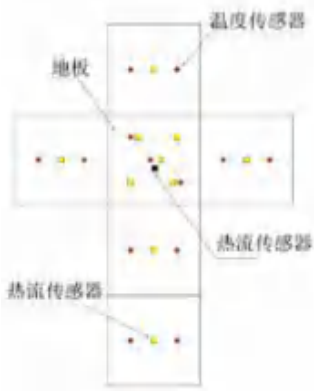


图 10 地板表面及壁面测点布置图

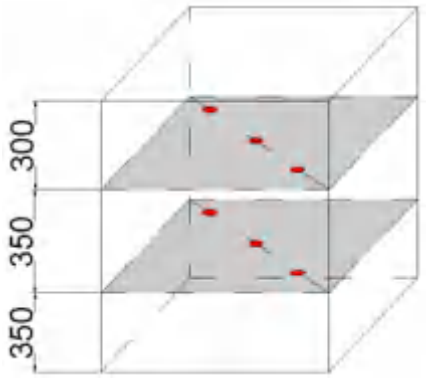


图 11 室内空气温度测点布置图

2.2 实验房间及系统 TRNSYS 仿真模型的构建



图 13 PCM 层埋管式地板辐射供冷系统仿真示意图

表 2 各参数的 MRE

对比参数	温度				热流密度	
	空气温度	地板表面温度	围护结构内表面温度	回水温度	地板表面热流密度	围护结构内表面热流密度
MRE	2.73%	1.88%	2.66%	2.48%	4.53%	3.12%

图 13 为 TRNSYS 软件仿真示意图，PCM 层埋管式地板辐射供冷仿真系统根据实验平台具体情况搭建。供冷温度设置为 18℃，供冷时长为 8 个小时，从 0:00-8:00，模拟步长为 1min。

2.3 模拟和实验结果的对比分析

温度和热流密度实验值和模拟值对比分别见图 14 和图 15。从图示可见各参数的模拟值和实验值十分接近，且变化趋势基本一致。然后，采用误差分析法和 Bland-Altman 一致性分析法分析实验值和模拟值之间的误差，根据分析结果验证 PCM 层埋管式传热模型的准确性。

（1）误差分析

误差分析时将引入平均相对误差（MRE），其公式如下：

$$MRE = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\left|\frac{T_{si}-T_{mi}}{T_{mi}}\right| \quad (11)$$

式中：T_{si}—模拟值；T_{mi}—实验值。

经计算，将各参数的 MRE 值汇总于表 2。

（2）Bland-Altman 一致性分析

Bland-Altman 一致性分析法是以实验值和模拟值的均值为横坐标，实验值与模拟值的差值的为纵坐标作散点图。以实验值与模拟值的差值的平均值（$\bar{d}$）为指标，评价实验值与模拟值之间的一致性。$\bar{d}$的数值越小，实验值和模拟值的一致性越好[78]。以$\bar{d} \pm 1.96S_d$为一致性界限，又称之为置信区间$(\bar{d} - 1.96S_d,\ \bar{d} + 1.96S_d)$，其中$S_d$为$\bar{d}$的标准差。一般来说，当散点图上95%以上的点落在置信区间内时，证明实验值和模拟值存在较高的一致性，这时实验值和模拟值可以相互替代。

本文以空气温度为例作其散点图，见图 16。经计算，空气温度的实验值与模拟值的差值$\bar{d} = 0.3324$，$S_d = 1.128$一致性边界$\bar{d} \pm 1.96S_d$为 (-1.8785，2.5433)。据统计，有 95.8%的数据点落在了一致性边界内，说明自编程模型对于模拟计算空气温度精确度较高。

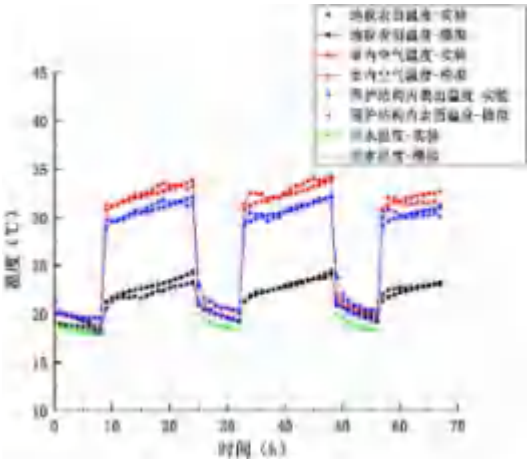


图 14 温度实验值与模拟值对比

表 3 Bland-Altman 一致性分析结果

对象	空气温度	地板表面温度	围护结构内表面温度	回水温度	地板表面热流密度	内壁面热流密度
均值（$\bar{d}$）	0.3324	0.143	0.4266	0.4732	-1.0154	0.0756
比例	95.7%	98%	96.1%	95.1%	95.6%	95.02%

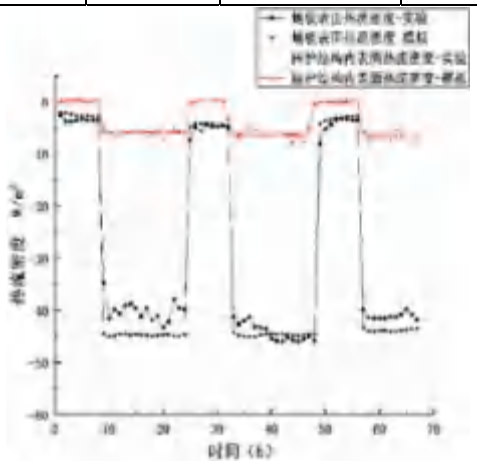


图 15 热流密度实验值与模拟值对比

将各个参数的 Bland-Altman 一致性分析结果总结于表 3。各项参数的均值$\bar{d}$均较小，甚至接近于零，所以实验值与模拟值的一致性较好。且数据点落在一致性边界内的比例均大于 95%，说明实验值和模拟值可以互相替代。因此，可以总结自编程的 PCM 层埋管式传热模型具有较高的准确性。

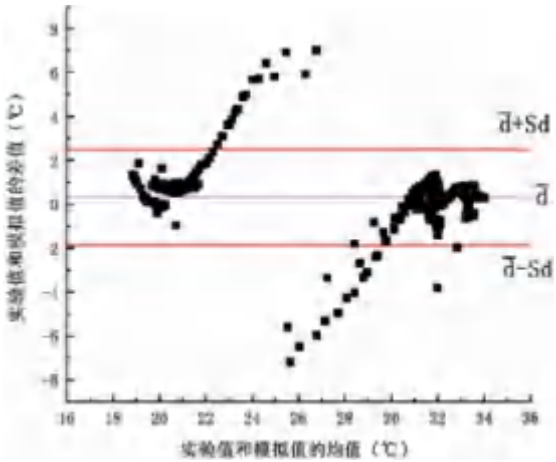


图 16 空气温度散点图

4 结论

本文使用热容法建立一个二维 PCM 层埋管式辐射供冷地板传热模型，并通过搭建缩尺实验房间对 PCM 层埋管式辐射供冷地板传热模型和系统 TRNSYS 仿真模型进行验证。采用误差分析法和 Bland-Altman 一致性分析法对比分析室内空气温度、地板表面温度、地板表面热流密度等参数的实验值和模拟值，得出各参数的平均相对误差较小，且均超过 95%的数据点落在置信区间内，证实了 PCM 层埋管式辐射供冷地板传热模型和系统 TRNSYS 仿真模型的准确性。

参考文献

[1] 夏燚，金星．相变蓄能建筑墙体研究进展[J]．东南大学学报:自然科学版,2015,45(3):612-618.

[2] 冷光辉，蓝志鹏，葛志伟，等．储热材料研究进展[J].储能科学与技术，2015，4(2)：119-130.

[3] SOARES N, COSTA JJ, GASPAR AR, et al. Review of passive PCM latent heat thermal energy storage systems towards buildings' energy efficiency [J]. Energy and Buildings, 2013, 59: 82-103.

[4] 王子介．低温辐射供暖与辐射供冷[M].北京:机械工业出版社,2004.

[5] 宫克勤,刘新,王卓智．地板辐射供冷/供暖系统经济性对比分析[J]．暖通空调,2015,45(1):78-81.

[6] Jayalath A, Aye L, Mendis P, et al. Effects of phase change material roof layers on thermal performance of a residential building in Melbourne and Sydney[J]. Energy and Buildings,2016,121:152-158.

[7] Saafi K, Daouas N. Energy and cost efficiency of phase change materials integrated in building envelopes under Tunisia Mediterranean climate[J].Energy, 2019, 187:1-13.

[8] 叶宏,葛新石,焦冬生.带定形 PCM 的相变贮能式地板辐射采暖系统热性能的数值模拟[J].太阳能学报,2002,23(4)：482-487.

[9] 叶宏,程丹鹏,葛新石等.定形相变贮能式地板辐射采暖系统数值模型的实验验证及参数分析[J].太阳能学报，2004(02)：189-194.

[10] Lin KP, Zhang YP, Xu X, et al. Modeling and simulation of under-floor electric heating system with shape-stabilized PCM plates[J].Building and Environment, 2004, 39(12): 1427-1434.

[11] Huang KL, Feng GH, Zhang JS. Experimental and numerical study on phase change material floor in solar water heating system with a new design[J]. Solar Energy, 2014, 105(7):126-138.

[12] Yasin M, Scheidemantel E, Klinker F, et al. Generation of a simulation model for chilled PCM ceilings in TRNSYS and validation with real scale building data[J]. Journal of Building Engineering, 2019, 22(3): 372-382.

[13] Li D, Zheng Y, Liu C, et al.Numerical analysis on thermal performance of roof contained PCM of a single residential building[J].Energy Convers Manage, 2015, 100: 147–156.

[14] Lu S, Liu S, Huang J, et al. Establishment and experimental verification of PCM room's TRNSYS heat transfer model based on latent heat utilization ratio[J].Energy and Build 2014,84:287-98.

[15] 潘艾刚,王俊彪,张贤杰.基于等效热容法和焓法的相变传热数值分析[J].计算机仿真,2014,31(02):315-319.

基于时间序列

——机器学习集成算法的建筑中人员位移预测模型

晋　远，燕　达，孙红三

（清华大学，北京　100084）

［摘　要］建筑中人员位移情况与用能动作是影响建筑实际运行能耗的关键因素之一，人员行为因素影响着建筑实际运行效果。其中，人员位移情况影响着室内发热量，和设备运行等作息设定，是建筑设备运行管理的重要基础。随着建筑节能工作的深入，低碳排放与碳中和目标为建筑节能工作提出了更高的要求。为此，通过制定建筑实际运行阶段的控制管理策略，优化可再生能源的利用，是降低建筑运行能耗以及提高可再生能源利用率的重要举措。在该方面，预测未来时段的人员位移情况，是建筑运行控制管理策略制定的关键环节，结合人员位移情况的位移情况，指导制定最优化方案。建筑中人员位移具有时间序列特性，包含人员在室情况与人数，建筑尺度的人数预测能有效指导冷机运行调控。本研究旨在刻画分析其时间序列特征，并基于特征分析结果，构建基于时间序列-机器学习集成算法的人员位移预测模型及检验的研究框架。研究选用 16 栋不同功能的公共建筑，对其建筑尺度的人数开展预测研究。通过不同模型预测效果的比较，本研究所提出的方法能有效地提升人员位移预测的效果，具有进一步提升建筑运行能效的潜力。

［关键词］建筑人行为；人员位移；预测；时间序列；模型

引言

由于气候变化，建筑节能和低碳发展愈加重要，需要在耗能总量与碳排放两方面加以控制[1]。诸多学者指出，减缓气候变化，有效的措施之一为高效利用可再生能源[2, 3]。我国对水力、风力等集中可再生能源发电的投入不断增加，与此同时，增加分散式发电，优化分布式能源管理，能够有效集成分散式供电与末端，提高可再生能源利用效率[4]。而其关键问题在于发电侧与耗电末端侧的负荷匹配。如光伏发电的峰值出现在太阳光能充足的时刻，而建筑中的用能负荷具有自身的峰谷特性，两者的有效匹配，能够确保可再生能源的充分高效利用。建筑中的人员是多数住宅与公共建筑设备服务的对象，人行为因素需要在建筑性能设计和运行控制管理过程中，做详细的设定与考量[5, 6]。建筑中的人员在室情况和人数，统称为建筑的人员位移，决定了人员发热作息，影响着设备作息以及人员动作发生，因此是人行为因素的重要基础。随着对建筑运行管理要求的逐渐提升，结合未来时段的综合运行管理策略制定愈加关键，而人员位移预测结果则是优化控制效果的重要输入之一。

近十年随着学者对建筑中人员位移重要性的认识加深，出现了诸多相关研究成果，研究内容大部分围绕着人员位移的模拟方法[7]和识别模型[8]展开，人员位移情况在未来时段的预测研究近几年逐渐增多，成为人员位移研究的另一研究方向和趋势[9]。模型方法根据其原理分为 4 类，分别是（1）基于概率统计或贝叶斯推断的数理模型，如基于马尔可夫链的预测模型[10]；(2）非监督式机器学习模型，如基于聚类的预测算法[11]；(3）监督式机器学习模型，如决策树模型[12]和长短时记忆网络模型[13]；(4）混合模型，即以上算法集成所得预测模型[14]。近几年，基于监督式机器学习模型和混合模型的研究数量逐渐增加。

Erickson [15]基于马尔可夫模型预测房间人数，模型利用空间的拓扑结构，考虑不同房间之间的关联关系。基于马尔可夫转移概率矩阵的模型，仅考虑当前步长位移情况与上一步长的相关性，不反映时间序列的其他数据的相关性，同时预测基于的数理统计模型没有考虑事件因素。Ohsugi [16]比较了 k-近邻，支持向量机，随机森林，多层感知神经网络等机器学习算法对于位移情况预测的效果，在数据较为充足的情况下，该类模型通过训练可获得较好的效果，但往往无法反映物理特性，如日类型差异对预测效果的影响。Dobbs [17]提出基于马尔可夫转移矩阵和贝叶斯在线更新的人员位移预测模型，能够有效提升模型在实际

应用时的鲁棒性，同样具有和马尔可夫链模型相同的特征，对物理特性的考虑具有一定的局限性。

建筑中人员位移预测相关研究的输入参数主要为历史位移数据，反映时间信息等数据，以及反映环境状态的参数（多为传感器获得）。多数研究基于历史位移数据，如马尔可夫模型与部分机器学习模型，仅考虑上一时间步长的数据。反映时间信息的数据一般为时刻、周数、节假日信息等，与事件相关的信息通常较少，仅在特殊交通场站等场合有所体现[18]。

通过对目前现有人员位移预测模型的整理分析，多数研究对人员位移预测模型的分析关注上一时间步长，或基于若干连续历史步长数据作为输入构建模型。有研究基于传统时间序列分析模型开展预测研究[19]，但是效果有待提升。因此本研究基于当前人员位移预测研究现状，旨在构建预测模型，基于人员位移数据的时间序列的物理特性，构建人员位移预测模型，为基于预测优化运行控制管理，以及能源规划控制管理奠定研究基础。

1.技术路线

研究从数据采集、时序分析、模型构建和模型检验四个部分开展。基于脱敏的手机移动应用定位信息，得到不同功能公共建筑以建筑为空间尺度的人数数据[20]。对数据开展时间序列分析，并基于分析结果构建人数预测模型。最后，提出模型检验的数学指标，比较所提出的模型和其他模型在人数预测方面的效果差异。总体的技术路线如图 1 所示。

1.1.数据采集

人员位移数据具有一定的隐私性，这为数据采集获取带来难度。近十年发展出多种多样的建筑中人员位移数据的采集识别方式，分为直接和间接两种，按照人员识别的数据来源可以分为三类：(1) 基于环境参数[5, 21]（如红外传感器、二氧化碳浓度、噪声信号等）；(2) 基于录像视频[22]（如图像识别与定位）；(3) 基于网络信息技术[8]（如 RFID、Wi-Fi 信号、蓝牙、移动定位等）。

人员位移的识别研究，为相关数据采集奠定基础，能够有效推动人员位移模拟和预测研究，也为基于人员位移的设计和运行工作带来更大的机遇。本研究所分析的数据来源于脱敏的手机移动应用的定位信息，从而获取建筑尺度，以 1 小时为时间步长的人员位移数据，具体的建筑类型和时间跨度等信息请参见 2.1 节。

1.2 时序分析

建筑中人员位移具有时序特征，对其开展如下分析，能够有效指导人员位移模拟模型和预测模型的构建，本研究所开展的时序分析包括：平均日、周曲线特征刻画，季节周期性分解和时序相关性分析，本节作详细说明。

（1）平均日、周曲线特征刻画

传统设计用人员作息为假设的固定作息比例，往

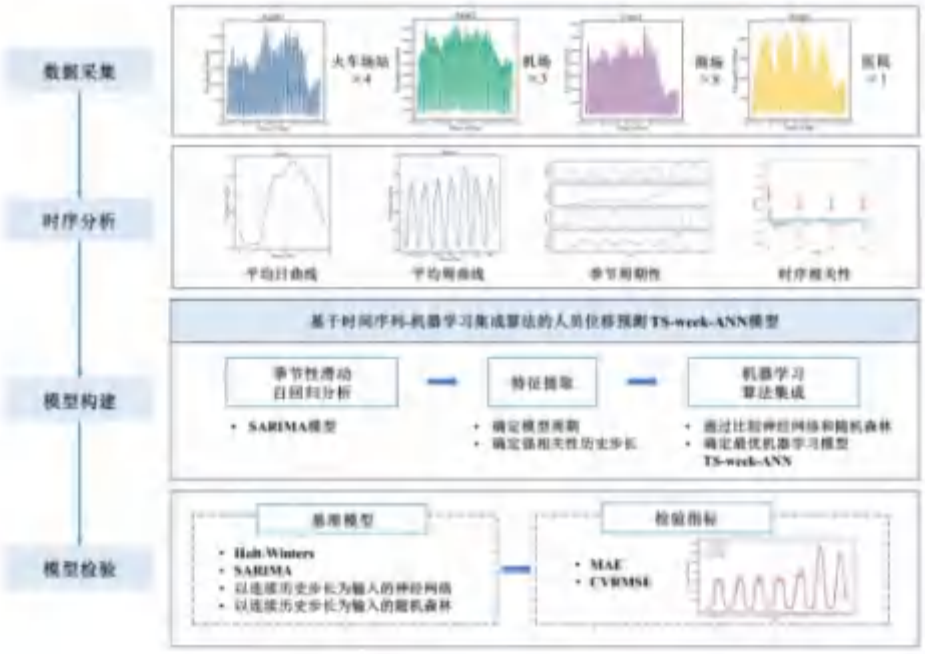


图 1 技术路线图

往不考虑工作日和节假日，以及周内各日之间的差异，本研究基于采集数据，对不同建筑类型的单栋建筑人数曲线进行刻画分析。首先按照日和周的分析窗口，逐单元对数据进行标准化，防止数据绝对值大小对结果的影响。实际使用阶段，即使是公共建筑，也存在建筑内始终有人员在室的情况，因此本研究采取 0-1 标准化，选取每日/每周最大人数值，对当日/周的逐时刻作标准化处理，如公式(1)：



(1)

其中，$X^{(i)}$表示在i时刻的人数；$X_S^{(i)}$表示标准化之后i时刻的人数；k表示标准化分析窗口大小，以小时为时间步长，逐日标准化则$k=24$，逐周标准化则$k=168$。

对于平均日曲线刻画，分工作日和节假日（包含周末和法定假日）进行平均值统计，对于周曲线，直接统计平均值，求出人员作息曲线。详细分析请参见 2.2 节。

（2）季节周期性分解

由于存在日和周的工作节律，建筑中人员位移具有以日和周为单位的周期性，同时，建筑中人数存在随着时间变化的趋势，如火车站、机场存在随季节和节假日不同的整体趋势的波动。因此，本研究引入时序分析的季节周期性分解，将人员数据分解为趋势项、周期项和随机项，如公式(2)。随机项可视为去除周期和趋势因素所得的残差。本研究基于 Python 程序 statsmodels 时间序列分析的算法包 tsa[23]开展研究。

$$X^{(i)}=T^{(i)}+S^{(i)}+e^{(i)} \tag{2}$$

公式体现的趋势项、周期项和随机项为累加关系，其中，$T^{(i)}$代表趋势项，$S^{(i)}$代表周期项，$e^{(i)}$代表随机残差。

（3）时序相关性分析

多数文献基于人员位移具有马氏性的假设开展研究，即当前时刻人数仅与上一时刻相关。实际上，通过时序相关性分析，当前时刻人数与若干步长之前的数据均具有一定的相关性，深入分析其物理相关规律，能够更有效指导预测模型构建。为此，本研究利用自相关系数（ACF），和偏自相关系数（PACF）分析人员位移的时序相关性。自相关系数为某时序数据与自身时间步长不同偏移步长下的数据之间的皮尔逊相关系数。偏自相关系数为去除其他步长数据的相关性影响，仅反映和偏移步长之间的相关性。自相关系数和偏自相关系数的结果能够指导如滑动自回归时序模型的参数选取。

1.3 模型构建

本研究旨在构建基于时间序列和机器学习集成算法的建筑中人员位移预测模型，考虑人员位移的时间序列物理特性。模型分为两部分，基于季节性滑动平均自回归模型得到人员位移预测的有效输入变量，与机器学习模型相结合，从而实现模型构建，提高预测效果准确性。

（1）季节性滑动平均自回归模型

季节性滑动平均自回归模型（Seasonal Autoregressive Integrated Moving Average，SARIMA）由周期季节模型，自回归模型和滑动平均三个模型构成。对于时间序列数据$\{X^{(t)}\}$，该模型可表述为$SARIMA(p,d,q)(P,D,Q)_S$：

$$\Phi_P(B^S)\phi_p(B)(1-B^S)^D(1-B)^dX^{(t)}=\Theta_Q(B^S)\theta_q(B)Z^{(t)} \tag{3}$$

其中，B是回溯间隔算子，其原理为：

$$B^kX^{(t)}=X^{(t-k)} \tag{4}$$

S是周期，p是非周 s 期项的 AR 模型参数，P是周期项对应参数：

$$\phi_p(B)=1-\phi_1B-\phi_2B^2-\cdots-\phi_pB^p \tag{5}$$

$$\phi_P(B^S)=1-\phi_1B^S-\phi_2B^{2S}-\cdots-\phi_PB^{PS} \tag{6}$$

d是非周期项差分参数，D是周期项差分参数；q是非周期项的 MA 模型参数，Q是周期项对应参数：

$$\theta_q(B)=1+\theta_1B+\theta_2B^2+\cdots+\theta_qB^q \tag{7}$$

$$\Theta_Q(B^S)=1+\Theta_1B^S+\Theta_2B^{2S}+\cdots+\Theta_QB^{QS} \tag{8}$$

通常，为了避免模型过度复杂导致过拟合，在确定最优参数时需要兼顾简约准则：

$$p+d+q+P+D+Q\le 6 \tag{9}$$

同时，采用 AIC 作为损失函数确定最优参数组合：

$$AIC=2k+n\ln\frac{RSS}{n} \tag{10}$$

其中，k是模型中待定参数个数，n是观测数据的个数，RSS是残差平方和。

由此，基于对位移时序数据的特征分析，利用季节性滑动自回归模型，确定关键参数，可以获得强相关的历史步长数据，作为特征提取，与机器学习算法集成，实现模型构建。

（2）机器学习算法集成

面向人员位移预测，需要选择监督式机器学习算法。本研究选择神经网络算法和随机森林两种算法，比较其与时间序列分析集成的预测效果，从而确定最优的预测模型形式。神经网络算法基于 Python 的

Keras 程序包构建神经网络模型，随机森林选取 sklearn 程序包进行模型训练与预测。

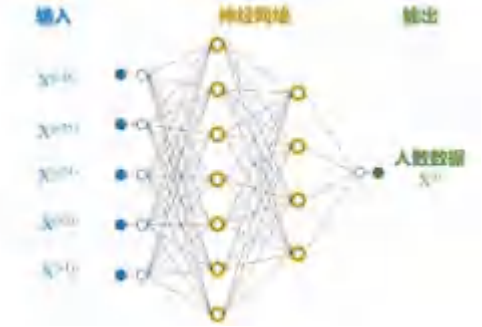


图 2 神经网络模型示意

神经网络示意如图 2 所示，输入数据节点经由激活函数（本研究利用 ReLU 作为激活函数）输入至神经网络，在每一层神经网络节点的权重系数和偏差值的运算之后，得到输出。经过反向传播的模型参数训练，得到优化后的模型。随机森林模型示意如图 3 所示，从原始数据集中随机选取部分样本数据训练一棵决策树，由此重复多次，得到数量为 n 的决策树，对于预测回归的应用场景，选取均值得到随机森林的输出结果。这种方式避免了单棵决策树过拟合的问题。

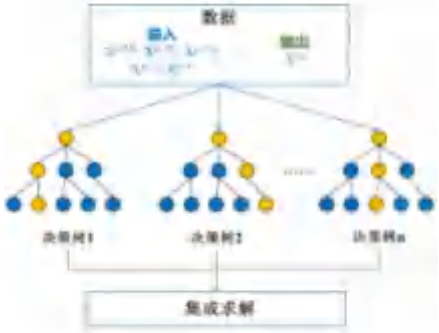


图 3 随机森林模型示意

表 1 神经网络参数寻优组合

参数	代码表示	参数范围
神经网络层数	ls	[1, 2, 3]
单层神经元个数	ns	[1, 2, 3, …, 128]
优化器	optimizer	['RMSprop', 'Adam']
神经元丢弃率	dropout	[0, 0.1, 0.2, …, 0.6]

表 2 随机森林参数寻优组合

参数	代码表示	参数范围
决策树个数	n_estimators	[10, 20, …, 100]
树最大深度	max_depth	[10, 20, …, 100]
分节点最小样本数	min_samples_split	[2, 4, …, 10]
叶节点最小样本数	min_samples_leaf	[1, 3, …, 9]
考虑特征数最大值	max_features	['auto', 'sqrt']

基于时序分析的神经网络或随机森林模型，均需要确定超参数做参数调优，预测模型的最终效果与参数调优的方法和过程具有较强的关联。本研究神经网络和随机森林模型参数调优的初始设定如表 1 和表 2 所示。其中，神经网络模型中，神经元丢弃率可以一定程度避免模型过拟合；随机森林模型中，特征数最大值，若为'auto'，则选取所有特征值，若为'sqrt'，则选取特征值总数的平方根。

由于参数组合数较多，随机选取适量的参数组合实现寻优。神经网络在 2 或 3 层神经元结构时，分别选取 1000 组参数寻优，而随机森林模型则在整体参数组合中随机选取 3000 组参数寻优。

由此，通过季节性滑动平均自回归模型，为机器学习算法完成特征提取，比较时序分析周期和机器学习算法组合得到的预测结果，确定最优的人员位移预测模型（图 4）。

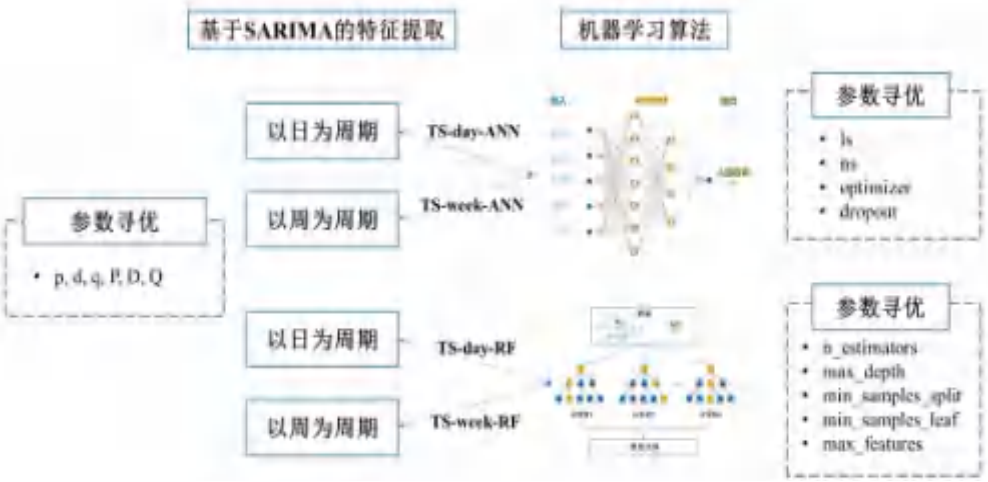


图 4 基于时间序列-机器学习集成算法选定最优模型形式的示意图

表 3 研究案例建筑类型分布

编号	建筑名称	功能类型	编号	建筑名称	功能类型
1	RailS1	火车站	9	Com2	商场
2	RailS2		10	Com3	
3	RailS3		11	Com4	
4	RailS4		12	Com5	
5	Airpt1	机场	13	Com6	
6	Airpt2		14	Com7	
7	Airpt3		15	Com8	
8	Com1	商场	16	Hosp1	医院

1.4 模型检验

本研究选取（1）Holt-Winters 模型和（2）SARIMA 模型，以及（3）以连续步长历史数据为输入的神经网络和（4）以连续步长历史数据为输入的决策树模型作为基准模型，比较不同模型预测建筑内人数的准确性。

检验采取逐点的准确性计算方法，检验指标选取平均绝对值误差（MAE）和标准化均方根误差（CVRMSE）：

$$MAE = \frac{1}{N}\sum_{t=1}^{N}\left|X^{(t)} - \widehat{X}^{(t)}\right| \quad (11)$$

$$CVRMSE = \frac{RMSE}{\overline{X^{(t)}}} \quad (12)$$

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{N}\sum_{t=1}^{N}(X^{(t)} - \widehat{X}^{(t)})^2} \quad (13)$$

2.案例分析

2.1 案例数据信息

本研究选取 16 栋公共建筑，开展人员位移预测研究。建筑类型包括火车站（高铁站）、机场、商场和医院（如表 3），所采集的数据时间跨度从 2015 年 12 月，至 2017 年 9 月，时间步长为 1 小时。

选取 2017 年 1 月的原始数据得到如图 5 结果。由于 2017 年 1 月 27 日为除夕，因此在最后一周人数明显减少。机场在夜间普遍有较多的人员在室，与火车站和商场的特征有区别。医院由于有急诊，因此也存在夜间有一定人员在室的情况，同时医院因有周末休息，人数在周中和周末的差别较大。

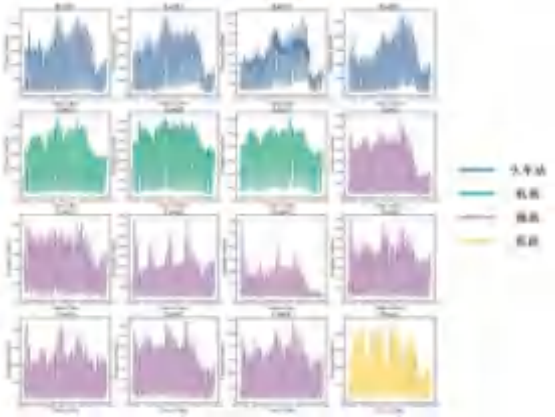


图 5 采集所得 2017 年 1 月各建筑全年人数情况

2.2 时序分析

对数据集进行 1.2 节所述时序分析，结果如下：

（1）平均日、周曲线特征刻画

图 6 所示为不同类型建筑的工作日和节假日的人员作息平均典型曲线。一日为单位刻画建筑内人数，主要分为人数上升阶段、人数稳定和人数下降阶段。火车站和商场在节假日，人数上升有较为明显的时滞延后，而对于机场，人数上升阶段反而有提前的趋势，医院则没有显著差异。对于下降阶段，机场的节假日相较于普通工作日有显著的延后趋势，分析这与节假日利用飞行旅游的人数有增加的趋势，且推测与不同时段机票价格差异相关，而对于火车站，车次和车票价格相对固定，因此这一现象并不显著。对于商场，有四座商场存在中午至下午时段，节假日人员作息比例明显高于工作日，推测该类商场的购物属性更加主导所致。而对于医院，节假日晚上时段和凌晨时段的人数均高于工作日时段。

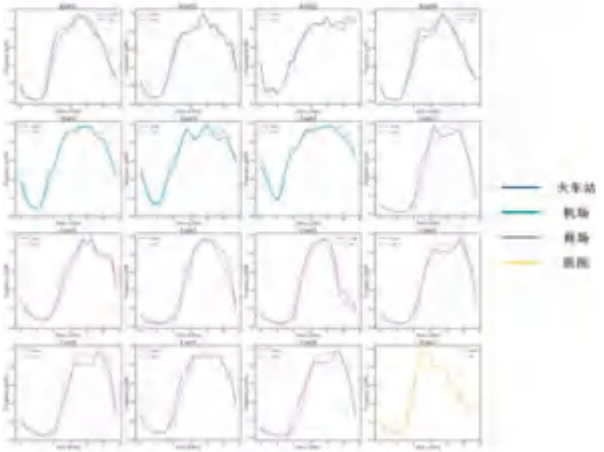


图 6 人员作息平均日典型曲线（其中，实线为工作日，虚线为节假日）

利用相类似的方法分析不同类型以周为单位的人员作息平均典型曲线（图 7）。不同类型建筑以周为单位的平均典型曲线特征具有一定的差异。由于以周为单位的人数最大值作为依据进行数据标准化，因此该曲线可以反映典型周的人数相关关系。火车站周五的人数显著高于其他日，周末人数稍高于周一至周四；

机场则为周中人数高于周末；商场人数整体趋势为周末人数高于周五，周五人数高于周一至周四；而由于医院的工作安排，医院人数周中显著高于周末。由此可以有效指导建筑设计以及设备运行策略的制定。

（2）季节周期性分解

图 8 以商场（Com3）为例，对一周的人数做季节周期性分解。基于该分析也同样能得到人员作息以日为周期重复的特征，同时趋势项能够有效反映一周内各日之间的总数差异。周期性分解的结果是时序预测模型 Holt-Winters 的基础。

（3）时序相关性分析

同样，以商场（Com3）为例，分析人数数据的时序相关特性。对于不同周期特性的数据，可先对数据作一阶差分，以日周期为例，作一阶差分如下：

$$diff(X^{(t)}) = X^{(t)} - X^{(t-24)} \quad (14)$$

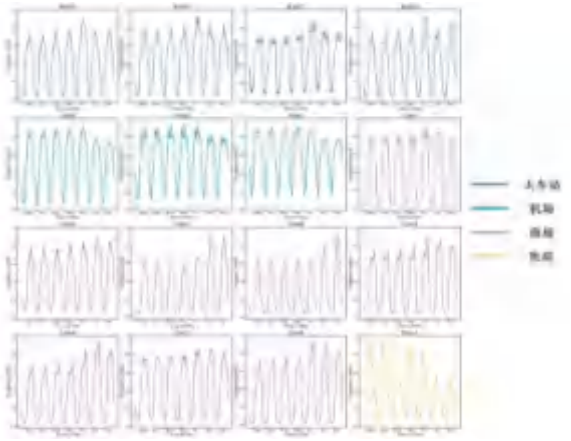


图 7 人员作息平均周典型曲线

结果如图 9 和图 10 所示。建筑中人数数据的相关特征，随着偏移时间步长，同样具有周期特性，通过偏自相关系数的分析，能够得到与当前时间不长相关性更强的时间步长。对于日周期的分析结果，偏移步长为 1 天、2 天和 3 天的数据具有强相关性，对于周周期的结果，偏移步长为 1 周、2 周和 3 周的数据，同样具有强相关性，这为后续模型构建奠定了基础。

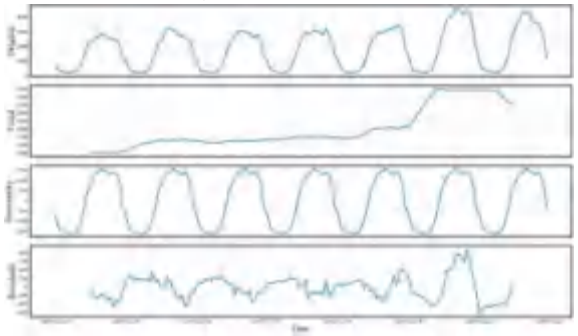


图 8 季节周期性分解结果（以商场 Com3 为例）

（从上至下依次为：原始数据、趋势项、周期项、随机项）

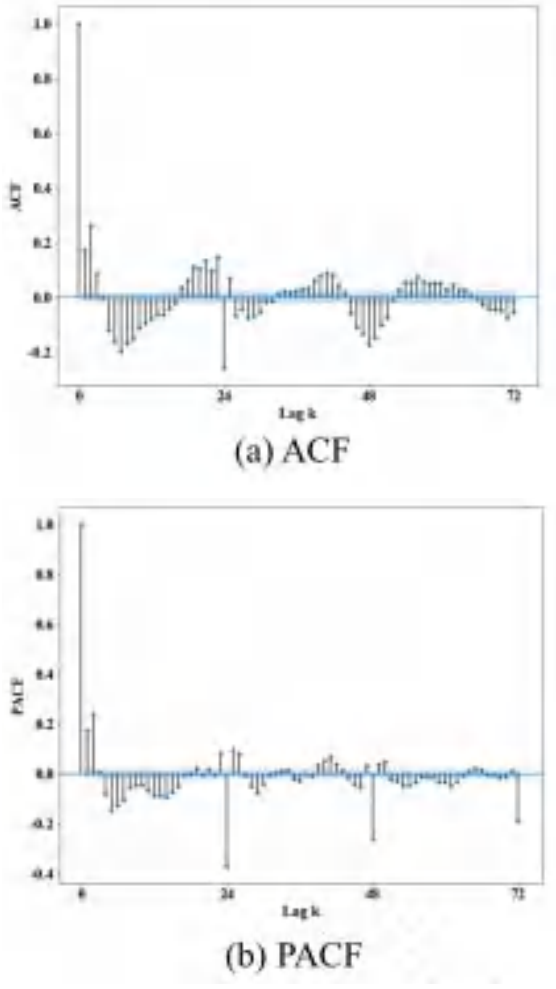


图 9 时间序列分析(以日为周期的自相关系数 ACF 和偏自相关系数 PACF）

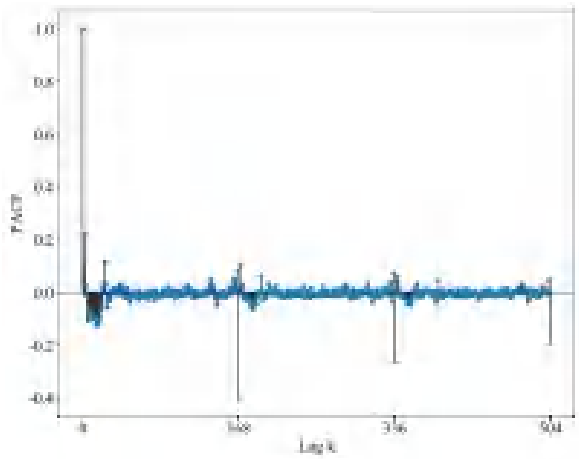


图 10 时间序列分析（以周为周期的偏自相关系数 PACF）

2.3 人员位移预测结果

表 4 SARIMA 模型所得最优模型参数与用于人数预测的特征

编号	建筑名称	SARIMA 系数							提取特征
		p	d	q	P	D	Q	S	
1	RailS1	1	1	1	2	0	1	1d	50-48 (2d), 26-24 (1d), 2, 1
2	RailS2	1	1	0	2	0	1		50-48 (2d), 26-24 (1d), 2, 1
3	RailS3	1	1	1	2	0	1		50-48 (2d), 26-24 (1d), 2, 1
4	RailS4	1	1	0	2	0	1		50-48 (2d), 26-24 (1d), 2, 1
5	Airpt1	1	1	1	1	1	1		50-48 (2d), 26-24 (1d), 2, 1
6	Airpt2	1	1	1	1	0	1		26-24 (1d), 2, 1
7	Airpt3	1	1	2	0	1	1		26-24 (1d), 2, 1
8	Com1	1	1	1	1	0	1		50-48 (2d), 26-24 (1d), 2, 1
9	Com2	1	1	0	2	0	1		28-24 (1d), 4-1
10	Com3	3	1	2	1	0	1		26-24 (1d), 2, 1
11	Com4	2	1	2	2	1	1		75-72 (3d), 51-48 (2d), 27-24 (1d), 3-1
12	Com5	1	1	2	1	0	1		26-24 (1d), 2, 1
13	Com6	3	1	2	0	1	1		28-24 (1d), 4-1
14	Com7	2	1	1	1	0	1		27-24 (1d), 3-1
15	Com8	3	1	0	1	0	1		28-24 (1d), 4-1
16	Hosp1	1	1	2	2	0	1		50-48 (2d), 26-24 (1d), 2, 1

表 5 TS-神经网络模型参数调优结果（以商场 Com3 为例）

参数	以日为周期	以周为周期
神经网络层数	2	2
神经元个数	(79, 104)	(128, 60)
优化器	'RMSprop'	'Adam'
神经元丢弃率	0	0.2

表 6 TS-随机森林模型参数调优结果（以商场 Com3 为例）

参数	以日为周期	以周为周期
决策树个数	90	100
树最大深度	80	90
分节点最小样本数	2	2
叶节点最小样本数	1	1
考虑特征数最大值	'sqrt'	'sqrt'

表 7 确定最优人数预测模型形式（CVRMSE 指标）

建筑名称	基于时间序列-机器学习集成算法预测模型形式				最优模型
	TS-day-ANN	TS-week-ANN	TS-day-RF	TS-week-RF	
RailS1	0.101	0.090	0.151	0.153	TS-week-ANN
RailS2	0.115	0.082	0.115	0.136	TS-week-ANN
RailS3	0.102	0.095	0.107	0.130	TS-week-ANN
RailS4	0.077	0.082	0.118	0.126	TS-day-ANN
Airpt1	0.063	0.060	0.123	0.113	TS-week-ANN
Airpt2	0.055	0.049	0.123	0.130	TS-week-ANN
Airpt3	0.056	0.050	0.088	0.100	TS-week-ANN
Com1	0.097	0.084	0.206	0.155	TS-week-ANN
Com2	0.189	0.125	0.168	0.168	TS-week-ANN
Com3	0.113	0.085	0.123	0.134	TS-week-ANN
Com4	0.133	0.133	0.156	0.149	TS-week-ANN
Com5	0.175	0.148	0.170	0.156	TS-week-ANN
Com6	0.093	0.089	0.125	0.107	TS-week-ANN
Com7	0.177	0.169	0.153	0.150	TS-week-RF
Com8	0.091	0.077	0.153	0.120	TS-week-ANN
Hosp1	0.076	0.094	0.145	0.165	TS-day-ANN

以日周期为例，对 16 座建筑作季节性滑动平均自回归模型（SARIMA）分析，确定最优参数组合，由此实现人员位移预测模型的特征提取，得到可作为模型输入的强相关性历史数据，如表 4 所示。

将人数数据的输入特征与输出数据按照 3:1 的比例分为训练集与测试集，训练集中选取 1/4 作为验证集，由此训练不同建筑中的人数预测模型。限于篇幅，本文仅以商场 3（Com3）为例，总结不同模型的最优参数组合（表 5 与表 6）。

比较图 4 所示四种模型形式的预测效果，最优的人数预测模型形式。通过比较，基于时间序列分析所提取的特征，神经网络在人员预测方面的准确性普遍偏高，且以周为周期的数据更有利于提升人员预测的准确性。由此，本研究将 TS-week-ANN 模型作为最优的建筑中人数预测模型（表 7），并于 2.4 节与基准模型比较预测效果。

表 8 不同模型预测准确度比较结果（CVRMSE）最优结果以蓝色标出

建筑名称	Holt-Winters	SARIMA	ANN	RF	TS-week-ANN
RailS1	0.236	0.237	0.114	0.143	0.090
RailS2	0.236	0.217	0.115	0.135	0.082
RailS3	0.250	0.242	0.170	0.176	0.095
RailS4	0.226	0.225	0.097	0.118	0.082
Airpt1	0.168	0.160	0.084	0.139	0.060
Airpt2	1.275	0.147	0.070	0.161	0.049
Airpt3	2.483	0.126	0.059	0.098	0.050
Com1	0.272	0.268	0.112	0.160	0.084
Com2	0.228	0.234	0.156	0.219	0.125
Com3	0.271	0.270	0.139	0.124	0.085
Com4	0.306	0.301	0.158	0.154	0.133
Com5	0.284	0.278	0.196	0.206	0.148
Com6	0.245	0.244	0.117	0.119	0.089
Com7	0.234	0.234	0.186	0.172	0.169
Com8	0.259	0.262	0.111	0.148	0.077
Hosp1	0.235	0.234	0.082	0.082	0.094

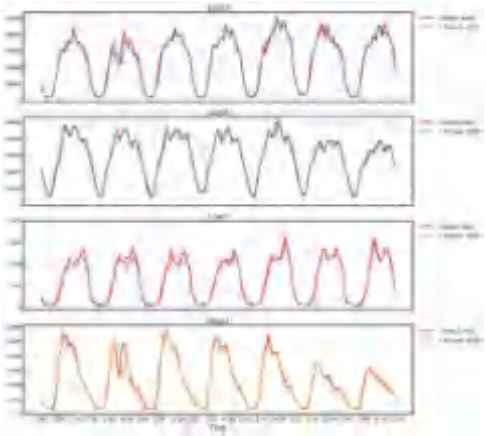


图 11 基于时间序列-机器学习集成算法的人数预测结果

将 TS-week-ANN 模型的人数预测效果，按照不同 CVRMSE 值，选取 RailS2（CVRMSE=0.082），Airpt2（CVRMSE=0.049），Com5（CVRMSE=0.148），和 Hosp1（CVRMSE=0.094）四个建筑，绘制一周的最优模型的预测效果，如图 11 所示。Airpt2 的预测效果最佳，能实现人数上升、下降以及较大值等特征的预测，Com5 的预测效果最差，在该周第一、三天的第一个人数上升段预测出现较大偏差，在第二天的第二个人数尖峰值的预测出现较大偏差，仍有优化空间。

2.4 预测模型对比分析

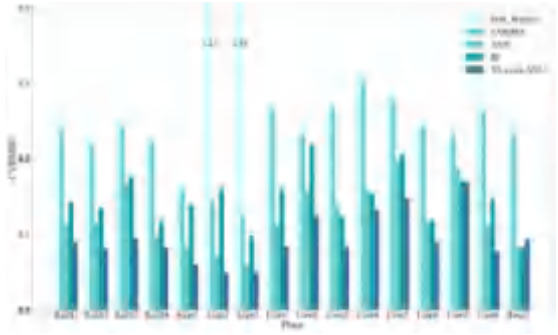


图 12 不同模型预测准确度比较结果（CVRMSE）

将模型与 1.4 节所述基准模型进行比较，按照 CVRMSE 进行评价，得到如图 12 和表 8 所示结果。Holt-Winters 方法预测结果中会受历史随机项影响产生异常大值，因此 Airpt2 和 Airpt3 的 CVRMSE 均大于 1。

通过准确度和人数预测结果（图 13）的对比分析，基准模型包括 Holt-Winters，SARIMA 和 RF 在人数上升和下降时段的预测结果均存在时间相位的偏差，ANN 在部分建筑出现相同的问题；此外，Holt-Winters 模型和 SARIMA 模型均不同程度出现了异常大的错误预测值。原因在于 Holt-Winters 和 SARIMA 的时序分析依赖于训练集中所有连续历史数据，其为线性结构，因此易受到历史随机项的影响。针对基于时间序列分析的机器学习集成算法，TS-RF 模型没有体现出优势，原因为其在模型训练过程会将时间序列分析所提取的特征作随机筛选，影响预测准确度，而 TS-ANN 则将时序分析提取的特征作关联，同时利用激活函数将非线性因素引入模型，获得较好的准确度。因此，本文提出的 TS-week-ANN 模型，能够在时间相位和人数最大值的预测方面有更好的效果。除 Hosp1 外，在其余各个建筑中，TS-day-ANN 模型均为表现最优。下一步仍需分析其他时刻、节假日以及事件等因素，进一步提高模型的准确度。

结论

在建筑节能和低碳减排的背景下，人员位移预测对建筑设备运行与能源管理的重要性尤为凸显，能够优化可再生能源的利用和分配。由于人员位移随机性、不确定性和多样性等特征，预测未来时段的人员位移是人行为研究的一大挑战。

通过文献调研，较少研究将人员位移的时间序列特征与预测模型构建相结合，因此本文提出了一种时

间序列-机器学习集成算法的人员位移预测模型，并确定以周为周期的 TS-week-ANN 模型为最优的预测模型，该方法利用时间序列分析作特征提取，确定与当前时间步长数据具有强相关的历史数据，作为输入数据训练神经网络模型。基于 16 座不同建筑类型公共建筑，对预测模型的性能与基准模型做分析对比，本模型在 MAE 和 CVRMSE 准确度指标方面均为预测效果最优。同时，本模型可以避免预测结果时间相位的偏差和异常值预测结果的出现。

研究工作需要进一步基于典型日、周曲线得到人员位移典型曲线或模拟方法，指导建筑性能模拟，同时，接下来需进一步分析建筑中人员位移有关事件的驱动因素，从而提升预测效果。

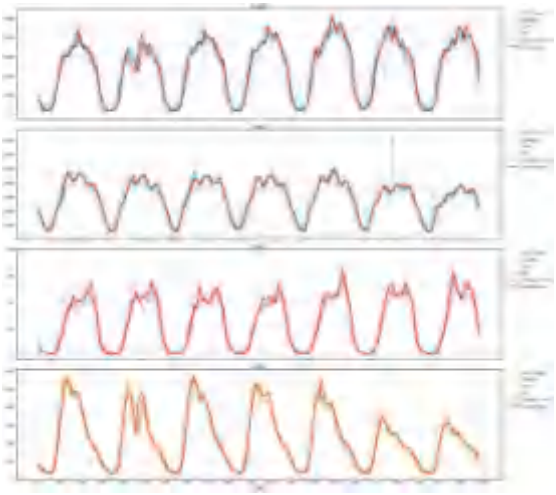


图 13　不同模型人数预测比较结果

致谢

本研究受国家重点研发计划“ 净零能耗建筑适宜技术研究与集成示范 ”（2019YFE0100300）、国家自然科学基金“ 建筑中典型行为模式及人群分布获取及检验方法研究 ”（51778321）资助。

参考文献

[1] 新华社. 习近平在第七十五届联合国大会一般性辩论上的讲话 [N]. 新华社, 2020-9/22.

[2] NEWTON P W, TUCKER S N. Hybrid buildings: a pathway to carbon neutral housing [J]. Architectural Science Review, 2010, 53(1): 95-106.

[3] TOZER L, KLENK N. Urban configurations of carbon neutrality: Insights from the Carbon Neutral Cities Alliance [J]. Environment Planning C: Politics Space, 2019, 37(3): 539-57.

[4] AL-GHAMDI S G, BILEC M M. On-site renewable energy and green buildings: a system-level analysis [J]. Environmental science and technology, 2016, 50(9): 4606-14.

[5] JIN Y, YAN D, ZHANG X, et al. A data-driven model predictive control for lighting system based on historical occupancy in an office building: Methodology development [J]. Building Simulation, 2021, 1-17.

[6] YAN D, HONG T, DONG B, et al. IEA EBC Annex 66: Definition and simulation of occupant behavior in buildings [J]. Energy and Buildings, 2017, 156(258-70).

[7] DONG B, YAN D, LI Z, et al. Modeling occupancy and behavior for better building design and operation—A critical review [J]. Building Simulation, 2018, 11(5): 899-921.

[8] KOUYOUMDJIEVA S T, DANIELIS P, KARLSSON G. Survey of Non-Image-Based Approaches for Counting People [J]. IEEE Communications Surveys and Tutorials, 2019, 22(2): 1305-36.

[9] JIN Y, YAN D, CHONG A, et al. Occupancy forecast in buildings: A systematical and critical review and perspective [J]. Under review, 2021

[10] BELTRAN A, CERPA A E. Optimal HVAC building control with occupancy prediction; proceedings of the BuildSys 2014 - Proceedings of the 1st ACM Conference on Embedded Systems for Energy-Efficient Buildings, F, 2014 [C].

[11] VAZQUEZ F I, KASTNER W. Clustering methods for occupancy prediction in smart home control [M]. 2011.

[12] SANGOGBOYE F C, ARENDT K, SINGH A, et al. Performance comparison of occupancy count estimation and prediction with common versus dedicated sensors for building model predictive control [J]. Building Simulation, 2017, 10(6): 829-43.

[13] PESIC S, TOSIC M, IKOVIC O, et al. BLEMAT: Data Analytics and Machine Learning for Smart Building Occupancy Detection and Prediction [J]. International Journal on Artificial Intelligence Tools, 2019, 28(6):

[14] HOBSON B W, GUNAY H B, ASHOURI A, et al. Clustering and motif identification for occupancy-centric control of an air handling unit [J]. Energy and Buildings, 2020, 223

[15] ERICKSON V L, CARREIRA-PERPINAN M A, CERPA A E. Occupancy Modeling and Prediction for Building Energy Management [J]. Acm Transactions on Sensor Networks, 2014, 10(3)

[16] OHSUGI S, KOSHIZUKA N. Delivery Route Optimization Through Occupancy Prediction from Electricity Usage; proceedings of the Proceedings - International Computer Software and Applications Conference, F, 2018 [C].

[17] DOBBS J R, HENCEY B M. Model predictive HVAC control with online occupancy model [J]. Energy and Buildings, 2014, 82(675-84).

[18] HUANG W, LIN Y, LIN B, et al. Modeling and predicting the occupancy in a China hub airport terminal using Wi-Fi data [J]. Energy and Buildings, 2019, 203

[19] CHEN Z, SOH Y C. Comparing occupancy models and data mining approaches for regular occupancy prediction in commercial buildings [J]. Journal of Building Performance Simulation, 2017, 10(5-6): 545-53.

[20] 康旭源, 燕达, 孙红三, et al. 基于人员位置大数据的建筑人员作息模式研究 [J]. 暖通空调, 2020, 50(07): 1-10+90.

[21] BASU C, KOEHLER C, DAS K, et al. PerCCS: Person-count from carbon dioxide using sparse non-negative matrix factorization; proceedings of the UbiComp 2015 - Proceedings of the 2015 ACM International Joint Conference on Pervasive and Ubiquitous Computing, F, 2015 [C].

[22] AFTAB M, CHEN C, CHAU C-K, et al. Automatic HVAC control with real-time occupancy recognition and simulation-guided model predictive control in low-cost embedded system [J]. Energy and Buildings, 2017, 154(141-56).

[23] SEABOLD S, PERKTOLD J. Statsmodels: Econometric and statistical modeling with python; proceedings of the Proceedings of the 9th Python in Science Conference, F, 2010 [C]. Austin, TX.

基于动态负荷预测的地铁车站空调系统间歇运行节能性评估

檀妹静，王丽燕，高　扬，程　响

（中国运载火箭技术研究院　空间物理重点实验室，北京　100076）

［摘　要］冷热负荷的准确预测是地铁车站空调系统节能设计及运行的关键。本研究以广州地铁 2 号线某标准站为例，利用 TRNSYS 仿真平台，搭建地铁车站空调系统负荷预测模型。分别对连续运行及间歇运行两种模式下的地铁车站站台区室内温度，站台、站厅及车站公共区逐时冷负荷峰值及全年累计负荷进行了分析。数值模拟结果表明，在两种运行模式下，站厅区冷负荷均远小于站台区，其峰值仅为站台区的 57%；连续运行模式计入了非空调时段及非空调季节的冷负荷，引起全年累计负荷的高估；根据实际使用时间表进行间歇负荷模式设定，有利于空调启动负荷的精确模拟，从而实现系统累计负荷的高精度预测。本研究能够为地铁车站空调系统设计及运行提供参考。

［关键词］负荷预测；TRNSYS；地铁车站；间歇运行；节能

0　引言

目前，地铁车站通常采用全空气空调系统对站厅、站台等公共区域进行空气环境的热湿调控[1]。地铁环境控制系统运行能耗远高于其他类型公共建筑。据统计，设置有屏蔽门系统的地铁车站环控系统能耗占比最高可达 40~60%[2, 3]。

在地铁车站通风空调系统设计中，冷热负荷是系统及设备选型的核心依据，是地铁车站空调系统设计中最为基础的一环[4]，将直接影响系统能耗水平，同时还将对其经济性及运行效果产生显著作用[5, 6]。因此，准确、合理的负荷预测，对于合理控制装机容量、节约运营成本具有重要意义，是地铁车站空调系统节能的关键[7, 8]。

与地面上的其他公共建筑相比，地铁车站具有以下环境特征：1）地铁站厅、站台、隧道以及管理用房等人员活动区不与外界环境直接连通，均没有能够接受室外太阳辐射的外墙、外窗等围护结构。其内部环境不会直接受到外界气候条件的影响。2）地铁内部空间通过外围护结构直接与地下土壤等相连，其热湿传递过程与地面建筑存在较大差异。岩石、土壤等地下地质情况对于地铁车站的冷热负荷具有较大影响。3）地铁内部空间通过外围护结构直接与地下土壤等相连，其热湿传递过程与地面建筑存在较大差异。岩石、土壤等地下地质情况对于地铁车站的冷热负荷具有较大影响。4）由于与外界相对隔绝，地铁空间的热湿负荷主要来自内部的热源和湿源，其包括：列车、人员、设备、照明设施等[9, 10]。目前，地铁车站空调系统设计负荷计算通常采用稳态计算方法[11]。近年来，随着数值计算技术的进步，发展出了基于全年逐时气象数据的地铁空调系统的全年瞬态预测方法，其能够实现逐时非稳态负荷的精准预测，能够为地铁空调系统节能设计及运行提供数据支持，具有良好的推广前景[12, 13]。

1　广州地铁 2 号线某标准站 TRNSYS 动态负荷预测模型

TRNSYS(Transient System Simulation Program)，亦称为瞬时系统模拟程序，由美国政府资助，美国威斯康星--麦迪逊大学太阳能实验室(SEL)开发，适用于建筑负荷、各类空气调节系统、太阳能系统及冷热电联产系统进行动态仿真。

本研究基于 TRNSYS17 平台，结合 Google Sketchup 构建广州地铁 2 号线某标准站的车站三维建筑模型，进而建立该车站的空调系统数值仿真算例，对其公共区空调负荷进行全年逐时预测。

1.1　车站建筑布局

该站为地下二层岛式非换乘标准站，地下一层为站厅区，地下二层为站台区，车站起点里程 YDK10+748.2，终点里程 YDK10+912.3，总长度 164.1m。车站建筑布局如下图所示：



图 1　广州 2 号线某标准站地下车站站厅平面图



图 2　广州 2 号线某标准站地下车站站台平面图

1.2 计算参数设置

本研究使用 Meteonorm 软件数据库中提供的基于中国广州地区气象站近 20 年实测数据的典型气象年 TMY（Typical Meteorologic Year）数据作为全年动态负荷模拟的计算数据。

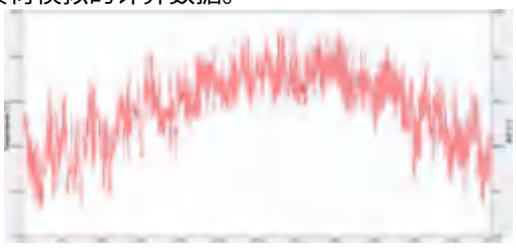


图 3　广州典型气象年室外干球温度

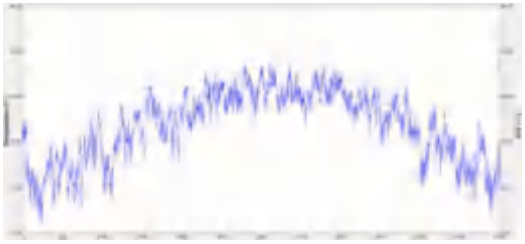


图 4　广州典型气象年室外湿球温度

站厅夏季空调设计参数：干球温度 29℃，相对湿度 45~65%；站台夏季空调设计参数：干球温度 27℃，相对湿度 45~65%。列车车厢内夏季空调设计参数：干球温度 27℃。按远期 2032 年夏季晚高峰计算，预测客流 3780 人，其中上行上车人数 2210 人，上行下车人数 153 人；下行上车人数 220 人，下行下车人数 1197 人，超高峰系数取 1.3。照明负荷按照单位面积指标法进行计算，取 20W/m^2。车站侧墙、顶板、底板均取 2 g/（m^2h）。屏蔽门漏风量取 10 m^3/s，对出入口渗透风负荷则基于出入口通道截面积，按照 200 W/m^2 计算。屏蔽门漏风量取 10 m^3/s，对出入口渗透风负荷则基于出入口通道截面积，按照 200 W/m^2 计算。

1.3 连续与间歇运行模式

连续运行模式指，全年室内设计温度为一恒定值，当室内自然室温高于该设计温度时，即对冷负荷进行模拟，基于全年 8760 小时连续逐时计算，获得全年冷负荷波动、峰值负荷及累计负荷。该模式所获得的计算结果是以空调系统连续 24 小时运行为前提的。

间歇运行模式指，空调系统在地铁列车运行时段内启动，地铁列车停运阶段停止的运行方式。与连续运行工况不同，在间歇运行情况下，室内冷量及热量存在一定的积累效应，将会导致室内温度在空调启动及停机后延迟变化，进而影响空调系统负荷。如果能够根据空调系统的实际使用情况对空调系统负荷进行精细化模拟，将可能获得更加精准的负荷计算结果。本研究中，根据广州地铁 2 号线列车运行情况，设每日空调时段为早晨 4:30 至次日凌晨 0:30。空调季节依据广州市建筑节能季节划分并做适当延长，取 3 月 1 日~11 月 1 日，其他时段为非空调时段。

2　动态负荷预测结果分析

2.1 地铁车站空调系统 TRNSYS 模型

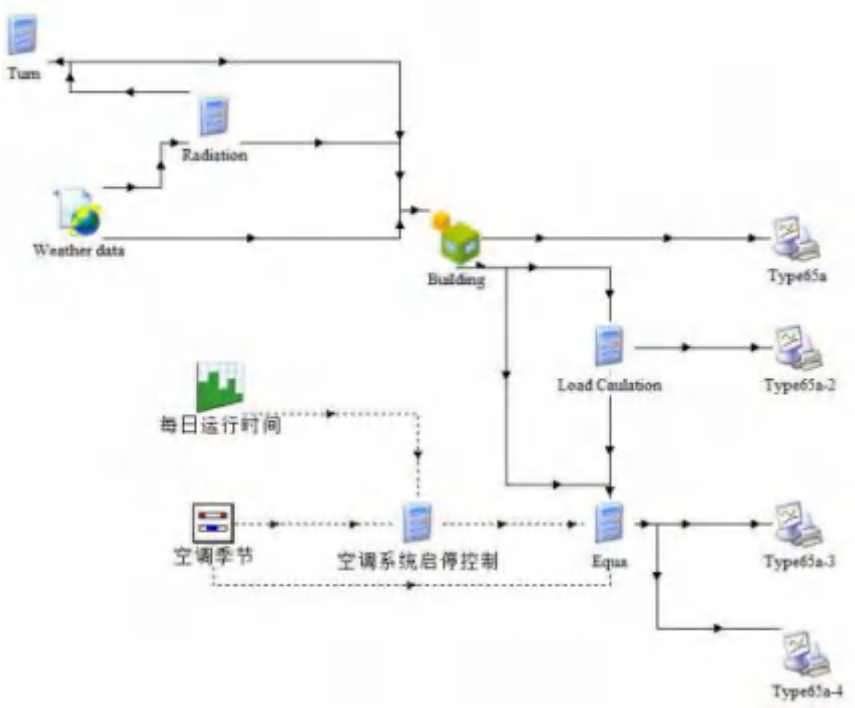


图 5　负荷动态预测的 TRNSYS 模型图

为实现地铁车站空调系统间歇运行模式下的负荷精确预测，在 TRNSYS 仿真平台中增加基于每日运行时间表的空调系统动态启停控制模块。将地铁车站冷热负荷与空调系统运行时间表相结合，实现连续及间歇运行模式下的地铁车站空调系统动态负荷预测。模型结构如下图所示：

2.2 两种运行模式下的站台区温度对比

连续及间歇运行模式下站台区全年室内温度变化曲线如图 6、图 7 所示。可以看出，两种运行模式下的站台区温度存在显著差异，间歇运行模拟下，站台区室内温度存在显著的日波动，在非空调时段内，因热量累计，自然室温升高，并超过设计温度 27℃，空调启动后，室内温度迅速下降并最终维持在设计温度。由此可知，间歇运行负荷模拟能够有效的模拟出由于空调系统非连续运行所导致的室温升高，从而有利于空调启动负荷的准确预测。

全年 8760 小时连续动态冷负荷模拟结果如图 8、图 9 所示。

在连续运行模式下，站台区峰值冷负为 326 kW，出现在第 4554 小时；站厅区峰值冷负为 186 kW，出现在第 4554 小时；公共区总冷负荷峰值 512kW，亦出现在第 4554 小时；站厅区冷负荷远小于站台区，其峰值仅为站台区的 57%。站台区及站厅区峰值负荷出现时间点一致，表明车站冷负荷中新风负荷比例较高，峰值负荷由室外温度峰值决定。

2.3 两种运行模式下的峰值冷负荷及全年累计冷负荷对比

两种运行模式下的总冷负荷对于如表 1 所示。可以看出，连续运行模式计入了非空调时段及非空调季节的冷负荷，引起全年累计负荷的高估。即使仅对空调季的冷负荷数据进行统计分析，仍可看出，连续模式由于计入了非空调时段冷负荷，其结果略高于间歇模式。由于间歇运行情况下的预测结果中包含了启动负荷引起的增量，使得两类方法之间的差值有所减小。

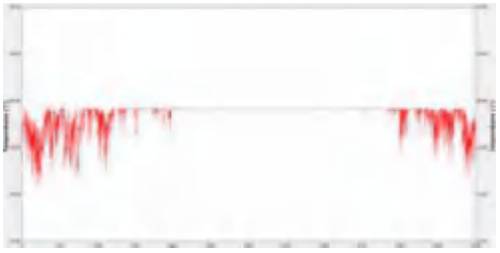


图 6　连续运行模式下站台温度

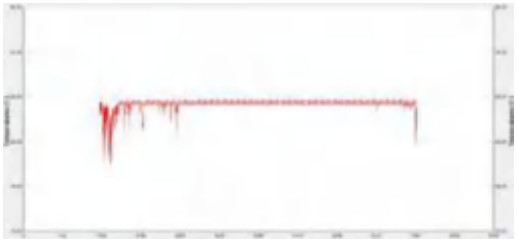


图 7　间歇运行模式下站台温度

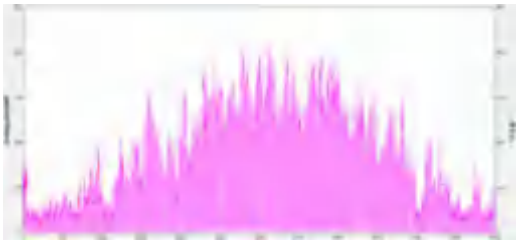


图 8　连续运行模式下车站总冷负荷

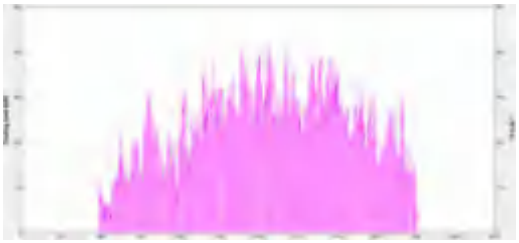


图 9　间歇运行模式下车站总冷负荷

表 1　两种运行模式下的总负荷对比

	全年总负荷 kWh		空调季冷负荷 kWh	
区域	连续运行	间歇运行	连续运行	间歇运行
站台	853670	741591	742709	741591
站厅	531198	462843	463199	462843
车站总	1384868	1204435	1205907	1204435

3　结论

本研究通过 TRNSYS 系统仿真平台，对广州地铁 2 号线某标准站车站空调系统在连续运行及间歇运行模式下的室内环境温度及冷负荷情况进行了分析，研究结果表明：1）传统的基于稳态算法的负荷计算过于粗放，无法展示出全年的负荷变化及各季节、各月、各日的部分负荷率，不利于系统精细化设计及运行控制；2）基于全年 8760 小时连续运行模式的负荷预测，无法体现启动负荷，并可能引起累计负荷高估等问题；3）在工程设计中，应依据实际项目所在地区的空调季节及其每日具体运行时间进行间歇运行模式设置，进而实现负荷预测的精细化。采用基于空调时段的间歇运行负荷预测取代连续逐时负荷预测，有利于空调系统节能设计与运行；4）采用 TRNSYS 过程化控制软件对地铁工程空调系统进行负荷计算时，根据实际使用时间表进行负荷计算，将能够实现空调启动负荷的精确模拟，从而实现系统逐日、逐月、逐季节、以及全年累计负荷的高精度预测。

参考文献

[1] 帅品格,地铁车站通风空调系统节能模式探讨.建筑热能通风空调,2020.39(05):p.66-68.

[2] 曹瀚,浅析地铁节能的措施与推进.信息系统工程,2019.04(4):p.80-82.

[3] 王峰,地铁通风空调系统变频节能研究,2007,西南交通大学.

[4] 李婷婷,etal.,基于 BP 神经网络的地铁站厅空调负荷预测.计算机科学,2019.46(S2):p.590-594.

[5] 苏子怡 and 李晓锋,夏热冬冷地区全高站台门地铁站环控负荷分析.都市快轨交通,2020.33(05):p.123-129.

[6] 王志毅,钟加晨,and 李建军,基于负荷率的地铁车站冷水机组性能分析.制冷技术,2020.40(05):p.68-72.

[7] 徐国强,基于客流特征的地铁车站动态空调负荷预测方法研究,2020,西安建筑科技大学.

[8] 仓青怀,基于负荷预测的地铁通风空调系统节能方案.中国科技信息,2020(Z1):p.97-98+101+13.

[9] 李婷婷,毕海权,and 王宏林,地铁车站站厅空调冷负荷影响因素分析.制冷与空调(四川),2019.33(06):p.684-690.

[10] 张乔,关于地铁通风空调系统节能的有效策略探讨.北方建筑,2019.4(06):p.43-46.

[11] 卢海洋,尹华,and 郭华芳,地铁车站节能研究现状.新能源进展,2019.7(04):p.333-345.

[12] 安硕,基于负荷预测的地铁站台空调末端预测控制方法研究,2020,北京建筑大学.

[13] 段皖秦,城市轨道交通地下车站通风空调系统与能源管理优化,2019,西安理工大学.

基于分子动力学模拟的静电场下 LiCl 溶液的水化结构

严　攀，殷勇高

（东南大学能源与环境学院，南京　210096）

［摘　要］LiCl 吸湿溶液由于其节能、可循环利用等优点在空气调节领域得到了广泛应用，同时电场被多次证实可以用于强化气液传质，但除湿及电场强化的机理尚不明确。为了探究 LiCl 溶液吸湿的过程及为研究静电场强化传质效果的机理分析打下基础，本文采用分子动力学探究静电场对 LiCl 溶液的水化结构的影响，首先选取了常用的三种的 LiCl 水溶液的力场，并根据模拟物性的能力选出最适合 LiCl 的力场即 Koneshan 模型。因此本文用 Koneshan 模型研究静电场对溶液体系的水化结构和影响传质的表面张力的影响，发现垂直于气液界面的电场会使水分子倾向于定向排列，从而降低了 LiCl 的表面张力，但静电场并不影响离子-水分子的水合结构。

［关键词］分子动力学模拟；溶液除湿；电场强化；水合结构

卤盐溶液因其吸湿性、节能性、易实现、可循环利用的特点在空气调节领域得到了广泛应用[1,2]，其中 LiCl 溶液由于其除湿性能优越得到了广泛的关注。但目前的研究手段主要停留在宏观实验层面和经验关联式的拟合[3]，缺少对分子尺度的探究。同时有研究表明，外部的物理场强可以用来强化气液传质，其中静电场可以通过极化效应对物系产生影响，且易于控制和调节，已经成为近年来化工过程强化领域研究和开发的热点[4]，静电场对溶液除湿/再生的影响及机理鲜有报道，了解除湿/再生过程及其强化过程的微观机理对于拓宽溶液除湿这一技术的应用和理论发展有重要意义。

分子动力学模拟（MD）正逐渐成为多种学科范围内的有效研究手段，已经广泛应用于模拟生物蛋白、蒸发、冷凝、气液界面等现象[5,6]。对于模拟最重要的是选取能够描述粒子间作用力的势能函数参数即力场，针对电解质溶液的力场主要包括非极化力场[7-9]和极化力场[10,11]。LiCl 溶液中包括水氢原子、氧原子以及 Li+和 Cl-，而离子的力场模型多数是在水模型的基础上发展而来，通过拟合水合自由能、离子水合半径、径向分布函数、晶格能等来获取参数，力场参数是主要是离子的势能阱 ε、软球直径 σ 以及极化率　。Jorgensen[7]等报道了金属离子 F-，Cl-，Br-，以及 I-和一些碱性金属离子的 Lennard Jones 参数，这些参数是结合 TIP4P 的水分子模型得出的，同时考虑了不同边界条件的影响，为了拟合出正确的水化能以及第一壳层的径向分布函数，同时复现出了和从头算得出的结果相同的一水合物的能量而优化出的结果，这是第一个完整且自洽的用于模拟的离子参数集。Joung[8]等为了复现离子的一系列性质，包括结构、运动、溶解、结晶态、以及和其他离子相互作用方面的参数，采用集中常用的水分子模型以及 Ewald 加和的算法，首次在优化 σ 和 ε 时把平衡阴阳离子的晶格能 LE 和晶格常数 LC 参数纳入拟合的考虑范围内。Koneshan 等[9]使用 25 ° C 的 SPC/E 模型和长程作用的反应场，考虑了水化结构以及滞留时间等因素，结果显示计算结果较好。极化模型应用较多的是基于 SWM4-NDP 水模型的 Drude 模型，其中的离子参数由 Yu[12]拟合得出，但目前只在低浓度中适用良好。综合来看，非极化力场计算量较小，且被多次证实可以准确地预测溶液的多种热力学性质[13]。水合结构不仅仅是发展力场的重要考虑因素，也是水和溶液存在诸多性质差异的根本原因。在电解质溶液中，离子附近形成的电场使部分溶剂水分子在离子周围发生定向排列，离子水合层中水的微观结构发生改变，这就是溶液中离子对水结构的影响，而电场的加入则会影响溶液本身的内部电场从而影响水化结构及水分子偶极取向[14]，带来宏观物性表面张力的改变，同时表面张力是影响传质的重要因素，因此对电场下溶液水化结构开展分子动力学模拟有重要意义。

基金项目：国家自然科学基金自助项目（52076039）、国家重点研发计划课题资助项目（2018YFC0705306）。

从上述综述中可以看出，针对电解质溶液的力场有多种参数，而适用于 LiCl 溶液的力场参数并没有最佳选择，这也阻碍了后续的盐溶液除湿过程模拟以及强化机理分析的脚步。考虑到模拟过程的巨大计算量和模拟时间，本文优先选择计算效率较高的非极化力场，通过比较物理性质的实验值和分子动力学模拟值来选择适合 LiCl 溶液的力场，并应用所选择力场模拟 LiCl 溶液的水化结构和对传质影响较大的表面张力，对比研究有无静电场下溶液体系的变化，为从分子视角研究盐溶液除湿过程和电场强化盐溶液-空气体系热质交换的机理奠定基础。

1 方法

本文的模拟对象为 LiCl 水溶液，采用开源软件 GROMACS 进行 300-340K 系列温度条件下的 LiCl 溶液的物性和结构模拟，模拟体系如图 1 所示，共由 596 个水分子、141 个 Li+和 141 个 Cl-组成，针对密度模拟、比热容等模拟时采用模型 a(2.9×2.9×2.9nm)，模拟表面张力时采用模型 b(2.9×2.9×8nm)。对于分子数目的限制可能会导致小样本系统的表面效应掩盖其本体效应，不能完全反应真实系统的性质和行为，因此在本课题研究中，采取周期性边界条件的方法模拟浓度为 35%的 LiCl 溶液。在模拟过程中，只考虑分子之间非键作用力，包括范德华力 E_{vdw}、静电库伦力 E_{elec}（包括了氢键）。因此，总的势能计算如下：

$$E_{total} = E_{vdw} + E_{elec} \tag{1}$$

范德华力和经典库仑力的计算式如下：

$$E_{vdw} = 4\varepsilon_{ij}\left(\left(\frac{\sigma_{ij}}{r_{ij}}\right)^{12} - \left(\frac{\sigma_{ij}}{r_{ij}}\right)^{6}\right) \quad r < r_c \tag{2}$$

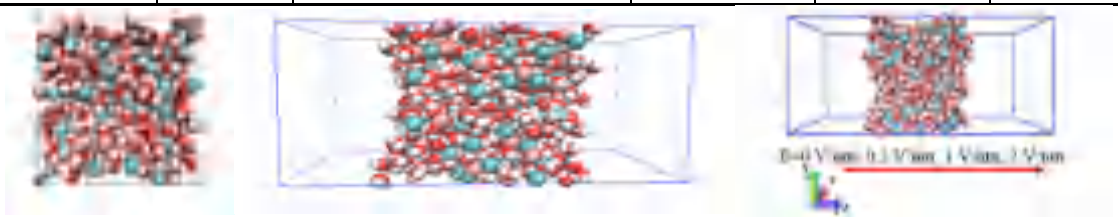
$$E_{elec} = \frac{1}{4\pi\varepsilon_0}\frac{q_i q_j}{r_{ij}} \quad r < r_c \tag{3}$$

LJ 势中的离子的势能阱 ε 以及软球直径 σ 以及电荷量参数 q 列于表 1，分别是来自 Jorgensen、Joung 和 Koneshan 的拟合数据[7-9]。粒子之间作用力的计算方式可以分为几何混合法则和算术混合法则[15]，GROMACS 已实现通过 Settle 算法对刚性水分子进行约束，为了模拟过程的不崩溃首先需要对整个系统进行能量最小化以达到势能最小的构型，并在 NPT 系综下进行温度和压力的预平衡，压力在过程中始终控制在 1atm，控制温度的算法采用 Velocity-rescaling 算法，控制压力的算法采用 Parrinello-Rahman，处理长程静电相互作用力采用 PME 的方法，为了减少计算量，使用 1nm 的截断距离，时间步长取为 2fs。所有的过程采用稳态模拟，分为预平衡阶段和数据采集阶段。预平衡过程使用 2ns 来确保温度和压力达到稳定，并用额外的 1ns 每隔 1ps 来采集数据，计算密度、定压比热容及扩散系数。

为了模拟计算表面张力，需要营造一个气液界面，将模拟盒子的高度拉伸至 8nm，模拟体系在三个方向都采用周期边界条件。模型的高度计得较长以保证足够的汽相空间。液膜设计得足够厚以防止液膜两侧的分子相互作用，模拟时间和步长与前述相同。当考虑静电场后，在 GROMACS 中设定不同大小的恒定电场以进行控制变量法比较，如图 1(c)所示，在体系的 Z 轴方向施加 0-2 V/nm 的电场，如图 6 所示。为了防止电场的引入使模拟坍塌，需要进行时间更长的预平衡，其余计算参数不变。

表 1 选取的力场参数

离子模型	离子	$\varepsilon/(kJ{\cdot}mol^{-1})$	σ/(Å)	水模型	混合规则
Jensen[7]	LI+	2.09293e-03	2.87000	TIP4P	geometric
	CL-	2.97195e+01	4.0200		
Koneshan[9]	LI+	6.90247e-01	1.505	SPC/E	L-B
	CL-	4.18585e-01	4.4010		
Joung[8]	LI+	1.40952e-01	1.40873	SPC/E	L-B
	CL-	5.35161-02	4.82814		



(a) (b) (c)

图 1 模型示意图（其中白色为 H，红色为 O，粉色为 Li，绿色为 Cl）

2 力场评价结果和讨论

35%浓度的 LiCl 水溶液的密度如图 2 所示，温

度范围为 300 K 至 340 K，总体而言，三种模型都能够模拟出密度随温度变化的趋势。与文献中的实验值相比，所有模型都可以再现 LiCl 水溶液的密度[16]。 Jensen 等人的模型给出最佳的密度估计，平均相对误差为 4.0%，其次是 Koneshan 等人的模型，最大相对误差为 4.4%。图 3 显示了不同温度的 LiCl 水溶液中水分子的扩散系数，在 300K 的温度下，Jensen 模型给出的预测值约为 $1.26\times10^{-5}cm^2/s$，根据文献实验[17]，在相同工况下水在 LiCl 溶液中的扩散系数约为 1.0×10^{-5} cm^2/s，总体上 Jensen 模型更加接近扩散系数的真实值。根据涨落理论算出定压比热容 C_p，如图 4 所示。将模拟的定压比热容与文献中的实验值[16]相比，三种模型的表现都有较大误差，其中复现能力最差的是 Joung 模型，Jensen 和 Koneshan 模型的准确程度相似。LiCl 水溶液在 300 K、320K、340 K 时的表面张力模拟值如图 5 所示，所有的模型都能正确地模拟出表面张力随温度的变化趋势。由于 Jensen 对表面张力的模拟误差过大，只在此处比较 Joung 和 Koneshan 模型的准确性，与实验值[18]相比，Koneshan 力场的模拟结果优于 Joung 的结果，Koneshan 力场的平均相对误差为 8%，而 Joung 力场的平均相对误差为 10.3%。

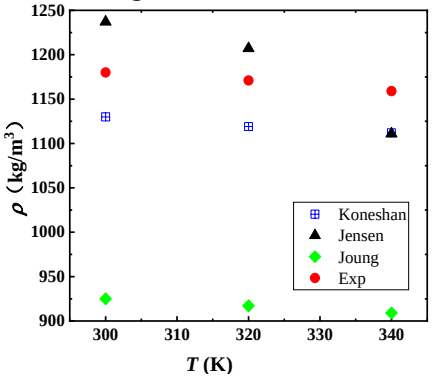


图 2 LiCl 溶液密度模拟值

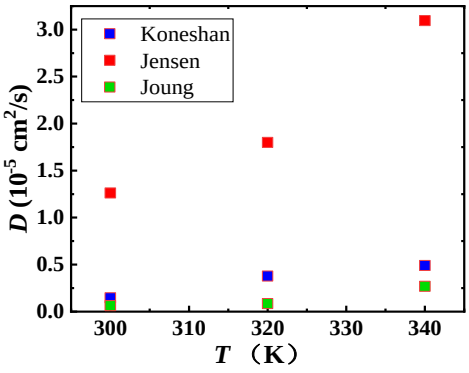


图 3 水在溶液中的扩散系数

根据密度，比热容，扩散系数和表面张力的模拟结果，Jensen 等人提出的力场能够以最高的精度再现实验密度和扩散系数，但模拟表面张力表现最差。Joung 等人提出的力场在物性的模拟方面没有复现比较好的值。与此相反的是 Koneshan 等人提出的力场，不仅能够产生与实验数据相比最佳的表面张力，还具有令人满意的其他热力学性质复现的能力。这表明了 Koneshan 等人的模型优于其他两者。因此，本文将使用 Koneshan 力场来进行分子动力学模拟。

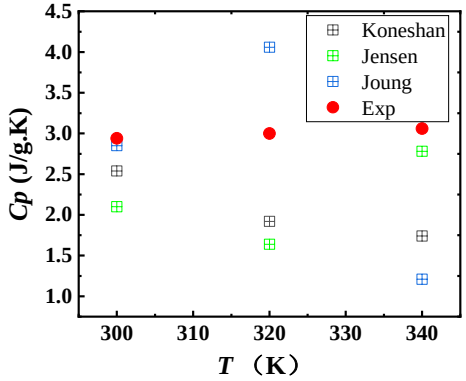


图 4 LiCl 的定压比热容

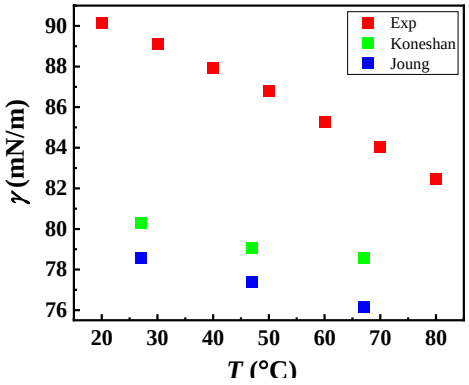


图 5 LiCl 溶液的表面张力

3 静电场对 LiCl 溶液水化结构影响

电解质溶液中阴离子和阳离子与水分子之间存在着强烈的库仑相互作用，形成了较大的溶剂化壳层。未加电场时的溶剂-离子结构可以从图 6 的径向分布函数中得出。径向分布函数（radial distribution function, RDF）的物理意义可由图 6 显示，图中，中心原子为“参考分子”，与其中心的距离由$r\rightarrow r+dr$间的分子数目为 dN。定义径向分布函数 g(r)为：

$$\rho g(r)4\pi r^2 = dN \tag{4}$$

式中，ρ为系统密度。径向分布函数（RDF）可以解释为系统的区域密度与平均密度的比值，参考分

子的附近区域密度不同于系统的平均密度，但与参考分子的距离较远时应与平均密度相同，即当 r 值大时径向分布函数函数的值应该接近 1。

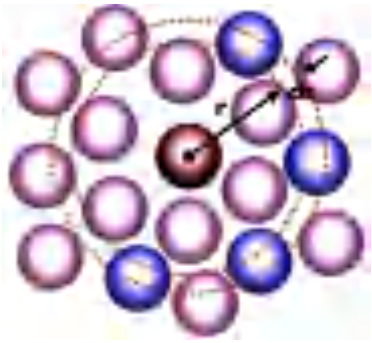


图 6 径向分布示意

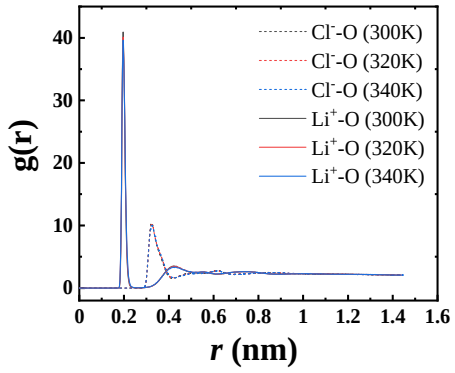
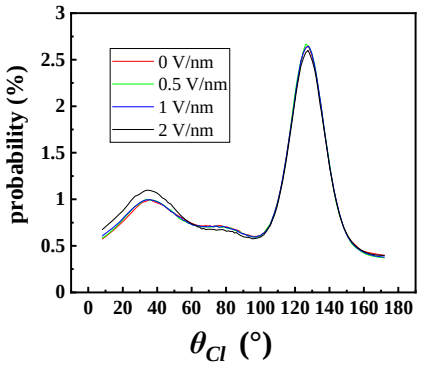


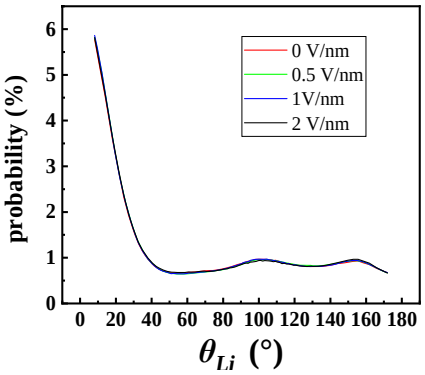
图 7 Li+、Cl-相对于氧原子的径向分布函数

图 7 显示了阴阳离子和氧原子之间的径向分布函数，Li+与氧原子的径向分布函数在 0.196nm 处有一个强烈的峰值；Cl-与氧原子的径向分布函数在 0.32nm 处有一个峰值，该处为第一水合层，可以看出水分子中的氧原子与 Li+更近，其原因是氧原子呈电负性，更容易和带正电的离子相结合，因此与氧原子与 Li 离子之间的相互作用力更强。从图 6 还可以得出在 300-340K 温度区间内，温度对径向分布函数的影响很小，这与纯水的情况不一样，在纯水中，温度会使 O-O，O-H 径向分布函数发生显著变化，其原因是高温带来的氢键的破坏[19]。

图 8 给出了不同大小的电场施加下，Cl-和 Li+周围水分子的取向角在[0°,180°]范围内的分布概率，横坐标 θ 为离子到氧原子的向量与水分子偶极之间的夹角，从取向角分布可以得出更具体的水化结构信息。从图 8(a)中可以看出，θ_{cl} 在 127.58°时的概率有峰值，Cl-周围水分子取向角大于 150°或小于 100° 的概率都很小。从图 8(b)得出 Li+周围水分子取向角在约 8°时的概率有峰值，并且角度越大，Li+周围水分子取向角在该角度分布的概率越小。由上可见其 O-H 共价键指向阴离子，而氧原子与 Li+较近，Li+接近位于水分子角平分线上。结合径向分布函数的规律可以描述出整体的水分子和离子的分布情况，如图 9 所示。随着电场强度的增加的增大，离子周围水分子取向角概率峰值位置不变，大小有轻微的改变。这就说明尽管水分子会受到电场的影响导致总体偶极矩的方向有所改变，但是由于水合作用带动离子随溶剂一起转动从而保证了相对固定的水合结构。



(a)



(b)

图 8 离子周围水分子取向（其中 a 为 Cl-周围水分子取向，b 为 Li+周围水分子取向）

图 10 给出了不同大小的电场对表面张力的影响。能够得出对于平行电场而言，方向垂直于气液界面的电场使表面张力减小，这可以归因于垂直的电场可以使水分子这种极性分子趋向于定向排列[14]，从而减小了粒子之间的作用力，表现为表面张力减小，定向排列的现象也可由图 8 中 Z 轴方向的总偶极矩分量 Mz 的变化趋势推出，由于模拟过程中采用的刚性水分子，所以每个水分子的极矩为固定的 2.35D，但增大的总的 Z 轴偶极矩说明了水分子在 Z 轴方向电场的施加下倾向于 Z 轴的定向排列。



图 9 离子周围水分子的排布倾向

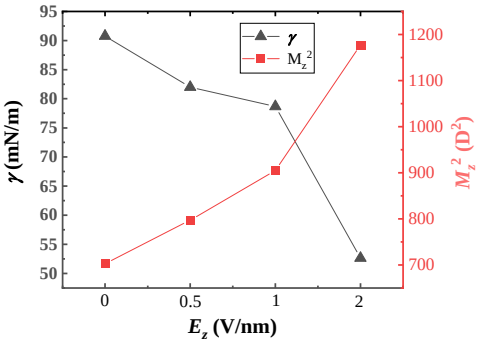


图 10 电场对表面张力及总偶极矩的影响

4 结论

为了从微观角度探究 LiCl 吸湿溶液及为研究静电场强化传质效果的机理分析打下基础，本文采用分子动力学方法，探索了描述 LiCl 水溶液中粒子相互作用的合适力场。根据密度、比热容、扩散系数、表面张力等模拟数据和实验值的对比情况，在三个最新的非极化力场中选择了 Koneshan 模型，进一步选模拟电场对溶液体系的微观结构、表面张力的影响，并进行了初步分析，主要结论如下：

（1）尽管非极化力场存在一定的缺陷，但由于其计算性能高且拥有复现热力学参数的良好能力，依然有很大的利用价值。Koneshan 等人的模型给出了最佳的表面张力模拟，并显示出适中的预测其他性能的能力，这表明 Koneshan 等人的模型可以更好地用于包含气液界面的模拟。

（2）垂直于气液界面的电场会使 LiCl 的表面张力减小，且静电场会使水分子倾向于 Z 轴定向排列，但并不影响离子-水分子的水合结构，Li+比 Cl-的水合半径更小，O-H 共价键指向阴离子，Li+在偶极反方向的水分子角平分线上。

符号说明

变量符号			
C*p*	定压比热容，（kJ/(kg.K)）	T	温度，K
D	扩散系数，cm^2/s	E	电场强度，V/nm
g	径向分布函数	ε	势能阱，kJ/mol
ρ	密度，kg/m^3	σ	软球直径，Å
γ	表面张力，mN/m	M	偶极矩，D
r	距离/位移，nm	下标	
		z	Z 方向分量

参考文献

[1] Yin Y G, Zhang X S. Comparative study on internally heated and adiabatic regenerators in liquid desiccant air conditioning system[J]. Building and Environment, 2010, 45(8): 1799-1807.

[2] Zhang F, Yin Y, Zhang X. Performance analysis of a novel liquid desiccant evaporative cooling fresh air conditioning system with solution recirculation[J].Building & Environment, 2017, 117(MAY): 218-229.

[3] Asfand F, Stiriba Y, Bourouis M. CFD simulation to investigate heat and mass transfer processes in a membrane-based absorber for water-LiBr absorption cooling systems[J]. Energy, 2015, 91: 517-530.

[4] 马空军, 贾殿赠, 孙文磊, et al. 物理场强化化工过程的研究进展. 现代化工, 2009: 33-37,39.

[5] Mieda S. Analysis of the Interaction between a Protein and Polymer Membranes Using Steered Molecular Dynamics Simulation to Interpret the Fouling Behavior[J]. Bulletin of the Chemical Society of Japan, 2020, 93(12): 1443-1448.

[6] Xue L, Keblinski P, Phillpot S R, et al. Effect of liquid layering at the liquid-solid interface on thermal transport[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2004, 47(19-20): 4277-4284.

[7] Jensen K P, Jorgensen W L. Halide, Ammonium, and Alkali Metal Ion Parameters for Modeling Aqueous Solutions[J]. J Chem Theory Comput, 2006, 2(6): 1499-509.

[8] Joung I S, Cheatham Iii T E. Determination of alkali and halide monovalent ion parameters for use in explicitly solvated biomolecular simulations[J]. The journal of physical chemistry B, 2008, 112(30): 9020-9041.

[9] Koneshan S, Rasaiah J, Lynden-Bell R, et al. Solvent Structure, Dynamics, and Ion Mobility in Aq

ueous Solutions at 25 °C[J]. Journal of Physical Chemistry B, 1998, 102: 4193-4204.

[10] Dang L. Mechanism and Thermodynamics of Ion Selectivity in Aqueous Solutions of 18-Crown-6 Ether: A Molecular Dynamics Study[J]. Journal of The American Chemical Society - J AM CHEM SOC, 1995, 117.

[11] Dang L. Development of Nonadditive Intermolecular Potentials Using Molecular-Dynamics - Solvation of Li+ and F- Ions in Polarizable Water[J]. The Journal of Chemical Physics, 1992, 96: 6970-6977.

[12] Yu H, Whitfield T, Harder E, et al. Simulating Monovalent and Divalent Ions in Aqueous Solution Using a Drude Polarizable Force Field[J]. Journal of chemical theory and computation, 2010, 6: 774-786.

[13] Vega C, Abascal J L F. Simulating water with rigid non-polarizable models: a general perspective[J]. Physical Chemistry Chemical Physics, 2011, 13 (44): 19663-19688.

[14] Wang B-B, Wang X-D, Duan Y-Y, et al. Molecular dynamics simulation on evaporation of water and aqueous droplets in the presence of electric field[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2014, 73: 533-541.

[15] Kong C L. Combining rules for intermolecular potential parameters. II. Rules for the Lennard‐Jones (12‐6) potential and the Morse potential[J]. The Journal of Chemical Physics, 1973, 59 (5): 2464-2467.

[16] Conde M R. Properties of aqueous solutions of lithium and calcium chlorides: formulations for use in air conditioning equipment design[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2004, 43 (4): 367-382.

[17] Potnis S V, Lenz T G, Dunlop E H. Measurement of water diffusivity in aqueous lithium bromide and lithium chloride solutions[J]. Chemical Engineering Communications, 1995, 139: 41-49.

[18] Wen Y, Bjurstrom H, Setterwall F. Surface-Tension of Lithium Bromide Solutions with Heat-Transfer Additives[J]. Journal of Chemical and Engineering Data, 1991, 36(1): 96-98.

[19] Shvab I. Molecular dynamics simulation of water and aqueous solutions[D]. Swinburne University of Technology, 2014.

基于改进 BP 神经网络的空调水系统管网泄漏诊断方法

张宇航，李铮伟

（1.同济大学机械与能源工程学院，上海　200092）

［摘　要］基于梯度下降法的标准 BP 神经网络往往存在收敛速度慢、稳定性差且易陷入局部极值等问题，为此本文提出了一种基于 L-BFGS 算法改进的 BP 神经网络的空调水系统管网泄漏诊断方法。当系统监测到补水流量超过设定阈值时，系统压力传感器实时监测数据经过一定的数据处理输入管网诊断模型，模型输出即为具体的发生泄漏的管段编号。为了获得训练模型所需的学习样本，本文使用 Dymola 系统平台搭建泄漏管网模型，通过该模型可实现对不同泄漏工况的管网水力仿真。案例结果表明：基于改进 BP 神经网络的管网泄漏诊断模型在迭代速度和诊断精度两方面的性能表现均显著优于标准 BP 神经网络模型，该方法能够对空调水系统管网中发生泄漏的管段编号进行准确定位。

［关键词］空调水系统管网；泄漏诊断；BP 神经网络；L-BFGS 算法

0　引言

管网作为空调水系统的基本组成部分之一，承担着输送冷热源产生的冷量或热量并分配至各个用户末端的重要任务。然而现实情况中受到管道材质、布管环境、施工方法及运维管理等诸多因素的影响，各种管网故障屡见不鲜，其中泄漏故障就是最为常见的管网故障的一种[1]。由于空调水系统管网漏失的是经高价软化处理的冷水或热水，管网泄漏不仅会造成水资源的无谓流失，而且也将导致系统产生严重的能耗浪费。此外，泄漏管道如果没有及时处理极有可能酿成爆管事故进而给人民的生命财产安全带来巨大的威胁。因此，为了保证空调系统安全可靠地正常工作，提高管网的运行质量，开展空调管网泄漏故障诊断方法的研究具有十分重要的意义。

目前在国内，人工检漏和声学检漏的方法是空调水系统管网泄漏诊断的主要方法[2]，这种方法不仅费时费力，而且容易受到外界因素的影响，可靠性较差。尤其是伴随着区域供冷供热系统的快速发展，其管道多采用直埋敷设的布管方式，这更是给传统检漏方法带了来极大的困难。现有的针对空调水系统管网泄漏诊断方法的研究仍然十分有限且应用对象多集中在区域集中供热系统。石兆玉等[3]根据矩阵理论两向量平行时内积最大的原理提出了用于热网故障诊断的故障空间法，该方法可以比较准确地判断管网发生泄漏的情况，但是在进行泄漏诊断时却有可能产生误判；秦绪忠等[4]提出了一种用于区域热网故障诊断的方法——RC^2 法，该方法可以同时实现管网阻力特性系数辨识和管网堵漏以及传感器故障诊断，然而在管网工况相近时该方法不易收敛；郑德忠[5]建立了一种基于模糊推理识别管网运行状态的数学模型，然而基于模糊推理的方法容易受到人的主观因素的形象从而影响其诊断精度。

随着计算机技术的不断发展，进入 2010 年以来，相关研究开始尝试使用机器学习领域的相关方法解决管网系统泄漏故障诊断问题。雷翠红等[6]采用人工神经网络的方法建立了基于二级 BP 神经网络的供热管网泄漏诊断系统并通过实际案例验证了该方法的有效性；段兰兰等提出了一种基于遗传优化的 BP 神经网络供热管网诊断模型，实验结果表明该模型性能相较传统 BP 神经网络模型显著提升；Xue 等[7]基于 XGBoost 建立了针对区域热网的泄漏诊断模型，案例研究显示该模型能够及时且准确地实现区域热网的泄漏故障诊断。

由上述文献综述不难发现，BP 神经网络由于其强大的非线性映射能力，是现有的管网泄漏故障诊断研究中最常用的方法之一。然而，基于梯度下降法的标准 BP 神经网络往往存在收敛速度慢、稳定性差且易陷入局部最优等问题[8]，因此如何改进 BP 神经网络使其在管网泄漏故障诊断中具有更好的表现成为了如今的研究热点。为此，本文提出了一种基于 L-BFGS 算法改进的 BP 神经网络的空调

水系统管网泄漏诊断模型，使用该模型可以快速地对管网系统内发生泄漏的管段进行准确定位。

1 BP 神经网络及 L-BFGS 改进算法

BP（Back Propagation）神经网络是一种按照误差反向传播算法训练的多层前馈神经网络，是目前应用最广泛的神经网络之一。它由一个输入层，一个或多个隐藏层和一个输出层构成，其基本结构如图 1 所示。标准 BP 神经网络的基本思想是基于梯度下降算法，利用梯度搜索技术，在迭代过程中不断调整输入节点与隐层节点的连接强度和隐层节点与输出节点的连接强度以及阈值，以期使网络的实际输出值和期望输出值的均方误差值为最小[9]。

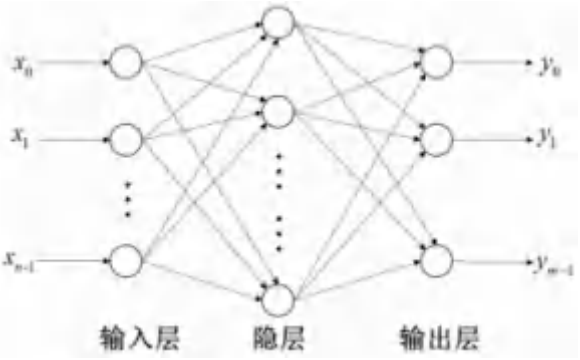


图 1 BP 神经网络基本结构

BP 神经网络最突出的优点在于其具有优秀的非线性能力和泛化能力以及使用的易适性[9]，因此非常适合用于解决故障诊断领域的相关问题。但是基于梯度下降法的传统 BP 神经网络也存在一些显著缺陷[8]：首先，由于 BP 网络训练中稳定性要求学习速率不能太大，所以导致网络模型的训练速度很慢，对于一些复杂的非线性问题往往需要花费大量的时间。此外，BP 神经网络在学习过程中经常陷入局部极小值而导致而无法获得全局最优值。为了克服上述问题，许多研究人员对其进行了深入的研究并提出了许多针对性的改进的算法，例如附加动量法、自适应学习速率法、弹性 BP 方法（RPROP）、共轭梯度法、拟牛顿算法（quasi-Newton）、Levenberg-Marquardt（LM）算法等[10]。

本文采用基于 L-BFGS（Limited-memory BFGS）算法对 BP 神经网络加以改进。L-BFGS 算法是 BFGS（Broyden–Fletcher–Goldfarb–Shanno）算法的一种近似，本质上都是一种拟牛顿算法。牛顿法及拟牛顿法均是机器最常用的数字优化算法之一。区别于使用一阶偏导求得最优权重的梯度下降法，牛顿法的本质思想是采用其损失函数的二阶偏导数寻找更好的训练下降方向，损失函数的二阶偏导可以使用海塞矩阵 H（Hessian matrix）来表示[11]。牛顿法在搜索方向上较梯度法有改进，它不仅利用误差函数在搜索点的梯度，而且还利用了它的二阶导数矩阵[8]。而且由于牛顿法采用二阶收敛，因此与一阶收敛的梯度下降法相比其迭代次数更少，收敛速度更快，但是牛顿法的每一步迭代过程都需要对海塞矩阵及其逆矩阵进行精确求值，因此其计算相当复杂，需要很大的计算量及存储量，当维数很大时这个问题更为突出。为了简化这一计算过程，拟牛顿法应运而生。拟牛顿法的基本思想是在牛顿法的基础上引入了海塞矩阵的近似矩阵从而避免了每次迭代都计算海塞矩阵的逆的过程[11]。不同的构造方法就产生了不同的拟牛顿法，其中 BFGS 算法是公认的数值效果最好的拟牛顿法之一[12]。由于 BFGS 算法迭代过程中使用不含二阶导数的单位矩阵近似逆海塞矩阵，从而显著降低了每步迭代所需的计算量，然而存储近似矩阵仍需要占用大量的内存空间。为了解决内存空间不足以储存计算过程中产生的庞大矩阵的问题，研究学者在 BFGS 算法的基础上进行了进一步简化得到了 L-BFGS 算法[13]。与 BFGS 算法相比，L-BFGS 算法不再存储完整的近似矩阵，而是存储计算过程中的向量序列，而且向量序列也只保存有限的个数，通过这种近似计算的改造方法，L-BFGS 算法显著降低了迭代过程中所需的内存开销[14]。综上所述，L-BFGS 算法既具备牛顿法收敛速度快的特点，又减少了迭代过程所需的内存空间，因此 L-BFGS 算法非常适用于解决大规模的数值优化问题。

2 基于改进 BP 神经网络的空调水系统管网泄漏诊断方法

为了维持循环水系统的压力稳定，防止倒空、汽化、超压等现象的发生，空调水系统必须安装一定的定压补水装置。当管网系统发生泄漏故障时，循环水系统压力持续下降，当定压点压力低至定压补水装置预设压力的下限时，补水装置向系统供水直至压力达到预定的压力上限值。如果系统持续发生泄漏，那么定压补水系统为了维持定压点的压力稳定也将持续向系统补水。因此，循环水系统的补水量可以作为管网系统是否发生泄漏故障的评价指标[7]。

本文基于改进 BP 神经网络的空调水系统管网泄漏诊断方法流程如图 2 所示。

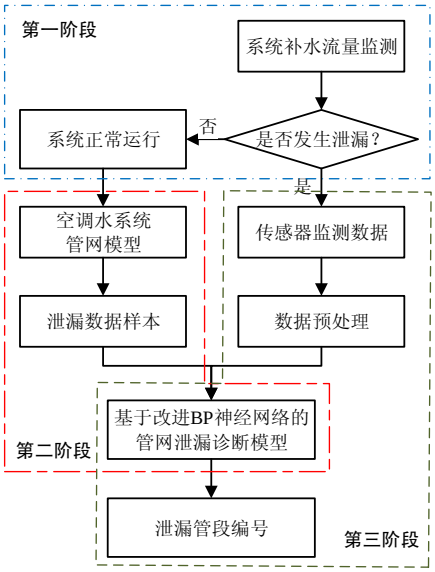


图 2　基于改进 BP 神经网络的空调水系统管网泄漏诊断方法流程

该故障诊断方法流程可以进一步细分为如下的三个阶段：

第一阶段为故障检测。数据采集系统实时监测并记录空调水系统的补水流量，当补水流量在监测时间内持续超过设定阈值（如系统总容量的 1%）即可认为空调水系统管网发生泄漏故障并做出相应报警相应，否则认为管网系统在正常工况下运行。

第二阶段为模型训练。根据空调水系统的设计信息搭建相应的管网模型，管网系统在正常工况下的运行数据可以作为管网模型的校核依据。使用校核满足要求的管网模型对不同的泄漏工况（不同泄漏管段、不同泄漏量及同一管段不同泄漏位置）进行仿真可得管网泄漏诊断模型学习所需的训练样本，进而通过对不同泄漏工况的监测点运行数据进行学习即可建立针对目标管网系统的泄漏诊断模型。该模型的输入特征为系统内各压力传感器的实时运行数据，输入层神经元数目即为监测点个数；模型的输出特征为发生泄漏的管段编号，输出层神经元数目即为可能发生泄漏的管段数目。

第三阶段为故障分离。当第一阶段检测到系统发生泄漏故障时，管网系统内各监测点运行数据经过数据预处理输入第二阶段中生成的管网泄漏诊断模型，模型经过计算输出管网系统内发生泄漏的管段编号。

3　管网泄漏工况仿真模型

学习数据的特性和数量直接影响机器学习模型的性能，通常来说，训练数据越全面丰富，针对这些训练数据产生的模型的性能越为理想。然而现实条件下由于各种因素的影响，通过实际测试的方法获得大量且全面的训练数据是非常困难甚至是几乎不可能的，因此本文考虑采用模型仿真的方法获得神经网络学习所需的训练数据。使用模型仿真的方法不仅可以获得管网在不同泄漏工况条件下的运行数据，而且有效避免了系统噪声、测量误差等干扰因素对神经网络学习效果的影响。

本文中管网泄漏工况仿真模型使用 Dymola 系统仿真平台进行搭建。Dymola 是一款基于 Modelica 语言的多学科系统建模仿真工具。它的基本思想是使用通用的公式、对象和连接，允许模型的开发者从物理的角度而非数学角度来进行建模，并且引入了图形化理论算法和符号算法，在模型平台执行过程中把模型变为数字求解器可以接受的形式[15]。Dymola 拥有机械、电气、控制、气动、液压、传动系统、热力、车辆动力、空调等不同领域的模型库，因此它具有独特的多领域建模和仿真能力。Dymola 中的模型库包括 Modelica 基础库和专业库，其中 Modelica 基础库中的 Modelica.Fluid 为一维流动流体管网面向设备的建模提供了丰富的组件与接口[16]，所以能够满足空调水系统的建模和仿真需求。

由于 Dymola 的模型库不具备泄漏管道仿真模型，因此进行泄漏工况的管网仿真首先需要建立泄漏管道仿真模型。基于 Dymola 系统仿真平台建立管道泄漏工况仿真模型如图 3 所示。模型假定每根管道至多只有一处发生泄漏，首先将发生泄漏的管道根据泄漏点所在位置划分为“pipe1”和“pipe2”两条管道，两条管道之间采用三通进行连接，管道外接一个可自行设定流量的“负流量源”，最后将上述所有部件“封装”成为一个新的元件作为管道泄漏仿真模型。这样，通过设定“负流量源”的流入流量以及各分管长度占总管长度的比例即可确定管道的泄漏量和泄漏点在管道上的具体位置。

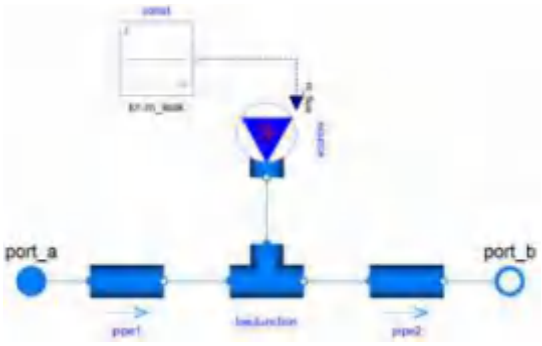


图 3 管道泄漏工况仿真模型

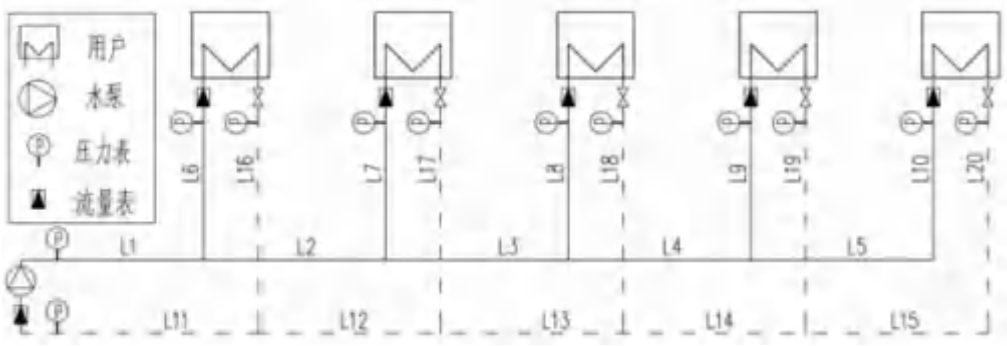


图 4 区域供冷管网系统图

使用此管道泄漏仿真模型进一步搭建空调水管网系统模型，模型校核无误后即可进行管网在不同泄漏管段、不同泄漏量及不同管道泄漏位置条件的水力仿真，进而获得神经网络学习所需的训练数据。

4 案例研究

4.1 案例描述

案例选取如图 4 所示的区域供冷系统的一级管网，该系统为一次泵变流量系统，系统内共有 5 个用户，20 条管段。各管段长度均为 100m，当量粗糙度均为 0.1mm。冷源和各用户的设计压力损失均为 30000kPa，冷源和各用户进出水口均安装压力传感器，冷源出水口和各用户进水口均安装流量传感器。系统内各用户均安装两通调节阀，在负荷变化时能够自动对阀门开度进行调整以满足各自的设定负荷，设计工况下，各用户的流量均为 $30m^3/h$。循环水泵定频运行，其流量-扬程特性方程如式(1)所示。系统定压点设置在循环水泵的吸入侧，定压点压力设置为 10000Pa。

$$\Delta P=-702768.00\times Q^2+3718814\times Q+128108.75 \quad (1)$$

式中，$\triangle P$ 为水泵扬程，单位为 Pa；Q 为水泵流量，单位为 m^3/s。

4.2 建立管网泄漏诊断模型

为了获得管网泄漏诊断模型训练所需的学习数据，本文使用基于 Dymola 仿真平台搭建的管网仿真模型对不同的泄漏工况（泄漏位置及泄漏量）进行仿真计算。案例假设管网内至多只有一处位置发生泄漏，对于系统中的每一根管道，分别选取距离管段起点的距离占此管段总长度的比例为 0.1，0.2，0.3，0.4，0.5，0.6，0.7，0.8，0.9 的位置作为泄漏点，然后对于同一泄漏点再分别设定其泄漏量为系统总循环水量的 1%，1.5%，2%，2.5%，3%，3.5%，4%（根据《暖通空调》（第三版）：正常条件下补水装置的补水量取系统循环水量的 1%，事故补水量为正常补水量的 4 倍[17]）。由于该案例管网系统共有 20 条管段，因此对上述所有泄漏工况进行模拟，即可获得 1260 组泄漏样本数据。

为了加快模型的收敛速度，方便数据处理，需要对模拟生成的泄漏样本数据进行归一化。本文采用最为归一化方法中最为经典的最大最小归一化(min-max normalization)方法对泄漏样本数据进行处理，其原理如式(2)所示。通过此方法放缩后，原始数据进行线性变换映射到范围为[0,1]的新区间。

$$x'=\frac{x-\min(x)}{\max(x)-\min(x)} \quad (2)$$

神经网络隐藏层节点数为 14，隐藏层的激活函数选用双曲 tanh 函数，最大迭代次数为 106，收敛精度为 0.0001。为了对比传统 BP 神经网络和改进 BP 神经网络训练获得的管网泄漏诊断模型的分类效果，本研究采取十折交叉验证的方式对所有样本进行训练与测试，即将样本数据集随机均分为 10 份，每次选择其中 1 份作为测试集，剩余 9 份作为训练集，分别使用传统 BP 神经网络和改进 BP 神经网络进行训练与测试，统计每组的训练时间及测试结果。经计算，对于 10 组数据样本，传统 BP 神经网络平均训练时间为 21.77s；基于 L-BFGS 算法改进后的 BP 神经网络训练时间为 13.36s。

4.3 诊断结果分析

图 5 展示了基于标准 BP 神经网络的空调水系统管网诊断模型和基于 L-BFGS 算法改进后的 BP 神经网络的空调水系统管网诊断模型在十折交叉验证中的性能表现。图 5 中的实点表示不同的神经网络模型基于每组的训练样本训练获得的诊断模型在测试集上的分类准确率，虚线代表 10 组诊断准确率的平均效果。由图可以发现，基于标准 BP 神经网络的空调水系统管网诊断模型的平均分类准确率为 87.22%，而于基于 L-BFGS 算法改进后的

BP 神经网络的管网诊断模型的平均分类准确率为98.73%，采用改进 BP 神经网络的空调水系统管网诊断模型的整体性能表现相比基于标准 BP 神经网络的管网诊断模型显著提升。

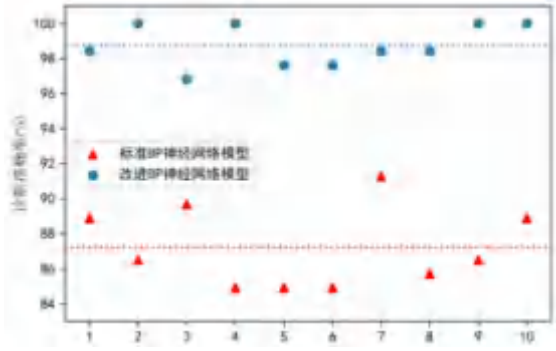
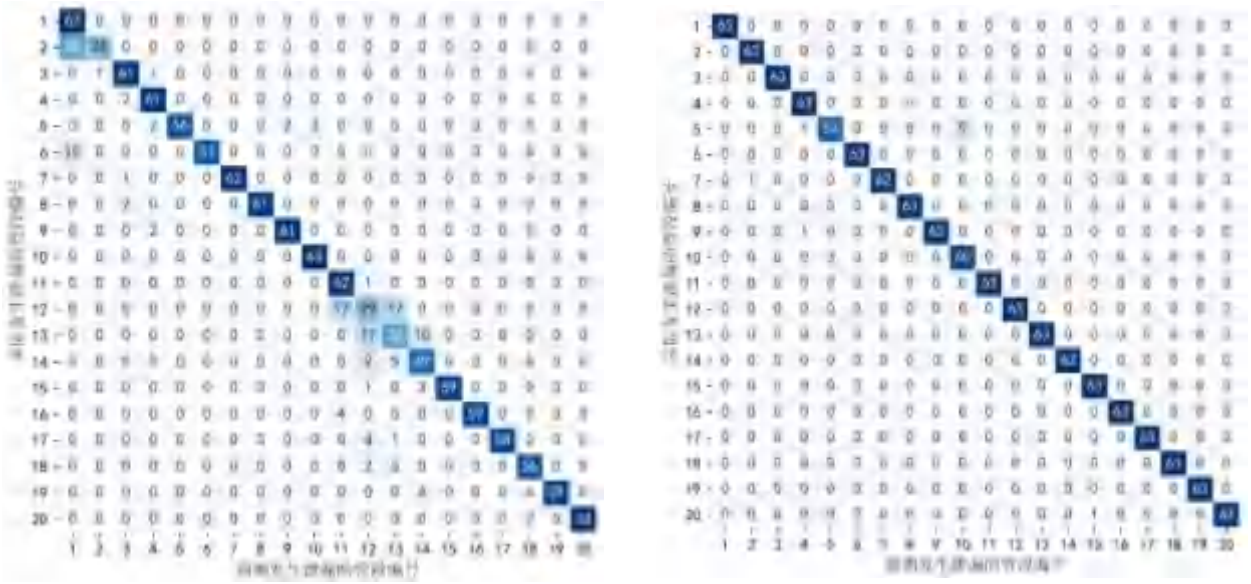


图 5　管网泄漏诊断模型诊断准确率

为了能够更为清晰地展现管网泄漏诊断模型针对不同类别的应用效果，本案例使用混淆矩阵的方式呈现两种故障诊断模型的分类结果。混淆矩阵是机器学习中总结分类模型预测结果的情形分析表，以矩阵形式将数据集中的记录按照真实的类别与分类模型预测的类别判断两个标准进行汇总。混淆矩阵的行表示样本数据的真实类别，列表示样本数据的预测类别[18]。因此，混淆矩阵主对角线上的数值代表了模型预测正确的样本数目，而其他位置上的数值则表示模型分类错误的样本数目，分布在主对角线上数值越多而其他位置上的数值越少说明该分类器的分类效果越好。基于传统 BP 神经网络的管网泄漏诊断模型和基于改进 BP 神经网络的管网泄漏诊断模型在测试样本上的诊断结果混淆矩阵如图 6 所示。



（a）基于传统 BP 神经网络的管网泄漏诊断模型　　（b）基于改进 BP 神经网络的管网泄漏诊断模型

图 6　管网泄漏诊断模型分类结果混淆矩阵

由图 6 可见，虽然两种模型从整体来看均能够实现基本的空调水系统管网泄漏故障诊断功能，但是针对一些特定的类别（例如管段 L2、L12、L13 及 L14），基于传统 BP 神经网络的故障泄漏诊断模型的诊断准确率显然难以满足管网泄漏故障的诊断要求，实际应用过程中很可能发生误判，而基于改进 BP 神经网络的管网泄漏诊断模型虽然也有部分样本分类错误，但是无论是针对整体还是针对特定类别的分类准确率都显著高于基于传统 BP 神经网络的故障泄漏诊断模型，因此基于 L-BFGS 算法改进的 BP 神经网络的管网泄漏诊断方法具有更高的实际应用价值。

5　结论

本文提出了一种基于 L-BFGS 算法改进的 BP 神经网络的管网泄漏诊断方法，该方法通过监测系统补水流量时间系列判断管网是否发生泄漏故障；当报警系统监测到系统发生泄漏时，系统所有传感器的实时监测数据经处理输入基于改进的 BP 神经网络的管网泄漏诊断模型，即可输出发生泄漏的具体管段编号。

搭建管网泄漏诊断模型需要尽可能多的故障样本，为了获取足够的泄漏工况管网仿真数据，使用 Dymola 系统建模仿真平台搭建管道泄漏仿真模型。根据实际空调水系统管网拓扑结构进一步搭建管网仿真模型即可进行空调水系统管网泄漏工况仿真。

案例研究结果表明：与传统的基于梯度下降法

的 BP 神经网络的管网泄漏诊断模型相比，基于改进 BP 神经网络的管网泄漏诊断模型的平均训练时间减少了 38.63%，诊断准确率提升了 11.51%。由此可见，基于 L-BFGS 算法改进的 BP 神经网络管网诊断模型在收敛速度和诊断性能两个方面的表现均有显著提高，该方法可以在空调水系统管网泄漏诊断中得到有效应用。

参考文献

[1] 雷翠红. 供热管网泄漏故障诊断的研究[D]. 哈尔滨工业大学供热、供燃气、通风及空调工程, 2010.

[2] 金富根. 热网泄漏检测及控制方法[J]. 煤气与热力, 2008,28(002): A11-A13.

[3] 石兆玉, 陈弘. 故障空间（FDS）法在热网故障诊断中的应用[J]. 区域供热, 1994(03): 17-19.

[4] 秦绪忠, 江亿. 区域热网管网阻力系数的在线辨识与故障诊断[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2000(02): 81-85.

[5] 郑德忠, 何乐, 周浔, 等. 基于 Fuzzy 理论的供热管网故障诊断系统的研究[J]. 传感技术学报, 2003(3): 367-369.

[6] 雷翠红, 邹平华. 供热管网的二级 BP 神经网络泄漏故障诊断[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2011,43(02): 75-79.

[7] XUE P, JIANG Y, ZHOU Z, et al. Machine learning-based leakage fault detection for district heating networks[J]. Energy and Buildings, 2020,223: 110161.

[8] 刘天舒. BP 神经网络的改进研究及应用[D]. 东北农业大学, 2011.

[9] 黄丽. BP 神经网络算法改进及应用研究[D]. 重庆师范大学, 2008.

[10] 苏高利, 邓芳萍. 论基于 MATLAB 语言的 BP 神经网络的改进算法[J]. 科技通报, 2003(02): 130-135.

[11] 邱明伦. 求解非线性方程组的方法研究[D]. 西南石油大学, 2012.

[12] 刘陶文. BFGS 方法及其在求解约束优化问题中的应用[D]. 湖南大学应用数学, 2006.

[13] JORGE, NOCEDAL. Updating Quasi-Newton Matrices with Limited Storage[J]. Mathematics of Computation, 1980.

[14] 李廷锋. 求解大规模无约束优化问题的修正 L-BFGS 方法[D]. 河南大学, 2008.

[15] 奚旺, 刘永文, 杜朝辉, 等. Modelica/Dymola 语言及其在燃气轮机动态仿真中的应用[J]. 热力透平, 2004(01): 17-22.

[16] CASELLA F, OTTER M, PROELSS K, et al. The Modelica Fluid and Media Library for Modeling of Incompressible and Compressible Thermo-Fluid Pipe Networks: International Modelica Conference [C], 2006.

[17] 陆亚俊. 暖通空调（第三版）[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2012.

[18] POWERS D M W. Evaluation: From Precision, Recall and F-Factor to ROC, Informedness, Markedness & Correlation[J]. 2011.

基于马尔科夫链蒙特卡洛方法的自下而上办公建筑逐时电负荷曲线模型

程思涵，田　喆，吴　霞

（天津大学，天津　300372）

［摘　要］服务业消耗能源比例日渐提高，服务部门的大部分能源用于办公建筑取暖、照明、计算和餐饮。办公用电又是办公建筑能耗的重要组成部分，因此，建立高精度的电负荷曲线模型至关重要。本文利用马尔科夫链蒙特卡洛方法，通过转移概率矩阵建立人员模型，得到有效用电人数；结合统计调研数据，利用不同电器不同时刻不同功率的使用概率，建立了电器模型。结合人员模型和电器模型，通过自下而上的建模思想得到日负荷曲线分布。所建模型具有系统性和通用性，仿真与实测对比分析验证了本文模型的可行性与准确性。

［关键词］自下而上；马尔科夫链；蒙特卡洛；电负荷

0　引言

近年来，我国经济水平飞速发展，建筑能耗水平也随之不断增长，办公建筑能耗作为我国建筑能耗的重要组成部分，其中电能占了很大比例。随着社会经济发展，办公用电仍有很大增长空间[1]。同时，办公建筑日负荷曲线的获取有利于推进智能电网、需求响应等技术的发展[2,3]。因此办公建筑日负荷曲线建模很有必要。

目前，有两种常用的电负荷曲线建模方法：一种是统计的方法，另一种是自下而上的方法。在统计方法中，研究对象是基于一组测量的负荷曲线，用其来描述输入数据的特征，然后根据提取的特征制定负荷模型[4]；而在自下而上的方法中，终端电器是研究对象，重点是各个终端电器的使用模式制定，并以此得到总用电量[5,6]。

关于统计建模方法，文献[7]采用时变多元回归模型来进行电负荷建模，作者考虑到用户行为和公用事业生产效率变化，可以得到小时级的负荷曲线结果。王等人[8]提出了一种分解方法，通过分解测量数据以提取不同时间尺度(如季节和工作日)模式，进而模拟电力需求趋势。斯蒂芬等人[9]假设电力负荷服从非平稳多元高斯分布，进而提出了一个分析国内能源客户消费习惯的框架。关于自下而上建模方法，Paatero 和 Lund[10]根据季节和社会因素，将单个电器的启动建模为随机过程，利用两个主要数据集作为输入构建了一个两级模型：第一级定义了为每个家庭设置的家用设备以及总体负荷波动趋势，第二级借助最终使用的启动概率来模拟每个家庭中的每个电器。Stoke 在[11]中提出了一个可以生成三种类型聚合负荷曲线模型：第一层根据相关负荷和电器数据归一化建模，得到普通家庭的 30 分钟需求曲线，第二层考虑到家庭收入、生活方式等得到指定住宅的 30 分钟需求曲线；第三层通过对启动概率建模来得到具有精细分辨率的选定家庭的 1 分钟需求曲线。Capasso 等人[12]基于在意大利进行的使用时间调查，建模了单个电器的开始和持续时间，以及附加到每个电器的电力负载，通过汇总单个电器的消耗来建立住宅区的负荷曲线。Walker 和 Pokoski[13]对这一模型进行了改进，其人行为建模的基础是使用两种概率函数，分别称为可用性函数和倾向性函数，然后将其推广到 Capasso 等人的模型中。C. Sandels 等人[14]利用马尔科夫链模拟办公人员在室状态，从而建立自下而上模型生成北欧具有代表性的办公楼用电负荷曲线。

从上述研究可以看出来，统计建模方法可以利用宏观经济、能源价格和收入以及其他区域或国家指标，更易于开发和使用，还不需要详细数据。但是这种方法并没有提供太多细节和灵活性，从而导致精度不够，而且需要大样本。另外，统计建模方法通常难以解释和调查用户行为的影响。显然，自下而上的方法虽然需要大量能够反映家电消费行为的数据，但预测精度很高。对于自下而上方法来说，其模型主要存在三方面的不同：对成员行为描述的详细程度、对影响电器负荷分布的电器数据描述详细程度以及所使用的随机方法。在现有的文献研究中，很少有人既考虑到成员行为的随机性又考虑到电器使用数据的随机性。因此，本文综合考虑到成员行为以及电器使用功率和概率情况，建立了基于马尔科夫链蒙特卡洛方法的自下而上电负荷曲线模型。

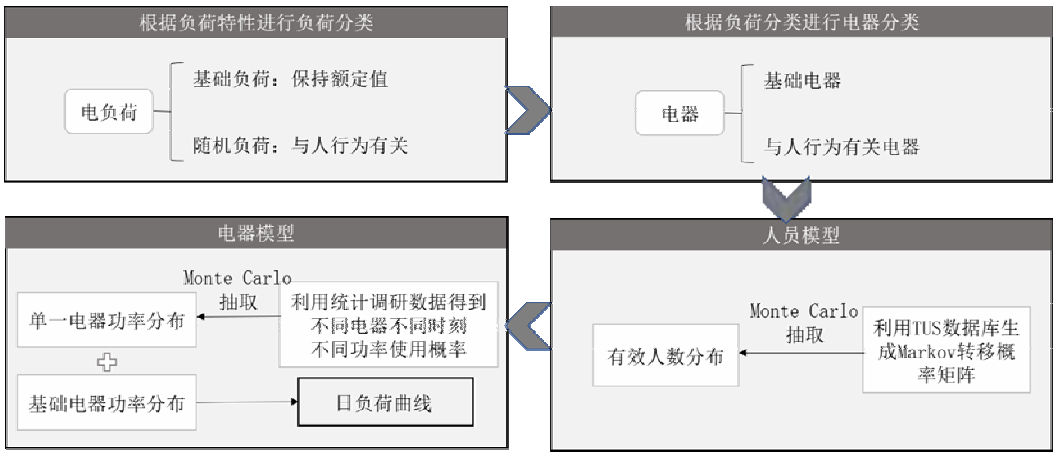


图 1　基于马尔科夫链蒙特卡洛方法的自下而上办公建筑日负荷曲线建模体系

本文利用马尔科夫链蒙特卡洛方法，通过转移概率矩阵得到室内有效用电人数，建立了人员模型；结合统计调研数据，利用不同电器不同时刻不同功率的使用概率，建立了电器模型。通过自下而上的建模思想结合人员模型和电器模型，得到日负荷曲线分布。所建模型具有系统性和通用性，适用于需求侧管理以及智能电网研究。

1　办公建筑日负荷建模体系

对于办公建筑的电负荷来说，可以分为基础负荷和与人员行为有关的负荷，基础负荷即对应电器功率保持固定值或者呈一定周期变化。对于与人员有关的负荷来说，建筑内人的行为会影响到对应电器的使用情况，建筑内人行为具有较大的随机性，但是因为办公建筑内部人员具有相对固定的作息时间，所以人员行为又具有一定的规律性，因此结合人员行为构建办公建筑日负荷曲线模型具有重要意义。

本文的办公建筑日负荷曲线建模体系如图 1 所示，首先根据负荷特性将负荷分为与人员行为有关的负荷和基础负荷，进而找到对应的电器。对于基础电器来说，某确定时刻的功率即为额定功率。对于与人有关的电器来说，首先通过转移概率矩阵建立人员模型，得到有效使用电器的人数；然后，根据统计调研数据，得到电器在不同时刻不同功率的使用概率，据此建立电器模型。根据人员模型和电器模型获得单个电器的日负荷分布曲线，再叠加所有电器得到房间的日负荷曲线分布情况。

2　办公负荷人员模型

电器的使用情况并不是完全随机的，很大程度受到室内人员的影响。本文基于英国TUS（Time-Use Survey）数据库[15]，利用马尔科夫链蒙特卡洛方法来生成有效用电人数。英国TUS 数据库对大量办公建筑进行调研，以15min为统计精度，记录1天24h活动日程，可以由此统计出1天内各时刻参与者的活动位置，得到建筑内的人员数量及其从事各种活动的概率。

2.1 MCMC 方法

MCMC 方法是一种特殊的蒙特卡洛方法，其将随机过程中的马尔科夫链应用于蒙特卡洛模拟中，抽样分布随模拟的进行而改变，从而实现动态模拟。

马尔科夫过程基于如下的思想：若随机过程在时刻 t_i 的状态已知，且在时刻 $t>t_i$ 的状态仅与 t_i 时刻的状态有关，而与 t_i 前的状态无关，这个特性称为马尔科夫性或无后效性[16]。马尔科夫链模型基于状态转移矩阵(即从某一状态转移到另一状态的概率)建立，其中一阶马尔科夫链表示一个随机序列的条件概率只与前一时刻的系统状态有关，而与之前的系统状态无关。其状态转移概率矩阵 P 如下所示：

$$P=\begin{bmatrix} P_{0,0} & P_{0,1} & \cdots & P_{0,n} \\ P_{1,0} & P_{1,1} & \cdots & P_{1,n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ P_{n,0} & P_{n,1} & \cdots & P_{n,n} \end{bmatrix} \tag{1}$$

2.2 有效用电人数

建筑内电器的使用与有效用电人数密切相关，有效用电人数指的是某一时刻正在使用电器的人数。基于 TUS 数据库，每 15 分钟建立一个状态转移矩阵，考虑到某些房间可能人数较多，故房间人数分区间设置，分别为总人数的 10%，20%...100%。利用 MCMC 方法仿真各时刻的有效人数 n_t 如下公式：

$$n_t = f(n, P_{i,j}, t) \tag{2}$$

其中的 n 为总人数，$P_{i,j}$ 为转移概率，公式如下：



（3）

它表示由状态 i 转移到状态 j 的次数除以状态 i 的总转移次数，比如 $P_{1,2}$ 表示上一时刻的有效人数占比为 0.1 转移到下一时刻有效人数占比为 0.2 的概率。各时刻室内有效人数仿真流程如下图 3：



图 3 有效人数生成的算法流程

（1）确定总人数 n，初始时刻设置为 0，初始状态设置为有效人数占比 0；

（2）基于统计数据，利用 *MCMC* 方法，将生成的随机数与不同时刻转移概率矩阵的累计概率比较，确定不同时刻的有效人数；

（3）循环 96 次，得到有效人数在一天内的分布情况。

3 电器模型

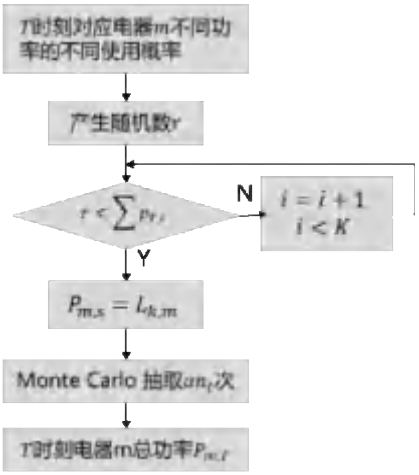


图 4 与人有关电器的瞬时功率值计算流程

由前述可知，办公建筑内的电器可以分为基础电器和与人有关的电器。基础电器的瞬时功率即为当前时刻的额定功率，计算公式如下：

$$P_{b,T}=P_{e,T} \tag{3}$$

其中 $P_{e,T}$ 为 T 时刻该电器的额定功率。

接下来主要讲述如何确定与人有关电器的瞬时功率值，计算流程如下图 4 所示：

（1）根据统计数据，得到不同电器不同时间不同功率的使用概率，这里将设备的功率值按照实际情况分为不同的档数，假设为k档。

（2）利用随机数与累计概率比较，确定单台某电器在 T 时刻的功率如下公式：

$$P_{m,s}=\begin{cases} L_1^m & 0<\beta<\sum_{i=1}^{2}p_{T,i} \\ L_2^m & \sum_{i=1}^{2}p_{T,i}<\beta<\sum_{i=1}^{3}p_{T,i} \\ \vdots & \\ L_k^m & \sum_{i=1}^{k}p_{T,i}<\beta<\sum_{i=1}^{k+1}p_{T,i} \end{cases} \tag{4}$$

其中L_k^m代表电器 m 在第 k 档的功率值，β为随机数，$P_{T,i}$表示 T 时刻不同档位功率的概率。

（3）结合人员模型确定的有效用电人数，再引入共用系数α，得到 T 时刻某设备的功率如下公式：

$$P_{m,T}=\sum_{i=1}^{\alpha n_t}P_{m,s,i} \tag{5}$$

其中，n_tn_t为有效人数，i 为进行蒙特卡洛抽取的次数，α为共用系数，反应电器共用情况，公式如下：



（6）

其中 A 为同时使用人数。

（4）将这一过程循环 M 次就可以得到与人有关的设备总功率的瞬时值，公式如下：

$$P_{p,T}=\sum_{m=1}^{M}P_{m,T} \tag{7}$$

其中 M 表示设备种类。

4 办公建筑日负荷曲线仿真

办公建筑的负荷特征由建筑内人员行为和开启的电器共同决定，结合人员模型和电器模型可以得到办公建筑日负荷曲线。

4.1 仿真结构

办公建筑日负荷曲线仿真结构如图 5 所示。结合人员模型和电器模型可以得到单个电器功率分布，进而得到所有与人有关的电器功率分布，再加上基础电器，将各时刻所有电器负荷曲线叠加即可获得日负荷曲线，日负荷瞬时值如下公式：

$$P_T=P_{b,T}+P_{p,T} \tag{8}$$

其中 $P_{b,T}$ 为基础电器瞬时功率，$P_{p,T}$ 为与人有关电器瞬时功率。

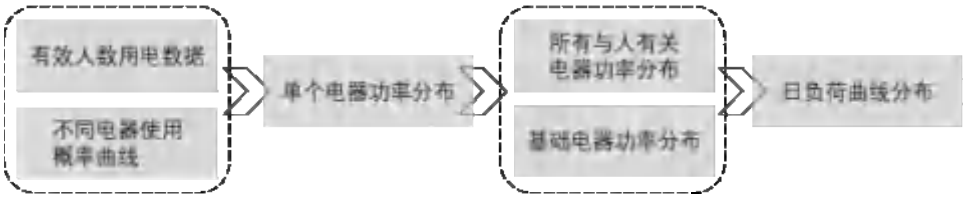


图 5 办公建筑日负荷曲线仿真结构图

表 1 办公室内电器情况

参数	饮水机	空气净化器	电脑	灯	打印机
功率	保温：20 加热：120	43	0-150	0-48	10-360
数量	1	1	35	12	3
共用系数α	--	--	1	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{12}$

4.2 模型校验

4.2.1 案例介绍与模型数据来源

为了验证该办公建筑日负荷曲线模型的有效性，选取某行政办公楼的某一房间进行校验。该办公室共有 35 人，电器拥有情况为饮水机 1 台，空气净化器 1 台，电脑 35 台，灯 12 个，打印机 3 台。作息时间为 9:00-17:00，周末休息。具体电器情况见下表 1：

通过调研得知，打印机的工作功率为 360W，不工作时的待机功率为 10W；12 盏灯采用“一开全开，一关全关”的状态，打开时功率为 48W，关闭时为 0，所以对于打印机和灯来说均为两档功率。对于电脑来说，通过实际调研发现其功率分布在 0-150W 之间，故每 10W 设置为一档位。对办公室内的电器进行为期一周的实际使用情况监测，每天每 15 分钟记录一次使用情况，从而得到不同电器不同时间段的使用情况。由于该办公楼为行政办公楼，加班情况较少但是也不排除，故结合国家统计局的相关数据资料，将非工作时间的电器使用概率均假设为 0.05。由此，办公室内电器不同时刻不同功率的使用概率如下图 6-8。

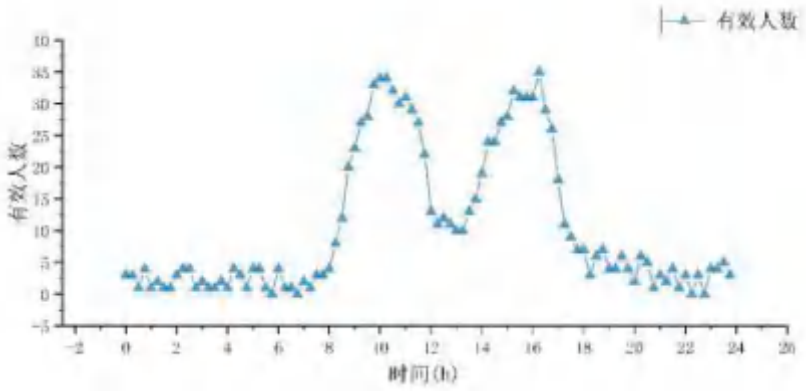


图 5 有效人数分布情况

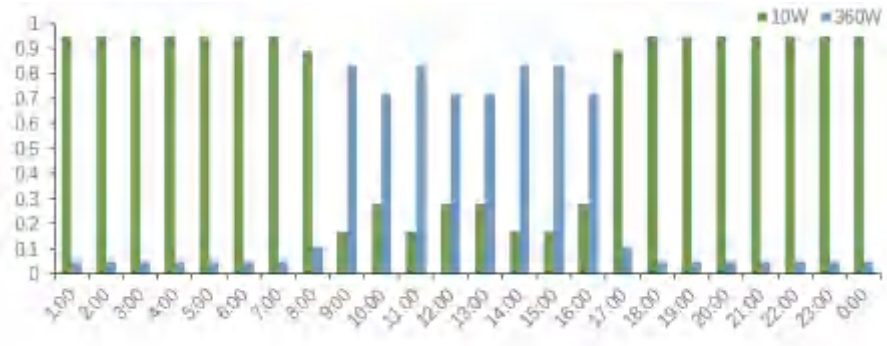


图 6 打印机不同时刻不同功率使用概率

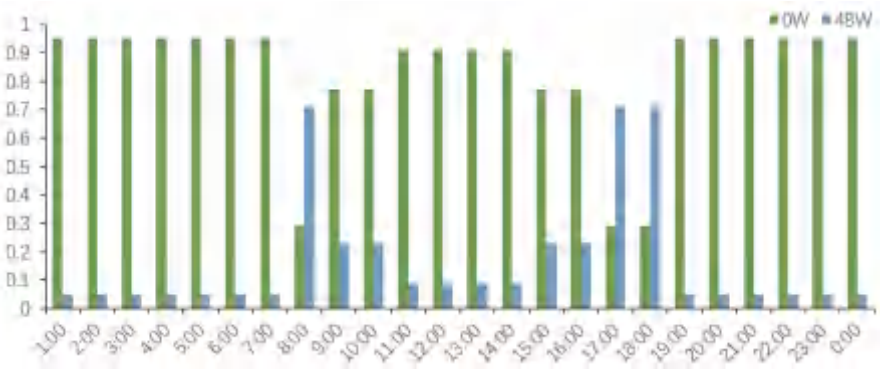


图 7 灯不同时刻不同功率使用概率

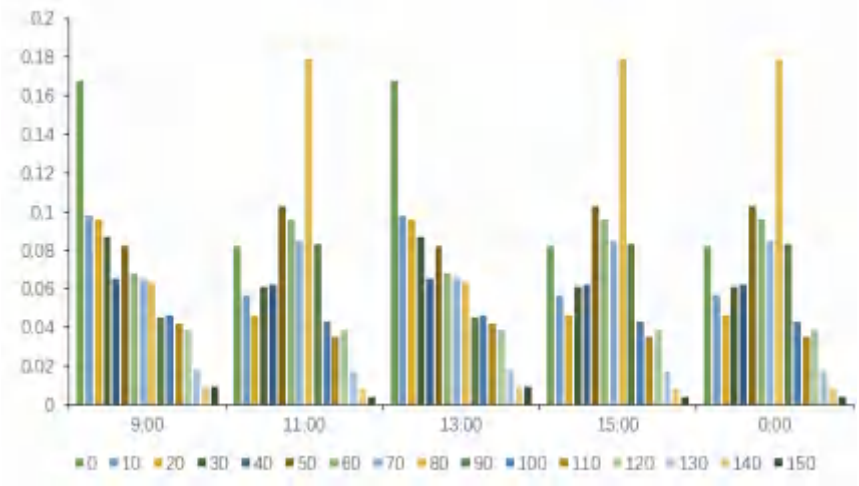


图 8 电脑不同时刻不同功率使用概率

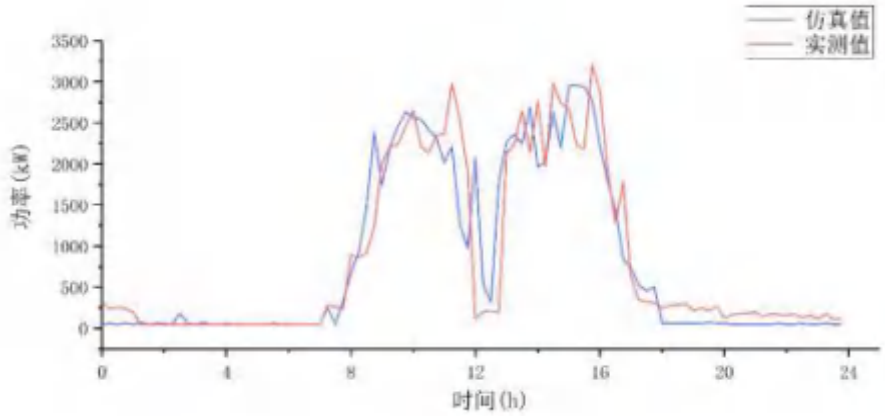


图 9 该办公室日负荷均值仿真值与实测值对比

4.2.2 仿真结果与分析

根据前述办公室的信息，利用 MCMC 方法，得到的有效人数分布情况如下图 5，从有效人数分布来看，上下午各有一个峰值，午休时间会有一个谷值，这是由于办公建筑的固定工作时间造成的，工作时间之外还考虑到一定的加班情况，故也有较少人数分布。

平均日负荷曲线通常用来作为选择配电系统元件容量的标准。故将一周 5 天工作日的模型数据与实测数据平均值作对比，以验证所建模型的有效性。图 6 是该办公室一周 5 个工作日的功率均值对比情况。由图 6 看出，模型结果与实测数据具有较好的相似性。

表 2 电负荷最大值，最小值以及平均值的仿真值和实测值对比

	P_{max}	P_{min}	P_{ava}
仿真值/W	2964	48	807.94
实测值/W	3210	48	827.25
相对误差/%	7.66	--	2.34

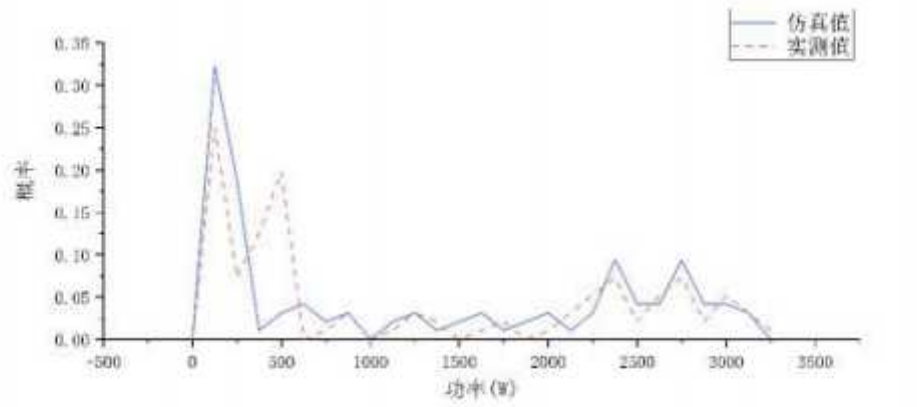


图 10 该办公室功率概率密度曲线仿真值与实测值对比

将 5 天内模型数据与实测数据的最大值、最小值及平均值作对比，以验证所建模型的有效性。如下表 2 所示，因为有一定的基础负荷昼夜保持运行，故最小值一致，对于最大值和平均值来说，最大相对误差为 7.66%，在可接受范围内，仿真值与实测值具有较高一致性，故模型较为准确。

该办公室一周 5 天工作日的概率密度曲线如图 10 所示。可以看出，实测值与仿真值的概率密度曲线具有良好的一致性。

5 结论

本文基于统计调研数据，利用马尔科夫链蒙特卡洛方法建立了自下而上的办公建筑日负荷曲线模型。利用马尔科夫链蒙特卡洛方法建立人员模型得到有效使用电器人数；利用统计调研数据，确定不同电器不同时间不同功率的使用概率，据此建立电器模型。结合人员模型和电器模型得到日负荷分布情况。仿真与实测结果具有良好一致性，证实模型有效。该模型可以应用于需求侧管理、智能电网以及配电网动态研究，具有重要工程价值。

参考文献

[1] 王葵,李建超, 潘贞存,等. 居民用户谐波调查及仿真分析[J]. 电力系统保护与控制, 2008(22):88-92.

[2] 黄海新, 邓丽, 文峰,等. 基于实时电价的用户用电响应行为研究[J]. 电力建设, 2016, 37(2):63-68.

[3] 朱海明. 电动汽车充电模式对主动配电网的影响[J]. 大科技, 2015, 36(028):97-102.

[4] Hoverstad, B.A.；Tidemann, A.；Langseth, H. Short-term load forecasting with seasonal decomposition using evolution for parameter tuning[J]. IEEE Trans. Smart Grid 2015(6):1904–1913.

[5] Chuan L ，Ukil A . Modeling and Validation of Electrical Load Profiling in Residential Buildings in Singapore[J]. IEEE Transactions on Power Systems, 2015, 30(5):2800-2809.

[6] Swan L G ,Ugursal V I . Modeling of end-use energy consumption in the residential sector: A review of modeling techniques[J]. Renewable & Sustainable Energy Reviews, 2009, 13(8):1819-1835.

[7] DordonnatV , Koopman S J , Ooms M , et al. An Hourly Periodic State Space Model for Modelling French National Electricity Load[J]. Tinbergen Institute Discussion Papers, 2008.

[8] [Chi-hsiang Wang, GrozevG ,Seo] S . Decomposition and statistical analysis for regional electricity demand forecasting[J]. Energy, 2012.

[9] Stephen B ,Mutanen A J , Galloway S , et al. Enhanced Load Profiling for Residential Network Customers[J]. IEEE Transactions on Power Delivery, 2014, 29(1):88-96.

[10] Paatero J V , Lund P D . A model for generating household electricity load profiles[J]. International Journal of Energy Research, 2010, 30(5):273-290.

[11] Stokes M . Removing barriers to embedded generation : a fine-grained load model to support low

voltage network performance analysis[J]. De Montfort University, 2005.

[12] CapassoA ,Grattieri W . A bottom-up approach to residential load modeling[J]. IEEE Transactions on Power Systems, 1994, 9(2):957-964.

[13] Walker C F ,Pokoski J L . Residential Load Shape Modeling Based on Customer Behavior[J]. IEEE Power Engineering Review, 1985, PER-5(7):34-34.

[14] SandelsC ,Brodén, D, Widén, J, et al. Modeling office building consumer load with a combined physical and behavioral approach: Simulation and validation[J]. APPLIED ENERGY -BARKING THEN OXFORD-, 2016, 162:472-485.

[15] Milanovic J V , Yamashita K , Martinez Villanueva S , et al. International Industry Practice on Power System Load Modeling[J]. IEEE TRANSACTIONS ON POWER SYSTEMS PWRS, 2013, 28(3):3038-3046.

[16] Nijhuis M ,Gibescu M , Cobben J F G . Bottom-up Markov Chain Monte Carlo approach for scenario based residential load modelling with publicly available data[J]. Energy & Buildings, 2016, 112.

基于全年逐时动态负荷的冰蓄冷系统设备选型及能耗分析

黄小龙

（上海华电源信息技术有限公司，上海　201203）

［摘　要］以一个实际项目为例，结合该项目全年 8760 小时逐时空调负荷数据，进行冰蓄冷系统设备选型、运行控制策略的优化，并结合系统设备的性能参数，模拟计算能源系统的年运行能耗及其费用。

［关键词］冰蓄冷；全年动态负荷；运行策略；能耗分析；经济分析

1　工程概述

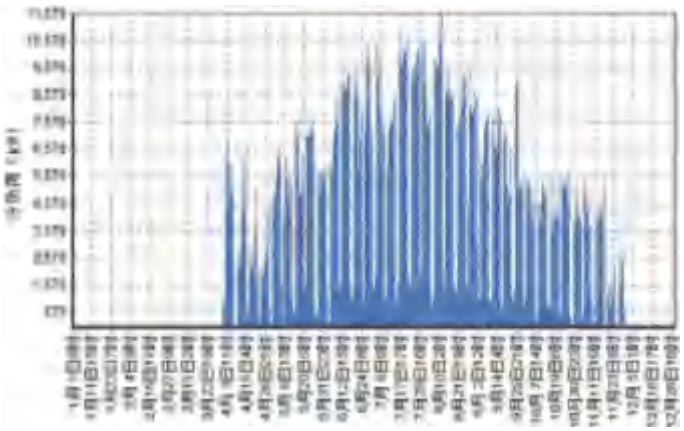
该计算案例项目位于广州，共 41 层，建筑面积 61000 ㎡，空调面积约 59480 ㎡，其中 1 层为商铺，2~41 层为办公建筑，总建筑高度 235.8m。项目所在地地区采用蓄冷蓄热的政策峰谷电价如下：

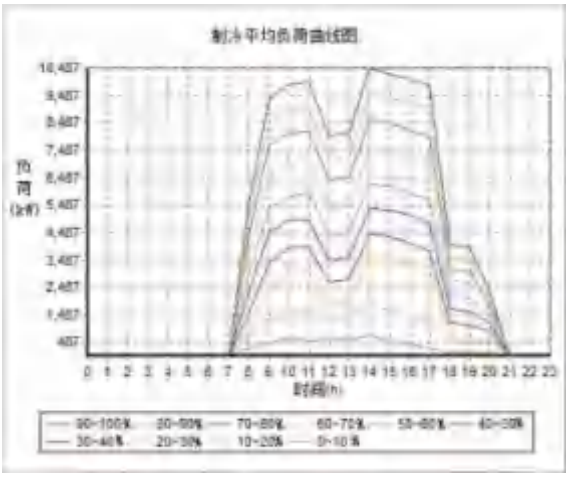
2　基于全年负荷的典型工况分析

计算案例工作时间为 8:00~20:00,共 13 个小时。全年空调供冷从 4 月 1 日~11 月 30 日，计算全年 8760 小时逐时负荷后，排除无需供冷时间，制冷天数共计 238 天，全年峰值负荷为 11579kW。

采用软件对其逐时动态负荷进行区间分析，根据每一天的累计耗冷量的大小将 238 天分成 10 个区间，统计每一个区间的平均逐时负荷，统计结果如下。

用电类别	蓄冷蓄热峰谷电价		
	高峰电价	平段电价	低谷电价
电价/元	1.5819	0.6086	0.1729
时段	9:00~12:00 19:00~21:00	8:00~9:00； 12:00~19:00； 20:00~00:00	0:00~8:00





区间(%)	0:00~7:00 (kW)	8:00 (kW)	9:00 (kW)	10:00 (kW)	11:00 (kW)	12:00 (kW)	13:00 (kW)	14:00 (kW)	15:00 (kW)	16:00 (kW)	17:00 (kW)	18:00 (kW)	19:00 (kW)	20:00 (kW)	21:00~23:00 (kW)
0~10%	0	272.85	450.08	629.36	575.57	581.06	619.08	728.26	567.69	399.21	259.33	112.95	83.21	74.19	0
10%~20%	0	740.56	1248.82	1578.74	1573.6	1291.7	1373.05	1860.38	1657	1437.47	1222.76	495.6	436.57	450.18	0
20%~30%	0	984.91	2402.92	2975.85	3125.46	1853.51	2020.38	3634.7	3527.69	3314.69	3043.36	709.38	627.32	555.41	0
30%~40%	0	1592.83	3378.83	3912.08	3971.74	2659.96	2763.49	4482.48	4350.96	4108.15	3768.15	1204.22	1116.17	874.55	0
40%~50%	0	2314.21	4463.44	4952.28	4939.3	3475.13	3596.1	5364.54	5302.98	5141.2	4823.54	1700.9	1622.25	1145.32	0
50%~60%	0	2892.4	5346.19	5807.6	5926.61	4353.52	4510.48	6214.45	6212.81	5926.91	5662.7	2175.53	2086.45	1408.4	0
60%~70%	0	3691.37	6529.69	7015.77	7095.6	5356.83	5483.96	7546.37	7404.11	7268.51	6998.41	2732.79	2656.59	1663.52	0
70%~80%	0	4410.71	7669.96	8111.55	8197.95	6361.45	6471.84	8638.46	8436.85	8225.29	8002.76	3120.54	3075.35	1803.68	0
80%~90%	0	4994.11	8492.91	8950	8989.86	7108.45	7290.73	9597.66	9392.73	9228.7	9001.35	3613.07	3586.22	2075.65	0
90%~100%	0	5504.79	9325.52	9891.52	9986.25	8004.23	8121.5	10487.2	10270.48	10082.08	9843.77	4034.49	3985.23	2293.02	0

设备名称	性能参数	台数
离心式双工况冷水机组	空调工况制冷量 800RT，冷媒进出口水温 11℃/6℃，流量 522m³/h，压降 94kPa，电功率 572kW；制冰量：609RT，冷媒出口温度：-5.6℃，冷却水流量：580m³/h，水压降 65kPa，电功率 535kW	2
螺杆式冷水机组	空调工况制冷量 340RT，冷媒进出口水温 12℃/7℃，流量 206m³/h，压降 92.6kPa，输入电功率 200.8kW，冷却水流量：257m³/h，水压降 94.5kPa	1
乙二醇溶液泵（双工况机）	循环流量：570m³/h，扬程：40m,轴功率：80kW，变频	3（二用一备）
冷冻水泵（螺杆机）	循环流量：226m³/h，扬程：32m，输入功率：25kW，变频	2（一用一备）
冷冻水二次泵（乙二醇板换）	循环流量：780m³/h，扬程：28m，轴功率：75kW，变频	3（二用一备）
冷却水泵（双工况机）	循环流量：630m³/h，扬程：30m，输入功率：65kW	3（二用一备）
冷却水泵（螺杆机）	循环流量：280m³/h，扬程：30m，输入功率：29kW	2（一用一备）
开式横流冷却塔	水流量 750m³/h,塔体扬程 5.7m，冷却水温：37-32℃，输入功率：10*3kW	2
	水流量 318m³/h,塔体扬程 5.5m，冷却水温：37-32℃，输入功率：7.5*2kW	1
蓄冰盘管	非完全冻结外融冰蓄冰盘管，总蓄冰量不小于 9800RTh	
乙二醇-水板式换热器	额定换热量：4800kW，一次侧冷媒进出口 3.5℃/11℃，二次侧冷冻水进出口温度：7℃/12℃，循环阻力≤80kPa	1
乙二醇循环系统补液定压装置	膨胀罐有效容积：1m³，调节容积 0.5m³，补液泵循环流量：2.5m³/h，补液泵扬程：20m；储液箱有效容积 2m³。	1

	基载机*1	双工况主机(制冷)*2	双工况主机(制冰)*2
单台制冷量 RT	340	800	609
数量	1	2	2
单台制冷量 kW	1196	2814	2142
总计制冷量 kW	1196	5628	4284
日最大运行小时数	13	13	8
最大供冷量 kWh	15548	73164	34272
优先级	次优先	最不优先	最优先

选取 90%~100%区间段的负荷数据作为典型日设计负荷进行设备选择，90%~100%典型日峰值负荷为 10487.2kW，约 2982RT；日累计总耗冷量为 101830.08kWh，合计 28954RTh。初步按照 30%蓄冰量设计，约为蓄冰时间为 00:00~08:00,共计 8 个小时，计算得到每小时所需制冰量为 1218RT。根据设备厂家提供设备表选取对应的双工况值机，其制冷量为 1600RT。剩余空调负荷由基载机承担，满足峰值负荷。

3 设备选型及其参数

2.1 设计总蓄冰量按照累计总耗冷量的 30%计算

101830.08kWh×0.3＝30549.02kWh

2.2 设计制冰量按照每天 8 小时计算

30549.02kWh÷8＝3818.63kWh

2.3 双工况主机选择

从厂家样本中选择 2 台离心式双工况冷水机组

每台空调工况制冷量 2814kW（800RT），制冰量：2142kW（609RT）。

2.4 实际蓄冰率计算

2142kW×2×8h/101830.08kWh=33.66%

2.5 基载机制冷量

从厂家样本中选择 1 台螺杆式冷水机组作为基载机

空调工况制冷量 1196kW（340RT）

2.6 选择配套的水泵、冷却塔、换热器等设备

具体配置设备如下表：

4 全年逐时冰蓄冷系统控制策略

对项目的全年负荷进行分析，整个项目的总冷量由基载机供冷、双工况主机白天供冷以及双工况主机夜间制冰的白天释冷这三部分供冷承担。

分析这三部分供冷量特征如下：

（1）双工况主机夜间制冰工况时，电价便宜，因此优先采用这部分冷量供冷；

（2）基载机的制冷效率高于普通双工况主机，因此这部分冷量次优先；

（3）双工况主机的白天供冷量优先级最低。

因此，可以按照每一天需要的总冷量将 238 天分成以下 3 种情况：

（1）晚上蓄冰，白天不开任何主机。（日总耗冷量≤34272kWh）

（2）晚上蓄冰，白天开基载主机（34272kWh＜日总冷量≤34272+15548=49820kWh）

（3）晚上蓄冰，白天开基载主机+双工况主机制冷（所需日耗冷量大于 49820）

如下图所示：



4月1日所需冷量为6864kWh，属于第一种情况。

7月21日所需冷量为103074kWh，属于第三种情况。

10月6日所需冷量为46232kWh，属于第二种情况。

第一种情况只需要需要融冰供冷，以4月1日为例，其计算计算表格如下。

月	日	时	逐时冷负荷（kW）	日耗冷量（kWh）	实际蓄冰量	基载机供冷	双工况供冷	融冰供冷
4	1	0	0.00	6864.52	2142	0.00		0.00
4	1	1	0.00		2142	0.00		0.00
4	1	2	0.00		2142	0.00		0.00
4	1	3	0.00		2142	0.00		0.00
4	1	4	0.00		0	0.00		0.00
4	1	5	0.00		0	0.00		0.00
4	1	6	0.00		0	0.00		0.00
4	1	7	0.00		0	0.00		0.00
4	1	8	340.56		0	0.00		340.56
4	1	9	609.02		0	0.00		609.02
4	1	10	965.57		0	0.00		965.57
4	1	11	704.02		0	0.00		704.02
4	1	12	943.09		0	0.00		943.09
4	1	13	1021.06		0	0.00		1021.06
4	1	14	953.63		0	0.00		953.63
4	1	15	695.06		0	0.00		695.06
4	1	16	397.39		0	0.00		397.39
4	1	17	153.87		0	0.00		153.87
4	1	18	69.76		0	0.00		69.76
4	1	19	11.49		0	0.00		11.49
4	1	20	0.00		0	0.00		0.00
4	1	21	0.00		0	0.00		0.00
4	1	22	0.00		0	0.00		0.00
4	1	23	0.00		0	0.00		0.00

第二种情况只需要需要融冰供冷+基载机供冷，以10月6日为例，其计算计算表格如下。

月	日	时	逐时冷负荷（kW）	日耗冷量（kWh）	实际蓄冰量	基载机供冷	双工况供冷	融冰供冷
10	6	0	0.00	46232.00	4284.00	0.00	0.00	0.00
10	6	1	0.00		4284.00	0.00	0.00	0.00
10	6	2	0.00		4284.00	0.00	0.00	0.00
10	6	3	0.00		4284.00	0.00	0.00	0.00
10	6	4	0.00		4284.00	0.00	0.00	0.00
10	6	5	0.00		4284.00	0.00	0.00	0.00
10	6	6	0.00		4284.00	0.00	0.00	0.00
10	6	7	0.00		4284.00	0.00	0.00	0.00
10	6	8	2143.53		0.00	1196.00	0.00	947.53
10	6	9	4197.32		0.00	1196.00	0.00	3001.32
10	6	10	4850.95		0.00	1196.00	0.00	3654.95
10	6	11	4732.47		0.00	1196.00	0.00	3536.47

10	6	12	3306.33		0.00	1196.00	0.00	2110.33
10	6	13	3376.56		0.00	1196.00	0.00	2180.56
10	6	14	5162.01		0.00	1196.00	0.00	3966.01
10	6	15	4990.34		0.00	1196.00	0.00	3794.34
10	6	16	4827.06		0.00	1196.00	0.00	3631.06
10	6	17	4581.64		0.00	1196.00	0.00	3385.64
10	6	18	1537.60		0.00	1196.00	0.00	341.60
10	6	19	1494.96		0.00	0.00	0.00	1494.96
10	6	20	1031.23		0.00	0.00	0.00	1031.23
10	6	21	0.00		0.00	0.00	0.00	0.00
10	6	22	0.00		0.00	0.00	0.00	0.00
10	6	23	0.00		0.00	0.00	0.00	0.00

第三种情况需要融冰供冷+基载机+双工况主机，以 7 月 21 日为例，其计算计算表格如下。

月	日	时	逐时冷负荷（kW）	日耗冷量（kWh）	实际蓄冰量	基载机供冷	双工况供冷	融冰供冷
7	21	0	0.00		4284.00	0.00	0.00	0.00
7	21	1	0.00		4284.00	0.00	0.00	0.00
7	21	2	0.00		4284.00	0.00	0.00	0.00
7	21	3	0.00		4284.00	0.00	0.00	0.00
7	21	4	0.00		4284.00	0.00	0.00	0.00
7	21	5	0.00		4284.00	0.00	0.00	0.00
7	21	6	0.00		4284.00	0.00	0.00	0.00
7	21	7	0.00		4284.00	0.00	0.00	0.00
7	21	8	5794.76		0.00	1196.00	2814.00	1784.76
7	21	9	9803.73		0.00	1196.00	5628.00	2979.73
7	21	10	10011.78		0.00	1196.00	5628.00	3187.78
7	21	11	9773.87		0.00	1196.00	5628.00	2949.87
7	21	12	8007.47	103074.36	0.00	1196.00	5628.00	1183.47
7	21	13	8119.69		0.00	1196.00	5628.00	1295.69
7	21	14	10511.99		0.00	1196.00	5628.00	3687.99
7	21	15	10404.82		0.00	1196.00	5628.00	3580.82
7	21	16	10293.56		0.00	1196.00	5628.00	3469.56
7	21	17	10005.14		0.00	1196.00	5628.00	3181.14
7	21	18	4058.47		0.00	1196.00	0.00	2862.47
7	21	19	3997.46		0.00	1196.00	0.00	2801.46
7	21	20	2291.62		0.00	1196.00	0.00	1095.62
7	21	21	0.00		0.00	0.00	0.00	0.00
7	21	22	0.00		0.00	0.00	0.00	0.00
7	21	23	0.00		0.00	0.00	0.00	0.00

5 全年运行能耗记费用计算

本项目的空调能源系统能耗计算考虑了设备的冷却水温度与实时负荷率，结合厂家系统的能耗矩，计算每个时刻的动态 cop 值。

（1）获取能效矩阵

负荷率 \ 冷却水温	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
0%	4.366	4.366	4.366	4.366	4.366	4.407	4.448	4.448	4.448	4.448
10%	4.366	4.366	4.366	4.366	4.366	4.407	4.448	4.448	4.448	4.448
20%	5.064	5.064	5.064	5.064	5.064	5.064	5.064	5.064	5.064	5.024
30%	6.126	6.126	6.126	6.126	6.126	6.087	6.048	6.009	5.972	5.898
40%	6.88	6.88	6.88	6.88	6.88	6.806	6.734	6.663	6.594	6.526
50%	8.463	8.463	8.463	8.463	8.463	8.199	7.952	7.757	7.572	7.36
60%	8.593	8.593	8.593	8.593	8.593	8.366	8.15	7.946	7.751	7.596
70%	8.621	8.621	8.621	8.621	8.621	8.424	8.206	8.027	7.856	7.693
80%	8.583	8.583	8.583	8.583	8.583	8.412	8.248	8.064	7.888	7.743
90%	8.554	8.554	8.554	8.554	8.554	8.378	8.233	8.069	7.912	7.762
100%	8.508	8.508	8.508	8.508	8.508	8.351	8.199	8.033	7.893	7.738

cop 能效矩阵（节选）

（2）以 7 月 21 日为例，根据冷却水温、负荷率计算逐时 cop。

月	日	时	冷却水温(℃)	蓄冰量	基载机供冷	双工况供冷	基载机负荷率	基载机 COP	双工况负荷率	双工况 cop	制冰负载	制冰 COP
7	21	0	30	4284.00	0.00	0.00	0.00	4.43	0.00	3.66	1.00	4.56
7	21	1	30	4284.00	0.00	0.00	0.00	4.43	0.00	3.66	1.00	4.56
7	21	2	30	4284.00	0.00	0.00	0.00	4.43	0.00	3.66	1.00	4.56
7	21	3	30	4284.00	0.00	0.00	0.00	4.43	0.00	3.66	1.00	4.56
7	21	4	30	4284.00	0.00	0.00	0.00	4.43	0.00	3.66	1.00	4.56
7	21	5	29	4284.00	0.00	0.00	0.00	4.50	0.00	3.72	1.00	4.68
7	21	6	30	4284.00	0.00	0.00	0.00	4.43	0.00	3.66	1.00	4.56
7	21	7	30	4284.00	0.00	0.00	0.00	4.43	0.00	3.66	1.00	4.56
7	21	8	30	0.00	1196.00	2814.00	1.00	6.89	1.00	5.69	0.00	2.93
7	21	9	30	0.00	1196.00	5628.00	1.00	6.89	1.00	5.69	0.00	2.93
7	21	10	30	0.00	1196.00	5628.00	1.00	6.89	1.00	5.69	0.00	2.93

7	21	11	29	0.00	1196.00	5628.00	1.00	7.06	1.00	5.83	0.00	2.98
7	21	12	30	0.00	1196.00	5628.00	1.00	6.89	1.00	5.69	0.00	2.93
7	21	13	30	0.00	1196.00	5628.00	1.00	6.89	1.00	5.69	0.00	2.93
7	21	14	30	0.00	1196.00	5628.00	1.00	6.89	1.00	5.69	0.00	2.93
7	21	15	30	0.00	1196.00	5628.00	1.00	6.89	1.00	5.69	0.00	2.93
7	21	16	30	0.00	1196.00	5628.00	1.00	6.89	1.00	5.69	0.00	2.93
7	21	17	30	0.00	1196.00	5628.00	1.00	6.89	1.00	5.69	0.00	2.93
7	21	18	30	0.00	1196.00	0.00	1.00	6.89	0.00	3.66	0.00	2.93
7	21	19	30	0.00	1196.00	0.00	1.00	6.89	0.00	3.66	0.00	2.93
7	21	20	29	0.00	1196.00	0.00	1.00	7.06	0.00	3.72	0.00	2.98
7	21	21	29	0.00	0.00	0.00	0.00	4.50	0.00	3.72	0.00	2.98
7	21	22	28	0.00	0.00	0.00	0.00	4.57	0.00	3.77	0.00	3.02
7	21	23	28	0.00	0.00	0.00	0.00	4.57	0.00	3.77	0.00	3.02

（3）以 7 月 21 日为例，根据逐时负荷率和 cop　　计算制冷机组、水泵、冷却塔等设备的逐时能耗

月	日	时	制冷机组耗电量	乙二醇泵(制冰)	乙二醇泵（制冷+融冰）	二次侧冷冻水泵	冷冻水泵	冷却水泵	冷却塔（kWh）	总耗电量（kWh）	电价（元/kWh）	总费用（元）
7	21	0	939.47	160	0.00	0.00	0.00	130	60	1289.47	0.1729	222.949
		1	939.47	160	0.00	0.00	0.00	130	60	1289.47	0.1729	222.949
		2	939.47	160	0.00	0.00	0.00	130	60	1289.47	0.1729	222.949
		3	939.47	160	0.00	0.00	0.00	130	60	1289.47	0.1729	222.949
		4	939.47	160	0.00	0.00	0.00	130	60	1289.47	0.1729	222.949
		5	915.38	160	0.00	0.00	0.00	130	60	1265.38	0.1729	218.784
		6	939.47	160	0.00	0.00	0.00	130	60	1289.47	0.1729	222.949
		7	939.47	160	0.00	0.00	0.00	130	60	1289.47	0.1729	222.949
		8	668.14	0.00	76.00	32.40	18.94	29	15	839.48	0.6086	510.908
		9	1162.69	0.00	124.60	128.05	18.94	29	15	1478.28	0.6086	899.681
		10	1162.69	0.00	133.85	137.56	18.94	29	15	1497.04	0.6086	911.099
		11	1134.76	0.00	123.31	126.72	18.94	29	15	1447.73	0.6086	881.088
		12	1162.69	0.00	61.74	63.45	18.94	29	15	1350.82	0.6086	822.109
		13	1162.69	0.00	64.84	66.64	18.94	29	15	1357.11	0.6086	825.937
		14	1162.69	0.00	157.96	162.33	18.94	29	15	1545.92	1.5819	2445.491
		15	1162.69	0.00	152.57	156.79	18.94	29	15	1534.99	1.5819	2428.201
		16	1162.69	0.00	147.10	151.18	18.94	29	15	1523.91	1.5819	2410.673
		17	1162.69	0.00	133.55	137.25	18.94	29	15	1496.43	0.6086	910.727
		18	173.58	0.00	18.33	18.84	18.94	29	15	273.69	0.6086	166.568
		19	173.58	0.00	17.28	17.66	18.94	29	15	271.46	1.5819	429.423
		20	169.41	0.00	17.28	16.20	18.94	29	15	265.83	1.5819	420.516
		21	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0	0	0.00	1.5819	0.000
		22	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0	0	0.00	0.6086	0.000
		23	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0	0	0.00	0.6086	0.000

6　结果

后，最终汇总所有结果如下：

将制冷天数的每一天都采用上述方法分类计算

制冷系统	结果	备注
累计总耗冷量（kWh）	10657674.96	
制冷系统累计年耗电量（kWh）	2659170.96	
全年综合效率 EER	4.008	累计耗冷量/累计耗电量
制冷系统年运行成本（万元）	129.47	

区别于传统的根据设计日负荷进行设计的冰蓄冷系统设计方法，本项目采用了提供了一种新的设计思路，即基于全年 8760 小时的逐时动态负荷及其多区间分析功能进行设备选型，并通过计算每个时刻的负荷率和冷却水温度得到逐时动态 cop，以此来计算冰蓄冷系统全年的逐时动态能耗和费用。因为其设备选型与能耗费用计算都是基于根据全年气象参数计算出来的结果，因此其最终的实际数据比传统的计算方法要更贴近实际运行情况，更负荷精细化模拟分析的要求。

参考文献

[1] 严德隆、张维君《空调蓄冷应用技术》中国建筑工业出版社

[2] 陆耀庆　主编《实用供热空调设计手册》中国建筑工业出版社

[3] 中国建筑科学研究院《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》中国建筑工业出版社

[4] 中国建筑科学研究院《建筑节能气象参数标准》中国建筑工业出版社

基于图网络模型的中央空调系统节能诊断研究

王志远，刘魁星，王进宇

（天津大学，天津　300072）

［摘　要］建筑不仅是能源密集型的，也是信息密集型的。当前建筑运维工作中普遍存在能源浪费问题，迫切需要先进的数据分析方法来促进建筑运维工作高效开展。目前，建筑数据诊断聚焦于某个、某类单独的设备/设备群，较少关注建筑全性能数据综合分析。大部分研究难以可视化分析诊断结果，研究成果应用于实际工程的效果不佳。本文提出了一种新的基于图网络模型的中央空调系统节能诊断方法。该方法包括挖掘关联属性、图网络建模、分析与诊断三个步骤，为上述问题提供了解决方案。将其应用于北京某公共建筑，利用楼宇自控系统存储的系统运行数据进行实际运行情况的分析诊断，发现了现场运维人员多处不合理操作。研究结果验证了该方法描述建筑全局运行模式和识别异常操作环节的潜力。

［关键词］中央空调；数据挖掘；图网络；频繁图挖掘

1　研究背景

建筑运维工作表现出两个鲜明的特点，即能源密集和信息密集。研究表明，我国建筑能耗约占全国能耗近 30%，其中中央空调系统占据建筑全年能耗总量的 40%～60%[1]。中央空调系统的运维人员往往缺乏相关专业知识，可能长期以错误的方式运行空调设备，造成严重的能源浪费问题。同时，在日常运维工作中，由于值班人员粗心导致能源浪费的现象也较为普遍。因次，迫切需要高效的诊断方法及时发现建筑中的费能环节。近年来，通过楼宇自控系统（BAS）的存储数据进行建筑分析诊断逐渐成为了研究热点。按照数据来源和应用场景划分，可分为能源数据分析、设备故障诊断、节能运行优化三类。香港理工大学肖赋团队利用既有建筑分项能源数据，采用有监督的方式，结合对于某写字楼建筑的先验了解对建筑能耗的关联关系进行挖掘，并识别出建筑能耗的异常值[2-3]。Seem 利用离群点分析算法，对比单日能源消耗与历史能源消耗进行异常检测，并提出基于能耗基准值的异常报警方法[4]。Khan 等人依据建筑逐时能耗数据，分别应用 CART 和 DBSCAN 进行数据异常诊断，研究结果表明不同的算法的交叉使用可以有效识别出能耗中的异常值[5]。香港理工大学王盛卫团队[6-7]、湖南大学陈友明团队[8-9]等分别采用基于主元分析法，对中央空调系统冷水机组及其部件进行了故障诊断工作。香港理工大学肖赋团队采用贝叶斯网络模型对 ASHRAE RP-1020 及 RP-1312 数据集挖掘总结进行空调机组风机、盘管等各部件的故障模式识别[10-11]。Congradac 等人采用 BP 神经网络算法和遗传算法相结合，在预测冷冻水出水温度的基础上进一步以能耗最低为目标进行寻优，提出了一种指导中央空调系统冷冻水出水温度设定优化的策略[12]。西安电子科技大学张明琤等采用 SVM 回归时间序列预测模型，对锅炉参数进行趋势预测，并于山东省某热电站实现锅炉运行的部分优化工作[13]。天津大学翟文鹏等利用负荷预测结合设定点综合寻优的方法优化了制冷系统的运行控制优化[14]。

总结来看，上述研究所涉及的数据挖掘技术对于建筑 BAS 数据的多维、复杂模型表现出较好的适应力，但仍存在以下问题：

1.重局部、轻系统：聚焦于某个、某类单独的设备/设备群，而较少关注建筑全性能数据综合分析，忽略了建筑 BAS 数据的整体结构性特征。

2.重建模、轻解释：过分追求模型的精度和效果，忽略挖掘结论的解释和应用，难以用通用和灵活的方式可视化数据分析结果。

3.重方法、轻实践：在一定适用条件下有较好的使用效果，缺乏应对实际工程中复杂问题的能力，难以应用于工程实践。

本文针对具备复杂结构性特征的建筑 BAS 数据集，提出一种适用于建筑的“图网络”模型，用于系统全局的节能诊断。图网络作为一种数据存储格式其本身具备较强的结构性特征，便于对诊断内容进行可视化分析，使故障诊断结果具有可解释性。

2　研究方法

2.1.研究方法概述

本文的研究方法主要包括三个步骤：挖掘关联属

性、图网络生成、分析与诊断。第一阶段，旨在从原始数据集中提取数据关联属性，本文提出专家知识总结和数据挖掘相结合的方式用于关联属性提取，提取结果用于图网络关联边的构建；第二阶段，进行建筑中央空调系统图网络构建，包括节点建模和关联边建模，为后续分析做准备；第三阶段，使用频繁子图挖掘的方法分析建筑频繁运行模式，基于挖掘结果提出频繁子图诊断、日运行图诊断两步走的分析诊断方法。研究技术路线如下图所示。

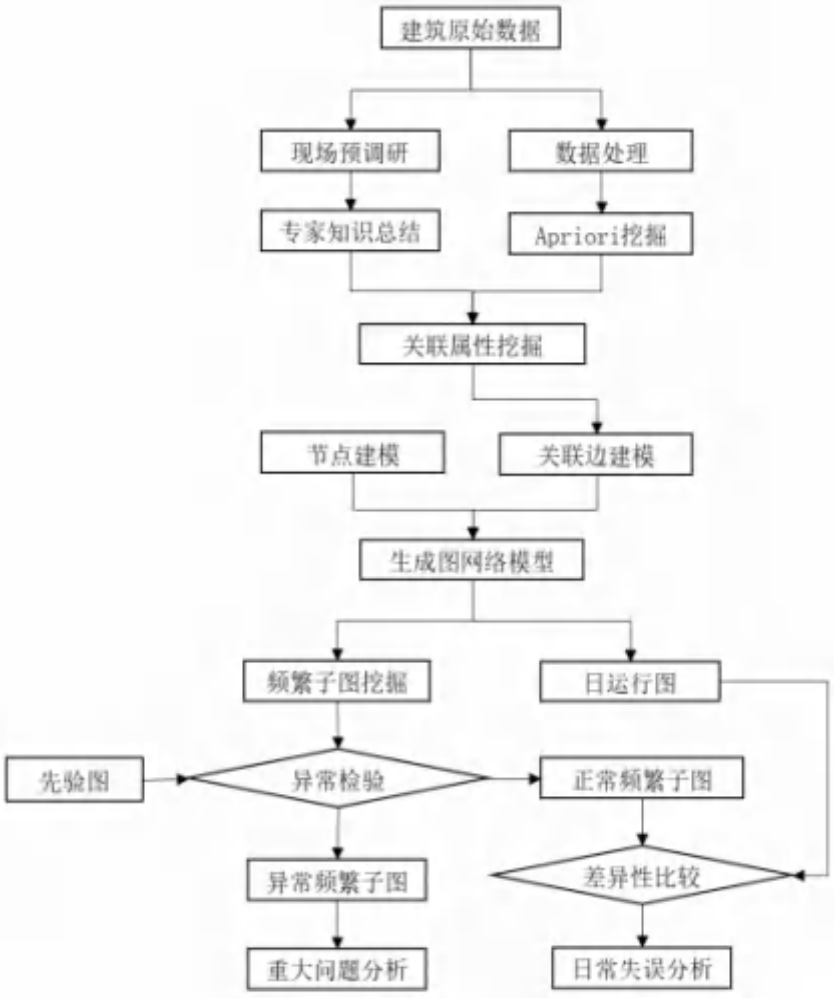


图 1 技术路线图

2.2 挖掘关联属性

从原始数据集中挖掘数据间的关联属性作为图网络建模的基础。大多数关联属性可通过总结先验专家知识的方式进行归纳，其次需要通过数据挖掘的方式进行补充。

传统关联规则挖掘算法在数值型数据处理中不再适用，本文提出基于 SAX 处理的数据关联规则挖掘。SAX 是由 Keogh 等提出，用以将连续的时间序列数据降维离散处理[15]，该方法可将原始连续数据转化为保留时序上下文信息的连续字符串。本文在此基础上进一步引入新的一组三元字符串 [u，s，d]，其分别代表序列中的“上升、稳定、下降”信息，对连续字符序列进一步做单调特征提取，获得单调字符序列，如下图所示。之后借助 Apriori 算法对处理后的单调字符序列数据进行分析。



图 2 单调字符序列提取方式示意图

2.3 图网络建模

图网络由“节点”和“关联边”组成，节点用于表示图网络中的主客体数据变量，即将某一类型的数据集合表示为图网络中的节点；关联边用于表示主客体数据变量之间的关联关系，这种关联关系可以是一种用字符标记代替的简单数据关系，也可以是两个数据之间的复杂函数模型。

1)节点建模：

节点模型用以表示中央空调运行数据集合中的一个数据类别。包含该类别所有数据变量的集合 A 称为数据组合 A 的节点域。一般建筑中央空调系统的节点域划分为：环境数据、能源数据、气象数据、运行数据。可依据建筑实际数据情况划分成更为详细的子节点域。

$$A\{a_1, a_2, a_n\} \tag{1}$$

2)关联边建模：

关联边模型用以表示不同数据变量之间的交互关系，给出统一的数学表达方式如下式：

$$e_{xy} = (a_x, a_y, f_{xy}) \tag{2}$$

a_x、a_y 为分别为来自节点域 A_m、A_n 的两个相异变量，f_{xy} 为两个节点之间的关系函数，e_{xy} 为 a_x、a_y 节点的组合。对于关联边的建模需要确定：

1.节点对组合 a_x、a_y，即确定存在关联的变量组合；

2.关系函数 f_{xy}，即确定变量组合间的关联关系。

2.4 图网络分析

建立了图数据集后，可采用频繁子图挖掘的方法来发现建筑频繁运行模式。在给定支持度阈值的基础上，借助 gSpan 算法可实现从图集合中发现所有满足阈值条件的共性子图，如下式所示：

$$G_{fre} = \{m | \sum_{i=1}^{n} s_{im} \geq min - sup\} \tag{3}$$

其中，S_{im} 为大小在 0 到 1 间的数值，表示第 m 个子图与图集合的同构程度，$min - sup$ 是人为设置的支持度阈值。

将后续诊断过程进一步划分为两步骤：

1）频繁子图诊断：通过将频繁子图与专家先验知识构建的“先验图”进行比较，若二者存在重大差异，可能由于物业人员认知错误，长期存在某种运维问题；

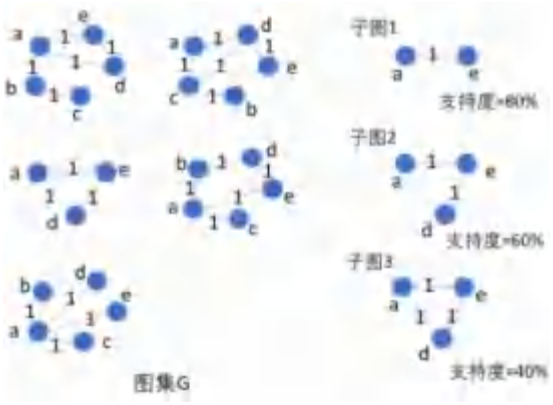


图 3 频繁子图挖掘示意图

2）日运行图诊断：将经过检验的频繁子图与逐日运行图进行差异比较，若某日运行特征与频繁子图存在重大差异，可能是日常运维中出现的突发状况。

其中，获取频繁子图结果后，通过图数据差异比较的方法进行分析诊断。本文定义异常检验系数 A_{mn}，用以定量表示不同图之间的差异程度，其公式如下所示：

$$A_{mn} = \frac{D_{mn}(v) + D_{mn}(w_1) + D_{mn}(w_2) + D_{mn}(w_3) + D_{mn}(w_4)}{N_n} \tag{4}$$

把图的差异来源分为了分式分子中五个组成部分：$D_{mn}(v)$、$D_{mn}(w_1)$、$D_{mn}(w_2)$、$D_{mn}(w_3)$、$D_{mn}(w_4)$；其分别代表图 m、n 之间的节点差异数、第一编码标记差异数、第二编码标记差异数、第三编码标记差异数、第四编码标记差异数，其中节点差异数为节点差异程度的描述，四部分编码标记差异数为关联边的差异程度的描述；N_n 为频繁子图 n 的顶点数和所有标记差异数总和。若 A_{mn}=0，则说明频繁子图 n 与图 m 存在完全匹配，即频繁子图 n 来源于图 m；若参数 A_{mn} 无限趋近于 1，则说明二者之间差异性较大。

频繁子图经过正确性检验后，则代表系统正常的运行模式。利用经过正确性检验的频繁子图图集与每一张日运行图进行差异对比分析，从而实现对逐日常规操作的诊断检验。计算时，对每一个频繁子图与日运行图的的异常检验系数取平均值如下式：

$$A_{mn} = \frac{1}{j}\sum \frac{D_{mn}(v) + D_{mn}(w_1) + D_{mn}(w_2) + D_{mn}(w_3) + D_{mn}(w_4)}{N_{n,j}} \tag{5}$$

其中，$N_{n,j}$ 为日运行图的顶点数和所有编码标记差异数总和，j 为用于检验日运行图的频繁子图数目。

3 研究结果及分析

3.1 案例概述

本文所使用的数据为北京市某写字楼楼宇自控系统所监测的 2019 年夏供冷季两个月的建筑运行数据。该建筑空调末端形式为 VAV 变频空调，空调系统冷源为冰蓄冷系统，三台双工况冷机（配备四台双工况冷却泵、四台双工况冷塔、四台乙二醇泵）于电价谷价时段制冰存储于冰槽中，次日白天优先使用融冰模式（配备四台乙二醇泵、三台双工况板换、四台冷冻水泵）向全楼供冷。

表 1 图网络建模节点表

节点编号	数据种类	变量定义
1	室内环境温度	indoor_temp
2	室外环境温度	outdoor_temp
3	室外环境湿度	outdoor_env_humidity
4	室外阴晴状况	outdoor_env_weather
5	空调机组能耗	air_conditioner_energy
6	冷供供水温度	chiller_water_supp_temp
7	支路回水温度	water_back_temp
8	冷冻流量	chiller_water_flow
9	机载供水温度	base_water_supp_temp
10	机载冷机能耗	base_chiller_energy
11	机载泵能耗	base_pump_energy
12	机载冷却供水温度	base_cooling_supp
13	机载冷却回水温度	base_cooling_back
14	冷冻回水温度	chiller_water_back_temp
15	冷冻泵能耗	colding_pump_energy
16	乙二醇流量	glycol_flow
17	乙二醇泵能耗	glycol_pump_energy
18	双工况板换一次回水温度	water_back_plate_1
19	双工况板换一次供水温度	water_supp_plate_1
20	冰槽旁通温度	ice_bath_bypass_temp
21	冰槽出口温度	ice_bath_outlet_temp
22	冰槽入口温度	ice_bath_inlet_temp
23	双工况冷却回水温度	cooling_water_back
24	双工况冷却供水温度	cooling_water_supp
25	双工况冷机能耗	chiller_energy
26	冷却泵能耗	cooling_pump_energy

3.2 关联属性获取

通过专家知识归纳，获得关联属性共 33 条。此外利用数据挖掘的方法补充“乙二醇流量”、“冷冻流量”二者的关联属性。对各变量单调字符序列进行挖掘，筛选出待分析变量有关的强关联规则列举如下：

表 2 冷冻流量（chiller_water_flow）单调字符序列关联规则挖掘结果

	Conf	*lift*	*Sup*
chiller_water_back_temp =d ==> chiller_water_flow=d	0.76	1.88	0.125
chiller_water_back_temp =d，water_back_plate_1=d ==> chiller_water_flow=d	1	1.25	0.119
chiller_water_back_temp =u ==> chiller_water_flow=u	0.71	1.25	0.1

表 3 乙二醇流量（glycol_flow）单调字符序列关联规则挖掘结果

	Conf	*lift*	*Sup*
water_back_plate_1=d ==> glycol_flow =d	0.72	0.89	0.151
water_back_plate_1=d，ice_bath_inlet_temp =d ==> glycol_flow =d	1	1.25	0.102
water_back_plate_1=d，ice_bath_inlet_temp =d，ice_bath_bypass_temp=d ==> glycol_flow =d	1	1.25	0.102

重点筛选分析冷冻流量、乙二醇流量单调字符为“d”或“u”的情况，获得以下结论：冷冻回水温度变化时冷冻流量随之变化，二者之间的单调变化趋势呈现出了强关联性；同样板换一次侧回水温度与乙二醇流量之间也呈现出强关联性。至此可做出判断：封闭未知的控制程序中规定了冷冻泵、乙二醇泵的变频影响因素分别为冷冻回水温度和双工况板换一次侧回水温度。

3.3 图网络生成

原始数据集中共包含 26 个变量类型，确定图网络节点域大小为 26。此外，本文采取的关联边定性编码规则如下：

第一步：确定观测窗口大小（表示为 w），以“日”为划分单位，进一步的将日观测窗口划分为 7:00-12:00（w_1）、12:00-18:00（w_2）、18:00-24:00（w_3）、24:00-次日 7:00（w_4）四个观测窗口。

第二步：在每个观测窗口内，基于两个变量间的主导交互模式创建一个符号。如下表，如当变量 A、B 在某一个时间段内表现出（低、低）的主交互模式时，则赋予边缘标记为符号“1”。两个变量之间的边缘标签通过组合不同时间段中的符号来获得。例如，当在某日四个观测窗口 w_1、w_2、w_3、w_4 内，分别呈现出（低、低）、（低、高）（高、低）（高、高）的主交互模式，则上述两个变量之间的边缘标签赋字符组合为“1234”。

表 4 图网络数据交互模式对应边缘标记值

7	变量 B	边缘标记
LOW	LOW	1
LOW	HIGH	2
HIGH	LOW	3
HIGH	HIGH	4

以上方法生成的图形为网状布局，保留了建筑变量之间的交互信息。下图展示了 2019 年 7 月 1 日生成的示例日图。至此将两个月的原始运行数据共转化为 58 张图用于后续分析。

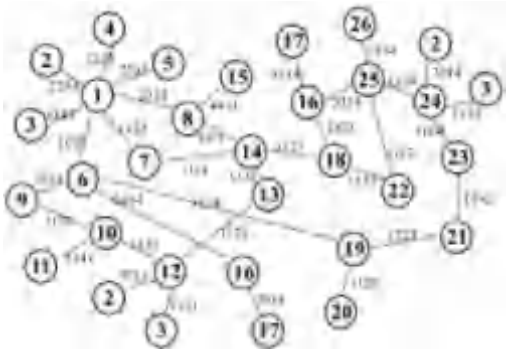


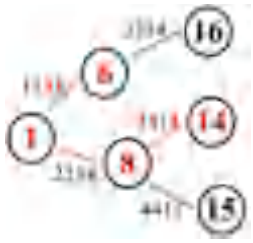
图 4 2019.07.01 单日数据图网络建模结果

3.4 分析与诊断

应用 gSpan 算法进行挖掘，设置支持度阈值 10%。从 58 张图的集合中共挖掘出 32 张频繁子图，依据频繁子图挖掘结果进行后续诊断分析。

3.4.1 频繁子图诊断

选取上述实验中 32 张频繁子图，借助一张结合先验专家知识的“先验图”G1，与上述挖掘结果进行比较，设置异常检验系数 A_{mn}=0.2。



1）频繁子图 12#　A_{mn}=0.23



2）频繁子图 13#　A_{mn}=0.27

图 5 频繁子图异常检验结果

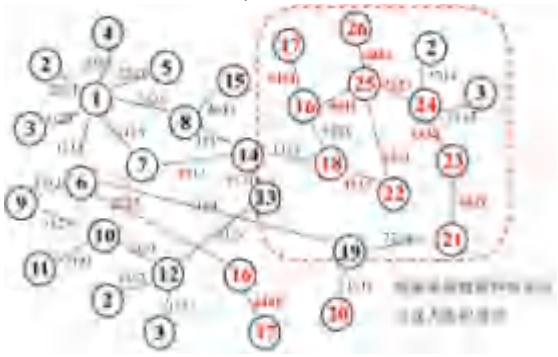
如图所示（红色标注为异常区域），频繁子图 12# 中，节点 1（室内环境温度）和节点 6（冷冻供水温度）间呈现“1133”表明夜间室内无需供冷时室内温度高而冷冻供水温度仍然较低。节点 1 和节点 8（冷冻流量）呈现“2234”，节点 8 和节点 14（冷冻回水温度）呈现“3313”，均表明存在夜间蓄冰状态下开启冷冻泵的不恰当操作。频繁子图 13#中，除了上述问题外，还存在节点 1 和节点 5（空调机组能耗）交互异常，表明在 18:00-24:00 时间内室内空调机组长期开启。经与现场人员沟通确认后发现，上述现象均为管理人员不合理操作导致的一系列运行问题。

3.4.2 日运行图诊断

利用经过检验的频繁子图对比逐日运行图，对每一个频繁子图与日运行图的的异常检验系数取均值，设置均值异常检验系数 A_{mn} =0.3，筛选出差异性较大的结果如下：

结果表明，7 月 8 日能源系统部分出现了大面积的异常现象。节点 25（双工况冷机能耗）在该日冰槽释冷的时间内异常偏高。从其关联节点 26（冷却泵能耗）、16（乙二醇流量）、24（双工况冷机冷却供水温度）三者来看，在该时间段内双工况冷机、冷却泵、乙二醇泵、冷塔均处于“高负荷”状态，判断为该日全天存在开启双工况冷机供冷的异常行为。结合节点 21（冰槽出口温度）、22（冰槽入口温度）、20（冰槽旁通温度）等蓄冰槽节点异常情况可断定该期间物业未按照冰蓄冷使用要求进行“白天释冷、夜间蓄冷”

的常规操作。经过与现场管理人员确认后发现，7 月 8 日当日由于现场人员交接班，夜间蓄冰模式提前结束，导致冰槽蓄冰量远不足次日使用，进而产生了释冷模式下的高能耗现象,造成了运行费用损失。



7 月 8 日数据网络模型异常检验结果 A_{mn} =0.316

图 6 日运行图异常检验结果

4 结论

本文借助图网络数据分析手段，结合数据挖掘方法，建立中央空调运行数据图网络模型，并基于该模型提出一套完整的分析诊断方法。通过实际建筑案例实现了“挖掘关联属性-图网络建模-分析与诊断”的完整过程，得到如下结论：

1）图网络模型包含了中央空调系统运行数据的时序性信息和结构性信息，该模型可有效用于整合、表达运行过程中数据交互情况。

2）对原始数据进行处理后用 Apriori 算法挖掘，挖掘结果表明冷冻泵、乙二醇泵的变频影响因素分别为冷冻回水温度和双工况板换一次侧回水温度。

3）使用图网络模型“频繁子图诊断、日运行图诊断”的诊断方法发现了运维管理人员由于运行操作不合理导致的一系列能源浪费问题。

参考文献

[1] 薛志峰.既有建筑节能诊断与改造[M].中国建筑工业出版社,2007.

[2] Fan C，Xiao F，Madsen H，et al.Temporal knowledge discovery in big BAS data for building energy management[J].Energy and Buildings，2015，109(4):75-89

[3] Xiao F，Fan C．Data mining in building automation system for improving operational performance [J].Energy and Buildings，2014，75(11):109-118

[4] Seem J E．Using intelligent data analysis to detect abnormal energy consumption in buildings[J].Energy and Buildings，2007，39(1):52-58

[5] Khan I，Capozzoli A，Corgnati S P，et al．Fault detection analysis of building energy consumption using data mining techniques[J].Energy Procedia，2016 42(57)，557-566

[6] Wang S W，Xiao F．AHU sensor fault diagnosis using principal component analysis method[J].Energy and Buildings，2004，36(2):147-160

[7] Wang S W，Xiao F．Detection and diagnosis of AHU sensor faults using principal component analysis method[J].Energy Conversion and Management，2004，45(17)：2667-2686

[8] Chen Y M，Lan L L．A fault detection technique for air-source heat pump water chiller/heaters[J].Energy and Buildings，2009，41(8):881-887

[9] 赵云峰．基于运行数据的离心式机组故障诊断研究[D].湖南大学，2011

[10] Zhao Y，Wen J，Xiao F，et al．Diagnostic Bayesian Networks for Diagnosing Air Handling Units Faults -Part I: faults in dampers，fans，filters and sensors[J].Applied Thermal Engineering，2017，111:1272-1286

[11] Zhao Y，Wen J，Wang S W．Diagnostic Bayesian networks for diagnosing air handling units faults Part II: Faults in coils and sensors[J].Applied Thermal Engineering，2015，90(5)：145-157

[12] Congradac V，Kulic F．Recognition of the importance of using artificial neural networks and genetic algorithms to optimize chiller operation[J].Energy and Buildings，2012，47: 651-665

[13] 张明琤.基于时序数据挖掘的供热锅炉优化方法研究及其实现[D].西安电子科技大学，2013.

[14] 翟文鹏.基于负荷预测和设定点优化的制冷系统模型预测控制方法研究[D].天津大学，2012

[15] Keogh E, Lin J ,Fu A.HOT SAX: efficiently finding the most unusual time series subsequence[C]// Fifth IEEE International Conference on Data Mining (ICDM'05). IEEE, 2006.

建筑与微通道换热器空调系统耦合的仿真研究

李厚培，彭晋卿，李思慧

（湖南大学土木工程学院，长沙　410012）

［摘　要］应用低 GWP 制冷剂并采用高效换热器对建筑节能有利，因此本文构建了一个基于微通道换热器的空调系统仿真模型，研究了采用微通道换热器与 R1234yf 作为工质的制冷空调系统对建筑能耗的影响。基于建筑能耗仿真探究了上海地区某中型办公建筑中一个房间的制冷需求特性，通过制冷空调模型研究了空调制冷量与能效比受到压缩机转速与蒸发器风速影响的规律。结合建筑仿真、气候数据、空调系统模型探索了该办公建筑能耗随气温变化的规律。本文提出了一种耦合了微通道蒸发器模型的建筑空调建模方法，为研究高效换热器对建筑能耗的影响提供了工具。

［关键词］制冷空调；微通道换热器建筑节能；仿真环保型制冷剂

1　背景介绍

我国提出了“ 3060 ”碳目标，力争在 2030 年碳排放达峰，2060 年之前实现碳排放中和，以完成《巴黎协定》中要求将全球气温升高较工业时代前控制在 2 摄氏度以内的目标[1]。而我国建筑能耗占社会总能耗比值超过 25%，其中空调能耗占比大，有较大的节能空间[2]。采用高效换热技术以及应用环保型制冷剂是实现建筑空调节能减排的有效途径[3]。同样，《蒙特利尔协定书》及其基加利修正案将推进上一代高 GWP（全球暖化潜势）制冷剂的削减工作，高 GWP 制冷剂将逐步退出历史舞台[4]。因此，研究应用低 GWP 制冷剂且采用高效换热器的建筑制冷空调系统迫在眉睫。

目前国内外学者已经针对建筑空调系统开展了一系列关键技术研究，在仿真技术上有较大的突破[5,6]。而目前建筑空调的仿真研究中专门针对换热器结构设计对整体能耗影响的研究较少，忽略了高效换热器对建筑节能的作用。微通道蒸发器具有体积小、集成度高、换热好、充注量低等优点，近年来逐渐被广泛采用[7]。Li 等人通过耦合建筑冷量需求与空调能耗曲线，对建筑物的空调设备选型匹配进行了深入研究，提出了动态耦合的解决途径[8]。本文基于动态耦合，以建筑冷量需求作为输入条件构建空调仿真模型，计算了采用微通道蒸发器及应用低 GWP 制冷剂 R1234yf 的系统的夏季制冷能耗。

2　建筑仿真

本文建筑负荷仿真采用的建筑为一个三层办公建筑，该办公建筑尺寸为 5m×4m×8.4m，模型如图 1 所示。外墙传热系数为 0.6 W/m^{2}K，地板传热系数为 0.86W/m^{2}K，屋顶传热系数为 0.47W/m^{2}K，窗户传热系数为 2.97W/m^{2}K，遵循我国《公共建筑节能设计标准》对公共建筑的要求。建筑负荷仿真软件为 EnergyPlus。



图 1 某中型办公建筑模型图

3　空调系统仿真

本文所建空调系统模型采用了 40 管的单流程平行流微通道换热器作为冷凝器与蒸发器，膨胀设备假设为等焓膨胀过程，压缩机排量为 20cm^3。

$$\dot{m}_{ref}=\frac{\eta_{vol}V_{disp}RPM}{60}\rho_{suc}\#(1)$$

$$W_{shaft}=\frac{\dot{m}_{ref}\left(h_{discharge}-h_{suc}\right)}{\eta_{isen}}\#(2)$$

$$W_{shaft}=0.9W_{shaft}\#(3)$$

$$h_{dis}=h_{suc}+\frac{W_{shaft}}{\dot{m}_{ref}}\#(4)$$

$$\eta_{vol}=1-0.05\left(\left(\frac{P_{dis}}{P_{suc}}\right)^{\frac{1}{\gamma}}-1\right),\eta_{isen}=$$

$$\eta_{vol}\times\left(0.070\frac{P_{dis}}{P_{suc}}+0.50\right)\#(5)$$

针对压缩机构建其运行工况与效率的拟合关系式，流量、轴功、出口焓值方法如公式 1-4 所示。其中流量如公式 1 采用转速、入口密度、及排量计算而来；轴功如公式 2 通过等熵效率计算而来；将发热量如公式 3 假设为轴功的 0.9 倍；而出口焓值通过轴功与等熵效率计算而来。压缩机的体积效率与等熵效率如公式 5 所示，皆基于实验数据建模。

系统换热器（蒸发器与冷凝器）耦合了微通道换热器仿真模型。微通道换热器通过提供工质与空气产生交叉流换热的界面以改变两种流体的热力学状态。换热器模型通过空气与工质的入口状态作为输入，输出两种流体的出口状态，而出入口状态差则可以求解出换热器的换热量及压降。在模型中，每根微通道管被分成数个微小单元（已经借助计算证实，每个单元最大不能超过 10mm 以确保结果与单元数量无关），通过类似有限体积的方法计算每个单元内的工质换热量与压降，再计算总换热量与压降，如图 2 所展示。

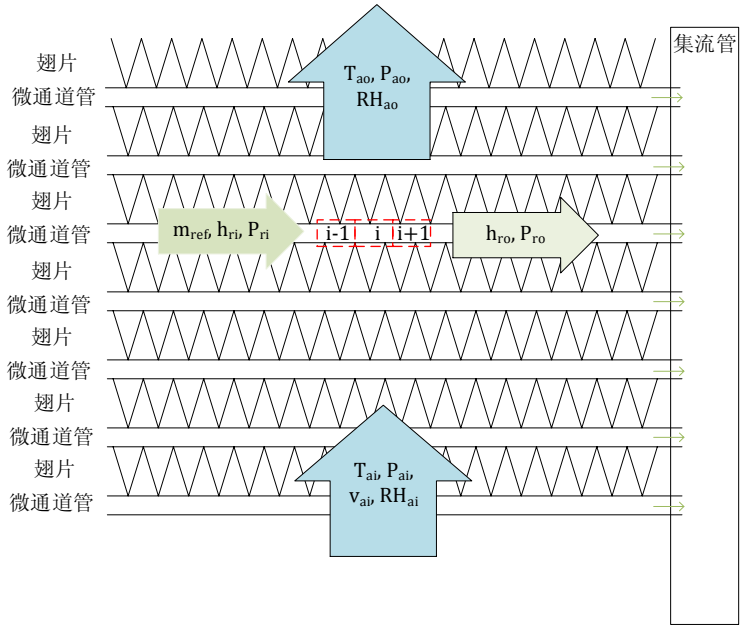


图 2 基于有限元法的微通道蒸发器模型

在每个单元内，通过$\epsilon - NTU$法计算换热量与压降，计算方法在公式 6-18 简单列出。相关参数的关联式与模型选用如表 1 所示。

$$UA = \left(\frac{1}{HTC_{air}A_{air}\eta_{tot}} + \frac{1}{HTC_{ref}A_{ref}}\right)^{-1} \#(6)$$

$$\eta_{tot} = 1 - \frac{A_{fin}}{A_{tot}}(1 - \eta_{fin}) \#(7)$$

$$\eta_{fin} = \frac{\tanh(ml)}{ml} \#(8)$$

$$m = \sqrt{\frac{HTC_{air}P}{k_{fin}A_c}} \#(9)$$

$$C_{air} = \dot{m}_{air}C_{p_{air}} \#(10)$$

$$C_{ref} = \begin{cases} \dot{m}_{ref}C_{p_{ref}}, 单相流 \\ \infty, 两相流 \end{cases} \#(11)$$

$$C_{min} = \min(C_{air}, C_{ref}), C_{max} = \max(C_{air}, C_{ref}) \#(12)$$

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \#(13)$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \#(14)$$

$$\epsilon = \begin{cases} 1 - \exp\left(\left(\frac{1}{C_r}\right)NTU^{0.22}(\exp(-C_rNTU^{0.78}) - 1)\right), 单相流 \\ 1 - \exp(-NTU), 两相流 \end{cases} \#(15)$$

$$Q = \epsilon C_{min}(T_{ai} - T_{ri}) \#(16)$$

$$h_{ro} = h_{ri} + \frac{Q}{\dot{m}_{ref}} \#(17)$$

$$P_{ro} = P_{ri} + \Delta L\frac{dP}{dz} \#(18)$$

表 1　换热器模型中关联式与模型选用

参数	关联式
空气测换热系数HTC_{air}	Chang 和 Wang（1997）
空气测压降$\frac{dP}{dz_{air}}$	Chang，Wang 和 Chang（1994）
空隙率	Zivi（1964）
工质侧单相换热系数HTC_{ref}	Gnielinski（1976） Kondou 和 Hrnjak（2012）

工质侧单相压降$\frac{dP}{dz}$	Churchill（1977）
工质侧流动沸腾换热系数HTC_{ref}	Kim 和 Mudawar（2013）
工质侧冷凝换热系数HTC_{ref}	Cavallini 等（2006，2009）
工质侧流动沸腾压降$\frac{dP}{dz}$	Müller-Steinhagen 和 Heck（1986）
工质侧冷凝换热压降$\frac{dP}{dz}$	Cavallini 等（2009）

微通道换热器共 40 根管，管长 500mm，其中翅片覆盖长度达 490mm。微通道管管壁厚 0.25mm，微通道孔间壁厚 0.25mm，管深 20.25mm，管厚 1.6mm，管孔数 20 个，管水力直径 1mm。翅片间距 1mm，长度 5.2mm，厚度 0.1mm，角度 28 度。出于简化系统研究的目的，蒸发器与冷凝器采用同一结构设计。仿真中膨胀设备假定为等焓膨胀过程。

系统模型将耦合换热器仿真方法以计算蒸发器与冷凝器出口条件，膨胀设备将简单地以等焓膨胀过程进行计算。仿真中的迭代流程如图 3 所展示，关键控制参数是冷凝器出口过冷度和蒸发器出口过热度，关键系统迭代参数是蒸发器进出口压力。虽然冷凝器过冷度应该由充注量控制，但是在此出于简化模型的目的，通过排气压力控制过冷度。因此模型中将通过对比计算的过冷度与控制需求的过冷度（5 摄氏度）比较，若差值过大（在此选择 0.05 摄氏度为判据）将重新迭代压缩机模型与冷凝器模型；对比计算的过热度（5 摄氏度）与控制需求比较（判据为 0.05 摄氏度），判断是否需要迭代蒸发器模型；通过对比计算出的压缩机进口压力与迭代开始所估值比较（判据为 0.05 千帕），判断是否需要迭代整个仿真流程。

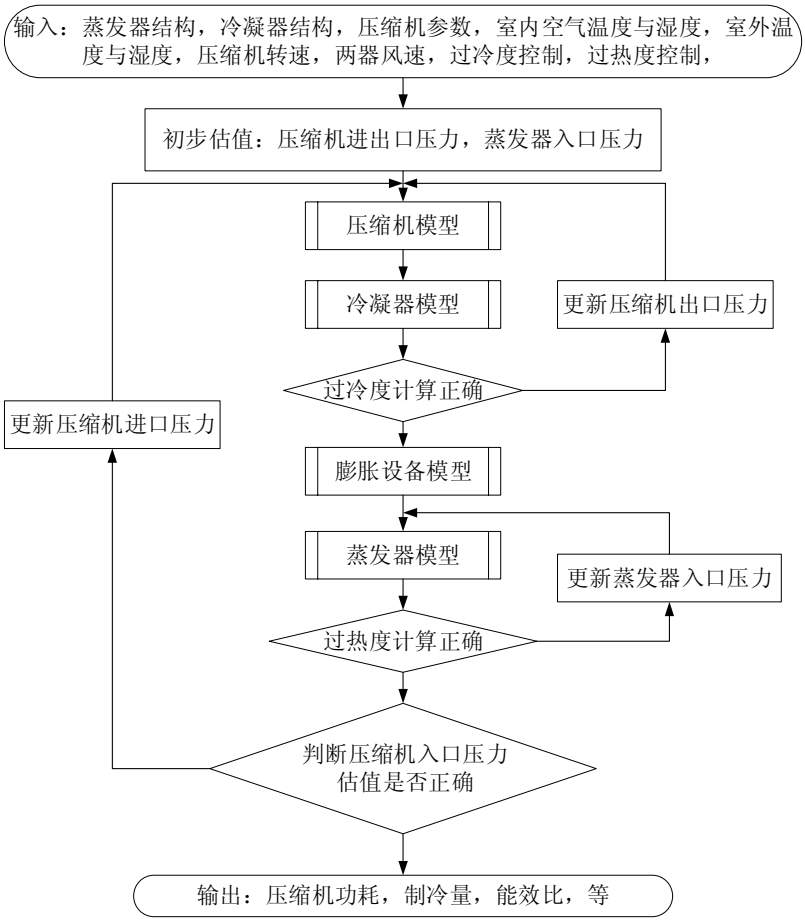


图 3　蒸汽压缩循环迭代流程图

4　结果讨论

4.1 建筑 5-10 月冷量需求

通过仿真计算了上海地区某办公建筑每小时的冷量，空调设定温度为 24 摄氏度。图 4 所述为该房间的逐月冷量。数据基本满足平均气温越高，制冷量约高的规律，而 7、8 两月呈相反规律，7 月份平均气温为 30.07 摄氏度，冷量需求为 2,484,344kJ。而 8 月份平均气温较 7 月低，为 28.49 摄氏度，冷量需求却较 7 月高，为 2,622,374kJ。这主要是逐日与逐时数据变化较大带来的月平均统计差异导致。

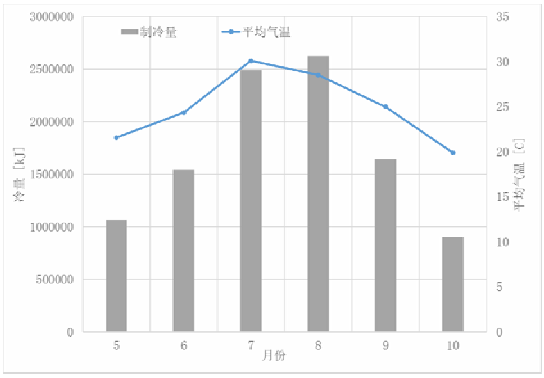


图 4 上海地区某办公建筑 5-10 月空调制冷需求。

4.2 空调系统制冷量与能耗受到转速与换热器风速影响。

空调系统仿真中换热器模型耦合了风速、风温、空气湿度对换热量的影响。如公式 19 所示，空调 COP 计算以制冷量除以轴功而来；而对空调效能比 EER 评估时亦考虑了压缩机能耗与换热器鼓风机、风扇能耗，列入公式 20 中。

$$COP = \frac{Q_{evap}}{W_{comp}} \tag{19}$$

$$EER = \frac{Q_{evap}}{W_{comp} + W_{fan} + W_{blower}} \tag{20}$$

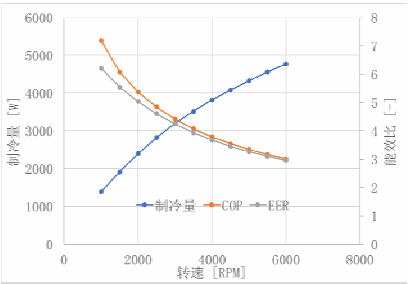
图 5 展示了该制冷空调系统在冷凝器风温 36 摄氏度，相对湿度 50%，风速 3m/s；蒸发器风温 24 摄氏度，相对湿度 50%，风速 3m/s 时的制冷量与能效比。其中空调制冷量随着转速增加而增加，空调 COP 与 EER 皆随着压缩机转速升高而下降。这是因为压缩机转速升高后，压缩机入口进气量随之增加，增加了系统中制冷剂流量，进而增加了换热器换热量，最终提升了系统制冷量。而 COP 与 EER 受到转速影响，转速越高压缩机效率越低，导致能效比下降。图 6 展示了同样的空调系统，但压缩机定转速为 3000RPM，蒸发器风速从 1 提升至 6m/s 时效能的变化规律。当风速升高时，空调制冷量升高，COP 随之升高。这是因为风速升高后，蒸发器换热增强，蒸发器换热量增加，进而使空调制冷量与 COP 升高。但是由于风速升高导致蒸发器侧风阻增加，蒸发器鼓风机能耗升高，导致空调 EER 在 3.5m/s 达到最大值。

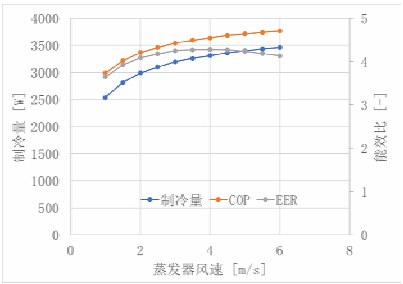
4.3 基于建筑输入的微通道换热器空调系统能耗

前文总结了空调效能会随压缩机转速及蒸发器风速影响的规律，同时归纳了上海某办公建筑的冷量需求逐月特征。本文以该建筑每小时冷量需求为输入，计算空调系统在典型气象数据下的效能，并且通过调整冷凝器风扇转速与蒸发器鼓风机转速使空调达到最高的能效比 EER。空调能耗($Power$)计算方法如公式 21 所列，由每小时制冷量与 EER 计算而来；每月平均 EER（EER_{avg}）如公式 22，通过每月总制冷量（Q_{total}）与总能耗（$Power_{total}$）计算而来。

$$Power = \frac{Q}{EER} \tag{21}$$

$$EER_{avg} = \frac{Q_{total}}{Power_{total}} \tag{22}$$





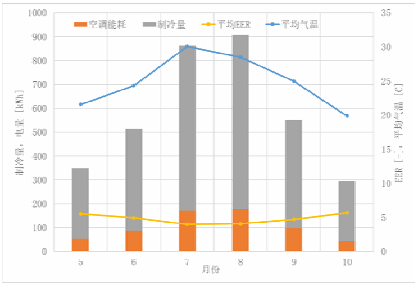


图 5 空调效能受压缩机转速影响　图 6 空调效能受蒸发器风速影响图　7 上海某办公建筑逐月空调能耗仿真计算结果

图 7 展示了上海该办公建筑逐月空调能耗仿真计算结果。5-10 月中，空调总共能耗约 632.5 kWh，对应制冷量累计 2847.1 kWh。随着平均气温升高，空调月平均 EER 降低，这主要是因为随着气温升高，空调所需制冷量升高，压缩机转速上升，导致系统效率下降而能耗升高。

5 总结与展望

本文构建了一种以建筑仿真结果作为输入的微通道换热器空调系统仿真方法。基于该方法总结了上海某办公建筑 5-10 月的冷量特性（图 4），通过空调系统仿真研究阐明了空调效能受到转速与蒸发器风速变化的影响规律（图 5、6），揭示了上海某办公建筑 5-10 月空调能耗的特性（图 7）。

本文提出了一种耦合微通道换热器仿真的建筑空调模型构建方法，提供了深入研究换热器结构对建筑能耗影响的建模工具。未来将基于本研究基础，深入探索换热器结构设计（微通道管尺寸、翅片尺寸、流程设计、等）对建筑空调能耗的影响，基于更多地区的气候数据探明空调能耗的变化规律，并且将本研究拓展至可逆热泵空调系统。

参考文献

[1] 王鑫.中国争取2060年前实现碳中和[J].生态经济,2020,36(12):9－12.

[2] 江亿.中国建筑能耗现状及节能途径分析[J].新建筑,2008,2:4－7.

[3] 赵岩,李响.制冷空调能耗及节能减排技术研究[J].工程技术研究,2019,19(4):255－256.

[4] 张朝晖,陈敬良,高钰等.《蒙特利尔议定书》基加利修正案对制冷空调行业的影响分析[J].制冷与空调,2017,17(1):1－7.

[5] 张晓琛,高岩,王闯等.基于自动控制的建筑与空调冷冻水系统耦合模拟及实验研究[J].建筑科学,2020,36(4):214－222.

[6] 张珣珣.某一低能耗建筑地源热泵空调系统虚拟仿真实验平台开发[D].山东建筑大学,2019.

[7] FENG L. Intermediate Vapor Bypass ：A Novel Design for Mobile Heat Pump at Low Ambient Temperature[D]. University of Illinois at Urbana-Champaign, 2019.

[8] LI S, GONG G, PENG J. Dynamic coupling method between air-source heat pumps and buildings in China’s hot-summer/cold-winter zone[J]. Applied Energy, 2019, 254. DOI:10.1016/j.apenergy.2019.113664.

光谱选择性辐射制冷膜与建筑性能模拟耦合的简化方法研究

卜　凡，燕　达，孙红三

（清华大学，北京　100083）

［摘　要］建筑表面的辐射得热是影响建筑运行能耗的重要因素之一，这其中主要包括太阳辐射得热和长波辐射得热。因此，控制建筑表面对辐射的吸收/发射是降低建筑运行能耗的重要技术手段。光谱选择性辐射制冷膜通过以高反射率反射绝大部分太阳辐射并选择性吸收和发射长波辐射来实现长波辐射散热，实现物体表面全天散热。随着材料制备技术发展，实验室中已经实现这类辐射制冷材料的制备并可大规模生产。为研究这类材料在建筑上的应用潜力，需要在光谱尺度下对辐射换热进行建模计算并与建筑性能模拟耦合，实现这类材料在建筑上应用的模拟计算。然而，由于以光谱尺度的积分在单位时间步长下的计算时间长，因此在计算大型建筑多个表面的辐射换热时，计算代价增长较快。本研究基于分段积分、多元回归分析和神经网络算法，对光谱计算结果进行了拟合和模型重建，提出了能够大幅降低辐射膜计算时间的简化方法，并保证了一定的计算精度。

［关键词］建筑性能模拟；辐射制冷膜；回归分析；神经网络

0 引言

建筑用能占全社会用能的比例接近 20%，随着城镇化率的进一步提高和人民生活水平的日益增长，建筑用能仍然在未来一段时间内有增长趋势。在建筑能耗中，制冷是能源消耗的重要部分。在各项建筑用能中，制冷能耗的增长速度较高，自 2000 年起，就以 13%的年增长率高速增长。因此，高效制冷是降低建筑能耗、实现建筑节能的重要途径之一[1]。

建筑表面的辐射得热是影响建筑需冷量和需热量的重要影响因素之一。辐射得热包括太阳辐射和长波辐射两个部分。太阳辐射主要受日照时刻和大气云量的影响，在日间造成建筑表面的得热。长波辐射主要存在于建筑表面与大气之间，由于大气在白天极易被加热，此时长波辐射造成建筑表面的得热，而在夜间，大气降温至零下数十度，此时建筑通过表面与大气的长波辐射进行散热。事实上，由于辐射以光谱尺度进行，大气并不会全部吸收所有波段的辐射，例如，对于 3~5 μm 和 8~13 μm，大气几乎不吸收也不发射这个波段的辐射，而是直接透过，因此这些波段被称为“大气窗口”[2,3]。根据普朗克辐射定律和维恩位移定律[4]，温度范围在 0~30 的物体表面热辐射峰值出现在 9.6~10.6 μm，恰好位于大气窗口之间。通过提高大气窗口内的物体表面发射率，并且降低其他红外波段的发射率，可以物体表面几乎不与大气换热，而直接将能量辐射至太空中，而微波背景辐射温度大约为 3K[5]。同时，通过增加表面对太阳辐射的反射率，就可以实现全天利用辐射制冷。

自然界中存在具备这类特殊光谱性质的材料，树叶上的露水和霜就是通过长波红外换热实现表面温度低于环境露点温度从而使空气中的水蒸气凝结或凝华附着在树叶表面[6]。高太阳反射率的例子存在于一种生活在撒哈拉沙漠中的蚂蚁，通体银色，通过特殊的生理结构可以在可见光以及近红外波段实现接近 0.8 的反射率，以维持身体温度在正常水平[7]。在一些实验室中，已经实现了对这类材料的人工制备，可以实现在太阳辐射的反射率超过 95%，并且实现长波红外发射率在 0.9 以上[8-10]。其中，尹晓波等人制备的材料可具备大规模生产的潜力，具备在建筑上使用的前景。

在这类采用光谱积分计算辐射制冷膜的研究中，大多是对较短的实验周期内的研究进行模拟分析。Zhao 等人建立了基于积分过程的水循环系统，分析了单位平米能够通过辐射提供的冷水量[11]。辐射膜材料测试的研究也多采用 3~5 天为周期的实验数据对辐射制冷膜建模来验证辐射制冷膜的制冷性能[8,12,13]。

然而，在研究辐射膜在建筑上的应用时，现有研究多采用简化积分过程的方式实现光谱选择性辐射

本研究受清华-瑞凌合作研究项目“光谱选择性辐射制冷膜在建筑围护结构上应用的适宜性研究”的支持。

制冷膜与建筑性能模拟的耦合。Chen 和 Lu 等人通过采用平均发射率的方式简化光谱选择性辐射制冷膜在建筑性能模拟中的计算，发现在昆明和香港，一层小型建筑的夏季需冷量分别降低了 7.1%和 9.3%[14]。Zhao 等人通过回归方法简化了积分过程，利用 EnergyPlus 对一种与屋顶耦合的辐射冷却系统进行了模拟，得到了 0.4~1.5kWh/m^2 的节能量[15]。Wang 等人同样利用 EnergyPlus[16]采用二次多项式回归方法对辐射膜积分过程进行了简化，对一占地 5000 平米的三层办公楼进行了模拟分析[17]。然而，这种方法缺少对误差的准确说明，一方面，无法通过对辐射膜本身光谱特性建模来说明辐射膜本身的计算误差对建筑性能模拟的影响；另一方面，通过平均发射率等方法进行简化后，可能无法突出光谱选择性辐射制冷膜对其他材料的优势，无法全面评估辐射制冷膜的应用潜力。为解决这一问题，Wan，Tan 和 Yang 等人对已有的 RTTV 模型进行了改进，试图在 RTTV 模型中考虑辐射制冷膜带来的附加换热系数[18,19]。然而，尽管这类模型在稳态下能够有比较好的效果，在夏季往往不能反映建筑本身的动态特性，对耦合模拟的物理过程的刻画仍然不够令人满意。

本研究，首先通过建立基于光谱积分的辐射模型与建筑性能模拟的耦合计算方法，对光谱选择性辐射制冷膜应用在建筑表面的物理过程进行刻画。然而，基于光谱积分方法的耦合模拟计算较为复杂，会大幅度延长辐射膜计算时间。因此，本文对积分加速方法进行了研究，采用分段积分、多元回归分析和神经网络算法对光谱选择性辐射制冷膜的计算进行了简化，并对计算误差和加速效果进行了分析。最后，本文以一案例分析说明加速算法的加速效果。

1 研究方法

1.1 技术路线

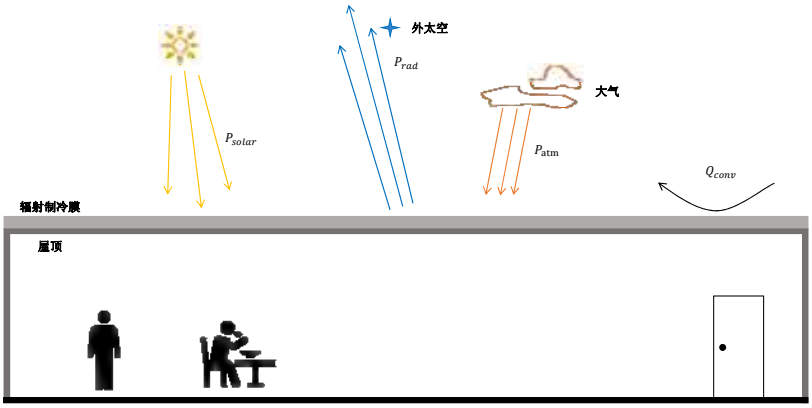


图 1 辐射制冷膜设置在屋顶上时的换热过程

本研究首先基于辐射换热的原理建立了以积分方法计算的辐射制冷膜计算模块，辐射制冷膜的物理过程如图所示，主要包括辐射和对流两个过程。对流是指辐射制冷膜表面大气与膜之间的对流换热。辐射包括短波和长波两个部分，其中短波主要包括太阳辐射，由于这部分能量主要集中于可见光和近红外波段，且辐射制冷膜在此波段的反射率几乎稳定，因此在计算太阳辐射时可以采用平均发射率。长波辐射包括辐射膜由于具备温度而自身发射的辐射，由于辐射膜在大气窗口处具有高发射率，因此发射的热辐射可以透过大气直接到外太空中，然而，辐射膜不可避免地也会吸收部分大气辐射，这部分以图中 P_{atm} 表示。

本研究中，采用的辐射膜计算模型如式（1）~式（6）[11]所示：

$$Q_{total} = P_{rad} + P_{atm} + P_{solar} + Q_{conv} \quad (1)$$

$$P_{solar} = \alpha I_{solar} \quad (2)$$

$$P_{atm}(T) = 2\pi \int_0^{\pi/2} \int_0^{\infty} I_{BB}(T,\lambda)\varepsilon_{film}(\lambda,\theta)\varepsilon_{atm}(\lambda,\theta,H_2O)d\lambda d\theta \quad (3)$$

$$P_{rad}(T_s) = 2\pi \int_0^{\pi/2} \int_0^{\infty} I_{BB}(T_s,\lambda)\varepsilon_{film}(\lambda,\theta)d\lambda d\theta \quad (4)$$

$$I_{BB}(T,\lambda) = \frac{2hc^2}{\lambda^5} \frac{1}{e^{hc/\lambda k_B T} - 1} \quad (5)$$

$$Q_{conv} = h_{conv}(T - T_s) \quad (6)$$

式中

P_{rad} — 物体表面的辐射强度，W/m^2；

P_{atm} — 物体表面吸收的大气辐射强度，W/m^2；

P_{solar} — 物体表面吸收的太阳辐射，W/m^2；

Q_{conv} — 物体表面与附近空气的对流换热，W/m^2；

h_{conv} — 对流换热系数，W/（$m^2 \cdot K$）
T_s — 物体表面温度，K；
T — 环境温度，K；
I_{BB} — 黑体辐射强度，W/（m · Sr）
h — 普朗克常数，$6.626\times10^{-34} J \cdot s$
λ — 波长，m
c — 真空中的光速，3.0×10^{8} m/s
κ_B — 玻尔兹曼常数，$1.38\times10^{-23} J/K$
ε_{film} — 辐射膜某波长下的发射率
ε_{atm} — 大气某波长下的发射率
θ — 朝向
H_2O — 可降水量，mm
α — 物体表面对太阳辐射的平均吸收率

本研究中采用的辐射膜发射率曲线如图（a）所示，在 3~5μm 和 8~13μm 波段具备较高的发射率，在中间波段降低了发射率。大气发射率曲线由 MODTRAN 计算得到[20,21]，主要受大气中可降水量的影响，从图（b）和（c）中可以发现，随着可降水量的上升，大气的吸收能力有所增强，透过性降低。在本研究中，采用线性差值对不同可降水量下的大气发射率进行计算。

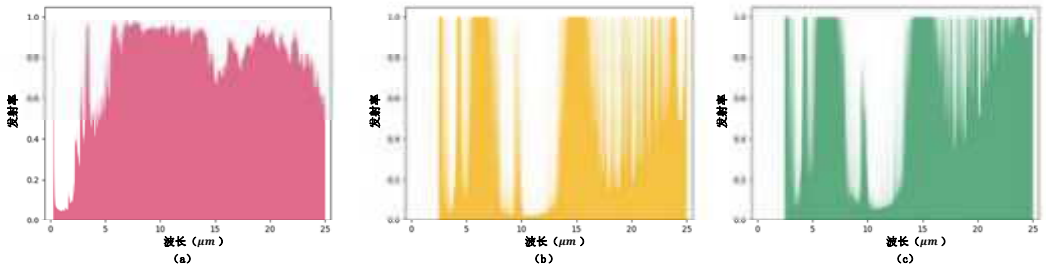


图 2 （a）辐射膜发射率曲线（b）大气发射率曲线（H_2O=3mm）（c）大气发射率曲线（H_2O=10mm）

基于上述辐射膜计算方法，通过所要计算的建筑表面温度、环境温度，相对湿度和太阳辐射，就可以计算得到辐射过程中交换的热流，将此热流输入建筑性能模拟中，就可以对下一时刻的建筑热过程进行计算。本研究采用乒乓迭代的方法，实现了这一过程，乒乓迭代方法的耦合原理如图所示。

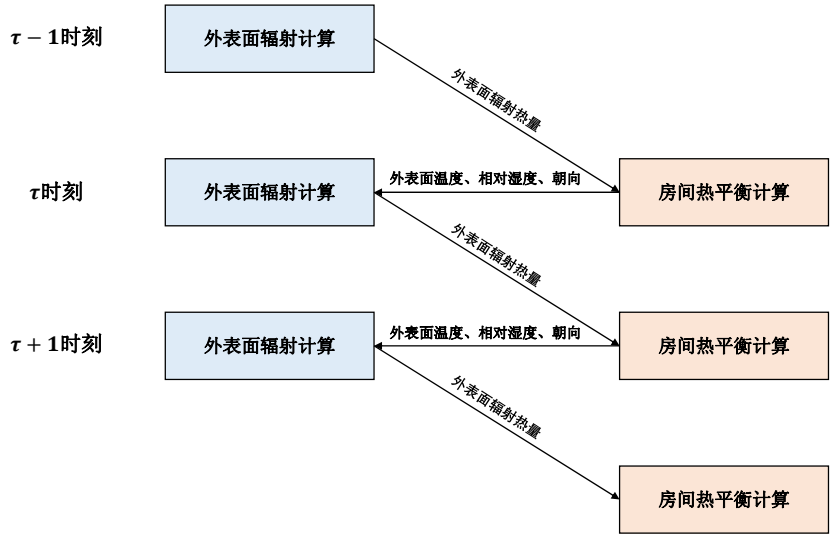


图 3 通过乒乓迭代法实现辐射膜计算与建筑性能模拟的耦合方法示意图

建立辐射膜计算模型后，对不同环境温度、相对湿度和表面温度范围下的多种工况进行计算，得到多工况下的辐射换热量数据作为加速计算的参考值。本研究采用的工况范围如表 1 所示，共 21×9×29=5481 种工况，利用辐射膜计算模型运用光谱积分的方法预先计算得到长波辐射换热量，作为加速算法分析的参考工况。

表 1 不同工况的参数取值范围

参数	下限	上限	间隔
环境温度	-50	50	5
相对湿度	10%	90%	10%
表面温度	-50	90	5

为了提升计算速度，本研究主要采用了三种方法来减少计算量，分别是分段积分法、多元回归分析和神经网络算法。分段积分法最为直观，在长波辐射换热量较小的波段进行粗糙的积分，在长波辐射换热量较大的波段进行精细的积分，以最大化计算资源的分配。多元回归分析通过建立辐射换热量与环境温度、相对湿度和表面温度之间的回归关系得到长波辐射换热量，但有可能无法回归处拟合度较好的结果。神经网络采用多个神经元作为节点来拟合长波辐射换热量，不具备明显的物理规律，对于输入敏感，且拟合度较高，但是可能存在训练时间长的问题。

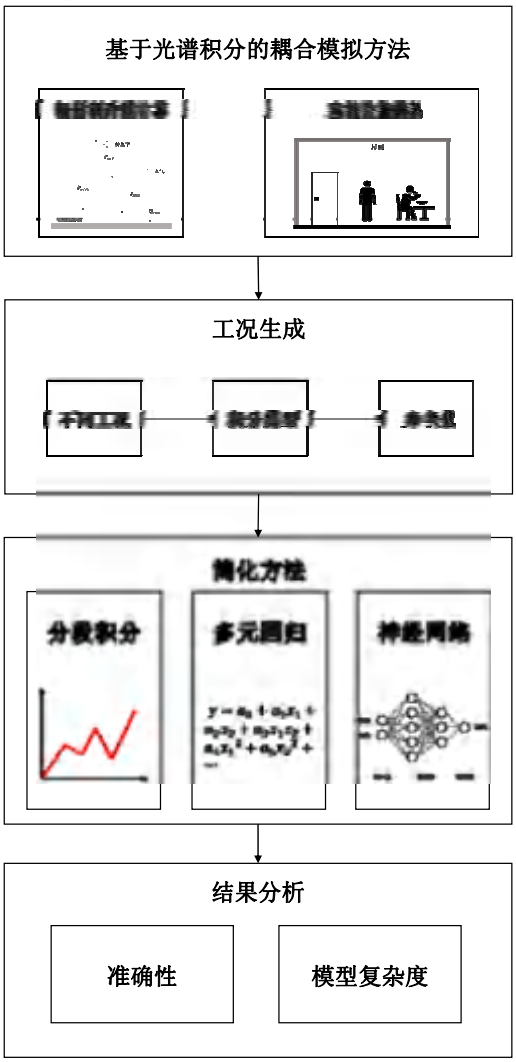


图 4 本研究的技术路线

如图所示，本研究包含建模、工况生成、简化方法研究和结果分析。由于简化后必然造成计算精度的降低，但是为工程应用需要，本研究以计算辐射膜长波辐射换热量绝对误差不超过 10/m^2 为评价指标。在此精度下，本研究试图给出综合评价较好的简化计算方法。

1.2 分段积分

由于光谱选择性辐射制冷膜的光学性质并不是在全波段上都发生剧烈变化的，因此，最直接的简化方法就是通过分段积分，减少积分次数，以平均发射率和逐波长发射率结合的方式减少单个工况下积分过程的运算量，同时保证辐射制冷膜的制冷效应依然存在。

本研究以图（a）中的光谱选择性辐射制冷膜曲线为本研究选取的研究对象，进行简化，具体方法是，从第一个点开始向后遍历，在波长位于 0~8 μm 之间时，当发射率与当前点偏差小于 0.1 时，则忽略此波动，当发射率与当前点超过 0.1 时，则记录当前点和发射率，两点之间的平均发射率取前者的发射率；在波长位于 8~13 μm 之间时，当发射率与当前点偏差小于 0.003 时，则忽略此波动，当发射率与当前点超过 0.003 时，则记录当前点和发射率，两点之间的平均发射率取前者的发射率。在波长位于 13~25 μm 之间时，当发射率与当前点偏差小于 0.05 时，则忽略此波动，当发射率与当前点超过 0.05 时，则记录当前点和发射率，两点之间的平均发射率取前者的发射率。按照上述方法进行简化，得到如图所示的简化曲线，可以发现简化的曲线基本能够反映真实值的特征，在 3~5 μm 和 8~13 μm 处均具备较高的发射率，在其他长波段发射率相对较低。

按照如图所示的简化发射率曲线，原真实辐射膜发射率曲线共有样本点 14766 个，简化后，样本点共 322 个，减少了 97.8%。

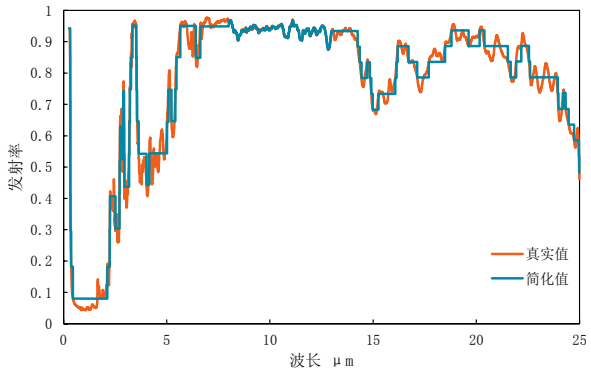


图 5 分段积分简化后的辐射膜发射率曲线

1.3 多元回归

多元回归由于模型形式简单、拟合计算快速等优势在简化辐射膜计算的过程中运用广泛。本研究采用

如式（7）~式（8）的回归方程来拟合辐射热交换量，由于式（7）在形式上为线性关系，在某些情况下，可近似将辐射视作线性换热过程，在建筑性能分析中的线性矩阵求解中可以有效提升计算效率[22]。

$$P_{regression} = k_{\varepsilon}(T_{sky-\varepsilon} - T_{surf}) \quad (7)$$

$$T_{sky-\varepsilon} = b_1 T'^{2} + b_2 T' + b_3 T_{amb}^{2} + b_4 T_{amb} + b_5 Rh^{2} + b_6 Rh + b_7 T_{surf}^{2} + b_8 T_{surf} + b_9 \quad (8)$$

$$T' = a_1 T_{amb} + a_2 Rh \quad (9)$$

式中

$P_{regression}$ — 回归总辐射交换量，W/m^2；

$T_{sky-\varepsilon}$ — 等效天空背景辐射温度，℃；

T' — 环境温度修正，℃；

Rh — 相对湿度，%；

k_{ε} — 辐射换热系数，W/（m^2 · K）

式（7）~式（8）中的a_i和b_i均为系数，需根据辐射膜不同的物理性质待定求解。

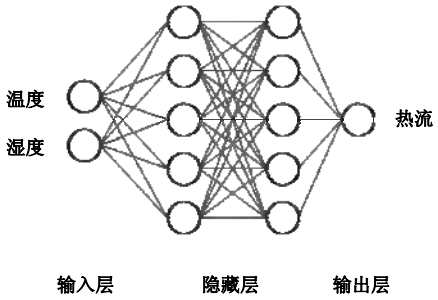


图 3 本研究中采用的神经网络算法的基本结构示意图

1.4 神经网络

对于非线性问题的回归分析，神经网络算法（ANN）最早由 WcCulloch 和 Pitts 等人提出，是一种利用激活函数、矩阵乘法和偏置系数来实现非线性拟合的数据分析方法[23]。本研究采用如图 3 所示的多层神经网络结果，主要输入参数为温度和相对湿度，输出参数为辐射交换热流。本研究分别对 P_{ard} 和 P_{atm} 分别构建了一组多层神经网络回归模型（MLP）。其中，P_{rad} 的输入参数为 T_{surf}，P_{atm} 的输入参数为 T 和 Rh，选择的神经网络结构为 1-3 层，采用的模型最优解求解方法为 Adam 方法[24]，模型评价指标为平均绝对误差，为防止过拟合，采用 5 折检验的交叉检验方法，具体的超参数遍历范围如表 2 所示。

表 2 神经网络的超参数选取

模型	神经网络结构 层数（不包含输入和输出层）；节点数	激活函数
P_{ard}	1 层；50	identity
P_{atm}	2 层；50×50	logistic
	3 层；50×50×50	tanh
	3 层；100×100×100	relu

2 算法分析结果

2.1 分段积分

按照上述方法对辐射膜光谱特性进行简化后，简化值与真实值的结果对比如图所示，简化计算后的结果基本在参考线上，说明简化值基本与真实值一致。以平均绝对误差为指标，P_{ard} 的误差为 0.55W/m^2，P_{atm} 的误差为 3.62W/m^2，P_{total} 的误差为 4.12W/m^2，最大误差为 9.64W/m^2。总辐射换热量分布在 -733~341W/m^2 之间，此误差基本可以接受。

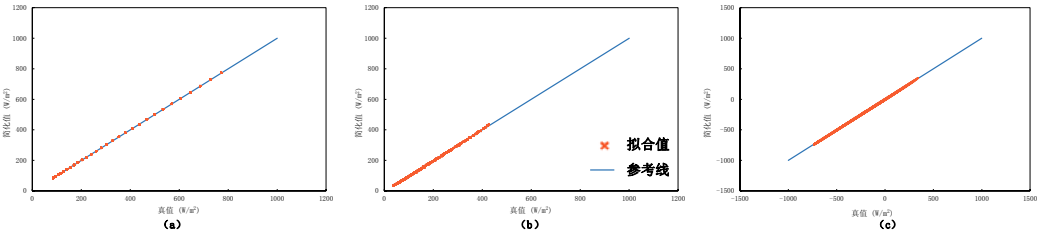


图 7 分段积分方法简化后的 P_{ard}（a）、P_{atm}（b）和 P_{total}（c）真值与拟合值

2.2 多元回归

经过模型系数待定求解后，模型系数取值如表所示。

表 3 针对本研究中选择的辐射制冷膜对式（8）和式（9）的系数的拟合结果

系数	取值	系数	取值
a_1	0.812	b_1	-0.005
a_2	-13.1	b_2	-3896.826
		b_3	0.01
		b_4	3164.775
		b_5	-20
		b_6	-5102.09
		b_7	-0.005
		b_8	0.31
		b_9	-25.638

如图所示，以多元线性回归模型经过拟合后的结果如图，拟合值基本围绕在参考线 $y = x$ 附近，说明拟合效果基本良好，辐射换热量在-733~341W/m^2 之间。定量来看，平均误差为 9.47W/m^2，最大值为 39.4W/m^2，此时物体表面温度与环境温差均超过 40 ，这在实际过程中几乎不会发生，因此可被接受。然而，由于上述模型在拟合整体辐射换热量时使用到了物体表面温度这一参数，这意味着在进行建筑性能模拟计算时，表面温度节点仍然需要参与到耦合迭代过程中。

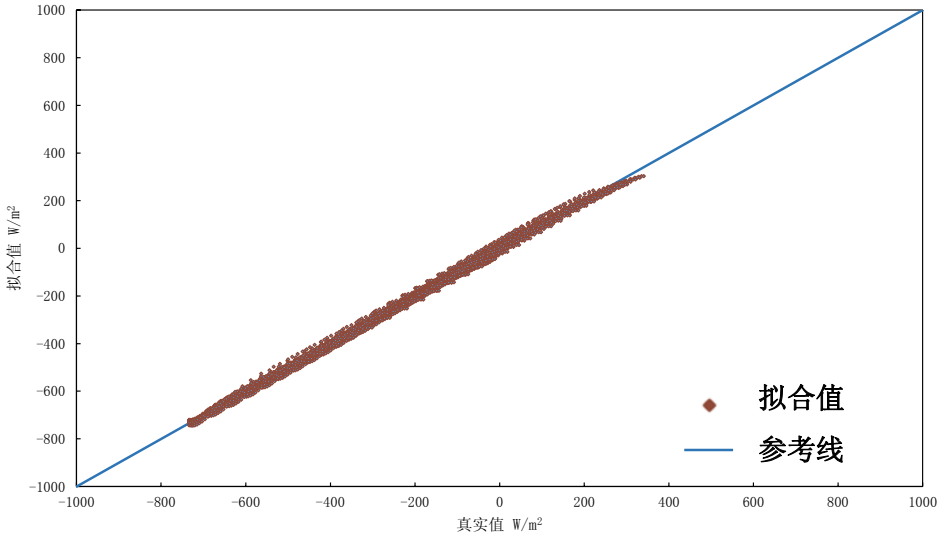


图 8 多元线性回归拟合值与真实值对比

2.3 神经网络

经过参数自动寻优后，得到两个模型的最有神经网络结构分别为：P_{ard} 的输入参数为 T_{surf}，最优层数为 3 层，神经元节点个数为 50×50×50，采用的激活函数为修正线性函数 relu；P_{atm} 的输入参数为 T 和 Rh，最优层数为 3 层，神经元节点个数 100×100×100，采用的激活函数为修正线性函数 relu。

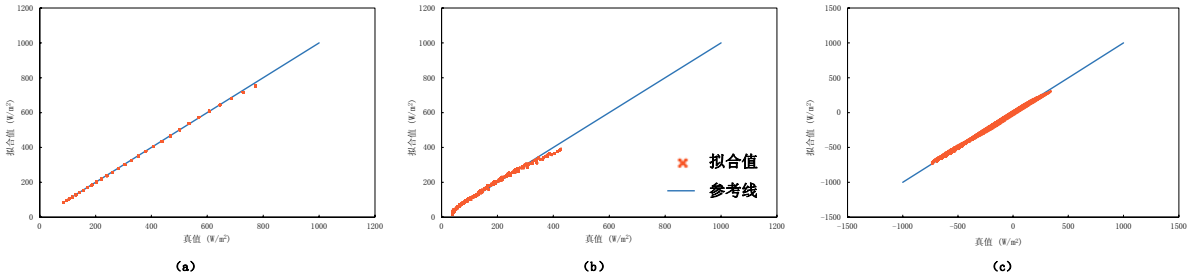


图 4 ANN 方法拟合后的 P_{ard}（a）、P_{atm}（b）和 P_{total}（c）真值与拟合值

从图 4 可以看出，通过 ANN 模型训练后，拟合值与真实值基本围绕在参考线 $y = x$ 附近，说明拟合效果较好，以平均绝对误差为指标，P_{ard} 的误差为 2.87W/m^2，P_{atm} 的误差为 8.13W/m^2，P_{total} 的误差为 8.95W/m^2，最大误差为 41.7W/m^2。总辐射换热量分布在-733~341W/m^2 之间，此误差基本可以接受。

3 案例分析

由上述三个方案可以得知，尽管分段积分法并不能以一个简单模型实现计算结果，但是，通过合理划分对辐射换热量起到主要影响的波段，大幅降低积分计算空间，反而能起到较好的简化结果。因此，本节通过一个案例建筑，说明经过分段积分简化后，计算时间的减少。

本演技采用某一商场为研究对象，其建筑模型如图所示，因为建筑面积大，空间复杂，因此在建筑性能模拟时计算复杂，本研究中设置了 46 个表面为辐射膜表面。

当不采用辐射膜直接计算时，需要的 CPU 计算时间为 2160.0s，当直接采用辐射膜计算时，计算时间为 2275.9s，多耗费用时 116s，当采用分段积分法

简化后，计算时间为 2189.3s，近多耗费用时 29.3s。

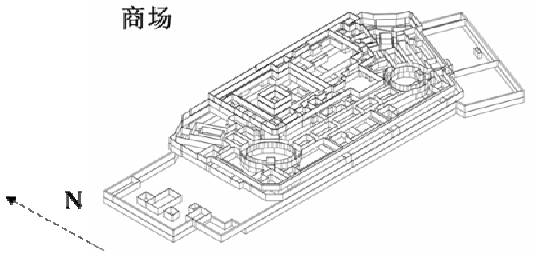


图 10 商场建筑模型图

4 结论

辐射制冷膜通过选择性吸收和发射辐射的方式实现物体表面降温，是实现高效制冷的重要技术手段。传统建筑性能模拟中对长波辐射的假设无法准确刻画这类辐射制冷膜的制冷效应，因此需要采用耦合模拟方法，对长波辐射换热进行单独计算。然而，这种耦合方法会显著增加计算代价，本研究采用了三种方法对积分过程进行了简化，其中分段积分法准确度高，平均绝对误差为 4.12W/m^2，但是对于不同表面而言，不同波段的敏感度可能不一样，在本研究中，对不同敏感波段按照波动值超过 0.003、0.05 和 0.1 分别保留真实物性，起到了比较好的结果；多元回归法模型形式简单，但是拟合结果相对较差，平均绝对误差为 9.47W/m^2，最大误差为 39.4W/m^2；神经网络算法尽管对超参数进行了遍历，平均绝对误差为 8.95W/m^2，最大误差为 41.7W/m^2，且对不同物性的辐射制冷膜，均需要独立进行超参数调优，从实用性和方便性的角度来说不如前两种方法。因此，本研究以一个大型商场为例，分析了计算成本，当采用分段积分法后，相比于无辐射制冷膜的计算时间增加了 29.3s，与未简化的算法相比，节省用时 86.6s。

参考文献

[1] IEA, The Future of Cooling in China: IEA, 2019.

[2] SALISBURY J W, D'ARIA D M. Emissivity of terrestrial materials in the 3–5 μm atmospheric window [J]. Remote Sensing of Environment, 1994, 47(3): 345-61.

[3] SALISBURY J, D'ARIA D. Emissivity of terrestrial materials in the 8-14 m atmospheric window [J]. SPIE MILESTONE SERIES MS, 1997, 134(481-504.

[4] 张靖周. 高等传热学 [M]. 科学出版社, 2009.

[5] YIN X, YANG R, TAN G, et al. Terrestrial radiative cooling: Using the cold universe as a renewable and sustainable energy source [J]. Science, 2020, 370(6518): 786-91.

[6] CURTIS O F. Leaf Temperatures and the Cooling of Leaves By Radiation [J]. Plant Physiology, 1936, 11(2): 343-64.

[7] SHI N N, TSAI C-C, CAMINO F, et al. Keeping cool: Enhanced optical reflection and radiative heat dissipation in Saharan silver ants [J]. Science, 2015, 349(6245): 298-301.

[8] RAMAN A P, ANOMA M A, ZHU L, et al. Passive radiative cooling below ambient air temperature under direct sunlight [J]. Nature, 2014, 515(7528): 540-4.

[9] GENTLE A R, SMITH G B. Radiative heat pumping from the earth using surface phonon resonant nanoparticles [J]. Nano letters, 2010, 10(2): 373-9.

[10] ZHAI Y, MA Y, DAVID S N, et al. Scalable-manufactured randomized glass-polymer hybrid metamaterial for daytime radiative cooling [J]. Science, 2017, 355(6329): 1062-6.

[11] ZHAO D, AILI A, ZHAI Y, et al. Subambient Cooling of Water: Toward Real-World Applications of Daytime Radiative Cooling [J]. Joule, 2019, 3(1): 111-23.

[12] MANDAL J, FU Y, OVERVIG A C, et al. Hierarchically porous polymer coatings for highly efficient passive daytime radiative cooling [J]. Science, 2018, 362(6412): 315-9.

[13] ZHAO D, AILI A, ZHAI Y, et al. Radiative sky cooling: Fundamental principles, materials, and applications [J]. Applied Physics Reviews, 2019, 6(2):

[14]CHEN J, LU L. Comprehensive evaluation of thermal and energy performance of radiative roof cooling in buildings [J]. Journal of Building Engineering, 2021, 33(101631.

[15] ZHAO D, AILI A, YIN X, et al. Roof-integrated radiative air-cooling system to achieve cooler attic for building energy saving [J]. Energy and Buildings, 2019, 203(109453.

[16] CRAWLEY D B, LAWRIE L K, WINKELMANN F C, et al. EnergyPlus: creating a new-generati

on building energy simulation program [J]. Energy and Buildings, 2001, 33(4): 319-31.
[17] WANG W, FERNANDEZ N, KATIPAMULA S, et al. Performance assessment of a photonic radiati ve cooling system for office buildings [J]. Renewabl e Energy, 2018, 118(265-77.
[18] ZINGRE K T, WAN M P, YANG X. A new RTTV (roof thermal transfer value) calculation meth od for cool roofs [J]. Energy, 2015, 81(222-32.
[19] FANG H, ZHAO D, YUAN J, et al. Performa nce evaluation of a metamaterial-based new cool ro of using improved Roof Thermal Transfer Value mo del [J]. Applied Energy, 2019, 248(589-99.
[20] BERK A, CONFORTI P, KENNETT R, et al. MODTRAN® 6: A major upgrade of the MODTRA N® radiative transfer code; proceedings of the 2014 6th Workshop on Hyperspectral Image and Signal Processing: Evolution in Remote Sensing (WHISPE RS), F, 2014 [C]. IEEE.
[21] BERK A, BERNSTEIN L S, ROBERTSON D C, MODTRAN: A moderate resolution model for LOWTRAN: SPECTRAL SCIENCES INC BURLIN GTON MA, 1987.
[22] YAN D, XIA J, TANG W, et al. DeST—An i ntegrated building simulation toolkit Part I: Fundam entals; proceedings of the Building Simulation, F, 2 008 [C]. Springer.
[23] KLEENE S C, Representation of events in ner ve nets and finite automata: RAND PROJECT AIR FORCE SANTA MONICA CA, 1951.
[24] KINGMA D P, BA J. Adam: A method for st ochastic optimization [J]. arXiv preprint arXiv, 2014,

精细化热舒适设计与模拟应用

吴　珉，陈劲晖，陈　刚

（华东建筑设计研究总院-国际设计中心，上海 200002）

［摘　要］热湿环境是室内品质的重要因素，文章在传统的室内温湿度设计基础上，提出了个性化、精细化热舒适设计的设计理念，通过热舒适评价指标 PMV 与 PPD 更精确的衡量人工热湿环境，并通过参数化模拟手段指导设计与运行。文中提供了工程案例的热湿环境设计过程，通过负荷分析、流体力学分析及采光分析方法，为案例提供精细化的热舒适设计模式。

［关键词］热湿环境；参数化分析；精细化设计；智能运行控制

1　前言

室内热舒适是暖通系统设计的重要性能，通常关注室内夏季和冬季的温度、湿度，同时考虑空间特性，兼顾节能表现，使空调负荷达到所设计的目标温湿度。对于较为常规的空间功能及空调系统，通常仅考虑温度、湿度作为热舒适指标。如今的建筑空间更为注重品质，而热舒适作为品质的重要因素，其感受却因人而异。例如靠近玻璃的外区受到日照直射时，往往比内区的人员感觉更热，因此实际的实际应用情况中，需进一步细化热舒适设计时，就需要更为精确的判断标准来指导设计。

2　热舒适指标

热舒适是一个主观的感受，但是在空调设计中又需要用一定的数值指标对于空调设计温度和负荷进行指导，因此人们一直在研究更为客观的热舒适指标。对于人工热湿环境，美国 ASHRAE-55 标准[1]就提出了两种较为主流的判断方法：

●等效温度(Operative Temperature)：使干球温度与辐射温度共同成为代表热舒适的性能指标。ASHRAE-55 标准中规范了等效温度的判定方式，在干球温度、辐射温度的基础上，风速、湿度、穿衣指数、新陈代谢率也是影响等效温度是否舒适的重要指标。

●综合预测平均反应 Predicted Mean Vote (PMV)和预测不满意百分数 Predicted percentage dissatisfied (PPD)：PMV 和 PPD 利用统计学原理将热舒适数值化，将热舒适的六大指标形成函数计算方法，用于指导室内热舒适设计。2012 年，国家颁布标准《民用建筑室内热湿环境评价标准》GB/T 50785[2]也将 PMV 与 PPD 作为人工冷热源热湿环境的整体评价指标。

对于非人工热湿环境的室内情况，人员热舒适性还受到室外条件的影响。ASHRAE-55 标准提出了适应性模型舒适区(Adaptive model comfort zone)的判断方法，适用于室外温度在 10℃至 33.5℃之间，并且人员穿衣指数及新陈代谢率在一定范围内的情况，在室外温度和风速变化的情况下，可以用于判断自然通风情况下的热舒适范围。国家标准《民用建筑室内热湿环境评价标准》GB/T 50785 也提供了非人工热湿环境的判断依据，在 PMV 的基础上以所在气候区及建筑功能进行修正，提出了预计适应性平均热感觉指标 APMV。

3　热舒适计算方法与应用软件

对于空间内等效温度、PMV 和 PPD 的计算可以采用能耗模拟软件，计算空间内的空气温度、湿度、辐射温度，结合该功能房间的风速、穿衣指数和人员新陈代谢率，从而计算出空间内等效温度、PMV 与 PPD 指标。比较主流的能耗模拟软件如 EnergyPlus, IES VE, TRNSYS 等软件均可采用计算。其中 EnergyPlus 是由美国能源部（Department of Energy，DOE）和劳伦斯·伯克利国家实验室（Lawrence Berkeley National Laboratory，LBNL）共同开发的一款建筑能耗模拟引擎，在国内外均有广泛的应用。EnergyPlus 软件中可直接计算得出 PMV 与 PPD 计算值。

即便能耗模拟软件计算可以得出较为准确的等效温度和 PMV 计算，但是其计算出的热舒适指标是代表一个空间或一个分区内的平均情况。但是当使用者对于空间的热舒适要求提高时，或者空间较大其外围护结构边界条件更加复杂时，这种以平均环境参数作为这个空间热舒适判断的方法就太为粗矿，不能适应设计需求。这时需要更精确舒适度分析，比如需要得出一个空间内的温度和风速分布场情况，可以采用计算流体动力学（CFD）仿真软件，将空间分为细小的网格，用以模拟空间内热湿环境的分布，从而计算

出空间的热舒适指标场，从而指导空间内不同活动，不同人员的热舒适度设计，满足个性化的热舒适要求。国际上常用的 CFD 软件有 Fluent, STAR-CD, OpenFOAM 等。

下面以一个高端居住休闲的综合性建筑的热舒适设计为例，介绍数值分析手段在个性化、精细化热舒适设计中的应用。

4 案例应用

4.1 案例介绍

项目是位于上海的高端居住、会议、休闲等多功能综合性建筑。其中 10 米挑高的客厅东北及西北立面为全玻璃幕墙设计，作为建筑的主要活动空间，其热舒适性能至关重要。该项目性能与空间特性对热舒适设计提出了更高的难度，作为人员主要活动的客厅，其热舒适需求要求设计体感温度在空间中人员活动的区域控制在设计的±1℃以内，同时项目要求新风换气次数达到 3 次/小时，使送风风量高于常规设计，此外 10 米高的空间及全玻璃幕墙设计使室内温度难以均匀分布，因此项目的热湿环境设计需要精细化、定制化的方式。

4.2 精细热舒适分析与空调系统设计

采用 Rhino 和 Grasshopper 参数化软件进行模型搭建，通过 EnergyPlus 为计算内核，得出最大负荷时刻，设定为最不利情况，在此基础上进行热湿环境分析以及空调系统优化的依据。



图 2 分析模型

考虑到案例中大面积玻璃幕墙设计，日照的辐射对内区与外区的舒适度产生重要的影响，在分析过程中，将模型分为内区与外区。项目采用等效温度来作为热舒适评价依据，可以更直观的展示用户感受到的温度。通过负荷分析，峰值出现在 6 月 25 日上午 10 点。此时，内区与外区的辐射温度差异明显，外区辐射温度可达 33℃，等效温度在 29℃左右，与设计目标 25℃偏差较大。

造成内外区等效温度的差异主要原因是大面积玻璃幕墙引入的热辐射，使得外区的辐射温度明显提升。进一步模拟分析，通过以下方式可以达到目标的设计温度：



图 1 项目案例图

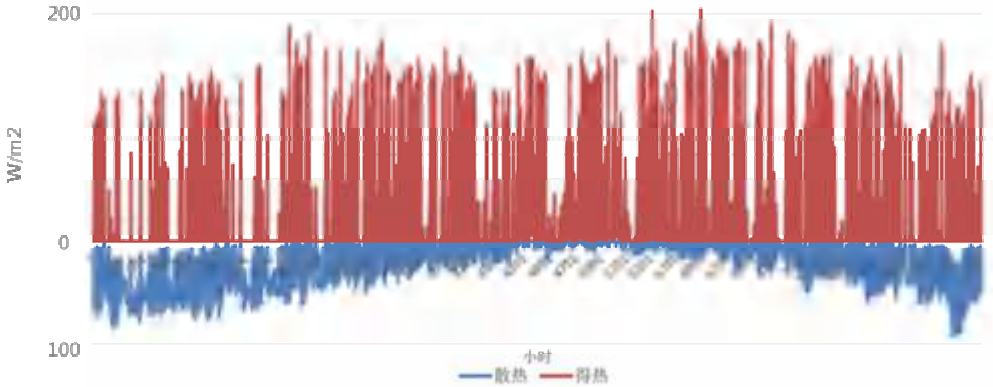


图 3 全年冷热负荷分布

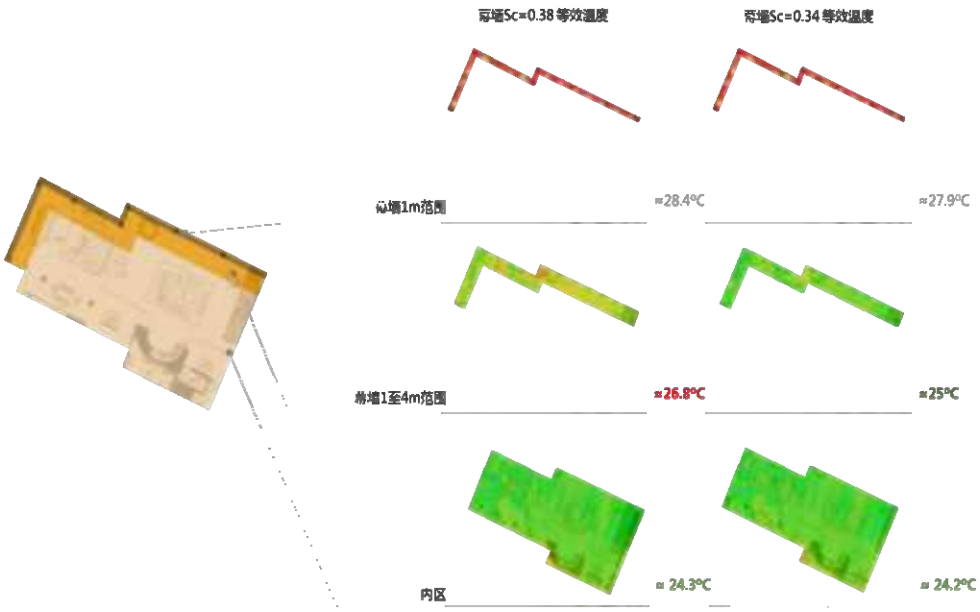


图 4 幕墙遮阳系数对等效温度影响

●降低幕墙遮阳系数

外区辐射温度高是造成外区等效温度偏高的重要原因，因此降低幕墙辐射得热是改善热舒适的重要手段之一。原有设计遮阳系数 0.45，分析显示，遮阳系数降低至 0.38，外区主要活动区等效温度可降低至 27℃以内，当遮阳系数降低至 0.34，基本达到 25℃的目标

●降低外区空调设计温度

当辐射温度略偏高时，适当降低空气温度也可达到目标的等效温度。由于内外区的等效温度差异，空调系统也需进行分区设计与控制。设计内区为侧送风方式，以客厅内侧约 4m 高度送风，形成高低分区，将空调风集中在人行区，在提供舒适的同时降低能耗。外区采用地板送风，沿幕墙设置地送风风口。内外区设计温度进行区分，内区设计温度 25℃，外区设计温度可达 23℃。外区设置日照感应装置，在日照过高时将设计温度调整为 23℃，其余时间仍按照 25℃运行。同时内外区分别设有温感控制，避免内区过冷。

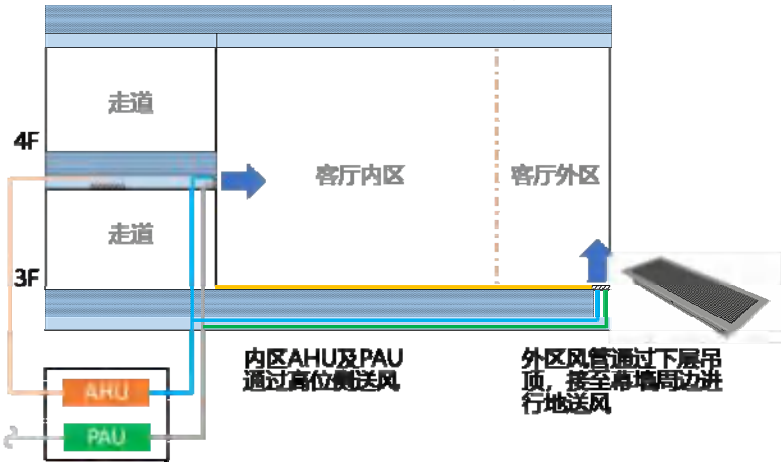


图 5 空调系统示意图

●优化风口分布

在空调设计负荷及控制方式可满足设计的情况下，还需考量房间内具体温度分布、风速分布，使空间可达到精细化的热舒适性能。案例进一步利用 CFD 模拟软件对室内温度与风速进行了分析。采用 Fluent 模拟软件分析，适当调整风口大小及分布位置，同时结合外区设计温度调整，从而使室内温度场与风速场分布均匀，且达到设计目标。

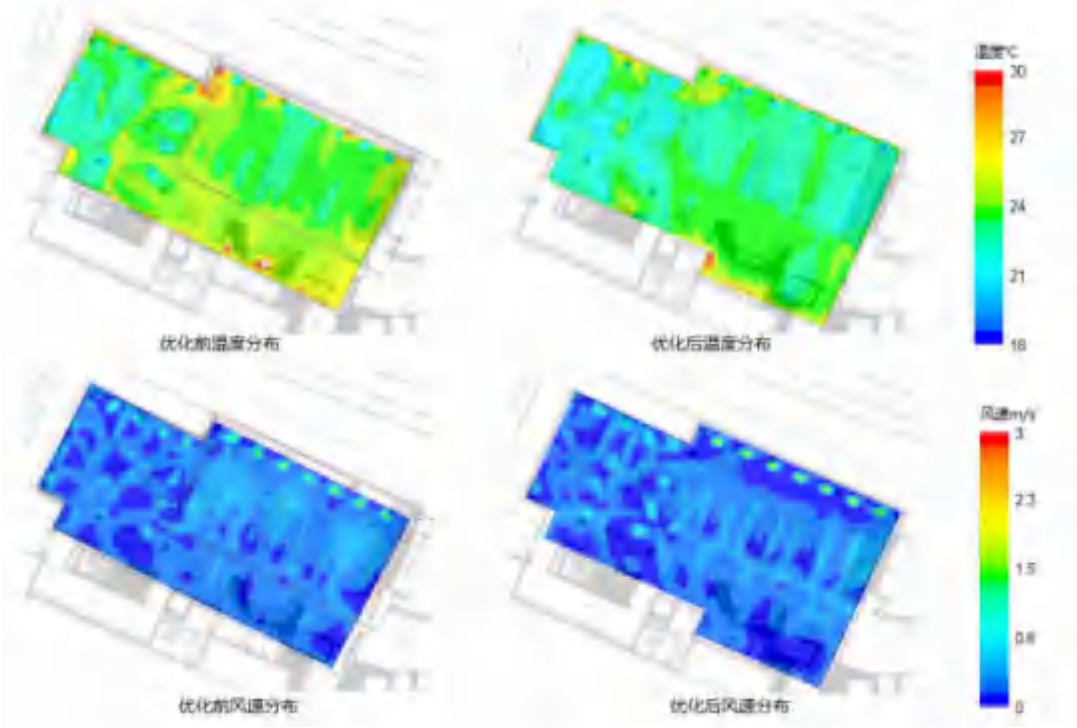


图 6 优化前后温度与风场分布

4.3 运行控制优化

以上的设计过程中，在最不利情况下空调系统设计，以保证系统可达到热舒适环境的能力，而在运行过程中不同时段下的热舒适也需要精细化的考量。在前文中提到，空调系统设计区分了内外区及朝向的分区温感控制，并且外区设有日照感应装置来进一步控制外区设计温度，由此综合考虑空气温度、风速、辐射温度。而在实际过程中，用户对于日照的长时间直射仍产生局部区域不舒适，甚至是眩光的问题，需要配置可调节内遮阳进行遮挡。

但内遮阳的问题在于遮挡了建筑的良好景观，且日照方向随时在变化，精确控制日照直射且尽量不阻挡视野便是接下来的优化目的。

设计团队挑选了两个个设计日作为案例展示，分别为 6 月 22 日、10 月 1 日，其中 6 月 22 日为日照角度出现最高的时间， 10 月 1 日为历年气温超过 30℃最后一天，即可能出现过热天气下的日照角度最低时刻。

在模拟分析得出日照范围之后，即可推算出所需的内遮挡控制高度。由于案例主立面偏东，早晨的日照范围较大，智能窗帘可在 8 点之前进行遮挡。根据实时日照分析结果，对可调遮阳提出了智能控制方式，同时也可以为精装布置提供建议。在高温天气下，日照直射停留时间长的区域可适当减少主要家具布置。

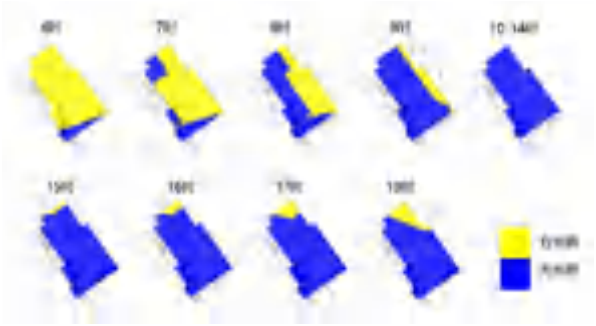


图 7 6 月 22 日全天日照分析



图 8 10 月 31 日全天日照分析

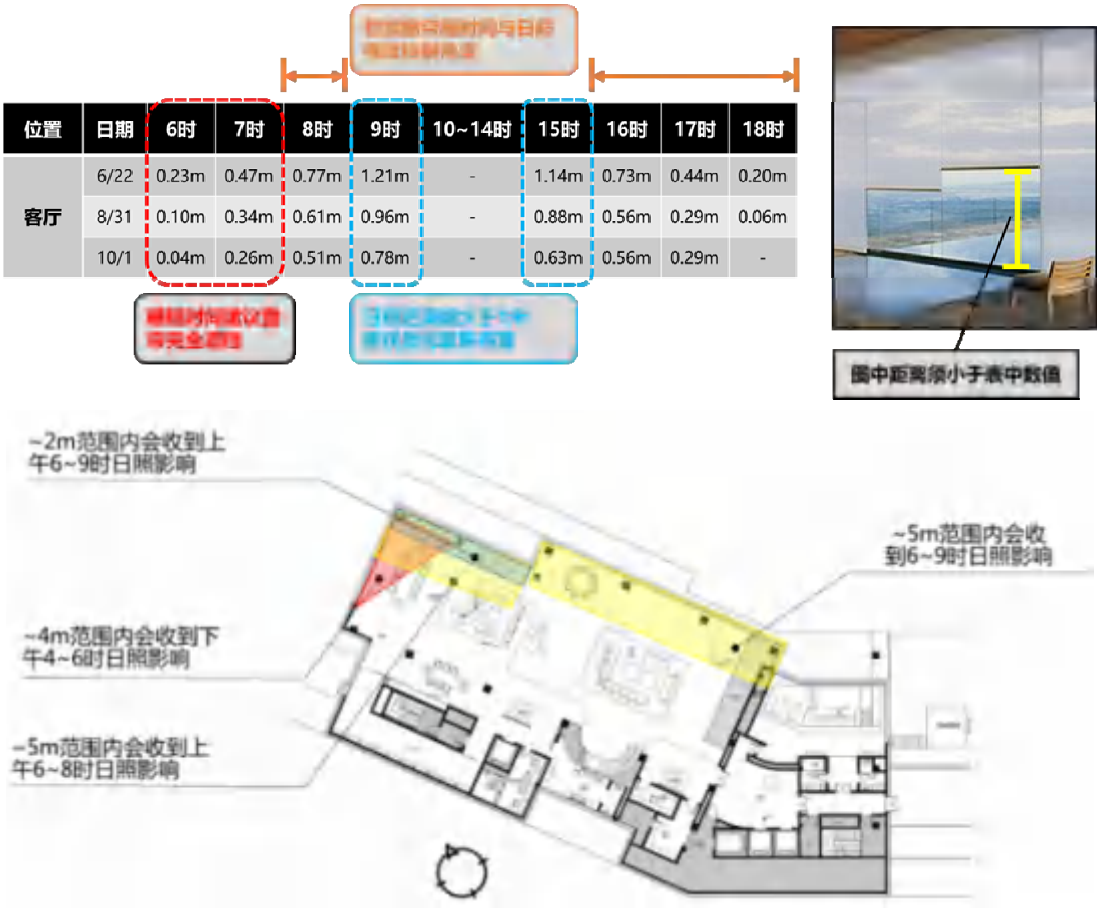


图 9 室内日照直射分布时间与范围

5 结语

良好热舒适设计不仅仅是标准化、指标性的系统设置，更是个性化的设计与控制方式。本文通过参数化分析方式，为解决个性化的热湿环境设计提供了思路，可以作为实际项目热舒适设计模式探讨，从而使机电系统设计更加精细化，并配合运行阶段室内设计的智能化控制，以提供高品质的室内舒适性，为用户个性化的需求提供设计手段。但目前采用的模拟手段还需进一步研究提升，在本文的案例研究中辐射温度的计算采用了能耗软件计算分区的结果，未能够采用流体力学软件精确计算出辐射温度的分布场，在今后的实际项目应用中，辐射温度的分布场计算可以更为精确的预测热舒适性的表现。

参考文献

[1] ANSI/ASHRAE Standard 55-2013 Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy

[2] 国家标准《民用建筑室内热湿环境评价标准》GB/T 50785-2012

局部送风参数对设备降温效果的数值模拟研究

强天伟，张　卓，裴雨露，刘家雷

（西安工程大学，西安　710048）

［摘　要］针对某工业厂房的设备夏季高温停机问题，分析现有通风方式的不足，设计出一种适用于该类型设备的局部通风降温方案。通过利用现场测试以及数值模拟软件分析，对局部送风角度、高度、速度对设备的降温效果进行具体研究。通过对不同工况的对比分析，得出最佳的设计方案，为工业厂房设备的降温方案设计提供更广泛的理论参考。

［关键词］工业厂房；送风参数；气流组织；数值模拟

0　引言

西安某工业厂房内的空压机设备在夏季运行时室内温度会急剧升高，常存在高温停机保护问题，从而对工厂的运行造成不便，影响正常生产。针对此现象，对该厂房及其内置设备进行实地测试、模拟分析。

计算流体力学（Computational Fluid Dynamics，CFD）是一种利用计算手段对计算流体的传动和传热问题进行分析，为我们提供一个简单高效研究流场的方法。国内外对于研究室内流场或者热舒适度一般采用数值模拟的方法[1、2]。西安建筑科技大学对顶部的工位送风进行了模拟研究，不考虑人员舒适度的情况下，对工位送风的送风口尺寸、送风速度、送风角度对室内温度场和流场的影响进行了模拟验证，得出了最合适的送风参数，具有较好的经济性[5、8]。Wang H Q 等学者利用数值模拟研究了空调房间的舒适度。主要研究了送风口的参数以及送风的形式对于室内的气流组织的影响，同时也分析了边界条件对于室内气流组织和舒适度的影响[4]

本文以 CFD 数值模拟为主要研究方法，对空压机进行局部通风设计。主要分析不同送风角度、高度以及送风速度对高温设备局部降温的影响。

1　数值模拟

1.1 模型建立

根据厂房设备的布置情况进行建模，设备尺寸如表 1 所示。

表 1 空压机房及各设备尺寸大小

名称	尺寸
厂房/m	12×9×9
空压机（K1、2）/mm	1900×900×1650
空压机（K3-5）/mm	2000×1200×1680
冷冻干燥机（KL3-5）/mm	950×650×1000



图 1 厂房设备平面布置图

1.2 边界条件定义

送风口设为速度入口边界条件，速度设为 10m/s，温度设为 26.5℃；湍流动能 k=0.18 和湍流耗散率 E=0.42；本文厂房中的空压机在运行时，所有门窗均是开启状态，这里将门窗设置为自由出流边界条件[3]；机房的围护结构采用温度热边界，运行设备的外表面设置为定热流量的壁面热边界条件，不运行设备的外表面设置为固壁边界。边界条件定义如表 2 所示，求解器设置如表 3 所示。

表 2 边界条件定义表

实际测量蒸发冷气机 DEC1 送风温度/℃	模拟速度入口 1 温度设定/℃	实际测量蒸发冷气机 DEC1 送风速度/m/s	模拟速度入口 1 送风速度/m/s	喷射制冷制冷量/kW	实际测量蒸发冷气机 DEC2 送风温度/℃	模拟速度入口 1 温度设定/℃	实际测量蒸发冷气机 DEC1 送风速度/m/s	模拟速度入口 1 送风速度/m/s
26.5	26.5	10.1	10.1	0.717	26.3	26.3	10.2	10.2

表 3 求解器参数设置表

求解器	湍流模型	辐射模型	压力速度耦合方式	亚松弛因子
压力基分离式	RNG K-　模型	DO 模型	SIMPLEC	0.3-0.6

2　通风降温方案分析

将两台蒸发冷却设备平行布置在北墙上，设置风管，采用可以调节送风角度的百叶风口，对空压机进行局部送风，如图 2 所示。这种方式可以克服热气流的影响，直接将冷空气输送到各个设备表面，最大化利用冷空气。

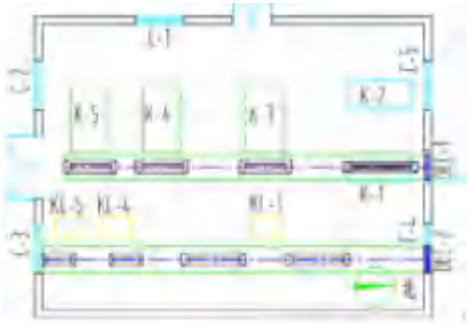


图 2 风口布置平面图

2.1 送风角度对设备局部降温的影响

送风角度是影响气流组织分布的一个重要因素[6]。合理的送风角度，可以使送风气流末端辐射更多的区域。这里选择送风角度与 z 轴夹角 α= 60 °、45 °、30 ° 三个角度进行模拟计算如图 3 所示。选择一个合适的送风速度、送风高度，只改变送风角度。计算结果如图 4 所示。

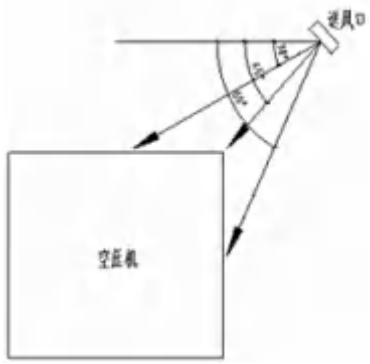
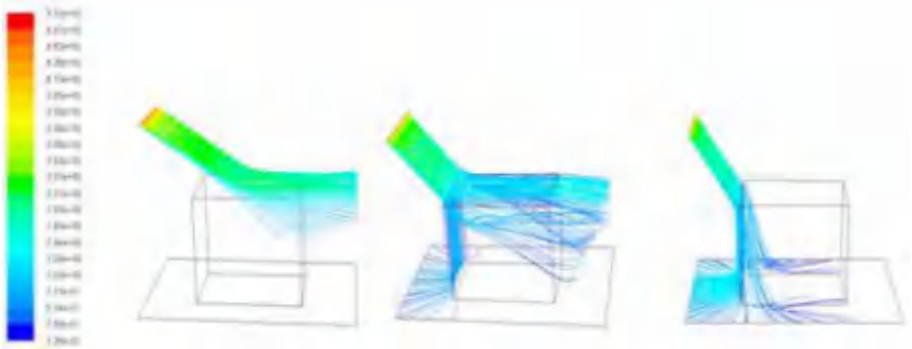


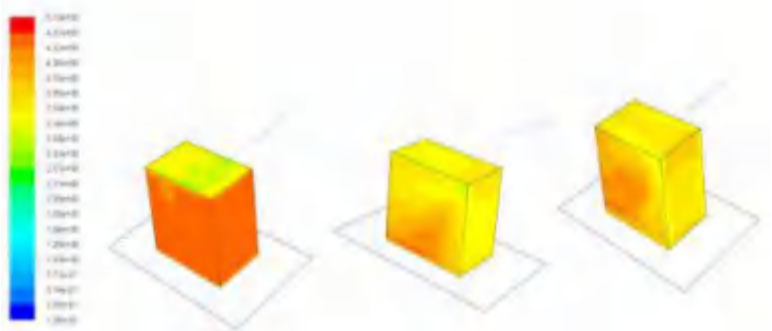
图 3 风口角度示意图

送风角度为 30 ° 的时候，送风气流只能吹覆到空压机的上表面。随着送风角度的逐渐增大，送风气流越到达空压机的位置越提前，直到送风角度为 45 ° 的时候，气流刚好可以到达空压机两个表面的交接处，送风气流可以同时覆盖空压机的上表面和侧面。角度继续增大，送风气流只能吹送到空压机的侧面。且可以看出，送风角度越大，气流越早到达压机设备侧表面，送风气流的衰减程度就越快。



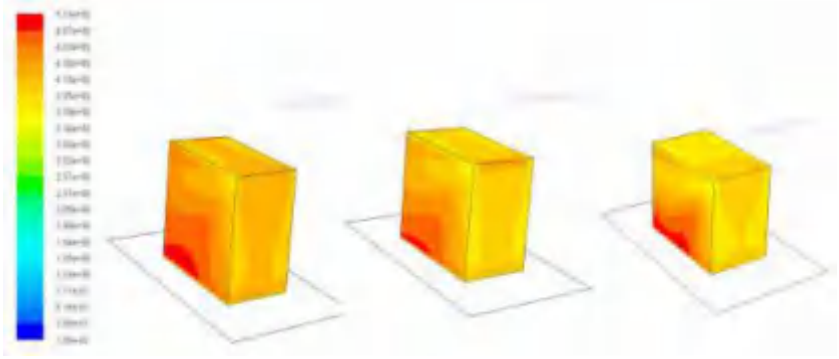
（1）α=30°　　（2）α=45°　　（3）α=60°

图 4 不同送风角度下流场示意图



（1）α=30°　　（2）α=45°　　（3）α=60°

图 5 不同送风角度下温度场示意图



（1）v=3m/s　　（2）v=4m/s　　（3）v=5m/s

图 6 不同送风速度下温度场示意图

送风角度 α 为 30 ° 的时候，空压机上表面温度比较低，其它表面由于没有送风气流对散热表面进行通风降温，温度较高。α=45 ° 时，空压机表面的温度分布较为均匀，由于此时的送风气流可以输送到空压机的多个表面处，所以此角度下空压机的整体温度偏低；α=60 ° 时，空压机的侧面由于直接被吹覆，表面温度较低。

综上所述，保持其它送风参数不变，空压机表面的平均温度随着送风角度的增加先降低再升高。

2.2 送风风速对空压机降温的影响

根据蒸发冷却设备的额定送风量，室内布置送风口的数量以及百叶风口选用的相关规范，风速选取在 5m/s 以下。这里选取了三种不同的送风速度 v=3m/s、4m/s、5m/s，进行模拟计算，保证送风角度为 45 ° 不变、送风高度不变，只改变送风速度。

可以看出，在一定速度范围内，其它送风参数不变，送风速度增加，空压机的平均温度降低。同时从图 6 中可以看出，送风速度较小的时候，空压机表面的温度分布较为均匀，因为送风气流速度小，末端的动能小，不易扰动周围的气流，使得空压机周围的温度均匀性较好。

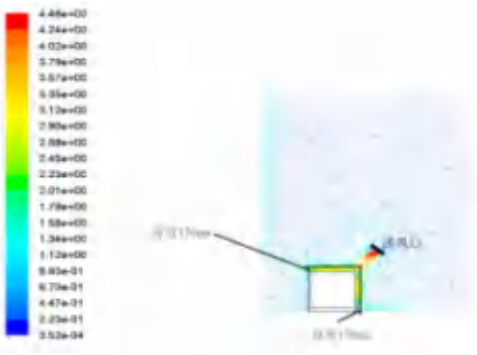


图 7 送风速度 5m/s,空压机截面速度分布图（x=0.6m）

送风速度为 5m/s 时，穿过空压机表面处的速度分布矢量图。当风速为 5m/s 的时候，空压机表面处的平均速度为 2.3m/s。同时查阅规范要求，在采用对流换热降温的时候，送风吹过设备表面的冷空气厚度不小于 80mm，从图 7 可以看到，气流吹覆到空压机上表面的厚度符合设计要求。

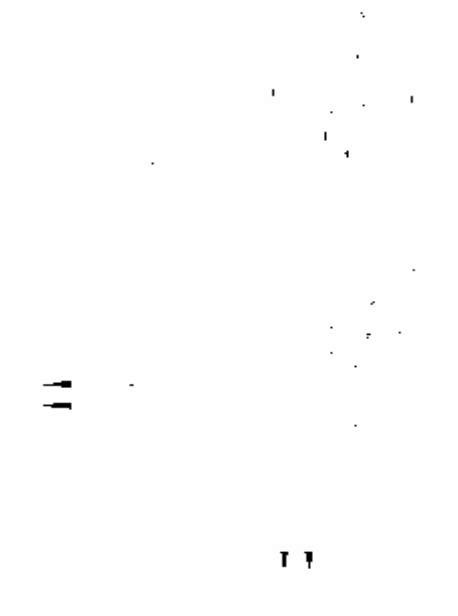
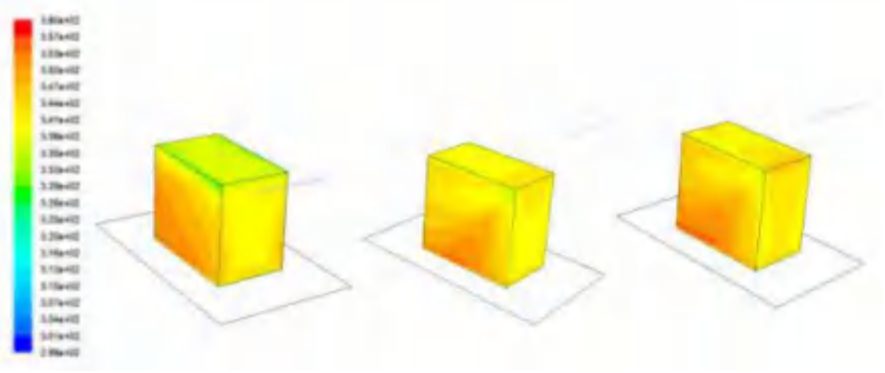


图 8 送风距离示意图

2.3 送风高度对空压机降温的影响

送风口的高度往往跟射流的范围和有效长度有关[7]。如图 8。送风口高度较低时，工作区的温度更加合理，相对来说也比较节能；送风口的高度较高的情况下，送风的温度分布更加均与，不过会浪费更多的送风量，造成能源浪费。需要对高为 1.68m 的空压机进行降温，所以选取了三种不同送风高度，送风口距离空压机设备表面的距离 H 分别为 0.71m、1.27m、1.84m。



（1）H=0.71m　　（2）H=1.27m　　（3）H=1.84m

图 9 不同送风高度设备表面温度分布图

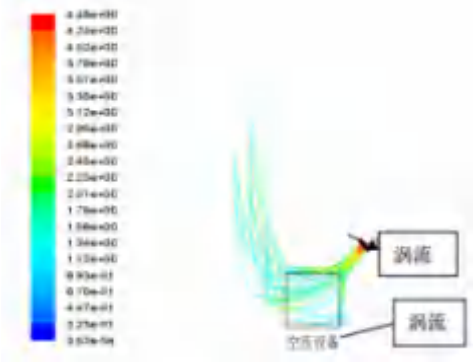


图 10 送风口流场图

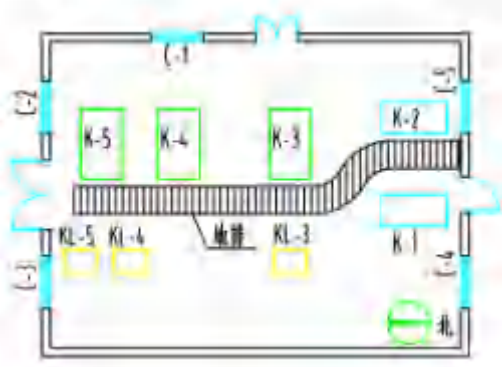


图 11 地排设置示意图

空压机的平均温度随着送风高度的增加再增加。送风高度低的时候，气流衰减较慢，可以快速的通过空压机设备的表面，高流速可以开走更多的热量，空压机设备的平均温度会更低。

总体分析，此方案的送风气流虽然可以克服热气流的影响输送到设备的周围区域，但是一部分气流会在空压机的底部无法排出，形成涡流（如图 10 所示）。解决这一问题，可以参考纺织厂房的通风设计，在空压机厂房内设置地排，排出底部涡流。如图 11 所示。

3　总结

采用局部送风方式，把气流直接送到各个空压机设备周围，进行通风降温。分析不同的送风角度、送风速度以及高度对设备降温的影响。送风角度大，两侧的气流会相互交叉、干扰，中间的送风覆盖空压机上表面的面积减小。送风角度小的时候，同样送风气流覆盖面减小；送风高度升高，送风气流可以辐射面积更大，气流和温度较为均匀。送风高度小，利于节能；送风速度大会造成一定的冷量浪费，增大负荷。送风速度小，达不到厂房的基本要求；选择合适的送风参数可以更高效、节能的对空压机厂房进行降温。

参考文献

[1] 蔡芬.气流组织对室内空气品质影响的数值模拟[J].华中科技大学，2005.

[2] 赵彬,李先庭,彦启森.暖通空调气流组织数值模拟的特殊性[J].暖通空调,2004(11):122-127.

[3] 胡定科,荣先成,罗勇.大空间建筑室内气流组织数值模拟与舒适性分析[J].暖通空 调,2006(05):12-16.

[4] Wang H Q,Huang C H,Sun H B,et al.Fume transports in a high rise industrial welding hall with displacement ventilation system and individual units[J]. Building and Environment， 2012,52（2）：119-128.

[5] 张军甫.办公建筑室内空气品质测试与气流组织分析[D].西安建筑科技大学，2011.

[6] GB50019-2015, 工业建筑供暖通风与空气调节设计规范[S].北京:中国计划出版社, 2016.

[7] 许居鹓.机械工业采暖通风与空调设计手册（第 1 版）[M].上海:同济大学出版社, 2007:274-278.

[8] 方楠.高温工业厂房中工位空调作用下的工位区流场特性研究[D].西安:西安建筑科技大学, 2015

不同建筑架空影响街区行人阵风环境的研究

洪　萍[1]，刘建麟[2]

（1.东华大学环境科学与工程学院，上海　201620；2.东华大学暖通空调研究所，上海　201620）

［摘　要］超大型城市中，建筑架空已证明可有效改善行人风环境，但城市街区建设形式复杂多样增加了架空效果的不确定性。本文通过 RNG k-e 模型模拟对比了由无架空、N-型和 M-型三种不同建筑架空构成的街区形态下的风环境，数值模拟方法与经典风洞实验数据验证得其相关系数为 0.83。进一步分析三种形态下行人区无量纲时均风速场、湍流强度场和阵风风速场。结果表明 N-型街区对比无架空和 M-型街区的湍流强度差异最大，但其街区内的阵风场仍满足行人活动的风安全需求。

［关键词］建筑架空；行人区；湍流强度；阵风风速

0　引言

随着城镇化的不断加剧，高且密集的城市建筑群阻碍了空气的流动，使得城市中心区域的风速过低。同时各种人为热排放、水泥沥青地面的使用、绿色植被的减少和玻璃幕墙的大量使用都加剧了城市热岛[1]。为了减缓城市热岛效应，建筑架空这一由架空支柱将建筑架起在建筑与地面之间形成架空层的建筑形式被广泛用于亚热带南部城市。刘等[2]报道了单栋架空建筑有无周围建筑情况下风场的分布，并指出建筑架空能提高行人高度处的风速和湍流强度。同时，该团队还讨论了不同架空高度及来流风向[3]对行人微气候的影响，并进一步探究了不同湍流模型例如 LES[4]、DDES[5]预测风场的准确性和经济性。另外，随着近年大数据算法的发展，也有研究结合人工神经网络、遗传算法和计算流体动力学(CFD)来综合模拟影响行人风舒适的各项参数以达到优化建筑架空设计的目的[6]。然而，现有研究中多报道单栋架空建筑，普遍忽视了城市街区形式的多样复杂会增加了架空设计改善风环境效果的不确定性。本文提出三种不同有多栋架空建筑的阵列架空建筑形式，通过与经典风洞实验数据对比验证模型的有效性并进行网格独立性验证，利用其边界条件进行数值模拟，引入风速比，平均湍流强度和阵风风速来评价不同街区布局的阵风环境。

1　数值模型

1.1 湍流模型方程

随着计算机性能和配置的不断完善和提高，计算流体动力学 (CFD) 广泛地运用于各类学科当中，其中用于建筑物周围风场预测的最广泛的湍流模型是雷诺时均 (RANS) 湍流模型。RNG k - ε 模型与标准 k - ε 模型方程形式相似，前者对后者进行了以下三方面的修正。首先，RNG k - ε 模型在方程中增加了一项，提高了精度；其次，此模型提供一个分析紊流普朗特数的公式 (不同于标准 k - ε 模型中的常数)；第三，考虑到低雷诺数效应，选用恰当的壁面函数可以使得模拟结果更加准确[7]。RNG k - ε 模型控制方程如下:

连续性方程：

（1）

动量方程：

$$\frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j}=-\frac{\partial p}{\partial x_i}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[(\mu+\mu_t)\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)\right]+\rho_{ref}g_i\beta(T-T_{ref}) \quad (2)$$

式中：u_i 是 x 方向上的分速度; p、ρ、T、μ、μ_t 和 g_i 分别为压力、密度、温度、动力粘度、湍流粘度和重力。

湍流动能和湍动能耗散率守恒方程如下：

（3）

$$\frac{\partial \rho \varepsilon u_i}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial k}{\partial x_i}\right]+C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}(P_k+C_{3\varepsilon}G_b)-C_{2\varepsilon}\frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4)$$

$$G_b=\beta\frac{\mu_t}{Pr_t}\frac{\partial T}{\partial x_i}g_i;\mu_t=\frac{C_\mu\rho k^2}{\varepsilon} \quad (5)$$

（6）

式中：C_μ= 0.0845；σ_k= 0.7194；σ_ε= 0.7194；$C_{\varepsilon1}$ = 1.42；$C_{\varepsilon2}$= 1.68。

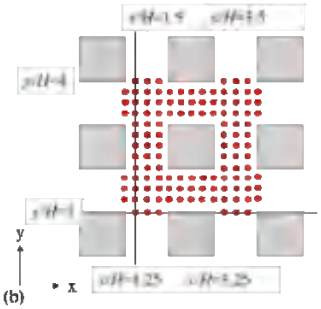
1.2 湍流模型验证

风场的湍流模型验证实验数据来源于日本建筑

协会的风洞实验[8]。图 1 (a) 显示了风洞中的建筑布置情况，每一个小方块代表一个建筑模型，其尺寸为 0.2m (D1) × 0.2m (W1) × 0.2m (H)。图 1 (b) 显示了在 X-Y 平面 z/H = 0.1 (风洞实验中 z = 0.02m) 处的 120 个测量点。最终模拟的速度结果将与这 120 点的实验测量风速值进行比较。



图 1 (a)九栋建筑模型布置图



(b)120 个监测点布置图

表 1 独立性检验的网格布置

编号	网格数(百万)	l/H*	y^+
$C_{ase\ a}$ (粗糙网格)	133	0.1	69.9
$C_{ase\ b}$ (中等网格)	379	0.015	10.7
$C_{ase\ c}$ (精细网格)	564	0.005	4.69

*l指的是网格第一节点到壁面的距离，H = 0.2m。

根据 COST Action 732 指南的建议[9]，对于验证和目标模拟的计算域有以下安排：计算域的入口边界、上边界和左右边界距离建筑群外边缘的距离均为 5H(H 为建筑最高高度)，出口边界距离建筑群背风侧 15H。最终计算域的大小为 25H × 15H × 6H。网格独立性验证的详细安排见表 1。

1.3 建筑架空物理模型

本文所研究的对象——建筑架空示意图如图 3 所示，单个建筑尺寸为 100 mm (D) × 100 mm (W) × 200 mm (H)，相邻建筑之间的距离为 100 mm (B)。架空支柱的尺寸为 20 mm (d) × 20mm (w)。沿着风吹过来的方向，将每列建筑从左到右依次命名为 C_1 到 C_5。表 2 显示了三种不同形态的建筑布局形式，Type 1 (无架空)，即所有的建筑均没有被架空；Type 2 (N-型)，C_2 和 C_4 列的建筑被架空 10mm；Type 3 (M-型)，C_2 和 C_4 列的建筑被架空 10mm，C_3 列的建筑被架空 20mm。

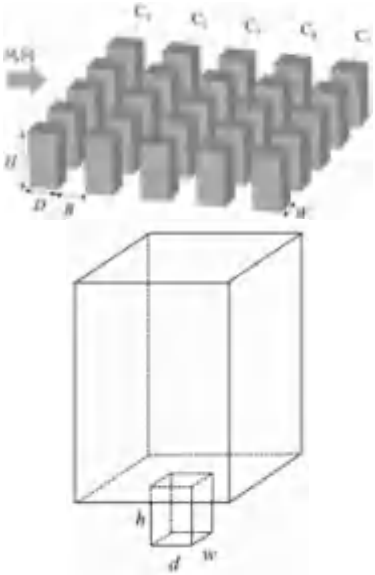
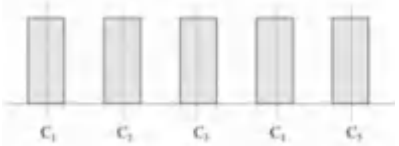
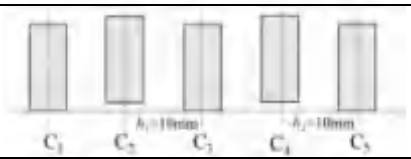
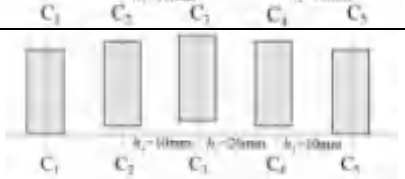


图 2 阵列建筑布局形式和架空建筑示意图

表 2 三种架空建筑形式的布置

编号	架空形式	架空高度
Type 1 (无架空)		h*=0mm
Type 2 (N-型)		h1*=10mm
Type 3 (M-型)		h1*=10mm h2*=20mm

1.4 边界条件

入口风廓线边界条件是根据实验测得的数据进行拟合所得到的，具体如下：

$$k(z)=\frac{\sigma_u^2(z)+\sigma_v^2(z)+\sigma_w^2(z)}{2}\cong\sigma^2(z)=(I(z)u(z))^2 \tag{8}$$

$$\varepsilon(z)=C_\mu^{0.5}k(z)\frac{du(z)}{dz};C_\mu=0.09 \tag{9}$$

式中，u(z)表示 z 高度处的风速值，uH = 3.65m/s。

图 3 为入口风廓线。计算域的入口边界条件为速度入口(采用 UDF 输入)，出口边界条件为 outflow，地面和墙壁为无滑移边界条件，其余面为对称边界条件。当 $y^+ < 5$ 时壁面采用增强壁面函数。

本研究均采用商用软件 ANSYS Fluent 16.0 进行计算。收敛准则为连续的残差为 10^{-5}，速度、湍动能及湍动能耗散率的残差为 10^{-6}。

2 结果分析

2.1 网格独立性检验的结果

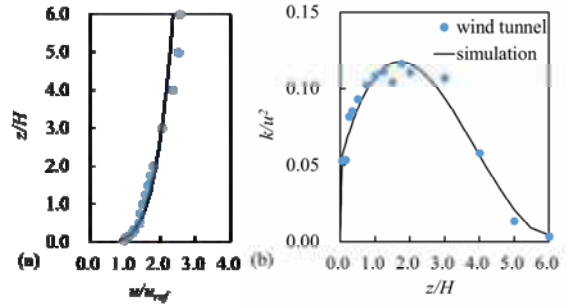


图 3 (a) 速度风廓线；(b) 湍动能风廓线

图 4 为 X-Y 平面 z/H = 0.1 处三条直线(x/H = 1.25, 3.5, 3.75)的速度分布。模拟结果与风洞实验实测结果吻合较好。Case b 和 Case c 的结果更接近风洞实验测量所得到的数据，模拟与风洞实验 120 个测量点的相关系数为 0.83。

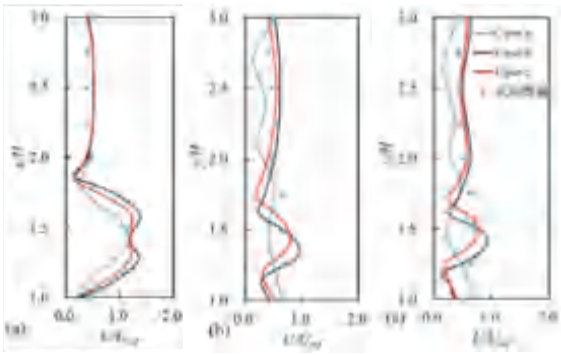


图 4 模拟值与风洞值对比：(a) x/H = 1.25；(b) x/H = 3.5；(c) x/H = 3.75

图 5 显示了 X-Y 平面 z/H = 0.025 (行人高度处)风速比的云图，风速比的定义为 $VR_w = u_p/u_{ref}$ (u_p 表示为点 p 处的风速值，u_{ref} 为参考风速 2.434m/s)。

2.2 架空支柱周围局部风速被放大

整体来看，三种类型风速度比云图分布相似，高风速比 (1.3-1.5) 集中在迎风侧第一列相邻两栋建筑之间，低风速比 (0-0.2) 主要分布在建筑背风侧的尾流区。VRW 在 0.4 左右集中在相邻建筑物之间，VRW 在 0.6 - 1 之间的值分布在远离建筑物阵列的区域。

风可以自由穿过由架空支柱所创造空间， N-型中第二列建筑物和 M-型第四列建筑下的 VRW 接近 0.5，表明在架空支柱周围有空气的扰动但是并不强烈。除这两列以外其他架空建筑下的风速比接近于 0，表示该处扰动非常微弱。对于相邻建筑之间区域周围的 VRW，N-型的 VRW 在 0.3 - 0.5 之间出现在第三列建筑之前，与 M-型的 VRW 完全不同，M-型的 VRW 出现在第三列建筑之后。

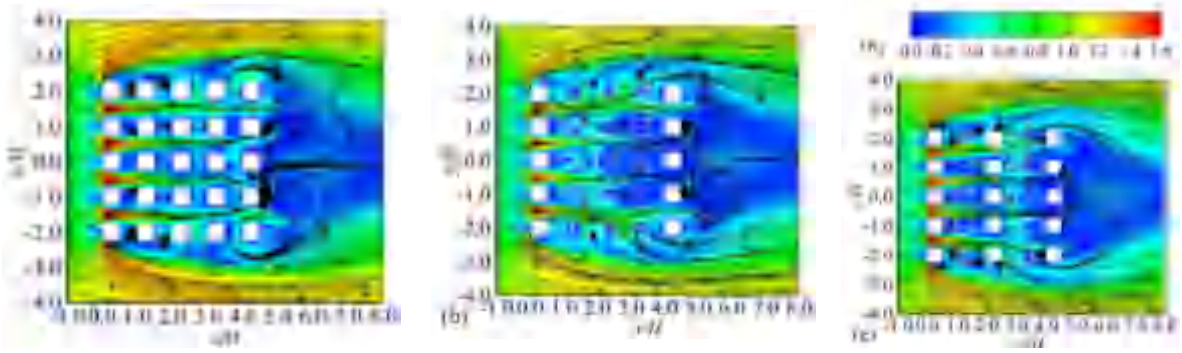


图 5 风速比云图，(a) 无架空；(b) N-型；(c)M -型

2.3 架空建筑下湍流强度较弱

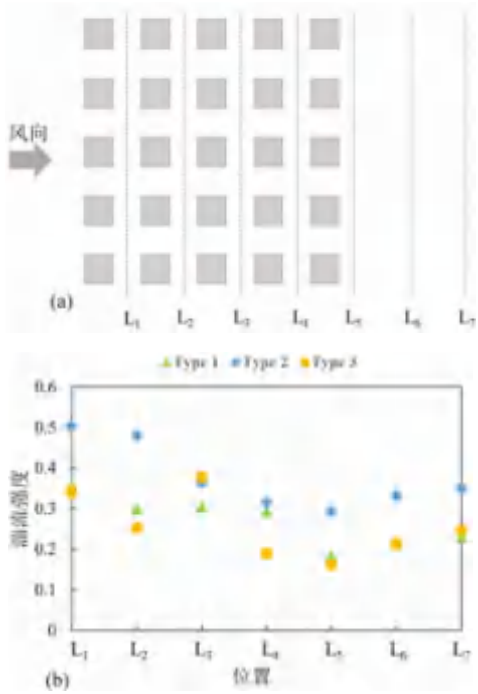


图 6 (a) 七条特征线位置；(b) 湍流强度平均值

图 6 (a) 显示的七条线分别是行人高度处 x/H = 0.75 (L_1)，1.75 (L_2)，2.75 (L_3)，3.75 (L_4)，4.75 (L_5)，5.75 (L_6)， 6.75 (L_7)，图 7 (b) 表示每条线上湍流强度的平均值。三种建筑形式的平均湍流强度在 L3 之前都较高 (N-型在 L1 处达到峰值 50%)，L_3 之后有所下降，L_5 之后又有所增加。其原因可能是入口气流附近风速越高，扰动越强。当风吹过多栋建筑后，风速逐渐减小，而在最后一列建筑物背风面出现回流，扰动增强。N-型的平均湍流强度是三种建筑形式中最大的 (只有在 L_3, 该值小于 M-型的平均湍流强度)。无架空建筑形式的湍流强度分布与 M-型相类似，其值大约在 20% - 30%左右。

图 7 显示了行人层高度处不同建筑形式周围湍流强度的云图。三种形式背风面的湍流强度均在 20% 和 30%左右，在第一列建筑物的两侧和迎风侧都有较高的湍流强度 (其值在 80%左右)，多数区域湍流强度在 60%以下。N-型中，湍流强度最低 (接近 0) 的深蓝色区域出现在第四列建筑物下。第二列建筑下架空支柱周围湍流强度增加到 60%。而 M-型的湍流强度分布情况完全不同。湍流强度出现在第四列建筑物下，低湍流强度区域聚集在第二列建筑架空支柱周围。结合图 5 的风速比云图来看，风速越大，湍流强度越大。

2.4 阵风安全性评估

阵风是指在短时间内无规律吹过的风。当阵风速度不大时对于行人没有太大影响，一旦风速过大可能会使人感到不适。阵风风速的数值大致等于风速仪所记录的峰值风速。

$$\hat{u}=u\times(1+aI(z)) \tag{10}$$

式中，$\hat{u}$表示阵风风速，u 为平均风速，$I(z)$为 z 高度处的湍流强度。a 为阵风系数，取 3.5[10]。

图 8 为 X-Y 平面 z/H = 0.025 处的阵风与参考风速的比值 ($\hat{u}/u_{ref}$) 分布廓线。第二列建筑物之间 $u/_{uref}$ 的值最大为 2.5 左右，两种架空建筑形式下 $u/_{uref}$ 大约在 0.5 - 1 之间。这种分布与归一化风速廓线的分布相似，表明这两个参数之间有很强的联系。

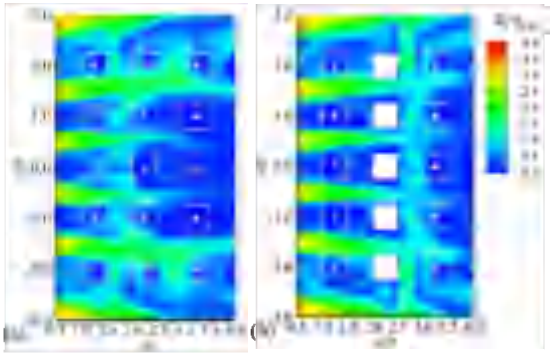


图 8 阵风分布云图；(a) N-型；(b) M-型

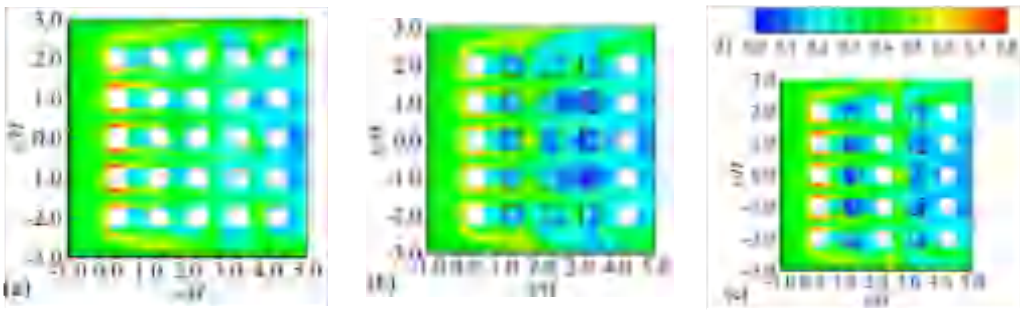


图 7 湍流强度云图，(a) 无架空；(b) N-型；(c)M -型

在炎热潮湿的夏季，当环境风速小于 1.5m/s，或风速过大将高处的物品刮落、扬起地面的灰尘和垃圾影响行人走路或休息。Du 等人[11]的研究提出基于香港的风舒适标准：能够让人接受的风速比为 $3.6/_{uref}$ (本研究中为 1.48)，无法忍受的风速比为 $7.6/_{uref}$ (本研究中为 3.12)以及危险的风速比为 $15/_{uref}$ (本研究中为 6.16)。显然本研究中阵风风速比的峰值为 3.5 左右，且仅限于靠近入口处的部分行人通道。至于架空支柱周围的阵风风速比均为 3 以下，是可以让人接受且安全的。

3 结语

使用稳态雷诺时均方法对三种有不同架空形式的街区形态的风速比、平均湍流强度和阵风风速分布进行了模拟分析。研究结果如下:

(1) 风可以自由地通过架空建筑下方，N-型第二列和 M-型第四列架空建筑行人区周围风速比较大，约为 0.5；

(2) 与其他两类建筑架空形式相比，N-型的平均湍流强度最大，约为 30% ~ 50%之间。无架空和 M-型建筑架空形式的湍流强度分布比较相似。

(3) 阵风与平均风速和湍流强度有较强的相关性，N-型和 M-型街区的阵风速度比在架空支柱周围均低于 3，是安全且可以接受的。

参考文献

[1] Akbari, H & Dionysia, Dionysia. Three decades of urban heat islands and mitigation technologies research [J], Energy and Buildings, 2016(133): 834-842.

[2] Liu, JL, Zhang, XL, Niu, J & Tse, K.T. Pedestrian-level wind and gust around buildings with a ‘lift-up’ design: assessment of influence from surrounding buildings by adopting LES [J], Building Simulation, 2019(12): 1107-1118.

[3] 刘建麟，牛建磊，张宇峰. 建筑架空高度及风向对行人微气候的影响评估[J]. 建筑科学, 2017，33（12）：117-124.

[4] Liu, JL, Niu, JL & Du, et, al. LES for pedestrian level wind around an idealized building array: Assessment of sensitivity to influencing parameters [J]. Sustainable Cities and Society, 2019(44), 406-415.

[5] Liu,JL & Niu, JL. Delayed detached eddy simulation of pedestrian-level wind around a building array-The potential to save computation resources [J]. Building and Environment. 2019(152), 28-38.

[6] Weerasuriya, A. U, Zhang, XL & Bin, Lu., et al. Optimizing lift-up design to maximize pedestrian wind and thermal comfort in ‘hot-calm’ and ‘cold-windy’ climates [J], Sustainable Cities and Society, 2020(50).

[7] ANSYS. (2015). ANSYS FLUENT Theory Guide.

[8] Architectural Institute of Japan. AIJ benchmarks for validation of CFD simulations applied to pedestrian wind environment around buildings, Tokyo, Japan: Architectural Institute of Japan. 2016.

[9] Franke, J, Hellsten, A & Schlünzen, H, et al. Best practice guideline for the CFD simulation of flows in the urban environment. COST Action 732: Quality assurance and improvement of microscale meteorological models. COST Office Brussels. 2007.

[10] Melbourne, W. H. Criteria for environmental wind conditions [J], Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 1978(3): 241–249.

[11] Du, Y. X, Mak, C. M. & Kwok, K., et al. New criteria for assessing low wind environment at pedestrian level in Hong Kong [J], Building and Environment. 2017(123): 23-36.

疫期局地风环境数值评估

——口袋公园的影响

钟佳定，刘建麟

（1.东华大学环境科学与工程学院，上海　201620；2.东华大学暖通空调研究所，上海　201620）

［摘　要］口袋公园在疫情期间就近提供了室外游憩空间以保障市民的身心健康，但其对周围风环境的影响值得深入探究。本文用 RNG k-ε 模型模拟了城市街区中口袋公园周围的行人风环境，并进一步分析了其中有无植被的影响。结果表明模拟与风洞实验的结果比对误差较小，既有的口袋公园设计能够放大行人局地风速比可达 60%，但公园内有无植被对风速比的影响较弱。

［关键词］行人风环境；街区；CFD 模拟；口袋公园

1. 引言

与新建成的城区相比，城市的中心区域常常显得过度拥挤。近年来，城市居民对更好的生活品质的追求成为了城市更新的动力来源。以香港为例，政府就将老旧的房屋改造为邻里间的口袋公园[1]，东京、上海的市区也存在这类区域。按照有无植被可大体将口袋公园分为两类。无植被公园可为居民提供举办活动或休闲娱乐的场所，而有植被公园在这些基础功能之外还能够起到调节城市微气候，帮助城市降温，以及缓解城市居民精神压力的作用。在新冠疫情期间，这些口袋公园为无法远行的市民提供了户外活动及接触自然的场所，起到了维持健康城市生活的重要作用。除了以上功能，类似建筑架空设计[2]，口袋公园还能影响周围的风环境，进而影响建筑散热，空气污染物及传染病菌等的风载扩散。已有实测研究证实了口袋公园周围可能存在较高的风速[3]，然而是否是口袋公园本身造成了局部高风速尚不完全明确，同时也暂无植物对口袋公园内空气流动影响的定量报道。本研究旨在通过基于 CFD 技术的对照研究模拟分析口袋公园对街区局部行人风环境的改善作用以及植物对该作用的影响，为后疫情时代健康城市的建设提供科学依据。

2. 模型与数值方法

本研究采用稳态雷诺时均（SRANS）方程式作为模拟的控制方程，选择以 RNG k-ε 湍流模型对方程进行闭合，并在控制方程中添加了相应源项，以模拟植物对空气流动的作用。在入口边界处参照文献[4]以指数律公式设置了入口风廓线，顶部及两侧边界设为对称边界，出口边界设为压力出口，底部边界设为无滑移边界。相关有效性验证结果见本文 3.1.小节。



图 1.三种局部街区算例：a)无公园; b)公园无植被; c)公园有植被

研究设置了无公园，公园无植被，及公园有植被（见图 1）三种局部街区算例。单栋建筑物的尺寸为 1H(x)×5H(y)×1H(z)，其中 H 为建筑物高度设为 0.2m，且建筑物间距为 1H。口袋公园的尺寸为 1H(x)×1H(y)×1H(z)。在有植被的公园中高度 0.5H 以下的空间由景观植被占据。为方便对比分析，对街道中的风环境进行采样，采样点均匀分布在街道中（见图 2）。

模拟计算域的尺寸为 25H(x)×15H(y)×6H(z)，域边界与局部模型的距离满足室外风工程模拟导则 COST Action 732[5]的推荐值，通过网格独立性比较，

资助项目：国家自然科学基金项目（No.52008079）

并考虑计算速度与经济性，确定网格数均为 160 万。模拟中采用 SIMPLEST 算法，并以二阶迎风格式及中心差分格式求解对流项和扩散项。模拟收敛标准均为各项残差值降到 10-5 以下。

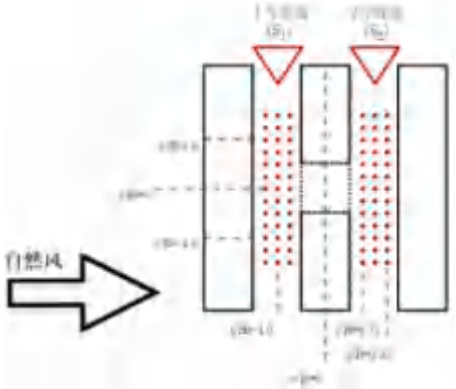
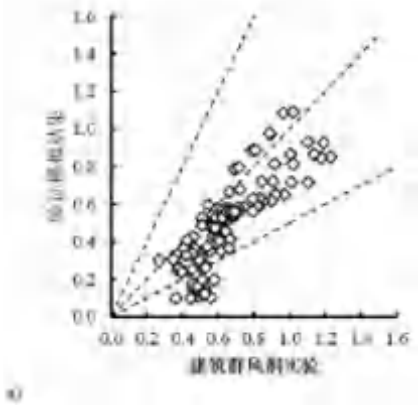


图 2.采样点的排布及街道的命名

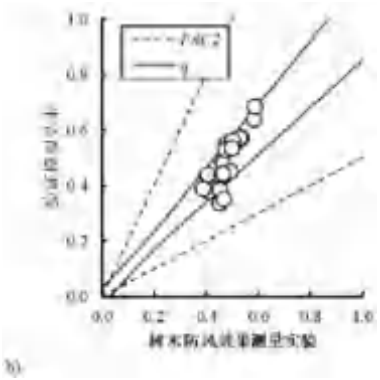
3. 结果讨论

3.1. 模型与方法的验证

本研究根据日本建筑学会（AIJ）公布的实验数据[6]验证了模型与方法的有效性。其中与九栋建筑群风洞实验数据的线性相关系数（R）达 0.83，与日本建筑学会公布的基准处在同一水平。与日本出云地区树木防风效果测量数据的相关系数 FAC2 与 q 分别为 1.0 及 0.8，优于文献中的模拟结果[7]。



a)建筑群风洞实验;



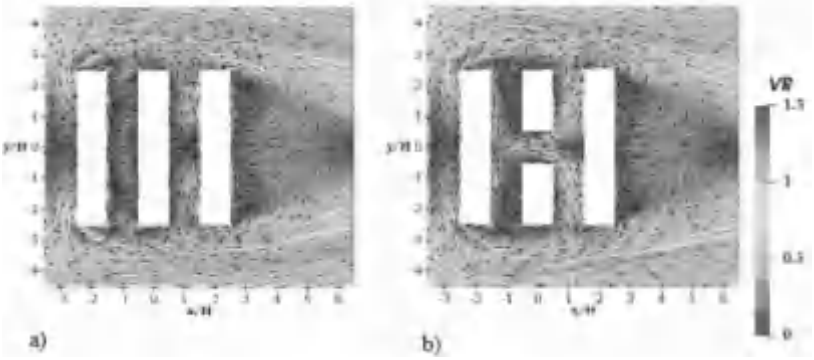
b) 树木防风效果测量实验

图 3.基于风速比例的验证结果:

3.2. 口袋公园对行人风环境的影响

模拟结果指出，无公园算例中，由平均风速比例（SVR，平均风速/参考风速）表示的行人风环境仅为 0.21，表明此处的行人风环境极大地受到周围建筑物的影响。在街区中设置了公园后，SVR 提升最高可达 60% ，最高增加到了 0.336。

无公园算例中较低的 SVR 是因为迎风侧的建筑物阻挡了来流风并形成了尾流区域。街道 S1 就处于该建筑尾流区域内，如图 4-a) 所示，街道 S1 所处的区域呈蓝色，表明此处空气流动较为缓慢（街道内 SVR 为 0.155）。根据图中流线可以看出，街道 S1 内主要的空气流动方向垂直于街道朝向。考虑到街道的宽高比为 1.0，判断街道内的横向气流是街谷涡旋的一部分。这样由街谷涡旋主导的气流能够加快空气污染物的清除，但同时也导致污染物在建筑物背风面聚集，危害行人身体健康。在图 4-a)中，S1 内建筑物背风面的区域呈现出深蓝色，证实空气确实滞留在此处。此外，在 S1 街道的两端，由于街道内的横向气流与街口处的涡流相互叠加，形成了螺旋状的气流。这样的气流能够混合来流风与街道内空气，从而稀释街道内空气污染物的浓度。



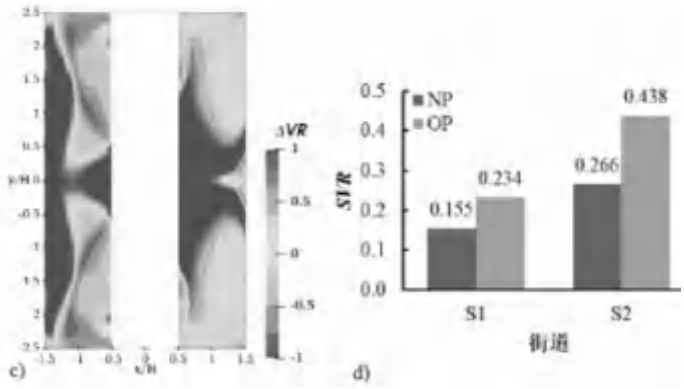


图 4. 街区内行人高度的风速比例云图：a) 无公园；b) 公园无植被；c) 不同算例行人风环境间的风速比差；d) 单个街道内的行人风环境，NP：无公园，OP：公园无植被

街道 S2 处在建筑尾流的边缘区域，此处回流气流将来流风导入到街道内。街道内部的空气流动方向与街道朝向平行，但有两股气流相向流动。两股气流在街道的中段汇集，并形成了凝滞的气团（见图 4-a)）。在气团对行人风环境的负面影响下，S2 的 SVR 还是明显高于 S1 的 SVR（分别为 0.266 与 0.155），但明显低于公园算例中 S2 的 SVR（无植被算例中为 0.438，有植被算例中为 0.434）。口袋公园将 S2 中滞留的空气导入街道 S1，缩小了 S2 中凝滞气团的体积，提升了 S2 的 SVR（在图 4-b) 中可以观察到深蓝色区域缩小了）。在新导入的气流的影响下，原本街道 S1 中存在的空气滞留区域消失了，证明在口袋公园的作用下街道 S1 内的空气污染物能够被更加有效地清除。

综上所述，可以从两个方面来总结口袋公园对街区行人风环境的改善作用：1）在街道 S2 内，由于凝滞气团的收缩，空气流动受到更少阻力；2）口袋公园将气流从 S2 导入到了 S1 内，提升了 S1 的平均风速（SVR 由 0.155 提升至 0.234 或 0.215），并且避免了空气污染物在建筑背风面积累。

3.3. 有无植被对公园改善风环境作用的影响

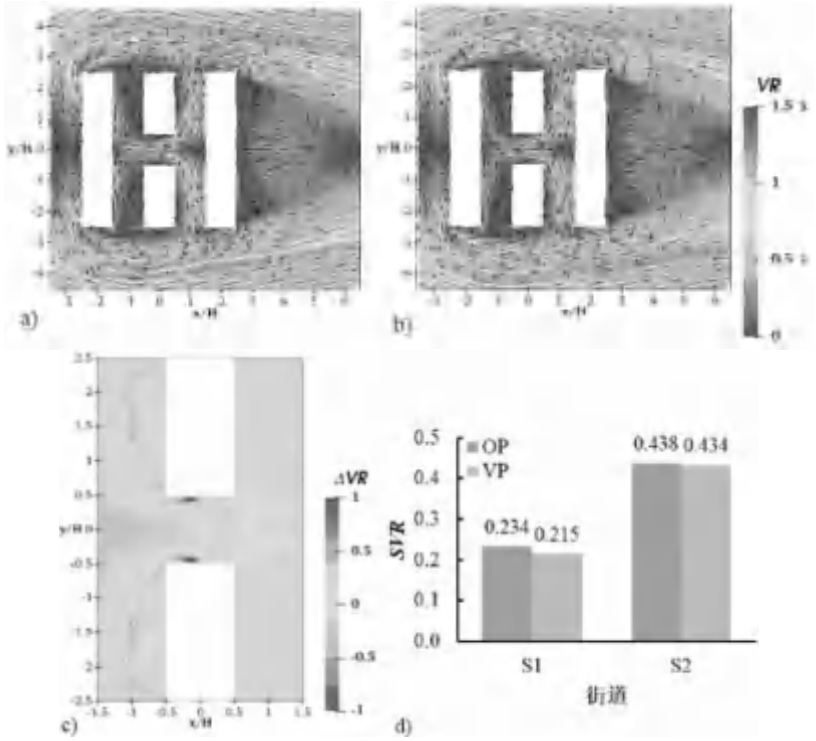


图 5. 街区内行人高度的风速比例云图：a) 公园无植被；b) 公园有植被；c) 不同算例行人风环境间的风速比差；d) 单个街道内的行人风环境，OP：公园无植被，VP：公园有植被

公园有植被算例中测得的 SVR 为 0.324，以 3.6% 的差距稍稍弱于公园无植被算例（SVR=0.336）。虽然两个算例中的行人风环境在风速上稍有不同，但空气流动基本上呈现相同的特征。图 5-c)标记出了两个算例中风环境之间风速比差别。可以观察到在公园的下风向形成了一块风阴影区。在风阴影区中，最大风速比差（ΔVR）为-0.4，表明风在穿过公园内的植物后最高将失去近一半的速度，但仍没有观察到在空气流动特征上有明显的变化。该结果与前人研究结果一致[8]，既植物主要影响风速的强弱，但不明显改变空气流动的特征。

4. 结论

本文通过数值模拟探究了口袋公园对街区局部行人风环境的影响以及公园中有无植被的作用。主要结论包括：

（1）稳态模拟下，RNGk-ε 模型能给出与风洞实验吻合度较高的结果。同时，传统无公园街区的行人区风速比为 0.21，改建为口袋公园后最高能使行人区风速比得到 60%的提升。

（2）公园有植被的行人区风速比为 0.324，相较于公园无植被算例下降了 3.6%，表明既有口袋公园设计内有无植被对局部行人风环境的影响不明显。可以认为，在主导风向垂直于街道朝向的街区时，可以忽略公园中植被对周围行人风环境的影响。

以上研究结论是基于理想街区和有限植被率设计下的稳态模拟结果，更多特殊工况有待深入分析，但文中对口袋公园影响周围风环境的结果为后疫情时代健康城市的规划设计提供了参考依据。

参考文献

[1] C.Y. Jim, M.W.H. Chan, Urban greenspace delivery in Hong Kong: Spatial-institutional limitations and solutions, Urban For. Urban Green. 18 (2016) 65-85.

[2]刘建麟，牛建磊，张宇峰.建筑架空高度及风向对行人区微气候的影响评估[J].建筑科学, 2017, 33(12): 117-124.

[3] S.S. Lau, P.Y. Lin, H. Qin, A preliminary study on environmental performances of pocket parks in high-rise and high-density urban context in Hong Kong, International Journal of Low-Carbon Technologies 7(3) (2012) 215-225.

[4] J.L. Liu, X.L. Zhang, J.L. Niu, K.T. Tse, Pedestrian-level wind and gust around buildings with a 'lift-up' design: Assessment of influence from surrounding buildings by adopting LES, Build. Simul. 12(6) (2019) 1107-1118.

[5] J. Franke, A. Hellsten, H. Schlünzen, B. Carissimo, Best Practice Guideline for the CFD Simulation of Flows in the Urban Environment 732, University of Hamburg, Hamburg, Germany, 2007.

[6] Architectural Institute of Japan, AIJ benchmarks for validation of CFD simulations applied to pedestrian wind environment around buildings, Architectural Institute of Japan, Tokyo, Japan, 2016.

[7] Y. Qi, T. Ishihara, Numerical study of turbulent flow fields around of a row of trees and an isolated building by using modified k-ε model and LES model, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 177 (2018) 293–305.

[8] R. Buccolieri, A.P.R. Jeanjean, E. Gatto, R.J. Leigh, The impact of trees on street ventilation, NOx and PM2.5 concentrations across heights in Marylebone Rd street canyon, central London, Sust. Cities Soc. 41 (2018) 227-241.

佩戴口罩影响行人室外热舒适性的初探

焦　娇，刘建麟，胡　蓉

（1.东华大学环境科学与工程学院，上海　201620；2.东华大学暖通空调研究所，上海　201620）

［摘　要］城镇居民新冠疫情期间需佩戴口罩外出已常态化，这给探究行人室外热舒适提出了新挑战。本文通过在夏热冬冷的上海开展室外热环境测试及受试者问卷调研，以探究佩戴一次性医用口罩对行人室外热舒适的影响。研究给出了受试者皮肤温度的动态变化、平均热感觉投票、平均热舒适投票、平均愉悦度投票与生理等效温度之间的关系，结果初步表明佩戴口罩影响热感觉显著，尤其是 70.8%的受试者行走时感到面部和胸部不舒适。同时，受试者热感觉与生理等效温度的相关性为 0.49，表明该热舒适指标在此特定工况下值得进一步修正。

［关键词］室外热舒适；行人热感觉；一次性医用口罩；生理等效温度（PET）

0 引言

高密度的人口、建筑和交通使得城市热环境不断恶化[1]，然而良好的户外空间品质会极大地提高人们进行散步、晒太阳、晨练等活动的频率，研究[2]表明，户外活动有效帮助人们产生正面情绪，促进身心健康。此外，更多的户外活动还可以降低空调和人工照明的建筑能耗[3]。因此，探究室外热舒适非常重要。行人室外热舒适是一个受多种因素影响的复杂问题，环境因素、生理因素和心理因素相互作用直接影响室外热舒适 [4]。自 2020 年初新冠疫情发生以来，口罩因其为新冠防控中非常重要的一环逐渐成为研究热点[5]，城镇居民外出进行购物、通勤等日常活动时已习惯佩戴口罩，这给探究行人室外热舒适提出了新挑战。目前研究者主要聚焦于提高口罩材料对病毒及污染物的防护性能[6]，本文从佩戴口罩者热感觉与热安全的视角出发，探究口罩对其室外热舒适性的影响。

1 实验方法

1.1 实验地点

本实验从 2020 年 11 月 7 日至 2020 年 12 月 6 日在夏热冬冷气候典型城市上海开展，受试者从起点 1 出发途经地点 2 到终点 3，再原路折返回起点 1（图 1）。

1.2 实验仪器



图 1 实验地点

在起点和终点分别放置一台 HOBO 微气象站，用于记录 1.1 米高度的空气温度（Ta）、相对湿度（RH）、太阳辐射（SR）和 2 米高度的风速（Va），每分钟记录一次读数。实验过程中使用 iButton 测量皮肤温度和心率带测量心率，每两分钟记录一次读数。实验仪器的详细资料见表 1，所有的仪器要求符合 ISO 7726[7]。

基金项目：国家自然科学基金（No.52008079）。

表 1　实验仪器的详细参数

测量参数	仪器型号	测量范围	测量精度
空气温度（Ta）	S-THB-M002	-40℃～75℃	±0.21℃（0℃～50℃）
相对湿度（RH）	S-THB-M002	0～100%（-40℃～75℃）	±2.5%（10%～90%）
太阳辐射（SR）	S-LIB-M003	0～1280 W/m2	±10 W/m2 或者±5%
风速（V_a）	S-WSB-M003	0～75m/s	±1.1 m/s 或者±4%
皮肤温度	DS1922L	-40℃～85℃	±0.5℃
心率	宜准（EZON）	40～220bpm	±1 bpm

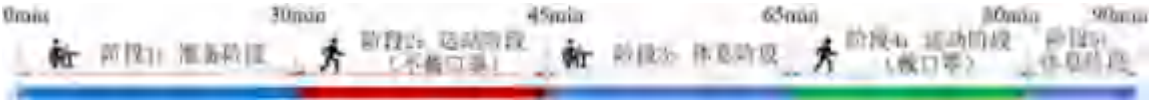


图 2 实验流程图

表 2　受试者的生理信息

年龄（岁）			身高（m）			体重（kg）		
最小值	最大值	平均值	最小值	最大值	平均值	最小值	最大值	平均值
18	23	21	1.6	1.9	1.7	47	89	65

1.3 实验流程

一组实验耗时 90 分钟，我们将实验分为 5 个阶段（图 2）。第一阶段为准备阶段，受试者静坐 30 分钟；第二阶段为运动阶段，受试者被要求行走 15 分钟；第三阶段为受试者休息 20 分钟；第四阶段为受试者佩戴一次性医用口罩行走 15 分钟；第五阶段受试者休息 10 分钟。受试者以 0.9m/s（很慢地走）、1.2m/s（慢走）和 1.8m/s（快走）三种不同速度行走，过程中使用行者骑行 APP 来控制速度，保持匀速。

1.4 受试者问卷调查

本实验共招募了 13 名健康的受试者，包含 7 名女性受试者和 6 名男性受试者 ，每名受试者参与 1～3 组实验，受试者的服装热阻平均值为 1.15clo。表 2 列举了受试者的一些生理信息。

本实验使用问卷星发放电子问卷，总共回收 528 份有效问卷。受试者调查问卷总共分为三部分，第一部分为受试者的基本信息，包含受试者年龄、身高、体重、服装和活动状态等，第二部分包含受试者的热感觉投票（TSV）、热舒适投票（TCV）和愉悦度投票（PV）相关问题，第三部分为受试者环境参数偏好投票。

1.5 数据分析方法

1.5.1 皮肤温度

在人体的各种生理参数中，皮肤温度是最常用的一种[8, 9]，皮肤在人体热调节过程中发挥着重要作用，影响人体热舒适。本次实验采用 iButton 测量 14 个身体局部部位的皮肤温度（图 3），全身平均皮肤温度由 14 个局部部位的皮肤温度平均而来[10]。

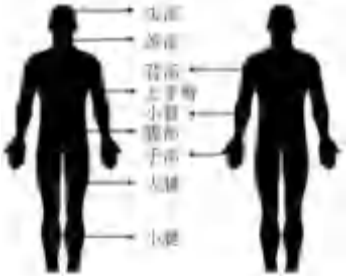


图 3 身体局部部位测量点

1.5.2 代谢率

代谢率也是影响热舒适的重要参数之一。Zhai 等[11]实验结果表明测量的代谢率与现有的标准存在差异，本次实验的代谢率选择由心率计算而来[12],其表达式为：

$$M' = \frac{M_0 \cdot HR}{HR_0} + M_0 \qquad (1)$$

式中，M'—代谢率，w/m^2；

M_0—初始状态下的代谢率，w/m^2；

H_R—心率，bpm；

HR_0—初始状态下的心率，bpm；

RM—每单位代谢率心率的增加。

2 结果与讨论

2.1 局地热环境参数分布

热环境参数包含空气温度（T_a）、相对湿度（RH）、太阳辐射（SR）和风速（V_a），图 4 显示了实验期间的热环境参数条件。实验期间日平均空气温度最低 6.3℃，最高 23.7℃，太阳辐射最低为 37.1W/m^2，最

高为 384.2W/m^2，2 米高日平均风速最小为 0.54m/s，最大为 6.52m/s，日平均相对湿度最低为 24.1%，最高为 73.3%。

2.2 受试者生理参数

2.2.1 皮肤温度

皮肤温度可连接室外热环境与个人热感觉，对平均热感觉投票（MTSV）与全身平均皮肤温度（T_{msk}）进行简单的线性回归（图 5（a））。MTSV 和 T_{msk} 具有较好的线性相关性，相关系数 R^2=0.75，全身平均皮肤温度每变化 1℃，MTSV 则相应的变化 0.25 个单位。当 MTSV=0 时，T_{msk}=33.8℃。

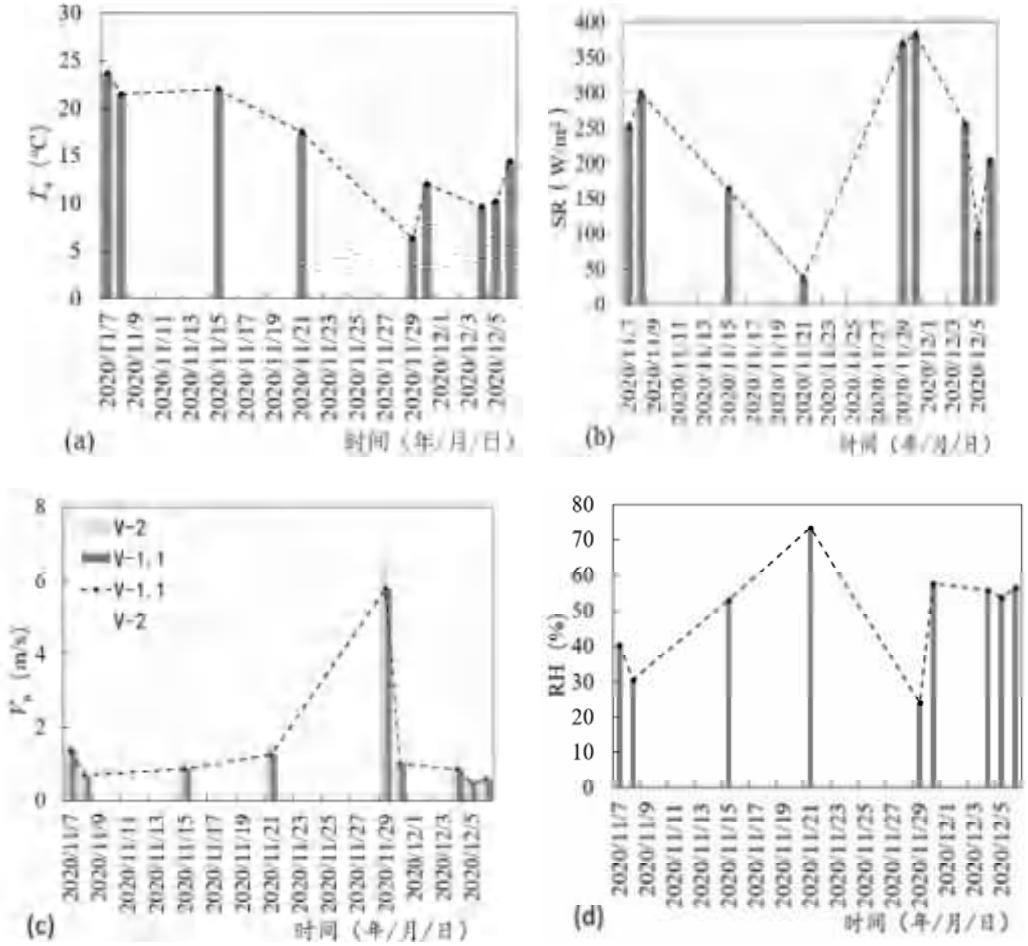


图 4 热环境参数趋势图：(a)空气温度 (b)太阳辐射 (c)风速 (d)相对湿度

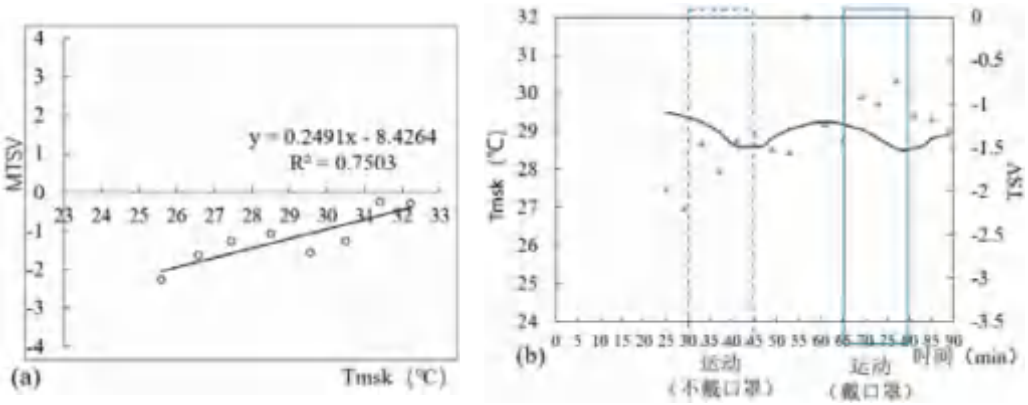


图 5 全身平均皮肤温度和热感觉投票（TSV）（a）回归（b）随时间变化

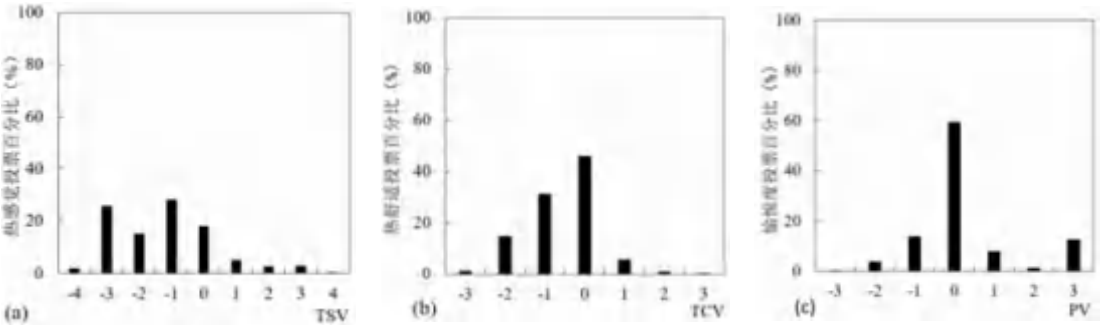


图 6（a）整体热感觉投票 （b）整体热舒适投票 （c）整体愉悦度投票

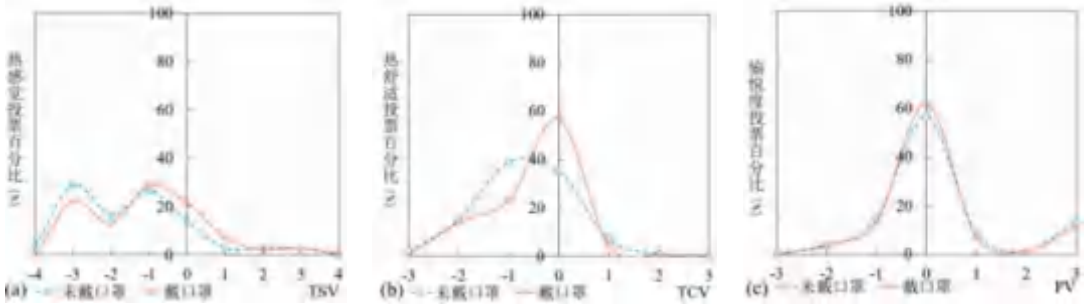


图 7 佩戴口罩与否:（a）热感觉投票 （b）热舒适投票 （c）愉悦度投票

图 5（b）描述了实验过程中受试者全身平均皮肤温度和热感觉投票的动态变化。受试者在运动期间全身平均皮肤温度呈下降趋势，这是因为运动期间，受试者周围对流扰动增强，受试者的皮肤排出汗液，停止运动时，受试者的全身平均温度立即上升。 受试者佩戴一次性医用口罩运动时的热感觉投票明显高于未佩戴口罩运动时的热感觉投票，佩戴一次性医用口罩有效提高受试者的热感觉。

2.2.2 代谢率

表 3 为本实验和 ASHRAE 55 标准中三个不同行走速度的代谢率，本实验的代谢率与标准中的代谢率值存在差异，佩戴一次性医用口罩运动时代谢率与 ASHRAE 55 规定的代谢率值差异更加显著，而且快走的代谢率在标准中明显被低估。

表 3 受试者代谢率

	很慢地走（0.9m/s）	慢走（1.2m/s）	快走（1.8m/s）
ASHRAE（met）	2.00	2.60	3.80
本实验 — 未戴口罩（met）	2.21	2.67	4.36
本实验 — 戴口罩（met）	1.97	2.38	5.11

2.3 受试者热感觉与热舒适

图 6 为受试者的整体热感觉、热舒适和愉悦度投票，受试者的热感觉多数偏冷（TSV= -1、-2、-3、-4），占比为 70.8%，受试者热舒适投票选择适中（TCV=0）的比例最高，占比 47.2%。受试者的愉悦度投票选择 PV= -1、-2 和-3 的比例明显高于选择 PV= 1、2 和 3 的比例。

表 4 为佩戴一次医用口罩和未佩戴口罩的 TSV、TCV 和 PV 的独立性 t 检验结果，当 $p<0.05$ 时表示两者差异显著。佩戴一次性医用口罩和未佩戴口罩的受试者的 TSV 和 TCV 存在显著差异，PV 无明显差异。图 7 为佩戴一次性医用口罩和未佩戴口罩的受试者的热感觉、热舒适和愉悦度投票。佩戴口罩的受试者选择偏冷热感觉的占比 64.8%明显低于未佩戴口罩的占比 76.9%。同时佩戴一次性医用口罩的受试者热舒适投票选择非常不舒适、不舒适和稍不舒适的比例 37.9%也明显低于未佩戴口罩的比例 56.4%。在寒冷的冬季，佩戴一次性医用口罩可以提升人们的热感觉，提高人们的热舒适度。

表 4 佩戴口罩与否的独立性 t 检验结果

	TSV	TCV	PV
P 值	0.001	0.009	0.624

70.8%佩戴一次性医用口罩的受试者以不同速度行走时感到面部和胸部不舒适（图 8），口罩影响受试者的呼吸，受试者呼出的水蒸气无法及时排出口罩外。图 9 表示受试者对温度、湿度、风速、太阳辐射、空气质量和噪音的期望，受试者期望改善风速条件的比例最高。在冬季，受试者多数期望温度升高，风速减弱。未佩戴一次性医用的受试者全部期望风速减小，但是佩戴一次性医用口罩的受试者出现期望风速增大的情况，多数受试者对于湿度、太阳辐射、空气质量和噪音期望保持不变。

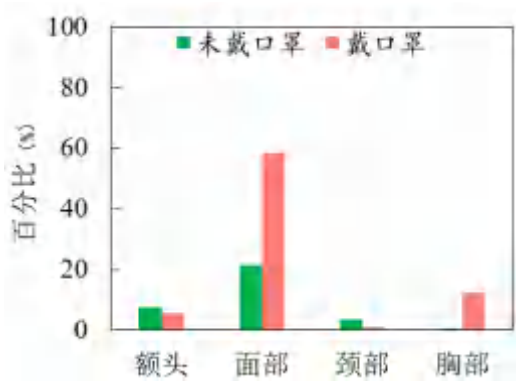


图 8 佩戴口罩的受试者感觉不舒服的部位

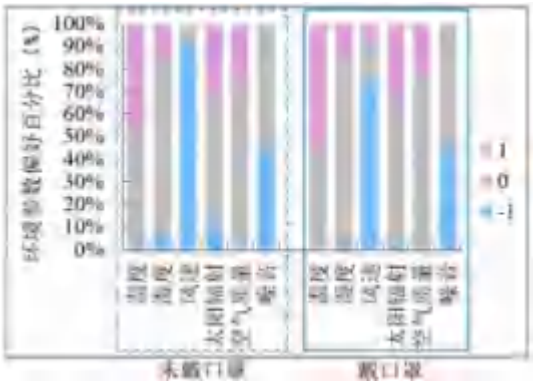


图 9 受试者环境参数偏好

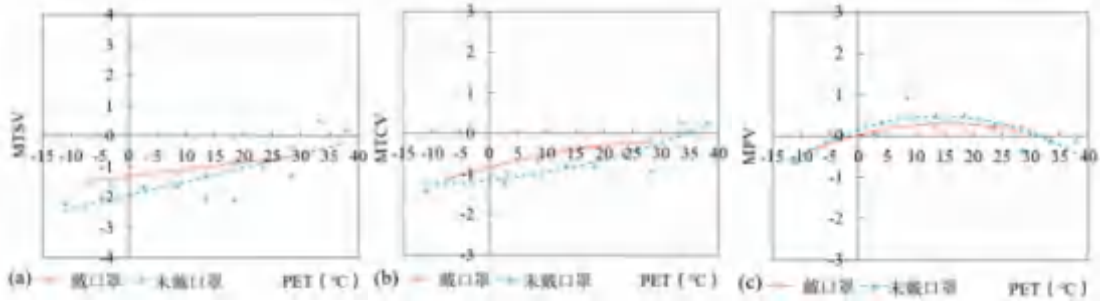


图 10 PET 关系图:（a）MTSV （b）MTCV （c）MPV

2.4 受试者热舒适与热指标 PET 结果差异

PET 被广泛应用于评价室外热舒适[13]，以 1℃的 PET 为一区间做与 MTSV、MTCV 和 MPV 的关系图（图 10）。图 10（a）中佩戴一次性医用口罩的线性回归表达式为 y=0.0231x-1.3193，相关性 R^2=0.49，未戴口罩的线性回归表达式 y=0.0451x-1.9431，相关性 R^2=0.60，未佩戴口罩的受试者的 MTSV 与 PET 的相关性更显著，热感觉变化更加敏感，在同一 PET 下，佩戴一次性医用口罩的受试者的 MTSV 更高；图 10（b）与（c）中 PET 与 MTCV、MPV 成抛物线关系，佩戴一次性医用口罩的受试者更加舒适，但是愉悦度比未佩戴口罩的受试者低。

3 结论

为了探究一次性医用口罩对行人室外热舒适的影响，在夏热冬冷气候典型城市上海开展热环境测试及受试者问卷调研，研究结果如下：

（1）ASHRAE 55 标准中 1.8m/s 的代谢率为 3.80 met，本实验佩戴一次性医用口罩受试者 1.8m/s 行走的代谢率为 5.11met，活动强度越高测得的代谢率与 ASHRAE 55 标准规定的差异越大，高强度活动情况下佩戴口罩的代谢率对室外热舒适性的影响在未来值得深入研究。

（2）佩戴一次性医用口罩的受试者与未佩戴口罩的受试者的热感觉和热舒适投票差异性显著，佩戴一次性医用口罩有效提高受试者热感觉，特别是 70.8%的受试者行走时还感到面部和胸部部位不舒适。

（3）佩戴一次性医用口罩的受试者热感觉与 PET 相关性为 0.49，未佩戴口罩的相关性为 0.60，热舒适指标 PET 在此特定工况下值得进一步修正。

参考文献

[1] 刘蔚巍，邓启红，连之伟. 室外环境人体热舒适评价[J]. 制冷技术，2012，32(1): 9-11.

[2] Abraham, A, Sommerhalder, K, Abel, T. Landscape and well-being: a scoping study on the health-promoting impact of outdoor environments[J]. International Journal of Public Health, 2010, 55(1): 59-69.

[3] Niu, J, Liu, J, Lee, T-C, et al. A new method to assess spatial variations of outdoor thermal comfort: onsite monitoring results and implications for precinct planning[J]. Building and Environment, 2015, 91:263-270.

[4] Lai, D.Y, Lian, Z. W, Liu W. W, et al. A comprehensive review of thermal comfort studies in urban open spaces[J]. Science of the Total Environment, 2020,742:140092.

[5] Lewis, D. Coronavirus outbreak: what's next![J].

Nature, 2020,578(7793):15-16.
[6] 陈凤翔, 翟丽莎, 刘可帅, 等. 防护口罩研究进展及其发展趋势[J]. 西安工程大学学报. 2020，34(02): 1-12.
[7] ISO. International Standard 7726. Thermal environment-instruments and method for measuring physical quantities. Geneva: International Standard Organization, 1998.
[8] Lan, L, Xia, L, Tang, J, et al. Mean skin temperature estimated from 3 measuring points can predict sleeping thermal sensation[J]. Building and Environment, 2019, 162:106292.
[9] Xie, Y, Liu, J, Huang, T, et al. Outdoor thermal sensation and logistic regression analysis of comfort range of meteorological parameters in Hong Kong[J]. Building and Environment, 2019, 155:175-186.
[10] ISO 9886: 2004. Ergonomics—Evaluation of thermal strain by physiological measurements. 2004.
[11] Zhai, Y, Li, M, Gao, S, et al. Indirect calorimetry on the metabolic rate of sitting, standing and walking office activities[J]. Building and Environment, 2018, 145:77-84.
[12] Zhang, Y, Liu, J, Zheng, Z, et al. Analysis of thermal comfort during movement in a semi-open transition space[J]. Energy and Buildings, 2020, 225: 110312.
[13] Fang, Z, Feng, X, Liu, J, et al. Investigation into the differences among several outdoor thermal comfort indices against field survey in subtropics[J]. Sustainable Cities and Society, 2019, 44: 676-690.

基于光谱信息的玻璃二次传热模型研究

叶　盛，薛　鹏，沈　意，赵一凡

（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］窗户是建筑围护结构的重要组成部分，减小窗玻璃传热是实现建筑节能的主要途径之一。玻璃的传热分为三个部分，以温差传热和太阳辐射透射为主，二次传热量在传统玻璃总传热量中所占比例较小，这部分通常采用简化方法进行计算。随着光谱选择性玻璃的应用，其对透射辐射削弱的同时会使自身温度升高，二次传热显著加强，传统方法已经不能满足计算需求。本文以电致变色玻璃为例，分别建立玻璃系统的光学和热工模型，计算出玻璃系统的光谱吸收率和二次得热因子，并通过光谱仪测量出室外逐时太阳光谱辐照度，综合三者计算出二次得热量，并与实验值进行比较。结果表明二次传热模型计算出的二次得热量与实测值吻合较好，着色状态和透明状态误差分别为 3.25%和 2.64%。本研究中的二次传热模型将为光谱选择性玻璃的广泛应用和人居热环境的精准营造提供理论基础和技术依据。

［关键词］玻璃；二次传热；光学；热工；光谱辐照度

1 引言

窗户是建筑围护结构的重要组成部分，起到了连接室外环境营造室内环境的作用，同时也是建筑八字方针（适用、经济、绿色、美观）的重要外在体现[1]。伴随着玻璃材料在建筑中的大量使用，窗户依然是建筑节能改造中的薄弱环节，经统计发现，由外窗等透光围护结构传热带来的负荷占整个建筑空调总负荷的 60~70%[2]。因此，在满足室内采光、通风等需求下，尽量减少外窗传热是实现建筑节能的主要途径之一。

玻璃是窗户主要构成部件，对窗户传热起着主导作用，其传热过程包含温差传热和太阳辐射得热两部分，并分别以 K 值和 SHGC（solar heat gain coefficient）值作为传热特性参数。太阳辐射得热中，一部分直接透过玻璃进入室内，称为太阳辐射透射热量；另一部分热量被玻璃吸收，反映在自身温度的提升，并最终以辐射和对流的形式将热量传递到室内和室外，这个过程称为二次传热过程，其中传入室内的部分为二次得热量[3]。随着材料的技术革新，为降低玻璃的太阳辐射得热量，光致变色、电致变色、热致变色等具有动态调控光谱透射性的玻璃相继推广应用，其主要目的是通过改变着色状态来降低透射辐射得热量（主要针对近红外辐射波段的削弱），而着色状态的高吸收率导致玻璃表面温度超过 60℃[4]，二次传热得热量显著加剧[5]。

目前，研究学者大多采用模拟手段对光谱选择性玻璃二次传热过程进行探究，在 EnergyPlus、DeST、VISION 等软件中[6]，求解核心均为基于简化的计算方法[7]：方法一，将二次得热量考虑为温差传热的一部分，相当于室外空气温度增值，以“综合温度”的形式考虑到传热计算中，但是无法从机理上准确求解和分析；方法二，采用平均吸收率计算玻璃吸收的太阳辐射热量，并根据玻璃内外表面传热热阻的相对大小（即二次得热因子）来计算二次得热量。然而，对于光谱选择性窗户，平均吸收率已经不能准确反映玻璃内部对室外太阳辐射光谱的吸收情况[8]，并且由于室外实际光谱与标准光谱（AM1.5）存在明显差异[9]，导致在实际光谱条件下计算出的二次得热量与标准光谱下出现较大偏差。与此同时，由传热原理可知[10]，在稳态传热过程中，玻璃的传热量与传热热阻成反比，而在非稳态传热过程中，这一关系则不成立。

本文研究旨在精确求解光谱选择性玻璃的二次传热过程，以电致变色玻璃（EC）为例，分别建立包含光谱信息的光学模型和动态双向传热模型。基于现场测量，得出 EC 玻璃的二次传热变化规律并对理论模型进行验证，完成二次传热模型的建立，为光谱选择性玻璃的广泛应用和人居热环境的精准营造提供理论基础。

2 理论模型与实验测量

由二次传热定义可知，其传热过程受三方面因素影响：太阳光谱辐照度、光谱吸收率和二次得热因子。光学模型中，通过界面能量守恒法可计算出 EC 玻璃系统各部分的光谱吸收率；热工模型中，首先根据动态传热方程求解玻璃系统各部分的温度变化规律，其

次由双向传热规律得出玻璃各个部分逐时刻二次得热因子；通过光谱仪测量室外逐时的太阳光谱辐照度，综合三者计算玻璃的二次得热量。

2.1 光学模型

在 EC 透过体系中，当某一入射角的光线透过外层玻璃，经界面 2（图 1）折射进入 EC 薄膜，光线被薄膜光谱选择性吸收，再经过界面 3 和界面 4 分别进入氩气层和内玻璃层，最终进入室内。由于 EC 玻璃系统由四部分组成，光线在 EC 玻璃中的传输过程较为复杂，难以准确追踪，本文采用界面能量守恒法[11]计算玻璃体系的光谱吸收率。

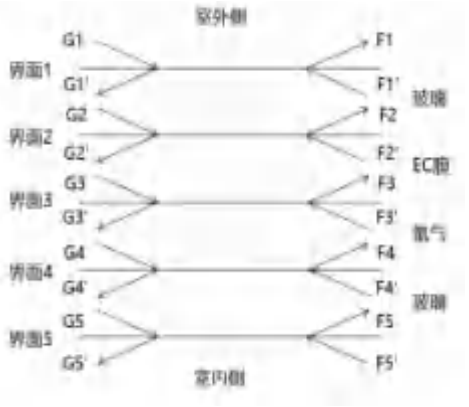


图 1 光学透射示意图

对于界面 K，进入和离开界面的辐射能量相等：

$$G_K + F_K^{'} = G_K^{'} + F_K \tag{1}$$

其中，G_K 为一侧界面投入的能量；$F_K^{'}$ 为另一侧界面投入的能量；$G_K^{'}$ 为 G_K 透过界面的能量与 $F_K^{'}$ 中被反射的能量之和；F_K 为 $F_K^{'}$ 透过界面的能量与 G_K 中被反射的能量之和。假设各界面的正、反向百分比 rK 均相等，根据菲涅尔定律可计算，如式（2）所示。当光线从折射指数为 n_1 的介质进入折射指数为 n_2 的介质时，入射角为 i_1，则折射角 i_2 为：

$$r_K = \frac{1}{2}\left[\frac{\sin^2(i_2 - i_1)}{\sin^2(i_2 + i_1)} + \frac{\tan^2(i_2 - i_1)}{\tan^2(i_2 + i_1)}\right], i_2$$

$$= \arcsin\left(\frac{n_1}{n_2}\sin i_1\right) \tag{2}$$

根据 Bouguer 定律，辐射能量在各层介质的透射率 τK→K+1 如（3）所示：

$$\tau_{K\to K+1} = \exp(-k_{eff}(\lambda)L) \tag{3}$$

式中，λ 为波长，nm；K_{eff} 为消光系数，mm^{-1}；L 为光线在介质中的传递路程，mm。

将室内简化成一层等效集热板，该集热界面为第 6 层界面，假设透过的太阳辐射全被室内吸收，根据递推公式[11]可逐次计算各界面的反射百分比和各介质的透射率：

$$\begin{cases} \beta_K = 1 - \varphi_K(1 - \beta_K^{'}) \\ \varphi_K = \dfrac{1 - r_K}{1 - r_K\beta_K^{'}} \\ \beta_K^{'} = \beta_{K+1}\cdot\tau_{K\to K+1}^{\ 2} \end{cases} \tag{4}$$

式中，$\tau_{K\to K+1}$ 为在界面 k 和 $K+1$ 之间介质的透射率；φ_K 为界面正向等效透射率，反映光线经过界面后造成的衰减，即 $\varphi_K = G_K^{'}/G_K$；β_K 为界面正向等效反射率，即 $\beta_K = F_K/G_K$；$\beta_K^{'}$ 为反向等效反射率倒数，即 $\beta_K^{'} = F_K^{'}/G_K^{'}$。通过玻璃系统的太阳辐射全部被等效集热板吸收，此时 $\beta_6 = 0$，带入上述方程组进行迭代计算，玻璃系统各介质层对最外层输入能量的光谱吸收率 αK→K+1(λ)如下所示：

$$\alpha_{K\to K+1}(\lambda) = \varphi_K\left(1 - \tau_{K\to K+1} + \beta_K^{'}\frac{1 - \tau_{K\to K+1}}{\tau_{K\to K+1}}\right)$$

$$\cdot\prod_{i=1}^{K}(\varphi_{i-1}\tau_{i-1\to i}) \tag{5}$$

2.2 热工模型

在外层玻璃、EC 薄膜、氩气和内层玻璃中心各设一个温度节点，每个节点代表该区域的温度，每层玻璃吸收的太阳辐射视为均匀分布，为各节点的内热源，如图 2 所示。假设玻璃传热为一维传热，由能量守恒原理，以此建立节点 1~4 的热平衡方程：

$$h_{co}(T_o - T_1) + h_{ro}(T_o - T_1) + \int_{280}^{2500}\alpha_{s1}(\lambda)\phi(\lambda)d\lambda -$$

$$K_1(T_1 - T_2) = \rho_1 c_1\frac{dT_1}{dt}\Delta x_1 \tag{6}$$

$$K_1(T_1 - T_2) + \int_{280}^{2500}\alpha_{s2}(\lambda)\phi(\lambda)d\lambda - K_2(T_2 - T_3) =$$

$$\rho_2 c_2\frac{dT_2}{dt}\Delta x_2 \tag{7}$$

$$K_2(T_2 - T_3) + \int_{280}^{2500}\alpha_{s3}(\lambda)\phi(\lambda)d\lambda - K_3(T_3 - T_4) =$$

$$\rho_3 c_3\frac{dT_3}{dt}\Delta x_3 \tag{8}$$

$$K_1(\bar{T}_1-\bar{T}_2)+\int_{300}^{2500}\alpha_{s2}(\lambda)\varphi(\lambda)d\lambda-h_{ci}(\bar{T}_1-\bar{T}_i)$$

$$-h_{ri}(\bar{T}_1-\bar{T}_i)=\rho_1 c_1\frac{\partial T_1}{\partial\tau}\Delta x_1 \quad (9)$$

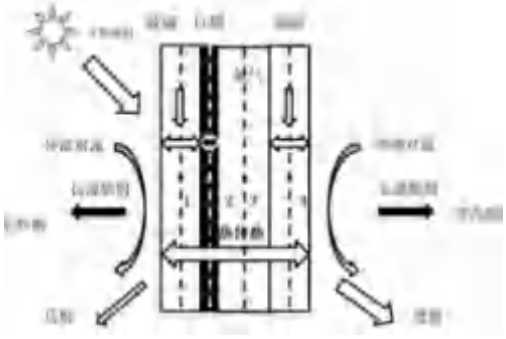


图 2 EC 玻璃系统传热机理

其中，hci 和 hco 分别为玻璃内外表面的对流换热系数，W/(m²·℃)；h_{ri} 和 h_{ro} 分别为玻璃内外表面的辐射换热系数，W/(m²·℃)；K_1、K_2 和 K_3 分别为玻璃内 1 点和 2 点，2 点和 3 点，3 点和 4 点之间的传热系数，W/(m²·℃)；$\alpha_{s1}(\lambda)$、$\alpha_{s2}(\lambda)$、$\alpha_{s3}(\lambda)$和 $\alpha_{s4}(\lambda)$分别为外玻、EC 膜、氩气夹层和内玻对入射太阳辐射的光谱吸收率；$\varphi(\lambda)$为室外逐时太阳辐射光谱，W/m²/nm；ρ_1、ρ_2、ρ_3 和 ρ_4 分别为外玻、EC 膜、氩气夹层和内玻的密度，kg/m³；c_1、c_2、c_3、c_4 分别为外玻、EC 膜、氩气夹层和内玻的比热容，J/(kg·℃)；Δ_{x1}、Δ_{x2}、Δ_{x3}和Δ_{x4}分别为外玻、EC 膜、氩气夹层和内玻的厚度，m；T_1、T_2、T_3 和 T_4 分别为外玻、EC 膜、氩气夹层和内玻的温度，℃；T_o 和 T_i 分别室外和室内空气温度，℃。

动态传热方程中，$\alpha_{s2}(\lambda)$和 $\varphi(\lambda)$为输入参数，玻璃热物理特性已知，其他各项系数求解在文献[12]中详述，则玻璃系统各部分温度均可求得；再分别对外玻层、EC 膜、氩气层和内玻层进行双向传热分析。以外玻层为例，玻璃吸收太阳辐射热量 $q_1(t)$后存在三个物理过程：① 吸收热量后向室外传递过程 q11(t)；② 吸收热量后向室内传递过程 $q_{12}(t)$；③ 吸收热量后蓄热过程 $q_{13}(t)$，计算过程如下所示：

$$q_1(t)=q_{11}(t)+q_{12}(t)+q_{13}(t) \quad (10)$$

$$q_{11}(t)=\frac{1}{1/h_{co}(t)+1/h_{ro}(t)+\Delta x_1/2\lambda_1}(T_1(t)-T_o) \quad (11)$$

$$q_{12}(t)=\frac{1}{1/K_1+1/K_2+1/K_3+\Delta x_4/2\lambda_4+\dfrac{1}{1/h_{ci}(t)+1/h_{ri}(t)}}(T_1(t)-T_i) \quad (12)$$

$$q_{13}(t)=\rho_1 c_1\Delta x_1(T_1(t+1)-T_1(t)) \quad (13)$$

式中，λ_1、λ_2、λ_3 和 λ_4 分别为外玻层、EC 膜、氩气层和内玻层的导热系数，W/(m·℃)；m_1、m_2、m_3 和 m_4 分别为外玻层、EC 膜、氩气层和内玻层的质量，kg；根据二次传热定义可求得外玻层二次得热因子 $N_1(t)= q_{12}(t)/(q_{11}(t)+ q_{12}(t)+ q_{13}(t))$；同理，EC 膜层、氩气层和内玻层二次得热因子均可求得，则 EC 玻璃系统动态二次得热量为：

$$q(t)=q_1(t)+q_2(t)+q_3(t)+q_4(t)=\sum_{i=1}^{4}N_i(t)\int_{300}^{2500}\alpha_i(\lambda)\varphi(\lambda,t)d\lambda \quad (14)$$

2.3 实验测量

本研究采用真实尺寸房间实验，四周无遮挡物，位于长沙地区（112.9°E，28.22°N)。实验房间为 EC 窗户(图 3a)，其玻璃系统结构为 6 mm + 0.89SGP + 3.2 mm EC + 12 AR + 6 mm，采用铝合金边框，具有良好的密封性，同时加装空气调节设备，用以保证室内温度在可控范围。房间南墙一共有六块玻璃，每块玻璃室内外表面中心布置一个温度测点，用六块玻璃平均温度代表内外表面温度变化规律；房间室内表面西侧三块玻璃布置热流计测点，用三块玻璃平均热流密度代表内表面热流变化规律；房间内温度设定为 20℃，并布置一个空气温度测点和一个风速测点；室外采用气象站记录环境的风速、温度，采用光谱仪（图 3b）测量室外太阳光谱辐照度。实验室时间为 2020 年 10 月 21 日至 11 月 9 日。室内外环境和 EC 玻璃系统在着色状态下的各项参数由系统自动采集，时间间隔为 1 分钟，测量仪器、型号及测量精度如表 1 所示：

表 1 主要实验仪器

物理量	仪器	精度	测量范围
玻璃温度	K 型热电偶	±0.1℃	0-100℃
热流密度	PT100	±2%	0-100℃
风速	Testo405i	±5%	0~30m/s
环境温度风速	Model 8600 anemometer	±2%	0~30m/s -40-60℃
光谱辐照度	Spectrafy 直射型光谱仪	±5%	280-2500nm
采集器	图技 GL840-M/GL840-WV	—	—

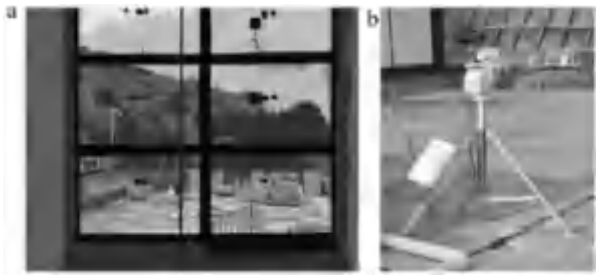


图 3 现场实验：a）EC 玻璃；b）光谱仪

3 模型求解与验证

光学模型中，光学常数（消光系数 K_{eff}&折射指数 n）和太阳入射角 i_1 为输入参数，由文献[13]中获取；室外太阳光谱辐照度由光谱仪测量得到，测量细节已在上部分论述。热工模型中，采用有限差分法对公式 6~9 的微分方程进行求解，先将方程组进行线性离散，离散后变成线性方程，将原来解微分方程的问题编程求解线性方程，时间步长设置为一分钟，以便精确探究温度变化规律，各介质层的密度、比热容和导热系数由 WINDOW 数据库查得[13]。使用 MATLAB 软件分别对光学模型和热工模型分别数值求解光谱吸收率和二次得热因子，最终基于公式（14）得出动态逐时的玻璃二次得热量。

在实验时间段内选取太阳辐射强度较好的晴天，10 月 22 日和 11 月 7 日。这两天分别记录了 EC 玻璃在着色态和透明态下的热工参数，并将这两天的环境参数带入到二次传热理论模型进行计算，得到的结果如图 4 和图 5 所示：

由图 4 可以看出，随着时间增加，EC 玻璃在着色状态下内外表面温度值和二次得热量呈先增大后减小的趋势，且均在午后一点左右达到最大值。实验测量结果表明外表面最高可达 58℃，内表面为 38℃，二次得热量最大值为 89 W/m2，且实验值与计算值变化趋势一致，吻合情况较好。其中外表面温度均方根误差（RMSE）为 1.18%，内表面为 1.23%，二次得热量为 3.25%，误差较小。由图 5 可知，EC 玻璃在透明状态下内外表面温度值和二次得热量变化趋势与着色态相同，但数值上却远远小于着色状态。实验测量结果表明外表面最高可达 29℃，内表面为 27℃，二次得热量最大值为 24 W/m2，实验值与计算值变化趋势一致，最高点约在下午两点半左右。与着色态相比，这是由于透明状态下玻璃表面温度降低，表面与空气的换热量显著减小，其减小程度要小于玻璃的吸热量，因此在午后一点以后玻璃温度继续升高，两点半后玻璃吸热量要小于表面换热量，温度开始下降。其中外表面温度均方根误差为 2.83%，内表面为 2.52%，二次得热量为 2.64%，误差较小。综上，该模型准确性得到验证，可用于后续光谱选择性玻璃二次传热研究。

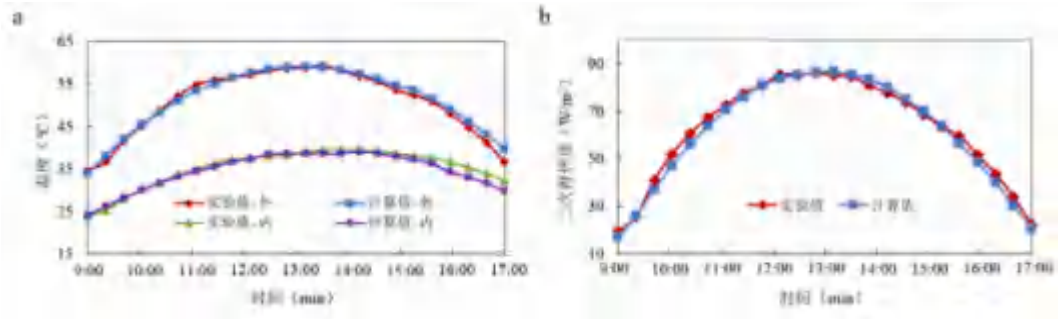


图 4 着色态对比：a）表面温度；b）二次得热量

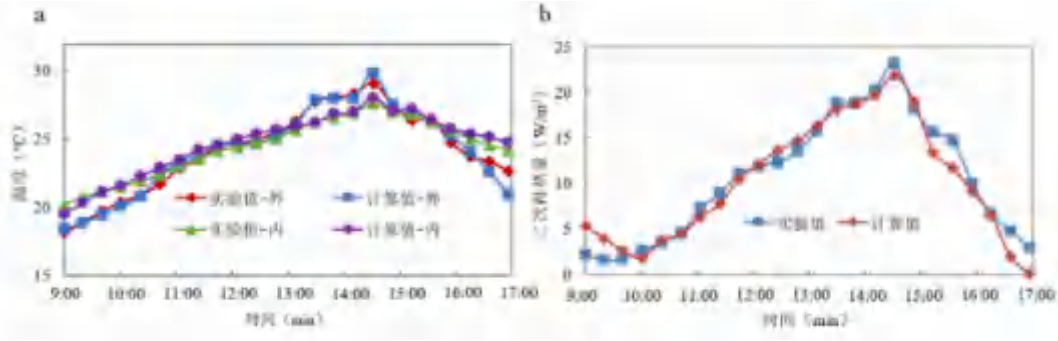


图 5 透明态对比：a）表面温度；b）二次得热量

4 结论

本文以光谱选择性玻璃的二次传热过程为研究对象，以电致变色玻璃（EC）为例，通过界面能量守恒模型和动态双向传热模型计算出二次得热量大小；通过现场实测探究了玻璃表面温度和二次传热变化规律。实验结果表明，EC 玻璃在着色状态外表面温度高达 58℃，内表面为 38℃，二次得热量最大值为 89 W/m2，表面温度和二次得热量显著增加，并对理论模型准确性进行验证。下一步将在不用玻璃结构、不同环境等条件下，模拟研究二次传热过程变化规律。

参考文献

[1] 新华社. 中共中央国务院关于进一步加强城市规划建设管理工作的若干意见. 2016-02-23. http://www.hinews. cn/news/system/2016/02/23/030155901. shtml, 2016.

[2] Gustavsen A, Jelle B P, Arasteh D, et al. State-of-the-art highly insulating window frames–Research and market review. Norges byggforskningsinstitutt, 2007.

[3] GB 50176-2016. 民用建筑热工设计规范.

[4] Giovannini L, Favoino F, Pellegrino A, et al. Thermochromic glazing performance: From component experimental characterisation to whole building performance evaluation. Applied Energy, 2019, 251: 113335.

[5] Piccolo A, Marino C, Nucara A, et al. Energy performance of an electrochromic switchable glazing: Experimental and computational assessments[J]. Energy and Buildings, 2018, 165: 390-398.

[6] Favoino F, Cascone Y, Bianco L, et al. Simulating switchable glazing with energyplus: an empirical validation and calibration of a thermotropic glazing model//Proceedings of building simulation. 2015.

[7] Ismail K A R, Henríquez J R. Modeling and simulation of a simple glass window. Solar Energy Materials and Solar Cells, 2003, 80(3): 355-374.

[8] Romero X, Hernández J A. Spectral problem for water flow glazings. Energy and Buildings, 2017, 145: 67-78.

[9] Gueymard C A. The SMARTS spectral irradiance model after 25 years: New developments and validation of reference spectra. Solar Energy, 2019, 187: 233-253.

[10] 章熙民, 传热学. 中国建筑工业出版社, 2014.

[11] 江亿, 李元哲, 狄洪发. 关于透过体系透过率计算方法的探讨. 太阳能学报, 1980, 10.

[12] 郑思倩, 陈友明, 李宇鹏, 等. 气凝胶玻璃系统动态传热模型及能耗性能研究. 太阳能学报, 2019, 40(5): 1239-1246.

[13] Lim S H N, Isidorsson J, Sun L, et al. Modeling of optical and energy performance of tungsten-oxide-based electrochromic windows including their intermediate states[J]. Solar energy materials and solar cells, 2013, 108: 129-135.

某学校报告厅几种送风形式的局部热舒适度分析

王博闻，苏小红，张金乾

（北京绿建软件股份有限公司，北京　100098）

［摘　要］室内热环境受空调气流组织的影响，热舒适度在空间上不尽相同，会出现人的整体热感觉较好而局部热感觉不佳的情况。高大空间建筑更容易出现气流组织不均匀的现象，进而造成人的局部不舒适感。本文以西安某学校报告厅为例，借助室内热舒适模拟技术，分别对夏季的喷口送风、旋流送风和置换送风三种送风形式下的气流组织进行模拟，进一步分析室内热舒适情况。并通过整体评价指标 PMV、局部评价指标 LPD1、LPD2、和 LPD3 进行验证，以探究该建筑最佳的空调送风形式。

［关键词］高大空间建筑；气流组织；整体评价指标；局部评价指标；热舒适模拟

0　引言

室内热环境对人身体健康有着重要影响，人一生中超过 80%的时间在室内度过，维持室内良好的热环境尤为重要。对于室内空调设计，不仅要求各项设计指标满足规范要求，更需要对室内热环境的舒适度进行评价，以验证设计是否达到人体舒适度的要求。《民用建筑室内热湿环境评价标准》GB/T 50785-2012 在人工冷热源工况下室内热湿环境的评价中规定：“ 设计评价应按其整体评价指标(PMV-PPD)进行等级判定 ;工程评价应按其整体评价指标和局部评价指标(LPD)进行等级判定 ”[1] .《绿色建筑评价标准》[2]引用了整体评价方式。《健康建筑评价标准》[3]不但关注整体评价，对于局部评价也给予了高度重视，热环境的整体性评价虽能一定程度上反映热舒适水平，但局部热感觉的变化也应着重考虑。

体育馆、大会堂、报告厅等高大空间建筑，室内气流组织更容易出现不均匀，导致人的局部舒适度不佳现象。所以优化空调气流组织设计，改善室内热环境有重要意义。

国内外专家和学者们对于高大空间建筑的空调舒适性已经有了比较全面的研究[5~7]，但对于室内舒适性的判断主要依赖于风速、温度和整体评价指标 PMV，并没有针对局部评价指标 LPD 进行模拟分析。本文运用室内热舒适模拟技术，对西安某学校阶梯报告厅夏季工况下喷口送风、旋流送风和置换送风三种送风形式进行 CFD 模拟[8~10]，通过流线图、温度和速度分布云图分析不同送风形式下室内气流组织和热舒适情况，最终使用整体评价指标和局部评价指标进行验证，以确定最佳送风方式。

1 工程概况

本文所研究的项目为陕西省西安市西咸新区内一学校阶梯报告厅。该建筑地上一层，建筑高度 10m，南北向长 26.5m，东西向宽 17.7m，建筑面积 470m^2。



图 1 报告厅平面图

西安市室外计算参数如下：

夏季空调室外计算干球温度：35℃；

夏季空调室外计算湿球温度：25.8℃；

夏季空调室外计算日平均温度：30.7℃；

夏季室外平均风速：1.9m/s。

室内设计参数：

温度：26℃；

相对湿度：50%；

风速：≤0.3m/s.

2 模拟软件与物理建模

本次模拟所用软件为北京绿建软件股份有限公

司开发的建筑热环境模拟分析软件。软件以 CAD 为平台，可对建筑热环境进行相关的模拟计算。其中，建筑负荷计算使用了暖通负荷（BECH）软件，软件可以计算建筑逐时冷热负荷，并显示各分项结果。热舒适模拟使用了室内热舒适（ITES）软件，软件可针对《绿色建筑评价标准》、《健康建筑评价标准》进行 PMV-PPD 和 LPD 指标的模拟，并展示流线、温度、风速云图。

对于 CFD 的模拟，为保证计算效率通常要将模型进行简化。对于本项目，将报告厅的阶梯简化为带有坡度的斜坡地面，人员简化为长 0.5m，宽 0.5m，高 1.2m 的长方体，依据斜坡布置。模型边界条件参数及简化模型三维效果图如下：

表 1 模拟边界条件

围护结构	面积（m^2）	传热系数K[W/(m^2*K)]
外墙	890	0.35
屋顶	470	0.29
窗	22.5	2.1
门	11	2.5
热源	数量	发热量
照明	\	40W/m^2
人	400	62W/人

表 2 PMV 计算参数

人体代谢 (met)	对外做功 (met)	服装热阻 (clo)	相对湿度 (%)
1	0	0.6	50

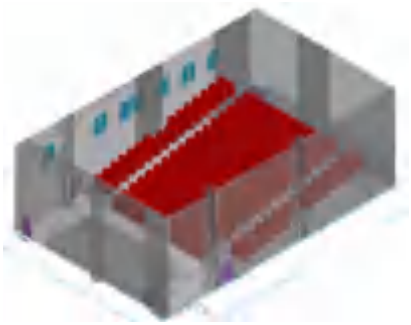


图 2 简化模型图

2.1 建筑冷负荷计算

使用暖通负荷软件（BECH）计算该建筑夏季逐时冷负荷，冷负荷计算分项结果如下图。最大冷负荷出现时刻为 17:00 时，全室冷负荷最大值 68.67KW。

对于夏季分层空调的负荷计算，可采用经验系数法：$a=\frac{\text{空调区分层空调冷负荷}}{\text{全室空调冷负荷}}$，通常 a=0.5~0.85，本次计算取 a=0.7[4]。

2.2 送风形式

针对本项目的阶梯报告厅，设计并选用 3 种送风形式对室内热舒适效果进行对比：

1）喷口送风：将喷口布置在东西侧墙上，风口标高 6.5m，水平送风，同侧下部排风；

2）旋流送风：将旋流风口布置在吊顶下，上部送风，下部侧墙排风；

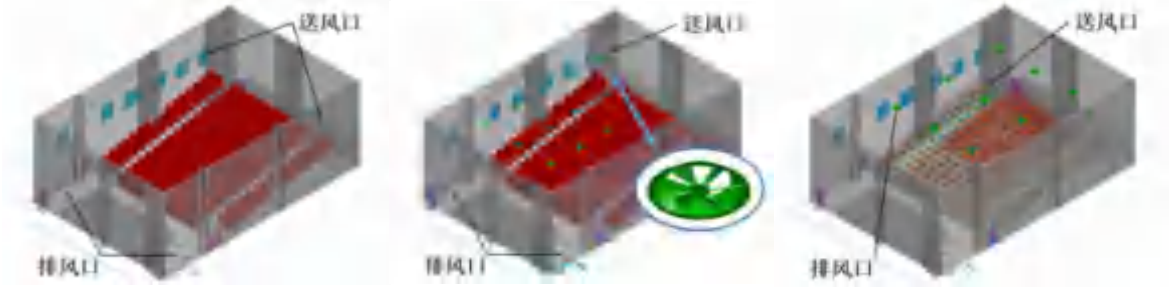
3）置换送风：将置换风口布置在每层阶梯侧面，低速送风，屋顶上部排风。

风口参数及三维模型如下：



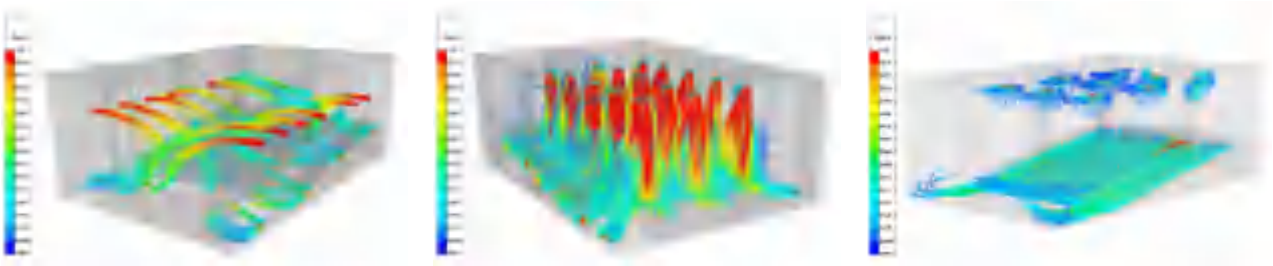
表 3 风口参数

气流组织形式		风口形式	个数	尺寸（mm）	风速（m/s）	温度（℃）	备注
侧送下回	送风	喷口	14	Φ320	4	16	分层空调
	排风	散流器	8	300*1000	1.46	室温	
上送下回	送风	喷口	15	Φ350	4	16	全室空调
	排风	散流器	12	300*1000	1.6	室温	
下送上回	送风	置换风口	204	150*1000	0.35	21	全室空调
	排风	散流器	9	600*600	1.2	室温	



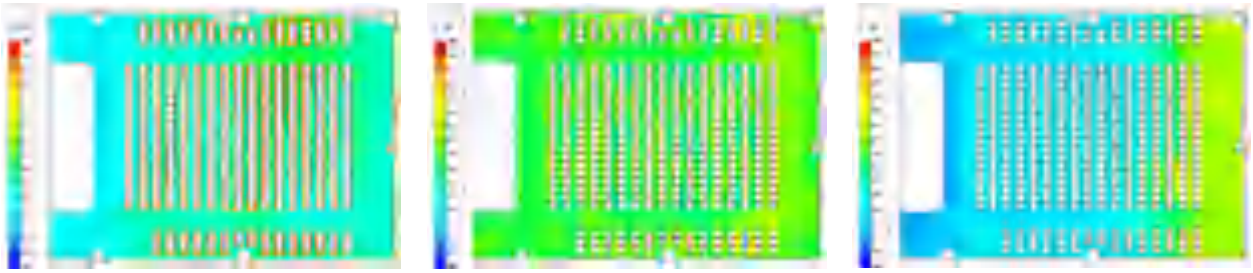
a 模型图—喷口送风　b 模型图—旋风流失　c 模型图—置换送风

图 3 物理模型图



a 气流组织—喷口送风　b 气流组织—旋流送风　c 气流组织—置换送风

图 5 流线图



a 温度云图—喷口送风　b 温度云图—旋流送风　c 温度云图—置换送风

图 6 分析平面温度云图

3 结果分析

使用室内热舒适软件（ITES）对室内热环境进行模拟分析。先通过流线图、室内温度和风速云图对室内气流组织进行分析，再结合室内热舒适的整体评价指标和局部评价指标进行室内舒适度分析。

针对本次模拟案例的三种送风形式，以距离斜坡地面 1m 高度的人员停留区平面为研究对象，分析如下。

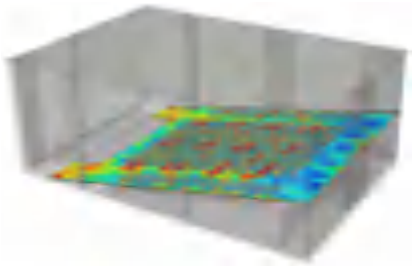
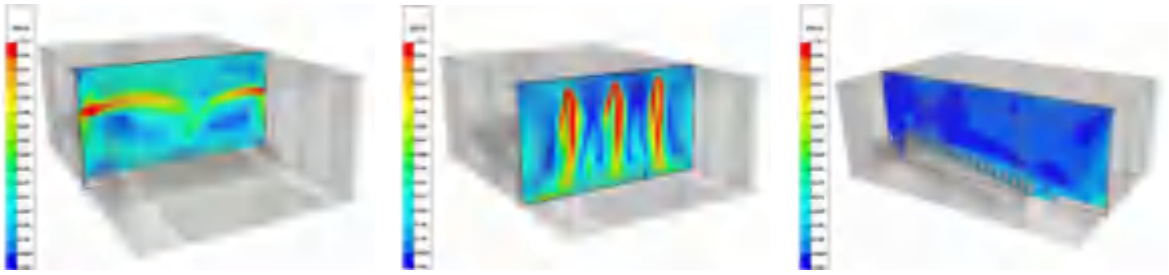


图 4 分析平面位置

3.1 气流组织分析



a 风速云图—喷口送风　b 风速云图—旋流送风　c 风速云图—置换送风

图 7 垂直面风速云图



a PMV 云图—喷口送风　b PMV 云图—旋流送风　c PMV 云图—置换送风

图 8 室内 PMV 云图

1）人员停留区风速较小，为方便观察，风速云图标尺上限设定值为 1。通过室内风速流线图、平面温度云图、垂直面风速云图可以看出：

2）喷口送风时，空气呈喷射状水平送出，到达一定距离后速度衰减，冷空气在重力作用下向下运动，最终经布置于侧墙下的排风口均匀排出。得益于喷口诱导作用，周围空气互相掺混，最终人员区域的气流组织均匀，温度舒适，风速符合设计要求。

3）旋流送风时，空气向下旋转送出，扰动较强，覆盖面积大，流经人员停留区后，由侧墙下的排风口均匀低速排出。结合垂直剖面的风速云图可以看出，风速衰减较快，人员区域大部分风速在 0.3m/s 以下符合设计要求，但风口正下方存在部分小区域风速较高，达到 0.8m/s，会产生人的局部不舒适情况。

4）置换送风时，冷空气低速贴地送出，当遇到人员等热源时，空气被加热上浮；当途径无热源的过道区域时，冷空气沿阶梯报告厅的斜坡构造向低处流动聚集，造成无人区域温度偏低和以及报告厅前后温差偏大现象，从而产生人的局部不舒适情况。

3.2 热舒适的整体评价

PMV 用来评价人群对热湿环境的热感觉，人体对热湿环境的感觉主要与全身的热平衡有关，这种平衡受到室内温度、风速、湿度等环境参数的影响，还受人体代谢、活动和着装的影响，体现了人对于室内热湿环境的整体热感觉，以下为 PMV 的计算公式[11]：

$$PMV = [0.303 * e^{-0.036M} + 0.028]\{M - W - 3.05 * 10^{-3}[5733 - 6.99(M - W) - P_a] - 0.42[(M - W) - 58.15] - 1.7 * 10^{-5}M(5867 - P_a) - 0.0014M(34 - t_a) - 3.96 * 10^{-8}f_{cl}.[(t_{cl} + 273)^4 - (\overline{t_s} + 273)^4] - f_{cl}h_c(t_{cl} - t_a)\}$$

式中：

PMV——预计平均热感觉指数；

M ——代谢率（W/m²）；

W ——有效机械功率（W/m²）；

I_{cl} ——服装热阻（m²·K/W）；

f_{cl} ——服装表面系数；

t_a ——空气温度（℃）；

$\overline{t_s}$ ——平均辐射温度（℃）；

v_{ar} ——相对风速（m/s）；

P_a ——水蒸气分压（Pa）；

h_c ——对流换热系数；

t_{cl} ——服装表面温度（℃）；

针对本项目模拟结果，对室内的舒适情况进行如下分析：

1）喷口和旋流形式下，送风扰动强，速度衰减快，大部分人员区域温度和速度都比较均匀。同时温度和速度都是影响 PMV 的重要指标，所以 PMV 分布均匀，室内 PMV 值基本都处于-1 和+1 之间，整体热感觉适中；

2）置换送风形式下，冷空气不断向报告厅前排低处无人区域流动。由后至前，温度逐渐降低，风速逐渐升高，PMV 呈现明显降低趋势，且前部人行通道处 PMV<-1，感觉偏凉。

3.3 热舒适的局部评价

当室内气流组织分布欠佳，会对人身体体局部形成不必要的冷却或者加热，从而造成人的局部不舒适感，局部热舒适评价指标包括 LPD1、LPD2 和 LPD3[1]，各指标要求如下：

表 4 局部评价指标

等级	局部热舒适指标		

1）冷吹风感引起的局部不舒适

LPD1 反映由冷风直吹引起的局部不舒适。

$$LPD_1 = (34 - t_{al})(\overline{v_{al}} - 0.05)^{0.62}(0.37 \cdot \overline{v_{al}} \cdot T_u + 3.14)$$

LPD_1——冷吹风感不满意率（%）；

t_{al}——局部空气温度（℃）；

$\overline{v_{al}}$——局部平均空气流速（m/s）。若局部平均空气流速小于 0.05m/s，取 0.05m/s;

T_u——局部紊流强度（%）。

风速云图中可以看出，旋流风口送风时，风口下方存在一小部分区域风速超过 1m/s，这与前文气流组织分析一致。通过模拟得到的 LPD1 云图发现，风速偏大的局部区域 LPD1 达到 100%，反映出风口冷风直吹引起的人体局部不舒适。

同样，置换送风时，前部人行通道处风速较高，LPD1 值超过 70%，反映出由于冷空气向下聚集，流速增大引起吹风感，进而造成人体感觉的局部不舒适。

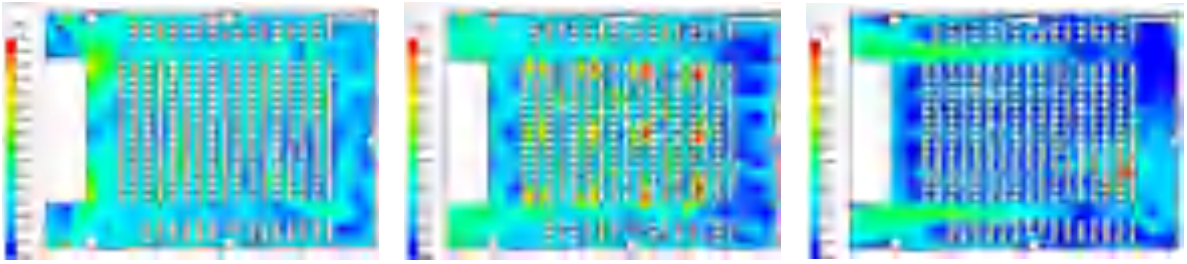
2）垂直空气温差引起的局部不舒适

LPD2 反映由头和脚踝间垂直空气温差引起的局部不满意率：

$$LPD_2 = \frac{100}{1 + exp(5.76 - 0.856 \cdot \Delta t_{a,v})}$$

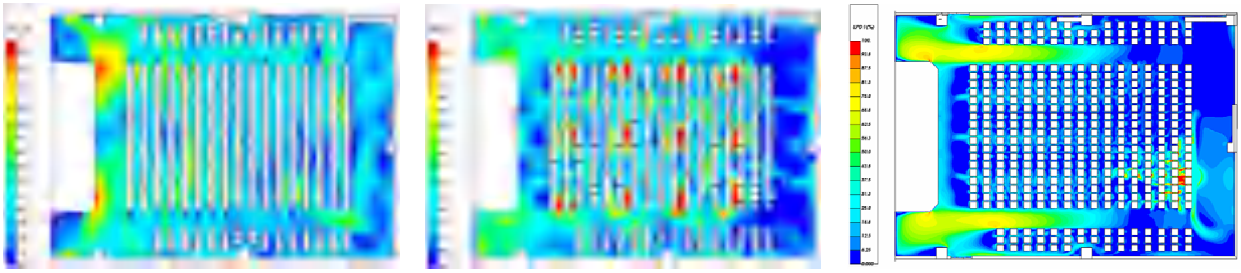
LPD_2——局部不满意率（%）；

$\Delta t_{a,v}$——头和脚踝之间的垂直空气温度差（℃）。



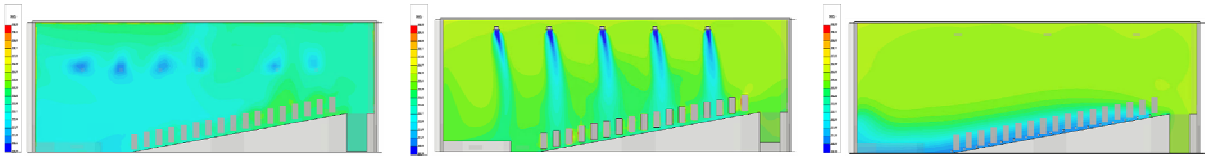
a 风速云图—喷口送风　b 风速云图—旋流送风　c 风速云图—置换送风

图 9 室内风速云图



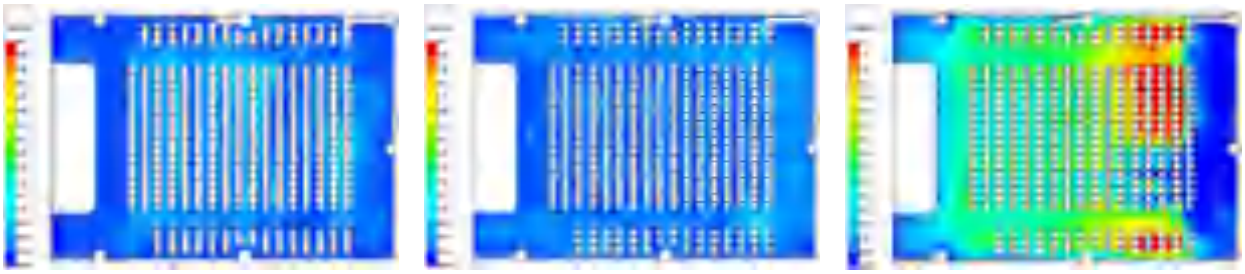
a LPD1—喷口送风　b LPD1—旋流送风　c LPD1—置换送风

图 10 室内 LPD1 云图



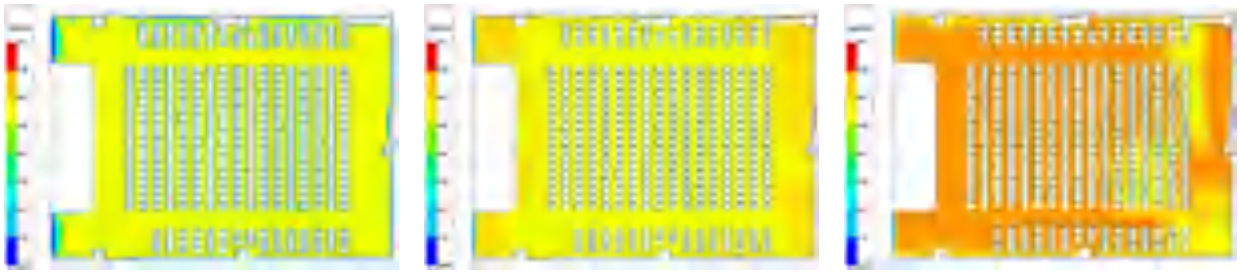
a 温度云图—喷口送风　b 温度云图—旋流送风　c 温度云图—置换送风

图 11 垂直面温度云图



a LPD2—喷口送风　b LPD2—旋流送风　c LPD2—置换送风

图 12 室内 LPD2 云图



a 喷口送风　b 旋流送风　c 置换送风

图 13 室内 LPD3 云图

垂直面温度云图显示，喷口送风和旋流送风时人员区域在垂直方向上整体温度分布比较均匀，LPD2 值很低。而置换送风时，受冷空气沿斜坡地面向前流动影响，后排区域的冷空气层更薄，导致后排人员脚凉头热的局部不舒适情况，计算得到 LPD2 的值高达 10%，反映出后排垂直温差大的现象。

3）地表面温度引起的局部不舒适

LPD3 反映室内地表面温度引起的人局部不舒适：

$$LPD_3 = 100 - 94 \cdot exp(-1.387 + 0.118 \cdot t_f - 0.0025 + 0.118 \cdot t_f - 0.0025$$

LPD_3——局部不满意率（%）；

t_f——地板表面平均温度（℃）。

最终比较地板表面温度引起的不满意率 LPD3。与其他两种送风形式相比，置换送风 LPD3 较高。该结果与前文温度云图分析结果一致，主要是由于冷空气向下流动并不断聚集，造成贴近地面区域温度前低后高，从而引起前面大部分坐席区域的局部不舒适。

4 结论

通过分析该案例的三种不同送风形式对应的气流组织、热舒适整体和局部评价指标，可知对于人员停留区域的整体热感觉，喷口送风和旋流送风都比较适中，而置换送风则显示部分区域偏冷。

进一步分析局部评价指标 LPD1、LPD2 和 LPD3，得出如下结论：

1）旋流风口送风时，风口正下方部分区域局部风速偏大，人员受到冷风直吹，有冷吹风感。冷吹风感引起的局部不满意率 LPD1 精确反映出该问题，数值高达 100%，因此需要通过控制风速或者调整风向来优化气流组织；

2）置换送风时，受阶梯教室结构特点和冷空气密度作用冷风不断向低处无人区汇集和流动，前排无人区风速增大，后排冷空气层变薄，从而产生前排冷吹风感和后排垂直温差大，增加了人的局部不舒适感。通过计算该区域 LPD1 值高达 70%，LPD2 超过 10%，因此需要根据报告厅结构和人员情况，优化前后排风口的布置。

3）相比之下，喷口侧向送风时，人员区域温度均匀，风速合理，局部不满意率 LPD 各项指标都很低，人的局部舒适感较好。

通过整体评价指标 PMV 和局部评价指标 LPD 的综合分析，最终确定喷口侧送风形式舒适性最佳。

可见在进行空调气流组织设计进行评价时，不仅要进行整体评价指标分析，局部热舒适指标的分析也非常必要。

参考文献

[1] GB/T 50785-2012，民用建筑室内热湿环境评价标准[S].

[2] GB/T 50378-2019,绿色建筑评价标准[S].

[3] T/ASC 02-2016，健康建筑评价标准[S].

[4] 实用供热空调设计手册[M].中国建筑工业出版社,陆耀庆,2007

[5] 胡定科,荣先成,罗勇.大空间建筑室内气流组织模拟数值模拟与舒适性研究[J].暖通空调,2006,36(5):12~16.
[6] Joseph C.lam,Apple L. S Chan. CFD analysis and energy simulation of agymnasium,Enery and Buildings,2001(36):351~358
[7] 胡勇,侯艳,许志浩,陈明.基于 Phoenics 的地板送风孔板风口和旋流风口的数值模拟对比[J].制冷与空调(四川),2014,28(01):72-74+86.
[8] 杨梦瑶. 高大空间建筑分层空调气流组织的设计优化研究[D].西华大学,2019.
[9] 黎家荣.多功能宴会厅空调气流组织计算分析及优化研究[D].西南大学,2016.
[10] 原帅. 严寒地区大空间空调冬夏气流组织优化模拟研究[D].吉林建筑大学,2016.
[11] GB/T 18049-2017. 热环境人类工效学[S].

住宅建筑典型电器用电特征及模拟分析

——以冰箱为例

康旭源，燕　达

（清华大学建筑节能研究中心，北京　100083）

［摘　要］随着建筑电气化水平的不断提高，电力在建筑终端能耗中所占的比重不断上升。在未来可再生电力不断普及的背景下，建筑用电的需求侧响应有着十分重要的意义。因此，分析和研究建筑中电器设备用电的特征以及行为，对定量评估建筑需求响应的潜力具有十分重要的意义。本文以住宅建筑中的典型电器为例，分别从电器本身的用能特性以及人使用电器的行为特征两个维度，解析建筑中电器设备的用电规律及其分布。对于电器设备特性和人使用电器行为的参数，分别采用对数正态分布进行拟合，并采用蒙特卡洛法构建模拟模型对建筑的随机用电曲线进行模拟。本文以冰箱用电的本研究构建的用电随机模型，可以体现住宅建筑的用电强度、模式和行为的随机分布特性。

［关键词］住宅建筑；电器；用电负荷；人行为

1、研究背景

建筑能耗占我国总能耗的比重已达到 20%[1]，实现建筑节能低碳发展具有重要的意义。2020 年 9 月我国在联合国大会上庄严承诺，我国二氧化碳排放力争于 2030 年前达到峰值，力争于 2060 年前实现碳中和[2]。在建筑领域提高可再生能源的利用率，是实现建筑部门碳达峰和碳中和的重要途径。另一方面，随着建筑电气化水平的不断提高，电力在建筑终端用能中所占的比重不断上升。因此，可再生电力在未来能源供应结构中占有十分重要的比重。然而，光伏发电和风力发电等可再生电源的出力受气象等因素影响较大，具有不确定性和不稳定性[3]。同时，可再生电源出力的峰谷与需求侧负荷的峰谷在很多情况下往往不一致、不同步，需要依赖建筑需求侧响应实现源荷互补与协同[4]。因此，实现建筑需求侧响应是未来可再生能源大规模利用情景下的重要技术路径。随着生活水平的不断提高，住宅建筑中电器的数量和种类不断增加和丰富，住宅建筑的用能也不断提升。分析和研究住宅建筑中电器设备的用电特征和用电行为，对定量评估住宅建筑需求侧响应的潜力具有十分重要的意义。

目前诸多学者针对家用电器的用电负荷曲线模拟方法开展了研究。J. Bouvenot 等人[5]基于 11 栋住宅建筑的 39 种共 1500 余个电器的测试数据，构建了基于概率和电器工作循环的家用电器用电负荷曲线模拟模型，同时基于实测数据构建了不同电器相互触发启动的马尔科夫矩阵，并通过蒙特卡洛法对整户家庭电器的开启、持续时长/工作循环，以及功率进行随机模拟。Yao 和 Steemers 面向英国居住建筑提出了一个“用电曲线简单模型”（Simple Method for Load Profiles, SMLP），用于模拟不同人员在室情景下住宅建筑用电和用热负荷，并自下而上构建英国住宅典型负荷曲线。I. Richardson 等人[7]提出了高分辨率的住宅用电模型，基于活跃人员位移模型模拟人员在室行为，并由在室人员驱动家庭中常用的 22 种电器的开启和使用，由此加总得到家庭的总用电曲线。E. McKenna 和 M. Thomson[8]在此基础上提出了 CREST 模型，实现 1 分钟短步长、基于人员在室和活动的多种电器、供热设备、光伏发电模块的联合模拟，可以生成随机动态的用户用能曲线。此外，M. Muratori 等人[9]基于居民时间利用调查（Time-of-use Survey, TUS）构建了居住建筑典型冷热电负荷的模拟模型；M. Armstrong 等人[10]提出了加拿大三类典型居住家庭用电曲线的短步长模拟方法；J. Widen 等人[11]同样提出了基于时间利用调查数据模拟住宅建筑用电和使用生活热水能耗的方法和模型。

现有研究针对居住建筑的电器用电负荷模拟进行了大量的研究，提出了基于蒙特卡洛法等的随机模型对电器用电进行模拟。然而，大部分研究中电器曲线都基于固定的形状和循环，或采用平均功率代表电器用电模式，不能反映实际电器的真实用

电特性以及人的使用行为对电器用电特性参数的影响。因此，本文提出一种基于概率分布的家用电器用电特征分析方法，从电器设备特性参数和使用行为参数两个维度解析电器用电特性，以冰箱的用电特征为例，解析电器用电的特征参数及其概率分布，并采用蒙特卡罗法对该案例进行模拟。通过对用电总量和逐时平均用电两个指标对模拟模型进行校验，验证模型的准确性和可靠性。

2、研究方法

本研究以冰箱为例，对电器用电的典型特征进行分析和模拟。首先基于用电器的实际用能曲线提取关键描述性参数，并从电器设备特征和使用行为特征两个维度对描述参数加以区分。在此基础上，采用对数正态分布对关键参数进行分布拟合，得到电器仿真随机模型。基于模型对冰箱的实际用电采用蒙特卡洛法进行随机模拟，并将模拟曲线与真实曲线进行对比校验。本文的技术路线图如图所示。

2.1 特征参数分析

冰箱为连续运行的电器设备，一般家庭中的冰箱均为 24h 不断电工作。由于冰箱本身是保持箱内恒温的设备，通过负反馈调节和占空比控制的方式对制冷用压缩机进行启停控制以实现控温，因此冰箱的用电往往是由待机态和运行态两种状态构成。对于部分功能较为丰富的冰箱设备，兼具自动除霜的功能，因此用电曲线中亦存在第三种高功率态。下图展示了一个冰箱一个典型日的用电曲线。

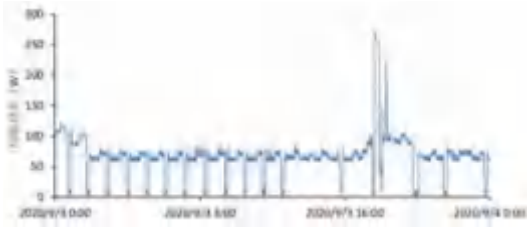


图 2 某冰箱 2021/09/03 实测用电曲线

由于冰箱的用电往往是待机态和运行态交替进行，因此对于时序的模拟，每种状态的初始时间由上一状态的结束时间确定。而对于每种状态下冰箱的用电，均可以用持续时长和逐时功率两个参数进行确定。其中，每种状态下的运行功率受冰箱电器本身的设备参数和特性决定，因而数据电器设备特征参数；而由于人在使用冰箱时冷冻物品以及开关冰箱过程所需要补充额外的冷量，因此高强度的使用行为会使得冰箱的运行态持续时长更长，待机态持续时长更短，故而每种状态下的持续时长为使用行为参数。

2.2 特征参数分布拟合

对于上述分析中提出的特征参数，分别采用对数正态分布对其进行概率分布拟合。对数正态分布是概率统计中常见的分布函数，一般用于正数随机变量的描述。其定义为：如果一个随机变量的对数服从正态分布，则该随机变量服从对数正态分布。对数正态分布的概率密度函数以及期望、方差分别如下式（1）~（3）所示：

$$f(x,\mu,\sigma)=\frac{1}{x\sigma\sqrt{2\pi}}e^{-\frac{[\ln(x)-\mu]^2}{2\sigma^2}} \quad (1)$$

$$E(X)=e^{\mu+\sigma^2/2} \quad (2)$$

$$D(X)=(e^{\sigma^2}-1)e^{2\mu+\sigma^2} \quad (3)$$

对三种运行状态下的运行功率和持续时长分别用对数正态分布进行拟合，即可得到相应参数的随机分布，基于分布可以随机生成参数取值，为后文电器用电曲线的随机模拟奠定基础。

2.3 电器用电的随机模拟

基于上文提到的三种状态下运行功率的对数正态分布函数以及运行时长的时相关对数正态分布函数，可以实现冰箱三种状态逐时用电功率的随机模拟，以及不同状态的时序交替。下图展示了电器用电随机模拟的流程图。

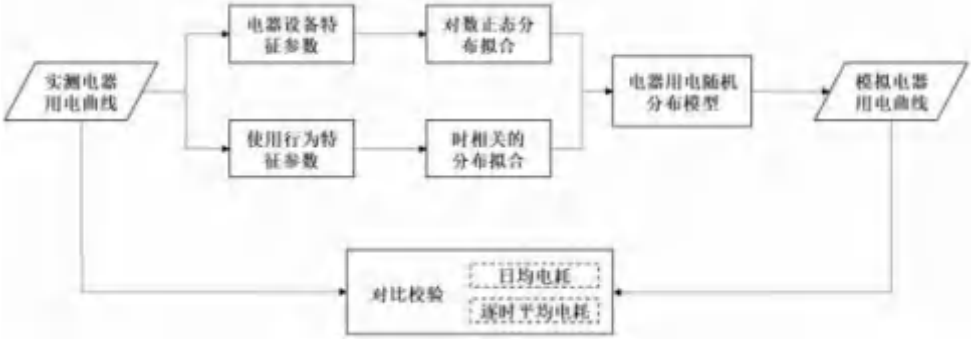


图 1 本研究的技术路线图

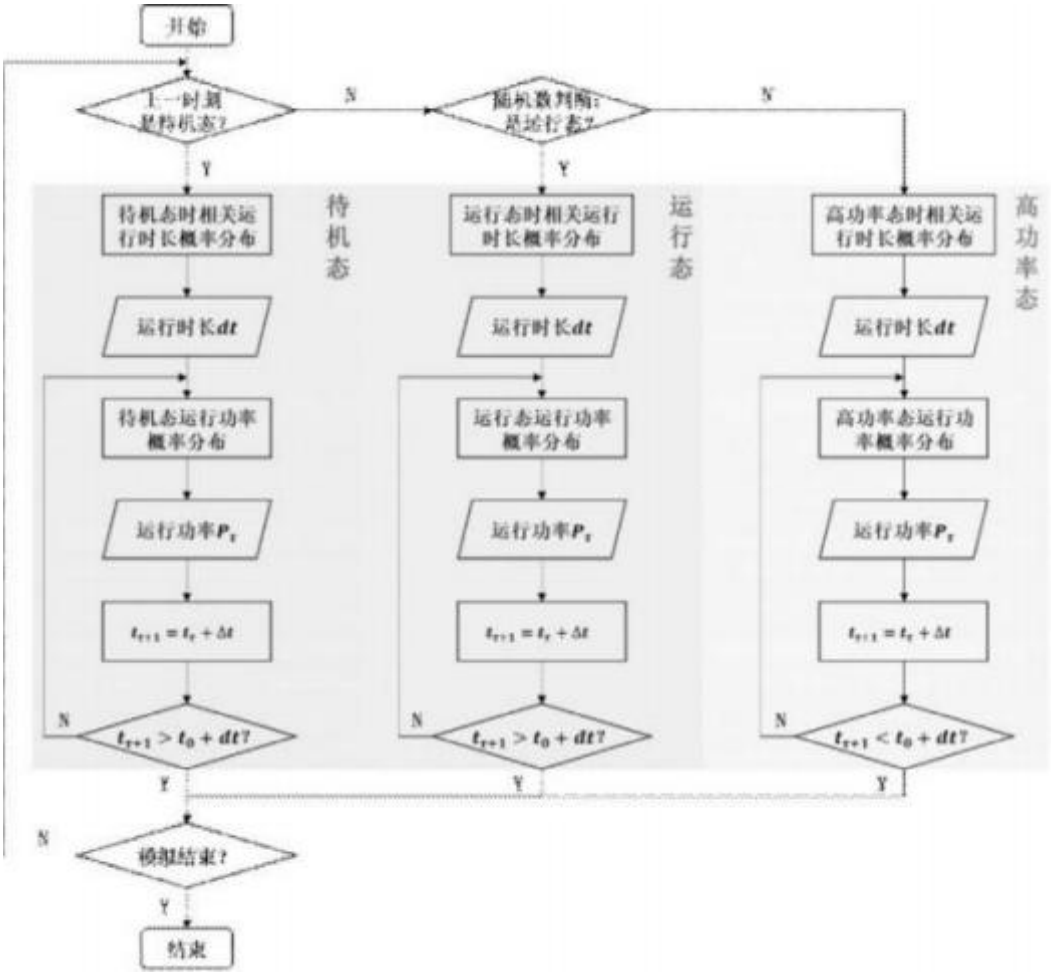


图 3 电器用电随机模拟流程图

2.4 随机模拟模型检验

本文提出两个指标对冰箱随机模拟模型进行检验：累计用电量和日逐时平均用电量。两个统计指标反映了电器实际使用过程中的总用电量以及在一日内的用电强度差异，因而可以用来检验模型的有效性。本研究中对冰箱的用电随机模拟 30 天，并同时从实测数据中抽取连续的 30 天，对比两组曲线在以上两个统计指标上的差异。两个统计指标的数学表达如下：

$$E_{total}=\sum_t P_t \Delta t \tag{4}$$

$$P_{mean}(h)=\frac{\sum_t P_t D(h)\Delta t}{\sum_t D(h)\Delta t}\text{，其中 }D(h)=\begin{cases}1, & \text{if } t_h=h\\ 0, & \text{if } t_h\neq h\end{cases} \tag{5}$$

3、案例研究

本节以某冰箱实测用电负荷数据为例，分析电器用电特征，并对其用电曲线进行随机模拟。该冰箱为某北京某户家庭容量 500L 带自动除霜功能的冰箱，测试时间区间为 2020 年 9 月 3 日至 2021 年 1 月 31 日。由于测试期间有数据缺失的情况，有效数据天数约为 105 天。下文对该案例的用电特征参数进行分析，构建用电负荷的模拟模型，并对模拟结果进行校验和分析。

3.1 特征参数分析及拟合

本部分对该冰箱案例的用电特征参数进行分析和分布拟合。如前文所述，该冰箱案例分为三个状态，即待机态、运行态和高功率态。以下分别对这三种状态进行特征参数描述。

•待机态

对于待机态下的运行功率，其分布如下图所示。可以看出其运行功率分布在[3,6]和[9,12]两个区间内。因此，采用两个对数正态分布的联合分布，对待机态的运行功率进行分布拟合，拟合结果如下所示：

时刻	参数 μ	参数 σ	时刻	参数 μ	参数 σ
0	6.562	0.322	12	6.507	0.338
1	6.540	0.351	13	6.516	0.326
2	6.588	0.335	14	6.504	0.362
3	6.557	0.417	15	6.542	0.365
4	6.633	0.349	16	6.556	0.309
5	6.632	0.342	17	6.448	0.318
6	6.528	0.332	18	6.504	0.322
7	6.577	0.376	19	6.516	0.317
8	6.578	0.371	20	6.584	0.365
9	6.522	0.337	21	6.548	0.341
10	6.529	0.338	22	6.499	0.324
11	6.537	0.344	23	6.505	0.296

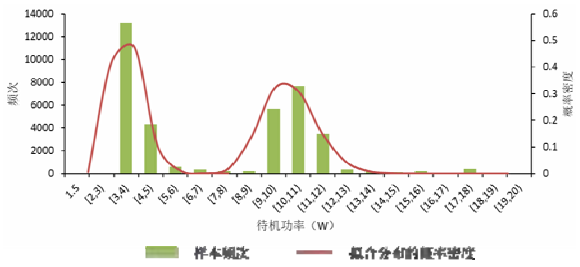


图 4 待机态运行功率的样本频次及拟合分布的概率密度曲线

拟合的两个对数正态分布及其联合分布参数如下表所示：

表 1 待机态功率拟合的联合分布参数

分布函数形式	参数 μ	参数 σ	联合概率 p
对数正态分布（低功率）	1.291	0.185	0.49
对数正态分布（高功率）	2.357	0.110	0.51

由于待机功率由电器设备本身的属性和特征确定，与用户使用行为无关，因此待机功率属设备特征参数。

而对于待机态的持续时长，下图展示了一天内不同时刻待机态的平均持续时长。由于持续时长则受人开关冰箱和储存物品等行为的影响，因而可以看出持续时长在一天内的不同时刻具有不同的特征，日间的待机时长相对更短（约 700 秒），夜间的待机时长相对更长（约 800 秒）。因此，待机态的持续时长为使用行为参数。



图 5 一日内不同时刻待机态平均持续时长

针对待机态持续时长态一日内不同时刻的差异，本研究中分时刻对待机态的持续时长采用对数正态分布进行拟合。拟合后各时刻的持续时长对数正态分布参数如下表所示。

一日内不同时刻待机态持续时长拟合分布的期望与原样本平均时长的对比如下图所示，拟合的平均误差为 33 秒。

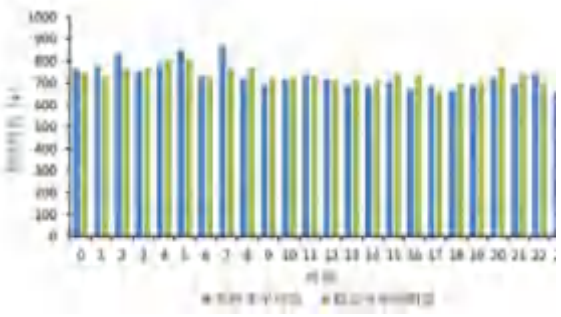


图 6 待机态持续时长拟合分布期望与原样本平均值对比

•运行态

对于运行态下的运行功率，其分布如下图所示。可以看出其功率分布大致维持在 65W 左右的区间内，对其用对数正态分布进行拟合，得到的拟合结果如下：

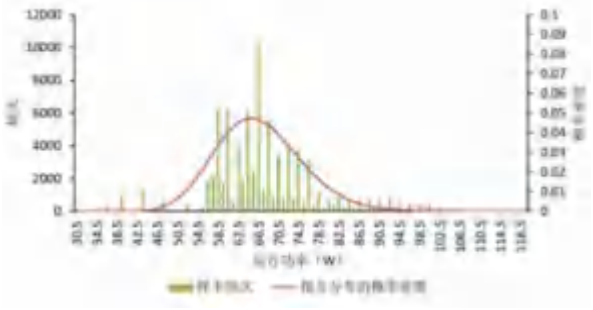


图 7 运行态运行功率的样本频次及拟合分布的概率密度曲线

拟合的对数正态分布参数如下表所示：

表 2 运行态功率拟合的分布参数

分布函数形式	参数 μ	参数 σ
对数正态分布	4.192	0.128

由于运行功率由电器设备本身的属性和特征确定，与用户使用行为无关，因此运行功率同属于设备特征参数。

时刻	参数 μ	参数 σ	时刻	参数 μ	参数 σ
0	7.684	0.480	12	7.870	0.759
1	7.670	0.513	13	7.683	0.654
2	7.688	0.553	14	7.800	0.617
3	7.651	0.563	15	7.836	0.645
4	7.656	0.458	16	7.836	0.723
5	7.647	0.476	17	7.810	0.731
6	7.611	0.647	18	7.770	0.626
7	7.756	0.504	19	7.875	0.792
8	7.686	0.629	20	7.827	0.595
9	7.748	0.643	21	7.880	0.611
10	7.814	0.546	22	7.707	0.575
11	7.888	0.685	23	7.775	0.591

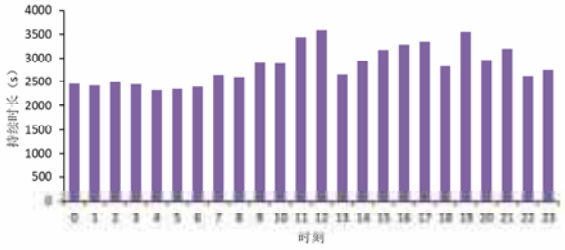


图 8 一日内不同时刻待机态平均持续时长

而对于运行态的持续时长，下图展示了一天内不同时刻运行态的平均持续时长。同样地，由于受人开关冰箱和储存物品等行为的影响，运行态持续时长在一天内的不同时刻具有不同的特征，日间的持续运行时长相对更长（约 3500 秒），夜间的持续运行时长相对更短（约 2500 秒）。因此，运行态的持续时长为使用行为参数。

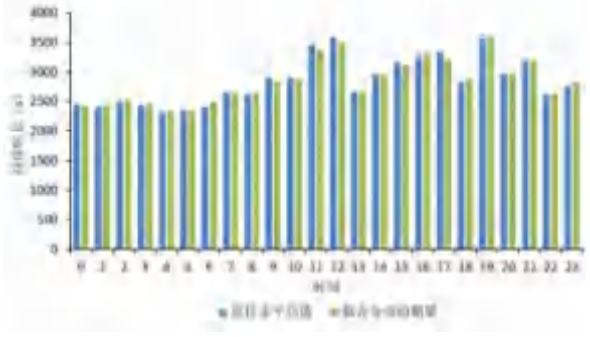


图 9 待机态持续时长拟合分布期望与原样本平均值对比

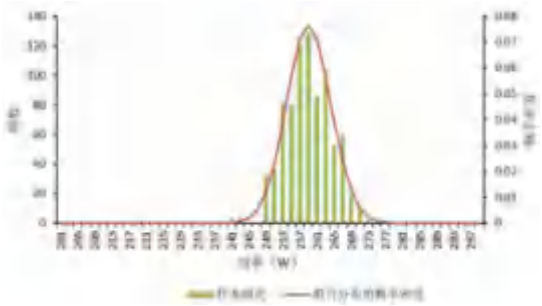


图 10 高功率态运行功率的样本频次及拟合分布的概率密度曲线

针对运行态持续时长态一日内不同时刻的差异，本研究中分时刻对运行态的持续时长采用对数正态分布进行拟合。拟合后各时刻的持续时长对数正态分布参数如下表所示。

一日内不同时刻待机态持续时长拟合分布的期望与原样本平均时长的对比如下图所示，拟合的平均误差为 40 秒。

•高功率态

对于高功率态下的运行功率，其分布如下图所示。高功率态的功率分布大致维持在 65W 左右的区间内，对其用对数正态分布进行拟合，得到的拟合结果如下：

拟合的对数正态分布参数如下表所示，同样地，高功率态功率也属于设备特征参数：

表 3 高功率态功率拟合的分布参数

分布函数形式	参数 μ	参数 σ
对数正态分布	5.557	0.020

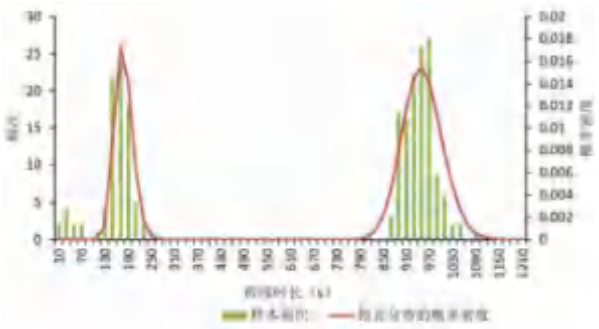


图 11 高功率态持续时长的样本频次及拟合分布的概率密度曲线

而对于高功率态的持续时长，由于除霜不受一日内短时使用行为的影响，因而在一天内不同时刻高功率态持续时长没有显著差异，故将该参数归为设备特征参数。其分布如下图所示。可以看出其运行时长主要分布在[100, 300]秒和[850, 1150]秒的两个区间内，因此分别采用两个对数正态分布的联合分布拟合。拟合结果如下图，拟合参数如下表。

表 4 高功率态持续时长拟合的联合分布参数

分布函数形式	参数 μ	参数 σ	联合概率 p
对数正态分布（低时长）	5.178	0.129	0.39
对数正态分布（高时长）	6.857	0.054	0.61

通过以上部分，冰箱运行的待机态、运行态和高功率态下的运行功率和持续时长参数均由概率分布函数进行了拟合和描述。

3.2 用电曲线模拟及模型检验

根据前文 2.3 节所述方法及 3.1 节得到的各参数拟合分布，本研究随机模拟了 30 日的冰箱逐分钟用电曲线，并同时从原样本中选取了 2020 年 11 月 1 日~30 日期间共 30 天的实测用电曲线，进行对比。下图首先展示了随机模拟的冰箱一日用电曲线：

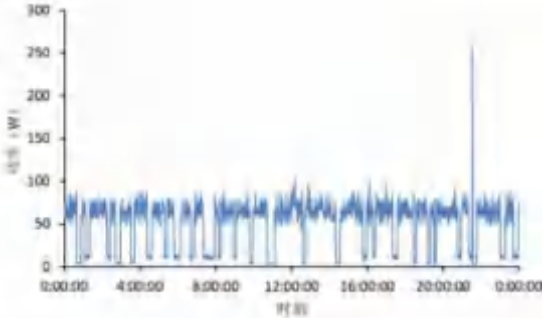


图 12 随机模型模拟的某日冰箱用电曲线

对随机模型模拟的 30 日用电曲线进行统计，得到日均总用电量，与原样本数据 30 日的日均总用电量进行对比，如下表所示。可以看出，模拟曲线的日总用电与实测曲线很接近，相对误差为-1.23%。

表 5 模拟曲线与实测曲线日总用电量对比

	实测用电(kWh)	模拟用电(kWh)	相对误差
日总用电量	1.387	1.370	-1.23%

下图对比了模拟曲线和实测曲线一日内不同时刻的平均用电量。通过下图可以看出，模拟曲线在统计上可以较好地反映日间比夜间用电量大这一统计特征。通过统计得出，逐时平均用电绝对偏差为 0.002kWh，相对偏差 4.35%。

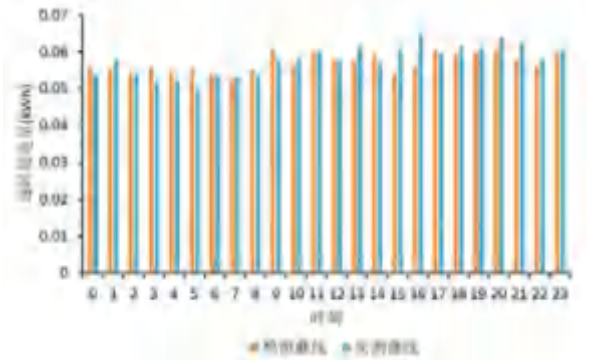


图 13 模拟曲线与实测曲线一日内不同时刻平均用电量对比

通过以上的模型检验过程可以看出，该模型可以较好地反映该案例冰箱用电的不同运行状态统计特征，同时也可以反映出由于一日内不同时刻使用行为和使用强度的变化产生的用能强度的差异。随机模型可以很好地反映这一用电规律。

4、总结

本文提出了一种住宅建筑典型电器的用电特征随机模拟模型。通过对电器实测用电曲线的分析，提取了典型电器不同运行状态下的设备特征参数和使用行为参数，并采用对数正态分布及其联合分布的形式分别对这些关键描述性参数进行分布拟合。同时提出了一套基于蒙特卡洛法和概率分布的随机用电曲线模拟模型。本研究以某冰箱用电为例构建和检验了模型，通过统计指标对模拟模型的准确性进行了检验。通过分析检验，该冰箱模拟模型的日均总用电量相对误差为 1.23%，逐时平均用电量的相对误差为 4.35%。该模型可以有效地反映电器不同状态下的用电特性，以及一日内不同时刻由于使用行为和使用强度变化而产生的用电量的差异。该模型模拟框架可以在未来研究中应用于更多住宅电器的随机模拟过程中。

致谢

本研究承蒙国家重点研发计划“ 净零能耗建筑适宜技术研究与集成示范 ”（2019YFE0100300）、国家自然科学基金“ 建筑中典型行为模式及人群分布获取及检验方法研究 ”（编号 51778321）资助，特此致谢。

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 2020[M].中国建筑工业出版社，2020.

[2] 余碧莹,赵光普,安润颖,陈景明,谭锦潇,李晓易.碳中和目标下中国碳排放路径研究[J].北京理工大学学报(社会科学版),2021,23(02):17-24.

[3] 彭春华,谢鹏,陈臣.大规模光伏电站接入电网可调节鲁棒优化调度[J].中国电机工程学报,2014,34(25):4324-4332.

[4] 曾博,杨雍琦,段金辉,曾鸣,欧阳邵杰,李晨.新能源电力系统中需求侧响应关键问题及未来研究展望[J].电力系统自动化,2015,39(17):10-18.

[5] Bouvenot Jean-Baptiste,Latour Benjamin,Flament Bernard,Siroux Monica. High resolution stochastic generator of European household specific electricity demand load curves for decentralized pow

er self-production applications[J]. Energy & Buildings,2020,229.
[6] Runming Yao, Koen Steemers. A method of formulating energy load profile for domestic buildings in the UK[J]. Energy & Buildings,2004,37(6).
[7] Ian Richardson,Murray Thomson,David Infield,Conor Clifford. Domestic electricity use: A high-resolution energy demand model[J]. Energy & Buildings, 2010,42(10).
[8] Eoghan McKenna, Murray Thomson. High-resolution stochastic integrated thermal–electrical domestic demand model[J]. Applied Energy,2016,165.
[9] Matteo Muratori, Matthew C. Roberts, Ramteen Sioshansi, Vincenzo Marano, Giorgio Rizzoni. A highly resolved modeling technique to simulate residential power demand[J]. Applied Energy,2013,107.
[10] Marianne M. Armstrong,Mike C. Swinton,Hajo Ribberink,Ian Beausoleil-Morrison,Jocelyn Millette. Synthetically derived profiles for representing occupant-driven electric loads in Canadian housing[J]. Journal of Building Performance Simulation,2009,2(1).
[11] Joakim Widén, Magdalena Lundh, Iana Vassileva, Erik Dahlquist, Kajsa Ellegård, Ewa Wäckelgård. Constructing load profiles for household electricity and hot water from time-use data—Modelling approach and validation[J]. Energy & Buildings,2009,41(7).

平板热管蓄冰装置传热特性研究

刘子初，全贞花，赵耀华，靖赫然，王林成，刘　新

（北京工业大学绿色建筑环境与节能技术北京市重点实验室，北京　100124）

［摘　要］基于焓孔法与有限体积法对以平板热管为核心传热元件，多通道扁管为传热流体流道的蓄冰装置进行数值模拟研究。建立了蓄冰装置的三维非稳态数学模型并求解，研究了凝固过程中的传热特性、液相率及相变前沿，对比分析了有无翅片对结冰速率的影响，探讨了不同翅片高度、翅片间距和翅片厚度下蓄冰装置的传热特性。研究表明，封闭式矩形翅片的相变前沿呈现出从“U 型”向“O 型”变化的趋势，与不添加翅片相比，向蓄冰装置中添加翅片可以明显的提高结冰速率，缩短凝固时间。翅片高度的降低、翅片间距的减小和翅片厚度的增加对结冰速率的提升都很明显。

［关键词］实验动物房；平板微热管阵列；热回收；节能

0 引言

制冷需求迅速增加，导致空调系统集中使用，电力供需不匹配与装机容量增加问题备受关注[1]。冰蓄冷技术可以有效解决上述存在的问题，该技术在夜间（谷期）蓄冷，白天将储存的冷量释放出来，以满足高峰期建筑的制冷需求，其具有蓄能密度高、相变过程接近等温、释冷过程温度易于控制等优点[2,3]。这项技术已经广泛的应用于空调系统中，相较于常规电力空调系统，通过“移峰填谷”可以有效的提高系统的运行效率，降低运行成本，减少对环境的污染。

然而，蓄冷材料较差的导热性限制了其在冰蓄冷空调系统中进一步的应用[4,5]。因此，为了提高传热效率，在过去的几十年中，许多学者从不同方面进行了大量工作。比如，设计不同结构形式的蓄冰装置（盘管式、管壳式、冰球式和冰浆式等），提高蓄冷材料的导热系数（添加纳米材料或泡沫金属等）和扩展换热面积（添加翅片等）。热管依靠内部工质连续的蒸发冷凝可以在相当长的距离进行快速的导热，展现了良好的导热能力。近年来，一些学者开始注意到热管在冷能存储中的潜力，潘阳[6-8]等对单根热管的蓄冰进行了一系列研究，从技术和理论角度研究和探讨了热管做为冰蓄冷装置的适用性。Fang[9]等将分离式螺旋热管应用于冰蓄冷空调系统。实验结果表明，采用分离式螺旋热管的冰蓄冷空调系统在蓄放冷过程中可以稳定工作。

如上所述，现有蓄冰制冷用热管均采用圆形热管或分离式热管，受传热效率低，系统稳定性差，成本高以及圆形热管添加翅片来扩展传热面积的技术复杂等诸多因素的限制。为了解决传统热管及热管蓄冰装置的缺陷，刘[10]等采用赵耀华教授发明的新型平板热管作为蓄冰装置的核心传热元件，可以有效克服分离式热管或圆形热管的缺点，并将其与封闭式矩形翅片相结合，扩展与蓄冷工质之间的换热面积，提高换热效率。传热流体不同入口温度及不同体积流量对平板热管蓄冰装置性能的影响已经通过实验进行了研究。实验结果表明，平板热管优异的导热性能显著提高了蓄冰单元的换热性能。但是，实验中无法观察到冰的形成过程，并且实验中平板热管蓄冰装置的结构参数或许不是最优的，需要对其进行蓄冰传热过程分析及结构优化。考虑到通过实验优化结构不仅工作量较大，浪费时间，而且成本较高，采用数值模拟是比较合理的方法。

基于以上综述，本文建立了平板热管蓄冰装置的三维非稳态数学模型，研究了冰的形成过程及蓄冰过程中的传热特性，并对封闭式矩形翅片的结构参数(包括翅片高度、翅片厚度和翅片间距)对蓄冰装置换热性能的影响进行分析讨论。

1 蓄冰装置与数学模型

1.1 蓄冰装置与物理模型

平板热管蓄冰装置的结构如图 1（a）所示，蓄冰装置壳体由不锈钢板制成，四周采用聚苯乙烯泡沫塑料材料保温，尺寸为 428×95×1050mm。蓄冰装置芯体由三个蓄冰单元组成，平板热管作为核心传热元件（充液工质为丙酮，充液率为 15%），由多个独立的带有微槽的微热管组成，通过铝板一次性挤压而成，其工作原理与传统热管相同，单根平板热管的结构参数为 96×3×800mm，如图 1(b)所示。结合多通道扁管作为传热流体流道，封闭式矩形翅片紧贴热管表面以

扩展与蓄冷工质之间的换热面积进行强化换热。多孔通道扁管的尺寸为 368×7.5×120mm，内部单个孔的尺寸为 5.3×4.8mm，如图 1(c)所示。封闭式矩形翅片的尺寸为 96×20×800mm。考虑到对蓄冰装置整体进行建模，计算量较大，模拟时间较长，并且蓄冰装置是由三个相同的蓄冰单元组成，本研究只对其中一个蓄冰单元进行数值模拟。

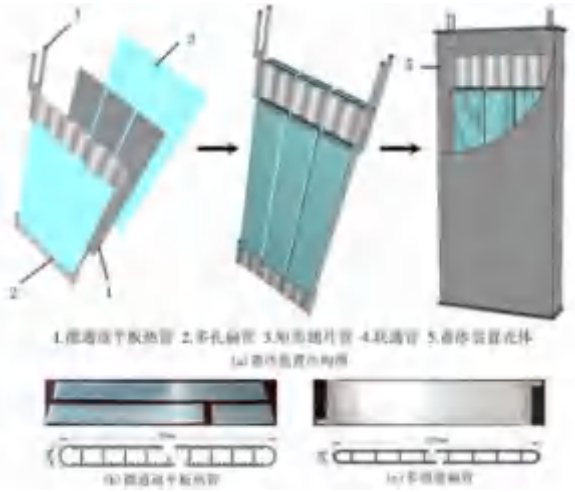


图 1 平板热管蓄冰装置结构图

1.2 控制方程

为了简化问题，便于进行建模和求解，做出以下假设：

(1) 蓄冰单元内部的水被认为是牛顿、不可压缩流体，并且处于层流状态；

(2) 除了密度外，水的热物理性质在液态和固态下分别为不同的固定值，由于水的密度随温度呈非线性变化，通过下式确定：

$$\rho = \rho_{\max}(1-\omega\left|T-T_{\max}\right|^{1.89}) \tag{1}$$

其中，ρ 为密度，kg/m^3；ρmax 为水的最大密度，kg/m^3；T_{max} 为水的最大密度时对应的温度，℃。在本文中，ρmax=999.972kg/m^3，ω=9.3×10-6，T_{max}=4 ℃.

(3) 忽略水凝固过程中过冷度和体积膨胀的影响；

(4) 多孔通道扁管内部的微翅结构被忽略；

(5) 平板热管被视为高导热系数的固体，导热系数为 50751W/m·K，导热系数通过下式计算：

$$\lambda_{eff} = P\frac{l_{eff}}{A_{MHPA}\Delta T} \tag{2}$$

其中，λeff 为平板热管的导热系数，W/m·K；l_{eff} 为平板热管的有效长度，m；P 为蓄冰单元的蓄冷功率，W；AMHPA 为平板热管的横截面积，m^2；ΔT 为平板热管蒸发段和冷凝段的温差，℃。

(6) 平板热管蓄冰装置的所有外表面均假设为绝热表面，忽略其向环境中的热损失。

对于水的凝固过程，不可压缩流体的控制方程如下：

连续性方程：

$$\frac{\partial\rho}{\partial t}+\nabla\cdot(\rho\vec{U})=0 \tag{3}$$

动量方程：

$$\rho\frac{\partial\vec{U}}{\partial t}+\rho(\vec{U}\cdot\nabla)\vec{U}=-\nabla p+\mu\cdot\nabla^2\vec{U}+\rho\alpha(T-T_{ref})\vec{g}+\vec{S} \tag{4}$$

$$S=\frac{(1-\beta)^2}{(\beta^3+\varepsilon)}C_{mush}\vec{U} \tag{5}$$

能量方程：

$$\frac{\partial\rho H}{\partial t}+\nabla\cdot(\rho\vec{U}H)=\nabla\cdot(\lambda\nabla T) \tag{6}$$

其中，t 为时间，min；$\vec{U}$ 为速度矢量，m/s；p 为压力，Pa；ε 为防止被零除的小数，这里为 0.0001；C_{mush} 为糊状区常数，这里为 10^5；g 为重力加速度，m^2/s。

水的焓值为其显热和潜热的和，表示如下：

$$H=h_{ref}+\int_{T_{ref}}^{T}c_p dT+\Delta H \tag{7}$$

其中，h_{ref} 为参考焓，kJ/kg；T_{ref} 为参考温度；c_p 为比热，kJ/kg·K。

潜热量计算如下：

$$\Delta H=\beta L \tag{8}$$

其中，潜热量在 0 和 L 之间变化，L 为 335kJ/kg。

液相率，β，定义如下：

$$\beta=\begin{cases}\beta=0 & T<T_{solidus}\\ \beta=1 & T>T_{liquidus}\\ \beta=\dfrac{T-T_{solidus}}{T_{liquidus}-T_{solidus}} & T_{solidus}<T<T_{liquidus}\end{cases} \tag{9}$$

其中，$T_{solidus}$ 和 $T_{liquidus}$ 分别为凝固和融化温度，T 为蓄冷材料温度。

1.3 参数与计算设置

初始阶段，蓄冰单元处于热平衡状态，初始温度为 18℃。载冷剂的入口温度和体积流量分别为-10℃和 0.16m^3/h，其中载冷剂的进口为速度进口边界，载

冷剂的出口为压力出口边界。多孔通道扁管与平板热管，平板热管与封闭式矩形翅片和封闭式矩形翅片与水之间均设置为耦合边界，所有外表面均设置为绝热。采用前处理软件 GAMBIT 对蓄冰单元建立几何模型，划分网格，定义边界条件和区域。利用 ANASYS FLUENT 17.0 软件调用凝固/融化模型求解水的三维瞬态凝固过程。

1.4 模型验证

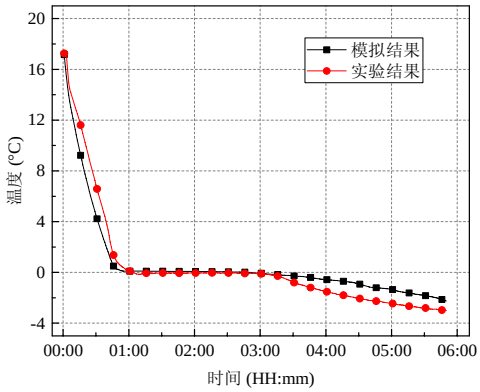


图 2 蓄冰单元内某一位置水的温度对比

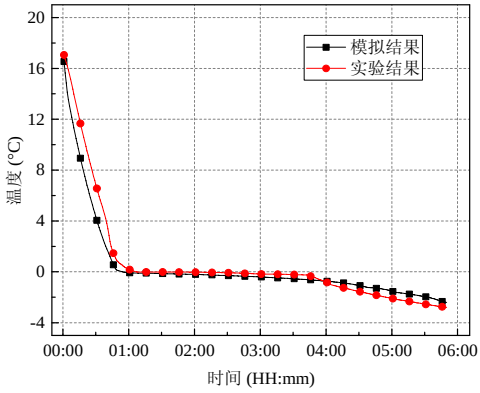


图 3 蓄冰单元内翅片表面某一位置温度对比

为了验证模型的准确性和数值方法的可靠性，将蓄冰单元某一点水温和翅片表面温度的实验值与模拟值进行对比，如图 2 和图 3 所示。可以看出，数值模拟得到的结果与实验值具有较好的一致性，可认为蓄冰单元的计算模型和数值方法是准确的，可以用到接下来的研究中。

2 结果与讨论

2.1 凝固过程分析

蓄冰单元位于封闭的箱体内部，通过实验观察冰的形成过程比较困难，而采用数值模拟的方法可以有效的解决这个问题。从图 4 中可以观察到沿翅片高度方向水的凝固过程。翅片根部紧贴热管表面，初始阶段，冷量以导热方式传入翅片根部，温度接近热管温度，温度较低，水首先在翅片根部凝固。随后，冷量沿翅片高度方向以导热方式传递，翅片表面的温度低于水的温度，通过对流换热方式向周围的水散冷，翅片表面周围的水要比中心位置的水先凝固，呈现固-液共存状态。由于翅片温度沿高度方向逐渐增加，翅片端部与水的温差较小，所以初始阶段翅片间的相界面（相变前沿）呈现为“U 型”。随着靠近翅片根部的水完全凝固，翅片端部的温度进一步降低，相变前沿呈现为“0 型”。值得注意的是，为了安装方便，在封闭式矩形翅片管外侧与箱体内侧之间存在盲区（没有翅片分布），只能依靠翅片表面与水之间的自然对流和水或冰的导热作用传递冷量，热阻较大，结冰速度明显慢于有翅片分布的区域。因此，应尽量减小蓄冰装置内存在盲区以提高蓄冷速率。

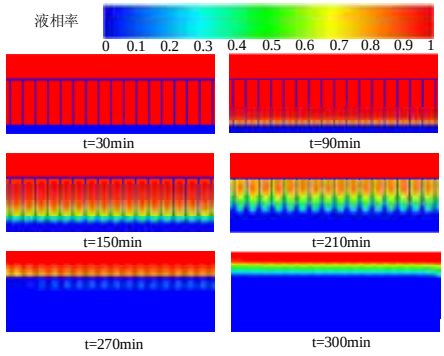


图 4 蓄冰单元位于 Z=680mm 平面处液相率云图变化情况

2.2 翅片结构的参数优化

考虑到大型的蓄冰装置由多个蓄冰单元组成，仅靠近蓄冰装置内壁的蓄冰单元受盲区的影响，其他并不受影响，所以在对蓄冰单元的结构优化中，盲区的影响被忽略，仅研究封闭式矩形翅片管内部的传热特性。在翅片结构的优化模拟中，载冷剂的入口温度为 -10℃，体积流量为 0.16m^3/h。

2.2.1 翅片高度的影响

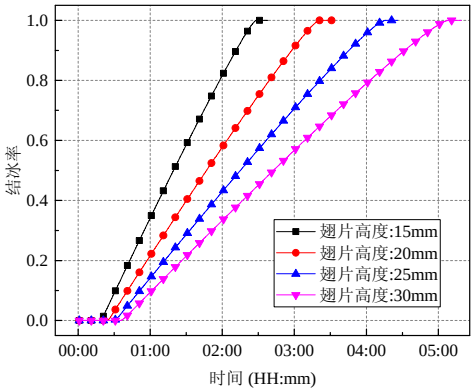


图 5 不同翅片高度条件下结冰率随时间的变化

图 5 展示了在不同翅片高度情况下结冰率随时间的变化情况，可以看出随着翅片高度的增加水完全结成冰的时间也增加，这是因为随着翅片高度的增加，水的体积增加，吸收的冷量随之增多，水完全凝固所需的时间也越多。由于载冷剂与水的温差较大，并且水的显热较小，翅片高度对水从初始温度降到 0 ℃ 几乎没有影响，主要对凝固过程的影响较大。并且翅片根部周围的水先凝固，随着翅片高度的增加，翅片端部与翅片根部的热阻也随之增大，与冰层的热阻一起弱化了翅片端部周围水的换热效果。

2.2.2 翅片间距的影响

图 6 展示了不同翅片间距与无翅片条件下结冰率随时间的变化。添加翅片与不添加翅片相比，结冰速率加快，完全凝固所需的时间明显减少，翅片间距为 10.1mm 时，凝固所需的时间缩短 25.3%，随着翅片间距的进一步缩小，完全凝固所用的时间会更少，当翅片间距为 2.4mm 时，时间缩短 36.8%。随着翅片间距的减小，结冰速率增加，这是因为翅片间距的减小，意味着在固定体积内，翅片与水之间的换热面积增加，热阻减小，换热量增加，结冰速率随之提高。

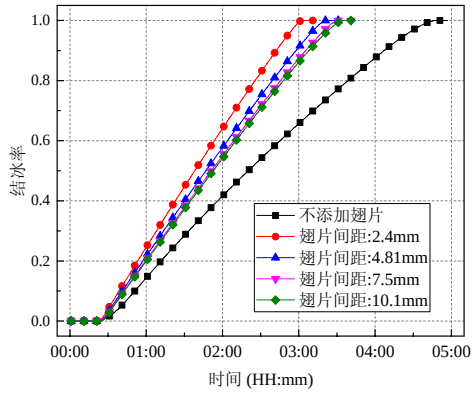


图 6 不同翅片间距与无翅片条件下结冰率随时间的变化

2.2.3 翅片厚度的影响

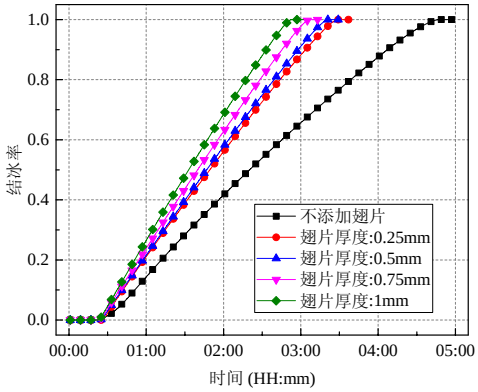


图 7 不同翅片厚度和无翅片条件下结冰率随时间的变化

图 7 展示了不同翅片厚度和无翅片条件下结冰率随时间的变化。添加翅片与不添加翅片相比，结冰速率加快，完全凝固所需的时间明显减少，翅片厚度为 0.25mm 时，凝固所需的时间缩短 27.8%，随着翅片间厚度的进一步增加，完全凝固所用的时间会更少，当翅片间距为 1mm 时，时间缩短 39.9%。并且可以看出随着翅片厚度的增加，结冰速率也随之增加。翅片越厚，同一时刻的蓄冰量也越多。

3 结论

（1）平板热管蓄冰装置内封闭式矩形翅片的相变前沿呈现出从“U 型”向“O 型”变化的趋势，将冷量有效地限制在矩形封闭区域内，提高了蓄冰速率。

（2）与不添加翅片相比，向蓄冰装置中添加翅片可以明显的提高结冰速率，缩短凝固时间。

（3）翅片高度的降低、翅片间距的减小和翅片厚度的增加对结冰速率的提升是显著的。

参考文献

[1] 段骁健. 基于冰蓄冷的区域供冷系统优化控制研究[D].华南理工大学,2020.

[2] Y.P. Huang, Q. Sun, F. Yao, C.B. Zhang, Performance optimization of a finned shell-and-tube ice storage unit, Applied Thermal Engineering. 167 (2020) 1-13.

[3] A. Ebrahimi, M.J. Hosseini, A.A. Ranjbar, M. Rahimi, R. Bahrampoury, Melting process investigation of phase change materials in a shell and tube heat exchanger enhanced with heat pipe, Renewable Energy. 138 (2019) 378-394.

[4] M. Abdollahzadeh, M. Esmaeilpour. Enhancement of phase change material (PCM) based latent heat storagesystem with nano fluid and wavy surface. International Journal of Heat and Mass Transfer, 80 (2015) 376–385.

[5] Cláudia R.E.S. Nóbrega, Kamal A.R. Ismail, Fátima A.M. Lino. Enhancement of ice formation around vertical finned tubes for coldstorage applications. International Journal of Refrigeration, 99 (2019) 251–263.

[6] 周向阳，潘阳，熊国华.单根热管蓄冰理论研究[J].建筑热能通风空调，2009，538-541.

[7] 周向阳，潘阳.热管冰蓄冷结构设计[J].制冷技术，2011，39(2):69-72.

[8] 钟春，潘阳.热管蓄冰过程的数值模拟研究[J].江西能源，2009，2:38-40.

[9] G.Y. Fang, X. Liu, S.M. Wu, Experimental investigation on performance of ice storage air-conditioning system with separate heat pipe, Experimental Thermal and Fluid Science. 33 (2009) 1149-1155.

[10] Zichu Liu, Zhenhua Quan, Yaohua Zhao, Heran Jing, Liu Xin, Lincheng Wang. Experimental research on the performance of ice thermal energy storage device based on micro heat pipe arrays. Applied Thermal Engineering, 185(2021)116452.

平板微热管阵列式换热机组在实验动物房的应用研究

王　密，樊洪明

（北京工业大学绿色建筑环境与节能技术北京市重点实验室，北京　100124）

［摘　要］为保证实验动物的各项生命体征，实验动物房采用全新风空调系统，全年 24 小时不间断运行，且新排风换气次数远高于普通建筑，实验动物房空调系统的能耗成本巨大，因此降低空调系统能耗成为实验动物房节能减排的重要研究方向。本文通过对北京市某实验动物房空调系统能耗特点的分析，将平板微热管阵列式换热机组安装于北京市某实验动物房外与空调系统联合运行，在冬季回收室内排风的热量，给新风预热，从而减少空调系统功耗，以做到节能。结果表明，试验期间换热机组换热效率最大值为 80.15%，最小值为 67.67%，，整个试验期间具有显著的节能效果。

［关键词］实验动物房平板微热管阵列热回收节能

1.引言

随着社会的飞速发展，能源需求越来越迫切。其中，建筑业占了很大一部分，约消耗全球一次能源的 30%[1]。在建筑能耗中，大约 40％来自 HVAC（供暖，通风和空调）系统[2]。洁净室类建筑，因其较高的换气率和严格的室内参数控制要求而消耗大量能源[3]。作为其代表建筑之一——实验动物房，通常采用全新风空调系统，每天 24 小时持续运行，需要保持全年温度恒定。因此，新风负荷巨大。另一方面，排风直接排至大气，造成其中的冷热量白白浪费，且可能对环境造成污染。若能够提供合理的空气热回收技术，在防止空气交叉污染的前提下，通过回收废气的废热来处理新鲜空气，可以减少能源需求并提高能源效率[4]。

一般地，空气热回收方式可分为全热回收与显热回收两种。在全热回收装置中，冷热流体不能完全分开，对于实验动物房的高污染性排风而言，是很不安全的，不应采用。热管换热器[5]是一种优良的显热回收装置，主要优势表现在单位体积传热面积大，传热效率高，没有活动部件，冷热流体完全分离，可靠性高等[6] [7] [8]。因此，热管换热器被广泛应用于空气热回收领域。

Noie-Baghban 等人[9]使用 8 根独立的热管组成换热器用于医院洁净手术部的废热回收，然而换热器的效率仅为 0.16，这是由于热管的高管径比和管外无翅片。Yang 等人[10]利用热管换热器回收汽车尾气的热量，并输送到客车车厢内，保持车厢内舒适的温度，其中热管的冷凝段采用外环钢翅片，蒸发段采用裸管。实验验证了热管换热器在废气回收的优越性。Mostafa 等人[11]研究了热管换热器在空调热回收方面的应用，用空调的回风冷却进入的新鲜空气。实验结果表明，随着新风与回风温差增大，热回收效率明显提高，最高可达 48%左右。Ahmadzadehtalatapeh 等人[12]使用热管换热器对马来西亚某医院病房空调系统进行热回收，模拟在 8 排热管换热器情况下，全年可以节约 455 MWh 的总能量。Zhou[13]等人提出了一种泵驱动循环热管技术，用于降低空调系统新风处理能耗，实验结果表明换热器换热能力、温度效率随着热管排数的增加而增大。AndreiBurlacu 等人[14]将热管换热器用于建筑的余热回收，其中热管的冷凝段引入传热环以加强传热，通过模拟表明该装置热回收效率高，可有效降低建筑能耗。

从以上内容发现，在已有的热管换热器研究中，热管的尺寸较大，形式多为圆管，管外无翅片或者很少翅片。直接或间接造成换热器与空气接触面积小，换热不充分，换热效率不高。对于一定体积情况下，提高换热性能最有效的途径是增大换热器表面积，使之更有效地应用于建筑通风热回收。

近年来，出现了一种具有超导热性能的导热元件——平板微热管阵列（MHPA）[15]。MHPA 具有传热能力高、单位体积传热面积大、效率高等优点。基于此，MHPA 被应用到太阳能热水集热[16]、太阳能聚光热电发生器[17]、太阳能空气加热器[18]、锂离子散热冷却系统[19]与 CPU 散热装置[20]中，MHPA 充分表现了

其高效传热的优势。然而，目前 MHPA 在热回收方面的研究较少，仅有相关实验[21] [22]测试了 MHPA 在传统住宅建筑热回收方面的效果，实际应用时，其热回收性能有待进一步研究。

本文主要从换热器结构出发，基于 MHPA 技术、翅片-平板微热管阵列一体化技术，提出一种新形式的翅片-平板微热管阵列一体化的空气热回收装置。在北京市某实验动物房通过实验的方法探究了这种新型热回收装置的传热性能。分析了不同室外温度对热回收性能的影响，采用回收热量、热回收效率以及 COP 等来评价该热回收装置的热性能。

2.平板微热管阵列式换热机组设计

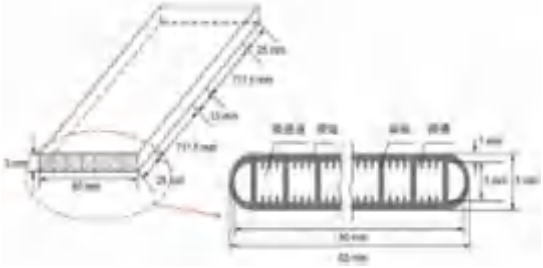


图 1 平板微热管阵列示意图

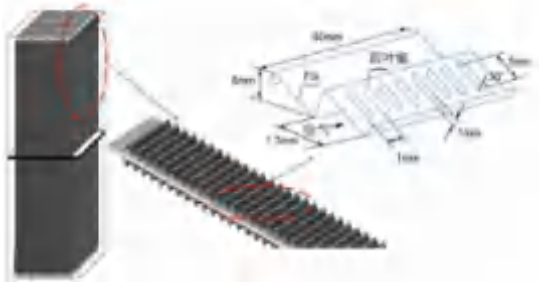


图 2 热回收机组示意图

本研究使用的平板微热管阵列示意图见图 1。在平板热管内添加阵列隔板，将内部空间划分为多个矩形通道。通道内部表面有微槽结构，可以进一步增大相变换热面积，增强扰动，强化传热。MHPA 的蒸发段、冷凝段长度均为 717.5mm，绝热段尺寸为 15mm。蒸发段和冷凝段的外端都留有 25mm 的光板，其他部分外部均匀焊接翅片，翅片形式选取百叶窗翅片，使整个翅片上的流动边界层变薄，以提高热管的传热系数。在本文中，采用了 120 根热管，分 30 排布置，每排有 4 组。换热器示意图见图 2。

3.热管换热器实验

3.1 实验系统与方法

本文实验地点位于中国北京市，以冬季供热为主。为探究所提新排风热回收装置在实验动物房中的节能效果，将实验装置放置于北京市中国医学科学院实验动物研究所大动物实验动物房饲养间。实验动物为 20 只左右的猴子，根据实验环境要求，冬季及过渡季节室内设计温度在 20℃~22℃，相对湿度维持在 40%~60%。实验动物房中通风系统采用直流式新风系统，且全年 24h 不间断运行。

本文所用的热回收装置分别测试了热回收装置在过渡季和冬季的热回收效果。装置由互不交叉的新风通道和排风通道组成。排风通道内，室内的排风经过蒸发段，排风携带的热量传递给微热管内的工质液体，工质蒸发汽化上升至冷凝段；新风通道内，从室外进来的新鲜空气在换热装置的冷凝段，被微热管内工质冷凝放出的热量加热。与传统热回收装置相比，本装置增设过滤装置，送风段配置初效、中效过滤器，排风段设活性炭过滤器。热回收装置中各部分之间采用法兰连接，隔板用于将两个风道隔开。最终热回收装置外形尺寸为 670×665×1550mm，送风风量为 1500m³/h。

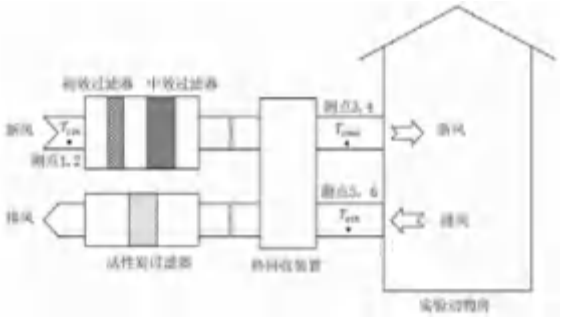


图 3 实验系统及测点分布图

实验系统与测点分布如图 3 所示。为了研究热回收装置的节能效果，需采集预热后新风的温度、室内温度及室外环境温度 3 个温度值。要获得可靠的温度变化，每个温度测量处设置两个测点，取平均温差，共应设置 6 处测点，使用热电阻（Pt100，精度±0.2℃，测量范围 0℃~100℃）进行温度测量。测点 1、2 位于室外机组的送风处，用于测量室外环境温度；测点 3、4 位于动物房饲养间送风管道的送风口处，即新风经过预热后的温度；测点 5、6 位于动物房饲养间室内。为保证实验动物房饲养间内空气质量，热回收装置全天运行。采集 0：00~24：00 的测点温度数据。数据连续采集间隔时间为 5min。测得的温度数据由连接到计算机的数据采集仪器（Agilent 34972A）进行监测和收集。

3.3 评价因子

对 MHPA 热回收装置的性能分析主要从余热回收量 Q、余热回收效率 ε 和性能系数（COP）来进行

分析。

室外新风必须加热到与室内空气相同的温度，正常情况下的新风加热量可以计算如下：

$$Q_1 = \rho Q c_p (T_{ein} - T_{cin}) \quad (1)$$

有了热回收装置后的新风加热量可以计算如下：

$$Q_2 = \rho Q c_p (T_{ein} - T_{cout}) \quad (2)$$

热回收装置回收的热量：

$$Q = \rho Q c_p (T_{cout} - T_{cin}) \quad (3)$$

温度效率通常是衡量热回收装置性能的重要指标。温度效率定义为实际交换热量与理论最大交换热量之比。

$$\varepsilon = \frac{T_{cout} - T_{cin}}{T_{ein} - T_{cin}} \times 100\% \quad (4)$$

为进一步评价该装置的节能性能，本文还计算了装置的性能系数（COP），COP 的计算方法如式（5）所示。热回收装置的能耗为两台 1.1kW 的风机的能耗，共计 2.2kW。由于热回收装置消耗额外的电能，定义热回收装置回收的热量与消耗的电能之比：

$$COP = \frac{Q}{W} \quad (5)$$

4.实验分析

本次测试时间为 2019 年冬季至过渡季，选取 1 月 2 日与 4 月 14 日的采集数据，分别代表冬季与过渡季的典型日数据（两天的室外平均温度分别为 0.25℃与 14.4℃）。采集的温度数据如图 4 与图 5 所示。从两图可以看出，采用热回收装置后，全天工况下，冬季与过渡季的新风入口温度 Tcin 均得到预热，平均温度分别升高了 16.5℃、7℃。本节对两个季节工况下平板微热管阵列热回收装置的节能效果进行分析。

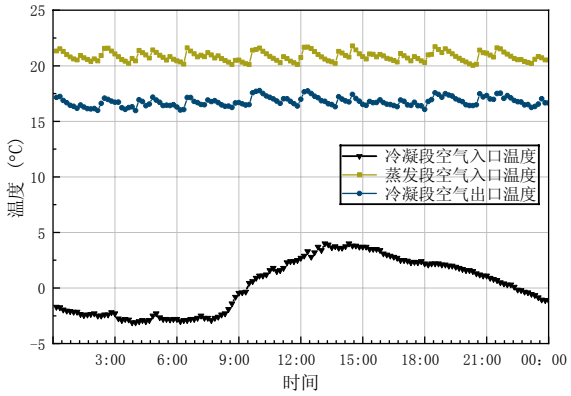


图 4 冬季新排风温度逐时变化图

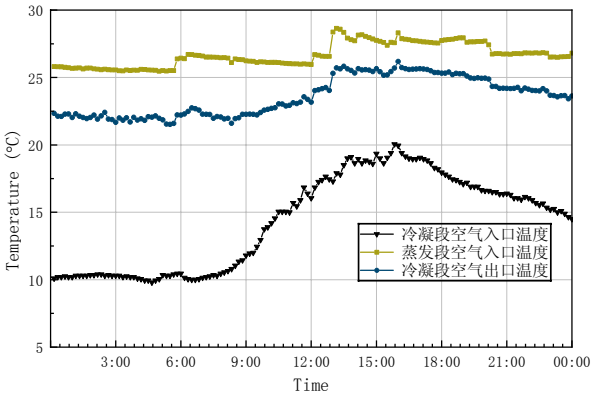


图 5 过渡季新排风温度逐时变化图

4.1 冬季节能分析

根据冬季典型日测试结果，计算出在不同时刻热回收装置回收的热量 Q、热回收效率 ε 以及性能系数（COP）的大小与之随时间的变化，见图 6。

图 6 表示在一天的不同时刻，室外环境温度越低，回收的热量越多。0：00~8：00 期间，室外环境温度为一天中的最低值，这段时间回收的热量最高。8：00，回收余热量最高为 39.3 kW。随后，室外环境温度随时间逐渐升高，回收的热量整体呈下降趋势，并在 14:00 左右达到了最低值，最低回收热量为 24.6 kW。15：00 至 24：00，室外环境温度随时间逐渐下降，回收的热量逐渐升高。全天回收热量平均值为 32.3 kW。

0：00~8：00 期间，新风侧空气入口温度（即室外环境温度）缓缓降低，余热回收效率呈上升趋势。8：00~14：00 期间，室外环境温度逐渐上升，热回收效率随着时间逐渐降低。随后室外环境温度开始降低，热回收效率逐渐升高。0：00~8：00 期间为全天中室外环境温度最低的时刻，热回收机组的余热回收效率逐渐达到最大。全天的热回收效率最高 83.6%，最低 74.9%，平均热回收效率为 80%。

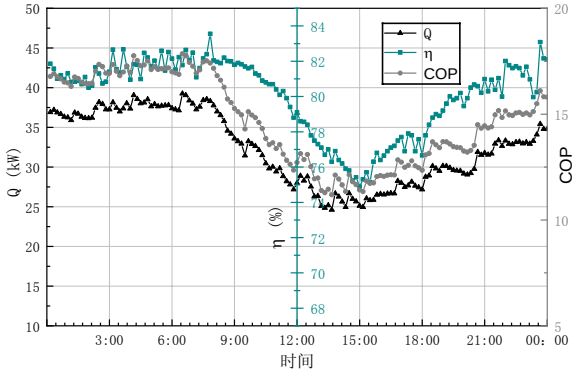


图 6 冬季热回收性能曲线

为随着室外环境温度的变化，装置的 COP 随之

变化，COP 的大小与室外温度的高低有着负相关的关系。在 1 月 2 日全天的工况下，热回收装置的 COP 最大为 17.8，最小为 11.2，平均值为 14.7。该 COP 值远大于普通空气源热泵的 COP，可见冬季工况下，该平板微热管阵列热回收装置的节能潜力很大，且具有实际应用价值。

4.2 过渡季节能分析

根据过渡季典型日测试结果，计算出在不同时刻热回收装置回收的热量 Q、热回收效率 ε 以及性能系数（COP）的大小与之随时间的变化，见图 7。由图 7 可以看出，在室外环境温度 Tcin 随着时间发生波动的过程中，热回收装置回收的热量 Q 随之反向变化。0:00~6:30 期间，室外环境温度为一天中的最低值，这段时间回收的热量最高。6:30，回收余热量达到全天最高值，为 21.1kW。6:30~15:50，室外环境温度随时间逐渐升高，回收的热量整体呈下降趋势。并在 15:50 达到了最低值，最低回收热量为 5.6 kW。15::50 至 24:00，室外环境温度随时间逐渐下降，回收的热量逐渐升高。全天回收的热量平均值为 13.7 kW。

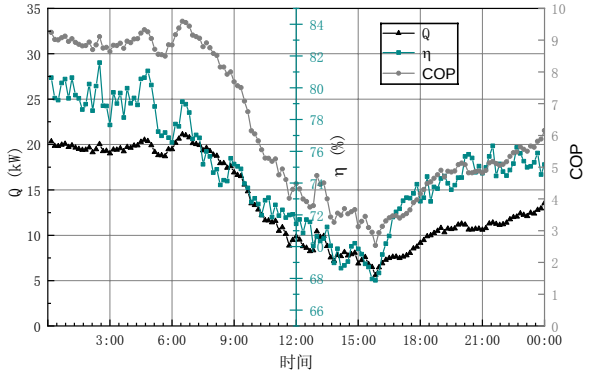


图 7 过渡季热回收性能曲线

0：00~7：00 期间，室外环境温度在 10℃左右，是一天中的最低值，余热回收效率较高，整体效率在 77%~82%之间波动。7：00~15：50 期间，室外环境温度逐渐上升，热回收效率随着时间逐渐降低。随后室外环境温度开始降低，热回收效率逐渐升高。全天的热回收效率最高 81.6%，最低 67.9%，平均热回收效率为 74.7%。

随着室外环境温度的变化，装置的 COP 随之变化，COP 的大小与室外温度的高低有着负相关的关系。在 4 月 14 日全天的工况下，热回收装置的 COP 最大为 9.6，最小为 2.5，平均值为 6.9。全天工况下，COP 值大于 5 的时间占全天 60%时间以上。可见过渡季工况下，MHPA 热回收装置也具有一定的节能价值。

5.结论

本文针对实验动物房新风量大、供热能耗高的特点，基于平板微热管阵列技术和翅片-微热管一体化技术设计了一种可用于动物房排风热回收的空气-空气换热装置。通过冬季和过渡季的典型日测试，证明了其具有良好的节能效果，可作为实验动物房新风系统节能的一项行之有效的举措。具体结论如下：

（1）新型换热装置利用了微热管阵列技术。因为微通道的存在加强了换热器的承压能力，所以换热器可以使用导热能力更强，承压能力较弱的铝结构。如此一来，整个装置的质量会大大降低。

（2）新型换热装置将百叶窗翅片与微热管进行一体化设计，使得换热器结构更加紧凑小巧，换热面积更大，进而提升换热器性能。

（3）新型换热装置的换热过程主要靠重力进行，无需额外的驱动装置。这样，可以简化整个系统，进一步降低能耗。

（4）新型换热装置的冬季平均热回收效率为 80%,平均回收热量为 32.3 kW 平均 COP 为 14.7。过渡季平均热回收效率为 74.7%，平均回收热量为 13.7 kW 平均 COP 为 6.2。

新型的换热装置具有质量更轻、换热能力更强、体积更小，换热面积更大，无需额外驱动装置以及节能效果更好等特点，如果在冬季应用于实验动物房，不仅有效地降低装置占据的空间，还可以提高动物房本身的节能效果，产生较大的经济效益。

参考文献

[1] Yan D, T. Hong, B. Dong, A. Mahdavi, S.D'Oca, I. Gaetani, X. FengIEA EBC Annex 66: Definition and simulation of occupant behavior in buildings Energy Build., 156 (2017), pp. 258-270

[2] Zheng Yang, Ali Ghahramani, Burcin Becerik-Gerber, Building occupancy diversity and HVAC (heating, ventilation, and air conditioning) system energy efficiency, Energy, Volume 109,2016, pp. 641-649.

[3] M.G.L.C. Loomans, T.B.J. Ludlage, H. van den Oever, P.C.A. Molenaar, H.S.M. Kort, P.H.J. Joosten, Experimental investigation into cleanroom contamination build-up when applying reduced ventilation and pressure hierarchy conditions as part of demand controlled filtration, Building and Environment, Volu

me 176,2020,106861,ISSN 0360-1323.
[4] Liu, Z., Li, W., Chen, Y., Luo, Y., & Zhang, L. Review of energy conservation technologies for fresh air supply in zero energy buildings. Applied Thermal Engineering, 2019:544-556.
[5] Elbaky M A, Mohamed M M. Heat pipe heat exchanger for heat recovery in air conditioning. Applied Thermal Engineering. 2007; 27(4): 795-801.
[6] H. Jouhara, A. Chauhan, T. Nannou, S. Almahmoud, B. Delpech, L.C. Wrobel,Heat pipe based systems - Advances and applications, Energy, Volume 128,2017,Pages 729-754,
[7] Y.H. Yau, M. Ahmadzadehtalatapeh. Predicting yearly energy recovery and dehumidification enhancement with a heat pipe heat exchanger using typical meteorological year data in the tropics, J. Mech. Sci. Technol., 25 (4) (2011), pp. 847-853.
[8] W. Srimuang, P. Amatachaya. A review of the applications of heat pipe heat exchangers for heat recovery Renew. Sustain. Energy Rev., 16 (6) (2012), pp. 4303-4315.
[9] S. Noie-Baghban, G. Majideian. Waste heat recovery using heat pipe heat exchanger (HPHE) for surgery rooms in hospitals. Applied Thermal Engineering, 20 (2000), pp. 1271-1282.
[10] F. Yang, X. Yuan, G. Lin, Waste heat recovery using heat pipe heat exchanger for heating automobile using exhaust gas, Appl. Therm. Eng. 23 (2003) 367–372.
[11] M.A.A. El-Baky, M.M. Mohamed, Heat pipe heat exchanger for heat recovery in air conditioning, Appl. Therm. Eng. 27 (4) (2007) 795–801.
[12] M. Ahmadzadehtalatapeh, Y.H. Yau, The application of heat pipe heat exchangers to improve the air quality and reduce the energy consumption of the air conditioning system in a hospital ward—a full year model simulation, Energy Build. 43 (9) (2011) 2344–2355.
[13] Feng Zhou, Wei Duan, Guoyuan Ma, Thermal performance of a pump-driven loop heat pipe as an air-to-air energy recovery device, Energy and Buildings, Volume 151, 2017, Pages 206-216, ISSN 0378-7788.
[14] Andrei Burlacu, Gavril Sosoi, Robert Ștefan Vizitiu, Marinela Bărbuță, Constantin Doru Lăzărescu, Vasilică Ciocan, Adrian Alexandru Șerbănoiu, Energy efficient heat pipe heat exchanger for waste heat recovery in buildings, Procedia Manufacturing, Volume 22, 2018, Pages 714-721, ISSN 2351-9789
[15] Y.H. Zhao, H.Y. Wang, Y.H. Diao, et al. Heat transfer characteristics of flat micro-heat pipe array Ciesc. J., 62 (2) (2011), pp. 336-343.
[16] Yuechao Deng, Yaohua Zhao, Zhenhua Quan, Tingting Zhu, Experimental Study of the Thermal Performance for the Novel Flat Plate Solar Water Heater with Micro Heat Pipe Array Absorber, Energy Procedia, Volume 70, 2015, Pages 41-48, ISSN 1876-6102.
[17] Guiqiang Li, Gan Zhang, Wei He, Jie Ji, Song Lv, Xiao Chen, Hongbing Chen, Performance analysis on a solar concentrating thermoelectric generator using the micro-channel heat pipe array, Energy Conversion and Management, Volume 112, 2016, Pages 191-198, ISSN 0196-8904.
[18] Z.Y. Wang, Y.H. Diao, L. Liang, Y.H. Zhao, T. T. Zhu, F.W. Bai, Experimental study on an integrated collector storage solar air heater based on flat micro-heat pipe arrays, Energy and Buildings, Volume 152, 2017, Pages 615-628, ISSN 0378-7788.
[19] Xin Ye, Yaohua Zhao, Zhenhua Quan, Experimental study on heat dissipation for lithium-ion battery based on micro heat pipe array (MHPA), Applied Thermal Engineering, Volume 130, 2018, Pages 74-82, ISSN 1359-431.
[20] YueRong Xu, HongMing Fan, BoXuan Shao, Experimental and numerical investigations on heat transfer and fluid flow characteristics of integrated U-shape micro heat pipe array with rectangular pin fins, Applied Thermal Engineering,Volume 168,2020,114640,ISSN 1359-4311.
[21] ZhongWei Zhu, HongMing Fan, Cheng Zhang, Experimental investigations on the effectiveness of

micro heat pipe array heat exchanger for heat recovery for residential building, Applied Thermal Engineering, Volume 102,2016,Pages 980-988.
[22] Y.H. Diao, L. Liang, Y.M. Kang, Y.H. Zhao, Z.Y. Wang, T.T. Zhu, Experimental study on the heat recovery characteristic of a heat exchanger based on a flat micro-heat pipe array for the ventilation of residential buildings, Energy and Buildings, Volume 152,2017,Pages 448-457.

气流作用下颗粒下落的运动研究

黄　涛

（重庆大学城市科技学院，重庆　402467）

［摘　要］为了解铸造车间的砂尘污染，本文通过建立简化的车间物理模型，采用 DPM 离散项颗粒模型，非稳态追踪多粒径颗粒群，模拟卸砂时粉尘的扩散运动。根据实际情况，卸砂时增加速度恒定和速度衰减气流的干扰作用，观察 2.5μm 颗粒群的瞬态分布。结果显示两种气流作用下，2.5μm 颗粒群扩散程度不同，但均出现不同粒径的颗粒运动分层现象。

［关键词］粉尘污染；气流作用；扩散运动；2.5μm 颗粒群

0 引言

工业、交通、建筑是我国能源消耗量比重最大的三个领域。工业能耗主要体现在生产过程中，为了响应“十三五”提出的“支持绿色清洁生产，推进传统制造业绿色改造，推动建立绿色低碳循环发展产业体系，鼓励企业工艺技术装备更新改造”绿色、清洁生产的号召，国家整顿了大部分污染大、产量小、能耗高的产业，要求工厂需要配套环境治理设施以低碳排放，绿色生产[1]。为使环保处理设备不出现大马拉小车或治理不充分的情况，需对工业车间内的环境污染做一定的研究，以便更好地匹配设备，更好地节能、环保作业。为此，本文针对铸造工艺车间造型、制芯等工部经混砂机处理后呋喃树脂砂粉尘出砂下落造成室内粉尘污染的情况，探讨车间内有横向干扰气流条件时可吸入粉尘在空间呼吸区范围的运动变化情况[2-3]。

1 卸砂物理模型的建立

采用适合流线弯曲率较大的 RNG k-ε 求解模型，并考虑气固相间耦合作用，利用 DPM 模型完成颗粒流瞬态运动跟踪，利用 Gambit 建立二维模型，局部加密网格，总网格数约 80 万。物理条件为圆形喷口高度 2m，直径 100mm，喷口位于计算域中间位置，并与 Renaud Ansart[4]实验结果验证了数值模型正确性。颗粒下落前，环境流场速度很小，可以拟定喷口气流初速度为 0.0001m/s，得到如图 1 所示的气流流场云图，从图中可看出，在喷口下方两侧有明显的低速区，存在涡流。下落颗粒与环境静止气流作用，环境空气动能增大，涡流对颗粒相的作用就愈加显著，气固耦合作用愈加明显，说明外界气流会干扰颗粒运动，直接影响粉尘的空间分布。

2 恒定均匀的干扰气流作用下粉尘运动

针对气流干扰颗粒下落运动及粉尘分布，以速度递减的干扰气流和速度恒定的干扰气流工况下可吸入颗粒的扩散情况作对比，分析一定空间高度范围的细小颗粒分布情况。

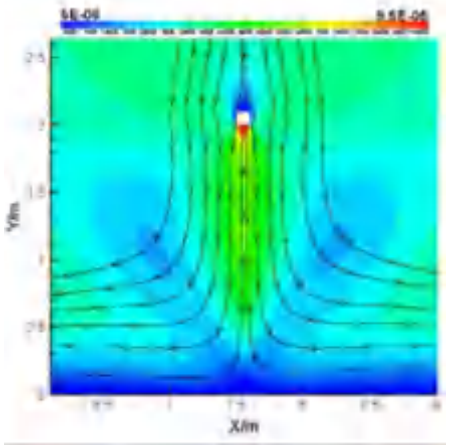
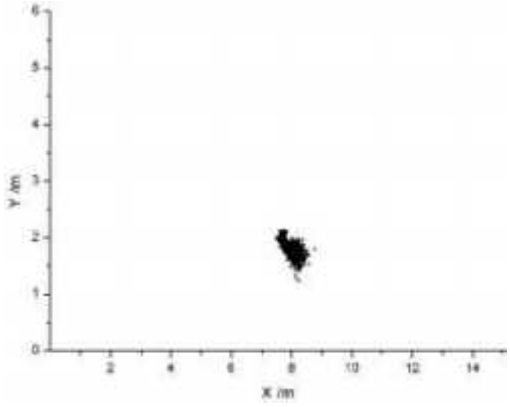


图 1 气流速度云图及流线图

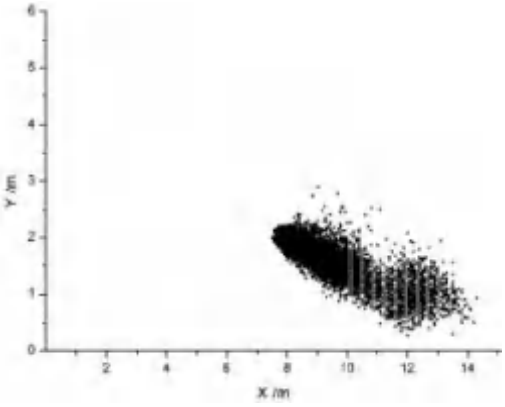
设定颗粒流质量流率为 0.0425kg/s，由于混砂机搅拌作用使得颗粒具有下落初速度，给定 1.2m/s 的初速度，粒径范围 2.5-420μm，由于颗粒数量较大，为避免计算量过大，计算时间长，非稳态计算时间取 30s 内。从图 2 可看出颗粒流一开始受到横向均匀干扰气流作用时，如图 1(a)，2.5μm 颗粒群出现偏移，之后，如图 1(b)，颗粒与颗粒、颗粒与气体间速度梯度越来越明显，致使大颗粒周围滞后的气流对 2.5μm 颗粒群有向下的拖曳作用。由于颗粒群受到气流影响的程度不同而使得不同粒径颗粒群偏移程度不同，颗粒流柱卷吸空气量逐渐增多，颗粒间的内聚力受到空气阻力逐渐减小，内聚力作用使得颗粒流柱靠近喷口部分较紧实，而远离喷口的流柱尾部较松散，加之横向气流作用使得流柱偏移距离越来越大，短时间内几乎无 2.5μm 颗粒群沉降到地面，如图 1(c)。而如图 1(d)

所示，当气粒两相动量充分耦合，颗粒流柱将保持气流速度和方向横向运动。

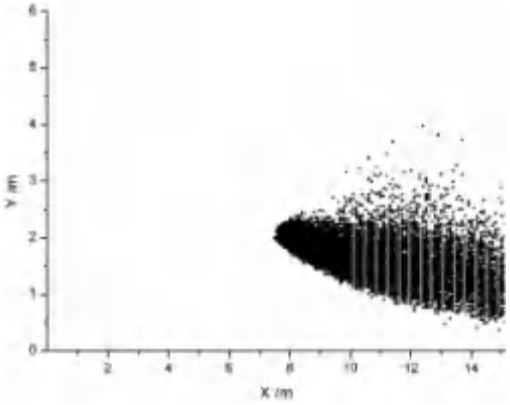
图 3 是设定横向向右风速为 0.6m/s，2.5-420μm 粒径的颗粒群在同一时刻的分布情况。图中可看出，多粒径颗粒群下落受到横向气流作用时，由于各粒径颗粒的质量携带率不同，受到气流干扰时获得的初始动量不同，对于可吸入粉尘，对气流跟随性好，易挣脱原有受力束缚，改变运动状态，偏移程度最明显，最大颗粒几乎不受气流影响，中间大小的颗粒在前两者位置间依次分布，不同粒径颗粒群间按照粒径由大到小的顺序向干扰气流去向方向排列并形成明显边界层。说明颗粒的质量携带率越小，惯性越小，越易受到气流干扰，更易跟随气流运动，把可吸入粉尘分散到车间各处，造成严重污染。



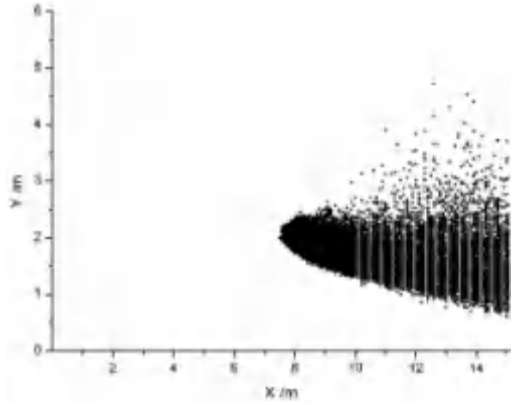
(a) t=2s



(b) t=10s



(c) t=22s



(d) t=30s

图 2(a-d)横向风速 v=0.6m/s 时 2.5μm 的各瞬态分布

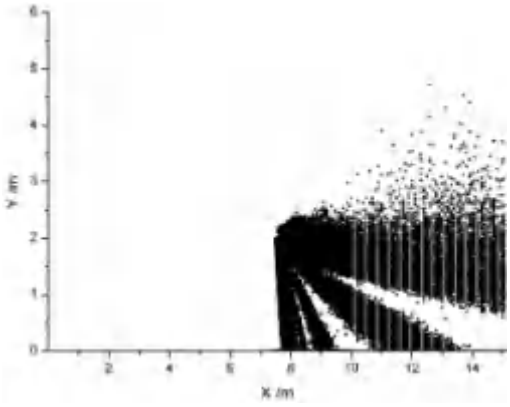


图 3 横向风速 v=0.6m/s 时颗粒群的瞬态分布

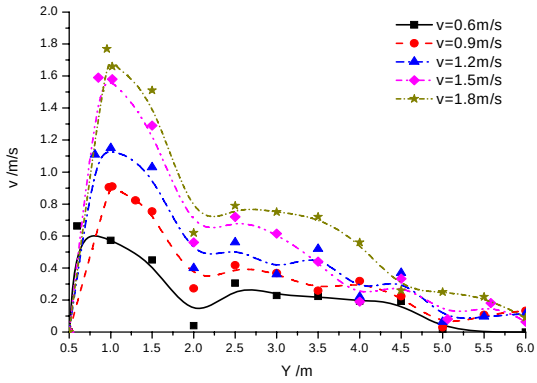


图 4 稳态时各横向风速下 PM2.5 在不同位置的速度

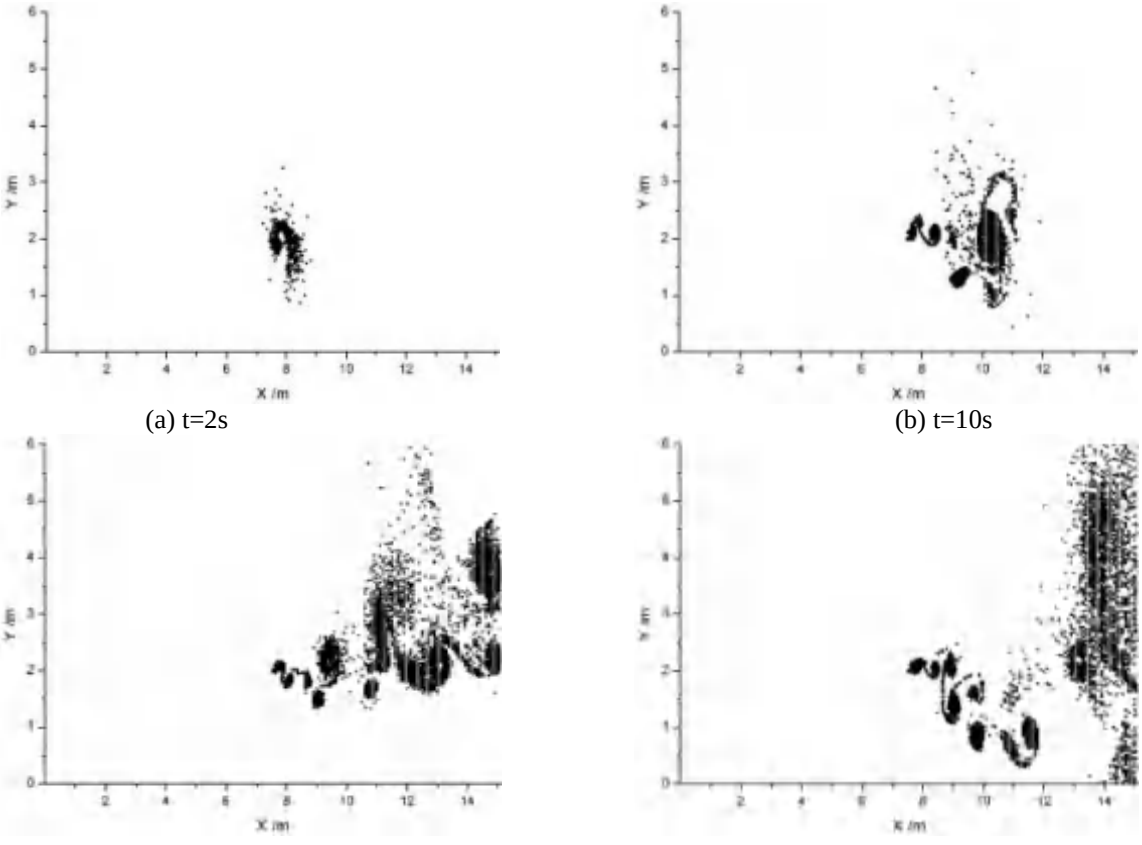
通过分析在横向干扰气流下 2.5μm 颗粒团运动稳定时同一时刻水平速度随高度变化的情况，了解不

同风速对颗粒运动的影响，如图 4 所示。当横向风速越大，同一高度上 2.5μm 颗粒团的横向速度也越大，同时，在 1m 高左右，颗粒与空气充分交换动量，使得颗粒水平速度接近气流速度，而随高度的增加，2.5μm 颗粒团的水平速度逐渐减小，超过 3.5m 高度时，速度减小幅度增大，最终 2.5μm 颗粒团不受气流干扰，只在浮力作用下悬浮。

3 速度递减的气流作用下粉尘运动

实际车间内存在的干扰气流形式有很多，下面讨论当颗粒下落，同一粒径范围的颗粒群在衰减气流下的运动以及 2.5μm 颗粒团的分布情况。其中衰减气流速度随时间变化的方程为 $v=1.5-0.05t$，2.5μm 颗粒团瞬态分布情况如图 5 所示，某时刻多粒径颗粒群分布如图 6 所示。

图 5(a)可看出刚开始下落几秒时间内，由于干扰强度大，气流与颗粒重力、内聚力共同作用，使得 2.5μm 颗粒对气流响应快，整体脱离流柱束缚，在喷口右侧悬浮，来不及沉积于地面，随后，如图 5(b)，下落颗粒的数量增多，流场与颗粒相互作用大，喷口处产生一系列反向的颗粒流态涡对结构，随着时间发展，如图 5(c)，涡对能量开始分散，在展向和流向方向逐步拉伸变形，并逐级随气流方向散开。传散出去的涡对到了发展后期，如图 5(d)，气流作用强度减弱，空气卷吸量增多，涡量耗散量增大，远端涡结构解体，而此时气流速度衰减到较小值，颗粒偏移量减小，涡对只在近喷口处传输，涡结构的马蹄形态更加清晰可见，直接反应出气流的作用形态。



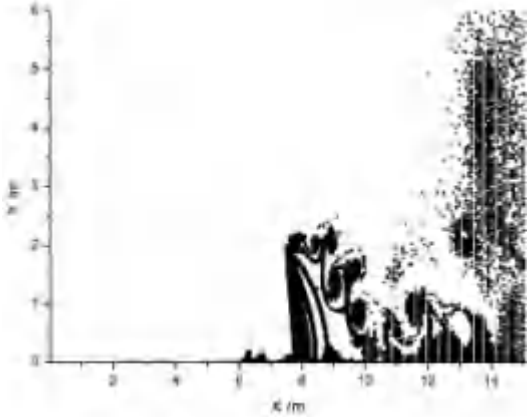
(a) t=2s　(b) t=10s

(c) t=22s　(d) t=30s

图 5(a-d)衰减气流干扰下 2.5μm 颗粒团各时刻的分布图

图 6 显示粒径为 2.5-420μm 范围的多粒径颗粒群的整体分布状态。由图可知，衰减流场中，颗粒群同样出现分层现象。其中，随气流方向最外层颗粒出现一系列的涡对，涡对随气流扩散到远处。随着气流作用强度减小，涡量开始耗散，涡对逐渐撕裂，体积增大，产生扬尘，大颗粒群受气流影响小，较大颗粒重力影响占主导，偏移不明显，形态呈流柱型，大部分沉积在地面。整体分布现象与恒定均匀气流条件下的颗粒群分布类似，但区别在于涡对的产生和撕裂过程，说明在变化的气流干扰下，气固耦合作用容易产生涡旋区，恶化粉尘扩散运动，给通风除尘工作带来困难。另一方面也可以看出初始气流扰动对细小颗粒

的干扰效应随时间发展不会立即消失，而是直到颗粒团将其与气流交换得到的能量用于补偿颗粒扩散运动所需动量和克服空气阻力才使得干扰影响逐渐消散掉。不同形式气流给细小颗粒群的初始干扰不同，最后颗粒群呈现的形态也有所不同。



6 衰减气流干扰下各粒径颗粒在 30s 时刻的分布

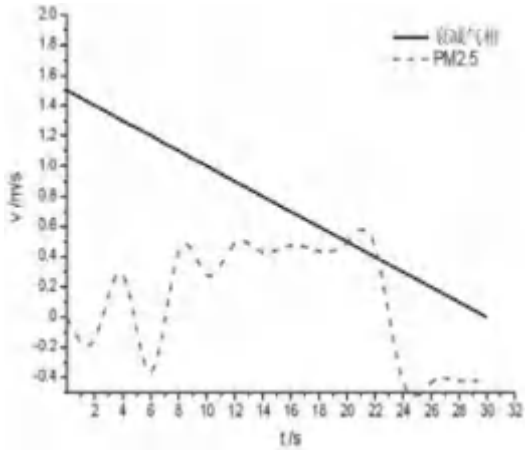


图 7 气粒两相的速度变化

图 7 显示了衰减气流作用下 2.5μm 颗粒团速度变化情况。由图可知，较大气流速度短时间内作用于多粒径颗粒群时，下落颗粒对气流阻挡，气流开始绕流和部分穿越颗粒流柱，在颗粒流柱背风向产生尾涡效应[5]，此时颗粒的速度呈弦函数交替变化，2.5μm 颗粒团沿流向扩散的同时出现上下不稳定地浮升与下沉[6]。2.5μm 颗粒团质量携带率小，对流体跟随性好，当衰减气流作用时间越长，但速度越来越小，短时间内尾涡效应却会越显著，而此时最远 2.5μm 颗粒团已偏移较远，不再受大颗粒对其的拽曳作用，进而脱离两两级串的主涡，在已获得的动量和浮力作用下，以几乎均衡的平均速度沿展向和流向扩张。当气流速度降低到较小值，扰动量减小，颗粒流柱中较大颗粒的拖曳作用逐渐增强，还未传播到远处的细小颗粒团此时在拖曳力作用下整体偏移并下沉。气粒两相的速度变化与前述颗粒的瞬态分布情况吻合。

4 总结

铸造生产车间内干扰气流对砂粉尘扩散的影响很大，车间开门窗、人员行为、机械运转、高温等都会影响到粉尘扩散。在本文中恒定均匀的气流对卸砂时 2.5μm 等细小颗粒的分布影响规律较容易掌握，可以有效的控尘，而在变化的气流干扰下，小颗粒能跟随气流快速地流态化，一旦对这类颗粒造成初始干扰，其干扰效应会持续到颗粒能量消耗殆尽，这样粉尘已扩散到高远处，难以控制，实际车间中粉尘污染情况变得更为复杂。车间内人员呼吸区存在大量粉尘将严重影响工作人员的身体健康，同时也影响产品质量和精度，所以摸清干扰气流作用下粉尘下落和扩散的运动规律，继而制定相应的控尘措施显得尤为重要。本文模拟研究了车间内两种常见干扰气流对卸砂时粉尘下落扩散运动的影响，为进一步探究工业车间移动尘源的控制策略及通风除尘的气流作用方式做理论铺垫。

参考文献：

[1] 新华社.中华人民共和国国民经济和社会发展第十三个五年规划纲要[EB/OL].
http://www.xinhuanet.com/politics/2016lh/2016-03/17/c_1118366322_11.htm,2016,03,17

[2] 黄涛.冲击流条件下粉尘扩散特性及控制策略的研究[D].四川：西南科技大学,2016

[3] 白艳中.受水平风速影响下的自由下落微粒羽流流场特性研究[D].天津:天津商业大学，2012

[4] RenaudAnsart, Alain de Ryck, John A. Dodds. Dust emission in powder handling: Free falling parti cle plume characterization [J].Chemical Engineering Journal, 2009, 152(2-3):415-420

[5] 罗坤，陈松，蔡丹云，等.气固两相圆柱绕流近场特性的实验研究[J].中国电机工程学报，2006，26(24)：116-120

[6] 任晓芬.自由下落颗粒流扩散及产尘特性研究[D].陕西:西安建筑科技大学，2017

浅析暖通空调设计中常见空调负荷计算问题

——以 CAR- ASHRAE 学生设计大赛为例

丁　宇，祝　健

（合肥工业大学，合肥　230002）

［摘　要］本文主要以参加第 12 届 CAR- ASHRAE 学生设计竞赛中的 7 个小组参赛作品为案例，通过比较分析各小组对同一建筑进行负荷计算所产生的结果以及产生结果的差异的原因，来探究对于同一地点同一建筑使用不同的负荷分析软件所得出的结果的差异，从而得出室内设计参数的差异为次要原因而计算软件的差异性才是造成负荷计算结果差异的主要原因。此外，也可以帮助学生正确的认识到规范设计参数的重要性，提高学生对建筑物进行负荷计算的能力以及对计算结果的分析能力。

［关键词］学生设计竞赛；室内设计参数；负荷计算软件；差异性

一、引言

由中国制冷学会、美国ASHRAE（供热、通风空调学会）、住房和城乡建设部高等学校建筑环境与设备工程专业指导委员会共同主办的“ CAR-ASHARE 学生设计竞赛 ”，是本专业一最重要的且最具权威的全国性学科竞赛。自2009年至今（2020年），大赛已经举办十二届。竞赛要求参与竞赛的队伍根据组委会发布的题目在有限的时间内按规定的标准提交参赛作品。作为一名大赛的参与者，在比赛结束后，就该大赛的各参赛组的设计成果进行分析，统计发现，各小组的负荷计算结果差异明显。本文主要就各参赛小组的参赛作品结果进行统计分析，来探究负荷计算产生差异的原因。

二、工程概况与相关计算参数

（一）工程概论

本次大赛设计的建筑位于西南大学校园，建筑北面为西南大学大礼堂，东面及南面为学校运动场，西面为自然山体，地势西高东低，高差近 13 米，呈山地地形。建筑结构类型为框架 6 层，其中地下 1 层，地上 5 层，建筑高度 23.4m，总建筑面积为 28894m^2，建筑占地面积 6452.8m^2，由校史馆、美术馆、档案馆、自然馆、文物馆、植物馆等专业储藏和展览空间等相关设施组成，相关的建筑基本信息见表 1。

表 1 建筑基本信息

楼层	功能	层高/m
地下一层	标本库，珍品库，库房，车库及设备用房	5.1
一层及其错层	校史馆，档案馆，展览馆配用房，消防控制室	5.4，4.8
二层及其错层	入口大厅，校史馆，临时展区，接待区	5.4，4，6
三层	管理用房，工会用房	4
四层及其错层	历史展览馆，美术馆，历史工作室	6，4
五层及其错层	自然展览馆，文教中心，多功能区，自然工作室	6，4
设备间	楼梯间，设备间	3.9

（二）设计条件

空调设计的围护结构热工性能参数如表 2 所示。

表 2 围护结构热工性能参数表

计算项目		标准规定限值	设计值
屋面	传热系数 K（W/m^2．K）	普通屋面≤0.7	0.40
外墙（包括非透明幕墙）	传热系数 K（W/m^2．K）	普通外墙（包括非透明幕墙）≤1.0	0.87
底部自然通风的架空楼板	传热系数 K（W/m^2．K）	≤1.0	1.00
屋顶透明部分	传热系数 K（W/m^2．K）	≤3.0	2.60
	遮阳系数（东西南向/北向）	≤0.4	0.40
地下室和地下室外墙	热阻 R（m^2．K）/W	≥1.2	1.31
采暖空调地下室外墙	热阻 R（m^2．K）/W	≥1.2	1.34

（与土壤接触的墙）			
外窗（包括透明幕墙）	设计窗墙面积比	传热系数 K（W/m².K）	遮阳系数（东南西北向）
		设计值	设计值
	东向窗墙面积比≤0.2（0.07）	2.60	0.40
	0.3＜南向窗墙面积比≤0.4（0.35）	2.60	0.40
	西向窗墙面积比≤0.2（0.17）	2.60	0.40
	0.3＜北向窗墙面积比≤0.5（0.44）	2.60	0.39

表 3　各小组的负荷计算结果

队伍编号	计算软件	夏季冷负荷/KW	冷指标/(W/m²)	冬季热负荷/KW	热指标/(W/m²)	备注
A1	斯维尔	2072.20	98.30	1136.80	53.90	均为项目报告给出的结果
	选型采用负荷	2072.00	98.30	1136.80	53.90	
A2	鸿业（无热回收）	1825.78	75.00	935.77	51.80	
	鸿业（有热回收）	1464.49	60.20	935.77	51.80	
	DeST	2994.14	99.15	521.58	17.27	
	选型采用负荷	1825.78	63.00	935.77	51.80	
A3	DeST	1983.59	102.87	1107.08	40.19	
	鸿业	1849.00	95.90	1236.70	44.89	
	选型采用负荷	1849.00	95.90	1236.70	44.89	
A4	鸿业	1543.98	72.87	596.52	28.15	
	选型采用负荷	1543.98	72.87	596.52	28.15	
A5	EnergyPlus	2188.21	108.00	1518.80	75.00	
	天正	1691.77	85.10	1196.61	60.19	
	鸿业	1901.20	91.00	1196.61	60.62	
	选型采用负荷	2045.19	100.88	1083.71	53.46	
A6	天正暖通	2219.74	96.68	1114.95	48.47	
	选型采用负荷	2219.74	96.68	1114.95	48.47	
A7	天正暖通	1292.87	61.04	635.47	30.00	
	斯维尔	1346.59	63.58	702.61	33.07	
	DeST	1307.26	61.72	668.31	31.55	
	选型采用负荷	1346.59	63.58	702.61	33.07	

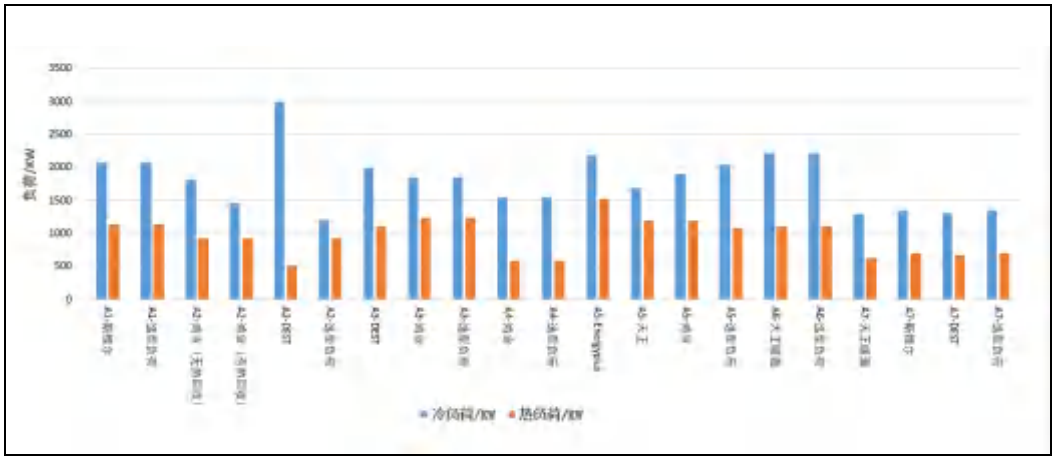


图 1 各小组计算的冷热负荷对比

其中，外窗（包括玻璃幕墙）东南西北四个方向传热系数限值均≤0.3，设计值均取 2.60；遮阳系数东方向限值为 0.5，南方向和西方向为 0.4，北方向稍低为 0.39.。

三负荷计算结果分析

（一）各小组的计算结果

本次主要对参与大赛的其中七个小组进行负荷统计及分析，小组编号分别为 A1~A7，共七组。表 3 为各个小组的空调负荷计算结果。我们将各小组的负荷计算结果值统计成柱状图的形式，进行各小组冷热负荷计算值的对比，如图一所示。（注：一些小组在设计说明书中未完整给出各分项负荷的计算结果，在计算书以及附录中也未给出分项负荷的计算过程，因此用“—”表示）。

由表 3 和图一可以看出，七个小组的总冷热负荷计算结果均不相同，并且部分小组之间结果存在着明显差异。全年最大冷负荷为 2994.14kW，由 A2 组采用 DeST 软件计算得出，最小冷负荷是 A7 组用天正暖通计算得出的 1292.87kW，其最大冷负荷是最小冷负荷的 2.315 倍；而最大热负荷是由 A5 组采用 EnergyPlus 模拟得出的 1518.80kW，是最小热负荷 521.58kW（A2 组 DeST 模拟得出）的 2.91 倍。此外，表中发现对同一建筑采用同种软件进行模拟所产生的结果也具有很大的差异，像 A2，A3 和 A7 都通过采用 DeST 对该建筑进行模拟，但模拟出的最大冷负荷分别为 2994.14kW，1983.59kW 以及 1307.26kW，结果存在着显著的差异。另外均采用鸿业计算负荷的 A2，A3，A4，A5 计算得出的最大冷负荷偏差却不是很大，但 A4 小组计算得出的最大热负荷与其余三组相差明显。从表中也可以明显的看出七个小组所计算得出的冷负荷均明显大于冬季热负荷。

（二）各小组分项负荷的计算结果

总的计算负荷主要是由各分项计算负荷构成，因此总计算负荷不同必然是由于各分项计算负荷不同导致。下面对各个小组的分项冷热负荷进行汇总分析。分项冷热负荷主要是由围护结构负荷，灯光照明散热负荷，设备散热负荷，人员散热负荷以及新风负荷组成，由于各个小组设计说明书以及计算书中大部分未对围护结构负荷，灯光照明散热负荷，设备散热负荷以及人员散热负荷进行整理统计，因此将着重从新风负荷进行统计分析，对于各个小组的设计说明书以及计算书（附录）中存在的数据进行的统计，对于在说明书以及计算书中未给出的结果，这类情况我们在表中以“—”表示。统计结果如表 4，表 5 所示。

表 4 各小组新风冷负荷

参赛队伍编号	总冷负荷	新风冷负荷
A1	2072.2	656.58
A2	1217.593	608.189
A3	1849	829.497
A4	1543.98	597.942
A5	2045.2	498
A6	2219.74	1058.3
A7	1346.59	288.285

表 5 各小组新风热负荷

参赛队伍编号	总热负荷	新风热负荷
A1	1136.8	625.07
A2	935.769	543.322
A3	1236.7	526.704
A4	596.524	609.171
A5	1083.7	498
A6	1114.95	——
A7	702.61	265.773

分析表 4、表 5 的各小组新风冷热负荷统计结果，可以得到以下结论：

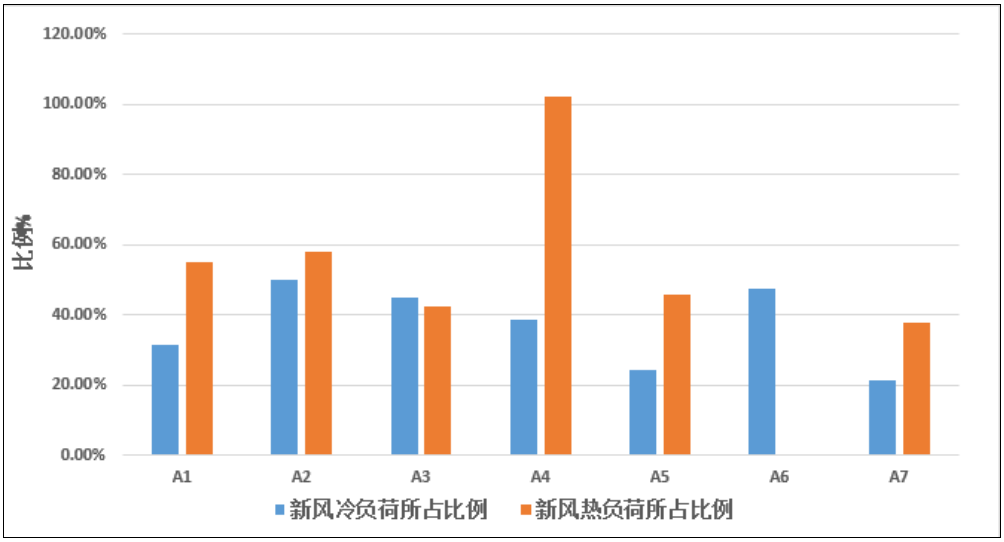
（1）各小组的新风冷热负荷大小不同。表 4 中最大新风冷负荷为 A6 组的 1058.3kW，最小新风冷负荷是 A7 组的 288.285kW，其最大新风冷负荷是最小新风冷负荷的 3.67 倍，两组差异显著。而新风热负荷最大值（625.07kW，A1 组）是最小新风热负荷（265.773Kw，A7 组）的 2.35 倍。

（2）新风冷热负荷占总负荷的比例如图二所示，由图二可以看出 A1，A2，A4 组的新风热负荷占总热负荷的比例均大于 50%，成为了冬季空调热负荷的主要构成；而 A7 组的夏季新风冷负荷所占总冷负荷的比例只为 21.41%，表明该组中除新风冷负荷外，其余各分项负荷在夏季冷负荷中占有很大的比重；而 A2 组夏季新风冷负荷占总冷负荷的比例为 49.95%，近 50%，成为了夏季总冷负荷的重要组成部分，该比例是 A7 组夏季新风冷负荷比例的 2.3 倍。

四、负荷计算结果差异原因分析

（一）室内设计参数选取的不同

室内设计计算参数的选取主要包括房间内冬夏季的设计温度，设计相对湿度，人员密度，照明功率密度，新风量等一系列参数，由于该建筑房间类型，功能繁多复杂，着重选取一些主要功能房间进行比较分析。表 6 列出了从 A1 组到 A7 组的主要功能房间的室内设计计算参数的取值。以校史馆为例，A1，A4，A5，A7 小组均取 26℃为夏季室内设计温度，仅 A6 组取 24℃。在冬季时，A4 组取 18℃作为冬季室内设计温度，A3 小组取 24℃，其他各组取 20℃；另外，各小组在校史馆的人员密度与新风量的选取也相差很大，A5 组的新风量为 30m^3/h 人，而 A7 小组仅有 15m^3/h 人，其他小组取值相近均在 20m^3/h 左右。档案馆为储存档案的区域，人员密度较少，因此 A3 和 A6 小组均指定档案馆区域为 2 人，但 A7 组的人员密度较大，有 0.17 人/m^2，因此必然导致了最终计算的负荷结果产生较大的差异。（表中数据均来自各参赛小组的设计说明书以及计算书，设计说明书以及计算书中未查找到的内容均用“——”表示）。由于是对同一地点同一建筑进行负荷计算，因此各小组所选取的室外设计参数均相同。



图二新风负荷占总负荷的比例

表 6 各小组主要功能房间的室内设计参数取值

主要功能房间类型	小组编号	夏季温度（℃）	夏季相对湿度（%）	冬季温度（℃）	冬季相对湿度（%）	照明功率密度(W/m^2)	人员密度	新风量
校史馆	A1	26	60	18	50	11	0.2 人/m^2	20m^3/h 人
	A2	25	50	20	45	18	0.23 人/m^2	20m^3/h 人
	A3	25	60	24	45	——	0.25 人/m^2	19m^3/h 人
	A4	26	60	18	45	——	——	19m^3/h 人
	A5	26	50	20	45	11	——	30m^3/h 人
	A6	24	50	20	60	9	0.3 人/m^2	20m^3/h 人
	A7	26	≤60	20	50	9	5 人/m^2	15m^3/h 人
档案馆	A1	23±1	55±5	20±1	50±5	3.5	0.02 人/m^2	1h-1
	A2	25	50	20	45	40	0.1 人/m^2	20m^3/h 人
	A3	23	60	17	60	——	2 人	0.5h-1
	A4	24	55	24	55	——	——	30m^3/h 人
	A5	18	50	18	50	——	——	——
	A6	24	50	20	50	3.5	2 人	1 次换气
	A7	24	≤60	16	50	9	0.17 人/m^2	30m^3/h 人
办公室	A1	25	55	20	45	9	0.1 人/m2	30m^3/h 人
	A2	25	55	20	45	11	0.1 人/m2	30m^3/h 人
	A3	26	60	22	45	——	0.25 人/m^2	30m^3/h 人
	A4	26	60	18	45	——	——	30m^3/h 人
	A5	26	60	20	40	——	——	——
	A6	25	55	20	45	11	0.1 人/m^2	30m^3/h 人
	A7	26	≤60	20	50	9	0.17 人/m^2	30m^3/h 人
库房	A1	23±1	55±5	20±1	50±5	3.5	0.02 人/m^2	1h-1
	A2	20	55	20	55	20	0.04 人/m^2	——
	A3	20	60	20	60	——	2 人	0.5h-1
	A4	20	55	20	55	——	——	30m^3/h 人
	A5	20	50	20	50	——	——	——
	A6	24	50	20	40	3.5	2 人	1 次换气
	A7	20±0.5	50±5	20±0.5	50±5	2	0	0
展览馆	A1	26	60	18	50	9	0.15 人/m^2	20m^3/h 人
	A2	25	50	20	45	18	0.25 人/m^2	20m^3/h 人
	A3	25	60	24	45	——	0.25 人/m^2	19m^3/h 人
	A4	26	60	18	45	——	——	19m^3/h 人
	A5	26	50	20	45	9	——	20m^3/h 人
	A6	24	50	20	60	9	150 人	20m^3/h 人
	A7	26	≤60	20	50	9	5 人/m^2	15m^3/h 人

其中，统计发现，A1 组和 A7 组均采用了斯维尔软件进行负荷计算分析，结果却差异明显。A1 组全年总冷负荷达到 2072.2kW，是 A7 组（1346.59kW）的 1.54 倍，全年总热负荷 A1 组是 A7 组的 1.61 倍。由于都选用了斯维尔负荷软件进行负荷计算，故排除了由于负荷软件差异所引起的计算结果的不同，因此主要功能房间的室内参数取值成为了两组计算负荷差异的关键。以展览馆为例，两组主要区别之处在于冬季室内温度的设定以及人员密度及最小新风量。根据《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB50736-2012，室内温度设计范围为 18~24℃[1]，A1 组取 20℃，而 A7 小组则取下限值 18℃做为设计参数。据研究表明，冬季室内设计温度取值不同会对室内负荷产生影响，室内设计温度每降低 1℃，最大单位面积热负荷会降低 7%~10%。根据计算书，A1 组与 A7 组的展览馆室内热负荷相差 39.8Kw，超过室内设计温度相差 2℃所产生的影响，原因是除了室内温度设计参数的差异外，对房间的人员密度和最小新风量的设置也存在差别。A1 小组与 A7 小组的最小新风量的取值分别为 20m^3/h 人和 15m^3/h 人，而新风量的大小对空调总负荷的影响很大，新风量每增加 5%，总负荷将加大 10%~14%左右，当新风量占总送风量的百分比从 10%增加到 30%时，空调总负荷增加 53%。因此，在对建筑进行负荷计算时，对于室内人员最小新风量的设定至关重要。可见，室内设计参数取值的差异会对两组的负荷计算结果产生很大影响。

综上，对于人员密度较小，偶尔停留的场所，室内温度设计参数应当尽量选取满足人体热舒适指标的最低值，能够有效的降低冬季热负荷，降低空调能耗，对于最小新风量可以适当的减少，但不应低于《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB50736-2012 的最小值。

（二）负荷计算软件选取不同

随着时代和经济的快速发展，目前全世界计算建筑负荷与能耗的软件已经超过了 100 种，如美国的 EnergyPlus，BLAST，英国的 ESP-r，以及中国的 DeST，PKPM，华电源，斯维尔等[2]。以往，负荷计算软件主要分为两种：用于能耗分析的软件和用于设备选型的负荷计算软件，而现在大多数软件将二者结合，既可用于负荷分析设备选型，也可用于能耗模拟研究。本文中所列举的负荷计算软件主要有斯维尔 BECH 负荷计算软件（A1，A7 小组），鸿业计算软件（A2，A3，A4，A5 小组），DEST 能耗模拟软件（A2，A3，A7 小组），EnergyPlus 负荷模拟软件（A5 小组）以及天正暖通负荷计算软件（A6，A7 小组）。其中国内暖通工程设计界，设计人员大多采用天正暖通负荷计算软件或鸿业负荷计算软件，它们拥有简单的工作界面，易于操作，工程设计人员可以快速完成负荷计算，进行设备选型。但随着设计要求的提高，掌握建筑全年动态负荷特性，进行更精确的设备选型以及降低能耗成为首要任务。因此，了解不同软件的工作机理的异同成为了重中之重。天正暖通负荷计算软件其计算负荷方法采用冷负荷系数法，鸿业计算软件则采用的是谐波反应法[3]，斯维尔 BECH 则采用的是图形输入的思想，可自动提取 AutoCAD 工作图中的的围护结构数据，建立建筑的热工计算模型，实现可视化计算，而 DeST 则采用状态空间法计算不透明围护传热，一次性的求解房间的传热特征系数，同时采用多房间联立求解的方法，同时计算出各房间的温度或投入的冷热量，EnergyPlus 则采用热平衡法，将房间热平衡分为围护结构热平衡和空气热平衡两部分，在求解不透明围护传热时，EnergyPlus 则采用 CTF（Conduction Transfer Function)或有限差分法[4]。

即使计算方法相同的各软件，对负荷计算各个环节的处理与简化程度也有不同[5]。其中 DeST 和 EnergyPlus 在计算围护结构内表面的对流换热和长波辐射换热时，DeST 采用固定的对流换热系数，而 EnergyPlus 中的对流换热系数则随时间步长发生变化。其次，DeST 和 EnergyPlus 中表面对流换热系数分别采用缺省设置，导致输入的参数不一致，并且在长波辐射换热、照射到围护结构外表面的太阳辐射强度、室内太阳辐射分配、窗户模型等方面的简化处理也存在着差异。然而鸿业负荷计算软件忽略了不同的建筑形式以及不同围护结构热工性能下的长波辐射换热的差异，对室内长波辐射取定值进行计算。因此对于相同的建筑，在进行全年负荷计算时，负荷计算软件选取的不同以及人工输入参数的差异，由此产生的负荷计算差异可能是明显的。各软件的差异见表 7，其中对各软件的学习难易程度用★表示，星数越多则越难操作。此外，相较于 EnergyPlus，其余软件在国内对工程设计上均具有一定的便捷性，而 EnergyPlus 在学术研究上的应用更易于被国际认可。

表 7 各负荷分析计算软件的比较

负荷分析计算软件	计算负荷方法	适用范围	软件缺点	用户操作	难易程度
斯维尔 BECH	谐波反应法、冷负荷系数法	负荷计算和能耗模拟	——	图形输入的思想，可自动提取 CAD 图中的围护结构数据，建立热工计算模型，实现可视化计算	★★
鸿业	谐波反应法	负荷计算	没有对房间轻，中，重类型的设置，由软件自行判断	界面简单，易于上手，各方面参数需要自己手动输入	★
DEsT	状态空间法	负荷计算和能耗模拟	还没有完整的气象数据文件，DEsT 的气象数据库是实测结合拟合得到，拟合的结果会给计算的准确性带来隐患[6,7]	DEsT 嵌入 CAD 中，界面友好，所见及所得，但无法从图纸中读取数据，需要自己建模	★★★
EenergyPlus	热平衡法	负荷计算和能耗模拟	EnergyPlus 不太稳定，不太容易收敛且经济型分析较为简单，本身更注重立足于建筑模拟，处理系统的能力偏弱	软件界面不友好，不方面用户操作，只能进行简单的控制方式的模拟，但对建筑热过程的处理最为全面[8]	★★★★★
天正暖通	冷负荷系数法	负荷计算	可对房间类型进行选择也可以根据软件自行判断，对房间的蓄热能力的考虑稍有欠缺	界面友好，操作方面，可直接提取条件图即 CAD 图纸参数，也可以手动输入参数计算	★

（三）人为数据处理的差异

A4 组，A5 组，A6 组，A7 组空调设计面积均统计在 20000m^2 以上，A1 组接近 20000m^2，但 A3 组最小，空调设计面积只有 16748m^2，具体数值见表 8 所示。

表 8 各小组负荷设计面积

参赛队伍编号	空调设计面积（m^2）	设计供暖面积（m^2）
A1	19413.7	18604.7
A2	18077	18077
A3	16748.2	15936.9
A4	27112.4	15433.6
A5	20273.4	20271.4
A6	28827.8	28588.5
A7	21179.6	21246.44

在对建筑进行负荷计算时，虽然建筑图纸相同，但是不同的小组在进行负荷计算统计以及对于空调区域的选择与划分确定空调面积的方式方法有所差异，造成了空调设计面积不同。其中 A6 组取值与其余 6 组取值偏差较为明显，与其余 6 组不具备共性。

结论

综上所述，在对参与 CAR-ASHARE 大赛的参赛小组的负荷统计结果分析来看，产生负荷计算结果差异的原因是多样的。

（1）在对建筑进行负荷计算时，室内设计参数以及人为数据处理的差异是造成建筑负荷结果不同的原因之一，但仅仅是次要原因，室内设计参数的不同会导致负荷计算结果不同，但这样的原因是可以人为控制的。当严格的遵循设计规范进行设计时，这些负荷计算结果的差异不复存在。其次人为数据处理的问题是人的主观性的问题，这种问题在计算过程中都可以避免。但是，当采用同一种软件对建筑进行负荷计算时，其室内外参数的设定的准确性便成了导致负荷计算结果差异的主要原因。

（2）当控制所有设计参数，气象参数以及空调房间的设计面积均相同时，采用不同的负荷计算软件对同一个建筑进行分析计算时，由于各软件的计算方法不同，所产生的结果也不相同，甚至差异性很大。这是对同一地点，同一建筑进行负荷计算产生结果差异的主要原因，是客观的，也是人为不可更改的。所谓的不同软件在特定情况下的适应性则指部分软件擅长建筑负荷的计算，部分软件则以建筑能耗模拟为长，即不同的模拟软件分别具有着在一些不同的操作条件下的优势，也分别对环境模拟的状态表达有着不同的方法。

五、建议

（1）正确的理解和采用标准规范是对工程进行设计的最基本的能力之一。对于空调设计可采用的设计标准规范种类繁多，首先，应精准理解各标准规范中的总则条款，注重其适用范围，了解各标准规范间的关系以及方法，以及了解不同标准的意义与作用，随后仔细分析进行负荷计算的建筑的类型，根据相应的建筑类型进行相应标准规范的引用。其次，正确的认识到设计计算参数对于计算建筑物负荷的重要性。标准设计规范中大多给定的是设计参数的取值范围，对于不同的小组，取上限和取下限或者取中间值所计算出来的结果必然会有差异，但结果仍然是正确的结果，但每个工程都存在着不同的环境以及不同的约束条件，应根据不同的条件进行分析论证确定取值[9]。

（2）要始终清楚对建筑进行负荷计算的目的，是为了更好的选择一个尽量小但能够满足建筑所需的设备。负荷计算结果偏小，则选出的设备不能保证室内的舒适度，负荷计算结果过大，则不符合节能的趋势。因此，在负荷计算上，建议各软件官方最好能够以规范的形式给出各软件用的计算方法以及软件上明确要求用户输入或者允许用户修改的数据、系

数，让各软件的计算过程更加的透明化。这样，我们在用不同的软件对同一建筑进行负荷计算时，负荷计算结果的差异也将有迹可循。

参考文献：

[1] 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范 GB50736-2012[J].建设科技,2015(10):31-32.

[2] 朱丹丹,燕达,王闯,洪天真.建筑能耗模拟软件对比:DeST、EnergyPlus and DOE-2[J].建筑科学,2012,28(S2):213-222.

[3] 庄伟晨,吕文隆.空调冷负荷计算软件对比分析[J].山西建筑,2017,43(07):112-114.

[4] 简毅文,王瑞锋.EnergyPlus 与 DeST 的对比验证研究[J].暖通空调,2011,41(03):93-97.

[5] 孙德宇,徐伟,邹瑜,陈曦.空调冷负荷计算方法及软件比对及改进研究[J].暖通空调,2012,42(07):54-60.

[6] 李骥,邹瑜,魏峥.建筑能耗模拟软件的特点及应用中存在的问题[J].建筑科学,2010,26(02):24-28+79.

[7] 李准. 基于 EnergyPlus 的建筑能耗模拟软件设计开发与应用研究[D].湖南大学,2009.

[8] 李骥,邹瑜,骆婉婧. 建筑能耗模拟软件的特点及应用中存在的问题[A]. 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.全国暖通空调制冷 2008 年学术年会论文集[C].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:中国制冷学会,2008:1.

[9] 付祥钊,杜燕鸿,钱成功.从 CAR-ASHRAE 学生设计竞赛谈负荷计算的指导问题[J].暖通空调,2014,44(01):73-79.

融入人员数据的办公建筑能耗预测方法研究

连会会，姬　颖，牛梦涵

（北京工业大学，北京　100124）

［摘　要］随着数据采集、存储成本的降低和数据挖掘研究的发展，揭示建筑运行能耗特征和节能潜力的预测方法越来越受到关注。本研究采用单连接聚类法对时间变量进行类别划分，提高模型精度；采用长短期记忆神经网络(Long Short-term Memory, LSTM)算法，构建了办公建筑的逐时能耗预测模型，应用于上海市一栋实际办公建筑，并对比了有无人员数据两种情况下的模型预测精度；结果表明，加入人员数据的模型预测结果显著改善，误差由 11.24%降为 8.78%。

［关键词］逐时能耗；人员数据；单连接聚类，LSTM

1　背景意义

随着生活水平的不断改善和环境问题的日益凸显，人们对室内环境质量要求越来越高，建筑能耗持续攀升。统计显示，建筑运行能耗占全国能源消费总量的 21.7%[1]。大型公共建筑单位面积能耗达到 70-300kWh/m^2，是居住建筑的 10~20 倍[2]。公共建筑节能备受关注，国内外建筑能耗预测研究工作随之增多[3,4]。对于办公建筑而言，使用者的数量和活动类型，会影响建筑的内部增益，进而影响系统能源使用的模式。因此，人员参数成为建筑能耗预测的一个重要特征[5]。Zhang 和 Delzendeh 等人的研究表明，能耗的预测值与实际值之间存在很大差异，人员参数是造成这一现象的主要因素[6,7]。赵海滈[8]等人从室内外环境、人员、能耗等数据中提取关键特征规律，利用 ARIMA 模型，对建筑能耗进行预测，得到人员参数对于建筑能耗预测精度提升最为显著。Ying 等人[9]的研究中，人员数量也是能耗预测模型的输入变量。Wei 等人[10]的研究表明，在办公建筑能耗预测中，人员数量信息有时甚至比气象信息更重要。本研究对逐时人员数据对办公建筑能耗预测精度的影响进行定量研究。

常用预测方法有回归分析法[11]、时间序列分析法[12]、人工智能方法[13]等。回归分析法需要历史数据样本量大，建立能耗与各影响因素间的回归函数，由于影响因素种类多且复杂，往往很难构建出合适的函数，且预测精度受样本量的影响较大。时间序列法所需数据种类相对要少，计算速度快，容易忽视时间以外的其他因素的影响[14]。以上两种方法都很难兼顾时序性和非线性的特点。因此，本文选取长短期记忆神经网络(Long Short-term Memory, LSTM)模型对能耗进行预测，该模型不仅可以像普通神经网络一样学习复杂数据之间的非线性规律，还兼具时序性特征，能够选择性地保留历史数据中的有用信息，丢弃无用信息，使得预测结果更加准确、可靠[4]。

本研究为提高模型的准确性，采用单连接聚类法，分析和确定了办公建筑能耗预测模型中星期类型的划分方式；针对目前研究存在的问题，在有无逐时人员数据条件下分别对公共建筑能耗进行预测，并采用皮尔逊相关系数法，探讨加入人员变量的预测影响。

2　研究方法

本研究采用单连接聚类方法，对输入的时间变量进行类别划分；分别选取有无人员数据的两组输入变量，采用 LSTM 算法进行模型的建立和验证，完成能耗预测并对比两种不同输入变量下的预测精度。模型建立和验证基于 Python 中的 Keras 和 TensorFlow 库实现。以上海市实际建筑数据为例，应用上述预测模型及分析方法展开研究。

2.1 预测模型的建立和评价

2.1.1 预测模型的建立方法

LSTM最初是由HOCHREITER和SCHMIDHUBER (1997)提出[15]，并被GRAVES进行了改良和推广[16]。在RNN神经网络(Recurrent Neural Network)设计中引入了自循环，这是LSTM神经网络核心。同时其相对于RNN而言的一个关键的扩展是其自循环的权重不是固定的，可以根据上下文进行改变。此外，还通过门控制此自循环的权重，累计的时间尺度也会动态的发生变化[17]。

基金编号：国家自然科学基金青年项目（51908006）

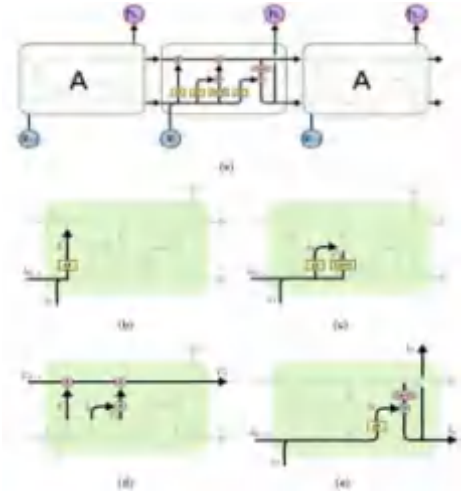


图 1 LSTM 神经元典型结构[18]

图 1（a）所示，在这个神经元典型结构中有 3 个门结构，分别是输入门(input gate)、输出门(output gate)、遗忘门(forget gate)。在 LSTM 中，第一步通过遗忘门来决定我们会从细胞状态中丢弃什么信息；第二步在输入门中确定什么样的新信息会被放在细胞状态中；第三步在输出门中确定要输出的值。图 1(b)，是用来决定什么信息可以通过 cell state。这个决定由“forget gate”层通过 sigmoid 来控制，它会根据上一时刻的输出和当前输入来产生一个 0 到 1 的值，来决定是否让上一时刻学到的信息通过或部分通过。图 1(c)，是产生我们需要更新的新信息。这一步包含两部分，第一个是一个“input gate”层通过 sigmoid 来决定哪些值用来更新，第二个是一个 tanh 层用来生成新的候选值，它作为当前层产生的候选值可能会添加到 cell state 中。图 1(d)，把一二步结合起来就是丢掉不需要的信息，添加新信息的过程。图 1(e)，是决定模型的输出，首先是通过 sigmoid 层来得到一个初始输出，然后使用 tanh 将值缩放到-1 到 1 间，再与 sigmoid 得到的输出逐对相乘，从而得到模型的输出[19]。

$$f_t = \sigma\left(w_f \cdot \left[h_{t-1}, x_t\right] + b_f\right) \tag{1}$$

$$i_t = \sigma\left(w_i \cdot \left[h_{t-1}, x_t\right] + b_i\right) \tag{2}$$

$$\tilde{C}_t = \tanh\left(w_C \cdot \left[h_{t-1}, x_t\right] + b_C\right) \tag{3}$$

$$C_t = f_t * C_{t-1} + i_t * \tilde{C}_t \tag{4}$$

$$o_t = \sigma\left(w_o \cdot \left[h_{t-1}, x_t\right] + b_0\right) \tag{5}$$

$$h_t = o_t * \tanh\left(C_t\right) \tag{6}$$

公式（1）到（6）表示 LSTM 的全过程，t 为时间点；i_t 为输入门；f_t 为遗忘门；o_t 为输出门；h_t 为当前时刻神经元内部状态；C_t 为当前时刻外部状态；x_t 为当前时刻外部输入；W 为权重矩阵；b 为偏差矩阵；tanh、σ 为激活层函数。

2.1.3 预测效果的评价方法

为了评估模型的性能[9]，本研究使用了两个指标来比较结果的准确性：平均相对误差(MRE-Mean Relative Error)和均方根误差 (Mean Square Error)。

$$E = \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}\frac{\left|P_{A(i)} - P_{F(i)}\right|}{P_{A(i)}} \tag{7}$$

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{N}\left(P_{A(i)} - P_{F(i)}\right)^2}{N}} \tag{8}$$

式中，P_A 和 P_F 分别为实际能耗值和预测能耗值，N 是能耗数据的个数。

本研究采用在预测分析中使用较为广泛的均方误差作为模型拟合结果的判断依据，平均相对误差作为各种方法预测效果的判断根据。

2.2 变量选取

能耗以年、月、周、日等不同时间为周期所呈现出来的变化规律是其内在规律；外在规律主要是指温度、湿度、太阳辐射量等客观随机因素对能耗曲线的影响；而人是办公建筑中能耗消耗的主体，办公建筑内，设备的功率及人员的工作时间变化对大型公共建筑能耗的影响越来越大。故根据现有的实际数据，设置了九个输入变量：时间参数——月、日、星期、星期类型、时；气象参数——温度、相对湿度、太阳辐射量；人员数据。本研究旨在预测办公建筑的动态能耗，因此输出变量为逐时能耗数据。

2.3 星期类型的划分

通过对历史数据分析，发现日类型因素对能耗变化有重要影响，日类型包括特殊日、周六、周日和工作日等，一般情况下，周末和节假日的能耗明显不同于工作日的能耗[20]。因此本研究对不同星期类型进行划分。

聚类分析是数据挖掘中的一项重要技术，它能够快速地分析数据并提取有效信息，将对象分为多个类别或簇，使其在同一个类别中的数据对象之间具有较

高的相似度，而不同类别中的数据对象具有很大的差异。用该方法对样本能耗数据进行分类，不需要提前确定具体的分类标准，可以实现自动分类[21]。该方法原理简单，计算速度快，分类效果好。因此本研究通过分析历史日均能耗值，根据数据呈现的特点，采用单链接聚类法（最短距离法）对每周进行星期类型划分，将划分结果作为模型输入值，可简化预测模型。

3 案例研究

3.1 案例介绍

本研究选取上海市某办公建筑为案例建筑，建筑面积 29000m^2，选取该建筑 2013 年的运行数据和气象数据作为模型建立与验证的数据源，包括时间参数；逐时能耗数据；逐时人员数据；室外温、湿度、辐射等数据。

3.2 输入输出变量的选取

综合能耗预测的影响因素和现有的实际数据，设置了 2.2 中描述的九个输入变量。为探讨人员变量对预测结果的影响，设置两组不同的输入变量：一组为时间参数和气象参数八个输入变量；另一组为时间参数、气象参数及人员数据九个变量。本研究旨在预测办公建筑的动态能耗，因此输出变量为逐时能耗数据。

3.3 星期类型的划分

从数据源中，选取 6 月 24 日-8 月 18 日共 8 周的逐时能耗数据建立模型，该 8 周办公建筑逐时能耗数据如下图 2 所示。

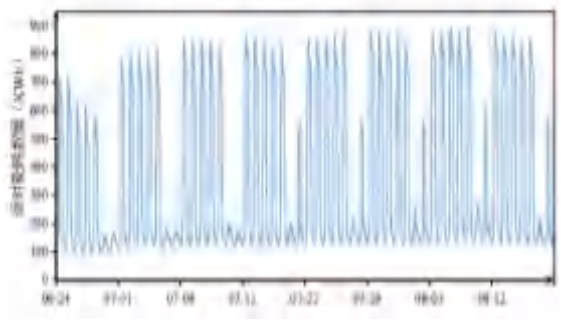


图 2 办公建筑逐时能耗数据

从图 2 中看出，能耗具有按天和按周的周期性变化特点。计算得出能耗数据的日均值，将 8 周的日均值绘制于图 3。可以看出办公建筑每周的能耗变化大致呈现出相同的特性，但每周周一到周五的日均能耗不同是因为室外气温不同。在 6 月 24 日-6 月 30 日，该周室外气温在 22℃~25℃之间，办公人员开启空调数较少，因此这周能耗低于其他周。

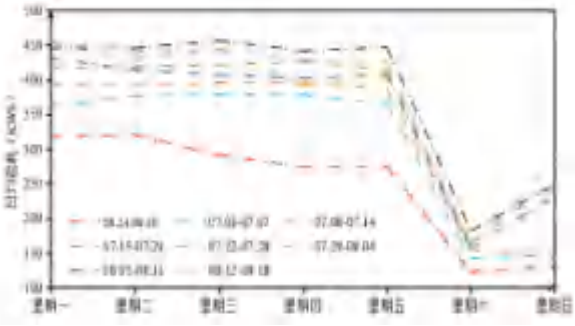


图 3 办公建筑能耗日均值

用单链接聚类对日均能耗数据进行聚类分析，应用 R 软件进行计算，结果如图 4 所示。图中横坐标为 6 月 24 日-8 月 18 日每日序号，从号码 1 至号码 56 分别代表 8 周的 56 天，由于按照整工作周来选取建立模型所需的数据量，因此号码对应的星期如图 5 所示。

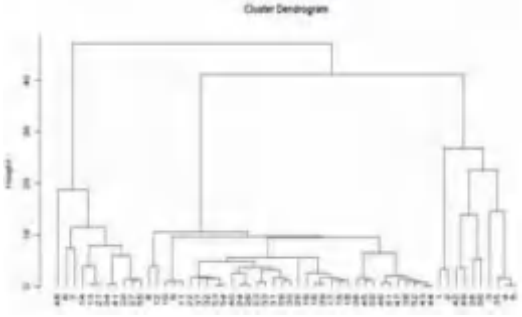


图 4 办公建筑能耗日均值聚类分析结果

	周一	周二	周三	周四	周五	周六	周日
第一周	1	2	3	4	5	6	7
第二周	8	9	10	11	12	13	14
第三周	15	16	17	18	19	20	21
第四周	22	23	24	25	26	27	28
第五周	29	30	31	32	33	34	35
第六周	36	37	38	39	40	41	42
第七周	43	44	45	46	47	48	49
第八周	50	51	52	53	54	55	56

图 5 号码对应周与星期

由图 4 可以看出，聚类分析将 8 周的 56 天分为两大类，将第二大类又分成了两小类。第一大类共有 11 天，其中有 8 天为周六；第二大类中的第二小类（右侧）共有 10 天，其中有 5 天为周日，其余 5 天为第一周的周一至周五，这是由于第一周的日均能耗受室外温度影响与其余 5 天周日的日均能耗在相似的水平；另一类为周一到周五混合。因此将办公建筑的星期类型分为三类：工作日、周六、周日。该结果也明显符合图 2 和图 3 中工作日的能耗较高，周末能耗较低的情形。这是因为办公建筑功能单一，其能耗产生变化主要是由于建筑内人员的上班时间和活动规律

导致的波动，因此其主要功能在工作日使用，周末可能有个别人员需要加班，使用率大大下降。并且周六与周日的能耗特性也不尽相同，可以看出在 7-8 月的时候周日能耗普遍远远大于周六的能耗，又明显低于工作日的能耗。此外，对同星期类型日而言，能耗特性呈现出较高的相似性。且在 6-8 月这段时间内无法定节假日，因此本研究只考虑夏季高温时段的正常日，不考虑节假日情形。因为办公建筑能耗特性分为工作日、周六、周日三种类型，在建立神经网络模型时，输入层输入值分别定为 1、2、3。

3.4 模型的建立和验证

3.4.1 预测模型的建立

LSTM 模型的算法实现，如图 6 所示。由于各变量之间尺度差别不大，在进行数据预处理时，未对输入变量进行归一化处理。



图 6 LSTM 预测流程

3.4.2 无人员变量的 LSTM 预测结果

从 2013 年办公建筑数据源中选取 6 月 24 日-8 月 18 日共 8 周的逐时能耗数据和除人员数据以外的 8 个变量来训练模型。建立夏季高温日办公建筑逐时能耗模型如图 7 所示，均方误差值 RMSE 为 50.43，模型拟合效果好。

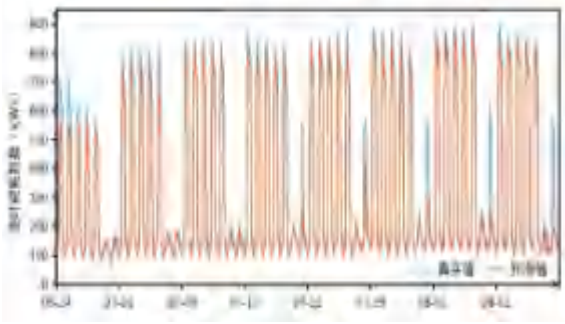


图 7 无人员变量办公建筑逐时能耗模型拟合结果

用训练好的模型对 8 月 19 日-9 月 15 日共 4 周的办公建筑逐时能耗进行预测，与实测的逐时能耗数据进行对比，验证能耗预测模型的拟合度,预测效果如图 8 所示。

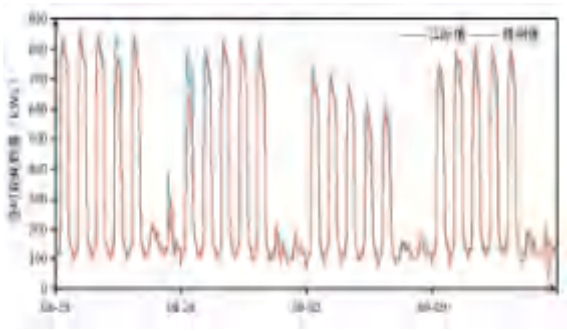


图 8 无人员变量办公建筑逐时能耗模型预测结果

由图 8 可以看出，逐时能耗预测模型的拟合效果较好，其中工作日的拟合曲线精度较高，而周末的预测结果，趋势上较为接近，但日均能耗波动较大，从而使预测结果有偏差，办公建筑模拟预测结果的整体平均相对误差为 11.24%。下面进一步分析各星期类型的预测精度。表 1 为不同星期类型平均预测精度比较。从表 1 可以看出，LSTM 神经网络预测模型对于不同星期类型的能耗预测结果有较大差异，其中对于类型 1 工作日的预测精度比较高，可以控制在 10% 左右。其次为周六，而对周日的预测结果相对误较大。这是由于办公建筑，工作日的使用情况比较稳定，而周末，办公建筑的能耗波动主要取决于加班等人行为因素，并未考虑到本模型的建模当中，因此对于办公建筑周末的预测结果较差。

表 1 办公建筑不同星期类型平均预测精度比较

星期类型	工作日 1	周六 2	周日 3
平均相对误差%	10.19	11.90	15.81

3.4.3 有人员变量的 LSTM 预测结果

在上述基础加入人员数据，建立夏季高温日办公建筑逐时能耗模型，均方误差值 RMSE 为 43.24，模型拟合效果提升，如图 9 所示。同样对 8 月 19 日-9 月 15 日共 4 周的办公建筑逐时能耗进行预测，并与实测的逐时能耗数据进行对比，预测结果如图所 10 示。

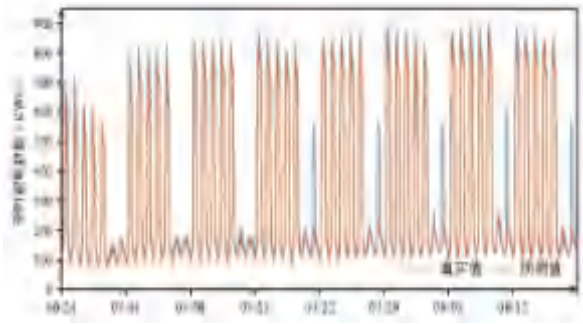


图 9 有人员变量办公建筑逐时能耗模型拟合结果

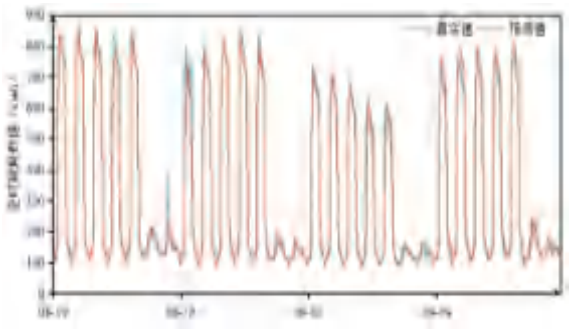


图 10 有人员变量办公建筑逐时能耗模型预测结果

由图 10 可以看出，在加入人员变量之后，逐时能耗预测模型的拟合效果更好，其中工作日的拟合曲线精度变高，周末的预测结果明显变好。表 2 为加入人员数据不同星期型平均预测精度比较，可以看出，在加入人员变量之后，工作日预测模型精度在 8.78%左右，整体相对误差都小于 10%。

表 2 加入人员变量后不同星期类型平均预测精度比较

星期类型	工作日 1	周六 2	周日 3
平均相对误差%	8.78	8.26	9.29

3.5 预测结果对比分析

为解释为何加入人员变量后周末预测效果显著提升，我们把 8 月 19 日-9 月 15 日共 4 周的办公建筑逐时能耗做时均处理，将逐时人员数据也做时均处理，得到 11 图，可以看出，在一天中，工作日时均人员数据与时均能耗数据的分布相似，周六到周日这种相似性减弱。

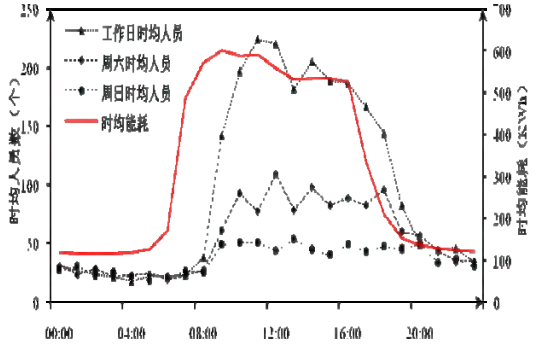


图 11 能耗和人员数据的时均曲线

采用皮尔逊相关系数法，应用 SPSS，将不同星期类型的时均人员数据与时均能耗数据做相关性分析，得到表 3。可以看出，时均人员数据与时均能耗呈现正相关，且相关性显著。在工作日 1，相关性最显著；周六 2、周日 3 相关性显著变弱。说明了办公建筑时间数据包含了人员数据对能耗预测的影响，由于工作日的使用情况比较稳定，周末人员少且变动不稳定，这种包含关系从工作日到周日依次变弱。

表 3 时均能耗与不同星期类型时均人员数据的相关性分析

星期类型	工作日 1	周六 2	周日 3
时均能耗	.774**	.630**	.563**

**.在 0.05 级别（双尾），相关性显著； *.在 0.01 级别（双尾），相关性显著。

结论

本研究采用单连接聚类分析的方法，确定了办公建筑能耗预测模型中星期类型的划分方式，分为工作日、周六、周日三种类型，提高了能耗预测模型的预测精度。应用长短期记忆神经网络模型对办公建筑逐时能耗进行预测，对比分析有无人员变量的预测结果，加入人员变量后，预测结果的相对误差由 11.24%降为 8.78%；工作日，相对误差由 10.19%降为 8.78%；周六，相对误差由 11.9%降为 8.26%；周日，相对误差由 15.81%降为 9.29%，加入人员变量后，预测精度明显变好。将逐时人员数据与逐时能耗数据进行相关性分析，工作日的相关性最显著，周六、周日相关性变弱。

参考文献

[1] 中国建筑节能协会能耗专委会.《中国建筑能耗研究报告（2020）》. 2020.

[2] 丰艳萍,武涌. 节能运行监管—我国大型公共建筑节能管理的必然选择[J]. 暖通空调,2007,37(8): 8-12.

[3] Safa Mjccd,Safa Mahdi,Allen Jeremy. Improving sustainable office building operation by using historical data and linear models to predict energy usage [J]. Sustain able Cities and Society,2017,29:107-117.

[4] 廖文强,王江宇,陈焕新,等.基于长短期记忆神经网络的暖通空调系统能耗预测[J].制冷技术,2019,39(1): 45-50,54.

[5] M. Ashouri, F. Haghighat, B.C.M. Fung, H. Yoshino. Development of a ranking procedure for energy performance evaluation of buildings based on occupant behavior, Energy Build, 183 (2019) 659-671.

[6] Zhang W, Tan S, Lei Y, et al.Life cycle assessment of a single-family residential building in Canada: a case study [J] . Building Simulation, 2014, 7 (4) :429-438.

[7] Delzendeh E, Wu S, Lee A, et al. The impact of occupants' behaviours on building energy analysis: a research review [J].Renewable and Sustainable Energy Reviews,2017,80:1061-1071.

[8] 赵海淈，王需,林波荣等.使用需求参数对建筑大数据能耗预测影响规律初探[J].建筑节能,2020,48(07).

[9] Sun Y, Haghighat F, Fung B C M. A Review of the-State-of-the-Art in Data-driven Approaches for Building Energy Prediction[J].Energy and Buildings, 2020, 221:110022.

[10] Y. Wei, et al, Prediction of occupancy level and energy consumption in office building using blind system identification and neural networks, Appl. Energy 240 (2019) 276-294.

[11] 周璇,凡祖兵，刘国强,等. 基于多元非线性回归法的商场空调负荷预测[J]. 暖通空调，2018，048(003):120-125.

[12] 欧阳前武，符亚磊，任中俊. 基于时间序列分析模型的建筑能耗两级预测关系研究[J]. 建设科技，2019(14).

[13] Fekri M N,Patel H,Grolinger K, et al.Deep learning for load forecasting with smart meter data: Online Adaptive Recurrent Neural Network[J]. Applied Energy, 2021, 282.

[14] 朱芸芸. 基于人工神经网络模型的区域建筑业态配比方法研究[D]. 北京工业大学，2020.

[15] HOCHREITER S, SCHMID HUBER J. Long short-termmemory[J].Neural Computation 1997, 9(8): 1735-1780.

[16] GRAVES A.Generating sequences with recurrent neural networks[DB/OL]. https ://arxivorg/abs/1308 0850,2013.

[17] 周晓旭. 基于层次聚类的 LSTM 神经网络模型在江苏省降水量预测中的应用[D]. 山东大学，2020.

[18] 王激华，仇钧，方云辉,等. 基于深度长短期记忆神经网络的短期负荷预测[J]. 广东电力，2020(8).

[19] http://colah.github.io/posts/2015-08-Understanding-LSTMs/

[20] 刘晶,朱锋峰,林辉.基于相似日负荷修正算法的短期负荷预测[J].计算机工程与设计,2010(06):125-128.

[21] 李沁,李百战,丁勇.大型办公建筑照明及插座系统电耗逐时使用率聚类分析[J].土木建筑与环境工程,2014,036(005):89-94.

太阳能热水系统计算模块开发与研究

钟永恒[1]，章文杰[1]，白　冰[1]，郝　斌[2]

（1 南京理工大学能源与动力工程学院，南京　210094；
2 深圳市建筑科学研究院股份有限公司，深圳　518031）

［摘　要］太阳能热水系统作为一种成熟的太阳能利用方式广泛应用各个国家。在工程应用领域的设计安装过程中需要建筑模拟仿真软件对其进行模拟分析，找到设计安装的最优形式和存在问题，降低工程成本。本文利用完全自主开发的太阳能热水系统计算程序，与其他模拟仿真软件进行对标，并对实际工程进行模拟计算，与实际监测数据进行对比分析。结果表明，程序模拟结果与仿真软件和实际监测数据误差率为 20%和 74%以内，考虑实际问题后，均在合理控制范围内。本文计算模型方法可对太阳能生活热水工程实际提供一定参考。

［关键词］太阳能；生活热水；计算模型；能耗模拟

0　引言

随着我国生活水平的改善和生产需要，建筑能耗不断增高，截止目前已经达到 10 亿 t[1]，节能减排势在必行，太阳能生活热水是目前技术最为成熟且产业化发展最快的可再生能源形式，已成为可再生能源建筑应用领域最为公众熟知和贴近居民日常生活的应用形式。

国内外在建筑性能仿真软件的开发上做了很多努力，目前得到业内广泛认可并大规模应用的仿真软件主要有: ESP-r[3]、DOE-2[4]、TRNSYS[5]、EnergyPlus[6]和 DeST[7]，Ayompe[8]利用 TRNSYS 建模了一个用于温带气候的强制循环太阳能热水系统模型，该系统的集热器由抛物面槽聚焦集热器(PTC)和高效真空管集热器(ETC)两部分组合而成。通过在都柏林安装的实验系统所获得的实验数据得，该模型 PTC 系统的集热器出口流体温度的平均误差百分比为 16.95%，ETC 系统的集热器出口流体温度的平均误差百分比为 18.4%。卢素珍[9]对高层建筑的太阳能热水系统进行了调研分析，针对太阳能热水系统与建筑的结合问题提出应用策略和技术方案。并利用 TRNSYS 搭建了分体式强制循环太阳能热水系统仿真模型，通过实验及模型对太阳能热水系统控制策略进行优化。Hobbi[10]模拟了加拿大蒙特利尔单户住宅单元的强制循环太阳能热水系统，并利用 TRNSYS 搭建了仿真模型，对集热器的流量，水箱容积，集热器面积等参数进行了优化设计。

基金项目：国家重点研发计划项目“机电系统和可再生能源系统与建筑热过程耦合计算模型开发”（编号：2017YFC0702203）

大量研究表明，太阳能热水应用的实际效果受到多种因素的影响，需要采用系统性能模拟仿真，对太阳能热水系统进行研究，优化解决实际运行中的一系列问题。太阳能由于其间断性，并不能作为稳定的热源。为使用户能持续不断使用热水，本文在太阳能热水系统中加以辅助热源以保证热量的稳定，使用自主开发编写的太阳能生活热水计算程序对实际工程进行模拟分析。

1　太阳能生活热水计算模型

1.1 光热模型开发

针对光热模型的开发，图 1 展示了详细的技术路线流程图；此模型主要分为四个部分，即集热器模型、水箱模型、控制系统模型、辅助热源部分。太阳能热水模型是通过选择不同的集热器类型以及水箱模型；通过输入相应的气象、计算参数，从而得到相应的集热器有用集热量和出口工质温度；根据能量守恒定律，集热器的有用能量转移到储热水箱中，在储热水箱中通过相应的水箱数学模型算出实际的水温；通过水箱的原始设定温度与实际水箱模型计算得出的温度之间的差值比较，控制系统反馈信号，控制循环泵和辅助加热模块，通过增加集热量以及辅助热量，使水箱温度达到设定值。

1.2 模型与机理

太阳能集热系统中最重要的是集热器部分，以平板集热器为例，进行物理过程分析。如上图 2 所示，集热器输出的有用能量等于入射在集热器上的太阳辐照量减去集热器对周围环境散失的热量，其中集热器的热损失包括顶部热损、侧边热损和底部热损。集热器输出的有用能量进入储热水箱中，储热水箱储存集热

器所搜集的太阳能，根据储热水箱中的水温与设定温度的差值，来确定是否开启辅助热源以及所需辅热量。

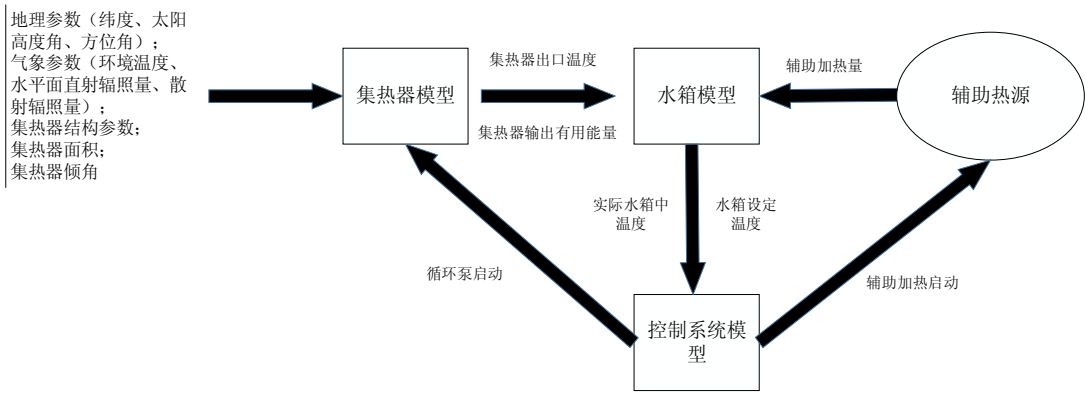


图 1 技术路线流程图

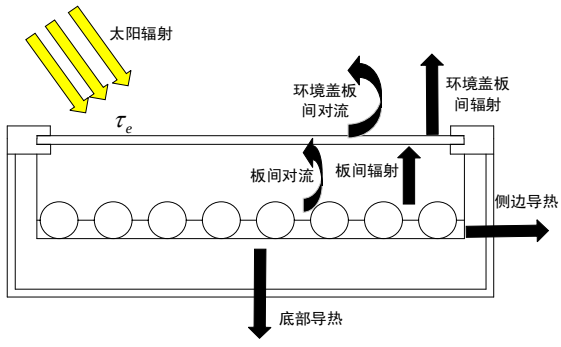


图 2 物理过程图

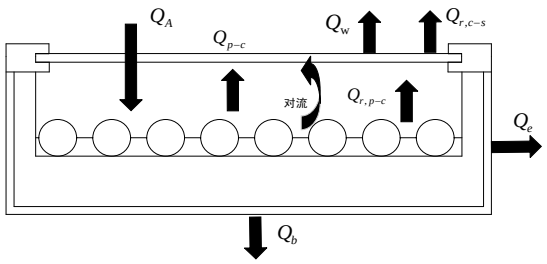


图 3 集热器集热过程图

先针对太阳能热水系统中集热器部分进行物理模型和数学模型分析，集热器的顶部热损失包括吸热板与盖板之间的对流辐射热损失和盖板与天空之间的对流、辐射热损失。

集热器有效能量输出等于相同时间内吸收的辐射能与所有热损失差值，平衡方程为：

$$Q_u = Q_A - Q_L \tag{1}$$

$$Q_u = F_R A_c \left[I_T (\tau\alpha)_e - U_L (T_i - T_a) \right] \tag{2}$$

式中 Q_u 为集热器获得的有用能，MJ；F_R 为集热器的热迁移因子，无因次；A_c 为集热器面积，m^2；$(\tau a)_e$ 为盖板透射率与吸热板吸收率的有效乘积，无因次；U_L 为总热损系数，$W/(m^2 \cdot K)$；T_i 为集热器工质进口温度，℃；T_a 为环境温度，℃。

集热器总热损失系数[9,11]：

$$U_L = U_t + U_b + U_e \tag{3}$$

式中 U_b 为底部热损系数，U_e 为边缘热损系数，U_t 为顶部热损系数。

1.3 模型算法流程

如图 4 所示，输入相应的集热器参数以及气象参数，通过相关的模型计算出集热器在一天中所得的有用能量和辅热量，并且计算出相应每个时刻的集热器出口温度及对应时刻水箱中的温度。水箱的温度即是下一时刻集热器开始集热时的进口温度，经过一天的集热后，水箱中水温如小于设定温度，则通过辅助热源加热水至设定温度。

2 模型算法对标

本文采用两进两出能量平衡方程[12]，在已有太阳能集热计算基础上，针对工程实际应用中关注的辅助加热量进行研究。计算求出集热器集热量、系统损失热量、用户用热量，通过平衡方程求出相对应的辅热量。

选取三层住宅建筑，每层 3.6 米，共 $120m^2$。选定 3 层两个屋顶为光热安装位置。气象数据采用北京的典型气象年的气象数据。集热器面积为 $8m^2$，安装为南向 41°，分别采用开发程序和 Trnsys 以及 EnergyPlus 对其进行模拟运算。针对用户用水模型进行划分，将每日用水量划分为每时刻用水量，计算出对应每时刻用户用热量。用户用水模型符合用水规律，具有一定的平稳性、交变性和周期性，一天当中出现早、中、晚 3 个用水高峰，晚间用水量最大。其他时段变化不明显。符合住宅建筑的特点。

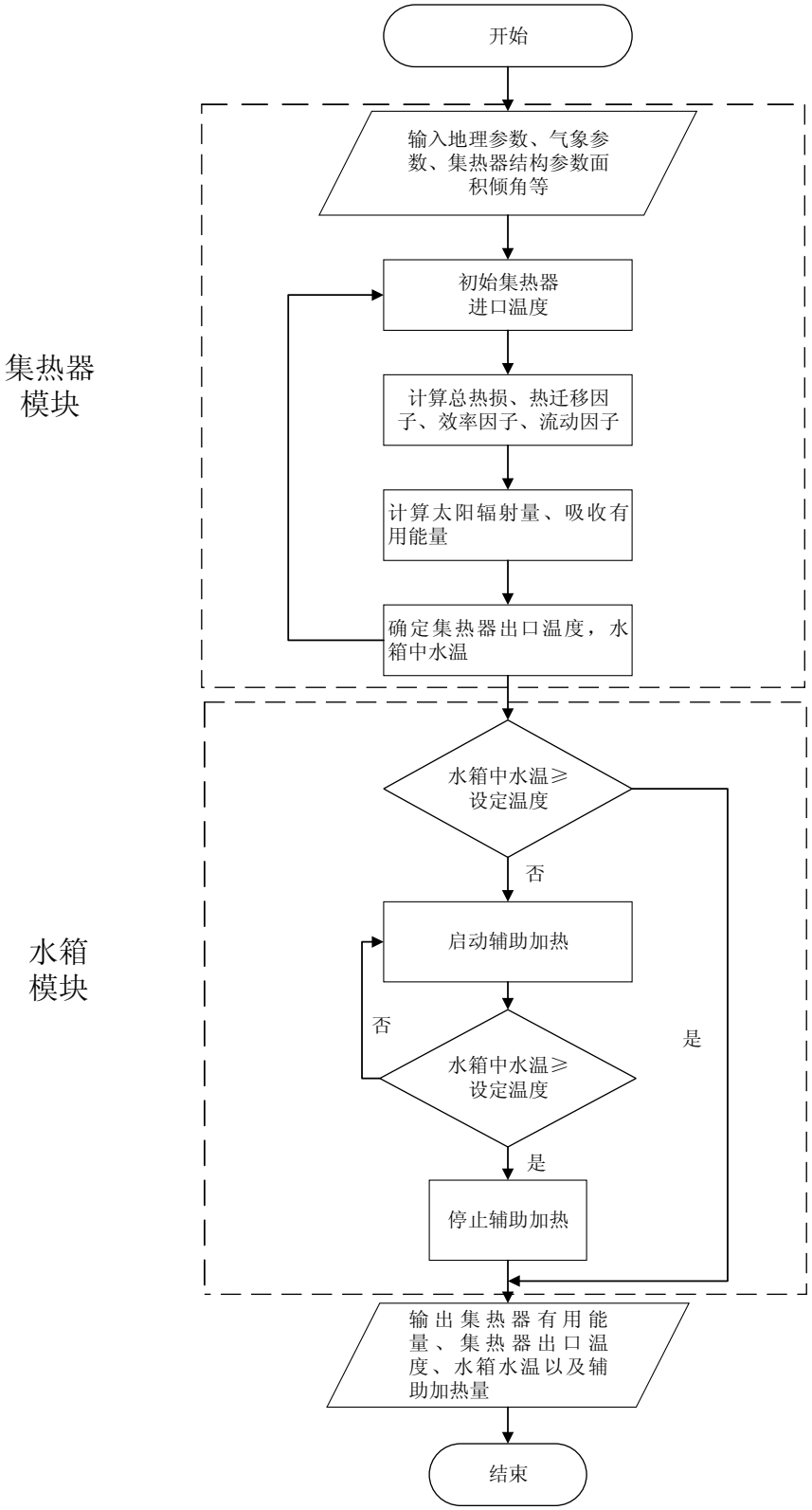

开始
输入地理参数、气象参数、集热器结构参数面积倾角等
初始集热器进口温度
计算总热损、热迁移因子、效率因子、流动因子
计算太阳辐射量、吸收有用能量
确定集热器出口温度，水箱中水温
集热器模块
水箱中水温≥设定温度
否
启动辅助加热
否
水箱中水温≥设定温度
是
是
停止辅助加热
水箱模块
输出集热器有用能量、集热器出口温度、水箱水温以及辅助加热量
结束

图 4 算法流程图

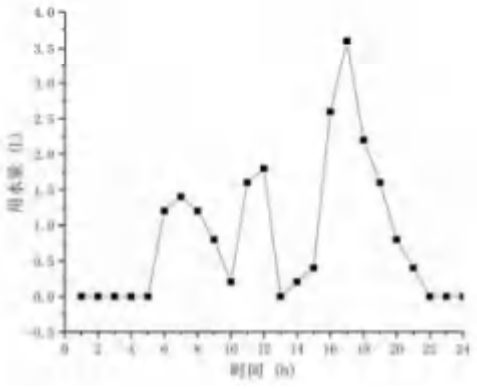


图 5 用户用水模型图图

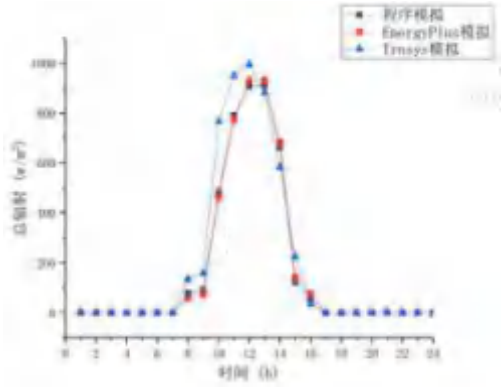


图 6 典型日太阳辐照模型对比

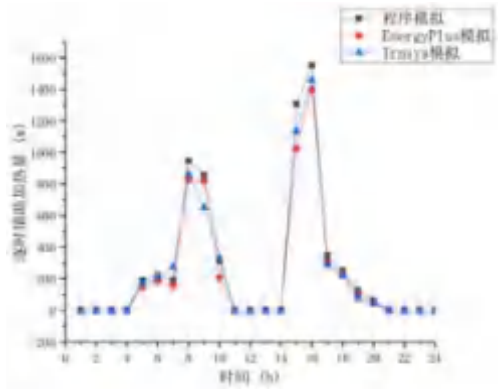


图 7 典型日逐时辅助加热量对比

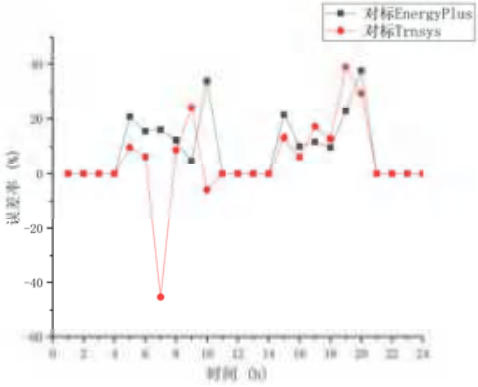


图 8 对标误差值

主程序光热系统和 Trnsys 以及 EnergyPlus 输出结果，图 6 为选取典型日太阳辐照模型计算结果对比，计算程序与 Trnsys 和 Energyplus 计算结果基本相同，图 7 为用户期望得到的太阳能热水系统辅助加热量。在早晨和晚间的辅助加热量比较大，中午的辅助加热量比较小，满足相应的变化规律。图 8 为主程序对标两种模拟软件的误差值，对标 Trnsys 模拟结果误差值在 46%以内，对标 EnergyPlus 模拟结果误差值在 38%以内。程序变化规律与模拟结果基本一致,全年辅助加热量呈现先降低后增加的趋势。同时符合选取年全年的辐照变化规律，冬季辐照强度低，辅助加热量高，到了夏季，由于辐照强度变高，辅助加热量相应变低。由图可知程序模拟的系统辅助加热量结果比 Trnsys 和 Energyplus 大，这是由于在系统热量损失计算时加入了系统管路的损失热量，根据两进两出能量平衡此时维持能量平衡需要的辅助加热量增大，计算程序的结果更接近于工程实际计算。

3 实测验证计算

选取上海某高校学生宿舍集中太阳能热水系统应用工程项目为研究对象[13]，基于系统全年运行逐时监测数据，与模拟程序计算结果进行对比验证分析，该工程采用集中集热集中辅热式太阳能热水系统，为男生宿舍提供洗浴热水。建筑共六层，共 450 人入住，每层东西两侧各设一间浴室，每间浴室设置三个淋浴喷头。集中集热系统安装于建筑屋顶，采用玻璃热管式集热器，集热面积为 230m^2。系统设置双水箱，位于二层裙楼楼顶，储热水箱 A 容积为 12m^3，恒温水箱 B 容积为 6.75m^3。集中辅热热源形式为空气源热泵热水机组，共设三台空气源热泵热水机组对储热水箱 A 进行辅助加热，恒温水箱 B 设有电伴热。浴室热水供应时间为 15:00~22:30，供水温度为 55℃。太阳能生活热水主程序对输入参数进行模拟计算，输出结果如下表。

表 1 光热程序模拟输出结果

月份	集热量（MJ）	辅热量（MJ）
1	46678.577	21626.206
2	42295.480	18302.297
3	70140.625	16864.828
4	76903.803	13771.789
5	79650.150	9520.452
6	86317.659	7070.507
7	89500.372	5484.220
8	98138.555	5828.531
9	82586.447	10619.162
10	70556.426	14519.213
11	58712.743	18661.324
12	48286.987	21826.843

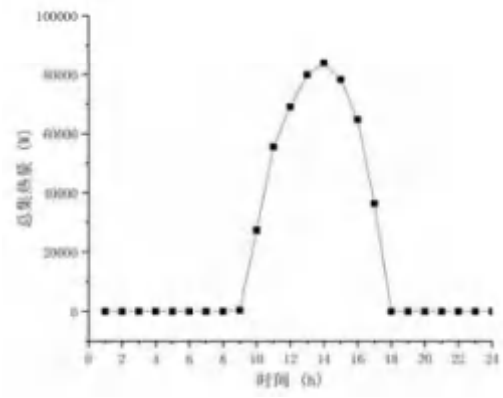


图 9 典型日逐时集热量

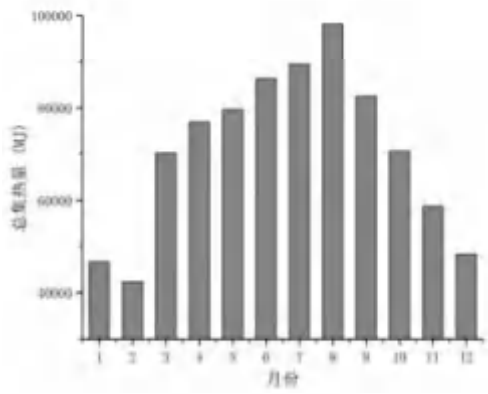


图 10 逐月集热量

选取典型日的逐时集热量发现变化趋势呈现为先上升，在下午2时达到最大值，随后在傍晚6时左右降低为0W，一天内的集热量随气象条件的变化较为稳定，符合预期结果。逐月集热量中，全年呈现为先上升后下降的趋势，在2月的集热量最低，为42295.48MJ，随后稳定增长到8月份达到最大值，为98138.56MJ。从选取的典型日和逐月集热量来看，由于暂时没有考虑到设备维保周期等一系列工程问题，程序模拟的数据呈现出稳定变化的趋势。

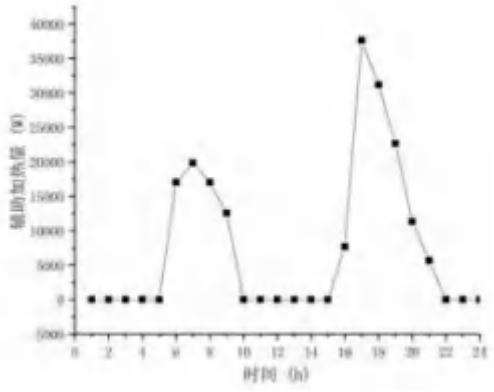


图 11 典型日逐时辅助加热量

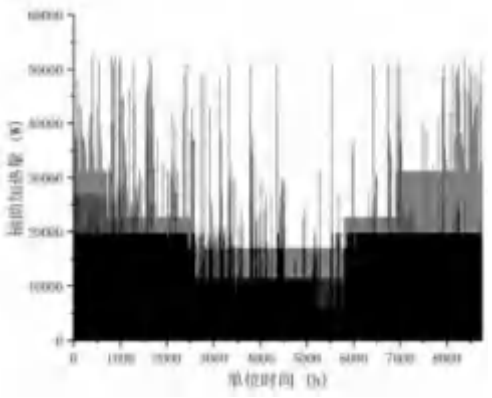


图 12 全年逐时辅助加热量

从选取的典型日来看，逐时辅助加热量从早上 5 时开始增加，到 7 时左右达到峰值拐点，为 19845W，随后逐渐降低，这一时间段为学生用水集中期。下午从 15 时开始辅热量逐渐增加，到 17 时到达峰值拐点，为 37638W，此时为全天内学生用水高峰，且太阳能集热量较少，随后逐渐降低。模拟数据符合用水习惯及当天太阳辐照模型，从全年辅助加热量来看，总体呈现先下降后增加的趋势，符合全年气象变化趋势。且从图中可以看出，仍有少许时间段呈现出反常陡增陡降的变化，这是因为阴雨天太阳能集热量大量减少导致，符合实际用能经验。

表 2 实测辅热量及程序模拟误差

月份	实测数据（MJ）	较程序误差
1	27329.616	-26.37%
2	4729.104	74.16%
3	15723.828	6.77%
4	7930.548	42.41%
5	6057.504	36.37%
6	4658.256	34.12%
7	4985.928	9.09%
8	3994.056	31.47%
9	4366.008	58.89%
10	14483.988	0.24%
11	28157.652	-50.89%
12	29494.908	-35.13%

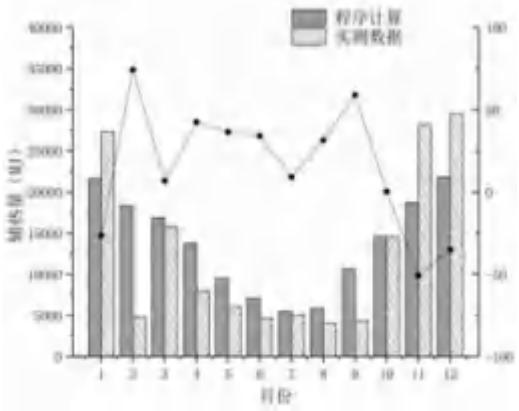


图 13 程序与实测逐月辅助加热量对比

将逐月辅助加热量程序模拟结果与实际监测数据对比，发现逐月辅助加热量变化趋势基本一致，整体呈现为先降低后增加，模拟计算结果在实测数据上下波动，最小误差出现在 10 月，为 0.24%，与实际监测结果较为一致，最大误差出现在 2 月，为 74.16%，出现的原因可能为该工程为某高校学生宿舍楼，由于假期影响，实际工程中的辅助加热量较低，而模拟计算程序没有考虑这一因素。而在夏季假期期间，有学生留校进行科研工作等，所以夏季太阳能生活热水系统正常运行。

4 结论

本文提出了自主开发的太阳能生活热水模拟仿真程序，介绍了计算模型与机理，将其与业内广泛应用的两种模拟仿真软件进行对标计算，看出典型日太阳辐照模型中程序模拟结果与变化趋势与两种仿真软件基本一致。典型日中的逐时辅助加热量误差值同时分别对标 Trnsys 和 EnergyPlus 两种模拟计算软件，误差值为 46%和 38%以内。且程序模拟的系统辅助加热量结果比仿真软件值大，这是由于在系统热量损失计算时加入了系统管路的损失热量，使得本程序更接近于工程实际。

同时选取了上海某工程实际案例，将程序模拟值与实际监测值进行对比分析，发现程序模拟的集热量呈稳定变化趋势，辅助加热量与实际监测值的误差范围为 0.24% ~ 74.16%，最大误差值出现在学校冬季假期时间内，夏季假期由于学生留校，热水持续供应，误差值处在稳定变化范围内。

随着计算机的软硬件技术不断革新，建筑仿真技术得到了充分发展，太阳能热水应用方面，用实时仿真模型来研究控制策略和优化设备性能已经成为主要方法，本文从实际工程意义出发，提出了完全自主研发的太阳能生活热水模拟程序和分析了仿真实测数据，可以看出，该计算模型方法可以给工程设计中的基准稳定状态提供参考。

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 2020[M].北京:中国建筑工业出版社，2020.

[2] 王珊珊,郝斌,彭琛,郭嘉羽.太阳能生活热水工程应用现状与应对策略[J].建设科技,2016(16):9-11.

[3] Strachan P A，Kokogiannakis G，Macdonald I A．History and development of validation with the ESP-r simulation program[J].Building & Environment，2008，43(4):601-609.

[4]Birdsall B，Buhl W F，Ellington K L，et al Overview of the DOE 2 building energy analysis program，version 2.1 D[M].Lawrence Berkeley Laboratory，1985.

[5]TRNSYS．TRNSYS 16. 1: A Transient Simulation Program[M].University of Wisconsin，Madison，USA．2007

[6] Crawley D B，Lawrie L K，Winkelmann F C，et al．EnergyPlus:creating a new-generation building energy simulation program[J].Energy & Buildings，2001，33(4):319-331.

[7] Yan D，Xia J，Tang W，et al．DeST — An integrated building simulation toolkit Part I: Fundamentals[J].Building Simulation，2008，1(2):95-110.

[8] Ayompe L M,Duffy A,Mccormack S J,et al.Validated TRNSYS model for forced circulation solar water heating systems with flat plate and heat pipe evacuated tube collectors[J].APPLIED THERMAL ENGINEERING, 2011.

[9] 卢素珍.高层建筑规模化应用太阳能热水系统研究[D].天津大学,2008.

[10] HobbiA , Siddiqui K . Optimal design of a forced circulation solar water heating system for a residential unit in cold climate using TRNSYS[J].Solar Energy, 2009, 83(5):700-714.

[11] 许雪松,朱跃钊.CPC 型热管式真空管集热器的热性能研究[J].南京工业大学学报（自科版）,2004,26(6):53-56.

[12] 彭琛,郝斌编著.从“太阳能”到太阳“能”——太阳能热水系统的效能与设计[M].北京：中国建筑工业出版社.2018.

[13] 陆元元,郝斌,李晓林,唐轩.宿舍建筑太阳能热水系统热性能案例分析[J].建设科技,2019(22):39-43.

相变围护结构在极端热湿气候区的应用

赵晓丹[1]，谢静超[1]，王建平[2]，白　璐[1]，刘加平[1]

（1.北京工业大学 绿色建筑环境与节能技术北京市重点实验室，北京　100124；
2.海军工程设计研究局，北京　100070）

［摘　要］极端热湿气候区是指近地表面的空气温度、相对湿度和太阳辐射等气象参数常年较高的地区。海南诸岛室外相对湿度常年处于 80%左右，终年炎热，四季皆夏，属于典型的极端热湿气候区。若将相变围护结构应用于此，可以有效利用相变潜热的作用，减小温度波动，降低空调负荷。并且由于其温度的年较差较小，因此相变围护结构在全年都有较强的适用性。本文基于极端热湿气候区高温、高湿的气候特点，考虑了湿度对相变传热过程的影响，提出并建立了相变热湿耦合传热模型，并进行实验验证，证明模型可靠。应用此模型，选用西沙地区典型气象年的气象数据作为室外边界条件进行模拟，通过对比分析不同构造形式、相变层厚度、相变温度及朝向下的墙体内表面温度的衰减效果，最终得到了极端热湿气候区的相变围护结构最优设计方案。

［关键词］相变围护结构；极端热湿；数值模型；优化设计

0　引言

随着建筑节能的要求不断提高，传统的建筑围护结构难以满足节能要求，许多学者开始关注相变材料在建筑节能中的使用。相变层可以有效地减小围护结构热流波幅、增加围护结构的延迟时间、减小室温波幅，进而提高建筑物的温度自控能力并改善建筑环境，进一步达到节能和热舒适的效果[1]。

近年来，诸多学者针对相变材料在建筑中的应用进行了大量研究。Schossig 等[2]建立了轻质办公建筑的计算模型，模拟得出相变材料可以降低墙体的表面温度及冷负荷，应用相变材料的房间内舒适温度的维持时间比普通材料多 6 小时。Athientis 等[3]对装有相变石膏板的房间进行了夏季工况的研究，相变石膏板的温度会比普通石膏板低 6℃，相变房间的室内温度会比普通房间低 4℃，采用相变墙板会显著缓解房间的过热问题。Arici[4]等人研究 PCM 层潜热对墙体传热量的影响，并基于此优化 PCM 层的厚度和熔化温度，用以改善建筑能源性能，研究结果表明每月最佳厚度范围为 1-20 mm，熔化温度范围为 6-40℃。Zhou 等[5]对北京地区应用相变石膏板的被动式房间的相变温度进行了优化分析，得出最优相变温度为 21℃，较小的相变温度区间可使室内空气温度波动较小、蓄热量较大。黄璟瑜[6]用模拟的方法，从室内舒适角度出发，对夏热冬暖地区空调期相变材料热特性进行正交分析，得到了相变材料最优热特性组合。牛犇[7]分析了成都地区夏季工况下相变材料的相变温度、相变区间、相变潜热和导热系数对使用效果的影响，并对参数进行了优化，结果表明相变潜热与使用效果呈线性关系,导热系数对使用效果影响不大。黄婷[8]等人基于盐城室外温度、太阳辐射强度等因素，通过实验研究相变房间温度变化，选择合理的相变温度以及潜热相变材料。

目前在建筑领域，虽然国内外对相变围护结构有大量研究，但在极端热湿气候区，目前仍未有能够有效的指导实际工程的设计方法。并且极端热湿气候区常年处于高温高湿环境中，围护结构的传热和传湿过程相互影响，相互作用[9]，若只考虑温度和辐射条件对相变传热的影响，其结果必然会与实际传热过程产生偏差，因此综合考虑高湿度环境对传热过程的影响，将热湿耦合原理运用到相变传热过程，在提高计算精度、提高结果准确性上具有重要意义。

针对上述问题，本文提出建立相变热湿耦合模型。并应用该模型进行相变围护结构在极端热湿气候区的优化设计，确定合适的相变层位置、相变层厚度、相变温度等设计参数。

1 模型建立

为了简化计算，突出物理本质，现对模型的传热传湿过程做如下假设：

(1) 传热传湿过程均为一维传递过程，即只沿构件的厚度方向变化。

(2) 除相变材料在相变区间的等效比热以外，其余热湿物性参数均为常数。

(3) 不考虑相变材料熔化时的自然对流以及凝固时的过冷现象。

1.1 湿迁移方程

基于菲克定律和扩散理论，以温度和相对湿度为驱动势，同时考虑到液态水和气态水在围护结构中的传递[10]，湿迁移方程可表示为：

$$\xi\frac{\partial\varphi}{\partial t}=-\frac{\partial}{\partial x}(D_\varphi\frac{\partial\varphi}{\partial x})+\frac{\partial}{\partial x}(D_T\frac{\partial T}{\partial x}) \tag{1}$$

$$D_\varphi=\delta P_s+(K_l R\rho_l\frac{T}{\varphi}) \tag{2}$$

$$D_T=\delta\varphi\frac{\partial P_s}{\partial T}+K_l R\rho_l\ln\varphi \tag{3}$$

式中，T——温度，K；φ——相对湿度，%；ξ——材料吸湿曲线斜率；δ——水蒸气渗透系数，kg/(Pa·m·s)；Ps——饱和水蒸气分压力，Pa；K_l——液态水渗透系数，kg/（Pa·m·s）；ρ_l——液态水密度，kg/m^3；R——通用气体常量，J/（kg·K）；D_φ——与相对湿度相关湿传递系数，kg/(s·m)；D_T——与温度相关的湿传递系数，kg/(s·m·K)。

1.2 热迁移方程

根据能量守恒定律，墙体内焓的变化量就等于进入墙体内的净能量。在传热过程中，不仅要考虑固体材料的导热，还要考虑液态和气态的水分带来的潜热影响，因此墙体的热迁移控制方程如下：

$$(\rho_s c)\frac{\partial T}{\partial t}=\frac{\partial}{\partial x}(\alpha_T\frac{\partial T}{\partial x})+\frac{\partial}{\partial x}(\alpha_\varphi\frac{\partial\varphi}{\partial x}) \tag{4}$$

$$\alpha_T=\lambda+L(T)\varphi\delta\frac{dP_s}{dT} \tag{5}$$

$$\alpha_\varphi=L(T)\delta P_s \tag{6}$$

式中，ρ_s——材料密度，kg/m^3；c——材料比热容，J/(kg · K)；λ——材料导热系数，W/（m · K）；L（T）——蒸发潜热，J/kg；α_T——与温度相关热传递系数，W/(m · K)；α_ϕ——与湿度相关热传递系数，W/m；

其中，为了考虑相变材料相变过程对传热的影响，我们把相变的作用简化为比热容的变化来表示，使用相变区间的等效热容来体现相变材料的特性。将比热容在传热过程中的变化简化为高斯函数，对于相变中心温度为 T_m、相变区间半径为 ΔT 的相变材料，其等效热容可用高斯函数进行拟合，其形式如公式（7）所示：

$$c=c_0+\frac{L}{\sqrt{\pi}\Delta T}\mathrm{e}^{-\left(\frac{T-T_m}{\Delta T}\right)^2} \tag{7}$$

式中，c_0——非相变区间的显热热容，J/(kg·K)；L——相变潜热，J/kg；ΔT——相变区间半径，℃；T_m——相变中心温度，℃。

将公式（7）带入公式（4），即为相变材料的热迁移方程。

1.3 边界条件

外表面（x=0）边界条件为：

$$-(D_\varphi\frac{\partial\varphi}{\partial x})-(D_T\frac{\partial T}{\partial x})\Big|_{x=0}=h_{mi}(\rho_{v,x=0}-\rho_{v,i}) \tag{8}$$

$$-\alpha_T\frac{\partial T}{\partial x}-\alpha_\varphi\frac{\partial\varphi}{\partial x}\Big|_{x=0}$$

$$=h_{ci}(T_{x=0}-T_i)+L(T)h_{mi}(\rho_{v,x=0}-\rho_{v,i}) \tag{9}$$

外表面（x=l）边界条件为：

$$-(D_\varphi\frac{\partial\varphi}{\partial x})-(D_T\frac{\partial T}{\partial x})\Big|_{x=l}=h_{me}(\rho_{v,x=l}-\rho_{v,l}) \tag{15}$$

$$-\alpha_T\frac{\partial T}{\partial x}-\alpha_\varphi\frac{\partial\varphi}{\partial x}\Big|_{x=l}$$

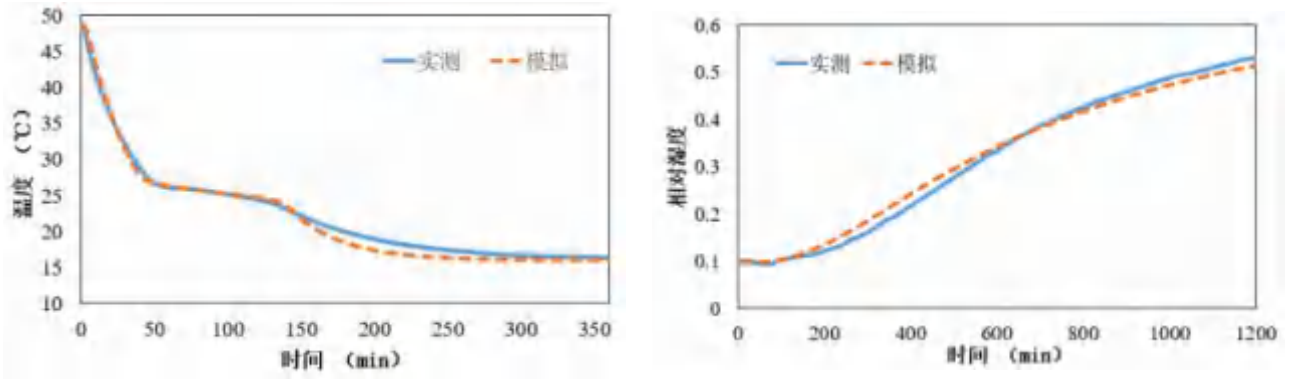
$$=h_{ce}(T_{x=l}-T_e)+L(T)h_{me}(\rho_{v,x=l}-\rho_{v,e})+\psi I \tag{16}$$

式中，h_{mi}、h_{me}——室内、外对流传质系数，m/s；$\rho_{v,x=0}$、$\rho_{v,x=l}$——墙体内、外表面水蒸气密度，kg/m^3；$\rho_{v,i}$、$\rho_{v,e}$——室内、外环境中水蒸气密度，kg/m^3；h_{ci}、h_{ce}——室内、外对流换热系数，W/（m^2·K）；I——太阳辐射强度，W/m^2；ψ——太阳辐射吸收系数；

综合以上公式，即可得到完整的相变热湿耦合控制方程，将上述公式进行有限差分，用 matlab 编程，进行迭代求解，即可计算相变墙体的热湿耦合传递过程，最终得到围护结构的温度和相对湿度分布情况。

2 模型验证

为验证本文提出数学模型的准确性，我们将进行实验验证，将实验结果与模型计算结果进行对比分析。首先取一定量的由石蜡制成的微胶囊封装的相变材料和高强石膏粉，将二者按一定的质量分数混合，相变材料质量分数为 30%，注水搅拌，经装模、定型、晾干，制成石膏基相变构件，构件厚度为 20 mm，长宽为 300 mm × 300 mm，同时在制作过程中预埋电容式湿度传感器和热电阻，用于监测板内温湿度变化，其中湿度传感器输出电压信号与电压表相连接，热电阻输出电阻值与可测量电阻的安捷伦相连，以此来转化为温湿度数据。同时测试材料的比热容、密度、导热系数、相变温度、潜热、水蒸气渗透系数等其他热湿物性参数，具体结果见表 1。在利用本文提出模型进行计算时，可直接将热湿物性参数代入模型方程。



（a）　　（b）

图 1 实测与模拟（a）温度（b）相对湿度

其中根据相变材料的相变潜热、相变中心温度以及相变区间半径等参数可得出相变材料比热容随温度的变化，即等效比热容为 $c_{\text{eff}}=1220+18000\,\mathrm{e}^{-\left(\frac{T-27.75}{1.25}\right)^2}$。

将制备好的相变构件放置于高温低湿的干燥箱环境中达到稳定状态，稳定后的相变板的初始温湿度条件为 48℃和 10%，之后转移到温湿度条件分别为 16℃和 60%的室内环境中，监测温湿度变化过程。由于非稳态过程完全是在室内环境进行的，因此对流换热系数在模拟中设置为 8.7W/（$m^2\cdot K$），而对流传质系数为 0.00825m/s，实验直至温湿度与室内温湿度保持一致后结束；此外程序计算时设置中时间步长为：1 min；空间步长为：0.002m。

表 1 相变板物性参数

密度（kg/m^3）	920
导热系数（W/m·k）	0.25
比热容（kJ/kg·K）	1.22
相变温度（℃）	26.5-29
潜热（kJ/kg）	38
水蒸气渗透系数（s）	1.79×10-11

实测与模拟结果对比如图 1 所示。实验共进行了 20 小时，湿度达到环境状态时间较长。将模拟结果与实验测试结果的相对湿度进行对比，可以看出，实测值与模拟结果随时间变化趋势一致。实验开始时相对湿度上升较快，慢慢趋势开始减缓。通过实验发现，温度达到稳定时间仅需 5h，因此只选取前 5h 的变化图像。开始时温度随时间逐渐下降，在实验开始后的第一个 1h 后，进入相变区间，下降趋势明显减缓，进入平台期，在第 4 小时数值趋近于外界环境中的温度值。图中可以看出，温度和相对湿度的模拟计算的结果与实验测试的变化趋势相同，因而相变热湿耦合传热模型的计算结果可靠。

3 模拟分析

为了确定相变围护结构的最优构造方案，我们利用上述模型进行模拟。选取的墙体构造，主体结构为适用于岛礁地区的 190mm 珊瑚集料空心砌块，外侧为 30mm 的挤塑聚苯板保温层[11]。室外侧边界条件选取西沙地区典型年的气象数据，将逐时的太阳辐射强度、室外空气干球温度、室外相对湿度气象数据导入作为室外侧边界条件，室内侧空气温度设置为 26℃，相对湿度设置为 50%，探究主动式工况下相变围护结构的应用效果。相变材料的热湿物性参数参照上文测得的石膏基相变构件进行设置。本文将从相变层位置、相变层厚度、相变温度、朝向等几个方面对相变围护结构的热工性能进行探究，以期于对各项参数进行优化分析。

3.1 相变层位置

相变层位置与相变温度区间对传热的影响是耦合相关的，相变层在不同位置时所对应的最优相变温度也不同，因此我们在确定相变层位置时应该充分对比不同相变温度区间下的工况。模拟分为相变层在墙体内侧及相变层在墙体外侧两种工况，相变层厚度取 20mm，将相变层置于房间的东墙。相变温度区间的选取，则根据无相变层时的一天中墙体内表面温度和外表面温度的变化范围来确定，如下图所示，当相变层位于内侧时，选择 26、27、28、29、30℃作为相变中心温度；当相变层位于外侧时，选择 31、33、35、37、39℃作为相变中心温度，相变区间均为 2℃。由于极端热湿气候区一年中的室外温度波动较小，因此我们选取 6 月 22 日的气象条件进行模拟，并进行计算结果分析和讨论。计算从前一天开始进行，以排除初始条件对计算结果的影响。

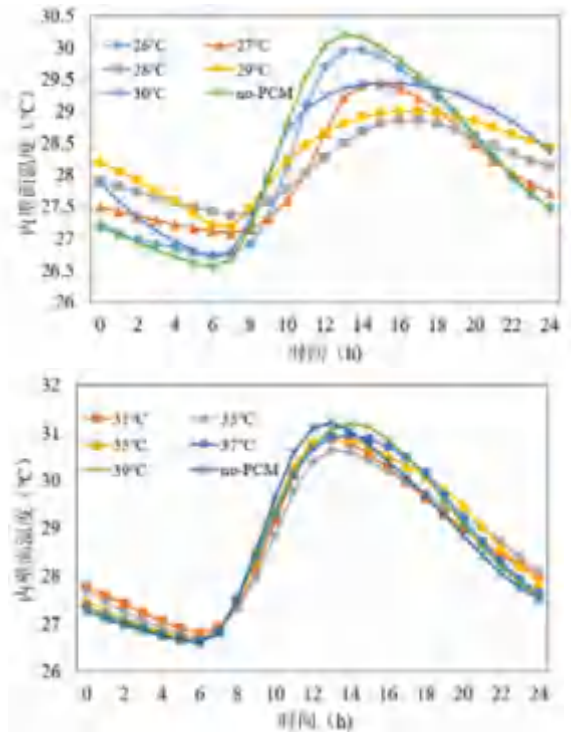


图 2（a）相变层在室内侧；（b）相变层在室外侧

上图分别为相变层在室内侧和相变层在室外侧时，不同相变温度下，一天 24h 墙体内表面温度的变化情况。从图中可以看出，相对于无相变墙体，各相变温度下的墙体内壁面温度都有不同程度的衰减和延迟。由于相变温度不同，各曲线趋势会有差异，但进入相变区间时，内表面温度曲线的升温、降温速率均呈现相同的减小趋势。以墙体内表面温度的衰减程度来看，两种构造方式最优的相变中心温度分别是 28℃和 33℃，但总体来看，不同相变温度，均为相变层位于墙体内侧时，能更好的减小内壁面温度波动，从而降低空调负荷。

3.2 相变层厚度

由上述分析可知，相变层位于墙体内侧时，能够更加充分的发挥相变材料的作用，起到最佳节能效果。因此，在确定合适的相变层厚度时，我们选定的工况为相变层位于墙体内侧、相变温度区间为 27℃-29℃，且相变层位于东墙。分别模拟相变层厚度为 10mm、20mm、30mm、40mm 时，墙体内壁面温度的变化情况。室外边界条件依然选取 6 月 22 号一天的气象数据。

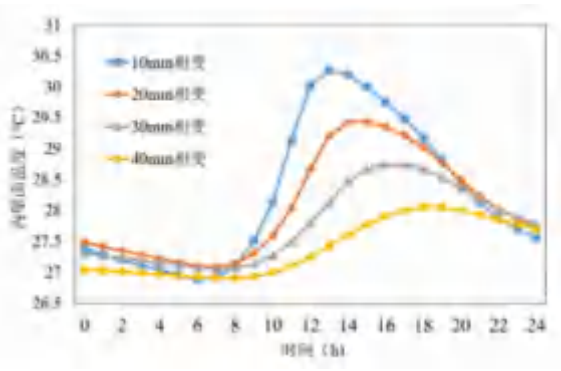


图 3 不同相变层厚度

内壁面温度的模拟结果如上图，相变层厚度增加时，内壁面温度的衰减程度逐渐增大，峰值温度延迟，隔热效果和抵抗温度变化能力增强。我们把一天 24 小时内温度的最大值及平均值的差值称为温度波波幅，把室外空气综合温度波幅与内表面温度波幅的差值定义为衰减温度，计算可得 10mm、20mm、30mm、40mm 厚度的衰减温度分别 5.97、7.01、7.66、8.21。由此可见，随着相变层厚度的增加，衰减温度虽然在逐渐增加，但衰减温度的增幅逐渐减小，相变层厚度越大时，厚度的增大只能起到增加热阻的作用。因此从经济性的角度出发，选择合理的相变层厚度应为 20mm。

3.3 相变温度

相变温度的选取不仅与室外空气温度有关，并且与太阳辐射强度有关。由于每天的室外空气温度和太阳辐射强度不同，因此每一天所对应的最优相变温度都有所差异，且由于不同朝向的太阳辐射强度不同，所以相变层位于不同朝向墙体时的最优相变温度也是不同的。为了在全年时间范围达到相变材料的最大利用率，所以我们以全年工况进行模拟，并且将每天的衰减温度求平均值。分别将相变层放置于东墙、西墙、南墙、北墙，根据上述结论，相变层在室内侧，厚度定为 20mm，根据无相变层时的一天中墙体内表面温度变化范围，选定 26℃、26℃、27℃、28℃、29℃、30℃五个相变中心温度，相变区间均为 2℃。

模拟结果显示，东西南北四面外墙应用相变层时，全年平均衰减温度最大值所对应的相变中心温度分别为 28℃、29℃、28℃、27℃，即四个朝向墙体分别对应的最优相变温度为 28℃、29℃、28℃、27℃。其中各个温度下北墙的平均衰减温度更大，而其他三面墙体较小，是由于所接受的太阳辐射强度不同导致的。

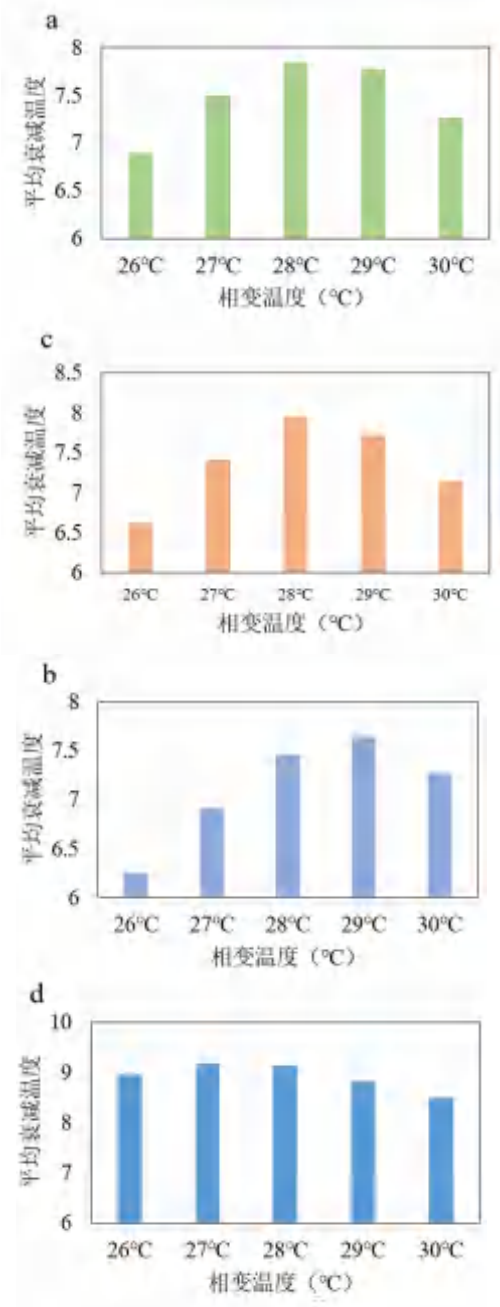


图 4（a）东墙；（b）西墙；（c）南墙；（d）北墙

4 结论

充分考虑了高温高湿地区湿度对传热过程的影响，结合相变传热过程的特点，建立了适用于极端热湿气候区的相变热湿耦合模型，并通过实验验证证明模型可靠。利用所建模型，在西沙地区的室外气象条件下，对相变围护结构的传热过程进行模拟，进而得到相变围护结构在极端热湿气候区的优化构造。对于主动式建筑中的相变围护结构：

(1) 对比于无相变墙体，加入了相变层后，墙体内表面温度的衰减和延迟均增大，可以通过相变潜热的作用，有效抵抗室外温度的变化。当相变层位于墙体内侧时，能更好的减小内壁面温度波动，更加节能。

(2) 随着相变层厚度的增加，衰减温度也逐渐增加，但衰减温度的增幅逐渐减小，相变层厚度越大时，厚度的增大只能起到增加热阻的作用。因此从经济性的角度出发，对于以石蜡为相变材料的相变围护结构的选择合理的相变层厚度应为 20mm。

(3) 以全年工况进行模拟，东西南北四面外墙应用相变层时，全年平均衰减温度最大值所对应的相变中心温度分别为 28℃、29℃、28℃、27℃，即最优相变温度。

参考文献

[1] 冯国会,高甫生,陈其针,等.相变墙体在节能建筑中的应用[J].可再生能源, 2005(6):28.

[2] Schossig P, Henning HM, Gschwander S, et al. Micro-encapsulated phase-change materials integrated into construction materials[J]. Solar Energy Materials and Solar Cells, 2005, 89(2):297-306.

[3] Athienitis AK, Liu C, Hawes D, et al. Investigation of the thermal performance of a passive solar test-room with wall latent heat storage[J]. Building and Environment, 1997, 32(5):405-410.

[4] Arıcı M, Bilgin F, Nižetić S, et al. PCM integrated to external building walls: An optimization study on maximum activation of latent heat[J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 165: 114560.

[5] Zhou GB, Zhang YP, Wang X, Lin KP, Xiao W. An assessment of mixed type PCM-gypsum and shape stabilised PCM plates in a building for passive solar heating[J]. Solar Energy, 2007, 81: 1351-1360.

[6] 黄璟瑜. 夏季相变蓄能建筑热特性及气候适宜性研究[D].天津大学,2014.

[7] 牛犇,袁艳平,白力.成都地区相变墙体夏季工况的参数优化及效果分析[J].制冷与空调,2011,25(04):368-373.

[8] 黄婷,蒋锦奕,张雨清,刘茜.太阳能通风结合相变墙在苏北沿海的应用研究[J].建筑节能,2016,44(07):56-60.

[9] 王莹莹,刘艳峰,刘加平.多孔围护结构热湿耦合传递过程研究及进展[J].建筑科学,2011,27(06):106-112.

[10] Lu Bai, JingchaoXie*, Yaping Cui, Jiaping Liu. Effect of moisture transfer on thermal performance of exterior walls in hot and humid region of Chin a. Environmental Science and Engineering, 2020, 3: 47-55.

[11] 赵晓丹,谢静超,王建平,郅晓,王浩宇,张晓静,刘加平.适用于岛礁地区的珊瑚集料砌块热工性能分析[J].新型建筑材料,2020,47(01):62-66.

通风模式对电扇调风节能效果的影响：以夏热冬暖地区住宅为例

刘静怡，孟庆林，李　琼

（华南理工大学建筑学院，广州　510641）

［摘　要］在空调房间使用电扇调风可提高室内空气流动、弥补室温升高对人员热舒适的不良影响，从而允许空调设定温度提高、节约空调能耗。在空调未启动时，开窗通风也可与电扇配合调节室内空气流动。而住宅自然通风模式存在差异，为研究通风模式对夏热冬暖地区住宅建筑空调联合电扇调风策略节能效果的影响，利用 DeST-H 软件模拟典型城市广州的四类典型住宅。结果表明在各类通风模式下，运用电扇调风策略具有可观的节能效果，通风换气次数范围为 1~10h-1 的可变通风模式的节能效果最优，1~5h-1 模式次之，关窗渗透通风模式最差。

［关键词］建筑节能；空调联合电扇调风策略；通风模式；夏热冬暖地区；住宅建筑

0 引言

我国夏热冬暖地区夏季炎热且漫长，以该地区的典型城市广州为例，最热月 7 月的月平均温度为 28.81 ℃，日最高温度为 35.60℃，温度超过 26℃的小时数多达 2760 个小时。夏热冬暖地区的夏季空调使用时间较长、空调能耗较大，在住宅总能耗中占有相当大的比例，因此探究空调节能措施具有重要意义。《夏热冬暖地区居住建筑节能设计标准》[1]将夏季空调室内设计计算温度设定为 26℃，而在实际情况下，居民一般将空调设定温度控制在 26℃，甚至更低[2]。

空调设定温度对空调耗电量的影响较大，提高空调设定温度也可有效节约空调能耗[2-4]。但随着室内温度上升，人员对热环境的满意度会下降，需要提高室内空气流动，增加人体对流散热及蒸发散热，以弥补室温升高对室内人员热舒适的不良影响[5-6]。诸多国内外学者研究了在室内空气流动加强时，人体在非空调工况下及空调工况下的可接受的温度上限[6-10]。翟永超[9]的研究表明，在吊扇调风工况下，受试者 80% 的温湿度可接受上限可达 30℃，80%RH。而在无风时为低湿度 60%时的 28℃及高湿度时 80%的 26℃。胡达明[10]研究了在单一空调工况与采用空调联合电扇调风工况时，人体典型活动状态下的室内适宜温度，发现采用电扇调风时，可保证同等热环境舒适度要求的温度补偿作用范围约为 2℃，因此可将空调设定温度从传统的 26℃提高至 28℃。已有学者分析了在国内外办公建筑及国外的住宅中提高空调房间室内空气流动、提高空调设定温度的策略及其节能效果的有效性，并建议推广这一策略[5、7、10-11]。室内空气可通过开窗、开电扇等方式加强流动。诸多研究发现，在过渡季和夏季人们会积极选择开窗通风来调节室内温度[8、12]，但开窗行为也会受到室外环境的不确定性限制，如高层建筑较高楼层存在室外颗粒物浓度较大、风速过高等情况[13]。而电扇的使用限制较少，可优先选用电扇作为提高空调房间室内空气流动的手段，即空调联合电扇调风策略（以下简称电扇调风策略），在空调未启动时，开窗行为也可与电扇配合调节室内空气流动。电扇并不直接冷却空气[14]，仅加强原有空间空气流动、影响人体皮肤的散热过程，在保证人员热舒适的前提下提高空调设定温度，从而节约空调能耗。而自然通风可引入室外低温空气，导致房间室温的变化。但住宅自然通风模式存在差异性，不同的通风模式也将对空调能耗产生影响[15-16]。

综上，在制冷需求巨大的夏热冬暖地区的住宅中，电扇调风策略存在巨大节能潜力，自然通风模式也将影响电扇调风策略的节能效果，但缺乏针对该地区住宅建筑的应用研究。因此，本研究利用 DeST-H 软件模拟夏热冬暖地区典型城市广州的典型住宅类型，分析不同通风模式对该地区住宅建筑电扇调风策略节能效果的影响，以期提出可行的应用指导。

1 研究方法

综合文献[17]对珠三角地区典型住宅类型的调研

基金项目：“十三五”国家重点研发计划:南方地区大型综合体建筑绿色设计新方法与技术协同优化(2016YFC0700200)

与实际经验，选取四种住宅类型进行研究：A 类多层板式一梯二户、B 类多层板式一梯三户、C 类高层塔式一梯四户、D 类高层塔式一梯六户（以下简称 A 类一梯两户、B 类一梯三户、C 类一梯四户、D 类一梯六户）。利用清华大学开发的模拟建筑物室内热湿环境及采暖通风空调制冷系统动态过程的大型计算软件 DeST-H 进行模拟。本研究的电扇调风工况与作为对照研究的单一电扇工况如表 1 所示。

本研究所述通风模式均为自然通风模式。定义住户根据室内外热状况开窗、改变通风量的通风模式为可变通风模式，可通过 DeST-H 软件中的通风范围定义设定，即设定一个可变的通风换气次数范围：最小通风次数~最大通风次数，亦称关窗风量（渗透风量）~开窗风量。当室外温度低于空调设定温度，且开窗通风并不会导致室温超过空调设定温度时，认为开窗，换气次数为开窗风量，当室外温度高于空调设定温度因而不适宜开窗时，或空调开始运行时，认为关窗，风量为关窗风量[12]。根据简毅文[18]及现行规范[1]的研究，关窗风量可取 $1h^{-1}$，既可反映门窗渗透通风，也可保证室内卫生要求，而对于开窗风量，多层板式建筑（A、B 类建筑）可取 $10h^{-1}$，记为可变通风模式 A（$1h^{-1}$~$10h^{-1}$），简称可变通风 A；而塔式建筑（C、D 类建筑）的较高楼层房间开窗通风受外界条件限制较大，因此根据秦蓉等人[3]的简化处理方式，开窗风量取 $5h^{-1}$，记为可变通风模式 B（$1h^{-1}$~$5h^{-1}$），简称可变通风 B。为对比可变通风模式的两种开窗风量对电扇调风节能效果的影响，C 类建筑选取两种可变通风模式进行模拟。定义住户不开窗，仅靠门窗渗透通风的模式为关窗渗透通风模式（$1h^{-1}$），简称渗透通风，可通过 DeST-H 软件中的逐时通风定义设定，统一取通风换气次数为关窗风量 $1h^{-1}$。研究工况详见表 2。

2 研究模型建立及参数设定

2.1 气候参数及典型住宅建筑参数

选取夏热冬暖地区典型城市广州进行能耗模拟，模拟所用气象数据采用 DeST 自带的广州典型气象年数据。各月平均干球温度、全年干球温度分布如图 1、图 2 所示，5~9 月的月平均温度均超过了 26℃，干球温度在 26℃~28℃的小时数为 1122 小时，干球温度在 28℃以上的小时数为 1637 小时。

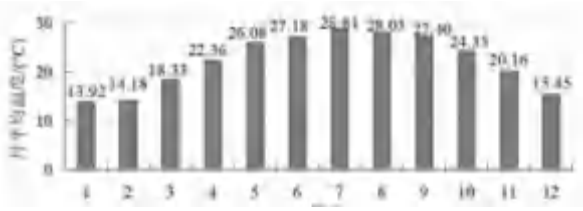


图 1 各月平均干球温度图

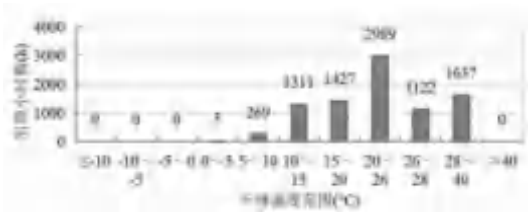


图 2 全年干球温度分布图

A、B、C、D 类建筑平面形式如表 3 所示。夏热冬暖地区气候较为湿热，故常在住宅底层设置架空层[17]，因此在模拟建筑底层也设置架空层。住宅的体型系数、窗墙比、窗地比、遮阳形式、外窗综合遮阳系数、围护结构热工参数等根据《夏热冬暖地区居住建筑节能设计标准》[1]进行调整。建筑朝向均设为南北向，层高取 3m，架空层层高取典型高度值 3.9m[17]，其余建筑信息如表 4~5 所示。

表 1 单一空调工况及电扇调风工况设计

研究工况	空调、电扇运行模式
单一空调工况	空调设定温度设置为 26℃，26℃＜$t_{室内}$时空调即开启。全程不开启电扇。空调关闭时外窗是否开启受通风模式控制。
电扇调风工况	空调设定温度设置为 28℃，在空调作息时段内，26℃＜$t_{室内}$≤28℃时即开启电扇，保证人体热舒适度，28℃＜t 室内时空调即开启，电扇继续运行，以达到与空调设定温度 26℃时同等的热环境舒适度。空调关闭时外窗是否开启受通风模式控制。

表 2 研究工况设计

研究工况	空调、电扇运行模式（见表 1）	通风模式	模拟建筑类型
工况一	单一空调工况	关窗渗透通风模式（$1h^{-1}$）	A、B、C、D 类
工况二	电扇调风工况	关窗渗透通风模式（$1h^{-1}$）	A、B、C、D 类
工况三	单一空调工况	可变通风模式 A（1h-1~$10h^{-1}$）	A、B、C 类
工况四	电扇调风工况	可变通风模式 A（$1h^{-1}$~$10h^{-1}$）	A、B、C 类
工况五	单一空调工况	可变通风模式 B（$1h^{-1}$~$10h^{-1}$）	C、D 类
工况六	电扇调风工况	可变通风模式 B（$1h^{-1}$~$10h^{-1}$）	C、D 类

表 3　夏热冬暖地区典型住宅类型

A 类一梯两户	B 类一梯三户
 多层板式，联排并列为两梯四户	 多层板式，联排并列为两梯四户
C 类一梯四户	**D 类一梯六户**
 高层塔式，独栋塔楼	 高层塔式，独栋塔楼
注：建筑平面为作者根据调研自绘；起-起居厅、主-主卧室、次-次卧室、书-书房、厨-厨房、卫-卫生间	

表 4 建筑模型参数

建筑类型	A 类一梯两户	B 类一梯三户	C 类一梯四户	D 类一梯六户
层数(含架空层)	5	5	34	34
单层空调面积/(㎡)	300.56	441.63	256.51	379.30
体形系数	0.44	0.45	0.33	0.32
外窗窗墙比	南向 0.43 北向 0.31	南向 0.41 北向 0.15	南向 0.37 北向 0.17 西向、东向 0.07	南向 0.29 北向 0.22 西向、东向 0.12
遮阳形式	南向起居厅外窗水平遮阳 1500mm，其余南向房间水平遮阳 500mm；东西向房间垂直遮阳 300mm+水平遮阳 500mm；；北向房间窗帘遮阳+水平遮阳 500mm（该设置可满足规范对于外窗综合遮阳系数的要求）			

表 5 建筑围护结构热工参数

围护结构	项目	系数
屋面	传热系数 (W /(㎡·K))	0.799
	热惰性指标	4.043
外墙	传热系数 (W /(㎡·K))	1.051
	热惰性指标	2.778
架空楼板	传热系数 (W /(㎡·K))	1.519
	热惰性指标	2.694
外窗	外窗加权平均综合遮阳系数	A:0.32、B:0.3 C:0.33、D：0.32
	传热系数 (W /(㎡·K))	3.000
楼地面	保温材料层热阻（(㎡·K)/W）	0.048
隔墙	传热系数 (W /(㎡·K))	1.515
楼板	传热系数 (W /(㎡·K))	2.896
户门	传热系数 (W /(㎡·K))	2.000

表 6 不同房间人体热扰设置

房间类型	主卧室	次卧室	起居厅+餐厅	书房	厨房	卫生间
人数	2	1	3	1	1	1
活动状态	静坐	静坐	静坐	静坐	静坐	静坐
总发热量/(W)	199.8	81	280.8	280.8	348.4	348.4
人均发热量/(W)	99.9	81	93.6	93.6	116.133	116.133
人均散湿量/(kg/Hr)	0.068	0.068	0.068	0.109	0.109	0.109

2.2 室内扰量及作息设置

根据《实用供热空调设计手册》[19]对三口之家户型（两位父母一位子女）各房间人体发热量进行设置，如表 6 所示。

根据简毅文[18]、夏如杰[20]对住宅中设备及照明功率给出的参考计算值（表 7~8）进行房间设备及照明功率的设定。

表 7 电器设备实际功率的变化范围及计算值

设备	变化范围 /(W)	计算值 /(W)
电视	80~120	100
电脑	125	125
冰箱	33.3~50	41.7
微波炉	1050~1350	1200
电饭锅	600~800	700

表 8 不同房间的照明功率值

房间	照明功率 /(W)	房间	照明功率 /(W)
主卧室	32	书房	32
次卧室	32	厨房	20
起居厅+餐厅	40+25=65	卫生间	20

室内人员、照明、设备作息综合简毅文[18]、夏如杰[20]对居民行为及用能习惯的调研结果进行设置，如图 3~4 所示。

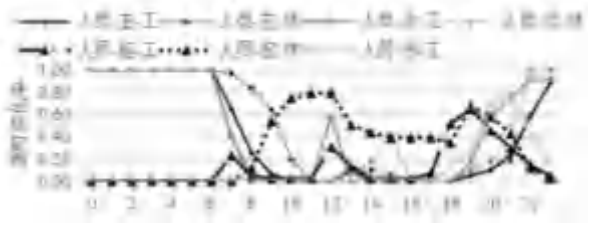


图 3 各房间人员作息图

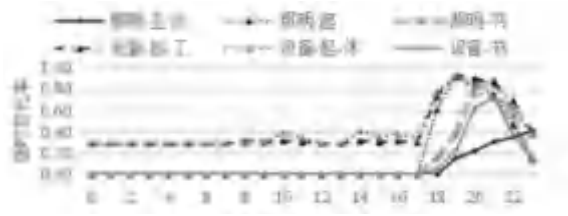


图 4 各房间设备及灯光作息图

（注：起-起居厅、主-主卧室、次-次卧室、书-书房、工-工作日、休-休息日，图片来源：作者自绘）

2.3 空调、电扇参数及作息设定

起居厅、主卧室、次卧室、书房为空调与电扇的运行房间，夏季空调设定温度依单一空调工况 26℃、电扇调风工况 28℃进行设置，不对冬季工况进行研究，空调能效比取 3.0，全年空调耗电量即为为全年冷负荷/能效比（3.0）。空调作息综合简毅文[18] 、马一腾[21]对住宅空调使用情况的调研结果进行设置，如表 9 所示。根据简毅文[18]的市场调研，电扇功率可取 25~45W，本研究取 35W。设每一空调房间布置一台电扇，电扇调风工况的电扇运行时间为电扇调风工况的空调作息内，房间温度大于 26℃的小时数，电扇作息详见前文表 1。

表 9 空调运行作息

房间类型	工作日空调运行时间	休息日空调运行时间
起居厅	17：00-24：00	10：00-24：00
主/次卧室	19：00-次日 6：00	19：00-次日 7：00
书房	18：00-24：00	18：00-24：00

注：全天时间段按 0：00~24：00 记，运行作息为可开启时间段，当时间段内房间温度未超过空调设定温度，空调仍不开启。

3 模拟结果分析

通过对广州地区的典型住宅设置对应的通风模式：可变通风模式 A（1~10h^{-1}）、可变通风模式 B（1~5h^{-1}）、渗透通风模式（1h^{-1}），进行单一空调运行工况与空调联合电扇调风工况的全年逐时空调负荷模拟，以分析通风模式对夏热冬暖地区住宅建筑电扇调风策略的自然通风利用、空调运行时间、制冷能耗节能量（以下简称节能量）、制冷能耗节能率（以下简称节能率）等的影响。计算结果如表 10、图 5 所示，分析如下：

结合图 5 分析可以看出，通风模式为可变通风 A 的 A 类一梯二户、B 类一梯三户及作为对比的 C 类一梯四户住宅的节能率较接近，在 45%左右；通风模式为可变通风 B 的 C 类一梯四户与 D 类一梯六户住宅的节能率较接近，在 35%上下。通风模式为渗透通风的四类建筑类型的节能率较接近，在 20%上下。通风模式相同的建筑类型的节能率差异不大。

表 10 各工况能耗分析表

通风方式	建筑类型	单一空调工况（空调设定温度 26℃）	电扇调风工况（空调设定温度 28℃+电扇调风）				节能量/（kWh）	节能率
		全年空调耗电量/（kWh）	全年空调耗电量/（kWh）	全年电扇运行时间（h）	全年电扇耗电量/（kWh）	全年电扇+空调制冷耗电量/（kWh）		
可变通风模式 A(1~10h^{-1})	A 类一梯二户	28698.05	12687.57	91643	3207.51	15895.08	12802.98	44.61%
	B 类一梯三户	39868.02	16962.90	126612	4431.42	21394.32	18473.70	46.34%
	C 类一梯四户	210695.46	95861.20	766647	26832.65	122693.85	88001.62	41.77%
可变通风模式 B(1~5h^{-1})	C 类一梯四户	232120.66	122448.72	866905	30341.68	152790.40	79330.27	34.18%
	D 类一梯六户	324533.26	163202.58	1154233	40398.16	203600.73	120932.53	37.26%
关窗渗透通风模式(1h^{-1})	A 类一梯二户	37309.96	23552.38	131695	4609.33	28161.70	9148.26	24.52%
	B 类一梯三户	52111.33	32325.24	191828	6713.98	39039.22	13072.11	25.08%
	C 类一梯四户	270738.36	181479.66	1091184	38191.44	219671.10	51067.26	18.86%
	D 类一梯六户	345987.41	220880.31	1383128	48409.48	269289.79	76697.62	22.17%

注：全年空调耗电量为全年冷负荷/能效比（3.0）；定义制冷能耗为空调、电扇运行能耗综合，单一空调工况制冷能耗即为空调能耗，电扇调风工况制冷能耗即为电扇、空调能耗之和，制冷能耗节能量即为两者之差，制冷能耗节能率即为节能量在工况一耗电量中的占比。

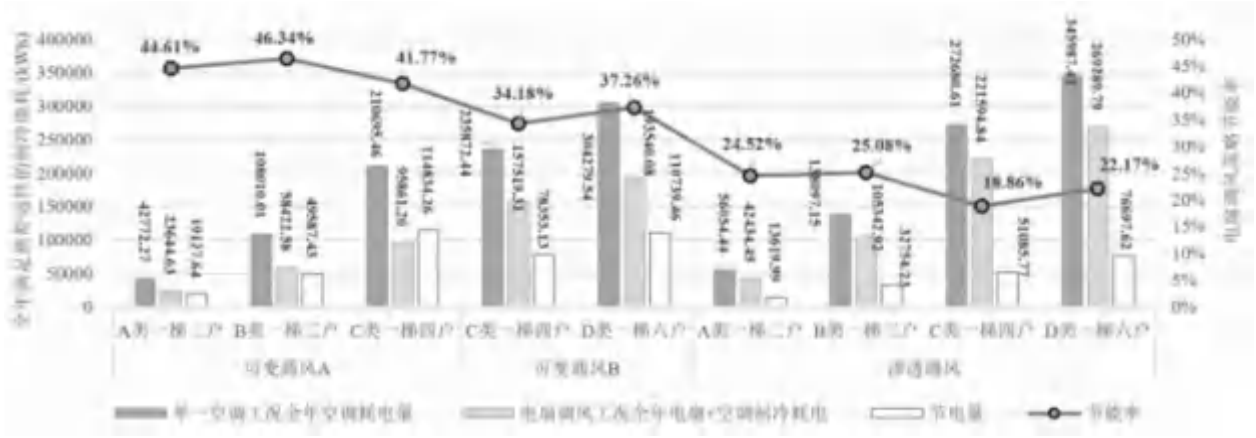


图 5 各工况能耗分析图

再分析三种通风方式的节能量及节能率的差异，从图5可以看出通风模式为可变通风A的建筑类型的节能量及节能率最高，可变通风 B 次之，渗透通风最低。节能效果与最大通风换气次数，即开窗风量呈正相关，开窗风量更大的可变通风模式的电扇调风策略节能效果更好。

为进一步分析通风模式影响电扇调风策略的原因，以可变通风 A 下的 A 类一梯二户、C 类一梯四户住宅与可变通风 B 下的 C 类一梯四户住宅，以及渗透通风下的 A 类一梯二户、C 类一梯四户住宅为例进行分析。

1）自然通风利用分析

开窗通风可引入室外低温空气，降低房间室温，从而影响空调开启时间。渗透通风设定为全年用户关窗，因此无法利用自然通风。可变通风 A 与 B 的开窗风量不同，导致全年自然通风时间不同。

以 7 月 9 日为例分析 C 类一梯四户中间层起居厅 C-1（图 6）三种通风模式下、空调作息时段 17：00-24：00 内，房间室温、通风换气次数随时间的变化。此时室外逐时温度低于 26℃，适宜开窗通风。从图 7~8 可看出：在单一电扇工况空调设定温度为 26℃的情况下，可变通风 A 下的房间在 18 点、19 点、20 点、22 点、23 点都为最大通风换气次数 10h-1，可使该时刻的房间室温低于 26℃，空调仅在 17 点、21 点开启；而可变通

风 B 下的房间因为开窗的最大通风换气次数为 $5h^{-1}$，引入的外界空气不足以降低室内温度至 26℃以下，而渗透通风下房间关窗，室内发热源集聚的热量无法散出，因此房间均全程开启空调将室温保持在 26℃。

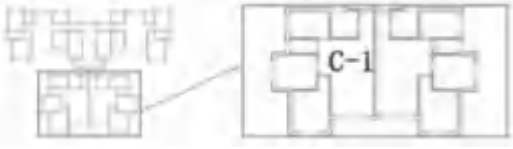


图 6 C-1 房间示意图



图 7　各工况 C-1 房间通风换气次数图

在电扇调风工况空调设定温度为 28℃的情况下，可变通风 A 和 B 下的房间都可通过开窗通风使房间室温低于 28℃，空调不开启，而可变通风 A 的开窗风量大于 B，因此可引入更多室外低温空气，房间室温也更低。而渗透通风下房间关窗，室内发热源集聚的热量同样无法散出，房间全程开启空调将室温保持在 28℃。

再以 C-1 房间为例，分析三种通风模式下的全年的自然通风时间及空调运行时间。如图 9 所示，可变通风 A 下 C-1 房间在单一空调工况、电扇调风工况时的自然通风时间均增加，空调运行时间均减少，空调运行时间减少率比可变通风 B 更大。而渗透通风模式下 C-1 房间全年关窗，无自然通风时间，空调运行时间也多于可变通风 A 和 B，空调运行时间减少率也小于两种通风模式。

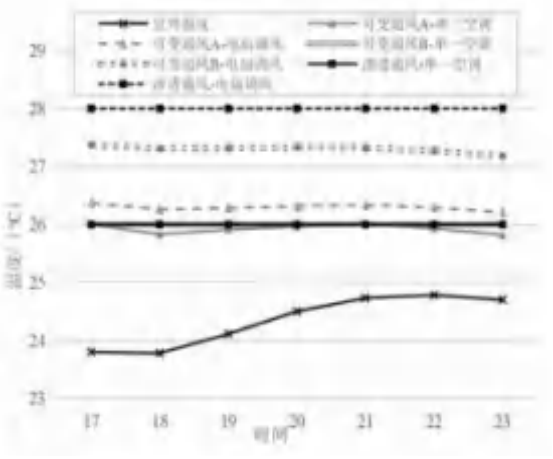


图 8 各工况 C-1 房间通风换气次数图

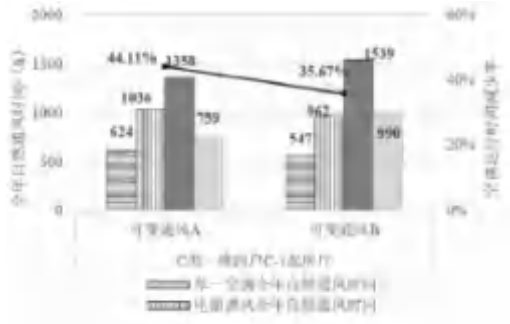


图 9 各工况 C-1 房间自然通风、空调运行时间图

因此，当通风模式从渗透通风变为可变通风，且可变通风的开窗风量近一步增大时，建筑的自然通风时间将增加，空调运行时间将减少，电扇调风策略的空调运行时间减少率将增大，更有利于电扇调风节能。

2）空调、电扇运行时间与能耗分析

当 C 类一梯四户的通风方式从渗透通风变为可变通风 B，开窗风量再从 $5h^{-1}$ 增加到 $10h^{-1}$，变为可变通风 A 时，结合图 5、图 10 分析，住宅在单一空调工况、电扇调风工况时的空调运行时间均逐级减少，因此相应的空调能耗也逐级减小，且空调运行时间减少率也均逐级上升，电扇调风策略提高空调设定温度对空调运行时间的减少效果增强， 并且电扇的运行时间也逐级减少，电扇耗电量逐级减小。A 类一梯二户由渗透通风变为可变通风 A 的变化规律同上。当 C 类一梯四户的开窗风量增加至与 A 类一梯二户同样的 $10h^{-1}$ 时，其节能率可增至 41.77%，与 A 类建筑的节能率 44.61%更为接近。

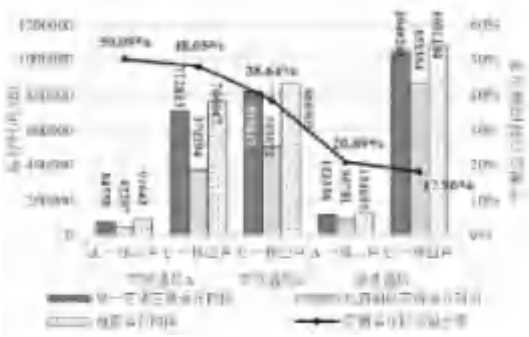


图 10 各工况空调、电扇运行时间分析图

因此，当通风模式从渗透通风变为可变通风，且可变通风的开窗风量近一步增大时，单一电扇工况与电扇调风工况下建筑的空调耗电量都将减少，电扇调风工况的电扇耗电量也将减少，而节能量增加，电扇调风策略的节能效果也将增强。

4 结语

以夏热冬暖的典型城市广州为例，分析了四类典型住宅在对应的可变通风模式 A（1~10h^{-1}）或可变通风模式 B（1~5h^{-1}）及关窗渗透通风模式（1h^{-1}）下空调联合电扇调风策略的节能效果，可得出以下结论：

(1) 在可变通风模式 A、B 与关窗渗透通风模式对应的各类型住宅中运用电扇调风策略，均具有一定的节能效果，相同通风模式下的的电扇调风节能率更为接近，不同通风模式下的的节能率存在较大差别。

(2) 可变通风模式 A（1~10h^{-1}）的节能效果优于可变通风模式 B（1~5h^{-1}），优于关窗渗透通风模式（1h^{-1}）。开窗风量更大时，可更有效引入室外低温空气，减少空调运行时间，并可进一步增强电扇调风策略提高空调设定温度对空调运行时间的减少效果。单一电扇工况与电扇调风工况下建筑的空调耗电量都将减少，电扇调风工况的电扇耗电量也将减少，而节能量增加，电扇调风策略的节能效果也将增强。

(3) 电扇的投入花费及运行、维护费用都远小于空调，在夏热冬暖地区住宅建筑中应用电扇调风策略可有效节约能源消耗，值得大力推广。开窗通风对电扇调风措施具有增益，在住宅设计时还应考虑居住区风环境、房间通风的可行性，在建筑外窗设计时可考虑如何兼具通风与灰尘过滤，增加开窗通风的可能性。

参考文献

[1] 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.

[2] 田雅颂,王现林,吴俊鸿.夏季房间空调器用户温度设定行为分析[J].制冷与空调,2019,19(12):18-22,27.

[3] 秦蓉,刘烨,燕达, 等.办公建筑提高夏季空调设定温度对建筑能耗的影响[J].暖通空调,2007,37(8):33-37,7.

[4] 王倩,孟庆林.夏季空调器设定温度对耗电量影响的实测研究[J].建筑节能,2015,(11):12-15,35.

[5] Schiavon S, Melikov A K. Energy saving and improved comfort by increased air movement[J]. Energy and buildings, 2008, 40(10): 1954-1960.

[6] Fountain M, Arens E, de Dear R, et al. Locally controlled air movement preferred in warm isothermal environments[J]. ASHRAE Transactions, 1994, 100.

[7] Lipczynska A, Schiavon S, Graham L T. Thermal comfort and self-reported productivity in an office with ceiling fans in the tropics[J]. Building and Environment, 2018, 135: 202-212.

[8] 陈慧梅,张宇峰,王进勇,等.我国湿热地区自然通风建筑夏季热舒适研究——以广州为例[J].暖通空调,2010,40(2):96-101.

[9] 翟永超.湿热环境下空气流动对人体热舒适影响的实验研究[D].华南理工大学,2013.

[10] 胡达明.风扇调风作用对建筑空调能耗的影响分析[J].暖通空调,2015(1):5-8.

[11] James P, Sonne J K, Vieira R, et al. Are energy savings due to ceiling fans just hot air[C]//Proceedings of the 1996 ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Buildings. 1996, 8: 89-93.

[12] 张晓亮,朱光俊,江亿.建筑环境设计模拟分析软件 DeST 第 13 讲 住宅模拟优化实例[J].暖通空調,2005,35(8):65-72.

[13] 楚德见,金阿芳,沈广旭.高层建筑室外颗粒污染物扩散的数值模拟研究[J].新疆大学学报（自然科学版）,2018,35(2):248-252.

[14] Present E, Raftery P, Brager G, et al. Ceiling fans in commercial buildings: In situ airspeeds & practitioner experience[J].Building and Environment, 2019, 147: 241-257.

[15] 刘猛,刘学丽,詹翔, 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）,2014,45(10):3664-3670.

[16] 郭祺.通风对重庆地区卧室房间空调器用能的影响研究[D].重庆:重庆大学,2018.

[17] 彭惠旺. 珠三角地区商业和住宅建筑的典型建筑能耗模型研究[D].广州大学,2020.

[18] 简毅文.住宅热性能评价方法的研究[D].北京:清华大学,2003.

[19] 陆耀庆.实用供热空调设计手册[M].第二版,北京:中国建筑工业出版社,2005.

[20] 夏如杰.夏热冬冷地区住宅建筑采暖空调负荷特性研究[D].西安建筑科技大学, 2013.

[21] 马一腾.基于建筑类型学的杭州居住建筑空调能耗研究与设计优化[D].浙江大学,2017.

室内温度对人体热耐受和热健康的影响研究

薛文静，刘大龙，宋庆雨

（西安建筑科技大学建筑学院，西安　710043）

［摘　要］以在校大学生为受试对象，在人工气候室展开人体生理和心理测试，研究室内环境温度对人体的热耐受和热健康的影响，实验期间记录人体热感觉的主观投票和核心温度、心率、血压等客观生理参数。研究发现，受试者的体温随空气温度升高而升高，但整体变化幅度不大；心率、血压的个体差异较大，没有明显规律。通过满意度投票可知，受试者的热耐受温度为 29℃。随着室内空气温度的升高，受试者的病态建筑综合症症状随空气温度的升高而增大。

［关键词］空气温度；热耐受；热健康；生理参数

1 概述

随着社会的进步和社会生产力的飞速发展，室内热环境问题引起了全世界居住者和舆论界越来越广泛的关注。美国环保署的研究结果表明，人类 90%的时间都在室内度过。据有关研究表明，适宜的热环境可使生产率提高 18%[1]，不仅使人身心愉快，还大大提高人的生产效率，利于人体健康。这不仅是因为室内环境直接影响人的热舒适感和工作效率，并且还与人的心理、生理健康紧密相关。在住宅中，如果室内热环境发生变化引起不适，人们会以开启空调等各种方式做出反应，以适应热环境[3]。空调启动温度包括供暖启动温度和空调启动温度，是指供暖、空调设备开启时的室内温度，在 DeST 软件中称为容忍温度。容忍温度体现了人们对热环境的耐受力[2]。

国内外许多学者在室内热环境对人体生理、心理的影响方面进行了大量研究。何子安、程素琦[ ]研究得出人体在热环境下进行劳动时，因出汗丢失大量水盐，若不及时合理补充，将引起水盐代谢紊乱失水缺盐，使体温迅速升高、心率加快、劳动效率降低，甚至发生热致疾病。Tham K W 等人[4]选择分别将 20℃、23℃和 26℃作为室内空气温度进行一系列实验，探讨室内空气温度和精神警觉性的可能机制，研究表明，凉爽的感觉会激活大脑并激发控制温度调节的神经系统，增强精神警觉性或唤醒性。Xiong J 等人[3]通过实验研究了不同温度变化对主观健康症状和热感觉的影响，研究证明汗液、眼疲劳、头昏眼花、呼吸加快和心率加快是随温度变化而敏感的自我报告症状。冉茂宇[3]统计分析了空调启用室温、空调同时使用及室内人员作息情况。结果表明：厦门住户一般在室内气温高于 28℃用空调，室内气温低于 28℃时，可以利用自然通风实现室内“ 热舒适 ”。Jihye Ryu[4]对室内热环境参数、居住者的热舒适主观评价和空调运行方式进行了监测，侧重分析使用空调之前和之后的节奏维度和刺激强度，提出建构不适能力和舒适恢复这两个多维指标，量化住户在使用空调前对热不适事件的耐受性。

根据以上综述表明，室内温度过高会对人体健康状况产生十分不利的影响，甚至威胁生命。因此，本研究在不同室内环境温度的条件下，记录和测量人体的主观感受和生理参数，探讨核心温度、心率、血压等生理参数随环境温度的变化规律，以及室内环境温度对人体热耐受和热健康的影响。以便今后最大可能地为人们创造健康、舒适、安全、高效的室内热环境。

2 实验设计与方法

2.1 实验工况及受试者概况

实验在人工气候室内进行，人工气候室温度分为 28℃~36℃九个工况，相对温度在 45%～65%的范围内。室内空气温度、空气流速由空调控制。环境舱外的房间温度较适宜，实验前所有受试者在环境舱外进行 30~40min 的预暴露，使受试者的心率及其他生理指标趋于稳定，以减小因环境改变以及运动代谢对测试结果的影响。

本实验共招募身体状况良好的 20 名志愿者，其中男性 10 名，女性 10 名，基本信息如表 1 所示。参加实验的受试者在西安居住时间均为 1 年以上，即已基本适应了西安地区的气候特征，且身体健康，经常参加体育活动。实验过程中受试人员 5 人一组，统一衣着，身着短袖、短裤和凉鞋（clo=0.3）。在此期间，受试者被允许执行只有轻微的体力活动，新陈代谢率(M)为 1 met。

项目基金：国家自然科学基金资助项目（51878536）

表 1 受试人员基本信息

性别	人数	年龄/yr	身高/cm	体重/kg	BMI（kg/m^2）
男	10	23.08±1.77	1.78±0.04	67.69±6.50	21.30±1.77
女	10	24.17±1.86	1.60±0.05	49.92±3.45	19.43±1.28

注：表中的数值表示（平均值±标准差）。

表 2 对环境温度、气流速度、相对湿度的主观评价投票标尺

指标值	-3	-2	-1	0	1	2	3
冷热感	很冷	冷	稍冷	适中	稍热	热	很热
气流感	很闷	闷	稍闷	舒适	舒适有风	风稍大	风很大
潮湿感	很干	干	稍干	适中	稍潮湿	潮湿	很潮湿

表 3 对环境温度、气流速度、相对湿度的期望投票标尺

指标	-1	0	1
期望投票	减小	不变	增大

表 4 满意度标尺

0	1	2	3	4
很不满意	不满意	基本满意	满意	很满意

2.2 测试内容及方法

在环境舱中，以地面为相对垂直标高零点，在 0.1 m、0.6 m、1.1 m 处安置温湿度仪、风速仪，测定人体坐姿时的头、胸、脚踝处的温度、湿度、风速。由于环境舱面积小于 16m^2，测点布置于房间中心。

在实验中，采用了客观评价和主观评价相结合的方法。测量人体对热环境响应的生理指标包括核心温度、心率和血压。其中核心温度是关于体温调节系统的生理参数，心率和血压均属于心血管系统调节的生理指标，是人体对环境刺激进行调节的重要反映参数。实验问卷包括基本信息问卷及主观问题问卷两部分。基本信息问卷主要统计受试者的姓名、年龄、身高、体重等客观问题。而主观问题问卷则由受试者在实验期间填写，根据自己对环境的主观评价，评价内容主要包括受试者的对室内环境参数的主观评价与期望、整体环境满意度、忍耐感和病态建筑综合症症状。其中受试者的对室内环境参数的主观评价采用7级标尺，期望采用3级标尺，各级标度含义见表2和表3；满意度采用5级标尺，各级标度含义见表3。

参照病态建筑综合症（SBS）症状，本实验从中共遴选出 8 项症状用于调查不同室内温度工况下受试者的健康状况：困倦、反应迟钝、难以集中注意力、眼睛干涩、头疼、气短、口干和鼻塞。其评分划分为 5 级：0 为“一点也无”，1 为“略有一点”，2 为“有一些”，3 为“相当”，4 为“非常”。每项的分数越高表明该项症状的程度越明显，总分在一定意义上反映了人的总体健康水平。

“热耐受”，定义为在非极端热环境中，人的生理调节系统能够正常调节下的舒适度极限。因此，满意度评价小于 2（基本满意）时，认为人体已超出了热耐受范围[1]。

2.3 实验过程

实验开始前对受试者进行服装统一，即受试者被要求穿着西安夏季典型着装（上装短袖 T 恤，下装短裤+凉拖鞋，服装热阻为 0.3clo）。受试者更换好衣服后，按要求在气候室外相对适宜的环境中静坐，进入为期 30 min 的环境适应期，以尽量避免环境变化以及运动代谢对实验结果的影响。在此期间，受试者按要求填写个人基本信息问卷，且同时由实验人员向受试者讲解实验过程中的注意事项以及问卷的填写方法，以保证数据的准确性。随后，受试者进入设置好工况的气候室中。为保证受试者的热健康，每个温度工况持续时间为 40 min，期间每 10 min 进行一次主观问卷填写和生理参数、环境参数测量记录。实验过程中受试者可以聊天，但不能走动或谈论与实验有关的内容。若实验过程中，受试者若有不适，可主动要求停止实验。

3 结果与分析

相关文献[1]表明，当环境温度变化小于 10℃时，受试者的热感觉会在 40min 内稳定，因此选取每 40 min 实验阶段的最后一组投票为稳态投票，考虑每个工况下不同行为模式对生理参数的影响，组内对比采用单因素方差分析。可接受水平 p 值均取 0.05。

受试者在不同工况下的稳态平均生理参数如图 1 所示。统计分析表明，整体上，受试者的稳态平均体温随空气温度升高而升高，但在测试的工况区间内，整体变化幅度不大。因为体温降低表示机体散热大于产热，此时体内有热量损失。但是，由于机体具

有很大的热调节的能力，因此，除了在很热或很冷的情况下，机体的热平衡一般是不容易受到破坏的，体温一般不会有大幅度的改变。

由实验结果可知，受试者的心率值、舒张压值和收缩压值均处于正常范围内，随空气温度升高并无显著性的变化(P>0.05)。表明温度的改变没有影响到血管壁的侧压力。已有研究表明[2]，心率与代谢率有关，在冷环境中，人体寒颤时，代谢率会突然增加。本实验表明，在热环境中，心率没有显著性变化，人体代谢率变化较小。

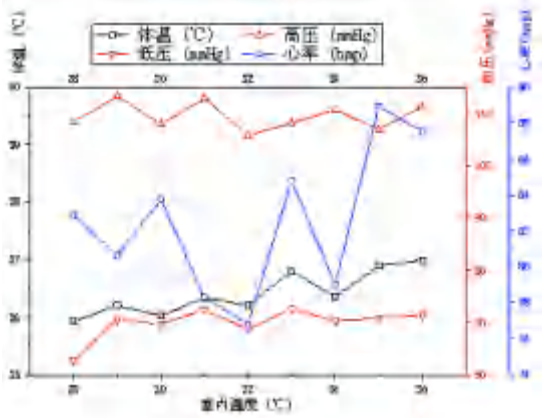


图 1 不同工况下的稳态平均生理参数

受试者在不同温度工况下的主观评价及期望投票见图 2。结果表明，受试者的热感觉投票值随空气温度升高而显著升高，仅在空气温度为 28℃、29℃的工况下，人体的冷热感投票值小于 1（稍热）。平均气流感投票值均为负值，且随空气温度的升高而降低。当空气温度大于 31℃时，平均冷热感投票值显著升高，平均气流感投票值显著降低。而热期望和风期望投票值在大于 32℃之后显著增大。因此，表明受试者的对热环境的期望稍稍滞后于人体的热感觉。整体上，受试者的湿度感随空气温度的升高变化趋势不显著（P＞0.05），不同温度下湿度感觉投票比较集中，介于 -1（有点干燥）~0（适中）之间，普遍感觉比较适中，符合实验方案的设计，即热环境中的湿度参数不在控制对象之列，室内湿度变化不大，各工况下的湿度测试值维持在舒适范围 45%～65%以内。但由于温度较高时，人体的出汗量较大，导致 35℃、36℃时人体的潮湿感增大，湿期望降低。

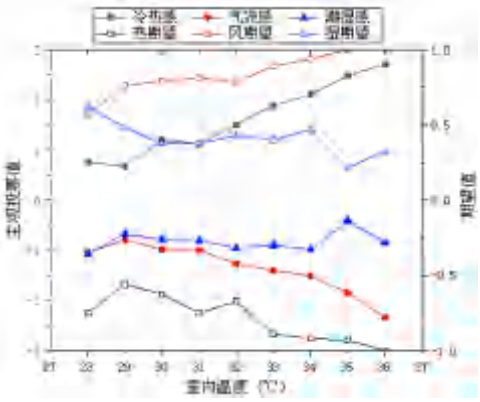


图 2 不同工况下的主观评价及期望投票值

受试者在不同温度工况下的满意度和忍耐度投票值见图 3。整体上，受试者的满意度投票值随空气温度的升高而降低，忍耐度随空气温度的升高而升高。当室内温度大于等于 34℃时，受试者平均忍耐度显著增大。室内温度大于 32℃时，满意度接近于 1，说明人体对此时的热环境已非常不满意。在各温度工况下，除了 28、29℃时，受试者的满意度能达到 2（基本满意），其余各工况下都无法达到基本满意。由此可知，人体的热耐受温度为 29℃。

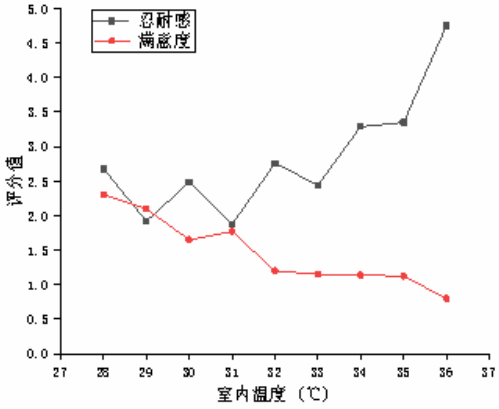


图 3 不同工况下的满意度和忍耐度投票值

受试者在不同温度工况下的 SBS 病态建筑综合症评价值见图 4。在 SBS 病态建筑综合症问卷结果中，除空气温度为 36℃工况外，所有受试者对所有问题的投票主要集中在“0 一点也无”和“1 稍有一点”两项，说明受试者在实验期间没有或略有一点上述症状，整体的健康状态十分良好。除 36℃外，受试者的眼睛干涩、头疼、鼻塞症状几乎没有，投票值都低于 0.5，随着室内温度升高，反应迟钝、难以集中注意力、眼睛干涩、头疼、气短、鼻塞等症状投票值逐渐增大。其中，受试者在室内温度为 28℃的环境中健康状态最佳，在环境温度为 36℃的环境中健康状况最差。整体上，受试者的病态建筑综合症症状

随空气温度的升高变化趋势显著 (P＜0.05)。

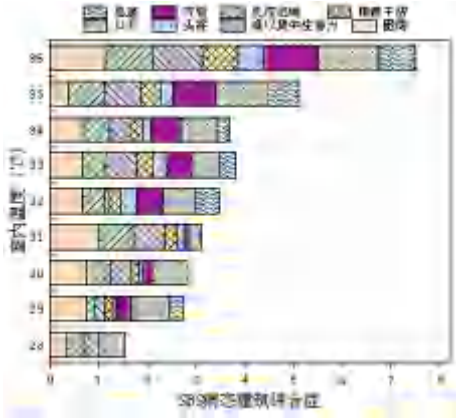


图 5 不同工况下的病态建筑综合症评价值

4 结论

(1) 在本研究中，人体的体温随空气温度升高而升高，但在测试的工况区间内，整体变化幅度不大。受试者的心率和血压值随空气温度升高并无显著性的变化。

(2) 随着室内环境温度的升高，受试者的平均热感觉投票值显著增大，平均气流感投票值显著降低。湿度感随温度的升高变化不显著，而 35℃、36℃时，由于温度较高时，人体的出汗量较大，导致人体的潮湿感增大，湿期望降低。

(3) 通过满意度投票可知，受试者的热耐受为 29℃。当环境温度过高时，热负荷的增大将会引起人体排汗量及心脏负荷增加，使得人体对环境应激的耐力降低。

(4) 随着室内空气温度的升高，受试者的病态建筑综合症症状随空气温度的升高而增大。其中，受试者在室内温度为 28℃的环境中健康状态最佳，在环境温度为 36℃的环境中健康状况最差。

参考文献

[1] 李文杰,刘红,许孟楠. 热环境与热健康的分类探讨[J]. 制冷与空调(四川), 2009, 23(2): 17-20.

[2] Nicol J F, Humphreys M. Understanding the adaptive approach to thermal comfort[J]. ASHRAE transactions, 1998, 104: 991-1004.

[3] 张文宇,范洪武,徐强.上海地区居住建筑能耗指标限值分析[J].建设科技,2014(22):37-39.

[4] 何子安,程素琦.热环境军事劳动人员的水盐补给量[J].解放军预防医学杂志,1996(05):313-316.

[5] Tham K W, Willem H C. Room air temperature affects occupants' physiology, perceptions and mental alertness[J]. Building and Environment, 2010, 45(1): 40-44.

[6] Xiong J, Lian Z, Zhou X. Investigation of subjectively assessed health symptoms and human thermal perceptions in transient thermal environments[J]. Procedia Engineering, 2015, 121: 212-216.

[7] 冉茂宇,刘晓迅,胡深,吴扬.厦门住宅夏季空调运行实测及其相关分析[J].建筑热能通风空调,2011,30(01):39-43.

[8] Jihye Ryu, Jungsoo Kim, Wonhwa Hong, et al. Quantifying householder tolerance of thermal discomfort before turning on air-conditioner. 2020, 211

[9] 王渝东. “生理可调区”评价指标研究[D].西安工程大学,2018.

[10] Zhao R. Investigation of transient thermal environments[J]. Building and Environment, 2007, 42(12): 3926-3932.

[11] Choi J H, Loftness V, Lee D W. Investigation of the possibility of the use of heart rate as a human factor for thermal sensation models[J]. Building and Environment, 2012, 50: 165-175.

逐时太阳辐射预测方法综述及简化预测方法研究

杨新宇，姬　颖

（北京工业大学，北京　100124）

［摘　要］太阳辐射水平是影响建筑冷热负荷的重要因素，现有的负荷预测方法中建立和验证模型所用的气象参数多为历史数据，将辐射数据作为已知量，但实际上现有的气象预报数据中往往没有逐时太阳辐射数据，影响实际工程应用。因此，准确预测太阳辐射值是提升建筑负荷预测精度的一个重要环节，本文在综述现有研究方法的基础上，提出一种利用理论太阳辐射、天气类型、云量为输入变量以预测逐时太阳辐射的方法，并建立 BP 神经网络与 lightGBM 两种预测模型，对比其准确性。结果表明 BP 网络模型的 MAE 为 45.05W/m^2，RMSE 为 84.17W/m^2；lightGBM 模型的 MAE 为 44.90W/m^2，RMSE 为 84.86W/m^2。

［关键词］太阳辐射预测；理论太阳辐射；BP 神经网络；lightGBM

0 引言

建筑冷热负荷受到室外温度、湿度、风速、太阳辐射等多种气象条件的影响，除太阳辐射外的多种气象数据可通过气象预报获取预测值，由于太阳辐射水平是影响建筑负荷的一个重要因素，因此准确预测逐时太阳辐射值是提升建筑负荷预测精度的重要环节之一。地球表面接收到的太阳辐射主要受到大气情况的影响，通过气象预报可以获取反应大气情况的云量与天气类型预报值，再结合计算得出的地球大气层外太阳辐射值并利用相关智能算法可以达到预测逐时太阳辐射的目的。准确预测逐时太阳辐射不仅有助于提升建筑负荷预测精度，还可以在太阳能光电光热等需要预测太阳辐射值的领域发挥作用。

1 现有研究综述

20 世纪起，已经有许多专家学者展开太阳辐射预测的研究，起初是利用大量历史数据进行总结归纳，以此得到经验公式来计算太阳辐射值。随着技术的发展，太阳辐射预测领域对相关算法的利用逐步增多，逐渐形成了以下两种主要的太阳辐射预测方法。

1.1 经验公式计算太阳辐射

1.1.1 基于日照的每日太阳辐射计算模型

1940 年 Prescott JA[1]基于 Angstrom[2]的相关研究与历史太阳辐射数据提出了基于日照的每日太阳总辐射计算公式，即表 1 中公式 1。此后在 Prescott JA 的计算模型的基础上，不同的学者对该模型进行了完善与改良，其中代表计算公式如表 1 所示。

注：表 1 中 R_S 为实际每日太阳辐射（MJ / m^2 天）；R_a 为每日地外太阳辐射（MJ / m^2 天）；n 为实际日照时间（h）；N 为最大日照时间（h）；φ 为地理纬度（rad）；a、b、c、d、e 为经验系数。

在气象中实际日照时间指一天中太阳直射地面的时间，其与季节、地理位置、大气情况等因素的相关，该参数与实际太阳辐射值一样，只能获取历史数据，无法获取预测值，因此利用以上公式计算每日太阳辐射无法预测太阳辐射值。

1.1.2 基于温度的每日太阳辐射计算模型

1982 年 Hargreaves GH[8]首次提出利用每日温度差与每日地外太阳辐射值计算的实际每日太阳辐射的计算公式，即表 2 中公式 1。在前人研究的基础上不同的研究者对基于温度的模型进行扩充，表 2 列举出了一部分代表公式。

注：表 2 中 R_s 为实际每日太阳辐射（MJ / m^2 天）；R_a 为每日地外太阳辐射（MJ / m^2 天）；$\triangle t$ 为每日温差（℃）；$\triangle T$ 的计算公式为 $\triangle T = T_{max(n)} - \frac{[T_{min(n)} + T_{min(n+1)}]}{2}$，n 为日期序号；$T_{max}$ 为每日最高温度（℃）；T_{min} 为每日最低温度（℃）；a、b、c、d 为经验系数。

上述公式中用到的温度变量可通过天气预报获得相应的预测值，利用此类模型可用于预测每日太阳辐射，但预测逐时太阳辐射需要对每日太阳辐射进行逐时化处理。目前多数每日太阳辐射逐时化方法是针对每日地外太阳辐射提出的[14]，因此无法准确反应实际的天气情况、云量等因素对逐时太阳辐射的影响。

基金编号：国家自然科学基金青年项目（51908006）

表 1　基于日照的模型汇总表

编号	主要作者	计算公式	发表年份
1	Prescott JA[1]	$R_s = R_a\left[a + b\frac{n}{N}\right]$	1940
2	Glover J[3]	$R_s = R_a\left[a\cos(\varphi) + b\frac{n}{N}\right]$	1958
3	Ogelman BG[4]	$R_s = R_a\left[a + b\frac{n}{N} + c\left(\frac{n}{N}\right)^2\right]$	1984
4	Bahel V[5]	$R_s = R_a\left[a + b\frac{n}{N} + c\left(\frac{n}{N}\right)^2 + d\left(\frac{n}{N}\right)^3\right]$	1987
5	Elagib N[6]	$R_s = R_a ae^{b\left(\frac{n}{N}\right)}$	2000
6	Bakirci K[7]	$R_s = R_a\left[a + bexp\left(\frac{n}{N}\right)\right]$	2009

表 2　基于温度的模型汇总表

编号	主要作者	计算公式	发表年份
1	Hargreaves GH[8]	$R_s = R_a a(\triangle t)^b$	1982
2	Bristow KL[9]	$R_s = R_a a\left[1 - exp(-b\triangle T^c)\right]$	1984
3	Hargreaves GH[10]	[illegible]	1985
4	Hunt LA[11]	$R_s = a\sqrt{\triangle t}R_a + b$	1998
5	Almorox J [12]	$R_s = aT_{max} + bT_{min} + cR_a + d$	2013
6	Li M F [13]	$R_s = R_a(aT_{max} + bT_{min} + c)$	2010

表 3 混合模型汇总表

编号	主要作者	计算公式	发表年份
1	Swartman[15]	$R_a = K\left(\frac{n}{N}\right)^a RH^b$	1967
2	Chen R[16]	$R_s = R_a\left[a + b\left(\frac{n}{N}\right)^c + dln(\triangle t)\right]$	2004
3	Wu GF[17]	[illegible]	2007
4	Yanfeng[18]	$R_s = R_a[(a_1 + b_1 cos\varphi + c_1 h) + (a_2 + b_2 cos\varphi + c_2 h)\left(\frac{n}{N}\right) + (a_3 + b_3 cos\varphi + c_3 h)\left(\frac{n}{N}\right)^2 + (a_4 + b_4 cos\varphi + c_4 h)\left(\frac{n}{N}\right)^3]$	2017
5	Feng Y[19]	$R_s = R_a\left[a + b\left(\frac{n}{N}\right) + c\left(\frac{n}{N}\right)^2 + d\left(\frac{n}{N}\right)^3 + e\sqrt{\triangle t} + f\ln(P+1) + gT_{av} + hRH\right]$	2020

1.1.3 利用多种参数的每日太阳辐射计算模型

随着技术的发展，气象参数的获取变得容易，综合了大气压强、相对湿度、降水量等多种参数的模型不断被研究人员提出，表 3 列举了 5 种混合计算模型。

注：表 3 中 R_s 为实际每日太阳辐射（MJ / m^2 天）；R_a 为每日地外太阳辐射（MJ / m^2 天）；n 为实际日照时间（h）；N 为最大日照时间（h）；$\triangle t$ 为每日温差（℃）；P_t 为转换后的降水数据，P 为每日降水量（mm），P>0，P_t=1；P<0，P_t=0；φ 为地点纬度（rad）；h 为地点海拔（m）；RH 为相对湿度（%）；K、a、b、c、d、e、f、g 为经验系数。

此类混合模型也存在实际日照时间无法获取预测值以及无法准确分解出逐时太阳辐射的缺陷，因此此类模型也不能满足预测逐时太阳辐射的需求。

以上三种类型的经验计算公式在计算实际每日太阳辐射时较为方便，但其也都存在一定的局限性，同时一般经验计算公式的效果还受到地理位置的影

响。由于各个公式都是利用某地多年的历史数据总结归纳出的，因此当地理位置发生变化时，同一计算模型在不同地区的计算效果可能存在较大差异。综上所述，经验计算公式不适用于预测逐时太阳辐射。

1.2 智能算法预测太阳辐射

近年来利用各类算法预测逐时太阳辐射的相关研究数量逐渐增加，Dong 等[20]提出一种混合方法预测新加坡逐时太阳辐射，该方法首先利用卫星图像、自组织图（SOM）与指数图像平滑状态空间（ESSS）模型分析预测云量指数，而后利用反向传播多层感知器（MLP）结合云量指数预测太阳辐射。该模型的预测效果优于传统的时间序列预测模型，但获取云量指数的方式较为复杂。Lan 等[21]基于 2015 年大连、威海、青岛、大丰、上海五地的历史逐时太阳辐射数据，利用离散傅里叶变换（DFT）提取历史太阳辐射的频率特征、主成分分析（PCA）确定关键的频率特征以及 Elman 神经网络预测青岛未来 24h 的太阳辐射。模型运行结果表明该方法在利用多个站点数据预测青岛不同季节未来 24h 太阳辐射的 RMSE 最小值与最大值分别是秋季 72.95W/m^2，春季 191.33W/m^2。该方法需要利用其它站点的数据，一般工程项目难以获取多个气象站的实时运行数据，且该方法数据分析过程较为复杂，不适于工程中使用。王小洁等[22]提出一种基于相似日的 Elman 神经网络模型预测逐时太阳辐射，研究者利用灰色关联分析法以相对湿度与日照时长为特征参数在历史数据中筛选预测日的相似日，而后利用 2009～2019 年海口的太阳总辐射、温度、压强、降水量、相对湿度、日照时长的逐时值训练并建立模型，该模型的测试集相关系数为 0.97，RMSE 为 66.67W/m^2，MAE 为 44.44W/m^2。但该模型的输入参数包含实际日照时长这一参数，该参数在气象预报中无法获得，因此难以达到实际预测逐时太阳辐射值的目的。

上述逐时太阳辐射预测方法所需参数较多，实际的气象预报中主要包括温度、湿度、云量、天气类型等参数，不包括卫星图像、实时太阳辐射值、未来实际日照时间等参数，因此上述模型在实际工程中的使用受限。为解决这一问题，本文提出一种利用理论太阳辐射值、天气类型、云量作为输入变量的预测方法，并采用 BP 神经网络与 lightGBM 两种算法建立相关模型并对比其预测效果。

2 太阳辐射预测模型的建立

2.1 太阳辐射预测模型的建立过程

到达地面的实际太阳辐射主要大气情况的影响，因此本文先计算出地球大气层外水平面上的太阳辐射值，以此作为理论太阳辐射值。而后利用 2020 年逐时的云量、天气类型、实际太阳辐射值以及计算出的逐时理论太阳辐射值建立并训练模型，同时利用平均绝对误差（MAE）与均方根误差（RMSE）评价模型效果，图 1 为逐时太阳辐射预测模型建立流程图。

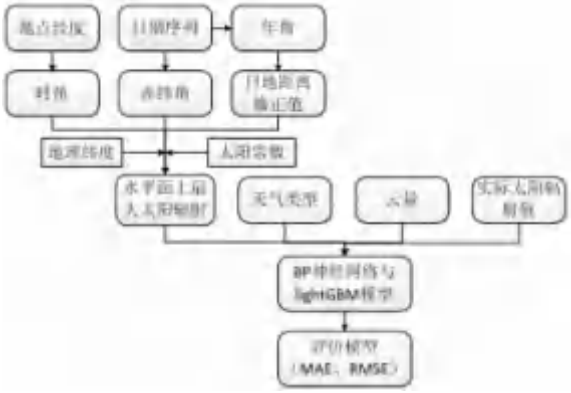


图 1　逐时太阳辐射预测模型建立流程图

2.2 理论太阳辐射的计算

地面接收的实际太阳辐射受到大气情况、云量等因素的影响，由于预测模型的输入参数包括天气类型与云量，因此选取地外太阳辐射作为理论太阳辐射值。

2.2.1 相关参数概念与计算公式

太阳赤纬角（δ）

太阳赤纬角是地球赤道平面与太阳和地球中心的连线间的夹角，由于太阳与地球的相对运动导致太阳赤纬角会随时间变化，其计算公式如下：

$$\delta = 23.45 \times \sin\left(360 \times \frac{284+n}{365}\right) \quad (2\text{-}1)$$

式中：n 为从每年 1 月 1 日起累计的日期序号，如 1 月 1 日 n=1。

时角（ω）

时角是地面一点与日地中心连线以及当地正午 12 点的日地中心连线在赤道平面上投影间的夹角。由于地球每小时的自转角度为 15°，因此其计算公式为[23]：

$$\omega = 15^\circ \times \left(H_s + \frac{L-L_s}{15} + \frac{E}{60} - 12\right) \quad (2\text{-}2)$$

式中：H_s为北京时间；L为地理经度；L_s为当地标准时间位置的经度；E为与当地标准时间的时差，计算公式为：

$$E = 9.87\sin 2B - 7.53\cos B - 1.5\sin B$$

$$B = \frac{360(n-81)}{364}$$

日地距离修正因子（E_0）

地球绕太阳运动的轨迹是一个椭圆，每年 1 月地球到达近日点，此时日地距离达到最小，每年 7 月地球到达远日点，此时日地距离达到最大。日地距离修正因子是以日地平均距离 $R_0(1.496\times10^{11}m)$ 为标准统一修正后的$(R_0/R)^2$值，其计算公式为[24]：

$$E_0 = 1.00011 + 0.034221\cos\Gamma + 0.00128\sin\Gamma + 0.000719\cos 2\Gamma + 0.000077\sin 2\Gamma \#(2-3)$$

式中：Γ为年角（rad），$\Gamma = \frac{2\pi(n-1)}{365}$

2.2.2 地外太阳辐射的计算

计算出上述参数后可根据公式（2-4）计算出地球大气层外水平面上的太阳辐射值[25]。

$$I_0 = I_{sc}E_0 \times (\sin\varphi\sin\delta + \cos\varphi\cos\delta\cos\omega) \quad (2\text{-}4)$$

式中：I_{sc}为太阳常数，取值 1367W/m²；φ 为地理纬度。

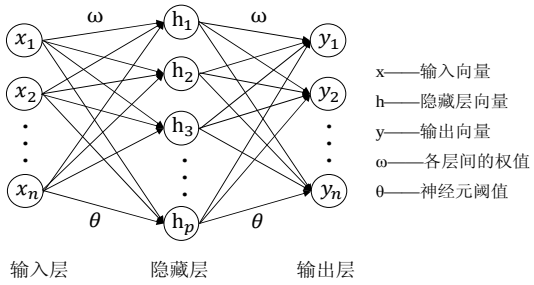


图 2　BP 网络结构示意图

2.3 太阳辐射预测模型的建立方法

2.3.1 误差反向传播（Error Back Propagation Training，BP）网络

BP 网络是一种对人脑中神经元信息处理过程的一种模拟，其主要结构包括输入层、隐藏层与输出层，神经元的输出由输入值、作用函数及阈值共同决定。BP 网络的学习过程由信号的正向传播与误差的反向传播组成，正向传播中的输入依次经过各层处理得到输出值，若该输出与目标输出不符，则令误差按相反方向传递进行反向传播同时修改各层的权值以降低误差，网络将循环进行上述步骤，直至输出符合预期要求。BP 网络具有较强的自适应与自学习能力，能自动学习输入与输出间的规则，容错能力好在结构局部损坏时工作效果基本不受影响，但其训练速度慢，且易陷入局部最小值。

2.3.2 LightGBM（Light Gradient Boosting Machine）模型

LightGBM 是基于树学习的梯度提升框架，支持高效并行训练，其主要通过直方图算法、带深度限制的按叶子生长策略（Leaf-wise）提升计算速度。直方图算法是将数据离散化的处理方法，通过将浮点型数据划分在 k 个范围内同时构造宽度为 k 的直方图，在遍历数据时只需索引离散后的数据，以此在寻找最优分割点时能够减少计算量，提高计算速度。Leaf-wise 能够找到当前所有叶子中分裂增益最大的一个叶子，然后分裂，如此重复循环。同时利用参数树的最大深度（max_depth）和叶子数（max_depth）限制模型复杂度，避免出现过拟合。LightGBM 支持并行训练，准确率高，占内存少，处理数据量大，但其对噪声较敏感，寻找最优解时依据最优切分变量未考虑数据全部特征。

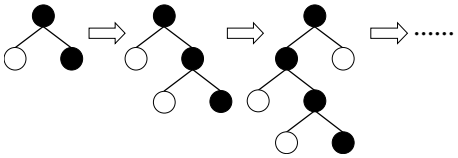
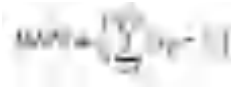


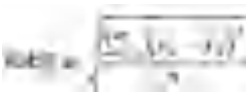
图 3　Leaf-wise 生长策略

2.4 模型评价指标

本文利用平均绝对误差（MAE）与均方根误差（RMSE）来评价模型运行效果，MAE 是绝对误差的平均值能反应预测误差的实际情况，RMSE 是一种衡量真实值与预测值误差的尺度。本研究选用上述两个指标对模型效果进行评价，RMSE 与 MAE 的值越小则说明模型预测精度越高，相关计算公式分别为：



（2-5）



（2-6）

式中：y_p——预测模型输出值，W/m²；y_d——实际太阳辐射值，W/m²；n——数据总量。

3 案例分析

3.1 基本情况

本文以兰州新区永登县为例计算其 2020 年的逐时理论太阳辐射值，永登县（36°44'11.23"N，103°15'37.83"E）的时区位于东 7 区，当地标准时间位置的经度为 105°E。计算出理论辐射后可结合 2020 年永登县逐时太阳辐射、云量、天气类型的历史数据建立并训练辐射预测模型。

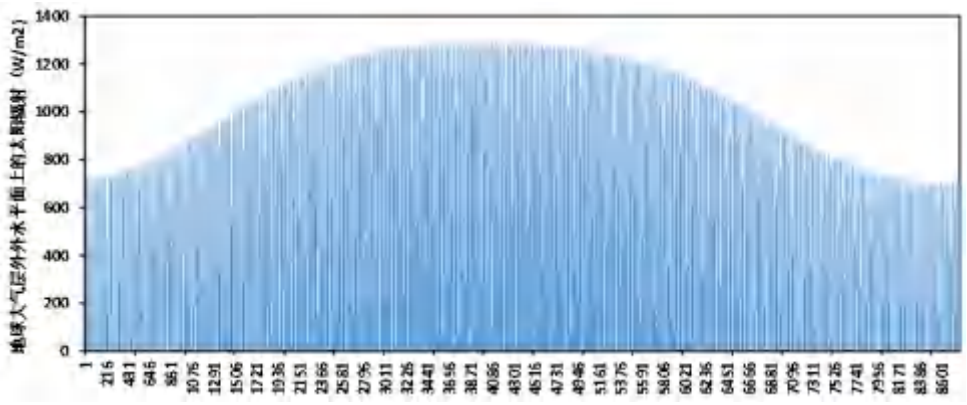


图 4　2020 年永登县理论太阳辐射变化图

根据 2.2 节介绍的步骤可计算出永登县 2020 年逐时理论太阳辐射，该地全年理论太阳辐射变化如图 4 所示，由图可以看出理论太阳辐射值随时间呈现先上升后下降的趋势，该变化趋势与实际太阳辐射的变化趋势一致，计算得出的理论太阳辐射符合自然规律。

3.2 模型预测效果

永登县 2020 年云量、天气类型、实际逐时太阳辐射值数据，剔除部分错误数据后有 8734 组数据可用，其中 70%的数据用于建立验证模型，30%的数据用于测试模型效果。BP 网络模型与 lightGBM 模型测试集的运行效果如图 5、图 6 及表 4 所示。

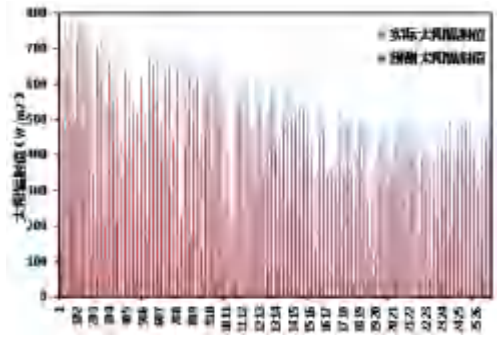


图 5　BP 网络模型预测效果图

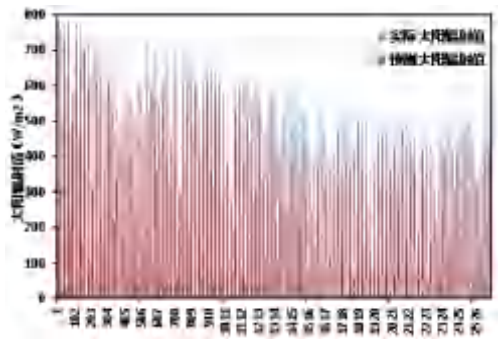


图 6　lightGBM 模型预测效果图

表 4 两种模型测试集运行效果统计表

模型名称	MAE（W/m^2）	RMSE（W/m^2）
BP	45.05	84.17
LightGBM	44.90	84.86

Zhang 等[27]人对比了多种预测太阳辐射预测模型的精度，发现逐时太阳辐射预测模型的 RMSE 多在 88.33~142.22 W/m^2 范围内。本文中两种模型的 RMSE 值稍低于 88.33 W/m^2，且本文模型的输入参数易于获取，适合用于逐时太阳辐射的预测工作。

4 结论

本文提出利用理论太阳辐射值、实际太阳辐射值、天气类型、云量建立并训练逐时太阳辐射预测模型，该方法用到的输入参数易于从天气预报中获，一定程度上解决了多数模型在实际工程中无法预测逐时太阳辐射值的现状。本文中 BP 网络模型的 MAE 为 45.05 W/m^2，RMSE 为 84.17 W/m^2；lightGBM 模型的 MAE 为 44.90 W/m^2，RMSE 为 84.86 W/m^2，两种模型的预测精度均稍高于现有的多数模型，同时上述两种逐时太阳辐射预测模型的输入参数获取容易、实用性强，上述模型为提升建筑负荷预测模型精度及提高太阳能设备利用率等工作及研究提供了一种有效且便捷的途径。

参考文献

[1] Prescott JA. Evaporation from a water surface i n relation to solar radiation. Trans Royal Soc Austr alia 1940;64:114–25.

[2] Angstrom A. Solar and terrestrial radiation[J]. Q uarterly Journal of the Royal Meteorological Society, 1924,50:121-126.

[3] Glover J , Mcculloch J S G . The empirical rel ation between solar radiation and hours of sunshine [J]. Quarterly Journal of the Royal Meteorological S

ociety, 1958, 84(360):172-175.
[4] Ogelman BG, Ecevit A, Tasdemiroglu E. A new method for estimating solar radiation from bright s unshine data. Sol Energy 1984;33:619–25.
[5] Bahel V, Bakhsh H, Srinivasan R. A correlation for estimation of global solar radiation. Energy 19 87;12:131–5.
[6] Elagib N, Mansell MG. New approaches for esti mating global solar radiation across Sudan. Energy Convers Manage 2000;21:271–87
[7] Bakirci K . Models of solar radiation with hour s of bright sunshine: A review[J]. Renewable & Su stainable Energy Reviews, 2009, 13(9):2580-2588.
[8] Hargreaves G H , Samani Z A . Estimating Pot ential Evapotranspiration[J]. J.irri. & Drain.div.asce, 1982, 108(3):225-230.
[9] Bristow KL, Campbell GS. On the relationship between incoming solar radiation and daily maximu m and minimum temperature. Agric For Meteorol 1 984;31:159–66.
[10] Hargreaves GL, Hargreaves GH, Piley JP. irrig ation water requirements for Senegal River basin. J Irrig Drain Eng-ASCE 1985;111:265–75.
[11] Hunt LA, Kucharb L, Swanton CJ. Estimation of solar radiation for use in crop modeling. Agric For Meteorol 1998;91:293–300.
[12] A J A , Mónica Bocco b, B E W . Estimatio n of daily global solar radiation from measured tem peratures at Caada de Luque, Córdoba, Argentina[J]. Renewable Energy, 2013, 60:382-387.
[13] Li M F , Liu H B , Guo P T , et al. Estimati on of daily solar radiation from routinely observed m eteorological data in Chongqing, China[J]. Energy Co nversion & Management, 2010, 51(12):2575-2579.
[14] Yao W , Li Z , Xiu T , et al. New decompos ition models to estimate hourly global solar radiatio n from the daily value[J]. Solar Energy, 2015, 120 (OCT.):87-99.
[15] Swartman R K , Ogunlade O . Solar radiation estimates from common parameters[J]. Solar Energ y, 1967, 11(3):170-172.
[16] Chen R, Ersi K, Yang J, Lu S, Zhao W. Valid ation of five global radiation models with measured daily data in China. Energy Convers Manage 2004; 45:1759–69.
[17] Wu GF, Liu YL, Wang TJ. Methods and strategy for modeling daily global solar radiation with measur ed meteorological data-A case study in Nanchang stati on, China. Energy Convers Manage 2007;48:2447–52.
[18] Yanfeng Liu,Yong Zhou,Dengjia Wang,Yingying Wang,Yong Li,Ying Zhu. Classification of solar radiat ion zones and general models for estimating the dail y global solar radiation on horizontal surfaces in Chi na[J]. Energy Conversion and Management,2017,154.
[19] Feng Y , Gong D , Jiang S , et al. National-s cale development and calibration of empirical model s for predicting daily global solar radiation in Chin a[J]. Energy Conversion & Management, 2020, 203 (Jan.):112236.1-112236.11.
[20] Dong Z , Yang D , Reindl T , et al. Satellite image analysis and a hybrid ESSS/ANN model to forecast solar irradiance in the tropics[J]. Energy Co nversion and Management, 2014, 79(3):66–73.
[21]Lan H , Zhang C , Hong Y Y , et al. Day-ahe ad spatiotemporal solar irradiation forecasting using frequency-based hybrid principal component analysis and neural network[J]. Applied Energy, 2019, 247 (AUG.1):389-402.
[22] 王小洁,陈珍莉,王旭,施晨晓,刘霄燕.基于相似日和 Elman 神经网络的逐时太阳总辐射预测[J].海南大学学报(自然科学版),2020,38(04):347-355.
[23] 张鹤飞,俞金娣,赵承龙,等. 太阳能热利用原理与计算机模拟(第 2 版)[M].西安:西北工业大学出版社,2004.
[24] 王炳忠.太阳辐射计算讲座第三讲地外水平面辐射量的计算[J].太阳能,1999(04):12-13.
[25] 曹雯,申双和.我国太阳日总辐射计算方法的研究[J].南京气象学院学报,2008(04):587-591.
[26] Zhang J , Zhao L , Deng S , et al. A critical review of the models used to estimate solar radiati on[J]. Renewable & Sustainable Energy Reviews, 20 17, 70(APR.):314-329

装配式建筑外墙接缝对建筑能耗影响模拟分析

胡宋舒，刘大龙

（西安建筑科技大学建筑学院，西安　710055）

［摘　要］装配式建筑采用拼接的建造方式，大量存在的拼接缝是否会对建筑能耗产生影响？为探索该问题，文章采用能耗模拟软件 Energy plus，分别对位于寒冷地区和夏热冬暖地区的一栋装配式建筑及一栋传统砖混建筑的能耗进行模拟对比分析。针对装配式建筑，主要模拟了外墙接缝宽度和预制墙板尺寸变化对建筑能耗的影响；针对传统砖混建筑，模拟了经过外保温处理的热桥柱宽度变化对建筑能耗的影响。结果表明，装配式建筑外墙接缝对建筑能耗的影响要大于传统砖混建筑热桥柱对建筑能耗的影响；过小的预制外墙板尺寸对能耗影响尤为显著，当预制墙板尺寸小于 1.46m*1.6m 时，尺寸每减小 20%可导致采暖能耗增加高达 22%；接缝对建筑采暖能耗的影响要大于制冷能耗，因此应重视寒冷或严寒地区装配式建筑外墙拼接缝对能耗产生的不良影响。

［关键词］装配式建筑；干连接；外墙拼接缝；能耗模拟

0 引言

国民经济的飞速提升推动着建筑产业的发展，建筑能耗总量占据我国能源消耗总量约三分之一[1]。为了改进传统建造方式的弊端，发展高效益、高质量、低耗能的建筑行业，我国提出了建筑工业化的建设目标。装配式建筑是实现建筑工业化的重要技术手段。装配式建筑的高效建造、低污染施工等优势使得其在建筑行业得到了广泛推广[2]。在国家大力支持下，2019 年全国新开工装配式建筑面积占新建建筑面积的 13.4%，2020 年装配式建筑依然成为行业热点，装配式建筑发展良好稳健，是未来建筑行业的大势所趋[3]。

装配式建筑的预制构件在工厂制作，现场拼接的建造方式极大提高了建造效率，同时也造成外墙存在大量的拼接缝。国内外的一些学者针对装配式建筑外墙的拼接缝展开了相关的研究。

郭娟利、姜子信等[4]对装配式剪力墙住宅拼缝处的热桥进行现场试验和有限元模拟分析，表明墙体施工误差造成的拼缝会产生一定程度的热桥效应，使墙体局部温度降热流增大，且随拼缝误差增加使得热桥影响也呈线性增大趋势。胡天河等[5]对装配式复合墙体竖向连接缝处传热与构造进行分析，通过红外热像法以及有限元模拟研究了接缝处的热流分布特征，表明钢板连接件部位以及接缝部位易产生热桥，墙体接缝填充密封胶及保温材料可减小接缝区域热流。Lin Z 等人[6]针对轻型预制建筑系统的连接缝，采用 CFD 方法模拟了直接缝和异形接缝节点的气密性，发现与传统直缝相比，异形接缝（如舌槽型）有更好的气密性，并认为设计良好的接缝系统可减少对施工精度以及材料性能的依赖。Knyziak P[7]讨论了由于预制构件接缝处未进行保温所产生的一系列问题，如热量散失、受潮、墙体开裂等。Asiz A 等[8]对一栋装配式木结构建筑外墙的热湿参数进行长期监测，发现墙体施工缝部位有空气渗透造成大量的热量损失。Kayello A 等[9]对极寒环境中一栋预制结构保温板（SIP）房屋的 8 个类型接缝进行热工性能和气密性能测试，研究不同室内外压差和温差下各接缝的温、湿度状况，发现位于顶端的接缝最易受潮。Wyss 等[10]采用测试及二维模拟方式，对加拿大装配式建筑中的结构隔热板和连接部位的热湿状况进行研究，发现接缝部位产生热桥导致热侧主体与接缝部位产生 1℃的温差。Kaczorek D 等[11]针对一栋装配式混凝土建筑，对墙板与天花板接缝部位进行二维模拟，发现该部位的平均温度比主体部位低 2.2℃。

以上研究表明装配式建筑外墙接缝部位是热工薄弱部位，容易产生热桥，传热剧烈使得主体与接缝部位产生温差；且接缝部位气密性较差，容易受潮。而装配式建筑外墙接缝部位传热剧烈，热量散失严重，其是否会对建筑整体能耗产生影响，目前尚未有相关文献对此展开研究。为了解装配式建筑外墙拼接缝对建筑能耗的影响情况，本文通过 Energy plus 对位于寒冷地区和夏热冬暖地区的一栋办公建筑进行能耗模拟，研究接缝变化对建筑采暖能耗及制冷能耗的影响。同时模拟了一栋传统砖混建筑，对比装配式建筑接缝

基金项目：国家自然科学基金资助项目（51878536）

与传统砖混建筑热桥柱对建筑能耗的影响情况。

1.研究内容及方法

装配式建筑各构件在现场的连接依据其施工方式可分为干连接和湿连接两种。湿连接即预制构件之间通过现浇混凝土形成整体，传统的湿连接使得建筑整体性更好，但施工程序繁琐。干式连接也称作机械连接，通过螺栓、焊接等方式连接各构件[12]；干连接方式施工方便且周期短，精度高承载力高，装配率更高，未来将成为装配式连接的发展趋势，因此本文针对装配式混凝土结构外墙板干连接方式产生的接缝造成能耗损失问题进行研究。

预制夹芯保温外墙板有着优越的保温防火性能，内外叶墙板对保温层的保护使得其有着良好的耐久性，且墙板厚度较小，能满足复杂的立面构造及防水需求，在装配式建筑外墙板中普遍应用[13]。

采用干连接方式建造的预制夹芯板在拼接时产生大量接缝，接缝宽度因施工精度而异，约为15~35mm；因拼接缝部位不便于通过局部保温的形式进行处理，故而造成接缝部位热量流失严重。有文献[14]表明市面上接缝部位的施工普遍不规范，甚至未在接缝部位填充泡沫条，使得接缝部位热损失严重，可能会对建筑能耗产生影响。

预制夹芯墙板的尺寸大小决定着建筑外表面接缝的数量，接缝宽度大小影响着热量损失情况。因此文章对预制夹芯墙板尺寸以及拼接缝宽度这两个因素对建筑能耗的影响进行研究。为了对比装配式建筑外墙接缝对能耗影响的显著程度，文章同时也对一栋外保温的砖混建筑进行模拟，变换砖混建筑外墙中框架柱的宽度。

为了探究外墙接缝对采暖及制冷能耗的影响情况，文章用 Energy Plus 分别对夏热冬暖地区及寒冷地区的一栋办公建筑进行能耗模拟。Energy Plus 通过与 Sketch Up 和 Open Studio 三个软件结合使用，用带有 Open Studio 插件的 Sketch Up 进行建模，可以将模型表面进行编号，从而准确找到接缝或框架柱所在的表面，以便于对其进行材料设置，模拟出不同接缝或柱尺寸对应的建筑能耗。

2.模型建立

2.1 模型简介

所模拟的建筑为一栋 5 层小型办公楼，建筑面积为 1575m^2，体积为 4252.5m^3，建筑高 13.5m，体型系数 0.302，南北向窗墙比为 0.185，东西向窗墙比为 0.09。模拟中控制各朝向的窗墙比不变。

为研究装配式建筑接缝对建筑采暖能耗及制冷能耗的影响情况，分别选取寒冷地区的石家庄市作为代表城市研究对采暖能耗的影响，夏热冬暖地区的广州市作为代表城市研究对制冷能耗的影响。所模拟的建筑模型立面图如图 1 所示。



图 1 建筑模型

2.2 参数设置

2.2.1 围护结构参数

表 1 装配式建筑围护结构构造参数

构造名称	做法	传热系数 W/(m·k)
外墙	60mm 外页墙+140mmEPS+80mm 内页墙+30mm 面层	0.21
接缝	15mm 防水胶+265mm 砂浆+30mm 面层	1.93
楼板	120mm 空心预制板	2.18
屋面	30mm 面层+30mmEPS+120mm 空心板	0.67
地面	120mm 预制板+50EPS+30mm 面层	0.49
外窗	6mm+12（A）+6mm	2.2

表 2 传统砖混建筑围护结构构造参数

构造名称	做法	传热系数 W/(m·k)
外墙	30mm 抹灰层+80mmEPS+370mm 砖砌块+30mm 面层	0.30
框架柱	30mm 抹灰层+80mmEPS+370mm 钢筋混凝土+30mm 面层	0.34
楼板	120mm 钢筋混凝土板	4.56
屋面	30mm 面层+30mmEPS+120mm 钢筋混凝土板	0.91
地面	120mm 钢筋混凝土板+50EPS+30mm 面层	0.52
外窗	6mm+12（A）+6mm	2.2

表 3 室内参数设置

室内设计工况		室内负荷			
夏季（℃）	冬季（℃）	人员密度（人/㎡）	人员活动（W/人）	设备负荷（W/㎡）	照明负荷（W/㎡）
26	18	0.25	120	15	15

2.2.2 建筑内部参数

模型室内参数包括灯光、设备、人员活动情况等对室内热环境的影响，具体设置如表 3 所示。由于所模拟建筑为办公建筑，为简化模型，各设备开启使用时间为 8：00~20：00。

2.3 研究变量设置

为分别研究预制外墙板尺寸以及墙板接缝部位的宽度的变化对建筑能耗的影响，针对每个因素设计六组组合进行模拟。根据《民用建筑热工规范》（GB50176-2016）以及《装配式混凝土结构技术规程》JGJ1-2014 相关内容，将所模拟的装配式建筑墙体外墙板接缝宽度范围取 15~40mm，对接缝宽度依次变化 20%进行模拟。墙板尺寸以 0.9m*1m 为比例，最大尺寸取较为常用的 2.7m*3m，即面积变化范围由 0.9m^2~8.1m^2，将面积依次变化 20%后计算所得的尺寸为墙板变化的尺寸。对每个因素影响作用的研究采用控制变量法，研究墙体尺寸变化的影响作用时，接缝宽度 20mm 为装配建筑中最广泛使用的接缝宽度；研究接缝宽度的影响作用时，墙板尺寸选取 2.7m*3m 为装配建筑中最常用的墙板尺寸。为满足寒冷地区保温要求，预制墙板保温层厚度设置为 140mm。装配式建筑具体参数组合如表 4 所示。

表 4 对装配式建筑两个因素进行模拟的各组合参数

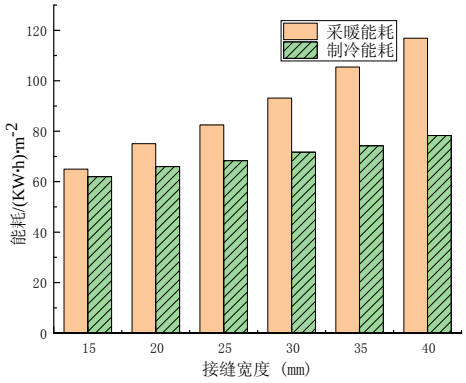
研究因素	墙体尺寸 高·长（m）	墙板面积(㎡)	接缝宽(mm)
墙体尺寸	0.9*1	0.9	20
	1.46*1.6	2.34	
	1.83*2.06	3.78	
	2.16*2.4	5.22	
	2.45*2.72	6.66	
	2.7*3	8.1	
接缝宽度	2.7*3	8.1	40
			35
			30
			25
			20
			15

为与装配式建接缝对能耗的影响情况做对比，对一栋外保温的砖混建筑外墙框架柱尺寸变化对能耗产生的影响进行模拟。模拟的传统砖混房为外保温构造，墙体高 2700mm,宽 3000mm；外墙总厚 520mm，外墙主体采用 370mm 的砌块砖，保温层为 80mm 的 EPS 保温板，热桥柱材料为钢筋混凝土。根据砌体结构构造柱设置规范，构造柱截面长度设为 360mm，将宽度变化范围设由 210mm~360mm，依次变化 20%。

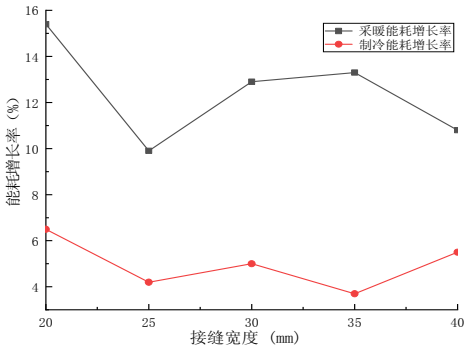
3.模拟结果分析

3.1 装配式建筑接缝对能耗影响

装配式建筑外墙接缝宽度对建筑能耗的影响如图 2 所示。可看出随着装配式建筑外墙接缝宽度的增加，建筑采暖能耗以及制冷能耗都随之增加。建筑采暖能耗均大于制冷能耗，可推断石家庄地区的采暖需求要大于广州地区的制冷需求。且接缝宽度每增加 20%，建筑采暖能耗增加 10%~15.4%，而建筑制冷能耗增加 3.7%~6.5%，因此装配式建筑外墙接缝产生的热桥对采暖能耗产生的影响更大；而对制冷能耗影响较小的原因可能是广州地区在初夏或夏末时，夜间室外温度较低，接缝部位热阻小，更方便室内与室外的热量交换。



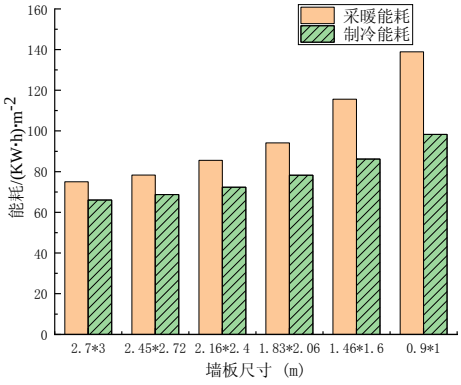
（a）装配式建筑外墙接缝宽度对建筑能耗的影响



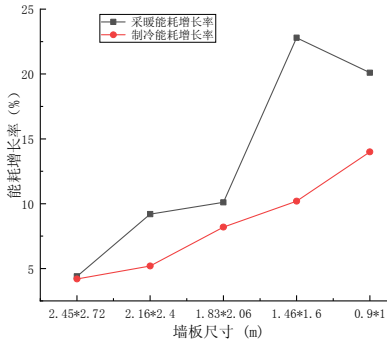
（b）装配式建筑外墙接缝宽度对建筑能耗增长率的影响

图 2 装配式建筑外墙接缝宽度对建筑能耗的影响

装配式建筑外墙板尺寸对建筑能耗的影响如图 3 所示。随着预制墙板尺寸的减小，建筑采暖及制冷能耗都持续增加。墙板尺寸小则接缝数量大幅增加，使得能耗大幅增长。当预制板尺寸小于 1.46m*1.6m 时，墙板面积每变化 20%，建筑采暖能耗增长高达 22%，制冷能耗增长也超过 10%。同时，墙板尺寸减小造成建筑采暖能耗的增长率要小于制冷能耗的增长率。



（a）装配式建筑外墙板尺寸对建筑能耗的影响



（b）装配式建筑外墙板尺寸对建筑能耗增长率的影响

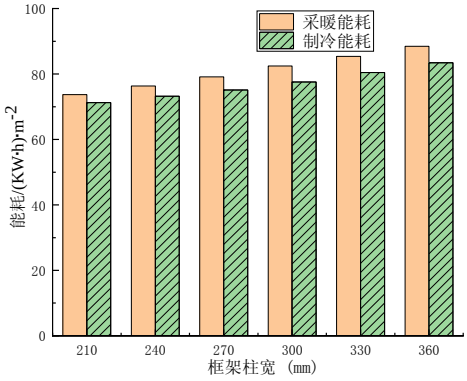
图 3 装配式建筑外墙板尺寸对建筑能耗的影响

3.2 传统砖混建筑框架柱对能耗影响

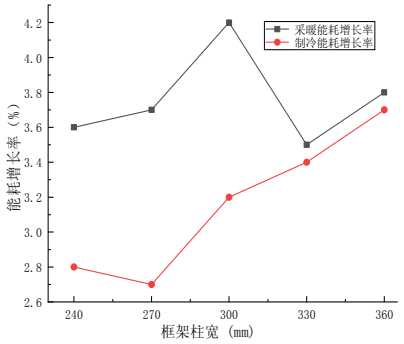
传统砖混建筑外墙框架柱尺寸变化对建筑能耗的影响如图 4 所示。框架柱宽度的增加造成了建筑采暖及制冷能耗的增加，但增加幅度较小，外墙框架柱宽度每增加 30mm，建筑采暖能耗增加约 3.4%~4.2%，建筑制冷能耗增加约 2.6%~3.6%。

3.3 对比分析

对比图 2~图 4，装配式建筑接缝变化对能耗的影响要大于传统砖混建筑框架柱尺寸变化对建筑能耗的影响，且对采暖能耗的影响均大于对制冷能耗的影响。对于装配式建筑而言，预制墙板尺寸的变化对建筑能耗的影响最为显著，当预制板尺寸过小时使得接缝数量大幅增加，造成建筑采暖能耗的增加高达 22%。装配式建筑外墙接缝宽度对建筑能耗的影响其次。传统砖混建筑框架柱宽度变化对建筑能耗的影响最小，因框架柱部位进行外保温处理可以有效消除热桥效应。因此尽管装配式建筑接缝宽度较小，接缝部位未进行保温处理时，其对建筑能耗的影响是不可忽略的，且对于寒冷地区冬季的采暖能耗而言更为严重。



（a）砖混建筑构造柱尺寸对建筑能耗的影响



（b）砖混建筑构造柱尺寸对建筑能耗增长率的影响

图 4 砖混建筑构造柱尺寸对建筑能耗的影响

4.结论

为了研究采用干连接方式建造的装配式建筑外墙拼接缝对建筑能耗的影响，本文采用 Energy plus 对位于夏热冬暖地区和寒冷地区的一栋办公建筑进行能耗模拟，同时模拟一栋外保温构造的传统砖混建筑，对比两者接缝或框架柱宽度对建筑能耗的影响情况。结果表明：

随着装配式建筑接缝宽度的增加或预制板尺寸的减小，建筑能耗增加。

装配式建筑外墙接缝变化对建筑采暖能耗的影响要大于制冷能耗的影响，因此更应当重视寒冷地区或严寒地区装配式建筑外墙接缝产生的热桥效应对建筑能耗产生的不良影响，提高接缝部位施工精度。

相对于外保温的传统砖混建筑而言，装配式建

筑外墙接缝对建筑能耗产生的影响较大。且当墙板尺寸过小时，对建筑能耗影响最为显著，可使得采暖能耗增加高达 22%；接缝尺寸对建筑能耗的影响其次。因此应当尽可能使用大尺寸的预制板，减少拼接缝数量。

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 2020.北京：建筑工业出版社, 2020

[2] 陈凯.装配式建筑发展存在的问题及对策分析[J].经济研究导刊,2020(09):191-193+197

[3] 刘望,冯淼.装配式建筑预制构件模具设计研究及模具发展趋势[J].建设机械技术与管理,2021,34(01):85-88

[4] 郭娟利,姜子信,冯宏欣.装配式剪力墙住宅墙体拼缝热桥计算与影响研究[J].建筑技术,2020,51(06):750-753

[5] 胡天河,胡冗冗,黄炜.装配式墙结构干式连接竖向接缝处热桥分析[J].工业建筑,2020,50(07):72-76

[6] Lin Z, Song Y, Han D. Improvement of Airtightness for Lightweight Prefabricated Building Envelope through Optimized Design of Panel Joints[C]//IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. IOP Publishing, 2019, 556(1): 012063

[7] Knyziak P, Kanoniczak M. Difficulties in Operation of Elevations in Large-Panel Buildings[C]//IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. IOP Publishing, 2019, 661(1): 012059

[8] Asiz A, Smith I, Menendez V. Air leakage and moisture deposition of prefabricated light-frame wood building[C]//Proc. 10th World Conf. on Timber Engineering. Engineered Wood Products Association, 2008: 1525-1532

[9] Kayello A, Ge H, Athienitis A, et al. Experimental study of thermal and airtightness performance of structural insulated panel joints in cold climates[J]. Building and Environment, 2017, 115: 345-357

[10] Wyss S, Fazio P, Rao J, et al. Investigation of thermal performance of structural insulated panels for northern Canada[J]. Journal of Architectural Engineering, 2015, 21(4): 04015006

[11] Kaczorek D. Hygrothermal Assessment of Internally Insulated Prefabricated Concrete Wall in Polish Climatic Condition[J]. International Journal of Structural and Construction Engineering, 2018, 12(5): 510-516

[12] 阿热帕提·艾斯凯尔,陈国新.预制装配式混凝土结构节点连接方式研究综述[J].结构工程师,2020,36(05):224-233

[13] 朱赛鸿,刘惠安,曹尚鑫.预制夹芯保温墙体洞口热桥传热模拟分析[J].建筑节能,2018,46(04):45-49.

[14] 朱文祥,许锦峰,吴志敏,张海遐.预制混凝土夹心保温墙板热工性能优化设计建议[J].混凝土,2021(01):132-134.

矩形 T 通道内冷热流体混合仿真研究

丁普贤，周孝清

（广州大学土木工程学院，广东省建筑节能与应用技术重点实验室，
广州大学建筑节能研究院，广州　510006）

［摘　要］采用数值模拟方法研究了标准 k-ε (KE)、标准 k-ω (KO)和 BSL k-ω三种湍流模型预测矩形 T 通道内冷热流体混合的流动与传热的能力及其影响机理。与 DNS 数据对比发现 BSL 模型具备良好的预测能力，然后采用 BSL 模型研究不同冲击角度对于矩形 T 通道内冷热流体混合的流动与传热的影响特性。研究结论如下：BSL 预测的湍动能和湍流粘性最为合理，所以 BSL 预测速度场和温度场最为准确；KO 和 BSL 对于温度场的预测能力相当；KE 不具备良好的湍动能和湍流粘性的预测能力，导致 KE 预测速度场和温度场能力最差；逆冲式因为采取两种流体逆冲式混合，使其回流区域湍动能更大，得到面积更大的回流区域；逆冲式的流体混合区域产生更大的湍流粘性，从而得到更好的混合效果。

［关键词］T 型通道；冷热流体；数值模拟研究；湍流模型

T 型通道内湍流混合现象存在于各种各样的实际应用中，例如核电厂冷却系统、汽车暖通系统、汽车排气系统等[1-4]。T 型通道内流动常伴随流动分离和再附着等特性，如果两种流体温度不同，则存在能量传递性质。所以看似简单的结构，却包含复杂的流动与传热问题。以往的 T 型通道冷热流体湍流混合研究的几何结构主要集中在圆形管道[4-7]，对于矩形通道研究比较缺乏。

2006 年，Hirota 等人通过实验研究矩形 T 通道内的三维流动结构，明晰了通道高宽比和主支通道流速比对于温度分布的影响特性[8]。2008 年，Hirota 等人利用实验研究汽车暖通空气调节单元的矩形 T 通道内强化湍流混合的方法；他们在 T 型通道上游增加一个微型喷嘴，以向主流喷入流体；通过实验发现射流可以强化湍流混合层的湍流强度来加快冷热流体混合，同时发现可以通过调节射流速度来控制冷热流体的混合程度[2]。2010 年，Hirota 等人利用实验和可视化手段以及本征正交分解分析方法明晰了 T 型通道内的速度和温度场的特性；他们发现两流体界面垂直地波动，并存在纵向涡结构；流向速度波动导致了界面的垂直波动，从而影响流向湍流热流；蘑菇状涡结构产生于垂直向速度波动，从而影响垂直向湍流热流[9]。实验研究之外，Hattori 等人采用直接数值模拟 DNS 和大涡模拟 LES 方法对二维矩形 T 通道冷热流体混合进行了定量研究；他们通过 DNS 得到基本的湍流统计量，包括速度和温度场与混合系数；DNS 结果揭示了流动回流区并不能强化传热，因为回流区并没有湍流热流；LES 结果表明高 Re 数的混合系数趋势与低 Re 数相似[10]。由于 DNS 和 LES 需高精度的网格和昂贵的计算资源，所以 Krumbein 等人[11]运用联合 RANS/LES 方法超大涡模拟 VLES 和雷诺时均 NS 模拟 RANS 研究二维矩形 T 通道冷热流体混合问题；他们发现所采用的 RANS 模型过大预测了湍流行为，从而过大地预测混合过程；VLES 预测的结果与 DNS 结果[10]吻合良好。

虽然实验和高精度湍流模型可精确分析流动和传热，但是耗费非常大，因此 RANS 湍流模型依然是工程研究的主流方法。经过文献调研分析，RANS 模型研究二维矩形 T 通道冷热流体混合问题的文献较少，且缺乏不同 RANS 模型的预测能力对比及影响机理研究。另一方面，先前文献集中研究了矩形 T 通道直角冲击混合方式，涉及冲击角度的研究较少。所以本文首先采用三种 RANS 湍流模型，即标准 k-ε (KE)[11]、标准 k-ω (KO)[11]和 BSL k-ω[12]模型，研究不同模型预测二维矩形 T 通道冷热流体混合问题的能力并分析其中的机理，这对于汽车暖通工程研究和优化设计具有重要意义。然后，研究顺冲式、逆冲式与直冲式三种混合方式对冷热流体混合效果的影响机理，这可为汽车暖通空气调节装置的设计提供指导。

1　计算条件和数值方法

基金项目：国家自然科学基金资助项目（No. 52078146）；
广东省高校基础研究与应用基础研究重点项目（No.2018KZDXM050）。

1.1 计算条件

T 型通道内冷热流体混合装置的几何结构如图 1 所示，与文献[9]相同。冷热流体分别从主流通道和支流通道混合流入下游主流通道，支流通道与主流通道成 90 ° 夹角(Case3)。冷热流体的 $Re=U_0H/\nu=3000$，本文设置面平均速度 U_0 =1，主流通道高度和支流通道宽度 H=1，流体 Pr=0.71。冷流体温度 T_c=0，热流体温度 T_h=1。由于文献[9]中主支流通道为充分发展流动条件，所以本文需反向延长主支通道 60H 来形成充分发展条件。为研究顺冲式、逆冲式与直冲式三种混合方式对冷热流体混合效果的影响规律，并探讨其中的机理，本文选取冲击方式如图 2 所示，顺冲式(Case1)和逆冲式(Case2)的支流流向分别与主流流向成 45 ° 和 135 ° 夹角。

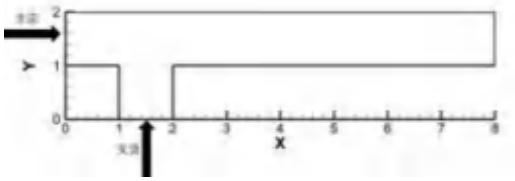
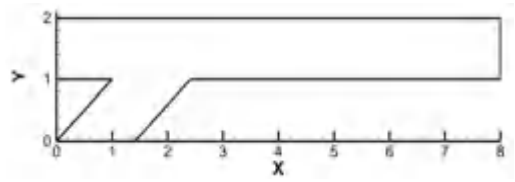
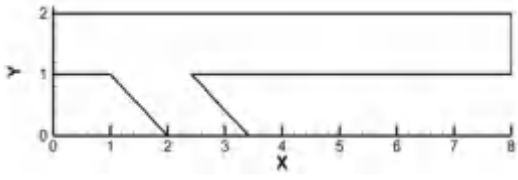


图 1 冷热流体混合装置的几何结构



(a)



(b)

图 2 顺冲式(a)和逆冲式(b)混合通道

1.2 控制方程

本文的流动 Re 为 3000，所以流动为湍流，并且为不可压连续性流动和忽略自然对流，与文献[9]相同，质量、动量和温度方程如下：

$$\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho u_j\right)=0 \tag{1}$$

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

$$\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho u_j T\right)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\frac{\mu}{Pr}+\frac{\mu_t}{Pr_t}\right)\frac{\partial T}{\partial x_j}\right] \tag{3}$$

其中 u_i 和 u_j 是时均速度分量，T 为温度，ρ 是密度，μ 和 μt 是粘性系数和湍流粘性系数，湍流 Prt 数取值 0.5[13]。

本文采用标准 k-ε(KE)、标准 k-ω(KO)和 BSL k-ω 湍流模型以模拟湍流流动，BSL k-ω 的湍动能 k 和比耗散率 ω 方程如下：

$$\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho u_j k\right)=P_k-\rho\beta^* k\omega+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] \tag{4}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho u_j \omega\right)=\alpha\frac{\omega}{k}P_k-\rho\beta\omega^2+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\omega}\right)\frac{\partial \omega}{\partial x_j}\right]$$

$$+2(1-F)\frac{\rho}{\sigma_{\omega 2}\omega}\frac{\partial k}{\partial x_j}\frac{\partial \omega}{\partial x_j} \tag{5}$$

湍动能生成项计算公式：

$$P_k=\mu_t S^2,\quad S=\sqrt{2S_{ij}S_{ij}},\quad S_{ij}=0.5\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) \tag{6}$$

湍流粘性计算公式：

$$\mu_t=\rho k/\omega \tag{7}$$

桥接函数计算公式：

$$F=\tanh(\Phi^4)$$

$$\Phi=\min\left[\max\left(\frac{\sqrt{k}}{0.09\omega d_w},\frac{500\mu}{\rho d_w^2\omega}\right),\frac{4\rho k}{\sigma_{\omega 2}D_\omega d_w^2}\right] \tag{8}$$

$$D_\omega=\max(2\frac{\rho}{\sigma_{\omega 2}\omega}\frac{\partial k}{\partial x_j}\frac{\partial \omega}{\partial x_j},10^{-10}) \tag{9}$$

模型参数计算公式如下：

$$\sigma_k=\frac{1}{F/\sigma_{k1}+(1-F)/\sigma_{k2}},\quad \sigma_\omega=$$

$$\frac{1}{F/\sigma_{\omega 1}+(1-F)/\sigma_{\omega 2}} \tag{10}$$

$$\beta=F\beta_1+(1-F)\beta_2,\quad \alpha=F\alpha_1+(1-F)\alpha_2 \tag{11}$$

其中，β*=0.09,α_1=0.55,α_2=0.44,β_1=0.075,β_2 =0.0828,$\sigma_{k1}=\sigma_{\omega 1}$ = 2.0,σ_{k2}= 1.0,$\sigma_{\omega 2}$ = 1.168。

标准 k-ε 和标准 k-ω 的控制方程可参阅文献[12]。

各方程的对流项采用二阶迎风格式离散，速度与压力耦合采用 SIMPLE 算法。方程收敛准则为动量方程的残差都小于 10^{-6}，温度方程的残差小于 10^{-8}。

2 结果与讨论

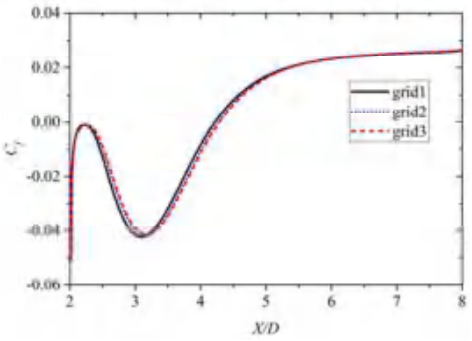


图 3 不同网格精度下，下固壁摩擦系数分布曲线

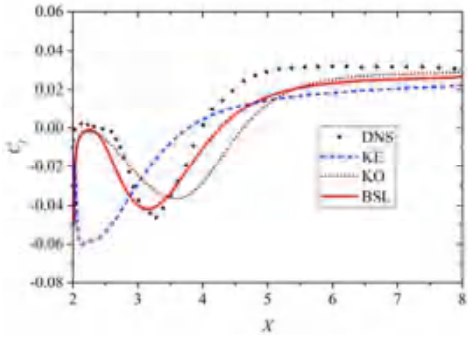


图 4 不同 RANS 模型预测的下固壁摩擦系数分布曲线

为消除网格精度对结果预测的影响，网格独立性研究是必不可少的。计算中采用三种网格 grid1、grid2 和 grid3 作为对比。grid1、grid2 和 grid3 的网格数量为 30 000、63 000 和 105 600。图 3 是不同网格精度下，BSL 模型预测的下固壁摩擦系数分布曲线。可以看出网格 grid2 和网格 grid3 的预测结果几乎是重合的，而 grid1 的预测结果与其他两种网格有所偏差。所以，综合考虑预测精度和计算量的问题，本文采用 grid2 的网格精度。

2.1 不同 RANS 模型的预测能力

表 1 不同 RANS 模型预测特定点位置对比

模型	C_f 最小值位置	C_f=0 位置
DNS	3.28	3.98
KE	2.44/-25.6%	3.78/-5.0%
KO	3.58/9.1%	4.62/16.1%
BSL	3.15/-4.0%	4.26/7.0%

为探讨不同 RANS 湍流模型预测 T 型通道内冷热流体混合的预测能力，本文采用三种湍流模型作为模拟方法。图 4 是不同 RANS 模型预测的下固壁摩擦系数分布曲线。可以看出，KO 和 BSL 预测曲线轮廓与 DNS 曲线相似，KE 预测曲线则偏差较大。表 1 是不同 RANS 模型预测特定点位置与 DNS 数据的对比。对比发现，KE 预测的 C_f 最小值位置和 C_f=0 位置(再附着位置)都向上游偏移，误差分别为-25.6%和-5.0%，而 KO 预测值向下游偏移，误差分别为 9.1%和 16.1%。而 BSL 预测值与 DNS 数据吻合得较好，误差为-4.0%和 7.0%。整体而言，KE 回流区(C_f 小于 0 区域)更靠近上游，KO 回流区靠近下游，BSL 回流区与 DNS 结果最为吻合。这是因为不同湍流模型预测的湍动能有所差异，如图 5 所示。云图显示，KE 预测湍动能最大值位置靠近上游，KO 预测值靠近下游。

为了量化冷热流体混合的效果，文献[14]定义了混合系数 M，其计算公式如下：

$$M = 1 - \frac{\int |T - T_b| dy}{\int |T_{ref} - T_b| dy} \tag{12}$$

其中，T_{ref} 为对照温度，这里取 X=2.0 处的面平均温度，T_b 是完全混合后流体的面平均温度。

图 6 是不同 RANS 模型预测的混合系数 M 分布曲线。图中显示 KE 预测值大于 DNS 数据，最大误差达到 50%，而 KO 和 BSL 的预测精度较高。这是因为三种湍流模型预测的湍流粘性有所不同，如图 7 所示。冷热流体混合区域(黑框)内，KE 预测的湍流粘性最大，导致湍流热流偏大，进而得到偏大的混合系数。

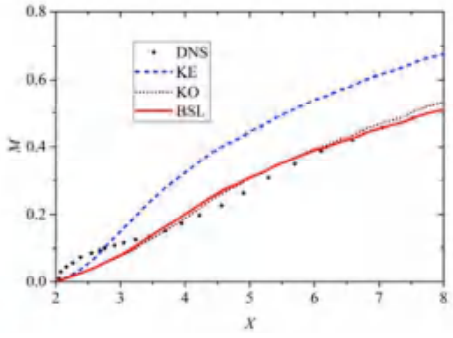
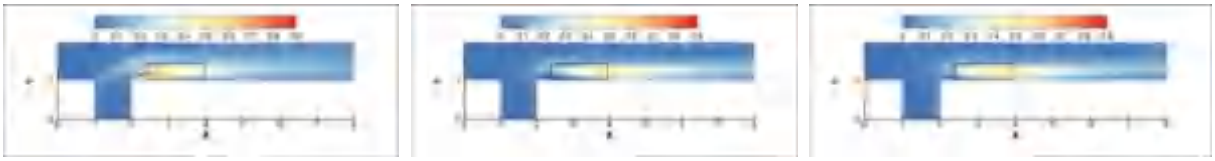
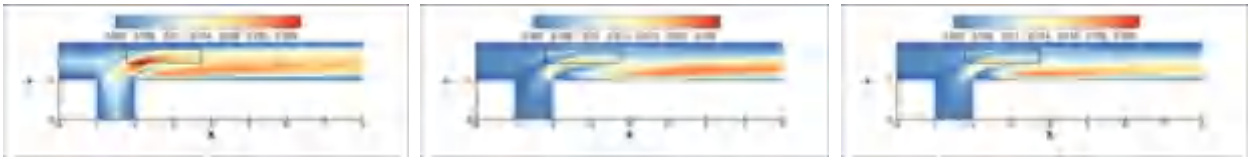


图 6 不同 RANS 模型预测的混合系数 M 分布曲线



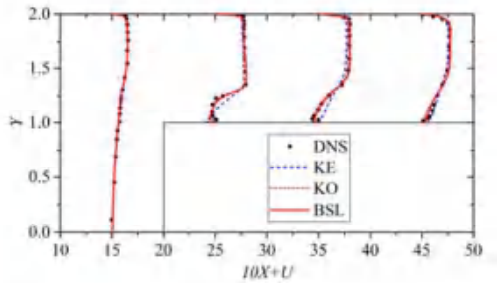
(a)KE　　(b)KO　　(c)BSL

图 5 不同 RANS 模型预测的湍动能云图

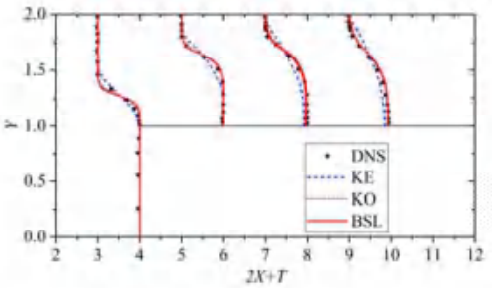


(a)KE　　(b)KO　　(c)BSL

图 7 不同 RANS 模型预测的湍流粘性云图



(a)



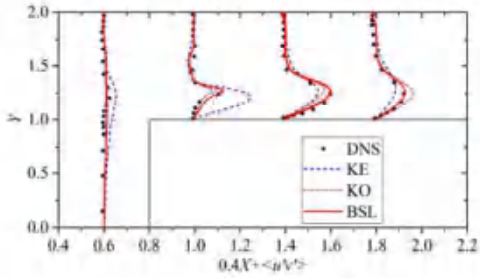
(b)

图 8 位置 X=1.5、2.5、3.5、4.5 上，不同 RANS 模型预测的流向速度(a)和温度(b)分布曲线

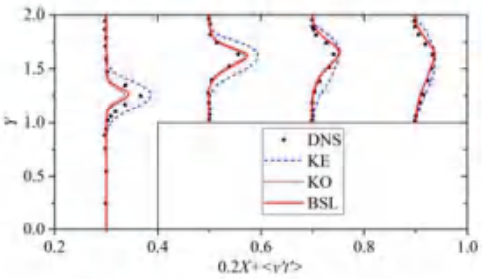
图 8 是位置 X=1.5、2.5、3.5、4.5 上，不同 RANS 模型预测的流向速度(a)和温度(b)分布曲线。图 8(a)显示：靠近上固壁区域，三种模型速度预测值与 DNS 结果吻合良好 ;位置 X=1.5 上,三种模型的预测值与 DNS 结果完全重合；位置 X=4.5 上，靠近下固壁区域，预测误差较小；位置 X=2.5 和 3.5 上，靠近下固壁区域，KE 预测偏差较大，KO 和 BSL 预测值与 DNS 数据吻合良好，BSL 略好于 KO。图 8(b)显示：整体上 KE 的温度预测值变化率大于 KO 和 BSL 预测值；在位置 X=2.5、3.5、4.5 上，混合区域内对比 KE，KO 和 BSL 预测值与 DNS 数据更为吻合，这是因为 KE 预测的湍流粘性偏大，导致预测的温度变化率偏大。

图 9 是位置 X=1.5、2.5、3.5、4.5 上，不同 RANS 模型预测的雷诺剪切应力(a)和湍流热流(b)分布曲线。图 9(a)显示：X=1.5 和 2.5 上，KE 的雷诺剪切应力预测值在剪切区域偏大，在其它位置偏小，这是因为 KE 预测的回流区更靠近上游；X=2.5 和 3.5 上，KO 预测偏小，X=4.5 上偏大；总体而言，BSL 预测值与 DNS 数据最为接近。图 9(b)显示：所有位置上，KE 的湍流热流预测偏大；KO 和 BSL 预测值几乎相同，并且与 DNS 数据吻合良好，除了 X=1.5 上偏小。

综上所述，因为 BSL 预测的湍动能和湍流粘性最为合理，所以 BSL 预测速度场和温度场最为适合；KO 和 BSL 预测温度场的能力相当；由于 KE 不具备良好的湍动能和湍流粘性的预测能力，所以 KE 预测速度场和温度场能力最差。



(a)



(b)

图 9 位置 X=1.5、2.5、3.5、4.5 上，不同 RANS 模型预测的雷诺剪切应力(a)和湍流热流(b)分布曲线

2.2 不同混合方式的影响

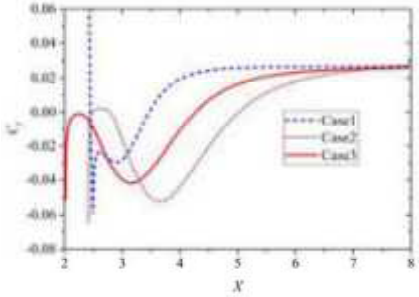
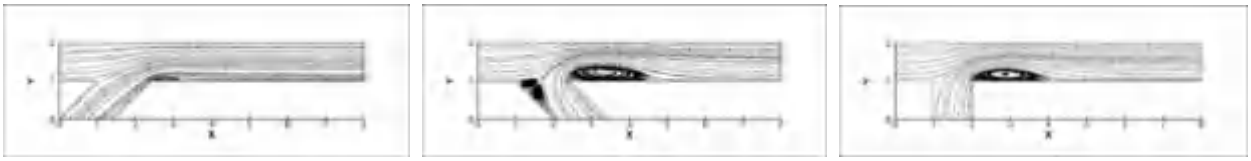
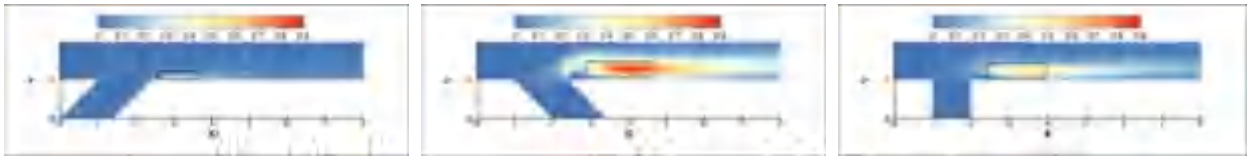


图 10 不同混合方式的下固壁摩擦系数分布曲线



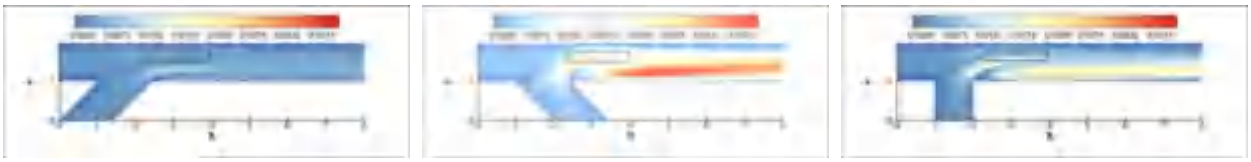
(a)顺冲式　(b)逆冲式　(c)直角混合式

图 11 不同混合方式的流线图



(a)顺冲式　(b)逆冲式　(c)直角混合式

图 12 不同混合方式的湍动能云图



(a)顺冲式　(b)逆冲式　(c)直角混合式

图 14 不同混合方式的湍流粘性云图

上一小节对比了三种模型预测 T 型通道冷热流体混合的能力，发现 BSL 模型预测的最为准确，因此本节采用 BSL 模型研究冲击方式对流动和传热的影响。图 10 是不同混合方式的下固壁摩擦系数分布曲线，Case1、Case2 和 Case3 分别代表顺冲式、逆冲式和直角混合式，可以发现，再附着点的位置随冲击角度增加而后移，证明冲击角度越大，回流区域越大。图 11 是不同混合方式下的流线图，显示顺冲式回流区域最小，逆冲式回流区域最大，这是因为不同方式的湍动能不同。图 12 是不同混合方式的湍动能云图，图中显示逆冲式湍动能最大且影响范围最大，而顺冲式湍动能最小，这是因为逆冲式是两股流体对冲，从而易产生更大的湍动能。

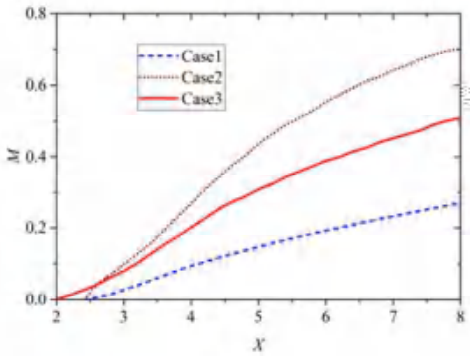
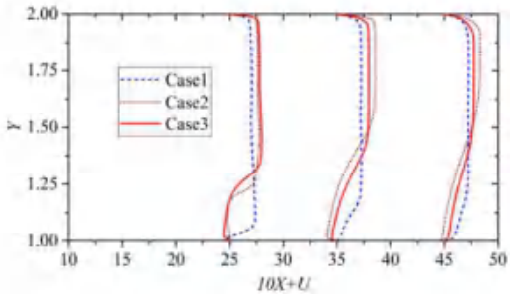
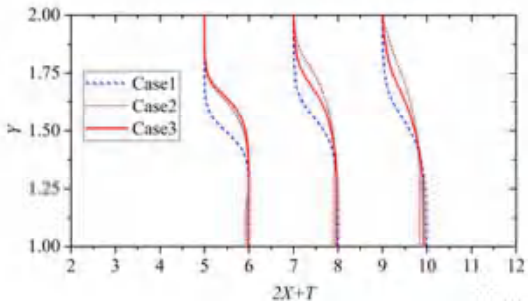


图 13 不同混合方式的混合系数 M 分布曲线

图 13 是不同混合方式的混合系数 M 分布曲线。图中显示逆冲式混合系数最大，最大值达到 0.7，顺冲式混合系数则最小，最大值只有逆冲式的一半，说明逆冲式冷热流体混合效果最好。这是因为三种混合方式产生的湍流粘性有所不同，如图 14 所示。冷热流体混合区域(黑框)内，逆冲式的湍流粘性最大，得到最大的湍流热流，进而使冷热流体混合地最快。



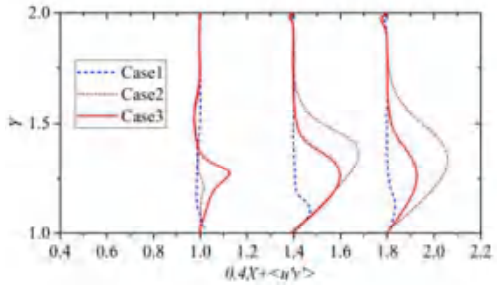
(a)



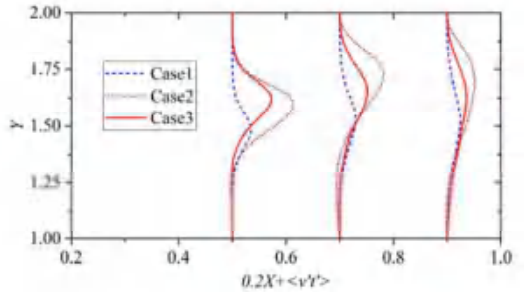
(b)

图 15 位置 X=2.5、3.5、4.5 上，不同混合方式的流向速度(a)和温度(b)分布曲线

图 15 是位置 X=2.5、3.5、4.5 上，不同混合方式的流向速度(a)和温度(b)分布曲线。图 15(a)显示：靠近下固壁区域，顺冲式速度最大，逆冲式则最小，导致靠近上固壁区域呈现相反规律；除了 X=2.5 上，靠近下固壁区域，逆冲式速度变化范围最大，顺冲式则最小，这与流线图相对应，同样说明逆冲式回流区域影响范围最广；图 15(b)显示：靠近下固壁区域，三种方式的温度分布差异较小；在混合区域，逆冲式的温度变化地最快，证明其混合地最快，而顺冲式则最小，这是因为逆冲式混合区域内的湍流粘性最大。



(a)



(b)

图 16 位置 X=2.5、3.5、4.5 上，不同混合方式的雷诺剪切应力(a)和湍流热流(b)分布曲线

图 16 是位置 X=2.5、3.5、4.5 上，不同 RANS 模型预测的雷诺剪切应力(a)和湍流热流(b)分布曲线。图 16(a)显示：X=2.5 上，直角式雷诺剪切应力大于逆冲式，原因是该处直角式更靠近其回流中心区；其它位置，逆冲式雷诺剪切应力大于其它两种方式，并且最大值位置更为远离下固壁。图 16(b)显示：逆冲式湍流热流大于其它两种方式，这是因为逆冲式产生的湍流粘性最大。

总结可得，逆冲式因为采取两种流体逆冲式混合，使其回流区域湍动能更大，得到面积更大的回流区域。另一方面，逆冲式使冷热流体混合区域产生更大的湍流粘性，从而得到更好的混合效果。

3 结论

本文研究了三种不同湍流模型，即标准 k-ε (KE)、标准 k-ω (KO)和 BSL k-ω 湍流模型，对于矩形 T 型通道内冷热流体混合的流动与传热的预测能力以及其中的影响机理。通过与 DNS 数据对比发现 BSL 模型具备良好的预测能力，然后应用 BSL 模型研究不同冲击角度对于 T 型通道内冷热流体混合的流动与传热的影响特性。具体结论如下：

(1) 因为 BSL 预测的湍动能和湍流粘性最为合理，所以 BSL 预测速度场和温度场最为适合；KO 和 BSL 预测温度场的能力相当；KE 不具备良好的湍动能和湍流粘性的预测能力，导致 KE 预测速度场和温度场能力最差。

(2) 对比直冲式和顺冲式，逆冲式混合因为采取两种流体逆冲式混合，使其下游回流区域湍动能增大，得到面积更大的回流区域。另一方面，逆冲式使冷热流体混合区域产生更大的湍流粘性，从而得到更好的混合系数，证明逆冲式混合效果更好。

参考文献

[1] KITADA M, ASANO H, KANBARA M, et al. Development of automotive air-conditioning system basic performance simulator:CFD technique development[J]. Jsae Review, 2000, 21(1): 91-96.

[2] HIROTA M, KUROKI M, NAKAYAMA H, et al. Promotion of Turbulent Thermal Mixing of Hot and Cold Airflows in T-junction[J]. Flow Turbulence and Combustion, 2008: 321-336.

[3] KRUMBEIN B, TERMINI V, JAKIRLIC S, et al. Flow and heat transfer in cross-stream type T-junctions: A computational study[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2018: 179-188.

[4] KANG D G, NA H, LEE C Y, et al. Detached eddy simulation of turbulent and thermal mixing in a T-junction[J]. Annals of Nuclear Energy, 2019: 245-256.

[5] SELVAM P K, KULENOVIC R, LAURIEN E. Large eddy simulation on thermal mixing of fluids in a T-junction with conjugate heat transfer[J]. Nuclear Engineering and Design, 2015, 284: 238-246.

[6] EVRIM C, LAURIEN E. Large-Eddy Simulation of turbulent thermal flow mixing in a vertical T-Junction configuration[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2020, 150: 106231.

[7] 卢涛, 朱兴国. 浮升力对 T 型管道内冷热流体混合过程热波动的影响[J]. 熱科學與技術, 2011, 10 (4): 305-311.
LUTao，ZHUXingguo. Influence of buoyancy on the rmal fluctuation of fluid mixing in T-junction[J]. Jo urnal of Thermal Science and Technology, 2011, 10 (4): 305-311.
[8] HIROTA M, ASANO H, NAKAYAMA H, et al. Three-dimensional structure of turbulent flow in mi xing T-junction[J]. JSME International Journal Series B Fluids and Thermal Engineering, 2006, 49(4): 1 070-1077.
[9] HIROTA M, MOHRI E, ASANO H, et al. Exp erimental study on turbulent mixing process in cross -flow type T-junction[C]//ICHMT DIGITAL LIBRAR Y ONLINE. Begel House Inc., 2009.
[10] HATTORI H, IWASE M, HOURA T, et al. D NS and LES for turbulent heat transfer and mixing in T-junction channel flow[C]//10th International E RCOFTAC Symposium on ETMM, Marbella, Spain. 2014.
[11] WILCOX D C. Turbulence modeling for CFD [M]. La Canada, CA: DCW industries, 1998.
[12] MENTER F R. Two-equation eddy-viscosity tu rbulence models for engineering applications[J]. AIA A journal, 1994, 32(8): 1598-1605.
[13] IVANOVA E M, NOLL B E, AIGNER M. A numerical study on the turbulent Schmidt numbers i n a jet in crossflow[J].Journal of Engineering for G as Turbines and Power,2013,135(1).
[14] WEGNER B.Analysis of the turbulent mixing i n counterflow and jet in cross-flow configurations u sing LES[J].Turbulence, Heat and Mass Transfer,200 3,4:903-910.

基于 FLUENT 的严寒地区坞门融冰系统效果分析

李峥嵘[1]，樊雪轲[1]，潘欣钰[2]，沈清清[2]

（1 同济大学机械与能源工程学院，上海　201804；2 中船第九设计研究院工程有限公司，上海　200090）

［摘　要］严寒地区船坞坞门冻结影响生产过程，设计电加热棒融冰装置使坞门与冰层脱离。使用 FLUENT 软件对电加热棒融冰过程进行数值模拟，以液态水的体积分数判断融冰过程的完成程度，分别研究有无自然对流两种工况下的融冰形状分布、温度分布、液态水中速度分布，分析了自然对流对融冰过程的影响。结果表明，自然对流的存在虽然增加了换热速度，但影响融化发展形状，使得融化范围偏离设定区域，最终导致融化时间的延长，是本次工况下的不利因素，需要采取措施调整设计以实现更快速的融冰过程。

［关键词］冰融化；自然对流；数值模拟

0　引言

船坞坞门大多接触海水，在严寒地区，冬季存在部分船坞坞门在海水温度低于冰点时被海冰冻结的情况，影响坞门开闭从而影响工作，因此需要对坞门防冻及融冰进行研究。融冰一般有两种方式：热融化、化学融化。船坞坞门的冰-门脱离问题是一种内融冰问题，为减少装置的复杂性以及投资成本，减轻操作难度，希望使用电加热棒融冰。

模拟仿真过程对研究设计方法或装置有效性和性能有着极大的帮助，同时也能够根据模拟结果对方法或装置进行优化和调整，以达到更好的运行性能。徐胜辉[1]利用 ANSYS 软件，通过对化雪融冰装置进行的仿真模拟来了解该装置的性能，并通过模拟结果对装置进行了一定的优化。马剑龙[2]对内融冰式蓄冰管进行了传热性能模拟，反映了自然对流对传热性能的影响。樊玲[3]用焓方法以机翼电除冰为例进行相变导热问题的计算，分析了不同因素对除冰过程的影响。

本文利用 FLUENT 模拟在坞门上安装电加热棒融化附近海冰实现冰门脱离的过程，分析其融冰效果及影响因素，得到融化一定范围内的所需时间，对自然对流的影响进行分析。

1 计算模型

选取长度为 4.5m 的一根电加热棒为研究对象，计算区域包括海水冻结区、电加热棒和船坞外壁。认为冰层厚（高）600mm，宽 300mm，长为 6.5m，电加热棒水平放置在槽钢中，槽钢长度与电加热棒相同且两端对齐，左右居中，因此加热棒两端分别有 1m 冰层。电加热棒与槽钢位于 300mm 高度（中心高度），钢槽贴附在坞门表面上，钢板内侧的保温材料热工参数按照 50mm 的岩棉计，长度、高度与冰层相同。融冰范围为指定圆心到未融化冰层距离至少为 65mm，圆心位于加热棒中心。电加热棒细节尺寸见图 1.

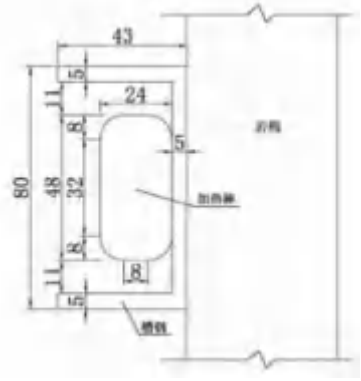


图 1 电加热棒竖直方向剖面图

表 1 材料初始条件及物性参数

7	海冰	海水	槽钢	岩棉
初始温度℃	-2	-	-	5
导热系数 W/(m·℃)	2.2	0.561	52.34	0.044
密度 kg/m³	915	1025	-	-
定压比热容kJ/(kg·℃)	2.1	4.2	-	-

2　计算条件

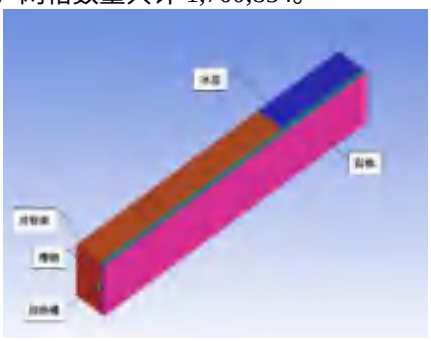
各类材料的初始温度、导热系数、密度、定压比热容汇总见表 2。认为在整个传热过程中，海冰、海水的导热系数、密度、定压比热容保持不变。每根电加热棒的发热量为 12.7 ，认为其发热量均匀稳定。海冰融化温度为 0℃，融化热为 334kJ/kg。冰层除与坞门接触的边界外，其他边界均绝热。船坞外壁的最右侧为坞门钢板外壁的内侧，定温壁面，坞门上下及两端边界绝热。

3　融冰模型的建立

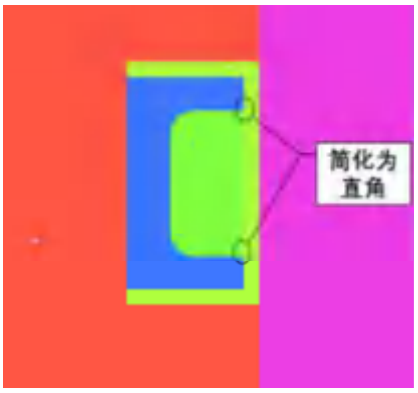
由于几何模型及其边界条件左右对称，为了减少计算量，对模型在水平方向上进行居中切分，仅及建

立了一半的几何模型，具体可见图 2（a)。此外，对加热棒靠近槽钢处的倒圆角进行了直角简化，见图 3（b)，以方便网格的划分，认为对整体计算结果影响可忽略。

采用 ICEM 对模型进行网格划分。为了得到更好质量的网格，对经过简化的几何模型全部采用结构化网格（如图 3)。网格质量大部分达 0.5 以上，满足模拟需求，网格数量共计 1,700,854。



（a）

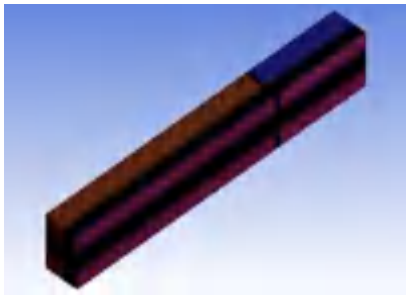


（b）

图 2 使用 ICEM 建立的几何模型及简化



（a）



（b）

图 3 模型的结构化网格

4 换热理论

本模拟涉及到流动及传热问题，及模拟过程要遵循三个最基本的守恒定律，即质量守恒定律、动量守恒定律和能量守恒定律，在流体力学中这三大定律具体体现为连续性方程、动量方程和能量方程[4]。软件的计算也是以此三大方程为基础进行的。在本案例中冰层融化过程中存在以下几种换热情况：通过冰层、水、槽钢的导热过程；冰融化为水的相变过程；水自然对流导致的对流换热过程（考虑自然对流的情况下)。

以导热为主的相变物质的凝固（融化）问题在传热学上称为 Stefan 问题，即伴有潜热的移动界面导热问题。Stefan 问题中存在固液两相的热物性不同、液相区的自然对流、固相区的过冷等情况，需要进行适当简化。实际冰层融化过程中应该还存在辐射传热过程，因在本案例中辐射传热的存在对融冰速率是有利影响，因此认为可以简化而不考虑此过程。

根据传热学的定义，本模拟涉及到两类边界条件：第一类边界条件：船坞外壁的最右侧为船坞钢板外壁的内侧，定温壁面，温度为 5 ；第二类边界条件：加热棒的发热量为 12.7 ；冰层外部边界为绝热边界；岩棉除了外侧定壁面温度边界，其他外部边界均为绝热边界。

5 FLUENT 数值计算

将建立好的几何模型生成的网格导入 FLUENT 软件中，对各个边界条件进行设置。本次模拟采用了基于压力求解器（Pressure-Based）PISO 分离求解方法瞬态求解，这种方法对于瞬态计算更为适用，且总体效率较高。采用能量模型、凝固和融化模型和层流粘性模型。对于自然对流的流体流动状态，需要根据格拉晓夫数 Gr 进行判断，格拉晓夫数按照式（1）[5] 计算。

（1）

式中 为重力加速度，β为流体体积膨胀系数；为特征长度；ΔT为流体温差；υ为运动粘度。根据式（1）计算得到

$$Gr = \frac{9.81 \times 0.000208 \times 0.041^3 \times 50}{0.000000805^2} = 1.09 \times 10^7$$

由上式可知，在此次模拟中自然对流流体的格拉晓夫数 Gr≤109，流体流动状态为层流流动，因此可

以使用层流粘性模型。

6 坞门融冰计算结果分析

本次模拟的要求冰层融化至距离加热棒与坞门壁面接触面的中心线至少 65mm。以水的体积分数作为判断标准，认为当水的体积分数为 1 时，该区域的冰已经完全融化为水；当体积分数 0 时，该区域冰层尚未开始融化；当体积分数在 0~1 之间时，该区域为冰水混合物状态。当指定区域水的体积分数恰好达到 1 时，记录整体过程时间。

6.1 融冰过程中的水体积分数

6.1.1 考虑自然对流

模拟结果经过后处理，如图 4。由模拟结果可知，与加热棒及槽钢接触的（特别是与加热棒导热距离较近部分）海冰融化较快，这是由于槽钢的导热系数（52.34 W/(m·℃)）远高于海冰、海水和岩棉。在融冰的初始阶段，海冰融化成海水的体积小，海水自然对流现象并不明显，冰层的融化速度大致上下对称。但随着时间的推移，融冰范围的扩大，海水有了足够的空间进行自然对流，融化区域出现了明显的竖直方向的不对称现象。并且融冰时间越长，由于区域内海水密度的差异增大（在 4℃后，海水的密度随着温度的升高而降低），海水的自然对流现象更加强烈，冰层融化区域的不对称情况也越发明显。

从海水体积分数变化可以看到，加热棒上部及前部冰层融化速度快于下部，是由于海水整体密度随着温度增大而减小，从而产生浮力，自然对流导致流体逆时针方向运动，致使加热棒上部及前部冰层的传热更快。这种融化范围变化趋势与相关研究相符[6]。

随着液态水体积的增加，由于海水的导热系数（0.561 W/(m·℃)）远小于冰层（2.2 W/(m·℃)），加热棒到未融化冰层的热流速度减小，且海水比热容是冰层的两倍，因此较多的热量储存在海水中，而未传递到冰层，使得因此冰层融化速度降低。从融冰开始后第 5000 秒到 16197 秒，融化区域的变化并不明显。

此外，由于融化区域的上下不对称，整体融冰区域上移，因此需要较长时间才能够使得中心线下部的融冰区域到达 65mm 的所需范围，此时总共需要融化的冰体积已经远超所需范围内的冰体积，增加了融冰所需时间。对于考虑自然对流的融冰过程，融化时间需要 16,197 秒（即 4 小时 29 分 57 秒）；不考虑自然对流则需要 5,295 秒（即 1 小时 28 分 15 秒），比考虑自然对流工况短 10,902 秒（即 3 小时 1 分 42 秒）。

6.1.2 不考虑自然对流

与考虑自然对流的情况相比较，即对比图 4 和图 5 可知，在融冰的初始阶段，考虑自然对流与不考虑自然对流的融冰速度差别很小。但当融冰已经进行了一段时间后，自然对流影响趋于显著。在融冰的第 200 秒时，考虑自然对流的融化区域已经比不考虑自然对流的融冰体积明显大。在融冰的第 1000 秒时，自然对流对于融冰的影响已经非常明显，二者的融冰体积和范围形状已经有了很大的区别。

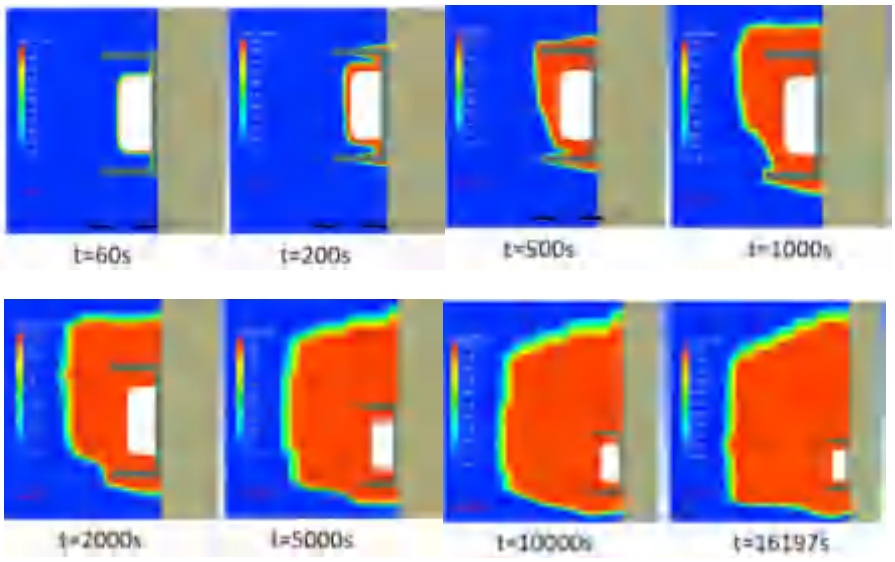


图 4 考虑自然对流情况下液体体积分数在不同时间下的分布

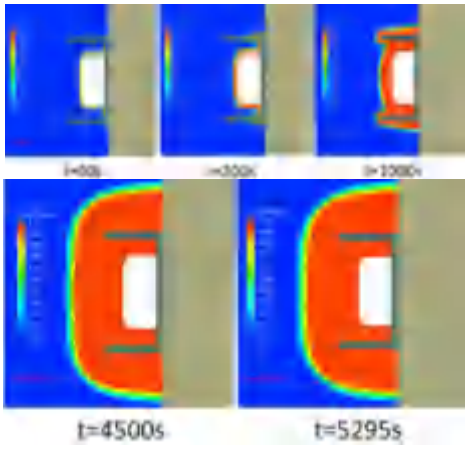


图 5 不考虑自然对流情况时液体体积分数在不同时间下的分布

在不考虑自然对流时，融化区域在竖直方向上是对称的。此时，相对于所需的融冰范围，最不利点在水平方向上距离中心线的 65 处，而不再是最下方。相比于存在自然对流的工况而言，不考虑自然对流时，融化相同体积的冰层所需的时间更长，但是由于其融冰范围在竖直方向上上下对称，不存在融冰区域偏移的情况，满足所需融冰范围的需要时间相比考虑自然对流情况更短。

6.2 融冰过程中的温度分布

本融冰模拟的初始温度为 271.15K（-2℃）。从图 6 可知，由于槽钢的导热系数较高，且与加热棒直接接触，加热棒的热量可以较快的传到槽钢内，使其温度相比海冰、海水、岩棉高，最高温度出现在中心位置。相反，由于岩棉的导热系数非常小（0.044 W/(m·℃)），加热棒传到岩棉上的热量较少，岩棉外部热量（外部定壁面温度 5℃）几乎传不到冰层。

在初始阶段，由于自然对流的强度较弱，槽钢与水的传热系数较小，槽钢的热量未能及时传导出去，导致其温度上升加快，仅 60 秒时间槽钢温度就由-2℃（271.15K）上升至最高约 16℃（289.2K）。随着自然对流的增强，槽钢与海水间传热系数增大，槽钢的热量更快地传到海水或海冰，因此槽钢温度上升速度减缓。此外，随着自然对流增强，槽钢及冰层上部温度高于下部。同样由于自然对流的存在，在整个融冰过程中，液态海水的温度均匀，平均温度上升缓慢，最高温度为 295.45K（即 22.3℃）。

6.3 融冰过程中的速度分布

如图 7 所示，在初始阶段，由于海水较少且温差较低，自然对流基本不存在。随着海水的增多与温差的增大，在加热棒附近最先出现自然对流。大约 200 秒时，槽钢附近出现了自然对流现象，但在下部该现象很微弱。随着海冰的融化，存在自然对流的区域和流速逐渐增大，但因为海水较大的比热容，使其温差小，从而密度差较小，因此在自然对流区域中其流速也较小，最大仅为 0.039$\frac{m}{s}$。由于右侧坞门壁面阻挡，海水的自然对流趋势以剖面观察向逆时针方向发展，流动速度也有逆时针方向的循环特征。

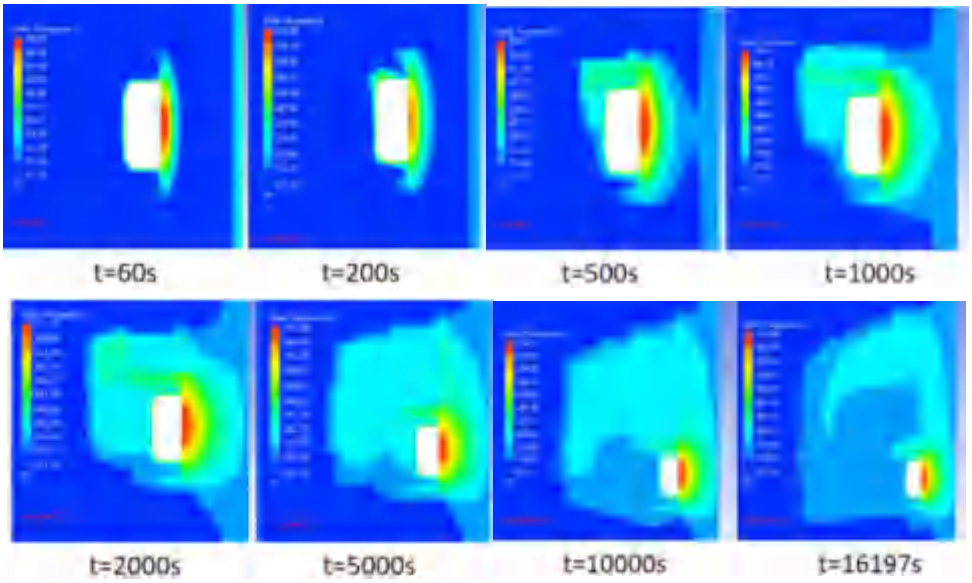


图 6 考虑自然对流情况下温度在不同时间下的分布

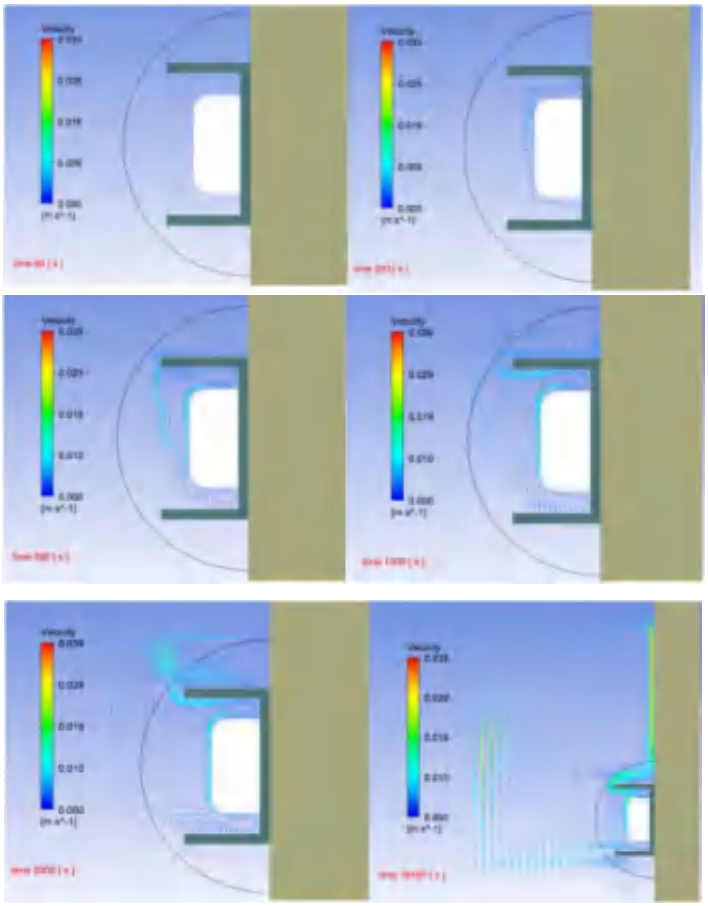


图 7 考虑自然对流情况下速度在不同时间下的分布

图 8 展示了两种工况下的融冰速率，由图清晰可见，在融化相同体积（0.032m³）的冰层情况下，考虑自然对流所需时间小于不考虑自然对流情况。自然对流现象促进了水层中的换热，热量更容易到达冰层并传递给冰层作为融化热。但由于自然对流导致区域偏移，考虑自然对流的工况融化到所需范围的时间要更长，因为其花费了更多的时间和热量用于融化偏移部分的冰层。

然而在真实的融冰过程中，海水由于温度变化导致的密度变化是不可避免的，因此考虑自然对流的模拟过程更为符合实际。自然对流在相变传热过程中影响两相界面、传热速率、总换热时间[7]，而忽略此过程则会使模拟与真实情况有较大的偏差。

7 结论

本文利用 FLUENT 软件进行相变、传热和流动模拟，研究特定工况下冰冻坞门解冻装置的作用过程，分别对考虑自然对流和不考虑自然对流作用下的冰融化工况进行分析，得到以下结论：

无自然对流工况下冰层融化的形状和温度呈线性发展，冰层融化区域上下对称；有自然对流工况下，冰层融化形状呈现上部堆积，温度分布均匀。

自然对流加速相变过程，但导致融化区域偏移从而增加融冰时间，在本工况下为不利因素，需要采取措施避免或干扰。

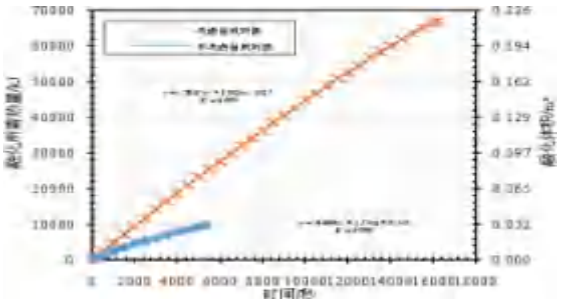


图 8 考虑与不考虑自然对流两种工况下的融冰速率曲线

参考文献

[1] 徐胜辉.基于 ANSYS 的化雪融冰装置性能分析及优化[D].山东：山东理工大学，2013.

[2] 马剑龙.内融冰式蓄冰管三维传热性能动态模拟[D].哈尔滨工业大学,2007.

[3] 樊玲.结冰融冰过程的数值模拟[D].南京航空航天大学,2005.

[4] H K Versteeg, W Malalasekera. An Introduction to COMOUTATIONAL FLUID DYNAMICS-The Finite Volume Method, Second edition[M]. PEARSON Prentice Hall. 1995.

[5] 杨世铭，陶文铨．传热学[M]．第三版．北京：高等教育出版社，1998.

[6] 王全福,王方,倪珅.内融冰式蓄冰管融冰性能的数值模拟[J].低温建筑技术，2012，34(3):125-126.

[7] 李钧,周孝清.数值模拟分析自然对流对管壳式相变蓄热装置熔融过程的影响[J].区域供热．2019，(4):151-158.

Performance analysis of new structure heat exchanger based on field synergy and numerical simulation

Weixue Cao，WanxiangYao，Yongzhen Wang

（1School of Energy and Safety Engineering, Tianjin Chengjian University, Tianjin, 300384, China）

［Abstract］High efficiency heat exchanger is always a hot topic in the field of enhanced heat transfer, and field synergy theory is introduced as an important means to improve the heat transfer efficiency. Based on the field synergy theory, a new type of heat exchanger is proposed in this paper, in which, the cold and hot fluid presents reverse cross flow law.Through the verification of the test and numerical simulation results, a reasonable numerical simulation model and method are obtained. Then, the flow and heat transfer conditions of the new structure heat exchanger are simulated by the verified numerical simulation technology.The conclusion is as follows: K-ε turbulence model and coupled heat transfer model can be effectively used in the numerical simulation of heat exchanger. And the reverse cross convection heat exchanger can effectively improve the uniformity of water temperature distribution in the heat exchanger. When the water flow inlet is 9 m/s, the heat efficiency of the heat exchanger reaches the highest value of 96%.

［Keywords］Heat exchanger；Synergy theory；CFD；Heat efficiency

1.Introduction

The effective utilization of energy has always been accompanied by the development of human society. Since the discovery of fire, the discussion and research on energy utilization has continued up to now, such as the efficient combustion and power generation of fossil fuels, the efficient conversion and transfer of heat energy, etc[1].The process of energy utilization mainly includes two aspects, one is the transformation of energy, and the other is the transfer of energy [2]. In the process of energy transfer, efficient heat exchange equipment, such as heat exchanger, is needed.Heat exchanger is a kind of energy-saving equipment which can transfer heat between two or more fluids with different temperatures[3]. It can transfer heat from the fluid with higher temperature to the fluid with lower temperature, and make the fluid temperature reach the index specified in the process, so as to meet the needs of process conditions. It is also one of the main equipment to improve energy utilization efficiency. The heat exchanger industry involves nearly 30 kinds of industries, such as HVAC,pressure vessel, reclaimed water treatment equipment, chemical industry, petroleum, etc[4].

The research on high efficiency heat exchanger has always been a hot academic topic at home and abroad. The Heat Transfer Research Inc.（HTFS）established in 1962 has made great contributions to the research on the heat transfer mechanism, two-phase flow, vibration, fouling, simulation and test of high efficiency heat exchanger[5].HTFs established in England in 1967, has also been engaged in heat exchange and fluid related research of heat exchanger for a long time, accumulating a large number of research results, and has been applied in construction, industry, transportation and other industries[6].In the 1950s, the relatively advanced western heat exchanger design and other related concepts were introduced to China. After a period of digestion and absorption, in the 1980s, China gradually owned the independent research and development of the heat exchanger industrial system.In recent years, with the implementation of China's energy conservation and emission reduction policies and environmental protection policies, there is another high-efficiency heat transfer

Funding:This study was funded by scientific research project of Tianjin Municipal Education Commission(grant number:2019KJ109).

technology research climax in China. For example, the key laboratory of heat flow science and engineering of ministry of education of Xi'an Jiaotong University, Tsinghua University and other scientific research institutions study on efficient heat and mass transfer, which makes the research of efficient heat exchanger in China take the lead in the world[7].

There are many kinds of heat exchangers, and there are many researches on them. Based on the field synergy theory, this paper proposes a new type of plate heat exchanger, which is based on the plate heat exchanger, adding a Z-shaped baffle on the plate surface of the heat exchanger to separate the hot and cold fluid on both sides of the baffle plate.At the same time, the numerical simulation technology is used to study the fluid flow, temperature distribution and efficiency of the heat exchanger.

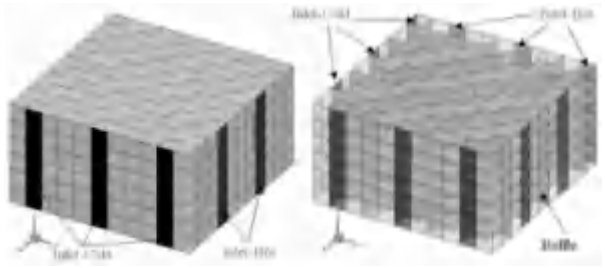


Fig.1 The structure of heat exchanger

2. Materials and models

2.1 Physical models

The structure of the new heat exchanger is shown in Fig.1. This type of heat exchanger is optimized on the basis of plate heat exchanger. Reverse, interval and cross flow of cold and hot fluid in the heat exchanger. In Fig.1, the red area represents the hot fluid flow inlet area, the blue area represents the cold fluid inlet area, and the yellow area inside the heat exchanger is the cold and hot fluid separator.The fluid area of each layer of heat exchanger is divided into hot and cold fluid areas through baffles. The hot and cold fluid flows in opposite directions on both sides of the "Z" baffles, and the specific flow rule is shown in Fig.2.In this figure, the red area represents the hot fluid flow area, and the blue area represents the cold fluid flow area. The two fluids flow in opposite directions, forming a vertical impingement heat exchange at the wall. The multi-layer fluid flow area is superposed to form a complete heat exchanger structure.

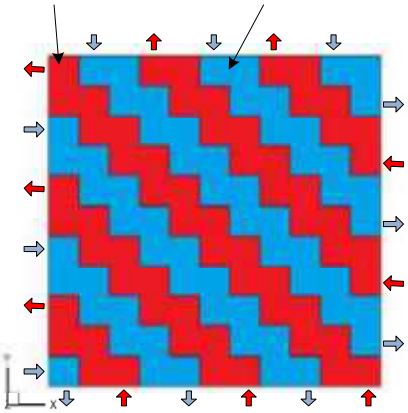


Fig.2 The fluid flow channel inside the heat exchanger

2.2 Mathematical models

When the fluid flows in the heat exchanger, a velocity boundary layer and a temperature boundary layer will be formed on the wall of the heat exchanger, and a mass boundary layer will be formed on the wall when there is mass exchange of the fluid[8]. The specific boundary layer distribution is shown in Fig.3. The boundary layer is divided into velocity and enthalpy boundary layer.

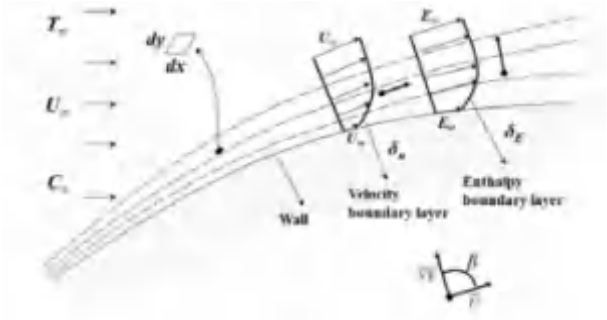


Fig.3 The boundary layer distribution of the flow

When CFD numerical simulation technology is used to analyze the flow and heat transfer characteristics inside the heat exchanger, the governing equations on mass, momentum, energy, and species conservation can be written as the following equation[9-11]:

$$\frac{\partial(\rho\varphi)}{\partial t} + \mathrm{div}(\rho\varphi) = \mathrm{div}(\Gamma\,\mathrm{grad}\varphi) + S_\varphi \qquad (1)$$

Table 1. Parameters of the governing equations

	ϕ	Γ_ϕ	S_ϕ
Continuity	1	0	0
Momentum	v_i	μ	$-\frac{\partial p}{\partial x_i}+S_i$
Energy	T	$\frac{k}{c_p}$	$\frac{S_T}{c_p}$
Component	m_l	D_l	S_l

In this equation, ϕ is a variable that has a value of 1 for mass conservation, vfor momentum conservation, Tfor energy conservation, and m denotes the component solution. ρ is fluid density, Γ_ϕ is the diffusion coefficient, and S_ϕ is the source term. Parameters of the governing equations can be found in Table 1.Among them, because of the condensation phenomenon in the flow process of the flue gas, there is a change of water vapor pressure variation, so the source term $-\frac{\partial p}{\partial x_i}+S_i$ is added in the momentum equation.Similarly, the related source $\frac{S_T}{c_p}$ and S_l are added to the energy equation and the component equation.

In the standard $k-\varepsilon$ model, vi is the velocity component for three directions, i=1,2,3. The turbulent kinetic energy k and the turbulent dissipation rate ε of the transport equation are obtained from the following transport equation:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho v_i k)=\frac{\partial}{\partial x_i}[(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k})\frac{\partial k}{\partial x_i}]+G_k+G_b-\rho\varepsilon-Y_M+S_k \quad (2)$$

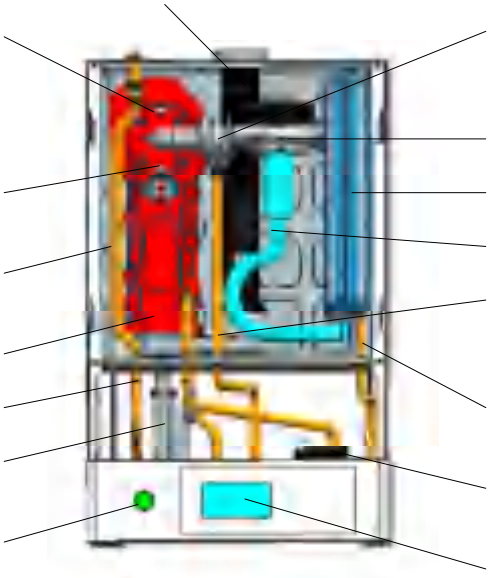
$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho v_i \varepsilon)=\frac{\partial}{\partial x_i}[(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k})\frac{\partial k}{\partial x_i}]+C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}(G_k+C_{3\varepsilon}G_b)-C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k}+S_\varepsilon \quad (3)$$

In the above equations, Gk is the generation of turbulence kinetic energy due to mean velocity gradients. Gb is the generation of turbulence kinetic energy due to buoyancy. YM is the contribution of fluctuating dilatation in compressible turbulence to the overall dissipation rate. μt is coefficient of turbulent viscosity. C1ε, C2ε, and C3ε are constants valued at 1.44, 1.92 and 0.09, respectively. σk and σε, respectively valued at 1.0 and 1.3 are turbulent Prandtl numbers for k and ε, respectively. Sk and Seare source terms.

It is well-known that several approaches to the near-wall modeling of turbulence, standard wall functions, nonequilibrium wall functions, and enhanced wall treatment are available. Specific mesh requirements are applied for each of these near-wall modeling options[12-14]. For this case and data file, for standard wall functions each wall-adjacent cell ’s centroid should be located within the log-law layer at 30 < y+ <300. A y+ value close to the lower bound (y+≈30) is most desirable.

3. Numerical simulation verification and analysis

In the numerical process, different mathematical models and boundary conditions were chosen to simulate the operation characteristics of the heat exchanger under different conditions.In order to ensure the accuracy and reliability of numerical simulation, this paper selects the comparison of experimental data and simulation data in the literature[15] to verify the reliability of numerical simulation results.The numerical simulation model and experimental test platform are shown in the Fig.4.



1-smoke temperature detection sensor,2-igniter,3-burner and heat exchanger,4-condensate recovery processor,5- pressur e gauge,6-control panel,7-circulating pump,8-expansion tan

k connecting pipe,9-gas inlet pipe,10-air suction pipe,11-expansion tank,12-converter fan,13-premixed cavity,14-flue,15-ntc temperature probe,16-return water pipe.

Fig.4 The experiment platform

The comparison results of experiment and numerical simulation are shown in Fig.5.

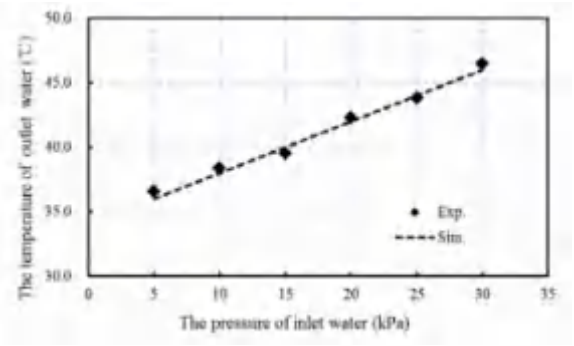


Fig.5 The comparison of the experiment and numerical simulation results

A comparison between experimental and simulation results on flue gas temperatures for the winter condition are shown in Fig.5. It is evident that the outlet water temperature level increases with inlet water pressure. Relative errors between the experimental and simulation result falls within ±5%. The results of the numerical model agree well with those of the experiments.

4 Results and discussion

According to the above verified mathematical model and boundary condition setting principle, the internal flow condition of the heat exchanger of this structure is first simulated and studied. At this time, the setting method of boundary condition is shown in Table 2 below:

Table 2The boundary conditions of the model

	Velocity(m/s)	Temperature(℃)
inlet (H)	1~5	60~90
outlet (H)	outflow	
inlet (L)	1~5	10~40
outlet (L)	outflow	
Wall	coupled	

In the process of numerical simulation, the distribution of temperature and velocity at the inlet of high-temperature and low-temperature water flow is shown in Table 1; the outlet of water flow is in free flow state, and the heat transfer between water walls is in coupling state, including the convection heat transfer on the wall and the heat transfer process of solid pair.Firstly, the simulation results of the flow inlet speed of 3.0m/s, high-temperature flow inlet temperature of 75 ℃, and low-temperature flow inlet temperature of 25 ℃ are analyzed; the temperature distribution in the internal fluid flow channel of the heat exchanger is shown in Fig.6.

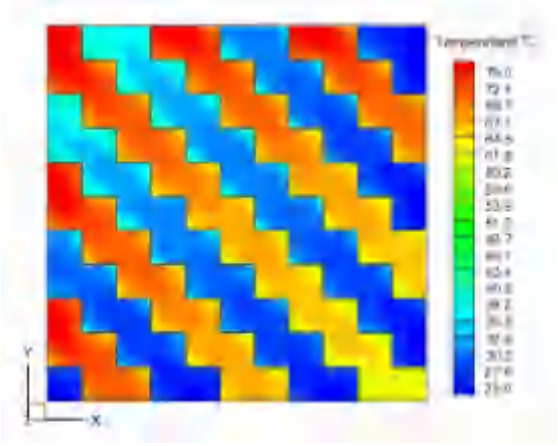


Fig.6 temperature distribution of water flow in heat exchanger

Fig.6 shows the temperature distribution of the central interface in the Z direction of the heat exchanger when the inlet temperature of the high and low temperature water flow is 75℃ and 25℃ respectively, and the inlet water flow speed is 3m/s.It can be seen that in the heat exchanger, the hot and cold water flow through the heat exchange wall from both sides in reverse direction. The water flow path at the diagonal position is longer, and the heat exchange is more sufficient, while the heat exchange area away from the diagonal is smaller, which leads to the weakening of the heat exchange effect.For example, in the two low-temperature flow spaces on the lower left and upper right of the heat exchanger, the range of water temperature change is small, but the lower water temperature outside the heat exchanger can reduce the overall heat dissipation of the heat exchanger to the external environment, so as to improve the heat efficiency of the heat exchanger.

Similarly, the velocity distribution in the fluid flow channel of the heat exchanger under the same working condition is shown in Fig.7.

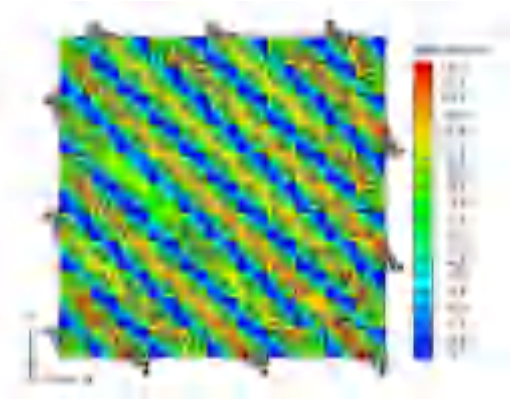


Fig.7 change rule of water flow velocity in heat exchanger

Fig.7 shows the change rule of flow velocity and the distribution characteristics of flow direction in the heat exchanger.It can be seen that in the heat exchanger, the water flow presents the rule of counter current cross flow, and the high and low temperature water flows in opposite intervals. The high-temperature water or low-temperature water is vertically incident to the inside of the heat exchanger from the inlet. After the jet flows to the first heat exchange wall, change the direction and enter the adjacent heat exchange space. Then change the direction on the heat exchange wall of the jet channel and continue until the water outflow.At the same time, the flow on the other side of the wall also shows the same law of motion. On both sides of the same heat transfer wall, the high and low temperature fluid presents the heat transfer condition of vertical jet, which can improve the heat transfer efficiency.

There are two heat transfer interfaces within the heat exchanger. One is the heat transfer interface between the flue gas and gas channel wall surface, and the other is the heat transfer interface between the water and water channel wall. Therefore, there are two dimensionless Nu coefficients of heat convection written as follows:

$$Nu = \frac{h_c d_0}{\lambda} \tag{4}$$

Where hc is the convective heat transfer coefficient, which can obtained by calculating the heat flux and temperature gradient at different locations within the heat exchanger.d0 is the characteristic length of the heat transfer wall surface, and λ is the heat conductivity coefficient of the heat exchange medium.

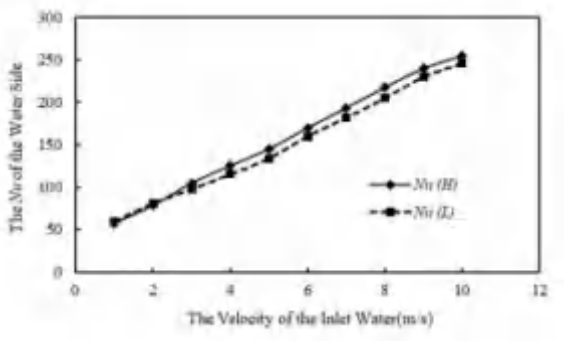


Fig.8 The variation rule of Nu number measured by water flow of heat exchanger with inlet velocity

The change rule of the average heat transfer coefficient of the heat exchanger wall with the flow velocity is shown in Fig.8.

Fig.8 shows the law that the number of Nu on the hot and cold water flow side changes with the inlet water flow speed. It can be seen that the number of Nu measured by the hot and cold water flow increases linearly with the increase of water flow. This is mainly due to the increase of water flow speed, which will improve the convective heat transfer capacity of the heat exchange wall, thus improving the heat exchange capacity of the hot and cold water flow. But the heat transfer capacity of the whole hot water side of the heat exchanger is higher than that of the cold water side. On the one hand, the heat exchange area of the hot water side is larger than that of the cold water side, and on the other hand, the heat properties of the water flow such as Prnumber are different.

According to the simulation results of different water inlet velocities, the variation law of the pressure drop of hot and cold fluid flow in the heat exchanger with the water flow velocity is obtained, as shown in Fig.9.

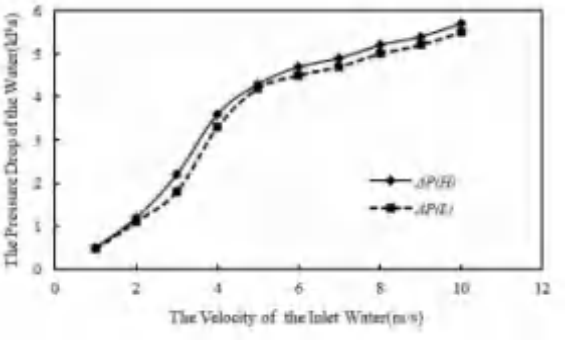


Fig.9 The variation of flow pressure drop with flow inlet velocity in heat exchanger

Fig.9 shows the change rule of pressure drop of high and low temperature water inside the heat exchanger. It can be seen that with the increase of water flow speed, the pressure drop of water flow increases gradually. This is mainly because with the increase of water flow speed, the turbulent energy consumption of water flow inside the heat exchanger increases, which increases the energy consumption of water flow.It can also be seen that the overall pressure drop of hot water flow in the heat exchanger is higher than that of cold water flow, which is mainly related to the design of heat exchanger structure. Because of the different flow space of cold and hot water flow in the heat exchanger, the pressure drop of water flow in the heat exchanger is different.

In the numerical simulation results, the overall thermal efficiency of the heat exchanger can be obtained by statistical calculation of the heat flow at the inlet and outlet of the cold and hot fluid. The thermal efficiency η refers to the proportion of the heat obtained by cold water to the heat provided by hot water.Through the statistical analysis of the results of different calculation conditions, the change rule of the internal thermal efficiency of the heat exchanger with the flow speed is shown in Fig.10.

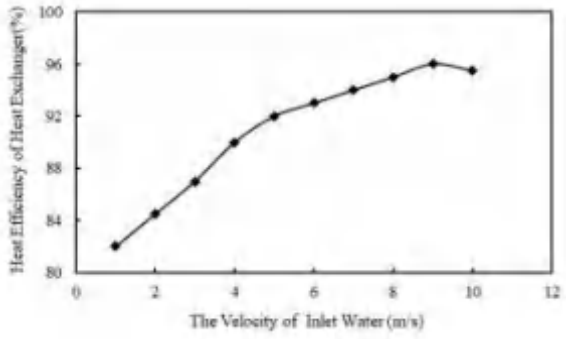


Fig.10 The change rule of heat exchanger thermal efficiency with flow inlet speed

Fig.10 shows the change rule of the overall thermal efficiency of the heat exchanger with the flow velocity of the cold and hot fluid at the inlet and outlet. It can be seen that the change rule of the thermal efficiency and the change rule of the flow pressure drop show a trend.When the flow velocity is lower than 4m / s, the thermal efficiency will increase with the increase of flow velocity linearly. When the flow velocity is higher than 4m/s, the increasing speed of thermal efficiency will decrease gradually. However, when the flow inlet velocity increases to 9m/s, the thermal efficiency of the heat exchanger reaches the peak value of 96%, and then it begins to decline, which is mainly related to the flow state inside the heat exchanger. When the flow velocity increases to 4 m/s, the vertical jet heat transfer condition of water flow in the heat exchanger is weakened, the water flow in the boundary layer of the heat exchange wall is increased, and the growth rate of heat exchange efficiency is weakened.When the flow velocity increases to 9 m/s, the phenomenon of vertical jet weakens, and the flow increases behind the boundary layer of the wall, so the heat transfer efficiency decreases.

5. Conclusion

Based on the synergy theory of enhanced heat transfer field, a new structure of heat exchanger is proposed in this paper. The cold and hot fluid in the heat exchanger presents reverse cross flow law. Firstly, a reasonable numerical simulation model and method are obtained through the verification of test and numerical simulation results, and then the flow and heat transfer conditions of the new structure of heat exchanger are simulated by the verified numerical simulation technology.The results are as follows:

1. A new type of reverse cross flow heat exchanger model is obtained by using the field synergy theory, and the K-ε turbulence model is used for numerical simulation.

2. Through the simulation and analysis of the temperature and velocity distribution in the heat exchanger, it is found that the heat exchanger can effectively improve the uniformity of the temperature distribution in the heat exchanger.

3. In the heat exchanger of this structure, when the water flow inlet is 9m / s, the heat efficiency of the heat exchanger reaches the highest value of 96%.

Reference

1. Sorknæs P, Lund H, Skov IR, Djørup S, Skytte K, Morthorst PE, Fausto F (2020) Smart Energy M arkets - Future electricity, gas and heating markets. Renewable and Sustainable Energy Reviews 119:109

655. doi:10.1016/j.rser.2019.109655
2. Jackson GS, Imponenti L, Albrecht KJ, Miller DC, Braun RJ (2019) Inert and Reactive Oxide Particles for High-Temperature Thermal Energy Capture and Storage for Concentrating Solar Power. Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME 141 (2). doi:10.1115/1.4042128
3. Silaipillayarputhur K, Khurshid H (2019) The design of shell and tube heat exchangers – A review. International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development 9 (1):87-102. doi:10.24247/ijmperdfeb201910
4. Raveendran PS, Sekhar SJ (2019) Investigation on the energy and exergy efficiencies of a domestic refrigerator retrofitted with water-cooled condensers of shell-and-coil and brazed-plate heat exchangers. Journal of Thermal Analysis and Calorimetry 136 (1):381-388. doi:10.1007/s10973-018-7742-5
5. Zhang J, Zhu X, Mondejar ME, Haglind F (2019) A review of heat transfer enhancement techniques in plate heat exchangers. Renewable and Sustainable Energy Reviews:305-328. doi:10.1016/j.rser.2018.11.017
6. Awais M, Bhuiyan AA (2018) Heat and mass transfer for compact heat exchanger (CHXs) design: A state-of-the-art review. International Journal of Heat and Mass Transfer 127:359-380. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.08.026
7. Abou Elmaaty TM, Kabeel AE, Mahgoub M (2017) Corrugated plate heat exchanger review. Renewable and Sustainable Energy Reviews 70:852-860. doi:10.1016/j.rser.2016.11.266
8. Erbay LB, Uğurlubilek N, Altun Ö, Doğan B (2017) Numerical Investigation of the Air-Side Thermal Hydraulic Performance of a Louvered-Fin and Flat-Tube Heat Exchanger at Low Reynolds Numbers. Heat Transfer Engineering 38 (6):627-640. doi:10.1080/01457632.2016.1200382
9. Sheikholeslami M, Ganji DD, Gorji-Bandpy M (2016) Experimental and numerical analysis for effects of using conical ring on turbulent flow and heat transfer in a double pipe air to water heat exchanger. Applied Thermal Engineering 100:805-819. doi:10.1016/j.applthermaleng.2016.02.075
10. Laskowski R (2014) The black box model of a double-tube counter-flow heat exchanger. Heat Mass Transfer 51 (8):1111-1119. doi:10.1007/s00231-014-1482-2
11. Su H, Wang J, He F, Chen L, Ai B (2019) Numerical investigation on transpiration cooling with coolant phase change under hypersonic conditions. International Journal of Heat and Mass Transfer 129:480-490. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.09.123
12. Zhang G, Wang B, Li X, Shi W, Cao Y (2019) Review of experimentation and modeling of heat and mass transfer performance of fin-and-tube heat exchangers with dehumidification. Applied Thermal Engineering 146:701-717. doi:10.1016/j.applthermaleng.2018.10.032
13. Dutta OY, Nageswara Rao B (2018) Investigations on the performance of chevron type plate heat exchangers. Heat Mass Transfer 54 (1):227-239. doi:10.1007/s00231-017-2107-3
14. Kilic M (2018) A numerical analysis of transpiration cooling as an air cooling mechanism. Heat and Mass Transfer 54 (12):3647-3662. doi:10.1007/s00231-018-2391-6
15. Cao W, Liu F, You XY (2018) Performance of casting aluminum-silicon alloy condensing heating exchanger for gas-fired boiler. Heat Mass Transfer 54 (7):1951-1960. doi:10.1007/s00231-018-2284-8

一种基于时序频域分解的负荷预测方法研究

李　毅，彭晋卿，邹　斌，罗正意

（湖南大学，长沙　410082）

［摘　要］准确的建筑能耗预测对建筑能源系统的智能高效运行起着至关重要的作用。为了更好地挖掘海量数据中蕴含的有效信息,提高短期负荷预测精度,针对负荷数据时序性和非线性的特点,本研究基于湖南省某办公楼的能耗数据，旨在提出一种基于专家知识与机器学习算法集成的短期电力负荷预测模型。该模型通过频域分解方法将原始数据分解为日周期、周周期、低频分量和高频分量四个部分。日周期分量具有较强的周期性，可以直接采用差分整合移动平均自回归模型（ARIMA）进行预测；低频分量可以用线性回归进行预测；对于高频分量采用集成 ENN 和长短期记忆神经网络（LSTM）模型进行预测。实验结果表明，该方法相比其他先进的单一预测模型有效提高了预测准确率。

［关键词］时序频域分解；数据采集；负荷预测；均方根误差

0　引言

随着我国经济的飞速发展和用户对建筑舒适性要求的提高，建筑用能需求逐年增加。电力作为最重要的二次能源,在能源系统和全球经济中起着至关重要的作用。对未来短期电力负荷需求的准确预测不仅能为电网运营商和零售商提供即时电力信息,以制定经济的发电计划，优化售电策略，而且有助于终端用户实现智能高效的建筑能源系统运维[1]。另一方面,随着数字化进程的加快以及通讯技术的发展,智能电网系统对负荷的采集频率和数据准确性也不断提升,为负荷特性分析和负荷预测提供了高质量、海量化的数据集,为短期电力负荷的预测提供了数据基础。

能耗数据具有时序性和非线性的特点,并且其受需求波动、人员流动等诸多不确定性因素的影响，给建筑能耗的预测带来了巨大挑战。然而，由于其显著的社会和经济价值，迄今为止，已经提出了许多模型来解决负荷预测问题，这些模型可以分为两大类：第一类是机器学习分析方法，其中，神经网络由于其强大的数据处理能力得到了广泛应用。Park 等人[1]证明了人工神经网络适合在训练集的负荷和温度模式数据之间进行插值，以确定未来的负荷模式。然而，他们的模型在人们有特定开始工作的日期，比如周一，误差较大，因为他们只利用温度信息。为了解决这个问题，部分研究者在特征中加入了时间信息，根据工作日模式和周末模式分别建立预测模型[2, 3]。此外，许多研究人员试图将人工神经网络与其他算法相结合来提高模型性能。Singh 等人[4]将进化方法与人工神经网络相结合，并在 2018 年用一个连续优化实验框架对模型进行了验证。虽然人工神经网络可以有效描述特征之间的非线性关系，但人工神经网络是一种点到点的映射，缺少对时序数据相关性的考量，需要人为添加时间特征保证预测精度。

对于时间序列数据的预测，部分研究者提出时间序列分析方法。其中，长短期记忆神经网络（LSTM）模型作为一种有效的非线性循环神经网络，由于其能够保存历史信息，兼顾数据的时序性和非线性关系，被广泛应用于能耗预测领域。孙等人提出了在 LSTM 模型中选择有效特征的方法用于负荷消耗预测[5]。Nespoli 等人[6]探究了不同特征的数据质量对 LSTM 负荷预测精度的影响。Hossain 等人[7]基于天气数据和时间特征利用 LSTM 实现单步提前负荷和多步日间滚动范围预测，并在 2020 年取得了比其他机器学习模型更好的性能。LSTM 网络模型虽然可以充分反映输入数据序列时间中的长期历史过程，但并不能挖掘非连续数据之间的有效信息和潜在关系。同时，专家知识通常仅用于特征工程，并没有与机器学习算法完全集成。

为了将专家知识集成至机器学习预测模型，并进一步提高模型预测精度。本研究基于湖南省设计院某办公建筑的能耗数据，旨在提出一种基于专家知识与机器学习算法集成的短期电力负荷预测模型。该模型通过频域分解方法将原始数据分解为日周期、周周期、低频分量和高频分量四个部分，并分别研究各个分量的特性，采用相应的预测模型，实验结果表明，该方法相比其他先进的单一预测模型有效提高了预测精度。

1 时序频域分解理论

建筑负荷的无序性为建筑能耗的预测带来了巨大的挑战。办公建筑电力负荷的变化主要受人们生产、生活规律的支配呈现出规律性、季节性和周期性等特性以及气象等众多相关因素的影响，因此负荷中必然存在随机变化的分量。基于时序频域分解的负荷分解方法以有限傅里叶分解与重构的形式将负荷序列分解为固定周期分量、无固定周期慢变分解和随机快变分量，部分负荷分量呈现出一定的周期性。

对于任意时间序列X_t(t=1,2, ⋯ ,N),根据频域分析方法利用傅里叶变换做如下分解：

$$X(t)=a_0+\sum_{i=1}^{N-1}(a_i\cos\omega_i t+b_i\sin\omega_i t) \quad (1)$$

式中：a_0为直流分量，即序列X_t的均值；N 为模型所选用历史负荷的数量；a_i表示时域信号中余弦波的成分；b_i为时域信号中正弦波的成分。对X_t做傅里叶分解后，得到彼此正交的谐波信号。利用负荷变化周期性的特性，并根据角频率ω_i和系数a_i、b_i的大小，可将时间序列X_t分解为如下形式：

$$X(t)=a_0+D(t)+W(t)+L(t)+H(t) \quad (2)$$

考虑到负荷具有时序性和周期性的特点，将负荷序列X_t分解为$a_0+D(t)$代表日周期分量，$W(t)$代表周周期分量，$L(t)$代表慢变分量，也称为低频分量，可视为一个平稳的时间序列；$H(t)$是随机快变分量，也称为快变分量，主要体现为负荷变化的随机性。

2 数据采集及处理

2.1 数据采集

在本研究中，建筑能耗预测所采用的数据分为两部分：一是湖南省某办公楼 2017 年 1 月 1 日至 2020 年 11 月 30 日近四年的能耗数据，采样周期为 1 小时。该办公楼分为南北两区，每区均有七层。其中，一至三层的空调主机采用地源热泵机组，另外四层采用风冷热泵机组。该办公楼的配电房在高压侧总进线柜与空调机组变压器侧均安装有智能电表，地源热泵机组和风冷热泵机组的数据分别计量，并将逐时能耗数据通过施耐德平台可视化。气象参数由湖南省气象信息中心提供，参数主要包括逐时温度、湿度、风速、风向和水平太阳辐射强度。数据采集平台如图 1 所示。为了研究方便，本研究仅对风冷热泵机组的能耗进行预测。

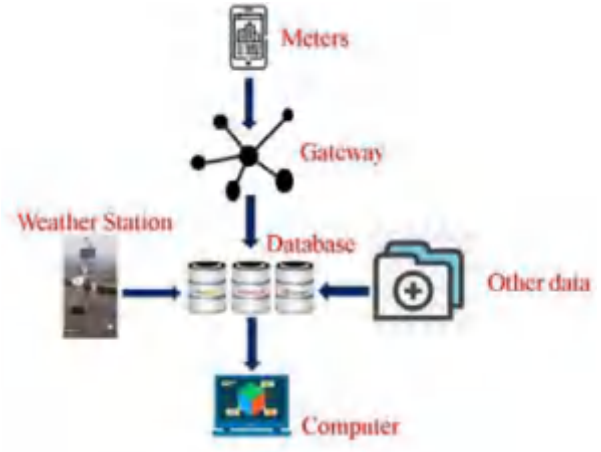


图 1 数据采集平台示意图

2.2 数据预处理

在数据采集过程中，原始数据会因传感器故障或者电网临时断路等问题存在异常值和缺失值。基于负荷数据具有连续性的假设，我们运用滑动窗口方式发现异常值。与窗口中其他点的距离超过给定阈值的数据点被视为异常值，需要将该样本删除，然后通过线性插值的方式补全缺失值。处理部分结果如图 2 所示。

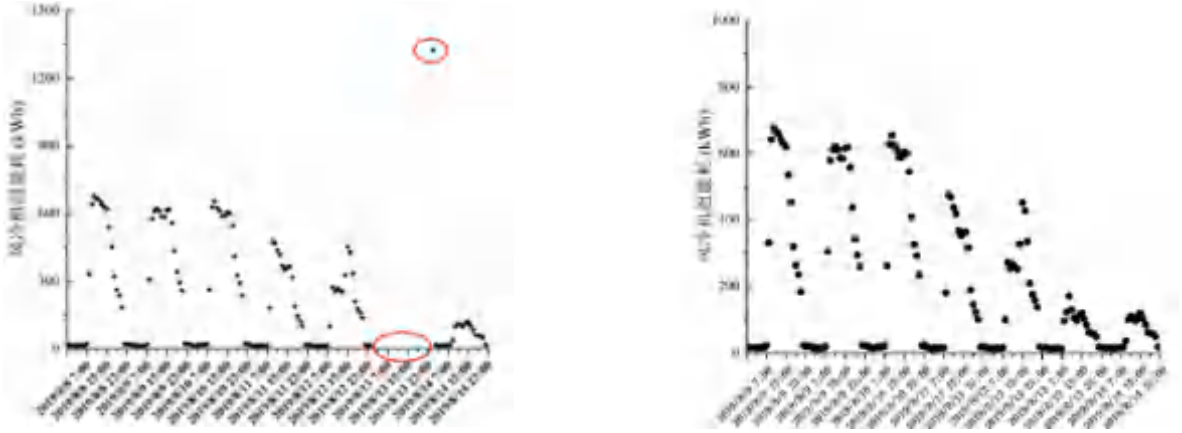
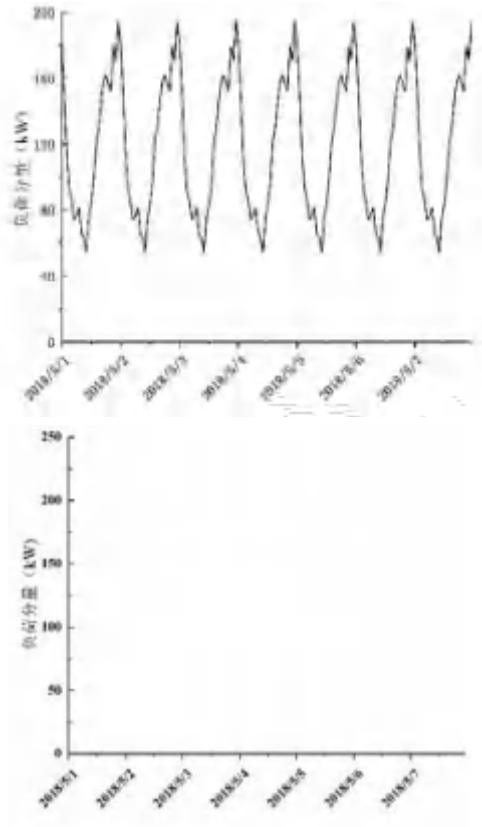


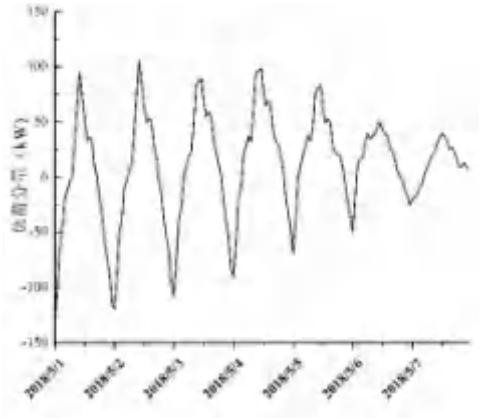
图 2（a）未经过异常值处理的原始数据图 2（b）经过异常值处理的数据

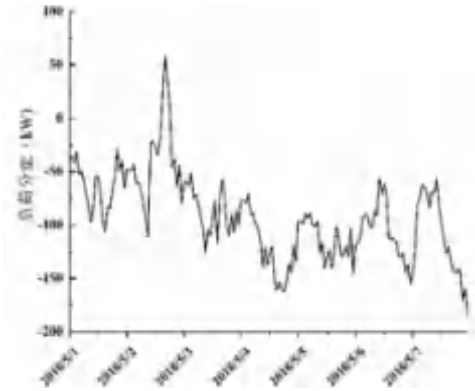
图 3 为根据频域分解后的四个分量。可以看出：日周期分量分布规律明显，具有较强的周期性，可以

直接根据前一日同一时刻的能耗数据运用差分整合移动平均自回归模型（ARIMA）进行预测。但是由于该办公建筑负荷没有周的周期性，故经过频域分解后周周期分量为 0。低频分量是一条平滑的曲线，可以运用简单的线性回归模型预测。高频分量波动较大，但是比原始负荷序列平缓。本模型的关键为高频分量的预测。本研究采用集成 ENN 和 LSTM 的深度学习模型预测高频分量。



（a）日周期分量（b）周周期分量





（c）低频分量（d）高频分量

图 3 一周能耗的负荷分解分量示意图

建筑能耗预测所用的数据特征具有不同的量纲单位，如果不消除特征之间的量纲影响，那么数量级大的输入变量将主导建模过程，将导致模型预测结果只受单一或部分变量的影响。因此，需要原始数据集进行数据标准化处理。目前常用的数据标准化处理有离差标准化、标准差标准化两种处理方法，见表 1。

因为建筑能耗数据集特征值的上下限会随着时间而发生改变，而且数据集的样本量足够大，所以本文采用了基于标准差的方法对特征进行标准化处理。

2.3 特征数据构建

特征工程构造得到的数据相关性通过 Pearson 相关系数 r 实现量化评价，具体表达式如下：

$$r=\frac{N\sum x_i y_i-\sum x_i\sum y_i}{\sqrt{N\sum x_i^2-\left(\sum x_i\right)^2}\sqrt{N\sum y_i^2-\left(\sum y_i\right)^2}} \tag{3}$$

式中：N 为数据集的长度；x_i 和 y_i 代表两组特征向量。

根据专家知识并观察负荷曲线，负荷总是在周六和周一出现变动，即工作日和休息日的转换引起的负荷变动，由于转换改变了负荷模式并增加了负荷预测的难度，模型在这些日子的预测误差易于变大。因此，要预测的日期是星期六还是星期一也作为虚拟变量添加到输入变量中。工作日负荷模式不同于周六、周日和周一负荷模式，并将周一视为特殊数据。因此，选择星期六和星期一作为描述日历效应的输入特征具有明确的物理意义，这是负荷预测问题的一般准则。根据专家知识，初步确定特征向量包括：气象参数（温度、湿度、风速、风向和水平太阳辐射强度、直接太阳辐射强度）、历史负荷和时间相关的特征（月份、星期、年、日期、时间）。

表 1 数据标准化处理方法比较

	离差标准化	标准差标准化
不足之处	受最大、最小值影响	样本量太少可能导致结果出现偏差
适用场景	传统精确小数据场景	最大、最小值未知或存在离群点等的嘈杂大数据场景

下图为根据 Pearson 相关系数绘制的特征热力图：

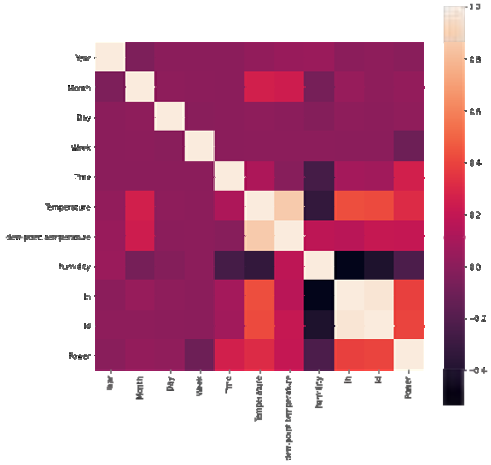


图 4 特征向量相关系数矩阵热图

从图中可以看出：建筑能耗与室外温度、风速、相对湿度、水平太阳辐射强度等气象参数和月份、星期等时间特征存在较强的相关性。根据陈卓等人[8]的研究发现，当选用历史负荷为 4 天时，能耗预测的误差较小。因此选择这些参数作为高频分量的特征向量。

2.4 评价指标

为了评估模型的预测性能，参考国家电网有限公司评价负荷预测指标，本研究选用均方根误差（Root Mean Square Error，RMSE）指标作为性能指标来检验和衡量算法模型的精确度和效果。表达式如式所示。

$$RMSE=\sqrt{\frac{1}{m}\sum_{t=1}^{m}\left(y_t-\hat{y}_t\right)^2} \tag{4}$$

式中：m 为预测的总次数；y_t 和 $\hat{y}_t$ 分别代表 t 时刻能耗的真实值和预测值。均方根误差能够使真实值与预测值在同一量级，更直观地展示预测模型的总体效果。

3 模型训练与结果分析

3.1 模型训练

为了充分利用数据，本研究采用四折交叉验证方法。将数据样本均分为四折，每次用其中三折作为训练集，另外一折作为测试集。以保证模型预测的准确性。

本研究的日周期分量、周周期分量、低频分量、高频分量的预测均基于 Keras 深度学习工具的 Tensorflow 框架，该框架可以实现在 Tensorflow、Theano 和 CNTK 之间进行后端切换，提供高层的神经网络编程接口。

对于高频分量的预测采用了 EnLSTM 网络模型，它可以处理时间序列数据。在本实验中，该网络模型采用一个包含 40 个神经元的 LSTM 层和一个包含 20 个神经元的完全连接层。为了避免模型过拟合，在 LSTM 层使用了比率为 0.3 的 Dropout，并且在完全连接层和输出层之间进行批量归一化。选用 ReLu 作为激活函数。模型的超参数采用贝叶斯优化算法进行调整，其基本思想是首选一个对目标函数的先验分布模型，然后利用后续新获取到的信息，来不断优化该猜想模型，使模型越来越接近真实的分布。最终确定该模型的超参数如下：

ENN 的尺寸为 100，平滑系数为 1，其他超参数均采用默认值。

3.2 预测结果分析

运用频域分解方法和基本框架训练模型，对各个分量进行预测，然后将各部分的预测值相加即可以得到最终的预测结果，本研究选用一周最终的预测值与实际值的对比如图 5 所示。从图中可以看出最终预测结果与实际值接近，并且该模型的均方根误差为 6.75%。

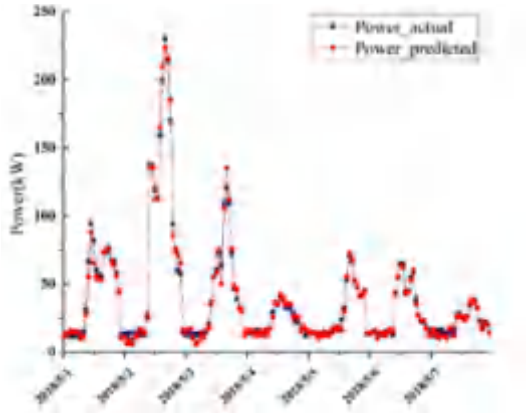


图 5 预测值与真实值对比情况

本研究对采用相同网络框架的 ARIMA、LSTM、CNN-LSTM、EnLSTM 等先进的深度学习模型进行对比，不同预测模型的相对误差如表 2 所示。

表 2 不同预测模型的相对误差对比结果

预测方法	ARIMA		LSTM	CNN-LSTM	EnLSTM	频域分解
RMSE（%）	23.32	16.24		11.31	8.54	6.75

结果表明，运用基于频域分解的负荷预测模型可以从波动较大、毫无规律的能耗曲线中分解出具有周期性规律的分量，方便运用机器学习模型进行短期电力负荷的预测，从而使模型精度得以提高。

4 结论

本研究针对具有不规律的电力负荷，结合专家知识运用时序频域分解方法将电力负荷分解为具有规律的日周期分量、周周期分量、低频分量和高频分量，并针对各个分量的特性采用不同的预测模型进行预测，进而得到具有较高预测精度的短期电力负荷预测模型。对于波动较大的高频分量，采用一种集成 ENN 和 LSTM 的神经网络模型，充分考虑了负荷序列的时序性和非线性的特点，整体提高了负荷预测精度。

致谢

本文得到湖南省科技创新计划湖湘高层次人次项目（2020RC5003）、住房和城乡建设部 2020 年科学技术项目计划（2020-K-165）和湖南省优秀博士后创新人才（2020RC2017）项目的支持，在此表示感谢！

参考文献

[1] Park DC, El-Sharkawi M, Marks R, Atlas L, Damborg M. Electric load forecasting using an artificial neural network. IEEE Trans Power Syst 1991;6(2):442–9

[2] Lusis P，Khalilpour KR，Andrew L，Liebman A．Short-term residential load forecasting: impact of calendar effects and forecast granularity. Appl Energy 2017;205:654–69

[3] 刘洋,许立雄.适用于海量负荷数据分类的高性能反向传播神经网络算法[J].电力系统自动化,2018,42(21):96-103.DOI: 10.7500/AEPS20171215005.

[4] Singh P，Dwivedi P．Integration of new evolutionary approach with artificial neural network for solving short term load forecast problem. Appl Energy 2018;217:537–49

[5] Sun G, Jiang C, Wang X, Yang X. Short-term building load forecast based on a data- mining feature selection and LSTM-RNN method. IEEE Trans Electr Electron Eng 2020;15(7):1002–10. doi: 10.1002/tee.23144．

[6] Nespoli A，Ogliari E，Pretto S，Gavazzeni M，Vigani S，Paccanelli F．Data quality analysis in day-ahead load forecast by means of LSTM. In: Proceedings of the IEEE international conference on environment and electrical engineering and IEEE industrial and commercial power systems Europe (EEEIC/I&CPS Europe). IEEE; 2020．

[7] Hossain MS，Mahmood H．Short-term load forecasting using an LSTM neural network. In: Proceedings of the IEEE power and energy conference at Illinois (PECI). IEEE; 2020

[8] 陈卓,孙龙祥.基于深度学习 LSTM 网络的短期电力负荷预测方法[J/OL].[2018-01-01].电子技术.http://www.cnki. com.cn/Article/CJFDTotal-DZJS201801011.htm.

一种基于模拟手段的开窗行为描述

简毅文，刘书伟，刘晶晶，孙　荣

（北京工业大学，北京　100124）

［摘　要］本文对北京市某自然通风居住建筑的一个卧室进行了为期一年的测试，采集室内温度、CO2 浓度、室外温度、PM2.5 浓度、风速、室外空气湿度以及窗户的开关状态等数据，并以居住者人体释放的 CO2 为示踪气体，利用质量守恒定律和扩展卡尔曼滤波计算该卧室的动态换气次数。分析了开窗概率和换气次数与室内外气象参数、季节和时间之间的关系。结果表明，仅用开窗概率不能完整描述开窗行为，开窗概率结合通风换气量对开窗行为的描述更加全面。

［关键词］开窗概率；换气次数；扩展卡尔曼滤波；示踪气体法

0 引言

研究表明，住户的开窗行为对居住建筑自然通风性能起着决定性作用，并且显著影响建筑能耗、人体热舒适和室内空气质量等[1]。在过去的二十年中，研究人员致力于确定触发开窗行为的关键因素，尤其是表征发生开窗行为的可能性与触发因素之间的关联，研究结果显示，开窗概率与室内外空气温度、相对湿度、室外风速、风向，季节以及一天中的时间因素显著相关[7]。

然而开窗的重要目的是通过优化通风率来改善室内空气品质和热状况，并且开窗行为会导致换气速率的显着变化。在日本的一项研究中[2]，总换气率的87%是由于开窗行为导致的。丹麦的另一项研究发现[3]，半开窗户的卧室换气速率大约是关窗情况下的两倍。Howard-Reed 的研究表明[4]，开窗

远比风压和热压对换气速率的影响大,并且其增加量与窗的开度大致成比例。上述研究结果表明窗的开度在预测换气速率中的重要作用。实际上，窗户的打开/关闭完全由住户直接控制，这种手动控制会导致窗户开度的随机变化，并且窗的种类、大小各异会导致窗的开度难以进行比较。其次，即使在给定窗户开度的情况下，在人口密集的城市地区，由于建筑物边界条件的复杂性和多样性，很难实时地量化环境因素的影响。

因此，仅用开窗概率表征住户的开窗行为是不全面的，开窗情况下的换气速率也应该作为描述住户与窗户的交互作用的必要部分。基于此，本研究对北京的某住宅内的一间卧室房间进行为期一年的连续测试，测量室内的 CO_2 浓度，室内温度，相对湿度和室外气象参数以及窗户的开关状态。并以居住者自身产生的 CO2 作为示踪气体计算实时动态的换气速率，从开窗概率和换气速率两个方面描述住户的开窗行为，研究其与室内外环境参数和季节效应的关系，为建筑能耗模拟提供有价值的数据。

1 测试对象及方法

本研究对北京市某户住宅卧室自 2017.3.15 至 2018.3.15 进行了为期一年的现场测量。该住宅的建筑面积 80m^2，居住有中年父母两个成年人和一个儿童，被测房间为儿童卧室，所用窗户为上悬平开窗。住宅的平面布局如图 1 所示。



图 1 测量住宅平面布局

现场测量采集的数据包括室内温度、湿度和 CO_2 浓度、门窗开关状态。采用 CKJM-1 磁感应仪实时记录门窗的开关状态，采用 testo-174H 温湿度自记仪和 QD-W1CO_2 浓度自记仪每十分钟连续读取和记录室内温度、湿度和室内外的 CO_2 浓度，仪器测点位置如图 1 所示。

通过室外气象站获得室外温度、湿度、$PM_{2.5}$ 浓度以及风速等气象参数，并按 1 小时的时间间隔转换数据。

入户测量前在实验室进行测试仪器校正，减小入户实测时的误差，并且为提高测量的准确性，CO_2浓度自记仪的放置尽量避免了风口及人员走动频繁的区域。居住者提供了基本的到达和离开测试房间的时间信息，通过门磁感应仪测试数据，又进一步核实确定了人员在室情况。

2 换气速率计算方法

换气次数是评价室内空气质量的常用指标和估算房间通风量的重要依据。Duarte[5]将室内人员释放的 CO_2 作为示踪气体，在考虑 CO_2 测量和释放速率误差影响的情况下利用瞬态质量守恒方程与扩展卡尔曼滤波组成状态观测器计算了某教室的动态换气次数。本文将采用该方法计算研究对象的换气次数。

在一个开窗通风的房间内，根据示踪气体质量守恒可得换气次数的关系式如下：

$$\frac{dC}{dt}=-n(C-C_{out})+\frac{1}{V}S \tag{1}$$

C 为室内 CO_2 浓度，ppm；C_{out}为室外 CO_2 浓度，ppm；n 为换气次数，s-1；t为时间；V为房间体积，m^3；S 为 CO_2 释放速率，cm^3/s，此时n和S为常数。实际上，在开窗房间内n和S都是随时间发生变化的，所以采取“准瞬时”方法，将 CO_2 浓度和释放速率的时间序列划分成连续的时间段 ，每个时间段内，将n和S视为常数。由于 CO_2 浓度测量和释放速率的噪声影响，以及满足卡尔曼滤波的形式要求，将等式(1)改写成如下形式：

$$\begin{cases}\begin{bmatrix}\frac{dc}{dt}\\ \frac{dS}{dt}\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}-n & \frac{1}{V}\\ 0 & 0\end{bmatrix}\begin{bmatrix}c\\ S\end{bmatrix}+\begin{bmatrix}\omega^c\\ \omega^S\end{bmatrix}\\ \begin{bmatrix}c'\\ S'\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}1 & 0\\ 0 & 1\end{bmatrix}\begin{bmatrix}c\\ S\end{bmatrix}+\begin{bmatrix}v^c\\ v^S\end{bmatrix}\end{cases} \tag{2}$$

C 为无噪声的相对 CO_2 浓度，ppm；C'为被噪声影响的C；ω^C、v^C为与C相关的过程噪声和测量噪声；S'为被噪声影响的S；ω^C、v^C为与S相关的过程噪声和测量噪声。为了预估动态的换气次数，需要将n转换成状态变量，并且考虑到等式(2)中dc/dt的非线性，故本方法利用自适应扩展卡尔曼滤波的离散形式[5]，将等式(2)改写成如下形式，

$$\begin{cases}\begin{bmatrix}c_{k+1}\\ S_{k+1}\\ n_{k+1}\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}f_k(c_k,S_k,n_k)\\ S_k\\ n_k\end{bmatrix}+\begin{bmatrix}r_k^c\\ r_k^S\\ r_k^n\end{bmatrix}\\ \begin{bmatrix}c_k'\\ S_k'\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}1 & 0 & 0\\ 0 & 1 & 0\end{bmatrix}\begin{bmatrix}c_k\\ S_k\\ n_k\end{bmatrix}+\begin{bmatrix}v_k^c\\ v_k^S\end{bmatrix}\end{cases} \tag{3}$$

其中，$f_k(c_k,S_k,n_k)=e^{-n_k\Delta}c_k+(1-e^{-n_k\Delta})\frac{S_k}{n_kV}$

过程噪声向量r_k服从零均值，协方差矩阵为R的正态分布白噪声[5,6]，即$r_k\sim N(0,R)$。$v_k\sim N(0,V)$，为测量噪声的协方差矩阵。

为了进一步描述扩展卡尔曼滤波器，将等式(3)改成如下形式：

$$\begin{cases}x_{k+1}=F_k(x_k)+r_k\\ z_k=Hx_k+v_k\end{cases} \tag{4}$$

x_k为状态向量，z_k为测量向量。该滤波器包含两个阶段：预测阶段和更新阶段。预测阶段的计算如下：

$$\hat{x}_{k|k-1}=F_{k-1}(\hat{x}_{k-1}) \tag{5}$$

$$P_{k|k-1}=A_{k-1}P_{k-1}A^T{}_{k-1}+R \tag{6}$$

$\hat{x}_{k-1}$为$k-1$时刻的预测状态向量；$\hat{x}_{k|k-1}$为由$k-1$时刻预测的k时刻状态向量；P_{k-1}为$k-1$时刻误差协方差矩阵；$P_{k|k-1}$为由$k-1$时刻预测的k时刻误差协方差矩阵；其中，

$A_k=\left.\frac{dF_k}{dx_k}\right|_{\hat{x}_k}$。

更新阶段的计算如下：

$$Q_k=HP_{k|k-1}H^T+V \tag{7}$$

$$K_k=P_{k|k-1}H^TQ_k^{-1} \tag{8}$$

$$\hat{x}_k=\hat{x}_{k|k-1}+K_k(z_k-H\hat{x}_{k|k-1}) \tag{9}$$

$$P_k=(I-K_kH)P_{k|k-1}(I-K_kH)^T+K_kVK_k^T \tag{10}$$

Q_k为测量残差协方差矩阵；Q_k^{-1}为Q_k的逆矩阵；K_k为卡尔曼增益；K_k^T为K_k的转置矩阵；z_k为k时刻的测量向量；I为单位矩阵。根据预测和更新两个阶段的计算可以实现对下一时刻状态向量的估计。为启动计算程序，需要设定初始预测向量$\hat{x}_0$和误差协方差矩阵P_0，也需要已知噪声协方差矩阵R和V。

3 结果与讨论

3.1 换气次数与开关窗状况

基于本研究的房间换气次数计算方法，计算得到测试房间实时的换气次数数据。对该房间的换气次数和开窗时长进行统计分析。

如图 2 所示，不同季节的日平均开窗时长之间有显著差异，夏季日平均开窗时长为 819min/d，而冬季

仅为 17 min/d。春季和秋季日平均开窗时长基本相等分别为 347min/d 和 344min/d。

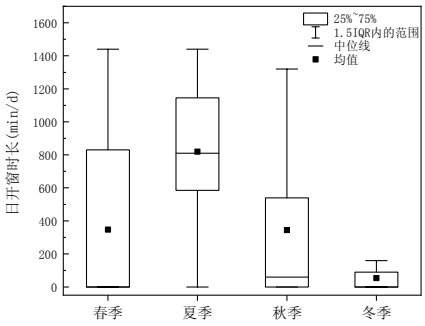


图 2 各季节日开窗时长

如图 3 所示：各季节开窗时段换气次数平均值分别为 2.11h^{-1}，2.31h^{-1}，1.48h^{-1}，0.89h^{-1}，春、夏季换气次数明显大于秋、冬季换气次数。各季节关窗时段换气次数平均值分别为 0.51h^{-1}，0.38h^{-1}，0.42h^{-1}，0.33h^{-1}，远小于开窗时换气次数，说明开窗对通风换气量的影响极大。

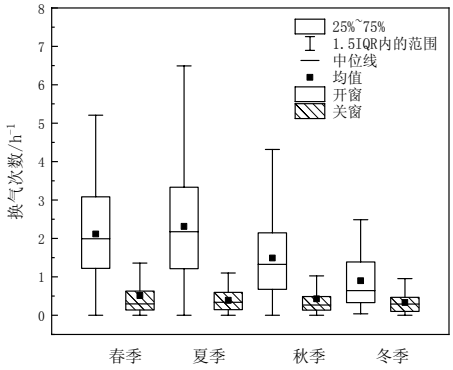


图 3 各季节开关窗换气次数

3.2 室外气象因素影响

现场研究发现室外气象参数对开窗行为存在影响。本研究对开窗概率和换气次数与室外气象参数的关系进行了分析，关系趋势如图 4、5、6、7。

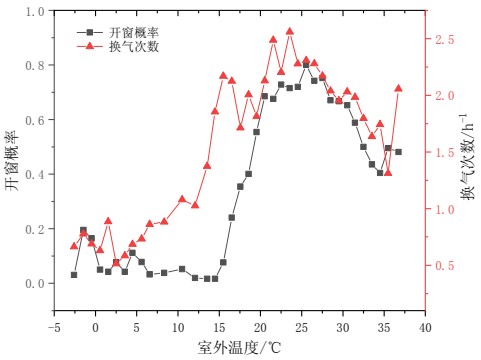


图 4 换气次数、开窗概率与室外温度关系

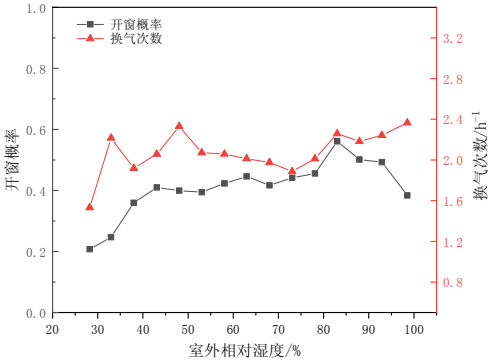


图 5 换气次数、开窗概率与室外湿度关系

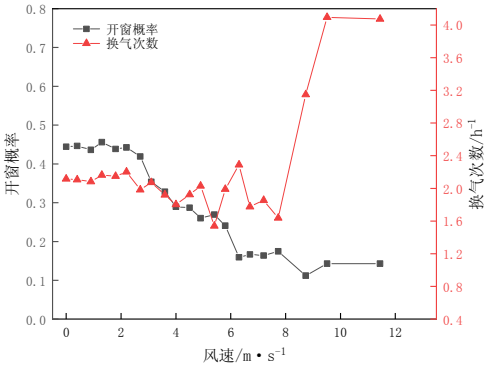


图 6 换气次数、开窗概率与室外风速关系

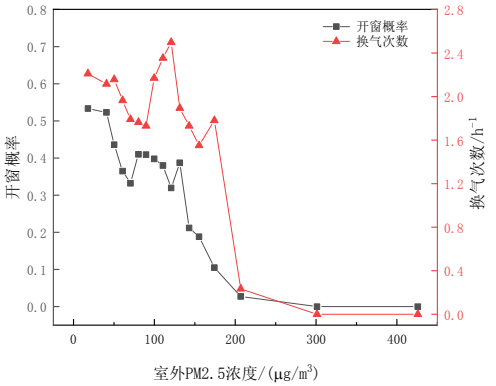


图 7 换气次数、开窗概率与室外 PM2.5 浓度

图 4 所示为开窗概率和换气次数与室外温度的关系，两者的变化趋势基本一致，但当室外温度 5℃~15℃时，开窗概率保持平稳，而换气次数显著增大，表现出一定的差异性。当室外温度大于 16℃时，开窗概率随室外温度的升高而迅速增大，在 26℃左右达到峰值 0.8，随后呈下降趋势。当室外温度大于 5℃时，换气次数随室外温度升高逐渐增大，在 22℃左右达到峰值 2.5h^{-1}，随后呈下降趋势。

图 5 所示为开窗概率和换气次数与室外湿度的关系。开窗概率随室外空气湿度的增大而增大，在室外湿度等于 85%时，开窗概率达到峰值 60%，随后呈

下降趋势。而换气次数基本保持平稳，随室外湿度的变化不明显，与开窗概率也无明显关系。

图 6 所示为开窗概率和换气次数与风速的关系。当风速小于 3m/s 时，开窗概率维持在 45%左右；当风速大于 3m/s 时，开窗概率随着风速的增加呈下降趋势。当风速小于 8m/s 时，开窗时的平均换气次数保持平稳，维持在 2.1 h^{-1} 左右，与开窗概率的变化趋势不一致，表现出一定的差异性。当风速大于 8m/s 时，换气次数陡增至 4.0 h^{-1}，此时的开窗概率已降至很小。

图 7 所示为开窗概率和换气次数与室外 $PM_{2.5}$ 浓度的关系，当 PM2.5 浓度大于 150 μg/m^3 时，开窗概率和换气次数均迅速下降；当 $PM_{2.5}$ 浓度大于 200 μg/m^3 时，窗户始终保持关闭状态，表明室外空气的污染程度对居住者的开窗行为影响很大。

3.3 室内温度影响

图 8 所示为换气次数和开窗概率与室内温度关系，开窗概率随室内温度的升高逐渐增大，当室温在 22℃~26℃范围内时，开窗概率快速上升，当室温大于 32℃时，窗户始终处于开启状态。当室温小于 22℃时，换气次数随温度升高略有下降，当室温在 22℃~24℃时，换气次数迅速增大，然后维持在 2.2h^{-1} 左右。

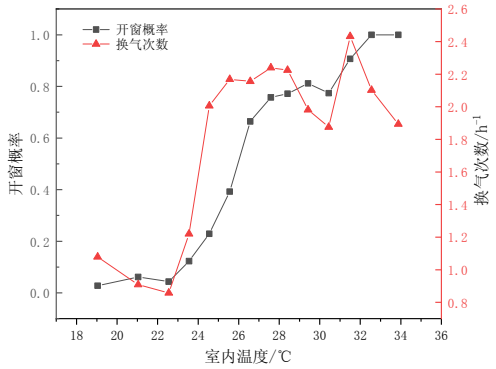


图 8 换气次数、开窗概率与室内温度关系

3.4 时间关系

图 9 所示为各季节换气次数和开窗概率每日随时间的变化趋势图。早上 6 时至 7 时期间，开窗概率和换气次数都呈迅速上升趋势，这与居住者早起开窗的生活习惯有很大关系。夏季夜间 22 时至次日凌晨 5 时，开窗概率较大，维持在 0.8 左右，换气次数也较大，维持在 2.6h^{-1} 左右；早上 6 时至 8 时开窗概率呈上升趋势，随后逐渐下降，下午 14 时达到最小值，并在 14 时至 22 时保持平稳，这与夏季住户关窗并打开空调调节室内温度的行为有关。冬季开窗概率始终很小。

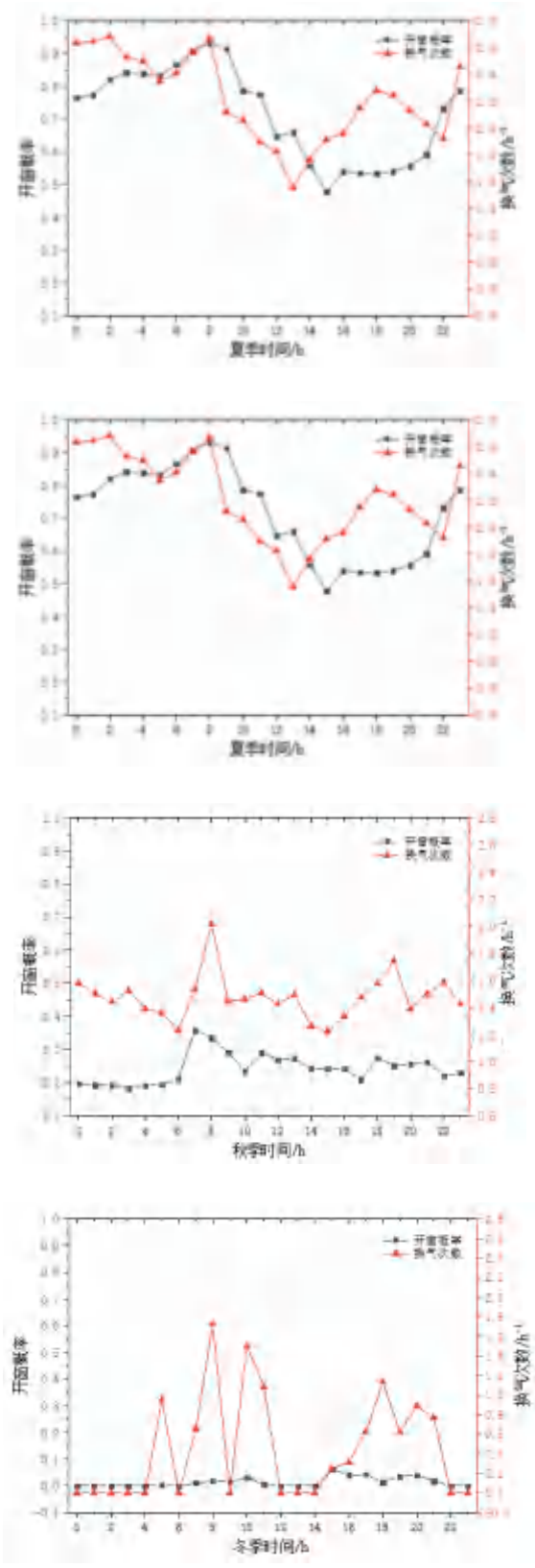


图 9 换气次数、开窗概率与时间关系

4 结论

本文以人体释放 CO_2 为示踪气体，利用质量守恒定律与扩展卡尔曼滤波计算了自然通风房间的动态换气次数。探究分析研究对象开窗概率和换气次数与室内外气象参数，季节，时间等因素之间的关系，得出如下结论：

1）开窗概率和换气次数随室内温度和室外温度的整体变化趋势基本一致，一定程度反应出温度是影响居住者开窗行为的主要因素。但是两者在局部范围也存在差异性。

2）开窗概率和换气次数随风速、室外空气湿度和 $PM_{2.5}$ 浓度的变化趋势表现出一定的差异性，说明住户会通过窗的开度调整所需的通风量，以达到预期的室内环境，表明仅开窗概率不足以全面的描述开窗行为，需要将对应的换气次数也考虑在内，才能反映住户真实的通风换气需求。

3）由于通风换气量对建筑能耗有较大影响，同时考虑开窗概率和换气次数对提高建筑能耗模拟准确性有实际意义。

本文仅对单一住户进行了研究，后续会加大样本数量，考虑不同生活习惯所产生的影响，进一步探讨开窗概率和换气次数对住户开窗行为的描述方法。

参考文献

[1] C.A.Gilkeson,M.A. Camargo-Valero,L.E. Pickin,C. J.Noakes. Measurement of ventilation and airborne i nfection risk in large naturally ventilated hospital w ards[J]. Building and Environment,2013,65.

[2] Go Iwashita,Hiroshi Akasaka. The effects of hu man behavior on natural ventilation rate and indoor air environment in summer — a field study in sou thern Japan[J]. Energy & Buildings,1997,25(3).

[3] Gabriel Bekö,TosteLund,FredrikNors,JørnToftum, Geo Clausen. Ventilation rates in the bedrooms of 5 00 Danish children[J]. Building and Environment,20 10,45(10).

[4] LA WALLACE,S J EMMERICH,C HOWARD-R EED. Continuous measurements of air change rates in an occupied house for 1 year: The effect of tem perature, wind, fans, and windows[J]. Journal of Ex posure Science & Environmental Epidemiology: Offi cial journal of the International Society of Exposure Science,2002,12(1).

[5] Rogério Duarte,Maria Glória Gomes,António Mo ret Rodrigues. Estimating ventilation rates in a wind ow-aired room using Kalman filtering and consideri ng uncertain measurements of occupancy and CO2 concentration[J]. Building and Environment,2018,143.

[6] H. Madsen, J. Holst. Estimation of continuous-ti me models for the heat dynamics of a building[J]. Energy & Buildings,1995,22(1).

[7] Francesca Stazi, Federica Naspi, Marco D'Orazio. A literature review on driving factors and contextu al events influencing occupants' behaviours in buildi ngs[J]. Building and Environment,2017,118.

一种综合考虑人员舒适及建筑能耗的基于性能指标的遮阳控制策略

李峥嵘，张信民，余旭芸，朱　晗，李璨君

（同济大学机械与能源工程学院，上海　201800）

［摘　要］当前针对遮阳系统自动控制的研究多以物理环境参数，如光照度、辐照度等，作为控制策略的输入和评价指标。然而，此类物理环境参数无法直观地描述人员对室内环境的光热舒适需求，以此制定的控制策略由于经常偏离目标人员的真实光热舒适需求，既造成了人员对室内环境营造效果的不满意，又无法起到通过遮阳降低建筑负荷的目的。学者们提出了各类描述人员光热舒适度的关键性能指标，如描述光环境的 DGP，描述热环境的 PMV 等。随着当前芯片技术的发展，实时计算此类复杂的关键性能指标逐渐成为可能。因此，结合基本的遮阳控制目标，本文提出了一种基于关键性能指标的遮阳自控逻辑。仿真结果表明，所提出的控制策略在确保人员视觉舒适和热舒适的条件下，在夏季使得进入房间的太阳辐射得热量减少了 60%。与无遮阳装置相比，该策略不会导致照明能耗的增加。

［关键词］遮阳控制策略；性能指标；光热舒适；降低能耗

0 引言

建筑环境营造技术种类众多，遮阳技术是其中一种。设置遮阳的首要目的是避免在极端情况下，过量的日光和太阳辐射进入房间，造成人员的光热不适。其次，设置遮阳能够在制冷季减少透过围护结构进入室内的热量，并降低峰值负荷，降低空调系统的运行能耗。表 1 展示了部分研究中遮阳在减少过热、提升视觉舒适及降低能耗方面的表现。

但是，手动控制遮阳的节能效果被普遍高估，Christoffersen 等[7]通过实验研究发现，人员往往将遮阳设置在“最糟糕”的位置，并且长时间保持遮阳帘位置不变。Littlefair 等[8]通过实验对比了静态遮阳、人员手动控制遮阳与自动控制遮阳的效果。对于外遮阳，自动控制遮阳系统降低了 66%的空调能耗。Kim 等[9]通过模拟方法对比手动遮阳控制与自动遮阳控制后发现，自动遮阳控制在夏季降低的能耗约为 30%。因此，人员调节并不能充分发挥遮阳的潜在作用。另一方面，随着建筑节能领域研究的逐渐深入，遮阳自动控制的重要性日益凸显，其关注度也不断提升。

1 基于性能指标的遮阳控制逻辑的提出

常见的遮阳自动控制策略可以分为以下四类：

1、基于阈值或阈值组合的开环遮阳控制

这一控制方法通常采用室外环境变量作为触发遮阳控制的参考变量，当环境参数超过阈值时，遮阳控制被触发。环境变量及其阈值的选取多来源于研究者对室内人员调节遮阳的规律或是人员光热舒适规律的总结。这些环境变量包括但不限于：水平面太阳辐照度、立面太阳辐照度、太阳方位角、太阳高度角等。

2、基于阈值或阈值组合的闭环遮阳控制

这一控制方法通常采用室内环境变量作为控制目标。闭环控制的特点是以某一种或多种环境参数作为控制目标，通过遮阳控制使得该环境参数落在确定的范围内。开环控制的优点是利于实现，缺点是控制精度较低，往往不能使环境参数落在所需的范围内。闭环控制的优点是控制精细，缺点是需要传感器系统持续稳定工作。遮阳闭环控制系统在既有研究中多出现在实验室环境中，其原因在于实际环境中人员活动密集，室内传感器系统易受到人员影响，难以持续稳定地进行测量。

3、情景化的遮阳控制

这一控制方法在不同的使用场景，使用传感器网络和气象数据，设计复杂的遮阳控制逻辑从而确定遮阳的调节程度。情景化遮阳控制往往能够有效地实现控制目标，但由于依赖大量传感器实测数据作为必要的数据训练基础，多出现在实验室研究中，适用范围有限，难以应用到实际环境中。

4、基于性能指标的遮阳控制

表 1 部分研究中遮阳减少过热、提升视觉舒适及节约能耗降低能耗的表现汇总

研究者	地区	时间	减少过热	视觉提升	降低能耗	评价方法
Lee[1]	东亚	1998	-	-	28%	实验测量
Kim[2]	东亚	2009	1.0℃	-	16.4%	实验测量
Dyke[3]	北美	2015	-	-	28.9%	模拟计算
Burak[4]	北美	2016	-	21%	25%	模拟计算
Manzan[5]	南欧	2016	-	-	26%	实验测量
Nezamdoost[6]	北美	2018	-	-	15%	模拟计算

这一控制方法针对控制目标，选定性能指标，并根据模型对能耗、环境等性能指标的计算结果进行遮阳控制。Wienold 等[10]提出使用模拟工具计算各遮阳设置情况下的环境参数时间序列，以替代传感器系统测量，从而实现基于环境数据的实时遮阳控制。这种控制方式的优势有两点：(1) 使用模拟工具替代传感器系统获取数据，避免了复杂的安装和调试工作，并且不易受到室内人员的干扰；(2) 使用模拟工具能够更便捷地计算出传感器难以测量得到的复杂参数，例如眩光可能性指标等参数。Wienold 等人通过实验研究发现，使用复杂参数作为遮阳控制参数的遮阳控制效果优于使用复杂传感器系统。原因在于，眩光可能性、PMV 等复杂参数更为直接和准确地体现了人员的舒适性需求，将评价参数用作控制参数，自然能够得到更为优越的遮阳控制效果。

因此，若不考虑复杂参数的获取难度，基于性能指标的遮阳控制是从控制需求出发的目标导向的控制方式，在提供舒适环境并降低能耗方面最具潜力。基于性能指标的遮阳控制的关键问题并非设计何种控制逻辑，而是遮阳性能指标的获取。设计简单可靠的遮阳性能指标获取方法，从控制目标出发采用基于性能指标的遮阳控制策略，即抓住了遮阳控制的关键，在降低了遮阳控制系统复杂性的同时，又保证了其有效性。因此，本研究结合实际案例设计了基于性能指标的遮阳控制方法，并对其遮阳控制效果进行了模拟验证。

2 遮阳控制性能指标的选取及模拟计算

遮阳性能指标有两个维度的分类方式，一是舒适与节能，二是光与热。按照此种分类方式，遮阳对建筑环境和能耗的影响有四个方面，分别是：光环境舒适、热环境舒适、照明能耗和空调采暖能耗。

2.1 光环境舒适指标的选取

采光过于充足时，眩光和照度不均匀的情况会引起视觉不舒适。眩光是一种主观感觉，描述了人员视野范围内光线的强度，或视野中明暗对比超过人员能够适应的强度的现象。眩光分为失能眩光和不舒适眩光，其中不舒适眩光是一种主观现象，可以通过观察者视野中的亮度分布的分析得到。

Hopkinson 于 1972 年提出评价大面积眩光源下眩光水平的指标：DGI。DGI 指标在均匀的人工光源条件下建立，不适用于自然采光条件，DGP 则克服了这一缺陷。表 2 展示了 DGP 值与人员感受的对应关系，一般地，当 DGP 值大于 0.35 时，出现不舒适眩光。测量人眼处和所有眩光源的亮度，并结合眩光源与人眼的相对立体角即可求得眩光值 DGP。

表 2 眩光可能性 DGP 值与人员感受的对应关系

眩光水平	DGP
无法忍受	0.45≤DGP
产生干扰	0.4≤DGP＜0.45
能够察觉	0.35≤DGP＜0.4
无法察觉	DGP＜0.35

使用眩光指标 DGP 作为光环境舒适的评价指标已成为共识。Pesenti[11]等使用模拟方法计算 DGP，对比分析了 27 种遮阳构型下自然采光和光环境舒适的情况。Lavin[12]等以自然采光利用度和眩光指标作为优化目标，使用遗传算法得到了最优的遮阳幕墙结构。相较于原有结构，不舒适眩光现象几乎不再出现。故本研究选用 DGP 指标作为描述光环境舒适的性能指标。

2.2 热环境舒适指标的选取

PMV[13]指标是评价室内热环境的通用指标。该指标综合了空气温度、空气湿度、空气流动速度、平均辐射温度、人体新陈代谢率和服装热阻等因素，反映了人员热舒适水平。

在传统的 PMV 模型中，落在人员身上的太阳辐射没有被考虑在内。但在实际情况中，人员的太阳辐射得热很大程度上影响了人员热舒适。当人员靠近窗口，太阳辐射照射在人员身上时，传统 PMV 模型将不再适用于人员热舒适的评价。为解决这一问题，Gennusa[13, 14]等人从平均辐射温度切入，将太阳辐射分为太阳直射辐射和太阳散射辐射，并建立了考虑太阳辐射的平均辐射温度计算模型，将考虑太阳辐射的辐射不对称度 RTA*作为热舒适评价指标，衡量设置遮阳前后的室内人员热舒适水平，从而更为准确地衡量太阳辐射条件下的室内热环境情况。因此，本研究

采用 RTA*作为描述热环境舒适的性能指标。

2.3 照明能耗指标的选取

设置遮阳将遮挡部分太阳光，降低自然采光的有效利用。为了维持室内照度水平，人工光源的使用将提高照明能耗。国标 GB 50033-2013《建筑采光设计标准》指出，办公建筑自然采光下工作面照度不应低于 450lux。美国照明工程师学会 IEA 将 500lux 作为自然采光下限值。当工作面照度低于阈值时，应当开启人工光源以维持适宜的工作照度环境。

通过采光模拟能够求得桌面照度，从而确定是否需要开启人工光源。本研究选用工作面照度作为衡量自然采光利用的性能指标。

2.4 空调能耗指标的选取

太阳辐射透过透明围护结构进入室内，在空调季形成冷负荷，在采暖季提升室内温度。设置遮阳将改变通过透明围护结构进入室内的太阳辐射得热，从而降低或提高空调和采暖能耗。因此，本研究选用太阳辐射得热作为衡量空调能耗的性能指标。

2.5 遮阳控制性能指标的模拟计算

本研究选用 EnergyPlus 和 Radiance 作为模拟计算内核，并采用 Rhino-Grasshopper 模块中的 Diva、Ladybug 和 Honeybee 插件，实现实际气象条件下的遮阳性能指标模拟。本研究采用 Diva 插件运行 Radiance 内核计算透过窗户和遮阳进入室内的太阳辐射得热、工作面照度和眩光可能性指标。对于 RTA*，首先以人员所在位置为基点，用平面划分靠近窗口和远离窗口的半空间，之后分别计算两个半空间的平均辐射温度，取二者的差值即可求得 RTA*。平均辐射温度采用 Grasshopper-honeybee 插件运行 OpenStudio 内核进行计算。

3 案例研究与模拟验证

正如上文所述，基于性能指标的遮阳控制的关键问题并非设计何种控制逻辑，而是遮阳性能指标的获取。设计简单可靠的遮阳性能指标获取方法，从控制目标出发采用基于性能指标的遮阳控制策略，即抓住了遮阳控制的关键，在降低了遮阳控制系统复杂性的同时，又保证了其有效性。因此，采用案例研究的方式探讨基于性能指标的遮阳控制模式的效果。

3.1 基于性能指标的遮阳控制策略

从目的与需求出发是基于性能指标的遮阳控制最大的特点，将选取的遮阳性能指标的优先级排列组合，可以得到六种遮阳控制策略，分别是：在保证人员舒适基础上尽可能节能、节能优先、舒适优先、牺牲部分人员舒适度以更大程度节能、太阳辐射得热利用与热舒适优先和自然采光与光环境舒适优先。分析中，假设当工作面照度小于 300lux 时，照明开启并产生照明能耗。图 1-图 6 展示了这六种遮阳控制方法的控制逻辑图。下一小节将比较各遮阳控制逻辑的控制效果。



图 1 在保证人员舒适的基础上，尽量节能控制

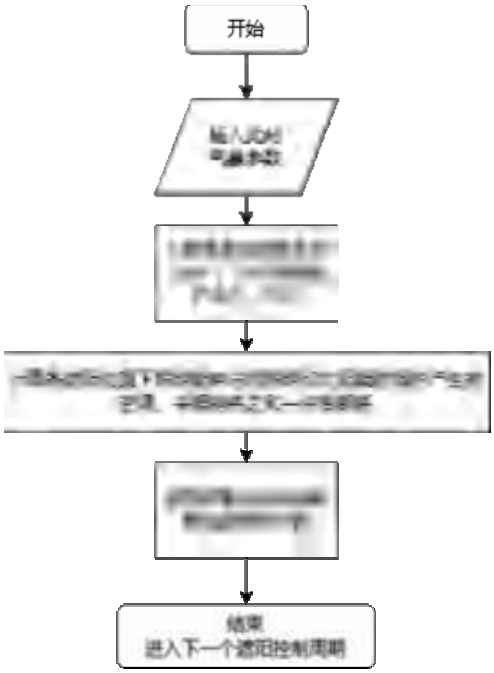


图 2 节能优先控制

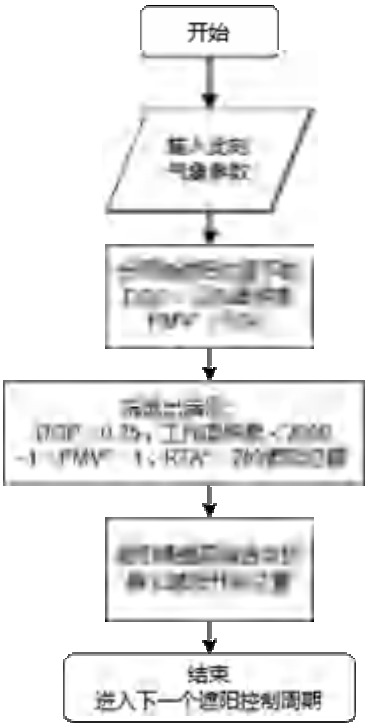


图 3 舒适优先控制

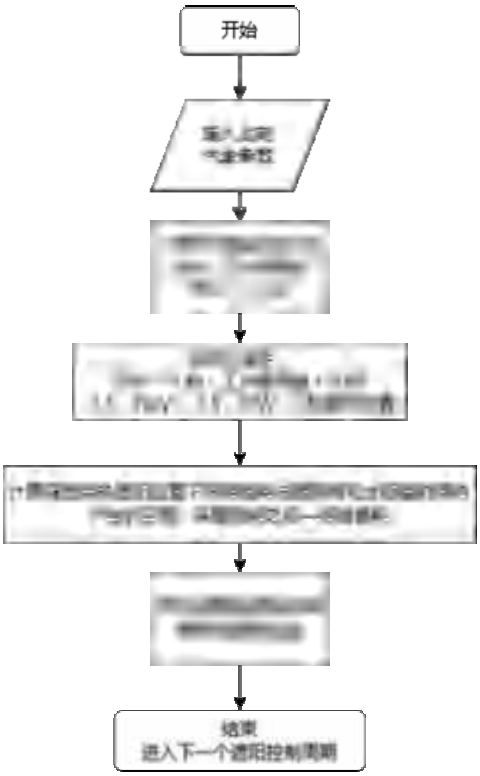


图 4 牺牲部分人员舒适性，进一步节能控制

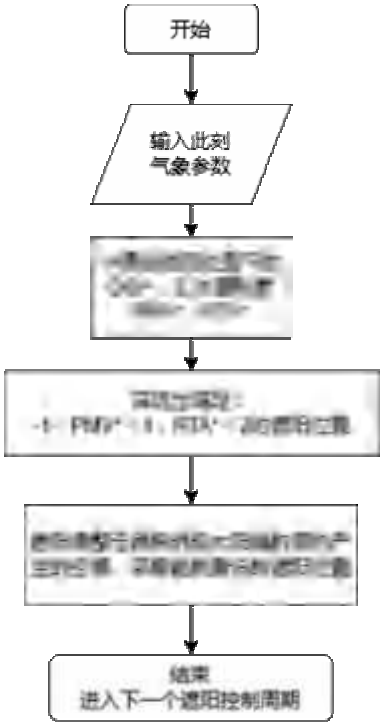


图 5 太阳辐射利用与热环境舒适优先控制

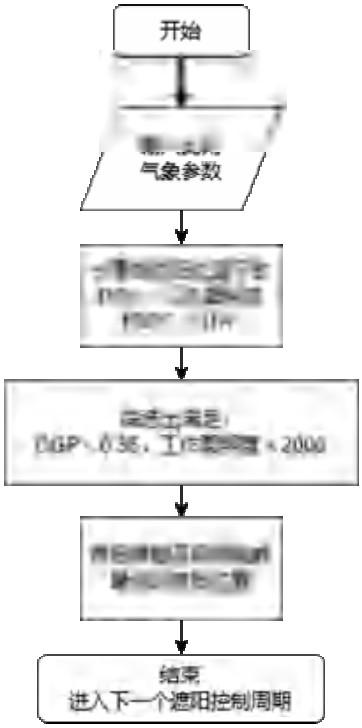


图 6 自然光利用与光环境舒适优先控制逻辑

3.2 案例描述

案例一位于美国加州的劳伦斯-伯克利实验室[2]。房间窗口朝向为南向,人员位置处于靠窗 0.76m 处，对称布置，均朝向墙面，更详尽的模型信息及实验验

证参见 Park[2]等人的介绍。案例二位于韩国首尔[15]，房间窗口朝向为南向，人员位置处于靠窗 1m 处，人员朝向窗口，更详尽的模型信息及实验验证参见 Yun[15]等人的介绍。案例三位于德国弗莱堡[3]，房间窗口朝向为东向，人员位置处于靠窗 1.6m 处，人员朝向窗口且与窗口法向呈 45 ° 夹角，更详尽的模型信息及实验验证参见 Wienold[16]等人的介绍。下表展示了各案例的参数设置情况。

图 7 展示了案例一至案例三各遮阳控制策略下，全年眩光可能性指标的堆积热力图。从上至下依次为前述第 1 至第 6 种遮阳控制方法和不设置遮阳下的眩光可能性指标热力图。热力图色块由浅至深代表眩光可能性指标由 0 至 1，单一热力图横向由全年 365 天堆积而成，纵向由早 8 点至晚 5 点的 9 个小时堆积而成。对比全年眩光可能性指标热力图发现：

第 1、3、4、6 种遮阳控制策略在控制眩光方面表现良好，第 2、5 种控制策略在眩光控制方面表现不佳。即仅考虑节能、仅考虑热环境的遮阳控制策略不能有效地控制眩光，特别是在太阳高度角较低的清晨和傍晚；考虑眩光的遮阳控制方法均能有效地将眩光控制在一定范围内。

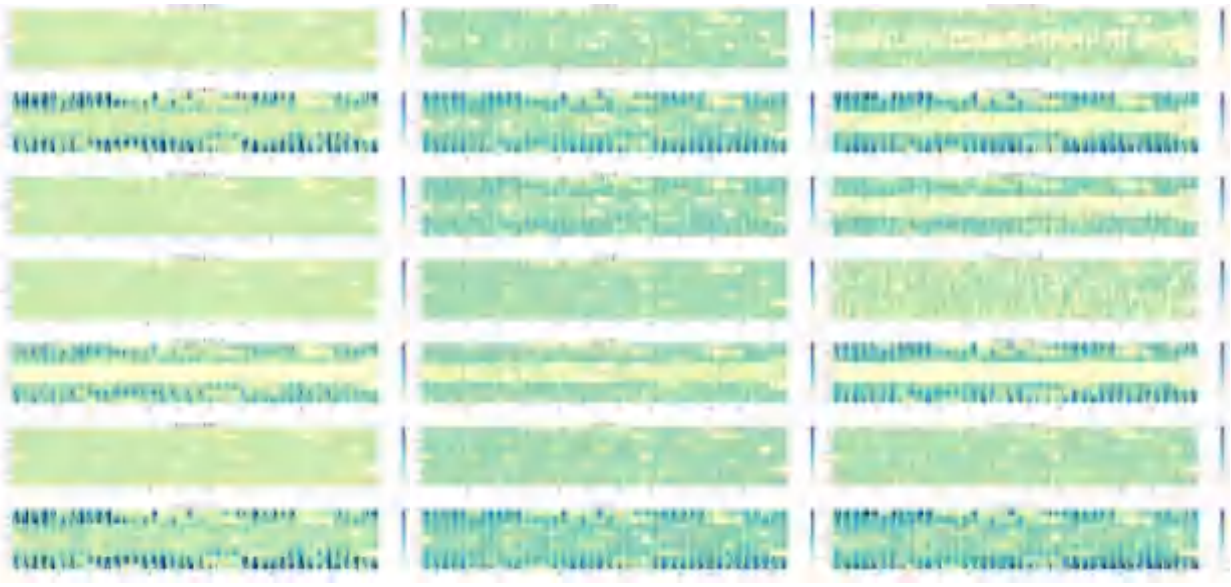
对比各案例的遮阳控制结果，各遮阳控制方法在不同案例中的眩光控制表现一致。基于性能指标的遮阳控制方法在眩光的控制效果上，对案例边界条件的变化不敏感。这一结果的原因在于：基于性能指标的遮阳控制方法是目标导向的控制方法，控制参数与评价指标一致。不论边界条件如何改变，同一基于遮阳性能指标的控制方法在控制结果上变化不大。

表 3 各案例房间参数设置汇总

	案例一	案例二	案例三
房间尺寸	开间 3.05m 进深 4.56m 挑高 3.35m	开间 3.50m 进深 5.54m 挑高 2.8m	开间 3.62m 进深 6m 挑高 2.85m
窗墙比	0.749	0.4959	0.421
遮阳装置	反射率 0.45 透射率 0.15	反射率 0.7 宽度 0.09m 间距 0.07m	反射率 0.52 宽度 0.1m 间距 0.08m
遮阳自由度	0%/20%/40%/60%/80%/100%开启率	无/0°/30°/60°	无/0°/30°/60°
墙面	反射率 0.85	反射率 0.5	反射率 0.6
吊顶	反射率 0.86	反射率 0.7	反射率 0.75
地面	反射率 0.18	反射率 0.2	反射率 0.2
玻璃外窗	透过率 0.62SHGC0.41	透光率 0.5SHGC0.35	透光率 0.5 SHGC 0.41

3.3 控制结果及分析

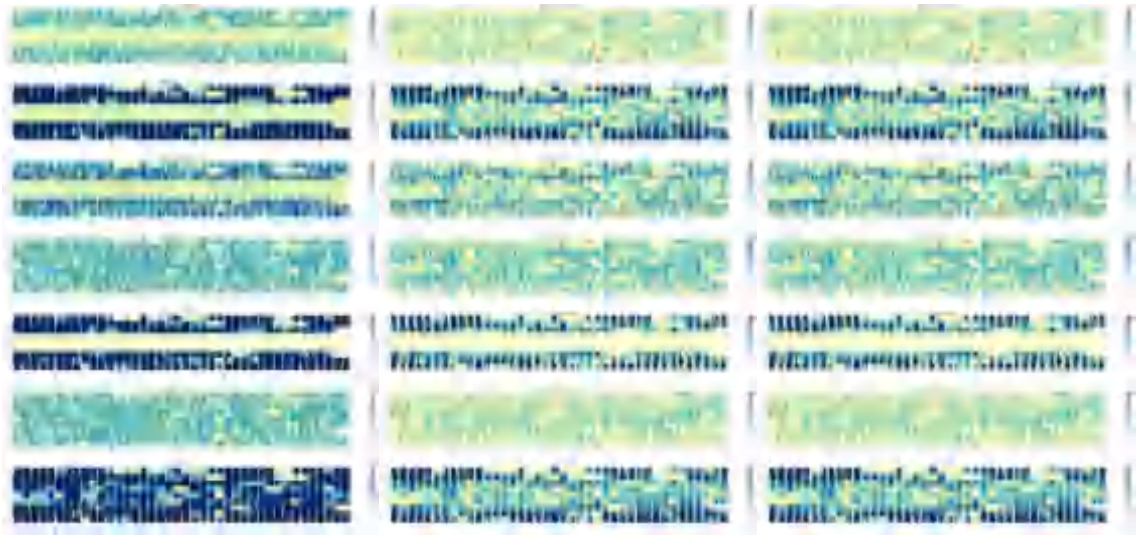
3.3.1 眩光可能性指标结果分析



A B C

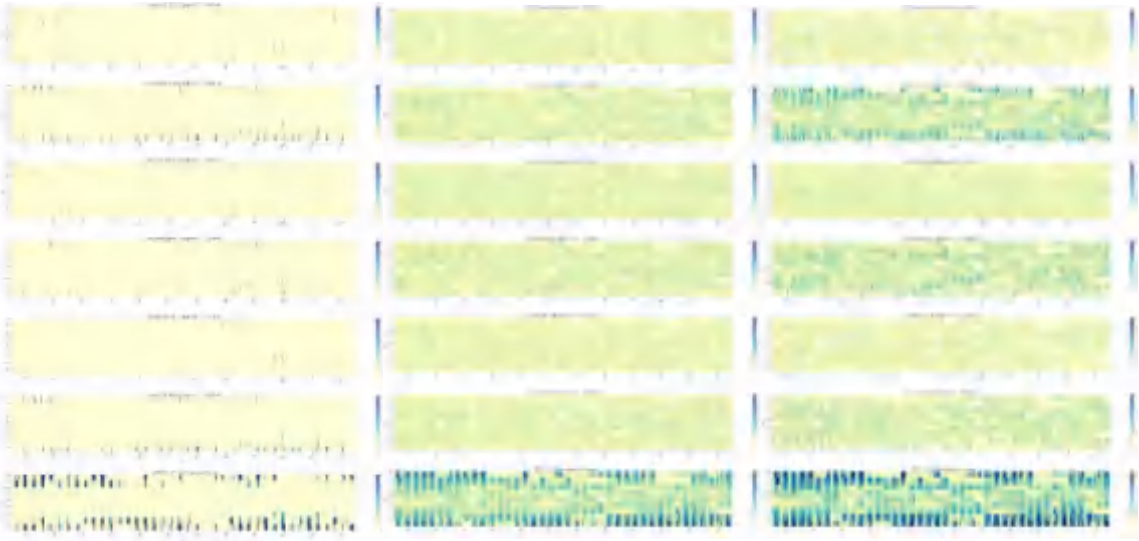
图 7-A 案例一各遮阳控制策略全年眩光可能性指标热力图；图 7-B 案例二各遮阳控制策略全年眩光可能性指标热力图；图 7-C 案例三各遮阳控制策略全年眩光可能性指标热力图

3.3.2 工作面照度与自然采光结果分析



A　　B　　C

图 8-A 案例一各遮阳控制策略全年工作面照度热力图；图 8-B 案例二各遮阳控制策略全年工作面照度热力图；图 8-C 案例三各遮阳控制策略全年工作面照度热力图



A　　B　　C

图 9-A 案例一各遮阳控制策略全年辐射不对称度热力图；图 9-B 案例二各遮阳控制策略全年辐射不对称度热力图；图 9-C 案例三各遮阳控制策略全年辐射不对称度热力图

图 8 展示了案例一至案例三各遮阳控制策略下，工作面照度的堆积热力图。从上至下依次为前述第 1 至第 6 种遮阳控制方法和不设置遮阳下的工作面照度热力图。热力图色块由浅至深代表工作面照度由 0lux 至 3000lux，单一热力图横向由全年 365 天堆积而成，纵向由早 8 点至晚 5 点的 9 个小时堆积而成。对比全年工作面照度热力图发现：

第 1、3、4、6 种遮阳控制策略在控制工作面照度方面表现良好，第 2、5 种控制策略在控制工作面照度方面表现不佳。仅考虑节能、仅考虑热环境的遮阳控制策略不能有效地控制工作面照度，特别是在太阳高度角较低的清晨和傍晚；考虑眩光的遮阳控制方法均能有效地将工作面照度控制在一定范围内。在太阳辐射强度较高的午间，仅考虑热环境的第 5 种遮阳控制策略将导致较高的遮阳关闭率，引起工作面照度不足，需要补充照明。

对比各案例的遮阳控制结果，各遮阳控制方法在各案例中的工作面照度控制的表现一致，对案例边界条件的变化不敏感。

3.3.3 热舒适指标结果分析

图 9 展示了案例一至案例三各遮阳控制策略下，辐射不对称度的堆积热力图。从上至下依次为前述第 1 至第 6 种遮阳控制方法和不设置遮阳下的辐射不对称度热力图。热力图色块由浅至深代表辐射不对称度由 0℃至 10℃，单一热力图横向由全年 365 天堆积而成，纵向由早 8 点至晚 5 点的 9 个小时堆积而成。对比全年辐射不对称度热力图发现：

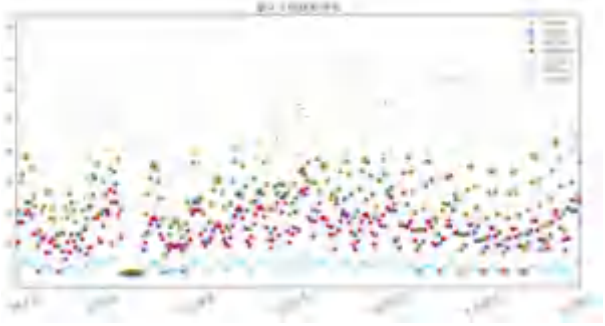
第 1、3、4、5、6 种遮阳控制策略在控制辐射不对称度方面表现良好，第 2 种控制策略在控制辐射不对称度方面表现不佳。仅考虑节能的遮阳控制策略不能有效地控制辐射不对称度。

对比各案例的遮阳控制结果，各遮阳控制方法在辐射不对称度控制方面的表现一致，对案例边界条件的变化不敏感。

3.3.4 房间太阳辐射得热结果分析



图 10 案例一空调季房间窗口单位面积太阳辐射得热；图 11 案例一采暖季房间窗口单位面积太阳辐射得热



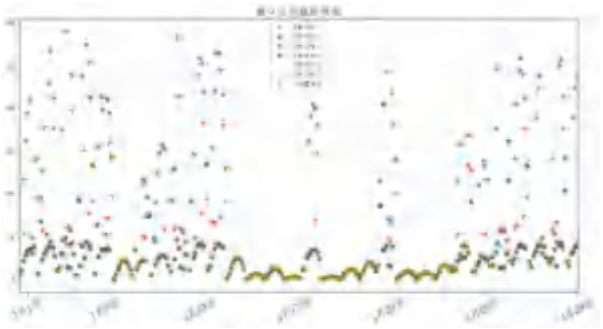


图 12 案例二空调季房间窗口单位面积太阳辐射得热；图 13 案例二采暖季房间窗口单位面积太阳辐射得热



图 14 案例三空调季房间窗口单位面积太阳辐射得热；图 15 案例三采暖季房间窗口单位面积太阳辐射得热

如图 10 至图 15 所示，分别为案例一至案例三空调季与采暖季太阳辐射得热散点图。对比房间窗口单位面积太阳辐射得热散点图可以发现：

在空调季，第 2、3、5 种遮阳控制策略能够有效削弱太阳辐射得热峰值，而第 1、4、6 种遮阳控制策略表现不佳。具体地，仅考虑人员舒适和仅考虑光环境的遮阳控制策略在空调季削弱太阳辐射得热方面表现不佳。在采暖季，第 2、3、5 种遮阳控制策略能够利用太阳辐射得热，而第 1、4、6 种遮阳控制策略表现不佳。具体地，仅考虑人员舒适和仅考虑光环境的遮阳控制策略在太阳辐射热利用方面表现不佳。

对比各案例，各遮阳控制策略在不同案例中房间太阳辐射得热控制的表现基本一致，对案例边界条件的变化不敏感。

表 4 案例一各遮阳控制策略控制效果汇总

	策略 1	策略 2	策略 3	策略 4	策略 5	策略 6	不设置遮阳
DGP>0 .35	0%	19.5%	0.01%	0%	16.9%	0%	20.4%
RTA > 3	0%	5.1%	0%	0%	0%	0%	5.1%
灯光开启时长	4.5%	4.35%	4.35%	4.21%	37.6%	4.3%	4.1%
空调季窗口太阳辐射得热	-60.9%	-60.9%	-60.9%	-34.2%	-93.9%	-34.2%	-
采暖季窗口 太阳辐射得热	-56.9%	0%	-47.8%	-56.7%	-19.8%	-56.96	-

3.3.5 基于性能指标的遮阳控制方法控制结果汇总分析

表 4 以案例一为例展示了各遮阳控制策略在光热环境舒适、照明开启时长与房间太阳辐射得热方面的控制效果。其中对于 DGP 和 RTA 指标，统计超过阈值时刻的占比；对于灯光开启时长，统计工作面自然采光照度低于 300lux 时刻的占比；对于窗口辐射得热，统计与不设置遮阳相比的相对变化百分比。第 2、5、6 种遮阳控制策略在光热舒适方面表现不佳，第 5 种控制策略下照明开启时长显著增加，第 1、2、3、5 种控制策略在空调季有效地削减了太阳辐射得热，第 2、5 种控制策略在采暖季有效地利用了太阳辐射得热。总体上，综合考虑节能和舒适的遮阳控制策略除在采暖季太阳辐射利用方面表现不佳外，其他方面均表现优秀。目标导向的基于性能指标的遮阳控制策略，能够实现遮阳控制的目标。

4 结论

提出基于性能指标的遮阳控制的关键问题并非设计何种控制逻辑，而是遮阳性能指标的获取。设计简单可靠的遮阳性能指标获取方法，从控制目标出发采用基于性能指标的遮阳控制策略，即抓住了遮阳控制的关键，在降低了遮阳控制系统复杂性的同时，又保证了其有效性。

本文在前人研究的基础上，从舒适与节能、光与热两个维度、四个方面总结了遮阳控制的关键性能指标。选取的关键性能指标包括：眩光可能性指标 DGP、考虑太阳辐射的辐射不对称度 RTA*、工作面照度和房间窗口太阳辐射得热,并提供各指标的模拟计算方法。

本研究采用基于性能指标的遮阳控制方法构建了一种满足光热综合需求的遮阳新型控制模式。采用案例研究方法得出综合节能与舒适性能指标的遮阳控制策略，总体上控制效果优秀，仅考虑节能或舒适的遮阳控制策略不能满足舒适或节能的需要。各遮阳控制策略在不同案例下的控制效果基本一致，基于性能指标的遮阳控制方法的控制效果对案例边界条件的变化不敏感。

参考文献

[1] LEE E, DIBARTOLOMEO D, SELKOWITZ S J E, et al. Thermal and Daylighting Performance of an Automated Venetian Blind and Lighting System [J]. 1998, 29(1): 47-63.

[2] KIM J-H, PARK Y-J, YEO M-S, et al. An experimental study on the environmental performance of the automated blind in summer [J]. 2009, 44(7): 1517-27.

[3] DYKE C, VAN DEN WYMELENBERG K, DJUNAEDY E, et al. Comparing whole building energy implications of sidelighting systems with alternate manual blind control algorithms [J]. 2015, 5(2): 467-96.

[4] GUNAY H B, O'BRIEN W, BEAUSOLEIL-MORRISON I, et al. Development and implementation of an adaptive lighting and blinds control algorithm [J]. 2017, 113(185-99.

[5] MANZAN M, PADOVAN R J A I B E R. Multi-criteria energy and daylighting optimization for an office with fixed and moveable shading devices [J]. 2015, 9(2): 238-52.

[6] NEZAMDOOST A, VAN DEN WYMELENBERG K, MAHIC A J A I C. Assessing the energy and daylighting impacts of human behavior with window shades, a life-cycle comparison of manual and automated blinds [J]. 2018, 92(133-50.

[7] CHRISTOFFERSEN J, PETERSEN E, JOHNSEN K. An experimental evaluation of daylight systems and lighting control; proceedings of the Right Light, F, 1997 [C].

[8] LITTLEFAIR P. Control of solar shading [M]. BRE, 2002.

[9] KIM D-W, PARK C-S J L R, TECHNOLOGY.

Comparative control strategies of exterior and interior blind systems [J]. 2012, 44(3): 291-308.

[10] Wienold J. Dynamic simulation of blind control strategies for visual comfort and energy balance analysis[C]//Building Simulation. 2007: 1197-1204.

[11] PESENTI M, MASERA G, FIORITO F. Shaping an origami shading device through visual and thermal simulations; proceedings of the 6th International Building Physics Conference, IBPC 2015, F, 2015 [C]. Elsevier.

[12] LAVIN C, FIORITO F J P E. Optimization of an external perforated screen for improved daylighting and thermal performance of an office space [J]. 2017, 180(571-81.

[13] LA GENNUSA M, NUCARA A, RIZZO G, et al. The calculation of the mean radiant temperature of a subject exposed to the solar radiation—a generalised algorithm [J]. 2005, 40(3): 367-75.

[14] LA GENNUSA M, NUCARA A, PIETRAFESA M, et al. A model for managing and evaluating solar radiation for indoor thermal comfort [J]. 2007, 81(5): 594-606.

[15] YUN G, YOON K C, KIM K S J E, et al. The influence of shading control strategies on the visual comfort and energy demand of office buildings [J]. 2014, 84(70-85.

[16] WIENOLD J, CHRISTOFFERSEN J J L E, BERLIN. Towards a new daylight glare rating [J]. 2005, 157-61.

不同气候下既有住区改造对建筑周围微气候和空调负荷的影响

邱　洛[1]，张会波[1]，张伟荣[2]，李瑞旭[2]

（1 上海交通大学设计学院，上海　200240；2 北京工业大学，北京　100124）

［摘　要］城市既有住区改造涉及建筑单体、整体环境和能源系统等方面，这些改造策略常常会影响住区微气候，进而影响建筑能耗。本文选取了常见的改造策略，包括地面绿化、地面铺装、墙面及屋面材料。基于北京市、上海市和广州市的既有住区调研，确定了住区的典型模型。利用微气候软件 ENVI-met 模拟了不同策略下的住区微气候，并将模拟结果耦合至能耗模拟软件 Designbuilder，研究不同改造策略对夏季典型气象日建筑制冷负荷的影响。结果发现，地面绿化对建筑周围的微气候影响最为明显，其次为屋面材料和地面铺装，墙面材料最弱；但是对于建筑空调负荷，墙面材料有着最为明显的影响，地面绿化和屋面材料次之，地面铺装最弱。对比北京、上海和广州，相同的策略对空调负荷的影响在北京更明显。对于北京典型气象日空调总负荷，各策略分别可降低 3.3%、2.0%、11.3%，2.9%；在上海分别为 1.8%、0.3%、5.6%、1.8%；在广州分别为 2.0%、0.3%、5.3%、0.4%。

［关键词］既有住区改造；微气候；建筑负荷；不同气候

0 引言

城市既有住区存量巨大，在北京、上海、广州等城市，众多老旧小区更是面临着亟待解决设施老化和环境品质低下问题。和从“十一五”到“十三五”期间，各城市在不断地开展形式多样的既有住区建筑改造实践。在既有住区更新改造的过程中，除房屋本体的周期性修缮改造外，结合实施小区的整体性、可持续性的专项改造的重要性也日渐突显。总体而言，现有的既有住区改造包含建筑单体、整体环境和能源系统等多个方面。

针对不同方面的改造策略常常会对住区的微气候产生影响。根据董丽等[1]的研究，住区室外环境中的道路、绿化布局、水体等对住区的室外热环境有明显的影响。洪波等[2]分析了住区典型布局模式下不同道路格局和宅间绿地对室外热环境的影响，陆婉明等[3]采用 CFD 数值模拟研究水体对居住区微气候的影响。张伟通过提取居住区典型绿地形态和绿地量化指标，以 ENVI-met 为模拟平台建立模型，对不同绿地布局下的微气候进行了评价和比较[4]。除了室外环境，建筑表面材料也会对住区微气候产生影响。Gromke 等[5]研究了墙面材料、墙体绿化及屋面绿化等对人行空间热环境的影响，Ian McRae 等[6]研究了提升屋面材料反射率和采用屋面绿化对人行空间在夏季的降温效果。

以上研究主要关注人行空间的热环境和热舒适，微气候的变化一样会对住宅能耗产生影响[7]，也有一些学者研究了住区中的绿化布局对建筑能耗的影响[8, 9]。但是，针对密度高、热工性能差的老旧住宅，不同因素导致的微气候变化对其能耗影响的相关研究还较少。

于是本文选取北京、上海和广州的老旧小区，提取了其典型模型。利用三维微气候模拟工具 ENVI-met[10]对其 7 月份的典型气象日进行微气候模拟，探究不同气候条件下地面绿化、地面铺装、墙面及屋面材料对住区微气候的影响。最终将微气候模拟结果耦合至建筑能耗模拟软件 Designbuilder，从而明确不同气候条件下住区改造策略对住区建筑制冷负荷的影响。

1 实测与验证

图 1 分别展示了实测现场照片和 ENVI-met 虚拟模型的平面。实测于 2017 年 8 月 13 日上午 9 点至下午 5 点在上海交通大学徐汇校区进行。交大徐汇校区地处上海市中心，距离徐汇区气象站（提供边界条件）直线距离约 800 米。实测点位于柏油路的中央，周围东侧为一栋 80 米高的大楼，西侧和南侧为 10 米高的多层建建筑，道路侧有草地和灌木。



图 1 实测现场照片和 ENVI-met 模型的平面

为了评估 ENVI-met 对夏季模拟的准确性，将模拟所得的人行高度气温和相对湿度与实测值对比，同时也进行了实测值与气象站数据的对比。并分别计算了模拟与实测、气象站数据与实测之间的均方根误差（RMSE）。

图 2 分别展示了实测、模拟结果和徐家汇气象站记录的气温和相对湿度的对比。对于气温，模拟值与实测值一直吻合较好，最大差异发生在 14:00，相差 0.22℃，而此时实测值与气象站所测数据相差 0.62℃。模拟与实测之间的均方根误差（$RMSE_{M-S}$）为 0.16，小于气象站数据与实测之间的均方根误差（$RMSE_{M-W}$）的三分之一。对于相对湿度，模拟值与实测值存在一定差异，但是最大差异也不足 4%，对于相对湿度的模拟差异是可以接受的，发生在 15:00。与气温类似，模拟与实测之间的均方根误差（$RMSE_{M-S}$）为 2.81%，远小于气象站数据与实测之间的均方根误差（$RMSE_{M-W}$），为 11.85%。这些结果表明，ENVI-met 对上海地区夏季的模拟较为准确，也从一个侧面说明以微气候数据作为建筑能耗模拟边界条件的重要性。

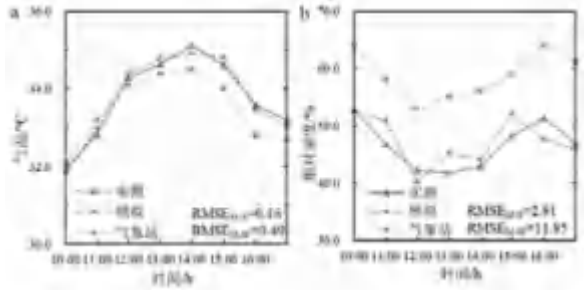


图 2 实测、模拟结果和徐家汇气象站记录的逐时值对比(a)气温;(b)相对湿度

2 方法

本文研究思路如图 3 所示，首先根据北京市、上海市和广州市 2020 年老旧小区改造名单，各随机选择 100 个小区，统计其相关信息，包括布局、朝向、楼栋数、建筑尺寸、楼间距、层高、层数、窗墙比等，最终生成如图 5 中红色虚线内的住区典型模型。设置为行列式布局，正南北朝向，东西三列，南北四排。单栋建筑东西 48m，南北 12m，南北间距 20m，东西间距 12m，层高 3m，层数 6 层，南侧窗墙比 32%，其余为 17%。同时，综合考虑模拟准确性与模拟耗时，进行了一系列预模拟，最终确定将小区向外扩出与小区布局相同的一圈建筑，最外侧建筑距离边界 40m，整体模型如图 4 所示。

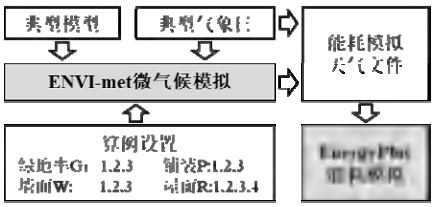


图 3 研究框架

其次，以中国标准气象数据（CSWD）[11]作为初始天气数据，参考典型气象年[12]的生成方法生成北京、上海、广州 7 月份典型气象日，限于篇幅，具体方法不展开阐述。确定的典型气象日：上海 7 月 19 日，北京 7 月 22 日，广州 7 月 1 日，当日的初始天气情况如图 5-图 7 所示。上海广州气温较高，广州相对湿度最高，北京太阳辐射最强，上海风速最高。使用其数据作为 ENVI-met 的输入条件，模拟不同改造策略下住区微气候的变化，并重点关注建筑周围平均气温和相对湿度。由于改变住区布局和增设水体难度较大，本文考虑四种常见策略——绿地率（简称 G），采用不同反射率的地面铺装（简称 P），采用不同反射率的墙体材料（简称 W）以及不同反射率的屋面材料（简称 R），参考《民用建筑热工设计规范》提供的常用材料太阳辐射反射系数，设置具体参数如表 1 所示（绿地率中乔木与草地面积 1：1）。

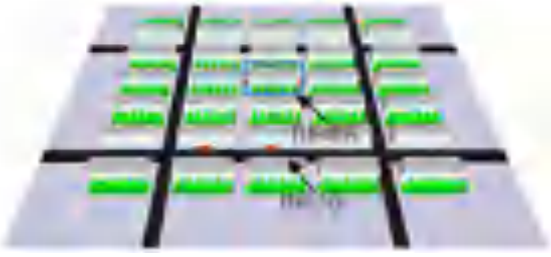


图 4 ENVI-met 三维模型

然后，将 ENVI-met 模拟结果中建筑周围逐时平均气温、相对湿度和平均风速输出，替换原天气文件中的数据。再将修改典型气象日后的天气文件作为能耗模拟软件 Designbuilder 的输入条件，模拟不同改造

策略下的建筑当日制冷负荷的变化。能耗模拟的模型尺寸信息与 ENVI-met 中建筑的信息相同，并且两者采用同意目标建筑。模拟中，北京、上海、广州三地渗透换气率分别设置为 0.7/h、1.1/h、1.5/h；各城市外墙构造具体信息如表 2 所示。

不同策略的具体参数设置　　表1

序号	绿地率G	地面铺装P	墙面反射率W	屋面反射率R
1	8.66%	0.13	0.21	0.14
2	17.32%	0.26	0.5	0.26
3	25.98%	0.5	0.7	0.48
4	——	——	——	屋面绿化

不同地区外墙构造　　表2

地区	构造 从外往内	厚度 mm	导热系数 W/m·K	比热 J/kg·K	密度 kg/m³
北京	砂浆 砖墙 砂浆	20 370 20	0.88 0.72 0.88	896 840 896	2800 1920 2800
上海 广州	砂浆 砖墙 砂浆	20 240 20	0.88 0.72 0.88	896 840 896	2800 1920 2800

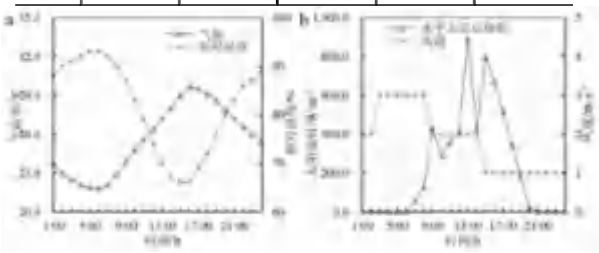


图 5 上海市 7 月 19 日(a)气温与相对湿度；(b)太阳辐射与风速

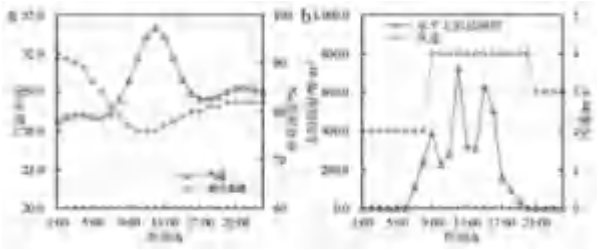


图 6 北京市 7 月 22 日(a)气温与相对湿度；(b)太阳辐射与风速

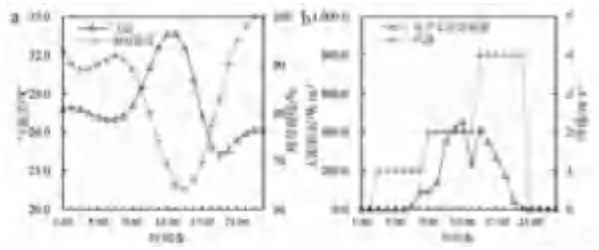


图 7 广州市 7 月 1 日(a)气温与相对湿度；(b)太阳辐射与风速

3 模拟结果

由于本文所考虑的策略仅对建筑周围的气温和相对湿度有较为明显的影响，故以这两种因素作为分析的主要对象。此外，选取图 5 中长方形标识建筑为目标建筑。

3.1 建筑周围微气候

（1）上海地区

图 8 展示了提高绿地率对建筑周围平均气温和相对湿度的逐时影响。与 G1 工况相比，提高绿地率至 G2、G3 工况，建筑周围的建筑周围的平均气温在全天都降低了，相对湿度都提高了。并且，G3 对比 G1 的对气温的影响几乎是 G2 对比 G1 的两倍，这也意味着，在一定绿地率变化范围内，建筑周围气温的变化与绿地率的变化接近呈线性正相关关系。绿化对气温产生的影响在温度较高、辐射较强的中午前后更为明显， G3 工况对比 G1 的降温效果在中午前后超过了 0.3℃,相对湿度最大变化了 3.5%。但是，我们注意到，绿化对微气候产生的影响一直在波动。这是因为绿化主要通过植物的蒸腾作用影响微气候，而蒸腾作用受到很多因素的影响——除了植物本身的生物特点外，还受到环境中的光照、温度、相对湿度、风速和二氧化碳浓度等的影响。

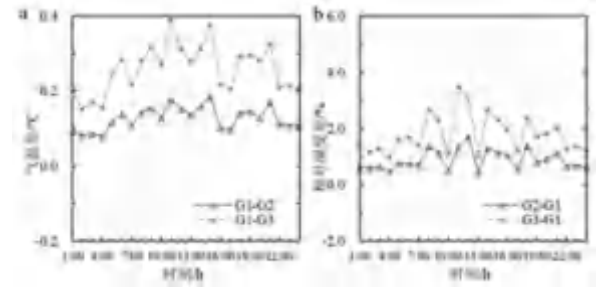


图 8 对比 G1，G2、G3 工况下建筑周围平均(a)气温降低；(b)相对湿度提高

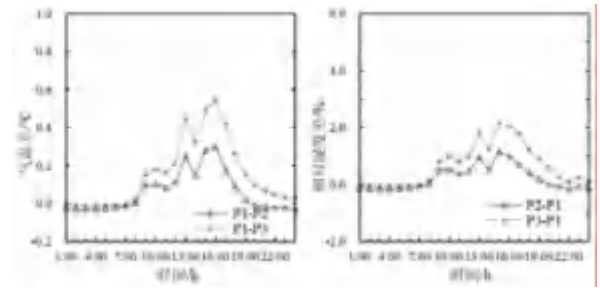


图 9 对比 P1 工况，P2、P3 工况下建筑周围平均(a)气温的降低；(b)相对湿度的提高

图 9 展示了提高地面铺装反射率对建筑周围平均气温和相对湿度的逐时影响。铺装反射率越高，建筑周围气温越低，相对湿度越高。明显地，太阳辐射越强的时候，铺地反射率对微气候产生的影响也越大

——微气候变化的峰值发生在 13:00 和 16:00，对应着太阳辐射的峰值。此时，对比 P3 与 P1 工况，气温最大的变化幅度接近 0.2℃，相对湿度最大的变化幅度接近 1%。

图 10 展示了提高墙面材料反射率对建筑周围平均气温和相对湿度的逐时影响。提升墙面材料的反射率，可以微弱地降低建筑周围的气温，但最大影响不超过 0.06℃，对相对湿度也有微弱的提升，最大影响不超过 0.3%。这是因为，既有住区的建筑密度较高，提高了建筑表面的反射率，被反射的辐射多数依旧作用于建筑周围的下垫面和邻近建筑，能量依旧被住区内的其他物体吸收，所以建筑周围的平均气温并没有明显的下降。而该策略几乎未带来空气含湿量的改变，故而对相对湿度的影响也甚微。

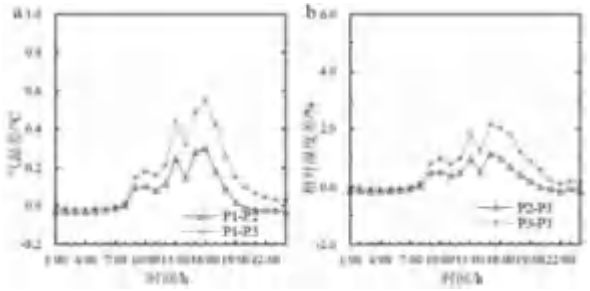


图 10 对比 W1 工况，W2、W3 工况下建筑周围平均(a)气温的降低；(b)相对湿度的提高

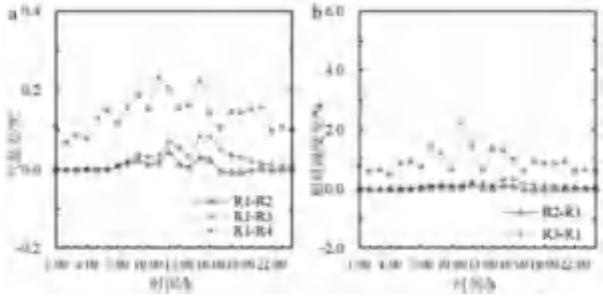


图 11 对比 R1 工况，R2、R3、R4 工况下建筑周围平均(a)气温的降低；(b)相对湿度的提高

图 11 展示了提高屋面材料反射率和采用屋面绿化对建筑周围平均气温和相对湿度的逐时影响。将 R2、R3 与 R1 工况对比，可以看到提升屋面的反射率，也可以在一定程度上降低建筑周围的平均温度，提高相对湿度。与改变地面铺装类似，提高屋面材料的反射率时，微气候的变化与太阳辐射明显正相关。对于 R4 工况中采用屋面绿化时，其对微气候的影响远远超过了提高屋面材料的反射率。在全天的对气温的影响都超过了 0.1℃，对相对湿度的影响在多数时刻也超过了 1%。

对于四种单因素下的策略，微气候变化最明显的工况分别发生在 G3 与 G1、P3 与 P1、W3 与 W1、R4 与 R1 之间。在图 12 中，我们横向对比了这些微气候变化全天的平均值和空调工作时间 20:00 至次日 9:00 的平均值，发现绿地率对微气候的影响最为明显，建筑周围气温在全天平均降低 0.26℃，空调时段降低 0.23℃，相对湿度全天提高 1.8%，空调时段提高 1.59%，其次是屋面，再次是地面铺装，最后是墙面材料。此外，对于每一种因素，全天对微气候的影响总是强于空调使用时段，这是因为住宅的使用时间主要在夜间和早上，如果以办公建筑为研究对象，则会相反。

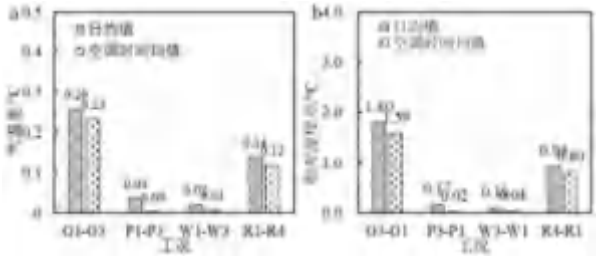


图 12 四种单因素策略所产生的建筑周围微气候的最大平均差异，包括日均值和空调工作时间均值(a)气温的降低；(b)相对湿度的提高

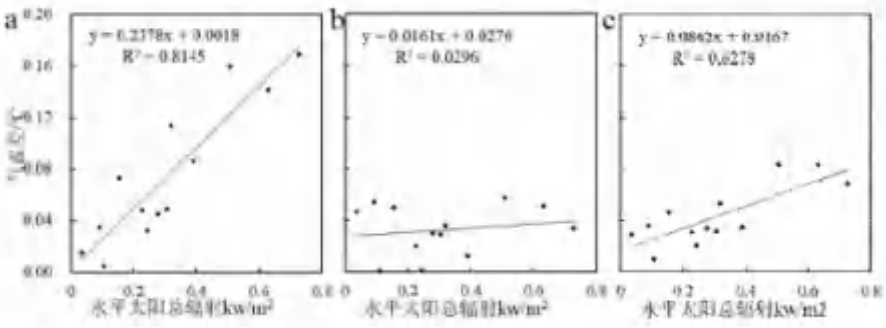


图 13 不同反射率相关策略产生的气温差与水平太阳辐射的相关性(a)P1-P3;(b)W1-W3;(c)R1-R3.

从上文的分析中我们可以看到，提高建筑墙面的反射率时建筑周围气温的变化较为微弱。而建筑屋面

的面积不足墙面的 1/3，却在反射率变化幅度接近时，对建筑周围气温的影响为墙面工况的 1.5 倍。这是因为屋面将多数辐射直接反射回天空，这与建筑墙面将更多的辐射反射到住区内其他部分是不同的。进而，我们分析了调整不同对象反射率对建筑周围气温的影响与水平太阳辐射之间的相关性，如图 13 所示。明显地，地面反射率产生的影响与水平太阳总辐射的相关性最高，R2 为 0.81，其次为屋面材料反射率，由于墙面为竖直面，故与水平太阳总辐射相关性很低。事实上，对北京和广州的数据进行分析后，得到的结论与上海相似。

（2）北京地区

图 14-图 17 分别展示了所选改造策略对建筑周围平均气温和相对湿度在北京地区的逐时影响。

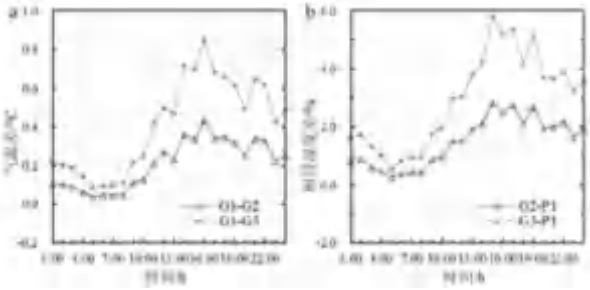


图 14 对比 G1，G2、G3 工况建筑周围平均(a)气温降低；(b)相对湿度提高

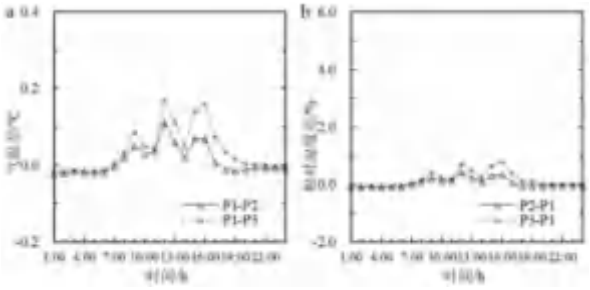


图 15 对比 P1，P2、P3 工况下建筑周围平均(a)气温的降低；(b)相对湿度的提高

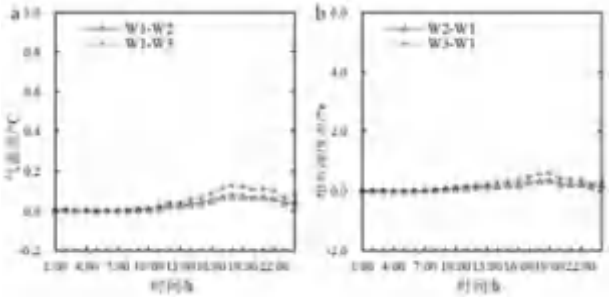


图 16 对比 W1，W2、W3 工况下建筑周围平均(a)气温的降低；(b)相对湿度的提高

绿地率产生的影响变化趋势明显——白天升高，夜晚降低，原因是北京典型气象日下气温和太阳辐射变化更为稳定，绿化的蒸腾作用也就相对稳定；在下午气温最高的时刻，绿地率的最大降温达到了 0.8℃，同时也提升相对湿度接近 6%。地面铺装反射率对微气候的影响与太阳辐射的变化紧密相关，在太阳辐射最强的 16 点，最多可降温 0.54℃。墙面材料反射率对建筑周围微气候的影响依旧较小，对气温的最大影响只有 0.13℃。

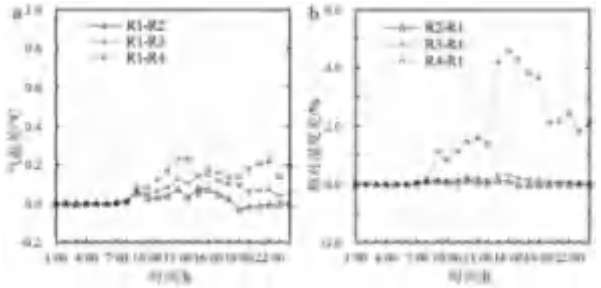


图 17 对比 R1 工况，R2、R3、R4 工况下建筑周围平均(a)气温的降低；(b)相对湿度的提高

对于屋面材料因素，尽管屋面绿化在北京典型气象日下对气温的影响在数值上与上海相近，但是屋面材料反射率对气温的影响较上海有所提升，故屋面绿化对气温并未表现出明显优势，而对于相对湿度的影响，屋面绿化依旧显著。

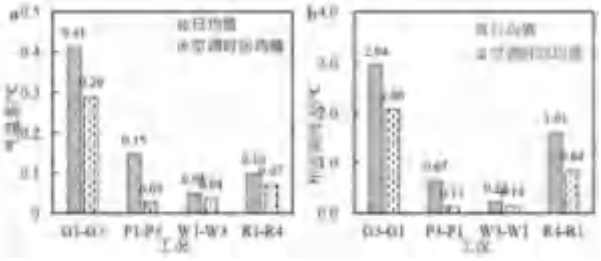


图 18 四种单因素策略所产生的建筑周围微气候的最大平均差异，包括日均值和空调工作时间均值(a)气温的降低；(b)相对湿度的提高

对于四种单因素下的策略，微气候变化最明显的工况分别依旧发生在 G3 与 G1、P3 与 P1、W3 与 W1、R4 与 R1 之间。在图 18 中，我们横向对比了这些微气候变化全天的平均值和空调工作时间 20:00 至次日 9:00 的平均值，发现绿地率对微气候的影响最为明显，建筑周围气温在全天平均降低 0.41℃，空调时段降低 0.29℃，相对湿度全天提高 2.94%，空调时段提高 2.06%。其次是地面铺装，再次是屋面材料，最后是墙面材料。由于屋面绿化对空气的加湿作用，屋面对相对湿度的影响较铺装和墙面材料更为明显。

与上海地区对比，北京地区多种因素下的策略产

生的微气候的影响都更为显著。提高绿地率带来的气温变化超过了上海地区的 1.5 倍，地面铺装和墙面反射率产生的气温变化更是达到上海 地区的 3 倍。其原因是初始天气情况下，北京的太阳辐射强，植物的蒸腾作用和反射的太阳辐射更多，且北京风速较上海小，散热更慢，故各种策略对微气候的作用效果更显著。尽管这只是典型气象日的单日表现，但典型气象日本身就代表了两地夏季的气候情况。

（3）广州地区

图 19-图 22 分别展示了所选改造策略对建筑周围平均气温和相对湿度在广州地区的逐时影响。

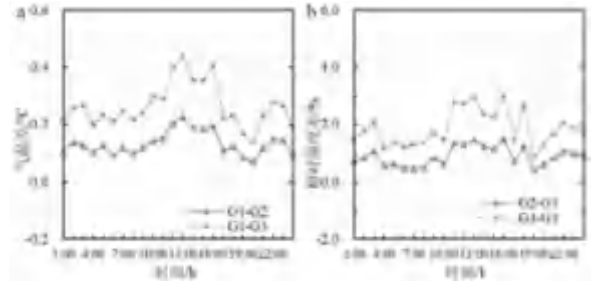


图 19 对比 G1，G2、G3 工况建筑周围平均(a)气温的降低; (b)相对湿度的提高

绿地率对气温产生的影响在下午更为明显，最多降温 0.45℃，提升相对湿度最高达 3%；在下午以外的时间段，绿地率产生的影响变化幅度不大。与前两个城市类似，地面铺装反射率对气温的影响随着太阳辐射的增强而提高，在下午 13:00，对气温的最大影响超过了 0.2℃。墙面材料反射率产生的影响依旧很微弱，对气温的影响最多不超过 0.05℃，相对湿度的最大变化也只有 0.25%。

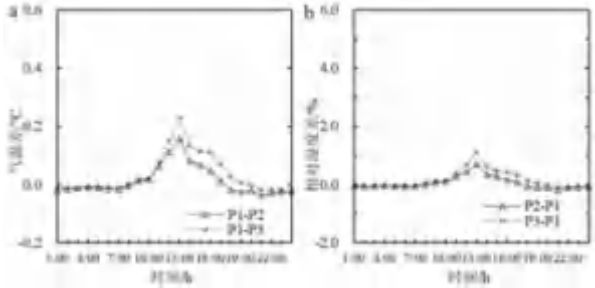


图 20 对比 P1，P2、P3 工况下建筑周围平均(a)气温的降低; (b)相对湿度的提高

对于屋面材料因素，当调整屋面材料反射率时，建筑周围微气候的变化与太阳辐射的变化明显相关，在下午 13:00，对气温的最大影响接近 0.1℃。对于 R4 工况中采用屋面绿化时，其对微气候的影响在一天内有明显的波动，但是其对微气候的影响程度还是明显高于提高屋面材料的反射率。

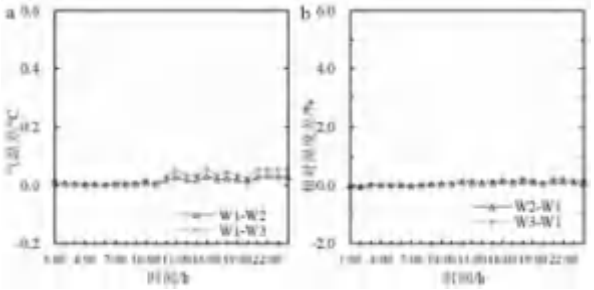


图 21 对比 W1，W2、W3 工况下建筑周围平均(a)气温的降低; (b)相对湿度的提高

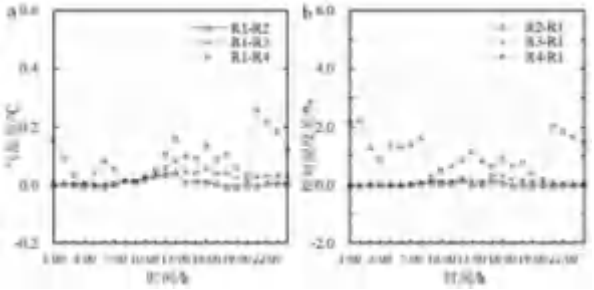


图 22 对比 R1 工况，R2、R3、R4 工况下建筑周围平均(a)气温的降低; (b)相对湿度的提高

对于四种单因素下的策略，微气候变化最明显的工况分别依旧发生在 G3 与 G1、P3 与 P1、W3 与 W1、R4 与 R1 之间。在图 23 中，我们依旧横向对比与前两个地区相同时段的平均值。绿地率仍是对微气候影响最为明显的因素，建筑周围气温在全天平均降低 0.26℃，空调时段降低 0.23℃，相对湿度全天提高 1.84%，空调时段提高 1.56%。其次是屋面材料，再次是地面铺装，最后是墙面材料，各因素之间的相对关系与上海地区完全一致。

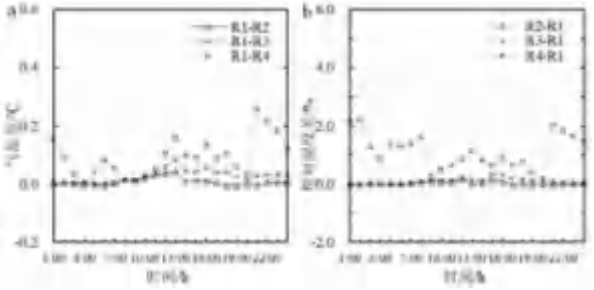


图 23 四种单因素策略所产生的建筑周围微气候的最大平均差异，包括日均值和空调工作时间均值(a)气温的降低; (b)相对湿度的提高

从平均值来看，广州地区多种因素下策略对微气候的影响与上海地区相近，两地也都弱于北京地区，其原因还是北京太阳辐射较强、风速较低。

3.2 建筑空调负荷

为进行横向对比，我们选取了 G2P2W2R2 工况作为参照。图 24 展示了该工况下各城市典型气象日空调负荷，对于显热负荷，上海地区最高、北京地区最低，与气温有着紧密关联；对于潜热负荷，广州地区最高，且为最低的北京地区的两倍，还是由于广州的相对湿度很高；总负荷而言，上海和广州地区较为接近，都约为北京地区的 1.5 倍。

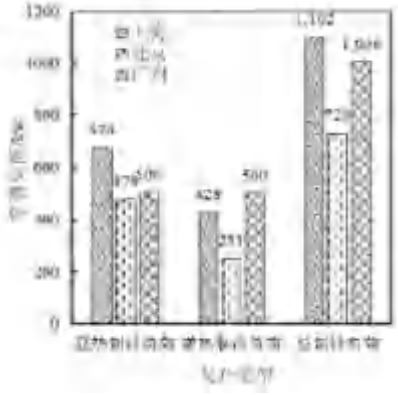


图 24 G2P2W2R2 工况下各城市典型气象日空调负荷

表 3-表 5 分别展示了各策略下上海、北京和广州的显热负荷的变化。在所有策略下，显热负荷均降低。其中提高墙面材料反射率对显热负荷影响最为明显，在北京甚至最高降低了 15%。尽管该策略对建筑周围微气候影响微弱，但是其显著影响了建筑外墙得热，且既有住区外墙热工性能差，更多的热量传递到了室内。其次是提高绿地率和采用屋面绿化，由绿化明显降低了建筑周围的平均气温，最终也可导致显热负荷降低 3%-5.5%.再次是调整屋面材料反射率，影响最微弱的是地面铺装材料反射率。



表 6-表 8 分别展示了各策略下三个城市的潜热负荷的变化。当提高绿地率和采用屋面绿化时，各地的潜热负荷均有所增加，尤其是在广州采用屋面绿化时，潜热负荷提升达 2.2%。当提高地面铺装、墙面、屋面材料反射率时，各城市的潜热负荷均有所下降，且墙面反射率的影响最为明显，可降低潜热负荷 0.8%-3.5%。



表 9-表 11 分别展示了各策略下三个城市建筑空调总负荷的变化。在所有策略下，总负荷均降低。提升墙面材料反射率对降低既有住区夏季空调总负荷的效果远远超出其他策略，在三地分别可最多降低总负荷的 5.6%、11.3%、5.3%。地面铺装反射率对的影响最为微弱，在上海和广州甚至不足 0.5%。由于广州地区潜热负荷比例较大，潜热负荷的提升与显热负荷的降低相抵消，故在广州采用屋面绿化时，对总负荷的影响较小。



总体而言，在北京应用各种策略时，其对夏季空调负荷的影响程度都超过其在上海和广州的影响，多数策略带来负荷的相对变化都超过了另外两地的两倍。其原因也是北京有着更高的太阳辐射和更低的风速，不同策略产生的微气候变化更容易表现，进而导致空调负荷的变化。

4 结语

对于既有住区改造中的常见策略，绿地率的调整对建筑周围的微气候有着最显著的影响，在北京、上海、广州三地，分别最多可平均降低气温 0.41℃、0.26℃和 0.26℃，地面铺装反射率和屋面材料次之。由于

既有住区密度较高，墙面材料对建筑周围微气候的影响最为微弱。当调整不同对象的反射率时，地面铺装反射率和屋面铺装反射率对微气候的影响与水平太阳辐射强度紧密相关；提高绿地率或是采用屋面绿化时，建筑周围的相对湿度会明显提升。

但是，不同反射率的墙面材料对建筑空调负荷的影响却是最强的，在模拟中，外墙反射率的提高在北京最多可以降低 11.3%的空调负荷，在上海和广州分别可以降低 5.6%和 5.3%。同样也是由于既有住区本身围护结构热工性能差，更多的热量可以通过外墙进入室内。由于绿地率对微气候的影响较强，其对建筑空调负荷也有着较为明显的影响，在三地分别最多可以降低总负荷的 3.3%、1.8%和 2.0%。地面铺装的反射率对既有住区建筑负荷的影响最为微弱。所以，在既有住区改造的过程中，应尽可能选用反射率较高的墙面材料。

对比北京、上海和广州三地，同样的策略在北京对建筑空调负荷的影响都更为显著。结合三地的典型气象日天气情况，对于辐射较强、风速较小的地区，综合考虑改造策略对建筑空调负荷的影响就更为重要。

此外，我们还观察到，无论是提高绿地率，还是在屋面设置绿化，都会在一定程度上增加建筑的潜热负荷。如果在湿度更高的气候下，潜热负荷的增加甚至可能会超过显热负荷的降低，导致空调总负荷的增加。所以，对于不同的气候条件需要进行具体的模拟。

参考文献

[1] 董丽，张宝祥，范悦.CFD 技术在住区环境更新中应用的研究初探[J].建筑与文化.2018，(08):53-54.

[2] 洪波,屈永建.住区典型宅间绿地布局模式对室外热环境的影响研究[J]. 动感（生态城市与绿色建筑）. 2014，(03):92-97.

[3] 陆婉明，汪新，周浩超.数值模拟水体对居住小区局地气候调节作用[J]. 建筑科学.2015，31(08):101-107.

[4] 张伟，郜志. 居住小区绿地布局对微气候影响的模拟研究[D]. 南京大学硕士论文，2015：43-61.

[5] Blocken B,et al,Building Performance Simulation for Design and Operation[M]. London:Spon Press,2019:66-74.

[6] McRae I, Freedman F, Rivera A, et al. Integration of the WUDAPT, WRF, and ENVI-met models to simulate extreme daytime temperature mitigation strategies in San Jose, California[J]. Building and Environment.2020,184:107180.

[7] 杨小山，赵立华. 城市微气候对建筑能耗影响的研究方法综述[J]. 建筑科学.2015，31(12):1-7.

[8] 陈卓伦，孟庆林. 绿化体系对湿热地区建筑组团室外热环境影响研究[D].广州：华南理工大学博士论文，2010:170-178.

[9] 续成平，刘吉营.树木对小区热环境及建筑能耗影响的模拟分析[D]. 山东建筑大学硕士论文，2020：64-72.

[10] ENVI-met, New Features Winter-Release 2018/2019 in: https://www.envi-met.com/brochures/ (accessed on July 25, 2019).

[11] 热环境分析专用气象数据集「M].北京:中国工业出版社，2005：附录光盘.

[12] Hall I J, Prairie R, Anderson H E, et al.Generation of typical meteorological yearsfor 26 somet stations[J].ASHRAE Transactions. 1979,85(2): 507-517.

风向对大尺度山体绿地冷岛效应的影响研究

宋　丹[1]，金　星[1]，周　欣[1]，石　邢[2]

（1.东南大学建筑学院，南京　210096；2.同济大学建筑与城市规划学院，上海　201800）

［摘　要］大尺度山体绿地在城市中会呈现出明显的冷岛效应，因此其在调节城市微气候方面可以发挥显著的作用。本文以南京紫金山为研究对象，基于 2013-2020 年间 13 幅 Landsat8 卫星遥感数据分析了风向对紫金山冷岛效应的影响。首先利用单窗算法反演得到地表温度，并以卫星过境时间前四小时的加权风向作为影像的风向，然后提出以两幅遥感影像相互对比的方案来探究风向的影响。结果显示风向会明显影响大尺度山体绿地对周围环境的降温效果，而且风速越大，相应的影响程度也越大。本研究可为城市微气候分析以及相应的城市规划研究提供很好的数据支撑。

［关键词］风向；卫星遥感；冷岛效应；城市热岛；大尺度山体绿地

引言

城市热岛效应是指城市市区内的温度高于周边郊区温度的现象。Shushi Peng 等人通过对全球 419 个大城市卫星遥感图像分析后发现，热岛现象已经成为全球趋势[1]。随着我国城市化进程的加快，各城市尤其是各中心城市的热岛效应更加明显，以上海为例，上海市热岛效应呈现逐年增长的趋势，年平均热岛强度达到 1.17℃[2]，热岛强度增长的速率约为 0.15~0.17℃/（10a）[3]。城市热岛在一定程度上增加了极端气候的产生，危害城市居民的健康，加重城市污染和能源消耗。目前常用的缓解城市热岛效应的方法包括提高城市绿化率、选择合适的建筑与地面材料、合理的城市规划和城市设计等。其中增加植被面积从生态综合效益以及有效程度来看被认为是最优的方式。相比于建筑物聚集区域，大面积植被区域会呈现出冷岛效应。在绿化覆盖率相同的情况下，大面积集中绿地的降温效果优于多个小型绿地的集合[4]，其中城市大尺度森林绿地作为自然景观，不但能给城市带来很高的生态效益，在夏天，甚至能降低周围环境温度达 3~5℃[5]。

目前对于绿地冷岛效应影响因素的研究，通常都是从绿地自身特征要素入手，而少有外界环境要素的分析。众所周知，风速会影响物体表面的对流换热，而风向会影响气流的流动方向，当风向不同时，绿地冷岛处形成的温度较低的空气将被输送到方位不同的周边区域，进而影响该区域的温度。故而风向理论上会影响绿地对周边区域的降温效果。目前以风向为影响因素来探究绿地冷岛效应的研究很少，文献中只有少数的几篇，比如 Vu Thanh Ca 等人利用实测数据对东京公园冷岛效应强度进行分析，在有风的条件下，背风处冷却范围达 250m，顺风处可达 1000m[6]。但这些有限的研究也都仅局限于面积较小的城市公园绿地，对于面积较大的山体绿地研究并未涉及，其实国内外不少城市内部都存有面积较大的山体，比如南京紫金山、广州白云山、深圳阳台山等，大面积山体植被对周围热环境的影响是否受风向的影响等问题值得进行探究。目前风环境的研究通常都采用现场实测的手段，现场实测虽然具有单个数据精度较高的优点，但存在测点不连续、需要进行多点测量而且测点位置选择要求也较高的问题，这显然不适用于大尺度范围的研究。而卫星遥感相比于传统的现场实测的方法具有时间、空间分辨率高且获取容易的优点。基于以上分析，本文将以南京市紫金山为研究对象，利用 Landsat8 卫星遥感影像作为数据源，探究风向对大尺度山地绿地冷岛效应的影响。

1 研究范围与数据来源

1.1 研究范围



图 1 研究区范围

基金项目：国家自然科学基金（52078118）

南京市紫金山位于玄武区境内，方圆 31 平方公里，森林面积三万余亩，占南京城市森林面积的 15.6%。紫金山周围城市建设良好，山脚最近处距离南京市商业中心新街口的直线距离约 3.5km。本文的研究范围如图 1 所示，图中红色曲线围成的区域即为笔者划定的紫金山范围。紫金山研究区域的确定主要依据山体主体绿化部分，同时利用紫金山周围主要交通路网，从而划定一个闭合完整的区域。

1.2 数据的来源

本研究中使用的是 Landsat8 卫星遥感数据，数据从 USGS 网站上获取，影像数据共 13 辐，具体信息如表 1 所示。

用地类型图由下载的 2017 年南京市 30m 空间分辨率用地分类图（http://data.ess.tsinghua.edu.cn/），经处理后得到。

影像当日的气温、风向等气象数据由全球天气精准预报网（www.wunderground.com）获得。

2 数据处理与分析方法

2.1 地表温度的反演

利用覃志豪等人提出的单窗算法[7]对下载得到的 Landsat8 数据进行地表温度反演计算，计算公式如下：

$$T_s=\{a(1-C-D)+[b(1-C-D)+C+D]\times T_b-D\times T_a\}/C \quad (1)$$

式（1）中 Ts 是反演得到的地表温度（K），a=-60.919，b=0.428。Tb 为像元的亮度温度（K），Ta 为大气平均作用温度（K），C、D 为中间量，由下列公式求得：

$$C=\varepsilon\times\tau \quad (2)$$

$$D=(1-\tau)\times[1+(1-\varepsilon)\times\tau] \quad (3)$$

ε、τ 分别是地表比辐射率与大气透射率，大气透射率由NASA官网查询（https://atmcorr.gsfc.nasa.gov/），地表比辐射率通过覃志豪等人提出的混合像元法[8]进行计算。

2.2 温度像元的筛选

由于紫金山周围还存在部分破碎的绿地斑块以及玄武湖，在研究紫金山对周围环境的降温效应时，这些低温像元会影响到统计结果。将用地类型分为三大类，如图 2（a）所示，抠除植被和水体像元，用不透水地面范围来提取地表温度，从而减少低温像元对结果的影响，增加结果的准确性。结果如图 2（b）所示。

2.3 风向的叠加计算

由于风向是逐时变化的，而且气流对下垫面温度的影响是一个长期持续的过程，故仅采用遥感影像成像时的风向进行分析会有偏差。因此本研究从遥感影像成像时间向前回推 4 个小时，并将这段时间内每个小时的风向数据进行如图 3 所示的向量叠加计算，作为影像的影响风向。13 幅影像的计算结果如表 1 所示。

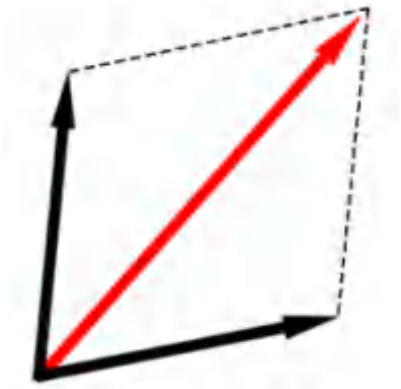
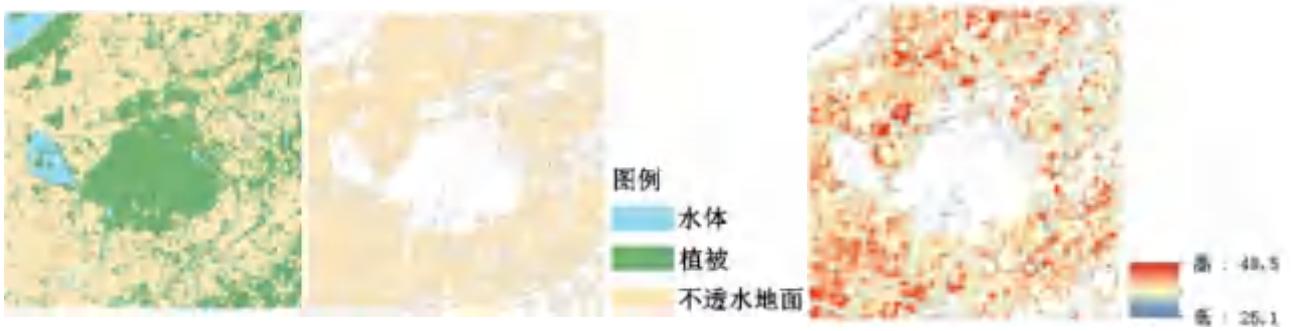


图 3：风向叠加方法示意图



(b)

图 2：地表温度提取过程图(a)不透水地面范围提取结果图；(b)地表温度提取结果图

表 1：风向计算结果

日期	温度（℃）	加权风向	风速（m/s）
2013.04.07	13.89	西	0.5
2013.10.14	23.89	东偏北 10°	4.09
2013.11.15	11.11	西偏南 22.5°	1.85
2014.06.11	27.22	西偏北 10°	8.8
2014.11.18	12.22	东偏北 10°	0.5
2017.07.21	36.11	西偏南 34°	9.81
2017.10.09	27.22	东偏南 12°	7.34
2017.10.25	17.78	东偏南 12°	6.33
2017.11.26	15	西偏北 7°	4.03
2018.10.12	18.89	东	1
2019.09.13	28.89	东偏北 2°	7.68
2019.10.31	21.11	西偏北 45°	0.5
2020.11.18	26.11	东偏南 85.5°	8.78



图 4：缓冲区范围

2.4 分析方法

在理想情况下，受山体植被冷岛效应的影响，紧邻紫金山区域的温度较低，而距离越远的区域，温度通常越高，呈现出环状分布。但具体降温效果却受多方因素的影响，如下垫面特征、太阳辐射以及风向等。从理论上来说，从西南方向吹过来的风经大量建筑群后温度升高，温度较高的气流流经紫金山西南方向时将会使得该区域的温度较无风状态高，接着气流经紫金山后温度降低，温度较低的气流使得紫金山东北方向温度较无风状态时低，从而使得不同区域地表温度状态改变。在对地表温度进行分析时，我们希望风向是唯一变量，其余影响因素如下垫面特征能够相对不变。但对单幅遥感影像来说，风向是固定为一个方向不变的，反而下垫面特征在不同区域存在差异，这与我们希望的相违背，为解决这个问题，我们提出利用两幅遥感影像进行对比分析，这样做有两个优点，一是两幅遥感影像存在两个风向参数，二是下垫面特征在不同遥感影像中的差异较小，两幅遥感影像的对比分析还可以消除下垫面这个重要冷岛效应参数的影响。同时为最大化风向影响的差异，我们选取风向相对的两幅遥感影像进行对比，来探究风向对紫金山冷岛效应的影响。

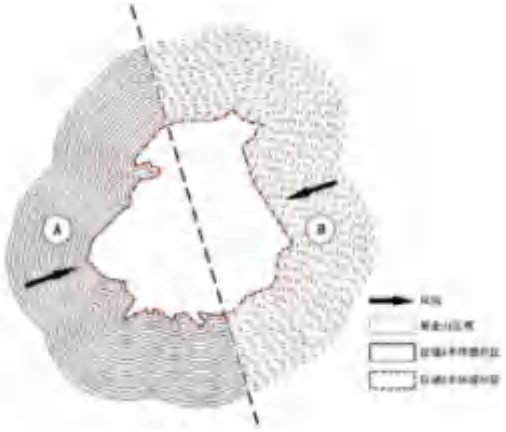


图 5：区域划分方法示例图

基于以上分析，本文以紫金山研究范围为边界，30m 为步长建立 100 个缓冲区，具体如图 4 所示。之后，经紫金山质心，以与风向垂直的直线将缓冲区划分为 A、B 两个区域，如图 5 所示。图中采用的两幅遥感影像风向分布为西南风和东北风。若没有风向的影响，我们认为两幅影像在 A、B 区域温度变化相同，但由于风向影响，第一幅影像西南风使得区域 A（上风区）温度升高，第二幅影像东北风使得区域 A（下风区）温度降低，则两幅影像在区域 A 地表温度差值较无风状态增大，同理，对于区域 B，第一幅影像温度降低，第二幅影像温度升高，则两幅影像地表温度差值较无风状态减小。若地表温度差值在假设的风向下呈现出区域 A 大于区域 B 的结果，则说明风向对地表温度存在影响。按照此种方法，对风向不同的影像在区域 A、区域 B 内温度差值进行对比，观察其差值的大小关系。

3 结果与分析

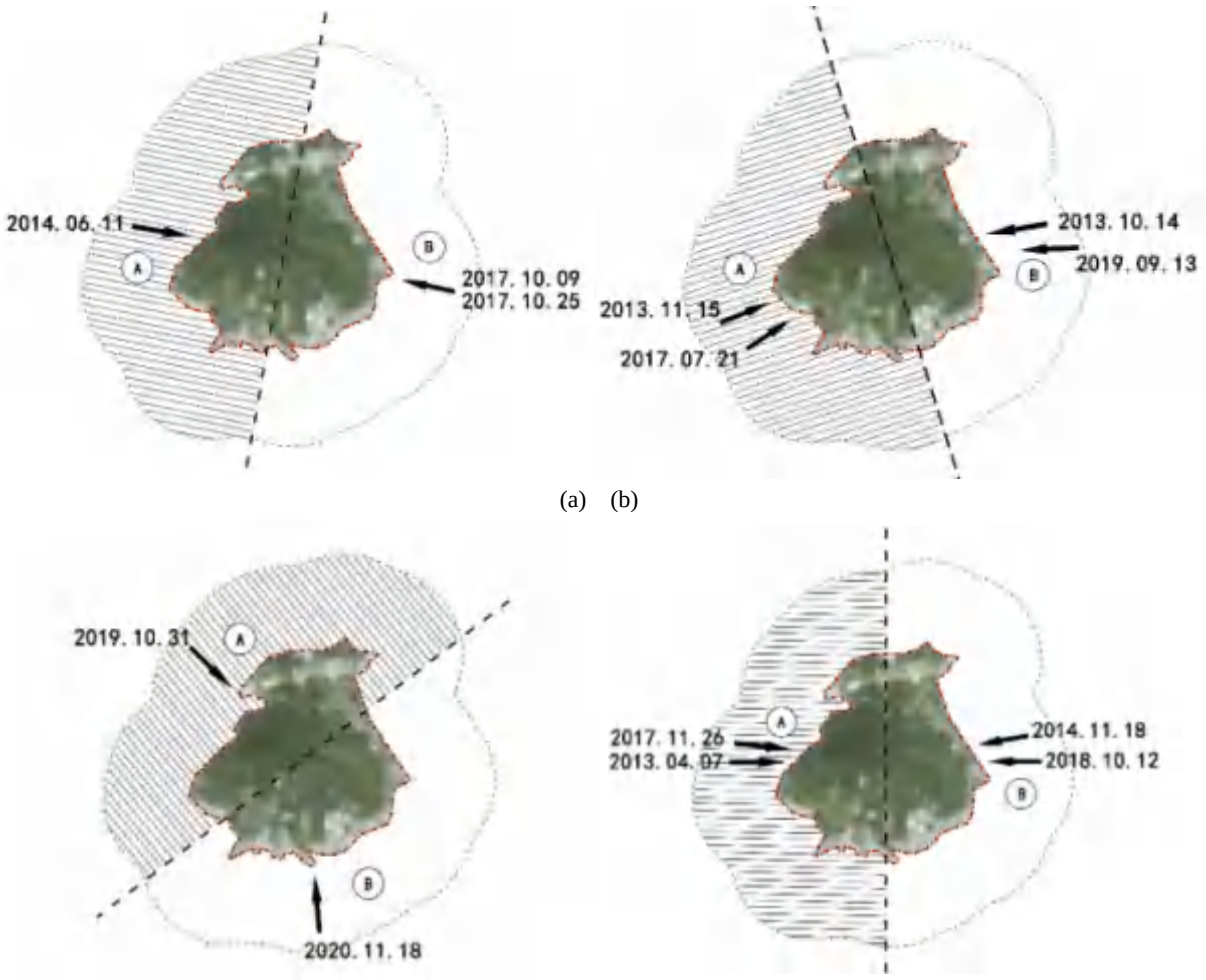


图 7: 影像的 4 种区域划分方式(a)以 y 轴逆时针旋转 17°为界进行区域划分;(b)以 y 轴顺时针旋转 10°为界进行区域划分;(c)以 y 轴为界进行区域划分;(d)以 y 轴顺时针旋转 52.2°为界进行区域划分

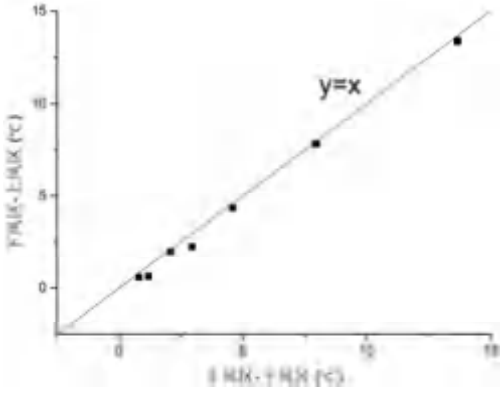


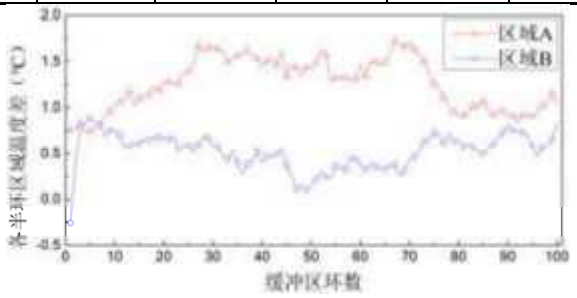
图 8: 各组影像 1km 范围内平均地表温度在各区域的差值结果对比图

为了探究风向的影响，将 13 幅遥感影像风向相反或接近相反的两幅影像列为一组，共得到 9 组，各组影像信息如表 2 所示。利用前文提到的划分方法对缓冲区进行划分，9 组影像一共分为图 7 所示的 4 种划分方式，区域 A 和区域 B 内各有 100 个半环缓冲区，计算各半环两幅风向相对影像的温度差值，对区域 A 和 B 内距紫金山距离相同的缓冲区的温度差值进行对比，结果如图 9 所示，不难发现，若第一幅影像风向从 A 区域吹来，第二幅影像风向从 B 区域吹来，那么区域 A 的温度差值始终大于区域 B，图 9(a)(b)(e)(f)(g)(h)中数据表现出此规律，若第一幅影像风向从 B 区域吹来，第二幅影像风向从 A 区域吹来，那么区域 B 的温度差值始终大于区域 A，如图 9(c)(d)，说明我们先前的假设成立，风向使得紫金山上风区温度相对升高，下风区温度相对降低。这其中仍有少部分数据未呈现出此规律，推测可能是由于 30m 缓冲区内含有的像元数量较少，下垫面类型影响较大。故

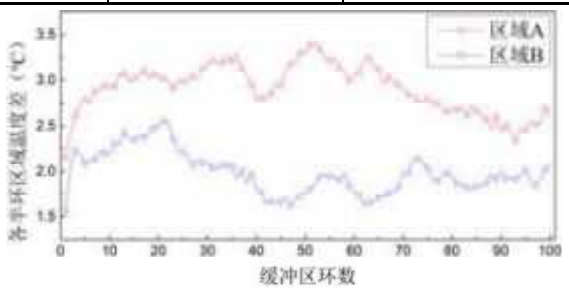
研究范围扩大至 1km，统计风向相对影像在同一区域的温度差值，结果如图 8 所示，X 轴为第一幅影像的上风区与第二幅影像的下风区平均地表温度差值，Y 轴为第一幅影像的下风区与第二幅影像的上风区平均地表温度差值，可以观察到点都处于直线 y=x 下方，即第一幅影像上风区温度与第二幅影像下风区温度之差要大于第一幅影像下风区与第二幅影像上风区温度之差，与先前结论一致。同时，两幅影像的温差在区域 A 和区域 B 之间的差距大小也明显不同，图 9(a)(b)(d)(e)中两区域的差异明显大于其他几组影像，理论上风速越大，对地表温度的影响程度越大，故每组中对比影像的风速差异不同可能导致温差差距不同，为探明风速的影响，对表 2 中 9 组影像在 A、B 区域温差的差值与风速差值进行 Spearman 相关性分析，相关系数达 0.669，在 0.05 级别，相关性显著，即风速差异与温差差距显著正相关，每组风向相对影像的风速差异越大，则两区域温差差距越大，这表明风速越大，紫金山对不同区域影响的差异越大。

表 2:各组影像信息

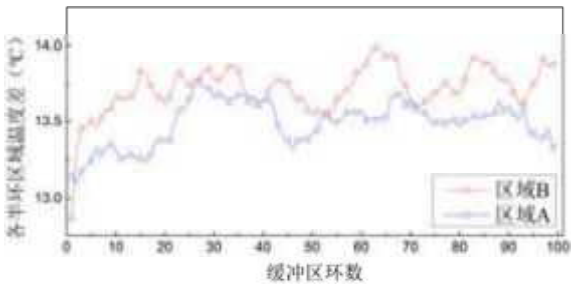
序号	影像 1			影像 2（风向与影像 1 相反或接近相反）			两幅影像风速差（m/s）	A、B 区域温差差值（℃）
	日期	风向	风速(m/s)	日期	风向	风速(m/s)		
(a)	2017.07.21	西偏南 34°	9.81	2019.09.13	东偏北 2°	7.68	17.49	0.57
(b)	2017.07.21	西偏南 34°	9.81	2013.10.14	东偏北 10°	4.09	13.90	0.72
(c)	2013.10.14	东偏北 10°	4.09	2013.11.15	西偏南 22.5°	1.85	5.94	0.26
(d)	2018.10.12	正东	1	2013.04.07	正西	0.5	1.50	0.23
(e)	2013.04.07	正西	0.5	2014.11.18	东偏北 10°	0.5	1.00	0.11
(f)	2014.06.11	西偏北 10°	8.8	2017.10.09	东偏南 12°	7.34	16.14	0.25
(g)	2014.06.11	西偏北 10°	8.8	2017.10.25	东偏南 12°	6.33	15.13	0.30
(h)	2019.10.31	西偏北 45°	0.5	2020.11.18	东偏南 85.5°	8.78	9.28	0.11
(i)	2018.10.12	正东	1	2017.11.26	西偏北 7°	4.03	5.03	0.15



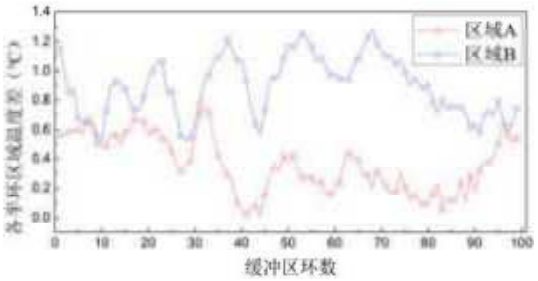
(a)



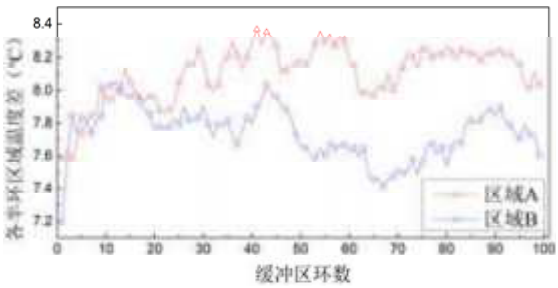
(b)



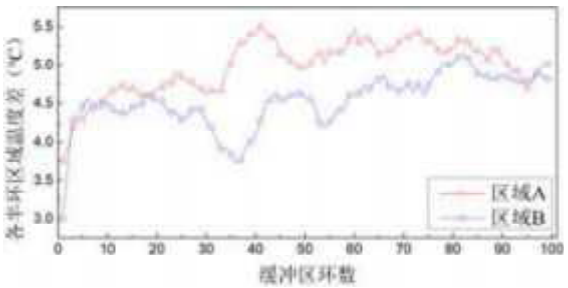
(c)



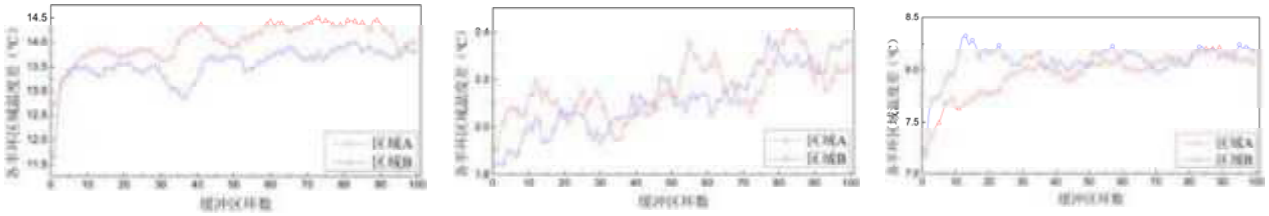
(d)



(e)



(f)



(g) (h) (i)

图 9: 两幅影像在 A 区域和 B 区域的各环温差比较图(a)2017.07.21 与 2019.09.13;(b) 2017.07.21 与 2013.10.14;(c) 2013.10.14 与 2013.11.15;(d) 2018.10.12 与 2013.04.07;(e) 2013.04.07 与 2014.11.18;(f) 2014.06.11 与 2017.10.09;(g) 2014.06.11 与 2017.10.25;(h) 2019.10.31 与 2020.11.18;(i) 2018.10.12 与 2017.11.26

4 结论与展望

通过对多幅风向相对影像的地表温度差值进行对比分析，发现不同区域地表温度差值存在差异，这种差异与风向的影响密切相关，紫金山对下风区的地表温度降温效果要高于上风区。且风速越大，风向对紫金山冷岛效应的影响越大，但当前研究属于定性的分析，风向对紫金山在不同区域影响范围的确定将在接下来进行定量的研究。

参考文献

[1] Peng S，S Peng，P Ciais，et al． Surface Urban Heat Island Across 419 Global Big Cities［J］． Environmental Science ＆Technology，2012，46(2) ：696-703

[2] 张艳，鲍文杰，余琦，马蔚纯. 超大城市热岛效应的季节变化特征及其年际差异[J]. 地球物理学报,2012,55（4）：1121-1128

[3] 徐伟，朱超，杨晓月，董超. 进 10 年上海城市热岛效应时空变化特征[J]. 大气科学研究与应用. 2014,2：65-73

[4] 陈辉，古琳，黎燕琼等. 成都市城市森林格局与热岛效应的关系[J]. 生态学报. 2009,29（9）：4865-4874

[5] 邓小飞. 城市林业在生态城市建设中的作用[J]. 中国林业. 2003,7（A）：36

[6]Vu ThanhC, TAsaeda, EMAbu. Reductions in Air Conditioning Energy caused by a nearby Park[J]. Energy and Buildings, 1998,29:83-92

[7] 覃志豪,张明华,AKarnieli,et al.用陆地卫星 TM6 数据演算地表温度的单窗算法[J].地理学报,2001,56（4）：456-466.

[8] 覃志豪,W Li,M Zhang,AKarnieli,PBerliner.单窗算法的大气参数估计方法[J].国土资源遥感,2003,56：37-43.

新型管板式太阳能 PV/T 集热器光热特性研究与优化

秦智胜，张赫男，林成楷，吴　璠，程远达

（太原理工大学，太原　030024）

［摘　要］为提高太阳能光伏/光热（PV/T）集热器全年运行效率，文中提出了一种新型管板式太阳能 PV/T 集热器结构,并针对该集热器光热传递与光电转换过程进行了分析，建立了水和空气同时运行时的二维非稳态传热数学模型；在验证模型可依靠性的基础上，模拟研究了空气流道高度和空气流量等设计参数对 PV/T 集热器光热、光电特性的影响。模拟结果表明，当空气流道高度设计值为 15mm 时，PV/T 集热器光电光热综合性能效率最佳；在所研究的工况下，该集热器的光电光热综合性能效率约为 0.84-0.87。

［关键词］太阳能；太阳能集热器；热电性能；数值模拟；流量；空气流道高度

0 引言

太阳能光伏光热（PV/T）集热器是由 Wolf[1]在 1976 年提出的，它是把太阳电池和太阳能集热器集成为一体，在产生电能的同时，由集热组件中的冷却流体（如空气或水）将光伏余热带走并加以利用的装置。该装置不但能提高太阳能的综合利用效率，而且还可以同时满足用户对光热和光电两种能量需求。

根据冷却介质的不同，太阳能 PV/T 集热器大致可分为太阳能 PV/T 热水集热器和太阳能 PV/T 空气集热器。这两种集热器因其不同的用途都得到了广泛的应用。Raghuraman[2]针对传统的平板型太阳能 PV/T 热水集热器和平板型太阳能PV/T空气集热器进行了模拟分析，并提出了沿流体流动方向增加翅片等一系列的优化方案。Charalambous 等[3-5]对不同冷却介质的平板 PV/T 集热器的研究现状进行了综述，指出相较于其他类型的太阳能 PV/T 集热器，使用液体冷却的管板式结构的太阳能 PV/T 集热器经济型较高。He Wei 等[6]通过实验对比水冷型PV/T集热器与传统太阳能热水器及光伏板的光热光电性能，指出相较于单独的太阳电池板和传统集热器，太阳能 PV/T 系统的光电光热综合性明显更高。胡边等[7]采用 FLUENT 软件对水冷型 PVT 集热器进行了数值模拟，并分析了集热器进口水温、流速等运行参数对集热器光伏板温度的影响。

上述研究在一定程度上较好地揭示了 PV/T 集热器的能量传递过程，研究成果有助于提高 PV/T 集热器的太阳能综合利用效率。然而，对于大多数管板式 PV/T 热水集热器而言，在夏季正午时段等太阳辐射强度较高工况下，光伏板的温度仍然较高，直接影响了太阳电池的发电效率与使用寿命；而对于太阳能 PV/T 空气集热器，其空冷系统在非采暖季更是由于没有热空气的需求，往往处于闲置状态，导致太阳电池发电效率的明显下降和建筑冷负荷的增加。郭超等[8]提出了一种双工况太阳能 PV/T 集热器，通过在光伏板背面同时设置空气和水流道，可以实现冬季空冷和夏季水冷两个运行工况，有效提高集热器全年的运行效率。但是该研究仍然主要是针对单一的冷却流体工况展开的，且相对于光伏板背面，光伏板正面由于直接吸收太阳辐射，其光热利用潜力更大。基于上述研究，为进一步提高集热器光伏光热利用效率，本文提出了一种新型的太阳能 PV/T 集热器结构。该太阳能 PV/T 集热器在管板式热水 PV/T 集热器的基础上，将光伏板与玻璃盖板之间设置为冷却空气通道，从而在不同工况下可以实现水冷、空冷以及水冷与空冷同时作用的多种运行工况，为建筑提供热空气与生活/采暖热水。本文首先针对该集热器的光热与光电转换过程进行了分析，建立了水和空气同时运行时的二维非稳态的能量传递数学模型；在验证模型可靠性的基础上，本文模拟研究了空气流道高度和空气流量等设计参数对该集热器性能的影响，并提出空气流道的优化设计方案。本文的研究结果对于提高太阳能 PV/T 集热器全年综合利用效率具有一定的参考意义。

1 PV/T 集热器的结构

图 1 所示为新型 PV/T 集热器垂直于空气流动方向的断面结构示意图。该集热器由上而下依次包括了玻璃

基金项目：户用太阳能光伏光热综合利用清洁供暖技术研究（2018YFD1100701-05）

盖板、空气流道、太阳电池、吸热板、7 根铜支管、保温层以及边框。PV/T 集热器系统的能量传递过程大致包括玻璃盖板对太阳辐射的吸收和透射过程，空气与玻璃盖板和太阳电池板之间的对流换热过程，太阳电池的光电转换过程以及水和铜管之间的对流换热过程。

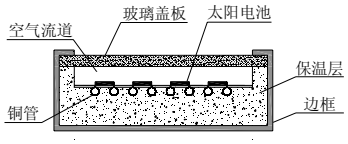


图 1 新型 PV/T 集热器断面结构示意图

2 能量传递数学模型

基于新型 PV/T 集热器光热传递与光热转换过程的分析，建立水和空气同时运行时，能量传递的二维非稳态数学模型。为简化模型，本文对 PV/T 系统做以下假设：

（1）将太阳电池层与吸热板作为整体进行计算，忽略太阳电池层的热容[9]；

（2）忽略集热器四周边框的热损；

（3）由于各个构件的厚度较薄，因此忽略各构件在厚度方向上的导热；

（4）玻璃的透射率为常数[10]；

（5）对于流道中的空气，仅考虑其沿流动方向上温度的变化情况。

针对 PV/T 集热器不同结构部件，分别建立能量平衡方程

（1）玻璃盖板的能量方程

$$\rho_g c_g \frac{\partial T_g}{\partial t}=\lambda_g \frac{\partial^2 T_g}{\partial x^2}+\lambda_g \frac{\partial^2 T_g}{\partial y^2}+\frac{1}{d_g}[\alpha_g G+h_{g,p}(T_p-T_g)+ h_a(T_{amb}-T_g)+h_{sky,g}(T_{sky}-T_g)+h_{g,air}(T_{air}-T_g)] \quad (1)$$

式中：ρ_g——玻璃盖板的密度，kg/m^3；c_g——玻璃盖板的比热容，J/(kg·K)；d_g——玻璃盖板的厚度,m；λ_g——玻璃盖板的导热系数，W/(m·K)；T_g——玻璃盖板温度，K；T_p——光伏吸热板温度，K；T_{amb}——环境温度，K；T_{sky}——等效天空温度，K；T_{air}——流道中空气温度，K；G——太阳辐照强度，W/m^2；α_g——玻璃盖板对太阳辐照的吸收率；$h_{g,p}$——玻璃盖板与太阳电池层间辐射换热系数，$W/(m^2·K)$；h_a——玻璃盖板与环境空气对流换热系数，$W/(m^2·K)$；$h_{sky,g}$——玻璃盖板与天空辐射换热系数，$W/(m^2·K)$；$h_{g,air}$——玻璃盖板与流道中空气的对流换热系数，$W/(m^2·K)$。

等效天空温度计算公式[11]如下：

$$T_{sky}=0.0552T_{amb}^{1.5} \quad (2)$$

相关换热系数计算公式[14]分别如下：

$$h_a=2.8+3\cdot u_{amb} \quad (3)$$

式中：u_{amb}——环境风速，m/s。

$$h_{sky,g}=\varepsilon_g\sigma(T_{sky}^2+T_g^2)(T_{sky}+T_g) \quad (4)$$

式中：ε_g——玻璃盖板表面发射率；σ——斯蒂芬-玻尔兹曼常数，$5.67*10^{-8}W/(m^2·K^4)$。

$$h_{g,pv}=\sigma(T_p^2+T_g^2)(T_p+T_g)\left(\frac{\zeta}{1/\varepsilon_{pv}+\zeta(1/\varepsilon_g-1)}+\frac{1-\zeta}{1/\varepsilon_{black}+(1-\zeta)(1/\varepsilon_g-1)}\right) \quad (5)$$

式中：ζ——太阳电池的覆盖因子；ε_{pv}——太阳电池的发射率；ε_{black}——黑色 TPT 发射率。

本次模拟中空气流道中空气处于紊流流动，玻璃盖板与上流道中空气的对流换热系数计算公式[12]如下：

$$Nu=0.0158Re^{0.8} \quad (6)$$

$$Re=\upsilon\cdot D/\nu \quad (7)$$

$$h_{g,air}=Nu\cdot\lambda_{air}/D \quad (8)$$

式中：λ_{air}——空气的导热系数，W/(m·K)；D——上流道的当量直径，m；ν——流道中空气流速，m/s；ν——空气的运动粘度，m^2/s

（2）空气流道内的能量方程

$$L\cdot d_{up}\rho_{air}c_{air}\frac{\partial T_{air}}{\partial t}=-m_{air}c_{air}\frac{\partial T_{air}}{\partial y}+L[d_{up}\lambda_{air}\frac{\partial^2 T_{air}}{\partial y^2}+h_{g,air}(T_g-T_{air})+h_{p,air}(T_p-T_{air})] \quad (9)$$

式中：ρ_{air}——流道中空气的密度，kg/m^3；c_{air}——流道中空气比热容，J/(kg·K)；λ_{air}——流道中空气导热系数，W/(m·K)；m_{air}——流道中空气流量，kg/s；L——空气流道的宽度，m；d_{up}——空气流道的高度，m；$h_{p,air}$——光伏吸热板与流道中空气的对流换热系数，$W/(m^2·K)$，其计算公式同 $h_{g,air}$。

（3）光伏吸热板的能量平衡方程

从 PV/T 集热器的水流入口到出口，所有支管都为同程，因此假设所有铜管水流速以及及温度分布都相同[8]。在此基础上，选取相邻两根铜管之间吸热面的一半区域进行分析，建立二维非稳态导热方程，离散节点如图 2 所示。

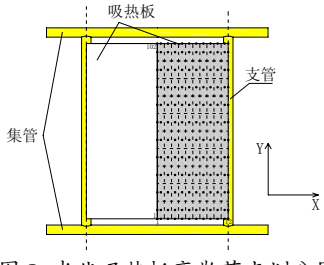


图 2 光伏吸热板离散节点划分图

由图 2 可知，光伏吸热板上非边界处的各个节点

的能量平衡方程有两种不同的形式。一种是仅在 X-Y 平面存在导热的节点；另一种是，除了在二维平面存在导热，还通过铜管焊接位置，与铜管有直接热传导的节点。与铜管没有接触的节点处的能量方程

$$\rho_p c_p \frac{\partial T_p}{\partial t} = \lambda_p \left(\frac{\partial^2 T_p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_p}{\partial y^2}\right) + \frac{1}{d_p}[h_{g,p}(T_g - T_p) + h_{p,air} \quad (10)$$
$$(T_{air} - T_p) + h_{p,a}(T_{amb} - T_p) + G(\tau\alpha)_p - \zeta E_{pv}]$$

式中：ρ_p——光伏吸热板的密度，kg/m^3；c_p——光伏吸热板比热容，J/(kg · K)；d_p——光伏吸热板厚度，m；λ_p——光伏吸热板导热系数，W/(m · K)；$h_{p,a}$——光伏吸热板通过保温层与外界环境的换热系数，W/(m · K)；$(\tau\alpha)_p$——光伏吸热板的有效吸收率；E_{pv}——太阳电池的输出功率，W/m^2。

式中相关参数计算公式如下：

$$h_{p,a} = (d_b / \lambda_b + h_a^{-1})^{-1} \quad (11)$$

式中：d_b——保温层的厚度，m；λ_b——保温层的导热系数，W/(m^2 · K)。

$$(\tau\alpha)_p = \tau_g \alpha [1 - (1-\alpha)\rho_g]^{-1} \quad (12)$$

式中：τ_g——玻璃盖板对太阳辐照的透过率；ρ_g——玻璃盖板的漫反射率；α——光伏吸热板的综合吸收率；

$$\alpha = \zeta\alpha_{pv} + (1-\zeta)\alpha_p \quad (13)$$

式中：α_{pv}——太阳电池的吸收率；α_p——光伏吸热板的吸收率。

$$E_{pv} = G\tau_g\eta_{ref}[1 - B_r(T_p - T_{ref})] \quad (14)$$

式中：η_{ref}——太阳电池在标准测试温度下的光伏效率，0.135；B_r——太阳电池的温度系数，B_r=0.0045K-1;T_{ref}——太阳电池的标准测试温度，T_{ref}=298K。

与铜管有接触的节点处的能量方程

$$\rho_p c_p \frac{\partial T_p}{\partial t} = \lambda_p \left(\frac{\partial^2 T_p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_p}{\partial y^2}\right) + \frac{1}{d_p}\{h_{g,p}(T_g - T_p) + h_{p,air}(T_{air} - T_p) \quad (15)$$
$$+ G(\tau\alpha)_p - \zeta E_{pv} - [\frac{T_p - T_t}{R_{pt}} \cdot \frac{D_t}{2} + h_{p,a}(T_p - T_{amb})(dx - \frac{D_t}{2})]dx^{-1}\}$$

式中：D_t——铜管外径，m；T_t——铜管温度，K；dx——节点对应控制体沿 x 方向的长度，m；R_{pt}——光伏吸热板与铜管之间的单位面积热阻，(K·m^2)/W。

R_{pt} 的计算公式如下：

$$R_{pt} = d_{pt}\lambda_{pt}^{-1} \quad (16)$$

式中：d_{pt}——焊接的平均厚度，m；λ_{pt}——焊接材料的导热系数，W/(m·K)。

（4）铜管的能量方程

$$\pi(D_t - d_t)d_t\rho_t c_t \frac{\partial T_t}{\partial_t} = \pi(D_t - d_t)d_t\lambda_t \frac{\partial^2 T_t}{\partial x^2} + \quad (17)$$
$$\pi(D_t - 2d_t)h_{w,t}(T_w - T_t) + (T_p - T_t)D_t R_{p,t}^{-1}$$

式中：ρ_t——铜管的密度，kg/m^3；c_t——铜管的比热容，J/(kg·K)；λ_t——铜管的导热系数，W/(m·k)；d_t——铜管厚度，m；T_w——水的温度，K；$h_{w,t}$——水与铜管间的对流换热系数。

$h_{w,t}$ 的计算公式[13]如下：

$$h_{w,t} = 0.023\lambda_w\delta_w^{-1}R_e^{0.8}P_r^{0.4} \quad (18)$$

式中：λ_w——水的导热系数，W/(m·K)；δ_w——铜管的内径，m；R_e——以铜管内径为特征长度的雷诺数；P_r——普朗特数。

（5）铜管中水的能量平衡方程

$$A_t\rho_w c_w \frac{\partial T_w}{\partial t} = -A_t\rho_w u_w c_w \frac{\partial T_w}{\partial x} + A_t\lambda_w \frac{\partial^2 T_w}{\partial x^2} \quad (19)$$
$$+ P_t h_{w,t}(T_t - T_w)$$

式中：ρ_w——水的密度，kg/m^3；c_w——水的比热容，J/(kg·K)；A_t——铜管截面积，m^2；P_t——铜管内壁周长，m；u_w——水流速，m/s。

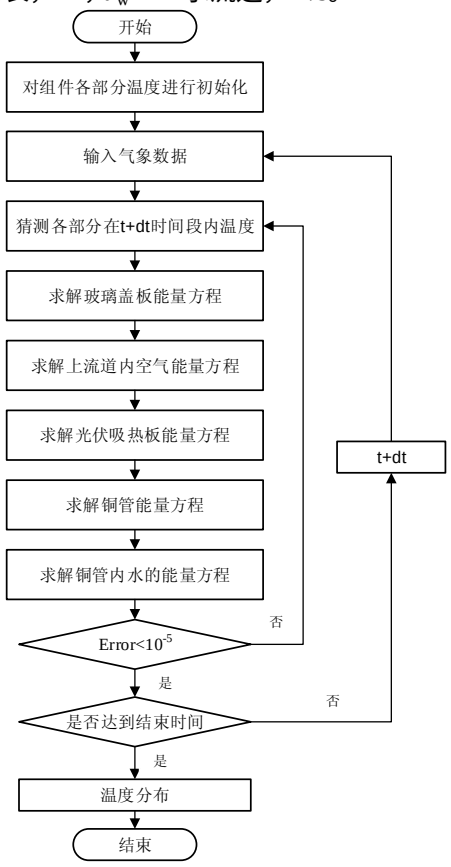


图 3 模型求解计算流程图

2.1 数学模型求解

对上述建立的所有方程采用全隐式格式进行求解，其中方程（1）、（10）、（15）、（17）均采用二阶中心差分格式离散，方程（9）、（19）采用乘方格式离散。通过 MATLAB 编程完成模型的求解。求解的流程如图 3 所示，其中 t 为时间；时间步长 *dt* 取 2 s；残差设为 10-5。

3 模型验证

本文采用文献[14]中有关多功能太阳能 PV/T 集热器实验数据验证模型的可靠性。实验测试期间的环境温度与太阳辐射如图 4 所示。

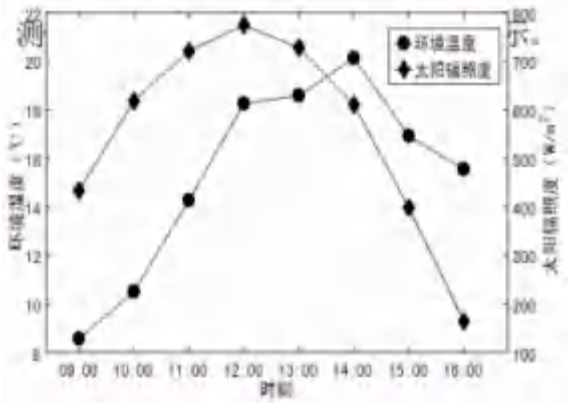


图 4 太阳辐射强度和环境温度随时间变化曲线

在相同的外界条件下，用本文建立的数学模型计算出该多功能集热器的吸热板温度和出口水温，并与实验结果作对比。吸热板以及出口水温的随时间变化的对比结果如图 5 所示。可以观察到吸热板温度和集热器出口水温的模拟值与实验值变化趋势吻合良好，吸热板和出口温度的全天均方根误差(RMSD)分别为 8.15%和 4.8%。因此可以认为，模拟结果与实验结果较为吻合，模拟模型可用于进一步分析。

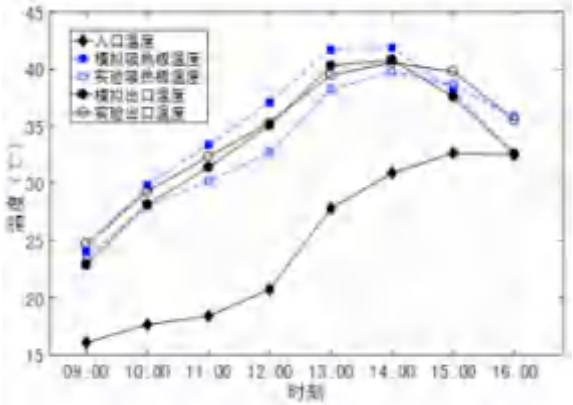


图 5 吸热板温度和水温的模拟结果与实验对比

4 新型 PV/T 集热器性能研究与优化

为便于研究在空气与水同时冷却下，空气流道高度及空气流量等关键设计参数对新型 PV/T 集热器性能的影响，本文结合太原地区冬季气象条件，对 8 个不同设计参数条件下的集热器性能进行了稳态模拟研究。本文共模拟了 72 个工况，模拟工况见表 1。

表 1 模拟工况

工况	空气流道高度	水流量	空气流量	环境风速	环境温度	太阳辐照
	d_{up}/mm	m_w/kg s^{-1}	m_{air}/kg s^{-1}	u_{amb}/m s^{-1}	T_{amb}/℃	G/W m^{-2}
1	5	0.01	0.01~0.09	1	5	600
2	10	0.01	0.01~0.09			
3	15	0.01	0.01~0.09			
4	20	0.01	0.01~0.09			
5	25	0.01	0.01~0.09			
6	30	0.01	0.01~0.09			
7	35	0.01	0.01~0.09			
8	40	0.01	0.01~0.09			

4.1 性能评估

针对建立的模型，采用光电光热综合性能效率作为该系统的的综合性能评价指标[15]：

$$\eta_0 = \eta_t + \zeta \eta_{pv} \eta_{power}^{-1} \quad (21)$$

式中：η_t——集热器的热效率；η_{pv}——集热器的发电效率；ηpower——常规火力发电厂的发电效率，ηpower=0.38。

集热器的瞬时光热效率为：

$$\eta_t = \frac{c_w \dot{m}_w (T_{w,out} - T_{w,in}) + c_{air} \dot{m}_{air} (T_{air,out} - T_{air,in})}{G A_c} \quad (22)$$

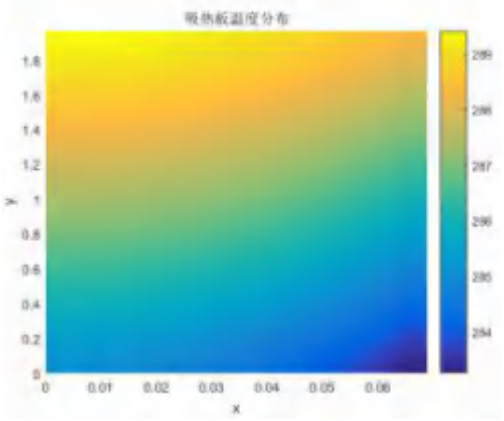
瞬时光伏效率：

$$\eta_{pv} = E_{pv} G^{-1} \quad (23)$$

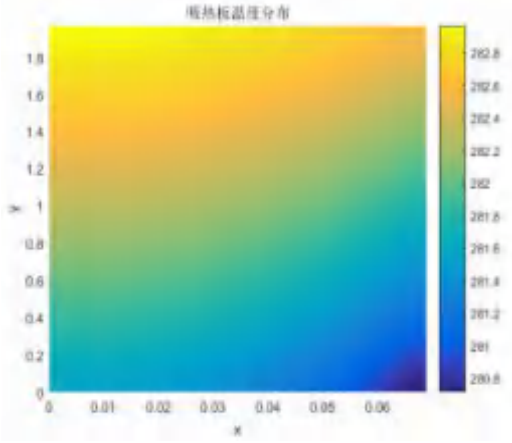
4.2 流道高度和空气流量对集热器性能的影响

图 6 所示为流道高度 15mm，水流量 0.01kg/s 时，不同空气流量下的吸热板温度分布云图。其中，图 6（a）、(b)、(c)、(d) 分别对应的空气流量为 0.01kg/s、0.04kg/s、0.07kg/s、0.09kg/s。从图中可以得出，吸热板上的温度沿着空气和水的流动方向逐渐升高。这是因为沿着流动方向，空气和水的温度越来越高，与吸热板之间的温差逐渐减小，冷却效果降低。随着空气流量的增加，吸热板表面平均温度下降，而温度分布均匀性则有所提高。当空气流量为 0.01kg/s 时，吸

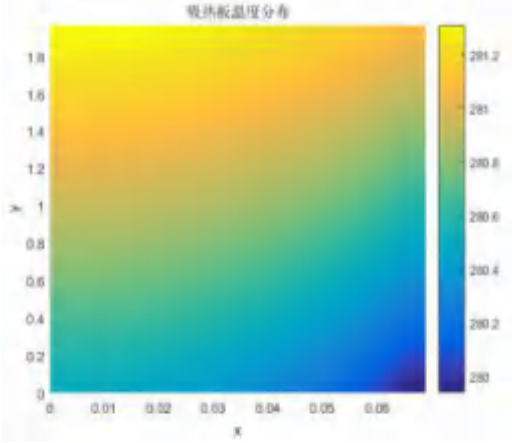
热板表面平均温度约为 13.8℃，而温度分布温差可达 5℃；当空气流量增加至 0.09kg/s 时，吸热板表面平均温度降至 7.3℃，而温差则减少至 1℃左右，即意味着光伏系统转换效率将得到显著提升。



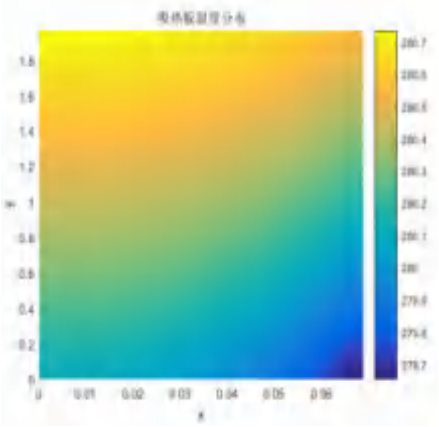
（a）空气流量 0.01 kg/s



（b）空气流量 0.04 kg/s



（c）空气流量 0.07 kg/s



（d）空气流量 0.09 kg/s

图 6 不同空气流量下的吸热板温度

图 7 所示为不同空气流道高度下，集热器的空气出口温度随空气流量的变化曲线。由图可知，随着空气流道高度和空气流量的增加，集热器出口空气温度逐渐降低，且下降速率与空气流道高度和空气流量呈反比。当空气流道高度一致时，空气出口温度随着流量的增加而降低。当空气流道高度为 5 mm 时，随着空气流量从 0.01 kg/s 增加到 0.09 kg/s，集热器的空气出口温度下降幅度最大，达到了 3.2 ℃。同等空气流量下，随着空气流道高度从 5 mm 增加到 40 mm，集热器的空气出口温度逐渐降低，且降低速率越来越小。随着空气流量从 0.01 kg/s 增加到 0.09 kg/s，集热器的空气流道高度对空气的出口温度影响逐渐减少。

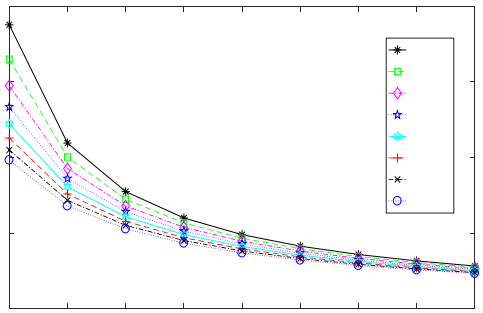


图 7 不同空气流道高度下集热器空气的出口温度随空气流量变化曲线

图 8 所示为不同空气流道高度下，集热器的综合性能效率随空气流量的变化曲线。由图可知，随着空气流量从 0.01kg/s 增加到 0.09kg/s，处于不同空气流道高度下的集热器的综合性能效率均逐渐增大，但增长速率越来越小；集热器的空气流道高度对综合性能效率影响逐渐减少。其中当空气流道高度为 5mm 时，

随着空气流量从 0.01kg/s 增加到 0.09kg/s，集热器综合性能效率提高最大，约为 3%。当空气流量为 0.01kg/s~0.03kg/s 时，同等空气流量下，随着空气流道高度从 5mm 增加到 15mm，集热器的综合性能效率逐渐增大，但增长速率越来越小；随着空气流道高度从 15mm 增加到 40mm，集热器的综合性能效率逐渐降低。当空气流量为 0.04kg/s~0.06kg/s 时，同等空气流量下，随着空气流道高度从 5mm 增加到 10mm，集热器的综合性能效率逐渐增大。当空气流量为 0.07kg/s~0.09kg/s 时，同等空气流量下，随着空气流道高度从 5mm 增加到 10mm，集热器的综合性能效率保持不变。当空气流量为 0.04kg/s~0.09kg/s 时，同等空气流量下，随着空气流道高度从 10mm 增加到 40mm，集热器的综合性能效率逐渐越低且降低速率越来越大。需特别注意的是，当空气流量为 0.04kg/s~0.09kg/s 时，同等空气流量下，流道高度从 10mm 增加到 15mm 的过程中，集热器的综合性能效率基本不变。因此，基于综合性能效率的分析，推荐的空气流道高度设计值为 15mm。当空气流道高度为 15mm 时，随着空气流量从 0.01kg/s 增加到 0.09kg/s，集热器的综合性能效率由 84.59%增大到 87.08%。

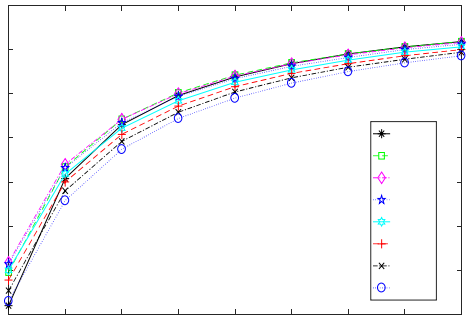


图 8 不同空气流道高度下集热器综合性能效率随空气流量变化曲线

5 结 论

该文提出了一种新型管板式太阳能 PV/T 集热器，并针对该集热器光热与光电转换过程进行了分析，建立了二维的非稳态传热数学模型，并采用控制变量法研究了空气流道高度和空气流量等设计参数对 PV/T 集热器综合性能的影响。得到以下结论：

（1）随着空气流量从 0.01 kg/s 增加到 0.09 kg/s，处于不同空气流道高度下的集热器的综合性能效率均逐渐增大，但增长速率越来越小。当空气流道高度为 15mm 时，随着空气流量从 0.01 kg/s 增加到 0.09 kg/s，集热器的综合性能效率由 84.59%增大到 87.08%；

（2）当水流量为 0.01 kg/s，空气流道高度为 15 mm 时，随着空气流量从 0.01 kg/s 增加到 0.09 kg/s，吸热板温度由 13.8 ℃降低为 7.3 ℃。考虑到此时的研究是在冬季工况下，因此可以合理推测：在夏季工况下，随着空气流量从 0.01 kg/s 增加到 0.09 kg/s，空气对吸热板的降温作用将更加明显；

（3）基于综合性能效率的分析，对于新型集热器，推荐的空气流道高度设计值为 15mm；

致谢

本研究得到了国家重点研发计划项目，户用太阳能光伏光热综合利用清洁供暖技术研究（编号：2018YFD1100701-05）的支持，在此表示最衷心的感谢。

参考文献

[1] WOLF M. Performance analysis of combined heating and photovoltaic power systems for residences [J].Energy conversion and management，1976，16(1-2)：79-90.

[2] RAGHURAMAN P. Analytical predictions of liquid and air photovoltaic/thermal，flat-plate collector performance[J].Journal of solar energy engineering，1981，103(4)：291-298.

[3] Charalambous P G，Maidment G G，Kalogirous S A，et a1. Photovoltaic thermal(PV/T)collectors：A review[J]. Applied thermal engineering，2007，27(2)：275-286.

[4] Zondag H A. Flat-plate PV-thermal collectors and systems：A review[J].Renewable and sustainable energy reviews，2008，12(4)：891-959.

[5] Ibrahim A，Othman M Y，Ruslan M H，et a1. Recent advances in flat plate photovoltaic/thermal (PV/T) solar collectors[J].Renewableand sustainable energy reviews，2011，15(1)：352-365.

[6] HeW，Chow T T，Ji J，et al. Hybrid photovoltaic and thermal solar-collector designed for natural circulation of water [J].Applied energy，2006，83(3)：199-210.

[7] 胡边，闫素英，张宏治，等.水冷型 PV/T 集热器的换热性能研究[J].可再生能源，2015，33（2）：164-170.

HU B，YAN S Y，ZHANG H Z，et al.Research

on heat exchange performance of water-cooled PV/T collector [J].Renewable energy，2015，33(2)：164-170.

[8] 郭超.多功能太阳能光伏光热集热器的理论和实验研究[D].安徽：中国科学技术大学，2015.

GUO C.Theoretical and experimental research on multifunctional solar photovoltaic thermal collector [D]. Anhui：University of Science and Technology of China，2015.

[9] Wei He，Yang Zhang，Jie Ji. Comparative experiment study on photovoltaic and thermal solar system under natural circulation of water[J].Applied thermal engineering：Design，processes，equipment，economics，2011，31(16)：3369-3376.

[10] 郭嘉，闫素英，田瑞，等.太阳能 PV/T 系统电热输出性能及其 Matlab 仿真研究[J].可再生能源，2014，32（7）：916-921.

GUO J，YAN S Y，TIAN R，et al.Solar PV/T system electric heating output performance and Matlab simulation research[J].Renewable energy，2014，32(7)：916-921.

[11] W.C.Swinbank. Long-wave radiation from clear skies[J].Quarterly journal of the royal meteorological society，1963，89(381)：339-348.

[12] 张鹤飞. 太阳能热利用原理与计算机模拟[M].2版.西安：西北工业大学出版社，2007：113-116.

ZHANG H F. Principles of solar thermal utilization and computer simulation [M].2nd ed. Xi'an：Northwestern Polytechnical University Press，2007：113-116.

[13] 杨世铭，陶文铨.传热学[M].4 版.北京：高等教育出版社，2006：246-247.

YANG S M，TAO W Q. Heat transfer [M].4th ed. Beijing：Higher Education Press，2006：246-247.

[14] 郭超，季杰，孙炜，等.多功能太阳能 PV/T 集热器的光电/光热性能研究[J].太阳能学报，2017，38（2）：372-377.

GUO C，JI J，SUN W，et al.Research on photoelectric/photothermal performance of multifunctional solar PV/T collector[J].Acta solar energy，2017，38(2)：372-377.

[15] 季杰.太阳能光伏光伏综合利用研究[M].北京 科学出版社，2017：20-21.

JI J. Research on Comprehensive Utilization of Solar Photovoltaic [M].Beijing：Science Press，2017：20-21.

卷帘对建筑能耗影响的模拟和实验研究

谭羽桐，彭晋卿

（湖南大学，长沙　410082）

［摘　要］建筑遮阳是提升窗户系统的有效措施，合理的遮阳既能够有效改善室内热舒适及视觉舒适，同时能够减少建筑的空调能耗。本文旨在探究基于眩光控制的卷帘对建筑空调能耗的影响。首先，基于卷帘和玻璃的光热特性参数在 WINDOW 中建立窗户系统的模型，并验证模型的准确性；然后，建立以湖南大学实验平台为原型的建筑模型并利用 Energyplus 软件计算无遮阳时参考点的逐时日光眩光指数 (DGI) 以获取遮阳时间表；最后根据遮阳时间表对布置于南向窗户的卷帘进行眩光控制并计算全年制冷与供暖能耗。研究结果表明：基于眩光控制的卷帘遮阳模式与无遮阳相比能够减少 28%的制冷能耗，但增加了 3%的供暖能耗，全年总空调能耗能够减少 14%。由此可知，卷帘能够有效保障室内采光环境并减少建筑空调能耗，对实现建筑节能具有深远的意义。

［关键词］卷帘；眩光控制；能耗模拟；实验研究；建筑节能

0 引言

目前，建筑能耗约占社会总能耗的 30%~40%[1]，其中，由窗户造成的能耗约占建筑能耗的 50%[2]。在夏热冬冷地区，由单层玻璃透射入室内的太阳辐射所消耗的冷量约占空调负荷的 20%-30%[3]。詹林[4]分析了夏热冬冷地区各朝向窗户在晴朗天气各季节得到的太阳辐射热变化。研究结果表明南向窗户夏季得热不多，而冬季比其他朝向能汇集更多的太阳辐射。由于太阳辐射对室内的空调采暖制冷能耗具有重大影响，从窗户进入室内的太阳辐射在冬季有利于减少建筑采暖能耗，但在夏季可能造成过热而增加制冷能耗[5]，因此建议南向开窗。

窗户因其在围护结构中独特的透光特性，成为室内采光和热舒适平衡的关键。为了保障室内舒适的采光环境并尽可能减少建筑能耗，一种安装简单，成本低，调节灵活的卷帘遮阳被广泛应用于提升窗户的保温隔热性能。Oleskowicz-Popiel 等[6]研究了卷帘布置于外部和内部时在采暖季节的节能潜力，研究结果表明外卷帘可节省 45%的能耗，而内卷帘能节省 33%的能耗。李峥嵘等人[7]根据 6 种不同性能的遮阳卷帘在上海地区的模拟数据得出，采用中反射-中透过率的卷帘能够削弱 44%~51%的采光。根据采光动态评价指标，有效采光照度（UDI），赵忠超[8]的研究结果表明采用动态窗帘可使进深 1~5m 区域的 UDI 达 80%。此外，Kunwar 等人[9]根据 2017 年 3 月至 9 月采集的实验数据，探究了卷帘在不同朝向的节能潜力，研究结果表明在保证可接受眩光水平 90%以上时，卷帘能平均节省 26%的制冷能耗。由此可知，布置合理的卷帘具有平衡室内采光和热舒适的潜力。

本文旨在探究基于眩光的卷帘控制策略对建筑空调能耗的影响。由于进行全年能耗监测实验的实施难度大，故本文采用 Energyplus 软件进行全年能耗模拟。为验证该模拟方法的准确性，首先基于湖南大学实验平台开展试验，比较窗户系统内表面温度的实验和模拟结果。然后，利用验证过的模型计算无卷帘遮阳时参考点的逐时 DGI，并由此确定遮阳时间表。最后，根据遮阳时间表控制卷帘的开启并模拟计算全年空调能耗。

1.窗户模型建立

1.1 光热参数测试

能耗模拟的准确度和可靠性取决于模型的输入参数。因此，首先采用紫外/可见/近红外分光光度计 (LAMBDA PE 1050)测试卷帘及玻璃的光谱光学参数，包括反射率、透射率以及吸收率，测试结果如表 1 所示。根据测试结果可知，本文采用的单片玻璃透过率为 0.82，反射率为 0.07，吸收率为 0.11。而本文采用的卷帘透射率仅为 0.26，它能够有效阻隔过多的太阳辐射进入室内。对于导热系数，玻璃样品的导热系数取 1W/(m•K)，与 IGDB 数据库中玻璃的导热系数一致；而卷帘的导热系数采用 DRE 瞬态平面热源法导热仪确定，测试结果为 0.12W/(m•K)。

表 1 卷帘及窗帘的光学参数

名称	透射率	反射率	吸收率
6mm 透明玻璃	0.82	0.07	0.11
卷帘样品	0.26	0.68	0.06

1.2 模型建立和计算

基于上述光热参数，采用劳伦斯伯克利国家实验室开发的一系列用于门窗及幕墙热工计算的软件建立窗户模型，包括 Optics 和 WINDOW。其中，Optics 用于对光谱数据的处理，WINDOW 用于计算窗户的热性能指标，包括总传热系数（U 值），太阳得热系数（SHGC），可见光透射率（Tvis）。将玻璃和卷帘的光谱光学参数测试结果导入 Optics 软件中，建立卷帘和玻璃的模型，然后将 Optics 中的单片模型导入 WINDOW 软件中建立完整的窗户系统。本文建立了两种窗户系统：（1）6mm 普通玻璃+12mm 空气层+6mm 普通玻璃，该窗户系统用做对比；（2）6mm 普通玻璃+12mm 空气层+6mm 普通玻璃+10mm 空气层+卷帘，该窗户系统用做探究卷帘对建筑能耗的影响。两种窗户系统的热性能计算结果列于表 2，根据计算结果可知，卷帘能够有效降低窗户系统的传热系数，太阳得热系数和可见光透射率。与基准窗户相比，上述参数分别降低了 20%，54%和 69%。

表 2 基准窗户与实验窗户的热性能参数

	总传热系数 W/(㎡·K)	太阳得热系数	可见光透射率
基准窗户	2.705	0.748	0.797
实验窗户	2.174	0.343	0.244

2.建筑模型

本研究以长沙地区办公建筑为研究对象，基于长沙所处夏热冬冷地区的气候特点，遵循《公用建筑节能设计标准 GB50189-2015》,在Sketchup中建立与实验平台（位于湖南长沙）一致的建筑模型，如图1所示。该实验平台占地面积112平方米，实验窗户安装于图示房间，该房间高3米，宽2.5米，进深为6米。外窗位于南向外墙，窗户高2.4米，宽2.4米，窗墙比为76.8%。



图 1 建筑模型示意图

3.实验验证

3.1 实验概况

图 2 所示的实验平台位于湖南长沙地区（112.92E,28.22N），基准窗户位于测试房间的南向外墙，卷帘布置于窗户内侧。卷帘表面布置 6 个温度传感器，其平均温度用以表征窗户系统内表面的逐时温度。此外，测试期间（1 月 12 日~13 日）的室外气象参数如太阳辐射、环境温度、风速等由试验台的气象站测量并采集，图 3 是实测的太阳辐射及环境温度变化情况。由图可知，实验期间天气晴朗，太阳辐射充足，室外平均气温约为 10℃。



图 2 实验平台示意图

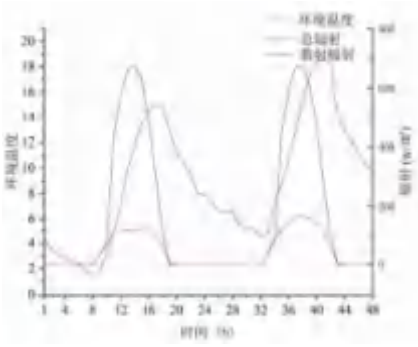


图 3 实测气象数据

3.2 结果对比

以实测气象数据作为输入参数，在 Energyplus 软件中将窗户模型与建筑模型耦合，计算窗户系统内表面逐时温度，图 4 为窗户系统内表面逐时温度的模拟和实验对比结果。经计算，实验与模拟结果的相对误差为 7.5%，均方根误差为 1.8℃，两者具有良好的一致性。根据验证结果可知，基于窗户系统各层部件的实测参数在 WINDOW 中建模并在 Energyplus 中进行能耗模拟计算的方法准确可靠。

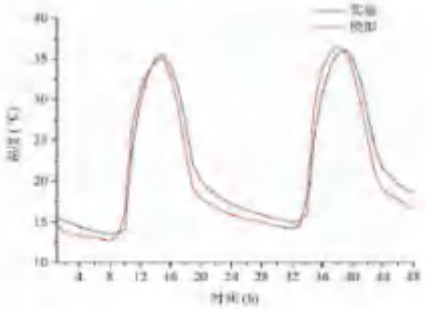


图 4 窗户系统内表面温度的实验与模拟结果对比

4.能耗模拟

4.1 基于眩光控制的遮阳时间表

本研究采用 Energyplus 软件模拟建筑全年能耗，它由美国能源部和劳伦斯伯克利国家实验室共同开发，能够对建筑的采光、空调、照明等能源消耗进行全面能耗模拟分析[10]。为获取卷帘遮阳时间表，首先

计算无遮阳时参考点的日光眩光指数（DGI），采光参考点设定为 0.75m 高处工作平面的中心点。DGI 自 1992 年提出以来，成为国际上最为广泛应用的不舒适眩光评价指标[11]。我国的《建筑采光设计标准》GB50033-2013[12]中对采光等级进行了更具体的划分，等级划分列于表 3。由表可知，当 DGI 达到 23 时眩光能被察觉，因此，当 DGI 达到 23 时，卷帘调整为开启状态以削弱眩光。为此，首先在 Energyplus 中对基准窗户（无卷帘）进行全年采光模拟，得到每小时参考点的 DGI，进而获得基于眩光控制的卷帘遮阳时间表。

表 3 DGI 采光等级划分

眩光感觉程度	采光等级	DGI
无感觉	Ⅰ	20
有轻微感觉	Ⅱ	23
可接受	Ⅲ	25
不舒适	Ⅳ	27
能忍受	Ⅴ	28

4.2 全年建筑能耗模拟

全年能耗模拟时，建筑室内热环境参数根据《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB50736-2012[13]设定，其中，制冷室内设计温度设定为26℃，供暖室内设计温度设定为20℃。模拟时采用Energyplus官网提供的长沙典型气象年(CSWD)逐时气象数据，其中月平均室外温度和太阳辐射如图5所示。

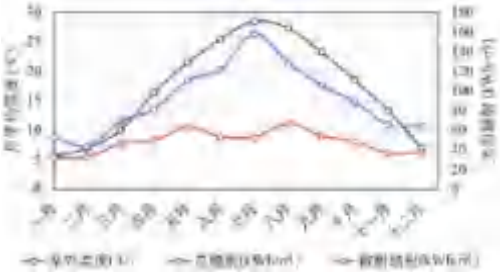


图 5 长沙月平均温度及太阳辐射

5.结果分析与讨论

图 6 为无遮阳，全遮阳以及基于眩光控制下的建筑空调能耗。图 6 (1)所示为三种模式下的逐月制冷能耗，由图可知，长沙地区六月至十月的制冷能耗高，制冷能耗最大月出现在七月。对比三种模式可知，无遮阳时的逐月制冷能耗最大，全遮阳时的逐月制冷能耗最小，而基于眩光控制的遮阳模式的逐月制冷能耗位于两者之间。此外，与无遮阳模式相比，基于眩光控制的遮阳模式在八月的制冷能耗削减量最大。图 6 (2)所示为三种模式下的逐月供暖能耗，由图可知，长沙地区五月至九月无供暖能耗，在其余有供暖能耗的月份，全遮阳时的逐月供暖能耗最大，无遮阳时的逐月供暖能耗最小，基于眩光控制的遮阳模式的逐月供暖能耗位于两者之间。但与制冷能耗的削减量相比，采用卷帘所增加的供暖能耗可忽略不计。总空调能耗如图 6(3)所示，三种模式的逐月空调能耗在一月至四月差别甚小，在五月至十一月，无遮阳模式下空调消耗的能量最大。总地来说，采用卷帘遮阳能够有效降低空调制冷能耗，但对冬季制热不利。从全年总能耗来看，相比于无遮阳模式，全遮阳能够减少 40%的制冷能耗，但会增加 10%的供暖能耗，全年总空调能够减少 20%。此外，基于眩光控制的遮阳模式能够减少 28%的制冷能耗，但增加了 3%的供暖能耗，全年总空调能耗能够减少 14%。这是因为卷帘能够有效阻挡太阳辐射进入室内，在制冷时期能够避免过热，但在供暖时期，由于进入室内的太阳辐射减少，因此导致空调供暖能耗增加。

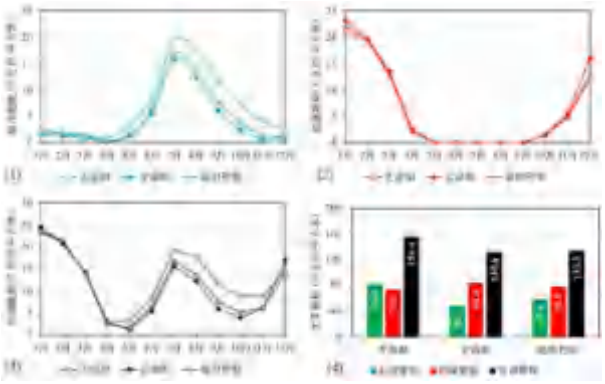


图 6 建筑在无遮阳，全遮阳以及遮阳控制下的逐月（1）制冷能耗，（2）供暖能耗，（3）空调能耗和（4）年能耗对比

6.结论

本文旨在探究卷帘对建筑空调能耗的影响。首先基于卷帘和玻璃的实测参数在 WINDOW 中建立窗户模型，并通过 Energyplus 软件计算无遮阳时参考点的日光眩光指数（DGI）。然后，基于湖南大学实验平台对该模拟方法进行实验验证，从窗户系统内表面温度来看，实验结果和模拟结果具有良好的一致性。最后，采用经验证的模型基于眩光控制卷帘的开启关闭，探究卷帘对建筑能耗的影响。本文的主要结论如下：

(1) 本文窗户模型与建筑模型建立准确，实验与模拟的窗户内表面温度相对误差为 7.5%，均方根误差为 1.8℃；

(2) 与无遮阳模式相比，全遮阳能够减少 40%的

制冷能耗，但会增加 10%的供暖能耗，全年总空调能耗能够减少 20%；

(3) 基于眩光控制的卷帘遮阳模式与无遮阳模式相比，能够减少 28%的制冷能耗，但会增加 3%的供暖能耗，全年总空调能耗能够减少 14%。

参考文献

[1] 中国建筑节能协会，中国建筑节能现状与发展报告（20132014）[M].北京：中国建筑工业出版社，2015.

[2] 张虎,鲁祥友.安徽省城镇既有建筑外门外窗节能改造探讨[J].建筑节能,2011,(8):71-73. DOI:10.3969/j.issn.1673-7237.2011.08.021.

[3] 李新国.低温地热运用热泵供暖的技术经济分析[J].天津大学学报,1996: 440-453.

[4] 詹林.夏热冬冷地区住宅建筑窗户遮阳设计探讨[J].住宅科技,2012,(3):23-25. DOI:10.3969/j.issn.1002-0454.2012.03.006.

[5] 余巍.夏热冬冷地区建筑东西向窗户遮阳研究[D].湖北:华中科技大学,2012. DOI:10.7666/d.D229909.

[6] C. Oleskowicz-Popiel, M. Sobczak.Effect of the roller blinds on heat losses through a double-glazing window during heating season in central Europe[J]. Energy and Building,2014, 73:48-58.https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.12.032.

[7] 李峥嵘,陶求华,胡玲周,等.上海建筑各朝向外窗遮阳卷帘光热分析及优选[J].建筑热能通风空调,2012,31(6):1-4. DOI:10.3969/j.issn.1003-0344.2012.06.001.

[8] 赵忠超．室内设计视角下办公空间的照明节能研究[D].江苏:东南大学, 2014.DOI:10.7666/d.Y2626947.

[9] N. Kunwar, K.S. Cetin, U. Passe, X.H. Zhou, Y. H. Li. Full-scale experimental testing of integrated dynamically-operated roller shades and lighting in perimeter office spaces, Solar Energy,2019, 186: 17-28.https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.04.069.

[10] 潘毅群. 实用建筑能耗模拟手册：北京，2013: 55-56.

[11] H.M. Traquair. An Introduction to Clinical Perimetry[M].London: HenryKimpton,1942.

[12] 中华人民共和国住房和城乡建设部.GB50033-2013 建筑采光设计标准[S].北京：中国建筑工业出版社，2013.

[13] 中华人民共和国住房和城乡建设部.GB 50736-2012 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范[S].北京：中国建筑工业出版社，2013.

基于 CFD 方法的直升机座舱热舒适性研究

李菲菲[1]，袁卫星[1]，周月[2,3]，汪智慧[4]

（1.北京航空航天大学，北京　100191；2.南京机电液压工程研究中心，南京　210000
3.航空机电系统综合航空科技重点实验室，北京　101100；4.中国直升机设计研究所，景德镇　333001）

［摘　要］随着 CFD 技术的不断成熟、司乘人员对机舱的舒适性要求日益提高，CFD 仿真方法越来越多地应用于座舱空气分配系统设计，通过优化计算和分析，大大提高了环境控制系统的设计精度与舱内人体热舒适性。因此，本文通过成熟的集成化 CFD 数值计算软件，建立了一个优化设计流程，研究直升机座舱内的热舒适性，通过优化送风口位置、流量、送风方向等参数，使得座舱内的热舒适性满足人员的要求，保障人员工作效率。仿真结果表明，优化后温度场和速度场分布均匀，飞行员周围空气温差不大于±3℃，周围空气流速在 1.5m/s-2.5m/s 范围内。本文采用了 PMV-PPD 为热舒适性评价指标，通过 CFD 仿真优化使得直升机舱内人体周围环境的 PMV 值处于-1~1 之间，满足了人员的热舒适性需求。

［关键词］CFD；仿真优化；热舒适性；PMV-PPD

1 前言

直升机与固定翼飞机从设计原理到飞行性能均有显著差异，其有如下特点：一是既能垂直起降、空中悬停，又能向前后左右任一方向飞行；二是当发动机在空中停车时，直升机可利用旋翼自转下滑，安全着陆；三是直升机不需要专用机场和跑道，可在陆上、水上、舰船上、房顶上等仅能容纳直升机的地方起降；四是直升机可以通过外挂的方式吊运货物或抢救遇险人员；五是直升机军民通用性很强，除了专用武装直升机外，几乎所有的直升机既可军用又可民用。

独特的飞行模式给直升机带来了广阔的发展前景。近年来，直升机在执法、救护、农业、军事、运输等方面的应用越来越广泛。为了保证直升机作业时舱内人体舒适性以及机载电子仪器、设备正常工作，必须将座舱内空气的温度、湿度、速度、压力和洁净度保持在允许的范围内。值得关注的是，伴随着直升机技术的革新，机载大功率电子设备逐渐增多，且司乘人员对机舱的舒适性要求日益提高，对直升机环控系统提出了新的挑战。

为了适应飞行任务的拓展以及直升机未来发展需求，必须加快对直升机座舱舒适性的研究。影响座舱舒适性的因素很多，其中热舒适性是目前急迫要解决的问题之一。空气分配系统是改善热舒适性最主要的途径，由空气调节装置处理好的空气从送风口送入座舱，与舱内空气发生混合、热质交换，经出风口将热量带出座舱。空气的不断送入、排出、掺混，引起舱内空气的流动，形成了座舱内空气的速度场和温度场，直接影响人体的热舒适感。[1,2]良好的座舱气流组织一方面能够保证飞行员的人机工效、设备的正常工作，另一方面能够充分利用环境控制系统的制冷功率，有效节能。随着对飞行器高温作业的需求增加、机载设备数量和功能的增多，以 CFD 仿真为基础的座舱气流组织与热舒适性研究已受到越来越多的关注，成为环控系统的重要研究课题。

1992 年，波音公司的 De Jager[3]采用标准模型模拟了机舱内的热环境，并进行了地面试验，实验结果小于测试数据。后来，波音公司的工程师[4]采用 FLUENT 仿真的方法对机舱内温度场进行了数值计算，结果表明，仿真结果与实验结果非常接近，经济性和可重复性更好。2005 年，Li[5]使用 FLUENT 对某驾驶舱的空气分配系统进行了模拟，包括供风管道的布局和大小、喷嘴的数量和位置、送风方向等，并提出了驾驶舱空气分配系统的优化设计方案。2012 年，Pang 等人[6]对客机改进后的机舱流场进行了评价，并针对这一问题提出了一种改进的空气分配系统。随着计算机仿真优化技术与前期设计、比较分析的结合，座舱气流组织与热舒适性研究正在逐步向智能化、集成性和全面性发展。

本文在对直升机座舱 CFD 仿真优化和热舒适性指标研究基础上，定量分析和研究了直升机座舱内环境的热舒适性，以座舱空气分配系统参数为主要研究对象，以送风口位置、流量、送风方向等为优化参数，以温度均匀性、流场均匀性和 PMV-PPD 指标为优化目标，通过 CFD 计算和优化，使得座

舱内的热舒适性满足设计要求，保障舱内人员的热舒适性和工作效率。

2 直升机座舱几何模型建立

本文的研究对象为某型直升机座舱。直升机座舱内部空间较为狭窄，且装有多个电子仪器设备，此外还有人员、座椅等，结构比较复杂。

2.1 模型简化

为了进行快速、有效的数值模拟，需对直升机座舱进行合理的简化。由于座舱的结构、供气方案（即送风参数和送风方式）以及内外热源发热（主要为太阳辐射、人体及电子设备）是影响座舱环境舒适性的主要因素，因此在建模时保留人体、座椅等对于座舱气流组织及其热力学特性影响较大的元素，忽略驾驶杆、按钮和探头等非主要部件。

2.2 座舱和乘员几何模型

本文研究的几何模型如图 1 所示。除了座舱的整体结构外，还包括座椅、飞行员和送回风口。空气分配系统的送风口分布在驾驶舱的多个位置，如脚部送风口、前送风口、侧送风口、后送风口和球形个人送风口，以确保驾驶舱内气流的有效掺混和快速热交换效果。

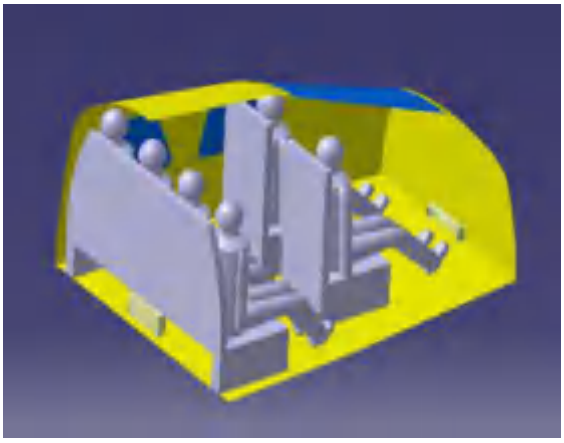


图 1 座舱模型示意图

为了提高计算区域空气流动参数模拟的精度和稳定性，划分网格时做到了以下几点：

考虑到座舱内部的复杂结构，很难进行完全的结构网格划分。因此，采用了结构网格为主，四面体非结构网格为辅的网格划分方式，既保证了网格划分质量，又考虑到了网格划分效率。

为提高网格质量，复杂形状的几何特征和人体表面要进行网格细化。

在几何特征简单而不是非常关键的地方，尽可能减少网格的数量，同时确保的网格质量，从而最小化优化计算的时间成本。

座舱模型沿中央纵向分割面是完全对称的。经过我们的仿真验证，对称边界条件可以用于小舱容的气流流动研究，可以真实反应气流流动特性与对冲效应。因此本文在仿真研究过程中以纵向对称面为截面截取模型的一半来进行研究。

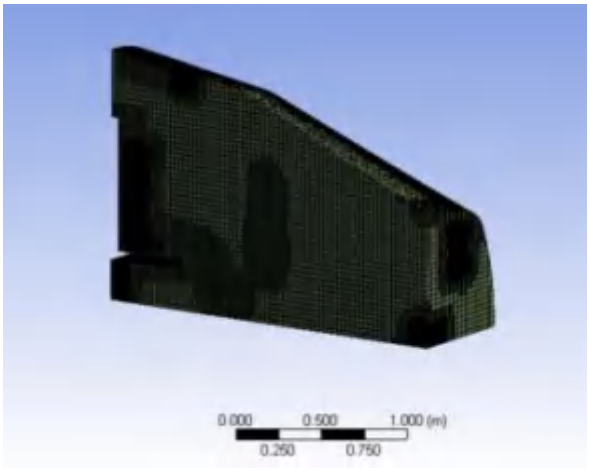


图 2 网格划分示意图

3 数值计算

3.1 基本理论与假设

本文所有的计算都遵从以下基本假设：

座舱内的低速气流可视为不可压缩流体，忽略了流体粘性力引起的热耗散。

座舱内的流场是稳定的湍流。

座舱内的流场符合 Boussinesq 假设，即流体密度的变化只影响其浮力。

该座舱密封良好，没有除了送风口和排气出口以外的漏气。

对座舱内的速度场和温度场的仿真模拟是基于连续方程、动量方程、能量方程进行的，这也是流体流动和传热的基本方程。

（1）连续方程：

$$\frac{\partial(\rho \mathrm{u}_i)}{\partial x_i} = S_m \tag{3.1}$$

其中，ρ 为空气密度，u_i 为 i 方向的空气速度分量，S_m 为源项。

（2）动量方程：

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \mathrm{u}_i \mathrm{u}_\mathrm{i}) = -\frac{\partial p}{x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{x_i} + \rho \mathrm{g}_i + F_\mathrm{i} \tag{3.2}$$

其中，p 为空气静压，τ_{ij} 为应力张量，ρg_i 为 i 方向的重力分量，F_i 为 i 方向的外部体积力。

（3）能量方程：

$$\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho u_i h\right)=\frac{\partial}{x_i}\left(k+k_t\right)\frac{\partial T}{\partial x_i}+S_h \qquad (3.3)$$

其中，h 为空气焓值，k 为分子传导引起的传导率，k_t 为湍流传递引起的传导率，S_h 为源项。

关于能量耗散，考虑到座舱的射流送风特点，易受到壁面限制，Standard k-ω模型是最合适的：Standard k-ω模型包含了低雷诺数影响、可压缩性影响和剪切流扩散，适用于尾迹流动、混合层、射流、以及受壁面限制的流动，附着边界层湍流和自由剪切流计算。

直升机座舱玻璃占较大的面积比例，太阳直接辐射会对人体热感觉产生显著影响，因此我们计算时必须把太阳辐射考虑在内。

CFD 软件中有五种辐射计算模型：DTRM 模型相对简单，可以通过增加射线数量来提高计算精度，适用于光学深度范围非常广的各种辐射问题，使用大数目射线求解问题，非常耗费 CPU 资源；P1 模型考虑了散射作用，适用于光学深度较大的燃烧模型，计算稳定；Rossland 模型不求解额外的关于入射辐射的传输方程但只能用于光学深度比较大的情况，推荐用于光学深度大于 3 的情况；surface -to- Surface (S2S) 辐射模型非常适用于封闭空间中没有介质的辐射问题，如航天器、太阳能搜集系统、辐射供热装置等；DO 模型适用于所有光学深度范围的辐射问题，既能求解 S2S 的无介质封闭区域问题，也能求解介质参与的辐射问题，并适用于灰体、非灰体、漫反射、镜面反射以及半透明介质的辐射。

综上，对于有半透明表面、有介质参与的座舱辐射研究，选择 DO 模型最合适。直射太阳辐射与散射太阳辐射的值分别为 900W/m2 和 140W/m2，是参照太阳辐射计算器计算得到的广州地区 8 月份的太阳辐照条件给定的。

3.2 边界条件

CFD 软件中有五种传热边界条件：定热流密度边界、定温边界、对流换热边界、外部辐射换热边界、外部辐射换热和对流换热混合边界。边界条件的确定是仿真工作必不可少的条件，根据实际传热过程，采取合理的简化措施，选择相应的传热边界条件。

送风口为进口边界，采用速度边界条件，送风温度为 15℃；回风口为出口边界，采用压力出口边界条件，相对压力为 0 pa；座舱壁为无滑移壁面，取为对流辐射耦合边界条件；玻璃为对流辐射耦合边界件，并作为半透明壁面加载热辐射。

人体的能量代谢率受多种因素影响，如肌肉活动强度、环境温度、性别、年龄、神经紧张程度、进食后时间的长短等，其中肌肉活动强度是主要因素。不同的活动状态，如睡眠、静坐、工作等，代谢率是不同的，考虑到这些特点，参考国际标准 ISO 7730 给定了驾驶员和乘员的热流密度值分别为 100W/m^2 和 60W/m^2。

表 1 边界条件设置

边界	边界条件设置
玻璃	对流辐射耦合边界条件 半透明壁面加载热辐射
舱壁	对流辐射耦合边界条件
人员	定热流密度边界
送风口	速度边界条件
回风口	压力边界条件
对称面	对称边界条件

4 热舒适性模型

4.1 热舒适性指标

热舒适性定义很多，美国 ASHRAE55-92 标准将人体热舒适定义为人对热环境表示满意的意识状态。[7]它通过研究人体对热环境的主观热反映，得到使人感觉舒适的环境参数组合、允许范围、最佳范围以及实现这一环境条件的调节和控制方法。

国内外众多专家对热环境参数的研究表明,有 6 个因素对热舒适性起主要影响作用,即与人工环境有关的 4 个因素: 空气温度、风速、相对湿度及平均辐射温度; 与人自身有关的 2 个因素：人体代谢率（活动量） 及服装热阻。[8]

1984 年国际标准化组织提出了评估室内热环境的新标准化方法（ISO7726），在 ISO7730 标准中以 PMV-PPD 指标（PMV: Predicted Mean Vote，预期平均评价；PPD: Predicted Percentage of Dissatisfied，预期不满意百分率）来描述和评价热环境。PMV-PPD 指标利用人体热平衡的原理，确定了 PMV 的数学表达式，并利用概率分析方法，确定了 PMV 和 PPD 指标之间的数学关系式。PMV-PPD 被认为是一种比较全面的热舒适性评价指标，并被广泛应用于国内外各种舱（室）热环境的相关研究。

它综合考虑了人体活动程度（新陈代谢）、服装热阻（衣着情况）、空气温度、平均辐射温度、空气湿度和空气流动速度等六个因素，并从心理、生理学

主观热感觉的等级为出发点，是迄今为止考虑影响人体热舒适感因素最全面的评价指标。[9]在国内，一般认为 PMV 值在-1~+1 范围之间的环境为热舒适性环境。

热感觉描述	PMV 值
热	+3
暖	+2
稍暖	+1
舒适	0
稍凉	-1
凉	-2
冷	-3

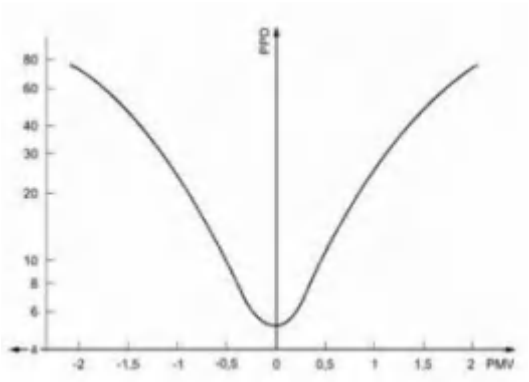


图 3 PMV-PPD 指标

4.2 PMV-PPD 指标实现

PMV 值的计算公式为

$$PMV=0.303\exp(-0.036M)+0.0275TL \quad (4.1)$$

其中：M—人体代谢率，W/m^2；TL—人体热负荷，即产热与散热之差，W/m^2；

热负荷 TL 可表示为：

$$TL=M-W-Edif-Ersw-Eres-Cres-R-C \quad (4.2)$$

其中：W——人体对外做功，W/m^2；Edif——皮肤湿扩散散热量，W/m^2；Ersw——出汗潜热散热量，W/m^2；Eres——呼吸潜热散热量，W/m^2;Cres——呼吸显热散热量，W/m^2；R——人体辐射散热量，W/m^2;C——人体对流换热量，W/m^2

当 PMV 值确定后，使用下式计算 PPD：

$$PPD=100-95*\exp(-0.03353\times PMV^4-0.2179\times PMV^2) \quad (4.3)$$

其中：PMV——预计平均热感觉指数；PPD—预计不满意率，%。

为了实现座舱热舒适控制，需要计算出座舱内的 PMV 值，以便与控制目标进行比较。然而 PMV-PPD 指标计算过程中的很多参数无法直接得到，需要通过迭代获得，通过编程的方法来实现是效率最高最准确的。从 PMV 的表达式可以看出，计算式中服装热阻、人体能量代谢率以及所作的机械功可根据不同情况在计算开始时进行设定，其他参数如座舱内温度、风速等则需要利用数值计算模型求出。为了实现与 fluent 的交互，本文通过编写 UDF 对 fluent 进行了二次开发，通过调用 fluent 的计算结果如温度、风速等来计算 PMV-PPD 的值。

5 优化参数和结果

5.1 优化参数

在优化过程中调整的主要参数有送风口尺寸、送风口位置、送风方向和风量分配也就是各送风口的送风速度。为了实现良好的送风制冷效果，前后迭代优化了数十次。下面介绍迭代优化过程中各个参数送风口尺寸、送风口位置、送风方向和风量分配是如何调整的。

送风口尺寸：在送风量一定的条件下，风口面积越小，出风速度越大，反之亦然。较大的的出风速度会给人体带来吹风感，降低舒适性；而过小的出风速度需要较大的出风口面积，不利于人体冷却，在狭小的舱内空间中也难以布置。本文经过综合考量与仿真计算，选取了适合的送风口尺寸。

送风口位置：送风口位置的布置也经过了多轮调整，最初的方案为驾驶员脚部前侧、腿部外侧、身侧共布置了 5 个风口，经过多轮的仿真迭代，发现这样的布置无法满足舒适性的要求，出现的问题包括脚部送风口由于位置太靠下无法很好地对整个小腿进行冷却、身侧竖向供风口距离人体过近，给人体带来吹风感等。本文在经过多次仿真调整之后，得到了送风效果最优的风口布置方案。

风量分配与送风方向：座舱内的热载荷并非均匀分布的，受透明壁面太阳辐射与大功率电子设备的分布影响较大，因此在风量分配与送风方向的调整过程中要注意到制冷量与热载荷的匹配问题，这样才能实现好的送风效果。

5.2 优化结果

下图简要展示了优化前后人体温度云图的变化，可以看出，通过迭代优化，一方面提高了人体的整体温度均匀性，另一方面人体体表整体平均温度有效降低，说明送风冷量对人体各部位的冷却效果比较均匀，人体舒适性得到了很大改善。

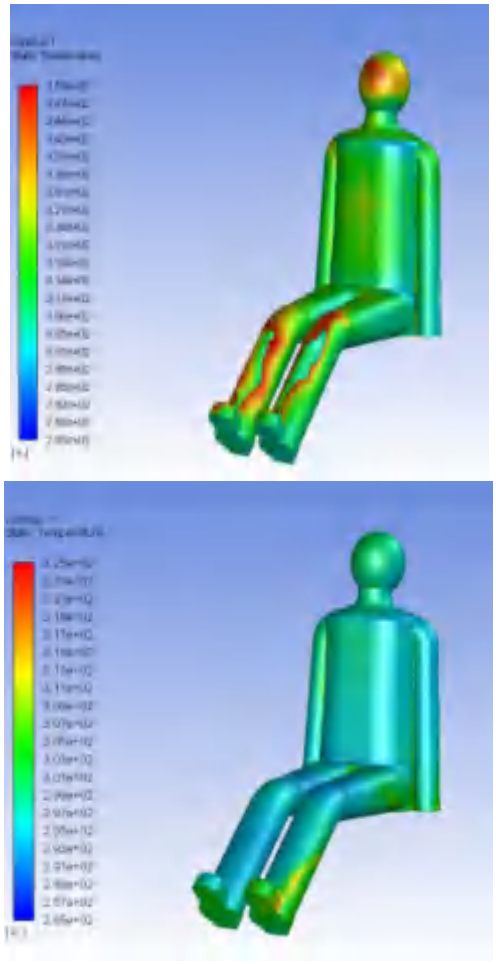


图 4 优化前后人体温度云图对比

舱内设定温度为 23℃，人体周围空气温度大致处于 20-26℃之间，即 293k-299k，下图是人体身体截面处的温度云图，除了出现在高温舱壁和驾驶员身体附近的局部高温，整体空气温度分布均匀



图 5 人体截面处温度分布云图

夏季工况下，取飞行员服装热阻值为 0.05m^2·K/W，属于夏季着装，具体数值参考自国际标准 ISO 7730,其中规定了各种情况下的代谢率和服装热阻值。外界的高温高湿空气在经过降温处理送入座舱时接近饱和状态，空气湿度在 95%左右。通过调用 CFD 软件的计算结果计算了 PMV 值，下图给出了驾驶员和乘员身体截面处的 PMV 云图，通过观察 PMV 云图可以发现，靠近舱壁和人体皮肤附近 PMV 值稍大，因为靠近高温舱壁的空气温度较高，人体作为发热源皮肤表面温度也较高，相应地，给人的热感觉等级为——暖；送风冷空气射流范围内 PMV 值最小，为-3 左右，因为送风温度较低，相应地，给人的热感觉为——冷；驾驶员身体周围 PMV 值基本处于-1~1 范围内，属于热舒适区间。也就是说，夏季低空极热条件下的制冷仿真优化结果达到了热舒适性的要求。



图 6 优化后 PMV 云图

表 2 PMV-PPD 仿真结果

	服装热阻	空气湿度	平均 PMV	平均 PPD
夏季	0.05	95%	0.175	29.40%

6 结论

采用 CFD 方法的优化设计，并非是简单重复的数值计算，而是需要根据冷/热载荷的分布调整送风口位置、方向、风量分布等参数，进行综合分析和考虑，工况发生改变时，送风温度、方向、风量分布应相应地做出调整。本文通过对送风口位置、流量、送风方向等参数的 CFD 仿真设计和优化计算，研究并优化了直升机座舱内的热舒适性，以温度均匀性、流场均匀性和 PMV-PPD 指标为优化目标，使得座舱内的热舒适性满足人员要求，保障人员工作效率。本文方法为设计直升机座舱的环境控制系统和判断座舱乘员的热舒适性，提供了数值计算和仿真结果的依据。

参考文献

[1] Beam J, Heidenreich J, Miller R (2005) Development of a distributed integrated modelling environment to study the impact of subsystem performance on an air vehicle design. AIAA- 2005-5573

[2] Gnther G, Bosbach J, Pennecot J et al (2006) Experimental and numerical simulations of idealized a

ircraft cockpit flows. Aerosp Sci Technol 10:563–573

[3] De Jager AW, Lytle DB Commercial airplane air distribution system development through theuse of computational fluid dynamics. AIAA:1992-0987

[4] Singh A, Hosni MH, Hortsman RH (2002) Numerical simulation of airflow in an aircraftcockpit section. ASH RAE Trans 108(1):1005–1013

[5] Li M (2005) Parameter Design and Numerical Simulation of Aircraft Cockpit Air DistributionSystem. Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing

[6] Pang L, Xu J, et al (2012) Evaluation of an improved air distribution system for aircraftcockpit. Build Environ: 1–8

[7] FANGER, P.O.，Thermal Comfort, Robert E Krieger, Malabar, FL, 1982

[8] FANGER, P.O.，OSTERGAARD,J, OLESEN, O and MADSEN, Th.，Lund（1974）：The effect on man 's comfort of a uniform air flow from different directions, ASHRAE Transactions, vol80,2，pp.142-157

[9] 吴丹.飞行器座舱热舒适性研究[D].南京航空航天大学,2011.

城市街谷内污染物扩散的场协同分析

何芳艳，韩慧娜，石天豪，聂　操，吴永佳，明廷臻

（武汉理工大学土木工程与建筑学院，武汉　430070）

［摘　要］城市街谷中污染物扩散的实质就是对流传质的过程。本文采用计算流体力学模拟方法（CFD）探索城市三维理想街谷中有无高架桥及隔声屏对污染物扩散带来的影响。由于场协同理论适用于湍流，且对流传热和对流传质的物理过程具有相似性，本文拟把对流传热的场协同理论应用到街谷内污染物扩散规律的探索中，比较不同街谷内速度矢量和污染物浓度梯度矢量之间协同角的分布，揭露协同作用强弱和污染物浓度的关系，进一步定量分析场协同数、舍伍德数与街谷内污染物扩散能力的关系，一定程度上也弥补了以往通过定性分析污染物稀释扩散能力的缺陷。

［关键词］城市街谷；CFD 模拟；场协同理论；污染物扩散；

1 引言

随着城市规模的不断扩大和城市化进程的迅速发展，交通需求日益增强，街谷内高架桥的设计虽能缓解城市局部的交通拥堵，而其“盖子效应”又会使街谷内空气质量恶化，而城市道路两侧建筑高度不断增加，城市街谷内的环境污染变得愈发严重。随之带来的噪声污染不容小觑，在高架桥上设立隔声屏作为一种降低交通噪声有效而经济的方法也得到了广泛应用。探究污染物在城市街谷内的扩散规律，以及探索理想街谷内有无高架桥及隔声屏可能给污染物扩散带来的影响刻不容缓。大量学者[1-5]通过风洞试验、实地测量以及 CFD 模拟探讨了建筑布局和结构，植被覆盖情况，大气条件，机动车排放的污染物之间的化学反应，动静态障碍物阻挡等各种因素作用下，城市街谷内污染物扩散的规律。谢晓敏[6]等学者提出在高架桥上设立隔声屏，街谷内会形成新的涡旋并影响高架桥附近的空气流动与街谷中心的污染物分布，但对行人关键呼吸区影响较小；杭建[7]等学者则提出高架桥上的隔声屏会显著增加高架桥上以及隔声屏之间的污染物的浓度，但对于近路面建筑的污染物暴露量有一定缓解作用。目前国内大多数研究是从定性的角度来分析街谷内行人呼吸高度处以及近地面行人呼吸区等的污染物情况，而从定量的角度来分析的研究相对较少。

世界性能源危机首次出现在 20 世纪 70 年代初，大力推动了强化传热技术的发展和革新，但由于在强化传热的同时带来了较大的阻力损失，其在工程领域的应用受到了限制。为进一步揭露对流换热和传热强化的本质，1998 年我国学者过增元教授[8]从对流换热的能量方程出发，重新审视对流换热的物理机制，提出速度场和温度梯度场的大小以及两矢量的方向夹角是影响对流换热强弱的重要因素。韩光泽[9]等学者则将场协同理论推广至自然界三传（动量，热量，质量）传递过程，提出了广义的场协同理论。Chen[10]等学者基于三传的类比性，将场协同原理推广至对流传质的研究中，揭示了污染物浓度梯度矢量和速度矢量之间的协同作用对室内通风去污率的影响规律，提高了房间净化能力，为场协同原理在对流传质方面的研究提供理论指导。

基于场协同理论的在湍流流动和对流传质领域的适用性，本文拟将场协同理论扩展到城市理想街道峡谷中污染物扩散的研究中，尝试定量评估街谷内有无高架桥及隔声屏的污染物稀释扩散情况，通过分析街谷内有无高架桥及隔声屏的污染物浓度与浓度梯度矢量和速度矢量这两个场协同性的关系，证明用场协同理论在研究城市理想街谷内污染物扩散规律的适用性和可靠性。

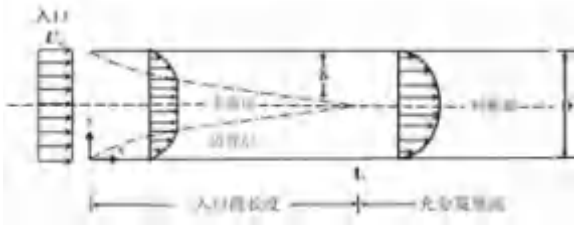
2 场协同理论基础

2.1 动量传递、热量传递和质量传递之间的类比

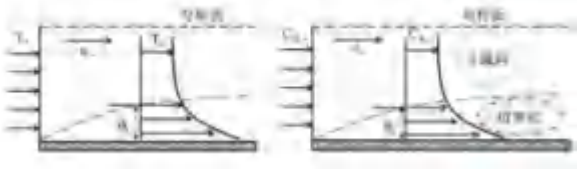
如图 1(a) 所示，上下两个平行板之间的间距为 D，边界层沿 x 轴延伸到 L 处，这段称为入口长度，流体入口区域中，流体可分为主流区和边界层区，我们可以明显观察到边界层内部有一个速度梯度，沿着内壁不断下降；但主流区的速度基本是不变的，此图反映的是两个平行板之间二维管道的层流，且两个平行板之间的流动关于中心线对称。在数值模拟中，我们经常将区域的一半作为模拟研究的对象，并使用对称边界条件。半域模拟和半封闭空间结构中的模拟相

基金项目：国家自然科学基金资助项目(51778511)

似，比如流体掠过平板。在计算域的上部边界采用对称边界条件，即沿边界法线方向的速度为零，所有物理量的梯度为零。密闭空间中的中心线和半密闭空间的顶部边界设置是完全相同的。



(a) 两个平行板之间形成的管道入口区域发展流动



(b)温度边界层(c)浓度边界层

图 1 流体流动示意图

当流体经过固体表面，流体核心区和固体壁面附近存在浓度差异，壁面附近会有浓度梯度，而在流体核心区，其浓度近似均匀。通常认为质量传递的全部阻力集中在固体表面上一层具有高浓度梯度的流体层中，即浓度边界层。同理，当流体流过固体壁面且有温差时，产生热边界层。国内外学者对于边界层内的传热问题已有充分研究，而其中广受学者热议的场协同理论在边界层内的传质问题上的适用性问题研究较少，值得我们探索。

对比分析环境风掠过城市街谷与流体流入管内对流传热的流态，我们认为其有一定的相似性。首先从流态上，环境风掠过城市街谷的流态与流体在管道内流动的初始阶段相类似，即入口段。流体在靠近城市街道峡谷部分或者管道底部形成传质或者传热边界层，流体被分为边界层流动和主流流动。传质和传热主要发生在边界层，因为此区域的浓度梯度和温度梯度非常大；再者，管道入口附近，边界层随着流动距离的增加逐渐增厚，流动达到充分发展当流态稳定下来。而在管内入口段，管道底部的粗糙表面形成的边界层流动不会对主流区产生影响。综上所述，虽然管内流动与环境风掠过城市街道峡谷的流动在尺寸上有着数量级的差距，但是由于几何相似以及流态相似的特征，我们可以用管内受限空间传热的方法类比研究室外开敞空间的传质问题。

2.2 对流传质中的场协同理论

Chen 等人[10]根据三维无源项稳态质量扩散的浓度守恒方程，在整个扩散域对方程积分，然后运用高斯定理将体积积分转化为表面积分，不发生质量扩散的表面，浓度梯度为零，积分值为零，同时，进出口风速很大，浓度梯度很小，可以忽略，最终方程简化为：

$$\int_{\Omega}|U||\nabla C|\cos\beta dV=\int_{S}\vec{n}(\rho D\nabla C)dS \tag{1}$$

其中，ρ—空气密度（kg/m^3）；U —流体速度（m/s）；∇C—组分的浓度梯度；D—传质扩散系数（m^2/s）；β —速度矢量与组分浓度梯度矢量的夹角。无量纲速度、浓度梯度分别定义为：



(2)



(3)

将无量纲变量代入方程（1），将方程进行无量纲化及变形，得到舍伍德准则数，其表征了对流传质与扩散传质的相对大小，由于街谷内污染物在自然风的驱动下扩散，对流传质过程占主导。因此，我们认为它可以衡量街谷污染物扩散效果的好坏。舍伍德数表达式如下：

$$Sh=\mathrm{Re}\,Sc\frac{\int_{\Omega}\overline{U}\cdot\overline{\nabla C}dV}{V} \tag{4}$$

其中，舍伍德准则数为 $Sh=\frac{h_m d}{D}$；施密特准则数 $Sc=\frac{\upsilon}{D}$，与流体的物性有关；h_m 是对流传质系数。

从式（4）分析，舍伍德数的大小不仅与雷诺数和施密特数的大小相关，还取决于速度矢量与浓度梯度矢量的协同角的大小，即两矢量的点积在目标区域的积分值。因此，将表征协同性的这一积分值定义为场协同数，即:

$$Fc_m=\frac{\int_{\Omega}\overline{U}\cdot\overline{\nabla C}dV}{V} \tag{5}$$

对于方程（5）中，$\overline{U}\cdot\overline{\nabla C}=\left|\overline{U}\right|\left|\overline{\nabla C}\right|\cos\theta$，显然，两矢量的点积越大，场协同数也越大，舍伍德数将越大，对流传质效果将越好。同时推导出协同角的表达式：

$$\theta=\arccos\left(\frac{\overline{U}\cdot\overline{\nabla C}}{\left|\overline{U}\right|\left|\overline{\nabla C}\right|}\right) \tag{6}$$

3 数值模拟模型概述

由于 ANSYS ICEM 在生成高质量网格划分和控制单元数方面具有较大优势，本文采用 ANSYS ICEM 进行建模和网格划分。将交通污染物的简化为连续排放的体积源，街谷内污染物可以分为气态污染物和固体颗粒物。相比之下，固体颗粒物的扩散效果受热浮

力，风速，本身颗粒粒径大小，湿度等因素造成的沉积效应的影响。为简化分析，本文选择交通排放量占比较大，大气中稳定性强的 CO 作为污染示踪物，研究其扩散规律。为便于分析并有效规避源强大小以及街道几何尺寸等因素对计算结果的影响，污染物浓度进行无量纲化处理，表达式如下:

$$K=\frac{\rho_{air}CU_{ref}HL}{S_cV_c} \tag{7}$$

其中 C 表示 FLUENT 模拟中获取的污染物的质量分数；U_{ref} (m/s)是参考高度处的风速；ρ_{air} 为气体污染物 CO 的密度(1.295kg/m^3)，H(m)是建筑高度，L(m)是污染源长度；S_c 表示总的污染物源强发散强度(kg/(m^3.s))；V_c(m^2)是污染物的控制体积。

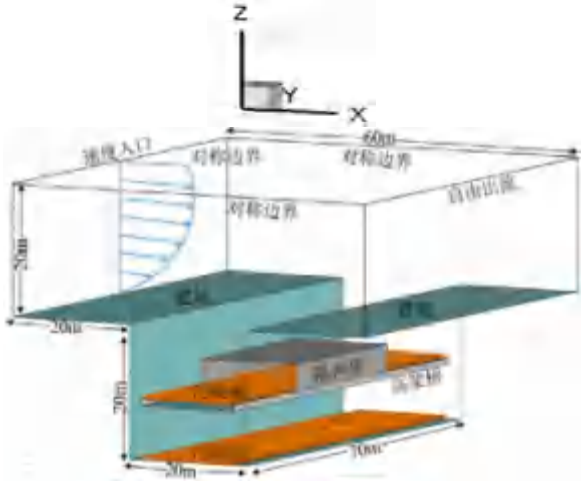


图 2 街谷几何模型

3.1 模型建立与网格划分

(1)模型建立

本文建立了一个理想的城区孤立街道峡谷模型，如图 2 所示。建筑物高度（Z 轴方向）为 20m，并且等于街道的宽度（X 轴方向）。即该街谷模型纵横比（建筑物高度/街道宽度 H/W）为 1。此外，街道长度（Y 轴方向）为 70m。双向四车道的交通流位于街道的中央，每条车道宽度为 4m，总的车道宽度为 16m。两条人行道位于街道的两侧且每条人行道宽 2m。入口和出口边界分别距离上游和下游建筑物 20m。上部边界设定在距地面 40m 的位置。隔声屏障高 4m,全隔声屏障长 30m，两边分别留出 20m 长度。为了模拟地面和高架桥附近污染物排放，在地面和高架桥面上方定义了一个均匀分布的污染源，长度等于街道长度。其高度为 0.5m。

(2)网格划分

计算区域离散化是数值模拟中的一个重要环节，结构化网格的优点是网格结构简单，构造方便，容易计算，占内存小。由于本研究的几何模型相对简单和规则，为了保证计算准确性且尽量节省计算资源，整体计算域采用结构化网格。为了保证标准壁面函数的适用性，在建筑物壁面处，地面处，高架桥地面处设置了 8 层边界层网格，第一层网格为 0.02m,保证边界处的 y+约为 20，街谷内部以$\triangle x\times\triangle y$ =0.3×0.3 的网格布置形式，而对于计算域边界区域网格划分较为稀疏，最终划分示意图如下。

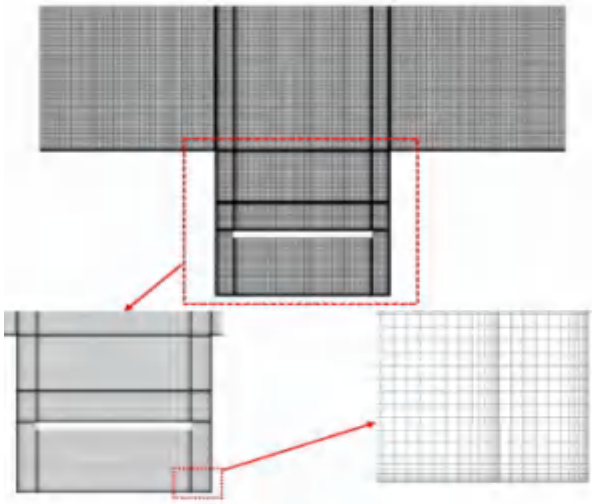


图 3 网格划分示意图

3.2 边界条件设立

速度入口设置为梯度风的形式，出口边界设置为自由出流条件。计算域上部边界设置为对称边界条件，即为零梯度边界。在建筑物的近壁面区和近地面区，雷诺数较低，湍流应力小，导致湍流不能充分发展，在建筑物的壁面、屋面及地面，引入了标准壁面函数进行近壁面修正。所有壁面应用无滑移墙边界条件。

3.3 计算方程与收敛情况

本文采用 ANSYS FLUENT 19.2 进行计算。来流风通过用户定义函数（UDF）方法进行编译；对流项的离散方法选用二阶迎风方案；梯度项插值选用格林--高斯节点方案；实验计算法则采用 SIMPLE 算法；压力插值方法使用 Standard 算法；采用重整化 k-ε 模型；计算方程为连续性方程,动量方程,能量方程，组分输运方程以及 RNG k-ε 方程。能量方程的收敛因子设置为 1×10^{-8}，其它变量收敛因子设置为 1×10^{-5}。

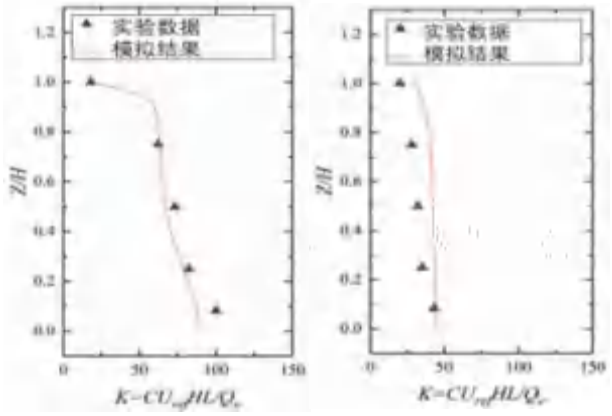
3.4 浓度拟合验证

模型验证是确保数值模拟结果准确与可靠的重要环节，由于本文主要是分析街谷内污染物稀释

扩散情况，将 RANS 数值模拟获得的浓度与 Pavageau 和 Schatzmann 的实验[11]进行比较。污染物排放速率 Q 用一条平行于 y 轴的污染物线源表示，从 x/H = 0.0 到 x/H = 1.0。无量纲化浓度 K 是由地面上方 650 mm 处的 Uref(自由流速度，1m/s)无量纲化得到的。C 为实际测量浓度，H 为建筑的高度(0.06m)，L 为线源长度，Qe 为总排放量。验证结果的浓度，从图 4 可以看出，x/H = 0.0 时无量纲化平均浓度的数值模拟结果与实验数据吻合较好。但可能是因为模拟的涡旋和涡发生器产生的气流不尽相同，x/H=1.0 时归一化平均浓度有细微偏差，所以总体来看 RNG k-ε 湍流模型在求解流体流动和污染物扩散问题是可行的。

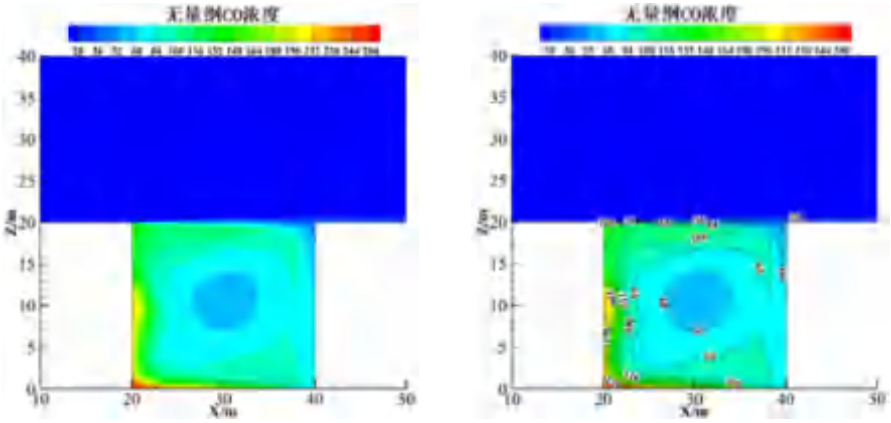
4 结果和分析

现实生活中街谷形状不尽相同，但对称的街谷是被研究最多的，因其结构具有代表性，控制因素简单，方便结果分析，如今依旧大多数学者研究的主要对象。本文研究了城市理想街谷有无高架桥及隔声屏对污染物扩散带来的影响，即无高架，只有高架，高架上设立半封闭隔声屏或者全封闭隔声屏这四种情况。并用场协同理论定量分析街谷内污染物扩散情况和对流传质效果的内在联系。

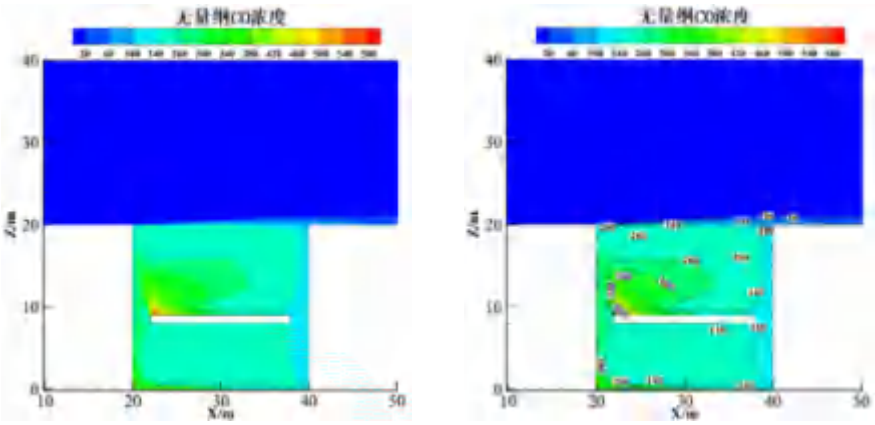


(a)X/H=0.0　　(b) X/H=1.0

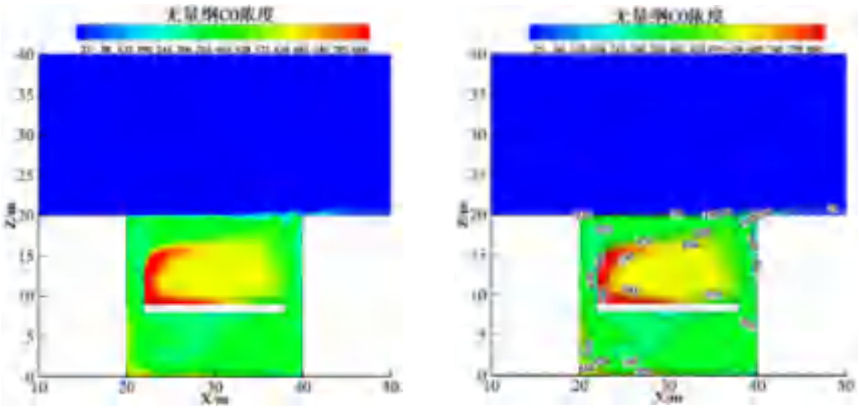
图 4 数值模拟和风洞实验在垂直方向上无量纲浓度对比图



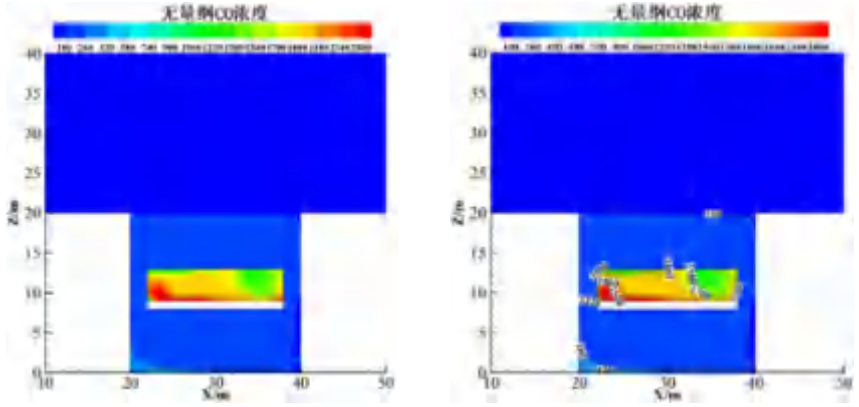
(a)无高架时 CO 无量纲浓度分布



(b)只有高架时 CO 无量纲浓度分布



(c)高架桥上设半封闭隔声屏时 CO 无量纲浓度分布



(d)高架桥上设全封闭隔声屏时 CO 无量纲浓度分布

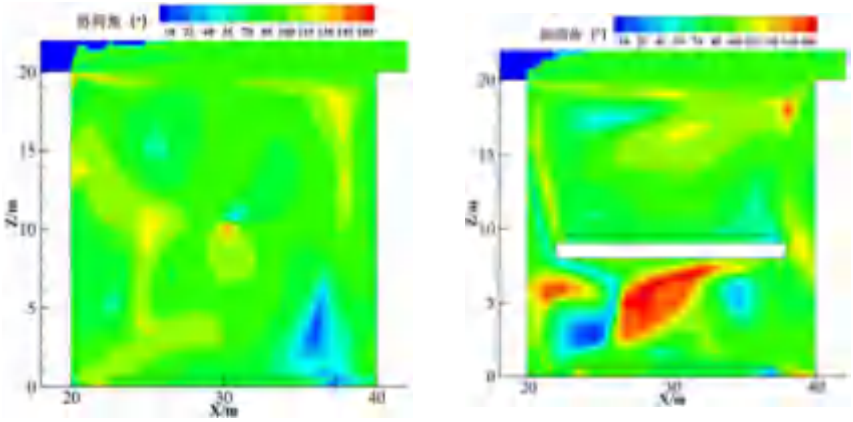
图5 街谷内有无高架桥及隔声屏下的CO无量纲浓度分布图

图 5 表明，城市理想街谷内高架桥和隔声屏的存在导致了街谷内污染物分布的显著变化。图 5(a)和(b)表明，不管是在高架桥上还是地面附近，设置有高架桥的城市街谷内的浓度峰值，均高于无高架桥的城市街道峡谷，CO 无量纲浓度参考线表明设有高架桥的街谷浓度峰值是无高架的街谷内浓度峰值的 2 倍，浓度峰值出现在高架桥上背风侧，且背风侧建筑的近地面处污染物浓度也相应变大，由于城市街谷内的涡流结构，导致污染物主要聚集在背风侧，近地面处和高架桥上。图 5(c)和(d)是街谷内高架桥上设置不同类型隔声屏时的 CO 分布特性。当设置半封闭隔声屏时，CO 无量纲浓度峰值大约是无隔音屏时的 2 倍。而对于全封闭隔音屏，由于其封闭效果，阻挡了污染物进一步向上或向下扩散，所以设有全封闭隔声屏的 CO 无量纲浓度峰值增长到无隔音屏的 4 倍，浓度峰值均出现在高架桥上背风侧。背风侧建筑近地面处浓度同样增大，约是无隔声屏时的 2 倍，这也表明高架上设置隔声屏缓解噪声污染的同时，却对街谷内污染物的扩散较为不利。从参考线上的浓度值可以明显看出，理想街谷内设置高架和隔声屏后浓度明显增大，对行人和临街居民都十分不利。因此，明确合适的高架桥尺寸和隔声屏类型是目前急需解决的问题。

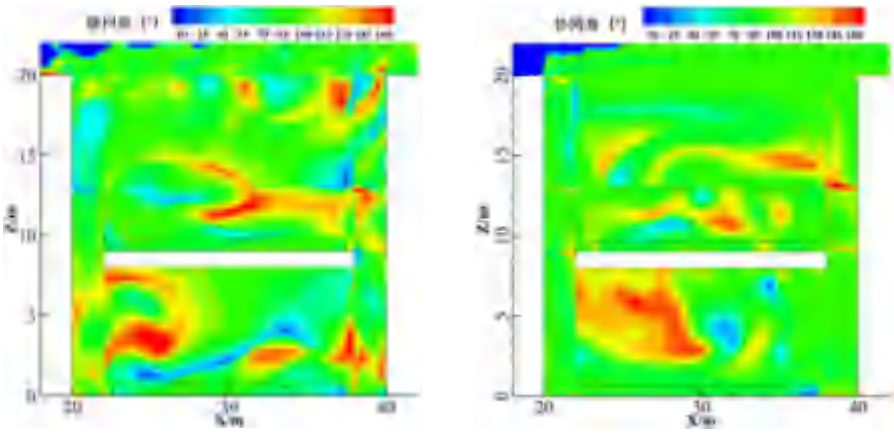
由于污染物在空气中的扩散实质上是对流传质的过程，为了定量评估城市街谷内污染物扩散的整体情况，引入对流传质场协同理论。对于同一种物质，相同扩散工况，其物性是不变的，即它的传质扩散系数和运动粘度为常数，对流传质的强弱不仅取决于速度矢量和浓度梯度矢量的大小，且与两矢量的夹角密切相关。对于本文选取的四种不同情况，控制参考风速均为 2m/s，雷诺数和施密特数均相同。此时，场协同数作为定量评价对流传质效果好坏的参数。

图 6 呈现了 4 种案例中理想城市街谷内速度梯度和浓度梯度两矢量场的场协同角分布图。图 7 则显示了街谷内平均浓度和场协同数，舍伍德数关系的柱状图。根据图 6，明显可以看出理想街谷内设置高架桥后，街谷内协同角大的区域增大，且桥下空间的协同角显著增大；当高架桥上设置隔声屏后，高协同角区域显著扩大，平均协同角显著增大，即理想街谷内速度矢量和浓度梯度矢量的协同性越来越差。从图 7 中，我们可以得出（柱状图蓝色部分）城市理想街道

峡谷内的协同数越大，越有利于城市理想街道峡谷内污染物的扩散，从而污染物的平均浓度越小（柱状图黄色部分）。可以清楚地看出，理想街谷内无高架时速度矢量和浓度梯度矢量协同性最好，污染物的扩散作用最好。而高架上设置半封闭隔声屏则为协同性最差，理想街谷内 CO 平均浓度最大。



(a)无高架时(b)只有高架时



(c)高架上设半封闭隔声屏(d)高架上设全封闭隔声屏

图 6 理想街谷内有无高架及隔声屏下的协同角分布图

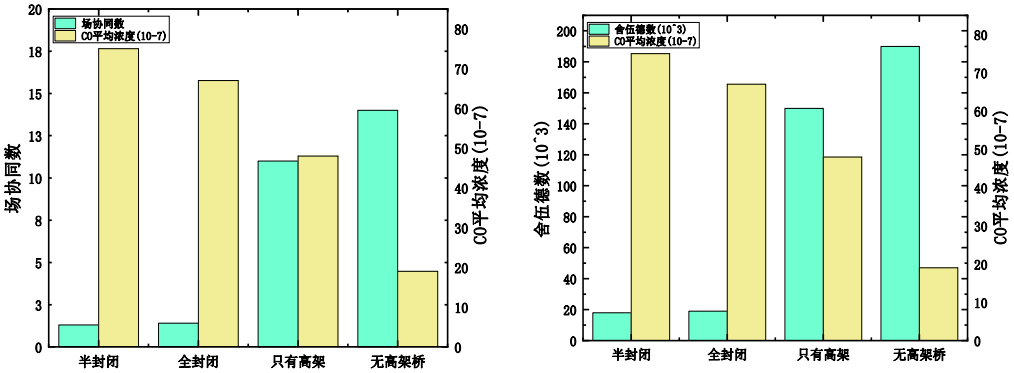


图 7 有无高架桥及隔声屏下的场协同数,舍伍德数和平均浓度

5 结论

基于对流传热和对流传质的相似性，本文将对流传热理论中场协同理论推广至街谷内污染物扩散的对流传质场协同理论中，通过对理想街谷内有无高架桥和隔音屏的场协同数、舍伍德数以及污染物平均浓度的对比分析，定量分析了街谷污染物的扩散效果。结论如下：

(1)在同一风速下，由于物性不变，雷诺数和施密特数均不变，场协同数可以用来评估对流传质效果。针对本文研究的目标城市街谷污染物扩散情

况，得出街谷内流场的场协同数越大，对流传质效果越强，污染物扩散作用越强，从而使得街谷内污染物平均浓度越低。

(2)采用场协同传质理论定量评估了三维理想街谷内有无高架桥和隔声屏对污染物扩散的影响，当街谷内无高架时，速度矢量和浓度梯度矢量的协同作用最强，最有利于污染物扩散，污染物平均浓度最低。为舒缓交通压力和减少噪声污染，理想街谷内设有高架桥及隔声屏，但却使得街谷内流场的协同作用变差，给街谷内污染物扩散带来不同程度的影响。污染物主要积聚在街谷背风侧和近地面区域；当高架桥上设立隔声屏时，高架桥上背风侧的污染物浓度激增，浓度峰值约为高架桥上无隔声屏的 4 倍。

参考文献

[1] AssimakopoulosV, ApsimonHM, Moussiopoulos N . A numerical study of atmospheric pollutant dispersion in different two-dimensional street canyon configurations[J]. Atmospheric Environment, 2003, 37(29):4037-4049.

[2] Baik J J,Kim J J.A Numerical Study of Flow and Pollutant Dispersion Characteristics in Urban Street Canyons[J].Journal of Applied Meteorology, 2010, 38(11):1576-1589.

[3] Chen L , Hang J , Chen G , et al. Numerical investigations of wind and thermal environment in 2D scaled street canyons with various aspect ratios and solar wall heating[J]. Building and Environment, 2021, 190(12):107525.

[4] Gu Z L , Zhang Y W , Cheng Y , et al. Effect of uneven building layout on air flow and pollutant dispersion in non-uniformstreet canyons[J].Building & Environment,2011,46(12):2657-2665.

[5] Kastner-Klein P, Berkowicz R, Britter R.The influence of street architecture on flow and dispersion in street canyons[J]. Meteorology & Atmospheric Physics, 2004, 87(1-3):121-131.

[6] Hao C, Xie X, Huang Y, et al. Study on influence of viaduct and noise barriers on the particulate matter dispersion in street canyons by CFD modeling[J].Atmospheric Pollution Research,2019,10(6):1723-1735.

[7] Hang J, Luo Z, Wang X, et al. The influence of street layouts and viaduct settings on daily carbon monoxide exposure and intake fraction in idealized urban canyons[J].Environmental pollution,2017,220:72-86.

[8] Guo Z Y , Li DY,Wang B X. A novel concept for convective heat transfer enhancement[J].International Journal of Heat & Mass Transfer, 1998, 41(14):2221-2225.

[9] 韩光泽,华贲,魏耀东.传递过程强化的新途径—场协同[J].自然杂志,2002(05):273-277.

[10] Chen Q,Ren J, Guo Z.Field synergy analysis and optimization of decontamination ventilation designs[J].International Journal of Heat and Mass Transfer, 2008, 51(3-4):873-881.

[11] Pavageau M,Schatzmann M. Wind tunnel measurements of concentration fluctuations in an urban street canyon[J].Atmospheric Environment, 1999, 33(24-25):3961-3971.

供暖末端局部热环境营造有效性及评价方法

李维嘉[1]，王登甲[1,2]，苏　玲[1]，王天慧[1]

（1.西安建筑科技大学建筑设备科学与工程学院，西安　710043；2.西部绿色建筑国家重点实验室；）

［摘　要］我国北方建筑供暖面临能耗高、污染大这两方面的挑战，分区局部供暖作为一个应对上述挑战的研究思路，目前缺少一些定量的分析指标。本文提炼出六种典型的供暖末端形式，提出了局部供暖有效性评价的定量指标，利用操作温度和该指标分析了不同供暖末端形式的空间热环境营造有效性特征。研究发现六种供暖末端形式下的局部供暖性能最优区域各有不同，文章对它们的适用区域做了总结；供暖末端位置和围护结构温度分布对房间操作温度分布有着重要的影响。

［关键词］局部供暖；局部热环境营造；操作温度；供暖末端

1 引言

我国北方建筑冬季供暖的模式为全空间、连续供暖，这种全空间无差别温度保障的供暖方式有其舒适性高，运行管理方便的优点，但也应看到粗放型的全空间供暖模式造成了“室温过高，开窗散热”等问题。在节能减排的大背景下，建筑供暖的一个重要趋势是实现局部精细化保障。而局部供暖与定向热环境控制需要一些系统的供暖末端评价方法，从而完成不同供暖末端形式局部供暖潜力的评估。

现阶段室内供暖热源散热特征、室内空气物理场分布特性的研究有诸多文献进行了研究，它们主要采用了实验或数值模拟的研究方法，分析了不同围护结构类型，散热器温度、散热器与墙壁距离等参数对室内温度场分布的影响[1-3]。还有学者对经典的地板供暖和墙壁供暖两种供暖方式进行了详细分析[4]。这些研究工作基本揭示了不同类型供暖末端作用下的室内空气温度、速度分布模式。然而，现有的供暖末端不乏以辐射为主的类型，如电热膜，地板供暖，火炕等等，即使是以自然对流为主的散热器，也会以辐射方式向室内散发约 20%~50%的热量[5]。由此可见，仅仅考虑空气温度的数值模拟或实验研究忽略了人体与供暖末端、外墙冷壁面之间相当大比例的的辐射换热作用。

操作温度将人体的对流散热损失与辐射散热损失同时纳入考量范围，关于操作温度变量在空间分布不均的现象也有学者进行了研究：Mara Magni 等人[6]通过 Simulink 与 Matlab 软件联合求解了六种典型供暖末端的操作温度分布特点和全年运行下空间内热舒适状态（-0.5<PMV<0.5）的分布比例，但他们的局限是仅将房间内的空气温度用一个节点来考虑。Andrea Ferrantelli 等人[7]探究了不同加热器类型、不同加热器尺寸对房间中部人体处的操作温度的影响，还对工作温度与不同变量的关系进行了公式拟合，具有很好的工程推广价值。但目前对局部供暖中操作温度影响研究，尚缺少全空间的定量分析，本文从热环境营造有效性及评价方法出发，结合操作温度这一评价指标，提出了有效性评价的定量指标，分析了不同供暖末端在空间热环境营造的有效性。

2 数值方法

2.1 物理模型和网格划分

如图 1 所示，共设置 6 种案例类型，分别是散热器供暖（靠近外墙、靠近内墙、靠近侧墙）、地板供暖、侧墙辐射板供暖和局部辐射顶板供暖。房间尺寸为 3m×3m×6m；窗户尺寸为 1.2m×1.5m，窗户下边缘距地面 1.1m；散热器尺寸为 0.8m×0.5m×0.15m，距墙面 0.15m；辐射板尺寸为 1.2m×1.2m，侧墙和顶面的辐射板均位于墙面中心。

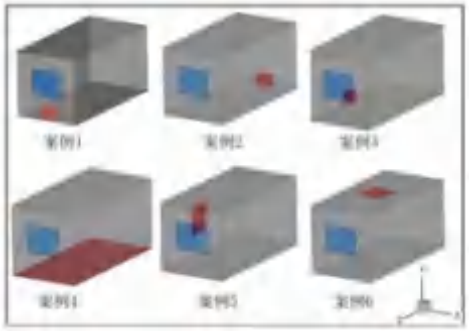


图 1 供暖案例示意图

结合稳态传热模型和供暖室内计算温度计算出房间的能耗为 189.5W[10]，将此作为供暖末端热流密

基金项目：国家自然科学基金面上项目(编号：5207080596)；

度的设置依据，所有案例的散热器总热流均为189.5W。根据相关规范和设计手册[11, 12]确定了各个墙体的边界条件，根据西安市供暖室外计算温度设定与外墙相邻的室外温度为-3.4℃，对流换热系数为23[W/(m^2·K)]，所有内墙(其余五个面)设置绝热边界条件。为了满足规范要求，还对墙体设置了保温层。窗户的室外温度同样设置为-3.4℃，对流换热系数为23[W/(m^2·K)]。其他的厚度，导热系数等数值见表 1。

表 1 热工参数设置

表面类型	δ1(m)	λ1(W/m•K)	δ2(m)	λ2(W/m•K)
墙体(内)	0	0	-	-
墙体(外)	0.24	0.84	0.036	0.03
窗户	0.21	0.76	-	-

在 Fluent meshing 中完成了网格划分，边界层网格首层高度为 0.8mm(满足 Wall Y Plus<1)，最大网格增长率为 1.2。所有案例的网格单元数量为 100~130 万，网格的最小正交质量均大于 0.28。

2.2 边界条件及 CFD 设置

本案例的基本假设为：房间没有通风措施，且忽略渗透风的影响。计算类型为稳态，空气密度的变化采用 Boussinesq 假设。假定房间在初始时刻整体温度为 25℃，随后开始降温。因此，本问题为温差驱动的自然对流和辐射耦合换热问题本文章的数值模拟工作使用 ANSYS Fluent19.2 软件完成，按上节所述边界条件录入求解器，具体数值汇总于表 2

表 2fluent 计算边界条件设置

表面类型	边界条件类型	h[W/(m^2•K)]	T(℃)	q(W)
墙体（内）	第二类	-	-	0
墙体（外）	第三类	23	-3.4	-
窗户	第三类	23	-3.4	-
供暖末端	第一类	-	50	189.5

CFD 求解设置中，对浮升力项采用 Boussineq 假设来处理空气密度随温度的变化，重力加速度在 y 方向取-9.81(m/s^2)。湍流模型选用 SST k-ω 模型，辐射模型选用 DO 模型。速度与压力的离散选择 Coupled 算法，选用伪瞬态计算（Pesudo），对流项和扩散项的离散格式选择和松弛因子的确定见表三。数值计算的收敛准则一方面按照 fluent 的残差量级监控，流动性残差限值 10^{-3}，能量残差限值 10^{-6}；另一方面，对房间整体的净热通量（W）进行监测，保证净热通量小于散热量的 1%；对房间内部设置若干监测点，监测迭代过程的温度变化，保证这几个监测点的温度随迭代进行基本不变；满足上述三项收敛准则，认为最后的计算结果是可靠的。

2.3 参数定义

1. 平均辐射温度计算方法[13]为：

$$T_{MR,j}=\left(\sum_{i=1}^{n}F_{i,j}T_i^4\right)^{1/4}$$

式中，$F_{i,j}$—房间内表面 i 到放置在平均辐射温度评估点的表面 j 的角系数；T_i—房间内表面 i 的平均温度； $T_{MR,j}$—评估点的平均辐射温度。

Fluent 中的后处理变量 Radiation Temperature 含义与上式相同，本文利用 Fluent 来完成空间中每个微元点的平均辐射温度的计算。

2. 操作温度定义，操作温度是综合空气温度和平均辐射温度对人体热感觉影响的当量温度，由下式定义：

$$TOP=\alpha TMR+(1-\alpha)\ TAir$$

式中，T_{OP}—操作温度; T_{MR}—平均辐射温度; T_{Air}—空气温度; α—权重系数，本文取 0.5[13]。

操作温度结合对流和辐射的两种人体主要的散热方式，要比空气温度（只考虑对流散热）这一参数更全面，本文以操作温度作为评价人体舒适程度的最终指标。

3. 定义操作温度分布有效系数 OTeff 这一参数。

$$OT_{eff}^{1}=\frac{OT_{ave}^{total}-OT_{ave}^{1}}{OT_{ave}^{total}}\times 100\%$$

式中，OT_{eff}^{1}—1 区域的温度分布有效性系数，数值越大供暖末端的加热效果对该区域有效程度越高，一个完整空间的所有子空间的温度分布有效性系数加和为 0；OT_{ave}^{1} —1 区域的操作温度平均值；OT_{ave}^{total} —整个区域的操作温度平均值。

表 3 散热器供暖数值计算求解参数设置

变量	离散格式	变量	亚松弛因子
重力	基于节点的格林高斯算法	密度	1
压力	体积力权重	体积力	0.5
动量	二阶迎风	湍流粘性	0.5
湍动能	二阶迎风	湍动能	0.75
比耗散率	二阶迎风	比耗散率	0.75
能量	二阶迎风	能量	0.75

2.4 数据处理方法

利用后处理软件 Tecplot 对 Fluent 的求解数据进行后处理，导出求解模型中每个网格中心点的温度、平均辐射温度、操作温度、网格体积、坐标等信息矩阵到 excel 中，再利用公式对房间中不同区域的操作温进行分区加权（网格体积）平均统计，得到房间中不同区域的平均操作温度数值。本文中将房间模型在 Z 方向上均匀划分 6 个区域，在 Y 方向上均分为 3 个区域。

3 数值模拟结果

3.1 数值模型验证

选取一个桌下加热板加热案例的实验数据进行 CFD 模型验证，实验于 2021 年 1 月 16 日在西安市教学楼楼顶实验房间进行。

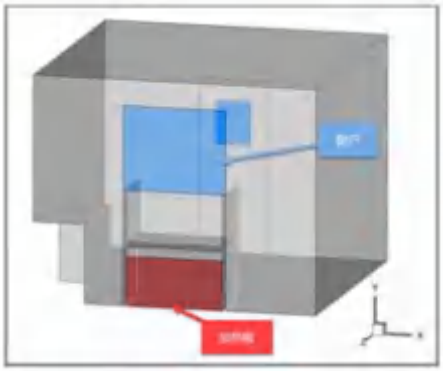


图 2 实验模型示意图

按 CFD 设置一节进行求解器设置，且本验证录入实验测试时各个墙壁的表面平均温度作为第一类边界条件求解。选取 C、D、F 三条测试线上的 12 个点与 CFD 模型进行对比。

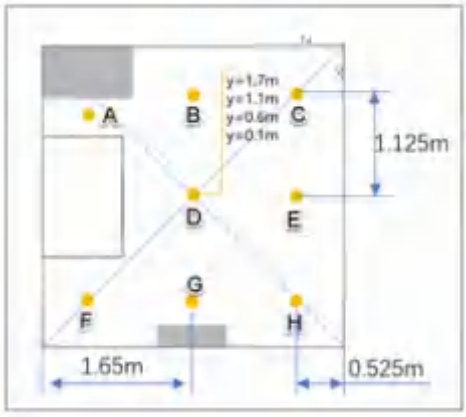


图 3 测点布置

由以上验证可知，SST k-w 湍流模型的数值模拟结果与实验结果吻合程度最好，且最终各个数据点的误差百分比介于 1.9%~9.9%之间，平均误差百分比为 5.0%，能够满足精度需求。

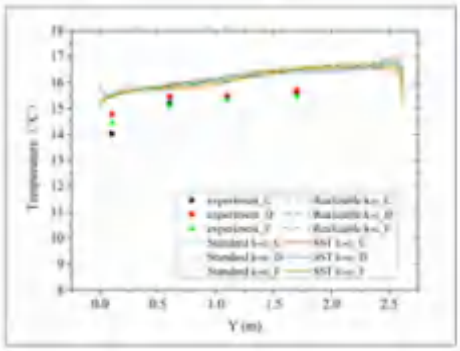


图 4CFD 模型验证结果

3.2 不同供暖末端形式的热环境营造有效性

本节讨论了若干类型供暖末端在热环境营造有效性方面的特点。共设置 6 种案例类型，分别是散热器供暖（靠近外墙、靠近内墙、靠近侧墙）、地板供暖、侧墙辐射板供暖和局部辐射顶板供暖。

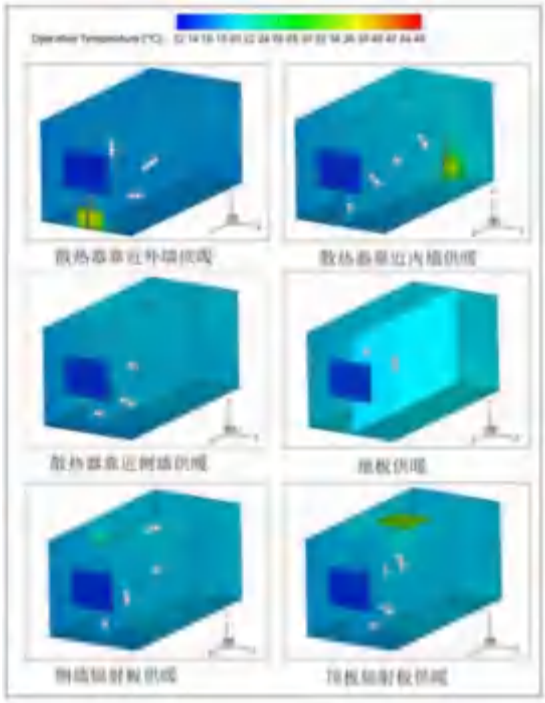


图 5 不同供暖末端的操作温度分布

如图 5 所示，不同供暖末端类型的操作温度随散热器距离的远近出现递进分布规律，其中以案例 2、案例 4 为典型的沿 Z 方向递进；所有的参暖方式均在靠窗处出现了较大的负温度梯度，这与窗户和外墙的壁面温度低有着直接关系；与此同时在内墙周围操作温度分布十分均匀（除了散热器靠近内墙的工况外）。

如图 6 所示，不同供暖末端类型在 Z 方向均分的

六个子区域呈现出不同的操作温度分布特点，但也可归纳为三种类型：

均匀型：案例 1；

房间中部凸出型：案例 3、5、6；

由内至外递减型：案例 2、4。

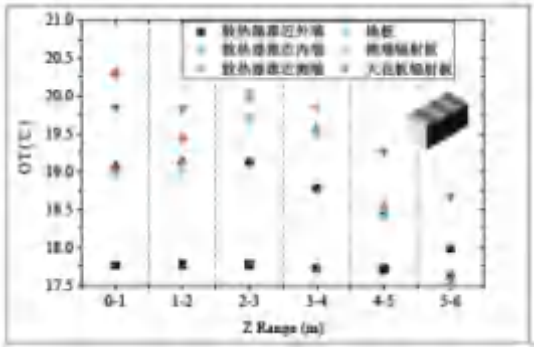


图 6 不同末端类型 Z 方向上操作温度分布

三种供暖末端布置方式与房间维护结构的组合效果形成了不同的室内温度分布特点，其中，散热器靠近外墙布置时房间内操作温度沿进深方向分布较为均匀，这体现了传统散热器布置方式的智慧，通过靠近外墙的高温散热器，抵消一部分外窗和外墙的冷辐射感，为整个房间提供了相对均匀的热环境，然而，由于高温散热器靠近外墙处利于散失热量，同等的供暖量下该布置方式室内的温度较低；散热靠近内墙布置时房间内操作温度沿进深方向出现明显的线性变化，操作温度内外温差达到了 4℃；散热器靠近侧墙布置时操作温度在 0-2m 维持稳定，在 2-4m 范围出现峰值，在 4-6m 处出现线性变化。在散热器的后两种布置方式中，操作温度在不同进深下的温差可以作为局部供暖的基础条件，通过对操作温度局部极大值区域的分析、统计，可以有针对性地只满足室内部分空间的供暖需求。

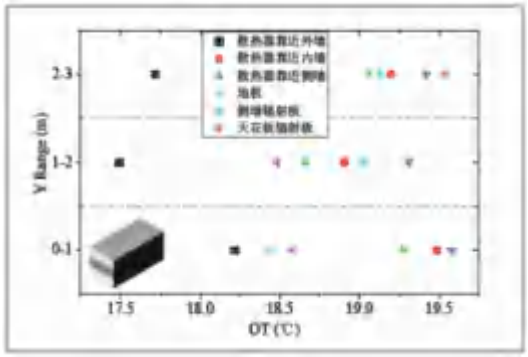


图 7 不同供暖末端形式 Y 方向上操作温度分布

案例 2、4 的共同点是在房间内部均分配有一定比例的热源（地板辐射供暖可视为热源一半位于室内一侧），由此可见，房间内部分配的热源比例越大，操作温度由内至外递减的斜率也越大。案例 3、5、6 的热源类型和摆放位置有所不同，但最终呈现的操作温度分布效果非常接近，这是房间中部表面的温度较高所导致的，相近的平均辐射温度分布削弱了不同供暖类型操作温度分布的明显差别。

不同末端类型在 Y 方向上的操作温度分布呈现不同的特点，在 0-1m 空间过渡到 1-2m 空间时：散热器供暖方式(案例 1、2、3)的平均操作温度均出现了明显的下降，而地板辐射供暖（案例 4）和辐射天花板供暖（案例 5）操作温度降低较平缓，辐射侧墙供暖方式平均操作温度出现了增大，且增大幅度大于 0.5℃。

操作温度分布有效系数可以抹去不同案例间整体平均温度差别为案例对比带来的干扰，同时能更直观地反映出各个区域局部供暖潜力的大小。如图所示，散热器靠近外墙布置时房间操作温度分布有效系数较为均匀；散热器靠近内墙布置时房间内操作温度分布有效系数沿进深方向出现明显的线性变化，人体感知的供暖效果在房间中的 Z 方向上分布不均匀；散热器靠近侧墙布置时，供暖能量更集中在 Z=2-4m 的区域中，也可以说该区域适合作为局部供暖的供暖区，而 Z=4-6m 区域的操作温度分布有效系数为负，该区域的供暖能量分配低于整个房间的平均水平；案例 3、5、6 的热源类型和摆放位置有所不同，但最终呈现的操作温度分布有效系数分布效果非常接近。综合来看，人员位于 Z=0-2m 区域时案例 2、4 操作温度分布有效系数分布最优，人员位于 Z=2-4m 时案例 3、5、6 操作温度分布有效系数分布最优，人员位于 Z=4-6m 时案例 1 操作温度分布有效系数分布最优。

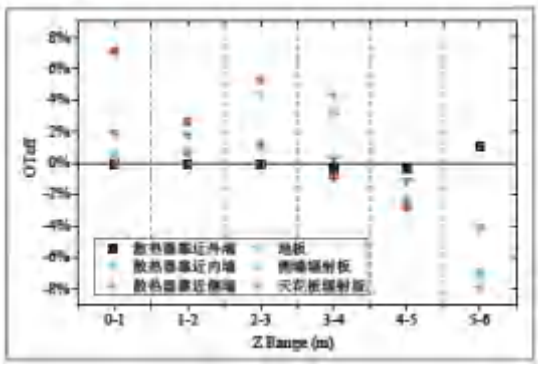


图 8 不同供暖末端形式 Z 方向操作温度分布有效系数 OTeff

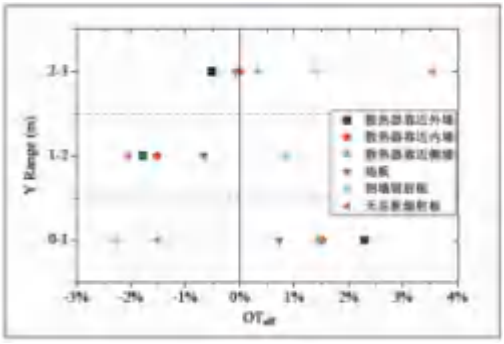


图 9 不同供暖末端形式 Y 方向操作温度分布有效系数 OTeff

如图 9 所示，大部分供暖末端在 0-1m 处有着较大的操作温度分布有效系数，只有侧墙辐射供暖和顶板辐射供暖在该区域操作温度分布有效系数偏低；而只有侧墙辐射板供暖末端的操作温度分布有效系数在 1-2m 为正。Y=0-1m 对应坐姿人体的主要活动范围，Y=0-1.6m 对应站姿人体的主要活动范围，综合来看，案例 1、2 在坐姿人体情况下操作温度分布有效系数分布最优，而案例 1、4 在站姿人体情况下操作温度分布有效系数分布最优。

3.3 供暖末端类型与围护结构温度关系

空间中辐射温度的不均匀分布本质上来源于各个围护结构的温度不均匀分布，而供暖末端类型和热源位置对围护结构温度分布有直接影响。由图 10 可见，地板供暖末端（案例 4）的各围护结构表面温度明显高于其他热源类型；散热器靠外墙放置的（案例 1）大部分围护结构表面温度均明显低于其它热源类型；其他四种类型的供暖末端围护结构表面平均温度十分相似，只有在散热器靠近内墙（案例 2）中的北墙出现了围护结构平均温度极大值。这体现了散热末端类型在发射率、面积、散热方式（自然对流、强迫对流）差别不大时，热源位置是影响室内操作温度分布的主要因素。

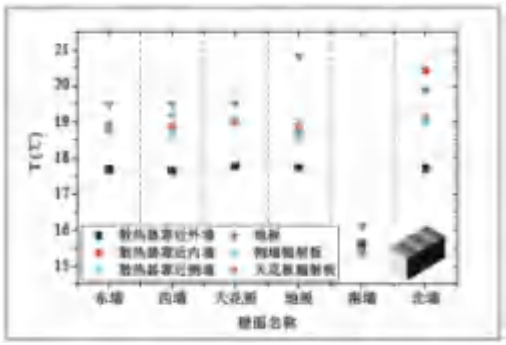


图 10 不同供暖末端形式下的围护结构表面平均温度分布

4 结 论

上文中研究了不同供暖末端形式在室内热环境营造有效性方面的特点，得到以下有效结论：

(1) 所有的供暖末端形式在进深方向的内部（Z 方向均分为内、中、外三部分）均能提供整个房间中中等偏高的操作温度；

(2) 热源和外围护结构的表面温度是两个极端值，二者的位置关系对室内操作温度的分布有着重要影响，这也是不同末端形式下的室内操作温度分布特征出现差异的原因；

(3) 在高度（Y）方向上各区域操作温度分布有效系数分布最优的末端形式为：

Y=0-1m(坐姿人体): 散热器靠近外墙、散热器靠近内墙；

Y=0-2m(站姿人体): 散热器靠近外墙、地板。

(4) 在进深（Z）方向上各区域操作温度分布有效系数分布最优的末端形式为：

Z=0-2m: 散热器靠近内墙、地板；

Z=2-4m: 散热器靠近侧墙、侧墙辐射板、天花板辐射板；

Z=4-6m: 散热器靠近外墙。

本文中提出的操作温度分布有效系数呈现了供暖过程中有效供暖能量在整个空间中的分配关系，该系数高的局部空间适宜作为局部供暖工程中的供暖区。借助操作温度分布有效系数的无量纲化特点，科研工作者和工程设计人员可以更好地理解局部供暖的定量效果并针对不同工程案例展开评价。

参考文献

[1] Sevilgen G, Kilic M. Numerical analysis of air flow, heat transfer, moisture transport and thermal c omfort in a room heated by two-panel radiators. En ergy and Buildings. 2011;43(1):137-46.

[2] 王烨,王靖文,王良璧,张文霞.北方地区供暖情况下室内热环境数值分析.哈尔滨工程大学学报.2014;35(11):1441-5.

[3] Jahanbin A, Zanchini E. Effects of position and temperature-gradient direction on the performance o f a thin plane radiator. Applied Thermal Engineerin g. 2016;105:467-73.

[4] Karabay H, Arici M, Sandik M. A numerical in vestigation of fluid flow and heat transfer inside a room for floor heating and wall heating systems. E nergy and Buildings. 2013;67:471-8.

[5] 张旭，陈文良，于文剑，马跃星，杨瑞卿.常用供

暖散热器辐射——对流放热量比例的实验研究.暖通空调.1994(06):13-5.
[6] 任雁,刘云亮,张静思,周翔,张旭.辐射空调室内舒适度评价指标计算与工程应用.建筑热能通风空调. 2020;39(12):1-5.
[7] Ferrantelli A, Võsa K-V, Kurnitski J. Optimization of Radiators, Underfloor and Ceiling Heater Towards the Definition of a Reference Ideal Heater for Energy Efficient Buildings. Applied Sciences. 2018; 8(12).
[8] 陶文铨.数值传热学(第 2 版)[M].西安交通大学出版社,2001.
[9] 刘京.建筑环境计算流体力学及其应用[M].哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社, 2017.
[10] 章熙民.传热学[M].中国建筑工业出版社,2014.
[11] 住房和城乡建设部发布.民用建筑供暖通风与空气调节设计规范:GB50736-2012[S].中国建筑工业出版社,2012.
[12] 陆耀庆.实用供热空调设计手册[M]:中国建筑工业出版社; 2008.
[13] Ashrae I. ASHRAE Handbook: Fundamentals. 2009.

内管材料对套管式深埋管换热性能的影响

李　超，官燕玲

（长安大学建筑工程学院，西安　710061）

［摘　要］针对套管式深埋管的内管材料对埋管换热性能的影响，本研究基于西安某个深埋管供暖工程，建立了深埋管耦合管内外换热的全尺寸数值模型。所建模型的初始温度场分布及模型的参数设置结合了深埋管供暖工程的钻井测井温度及岩土竖向岩性解释，其可靠性也得到了验证。研究中选择了 PE 管和保温钢管两种内管材料，讨论了内管的不同导热系数对埋管换热性能的影响，同时也对比了这两种内管材料下的埋管换热强度。

［关键词］数值模拟；内管材料；换热性能；套管式深埋管；中深层地热能

0　引言

随着人们居住品质的提升，建筑能耗在社会总能源消耗中的占比越来越大，美国能源信息指出当前阶段的建筑能耗比达到了 30%～40%[1]。为了解决当前能源资源压力，同时减少对化石能源的消耗，可再生能源利用的占比越来越大[2,3]。中深层地热能作为近几年兴起并得到一定发展规模的可再生能源，得到了越来越多的关注。

关于中深层地热能的利用，目前常见的模式为埋管闭式取热，即地下埋管与周围岩土之间只有能量的交换而没有物质的交换，取热不取水。如图 1 所示，埋管的型式分为 U 型深埋管和套管式深埋管。近几年，随着中深层地热利用规模的增大，相关的理论及实验研究也有很多。如罗勇强等[4,5]基于有限线源及柱源理论提出用于套管式深埋管换热分析的分段有限线源及柱源模型。方亮等[6]及 Henrik 等[7]通过自编程序，数值研究了套管式深埋管的埋深、地温梯度、岩土导热系数、埋管水流方向、流率及内管失热等因素对埋管换热性能的影响。Theo 等[8]及 Kristian 等[9]利用商业 CFD 软件分析了套管式深埋管的进口水流速度、钻井设计参数及岩土蓄热对埋管取热性能的影响。

对于图 1 中所示套管式深埋管来说，埋管换热时由外管进水，通过与周围岩土发生热交换升温后再由内管排出。内管在整个换热过程中相当于一个导管，因此需要尽量避免流体内管的沿途热损失。从当前的文献研究来看，有学者通过改变内管的导热系数方面，证明了内管保温性能对埋管换热具有一定的提升作用[6,7]。本研究在改变内管导热系数的基础上，结合实际工程中已经得到使用的两种内管材料，通过建立套管式深埋管耦合管内外换热的全尺寸数值模型，研究分析内管导热系数及内管材料对埋管换热性能的影响。

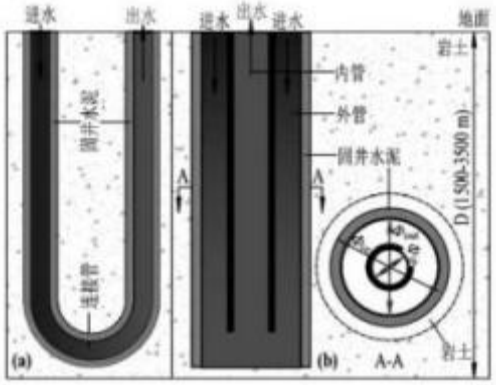


图 1 两种深埋管型式：(a)U 型管式，(b)套管式

1　数值计算建

1.1　物理及几何模型

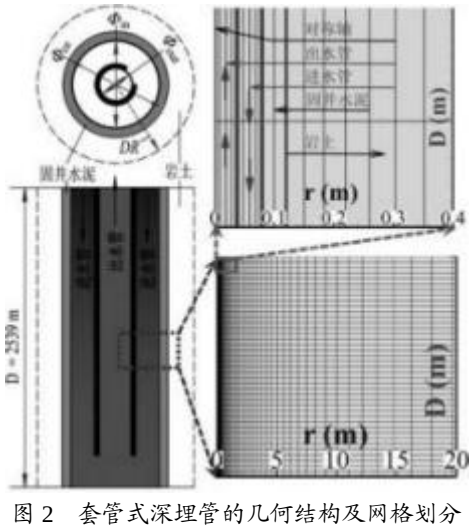


图 2　套管式深埋管的几何结构及网格划分

本研究讨论的埋管型式为套管式深埋管，如图 1（b）所示，埋管系统主要包括内管、外管、固井水泥及岩土这几部分。结合套管式深埋管的物理结构，

建立深埋管耦合管内外换热的全尺寸数值计算模型，图 2 给出了模型的几何尺寸及局部深度的网格划分。

图中 D 为埋管深度，为 2539 m；DR 为模型半径，为 300 m；固井水泥层外径 Φce 为 215.9 mm；外管采用 J55 的石油钢管，尺寸 Φout 为 Φ177.8 × 9.19 mm（外径×壁厚）。对于内管的尺寸，由于研究中讨论了 PE 管及保温钢管两种内管材料，因此对应的规格也有两种。PE 管的规格 Φin 为 110 mm×10 mm；保温钢管的规格 Φin 为 Φ114.3 × 19.15 mm。对于模型网格的划分，在埋管、固井层及固井层外侧的邻近岩土均采用较密的网格，岩土层网格在远离固井层的方向采用等比增大的尺寸。

1.2 数学模型

本研究采用 ANSYS Fluent 17.0 来模拟埋管内的水流流动及埋管换热过程。假设埋管内的循环水为常物性不可压缩流体，埋管、固井水泥及岩土均为固体且为常物性，则对于管内水流的湍流及换热过程，可以用连续性方程(1)，动量方程(2~3)以及能量方程(4)来描述[10]。埋管管壁、固井水泥及岩土的导热过程也可以用公式(4)来描述。湍流模型选择 Standard k-epsilon，近壁面采用标准壁面函数，选择二阶迎风离散格式，采用 SIMPLE 压力修正法。

$$\nabla\cdot\vec{v}=\frac{\partial v_x}{\partial x}+\frac{\partial v_r}{\partial r}+\frac{v_r}{r}=0 \tag{1}$$

$$\frac{1}{r}\frac{\partial(r\rho v_x v_x)}{\partial x}+\frac{1}{r}\frac{\partial(r\rho v_r v_x)}{\partial r}=-\frac{\partial p}{\partial x}+\frac{2}{r}\frac{\partial}{\partial x}(\frac{r\mu v_x}{\partial x})+\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left[r\mu(\frac{\partial v_x}{\partial r}+\frac{\partial v_r}{\partial x})\right] \tag{2}$$

$$\frac{1}{r}\frac{\partial(r\rho v_x v_r)}{\partial x}+\frac{1}{r}\frac{\partial(r\rho v_r v_r)}{\partial r}=\frac{2}{r}\frac{\partial}{\partial r}(\frac{r\mu\partial v_r}{\partial r})+\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial x}\left[r\mu(\frac{\partial v_r}{\partial x}+\frac{\partial v_x}{\partial r})\right]-\frac{\partial p}{\partial r}-2\mu\frac{v_r}{r^2} \tag{3}$$

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t}+\nabla\left[\vec{v}(\rho E+p)\right]=S_h+\nabla\left[k_{eff}\nabla T-\sum_j h_j\vec{J}_j+(\bar{\bar{\tau}}_{eff}\cdot\vec{v})\right] \tag{4}$$

$$E=\int_{T_{ref}}^{T}cdT+\frac{v^2}{2} \tag{5}$$

式中，x——轴向坐标，m；r——径向坐标，m；v——速度，m/s；ρ——密度，kg/m^3；p——压力，Pa；μ——分子粘度，Pa s；keff——有效导热系数，W/(m K)；T——温度，K；$\vec{J}_j$——物质 j 的扩散通量；τ_{eff}——应力张量；c——热容量，J/(kg K)；Sh——体积热源，W。

1.3 模型设置

利用 ANSYS Fluent 以年为周期计算分析 1 个供暖季的埋管换热情况。针对陕西地区，一年中供暖季的时间段为历年的 11 月 15 日到来年的 3 月 15 日，共有 121 天。模型的设置主要包括模型的初始条件、边界条件以及模型中各个组成部分材料的热物性参数。

对于模型的初场温度，首先结合钻井测井温度，得到岩土的地温梯度 GG，再通过浅层地面的恒温层温度 T_0 来确定温度竖向分布的场函数。本研究中 GG 为 2.94 °C/hm，T_0 为 15.5°C[11]。在初始条件下，管内的流体、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。对于模型的边界条件，计算域岩土的上表面及侧面均采用绝热边界，下表面边界采用恒定热流边界，数值为 70.8 mW/m^2[12]。

对于模型中分层岩土的热物性参数，通过钻井解释数据对模型进行分层设置，不同类型岩土的热物性参数参照文献[13]。模型中其他部分如固井水泥、外管及内管的热物性参数见表 1，其中内管热物性参数依据材料的不同分为了两种。

1.4 模型验证

本研究中所使用数值建模方法在本课题组发表的论文[13]中有详细的描述，所建模型经过了网格及时间步长稳定性的验证，同时也得到了实验的验证。

2 模拟工况的设置

本研究针对深度为 2539 m 的套管式深埋管，以内管材料及埋管的进水温度为变量，共设置了如表 2 所示的 6 种计算工况，每种工况下的埋管流率均为 4.88 kg/s，换热计算时长均为一个供暖季 121 天。通过计算对比不同工况下的埋管换热强度大小，最终评价不同内管材料所对应的内管的保温性能对埋管换热性能的影响。

表 1 固井水泥、外管及内管的热物性参数

名称	密度(kg/m^3)	导热系数 (W/(m K))	定压比热容 (J/(kg K))
固井水泥	2100	1.34	1000
外管	7913	14.48	486
内管-PE 管	960	0.42	2300
内管-保温钢管	5660	0.02	236

表 2　模拟计算工况

工况	内管材料	内管规格（mm×mm）	进水温度（°C）
PE-7	PE 管	110 × 10	7
PE-12	PE 管	110 × 10	12
PE-17	PE 管	110 × 10	17
BW-7	保温钢管	114.3 × 19.15	7
BW-12	保温钢管	114.3 × 19.15	12
BW-17	保温钢管	114.3 × 19.15	17

3　计算结果及分析

结合表 2 中的计算工况，本研究重点讨论套管式深埋管在不同内管材料下的埋管换热情况，同时对两种内管材料在不同进水温度下的换热进行了计算对比，最后分析了两种内管材料下埋管的单位延米换热随深度的变化情况。

3.1　不同内管材料下的埋管换热

3.1.1 进水温度为 7 °C 时的埋管换热

对表 2 中的工况 PE-7 及 BW-7 进行 121 天的模拟计算，计算中监测埋管的实时出水温度，进而通过公式（6）计算出各工况在一个供暖季的实时换热强度，图 3 给出了工况 PE-7 及 BW-7 在一个供暖期的实时出水温度及实时换热强度。

$$Q = c \cdot G \cdot \Delta T \quad (6)$$

式中，Q 为换热强度，W；c 为水的比热容，J/(kg K)；G 为埋管的循环水流率，kg/s；ΔT 为埋管进、出口水温差值，K。

图 3 中，比较工况 PE-7 及 BW-7 即 PE 管及保温钢管作为内管时的埋管出水温度及换热强度，工况 PE-7 明显低于工况 BW-7，且在一个供暖期均有这样的大小关系。计算一个供暖期的时均出水温度 Tout-a 及时均换热强度 Qa，工况 PE-7 及 BW-7 的 Tout-a 分别为 18.551 °C 和 20.386 °C，Qa 分别为 236.659kW 和 274.351 kW。从 Qa 的提升率来看，保温钢管作为内管对应的埋管换热强度较 PE 管高出了 16%左右。

3.1.2 进水温度为 12°C 和 17 °C 时的埋管换热

采用 3.1.1 节中的分析方法，本节针对进水温度为 12°C 和 17 °C 的工况 PE-12 和 BW-12 以及 PE-17 和 BW-17 进行埋管换热的对比分析。图 4 和图 5 分别给出了两组对比工况在一个供暖季的 T_{out-a} 和 Qa。

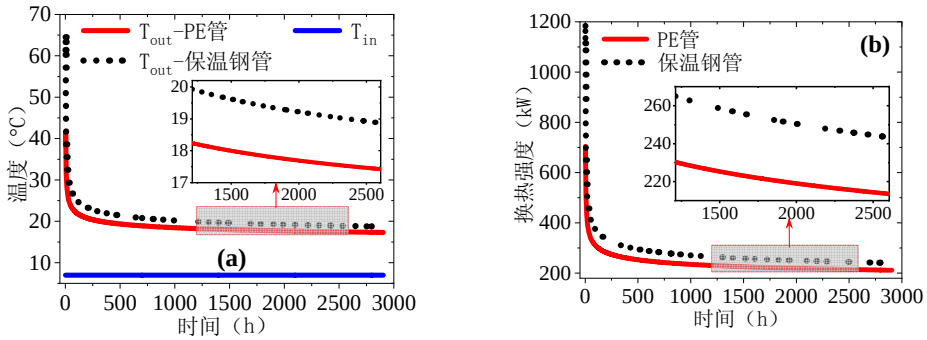


图 3　埋管的实时进出水温度及换热强度

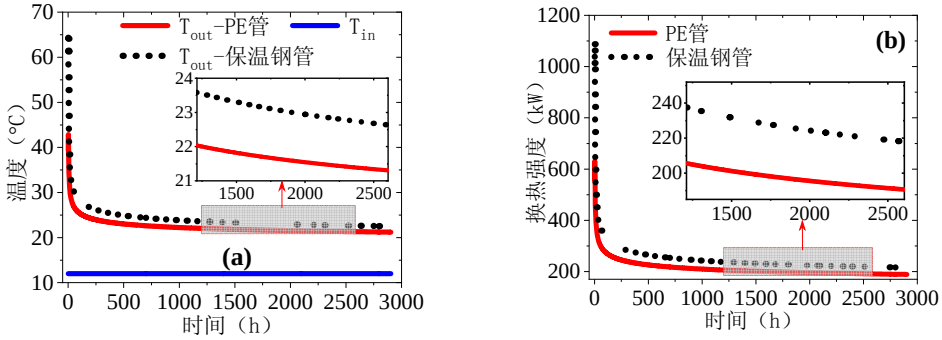


图 4　工况 PE-12 和 BW-12 的实时进出水温度及换热强度

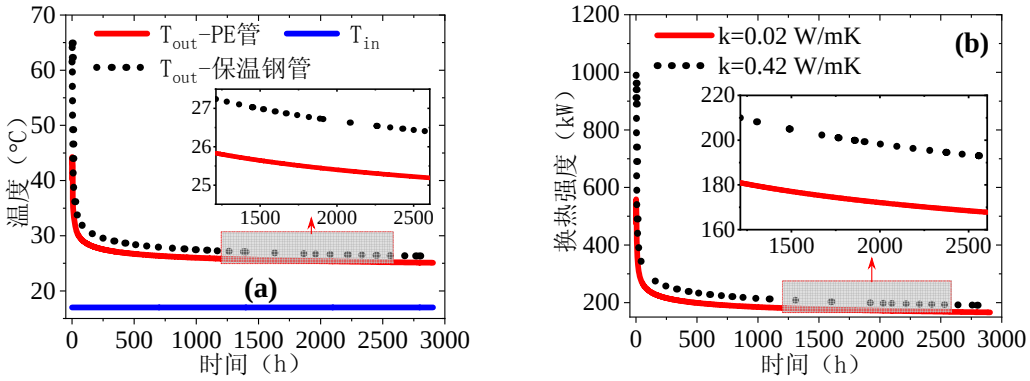


图 5　工况 PE-17 和 BW-17 的实时进出水温度及换热强度

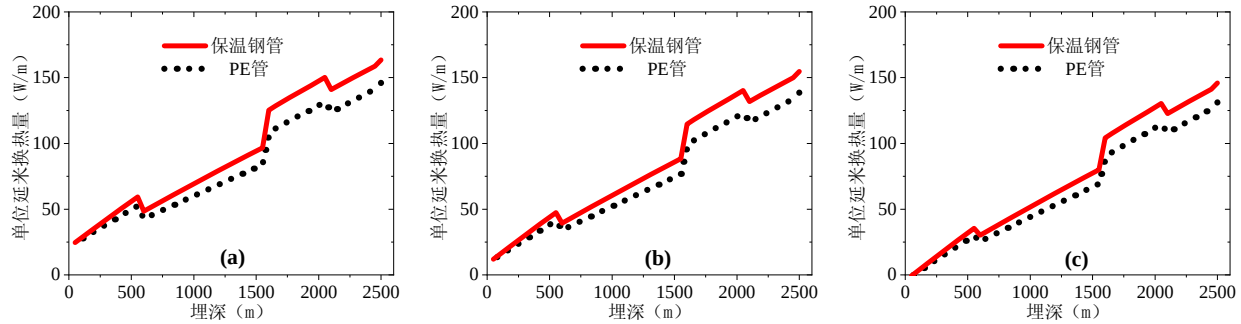


图 6　内管为 PE 管及保温钢管时埋管的外管单位延米换热量。（a）进水温度 Tin = 7 °C，（b）Tin = 12 °C，（c）Tin = 17 °C

由图 4 和图 5 可以看到，两种进水温度工况下的埋管实时出水温度及换热强度均为 PE 管低于保温钢管，且一个供暖期均呈现这样的关系。对比两组进水温度工况的实时换热强度 Qa，工况 PE-12 和 BW-12 的 Qa 分别为 211.340kW 和 245.930 kW；工况 PE-17 和 BW-17 的 Qa 分别为 186.021kW 和 217.509 kW。计算保温钢管作为内管时相较于 PE 管的埋管换热强度提升率，工况 BW-12 相对于 PE-12 提升了 16.367%，工况 BW-17 相对于 PE-17 提升了 16.928%。

结合 3.1.1 节中的内容，比较埋管进水温度为 7°C、12°C 和 17 °C 这三种进水温度工况，可以看到保温钢管作为内管时，对应的埋管换热强度较 PE 管高出了 16%左右。由此说明，使用保温性能更好的保温钢管对埋管换热强度的影响很大，且对应的影响程度即换热强度提升率基本不随埋管自身换热强度的改变而改变。

3.2　深埋管内外管的单位延米换热量

为了更清楚的看到套管式深埋管的内管及外管在不同深度处与周围介质之间的热量交换情况，本节对埋管运行至一个供暖期即 2904 h 的埋管内、外管的埋管单位延米换热量进行分析。

3.2.1 外管的单位延米换热量

首先在埋管的内管材料分别为保温钢管及 PE 管时，对深埋管外管的单位延米换热量进行分析对比，图 6（a-c）分别给出了两种内管材料在埋管进水温度分别为 7°C、12°C 和 17 °C 时，埋管外管单位延米换热量随埋管深度的变化情况。

从图 6 可以看到，各个计算工况下深埋管外管的单位延米换热量均随着埋管深度的增加而增加，这是因为深度越深，埋管周围的岩土温度也就越高，越有利于埋管的换热。不同进水温度下，保温钢管作为内管时对应外管的单位延米换热量明显大于 PE 管，说明内管良好的保温性能可以间接提高外管的单位延米换热量，从而增大整个埋管换热系统的换热性能。另外，图中不同深度处埋管的单位延米换热量随深度呈现出不同的变化斜率，这主要是受到埋管周围岩土的热物性参数的影响。

3.2.2 内管的单位延米换热量

在套管式深埋管的内管材料分别为保温钢管及 PE 管时，对深埋管内管的单位延米换热量进行分析对比，图 7（a-c）分别给出了两种内管材料在埋管进水温度分别为 7°C、12°C 和 17 °C 时，埋管内管单位延米换热量随埋管深度的变化情况。

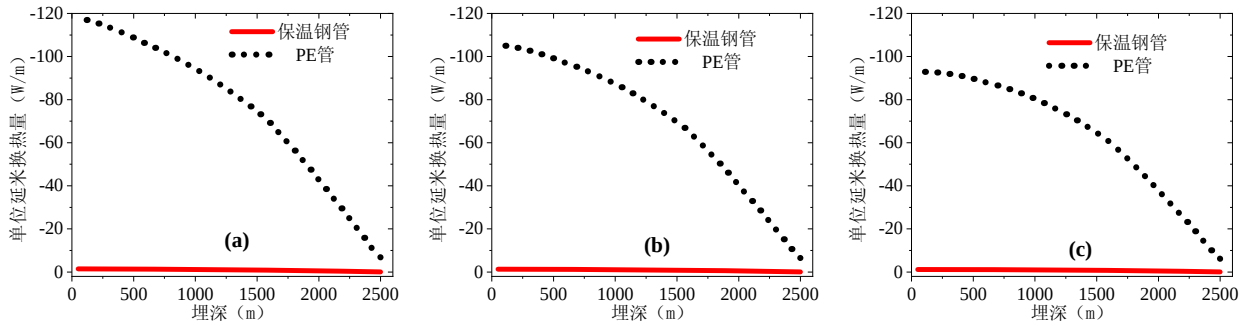


图 6　内管为 PE 管及保温钢管时埋管的内管单位延米换热量。（a）进水温度 Tin = 7 ℃，（b）Tin = 12 ℃，（c）Tin = 17 ℃

表 3　不同的埋管进水温度下内、外管的总失热量与总取热强度

内管材料	埋管	埋管总换热量（kW）		
		Tin=7 ° C	Tin=12 ° C	Tin=17 ° C
PE 管	外管	209.217	187.294	165.372
PE 管	内管	-189.716	-174.895	-160.074
保温钢管	外管	236.888	213.188	189.488
保温钢管	内管	-2.349	-2.165	-1.981

由图 6 可以看到，无论内管材料是 PE 管还是保温钢管，内管的单位延米换热量均为负值，表明埋管换热过程中内管均为失热的状态。PE 管为内管时的单位延米换热量显著大于保温钢管，且深度越浅，PE 管的失热量越大。由此得到，内管保温性能直接决定了内管的失热量，保温性能越低，内管的失热越严重；另外，内管所处的深度越浅，内管与外管之间的循环水温差越大使得内管的失热也越大。

3.2.3 内、外管换热量的综合对比

对于套管式深埋管来说，埋管的换热过程包括了外管的取热以及内管的失热。结合表 2 中的 6 种对比工况，分析当内管材料分别为 PE 管及保温钢管时，内管总失热量与外管总取热量，表 3 给出了具体的计算结果。

表 3 中，埋管运行至 2904 h 时刻的埋管换热强度即为外管的总取热强度，当内管为 PE 管时，对比不同进水温度下内、外管的总失热强度和总取热强度，可以看到外管的取热强度越大，对应内管的失热强度也就越大。在 Tin 从 17 ℃ 减小至 7 ℃ 时，埋管取热强度从 165.372 kW 增加至 209.217 kW，对应内管的失热量从 160.074 kW 增加至 189.716 kW。分别计算取热与失热的增加率，取热增加了 26.513%，失热量增加了 18.518%。由此说明，虽然从数值上看取热量越大的时候失热量也就越大，但随着取热量的增加，失热量增加的速率会减小，即增大埋管的取热量会弱化内管失热的增加程度。

对于保温钢管作为内管时的埋管取热及失热情况，不同外管取热量下的内管失热量相差不大。另外需要解释的是，埋管的取热量是完全由外管的取热量来决定，虽然 PE 管作为内管时会有大量的热量损失，但这部分热量被用来加热外管中的循环水，并非完全意义上的损失。内管失热影响埋管取热的根本原因是，内管失热使得外管水温升高，减弱了外管与周围岩土之间的温差，进而减小了外管的取热量。

4　结论

本研究基于某个深埋管供暖工程，建立了深埋管耦合管内外换热的全尺寸数值模型，对不同内管材料下换热情况进行了计算分析，研究得以下结论。

（1）内管为 PE 管的埋管出水温度在一个供暖期均低于保温钢管，且一个供暖期均有这样的大小关系。在埋管进水温度分别为 7°C、12°C 和 17 °C 时，保温钢管作为内管时，对应的埋管换热强度较 PE 管高出了 16%左右。由此说明，使用保温性能更好的保温钢管对埋管换热强度的影响很大，且对应的影响程度即换热强度提升率基本不随埋管自身换热强度的改变而改变。

（2）深埋管外管的单位延米换热量均随着埋管深度的增加而增加，这是因为深度越深，埋管周围的岩土温度也就越高，越有利于埋管的换热。不同进水温度下，保温钢管作为内管时对应外管的单位延米换热量明显大于 PE 管，说明内管良好的保温性能可以间接提高外管的单位延米换热量，从而增大整个埋管换热系统的换热性能。

（3）无论内管材料是 PE 管还是保温钢管，内管

的单位延米换热量均为负值，表明埋管换热过程中内管均为失热的状态。PE 管为内管时的单位延米换热量显著大于保温钢管，且深度越浅，PE 管的失热量越大。内管保温性能直接决定了内管的失热量，保温性能越低，内管的失热越严重；另外，内管所处的深度越浅，内管与外管之间的循环水温差越大使得内管的失热也越大。

（4）从数值上看外管的取热量越大则内管的失热量也就越大，但随着取热量的增加，失热量增加的速率会减小，即增大埋管的取热量会弱化内管失热的增加程度。

参考文献

[1] U.S. Energy Information Administration, Monthly Energy Review. 2019. Accessed on 25 October 2019.

[2] Manzano-Agugliaro F, Alcayde A, Montoya F G, et al. Scientific production of renewable energies worldwide: An overview. Renewable & Sustainable Energy Reviews, 2013, 18:134-143.

[3] Ellabban O, Abu-Rub H, Blaabjerg F. Renewable energy resources: Current status, future prospects and their enabling technology. Renewable & Sustainable Energy Reviews, 2014, 39:748-764.

[4] Luo Y, Guo H, Meggers F, et al. Deep coaxial borehole heat exchanger: Analytical modeling and thermal analysis. Energy, 2019,185: 1298-1313.

[5] Luo Y, Yu J, Yan T, et al. Improved analytical modeling and system performance evaluation of deep coaxial borehole heat exchanger with segmented finite cylinder-source method. Energy and Buildings, 2020, 212: 109829.

[6] Fang L, Diao N, Shao Z, et al. A computationally efficient numerical model for heat transfer simulation of deep borehole heat exchangers. Energy and Buildings 167 (2018): 79-88.

[7] Henrik H, Jose A, Erling N, etc. Thermal evaluation of coaxial deep borehole heat exchangers. Renewable Energy 97 (2016) 65-76.

[8] Theo R, Patrick V, Gioia F. Numerical simulation of a deep borehole heat exchanger in the krafla geothermal system. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 143:118496.

[9] Kristian B, Wolfram R, Bastian W, et al. Seasonal high temperature heat storage with medium deep borehole heat exchangers. Energy Procedia, 2015, 76: 351-360

[10] ANSYS, ANSYS Fluent Theory Guide Release 18.0, ANSYS, Inc. (2018)

[11] 官燕玲,张小刚,梁草茹,等.西安地区土壤源热泵地埋管换热的岩土影响因素区域分布[J].西北大学学报(自然科学版),2016,46(04):565-572.

[12] 饶松,姜光政,高雅洁,等.渭河盆地岩石圈热结构与地热田热源机理.地球物理学报,2016,59(06):2176-2190.

[13] Li C, Guan Y L, Liu J H, et al. Heat transfer performance of a deep ground heat exchanger for building heating in long-term service. Renewable Energy 166 (2020): 20–34.

教室室内人员散发 VOCs 的模拟研究

张鋆辉，贾亚宾，关　军，魏　翩，李君一

（南京理工大学能源与动力工程学院，南京　210094）

［摘　要］在人员密集场所中，室内人员相关的 VOCs 散发是主要的 VOC 污染源。人员 VOCs 的散发途径复杂，且受环境温度影响。本文以人员密集的校园教室为例，选取 CO_2、丙酮、异戊二烯、D5、O_3、6-MHO 和 4-OPA 作为典型人员散发的污染物进行模拟研究。主要模拟了在人员呼吸散发、皮肤散发、化学反应散发和室内整体散发下，室内 VOC 浓度随温度的变化情况。结果表明，受人员活动影响，人员呼吸散发的 CO_2、异戊二烯和丙酮的浓度会发生改变，同时丙酮浓度与温度呈正相关关系，但影响不大。对于表面散发而言，温度的升高会使人体表面散发的 2-甲基丁烷和甲苯的浓度也增加。同时，温度的变化改变了化学反应速率，使得室内的 6-MHO 和 4-OPA 的浓度也产生相应的变化。在整体散发情况下，不同温度工况下的室内 VOCs 浓度值差异较大，在 30℃时的浓度最高值可以达到约 100μg/m^3，而在 20℃和 10℃时的浓度最高值大约为 80μg/m^3 和 60μg/m^3。该研究可为进一步了解人员密集室内人体 VOCs 散发规律提供一定的参考，并提出相应的控制优化策略。

［关键词］VOC 模拟；校园建筑；人员散发；温度

1 引言

有研究表明，在高人员密度的环境中，如教室、会议室以及电影院等，人员散发的 VOCs 是室内 VOCs 污染物的重要来源[1-7]。高校建筑（如教室、会议室）作为人员密集最为典型的建筑类型之一，了解其室内人员相关 VOCs 的散发特性对室内空气质量的深入研究具有重要的参考意义。

人体相关的 VOCs 自然散发，可主要分解为呼吸和身体表面（皮肤、服装）两个部分，其各自的散发机理主要表现为呼吸系统的生理代谢及呼吸动力作用下的质传递过程，以及体表面及其边界层的代谢及物理质传递过程[8-9]。尽管呼吸气当中包括了内源性和外源性两种来源，且种类数较多，但从呼吸中检出的 872 种 VOCs 来看，大部分都是外源性 VOCs，且其中较多仅出现在少数个体中[8-9]。人体表面的自然散发主要考虑皮肤、服装等身体表面。与呼吸散发相比，人体表面的自然散发在整人（包含呼吸及体表面）散发中占比明显（可达 90%以上），被认为是人体散发的主要来源[10]。除了人体自身代谢产生外，由于个人护理品（护手霜、香水、面霜等）的使用导致的 VOCs 散发，可占到人员排放的 VOCs 的 28.7%，其中主要的目标污染物——环状挥发性甲基硅氧烷（cVMS）的排放是影响室内空气质量的重要因素[11]。Yao 等人[12]构建了人体表面个人护理品的散发模型，人体皮肤脂质中的 D5 的排放被视为是物理过程，并假定在皮肤脂质内部的扩散为一维过程。

综合已有的文献来看，室内热湿环境对人体自然散发及人体相关化学反应所产生的 VOCs 具有重要的影响，较早的实验证据表明，支气管内的温度是影响肺部内高可溶性 VOC 物质交换的主要决定因素[13]。在 Ager 等人[14]针对呼吸散发的三室模型研究同样表明，温湿度会改变 VOC 物质在上呼吸道的溶解程度，即三室模型中的分配系数 λmuc:b。对于表面 VOCs 散发而言，已有少量证据表明在温湿度对体表面 VOCs 散发存在影响。如 Tsushima 等人[15]的实验发现，在 23℃和 28℃两种工况下的皮肤散发的 VOCs 物质浓度水平有所差异。

虽然已有大量的文献证实了室内热湿环境对人体散发和化学反应特性的直接影响，但尚无系统性定量化的结论，如何构建基于热湿响应的源汇模型将直接影响不同室内热湿条件下污染物的预测精度，以及环境改善策略的效果，尚有待进一步的系统分析。因此本文将基于人体 VOCs 自然散发和化学反应的机理，结合现有研究和本文研究关注点，构建人体相关的室内空气质量模型，具体包括表面散发模型、化学反应模型和室内整体模型，并在这些理论模型的基础上探究不同温度条件对人员散发 VOCs 的影响。

2 研究方法

2.1 研究对象

基于某大学教室中测试的实验数据，使用 Contam 软件（多区域气流和污染物传播分析软件，由美国国家标准技术研究院（NIST）研发）建立标准

房间的物理模型进行模型，具体信息如表 1 所示。已有文献[16-17]证明，该模拟软件能够满足本研究需求。该模型为自然通风状况，室内人数为 60 人，人员密度可达 0.75 人/m^2，在实际状况中可达到教室上座率的 50%。在实际情况中每 45 分钟后，会有 5 分钟的课间休息，考虑到课间休息期间，时间较短且仍有大量人员在室，同时人员进出流动复杂。为简化分析，假设人员在上课开始的瞬间（即 8:00 和 14:00 时）全部进入室内，在上课结束的瞬间（即 10:30 和 15:30 时）全部离开教室，且中间未有任何的课间休息时间。

表 1 教室室内环境条件

参数	参数取值
人数（人）	60
面积（m^2）	80
高度（m）	4
室内材料表面积之（m^2）	500
换气次数（h-1）	1
室内温度（℃）	10，20，30
室内湿度（%）	50%
初始 CO2 浓度（ppm）	400（等于室外浓度）
人员在室时间	8:00-10:30，14:00-15:30

2.2 目标污染物选取

在本课题组之前的研究中[18]，已通过大样本采样分析获得了校园人员密集室内 VOCs 污染的目标清单，该目标清单为确定典型污染提供了很好的现实基础。但这些物质的的来源途径众多，因此结合文献调研，将 CO_2、丙酮、异戊二烯、D5、O_3、6-MHO 和 4-OPA 确定为典型人员散发的标志污染物，用于接下来的模拟研究。

2.3 理论模型

2.3.1 总体模型

室内 VOC 浓度的求解是基于单区的 VOC 质量守衡方程，这一方法被称之为单区时间解析数值模型。对于一个特定的区域而言，认为该区域内是污染物浓度混合均匀的，不受空间分布影响，只与时间变化有关，得到 VOC 的质量平衡方程为[19-20]：

$$\frac{dC_i}{dt}=\lambda_r C_o-\lambda_r C_i+\frac{E_i}{V_i}+\sum_{j=1}^{n}R_{ij}-v_d\left(\frac{A}{V_i}\right)C_i \quad (2\text{-}1)$$

式中，Ci（C0）是室内（室外）的物质浓度（μg/m^3），vd 是吸附速度（m /h），A 是室内空间表面积（m^2），Vi 是室内空气体积（m^3），λr 是室内外空气交换率（h^{-1}），Ei 是物质散发强度（μg/ h），Rij 是物质 i 和 j 之间的反应速率（μg/m^3）。

2.3.2 源散发模型

对于人员密集空间中，室内 VOC 散发源主要包括以下几个方面：

（1）呼吸散发

在得到呼出浓度的基础上，结合人体呼吸气流量，相应的源散发公式表示如下[14,21]：

$$E_{voc}=V_t C_t n \quad (2\text{-}2)$$

式中，Evoc 是呼气是相关 VOC 的排放率（μg/h），Vt 是单人呼吸速率（L/h），Ct 是某一特定物种在一个呼吸中的平均浓度（μg/m^3），n 是室内人数。

（2）表面个人护理品散发

基于建筑干材料的 VOC 排放模型，在计算个人护肤品的散发浓度时中，需要确定三个关键参数（C0、Dm、K）。在材料散发研究中，Dm 表示为材料内部扩散系数，其受温度的影响关系可以近似用 Arrhenius 方程表示，具体如下式[22]：

$$D_m=D_{ref}\exp\left[-E_a\left(\frac{1}{T}-\frac{1}{296}\right)\right] \quad (2\text{-}3)$$

式中，Ea 为表观活化能式中，T 为热力学温度。

初始 K 值可以通过相关性进行预测[11]：

$$\log K=\log K_{ow}+\log(HRT) \quad (2\text{-}4)$$

式中：Kow 为辛醇-水分配系数（辛醇代替了本研究中的液体状物质），H 为亨利常数，R 是气体常数，T 是温度，K 是皮肤/空气分配系数。根据 EPI Suite 的理化性质数据，可计算出 305K 下 D5 的 K 值为 3.27×10^4[23]。

（3）表面自然产生且不参与反应物质的散发

不参与反应的表面 VOCs 的散发，这类物质的散发速率被视为常数进行，有相关研究整理了单人的表面散发数据[24]，即

$$E(t)=E_0 \quad (2\text{-}5)$$

对于人体表面的除了因为使用个人护理品带来的 VOC 散发之外，人体自身产生的 VOCs 的散发，其散发速率也依据式(2-3)确定。

2.3.3 化学反应模型

化学反应模型的建立是在其相关物质的反应过程基础上，建立的动力学模型。表面化学反应的理论模型，通过使用了一系列的质量平衡模型来描述，对于臭氧而言，可用下列模型表示[25]：

$$V\frac{dC_{O_3}(t)}{dt}=Q\left[C_{in,O_3}(t)-C_{O_3}(t)\right]-v_{d,h}A_h C_{O_3}(t)-v_{d,x}A_r C_{O_3}(t) \quad (2\text{-}6)$$

式中，C_{O_3} 是室内臭氧浓度（μg/m^3），$C_{in,O_3}(t)$ 是通风引入室内的臭氧浓度（μg/m^3），V 是房间体积（m^3），Ah 是人体皮肤表面积（m^2），Ar 是房间表面

积（m^2），Q 是通风率（m^3/h），vd,h 是臭氧在人体皮肤表面的沉积速率（m/h），vd,r 是臭氧在房间表面的沉积速率（m/h）。

同时室内 6-MHO 和 4-OPA 的质量守恒方程可以表示为：

$$V\frac{dC_{6M}(t)}{dt}=A_h k_{sq}C_{O_3}+Q\left[C_{in,6M}(t)-C_{6M}(t)\right]-Vk_{6M}C_{O_3}C_{6M}(t)+Vk_{Ga}C_{O_3}C_{Ga}(t) \quad (2\text{-}7)$$

$$V\frac{dC_{4O}(t)}{dt}=Vk_{6M}C_{O_3}C_{6M}(t)+Vk_{Ga}C_{O_3}C_{Ga}+Q\left[C_{in,4O}(t)-C_{4O}(t)\right] \quad (2\text{-}8)$$

式中，C_{6M} 是室内 6-MHO 的浓度（μg/m³），C_{4O} 是室内 4-OPA 的浓度（μg/m³），C_{Ga} 是室内香叶基丙酮的浓度（μg/m³），$C_{in,6M}$ 是供气中 6-MHO 的浓度（μg/m³），$C_{in,4O}$ 供气中 4-OPA 的浓度（μg/m³），K_{sq} 是一次反应速率常数（m/h），k_{6M} 是 6-MHO 的二次速率常数（m³/(μgh)），k_{Ga} 是香叶基丙酮的二次速率常数（m³/(μgh)）。

根据经典的阿伦尼乌斯公式（Arrhenius equation）认为，该公式是化学反应速率常数随温度变化关系的经验公式，具体表达式如下式（2-9）所示[26]：

$$E=Ae^{-\frac{Ea}{RT}} \quad (2\text{-}9)$$

式中，k 为速率常数，R 为摩尔气体常量，T 为热力学温度，A 为指前因子（也称频率因子）。

3 结果分析

3.1 呼吸散发

图 1 给出了室内 CO_2、异戊二烯和不同温度工况下丙酮的浓度变化曲线。在自然通风条件下（ACH = 1h-1），当学生在上午 8:00 进入教室时，呼吸散发的污染物浓度会增加，而当学生们在课后离开教室时，浓度会出现下降，并大约在 1.5 小时之后与起初的背景浓度持平。因为人员活动的关系，使得 CO_2 浓度上升了约 1300ppm，异戊二烯浓度上升了 5μg/ m^3，而丙酮则上升了 2μg/ m^3。同时，从图 1 中可以发现，温度的变化会带来室内丙酮浓度的改变，两者表现出正相关影响，但温度的改变对于其浓度水平的值的改变不大，这一点可以由三室模型解释，虽然温度的改变影响了人体上呼吸道中丙酮的吸收/解析过程，但对于人体丙酮的呼出浓度影响并不十分明显[14]。

3.2 人体表面散发

图 2 给出了室内 D5 在不同温度工况下的浓度变化曲线。在自然通风条件下（ACH = 1h-1），当学生在上午 8:00 进入教室时，该污染物浓度会迅速增加，达到 20μg/ m3。与呼吸散发污染物不同，此类物质不是由人体本身产生，因此属于“ 衰减源 ”，在上课期间随着时间的推移，室内浓度不断降低，D5 的这种特性类似于建筑干材料，在相关的实测和模拟研究中也都得到了证明 0。同时，从图 2 中可以发现，温度越高，室内 D5 浓度越高，30℃时的室内 D5 浓度大约是 20℃时的 1.5 倍，是 10℃时的 3 倍，这一变化特性也与干材料中 VOC 的散发类似。

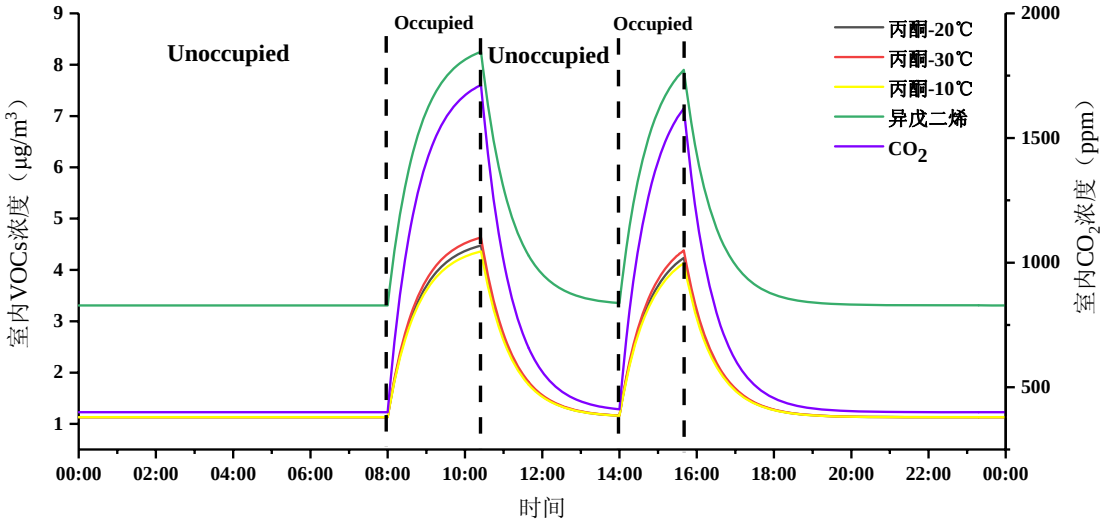


图 1 呼吸散发污染物的浓度模拟结果

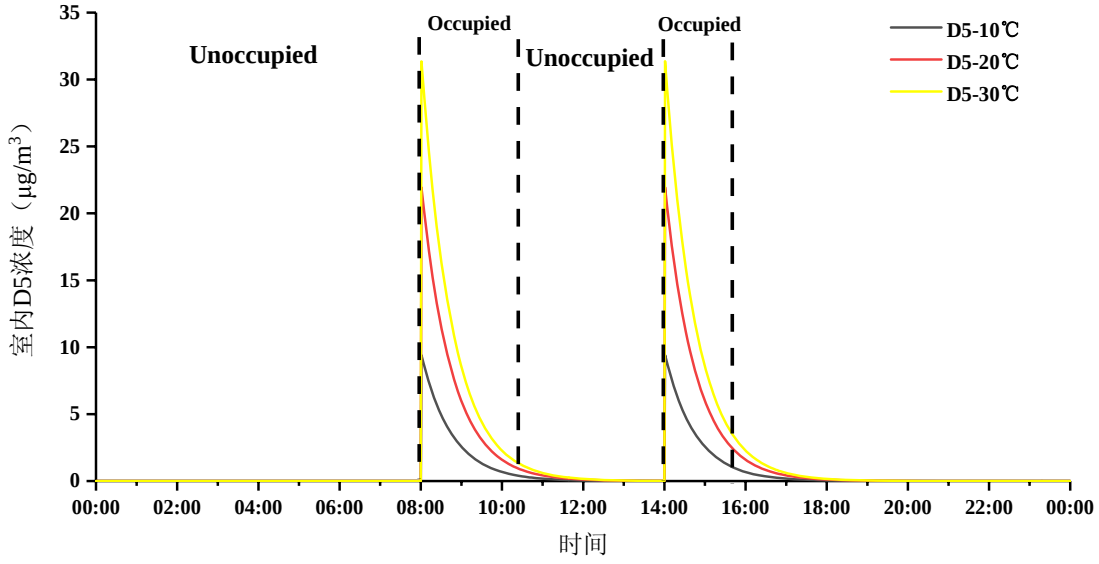


图 2 室内 D5 的浓度模拟结果

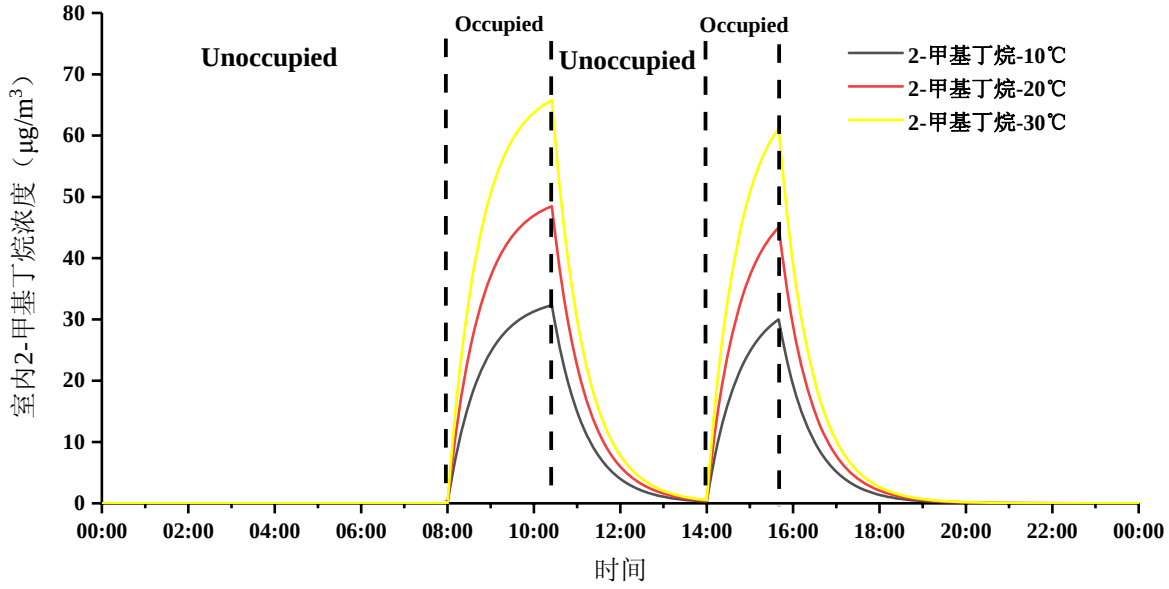


图 3 室内 2-甲基丁烷的浓度模拟结果

图 3 和图 4 展现了室内 2-甲基丁烷和甲苯的浓度变化曲线，从趋势上来看，两者具有相似的规律，当学生在上午 8:00 和下午 2:00 进入教室时，室内两种污染物的浓度都会增加，而当学生们在课后离开教室时，浓度会出现下降。温度的升高都会带来两种污染物室内浓度的升高，这一点可能是由于在高温情况下，人体皮肤表面毛孔张开程度更高，分泌物增加，以及常驻皮肤菌群的数量增加，同时更高的温度加快了分子的运动速率[15]。

3.3 人体表面化学反应散发

在校园教室这种环境中，通常是没有明显的室内源（如室内打印机等）的，因此室内 O_3 主要是通过通风换气的作用由室外引入。在基于室外 O_3 不断变化的情况下[27]，模拟得到的室内外 O_3 浓度的变化曲线如图 5 所示。可以发现，在上午 8:00 或下午 2:00 学生进入室内后，O_3 浓度出现明显的下降，但随后两个时间段内 O_3 浓度的走势有所区别，在上午 8:00-10:00 当中，室外 O_3 浓度快速上升，使得该时间段内的 O_3 在出现短暂下降后，又出现上升的趋势；而在下午 2:00-4:00 的阶段中，室外 O_3 浓度保持相对稳定，在此过程中 O_3 浓度是一直下降的。根据图 5 的模拟结果，可以发现人员数量和通风作用对于室内 O_3 的影响较为明显。

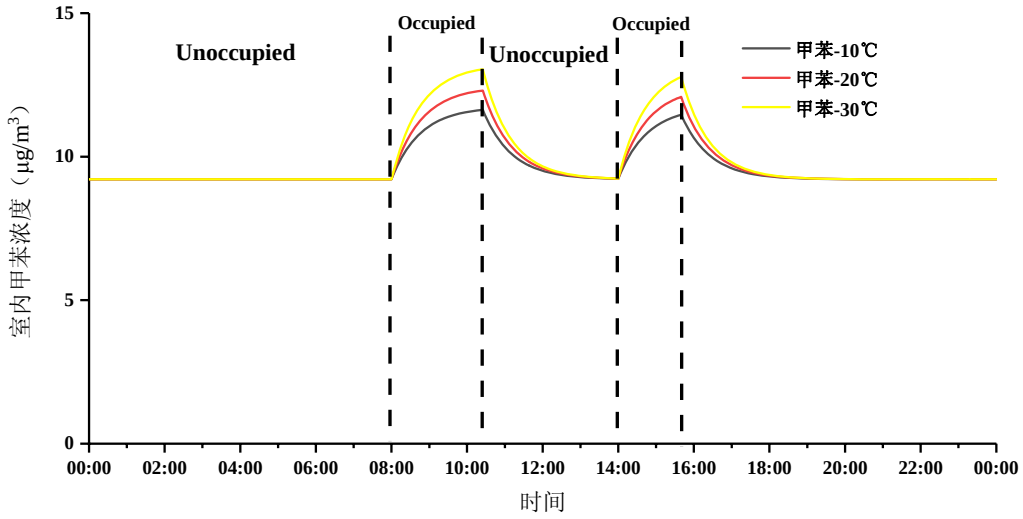


图 4 室内甲苯的浓度模拟结果

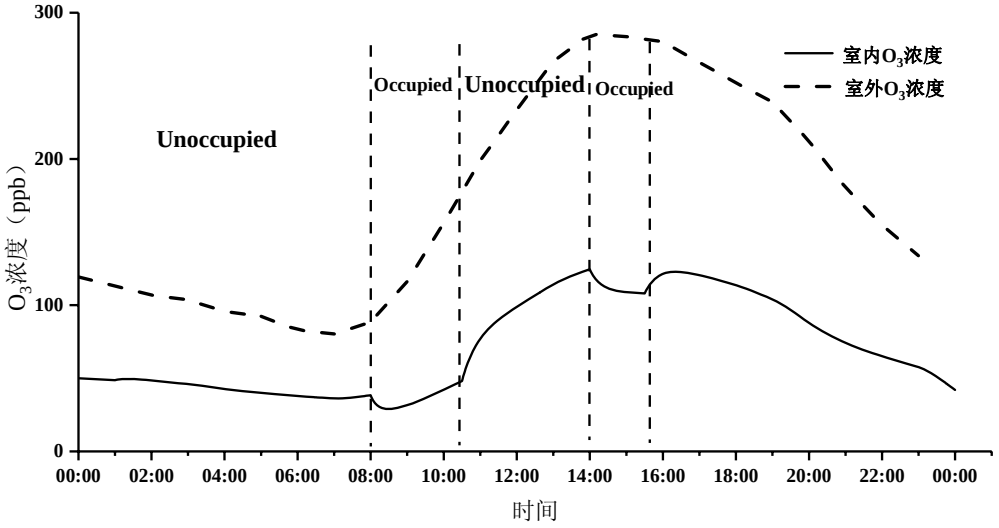


图 5 室内外 O_3 的变化曲线

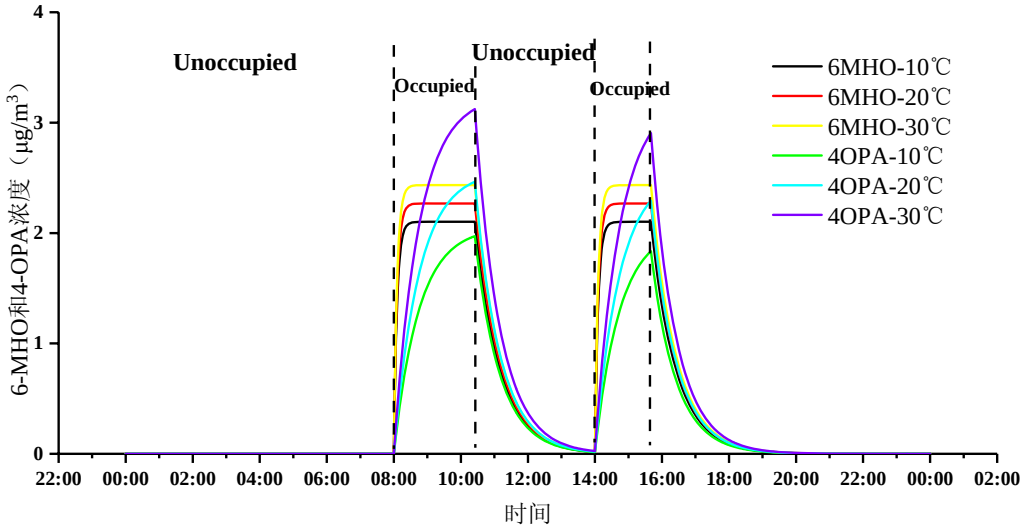


图 6 室内 6-MHO 和 4-OPA 浓度变化

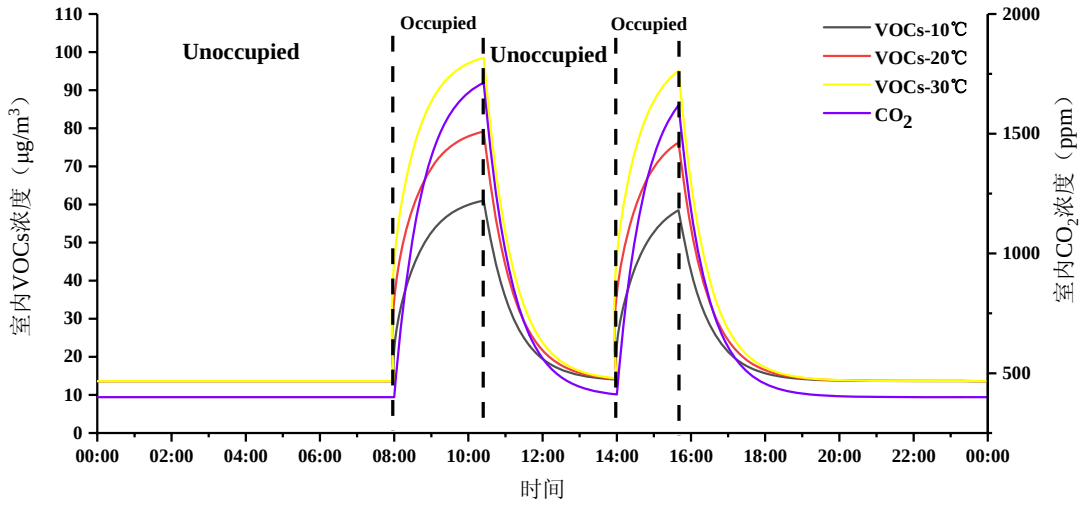


图 7 不同工况下室内 VOCs 模拟值

图 6 反映了模拟得到的室内 6-MHO 和 4-OPA 的计算结果。可以发现，这两类物质与室内人员数量的变化密切相关。由于 6-MHO 是臭氧化反应的一次产物，而 4-OPA 则是 6-MHO 与 O_3 二次反应产物，因此 6-MHO 有比 4-OPA 更高的散发强度，浓度水平上升更快。同样地，因为温度的上升，使得化学反应速率增加，导致两者的室内浓度上升。

3.4 室内整体散发

图 7 给出了室内整体 VOCs 物质的浓度变化曲线（所研究物质彼此之间没有相互作用，或相互作用很小可以忽略不计），可以发现变化趋势与 CO_2 有一定的相似性，在不同温度工况下的室内 VOCs 浓度值差异较大。在 30℃时的浓度最高值可以达到约 100μg/m^3，而在 20℃和 10℃时的浓度最高值大约为 80μg/m^3 和 60μg/m^3，而平均值的统计结果显示，分别为 22μg/m^3（10℃），26μg/m^3（20℃）和 30μg/m^3（30℃）。

4 讨论

上述 4 类模拟研究结果，与文献[11,18-19,27]中的实测结果结果相近，说明该模拟结果具有一定的合理性。但在本文的模拟研究过程中，虽然基于调查的基础上，尽可能的还原了校园教室内的环境条件，但仍然存在一定的局限性。例如，除了 O_3 之外，其他物质在模拟的过程中都假设室外浓度值是稳定的，且不受室内突发源（如食用饮料、水果等）的影响。为使模拟简单且重点关注研究目标，假设人体表面散发和反应过程是均匀进行的，同时也未考虑室内材料的散发和吸附过程，这些在实际过程中都是不准确的，需要进行下一步详细地研究。

5 结论

本文通过数值模拟方法模拟了室内人员 VOCs 的自然散发和化学反应过程，探究环境温度对人员散发的影响，可以得到以下结论：

（1）人员呼吸散发的三种主要污染物丙酮、异戊二烯和 CO_2，都受人员活动状态和温度的影响，在室内人员增加时，浓度水平稳步上升，而随着人员离开室内，受通风影响浓度水平不断下降，呼出气中丙酮浓度在不同温度条件下，室内浓度水平差距不大。

（2）对于人体表面散发中的 D5、2-甲基丁烷和甲苯而言，三者的室内浓度水平都受室内温度影响较大，但不同的是，因为 D5 不是由人体本身产生的，因此在散发过程中属于“衰减源”的性质，即使室内人员数量不变，其浓度水平仍然出现降低的情况。

（3）虽然人员是室内 O_3 重要的“汇”，但通风的作用不能忽略，通风引入的室外高浓度 O_3 使得在在人员占用期间，O_3 浓度刚开始下降后而后出现上升的变化。而对于臭氧化反应典型产物 6-MHO 和 4-OPA 而言，则受人员数量和室内温度的影响的较为明显，都表现出正影响关系。

（4）对于室内整体散发的模拟结果显示，温度对 VOCs 散发都表现为正相关。

参考文献

[1] Kosonen R, Tan F. The effect of perceived indo or air quality on productivity loss [J]. Energy and Buildings, 2004, 36(10):981-986.

[2] Wang C, Yang X, Guan J, et al. Source apporti

onment of volatile organic compounds (VOCs) in aircraft cabins[J]. Building & Environment, 2014, 81 (81):1-6.

[3] 王超.大型客机座舱内挥发性有机化合物特征及源解析研究[D]. 清华大学, 2014.

[4] Christof Stönner, Edtbauer A, Williams J. Real world volatile organic compound emission rates from seated adults and children for use in indoor air studies[J]. Indoor Air, 2017, 28(1).

[5] Goodman N, Wheeler A, Paevere P, et al. Indoor volatile organic compounds at an Australian university [J]. Building and Environment, 2018, 135: 344-351.

[6] Mitova M I, Cluse C, Goujon-Ginglinger C G, et al. Human chemical signature: Investigation on the influence of human presence and selected activities on concentrations of airborne constituents[J]. Environmental Pollution. 2020, 257: 113518.

[7] Shriram S, Ramamurthy K, Ramakrishnan S. (2019). Effect of occupant-induced indoor CO2 concentration and bioeffluents on human physiology using a spirometric test [J]. Building and Environment. 2019(149):58-67.

[8] De, L. C. B., Amann, A., Al-Kateb, H., Flynn, C., Filipiak, W., & Khalid, T., et al. A review of the volatiles from the healthy human body [J]. Journal of Breath Research.2014, 8(1): 014001.

[9] Pleil J D, Stiegel M A, Risby T H. Clinical breath analysis: discriminating between human endogenous compounds and exogenous (environmental) chemical confounders[J]. Journal of Breath Research. 2013, 7(1): 017107.

[10] He J, Zou Z, Yang X. Measuring whole-body volatile organic compound emission by humans: A pilot study using an air-tight environmental chamber [J]. Building and Environment. 2019, 153: 101-109.

[11] Tang X., Misztal P. K., Nazaroff W. W., and Goldstein A. H. Volatile Organic Compound Emissions from Humans Indoors[J]. Environmental Science & Technology.2016, 50(23): 12686−12694.

[12] Yang T, Xiong J, Tang X, et al. Predicting indoor emissions of cyclic volatile methylsiloxanes from the use of personal care products by university students[J].Environmental science & technology. 2018, 52(24): 14208-14215.

[13] Jones A W. Effects of temperature and humidity of inhaled air on the concentration of ethanol in a man's exhaled breath[J]. Clinical Science. 1982, 63(5): 441-445.

[14] Ager C, Unterkofler K, Mochalski P, et al. Modeling-based determination of physiological parameters of systemic VOCs by breath gas analysis, part 2 [J]. Journal of breath research. 2018, 12(3): 036011.

[15] Tsushima, S., Wargocki, P., & Tanabe, S. I. Sensory evaluation and chemical analysis of exhaled and dermally-emitted bioeffluents [J]. Indoor Air. 2018(28):146–163.

[16] Barbosa B , Brum N . Validation and assessment of the CFD-0 module of CONTAM software for airborne contaminant transport simulation in laboratory and hospital applications[J]. Building & Environment, 2018, 142(SEP.):139-152.

[17] Yu S , He L , Feng G . The Transient Simulation of Carbon Dioxide Emission from Human Body Based on CONTAM[J]. Procedia Engineering, 2015, 121:1613-1619.

[18]郑旭. 高校建筑人员密集室内可挥发性有机化合物源特征研究[D].南京理工大学,2019.

[19] Magdalena, Kruza, Nicola, &Carslaw. (2019). How do breath and skin emissions impact indoor air chemistry? [J]. Indoor air. 2019, 29(3): 369–379.

[20]Carslaw N. A new detailed chemical model for indoor air pollution[J]. Atmospheric Environment. 2007, 41(6): 1164-1179.

[21] Unterkofler K, King J, Mochalski P, et al. Modeling-based determination of physiological parameters of systemic VOCs by breath gas analysis: a pilot study[J]. Journal of breath research. 2015, 9(3): 036002.

[22] Jost W. Diffusion in solids, liquids, gases, New York. 1952[J]. Third Printing with Addendum. 1960.

[23] http://www.ttsys.com/episuite.html
[24] 孙筱.人体散发 VOC 的特性及人与环境的相互作用研究[D]. 清华大学,2017.
[25]Xiong J, He Z, Tang X, et al. Modeling the time-dependent concentrations of primary and secondary reaction products of ozone with squalene in a university classroom[J]. Environmental science & technology. 2019, 53(14): 8262-8270.
[26] Arata C, Heine N, Wang N, et al. Heterogeneous Ozonolysis of Squalene: Gas-Phase Products Depend on Water Vapor Concentration[J]. Environmental science & technology. 2019, 53(24): 14441-14448.
[27] 阮武忠孝. 南京市臭氧和 PM2.5 浓度的变化特征及其室内外(I/O)比例关系研究[D].2016.

基于 WUDAPT 方法的郑州市 LCZ 地图构建

杨　光，李蕴东，付艳鹏，孟凡康

（辽宁工程技术大学，阜新　123000）

［摘　要］随着我国城镇化率逐年增长，同时也为城市发展带来了一些问题，城市化的快速推进加速了城市微气候环境恶化，尤其是城市热岛问题恶化。由于城市形态的数据与城市微气候之间难以建立起一种量化的关系，传统的城市热岛定义难以对该城市的气候数据与信息进行直接利用。Stewart 和 Oke 于 2012 年提出局地气候分区（Local Climate Zones，LCZ）这一概念，局地气候分区系统理论可以有效解决这一问题。本文以河南省郑州市为案例城市，利用世界城市数据库和访问门户工具（World Urban Database and Access Portal Tools，WUDAPT），绘制出郑州市 LCZ 地图。为缓解城市热岛效应以及现代城市规划发展提供科学依据和理论支撑。

［关键词］LCZ；WUDAPT；城市热岛；微气候变化；城市规划

1 引言

近年来，中国城镇化的高速发展及城市人口的迅速增长，2019 年我国城镇化水平突破 60%[1]，城市地表形态变化显著。这些变化导致大量自然区域被用作城市用地，间接导致城市的分布布局不合理，从而引发了一系列城市环境问题，包括全球气候变暖、城市热岛效应、室外热环境恶化等问题。建筑室外热环境的恶化使得建筑物冷热负荷增加，进而增加了能源消耗。针对以上诸多问题，国内外众多学者对城市微气候展开了科学研究[2-6]。

随着城市气候学、城市规划学、地理科学等多学科的交叉发展，科学家们建立了城市发展与城市微气候之间的联系。从而将“气候语言”转换为规划者可识别的“形态语言”。LCZ 系统理论就是致力于将现有的“城市气候语言”转化为城市规划师和城市景观师可识别的“城市形态语言”，进一步量化了城市形态与城市热岛之间的关系，为规划者提供方便[7-14][19]。

2 研究背景

Stewart 和 Oke（2012 年）通过研究发现，城市热岛对建筑热环境与建筑能耗有重要影响，传统简单的“城市”和“农村”的温差模式，利用固定位置测量温度来比较热岛效应存在局限性，这使得在某个城市得出的结论只能用于特定城市，而不能通用，因此传统的“城乡二元”法作为研究热岛效应过于模糊，具有一定的局限性。为了补充城乡分割的不足之处，进一步增加城市气候分区的多样性和可操作性，增加了原有城市气候分区的数量，特别是自然景观类型，完善对城市热环境敏感的地表特性指标体系，为了更适于城市冠层热岛效应的研究[23]。Stewart 和 Oke 建立了一套标准、通用的 LCZ 系统。Stewart 和 Oke 将 LCZ 基本类型划分为 17 类区域类型，其中包括 10 类建成景观类型和 7 类自然景观类型（表-1）。

3 研究区域与方法

3.1 研究区域

郑州市位于中国华北平原南部，黄河下游，居河南省中部偏北，全市东西长 135-143 千米，南北宽 70-78 千米，版图总面积 7446 平方千米，介于东经 112°42′-114°14′，北纬 34°16′-34°58′之间。郑州市属北温带大陆性季风气候，全年平均气温 15.6 ℃；郑州全市常住人口 1035.2 万人，城镇化率 74.6%（图-1）[15,16]。



图-1 河南省郑州市地理位置图

基金项目：辽宁省教育厅基金项目(LJ2019QL007)，
辽宁省自然科学基金项目(2019-ZD-0044)

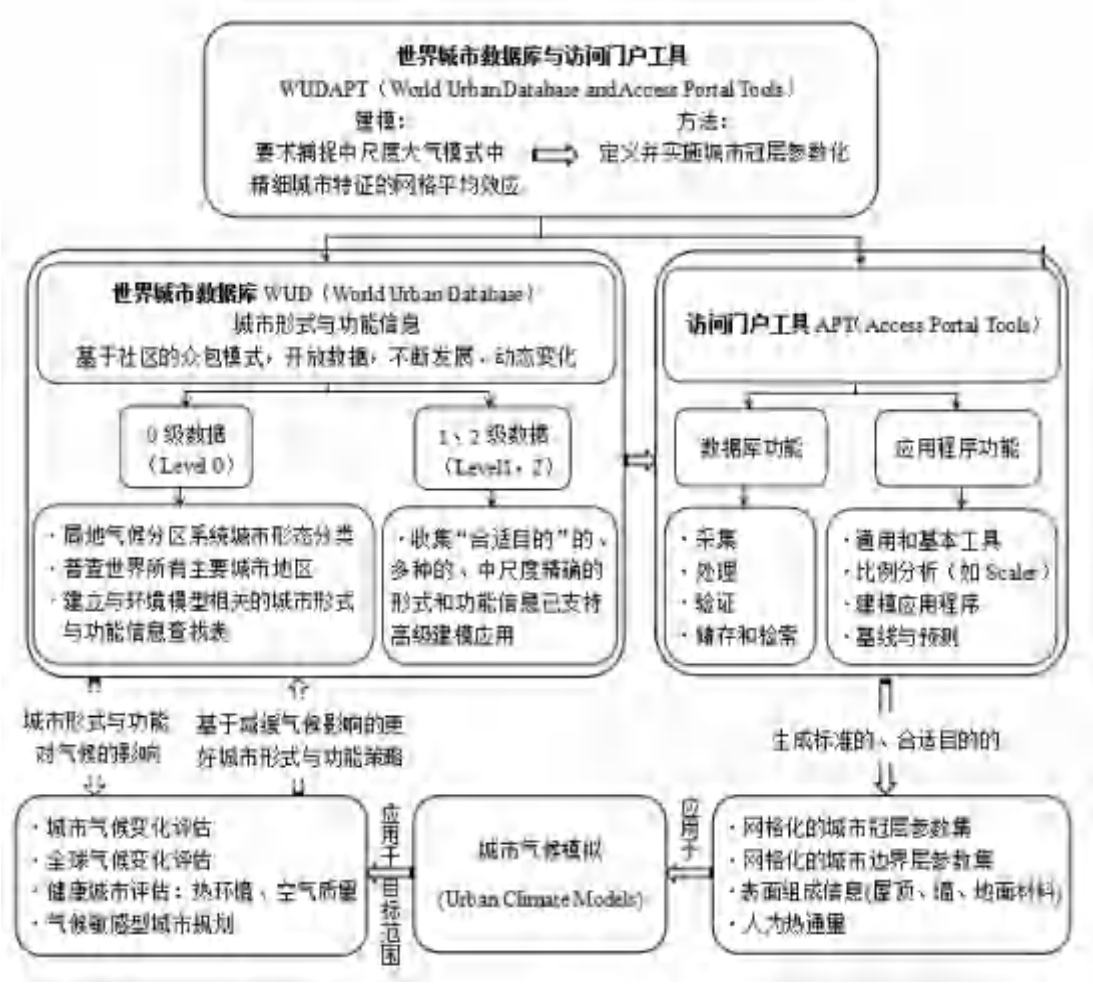


图-2 WUDAPT 的概念框架（WUDAPT Workshop）

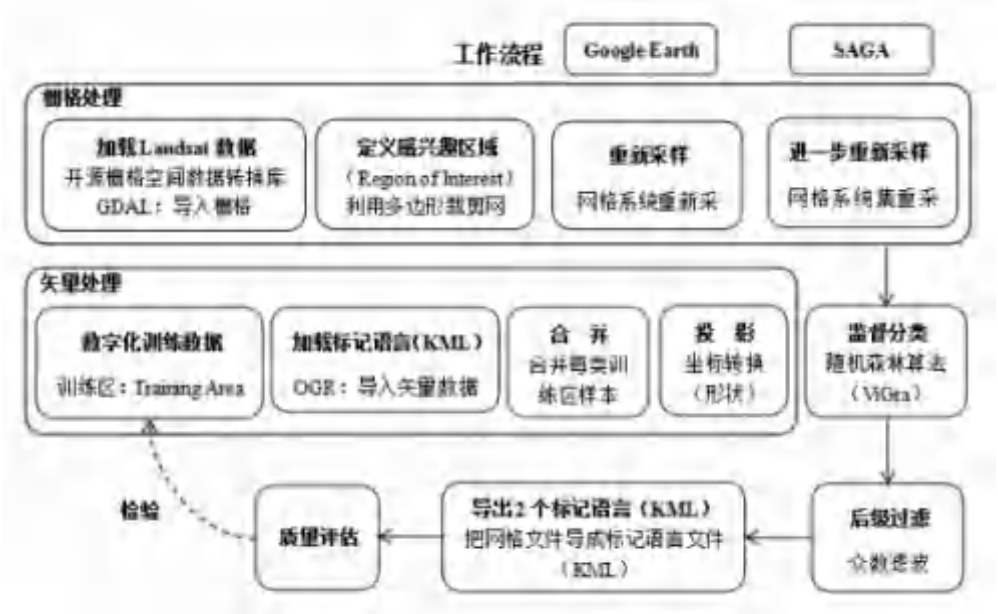


图-3 局地气候分区栅格和矢量数据处理工作流程

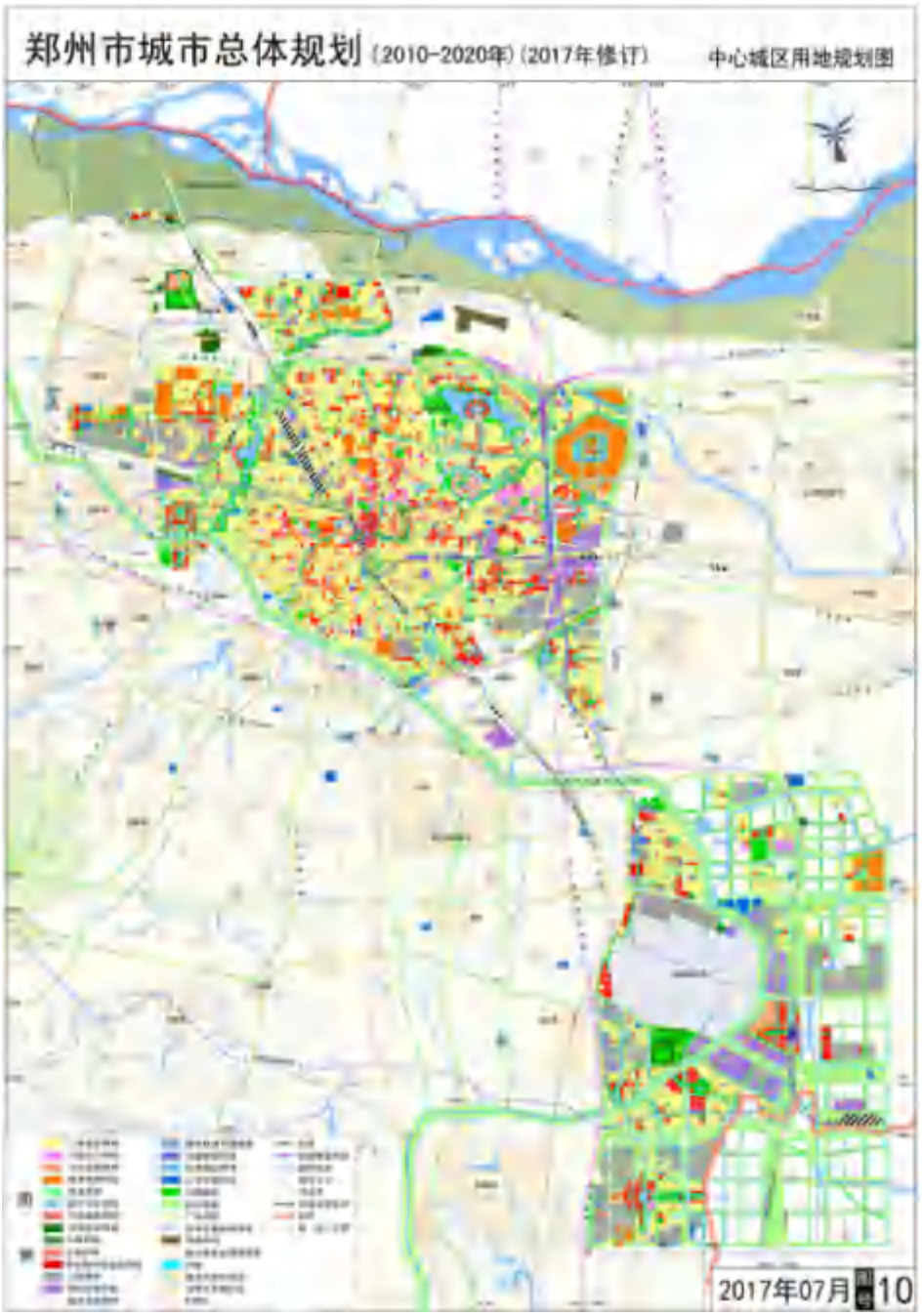


图-4 郑州市城市总体规划图

表-1 局地气候分区建成景观类型（Stewart andOke，2012）

建成景观类型	类型特征	自然景观类型	类型特征
LCZ 1 紧凑高层建筑	10 层以上的密集高层建筑，很少或没有树木和绿地，地表覆盖多为硬质铺装，重型建筑材料（混凝土、钢材、石材、玻璃），昼夜温差小。	LCZ A 密集树木	高密度林地（落叶或常绿树木），地表覆盖多为可透水覆盖物（间隔紧密的树木）。区域功能为自然森林、树木苗圃或城市公园。
LCZ 2 紧凑中层建筑	3~9 层的密集中层建筑，很少	LCZ B 稀疏树木	低密度林地（落叶或常绿树

	或没有树木和绿地，地表覆盖多为硬质铺装。重型建筑材料（石材、混凝土、砖、瓦），昼夜温差小。		木），地表覆盖多为可透水覆盖物（低矮植被）。区域功能为自然林地、树木苗圃或城市公园。
LCZ 3 紧凑低层建筑	1~3 层的密集低层建筑，很少或没有树木和绿地，地表覆盖多为硬质铺装，重型建筑材料（混凝土、石材、砖、瓦），昼夜温差中等。	LCZ C 灌木	低密度灌木，地表覆盖多为可透水覆盖物 （裸露的土壤或沙子，稀疏的植物覆盖物）。区域功能为自然灌木丛林或农用地。
			
LCZ 4 开敞高层建筑	10 层以上的低密度高层建筑，地表覆盖多为可透水覆盖物（低矮植被、稀疏树木）。建筑材料（混凝土、钢材、玻璃），昼夜温差小。	LCZ D 低矮植被	草地或草本植物，低植物覆盖（如草原、农作物、绿地），很少或没有树木。区域功能为自然草地、农用地或城市公园。
			
LCZ 5 开敞中层建筑	3~9 层的低密度中层建筑，地表覆盖多为可透水覆盖物（低矮植被、稀疏树木）。重型建筑材料（混凝土、钢筋、石材），昼夜温差中等。	LCZ E 岩石/硬化地面	岩石或硬质铺地，几乎没有树木或植物，地面覆盖物（砾石、红土、基岩、沥青、混凝土）。区域功能为自然荒漠（岩石）或城市交通用地。
			
LCZ 6 开敞低层建筑	1~3 层的低密度低层建筑，地表覆盖多为可透水覆盖物（低矮植被、稀疏树木）。建筑材料（混凝土、木材、砖、石材、瓷砖）。	LCZ F 裸露泥土/沙地	无特色的透水地面景观，几乎没有树木、植物、道路或建筑物，地面覆盖物（土壤或沙子）。区域功能为自然荒漠或农用地。
			
LCZ 7 轻质低层建筑	单层密集轻质建筑，很少或没有树木，地面覆盖多为硬土。轻质建筑材料（茅草、木材、竹子、波纹金属），昼夜温差大。	LCZ G 水域	大型开敞水体，如海洋、湖泊和海湾；或者小型水体，如河流、水库和泻湖等特色景观。几乎没有粗糙度特征。
			
LCZ 8 大型低层建筑	1~3 层的低密度大型低层建筑，很少或没有树木，地表覆盖多为硬化地面。建筑材料（混凝土、钢材、石材、金属），昼夜温差中等。		
			
LCZ 9 零散低层建筑	自然环境中稀疏布置，地表覆盖为丰富的透水覆盖物（低矮植被、稀疏树木）。建筑材料（木材、混凝土、石材、砖瓷），昼夜温差大。		
			
LCZ 10 重工业结构	中低层重工业结构（塔、罐、堆），很少或没有树木，地表覆盖多为硬质铺地或硬土。建筑材料（金属、钢、混凝土）。		
			

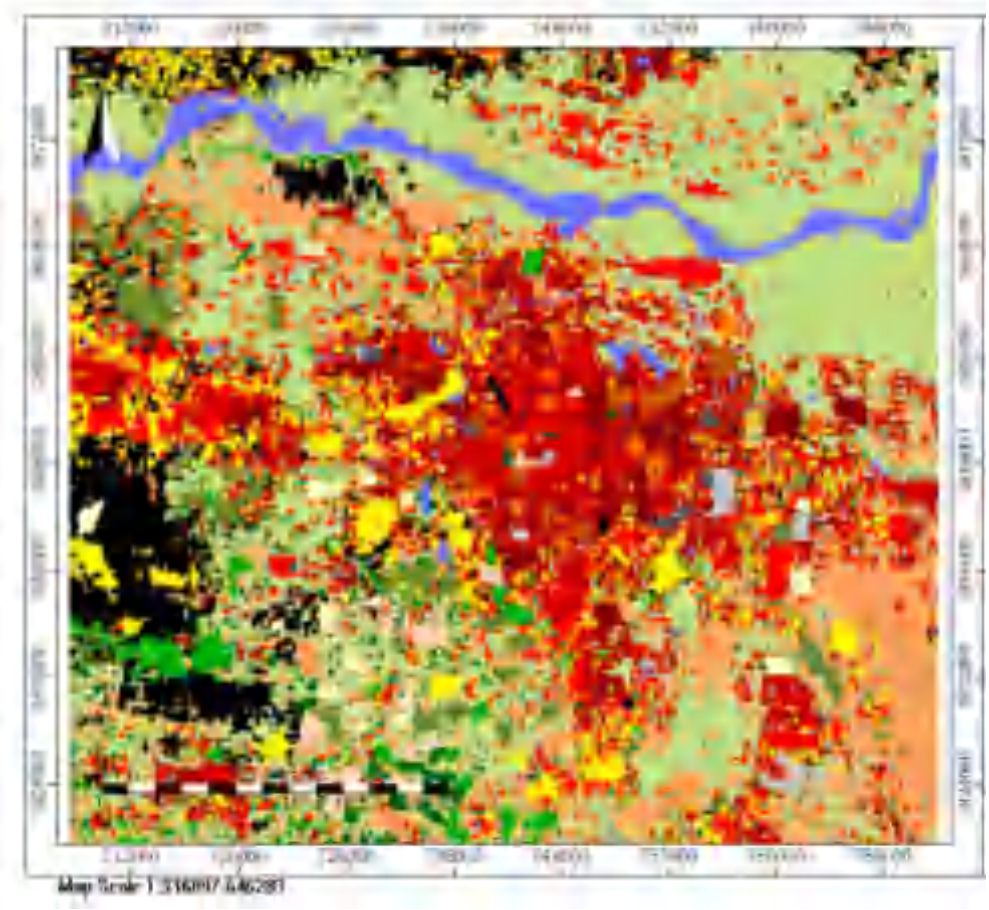


图-5 郑州市局地气候分区地图

3.2 地图构建方法

本文采用了遥感卫星影像的 WUDAPT（World Urban Database and Access Portal Tools）分类方法利用遥感影像可自动划分到对应的局地气候分区类型。另外从世界城市数据库及访问门户工具 WUDAPT 中获取关键城市信息（图-2）。

局地气候分区项目数据来源主要是 Landsat-8 最新多波段光谱卫星影像、Google Earth 地图、鸟瞰图、街景图以及实地观察调研。利用美国地质勘探局（United States Geological Survey，USGS），提供的数据，下载 4 组 Landsat-8 号卫星影像。

地图绘制具体步骤如下（图-3）：

（1）在 Google earth 软件上确定要绘制的目标区域[21]。

（2）利用 SAGAGIS 2.0 版本将由美国地质勘探局下载的卫星影像进行影像裁剪和投影坐标系的转换。

（3）在 Google earth 软件上将选中的区域分别按照 17 类局地气候分区为标准，绘制出相应的训练区，每种训练区的数量为 20～30。

（4）利用 SAGAGIS 3.0 版本将分化好的训练区进行局地气候分区分类，构建初步的局地气候分区地图。

（5）将生成的局地气候分区地图进行验证，对一些与实际不符的训练区进行精确，直到满足要求为止[24]。

依据上述步骤，绘制出郑州市局地气候分区地图。（图-5）

4 结果与分析

郑州市 LCZ 地图全面、整体的反应了郑州市城市土地使用分布情况（图-4、图-5），在郑州市北面，黄河流域生态高质量发展，黄河两岸农业大力建设[18]。郑州市区与周边县级市发展逐渐成连片发展趋势。整体来看，郑州市地处华北平原，四周并无大型山脉，因此，市区外围，主要以低矮植被（LCZD）作为自然类型覆盖，其次为轻质低层建筑（LCZ 7）。郑州市区主要以紧凑高层建筑（LCZ 1）、紧凑中层建筑（LCZ 2）、开敞高层建筑（LCZ 4）、开敞中层建

筑（LCZ 5）为主。紧凑高层建筑主要分布在郑州市区东侧，紧凑中层建筑主要分布在市区二环内西侧，开敞高层建筑主要分布在二环外，大型低层建筑广泛分布在主城区外围。

5 规划与展望

LCZ 分区将城市热岛与城市形态紧密联系在一起，对郑州市城市热岛研究提供方便，使其能够直接判断出急需进行城市热岛效应缓解的区域，可以更方便的想出措施来缓解城市热岛现象。郑州市主城区为典型的集中型布局形态，市区三环以内多为紧凑高层建筑、紧凑中层建筑，缺乏相应的一些自然覆盖类型区域，城市热岛现象严重。在未来郑东新区开发规划上应保证一定的市区绿化，小区绿化，增加城市水域面积和城市通风，避免紧凑高层建筑、紧凑中层建筑聚集现象[20] [22]，从而减少热岛对城市的影响。市区北面黄河两岸多以低矮植被为主，应对其进行更高质量的生态保护，缓解市区热岛现象[17]。

由于本文采用 Landsat-8 号中等分辨率卫星分辨影像对郑州市 LCZ 分区进行研究，对于一些复杂城市结构、地表覆盖、建筑材料、人类活动和城市形态与功能城市区域，精确度无法保证。未来研究中，在城市尺度（0 级）数据完成之后，可在郑州市 LCZ 分区的基础上进阶至街区尺度（1 级）数据，通过高分辨率遥感卫星影像和更加详细的方式，捕捉城市形态和功能信息数据，再规划更精确的城市区域，满足上述精度不足的缺点[25]。

6 结论

本文采用 WUDAPT 方法构建了郑州市 LCZ 地图，绘制了 LCZ 分区空间分布特征并进行验证，使其更加精确。研究成果可为郑州市城市规划以及郑州市城区热岛效应研究提供可靠的数据支撑。

参考文献

[1] 中国城镇化率 60%后的趋势与规划选择[J].王凯，林辰辉，吴乘月.，城市规划.2020(12).

[2] Urban morphology detection and computation for urban climate research[J].Yong Xu,ChaoRen,PeifengMa,JustinHo,WeiwenWang,Kevin Ka-LunLau,HuiLin, Edward Ng. Landscape and Urban Planning.

[3] Meng Cai, Chao Ren, Yong Xu, et al. Investigating the relationship between local climate zone and land surface temperature using an improved WUDAPT methodology-A case study of Yangtze River Delta, China[J]. Urban Climate, 2018, 24: 485-502.

[4] Ellefsen R. Mapping and measuring buildings in the canopy boundary layer in ten US cities[J]. Energy and Buildings, 1991, 16(3): 1025-1049. 115 / 5000.

[5] OKE T R. The distinction between canopy and boundary–layer urban heat islands[J]. Atmosphere, 1976.

[6]The impact of building density and building height heterogeneity on average urban albedo and street surface temperature[J] .XinyanYang,Yuguo Li. Building and Environment . 2015.

[7] 陈方丽，黄媛. 基于 WUDAPT 方法的成都市局地气候分区地图构建及其规划应用研究[J]. 城市建筑，2018，(20).

[8] 黄媛，刘静怡，Jason Ching. WUDAPT 项目：城市形式与功能信息的众包解决方案及其应用[J].南方建筑，2018，(4).

[9]WUDAPT, an efficient land use producing data tool for mesoscale models? Integration of urban LCZ in WRF over Madrid[J]. Oscar Brousse,AlbertoMartilli,MichaelFoley,GeraldMills,Benjamin Bechtel. Urban Climate. 2016, 115 / 5000.

[10] Stewart ID, Oke T.R. Local Climate Zones for Urban Temperature Studies. Bulletin of the American Meteorological Society,2012, 93:1879-1900.

[11] Oke T R, Mills G, Christen A, et al. Urban Climates[M]. Cambridge University Press,2017.

[12] Gál T, Bechtel B, Unger J. Comparison of two different Local Climate Zone mapping methods[J]. 2015.

[13]Design of an urban monitoring network based on local climate zone mapping and temperature pattern modelling. Lelovics, E,Unger, J,Gal, T. Climate Research. 2014.

[14] LOCAL CLIMATE ZONES FOR URBAN TEMPERATURE STUDIES[J]. Stewart, I D,Oke, T R. Bulletin of the American Meteorological Society. 2012 (12).

[15] A “Local Climate Zone” based approach to urban planning in Colombo, Sri Lanka[J]. N.G.R Pere

ra,R. Emmanuel. Urban Climate. 2018.
[16] 城市气候学与城市规划[J]. 周淑贞. 科技通报. 1987(03).
[17] Jiang Yi. Current building energy consumption in China and effective energy efficiency measures[J]. HVAC, 2005, 35(5).
[18] 浅议黄河水资源的利用与保护[J]. 刘凯，董磊，赵彦龙，姜苗苗. 科技创新导报. 2017(24).
[19] Geletič J, Lehnert M., Dobrovolný P, Žuvela-Aloise M. Spatial modelling of summer climate indices based on local climate zones: Expected changes in the future climate of Brno, Czech Republic[J]. Climatic Change, 2019, 152(3): 487-502.
[20] Evaluating urban heat island in the critical local climate zones of an Indian city[J]. RajashreeKotharkar,Anurag Bagade.Landscape and Urban Planning. 2018.
[21] Nassar A K, Blackburn G A, Whyatt J D. Dynamics and controls of urban heat sink and island phenomena in a desert city: Development of a local climate zone scheme using remotely-sensed inputs [J]. International Journal of Applied Earth Observation& Geoinformation, 2016, 51: 76-90.
[22]Planning for cooler cities: A framework to prioritise green infrastructure to mitigate high temperatures in urban landscapes[J]. Briony A. Norton,Andrew M. Coutts,Stephen J. Livesley,Richard J. Harris,Annie M. Hunter,Nicholas S.G. Williams. Landscape and Urban Planning.
[23] Hammerberg K, Brousse O, Martilli A, Mahdavi A. Implications of employing detailed urban canopy parameters for mesoscale climate modelling: A comparison between WUDAPT and GIS databases over Vienna, Austria[J]. International Journal of Climatology, 2018, 38(1): 1241-1257.
[24] Mapping local climate zones for a worldwide database of the form and function of cities. Bechtel B,Alexander P J,Bhner J,et al. ISPRS International Journal of GeoInformation. 2015.
[25] OKE T R. Street design and urban canopy layer climate[J]. Energy and buildings, 1988,11(1): 103-113.
基金项目：辽宁省教育厅基金项目(LJ2019QL007)，辽宁省自然科学基金项目(2019-ZD-0044)

延长石油科研中心超高层建筑自然通风潜力分析

贾永宏，陈　超

（中国建筑西北设计研究院有限公司，西安　710018）

［摘　要］通过延长石油科研中心超高层建筑设计案例，利用 CFD 模拟技术，分析过渡季节不同的通风方案，通过温度场和压力分布比较，选出合理的通风方案，提出合理的运行建议，计算出全年节约能耗量，得出超高层建筑中自然通风的节能潜力。根据模型模拟结果，设计窗户开启方式和开启面积。

［关键词］超高层建筑；CFD 模拟；自然通风；节能潜力

1 引言

截止到 2020 年 5 月底，我国共有建成、封顶的 200 米以上的建筑 1126 栋[1]。2020 年常住人口城镇化率超过 60%，城镇化率每提高一个百分点，就有近 1400 万人从农村转入城镇，这也从侧面反映出城市用地越来越紧张。当前我国建筑能耗为总体能耗的一半以上，而超高层建筑能耗又普遍为普通建筑能耗的几倍。现在的节能手段只能从利用自然条件进行节能和采用机械手段进行节能，机械手段不管采用何种形式，肯定对资源和环境都会或多或少有影响，而利用自然界的免费资源就显得尤为重要。文献[2]指出，超高层建筑在一定高度上所处室外风环境和风压均较大，在利用自然通风方面有良好的条件，但在室外过高的风速和风压对超高层建筑直接利用自然通风带来了较大的限制，从使用者的舒适度和感受度考虑，室内风速一般不超过 1m/s，最好保持在 0.2～0.8 m/s 区间。不管是《公共建筑节能设计标准》（GB50189-2015），还是《绿色建筑评价标准》（GB/T 50378-2019）均对自然通风有要求，本文将从自然通风对某超高层建筑的节能潜力方面就行探讨。

下面将以西安延长石油科研中心超高层为例，结合 CFD 分析软件，针对不同通风方案进行模拟，来分析自然通风的节能潜力，并为实际设计提供指导。

2 项目概况

项目位于陕西省西安市，建筑面积 21.76 万㎡，其中地上建筑面积 15.2 万㎡，地下 3 层，地上 46 层，裙房 5 层，塔楼 3 层及以上均为办公，建筑高度 195.45m，地下室为车库、设备用房及餐厅，地上为办公及其配套用房，项目设置三个中庭，一～十一层中庭（高 48m），体积 51300m³，为下中庭，十三～二十六层中庭（高 58.8m），体积 16361m³，为中中庭，二十八～四十一层中庭（高 58.8m），体积 14080m³，为上中庭，其中十二层、二十七层、四十二层为避难层，三个中庭围护结构中的一面为办公的内幕墙结构，三面为外幕墙结构。项目 2018.9 月开始投入使用。

西安属于寒冷 B 区，年平均温度 13.7℃，过渡季东北偏东向风的频率最大，风速为 2.5m/s。根据候温划分：平均气温作为划分四季的温度指标。当候平均气温稳定在 22℃以上时为夏季开始，候平均气温稳定在 10℃以下时为冬季开始，候平均气温在 10～22℃之间为春秋季。从 10℃升到 22℃是春季，从 22℃降到 10℃是秋季。下面就以 10～22℃为过渡季进行分析。

3 自然通风模拟计算

自然通风做为被动式降温方法，有助于减少能源利用，当前对室内空气流动的研究中，较多采用宏观模型来建立空气流动与热环境的关系，文献[2]通过自然通风系统和建筑热过程系统的耦合影响作用模型，模拟房间自然通风下的热环境。文献[3]建立热压下的室内通风模型，提出了自然通风量的理论计算方法，以上两种方法，都不能精确描述室内空气流动的分布规律。

本项目利用 CFD 分析软件定量分析自然通风在超高层建筑的节能潜力，建立了三种通风模型，采用 Wind Perfect 软件对建筑进行建模，分别对中部中庭和下部中庭进行独立分析，模拟计算中将通过改变这些开口面积来考察中庭内气流组织情况。

根据设计要求，考察过渡季工况下中庭不同高度开窗对室内热环境的影响，对过渡季工况下不同开窗策略设计如表 1 所示，在室外温度 17℃情况下，对各工况的温度场模拟结果见图 3。

表 1 过渡季工况设置

位置	是否与办公室连通	上部开口 m^2	中部开口 m^2	下部开口 m^2
中中庭	不连通	15	0	20
	不连通	15	20	20
下中庭	不连通	15	20	16.875

表 2 三种工况的温度分布

工况	最高温度℃	最低温度℃	最大温升℃	最小温升℃	平均温升℃
1	21.6	17.1	4.5	0.1	1.3
2	20.3	17.1	3.2	0.1	1.1
3	18.2	17	1.2	0	0.7

根据模拟结果，三种工况的温度变化见表 2：从上面模拟结果，发现上、中、下部窗全部打开时，中庭内空气温度明显较低，上部空气温度较下部空气温度高 0.5~1℃；关闭中部窗后，中庭上部温度明显升高，温度分层更明显，中部窗口以下空间趋向于混合状态，以上空间呈现热羽流，中庭内的烟囱效应更为显著。可见通风开口对改善过渡季节热环境效果明显。下中庭下部空间温度分布均匀，约等于外界温度 17℃，利于提高室内人员舒适性；上部温度略有上升，促使空气上行，将二氧化碳等污染物由上部开口排出。

注：工况对应三种不同的开窗模式；平均温升指所有网格温升除以中庭体积。

图 4 当环境温度为 18℃时，研究同一楼层不同位置的温度变化，下面以 B、C、D 为研究对象，具体位置见图 4

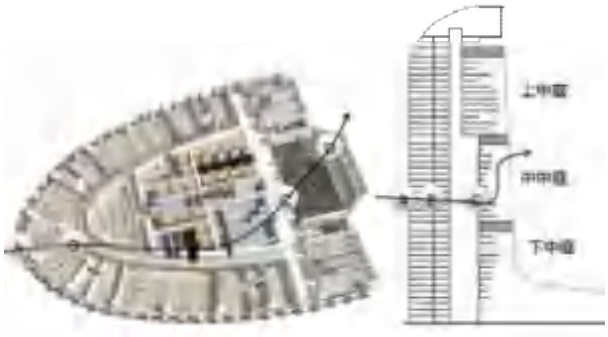


图 4 标准层几个典型点位

不同部位下的温升，根据模拟结果，发现 C 处（办公和中庭的连接开口位置）的开口面积对整个楼层不同部位的温度影响巨大，C 处在不同开口面积下 A、B、C、D 四处的温度分布见图 5，从图 5 可以发现，在开口面积为 2 ㎡时，办公室 B-C-D 点温度从 23.5-23.9-26.9℃进行变化；在开口面积为 4 ㎡时，办公室的 B-C-D 点温度从 21.5-21.8-24.3℃进行变化；在开口面积为 6 ㎡时，办公室的 B-C-D 点温度从 20.1-20.3-22.4℃进行变化。从以上分析结果发现，当 C 处的开口面积越大，楼内的温度场越均匀，室内越舒适，通过中庭可以带走大量的余热。

4 运行策略

根据以上的研究成果，得出合理的运行方案（各个位置分别见图 6）：

（1）为保证自然通风的换气量，且能充分带走室内的余热，塔楼标准层的外窗的有效开口面积不宜小于 $30m^2$/层。塔楼办公区和中庭的连通区域的联通面积建议大于 $5m^2$。

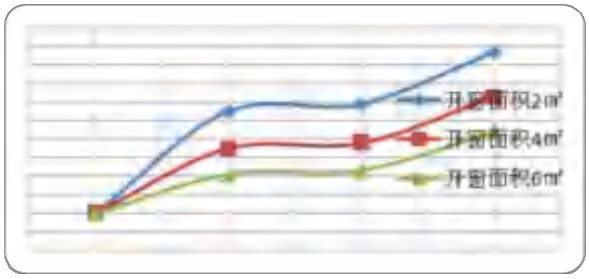


图 5 C 处不同开窗面积下 A、B、C、D 四处的温度

（2）室外日平均气温在 12-22°C（且当日 8:00-16:00 的最低温度不低于 7°C，全天最高气温不超过 27°C）时，定义为过渡季节，宜关闭空调及采暖设施，充分节约能源。

（3）室外日平均气温在 12-17°C 时，关闭中庭与办公区之间的联通开口②，开启①，③，④。以避免烟囱效应增加通风量，避免通风量过大导致办公室过冷。其中开口①建议半开，同时应允许用户根据自身冷热感觉手动控制。

（4）室外日平均气温在 17-22°C 时，开启①，②，③，④。对⑤的部分实施关闭。以充分利用烟囱效应，将室外自然风从①引入，通过②流入中庭，通过③，④排出中庭，目的是充分为办公空间降温。对②的部分，仅开启任一分区的下方 6-7 层（例如：下中庭的②号部位，仅开 1~6 层；关闭 7-12 层）。

（5）室外温度在 17-22°C 时，对无外墙和外窗的办公空间内区，建议开启新风机通风供给新风，新风机组的表冷器不运行。

（6）当天气预报有室外沙尘时，应关闭全部开口，开启新风机组为办公空间进行机械通风供给必要的新风，新风机组的表冷器不运行。

根据以上的研究成果，对比不采用自然通风和采用自然通风的天数，具体一年的模拟结果见图 7，从图中发现，当采用自然通风时，室外温度超过 26 ℃就要开启空调，开启空调天数为 133 天；而不采用自然通风时，室外温度超过 21℃时就要开启空调，开启空调天数为 153 天，每年可大约减少空调开启时间为 20 天。

根据以上分析结果，超高层建筑的办公室需要开窗，上文已提到，超高层建筑由于要考虑安全、美观及噪声等综合考虑，几乎难以直接采用可开启外窗进行自然通风，本项目为了规避以上问题，把窗户的开启方式做了处理，详见图 8，对开窗做了处理：一是为了不破坏外立面的美观问题，二是为了减小风速的冲击，把开窗做了 90 ° 的转折，并在窗户的外面设置冲孔金属板，三是为了安全考虑，把开窗的宽度控制在 325mm，很好的解决了超高层开窗难的问题。

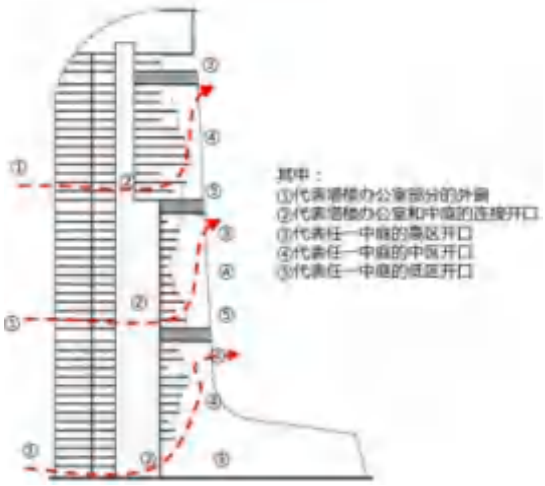


图 6 不同区域位置分布

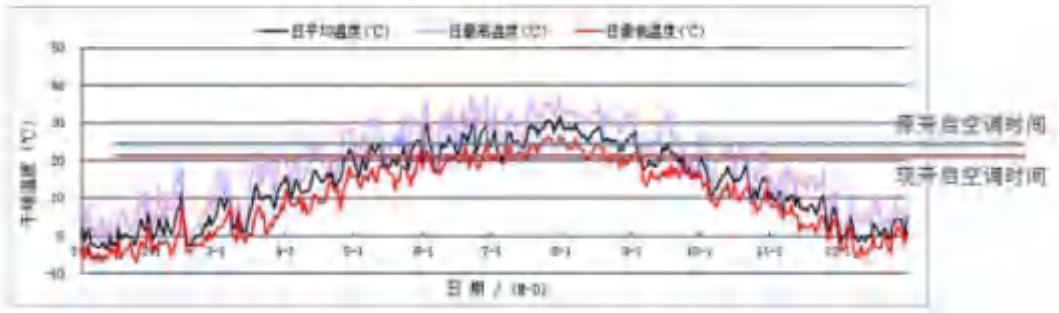


图 7 有无自然通风情况下空调开启时间

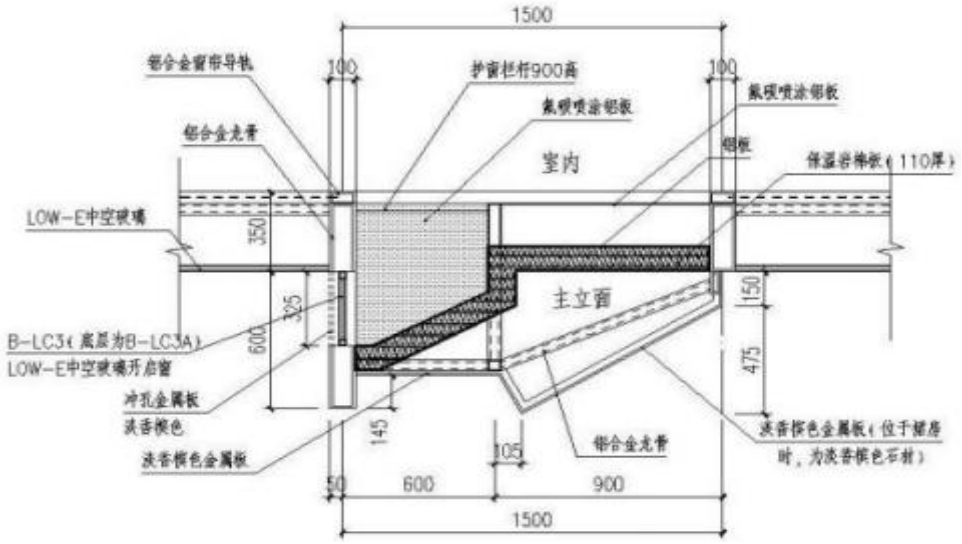


图 8 窗户大样图

5 结论

1.通过一个工程案例，得出虽然超高层建筑存在开窗难的问题，但是可以通过手段进行处理。自然通风可以改善室内空气质量，提高项目品质，要最大限度的利用可再生能源，减轻国家能源压力，减小环境污染。

2.规范规定，当项目超过 150m 时，需要专项论证，本项目借助 CFD 软件进行辅助分析论证，分析不同的开窗模式，可以很好的指导设计，得出合理的自然通风方案。

3.项目根据不同的室外温度情况，选择不同的开窗模式，全年可大概节约空调开启时间 20 天，西安属于过渡季节短的地区，若放在过渡季节长的地区，节能潜力更大。

参考文献

[1] 魏玮.中国超高层建筑的现状及发展[J].建筑实践，2020，6

[2] 王怡，刘家平，肖勇强.自然通风房间热环境的耦合模拟计算方法[J].太阳能学报，2006，27（1）：67-72

Wang Yi,Liu Jia Ping,Xiao Yong Qiang.Coupling numerical method on thermal environment of naturally ventilated buildings [J].Acta Energiae Solaris Sinica 2006，27（1）：67-72(in Chinese).

[3] 马超，黄晨，高健.热压作用下自然通风梁的理论计算及实测验证[J].制冷空调与电力机械，2005，26（6）：28-3.

[4] 田智华，牛润卓，陈诚等.基于运行效果的南方超高层办公建筑自然通风应用实践研究[J].建筑节能，2017，45（7）：36-39，115.

基于在线灰箱模型的建筑冷负荷预测

陈思豪[1]，周孝清[2]

（1.广州大学建筑节能研究院，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］可靠的冷负荷预测为建筑源侧的高效供能策略提供指导，也是空调系统模型预测控制的基础。现有的冷负荷预测方法大都采用离线的黑箱模型，然而离线模型不能很好匹配变化的实际情形，导致预测精度不高；此外，黑箱模型难以解释负荷的物理过程，给负荷的分析带来困难。鉴于此，本文提出在线灰箱模型的负荷预测方法：首先，采用滚动优化方法对灰箱模型进行实时更新；其次，使用反馈校准方法对预测结果进行修正；最后，利用灰箱模型的可解释性对建筑总冷负荷进行拆分。广州典型办公建筑的案例分析表明，在线灰箱模型较传统模型精度更高（R^2 提高 6.4 %，MAPE 降低 50.6 %），且模型具有训练量小（最优训练样本不超 55 个）、快速训练（不超 51.6 ms）等优点。

［关键词］冷负荷预测；总负荷拆分；在线灰箱模型；滚动优化；反馈校准

0 引言

建筑负荷预测对建筑节能具有重要意义，可为建筑源侧的高效供能策略提供一定指导，如安排机房冷机群的开启数量及大小头匹配，指导蓄能计划、电网调度等[1]。同时，负荷预测也是空调系统模型预测控制的基础[2]。根据建模方法可将负荷预测模型划分为：白箱模型、黑箱模型和灰箱模型。其中，白箱模型根据物理定律对负荷产生过程进行数学描述，属于正向建模方法，因此对负荷过程具有很好的解释性。由于负荷产生过程复杂，因此在白箱模型建模过程中需要进行大量的假设与理想化，从而在使用中容易与实际情形失配；黑箱模型为逆向建模方式，即数据驱动型模型，其使用实际建筑运行数据训练模型参数，使之逐渐适配实际情形。因此建模简单、精度高，但难以解释负荷发生过程；灰箱模型结合了上述建模方法的优点，即采用简单的物理定律进行正向建模，模型未知参数通过运行数据进行逆向寻优，因此模型既具有较高的预测精度，同时又可对负荷过程进行解释[1,3]。

在现有的负荷预测文献中，虽已有一些采用灰箱模型对负荷进行预测，如 Braun 等人[4]提出了一种灰箱模型，该模型需要较少的训练数据(如 1-2 周)即可准确预测建筑的总冷负荷；Zhou 等人[5]将室外空气温度、相对湿度和太阳辐射等预测数据作为灰箱模型的输入变量，以预测第二天的建筑总冷负荷；Wang 等人[6]提出了一种灰箱建模方法，其对建筑总冷负荷的平均预测误差约为 10 %。但未见利用灰箱模型的可解释性对总负荷进行拆分，以获得建筑的外墙、外窗和设备等分项冷负荷。然而分项负荷对建筑负荷的分析起到至关重要的作用，如对一定运行时期后的总负荷进行拆分，以分析建筑节能改造的重点[1]。再者，在负荷预测过程中，伴随着天气的变化、建筑围护结构热工性能的改变等情况，如雨水天气下围护结构的传热系数增大，过渡季节时建筑向室外环境散热等，这导致了原有历史数据所训练的离线模型不再能正确预测当前的实际负荷大小[7,8]。为此，需要对模型进行滚动优化，以使模型实时匹配当前实际情形。然而，现有研究大都将滚动优化应用于黑箱模型中，如 Yang 等人[7]提出了在线的人工神经网络模型，并开发了两种滚动优化方法：累积训练和滑动窗口训练。研究表明，该在线方法能够适应变化的实际情形，并获得较好的建筑负荷预测效果；Fekri 等人[8]提出了一种在线的循环神经网络负荷预测模型，该模型能够在新数据下学习并适应更新的实际情形。

综上，在线灰箱模型为解决负荷预测中模型失配和难以解释负荷过程等问题提供思路。为此，本文将提出一种可解释性灰箱模型，并开发两种滚动优化方法以实现该模型的在线应用，然后采用一种简单的反馈校准方法对模型进行在线校正，最后通过典型案例验证了本文所提出的在线灰箱模型的优越性。

1 在线灰箱模型的负荷预测流程

在线灰箱模型负荷预测流程如图 1 所示：1）将建筑的实测或模拟数据分为两个数据集：一个是历史数据集，即训练数据；另一个为模型的验证数据集。其中，验证数据在验证完毕后将转化为历史数据。2）

采用 MATLAB 软件建立建筑冷负荷的预测模型。分为两个阶段，一个是在线模型的初始预测，另一个是在线模型的初始预测结果的反馈校准。前者将历史数据集中的逐时冷负荷、微气候数据及内热源参数等作为在线灰箱模型的输入变量，后者在反馈校准过程中使用前者的初始预测误差作为校准模型的输入。3）基于一定约束条件下，利用灰箱模型的可解释性对建筑的总冷负荷进行拆分，以获得建筑的外墙、外窗、人员、照明和设备等分项冷负荷。

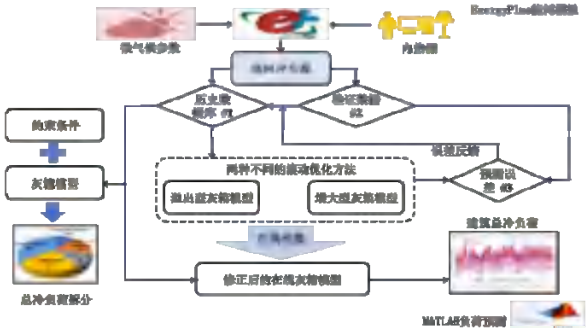


图 1 在线灰箱模型的预测流程

2 模型的优化与评价

2.1 滚动优化

本文将发展两种滚动优化方法来实现模型的在线更新，分别为溢出型和放大型。该在线训练思想分别类似于 Yang 等人[7]提出的滑动窗口训练和累积训练。

2.1.1 溢出型滚动优化

溢出型滚动优化方法如图 2 所示，其训练方式是指样本的训练量不变，而最旧数据不断被最新数据所替换，适用于不同训练时段下有不同分布的数据。例如，当建筑性能发生改变时，如增加隔热措施，或季节更替时，溢出型的训练样本集将由于新运行数据的到来而逐渐溢出历史数据，以使模型适应更新的当前情形。

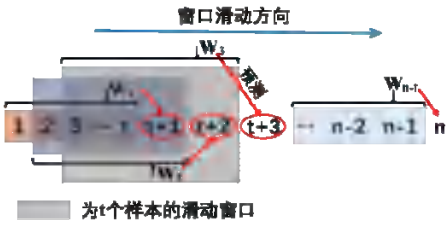


图 2 溢出型滚动优化过程

2.1.2 增大型滚动优化

如图 3 所示，增大型滚动优化的训练样本量随着新数据的汇入而增大。优点是防止个别数据噪声对整体拟合效果的影响（缓冲作用）。增大型训练方式适用于建筑性能及气候因素在预测过程中变化不大的情形，即样本数据在预测时段内高度同分布。

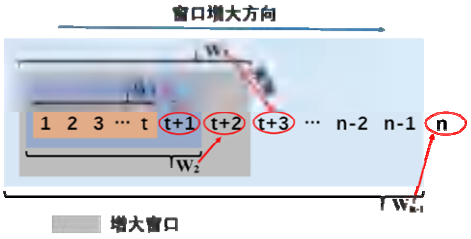


图 3 增大型滚动优化过程

2.2 反馈校准

本文采用一种简单易行的校准方法对模型进行在线校正，即使用预测模型前两次历史预测误差作为校准模型的输入变量[9]，如式(1) - (4)所示。

$$AE_{t-\tau} = CL_{p,t-\tau} - CL_{a,t-\tau} \quad (1)$$

$$AE_t = CL_{p,t} - CL_{a,t} \quad (2)$$

$$\Delta\theta = -\frac{1}{2}(AE_t + AE_{t-\tau}) \quad (3)$$

$$CL^2_{p,t+\tau} = CL^1_{p,t+\tau} + \Delta\theta \quad (4)$$

式中，$CL^2_{p,t+\tau}$ 为校准后的冷负荷预测值；$CL^1_{p,t+\tau}$ 为模型初始预测值；$\Delta\theta$ 为模型初始预测偏差；$AE_{t-\tau}$ 和 AE_t 分别为模型前两次初始预测的绝对误差；$CL_{p,t-\tau}$ 和 $CL_{p,t}$ 分别为模型前两次的负荷初始预测值；$CL_{a,t-\tau}$ 和 $CL_{a,t}$ 分别为前两次的负荷实际值。

2.3 评价指标

本文采用决定系数（R^2）、绝对相对误差（APE, %）、平均绝对相对误差（$MAPE$, %）和绝对相对误差（APE）小 10%的样本占比（PS_{APE10}, %）来评价模型的预测结果[10]，分别由式 (5) - (8) 给出。R^2 和 PS_{APE10} 的值越大，$MAPE$ 越小，则模型的预测精度越高。其中，本文所提出的 PS_{APE10} 是为了更直观地描述预测误差分布。

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{t=1}^{n}(CL_{a,t} - CL_{p,t})^2}{\sum_{t=1}^{n}(CL_{a,t} - CL_{a,mean})^2} \quad (5)$$

$$APE_t = \left|\frac{CL_{a,t} - CL_{p,t}}{CL_{a,t}}\right| \times 100\% \quad (6)$$

$$MAPE = \frac{1}{n}\sum_{t=1}^{n} APE_t \quad (7)$$

$$PS_{APE10} = \frac{1}{n}\text{count}(APE_t \le 10\%, t \in n) \quad (8)$$

式中，$Cl_{a,t}$ 为实际冷负荷，$Cl_{p,t}$ 为预测冷负荷，$Cl_{a,mean}$ 为实际冷负荷 $Cl_{a,t}$ 的平均值 ;函数 count (…) 代表满足一定条件下的总样本数；下标 a、p 和 t 分别代

表实际值、预测值和时间序列。

3 模型的建立

本文的模型分类及其筛选过程如图 4 所示。

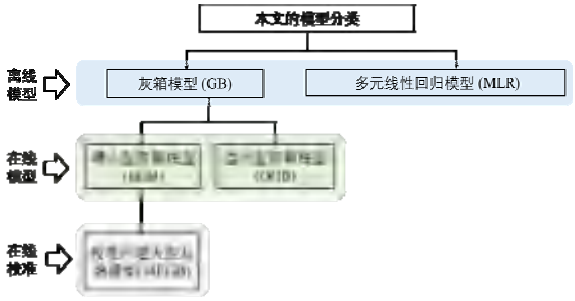


图 4 本文模型的分类及其筛选过程

3.1 模型变量

从建筑冷负荷的形成机理来看，室内冷负荷主要与室外气象参数、室内热源和围护结构的热工性能有关，因此冷负荷预测模型的变量可如表 1 所示。

表 1 模型输入和输出变量的确定

符号	变量名	单位	类型
T	室外干球温度	℃	输入
H	室外相对湿度	%	输入
WS	室外风速	m/s	输入
R	太阳辐射强度	W/m^2	输入
P	在室人数	P	输入
L	照明功率	W	输入
E	设备功率	W	输入
CL	建筑冷负荷	W	输出

3.2 传统模型

传统多元线性回归模型（MLR）如式（9）所示。

$$CL_{p,t+\tau} = w_{1,t} \cdot T_{t+\tau} + w_{2,t} \cdot H_{t+\tau} + w_{3,t} \cdot WS_{t+\tau} + w_{4,t} \cdot R_{t+\tau} + w_{5,t} \cdot P_{t+\tau} + w_{6,t} \cdot L_{t+\tau} + w_{7,t} \cdot E_{t+\tau} + w_{8,t} \quad (9)$$

式（9）可简化为式（10）。

$$CL_{p,t+\tau} = X_{t+\tau} \cdot W_t \quad (10)$$

式中，$X_{t+\tau}$ 为模型的输入行向量；W_t 为模型的权重列向量。即 $X_{t+\tau}=[T_{t+\tau}\ H_{t+\tau} \cdots E_{t+\tau} 1]$，$W_t=[w_{1,t}\ w_{2,t} \cdots w_{8,t}]^T$。

本文将采用最小二乘法[11]来寻优求解 MLR 模型的权重向量 W_t，其求解过程如式（11）- (13) 所示。

$$X = \begin{bmatrix} T_1 & H_1 & \cdots & E_1 & 1 \\ T_2 & H_2 & \cdots & E_2 & 1 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ T_i & H_i & \cdots & E_i & 1 \end{bmatrix} \quad (11)$$

$$CL_a = [CL_1 \quad CL_2 \cdots CL_t]^T \quad (12)$$

$$W_t = (X^T \cdot X)^{-1} \cdot X^T \cdot CL_a \quad (13)$$

式中，X 为模型的输入矩阵（模型训练集），其由历史输入行向量组成。注意的是，为了使式（13）闭合（唯一解），矩阵 X 的行数要大于或等于其列数，即有效方程数要多于或等于其未知个数。

3.3 灰箱模型

本文首先介绍灰箱模型的总负荷预测过程，同时给出其是如何通过分项负荷的合并、移项，最后转化为结构简单的 MLR 模型；其次，介绍了基于物理约束条件下建筑分项冷负荷的求解过程。其中，建筑分项冷负荷的详细推导在附录中给出。

3.3.1 建筑总冷负荷

建筑总冷负荷 CL_t 由外墙冷负荷 $CL_{w,t}$、外窗冷负荷 $CL_{wd,t}$、人员冷负荷 $CL_{p,t}$、照明冷负荷 $CL_{l,t}$ 和设备冷负荷 $CL_{e,t}$ 等分项冷负荷组成。总冷负荷 CL_t 的计算如式（14）所示。

$$CL_{t+\tau} = CL_{w,t+\tau} + CL_{wd,t+\tau} + CL_{p,t+\tau} + CL_{l,t+\tau} + CL_{e,t+\tau} \quad (14)$$

附录中，式（A2），(A5)，(A8)，(A9) 和 (A10) 相应地替换式（14）中的各分项冷负荷，合并后获得下式（15）。

$$CL_{t+\tau} = [K_1 \cdot A_1 \cdot ((a_1 \cdot T_{t-\varepsilon} + a_2 \cdot H_{t-\varepsilon} + a_3 \cdot WS_{t-\varepsilon} + a_4 \cdot R_{t-\varepsilon} + a_5) - T_n)] + [K_2 \cdot A_2 \cdot (T_t - T_n) + K_3 \cdot A_2 \cdot R_t] + [K_4 \cdot \zeta \cdot P_t \cdot A_3 \cdot (T_p - T_n) + K_5 \cdot \zeta \cdot P_t \cdot q] + (K_6 \cdot N_{l,t} \cdot A_4 \cdot L) + (K_7 \cdot N_{e,t} \cdot A_4 \cdot E) \quad (15)$$

式（15）的等号右侧经移项后转化为式（16）。

$$CL_{t+\tau} = (K_1 \cdot a_1) \cdot (A_1 \cdot T_{t-\varepsilon}) + (K_1 \cdot a_2) \cdot (A_1 \cdot H_{t-\varepsilon}) + (K_1 \cdot a_3) \cdot (A_1 \cdot WS_{t-\varepsilon}) + (K_1 \cdot a_4) \cdot (A_1 \cdot R_{t-\varepsilon}) + (K_1 \cdot a_5) \cdot A_1 + (-K_1) \cdot (A_1 \cdot T_n) + K_2 \cdot (A_2 \cdot (T_t - T_n)) + K_3 \cdot (A_2 \cdot R_t) + K_4 \cdot (\zeta \cdot P_t \cdot A_3 \cdot (T_p - T_n)) + K_5 \cdot (\zeta \cdot P_t \cdot q) + K_6 \cdot (N_{l,t} \cdot A_4 \cdot L) + K_7 \cdot (N_{e,t} \cdot A_4 \cdot E) \quad (16)$$

令式（16）右侧的未知数 $(K_1 \cdot a_1)$、$(K_2 \cdot a_2)$、… 和 K_7 分别为 w_1、w_2、…和 w_{12}。同样地，令 $(A_1 \cdot T_{t-\varepsilon})$、$(A_1 \cdot H_{t-\varepsilon})$、… 和 $(N_{e,t} \cdot A_4)$ 分别为 x_1、x_2、…和 x_{12}。因此，式（16）可转化为式(17)。

$$CL_{t+\tau} = w_{1,t} \cdot x_{1,t+\tau} + w_{2,t} \cdot x_{2,t+\tau} + w_{3,t} \cdot x_{3,t+\tau} + w_{4,t} \cdot x_{4,t+\tau} + w_{5,t} \cdot x_{5,t+\tau} + w_{6,t} \cdot x_{6,t+\tau} + w_{7,t} \cdot x_{7,t+\tau} + w_{8,t} \cdot x_{8,t+\tau} + w_{9,t} \cdot x_{9,t+\tau} + w_{10,t} \cdot x_{10,t+\tau} + w_{11,t} \cdot x_{11,t+\tau} + w_{12,t} \cdot x_{12,t+\tau} \quad (17)$$

最后，式（17）被简化为具有 MLR 形式的式(18)。

$$CL_{p,t+\tau} = X_{t+\tau} \cdot W_t \quad (18)$$

式中，$X_{t+\tau}$ 为模型的输入行向量；W_t 为模型的权重列向量。即 $X_{t+\tau} = [x_{1,t+\tau}\ x_{2,t+\tau} \cdots x_{12,t+\tau}]$，$W_t = [w_{1,t}\ w_{2,t} \cdots w_{12,t}]^T$。与上述 MLR 模型计算方法相同，最小二乘法被用于求解灰箱模型的权重向量 W_t。

3.3.2 建筑分项冷负荷

在灰箱模型的权重系数向量 W_t 获得后，即可根据灰箱模型相应项所具有的物理含义来求解建筑的

分项冷负荷。因此，建筑的分项冷负荷 CL_w, CL_{wd}, CL_p, CL_l 和 CL_e 的计算分别如式 (19) - (20) 所示。

$$CL_w = [x_1 \quad x_2 \cdots x_6]\cdot[w_1 \quad w_2 \cdots w_6]^T \tag{19}$$

$$CL_{wd} = [x_7 \quad x_8]\cdot[w_7 \quad w_8]^T \tag{20}$$

$$CL_p = [x_9 \quad x_{10}]\cdot[w_9 \quad w_{10}]^T \tag{21}$$

$$CL_{P,t+\tau} = X_{t+\tau}\cdot W_t \tag{22}$$

$$CL_e = x_{12}\cdot w_{12} \tag{23}$$

由于模型的不同训练样本集所获得的权重系数向量 W_t 不同，因此需要从中找到最匹配实际负荷物理过程的向量 W_t，然后再利用 W_t 来求解建筑的分项冷负荷。为此，将根据负荷实际物理过程，提出 W_t 的约束条件：1）室内无功率输出的照明及设备的耗电量最终会转化为低品位的热，其中大部分形成室内冷负荷，小部分通过窗户或墙体辐射后向室外散失。因此，式 (17) 中的 w_{11} 和 w_{12} 是一个接近于 1 的数；2）w_{10} 是成年男子在 26℃的空调房间内，且在极轻微活动下的潜热散热的实际修正值，所以也是一个接近于 1 的数。综上，物理约束条件可以用式 (24) 表达[12]。

$$0.8 < w_{10}, w_{11}, w_{12} < 1 \tag{24}$$

同时，向量 Wt 还需保证建筑的总冷负荷预测准确，因此对总冷负荷的预测精度的约束条件如式 (25) 所示。

$$R^2 > 0.85, MAPE < 10\% \tag{25}$$

4 案例分析

案例研究中所使用的计算机为惠普，操作系统为 Windows10 64-bit，处理器为 Itel (R) 8-Core (TM) i5-9300H CPU @ 2.40 GHz 2.40 GHz，内存为 8.00 GB。

4.1 建筑冷负荷原始数据

广州典型办公建筑[13]在制冷季（5 - 9 月）的逐时总冷负荷模拟结果见图 5。从中可见，冷负荷在时序上是高度非线性分布的，因此可用来考量本文模型的预测性能。

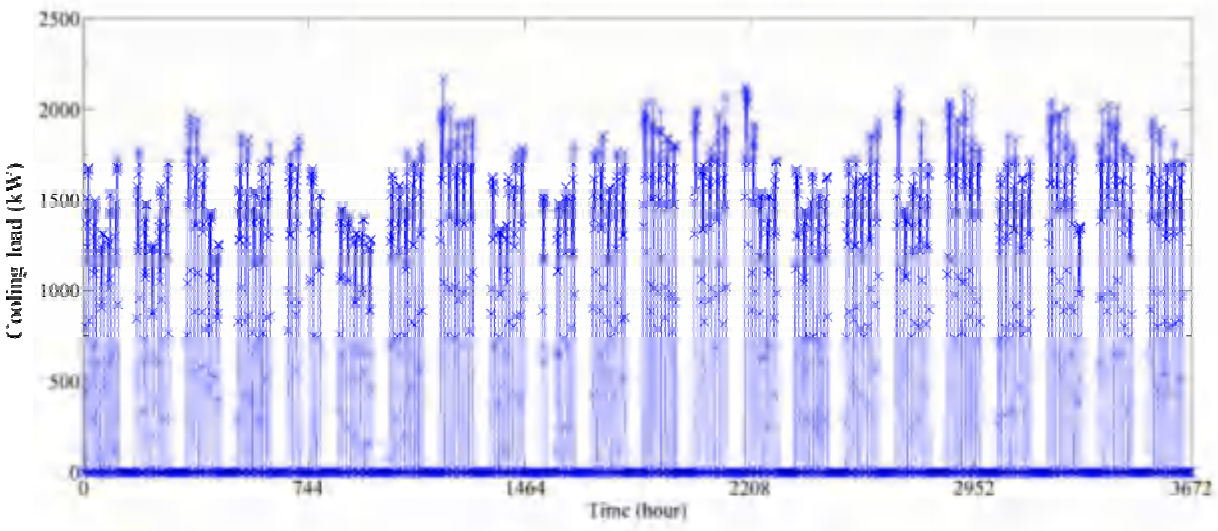


图 5 广州典型办公建筑的总冷负荷逐时值

4.2 灰箱模型与 MLR 模型的性能对比

在不同大小的离线训练量下，灰箱模型与多元线性回归模型（MLR）的预测性能如表 2 所示。从中可见，所提出的灰箱模型的预测精度要比 MLR 模型的要高。其 R^2 和 PS_{APE10} 的平均值要分别高于 MLR 模型的 1.51%和 2.43%；其 *MAPE* 则比 MLR 模型的平均低出 7.25%。从表 2 还可见，当离线训练量为 55 个（一周数据）时，灰箱模型和 MLR 模型有最优的预测精度。这说明所提出的灰箱模型特别适用于如新建建筑、改造建筑等信息匮乏场景。

表 2 离线模型在不同训练量下的预测性能

离线模型	训练样本量	R2	PSAPE10 (%)	MAPE (%)
多元线性回归模型（MLR）	55	0.9196	86.58	5.34
	110	0.9178	86.46	5.34
	165	0.9177	86.51	5.30
	220	0.9076	85.74	5.55
平均值	138	0.9157	86.32	5.38
灰箱模型（GB）	55	0.9368	89.50	4.84
	110	0.9238	85.99	5.53
	165	0.9323	89.25	4.68
	220	0.9252	88.95	4.89
平均值	138	0.9295	88.42	4.99

注：从一周至一个月的训练样本量分别为 55，110，165 和 220 个

4.3 在线模型最优训练量及其性能比较

4.3.1 增大型灰箱模型

增大型灰箱模型（EGB）的训练量会随着运行数据的增多而增加，所以模型的初始训练样本数只需大于或等于模型的未知参数。在最小初始训练量为 12 个时，EGB 的可视化预测结果见图 6。从中可见，EGB 的负荷预测结果能较好地吻合建筑冷负荷的非线性分布。

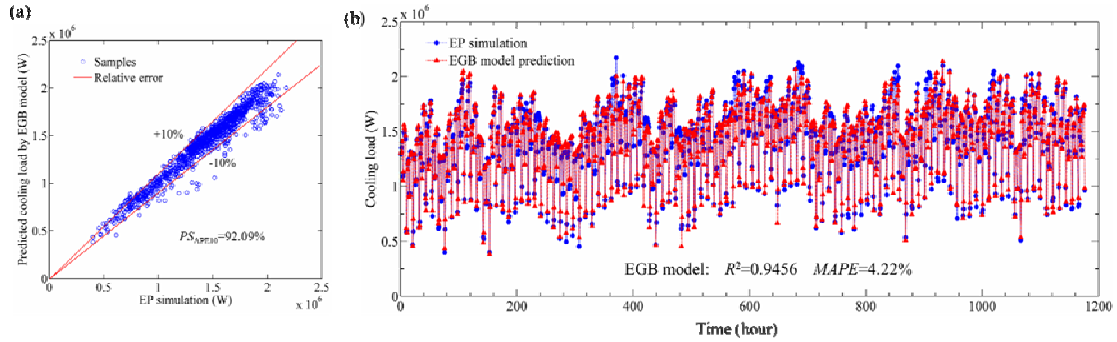


图 6 增大型灰箱模型（EGB）的预测误差：a)散点图；b)折线图

4.3.2 溢出型灰箱模型

溢出型灰箱模型（OGB）与增大型（EGB）的不同，因为在不同的滑动窗口大小下，OGB 具有不同的预测性能。图 7 展示了不同滑动窗口大小下的 OGB 预测精度，数据表明，当 OGB 的滑动窗口尺寸小于 15 个时，预测异常；当滑动窗口尺寸大于 15 个时，OGB 的预测性能逐渐稳定；当窗口等于 25 个时，OGB 具有最高的预测精度（最优的 R^2 = 0.9411）。

OGB 模型的可视化预测结果如图 8 所示。从中可见，OGB 模型的负荷预测结果能较好地吻合建筑冷负荷的非线性分布。

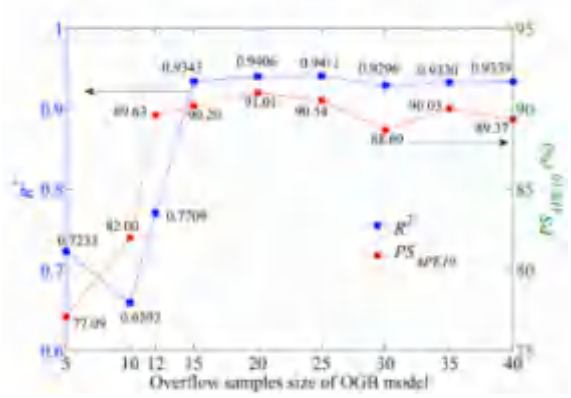


图 7 不同滑动窗口下溢出型灰箱模型（OGB）的预测性能

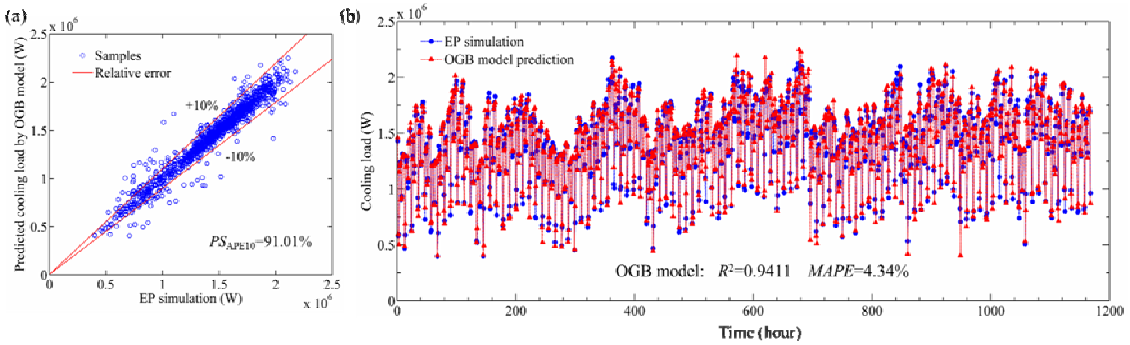


图 8 溢出型灰箱模型（OGB）的预测误差：a)散点图；b)折线图

4.3.3 不同滚动优化的灰箱模型比较

表 3 给出了不同滚动优化方法下的灰箱模型的预测性能提升率。从中可见，采用滚动优化后的在线灰箱模型的预测性能得到较大提高。其中，在线模型的 R^2 和 PS_{APE10} 分别平均高于离线模型的 0.70 %和 2.03 %；其 *MAPE* 则比离线模型平均低出 11.57 %。从中亦可见，采用增大型滚动优化方法的灰箱模型（EGB）要比采用溢出型（OGB）的预测精度要更好。

表 3 不同滚动优化下的灰箱模型预测性能提升率

	模型	R^2	PS_{APE10} (%)	MAPE (%)
对照组	GB	0.9368	89.50	4.84
提升率 (%)	EGB	0.94	2.89	-12.81
	OGB	0.46	1.16	-10.33

注：提升率 =（在线模型 - 离线模型）/ 离线模型 100%

4.4 增大型灰箱模型的在线校准

对上文获得较优预测性能的增大型灰箱模型进

行在线校准，其校准后的性能如表 4 所示。可见，采用一种简单易行的校准方法后，增大型灰箱模型也能获得较大的性能提升。同时说明，灰箱模型有较高的性能提升潜力。

表 4 校准后增大型灰箱模型的预测性能

	R^2	PS_{APE10} (%)	MAPE (%)
MEGB	0.9784	96.85	2.64
提升率 (%)	3.47	5.17	-37.44

注意：提升率 =（校准后 – 校准前）/ 校准前·100%

4.5 训练时长

在线灰箱模型的训练时长如表 5 所示。从中可见，最大时长为 57.61 ms，平均时长为 43.03 ms。这说明本文所提出的灰箱模型具有快速训练的优点，特别适用于要求时间步长短，且算力不足的在线预测场景。

表 5 在线灰箱模型单次预测时长

在线模型	单位	单次预测时长			
		第一次统计	第二次统计	第三次统计	平均
EGB	ms	51.29	52.12	52.85	52.09
OGB	ms	21.55	22.36	23.57	22.49
MEGB	ms	53.19	57.61	52.75	54.52

4.6 建筑分项冷负荷

通过利用灰箱模型的可解释性，便可获得如图 9 所示的广州典型办公建筑的分项冷负荷。从中可见，该建筑的外墙冷负荷比例较低，不必进行过度的隔热。外窗负荷比例比外墙的偏高，在外窗改造中可进行适当的隔热，或降低窗墙比。设备及照明对建筑冷负荷的贡献最大，可采用能效更高的电器设备进行更换。



图 9 广州典型办公建筑的分项冷负荷

4.7 讨论

通过上述的典型案例研究，可知：1）本文所提出的灰箱模型要比传统模型（MRL）的预测精度更高。主要因为，灰箱模型是基于物理定律建立起来的，模型内部各项具有一定的物理意义，因此更能反应实际物理系统的行为。由此也能利用灰箱模型的可解释性，对建筑的总负荷进行拆分，进而可获得建筑的分项冷负荷。2）在线模型要比离线模型具有更高的预测精度。这是因为，在线模型实时调整模型参数以更好地匹配实际物理系统。同时还发现，采用增大型滚动优化方式的在线模型要比采用溢出型的预测性能要更好。这主要原因是，训练及验证数据在预测期间内的分布并没有发生太大的改变，因此对于高度同分布的数据而言，增大型模型的预测效果会更优。3）所提出的灰箱模型可实现快速训练，这对算力不足及预测步长很短的情况极为有利。这是因为，本文的灰箱模型最终通过移项化简为线性模型，因此也继承了线性模型快速训练的优点。同时正因为如此，所提出的灰箱模型在极少的训练数据下便可以获得最优的预测效果，这对信息匮乏建筑而言很有利。4）采用一种简单的校准方法即可提高灰箱模型的预测精度，这说明灰箱模型的预测误差分布较为简单，容易实现模型的校准。侧面也说明了模型的预测精度提升潜力巨大。

5 结论

本文针对现有负荷预测模型大都采用离线黑箱模型所造成的预测精度低、难以解释负荷过程等问题，建立了在线灰箱模型。通过典型案例研究了模型的预测特性，获得了以下结论：

1）本文所提出的灰箱模型比传统 MLR 模型的预测精度要更优。当采用滚动优化及反馈校准的方法于灰箱模型中时，可获得更高的性能提升（其 R^2 提高 4.44%，*MAPE* 降低 45.45%）。而这时的在线灰箱模型的 R^2 高于 MLR 模型的 6.4 %，*MAPE* 则比 MLR 的降低了 50.6 %。

2）在线灰箱模型需要较少的训练量（少于 55 个）即可获得最优的预测性能，其最大训练时长不超 57.61 ms。这表明，该模型适用于信息匮乏及在线快速训练的场景。

3）利用灰箱模型的可解释性，获得了建筑的分项冷负荷，即外墙、外窗、人员、照明和设备的冷负荷占比分别为 11%，16%，14%，24%和 35%。

附录

1）外墙冷负荷

本文认为外墙外表面温度 T_w 为室外干球温度 T、相对湿度 H、室外风速 WS 和太阳辐射强度 R 的多元线性函数。因此，T_w 的计算如式（A1）所示，其中 a_1 - a_5 为权重系数。

$$T_{w,t} = a_1 \cdot T_t + a_2 \cdot H_t + a_3 \cdot WS_t + a_4 \cdot R_t + a_5$$

（A1）

外墙冷负荷[12]的计算见式（A2）。式中，$CL_{w,t}$ 为外墙冷负荷，W；K_1 为外墙传热系数，W/(m^2·K)；A_1 为外墙总面积（包括屋面），m^2；T_n 为室内设计温度，取 26℃。下标 t 为当前预测时刻。

$$0.8 < w_{10},w_{11},w_{12} < 1 \quad \text{（A2）}$$

注意的是，式（A2）中考虑了墙体的蓄热特性，即假设墙体外表面的温度波作用于墙体内表面所需的时间为 ε （延迟时间，h）。如当 ε = 5 h 时，18:00 时墙体传热所产生的冷负荷即为 13:00 时外表面温度波作用的结果。

2）外窗冷负荷

外窗冷负荷 $CL_{wd,t}$ 由两部分组成。一是室内外温差引起的传热冷负荷 $CL_{wd1,t}$，二是太阳辐射形成的冷负荷 $CL_{wd2,t}$[12]。其计算如式（A3）-（A5）所示。

$$CL_{wd1,t} = K_2 \cdot A_2 \cdot (T_t - T_n) \quad \text{（A3）}$$

式中，K_2 为外窗传热系数，W/(m^2·K)；A^2 为外窗面积，m^2。

$$CL_{wd2,t} = K_3 \cdot A_2 \cdot R_t \quad \text{（A4）}$$

式中，K_3 为外窗辐射冷负荷系数，它综合了热辐射的传输、吸收和转换所产生的室内冷负荷；R_t 为时刻 t 的太阳辐射强度，W/m^2。

综上，外窗冷负荷由式（A5）计算。

$$CL_{wd,t} = CL_{wd1,t} + CL_{wd2,t} \quad \text{（A5）}$$

3）人员冷负荷

室内人员冷负荷 $CL_{p,t}$ 由人员显热冷负荷 $CL_{p1,t}$ 和人员潜热冷负荷 $CL_{p2,t}$ 组成[12]。其计算见式（A6）-（A8）。

$$CL_{p1,t} = K_4 \cdot \zeta \cdot P_t \cdot A_3 \cdot (T_p - T_n) \quad \text{（A6）}$$

式中，K_4 为考虑衣服热阻的传热系数，W/(m^2·K)；ζ 为聚类系数，一般取 0.9；P_t 为空调房间总人数；A_3 为成年男子的体表面积，一般取 1.712 m^2。

$$CL_{p2,t} = K_5 \cdot \zeta \cdot P_t \cdot q \quad \text{（A7）}$$

式中，q 为 26℃空调房内成年男性在极轻微活动下的潜热散热，约为 73W/P；K_5 为实际活动下 q 的修正系数。

综上，人员冷负荷 $CL_{p,t}$ 的计算如式（A8）所示。

$$CL_{p,t} = CL_{p1,t} + CL_{p2,t} \quad \text{（A8）}$$

4）照明冷负荷

照明冷负荷 $CL_{l,t}$ 可由式(A9)计算[12]。

$$CL_{l,t} = K_6 \cdot N_{l,t} \cdot A_4 \cdot L \quad \text{（A9）}$$

式中，K_6 为照明的散热负荷系数；$N_{l,t}$ 为照明在时刻 t 的同时使用系数；A_4 为空调房间的总面积，m^2；L 为照明的功率密度，W/m^2。

5）设备冷负荷

室内设备冷负荷 CLe,t 由式（A10）计算[12]。

$$CL_{e,t} = K_7 \cdot N_{e,t} \cdot A_4 \cdot E \quad \text{（A10）}$$

式中，K7 为设备的散热负荷系数；Ne,t 为设备在时刻 t 的同时使用系数；E 为设备的功率密度，W/m^2。

参考文献

[1] Zhang L , Wen J , Li Y , et al. A review of machine learning in building load prediction[J].Applied Energy, 2021, 285:116452.

[2] Li X ,Wen J.Review of building energy modeling for control and operation[J]. Renewable & Sustainable Energy Reviews, 2014, 37(sep.):517-537.

[3] Wang S , Ma Z.Supervisory and Optimal Control of Building HVAC Systems: A Review.[J]. HVAC&R Research, 2008.

[4] Braun J E, Chaturvedi N. An inverse gray-box model for transient building load prediction[J]. HVAC&R Research, 2002, 8(1): 73-99.

[5] Zhou Q, Wang S, Xu X, et al. A grey‐box model of next‐day building thermal load prediction for energy‐efficient control[J].International Journal of Energy Research, 2008, 32(15): 1418-1431.

[6] Wang S, Xu X. Simplified building model for transient thermal performance estimation using GA-based parameter identification[J].International journal of thermal sciences, 2006, 45(4): 419-432.

[7] Yang J, Rivard H, Zmeureanu R. On-line building energy prediction using adaptive artificial neural networks[J]. Energy and buildings,2005,37(12):1250-1259.

[8] Fekri M N, Patel H, Grolinger K, et al. Deep learning for load forecasting with smart meter data: Online Adaptive Recurrent Neural Network[J].Applied Energy, 2021, 282: 116177.

[9] Sun Y, Wang S, Xiao F. Development and validation of a simplified online cooling load prediction strategy for a super high-rise building in Hong Kong[J].Energy Conversion and Management, 2013, 68: 20-27.

[10] Amasyali K, El-Gohary N M. A review of dat

a-driven building energy consumption prediction studies[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2018, 81: 1192-1205.

[11] Fan C, Ding Y, Liao Y. Analysis of hourly cooling load prediction accuracy with data-mining approaches on different training time scales[J].Sustainable Cities and Society, 2019, 51: 101717.

[12] 陆耀庆.实用供热空调设计手册[M].中国建筑工业出版社, 2008.

[13] Lv Y, Peng H, He M, et al. Definition of typical commercial building for South China's Pearl River Delta: Local data statistics and model development[J].Energy and Buildings,2019,190:119-131.

基于大数据的家用多联机人员使用行为分析及模型建立

吴　奕，燕　达，钱明杨，晋　远

（清华大学建筑学院建筑节能研究中心，北京　100084）

［摘　要］随着城镇化进程发展与居民生活水平的提升，住宅建筑制冷能耗不断增加，建筑节能需求日益迫切。多联机是目前较多的家用空调的形式之一，有着较大的节能空间，而人行为是影响着多联机制冷能耗的关键因素之一。本文基于某住宅用多联机大数据监控平台提供的多联机运行数据，以单个室内机为案例进行统计分析并建立空调人行为模型。经统计分析后发现，该户开空调行为与室内温度关系密切，温度越高开启空调的概率越高。此外，该户在工作日和周末有着不同的开空调时间特征，工作日明显在晚间开启，而周末日间开启次数相对均匀。根据数据建立了人员开空调三参数模型，并利用 DeST 输入该模型参数，实现人行为结果的模拟。本研究建立的空调人行为模型可进一步作为未来多联机能耗模型的人行为模块，以实现与人行为耦合的多联机能耗模拟，构建全国多联机能耗模型。

［关键词］多联机；人行为模型；大数据分析

0 引言

随着我国城镇化的不断发展与居民生活水平的提高，住宅建筑制冷能耗逐年增加[1]。近年来，我国对于建筑节能的需求日益增大，在《绿色高效制冷行动方案》中提出：至 2022 年，家用空调、多联机等制冷产品的市场能效水平提升 30%以上，绿色高效制冷产品市场占有率提高 20%，实现年节电约 1000 亿千瓦时。而目前，多联机已在我国中央空调市场占有率达 50%[2]。同时，已有学者基于实测与调研数据发现：我国住宅居民使用空调行为存在着“部分时间”、“部分空间”的行为模式[3]，即：仅在人员需要的空间和时间内开启空调，这样的行为模式是值得提倡的建筑节能的一种方式。但也有研究通过数据分析后发现：这样的使用行为模式会导致多联机长期运行在部分负荷率之下，甚至是偏低的负荷率，而低负荷率往往是导致多联机实际运行 COP 偏低的原因之一[4]。因此，多联机实际制冷能耗的预测和模拟值得更为深入的研究。

为更准确地模拟多联机实际运行过程的能耗并挖掘其节能潜力，建立一种能反映实际使用行为的空调人行为模型是重要的先决条件之一。而人行为由于其随机性与不确定性[5]，往往也难以建立准确的模型。

本研究受空调设备及系统运行节能国家重点实验室开放基金（课题编号：ACSKL2020KT04）、国家自然科学基金“建筑中典型行为模式及人群分布获取及检验方法研究”（编号：51778321）资助。

目前，有关人行为模型已有了一定的研究基础，不少学者建立了多种模型，如：Schweiker 和 Shukuya[6]认为人员控制空调启停的行为与室外平均温度有关，对室外平均温度和开启空调概率建立了 Logit 统计模型。另外，Tanimoto 和 Hagishima[7]提出用马尔科夫链的方法来模拟空调人行为，该研究提出未来时刻的空调状态是可以由当前状态与某些环境变量确定的。类似地，王闯等人[8]提出了对建筑内人员动作的描述方法，采用条件概率函数来描述人行为，该研究中又进一步划分了单一条件概率的动作模型和反馈型条件概率的动作模型，其中，人员使用空调行为属于反馈型条件概率模型：当环境参数连续变化时，对于人动作的影响也是累积渐进的。该研究基于威布尔分布，对于反馈型条件概率的动作给出了三参数的威布尔模型用以刻画。此外，晋远等人[9]采用了考虑时间维度的随机模型来模拟人员使用电器的行为，通过提取时序特征，建立了适用于模拟逐时人员动作情况的模型。综上，部分已有研究中的人行为模型特征总结如表 1 所示。

然而，在现有研究中，时间因素在空调人行为模型中考虑相对较少，而时间因素对于人员使用行为也是有一定影响的，如工作日与周末的人员作息会有一定差异，其调控空调行为可能随之变化等。因此，所有时刻采用统一的模型而未加入时间维度的空调人行为模型可能难以实现较为准确的模拟，无法体现人员调控空调的行为在时间维度上的区别。

表 1 相关文献中人行为模型特征总结

建模对象	采用模型	输入参数	时间步长	文献
房间空调器	Logit 模型	室外温度	/	[6]
房间空调器	马尔可夫模型	室内温度	1 小时	[7]
房间空调器	条件概率模型	室内温度	/	[8]
家用电器（电视机）	时序模型	开启时间、时长、时刻	1 分钟	[9]

因此，本研究基于某空调监测平台的实测大数据，旨在利用统计方法对人员使用空调行为在时序上进行一定的划分，目前划分为工作日和周末，并进行一定统计分析，探究不同时段人员使用空调行为的规律与差异；基于三参数模型[8]的方法，建立不同室内温度下人员空调使用行为模型，以模拟人员开启空调行为。该模型可为未来多联机能耗模拟提供人行为模块的基础。

1 数据集与技术路线

1.1 数据集与基本假设

本研究基于某空调监测平台的实测数据，共 499 台多联机，覆盖我国五大气候区，分布在夏热冬冷地区为主。同时，多联机的室内机个数从 2 台至 15 台不等。为建立描述单个人员的空调人行为模型，所用到的数据条目包括：室内机编号、记录时间、室内温度、室内机启停状态等。但无法获知人员在室状态以及在室人员个数。因此，此处假设：每台室内机位于一个独立的房间，且仅有一人对其进行调控，对单台室内机数据进行分析建立单个人员使用空调行为模型。

1.2 空调人行为的数学模型

根据王闯等人[8]的所提出的反馈型条件概率模型建立人员使用空调行为模型，该模型基于威布尔分布，提出三参数的方法来刻画人行为发生概率随着环境变量累积渐进的特征，单调增函数形式如公式（1）所示：

$$P_{\tau}(A)=\begin{cases}1-e^{-\left(\frac{x_{\tau}-u}{l}\right)^{k}\frac{\Delta\tau}{\tau_c}} & x_{\tau}\geq u\\ 0 & x_{\tau}\leq u\end{cases} \tag{1}$$

其中：u,k,l 为待定系数，k>0，l>0。$\Delta\tau$为模拟计算中的时间步长或连续采样的时间间隔；τ_c为时间常数，一般取为 1h。u 为阈值参数，表征人员感受环境刺激的阈值，量纲与x_{τ}一致；l 为尺度参数，表征环境刺激的比例因子。k 为形状系数，表征随环境参数变化的敏感性。

本研究仅建立人员开空调行为模型，认为在不同时段内人员开启空调行为仅受到室内环境温度的驱动，即随着室内温度的升高，人员开启空调概率会增加。因此，采用公式（1）对不同的时段进行人员开空调行为的建模。

为拟合模型，需计算不同室内温度下空调开启概率。首先，由于室内温度为连续变量，需将室内温度划分成一定个数的区间，再进一步计算各温度下的概率值，本研究用 1℃来进行划分，以 25℃为例，认为[25,26)区间即代表 25℃下的情况。其次，计算该温度区间内的开启概率来表示该温度的开启概率，此处根据 Ren 等人[10]的计算公式，开启概率即为开动作发生的概率，如公式（2）所示：

$$P_{i\to i+1}=\frac{n_{i\to i+1}\,|\,T\in[T_i,T_{i+1})}{t_{关动作}\,|\,T\in[T_i,T_{i+1})/\Delta\tau} \tag{2}$$

其中：T 为温度，$[T_i,T_{i+1}]$为第 i 个温度区间，$n_{开动作}$为某一温度区间内的开空调动作发生次数；$t_{关动作}$为某一温度区间内空调关闭状态的时间长度，与$\Delta\tau$量纲相同；$\Delta\tau$同式（1）。

1.3 技术路线

本研究具体技术路线如图 1 所示。首先对数据集进行预处理，由于监测平台采集的数据时间间隔不固定且有一定缺失值，因此需先进行数据的填补且处理成相同的采样间隔，这里对于温度连续缺失数据小于 30 分钟的情况，采用上一条记录中的温度数据进行填充；而对于温度缺失数据超过 30 分钟的情况，则舍去该天一整天的数据，并将所有的数据划分为工作日和周末两部分。

基于实测数据，统计每个温度下关状态的采样个数和开动作的采样个数，并计算不同温度下的开启概率。根据逐温度概率进行三参数模型的拟合，最终生成工作日和周末两种时段下人员使用空调行为的模型。

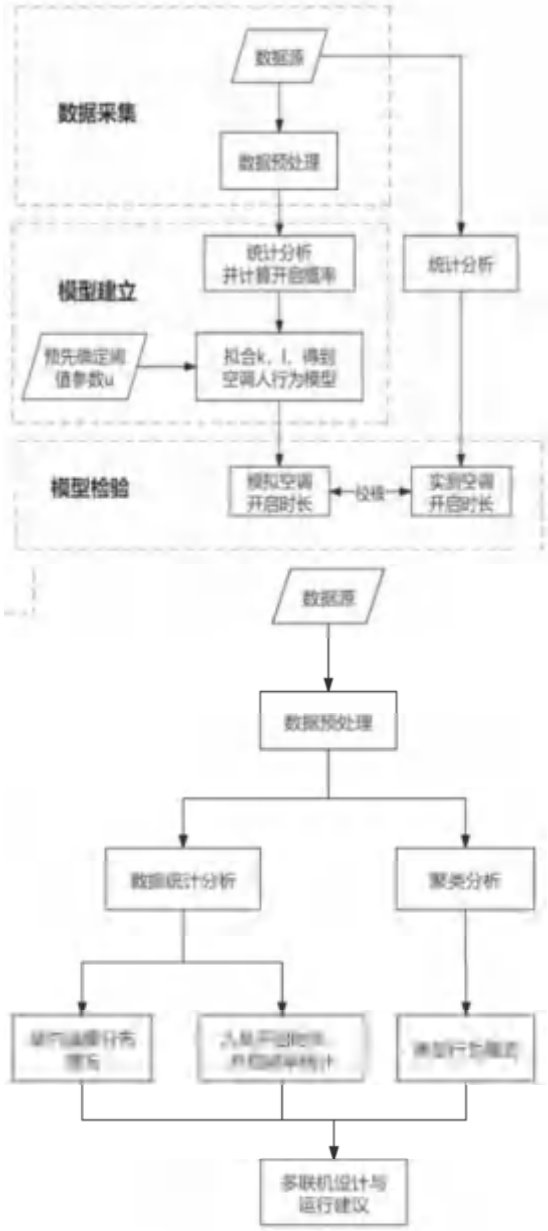


图 1 研究技术路线图

2 单户情况分析

基于上述方法对于某一多联机用户的一台室内机进行分析，假定为是单人单个房间的情况。该房间位于福建省，处于夏热冬暖气候区，选取制冷季（6.15-9.14）完整的 13 周作为原始数据，对该房间进行室内温度分布、开关时长、开关次数等统计分析。

2.1 原始数据分析

首先，观察该房间逐时室内温度、空调启停状态和设定温度的情况。此处截取 7 月、7 月中某一周以及 7 月中某两天观察逐时变化，如图 2、图 3、图 4 所示。尤其从图 3 中可以看出，温度和开关状态存在着显著相关性，随温度升高会开启空调，而随着空调开启室温立即出现明显下降。而从 7 月 19 日-21 日两天的逐时情况中看出，除了温度升高会导致人员开空调以外，18 时左右这两天也有固定的开空调习惯，可能是由于人员回家等事件发生。

2.2 房间室内温度分布统计

首先对房间室内温度进行统计分析，如图 5 所示。结果发现：对于工作日而言，大部分室内温度分布于 28-30℃，其中 29-30℃占比最高，30-31℃其次，而 27-28℃占比较少；对于周末，温度分布形状基本与工作日一致，同样 29-30℃占比最高，而其次为 30-31℃，但占比略低于工作日。

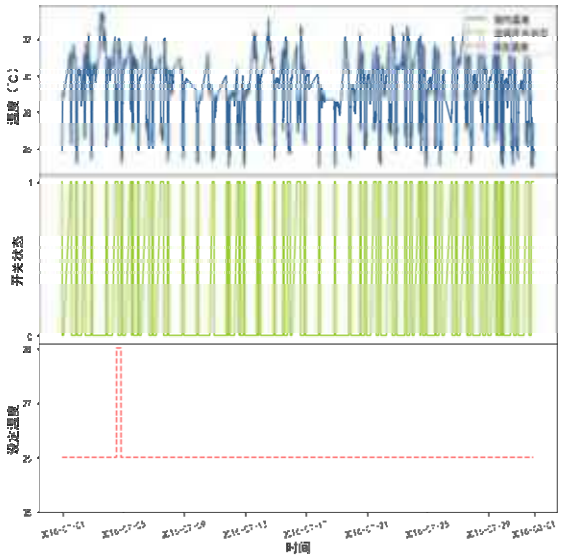


图 2 7 月逐时室内温度、室内机启停状态、设定温度变化

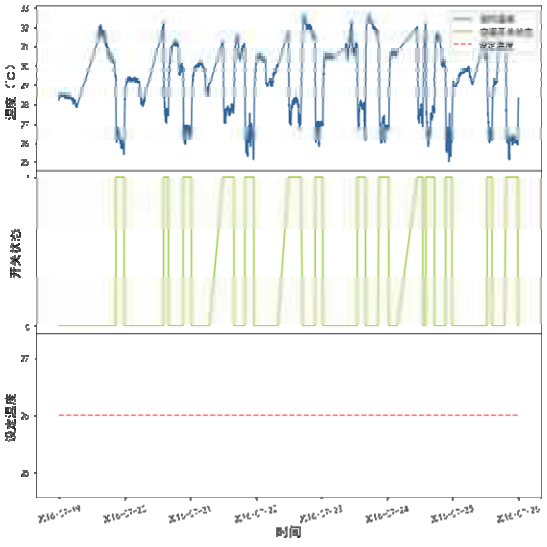


图 3 7 月 19 日-7 月 26 日一周逐时变化情况

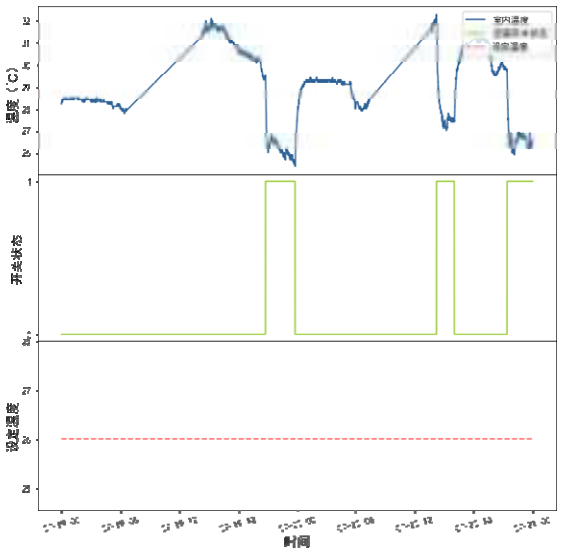
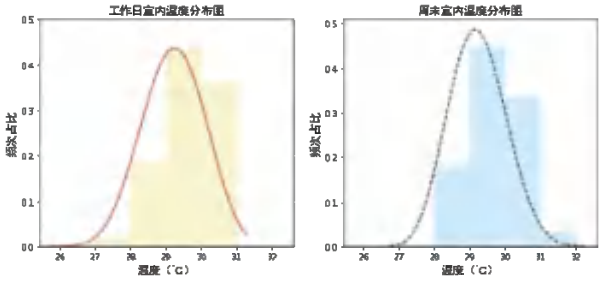


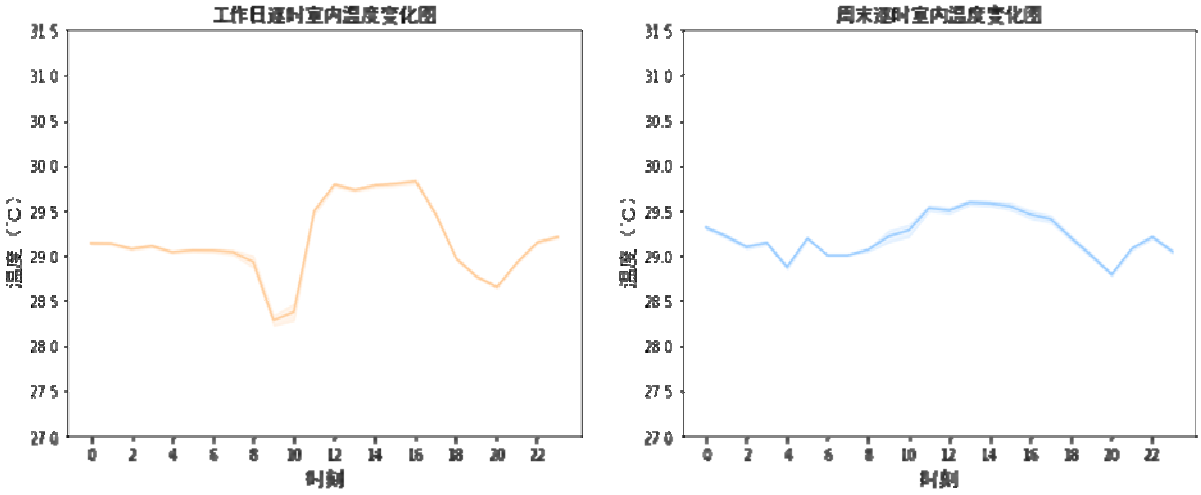
图 4 7 月 19 日-7 月 21 日两天内逐时变化情况



（A） （B）

图 5 房间室内温度分布（A：工作日；B：周末）

此外，我们对于工作日和周末逐 24 小时观察室内温度的变化情况，如图 6 所示。从图中可以看出：周末和工作日 24 小时室内温度变化趋势基本一致，均为夜间偏低，白天偏高，反映了人员晚间在室时温度偏低而白天人员外出居多温度偏高的规律。从数值来看，白天时段工作日的平均温度高于周末的平均温度，早晨 8-10 点以及晚间 18-20 点存在明显低谷，推测原因在于工作日人员该两段时间在家，周末人员在家时间相对均匀，因此整体温度变化也更加均匀。



（A） （B）

图 6 房间逐时温度变化（A: 工作日；B: 周末）

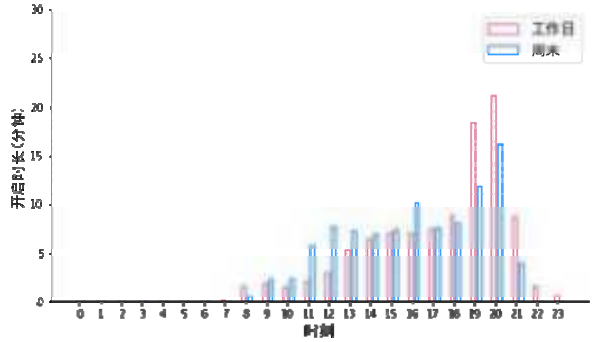


图 7 工作日/周末逐小时平均开启时长

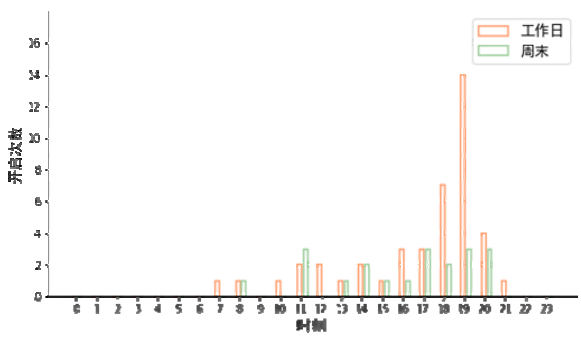


图 8 工作日/周末逐小时开启空调次数

2.3 房间空调开启时序特征分布统计

进一步，对该房间工作日/周末空调开启情况进行时序特征的分析，包括开启时长、开启频次。

进一步比较工作日和周末平均逐小时开启时长情况，如图 7 所示。可以看出，该户家庭工作日和周末使用时长基本一致。而工作日与周末在凌晨时段均无统计到开启时长，反映了该户家庭夜间睡眠期间不适用空调。而从 10 时至 13 时，工作日平均每小时开启时长低于周末，说明在工作日和周末的白天时段，人员使用空调在时间上存在着一定差异，部分原因在于工作日白天需要更多外出活动（如上班/上学），而周末在家时间更长。另外，晚间时段（18 时至 21 时）工作日开启空调的平均时长更长，可能说明工作日人员在该期间回家后开启空调。整体来看，周末的逐小时开启时长更为均匀，而工作日在晚间有明显峰值。

另外，对于工作日和周末逐小时开机次数进行了统计，由于关机或其他故障导致原始数据存在一定缺失，这里开机次数统计了空调由关机状态变为开机状态次数与两条记录之间间隔 30 分钟以上且新一条记录空调为开机状态的次数之和。统计结果如图 8 所示，由于数据缺失导致统计得到的开机次数并不完全。但依然看出，该人员在工作日 18-19 时会出现显著高峰，而周末逐时开启次数相对均匀。

3 人行为模型建立

3.1 工作日/周末开空调模型

基于实测数据对室内每个温度计算空调开启的概率，得到各温度下概率结果如图 9 中散点所示。显然，不难发现随着室内温度的上升，人员开启空调的概率随之上升。进一步，我们采用三参数公式对工作日和周末的数据点分别进行拟合，得到图 9 中红色虚线。工作日拟合结果如式（3），拟合优度（R^2）为 0.86；周末拟合结果如式（4），拟合优度为 0.82。

$$P_1 = 1 - e^{-\left(\frac{t-25}{7.396}\right)^{2.979}} \quad (3)$$

$$P_2 = 1 - e^{-\left(\frac{t-25}{7.138}\right)^{2.894}} \quad (4)$$

从二者结果可以看出，无论是工作日还是周末，人员开启空调动作随着温度的变化规律是基本一致的，而之前呈现出开启时长与时刻的差异是源自于工作日和周末的作息不同。因此，在后续进行模拟时对两个时段采用统一的人行为模型。

3.2 开空调动作模型

我们对于整个制冷季计算了各温度下开启空调的概率，如图 10 所示。利用三参数模型进行拟合后如公式（5）：u=25，k=7.322，l=2.955，拟合优度（R^2）为 0.87。

$$P_3 = 1 - e^{-\left(\frac{t-25}{7.322}\right)^{2.955}} \quad (5)$$

3.3 关空调动作模型

根据数据统计了不同时刻的关机次数以及不同温度下的关机次数，如图 11 所示。可以看出，关空调的时段有着明显的规律，基本是在夜间睡前关机和下午 3-4 点左右关机，而从逐温度下的关机次数来看，并未得到显著的规律。因此，对于关机模型进行简化为：睡前关机和外出时关机。

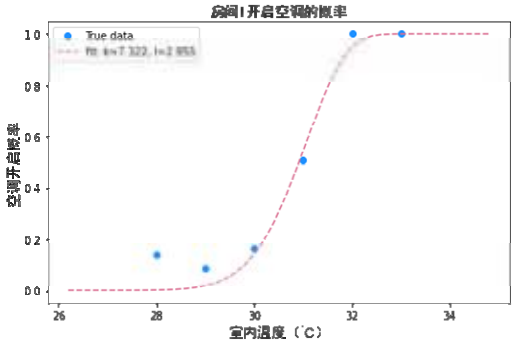
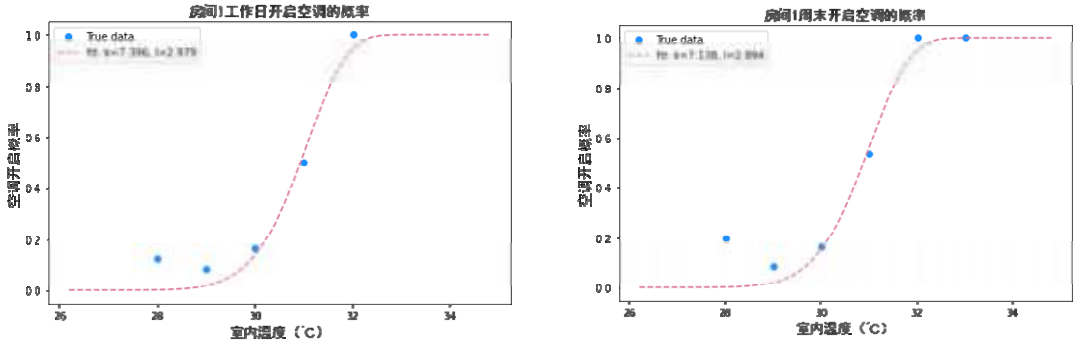


图 1 统一的人员开启空调概率



（A）　　（B）

图 9 工作日/周末开启空调概率(A:工作日；B: 周末)

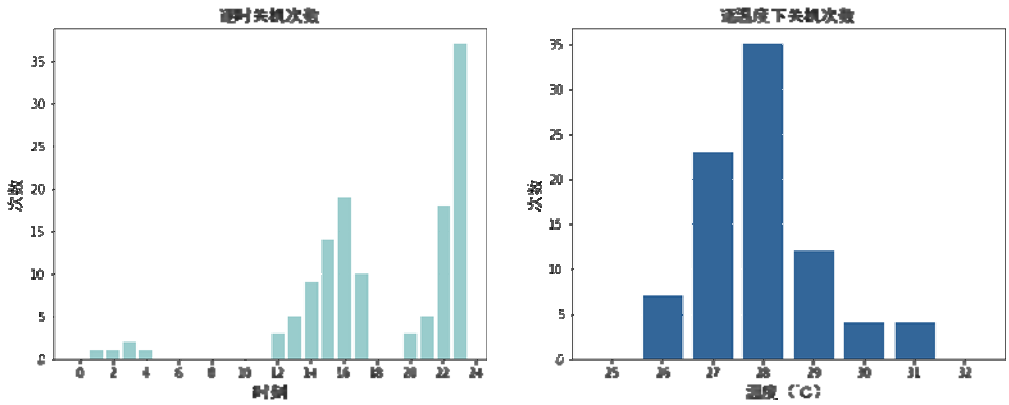


图 11 不同时刻和不同温度下的关机次数

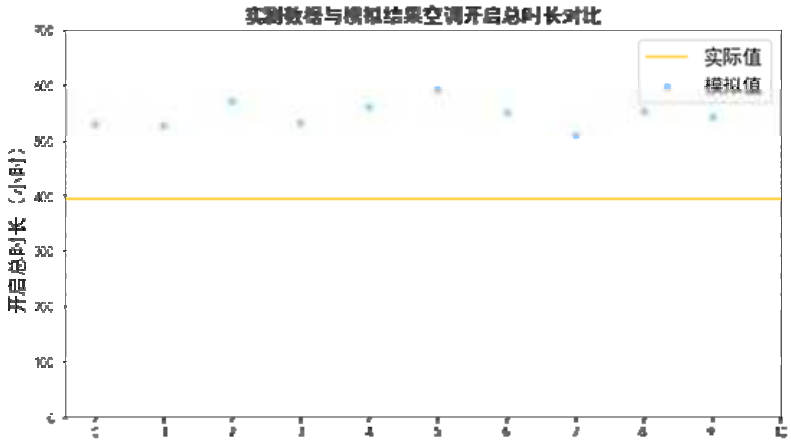


图 12 实际开启时长与模拟结果对比

3.4 模型模拟结果

将人员开空调模型与关空调模型输入某一建筑，利用 DeST 进行空调人行为的模拟。这里采用了桂晨曦等人[11]提出的典型住宅建筑模型中的多层住宅模型，并根据本研究中分析用户将地理位置和气象参数进行了相应的替换，随机模拟 10 次，获得在该种行为模式下制冷季（6.15-9.14）开启的空调总时长。

该房间实际制冷季节开启时长为 394.8 小时，而与模拟结果对比如图 12 所示。可以看出模拟结果与实际开启总时长基本一致，略高于实际总时长，可能在于目前关模型比较简易，未能反映人员感到冷时关空调的动作。

4 结论

本研究基于空调监测平台的实测数据，提出了建立空调人行为模型时应考虑时间维度的变化。以单个房间空调为例，对工作日和周末两种时段，统计分析了不同时段内房间温度、空调开启时间、开启频次等分布情况，指出了不同时段之间空调的运行情况存在着一定的差异：周末室内均温更加均匀，而工作日呈现出明显的早间和晚间低谷而白天偏高的趋势。工作日在傍晚（16 时-21 时）空调开启次数会出现峰值，说明除室内温度以外，事件（如：下班回家）也是人员开启空调的驱动因素之一。此外，利用该模型模拟得到的开启空调总时长相比实际总时长偏高，但比较接近。

本研究利用三参数模型作为理论基础，对工作日和周末分别建立了随室内温度变化的人员开空调动作模型，并且实现了制冷季空调开关的模拟，可为未来家用空调能耗模拟提供人行为模块的基础。

然而，本研究尚未进一步验证模型的可靠性，仅用总开启时长进行校核，未能对开启时刻和开启频次进行验证。另外，仅对单个房间进行了分析，将多联机的单个室内机假定为单人房间有所欠缺，因为多联机系统多为一个家庭共同使用的，直接考虑成单人房间会忽略多个室内机之间的启停关系和多个人员控制的情况。未来研究将进一步完善人行为模型实现校核验证，并将人行为模型与多联机模型耦合，建立加入人行为模块的多联机能耗模型以得到更为符合实

际情况的能耗模拟结果。

参考文献

[1] International Energy Agency (IEA). The future cooling of China [R], 2019.

[2] 2019 年度中国中央空调市场总结报告第三章“主流机型市场分析”[J]. 机电信息, 2020, (04): 29-48.

[3] Shan Hu，Da Yan，Mingyang Qian. Using bottom-up model to analyze cooling energy consumption in China's urban residential building[J]. Energy and Buildings, 2019, 202

[4] Mingyang Qian，Da Yan，Hua Liu，等. Power consumption and energy efficiency of VRF system based on large scale monitoring virtual sensors[J]. Building Simulation, 2020, 13(5): 1145-1156.

[5] Da Yan，William O’Brien，Tianzhen Hong，等. Occupant behavior modeling for building performance simulation: Current state and future challenges [J]. Energy and Buildings, 2015, 107: 264-278.

[6] Marcel Schweiker，Masanori Shukuya. Comparison of theoretical and statistical models of air-conditioning-unit usage behaviour in a residential setting under Japanese climatic conditions[J]. Building and Environment, 2009, 44(10): 2137-2149.

[7] Jun Tanimoto，Aya Hagishima. State transition probability for the Markov Model dealing with on/off cooling schedule in dwellings[J].Energy and Buildings, 2005, 37(3): 181-187.

[8] 燕达王闯, 孙红三.室内环境控制相关的人员动作描述方法[J].建筑科学,2015,31(010):199-211.

[9] 燕达晋远, 孙红三.基于统计方法的家用电器行为模型.[J].建筑科学,2018,034(010):91-102.

[10] Xiaoxin Ren，Da Yan，Chuang Wang. Air-conditioning usage conditional probability model for residential buildings[J].Building and Environment,2014,81:172-182.

[11] 燕达桂晨曦,郭偲悦.基于实际用能特征的北京地区典型建筑模型研究[J].建筑科学,2020,36(6):14-22.

基于局地气候分区系统理论的沈阳市居住建筑能耗模拟探索研究

杨　光，付艳鹏，李蕴东，孟凡康

（辽宁工程技术大学，阜新　123000）

［摘　要］局地气候分区系统理论是当前国际上研究城市热岛较为新兴的研究方向，可为中尺度的能耗模拟研究提供重要参考。首先，本论文采用 WUDAPT Level 0 方法基于 LCZ 方案构建沈阳市局地气候分区地图。其次，基于沈阳市局地气候分区地图，利用 DEST-H 对集中居住区域的民用建筑（LCZ1-LCZ6）进行能耗模拟研究。研究结果表明：沈阳市中心区域为老城区，LCZ 2 紧凑中层和 LCZ 4 开敞高层建筑居多，这一区域具有较高的热岛强度趋势。沈阳市地处严寒地区，全年供热能耗约为制冷能耗的 2 倍。其中 LCZ 1 紧凑高层建筑能耗最高，每平方公里全年累计总能耗 123771.150 MW·h，相当于 41257 吨标准煤燃烧发电量。从居住建筑能耗的角度分析，沈阳市核心区域的大规模高层建筑群及市中心区域的紧凑中层建筑群属高能耗区域。在今后的城市规划中需要着重考虑节能改造、能源规划等设计策略。本研究成果可为降低建筑能耗，缓解城市热岛效应以及现代城市规划发展提供科学依据和理论支撑。

［关键词］局地气候分区；建筑能耗；模拟研究；城市规划；城市热岛

1 引言

随着气象学、城乡规划学、地理科学等多学科研究领域的交叉融合，以及新的数据信息、算法手段和技术工具的出现。世界各国城市气候学者已经进行了大量有关城市气候学相关的研究[1-7]。因为城市气候学发展缓慢，城市规划和发展与其相对应的城市气候影响之间缺乏联系。并且 Oke（2006）提出城市气候学家、城市规划和城市景观设计者，将现有的城市气候信息与相关领域之间缺乏沟通[8]。Stewart and Oke (2012)提出的 Local Climate Zones（LCZ）系统理论弥补了这一不足[9]，能够对城市热岛效应进行标准化描述。同时可实现城市尺度能耗模拟可视化，推动了城市能源规划等研究[10,11]。

为全面提升城市的适应气候变化能力，中国国家发展改革委、住房城乡建设部会同有关部门共同制定了《城市适应气候变化行动方案》。以推进城市生态文明建设，积极注重发展缓解城市热岛效应、降低建筑能耗的战略[12,13]。

当前的研究中，世界大多学者都是将 LCZ 系统应用于城市热岛强度和城市发展规划研究，很少有将 LCZ 系统与城市区域能耗结合在一起。本论文将 LCZ 方案与城市区域能耗结合，既能构建出城市热岛强度分布图，又能构建出城市居住区域民用建筑能耗分布图，初步进行建筑能耗模拟研究。

2 研究方法与能耗模拟

2.1 研究区域

沈阳市位于中国辽宁省中部地区，南连辽东半岛，北依长白山麓，辽河平原中部，位于东经 123°25′31.18″、北纬 41°48′11.75″。截至 2018 年，全市总面积逾 1.3 万平方公里，市区面积 3495 平方公里，常住人口 831.6 万人，城镇人口 673.6 万人，城镇化率 81%。依据中国《民用建筑热工设计规范》（GB50176-2016）的划分，沈阳市属于严寒Ⅰ区 D，温带大陆性气候，半湿润地区。

Stewart and Oke (2012)研究发现城市热岛对建筑热环境与能耗有重要影响，传统简单的“城市”和“农村”温差模式（ΔT_{U-R}），利用固定位置测量温度来比较热岛效应存在局限性。为了补充城乡分割的不足之处，进一步增加城市气候分区的多样性和可操作性，完善对城市热环境敏感的地表特性指标体系，更适合用于城市冠层热岛效应的研究。Stewart and Oke 建立一套标准、通用的局地气候分区系统。世界各国学者对研究局地气候分区的分类方法主要有三种分类方法：人工采样分类方法[14,15]；基于地理信息系统（GIS）的分类方法[16-21]；

基金项目：辽宁省教育厅基金项目(LJ2019QL007)，辽宁省自然科学基金项目(2019-ZD-0044)

基于遥感卫星影像的分类方法[22]。

Bechtel et al. (2015)等来自德国、爱尔兰、奥地利、加拿大、美国等多国的气象学、地理学、环境学背景的学者们共同开发了 WUDAPT 计划[23]。利用世界城市数据资源和开源访问门户工具实现了局地气候分区快速制图。WUDAPT 是一个国际社区生成的城市冠层信息和建模基础设施，以促进以城市为中心的气候、环境、空气质量和能源使用建模应用研究[24-26]。综上所述基于遥感影像的 WUDAPT 分类方法具有更高的实用价值和研究价值，特别针对城市数据缺乏地区[27-35]。

本文采用 WUDAPT 城市尺度（0 级）数据，利用免费的数据和开源软件使用 WUDAPT Level 0 方法划分 LCZ 分类有三个主要步骤：①从 USGS 地球资源管理器获得包含选定片区 Landsat 卫星影像；②在 Google Earth 中创建 10～20 个面积不小于 1 平方公里的各类 LCZ 训练区样本；③利用 SAGAGIS 中监督分类的随机森林算法（ViGra）对研究区域进行 LCZ 分类。步骤②和步骤③是迭代验证过程，直到识别率满足规定要求，完成最终 LCZ 地图构建。参考 Bechtel et al.（2015）制定的 LCZ 工作流程构建了沈阳市 LCZ 地图（图-1）。

在 Google 地球上选择了 9965 像素的参考样本进行比较。由于土地覆盖类型易于识别，因此根据沈阳市区的土地利用规划图选择了 LCZ 样本的类型。混淆矩阵的行列总和中列出了每种 LCZ 类型的参考像素数（表-3）。LCZ 分类的总体准确性和 KAPPA 系数分别为 87.37%和 86.59%，这表明分类结果令人满意。

2.3　能耗模拟

DEST-H 是针对住宅建筑开发的专用能耗模拟分析软件(Liu, 2013)。与 EnergyPlus 和 DOE-2 相比，其温湿度、建筑围护结构参数、空调运行工况、人员、设备、照明等数据设定，更适用于中国住宅类建筑的能耗模拟(Zhu et al, 2012)。同时也综合考虑了遮阳、通风、天空背景辐射等因素，使得能耗模拟计算更接近实际情况(Jian, 2007)。

因此本研究基于沈阳市局地气候分区地图，利用 DEST-H 对建成景观类型中的 LCZ 1 紧凑高层建筑、LCZ 2 紧凑中层建筑、LCZ 3 紧凑低层建筑、LCZ 4 开敞高层建筑、LCZ 5 开敞中层建筑、LCZ 6 开敞低层建筑这 6 种典型的居住建筑进行建筑建模。建筑面积设为 400 平方米共 4 个住户，严格按中国《严寒和寒冷地区居住建筑节能设计标准》JGJ 26-2010

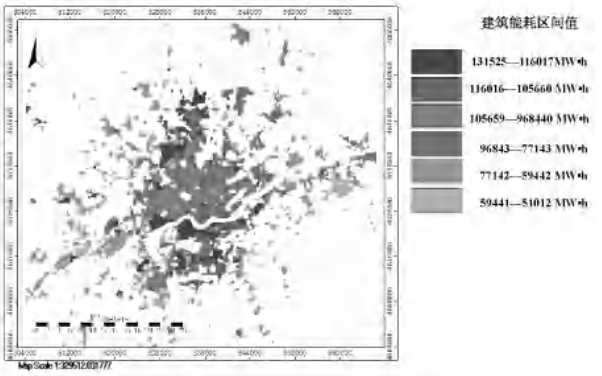


图-1 沈阳市 LCZ 地图

进行设定沈阳市居住建筑体形系数和窗墙面积比(表-1)，同时设定沈阳市居住建筑围护结构热工性能传热系数(表-2)。通过设定建筑内的人员数量以及全年逐时作息情况，空调设备全年逐时运行工况，照明、电器等全年逐时运行工况进行模拟。建模完成进行住宅负荷分析，需要特别注意的是 LCZ1、LCZ2、LCZ3 密集型建筑要考虑建筑对阳光的遮挡。最后生成并导出建筑全年冷、热负荷统计报表。

表-1 沈阳市居住建筑体形系数和窗墙面积比

建筑参数	LCZ 1	LCZ 4	LCZ 2	LCZ 5	LCZ 3	LCZ 6
体型系数	0.258		0.256		0.2	
东向窗墙面积比	0.30		0.30		0.30	
西向窗墙面积比	0.30		0.30		0.30	
南向窗墙面积比	0.45		0.45		0.45	
北向窗墙面积比	0.25		0.25		0.25	

表-2 沈阳市居住建筑围护结构热工性能传热系数

建筑结构部位	传热系数 [W/(m²•K)]					
	LCZ 1	LCZ 4	LCZ 2	LCZ 5	LCZ 3	LCZ 6
屋面	0.40		0.40		0.30	
外墙	0.60		0.50		0.35	
东向外窗	2.0		2.0		1.6	
西向外窗	2.0		2.0		1.6	
南向外窗	1.8		1.8		1.5	
北向外窗	2.2		2.2		1.8	

本研究利用沈阳市典型年气象数据，设定建筑的冬季采暖季开始时间为 11 月 1 日至采暖季结束时间为 3 月 31 日。夏季空调季开始时间为 6 月 1 日至空调季结束时间为 8 月 31 日。最终得到单栋建筑全年累计冷、热负荷值（图-2），进而可得到单栋建筑全年累计总负荷值（图-3）。本研究设定的 LCZ 方案的建筑高度(BH)、BSF(建筑表面分数)等属性，根据 Stewart and Oke (2012)提供的这些属性表数据取平均值进行构建。同时依据《沈阳市居住建筑间距和住宅日照管理规定》来设定沈阳市居住建筑 LCZ 1-6 X 轴间距与 Y 轴间距不同建筑类型的建筑间距(表-4)。因此可计算出每平方公里的所包含的不同类型建筑个

数，从而得到每平方公里全年累计总负荷值（图-4）。

3 结果与分析

图-2 结果表明沈阳市单栋建筑全年累计热负荷值大约是全年累计冷负荷值的 2 倍，表明严寒地区冬季供暖能耗要远远大于夏季制冷能耗。

图-3 结果表明紧密型单栋建筑全年累计总负荷值比宽敞型单栋建筑大约低 1MW·h，其能耗约等于 1000 度电。

表-3 沈阳市 LCZ 分类的混淆矩阵

CLASS		Reference																	Sum Row	User Accuracy
		LCZ 1	LCZ 2	LCZ 3	LCZ 4	LCZ 5	LCZ 6	LCZ 7	LCZ 8	LCZ 9	LCZ 10	LCZ A	LCZ B	LCZ C	LCZ D	LCZ E	LCZ F	LCZ G		
LCZ classify cation output	LCZ 1	537	2	31	6	20	6	0	0	0	0	0	27	0	0	0	32	9	670	80.1493
	LCZ 2	47	269	0	13	0	0	0	0	0	4	0	51	8	0	0	0	2	394	68.2741
	LCZ 3	15	0	322	15	1	28	19	0	42	0	0	0	0	0	0	10	1	453	71.0817
	LCZ 4	62	3	0	265	0	0	0	0	0	0	0	3	20	0	0	0	0	353	75.0708
	LCZ 5	7	58	12	11	387	10	3	0	0	12	0	6	0	0	14	29	35	584	66.2671
	LCZ 6	0	0	0	0	0	583	0	0	0	0	0	6	0	0	0	0	0	589	98.9813
	LCZ 7	0	0	0	0	0	0	193	0	0	0	0	0	0	0	0	0	7	200	96.5
	LCZ 8	32	0	73	0	0	2	22	529	0	0	0	1	1	0	1	2	3	666	79.4294
	LCZ 9	4	0	1	0	0	13	1	0	320	0	0	0	0	0	0	11	6	356	89.8876
	LCZ 10	24	0	0	0	0	14	0	0	0	334	0	31	4	0	5	0	0	412	81.0679
	LCZ A	0	0	0	0	0	0	0	0	19	0	1733	56	0	0	0	0	23	1831	94.6477
	LCZ B	0	0	0	6	0	2	0	0	0	0	0	559	2	0	0	0	2	571	97.8984
	LCZ C	1	0	0	3	0	2	0	3	0	0	0	0	572	0	0	27	8	616	92.8571
	LCZ D	2	0	36	0	0	0	1	6	81	0	0	0	1	704	0	12	13	856	82.243
	LCZ E	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	230	1	0	231	99.5671
	LCZ F	1	0	0	0	0	0	0	0	7	0	0	0	1	0	0	532	0	541	98.3364
	LCZ G	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	15	0	0	0	0	627	642	97.6636
Sum Column		732	332	475	319	408	660	239	538	469	350	1733	755	609	704	250	656	736		
Output Accurate		73.3607	81.0241	67.7895	83.0721	94.8529	88.3333	80.7531	98.3271	68.2303	95.4286	100	74.0397	93.9247	100	92	81.0976	85.1902		
Overall Accuracy		87.3658																		
Kappa Coefficient		86.5877																		

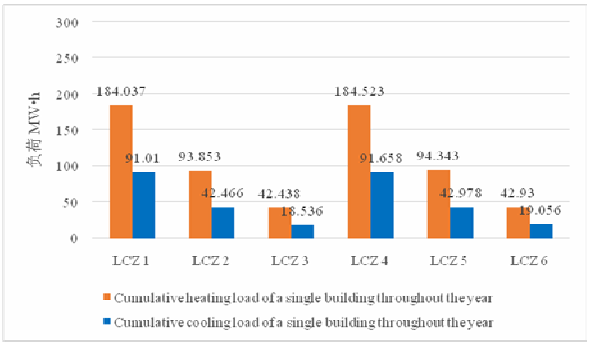


图-2 单栋建筑全年累计冷、热负荷值

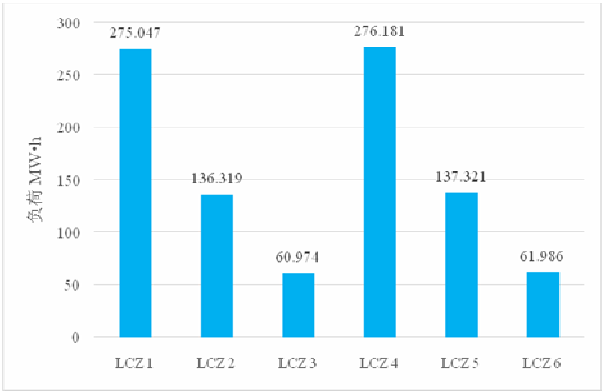


图-3 单栋建筑全年累计总负荷值

表-4 沈阳市居住建筑 LCZ 1-6 X 轴间距与 Y 轴间距不同建筑类型的建筑间距

LCZ	长*宽*高(m)/层数	X 轴建筑间距(m)	Y 轴建筑间距(m)	X 轴建筑个数(栋)	Y 轴建筑个数(栋)	1 平方公里建筑总数(栋)
LCZ 1	20*20*3/12	13	47	30	15	450
LCZ 2	20*20*3/6	8	27	36	21	756
LCZ 3	20*20*3/3	8	15	36	29	1044
LCZ 4	20*20*3/12	15	54	28	14	392
LCZ 5	20*20*3/6	10	30	33	20	660
LCZ 6	20*20*3/3	10	17	33	27	891
注：在二维平面内，以（0，0）为原点，水平 1000m 为 X 轴，垂直 1000m 为 Y 轴。						

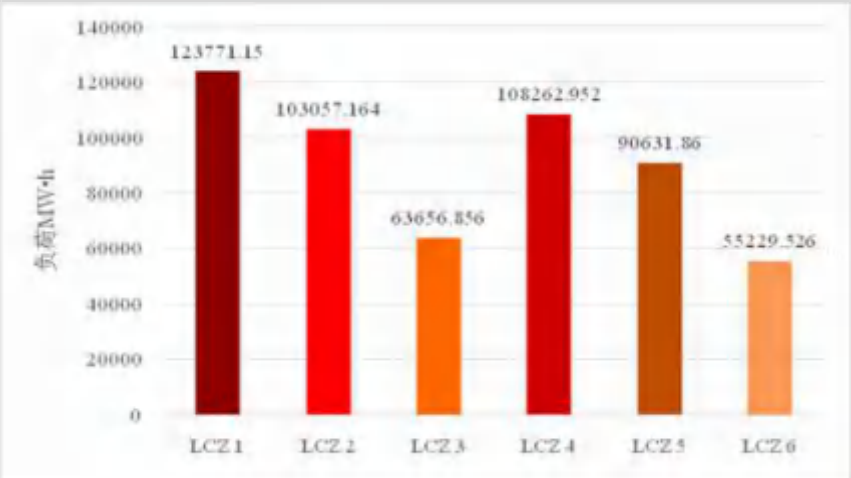


图-4 每平方公里全年累计总负荷值

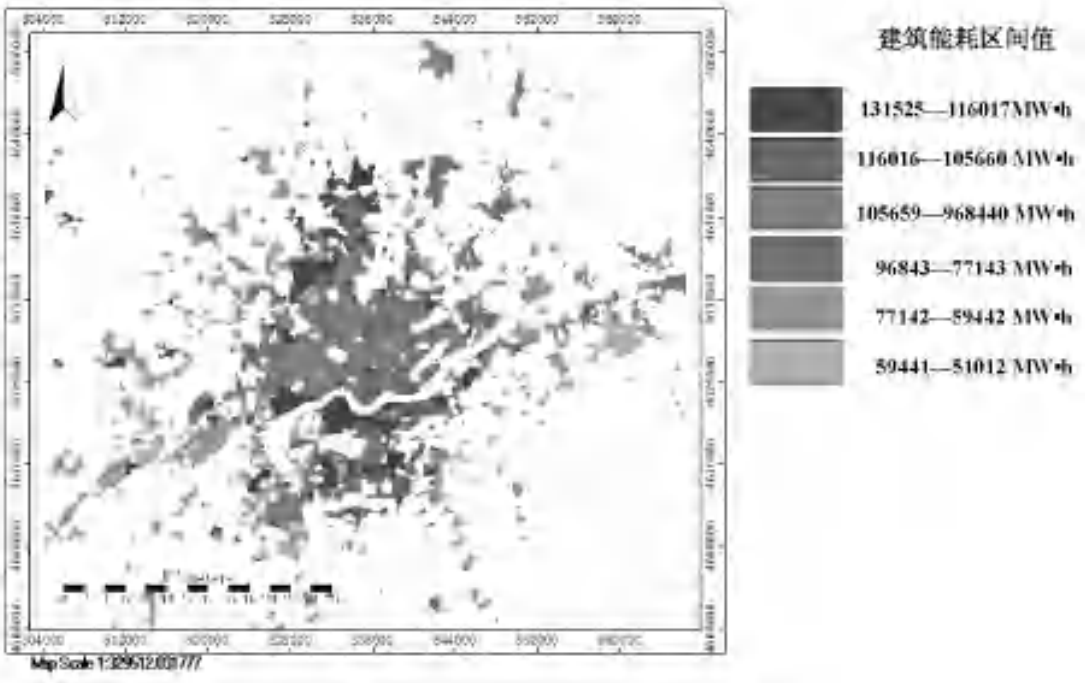


图-5 阳市居住区域建筑（LCZ 1- LCZ 6）能耗分布图

图-4 结果表明每平方公里全年累计总负荷值：LCZ 1 紧凑高层建筑> LCZ 4 开敞高层建筑> LCZ 2 紧凑中层建筑> LCZ 5 开敞中层建筑>LCZ 3 紧凑低层建筑>LCZ 6 开敞低层建筑。其中 LCZ 1 紧凑高层建筑能耗最高，每平方公里全年累计总能耗 123771.150 MW·h，相当于 41257 吨标准煤燃烧发

电量。LCZ 6 开敞低层建筑能耗最低，每平方公里全年累计总能耗 5529.526 MW ▪ h，相当于 1843.175 吨标准煤燃烧发电量。将数值的高低用不同深浅颜色在局地气候分区地图上区分出来，最终得到沈阳市居住区域民用建筑（LCZ 1- LCZ 6）能耗分布图（图-5）。从图-5 中可以看出，高能耗区域主要分布在市中心的主城区以及新开发的沈北新区、浑南新区和苏家屯区等开发区。此能耗分布图可从缓解城市热岛效应的角度，为沈阳市城市规划和节能改造提供科学依据和理论指导。

4 结论

(1)沈阳市中心区域是老城区，也是沈阳市一直以来的繁华区域，LCZ 2 紧凑中层和 LCZ 4 开敞高层建筑居多，这一区域具有较高的热岛强度趋势，应作为紧急缓解城市热岛强度的重要区域。可以看出当年的典型中层建筑紧凑且错综复杂，说明紧凑中层是该城市的核心区域，大规模的高层建筑相对较少，城市建设的重点是老城节能改造和基础设施的完善。

(2)新开发的沈北新区和浑南新区以及新纳入沈阳版图的苏家屯区的 LCZ 1 紧凑高层和 LCZ 5 开敞中层建筑居多，这种分布趋势形象的展示了沈阳城市近些年发展的现状。城市周边以 LCZ 3 紧凑低层和 LCZ 6 开敞低层建筑为主，属于郊区和外围的村镇。随着城市化进程的加快，城市周边的低层建筑将呈现逐渐减少的趋势。

(3)沈阳市的高能耗区域主要分布于市中心的主城区以及新开发的沈北新区、浑南新区等开发区。沈阳市地处严寒地区，全年供热能耗大约是制冷能耗的 2 两倍。开敞分布的单体建筑全年总能耗高于紧凑分布的单体建筑。但紧凑分布建筑区域每平方公里全年累计总能耗高于开敞分布建筑区域，其中 LCZ 1 紧凑高层建筑能耗最高，每平方公里全年累计总能耗 123771.150 MW ▪ h，相当于 41257 吨标准煤燃烧发电量。

备注：本文已投稿《Energy Exploration & Exploitation》期刊。

参考文献

[1] MILLS G. Luke Howard and the climate of London[J]. Weather, 2008, 63(6): 153–157.

[2] OKE T R. The distinction between canopy and boundary–layer urban heat islands[J]. Atmosphere, 1976, 14(4): 268–277.

[3] OKE T R. Street design and urban canopy layer climate[J]. Energy and buildings, 1988,11(1): 103–113.

[4] Auer Jr A H. Correlation of land use and cover with meteorological anomalies[J]. Journal of Applied Meteorology, 1978, 17(5): 636-643.

[5] Ellefsen R. Mapping and measuring buildings in the canopy boundary layer in ten US cities[J]. Energy and Buildings, 1991, 16(3): 1025–1049.

[6] OKE T R. Initial guidance to obtain representative meteorological observations at urban sites[R]. World Meteorological Organization, 2004.

[7] Houet T, Pigeon G. Mapping urban climate zones and quantifying climate behaviors–An application on Toulouse urban area (France)[J]. Environmental pollution, 2011, 159(8): 2180–2192.

[8]OKE T R. Towards better scientific communication in urban climate[J]. Theoretical & Applied Climatology, 2006, 84(1-3): 179–190.

[9] STEWART I D, OKE T R. Local climate zones for urban temperature studies[J]. Meteorological Society, 2012, 93(12): 1879–1900.

[10] Jiang Yi. Current building energy consumption in Chinaand effective energy efficiency measures[J]. HVAC, 2005,35(5).

[11]China National Development and Reform Commission. Urban Climate Change Action Plan [R/OL]. (2016-02-04).

[12] Pan Yiqun, ZuoMingming, Li Yuming. Building Energy Simulation–Supporting Tool for Green Building Design and Building Commissioning-Part I: Basic Principle and Software[J]. Refrigeration and Air Conditioning,2008, 22(3):10-16.

[13] Giorgio Mustafaraj, Dashamir Marini, Andrea Costa, Marcus Keane.Model calibration for building energy efficiency simulation[J].Applied Energy, 2014, 130:72-85.

[14] Song Xiaocheng, Liu Jing, Lin Yaoyu et al. Regional thermal climate prediction and mitigation strategy of local urban heat island [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2015, 47 (2).

[15]Liu Lin, Liu Jing, Lin Yaoyu, et al. Local clim

ate analysis of multiple urban surface morphology[J]. Architecture Science, 2017, 33 (2).

[16] LELOVICS E, UNGER J, GÁL T, et al. Design of an urban monitoring network based on Local Climate Zone mapping and temperature pattern modelling[J]. Climate Research, 2014, 60(1): 51-62.

[17]Yingsheng Zheng, Chao Ren, Yong Xu, Ran Wang, Justin Ho, Kevin Lau, Edward Ng. GIS–based mapping of Local Climate Zone in the high-density city of Hong Kong[J].Urban Climate, 2018, 24: 419–448.

[18] N.G.R Perera, R. Emmanuel. A “Local Climate Zone” based approach to urban planning in Colombo[J]. Sri Lanka Urban Climate, 2018, 23: 188–203.

[19] Nassar A K, Blackburn G A, Whyatt J D. Dynamics and controls of urban heat sink and island phenomena in a desert city: Development of a local climate zone scheme using remotely–sensed inputs [J]. International Journal of Applied Earth Observation& Geoinformation, 2016, 51: 76–90.

[20] Zhang Yunwei, Gu Zhaolin, Zhou Dian. Simulation of wind environment under local climatic zoning and parameterization in cities [J]. Journal of Earth Environment, 2016, 7 (5): 480–486.

[21] Geletič, J., & Lehnert, M. (2016). GIS-based delineation of local climate zones: The case of medium-sized Central European cities. Moravian Geographical Reports, 24(3), 2–12.

[22]Gamba P, Lisini G, Liu P,et al. Urban climate zone detection and discrimination using object–based analysis of VHR scenes[J]. Proceedings of the 4th GEOBIA, Rio de Janeiro, Brazil, 2012, 79.

[23] Bechtel B, Generating WUDAPT, Ching J, Conrad O, Feddema J, Mills G, See L and Stewart I. Mapping local climate zones for a worldwide database of form and function of cities[J]. International Journal of Geographic Information, 2015, 4(1): 199–219.

[24] Ching J, Mills G, Bechtel B, See L, Feddema J, Wang X, Ren C, Brousse O, Martilli A, Neophytou M, Mouzourides P, Stewart I, Hanna A, Ng E, Foley M, Alexander P, Aliaga D, Niyogi D, Shreevastava A, Bhalachandran P, Masson V, Hidalgo J, Fung J, Andrade M, Baklanov A, Dai W, Milcinski G, Demuzere M, Brunsell N, Pesaresi M, Miao S, Mu Q, Chen F, Theeuwes N. WUDAPT: An Urban Weather, Climate, and Environmental Modeling Infrastructure for the Anthropocene[J]. Bull. Amer. Meteor. Soc, 2018, 99: 1907–1924.

[25] Ching, J., Aliaga, D., Mills, G., Masson, V., See, L., Neophytou, M., et al. (2019). Pathway using WUDAPT’s Digital Synthetic City tool towards generating urban canopy parameters for multi-scale urban atmospheric modeling. Urban Climate, 28, 100459.

[26] Bechtel B, Alexander P J, Beck C, Böhner J, Brousse O, Ching J, Demuzere M, Fonte C, Gál T, Hidalgo J, Hoffmann P, Middel A, Mills G, Ren C, See L, Sismanidis P, Verdonck M-L, Xu G, Xu Y. Generating WUDAPT Level 0 data–Current status of production and evaluation[J]. Urban Climate, 2019, 27: 24–45.

[27] Huang Yuan, Liu Jingyi, Jason Ching. Research progress of WUDAPT project: Crowdsourcing solution based on urban form, function information and its applications[J]. South Architecture, 2018, (4).

[28]Chen Kai, Tang Yan. Research progress of local climatic zones and its application in urban planning [J]. South Architecture, 2017, (2): 21–28.

[29] Meng Cai, Chao Ren, Yong Xu, et al. Local Climate Zone Study for Sustainable Megacities Development by Using Improved WUDAPT Methodology–A Case Study in Guangzhou[J]. Procedia Environmental Sciences, 2016, 36: 82–89.

[30] Meng Cai, Chao Ren, Yong Xu, et al. Investigating the relationship between local climate zone and land surface temperature using an improved WUDAPT methodology–A case study of Yangtze River Delta, China[J]. Urban Climate, 2018, 24: 485–502.

[31] Bechtel, B., See, L., Mills, G., & Foley, M. (2016). Classification of Local Climate Zones Using SAR and Multispectral Data in an Arid Environmen

t. IEEE Journal of Selected Topics in Applied Earth Observations and Remote Sensing, (99), 1–9.
[32] DANYLO O, SEE L, BECHTEL B, et al. Co ntributing to WUDAPT: A local climate zone classif ication of two cities in Ukraine[J]. IEEE Journal of Selected Topics in Applied Earth Observations and Remote Sensing, 2017, 9(5): 1841–1853.
[33] Hammerberg K,Brousse O, MartilliA,Mahdav A. Implications of employing detailed urban canopy par ameters for mesoscale climate modelling: A compari son between WUDAPT and GIS databases over Vie nna, Austria[J]. International Journal of Climatology, 2018, 38(1): 1241–1257.
[34] Geletič J, Lehnert M., Dobrovolný P, Žuvela-A loise M. Spatial modelling of summer climate indic es based on local climate zones: Expected changes in the future climate of Brno, Czech Republic[J]. Cl imatic Change, 2019, 152(3): 487–502.
[35] Gál T, Bechtel B, Unger J. Comparison of t wo different Local Climate Zone mapping methods [J].2015.

基于负荷典型模式的建筑需求响应优化控制策略研究

王翘楚，丁　研，陈琬玥，宿　皓

（天津大学，天津　300372）

［摘　要］由于建筑面积的不断增加以及建筑能耗的不断增加，建筑负荷不断增大。由此造成了用能系统的用电峰谷差的增大，给电网的稳定运行带来了较大的冲击。在建筑暖通空调系统的控制策略中结合需求响应方法实现系统用电的灵活性具有重要的意义。本文中以某高校教学楼为案例，在负荷模式识别的基础上，针对不同的需求响应方法的灵活性进行了评价。

基于典型模式，结合预热和温度重设的需求响应控制方法，以降低运行能耗为目标，对不同负荷保证率下的控制策略进行了设置。对于需求响应方法来说，两种典型负荷模式分别采用开机前预热 4 小时和开机前预热 5 小时可以得到较好的负荷转移的效果。另外，采用线性温度重设的方法的灵活性相比其他温度重设方法更高。因此，使用预热和温度重设的方法可以有效的提高蓄热效率以及负荷的灵活性。

［关键词］需求响应；灵活性；预热与温度重设；负荷模式

0 引言

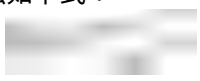
为了进一步提高系统的运行管理水平，降低运行能耗，需要对建筑的暖通空调系统进行更精细化的运行管理。需求响应是指消费者根据电力价格的变化而改变自身用电模式的行为，或是在电力系统可靠性受到影响时以减低自身用电量获得奖励的行为[1]。对于建筑来说，建筑的暖通空调系统是建筑中对电力需求较大的大型用电设备。同时由于空调设备的可调节性，空调系统对于电力的需求是柔性的，因此可以通过采用合理的控制方法，实现空调对建筑的用电的需求响应和电力错峰运行[2]。

建筑中存在的多种类型用电设备以及用户习惯的多样性，会导致建筑的电负荷曲线有一定的差别[3]，对于不同类型的建筑负荷曲线采用的需求响应方法也会具有一定的差别。这时需要先对建筑的用电模式进行判断，再针对不同模式的用电行为，制定适宜的需求响应办法。通过采用基于需求响应的管理控制方法，可以保证电网的经济高效运行，在对建筑暖通空调系统进行优化控制的过程中，应充分利用考虑需求响应方法的灵活性。综上，详细分析建筑中不同的控制策略对建筑用电提供的灵活性大小是有必要的。

1 模式识别方法简介

建筑负荷曲线包含多种信息，包括负荷平均值、负荷峰谷差等统计特征，以及最基本的负荷曲线的规律。因此，为了建立典型的建筑热负荷模式，需要构建能够描述建筑负荷规律的特征向量作为模式识别的基础。所构建的特征向量应该能够将建筑负荷中的不同特征尽可能的详细描述，主要包括负荷的平均值、负荷变化率以及负荷日峰谷差率。

负荷的平均值是为了描述当日负荷的平均大小，通过对当日负荷逐时记录计算平均值得到，具体计算方法如下式：



（1）

负荷变化率所反映的是负荷在一天内的变化幅度，可以作为描述负荷削峰填谷能力的指标，具体计算方法如下：

（2）

负荷曲线统计特征向量 Q 可以用下式表示：

$$\boldsymbol{Q} = [\bar{Q}, \Delta Q] \tag{3}$$

综合上述三类负荷曲线特征，可以构建用于负荷模式识别的负荷曲线特征向量，对原始数据经过数据预处理之后，利用 K-means 算法进行分类，获得建筑的负荷典型模式。

2 需求响应策略与灵活性分析方法

对建筑暖通空调系统的需求响应控制方法主要的应用目的在于将电力需求高峰时期的建筑负荷转移到电力需求较低的时刻。本文中主要通过建筑围护结构蓄热的特性对负荷进行转移，主要通过改变室内温度设定点的方法来控制系统的供热量。其中包括两

类方法，一种是预热，另一种是室内温度重设。

预热是指在用电高峰之前，提高系统的供热量，使建筑围护结构蓄存一定的热量，在用电高峰时可以一定程度上降低供热量，从而实现负荷转移的效果。对于用电峰值，在峰值来临之前，在合理的范围内一定程度上提高室内温度设定点，使室内温度升高的同时向围护结构蓄热。在用电高峰时，可以利用围护结构蓄热向室内供热，减少机组的供热量，从而实现负荷的转移。室内温度重设是通过在用电高峰阶段降低室内温度设定值的方法实现负荷的削减。根据温度设定值随时间变化的规律的不同，温度重设方法可以分为直接温度重设、线性温度重设、快速线性重设、指数重设、两步重设等。不同的温度重设方法可能对负荷削减转移的效果不同。针对所研究的内容，设置以下几种研究案例。

表 1 需求响应方法案例

案例	需求响应方法
Ref-Case	无需求响应策略
Case a-2h	开机预热 2h
Case a-3h	开机预热 3h
Case a-4h	开机预热 4h
Case a-5h	开机预热 5h
Case b-2h	提前预热 2h
Case b-3h	提前预热 3h
Case b-4h	提前预热 4h
Case b-5h	提前预热 5h
Case c-1	直接温度重设
Case c-2	快速线性调温
Case c-3	线性调温
Case c-4	指数调温
Case c-5	两步调温

不同的需求响应的方法都是为了通过转移和削减的方法降低峰值负荷，为建筑能源系统用电负荷提供灵活性，而不同需求响应的方法对负荷转移的效果不同，灵活性存在一定的区别，为了对比不同需求响应方法的效果，需要通过一些量化需求响应方法的灵活性的指标进行对比。因此这里提出了几种对需求响应方法灵活性量化的指标。

1）蓄能效率

对于利用建筑热质量等蓄能方法实现负荷的转移的方法来说，通过预热的方法提高建筑围护结构的温度进行蓄热的同时，围护结构向室外空气通过导热、对流等方式传热量可能也会增加。因此，当进行预热一段时间后，只有一部分出储存的热量可以有效的用于维持室内温度并降低热负荷。

通过蓄能效率这一指标对预热所提供的需求响应灵活性进行量化[4]。该指标所反映的是采用预热的需求响应方法相比于不采用预热的方法所增加的供热量中，有效使用的比例。该指标越大说明需求响应方法的效果越好。

具体计算方法如下式：

$$\eta_{DR}=1-\frac{\int_0^{DR}(Q_{Ref}-Q_{DR})\,d\tau}{\int_0^{DR}(Q_{Ref}-Q_{DR})\,d\tau} \tag{4}$$

式中：η_{DR}——蓄能效率；

Q_{DR} ——预热阶段供热量，kW；

Q_{Ref}——不采用需求响应方法的供热量，kW；

DR——使用需求响应方法的时间。

2）灵活性系数

需求响应的灵活性还可以通过用电费用的角度进行量化[5]，需求响应的目的主要在于将电价较高的时段的负荷转移到电价相对较低的时段。灵活性系数所反映的就是需求响应方法在高电价时段转移了多少负荷到低电价时段。灵活性系数在-1 和+1 之间变化，越接近+1 说明需求响应方法所转移的负荷量越大，可以提供的灵活性越高。

具体计算方法如下式：

$$FF=\frac{\int_0^{l_{lowprice}}Q\,d\tau-\int_0^{l_{highprice}}Q\,d\tau}{\int_0^{l_{lowprice}}Q\,d\tau+\int_0^{l_{highprice}}Q\,d\tau} \tag{5}$$

式中：FF——灵活性系数；

Q——供热量，kW；

$l_{lowprice}$——电价峰值时间；

$l_{highprice}$——电价谷值时间。

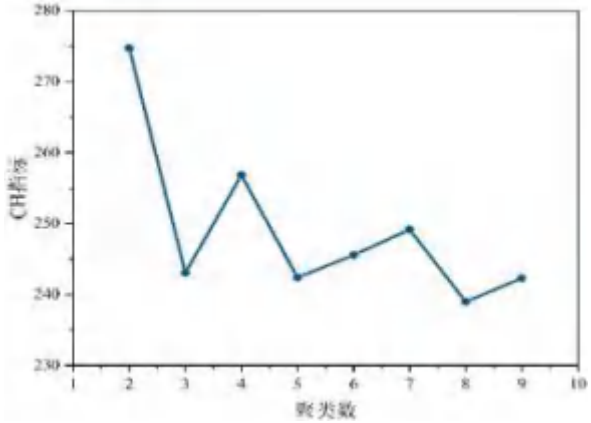


图 2 CH 指标

3 案例分析

本文中选取某高校中的一幢典型的公共办公建筑作为研究的对象，在 2017.1.1-2017.1.20 和 2017.11.15-2018.2.1 两个时间段内对该高校办公楼进行了建筑热负荷的测试，一共获得了 97 天的有效测试数据。数据测试的时间间隔均为 1 小时。首先计算

CH 指标，通过对比得出最佳的聚类数，计算结果如图 2 所示：

CH 指标中，当指标值越大时，所得到的每一类内不同数据越接近，类与类之间差距越大，说明聚类的结果越可靠。因此在选择聚类数时，应该选择 CH 指标更大的聚类数。根据上图中的结果，对案例建筑的聚类数应选择为 2 类。经过计算后得到的两类负荷模式的负荷曲线如下：

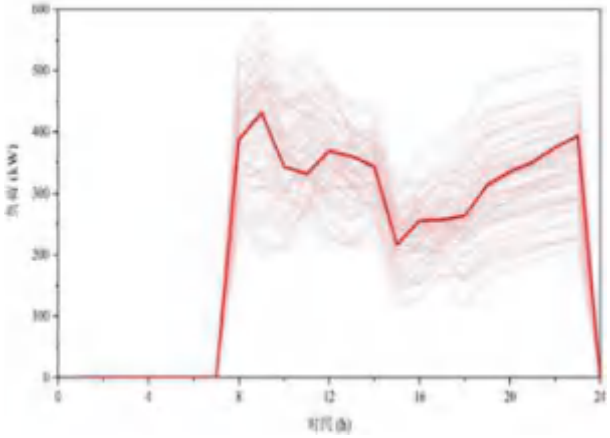


图 3 第 1 类负荷模式及其聚类中心

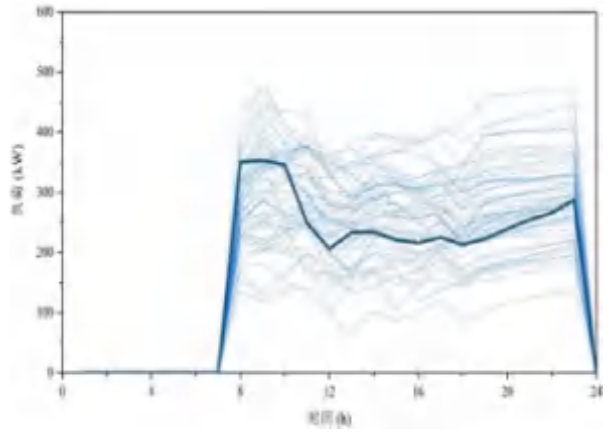


图 4 第 2 类负荷模式及其聚类中心

定性分析这两类负荷曲线发现两类曲线的变化都有其明显的变化特点。第一类负荷通常出现在晴朗的天气，昼夜温差大，白天较为温暖，室内外温差小；对于第二类负荷模式，主要出现在气候比较温和的天气。曲线的变化受到一天的室外空气温度和室内人员的活动。

建筑的 Ref-Case 的运行室内温度控制策略为 8:00-23:00 系统开启，室内温度设定为 20℃，其余时间机组不开启，对建筑室内温度不进行控制。Case a-2h——Case a-5h 中的预热针对开机前的，预热温度设定为 18℃。具体温度设定情况如下图：

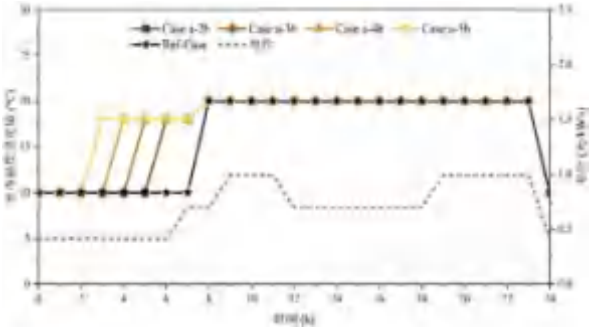


图 5 预热室内温度设定值

对于温度重设以及预热+温度重设的控制方法，主要针对夜间电价的高峰阶段，即 19:00—23:00 这段时间进行温度重设，预热为 19:00 前 n 个小时的预热，预热时的室内设定温度为 22℃。温度重设的室内温度设定值如图 6：

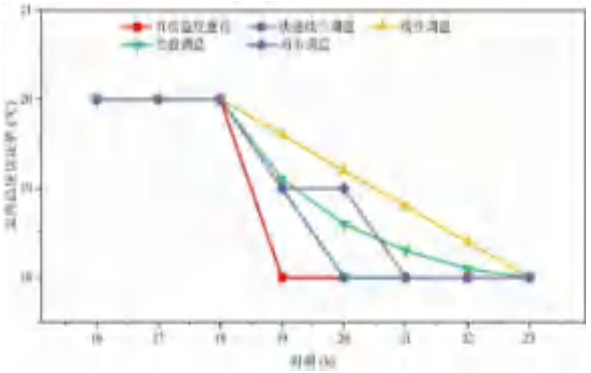


图 6 温度重设室内温度设定值

为了量化不同预热方法所提供的需求响应的灵活性，对不同的案例中的灵活性指标进行了计算，开机预热的计算结果如下图所示：(图 6)

通过对蓄能效率的对比可以发现，在典型模式 1 中，随着预热时间的提高蓄能效率不断提高，当预热时间为 4 小时时达到蓄能效率的最高值，预热时间增加到 5 小时蓄能效率反而会下降。这说明对于模式 1 来说，预热 4 小时可以使建筑热质量达到蓄热量的最大值，预热时间再增加蓄热量可能并不会有明显的提高，而向外界的散热量会有所增加,导致有效利用的热量减少；而对于典型模式 2 来说，同样随着预热时间的增加蓄能效率提高，预热 4 小时时蓄能效率最大，而之后随着预热时间的增加蓄能效率降低。这说明在同样的围护结构的情况下，预热方法的蓄能效率不会受到负荷模式的不同的影响。

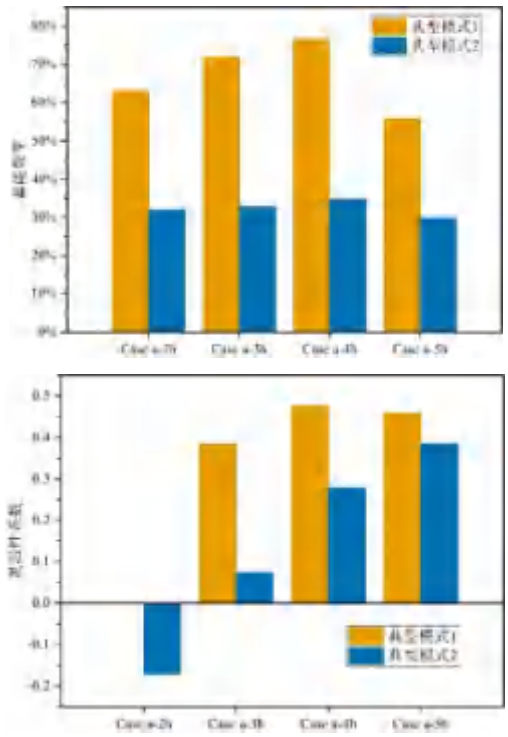


图 7 开机预热方法蓄能效率与灵活性系数

对于灵活性系数，典型模式 1 和典型模式 2 在预热 2 个小时之内的灵活性系数都小于零，说明预热 2 个小时的负荷转移的效果并不好。而对于典型模式 1 来说，灵活性系数最大值出现在预热 4 小时的案例中，这与蓄能效率指标的结果一致。而对于典型模式 2，灵活性指标的最大值出现在预热 5 小时的案例中，这说明虽然预热 5 小时的供热量被耗散的比例比较大但是所有效利用的部分可以实现负荷的有效转移。由于灵活性系数是从经济性的角度对负荷转移的情况进行评价的，说明对于不同的负荷模式，从经济性以及有效转移负荷的量的角度，预热方法有不同的效果。对于典型负荷模式 1，昼夜温差变化大，开机峰值负荷较为明显，预热时间过长可能造成的供热量的浪费可能越多，无法起到有效的负荷转移的目的。而典型负荷模式 2 中开机峰值负荷相比典型模式 1 较低，因此较短时间的预热的蓄热量所释放的时间较段，影响的时间也较短，因此可能更长时间的预热更有利。因此，结合两个灵活性评价指标的结果，由于蓄热效率指标中两个典型模式都是 4 小时预热的蓄热效率最高，因此以灵活性系数作为主要评价的指标，最终认为对于典型负荷模式 1，预热 4 小时是更好的需求响应策略，对于典型模式 2，预热 5 小时是最优的需求响应策略。

由于在夜间用电高峰期电价也是较高的峰值，因此除了通过预热降低早晨开机时的峰值负荷之外，还需要在夜间峰值电价之前进行预热实现需求响应的目的。这段时间的预热室内设定温度为 22℃，如上文中建立的案例，对比预热时间为 2H—5H 的预热效果，对灵活性指标进行了计算，结果如下图：

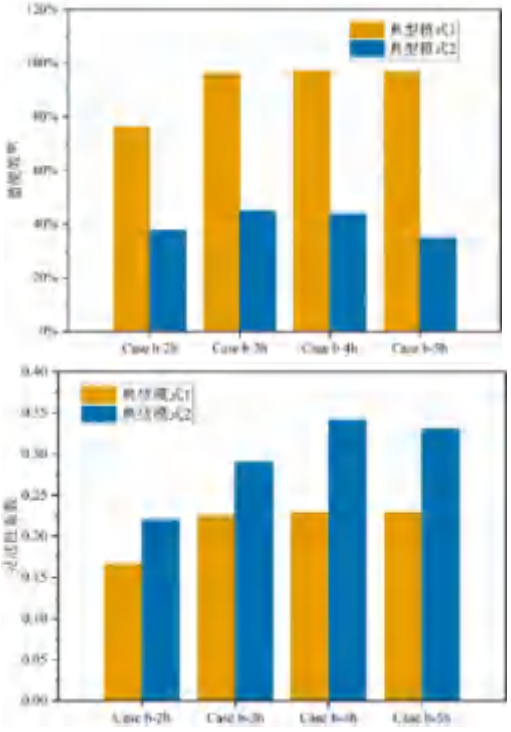


图 8 不同预热时间蓄能效率与灵活性系数

通过上图可以看出，对于典型模式 1 来说，预热 3 小时以上的蓄能效率都接近 100%，这与预热的时间在负荷较低时有关，负荷较低时通常是室外温度较低或者室内得热较大的时刻，在这种时刻进行预热建筑围护结构所蓄存的热量不容易耗散，因此蓄能有效利用率高。典型模式 2 中的蓄能效率都较低，一方面是因为负荷模式 2 的夜间峰值负荷并不高，所以预热时间越长，所能保存的并有效利用的热量越少。另一方面典型负荷模式 2 中预热时负荷并没有很低，因此需要更多的供热量，耗散的量也更大。

从灵活性系数的角度来看，典型负荷模式 2 的灵活性系数相比典型负荷模式 1 的灵活性系数都高。结合典型模式 1 的蓄能效率接近 100%可以看出，对于典型模式 1 所转移的负荷以及接近上限，在室内设定温度 22℃的情况下已经不能蓄存更多热量了，但是依然存在较大的蓄能以及负荷转移的潜力。在不同的预热时间中，对于典型负荷模式 1，预热 3h、预热 4h 以及

预热 5h 的灵活性潜力相差不大。对于典型负荷模式 2，预热 4h 是灵活性最高的需求响应控制方法。

利用设定的 Case c-1—Case c-5 对不同温度重设需求响应方法的灵活性进行量化。对于不同温度重设方法的灵活性量化主要通过灵活性指标进行描述，由于温度重设方法与不采用需求响应的方法相比并没有多供热使建筑蓄热的过程，因此不使用蓄热效率进行评价。温度重设方法的灵活性指标如下图所示：

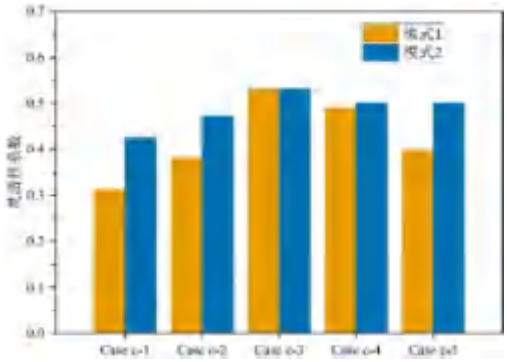


图 9 温度重设方法灵活性系数

从上图中可以看出，不同的温度重设方法的灵活性系数不同说明不同方法的负荷转移情况也存在差别。在两种典型负荷模式中，采用线性调温方法的灵活性系数都是最大的。而直接温度重设的方法在不同负荷模式中都是灵活性最小的。可见将温度短时间调整较大的范围并不利于建筑热质量蓄热量的有效利用。

另外，在典型模式 2 中，不同温度重设方法的灵活性系数都比对应的方法在模式 1 中的灵活性系数高。这与不同负荷模式的特点有关，对于模式 1 需求响应阶段的负荷较大，因此单独利用温度重设方法并不能完全将负荷转移。而典型模式 2 在需求响应阶段的负荷较小，从而利用温度重设方法转移负荷量会有一定的提升。

4 结论

通过建立的负荷曲线特征向量，利用 K-means 算法可以得到两类典型建筑负荷模式。从分形的角度分析两类负荷模式具有不同的分形特征。典型负荷模式 1 的多重分形性更强，且变化剧烈；典型负荷模式 2 的多重分形性较弱，更偏向单分形性，同时变化较为平缓；而两种负荷模式中都是小幅波动起主导作用，存在长程相关性。利用这样的规律可以通过分类算法确定每日的负荷曲线的模式。

对不同的负荷模式，需求响应方法的适用性有一定的区别。在预热中，预热的时间可能会影响建筑围护结构的蓄热量，在一定的时间范围内，预热时间越长蓄热量可能会越多。但是同样的，预热时间越长可能围护结构向室外散失的热量也会越多。这样最终能够利用于高峰负荷阶段的负荷转移的量就并不一定会有明显的提高。在预热中模式 2 的蓄能效率相比于模式 1 的蓄能效率小很多。这与这两种负荷模式的特点有关，对于典型模式 1 来说，开机时在电价峰值阶段的负荷很高，采用预热的方法时转移的负荷大部分都会有效的降低峰值负荷。而对于典型模式 2，开机前预热的供热量由于室外温度较低等原因相比于正常时间开机的负荷更高，而正常的峰值负荷阶段负荷峰值相比于典型模式 1 并不高，因此所围护结构蓄热量有很多并没有完全释放使用，从而造成了蓄热量的耗散比较大，因此，典型模式 2 的预热方法蓄能系数较小。总体来看，对于早晨开机的负荷峰值，典型负荷模式 1 采用提前 4 小时预热灵活性最高，而典型负荷模式 2 采用提前 5 小时预热灵活性最高。

对于温度重设方法来说，不同温度重设的规律可能会影响建筑热质量中所蓄存的热量的放热情况，从而影响负荷灵活性。不同温度重设方法的在后续时间所需的供热量是不同的。对于不同的温度重设方法，在每一种典型负荷模式中，采用直接温度重设的灵活性是最低的，而线性温度重设方法是灵活性最高的。若要通过需求响应降低夜间峰值负荷，对于典型负荷模式 1 应采用 3 小时的预热，而典型负荷模式 2 应采用 5 小时预热。

参考文献

[1] 周晓.需求响应在大型智能商业楼宇能量管理中的应用研究[D].华中科技大学,2019.

[2] 文充.满足舒适要求的空调系统需求响应及错峰运行策略研究[D].重庆大学,2011.

[3] Afzalan M, Jazizadeh F. Residential loads flexibility potential for demand response using energy consumption patterns and user segments[J]. Applied Energy, 2019, 254: 113693.

[4] Reynders G, Diriken J, Saelens D. Generic characterization method for energy flexibility: Applied to structural thermal storage in residential buildings [J]. Applied Energy, 2017, 198: 192-202.

[5] Finck C, Li R, Kramer R, et al. Quantifying demand flexibility of power-to-heat and thermal energy storage in the control of building heating systems [J]. Applied Energy, 2018, 209: 409-425.

基于需求侧不确定性的区域供热系统能耗模拟

谌薛蛟，王睿鑫，魏　存，丛铭阳，周志刚

（哈尔滨工业大学建筑学院

寒地城乡人居环境科学与技术工业和信息化部重点实验室，哈尔滨　150090）

［摘　要］针对传统区域供热系统能耗模拟中忽略未来需求侧自主调控的局限性，本文以哈尔滨某街区供热系统为例在建立确定性模型的基础上利用蒙特卡洛模拟方法引入不确定因素，得到了需求侧不同场景下系统的能耗。分析不确定性模型能耗结果并与确定性结果对比后表明，需求侧各因素均对能耗有不可忽视的影响且确定性模型结果无法满足未来需求侧自主调控。

［关键词］不确定性；区域供热系统；能耗；蒙特卡洛模拟

引言

在全球能源消耗和 CO_2 排量的迅速增长的背景下，供热领域中区域供热系统被越来越多的提及[1]，这种能有效的利用低位热源和可再生能源实现节能减排的供热系统势必成为未来城市供热的主要方式。如同电力需求分析是电力规划基础，热需求分析也是区域供热系统规划的基础，以往区域供热系统为了简化计算大多都选择利用确定性模型进行设计[2,3]，随着智慧热网的不断推广，在可预见的未来需求侧的调节将对供热系统能耗产生越来越大的影响，因此研究需求侧不确定性对区域供热系统能耗的影响具有重要的意义。

郑豪丰[4]等人在区域供热系统中考虑负荷的的不确定性建立了日前调度模型，结果表明该模型提高了系统经济性。姜永增[5]在某高校区域供热系统节能改造中根据建筑内无室温反馈和有室温反馈两种情况制定了不同的调控方法，结果表明考虑室温反馈时节能率更高。Dongfeng Yan[6]等人利用区间规划考虑了需求不确定性，并且对比了确定性规划和不确定性规划的结果，分析表明确定性规划有超过一半的需求无法得到满足,证明了在区域供热系统中考虑需求侧不确定性的重要性。Ruud Egging-Bratseth[7]等人在区域供热系统中考虑了需求侧的不确定性后建立了一个新的随机规划模型将其应用于一个新住宅区，结果表明运行成本降低了 10%。

本文以 Energy Plus 作为工具对哈尔滨市某街区供热系统建立确定性物理模型，接着利用蒙特卡洛模拟引入需求侧不确定因素建立不确定性模型，最后分析了模拟得到的计算结果，并将其与确定性模型的结果进行了对比。

方法描述：

目前国内外得到区域供热系统能耗的方法主要分为正演模型和数据驱动两大类，前者是利用软件建立物理模型通过计算得到能耗预测，后者是基于既有建筑的能耗数据对其做出预测。由于利用正演模型能够更为直接的考虑当地天气数据、用户行为模式等，并且可以分析各个因素对能耗的影响，因此本文采用正演模型。在常规正演模型选择的确定性模型基础上，本文引入了需求侧的不确定性从而得到了更为符合实际的能耗信息。

对不确定性的表征主要依靠两点依据，第一点是数据可用性，有些不确定参数有可用于量化的历史数据，例如天气数据，而有些则没有任何可用的测量数据；第二点是不确定参数的内在性质，分为偶然不确定性和认识不确定性。偶然不确定性是无法避免的，由自然变化、固有随机性、环境随机性、过程随机性等造成，而认识不确定性源于对世界缺乏数据、理解和知识，可以通过建筑性能模拟工具的帮助减少甚至解决。本文考虑的需求侧不确定性属于认识不确定性，因此利用蒙特卡洛方法和建筑性能模拟工具相结合的方法来得到供热能耗场景，通过使用建筑性能模拟工具充分考虑了各个参数之间的相互作用和相关性，结合蒙特卡洛方法充分考虑了不确定因素的随机性，确保了最终热负荷场景的合理性，最终按照不同能耗情况将其划分为有限的几个场景并计算其概率，区分了未来可能出现的场景的重要程度，其流程如下图 1 所示。

建模过程：

本文首先以哈尔滨的一个街区规划为例建立确定性物理模型得到其供热能耗场景，采暖期共计 176

天，街区规划情况如图 2 所示，包括四种类型建筑，各类建筑用地面积如表 1 所示。由于是对整个区域建筑进行建模且为了充分考虑需求侧参数的随机性后续需要进行大量模拟，因此为了简化模型减少计算量，本文为每类建筑设置一个热区。



图 1：蒙特卡洛模拟流程图



图 2 街区规划图



图 3 建筑模型 3D 图

根据上述信息，本文利用 SketchUp 中的插件 OpenStudio 绘制了建筑几何模型，在绘制过程中考虑了各类型建筑的窗墙比和体型系数约束，建筑模型 3D 图如上图 3 所示。此后选取 Energy Plus 作为工具，对建筑的围护结构和内扰参数进行了设置，建筑的基本设置和围护结构均符合 GB50189-2015《公共建筑节能设计标准》、JGJ26-2018《严寒和寒冷地区居住建筑节能设计标准》、GB51245-2017《工业建筑节能设计统一标准》中的规定，内扰参数按照 GB50189-2015《公共建筑节能设计标准》以及《实用供热空调设计手册》中的规定设置。除去这些设置外在进行建模的过程中还需要在多个板块中进行设置，总共包括模拟计算参数、计划时间表、围护结构设置、热区信息描述、内扰参数设置、空气流动、热区恒温器控制、热区设备、输出设置，具体内容见附表 1。完成参数设置后通过指定天气数据文件后运行 Energy Plus 就可以得到该设定条件下区域的热负荷信息，包括区域内逐时逐日的热负荷以及各项参数的散热量或需热量等。

表 1 建筑用地规划表

用地代号	用地名称	用地面积（万 m^2）	占地比例
R	住宅建筑用地	126.28	27.47%
C	商业建筑用地	38.68	8.42%
P	公共服务建筑用地	133.70	29.09%
I	工业建筑用地	161.00	35.02%



图 4：不确定性模型及结果流程图

表 3：需求侧不确定参数设定

参数	不确定模型参数设定	确定性模型参数设定
人均占地面积	三角分布（0.3,1.2,0.9）	1
室内人员活动强度	正态分布（1,0.2）	1
室内温度设定值	三角分布（18,24,22）	22
室内灯光功率	正态分布（1,0.2）	1
室内电气设备功率	正态分布（1,0.2）	1
单位面积通风量	三角分布（0.7,1.2,0.9）	1

为了将需求侧不确定性引入上述建立的确定性模型中，本文总结国内外文献后在确定性模型参数的基础上给出了六点不确定参数的概率描述，由于确定性模型的参数设置比较保守，因此不确定模型个别参数的平均值小于确定性模型，具体描述情况如表 3 所示，确定性模型的需求侧参数设置见附表 2。首先本文通过情景分析法分别就需求侧各不

确定参数对系统能耗的影响进行了研究，接着利用 python 对不同建筑类型中的各项不确定参数分别进行随机采样，并通过编程对 energyplus 的 idf 文件进行修改，得到多个不确定性模型，其具体操作流程见上图 4，最终通过软件模拟计算得到这些不确定性模型的供热能耗场景。

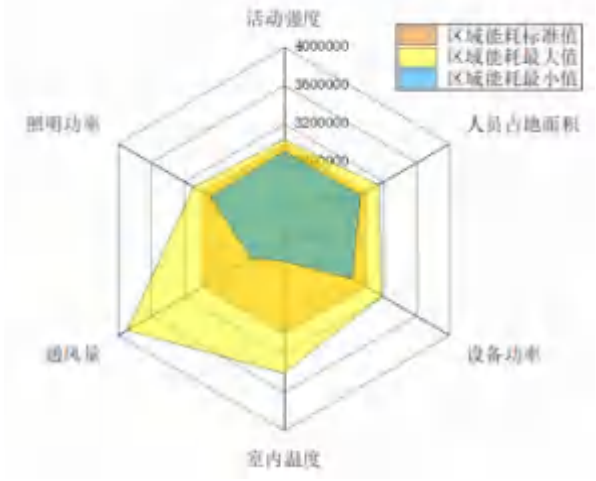


图 5: 区域能耗雷达图

结果与分析：

通过对需求侧的六个参数做出不同的设置并进行模拟计算后可以得到如下图 5 所示的结果，雷达图中的六个轴分别代表了改变单个因素时区域供热系统的全年能耗变化情况，三个六边形由小到大分别代表了改变单个因素时区域供热系统全年能耗的最小值、标准值和最大值，从图中可以直观的看出对系统全年能耗影响较大的参数是室内温度值和人均通风量。为了对模拟的结果进一步分析，本文给出了不同类型建筑在改变需求侧各个因素时的能耗变化情况，如下表 4 所示，从表中可以看出尽管在修改同一个参数时，不同类型建筑的全年能耗变化率却并不相同，这是由于在不同类型建筑中尽管热负荷的组成部分相同，但其各部分的比例却并不相同。通过对表中的数据进行分析后可以将本文考虑的六个不确定因素按照其对供热能耗的影响分为三个级别，级别一是人员活动强度以及人均占地面积，这两个因素对供热能耗的影响最小，在室内人员负荷较高的商业建筑和工业建筑中也仅仅导致供热能耗变化 5%以内。级别二是设备功率以及照明功率，其对供热能耗的影响较之前两个参数稍大，在照明负荷最高的商业建筑中导致能耗变化 6%左右，在设备负荷最高的工业建筑中导致能耗变化 11.170%。级别三是室内温度及通风量，这两个因素对供热能耗的影响较大，在各类型建筑中其对能耗的影响均超过 10%，当温度在 18℃-24℃之间波动时，能耗变化最大可达到 34.418%，当人均通风量在 21-36m/s 之间波动时，能耗变化最大达到 38.486%。

表 4: 不同类型建筑能耗变化表

建筑类型	不确定因素	能耗波动
住宅建筑标准设定 年单位面积能耗为 361.24MJ	人员活动强度	-0.515 ~ +1.179
	人均占地面积	-1.340 ~ +2.699
	设备功率	-4.692 ~ +5.113
	照明功率	-5.495 ~ +5.619
	室内温度	-30.664 ~ +16.329
	通风量	-11.986 ~ +18.049
商业建筑标准设定 年单位面积能耗为 540.93MJ	人员活动强度	-4.037 ~ +0.800
	人均占地面积	-3.036~ +6.334
	设备功率	-7.006 ~ +7.511
	照明功率	-6.128 ~ +6.379
	室内温度	-24.885 ~ +13.732
	通风量	-24.799 ~ +37.759
公共建筑医院建筑 标准设定 年单位面积能耗为 945.82MJ	人员活动强度	-0.949 ~ +0.597
	人均占地面积	-1.081 ~ +2.169
	设备功率	-3.558 ~ +3.584
	照明功率	-3.440 ~ +3.445
	室内温度	-34.418 ~ +18.591
	通风量	-14.496 ~ +21.748
公共建筑校园建筑 标准设定 年单位面积能耗为 887.20MJ	人员活动强度	-1.025 ~ +0.936
	人均占地面积	-1.842 ~ +3.775
	设备功率	-1.133 ~ +1.146
	照明功率	-2.173 ~ +2.214
	室内温度	-18.156 ~ +9.411
	通风量	-20.564 ~ +30.912
工业建筑标准设定 年单位面积能耗为 685.40MJ	人员活动强度	-4.311 ~ +2.876
	人均占地面积	-3.494 ~ +7.817
	设备功率	-9.275 ~ +11.170
	照明功率	-2.619 ~ +2.747
	室内温度	-22.244 ~ +12.002
	通风量	-24.772 ~ +38.486

通过上述分析可以看出需求侧的这六个不确定因素对于建筑的供热能耗有着不可忽视的影响，因此本文在确定性模型的基础上通过蒙特卡洛模拟建立了不确定性模型，下面将分析不确定性模型的全年能耗结果并将其与确定性模型的结果进行对比。

首先通过模拟计算得到确定性模型的全年能耗为 3.29×10^{6}GJ，供暖期逐时能耗如下图 6 所示，在供暖初期和末期的能耗较小，而供暖中期的能耗较大，出现个别时间点的能耗为零是因为此时室外温度大于设定的供暖温度，软件默认不供暖，尽管与实际供暖稍有出入，但不影响其计算结果作为区域供热系统规划的基础。

在引入不确定因素后生成了 300 个不确定性模型，得到了需求侧随机调节后各类型建筑一年的单位面积能耗如下图 7 所示。图中白色圆点代表各类

型建筑随机模型年单位面积能耗的平均值，不同颜色的阴影部分代表了数据的集中程度，显然曲线越宽处数据越集中。各类建筑年单位面积能耗的具体数据如下表 5 所示，工业建筑的能耗波动最大，达到-39.6%到+45.6%，而住宅建筑的能耗波动最小，仅有-15.6%到 18.7%。主要原因是因为住宅建筑的传热系数最小且人员占地面积较大用户随机行为导致的单位面积通风量变化较小，而工业建筑的传热系数最大且人员占地面积较小用户随机行为导致的单位面积通风量变化较大。

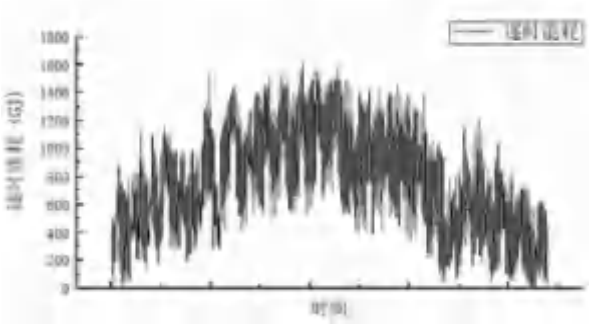


图 6 供热系统确定性模型逐时能耗图

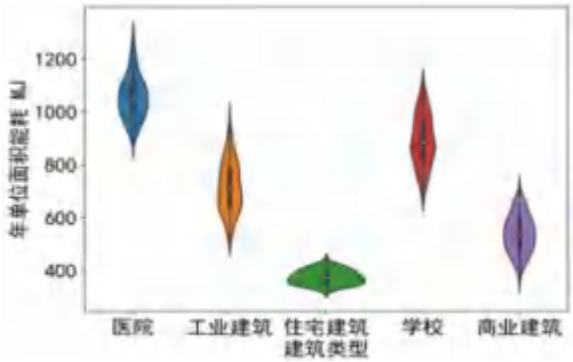


图 7 不确定性模型各类型建筑单位面积能耗小提琴图

表 5 各类建筑年单位面积能耗数据

建筑类型	单位面积能耗最大值	单位面积能耗最小值	单位面积能耗平均值	单位面积能耗变化率
住宅	445.33	316.68	375.02	-15.6%~+18.7%
医院	1293.84	877.33	1054.90	-16.8%~+22.7%
校园	1101.70	686.72	892.56	-23.1%~+23.4%
商业	713.85	366.54	540.06	-32.1%~+32.2%
工业	1018.85	422.53	699.76	-39.6%~+45.6%

所有模型的区域供热能耗分布如下图 8 所示，由左侧的箱线图不难看出不确定性模型的供热能耗平均值为 3106507GJ，最大值为 3674037GJ，最小值为 2590631GJ，并未出现异常值，变化率为＋17.1%～－17.5%，按照箱线图的上四分位数和下四分位数可将能耗结果分为高、中、低三个区域，分别对应三种负荷场景，且大多数集中在 2.95×10^6GJ 到 3.25×10^6GJ 之间的中负荷场景，通过右侧的正态曲线可以更为详细得看出不确定性模型供热能耗的分布情况。

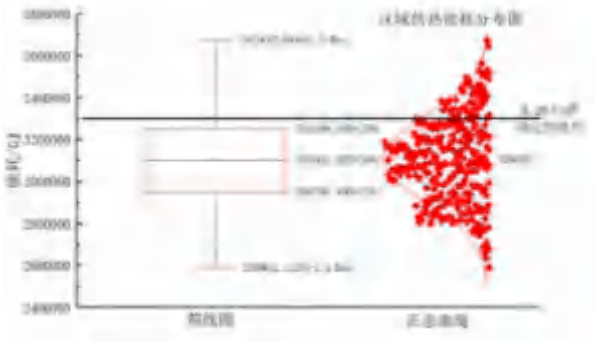


图 8 不确定性模型区域能耗分布图

将确定性模型的能耗结果与不确定模型的能耗结果对比可知，确定性模型的供热能耗为 3.29×10^6GJ，高于不确定性模型供热能耗的平均值，位于不确定模型的高负荷场景中，这是由于确定性模型为了确保系统的可靠性对各个参数做出了保守的设定，以此结果进行规划运行势必导致能量的浪费。同时通过上图可以看出，尽管参数设置的保守但是在需求侧的自主调控下仍有无法满足的场景。

结论与展望：

本文利用蒙特卡洛模拟模拟将需求侧的不确定性因素引入模型后通过计算并与确定性模型进行对比后得到了以下几点结论：

1、本文考虑的需求侧中六个不确定因素均对供热能耗有着不可忽视的影响，按照影响程度可将其划分为三个级别，人员活动强度以及人均占地面积对供热能耗的影响最小，设备功率以及照明功率影响稍大，室内温度及单位面积通风量影响最大。

2、不同类型建筑的需求侧不确定因素对其供热能耗影响不同，本文中住宅建筑能耗变化最小，工业建筑能耗变化最大。

3、考虑需求侧不确定因素后模型的供热能耗可依据箱线图分为高、中、低三个场景，且平均供热能耗低于确定性模型。

4、确定性模型的结果在未来需求侧的自主调控下存在许多无法满足的场景。

本文的研究在引入不确定因素时所提出的概率描述不能够适用于所有地区，但是在未来通过调研和大数据的支持下可以构造出合理的概率描述用于蒙特卡洛模拟得到准确的热负荷场景,以此进行规划可以在保证可靠性的同时有效利用低位热源及可再生能源降低区域供热系统的运行成本。

附表 1：模拟参数设置表

板块	详细设置	翻译
Simulation parameters	Simulation control	模拟计算控制
	Building	建筑信息
	Shadow calculation	阴影计算方法
	SurfaceConvectionAlgorith：Inside	表面对流换热算法：内部
	SurfaceConvectionAlgorit：Outside	表面对流换热算法：外部
	Heat Balance Algorithm	热平衡算法
	Time step	时间步长
	Convergence Limits	收敛极限
	Run Period	模拟周期
Schedule	Schedule Type Limits	计划时间表：类型限制
	Schedule:Day:Interval	计划时间表：日：时间
	Schedule:Week:Daily	计划时间表：周：每日
	Schedule:Year	计划时间表：年
	Schedule:Compact	计划时间表：紧凑定义
	Schedule:Constant	计划时间表：固定的
	Schedule:File	计划时间表：文件
Surface Construction Elements	Material	材料
	Material:AirGap	材料：空气夹层
	WindowMaterial:Glazing	窗户材料：玻璃
	Construction	构造
	GloballGeometryRules	全局几何规则
Thermal Zone Description	Zone	热区信息
	ZoneList	热区列表
	ZoneGroup	热区组
	BuildingSurface:Detailed	建筑表面详细信息
	FenestrationSurface:Detailed	窗户表面详细信息
	Internal Mass	内部区域描述
Internal Gains	People	人员
	Lights	灯光
	Electric Equipment	电气设备
Airflow	Zone Infiltration:Design Flowrate	热区渗风量：设计流量
Design Objects	Sizing Parameters	放大系数
ZoneControl—Thermostats	ZoneControl:Thermostat	热区控制：温控器
	Zone Thermostat Setpoints	热区温控器设定温度
Zone Equipment	ZoneHVAC:Equipment List	热区空调设备列表
	ZoneHVAC:EquipmentConnections	热区空调设备连接
	OutdoorAir:Node	室外空气节点
Output	Output:Table:SummaryReports	输出：表格：总结报告
	Output:Variable	输出：变量

附表 2：确定性模型需求侧参数设定表

建筑类型	参数	设定值
居住建筑	人员活动强度	108W/人
	人均占地面积	25m^2
	室内温度	22
	照明功率	7W/ m^2
	电器设备功率	15 W/ m^2
	通风量	0.00033 $m^3/s \cdot m^2$
商场建筑	人员活动强度	182 W/人
	人均占地面积	8 m^2
	室内温度	22
	照明功率	10 W/ m^2
	电器设备功率	13 W/ m^2
	通风量	0.00104 $m^3/s \cdot m^2$

医院建筑	人员活动强度	182 W/人
	人均占地面积	8 m^2
	室内温度	22
	照明功率	9 W/ m^2
	电器设备功率	20 W/ m^2
	通风量	0.00104 $m^3/s \cdot m^2$
校园建筑	人员活动强度	135 W/人
	人均占地面积	6 m^2
	室内温度	22
	照明功率	9 W/ m^2
	电器设备功率	5 W/ m^2
	通风量	0.00139 $m^3/s \cdot m^2$
工业建筑	人员活动强度	235 W/人
	人均占地面积	6 m^2
	室内温度	22
	照明功率	9 W/ m^2
	电器设备功率	30 W/ m^2
	通风量	0.00139 $m^3/s \cdot m^2$

参考文献

[1] 张伟捷,王洋洋,李争争.关于我国城市集中供热模式的思考[J].区域供热，2020(01)：82-89

[2] 廖春晖.燃煤热电联产区域供热系统热源优化配置研究[D].哈尔滨工业大学,2014.

[3] 王红莲.区域供热系统优化分析及经济性评价[D].北京建筑大学,2013.

[4] 郑豪丰,杨国华,潘欢,胡瑞琨,邹玮琦,易俊超.考虑区域供热系统及不确定性因素的综合能源系统日前调度[J].电力系统及其自动化学报,2020,32(08):83-90.

[5] 姜永增,刘涛,潘军刚.基于实际热需求的单一建筑类型区域供热系统节能调控方法研究[J].建筑节能,2020,48(12):99-104.

[6] Dongfeng Yang, Chao Jiang, Guowei Cai. Interval method based optimal planning of multienergy microgridwith uncertain renewable generation and demand. Applied Energy,277(2020)115491

[7] Ruud Egging-Bratseth,Hanne Kauko.Seasonal storage and demand side management in district heating systems with demand uncertainty. Applied Energy,285(2021) 116392.

复杂中庭腔体自然通风模拟

杨一昆，潘毅群

（同济大学机械与能源工程学院，上海　201800）

［摘　要］随着模拟技术的发展及计算能力的提升，建筑性能模拟逐步从评估工具，向设计驱动进行范式转移。其中，计算流体动力学(CFD)模拟因求解复杂，网格划分自动化程度低，难以应用于建筑几何的方案迭代。本文针对建筑设计扩初阶段的复杂中庭-交通区域腔体进行 CFD 模拟分析，通过区域分割、开窗策略等，对其自然通风及室内热环境进行改进。在过渡季的典型日，最终优化方案较初始方案提升了 151%的总通风量，多于 95%的交通区域满足 27% PPD 的热舒适需求。

［关键词］自然通风；CFD 模拟；性能驱动设计；复杂中庭腔体

1 引言

近年来，建筑设计中内部空间功能愈加复杂，空间复杂度日益提升，空间边界逐步模糊。既有建筑中庭热环境研究多围绕形态规整的空间展开，对于高连通度、层次丰富的中庭空间及交通区域研究较少。如 Ali Shafiei Fini[1]等以 CFD 模拟研究不同倾角对矩形中庭空间自然通风效果的影响，李传成[2]等对某教学楼的矩形中庭进行实测和模拟，提出顶部侧窗开启将对中庭热环境有明显改善作用。在过渡季的多数时间，热压通风为建筑自然通风的主要模式，且建筑内部空腔所形成的热力系统整体上奠定了其自然通风和热环境的表现。如 Andrew Acred[3]对单一中庭的多层办公建筑热压通风的影响因素进行了系统研究，并提出了简化模型。但目前研究仍较少涉及复杂几何的内腔系统。鉴于此，本文对某校园建筑复杂的中庭及附属交通区域，批量进行 CFD 模拟，讨论其在不同空间分割和开窗模式下的自然通风表现，并反馈设计。

本案例研究对象为某大学综合活动中心，总建筑面积 21750 平方米，建筑占地面积 6256 平方米，具文娱演出、社团活动、党团建设等多类型功能空间。裙楼 2 层包含大礼堂、音乐厅、排练厅等空间及相关设施，塔楼以办公空间及楼梯漫步活动空间组成（如图 1），各层平面布局如图 9 所示。

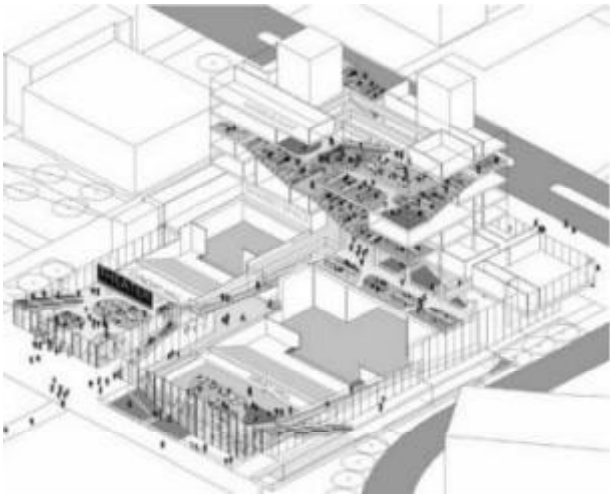


图 1 内部交通区域

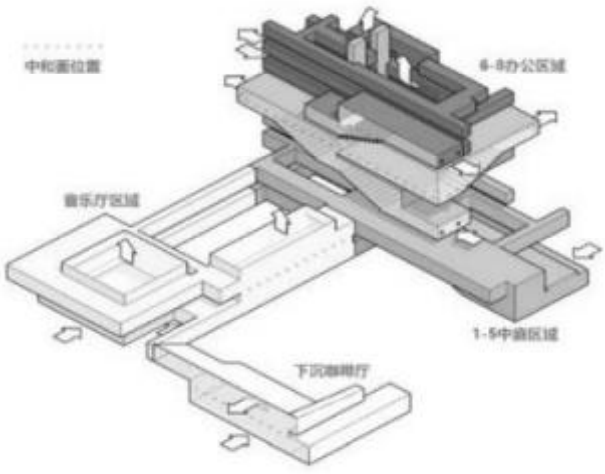


图 2 内腔模型提取与分割示意

2 模型建立

本案建筑内部腔体复杂，且多为矩形体，宜对各局部模块进行结构网格划分，再以不同边界条件组合。基于此，可变更模块之间耦合关系以形成空间分割，变更边界条件以控制门窗启闭，将几何参数调整统一至一套网格下生成大量的 CFD 算例。本案空间体量中有若干重要的局部，其一是裙楼，具备较大体量和复杂的热舒适需求；其二是中庭，连接 1-5 层交通区域及热力学烟囱；其三是 3-5 层的阶梯式漫步活动空间，具较大热辐射输入；其四是 6-8 层同天井联

通的交通区域。其五是在电梯核心筒分割出的热力学烟囱（如图 2）。

2.1 网格划分

热压通风模拟基于内腔模型进行。内腔实体共拆分为 28 个模块，以 ICEM 进行结构网格划分，其中正交网格占比 89%（图 3）。根据《公共建筑节能设计标准》(GB50189-2015) ，外窗面积取 0.57×1.5m 外悬窗 15 及 30 ° 开度的等效通风面积，门以实际安装面积为准。物理参数均参照实际设置，以 5W/m^2 的热流量近似室内人员的散热，不考虑照明散热。采用 Solar load 模型实时计算太阳辐射在内表面的分布。边界条件如表 2。

风压通风模拟依靠由外部流场提供的内腔流场边界进行。外部流域以建筑红线为核心，形成边长 2250m，高度为四倍楼高的矩形体，其轴线同定常风向一致，符合《数值模拟技术规程》(DB31/T 922-2015)（图 5）。网格以非结构四面体划分并局部加密，建筑表面细部最大网格 0.1m，流域最大网格 10m。流场入口按定常风速随高度指数分布设置速度入口边界，出口为压力边界，其余均设置为绝热。

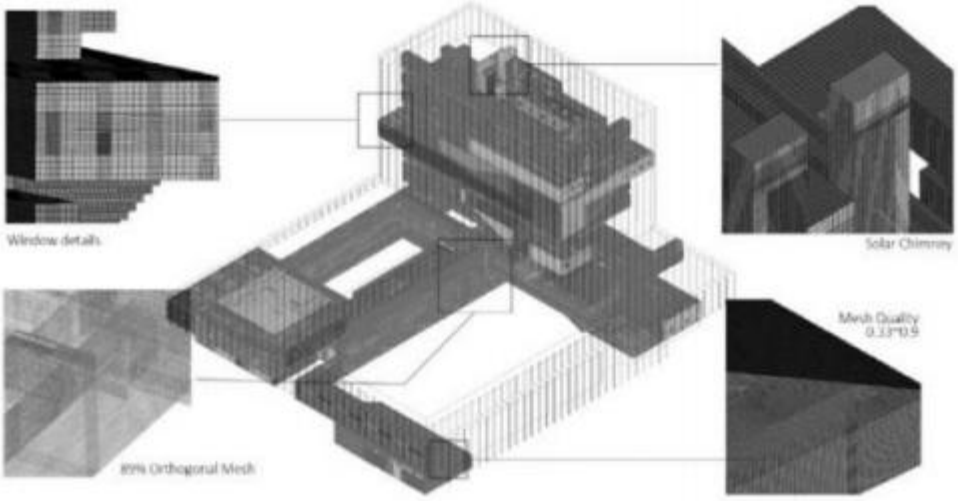


图 3 建筑体量及内部腔体网格划分示意

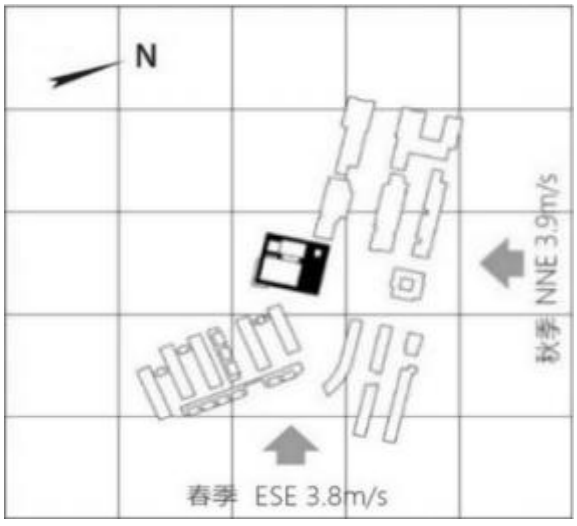


图 4 区域鸟瞰及风场边界

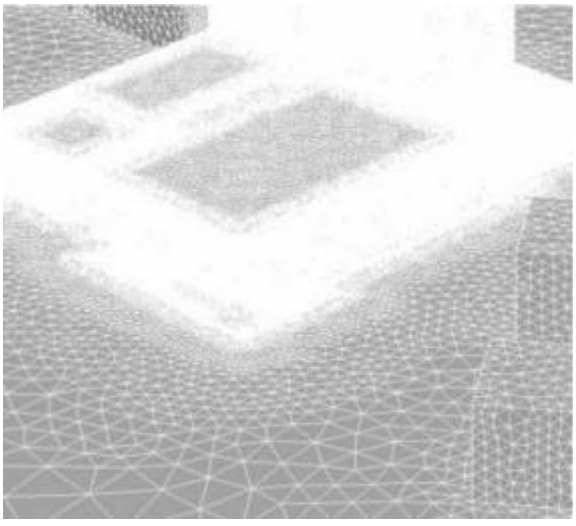


图 5 外部流场网格

表 1 网格质量

项目	内部流场 (Hexa)	外部流场 (Tetra)
Elements quantity	2928857	16819812
Minimum Orthogonal Quality (Fluent)	0.334	0.233
Maximum Aspect Ratio (Fluent)	8.3	17.1
Minimum Quality (ICEM)	0.330	0.220
Mean Quality (ICEM)	0.973	-

表 2 热压通风模型边界条件

边界位置	边界条件	值
Ground	Wall-Flux	HeatFlux =5W/m^2 Thickness=0.1m
Inner Wall	Wall-Flux	HeatFlux =0W/m^2
Curtain Wall	Wall-Mixed Condition	h=7.4W/m^2·K [4] FreeStreamTemp =293.15K Transmissivity =0.3 Absorptivity =0.1 ExternalRadiantionTemerature=295K Thickness=0.01m
Window	Pressure Inlet/Outlet	BackFlowTemp =293.15K SolarTransmissivityFactor =0.3
ChimneyOutlet	Pressure outlet	BackFlowTemp =293K
ChimneyWall	Wall-Fixed Flux	HeatFlux =0W/m^2 K=0.004m
Interwall	Coupled-Static	-

2.2 模型及收敛性

本案采用在室内风环境模拟中常用的 RNG k-ε 湍流计算模型，通过 Fluent 进行求解。该二方程模型相比零方程、单方程模型计算精度高、通用性和计算稳定性较好，相比大涡模型有更快的计算速度。空气物性应用 Boussinesq 假设，采用压力耦合方程组的半隐式方法 (SIMPLE)求解，同时开启能量模型及 S2S 辐射模型。

因腔体模型复杂且多为压力边界，本案以瞬态模拟来逼近稳态模拟的计算结果。并以满足如下全部条件，判定计算达到收敛：残差曲线整体趋于稳定；主要截面流量趋于稳定，关键压力、流速参考点趋于稳定；流道出入口差值不超过整体流量的 0.1%。基础算例 1（表 4）瞬态模拟残差及部分监测点（标于图 9）数值如图 6 所示。

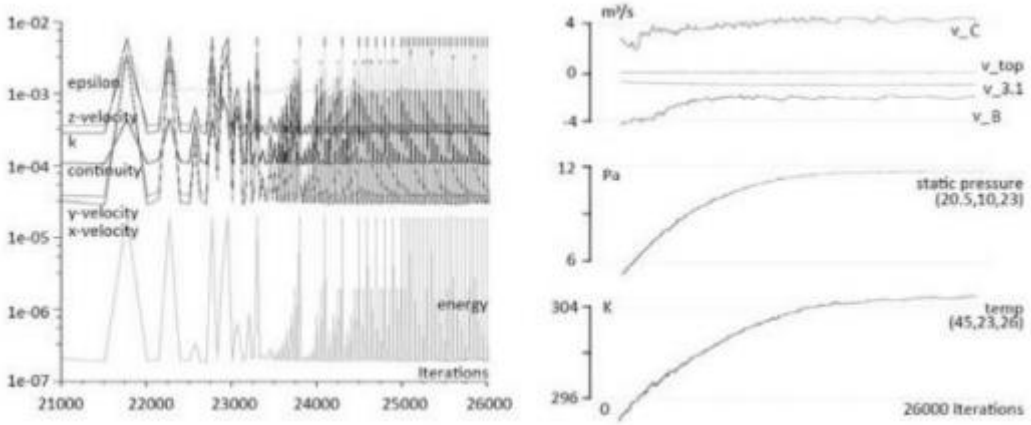


图 6 瞬态计算残差及监测点数值

3 模拟分析

为考察开窗策略及空间分割对建筑内腔环境的影响，本文拟采用新风量、空气龄、风速、PMV-PPD 等指标分析 CFD 模拟结果，并反馈设计。自然通风以热压通风为主要工况，模拟以提高内腔空间热压中和面，平衡各层新风量为优先，进行批量算例模拟遴选较优方案；其次在风压通风工况下调整局部风速；最终参考室内空气龄、风速、PPD 云图，定位舒适性较差的区域进行改进。这里仅对春秋过渡季典型日的情形进行模拟，同时考虑正午和夜间两种不同的太阳辐射输入。

3.1 评价参数

空气龄为空气进入室内后所滞留的时间。该指标综合衡量了房间的通风换气效果，解释了室内空气的流动形态，为气流组织形式提供了指导。理想的热压通风模式下，各层均有足量新风引入，保证高龄空气通过中庭等垂直结构向外排出。空气龄云图可作为建筑通风空气品质的直观图解。

PMV-PPD (Predicted Mean Vote - Predicted Percent Dissatisfied) 由 Fanger 教授提出，是热舒适性预测中最具代表性的评价指标，综合了室温和风速，新陈代谢率和服装热阻等影响。PMV 可换算为 PPD 以表征人群对热环境的不满意百分比。ISO-7730 对热环境提出了推荐值 PPD < 10%，在我国《中等热环境 PMV 和 PPD 指数的测定及热舒适条件的规定》(GB/T18049)中，对二级热舒适度的推荐值为 PPD < 27%。本案中认为自然通风工况下，室内人员活动类型为 “ 四处走动 ”，衣着为 “ 长裤长袖衬衫 ”。

风速可用以考察室内活动的人群是否有明显的吹风感。吹风感同人群敏感性、热舒适性、活动水平、疲劳度、紊流强度等都有一定的关系。古典 PMV 模型中容许室内风速不宜超过 0.2m/s，而 Beaufort 风力等级标准中，将 0.2m/s 以下的风速划为“ 人体基本无感觉 ”，ASHRAE-55 标准逐年提高高温环境下，人体对风速的舒适度阈值，在 29.5℃时，可接受风速范围为 0.6~1.2m/s。此外，一定的风速也会提升对空气新鲜度的感知，降低高湿度环境下的不适感。本案中考察走廊和阶梯活动空间的自然通风，假定人员有较高的代谢率和吹风感耐受，认为室内自然通风风速范围在 0~1.2m/s 是合理的。

3.2 初始方案模拟

对现有设计方案进行热压通风模拟，并记为算例 1（表 4），各层风量及中庭静压曲线如图 8-1 所示。图 7 空气龄云图中，中和面位于一层，整体内腔处于热压排风模式。该初始方案存在的问题有：一，排气面积少，直接制约整体通风量。整体空腔换气次数 1.5。二，中庭低于功能空间。中庭顶部设常规排风口，5~6 层的阶梯漫步空间高于中庭，导致热空气在 5 层集聚并向 5/6/7 层排出。学生的阶梯活动空间内温升较高，且空气龄较大。三，门窗启闭面积比例失调。中庭中和面位于 1 层， 2~7 层在热压通风下处于排风状态，各层新风量为 0，三至五层活动空间大部分空气龄高于 1500s。

一般来说，热压通风效果同建筑内得热量、进排风面积比、进排风口高程差相关，达到各层新风量相等，大体上需满足进风口面积由上到下依次递减，排风口面积大于进风口面积总和(讨论见第 5 节)。一般可按交通区域体积以换气次数计算其所需新风量，但本案中 3-5 层及 6-7 层的楼梯漫步活动空间都要求 3 层及 6 层有更多的新风补充，以降低这些功能空间的平均空气龄。

3.3 算例迭代及模拟分析

根据建筑立面设计要求，可开启门窗位置有限。所有门窗可开启位置编码如表 3 并标注于图 9。此外，通过不同网格模块之间是否边界耦合，可以对前述五个主要空间区域进行组合，如是否在裙楼和塔楼中庭处设置隔断，是否连通 1-5 层与 6-8 层交通区域，是否对中庭应用热力学烟囱等等。按照热压通风提高中和面的基本设计原则，按照各层预估的需求风量，以第 5 节所述的简化模型进行进排风面积的初算，从而设计一系列的算例。限于篇幅，这里从十余组算例中遴选其中典型的 7 个罗列于表 4，并绘制中庭静压曲线、各层新风量如图 8，统计各窗口的风量于表 5。

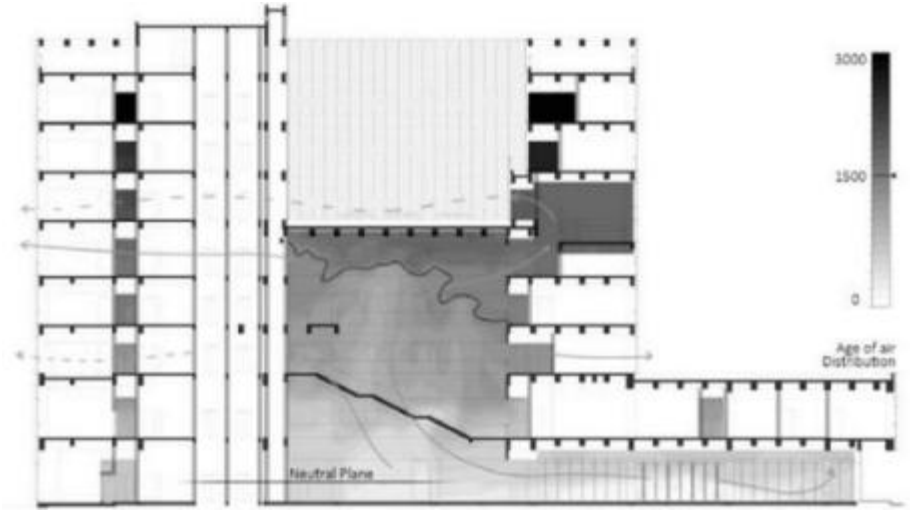


图 7 初始方案剖面空气龄云图

表 3 可开门窗编号（对应图 9）

楼层	南向	东向	北向	西向	天井
1F	C S F		B 1-1		
2F				2-1 2-2	
3F		3-1 3-2 3-3 3-e	3-4	3-5 3-6	
4F	4-s		4-1	4-2 4-3	
5F	5-s	5-e	5-1	5-2 5-3 5-4 5-5 5-6	
6F			6-1 6-2 6-3 6-4	6-5 6-6	6-a
7F		7-1 7-2 7-3 7-4	7-5	7-6 7-7	7-a
8F		8-1		8-2	8-a

参考图 8 静压曲线图可知，因裙楼较大的体量和门开启面积，整体内腔的热压通风中和面在 1.4m 左右，意味着此时一层以上的窗体均处于排风状态。算例 2 仅保留一层必要的常开门，增设高层开窗，仍未能有效提升中和面（图 8-1）。算例 4 将裙楼和塔楼分割为两个独立的热力单元（如图 2），将裙楼和塔楼中庭所获得的热量用于局部驱动自然通风，可将中庭中和面提升至二层（图 8-2）。算例 6 和 7 分别将热力学烟囱接入一二层或中庭顶部，可将中和面提升至 12.3m 或 19.7m（图 8-3 及 8-4）。算例 10 不采用空间分割仅进行进排风比例的调节，可将中和面控制在五层的位置（图 8-5）。同时，由风量柱状图可见，裙楼与中庭连通整体提升了 6-8 层的排风量，并增加了 3 层的新风引入量，这部分新风将满足 3-5 层楼梯活动空间额外的新风需求。整体通风量较初始算例提升了 151%。

表 4 部分算例设置

序号	代号	内容	进排比
1	Base	基准算例，原建筑门窗全部打开 C S F B 3.1 3.3 3.4 5.3 5.5 7.1 7.3 7.7 8.1	43.58
2	Shut	基于算例 0，减少 C S F B 面积，增设 5.2 5.4 7.2 7.4	3.07
4	Shut Sect	基于算例 2，分割裙楼与中庭	2.41
6	Shut Sect ChimB	基于算例 4，设置直通一二层的热力学烟囱	>0.706*
7	Shut Sect ChimC	基于算例 4，设置连接中庭顶部的热力学烟囱	>0.706*
10	Seal ChimC	基于算例 0，进一步减少 C S F B 面积，开启 6.a 7.a 6.1 6.3 2.1 4.2 6.5	>0.69*
10.1	Seal ChimC NoRad	基于算例 10，取消太阳辐射输入	>0.69*

*计算中使用开口面积，而非纳入阻力情况的等效排气面积

表 5 部分算例风量统计(m3/s)

	case 1	case 2	case 4	case 6	case 7	case 10
2-1	-	-	-	-	-	2.52
3-1	-1.05	-0.88	-0.49	0.02	0.82	1.90
3-2	-	-	-	-	-	-
3-3	-1.03	-0.85	-0.47	0.02	0.81	1.91
3-6	-1.05	-0.87	-0.49	-0.07	0.80	0.97
4-2	-	-	-	-	-	1.31
5-3	-1.93	-1.71	-1.23	-1.06	-0.41	-0.60
5-4	-	-1.70	-1.22	-1.03	-0.40	-0.59
5-5	-1.92	-1.70	-1.21	-1.04	-0.41	-0.57
5-6	-	-1.70	-1.23	-1.06	-0.38	-0.64
6-1	-	-1.98	-1.49	-1.36	-0.87	-1.75
6-2	-	-1.98	-1.49	-1.35	-0.87	-1.72
6-3	-	-1.98	-1.50	-1.36	-0.87	-1.74
6-5	-	-1.31	-0.98	-0.90	-0.53	-0.79
7-1	-1.88	-1.53	-1.21	-1.13	-0.86	-1.08
7-2	-	-1.51	-1.20	-1.12	-0.85	-
7-3	-1.87	-1.51	-1.19	-1.11	-0.83	-1.04
7-4	-	-1.52	-1.21	-1.13	-0.85	
7-7	-1.88	-1.52	-1.20	-1.12	-0.85	-1.02
8-1	-	-	-	-	-	-
8-2	-	-	-	-	-	-
C	4.15	6.49	7.20	7.88	7.02	9.86
F	2.87	-	-	-	-	-
S	7.59	7.50	7.77	8.03	7.59	5.27
B	-2.00	10.24	17.81	22.16	27.82	7.41
6-a	-	-	-	-	-	0.37
7-a	-	-	-	-	-	-6.93
8-a	-	-	-	-	-	-

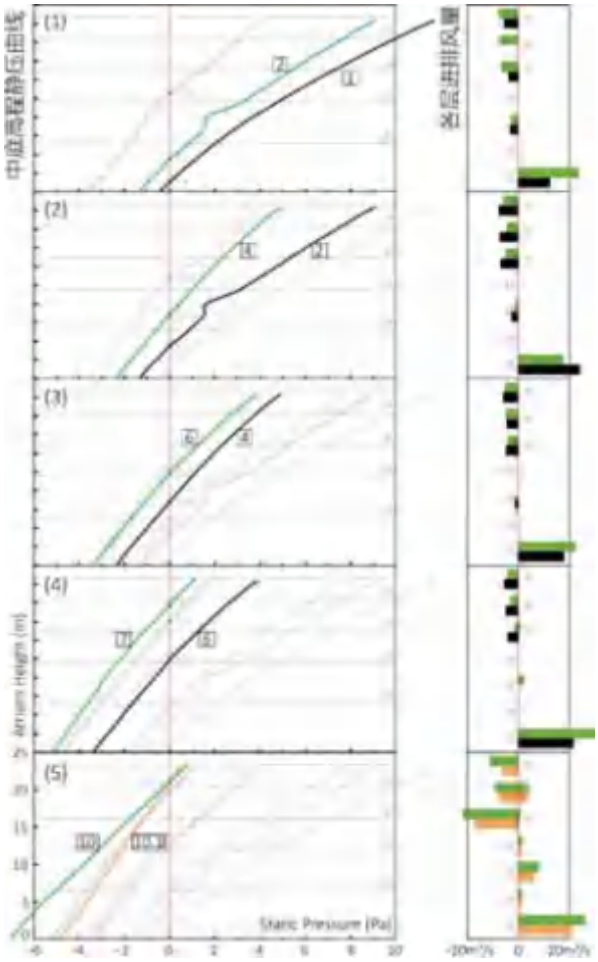


图 8 部分算例结果

4 方案评估

经过算例迭代，算例 10 能较好地提高中和面和整体的通风量，同时满足建筑设计要求，可进一步分析其各个楼层平面空气龄、风速、以及热舒适性的表现，并参考风压通风模式，给出局部的改进建议。限于篇幅，仅将算例 10 的 PPD 指标云图绘于图 9。本算例中，一层外门常闭，沿幕墙顶部适当增设新风窗，可控制一层北侧交通区域风速在 1m/s 以内，整体 PPD 在 5%左右。二层南侧 PPD 较高区域为一层活动区的中庭顶部，非人员活动的功能区，故不需额外引入新风。三层需引入大量新风供给楼梯漫步活动空间所需，此处窗口风速可达 2m/s，但并未对舒适性造成明显降低。三层至五层的楼梯活动空间整体保证了 10%的 PPD，整体空气龄控制在 800s 以下。由于大量空气经由六层排出，在天井南侧形成负压区，有助于从天井引风，从而提升了六层至七层楼梯活动空间的舒适性。而在六至八层的电梯前室区域，空气难以流通，局部热量积聚，超过了 27%的舒适限值。因防火分区所限，电梯前室难以面向天井增开通风窗，也使得这一区域的局部不适情况难以解决。整体上，95%以上的交通区域位于 PPD 限值 27%以下。

图 10 及图 11 分别为春秋过渡季典型风场下的风压通风模式示意图。在春季风场下，六层排风窗均处于负压区，将对整体的热压通风起到增益效果；而秋季风场下，六层北侧窗体排风受到抑制。综合典型风场模式，于南侧立面设置窗体通风最为有利，但出于南侧主立面设计效果考虑，必须规避，转而讨论其他方向的开窗可能。可见在扩初阶段，经由空间组合及立面调整来完善整体自然通风效果，并无太多余地。

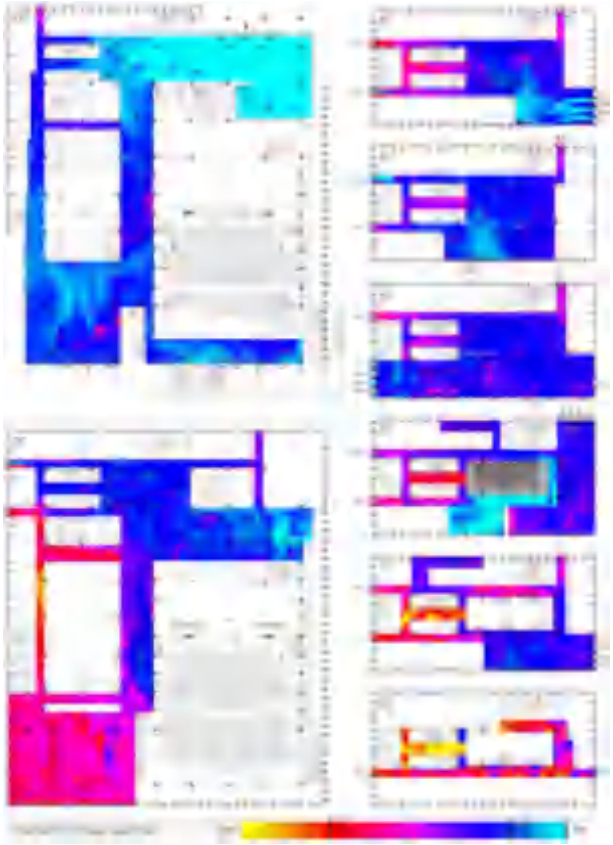


图 9 腔体人行高度 PPD 云图及可开窗位置示意

通过变更空间组合，我们同样探讨了同中庭连接的热力学烟囱的设置问题。一般来说，产生热压通风驱动力的竖向空间应水平分隔，而非竖向叠加。若以描述浮升力，三种不同方式的连接如图 12 所示，第二种顶部直连是最为高效和经济的。热压通风将产生连接处静压向动压转换，烟囱内较低的静压同样可在中庭以上楼层产生较好的引风效果。

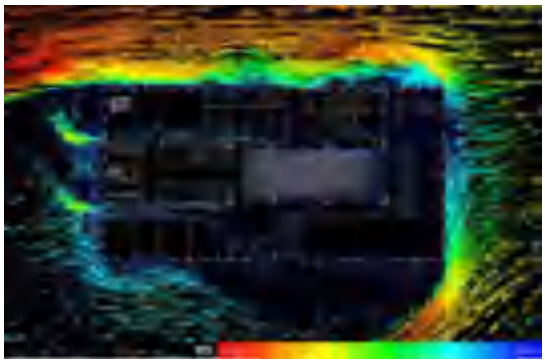


图 10 春季高 EES 频风向下通风表现

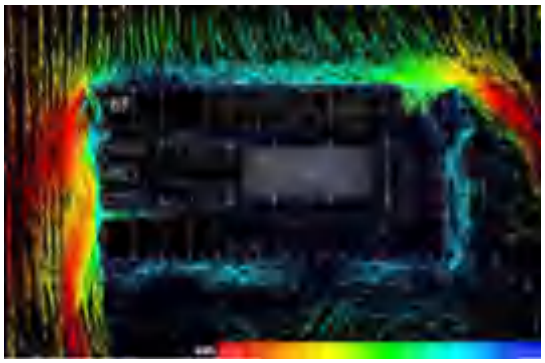


图 11 秋季 NNS 高频风向下通风表现

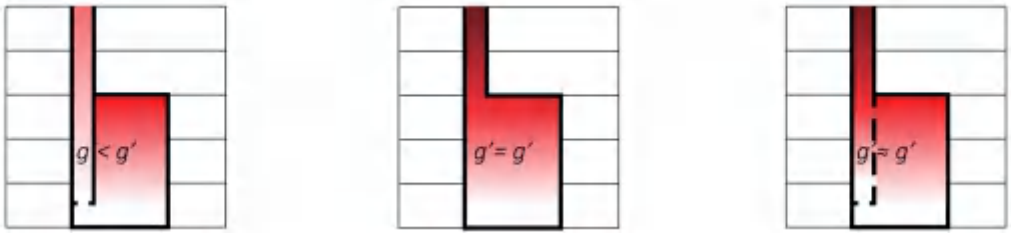


图 12 热力学烟囱与中庭连接模式异同

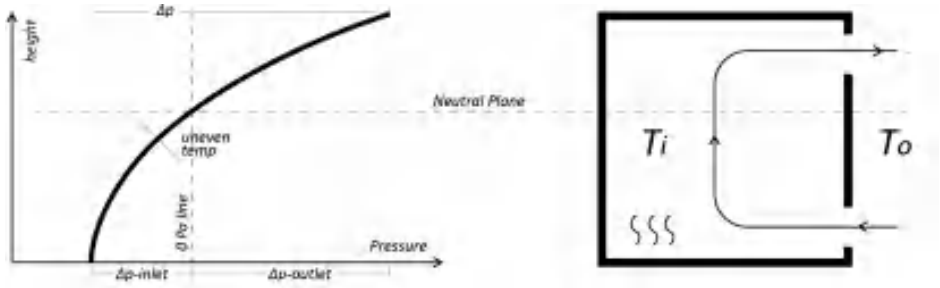


图 13 热压通风模型示意

5 简化模型与讨论

热压通风模型基于 Boussinesq 假设，除浮升力项外认为空气密度为常数。为粗略地把握中和面高度和进出口面积比的关系，考虑一个简单的建筑盒，认为内部温度均匀分布。将孔口出流系数 cd 和面积 A 整合为等效进排气 A*，H 为出入口高差。忽略孔口高度，认为 h1+h2=H。

气流进出构成环路，压力关系为：

$$\frac{Q^2}{2c_{d,in}^2A_{in}^2}+\frac{Q^2}{2c_{d,out}^2A_{out}^2}=\int_0^H\left(\frac{\rho_0-\rho_i}{\rho_0}\right)g\,dz=Hg\left(\frac{T_i-T_o}{T_0}\right)=g'H$$

$$Q=A^*\sqrt{g'H}\qquad A^*=\sqrt{\frac{1}{2c_{d,in}^2A_{in}^2}+\frac{1}{2c_{d,out}^2A_{out}^2}} \tag{1}$$

再考虑室内热平衡，可得：

$$\rho c_p V\frac{dT_i}{dt}=W_{gain}-W_{loss}=\rho c_p Q(T_i-T_o)$$

引入驱动热源项$B=gW_{gain}/\rho c_pT_o$，稳态工况温度时变项为零，壁面简单处理为绝热工况，化简上式可得式(2)，并联立式(1)式(2)可得式(3)：

$$B=\frac{Q^3}{A^{*2}(BH)}+\frac{Q^2}{A^{*2}} \tag{2}$$

$$Q=A^{*\frac{2}{3}}(BH)^{\frac{1}{3}} \tag{3}$$

式(3)显示，热压通风量同输入热量、进排风口高程差、进排风口等效面积比均相关。在上述典型的迭代算例中：1 和 2 反映了弥补排风口面积短板，即减小进排风等效面积比所带来的通风量提升；7 和 8 实际上反映了增加进排风口高程差所带来的通风量提升；10 和 10.1 反映了增加热量输入所带来的通风量的提升。图 8 中静压曲线的弧度由不均匀温场所产生。随着通风量的提高，热区内温度场愈发均匀，热压曲线趋向直线。

至于中和面高度，可分列中和面以上及以下两组压力平衡方程：

$$\Delta M_{in}=\frac{1}{2}\rho V_{in}^2=\frac{\rho Q^2}{2c_{d,in}^2A_{in}^2}=\rho g\bar{T}_i\left(\frac{T_i-T_o}{T_o}\right)$$

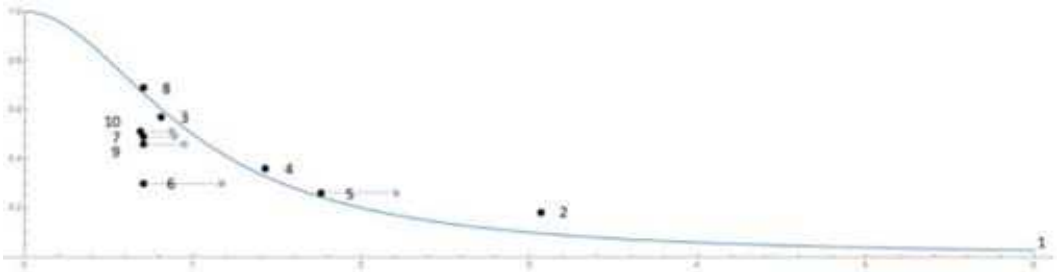


图 14 算例结果与单区模型的一致性

$$\Delta p'_{stack}=\frac{1}{2}\rho v_{out}^2=\frac{\rho Q^2}{2\rho_0^2 C_{d,out}^2 A_{out}^2}=\rho g H_i\left(\frac{T_i'-T_o}{T_o}\right)$$

两式相比可得中和面高度比和进出口面积比的关系，若再假定各表面孔口出流系数一致，以 η 表示进排风口等效面积比，记$\lambda=(T_i-T_o)/(T_i'-T_o)$，可得：

$$\frac{h_i}{H}=\frac{\lambda}{\lambda+\left(\frac{A_{in}^*}{A_{out}^*}\right)^2}=\frac{\lambda}{1+\lambda\eta^2} \tag{4}$$

该式是对中和面位置的一个粗略估计，在温度均匀分布的假设下(λ=1)，中和面高度和热量输入无关（对比算例 10 与 10.1）。当热量输入降低，上下层温差减小(λ增大)，中和面会稍有降低。将式(4)绘于图 14，并标注前述典型算例的无量纲中和面高度 及 η，可见在复杂中庭内腔的 CFD 算例迭代中，仍围绕单区热压通风模型展开。需注意的是，图 14 中若干算例点应向右偏移，因在这些算例中引入了不同深度的热力学烟囱，其等效排风面积因阻力未知而难以计算。

本案可抽象为中庭连接多层的热压通风问题（如图 16）。现以一简单工况讨论各层开窗面积的配置，认为各层高度、热量输入相同，以平衡 1-4 层进风量为目标，可列四路平衡：

$$\begin{aligned}
&\frac{Q^2}{A_5^{*2}}+\frac{Q_4^2}{A_4^{*2}}=g_4'H+g_5'H\\
&\frac{Q^2}{A_5^{*2}}+\frac{Q_3^2}{A_3^{*2}}=g_3'H+g_5'H+g_a'H\\
&\frac{Q^2}{A_5^{*2}}+\frac{Q_2^2}{A_2^{*2}}=g_2'H+g_5'H+2g_a'H\\
&\frac{Q^2}{A_5^{*2}}+\frac{Q_1^2}{A_1^{*2}}=g_1'H+g_5'H+3g_a'H\\
&Q=\sum Q_i\ ;\ Q_1=Q_2=Q_3=Q_4
\end{aligned} \tag{5}$$

认为中庭内无直接热量输入，根据(2)的结果：

$$g_i'=\frac{\sum_{i=1}^{4}B_i}{\sum Q_i}=\frac{B_i}{Q_i}=\lambda_i=\lambda'$$

带回原方程组，可观察到$Q^2/A_5^{*2}=g'H$是一个解，由该解可得各层开口面积关系为：

$$A_5^*:A_4^*:A_3^*:A_2^*:A_1^*=8:2:\sqrt{2}:\sqrt{4/3}:1$$

就如何调整各层外窗开启面积，以实现新风量均衡，上述模型给出了一个直观的方向。即可开启外窗面积宜逐层递增，且排气面积宜大于进气面积之和，可作为一般设计经验。在本案中，内腔复杂且各层新风需求不一，故预算组式(5)，以给参数化算例正确的演进方向。

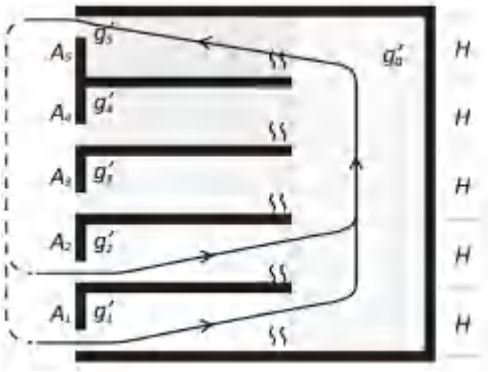


图 16 多层办公建筑示意

6 结语

本文对某学校建筑的复杂中庭内腔进行了典型工况的 CFD 模拟，该基于空间模块拼装的参数化建模流程，可用于建筑扩初阶段的自然通风优化。该案例也说明，建筑扩初阶段可做的几何调整十分有限，自然通风优化应在建筑的体量设计阶段进行，以内部能量流动的趋向布置功能空间。尽管中庭腔体空间较为复杂，热压通风整体效果仍可以简化模型进行评估，而涉及局部功能空间的热舒适性，则需借助 CFD 模拟进行粗略分析。

复杂中庭腔体的热源及湍流复杂，工况多变，基于典型工况的稳态讨论并不全面，但在设计阶段，已足以揭示建筑内腔空间组合及通风模式上的问题。后续研究将对较优方案进行过渡季的瞬态模拟，以尝试

形成动态的空间分割及门窗启闭方案，同时在运行阶段进行实测验证。

参考文献

[1] 李传成，季群峰，李浩.教学楼中庭的自然通风与热环境分析[J].建筑节能，2013(2)：1-4.

[2] Fini A S, Moosavi A. Effects of “Wall Angularity of Atrium” on “Buildings Natural Ventilation and Thermal Performance” and CFD Model[J]. Energy & Buildings, 2015, 121: 265-283.

[3] Andrew Acred. Natural ventilation in multi-story buildings: a preliminary design approach[D]. Imperial College London. 2014.

[4] T. van Hooff, B. Blocken. On the effect of wind direction and urban surroundings on natural ventilation of a large semi-enclosed stadium[J].Computers & Fluids,2010,39(7):1146-1155.

不同风雨组合对建筑风驱雨抓取率的影响研究

张会波，陈　超，钱天达

（1.上海交通大学设计学院；2.上海交通大学中英国际低碳学院，上海　200240）

［摘　要］风驱雨是建筑墙体内主要的湿度来源之一，对建筑的热湿性能具有重要影响。为探究降雨强度和风速对建筑立面风驱雨抓取率的影响规律，使用 Fluent 软件模拟了不同降雨等级和风速的共同作用下，单栋中高层建筑迎风立面风驱雨抓取率的分布情况。结果表明：(1) 当降雨强度一定时，迎风面相同高度处的风驱雨抓取率随风速的增大而增大；(2) 当风速一定时，迎风面顶部位置的风驱雨抓取率随降雨强度的增大而减小，底部位置的风驱雨抓取率随降雨强度的增大而减大；(3) 与降雨强度相比，风速对迎风面风驱雨抓取率的影响更大。相关结论可为建筑热湿耦合模拟及建筑能耗模拟时湿边界条件的确立提供参考。

［关键词］风驱雨；模拟；抓取率；降雨强度；风速

1 引言

风驱雨（Wind-driven rain，简称“WDR”）是指雨滴在竖向降落过程中，受到风的驱动作用，产生水平速度分量，从而斜向降落的现象[1,2]。作为建筑围护结构最主要的湿度来源之一，WDR 会造成墙体表面的径流污染、苔藓生长和霉菌滋生等，对围护结构的耐久性和保温隔热性能带来负面影响。

在建筑科学领域，实测法、半经验模型法和数值模拟方法均可用来确定 WDR 在建筑立面的分布情况。实测法是研究建筑立面 WDR 最直接的方法，Kubilay[3]、Hua Ge[4]、Cho[5]等学者通过实测的方法获得了 WDR 在建筑立面的基本分布规律，提出了对半经验模型法的修正建议，并总结了屋顶悬挑对 WDR 的遮挡效率。半经验模型法是一种用于快速评估墙体 WDR 曝露情况的方法，各种半经验模型一般使用气象站记录的数据来计算墙体立面的 WDR 量。Qian[6]和 Narula[7]等使用半经验模型法评估了中国及印度地区建筑立面 WDR 的长期和短期曝露风险。半经验模型法局限于数据的计算精度和建筑类型，且模型参数的选取可能对计算结果造成较大影响。数值模拟法将 WDR 抓取率定义为风速、风向和降雨强度等的函数，通过迭代计算来获得 WDR 在建筑立面上的分布情况。目前常用的有 DPM 法（Discrete Particle Model，简称“DPM”）和 EM 法（Euler-Euler Model，简称“EM”）。DPM 法首先由 Choi[8,9]提出，Blocken[10]等进一步完善了该方法。Huang[11]等首先将 EM 法应用于 WDR 的数值模拟，H Wang[12]等使用该方法研究了建筑组合布局对 WDR 抓取率的影响。相比实测法，数值模拟法可以通过灵活设置输入条件，研究不同工况下建筑立面的 WDR 捕获情况，此外数值模拟法的计算结果比半经验模型更加精确。

本文首先对 WDR 相关的理论进行了介绍，然后对 DPM 模型中的风雨相进行了数值验证，最后使用 DPM 法，研究了不同降雨等级和风速的共同作用下，单栋中高层建筑立面竖直中线处 WDR 抓取率的分布规律。相关计算结果可为建筑热湿耦合模拟及建筑能耗模拟时湿边界的建立与完善提供参考。

2 DPM 法相关理论及模型验证

使用 DPM 法进行 WDR 的数值模拟时，将风相看作连续相，雨滴看作离散相。通过在收敛的风场中，追踪插入的雨滴颗粒的运动轨迹，来计算建筑立面的 WDR 抓取率。雨滴的插入数量、粒径划分及释放速度等需要根据雨滴谱及雨滴降落末速度来确定。

2.1 雨滴谱和雨滴降落末速度

在我国，根据降雨强度的不同，一般可划分 5 个降雨等级。如表 1 所示，大暴雨还可进一步分为弱（64 mm/h）、中（100 mm/h）和强（200 mm/h）三个等级。

表 1 降雨等级划分

降雨等级	小雨	中雨	大雨	暴雨	大暴雨
降雨强度（mm/h）	2.5	8	16	32	≥64

有研究表明[13,14]，降雨时雨滴直径一般小于 6 mm，大于 6 mm 的雨滴会在阻力和内聚力等的作用下发生破碎。一般情况下，使用雨滴谱对不同降雨强度下的雨滴分布进行划分。其定义为单位体积空气中，一定直径范围内的雨滴数量。雨滴谱的形式有多

基金项目：国家自然科学基金面上项目“夏热冬冷地区基于调温调湿围护结构的湿环境控制与节能方法研究”(51778358)；上海市城市更新及其空间优化技术重点实验室（同济大学）开放课题资助“风驱雨作用下建筑外表面的传热传质机理研究”(2019030102)

种，目前最常用的是 Best 雨滴谱，定义如下：

$$1-F=\exp\left[-(D/a)^n\right]$$
$$a=AR^p \quad (1)$$
$$W=CR^r$$

式中 F——直径小于 D 的雨滴在所有雨滴中的体积占比；

R——降雨强度 (mm/h)；

W——单位体积空气中液态水的总量 (mm3/m3)。A，C，p，r，n 为经验常数。

图 1 为小雨到大暴雨五种降雨等级下的 Best 雨滴谱分布情况。可以看到，各种降雨强度下的雨滴直径主要分布在 0-3 mm，且随着降雨强度的增大，大直径段雨滴所占的比例逐渐上升。

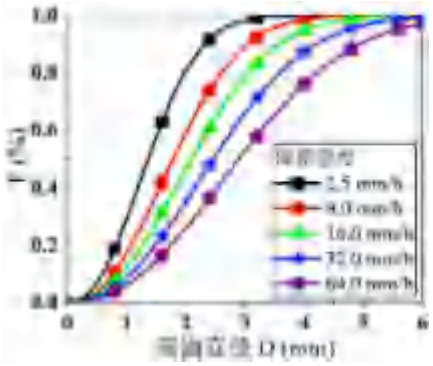


图 1 Best 雨滴谱（小雨到暴雨）

雨滴降落到一定高度时，所受重力和空气阻力达到平衡，此后雨滴将以竖向末速度下降。Mäzler [15] 根据大量学者的研究总结出以下雨滴竖向降落末速度公式：

$$V_t(D)=\begin{cases}0 & D\le 0.03\text{mm}\\ 4.323(D-0.03) & 0.03\text{mm}\le D\le 0.6\text{mm}\\ 9.65-10.3\exp(-0.6D) & D\ge 0.6\text{mm}\end{cases} \quad (2)$$

2.2 WDR 控制方程

作为 WDR 场中的连续相，风相的控制方程选取 Realizable k-ε 模型。对于雨相，假设雨滴为理想球体颗粒，并且忽略雨滴下降过程中的蒸发、变形和破碎等，则单个雨滴的运动轨迹方程如下：

$$m\frac{d^2x}{dt^2}=3\pi\mu D\left(U-\frac{dx}{dt}\right)\frac{C_D\,\mathrm{Re}}{24} \quad (3)$$
$$m\frac{d^2y}{dt^2}=3\pi\mu D\left(V-\frac{dy}{dt}\right)\frac{C_D\,\mathrm{Re}}{24} \quad (4)$$
$$m\frac{d^2z}{dt^2}=3\pi\mu D\left(W-\frac{dz}{dt}\right)\frac{C_D\,\mathrm{Re}}{24}+mg\left(\frac{\rho_a-\rho_w}{\rho_w}\right) \quad (5)$$

其中，U、V、W 分别为风速在 X、Y、Z 三个方向的分量；m 为单个雨滴质量，kg;μ 为空气的动力粘度；D 为雨滴直径；Re 为风雨的相对雷诺数，C_D 为雨滴的阻力系数；g 为重力加速度，取-9.81 m/s^2；ρ_a 为空气密度，取 1.225 kg/m^3；ρ_w 为雨滴密度，取液态水的密度，1000 kg/m^3。

WDR 的抓取率用 η 表示，ηD 为直径等于 D 的雨滴的特定抓取率，稳态计算的情况下，定义为:

$$\eta_D=\frac{R_{wdr}(D)}{R_h(D)} \quad (6)$$
$$\eta=\int_D \eta_D f(D)\,dD \quad (7)$$

其中，Rwdr(D)为雨滴降落在建筑立面的强度，Rh(D)为雨滴降落在水平面的强度，f(D)为直径小于 D 的雨滴体积占比，可根据 Best 雨滴谱确定。

2.3 风场的有效性验证

WDR 场模拟之前，需对风场的有效性进行验证。如图 2，选取“AIJ”标准[16]公开的单栋建筑模型算例。该建筑模型放置在风洞中，在水平面和垂直面共布置了 186 个测点。图 3 为使用 Realizable k-ε 模型的模拟结果与标准中风洞实测结果的对比，风速比定义为相同高度处的测点风速与入口来流风速的比值。可以看到，水平面和两个垂直剖面处的风速比曲线基本吻合，且模拟与实测风速比的相关系数 R = 0.93。说明风场的有效性得到验证。

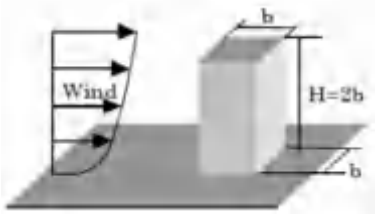


图 2 AIJ 单栋建筑模型（长：宽：高=1：1：2）[16]

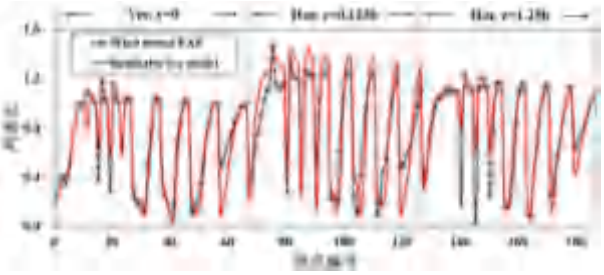


图 3 风场有效性验证结果

2.4 WDR 的有效性验证

2020 年 7 月到 2020 年 10 月，曾展开过 WDR 实测工作。WDR 的有效性验证选取该实测期间的某个降雨时间内的抓取率结果。图 4 展示了实测建筑某单侧立面上，模拟与实测的对比结果。由于实测期间气象参数在时时变化，且各测点均存在一定的误差，所

以实测结果略低于模拟结果。整体上看，模拟与实测得到的抓取率在空间分布趋势上基本一致，WDR 的有效性得到验证。

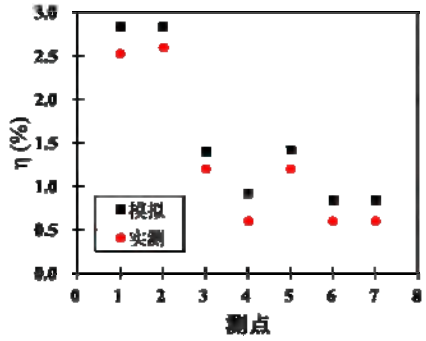
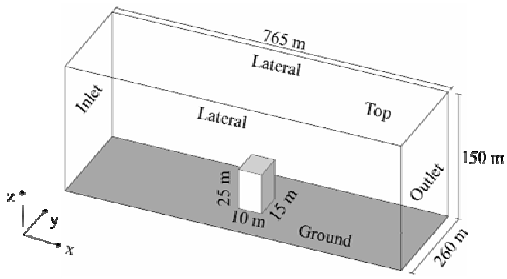


图 4 WDR 模拟与实测的对比

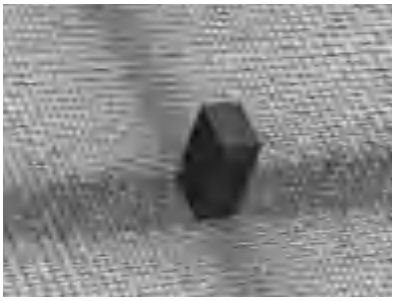
3 模拟结果及分析

3.1 建筑模型及边界条件

图 5（a）为计算域及建筑的尺寸，建筑设置于流场中心，风从 Inlet 边界进入，yz 面为建筑的迎风面(375 m^2)，阻塞率为 1.0%。为保证雨滴发射后能打落在建筑迎风面，经反复调试，计算域在 xyz 三个方向的尺寸分别设置为建筑高度的 30.6 倍、10.4 倍和 6 倍。如图 5（b）使用结构化网格划分计算域，建筑周围网格加密，经网格无关性验证后，最终计算网格数为 2,327,875。



（a）计算域



（b）网格划分

图 5 计算域及网格划分

表 2 为 WDR 场的边界条件。风从 Inlet 边界垂直建筑迎风面发射，入口处的风速服从式（8）中的指数分布。入口风速的湍动能及湍流耗散率根据日本建筑协会指导手册[17]取值。对于雨相边界，除迎风面设置为“捕获”（trap）外，其他边界均设置为“逃逸”（escape），代表当雨滴打在建筑迎风面时将被捕获，打到其他位置时将逃逸，并停止轨迹计算。来流风的相关参数均通过自定义编程的方程导入 Fluent 计算。

$$U_z = U_r\left(\frac{z}{z_r}\right)^{\alpha} \tag{8}$$

式中U_r——参考高度处的风速（m/s）；

z_r——参考高度（m），10 m;

α ——粗糙度，根据我国现行规范[18]取值。

α

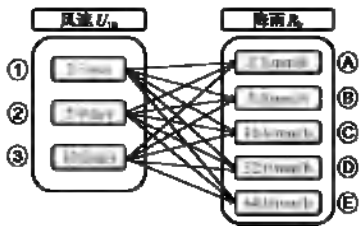


图 6 模拟工况

3.2 模拟工况

如图 6，建立风速 U10 为 2.5 m/s、5.0 m/s 和 10.0 m/s，降雨强度 Rh 为 2.5 mm/h、8.0 mm/h、16.0 mm/h、32.0 mm/h 和 64.0 mm/h，共计 15 种工况下的 WDR 场，探究不同类型风速和降雨强度的组合作用下，建筑立面竖直中线处 WDR 抓取率的分布情况。在每个工况模拟时，先计算风场达到收敛状态（收敛残差 <10-5），然后根据 Best 雨滴谱将不同降雨类型的雨滴分组，最后将每组雨滴分批次加入已经收敛的流场中，追踪雨滴的运动轨迹。雨滴在流场中的发射面根据雨滴的运动轨迹动态调整，直至雨滴的运动轨迹将建筑迎风面包围。雨滴发射的水平速度取同高度处的水平风速，竖向速度根据式（2）取值。考虑到计算资源，采用稳态模拟。同时，由于雨滴在空气中的体积占比远小于 12%，模拟时可忽略雨滴对风的作用力，仅考虑风雨的单项耦合作用。

3.3 结果分析

图 7 为 Ur = 10 m/s 时归一化的风速分布云图。近地面的风速最小，随着离地高度的增加，风速逐渐增加。建筑迎风面处有风速分离，背风面形成低速区。

表 2 WDR 场边界条件

边界	Inlet	建筑立面及地面（ground）	Outlet	Top	Lateral
风相	速度入口	wall	压力出口	对称	对称
雨相	escape	迎风面：trap；其他：escape	escape	escape	escape

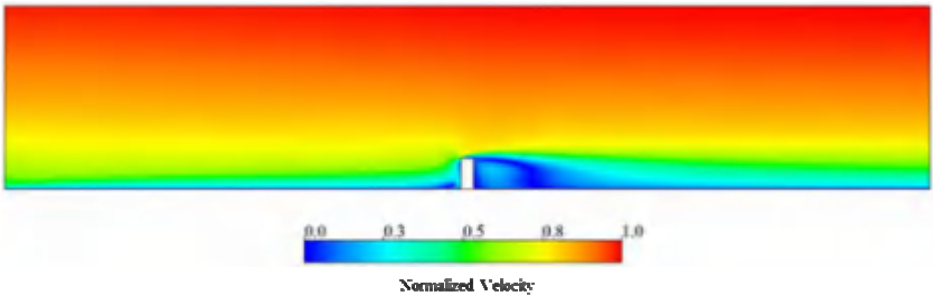
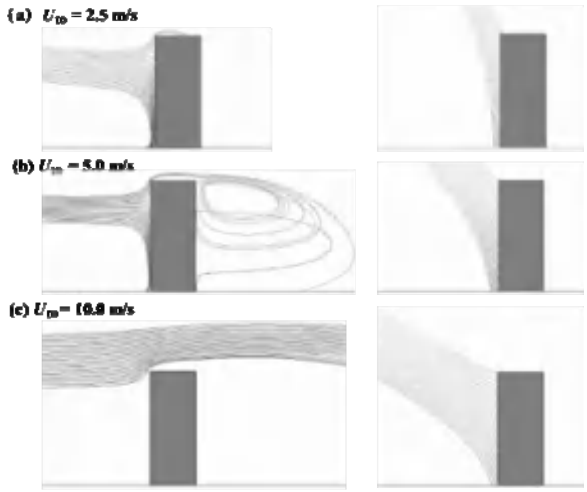


图 7 风速分布云图（Ur=10m/s）



a) D = 0.1mm　　b) D=3.0mm

图 8 不同风速下雨滴的运动轨迹

图 8 为每种风速下，直径为 0.1 mm 和 3.0 mm 的雨滴在 WDR 场中的运动轨迹。可以看到，当风速一定时，雨滴直径越大，其运动轨迹与水平地面的夹角越大；雨滴直径相同时，风速越大，雨滴与水平地面的夹角越小。说明风速对小直径雨滴的影响更大，如当风速达到 10.0 m/s 时，相比于风的驱动力，重力对直径为 0.1 mm 的雨滴的作用力已经可以忽略不计。

图 9 为降雨强度 Rh = 8.0 mm 时，迎风面竖直中线处 WDR 抓取率随风速的分布情况。A、B、C、D、E 分别代表竖直中线处的不同高度分区。可以看到，在同一高度处，WDR 抓取率随着风速的增大而增大；当风速一定时，随着离地高度的增加，抓取率逐渐增大，且抓取率增大幅度也随离地高度的增加而增大。说明，建筑迎风面顶部位置受 WDR 的影响更大，能捕获更多的 WDR 量。

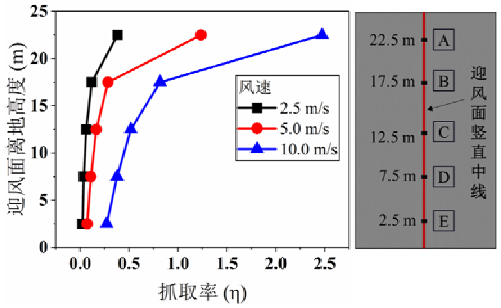
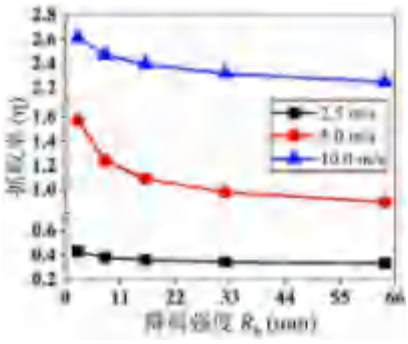
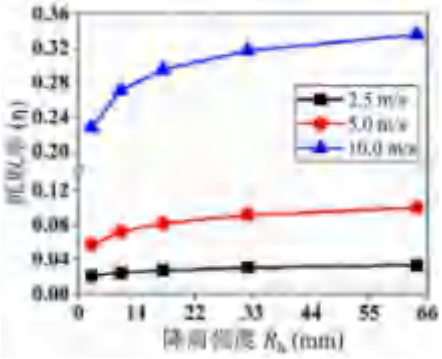


图 9 风速对 WDR 抓取率的影响（Rh = 8.0 mm/h）



（a）顶部位置（A 区）



（b）底部位置（E 区）

图 10 迎风面抓取率随降雨强度的变化

表 3 不同风雨组合下的 WDR 抓取率值

风速 (m/s)×雨强 (mm/h)	case1: (80) 2.5×32.0	case2: (80) 5.0×16.0	case3: (80) 10.0×8.0	case4: (160) 2.5×64.0	case5: (160) 5.0×32.0	case6: (160) 10.0×16.0
A 区	0.34	1.09	2.47	0.33	0.98	2.40
B 区	0.13	0.30	0.82	0.14	0.31	0.84
C 区	0.08	0.18	0.52	0.08	0.19	0.55
D 区	0.05	0.12	0.38	0.05	0.13	0.40
E 区	0.03	0.08	0.27	0.03	0.09	0.30

图 10 呈现了抓取率随降雨强度的变化情况。由图 10(a)可以看到，当风速不变时，迎风面顶部位置（A 区）的抓取率随降雨强度的增大而减小，但减小幅度随着降雨强度的增大逐渐放缓。由图 10(b)可以看到，迎风面底部位置（E 区）的 WDR 抓取率随降雨强度的增大而增大，但增大幅度也随着降雨强度的增大而减小。根据不同降雨强度下的雨滴谱分布及不同直径雨滴的运动轨迹分析可知，当降雨强度增大时，大直径雨滴所占的比例将逐渐增大，受到重力的影响，大直径雨滴较易落在建筑迎风面底部的区域。而当降雨强度较小时，小直径雨滴所占的比例较大，由于小直径雨滴受风的驱动力的影响更大，当其运动轨迹遇到建筑阻挡时，较易落在建筑顶部位置。因此随着降雨强度的增大，迎风面顶部位置的抓取率减小，底部位置的抓取率增大。

表 3 为不同风雨组合下，迎风面竖直中线处的 WDR 抓取率值。可以看到，当风速和降雨强度的乘积相同时，风速对抓取率的影响更大。如 case1-case3 中，三种情况下的风速和降雨强度的乘积均等于 80，但由于 case3 的风速更大，在相同分区，case3 的抓取率明显大于另外两种情况下的抓取率。同时，由 case3 和 case5 可以看到，虽然 case5 中风速与降雨强度的乘积大于 case3，但由于 case3 的风速更大，所以 case5 中建筑迎风面竖直中线处各分区的抓取率值均小于 case3。

4 结论

本文通过数值模拟探究了单栋建筑迎风面的 WDR 抓取率随风速和降雨强度的分布规律。首先对 DPM 法中的数值模拟理论进行了介绍，然后对 WDR 模拟时风场及雨场的有效性进行了验证，最后讨论了不同风速和降雨组合下，迎风面竖直中线处 WDR 抓取率的变化规律。主要得到以下结果：

（1）使用 DPM 法进行 WDR 的数值模拟之前，风场和雨场的有效性均通过了数值验证；

（2）降雨强度不变时，迎风面同高度处的 WDR 抓取率随风速的增加而增大；

（3）风速恒定时，迎风面顶部位置的 WDR 抓取率随降雨强度的增加而减小，底部位置的 WDR 抓取率随降雨强度的增加而增大；

（4）与降雨强度相比，风速对迎风面 WDR 抓取率的影响更大。

在降雨强度较小时，应关注迎风面顶部位置的湿积累，降雨强度较大时，迎风面底部的湿积累的增加可能加快。同时，当风速较大时，应及时采取迎风面的防范措施，如添加屋顶遮挡以减少建筑立面的 WDR 积累。

参考文献

[1] B. Blocken, G. Dezsö, J. van Beeck, J. Carmeliet, Comparison of calculation models for wind-driven rain deposition on building facades, Atmospheric Environment 44(14) (2010) 1714-1725.

[2] B. Blocken, J. Carmeliet, A review of wind-driven rain research in building science, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 92(13) (2004) 1079-1130.

[3] A. Kubilay, D. Derome, B. Blocken, J. Carmeliet, High-resolution field measurements of wind-driven rain on an array of low-rise cubic buildings, Building and Environment 78 (2014) 1-13.

[4] H. Ge, V. Chiu, T. Stathopoulos, Effect of overhang on wind-driven rain wetting of facades on a mid-rise building: Field measurements, Building and Environment 118 (2017) 234-250.

[5] E. Cho, C. Yoo, M. Kang, S.-u. Song, S. Kim, Experiment of wind-driven-rain measurement on building walls and its in-situ validation, Building and Environment 185 (2020).

[6] T. Qian, H. Zhang, Assessment of long-term and extreme exposure to wind-driven rain for buildings in various regions of China, Building and Environment 189 (2021) 107524.

[7] P. Narula, K. Sarkar, S. Azad, Indexing of driving rain exposure in India based on daily gridded data, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 175 (2018) 244-251.
[8] E.C.C. Choi, Simulation of wind-driven-rain around a building, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 46-47 (1993) 721-729.
[9] E.C.C. Choi, Determination of wind-driven-rain intensity on building faces, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 51(1) (1994) 55-69.
[10] C.J. Blocken B Spatial and temporal distribution of driving rain on a low-rise building, Wind and Structures An International Journal 5(5):441-462 (2002).
[11] S.H. Huang, Q.S. Li, Numerical simulations of wind-driven rain on building envelopes based on Eulerian multiphase model, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 98(12) (2010) 843-857.
[12] H. Wang, W. Song, Y. Chen, Numerical simulation of wind-driven rain distribution on building facades under combination layout, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 188 (2019) 375-383.
[13] C.W. Ulbrich, D.J.J.o.A.M. Atlas, Rainfall Microphysics and Radar Properties: Analysis Methods for Drop Size Spectra, 37(9) (1998) 912-923.
[14] A.C. Best, The size distribution of raindrops, 76(327) (1950) 16-36.
[15] C. Matzler, Drop-size distributions and Mie computations for rain, Institute of Applied Physics, University of Bern,Switzerland., 2002.
[16] Y. Tominaga, A. Mochida, AIJ Benchmarks for Validation of CFD Simulations Applied to Pedestrian Wind Environment around Buildings, 2016.
[17] Y. Tominaga, A. Mochida, R. Yoshie, H. Kataoka, T. Nozu, M. Yoshikawa, T.J.J.o.W.E. Shirasawa, I. Aerodynamics, AIJ guidelines for practical applications of CFD to pedestrian wind environment around buildings, 96(10-11) (2008) 1749-1761.
[18] 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,中国建筑工业出版社,北京,2018.

新型数据机房空调系统特性研究

赵志宏，刘宏宇，程远达

（太原理工大学土木工程学院，太原　030024）

［摘　要］在现有的对流辐射耦合换热空调系统的相关研究的基础上，本文提了一种新型的数据机房空调系统。采用 CFD 模拟的研究手段，绘制了数据中心内一个典型机房的物理模型，把数据机房的运行参数设置成边界条件，求解得到机房内的温度分布。同时，将实验测量的温度值和 CFD 模拟的温度值进行比较，对比的结果验证了数值模型的可靠性。主要分析了新型数据机房空调系统的制冷效果以及空调系统中辐射板的安装角度和温度对制冷效果的影响。研究结果表明：增设辐射板的机房空调系统比对流换热机房空调系统的制冷效果好，机架冷却指数提高了 0.04；新型数据机房空调系统的辐射板角度大于 30 ° 时制冷效果明显下降；辐射板温度建议设置在为 19-39℃。

［关键词］数据中心；热点改善；辐射制冷；CFD 模拟

0 引言

数据中心是指存放 IT 设备，对数据信息的加工、存放以及传输的场所[1]。当前我国数据中心仍在高速建设，数据中心的密度仍处于上涨趋势[2]。随着信息化技术的发展，数据机房的 IT 设备的数量变大和运算速度变快，导致数据机房的能耗急速上升。据统计，数据中心的能耗是普通办公建筑的 100 倍[3]。由此可见数据中心的耗电量之大，其中空调系统耗电在整个机房总能耗占比 40%[4]。因此对数据中心空调系统的节能性研究有着现实意义。

当前已经有不少学者将计算流体力学应用到数据中心热环境的模拟当中，对数据机房的机柜布置、送风温度及送回风形式等参数进行了优化[5]。赖柏年等[5]对传统下送风机房空调系统和多种新型末端进行了 CFD 模拟。高彩凤等[6]对数据机房热环境进行了实测和模拟[7]。Iyengar 等[8]对机柜的流量、热负荷、温升等参数进行了模拟，Karki 等[9]对穿孔地板开孔面积进行模拟。Schmidt[10]利用 CFD 模拟多种冷通道和热通道中机柜的工况，避免了热气流回流和冷气流旁通的现象。综上所述，目前国内外学者在利用对流换热空调系统来改善机房气流组织方面卓有成效，但是利用辐射换热原理来解决机房局部热点问题的相关文献较少。

在刘宏宇[11]等提出的对流辐射耦合换热的空调系统的基础上，本文提出另一种增设辐射模块的机房空调系统，辐射模块以一定角度安装在数据机房机架进风口处，同时承担导流和辐射换热的作用，通过低温的辐射板与高温的局部热点区域辐射换热的方法来降低热点温度。本文模拟了数据机房在传统机房空调系统和新型机房空调系统下的热环境，对比研究了两种空调系统的制冷效果。在明确了新型机房空调系统的制冷效果优于传统机房空调系统的制冷效果的基础上，进一步对辐射模板的角度和温度进行了优化。本文的研究成果将对数据机房的节能研究提供参考。

1 几何模型

本文采用文献[12]中典型数据机房建筑的几何模型，假定该机房采用本文提出的增设辐射模块的机房空调系统，以此展开新型数据机房空调系统特性研究。如图 1a 所示，该数据机房长 6.71m，宽 5.49m，高 3.0m。该机房有 14 个服务器机架，机架面对面放置为两排，每排容纳 7 个机架，两排机架的间距为 1.22m 及机架排距房间墙壁 1.22 m。本文采用了典型的机架尺寸，长 0.610 m，宽 0.915m，高 2.0 m，每个机架包括四个尺寸长为 0.610m,宽为 0.915m,高为 0.5 m 的服务器机箱。

本文机房空调系统使用地板下送风方式，并假定机架进风口面增加了辐射模块。如图 1a 所示，送风口布置在两排机架之间的地板上，共 14 个送风口，送风口尺寸为长 0.534m 的正方形。回风口在机房顶部，两个回风口尺寸均为长 0.3m，宽 4.27m。如图 1b 所示，等长的辐射板位于机架之间，辐射板尺寸为长 1.83m，宽 0.305m.

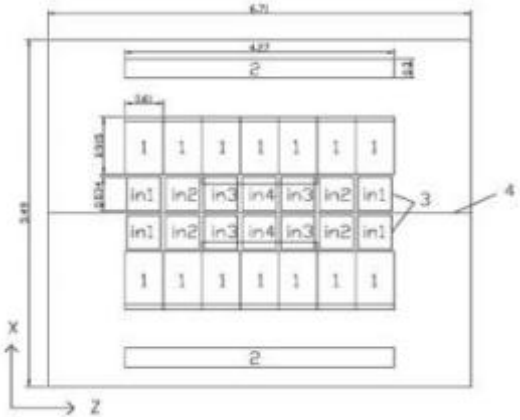
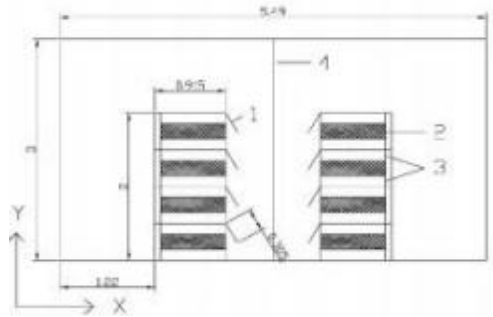


图 1a 数据机房模型俯视图(m)



1 机柜 2 回风口 3 地板送风口 4 对称面 1 辐射板 2 服务器 3 气流通道 4 对称面

图 1b 数据机房模型左视图(m)

2 数学模型的建立及验证

数据机房制冷方面的研究通常采用实地测量、实验模拟和 CFD 模拟等方法。CFD 模拟相对于实地测量和实验模拟，具有低成本、短周期、直观等多种优势,被广泛应用于数据机房空调系统的制冷方面的研究[13]。本文采用 ANSYS-FLUENT19.0 进行数据机房热环境的模拟。

2.1 模型的假设及简化

本文采用 simple 算法、k-ε 湍流模型、do 辐射模型。为了简化模拟运算，做出以下几种假设：

（1）数据机房内空气流动为稳态紊流；

（2）机房内的空气是不可压缩流体；

（3）满足 Boussinesq 假设，即认为空气密度的变化只影响质量力项；

（4）忽略机房人员散热及照明散热；

（5）将机柜的发热量视为定值；

（6）忽略固体壁面的热辐射，将墙壁视为绝热壁面

2.2 控制方程及湍流模型

（1）质量守恒方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x}+\frac{\partial}{\partial z}=0 \quad (1)$$

式中：ρ−空气密度，Kg/m^3；t−时间，s；u−X 方向上速度矢量；v−Y 方向上速度矢量；w−Z 方向上速度矢量，

（2）动量守恒方程

$$\frac{\partial u}{\partial t}+div(uU)=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x}+div(v\,gradu) \quad (2)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t}+div(vU)=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y}+div(v\,gradv) \quad (3)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t}+div(wU)=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z}+div(v\,gradw) \quad (4)$$

式中：U−合速度，m/s；P−静压,Pa；v−运动粘度

（3）能量守恒方程

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t}+div(\rho UT)=div\left(\frac{\lambda}{C_p}gradT\right)+S_T \quad (5)$$

式中：T−热力学温度，K；λ−空气导热系数,W/(m·K)；C_p−比热容,J(kg·K)；s_T−粘性耗散项

（4）k-ε 湍流方程

$$\rho\frac{\partial k}{\partial t}+\rho u_i\frac{\partial k}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\alpha_k\mu_{eff}\frac{\partial k}{\partial x_j}\right)+G_b+G_k-\rho\varepsilon \quad (6)$$

$$\rho\frac{\partial \varepsilon}{\partial t}+\rho u_i\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\alpha_\varepsilon\mu_{eff}\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right)+C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}(C_{3\varepsilon}G_b+G_k)-$$

$$C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} \quad (7)$$

式中：G_k−层流速度梯度产生的湍流动能；G_b−浮力产生的湍流动能；k−单位质量流量的湍流脉动动能；ε−流动耗散率

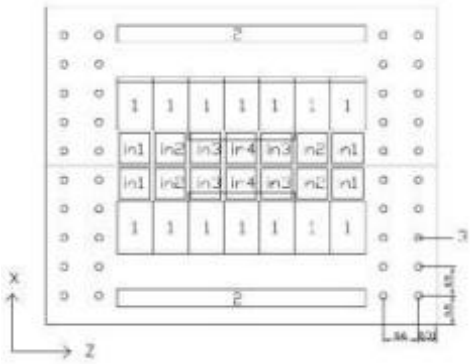
2.3 边界条件设置

本文绘制了二分之一模型，对称面设成 symmetry 对称边界，对称面位置如图 1 所示。将地板送风口设置为速度入口，采用文献[14]速度值。最中间送风口的速度最大，速度值由中间送风口向两侧递减，速度值呈对称分布。送风口 in1 速度值为 0.75m/s、in2 速度值为 0.83m/s、in3 速度值为 1.02m/s、in4 速度值为 1.49m/s。送风口温度设置为 12 ° C；回风口设成自由出流边界；在多孔的地板送风口和机架排风口上添加动量源模型[15]，地板送风口开孔率为 25%，机柜排风口开孔率为 35%；将服务器简化为内热源边界[14]，每台服务器发热量为 875W[12]；将辐射板设置为定壁温 Wall 边界；将墙壁、地板及天花板设置为绝热 Wall 边界。

2.4 模型验证及网格独立性验证

本文采用了文献[12]中的几何模型，该文献对仅设地板下送风而无辐射模块的机房内流场进行监测。因此，本文按照文献中监测点的设置方式，对相同的位置进行了温度监测。测点布置位置如图 2 所示，40

个测点位于距离地板高度 2m 处的同一平面内。



1 机柜　2 回风口　3 测点

图 2 测点布置位置

在验证模型和验证网格独立性时，使用平均偏差和均方根误差这两个指标[16]。采用平均偏差这一指标可以得出本文的模拟结果与文献中结果的相对大小。采用均方根误差这一指标可以得出本文的模拟结果与文献中结果的拟合程度。平均偏差和均方根误差的值越小，本文的模型可靠性越高。公式如下：

平均偏差公式

$$MBE=\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}\frac{X_{sim,i}-X_{EXP,i}}{X_{EXP,i}}\times 100\% \quad (8)$$

均方根误差公式

$$RMSE=\sqrt{\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}\frac{(X_{sim,i}-X_{EXP,i})^2}{X_{EXP,i}^2}} \quad (9)$$

式中：$X_{sim,i}$ 是模拟值，$X_{EXP,i}$ 是实验值

当本文采用 102 万六面体网格时，将 40 个测点温度值与文献中测点温度值进行比较计算，计算得平均偏差为 6.4%、均方根误差为 4.7%。平均偏差和均方根误差都小于 10%,因此，可以认为本文的数学模型可靠[11]。为了验证网格的独立性，分别将 198 万、125 万、142 万三种网格数量的模型进行温度监测，计算平均偏差值和均方跟误差值。当网格数量为 125 万和 142 万时，平均偏差分别是 6.2%和 6.1%，均方根误差分别是 4.6%和 4.4%。通过计算值可以看出，网格数量变多可以使两个误差指标略微减小。但是，三种网格数量情况下，平均偏差值和误差值均满足小于 10%的条件，为了节省计算时间和资源，本文最终选用了 102 万的网格。

3 工况设置及评价标准

3.1 工况设置

如表 1 所示，本文共模拟了 13 个工况。首先，工况 1-3 对比研究了传统数据机房、增设导流板的传统数据机房及增设辐射模块的新型数据机房的热环境和制冷性能；其次，在此基础上，工况 4-7 对比研究了新型数据机房空调系统在安装不同角度辐射板的情况下的热环境和制冷性能，最后，工况 8-17 对辐射板表面的温度参数进行了优化。

表 1 全部模拟工况

工况	送风温度	辐射板温度	辐射板角度	RCI	S
case1	21	/	/	0.87	2.72
case2	21	/	30	0.89	2.66
case3	21	21	30	0.91	2.57
case4	21	22	30	0.91	2.57
case5	21	22	40	0.79	2.93
case6	21	22	50	0.84	2.88
case7	21	22	60	0.82	3.11
case8	21	19	30	0.92	2.51
Case9	21	24	30	0.91	2.58
Case10	21	29	30	0.90	2.60
Case11	21	34	30	0.91	2.61
Case12	21	39	30	0.90	2.63
Case13	21	44	30	0.89	2.65

3.2 评价指标

在评估机房空调系统的制冷性能时，不仅可以直接用温度值来判断，还可以用多个评价指标来从不同角度评估机房的热环境，常用的指标有供热指数，回热指数和机架冷却指数[17]。本文采用机架冷却指数 RCI 和机架进口温度标准差 S，公式如下：

$$RCI_{LO}=\left[1-\frac{\sum(t_{min,r}-t_x)}{(t_{min,r}-t_{min,a})n}\right]\times 100\% \quad (10)$$

$$RCI_{HI}=\left[1-\frac{\sum(t_x-t_{max,r})}{(t_{min,r}-t_{min,a})n}\right]\times 100\% \quad (11)$$

式中：$t_{min,r}$ 为最小推荐进口温度，t_x 为机架进口温度，$t_{min,a}$ 为最小允许进口温度，$t_{max,r}$ 为最大推荐温度，$t_{max,a}$ 最大允许进口温度。

$$s=\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{N}(s_i-\bar{S})^2}{N-1}} \quad (12)$$

式中:s 为标准差；s_i 为测点温度值；$\bar{S}$为温度平均值；N 为测点个数

机架进口温度标准差 s 用于评价机架进口温度是否均匀，S 值越小说明机架进口温度越均匀。机房环境温度的可接受程度和机架被冷却的效率常用 RCI 值来判断[16]，RCI 值越大说明机架被冷却效率越高。按照定义可以将 RCI 分为 RCI_{HI} 和 RCI_{LO} 两种。机架进口温度超过建议上限温度的程度用 RCI_{HI} 值评判，机架进口温度低于建议下限温度的程度用 RCI_{LO} 评判。ASHRAE TC9.9[18]最大推荐温度为 28℃，最小推荐温度为 18℃。本文中所有工况送风温度和辐射板温度均大于 18℃，即机架进口温度大于 18℃。根据 RCILO 公式可知，RCILO 值恒为 1，故只需计算 RCI_{HI} 指标。RCI_{HI} 值小于等于 0.9 时，机房温度健康状况

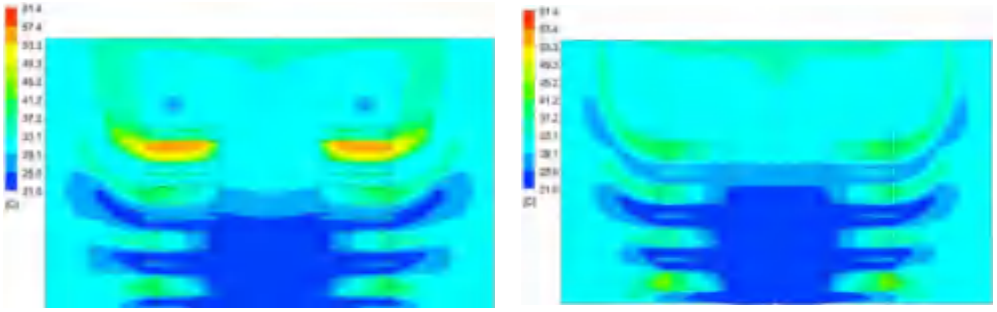
为“糟糕”，RCI_{HI} 值大于 0.9 时，机房温度健康状况为“可接受”。

4 结果分析

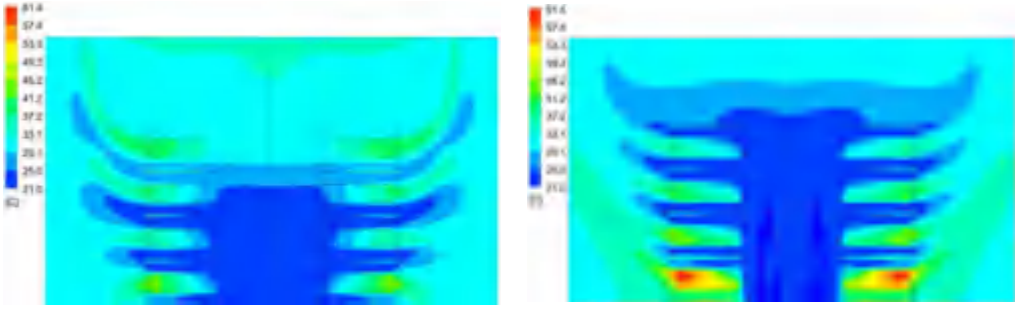
4.1 不同空调系统

表 2 不同空调系统在相同送风温度下 RCIHI 和标准差 s 的计算结果

工况	送风温度	辐射板温度	辐射板角度	RCI	S
case1	21	/	/	0.87	2.72
case2	21	/	30	0.89	2.66
case3	21	21	30	0.91	2.57

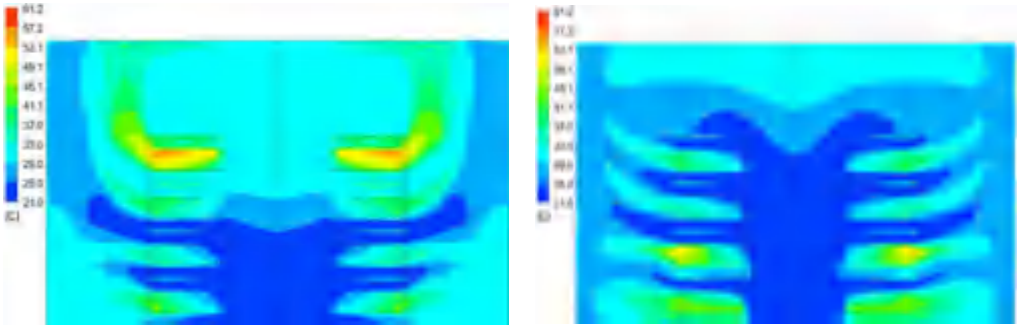


Z=1.525Z=2.135



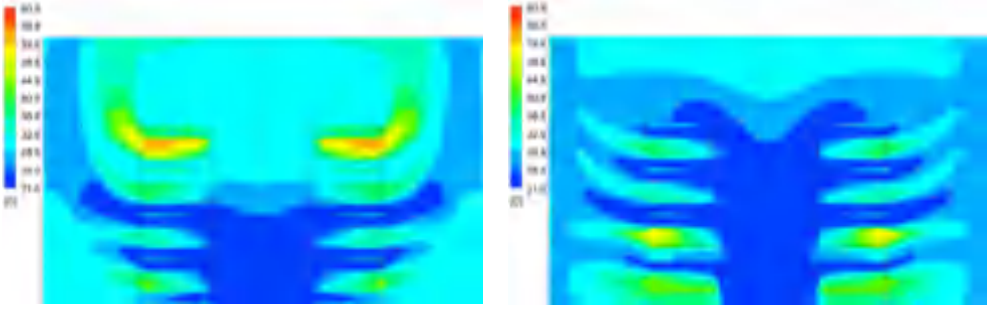
Z=2.745Z=3.355

图 3.case1 传统数据机房的四个截面温度云图



Z=1.525Z=3.335

图 4.case2 增设导流板的传统数据机房的温度云图



Z=1.525Z=3.335

图 5 case3 增设辐射模块的新型传统数据机房的温度云图

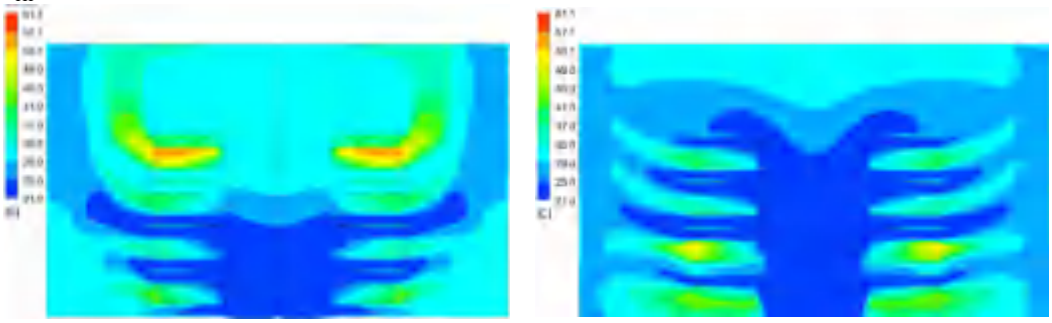
由图 3 可知传统的数据机房局部热点出现在截面 z=1.525（最外侧机架）的顶层机架和截面 z=3.355 最中间机架）的底层机架，因此着重对 z=1.525 和 z=3.355 位置的两排机架进行分析研究。从图 3 和图 5 的截面 z=1.525 对比发现，新型数据机房顶层机架的局部热点温度面积比传统数据机房的局部热点温度的面积明显缩小，同时新型数据机房截面 z=3.355 底层机架的局部热点温度比传统数据机房的局部热点温度显著降低。这是由于低温辐射板和热点区域进行了辐射换热。

表 2 是不同空调系统在相同送风温度下机架冷却指数 RCI_{HI} 和机架进口温度标准差 s 的计算结果。可以发现，传统机房空调系统增设导流板之后，RCI_{HI} 增大 0.02，标准差 S 减小 0.06。将导流板换成可调节温度的辐射板之后，新型数据机房空调系统的 RCI_{HI} 进一步增加了 0.02，同时标准差减小了 0.09。这就表明，辐射板的存在可以使机房温度状况变好和机架进口温度更均匀。

4.2 不同辐射板角度

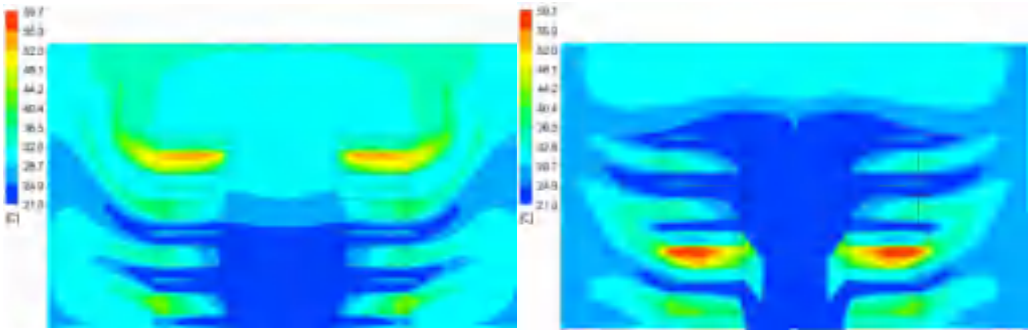
表 3 不同辐射板角度的 RCIHI 和标准差的计算结果

工况	送风温度	辐射板温度	辐射板角度	RCI	S
case4	21	22	30	0.91	2.57
case5	21	22	40	0.79	2.93
case6	21	22	50	0.84	2.88
case7	21	22	60	0.82	3.11



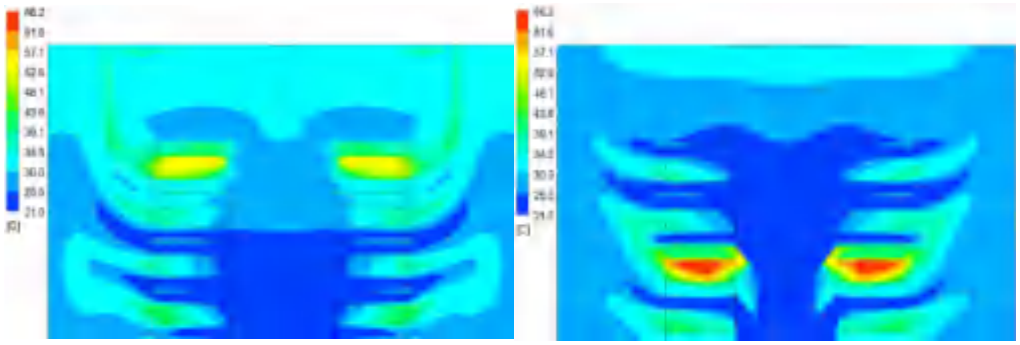
Z=1.525Z=3.335

图 6 case4 辐射板角度为 30° 时温度云图



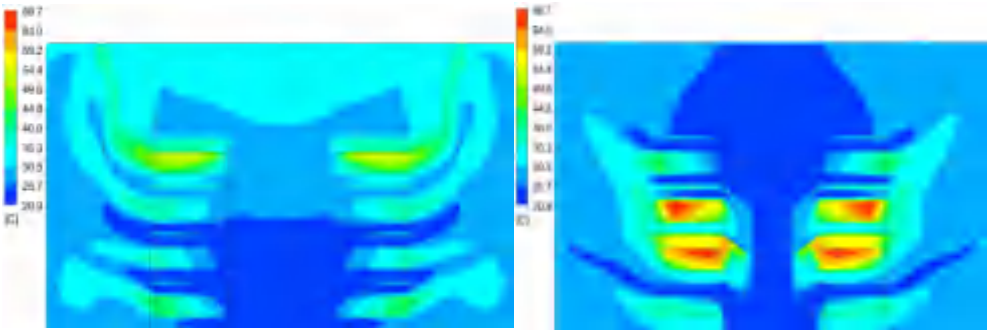
Z=1.525Z=3.335

图 7 case5 辐射板角度为 40° 时的温度云图



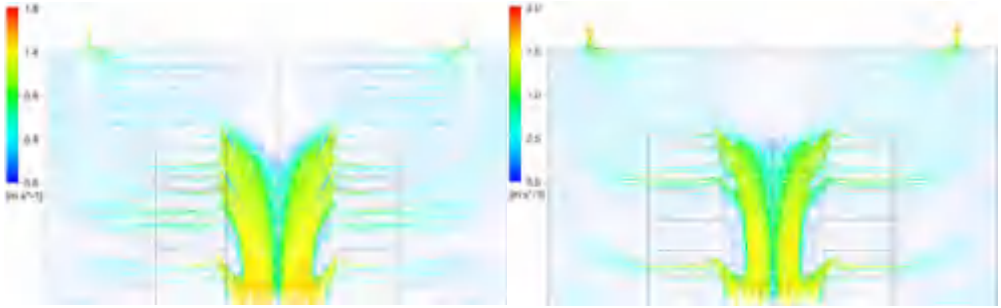
Z=1.525Z=2.135

图 8 case6 辐射板角度为 50° 时的温度云图

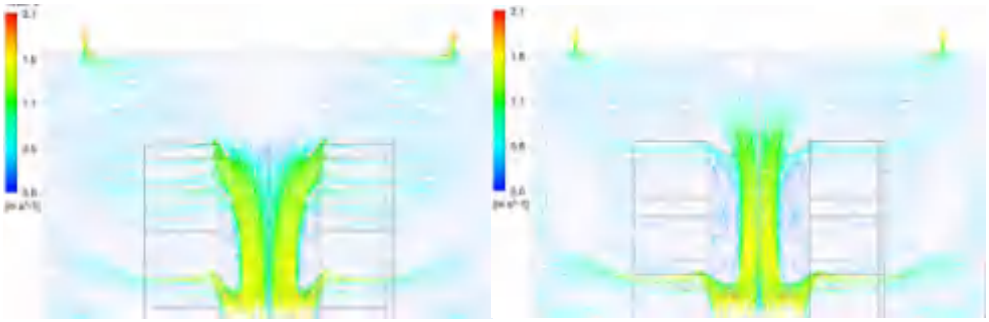


Z=1.525Z=2.135

图 9 case7 导流板角度为 60° 时温度云图



辐射板角度为 30° 辐射板角度为 40°



辐射板角度为 50° 辐射板角度为 60°

图 10 辐射板安装在不同角度的速度云图

从图 6、7、8、9 的截面 z=1.525 来看，辐射板角度从 30 ° 增加到 60 ° 的过程中，局部热点的温度不断降低。但是，从图 6、7、8、9 的截面 z=3.355 来看，辐射板角度从 30 ° 增加到 60 ° 的过程中，气流组织越来越差，不仅局部热点出现的区域变多了，而且局部热点的温度也趋于增大。观察图 10 的速度矢量图可知，辐射板的安装角度会严重影响气流的方向。当辐射板角度大于 30 ° 时，机架进口的冷气流会大幅减少。

表 3 是不同辐射板角度在相同送风温度和相同的辐射板温度下，机架冷却指数 RCI_{HI} 和机架进口温度标准差 s 的计算结果。辐射板角度为 30 ° 时，机房温度健康状况为 “ 可接受 ”。辐射板角度为 40 ° 、50 ° 、60 ° 时，机房健康状况变为 “ 糟糕 ”。可以发现，当辐射板角度由 30 ° 调整到 40 ° 、50 ° 、60 ° 时，机架冷却指数 RCI 大幅减小，机架进口的标准差大幅增大。这表明其制冷效果明显下降。

4.3 不同的辐射板温度

表 4 不同辐射板温度的 RCIHI 和标准差的计算结果

工况	送风温度	辐射板温度	辐射板角度	RCI	S
case1	21	/	/	0.87	2.72
case2	21	/	30	0.89	2.66
case8	21	19	30	0.92	2.51
case9	21	24	30	0.91	2.58
case10	21	29	30	0.90	2.60
case11	21	34	30	0.91	2.61
case12	21	39	30	0.90	2.63
case13	21	44	30	0.89	2.65

表 4 为不同辐射板温度下的机架冷却指数 RCI 值和标准差 s 值的计算结果。可以看出，新型数据机房空调系统随着辐射板温度的增加，RCI 值趋于减小，标准差 s 趋于增大。这表明辐射板温度的增加会

使空调系统制冷效果下降。辐射板温度设置在 19℃-39℃范围内时，RCI 值均大于 0.90，机房温度健康状态都处于“ 可接受 ”。当辐射板温度达到 44℃时，RCI 值降至 0.89，此时机房温度健康状态由“ 可接受 ”变为“ 糟糕 ”。

5 结论与展望

5.1 结论

（1）与对流换热空调系统相比，增设辐射板的数据机房空调系统可以使机架被更充分冷却，且降低了局部热点的温度。因此，新型数据机房空调系统能够改善局部环境热点的问题。

（2）辐射板的角度会严重影响机架进口处的气流分布。在所研究的工况下，辐射板角度为 30 ° 时，空调系统的制冷效果最佳。当辐射板角度大于 30 ° 时，空调系统制冷效果大幅下降。

（3）辐射板的温度设置在 19℃-39℃范围内，空调系统的制冷效果均可达到要求，且辐射板温度在这个范围内变化对数据机房制冷性能的影响差别不大。但当辐射模块的温度达到 44℃时，机架冷却指数大幅降低。因此，在所研究工况下，建议将辐射板温度设置在 19℃-39℃之间。

5.2 展望

解决数据机房的局部热点问题是特别有现实意义的一个研究，本文提出的新型数据机房空调系统可以用于解决这一问题。由于本文采用的是文献中特定的一种数据机房，且只进行了 CFD 模拟而无法进行实地测量和实验模拟，因此将本文提出的数据机房空调系统用于工程实践中可能会有一定的局限性，但是能够应对局部热点问题这一点是毋庸置疑的。

参考文献

[1] 傅烈虎.数据中心冷却技术的发展与演进[J].制冷与空调,2020,20(12):7-16.

[2] ASHRAETC9.9.数据处理环境热指南[M].杨国荣等译.北京：中国建筑工业出版社，2010.

[3] Or ó E,DepoorterV,Garcia A, et al.Energy efficiency and renewable energy integration in data centres. Strategies and modelling review[J].Renewable&Sustainble Energy Reviews.2015,42:429-445

[4] 皮立华,李文杰,刘丽.云化数据中心的节能减排探讨[J].移动通信，2012,36(13);70-71

[5] 马昕宇.高热流密度数据机房气流组织的数值模拟与优化研究[D].东南大学,2019.

[6] 赖柏年，张剑麟，陈文，等.数据中心水冷空调末端的 CFD 模拟及应用分析[J]．制冷与空调（四川），2017，31(6)：565-575

[7] 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)：101-105

[8] Iyengar M, Schmidt R, Sharma A, et al. Thermal characterization of non-raised floor air cooled data centers using numerical modeling[C]// ASME 2005 Pacific Rim Technical Conference and Exhibition on Integration and Packaging of MEMS, NEMS and Electronic Systems. San Francisco, USA: ASME, 2005: 535-543.

[9] Karki K C, Patankar S V, Radmehr A. Techniques for controlling airflow distribution in raisedfloor data centers[C]// ASME 2003 International Electronic Packaging Technical Conference andExhibition. Hawaii, USA: ASME, 2003: 621-628.

[10] Schmidt R. Effect of data center characteristics on data processing equipment inlettemperatures[C]// Proceedings of the Pacific Rim/ASME International Electronic PackagingTechnical Conference and Exhibition. Hawaii, USA: ASME, 2001: 1097-1106.

[11] 刘宏宇,程远达,杜震宇,李国柱.基于对流辐射耦合换热的新型数据机房空调系统[J].暖通空调,2019,49(10):105-112.

[12] 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.

[13] 李瑞.基于 CFD 仿真的数据中心气流组织优化[D].山东大学,2020.

[14] Nada S A, Said M A, Rady M A. CFD investigations of data centers’ thermal performance for differentconfigurations of CRACs units and aisles separation[J]. Alexandria Engineering Journal, 2016, 55(2):959-971.

[15] 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.
[16] YunG,Kang S K.empirical validation of lighting energy consumption using the integrated simulation method[J].Energy & buildings, 2013,57(2):144-154
[17] HerrlinM.Rack cooling effectiveness in data centers and telecom entraloffices:the rack cooling index(RCI)[G]//ASHRAE Trans,2005,111(2)：1-11
[18] ASHRAE.ASHRAE TC 9.9 Thermal guidelines for data processing environments-expanded data center classes and usage guidance[S]，2011

平板微热管阵列式相变蓄热装置性能的实验和模拟研究

秦　倩，刁彦华，赵耀华，王泽宇

（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］本文设计并制造了一种相变蓄热装置。该装置采用平板微热管阵列为核心传热元件，利用矩形交错翅片强化相变材料侧换热，并采用多通道扁管作为热交换流体通道。通过实验研究对该装置的蓄放热过程进行了分析；同时建立了该装置的三维 CFD 模型，利用等效比热容和等效导热系数的方法解决了复杂模型的计算问题，并验证了该模型的正确性。通过数值计算发现装置的热阻主要存在于相变材料侧和多通道扁管向平板微热管阵列传热侧，这为装置的优化提供了理论指导。

［关键词］相变蓄热；平板微热管阵列；数值模拟

0 引言

供暖作为一种刚性民生需求，对人们生活质量有较大影响，这种影响对于北方寒冷地区更为明显。利用传统能源作为热源的供暖形式虽然可以满足人们对于室内温度的要求，但也存在着能源消耗量大和环境污染的问题。在此境况下，找到既能满足人们供暖需求又可以减少能源消耗的方式至关重要。太阳能作为一种清洁、可再生能源，具有非常大的发展潜力[1]。然而太阳能利用存在不稳定性和间歇性问题，这极大地影响了这一能源的推广和使用。蓄热技术是解决上述问题的有效途径，其中，相变蓄热因其蓄热密度高、蓄放热过程近似等温而成为研究重点[2]。但目前相变材料的导热系数较低，使得装置的蓄放热性能受到限制，因此提高蓄热装置的蓄放热性能至关重要。

在相变蓄热领域中，热管作为一种高导热性传热元件，常与各种翅片相结合形成热管组件，并作为强化换热手段应用于蓄热装置中。国内外学者就热管在蓄热装置中的应用开展了大量研究工作。Ebrahimi 等[3]研究了热管数量和角度对相变蓄热装置性能的影响，实验结果表明，热管的加入可以使相变材料的熔化时间减少 91%。Nithyanandam 等[4]数值研究了集成热管的数量和系统的运行模式对集中式太阳能相变蓄热装置性能的影响。结果表明，在蓄放热过程中使用四组热管模块时装置效率较高。Khalifa 和 Tan 等[5]采用数值模拟和实验研究相结合的方法探究了微型热管对相变蓄热装置性能的强化作用，结果表明随着微型热管数量的增加，相变材料和热管的复合导热率提高明显。Mahdavi 等[6]研究了热管对管壳式相变蓄热装置性能的影响。结果表明，加入热管能显著缩短相变材料的熔化和凝固时间。Sharifi 等[7]研究了热管蒸发段和冷凝段长度的比值对相变材料熔化速度的影响。Robak 等[8]发现热管的加入使相变材料的熔化速率提高了约 60%。罗孝学[9]等研究了脉动热管对相变蓄热装置传热性能的影响，发现脉动热管相比于常规铜管使蓄热时间减少了 47%。

综上所述，热管可以有效地提高相变蓄热装置的蓄放热性能，因此，本文设计并研究了一种以平板微热管阵列为核心传热元件，结合矩形交错翅片的相变蓄热装置，并以多通道扁管作为换热流体通道。其中，平板微热管阵列的高导热性和较大的比表面积可以整体提高相变蓄热装置的蓄放热性能；矩形交错翅片结构紧凑、比表面积大、传热性能好，可增大相变材料侧的换热面积。蓄热装置以月桂酸为相变材料，水为换热流体。本文采用实验研究和数值模拟的方法对相变蓄热装置的性能进行研究，通过实验对蓄热装置的蓄放热过程性能进行研究；在此基础上，建立了该装置的三维 CFD 模型，使用等效导热系数和等效比热容的方法对装置内相变材料的熔化过程进行分析，使用此方法可以在满足工程精度的条件下有效的简化复杂模型的建模和网格划分过程，节省计算资源。最后，对蓄热过程的传热热阻进行了分析，给出了装置优化的方向。

1 实验装置介绍

1.1 装置结构

相变蓄热装置主要由蓄热单元、多通道扁管、相变材料和蓄热箱体组成。该装置的结构如图 1(a)所

示。该装置由 12 个蓄热单元和 8 个多通道扁管组成。蓄热单元由贴合矩形交错翅片的平板微热阵列组成，从上到下依次是冷凝段、蓄热段和蒸发段，其排列方式为 2×6 的形式。矩形交错翅片尺寸如图 1(d)所示，物性参数如表 1 所示。8 个多通道扁管每两个串联形成 4 组流体通路，每 2 组流体通路前后并联分别形成冷热流体通道。其中，多通道扁管有 11 个带有微型翅片的通道，微翅片可以扩大热交换流体与多通道扁管之间的换热面积，从而强化流体侧换热。蓄热箱体其外部尺寸为 722 mm×765 mm×126 mm。箱体内部放置 22.33 kg 月桂酸，填充率为 86.3%，其物性参数如表 1 所示。箱体外部贴有 30 mm 保温材料减少热量损失。

1.2 装置工作原理

在蓄热过程，热交换流体通过热流体通道，将热量传递至平板微热管阵列蒸发段，使得加热段内液态工质蒸发为气态工质。随后，气态工质上升至蓄热段，将热量传递给低温的相变材料并冷凝为液态工质，液态工质在重力的作用下返回蒸发段，从而实现蓄热过程。在放热过程中，蓄热段内液态工质从高温相变材料内吸收热量，蒸发为气态工质并上升至冷凝段，流过冷凝段的热交换流体吸收气态工质的热量，将冷凝段内的气态工质冷却为液态，液态工质在重力的作用下返回到蓄热段，从而实现放热过程。

1.2 实验系统

蓄热装置实验系统如图 2 所示。本系统主要由相变蓄热装置、恒温水浴、安捷伦数据采集仪等主要部件构成。测量仪器的不确定度值见表 2。恒温水浴为实验提供恒定的冷热源。在蓄热过程中，恒温水浴作为热源对相变材料进行加热；在放热过程作为冷源将相变材料内热量取出。

图 3 显示了蓄热器内部的热电偶分布。实验中，流体流量为 2.5 L/min，温度分别为 70 ℃（蓄热）和 25 ℃（放热），将蓄热工况设置为工况 1，放热工况设置为工况 2。

表 1 物性参数表

物质	密度（kg/m³）	比热 [kJ/(kg·K)]	导热系数 [W/(m·K)]	熔点（℃）	潜热（kJ/kg）
水	996.7	4.178	0.6	-	-
铝	2719	0.871	202.4	-	-
月桂酸	1007	2.11	0.147	43	184

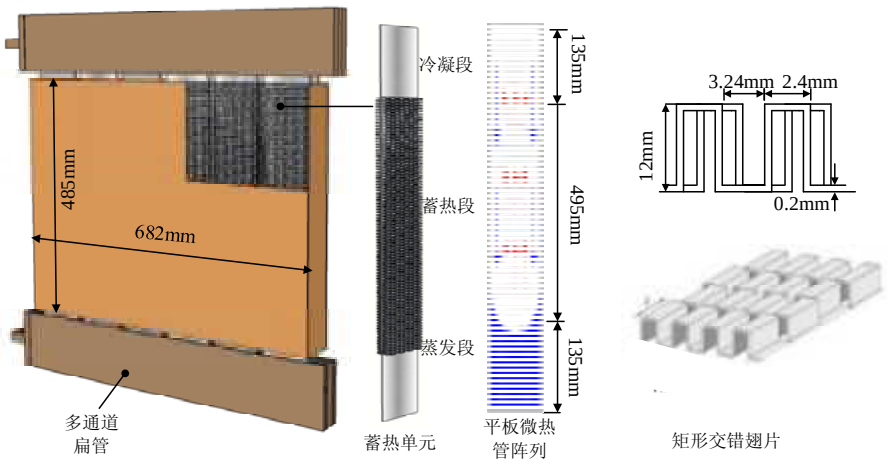


图 1 平板微热管阵列式相变蓄热装置

表 2 实验仪器的不确定度

仪器	型号	精度
恒温水浴	DTY-20	±0.1 ℃
流量计	L-MAG511	0.5%
热电阻	Pt100	±0.2 ℃
热电偶	K-type	±0.5 ℃
数据采集仪	Agilent 34970A	-

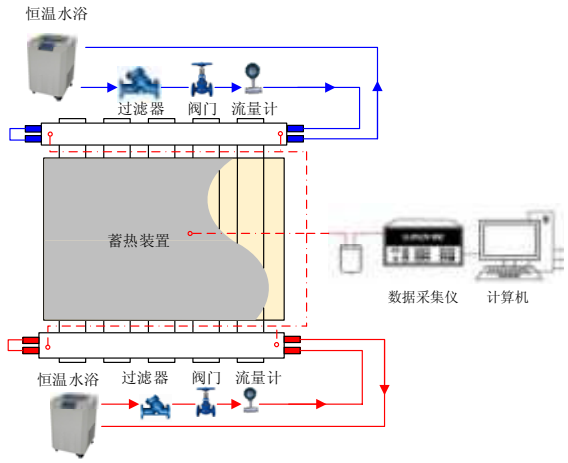


图 2　蓄热装置实验系统

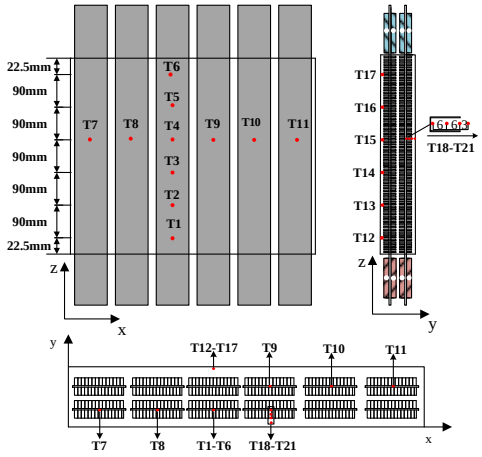


图 3 蓄热装置内部测点布置

1.3 数据处理

相变蓄热装置的输入功率如下所示：

$$P_{in}=C_{p,w}\rho_w V_w\left(T_{in,w}-T_{out,w}\right) \quad (1)$$

相变蓄热装置的输出功率如下所示：

$$P_{out}=C_{p,w}\rho_w V_w\left(T_{out,w}-T_{in,w}\right) \quad (2)$$

通过不确定度分析，可以评价试验结果的可靠性和准确性。相对误差计算如下:

$$\varepsilon_y=\frac{\delta y}{y}=\sqrt{\left(\frac{\partial \ln y}{\partial x_1}\delta x_1\right)^2+\left(\frac{\partial \ln y}{\partial x_2}\delta x_2\right)^2+\ldots+\left(\frac{\partial \ln y}{\partial x_n}\delta x_n\right)^2} \quad (3)$$

其中，Tin,w 是热交换流体的进口温度，Tout,w 是热交换流体的出口温度，Cp,w 为水的比热容，Vw 为热交换流体的流量，ρw 为热交换流体流量，x1, x2 代表自变量。Ein 的不确定度为 2.91%。

2 实验结果与讨论

图 4 展示了工况 1 中装置内部测点 T19 的温度和蓄热功率的变化。可以看出，相变材料以显热的形式吸收热量使温度快速上升至相变温度，然后在相变期几乎维持温度不变，相变结束后再次以显热的形式吸收热量并快速升温。蓄热功率则呈现出一直减小的趋势，这是因为相变材料和热交换流体间的换热温差始终在减小。工况 1 下，蓄热装置的平均功率为 1096 W。图 5 展示了工况 2 中测点 T19 的温度和放热功率的变化。随着放热过程的进行，相变材料温度不断降低，放热功率也在不断减小。放热过程结束时，装置的平均放热功率为 955 W。

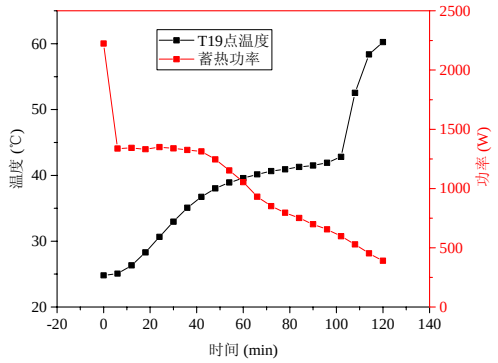


图 4　工况 1 中 T19 点温度和蓄热功率

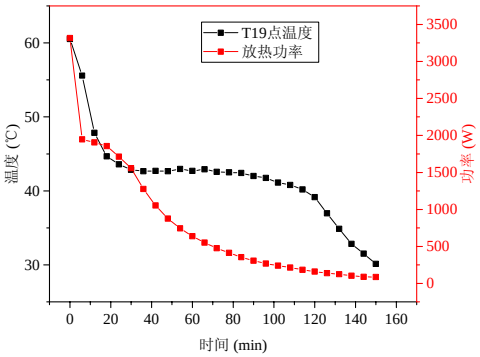


图 5　工况 2 中 T19 点温度和蓄热功率

3 数值模拟研究

3.1 物理模型

对该平板微热管阵列式蓄热装置建立三维 CFD 模型，利用等效比热容和等效导热系数法进行计算，并验证了该模型的正确性。然后以蓄热装置的一个蓄热单元为研究对象，探究装置内相变材料的熔化过程，并对其蓄热过程的传热热阻进行分析。其中的等效比热容和等效导热系数法是将蓄热装置中翅片和相变材料共存区域等价为一复合区域，通过计算该复合区域的等效导热系数和等效比热容来简化计算模型[10,11]，该方法适用于自然对流影响较小的热物理过程。由于该装置内矩形交错翅片为横向放置，使得其内部相变材料自然对流现象不明显，因此可采用此方法。采用此方法不需要对相变过程和非相变过程分别建模，有效地简化了建

模和网格划分过程。蓄热单元的具体结构如图 6 所示，蓄热单元内的蓄热区域分为两部分，一部分是相变材料与矩形交错翅片的共存区域即复合区域，另一部分是纯的相变材料区域。

下文探究了热交换流体流量对蓄热装置性能的影响，五个模拟工况在热交换流体温度一定时进行，流体温度为 49℃，进口流量分别为 0.5、1、1.5、2、2.5 和 3L/min。

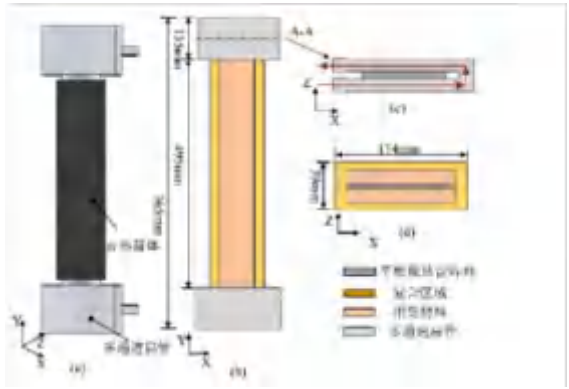


图 6 （a）蓄热单元的物性模型，（b）装置 Z 向截面，（c）装置 X 向截面，（d）装置的热交换流体流量，（e）装置 Z 向截面。

3.1.1 等效导热系数法

由于矩形交错翅片在复合区域内的分布不均匀，因此该区域的等效导热系数呈现各项异性。本文分别计算了位于热管上的 1~7 排翅片的等效导热系数。导热系数的计算通过 CFD 实现的，其计算模型如图 7（b）所示。分别在 X、Y 和 Z 方向两端面上施加一定的热流 Q，计算得两端面温差，根据傅里叶定律计算得导热系数，公式如式（4）所示。再根据等效导热系数和翅片排数拟合出等效导热系数关于排数的曲线。三个方向的拟合结果如图 8 所示。每根热管的蓄热段上有 88 排翅片，根据拟合公式计算得出 X 方向导热系数为 4.45 W/(m^2·K)。同样，Y 和 Z 方向的导热系数分别为 1.32 W/(m^2·K)和 2.27 W/(m^2·K)。

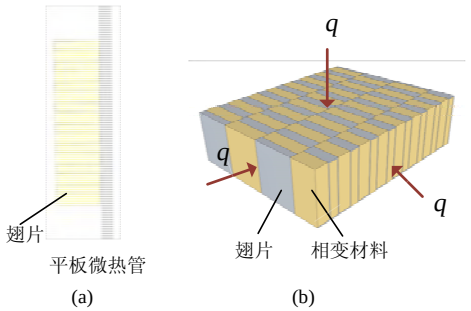


图 7 导热系数计算模型

$$Q=\frac{\lambda}{\Delta l}\Delta T \tag{4}$$

其中，Q—热流密度，W/m^2

λ—导热系数，W/(m·K)；

Δt—两端面温差，℃；

Δl—计算方向厚度，m。

3.1.2 等效比热容法

月桂酸的等效比热为其在温升过程中的潜热和显热之和，本文认为月桂酸在 43.0 ℃时开始相变，43.9 ℃结束相变，并在相变开始和结束的转折点处设置 0.1 ℃的过渡温度区。月桂酸的等效比热计算入下式所示：

相变前：$c_{p,pcm}=c_{p,so}$ ； (5)

相变期间：$c_{p,pcm}=c_{p,so}+\frac{H}{\Delta T}$ ； (6)

相变后：$c_{p,pcm}=c_{p,li}$。 (7)

其中，$c_{p,so}$是固态月桂酸的比热，$c_{p,li}$是液态月桂酸的比热，H 是相变潜热，ΔT 为 0.9℃。计算得月桂酸等效比热如下所示：

$$c_{p,pcm}=\begin{cases}2.11, & t<42.9℃\\ 1840t-78933, & 42.9℃\le t<43℃\\ 186.11, & 43℃\le t<43.9℃\\ -1833t-80659, & 43.9℃\le t<44℃\\ 2.80, & 44℃<t\end{cases} \tag{8}$$

复合区域的等效比热为月桂酸的等效比热和铝的显热之和，如式（9）所示。

$$c_{p,复}=\varepsilon c_{p,\mathrm{pcm}}+(1-\varepsilon)c_{p,al} \tag{9}$$

其中，$c_{p,复}$—复合区域的等效比热，kJ/(kg·K)；

$c_{p,eff}$—月桂酸的等效比热，kJ/(kg·K)；

$c_{p,al}$—铝的显热值，kJ/(kg·K)；

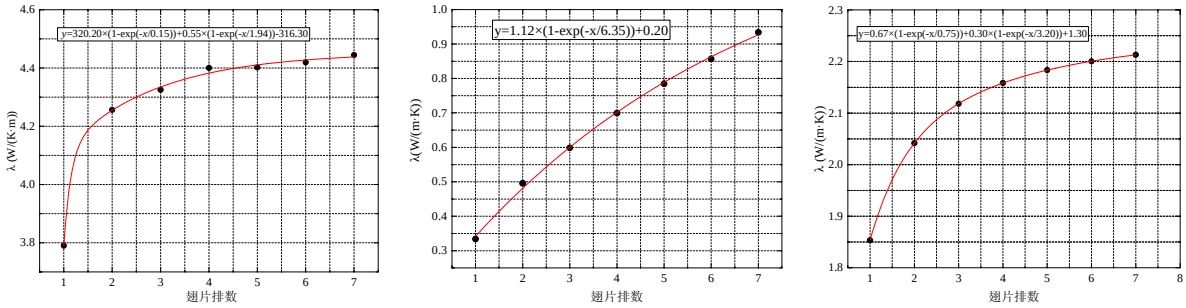
ε—月桂酸的填充率。

3.1.3 边界条件

设置蓄热装置初始温度为 25℃，环境温度为 20℃，装置外表面与环境换热系数为 0.9W/(m^2·K)，多通道扁管水力直径为 6.2 mm，热交换流体的进口温度为 49℃。

3.2 模型的验证

将工况 1 热交换流体出口温度与模拟数据进行对比，如图 9 所示，最大误差仅为 2.6%，平均误差为 0.99%。由此可以得出本文所建立模型的正确正确性，计算结果可靠。



(a)X 方向　　(b)Y 方向　　(c)Z 方向

图 8 等效导热系数的拟合曲线

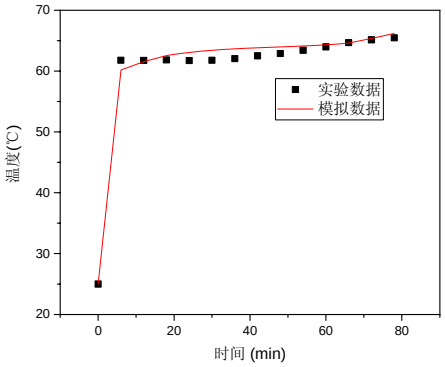


图 9 热交换流体出口温度比较

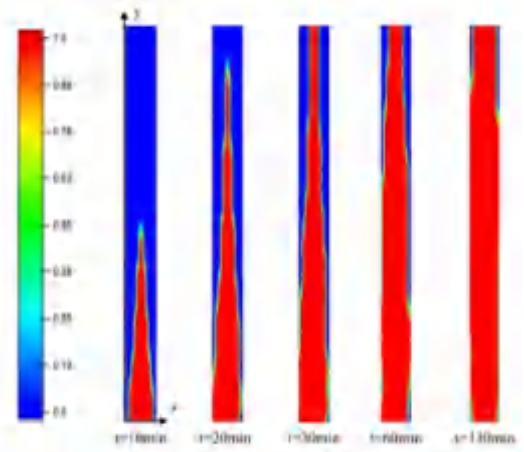


图 10 蓄热单元内相变材料融化过程

3.3 模拟结果与讨论

3.3.1 蓄热过程中相变材料的熔化过程

数值模拟所得结果可以更加直观的反应相变蓄热单元内相变材料的温度分布，利于分析蓄热过程机理。图 10 展示了热交换流体进口温度为 53℃，流量为 1.5L/min 时，在蓄热单元 X=0 处相变材料的熔化过程。可以看出，装置底部的相变材料率先开始熔化，并沿 Y 向呈“三角型”延伸，热量从蓄热单元底部传向蓄热单元顶部的。

3.3.2 不同流体进口流量下装置的性能

图 11 到图 14 展示了不同热交换流体流量下蓄热装置的性能，流体温度恒为 49 ℃，流量从 0.5 L/min 变化到 3 L/min。可以看出，热交换流体流量越大，相变材料熔化速度越快，蓄热时间越短，蓄热功率越高。当流体流量从 0.5 L/min 增加到 3 L/min 时，蓄热功率从 19.3 W 增加到 24.8 W（增加 28.5%），蓄热时间从 275 min 减少到 145min（减少 47.3%）。但随着流量的增加，蓄热时间减小的趋势在不断变缓，这是因为虽然流量的增加可以强化流体侧的换热，但是相变材料的导热系数较低，使得装置整体传热系数的增加不明显。

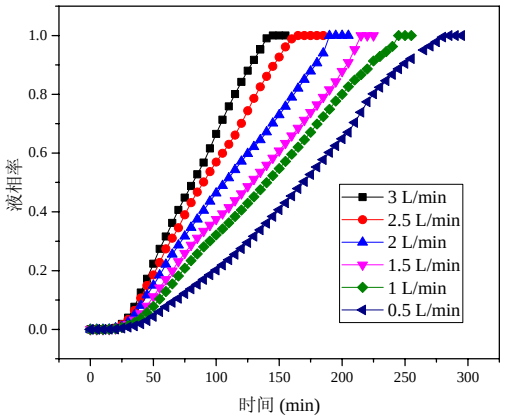


图 11 不同流量下相变材料的液相率

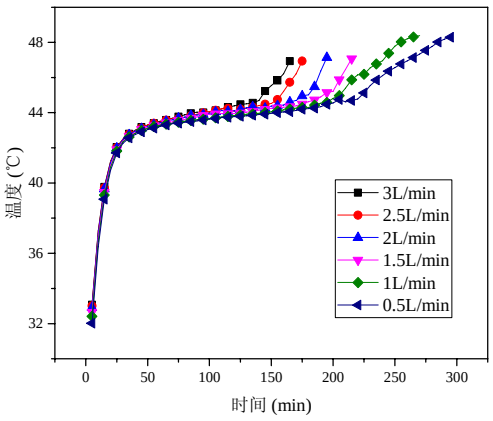


图 12 不同流量下的相变材料的平均温度

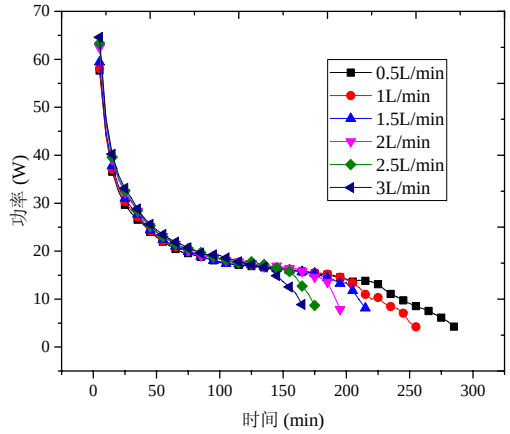


图 13 不同流量下装置的蓄热功率

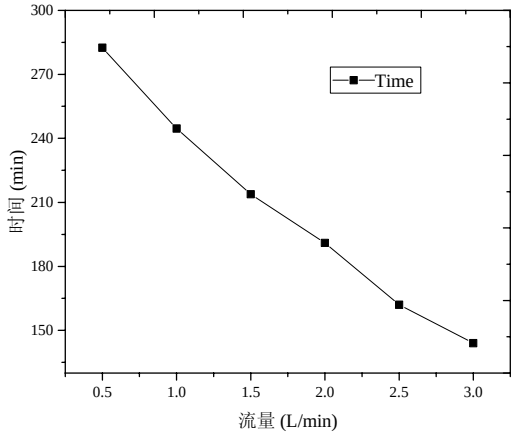


图 14 不同流量下相变材料的熔化时间

3.3.3 热阻分析

热阻分析是分析传热机理的重要组成部分，是对装置进行优化的基础。蓄热过程的热阻分布如图 15 所示。根据蓄热过程的热量传递过程将热阻分为三部分：一是热交换流体向多通道扁管的对流换热热阻 R_1；二是多通道扁管向平板微热管阵列的导热热阻 R_2；三是相变材料侧热阻 R_3。热阻计算公式如式（10）-（12）所示。其中，T_w 表示热交换流体入口和出口的平均温度。T_{MFP} 表示多通道扁管的平均温度。T_{HP} 表示平板微热管阵列的平均温度。T_P 表示相变材料的平均温度。q_{ch} 表示蓄热过程中的热流量。不同热交换流体进口温度下的热阻如图 16 所示。计算结果表明，R_1 随着流量的增加逐渐减小，R_2 和 R_3 基本不变，这说明流量的增加只会降低热交换流体侧的热阻。R_1 数值上明显小于 R_2 和 R_3，所以 R_1 不是蓄热过程的主要热阻。该装置的主要热阻集中在多通道扁管向平板微热管阵列传热侧以及相变材料侧，因此在对于这一类相变蓄热装置的优化设计中可以着重对这两部分进行。另一方面，R_2 与 R_3 数值上为一个数量级，说明该蓄热装置具有合理的结构设计。

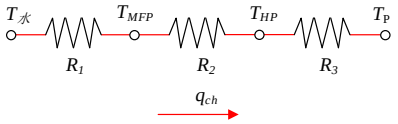


图 15 蓄热过程传热网络图

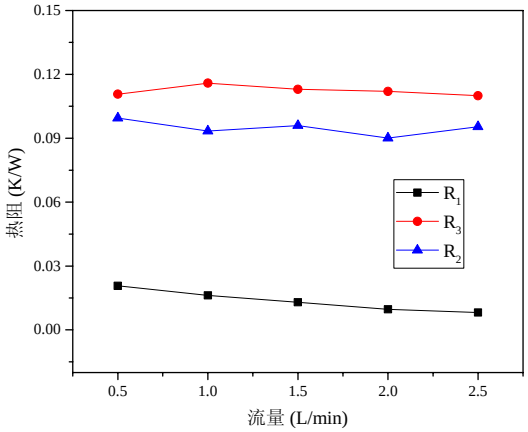


图 16 不同热交换流体流量下各段热阻分析

$$R_1 = \frac{T_w - T_{MFT}}{q_{ch}} \quad (10)$$

$$R_2 = \frac{T_{MFT} - T_{HP}}{q_{ch}} \quad (11)$$

$$R_3 = \frac{T_{HP} - T_P}{q_{ch}} \quad (12)$$

4 结论

针对太阳能存在的间歇性和不稳定性问题，本研究提出了一种基于平板微热管阵列的相变蓄热装置来为冬季供暖储存热量，通过实验和模拟的方式对该装置的性能进行了研究，得出以下结论：

（1）平板微热管阵列式相变蓄热装置展示出了良好的蓄放热性能，平均蓄热功率为 1096 W，平均放热功率为 955 W。

（2）证明了等效比热容和等效导热系数方法的正确性，此方法可有效节约计算资源。

（3）热交换流体流量越大，相变材料熔化速度越快，蓄热功率越高，但要将流量控制在一定范围内。

（4）传热过程热阻主要存在于相变材料侧和多通道扁管向平板微热管传热侧，后期装置优化可以从这两方面进行。

参考文献

[1] 徐伟，郑瑞澄，路宾.中国太阳能建筑应用发展研

究报告[M].北京：中国建筑工业出版社，2009.
[2] 杨勋.太阳能供暖系统相变蓄热装置匹配研究[D].重庆大学,2017.
[3] A. Ebrahimi, M.J. Hosseini et al. Melting process investigation of phase change materials in a shell and tube heat exchanger enhanced with heat pipe [J]. Renewable Energy, 2019, 138:378-394.
[4] Nithyanandam K, Pitchumani R. Computational studies on a latent thermal energy storage system with integral heat pipes for concentrating solar power [J]. Applied Energy, 2013, 103(none):400---415.
[5] Khalifa A, Tan L, Mahony D, et al. Numerical analysis of latent heat thermal energy storage using miniature heat pipes: A potential thermal enhancement for CSP plant development[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 108:93-103.
[6] Mahdavi M, Tiari S, Pawar V. A numerical study on the combined effect of dispersed nanoparticles and embedded heat pipes on melting and solidification of a shell and tube latent heat thermal energy storage system[J]. Journal of Energy Storage, 2020, 27:101086.1-101086.13.
[7] Sharifi N, Bergman T L, Allen M J, et al. Melting and solidification enhancement using a combined heat pipe, foil approach[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2014, 78:930-941.
[8] Robak C W, Bergman T L, Faghri A. Enhancement of latent heat energy storage using embedded heat pipes[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2011, 54(15-16):3476-3484.
[9]罗孝学,章学来,华维三,毛发.脉动热管相变蓄热器蓄热实验分析[J].化工学报,2017,68(07):2722-2729.
[10] Youssef W, Ge Y T, Tassou S A. CFD modelling development and experimental validation of a phase change material (PCM) heat exchanger with spiral-wired tubes[J]. Energy Conversion and Management, 2018, 157:498-510.
[11] T. Bouhal, T. El Rhafiki, T. Kousksou, et al. PCM addition inside solar water heaters: Numerical comparative approach[J]. Journal of Energy Storage 19 (2018) 232–246.

数据中心多冷源制冷系统运行控制研究进展

李茜林，廖云丹

（广州大学土木工程学院，广州　510006）

［摘　要］随着数据中心规模和数量的稳步增加，数据中心制冷系统存在的高电耗和冷却效果不佳等问题逐渐显现。利用自然冷源进行多冷源联合制冷是实现数据中心节能减排主要途径之一。但自然冷源的不稳定性以及多冷源之间运行控制的困难制约着多冷源系统的高效性和稳定性。本文从分析数据中心的冷负荷特征出发，结合自然冷源的应用研究现状，对多冷源制冷系统的运行控制研究进展进行综述和分析，最后指出多冷源的合理配置、控制参数的设置、多系统间的协同控制及控制的不确定性是目前多冷源系统运行控制所面临的重要科学问题。

［关键词］数据中心；多冷源系统；运行控制；节能

1. 引言

数据中心是容纳用于处理和存储数据和通信网络的 IT 设备以及为 IT 设备供电和散热的建筑物。空调系统作为数据中心的关键组成部分，其能耗过高的问题成为了亟待解决的热点问题。根据美国采暖制冷与空调工程师学会(ASHRAE)统计报告，目前空调制冷所消耗的能源约占数据中心总能耗的 31%[1]。据统计，如果不发展更加高效的能源管理手段，2030 年全球数据中心的耗电量或达到 8 万亿千瓦时[2]。目前对数据中心降温节能的主要研究方向有提高空调设备能效、减少冷量传输过程中的损耗、充分利用自然冷源及廉价能源等，其中利用自然冷源(Free Cooling)的节能效果最为明显[3]。随着各大厂商研发的 IT 设备耐温性能增强，ASHRAE 推荐的数据机房环境温度上限由 25°C 提高到 27°C[4,5]，意味着自然冷源是未来数据机房冷源选择的主要方式。

数据中心自然冷源的利用方式可分为直接利用和间接利用两种 [6-8]。自然冷源直接利用通常是将室外空气直接引进数据机房与回风进行混合，降低室内温度[9-11]；而间接利用是通过换热器提取自然冷源的冷量为数据机房降温[12]。无论是直接还是间接方式，为了保证制冷系统能无间断、高精度地满足数据中心制冷需求，自然冷却技术目前均与机械制冷系统搭配使用，形成自然冷源+机械制冷的多冷源制冷模式[13-17]。在多冷源制冷系统中，自然冷却技术和运行控制是能源优化的两个主要方面。自然冷却技术提升可从源头提高制冷系统能效，而运行控制技术的优化则是保障数据中心温湿度、洁净度等达到要求的必然要求。

目前，工程界和学术界均在大力开展数据中心自然冷源的应用研究，包括对自然冷却技术的开发、系统设计的优化以及运行控制等[18-24]。本文将从数据中心的冷负荷特征出发，结合自然冷源的应用研究现状，对多冷源制冷系统的运行控制研究进展进行综述和分析，为数据中心制冷系统的设计及运行控制提供参考。

2. 数据中心的冷负荷特征分析

分析数据中心的负荷特性，可以为利用自然冷源开展数据中心制冷节能优化提供理论指导。通过文献调研，可将数据中心负荷特征归结如下：

发热密度增大，散热能力要求高：国内数据中心平均单机柜功率密度逐年上涨，2014 年至 2017 年，国内数据中心平均单机柜功率密度由 3.7kW 上升至 6.5kw。目前，互联网企业部署的机柜功率密度均在 8kW 以上，部分机房已开始部署 12kW 功率密度机柜。超过 20kW 功率密度的机柜在金融、超级计算等客户数据中心也开始出现。机柜的高功率密度必然带来高热密度，数据中心专用空调的散热能力迎来了巨大的挑战[3]。

显热负荷占比高：数据中心机房冷负荷主要来源于服务器机架运行时的散热。由于机房内几乎没有散湿源，机房冷负荷的显热比高达 90%。这特点意味着在空调系统运行功能配置中，除湿仅占极少的部分，降低了对冷水温度的要求，为大幅利用自然冷源所产生的高温冷源进行制冷提供了可能性，可降低机械制冷能耗。

空气洁净度要求高：空气中的可吸入颗粒物会引起设备硬件故障及短路问题。而含有氮氧化物或硫化

物的空气会和设备会产生化学作用，造成永久性的腐蚀，对数据中心造成不可挽回的设备故障。《数据中心设计规范》[25]对空气洁净度做出了如下规定："A 级和 B 级主机房，在静态的测试条件下，每升空气中直径不小于 0.5 微米的尘粒应少于 176000 粒"。对洁净度的要求使得数据中心可行的节能方式范围变得更加严苛，例如对于自然冷源的直接利用，需充分考虑空气洁净程度及处理方式问题，在保证安全性和成本合理性的前提下进行节能设计。

可靠性要求高：数据中心制冷系统需要高度可靠，做到全年无间断供冷。在设计自然冷源制冷系统时，需充分考虑自然冷源的不稳定特性，合理搭配机械制冷系统，同时对冷冻机组、冷冻水泵、冷却水泵、冷却塔等制冷设备设置冗余，而在运行控制中，更应考虑多冷源之间的合理切换和联合运行的稳定性[25]。

3. 数据中心多冷源制冷系统运行控制研究现状

数据中心对 IT 设备放置的环境要求极高，制冷系统必须保证供冷稳定性和可靠性。自然冷源的制冷能力极大依赖气候条件，因此常与机械制冷系统搭配设置[26]。尽管许多地区拥有丰富的自然冷源资源，瞬时的建筑冷负荷变化对自然冷源的利用影响很大[27]。多冷源系统不仅需要对数据中心负荷进行合理估计，更重要的是不同冷源的设计参数设定、结构设置以及设备容量配置。关键问题在于如何在外界气候条件波动、数据中心内部 IT 设备负荷变化时维持多冷源制冷系统稳定运行。目前，国内外对数据中心多冷源制冷系统的节能控制研究尚缺乏系统化，以下将从多冷源制冷系统的运行控制关键环节进行研究现状的综述与讨论。

3.1 多冷源制冷系统模式切换控制

在多冷源系统的运行控制中，运行模式切换是最主要的控制之一[28,29]。其功能是根据室外环境参数及机房负荷的变化使制冷系统在完全自然冷源模式、部分自然冷源模式、完全机械制冷模式之间进行切换运行。制冷系统运行模式的切换主要决定于自然冷源可承担机房制冷负荷的能力，其切换方法可大致分为两大类：一是根据自然冷源状态切换模式，二是根据冷负荷需求切换模式。

3.1.1 根据自然冷源状态切换模式

根据自然冷源状态进行模式切换是以临界状态参数指示自然冷源的制冷能力，并以特定的状态参数作为控制指标进行模式切换。表 1 展示的是 ASHRAE 发布的数据机房热环境设计指南 《Thermal Guidelines for Data Processing Environments》)中给出水侧自然冷源模式、风侧自然冷源模式以及机械制冷运行模式的推荐室外工况[30]。可以看出，在推荐模式切换指标以室外干、湿球温度为主，并以室外空气焓值作为并列条件。以蒸发冷却制冷为例，其传统切换方法从蒸发冷却的传热过程出发，以室外空气的湿球温度或干球温度为切换指标与阈值比较，从而决定系统的运行模式。如图 1，当室外干球温度(DBT)高于室内回风温度(RA)时(A 区)，只启动机械制冷；当 DBT 小于 RA 时(B 区)，则用间接蒸发冷却系统对回风进行预冷，然后开机械制冷将回风冷却到送风温度点；当 DBT 能够将 RA 直接冷却到送风温度点时(C 区)，则关闭机械制冷，仅开蒸发冷却系统[31]。各个区域的阈值常以负荷为满负荷状态和室外蒸汽饱和温度来决定，如 19.4°C 和 16°C[32-34]。

表 1ASHRAE 推荐各模式运行条件[30]

Operation conditions of the cooling systems (when LW temp. is 5 °C and SA temp. is 13 °C).

Operation mode		Outdoor air conditions
WSE		WB temp ≤ 3 °C
ASE	CAWE	Enthalpy ≤ 34.3 kJ/kg, and DB temp ≤ 13 °C, and DP ≤ 10.5 °C
ASE (with humidification)		Enthalpy ≤ 43.8 kJ/kg, and 13 < DB temp ≤ 21.5 °C, and DP ≤ 10.5 °C
Mechanical cooling		43.8 kJ/kg < Enthalpy, or 21.5 °C < DB temp, or 10.5 °C < DP

LW temp: Leaving chilled water temperature.
SA temp: air supply temperature from CRAC unit.
WB temp: Wet-bulb temperature.
DB temp: Dry-bulb temperature.
DP: Dew-point temperature.



图 1.间接蒸发冷却联合制冷系统的运行模式焓湿图[31]

然而，冷源系统模式切换不仅与室外气候参数有关，而且与系统的设置情况以及运行参数设置有关，如冷水供水温度、冷却塔冷幅、室内送风温度等的设置也有关。杨立然等人[13]在蒸发冷却与机械制冷耦合空调系统研究中由焓值计算公式得出不同模式运行的临界状态参数，确定了以湿球温度17.5°C 为临界值进行模式切换。杨毅等人[34]在冷却塔供冷分析中提出模式的切换温度与冷水供水温度有关，提高供回水温度能大幅延长使用自然冷源的时间。郑钢等人[35]考虑了冷却塔冷幅ΔT对切换温度的影响，通过冷却塔的试验数据可得到冷幅与大气湿球温度的方程$\Delta T = f(T_s)$，根据供水温度$T_w = T_s + \Delta T$，可得到不同供水温度下的切换温度T_s。Lee 等人[36]则研究了在蒸汽压缩制冷和自然循环制冷模式下不同制冷剂充注量与系统制冷量及EER 的关系。不同热管管程的制冷量，自然循环模式下，热管太长或太短影响制冷量。

基于以上考虑，一些更综合的控制方法也被逐步开发。例如 Deymi 等人[37,38]在分析了位于伊朗的十个城市使用空气侧与水侧自然冷源的潜力之后，对马什哈德某数据中心作为案例研究空气侧与水侧结合的CAWE 冷却系统，并使用空气源热泵对数据中心产生的废热进行回收。结果显示使用该冷却系统的数据中心 PUE 降低了 16%。该系统运行模式的划分参考了ASHRAE 发布的数据中心热环境指导中给出的室外空气条件，没有考虑室外环境不稳定性的因素对运行模式造成频繁切换的影响。Wang 等人[39]提出了直接空气冷却+机械制冷系统基于室内外空气温湿度的模型预测控制策略(MPC)，采用离散粒子群优化算法优化控制顺序使混合冷却系统达到较好的性能。以上研究根据自然冷源状况的变化来切换不同制冷模式，而建筑冷负荷一般取一个恒定值，难以反映数据中心 IT 设备不同负荷率下制冷机组控制策略的运行稳定性。因此一些学者根据实际需求，即数据中心负荷率CLR(Cooling Load Ratio)，来确定模式的切换。

3.1.2 根据冷负荷需求切换模式

数据中心制冷系统一般根据估算的最大冷负荷进行设计，并不能很好反映 IT 设备的实际需求，在运行中也容易出现大马拉小车的情况。因此，以负荷的全年状态模拟为基础，实现根据冷负荷需求进行模式切换是多冷源制冷系统运行控制优化的一个重要方向。Cheung 等人[40]提出的 IT 设备能耗模型可用于数据中心能耗系统的模拟仿真，有效地模拟实时动态运行条件下数据中心中典型 IT 设备的能源性能。Ham 等人[31]则基于数据中心内不同 IT 设备散热特性，提出了模块化数据中心冷负荷估算方法，并通过 EnergyPlus 计算分析了位于韩国的模块化数据中心应用八种自然冷却系统与传统冷却系统的年能耗。结果显示间接蒸发冷却和热管类型均有良好的节能效果，与传统冷却系统相比节能率达到59.1%-65.7%。Kim 等人[41]指出传统的温控器难以合

理分配建筑负荷使机械制冷模式高效运行，提出模型预测控制算法保持每个区域的温度接近设定点的同时运行最高效的模式。

除了考虑负荷侧的实时变化，一些学者同时考虑气候条件和 IT 设备负载率。邢凯泽[42]研究了北京某数据中心水冷空调系统的控制策略，运行参数设计及部分负荷率下的冷机群控优化。模拟分析了三种负荷工况下不同负荷分配方式群控策略的运行能耗，结果显示基于 COP 最佳工况负荷分配控制的系统运行能耗最小。Cheung 等人[43,44]评价了四种应用冷却塔+板换的自然冷却形式管路和水泵的设计和控制算法，研究各设计运行时自然冷却和部分自然冷却的占比，不同环境和负荷下运行时的 COP，并与基础设计进行比较。提出了设计水系统时应考虑冷却塔集管和水泵配置和分配。通过分析现场设备运行数据，研究了数据中心制冷系统与其冗余设备的可用性和可靠性。Li 等人[45]研究了数据中心冷却塔供冷系统在部分负荷率下完全自然冷源模式、部分自然冷源模式、完全机械制冷模式之间的切换温度和冷却塔冷幅(approach temperature)的设定方法。模拟结果表明负荷率为 0.6 时，优化的切换温度和冷却塔冷幅使冷却系统的能耗减少了 10%。

由此可见，对于自然冷源与机械制冷进行联合运行的多冷源制冷系统，运行模式的切换不仅与室外气候参数的变化有密切关系，而且与系统的配置、设计参数的设定以及负荷侧需求的实际变化情况有紧密的相关性。目前，研究人员已逐步在开展相关工作，但尚缺乏系统性的研究成果和指南。

3.2 多冷源制冷系统运行参数的控制

制冷系统运行参数设定是影响系统能耗的关键因素，也是数据中心多冷源制冷系统节能运行控制的主要内容。制冷系统的运行控制中，重要设计参数有末端机房供/回风温度 T_{sup_air}、T_{rt_air} 以及冷冻水供回水温 T_{sup_w}、T_{rt_w}。运行参数的设定是否合理将对系统的能耗产生很大的影响。邢凯泽[42]从系统全局出发研究了北京某数据中心水冷空调系统运行参数设计，得出最佳运行参数为机柜送风温度 23°C，冷冻水供水温度 16°C，供回水温差 7°C，完全自然冷源模式下冷却塔出水温度 14.5°C。Ham 等人[46]分析了直接空气冷却、带热管的间接空气冷却、间接蒸发冷却三种系统不同的运行模式，通过建立各组件的数学模型，基于送风条件、机架特性、制冷系统配置、热交换效率和地点来进行模拟，确定了最佳送风温度范围在 18~23°C。Ling[47]和曾丽萍[48]等人针对湖水源自然冷源系统运行参数对能耗的影响，以能耗函数为目标，优化并获取制冷系统的最佳送风温度和冷冻水供水温度。Wang 等人[49,50]针对湖水作为数据中心自然冷源时的不确定性，开发了基于负荷模型和能耗模型的优化方法，对系统的设定值进行优化控制和鲁棒性分析，结果表明不确定性对不同控制策略均有较大的影响。

4. 讨论

自然冷源是数据中心进行制冷节能的主要途径之一。服务器等设备的耐热温度提高也延长了自然冷源的利用时间，促进了自然冷源在数据中心的应用快速发展。然而自然冷源受环境、气候等因素的影响较大，存在制冷能力不稳定性的情况，难以满足数据中心高稳定的制冷要求，需与机械制冷进行多冷源联合制冷，以保证供冷的可靠性和稳定性。如何合理配置多冷源系统，设置相关控制参数并开发实用性强的控制策略，仍是目前数据中心制冷系统节能运行控制的难题。

首先，多冷源系统的结构设置和设备容量配置是高效运行控制的重要前提。如果冷源负荷分配不合理，或设备容量配置不合理，不但无法实现充分利用自然冷源进行节能的效果，反而增加系统运维的复杂性和不稳定性。制冷系统的模式切换以及混合模式下的机组台数调节应根据实际负荷和实际制冷能力进行实时匹配，确定最优运行模式。然而目前关于多冷源系统的容量配置设计研究却不多见。

其次，在多冷源系统的运行过程中，混合运行模式是最常见的运行模式。在该模式下，制冷机组的台数控制和供回水温度，末端空调的送回风温度和风速调节均应根据实际制冷能力和 IT 设备实时负荷率给予合理调整，否则可能使系统处于低 COP 运行状态而降低整体能源效率[51,52]。对混合模式下机组、节能器等设备进行协同控制，是多冷源系统节能控制的一个重要科学问题。

最后，从控制角度出发，自然冷源随气候参数（如温度、湿度和风速）的变化而呈现不稳定性决定了控制过程的不确定性，如受控参数随制冷能力的下降而漂移[53]，或随机房的使用率而呈现线性变化[54]，如何考虑制冷能力的不稳定性下进行优化设计和协同控制是提高多冷源系统节能控制稳定性的另一个重要科学问题。

5. 结语

结合自然冷源的多冷源制冷是实现数据中心节能减排的重要途径。数据中心的高显热、长时间的负荷特征为自然冷源高温供冷提供了场所，但其高稳定性、高密度的要求也给自然冷源系统的设计和运行控制带来了挑战。高效可靠的运行控制是保障数据中心温湿度、洁净度等达到要求并实现节能减排的必然要求。调研结果显示，目前多冷源系统运行控制研究多集中于运行模式切换控制，而对多冷源系统的配置、运行参数设置以及多系统间的协同控制尚不多见。系统性地对数据中心多冷源系统进行优化设计及协同控制进行研究，实现多冷源系统的运行稳定性、供冷可靠性及能源高效性是数据中心制冷系统运行控制研究的关键。

参考文献

[1] TC 9.9, Mission critical facilities, technology spaces, and electronic equipment. Thermal Guidelines for Data Processing Environments. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Inc.; 2011.

[2] Anders S. G. Andrae, Tomas Edler. On Global Electricity Usage of Communication Technology: Trends to 2030[J]. Challenges,2015,6(1).

[3] 中国电子技术标准化研究院.中国数据中心发展蓝皮书 2018[M].北京:电子工业出版社.2019.

[4] KYATHSANDRA J.The efficient datacenter,improving datacenter efficiency through intel technologies and high ambient temperature operation[J].Chuck Ergo Intel DCSG Marketing,2011(7) :36-40.

[5] 韩武松,郑坤,郭然.提高数据中心设计温度的可行性及节能分析[J].制冷与空调,2020,20(02):94-98.

[6] 钱晓栋,李震.数据中心空调系统节能研究[J].暖通空调,2012,42(03):91-96.

[7] Kaiser J, Bean J, Harvey T, et al. Survey results:Data center economizer use[J].White paper, 2011.

[8]张海南,邵双全,田长青. 数据中心自然冷却技术研究进展[J].制冷学报(4 期):46-57.

[9][8] Yi Chen,Yufeng Zhang,Qinglin Meng. Study of ventilation cooling technology for telecommunication base stations: Control strategy and application strategy[J]. Energy & Buildings,2012,50.

[10][9] 尹华,郭华芳,鲁涛.通信基站通风冷却节能系统的研究[J].节能,2011,30(01):49-52+3.

[11][10] Siriwardana J, Jayasekara S, Halgamuge S K. Potential of air-side economizers for data center cooling: a case study for key Australian cities[J]. Applied Energy, 2013, 104: 207-219.

[12][] 杜宇. 新风间接换热式数据中心空调辅助系统的节能研究[D].河北工程大学,2013.

[13] 杨立然,黄翔,贾曼,郭志成.蒸发冷却与机械制冷协同耦合空调机组探讨[J].制冷与空调(四川),2018,32(01):7-13.

[14] 刘凯磊,黄翔,薛运,折建利.蒸发冷却与机械制冷联合的系统在数据中心的应用初探[J].制冷与空调,2016,16(11):77-81.[]

[15] 杨立然,黄翔,贾曼,郭志成.蒸发冷却与机械制冷协同耦合空调关键技术与节能性研究[J].流体机械,2019,47(08):61-65.

[16] 李婷婷, 黄翔, 高源基. 蒸发冷却空调系统在数据中心机房应用中存在的问题[J]. 第八届中国制冷空调行业信息大会论文集, 2016.

[17] Jongmin Choi,Jongug Jeon,Yongchan Kim. Cooling performance of a hybrid refrigeration system designed for telecommunication equipment rooms[J]. Applied Thermal Engineering,2006,27(11).

[18] 冯潇潇. 间接蒸发冷却技术在数据中心中的研究与应用[D].清华大学,2017.

[19] 刘振宇,黄翔,常健佩,常江,于优成,王进军.数据中心用蒸发冷却(凝)空调机组的设计及试验分析[J].制冷与空调,2020,20(01):74-79.

[20] 杨毅,任华华,郝海仙.数据中心冷却塔供冷应用分析[J].建筑热能通风空调,2014,33(01):80-82.

[21] 高景,张军甫,潘庆瑶,夏春华.贵州信息园数据中心智能新风系统的设计与应用[J].暖通空调,2016,46(10):27-32.

[22] 李林达,洪晓涵,陈胜朋,张少凡,张建忠.“闭式冷却塔+磁悬浮冷水机组”用于数据中心空调系统的节能设计[J].制冷与空调,2017,17(08):63-67.

[23] 陆琼文.冷却塔供冷技术用于数据中心的节能性分析[J].暖通空调,2019,49(01):56-62.

[24] 曾丽萍,雷奥军,张泉,凌丽.数据中心湖水源自然冷却系统的节能模拟优化[J].建筑热能通风空调,2018,37(11):63-66+46.

[25] GB 50174-2017, 数据中心设计规范[S].

[26] 黄翔, 徐方成, 闫振华, 等. 蒸发冷却与机械制冷复合空调在中湿度地区的运行模式研究[J]. 暖通空调, 2009, 39(9): 28-33.

[27] Li B, Wild P, Rowe A. Free cooling potential of air economizer in residential houses in Canada[J]. Building and Environment, 2020, 167: 106460.

[28] 罗志刚,数据中心间接蒸发冷却技术白皮书,2019.11.

[29] Khalaj A H, Halgamuge S K. A Review on efficient thermal management of air-and liquid-cooled data centers: From chip to the cooling system[J]. Applied energy, 2017, 205: 1165-1188.

[30] TC A, Facilities M C. Thermal guidelines for data processing environments[J]. 2011.

[31]Ham S W, Kim M H, Choi B N, et al. Energy saving potential of various air-side economizers in a modular data center[J]. Applied Energy, 2015, 138: 258-275.

[32] Liu, Y.T.; Yang, X.; Li, J.M.; Zhao, X.D., Energy savings of hybrid dew-point evaporative cooler and micro-channel separated heat pipe cooling systems for computer data centers. Energy, 2018, 163, 629-640.

[33] 罗勇,刘恒.华北地区蒸发冷却与机械制冷联合运行的经济性分析[J].石家庄铁道大学学报（自然科学版）,2019,32(3):71-76.

[34] 杨毅,任华华,郝海仙.数据中心冷却塔供冷应用分析[J].建筑热能通风空调,2014,33(01):80-82.

[35]郑钢,宋吉.冷却塔供冷系统设计中应该注意的问题 Ⅲ[J].2006.

[36] Lee S, Kang H, Kim Y. Performance optimization of a hybrid cooler combining vapor compression and natural circulation cycles[J]. International journal of refrigeration, 2009, 32(5): 800-808.

[37] Deymi-Dashtebayaz M, Namanlo S V. Potentiometric and economic analysis of using air and water-side economizers for data center cooling based on various weather conditions[J]. International Journal of Refrigeration, 2019, 99: 213-225.

[38] Deymi-Dashtebayaz M, Namanlo S V, Arabkoohsar A. Simultaneous use of air-side and water-side economizers with the air source heat pump in a data center for cooling and heating production[J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 161: 114133.

[39] Jiaqiang Wang,Quan Zhang,Yuebin Yu. An advanced control of hybrid cooling technology for telecommunication base stations[J]. Energy & Buildings,2016,133.

[40] Cheung H, Wang S, Zhuang C, et al. A simplified power consumption model of information technology (IT) equipment in data centers for energy system real-time dynamic simulation[J]. Applied energy, 2018, 222: 329-342.

[41] Kim D, Braun J E. Model predictive control for supervising multiple rooftop unit economizers to fully leverage free cooling energy resource[J]. Applied Energy, 2020, 275: 115324.

[42] 邢凯泽. 数据中心水冷空调系统节能控制策略研究[D].北京建筑大学,2020.

[43] Howard Cheung,Shengwei Wang. Optimal design of data center cooling systems concerning multi-chiller system configuration and component selection for energy-efficient operation and maximized free-cooling[J]. Renewable Energy,2019,143.

[44] Howard Cheung,Shengwei Wang. Reliability and availability assessment and enhancement of water-cooled multi-chiller cooling systems for data centers[J].Reliability Engineering and System Safety,2019,191.

[45] Li J, Li Z. Model-based optimization of free cooling switchover temperature and cooling tower approach temperature for data center cooling system with water-side economizer[J]. Energy and Buildings, 2020, 227: 110407.

[46] Sang-Woo Ham,Jun-Seok Park,Jae-Weon Jeong. Optimum supply air temperature ranges of various air-side economizers in a modular data center[J]. Applied Thermal Engineering,2015,77.

[47]Li Ling,Quan Zhang,Yuebin Yu,Xiaowei Ma,Shuguang Liao. Energy saving analysis of the cooling plant using lake water source base on the optimized control strategy with set points change[J]. Applied

Thermal Engineering,2018,130.
[48] 曾丽萍,雷奥军,张泉,凌丽.数据中心湖水源自然冷却系统的节能模拟优化[J].建筑热能通风空调,2018,37(11):63-66+46.
[49] Jiaqiang Wang,Quan Zhang,Sungmin Yoon,Yuebin Yu. Impact of uncertainties on the supervisory control performance of a hybrid cooling system in data center[J]. Building and Environment,2019,148.
[50] Jiaqiang Wang,Quan Zhang,Sungmin Yoon,Yuebin Yu. Reliability and availability analysis of a hybrid cooling system with water-side economizer in data center[J]. Building and Environment,2019,148.
[51] Liao Y, Huang G. A hybrid predictive sequencing control for multi-chiller plant with considerations of indoor environment control, energy conservation and economical operation cost[J]. Sustainable Cities and Society, 2019, 49: 101616.
[52] Liao Y, Sun Y, Huang G. Robustness analysis of chiller sequencing control[J]. Energy Conversion and Management, 2015, 103: 180-190.
[53] De Antonellis, S.; Cignatta, L.; Facchini, C.;Liberati,P.,Effect of heat exchanger plates geometry on performance of an indirect evaporative cooling system. Applied Thermal Engineering,2020,173,115200.
[54] 王曼.基于 LSSVM 优化的数据中心新风系统能耗预测[D].华中科技大学,2017.

基于实测数据的热泵机组能耗建模对比与分析

杨楚豪，陈毅兴，袁　玥，陈志华，李念平

（湖南大学土木工程学院，长沙　410012）

［摘　要］本研究以北京某办公楼的地源热泵系统为例，分别采用 EnergyPlus 拟合公式、支持向量机算法和 BP 神经网络算法对其制冷工况和供热工况进行能耗建模。系统采集了两年的运行数据，包括热泵和水泵的电耗、地源侧和用户侧的进出水温度与流量。结果表明，EnergyPlus 拟合公式、支持向量机算法和 BP 神经网络算法在制冷工况下的标准平均误差(NMBE)分别为-2.22%、-1.12%和 0.43%，变异均方根误差(CVRMSE)分别为 10.70%、9.45%和 5.01%；供热工况下 NMBE 分别为-1.20%、-0.97%和 0.03%，CVRMSE 分别为 11.06%、14.26%和 7.91%。三个模型的精度都满足要求，但是 EnergyPlus 拟合公式仅适用于满足热平衡公式的 35.3%的情况。基于机器学习的模型对整个运行期间预测都较准确，其中 BP 神经网络模型效果最好。

［关键词］建筑能耗模拟；热泵；EnergyPlus；机器学习

1 研究背景

国际能源署(IEA)的建筑能源报告中显示，2018 年建筑行业的能耗占世界能源总消耗的 36%[1]。2019 年建筑行业的二氧化碳排放占全球总排放的 28%[2]。建筑节能对实现碳中和至关重要。建立合理的建筑能耗模型可以有效地评估建筑的运行情况，辅助优化建筑运行，降低建筑能耗。

建筑能耗模拟方法主要可分为基于物理的和基于数据驱动的建模方法[3]。基于物理的模型，主要使用建筑能耗模拟软件，如美国能源部开发的 EnergyPlus，中国清华大学开发的 DeST，英国思克莱德大学开发的 ESP-r 等免费软件。桂晨曦[4]等人使用 DeST 建立了多种典型公共建筑和典型居住建筑的物理模型，可用于对相关节能政策的评估。基于数据驱动的模型是从数据出发，在模型未知或模糊的情况下，利用机器学习算法构建能耗模拟模型，可用于空调系统的能耗预测与优化。Shao[5]等采用支持向量机方法对旅馆建筑的空调系统建立了能耗预测模型，以天气数据、室内温度与湿度、冷却塔进出水温度、管道流量为输入参数，以能耗为输出参数，能耗预测模型模拟值与实测数据标准平均误差为 2.2%，相关系数为 0.94，预测精度较高。Azuatalam[6]等采用强化学习的方法，以各房间室内干球温度和室内热舒适度(PMV)、需求响应信号、太阳直接辐射、室外温度、空调系统能耗、建筑总用电量为输入变量，通过控制房间的空调设定温度来优化建筑的总能耗，在满足同等热舒适条件的情况下，采用强化学习进行优化控制平均可节省 12%以上的能耗。

目前国内外对地源热泵建立基于数据驱动模型的研究主要应用于地源热泵的能耗预测、地源热泵 COP 性能分析和故障诊断分析。陈彦熹[7]等运用人工神经网络算法，以室外温湿度、太阳辐照度和时间作为输入参数，系统逐时能耗为输出参数分别建立地源热泵系统能耗预测模型，耗电量预测的标准平均误差(NMBE)在则采暖季和制冷季分别为 0.12%和 1.73%，而变异均方根误差(CVRMSE)分别为 0.16%和 3.09%，精度较高。黄新江[8]等从运行参数与 COP 相关性角度出发，使用随机森林模型，以地源热泵部分负荷率、用户侧供回水温度、地源侧供回水温度、室外干球温度和室外相对湿度为输入参数，以 COP 为预测输出值，根据相关系数分析得出部分负荷率是对机组 COP 变化影响最重要的因素。Cai[9]等提出采用贝叶斯网络，输入参数为冷凝器与蒸发器的压力、温度和循环水进出口温差，对应输出为压缩机结霜、压缩机不能正常变频、压缩机震动和刺鼻气味等故障，通过传感器数据对单个故障预测准确率都有提高，其中，对制冷剂过量故障诊断准确率可达 99.69%。

本文以北京一栋办公楼的地源热泵系统为建模对象，分别建立了基于拟合公式的和基于数据驱动的地源热泵能耗模型，并对比分析两种建模方式的适用性和拟合精度。研究内容主要包括(1)建立基于拟合公式的地源热泵能耗模型，(2)分别使用支持向量机和 BP 神经网络模型建立地源热泵能耗模型和(3)对比分析各个模型结果，提出适合本文研究对象的模型。

2 研究方法

本文选取了北京某一办公楼的地源热泵系统作

为研究对象，该系统包括 3 台型号一致的地源热泵机组，两侧循环水泵各 4 台(2 用 2 备)，地源热泵机组与循环泵参数见表 1。

表 1 热泵机组与循环泵参数

	参数名称	参数值
制冷工况	热泵额定制冷量	833.4kW
	热泵额定能耗	142.9kW
	热泵额定 COP	5.83
供热工况	热泵额定供热量	770kW
	热泵额定能耗	199.4kW
	热泵额定 COP	3.86
循环泵	循环泵设计流量	171.12m3/h
	循环泵设计能耗	22kW

本文的研究方法如图 1 所示。研究主要分为三个阶段：(1)数据预处理；(2)模型建立；(3)模型对比。

数据预处理阶段时，首先要清理出数据中的错误值和缺失值。然后，根据每个参数的数据范围，剔除异常点。其次，将处理后的有效数据划分为制冷工况数据集和供热工况数据集。最后，根据建模方法的不同分别对数据进行验证和划分。基于物理公式的地源热泵建模方法适用于系统平稳运行的情况，要求测量数据需要满足基本的热平衡公式，需要用热平衡公式对数据进行验证。基于数据驱动的地源热泵建模方法采用了机器学习算法，需要把数据集划分为训练集与测试集。

在模型建立阶段时，基于物理公式的建模方法采用 EnergyPlus 中的热泵拟合模型，该模型采用无因次方程拟合地源热泵系统在制冷工况和供热工况下的性能曲线。该拟合模型成立的条件是满足热平衡公式，即蒸发器吸热量加上热泵能耗约等于冷凝侧散热量。在满足上述条件的情况下，该模块在制冷工况和供热工况下的拟合公式[10]为：

制冷工况制冷量公式：

$$\frac{Q_c}{Q_{c,ref}} = A1 + A2\left[\frac{T_{L,in}}{T_{ref}}\right] + A3\left[\frac{T_{S,in}}{T_{ref}}\right] + A4\left[\frac{V_L}{V_{L,ref}}\right] + A5\left[\frac{V_S}{V_{S,ref}}\right] \quad (1)$$

制冷工况电耗公式：

$$\frac{P_c}{P_{c,ref}} = B1 + B2\left[\frac{T_{L,in}}{T_{ref}}\right] + B3\left[\frac{T_{S,in}}{T_{ref}}\right] + B4\left[\frac{V_L}{V_{L,ref}}\right] + B5\left[\frac{V_S}{V_{S,ref}}\right] \quad (2)$$

供热工况制热量公式：

$$\frac{Q_h}{Q_{h,ref}} = C1 + C2\left[\frac{T_{L,in}}{T_{ref}}\right] + C3\left[\frac{T_{S,in}}{T_{ref}}\right] + C4\left[\frac{V_L}{V_{L,ref}}\right] + C5\left[\frac{V_S}{V_{S,ref}}\right] \quad (3)$$

供热工况电耗公式：

$$\frac{P_c}{P_{c,ref}} = B1 + B2\left[\frac{T_{L,in}}{T_{ref}}\right] + B3\left[\frac{T_{S,in}}{T_{ref}}\right] + B4\left[\frac{V_L}{V_{L,ref}}\right] + B5\left[\frac{V_S}{V_{S,ref}}\right] \quad (4)$$

根据拟合公式(1)-(4)可以计算系数 A1-D1 的值，从而模拟得出地源热泵夏季与冬季的地源热泵系统能耗。其中,Qc 为制冷量，Pc 为制冷工况下地源热泵电耗，Qh 为制热量，Ph 为供热工况下地源热泵电耗，$T_{L,in}$ 是用户侧进水温度，$T_{L,out}$ 用户侧出水温度，VL 是用户侧流量,VS 是地源侧流量。在该模型能耗模拟中，公式中下标带有“ ref ”的参数为地源热泵标准状态参数，参数取值如表 1。

基于数据驱动的地源热泵建模方法采用的方法有两种，分别为支持向量机(Support Vector Machine，SVM)模型和按误差逆向传播算法(Back Propagation，BP)训练的神经网络模型。SVM 模型的原理是将原始特征映射到高维度，求解超平面线性函数 $y=w^Tx+b$，其中 x，y 分别为输入输出变量，w 为权重系数向量，b 为偏置项，训练样本与实际值存在最大容忍误差 e，间隔作为 2e，训练样本落入间隔内（即训练样本与实际值差值在 2e 之内）为预测正确，通过对超平面优化求解，可得到 SVM 预测模型。BP 神经网络由输入层、隐藏层和输出层组成，隐藏层每层神经元根据激活函数，通过误差反向传播来调整神经元的权重，使整体误差平方和最小来优化模型。

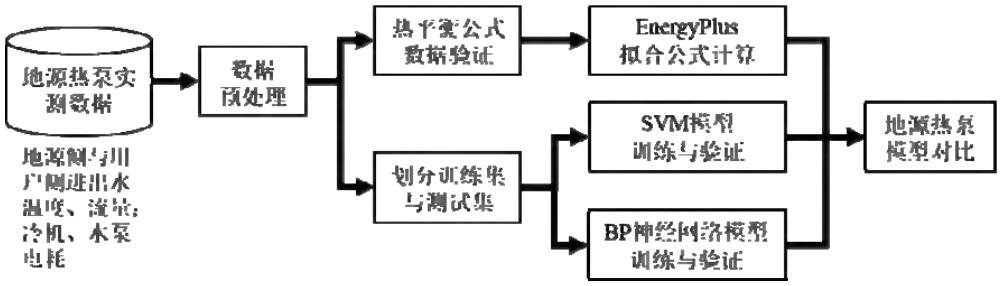


图 1 研究技术路线

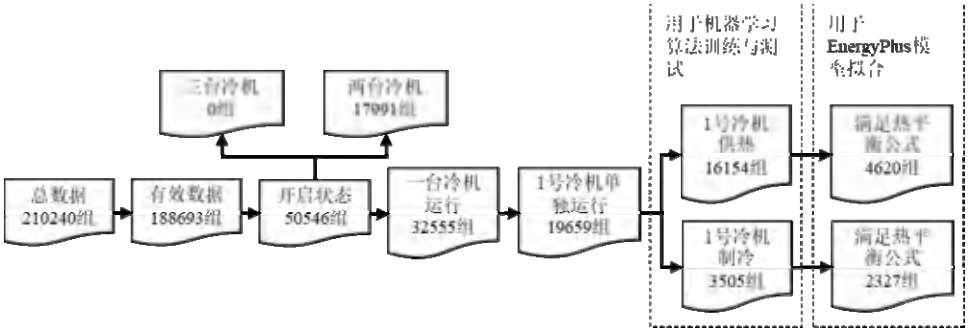


图 2 数据预处理过程及数据量示意图

本文分别计算三个能耗模型的预测值与实测值之间的变异均方根误差(CVRMSE)、标准平均误差(NMBE)和均方根误差(RMSE)，对应计算公式为(5)-(7)，来评估模型的预测精度。ASHRAE Guideline 14 中规定了逐小时数据模拟值的变异均方根误差应该低于 30%，标准平均误差应该在±10%之内[11]。CVRMSE 与 RMSE 均可反映模拟值的误差水平，两者都是值越小，对应模型预测精度越好。

$$CVRMSE = 100 \times \frac{\left[\sum (yi - \hat{y}i)^2 / (n-1)\right]^{\frac{1}{2}}}{\bar{y}i} \quad (5)$$

$$NMBE = 100 \times \frac{\sum (yi - \hat{y}i)}{(n-1) \times \bar{y}i} \quad (6)$$

$$RMSE = \left[\sum (yi - \hat{y}i)^2 / n\right]^{\frac{1}{2}} \quad (7)$$

yi - 数据测量值

$\hat{y}i$ - 数据模拟值

$\bar{y}i$ - 数据测量平均值

最后，在模型对比阶段，对比三种地源热泵能耗模型在供热工况与制冷工况的预测精度，并讨论三种模型的优缺点。

3 案例分析

3.1 数据预处理

该办公楼地源热泵机组实测数据根据类别分为三类：(1)温度数据：地源侧进、出水温度，用户侧进、出水温度。(2)流量数据：地源侧循环泵流量，用户侧循环泵流量。(3)能耗数据：热泵机组能耗，地源侧循环泵能耗，用户侧循环泵能耗。采集时间从 2017 年 1 月 1 日至 2018 年 12 月 31 日，采集间隔为 5 分钟，共记录了 210 240 组数据。如图 2 所示，首先对地源热泵运行监测数据进行预处理，在清理了错误值与缺失值之后，有效的数据为 186693 组，占原数据的 88.8%。接着，对冷机的启停状态进行判断，得到冷机开启状态的数据有 50546 组，其中 32 555 组为单台冷机开启状态数据量，17991 组为两台冷机同时开启，没有三台冷机同时开启的情况。本文以 1 号冷机为建模对象，1 号冷机单独运行的情况共有 19659 组，其中制冷工况有 3505 组数据，供热工况有 16154 组。

3.2 基于物理公式的 EnergyPlus 模型结果

用于 EnergyPlus 拟合的数据需要满足热平衡公式，即在平稳运行状态下热泵电耗等于冷凝器放热量与蒸发器吸热量之差，不满足物理热平衡公式的数据不能用于 EnergyPlus 拟合模型，如启停与变频状态的数据。考虑到数据误差，本文以热平衡计算的误差在 20%之内的数据作为满足热平衡公式的数据,误差计算见公式(8)，统计得出供热工况下有 4620 组数据，占比 28.6%；制冷工况下有 2327 组数据，占比 66.4%。满足热平衡条件的数据量占总数量的 35.3%。每 10 天为一个周期，10 天中前 7 天数据用于拟合公式加入到拟合数据集，后 3 天数据用于模型测试，加入到测试数据集。根据平稳运行状态数据根据公式(1)-(4)计算拟合模型，计算得出的制冷工况和供热工况下拟合系数如表 2 所示。

$$\text{误差} = \frac{\text{蒸发吸热量} + \text{热泵能耗} - \text{冷凝散热量}}{\text{热泵能耗}} \quad (8)$$

表 2 EnergyPlus 模型拟合参数

	1	2	3	4	5
制冷工况制冷量拟合系数(A)	−25.2	19.4	5.48	0.22	0.32
制冷工况能耗拟合系数(B)	−23.5	22.1	0.83	1.07	−0.76
供热工况制热量拟合系数(C)	6.95	3.54	−11.55	−0.05	1.45
供热工况能耗拟合系数(D)	−15.3	8.10	6.02	−0.25	1.25

根据拟合所得的 EnergyPlus 地源热泵模型，在制冷工况中从拟合数据集和测试数据集各选取一天画出当天能耗实际值与模型模拟值，拟合数据集中选取的日期是 6 月 1 日，测试数据集中选取的日期是 6 月 5 日，模拟结果如图 3。

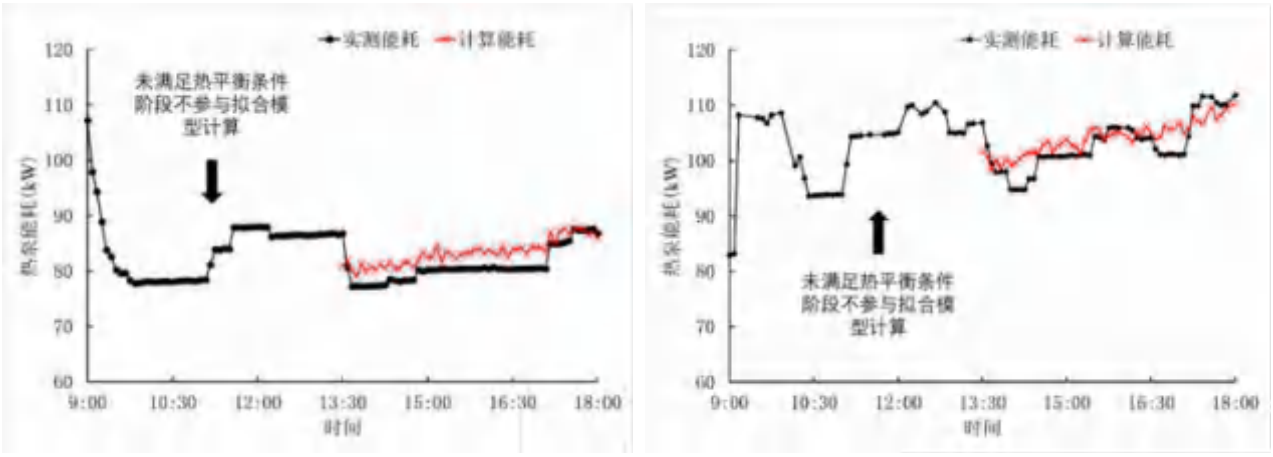


图 3 6 月 1 日(左)与 6 月 5 日(右)模拟值与实测值对比(EnergyPlus 拟合模型)

根据拟合所得的 EnergyPlus 地源热泵模型，在供热工况中从拟合数据集和测试数据集各选取一天画出当天能耗实际值与模型模拟值，拟合数据集中选取的日期是 1 月 28 日，测试数据集中选取的日期是 2 月 3 日，模拟结果如图 4。

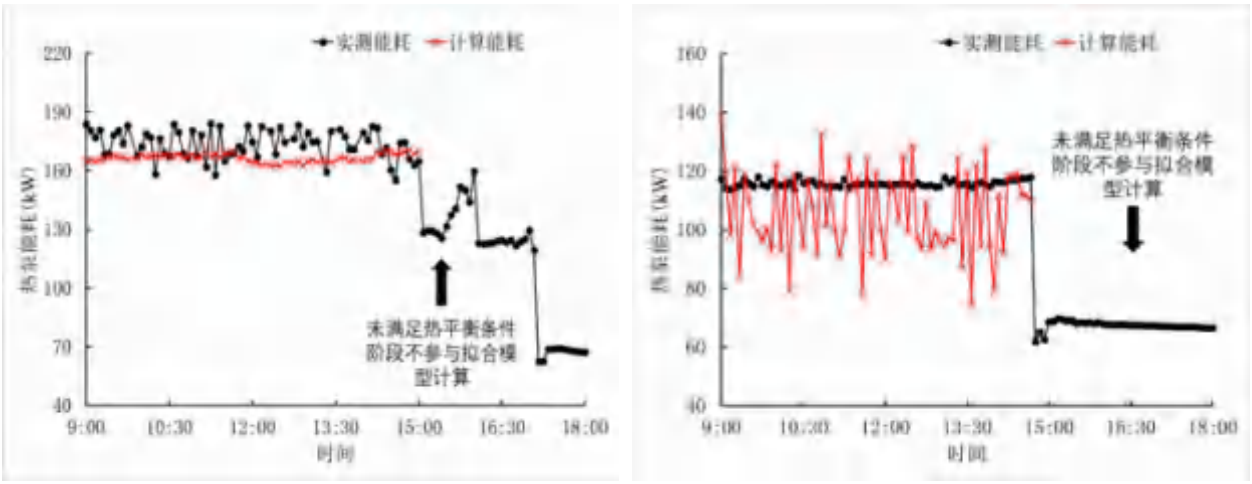


图 4 1 月 28 日(左)与 2 月 3 日(右)模拟值与实测值对比 (EnergyPlus 拟合模型)

拟合模型模拟结果的制冷工况与供热工况情况下的 CVRMSE、NMBE 和 RMSE 见表 3。

表 3 EnergyPlus 模型模拟值误差比较

	制冷工况		供热工况	
	拟合数据	测试数据	拟合数据	测试数据
CVRMSE (%)	10.70	12.66	11.06	11.28
NMBE (%)	-2.22	1.47	-1.20	-0.41
RMSE (kW)	7.70	8.74	9.16	8.84

3.3 基于数据驱动的模型能耗模拟结果

在建立基于数据驱动模型前，需要划分训练集与测试集，考虑到需要观测每天数据的模拟值与实际值的关系，本文机器学习算法的训练集与测试集的划分方法为：每 10 天为一个周期，前 7 天放入训练集，后 3 天放入测试集，划分后供热工况与制冷工况的训练集占比分别为 79.7%和 70.5%。根据机器学习训练集划分要求，常见的训练集比例应该在 2/3 至 4/5 之间，该划分方法满足要求。本研究中，分别测量了水泵的流量和电耗，而水泵的电耗与水泵的流量存在强相关性，在机器学习算法中无需同时使用这两个参数。在实际工程中，水泵电耗比水泵流量更容易获取。因此，本文选取的输入层与输出层变量见表 4。

表 4 数据驱动模型的输入层与输出层变量

	地源热泵变量名称
输入层变量	地源侧进水温度
	用户侧进水温度
	用户侧出水温度
	地源侧循环泵能耗
	用户侧循环泵能耗
输出层变量	热泵能耗
	地源侧出水温度

BP 神经网络隐藏层层数和节点数根据试错法确定，制冷工况下隐藏层 6 层，隐藏层节点数为 4，供

热工况下隐藏层 3 层，隐藏层节点数 8 个。

根据 SVM 算法与 BP 神经网络算法训练出来的模型分别对制冷工况与供热工况下的能耗进行预测。在制冷工况下训练集能耗预测结果以 6 月 1 日为例，测试集能耗预测结果以 6 月 5 日为例，能耗对比情况如图 5 至图 6。

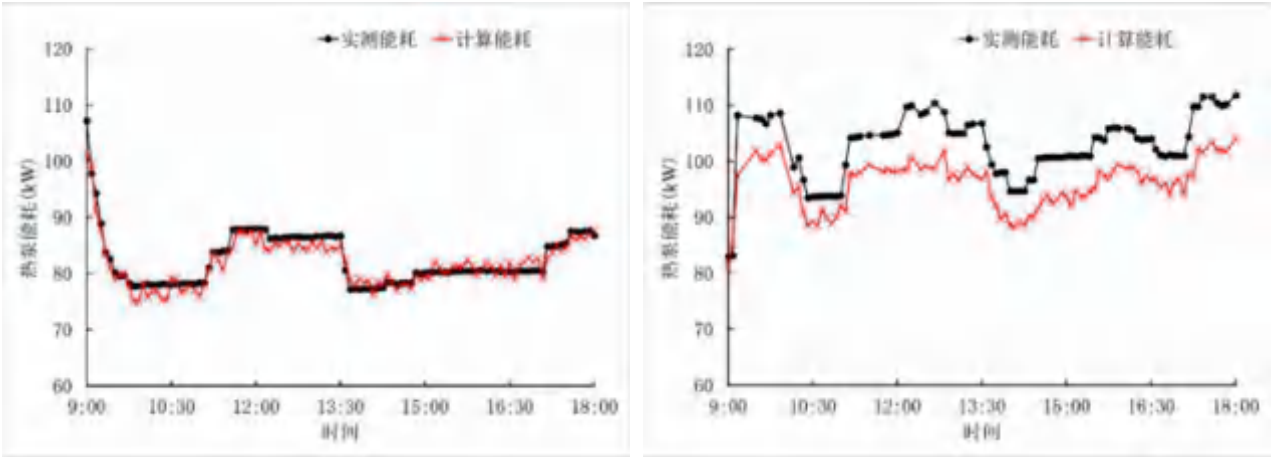


图 5 6 月 1 日(左)与 6 月 5 日(右)模拟值与实测值对比 (SVM 模型)

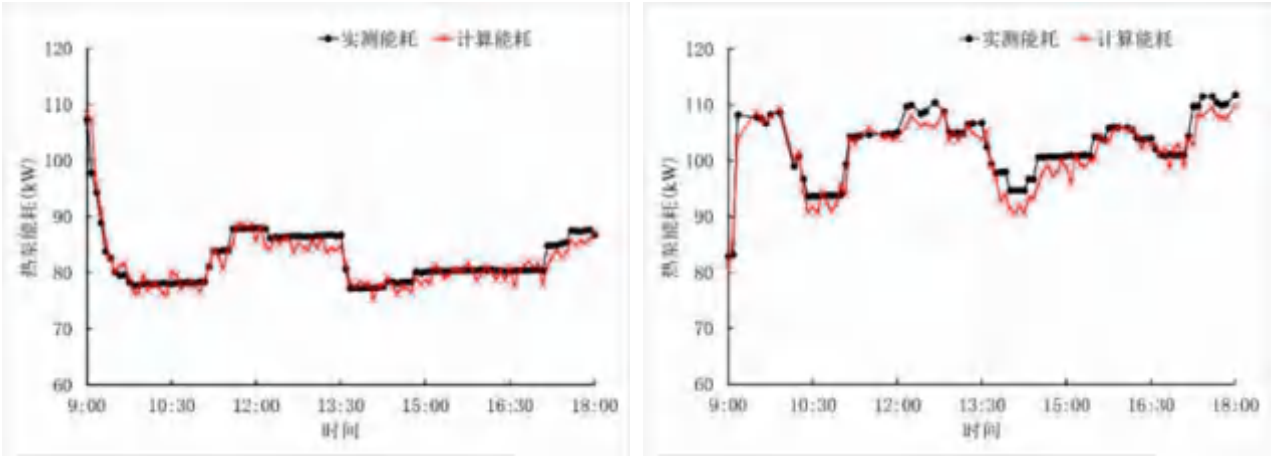


图 6 6 月 1 日(左)与 6 月 5 日(右)模拟值与实测值对比 (BP 神经网络模型)

在供热工况下训练集能耗预测结果以 1 月 28 日与例，测试集能耗预测结果以 2 月 3 日为例，能耗对比情况如图 7 至图 8。

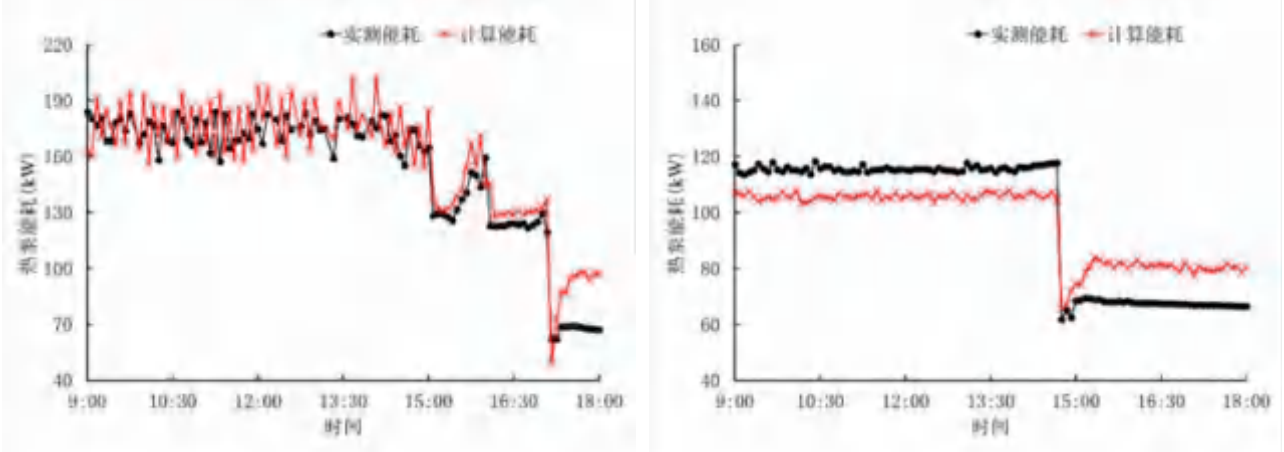


图 7 1 月 28 日(左)与 2 月 3 日(右)模拟值与实测值对比 (SVM 模型)

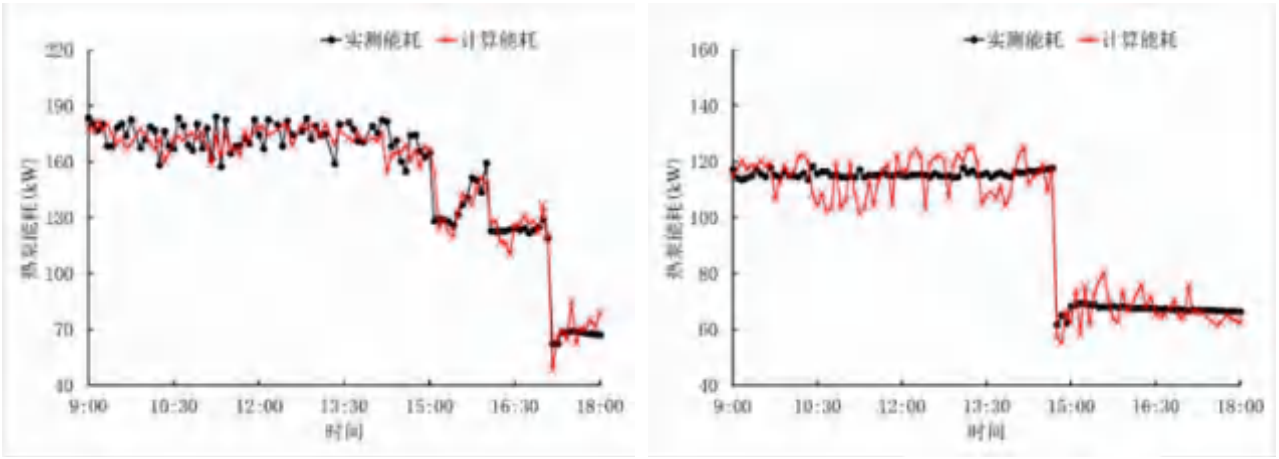


图 8 1 月 28 日(左)与 2 月 3 日(右)模拟值与实测值对比 (BP 神经网络模型)

根据模拟结果计算各种模型制冷工况与供热工况情况下的 CVRMSE、NMBE 和 RMSE 见表 5 和表 6，SVM 模型和 BP 神经网络模型的 CVRMSE 与 NMBE 均满足 ASHRAE Guideline 14 的要求，且 BP 神经网络模型模拟结果更接近实测值。

表 5 数据驱动模型误差比较(制冷工况)

	SVM 模型		BP 神经网络模型	
	训练集	测试集	训练集	测试集
CVRMSE (%)	9.45	11.00	5.01	8.71
NMBE (%)	-1.12	-2.63	0.43	-1.82
RMSE (kW)	6.96	7.01	3.71	5.51

表 6 数据驱动模型误差比较(供热工况)

	SVM 模型		BP 神经网络模型	
	训练集	测试集	训练集	测试集
CVRMSE (%)	14.26	17.34	7.91	11.65
NMBE (%)	-0.97	3.80	0.03	1.70
RMSE (kW)	12.86	13.28	7.14	8.92

3.4 对比分析

如表 3 所示，基于 EnergyPlus 拟合公式建立的模型的 CVRMSE、NMBE 的值满足 ASHRAE Guideline 14 的要求，表明其能够较好地预测平稳状态下的热泵能耗。但是平稳状态下数据只占 35.3%，其他状态下地源热泵能耗模拟需要采用其他模型。

表 5、表 6 分别为 SVM 模型和 BP 神经网络模型训练和测试结果，其模型 CVRMSE、NMBE 的值也满足 ASHRAE Guideline 14 的要求，表明数据驱动模型对于非平稳状态下地源热泵能耗预测效果很好。就数据驱动模型而言，无论供热还是制冷工况，BP 神经网络模型的 CVRMSE 和 RMSE 都比 SVM 模型更低，表明 BP 模型对该地源热泵能耗的预测效果更好。

综合各图表分析，在模拟该地源热泵系统的能耗时，BP 神经网络模型有着最好的预测效果。对于该办公楼地源热泵系统，适合采用 BP 神经网络模型进行模拟预测。不过数据驱动模型只能在其训练集数据的变化范围内进行预测，需要更多工况下的数据对模型进行训练，提高模型的适用性。

4 结论

地源热泵系统逐时能耗预测模型对地源热泵系统的优化控制有重要意义。本文分别采用基于物理公式和基于数据驱动的建模方法，以北京一栋办公建筑的地源热泵系统为例，根据该地源热泵系统实际运行数据构建了三种地源热泵能耗的预测分析模型，并对比分析了三种模型的预测精度。得到以下结论：

1)基于物理公式的 EnergyPlus 地源热泵模型，仅适用于满足热平衡公式的平稳运行时段，而无法预测启停和变频等不满足热平衡公式的情况。基于机器学习的模型，对整个运行期间的预测都较为准确。

2) 通过分析比较各方法预测的能耗值可以发现，BP 神经网络模型预测误差最小，制冷工况训练集与测试集的 CVRMSE 分别为 5.01%和 8.71%，供热工况训练集与测试集的 CVRMSE 分别为 7.91%和 11.65%。对于本文研究对象，BP 神经网络模型最适合作为地源热泵能耗模型。

该案例比较了 EnergyPlus 的热泵拟合公式、SVM 模型和 BP 神经网络等方法在地源热泵建模过程中的预测效果，探索了机器学习在建筑建模中的运用。今后，将结合地源热泵能耗模型和建筑能耗模型，研究如何优化地源热泵系统地运行控制，以降低建筑能耗。

参考文献

[1] Shin M, Haberl J S. Thermal zoning for buildin g HVAC design and energy simulation:A literature r eview[J]. Energy and Buildings,2019,203:109429.

[2] International Energy Agency.2020.Tracking Build

ings 2020[EB/OL].https://www.iea.org/reports/tracking-buildings-2020,2020(2020).

[3] 朱明亚,潘毅群,吕岩,等.能耗预测模型在建筑能效优化中的应用研究[J].建筑科学,2020,36(10):35-45.

[4] 桂晨曦,燕达,郭偲悦,等.基于实际用能特征的北京地区典型建筑模型研究[J].建筑科学,2020,36(6):14-22.

[5] Shao M, Wang X, Bu Z, et al. Elsevier, 2020. Prediction of energy consumption in hotel buildings via support vector machines[J].Sustainable Cities and Society, 2020, 57: 102128.

[6] Azuatalam D, Lee W-L, de Nijs F, et al. Elsevier Ltd, 2020. Reinforcement learning for whole-building HVAC control and demand response[J]. Energy and AI, 2020, 2: 100020.

[7] 陈彦熹, 刘建华, 李旭东, 等. 基于 ANN 的绿色办公建筑 HVAC 系统运行能耗预测[J].建筑节能,2017,45(10): 1－5.

[8] 黄新江, 刘成刚. 基于数据挖掘的地源热泵系统性能测试和分析[J].热能动力工程,2020,35(3):181－186.

[9] Cai B, Liu Y, Fan Q, et al. Multi-source information fusion based fault diagnosis of ground-source heat pump using Bayesian network[J].Applied Energy,2014,114:1–9.

[10] University of Illinois, Lawrence Berkeley National Laboratory. Engineering Reference of EnergyPlus [M].California: U.S. Department of Energy,2017:1128-1130

[11] ASHRAE Standards Committee. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers,2002.ASHRAE Guideline 14-2002[M].Atlanta,2002:15-17.

太阳能热气流光催化反应器系统去除大气甲烷的数值模拟

桂浩瑜，熊寒冰，石天豪，吴永佳，明廷臻

（武汉理工大学土木工程与建筑学院，武汉　430070）

［摘　要］结合光催化技术的太阳能热气流系统（SCPP-PCR）可实现对大气中温室气体的大规模降解，以对抗全球变暖。本文主要通过建立 SCPP-PCR 的二维有限元模型，对系统内 TiO_2 光催化表面反应降解甲烷的过程展开数值模拟，研究了系统内甲烷的分布及流体流动特性，并讨论光催化涂层范围对系统整体光催化性能的影响，初步验证了采用计算流体动力学（CFD）方法分析 SCPP-PCR 系统内光催化反应过程的可行性。

［关键词］温室气体去除；太阳能烟囱；光催化技术；数值模拟；

引言

推动能源结构转型和生态环境保护工作，对社会可持续发展起着重要作用。工业革命以来，人们对化石燃料的过度使用以及对森林草原的大面积破坏，导致世界范围内的温室效应不断加剧。温室效应的累积带来了全球变暖的结果，进而产生一系列新型的气候问题与环境污染问题，如冰川融化、海平面上升、极端天气频发、海洋酸化等[1,2]。

2015 年 12 月在巴黎召开的第 21 届联合国气候变化大会为 2020 年后全球应对气候变化行动作出安排，会议上近 200 个缔约方达成共识，一致通过的《巴黎协定》提出，要确保全球平均气温较工业化前水平升高在 2℃之内，并为把升温控制在 1.5℃内而努力[3]。这是继《京都议定书》后全球气候问题进程的新起点。目前人为活动的温室气体排放持续上升，大气中的温室气体浓度越高，其保温作用越明显，这是导致全球气温上升的主要原因[4]。大气中混合均匀的长寿命温室气体种类主要包括：二氧化碳（CO_2）、甲烷（CH_4）、氧化亚氮（N_2O）、氯氟烃（CFCs、HFCs）等。这其中，CH_4 作为导致全球变暖的第二大温室气体，以 20 年为时间跨度来估算，甲烷产生温室效应的能力是二氧化碳的 72 倍，一个世纪后仍是 CO_2 的 25 倍之多，因此将 CH_4 转化为等摩尔量的 CO_2 有助于缓解全球范围内的温室效应[5]。图 1-1 为美国国家海洋和大气管理局（NOAA）统计的自 1980 年至今全球 CH_4 的增长趋势图[6]，图中可以观察到全球 CH_4 浓度基本呈逐年上升趋势。到 2019 年全甲烷的浓度已升至 1886 ppb（是工业化前的 2.5 倍之多）。

此外，地球的环境温度对于大气中温室气体浓度的变化具有显著的滞后性，为了达到联合国政府间气候变化专门委员会（IPCC）科学家提出的 2℃的全球温升限制的目标，我们不仅要通过开发清洁能源和可再生能源来替代传统能源，还需要采取相应的策略以实现负碳排放。太阳能烟囱-光催化反应器（SCPP）混合系统则为大气中甲烷等温室气体的大规模去除提供了一种可能。传统的太阳能热气流系统主要由集热棚、烟囱、蓄热层及透平四个部分构成，地表蓄热层接收并储存太阳能，而集热棚与蓄热层之间是一个巨大的温室，棚内空气与地表之间进行对流换热后温度上升，在系统内外的空气之间产生一定密度差，在密度差的作用下引起周围大量空气流动并进入系统，布置在烟囱底部的透平在上升热气流的作用下转动，完成电力输出。

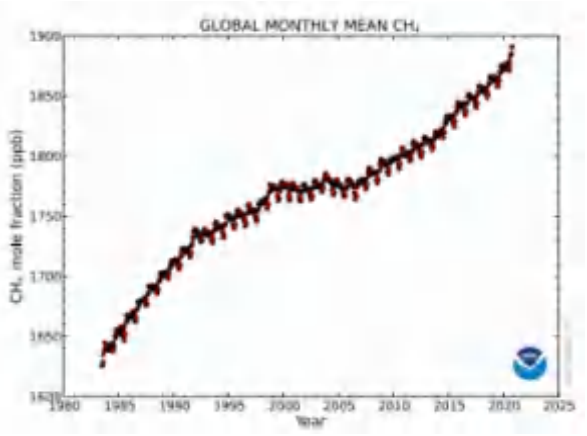


图 1 全球大气 CH_4 浓度变化趋势

协同光催化技术的太阳能热气流系统完全依靠清洁广泛的太阳能为系统运行提供源源不断的动力，

基金项目：国家自然科学基金资助项目(51778511)

当空气流动通过系统内光催化反应区时，发生的光催化反应可实现在富氧情况下对空气中 CH_4 的完全氧化[7]，即：

$$CH_4 + 2O_2 \rightarrow 2H_2O + CO_2 \quad (1)$$

自 SCPP-PCR 系统提出以来，已通过大量的理论分析对系统降解温室气体的性能进行预估[8,9]。本文将首次采用 CFD 方法展开 SCPP-PCR 系统光催化降解大气甲烷的过程的数值模拟研究，并对系统的光催化性能进行分析与评价。

1 模型介绍

1.1 物理模型

本文在西班牙太阳能热气流电站的尺寸基础上[10]，建立 SCPP-PCR 的几何模型，如图 2 所示，鉴于该系统模型的特殊对称规律，对 SCPP-PCR 系统的模型建立可通过二维旋转轴对称的方法完成，即先完成二维旋转基准面与旋转对称轴的物理模型构建，再通过 FLUENT 中的 Axisymmetric Swirl 功能完成整体模型划分。具体的，该模型的烟囱高度为 200 m、半径为 5 m；集热棚半径为 122m，集热棚入口高度为 2 m、出口高度为 6 m，呈倾斜布置以利于系统内热空气的上浮；距离集热棚入口 10 m 处，布置有 3 至 10 m 长的 TiO_2 光催化剂涂层；且烟囱与集热棚光滑连接，根据系统内的流体流动特性，在数值模拟前做出如下假设：

（1）太阳热辐射恒定；

（2）太阳辐射在蓄热层表面分布均匀，且光强损失为 30%；

（3）无均相化学反应发生；

（4）不考虑烟囱和集热棚壁面及之间过渡段的能量损失；

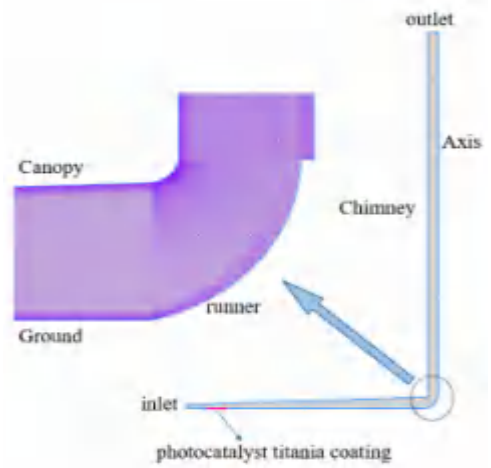


图 2 SCPP-PCR 几何模型示意图

（5）TiO_2 光催化剂涂层分布均匀且长期有效；

整体模型全部采用结构化网格进行划分，可以有效的保证网格生成速度与质量，易于区域边界拟合，减少计算时假扩散的产生。此外，对近地面、集热棚表面和烟囱壁面的边界层处，以及流动较为剧烈的集热棚与烟囱连接的过度段都采用了有效的局部网格加密技术进行处理，如图 2 的局部网格细节图所示，以使得边界层处的网格分布符合相应壁面函数的要求，提高计算精度与可靠性。

1.2 数值模型

本文将采用 Standard k-ε 模型来描述 SCPP-PCR 系统内的流动过程。此外，整个计算模型内空气密度略有变化，在小型太阳能热气流系统的模拟中，忽略空气可压缩性所造成的误差不超 2%[11]。本文将空气看作不可压缩流体，用理想气体定律来表示自然对流密度与温度的关系。整个模拟过程所需的控制方程包括连续性方程、动量方程、能量方程、k-ε 方程和组分输运方程，可以写成如下形式：

连续性方程：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (2)$$

动量守恒方程（N-S）：

$$\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = \rho g_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (3)$$

湍动能方程 k：

$$\frac{\partial (\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j}\right) + G_k + G_b - \rho\varepsilon - Y_M + S_k \quad (4)$$

湍动能耗散率 ε：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right) + C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}(G_k + C_{3\varepsilon}G_b) - C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon + S_\varepsilon \quad (5)$$

组分输运方程：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_i) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} Y_i) = -\nabla \cdot \vec{J}_i + R_i + S_i \quad (6)$$

其中，ρ 表示密度；g 表示重力加速度，取 9.81m^2/s；t 表示时间；c_p 表示定压比热容；σ_T、σ_k 和 σ_ε 表示湍流模型中 T、k 和 ε 对应的普朗特数：$\sigma_T = 0.9$，$\sigma_k = 1.0$，$\sigma_\varepsilon = 1.3$；C_1 和 C_2 是湍流模型中的常数：$C_{1\varepsilon}$=1.44, $C_{2\varepsilon}$ = 1.92；β 为体积膨胀系数；G_k 表示平均速度梯度引起的湍流动能项；$\vec{J}_i$ 表示组分 i 的扩散通量：$\vec{J}_i = -\rho D_{i,m} + R_i$；$R_i$ 为化学反应的净产生速率；S_i 表示离散相导致的额外速率；Y_M 表示湍流脉动膨胀对总耗散率的影响。

接下来，化学反应采用 FLUENT 软件自带反应

流模型中的有限速率模型，并导入编写的DEFINE_VR_RATE宏定义光催化的反应速率。通过Andreas等[12]的实验可获得甲烷在TiO_2表面光催化完全氧化的反应速率公式：

$$r_{AI}=B\frac{\theta_{AI}\cdot p_{AI}}{1+\theta_{AI}\cdot p_{AI}+\theta_{H_2O}\cdot p_{H_2O}} \tag{7}$$

式中：r_{AI}为甲烷浓度；c_1为氧气浓度；B、B_1、B_2均为实验所测得的常数，其数值分别为5.37×10^{-6},2.42和4.60。

1.3 边界设置与计算方法

对模型采用相对静压法进行模拟[12]。将集热棚下土壤蓄热层接收的太阳辐射视为热流边界，考虑土壤吸收的能量以及热辐射和传导的能量损失大约在30%的情况下，当太阳辐射为857 W/m^2，对应的地面热流设置为600 W/m^2，这一辐射值参照了中国西北沙漠典型的太阳辐射条件[13]。此外，假设环境空气温度维持在293 k，集热棚的顶棚会与周围空气发生对流换热，即设置为对流边界，当风速不是很高时，对流换热系数可设为10 W/(m^{2}K)[14]。

利用CFD商用软件ANSYS Fluent 19.2完成数值计算，在双精度求解器下，SIMPLE算法用于求解压力-速度耦合方程，压力项采用PRESTO!离散格式，近壁面处采用标准壁函数法处理。对流项则采用QUICK格式进行离散，扩散项采用二阶迎风格式进行离散。

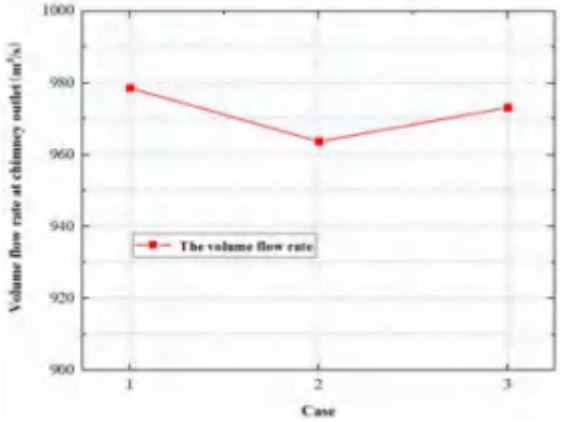


图3 网格独立性验证

2 网格验证

为了验证本次数值模拟的网格无关性，在857 W/m^{2}的太阳辐射值和293 K环境温度的外环境条件下，对三组不同数量的网格系统（166,817; 343,206; 531,092）进行了相同的设置并进行计算。数值计算结果如图3-2所示，三种网格系统对应的烟囱出口的流量分别为：978.6 m^3/s; 963.7 m3/s; 973.1 m^3/s，其结果之间的偏差低于2%，因此该模型的计算网格具有独立性。在保证计算精度的前提下结合计算的经济性考虑，最终选择343,206的网格数量进行接下来的数值模拟。

3 结果及讨论

3.1 系统内流动性能分析

图4为SCPPP-PCR系统内的流场速度分布，从图中可以看出，在太阳辐射的作用下，地表持续接收太阳能，并与集热棚内的空气进行换热，空气受热后将缓慢向着系统中央区域移动。我们发现，集热棚内的空气流速很小，且沿着集热棚半径方向变化不明显，直到集热棚出口与烟囱相连接的过渡段，气流开始出现漩涡并产生较大的加速度。而在烟囱效应的影响之下，集热棚出口的热空气沿着烟囱快速上升。在烟囱入口处，达到整个系统的速度最大值，为14.98 m/s，随后上升气流速度逐渐保持一致，在烟囱出口处以12.27 m/s的平均速度流出系统，系统出口体积流量约为963.7 m^3/s。

图5显示了系统内部的相对静压分布情况，可以发现，烟囱及集热棚内都处于负压区。由于集热棚内空气受热膨胀，处于定压吸热过程，沿着集热棚方向空气的相对压力以很小的幅度下降，这也与集热棚内的空气速度变化不大相对应。而在集热棚出口处，由于导流锥的收缩结构，此处的压力变化明显，并在烟囱底部达到了整个系统相对静压的最小值，同时也是整个系统内空气流速最大的位置。因此，太阳能热气流系统的透平发电机一半选择安装在整个系统的烟囱底部位置，以获得最大的压降用来发电。而在烟囱内部，相对静压在烟囱高度上均匀的增加，并在出口处达到与环境压力一致。

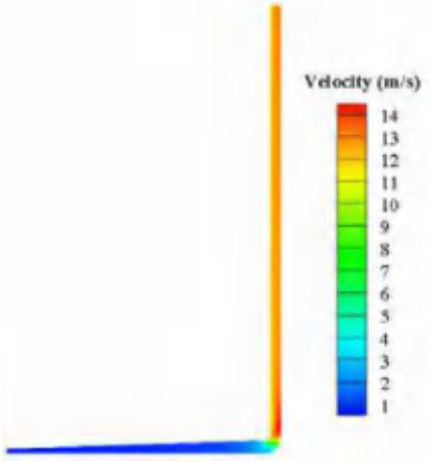


图4 系统速度分布云图

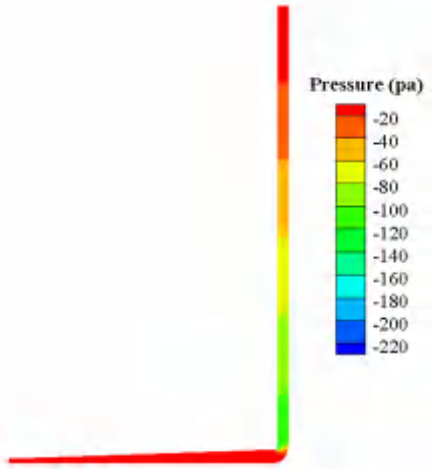


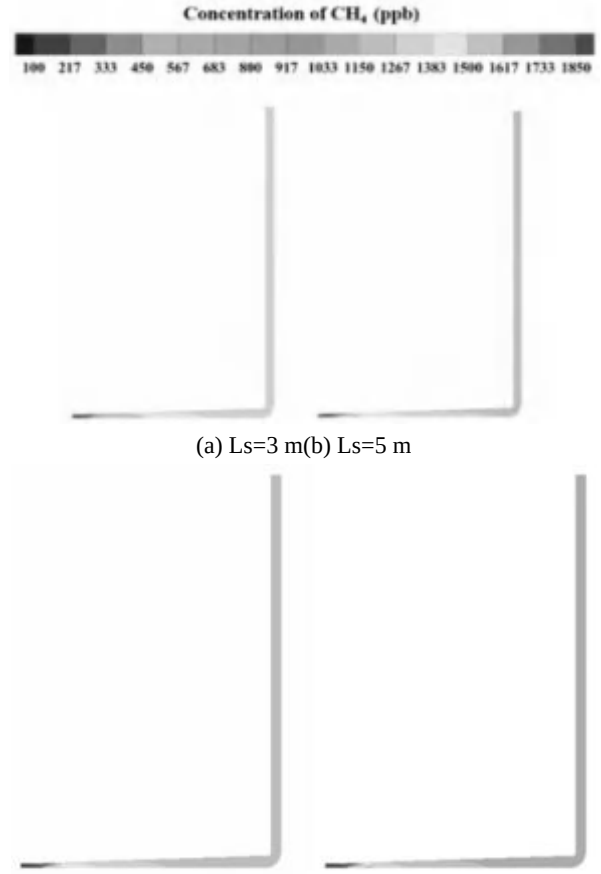
图 5 系统相对压力分布云图

3.2 系统内浓度分布特征

图 6 显示了 SCPP-PCR 系统内甲烷浓度的沿程分布情况，光催化涂层的长度 Ls 以每 1 m 为间隔，从 3 m 依次增加到 10 m，此处展示出 3 m、5 m、7 m 以及 10 m 长度光催化涂层下的系统甲烷浓度分布云图。

如图 3-5 (a)所表示为光催化涂层长度 3 m 时，系统内的甲烷浓度沿程分布规律，从图中可以看出，系统入口处甲烷浓度较高，沿着集热棚径向空气中的甲烷浓度将逐渐降低，在接近集热棚出口处浓度基本不再变化，在空气流入烟囱后，烟囱内的甲烷浓度也呈现分布均匀的状态。产生该现象的的原因为，含有浓度为 1886 ppb 甲烷的大气在自然对流作用下不断由集热棚入口进入 SCPP-PCR 系统，当空气流动至距离集热棚入口 10 m 处时与地表布置的光催化涂层相接触，在此将激活光催化反应，对系统内空气中的甲烷开始进行降解。此时可以观察到，在布置有光催化涂层的近地面处甲烷浓度达到了系统内的最小值，这主要是因为光催化过程发生在壁面处，且壁面边界层处的流体流速接近为 0，此处的光催化过程反应充分。然而远离地面处的空气依然含有较高浓度的甲烷，这部分空气将在集热棚内与反应后含有低浓度甲烷的空气沿程混合，混合气体的浓度不断降低，直至进入烟囱前混合充分，因此烟囱内的空气甲烷浓度不再发生变化，最后在烟囱出口处排出含有低浓度甲烷的洁净空气。

通过观察图 3-5 (b)、(c)、(d)，其依次与地面处光催化涂层长度 5 m、7 m、10 m 相对应，可以看出系统内的甲烷分布规律与图 3-5 (a)相似。然而，随着光催化涂层长度的增加，系统出口处的平均甲烷浓度越低。当光催化涂层长度为 3 m 时，烟囱出口的甲烷平均浓度为 1304ppb，降解了外界大气中 582ppb 的甲烷。当光催化涂层长度增加到 10 m 时，出口甲烷平均浓度为 1075 ppb，即多净化了空气中 229 ppb 的甲烷。除此之外，还能够发现光催化涂层范围增加后，集热棚内空气能在更短的行程内充分混合。因此，我们通过系统内的甲烷浓度分布情况，初步判断在地表延长光催化涂层的范围对于 SCPP-PCR 系统内的光催化反应过程有积极的影响。



(a) Ls=3 m(b) Ls=5 m

(c) Ls=7 m(d) Ls=10 m

图 6 不同光催化涂层下系统甲烷浓度分布

3.3 系统光催化性能分析

图 3-5 显示了 SCPP-PCR 系统内甲烷浓度的沿程分布情况，光催化涂层的长度 Ls 以每 1 m 为间隔，从 3 m 依次增加到 10 m，此处展示出 3 m、5 m、7 m 以及 10 m 长度光催化涂层下的系统甲烷浓度分布云图。

可通过光催化效率 E_s 来对系统的光催化效果进行评价，即将整个系统出入口之间甲烷浓度差与入口甲烷浓度的比值定义为光催化效率 E_s：

$$E_s = \frac{(J_1 - J_2)}{J_1} 100\% \qquad (8)$$

其中，J_1 和 J_2 分别为系统入口和出口的甲烷平

均浓度。因此根据公式 3-9，可以分别计算得到 SCPP-PCR 系统在不同光催化涂层范围下的系统光催化效率。

如图 7 所显示的是 3-10 m 范围光催化涂层长度所对应的 SCPP-PCR 系统光催化效率。当光催化涂层为 3 m 时，系统光催化效率为 30.53%，随着光催化涂层范围不断增加，系统的光催化效率也在不断提高，在 10 m 光催化涂层长度下，系统的光催化效率达到了 42.72%，即初始反应区长度增加 7 m 后，SCPP-PCR 系统的光催化效率提升了约 12%。从图中也可以发现，光催化效率呈线性增加的趋势，通过在集热棚内增加 TiO2 光催化涂层的范围，可以有效提高系统的光催化效率。

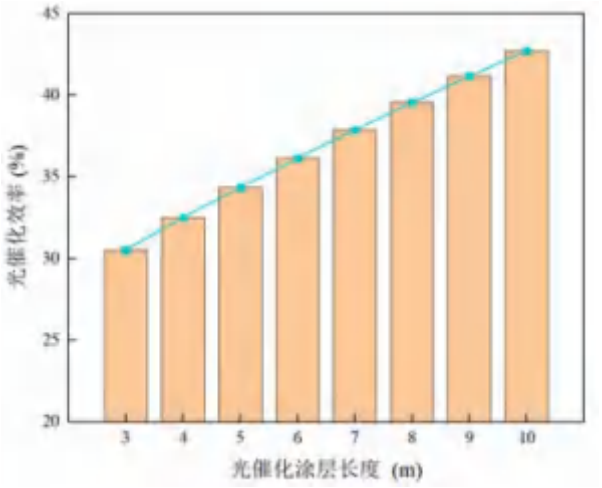


图 7 光催化涂层长度对系统光催化效率的影响

光催化效率反应了 SCPP-PCR 系统去除大气中甲烷的能力，然而系统可降解甲烷的范围是衡量系统光催化性能的另一个重要参考。同时，由于对大气中甲烷的去除量能较为直接的反应系统缓解温室效应的效果，SCPP-PCR 系统去除甲烷的量也是我们更为关注的一点。因此，为了对系统去除甲烷的量进行分析，净化速率 R_p 作为一个对系统光催化性能评价的新指标被引入，其定义为：

$$R_p = q_m \Delta z \tag{9}$$

其中，$\triangle z$ 代表集热棚入口与烟囱出口之间 CH4 质量分数的差值；q_m 为系统烟囱出口处的空气质量流量。

图 8 显示了 3 至 10 m 光催化涂层长度所分别对应的系统净化速率。从图中可以看出，SCPP-PCR 系统的净化速率随着光催化涂层范围的增加而不断上升，在 3 m 的光催化涂层下，系统对甲烷的净化速率为 0.341 g/s，当光催化涂层长度增加至 10 m 时，系统的净化速率上升到 0.478 g/s。这种变化趋势与系统的光催化效率一致，这主要是由于系统内的光催化过程是通过采用在地面铺设 TiO_2 光催化涂层的方式，光催化涂层范围的变化基本不会对系统内空气的流动特性造成影响。然而，系统的净化速率是由光催化效率和系统内空气流量共同决定的，随着光催化涂层长度的增加，将扩大 TiO_2 涂层与空气之间发生光催化反应的接触面，进而提高光催化反应的效率，此时系统内流量基本维持恒定，因此，系统的净化速率的变化趋势主要由系统的光催化效率决定。总的来说，光催化涂层长度的增加会使得系统降解空气中甲烷的综合能力得以提升。

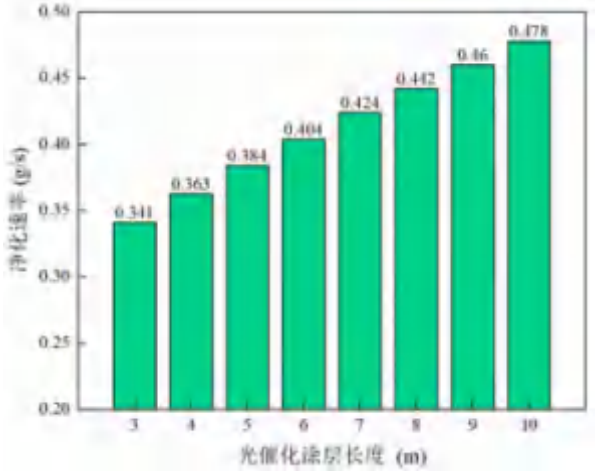


图 8 光催化涂层长度对系统净化速率的影响

4 结论

本文通过 CFD 方法对 SCPP-PCR 系统进行数值模拟研究，根据计算结果对系统内的流体流动特性、甲烷分布情况及系统的整体光催化性能展开分析，主要得到如下结果：

（1）在 857 W/m^2 的太阳辐射及 293 K 的环境温度条件下，SCP-PCR 系统的烟囱出口平均流速和体积流量分别为 12.27 m^3/s; 963.7 m^3/s，系统的集热棚内空气流速及相对静压值变化较小，主要变化存在于集热棚出口与烟囱相连接的过渡段，且在烟囱底部出现整个系统中的最大速度和最小相对静压值。

（2）集热棚内甲烷的整体浓度沿径向先逐渐降低，在集热棚出口前混合均匀后保持稳定。烟囱内的甲烷分布均匀一致，烟囱出口处平均甲烷浓度随光催化涂层范围的增加而降低，出口最低甲烷浓度为 1075 ppb，对应光催化涂层长度为 10 m，即系统有效降解了 881 ppb 的大气甲烷。

（3）系统光催化效率随地表处 TiO_2 光催化涂层

长度的增加而提高，净化速率的变化趋势与其保持一致，均在 10 m 长度的光催化涂层处达到最优值，分别为 42.72%，0.478 g/s。

参考文献

[1] 苏京志,温敏,丁一汇,等.全球变暖趋缓研究进展[J].大气科学,2016,40(006):1143-1153.

[2] 李红梅,李林.2℃全球变暖背景下青藏高原平均气候和极端气候事件变化[J].气候变化研究进展，2015(3):157-164.

[3] 任贾文,明镜.IPCC 第五次评估报告对冰冻圈变化的评估结果要点[J].气候变化研究进展,2014，10(1):25-25.

[4] Covert T, Greenstone M, Knittel C R . Will We Ever Stop Using Fossil Fuels?[J].Journal of Economic Perspectives, 2016, 30(1):117-138.

[5] Jackson R B, Solomon E I, Canadell J G, et al. Methane removal and atmospheric restoration[J]. Nature Sustainability, 2019, 2(6).

[6] https://www.esrl.noaa.gov/gmd/dv/data.html.

[7] Yuliati L, Yoshi Da H. Photocatalytic conversion of methane[J].Chemical Society Reviews, 2008, 37(8):1592-1602.

[8] De _Richter R K, Ming T, Caillol S. Fighting global warming by photocatalytic reduction of CO2 using giant photocatalytic reactors[J]. Renewable & Sustainable Energy Reviews, 2013, 19(Mar.):82-106.

[9] De_Richter R, Ming T, Davies P, et al. Removal of non-CO2 greenhouse gases by large-scale atmospheric solar photocatalysis[J]. Progress in Energy & Combustion Science, 2017, 60:68-96.

[10] Haaf W, Friedrich K, Mayr G, et al. Solar Chimneys Part I: Principle and Construction of the Pilot Plant in Manzanares: International Journal of Solar Energy: Vol 2, No 1[J].International Journal of Solar Energy, 1983.

[11] Chen Y S, Chen W H, Pang Y J. The Impact Analysis of Air Compressibility in Solar Chimney Power Station[J].Applied Mechanics & Materials,2013,283:9-13.

[12] Haeger A, Kleinschmidt O, et al.Kinetics of Photocatalyzed Gas Reactions Using Titanium Dioxide as the Catalyst Part II: Photocatalyzed Total Oxidation of Alkanes with Oxygen[J]. Chemical Engineering & Technology, 2010, 27(9):1019-1026.

[13] Ming T, liu W, et al. Analytical and numerical investigation of the solar chimney power plant systems [J]. International Journal of Energy Research, 2006, 2006,30(11)(-):861-873.

[14] Ming T , Wang X, De_Richter , et al. Numerical analysis on the influence of ambient crosswind on the performance of solar updraft power plant system[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2012, 16(8):5567–5583.

相变材料对家用水箱性能的影响及优化研究

吴　璠，程远达，秦智胜，林成楷

（太原理工大学，太原　030024）

［摘　要］基于相变蓄热水箱的发展现状，结合家用生活热水系统相关设计规范及标准，对相变水箱的结构进行了设计，并采用有限元软件 COMSOL Multiphysics 对相变水箱的性能进行了模拟研究。首先建立了相变水箱的数值计算模型并利用实验数据验证模型的准确性；在此基础上，通过蓄放热阶段水温响应特性、相变材料温度及液相比等参数，对相变水箱的蓄放热特性进行了研究；另外，比较分析了不同相变层厚度参数对相变水箱蓄放热过程的影响，并对相变材料的用量进行了优化。结果表明，对于家用水箱，增设相变材料层可以延长水箱蓄热过程；在水箱放热过程中，放热时间随着相变层厚度的增加呈现先延长后缩短的变化趋势；与其他相变厚度的模拟工况相比，相变层厚度为 30mm 时，水箱的释热性能最佳，放热时间较普通水箱增加 10%左右，且维持水温处于较高温度的时间有所延长。可见相变材料的蓄放热特性直接影响着家用水箱的性能，寻求相变材料的最优用量可为相变水箱的设计及实际应用提供参考。

［关键词］蓄热水箱；相变层厚度；蓄放热性能；数值模拟

0 引言

随着能源需求的增长，太阳能等可再生能源的利用得到迅速发展[1]。作为光热技术在建筑应用的一种形式，太阳能热水系统为建筑提供生活或采暖所需热水，对降低建筑能耗意义重大[2-3]。然而，由于太阳能固有的非连续性和不稳定性特点，保证率较低是太阳能热水技术的主要缺陷[4-5]。

近年来，国内外学者将相变蓄热水箱与太阳能热水系统相结合[6]，尝试利用相变材料的蓄放热特性弥补太阳能热水系统在运行稳定性方面的不足[7]，从而提高太阳能的利用效率。Ibáñez 等[8-9]基于 TRNSYS 平台建立相变蓄热水箱的数值模型，对加入圆柱形相变单元体的家用太阳能蓄热水箱的蓄放热特性进行了全年模拟，结果表明体积相同时相变水箱可蓄存更多热量。于国清等[10-11]根据普通水箱多节点模型建立了相变蓄热水箱内温度分布的数学模型，通过对水箱的运行特性进行实验测试后发现，在蓄放热过程中水箱存在温度分层现象，放热过程中高温热水的供应量有所提高。汪玺等[12]提出了一种以肉豆蔻酸/膨胀石墨作为相变储热材料且具有均流结构的相变蓄热水箱，并对其性能展开了实验研究，揭示了蓄热温度和相变单元数量等因素对水箱蓄放热特性的影响。Li 等[13]通过实验对比研究了传统水箱和相变蓄热水箱的动态放热特性，结果显示在相变材料的温度降低到熔点温度前，相变蓄热水箱的供水温度下降率小于传统水箱。

现有研究表明相变材料对提升水箱的储热能力有着重要影响，以封装单元的形式将相变材料置于水箱内部可以改善水箱运行特性，但相变单元体往往会占用水箱的有效储水容积[14]。将相变材料置于水箱箱体外侧的结构形式可同时兼顾水箱的储水性与储能性，在保证水箱有效储水容积的前提下充分利用相变材料的潜热，更适用于家用生活热水系统。目前，针对此种结构相变水箱的蓄放热性能的研究较少。另外，相变材料的用量直接关系到蓄放热过程中水箱的潜热蓄存量，针对相变材料用量对于水箱运行特性的影响仍有待进一步研究。

本文首先采用基于有限元法的多物理场耦合软件 COMSOL 建立了相变水箱的数值计算模型，在通过实验数据验证模型的可靠性后，对相变水箱的蓄放热性能展开了模拟研究；在此基础上，通过比较不同相变层厚度的相变水箱在蓄放热过程中的水温响应曲线，相变材料相态变化特性等参数，分析了相变材料厚度对相变水箱性能的影响，并提出了相变层厚度的优化设计参数，以期为相变水箱的设计及实际应用提供参考。

1 相变水箱设计

1.1 结构设计

相变水箱主要包括圆柱形水箱箱体、相变材料层、保温层及电加热器，水箱具体结构如图 1 所示。为保证水箱的有效储水容积，相变水箱采用相变材料层设置于水箱箱体外侧，保温层设置于相变层外

侧的形式。

图 1 中 A 为顶部保温；B 为溢流管；C 为热水管；D 为保温层；E 为相变材料层；F 为冷水管；G 为底部保温；H 为泄水管；I 为加热装置；J 为水箱支架。

本文针对家用生活热水系统，假设用水时间集中在上午 7:00-8:00 及晚间 20:00-21:00。

根据 GB50015-2019《建筑给水排水设计规范》0 给出的卫生器具小时用水量，确定圆柱形水箱箱体容积约为 250 L，箱体尺寸为直径 D=0.6 m，高度 H=0.9 m。

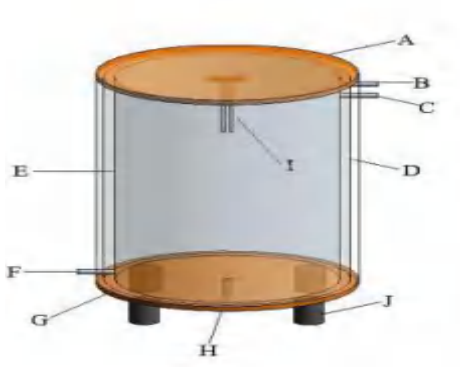


图 10 相变蓄热水箱结构示意图

结合设计规范中规定的卫生器具使用水温[15]，设定相变水箱的最低水温为 40℃。据工程经验[16]，平板式太阳能系统水温约为 65℃，因此设定相变水箱的最高水温为 60℃。根据相变蓄热水箱的运行温度，本文选取相变温度为 50℃的石蜡作为相变水箱的蓄热材料。

为保证相变水箱的供热能力，水箱内置电加热器作为辅助热源。

采用热导率为 0.038 W/(m·K) 的橡塑保温板作为水箱的保温材料，保温层厚度主要与维持水温时间、水箱温度、环境温度等因素有关，依据稳态导热计算公式（1）计算保温层厚度。

$$q=\frac{T_w-T_{amb}}{\frac{1}{h_{in}\pi D}+\frac{1}{2\pi\lambda}\ln\frac{D+2\delta}{D}+\frac{1}{h_{out}\pi(D+2\delta)}} \quad (1)$$

式中：q 为水箱单位高度散热量，W/m；T_w 为水温，℃；T_{amb} 为环境温度，取太原地区的年均温，10℃；δ 为保温层厚度，m；λ 为保温材料导热系数，W/(m·K)；h_{in} 为水箱内侧对流换热系数，W/(m²·K)；h_{out} 为水箱外侧对流换热系数，W/(m²·K)；D 为水箱直径，m。

当运行时间内水箱散热量小于允许的最大散热量时，说明由式（1）计算出的保温层厚度满足要求。水箱最大热流密度计算公式见式（2）。

$$q_{max}=\frac{C_w m(T_{max}-T_{min})}{3600t} \quad (2)$$

式中：q_{max} 为水箱散热的最大热流，W/m²；T_{max} 为最高水温，℃；T_{min} 为最低水温，℃；C_w 为水的比热容，取 4187 J/(kg·K)；m 为水的质量，kg；t 为时间，水箱运行时间为 24 h。

考虑其他原因造成的散热，取热损失安全系数为 1.5[17]，计算得水箱的最大散热量为 363.45W，由此确定保温层的厚度为 20mm。

1.2 材料物性参数

相变水箱选用的相变材料石蜡及橡塑保温板的物性参数如表 1 所示。

表 1 石蜡、保温材料的物性参数

材料属性	材料名称		
	固态石蜡	液态石蜡	橡塑保温板
导热系数/ (W·(m·K)$^{-1}$)	0.49	0.28	0.038
密度/ (kg·m^{-3})	978	880	100
定压热容/ (kJ·(kg·K)$^{-1}$)	3.22	3.15	0.75
潜热/ (kJ·kg^{-1})	200		
相变温度/(℃)	50		
动力粘度/ (kg·(m·s)$^{-1}$)			
热膨胀系数/ (℃$^{-1}$)			

2 数学模型

2.1 假设条件

在不影响计算结果精度的前提下做出以下假设，建立二维轴对称模型：

（1）初始温度分布均匀，材料各向均匀且同质。

（2）相变材料在一定温度范围内发生相变，相变材料固、液两相的热物性参数不同，通过等效热容法求解相变传热过程[18-19]。

（3）考虑液态相变材料的自然对流效应，液态相变材料为牛顿不可压缩流体，流动状态为层流，且密度变化满足 Boussinesq 近似假定。

（4）忽略水箱箱体壁厚对传热效果的影响。

（5）考虑由于温度变化造成的水的密度变化而引起的自然对流效应。

2.2 数学模型

水域的传热控制方程为式（3）：

$$\rho_w C_w\frac{\partial T_w}{\partial t}+\rho_w C_w\mathbf{u}_w\cdot\nabla T_w+\nabla\cdot(-k_w\nabla T_w)=0 \quad (3)$$

式中：ρ_w 为水的密度，kg/m^3；T_w 为 t 时刻水域温度，℃；$\mathbf{u}_w$ 为水域的速度场矢量，m/s；k_w 为水的导热系数，$W/(m\cdot K)$。

水域的流体运动控制方程为式（4）、式（5）、式（6）：

$$\rho_w\frac{\partial \mathbf{u}_w}{\partial t}+\rho(\mathbf{u}_w\cdot\nabla)\mathbf{u}_w=\nabla\cdot[-p_w\mathbf{I}+\mathbf{K}]+\mathbf{F}_w +(\rho_w-\rho_{ref})\mathbf{g} \tag{4}$$

$$\rho\nabla\cdot(\mathbf{u}_w)=0 \tag{5}$$

$$\mathbf{K}=\mu_w(\nabla\mathbf{u}_w+(\nabla\mathbf{u}_w)^T) \tag{6}$$

式中：P_w 水的压强，Pa；μ_w 为水的动力粘度，$kg/(m\cdot s)$；$\mathbf{F}_w$ 根据 Boussinesq 近似定义的浮力项，ρ_{ref} 为参考温度下的水的密度，$\mathbf{I}$ 为单位矩阵。

相变材料的传热控制方程为式（7）：

$$\rho Cp\frac{\partial T}{\partial t}+\rho Cp\mathbf{u}\cdot\nabla T+\nabla\cdot(-k\nabla T)=0 \tag{7}$$

根据相分数定义相变材料的密度、热容、体积分数及导热系数[20]。相变过程中固相分数用 θ_1 表示，液相分数用 θ_2 表示。

相变材料熔化过程中相分数变化为式（8）、式（9）：

$$\theta_1=\begin{cases}1 & T<T_m-\dfrac{dT}{2}\\ \dfrac{T_m-T+\frac{dT}{2}}{dT} & T_m-\dfrac{dT}{2}<T<T_m+\dfrac{dT}{2}\\ 0 & T>T_m+\dfrac{dT}{2}\end{cases} \tag{8}$$

$$\theta_2=\begin{cases}0 & T<T_m-\dfrac{dT}{2}\\ \dfrac{T-T_m+\frac{dT}{2}}{dT} & T_m-\dfrac{dT}{2}<T<T_m+\dfrac{dT}{2}\\ 1 & T>T_m+\dfrac{dT}{2}\end{cases} \tag{9}$$

相变材料凝固过程中相分数变化为式（10）、式（11）：

$$\theta_1=\begin{cases}0 & T_m+\dfrac{dT}{2}>T\\ \dfrac{T-T_m+\frac{dT}{2}}{dT} & T_m+\dfrac{dT}{2}>T>T_m-\dfrac{dT}{2}\\ 1 & T_m-\dfrac{dT}{2}<T\end{cases} \tag{10}$$

$$\theta_2=\begin{cases}1 & T_m+\dfrac{dT}{2}>T\\ \dfrac{T_m-T+\frac{dT}{2}}{dT} & T_m+\dfrac{dT}{2}>T>T_m-\dfrac{dT}{2}\\ 0 & T_m-\dfrac{dT}{2}<T\end{cases} \tag{11}$$

$$\theta_1+\theta_2=1 \tag{12}$$

式中：T_m 为相变温度，℃；ΔT 为相变温度半径，℃。

相变材料的密度、热容、体积分数及导热系数定义为式（13）～式（16）：

$$\rho=\theta_1\rho_1+\theta_2\rho_2 \tag{13}$$

$$C_p=\frac{1}{\rho}(\theta_1\rho_1C_{p,1}+\theta_2\rho_2C_{p,2})+L\frac{\partial\alpha_m}{\partial T} \tag{14}$$

$$\alpha_m=\frac{1}{2}\frac{\theta_2\rho_2-\theta_1\rho_1}{\theta_1\rho_1+\theta_2\rho_2} \tag{15}$$

$$k=\theta_1k_1+\theta_2k_2 \tag{16}$$

式中：ρ_1,ρ_2 分别为相变材料固相和液相密度，kg/m^3；Cp_1,Cp_2 分别为固相和液相的恒压热容，$kJ/(kg\cdot K)$；L 为相变潜热，kJ/kg；α_m 为体积膨胀系数，1/℃；k_1,k_2 分别为固相和液相导热系数，$W/(m\cdot K)$。

考虑液相石蜡密度变化引起的自然对流效应，液态石蜡的流体运动控制方程为式（17）～式（19）：

$$\rho_2\frac{\partial\mathbf{u}}{\partial t}+\rho_2(\mathbf{u}\cdot\nabla)\mathbf{u}=\nabla\cdot[-p\mathbf{I}+\mathbf{K}]+\mathbf{F}+\rho_2\mathbf{g} \tag{17}$$

$$\rho\nabla\cdot(\mathbf{u})=0 \tag{18}$$

$$\mathbf{K}=\mu(\nabla\mathbf{u}+(\nabla\mathbf{u})^T) \tag{19}$$

式中：p 为流体压强，Pa；μ 为动力粘度，$kg/(m\cdot s)$；$\mathbf{I}$ 为单位矩阵；$\mathbf{F}$ 为体积力矢量，包括用于抑制相变界面处的速度，从而使液相在相变后变为固相的源项 $\mathbf{F}_a$ 和根据 Boussinesq 近似定义的浮力项 $\mathbf{F}_b$。

$$\mathbf{F}=\mathbf{F_a}+\mathbf{F_b} \tag{20}$$

$$\mathbf{F_a}=-A(T)\cdot\mathbf{u} \tag{21}$$

$$A(T)=\frac{C(1-\theta_2)^2}{\theta_2^3+\varepsilon} \tag{22}$$

式中：$A(T)$ 为流体动力粘度阻尼项；C 和 ε 取任意常数（C 应较大，ε 应较小，以产生合适的阻尼），$C=10^5$，$\varepsilon=10^{-3}$ [21]。

$$\mathbf{F}_b=\mathbf{g}\rho_2\alpha_m(T-T_m) \tag{23}$$

式中其他参数含义同前。

边界条件为式（24）、式（25）：

$$-k\frac{\partial T}{\partial t}=h_{in}(T_w-T) \tag{24}$$

$$-k\frac{\partial T}{\partial t}=h_{\text{out}}(T_{\text{amb}}-T) \tag{25}$$

式中其他参数含义同前。

3 模型验证与工况设置

3.1 模型验证

本文以相变水箱的放热过程为例，采用文献 0 中的实验数据验证模型的可靠性。通过最大相对误差、平均相对误差及均方根误差分析不同测点模拟与实验的对比结果。最大相对误差、平均相对误差及均方根误差的计算公式见式（26）、式（27）及式（28）。

$$RME=\text{Max}\left(\left|\frac{x_{\text{sim}}-x_{\text{ref}}}{x_{\text{ref}}}\right|\right)\times 100\% \tag{26}$$

$$RAE=\text{Average}\left(\left|\frac{x_{\text{sim}}-x_{\text{ref}}}{x_{\text{ref}}}\right|\right)\times 100\% \tag{27}$$

$$RMSE=\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n}(x_{i,\text{sim}}-x_{i,\text{ref}})^2}{n}} \tag{28}$$

表 2 不同测点水温的最大误差值、平均相对误差值及均方根误差值

	平均相对误差值	均方根误差值
测点 1（普通水箱）	1.32%	1.004
测点 2（普通水箱）	1.67%	1.024
测点 1（相变水箱）	3.08%	1.822
测点 2（相变水箱）	3.13%	2.298

表 2 所示为不同测点模拟结果与实验数据的平均相对误差值及均方根误差值。普通水箱各测点水温模拟结果与实验数据的最大平均相对误差为 1.67%、最大均方根误差为 1.024。相变水箱各测点水温模拟结果与实验数据的最大平均相对误差为 3.13%、最大均方根误差为 2.298。由此说明本文模型合理可靠，可进行相关的模拟研究。

3.2 工况设置

为进一步研究相变水箱的蓄放热性能及相变材料用量对水箱运行特性的具体影响，基于相变层设置于水箱箱体外侧的结构形式，针对不同相变层厚度的相变水箱在蓄放热过程中水温响应特性、相变材料温度及相态变化特性等参数进行分析。

蓄热过程进行时，开启电加热器，当水箱内平均温度由设计规范规定的冷水计算温度 15℃[15]升高至预设最高水温 60℃时，蓄热过程结束，关闭电加热器；相变蓄热水箱在自然冷却条件下进行放热过程，当水箱内平均水温由 60℃降低到 40℃以下时，水温不再满足家用热水的使用要求，放热过程结束。表 3 所示为不同工况对应的相变材料厚度。

表 3 不同工况的相变层厚度

工况	1	2	3	4	5	6	7
相变层厚度/mm	0	10	20	30	40	50	60

沿水箱高度方向分别选取水域与相变材料域内上、中、下六个测点作为代表点，各测点布置位置如图 2 所示。

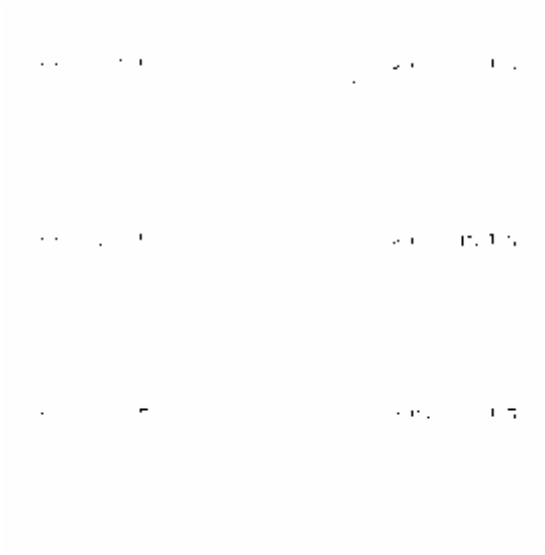


图 2 测点位置

4 结果与讨论

4.1 蓄热过程

表 4 所示为不同工况下水箱的蓄热情况。普通水箱平均水温达到 60℃所需时间为 4.6h。随着相变层厚度的增加，蓄热过程逐渐延长。当相变层厚度为 60mm 时，平均水温达到目标水温的所需时间为 5.7h。相变层厚度由 10mm 增加到 60mm 时，相变材料在蓄热过程结束时的平均温度由 57.5℃下降至 37.0℃。相变层厚度超过 30mm 后，相变材料的平均温度低于相变温度 50℃。

当相变层厚度增大时，相变材料液化所需热量增加；另外，由于导热热阻与材料厚度成反比变化，厚度增大使得水与相变材料的换热热阻增加，相变层内部换热不足导致相变材料整体温度偏低。因此，相变层厚度增加会使蓄热过程延长。

表 4 不同相变层厚度的水箱蓄热情况

相变层厚度/mm	0	10	20	30	40	50	60
平均水温达到 60℃的时间/h	4.6	4.9	5.2	5.4	5.6	5.7	5.7
PCM 平均温度/℃		57.5	54.5	50.3	45.9	41.2	37.0

图 3 图 3 所示为不同工况下相变层平均温度的变化情况。随着相变层厚度的增加，平均温度随时间的变化曲线逐渐平缓，相变材料升温速率减小。相变层

厚度增加导致水与相变材料间的传热热阻增大，阻碍了蓄热过程的进行，因此相变层厚度越大，相变材料的升温速率越小平均温度越低。

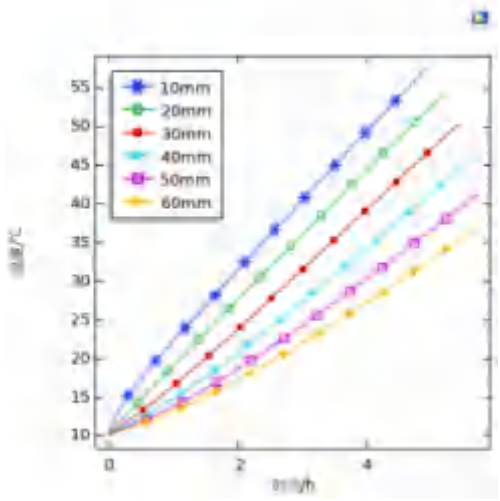
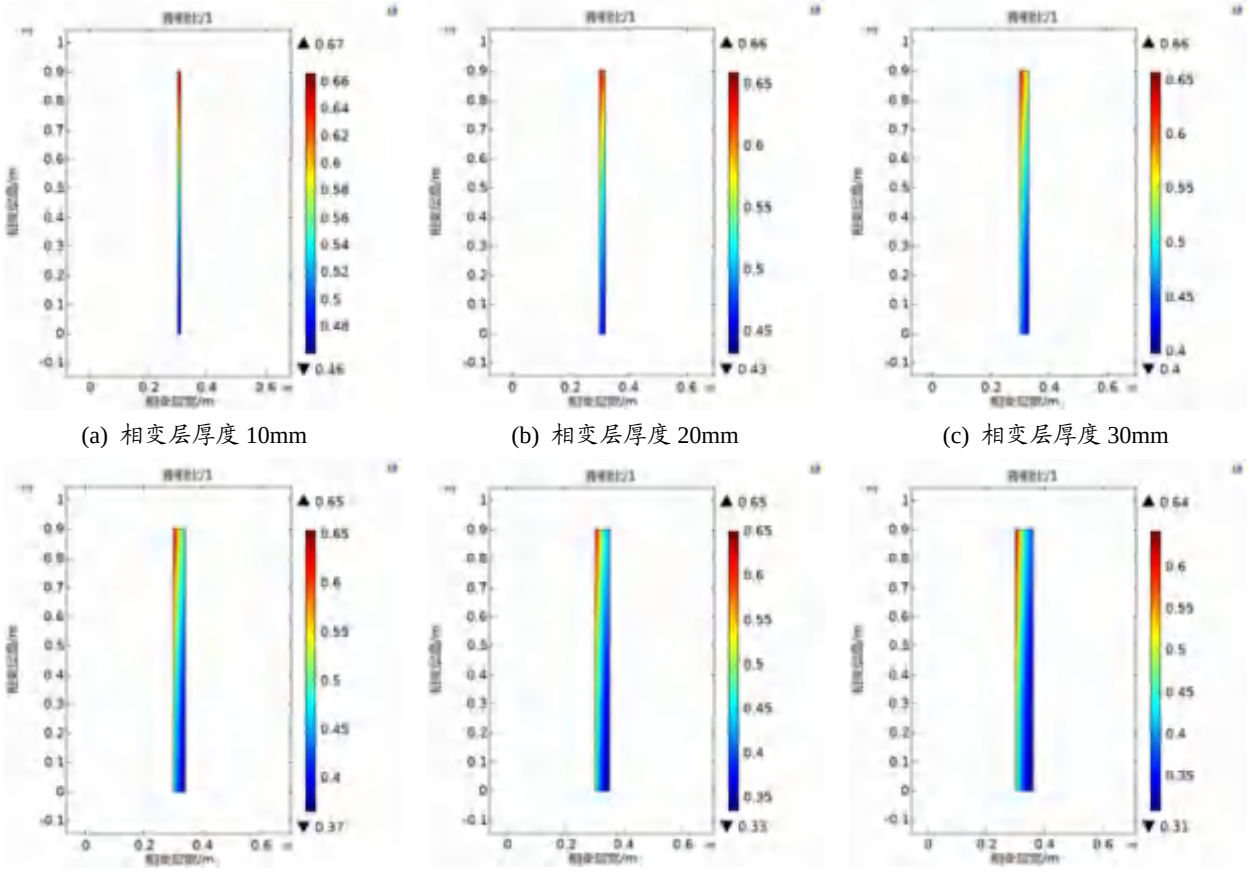


图 3 不同厚度相变层的温度变化

为表示相变材料的相态变化情况，引入液相比体现相变材料的液化趋势。相变材料的液相比在 0～1 之间变化，液相比为 0 时，相变材料为固态；液相比为 1 时，相变材料为液态。液相比越接近 1 说明相变材料液化趋势越大，反之，则固化趋势大。图图所示为蓄热结束时不同厚度相变材料的液化情况。由于计算模型为二维轴对称模型，图代表相变层各截面的液相比分布。相变材料平均液相比随相变层厚度的增加呈现降低趋势，液态相变材料受自然对流的影响主要聚集于顶部，上部的相变材料在导热及对流传热的双重影响下，液化趋势更强液相比更大。随着相变层厚度的增加，相变材料域液相比的最大值和最小值之间的差值加大。相变层从 10mm 增加至 60mm 时，液相比最大值由 0.67 降低到 0.64，降低约 4.5%，而液相比最小值由 0.46 降低到 0.31，下降了 32.6%左右。表明相变层厚度增加后，相变层底部液相比明显降低，相变材料的固化趋势增强。



(a) 相变层厚度 10mm　(b) 相变层厚度 20mm　(c) 相变层厚度 30mm

(d) 相变层厚度 40mm　(e) 相变层厚度 50mm　(f)相变层厚度 60mm

图 4 蓄热完成时不同厚度相变层的液相比

4.2 放热过程

图所示为放热过程中不同相变层厚度水箱的水温变化情况。相变材料厚度为 10mm 和 20mm 时，各测点水温及平均水温的变化曲线与普通水箱水温变化曲线基本重合。当相变层厚度增加到 30mm 时，水箱释热率减小，新型水箱有效放热时间较普通水箱延长 5 h，放热时间增加 10%左右。相变层厚度为 30 mm 时，水温下降曲线的斜率最小，达到目标水温的时间也明显延长。当相变层厚度超过 30mm 后，水箱的释热率增大，新型水箱的有效放热时间均低于普通水箱。

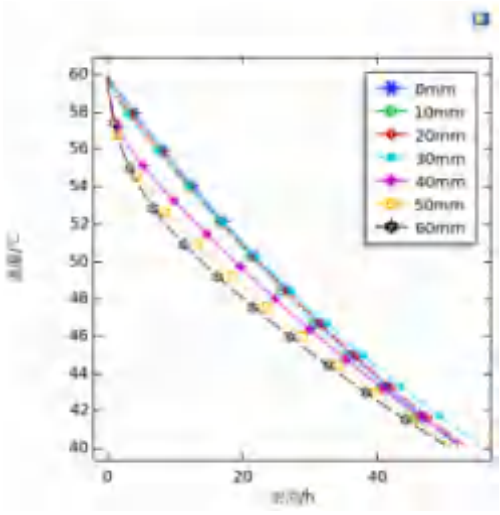


图 5 不同工况下水箱的水温变化

表 5 水温维持较高使用温度（50℃）的时间（单位：h）

PCM 厚度	测点位置			
	上测点	中测点	下测点	平均值
0mm	23	22	21	22
10mm	23	22	19	21
20mm	24	23	20	22
30mm	26	24	20	24
40mm	20	19	17	18
50mm	18	16	13	15
60mm	15	14	12	13

表所示为不同工况下水温维持在 50℃及以上的时间。相变层厚度为 0~20mm 时，各测点及平均水温保持在 50℃的时间均为 22h 左右；相变层厚度为 40~60mm 时，各测点及平均水温保持在 50℃的时间普遍不足 20h。相变层厚度为 30mm 时，各测点及平均水温保持在 50℃的时间最长为 24h。

总体来看，在相变层厚度为 30 mm 时，蓄热水箱释热性能最优。随着相变层厚度的增加，有效放热时间呈现先延长后缩短的趋势，增加相变材料的厚度可在一定程度上增加蓄热量，但同时水与相变材料间的换热热阻也随之增大。由于相变材料厚度较小，蓄热过程中蓄存热量不足，相变层厚度为 10 mm 和 20 mm 的相变水箱与普通水箱放热时间差别不大均在 50 h 左右。相变层厚度为 40~60 mm 时，蓄热过程中相变材料与水换热热阻较大导致蓄热结束时相变层平均温度降低，放热过程初始阶段水温与相变材料温差加大，此时相变材料吸收水的热量继续升温液化使水温下降速率增大，有效放热时间缩短。

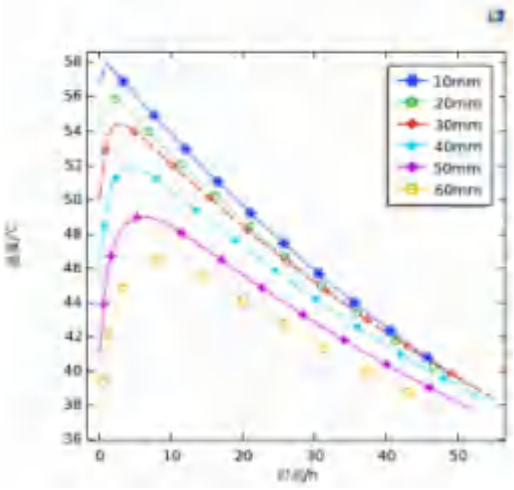


图 6 不同厚度相变层的平均温度

图 6 所示为放热过程中不同工况下相变材料的温度变化情况。相变层厚度为 10~30mm 时，放热过程初始温度（即蓄热过程末态温度）均高于相变温度 50℃。相变厚度为 40~60mm 时，相变材料初始温度均在 50℃以下。不同厚度的相变材料在放热过程初期均存在升温阶段，升温过程随相变层厚度的增加而延长。升温结束后，相变材料固化放热温度逐渐降低。

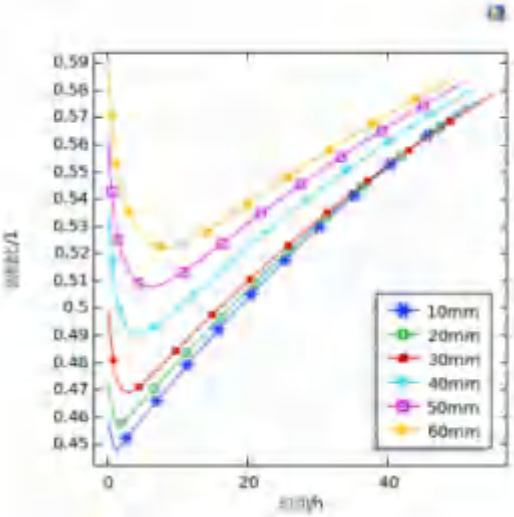


图 7 不同相变层厚度的固相比

图 7 所示为不同工况下相变材料的固相比变化

情况。放热过程中不同工况相变材料的平均固相比的变化趋势基本一致，均为先降低后升高。固相比降低阶段对应相变材料的升温阶段，由于此时水域温度仍高于相变材料温度，相变材料吸收热量继续液化。与其他模拟工况相比，厚度为 30mm 的相变层达到的平均温度固相比为 0.47，相变材料大部分处于液态，所含潜热值较高。结合图 6 相变层平均温度变化情况，30mm 的相变层降温曲线较缓，平均温度较高，对延迟水温下降最有利。

5 结论

本文利用多物理场耦合的有限元软件 COMSOL 建立了相变水箱的数值计算模型，对相变水箱的蓄放热特性进行了模拟研究，并通过对比分析不同相变层厚度对相变水箱性能的影响，提出了相变层厚度优化设计参数。得出结论如下：

（1）相变材料的厚度变化影响着水箱蓄放热阶段的进程。与普通水箱相比，增设相变层的水箱蓄热过程明显延长，放热过程则随着相变层厚度的增加呈现先延长后缩短的变化趋势。

（2）由于自然对流作用的影响，相变材料的温度与液相比均呈现顶部高、底部低的分层现象。在蓄热过程中，随着相变材料厚度的增加，相变材料的平均温度降低，相变层顶部与底部的液相比差值增大，底部液化趋势显著降低；放热过程中不同厚度相变材料的固相比变化趋势相似，在放热初期减小随后增大。

（3）相变层厚度为 10mm 和 20mm 时，相变水箱的水温变化情况与普通水箱基本一致，放热结束时间差别不大。相变层厚度为 40~60mm 时，相变水箱水温下降速率增大，平均水温处于较高使用温度的时间缩短。因此，增设上述厚度的相变层对改善水箱性能意义不大。与其他模拟工况相比，相变层厚度为 30mm 时，放热过程中相变材料固化程度较低，水温降低速率最小，平均水温从 60 ℃降低至 40 ℃的时间较普通水箱延长 5 h 左右。

参考文献

[1] 张振,唐仁敏.世界能源转型面临的双重挑战——BP 世界能源展望 2019 成果研讨[J].中国经贸导刊,2019,(16):11-16.

[2] 顾翀,张映波,段凯,等.集中式太阳能热水系统运行策略研究[J]. 给水排水,2019,45(12):101-106.

[3] 于瑞,高岩,张野,等.住宅太阳能生活热水系统现状调研及能耗模型研究[J].建筑科学,2015,31(10):146-153.

[4] 张淑贞.太阳能热水相变储热系统在住宅建筑中的高效利用研究[D].天津:天津大学,2016.

[5] 杨勋.太阳能供暖系统相变蓄热装置匹配研究[D].重庆:重庆大学,2017.

[6] Mohamed E. Zayed, Jun Zhao,Ammar H. Elsheikh, et al. Applications of cascaded phase changematerials in solar water collectorstorage tanks: A review[J]. Solar Energy Materials and Solar Cells, 2019 199: 24-49.

[7] 张仁元.相变材料与相变储能技术[M].北京:科学出版社,2009.

[8] Cabeza L F, Ibáñez M,Solé C, et al. Experimentation with a water tank includinga PCM module[J]. Solar Energy Materials & Solar Cells, 2006, 90(9): 1273-1282.

[9] Ibáñez M, Luisa F, Cabeza L F, Solé C, et al. Modelization of a water tankincluding a PCM module[J]. Applied Thermal Engineerging, 2006, 26(11): 1328-1333.

[10] 于国清,汤金华,吕静.水-相变材料复合蓄热装置的温度分布模型研究[J].流体机械,2009,37(11):65-68,83.

[11] 于国清,汤金华,赵惠忠.水-相变材料复合蓄热装置的充放热特性研究[J].流体机械,2010,38(7):59-62.

[12] 汪玺,袁艳平,邓志辉,等.相变蓄热水箱的设计与运行特性研究[J]. 太阳能学报, 2014 35(4):670-676.

[13] Jin Li, EnShen Long, Fei Liang, et al. Experimental Study on Dynamic Heat Release Performance of Water Tank with Phase Change Materials[J]. Energy Procedia, 2019, 158:5006-5013.

[14] 周跃宽,俞准,贺进安,等.新型结构相变蓄热水箱模型研究及应用分析[J].建筑科学,2017,33(2):27-33.

[15] 中华人民共和国住房和城乡建设部.建筑给水排水设计规范：GB 50015-2019[S].北京:中国计划出版社,2019.

[16] Ministry of housing and urban rural develo-pment of The People's Republic of China. Code for design of building water supply and drainage: GB 50015-2019[S]. Beijing: China Planning Press, 2019.

[17] 刘玮,周志华,黄欣,等.不锈钢球封装相变材料太阳能热水系统性能实验研究[J].暖通空调,2019,49(2):111-116

[18] 於慧姝,陆春林,金苏敏.热泵热水器蓄热水箱的漏热损失分析[J]. 流体机械,2010,38(11):81-84.

[19] 何宜谦,杨海天.基于 Sigmoid 函数光滑化的等效热容和有限元法求解相变传热问题[J].应用基础与工程科学学报,2011,19(5):817-829.

[20] 潘艾刚,王俊彪,张贤杰.基于等效热容法和焓法的相变传热数值分析[J].计算机仿真,2014,31(2):315-319.

[21] Naser P. Sharifi, Gregory E. Freeman, Aaron R. Sakulich.Using COMSOL modeling to investigate the efficiency of PCMs atmodifying temperature changes in cementitious materials–Case study[J].Construction and Building Materials 2015, 101: 965–974.

[22] 王梦媛,刘衍,杨柳,等.相变蓄热构件传热强化及其对轻质墙体蓄热性能提升研究[J].建筑科学,2019,35(4):28-35,59.

机动车移动作用下街谷内尾气污染物的传播规律研究

石天豪，苏昌榕，聂　操，连圣南，吴永佳，明廷臻

（武汉理工大学土木工程与建筑学院，湖北武汉　430070）

［摘　要］本文通过使用动网格技术对街谷内双向车道的机动车移动及尾气排放情况进行了数值模拟，研究了车辆移动诱导湍流和排放尾气的耦合作用对街谷污染物扩散的影响。采用 RNG k-ε 湍流模型及组分输运模型对机动车移动中的尾气排放过程进行了可视化，研究了车辆运动过程中车速对汽车尾气污染物扩散的影响。建立了长街谷大车距模型，探索出移动车辆尾流高湍动能区的影响范围和尾气射流的扩散范围。结果表明：车辆移动诱导湍流在街道峡谷底部的流场起主导作用，车辆行驶速度越快，车辆移动诱导的湍动能越大，使得尾气污染物分布越均匀。根据车辆尾气射流的扩散范围，提出 8 米的“健康车距”。

［关键词］街道峡谷；动网格技术；车辆诱导湍流；汽车尾气排放

0 引言

持续推进的城市化进程和日益增长的交通排放导致了许多气候和环境问题，因此严重影响了公众健康。联合国环境大会报告显示，环境恶化导致人们过早死亡，对公共卫生造成重大威胁。全球约 700 万的死亡人数与大气环境污染有关，改善大气环境已成为保证人类健康发展的迫切任务[1]。造成这些死亡的一个重要原因是，由于城市人口的大量增长，对私人机动车辆的需求显著增加，导致空气中的机动车污染物高度集中。在现代社会，人们的日常生活越来越依赖汽车。根据中国国家统计局公布的数据，截至 2020 年底，我国机动车保有量达 3.72 亿辆，其中汽车 2.81 亿辆。这种车辆的快速增长不仅加剧了石油、天然气等能源的大量消耗，源源不断的尾气排放也对城市冠层下的大气环境造成严重危害。

为了提高城市的人口承载能力，不仅城市建设用地被大大扩充，建筑高度也不断增加。高耸的建筑虽然提高了容积率，但却降低了城市的通风效率；汽车尾气和工业扬尘等污染物在城市道路积累，降低室外空气质量，进而通过自然通风进入室内对人们的健康产生不利影响。由城市道路和临街建筑组成的“街道峡谷”是城市交通体系的基本形态[2]，其内部的污染物扩散特性在整个建筑外环境中是具有代表性的。机动车行驶在街谷中，既是排放尾气的污染源，车辆移动卷席周围空气带来的机械运动又充当了有利于污染物扩散的湍流源。机动车移动对街谷内污染物扩散的影响是综合而复杂的，研究真实情况移动车辆尾气排放对街谷内污染物扩散的影响可对城市交通规划、设计等提供一定的参考意义。



图 1 机动车尾气排放

1 街谷内车辆移动的研究方法

车辆运动对城市地区污染物扩散有显著影响，尤其是在太阳辐射不太强烈且环境风速较低时[3,4]。若不考虑车辆交通时，街道峡谷中的污染物浓度可能被低估[5,6]。原因是街道上高速运动的机动车与周围的风进行强烈的相对运动，卷席车体周围的空气，产生远高于环境风和太阳辐射引起的浮力流的湍动能。到目前为止，一些研究通过现场实测、风洞实验和数值模拟的方法来研究在车辆移动作用下的气流流动机制，即车辆移动诱导产生的湍流(vehicle-induced turbulence, VIT)。然而，这些方法在求解机动车移动引起的机械湍流时有一定的局限性：现场测量无法准确将汽车移动产生的湍动能与

基金项目：国家自然科学基金资助项目(51778511)

其它湍动能（如风，热引起的湍动能）区分开来；风洞实验无法实现对不同的交通状况的准确求解；空气动力学相对速度的方法只能近似求解单向行驶交通的情况；附加源项、拖拽力模型无法对不同车型，车速，车辆之间的相互作用等复杂情况进行准确描述及求解分析。

此外，仅仅研究街道峡谷中移动车辆引起的湍流是不够的，因为移动车辆不仅是影响街道峡谷底部流场的主要因素，也是污染物的主要排放源。车辆排放的污染物会使街谷的空气恶化，危害行人和街道两侧建筑物内居民的健康[7]，也会通过车窗或车辆的外部循环系统进入车辆，损害乘客的健康。

街谷污染领域的数值模拟中，通常将车辆移动诱导产生湍流作用当做湍流源，汽车尾气污染设置为均匀的线源、面源或者体源。然而，这种理想化的设置不能真实地模拟街谷内移动车辆尾气排放的过程。此外，由于数值模拟和实验方法的局限性，目前对汽车尾气排放特性的研究大都是在怠速情况下进行的，即车辆在不发生位移的情况下进行测量或者建立车辆静止状态的数值模型，难以将车辆移动产生的湍流作用和汽车尾气作为街谷的污染源两者结合起来考虑，缺乏对行驶车辆尾气排放的研究。用数值模拟方法解决此问题的难点在于：1.街谷中车辆的真实移动情况较难模拟；2.尾气管作为排放源，既要作为速度入口排放污染物，又是车体的一部分参与运动；3.尾气管尺寸（10^{-2}）相对于车体（10^{1}）和街道（10^{2}）的尺寸很小，尾气管周边的网格尺寸相对于整个计算域也非常小，因此使得移动车辆的尾气排放模拟是一个跨尺度的研究。本文利用动网格技术，对理想街谷中双向移动的机动车尾气排放过程进行了模拟，研究车辆移动和尾气排放的耦合作用对街谷内污染物扩散的影响。并且通过改变车流量以及车距，探索将车辆移动诱导湍流视为连续湍流以及将汽车尾气排放的污染物视为均匀污染源成立的条件。

2 数值模拟方法和动网格技术

2.1 物理模型

本文将高宽比为 1 的理想街谷作为研究对象，街道(y 轴方向)长度为 80 米，街道宽度（x 轴方向）为 20 米。入口与上游建筑物的距离为 20 米，下游建筑物至出口的距离同样也为 20 米，地面距离计算域顶部 40 米。轿车和运动型多用途车(SUV)是我国城市道路上最多的车辆，因此，在本文中我们选择轿车和 SUV 两种车型作为我们的研究对象。



图 2 几何模型

如图 2 所示，双向交通的街道有四个车道，每车道的宽度为 4 米。每个方向两排汽车，一排为轿车，一排为 SUV，前后车距为 8 米，相同方向的车辆之间的左右车距为 2 米，不同方向的车辆之间的左右车距为 2.4 米。在每辆车的尾部对称地布置两根排气管。在实际的道路上，车轮的转动总会带来粉尘，但这对湍动能和尾气排放的影响相对较小。因此，模型忽略车轮的影响，将车辆直接放置在高度 z = 0.4 m 的平面上。

计算域的入口设为速度入口，计算域的出口设为自由出流。地面和建筑物表面以及车体表面设置为无滑移墙边界条件。车辆尾气管设为速度入口。为了简化分析，选择一氧化碳(CO)作为示踪气体，研究尾气污染的动态扩散特性。尾气出口处的一氧化碳浓度设为 10 ppm。尾气射流速度设为 5.5 m/s，排气温度设置为 380 k。将外界环境风速设为 2 m/s，以模拟微风的外界环境。

2.2 动网格技术的数值模型

本文采用 RNG k-ε 湍流模型来模拟风绕流建筑以及车辆移动产生的湍流的影响。对于车辆移动排放尾气过程，由于其复杂性，本文采用的动网格模型为弹簧近似光滑模型和局部重构网格来实现计算区域的网格变形和再生。与静态网格模型相比，动网格模型能够解决由于运动物体边界的变化而导致网格形状随时间变化的问题。

对任一标量 ϕ、任意控制体积 V 上的守恒方程积分形式可以表示如下[8]：

$$\frac{d}{dt}\int_V \rho\phi dV+\int_V \rho\phi(\vec{u}-\vec{u_g})d\vec{A}=\int_{\partial V}\Gamma\nabla\phi\cdot d\vec{A}+\int_V S_\phi dV \quad (1)$$

上式中 ρ 表示运动流体的密度；$\vec{u}$ 表示流体速度矢量；$\vec{u}_g$ 表示运动网格的栅格速度；Γ 为扩散系数；S_ϕ 表示标量 ϕ 的源项。∂V 用于描述控制体 V 的边界，

通过使用一阶差分格式来计算相对于时间的一阶导数，如下所示：

$$\frac{d}{dt}\int_V \rho\phi dV = \frac{(\rho\phi dV)^{n+1}-(\rho\phi dV)^n}{\Delta t} \quad (2)$$

n 和 n+1 分别表示在当前时间和下次时间的值，则(n+1)时间体积V^{n+1}如下:

$$V^{n+1} = V^n + \frac{dV}{dt}\Delta t \quad (3)$$

$\frac{dV}{dt}$表示控制体积 V 的一阶时间导数，目的是满足网格守恒定律;$\frac{dV}{dt}$可表达为:

$$\frac{dV}{dt} = \int_{\partial V}\vec{u_g}\cdot d\vec{A} = \sum_j^{n_f}\overrightarrow{u_{g\cdot j}}\cdot\vec{A_j} \quad (4)$$

n_f表示控制体上面的数量，$\vec{A_j}$表示 j 面的面积矢量，而每个控制体面上的数量积$\overrightarrow{u_{g\cdot j}}\cdot\vec{A_j}$可表达为:

$$\overrightarrow{u_{g\cdot j}}\cdot\vec{A_j} = \frac{\delta V_j}{\Delta t} \quad (5)$$

δV_j是在Δt时间步长上控制体面 j 上的体积。

在 FLUENT 中，我们使用用户定义函数(UDF)来定义街道峡谷中不同车辆的运动形式。在模拟车辆运动的过程中，为了避免网格的纵横比（网格的长边与短边之比）过大，将每一时间步长设置为 0.0005 s—0.002 s。同时，根据车速不同，每一时间步的最大迭代次数设置为 100，以保证每个时间步长的计算结果都收敛。此外，采用有限体积法对流场的 Navier-Stokes 方程进行离散。

2.3 网格划分以及计算设置

在模型建立和网格划分过程中，由于尾气管尺寸相对于车体和街道的尺寸很小，尾气管周边的网格尺寸相对于整个计算域也非常小，使得移动车辆的尾气排放模拟是一个跨尺度的研究。非结构化网格具有很强的适用性，是动态网格技术的基础。为了不使相邻网格之间的纵横比过大，本文在车辆移动区域内使用了非结构化网格。

本文选择标准壁面函数作为近壁面区域的处理方法。对近壁面网格进行了加密处理，使得第一层网格 y+满足标准壁面函数的计算要求。街道峡谷底部车辆移动区域的网格，特别是汽车排气管周围的区域也进行了加密处理，以提高计算精度。靠近排气管和边界层的最小网格尺寸为 0.01。结构化网格具有生成速度快、网格质量高、数据结构简单等优点，为了减少计算量，我们在非车辆移动区域以及街谷外的计算域选择了相对稀疏的结构化网格，模型网格如图 3 所示。

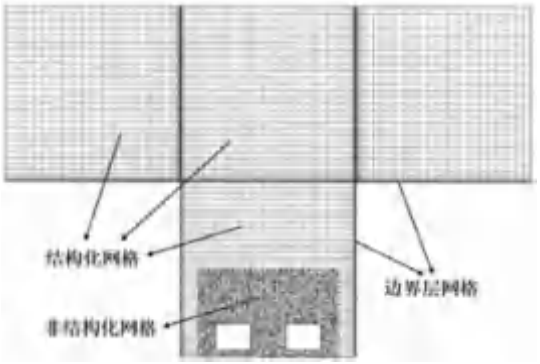


图 3 车辆截面处网格划分示意图

本文的模拟工作使用商用 CFD 软件 ANSYS FLUENT 19.0 进行计算。对流项的离散方法选用二阶迎风方案，梯度项插值选用格林-高斯节点方案。采用 SIMPLE 算法求解车辆运动问题。压力插值方法使用 Standard 算法。能量方程的收敛因子设置为1×10^{-8}，其余变量的收敛因子设置为1×10^{-5}。

3 模型验证

本文研究街谷内移动车辆的尾气排放，以往的研究很少有对移动车辆的尾气排放的现场实测或者风洞试验研究。因此本节分别对街谷内车辆移动作用下的流场和汽车尾气排放过程进行验证。

3.1 车辆移动诱导湍流验证

为了对所采用的数值模型进行可靠性验证,本文采用来自 Kastner-Klein 等人在卡尔斯鲁厄大学流体力学研究所进行的风洞实验数据进行对比[9]。图 4 为风洞试验数据与数值模拟关于湍动能（TKE）的对比。湍动能由下式计算得到：

$$\kappa = \frac{1}{2}(\overline{(u')^2}+\overline{(v')^2}+\overline{(w')^2}) \quad (6)$$

选择近迎风面(X/H = 0.375 平面)的数据进行比较。由图可以看出，数值模拟结果与风洞使用数据基本吻合，表明本文采用的动网格计算方法可以很好地预测街谷内的车辆移动诱导湍流作用下的流场。

3.2 车辆尾气射流验证

为了验证现有 CFD 数值模型用于汽车尾气射流模拟的可靠性，本节将与 Ning 等人[10]的汽车尾气排放测量实验进行对比。Ning 的实验测量了汽车在半封闭空间中处于怠速状态下的尾气排放。我们设置与实际测量相同的条件下进行了数值模拟，选择二氧化碳浓度进行对比。图 5 为汽车尾气管中心线的 CO_2 浓度图。总体而言，模拟结果与实验数据吻合较好。我们模拟的尾气污染物扩散速率与 Ning 等人的模拟

结果相当，但两个模拟结果都略高于实验测定值。造成这一误差的原因是由于实验测量并不是在完全无风的环境中进行的，较低的环境风也会加速二氧化碳的扩散，使得试验测量的二氧化碳浓度值低于模拟结果。本文采用的数值计算方法可以很好地预测车辆尾气射流的污染物扩散情况。

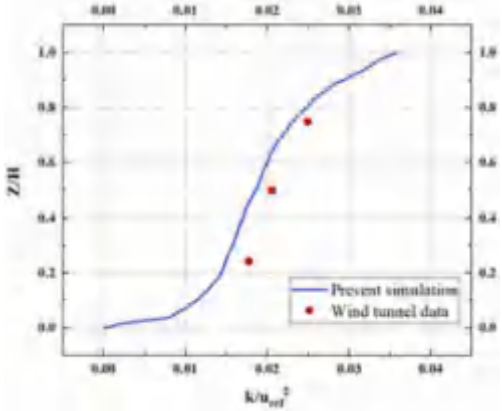


图 4 风洞实验及数值模拟的湍动能结果对比

4 结果及讨论

4.1 尾气排放污染物的扩散特性

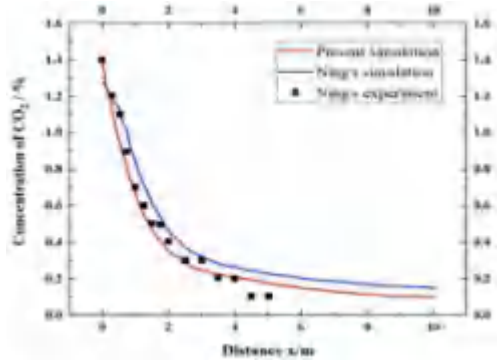


图 5 汽车尾气排放的测量结果与模拟结果的比较

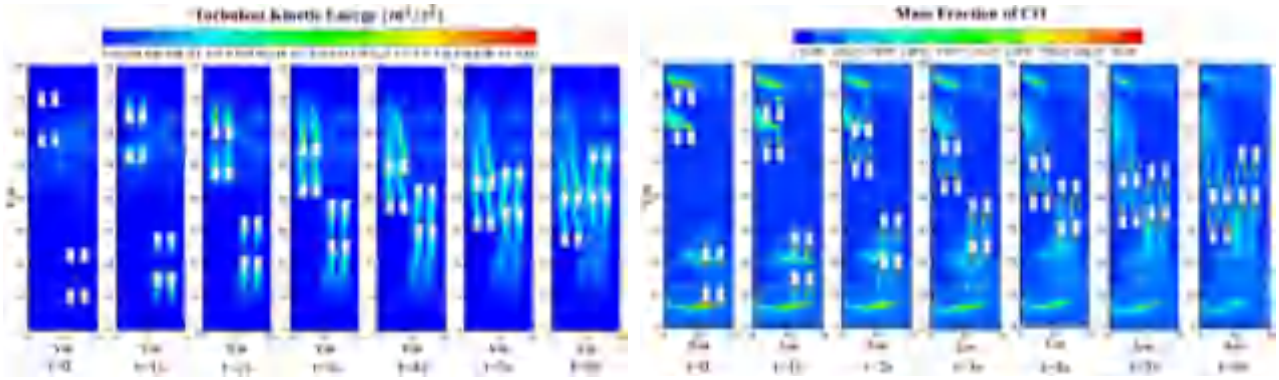
图 6 显示了车速为 5 m/s 车辆在 0-6 s 的运动过程中尾气管高度(Z = 0.44 m)处的湍动能和一氧化碳分布云图。从图中可以看出，随着运动时间的增加，车辆移动诱导湍流的影响范围越大。图 6 (a)显示车辆移动诱导的湍动能远高于街谷底部环境风引起的湍流能，车辆移动在街谷底部流场占主导作用。图 6 (b)显示，t=0 时车辆处于静止状态，受到街谷底部环境侧风的影响，车辆排出的尾气被吹至背风侧，且尾气射流距离相对较短，在 y 轴方向约为 4 m。当车辆开始移动时，根据空气动力学相对运动理论，车辆以 5 m/s 速度行驶时对周围空气流动的影响，等同于空气以相同速度、相反方向流向静止的车辆。与静止状态相比，车辆尾气的射流距离变长。街谷底部环境侧风的速度相较于车辆速度而言很低，因此尾气射流轨迹与车辆运动方向平行。这也侧面证实了车辆移动诱导湍流在街道峡谷底部起主导作用。同时可以看到，在较短运动时间内，怠速状态下车辆在尾气管附近积聚的尾气污染物对街谷底部的污染物分布有重要的影响。随着运动时间的增加，车辆移动增强了街谷底部的湍流，使得尾气污染物分布更均匀，并且怠速状态下积聚的尾气对街谷污染物的影响逐渐减弱。

4.2 车速对汽车尾气污染扩散的影响

在这一小节中，为探讨车速对 VIT 特性和汽车尾气污染物扩散特性的影响，设置了四种不同的车速：5 m/s，10 m/s，15 m/s 和 20 m/s。图 7 为 t = 2 s 时刻，不同车速下尾气管高度(Z = 0.44 m)处湍动能和一氧化碳分布云图。由图中可以看出，在相同的车辆运动时间下，车辆行驶速度越快，车辆移动诱导的湍动能越大，车辆尾流中高湍动能区域的范围越大。此外，在图 7(a)中可以看出，相向而行的车辆诱导产生的湍流几乎不相互影响，即车辆移动对街谷底部流场的影响主要集中在车辆尾部区域，对车辆两侧的影响较小。由图 7 (b)可以看出，在相同的运动时间内，车速越大，车辆尾气污染物分布越均匀。这是因为由高速行驶车辆诱导产生的高湍动能加速了尾气污染物与周围环境空气之间的混合过程。此外，在同一运动时间段内，高速行驶车辆尾气管的位移更大，车辆在较长距离内排放相同的尾气污染量，即污染物的输运范围更大，使得污染物的分布更加均匀。因此，我们可以认为，街谷内车辆行驶的速度决定了车辆移动诱导产生湍动能的大小和影响范围，从而对车辆尾气污染的扩散有着关键性的作用。

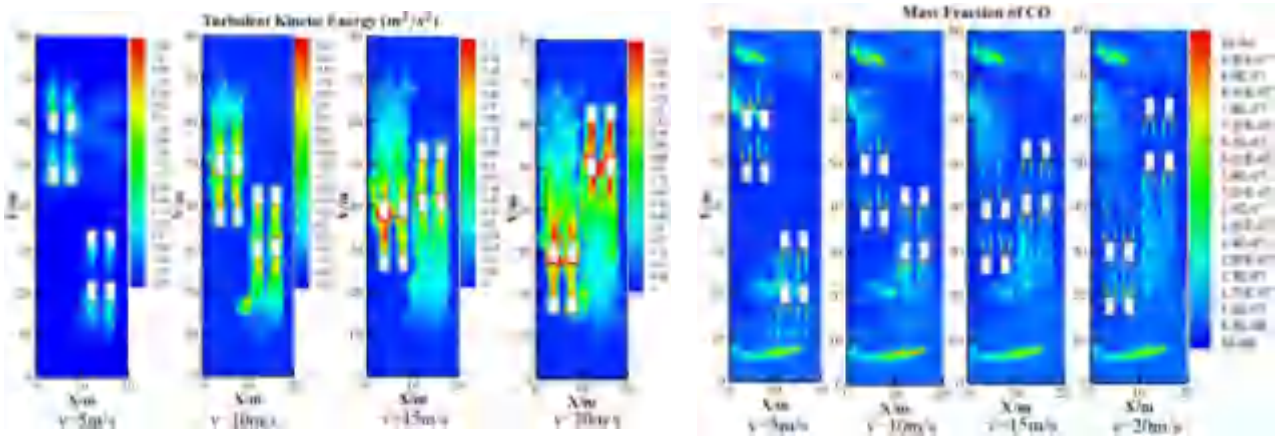
4.3 车辆尾气污染物的扩散范围及车辆尾流区 VIT 效应作用范围研究

上述对移动车辆尾气排放过程进行的模拟研究主要关注车辆移动诱导湍流效应，以及汽车尾气的扩散过程，但这都是在短时间内车辆从怠速状态到运动状态，在这较短的运动过程中，车辆尾流高湍动能区域范围和尾气污染范围在短时间内未达到稳定状态。为了探究车辆行驶至尾流高湍动能区域范围和尾气污染扩散范围达到稳定状态的时间，探索将街谷内车辆移动视为连续湍流源和尾气污染物视为均匀污染源假设成立的条件。本章建立了一个 200 米长的街道峡谷模型。在该模型中，将车距增加至 33 m，以研究达到稳定状态下尾气污染的扩散范围及车辆尾流高湍动能区域范围。



(a) (b)

图 6 车速为 5 m/s 车辆在 0-6 s 尾气管高度(Z = 0.44 m)处的湍动能和 CO 分布云图

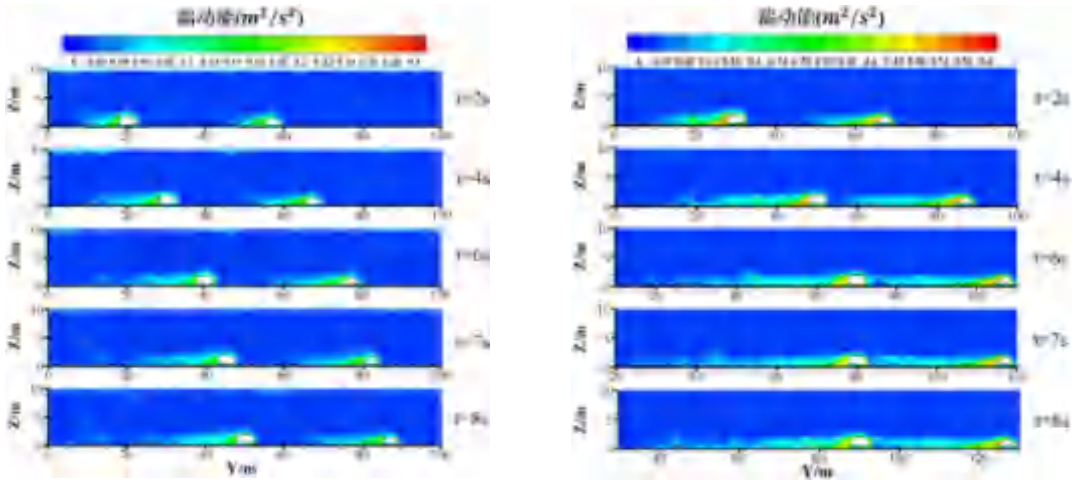


(a) (b)

图 7 在 t = 2 s 时刻，不同车速下尾气管高度(Z = 0.44 m)处湍动能和一氧化碳分布云图

图 8 为行驶速度为 5 m/s 的车辆在不同时刻下沿车辆中心的湍动能分布云图。由图可知，车辆尾流高湍动能区域的范围从 0 s 至 6 s 持续增大，且在 7 s 时达到稳定状态。对于轿车而言，车辆尾迹中高湍动能区域的范围约为的 15 m；对于 SUV，约为 18 m。在垂直于地面向上的方向，车辆尾迹中高湍动能区域的范围沿尾气射流方向减小，从靠近车尾部时约为车顶高度到最末端的约 0.8 m。在车速为 10 m/s 时，也得到了同样的结果。车辆从静止状态开始行使到稳定运动状态的时间约为 7 s。此外，从本案例中可以看出，SUV 产生的车辆尾流高湍动能区域的范围要大于轿车。SUV 在 Y 轴方向上的车辆尾流高湍动能区域的范围约为 38 m，而轿车则为 30 m。原因可能是轿车的迎风面积小于 SUV，且轿车相对而言更呈流线状风阻较小，使得其与周围空气的相对运动程度较弱。

图 9 为行使速度为 5 m/s 的两种车型在稳定状态下沿尾气管中心的一氧化碳分布云图。如图 9 所示，两种车型的尾气污染浓度从尾气管后约 8 m 下降至初始尾气排放浓度的 1%以下。在垂直于地面的方向上，由于尾气的温度高于周围空气的温度，尾气在热浮力的作用下向上扩散，但扩散范围不超过车顶的高度。这是因为车顶上方的空气流速远大于尾气上浮的速度，因此当尾气扩散到车顶高度时就会被吹向下游。值得一提的是，通过比较不同车速下尾气污染的范围，我们发现车速与尾气污染物的扩散范围无明显关系。我们认为尾气污染在车辆后部 8 m 是尾气排放的直接影响范围。若两辆车之间的距离小于 8 m，则前车的尾气污染物将通过窗户或汽车外循环系统进入后方车辆的内部，影响后车内的空气质量，对车内人员的健康造成伤害。因此，考虑到车内的空气质量，在驾驶车辆时驾驶员不仅需要保持一个安全距离，还需要保持一个约为 8 米的“健康车距”。



(a) (b)

图 8 不同时刻下 X = 17.06 m 平面上的湍动能云图：(a) v=5 m/s；(b) v=10 m/s

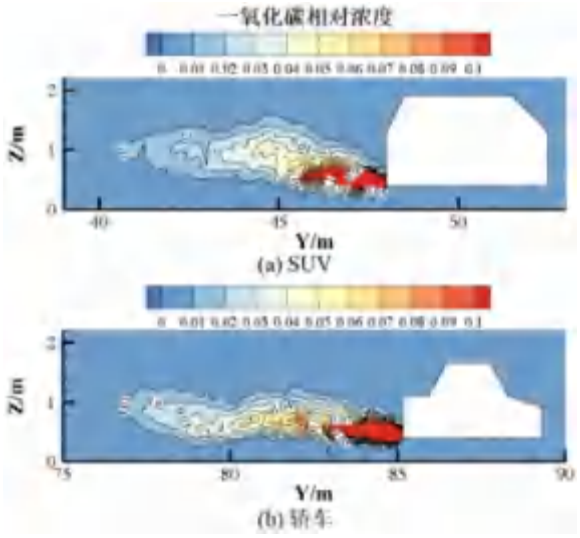


图 9 稳定状态下不同车型车辆在尾气管中心面（X=17.06 m）CO 相对浓度的分布:(a) SUV；(b)轿车

在驾驶汽车时，我们一般用“3 秒反应时间”来确定与前车的安全距离，即以当前速度行驶 3 秒的距离。例如，当车辆以 5 m/s 的速度行驶时，所需的安全距离为 15 m；当车速为 10 m/s 时，安全距离为 30 m。这个距离与我们上面模拟得到的车辆尾流高湍动能区域的范围相近。这表明当车辆在道路上以“安全车距”行驶，并形成稳定车流时，车辆移动形成的湍流可以被视为稳定湍流源。相较于车辆尾流高湍动能区域的范围，尾气污染的扩散范围相对较小，即汽车尾气污染浓度沿车辆移动方向迅速下降。因此，有限车辆的尾气排放污染物很难形成稳定、均匀的污染源。

5 结论

本文通过使用动网格技术模拟了实际街道峡谷中机动车移动的过程，并将移动车辆尾气排放的过程可视化，为研究街谷内车辆移动对污染物扩散的真实影响提供了一种新的研究方法。结果表明：

5.1 车辆移动诱导湍流在街道峡谷底部的流场起主导作用。随着车辆运动时间的增加，车辆移动增强了街谷底部的湍流，使得尾气污染物分布更均匀，并且怠速状态下积聚的尾气对街谷污染物的影响逐渐减弱。

5.2 车辆行驶速度越快，车辆移动诱导的湍动能越大，车辆尾流中高湍动能区域的范围越大。车辆移动对街谷底部流场的影响主要集中在车辆尾部区域，对车辆两侧的影响较小。，在相同的运动时间内，车速越大，车辆尾气污染物分布越均匀。

5.3 以恒定速度行驶的车辆尾流高湍动能区域和尾气污染物扩散范围达到稳定状态的时间约为 7 s。根据车辆尾流稳定状态下尾气扩散范围，提出 8 m 的“健康车距”，以提醒驾驶员合理行车避免直接受到周围车辆尾气影响。根据车辆在稳定状态下行驶时车辆尾流高湍动能区域的影响范围，我们可以认为当车辆在道路上以“安全车距”行驶并形成稳定的车流时，可将车辆移动诱导湍流视为一个连续的湍流源。

参考文献：

[1] 联合国环境规划署. 第二届联合国环境大会报告. (2016).

[2] S.E. Nicholson. A pollution model for street-level air. Atmospheric Environment (1967). 9 (1975) 19-31.

[3] Y. Qin, S.C. Kot. Dispersion of vehicular emissi on in street canyons, Guangzhou City, South China (P.R.C.). Atmospheric Environmentpart Burban Atmo sphere. 27 (1993) 283-91.

[4] Zhengtong, Li, Jie, Xu, Tingzhen, Ming, et al. Numerical Simulation on the Effect of Vehicle Mov ement on Pollutant Dispersion in Urban Street. Proc edia Engineering. (2017).

[5] N.A. Mazzeo, L.E. Venegas. Evaluation of turbu lence from traffic using experimental data obtained in a street canyon. International Journal of Environ ment & Pollution. 25 (2005) 164-76(13).

[6] A.M.S. A, S.G. A, Y.Z. B. Modeling of dispersi on near roadways based on the vehicle-induced turb ulence concept. Atmospheric Environment. 41 (2007) 92-102.

[7] Z. Tong, Y. Chen, A. Malkawi, G. Adamkiewicz, J.D. Spengler. Quantifying the impact of traffic-rela ted air pollution on the indoor air quality of a natu rally ventilated building. Environment International. 89–90 (2016) 138-46.

[8] 张强. 机动车尾气扩散流动 CFD 数值模拟. 南京理工大学 2007.

[9] P. Kastner-Klein, E. Fedorovich, M.W. Rotach. A wind tunnel study of organised and turbulent a ir motions in urban street canyons. Journal of Win d Engineering & Industrial Aerodynamics. 89 (200 1) 849-61.

[10]Z. Ning, C.S. Cheung, Y. Lu, M.A. Liu, W.T. Hung, Experimental and numericalstudy of the dispe rsion of motor vehicle pollutants under idle conditio n, Atmos.Environ. 39 (40) (2005) 7880–7893.

福建农村区域建筑日用电模型开发

王　潇，康旭源，燕　达

（清华大学建筑学院建筑节能研究中心，北京　100084）

［摘　要］实现碳达峰与碳中和的重要途径之一是加大对可再生能源的利用。然而，可再生能源与传统的电网能源不同，其电力系统的供应特性不可控，且与需求特性差异较大，因此在工程应用过程中，电网需求侧用电的负荷特性对可再生能源电网的整合设计至关重要。在能源调配和用电需求侧响应的背景下，本研究关注福建农村区域的日用电模式，采用统计特征提取与聚类分析相结合的方式，对原始日用电曲线按季节进行压缩，采用台站季节代表性曲线进行聚类分析，分析并归纳当地用电模式。研究得出了不同季节不同日用电规模的共13类典型曲线，总结了7种随季节变化的日用电作息曲线，并得出6种反映作息随机性变化程度的典型曲线。本研究可用于指导农村用电负荷模拟方法的设计，亦可用于指导农村区域用电储能规划以及可再生能源系统设计。

［关键词］建筑用能；农村区域；日用电模型；聚类分析

1 研究背景

我国在2020年9月召开的联合国大会上承诺，我国二氧化碳排放力争于2030年前达到峰值，争取在2060年前实现碳中和。而实现碳达峰和碳中和的重要途径之一，是提高可再生能源的利用率[1]。同时，我国农村地区广阔，并且具有可再生能源应用的潜力，这为提高我国可再生能源利用率创造了有利条件。以福建地区的光伏应用为例，其最多可产生约14PWh/年的光伏发电量，并且在电力供需有效调节的情况下，可以实现电网发电成本的降低[2]。然而，可再生能源相比于传统能源，电力供给不确定、不可控，进而导致更大程度的不匹配。以太阳能光伏为例，其供需不平衡主要体现在两个方面[3]：空间尺度方面，不同能源单元间的供需不平衡，这主要是因为光伏资源在不同地区的分布与当地用电需求不匹配造成的；时间尺度方面，光伏电力系统在短期日尺度的负荷供需存在不平衡，例如夜晚基本没有光伏发电供给，而在长期月尺度上，由于气象的变化，光伏供给、用电需求均存在不确定性，且不易匹配。因此，有效应用可再生能源的关键是要解决电力供需匹配问题。供给侧方面，可再生能源电力的供应特性往往与气象因素有较强相关性，可以根据气象参数进行模拟[4]。而需求侧方面，由于人行为的复杂性、随机性、多样性，电力需求特性曲线往往较难模拟[5]。因此，本文对福建省农村电力需求负荷的模式进行分析归纳，从而指导农村地区可再生能源系统的需求侧模拟问题，同时辅助农村可再生能源系统规划设计。

目前的电力需求侧用电特征描述模型主要分为三类：聚类模型，回归模型和概率分布模型，各类模型特点归纳如表1所示。

聚类模型是一种用于分类归纳的机器学习模型，往往用于分析归纳用电特征的共性。其以逐时、逐日、逐月、逐年的用电曲线作为模型输入，以各条曲线所属类标签、各类代表性用电曲线为输出，主要用于电网电力用户分类，从而指导相应分类电价的制定，亦可用于电力系统的分类规划。Kaile Zhou[6]采用Fuzzyc-means方法对1312个低压电网台站的逐日月用电曲线进行聚类，参考PBMF指标分别对聚类数为3、8、10时的结果进行探讨，对各类的样本数、样本数占比，最大、最小、平均电耗，以及电耗标准差进行描述，并得出各类的代表性用电曲线，用于电力用户分类。Tiefeng Zhang[7]采用Fuzzy c-means方法对包括工业、商业、居住建筑的155个电网用户进行逐时日用电曲线聚类，得出典型用电曲线，并对每个用户给出建议的典型负荷曲线，用于电力用户分类。Fintan McLoughlin[8]采用K-means方法对4000余栋居住建筑逐时用电曲线进行聚类，分析了用电曲线季节、工休等时间特征，以及用电特征与建筑属性的关系，例如户主年龄、常住人数、家电配备情况等。Lulu Wen[9]采用主成分分析对原始逐时日用电曲线进行压缩，再对压缩后的曲线进行K-means聚类，用于指导电力用户分类定价。聚类模型主要用于用电曲线的共性归纳。

表 1 电力需求侧用电特征描述模型特点

模型类别	模型输入	模型输出	主要方法	主要应用
聚类模型	用电曲线	用电曲线所属分类 类代表性曲线	K-means Fuzzy c-means	电力用户分类 分类电价制定 电力系统规划
回归模型	时序用电量 时序气象参数 时序经济参数	时序用电量	非线性回归 机器学习方法	电负荷预测控制 电价预测控制 用电影响因素分析
概率分布模型	用电量	用电量	马尔科夫链 主成分分析分布拟合	用电不确定性分析 用电随机模拟

回归模型主要分为非线性回归、机器学习两类方法。其模型输入并不限于用电曲线，往往还会包含气象参数、经济参数等，主要用于用电量、电价的预测，以及相应影响因素的分析。Wai-Ming To[10]采用非线性回归研究了气温、经济增长对宏观用电量的影响关系，并对月用电量进行预测，指导能源系统管理规划。Richard E. Edwards[11]采用 SVR、FFNN 等 7 种方法对逐时日用电负荷进行预测。Siyan Wang[12]采用贝叶斯回归，构建了历史用电量、气温、GDP 对当前用电量的影响关系，对月用电量进行预测，用于优化能源管理。Xin Fu[13]采用机器学习方法，先通过 Fuzzyc-means 方法，考虑日用电量、电价、高气温情况下的耗电等因素进行聚类，再逐类构建 SOFNN 模型对日用电量进行预测，用于指导日电价制定。回归模型主要用于用电量影响因素的分析以及未来用电量的预测。

概率分布模型是一种对用电量进行统计性特征量归纳的模型，常用于用电量不确定性分析以及随机模拟。Juan M. Vilar[14]采用非参数泛函方法，根据历史用电量进行马尔科夫决策，对逐时用电量进行模拟，指导电价制定。Jieyan Xu[15]对逐月用电量进行正态分布拟合，再对拟合后的逐月用电参数曲线进行 K-means 聚类，分析用电特征并进行模拟。R. M. Ward[16]将逐时用电曲线拆分为幅度、相位两方面的特征，对相位标准化后的曲线进行主成分分析，并进行逐时用电的模拟。概率分布模型主要用于用电曲线模拟，而在模型构建过程中，往往也对用电量的规模与不确定性进行了参数性的描述。

本研究以分析福建农村区域用电负荷特征为目标，综合以上模型设计了研究方法。首先对原始逐时用电量数据进行统计参数提取，获得各电力台站的代表性参数曲线，随后采用 K-means 方法对代表性参数曲线进行聚类，分析不同季节、不同类台站在用电规模、用电作息、用电随机性方面的差异与共性。本研究可用于指导农村用电模拟，并为农村区域可再生能源系统规划设计提供参考。

2 研究方法

本研究重点针对福建农村区域的电力台站逐时用电数据进行聚类分析。首先，本研究获取了福建电网 4456 个 10kV 农村变电台站 2018、2019 年的逐时用电数据，各台站数据长度不等，约为 1 年。对数据进行预处理，补充缺失值，防止无效曲线干扰曲线压缩与类特征提取。之后，将每个台站的若干天数据压缩为一天的代表性参数曲线。随后，对这些曲线进行聚类，得到聚类类别与典型日用电曲线。最后，从用电规模量级、作息习惯，以及作息波动随机性对各类进行特征分析。总体的技术路线图如图 1 所示。

3 案例研究

3.1 数据预处理

数据预处理分为三个步骤。首先，由于电功率测量和记录的错误，用电数据存在不完整的现象，因此需要进行删补。删补的原则如图 2 所示：对于连续缺失数据≤2 小时内的逐时日用电曲线，采用缺失点前后功率的平均值进行补充；对于连续缺失 2 小时以上的日用电曲线则舍去。

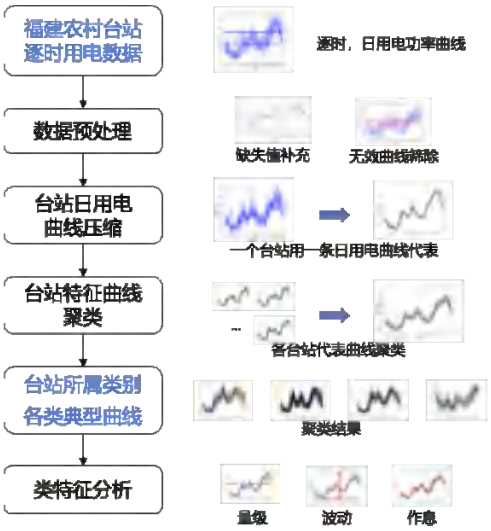


图 1 技术路线图

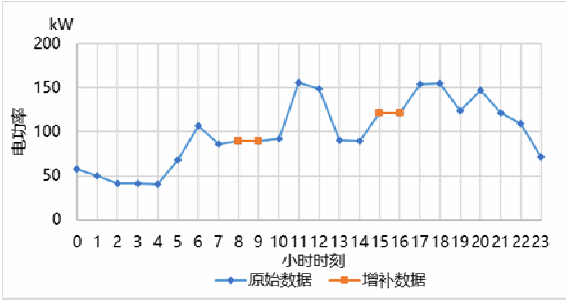


图 2 数据删补示例图

原始数据删补完成后，为了防止无效曲线干扰曲线压缩与类特征提取，需要筛除无效曲线。无效曲线定义为：σ/μ<t 的日用电曲线。其中，μ 为某条日用电曲线 24 个逐时数据点的均值，σ 为其标准差，t 为一常数，作为筛除的判断依据，根据具体数据情况进行选取。由于标准差 σ 代表日用电曲线的波动程度，而 σ/μ 则排除了由于台站服务规模带来的影响，进而只反映日用电曲线波动的比例。图 3 为无效曲线示例，日用电波动幅度过小的曲线不反映作息规律，会干扰聚类特征的提取与分析，因此需要筛除。

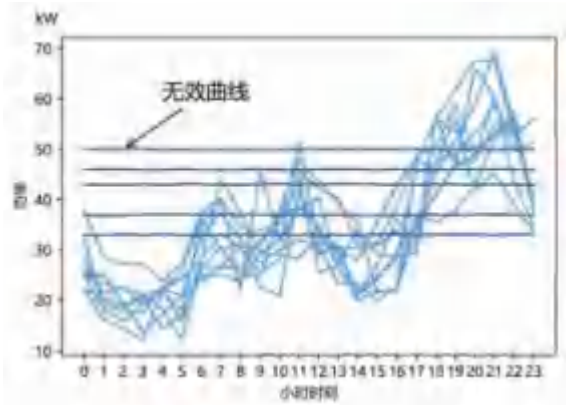


图 3 无效曲线示例

本研究统计了删补后数据的 σ/μ 频数分布图，选取无效曲线筛除判据 t=0.1，如图 4 所示，约 4.3%的日用电曲线被筛除。

无效曲线筛除完毕后，还需要进行原始数据集的季节划分。由于福建省位于夏热冬冷或夏热冬暖地区，居住建筑中存在使用习惯具有季节性差异的大功率电器，例如空调，因此用电习惯分析需按季节进行划分。本研究根据福建地区气候特点，将用电数据划分为夏季、冬季、过渡季三个数据集，其中夏季为 6、7、8 月，冬季为 12、1、2 月，其余月份为过渡季。以上为本研究的数据预处理步骤。

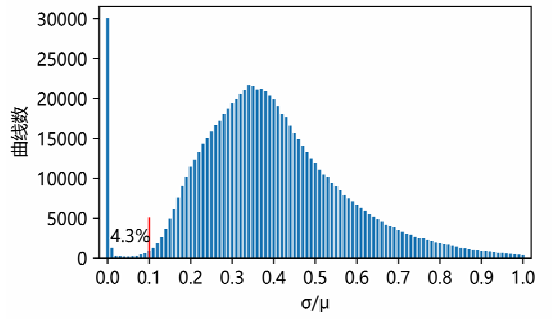


图 4 日用电曲线 σ/μ 频数分布图

3.2 台站日用电曲线压缩

为了研究台站的整体负荷特性，本研究并不是对所有台站的所有日用电曲线进行直接聚类，而是对台站的代表性曲线进行聚类，因此，首先要获取台站代表性用电曲线，这一过程称为台站日用电曲线压缩。由于本研究从用电量量级、用电作息、用电作息随机性三个维度分析日用电特征，因此分别采用了 3 种方法对台站日用电曲线进行了压缩。

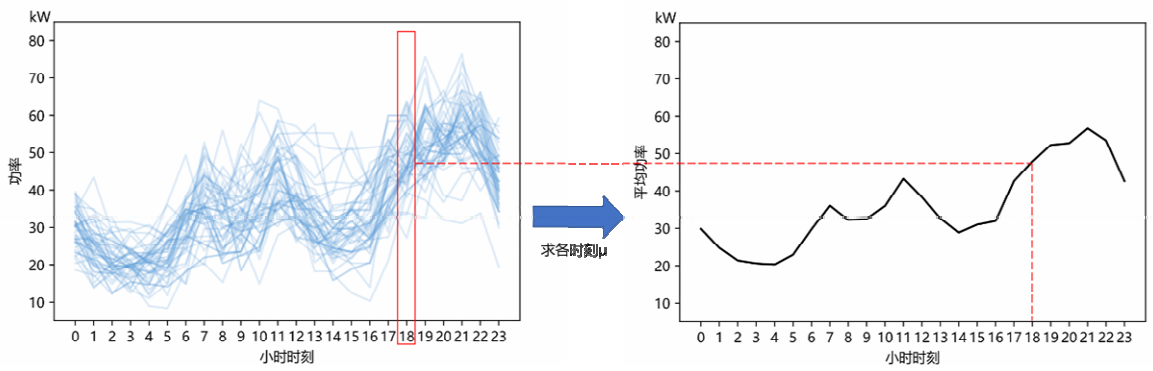


图 5 用于用电量量级分析的压缩

3.2.1 用于用电量量级分析的压缩

如图 5 所示，以某一台站某一季节的所有日用电曲线为例，逐时统计该时刻功率的平均值 μ，即对于该台站该季节，得到 24 个 μ 数据点，即时序平均功率曲线。台站曲线压缩这一步骤即是将某个台站某个季节的若干条日用电曲线，压缩为一条平均功率 μ 曲线。如果台站数据不存在某一季节的缺失，最后将得到冬、夏、过渡季 3 个季节共 3n（n 为台站数）条特征参数曲线。

3.2.2 用于用电作息分析的压缩

为了分析台站用电作息差异，因此需要排除不同台站、不同日之间用电量量级的影响，因此本研究对数据进行了 0-1 标准化处理，即对于每个台站每个季节的逐时用电数据，找到最小值 min 与最大值 max，则对于任一数据点 P，标准化后的数据点 Ps=(P-min)/(max-min)。变换后的日用电曲线可以反映台站该日不含季节基础负荷的负荷率。

对标准化后的数据进行类似 3.2.1 中的处理，如图 6 所示，对于某一台站某一季节的所有日用电曲线，逐时统计该时刻负荷率的平均值 μs，即对于该台站该季节，得到 24 个 μs 数据点，即时序平均负荷率曲线。该步骤将某个台站某个季节的若干条日用电负荷率曲线，压缩为一条平均负荷率 μs 曲线。如果台站数据不存在某一季节的缺失，最后同样得到冬、夏、过渡季 3 个季节共 3n（n 为台站数）条特征参数曲线。

3.2.3 用于用电作息随机性分析的压缩

分析台站用电作息随机性的差异也需要排除不同台站、不同日之间用电量量级的影响，因此同样对数据进行了 3.2.2 节中叙述的 0-1 标准化处理。对标准化后的数据进行类似 3.2.1 中的处理，不同的是，对于某一台站某一季节的所有日用电曲线，逐时统计该时刻负荷率的标准差 σs，即对于该台站该季节，得到 24 个 σs 数据点，即时序负荷率变化率曲线。该步骤同样将某个台站某个季节的若干条日用电负荷率曲线，压缩为一条负荷率变化率 σs 曲线。如果台站数据不存在某一季节的缺失，最后同样得到冬、夏、过渡季 3 个季节共 3n（n 为台站数）条特征参数曲线。该过程如图 7 所示。

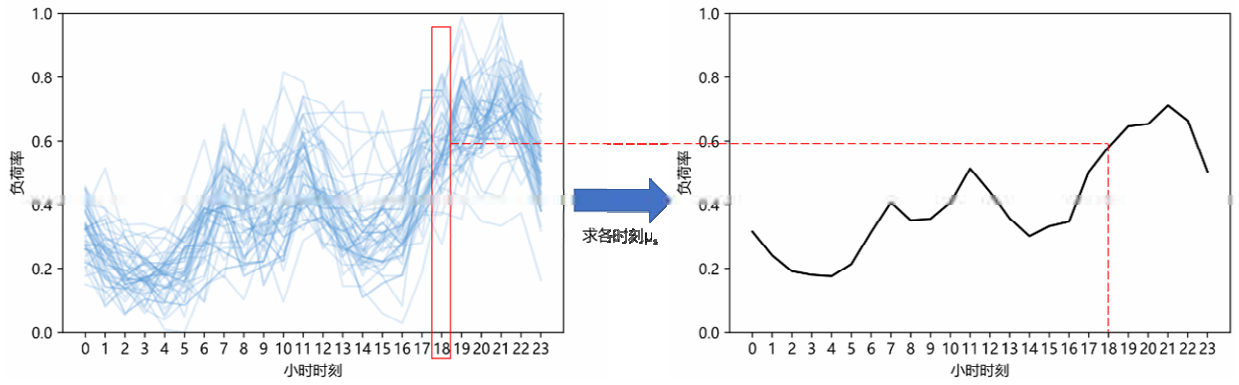


图 6 用于用电作息分析的压缩

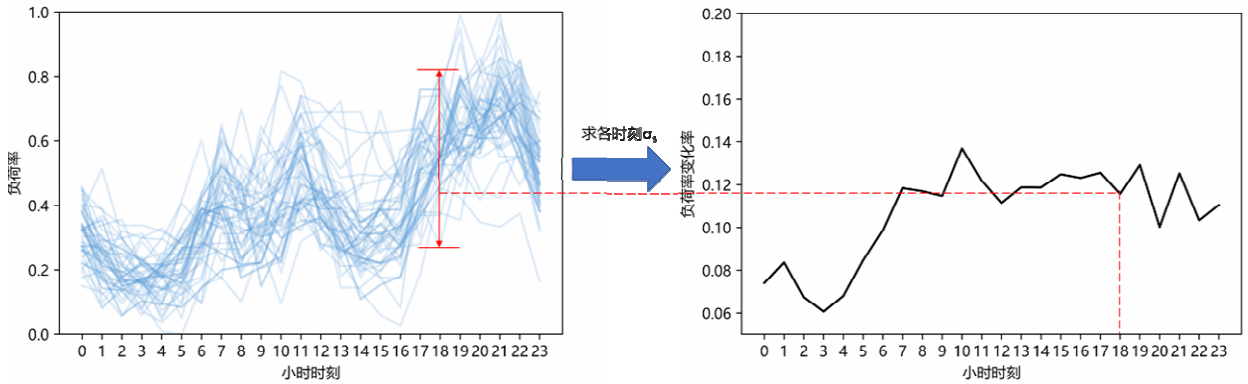


图 7 用于用电作息波动随机性分析的压缩

由此，本压缩步骤将各个台站的冬、夏、过渡 3 个季节的若干条日用电曲线，压缩成了每个台站 3 个季节，反映用电量量级、用电作息、用电作息波动随机性 3 个方面，共 9n 条特征曲线（n 为台站数）。

3.3 台站特征曲线聚类

本研究采用 K-means 聚类对所有台站的曲线按照季节，分别进行聚类，得到若干类 μ、μs、σs 类别以及相应典型曲线。

为确定合适的聚类数k，本文引入Calinski-Harabaz(CH)指数来指导聚类数的确定，CH综合考虑了同类数据的接近程度与类间数据的差异程度，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。本研究通过遍历k∈[2,10]整数的情形，取CH最大值时的k作为最佳聚类数。图8为某次聚类自动选取最佳聚类数为k=5，而对于3个季节，3个方面的聚类，算法共自动进行了9次聚类数确定，具体类数目在3.3.1-3.3.3节中具体叙述。

3.3.1 台站用电量量级聚类

按照上文描述的方法，对数据集进行聚类得到 13 类反映台站用电量量级的 μ 曲线：其中冬季 5 类（图 9），夏季 4 类（图 10），过渡季 4 类（图 11）。

冬季得到 5 类用电规模，各类的典型曲线如图 9 所示，5 类的典型曲线在形状上差别不显著，而主要差别在于日用电量的规模。表 2 展示了 5 类用电规模，统计了各类的平均、最小、最大日用电量，以及各类中台站数量占比。冬季平均日用电量可分为 316kWh、854kWh、1452kWh、2196kWh、3301kWh，共 5 档，且平均日用电量越大的类别中台站数越少，仅有 3%的台站属于用电量规模最大的第 4 类，而用电量规模最小的第 3 类中有 42%的台站样本。

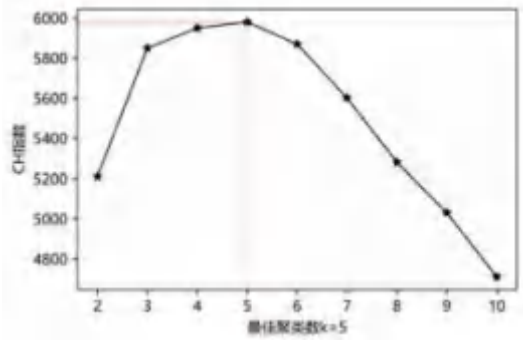


图 8 某次聚类根据 CH 指数自动选取聚类数

夏季得到 4 类用电规模，各类的典型曲线如图 10 所示，同样在形状上差别不显著。反映用电规模的特征量统计于表 3，夏季的用电量规模分为 356kWh、1207kWh、2255kWh、3823kWh，共 4 档，普遍比冬季高，反映福建农村地区夏季用电量较大。而与冬季相同的是，夏季台站的大用电量用户也占比较少，仅有 5%的台站属于用电量规模最大的第 2 类，用电量规模最小的第 0 类中有 53%的台站样本。

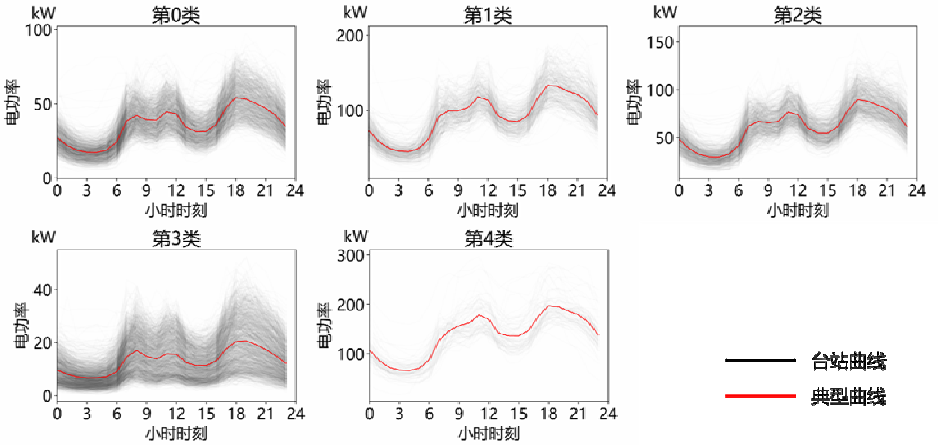


图 9 冬季台站用电量量级聚类结果

表 2 冬季台站用电量规模分类

类别	平均日用电量(kWh)	最小日用电量(kWh)	最大日用电量(kWh)	台站占比
第 0 类	854	549	1301	28%
第 1 类	2196	1776	2798	9%
第 2 类	1452	1130	1935	18%
第 3 类	316	82	625	42%
第 4 类	3301	2766	5527	3%

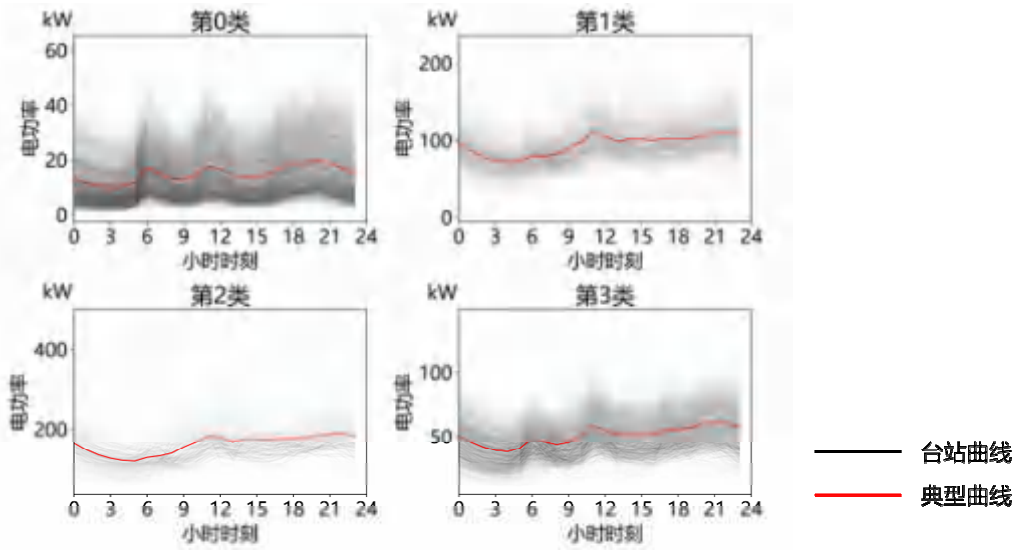


图 10 夏季台站用电量量级聚类结果

表 3 夏季台站用电量规模分类

类别	平均日用电量(kWh)	最小日用电量(kWh)	最大日用电量(kWh)	台站占比
第 0 类	356	68	788	53%
第 1 类	2255	1715	3056	15%
第 2 类	3823	3022	7886	5%
第 3 类	1207	779	1758	27%

过渡季得到 4 类用电规模，各类的典型曲线如图 11 所示，在形状上差别不显著。反映用电规模的特征量统计于表 4，用电量规模分为 336kWh、1033kWh、1926kWh、3235kWh，共 4 档，与冬季接近。同样过渡季台站的大用电量用户也占比也较少，仅有 3%的台站属于用电量规模最大的第 2 类，用电量规模最小的第 1 类中有 52%的台站样本。

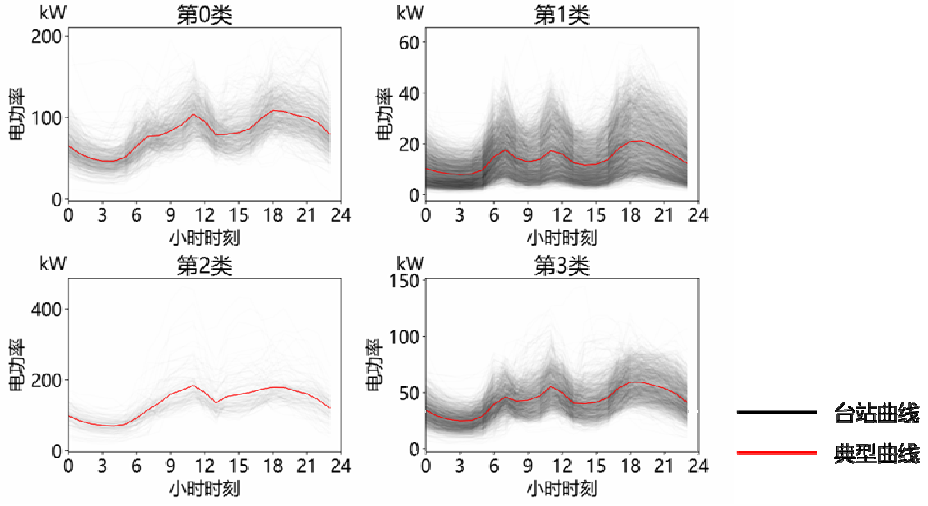


图 11 过渡季台站用电量量级聚类结果

表 4 过渡季台站用电量规模分类

类别	平均日用电量(kWh)	最小日用电量(kWh)	最大日用电量(kWh)	台站占比
第 0 类	1926	1459	2931	14%
第 1 类	336	77	697	52%
第 2 类	3235	2334	7144	3%
第 3 类	1033	670	1513	31%

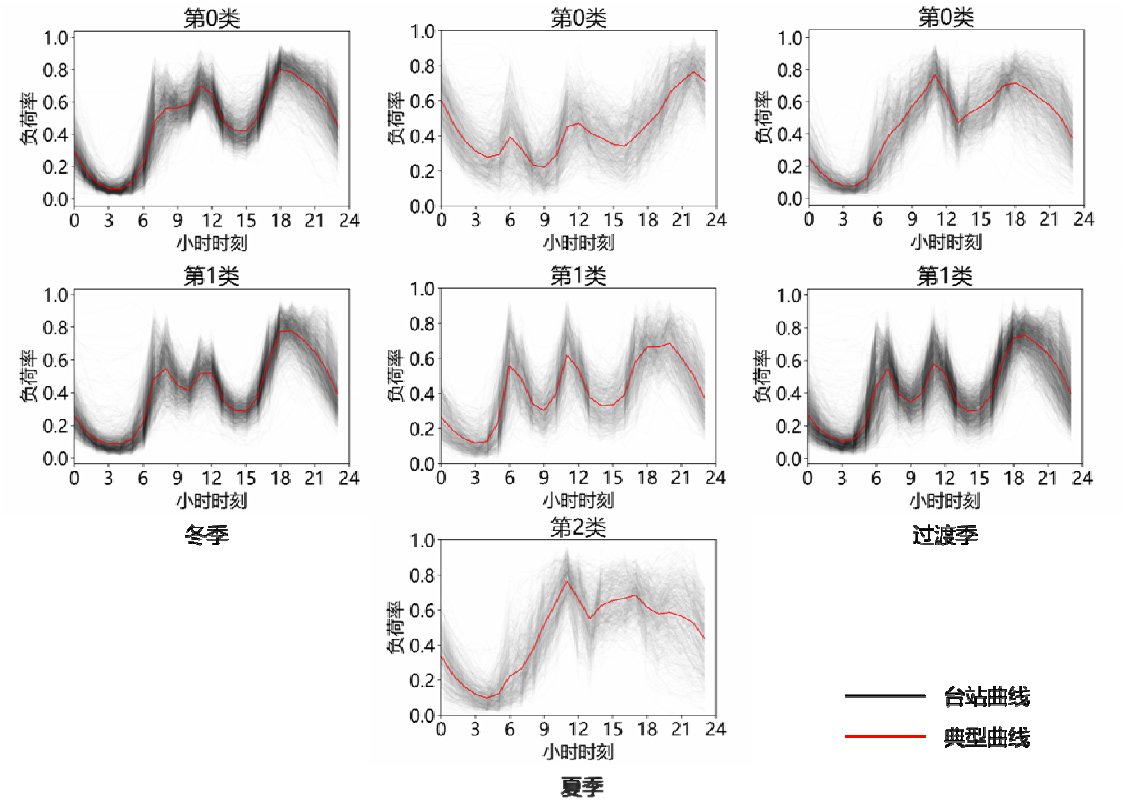


图 12 台站用电作息聚类结果

3.3.2 台站用电作息聚类

为了进一步探究用电曲线反映的作息差异，对各季节、各台站的 μs 曲线进行聚类，得到如图 12 所示的 7 种作息类型以及相应的典型曲线。

冬季有 2 种作息，差异主要在于早、午高峰的负荷率差异，第 0 类负荷率略高，约为 60%，第 1 类约为 40%。夏季有 3 种作息，差异较大，第 0 类日间负荷率较低，晚间 23 时左右出现用电高峰，第 1 类出现早、午、晚三个负荷率接近的用电高峰，第 2 类相比与第 1 类，缺少早用电高峰，且下午用电低谷不明显。过渡季有 2 种作息，与夏季作息有相似性，第 0 类对应夏季第 2 类，第 1 类对应夏季第 2 类。值得注意的是，除了夏季第 0 类，其余 6 类的用电高峰均出现在用餐时间，即早上 6-8 时，中午 11-12 时，晚上 17-19 时。另外，夏季出现用电高峰的时刻比冬季、过渡季略早，例如夏季第 1 类的早用电高峰出现在 6:00，而与之作息相近的冬季第 1 类、过渡季第 1 类的早用电高峰出现在 7:00。

表 5 从负荷率的特点分析了以上 5 种作息的典型曲线。各类典型曲线的平均负荷率比较接近，均在 41%-46%范围，无明显的季节差异。夏季的最小负荷率比冬季、过渡季略高，而冬季的最大负荷率比夏季、过渡季略高。冬季的最大负荷率与最小负荷率之差比夏季大，负荷率在一天以内的变化更大。

表 5 不同类作息负荷率特点

类别	平均负荷率	最小负荷率	最大负荷率
冬季第 0 类	46%	6%	80%
冬季第 1 类	41%	9%	78%
夏季第 0 类	44%	22%	77%
夏季第 1 类	41%	12%	67%
夏季第 2 类	46%	10%	77%
过渡季第 0 类	45%	8%	77%
过渡季第 1 类	41%	11%	75%

为了分析台站在一年中不同季节的用电作息差异，表 6 对不同类按季节组合后的台站数量占比。部分台站缺失某些季节的数据，这些台站没有纳入表 6 的统计中。表 6 将台站数量占比降序排列进行展示，第一行数据说明，属于 0-1-0 类（冬季作息属于第 0 类、夏季作息属于第 1 类、过渡季作息属于第 0 类）的台站最多，这是福建农村区域最常见的建筑用电作息。属于 1-0-1、0-0-1、0-2-1、1-2-1 类的台站比例也高于 10%，这些也是常见的作息类型。由图 12，这 5 类较常见的作息均表现出季节性的差异，而冬、夏、过渡季作息曲线形状类似的 1-1-1 类反而台站数较少，仅有 0.8%。而表中最后一行数据说明样本中没有属于 1-0-0 类的台站。

表 6 不同类组合台站数量占比

类别：冬季类序号-夏季类序号-过渡季类序号	台站数量占比
0-1-0	32.20%
1-0-1	20.20%
0-0-1	14.20%
0-2-1	12.50%
1-2-1	11.20%
0-2-0	3.80%
0-1-1	2.80%
0-0-0	1.70%
1-1-1	0.80%
1-1-0	0.30%
1-2-0	0.30%
1-0-0	0.00%

3.3.3 台站用电作息波动随机性聚类

为了进一步探究用电曲线反映的作息波动随机性的差异，对各季节、各台站的 σs 曲线进行聚类，得到如图 13 所示的 6 种作息波动类型以及相应的典型曲线。

对比图 13 与图 12，各季节尤其是冬季的 μs 曲线与 σs 曲线有一定的相似性，说明负荷率越大，作息的随机性有增大的趋势。

表 7 统计了 6 类典型曲线的负荷率变化率特征。冬、夏、过渡季 3 个季节均得到两类负荷率平均变化率的类别，一类变化率 15%左右，另一类变化率 20%左右，各季节作息的随机性差异不大。而各季节作息随机性在一天内变化的稳定程度不同，夏季全天作息的随机性变化不大，反映在最大、最小变化率的差较小，夏季第 0 类最为典型，其变化率的平均值、最大值、最小值均很接近。过渡季的作息随机性变化程度也不大，过渡季第 0 类的最大、最小变化率之差为 4%。作息随机性变化程度最大的是冬季，冬季第 0 类在凌晨 4:00 左右的负荷率变化率仅为 7%，而在 17:00 左右达到 19%，最大、最小变化率之差达到 12%。

本节对福建农村区域建筑用电负荷进行了聚类分析，从冬、夏、过渡季 3 个季节，用电规模、作息、作息随机性 3 个方面进行分析，得出了 13 类日用电规模，7 类日用电作息， 6 类作息随机性变化程度，以及相应典型曲线。

4 讨论

本小节探讨了用电作息与地理位置的关系。对于图 12 中不同类作息的台站地理位置分析如图 14 所示。冬季两类作息的曲线形状差异不明显，地理位置分布也没有明显差异。但夏季、过渡季的作息呈现出明显的地理位置差异。夏季第 0 类、夏季第 2 类、过渡季第 1 类作息基本出现在沿海地区，说明福建沿海地区相比于内陆地区，在夏季、过渡季有特别的作息习惯。又由表 6，前 5 种常见作息类别中，有 4 种属于夏季第 0 或 2 类与过渡季第 1 类的组合，仅有第 1 种最常见的作息不属于这些组合。因此也可以推测，0-1-0 类为内陆区域的常见用电作息。

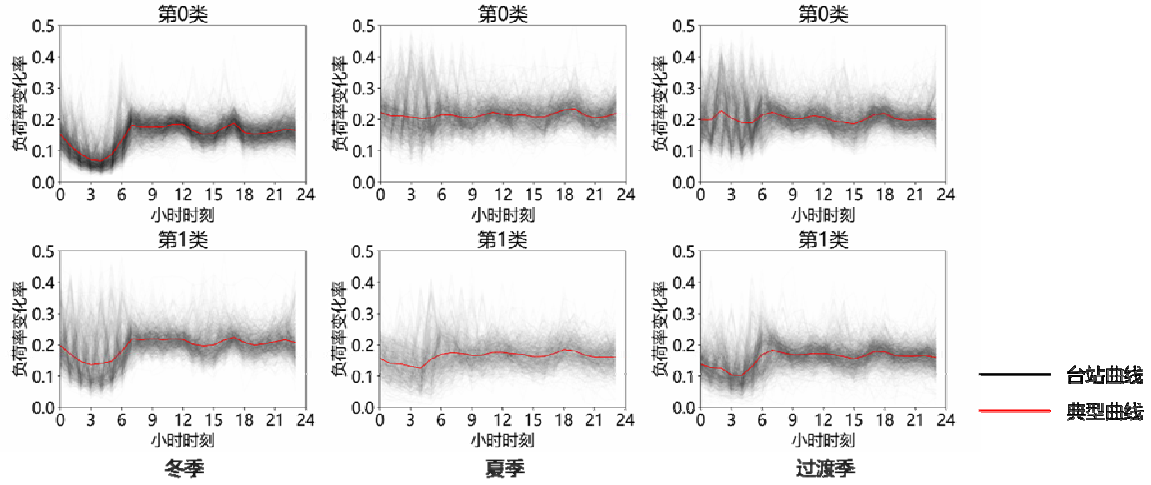


图 13 台站用电作息波动随机性聚类结果

表 7 不同类作息随机性的稳定程度

类别	平均变化率	最小变化率	最大变化率
冬季第 0 类	15%	7%	19%
冬季第 1 类	20%	14%	22%
夏季第 0 类	21%	20%	23%
夏季第 1 类	16%	13%	18%
过渡季第 0 类	20%	19%	23%
过渡季第 1 类	16%	10%	18%

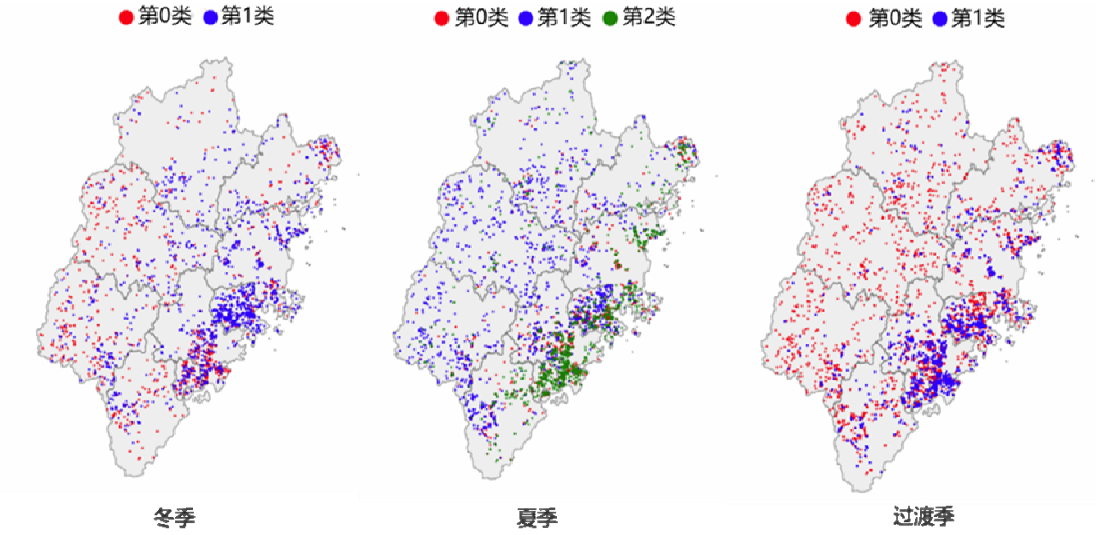


图 14 用电作息的地理位置分布

5 总结

本研究提出了一种统计特征压缩的聚类方法，用于分析福建农村区域电网负荷特征，首先对原始逐时用电量数据进行预处理，随后进行统计参数提取，获得各电力台站冬、夏、过渡季 3 个季节，用电规模、用电作息、作息随机性 3 个方面的代表性曲线，之后采用 K-means 聚类对代表性曲线进行聚类，分季节对用电规模、用电作息、作息随机性的聚类结果进行分析。研究得到 13 类用电规模、7 类用电作息、6 类作息随机性，以及相应典型曲线。用电规模方面，研究划分了福建农村区域用电规模的不同档位，并发现夏季用电规模相比冬季、过渡季偏高。用电作息方面，研究发现日尺度内的用电高峰多出现于早、午、晚餐时刻，各季节存在用电作息差异，并给出了全年不同季节的常见用电作息组合。用电作息随机性方面，研究发现各季节均有 2 类负荷率平均变化率接近的用电随机性类别，即用电作息随机性差异不大，但冬季相比于过渡季、夏季，日尺度内用电随机性的变化大，最大可达 12%。另外，本研究还探讨了用电作息与地理位置的相关性。

本研究分季节总结了福建农村区域用电的规模、作息、随机性，开发了福建农村区域建筑日用电模型，未来将继续深入挖掘福建农村区域建筑用电的影响因素，并进行用电负荷模拟方法的设计与案例分析，从而指导农村区域用电储能规划，以及可再生能源系统的设计。

致谢

本研究受国家重点研发计划“低碳社区，建筑清洁能源冷热电联供关键技术及示范”项目（2019YFE0104900）、国家自然科学基金“建筑中典型行为模式及人群分布获取及检验方法研究”(编号51778321)支持。

参考文献

[1] Tozer, L., N.J.E. Klenk, Urban configurations of carbon neutrality: Insights from the Carbon Neutral Cities Alliance, Environment and Planning, 2019. 37(3): p. 539-557.

[2] Yan-wei Sun, Angela Hof, Run Wang, Jian Liu, Yan-jie Lin, De-wei Yang, GIS-based approach for potential analysis of solar PV generation at the regional scale: A case study of Fujian Province, Energy Policy, 2013. 58: p. 248-259.

[3] Yoshihiro Yamamoto, A bidirectional payment system for mitigating the supply–demand imbalance among prosumers based on the core of coalitional game theory under the enhanced use of renewable energy, Energy Economics, 2021. 96.

[4] 陈启超,李晖,王帅,史锐,张宁,戚庆茹,王菲.促进可再生能源消纳的多能互补时序运行模拟技术[J].电力建设,2019,40(07):18-25.

[5] 燕达,丰晓航,王闯,Hong Tianzhen,William O’Brien,H.BurakGunay,FarhangTahmasebi,Ardeshir Mahdavi.建筑中人行为模拟研究现状和展望[J].建筑科学,2015,31(10):178-187.

[6] Kaile Zhou, Changhui Yang, Jianxin Shen, Discovering residential electricity consumption patterns t

hrough smart-meter data mining: A case study from China, Utilities Policy, 2017. 44, p. 73-84.
[7] T. Zhang, G. Zhang, J. Lu, X. Feng and W. Yang, A New Index and Classification Approach for Load Pattern Analysis of Large Electricity Customers, IEEE Transactions on Power Systems, 2012. 27, p. 153-160.
[8] Fintan McLoughlin, Aidan Duffy, Michael Conlon, A clustering approach to domestic electricity load profile characterization using smart metering data, Applied Energy, 2015. 141, p. 190-199.
[9] Lulu Wen, Kaile Zhou, Shanlin Yang, A shape-based clustering method for pattern recognition of residential electricity consumption, Journal of Cleaner Production, 2019. 212, p. 475-488.
[10] To WM, Lee PKC, Lai TM, Modeling of monthly residential and commercial electricity consumption using nonlinear seasonal models—The case of Hong Kong, Energies, 2017. 10, p. 885.
[11] Richard E. Edwards, Joshua New, Lynne E. Parker, Predicting future hourly residential electrical consumption: A machine learning case study, Energy and Buildings, 2012. 49, p. 591-603.
[12] Siyan Wang, Xun Sun, UpmanuLall, A hierarchical Bayesian regression model for predicting summer residential electricity demand across the U.S.A., Energy, 2017. 140(1), p. 601-611.
[13] Xin Fu, Xiao-Jun Zeng, Pengpeng Feng, Xiuwen Cai, Clustering-based short-term load forecasting for residential electricity under the increasing-block pricing tariffs in China, Energy, 2018. 165(B), p. 76-89.
[14] Juan M. Vilar, Ricardo Cao, Germán Aneiros, Forecasting next-day electricity demand and price using nonparametric functional methods, International Journal of Electrical Power & Energy Systems, 2012. 39(1), p. 48-55.
[15] Jieyan Xu, Xuyuan Kang, Zheng Chen, Da Yan, Siyue Guo, Yuan Jin, Tianyi Hao, Rongda Jia, Clustering-based probability distribution model for monthly residential building electricity consumption analysis, Building Simulation, 2021. 14, p. 149-164.
[16] R. M. Ward, R. Choudhary, Y. Heo& J. A. D. Aston, A data-centric bottom-up model for generation of stochastic internal load profiles based on space-use type, Journal of Building Performance Simulation, 2019. 12(5), p. 620-636.

空气源热泵热风机摆放位置对西安农村学校教室热环境的影响研究

李东逸，郝　倩，江　超

（长安大学，陕西西安　710061）

1 引言

2018 年起，西安市开展清洁取暖试点城市建设工作，农村是西安市清洁取暖试点城市建设的重点区域。改善农村学校教室冬季室内热环境成为农村公共建筑清洁取暖的重点工作内容。

中小学生大约有 30%的时间处在教室内，教室热环境对中小学生身心健康成长具有一定的影响，为学生营造健康舒适的学习环境至关重要。徐菁等[1]针对关中地区农村小学教室室内热环境进行测试和调查研究，得出教室内冬季气温整体偏低。周佐喜等[2]对空调教室内的温度场进行了仿真模拟，研究了太阳辐射等因素对空调教室内温度场分布的影响。严寒等[3]研究了太阳辐射对人工气候室内环境参数影响。但均主要是针对农村住宅建筑，而住宅建筑与学校建筑在结构、使用方式以及用能习惯方面均有较大差别，尤其在室内热环境分布方面，现有对教室热环境的研究则主要针对大学高校教室[4-8]，缺少针对农村地区中小学校教室的研究，而高校教室面积远大于农村中小学教室，且学生对教室的使用习惯、教室的供暖方式等均与农村学校显著不同，还需对农村中小学教室进行单独研究分析，以便于了解和掌握西安地区农村地区中小学教室冬季热环境现状和存在的问题。

对西安市 7 个远郊区县 93 所农村中小学进行了调研，这些学校普遍采用分体式空调作为取暖设备，运行效率低；教室为普通砖墙，木质门窗居多，变形严重。选取鄠邑区一中学进行现场测试，对室内热环境进行了评价分析，对空气源热泵热风机不同摆放位置下的室内热环境进行模拟分析。

2 学校调研

2.1 调研教室

本文所研究的目标教室概况如下：教室的地点位于一栋四层教学楼的二层中间位置，教室长 9.9 m，宽 6.6 m，高 3.3m；教室内墙体均为 20mm 水泥砂浆加 240mm 实心粘土砖墙加 20mm 水泥砂浆找平层加 70mm 岩棉板加 5mm 抹面砂浆，其中南北墙直接与室外空气接触，其余墙体为与空调采暖教室相连的内墙；教室门为节能门，窗户为塑钢铝合金外窗。教室立体图如图 1 所示。

本测试教室内配备 3kW 空气源热泵热风机两台用于冬季采暖，开启时间为 8:00～12:00、14:00～17:00;教室内门窗在上课期间为关闭状态，下课期间会开启门窗用于通风换气。

2.2 测点布置

此次学校实地调研，采用的是温湿度采用 Testo 174H 温湿度自记仪，每 5 min 测量一次，黑球温度及风速利用热舒适仪 HD32.3 现场测量，每 5 min 记录一次，室内温湿度测点布置根据 GB/T 50785-2012《民用建筑热湿环境评价标准》，采用对角线五点法布置，分别布置与教室的前后排两道走廊处，以及教室的最中心位置，具体位置见图 2。为了不影响教室正常教学活动，仪器布置高度设置为 0.6 m（学生坐姿时腹部位置）；室外温湿度测点布置于北墙外背阴处，避免太阳辐射对测试结果的影响。

2.3 热环境分析

发现热环境存在的一个重要问题：室内水平温度及垂直温度分布不均。这是由于空调布置位置、空调作用机理及围护结构隔热性能差的综合影响使得教室在垂直、水平方向均存在温度不均匀现象。

由于学生均匀分布于教室中，水平方向上的不均匀温度分布会直接处于低温区域学生的热舒适，不利于学生健康、舒适的学习，而垂直方向头与脚之间温差则会影响每一个学生的热舒适。

3 模拟计算

本文选择 Airpak 软件为工具对不同热风机摆放位置进行研究。

3.1 湍流模型选取

本文需要所需模拟的教室为十分规整的小型空间，内部含有内热源及大量的障碍物（桌椅板凳），

属于有内热源的混合对流，根据张盟盟等[9]对 Airpak 中室内零方程模型、标准 k-ε 模型及 RNGk-ε 模型针对由内热源的混合对流工况速度场的模拟值与实测值进行对比分析发现，RNGk-ε 模型虽耗时较长但可以更好地吻合实验结果，

RNGk-ε 模型来源于严格的统计技术。Yakhot 等（1993）利用重正化群理论，推导出了 RNGk-ε 模型，其和标准双方程 k-ε 的不同是端流动能耗散率方程中的系数进行修正，从而有效的提高了精度。RNGk-ε 模型在 ε 模型考虑了湍流旋涡，提高了在这方面的精度。RNG 理论为湍流 Prandtl 数据提供了一个解析公式，而标准 k-ε 模型使用的是用户提供的经验常数。而标准 k-ε 模型是一种高雷诺数的模型，RNG 理论提供了一个考虑低雷诺数流动粘性的解析公式。这些公式的效用依靠能否正确处理近壁区域。这些特点使得 RNGk-ε 模型比标准 k-ε 模型在更广泛的流动中有更高的可信度和精度。

所以本文可以采用 RNGk-ε 模型利用 airpak 软件对西安市扈邑区某学校教室进行热舒适模拟和节能改造。

3.2 模型的建立和初始条件的确定

3.2.1 模拟模型构建

根据调研结果，不同的出风口位置会对室内热环境有较大影响，过高的摆放位置会使教室内上部聚集大量热量，造成室内垂直温差过大，不利于室内热舒适。根据调研，教室前方由于黑板及讲台布置，热风机仅能布置于距墙 0.5m，距地 0.8m 处，仅后侧热风机可调整位置，根据高度不同分为距地 0.2m 及 0.8m，根据距外墙距离分为 0.5m、3.3m，及 6.0m，进行排列组合共组合出六种工况，如表 1 所示：

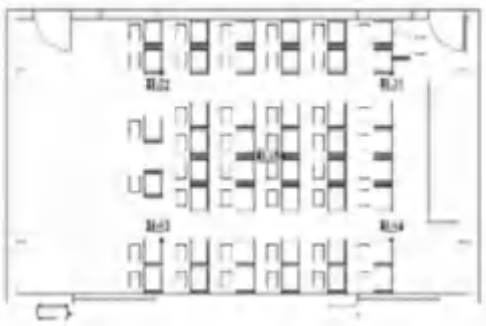
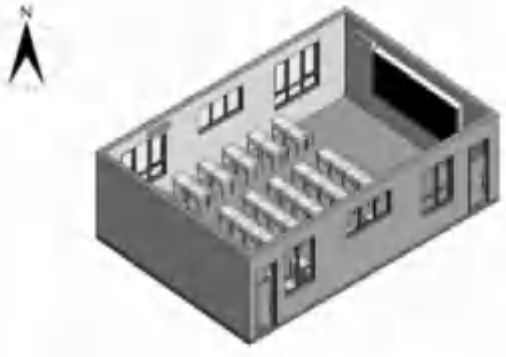


图 1 教室立体图图



2 教室内测点布置

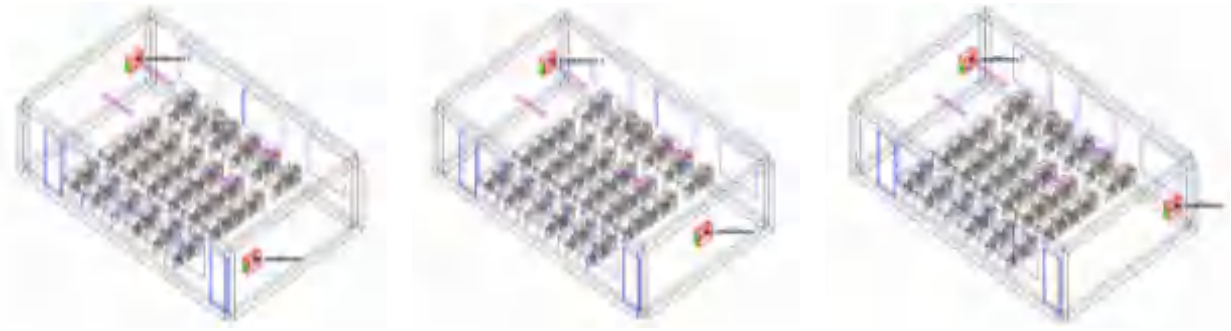
表 1 各工况布置位置

工况	前方热风机布置		后侧热风机布置	
	距墙	距地	距外墙	距地
工况 1	0.5m	0.8m	0.5m	0.8m
工况 2	0.5m	0.8m	3.3m	0.8m
工况 3	0.5m	0.8m	6.0m	0.8m
工况 4	0.5m	0.8m	0.5m	0.2m
工况 5	0.5m	0.8m	3.3m	0.2m
工况 6	0.5m	0.8m	6.0m	0.2m

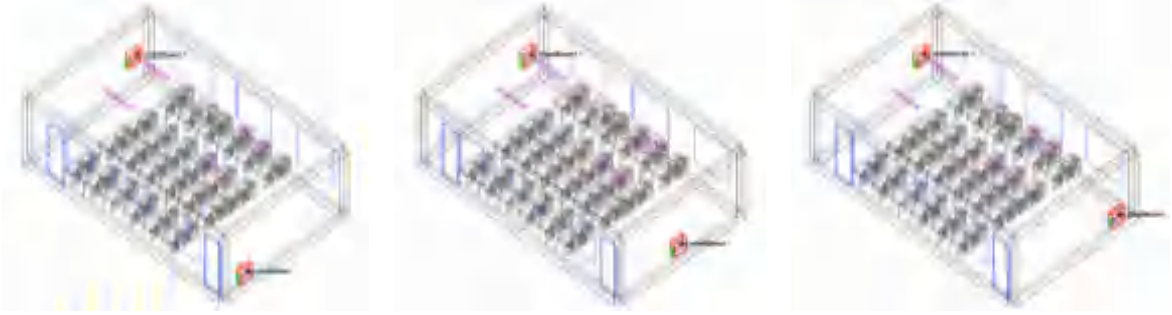
表 2 模拟边界条件设置

名称	数量	边界条件	设置参数	尺寸	部件
教室	1	—	—	9.9 m×6.6 m×3.3 m	Room
外墙	2	第三类边界条件	K=0.48W/（m²·k）	9.9 m×3.3 m	Wall
内墙	4	绝热	—	.6 m×3.3 m；9.9m×6.6m	Wall
桌子	48	绝热	—	—	Block
人体	48	定热流量	70w	身高 1.5m	Person
灯	4	定热流量	35W	—	Block
窗	6	第三类边界条件	K=2.5W/（m²·k）	1.8m×1.8m ；1.8m×1.21.8m×1.0m	Wall
门	2	第三类边界条件	K=1.97W/（m²·k）	0.8m×2.6m	Wall
出风口	2	定送风参数	22℃、2m/s	0.8m×0.1m	Opening
回风口	2	自由出流	默认	0.8m×0.2m	Vents

利用 Airpak 模拟软件对上述六种工况的热环境情况进行模拟。六种工况模型的立体图如图 3 所示：

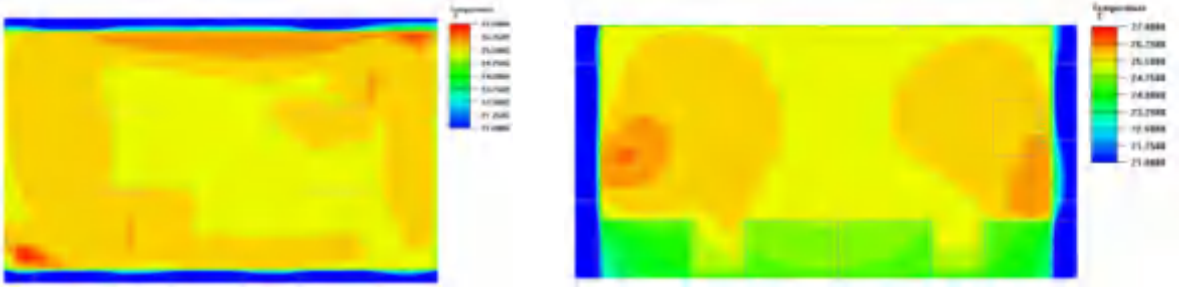


工况 1　　工况 2　　工况 3



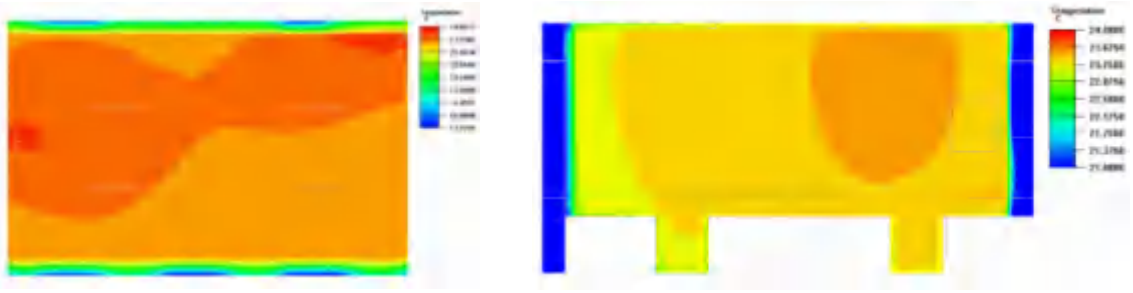
工况 4　　工况 5　　工况 6

图 3 六种工况热风机摆放位置及立体图



（a）水平温度分布　　（b）垂直温度分布

图 4 工况一



（a）水平温度分布图　　（b）垂直温度分布图

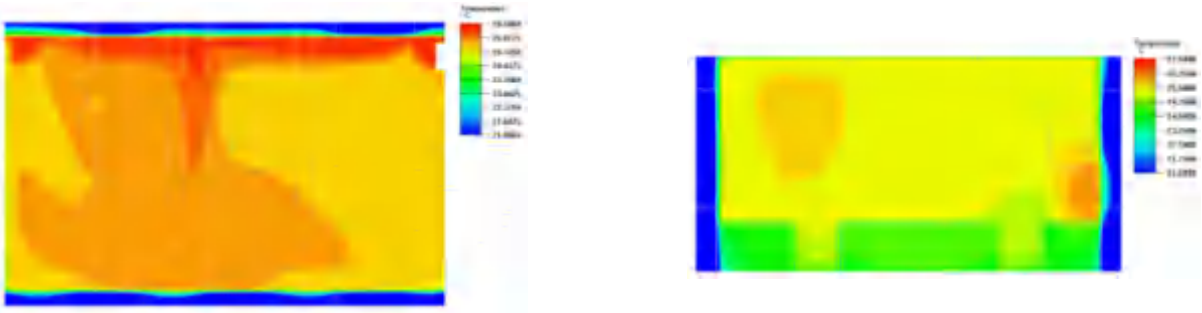
图 5 工况二

3.2.2 边界条件的设定

边界条件设置中室外温湿度采用实测所得室外平均温湿度，空调出风口边界条件按照现场实测所得 22 ℃、2m/s 设置，其余边界条件设置见表 2：

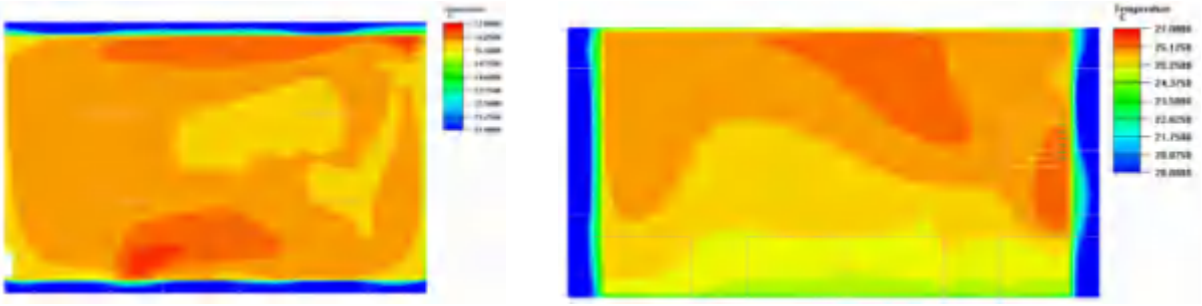
3.3 模拟结果及分析

此次模拟分别从风速及温度参数分析，水平方向取 Y=0.9m（学生头部）及 Y=0.2m（学生脚踝部）；垂直方向由距热风机距离分别取 X=1m（热风机附近）及 X=5m（教室中部）来对比不同摆放方式下室内的温度场情况。



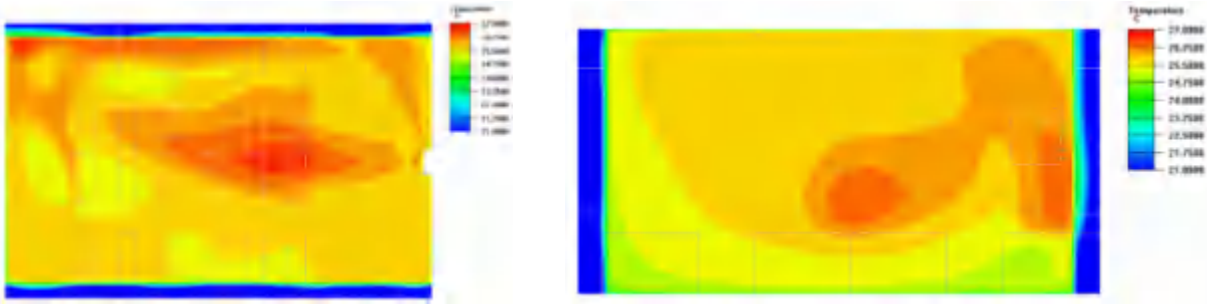
（a）水平温度分布　　（b）垂直温度分布

图 6 工况三



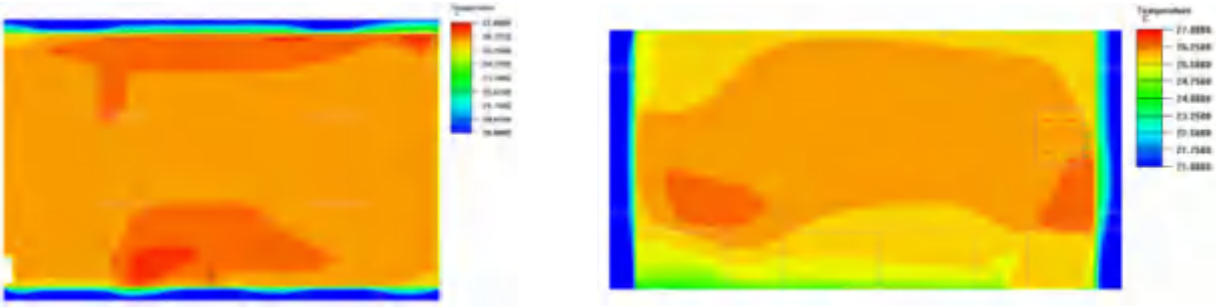
（a）水平温度分布　　（b）垂直温度分布

图 7 工况四



（a）水平温度分布　　（b）垂直温度分布

图 8 工况五



（a）水平温度分布　　（b）垂直温度分布

图 9 工况六

以上六组图为利用 Airpak 模拟软件对上一小节六种工况热环境情况进行模拟后的水平温度分布及垂直温度分布图。为了提升教室热环境质量，改善学生热舒适情况，符合要求的工况需要满足水平温差及垂直温差较小这一条件。

根据六种工况的水平温度分布图可以看出，工况三及工况六均将热风机的两个风口布置于同一侧，致使该侧温度相对较高，但水平温差相比于其

他工况较小；工况一及工况四的风口呈对角分布，这样布置能够避免一侧温度过高，但水平分布温差会略大，且会导致教室中部温度偏低；工况二及工况五均将后侧风口布置于墙体中部，这种布置方式会导致水平温差较大，温度分布呈区块分布，且会在教室中部产生高温区。

根据六种工况的垂直温度分布图可以看出，工况四、五、六均将后侧风口放置于墙体偏下位置，由于冷热气流密度差异，热气流上升，冷气流下沉，换热充分，可以有效改善垂直温差大的问题，同时这种布置方式还能节约能源；工况一、二、三均将后侧风口放置于墙体中间高度，这种布置方式垂直温差较小，但热气流仅能和教室中上部分空气进行换热，会导致中下部温度较低。

综上分析，工况三、四、六热风机布置方式更为合适。根据教室现场情况，对于教室后排空间有限的教室，不宜采用过低的布置方案，热风机布置过低会影响学生日常活动且出风口直吹后排学生腿部，也会对学生健康产生影响，因此建议选择工况三的布置方式；但针对教室后排空间较大的情况，则推荐热风机布置高度较低的方案，如工况四及工况六，不仅可以更好的改善热环境，还可以节约能源。

4 结论

以西安市鄠邑区某学校教室为研究对象，模拟了在教室前端热风机位置固定的前提下，其教室后方热风机六种不同摆放位置下的教室水平温度分布及垂直温度分布，并对其进行了对比分析，得出如下结论：

（1）当两台热风机处于同一侧时，水平温差较小，但该侧温度会相对较高；当两台热风机对角分布时，水平分布温差较大，避免了一侧温度高，但教室中部温度较低；当后侧风口布置于中部时，水平温度分布情况最差，温差最大，温度分布最不均匀，呈区块分布在教室中部会出现温度最高区，；

（2）相较于将教室后侧的热风机布置在中间高度，将风口置于偏下位置不仅能有效改善垂直温差大的问题，改善热环境，还可以节约能源；

（3）针对教室后排空间有限的教室，不宜采用过低的布置方案，建议选择工况三；针对后排空间较大的教室，推荐热风机布置偏低的方案，如工况四、工况六。

参考文献

[1] 徐菁,刘加平,刘大龙.关中地区农村小学教室冬季室内热环境测试与评价[J].建筑科学,2014,30(2):47-50+65.

[2] 周佐喜. 校园公共建筑节能设计及室内温度场仿真模拟[D].广东工业大学,2013.

[3] 严寒,张鸿雁.不同辐射模型在太阳辐射数值模拟中的比较[J].节能技术 2015,33(05):428-431+452

[4] 陶求华,李莉. 厦门高校教室冬季热环境测试及热舒适预测[A]. 福建省制冷学会.2015 年福建省暖通空调制冷学术年会论文集[C].福建省制冷学会:福建省制冷学会,2015:5.

[5] 陶求华,李莉,胡玲周.夏热冬暖地区高校教室冬季热环境模拟及验证[C].2013年福建省暖通空调制冷学术年会论文集,2013-11,中国福建福州:出版社不详,2013:170-174.

[6] 李久芳,吕宁.广州某高校教室冬季热环境现场量测与评估分析[J].福建建筑,2012(8):104-106.

[7] 管勇,陈超.冬季兰州市高校教室热环境调查[J].环境与健康杂志,2010,27(2):159-160.

[8] 王洪光,田波.以西安地区为例谈高校教室冬季室内热环境[J].建筑节能,2009(8):29-31.

[9] 张盟盟,凡凤仙,胡晓红.室内流场湍流模型对比研究[J].能源工程,2018(02):52-59.

基于多种时间序列分析方法的商用建筑冷负荷预测模型建立

袁　玥，陈毅兴

（湖南大学，湖南长沙　410012）

［摘　要］本文分别使用差分整合移动平均自回归模型(ARIMA)和多元平稳时间序列模型（ARIMAX）两种时间序列分析方法建立了商用建筑未来一天逐时冷负荷预测模型。本文首先对采集的建筑能耗数据进行平稳性检验和白噪声检验; 然后依据数据样本的自相关系数、偏自相关系数及 AIC 准则确定模型最优参数，建立有效的预测模型；最后利用平均绝对误差(MAE) 和均方根误差(RMSE)对模型拟合效果进行分析。研究结果表明，在加入室外温度等特征变量之后，ARIMAX 模型预测性能比 ARIMA 模型更佳，而 ARIMA 模型预测则具有更高的稳定性。针对该建筑而言，时间序列预测方法能够有效提取能耗数据中有用的信息，对于建筑冷负荷预测具有较高的拟合精度。

［关键词］建筑冷负荷；机器学习；时间序列；ARIMA 模型；ARIMAX 模型

1 研究背景

为实现 2060 年“碳中和”总目标，如何对建筑负荷进行有效的管理，优化其用能结构受到了广泛的关注[1]。而在建筑能耗中，为了满足冷热负荷需求的空调能耗是建筑能耗中最主要的部分[2]，针对建筑冷热负荷进行预测可以辅助建筑优化运行，有利于降低建筑整体能耗、缩减成本。目前由于客观条件限制，建筑行业获取的设备运行数据往往质量低下，且难以获得逐时数据。但想要对冷热负荷进行节能优化控制，就必须先对其建立准确的逐时能耗预测模型，并对影响建筑冷热负荷的因素进行分析[3]。传统的白箱建模方法主要包括利用 EnergyPlus、DeST 等仿真软件进行建模[4]。尽管这些软件在模拟领域受到了广泛的认可和使用[5]，但基于仿真软件的建模方法一般适用于设计阶段；在建筑运行阶段，一般难以获得准确的模型输入参数，物理建模需要丰富的学科背景和专家知识，耗时较长。

随着人工智能手段在各行各业的渗透和融合，利用人工智能的方法来实现建筑冷热负荷预测和节能化成为了研究的活跃领域[6][7]。能否准确预测建筑能耗主要取决于选择算法和输入参数是否合理[8]。利用数据驱动方法进行短期建筑负荷预测的早期研究主要集中在单一机器学习方法的利用上，以人工神经网络（ANN）[9]和支持向量机(SVM)[10]使用最为广泛，并获得了良好的效果，预测准确度可以达到 90%甚至 95%以上。但是神经网络自身具有易陷入局部极小值、收敛速度较慢、泛化能力差等缺陷并没有被克服[11]。随着人工智能算法的不断深入开发，以及与建筑能源管理领域的交叉学习，研究者们引入了集成学习[12]和强化学习[13]的方法，使得预测性能更加稳定，预测效果也更为优秀。

与此同时，时间序列分析作为一种成熟的数据驱动方法，在建筑能耗预测领域已经得到了广泛的应用。左志宏等[14]利用 STL 时间序列分解算法对某大学科研楼短期电力能耗进行预测，结果表明通过时间序列分解可以有效提高神经网络学习精度。周芮锦等[15]对上海某办公建筑逐月能耗进行预测，采用 CensusXl2 方法建立 ARMA 时间序列模型，结果表明模型能够有效预测办公建筑能耗。

虽然利用数据驱动的方法可以大大缩短建模所需的时间成本和计算成本，但是由于静态神经网络建模方法算法本身与输入参数的限制，以及建筑负荷本身时变时延性,不确定性和非线性等特点[14]，对于预测方法在不同数据集中应用的泛化性问题尚未有深入地探讨和研究。

由于人工操作存在误差大、随意性强、响应滞后、节能潜力低等缺陷，某平台计划马上对建筑空调系统投入使用自动控制设备，但是暂无有效获取逐时热负荷的条件，仅获取到了建筑逐日冷热负荷数据。因此本文选取长沙某商业建筑作为研究对象，基于实测的逐日冷热负荷数据建立 EnergyPlus 模型，以获取该建筑可用的逐时能耗数据。本文采用

了多种多元时间序列分析的方法进行建模，而且选择了气候参数和历史能耗数据作为输入变量，建立一种仅以气候数据及历史能耗数据为输入变量的短期冷热负荷预测模型，对商用建筑未来一天的逐时冷热负荷进行预测，并分析对能耗影响最大的变量参数。本文所提出的预测模型能为建筑空调系统运行控制及异常能耗监测提供基础支撑。

2 研究方法

时间序列分析是一种数据驱动建模方法，由于建筑系统能耗的特性，在短时间内常表现为在过去能耗基础上的一种随机起伏。基于这种特点，采用时间序列分析方法来预测建筑冷热负荷，是一种高效率、准确率高的手段。本文利用多种时间序列分析方法对商业建筑能耗进行分析和预测研究，为建筑节能和能源管理提供数据支持。

2.1 模型原理及模型构建流程

自回归移动平均模型（Auto Regressive and Moving Average Model，ARMA），其原理为通过将一段时间序列中白噪声序列进行加权和[17]，可以得到移动平均方程。其模型是与自回归和移动平均模型两部分组成，所以可以表示为ARMA(p, q)。p是自回归阶数，q是移动平均阶数。其模型结构形如式（1）：

$$Z_t=\theta_0+\varphi_1 Z_{t-1}+\varphi_2 Z_{t-2}+\ldots+\varphi_p Z_{t-p}+u_t+\theta_1\alpha Z_{t-1}+\ldots+\theta_q\alpha Z_{t-q} \quad (1)$$

式中，Z 为观测值，t 为时间，Z_t 为 t 时刻下的观测值；$\{\varphi\}$，$\{\theta\}$为各项系数；α_t 为残差序列。

ARMA 模型构建流程如图 1 所示，可以分为平稳性检验、白噪声检验（纯随机性检验）、模型定阶（确定最优参数 p、q）、模型拟合及模型检验五个步骤[18]：

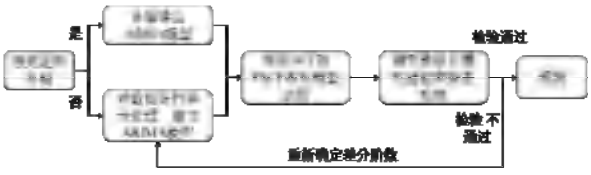


图 1 ARIMA 模型构建流程

ARIMA 也被称之为差分自回归移动平均模型。可以说 ARMA 是一类特殊的 ARIMA 模型，其原理也是基于平稳的时间序列的或者差分化后是稳定的[19]。表示为 ARIMA(p, d, q)。p 为自回归阶数，q 为移动平均阶数，d 为时间成为平稳时所做的差分次数。

ARIMA 建模的具体步骤如下[20]：

1）获取被观测系统时间序列数据；

2）对数据绘图，观测是否为平稳时间序列；对于非平稳时间序列要先进行 d 阶差分运算，化为平稳时间序列；

3）经过第二步处理，已经得到平稳时间序列。要对平稳时间序列分别求得其自相关系数 ACF 和偏自相关系数 PACF，通过对 ACF、PACF 和自相关图和偏自相关图的分析，得到最佳的阶层 p 和阶数 q

4）由以上得到的 d、q、p，得到模型。然后开始对得到的模型进行模型检验。

由于影响建筑能耗的因素较多，而且各个影响因素之间存在一定的相关性，能耗数据也呈现出非线性动态变化的状态。所以，在建筑冷负荷预测中，负荷除了自身变化规律外，还会受到其它多个时间序列的影响，而利用 ARIMA 等一元输入的时间序列模型，有时无法很好的表达多元时间序列的变化规律[22]。因此，有必要建立含有多个输入变量的 ARIMAX 模型。它实际上是将多元回归分析和时间序列分析有机地结合在一起，有效地提高了预测精度[22]。

其模型结构形如式（2）[24]：

$$y_t=\beta x_t+\sum_{j=1}^{p}\phi_j y_{t-j}+\alpha_t+\sum_{j=1}^{q}\theta_j\alpha_{t-j} \quad (2)$$

式中，y 为观测值，t 为时间，y_t 为 t 时刻下的观测值，x 为协变量，x_t 为 t 时刻下协变量的观测值，β 为协变量系数；$\{\phi\}$，$\{\theta\}$为各项系数；α_t 为残差序列。

2.2 模型构建

本文基于时间序列的方法构建商业建筑冷负荷预测模型。由于实验条件限制，仅获取到了建筑逐日冷热负荷数据，故先利用 EnergyPlus 软件辅助获取该实验建筑逐时历史能耗数据。

将获取到的数据以 70%，15%，15%的比例分为训练集、测试集和预测集。在运用训练集和测试集数据，综合采用和对比 ARIMA 和 ARIMAX 三种时间序列预测模型，对建筑冷负荷进行预测分析，并以预测结果对模型进行参数调整和反馈优化，得到预测效果最佳的模型。最后利用预测集数据对三种模型进行评估。该冷负荷预测模型可以在建筑空调的实时控制等方面应用，为优化建筑供能控制系统提供理论支撑和技术支持。本文研究方法如图 2 所示：

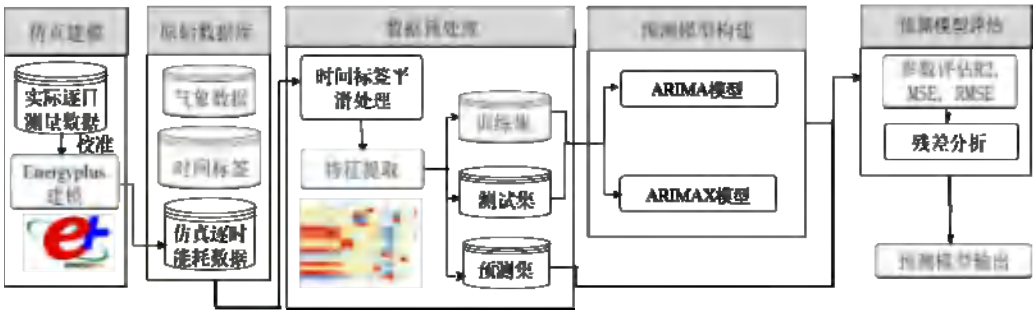


图 2 本文预测模型构建流程

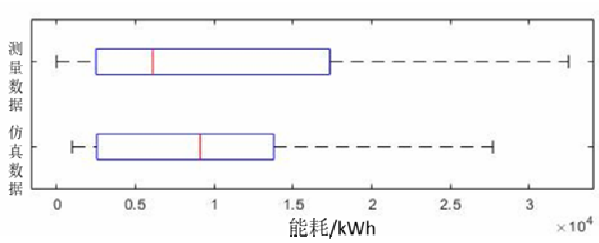


图 3 EnergyPlus 仿真结果与逐日测量数据分布对比

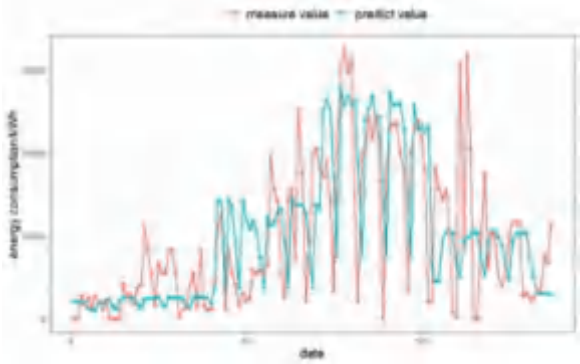


图 4 EnergyPlus 仿真结果与逐日测量数据对比

3 案例分析

3.1 数据来源

某平台计划马上对建筑空调系统投入使用自动控制设备，但是暂无有效获取逐时热负荷的条件，仅获取到了建筑逐日冷热负荷数据。因此本文以长沙某栋建筑为例，该建筑为商业办公建筑，具体参数如表 1 所示。由于实验条件限制，无法获取建筑冷负荷逐时监测数据，故利用 GIS 和 EnergyPlus 搭建逐时冷负荷仿真模型，获得满足 ASHRAE Guideline 14[25]中规定误差范围内的模型之后。再利用通过这种方法获取的负荷数据、气象数据搭建基于时间序列算法的预测模型。

最终仿真结果如图 4 所示，其预测能耗值与实测能耗值之间的变异均方根误差 CVRMSE 为 8.78%，标准平均误差（NMBE）为 2.54%，均满足 ASHRAE 中规定的误差范围。因此，可以说明利用 EnergyPlus 建立的仿真模型所获取的历史逐时能耗是可以作为原始数据集参与后续建立预测模型的。

表 1 长沙某商业建筑基本信息

测量高度	172
建造年份	2017
楼层数	43
测量时间	2019.5.22-2019.10.5
日最大用能量	32500.25kWh

3.2 数据预处理及特征选择

表 2 原始数据信息

		数据范围	中位数	平均值	单位	是否选用
输入变量	室外温度	[17.2, 37.4]	26.7	26.88	°C	√
	露点温度	[12.0, 32.0]	23.1	23.0	°C	×
	相对湿度	[68, 85]	83	79	%	√
	风速	[0，10]	2	2.012	m/s	×
输出	冷负荷	[384.2,2717.3]	969.4	1205.7	kWh	

表 3 原始序列 ADF 根检验

p		T 检验统计值显著性水平		
	adf	1%	5%	10%
0.005	-10.01	-3.51	-2.86	-2.57

在建立 ARIMAX 模型时，本文通过 EnergyPlus 提供的天气参数可以获取到的变量如表 2 所示。根据物理性质可知，露点温度与室外温度之间有直接的相关关系，为了节约计算成本，故不选取露点温度作为输入变量。此外，利用 Pearson 相关系数计算风速与冷负荷之间的相关关系系数约为 0.06，因为没有代表

性所以删去。故仅选取室外温度和相对湿度作为输入变量参与建模。

3.3 模型构建

由图 4 可知，原始能耗数据序列与季节有很大关系，在平均值 959.5 附近波动，其波动范围有界，因此可以初步判断能耗数据是平稳时间序列。

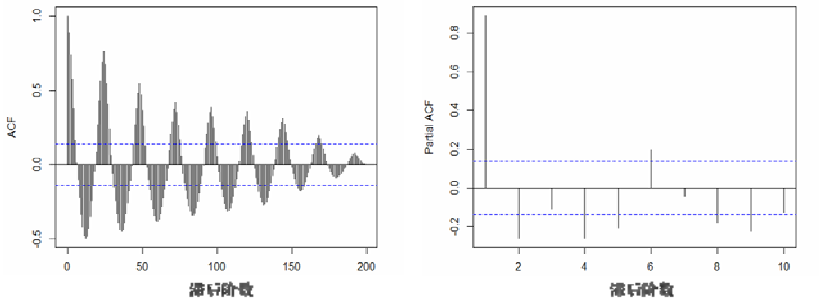
为了能检验原始数据是否为白噪声序列，对其进行延迟 4 阶的 Ljung-Box 统计检验，P 均明显小于显著性水平 0.01，因此不能判定原始数据为白噪声序列，及原始数据中包含不可忽略的相关内容。由表 3 可知，单位根检验（Augmented Dickey-Fuller test, ADF 检验）的统计量 adf =-10.01＜-3. 43 ＜-2. 86 ＜-2. 57; 且 P = 0. 005 ＜1%＜5%＜10%，因此拒绝原假设，即通过 ADF 检验，可认为原始数据序列是平稳时间序列，可以建立模型。

模型定阶就是确定自回归系数 p 和移动平均阶数 q 的过程。图 6 中所示为能耗数据序列的自相关图和偏自相关图。横坐标为滞后阶数，纵坐标分别为自相关系数和偏自相关系数，蓝色虚线为系数的置信度边界。由图 6 可知，自相关系数呈衰减趋势，滞后 182 阶后在 95%置信区间内可视为趋近于 0，相关系数衰减的过程相对连续且缓慢，因此自相关系数可视为不截尾，确定 q = 0。观察偏自相关图，在滞后 1 阶时，偏自相关系数显著大于 0; 滞后 2 阶后，偏自相关系数迅速衰减趋于 0，且在 95% 置信边界内随机波动，性质表现为 2 阶截尾，因此可初步确定 p=2。

3.4 模型预测结果评估

依据上述步骤将模型构建好之后，再利用预测集数据对模型进行拟合程度分析。原始数据值与预测值的拟合序列如图 7 所示。其中，红色折线为 ARMAX 模型预测结果，蓝色折线为 ARIMA 预测结果，黄色折线为原始数据。由图 7 可知，两个预测模型均体现了较高的吻合度。

图 8 中，表示了每个样本利用两种不同预测模型得到的预测结果的准确率分布。ARIMA 的预测准确率分布在 80.6%~99.2%之间，均值为 93.1% ；ARIMAX 则分布在 66.2%~99.9%之间，均值为 94.6%。从图 8 可以说明，ARIMAX 整体体现了较高的预测性能，但 ARIMA 的预测性能更为平稳。



a)白相关图　　b)偏自相关图

图 6 序列自相关图和偏相关图

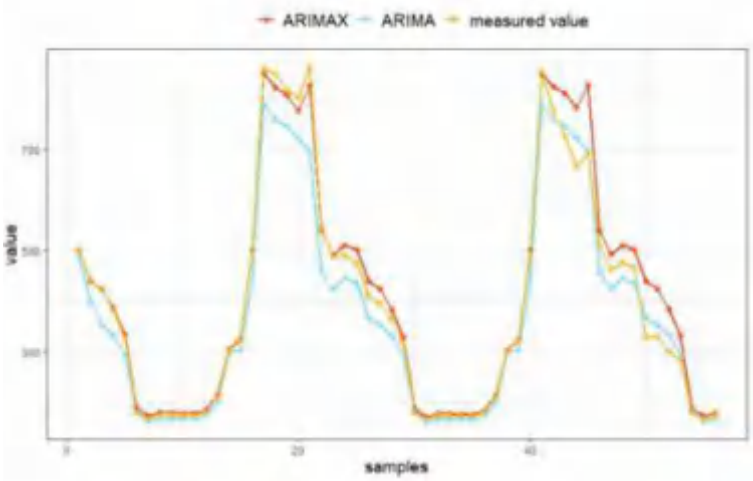


图 7 建筑冷负荷拟合分析

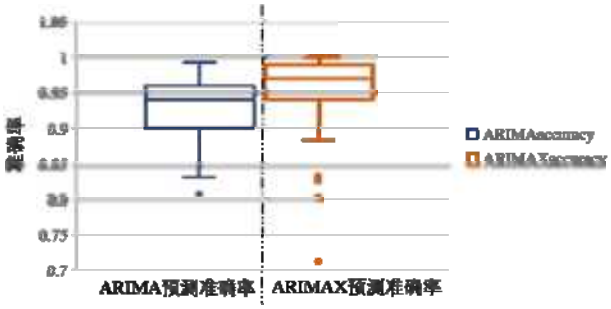


图 8 预测结果准确率分布

进一步地，我们可以通过平均绝对误差(MAE)和均方根误差来评估预测模型的性能。MAE 和 RMSE 可分别用（3)、(4）计算：

$$MAE=\frac{\sum_{i=1}^{n}\left|Y_i-\hat{Y}_i\right|}{n} \tag{3}$$

$$RMSE=\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n}\left(Y_i-\hat{Y}_i\right)^2}{n}} \tag{4}$$

式中：Y_i为原始数据样本值，$\hat{Y}_i$为模型拟合值，n为样本数量。

MAE，RMSE 越小表示模型拟合精度越高。经计算，两个模型的 MAE 和 RMSE 如表 4 所示，同样也说明了 ARIMAX 模型体现出更好的预测性能。

表 4 模型 MAE 和 RMSE

	RMSE	MAE	r2
ARIMA	44.17	31.27	0.98
ARIMAX	39.01	22.00	0.99

4 结论

对于建筑系统进行冷热负荷的建模和预测对于提高建筑空调系统运行效率和节能运行具有重要意义。本文以长沙某商业建筑为例，首先利用 EnergyPlus 对其建模，获取可用的数据建立逐时能耗数据库。然后对建筑系统冷能耗数据进行时间序列分析，提出了多种基于时间序列模型的商业办公建筑空调系统能耗预测方法，介绍了建模的分析过程和步骤。通过原始数据，对能耗数据进行平稳性检验和白噪声检验，构建能耗预测 ARMA, ARIMA 和 ARIMAX 模型，采用 MAE 和 RMSE 对拟合模型的有效性进行检验和评估。得到如下结论:

1) 该方法充分考虑了商业能耗的不确定性因素，建立了有效的预测模型，提取出建筑系统能耗数据中有价值的信息。

2) 经过 MAE 和 RMSE 评估，ARIMAX 预测模型对于系统能耗预测具有较高的拟合精度，但是 ARIMA 模型的稳定性更高，具有较高的理论意义和应用价值。

参考文献：

[1] 胡姗, 张洋, 燕达,等. 中国建筑领域能耗与碳排放的界定与核算[J]. 建筑科学, 2020(S2).

[2] 欧科敏. 区域建筑群冷热负荷预测方法研究[D]. 湖南大学.

[3] AmasyaliK , El-Gohary N M . A review of data-driven building energy consumption prediction studies[J]. Renewable & Sustainable Energy Reviews, 2018, 81(pt.1):1192-1205.

[4] Chen Y , Gu L , Zhang J . EnergyPlus and CHAMPS-Multizone co-simulation for energy and indoor air quality analysis[J]. Building Simulation, 2015, 8(4):371-380.

[5] Chen Y , Hong T , Piette M A . Automatic generation and simulation of urban building energy models based on city datasets for city-scale building retrofit analysis[J]. Applied Energy, 2017, 205(Nov.1): 323-335.

[6] Liu L , Liu N , Zhang Y , et al. Machine learning approaches for estimating building energy consumption[J]. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2020, 474(5):052072 (6pp).

[7] QiaoQ ,Yunusa-Kaltungo A , Edwards R E . Towards developing a systematic knowledge trend for building energy consumption prediction[J]. Journal of Building Engineering, 2020.

[8] Zhao H X , Frédéric Magoulès. A review on the prediction of building energy consumption[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2012, 16 (6):3586-3592.

[9] Ekici, B.B. and U.T. Aksoy, Prediction of building energy consumption by using artificial neural networks. 2009.

[10] Zhang Y , Zhang X , Tang L . Energy consumption prediction in ironmaking process using hybrid algorithm of SVM and PSO.[J]. 2012.

[11] 刘天舒. BP 神经网络的改进研究及应用[D]. 东北农业大学.

[12] WANG, Lei W ,Xianguo C , et al. Multi-Obje

ctive Optimization of Building Energy Consumption Based on Random Forest and Genetic Algorithm[C] // 2020.

[13] Liu T , Tan Z , Xu C , et al. Study on deep reinforcement learning techniques for building energy consumption forecasting[J]. Energy and Buildings, 2020, 208(Feb.):109675.1-109675.14.

[14] 左志宏, 赵云鹏, 刘竹,等. 基于时间序列分解与支持向量回归的短期电力能耗预测研究[J]. 信息系统工程, 2019, No.308(08):97-99.

[15] 周芮锦, 黄治钟. 时间序列方法及其在实际办公楼能耗预测中的应用[J]. 建筑节能, 2012, 40(2): 55-59

[16] Liu D , Yang Q , Yang F . Predicting Building Energy Consumption by Time Series Model Based on Machine Learning and Empirical Mode Decomposition[C]// 2020 5th IEEE International Conference on Big Data Analytics (ICBDA). IEEE, 2020.

[17] Salas J D ,Obeysekera J T B . ARMA Model identification of hydrologic time series[J]. Water Resources Research, 1982, 18(4):1011-1021.

[18] 黄荣庚, 龙静, 潘志刚,等. 基于 ARMA 模型的地铁站环控系统能耗预测[J]. 制冷学报, 2019, 040(001):88-93.

[19] Lijing Y , Lingling Z , Li T , et al. Application of a New Hybrid Model with Seasonal Auto-Regressive Integrated Moving Average (ARIMA) and Nonlinear Auto-Regressive Neural Network (NARNN) in Forecasting Incidence Cases of HFMD in Shenzhen, China[J]. Plos One, 2014, 9(6):e98241.

[20] 曹嘉晟, 杨太华. 时间序列分析方法在上海地铁能耗预测中的应用[J]. 能源与环境, 2019, 000(003): 35-37,40.

[21] 范菁. ARMA 模型的两种共轭梯度参数估计法及 ARIMAX 模型的应用[D].燕山大学, 2010.

[22] 汪远征,徐雅静.多元平稳时间序列 ARIMAX 模型的应用[J].统计与决策,2007,2007(018):132-135.

[23] WangdiK ,Singhasivanon P , Silawan T , et al. Development of temporal modelling for forecasting and prediction of malaria infections using time-series and ARIMAX analyses: A case study in endemic districts of Bhutan[J]. Malaria Journal, 2010, 9(1):251.

[24] Cui, Herui, Peng, et al. Short-Term City Electric Load Forecasting with Considering Temperature Effects: An Improved ARIMAX Model[J]. Mathematical Problems in Engineering Theory Methods & Applications, 2015.

[25] ASHRAE, Guideline 14-2002: Measurement of Energy and Demand Savings, Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.[M] 2002, 16-17

西安某办公建筑过渡季开窗行为基于哑变量的 Logistic 模型研究

崔　桐，刘　坤，谷雅秀，杨　菲，胡长贵

（长安大学建筑工程学院，陕西西安　710061）

［摘　要］开窗是一种常见的调节建筑内部环境的行为，合理控制窗户状态，对营造舒适的热环境以及通风换气保证良好的室内空气品质有很大的帮助。但过度开窗可能会导致建筑能耗增加，或在室外污染较重 PM2.5 浓度较高时，不合时宜的开窗行为反而会引进室外污染物。本研究选取位于我国寒冷地区的西安室某研究院办公楼作为研究对象，对其过渡季（春季和秋季）开窗行为进行实测研究。本研究利用 Binary Logistic（二元逻辑回归），引入哑变量的使用，对自变量按不同水平划分等级，即将连续变量设置为哑变量建立二元逻辑回归模型，最终得出各自变量在其不同水平下对应的优势比值，可通过此数值解释自变量在不同水平范围下对开窗行为的影响程度，从而使得回归的结果更易于解释且贴合实际。与传统应用连续变量的逻辑回归模型相比，基于哑变量的模型准确率提高了 4.6%。本研究通过实测获取了室内空气品质、热湿环境现状并且分析了与窗户状态相关的影响因素，从而有利于正确引导室内人员开关窗，营造舒适健康的办公环境。

［关键词］办公建筑开窗行为室内空气品质二元逻辑回归哑变量

0 引言

为了营造良好的室内环境，开窗通风换气的同时也需要考虑开窗行为对能耗的影响。不合理的开窗行为，会导致室外空气带入过多的热、湿、冷量，因此过量通风换气使办公建筑能源消耗更加严重。受围护结构、气象条件、以及室内人员用能影响，导致不同建筑的能耗存在较大差异，其中人行为的复杂性和不确定性，是导致用能差异的主要影响因素[1]。人行为具有随机性和复杂性，不能采用统一简化的方式描述人行为。因此充分了解室内人员开窗行为特征及其影响因素，并开发人行为自适应性模型，并将模型嵌入能耗模拟软件，是缩小建筑能耗预测与实际能耗之间差距的最有效途径之一[2-5]。

目前关于室内外温度哪一个作为影响开窗状态的关键性因素目前仍存在争议。一部分学者认为室外温度是影响窗户状态的决定性因素[6-10]，其中 Herkel 等人指出与室内温度相比，室外温度是独立变量，其不受室内温度的影响[6]。但是根据自适应原则可知，人在室内感到不适时，会采取措施改善室内环境。因此，室内温度对窗户状态的影响不容忽视。此外，针对不同的建筑其围护结构存在差异，在同一室外温度下，其室内热环境是不同的，仅使用室外温度预测窗户状态是值得商榷的。因此 Haldi 和 Robinson 指出，将室内温度与室外温度结合建模更合理，且提升了模型准确率[11]。除了温度以外，相对湿度、室内 CO_2 浓度、室外 PM2.5 浓度、风速、风向均对窗户状态有显著的影响。Zhang 和 Barrett[7]通过皮尔逊相关性分析发现相对湿度与窗户状态呈负相关（R^2 = -0.401）。Cho[12]等人采用 GEM（generalized additive models）模型分别描述了人员开窗、关窗以及窗户状态保持不变的三种状况，发现室内 CO_2 浓度是影响开窗行为的主要因素。此外，人员开窗行为还受室外 PM2.5 浓度影响，当室外 PM2.5 浓度较高时会抑制开窗行为发生[13-14]。室外风速、风向会影响建筑内自然通风效果[15]，Haldi 和 Robinson[16]绘制了回归曲线显示当风速大于 2 m/s 时开窗概率呈下降趋势。

目前用于描述人行为的模型种类繁多，根据研究目的模型大致可被划分为两种类型，一种是用于预测动态的窗户状态转换概率，另外一种是基于已有环境参数预测静态的窗户所处状态的概率。其中用于预测开、关窗动作何时发生转换的动态模型包括基于动作的马尔科夫链[10]、Cox 逻辑回归生存模型[17]、贝叶斯等[18]。此外用于预测窗户所处状态的静态模型包括二元逻辑回归[8-9,13-14]、人工神经网络[19]、高斯分布[20]等,其中逻辑回归模型是目前用于预测开窗状态最为广泛的模型。但是对于逻辑回归的预测结果仍存在不足，已有研究成果中对自变量通常采用连续变量的形式进行建模预测开窗行为，每个自变量对应一个回归

系数和优势比解释其对窗户开启可能性的影响程度。例如室外相对湿度以连续性变量带入模型后所得结果为室外相对湿度优势比为 2.5，可解释为：当其他变量保持不变，相对湿度每增加 1%窗户处于开启状态可能性是其他变量的 2.5 倍。但实际上湿度增加 1%时人们并不能感受到该变量发生的一个单位的变化，因此对开窗的影响是很微弱，这样的解释并没有实际意义。因此，引入哑变量的使用，将连续变量按等级划分，使得回归结果解释更加合理。模型的回归结果中的优势比可理解为：自变量每改变“一个水平（等级）”而不是每改变“一个单位”对窗户状态的影响程度，不再是一个自变量对应一个优势比解释其对窗户状态的影响程度，而是每个自变量在其不同水平下都有相应的优势比，反映了一个变量的不同水平对窗户状态的影响程度。利用哑变量替代连续变量建立模型是将传统逻辑回归开窗模型中的自变量每发生“一个单位的变化对窗户状态的影响程度”向“一个水平范围的变化对窗户状态影响程度”的转变，这与利用连续变量相比描述会更加细致且具有实际意义。因此，可将此原理应用于开窗行为，能够更加合理的描述窗户状态与环境因素之间的关系。

1 研究方法

1.1 建筑概况

本研究测试时间为秋季过渡季（2019 年 9 月 9 日-2019 年 11 月 15 日）和春季过渡季（2020 年 3 月 16 日-2020 年 6 月 15 日）。实测地点选取西安市某研究院综合办公楼为研究对象，该办公楼地上共 23 层，坐北朝南，其北面无建筑物遮挡，南邻与其相同高度的建筑物，建筑外观及建筑立面图如图 1 所示。本文选取 9 间楼层、面积、朝向、办公性质不同的房间作为实测地点，具体房间信息见表 1，其中包括房间所处楼层、面积、窗户朝向及类型、门窗数量。该综合办公楼室内人员在过渡季通常采用开窗的方式进行自然通风换气调节室内环境来满足人员舒适度。

1.2 测试仪器

室内测试设备包括室内环境检测仪（温度、相对湿度、$PM_{2.5}$ 浓度、CO_2 浓度以及 TVOC 浓度）、米家门窗传感器、米家多功能网关；室外气象参数测试设备是安装在该办公楼天台空旷处的小型气象站，其可以获取室外包括温度、相对湿度、太阳辐射、降雨量、风速、风向等参数。此外，室外噪音参数使用手持式噪音仪器采集，室外 $PM_{2.5}$ 浓度由距离测试地点最近的空气质量曲江国控监测点所测得。设备参数明细如表 2 所示。

表 1 监测房间信息汇总

房间编号	楼层	面积/m^2	朝向	职业	窗户类型	门/窗数量
Room1	四	225	西北	工程师	推拉	2/12
Room2	十一	32	东南	行政	推拉	1/2
Room3	十一	225	西北	工程师	推拉	2/12
Room4	十七	70	东南	行政	推拉	1/2
Room5	十七	93	东南	工程师	推拉	2/6
Room6	十七	225	西北	工程师	推拉	2/12
Room7	二十二	30	东南	行政	推拉	1/2
Room8	二十二	66	东南	工程师	推拉	1/2
Room9	二十二	69	西北	工程师	推拉	1/4

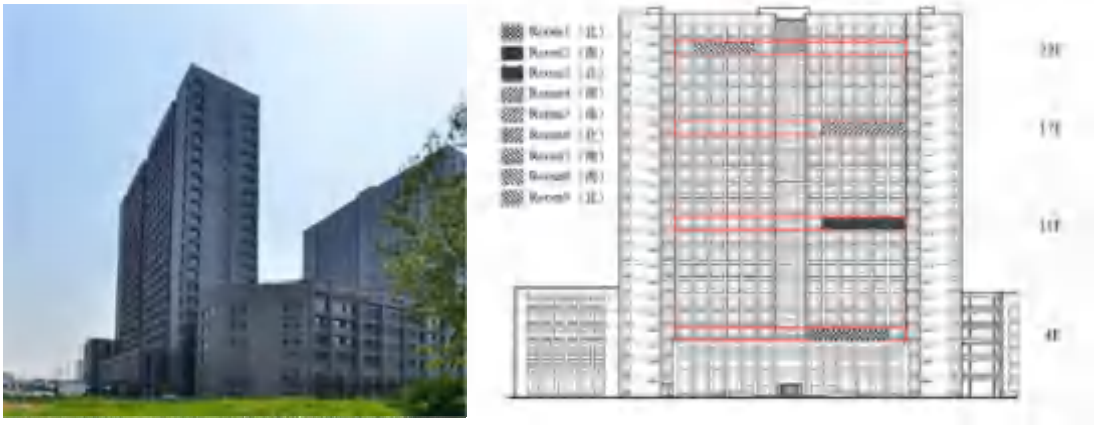


图 1 建筑外观及建筑立面图

表 2 设备参数明细表

测量参数	仪器名称	测试范围	精度	记录间隔（min）
窗户状态	米家门窗传感器	0～22mm	15ms 快速响应	实时记录
室内温度	室内环境检测仪	-10～50℃	±0.8℃	15
室内相对湿度		0～100%	±8%	
室内 CO_2 浓度		400～9999ppm	±15%	
室内 $PM_{2.5}$ 浓度		0～999ug/m^3	±10μg/m^3	
室内 TVOC 浓度		0.005~9.999mg/m^3	±20%	
室外温度	HOBO U30-NR 气象站	-40～+75℃	±0.21℃	5
室外相对湿度		0～100%	±2.5%	
风速		0～76m/s	±1.1m/s	
风向		0～355°	±5°	
太阳辐射		0～1280W/m^2	±10W/m^2	
雨量		0～12.7cm/h	—	
室外噪声	希玛手持式分贝仪	30～130dB	±1.5dB	实时记录
室外 PM2.5	国控监测点	—	—	60

实测期间将米家门窗传感器安装在窗框处，门窗传感器安装方式如图 2（a）所示。该装置通过 ZigBee 通讯技术（短距离、低速率下的无线通信技术）与米家多功能网关进行连接，可将窗户状态实时数据上传至手机 APP。室内环境监测装置为了避免测量误差，应尽可能放置在房间中心位置附近并且避免阳光直射。该装置通过连接电源可全天 24h 对环境进行实时监测，监测时间步长为 15min 上传一次测试数据。HOBO U30-NR 气象站被安装在该办公楼天台的空旷处，传感器的安装布局如图 2（b）所示。其共有 6 个传感设备，分别监测室外温度、室外相对湿度、太阳辐射、降雨量、风速、风向 6 个气象参数数据记录间隔时间为 5min，该气象站具有自记功能，可以存储近五个月内 50 万个数据并通过配套软件可导出数据。手持式分贝仪在各楼层窗户外进行监测发现室外平均噪音分布在 50-60dB，并且由于在监测期很少出现降雨天气且降雨量较低，因此本文对室外噪音以及降雨量不作分析。



（a）门窗传感器　　（b）气象站

图 2 部分测试装置

1.3 模型建立

开窗行为问题是典型的二分类问题，其中因变量为窗户状态（开窗或关窗），自变量为环境因素（室内外温湿度、室内外 $PM_{2.5}$ 浓度、室内 TVOC 和 CO_2 浓度等）。目前国内外在开窗行为研究中最普遍的模型算法为二元 logistic 回归，然而对于环境因素这些连续自变量，每变化一个单位水平的自变量所引起的开窗行为因变量变化效应是很微弱的。同时当我们无法更好的确定自变量和因变量之间是否存在明显的线性变化关系时，需要引入哑变量，将连续变量离散化带入模型之中。

在二元逻辑回归模型中假设因变量为 y，影响 y 的 n 个自变量为 x_1，x_2，x_3，…，x_n，P 表示事件发生的概率。P 值以 0.5 为分类标准值，当 P＞0.5 时 y 取值为“1”代表窗户为开启状态，反之取值为“0”代表窗户为关闭状态。二元逻辑回归方程如公式（1）所示：

$$Logit(P) = \log\left(\frac{P}{1-P}\right) = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \cdots + \beta_n x_n \quad (1)$$

式中：β_0 为常数；β_i 为回归系数；x_i 为自变量。

哑变量是人为设定的虚拟二分类变量。其将自变量划分为 n 个水平的有序的分类属性自变量，选取其中 1 个分类作为参照水平，由此可以产生 n-1 个哑变量。当该自变量处于某种水平或某种属性时，哑变量将其赋值为 1，即 x_i=1 否则赋值为 0，即 x_i=0。

2 基于哑变量的二元 Logistic 回归模型在开窗行为中的应用

2.1 自变量的筛选

建立二元 Logistic 回归模型之前需要进行自变量的筛选，先对所有自变量进行多因素方差分析，筛选出对开窗行为有显著性影响的自变量；之后将筛选出的自变量做进一步的多重共线性检验，剔除共线性严重的变量，确保模型的稳定性。

2.1.1 多因素方差分析

多因素方差分析是对一个独立变量是否受到多个因素或变量影响而进行的方差分析。在建立模型之前需要对各环境因素变量进行多因素方差分析，筛选出对开窗行为有显著性影响的变量。检验变量是否具有显著性影响，应依据方差分析中各环境变量的显著性指标 Sig 值，与给定显著性水平 α 的比较。给定显著性水平 α 为 0.05，若在模型中如果自变量的 Sig 值小于显著性水平 α，则认为该自变量对因变量（窗户状态）具有显著性影响。由表 3 可知除了风向 Sig 值为 0.487>0.05 外，其余环境变量 Sig 值均小于 0.05，具有统计学意义。因此除风向外，其余环境因素对窗户状态产生显著影响，均可作为自变量建立开窗行为模型。

表 3 多因素方差分析检验结果

环境变量	III 类平方和	自由度	均方	F	显著性 Sig
室内温度/℃	2.969	1	2.969	13.184	0.000
室内相对湿度/%	64.431	1	64.431	286.151	0.000
室内 TVOC/(mg/m³)	41.484	1	41.484	184.240	0.000
室内 $PM_{2.5}$/(μg/m³)	43.644	1	43.644	193.832	0.000
室内 CO_2/ppm	36.063	1	36.063	160.165	0.000
室外温度/℃	19.021	1	19.021	84.478	0.000
室外相对湿度/%	32.707	1	32.707	145.259	0.000
风向/°	0.109	1	0.109	0.484	0.487
风速/(m/s)	23.919	1	23.919	106.231	0.000
太阳辐射/(W/m²)	80.025	1	80.025	355.406	0.000
室外 $PM_{2.5}$/(μg/m³)	26.760	1	26.760	118.847	0.000
因变量：窗户状态					

2.1.2 多重共线性检验

多重共线性问题其实就是指一个自变量的变化会引起另一自变量的变化。原本假设各自变量相互独立，通过建立回归模型可以得出哪一个自变量对因变量有显著影响。然而，若各自变量之间有较强的线性关系，会导致建模过程中多个自变量高度相关会造成模型的不稳定，并且可会出现回归系数符号与实际情况完全相反的情况。因此，在建模前，需对自变量进行多重共线性检验，防止由于共线性的存在，将本应显著的自变量不显著，本不显著的自变量呈现显著性。

容忍度（TOL）和方差膨胀因子（VIF）是检验解释变量之间是否存在多重共线性的常用指标。容忍度（TOL）是以每个自变量作为因变量对其他自变量进行回归分析时得到的残差比值，大小用 1 减决定系数来表示。其取值范围在 0～1 之间，该指标越小，则说明该自变量被其余变量预测的越精准，共线性可能就越严重。方差膨胀因子（VIF）是容忍度的倒数。一般而言，如果容忍度值小于 0.1，方差膨胀值大于 10，说明该自变量与方程中其余自变量之间存在多重共线性问题较为严重。将多因素方差分析中符合显著性检验的环境变量间进行多重共线性检验，结果如表 4 所示，各个环境变量的 VIF 值均小于 10。因此，这些影响办公建筑开窗行为的环境变量之间共线性不严重，满足检验要求，可以作为二元 Logistic 回归模型中的解释变量。

表 4 多重共线性检验结果

环境变量	容忍度（TOL）	方差膨胀因子（VIF）
室内温度/℃	0.392	2.554
室内相对湿度/%	0.280	3.577
室内 TVOC/(mg/m³)	0.696	1.437
室内 $PM_{2.5}$/(μg/m³)	0.507	1.974
室内 CO_2/ppm	0.809	1.237
室外温度/℃	0.197	5.083
室外相对湿度/%	0.175	5.719
风速/(m/s)	0.935	1.070
太阳辐射/(W/m²)	0.663	1.508
室外 $PM_{2.5}$/(μg/m³)	0.545	1.836
因变量：窗户状态		

2.1.3 自变量水平划分

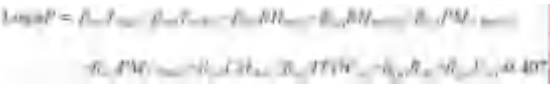
由于环境变量每变化一个单位对开窗行为的影响较小，因此在建立基于哑变量的二元 Logistic 回归开窗行为模型前，需要对连续变量进行离散化水平划分，再进行哑变量设置。各自变量水平划分结果如表 5 所示。

表 5 自变量水平划分

环境变量	参照水平	水平 1	水平 2	水平 3	水平 4	水平 5	水平 6
室内温度/℃	≤18	18-20	20-22	22-24	24-26	26-28	>28
室内相对湿度/%	≤25	25-35	35-45	45-55	55-65	65-75	>75
室外温度/℃	≤10	10-15	15-20	20-25	25-30	30-35	>35
室外相对湿度/%	≤25	25-35	35-45	45-55	55-65	65-75	>75
室内 CO_2/ppm	≤500	500-600	600-700	700-800	>800		
太阳辐射/(W/m²)	≤50	50-250	250-450	450-650	>650		
室内 TVOC/(mg/m³)	≤0.3	0.3-0.6	0.6-1.0	>1.0			
风速/(m/s)	≤0.2	0.2-1.5	1.5-3.3	>3.3			
室内 $PM_{2.5}$/(μg/m³)	≤35	35-75	75-115	>115			
室外 $PM_{2.5}$/(μg/m³)	≤35	35-75	>75				

2.2 建立基于哑变量的二元 Logistic 回归开窗模型

通过前面的自变量筛选，得到了室内外温湿度、室内外 $PM_{2.5}$ 浓度、室内 CO_2 浓度、室内 TVOC 浓度、太阳辐射以及风速对于开窗行为有显著影响。基于这 10 各环境因素在其不同水平下的哑变量建立二元 Logistic 回归模型，回归结果如表 6 所示，预测开窗概率方程见公式（2），其中下角标括号内的字母 n 代表自变量的不同水平等级划分，如 T_{in}（1）代表室内温度在其水平 1（≤18℃）的范围。



（2）

式中：T_{in} 为室内温度，℃；T_{out} 为室外温度，℃；RH_{in} 为室内相对湿度，%；RH_{out} 为室外相对湿度，%；$PM_{2.5out}$ 为室外 $PM_{2.5}$ 浓度，μg/m³；$PM_{2.5in}$ 为室内 $PM_{2.5}$ 浓度，μg/m³；CO_2 为室内 CO_2 浓度，ppm；TVOC 为室内 TVOC 浓度，mg/m³；R 为太阳辐射，W/m²；V 为风速，m/s。

由表 6 回归结果可知，回归系数 β 进行对数转换之后得到 Exp(β)，也可称为优势比。优势比大于 1，说明开窗可能性会提高；优势比小于 1，说明开窗户可能性会降低。以室外温度为例，水平 1 的 Exp(β)为 1.434，此数值的含义为当室外温度处于“水平 1：10-15℃”时窗户处于开启状态的概率是“参照水平：≤10℃”的 1.434 倍。另外，对于室外温度而言，其各水平的优势比 Exp(β)逐渐升高，这说明随着室外温度的升高，窗户处于开启状态的可能性越高，室外温度与窗户处于开启状态的可能性呈正相关。除此之外，室外相对湿度和室内 $PM_{2.5}$ 浓度均与开窗概率呈正相关。与开窗概率成负相关的环境因素有室内相对湿度、室内 CO_2 浓度、室内 TVOC 浓度、室外 $PM_{2.5}$ 浓度以及室外风速。室内温度和太阳辐射的优势比 Exp(β)先升高后降低，分别在 24-26℃和 250-450W/m² 范围时窗户处于开启状态的可能性较参考水平最高，可以营造一个较为舒适的环境。

表 6 基于哑变量逻辑回归结果

哑变量	β	Sig	Exp(β)	哑变量	β	Sig	Exp(β)
T_{out} 参照水平：≤10		0.000		Tin 参照水平：≤18		0.000	
水平 1：10-15	0.360	0.000	1.434	水平 1：18-20	-0.208	0.005	0.812
水平 2：15-20	0.621	0.000	1.861	水平 2：20-22	-0.076	0.307	0.927
水平 3：20-25	0.815	0.000	2.258	水平 3：22-24	-0.063	0.430	0.939
水平 4：25-30	1.054	0.000	2.870	水平 4：24-26	0.418	0.000	1.519
水平 5：30-35	1.068	0.000	2.909	水平 5：26-28	0.229	0.016	1.257
水平 6：>35	0.073	0.667	1.076	水平 6：>28	-0.472	0.002	0.624
RH_{out} 参照水平：≤25		0.000		RHin 参照水平：≤25		0.000	
水平 1：25-35	0.054	0.492	1.056	水平 1：25-35	-0.388	0.000	0.679
水平 2：35-45	0.379	0.000	1.461	水平 2：35-45	-0.951	0.000	0.386
水平 3：45-55	0.748	0.000	2.112	水平 3：45-55	-1.260	0.000	0.284
水平 4：55-65	0.613	0.000	1.846	水平 4：55-65	-1.646	0.000	0.193
水平 5：65-75	0.798	0.000	2.220	水平 5：65-75	-1.700	0.000	0.183
水平 6：>75	1.148	0.000	3.151	水平 6：>75	-1.633	0.000	0.195
CO_2 参照水平：≤500		0.000		R 参照水平：≤50		0.000	
水平 1：500-600	0.065	0.035	1.067	水平 1：50-250	0.646	0.000	1.909
水平 2：600-700	-0.285	0.000	0.752	水平 2：250-450	0.949	0.000	2.584
水平 3：700-800	-0.838	0.000	0.433	水平 3：450-650	0.922	0.000	2.515
水平 4：>800	-1.116	0.000	0.328	水平 4：>650	0.841	0.000	2.319
TVOC 参照水平：≤0.3		0.000		V 参照水平：≤0.2		0.000	
水平 1：0.3-0.6	-0.355	0.000	0.701	水平 1：0.2-1.5	-0.156	0.000	0.856
水平 2：0.6-1.0	-0.559	0.000	0.572	水平 2：1.5-3.3	-0.257	0.000	0.773
水平 3：>1.0	-0.561	0.000	0.571	水平 3：>3.3	-0.725	0.000	0.484
$PM_{2.5in}$ 参照水平：≤35		0.000		PM2.5out 参照水平：≤35		0.000	
水平 1：35-75	0.366	0.000	1.442	水平 1：35-75	-0.274	0.000	0.760
水平 2：75-115	0.510	0.000	1.666	水平 2：>75	-0.565	0.000	0.569
水平 3：>115	1.226	0.006	3.406	常量	-0.407	0.002	0.666

2.3 模型检验与对比

对于二元逻辑回归模型的评价指标常见的有

Nagelkerke R^2拟合度检验、ROC曲线下方面积（AUC）以及预测准确率。Nagelkerke R^2拟合度检验值在0~1之间，越接近于1模型拟合度越高。AUC值同样越接近于1，模型的判别区分能力越强。当AUC=0.5时模型无预测价值；处于0.5到0.7之间时模型区分能力较低；处于0.7到0.9时模型区分能力中等；大于0.9时模型区分能力较高。通过与连续变量的回归模型进行对比，由表7可以看出，基于哑变量的模型拟合度和区分能力均高于连续变量，开窗预测准确率提高14.3%，综合准确率提高4.6%。

表7 模型评价指标

	Nagelkerke R^2	AUC	开窗准确率	综合准确率
哑变量	0.247	0.737	48.7%	72.5
连续变量	0.178	0.719	42.6%	69.3

3 结论

本文以寒冷地区西安市某研究院综合办公楼为研究对象，通过对其秋季过渡季（2019年9月9日-2019年11月15日）和春季过渡季（2020年3月16日-2020年6月15日）室内人员开窗行为和环境参数进行测试，建立了基于哑变量的西安办公建筑人员过渡季开窗行为Logistic模型，结论如下：

（1）除室外风向外，室内外温度、室内外相对湿度、室内外$PM_{2.5}$浓度、室内TVOC浓度、室内CO_2浓度、太阳辐射和室外风速均对室内人员开窗行为有显著影响。

（2）室外温度、室外相对湿度和室内$PM_{2.5}$浓度均与窗户处于开启状态的可能性呈正相关。室内相对湿度、室内CO_2浓度、室内TVOC浓度、室外$PM_{2.5}$浓度以及室外风速与窗户处于开启状态成负相关。室内温度和太阳辐射的优势比Exp(β)先升后降低，分别在24-26℃和250-450W/m^2范围时窗户处于开启状态的可能性较参考水平最高。

（3）通过建立基于哑变量的二元Logistic回归模型，发现其模型拟合度、模型区分能力以及预测准确率均高于连续变量。

参考文献

[1] Wang L, Greenberg S. Window operation and impacts on building energyconsumption [J]. Energy and Buildings, 2015, 92:313-321.

[2] 燕达, 丰晓航, 王闯, et al. 建筑中人行为模拟研究现状和展望 [J]. 建筑科学, 2015, 31(10): 178-187.

[3] Yan D, O' Brien W, Hong T, et al. Occupant behavior modeling for building performance simulation: Current state and future challenges [J]. Energy and Buildings, 2015, 107: 264-278.

[4] Rijal H B, Tuohy P, Humphreys M A, et al. Using results from field surveys to predict the effect of open windows on thermal comfort and energy use in buildings [J]. Energy and Buildings, 2007, 39(7): 823-836.

[5] Rijal H B, Tuohy P, Nicol F, et al. Development of an adaptive window-opening algorithm to predict the thermal comfort, energy use and overheating in buildings [J]. Journal of Building Performance Simulation, 2008, 1(1): 17-30.

[6] Herkel S, Knapp U, Pfafferott J. Towards a model of user behaviour regarding the manual control of windows in office buildings [J]. Building and Environment, 2008, 43(4): 588-600.

[7] Zhang Y, Barrett P. Factors influencing the occupants' window opening behaviour in a naturally ventilated office building [J]. Building & Environment, 2012, 50: 125-134.

[8] Li N, Li J, Fan R, et al. Probability of occupant operation of windows during transition seasons in office buildings [J]. Renewable Energy, 2015, 73: 84-91.

[9] Zhou X, Liu T, Shi X, et al. Case study of window operating behavior patterns in an open-plan office in the summer [J]. Energy and Buildings, 2018, 165: 15-24.

[10] Zhou X, Liu T, Yan D, et al. An action-based Markov chain modeling approach for predicting the window operating behavior in office spaces[J]. Building Simulation, 2020, 14(2): 301-315.

[11] Haldi F, Robinson D. On the behaviour and adaptation of office occupants [J]. Building and Environment, 2008, 43(12): 2163-2177.

[12] Cho H, Cabrera D, Sardy S, et al. Evaluation of performance of energy efficient hybrid ventilation system and analysis of occupants' behavior to control windows[J]. Building and Environment, 2021, 188: 107434.

[13] Pan S, Xiong Y, Han Y, et al. A study on influential factors of occupant window-opening behavior in an office building in China [J]. Building and Environment, 2018, 133: 41-50.

[14] Wei Y, Yu H, Pan S, et al. Comparison of different window behavior modeling approaches during transition season in Beijing, China [J]. Building & Environment, 2019, 157: 1-15.

[15] Abdullah H K, Alibaba H Z. Window Design of Naturally Ventilated Offices in the Mediterranean Climate in Terms of CO2 and Thermal Comfort Performance[J]. Sustainability, 2020, 12(2): 473.

[16] Haldi F, Robinson D. Interactions with window openings by office occupants[J]. Building and Environment, 2009, 44(12): 2378-2395.

[17] Chen W, Ding Y, Bai L, et al. Research on occupants' window opening behavior in residential buildings based on the survival model[J]. Sustainable Cities and Society, 2020, 60: 102217.

[18] Barthelmes V M, Heo Y, Fabi V, et al. Exploration of the Bayesian Network framework for modelling window control behaviour[J]. Building and Environment, 2017, 126: 318-330.

[19] Markovic R, Frisch J, Van Treeck C. Learning short-term past as predictor of window opening-related human behavior in commercial buildings[J]. Energy and Buildings, 2019, 185: 1-11.

[20] Pan S, Han Y, Wei S, et al. A model based on Gauss Distribution for predicting window behavior in building[J]. Building and Environment, 2019, 149: 210-219.

西安某地铁车站内热湿环境模拟分析

崔　伟[1]，宫泽翔[1]，谷雅秀[1]，屈长杰[2]

（1.长安大学建筑工程学院，西安　710061；2.中铁第一勘察设计院集团有限公司，西安　7100034）

［摘　要］利用 Ansys Fluent 软件，以地下两层地铁车站为计算模型，用 RNG k-ε 湍流模型对不同高度截面的气流组织进行模拟计算，并从温度场、速度场、湿度场以及场协同的角度对模拟结果进行分析。研究结果可为地铁车站环控系统设计提供参考依据。

［关键词］地铁车站；气流组织；数值模拟；热舒适性

0 引言

地铁车站内的人员热舒适性及空气品质是不容忽视的重要问题。由于地铁车站是一个相对封闭的空间，站内风速过高、空气温度过高或过低、垂直温度分布不均匀等、空气湿度不符合规范要求等，都会造成人体热舒适性下降，对于体质较差的乘客容易引发感冒或发热等病症，而空气品质差则容易造成人员头晕、恶心、无力和心悸等，甚至危害身体健康[1]。所以，合理的气流组织形式是地铁车站内人体热舒适和空气品质的重要保证。

国内外目前已有学者从送回风形式、风口尺寸、送风温度、送风速度及送风风道出风均匀性等方面对地铁车辆的车厢气流组织进行了优化研究[2,3]，也有学者用不同湍流模型模拟地铁站台的气流组织[4]。上述研究都是以地铁的局部区域作为计算模型，已有结果很难描述真实的热环境。为此，本研究以地铁车站的站厅、站台组成的地下二层空间为 Fluent 计算区域，从温度场、流速场、湿度场来研究热湿环境特征并优化气流组织。

1 数值模拟计算

1.1 场协同理论

在工程领域中，质量、动量和能量三大定律是描述流体运动规律的基本方程。在此基础上，过增元教授[5]根据对流换热的能量方程，推导得出了对流换热的场协同理论方程，认为对流换热的强度不仅取决于流体的速度和温度梯度，而且取决于它们之间的夹角。

当物体与空气进行质量传递的时候，一定也会有热量传递，因为在传递的过程中，组分进行传递转移的同时，其具有的焓值也在转移传递，从而引起热量传递。

吴良柏、李震[6]等人根据连续性方程、热力学第一定律、质量守恒定律、能量守恒定律，推导出了不可压缩流体二维传热传质同时进行的能量方程数学模型，并进一步得到了二维对流传热传质的场协同方程，给出了方程的一般形式，方程表明，有质量传递的传热过程，总传热量不仅取决流体焓值梯度和流体流速的大小，而且取决于它们之间的协同角的大小，协同角越小，则表示焓值梯度场与速度场的协同性越好，热质交换得到了强化。

本文采用 UDF 编写焓值场与速度场的协同角以及各模块的散湿量源项。具体公式如下：

$$\beta = \arccos \frac{\vec{a} \cdot \nabla H}{|\vec{a}| \cdot |\nabla H|}$$

其中：$\vec{a}$ ——流体的速度矢量；

H——流体的焓值。

1.2 车站物理模型

本文研究车站公共区域的通风空调系统温湿度分布及温湿度场与速度场的协同情况，利用 ANSYS ICEM 建模，所建模型涉及车站大系统送排风控制区域，即站厅、站台及通道，不包括吊顶内部空间、设备管理用房及隧道内部。通过参考西安地铁 2 号线的永宁门站及钟楼站的相关尺寸及参数，同时建模的过程中忽略车站内部的立柱及广告指示牌等，本文建立一 2 层车站模型，站厅尺寸为 134m×23m×4m，由一部进站闸机、一部出站闸机、12 个进风口、6 个出风口组成，站台尺寸为 134m×11m×4m，由 26 个进风口、10 个出风口组成，两层之间由自动扶梯、楼梯相通。因为车站内的热湿负荷一部分是由乘客的活动状况及客流量大小决定的，这部分数据是随时变化的，无法进行准确预测，通过问卷调研发现，在站厅层，乘客停留最多的位置是车站购票区、进出站闸机处、自动扶梯入口，而在站台公共区，乘客大多停留在列车中间车厢的安全线以内候车，很少有乘客停留在站台的两端，因此在建模时，考虑上述情况，本文将代表

人群的模型布置在乘客常停留位置，站厅区域按 15 人为一个整体建立矩形块，站台区域按 8 人为一个整体建立矩形块，照明灯、广告牌及指示牌的热负荷值按总和平均设置在站厅、站台的顶层，因为人体被简化为矩形块，因此将人体产生的热负荷布置于矩形块的侧面，将人体产生的湿负荷布置在矩形块的上顶面。所见模型及说明见图 1。

1.3 网格划分

本文选择 ICEM 2020 R1 进行分块及拓扑连接，可以进行快速高效的网格划分，划分步骤如下：

1）对所建模型中地面、壁面、自动扶梯、人员、送排风口等代表的边界或块进行定义；

2）将送排风口与所在平面分离，对全流体域建块，进行整体线映射；

3）将模型中的各代表块进行分割，为避免网格划分出错，再次线映射，对分割后的每条边进行分段处理，尽量保证两个节点之间距离为 0.15；

4）预生成网格，进行预网格质量检查，检查无误后生成六面体结构网格。

本次计算生成 2270625 个网格，2428468 个节点用于本模拟研究。

1.4 数值模拟方法

采用 RNGk-ε 湍流模型及 SIMPLEC 算法求解流体域，并作一下物理假设：

1）假设地铁车站内部气密性良好；

2）站内空气运动形态为稳态湍流，考虑为定常流；

3）由于地铁车站足够大，因此忽略气体分子的自由程，即认为空气为连续介质；

4）认为质量扩散系数为常数；

5）地铁车站风速较低，忽略流场中空气的密度变化。

1.5 边界条件的设定

地铁站属于深埋地下建筑，认为其地层温度常年恒定，且等于年平均气温[7]，经查阅气象资料，西安的年平均地温是 15.1℃[8]，关于周围土壤的散湿问题，赵杰[9]等人按围护结构表面、车站底部、侧墙等的散湿负荷范围为 1-2g/m^2·h 计，本文按 1.5g/m^2·h 进行计算。其他边界条件如下：

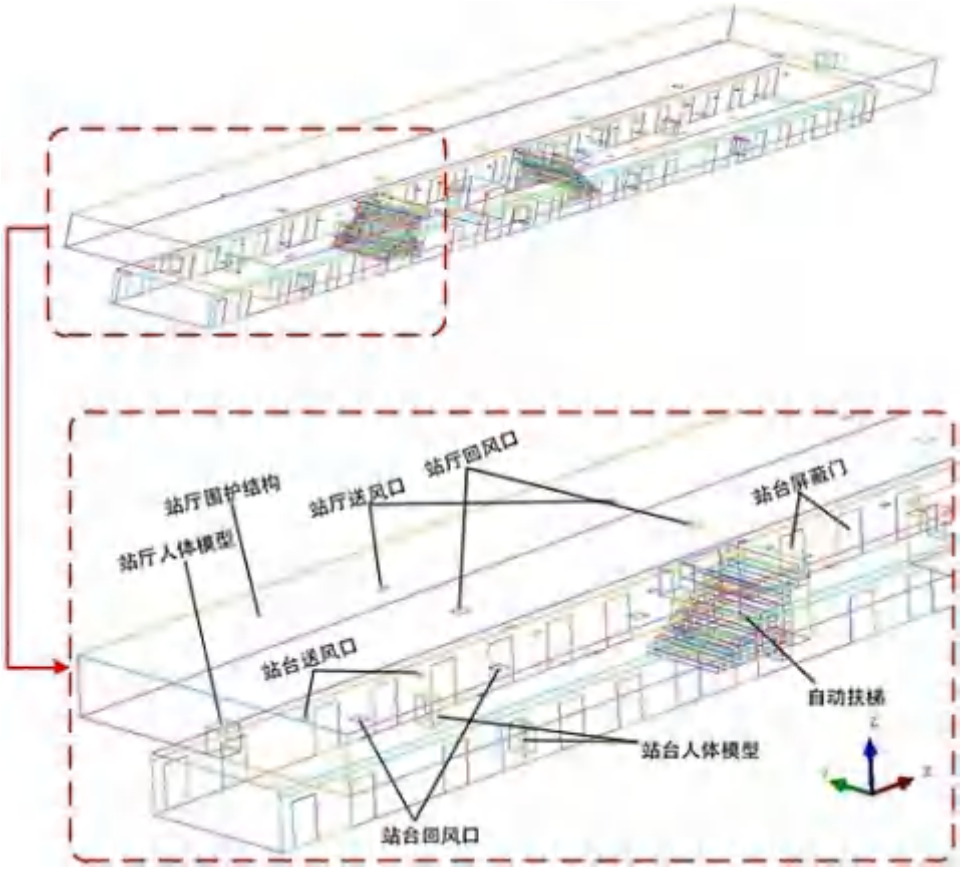


图 1 地铁站模型图

1）站台送风口风速设置为 0.8m/s，站厅送风口风速设置为 1.2m/s，回风口均设置为出口默认条件。

2）将站厅和站台的照明负荷、指示牌负荷、广告牌负荷布置在各层的顶层，站厅按 65W/m^2 设置边界条件，站台按 50W/m^2 设置边界条件[7]。

3）售票机、闸机等热负荷布置在站厅地面上。自动扶梯的散热量布置在扶梯模型表面。

4）站厅、站台与土壤直接接触的围护结构散湿量通过源项布置在围护结构的边界上，围护结构外表面温度按照西安年平均地温 15.1℃设置。

5）每个人员的热负荷和湿负荷按 182W 和 212g/h[9]设置在模块的侧面和顶面。

2 模拟结果分析

对车站所建地铁模型公共区域的温度场和湿度场进行模拟求解，根据模拟得到的结果沿站厅、站台水平方向截取具有代表性的截面进行温度场、湿度场和速度场分析，人体头部和脚对温度感觉灵敏，在空调设计中通常考虑头部和脚位置处的温度场和风速场分布情况，同时头部对湿度的变化也比较敏感，因而本文选择将站厅和站台高度为 1.7m（Z=6.7 及 Z=1.7）的水平截面作为乘客头部位置，将站厅和站台 0.2m（Z=5.2 及 Z=0.2）的水平截面作为乘客脚的位置，分析乘客脚和头部位置处温度场、风速场的分布情况及乘客头部位置处湿度场的分布情况。

2.1 温度场

通过分析各截面处的温度云图，如图 2、图 3。可以得出在送风口冷风的作用下，站台中间区域可以较好地满足设计的 28℃的温度标准，只有站台两端距送风口较远，局部达到了 29.5℃。处于站厅的乘客脚部区域的温度稳定在 29.7℃，头部区域温度也在 30℃以下，满足乘客温度要求。只有在站厅右边界下方，由于设置与室外大气相同，受室外高温的干扰，温度偏高。

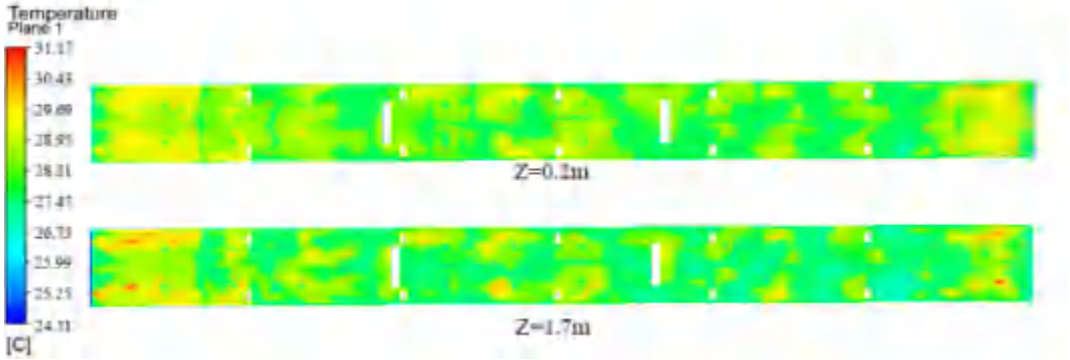


图 2 站台不同高度截面温度分布云图

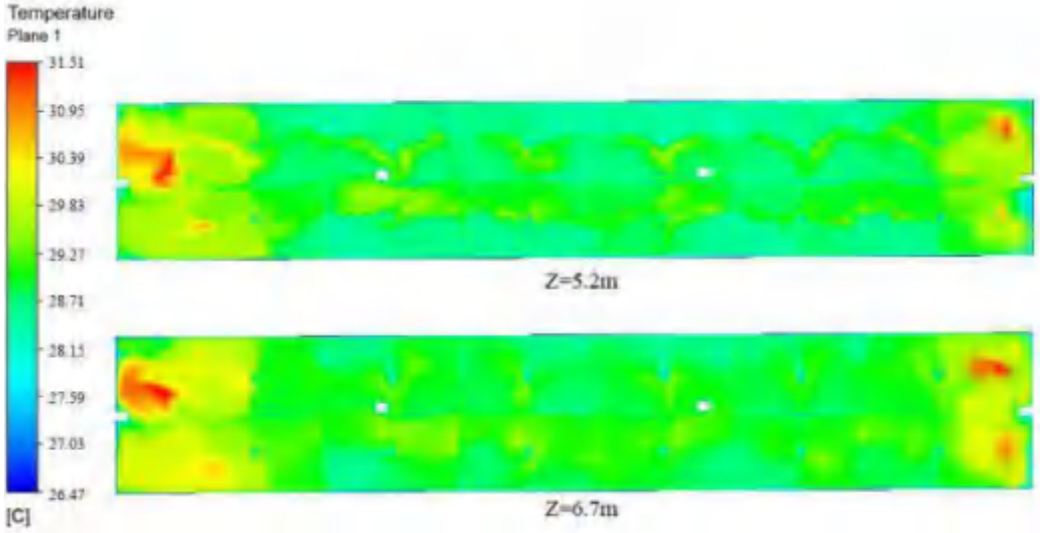


图 3 站厅不同高度截面温度分布云图

2.2 速度场

4 个不同高度截面下的风速云图见图 4、图 5。该模型采用的是上送上回的气流组织形式，从送风口至乘客脚部的垂直高差大于 3m，冷风气流到达该处时的速度已经很低。站台处风速基本分布在 0.3m/s 以下，只有在送风口正下方的风速达到 0.6m/s。站厅大部分区域的风速在 0.35m/s 以下，在送风口下方的风速在 0.5m/s 左右，乘客吹风感较小，基本满足乘客舒适度要求。

2.3 相对湿度场

通过对两区域乘客头部高度截面的相对湿度分布云图（图 6）的分析，可以看出夏季相对湿度整体偏高，尤其在站台中间区域，相对湿度在 66%左右，超出了规定设计的 55%[10]，因此在采用模拟计算的通风空调方案时，站台公共区域相对湿度较大，乘客会感觉闷热，需要对站台采取相应的除湿措施。站厅整体区域的湿度适宜，相对湿度在 51%~57%，符合设计规范的要求，结果表明围护结构的散湿并未对公共区域造成明显影响。只有左右两侧与室外相连通的区域相对湿度较大，建议使用空气幕阻止夏季室外的湿热空气的进入。

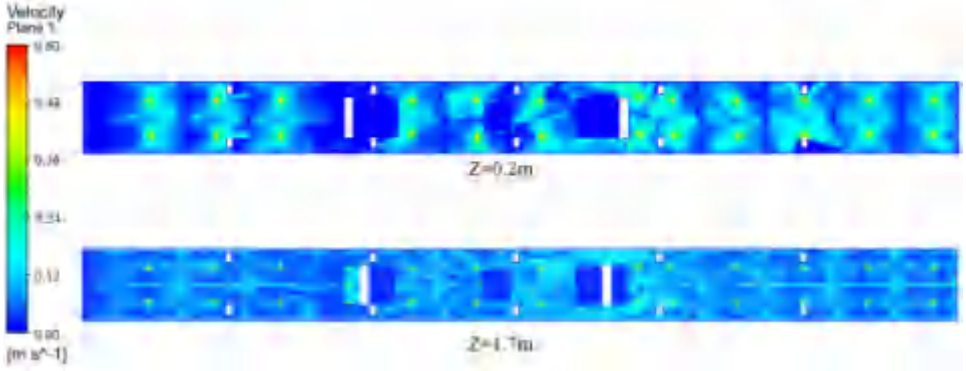


图 4 站台不同高度截面处风速云图

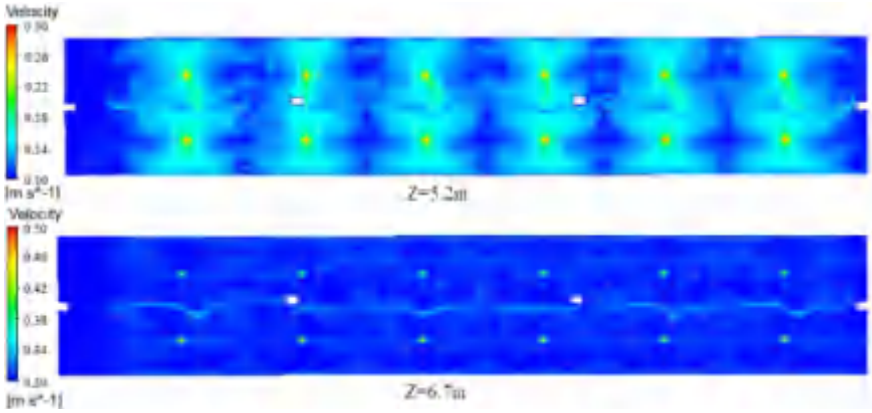


图 5 站厅不同高度截面处风速云图

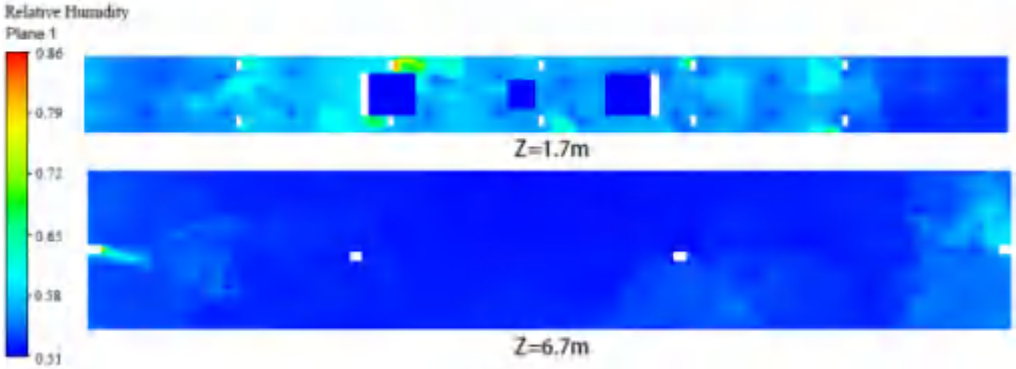


图 6 站台与站厅相对湿度分布云图

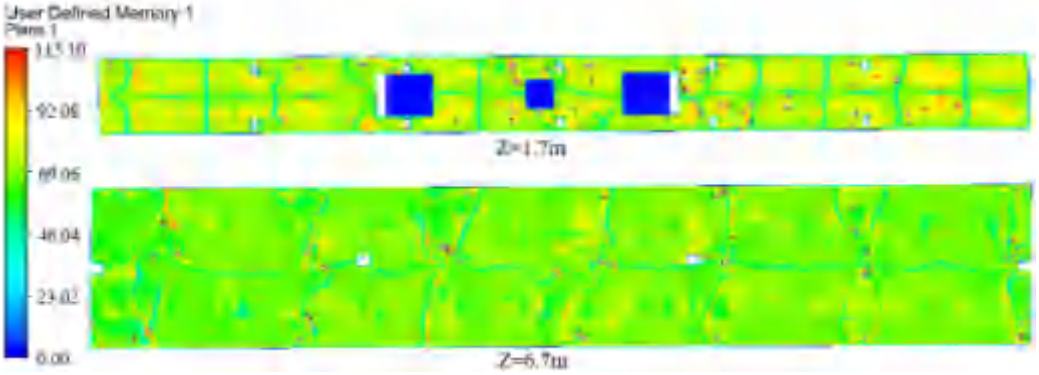


图 7 站台与站厅协同角云图

2.4 协同角

通过 UDF 编写焓值场和风速场的协同角，在不同区域的分布云图如图 7 所示。站台乘客头部位置协同角大小分布在 41°~104°之间，只有在送风口下方协同角较大，由场协同理论可知，协同角越小，其余弦值越大，换热效果越好，因此从图面可以看出，乘客主要活动区域的速度与焓值梯度更加平行，人体舒适性较高，而送风口下方乘客舒适性较低。站厅乘客头部位置处的协同角在 46°~115°之间，绝大部分区域在 46°~70°之间，在送风口下方协同角较大，人体舒适性低，综上分析，速度场对协同角数值的影响较大，风速较大较紊乱时，不仅吹风感变差，而且热舒适性也变低。

3 结论

本文通过 ICEM 建立地铁车站双层模型，对内部温湿度进行计算，以源项形式实现散湿项的设置，用 UDF 将场协同理论应用到地铁车站热舒适研究中，利用 ANSYS Fluent 软件模拟了温度场、湿度场及风速场的变化情况，并截取站厅、站台乘客头部及脚位置处的截面加以分析，结果发现：

1）在模拟计算的通风空调方案作用下，站厅层的温湿度、风速满足乘客要求，而站台层相对湿度仍存在偏高的现象，需要进行除湿。

2）风速场会影响协同角的大小，大部分区域换热效果较好，在送风口下方位置换热效果较差。

3）地铁车站的围护结构散湿对车站内相对湿度的影响不大，外部湿源和车站内人员和设备散湿是影响车站内相对湿度的主要原因，建议夏季在地铁出入口使用空气幕以阻止室外热湿空气的侵入。

参考文献

[1] 胡松涛,武在天,刘光乘,刘国丹.我国不同气候区地铁车厢内空气品质的评价与分析[J].暖通空调,2017,47(05):1-8

[2] 吴奇兵,陈峰,刘欧阳,方纪平,李小红.地铁车厢立席乘客的空间舒适度建模与模拟[J].交通运输系统工程与信息,2014,14(05):126-132.

[3] 胡滋艳,亢燕铭,张永志.地铁车厢内气流组织特性及其优化模拟[J].城市轨道交通研究,2020,23(12):62-65+69.

[4] 刘庚,刘磊,张鑫,王新轲.不同湍流模型模拟地铁站台气流组织比较[J].都市快轨交通,2012,25(02):49-52.

[5] 过增元.对流换热的物理机制及其控制:速度场与热流场的协同[J].科学通报,2000(19):2118-2122.

[6] 吴良柏,李震,宋耀祖.热质传递过程的场协同原理[J].科学通报,2009,54(14):2045-2050.

[7] 杨宁.深圳地铁地下车站公共区冷负荷计算[J].铁路技术创新,2016(04):20-23

[8] 刘引鸽,周欢欢,胡浩楠,方建刚,龙颜.西安地区土壤浅层温度变化特征[J].干旱区资源与环境,2019,33(08):153-159.

[9] 赵杰.地铁通风空调系统能耗分析与研究[D].武汉理工大学，2014.

[10] 住房和城乡建设部.民用建筑供暖通风与空气调节设计规范:GB50736-2012[M].中国建筑工业出版社,2012

基于 GIS 数据的城市尺度建筑类型及建造年代识别方法

邓　章，陈毅兴

（湖南大学，湖南长沙　410012）

［摘　要］在城市建筑群能耗模拟中，建筑类型和建筑年代是典型建筑参考的主要依据。在建筑类型识别方面，先前的研究通过城市地图信息点 POI 和区域边界轮廓数据已成功识别出长沙市区 68966 个建筑轮廓中 69%的建筑类型。本文针对地图中剩余的 31%建筑轮廓（不含 POI 和区域边界轮廓信息），基于建筑轮廓的几何特征，运用监督式学习方法成功识别出低层住宅、公寓式住宅和其他类型，整体准确率为 81.7%。在建筑年代识别方面，本文基于历史卫星影像数据，运用深度学习方法自动提取不同年代的建筑轮廓来推断出建造年代。本文以长沙市中心区域为例，在 7900 个建筑轮廓中，推断出 5077 个建筑建造年代为 2005 年之前，1606 个建筑的建造年代为 2005-2014 年，1217 个建筑的建造年代为 2014-2017 年。方法的成功应用为后续的城市建筑群能耗模拟提供了数据支持。

［关键词］城市建筑群能耗模拟；建筑类型；建造年代；监督学习；深度学习

1 引言

当前建筑运行能耗已占全社会总能耗的 23%[1]，建筑节能对城市的可持续发展尤为关键。城市尺度的建筑群能耗模拟可以评估新区能源规划和旧区节能改造等技术方案[2]，从而推动节能减排目标的实施。由于缺乏每栋建筑详细的数据，在城市建筑群能耗模拟中，围护结构和空调系统等参数一般根据典型建筑进行假定，而建筑类型及建造年代是典型建筑参考的主要依据[3]。

目前获取数据最直接的方法是利用政府机构公开的数据平台，绝大部分的研究中都采用这种方式。欧美一些大城市的数据平台存储了大量城市建筑信息，如建筑轮廓、楼层数、建筑类型、和建造年代等数据[4][5]，可用于建筑群能耗模拟。公开数据平台节省了大量收集数据的时间，但受限于特定的城市。另一种直接的方法是实地调研[6][7]。当调研的范围扩大至城市级别，是极其耗时耗力的。

此外可运用相关的数据来间接推断建筑类型及年代。对于建筑分类，Wang 等人[8]使用建筑轮廓和城市电子地图信息点（POI）数据，运用逻辑回归的监督学习算法识别出南京市 2275 栋商业建筑。Niu 等人[9]使用微信定位数据、出租车 GPS 轨迹及 POI 等数据，运用空间聚类算法推断广州天河区各建筑功能。Deng 等人[10]提出了基于 POI 和区域边界轮廓等 GIS 数据，运用分类和无监督学习聚类的方法，识别出长沙市区 68966 个建筑轮廓中 69%的建筑类型。对于未识别的 21538 个建筑轮廓，其大部分为老旧住宅建筑，只含建筑轮廓面积和楼层数等几何信息。仅已知建筑几何信息时，Hecht 等人[11]基于建筑轮廓数据的几何特征，运用随机森林的监督学习算法，主要将住宅建筑分为 11 种类型，非住宅建筑分为工业和商业建筑。

对于建造年代，Biljecki[12]基于 3D 建筑模型的建筑类型、高度、邻近建筑数量、及体积等 9 种属性，运用随机森林的监督学习算法推测建筑年代。Tooke[13]和 Rosser[14]等人均基于遥感数据的建筑轮廓面积、周长、屋顶倾斜度、及高度等多种属性，运用随机森林算法推测住宅建筑年代。Zirak 等人[15]根据建筑年代普查数据随建筑类型和供热面积的分布，指定对应建筑的年代。Schwanebeck 等人[16]根据土地普查数据获取住宅地块内的建筑年代。普查数据往往较难获得，而监督学习需要大量已知的样本进行训练，更适用于城市内的街区尺度。Li [17]和 Zeppelzauer[18]等人运用卷积神经网络的深度学习算法提取街景图像特征，对不同时期的特征进行分类从而推断独户住宅的年代。Deng 等人[10]通过人工对比历史影像数据，获取 243 栋建筑年代信息。相比于街景图像有地理位置的局限，卫星影像具有更全面的覆盖范围，因此历史影像的自动对比对于大规模运用是省时省力的。

基金项目：湖南省自然科学基金优秀青年基金资助项目(2020JJ3008)



图 1 长沙市五区建筑轮廓及示例

本文基于长沙市区未识别 21538 个建筑轮廓的几何特征，运用监督式分类学习算法识别建筑类型。本文同时利用基于深度学习的图像识别算法，自动提取历史卫星影像的建筑轮廓，检测建筑物变化，用于推断长沙市区大量建筑的建造年代。

2 研究方法

2.1 基本信息

本文的研究区域为长沙市。在建筑类型识别方面，先前的研究通过城市地图信息点 POI 和区域边界轮廓数据已成功识别出长沙市区 68966 个建筑轮廓中 69%的建筑类型。图 1 展示 21538 个没有 POI 和区域边界轮廓数据的建筑轮廓在长沙市五区的分布及示例，其中两万个包含楼层数信息，数据来源于 2017 年。卫星影像是指卫星拍摄的真实地理面貌，可用来检测地面上建筑、道路等信息。通过历史卫星影像的对比，可观测地理信息的变化。目前谷歌地球免费支持查看和下载高精度的历史影像，因此根据时间轴获取长沙市五区 2005-2014 年的影像数据。

2.2 建筑类型分类

图 2 展示建筑类型分类的流程图。首先对建筑轮廓数据进行预处理，利用百度街景对缺少楼层数信息的建筑补充其真实值；然后利用地理信息系统软件 QGIS 提取特征参数，选取了建筑轮廓面积、周长、短边宽度、长宽比、楼层数、和近似矩形系数六个参数。其中近似矩形系数表示轮廓面积与最小外接矩形面积的占比，系数越接近 1，表示轮廓形状越近似于矩形。接下来根据百度街景对 3036 个建筑轮廓进行标记。通过卫星图发现建筑轮廓中绝大部分为老旧住宅建筑，由于当时没有小区边界的概念而未被识别，同时商业建筑都是基于 POI 数据（如写字楼、商场等）识别得到的。因此根据建筑特征分为低层住宅、公寓式住宅和其他类型三类，并把它们作为训练和测试集，其数量和特征参数平均值如表 1 所示。本文采用了随机森林的分类模型，将六个参数作为模型输入，建筑类型作为模型输出。

随机森林是一个包含多个决策树的分类器，决策树是机器学习中一种常用的分类方法，基于 if-then-else 规则，根据待分类项中相应的特征属性值判断进入相应的分支，直到到达叶子节点，得到分类结果，从而形成一个树状结构。随机森林是用随机的方式生成多个互不关联的决策树，各自独立地学习和预测，最后统计多个决策树投票结果来决定最终结果，因此优于任何一个单分类器的分类结果。之后采用 k 折交叉验证法，评估训练后模型的性能，避免模型出现过拟合。k 折交叉验证是指数据集等比例划分成 k 份，以其中的 1 份作为测试数据，其他的 k-1 份数据作为训练数据，随机重复验证 k 次，k 通常取 10。最后将训练完成的模型用于 18502 个建筑轮廓的分类。



图 2 建筑分类流程图

表 1 特征参数及分布

特征参数平均值	低层住宅（845）	公寓式住宅（1547）	其他类型（644）
建筑轮廓面积 (m^2)	271.32	535.72	742.05
建筑轮廓周长 (m)	73.1	112.04	126.62
短边宽度 (m)	12.34	15.2	20.34
长宽比	2.21	2.81	2.41
楼层数	2	6	5
近似矩形系数	0.88	0.9	0.85

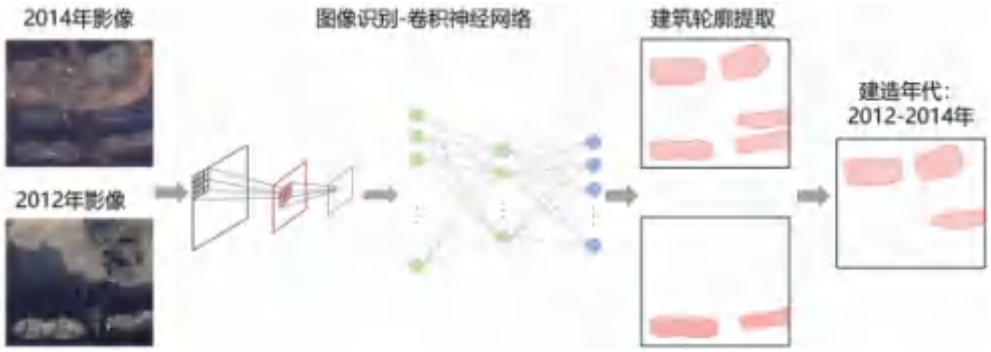


图 3 建造年代识别的示意图

2.3 建造年代识别

由于卫星影像是可见光成像，极易受气候条件影响，存在云层遮挡问题，因此筛选出高质量成像的影像，分别是 2005 年、2008 年、2012 年、和 2014 年，地面分辨率为 0.53m，图像格式为 tiff 格式。图 3 展示建筑建造年代识别的示意图。两个不同年代的卫星影像作为输入，通过卷积神经网络方法实现图像分割，分别识别和生成建筑物轮廓矢量数据，然后利用 QGIS 的相交分析工具，检测出变化的建筑，从而确定它们建造年代为 2012-2014 年间。

卷积神经网络（CNN）是一种包含卷积计算且具有深度结构的神经网络，属于深度学习的范畴，在图像识别中得到广泛应用。相比于传统的神经网络需要读取整幅图像，CNN 能够有效的将大数据量的图像降维成小数据量，且同时保留图片特征。典型的 CNN 由卷积层、池化层和全连接层三个部分构成。卷积层的通过卷积核（过滤器）的过滤提取出图片中局部的特征；池化层用于继续降低数据维度，可大大减少运算量；全连接层与传统神经网络结构类似，用来输出结果。目前 CNN 有 FCN、U-Net 等多种代表算法用于图像语义分割，Mask R-CNN 算法用于实例分割。语义分割是指对图像中的每个像素打上类别标签，而实例分割是目标检测和语义分割的结合，能区分同类中的不同实例。影像中识别出建筑物并提取轮廓，属于实例分割的范围，因此本文选取 Mask R-CNN 算法。

Mask R-CNN 算法需要标记的样本对模型进行训练，我们选取了 2014 年影像中的一个区域，涵盖 1602 个建筑轮廓矢量数据，包含多种不同形状，作为标记数据，如图 4 所示。由于卫星在拍摄影像时存在一定的倾斜角度，导致 GIS 数据与影像存在偏差，如图 5（a）所示，神经网络对这种类型的噪声较为敏感，为了提高标记数据的质量，对建筑轮廓进行了相应的平移调整，如图 5（b）所示。然后将影像通过滑动窗口切片成 256×256 像素尺寸，并且考虑切片边缘的重叠，再使用旋转、缩放、平移等数据增强方法来增加有限的数量集，确保模型的识别精度和泛化能力，获得 2145 个地图瓦片图片作为数据集。之后选用 python 和 PyTorch 深度学习框架对模型进行训练和调参。最后基于训练好的模型输入不同年代的影像进行预测生成相应的建筑轮廓。

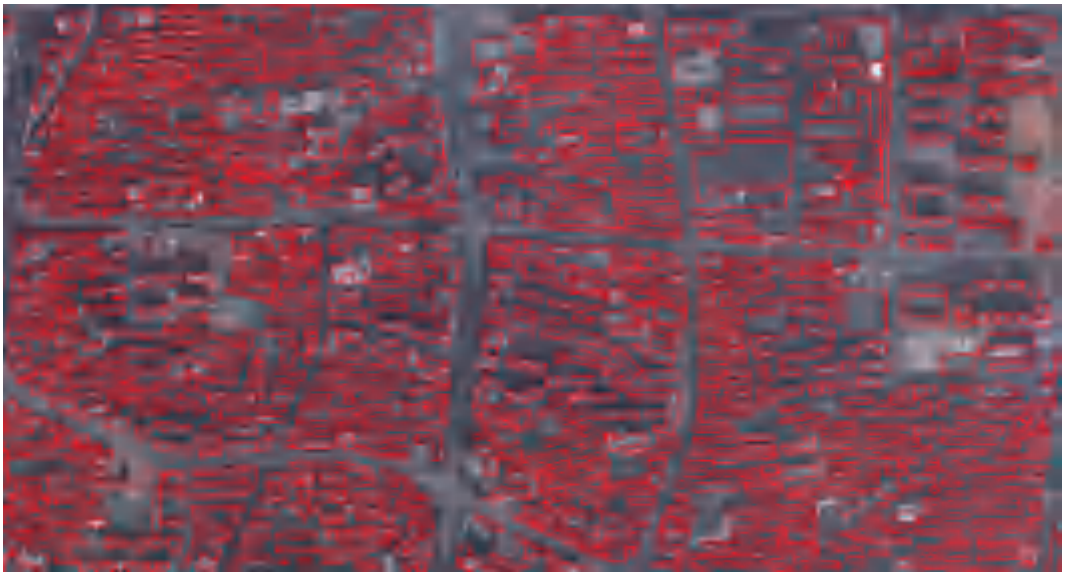


图 4 标记的建筑轮廓和影像



（a）建筑轮廓未对准影像　　（b）建筑轮廓移动对准影像

图 5 建筑轮廓和影像对齐调整

3 结果分析

3.1 建筑分类结果

随机森林模型中采用 C4.5 算法，以信息增益率为准则选择属性，表 2 展示各特征参数重要度，可见楼层数对建筑分类最为重要度，其次是短边宽度，轮廓周长的影响最小。采用混淆矩阵对各个类型的识别效果进行评估，如表 3 所示，其中对角线上的值表示正确分类的样本。10 折交叉验证后结果显示，整体准确率为 81.7%，准确率表示预测正确的结果占总样本的百分比。除了准确率外，还采用精确率和召回率评估不同类型的识别效果。精确率表示所有被预测为某类的样本中实际为该类样本的概率，召回率表示实际为该类样本中被预测正确的概率。由表 3 可看出，低层和公寓式住宅召回率都在 98%左右，表示可以很好地被推断正确。但低层和公寓式住宅精确率在 80%左右，是由于其他类型中包含零售商店和饭店等类型，在几何特征上与低层住宅相似，其他类型中包含学校和行政楼等类型，在几何特征上与公寓式住宅相似，因此它们有一部分被错误地推断为其他类型。

表 2 各特征参数重要度

特征参数	楼层数	短边宽度	轮廓面积	近似矩形系数	长宽比	轮廓周长
特征重要度	0.231	0.213	0.19	0.145	0.119	0.102

表 3 随机森林模型分类结果

	低层住宅 真实数量	公寓式住宅 真实数量	其他类型 真实数量	各类精确率
低层住宅 预测数量	835	1	222	78.92%
公寓式住宅 预测数量	0	1527	303	83.44%
其他类型 预测数量	10	19	119	80.41%
各类召回率	98.82%	98.71%	18.48%	

将训练好的模型用于预测剩下的 18502 栋建筑类型，结果如表 4 所示。数量最多的为低层住宅，共有 10428 栋，以 1-3 层为主，较为密集地分布在区域内。公寓式住宅共有 5686 栋，以 5-6 层为主，住宅群分布较为均匀。其他类型共有 2388 栋，分布较为分散。

表 4 建筑类型预测结果

	低层住宅	公寓式住宅	其他类型
数量	10428	5686	2388
示例			



（a）2014 年建筑轮廓提取



（b）2012 年建筑轮廓提取



（c）2008 年建筑轮廓提取



（d）2005 年建筑轮廓提取

图 6 各年代建筑轮廓提取示例图

3.2 建造年代识别结果

Mask R-CNN 模型在训练区域的整体识别率为 80%，对于相互有间隔的建筑能较好地识别，而对密集分布的低层建筑识别较弱。本文选取长沙市中心范围为 4.17km×4.33km 的区域作为研究区域，将训练完成的模型应用于该区域进行建筑物识别和提取，图 6 展示 2014 年、2012 年、2008 年、和 2005 年四个年代的示例结果。从图 6 可以明显看出每栋建筑随不同年代的变化。

根据已有的 2017 年建筑矢量数据，依次与各个年代提取的建筑轮廓进行交集计算，将建造年代分为 2014-2017 年、2012-2014 年、2008-2012 年、2005-2008 年、2005 年之前等五个阶段，结果如表 5 所示。在 7900 个建筑轮廓中，5077 栋（64%）建筑的建造年代在 2005 年之前，符合中心城区早期开发建设的情况。

表 5 建造年代分布

建造年代	2014-2017 年	2012-2014 年	2008-2012 年	2005-2008 年	2005 年之前
建筑数量	1217	789	449	368	5077

4 结论

在建筑类型识别方面，先前的研究通过城市地图信息点 POI 和区域边界轮廓数据已成功识别出长沙市区 68966 个建筑轮廓中 69%的建筑类型。本文针对地图中剩余 31%的建筑轮廓（不含 POI 和区域边界轮廓信息），利用地理信息系统软件 QGIS 计算建筑轮廓面积、周长等几何参数，运用随机森林的监督学习方法，将建筑类型分为低层住宅、公寓式住宅和其他类型，分类模型的整体准确率为 81.7%。在用于预测的 18502 个建筑轮廓中，成功识别出 10428 栋低层住宅，5686 栋公寓式住宅。

同时根据历史卫星影像，利用卷积神经网络进行图像识别，以长沙市中心区域为例，成功提取各个年代建筑轮廓，利用 QGIS 对矢量数据进行交集计算，最终得到在 7900 个建筑轮廓中，推断出 5077 个建筑建造年代为 2005 年之前，1606 个建筑的建造年代为 2005-2014 年，1217 个建筑的建造年代为 2014-2017 年

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 2020[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2020.

[2] Hong T, Chen Y, Luo X, et al. Ten Questions on Urban Building Energy Modeling[J]. Building and Environment, 2020, 168: 106508.

[3] Cerezo Davila C, Reinhart C F, Bemis J L. Modeling Boston: A Workflow for the Efficient Generation and Maintenance of Urban Building Energy Models from Existing Geospatial Datasets[J]. Energy, 2016, 117: 237–250.

[4] Chen Y, Hong T, Luo X, et al. Development of City Buildings Dataset for Urban Building Energy Modeling[J]. Energy and Buildings, 2019, 183: 252–265.

[5] Monteiro C S, Costa C, Pina A, et al. An Urban Building Database (UBD) Supporting a Smart City Information System[J]. Energy and Buildings, 2018, 158: 244–260.

[6] Li X, Yao R, Liu M, et al. Developing Urban Residential Reference Buildings Using Clustering Analysis of Satellite Images[J]. Energy and Buildings, 2018, 169: 417–429.

[7] Krayem A, Al Bitar A, Ahmad A, et al. Urban Energy Modeling and Calibration of a Coastal Mediterranean City: The Case of Beirut[J]. Energy and Buildings, 2019, 199: 223–234.

[8] Wang C, Wu Y, Shi X, et al. Dynamic Occupant Density Models of Commercial Buildings for Urban Energy Simulation[J]. Building and Environment, 2020, 169: 106549.

[9] Niu N, Liu X, Jin H, et al. Integrating Multi-Source Big Data to Infer Building Functions[J]. International Journal of Geographical Information Science, 2017, 31(9): 1871–1890.

[10] Deng Z, Chen Y, Pan X, et al. Integrating GIS-Based Point of Interest and Community Boundary Datasets for Urban Building Energy Modeling[J]. Energies, 2021, 14(4): 1049.

[11] Hecht R, Meinel G, Buchroithner M. Automatic Identification of Building Types Based on Topographic Databases – a Comparison of Different Data Sources[J]. International Journal of Cartography, 2015, 1(1): 18–31.

[12] Biljecki F, Sindram M. Estimating Building Age with 3D GIS[C]//Proceedings of the 12th International 3D GeoInfo Conference 2017.

[13] Tooke T R, Coops N C, Webster J. Predicting Building Ages from LiDAR Data with Random Forests for Building Energy Modeling[J]. Energy and Buildings, 2014, 68: 603–610.

[14] Rosser J F, Boyd D S, Long G, et al. Predicting Residential Building Age from Map Data[J]. Computers, Environment and Urban Systems, 2019, 73: 56–67.

[15] Zirak M, Weiler V, Hein M, et al. Urban Models Enrichment for Energy Applications: Challenges in Energy Simulation Using Different Data Sources for Building Age Information[J]. Energy, 2020, 190:

116292.
[16] Schwanebeck M, Krüger M, Duttmann R. Improving GIS-Based Heat Demand Modelling and Mapping for Residential Buildings with Census Data Sets at Regional and Sub-Regional Scales[J]. Energies, 2021, 14(4): 1029.
[17] Li Y, Chen Y, Rajabifard A, et al. Estimating Building Age from Google Street View Images Using Deep Learning[C]//10th International Conference on Geographic Information Science (GIScience 2018).
[18] Zeppelzauer M, Despotovic M, Sakeena M, et al. Automatic Prediction of Building Age from Photographs[C]//Proceedings of the 2018 ACM on International Conference on Multimedia Retrieval.

不同气候条件下冷冻侧大温差设计对建筑能耗及室内热舒适的影响

陈志华，陈毅兴，杨楚豪

（湖南大学，湖南长沙　410012）

［摘　要］大温差设计作为重要的空调系统节能方式，日益受到关注。本文使用 EnergyPlus 动态模拟，分析冷冻侧大温差设计对建筑能耗、室内热舒适和系统设备选型的影响。本文对 5 个气候区的 31 个城市和 21 种冷冻水供回水温差进行模拟分析研究。结果表明，对于长沙地区各工况而言，大温差设计可以使得总能耗、冷机能耗和水泵能耗下降最大幅度（供水 5℃/温差 10℃时）分别达到 12.9%、17.0%和 16.2%，末端盘管表面积增加最大幅度可达 146.6%，PMV 不满足小时数占比增加幅度最大可达 25.0%。对于各地区大温差设计而言，各工况总能耗、冷机能耗和水泵能耗相对能耗最大工况平均下降幅度分别在 5%-10%、9%-27%、4%-9%；各工况盘管表面积相对面积最小工况的平均增加幅度在 72%-138%；各工况不满足小时数占比相对占比最小工况平均增加幅度在 4%-89%。

［关键词］冷冻侧大温差设计；建筑能耗；热舒适；PID 控制；动态模拟

1 引言

我国是全球最大的制冷产品生产、消费和出口国，制冷用电量占全社会用电量 15%以上，且还在以每年 20%速度增加，主要制冷产品节能空间达 30-50%[1]。常规空调系统的大温差设计包括冷却侧大温差设计和冷冻侧大温差设计。对于冷冻侧大温差设计而言，主要是相对于常规 7℃/12℃供回水温度（温差 5℃）提出。提高供回水温差可以降低循环水流量、降低输送能耗和提高冷机效率，但较高的供回水温差会减低空调末端的换热能力，进而影响室内热舒适。

目前对于冷冻侧大温差系统的研究主要集中在冷水机组和末端设备。Kyaw Thu 等[2]通过实验探究冷机在不同供水温度和温差下对 COP 和制冷能力的影响，结论表明冷冻水温度每提高一度，冷机 COP 提升 3.5%，制冷能力提升 4%左右。M. Salem Ahmed[3]通过实验证明了冷冻水里面添加 Al_2O_3 纳米材料可以提高媒介换热能力，压缩机的 COP 相比水作为冷冻侧媒介提升了 24.2%。冷水机组也可以通过降低供水温度实现大温差降低输配能耗，但会导致单台冷机性能下降，多台冷机通过改变连接形式可以提升整体能效比[4]。马闯[5]研究了大温差下两台冷机串联和并联的性能比较，结果发现冷机串联可以节省 20%的能耗。一般空调末端针对 5℃温差进行设计，当变成大温差时，末端也需要相应的改进。许俊[6]从传热机理计算分析了不同进出水温差下末端换热特性，并对大温差空调系统末端设备进行适应性分析。陈旭等[7]基于现有末端串联的方法来适配大温差系统，发现三组常规末端串联可做为 15℃大温差空调系统的末端设备。大温差空调系统，可降低空调系统能耗。张涛等人[8]研究了空调系统中换热温差对于换热面积、输配能耗和冷机能耗的影响，结果表明温湿度独立控制系统下冷冻水温度可以提高到 15-18℃，能够比现用空调系统性能提高 26.3%。宣晨晨[9]等人对比了冷冻侧 7/12℃和 5/13℃下的夏季空调系统总能耗，结果表明水泵设计流量下降了 37.5%，总能耗能耗下降 8%。汪洋[10]分析了某实际建筑应用大温差空调系统的案例，结果表明，冷却侧 32/38℃、冷冻侧 5/13℃比冷却侧 32/37℃、冷冻侧 7/12℃的设计要节能 20.31%。

大温差空调系统具有一定的节能性，但会降低空调末端的热湿处理能力，影响室内热舒适。目前对全年运行下冷冻侧大温差与室内热舒适耦合作用的研究比较少。樊荔等[11]对比了降低进水温度和提高回水温度两种方式下室内温湿度的变化，结果表明末端进水温度下降 2℃可通过回水温度增加 3℃达到与 7/12℃类似的除热除湿效果，而 7/12℃下回水温度提升 5℃会使除湿能力下降 18%，进而影响室内热舒适，需要特定的大温差末端。郑东林[12]分析了不同供水温度和温差下末端除热除湿的能力，结果表明增大冷冻侧

基金项目：湖南省自然科学基金优秀青年基金资助项目(2020JJ3008)

供回水温差对潜热换热的影响最大，潜热冷量下降最大，除湿能力也随之大幅降低。大温差空调系统随着高效机房概念的提出而备受关注，但是目前的研究大多使用稳态计算的方法，无法对整个系统的全年运行情况进行评估。另外，目前的研究分别针对特定气候区，而没有考虑到不同气候区的差异性。

本研究使用动态模拟软件 EnergyPlus 对中国 5 个典型气候区 31 个城市下 21 种供水温度和供回水温差组合的空调系统进行模拟，得到不同工况下建筑供冷季空调系统总能耗、室内热舒适不满足小时数和设备大小变化，分析大温差设计在不同气候区的适用性，为大温差空调系统在不同地区的设计和应用提供参考依据。

2 方法

研究方法如图 1 所示分为三步。首先，选取代表地区，并根据基础模型对代表地区建筑进行建模，包括几何大小、内部得热、系统和围护结构热工的设置。然后，为建筑系统模型设置 PID 算法控制冷冻水供回水温差，对不同地区制冷系统冷水侧不同供水温度和供回水温差进行批量模拟。最后，分析在不同地区制冷系统在冷水侧不同供水温度和不同供回水温差下的能耗、室内热舒适不满足小时数和设备大小变化。

2.1 建筑模型建立

2.1.1 典型地区的选择

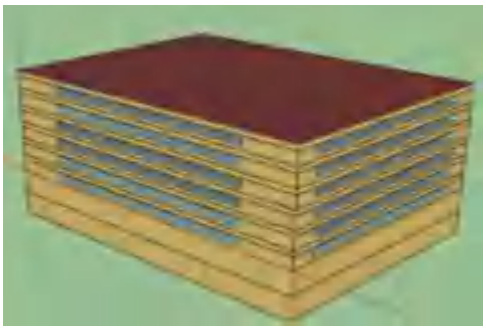


图 2 建筑示意图

根据《公共建筑节能设计标准》(GB50189-2015)，中国可以分为严寒地区（1)、寒冷地区（2)、夏热冬冷（3)、夏热冬暖（4）和温和地区（5)。严寒地区又分 A、B、C 三个子分区，其余分 A、B 两个子分区。选取的地区应分布在各个气候区，以选取人口较多的省会城市为主。供冷时间则是根据供暖时间（《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》(GB 50736-12) 附录 A）进行设定。在供暖时间开始前和结束后设置 1-2 月的过渡季节确定具体的供冷时间。选取的地区的气候分区和供冷时间如下表 1 所示。

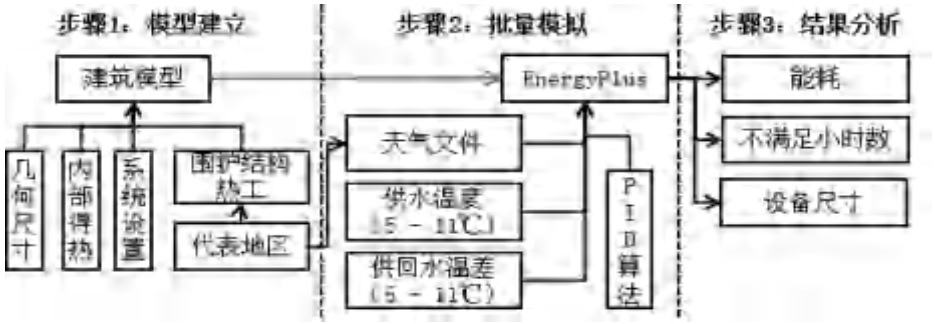


图 1 研究方法

表 1 选取的典型地区及其供冷时间

地区	气候分区	供冷时间	地区	气候分区	供冷时间	地区	气候分区	供冷时间
北京	2B	4-9 月	杭州	3A	4-10 月	海口	4B	2-11 月
天津	2B	5-9 月	合肥	3A	4-10 月	重庆	3B	4-11 月
石家庄	2B	4-9 月	福州	4A	4-11 月	成都	3A	4-10 月
太原	2A	5-9 月	南昌	3A	4-11 月	贵阳	5A	4-10 月
呼和浩特	1C	5-9 月	济南	2B	4-10 月	昆明	5A	2-11 月
沈阳	1C	5-9 月	郑州	2B	4-10 月	拉萨	2A	5-9 月
长春	1C	5-9 月	武汉	3A	4-10 月	西安	2B	4-10 月
哈尔滨	1B	5-9 月	长沙	3A	4-10 月	兰州	2A	4-9 月
上海	3A	4-11 月	广州	4B	3-11 月	西宁	1C	5-9 月
扬州	3A	4-10 月	南宁	4B	3-11 月	银川	2A	5-9 月
						乌鲁木齐	1C	5-9 月

表 2 建筑内部得热及围护结构详细信息

项目	参数	设定					
		1AB	1C	2AB	3AB	4AB	5AB
窗墙比	南	0.449					
	北	0.371					
	西	0.373					
	东	0.405					
围护结构	屋顶传热系数	0.28	0.35	0.45	0.4	0.5	0.5
	屋顶太阳反射系数	0.52					
	外墙传热系数	0.38	0.43	0.5	0.6	0.8	0.8
	外墙太阳反射系数	0.08					
	地板传热系数	0.5	0.43	0.5	0.7	1.5	1.5
	窗户传热系数	2					
	SHGC	0.38					
内部得热	人员（人/m2）	0.0538（地上）/0.0269（地下）					
	灯光（W//m2）	10.1					
	设备（W//m2）	9.9					
	作息时间（周一到周五）	8：30-17：30					

2.2 制冷系统设置

2.2.1 制冷系统建立

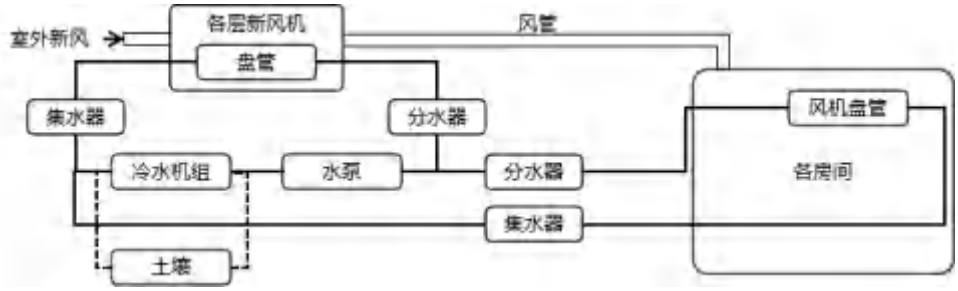


图 3 建筑空调系统示意图

2.1.2 建筑几何大小、内部得热及围护结构设置

该办公建筑示意图如图 2 所示，共 8 层，其中 2 层为地下，6 层为地上，外部几何大小为 68m×52m×24m，建筑总面积为 28188m^2，空调面积为 21188m^2。建筑内部得热中，人员、灯光和设备参考文献[13]。围护结构依据《公共建筑节能设计标准》进行设置。各气候区中内部得热、围护结构详的设置如表 2 所示。

该建筑的空调系统如图 3 所示，为风机盘管加独立新风系统，每个房间都有一个风机盘管，每一层的房间共用一个新风机，冷水机的冷却侧为土壤源。本文主要研究冷冻侧大温差设计，不考虑冷却侧。因此冷却侧供回水温度设定为 32℃/37℃。冷冻侧媒介为水，蒸发器温度不宜低于 0℃，考虑换热温差 5℃，则冷冻水的出口温度最低设置为 5℃。末端风机盘管的出风温度为 16℃，再考虑至少 1℃的温差保证换热，则冷冻水回水温度最高不能超过 15℃。供水温度和供回水温差 21 种组合如所示。

2.2.2 供回水定温差 PID 设置

EnergyPlus 中可以对冷水机组供水温度进行有效地控制，但是无法准确控制供回水温差保持恒定。因

表 3 供水温度和供回水温差组合工况

供回水温差 \ 供水温度	5℃	6℃	7℃	8℃	9℃	10℃
5℃	*	*	*	*	*	*
6℃	*	*	*	*	*	
7℃	*	*	*	*		
8℃	*	*	*			
9℃	*	*				
10℃	*					

此需要设定算法根据水泵流量对冷冻侧供回水温差进行控制。PID 算法具有简单强大的特点，其对非线性系统有着较好的控制效果，本文选择该算法对冷冻水供水温差进行控制。在 PID 控制算法中，假定其给定值和实际输出值分别为 r(t)、y(t)，二者的偏差为 e(t)=r(t)-y(t)，将偏差作为控制器的实际输入值，然后对偏差进行比例、积分、微分运算，输出控制量给执行机构。PID 在实际应用中多为差分形式，其位置式差分表达式如公式（1）所示：

$$u(k) = K_p e(k) + K_i \sum_{j=0}^{k} e(j) + K_d [e(k) - e(k-1)] \quad (1)$$

式中：$u(k)$ 为 k 步时的输出控制量；$e(k)$ 为 k 步时的给定值和实际输出值的误差；$e(k-1)$ 为 k-1 步时的给定值和实际输出值的误差；K_p 为比例环节的系

数；K_i为积分环节的系数；K_d为微分环节的系数。

本文实际应用中，主要通过 PID 控制水泵流量增减来达到固定供回水温差的目标。PID 详细控制原理如图 4 所示，给定值为设定的供回水温差，实际输出值则为计算时间步长内的供回水真实温差，偏差为设定供回水温差和实际供回水温差之间的差值，经过 PID 环节，对水泵流量的增减做出控制。

2.3 结果评价指标

2.3.1 系统能耗及设备大小

对能耗而言，空调系统能耗包括地源热泵机组、冷冻侧和冷却侧水泵、室内风机盘管和新风机的电耗。由于本研究主要关注冷冻侧，则水泵能耗主要分析冷冻侧水泵电耗。设备大小主要针对冷冻侧设备进行分析。对于冷机而言，其大小与额定制冷功率相关。对于冷冻水循环泵而言，其选取主要依据流量和扬程，建筑和系统形式不变换的情况下，系统扬程差异较小，其大小与最大设计流量密切相关；对于风机盘管和新风机而言，其大小主要与设备盘管的面积密切相关。其中，由于风机盘管和新风机数量较多，为了方便评价，主要以单位建筑需要的盘管面积进行评价。因此，评价冷机、循环泵和末端设备大小的参数分别为额定制冷功率、水泵最大设计流量和单位建筑面积所需盘管表面积。

2.3.2 PMV 不满足小时数

本文使用人员在室不满足小时数占比来评价室内热舒适，热舒适模型为 ASHRAE 55 中简单夏季人员热舒适模型。对于室内人员来说，影响热舒适最重要的两个参数分别为衣服热阻和能量代谢率。在该模型中，人员活动状态设定为站着活动（120W/人），冬夏衣服热阻分别设置为 1clo、0.5clo。PMV 在-0.5～+0.5 之间视为满足热舒适。

3 结果分析与讨论

3.1 PID 算法控制效果

选取长沙供水 7℃/温差 5℃（供水温度/供回水温差）工况进行分析，观察其供回水温差曲线。如图 5 所示，选取代表天的供回水温差较好的控制在 5℃。PID 参数 KP=5、KI=0、KD=0，在所有模拟工况下都能满足温差控制的要求。

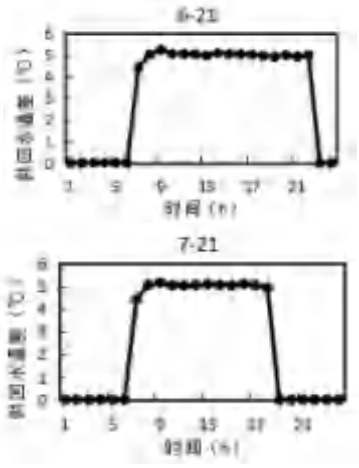


图 5 长沙地区供水 7℃/温差 5℃下代表天实际温差波动图

3.2 长沙地区分析

由于地区较多，难以全部进行介绍。同时其单个地区大温差设计对于建筑能耗、热舒适和设备大小的影响规律大体一致，因此选取长沙地区进行具体介绍，其余地区不再一一列举。

3.2.1 大温差设计对于建筑能耗影响分析

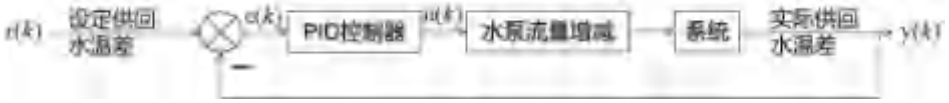


图 4 PID 控制供回水温差原理图

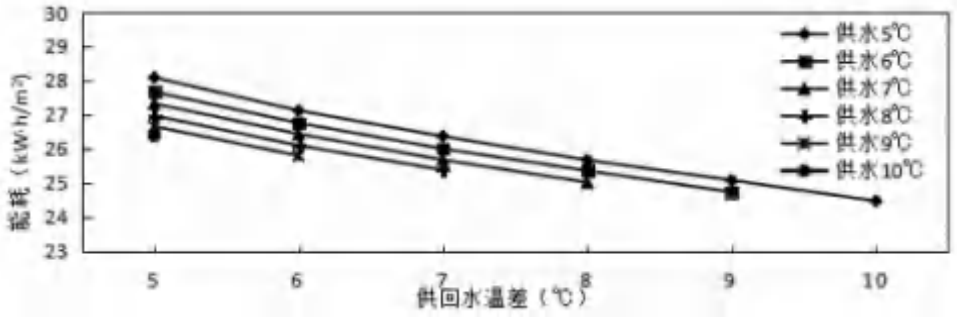


图 6 长沙地区各工况下供冷季空调系统总能耗

如图 6 所示，固定供水温度，供冷季空调系统能耗随着温差而减少，固定供回水温差，供冷季空调系统能耗随着供水温度上升而降低。空调系统总能耗在供水 5℃/温差 10℃时达到最低，为 24.5kW · h/m^2；在供水 5℃/温差 10℃时达到最高，为 28.1kW · h/m^2；下降最大幅度可达 12.9%。冷机能耗接近总能耗的 55%左右。如图 7 所示，在供水温度不变的情况下冷机能耗随着供回水温差的增加而降低；在供回水温差不变的情况下，冷机能耗随着供水温度的上升而降低。在供水 5℃/温差 10℃时达到最低，，为 13.2kW · h/m^2；在供水 5℃/温差 10℃时达到最高，为 15.9kW · h/m^2；下降最大幅度可达 17.0%。水泵能耗约占总能耗的 20%左右，剩下的末端风机能耗约占 25%。由于风机的运行状态更多的决定于室内参数，其能耗在各工况下比较稳定，不再具体分析。如图 8 所示，在供水温度不变的情况下，水泵能耗随着供回水温差的增大而降低。在供回水温差不变的情况下，水泵能耗随着供水温度的增加小幅下降，但是并不显著。供水 5℃/温差 5℃水泵能耗最低，为 4.8kW · h/m^2；供水 5℃/温差 10℃能耗最高，为 5.7kW · h/m^2；下降幅度最大为 16.2%。

3.2.2 大温差设计对于建筑设备大小影响分析

如图 9 所示，冷机的额定制冷功率并不随着供水温度或者供回水温差而改变。这是因为额定制冷功率的大小与末端的设计冷量相关，而本文中末端送室内设计参数不变化，因此冷机额定制冷功率在不同工况下相同。其容量的确定没有充分考虑运行状态的影响，这也是会后续深入研究的地方。如图 10 所示，各供水温度下水泵能耗曲线重叠。由于水泵设计流量主要取决于末端的设计流量之和，而末端设计流量只取决于温差，没考虑供水温度，所以水泵的最大设计流量也是只与温差相关。在供回水温差 5℃时水泵最大设计流量为 116.8kg/s，在温差 10℃时最小为 58.4kg/s，最大降幅为 50.0%。如图 11 所示，图中使用单位建筑面积所需的盘管面积进行衡量，在供水温度不变的情况下，随着供回水温差的增加，末端面积逐步变大；在供回水温差不变的情况下，随着供水温度的增加，末端盘管的面积也逐步增加。显然供水温度的增加和供回水温度的增加，都会影响末端盘管的换热，需要增加面积去抵消供水温度或者供回水温差的变化。单位建筑面积所需的盘管面积在供水 10℃/温差 5℃时最大，为 0.23m^2/m^2；在供水 5℃/温差 5℃时最小，为 0.09m2/m^2，最大增加幅度为 146.6%。

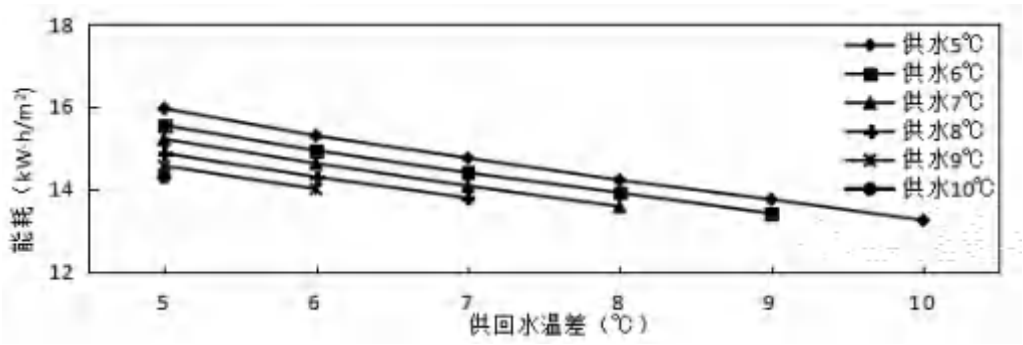


图 7 长沙地区各供水温度和供回水温差组合下冷机能耗

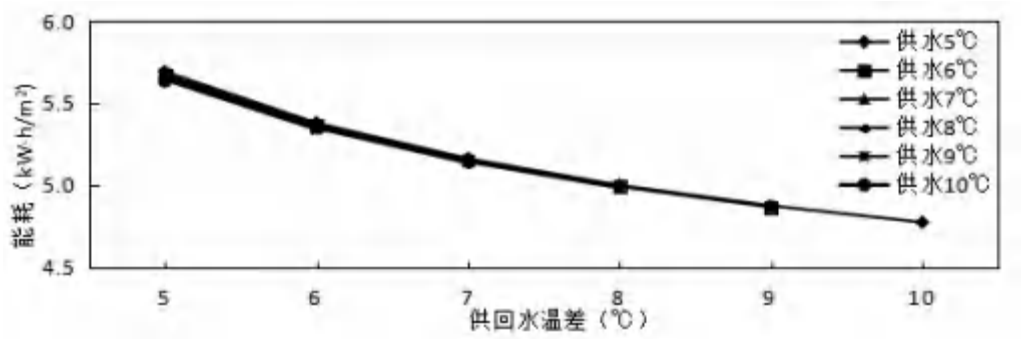


图 8 长沙地区各供水温度和供回水温差组合下水泵能耗

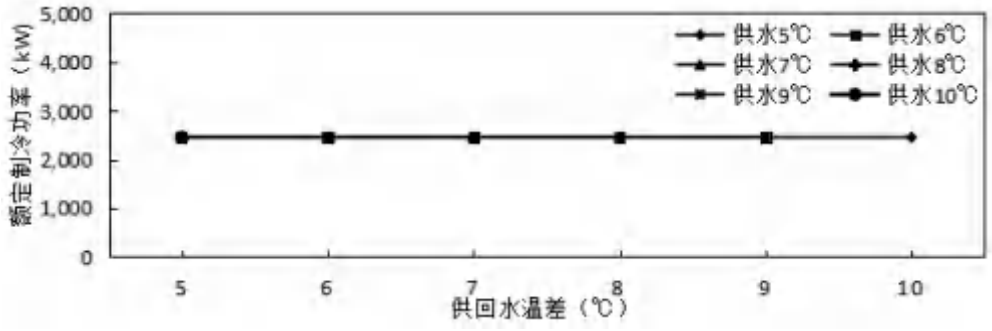


图 9 长沙地区各供水温度和供回水温差冷机额定制冷功率

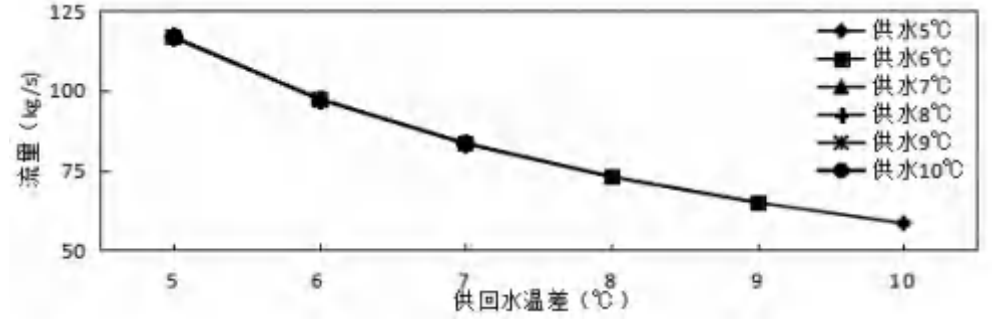


图 10 长沙地区各供水温度和供回水温差下水泵设计最大流量

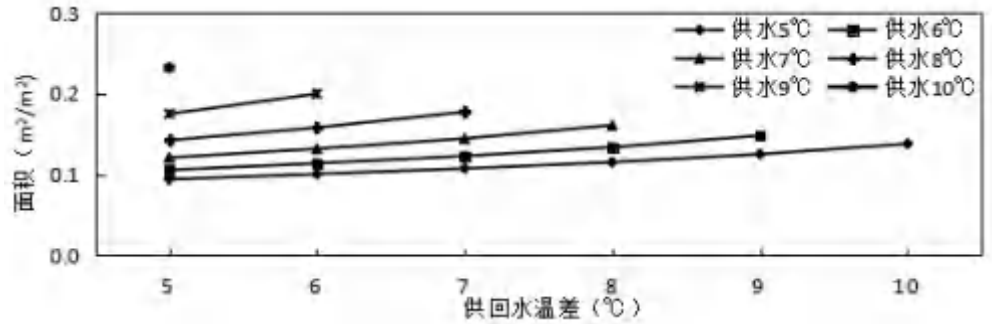


图 11 长沙地区各供水温度和供回水温差下单位建筑面积所需末端盘管表面积

3.3.3 大温差设计对于热舒适影响分析

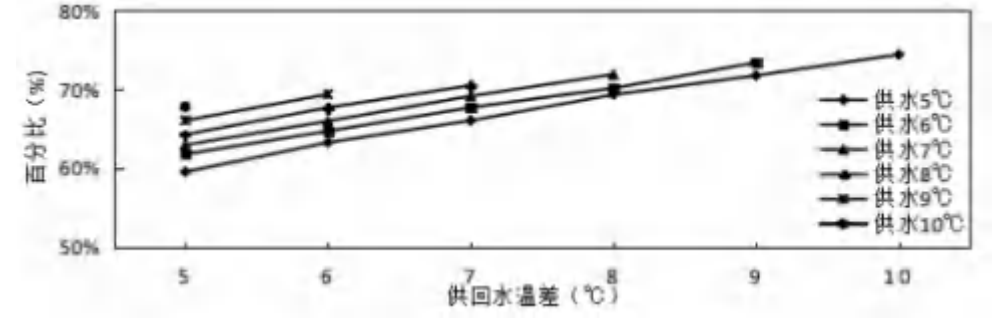


图 12 长沙地区各供水温度和供回水温差下不满足小时数占比

如图 12 所示，在相同供水温度下，随着供回水温差的增加，不满足小时所占的比例在增加，在相同供回水温差下，随着供水温度的增加，不满足时间占比在增加。在供水 5℃/温差 5℃的情况下不满足时间占比最小，在供水 5℃/温差 10℃下不满足时间占比最大，百分比增加幅度可达 14.9%。同时，不满足时间占比最低都有 60%，主要原因有这是占室内有人的时间，同时取-0.5<PMV<+0.5 为舒适，舒适区间较小，再者长沙地区湿度比较大，系统的控制主要以温度控制为主，因此不满足时间占比较大。后续研究会深入

考虑不同的热舒适 PMV 区间，并结合湿度和温度进行控制。结合图 6、7、8 中的能耗数据，在供水 5℃/温差 5℃时热舒适最小，但是能耗最高；可见增加供水温度和供回水温差虽然会降低能耗，但是代价是降低热舒适。后期工作也会综合热舒适和能耗，对最优供水温度和供回水温度进行优化。

3.3 地区之间对比分析

3.3.1 不同地区设备大小对比

冷机额定制冷功率和水泵流量在 EnergyPlus 中与温差密切相关，其大小主要取决该地区下供回水温差，变化幅度也与温差变化幅度成正比。各地区之间无差异，在此不再赘述。此部分主要分析单位建筑面积所需末端盘管表面积。不同地区都是供水 5℃/温差 5℃工况下的单位建筑面积所需盘管表面积最小，为了方便进行对比，对不同地区不同工况的单位建筑面积所需盘管表面积相对于供水 5/温差 5℃工况增幅进行平均。结果如图 13 所示，末端盘管面积变化比例比较大的城市有贵阳、呼和浩特、昆明、兰州、太原、乌鲁木齐、西安、西宁、银川等地区。其气候区主要为严寒、寒冷以及温和地区，此三个气候区室外湿度相对别的地区较低。总体而言，各地区各工况单位建筑面积所需盘管表面积相对面积最小工况的平均增加幅度在 72%-138%。

3.3.2 不同地区热舒适对比

不同地区都是供水 5℃/温差 5℃工况时不满足小时数最低，因此也对各地区各工况相对供水 5℃/温差 5℃工况的不满足小时数占比平均增幅进行对比。结果如图 14 所示，热舒适增加比较大的地区有长沙、重庆、福州、广州、杭州、南昌等地区，主要为夏热冬冷、夏热冬暖地区。这些地区室外湿度相对较大，供水温度或者供回水温差增大后，对其除湿能力下降，进而影响热舒适。总体而言，各地区各工况不满足小时数占比相对占比最小工况平均增加幅度在 4%-89%。

3.3.3 不同地区能耗对比

不同地区都是供水 5℃/温差 5℃工况下的供冷季空调系统能耗最大，各地区以其为基准看其他工况相对平均下降幅度。结果如图 15 所示，各地区之间的供冷季空调系统总能耗、冷机能耗、水泵能耗的波动趋势基本一致。波动比较大的地区有拉萨、西宁，其可能与该地区干燥且太阳辐射大进而显热占比较大有关。其余较高的地区有长春、贵阳、哈尔滨、昆明、沈阳、太原等地区，主要分布在寒冷地区、温和地区、严寒地区等湿度相对比较低的气候区。总体而言，各地区各工况供冷季空调系统总能耗、冷机能耗和水泵能耗相对能耗最大工况平均下降幅度分别在 5%-10%、9%-27%、4%-9%。

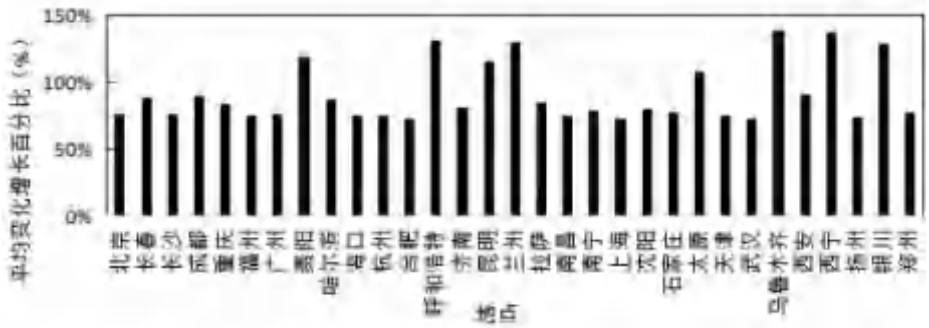


图 13 不同地区各工况相对供水 5℃/温差 5℃工况单位面积所需盘管表面积平均增加百分比

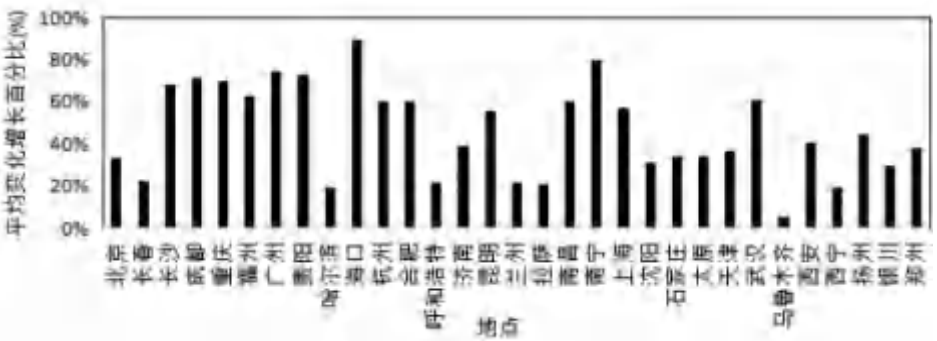


图 14 不同地区各工况不满足小时数占比相对供水 5℃/温差 5℃平均增加百分比

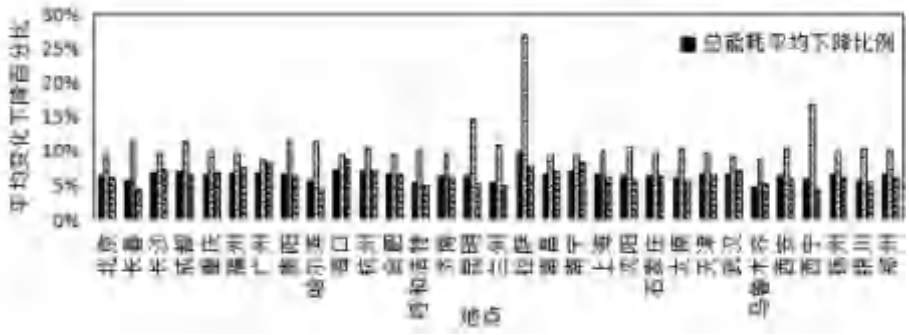


图 15 不同地区各工况总、冷机和水泵能耗相对供水 5℃/温差 5℃能耗平均下降百分比

4 结论

本文采用 EnergyPlus 并设置 PID 算法，对不同地区、不同供水温度和供回水温度下冷冻水大温差设计进行全年动态模拟，然后对各地区不同供水温度和供回水温度下的建筑供冷季空调系统能耗、室内热舒适和设备大小变换进行分析。主要结论有：(1) PID 算法对于各地区、各供水温度和各供回水温差情况下的控制效果均符合要求。(2) 对于长沙地区各工况而言，大温差设计可以使得供冷季空调系统总能耗、冷机能耗和水泵能耗下降最大幅度分别达到 12.9%、17.0% 和 16.2%，水泵最大设计流量下降最大幅度可达 50%，盘管表面积增加最大幅度可达 146.6%，PMV 不满足小时数占比增加幅度最大可达 25.0%。(3) 对于各地区大温差设计而言，各工况供冷季空调系统总能耗、冷机能耗和水泵能耗相对能耗最大工况平均下降幅度分别在 5%-10%、9%-27%、4%-9%；各工况盘管表面积相对面积最小工况的平均增加幅度在 72%-138%；各工况不满足小时数占比相对占比最小工况平均增加幅度在 4%-89%。

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 2020[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2020.

[2] Hong T, Chen Y, Luo X, et al. Ten Questions on Urban Building Energy Modeling[J]. Building and Environment, 2020, 168: 106508.

[3] Cerezo Davila C, Reinhart C F, Bemis J L. Modeling Boston: A Workflow for the Efficient Generation and Maintenance of Urban Building Energy Models from Existing Geospatial Datasets[J]. Energy, 2016, 117: 237–250.

[4] Chen Y, Hong T, Luo X, et al. Development of City Buildings Dataset for Urban Building Energy Modeling[J]. Energy and Buildings, 2019, 183: 252–265.

[5] Monteiro C S, Costa C, Pina A, et al. An Urban Building Database (UBD) Supporting a Smart City Information System[J]. Energy and Buildings, 2018, 158: 244–260.

[6] Li X, Yao R, Liu M, et al. Developing Urban Residential Reference Buildings Using Clustering Analysis of Satellite Images[J]. Energy and Buildings, 2018, 169: 417–429.

[7] Krayem A, Al Bitar A, Ahmad A, et al. Urban Energy Modeling and Calibration of a Coastal Mediterranean City: The Case of Beirut[J]. Energy and Buildings, 2019, 199: 223–234.

[8] Wang C, Wu Y, Shi X, et al. Dynamic Occupant Density Models of Commercial Buildings for Urban Energy Simulation[J]. Building and Environment, 2020, 169: 106549.

[9] Niu N, Liu X, Jin H, et al. Integrating Multi-Source Big Data to Infer Building Functions[J]. International Journal of Geographical Information Science, 2017, 31(9): 1871–1890.

[10] Deng Z, Chen Y, Pan X, et al. Integrating GIS-Based Point of Interest and Community Boundary Datasets for Urban Building Energy Modeling[J]. Energies, 2021, 14(4): 1049.

[11] Hecht R, Meinel G, Buchroithner M. Automatic Identification of Building Types Based on Topographic Databases – a Comparison of Different Data Sources[J]. International Journal of Cartography, 2015, 1(1): 18–31.

[12] Biljecki F, Sindram M. Estimating Building Ag

e with 3D GIS[C]//Proceedings of the 12th International 3D GeoInfo Conference 2017.

[13] Tooke T R, Coops N C, Webster J. Predicting Building Ages from LiDAR Data with Random Forests for Building Energy Modeling[J]. Energy and Buildings, 2014, 68: 603–610.

[14] Rosser J F, Boyd D S, Long G, et al. Predicting Residential Building Age from Map Data[J]. Computers, Environment and Urban Systems, 2019, 73: 56–67.

[15] Zirak M, Weiler V, Hein M, et al. Urban Models Enrichment for Energy Applications: Challenges in Energy Simulation Using Different Data Sources for Building Age Information[J]. Energy, 2020, 190: 116292.

[16] Schwanebeck M, Krüger M, Duttmann R. Improving GIS-Based Heat Demand Modelling and Mapping for Residential Buildings with Census Data Sets at Regional and Sub-Regional Scales[J]. Energies, 2021, 14(4): 1029.

[17] Li Y, Chen Y, Rajabifard A, et al. Estimating Building Age from Google Street View Images Using Deep Learning[C]//10th International Conference on Geographic Information Science (GIScience 2018).

[18] Zeppelzauer M, Despotovic M, Sakeena M, et al. Automatic Prediction of Building Age from Photographs[C]//Proceedings of the 2018 ACM on International Conference on Multimedia Retrieval.

基于人工神经网络的海域暖通空调设计气象参数预测

韩　欧，李安桂，董新伟

（西安建筑科技大学，陕西西安　710055）

［摘　要］海洋资源开发、海域工程建设等（如浮动式核动力平台、海底石油开采、岛礁建设）离不开暖通空调技术为各类工业生产、人员生活提供环境保障，而室外设计气象参数则是暖通空调系统设计和能源估算的重要依据。本文基于我国 273 个城市的陆地设计气象数据，建立经度、纬度、大陆度、海拔与设计气象参数之间关系的人工神经网络模型，以预测未知海域暖通空调设计气象参数。以渤海海域为例，预测并获得了其冬季供暖室外计算温度、冬季空调室外计算温度、冬季通风室外计算温度、夏季空调室外计算温度、夏季通风室外计算温度、夏季空调室外计算日平均温度。通过预测值与实测值的统计比较，验证了所用人工神经网络极限学习机（ELM）模型的有效性。

［关键词］海域；人工神经网络；暖通空调；设计气象参数

0 引言

随着经济全球化的发展，海洋经济已成为经济发展的新支撑。在海洋开发和海域工程建设过程中，海域暖通空调设计气象参数日趋重要，其直接影响海域建筑工程、船舶、舰船等各类人工环境的暖通空调系统保障效果，影响海上作业安全与人员健康舒适。室外设计气象参数是暖通系统的基础性数据，关系到冷/热负荷计算，暖通空调和除湿设备选型，以及其他能源相关过程。不当的室外设计气象参数会导致不合适的暖通空调设备和系统容量，增加暖通空调系统失效风险或系统能耗。

目前，现有的室外设计气象参数多适用于陆地建筑暖通空调系统设计，海域暖通空调设计气象参数相对较少且较为粗泛。例如，《船舶空调系统设计方法》CB*/Z 330—1983[1]规定了渤海夏季设计温度为 32℃，冬季设计温度为-10℃。《船舶起居处所空气调节与通风设计参数和计算方法》GB/T 13409—1992[2]规定各海域的船舶类空调系统设计参数均采用同一值，即统一采用夏季设计温度 35℃，冬季设计温度-20℃。《机械产品环境条件海洋》GB/T 14092.4—2009[3]则规定了渤海冬季年设计最低温度-20℃，夏季年设计最高温度 35℃。在海洋开发活动日益频繁的今天，一些海洋工程或船舶的作业范围会遍及世界海洋水域。在海域原始气象观测数据缺失的情况下，无法应用统计法获得其暖通空调设计气象参数，这在一定程度上影响了海域开发与工程建设的发展进步。因此，引入人工神经网络预测方法，尝试根据已知陆地设计气象参数数据预测未知海域设计气象参数具有重要意义。

一些研究人员对利用人工神经网络预测气象数据的有效性进行了探索与研究。Almonacid 等[4]基于 10 个地区及不同年份气象数据，采用多层感知器人工神经网络模型对西班牙阿尔梅里亚等地区小时时间序列的环境温度进行了预测，结果表明相对于其他方法，人工神经网络方法的预测结果更为准确。Smith 等[5]提出一种人工神经网络模型来预测美国佐治亚州全年气温，可为农业和园艺生产者提供极端温度预警。Papantoniou 等[6]采用人工神经网络预测了欧洲 4 个城市的室外空气温度，通过预测与实测室外空气温度的比较，验证了其有效性（R^2>0.9，RMSE<2℃）。何大四[7]利用 Levenberg-Marquardt 神经网络和贝叶斯 BP 神经网络对陆地设计气象参数进行了预测。伍玉梅[8]建立反演月平均近海面气象参数的神经网络模型，对海面月平均气温和湿度进行了预测，并指出人工神经网络方法的预测精度高于多参数回归方法。成驰等[9]则利用遗传算法改进的人工神经网络预测太阳辐射，预测模型结合了历史逐时辐射数据和气象要素数据，并在训练和预测时加入了温度日较差和天气类型预报参数。

可以看出，相比于其它传统方法，人工神经网络在预测气象数据方面更具优势。然而，目前主要对陆地气象参数，如气温等进行了研究，关于海域暖通空

调设计气象参数预测的研究较少。因此，本文引入人工神经网络预测方法，建立海域设计气象参数预测的人工神经网络模型，尝试根据陆地已知设计气象参数预测海域未知设计气象参数。

1 人工神经网络和极限学习机模型

人工神经网络是对人脑生物神经系统的简化、抽象与模拟，是模拟人脑功能的信息处理系统，具备一定的判断、决策能力。自 1943 年 McCulloch 和 Pitts 发表第一篇神经网络研究以来[10]，人工神经网络已广泛应用于各个领域，如信息处理、自动化、医学、工程等领域[11]。

基于前期探索分析，拟采用极限学习机模型（ELM）——在 BP（back propagation）神经网络模型算法的基础上改进的神经网络算法，基于陆地已知设计气象参数，以渤海海域为例进行设计气象参数预测。ELM 算法是一种求解单隐含层前馈神经网络算法模型[12]。传统的前馈神经网络（如 BP 神经网络）需要人为设置较多的网络训练参数，而此模型只需要设定网络的结构，一般不需设置其他参数，具有简单易用的特点。其输入层到隐藏层的权值是一次随机确定的，算法执行过程中不需要再进行调整。通过求解线性方程组确定隐含层与输出层间的连接权值，而不是通过迭代确定，因此可以提升计算速度[13]。ELM 神经网络的结构和单隐含层 BP 神经网络的结构是相同的，两者之间的区别主要体现在算法上。

2 海域设计气象参数神经网络模型

2.1 输入变量

要实现人工神经网络对设计气象参数的准确预测，应明确预测模型的输入变量，即从各种影响因素中选择对海域暖通空调设计气象参数影响较大的因素，并将其处理为人工神经网络能够识别的数学语言，以便提高预测结果的准确性。

气候学研究表明，影响气象参数的主要地理要素包括：

（1）南北纬度差异。纬度是影响气候的基本因素，不同纬度下太阳辐射及气温有较大差异。低纬度地区，太阳辐射强，气温也相对较高；高纬度地区，太阳辐射弱，气温也就随之降低。

（2）海陆气候差异。海洋气候与大陆气候有显著不同，海洋气候全年气温变化较为和缓，气温的年较差和日较差都小，最高和最低月平均气温出现的月份均迟于大陆气候。可用气候大陆度表征当地气候受大陆影响的程度，大陆度不仅取决于海陆面积大小，还取决于地理位置、地势、海拔、大气环流及洋流等。

（3）海拔差异。海拔对各地气温具有显著影响，一般海拔越高，气温越低。海水在重力作用下往低处流，构成海洋平面。不同地理位置海水所受重力受地球引力、离心力和固体潮等影响，因此不同海域的海拔有所不同，其气温也相应受到影响。

（4）地形差异。地形尺度对气候亦会产生影响，其不仅影响某地宏观气候，而且对局部地区小气候也存在影响。复杂的地形使我国存在多种多样的气候形态，如秦岭是我国南、北方气候的重要分界。

综上分析，南北纬度、海陆分布、海拔、地形等是气候的主要影响因素，其对气象参数的影响主要体现在经度、纬度、大陆度、海拔等变量中。可选择经度、纬度、大陆度、海拔四种参数为海域设计气象参数神经网络模型输入参数，而输出参数则为对应地点待求海域设计气象参数，其人工神经网络模型结构见图 1。模型输入参数纬度、经度、海拔等数据在《工业建筑供暖通风与空气调节设计规范》GB 50019-2015[14]中均已给出，大陆度则可通过相关公式求得。

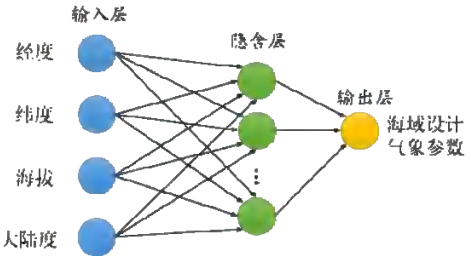


图 1 海域设计气象参数预测的人工神经网络模型结构

2.2 气候大陆度的计算

气候大陆度是海陆间热力交互作用的标志，反映某地受大陆影响的程度[15]。气候大陆度受温度、湿度、降水、风等因素的综合影响，陆地和海洋无论在热力性质还是热量平衡等方面均存在较大差异，因此其气候大陆度有所不同。确定气候大陆度的方法有温度法、纬度圈距平法、气团法及综合法等[16]。纬度圈距平法、气团法及综合法计算所需数据一般较难获取，而温度法大多以纬度和年较差为基础、较易获取长期数据，因此本文选取温度法进行气候大陆度的计算，见式（1）[17]。

$$K=\frac{1.7A}{\sin(\varphi+10°)}-14 \tag{1}$$

式中，K——大陆度，%；

A——气温年较差，℃，指一年中月平均气温的

最高值与最低值之差；

φ——纬度，(°)。

需要说明的是，气温年较差受纬度、海陆分布等因素影响，同一纬度的海洋和陆地的气温年较差是不同的。本文基于渤海海域 1989~2018 年共 30 年气温观测数据（来自 NOAA 数据库）[18]，将历年气温年较差取平均作为其气温年较差。陆地 273 个城市的气温年较差则通过《中国气候资源数据库》累年各月平均气温及年较差数据集[19]直接获取，其气象数据记录期统计时间为 1951~1980 年。渤海海域气温年较差和大陆度见表 1。

表 1 渤海海域气温年较差和大陆度

海域	海拔/m	纬度φ/°	经度/°	年较差 A/℃	大陆度 K/%
渤海	40.00	37.93	120.72	25.91	45.34

2.3 预测流程

利用人工神经网络方法进行预测时，首先确定样本数据，将其随机生成训练集和测试集，并对数据进行归一化。之后利用训练集对网络进行训练，并基于测试集数据测试网络模型是否可用，最后采用所建立的神经网络模型进行预测。

本文中训练集、测试集、神经网络输入变量等均来自《工业建筑供暖通风与空气调节设计规范》[14]。本文基于陆地 273 个城市的暖通空调设计气象参数，随机选择 200 个城市的数据作为训练集，余者为测试集，建立了海域设计气象参数预测的人工神经网络模型。通过大量陆地城市已知设计气象数据隐含规律的挖掘，实现对未知海域设计气象参数的预测。不断训练调整网络参数，最终设定 ELM 神经网络模型的隐含层数为 30，所采用的激活函数为 S 型函数。

纬度、经度、海拔、大陆度为神经网络的样本输入变量，其表达矩阵见式（2）：

$$\begin{bmatrix} A_1 & B_1 & C_1 & D_1 \\ A_2 & B_2 & C_2 & D_2 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ A_q & B_q & C_q & D_q \end{bmatrix}_{q\times 4} \tag{2}$$

式中，Ai——城市 i 的海拔，m；

Bi——城市 i 的纬度，(°)；

Ci——城市 i 的经度，(°)；

Di——城市 i 的大陆度，%；

q——样本数据集个数。

设计气象参数为样本输出变量，其表达矩阵见式（3）：

$$\begin{bmatrix} Y_1 \\ Y_2 \\ \vdots \\ Y_q \end{bmatrix} \tag{3}$$

式中，Yi——城市 i 的设计气象参数值。

3 结果与讨论

应用 ELM 模型对渤海海域冬季供暖室外计算温度、冬季空调室外计算温度、冬季通风室外计算温度、夏季空调室外计算温度、夏季通风室外计算温度、夏季空调室外计算日平均温度进行预测。基于研究探索，可取 20 次预测值进行预测效果分析，渤海海域冬、夏季室外计算参数预测结果见图 2 和图 3。

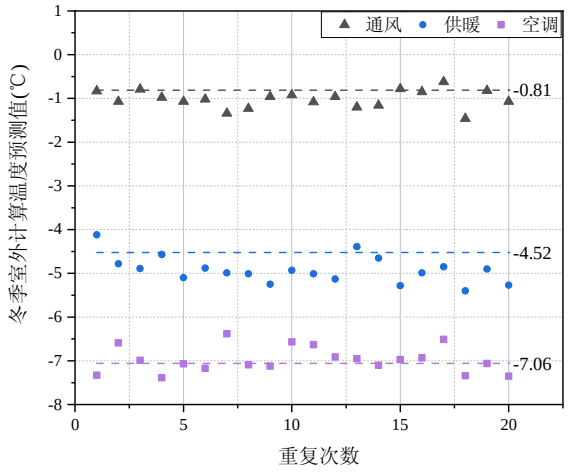


图 2 渤海海域冬季供暖室外计算温度、空调室外计算温度、通风室外计算温度

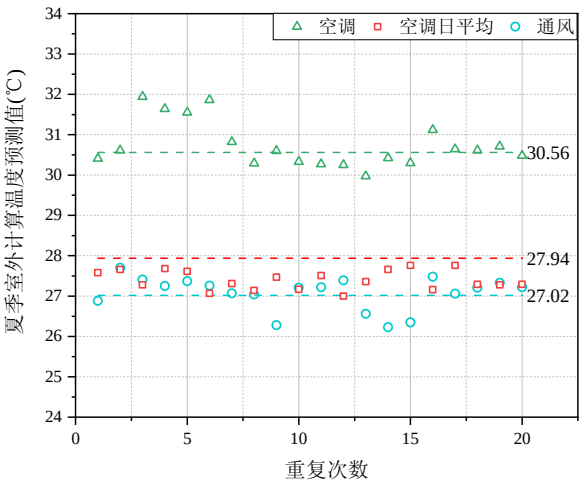


图 3 渤海海域夏季空调室外计算温度、通风室外计算温度、空调室外计算日平均温度

对海域设计气象参数统计值与 20 次预测值的平均值进一步进行统计检验以评价人工神经网络 ELM 模型的准确性，评价指标包括预测值平均值 $\overline{P}$，标准

差 SD，预测平均值与统计值的绝对误差 δ，预测值与统计值的平均绝对误差 MAE 和均方根误差 RMSE，计算结果见表 2。各评价指标定义如下：

$$\bar{P}=\frac{1}{n}\sum_{j=1}^{n}P_j \tag{4}$$

$$SD=\sqrt{\frac{1}{n}\sum_{j=1}^{n}\left(P_j-\bar{P}\right)^2} \tag{5}$$

$$\delta=\left|S-\bar{P}\right| \tag{6}$$

$$\mathrm{MAE}=\frac{1}{n}\sum_{j=1}^{n}\left|S-P_j\right| \tag{7}$$

$$\mathrm{RMSE}=\sqrt{\frac{1}{n\text{-}1}\sum_{j=1}^{n}\left(S-P_j\right)^2} \tag{8}$$

式中，Pj——神经网络第 j 次的室外计算参数预测值；

S——室外计算参数统计值，来自《海域核动力工程环境保障 HVAC 气象参数分析及预测》[20]；

n——神经网络预测次数，n=20。

表 2 渤海海域室外设计参数的人工神经网络预测结果分析

单位：℃

序号	室外计算参数	$\bar{P}$	SD	S	δ	MAE	RMSE
1	冬季供暖室外计算温度	-4.92	0.30	-4.52	0.40	0.45	0.26
2	冬季空调室外计算温度	-6.97	0.29	-7.06	0.09	0.23	0.10
3	冬季通风室外计算温度	-1.01	0.20	-0.81	0.20	0.22	0.08
4	夏季空调室外计算温度	30.74	0.56	30.56	0.18	0.41	0.36
5	夏季通风室外计算温度	27.08	0.40	27.02	0.06	0.34	0.17
6	夏季空调室外计算日平均温度	27.40	0.23	27.94	0.54	0.54	0.36

结合图 2 和图 3，以及表 2 可以分析看出，ELM 人工神经网络模型可较好地预测我国渤海海域的暖通空调设计气象参数。20 次预测值在统计值附近波动，二者基本吻合，预测结果是可以接受的。总体来看，冬季室外计算温度的预测结果优于夏季。其中，夏季空调室外计算日平均温度的预测误差最大，绝对误差为 0.54℃。夏季空调室外计算温度的预测值出现了较大波动，其标准差达 0.56℃，但由于最终的预测值为 20 次预测结果的平均值，其预测误差并不是最大的。因此，在利用神经网络预测设计气象参数时，宜多次预测取其平均值，以减少单次预测误差的不确定性，提高预测精度。人工神经网络具有非线性适应性信息处理能力且泛化能力好的特点。不同室外计算参数预测平均值与统计值的绝对误差、平均绝对误差最大均为 0.54℃，均方根误差最大为 0.36℃，证明了采用人工神经网络方法进行海域暖通空调设计气象参数预测的准确性较好。

上述分析表明，基于陆地设计气象参数进行人工神经网络模型训练，从而预测环未知海域暖通设计气象参数，其方法方便、可行、可靠，为海域环境保障暖通空调设计气象参数的确定提供了预测方法。

4 结论

随着海洋经济的迅猛发展，预测未知海域的暖通空调设计气象参数对人类深入开发利用海洋资源有重要意义。对基于人工神经网络的未知海域设计气象参数预测研究可得出以下结论：

（1）海域气象参数受到如南北纬度、海陆分布、海拔、地形等多种复杂因素的影响，这些影响因素主要体现在经度、纬度、大陆度、海拔等变量中。在进行未知海域设计气象参数的人工神经网络预测时，可将经度、纬度、大陆度、海拔作为神经网络的输入变量，设计气象参数作为神经网络的输出。

（2）本文采用人工神经网络方法预测并获得了我国渤海海域的暖通空调设计气象参数，包括冬季供暖室外计算温度、冬季空调室外计算温度、冬季通风室外计算温度、夏季空调室外计算温度、夏季通风室外计算温度、夏季空调室外计算日平均温度，统计值与预测平均值的一致性表明极限学习机（ELM）模型在预测海域设计气象参数方面的可靠性。

（3）利用我国 273 个城市的陆地设计气象数据作为训练样本，训练人工神经网络，建立经度、纬度、大陆度、海拔与设计气象参数之间关系的神经网络模型，用于我国海域设计气象参数的预测是可行的。

本文为未知海域气象参数缺失情况下，合理确定暖通空调设计气象参数提供了一种科学可行的方法，对未知海域开发及海域建筑工程环境保障具有一定的意义。

参考文献

[1] 全国船舶标准化技术委员会. 船舶空调系统设计方法：CB*/Z 330—1983[S]. 北京：中国标准出版社, 1983

[2] 国家技术监督局. 船舶起居处所空气调节与通风设计参数和计算方法：GB/T 13409—1992[S]. 北京：中国标准出版社, 1992

[3] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局,中国国家标准化管理委员会. 机械产品环境条件海洋：

GB/T 14092.4—2009[S]. 北京：中国标准出版社，2009

[4] AlmonacidF, Perez-HiguerasP, RodrigoP, et al. Generation of ambient temperature hourly time series for some Spanish locations by artificial neural networks[J]. Renewable Energy, 2013, 51: 285-291.

[5] SmithB A, HoogenboomG, Mcclendon R W. Artificial neural networks for automated year-round temperature prediction[J]. Computers & Electronics in Agriculture, 2009, 68(1): 52-61.

[6] PapantoniouS, KolokotsaD D. Prediction of outdoor air temperature using neural networks: Application in 4 European cities[J]. Energy and Buildings, 2016, 114(15): 72-79.

[7] 何大四. 暖通空调中气象数据相关的几个问题探讨 [D]. 同济大学, 2006.

[8] 伍玉梅. 近海面气象参数的反演及应用研究 [D]. 中国科学院研究生院（海洋研究所），2006.

[9] 成驰，陈正洪，张礼平. 神经网络模型在逐时太阳辐射预测中应用 [J]. 太阳能，2012：30-33.

[10] Mcculloh W S, Pitts W. A logical calculus of the ideas immanent in nervous activity[J]. Bulletin of Mathematical Biology, 1943, 52(1–2): 99-115.

[11] 韩立群. 人工神经网络教程[M]. 北京 :北京邮电大学出版社，2006

[12] Huang GB, Zhu QY, Siew C K. Extreme learning machine: theory and applications[J]. Neurocomputing, 2006, 70(1-3): 489-501.

[13] 王小川，史峰,郁磊,李洋. MATLAB 神经网络 43 个案例分析[M]. 北京：北京航空航天大学出版社，2003.

[14] 中华人民共和国住房和城乡建设部. 工业建筑供暖通风与空气调节设计规范 :GB 50019—2015[S]. 北京：中国计划工业出版社，2015.

[15] 么枕生. 气候学原理[M]. 北京 :科学出版社，1959.

[16] 苏从先. 气候大陆度的决定方法[J]. 气象学报，1956(03): 99-114.

[17] Conrad V. Usual formulas of continentality and their limits of validity[J]. Transactions American Geophysical Union, 1946, 27(5): 663-664.

[18] National Oceanic and Atmospheric Administration. GIS Date Locator[DB/OL]. 2018-10-10, https://gis.ncdc.noaa.gov/maps/clim/cdo/hourly.

[19] 中科院地理科学与资源研究所. 中国气候资源数据库 :累年各月平均气温及年较差分布数据集[DB/OL]. http://www.data.ac.cn/table/tbc03, 2019-11-07.

[20] 李安桂，向文元，董新伟，张守杰.海域核动力工程环境保障 HVAC 气象参数分析及预测[M].北京 :科学出版社，2021.

风机盘管空调系统的动态需求响应研究

郜潇莹，彭晋卿，殷荣欣，罗正意

（湖南大学，湖南长沙　410012）

［摘　要］电力需求响应是利用用户侧柔性缓解电网供需不匹配和增加电网灵活性的有效途径。建筑空调负荷作为参与电力需求响应的主要柔性负荷之一，了解不同控制策略下的响应特性对于有效开展需求响应至关重要，尤其是我国办公建筑中广泛使用的风机盘管空调系统。同时，随着波动性可再生能源接入占比的持续增加对电网的稳定运行产生了冲击，电网需要需求侧在更多场景下提供更加动态的响应，这要求对多工况下需求侧负荷随时间动态变化的特性有更为细致全面的了解。本文总结了需求响应的动态特性指标，通过模拟对比分析了风机盘管空调系统在不同需求响应策略下的动态响应特性指标，初步建立了需求响应性能评估框架。结果表明，室内设定温度点升高 2℃、降低风速档位、1/3 楼层风机盘管循环启停及室内设定温度与冷冻水供水温度均升高 2℃四种策略中，集成策略的负荷削减能力高于其它独立使用策略，风机盘管循环启停策略的削减能力最低。风速控制策略的稳定性和可靠性均较高，风机盘管循环启停策略的稳定性较差。削减能力较大的策略负荷反弹也相对较大。同时，本文还研究了不同气象条件下需求响应效果的差异，结果显示，需求响应负荷削减密度与室外湿球温度由很强的相关性，并随室外湿球温度升高而升高。

［关键词］需求响应；风机盘管；动态响应特性；能耗模拟；气象参数

0 引言

逐渐增长的可再生能源渗透率加剧了电力供需在时间维度的不平衡，预计到 2050 年全国净负荷最大日峰谷差会达到约 8.0 亿千瓦，占最大日负荷的 34.2%[1]。由于储能受地理条件和经济性[2]限制，需求响应正逐渐成为解决上述问题的主要途径之一。

供暖、通风和空调系统占据了公共建筑用电总能耗的近 30%[3]。在极端炎热的天气，制冷空调负荷占峰值电力负荷的比例可达到 1/3[4]。同时，物联网技术的发展加速了智能建筑能源管理系统的广泛应用，这使得空调系统成为提供需求响应服务的有力竞争者[5]。目前，国外针对商业建筑变风量空调系统参与需求响应的适应性开展了大量研究。文献[6]详细介绍了全空气系统需求响应控制策略的响应机理，并通过案例研究对实施效果进行了分析。文献[7-8]通过模拟研究了商业建筑变风量空调系统采用预冷却策略的响应效果。文献[9]对若干采用变风量空调系统的建筑的需求响应实测结果进行了分析研究。而我国商业办公建筑多采用风机盘管加独立新风空调系统[10]（以下简称风机盘管空调系统），其系统构成和控制方式与变风量空调系统有较大差异[11]。文献[12]简要介绍了风机盘管中央空调系统参与需求响应时可采用的调控方案，并在关闭冷水机组的控制策略下对风机盘管空调系统负荷的集群调控潜力进行了建模与优化。文献[4]建立了公共建筑群中央空调系统以末端设备轮停的控制策略参与电网调峰的组合优化模型。而单体建筑风机盘管空调系统的需求响应特性作为集群优化的基础，目前对其在不同需求响应控制策略下的响应特性尚缺乏深入研究。因此，针对广泛应用于我国办公建筑的风机盘管空调系统，开展需求响应控制策略的响应特性研究十分必要。

同时，涉及多种时间尺度的广义需求响应服务形式的出现对需求响应效果的评价提出了新的要求，当前仅关注需求响应事件的总体负荷削减性能的评价方式无法较好反映需求响应过程中负荷的动态变化。文献[13]模拟了将 10000 台单体空调的室内设定温度从 25℃分别升高 1-5℃时系统的负荷削减量达到不同限值所需的时间及持续时长。文献[14]利用美国 PJM 电力市场从响应的延迟性、相关性及精确性三个方面的评分要求对变风量系统风机风速控制、送风量控制和室内设定温度点控制策略参与频率控制的各项得分进行了综述与对比。另外，随着可再生能源并网使电网波动性增加，为维持电网稳定，需求响应将在更多场景下被频繁触发。气象因素因此成为多次需求响应事件中的重要动态因素。文献[13]研究了空调新设定温度及室外温度对单体及聚合空调需求响应动态

本文的研究得到了湖南省创新计划（项目号：2020RC5003），住房和城乡建设部 2020 年科学项目计划（项目号：2020-K-165）和湖南省优秀博士后创新人才（项目号：2020RC2017）项目的支持。

特性的影响。文献[4]对比了极端高温天气与普通高温天气下中央空调群的调控潜力。文献[15]建立了需求侧灵活性在不同时段随室外干球温度变化的多段线性回归模型。基于上述背景，了解需求响应期间用电侧负荷的动态特性及气象因素的动态影响下需求响应特性的变化对于适应电网未来更动态的调控需求具有十分重要的意义。

下文将基于模拟，对采用风机盘管空调系统的建筑在需求响应过程中负荷的动态变化进行研究，分析对比在不同需求响应策略下需求响应的动态响应特性。同时，下文还将针对来自气象条件的动态进行研究，建立气象因素与需求响应效果的经验模型，为未来更为动态的电网电力规划调度提供参考依据。

1 需求响应动态特性指标

需求响应的响应特性是用来描述和评价用户提供需求响应服务能力的一系列特性参数。但目前的评价主要关注一次需求响应事件的总体性能，而对需求响应过程中负荷的动态变化关注较少。本节总结了目前常用的需求响应响应特性参数[16,17]，进一步提出了平均空调负荷削减率、最大负荷反弹率、有效持续时间和削减量时间可靠性指标，并将其用于分析风机盘管空调系统的动态需求响应特性，初步建立了需求响应动态响应特性的评价框架。本节用到的需求响应响应特性指标的定义如下：

1）平均负荷削减量 ΔP_{ave}/kW

平均负荷削减量是指一次需求响应事件负荷削减量的平均值。这是反映用户提供需求响应负荷削减能力的重要表征参数，也是计算需求响应补贴的主要依据之一。

2）负荷削减密度 DSI/ $\mathrm{W\cdot m^{-2}}$

负荷削减密度是指一个需求响应事件中建筑物单位面积的负荷削减量，可用于比较不同建筑的削减能力。

3）平均负荷削减率 ΔP_{ave}%/%

平均负荷削减率是指一个需求响应事件中，平均负荷削减量占该时段对应基准工况下建筑总电耗的比例，也称为需求响应潜力。

4）平均空调负荷削减率 $\Delta P_{hvac,ave}$%/%

平均空调负荷削减率是指一个需求响应事件中，平均空调负荷削减量占该时段基准工况下建筑空调系统电耗的比例。这主要针对空调系统相关的需求响应控制策略，用于反映其对空调系统用电负荷的影响。

5）削减波动性 σ_{shed}/kW

削减波动性是指一个需求响应事件中，各采样时刻负荷削减量的标准差。这反映了需求响应负荷削减量的波动大小，数值越大，说明在整个需求响应事件中削减量波动较大；反之，则说明削减量变化较为稳定。

6）最大负荷反弹率 $\mathrm{Re_{max}}$%/%

负荷反弹是指需求响应事件结束后，系统恢复正常运行状态时可能产生的超过基准情况的负荷激增。因此，最大负荷反弹率被定义为需求响应结束后三个小时内负荷反弹的最大值与该时段基准负荷平均值的比值。最大负荷反弹率越大，则更有可能产生更高的负荷峰值，从而产生更高的功率电费，并对电网造成冲击[6]，因此应采取相应措施避免过高的最大负荷反弹率。

7）电能削减密度 ESI/ $\mathrm{Wh\cdot m^{-2}}$

基准情况下的耗电量与需求响应事件期间所耗电能的差值是计算需求响应补贴的主要依据之一。为了使该指标具有通用性，下文将使用单位面积化后的电能削减密度指标。

8) 削减量爬升时间 t_{ramp} /min

削减量爬升时间是指削减量超过平均负荷削减量所用的时长，这反映了需求响应的响应速度。

9) 有效持续时间 $t_{eff\text{-}dur}$ /min

有效持续时间是指削减量高于平均削减量的95%且不再低于平均削减量的 95%所持续的时间。

10) 削减量时间可靠性 R_t /%：

削减量时间可靠性是指有效持续时间占需求响应事件持续总时长的比例。

2 不同需求响应策略的响应特性

2.1 模型信息

下文使用 EnergyPlus 建立了典型中型办公建筑模型，以我国建筑热工分区为夏热冬冷地区的长沙为例，模拟分析了我国典型中型办公建筑风机盘管加独立新风空调系统参与需求响应的适应性。如图 1 所示，该建筑共 3 层，每层包括东、西、南、北 4 个朝向的外区房间和 1 个内区，总面积为 4982 $\mathrm{m^2}$。该办公建筑采用两管制风机盘管加独立新风系统，风机盘管空调典型系统结构如图 2 所示。风机盘管通过水阀开关控制及风速档位切换适应室内空调负荷的变化，变频一次泵、制冷主机和冷却塔则分别根据供回水压差、冷冻水回水温度及冷却水出水温度进行自动调

节。模型的建筑设计参数、人员、照明及电器设备时间表均参照相关国家标准规范选取[18,19]，模型主要参数设置如表 1 所示。

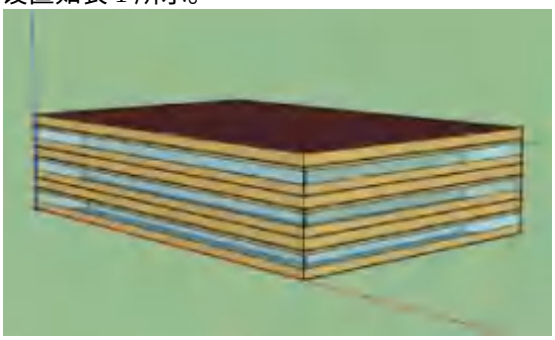


图 1 典型中型办公建筑的 EnergyPlus 模型

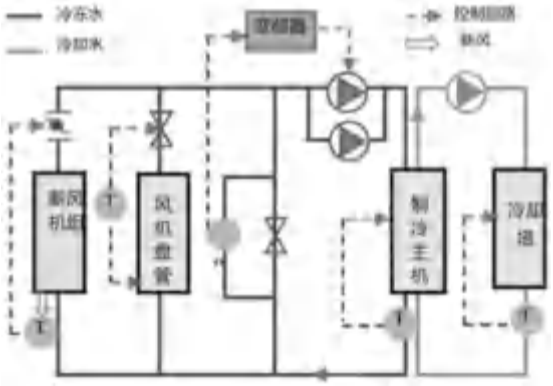


图 2 典型风机盘管空调系统结构示意图

表 1 EnergyPlus 模型参数设置

模型参数	设置值	取值范围
外墙传热系数/ $W\cdot(m^2\cdot°C)^{-1}$	0.523	≤0.6
屋面传热系数/ $W\cdot(m^2\cdot°C)^{-1}$	0.382	≤0.4
外窗传热系数/ $W\cdot(m^2\cdot°C)^{-1}$	2.267	≤2.4
外窗太阳得热系数	0.242	≤0.40
窗墙比	0.33	——
照明密度/ $W\cdot m^{-2}$	9	9
电器设备密度/ $W\cdot m^{-2}$	15	15
人员密度/ $m^2\cdot 人^{-1}$	10	10
人均新风量/ $m^3\cdot(人\cdot h)^{-1}$	30	30
冷水机组名义 COP	4.8	4.2-5.5

2.2 不同需求响应策略的动态响应特性

本节根据模拟结果分析了风机盘管空调系统在四种可用需求响应策略下的动态响应特性，这里首先给出了四种响应策略的定义。室内设定温度点重设也称全局温度控制，是指在需求响应时段升高室内设定温度点以在短期内降低空调系统能耗。风机盘管循环启停策略是指关闭风机盘管后，当室温超过 28℃时再开启风机盘管的循环启停策略。为避免所有风机盘管同时关闭后联锁关停整个空调系统，本文模拟时仅控制中层五个房间的风机盘管。风速控制是指通过将风机档位统一设置为低档，在此期间，风机档位会被锁定，不会根据室内负荷变化自动切换档位。需要说明的是，风速控制的能耗削减不仅来源于风机盘管风机，其主要能耗削减来自于盘管回水温度降低[20]引起的系统冷负荷下降。集成策略是指将室内设定温度重设策略与提高冷冻水供水温度策略同时使用。

室内设定温度重设策略下室温会被控制在新设定温度（26 ℃）的波动范围内。而以热舒适上限温度作为开启风机盘管触发条件的风机盘管循环启停策略会使室温在 24~28℃之间波动。风速控制下的室温根据房间负荷的不同基本保持在 25~26℃。由于提高冷冻水供水温度引起的系统自校正行为会补偿其引起的室温变化，因此在与室内设定温度重设结合的集成策略下室温仍可以被控制在新设定温度的波动范围内。因此，在各策略下室温均在热舒适温度范围内的前提下，表 2 给出了四种响应策略的动态响应特性参数。下文将据此对不同策略的削减能力进行对比研究。

根据表 2 中各策略下各响应特性参数的汇总可知，峰值负荷最高的 15 天中集成策略下的平均负荷削减密度最高，达到 7.4 W/m^2。降低风速档位与室内设定温度升高 2℃策略的削减密度略低于集成策略，循环启停 1/3 楼层风机盘管的平均负荷削减密度最低。削减波动性指标的对比显示，风速控制的削减稳定性最好，而风机盘管循环启停的负荷削减波动性较大，稳定性较差。从响应速度的角度进行对比，由于各策略削减量中制冷主机的占比均在 90%以上，因此产生有效削减的响应速度受制冷主机机械响应时间与制冷统的热惯性影响较大，至少需要 15min。而从响应时间可靠性而言，风速控制的响应可靠性最高，负荷削减量保持在平均负荷削减量 95%以上的时长占总持续时长 3 个小时的 50%及以上，室内设定温度重设及其集成策略的响应时间可靠性次之。由于风机盘管循环启停策略的削减波动性较大，因此难以评估负荷削减的爬升时间与有效持续时间。

从变化趋势来看，对室内设定温度重设及以此为基础的集成策略而言，其削减能力在达到最大值后迅速下降，并在 20~30 min 后下降趋缓并保持相对稳定。风机盘管循环启停策略下的负荷削减量波动较大，但总体而言其削减能力仍随时间呈下降趋势。风速控制策略的削减能力随着持续时间的增加保持相对稳定

并有所增加,但增长幅度不大。

表 2 各需求响应策略响应特性参数汇总

响应特性参数	室内设定温度点+2℃	风机盘管循环启停	风速控制	集成策略
ΔP_{ave} / kW	26~39	9~16	20~50	29~44
DSI/ W · m^{-2}	5~8	2~3	4~10	6~9
ΔP_{ave} %/%	10~14	3~6	8~17	11~15
$\Delta P_{hvac,ave}$ %/%	20~24	6~10	16~29	22~26
σ_{shed} / kW	3~11	9~16	2~8	5~13
Re_{max} %/%	9~19	5~11		11~25
ESI/ Wh · m^{-2}	15~24	5~10	12~30	17~26
t_{ramp} /min	15~30		15~90	15~30
$t_{eff-dur}$ /min	45~95		85~175	45~95
R_t /%	25~53		47~97	25~53

3 气象因素影响下的动态需求响应

气象因素是影响建筑能耗尤其是空调系统能耗的重要因素，需求响应时段内短期气象条件的变化更是对空调系统的需求响应效果有不可忽视的影响。本节通过计算皮尔森相关系数，筛选出了对需求响应效果影响明显的气象动态因素。根据图 3 中不同策略下需求响应负荷削减强度与各动态气象因素的皮尔森相关系数显示，四种策略下室外湿球温度与负荷削减强度均有很强的线性相关性，相关系数均大于 0.83。露点温度、干球温度及水平红外辐射与负荷削减强度的相关性一般，太阳辐射、相对湿度和风速与负荷削减强度的相关性较弱。由于室外干湿球温度在实际工程中容易获得，因此下文将主要基于室外干湿球温度展开分析。

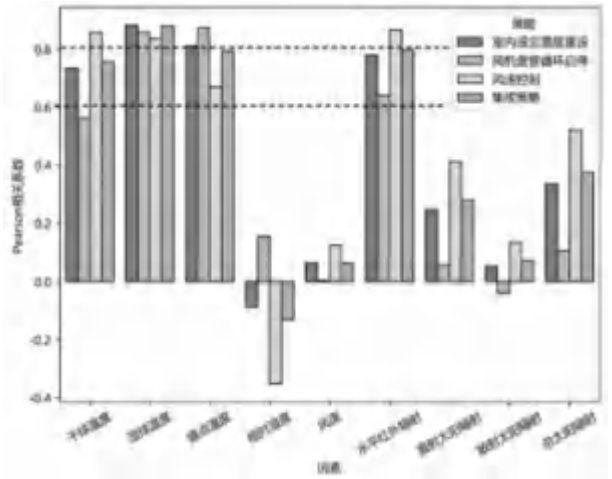


图 3 各策略下气象因素与负荷削减密度的相关系数

根据图 4 可知，在室内设定温度重设策略下负荷削减密度与湿球温度有更好的相关性，而以干球温度为横坐标对应的数据点则较为分散。这可能是因为冷凝侧水冷散热受湿球温度影响很大。以下各策略也将主要研究湿球温度与需求响应效果的关系。可以看出，随着湿球温度的升高，需求响应的负荷削减密度也逐渐上升，当湿球温度超过一定温度，其上升斜率明显增大。因此，本文以 26.5℃为转折点对其进行两段线性拟合，拟合结果如图所示。与直接采用二次线性拟合相比，分段线性拟合具有更好的可解释性，可一定程度上避免过拟合。同时，以 26.5℃为转折点的两段线性拟合可将决定系数从 0.968 提高至 0.976。

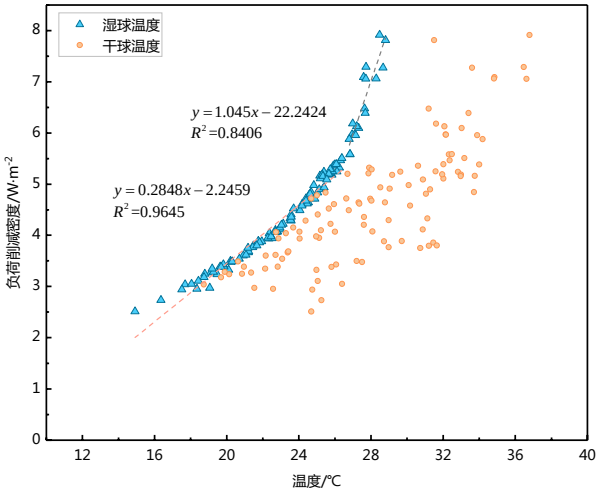


图 4 室内设定温度重设策略下干球温度、湿球温度与负荷削减密度的关系

虽然风机盘管循环启停策略的平均负荷削减量较低且响应过程负荷波动较大，但总体而言其负荷削减密度与室外温度还是有较好的相关性，如图 5 所示。其负荷削减密度随着湿球温度的升高而有所增加，但增长速率（斜率）明显小于室内设定温度重设策略。同时其分段拟合的决定系数也也降低至 0.88。

与上述两个策略与湿球温度的良好线性拟合关系相比，风速控制策略的数据点较为分散，两段线性拟合的决定系数都较低，如图 6 所示。虽然风速控制可以实现较为稳定且可观的负荷削减，但其与湿球温度等气象参数的相关性不强。这或许与其响应机理有关。与其它策略由水阀通断引起的系统承担冷负荷下降不同，风速控制系统冷负荷的降低来自由风量降低引起的末端盘管回水温度降低。室外温度影响着水阀重新打开所需的时间，但回水温度的降低受室内冷负荷的影响较小。同时，风速控制策略在湿球温度较低时接近 0,这是因为此时风机已处于最低档位，已没有负荷削减的空间。但就总体趋势而言，负荷削减仍随湿球温度的升高而增加，且上升斜率较大。

由图 7 可知，集成策略与室内设定温度重设策略单独使用时相比，两者的变化趋势基本一致，集成策略在两段线性拟合的斜率都略高于室内设定温度重设策略，这说明冷冻水供水温度的升高还是在一定程度上增加了负荷削减量。

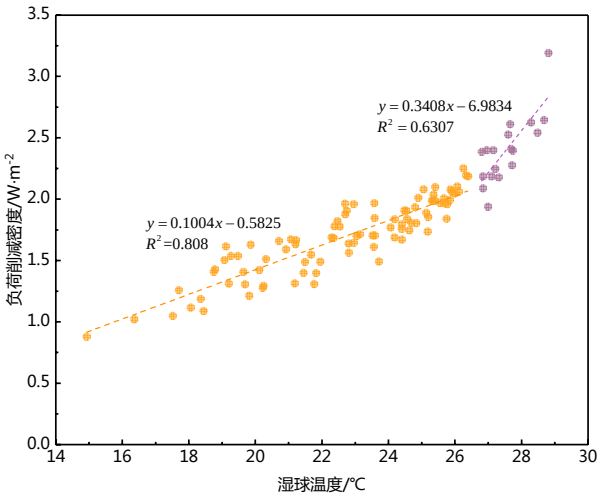


图 5 风机盘管循环启停策略下湿球温度与负荷削减密度的关系

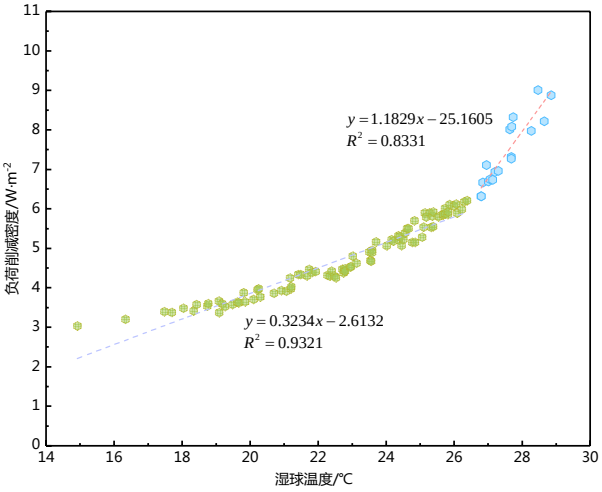


图 6 风速控制策略下湿球温度与负荷削减密度的关系

4 结论

为充分了解我国办公建筑中常用的风机盘管空调系统参与需求响应期间的动态响应特性，同时进一步了解在电网对需求侧动态响应提出更高要求的情景下气象动态因素对需求响应效果的影响，本文在总结需求响应特性的基础上提出了 4 个新的响应特性指标，初步建立起需求响应动态响应特性的评价框架。同时，基于夏热冬冷地区典型中型办公建筑的能耗模拟结果，分析研究了风机盘管空调系统各响应策略的动态响应特性及气象因素对需求响应负荷削减能力的影响。通过本文对风机盘管空调系统动态需求响应的研究，可得出以下结论：

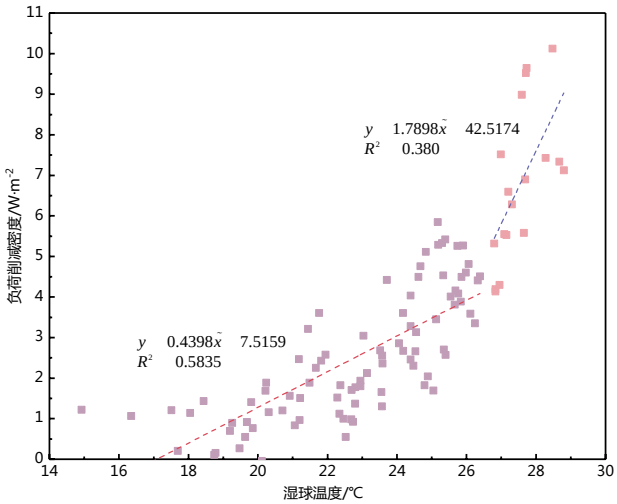


图 7 集成策略下湿球温度与负荷削减密度的关系

1）室内设定温度升高 2℃、室内设定温度与冷冻水供水温度均升高 2℃、1/3 楼层风机盘管循环启停与降低风速档位四种需求响应策略在峰值负荷最高的 15 天的平均负荷削减密度分别为 6.5、7.4、2.4 和 6.9 W/m²，平均负荷削减率分别为 11.9%、13.2%、4.2%和 12.6%。从负荷削减量的角度而言，集成策略的负荷削减能力高于其它独立使用策略，其次是风速控制与室内设定温度重设策略，风机盘管循环启停策略的削减能力最低。从削减稳定性和时间可靠性角度而言，风速控制策略的稳定性和可靠性均较高，室内设定温度重设及其集成策略的稳定性与可靠性次之。风机盘管循环启停策略的稳定性较差。从负荷反弹角度而言，削减能力较大的策略负荷反弹也相对较大。负荷反弹都会在当日造成更高的峰值负荷，因此应采取相应措施避免因过高负荷反弹而产生更高的功率电费。

2）在各气象参数中，典型风机盘管空调系统需求响应负荷削减能力与室外湿球温度的相关性最强，干球温度次之，与太阳辐射等参数的相关性较弱；

3）随着湿球温度的升高，各策略的负荷削减密度也随之增加。风速控制策略虽然在两段线性拟合中增长速率（即斜率）都较大，但其与湿球温度的拟合效果不佳。其余三个策略与湿球温度的拟合效果均较好，其中集成策略下负荷削减密度随湿球温度升高而增加的斜率略大于室内设定温度重设策略单独使用的情况，风机盘管循环启停的增长斜率较低。

基于上述结论，采用风机盘管空调系统的建筑用

户可根据各响应策略的动态响应特性对拟采取的需求响应策略及其响应效果进行初步评估。电网亦可根据其自身的动态需求及用户的动态响应特性，对用户进行初步筛选。同时，电网可利用预测气象参数及气象参数与负荷削减密度的经验模型对用户的响应效果进行预估，从而对区域内的响应资源进行合理规划与调度，更好的响应电网的动态变化，缓解可能出现的过调与欠调。

参考文献

[1]王耀华.中国能源电力发展展望 2019[R].2019

[2] LORENZI G， SILVA C A S，Comparing demand response and battery storage to optimize self-consumption in PV systems[J].Applied Energy，2016，180：524–535

[3] JIANG Y，WÖRSDÖRFER M．Presentation future of cooling in China[R].IEA-BERC，2019

[4]杨辰星．公共楼宇空调负荷参与电网调峰关键技术研究[D].南京：东南大学，2017

[5] MAASOUMY M， ORTIZ J，CULLER D，等. Flexibility of Commercial Building HVAC Fan as Ancillary Service for Smart Grid［C］// Proceedings of green energy and system conference，Long Beach，2013

[6] PIETTE M A， WATSON D S，RAWSON M，等.Introduction to Commercial Building Control Strategies and Techniques for Demand Response[R].LBNL，2007

[7]YIN R, KILICCOTE S, PIETTE M A 等.Scenario Analysis of Peak Demand Savings for Commercial Buildings with Thermal Mass in California Description of Prototypical Models[R].LBNL，2010

[8] YIN R, XU P, PIETTE M A等. Study on Auto-DR and pre-cooling of commercial buildings with thermal mass in California[R].LBNL，2010

[9] RAWSON M, HOPE L. Demand Shifting With Thermal Mass in Large Commercial Buildings ：Filed Tests , Simulations and Audits (Pier Final Project Report)[R].LBNL，2006

[10] 王智超，刘赟，袁涛等．基于调查的风机盘管控制方式与应用[J].工业建筑，2010，40：109–113

[11] 赵荣义，范存养，薛殿华等．空气调节[M].北京：中国建筑工业出版社，2009

[12] 朱峰.空调负荷需求响应特性及其调控策略研究[D].南京：东南大学，2016

[13] 高翔.智能电网下的电力用户动态需求响应特性和潜力研究[D].南京：东南大学，2016

[14] BEIL B I， HISKENS I，BACKHAUS S．Frequency Regulation From Commercial Building HVAC Demand Response［C］// Proceedings of the IEEE， 2016

[15] YIN R, KARA E C, LI Y 等.Quantifying flexibility of commercial and residential loads for demand response using setpoint changes[J].Applied Energy, 2016，177： 149–164

[16] PIETTE M A， WATSON D，MOTEGI N，等. Automated Critical Peak Pricing field tests: Program description and results[R].LBNL，2006

[17] MATHIEU J L，PRICE P N，KILICCOTE S，等.Quantifying changes in building electricity use, with application to demand response[J].IEEE Transactions on Smart Grid，2011，2(3)：507–518

[18] 中国建筑科学研究院.GB50189-2015 公共建筑节能设计规范[S].2015：40-44

[19] 中国建筑科学研究院.GB50736-2012 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范[S].2012：6

[20] 苏千劲.基于定冷冻水温差的空调末端设备节能控制策略研究[D].广州：广州大学，2019

不同气候区双层光伏窗建筑综合性能研究

林成楷，王昊博，秦智胜，吴　璠，高　敏，程远达，杨晋明

（太原理工大学 土木工程学院，陕西太原　030024）

［摘　要］双层光伏外窗是实现外窗主动节能的有效途径之一，但现有研究更多地关注双层光伏窗的热工与发电性能，而有关双层光伏窗建筑室内采光质量及综合能效的研究相对较少。本文在通过实验数据验证采光模型的可靠性的基础上，采用 Daysim 与 EnergyPlus 耦合模拟的方法，对四个不同气候区域下双层光伏窗建筑性能进行了研究，分析了光伏电池覆盖率、建筑朝向以及窗墙比等设计参数对室内采光质量和建筑全年综合能耗的影响。结果表明，广州、哈尔滨、和上海地区，当光伏电池覆盖率为 20%时，双层光伏外窗可以在保证良好自然采光质量前提下获得最低的建筑综合能耗，而太原地区的推荐光伏电池覆盖率则为 30%；哈尔滨、太原和上海地区光伏外窗建筑采光最佳的朝向为南向，而广州地区则为北向；四个地区光伏外窗建筑的最佳窗墙面积比有所不同，但都在 30%-60%范围内。

［关键词］双层光伏窗；设计参数；建筑综合能效；采光质量；综合节能潜力

0 引言

双层光伏外窗是一种典型的光伏建筑一体化（Building Integrated Photovoltaic，BIPV）技术形式，可以在满足室内采光需求的前提下，通过光伏组件生产清洁电力，具有主动节能的潜力。但与此同时，光伏外窗也会对建筑室内采光环境以及建筑空调与照明能耗产生重要的直接影响。因此，众多学者对双层光伏外窗的热电性能、光伏建筑能耗以及建筑室内采光质量等方面开展了较为广泛的研究[1]。Tady[2]等建立了光伏窗传热的数学模型并用实验数据进行了验证，发现太阳辐射强度对光伏窗室内总得热量有着至关重要的影响。Radhi[3]等对热带地区光伏窗建筑能耗性能进行了研究，发现光伏窗系统可以有效减少夏季室内得热，从而降低空调能耗。Wong[4]等则将半透明光伏组件集成在天窗，并利用 EnergyPlus 软件模拟研究了日本 5 个不同气候的典型城市装配有光伏天窗时室内能耗的变化。结果表明，与标准的 BIPV 屋顶相比，当光伏窗太阳能辐射透过率为 50%时，建筑采暖和制冷能耗减少了 5.3%，总能耗减少了 8.7%。Konstantinos[5]等对分别采用多晶硅、非晶硅和有机太阳能电池光伏窗的商业建筑室内采光质量和热工性能进行了研究，发现不同类型光伏窗下建筑的室内采光质量以及能耗呈现出显著的不同。加拿大的 Robinson[6]对加拿大蒙特利尔地区半透明光伏窗光伏电池覆盖率以及朝向对室内采光质量与发电量的影响进行了研究，发现半透明光伏窗可以有效改善室内采光质量，南向和西向安装相比于其他朝向安装可以获得更多的光伏发电量。Poh Khai Ng[7]则比较了新加坡地区在不同窗墙比和不同朝向下 6 种不同类型外窗的节能潜力。研究结果显示，相比于传统玻璃，热带地区新加坡应用光伏玻璃时建筑能耗明显下降；同时，由于新加坡地区天窗的利用率较高，因此可将光伏组件集成在天窗上以提高光伏系统发电量。L.Olivieri[8]等评估了西班牙安装有半透明薄膜光伏玻璃的采光性能性能以及节能潜力，发现相比于传统玻璃，半透明薄膜光伏玻璃可达到大致 19%- 59%的节能率。

上述研究在一定程度上较好地揭示了半透明光伏外窗的光热特性，但值得注意的是现有研究大多只是单独从建筑能耗或者室内采光的角度出发探讨光伏外窗的性能参数影响，而有关光伏外窗建筑综合性能的研究相对较少。此外，关于不同气候区域下光伏外窗性能的研究及设计方案的优化也并不完善。因此，本文在通过实验数据验证 Daysim 采光模型可靠性的基础上，采用 Daysim 与 EnergyPlus 软件耦合模拟的方法，对哈尔滨、太原、上海和广州等四个不同气候区光伏外窗建筑的采光与能耗性能进行了综合研究，并对光伏电池覆盖率、朝向以及窗墙比等关键设计参数进行了优化分析。本文的研究结果可以为光伏外窗建筑提供设计参考与理论支撑。

感谢半透明光伏幕墙建筑室内光热环境营造与优化研究（LSKF202011）.西部绿色建筑国家重点实验室开放课题基金项目、户用太阳能光伏光热综合利用清洁供暖技术研究（2018YFD1100701-05）.国家重点研发计划项目、光伏玻璃幕墙建筑室内光热环境与建筑能效提升关键技术研究（201803D121105）.山西省重点研发计划项目对本文所做工作的资助。

1 采光模型验证与耦合模拟设置

1.1 采光模型验证

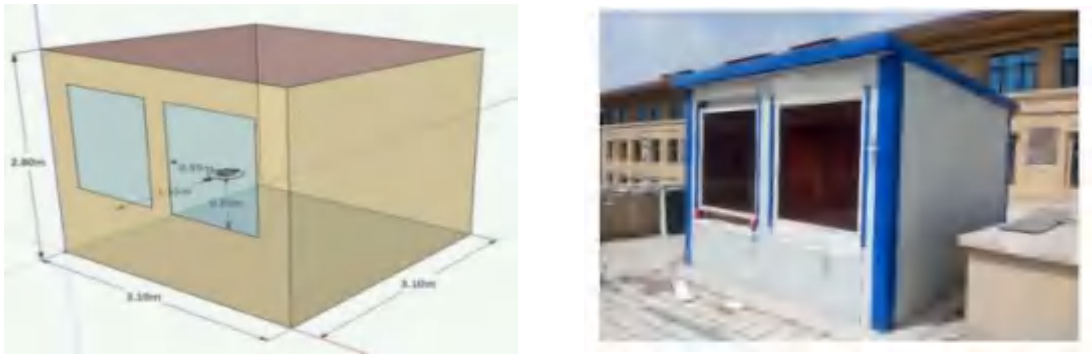
本文采用 Daysim 软件模拟分析不同工况下光伏窗建筑室内动态天然光环境，建筑模型采用 SketchUp 软件建立。为验证采光模型的可靠性，在太原地区搭建了半透明光伏外窗实验平台，并对光伏窗建筑室内采光环境进行了连续监测。下图为本文所建立的建筑模型和实验平台。

选取了两个典型的室外气象工况，对比了实测和模拟所得工作面测点全天的水平照度数据，结果如图 2 所示。其中，图 2（a）为晴天工况，图 2（b）为多云的天气工况。可以看出，不同室外气象条件下，模拟结果与实测数据变化趋势基本一致。进一步分析后发现，不同室外条件下，Daysim 模拟结果与实测数据的引入平均偏差 MBE 值分别为-6.1%（晴天）和-13.5%（多云天），绝对值均小于 15%；而 RMSE 值分别为 7%（晴天）和 18%（多云天），均远小于 35%的限值。由此可见，本文所采用的 Daysim 模型可用于模拟不同室外气象条件下半透明光伏外窗建筑的室内工作面照度[9]。

1.2 耦合模拟设置

相较于 EnergyPlus 采光模型的 Split-flux 算法，Daysim 软件采光模拟模型所采用得蒙特卡洛反向光线追踪算法具有更好的计算精度。因此，为提高采光及照明能耗的模拟计算精度，本文采用采光模拟软件 Daysim 与能耗模拟软件 EnergyPlus 相耦合的方法进行模拟研究，模拟流程如图 2 所示。

将 SketchUp 建立好的建筑模型导入能耗模拟软件 EnergyPlus 中进行制冷/采暖能耗、照明能耗以及光伏发电量的模拟。其中，建筑采暖与制冷能耗的模拟采用热平衡模型，光伏窗发电系统模拟采用 Sandia 光伏发电模型，而照明能耗模拟中所需时间表则由 Daysim 软件模拟生成。Daysim 软件采用连续的调光控制系统，取距地面 0.8m 水平面，在其表面设置两个天然光控制传感器，当模拟所得结果中传感器所在点照度较低时，调光控制系统会补充相应的人工照明使得工作面照度维持在 450lux 以上。因此，将 Daysim 模拟得到的照明时间表导入 EnergyPlus 中，就可以模拟得到相应的建筑照明能耗[10]。



a）光伏外窗建筑模型　　b）光伏外窗实验平台

图 1 建筑模型与实验平台

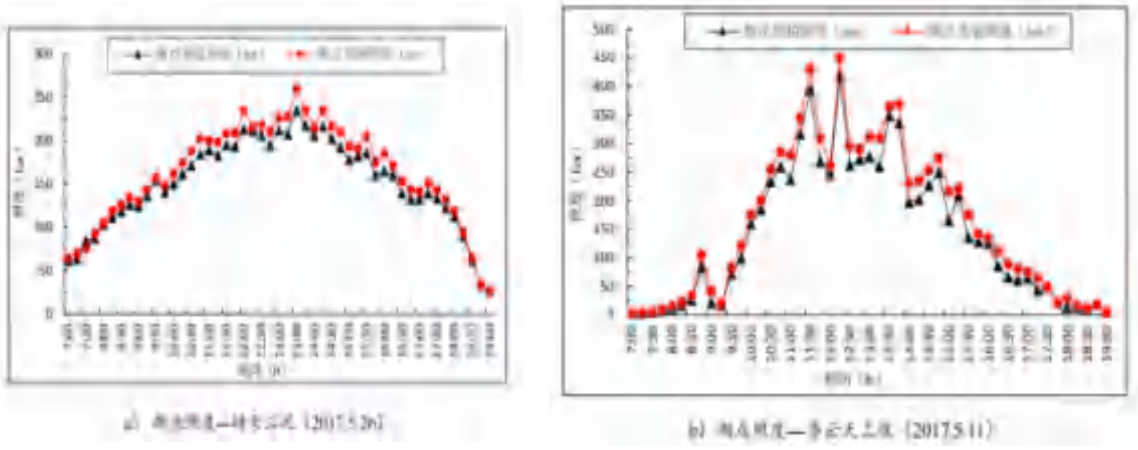


图 2 实验测量与软件模拟的室内水平工作面水平照度



图 3 模拟流程图

建筑外围护结构（外墙、内墙、天花板和地板）的类型和厚度、所用材料以及材料的相关参数（厚度、导热系数、密度和比热容）如表 2-1 所示。模型其他参数按照《实用供热空调设计手册》（第二版）[11]与《办公建筑设计规范》（JGJ-67-2006）[12]的规定进行设定。办公室的人员密度取 4m^2/人，工作时段设定为上午 8:00 到傍晚 18:00，照明功率取 11W/m^2，设备功率取 20W/m^2，室内自然通风换气量取 30m^3 /（h·人）。室内人员逐时在室率与设备使用率见表 2-2。夏季和冬季室内设计温度分别设定为 24℃和 20℃，空调冷热源采用空气源热泵系统，制冷能效比（EER）取 3，采暖性能系数（COP）取 2.75。在模拟过程中使用 AstroPower 公司的 APX-40 光伏玻璃，采用发电模型为 Sandia 模型，其标准模块的发电性能相关参数设置如表 2-3 所示。

表 2-1 外围护结构的热力学性能参数

围护结构	材料类型	厚度（mm）	导热系数（W/m.K）	密度（kg/m³）	比热（J/（kg.K））
外墙	100mm 砖	101.6	0.89	1920	790
	200mm 重型混凝土	203.2	1.95	2240	900
	50mm 保温板	50.8	0.03	43	1210
	空气层	热阻=0.15			
内墙	19mm 石膏板	19	0.16	800	1090
	19mm 石膏板	19	0.16	800	1090
	200mm 混凝土	203.2	1.11	800	920
	19mm 石膏板	19	0.16	800	1090
	100mm 轻质混凝土	101.6	0.53	1280	840
天花板/地板	空气层	热阻=0.18			
	50mm 保温板	50.8	0.03	43	1210

表 2-2 人员逐时在室率与设备使用率

		0：00-6：00	6：00-8：00	8：00-12：00	12：00-13：00	13：00-18：00	18：00-24：00
人员在在室率	工作日	0	0.2	0.95	0.5	0.95	0.1
	周六	0	0.1	0.3	0.3	0.1	0
	周日	0	0	0	0	0	0
设备使用率	工作日	0.4	0.4	0.9	0.8	0.9	0.4
	周六	0.3	0.3	0.5	0.35	0.35	0.3
	周日	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3

表 2-3 标准光伏模块发电性能参数

相关参数	数值	相关参数	数值
有效面积	0.657	二极管的经验参数	1.851
串联电池个数	39	1/2 开路电压的电流（A）	2.82
并联电池个数	1	最大功率点电压和开路电压中间电流（A）	1.7
短路电流（A）	3	C0	0.951
开路电压（V）	20.3	C1	0.049
最大功率点电流（A）	2.5	C2	0.37957
最大功率点电压（V）	16	C3	-6.5492
短路电流温度系数（A/K）	0.000552	C4	0.992
最大功率点电流温度系数（A/K）	0.000216	C5	0.008
开路电压温度系数（V/K）	-0.098	C6	1.032
最大功率点电压温度系数（V/K）	-0.093	C7	-0.032

2 评价指标选取

2.1 采光指标的选取

天然采光系数（Daylight Factor，DF）是目前室内自然采光质量评价的常用指标之一，但该指标无法反映室内采光质量的动态变化。动态采光评价指标如全天然采光时间百分比（Daylight Autonomy，DA）和有

效天然采光照度（Useful Daylight Illuminance，UDI）在一定程度上体现了室内采光质量的动态变化特征，但 DA 指标只明确了自然采光的下限指标，未考虑眩光等现象对采光质量的影响；而 UDI 指标虽然明确了采光舒适的范围，但 100lux 的下限指标并不能满足室内采光需求[13]。因此，本文采用高敏等人提出的新型指标 N-Daylit 来评价光伏建筑室内自然采光质量[14]。该指标定义为全年中室内工作面照度在 450lux-2000lux 范围内的时间所占的百分比，N-Daylit 区域评价指标中的最低照度阈值既保证了工作面最小光照度，同时考虑到了 2000lux 以上的照度产生的眩光问题而对室内采光质量带来的影响。也就是说，如果该值越大，即意味着建筑室内自然采光质量越好。

2.2 能耗指标的选取

本文采用建筑综合能耗指标评价光伏外窗建筑的能耗，建筑综合能耗指标计算公式如下，其值为建筑全年采暖/制冷能耗、照明能耗与光伏窗发电量之差，表征了光伏外窗建筑的全年净能耗水平：

$$Q_{overall} = Q_{cooling} + Q_{heating} + Q_{lighting} - E_{pv}$$

式中：Qoverall 为建筑室内单位面积综合能耗，kW·h/(m^2·yr)；Qcooling 为室内单位面积制冷能耗，kW·h/(m^2·yr)；Qheating 为室内单位面积采暖能耗，kW·h/(m^2·yr)；Qlighting 为室内单位面积人工照明能耗，kW·h/(m^2·yr)；Epv 为单位面积光伏窗发电量，kW·h/(m^2·yr)。Qoverall 的值越小，便意味着光伏建筑的综合能耗越小。

3 模拟工况设置与模拟结果分析

3.1 模拟工况设置

为研究不同气候条件下半透明光伏外窗建筑的综合性能，本文选取了哈尔滨、太原、上海和广州四个不同热工气候分区的典型代表城市，分别模拟研究了光伏电池覆盖率、窗墙比以及朝向等设计参数对半透明光伏外窗建筑室内采光质量及建筑能耗的影响。本文的模拟设置了 72 个工况，具体情况如表 3-1 至 3-4 所示。已有的研究指出，当光伏电池覆盖率大于 70%时，室内的采光质量会受显著影响；而当光伏电池覆盖率小于 20%后，建筑运营时的总体经济性较差[15-16]，因此，本文所模拟工况中将光伏电池覆盖率变化范围设定为 20%-70%。在分别模拟各个地区光伏电池覆盖率、窗墙比以及朝向等设计参数的影响时，只保持一个设计参数处于变化，其余两个设计参数保持不变。

表 3-1 太原地区模拟工况

模拟工况	光伏电池覆盖率（%）	朝向	窗墙比（%）	备注
Case1	20	南向	35	不同透过率
Case2	30			
Case3	40			
Case4	50			
Case5	60			
Case6	70			
Case7	30	北向	35	不同建筑朝向
Case8		东北向		
Case9		东向		
Case10		东南向		
Case11		西南向		
Case12		西向		
Case13		西北向		
Case14	30	南向	20	不同窗墙比
Case15			30	
Case16			40	
Case17			50	
Case18			60	

表 3-2 哈尔滨地区模拟工况

模拟工况	光伏电池覆盖率（%）	朝向	窗墙比（%）	备注
Case19	20	南向	35	不同透过率
Case20	30			
Case21	40			
Case22	50			
Case23	60			
Case24	70			
Case25	20	北向	35	不同建筑朝向
Case26		东北向		
Case27		东向		
Case28		东南向		
Case29		西南向		
Case30		西向		
Case31		西北向		
Case32	20	南向	20	不同窗墙比
Case33			30	
Case34			40	
Case35			50	
Case36			60	

表 3-3 上海地区模拟工况

模拟工况	光伏电池覆盖率（%）	朝向	窗墙比（%）	备注
Case37	20	南向	35	不同透过率
Case38	30			
Case30	40			
Case40	50			
Case41	60			
Case42	70			
Case43	30	北向	35	不同建筑朝向
Case44		东北向		
Case45		东向		
Case46		东南向		
Case47		西南向		
Case48		西向		
Case49		西北向		
Case50	30	南向	20	不同窗墙比
Case51			30	
Case52			40	
Case53			50	
Case54			60	

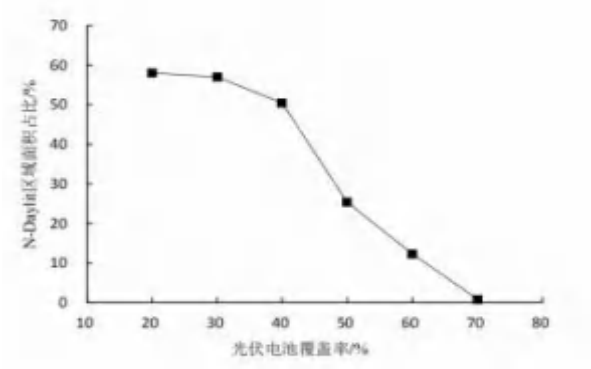
表 3-4 广州地区模拟工况

模拟工况	光伏电池覆盖率（%）	朝向	窗墙比（%）	备注

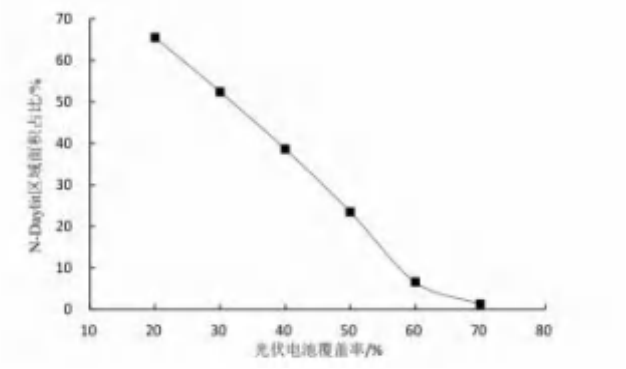
Case55	20	南向	35	不同透过率
Case56	30			
Case57	40			
Case58	50			
Case59	60			
Case60	70			
Case61	20	北向	35	不同建筑朝向
Case62		东北向		
Case63		东向		
Case64		东南向		
Case65		西南向		
Case66		西向		
Case67		西北向		
Case68	20	北向	20	不同窗墙比
Case69			30	
Case70			40	
Case71			50	
Case72			60	

3.2 模拟结果及分析

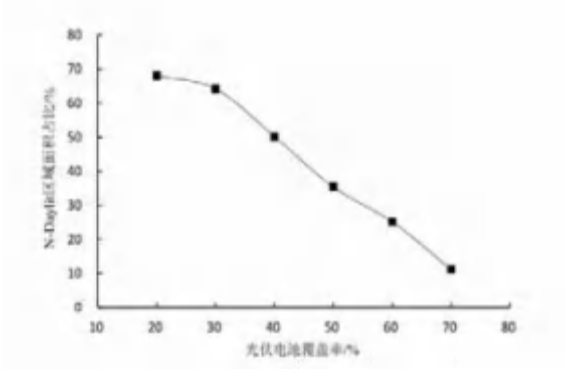
3.2.1 光伏电池覆盖率的影响



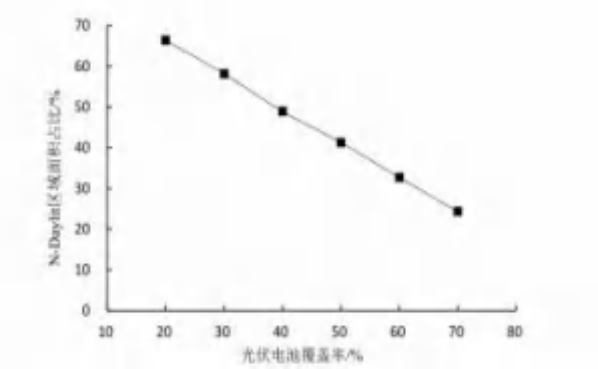
a.太原地区



b.哈尔滨地区

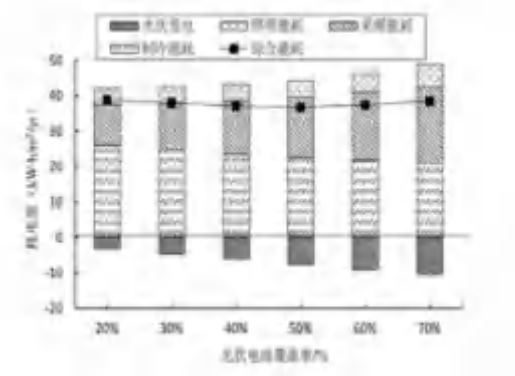


c.上海地区

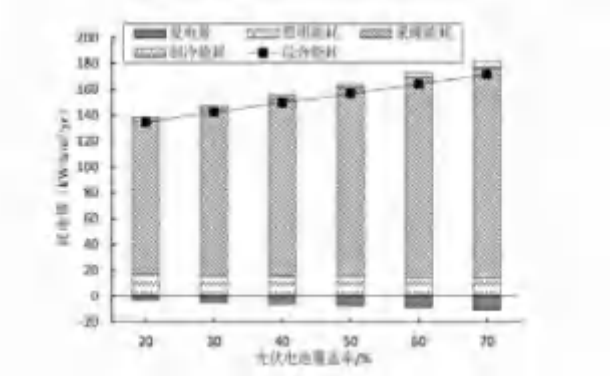


d.广州地区

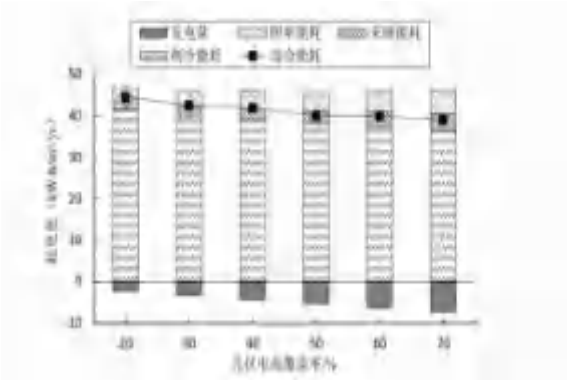
图 3-1 不同光伏电池覆盖率 N-Daylit 区域面积占比



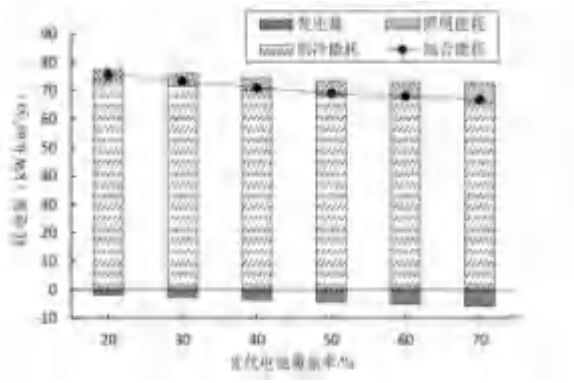
a.太原地区



b.哈尔滨地区



c.上海地区



d.广州地区

图 3-2 不同光伏电池覆盖率光伏系统发电量及建筑能耗

图 3-1 给出了本文中所提及的四个典型地区的双层光伏窗建筑在光伏电池覆盖率分别为 20%-70%时，N-Daylit 区域室内面积占比变化情况。从图 3-1 中可知，在不同地区，随着光伏电池覆盖率的增加，使得光伏窗对太阳直射辐射进入室内的阻碍作用增强，导致室内天然采光质量的持续下降，具体表现为 N-Daylit 区域室内面积占比不断减小。在各个地区，当光伏电池覆盖率为 20%工况下时，N-Daylit 区域面积皆为最大值，室内的天然采光质量皆为最佳工况；但在不同区域，其 N-Daylit 区域面积的最大值和采光质量下降的程度和特性是有所区别的。

在太原地区，当光伏电池覆盖率为 20%工况下，N-Daylit 区域面积达到最大值 58.4%，与之相比，哈尔滨、上海、广州地区在此前提下的 N-Daylit 区域面积分别为：65.48%、68.04%、66.4%，也都达到各自地区的最佳值。综合来看，在光伏电池覆盖率为 20%工况下，上海地区的室内天然采光质量最佳。

图 3-2 给出了四个典型区域的双层光伏窗建筑在在光伏电池覆盖率分别为 20%-70%时的光伏系统发电量及建筑综合能耗的变化情况。从图 3-2 中可知，不同地区的光伏系统发电量都随着光伏电池覆盖率的增加而上升，同时不同地区的建筑综合能耗的变化特性是有显著不同的。

在太原地区，结合图 3-1 和图 3-2 可知，光伏系统发电量随着光伏电池覆盖率的增加，基本上呈线性的上升趋势。同时，光伏电池覆盖率的增加会导致建筑的太阳直射辐射得热量下降，使得夏季的制冷能耗下降，而在冬季的采暖能耗则会增加。因此，太原地区的建筑综合能耗整体呈现先略微下降后缓慢上升的趋势，但总体变化幅度较小。在光伏电池覆盖率为 50%时，建筑综合能耗值达到了最小值为 36.8 kW·h/(m^2 ·yr)，但与 20%光伏电池覆盖率的工况相比，其节能率仅为 5.1%，节能效果并不突出。

在哈尔滨地区，由于其地处严寒气候区，建筑能耗中，采暖能耗占据主要位置，占比约为 80%-90%。由于光伏电池覆盖面积变化直接影响了建筑的太阳直射辐射得热量，因此采暖能耗随光伏电池覆盖率的变化也较为显著[17]。当光伏电池覆盖率增加时，建筑综合能耗呈现出接近于线性的上升趋势。当光伏电池覆盖率为 20%时，建筑综合能耗达到最小值，为 134.59kW·h/(m^2 ·yr)，相比于 70%光伏电池覆盖率时，建筑综合能耗减少了 36.8 kW·h/(m^2 · yr)，节能率高达 21.5%。

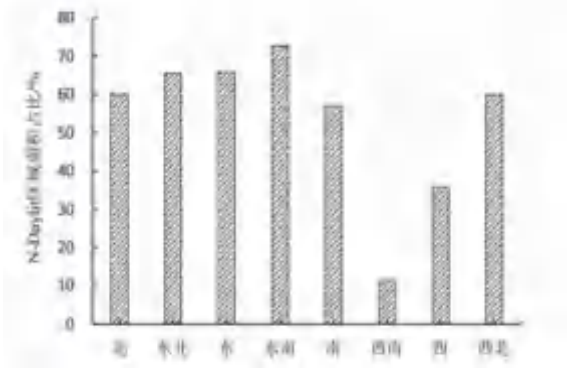
在上海地区，随着光伏电池覆盖率的增加，建筑综合能耗呈现出缓慢的下降趋势，但整体下降幅度较小。光伏电池覆盖率分别为 20%时，N-Daylit 区域面积达到了最大值为 68.04%，当光伏电池覆盖率达到 30%时，N-Daylit 区域面积为 65%，两种工况下皆可以满足办公建筑的自然采光需求。光伏电池覆盖率为 70%时，建筑综合能耗达到最小值，该工况与覆盖率为 20%相比，建筑综合能耗值要减小 5.52 kW·h/(m^2·yr)，节能率为 8%左右。

在广州地区，由于其处于夏热冬暖地区，制冷能耗在建筑能耗中的比例较大，随着光伏电池覆盖率的增加，制冷能耗不断减少，光伏发电量不断增加；虽然照明能耗也略有上升，但是从总体上来看，建筑综合能耗是处于下降的趋势。与前三个地区一样，当光伏电池覆盖率为 20%时，室内采光质量最佳，同时，与在建筑综合能耗构成中制冷能耗同样占据重要地位的上海地区一样，其建筑综合能耗同样达到最大

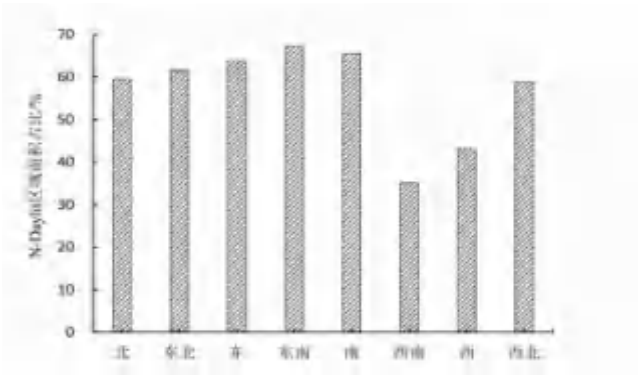
值。当光伏电池覆盖率为 70%时，其建筑综合能耗值也达到最小值为 66.84kW·h/(m ^{2}yr)，比其最大值降低了 12%的水平。

综合考虑不同光伏电池覆盖率下的室内采光质量与建筑综合能耗可以发现，在太原、上海、广州三个地区，20%和 30%的光伏电池覆盖率都可以保证良好的室内天然光环境。虽然光伏电池覆盖率为 30%时，建筑天然采光质量略有下降，但室内综合能耗相对较低。因此，太原、上海、广州三个地区，推荐光伏电池覆盖率为 30%。而在哈尔滨地区，由于该地区的建筑综合能耗中采暖能耗占据主要位置，不论是从室内采光质量的角度亦或是建筑综合能耗角度进行考虑，20%都是哈尔滨地区双层光伏窗的光伏电池覆盖率的最佳选择。

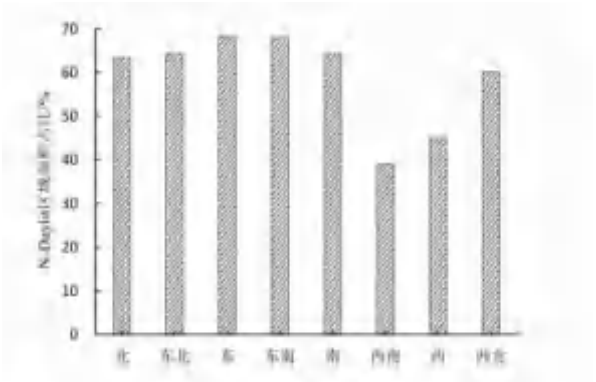
3.2.2 光伏窗安装朝向的影响



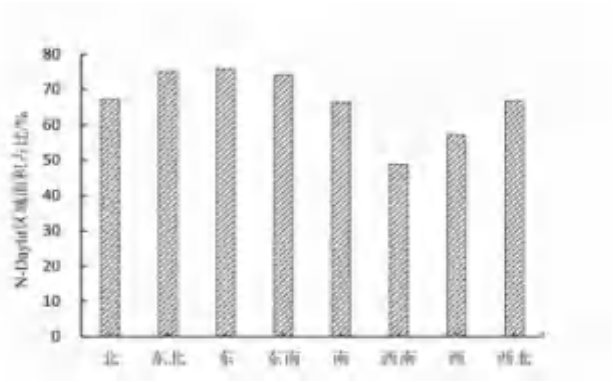
a.太原地区



b.哈尔滨地区

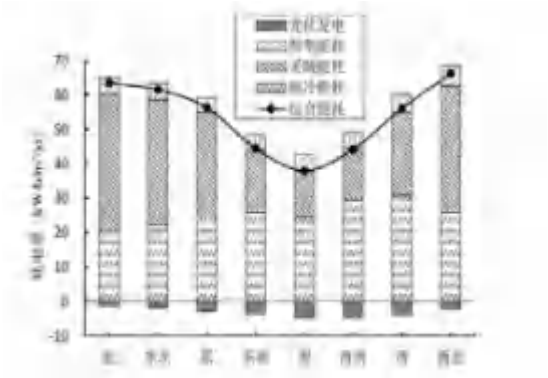


c.上海地区

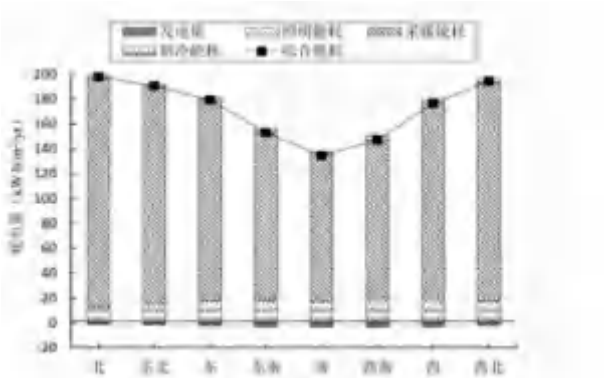


d.广州地区

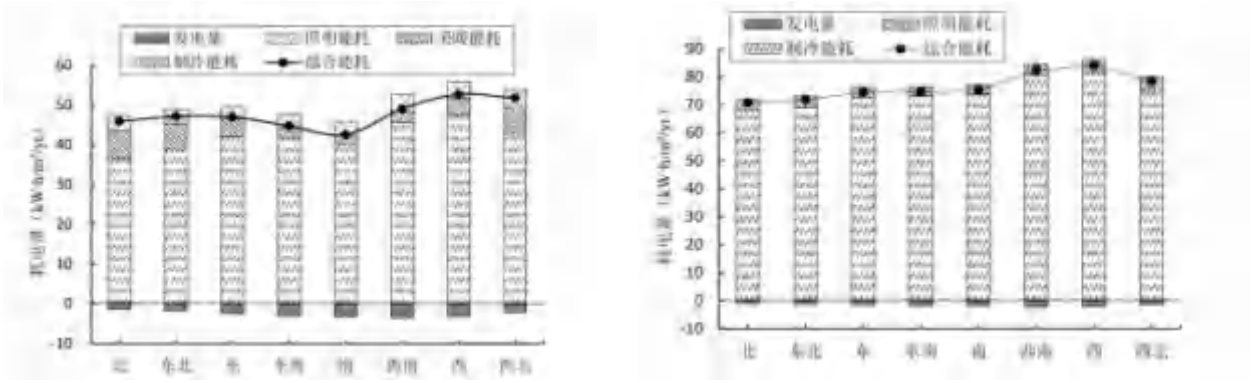
图 3-3 不同朝向 N-Daylit 区域面积占比



a.太原地区



b.哈尔滨地区



c.上海地区　　d.广州地区

图 3-4 不同朝向光伏系统的发电量和建筑能耗

从图 3-3 可知，各个地区的不同安装朝向 N-Daylit 区域室内面积占比中，西向和西南向的占比较小，自然采光环境质量较差；而东向和东南向的 N-Daylit 区域室内面积占比较大，自然采光环境质量较优。

在太原地区，不同安装朝向 N-Daylit 区域室内面积占比除西南向和西向两个工况以外，其他各朝向 N-Daylit 区域室内面积占比均超过了 57%，东南向甚至高达 72.8%。与其他三个地区相比，N-Daylit 区域在安装方向为西南方向工况最小，其随朝向的变化也最为显著。在哈尔滨地区，除了西向和西南向之外，其余各朝向 N-Daylit 区域室内面占比相差不大。在上海地区，不同安装朝向室内 N-Daylit 区域面积除西向和西南向两个工况以外，均超过 60%，采光质量皆较为优良；在广州地区，不同安装朝向室内 N-Daylit 区域面积的变化规律与其他三个地区类似，其中东北向、东向以及东南向三个工况的采光质量最佳，N-Daylit 区域面积占比均超过了 70%；南向、北向和西北向工况次之，但 N-Daylit 区域面积占比同样在 60%-70%之间；总体而言，该地区的采光质量总体优于其他三个地区。在广州地区，不同安装朝向 N-Daylit 区域的变化规律与其他三个地区类似，但变化幅度较小，并且西南向和西向两个工况的 N-Daylit 区域要明显高于其他三个地区。

结合图 3-4，进一步分析各地区各安装朝向下建筑能耗以及光伏系统发电量。不同地区的光伏系统发电量在南向和西南向两个工况时较大，同时，在不同地区的建筑综合能耗随安装朝向的变化特点还是有所不同的。

在太原地区，东南向、南向太阳辐射条件充足，夏季时段的制冷能耗在建筑综合能耗中占比较大，而东北向、北向等所太阳辐射量较少的光伏窗安装朝向，则以冬季采暖能耗占主导；南向和西南向的光伏系统发电量显著高于其他安装朝向。在南向工况中，建筑受到的太阳辐射最多，使得采暖能耗较其他朝向工况要减小很多，并且光伏系统发电量也较大，使得建筑的综合能耗也最低，相比于西北向即建筑综合能耗最大的工况，节能率可达到 42.7%。

在哈尔滨地区，同样是采暖地区，其南向工况的建筑综合能耗也要小，并且光伏系统发电量也较同地区其他工况大，相较于北向工况，其节能率也达到 32%，节能效果极为明显。

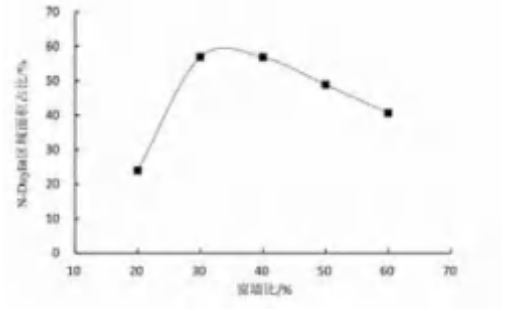
在上海地区，制冷能耗在建筑能耗中占据主要位置，西向和西南向两个工况由于由于西晒的存在，使得制冷能耗显著增加，远远超过了光伏系统发电量的增加量，因此在上海地区，西向和西南向两个工况的建筑综合能耗高于其他朝向；与西向和西南向相对的是而南向，由于其采暖能耗较小，同时光伏系统发电量较大，导致整体上建筑综合能耗最低，相比其他朝向而言，其节能效果较为显著。

在广州地区，由于该地处于夏热冬暖地区，制冷能耗占据主要位置[18]，建筑综合能耗的变化规律与其他三个地区不同，北向安装的双层光伏窗虽然光伏系统发电量较小，但可以通过有效地降低室内太能辐射得热从而降低建筑综合能耗。

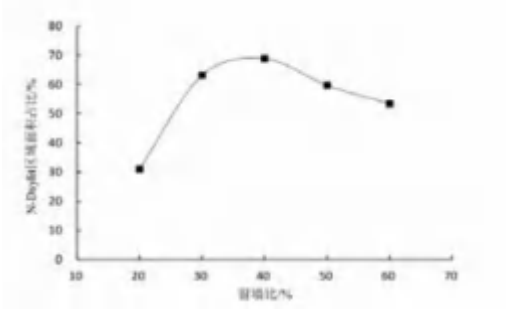
综合来看，根据不同安装朝向的室内采光质量、光伏系统的发电量和建筑能耗的具体情况，可见不同地区的最佳朝向是不同的。在太原、上海、哈尔滨三个地区，南向虽然不是最佳的采光朝向，但其已经可以满足室内人员的采光需求；同时因为其较低的建筑

综合能耗，本文建议南向作为这三个地区双层光伏窗的最优安装朝向。在广州地区，北向安装的双层光伏窗的建筑综合能耗最小，为 70.77 kW·h/(m ^{2} yr)，相比西向工况，节能率达到了 15.9%。综合采光情况来看，在广州地区，当双层光伏窗安装在北向时，建筑室内的 N-Daylit 区域面积占比达到了 67%，这是满足室内的天然采光需求；并且此工况下建筑的综合能耗最低，节能效果极其显著，因此，本文建议北向作为广州地区的双层光伏窗的最优安装朝向。

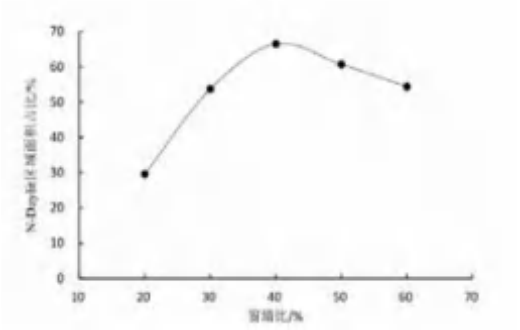
3.2.3 建筑窗墙比的影响



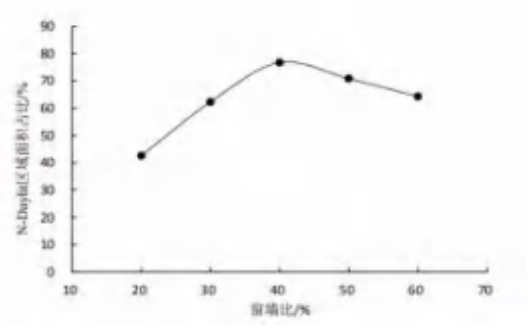
a.太原地区



b.哈尔滨地区

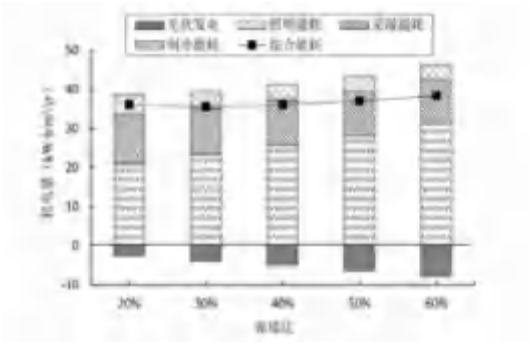


c.上海地区

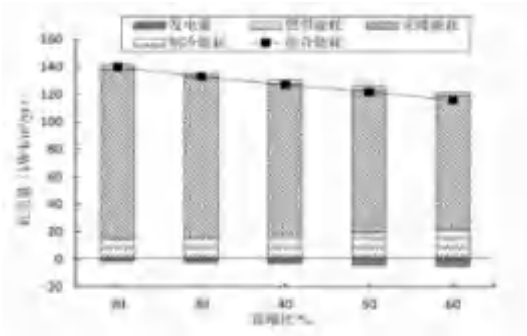


d.广州地区

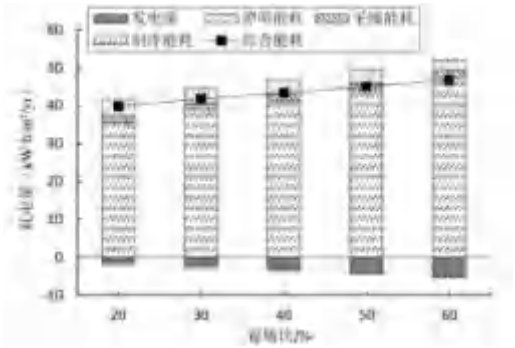
图 3-5 不同窗墙比 N-Daylit 区域面积占比



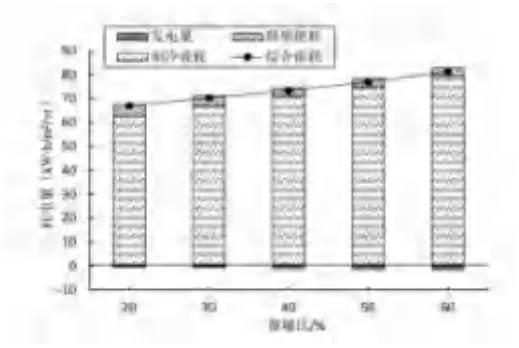
a.太原地区



b.哈尔滨地区



c.上海地区



d.广州地区

图 3-6 不同窗墙比光伏系统的发电量和建筑能耗

图 3-5 为不同地区 20%-60%的窗墙比下室内 N-Daylit 区域室内面积占比的变化情况。可以发现，各个地区的 N-Daylit 区域面积均随着窗墙比的增加呈现先上升后下降趋势，并且都在窗墙比为 30%-40%时的 N-Daylit 区域面积达到了最大值。从图 3-6 来看，综合不同窗墙比下光伏系统发电量和建筑能耗情况，可知，不同地区的窗墙比增加导致了光伏系统发电量的增加，但由于四个地区所处的热工气候分区不同，建筑能耗情况的变化趋势和特征不尽相同。

从图 3-5 可知，在太原地区，窗墙比为 30%-40%时的 N-Daylit 区域面积达到了最大值。在太原和上海地区，窗墙比的增加导致光伏发电量以及夏季制冷能耗显著上升，同时室内照明能耗和冬季采暖能耗则逐步下降。由于太原地区采暖能耗占比和制冷能耗的占比均较大，因此整体上，建筑综合能耗变化幅度较小，且呈现先略微下降后逐步上升的趋势。由图 3-6 可知，在太原地区，30%的窗墙比工况下，建筑综合能耗达到最小为 35.5 kW·h/(m ^{2} yr)。

在哈尔滨地区，40%的窗墙比的工况下室内 N-Daylit 区域面积占比最大，达到了 70%左右，室内采光环境质量良好，即使在 50%的窗墙比工况下 N-Daylit 区域面积占比也达到了 60%。

由于哈尔滨处于寒冷地区，采暖能耗在建筑综合能耗中处于主要位置，南向的窗墙比的增大有利于建筑冬季充分利用太阳辐射，而这部分利用的辐射得热大于因为窗墙比增大导致的围护结构传热增加量，因此建筑综合能耗有随窗墙比增加而逐步下降的趋势。当窗墙比达到 60%时，建筑综合能耗达到最低为 115.82kW·h/(m ^{2}yr)，与 20%窗墙比的工况相比，建筑综合能耗减小了 17.4%，节能效果明显。

在上海地区，与哈尔滨地区相同的是在 40%的窗墙比工况下 N-Daylit 区域面积也占比达到了最大值，达到了 66.5%；50%的窗墙比工况下也达到了 61%，与哈尔滨地区一样，在 40%和 50%两个工况下，采光质量都较好。但在上海地区，制冷能耗开始占据建筑综合能耗中的主要位置，随着窗墙比的增加，会导致室内太阳辐射得热增加[19]，这一增加远大于窗墙比增加带来的光伏系统发电量的增加，从而导致建筑综合能耗的显著上升。当窗墙比为 20%时，建筑综合能耗最低，仅为 39.8kW·h/(m^2·yr)；但是到了窗墙比为 60%的工况，建筑综合能耗增加了 6.9kW·h/(m^2·yr)，增加量十分显著。

在广州地区，除了窗墙比为 20%的工况，其余各工况的 N-Daylit 区域面积都在 60%以上，采光质量良好；其中，窗墙比为 40%时的 N-Daylit 区域面积占比最大，达到了 76.7%。制冷能耗的在建筑综合能耗中的占比与上三个地区相比更大，随着窗墙比的增加建筑综合能耗上升较上海地区显著。广州地区也是在 20%窗墙比的工况下建筑综合能耗最低，为 66.92kW·h/(m^2·yr)，但是与 60%的窗墙比工况相比，综合能耗还要小 14.23 kW·h/(m^2·yr)。

综合分析不同窗墙比下的室内 N-Daylit 区域室内面积占比和建筑综合能耗情况可知，在太原地区，30%的窗墙比工况的室内天然采光环境较好并且建筑综合能耗也较低，可作为该地区的最优先的窗墙比选择；在哈尔滨、上海和广州三个地区，窗墙比的选择应在保证采光质量较好的基础上，尽量考虑较低的建筑综合能耗的工况作为最佳窗墙比选择；在哈尔滨地区，50%的窗墙比在保证了采光质量的基础上，建筑的综合能耗较低，并且节能效果显著，故作为该地区的最佳窗墙比；在上海地区，窗墙比分别为 40%和 50%的两个工况都能保证良好的采光质量，但窗墙比为 40%的工况的建筑综合能耗更低，故作为该地区的最佳窗墙比；在广州地区，窗墙比为 30%-60%时，采光质量普遍较好，其中，在 30%的窗墙比的条件下，建筑综合能耗最小，故应在该地区优先选择。

4 研究结论

本文主要针对双层光伏窗，介绍了所用的采光模型验证与耦合模拟设置以及采光、建筑综合能耗的评价指标。然后从建筑天然采光质量与建筑综合能耗的视角，探讨了太原、哈尔滨、上海和广州地区总共四个典型代表城市的光伏双层窗建筑在不同建筑设计参数下的优化设计方案。根据所得到的模拟结果，本文可以得到各地区双层光伏建筑的最优建筑设计参数组合（光伏电池覆盖率、建筑朝向以及窗墙比）的确定思路如下：

（1）在寒冷地区太原，30%的光伏电池覆盖率可以保证良好天然采光质量，同时建筑综合能耗较低，宜作为太原地区的最佳光伏电池覆盖率的选择；相比与其他朝向，南向虽然不是其采光的最佳朝向，但可以满足室内人员采光需求，由于其建筑综合能耗较低，在此可作为该地区的最佳朝向选择；30%的建筑窗墙比下室内天然光环境最好并且综合能耗最低，可作为该地区的窗墙比的优化选择；

（2）在严寒地区哈尔滨，不论从室内采光质量亦或是综合能耗角度考虑，20%都是哈尔滨地区最佳

光伏电池覆盖率的选择；南向安装和太原地区的考虑依据一样，都可以满足采光需求，同时建筑综合能耗最小，节能率较高；对建筑窗墙比而言，50%的窗墙比在保证了采光质量的基础上，建筑的综合能耗较低，可作为窗墙比的优化选择；

（3）在夏热冬冷地区上海，20%和 30%的光伏电池覆盖率工况下均可以保证室内良好的采光质量，30%的覆盖率工况综合能耗相较于 20%的覆盖率工况综合能耗减小了 5.52kW·h/(m^2yr)，节能效果更好，故以 30%的覆盖率工况为最佳选择；光伏窗在南向时室内采光质量较好，并且建筑综合能耗较低，是最佳的朝向选择；40%和 50%的窗墙比两个工况中的采光质量皆比较高，但两者相比，40%的窗墙比的综合能耗更低，故作为窗墙比的优化选择；

（4）在夏热冬暖地区广州，20%的覆盖率工况下采光质量最佳，但其综合能耗同样达到了最大值，然而 30%的覆盖率工况下采光质量是可以接受的，但建筑综合能耗相比 20%的覆盖率的工况能减少了 2.33 kW·h/(m^2·yr)；因此，广州地区最佳的光伏电池覆盖率可选择 30%。与以上三个地区相比，该地区南向的太阳辐射较大，使得夏季的制冷能耗较大，并且，太阳辐射较大也会导致南向工况的眩光出现的比率较高，从而降低采光质量；由于广州地区的北向工况的室内采光质量较好，建筑综合能耗最低，故北向为该地区推荐的安装朝向；对建筑窗墙比而言，窗墙比为 30%-60%时，N-Daylit 区域面积占比均在 60%以上，基本上可以满足室内采光质量，其中窗墙比为 30%时，建筑综合能耗最小，节能效果最佳，故作为窗墙比的优化选择。

综上所述，各地区双层光伏建筑的最优建筑设计参数组合（光伏电池透过率、建筑朝向以及窗墙比）的技术方案如下表所示：

表 4 各地区双层光伏建筑的最优建筑设计参数组合

代表城市地区	所在热工分区	推荐朝向	推荐光伏电池覆盖率（%）	推荐窗墙比（%）
太原	寒冷	南	30	30
哈尔滨	严寒	南	20	50
上海	夏热冬冷	南	30	40
广州	夏热冬暖	北	30	30

参考文献

[1] 郭文雯.国内外光伏技术研究现状——以建筑光伏窗为例[J].科技视界，2015(20):101-102.

[2] Fung T.Y.Y,Yang H.Study on thermal performance of semi-transparent building-integrated photovoltaic glazings[J].Energy & Buildings,2008,40(3):341-350.

[3] Radhi H.Energy analysis of façade-integrated photovoltaic systems applied to UAE commercial buildings[J].Solar Energy,2010,84(12):2009-2021.

[4] Wong P W,Shimoda Y,Nonaka M,et al.Semi-transparent PV:Thermal performance,power generation, daylight modelling and energy saving potential in a residentialapplication [J].Renewable Energy,2008,33(5):1024-1036.

[5] Kapsis K,Athienitis A K.A study of the potential benefits of semi-transparent photovoltaics in commercial buildings[J].Solar Energy,201,115:120-132.

[6] Robinson L,Athienitis A.Design methodology for optimization of electricity generationand daylight utilization for façade with semi-transparent photovoltaics[J].Proceedings of Building Simulation,2013.

[7] Ng P K,Mithraratne N,Kua H W.Energy analysis of semi-transparent BIPV in Singapore buildings[J].Energy & Buildings,2013,66(5):274-281.

[8] Olivieri L,Caamaño-Martín E,Moralejo-Vázquez FJ,et al.Energy saving potential of semi-transparent photovoltaic elements for building integration[J].Energy,2014,76:572-583.

[9] Reinhart C F,Walkenhorst O.Validation of dynamic RADIANCE-based daylight simulations for a test office with external blinds[J].Energy & Buildings,2001,33(7):683-697.

[10] Melo A P,Lamberts R,Versage R.Impact of different daylighting simulation result on the prediction of total energy consumption[C].National Conference of Ibpsa-Usa.2010.

[11] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册[M].中国建筑工业出版社,1993.

[12] JGJ 67-2006，办公建筑设计规范[S].中国建筑工业出版社,2006.

[13] 吴蔚，刘坤鹏. 浅析可取代采光系数的新天然采光评价参数[J].照明工程学报,2012,23(2):1-7.

[14] 高敏，程远达.光伏窗天然采光与能量性能研究.2017 年全国暖通空调学术年会论文集[C].北京:建筑环境与能源,2017(6):145-148.

[15] Reinhart C F.Tutorial on the use of Daysim si

mulations for sustainable design[J].Institute for Research in Construction,2010.
[16] 李卓,王立雄,张华.光伏玻璃应用于办公空间的天然光环境研究以天津地区为例[J].照明工程学报,2015(1):23-28.
[17] 霍玉佼.透光薄膜光伏幕墙建筑集成的空间光环境与能量特性研究[D].天津大学,2016.
[18] 秦红,陈维,沈辉等.光伏建筑一体化建筑空调负荷特点及节能对策分析[J].暖通空调,2005,35(9):54-57.
[19] 仇中柱,郭文雯,张雷等.光伏窗能量性能的朝向特性研究[C].首届中国工程院/国家能源局能源论坛论文集,2010.1021-1025.

基于 CFD 模拟的地下建筑热压通风多解研究

刘亚南[1]，肖益民[2]，董莉莉[1]

（1.重庆交通大学建筑与城市规划学院，重庆　400074；2.重庆大学土木工程学院，重庆　400045）

［摘　要］研究发现，即使几何条件和边界条件相同，地下建筑自然通风仍可能出现多种流动状态，造成设计与最终运行状态不符，因此需研究该自然通风多解现象。地下建筑热压通风具有独特的特性，如通风隧洞直通地下，热压作用为主，无直接与大气想通的底部开口等。鉴于此，本文采用二阶段数值模拟法再现了一个典型地下建筑的热压通风多解现象。并采用缩比模型实验对模拟结果进行验证。本文研究了历史流动状态，热源的强度和局部热源位置等多种因素对热压通风多解形成过程的影响。并研究了热压通风多解的形成机制。当初始流速为零时，整体流动的形成趋于向热羽流的蔓延的方向发展，而初始流动情况将对该发展过程产生影响。然而，当稳定状态形成后，则与初始流速无关。最后，对通风多解有了进一步认识，热压既是气流运动的原因，又是气流运动的结果参数。热压将与气流运动相互作用，可以随气流的运动产生飘移，形成不同的分布状态。

［关键词］热压通风；局部热源；多稳态；数值模拟

建筑通风多解的提出。通风多解研究的是在相同条件下，通风存在多种稳定状态，每一种稳定状态具有其对应的热压分布、室内外温差分布和通风量分布状态。而最早提出建筑通风排烟多解的是日本学者 Nitta[1]，在防排烟设计中，同样的风机设置，特定的房间布局，可能存在多种通风排烟状态，他将这种现象称为“混沌”并建议选择只能产生一种独特模式的排烟系统，以避免火灾情况下造成不能有效排烟的危险。该研究指出通风多解对人员安全和通风设计至关重要，但并未从机理上对多解的产生进行阐述。带有两个开口的单区域建筑在风压和热压对抗下的自然通风多解研究。Hunt 和 Linden[2] 首先提出了关于风压与热压共同作用下，自然通风可能存在相互加强和相互对抗的现象，主要是针对风压和热压相互加强的情况进行了研究。研究者又提出了一维数学模型，并利用小型缩比盐水模型实验进行了可视化和定量对比研究。该研究为夜间通风和气流泄漏后的通风计算提供了理论依据。如图 1 所示，Andersen 等人[3]又把风压和热压对抗的情形细分成了两类：风压主导型和热压主导型。针对风压和热压对抗的情况，研究者进行了盐水实验，通过使用染色的方法对多解现象进行了观测，并利用粒子图像测速技术（PIV），对流量进行了测试。李玉国和 Delsante[4]针对该双开口建筑通风情况建立了完整的一维数学模型，并考虑了室内外温差下围护结构稳态导热的影响。Heiselberg 等人[5]在盐水实验的基础上进行了 CFD 数值模拟计算，详细分析了该建筑的通风多解现象。在此基础上，李玉国[6]提出斜隧道和双层建筑也存在多解现象，并指出多解的研究对于建筑烟气扩散分析和多区域通风网络模型的开发具有重大意义。Lishman 和 Woods[7]研究了风压变化对单区域建筑多解的影响。Yuan 和 Glicksman[8,9]研究了初始条件对多解的影响，以及扰动对各稳定状态之间动态转换的影响。不同的初始条件可能形成不同的稳定状态。而扰动是指一个短暂的边界条件的变化，该边界条件作用一段时间后，再恢复原来的边界条件，但是这个过程将有可能使自然通风从一种稳定状态转换成另一种。但是，该转换过程未考虑室外温度周期性波动和蓄热体的影响。

带有多个开口的单区域建筑自然通风多解研究。Chenvidakarn 和 Woods[10]基于盐水实验和理论分析法，Durrani 等人[11]基于 CFD 数值模拟法均对某三开口建筑的自然通风多解性进行了研究。实验及理论分析均证明了该建筑自然通风系统具有三种流动状态。CFD 数值模拟表明，相较 RNG k-ε 模型，LES 模型对流动细节模拟的准确性更高。Chen 和 Li[12]研究了热分层对通风多解的影响。研究发现，当初始条件不同时，即使边界条件相同，该建筑自然通风系统的热分层高度既可能高于也可能低于外墙中部开口，从而形成不同的通风流动状态。

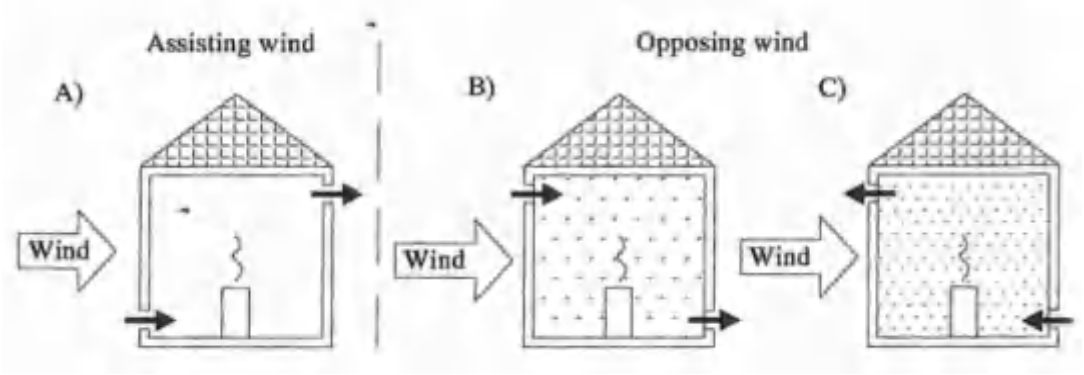


图 1　风压与热压作用下的三种通风形式[3]

通风排烟的多解研究。龚剑和李玉国[13,14]研究了在室外风压作用下，火灾烟气扩散的多解性。研究者主要是通过缩比模型实验及 CFD 数值模拟进行，涉及到单区域、单热源建筑，也包括两区域、单热源建筑。研究了点热源、线热源和面热源等不同形式对多解的影响，以及热源位置的影响。在热压主导的通风情况下，面热源具有最大的排烟量而热源位于角落具有最小的排烟量。研究人员还对烟气扩散多解现象进行了烟气可视化实验。阳东等人[15]研究了倾斜隧道内风压与烟气热压对抗下的多解现象，该研究中所应用的理论分析法与 Yuan 和 Glicksman[8,9]类似，均是根据瞬态能量平衡和压力平衡建立非线性微分方程，但是该研究中应用了盐水实验对两种稳态解的形成发展过程进行了全过程对比验证，且该研究用于斜直隧道的火灾情形，其几何形状和应用场景均与前述研究具有明显差异。与平时通风相比，消防排烟烟气温度更高，热源散热功率更大，围护结构传热的影响不大。因此，以上研究均未考虑围护结构传热的影响。

综上所述，多数研究关注地上建筑自然通风多解。而地下建筑具有其独特性，如地下建筑的风道都具有很深的埋设深度，且主要驱动力为单独的热压作用，底部没有开口直接与大气想通等。因此，需进行进一步的研究，以揭示地下建筑热压通风多解的形成和发展机制。

2 实验设置

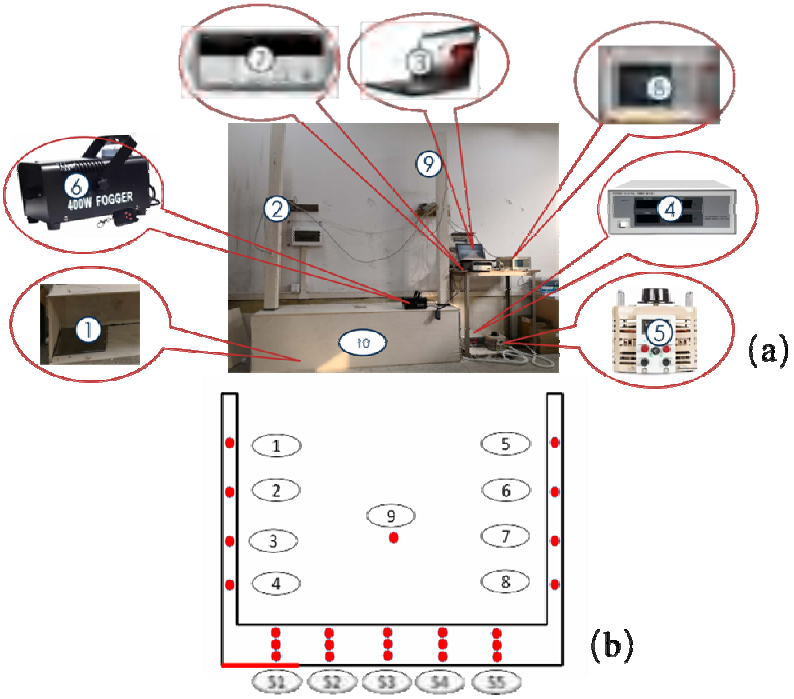


图 2　实验设置(a)系统的配置; (1.局部热源 2.温度感应器 3.笔记本电脑 4.电流电压 3 功率表; 5.变压器 6.烟雾发生器 7.数据采集仪 8.多通道风速仪 9.流速探测器 10.防火板制作的建筑模型); (b) 感应器的安装位置图

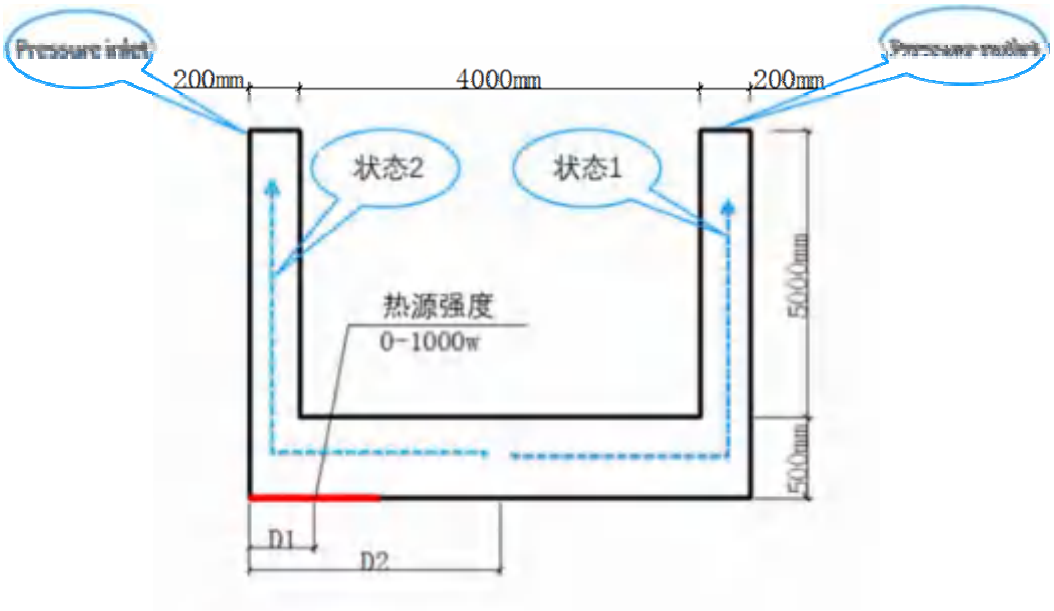


图 3 具有两种流动状态的地下建筑模型

该文以典型的地下水电站为原型，简化为图 2 所示的缩比模型。该实验主要为 CFD 的模拟结果提供对比验证。实验采用防火板制作地下建筑模型。为了简化模型并方便对热压的多态性进行研究，只考虑了单个热源的作用，其综合了水电站中变压器，电缆和发电机组等的散热量。同时，为了方便观察和控制，该实验只考虑了双开口的情况。与实际水电站的尺度相比，该模型的比例尺约为 1:20，但该模型并不对应特定水电站工程。利用一台功率为 1KW 的面发热体模拟水电站机组及配套设备的总散热量，利用变压器调节局部热源的发热量，改变发热功率。使用多通道风速仪（Kanomax 1560 型）测量平均风速，并使用额定功率为 400W 的烟雾发生器产生白烟用于可视化气流运动。K 型热电偶连接至 Keysight 34972A 数据采集仪，用于探测模型中气流的温度。具体配置如图 2（a）所示。其速度测点位于进出口竖井的气流平稳段，而温度测点的布置如图 2（b）所示。

如图 3 所示，状态 1 下，局部热源的热量将进入右边竖井，而状态 2 下，局部热源的热量将进入左边竖井。基于 Ansys fluent 16.0 的有限体积求解器，对地下建筑自然通风进行了 2 维 CFD 数值模拟。利用中心差分格式对质量守恒方程进行了离散。QUICK 格式对动量方程进行离散，采用了 RNG K-epsilon 模型 和标准壁面函数，并开启了全浮力效应。布茨涅斯克假设用来评价空气密度的变化。

对于该两阶段模拟法，首先关闭能源方程，空气密度设置为恒定，其他边界调教如表 1 所示。表面为无滑移边界条件，开口为速度入口，出口为压力出口，表压为 0，目的是让静压为零使得流体能够自由出入。当残差小于 10-6 认为计算结果收敛。利用第一步计算结果作为第二步模拟的初始条件，继续进行数值模拟。开启能源方程和布茨涅斯克假设，边界条件改成表 2 中的数值。比热为 1006.43 j/kg-k，热导性为 0.0242 w/m-k，流体粘性为 1.7894e-5 kg/m-s,热膨胀系数为 0.003 1/k. 局部热源设定为恒定动率型，进出口都设定为表压为 0 的自由出入口。当模拟结果收敛时，改变第一步中的初始速度值，从而获得不同的最终状态。

表 1 第一阶段的边界条件设置

边界类型	边界类型
墙体	No-slip and adiabatic surface
进口	Velocity inlet（change based on initial velocity）
出口	Pressure outlet
局部热源	No-slip and adiabatic surface

表 2 第二阶段的边界条件设定

边界类型	边界条件
墙体	No-slip and adiabatic surface
进口	Pressure inlet
出口	Pressure outlet
局部热源	Constant heat flux

为了确保计算的准确性，网格的划分需遵循了一些基本原则。对于网格类型可以是四面体、六面体及其它形状的网格。但是对于网格划分时，尽量避免网

格的扭曲或变形，如三角形网格应尽量使角度小于 90 度。特别是对流动梯度较大的区域更应注意网格质量，否则将增大截断误差甚至影响计算的收敛性。边界层第一层网格除了要满足 y+的要求，还要注意网格尽量平行或垂直边界表面。本案例中，由于几何形状比较规则，使用的是结构化网格，且网格质量较高。另外，为了保证仿真结果的准确性，进行了网格收敛性分析和时间步长独立性验证。网格收敛分析采用结构化网格，网格数分别设置为 10200、42000 和 63000，时间步长独立性测试采用 0.0625s、0.125s 和 0.25s 作为时间步长。测量了沿 y=0.06，x=0.1 和 x=4.3 上的若干点的速度。结果如图 4（a）和（b）所示，粗网格与基础网格的差别明显，而细网格与基础网格的差别相对较小。因此，综合考虑准确度和时间成本，模拟中适用了 42000 个网格。如图 4（c）和（d）所示，瞬态仿真选择 0.125s 作为时间步长，具有足够的计算精度。

选用不同湍流模型，对热压通风进行模拟，出口流速分别为 0.59m/s（标准 k-ε 模型）、0.62m/s（RNG k-ε 模型）和 0.65m/s（SST k-ω模型），出口平均温度为 53.3℃（标准 k-ε 模型）、52.3℃（RNG k-ε 模型）和 50.7℃（SST k-ω模型）。与实验结果相比，实验测试的平均速度为 0.61m/s，出口温度为 52.6℃。流速的相对误差为 2.8%（标准 k-ε 模型）、0.9 %（RNG k-ε 模型）和 6.4%（SST k-ω模型）。温度的相对误差为 1.3%（标准 k-ε 模型）、0.6 %（RNG k-ε 模型）和 3.6%（SST k-ω模型）。对比可知，CFD 模拟与实验测试结果比较吻合。图 3.8 显示了 CFD 和实验结果之间的详细温度比较。可以发现，与标准 k-ε 模型相比，RNG 模型更为精确。

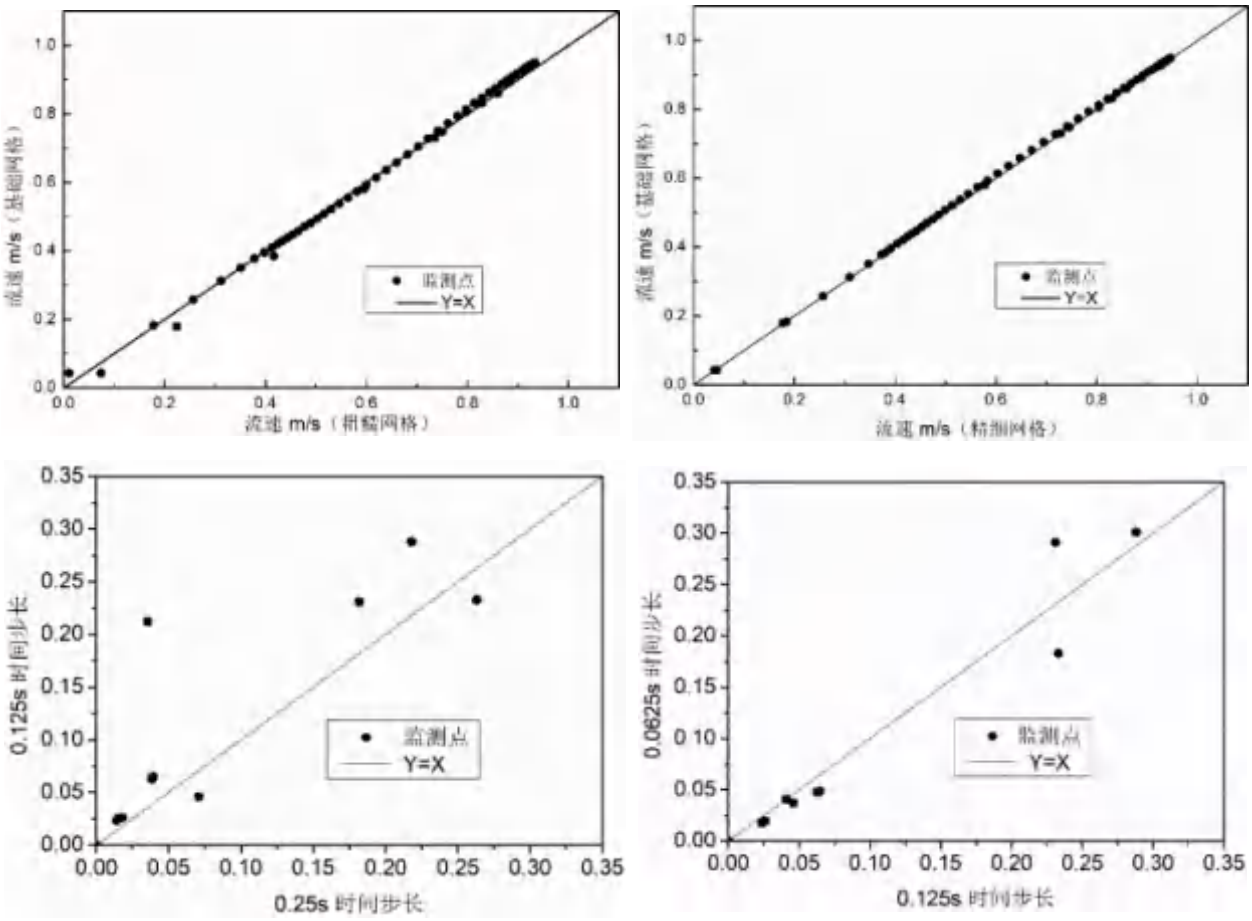


图 4　网格无关化和时间步长独立性分析：(a)粗网格与基础网格的流速比较；（b）细网格与基础网格的流速比较；（c）时间步长为 0.125s 与 0.25s 时的流速比较；（d）时间步长为 0.0625s 与 0.125s 时的流速比较

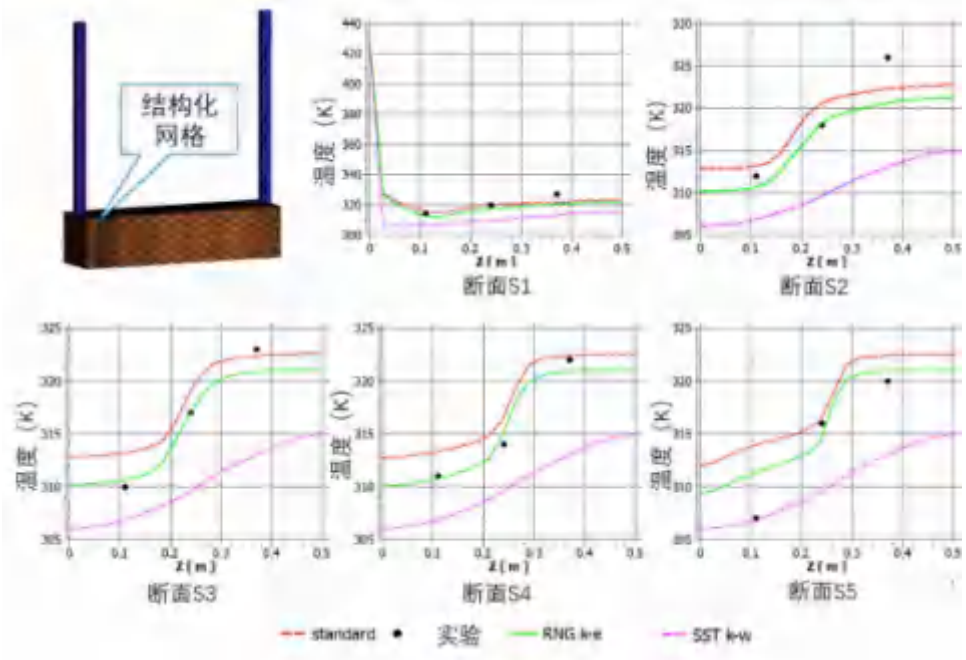
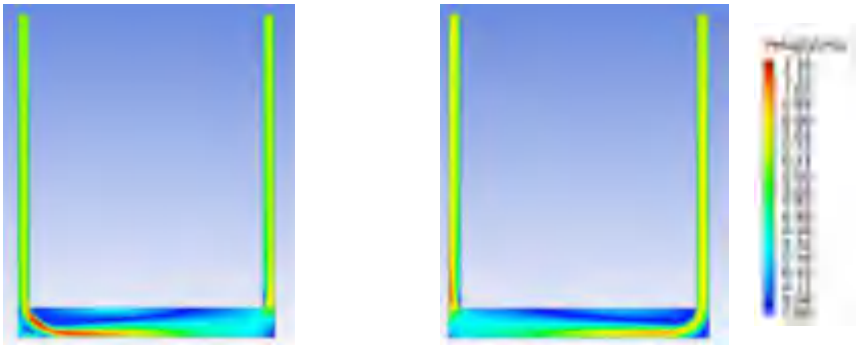
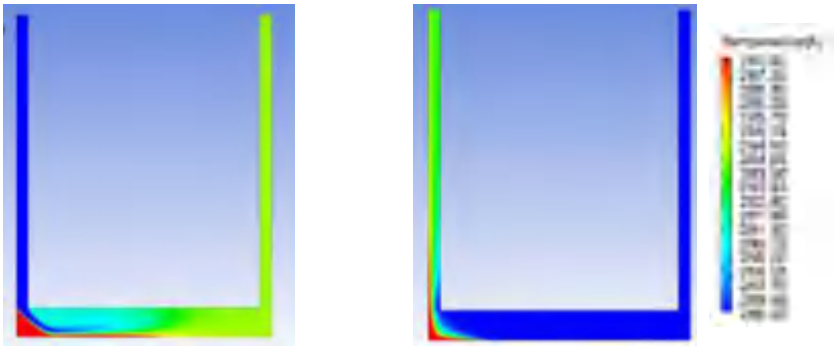


图 5 标准的结构化网格图和不同湍流模型于实验结果的对比



a. 状态 1 速度云图　　b. 状态 2 速度云图



c. 状态 1 温度云图　　d. 状态 2 温度云图

图 6 状态 1 与状态 2 速度和温度云图: (a) 状态 1 速度云图; (b) 状态 2 速度云图; (c) 状态 1 温度云图; (d) 状态 2 温度云图

4 结果与讨论

4.1 稳态解

对于稳态模拟，主要基于以下假设，壁面为绝热条件，忽略辐射传热。局部热源发热功率为 1 kW，室外空气温度为 288K。由模拟结果可知，状态 1 的空气质量流量为 0.16387 kg/s 而状态而的数值为 0.18278 kg/s. 如图 6（a）和（c）所示，空气从入口流入在竖直管道中充分发展，在左侧形成空气射流，

随后被局部热源及 90°垂直弯头改变流向。热量被困于左侧角落，并与左侧进入的新风混合。充分混合的气流，被右侧竖直管道热压排出。如图 6（b）和（d）所示，空气从出口流入，在竖直管道中充分发展，在右侧形成空气射流，随后被局部热源及 90°垂直弯头改变流向。空气温度一直保持恒定，直到与左侧热羽流混合。混合气流在左侧竖直管道形成热压，最终形成置换通风。

该缩小模型比例为 1:20，因此以 0.06m 作为温度分析高度(原型为 1.2m 高度) 。由图 7 可知，状态 2 处人员活动区温度为 288K，而状态 1 处为 291K。对于状态 1，气流首先被加热然后在人员活动区域被充分混合。对于状态 2，气流首先经过人员活动区域，然后流经局部热源。因此，状态 2 室内环境更优。 与其它区域相比，热源上空具有更高的温度，尤其是左侧角落，两种工况下，温度都高于 330K。尽管如此，如图 7（b）所示，状态 2 的热源表面平均温度高于状态 1。这是由于热源表面的对流换热强度和空气流通状态所决定的。对于状态 1，主流空气射流的动量占主导作用，室外低温新风直接对局部热源进行降温；而对于状态 2，局部热源所形成的热羽流起主导作用，室外新风被加热，并被羽流卷吸最终被热压排出室外。

如图 8 所示,对于状态 1，给定 0.75 m/s 初始入口流速。气流在局部热羽流和局部阻力作用下，在 0 to 30s 经历一个下降过程。同时，进出口温差升高，从而增强热压。30s 过后，热压起主导作用，空气平均流速增大，并在 65s 时达到峰值。最终，在 120s，气流速度与空气温度趋于温度状态。

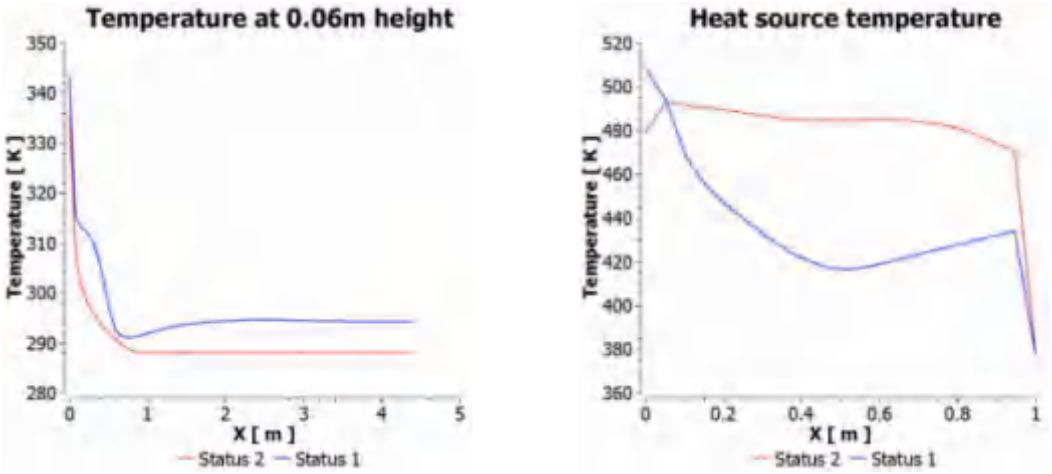
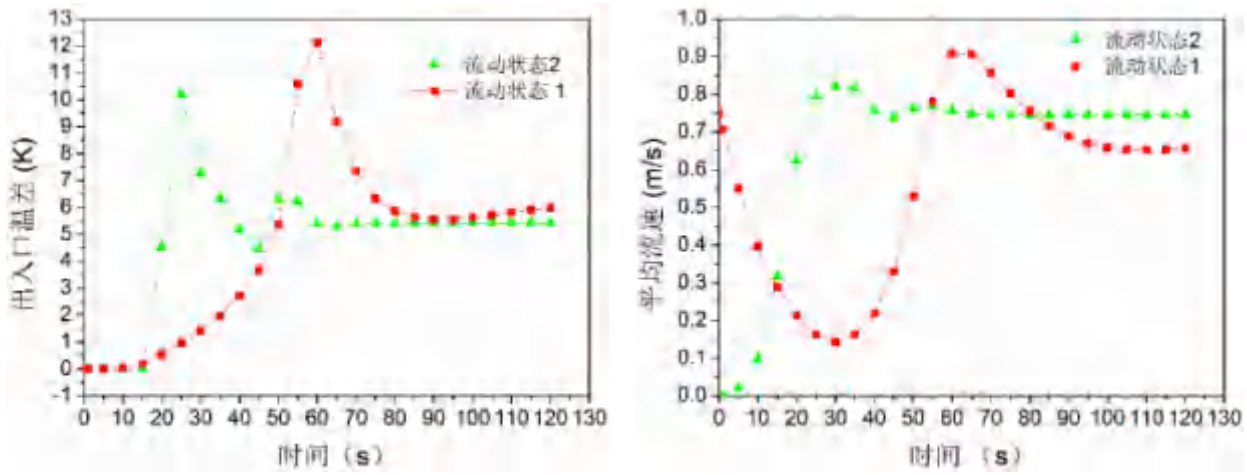


图 7　室内热环境：(a) 0.06m 处温度分布;(b)局部热源处温度分布

4.2 多稳态的形成和发展过程



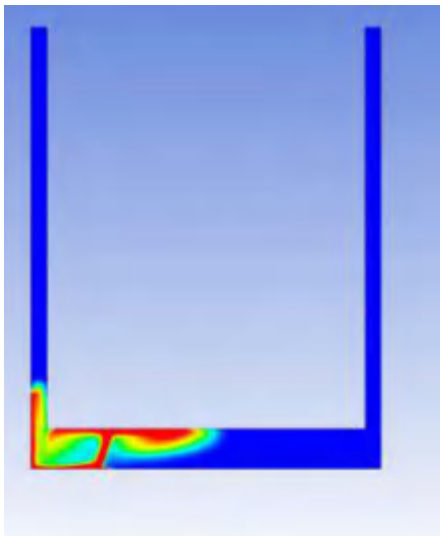
(a)　　(b)

图 8 状态 1&2 的发展过程: (a) 进出口温差;(b) 进出口平均速度

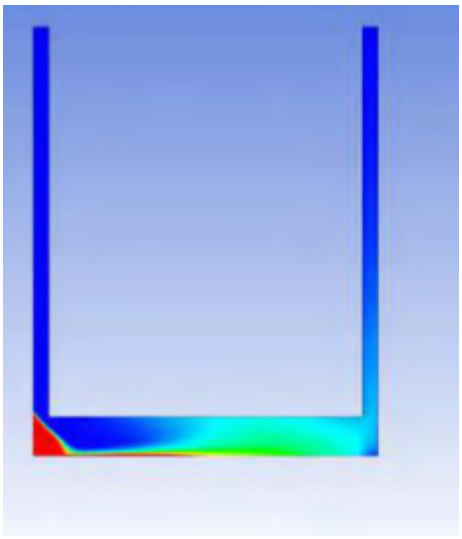
对于状态 2，局部热源所形成的局部对流起主导作用，气流速度稳步上升。尽管如此，在到达稳定状态之前，进出口温差经历一个震荡过程。状态 2 最大进出口温差为 10.2K，而状态 1 最大温差为 12.1K。在 60s 后，状态 2 的温差和气流平均速度都趋于稳定。状态 2 相较于状态 1 更快的进入了稳定状态，这是由于状态 2 并未经历初始速度所形成的初始动量与局部热源所形成的热羽流的对抗过程。

4.3 临界初始速度

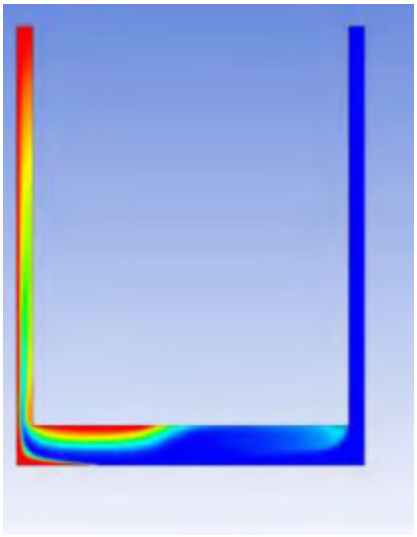
在没有初始速度的情况下,气流将趋于形成第二种流动状态，该状态是由于局部热羽流对整体流动的影响所造成的。当从入口处有一个初始流动时，气流的最终状态将取决于初始射流所具有的动量与局部热源所形成热羽流的对抗。为了捕捉该临界状态点，如 3.1.1 所述，设置从 0.005m/s 到 1m/s 的初始入口速度 进行扫描。到入口速度为 0.75m/s,出现临界状态，因此该速度被认为是临界速度。 在该特定几何与边界条件下，热压通风的终态取决于局部热源强度与初始流速大小。为了描述特定几何条件与边界条件下局部热源的影响，该热源独立作用下所能形成的出流平均速度被定义为综合速度。研究发现，该综合速度与临界速度相关，当局部热源位于该几何的左侧角落且室外温度为 288K 时，综合速度的数值也为 0.75m/s。任何数值低于该综合流速的初始流速将被局部热源所形成的局部热羽流强度所逆转。



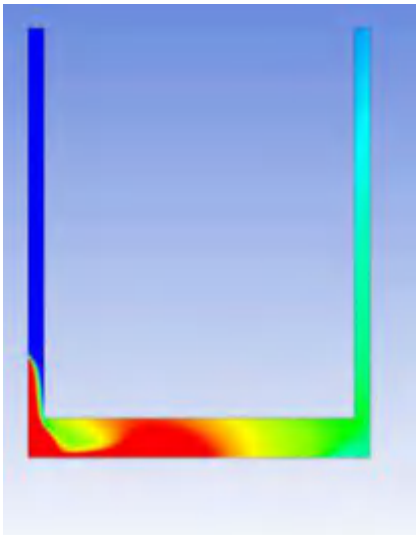
(a) 10s 时 0.1m/s 初始流速下温度云图



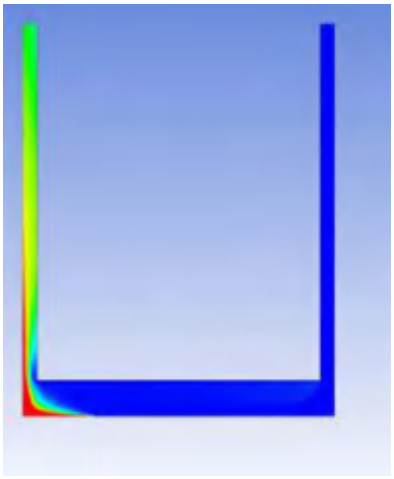
(b) 10s 时 0.75m/s 初始流速下温度云图



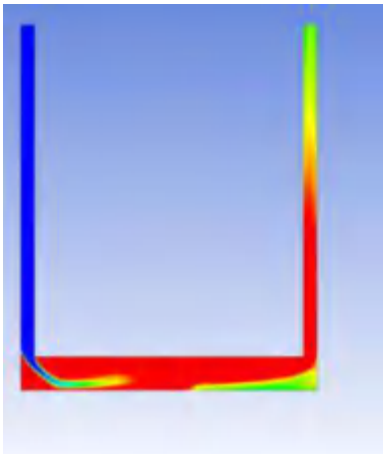
(c) 30s 时 0.1m/s 初始流速下温度云图



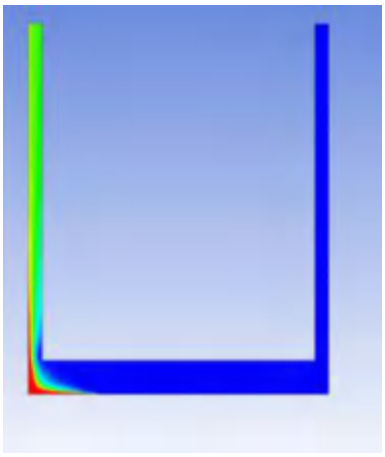
(d) 30s 时 0.75m/s 初始流速下温度云图



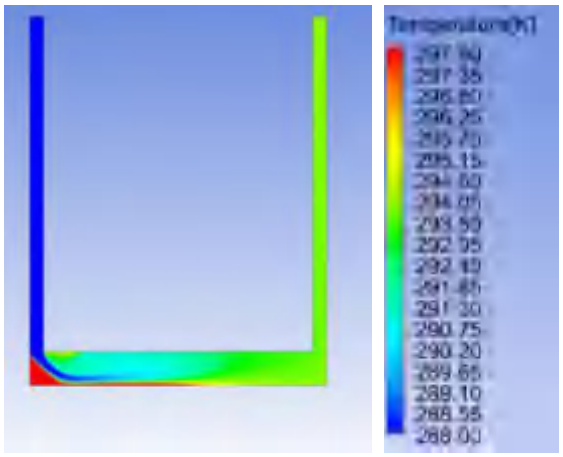
(e) 50s 时 0.1m/s 初始流速下温度云图



(f) 50s 时 0.75m/s 初始流速下温度云图



(g) 在 60s 时 0.1m/s 初始流速下温度云图



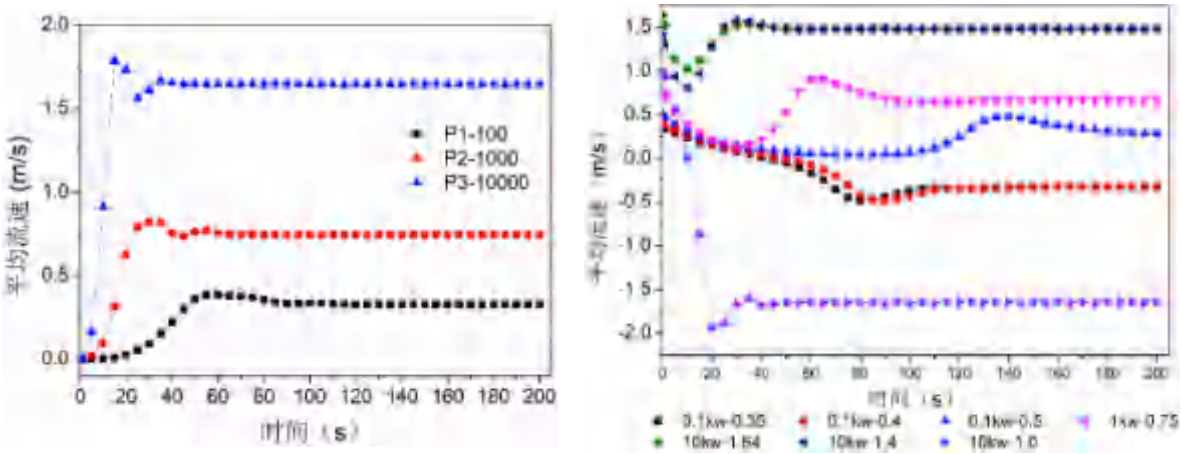
(h) 60s 时 0.75m/s 初始流速下温度云图

图 9 状态 1(b,d,f,h)&2(a,c,e,g)的瞬态模拟过程

对抗过程如图 9 所示，在 5s 时，在图 9（a）中热羽流到达顶部而在图 9（b）中射流占主导。如图 9（c）所示，在 30s 处，左侧竖直管道中整体形成热压，在该过程中局部热羽流强于初始流动的射流强度。相反，如图 9（d）所示，在 30s，右侧竖直管道形成整体热压，在该过程中初始流动的射流强度比局部热源的热羽流大。一旦高温气流到达出口，竖直管道内便形成整体热压，该热压将取代局部热羽流或初始速度所具有的动量，从而主导整体流动过程，形成稳定的热压通风。如图 9（a）和（d） 和 9（f）所示,在初始动量和局部热羽流的对抗过程中，局部发热量可能不被及时带出室外，从而形成短时高温，整体空气温升将大于 10 ℃ 。当设计热压通风时，应避免这种短时高温现象，短时混合通风将会是有效的解决方案。

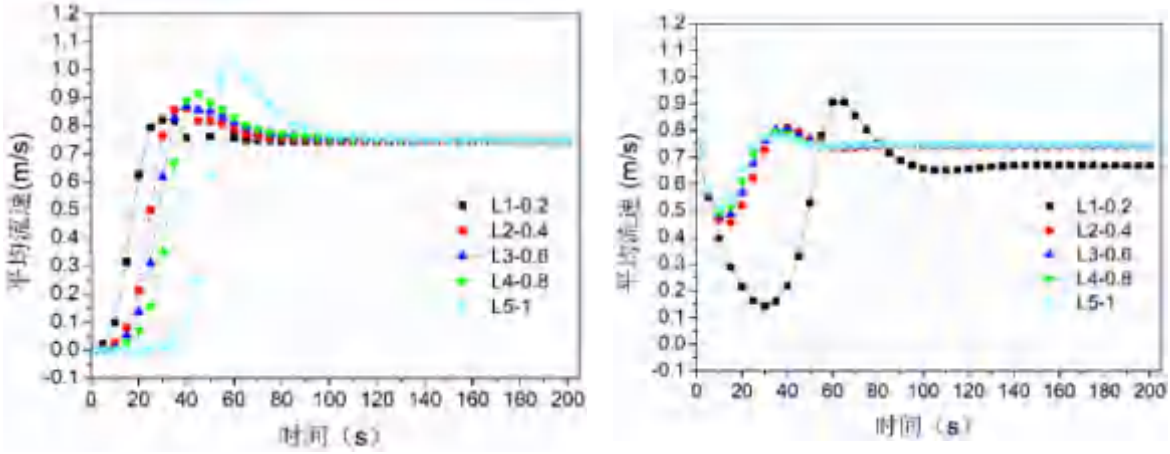
如图 10（b）所示，局部热源强度由 0.1kw 增加到 1kw 和 10kw，初始临界速度分别为 0.5m/s，0.75m/s 和 1.4m/s。如图 7a 所示，案例 1,2,和 3 的综合速度分别为 0.33m/s, 0.75m/s and 1.64m/s 。临界速度与初始速度数值相近。在建筑设计过程中，综合速度可依据第二部分的分析模型计算得出，其结果分别为 0.35m/s,0.75m/s 和 1.61m/s。这将为临界速度的计算提供简便方法，而不用从初始速度为 0 开始对其进行扫描式的 CFD 模拟。

由图 10（a）可知，三种工况下，达到稳定状态的时间分别为 40s, 60s 和 100s。低强度热源将需要更长时间达到稳定状态。由图 10（b）可知，具有初始流速的流动，将首先经历一个减速过程。一旦在该减速过程中，流动被逆转，流动将朝逆转方向发展，直到形成稳定的流态。当热源强度加大，形成稳定流动的时间将缩短，从图例 0.1kw-0.4, 0.1kw-0.4, 10kw-1.4 和 10kw-1.64 可知，不同初始流速将影响稳态流动形成的时间长短，但是对最终状态不会造成影响。



(a) (b)

图 10 热源强度的影响: (a) 无初始流速下流动的发展 (b) 不同初始流速下流动的发展



(a) (b)

图 11 热源位置的作用: (a) 不同热源位置下出口流速发展过程 (状态 2);

(b) 不同热源位置下出口流速发展过程 (状态 1)

4.4 热源位置对流动的影响

定义无量纲距离 D1/D2, 用于表示局部热源相对几何中心的位置。 如图 11（a）所示, 热源越靠近角落，所需形成向稳态流动时间将越短。 如图 11（b）所示, 情况将相反，热源越靠近角落，所需形成向稳态流动时间将越长。因为该流动方向与热羽流方向相反。除 L1-0.2 外, 其它工况终态的流速相近。如图 11（b）所示, L1-0.2 工况下流速为 0.67m/s。该工况局部热羽流与主流动量方向完全相反，局部热源形成热阻力。而对其它工况，主流动量方向与局部热羽流方向垂直，局部热羽流的阻力作用可以忽略。建筑设计过程中，应合理安排热源位置用于加强和诱导热压通风，避免不必要的局部热阻力。

5.结论

本文采用数值方法分析了局部热源对自然通风的影响。通过两种不同状态的模拟，对热环境和通风量进行了对比。尽管该案例中，几何结构对称，但通风量并不相同，因为局部热源并未处于中心位置。热源所形成的密度差作为热压通风的整体流动的动力，但同时也是局部动力或者阻力。是局部动力或阻力则取决于整体流向与局部热羽流的流向是否相同。当流向相同时，整体通风呈现置换通风特点，局部热羽流促进流动，当流向相反时，整体流动程序混合通风特点，局部热羽流阻碍流动。

通过瞬态模拟研究了初始条件对最终状态的形成过程的影响。当无初始流动时，在局部热羽流的卷吸作用下，整体气流趋向于热羽流的流向。而当初始流速达到一定大小则会改变这种倾向性。尽管如此，一旦流动达到稳定状态，它将不再与初始条件有关。随后，通过二阶段模拟法，对不同热源强度下的临界

初始流速进行了求解。该临界速度对自然通风及防排烟设计具有指导意义，如增强流动稳定性，从而避免不必要的流向逆转。由瞬态模拟结果可知，热压通风形成的初始阶段将可能发生短暂室内温度过高的现象，而适当的混合通风将可能有效缓解这种现象。

通过缩比实验和数值模拟，分析了不同热源强度对整体通风量的大小的影响。研究表明，数值模拟方法可对实验结果进行验证，同时模拟计算可以获得详细的气流分布情况，从而揭示热压通风多解规律。

该领域仍需开展进一步研究工作，如辐射、多热源、围护结构蓄热作用、热源强度的动态变化等。当热源所占地面比例过大时，表面边界条件的绝热性假设将带来较大误差。

致谢

作者感谢中国自然科学基金(项目号：51678088)。刘亚南也感谢中国留学基金委提供的奖学金支助(CSC 学号:201706050003)。

参考文献

[1]Nitta K. Variety modes and chaos in smoke ventilation by ceiling chamber system[C]//Proceedings of the Sixth International IBPSA Conference, September 13-15, Koyto,Japan.

[2]Hunt G, Linden P. The fluid mechanics of natural ventilation—displacement ventilation by buoyancy-driven flows assisted by wind[J]. Building and Environment, 1999, 34(6): 707-720.

[3]Andersen A, Bjerre M, Chen Z, Heiselberg P, Li Y. Experimental study of wind-opposed buoyancy-driven natural ventilation[C]//Proceedings of the 21st AIVC conference, September 22-25, Den Haag,The Netherlands.

[4]Li Y, Delsante A. Natural ventilation induced by combined wind and thermal forces[J]. Building and Environment, 2001, 36(1): 59-71.

[5]Heiselberg P, Li Y, Andersen A, Bjerre M, Chen Z. Experimental and CFD evidence of multiple solutions in a naturally ventilated building[J]. Indoor Air, 2004, 14(1): 43-54.

[6]Li Y, Delsante A, Chen Z, Sandberg M, Andersen A, Bjerre M, Heiselberg P. Some examples of solution multiplicity in natural ventilation[J]. Building and Environment, 2001, 36(7): 851-858.

[7]Lishman B, Woods A W. On transitions in natural ventilation flow driven by changes in the wind[J]. Building and Environment, 2009, 44(4): 666-673.

[8]Yuan J, Glicksman L R. Transitions between the multiple steady states in a natural ventilation system with combined buoyancy and wind driven flows[J]. Building and Environment, 2007, 42(10): 3500-3516.

[9]Yuan J, Glicksman L R. Multiple steady states in combined buoyancy and wind driven natural ventilation: The conditions for multiple solutions and the critical point for initial conditions[J]. Building and Environment, 2008, 43(1): 62-69.

[10]Chenvidyakarn T, Woods A. Multiple steady states in stack ventilation[J]. Building and Environment, 2005, 40(3): 399-410.

[11]Durrani F, Cook M J, Mcguirk J J. Evaluation of LES and RANS CFD modelling of multiple steady states in natural ventilation[J]. Building and Environment, 2015, 92: 167-181.

[12]Chen Z D, Li Y. Buoyancy-driven displacement natural ventilation in a single-zone building with three-level openings[J]. Building and Environment, 2002, 37(3): 295-303.

[13]Gong J, Li Y. CFD modelling of the effect of fire source geometry and location on smoke flow multiplicity[J]. Building Simulation, 2010, 3(3): 205-214.

[14]Gong J, Li Y. Smoke flow bifurcation due to opposing buoyancy in two horizontally connected compartments[J]. Fire Safety Journal, 2013, 59: 62-75.

[15]Yang D, Li P, Duan H, Yang C, Du T, Zhang Z. Multiple patterns of heat and mass flow induced by the competition of forced longitudinal ventilation and stack effect in sloping tunnels[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2019, 138: 35-46.

湿热地区垂直绿化对传统街道热环境影响研究

杨媛琴[1]，张　磊[1]，张　玉[2]，邓智超[1]，廖德妮[1]

（1 华南理工大学 建筑学院，广州　510641；2 华南理工大学 化学与化工学院，广州　510641）

［摘　要］采用 ENVI-met 对广州老城区传统街道热环境进行研究。首先，通过现场实验，验证了 ENVI-met 软件能较准确地模拟垂直绿化对湿热地区室外热环境的影响。然后，通过改变街道高宽比和朝向 2 个几何形态因子，结合垂直绿化形成 12 个工况，研究垂直绿化对不同几何形态街道的热环境的影响。结果表明：垂直绿化具有降温效果，能改善室外行人的热舒适。街道高宽比和朝向与垂直绿化降温效果具有相关性。垂直绿化降温强度随高宽比减小而减小。垂直绿化在南北朝向改善街道热舒适效果优于东西朝向。

［关键词］ENVI-met；垂直绿化；街道高宽比；街道朝向；街道热环境

城市化进程的加快，凸显了不科学的城市建设后果，加剧了热岛效应。随着经济水平的提高，人们开始追求室外活动空间的热舒适性，室外热环境质量受到越来越多研究者的重视。街道是城市室外空间的基本单元，其热环境对行人体验至关重要。

国内外对街道热环境研究与日俱增。街道空间的热环境受到街道高宽比、街道朝向以及天空视角系数等几何形态因子的影响[1]。Muniz-Gäal[2]，Sundus[3]，Maharoof[4]，杜晓寒[5]，王若晨[6]等，在不同气候区研究街道形态因子对街谷热环境的影响。研究表明，高宽比和朝向对街道热环境的影响较大，不同气候区的研究结果有所不同[5]。

除了街道几何形态外，垂直绿化也是影响街道热环境的一个重要因素。Morakinyo[7]为改善不同密度建筑的室外热舒适，对立面绿化的数量和位置进行了研究；Peng[8]在绿墙的布置方面研究对不同类型南京街道的降温效应；Acero[9]针对热带地区垂直绿化的方向和高度研究对行人的热影响。

当代新城建设缺乏对地域气候的回应。研究城市传统街道热环境特征，对现代城市设计具有重要意义。殷实[10]提取中国南方传统街道开发参数模型，来研究街区形态变量的协同效应。并以厦门和广州的传统骑楼街道为例，分析城市传统聚落的气候适应性特征[11]。广州老城区拥有大量的传统骑楼街道。每个街道包括多个 2 到 4 层的联排房屋，具有深度大和宽度小的特点[10]。

本文以广州老城区传统街道为对象，提取传统街道的几何模型，探究垂直绿化结合不同高宽比和朝向，对街道热舒适的改善作用，为广州老城区街道改造提供一定的参考。

1 方法

1.1 数值模拟

本文采用数值模拟软件 ENVI-met。基于计算流体力学和热力学，Bruse 和 Fleer 于 1998 年开发了 ENVI-met[12]。该软件适用于小尺度的城市，主要模拟下垫面、植被、建筑和大气之间的互相作用。ENVI-met 模型的分辨率为 0.5~10m，用户可以根据模拟对象及需求调整网格数、分辨率和时间步长[13]。ENVI-met 现在的版本包含绿色立面模块，能模拟垂直绿化对建筑的能源性能和室外气候的影响。本文将采用 NVI-met4.4.5，首先验证 ENVI-met 在湿热地区的适用性，再用该方法分析不同工况下室外热环境的变化。

1.2 现场实测

在广州（纬度：23.1 ° N，经度：113.3 ° E）进行了现场实测。广州位于南亚热带区，处于温和多雨、光热充足、夏季时间长的季风海洋气候。实验安装在华南理工大学建筑节能研究中心旧办公楼（现广东省建筑节能协会办公楼）楼顶，由一个缓冲室和两个对比的测试室组成。缓冲间朝西，周围建筑物没有阴影。缓冲室的尺寸为 6.45m×3.56m×3.1m。西墙结构为 15mm 水泥砂浆+150mm 石灰砂砖+15mm 水泥砂浆。屋面材料为 100mm 厚泡沫板，二层平台材料为 20mm 水泥砂浆+100mm 钢筋混凝土+20mm 水泥砂浆。两个测试室中，外侧有放置绿墙的为 GW 房，未放置绿墙的为 RW 房，见图 1。

GW 房的模块型绿墙由植物（波士顿蕨）、块状模块基质层（厚度 50mm）和固定支架组成。绿墙植

基金项目：国家重点研发计划（2017YFC0702200）；广东省自然科学基金项目（2018A0303130094）

被冠层的厚度约为 0.15m，叶面积指数经测量为 2.6m2/m2。四对长短波辐射探头均放置在二层平台以上 1.35m 处。两对面对绿墙的外表面，记录绿墙入射和反射的短波辐射，及入射和发射的长波辐射，另外两对面对裸墙的外表面。在裸墙和绿墙的墙体外表面中心分别放置了三个热电偶，来观测墙体外表面温度变化。在GW房和RW房的中心各放置了一个热电偶，以记录室内空气温度的变化。华南理工大学建筑节能研究中心楼顶气象站测量气象数据。表 1 总结了现场测量中使用的实验仪器。所有仪器在使用前都进行了校准。在 2019 年 8 月 31 日至 9 月 8 日进行了自然工况的实测实验，见图 2。选择 9 月 6 日至 9 月 7 日的实测数据进行实验验证。

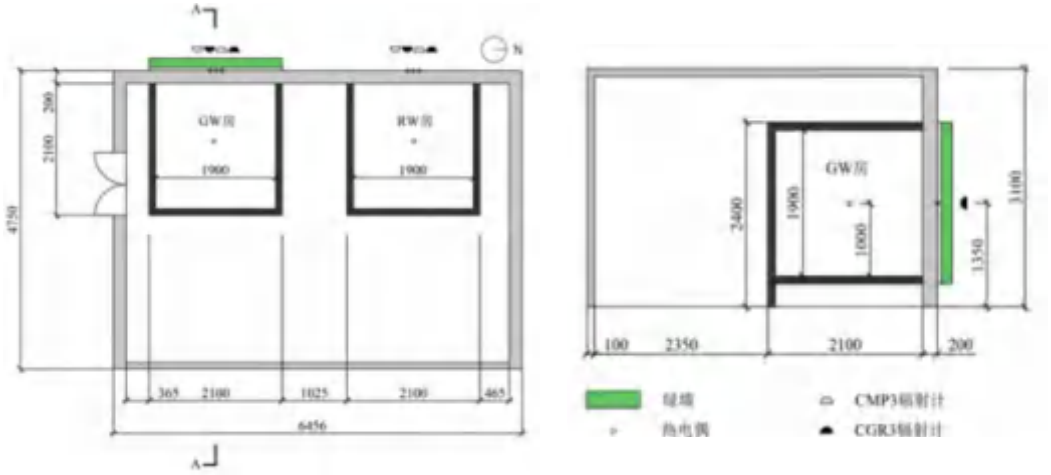


图 1 实验房平面图和 A-A 剖面图



图 2 实验房西墙照片

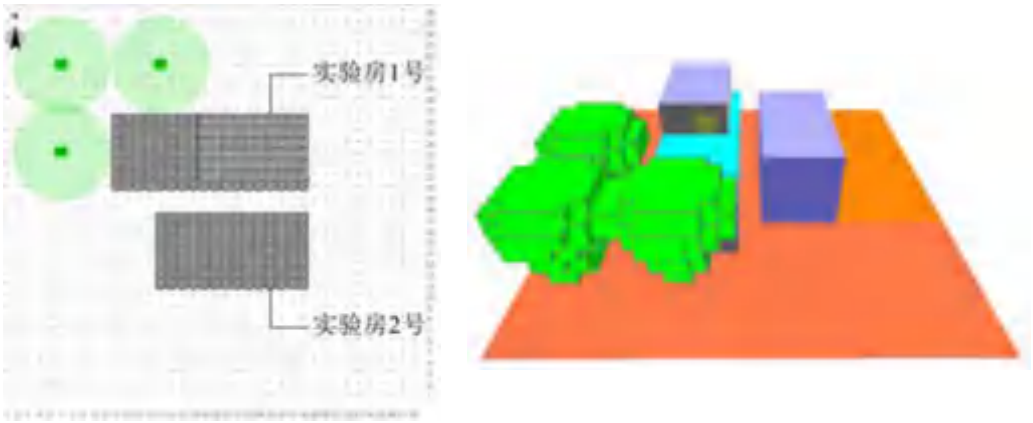


图 3 模型平面图及 3D 视图

表 1 实测仪器列表

测量对象	测量仪器	测量精度
太阳直射辐射	带 SOLYS2 太阳追踪仪的 CHP1 辐射计（气象站）	±0.5%
水平总辐射	CMP3 辐射计（气象站）	±5.0%
水平散射辐射	CMP3 辐射计（气象站）	±5.0%
天空长波辐射	CGR3 辐射计（气象站）	±5.0%
室外风速	81000 三维超声波风速仪（气象站）	±1%±0.05m/s
室外风向		±2°
室外干球温度	CS215 温湿度探头（气象站）	±0.4 ℃
室外相对湿度		±2%
各测点温度	Φ0.2 mm T 型热电偶	±0.1 ℃
室内干球温度	Φ0.2 mm T 型热电偶	±0.1 ℃
壁面入射/发射长波辐射	CGR3 辐射计	±5.0%
壁面入射/反射短波辐射	CMP3 辐射计	±5.0%
植被层叶面积指数	LP-80 PAR/LAI 测量仪	±3%

表 2 验证实验输入参数

输入参数	数值		
建筑	室内温度初始值		30.15℃
	水泥砂浆	反射率	0.45
		导热系数	0.93W/m·K
		密度	1800kg/m3
		比热容	1050J/kg·K
		发射率	0.87
	灰砂砖	反射率	0.45
		导热系数	1.10W/m·K
		密度	1900kg/m3
		比热容	1050J/kg·K
		发射率	0.87
	钢筋混凝土	反射率	0.3
		导热系数	1.74W/m·K
		密度	2500kg/m3
		比热容	920J/kg·K
		发射率	0.9
	泡沫板	反射率	0.6
		导热系数	0.042W/m·K
		密度	30kg/m3
		比热容	1380J/kg·K
		发射率	0.9
基质层	厚度		50mm
	反射率		0.3
	发射率		0.95
	导热系数		0.06
杧果	叶片反射率		0.27
	叶面积指数		5.3m2/m3
	高度		10m
	冠幅		8m
下垫面	系统默认的红色铺地陶土砖		

1.3 验证实验

模型面积为 38m×36m×30m，模型分辨率为 1m×1m×1m，包含实测对象实验房 1 号、周边的实验房 2 号和 3 棵杧果树，见图 3。实验房 2 号墙体和屋顶材料为 100mm 泡沫板。ENVI-met 在完全强迫模式下运行 36 小时（2019 年 9 月 6 日 06:00 至 9 月 7 日 18:00），使用建筑节能研究中心楼顶气象站的气象数据作为边界条件。绿墙尺寸为 2.1m×2.1m，植物叶片反射率通过实测值计算为 0.203，透射率采用默认值。其他输入参数见表 2。

1.4 情景模拟

选择广州老城区传统街道作为研究对象。参考殷实[10]关于华南地区传统街道的文献，广州老城区建筑平均高度为 12m，街道宽度为 30m，长度为

120m。提取街道宽度分别为 6m、12m、21m。建立模型面积为 210m×210m×30m，模型空间分辨率为 3m×3m×3m。本文主要考虑垂直绿化结合街道高宽比和朝向对街道热环境的影响。因此，设置高宽比为 2、1、0.57，街道朝向为南北向和东西向，垂直绿化为有无垂直绿化，共计 12 种模拟工况，其中绿墙设置在街道面向道路侧，具体设置见表 3。模拟边界条件采用 2019 年 9 月 6 日气象数据，模拟时间开始时间为 6 点，模拟时长 12 小时。建筑采用灰砂砖材质，下垫面采用系统默认的灰色混凝土，绿墙同验证实验设置。

1.5 室外热环境评价指标

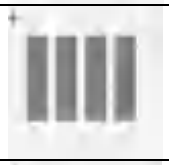
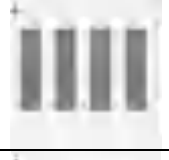
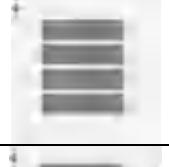
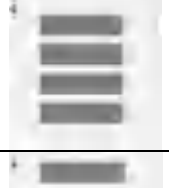
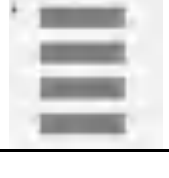
生理等效温度 PET 定义为评价环境下的生理平衡温度，其值等于典型房间内达到室外同等热状态所对应的空气温度[14-15]。具体来说，一个身高 1.8m、体重 75kg、衣物热阻 0.9clo、代谢率 80W 的男性处于某室外环境，假设他人体的核心温度和皮肤温度与其处在一个室内（空气初始温度等于室外平均辐射温度，水蒸气压力等于 12hPa，气流速度等于 0.1 m/s）相等，通过改变室内温度和服装温度使人体热平衡，那么稳定后室内的空气温度就等于所评价室外环境的生理学等价温度 PET。

PET 以慕尼黑人体热量平衡模型[16]为基础。慕尼黑人体热量平衡模型基于人体热平衡方程和二节点模型的部分参数建立。PET 结合了人体生理因素和气象要素来对室外热舒适进行评价，是适用于不同气候区室外热舒适的常用指标之一，并以摄氏度为单位，便于设计师和公众理解[17]。ENVI-met 的 Biomet 模块能导入模拟后的气象数据和设定人体参数来计算 PET。

2 结果分析

2.1 验证结果

表 3 12 种工况模型设置

类型	平面	无垂直绿化	有垂直绿化
南北朝向、高宽比为 2（SN-HW2）			
南北朝向、高宽比为 1（SN-HW1）			
南北朝向、高宽比为 0.57（SN-HW0.57）			
东西朝向、高宽比为 2（EW-HW2）			
东西朝向、高宽比为 1（EW-HW1）			
东西朝向、高宽比为 0.57（EW-HW0.57）			

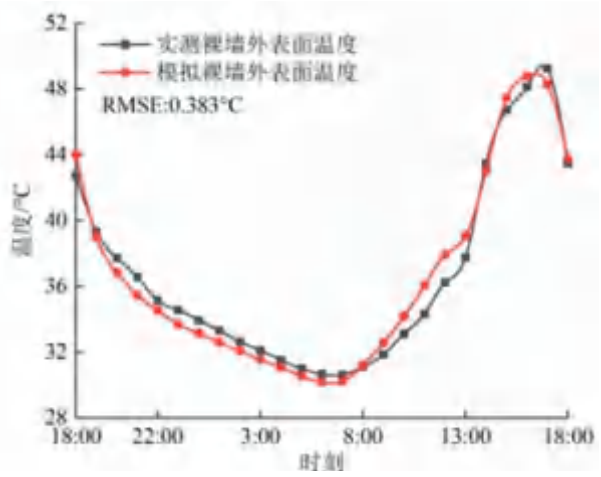


图 4 裸墙外表面温度逐时变化

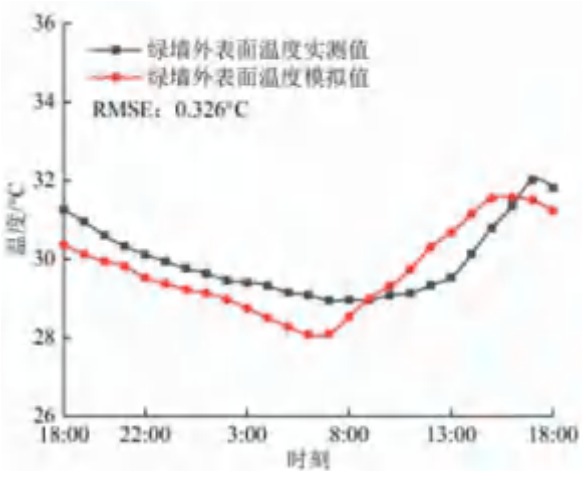


图 5 绿墙墙体外表面温度逐时变化

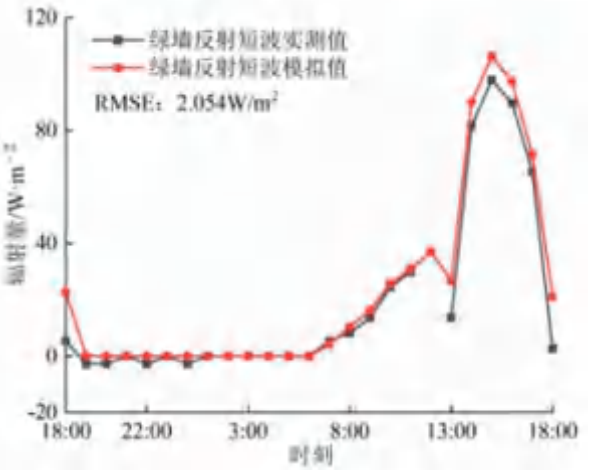


图 6 绿墙反射短波辐射逐时变化

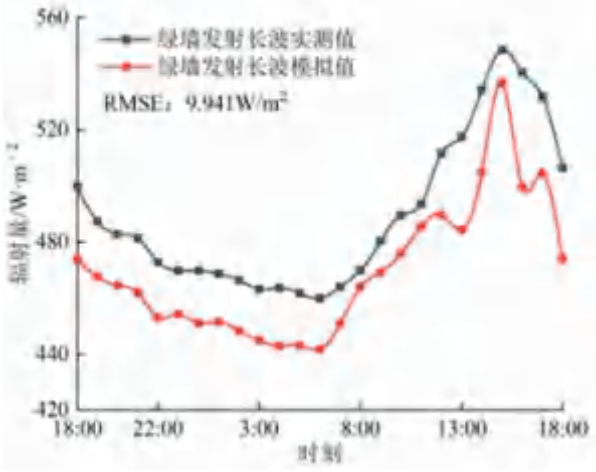


图 7 绿墙发射长波辐射逐时变化

为了评价 ENVI-met 的模拟精度，对比四个指标在 9 月 6 日 18 点到 9 月 7 日 18 点的模拟值与实测值。四个指标分别为裸墙外表面温度、绿墙墙体外表面温度、绿墙反射短波辐射、绿墙发射的长波辐射。并计算实测值和模拟值之间的均方根误差 RMSE，来确定模拟偏差。

图 4 显示了裸墙外表面温度的实测值和模拟值具有相似的变化规律：9 月 6 日 18 点下降，在 9 月 7 日 6 点左右达到最小值，然后上升，分别在 16 点和 17 点达到峰值，然后急剧下降。在 9 月 6 日 19 点~9 月 7 日 7 点，模拟值比实测值低 0.66℃左右。在 8 点~13 点，模拟值比实测值高 1.10℃，而在 14 点~18 点，两者的偏差较小。裸墙外表面温度的 RMSE 为 0.383℃，误差较小。图 5 显示了绿墙墙体外表面温度实测值和模拟值变化趋势。9 月 6 日 18 点~9 月 7 日 9 点，模拟值比实测值低 0.68℃。在 9 点~16 点，模拟值比实测值高 0.62℃。绿墙墙体外表面温度 RMSE 为 0.326℃。模拟值和实测值最小值和最大值有偏差。这是由于 ENVI-met 软件模拟基质层的热湿物性与实际有偏差。一方面，模拟基质层的导热系数和比热容来源于参考文献，可能与实际中基质层的热工参数有所不同。另一方面，现场实测的基质层有滴灌过程，滴灌后基质层的导热系数和比热容均会变化。

图 6 表示绿墙反射短波的模拟值和实测值具有相似的变化规律。9 月 7 日 8 点~18 点，模拟值比实测值高 6.91W/m^2。在 9 月 6 日夜间，数值接近。RMSE 为 2.054W/m^2，误差较小。绿墙发射长波辐射模拟值和实测值变化见图 7。两者具有相似的变化趋势。实测值比模拟值高 19.88W/m^2，RMSE 为 9.941W/m^2。绿墙发射长波辐射与绿墙表面温度有关，绿墙发射长

波辐射的实测值和模拟值接近也间接说明了绿墙表面温度模拟值和实测值接近。

总体来看，ENVI-met 模拟结果与实测数据吻合程度较高，能较准确地模拟湿热气候下垂直绿化的各参数变化。

2.2 情景模拟结果

在 ENVI-met 的 Leonardo 模块将垂直绿化方案与相应的裸墙方案进行地图重叠分析，从而在三维模型领域中得到每个网格对比后的参数，例如降温强度 ΔTa 和改善的 PET。

2.2.1 降温强度日间变化

图 8 和图 9 分别表示南北、东西朝向街道 1.5m 处的降温强度逐时变化，它们具有相同的变化趋势。在 7 点，降温强度为负值，即裸墙工况的空气温度比绿墙工况低。南北朝向街道降温强度在 9 点左右达到最小值，高宽比从大到小分别为-0.402℃、-0.299℃、-0.123℃，在 13 点后降温强度全为正值，在 17 点达到最大值，分别为 0.526℃、0.392℃、0.298℃；东西朝向在 8 点达到最小值，分别为-0.461℃、-0.301℃、-0.183℃。而后降温强度增强，在 11 点后为正值，在 16 点达到最大值，分别为 0.652℃、0.357℃、0.205℃。

空气温度受到周围建筑表面温度和下垫面表面温度影响。模拟设置裸墙反射率为 0.45，大于绿墙植物反射率 0.203，即裸墙吸收率比绿墙小，接收相同太阳辐射，绿墙表面比裸墙表面温度高。在上午时段，随着太阳高度角变大，在 9 点左右两者相差最大，而后垂直绿化蒸腾作用加快，降温效果提高。在一定温度范围内，太阳辐射越大，墙体外表面温度升高，植物蒸腾作用加强。在 16、17 点墙体外表面温度达到最高值，垂直绿化降温强度达到最大。下垫面表面温度受太阳辐射和土壤热平衡影响。早晨土壤仍处于散热过程，绿墙工况发射长波辐射大于裸墙，使得地面长波辐射收支大于裸墙工况，绿墙下垫面表面温度略高于裸墙。下午地面长波辐射收支差距减小，裸墙下垫面接收太阳辐射多，造成温度略高于绿墙工况。

综合周围环境表面温度的影响，白天街道降温强度呈现先负后正的变化。垂直绿化降温效果受太阳辐射影响大。13 点和 15 点降温强度减弱与该时刻骤降的太阳辐射有关。总体来看，在下午时段，当高宽比越小，绿墙接收太阳辐射量变化小，垂直绿化降温强度效果越差。

2.2.2 降温强度空间变化

图 10 显示了 14 点在离地面 1.5m 降温强度的分布情况。这些图能清楚地表明，垂直绿化应用于建筑物立面可以提供降温效果，改善室外行人的热舒适。14 点的风向为 287.1°，为西西北风，空气流动对降温强度的分布影响较大。最大降温强度通常在每个建筑群的下风侧。对比 12 种工况，降温效果最好的是东西朝向高宽比为 2（EW-HW2）的方案，街道平均降温 0.504℃，最差的是南北朝向高宽比为 0.57（SN-HW0.57）的方案，街道平均降温 0.116℃。当街道朝向不变时，高宽比越小，降温效果越差。当高宽比不变时，在东西朝向的街道上，西西北风能使垂直绿化产生的水蒸气扩散更广，使得东西朝向街道降温效果比南北朝向好。

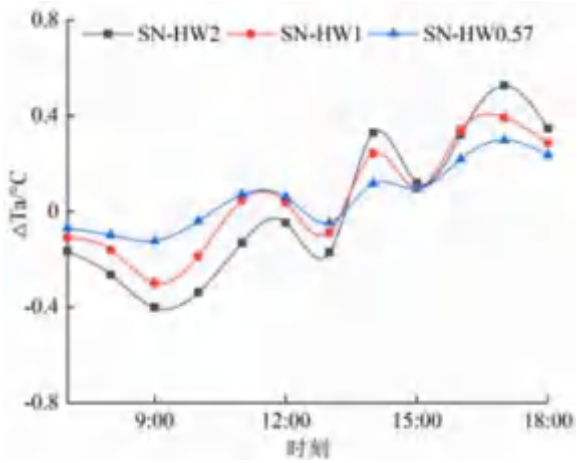


图 8 南北朝向街道 1.5m 处降温强度逐时变化

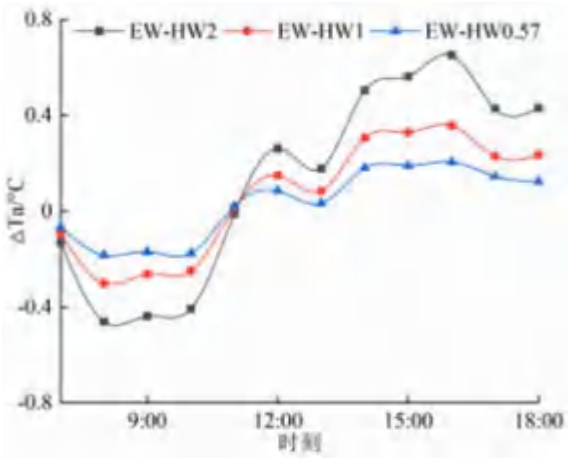


图 9 东西朝向街道 1.5m 处降温强度逐时变化

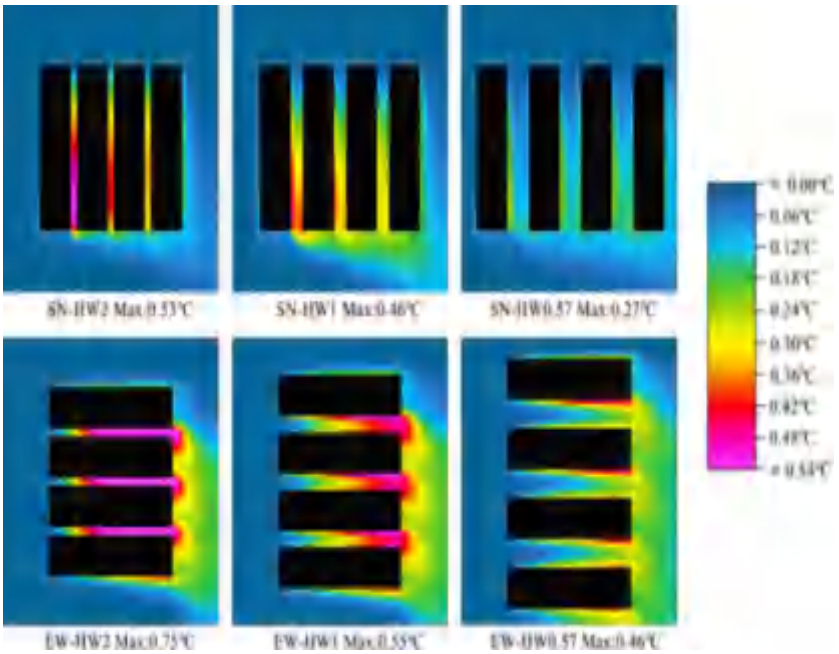


图 10 14 点 1.5m 处降温效果

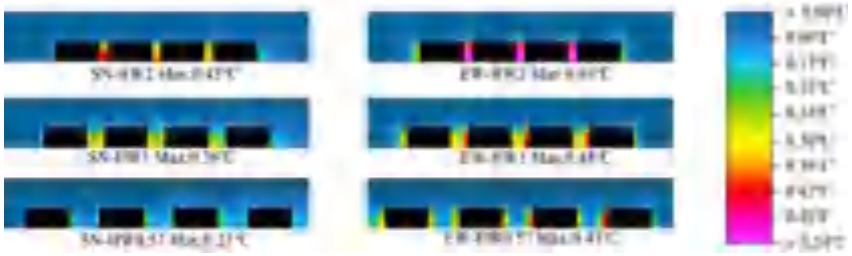


图 11 14 点街道垂直方向降温效果

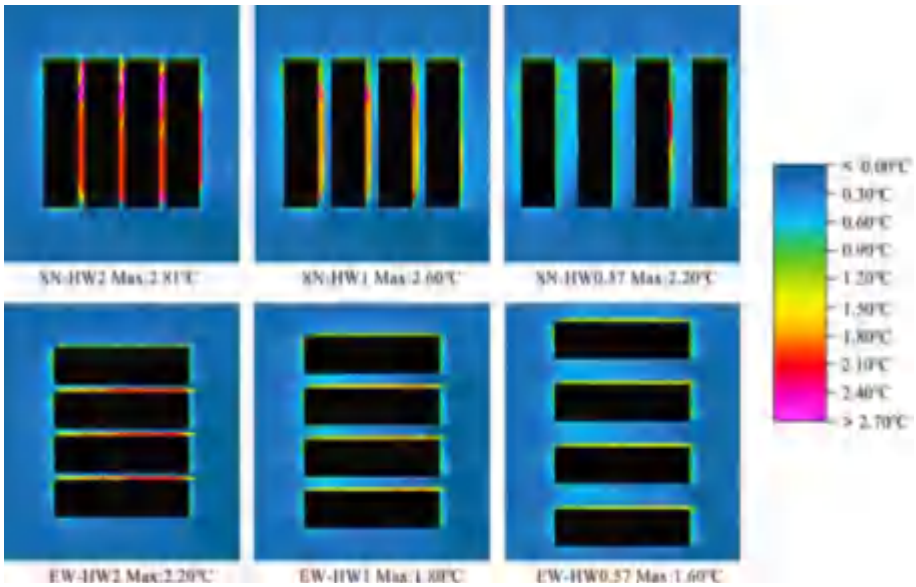


图 12 14 点 1.5m 处 PET 改善情况

图 11 显示了 14 点在街道垂直方向上降温强度分布情况，降温效果具有明显的垂直模式，其特征是从地面到屋顶的降温强度不断降低。地面降温强度最大，在紧邻建筑立面的空间降温强度更明显。在街道空间中，由于冷空气在下降过程中消散，降温效果减弱。

2.2.2 PET 改善的空间变化

图 12 显示了 14 点离地面 1.5m 处的 PET 改善的分布情况。PET 受空气温度、相对湿度、空气流速和太阳辐射等的综合影响。对比 12 种工况，PET 改善效果最好的是南北朝向高宽比为 2（SN-HW2）的方案，街道 PET 改善平均值为 2.000℃，最差的是东西朝向高宽比为 0.57（EW-HW0.57）的方案，街道 PET 改善平均值为 0.548℃。在南北向街道中，由于 14 点太阳高度角较大，三种高宽比的绿墙接收的太阳辐射接近，此时，PET 的改善主要靠垂直绿化的蒸腾作用。高宽比越大，垂直绿化增湿改善热环境越显著。而在 16 点，太阳高度角变小，垂直绿化主要通过遮阳改善热环境。当南北朝向街道的高宽比越小，能接收到太阳辐射的绿墙面积越大，越能改善行人的热舒适，所以此时 PET 改善效果最好的是南北朝向高宽比为 0.57（SN-HW0.57）的方案，街道 PET 改善平均值为 1.440℃，见图 13。

16 点，南北朝向高宽比为 2（SN-HW2）的方案 PET 改善效果比东西朝向高宽比为 2（EW-HW2）的方案差，两者街道 PET 改善平均值相差 0.306℃，见图 13。此时，南北朝向高宽比为 2 的街道两旁建筑接收的太阳辐射较少，主要靠植物蒸腾降温，由于风向影响，PET 改善效果比东西朝向街道差。这表明，南北朝向绿墙改善热舒适效果的强弱受太阳辐射影响较大。

总体来看，当高宽比不变时，南北朝向的街道 PET 改善效果比东西朝向好。

图 14 显示了 16 点在街道垂直方向上 PET 改善的分布情况。紧邻建筑立面空间的 PET 改善情况明显。南北朝向高宽比为 1、0.57（SN-HW1、0.57）的建筑屋顶上方空间的热舒适也得到改善。这表明垂直绿化不仅可以改善地面行人的热舒适，对城市上空热环境也有影响。

3 结论

通过现场实测，验证了 ENVI-met 模拟垂直绿化模块的准确性。通过改变街道高宽比和街道朝向几何形态要素，结合垂直绿化进行模拟分析，得出三者协同影响街道热环境的相关性，具体结论如下：

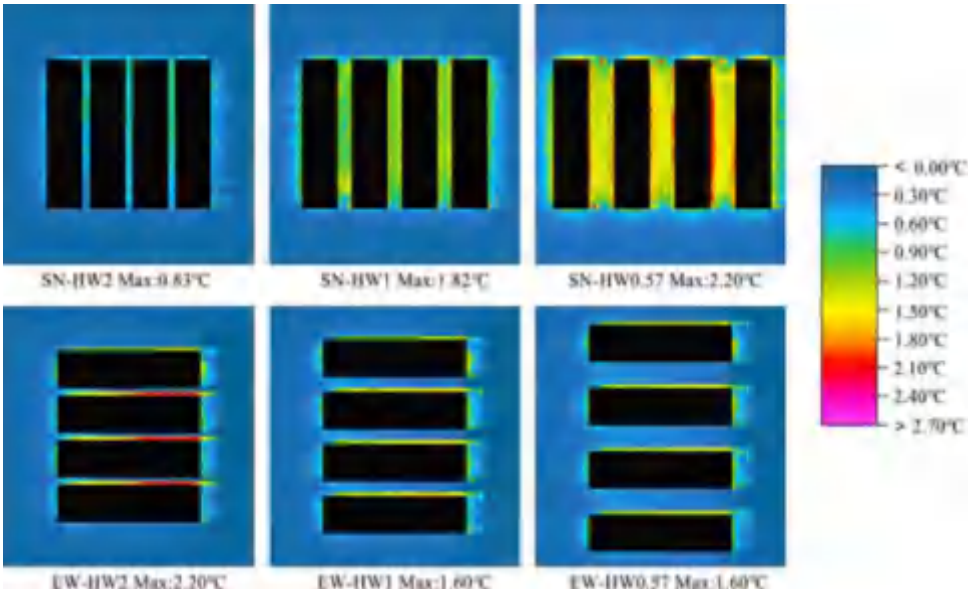


图 13 16 点 1.5m 处 PET 改善情况

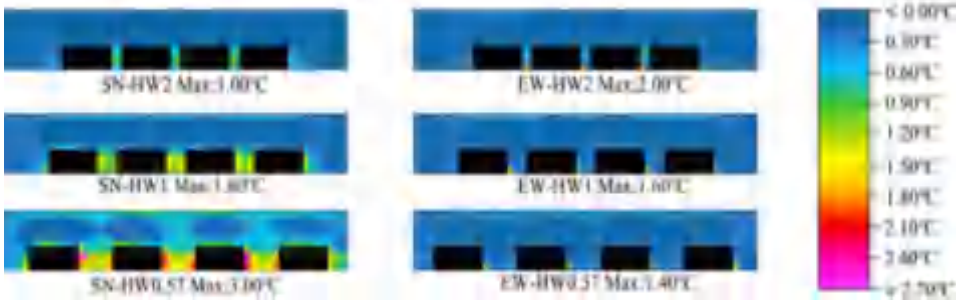


图 14 16 点街道垂直方向 PET 改善情况

（1）垂直绿化应用于建筑立面可以提供降温效果，改善室外行人的热舒适。

（2）街道高宽比影响垂直绿化的遮阳作用。在东西朝向，降温强度和 PET 改善随高宽比减小而减小。在南北朝向降温强度随高宽比减小而减小，但受太阳辐射影响，垂直绿化改善 PET 与高宽比线性无关。不同高宽比在 14 点 1.5m 处街道平均降温强度差值最大可达 0.260℃。

（3）街道朝向与垂直绿化改善热舒适效果具有相关性。南北朝向的街道 PET 改善效果优于东西朝向，14 点 1.5m 处街道平均 PET 改善差值最大为 1.452℃。由于风向作用，东西朝向街道降温强度大于南北朝向，14 点 1.5m 处街道平均降温强度差值最大为 0.220℃。

本文结合垂直绿化与街道高宽比、街道朝向几何形态因子，对街道热环境进行研究，发现三者的协同关系。但缺乏对垂直绿化在夜间降温效果的研究。模型和边界条件有一定局限性，需要完善。在未来研究中完善实验模拟，对垂直绿化在城市规划的应用进行更详细的研究。

参考文献：

[1]邓寄豫,郑炘.街区层峡几何形态与微气候的关联性研究[J].建筑与文化,2017(05):212-213.

[2]Muniz-Gäal L P, Pezzuto C C, de Carvalho M F H, et al. Urban geometry and the microclimate of street canyons in tropical climate[J]. Building and Environment,2020,169:106547.

[3]Sundus S, Bassam A H. The effect of building height diversity on outdoor microclimate conditions in hot climate. A case study of Dubai-UAE[J]. Urban Climate,2020,32: 100611.

[4]Maharoof N, Emmanuel R, Thomson C. Compatibility of local climate zone parameters for climate sensitive street design: Influence of openness and surface properties on local climate[J]. Urban Climate,2020,33:100642.

[5] 杜晓寒. 广州生活性街谷热环境设计策略研究[D].华南理工大学,2014.

[6] 王若晨,潘剑彬,赵博石,贾欣雨.不同布局形式城市街道热环境特征研究[J].北京建筑大学学报,2020,36(02):40-48.

[7] Morakinyo T E, Lai A, Lau K K, et al. Thermal benefits of vertical greening in a high-density city: Case study of Hong Kong[J]. Urban Forestry & Urban Greening,2017,37:42-45.

[8] Peng L L H, Jiang Z, Yang X, et al. Cooling effects of block-scale facade greening and their relationship with urban form[J]. Building and Environment,2020,169:106552.

[9] Acero J A, Koh E J Y, Li X, et al. Thermal impact of the orientation and height of vertical greenery on pedestrians in a tropical area[J]. Building Simulation,2019,12(6).

[10] Yin S, Lang W, Xiao Y. The synergistic effect of street canyons and neighbourhood layout design on pedestrian-level thermal comfort in hot-humid area of China[J]. Sustainable Cities and Society,2019,49:101571.

[11] 殷实,WERNER LANG,肖毅强.湿热地区传统骑楼街区夏季热环境研究[J].南方建筑,2019(04):53-59.

[12] Bruse M, Fleer H. Simulating surface-plant-air interactions inside urban environments with a three dimensional numerical model[J].Environmental Modelling and Software,1998,13(3) : 373－384.

[13] 刘晶.基于热环境的广州住区静态水景设计策略研究[D].华南理工大学,2019.

[14] Höppe P.The physiological equivalent temperatu re-a universal index for the biometeorological assessment of the thermal environment[J].Int J. Biometeorol,1999,43(2):71-75.

[15] Matzarakis A, Mayer H. Heat stress in Greece[J]. Int. J.Biometeorol, 1997, 41 (1) :34 - 39.

[16] Höppe P R. The physiological equivalent temperature a universal index for the biometeorological assessment of the thermal environment[J]. Int J Biometeorol,1999, 43(2):71-75.

[17] Matzarakis A, Mayer H, Iziomon M G. Applications of Auniversal Thermal Index: Physiological Equivalent Temperature[J]. International Journal of Biometeorology, 1999, 43(2) : 76-84.

基于 H_2O 的建筑能耗机器学习自动建模及可解释性研究

田　玮[1]，李广臣[1]，晋妙柔[1]，张　恒[1]，吴海滨[1]，傅　兴[2]

（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］机器学习已经广泛地用于建筑能耗分析中，但机器学习模型建立需要耗费很多的时间和精力。为了方便于快速建立机器学习模型，建筑能源工程师能专注于建筑能耗特性分析，本文探讨基于 H_2O 环境的建筑能耗机器学习模型自动建立，并且采用可解释机器学习方法解析建筑能耗特点。研究结果表明，基于 H_2O 计算环境的自动建模过程方便快捷，所建立的建筑能耗机器学习模型具有非常高的预测精度。可选择模型包括线性、梯度提升、随机森林、深度学习、融合集成等，具有非常广泛的适应性，可方便快速地用于建筑能耗的自动建模。此外，H_2O 环境中变量重要性、部分相关图、SHAP 特征贡献等机器学习可解释方法，通过将计算结果可视化能深入地分析建筑输入变量与输出能耗的变化关系，全面可靠地探究建筑能耗特性。

［关键词］建筑能耗；自动机器学习；可解释机器学习；H_2O 计算环境

0 引言

机器学习算法已经广泛地应用于建筑能耗分析[1]，以深入了解建筑能耗特性，提高建筑用能效率，实现建筑低碳绿色化的可持续发展[2]。Seyedzadeh 等[3]使用交叉验证法调整梯度提升回归树机器学习模型中的超参数，得到准确的学习模型用于优化英国非居住建筑的改造性能。Liu 等[4]使用网络搜索的交叉验证法得到支持向量机机器学习模型，分析位于武汉一个办公建筑的空调能耗，为建筑有效运营提供指导。王君等[5]利用中国民用建筑的能耗数据，采用偏最小二乘回归、随机森林、支持向量机三种机器学习算法，得到估计民用建筑能耗强度的回归模型，以估计数据缺失省份的建筑能耗强度数值。在这些先前研究中，建筑能耗机器学习模型中的超参数需要使用较为复杂调整方法，相应地需要较多的精力和时间。如果参数调整不恰当，则可能得到预测性能比较差的模型。为了减少调整参数和模型验证所需的学习时间，方便于机器学习算法更广泛的应用于不同领域研究中，自动机器学习算法逐渐得到研究者的重视。自动机器学习通常包括特征自动处理、模型参数自动调整、不同模型预测性能比较、模型性能自动验证等过程[6]。

因此，本文基于 H_2O 计算平台研究建筑能耗机器学习的自动建模，评估自动建模的可靠性，以减少建筑能源工程师使用机器学习建模所需的时间，并基于可解释机器学习方法解析建筑能耗特性。H_2O 是一个包含随机森林、深度学习、集成学习等先进机器学习方法的计算平台[7]，可应用于 R、Python 等编程环境，内置有功能强大的自动机器学习建模程序，并有完整的可解释机器学习方法，帮助研究人员通过可视化方法掌握数据和模型包含的内在规律。

1 建筑能耗模型

研究中采用的模型为一个四层办公建筑（如图 1 所示），建筑热性能符合我国 2015 年发布的建筑节能设计标准[8]。建筑使用天然气锅炉和风冷制冷机提供所需的热水和冷水，风机盘管系统用于保证室内热舒适。建筑能耗模拟使用 EnergyPlusV9.3 程序[9]计算建筑取暖和制冷能耗。

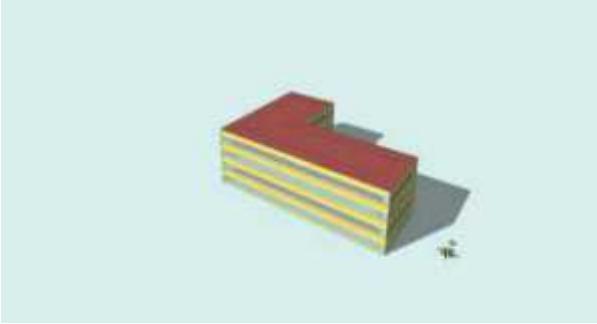


图 1 四层办公建筑模型

表 1 列出研究中选取的 8 个输入变量，用于生成建筑能耗机器学习所需的数据集，数据来源于先前

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)

研究[10, 11]。这些变量属于设计型问题，有相同概率发生，所以基于均匀分布进行变量抽样。拉丁超立方具有分层特性，以提高抽样效率[12]。将输入抽样结果代入到建筑能耗 EnergyPlus 程序中，得到单位面积的取暖和制冷能耗做为性能指标。训练集为 2000 组数据，以得到机器学习模型。为了充分验证这些模型准确性，运行 10000 组新数据，以检验这些机器学习模型预测结果可靠性。需要强调，在实际建筑性能分析中通常不需要如此大数量集的数据，本文目的是验证自动建模生成模型准确度，因此建立了大数量集的建筑性能测试集。建筑能耗模型的生成、运行和能耗结果收集，都在 R 语言环境中完成[13]，以提高运行效率和便于检查错误。

2 机器学习自动建模和可解释性方法

研究中采用 R 语言环境下 H_2O 程序包中的自动建模和模型解释功能，主要步骤分为 5 步，如图 2 中的 R 程序所示，图中#号开头部分表示解释程序功能。第一步是加载 H_2O 包，并启动 H_2O 计算环境，注意系统中应安装 Java 用于 H_2O 程序内部计算。第二步将建筑能耗数据文件输入 H_2O 计算环境中。第三步在 H_2O 环境中自动建模，如果需要保证计算可重复性，需要指定随机种子（seed）。第四步显示建模计算的主要结果，H_2O 环境中内置一个模型性能显示板（leaderboard），可方便比较不同机器学习模型的预测性能。第五步得到变量重要性、部分相关图、SHAP 特征贡献等机器学习可解释性结果。

如图 2 所示的 R 语言程序非常简洁方便，因此建筑能源工程师通过简单编程即可实现机器学习建模和得到模型可解释结果，更多精力可专注于对建筑能耗的特性分析。如果研究人员需要对自动建模过程进行修改，H_2O 中也包括交叉验证折数、模型性能指标、最长运行时间等定制参数，增加自动建模的灵活性。本次研究中所使用的代码与图 2 相比，加入模型提取和性能验证等函数，方便进行全面地分析比较。

2.1 建筑能耗机器学习自动建模

表 1 建筑能耗分析中变量的抽样取值范围

序号	参数	简写	取值范围	单位
1	墙体 U 值	WU	0.2~0.5	W/（m2•K）
2	屋顶 U 值	RU	0.2~0.5	W/（m2•K）
3	外窗 U 值	GU	1~2.5	W/（m2•K）
4	外窗太阳得热系数	SH	0.2~0.5	-
5	灯功率密度峰值	LD	8~10	W/m2
6	设备功率密度峰值	ED	12~16	W/m2
7	取暖设定温度	HT	18~22	oC
8	制冷设定温度	CL	24~28	oC

```r
# 1: Load the "h2o" R library and initialize a H2O cluster
library(h2o)
localH2O = h2o.init()

# 2: Import the energy dataset into H2O
train_file <- "D:/H2O/Cool_train.csv"
train <- h2o.importFile(train_file)

# 3: Run h2o automatic machine learning models
Models <- h2o.automl(
            y = "Cool",  # energy performance values
            training_frame = train,  # training data
            max_models = 10,  # max model number besides two stacked models
            seed = 1)  # reproducible results

# 4: Summary the results from automatic learning models
print(Models)

# 5: Explain the automatic learning models
h2o.explain(Models,train)
```

图 2 基于 H_2O 的自动机器学习模型建立和可解释分析 R 代码

利用 H_2O 包中的 h2o.automl 函数对于建筑能耗计算自动建模，研究中选取共 12 种机器学习，包括 5 种梯度提升模型（Gradient Boosting Machine，简写为 GBM），以下 5 种算法各生成 1 个模型，包括：随机网格梯度提升（random grid GBM，简写为 GBM_grid）、广义线性模型（Generalized Linear Model，简写为 GLM）、缺省随机森林（a default Random Forest，简写为 DRF）、超随机树（Extremely Randomized Trees，简写为 XRT）、深度学习（DeepLearning）。最后，根据前 10 种模型再生成 2 个融合集成模型（stacked ensemble models）。第一个集成模型是根据所有前述的 10 个模型生成（命名为 StackedEnsemble_AllModels），第二个模型是根据不同类型中最好的一个模型进行集成（命名为 StackedEnsemble_BestOfFamily）。考虑偏差和方差的平衡，研究中选定 10 折交叉验证用于机器学习模型中超参数的确定。

2.2 机器学习可解释性方法

机器学习的可解释方法包括变量重要性、部分相关图、SHAP 总体特征贡献图、个体条件期望图等[14]。本研究中选取前三种方法分析建筑能耗特性，H_2O 程序包中还有残差分析、SHAP 个体贡献图、学习模型相关性分析等解释性方法。

变量重要性分析根据不同机器学习模型，使用不同的计算方法。对于基于树回归的模型，主要基于模型误差的增加或减少计算变量重要性。对于线性模型，采用标准回归系数评估变量重要性。对于深度学习模型，使用 Gedeon 方法得到变量重要性，请参考[15]。部分相关图基于所得的机器学习模型计算输入变量变化对于输出的影响，并假设变量之间没有相关性。部分相关图得到的数据平均变化趋势，为了解个体数据的变化趋势，可采用个体条件期望图。SHAP 特征贡献图，基于博弈论计算方法，可分析个体（local）或总体（summary）对于输出的贡献。更多详细的论述，请参考 H_2O 的帮助文档[16]。

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 建筑能耗机器学习模型性能分析

表 2 列出 12 种不同机器学习模型在交叉验证和测试集中的建筑取暖能耗预测性能的总结。将交叉验证和测试集均方根误差（root mean square error, 简写为 RMSE）进行对比，相对误差最大不超过 10%，平均相对误差约为 4%，表明交叉验证可以很好地得到模型的预测性能，没有过拟现象。采用决定系数（R2）比较，最大相对误差只有 0.5%，表明交叉验证所得结果可以很好地表征模型预测能力。表 3 列出对于制冷能耗 12 种模型的预测精度对比，也可得出相同结论，无论是采用均方根误差或决定系数，交叉验证与测试集所得制冷能耗误差结果相差较小。

由表 2 可见，建筑取暖能耗机器学习的交叉验证和测试集所得模型准确性排序一致，两种融合集成（stacked ensemble）模型有最高的精度。以建筑暖通领域常用的均方根误差变异系数（CV-RMSE, coefficient of variation-root mean square error）评价，这两种融合模型的误差只有 1.5%，决定系数达到 0.995，表明这两种模型的预测准确度非常高。决定系数达到 0.99 以上的三种模型分别是线性模型（GLM）、深度学习（Deep Learning）和梯度提升（GBM），其均方根误差变异系数也都小于 2%。精度相对较差的是缺省随机森林（DRF）和超随机树（XRT）两个模型，变异系数低于 0.94，其均方根误差变异系数增加到约 5%。因此，基于 H_2O 自动建模生成的机器学习模型在本案例预测建筑取暖能耗时有非常高的准确度，特别是两类融合模型性能最好。

表 2 建筑取暖能耗机器学习模型的预测性能对比

序号	机器学习模型	交叉验证		测试集	
		RMSE	R^2	RMSE	R^2
1	StackedEnsemble_AllModels	0.415	0.995	0.410	0.995
2	StackedEnsemble_BestOfFamily	0.415	0.995	0.411	0.995
3	GLM_1	0.448	0.994	0.446	0.994
4	DeepLearning_1	0.459	0.994	0.453	0.994
5	GBM_5	0.525	0.992	0.479	0.993
6	GBM_grid__1_model_1	0.617	0.988	0.588	0.989
7	GBM_2	0.721	0.984	0.663	0.986
8	GBM_4	0.764	0.982	0.745	0.983
9	GBM_3	0.782	0.981	0.755	0.982
10	GBM_1	0.788	0.981	0.717	0.984
11	DRF_1	1.485	0.933	1.429	0.937
12	XRT_1	1.498	0.931	1.435	0.936

表 3 建筑制冷能耗机器学习模型的预测精度对比

序号	机器学习模型	交叉验证		测试集	
		RMSE	R^2	RMSE	R^2
1	StackedEnsemble_BestOfFamily	0.105	0.996	0.098	0.996
2	StackedEnsemble_AllModels	0.105	0.996	0.098	0.996
3	GBM_5	0.109	0.995	0.101	0.996
4	GBM_grid__1_model_1	0.118	0.994	0.115	0.995
5	GLM_1	0.120	0.994	0.122	0.994
6	GBM_2	0.139	0.992	0.134	0.993
7	DeepLearning_1	0.142	0.992	0.151	0.991
8	GBM_4	0.144	0.992	0.140	0.992
9	GBM_1	0.153	0.990	0.142	0.992
10	GBM_3	0.171	0.988	0.162	0.989
11	DRF_1	0.343	0.952	0.327	0.956
12	XRT_1	0.359	0.947	0.338	0.954

表 3 列出 12 种机器学习模型所得建筑制冷能耗预测准确度对比。预测精度最好的两个模型，仍然是融合模型，均方根误差变异系数只有 0.7%，对应的决定系数达到 0.996。对于制冷能耗，有 9 种模型的决定系数超过 0.99，对应的均方根误差变异系数也小于 1%。表现最差的模型与取暖能耗相同，也是缺省随机森林和超随机树。所以，由 H_2O 自动生成的机器学习模型能可靠地用于建筑制冷能耗预测。

3.2 机器学习可解释性分析

3.2.1 变量重要性分析

图 3 表示由 10 种机器学习模型得到的建筑能耗重要性排序，10 种模型得到的排序基本一致，表明所得结果有很高的可靠性。从 10 种模型计算结果可看出，取暖设定值都是最重要的影响取暖能耗的变量，除线性和深度学习模型外，其他 8 种模型中这个变量的重要性超过 50%，远大于其他输入变量。第二个重要的变量是外窗传热系数，平均有约 20%的模型重要性。第三个重要的变量是外窗的太阳得热系数，平均约有 10%重要性，也是影响建筑取暖能耗的主要变量。除深度学习和线性模型外，这三个变量总和占总重要性数值超过 80%。其他变量的影响较小，大部分重要性小于 10%。

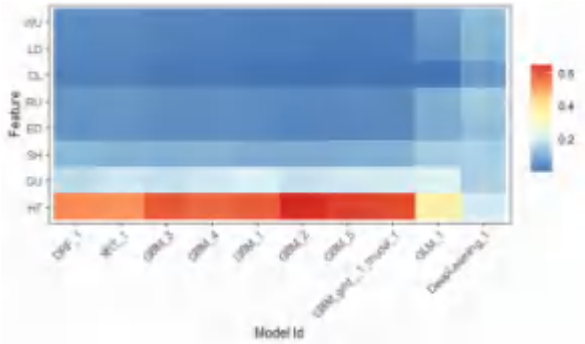


图 3 十种学习模型中得到的影响建筑取暖能耗重要性结果

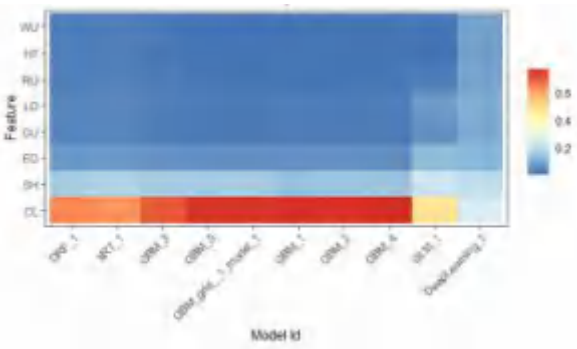


图 4 十种学习模型中得到的影响建筑制冷能耗重要性结果

图 4 表示 10 种建筑制冷能耗机器学习模型的变量重要性分析结果，10 种不同机器学习模型所得结果排序一致，表明所得结果有很高可靠性。与取暖能耗结果类似，除线性模型和深度学习，制冷设定点温度在其他 8 种模型中重要性超过 60%，最高到达 76%，表明制冷设定点温度是影响制冷能耗最重要的因素。外窗太阳得热系数是影响建筑制冷能耗的第二个重要因素，平均重要性水平约 17%，在 10 种不同模型中这个重要性变化相对较小。除线性模型和深度学习模型外，前两个最重要变量的总和超过 80%。其他变量的影响占比较小，少于 20%。与取暖能耗分析时对比可发现，深度学习模型的预测精度对于取暖或制冷能耗时都较高，但用于变量重要性分析时趋向于把变量重要性平均化，降低了不同变量之间的相对重要性。

3.2.2 基于部分相关图的变量间关系分析

本节分别选取上节研究中得到的影响取暖和制冷能耗最重要的两个输入变量，采用部分相关（partial dependence）图，分析这些变量对于建筑取暖和制冷能耗的变化关系。

图 5 表示取暖设定温度（HT）和外窗传热系数（GU）两个变量影响取暖能耗的关系图，图中 7 种曲

线分别表示 7 种机器学习模型的结果。随着取暖设定值的升高，需要更多的建筑取暖能耗，并且这种变化呈近似线性的关系，外窗传热系数的变化也有相同的趋势。图 6 表示制冷设定温度（CL）和外窗太阳得热系数（SH）两个变量影响建筑制冷能耗的关系图，7 种曲线分别表示 7 种机器学习模型的变化关系结果，这 7 条曲线变化关系差别较小，表明分析结果有较高可靠性。随着制冷设定值的降低，所需的制冷能耗有近似线性的降低。随着外窗太阳得热系数的增加，室内得热量下降，所需建筑制冷能耗呈近线性增加。

本次研究中输入变量和输出变量的关系结果符合预期，表明所得模型和研究方法的合理性。当使用实际调研数据或者对机理不是非常清楚的建筑能耗模型时，本次研究所采用的方法将非常有利于了解建筑输入和能耗性能之间的复杂变化关系。此外，也可采用个体条件期望图（Individual Conditional Expectation，简写为 ICE）分析建筑能耗变量间的关系，特别是当输入参数有强交互作用时，这类图可表示不同输入变量个体数据变化时建筑能耗的变化。本次研究中由于输入变量没有强交互作用，所以没有采用个体条件期望图进行分析。

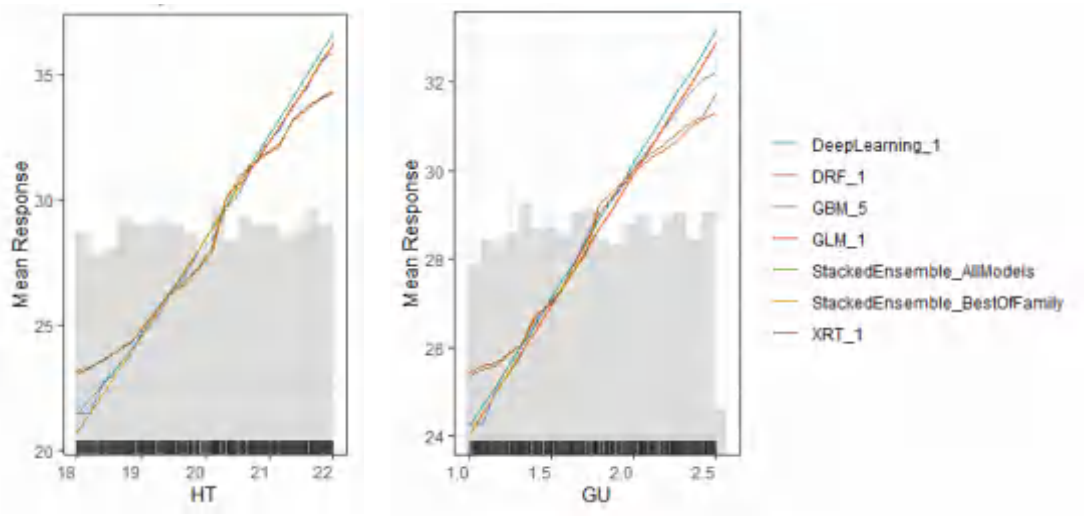


图 5 取暖设定值和外窗传热系数对建筑取暖能耗的变化关系图

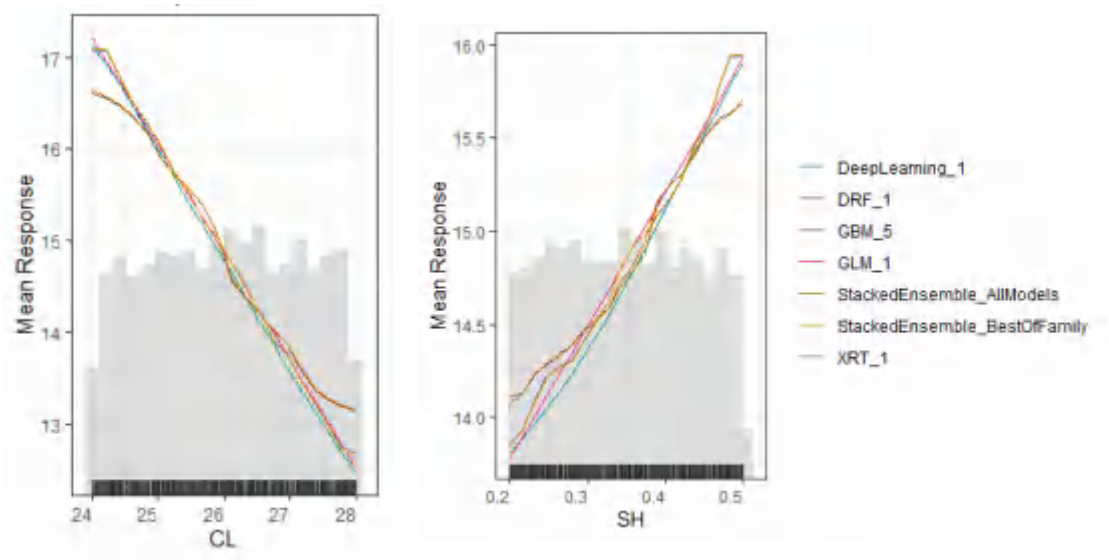


图 6 制冷设定值和外窗太阳得热系数对建筑取暖能耗的变化关系图

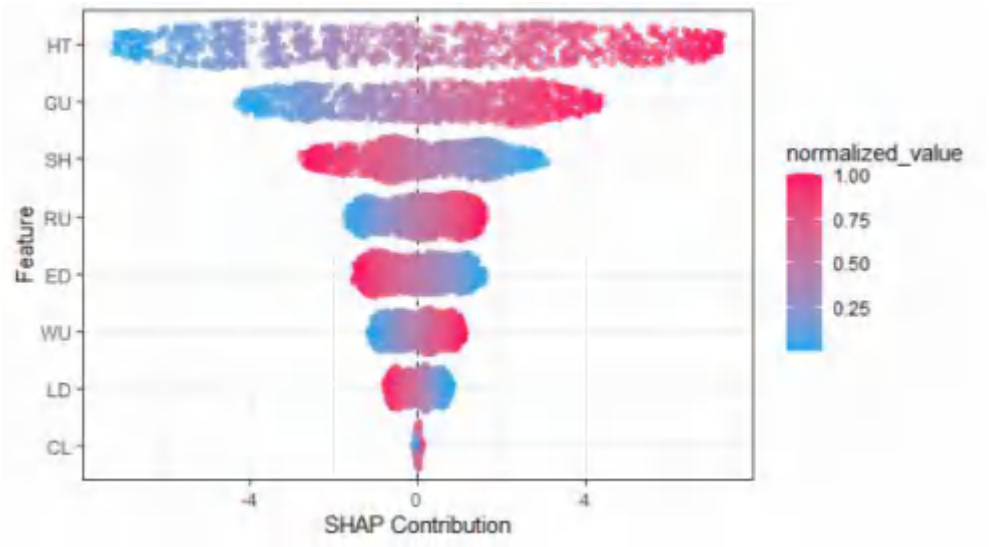


图 7 基于 GBM 模型的建筑取暖能耗的特征贡献 SHAP 图

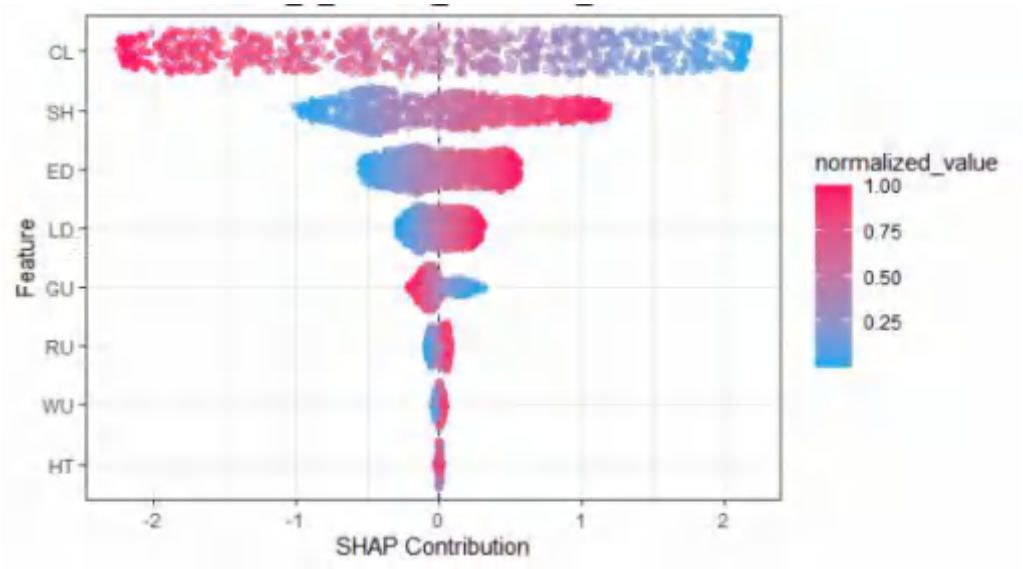


图 8 基于 GBM 模型的建筑制冷能耗的特征贡献 SHAP 图

3.2.3 基于 SHAP 的特征贡献分析

图 7 和图 8 分别表示基于梯度提升模型的建筑取暖和制冷能耗的特征贡献图。图中横坐标表示建筑能耗的变化，纵坐标表示不同的输入变量（也称为特征），不图的颜色表示输入变量的大小，蓝色表示输入变量值较小，而红色表示输入变量值变大。

由图 7 可知，建筑输入变化时对于建筑能耗的影响有非常大的差异。最上面的输入变量是取暖设定温度（HT），当这个变量变化时建筑能耗的变化最大，表明取暖设定值对于取暖能耗有最大的影响。并且可以发现，当取暖设定值从蓝色变为红色，也就是这个变量数值增大时，建筑所需的取暖能耗有明显的增加。从上面数的第二个变量为外窗传热系数（GU），建筑能耗的变化幅度小于第一个变量，但变化趋势相同，外窗传热系数的增加导致建筑能耗的增大。第三个变量为外窗的太阳得热系数（SH），能耗变化幅度进一步减少，与第一个和第二变量相比有相反的变化趋势，当外窗太阳得热系数增加时，建筑取暖能耗减少。其余五个变量，可以做类似地分析比较。因此，SHAP 贡献图可以看作是前面两节解释性分析的相加，即可以得出变量重要性排序，也可分析得到输入变量和输出变量的变化关系。

图 8 可采用图 7 的分析方法。影响建筑制冷能耗最大的制冷设定温度（CL），因为制冷能耗的变化最大，并且当制冷设定温度增大时，所需制冷能耗降低。第二个变量是外窗的太阳得热系数（SH），变化趋势

与第一个变量相反，由蓝色区域变为红色区域，即太阳得热系数增加时建筑制冷能耗下降。图 8 中的其他变量也可采用相同方法解释建筑能耗特性。

4 结语

本论文基于 H_2O 计算环境研究了建筑能耗机器学习的自动建模和可解释性。研究结果表明，基于 H_2O 计算环境可快速方便地自动建立建筑能耗机器学习模型，包括线性、梯度提升、随机森林、深度学习、融合集成等，这些种类不同的模型可适应非常广泛的建筑能耗数据集，减少建立机器学习模型所需要的时间和精力，使建筑能源工程师专注于建筑能耗的特性分析和能耗预测。此外，H_2O 计算环境还提供了变量重要性、部分相关图、SHAP 特征贡献度等不同的机器学习可解释方法，通过可视化结果可深入增加对于建筑能耗特性的了解。研究中还发现，H_2O 中深度学习变量重要性结果趋向于使变量重要性平均化，所以使用这类方法所得结果需要与其他方法进一步对比，了解其特点及局限性。

参考文献

[1] Fan C, Yan D, Xiao F, et al. Advanced data analytics for enhancing building performances: From data-driven to big data-driven approaches[J]. Building Simulation, 2021, 14(1): 3-24.

[2] Tian W, Zhu C, Sun Y, et al. Energy Characteristics of urban buildings: assessment by machine learning[J]. Building Simulation, 2021, 14: 179-193.

[3] Seyedzadeh S, Pour Rahimian F, Oliver S, et al. Machine learning modelling for predicting non-domestic buildings energy performance: A model to support deep energy retrofit decision-making[J]. Applied Energy, 2020, 279: 115908.

[4] Liu Y, Chen H, Zhang L, et al. Energy consumption prediction and diagnosis of public buildings based on support vector machine learning: A case study in China[J]. Journal of Cleaner Production, 2020, 272: 122542.

[5] 王君，申鸿怡,原雯，等.民用建筑面积及能耗强度计算方法研究[J].建筑科学,2020,36(S2):390-401.

[6] Chauhan K, Jani S, Thakkar D, et al. Automated machine learning: The new wave of machine learning [C]; 2020 2nd International Conference on Innovative Mechanisms for Industry Applications (ICIMIA), F, 2020. IEEE.

[7] LeDell E, Poirier S. H2o automl: Scalable automatic machine learning [C]; 7th ICML workshop on automated machine learning, F, 2020.

[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 V9.3 March 2020, Department of Energy, USA [R], 2020.

[10] 朱丽，张吉强，王飞雪，等. 规划阶段建筑冷热负荷预测与特性分析[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2020, 51(10): 2969-2977.

[11] 朱传琪，田玮，史佳鑫，等. 抽样方法与样本数量对建筑能耗机器学习模型精度的影响研究[J]. 建筑科学, 2020, 36(04): 199-207.

[12] 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.

[13] R Core Team, R: A language and environment for statistical computing. R Foundation for Statistical Computing, Vienna, Austria. URL https://www.R-project.org/. accessed 2021-1-20 [R], 2020.

[14] Molnar C. Interpretable machine learning, A Guide for Making Black Box Models Explainable [M]. https://christophm.github.io/interpretable-ml-book/, 2019.

[15] Gedeon T D.Data mining of inputs: analysing magnitude and functional measures[J].International Journal of Neural Systems, 1997, 8(02): 209-218.

[16] H_2O.Model Explainability, https://docs.h2o.ai/h2o/latest-stable/h2o-docs/explain.html, accessed 2021-02-18 [M].2021.

基于序贯抽样的建筑能耗敏感性收敛研究

晋妙柔[1]，田　玮[1]，李广臣[1]，张　恒[1]，陈　璐[1]，傅　兴[2]

（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］建筑能耗敏感性分析通过计算影响能耗不同因素的重要性，可确定不同节能方案的有效性。因此，在建筑能耗评价中得到了广泛的应用，但是敏感性分析中的抽样往往采用固定样本数量。如果样本数量过小会造成结果不可靠，如果样本数量过大则会导致过长计算时间和过高计算成本。因此，本文研究基于序贯抽样的建筑能耗敏感性分析方法，根据结果收敛性决定是否继续抽样。基于简单随机和 Sobol 序列抽样，采用全局敏感性分析中的标准回归系数法，选用 Bootstrap 法、相对误差法和变异系数法三种方法判断建筑能耗敏感性指标是否收敛。结果表明，基于序贯抽样方法进行敏感性指标收敛判断，可以在保证建筑能耗敏感性结果可靠的前提下，减少计算成本。Bootstrap 法、相对误差法和变异系数法三种方法可用于建筑能耗敏感性指标的收敛性判断，具体定量判断标准需要根据项目要求确定，如果要求非常严格的结果，意味着需要更多的建筑能耗模型计算时间。

［关键词］建筑能耗；敏感性分析；序贯抽样；收敛性判断

1 引言

由于极端天气和建筑需求侧负荷的增加，建筑能耗及相应的碳排放也快速增加，对于全球环境带来严重的影响[1]。敏感性分析可为新建筑设计和既有建筑改造提供节能措施重要性排序[2]，因此敏感性分析在建筑节能分析中得到广泛应用[2]。

建筑能耗敏感性分析中，需要通过拉丁超立方、随机蒙特卡洛、Sobol 序列等抽样方法[4]，对于类型变量也可采用全因子试验或者部分因子实施，以得到足够的样本作为基础，提供可靠准确的敏感性排序结果[2]。Silva 和 Ghisi[3]基于 Morris 方法抽样 1760 次，确定一个住宅建筑的 21 个输入变量重要性排序。朱丽等[6]基于拉丁超立方方法抽样 2000 次建立一个办公建筑的能耗模型，采用标准回归系数和基于元模型的两种全局敏感性方法对影响该建筑的变量进行了变量重要性排序。Vasco 等[7]抽样 20000 次利用 Sobol 敏感性分析方法，研究一个大型办公建筑制冷负荷的影响因素排序。在建筑能耗领域进行敏感性分析时，常用抽样方法采用固定抽样数量，如果样本数量过小会造成结果不可靠，如果样本数量过大则会造成计算时间成本过高。因此，需要新的分析方法根据敏感性结果是否收敛，动态调整建筑能耗模拟样本数量。

对于敏感性的收敛分析研究目前还比较少[8]。Yang 等[9]提出了一种利用中心极限定理和 Bootstrap 方法研究蒙特卡洛全局敏感性分析的收敛性。Nossent 和 Bauwens[10]探讨了使用不同表达式计算模型输出总方差对 Sobol 敏感性指标收敛性的影响。Sarrazin 等[11]基于 Bootstrap 方法定义了敏感性指标、排序敏感性指标和筛选敏感性指标的收敛性指标。这些研究所采用的方法和技术路线为建筑能耗领域中的敏感性分析提供了重要参考。

因此，本文基于序贯抽样方法评估建筑能耗敏感指标的收敛性，研究目的是提供与固定抽样数量不同的序贯抽样方法，在保证敏感性计算结果可靠性的前提下减少建筑能耗模型计算成本。

2 研究方法

本文采用一种基于序贯抽样的建筑能耗敏感性研究，如图 1 所示。与通常建筑能耗敏感性分析相比，主要区别在于根据中间敏感性分析结果判断是否达到收敛。如果中间敏感性分析结果没有收敛，则需要继续抽样；如果敏感性结果已经收敛，则可进行最终敏感性分析。因此，抽样方法需要具有序贯特性，如随机抽样、Sobol 序列等。需要注意，在建筑能耗领域广泛使用的拉丁超立方抽样方法，不具有序贯特性[12]。

2.1 建筑能耗模型

本文选取天津一个三层 T 型办公建筑作为案例研究，该建筑层高 3.8m，总建筑面积 4800m^2，窗墙比为 40%，建筑墙体结构为砖石结构，建筑围护热性能符合我国公共建筑节能标准[13]。该建筑采用多区变

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)

风量系统，并配备燃气锅炉与空调机组，为该建筑提供供暖、制冷和通风等功能，基本能耗模型如图 2 所示，由建筑能耗模拟程序 EnergyPlusV9.0.1[14]建模并

本案例主要从建筑围护结构、内部得热和暖通空调系统选取 10 个输入参数进行敏感性分析，参数来源主要从先前文献以及建筑能耗不确定性数据库获得[16]，不确定性输入参数及分布范围如表 1 所示。

2.2 抽样方法

计算机模拟时有很多种抽样方法，包括简单随机、分层、拉丁超立方和 Sobol 序列等。本文采用简单随机和 Sobol 序列两种抽样，这两种抽样都具有序贯特性，适用于建筑能耗敏感性收敛分析。简单随机抽样(Simple Random Sample，简称 SRS)是

进行能耗模拟计算。该建筑位于天津市，选择中国标准气象数据（Chinese Standard Weather Data,CSWD）中天津数据作为模拟的气象条件[15]。

指根据概率密度函数对参数进行抽样的过程。简单随机抽样方法是最简单和最容易实现地方法，也有易于估计抽样误差等优点，但生成的数据点较随机，可能会过于聚集，从而造成抽样效率较低[3]。Sobol 序列抽样属于拟随机数序列[17]，其主要特点在于后一个样本点是在考虑前一个样本的情况下产生的，所以避免了出现样本点之间过于接近或分散的情况[4]。

2.3 建筑能耗敏感性分析方法

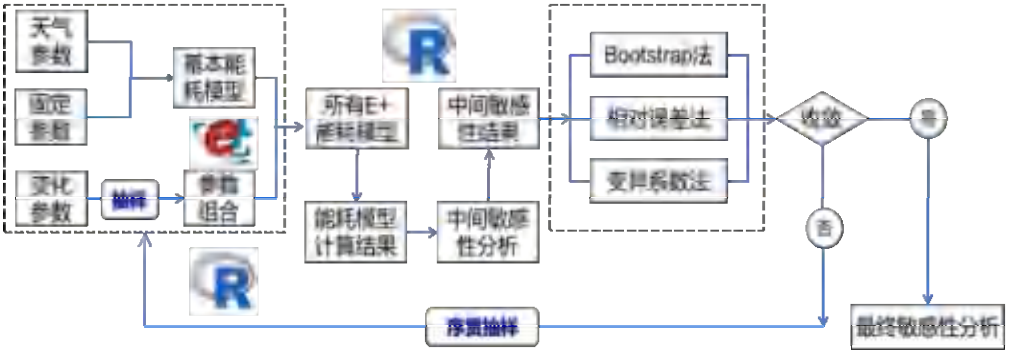


图 1 建筑能耗敏感性分析序贯抽样的技术路线图

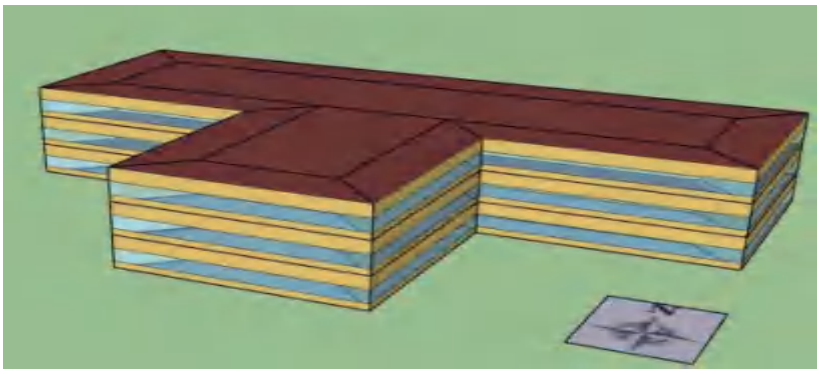


图 2 三层办公建筑能耗模型

表 1 建筑能耗敏感性分析的输入变量

变量	单位	符号	概率分布	参数
墙体传热系数	W/(m²·K)	UW	均匀分布	U(0.37, 0.5)
屋面传热系数	W/(m²·K)	UR	均匀分布	U(0.18, 0.8)
窗户传热系数	W/(m²·K)	WD	正态分布	N(3.094, 0.03094)
太阳得热系数	-	SG	三角分布	T(0.55, 0.6, 0.65)
渗风率	-	IT	正态分布	N(0.33, 0.102)
照明功率密度	W/m²	LP	均匀分布	U(8, 15)
设备功率密度	W/m²	EP	均匀分布	U(9, 18)
取暖设定温度	℃	HS	均匀分布	U(18, 22)
制冷设定温度	℃	CS	均匀分布	U(24, 28)
锅炉效率	-	BE	均匀分布	U(0.84, 0.91)

建筑能耗敏感性分析方法主要分为局部和全局敏感性方法两类，本文采用全局敏感性分析方法中的标准回归系数（Standardized regression coefficient，简称 SRC）方法[2]。SRC 是基于线性回归的敏感性方法，通过将自变量和因变量标准化，然后建立输入和输出之间的线性关系数学表达式，确定输入变量对于输出变量的影响程度。SRC 指标在-1 到+1 之间变化，如果接近于 0，表明该变量与输出的关系非常小。如果一个变量的 SRC 接近于 1，表明该变量对于输出影响很大，且当该输入变量增加时导致输出变量也增加。反之，如果 SRC 值接近于-1，表明该变量对于结果也有非常显著的影响，但影响趋势相反，当该输入变量增加时导致输出结果减少。注意，SRC 只适用于输入参数之间不相关的情况。

2.4 敏感性分析中序贯抽样收敛性方法

判断是否达到收敛条件是序贯抽样模拟中的关键环节，本文整理出三个收敛标准用于建筑能耗敏感性分析，分别是 Bootstrap 法[11]、相对误差法[18]和变异系数法[19]。

Bootstrap 法通过采取在原样本中有放回的抽样计算置信区间，判断数据的分散程度。一般情况下将计算得到的敏感性指标的置信区间宽度作为判断依据。根据 Sarrazin 等的研究[11]，当 Bootstrap95%置信区间小于 0.05 时，即可以认为敏感性指标达到收敛。

相对误差法是根据模拟值与真值的误差进行判断是否收敛，在蒙特卡洛模拟中也有应用[18]。可以分为两种情况：一种是有真值的情况；另一种是没有真值。在有解析解等真值或者有可靠假设真值时，用真值或假设真值和模拟值进行比较，根据模拟值与真值的相对误差标准进行判断，可判定是否达到收敛。若没有真值进行比较时，依然可以采用相对误差进行判断，可采用后一次模拟值与前一次模拟值的相对误差进行判断，当相对误差持续小于一定值时，认为模拟值达到相对稳定，判定达到收敛。

变异系数法通过采用变异系数指标进行判断，变异系数又称“离散系数”（CV，coefficient ofvariation），是概率分布离散程度的一个归一化量度，其定义为标准差与平均值之比，可用来判断这组数据是否收敛。变异系数法也应用于蒙特卡洛抽样方法确定是否达到收敛[9,20]，特别是分析存在不同均值的变量[19]。

本文采用序贯抽样的方法依次增加抽样次数进行敏感性分析，50 次做为初始抽样次数，以 50 次为增加抽样次数间隔，所以下一次总抽样次数为 100，最终增加到 1500 次。这些抽样次数是经过前期研究而确定的。由于抽样方法具有随机性，为得到可靠分析结果，故每种抽样方法进行 10 组重复抽样，即通过选择 10 个不同随机种子进行模拟。

3 结果与讨论

本节首先分析由建筑能耗模拟得到的敏感性结果，然后选取最重要的变量进行三种序贯抽样收敛性分析。

3.1 敏感性分析的结果

图 3 是基于标准回归系数（SRC）的建筑取暖和制冷能耗的敏感性分析结果，样本数量为 10000。由于样本数量非常大，可认为敏感性结果已经收敛。对于取暖能耗影响最大的是取暖设定温度（HS），其次是渗风率（IT）和设备功率密度（EP），照明功率密度（LP）和墙体传热系数（UR）对于取暖能耗也有一定影响。其他变量的标准回归系数小于 0.2，对于取暖能耗仅有非常小的影响。对于制冷能耗，制冷设定温度（CS）对输出的影响最大，其次是设备功率密度（EP）及照明功率密度（LP），其它变量对于制冷能耗的影响非常小。

由于 SRC 敏感性分析只能用于线性情况，故需要验证数据非线性关系是否显著。采用 R 语言 caret 包中的线性模型进行验证。对于模型精度的评价如表 2 所示，取暖能耗的均方根误差 RMSE 为 0.5889，决定系数 R^2 为 0.9936。制冷能耗模型的均方根误差 RMSE 为 0.0771，决定系数 R^2 为 0.9984。两个能耗指标的决定系数都接近于 1，表明模型的预测效果良好，认为其线性关系很强，因此可以采用标准回归系数进行敏感性分析。因此，以下三节的分析 SRC 敏感性方法序贯收敛性研究中，对于取暖和制冷能耗分别选取影响最大的变量进行，即取暖设定温度和制冷设定温度。

3.2 Bootstrap 收敛性结果

表 2 建筑能耗的线性模型精度评价结果

性能指标	取暖能耗	制冷能耗
均方根误差（RMSE）	0.5889	0.0771
决定系数（R^2）	0.9936	0.9984

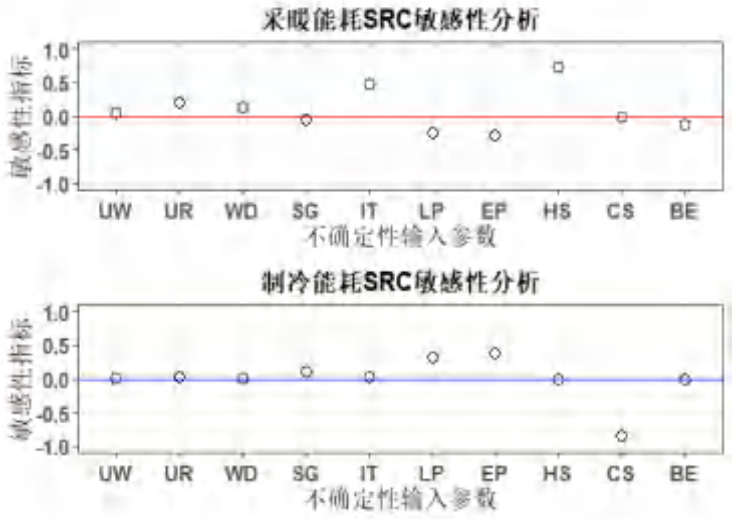


图 3 基于标准回归系数（SRC）的取暖与制冷能耗敏感性分析

表 3 Bootstrap 方法达到收敛时的抽样次数

重复抽样（不同随机种子）	Sobol 抽样		简单随机抽样	
	取暖能耗	制冷能耗	取暖能耗	制冷能耗
1	1000	300	1150	450
2	1100	350	1400	350
3	1100	350	1000	350
4	1100	300	1300	300
5	1000	300	1000	450
6	1100	300	900	300
7	1100	300	1200	300
8	1100	350	1000	350
9	1100	350	950	300
10	1150	350	900	350

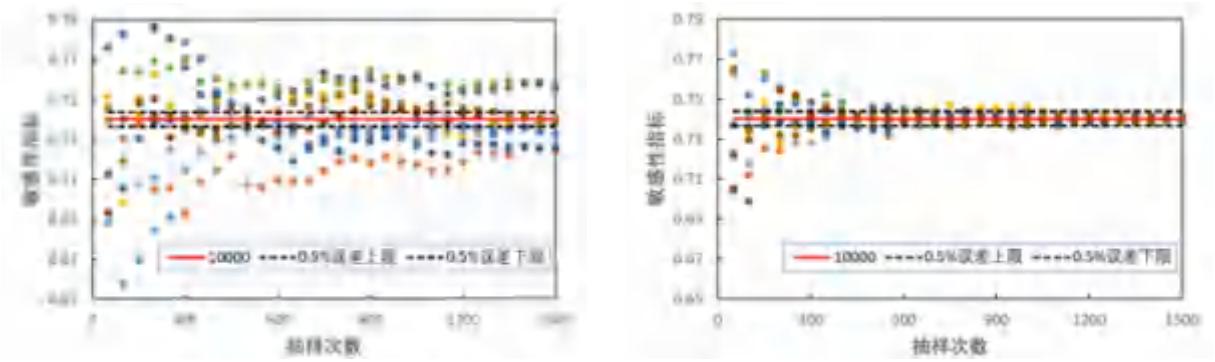
本节采用 Bootstrap 方法对 10 次重复模拟的敏感性结果进行收敛性分析，结果如表 3 所示，表示 10 组模拟结果达到敏感性指标收敛条件时的抽样次数。这里选取敏感性指标为在 95%置信区间时小于 0.05 时，判定为达到收敛。可以分析得到，Sobol 抽样的样本明显比简单随机抽样样本分布更均匀，取暖能耗在 1100 次左右收敛指标小于 0.05，制冷能耗在 350 次左右收敛指标小于 0.05。而简单随机抽样达到收敛指标时的样本次数范围较大，取暖能耗最少 900，最多则需要 1400 次才能达到标准；制冷能耗最少 300，最多则需要 450 次才能达到收敛标准。由此可以表明，由于 Sobol 抽样样本比简单随机抽样样本分布更均匀，所以达到收敛时不同重复抽样所得结果相差不大，这对于通常只采用单次抽样的敏感性结果而言有着非常重要的意义，单次 Sobol 抽样即可得到相对稳定的结果。采用简单随机抽样，由于不同重复抽样时得到的结果差别很大，所以需要较多的抽样次数才可以达到稳定的结果。

3.3 相对误差法的结果

采用相对误差法进行判断收敛情况分为两种：有真值或假定真值和无真值，下面分别对这两种情况进行分析。

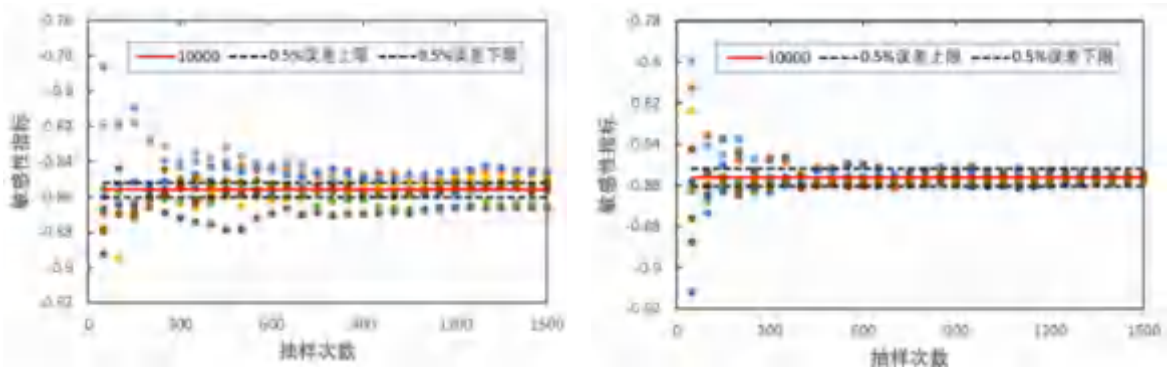
①有解析真值或假定真值

图 4 是影响取暖能耗的取暖设定温度敏感性指标随抽样次数的变化图，两个子图分别表示简单随机和 Sobol 抽样的结果。图中不同颜色的散点代表 10 组重复模拟值随抽样次数变化的敏感性指标，中间的红色实线代表 10000 次模拟结果的假定真值，即假定取暖能耗设定温度敏感性指标为 0.740，两条黑色虚线表示和假定真值的 0.5%误差范围，在误差范围内可认为达到收敛。从图中可以看出随着抽样次数地增加，敏感性指标趋于稳定，达到误差范围内。对于简单随机抽样方法，在进行 1500 次模拟仍然没有达到 0.5%的误差范围，若要达到收敛，需要继续进行序贯抽样直至达到收敛为止。而对于 Sobol 抽样，大部分敏感性指标在 600 次后达到收敛，在抽样次数达到 1150 次全部数据达到 0.5%的误差范围。



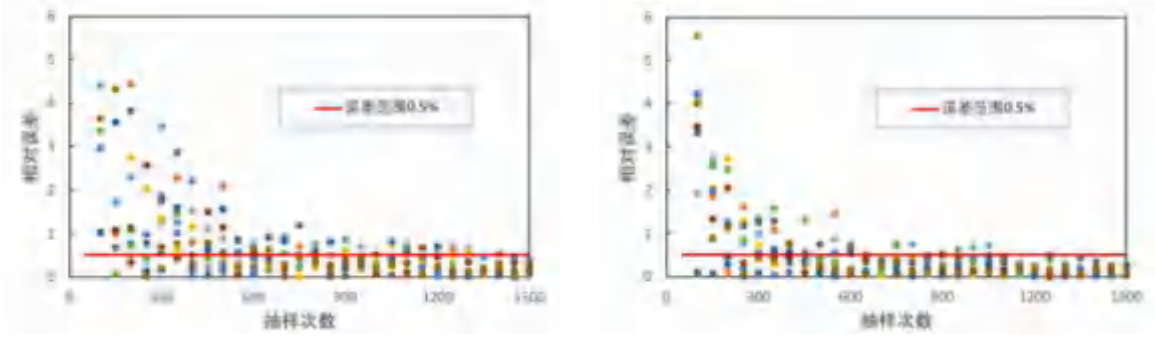
（a）简单随机抽样 SRS　　（b）Sobol 序列抽样

图 4 影响取暖能耗的取暖设定温度敏感性指标随抽样次数的变化图



（a）简单随机抽样 SRS　　（b）Sobol 序列抽样

图 5 影响制冷能耗的制冷设定温度敏感性指标随抽样次数的变化图



（a）简单随机抽样 SRS　　（b）Sobol 序列抽样

图 6 影响取暖能耗的取暖设定温度敏感性指标随抽样次数的相对误差变化图

图 5 是影响制冷能耗的制冷设定温度敏感性指标随抽样次数变化图。图中曲线表示方法和图 4 相同，由 3.1 节计算结果做为真值，即制冷设定点温度敏感性指标为-0.856。从图中同样可以看出随着抽样次数地增加，敏感性指标趋于稳定。对于 Sobol 序列抽样，大部分数据在抽样为 450 次后达到收敛，在抽样次数进行到 1200 次时全部数据达到 0.5%的误差范围。采用序贯抽样时可以认为采用 1200 次达到收敛，停止继续抽样，在减少计算的前提下能达到研究目的。对于简单随机抽样方法，在进行 1500 次模拟仍然没有达到 0.5%的误差范围，若要达到收敛，则需继续进行序贯抽样直至达到收敛为止。

②无真值

当没有真值和模拟值进行比较分析时，采用后一个值和前一个值得相对误差进行判断是否收敛。图 6 和图 7 是在没有真值的情况下建筑能耗敏感性指标的收敛分析。采用后一个模拟值和前一个模拟值的相对误差判断收敛情况，设定的相对误差范围为 0.5%。

图 6 是影响取暖能耗的取暖设定温度敏感性指

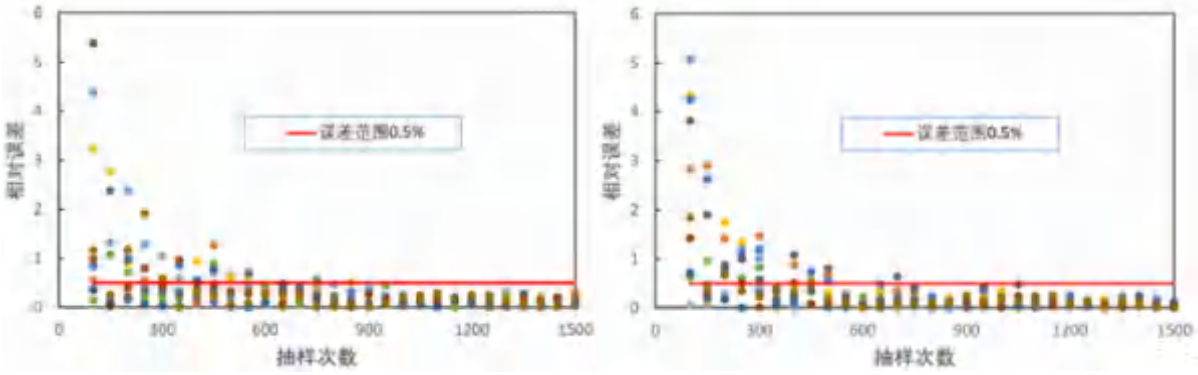
标随抽样次数的变化图。图中不同颜色的散点是 10 组重复抽样的相对误差，红色实线代表相对误差 0.5%，相对误差小于 0.5%认为达到收敛。图 6（a）是简单随机抽样方法，可以看到虽然随着抽样次数地增加，敏感性指标相对误差逐渐减小，但是相较于图 6（b）的 Sobol 序列抽样方法，简单随机抽样方法的收敛速度明显较慢，在 1500 次抽样仍然没有达到收敛，需要继续进行序贯抽样进行模拟研究，直至结果达到稳定。Sobol 方法在 1200 次抽样时相对误差小于 0.5%，并且后续继续抽样相对误差仍然小于 0.5%，认为在 1200 次抽样时达到收敛，可以停止序贯抽样进行最终敏感性研究。图 7 表示影响制冷能耗的制冷设定温度敏感性指标随抽样次数变化，简单随机抽样和 Sobol 抽样达到 600 次后，大部分数据已经处于收敛范围。

采用相对误差作为判断收敛条件时达到收敛的具体抽样次数结果，如表 4 所示。从表中可以看出无论是否有真值，Sobol 抽样在取暖与制冷能耗都更容易达到收敛，这是由于 Sobol 序列抽样的均匀特性所决定，所以在进行建筑能耗模拟时采用序贯抽样的方法可以在达到研究目的前提下减少计算成本。

3.4 变异系数法的结果

当数据的均值不一样的时候，采用变异系数判断一组数据的离散程度，图 8 是随着抽样次数增加的敏感性指标的变异系数变化图，由 10 组重复数据计算得到。从图中可以看出随着抽样次数地增加，变异系数逐渐减小。变异系数越小认为这组数据的离散程度越小，也可认为这组数据越集中。一般认为变异系数小于 1%时数据较稳定，由于本文主要研究敏感性指标收敛情况，故取变异系数小于 0.5 判定为达到收敛。对于取暖能耗，Sobol 抽样次数在 800 次后达到收敛，简单随机抽样在 1500 次仍然没有收敛，说明 Sobol 抽样的数据更均匀，这符合 Sobol 拟随机抽样的性质。对于制冷能耗，Sobol 抽样次数在 1400 次达到收敛，而简单随机抽样在 1500 次模拟后仍然没有收敛。总体来看 Sobol 抽样明显比简单随机抽样更快达到收敛条件，这正是由于 Sobol 抽样的原理是后一次抽样是依据前一次抽样的结果进行的，因此抽样结果在样本空间分布上更加均匀。

通过以上分析，敏感性指数收敛判断的定量指标对于收敛结果有非常明显的影响。本文在 Bootstrap、相对误差和变异系数分别为 0.05、0.5%、0.5，所得到敏感性结果的收敛性抽样次数有明显差异。在建筑能耗分析中，应该根据项目的要求确定收敛性定量化指标，比如可分为严格和普通两个层次，分别设定不同的定量化收敛标准，决定计算结果是否可靠。



（a）简单随机抽样 SRS　　（b）Sobol 序列抽样

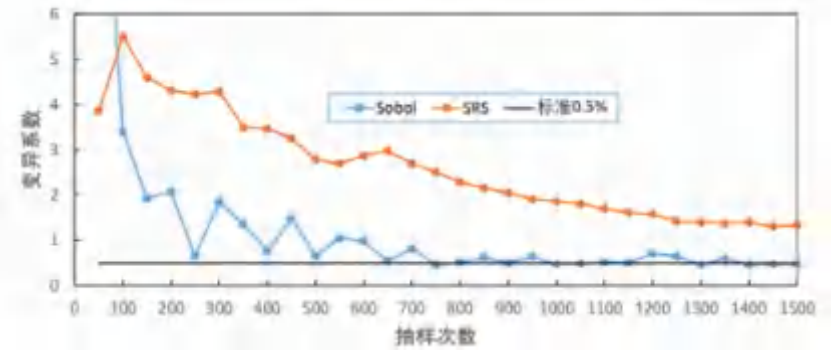
图 7 影响制冷能耗的制冷设定温度敏感性指标随抽样次数变化图

表 4 相对误差判断收敛时抽样次数

有无真值	能耗指标	简单随机抽样	Sobol 抽样
有真值	取暖能耗	-	1150
	制冷能耗	-	1200
无真值	取暖能耗	-	1200
	制冷能耗	900	1100



（a）简单随机抽样与 Sobol 抽样的平均取暖能耗变异系数变化图



（b）简单随机抽样与 Sobol 抽样的平均取暖能耗变异系数变化图

图 8 简单随机抽样与 Sobol 抽样的取暖能耗与制冷能耗变异系数变化图

4 结论

本文基于序贯抽样分析建筑能耗敏感性指标的收敛性，得到如下结论：

（1）基于序贯抽样的建筑能耗敏感性收敛性分析，可减少敏感性分析所需的抽样次数，并提供可靠稳定的敏感性计算结果；

（2） Bootstrap、相对误差法和变异系数法三个收敛性计算方法，可用于建筑能耗敏感性指标的收敛性指标，收敛性具体数值应依据于具体建筑项目或研究目的确定，如果需要非常严格的敏感性计算结果，可取更小的收敛性判断指标数值；

（3）Sobol 抽样与简单随机抽样相比，在更少抽样次数的情况下可达到收敛，因此推荐 Sobol 做为在建筑能耗敏感性分析中优先采用的抽样方法；

（4）本次研究中采用的是基于标准回归系数的敏感性方法，其它全局敏感性方法如基于方差的方法和基于元模型的方法，也可采用本文采取的序贯敏感性分析方法，以减少建筑能耗敏感性分析中所需的抽样次数，并得到可靠的变量重要性结果。

参考文献

[1] IEA. Tracking Buildings 2020 [EB/OL] 2020, [2021-02-20]. https://www.iea.org/reports/tracking-buildings-2020.

[2] Tian W. A review of sensitivity analysis methods in building energy analysis[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2013, 20: 411-419.

[3] Pang Z, O'Neill Z, Li Y, et al. The role of sensitivity analysis in the building performance analysis: A critical review[J]. Energy and Buildings, 2020, 209: 109659.

[4] 朱传琪, 田玮, 史佳鑫，等. 抽样方法与样本数量对建筑能耗机器学习模型精度的影响研究[J]. 建筑科学, 2020, 36(04): 199-207.

[5] Silva A S, Ghisi E. Estimating the sensitivity of design variables in the thermal and energy performance of buildings through a systematic procedure[J]. Journal Of Cleaner Production, 2020, 244: 118753.

[6] 朱丽, 张吉强, 王飞雪，等. 规划阶段建筑冷热负荷预测与特性分析[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2020, 51(10): 2969-2977.

[7] Zeferina V, Wood F R, Edwards R, et al. Sensitivity analysis of cooling demand applied to a large office building[J]. Energy and Buildings, 2021, 235: 110703.

[8] Vanrolleghem P A, Mannina G, Cosenza A, et al. Global sensitivity analysis for urban water quality modelling: Terminology, convergence and comparison of different methods[J]. Journal of Hydrology, 2015, 522: 339-352.

[9] Yang J. Convergence and uncertainty analyses in Monte-Carlo based sensitivity analysis.[J]. Environmental Modelling & Software, 2011, 26(4): 444-457.

[10] Nossent J, Bauwens W. Optimising the convergence of a Sobol'sensitivity analysis for an environmental model: application of an appropriate estimate for the square of the expectation value and the total variance [M]. Proceedings of the International Environmental Modelling and Software Society conference (iEMSs). 2012.

[11] Sarrazin F, Pianosi F, Wagener T. Global Sensitivity Analysis of environmental models: Convergence and validation[J]. Environmental Modelling & Software, 2016, 79: 135-152.

[12] Helton J C, Davis F J, Johnson J D. A comparison of uncertainty and sensitivity analysis results obtained with random and Latin hypercube sampling [J].Reliability Engineering & System Safety, 2005, 89(3): 305-330.

[13] 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.

[14] DOE, EnergyPlus V9.0.1, October 2018, Department of Energy, USA [R], 2018.

[15] China Meteorological Bureau, Tsinghua University. China Standard Weather Data for Analyzing Building Thermal Conditions [M]. Beijing: China Building Industry Publishing House, 2005.

[16] 史佳鑫. 建筑能耗输入不确定性数据库的建立与应用 [D]; 天津科技大学, 2020.

[17] Ökten G, Liu Y. Randomized quasi-Monte Carlo methods in global sensitivity analysis[J]. Reliability Engineering & System Safety, 2021: 107520.

[18] García D. Convergence and Biases of Monte Carlo estimates of American option prices using a parametric exercise rule[J]. Journal of Economic Dynamics and Control, 2003, 27(10): 1855-1879.

[19] Pang T, Yang Y, Zhao D. Convergence studies on Monte Carlo methods for pricing mortgage-backed securities[J]. International Journal of Financial Studies, 2015, 3(2): 136-150.

[20] Li W. Risk assessment of power systems: models, methods, and applications [M]. John Wiley & Sons, 2014.

考虑围护结构不确定性的城市建筑能耗模拟

刘兆濡，燕　达，吴如宏，孙红三，晋　远

（清华大学建筑节能研究中心，北京　100084）

［摘　要］城市建筑能耗模拟是定量评估区域能源状况的重要方法。由于城市规模的建筑数据难以获取，定量分析模型输入数据不确定性对能耗的影响对于加深对城市建筑能耗模拟的认识具有重要意义。本研究考虑建筑围护结构性能不确定性的 4 个影响因素：尺寸误差、物性偏差、热湿影响和偶发破损，并针对各个因素建立围护结构性能的概率模型。选取北京五环内建筑进行案例分析，在城市建筑能耗模拟中考虑建筑围护结构性能的不确定性，并与根据标准限值的确定性模型比较，分析建筑围护结构性能的不确定性对城市建筑能耗的影响。考虑围护结构性能不确定性后，城市建筑总耗冷热量、尖峰冷热负荷均增大，其中热负荷变化较冷负荷变化更明显。

［关键词］城市建筑能耗模拟；不确定性分析；能耗模拟；围护结构

0 引言

我国在联合国大会上提出我国二氧化碳排放力争于 2030 年前达到峰值，努力争取 2060 年前实现碳中和[1]，全国各省市陆续提出碳中和计划。因此，评估城市区域能源与碳排放现状尤为重要。城市建筑能耗模拟（UBEM）是定量分析区域建筑能源状况的重要方法，基于单个建筑能耗模型（BEM），以“自底向上”的方式模拟城市建筑能耗，对城市节能减排工作具有重要意义[2]。

难以获取城市规模的建筑属性数据是城市建筑能耗模拟面临的挑战之一。城市建筑能耗模拟需要对各个建筑的参数加以设定，而各个建筑的详细属性数据难以获取。已有的模拟平台多根据建筑标准规范、文献或已有调研结果确定模型参数[3]。而建筑模型中不确定性较高的参数，如建筑围护结构的热工性能、表面性质等，对能耗模拟结果有显著影响[4]。

不确定性分析在单个建筑中已有较为系统的研究。不确定性分析分为正向分析和反向分析两种。正向不确定性分析通过具有不确定性的输入数据，分析其对建筑能耗的影响；反向不确定性分析通过建筑能耗和先验信息，反推未知的参数取值。不确定性分析在建筑存量的分析、空调系统的选型、敏感性指标的范围等方面得到了广泛的应用[5]。

但是，对城市规模建筑进行不确定性分析的研究仍较有限。在城市环境中，各类建筑虽然具有相似性，但是所处环境、建成时间、建造工艺水平、运维水平等彼此不同，因此考虑城市建筑属性的不确定性十分重要。

1 技术路线

本研究建立围护结构性能的概率模型，从而分析围护结构性能的不确定性对城市建筑能耗的影响。首先综合考虑建筑围护结构性能不确定性的 4 个影响因素，建立围护结构性能的概率模型。其次，将围护结构不确定性模型与城市建筑能耗模拟平台 DeST-urban 整合。然后以北京五环内建筑作为案例，定量分析围护结构不确定性对城市建筑能耗的影响。总体的技术路线图如图 1 所示。

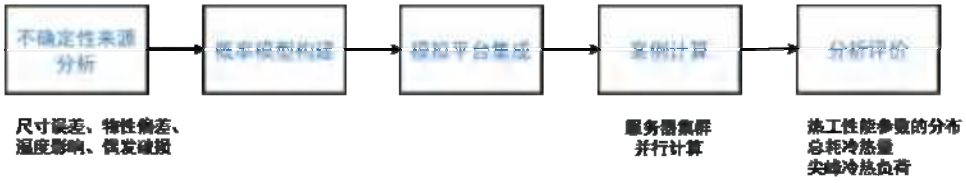


图 1 技术路线图

1.1 围护结构不确定性模型

已有的考虑围护结构不确定性的建筑能耗模拟研究中，往往根据经验或调研结果设定一个分布，围

基金项目：本研究受国家重点研发计划“低碳社区，建筑清洁能源冷热电联供关键技术及示范”项目（2019YFE0104900）支持。

护结构性能变化的驱动因素较少被考虑。围护结构性能的影响因素主要可分为以下四类：

a）尺寸误差：材料生产和施工安装中可能引入误差，造成围护结构的实际尺寸与理论值不符。根据文献[6]，本模型中尺寸误差服从对数正态分布，如式（1）。

$$d_r \sim \text{Log-N}(\mu,\sigma^2) \tag{1}$$

b）物性偏差：朱明[7]等对泡沫混凝土的孔结构与导热性能的关系进行了实验研究，指出泡沫混凝土的导热系数和干密度与孔隙率存在指数关系，泡沫混凝土内部的连通孔与不规则球体孔会导致实际的导热系数高于理论值。本模型考虑材料导热系数为截断正态分布（The Truncated Normal Distribution），为避免过高或过低的异常值出现，只选取分布中介于$\mu-\sigma$和$\mu+\sigma$之间的部分[6]，如式（2）。

$$\lambda_r \sim \text{TN}(\mu,\sigma^2,\mu-\sigma,\mu+\sigma) \tag{2}$$

c）热湿影响：水分会影响围护结构的热湿性能。Shen[8]等提出了考虑水分对多层墙体热湿传递影响的数学模型，并利用该模型研究哈尔滨自然气候条件下 10 年来保温系统的热湿性能，最后提出了随时间的传热系数的修正因子（如图 2）。本研究中模型同样以修正因子的形式表征在热湿影响下围护结构性能的变化。

d）偶发破损：建筑建成后，围护结构存在破损的可能，破损会对围护结构的传热系数产生影响。模型假设建筑建成后每年有 5%的概率发生破损，发生破损会引起传热系数增大约 5%。设模型中发生破损的次数为k，则k服从二项分布，模型如式（3）。

$$\xi=(1+5\%)^k \quad k\sim \text{Binom}(years,5\%) \tag{3}$$

$$k_r=\left(\frac{1}{h_{in}}+\frac{1}{h_{out}}+\frac{d_r}{\lambda_r}\right)^{-1}\eta\xi \tag{4}$$

综上，考虑各个影响因素的围护结构性能不确定性如式（4）所示。实际的传热系数k_r由内外表面对流换热系数h_{in}、h_{out}以及多层材料等效为一种材料的等效厚度d_r和等效导热系数λ_r影响。围护结构的尺寸误差和物性偏差导致d_r和λ_r需要考虑概率分布。同时，η为考虑随时间推移的热湿作用的修正，ξ为考虑偶发破损的修正。

1.2 城市建筑能耗模拟平台 DeST-urban

本研究利用正在开发中的基于 DeST 的城市建筑能耗模拟平台（DeST-urban），实现对城市三维模型的解析、城市建筑的 DeST 能耗模型的自动生成与模拟计算。该平台以 CityGML 作为城市信息模型的标准格式，以城市气象数据库中各个台站的典型气象年数据作为建筑所在地的代表气象，以 DeST 典型建筑库为依据设定建筑围护结构性能和人员、设备、照明等内扰。本研究将围护结构性能概率模型嵌入建筑属性设定模块，考虑围护结构性能的不确定性。该平台以 DeST 计算内核作为模拟引擎，利用服务器集群实现城市各建筑模型的并行生成和模拟。

1.3 城市建筑能耗模拟中围护结构设定方法

利用上述围护结构性能概率模型，生成随机化的建筑围护结构热工参数。具体步骤（如图 3 所示）叙述如下：

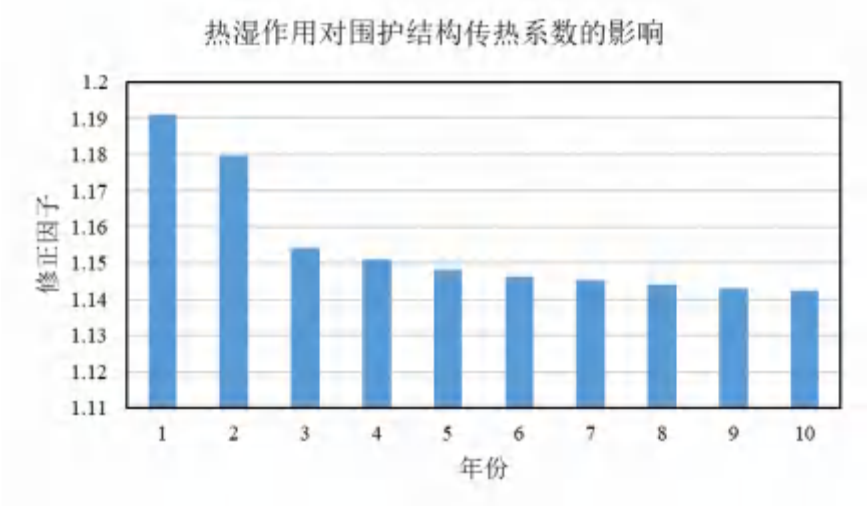


图 2 热湿影响修正因子

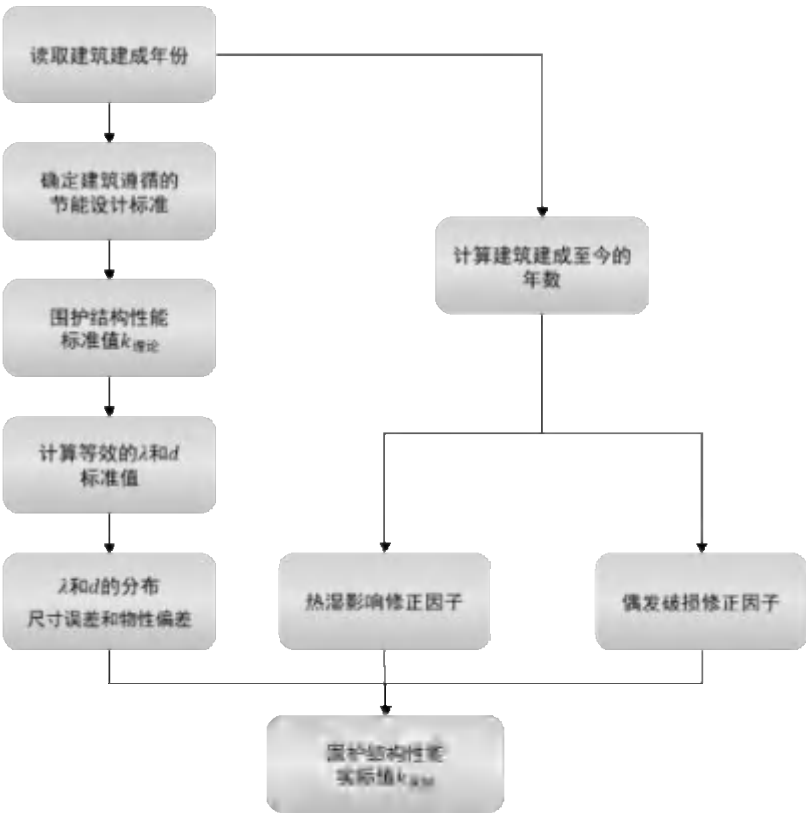


图 3 城市建筑能耗模拟中围护结构设定方法

（1）确定建筑的建成年份；

（2）根据建成年份，确定建筑遵循的建筑节能设计标准；

（3）根据标准和建筑的体形系数、楼层等，确定标准中建筑围护结构性能的参数值；

（4）根据围护结构材料，计算围护结构等效的厚度和导热系数；

（5）考虑材料厚度和导热系数的概率分布形式，得到考虑尺寸误差和物性偏差下的参数值；

（6）利用建筑建成至今的年数，得到建筑热湿影响和偶发破损的修正因子；

（7）综合各个影响因素，得到围护结构的实际性能。

由此，已知城市各个建筑的建成年份，按照上述方法可以生成考虑不确定性的建筑围护结构参数。

2 案例分析

本研究以北京市城市模型为例，分析围护结构性能不确定性对城市建筑能耗的影响。案例建筑主要分布在北京市五环内（如图 4），经过数据预处理，得到 191615 座建筑进行计算。数据包括建筑几何尺寸、类型和高度。本节将对考虑建筑围护结构性能不确定性前后的城市建筑能耗进行对比分析。

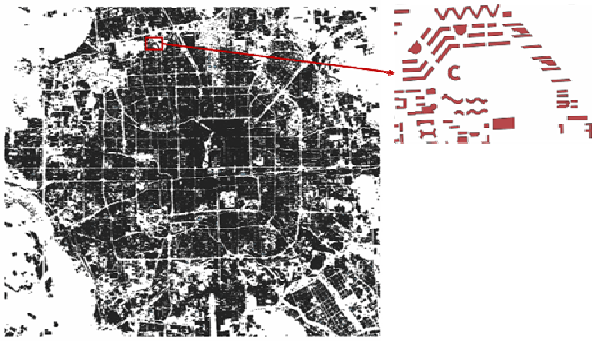


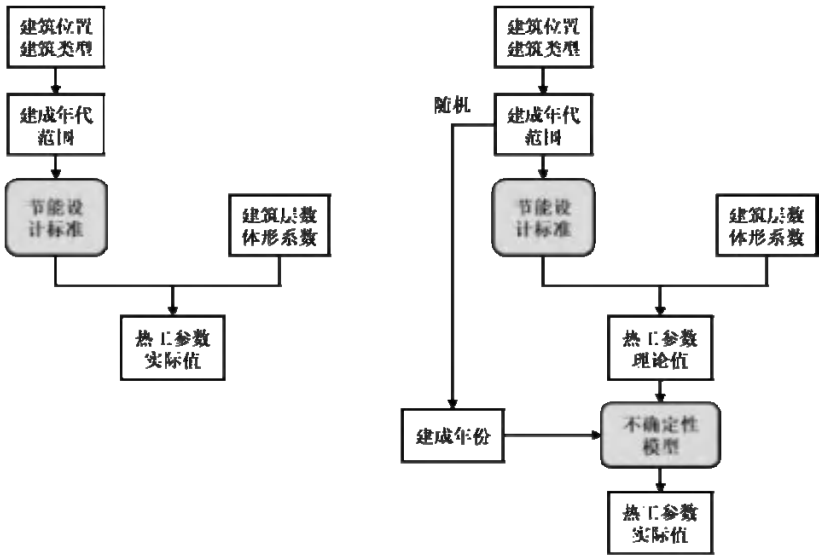
图 4 案例建筑空间分布

2.1 案例中建筑围护结构设定

本研究通过在城市建筑能耗模拟中分别采用确定性模型和不确定性模型，分析围护结构性能不确定性对城市建筑能耗的影响。围护结构参数设定需要参考建筑节能设计规范，对北京市建筑节能设计标准进行调研，如表 1 所示。由于缺少建筑建成年代的信息，研究中利用建筑所处位置大致确定建筑的年代范围，建筑位置和建筑年代的对应关系如所示。

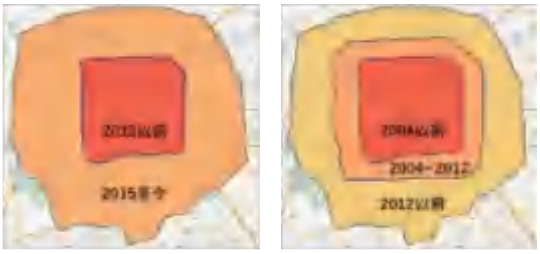
表 1 调研的建筑节能设计标准

建筑类型	建成年代	遵循的标准
公共建筑	2015 以前	GB50189-2005《公共建筑节能设计标准》
	2015 至今	GB50189-2015《公共建筑节能设计标准》
居住建筑	2004 以前	DBJ 01-602-97《民用建筑节能设计标准》
	2004~2012	DBJ 01-602-2004《居住建筑节能设计标准》
	2012 至今	DB11/891-2012《居住建筑节能设计标准》



(a) (b)

图 6 围护结构热工参数确定方法



公共建筑 居住建筑

图 5 建筑位置和建筑年代的对应关系

对于不考虑围护结构概率分布的确定性模型，根据建筑类型和建筑位置确定建成年代范围，从而判断遵循的建筑设计标准，结合建筑的层数和体形系数得到建筑确定的围护结构热工参数，如图 6（a）。

对于考虑围护结构概率分布的不确定性模型，按照确定性模型的方法得到围护结构热工参数的理论值，同时根据建筑建成年代范围随机抽取确定建成年份。以建成年份和热工性能的理论值作为不确定性模型的输入，得到围护结构热工参数的实际值，如图 6（b）。

为在已知建筑建成年代范围的条件下确定建筑的建成年份，本研究利用北京统计年鉴上历年竣工面积估算各年建筑的出现概率，住宅建筑和公共建筑的各个年份的竣工面积如图 7 所示。围护结构不确定性模型中，取导热系数为正态分布$\mu-\sigma$和$\mu+\sigma$之间的部分，如式（5）。其中正态分布的均值为计算出的等效导热系数的理论值，标准差为 0.01。材料厚度满足对数正态分布，材料厚度的对数服从均值为$\ln d_s$，方差为$(0.1d_s)^2$的正态分布，如式（6）。

$$\lambda_r \sim \mathrm{TN}(\lambda_s, 0.01^2, \lambda_s - 0.01\lambda_s, \lambda_s + 0.01) \quad (5)$$

$$d_r \sim \text{Log-N}\,(\ln d_s, (0.1d_s)^2) \quad (6)$$

本研究考虑建筑外墙和屋面的传热系数对城市建筑能耗的影响。图 8 展示了两种围护结构性能模型下案例建筑外墙传热系数的频数分布情况，图 9 为两种围护结构性能模型下案例建筑屋面传热系数的频数分布情况。考虑围护结构性能的不确定性之后，围护结构的传热系数从若干个单点变成一定范围内的连续取值。由于各年代范围的建筑遵循不同的节能设计标准，热工性能水平存在差异，不确定性模型中传热系数呈现出多峰的分布。此外，由于热湿影响和偶发破损作用均会造成实际的传热系数较理论值

偏大，且反映了围护结构的性能衰减过程，因此不确定性模型的各个峰相对确定性模型中的取值呈现整体向右偏移的现象，而且越早期的围护结构，考虑不确定性之后的性能衰减幅度越大。

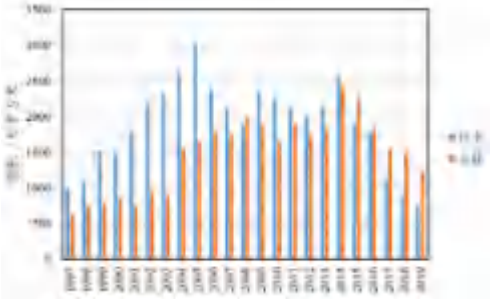


图 7 各年份竣工面积

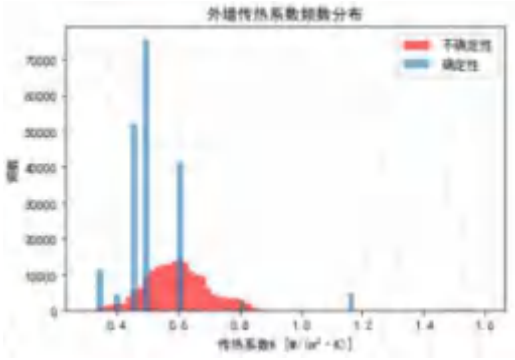


图 8 外墙传热系数频数分布

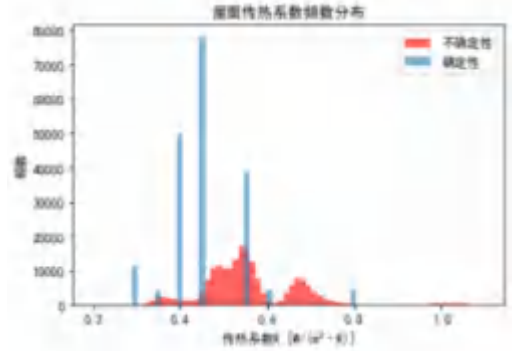


图 9 屋面传热系数频数分布

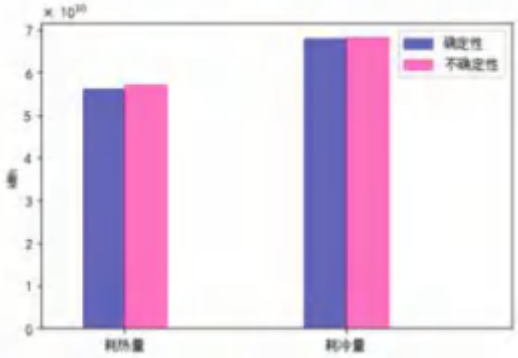


图 10 考虑围护结构性能不确定性前后城市建筑总耗冷热量对比

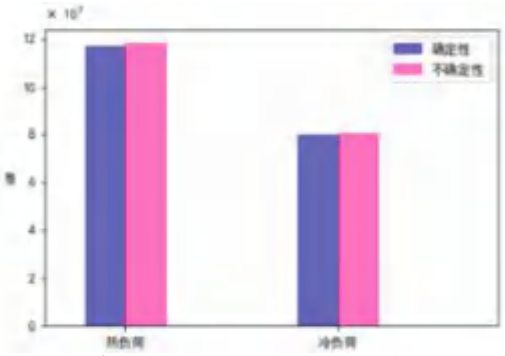


图 11 考虑围护结构性能不确定性前后城市建筑尖峰冷热负荷对比

2.2 围护结构性能不确定性对城市耗冷热量的影响

利用本研究中围护结构性能不确定性模型，计算城市建筑总耗冷热量，并与确定性模型对比，结果如图 10 所示。考虑围护结构性能不确定性之后，城市建筑的总耗热量增大 1.8%，总耗冷量增大 0.1%。

考虑围护结构性能的不确定性前后，城市建筑的尖峰冷热负荷存在一定差异。由图 11 所示，考虑围护结构性能的不确定性，尖峰热负荷增加 1.0%，尖峰冷负荷增加 0.2%。

两种计算条件下的城市各个建筑单位面积累计耗热量、耗冷量的频数分布如图 12、图 13 所示。由于建筑遵循不同的节能设计标准，因此耗冷热量均呈现多峰分布。由于围护结构性能随时间的衰减，不确定性模型下建筑耗热量普遍增大，耗冷量的变化不明显。

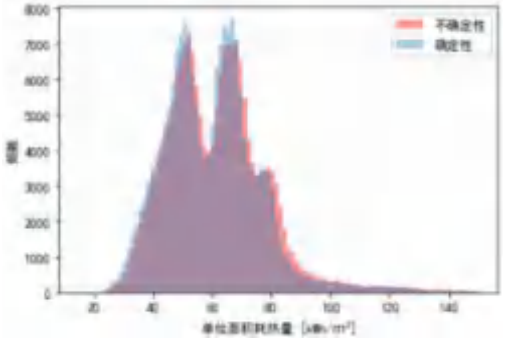


图 12 建筑单位面积耗热量频数分布

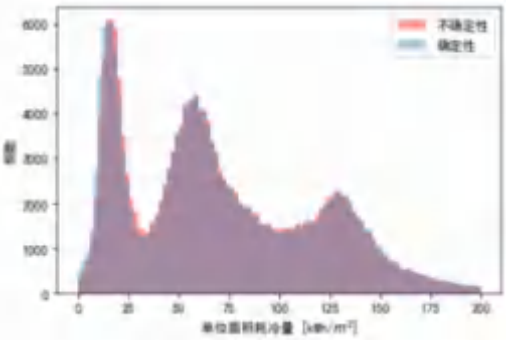


图 13 建筑单位面积耗冷量频数分布

3.结论

本研究定量分析了围护结构性能不确定性对城市建筑能耗的影响。首先分析了围护结构性能不确定性的来源，考虑尺寸误差、物性偏差、热湿影响和偶发破损四个因素，建立围护结构性能不确定性模型，并将模型和城市建筑能耗模拟平台 DeST-urban 整合，实现考虑围护结构性能不确定性的城市建筑能耗模拟。本研究以北京市五环内建筑作为案例分析，围护结构不确定性对城市建筑总耗冷热量和尖峰负荷均有一定影响。在本研究中，考虑围护结构不确定性后，城市建筑总耗热量增加 1.8%，总耗冷量增加 0.1%，尖峰热负荷增加 1.0%，尖峰冷负荷增加 0.2%。围护结构传热对建筑采暖能耗影响更大，因此热负荷变化较冷负荷变化明显。

参考文献

[1]习近平．习近平在第七十五届联合国大会一般性辩论上的讲话（全文）[OL]中华人民共和国国务院新闻办公室.2020-09-23[2021-03-13]. http://www.scio.gov.cn/31773/31774/31783/Document/1688401/1688401.htm

[2]Hong T, Chen Y, Luo X 等. Ten questions on urban building energy modeling[J]. Building and Environment, 2020, 168.

[3]Johari F, Peronato G, Sadeghian P 等. Urban building energy modeling: State of the art and future prospects[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2020, 128(May).

[4]Sun Y, Heo Y, Tan M 等. Uncertainty quantification of microclimate variables in building energy models[J]. 2014, 1493. .

[5]Heo Y, Wilde P De, Li Z 等. A review of uncertainty analysis in building energy assessment[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2018, 93(May): 285–301.

[6]Corrado V, Mechri H E. Uncertainty and sensitivity analysis for building energy rating[J]. Journal of Building Physics, 2009, 33(2): 125–156.

[7]朱明，王方刚，张旭龙，等. 泡沫混凝土孔结构与导热性能的关系研究[J]. 武汉理工大学学报, 2013, 35(3): 20–25.

[8]Shen X, Li L, Cui W 等. Thermal and moisture performance of external thermal insulation system with periodic freezing-thawing[J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 181(December 2019): 115920.

基于产品样本性能数据与经典表冷器方程的风机盘管全工况换热计算模型

丁晓晓，王　闯，安晶晶，高　岩

（北京建筑大学，北京　102612）

［摘　要］针对风机盘管系统全年变工况运行模拟的需求，本文在结合风盘产品样本性能数据与经典表冷器换热方程的基础上，提出一套适用于风机盘管供冷湿工况、供冷干工况、供热工况等三类工况的换热性能计算模型，其参数可通过风盘厂家产品样本性能数据拟合确定。通过两类风盘样本数据对模型进行了检验，结果表明，该模型能够准确反映风盘全工况换热性能，模型整体形式简单，参数获取方便，计算方法成熟，适合用于风机盘管系统全年变工况模拟计算分析。

［关键词］风机盘管；变工况换热性能；全工况模拟；模型参数拟合；产品样本性能数据。

1 引言

风机盘管系统是目前国内各类建筑广泛采用的空调采暖系统形式，在我国空调系统类型中占据重要地位。风机盘管系统不仅供冷，在一些地方冬夏两用，还有在温湿度独立控制系统中专门承担干工况的情况。为了分析和改进风机盘管运行参数和控制调节方法，需要通过模拟仿真手段对风机盘管在全年各种工况下的换热性能与运行效果进行分析，这就需要一套既适用于风机盘管变工况（变进口空气温湿度、风量、进口水温、水量）运行计算，也适用于风机盘管湿冷、干冷、供热工况计算的全工况换热性能模型。

很多学者致力于建立风机盘管换热模型，模型可大致分为通过表冷器传热和传质原理建立的理论模型和通过大量实验数据建立的经验模型。通过建立传热系数与风速、水速的关系式，进而求供冷量的理论模型[1]需要风机盘管的详细构造信息，而产品样本通常不包含详细的盘管尺寸信息；Yao-Wen Wang[2]基于表冷器的传热及热平衡原理建立了无需风盘详细尺寸的换热模型，将盘管供冷量视为进风温度与进水温度差、风量和水量的函数，可直接通过进口参数计算得到风机盘管全热量，但上述理论模型主要是针对供冷工况的研究，未提及供热工况的计算方法。俞梅琴[3]建立了传热系数等于风速、水速、析湿系数的乘积关系式，并认为该形式适用于盘管全工况换热计算，但仅给出了供冷湿工况的计算效果，对干工况及供热工况的计算效果未作说明；马树连[4,5]建立了使用工况下与标准工况下换热量比值等于两者多个进口参数比值的乘幂关系式，该形式在获得供冷、供热模型时均需要采用除标准工况外的多组工况拟合表达式参数，在数据量较小时，无法得到模型表达式。目前国内风机盘管厂家样本只提供标准供热工况数据（即只有名义工况进风温度、进水温度和水流量时），无法完成供热部分的计算。通过实验数据建立的经验模型因只考虑换热量与进口参数之间的数值关系，所以模型表达式形式通常适用于湿冷、干冷及供热工况，但为了得到较为准确的表达式，通常需要较多的实验数据。

国内风机盘管厂家样本中并不提供传热系数表达式且一般不标注详细的盘管尺寸信息，仅提供名义工况数据及供冷能力表数据，在实际应用中只能采用查表法，样本中未标注的工况换热量只能通过内插方法获取，这种方法外延性差，一般仅适用于供冷数据的获取，使得产品样本无法满足风机盘管的变工况运行的特点。

为了解决上述风机盘管供冷湿工况、干工况及供热工况模型无法通过样本直接得到，无法满足风盘变工况运行的问题，本文基于经典盘管换热模型，利用风机盘管样本提供的产品性能数据表，得到适用于风

[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)；北京市未来城市设计高精尖创新中心重点课题“面向未来城市功能区多能源互联的规划设计及协同运行方法研究”(UDC2019011121)；北京市教委科技计划一般项目“基于人工智能的房间空调器运行控制方法及关键问题研究”(编号 KM201910016009)

机盘管变工况运行的换热性能模型表达式中参数。首先根据供冷性能数据表计算供冷工况表达式（湿工况、干工况的传热系数、接触系数），然后在此基础上利用传热准则式推导供热工况与供冷工况参数的关系，利用名义供热工况数据，得到供热工况的传热系数表达式，并通过两个厂家的产品样本检验变工况换热模型的计算效果。

2 模型的建立

本文对经典表冷器方程加以改进，以适用于风机盘管。经典表冷器模型的优点是物理意义明确，且总传热系数表达式形式适用于供冷湿工况、干工况和供热工况。本文的风盘换热模型有如下改进：1、可通过样本数据得到各型号的总传热系数与传热面积乘积表达式，无需详细盘管尺寸信息；2、表冷器较风机盘管水流速大，本文将建立适用于风机盘管水流速的换热模型；3、经典模型中接触系数是风速与排数的函数，本文基于样本数据拟合得到各型号的接触系数表达式，无需知道风机盘管内部排数结构信息；4、表冷器经典模型在供热工况中的表达形式不统一，需要单独通过大量供热数据得到，本文介绍了一种可以通过供冷模型表达式、样本名义供热工况数据及风量-供热量修正数据得到供热模型表达式的方法。

2.1 风盘厂家的产品样本性能数据

厂家提供的风盘产品样本一般包含如图 1 的数据，要获得全工况换热模型，样本必须包含供冷能力表、名义供热工况、及不同风量下（最少三组风量）的全热量、显热量、供热量的修正。换热量修正方式分为两种：一种是提供实际风量与标准风量比和换热量比的修正曲线，另一种是提供中、低挡位风量与高档风量换热量的比值关系表格。不同厂家提供的供热性能数据分两类：一类只有名义供热工况数据和风量-供热量修正，另一类有供热能力表和风量-供热量修正。

供冷模型参数需要通过供冷能力表及风量比与供冷量比的修正获得，供热模型参数可以根据样本数据类型选择参数获取方式：无供热性能表时可通过供冷模型表达式、名义供热工况及风量-供热量修正获得；有供热性能表时可直接通过供热性能表及风量-供热量修正获得。

2.2 风盘全工况换热模型的基本形式

根据表冷器经典方程，对于既定结构的盘管，湿冷工况的传热系数方程可写为式（1），其外表面的换热系数与风速有关，以水为传热介质时，内表面换热系数与水速有关。

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_o} + \frac{A_o}{A_i}\left(\frac{1}{\alpha_i} + R_f\right)} \tag{1}$$

式中：K 为总传热系数，W/(m2·K)；V 为风速，m/s；w 为水速，m/s，ξ 为析湿系数，ξ≥1。

在该式基础上，我们逐步推导出适用于风机盘管的全工况换热模型计算式。

2.2.1 供冷湿工况

为避免后续计算引入样本不提供的每排散热面积、通断水截面积等风盘结构尺寸信息的问题，且因为同一型号的风机盘管内部盘管换热面积、迎风面积、通水面积固定，可以将式(1)中风速 V、水速 w 替换为风量 G、水量 W，在盘管的经典换热计算过程中传热系数与换热面积均为乘积形式使用，所以本文中采用对式(1)两侧均乘以换热面积 F，可将供冷湿工况总传热系数整理成式(2)。

$$KF_{wet} = \left[\frac{1}{AG^{m}\xi^{n}} + \frac{1}{BW^{n}}\right]^{-1} \tag{2}$$

式中：G 为风量，m^3/h；W 为水量，L/min 或 L/s，单位可根据实际需要选择。

采用效能-单元数法计算湿工况供冷量时，还需接触系数，接触系数表示空气在表冷器里的实际温降与理想温降的接近程度，一般认为接触系数 $\varepsilon_2=f(V,N)$，本文基于样本数据获得每个型号的模型，各型号盘管排数固定，可以认为接触系数

$\varepsilon_2=f(G)$

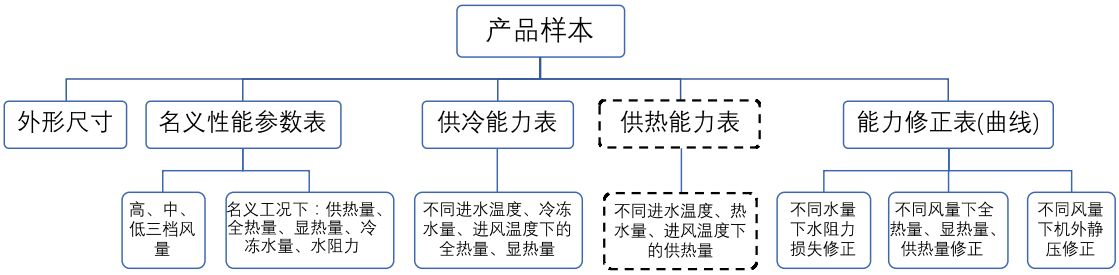


图 1 产品样本数据内容

2.2.2 供冷干工况

同一型号的风机盘管在供冷工况下，可认为水与空气的物性参数不变，即可认为干工况下可直接通过令式（2）中 ξ=1 直接得到。

$$\left[\frac{1}{\alpha_1 F_{in}}+\frac{\delta}{\lambda F_m}\right]^{-1} \tag{3}$$

2.2.3 供热工况

同一型号的风机盘管在供热工况下，水与空气的物性参数改变，即式(3)中参数改变，得到式（4）。

$$\left[\frac{1}{\alpha_2 F_{out}}+\frac{\delta}{\lambda F_m}\right]^{-1} \tag{4}$$

风机盘管换热量的计算采用设计手册[7]中空气冷却器热工校核计算方法。

2.3 风盘模型关键参数的确定

2.3.1 全工况水侧指数 n 的确定

式（1）中水侧指数 n 在表冷器经验式中一般取 0.8，该值来自迪图斯-贝尔特式，其适用条件是流体处于 Re>104 的旺盛紊流状态，但风机盘管中水流速较表冷器小，通过厂家 A[10]某系列风机盘管样本计算得到进水温度为 5～9℃时，存在部分工况的 Re∈(2300～104)，流体处于过渡状态，因此迪图斯-贝尔特式不再适用于风机盘管模型。

本文采用格尼林斯基整理的关系式（5）来计算水侧换热系数[6]，其适用条件是 Re>2300，当盘管处于供热工况下，Re>104，该式同样适用。

$$Nu_f = 0.0012(Re^{0.87}-280)Pr_f^{0.4}\left[1+\left(\frac{d}{l}\right)^{\frac{2}{3}}\right]\left(\frac{Pr_f}{Pr_{rm}}\right)^{0.11} \tag{5}$$

$$h_n = Nu_f\frac{\lambda_f}{d} \tag{6}$$

式中：Nu_f为努谢尔特数；Re 为雷诺数；P_{rf}为管子进出口断面温度下流体的 Pr 平均值；d 为管径，m；l 为管长，m；P_{rm}为壁温下流体的 Pr 平均值；h_n 为内表面换热系数，W/(m^2·K)；λ_f为热导率，W/(m·K)。

内表面换热系数主要与水量有关，可以整理成式(7)：

$$H_n = bW^n \tag{7}$$

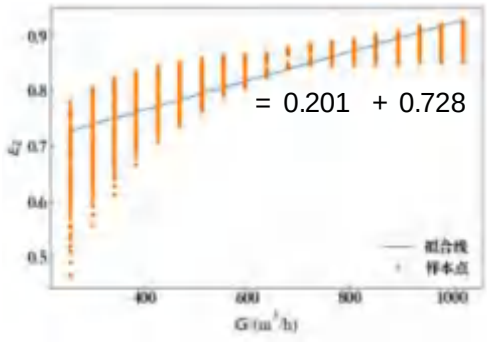
联立式（5）、(6)、(7)，其中 Re 与水速成正比，因国产风机盘管均为标准尺寸，以厂家 A 的样本数据为母版，计算风机盘管供冷及供热工况下的 Re 值，为简化计算，将($Re^{0.87}$-280)拟合为 Ren 形式，为得到 Re 的上临界,采用样本供热工况、给定最大接管流量及通用接管尺寸计算，取 Re∈(2300～10^5)，结果为 n≈0.868。

通过准则式整理得到水侧系数 [illegible]，其大小受到风机盘管内盘管尺寸、盘管壁温、水温等多因素影响，风机盘管大多采用带肋片的管束，盘管外表面的空气流动及传热与管结构参数密切相关[6]，很难通过准则式直接获得表达式中的其他参数，还需根据工况类型结合样本数据拟合确定。

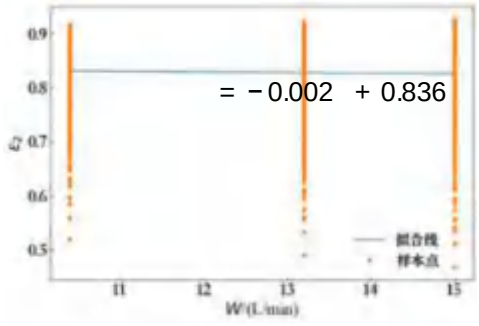
2.3.2 接触系数表达式形式的确定

以往研究表明，接触系数受风速、排数等多个因素的影响[8][9]。根据厂家 A 风盘产品 FP-85 型号的供冷性能表计算各工况对应的接触系数，图为各进口参数对接触系数的影响，通过自变量归一化得到接触系数与各参数的关系式（图中所示），观察其斜率发现，虽然接触系数受多因素影响，但除风量外的其他入口参数对结果影响不大，且如果将多变量引入接触系数拟合，计算过于复杂，因此按照式（8）进行计算,即认为同一风量下不同工况的接触系数相同。

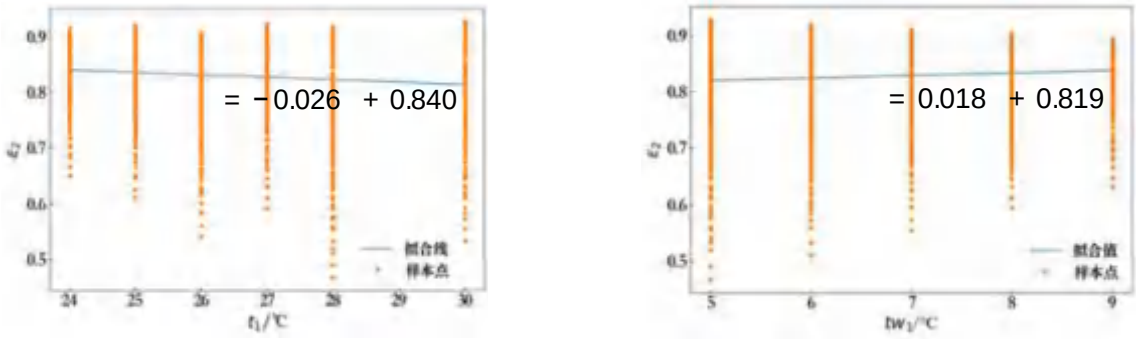
$$\varepsilon_2 = 1-exp(-jG^r) \tag{8}$$



(a) 风量对接触系数的影响

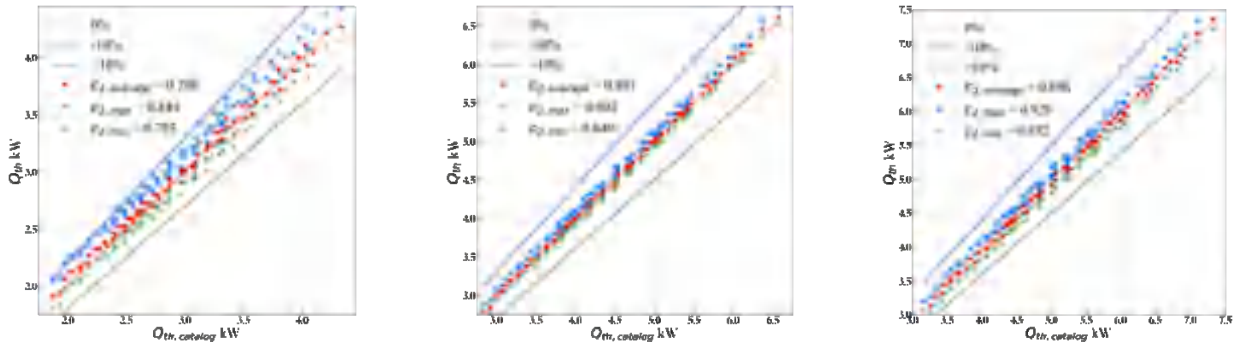


(b) 水量对接触系数的影响



(c) 入口风温对接触系数的影响　　(d) 入口水温对接触系数的影响

图 2 各入口参数对接触系数的影响



（a）G=425.85m3/h　　（b）G=850m3/h　　（c）G=1020m3/h

图 3 接触系数取值方式对全热量的影响

接触系数值按式（9）计算，取厂家 A 样本提供的进风温度为 24℃、25℃、26℃、27℃、28℃、30℃，进水温度为 5～9℃，水量为 10.4、13.2、15L/min 组成的 90 组工况数据，并取风量 G 分别为 425.85、850、1020m^3/h 对应的接触系数的均值 ε2,average、最大值 ε2,max、最小值 ε2,min 计算风机盘管全热量 Qth，并与样本 Qth,catalog 全热量对比，结果表明接触系数对全热量的计算影响较小，且取均值计算效果最好，见图，因此接触系数表达式中参数拟合采用各风量下接触系数的平均值计算。

$$\varepsilon_2 = 1 - \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_{s1}} \tag{9}$$

式中：t_1、t_2 为空气进、出口干球温度，℃；t_{s1}、t_{s2} 为空气进、出口湿球温度，℃。

以该厂家样本 FP-85 型号为例，在接触系数取均值时，风量与接触系数所呈关系如图，与式（8）相符合。当样本工况提供中、低挡位风量与高档风量换热量的比值关系表格时，由于风量组数少，接触系数分布趋势不明显，拟合优度较低，但对最终供冷量计算影响不大，因此接触系数表达式形式均采用式（8）。

2.3.3 通过传热学准则式建立供热工况与供冷工况的联系

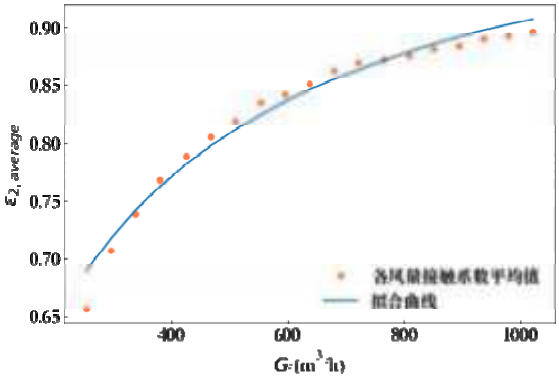


图 4 FP-85 型号不同风量下接触系数均值的分布

供热工况下，水侧换热系数与水量的关系依然满足关系式（5）、（6）、（7），但因供水温度为高温，式中Pr_f、λ_f、ϑ_f均发生变化，同一型号下，盘管的构造一定，管径 d、管长 l 不变，因此供热时水量系数 D 是供冷时水量系数 B 的 z 倍。

$D = z*B$

表 1 风盘全工况换热计算模型的待拟合参数

适用工况	换热计算式	待拟合参数
供冷湿工况	$KF_{wet}=\left[\frac{1}{AG^m\xi^p}+\frac{1}{BW^{0.868}}\right]^{-1}$	水量系数 B、析湿系数指数 p、风量系数 A、指数 m
	$\varepsilon_2=1-exp(-jG^r)$	风量系数 j、指数 r
供冷干工况	$KF_{dry}=\left[\frac{1}{AG^m}+\frac{1}{BW^{0.868}}\right]^{-1}$	与 KF_{wet} 中参数相同
供热工况	$KF_{heat}=\left[\frac{1}{CG^s}+\frac{1}{DW^{0.868}}\right]^{-1}$	水量系数 D、风量系数 C、指数 s

$$z=\frac{\left(\frac{Pr_f^{0.51}\lambda_f}{\vartheta_f^{0.868}}\right)_{heating}}{\left(\frac{Pr_f^{0.51}\lambda_f}{\vartheta_f^{0.868}}\right)_{cooling}} \quad (10)$$

式中：ϑ_f为水的运动黏度，m^2/s。

供冷进水温度一般为 5～9℃，供热进水温度一般为 40～80℃，取供冷名义工况下进水温度为 7℃和供热名义工况下进水温度为 60℃为定性温度，根据式（10）得 z=1.585，即能通过供冷模型表达式中的水量系数 B 得到供热模型表达式中的水量系数 D。

得到水量系数 D 后，式（4）中仅有风侧参数未知。当只有名义供热工况数据时，即可通过供热名义工况及风量-供热量数据拟合得到风侧参数；当样本有供热能力表时，式（4）中风侧、水侧参数也可以依靠供热能力表风量-供热量数据及拟合得到。

2.4 风盘全工况换热模型的最终形式与参数估计方法

通过上述理论分析，我们得到了风机盘管全工况换热模型，表达式中参数需通过厂家产品样本数据，采用最小二乘法拟合得到，换热模型表达式中待拟合参数为表。

2.4.1 供冷湿工况模型

（1）KF_{wet} 式参数 A、B、p、m 的确定

在供冷湿工况中，采用某型号供冷能力表中标准（一般为高档）风量下的数据（标准风量下 AG^m 相同，设为 A’），将对应的水量 W、传热系数 KF_{wet} 及析湿系数 ξ 带入式(11)，对水量系数 B、析湿系数指数 p 进行拟合，将结果带回表达式。通过样本中不同风量下的全热量、显热量修正及供冷能力表数据，得到不同风量下的供冷量，对式(11)取对数线性化得到式(12)、(13)，拟合得到供冷能力表工况数相等数量的风量系数 A 与指数 m，取均值得到该型号的 A、m。

$$\frac{1}{KF_{wet}}=\frac{1}{AG^m\xi^p}+\frac{1}{BW^{0.868}} \quad (11)$$

$$A'=AG^m=\left[\left(\frac{1}{KF_{wet}}-\frac{1}{BW^{0.868}}\right)\xi^p\right]^{-1} \quad (12)$$

$$ln(A')=mlnG+lnA \quad (13)$$

（2）ε_2 式参数 j、r 的确定

对式（8）取对数线性化得到式（14）、（15），对风量系数 j、指数 r 进行拟合。

$$jG^r=-ln(1-\varepsilon_2) \quad (14)$$

$$A'=AG^m=\left[\left(\frac{1}{KF_{wet}}-\frac{1}{BW^{0.868}}\right)\xi^p\right]^{-1} \quad (15)$$

2.4.2 供热工况模型

（1）样本无供热性能表时

取供热名义工况下的风量（一般为高速风量），以及风量-供热量修正，取对数线性化后，对风量系数 C、指数 s 进行拟合。

$$\frac{1}{KF_{heat}}=\frac{1}{CG^s}+\frac{1}{DW^{0.868}} \quad (16)$$

$$C'=CG^s=\left(\frac{1}{KF_{heat}}-\frac{1}{DW^{0.868}}\right)^{-1} \quad (17)$$

$$ln(C')=slnG+lnC \quad (18)$$

（2）样本有供热性能表时

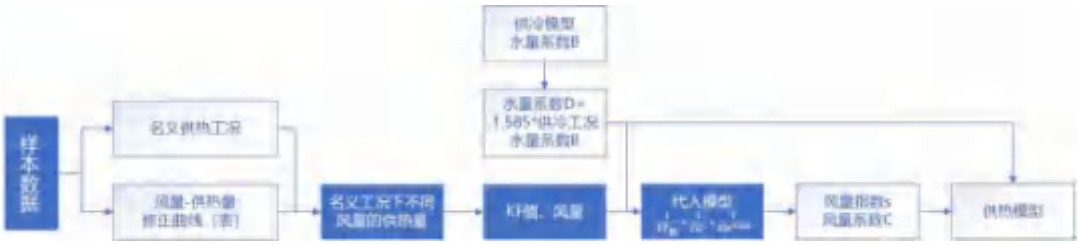
有供热能力表时，采用表中标准（一般为高档）风量下的数据（标准风量下 CG^s 相同，设为 C’），将水量 W 及对应的传热系数 KFheat 带入式（19），对水量系数 D 进行拟合，得到水量系数 D 后，风量系数 C、指数 s 的拟合过程与 0 相同。

$$\frac{1}{KF_{heat}}=\frac{1}{C'}+\frac{1}{DW^{0.868}} \quad (19)$$

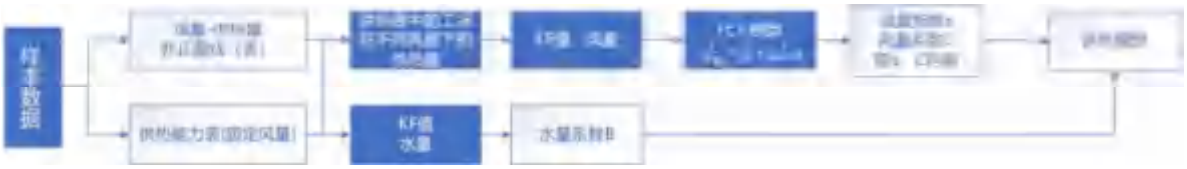
全工况换热模型表达式参数获取的技术路线如图所示：



（a）供冷工况表达式参数拟合



（b）样本无供热数据表时，供热工况表达式参数拟合



（c）样本有供热数据表时，供热工况表达式参数拟合

图 5 风盘全工况换热性能模型的参数拟合流程



(a) 厂家 A 检验步骤



(b) 厂家 B 检验步骤

图 6 模型检验步骤

3 模型的检验与评估

3.1 检验评价方法与指标

为检验全工况模型的适用性，我们采用某厂家样本进行检验，检验流程如图 6 所示。厂家 A[11]仅有名义供热工况数据，厂家 B[12]有供热能力表，二者均有供冷能力表及不同风量下的换热量修正。本文将通过厂家 A 数据验证全工况模型具有外推计算能力及较高的计算精度，通过厂家 B 数据来验证通过名义供热工况和供冷模型参数推导的供热模型与通过供热能力表得到的供热模型均适用于风机盘管供热工况的计算，有较高的计算精度。

由于产品样本数据量有限，我们无法得到样本工况外的数据，因此我们采用厂家 A 样本中的一部分工况数据拟合模型表达式中参数，利用拟合优度 R^2 评

价分步拟合的效果；采用该模型计算参与拟合工况的供冷全热量、显热量及供热量，并与样本值对比，检验公式拟合效果；再通过模型计算样本剩余工况的换热量并与样本值对比，检验模型外推计算效果，采用均方根变异系数 CV_{RMSE} 及平均相对误差$\overline{\delta}$来评估各型号模型的适用性及计算精度。厂家 B 侧重于检验供热模型的两种获取方式的适用型，因此采用名义供热工况和供热能力表分别得到供热模型，计算供热能力表工况供热量，并与样本对比，采用 CV_{RMSE} 及$\overline{\delta}$来衡量两个模型的计算精度。

$$CV_{RMSE}=\frac{\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{N}\left(Q_{i,model}-Q_{i,catalog}\right)^2}{N-1}}}{\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}Q_{i,catalog}}\times 100\% \tag{20}$$

$$\overline{\delta}=\frac{\sum_{i=1}^{N}\left(\left|\frac{Q_{i,model}-Q_{i,catalog}}{Q_{i,catalog}}\times 100\%\right|\right)}{N} \tag{21}$$

式中：$Q_{i,model}$ 为各个工况模型计算得到的换热量，kW；$Q_{i,catalog}$ 为各个工况样本的换热量，kW；N 工况个数。

3.2 检验案例 1：厂家 A 风盘样本、不含供热性能表

厂家 A 某系列共有 8 个型号，每个型号均有包含 90 组工况的供冷能力表，仅有一组名义供热工况（进风干球温度 21℃，进水温度 60℃）数据，缺乏供热数据表，提供风量比与换热量比修正曲线，能通过样本数据得到供冷模型，通过供冷模型参数及名义供热工况和修正数据得到供热模型。

3.2.1 厂家 A 样本数据

厂家 A 用于拟合与检验的进口参数如表 2、表 3，选取的实际风量与高档风量比值接近厂家提供的中、低档与高档风量的比值（各型号风量比值不完全一样，所取值为相近值）。

表 3 用于拟合与检验供热模型的样本工况数据

进口条件	供热全部工况	工况拟合	外推检验工况
	19 组	3 组	16 组
进风温度(℃)	21	21	未参与拟合的工况
进水温度(℃)	60	60	
水量(L/min)	1 组	1 组	
实际风量与高档风量比值	0.3-1.2（间隔 0.05）	0.5、0.75、1	

3.2.2 全工况模型参数的确定

（1）供冷工况 *KF* 式参数 A、B、p、m

根据 2.4，以 FP-85 型号为例，供冷湿工况的总传热系数为：

$$KF_{wet}=\left(\frac{1}{A\cdot G^{m}\cdot\eta^{p}}+\frac{1}{BW^{0.8}G^{0.8}}\right)^{-1} \tag{22}$$

采用表

表 2 中拟合工况数据（108 组），对析湿系数指数 p 和水量系数 B 进行拟合，计算得到 R^2=0.992，拟合效果见图 7。依据风量比与供冷量比修正曲线，得到 3 组风量对应的 36 组工况的冷量，拟合风量系数 A 指数 m，并取均值，计算得到 R^2=0.999，拟合效果见图。

表 2 用于拟合与检验供冷模型的样本工况

进口条件	供冷能力表全部工况	拟合工况	外推检验工况
	1710 组	108 组	1638 组
进风温度(℃)	24、25、26、27、28、30	25、26、27、28	未参与拟合的工况
进水温度(℃)	5、6、7、8、9	6、7、8	
水量(L/min)	3 组	3 组	
实际风量与高档风量比值	0.3～1.2（间隔 0.05）	0.5、0.75、1	

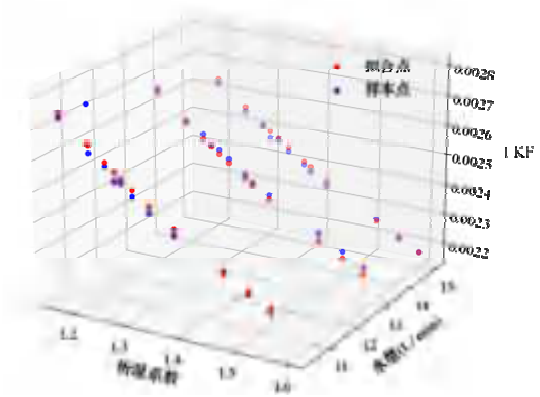


图 7 析湿系数指数 p、水量系数 B 拟合效果

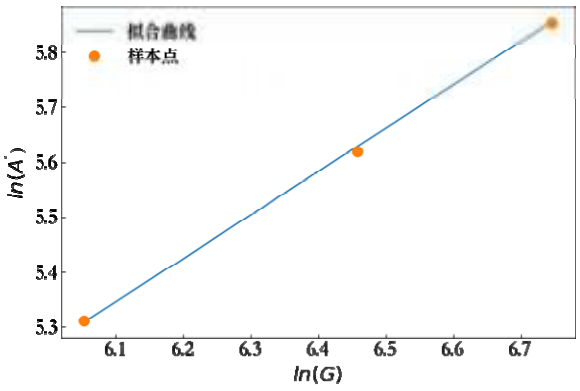


图 8 风量系数 A、指数 m 的拟合效果

可得到 FP-85 供冷湿工况的总传热系数为：

$$KF_{wet} = \left(\frac{1}{\quad} + \frac{1}{\quad}\right)^{-1} \quad (23)$$

干工况的总传热系数为：

$$KF_{dry} = \left(\frac{1}{\quad} + \frac{1}{\quad}\right)^{-1} \quad (24)$$

（2）供冷工况接触系数表达式参数 j、r

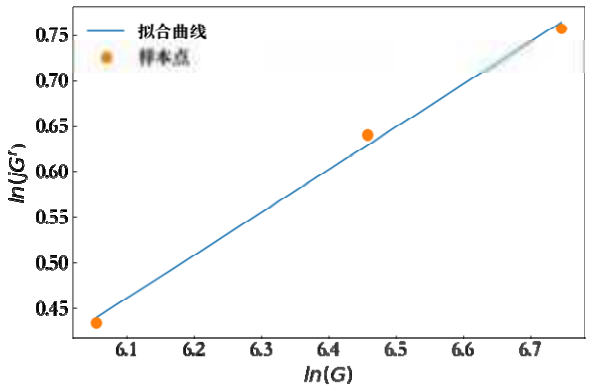


图 9 接触系数表达式 j、r 的拟合效果

（3）供热工况表达式参数 D, C, s

根据 2.4.2 中无供热能力表的参数获取步骤，可通过 FP-85 型号的供冷工况系数 B 得到供热工况下的系数 D。同时通过名义工况数据及风量-供热量修正，得到不同风量下的供热量，采用表 3 中拟合工况数据拟合，得到 3 组风量系数 C 与指数 s，并取其平均值，拟合效果图 10，计算 R2=0.999，FP-85 供热工况的总传热系数为（26）：

$$KF_{heat} = \left(\frac{1}{\quad} + \frac{1}{\quad}\right)^{-1} \quad (26)$$

3.2.3 公式拟合检验

采用上述步骤得到的模型，计算表 2、表 3 中拟合工况的换热量，并与样本值进行对比，将其绘制成散点图如图 11、图 12、图 13 所示，可见拟合误差较

计算每个风量下的 36 组工况的接触系数平均值，依据式（15）得到风量系数 j、指数 r，计算得到 R2=0.996，拟合效果如图，即得到该型号供冷模型。

$$\varepsilon_2 = 1 - exp(-0.09G^{0.469}) \quad (25)$$

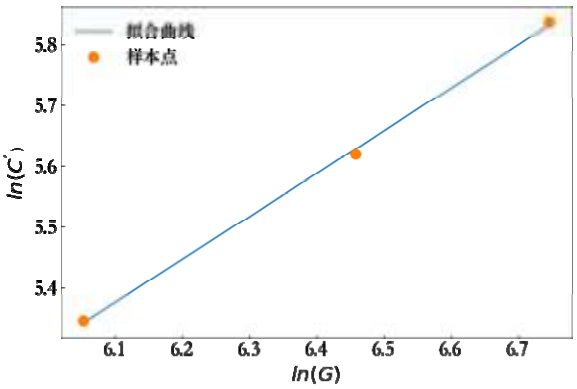


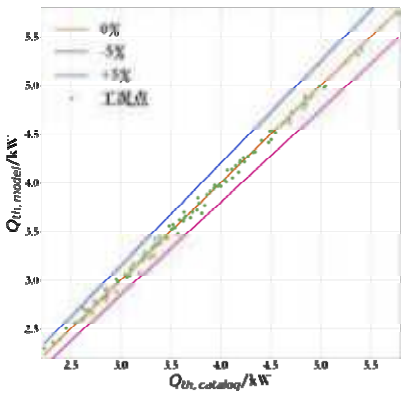
图 10 风量系数 C 及指数 s 的拟合效果

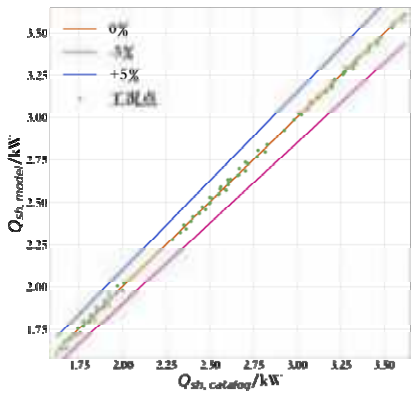
低，计算效果较好。

3.2.4 外推工况检验

采用 FP-85 型号换热模型计算表 2、表 3 外推检验工况的换热量，并与样本值进行对比，检验模型的外推适用性。将计算结果绘制成散点图，如图 14、图 15、图 16 所示，拟合误差普遍在±5%的误差限内，个别工况点接近±10%的误差限，可见外推计算效果较好。

采用表 2、表 3 中拟合工况数据，拟合厂家 A 全部型号的模型表达式参数，对表中外推检验工况的全热量、显热量、供热量进行计算，并与样本值比较，得到表 4，计算结果表明，模型计算精度较好，适用于风机盘管变工况计算。





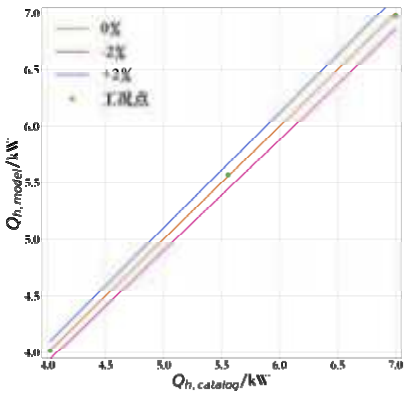
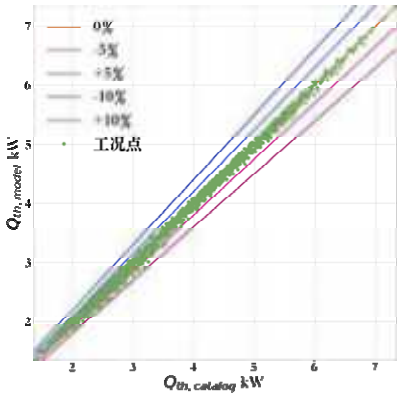
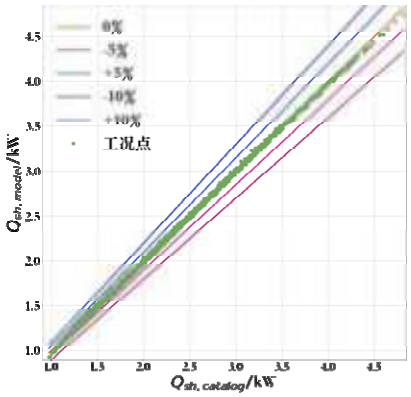


图 11 FP-85 模型拟合工况供冷全热量对比　图 12 FP-85 模型拟合工况供冷显热量对比　图 13 FP-85 模型拟合工况供热量对比





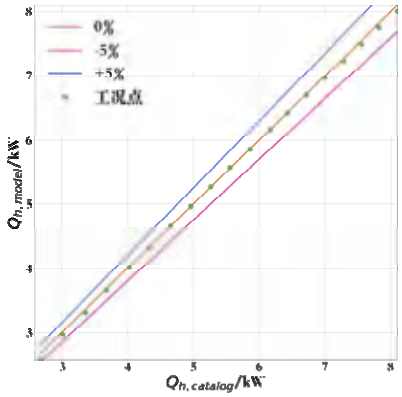


图 14 FP-85 模型外推工况供冷全热量对比　图 15 FP-85 模型外推工况供冷显热量对比　图 16 FP-85 模型外推工况供热量对比

表 4 厂家 A 模型外推工况计算检验效果

型号	供冷湿工况	接触系数	供热工况	CV_{RMSE} (%)			$\bar{\sigma}$(%)		
				全热	显热	供热	全热	显热	供热
34	$KF=\left(\frac{1}{0.578G^{0.5}}+\frac{1}{104.382W^{0.5}}\right)^{-1}$	$\varepsilon_2=1-\exp(-0.088G^{0.472})$	$KF=\left(\frac{1}{3.646G^{0.5}}+\frac{1}{529.916W^{0.5}}\right)^{-1}$	2.83	1.45	0.77	2.47	1.22	0.69
51	$KF=\left(\frac{1}{0.994G^{0.5}}+\frac{1}{317.152W^{0.5}}\right)^{-1}$	$\varepsilon_2=1-\exp(-0.093G^{0.472})$	$KF=\left(\frac{1}{3.064G^{0.5}}+\frac{1}{502.749W^{0.5}}\right)^{-1}$	2.73	1.60	0.71	2.25	1.37	0.64
68	$KF=\left(\frac{1}{0.936G^{0.5}}+\frac{1}{182.569W^{0.5}}\right)^{-1}$	$\varepsilon_2=1-\exp(-0.1G^{0.483})$	$KF=\left(\frac{1}{1.92G^{0.5}}+\frac{1}{389.627W^{0.5}}\right)^{-1}$	1.94	1.01	0.73	1.60	0.96	0.65
85	$KF=\left(\frac{1}{1.873G^{0.5}}+\frac{1}{771.771W^{0.5}}\right)^{-1}$	$\varepsilon_2=1-\exp(-0.09G^{0.469})$	$KF=\left(\frac{1}{2.895G^{0.5}}+\frac{1}{1223.357W^{0.5}}\right)^{-1}$	1.71	0.84	0.67	1.44	0.83	0.57
102	$KF=\left(\frac{1}{2.535G^{0.5}}+\frac{1}{599.913W^{0.5}}\right)^{-1}$	$\varepsilon_2=1-\exp(-0.063G^{0.535})$	$KF=\left(\frac{1}{4.594G^{0.5}}+\frac{1}{1584.857W^{0.5}}\right)^{-1}$	1.71	0.85	0.77	1.35	0.79	0.64
136	$KF=\left(\frac{1}{1.426G^{0.5}}+\frac{1}{361.582W^{0.5}}\right)^{-1}$	$\varepsilon_2=1-\exp(-0.034G^{0.62})$	$KF=\left(\frac{1}{3.616G^{0.5}}+\frac{1}{414.590W^{0.5}}\right)^{-1}$	1.67	0.97	0.72	1.39	0.91	0.61
170	$KF=\left(\frac{1}{3.742G^{0.5}}+\frac{1}{496.857W^{0.5}}\right)^{-1}$	$\varepsilon_2=1-\exp(-0.004G^{0.932})$	$KF=\left(\frac{1}{3.478G^{0.5}}+\frac{1}{789.688W^{0.5}}\right)^{-1}$	1.77	1.01	0.64	1.55	1.00	0.57
204	$KF=\left(\frac{1}{3.358G^{0.5}}+\frac{1}{496.536W^{0.5}}\right)^{-1}$	$\varepsilon_2=1-\exp(-0.035G^{0.666})$	$KF=\left(\frac{1}{4.034G^{0.5}}+\frac{1}{1579.519W^{0.5}}\right)^{-1}$	1.73	0.88	0.73	1.39	0.77	0.60

上述计算结果显示，采用部分工况拟合得到的模型表达式足以对样本全部工况的换热量进行较好的计算，在实际应用时无需对拟合用工况进行筛选，建议采用样本全部工况数据进行拟合即可。

3.3 检验案例 2：厂家 B 风盘样本、含供热性能表

厂家 B 某系列共有 9 个型号，每个型号有一组名义供热工况（干球温度 21℃，进水温度 60℃）数据，供冷能力表、供热能力表均有 80 组工况，提供中、低档风速下换热量与高档风速换热量的比值表格，能通过样本数据得到供冷、供热模型，也可通过供冷模型参数、名义供热工况和修正数据得到供热模型。

3.3.1 厂家 B 样本数据

厂家 B 用于拟合与检验的进口参数数据如表 5、表 6，在 3.2 中，我们证明了模型具有外推计算能力，因此对厂家 B，我们采用全部工况数据拟合模型中参数。

表 5 用于拟合与检验供冷模型的样本工况

进口条件	供冷能力表全部工况
	240 组
进风量(m3/h)	高、中、低三档
进风温度(℃)	24、25、26、27
进水温度(℃)	5、6、7、8、9
水量(L/min)	4 组 哪四组？给出具体的数

表 6 用于拟合与检验供热模型的样本工况

进口条件	名义供热工况	供热能力表全部工况
	3 组	240 组
进风量(m3/h)	高、中、低三档	高、中、低三档
进风温度(℃)	21	20、22
进水温度(℃)	60	40、45、50、55、60、65、70、75、80、85
水量(L/min)	1 组	4 组

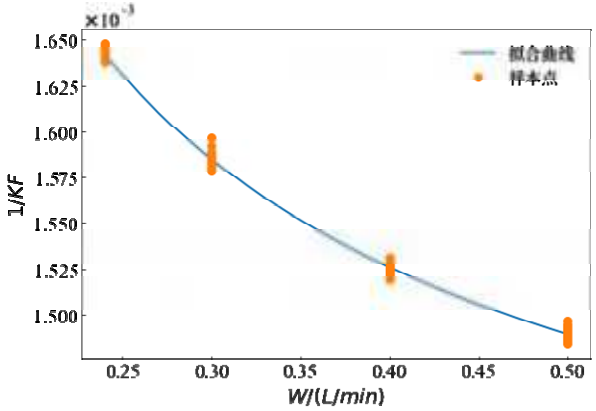


图 17 水量系数 D 的拟合效果

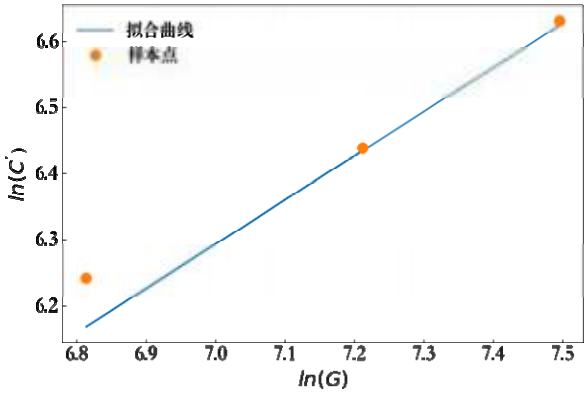


图 18 风量系数 C 及指数 s 的拟合效果

3.3.2 全工况模型参数的确定

通过 2.4 中介绍的参数获取方法得到模型表达式。以 SGCR-1000 为例，计算得到该型号供冷湿工况总传热系数表达式为：

$$KF_{wet} = \left(\frac{1}{7.518G^{0.668}} + \frac{1}{10643.535W^{0.868}}\right)^{-1} \quad (27)$$

$$KF_{dry} = \left(\frac{1}{7.518G^{0.668}} + \frac{1}{10643.535W^{0.868}}\right)^{-1} \quad (28)$$

$$\varepsilon_2 = 1 - exp(-3.22G^{0.011}) \quad (29)$$

根据名义工况下的供热量及式（27），可得供热工况 KF_{heat} 表达式为：

$$KF_{heat1} = \left(\frac{1}{5.033G^{0.668}} + \frac{1}{10643.535W^{0.868}}\right)^{-1} \quad (30)$$

厂家 B 有供热能力表，因此可根据该表直接拟合供热模型表达式中参数，采用表 6 中供热能力表全部工况数据，通过式（19）对水量系数 D 进行拟合，拟合效果如图 17，计算 R2=0.997。对 KF 式进行线性化，并利用该式对风量系数及指数进行拟合，拟合效果如图，计算 R2=0.926。

采用供热能力表拟合得到的供热工况总传热系数表达式为：

$$KF_{heat2} = \left(\frac{1}{5.033G^{0.668}} + \frac{1}{10643.535W^{0.868}}\right)^{-1} \quad (31)$$

供冷工况表达式及整体拟合效果

对厂家 B 全部型号的供冷工况表达式的拟合与检验结果见表 7。

3.3.4 供热工况表达式的对比检验

以 SGCR-1000 为例，采用两种方式得到的供热工况表达式（30）、（31）计算表供热能力表全部工况的供热量，分别绘制成散点图如图 19、图 2，两种供热工况表达式对样本工况供热量的计算结果均较好。

表 7 厂家 B 全型号供冷工况表达式及模型综合检验效果

型号	供冷湿工况	接触系数	$CVR(\%)$		$\overline{\delta}(\%)$	
			全热量	显热量	全热量	显热量
200	$KF=\left(\frac{1}{1.757G^{0.899}g^{0.624}}+\frac{1}{4259.467h^{0.868}}\right)^{-1}$	$\varepsilon_2=1-\exp(-0.551G^{0.301})$	2.56	1.17	2.07	1.02
300	$KF=\left(\frac{1}{1.539G^{0.858}g^{0.299}}+\frac{1}{5092.332h^{0.898}}\right)^{-1}$	$\varepsilon_2=1-\exp(-12.309G^{-0.166})$	2.52	1.70	2.08	1.52
400	$KF=\left(\frac{1}{2.868G^{0.755}g^{0.422}}+\frac{1}{6067.437h^{0.888}}\right)^{-1}$	$\varepsilon_2=1-\exp(-3.72G^{-0.05})$	2.49	2	2.12	1.83
500	$KF=\left(\frac{1}{1.99G^{0.806}g^{0.477}}+\frac{1}{7523.162h^{0.869}}\right)^{-1}$	$\varepsilon_2=1-\exp(-0.714G^{0.219})$	2.47	1.96	2.06	1.81
600	$KF=\left(\frac{1}{5.743G^{0.843}g^{0.491}}+\frac{1}{8900.154h^{0.891}}\right)^{-1}$	$\varepsilon_2=1-\exp(-41G^{-0.351})$	3.08	1.33	2.53	1.17
800	$KF=\left(\frac{1}{8.566G^{0.862}g^{0.334}}+\frac{1}{8783.417h^{0.868}}\right)^{-1}$	$\varepsilon_2=1-\exp(-25.52G^{-0.291})$	2.00	1.34	1.63	1.19
1000	$KF=\left(\frac{1}{7.513G^{0.852}g^{0.302}}+\frac{1}{7917.346h^{0.868}}\right)^{-1}$	$\varepsilon_2=1-\exp(-3.22G^{0.011})$	2.12	0.90	1.78	0.76
1200	$KF=\left(\frac{1}{13.846G^{0.873}g^{0.362}}+\frac{1}{6774.841h^{0.868}}\right)^{-1}$	$\varepsilon_2=1-\exp(-109.852G^{-0.468})$	3.06	2.92	2.66	2.67
1400	$KF=\left(\frac{1}{0.105G^{1.197}g^{0.248}}+\frac{1}{10019.934h^{0.868}}\right)^{-1}$	$\varepsilon_2=1-\exp(-0.001G^{1.014})$	2.26	2.03	1.80	1.86

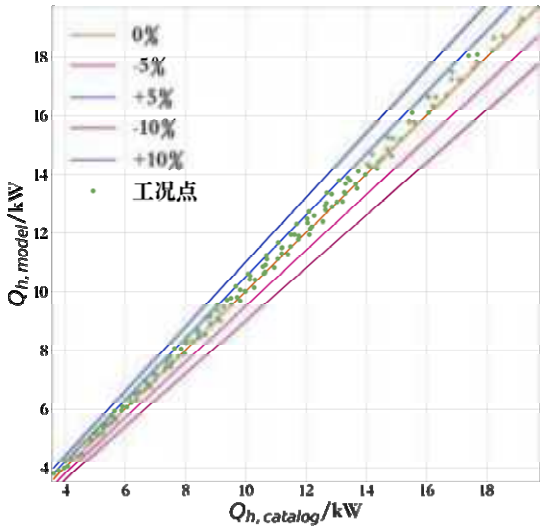


图 19 通过名义供热工况得到的 KFheat1 供热量对比

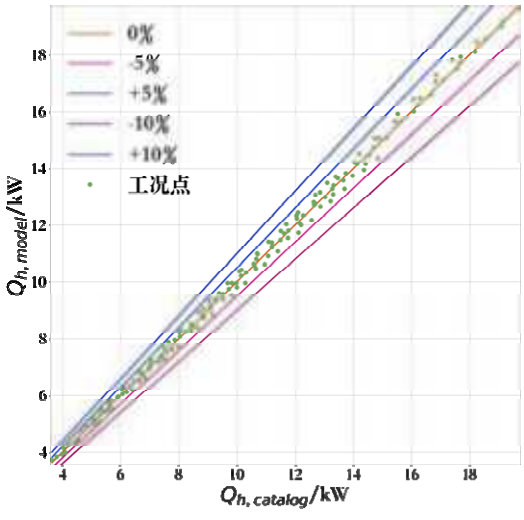


图 20 通过供热数据表得到的 KFheat2 供热量对比

依据 2.4.2 的两种情况获得供热模型的方法，通过计算程序对厂家 B 全部型号的供热模型表达式参数进行拟合，并采用式（20）、（21）检验模型可靠性，可得到表 8 数据，每个型号的两个表达式计算精度相近，且计算效果均较好，因此认为通过供冷模型参数推导供热模型参数的方法具有可行性。当样本有供热

能力表时，可采用任一方法得到供热模型，无供热能力表时，可以通过供冷模型及名义工况数据推导供热模型参数。

表 8 两种方式得到厂家 B 全型号供热工况表达式及模型计算效果

型号	通过名义供热工况获得供热模型	CV_{RMSE} (%)	δ (%)	通过供热能力表获得供热模型	CV_{RMSE} (%)	δ (%)
200	$KF=\left(\frac{1}{1.2994^{0.992}}+\frac{1}{875.1281^{0.992}}\right)^{-1}$	3.71	2.87	$KF=\left(\frac{1}{0.990^{0.918}}+\frac{1}{5455.4821^{0.918}}\right)^{-1}$	3.05	2.66
300	$KF=\left(\frac{1}{1.0270^{0.705}}+\frac{1}{807.1246^{0.705}}\right)^{-1}$	3.42	2.91	$KF=\left(\frac{1}{0.7510^{0.955}}+\frac{1}{6899.2240^{0.955}}\right)^{-1}$	2.84	2.52
400	$KF=\left(\frac{1}{1.0714^{0.837}}+\frac{1}{4410.0841^{0.837}}\right)^{-1}$	3.76	3.22	$KF=\left(\frac{1}{1.7810^{0.760}}+\frac{1}{5551.4875^{0.760}}\right)^{-1}$	2.63	2.18
500	$KF=\left(\frac{1}{0.9880^{0.859}}+\frac{1}{11904.2128^{0.859}}\right)^{-1}$	3.30	2.53	$KF=\left(\frac{1}{4.9465^{0.637}}+\frac{1}{5904.8612^{0.637}}\right)^{-1}$	2.35	1.99
600	$KF=\left(\frac{1}{9.1710^{0.733}}+\frac{1}{14106.7446^{0.733}}\right)^{-1}$	3.14	2.40	$KF=\left(\frac{1}{9.4830^{0.696}}+\frac{1}{12184.1839^{0.696}}\right)^{-1}$	2.18	1.81
800	$KF=\left(\frac{1}{7.0883^{0.651}}+\frac{1}{15842.4884^{0.651}}\right)^{-1}$	2.91	2.43	$KF=\left(\frac{1}{4.0202^{0.596}}+\frac{1}{12037.2377^{0.596}}\right)^{-1}$	2.15	1.84
1000	$KF=\left(\frac{1}{2.4440^{0.588}}+\frac{1}{17548.9935^{0.588}}\right)^{-1}$	2.62	2.18	$KF=\left(\frac{1}{1.6900^{0.540}}+\frac{1}{13864.6210^{0.540}}\right)^{-1}$	1.89	1.62
1200	$KF=\left(\frac{1}{13.6260^{0.637}}+\frac{1}{15908.1210^{0.637}}\right)^{-1}$	2.44	1.95	$KF=\left(\frac{1}{6.4795^{0.581}}+\frac{1}{15212.2784^{0.581}}\right)^{-1}$	1.72	1.46
1400	$KF=\left(\frac{1}{0.2980^{1.181}}+\frac{1}{15761.5195^{0.869}}\right)^{-1}$	2.63	2.20	$KF=\left(\frac{1}{0.6982^{1.029}}+\frac{1}{17067.3814^{0.869}}\right)^{-1}$	1.91	1.56

4 结论

本文分析了现有风机盘管全工况仿真模方法的不足，结合厂家产品样本性能数据与表冷器经典模型，建立了适用于风机盘管全工况模拟的换热计算模型，并通过已有的厂家样本数据进行了应用和检验，效果良好。该计算模型物理意义明确、准确度高，可用于风机盘管系统全年能耗模拟（已知入口参数求出口参数），同时参数可直接从风盘产品样本获取，便于模拟应用。未来将对更多的厂家样本数据进行应用和检验，建立相应的风盘设备参数库，供建筑能耗模拟软件使用。

参考文献

[1] 王晋生.水冷式表冷器传热研究(4):表冷器总传热系数的一个新实验公式[J].暖通空调,2001(04):94-95.

[2] Yao-Wen Wang,Wen-Jian Cai,Yeng-Chai Soh,et al.A simplified modeling of cooling coils for control and optimization of HVAC systems[J].Energy Conversion & Management,2004,45(18/19):2915-2930.

[3] 俞梅琴.计算空冷器(水冷)传热系数 K 值的一个新的实验公式[J].建筑技术通讯(暖通空调),1985(05):26-27.

[4] 马树连.风机盘管机组冷、热量综合表达式与应用[J].建筑技术通讯(暖通空调),1988(03):9-15+29.

[5] 马树连,赵旭东,曹天宏．变水量对风机盘管全热、显热、潜热冷量的影响[J]．暖通空调,1994(02):16-18

[6] 章熙民.传热学[M].第六版.北京:中国建筑工业出版社，2014(07):156

[7] 陆耀庆.实用供热空调设计手册[M]. 中国建筑工业出版社, 1993

[8] 张建林,邓小龙.水冷式表冷器热工计算新方法[J].建筑热能通风空调,2015,34(02):62-64.

[9] 任秀宏,郑立国.空调表冷器热工性能测试的实现及分析[J].实验室研究与探索,2012,31(07):45-48.

[10] 连之伟.热质交换原理与设备[M].第三版.北京:中国建筑工业出版社，2011(06):176

[11] 格力电子商务有公司. 格力 ZF 系列风机盘管机组样本[EB/OL]. (2019-08-20) [2020-9-7] https://wenku.baidu.com/view/0dec50bd7f21af45b307e87101f69e314232fad0.html

[12] 上海新晃空调设备股份有限公司. 新晃风机盘管电子样册[EB/OL]. (2015-06-13) [2020-9-7] https://wenku.baidu.com/view/f4f98a03ec3a87c24128c47e.html

某超高层建筑半开敞式屋顶阳光房室内热环境模拟研究

李　亮，李晓锋

（清华大学，北京　100084）

［摘　要］本文以海南省海口市某超高层建筑屋顶半开敞阳光房为研究对象，采用 STAR-CCM+数值模拟软件，根据建筑的实际情况，分别建立两种送风方式+三种百叶窗开启方式的三维数值模型，模拟了房间在全年空调负荷最大时刻的室内温度分布情况，从满足室内人员热舒适性角度，提出了房间合的理百叶窗开启模式和送风方式。

［关键词］阳光房；气流组织；热环境；数值模拟

0 引言

近年来，随着我国超高层建筑的日益发展，在建筑顶层设置休闲娱乐等活动空间的建筑屡见不鲜。这些活动空间通常属于高大空间，且会采用大面积的玻璃幕墙和玻璃屋顶，从而形成阳光房，由于阳光房的围护结构传热量大、太阳辐射强，造成室内热负荷大，利用空调控制室内热环境的难度较大[1]，如果再设置长期开启的大面积百叶窗，那么室内会成为半开敞空间，热环境的控制难度会更大。因此，需要研究半开敞式阳光房的室内温度的均匀性进行研究，保证室内的热环境能够满足人员热舒适性要求。高大空间空调系统气流组织设计目前尚无非常成熟的理论和实验结论，需借助气流数值分析和模型实验，从而发现最优的气流组织方案[2]。如今，采用数值模拟方法对高大空间气流组织进行研究案例很多[3-7]，但缺少对半开敞式大空间阳光房气流组织的数值模拟案例。本文以海南省海口市某超高层建筑屋顶半开敞式阳光房为研究对象，拟采用 STAR-CCM+软件对不同送风方式和不同百叶窗开启形式下房间的室内温度进行模拟，分析不同工况下工作区的温度分布情况，提出合理的百叶窗开启模式和送风方式。

1 数值计算方法及建模

1.1 模拟方法介绍

以我国海南省海口市某超高层建筑屋顶半开敞阳光房为研究对象，根据房间的实际几何尺寸建立一维和三维物理数学模型，采用 STAR-CCM+软件。CFD 模拟计算用连续方程、动量方程、能量方程描述室内空气的流动状态，湍流模型采用 K-E 两方程模型，应用 SIMPLE 算法求解，模拟采用稳态算法，并经过网格无关性验证，确保模拟结果的精度。

1.2 车站模型及边界条件

本建筑围护结构以玻璃幕墙为主，其中玻璃幕墙的传热系数为 1.5W/(m^2 · K)，遮阳系数为 0.33，其他非透明幕墙的传热系数为 0.9W/(m^2 · K)。

建筑两侧设置有大面积的开启百叶窗，从下向上四层百叶窗面积分别为 29 ㎡、64 ㎡、21 ㎡和 18 ㎡，根据夏季建筑室外风环境模拟结果，建筑两侧百叶窗的压差约为 2Pa。建筑的 CFD 模型图详见图 1，模型中绿色区域为百叶窗。

建筑室内空调送回风为侧送风、地面回风的形式，夏季室内设计温度为 25℃，设计送风温度为 17℃，送风口尺寸为 0.8m×0.6m，回风口尺寸为 2.0m×0.5m。

表 1 模拟工况设置

工况	送风方案	送风温度/℃	送风口数量	送风口风量/m³/h
百叶全部开启	方案 1	17	12	4000
	方案 2	17	8	6000
百叶部分开启 1	方案 1	17	12	4000
	方案 2	17	8	6000
百叶部分开启 2	方案 1	17	12	4000
	方案 2	17	8	6000
增大送风量	方案 3	17	12	5000

1.3 工况设置

空调送风有 3 方案，方案 1 和方案 3 风口之间的间距为 4.5m，方案 2 风口之间的间距为 7.5m，根据百叶窗开启方式及送风方案的不同组合，设置以下 4 种模拟工况。

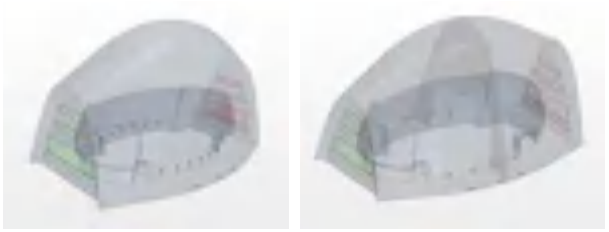
2 模拟计算结果及分析

2.1 百叶全部开启

百叶窗全部开启时，休闲区气流组织明显受到下层百叶窗渗风的影响，靠近百叶窗进风区域的温度高，接近室外温度，造成休闲区温度分布不均，不能满足设计要求。方案 1 休闲区人行高度平均温度为 28.8℃，方案 2 休闲区人行高度平均温度为 29.0℃，休闲区温度分布方案 1 优于方案 2。



a.建筑模型图　　b.建筑网格图



c.送风方案 1&方案 3　　d.送风方案 2

图 1 建筑 CFD 模型

2.2 百叶部分开启 1

最下层百叶窗关闭，较前方案有一定的改善，从百叶窗进入的室外空气受到会所的阻挡，从会所两侧绕流时仍与下部空间有明显的掺混，因此空调效果不佳。但可以推测出，若进风位置更加靠上则进风受到会所影响更小，下方休闲区相对更加独立，空调效果应有所改善。

方案 1 休闲区人行高度平均温度为 28.5℃，方案 2 休闲区人行高度平均温度为 28.9℃，休闲区温度分布方案 1 优于方案 2。

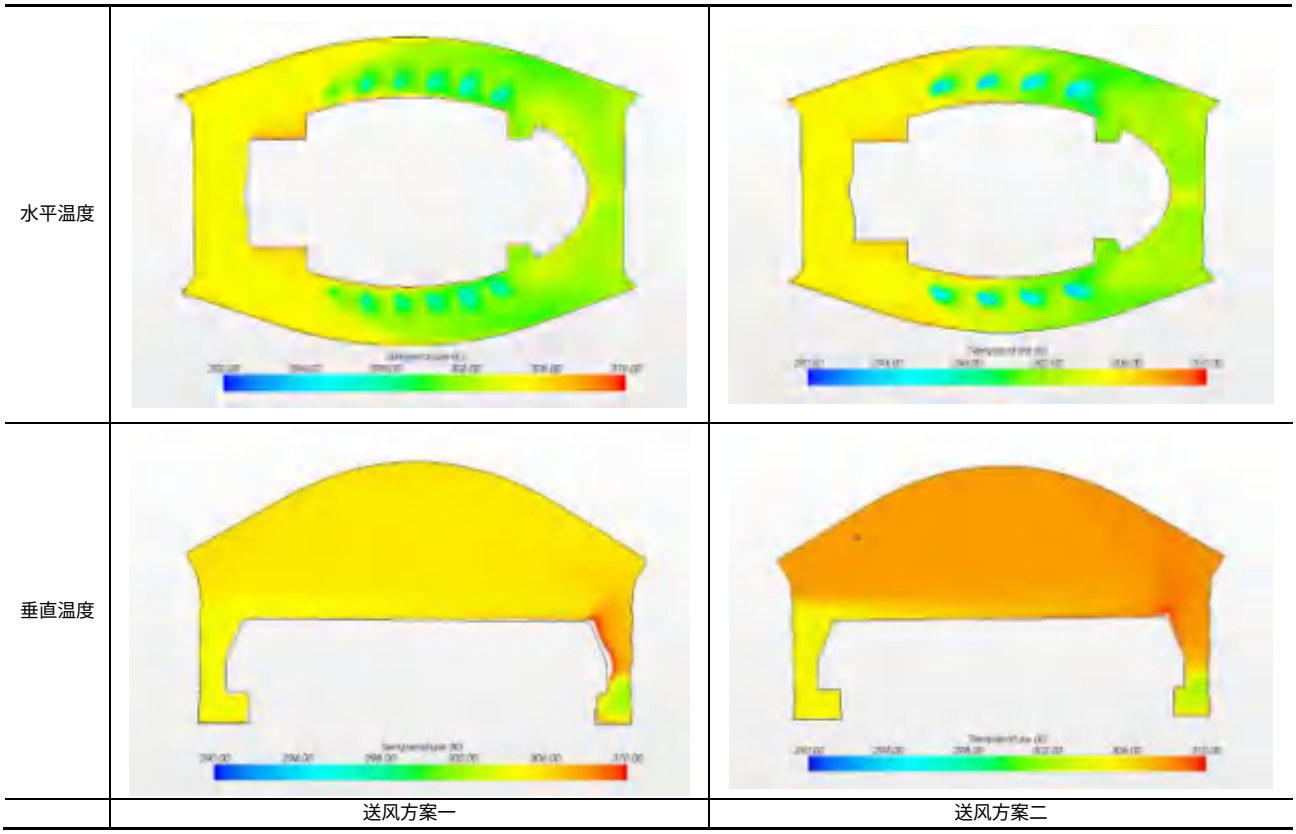


图 2 百叶全部开启时室内温度部分情况

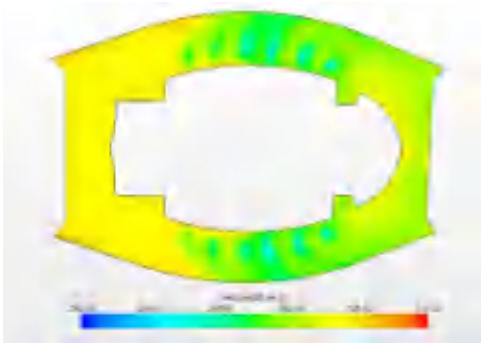
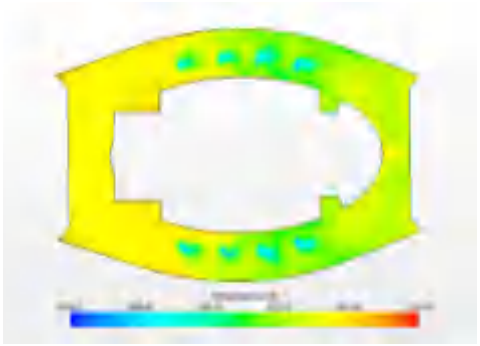
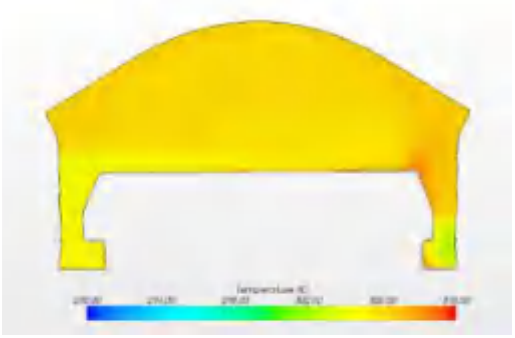
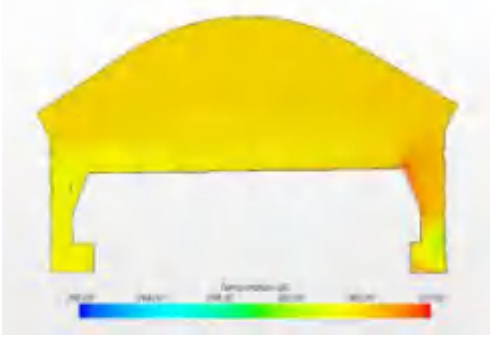
水平温度		
垂直温度		
	送风方案一	送风方案二

图 3 百叶全部开启时室内温度部分情况

2.3 百叶部分开启 2

根据前面的模拟结果及分析，提供改进方案，即下面两层百叶窗关闭，方案 1 休闲区人行高度平均温度为 27.1℃，方案 2 休闲区人行高度平均温度为 27.8℃，休闲区温度分布方案 1 优于方案 2。

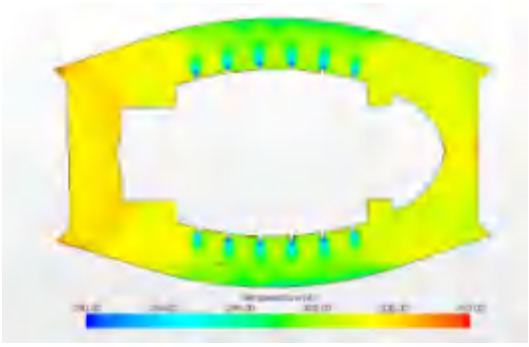
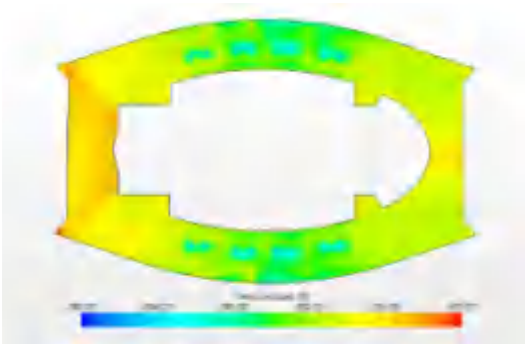
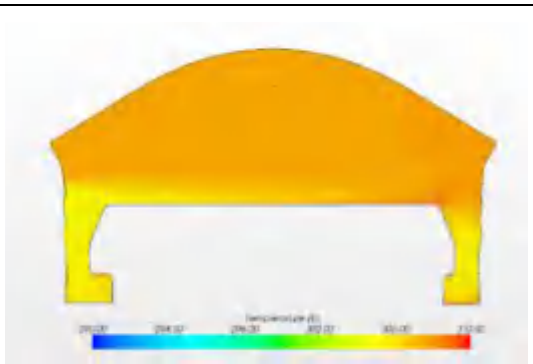
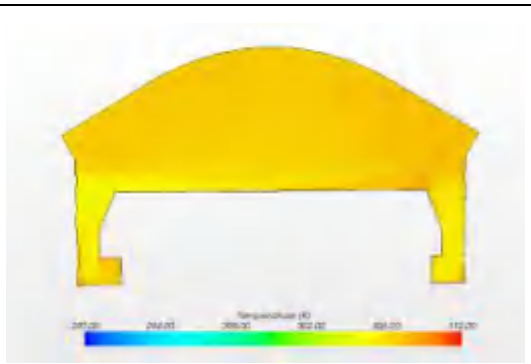
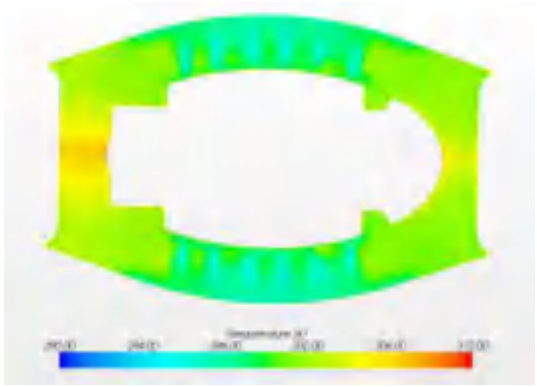
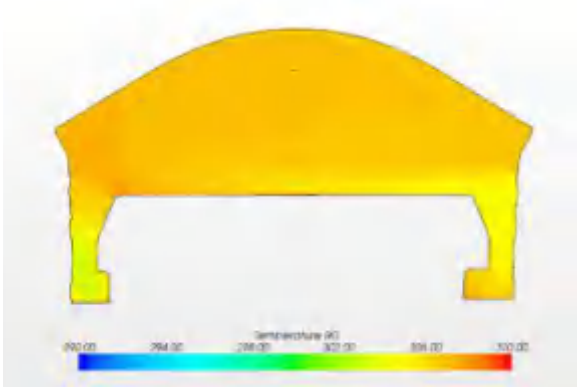
水平温度		
垂直温度		
	送风方案一	送风方案二

图 4 百叶全部开启时室内温度部分情况



水平温度



垂直温度

图 5 百叶全部开启时室内温度部分情况

2.4 增大送风量

根据前面的模拟结果可知：空调送风方案 1 优于方案 2，建议采用送风方案 1；关闭下面两层百叶方式优于全部开启和关闭最下面一层百叶方式，建议下面两层百叶窗完全关闭或者设置为可开启百叶窗。然而，上述 3 种百叶设置方式在空调原方案 1 和 2 时，休闲区人行区域的平均温度均会达到 27℃以上，因此提出改进方案：下面两层百叶窗关闭，空调送风方式为方案 1，总送风量由 48000m³/h 增大为 60000m³/h。

根据模拟结果可以看出，此时休闲区人行高度处平均温度为 25.6℃，可以充分保证休闲区的舒适性。

3 结语

本文通过 CFD 软件模拟的方法分别对不同送风方式和不同百叶窗开启形式下房间的室内温度进行模拟，经模拟计算得到以下结论：(1) 在相同送风量工况下，送风口间距小的工况室内热环境更均匀，送风口的间距不宜太大；(2) 由于距离地面越近的百叶窗位置对人行区域的气流组织影响越大，百叶窗应尽量设置在上部区域；(3) 原空调设计送风量不能保证室内人行区域的温度满足要求，可通过增大送风量满足要求。因此，可以利用 CFD 模拟软件，对不同百叶窗开启形式及送风口位置、数量、风量等参数时的室内温度场进行模拟，优化室内气流组织，对空调系统的设计和改进具有重要作用。

参考文献

[1] 庄碧瑶，陈振乾. 基于 CFD 数值模拟的温室展厅室内热湿环境研究［J］. 建筑热能通风空调，2020，39（12）:10-14.

[2] 张莉. 大空间分层空调流场的数值模拟与研究［D］. 北京:华北电力大学，2009.

[3] 常远，刘泽勤. 车站高大空间空调系统气流组织与热舒适性分析［J］. 建筑节能，2014，42(7):5-7.

[4] 陈露，郝学军，任毅. 高大空间建筑不同送风形式气流组织研究［J］. 北京建筑工程学院学报，2010，26(4):25-28.

[5] 马晓钧，曹越，赵彬等. 体育馆比赛大厅非等温工况气流组织实测研究［J］.暖通空调，2002，32（5）:5-8.

[6] 黄艳山，邓伟雄，廖坚卫等. 广州白云机场主航站楼空调气流组织模拟研究［J］. 流体机械，2011，39（11）:74-76.

[7] 熊伟成，李英军，张永东等. 大空间会议厅空调气流组织的数值模拟与实测研究［J］. 流体机械，2017，45(9):66-70.

住宅建筑分布式光伏电池系统模拟研究

杨子艺，胡　姗，燕　达

（清华大学，北京　100084）

［摘　要］在我国力争实现 2060 年前碳中和目标的背景下，大比例可再生电力将给建筑用能方式带来变革，由于光伏发电与太阳辐射等气象参数密切相关，其有间歇性和不可控性，与需求侧负荷存在时间上的不平衡，会进一步拉大电力系统峰谷差。针对以上可再生能源的消纳和减小电力系统峰谷差的问题，通过引入蓄电池可以有效解决电力供需之间的不平衡并且通过蓄能实现削峰填谷的作用。本研究建立了一个包括分布式光伏和蓄电池的住宅建筑电力系统的模拟平台。实现以全年为模拟周期，以分钟为时间步长的系统运行效果模拟。模型包括对需求侧家庭用电功率模拟，对供给侧光伏发电功率和电网取电功率的策略设计模拟，以及对蓄电池充放电策略与容量选择进行模拟分析。本模型对建筑电力系统供需关系不平衡的问题提出解决方法，可作为建筑柔性用电和需求侧响应策略分析的实用工具，具有实用和推广价值。

［关键词］住宅建筑；分布式光伏；蓄电池

0 引言

在我国力争实现 2060 年前碳中和目标的背景下，能源革命的路径是在以煤炭为主的能源结构的基础上直接大力发展可再生能源，以实现对传统化石能源的替代[1][2]。分布式光伏组件成本的迅速下降和政府的大力支持推动了建筑分布式光伏系统容量的快速增加[3]。我国城乡建筑面积超过 600 亿平方米，其中可接受太阳光的屋顶和立面总面积超过 100 亿平方米。若充分使用建筑可用的表面安装光伏板，每年可发电约 2 万亿 kWh，占到我国全年总发电量的 28%[4]。

然而，由于光伏发电与太阳辐射等气象参数密切相关，具有间歇性和不可控性，无法像常规火力发电一样通过调控来精准匹配用电需求。所以可再生能源利用的主要矛盾是可再生能源发电与建筑用电曲线不匹配造成的消纳问题。城市住宅建筑普遍层数较高，每户分摊到的屋顶面积较小，光伏的发电量只能满足一定比例的建筑用电需求，所以仍需与外电网连接，在光伏发电供不应求时从外电网取电。然而住宅建筑用电高峰通常出现在早上和傍晚，与光伏发电的高峰错位，导致净用电负荷呈现出典型的“ 鸭子曲线 ”[5]，并且在阴天光伏发电量骤降时建筑完全依赖外电网供电，这些因素无疑加大了电网的峰谷差，对外电网造成很大的冲击。因此，在建筑配电系统中加入蓄电池可以平抑不确定的光伏发电和用电负荷产生的波动，削峰填谷，提高建筑电力系统对电网的友好性[6][7][8]。

现有很多研究对安装有分布式光伏和蓄电池的建筑电力系统进行模拟。A.Nottrott.等人[6]对建筑光伏电池系统进行建模，以最小化峰值净负荷为目标，利用光伏发电功率输出和对用电负载的功率预测来确定电池充放电功率的最佳调度策略。Yu Ru[7]等人研究了以最大程度减少电池投资，同时最大程度减少从电网购买的用电量为目标的光伏系统电池尺寸的确定问题。一些研究对住宅建筑光伏发电系统的经济性进行分析。J. Munzberg.[9]等人通过调查和模拟住宅和非住宅建筑中的供电系统，分析在可变电价的情况下光伏电池系统的经济可行性。研究表明光伏电池系统的成本很大程度上取决于储能系统的成本和政策因素。

本研究针对“ 光伏+蓄电+住宅建筑电力系统 ”，建立模拟模型，制定合理的光伏发电、电网取电以及蓄电池充放电策略，以实现住宅建筑对可再生能源的充分消纳和电网取电的削峰填谷。

1 技术路线

本研究以一户住宅家庭为研究对象，建立一套以分钟为时间步长的“ 住宅建筑+光伏+蓄电池 ”电力系统模拟模型。按照电力系统的构成，模型包括四个模块：住宅建筑用电模拟模块、分布式光伏发电模块、城市电网取电模块和蓄电池充放电模块。技术路线如图 1 所示。模型以 Matlab 软件为平台进行构建。

2 模型构建

2.1 住宅建筑用电模拟模块

住宅建筑用电模拟模块旨在模拟随机的住宅家

庭全年的用电曲线。为了模拟各种电器的随机使用现象，模型需要反映用户与电器互动关系的随机性。人员在室是电器开启和关闭动作的先决条件，故采用基于人员位移的自下而上的用电模拟模型，将住宅建筑用电模拟模块拆解为两个子模块——人员位移模拟模块与电器用电模拟模块。

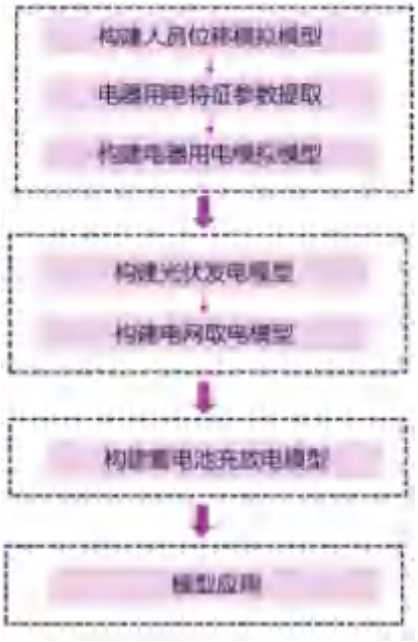


图 1 技术路线

2.1.1 人员位移模拟模块

为体现不同家庭人员行为模式的差异性和随机性，采用基于马尔科夫链与事件的室内人员移动模型完成对人员位移的模拟[10]。依据每个典型事件的人员活动的特点，为各个事件编写马尔科夫转移矩阵。通过输入人员的初始位置以及各个时刻的马尔科夫转移矩阵，便可以计算得到该成员的马尔科夫链，即位置序列。

人员位移模拟模块的输入参数为以下三类：

（1）房间类型：包括卧室、客厅、餐厅、厨房、卫生间和室外共 6 种房间类型。

（2）人员数量与职业：包括上班族、上学族和居家老人 3 类职业。

（3）典型日类型：工作日、周末和节假日三类典型日。

以上述方法，分别对上班族、上学族和居家老人三类职业在工作日、周末和节假日三类典型日的活动事件参数进行设定，最终得到 9 套典型事件参数，以完成对不同人员结构家庭的人员位移模拟。人员位移模拟模块的输出为每个家庭成员逐分钟的房间位置以及每个房间逐分钟的人员数量。

2.1.2 电器用电模拟模块

在人位移模拟结果的基础上，依据家用电器的使用模式，采用基于特征参数的概率模型与基于环境参数的物理模型来实现对各种家电设备全年用电功率模拟。空调、冰箱和电热水器的使用不仅与人行为有关，还受环境温度的影响，所以对于这 3 种电器，采用基于环境参数的物理模型进行模拟。其他电器的使用只与人行为有关，故采用基于特征参数的概率模型进行模拟，首先对家电实测用电数据进行特征参数的提取，将用电功率归纳为数学模型。进一步将只与人行为有关的电器按照“固定/随机运行时长”和“需要/不需要关闭动作”两个维度再分为四类（如表 1），对于每一类采用相同的模拟方法和逻辑。

下面以电视为例介绍基于特征参数的概率模型模拟方法。已有研究通过统计数据对电视机使用行为参数进行提取，认为单位时间开启次数、开启时刻和开启时长这三个参数互相独立，以分离随机变量的方法得到三个参数的分布特征[11]。假设电视机每天次数服从泊松分布或者伽马分布，开启次数对应的开启时长服从对数正态分布，本研究中采用的具体参数取值见表 2。图 2 展示了输入参数下电视开启次数和时长的概率分布。电视开启后视为恒定功率运行，运行功率作为电视用电模块的输入特征参数。

表 1 家用电器用电模拟方法

基于特征参数的概率模型		只有开动作	开/关动作
	固定运行时长	洗衣机、电饭锅、电热水壶	
	随机运行时长	微波炉、烤箱	电视、电脑、照明、抽油烟机、吸尘器
基于环境参数的物理模型		空调、冰箱、电热水器	

表 2 电视用电模拟模块参数取值

开启次数		1	2	3	4	5
开启次数概率分布		0.15	0.35	0.35	0.09	0.06
开启时长对数正态分布参数	μ	4	3.6	3.55	3.45	3
	σ	0.63	0.53	0.43	0.35	0.32

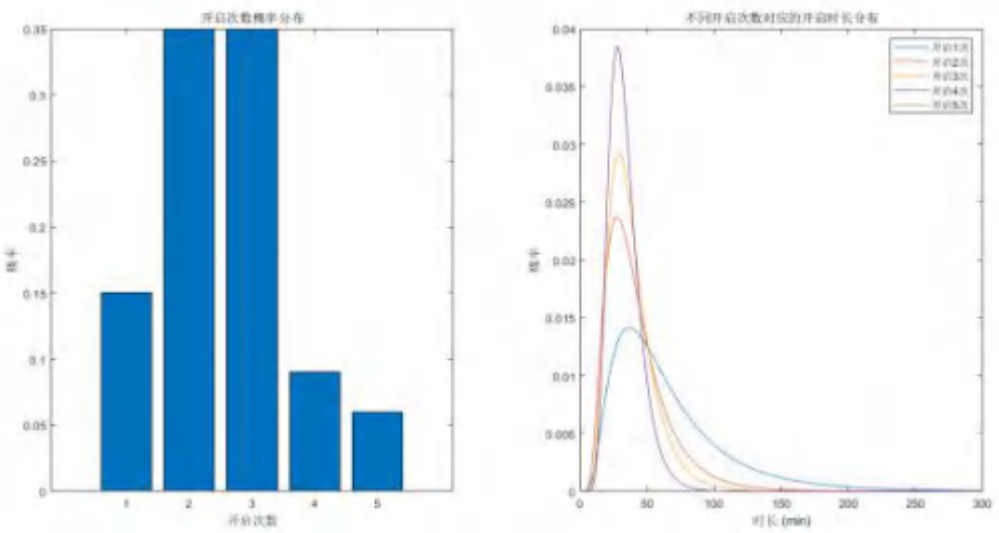


图 2 电视开启次数概率分布和运行时长概率分布

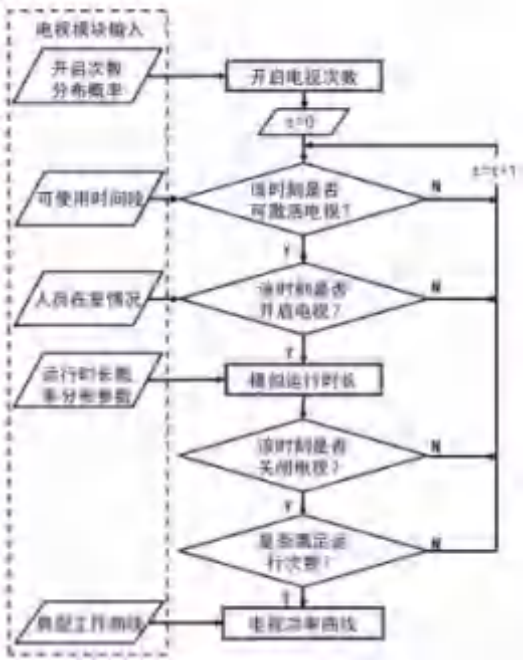


图 3 电视用电模拟逻辑框图

电视机用电的模拟逻辑如图 3 所示，电视机的使用行为不存在季节性差异，所以以天为单位进行模拟。首先输入电视机开启次数的概率分布，通过与 0 到 1 之间的随机数比较确定该日电视的开启次数。随后输入初始时刻 t=0，判断该时刻是否属于电视机可使用时间段之内，若不在可使用时间段内则进行下一个时间步长的模拟；若在可使用的时间段内，则继续判断该时刻是否开启电视。电视的开启要以人员在客厅为先决条件，所以输入该时刻客厅的在室人数，人数不为零电视才具备开启的可能性，与生成的随机数比较判断该时刻是否开启电视。若判断结果为不开启电视则进入下一个时间不长，若判断开启电视则继续导入电视的运行时长分布，通过生成的随机数确定电视开启时长。最后判断今日电视开启次数是否已经达到目标开启次数，达到目标次数则退出循环，输出该日逐分钟的电视功率，否则进行下一个时间步长的模拟。

电器用电模块的输入参数为以下三类：

（1）每个时间步长各房间在室人数。

（2）电器运行功率特征参数：包括额定功率、峰值功率以及运行周期等参数[12]。

（3）电器使用行为特征参数：包括每天使用次数、运行时长分布等参数。

通过改变电器运行功率特征参数和电器使用行为特征参数，以相同方法完成对以上 13 类电器的模拟。电器用电模拟模块的输出是各种电器全年逐分钟的用电功率曲线。

2.2 分布式光伏发电模块

光伏发电的计算公式如下：

$$P_{pv}(t) = \eta \times S \times Rad(t) \times [1 - 0.005 \times (T(t) - 25)]\#$$

其中，$P_{pv}(t)$为 t 时刻的光伏发电功率（W）；η为光电转化效率；S 为光伏板面积（㎡）；$Rad(t)$为 t 时刻的太阳辐射强度（W/㎡）；$T(t)$为 t 时刻的室外温度（℃）。

由于城镇地区建筑屋顶空间资源稀缺，光伏板安装空间是主要矛盾，为了使单位安装空间的发电量最大，光伏板选取水平放置的安装方式。本研究以北京地区为例，采用 DeST 中导出的典型年温度和水平面

太阳辐射数据进行分析。分布式光伏发电模块的输出为全年逐分钟光伏发电功率曲线。

2.3 城市电网取电模块

为保证建筑电力系统供需总量上的平衡，建筑全年从外电网的取电量应等于全年建筑总的净用电量，表示为：

$$\int_0^T P_{pv}(t)\,dt = \int_0^T P_{grid}(t)\,dt$$

$$P_{net}(t) = P_{load}(t) - P_{pv}(t)$$

其中，$P_{load}(t)$为 t 时刻的住宅建筑净用电负荷（W）；$P_{grid}(t)$为 t 时刻的电网取电功率（W）；$P_{load}(t)$为 t 时刻的住宅建筑用电负荷（W）；$P_{pv}(t)$为 t 时刻的屋顶光伏发电功率（W）。

外电网的诉求是希望用户可以近恒功率取电，即减少大幅度的高频波动以削减尖峰功率，考虑到蓄电池可以承担日内和几天内的负荷波动调节，故为保证从外电网近恒功率取电，减小取电峰谷波动，采用滑动平均的方法将电网取电功率曲线滤波得到外电网取电目标曲线。

2.4 蓄电池充放电模块

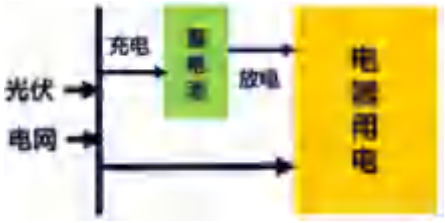


图 4 能量流动关系

图 4 展示本研究中建筑电力系统中能量流动关系。

蓄电池依据净用电量与目标电网取电量决定充电或放电，逐分钟流供给的电功率等于消耗或储存的电功率。根据蓄电池充放电原则，给出其充放电策略：

$$P_{set} = P_{load} - P_{pv}$$

$$P_{batt} = P_{set} - P_{grid}$$

式中，P_{batt}为电池侧充放电功率，正号为放，负号为充。当净用电功率大于电网取电功率时，蓄电池放电；当净用电功率小于电网取电功率时，蓄电池充电。

随后，确定蓄电池容量。首先假设蓄电池容量无限大，按照充放电策略对蓄电池内电量累积值的变化进行分析。电池内电量的计算公式为：

$$E_{batt}(t) = \int_0^t P_{batt}\,dt$$

E_{batt}为电池内每个时刻的剩余电量。在得到蓄电池内电量逐分钟的变化曲线后，蓄电池所需的容量为电量变化曲线中相邻波峰波谷之差的最大值，表征蓄电池连续充（放）电一次电池所需的最大吞（吐）能力[13]。如图 5 所示。

蓄电池容量的计算式为：

$$CAP_{batt} = max\{|E_{batt,peak,i} - E_{batt,trough,i-1}|, |E_{batt,peak,i} - E_{batt,trough,i-1}|\}$$

式中$E_{batt,peak,i}$ 表示电池电量曲线中第 i 个波峰，$E_{batt,trough,i}$代表第 i 个波谷。

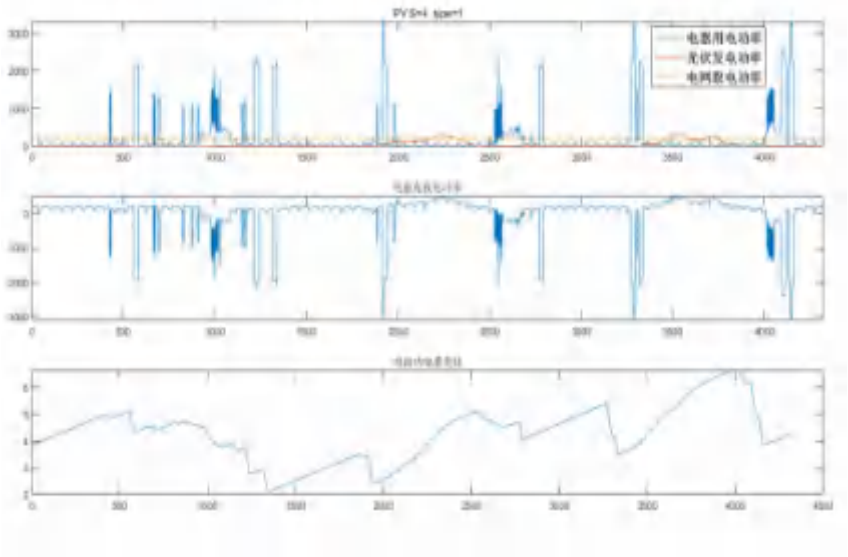


图 5 电池充放电功率与电量变化

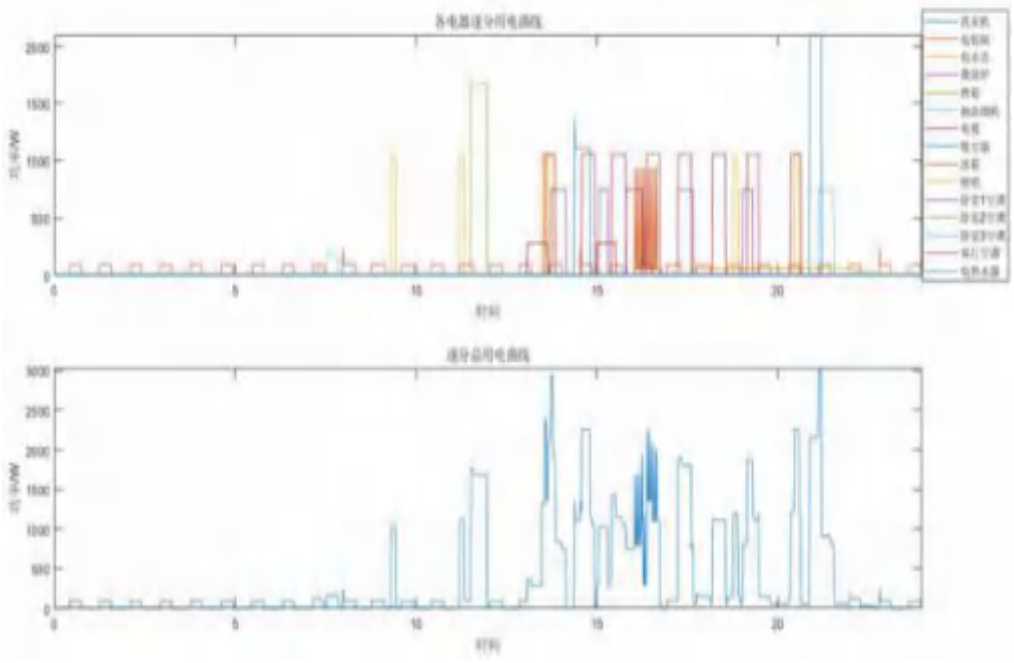


图 6 典型日各电器功率曲线

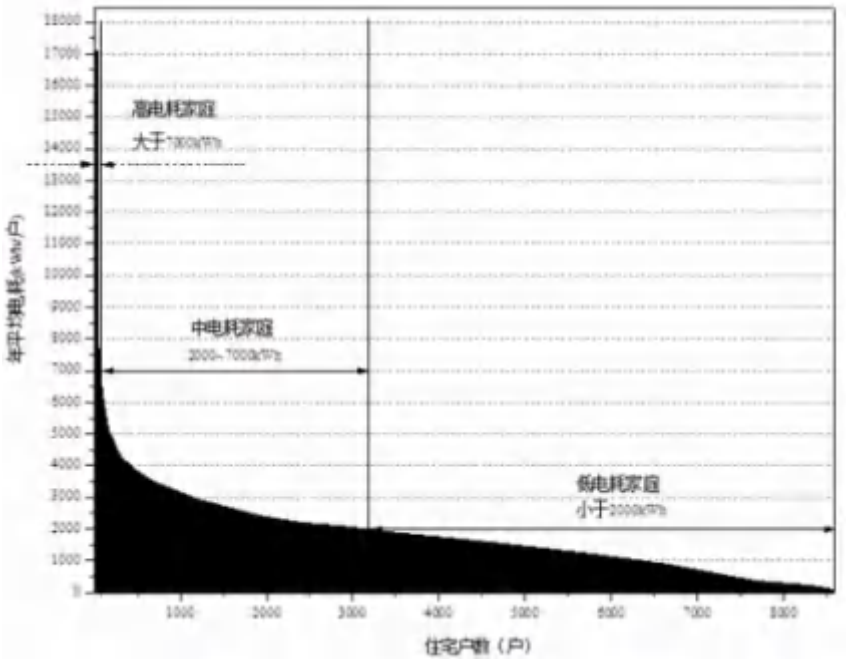


图 7 北京家庭年电耗实测统计数据[14]

3 案例分析

以两个上班族+一个上学族的家庭为例进行模拟，图 6 展示了一个夏季周末典型日各个用电设备的功率曲线，图下方为全天家庭总用电功率曲线，其反映了各种电器由于同时使用造成的功率叠加现象，从图中可见在晚上 9∶00 出现用电尖峰功率 3000W，是由于空调与电热水器同时运行引起的。

对该家庭全年用电情况进行统计，全年总电耗为 2044kWh，将其与图 7 北京市 8571 户家庭全年耗电量实测数据进行对比可知，模型对于年电耗的模拟结果处在合理范围内。图 8 为全年逐日的用电量，其中空调和电热水器的用电表现出明显的季节性差异，空调电耗为 480kWh，电热水器电耗为 559kWh。

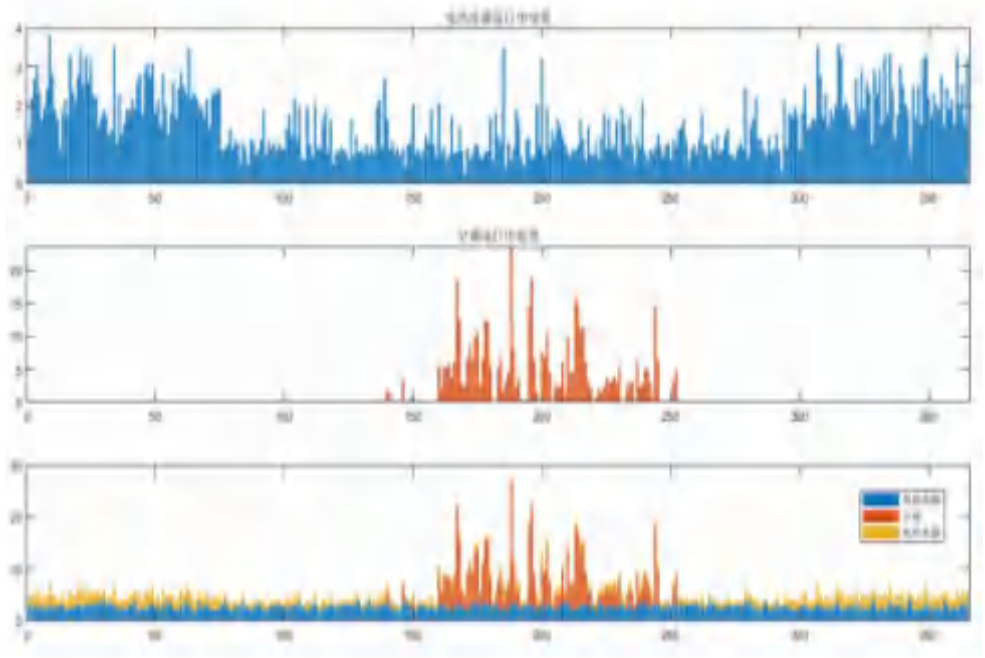


图 8 家庭日电耗模拟结果

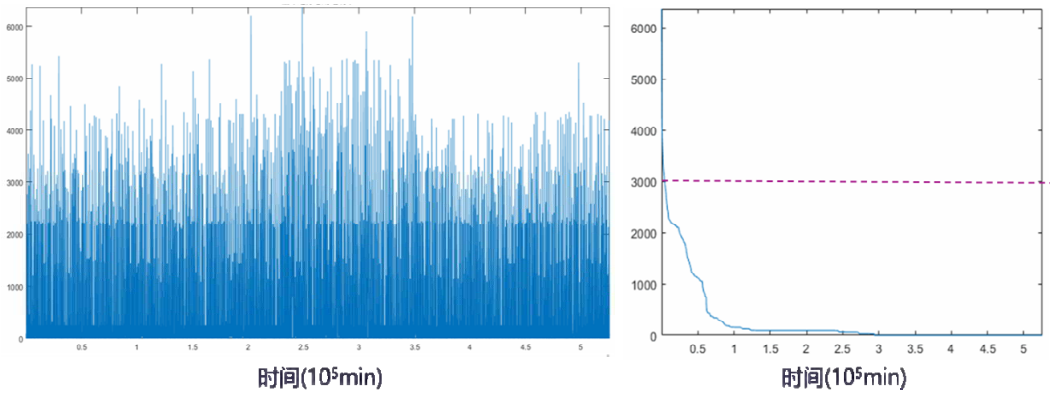


图 9 全年逐分钟用电功率

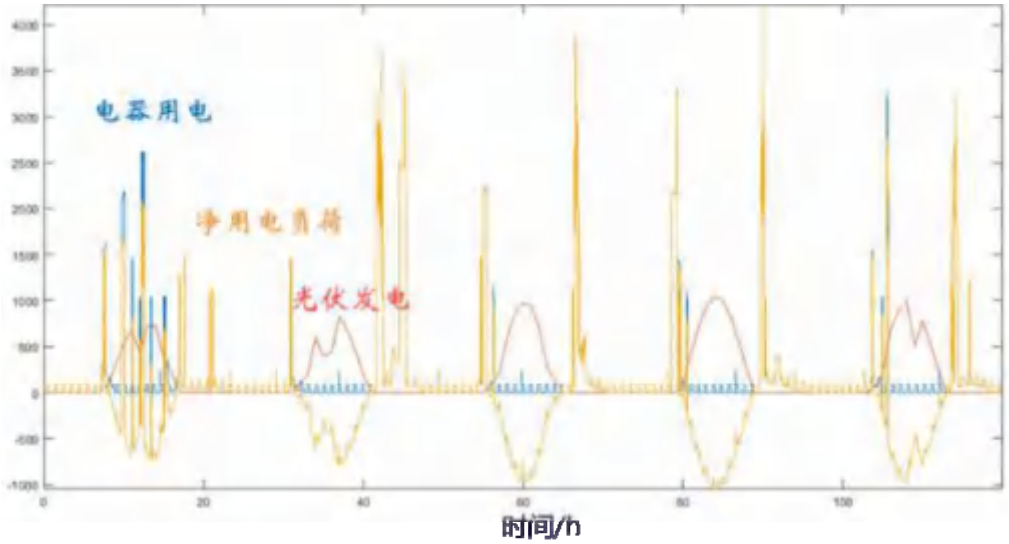


图 10 光伏发电与电器用电功率曲线

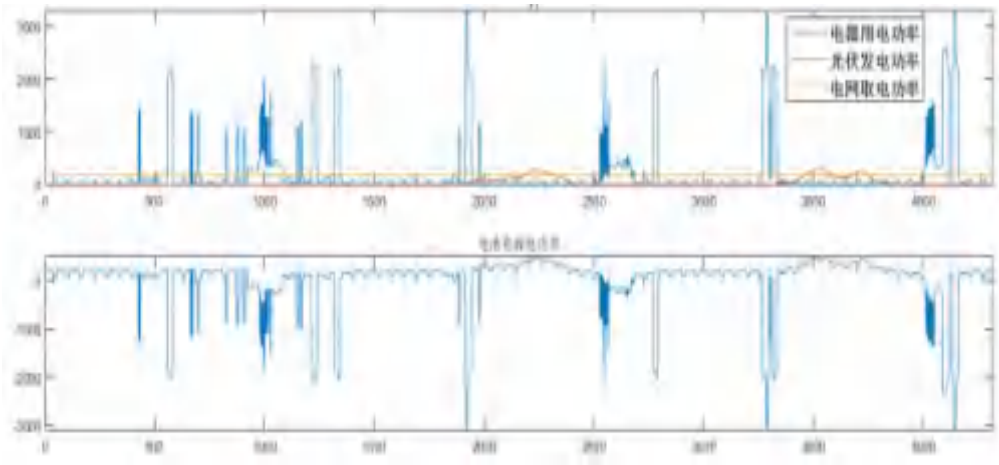


图 11 蓄电池充放电模拟结果

对全年用电功率模拟结果进行统计，图 9 展示全年逐分钟的用电功率和功率分布。全年最大瞬态功率可达 6357W，尖峰功率的出现也主要集中在夏季，而瞬态尖峰功率的出现时间比列极小，出现 3000W 以上的时间仅占全年的 0.74%。

图 10 展示了以光伏板面积为 5 ㎡为例计算得到的日外电网取电量。从图中可以看出，由于家庭成员白天不在室使用电器，用电功率的出现主要集中于早上 8：00 和晚上 6：00-10：00，这正好与光伏的发电曲线形成错位，使得白天的净用电量为负。若不采取任何措施，家庭用电负荷对于光伏的消纳能力很低。

图 11 展示了按照此充放电策略系统的模拟结果，图中显示由于光伏发电功率于电网取电功率均维持在较小值，而用电负载会出现瞬态的大功率需求，所以蓄电池的充电功率往往较小，而放电功率较大。

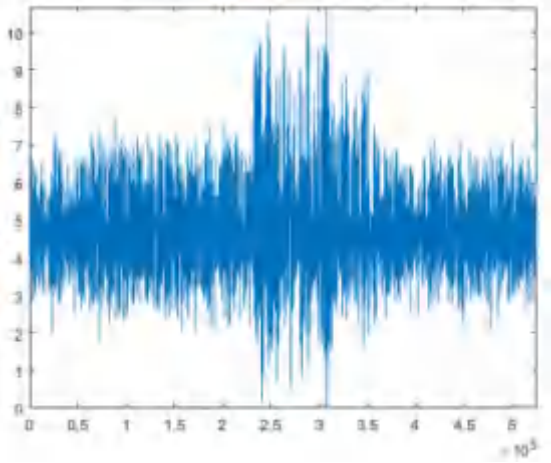


图 12 电池内电量变化

图 12 为模拟得到的蓄电池内电量变化，蓄电池所需容量为 10.46kWh。可以看到，电池容量主要受夏季的需求波动决定，这导致电池在夏季以外的季节利用率很低。经计算，电池的年满容量充放利用小时数为 147 小时。

以上结果说明，对于一户住宅家庭，通过安装分布式光伏与蓄电池来实现对可再生能源的消纳并削减电网峰谷差，满足一天内电力供需调节所需的蓄电池容量约为 10kWh。若要进一步平抑电网取电峰谷差，就需要增大蓄电池容量，而现阶段蓄电池高昂的成本限制了其容量的增长，故电网取电目标是蓄电池容量优化中的一个决策变量。

4 结论

本研究建立住宅建筑分布式光伏+蓄电池+充电桩的电力系统的模拟模型。采用基于马尔科夫链和事件的方法对人员位移进行模拟，采用基于特征参数的概率模型与基于环境参数的物理模型来实现对各种家电设备全年用电功率模拟，得到一户家庭全年逐分钟的用电曲线。随后基于家庭用电、光伏发电、电网取电和蓄电池充放电功率的模拟，提出通过蓄电解决供需平衡并减小电网取电峰谷差的方法，对蓄电池充放电策略与容量进行模拟分析。

本研究的局限性在于，目前仅利用蓄电池进行分布式光伏发电与需求电力的平衡调节，各电器用电仍为刚性需求。基于本模型，未来可对以下方面进一步深入研究：(1) 未来建筑自身可以通过需求侧响应参与供需关系的调节，本模型采用自下而上的方法对各电器进行用电模拟，在后续研究中将考虑对电器模拟模块编入响应控制策略，来分析需求侧响应在建筑参与供需平衡调节中的作用。(2) 本模型可大量随机生成住宅家庭用电曲线，可用于分析多户家庭用电曲线叠加后的负荷特性，并对一个住宅建筑安装分布式光伏及蓄电池后其电力系统供需平衡进行研究。

参考文献

[1]张运洲,张宁,代红才,张丝钰,吴潇雨,薛美美.中国电力系统低碳发展分析模型构建与转型路径比较[J].中国电力,2021,54(03):1-11.

[2]中国新时代用能方式变革研究报告[R].清华大学建筑节能研究中心,交通运输部科学研究院.2019:1.

[3]US Department of Energy, National Renewable Energy Laboratory and Lawrence Berkeley National Laboratory. NREL/PR-6A20-64898, 2015 Edition.〈https://www.nrel.gov/docs/fy15osti/64898.pdf〉 [accessed 29 August 2017]; 2015.

[4]江亿. 柔性直流用电：建筑用能的未来[N]. 中国科学报,2020-03-04(003).

[5]California independent system operator. What the duck curve tells us about managing a green grid; 2016,<https://www.caiso.com/Documents/FlexibleResourcesHelpRenewables_FastFacts.pdf>. [accessed 2018.05.31].

[6]A. Nottrott, J. Kleissl, B. Washom. Energy dispatch schedule optimization and cost benefit analysis for grid-connected, photovoltaic-battery storage systems Renew. Energy, 55 (2013), pp. 230-240.

[7]Yu. Ru, J. Kleissl, S. Martínez Storage size determination for grid-connected photovoltaic systems IEEE Trans Sustain. Energy, 4 (1) (2013), pp. 68-81.

[8]Y. Riffonneau, S. Bacha, F. Barruel, S. Ploix Optimal power flow management for grid connected PV systems with batteries IEEE Trans Sustain. Energy, 2 (3) (2011), pp. 309-320.

[9]Munzberg, J., S. Baum and I. Stadler. “Economic evaluation, optimization and comparison of photovoltaic-battery-grid power supply system in single- and multi-family buildings with increasing share of renewable energy.” 2016 International Energy and Sustainability Conference (IESC) (2016): 1-11.

[10]Wang, C., Yan, D. & Jiang, Y. A novel approach for building occupancy simulation. Build. Simul. 4, 149–167 (2011). https://doi.org/10.1007/s12273-011-0044-5

[11]晋远. 基于统计方法的家用电器行为模型构建[D].清华大学,2017.

[12]任晓欣,胡姗,燕达,彭琛.基于实测的家用电器用电模型研究[J].建筑科学,2012,28(S2):223-231.

[13]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].

[14]建筑电气,2017,36(04):12-17.中国建筑节能年度发展研究报告 2017[R].

LET THE BUILDING BREATHE FREELY / 让建筑自由呼吸

McQuay International

McQuay MAGNETIC BEARING CENTRIFUGAL CHILLER

磁来运转 WXE

磁悬浮无油变频离心式冷水机组

磁悬浮，McQuay从推出到推陈出新

通过美国AHRI认证
采用先进磁轴承技术
稀土永磁同步电机
磁轴承端振保护和过热度保护
内螺纹外翅片高效换热管
突然断电保护
自动在线清洗（选装）



麦克维尔中国网站：www.mcquay.com.cn
全国统一服务热线：95105363

截止至2016年，麦克维尔螺杆空调全球销量突破5000台。
其中100台机组稳定运行10年以上。

PKPM建筑节能与绿色建筑系列软件

国产自主研发、应用广泛的建筑性能模拟分析软件

官方认证

节能软件为上海、天津、重庆、成都等地主管部门官方认定的计算工具

跨平台

支持AutoCAD、 BIMBASE、Revit、中望CAD、浩辰CAD等

五重鉴定

住建部、国家建筑工程技术研究中心、国检中心、清华大学 、全国优秀节能环保产品认证通过

模块全面

包含民用和工业建筑、绿色建筑风、光、声、热、能耗、空气质量等模拟，以及绿色运维系统

奖项

华夏奖一等奖产品，达到国际先进水平



中国建筑科学研究院有限公司 | 北京构力科技有限公司

北京市朝阳区北三环东路30号　中国建筑科学研究院C座17层　100013

联系电话 010-64518235 | 技术咨询 400-8000-500 | 传真 010-84276106

邮箱 pub@pkpm.cn | 官网 www.pkpm.cn

扫码试用